

Bir Plastik Fabrikasının Soğutma Yükünün Hesaplanması Ve Soğutma Sisteminin  
Enerji Tüketimi Optimizasyonu

Dürser Çağatay Bölükbaşı

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2009

Cooling Load Calculation And Energy Consumption Optimization of Cooling System  
For A Plastic Production Plant

Dürser Çağatay Bölükbaşı

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

December 2009

Bir Plastik Fabrikasının Soğutma Yükünün Hesaplanması Ve Soğutma Sisteminin Enerji  
Tüketimi Optimizasyonu

Dürser Çağatay Bölükbaşı

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Doç. Dr. Haydar Aras

Aralık 2009

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Dürser Çağatay Bölükbaşı' nın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Bir Plastik Fabrikasının Soğutma Yükünün Hesaplanması Ve Soğutma Sisteminin Enerji Tüketimi Optimizasyonu” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Doç. Dr. Haydar ARAS

**İkinci Danışman** : -----

### **Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Doç. Dr. Haydar ARAS

**Üye** : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. İrfan ÜREYEN

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin ANKARA

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Necati MAHİR

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Bu çalışma kapsamında plastik fabrikalarında kullanılan ekipmanların soğutma ihtiyacı hesaplamalarının yapılması ve bu soğutma ihtiyacını karşılayacak soğutma sistemlerinin incelenerek optimum enerji tüketiminin elde edilmesi üzerinde çalışılmıştır.

Çalışmada plastik fabrikalarında bulunan enjeksiyon kalıplarının, enjeksiyon makinelerinin ve ekstruderlerin soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılan chiller üniteleri, soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili soğutma sistemleri enerji tüketimi ve çalışma prensibi açısından analiz edilmiştir. Ayrıca, plastik fabrikalarında soğutulması gereken ekipmanların soğutma yükü, ekipmanlar için gerekli olan soğutma suyu sıcaklığı ve debi hesabı yapılarak sonuçlar yorumlanmıştır.

Soğutma yükü hesaplamaları ve soğutma sistemleri konusunda elde edilen bilgiler ve bulunan bağıntılar, Eskişehir ilinde bulunan bir plastik fabrikası için uygulanmıştır. Bu plastik fabrikasında bulunan enjeksiyon kalıplarının, enjeksiyon hidrolik yağ soğutma sisteminin ve ekstruderlerin soğutma ihtiyacı, optimal soğutma suyu sıcaklıkları ve debileri Eskişehir ili iklim özellikleri de göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır.

Söz konusu plastik fabrikasında mevcut durumda kullanılan soğutma sistemi tasarımı ve kullanılan ekipmanlar detaylı şekilde incelenmiş, kullanılan soğutma sisteminin harcadığı yıllık enerji tüketimi hesaplanmıştır. Sonrasında mevcut soğutma sisteminin enerji tüketimi konusundaki iyileştirme olanakları tespit edilerek, mevcut sisteme alternatif iki adet yeni soğutma sistemi tasarlanarak, önerilen yeni soğutma sistemlerinin getirdiği enerji tüketim ve maliyet avantajları analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plastik enjeksiyon, ekstruder, soğutma sistemleri, chiller, soğutma kulesi, ısı değiştiriciler, enjeksiyon kalıpları

## SUMMARY

Cooling load calculation for a plastic production plant and research of cooling systems with optimum energy consumption that used for cooling of plastic production equipments have been studied at this work.

First of all, cooling systems used for cooling injection molds, injection machines and extruders such as chiller units, cooling towers and heat exchangers have been analyzed in terms of energy consumption and working principle. Then cooling load of plastic production equipments, optimum cooling water temperature and cooling water flow have been calculated and interpreted.

Obtained information and equations about cooling load calculations and industrial cooling systems have been adapted for a plastic factory being in Eskişehir and still active. Cooling load of injection molds, injection hydraulic oil cooling systems and extruders being at this plastic factory, optimal cooling water temperature and cooling water flow have been calculated according to climate conditions of Eskişehir.

Design of cooling system and cooling equipments that is used in this plastic factory in the current situation have been examined in detail and energy consumption of current cooling systems have been determined. And then, improvement opportunities for energy consumption of current cooling system have been detected and two new cooling system have been designed for this factory. Finally, energy consumption of two new alternative systems have been compared to current cooling system of this plastic factory and cost advantages of new systems have been calculated.

**Keywords:** Plastic injection, extruder, cooling systems, chiller, cooling tower, heat exchangers, injection molds

## TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamda ve almış olduğum yüksek lisans derslerimde paylaştığı değerli bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemeyen danışmanım Sayın Doç. Dr. Haydar Aras' a, sanayi-üniversite işbirliği çerçevesinde bilgi ve yardımlarıyla yapmış olduğum bu çalışmayı destekleyen Arçelik Buzdolabı İşletmesi yöneticilerine ve çalışanlarına, zorlu geçen çalışma sürecimde verdiği destek ile yanımda olan eşim Gülşen Bölükbaşı' na ve aileme en içten duygularıyla teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>v</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xiv</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. PLASTİK MALZEMELER VE ÜRETİM TEKNİKLERİ</b> .....	<b>3</b>
2.1 Plastik Malzeme Türleri .....	3
2.2 Plastik Üretim Tekniklerine Genel Bakış .....	4
2.2.1 Enjeksiyon yöntemi ile plastik parça üretimi .....	5
2.2.2 Ekstruzyon yöntemi ile plastik parça üretimi .....	9
<b>3. PLASTİK ÜRETİM TESİSLERİNDE KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ</b> .....	<b>12</b>
3.1 Chiller Soğutma Sistemleri .....	12
3.1.1 Buhar sıkıştırmalı chiller üniteleri .....	13
3.1.2 Soğurmalı chiller üniteleri .....	15
3.1.3 Chiller üniteleri için enerji tüketimi .....	16
3.2 Soğutma Kuleleri .....	18
3.2.1 Açık devre su soğutma kulesi .....	22
3.2.2 Kapalı devre su soğutma kulesi .....	25
3.2.3 Soğutma Kulelerinde Enerji Tüketimi .....	26



## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.3 Isı Değiştiricili Soğutma Uygulamaları .....	26
3.3.1 Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları .....	30
3.3.2 Islak/kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları .....	31
3.3.3 Isı değiştiricili soğutma sistemlerinde enerji tüketimi .....	35
<b>4. PLASTİK ÜRETİM EKİPMANLARININ SOĞUTMA İHTİYAÇI HESABI</b>	
.....	<b>38</b>
4.1 Enjeksiyon Kalıplarında Soğutma İhtiyacı .....	38
4.1.1 Enjeksiyon kalıplarında soğutma ihtiyacı hesaplaması .....	40
4.1.2 Enjeksiyon kalıplarında sıcak yolluk soğutma ihtiyacı .....	41
4.1.3 Enjeksiyon kalıplarında soğutma suyu sıcaklığı .....	45
4.2 Enjeksiyon Makineleri Hidrolik Ünitesi Soğutma İhtiyacı Hesaplaması .....	48
4.2.1 Enjeksiyon makinelerinde hidrolik ünite soğutma suyu sıcaklığı seçimi .....	51
4.3 Ekstruder Makinelerinde Soğutma İhtiyacı Hesaplaması.....	55
4.3.1 Ekstruder makinelerinde kullanılacak soğutma suyu sıcaklığı .....	60
<b>5. PLASTİK ÜRETİM EKİPMANLARININ SOĞUTMA İHTİYAÇI</b>	
<b>HESABI .....</b>	<b>62</b>
5.1 EBİ Plastik Fabrikasında Soğutma İhtiyacı Olan Ekipmanlar .....	62
5.2 EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Kalıpları Soğutma İhtiyacı.....	63
5.3. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Makineleri Hidrolik Yağ Soğutma İhtiyacı .....	67
5.3.1 EBİ plastik fabrikası enjeksiyon makineleri hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılacak su sıcaklığının belirlenmesi .....	68
5.4 EBİ Plastik Fabrikası Ekstruder Makineleri Soğutma İhtiyacı.....	73

## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
5.5 EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon ve Ekstruder Proseslerinde Kullanılacak Soğutma Suyu Sıcaklığının Belirlenmesi .....	78
<b>6. EBİ PLASTİK FABRİKASINDA KULLANILAN MEVCUT SOĞUTMA SİSTEMİ .....</b>	<b>81</b>
6.1 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Kuleleri ve Teknik Özellikleri.....	82
6.2 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Chiller Üniteleri ve Teknik Özellikleri.....	83
6.3 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Sistemi Kullanım Sistematığı.....	86
6.3.1 EBİ plastik fabrikasında kullanılan yaz mevsimi soğutma sistemi kullanımı .....	86
6.3.2 EBİ plastik fabrikasında kullanılan kış mevsimi soğutma sistemi kullanımı.....	87
6.4 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Sistemi Enerji Tüketim Değerleri.....	88
<b>7. EBİ PLASTİK FABRİKASI SOĞUTMA SİSTEMİ ENERJİ TÜKETİM OPTİMİZASYONU .....</b>	<b>89</b>
7.1 Mevcut Soğutma Sisteminin Değerlendirilmesi .....	89
7.2 Bir Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı .....	90
7.3 İki Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı .....	92
7.3.1 İki nolu alternatif soğutma sistemi için ısı değiştirici tasarımı .....	92
7.4 Plastik Üretim Tesislerinde Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği .....	105
7.4.1 Chiller üniteleri için enerji tüketiminin azaltılması için dikkat edilecek hususlar.....	106

**İÇİNDEKİLER (devam)**

	<b><u>Sayfa</u></b>
7.4.2 Soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili sistemler için enerji tüketiminin azaltılması için dikkat edilecek hususlar .....	107
<b>8. SONUÇLAR .....</b>	<b>109</b>
<b>9. KAYNAKLAR DİZİNİ .....</b>	<b>113</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Plastiklerin sınıflandırılmaları .....	4
2.2 Enjeksiyon prosesi çevrim süresi dağılımı .....	5
2.3 Enjeksiyon prosesi çevrim safhaları.....	6
2.4 Enjeksiyon pres ekipmanları .....	7
2.5 Enjeksiyon kalıp gösterimi .....	9
2.6 Levha ekstruderi.....	9
2.7 Profil ekstruderi .....	10
3.1 Chiller ünitesi çalışma prensibi .....	14
3.2 Soğurmalı chiller ünitesi enerji tüketim grafiği .....	15
3.3 Soğutma kulesi .....	19
3.4 Soğutma kulesi entalpi-sıcaklık grafiği .....	21
3.5 Açık devre su soğutma kulesi .....	23
3.6 Soğutma kulesi su konsantrasyon değerleri .....	24
3.7 Soğutma kulesi fan gücü seçim grafiği .....	25
3.8 Kapalı devre su soğutma kulesi .....	26
3.9 Isı değiştiricili soğutma sistemi modelleme.....	27
3.10 NTU- Etkenlik değeri grafiği .....	29
3.11 Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları .....	31
3.12 Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu.....	32
3.13 Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu .....	33
3.14 Ağ üzeri su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu.....	34
4.1 Sıcak yolluk sistemi.....	42
4.2 Sıcak yolluk ısı transferi modellemesi .....	43
4.3 Soğutma suyu sıcaklığı çevrim ilişkisi .....	48
4.4 Enjeksiyon makinesi hidrolik yağ soğutma eşanjörü.....	51
4.5 Levha ekstruderi merdane soğutma sistemi .....	56
4.6 Merdane-hava etkileşimi .....	58
4.7 Ekstruderler için soğutma suyu sıcaklığı-çevrim ilişkisi .....	61
5.1 Enjeksiyon pres hidrolik yağ soğutma eşanjör değerleri .....	73

**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

<b><u>Sekil</u></b>		<b><u>Sayfa</u></b>
6.1	EBİ plastik fabrikası soğutma yükü dağılımı.....	<b>81</b>
6.2	İşletmede kullanılan paket tipi soğutma kulesi .....	<b>82</b>
6.3	İşletmede kullanılan chiller ünitesi .....	<b>84</b>
6.4	İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait çalışma şeması.....	<b>85</b>
7.1	Islak/kuru Isı Değiştirici Sistem .....	<b>93</b>
7.2	NTU-etkenli değerleri .....	<b>96</b>
7.3	Ecodygel ıslak/kuru ısı değiştirici sistem .....	<b>103</b>

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b><u>Çizelge</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
3.1 Sabit devirli kompresörlü chiller enerji tüketim tablosu.....	17
3.2 Değişken devirli kompresörlü chiller enerji tüketim tablosu.....	18
3.3 Soğutma kulesi yükseklik değerlerinin değişimi... ..	23
3.4 Soğutma kulesi-ısı değiştiricili soğutma sistemi enerji tüketim karşılaştırması .....	36
3.5 Chiller ünitesi-ısı değiştiricili soğutma sistemi enerji tüketim karşılaştırması .....	37
4.1 Plastik malzemeler enjeksiyon ve kalıp sıcaklıkları .....	39
4.2 Re değerleri için sabit C ve m katsayıları.....	60
5.1 EBİ plastik fabrikasında bulunan ekstruder listesi.....	74
5.2 Re değerleri için sabit C ve m katsayıları .....	76
5.3 EBİ plastik fabrikası ekstruder soğutma yükü tablosu.....	78
6.1 EBİ plastik fabrikası soğutma kulesi özellikleri .....	83
6.2 İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait teknik veriler .....	85
6.3 İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait teknik veriler-2.....	86
6.4 Eskişehir iline ait sıcaklık verileri .....	87
6.5 EBİ plastik fabrikası soğutma sistemi enerji tüketimi .....	88
7.1 Bir nolu alternatif soğutma sistemi-mevcut sistem karşılaştırması.....	91
7.2 İki nolu alternatif sistem-mevcut sistem karşılaştırması.....	104

## SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan ( $m^2$ )
a	Isıl difüzyon katsayısı ( $m^2 / s$ )
b	Isıl kapasite katsayısı ( $kg/s^{3/2}K$ )
C	Isı Kapasite Debisi (W/K)
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı değeri (kJ/kgK)
ç	Birim zamandaki çevrim sayısı(adet/saat)
D	Boru çapı (m)
$\varepsilon$	Etkenlik değeri
F	Isı değiştirici düzeltme faktörü
H	Yükseklik (m)
h	Taşınım Katsayısı ( $W/m^2K$ )
K	Kule su konsantrasyonu ( $kg/h.m^2$ )
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Boy (m)
$\dot{m}$	Su debisi (kg/h)
N	Boru demeti sayısı (adet)
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınc değeri(psi)
Pr	Prandatl Sayısı
q	Isı geçişi (W)
$q''$	Isı akısı ( $W/m^2$ )
Q	Enerji geçişi (W)
Re	Reynolds sayısı
S	Plastik parçanın et kalınlığı (m)
$S_T$	Yüksekliğince ısı değiştirici boru aralık katsayısı
$S_L$	Genişliğince ısı değiştirici boru aralık katsayısı

## SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
T	Sıcaklık ( $^{\circ}C$ )
$t_k$	Soğutma zamanı (s)
$t_{kanat}$	Serpantin kanat kalınlığı (mm) (s)
U	Isı Geçiş Katsayısı ( $W/m^2 K$ )
V	hızı(m/s)
W	Genişlik (m)
$\dot{W}$	Güç değeri (W)
z	Kanat sayısı (adet)
$\mu$	Vizkozite(kg/s.m)
$\Delta T$	Sıcaklık Farkı ( $^{\circ}C$ )
v	Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )
$\lambda$	Isı iletim katsayısı ( $kcal/mh^{\circ}C$ )
$\rho$	Kütle yoğunluğu( $kg/m^3$ )
$\eta_k$	Kanat verimi
$\eta$	Kanat dizisinin toplam verimi
$\alpha$	Kompaktlık Sayısı ( $m^2/m^3$ )

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
ABS	Akrilonitril Bütadien Stiren
ASHREA	American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers
COP	Etkinlik katsayısı
CTP	Camelyaf takviyeli polyester
ÇED	Çevre etkin değerlendirme
EBİ	Eskişehir Buzdolabı İşletmesi



**SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
MRI	Manyetik rezonans görüntüleme
NTU	Transfer birimi sayısı
PE	Polietilen
PP	Polipropilen
PS	Polistren
PVC	Polivinil klorür

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Plastik malzemeler, protez bacaklardan mutfak eşyalarına kadar geniş kullanım alanıyla, günlük hayatımızın önemli parçaları haline gelmiştir. 2003 yılında kişi başına plastik tüketiminde dünya ortalaması 28 kg olarak gerçekleşmiş olup, 2010 yılında bu değer 37 kg a çıkması beklenmektedir (Eraslan, vd., 2007). Ülkemizde plastik malzeme üretimi rakamlarına baktığımızda ise 2002 yılında 2.4 milyon ton olan plastik malzeme işleme kapasitesinin, 2008 yılında 5.1 milyon ton a çıktığı görülmektedir (Demirci, 2009). Bu bilgiler ışığında plastik malzemelerin gelecekte uygulama alanlarının giderek gelişeceği ve endüstriyel alanda üretim tekniklerinin daha fazla önem kazanacağı öngörülmektedir.

Plastik malzeme kullanımının giderek arttığı günümüz şartlarında, plastik üretim teknolojilerine yönelik çalışmalar ve teknolojik gelişmeler de hızla artmaktadır. Özellikle, plastik üretimi yapan endüstriyel tesislerde maliyet avantajı getirecek yenilikler yakından takip edilip, bulunan yeni uygulamalar mevcut sistemlere adapte edilmekte veya mevcut sistemler değiştirilmektedir.

Plastik üretimi yapan endüstriyel tesislerde üretilen birim ürün başına düşen maliyetler içerisinde, üretim ekipmanları ve yardımcı ekipmanların kullanmış olduğu enerji tüketimi harcamaları çok önemli bir yer tutmaktadır. Kullanılan enerji tüketiminin dağılımına bakıldığında ise, ısıtma ve soğutma için harcanan elektrik enerjisi miktarının genel toplam içerisinde önemli bir bölümü oluşturduğu görülmektedir.

Plastik parçaların eriyik sıcaklığından olması gereken proses çıkış sıcaklığına getirilmesi için ve çalışırken ısı enerjisi açığa çıkaran bazı ekipmanların soğutulması için gerekli olan enerjiye soğutma yükü adı verilmektedir. Plastik parça üretimi sırasında meydana gelen soğutma yükünü karşılamak için kullanılan sistemlere ise

soğutma sistemleri adı verilmektedir. Enerji birim fiyatlarının çok yüksek değerlere çıkması ve enerji kaynaklarının tüketimi sonucunda ortaya çıkan çevresel sorunlar nedeniyle plastik üretimi yapan tesislerde açığa çıkan soğutma yükünün ve bu soğutma yükünü karşılayacak sistemlerin enerji tüketiminin azaltılması çok büyük önem arz etmektedir.

Plastik üretim tesislerinde soğutma için kullanılan enerji miktarının azaltılması için yapılması gereken en önemli çalışma, plastik üretim tesislerinde açığa çıkan soğutma yükünün doğru şekilde hesaplanmasıdır. Bunun için bu çalışma esnasında ilk olarak, plastik üretim tesislerinde açığa çıkan soğutma yükü ısı transferinin temel prensipleri yardımıyla hesaplanarak günümüz plastik üretim tesislerinde kullanılabilecek bağlantılar bulunmuştur.

Çalışmanın diğer kısımlarında, soğutma yükü hesaplanmasının ardından, oluşan soğutma ihtiyacını karşılayacak soğutma sistemlerinin çalışma prensipleri detaylı şekilde incelenmiş ve bu sistemler enerji tüketimi açısından analiz edilmiştir. Teorik olarak yapılan bu analiz çalışmaları, Eskişehir ilinde plastik parça üretimi yapan bir fabrika için uygulanarak işletmenin mevcut durumu enerji tüketimi açısından analiz edilmiş ve mevcut durumu iyileştirmeye yönelik alternatif uygulamalar detaylı şekilde incelenmiştir.

## BÖLÜM 2

### PLASTİK MALZEMELER VE ÜRETİM TEKNİKLERİ

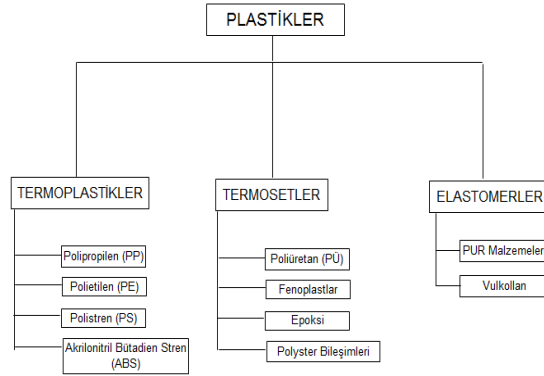
Plastik malzemeler, endüstriyel alanlarda yoğun bir şekilde kullanılan, çok fazla ve farklı müşteri isteklerine yanıt verebilecek uygulama alanlarına sahip bir malzeme sınıfıdır. Plastik malzemelerin endüstriyel alanlarda uygulamalarının çok fazla ve çeşitli olmasının en önemli sebebi, teknik özellikleri açısından muazzam çeşitliliğe sahip olmaları ve kolay üretilbilir olmalarıdır. Plastik malzemeler, değiştirilebilen atomik yapıları, moleküler ağırlıkları ve ağırlık dağılımları sayesinde, özel istekleri karşılayacak şekilde tasarlanıp üretilmektedir. Esneklik, kırılma, oryantasyon gibi fiziksel birçok özellik farklı plastik malzeme türleri kullanılarak kolaylıkla kontrol edilebilmektedir (Charles, 2006). Gerek ekonomik gerekse kolay uygulanabilir olması, plastiğin diğer maddelere göre tüketimini hızla arttırmaktadır.

#### 2.1 Plastik Malzeme Türleri

Plastikler, monomer denilen kimyasal ünitelerden meydana gelen, yüksek molekül ağırlığına ve zincir şeklinde bir yapıya sahip sentetik malzemelerdir. Bir monomer polimerizasyon yoluyla başka monomer gruplarıyla birleşerek çok uzun zincir şeklinde bir makromolekül meydana getirmektedir. Böylece çeşitli monomerler veya monomer kombinasyonu kullanarak çeşitli tipte plastikler elde edilmektedir (Akkurt, 2007).

Plastik malzemeler üç ana gruba ayrılmaktadır (Şekil 2.1) . Termoplastikler eriyebilir ve eritilebilirlerdir. Defalarca tekrar eriyik haline gelerek birçok solvent içinde çözülebilir ve geri dönüşümlü olarak kullanılabilirler. Termoplastikler miktarsal olarak plastiklerin en büyük bölümünü oluştururlar. Termosetler ise sıkıca çapraz bağlara sahip olan sert plastiklerdir. Çapraz bağlantılar ile birbirine yaklaşan termoset plastikler, mekanik ve kimyasal deformasyona karşı oldukça dayanıklı, birleştirilmez ve yüksek derecede sıcaklık geçirmezdirler. Elektrikli aksamaların çoğu termosetlerden imal

edilirler. Termosetleri termoplastiklerden ayıran en önemli özellik geri dönüşümlü olarak kullanılamaz olmalarıdır.



Şekil 2.1. Plastiklerin sınıflandırılmaları

Elastomerler ise eritilmez ve çözülmezler, ancak şişirilme yetenekleri oldukça yüksektir. Elastomerler hafif çapraz bağlantılıdır ve bu nedenle oda sıcaklığında yumuşak, esnek bir durumda bulunurlar. Elastomerlere örnek olarak otomobil lastikleri ve kauçuk contalar sayılabilir.

## 2.2. Plastik Üretim Tekniklerine Genel Bakış

Plastik parçaların üretiminde esasen iki kademe vardır. Birincisi kimyasal proses olup (polimerizasyon), bu işlemde plastik malzeme reçine haline getirilerek plastik hammadde üretimi gerçekleştirilir. İkincisinde ise reçineden, pratikte kullanılmak üzere şekillendirilmiş parçalar elde edilir. İkinci proses mekanik olmakla beraber, termoset plastiklerin kimyasal prosesinin son kademesidir. Bu plastiklerin polimerizasyonu mekanik işlemde (kalıplama) bitmektedir (Akkurt, 2007). Bu teze konu olan plastik fabrikasında plastik hammaddeden, pratikte kullanılmak üzere şekillendirilmiş parçalar imal edilmektedir. Dolayısıyla ilerleyen konularda plastik hammadde üretiminden ziyade, plastik parça üretim yöntemleri üzerinde durulacaktır.

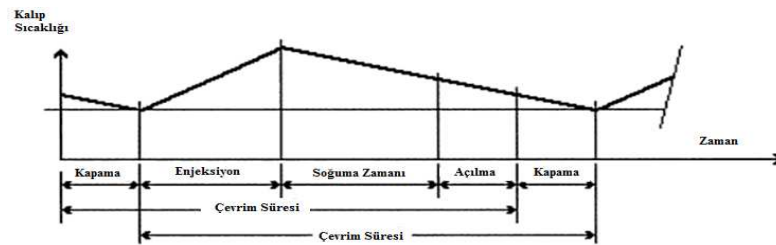
### 2.2.1 Enjeksiyon yöntemi ile plastik parça üretimi

Enjeksiyon prosesi, plastik malzemenin eriyik hale getirilerek, kalıp yardımıyla istenilen şekle getirilmesi esasına dayanan bir üretim tekniğidir. Enjeksiyon prosesi genellikle termoplastiklere uygulanan bir üretim tekniğidir. Günümüzde polietilen (PE), polistren (PS) , polipropilen (PP), akrilonitrilbitadienstren (ABS) ve naylon başta olmak üzere bir çok polimer bu yöntemle işlenmekte ve çok çeşitli ürünler elde edilmektedir.

Enjeksiyon prosesi ile parçalar genellikle dört kademede elde edilirler (Charles, 2006). Bunlar;

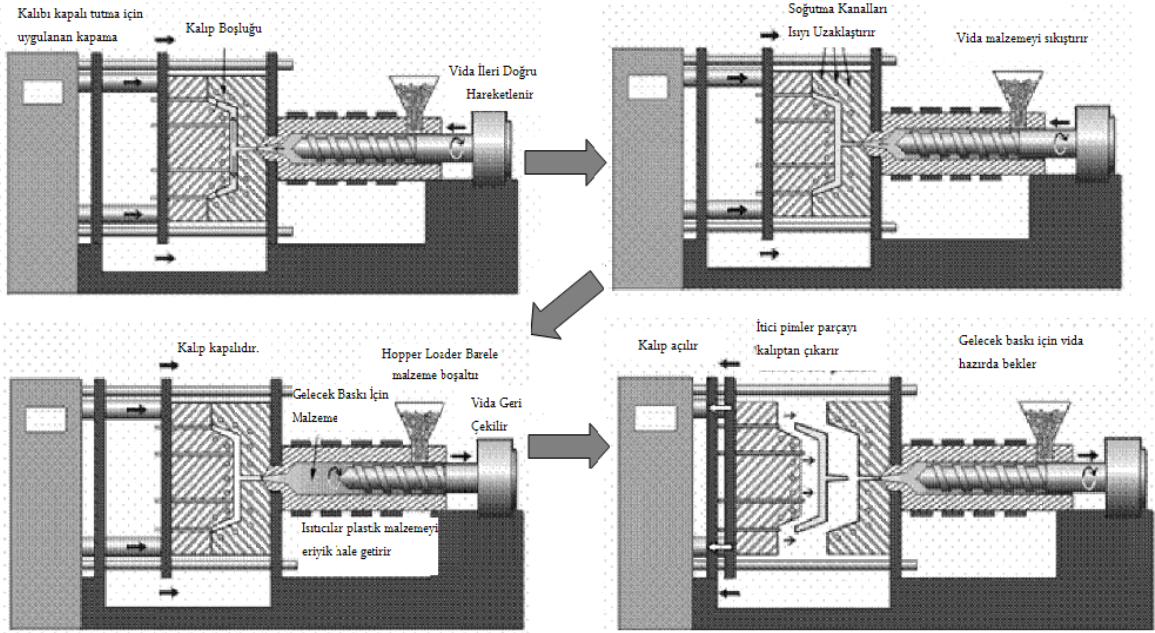
- Toz veya granül biçiminde olan plastik reçinesi eriyik hale getirilinceye kadar ısıtılırlar.
- Basınç uygulanarak eriyik polimer, meme denilen bir geçişten kalıp içine girmesi için zorlanır. Kalıp içinde parça boşluğuna giden yolluklar malzemenin akışını kontrol eder.
- Kalıp içerisindeki malzeme katılaşıncaya kadar basınç altında tutulur.
- Kalıp açılır ve pim biçiminde olan iticilerle parça çıkarılır.

Enjeksiyon üretiminde bir çevrimde gerçekleşen bölümlere ait çevrim süresi dağılımı Şekil 2.2’de yer almaktadır.



Şekil 2.2 Enjeksiyon prosesi çevrim süresi dağılımı

Enjeksiyon prosesinde bir çevrim boyunca meydana gelen olayların gösterimi Şekil 2.3' de yer almaktadır. Görüldüğü üzere enjeksiyon preslerde plastik parça üretimi sırasında oluşan çevrim süresinin en büyük bölümünü soğutma süresi oluşturmaktadır.



Şekil 2.3 Enjeksiyon prosesi çevrim safhaları (Charles, 2006)

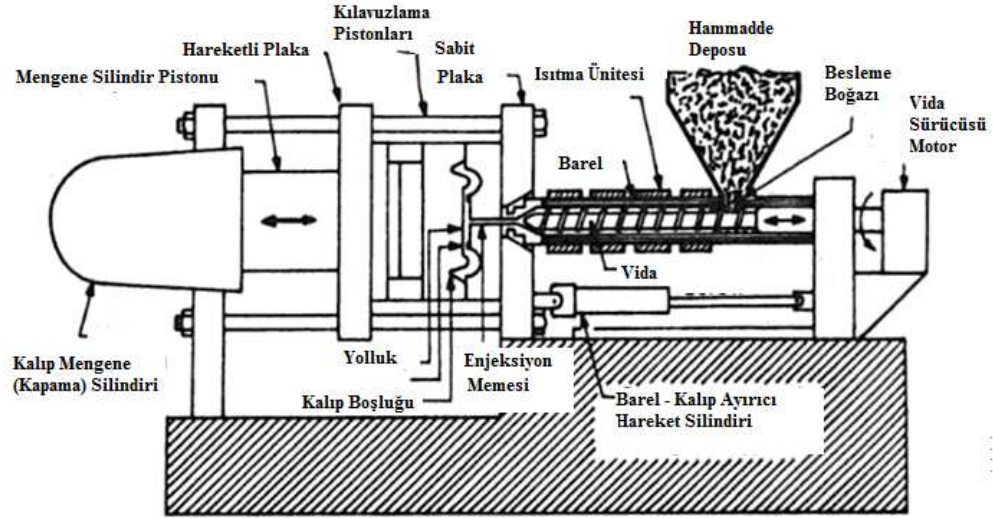
Enjeksiyon prosesinde kullanılan ana ekipmanlar enjeksiyon makineleri ve kalıplardır.

### 2.2.1.1 Enjeksiyon presler

Enjeksiyon makineleri, sonsuz vida mantığı ile çalışan, plastik malzemeyle eritme ve kalıplama işlemlerini yapabilen ekipmanlardır. Aynı zamanda enjeksiyon presler olarak da adlandırılırlar. Enjeksiyon makineleri genel yapıları itibariyle dört ana bölümden oluşurlar (Şekil 2.4). Bu bölümler şunlardır;

- Kapama Mekanizması (Makas Mekanizması)

- Eriyik hazırlama bölümü (Barel Ünitesi)
- Enjeksiyon Ünitesi
- Kontrol Üniteleri



Şekil 2.4 Enjeksiyon pres ekipmanları

Kapama mekanizmaları, çevrim süresince enjeksiyon kalıplarını açma ve kapama işlemlerini yerine getiren mekanizmalardır. Kapama ünitesinin en önemli görevi, eriyik haldeki plastik hammaddenin kalıba enjekte edilmesi sırasında, kalıbın kapalı kalmasını sağlayacak kapama kuvvetini sağlamaktır (Rees, 2002). Eriyik hazırlama ünitesi, bir diğer deyişle barel ünitesi, plastik malzemeyi ısıtma ve soğutma yoluyla istenilen eriyik sıcaklığına getirip kalıba enjeksiyon etmek üzere hazırlanmasını sağlayan ünedir. Barel etrafında bulunan ısıtıcı rezistanslar sayesinde plastik hammatde ısıtılmakta ve eriyik hale getirilmektedir (Rees, 2002). Enjeksiyon ünitesi, eriyik halde bulunan plastik malzemenin kalıba enjekte edilmesini sağlayan ünedir. Eriyik halde bulunan plastik malzemenin kalıba enjekte edilmesi için, parça tasarımına bağlı olarak farklı değerlerde basınca ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüz enjeksiyon üniteleri 50 ile 150 bar arasında basınç uygulayabilmektedirler.



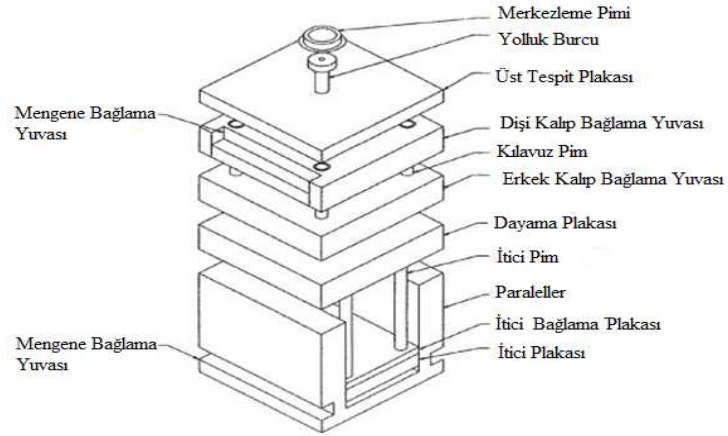
Enjeksiyon makinelerinde yer alan kontrol üniteleri makinenin operasyonlarını yöneten ünitelerdir. Başlıca görevleri, kontrol panosu yardımıyla verilen komutları uygulamak (istenilen süre ve hızlarda istenilen işlemleri yerine getirmek), sensör ve switçlerden aldığı sinyalleri değerlendirmek, ısıtıcılar ve motorlar için güç sağlamak ve ısıtıcı rezistansları kontrol etmektir (Rees, 2002).

### 2.2.1.2 Enjeksiyon kalıpları

Plastik malzemelerin kolayca biçimlendirilebilir olması en önemli özelliklerinden biridir. Bu şekillendirme işleminin en önemli elemanlarından birisi kalıplardır. Eriyik haldeki plastik malzeme kalıbın içerisine doldurulmakta ve kalıp içerisinde plastik malzeme nihai şeklini alıp ürün haline getirilmektedir.

Enjeksiyon makinesinde yer alan baryl bölümünde plastik malzemeye rezistanslar vasıtasıyla ısı verilerek yüksek sıcaklıkta eriyik hale getirilir. Yüksek sıcaklıktaki eriyik plastik malzemenin istenilen şekli alması için erime sıcaklığının altında bir sıcaklığa kadar soğutulması ve böylece tekrar sertleştirilmesi gerekmektedir. Eriyik haldeki plastik malzemenin soğutulması işlemini kalıplar gerçekleştirmektedir. Kalıp içerisindeki soğuma (sertleşme) kalıbın içine açılmış soğutma kanalları vasıtasıyla gerçekleşir. Bu kanallarda çoğunlukla su kullanılmasına rağmen, bazı durumlarda yağ gibi başka sıvıların da kullanımına rastlanabilmektedir. Plastik malzemenin kalıp içerisinde soğutulmasıyla parçanın sertleşmesinin yanında kalıptan kolay çıkabilir hale gelmesi istenmektedir.

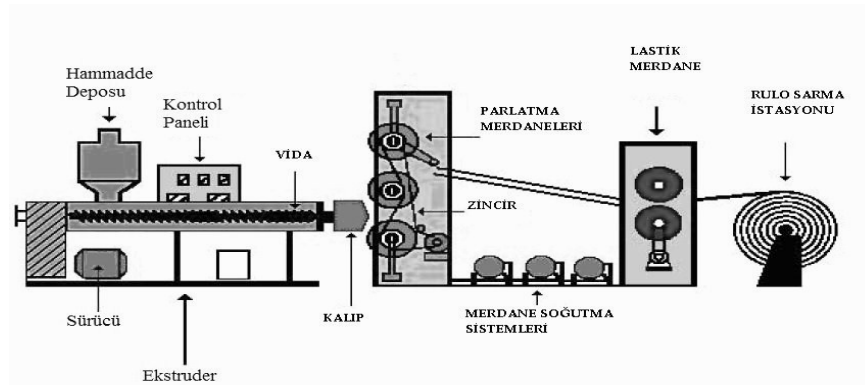
Bir plastik enjeksiyon kalıbının detaylı teknik resmi ve kalıp elemanlarının gösterimi Şekil 2.5' de yer almaktadır. Kalıp elemanları denildiği zaman, bir kalıbın üzerinde bulunan bütün parçalar akla gelmektedir. Bunlar içerisinde en önemlileri, dışı kalıp, erkek kalıp, itici pimleri, yolluk sistemi, alt plaka, üst plaka, destek plakaları ve itici plakalarıdır.



Şekil 2.5 Enjeksiyon kalıp gösterimi

### 2.2.2 Ekstruzyon yöntemi ile plastik parça üretimi

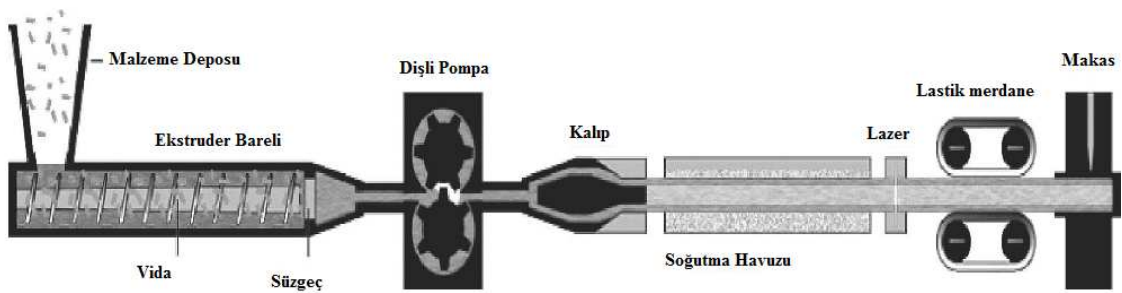
Ekstruzyon, temel olarak plastik malzemeyi eritme ve eritilen plastiği belirli bir basınç ile kalıba gönderme yoluyla levha, profil, kablo gibi parçaların üretildiği proseslerdir. Ekstruzyon prosesinde kullanılan makinelere ekstruder adı verilir. Ekstruzyon prosesinde enjeksiyon prosesinden farklı olarak kalıp sürekli olarak eriyik plastik malzeme ile beslenir ve durmaksızın parça üretimi gerçekleşir, soğuma hat boyunca parça hareket ederken gerçekleşir.



Şekil 2.6 Levha ekstruderi

Ekstruzyon prosesi yerçekimi kuvveti ile hammadde deposundan granül halinde malzemenin dönen bir vidaya inmesi ile başlar (Şekil 2.6). Vida, arşimet burgusu prensibine göre çalışır ve malzemeyi ileriye doğru iter. Malzeme ısıtılmış bir kovana yani barele doğru ilerler, burada önce malzeme erir, sonra da basınçlı hale getirilir. Eritilen malzeme daha sonra kalıba verilir. Kalıptan çıkan malzeme, üretilecek olan ürüne göre, merdaneler vasıtasıyla veya su havuzları vasıtasıyla soğutularak istenilen nihai şekli alır.

Ekstruderler genel olarak vida tiplerine göre tek vidalı ve çift vidalı olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Tek vidalı ekstruderler genellikle daha önceden işlenmiş karışım halindeki malzemelerin veya granül halindeki malzemelerin işlenmesinde kullanılmaktadır. Tek vidalı ekstruderler temel anlamda en çok kullanılan ekstruder tipidir. Çift vidalı ekstruderler ise mükemmel karıştırma yeteneğine sahiptir. Çift vidalı ekstruderler genellikle toz halinde malzeme karışımlarını işlemek için kullanılırlar. Ayrıca bu ekstruderlerde farklı malzemelerin kullanımı ile karışım halindeki malzemeler hazırlanabilmektedir. Kullanım amaçlarına göre çok farklı dizaynlara sahip çift vidalı ekstruderler mevcuttur.



Şekil 2.7 Profil ekstruderi (Charles, 2006)

Ekstruderleri sınıflandırmanın bir diğ er yolu üretilen ürünlere göre makineleri sınıflandırmaktır. Ürettikleri ürünlere göre ekstruderler, levha ekstruderi, profil ekstruder, şişirme ekstruderleri ve kablo ekstruderleri olmak üzere dört ana gruba ayrılırlar. Profil ekstruderlerine örnek olarak PVC malzemeler ile cam ve kapı profil üretimi yapan ekstruderler gösterilebilir. Kablo ekstruderlerinde elektrik iletiminde kullanılan kablolar, şişirme ekstruderlerinde naylon poşetler, levha ekstruderlerinde ise çeşitli boyutlarda plastik plakalar üretilmektedir. Şekil 2.7 de bir profil ekstruderleri şematik olarak gösterilmektedir.

## BÖLÜM 3

### PLASTİK ÜRETİM TESİSLERİNDE KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Enerji konusunun giderek önem kazandığı günümüz koşullarında, endüstriyel tesislerde kullanılan enerji dönüşüm sistemleri çok büyük önem kazanmıştır. Üretimin çeşitli aşamalarında ve yardımcı ekipmanların çalışması sırasında açığa çıkan ısı enerjisinin, üretilen üründen, ekipmanlardan ve ortamdaki uzaklaştırılması için endüstriyel soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bütün endüstriyel soğutma sistemlerinin ortak amacı açığa çıkan istenmeyen ısı enerjisini kullanılan akışkanlar vasıtasıyla ortamdaki uzaklaştırmaktır. Bu işlemi gerçekleştirmek için kompresörler, ısı değiştiriciler, fanlar, pompalar, borular, kanallar, kontrol sistemleri gibi ekipmanlar bir araya getirilerek yüksek kapasiteli soğutma sistemleri kurulmaktadır. Kurulan sistemlerde su, hava ve diğer soğutucu akışkanlar yardımıyla ısı transferi gerçekleştirilerek soğutma sağlanmaktadır. Soğutma sistemleri endüstriyel tesislerde bulunan birçok ekipman için vazgeçilmez bir unsurdur.

Plastik üretimi yapan endüstriyel tesislerde, proses türü, ortam ve bulunulan bölge koşulları ile maliyet gibi birçok unsur göz önünde bulundurularak farklı tiplerde soğutma sistemleri tercih edilebilmektedir. Günümüzde plastik parça üretimi yapan endüstriyel tesislerde en çok kullanılan soğutma sistemleri şunlardır;

- Chiller Soğutma Sistemleri
- Soğutma Kuleleri
- Isı değiştiricili soğutma sistemleri

#### **3.1 Chiller Soğutma Sistemleri**

Chiller soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi veya soğurmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışan ve akışkanların sahip olduğu ısıyı uzaklaştırmak için kullanılan sistemlerdir. Endüstriyel uygulamalarda chiller ünitelerinde soğutulan su veya diğer akışkanlar, üretim proseslerinde üretilen üründen

ısıyı uzaklaştırmak veya kullanılan ekipmanları soğutmak üzere kullanılmaktadırlar. Chiller üniteleri genellikle plastik üretimi yapan tesislerde, kesme sıvıları kullanan metal işleme tesislerinde, kimyasal madde üretimi yapılan proseslerde, ilaç sanayinde, gıda sanayinde, radyoaktif reaksiyonların gerçekleştiği tesislerde, güç santrallerinde ve MRI üniteleri bulunan kuruluşlarda yoğun olarak kullanılmaktadır.

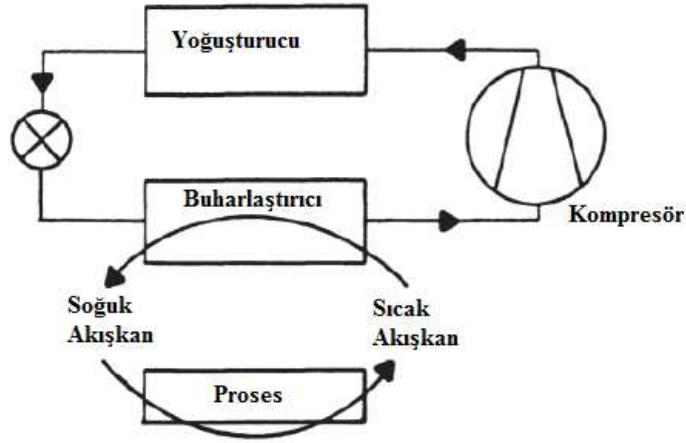
Endüstriyel tesislerde chiller üniteleri genellikle merkezi ve merkezi olmayan olmak üzere iki şekilde kullanılabilir. Merkezi chiller ünitelerinde, tek bir ana hat üzerinden dağıtılan soğuk akışkan gerekli yerlere dağıtılır, endüstriyel ortamda tekrar ısı yüklenen akışkan tekrar sisteme döner. Bu sistemlerde genellikle 10 ton ile 1000 ton arasında soğutma kapasitesine sahip chiller üniteleri kullanılmaktadır. Merkezi olmayan sistemlerde ise, gerekli olan ekipmanın yakınında bulunan küçük kapasiteli chiller üniteleri ile soğutma yapılmaktadır. Bu sistemlerde, 0,2 ton ile 10 ton arasında değişen soğutma kapasitelerine sahip küçük boyutlu chiller üniteleri kullanılmaktadır. Optimum enerji tüketimi ve ilk kurulum maliyeti göz önüne alınarak sistemin merkezi olup olmasına karar verilir. Bazı durumlarda merkezi Chiller ünitelerine ek olarak, tesis içerisinde ayrı ayrı küçük kapasiteli chiller ünitelerinin de kullanıldığı durumlarla karşılaşılabilmektedir.

### **3.1.1 Buhar sıkıştırımlı chiller üniteleri**

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi prensibine göre çalışan buhar sıkıştırımlı chiller üniteleri en sık kullanılan chiller tipidir. Buhar sıkıştırımlı chiller ünitelerinde çevrim, soğutucu akışkanın kompresörde sıkıştırılması ile başlar (Şekil 3.1). Kompresörde basıncı yükseltilecek şekilde soğutucu akışkan buharı, yoğunlaştırıcıya ısıyı çevreye vererek yoğunlaşır. Soğutucu akışkan, daha sonra genişleme valfinden geçerek basıncı düşer. Genişleme valfinden sonra buharlaştırıcıya geçen soğutucu akışkan, burada buharlaşırken soğutulmak istenen sudan ısı alarak suyu soğutur. Buhar sıkıştırımlı chiller üniteleri kullanılan yoğunlaştırıcı soğutma tipine göre hava soğutmalı ve su soğutmalı chiller grubu olarak ikiye ayrılır.

### 3.1.1.1 Hava soğutmalı chiller grubu

Hava soğutmalı chiller grubunda yoğuşturucuyu soğutmak üzere hava soğutmalı sistem kullanılır. Kanatlı-borulu eşanjörün içindeki yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharının ısısı, eşanjör dışından cebri olarak geçirilen ortam havasına aktarılarak soğutucu akışkan yoğuşturulur. Eşanjör kanatları üzerinden hava aksiyal ya da radyal fanlar yardımıyla geçirilir (Bolazar, 2001).



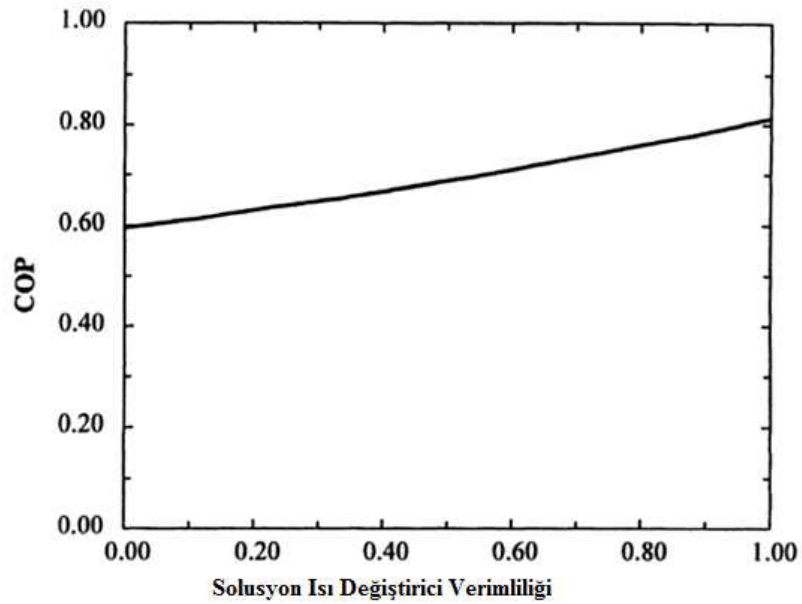
Şekil 3.1 Chiller ünitesi çalışma prensibi

### 3.1.1.2 Su soğutmalı chiller grubu

Bu tip chiller ünitelerinde su soğutmalı yoğuşturucu kullanılır. Yoğuşturucu boru-kovan tipindedir. Boruların dışından geçen soğutucu akışkan buharı boruların içinden geçen su tarafından soğutulur ve yoğuşturulur. Küçük sistemlerde şebeke suyu kullanılabilirken beraber, sanayi uygulamalarında genellikle su kulesinde soğutulan sudan yararlanır (Bolazar, 2001).

### 3.1.2 Soğurmalı chiller üniteleri

Soğurmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışan bu sistemlerde, termodinamik çevrimin oluşması için gereken enerji kızgın buhardan, sıcak sudan veya yanma sonucu oluşan enerjiden elde edilir. Buhar sıkıştırılmalı chiller ünitelerine göre düşük seviyede elektrik enerjisine ihtiyaç duymalarına rağmen, bu sistemlerin ısı enerjisi ihtiyacı çok büyüktür ve COP değerleri buhar sıkıştırılmalı chiller ünitelerine göre oldukça düşüktür. Şekilde de gösterildiği üzere soğurmalı bir chiller ünitesi için COP değeri 0,5 ile 1 arasında değişmektedir (Herold, et al., 1996). Ayrıca bu sistemler, aynı kapasiteli buhar sıkıştırılmalı chiller ünitelerine göre daha büyük kapasiteli soğutma kulelerine ihtiyaç duyarlar. Enerji tüketimi açısından bakıldığında, yüksek kaliteli atık ısı enerjisi mevcut olan uygulamalarda soğurmalı chiller üniteleri avantaj sağlayabilmektedir.



Şekil 3.2 Soğurmalı chiller ünitesi enerji tüketim grafiği (Herold, et al., 1996)



### 3.1.3 Chiller üniteleri için enerji tüketimi

Chiller ünitelerinin soğutma kapasitelerini ifade etmek için ton birimi kullanılır. 1 ton soğutma kapasitesi 12000 Btu/saat veya 3024 kcal/saat soğutma kapasitelerini ifade etmektedir. Soğutma kapasitesine ek olarak chiller üniteleri tanımlanırken kullanılan bir diğer ifade soğutulan su miktarıdır. Soğutulan su miktarı şu şekilde hesaplanır;

$$\text{Soğutulan Su Miktarı(kg/dakika)} = \frac{\text{soğutma kapasitesi(ton)} \times 24 \times 3,78}{\text{Sıcaklık farkı(}^{\circ}\text{F)}} \quad (3.1)$$

Örnek bir hesaplama yapılacak olursa, 1000 ton kapasiteli bir chiller ünitesinde giriş ve çıkış su sıcaklıkları farkı 12 F ise bu sistemde soğutulan su miktarı 7560 kg/dakika dır.

Chiller ünitelerinin verimlilik değerleri enerji tüketimlerine bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilir. Elektrik enerjisi ile çalışan buhar sıkıştırırmalı bir chiller ünitesi için enerji tüketim oranı 1 ton soğutma kapasitesi için kullanılan kilowatt olarak ifade edilir (kw/ton). Soğurmalı chiller üniteleri için ise bu değer, 1 ton soğutma kapasitesi için kullanılan buhar miktarı veya yakıt miktarı olarak ifade edilir. Elektrik enerjisi ile çalışan buhar sıkıştırırmalı bir chiller ünitesi için enerji oranı genellikle 0,5 ile 1 kw/ton olarak değişmektedir. Buhar ısıtmalı soğurmalı bir chiller ünitesi için ise bu değer 12 ile 20 lb/ton olarak değişmektedir (Rishel, 2006).

Elektrik enerjisi ile çalışan buhar sıkıştırırmalı bir chiller ünitesinde enerji tüketimini etkileyen en önemli etken üniteden elde edilmek istenen soğutma yüküdür. Bununla beraber enerji tüketimini etkileyen diğer önemli etkenler, chiller ünitesinde soğultmak istenen suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ve yoğuşturucuyu soğutmak için kullanılan suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

Chiller ünitelerinin enerji tüketimlerini etkileyen bir diğer önemli faktör kompresörlerin sahip olduğu elektrik motorlarının sabit devirli veya değişken devirli olmalarıdır. Rishel'e (2006) göre sabit devirli kompresör ünitesine sahip buhar sıkıştırırmalı bir chiller ünitesi için enerji tüketimi ile ilgili önemli bazı kurallar şu şekildedir;

- Chiller ünitesinin sahip olduğu enerji oranı (kW/ton), % 50 ile % 100 yük altında çalışma esnasında düşük, % 40 ın altında yük ile çalışma esnasında ise daha yüksektir.
- Chiller ünitesinde soğutulan suyun istenilen çıkış sıcaklığı yükseldikçe enerji tüketimi düşer.
- Yoğuşturucu ünitesini soğutan suyun giriş sıcaklığı düştükçe, enerji tüketimi düşer.

Tabloda soğutulacak suyun giriş sıcaklığı 55 F ve istenilen çıkış sıcaklığı 45 F olan, yoğuşturucu soğutma suyu giriş sıcaklığı 85 F ve çıkış sıcaklığı 95 F olan, 1000 ton soğutma kapasiteli, sabit devirli kompresör ünitesine sahip buhar sıkıştırırmalı bir bir chiller ünitesine ait enerji tüketim tablosu verilmektedir (Rishel, 2006).

Çizelge 3.1 Sabit devirli kompresörlü chiller enerji tüketim tablosu (Rishel, 2006)

Percent load	kW/ton	Percent load	kW/ton
10	1.140	60	0.570
20	0.805	70	0.560
30	0.683	80	0.559
40	0.633	90	0.561
50	0.594	100	0.579

Sabit devirli kompresör ile çalışan buhar sıkıştırırmalı chiller ünitelerinde tablodan da anlaşılacağı üzere düşük devirlerde enerji tüketimini artırma sorunu yaşanmaktadır. Sabit devirli kompresörlerde yaşanan bu problem, değişken devirli kompresörlerin

kullanılması ile çözülmüştür. Aşağıda yer alan tablo sabit devirli kompresörler ile değişken devirli kompresörlerin enerji tüketimlerini karşılaştırmaktadır.

Çizelge 3.2 Değişken devirli kompresörlü chiller enerji tüketim tablosu (Rishel, 2006)

Percent load	Entering condenser temp, °F	Constant speed, kW/ton	Variable speed, kW/ton	Percent reduction
100	85	0.58	0.60	-2.9
90	81	0.53	0.50	5.6
80	77	0.50	0.44	11.8
70	73	0.48	0.39	19.3
60	69	0.47	0.34	27.9
50	65	0.46	0.29	36.7
40	65	0.49	0.29	40.8
30	65	0.56	0.33	41.5
20	65	0.70	0.37	46.7
10	65	1.14	0.58	48.7

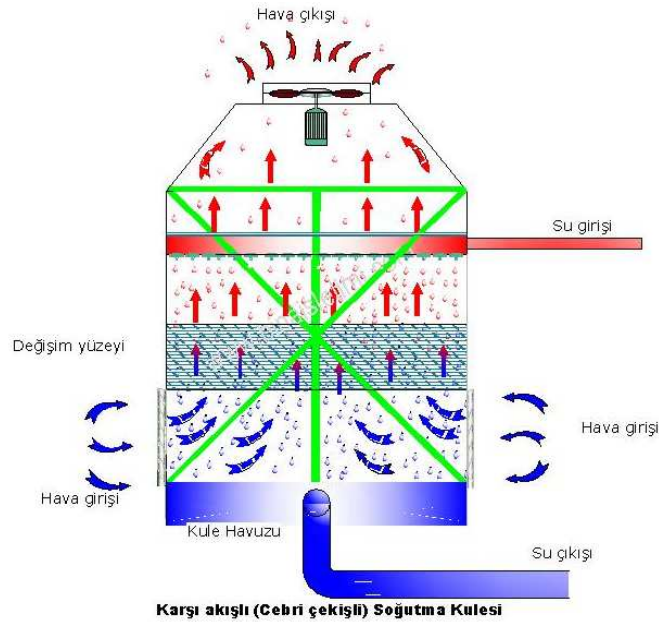
### 3.2 Soğutma Kuleleri

Soğutma kuleleri, çeşitli sebeplerle ısınarak sıcaklığı yükselmiş olan sirkülasyon sularının hava ile temas ettirilerek tekrar soğutulması işleminde kullanılan soğutma sistemleridir.

Genelde suyun devamlı ve ucuz şekilde temin edilemediği hallerde, soğutma kulesi kullanılarak suyun soğutulup tekrar kullanılması yoluna gidilir. Geçmişte bu işlem, doğal su kaynağından veya şebekeden sürekli su çekilmesi ve proses sonrası atılması veya tekrar kaynağına gönderilmesinden oluşuyordu. Bu işlem maliyetli olması yanında hem kaynakların israfı hem de çevre açısından zararlı olmaktadır. Örneğin, yoğuşturucularda kullanılmak amacı ile deniz suyunun kullanılması durumunda deniz suyunun ısınması sonucu meydana gelebilecek bir sıcaklık yükselmesi denizdeki ekolojik dengeyi bozmaktadır ve bu durum kanunlara aykırıdır. Bu tip bir uygulama için ÇED ( Çevre Etkin Değerlendirme ) raporu gerekmektedir.

Soğutma kulelerinin ilk yatırım masrafları yüksek olmasına karşın, geri ödeme süresi uzun değildir. Özellikle doğal akışlı soğutma kulelerinde, fanın çektiği enerji tüketimi gibi maliyetler ortadan kalktığı için cebri akışlı kulelere göre daha az masraflara katlanılmaktadır. Soğutma kulelerinde su damlaları yer çekiminin etkisiyle aşağı yönlü bir hareket yaparken suyun bir bölümü buharlaşarak atmosfere karışır. Soğutma kulelerinde buharlaşan su miktarı genellikle % 1 mertebelerindedir (Çengel, et al., 1996).

Soğutma kuleleri genellikle termik santrallerde, doğal gazlı çevrim santrallerinde, rafinerilerde, petro-kimya tesislerinde, demir çelik fabrikalarında açık ve kapalı dolaşimli sistemlerde, ilaç endüstrisinde, gıda endüstrisinde, soğutma gruplarında, plastik enjeksiyon makinelerinde, tekstil, kimya, gübre fabrikalarında ve büyük bina ve tesislerin iklimlendirme tesislerinde çeşitli büyüklük ve tasarımlarda kurulurlar.



Şekil 3.3 Soğutma kulesi

Soğutma kulelerinde, en önemli prensip suyun yüzeyinden maksimum miktarda soğutma yapmayı sağlamak olduğu için istenen bu özellik soğutma kulelerinin tertip ve inşaatında esas olmuştur. Su mümkün olan en yüksek soğutma randımanına erişebilmesi için mümkün mertebede çok parçacıklara ayrılmalıdır, bu sayede hava ile temas edecek olan suyun yüzeyi artmış olacaktır.

Bunu mümkün kılmak üzere su soğutma kulelerinin iç kısımlarında basamaklı şekilde üst üste yerleştirilen dolgu maddeleri kullanılmıştır. Su, soğutma kulesinin üst kısmında bulunan dağıtıcı oluklar vasıtasıyla damlalar halinde dışarı çıkarılır, bu işleme yağmurlama denilir. Su, dolgu basamaklarına çarparak partiküllere ayrılır. Diğer bir taraftan fanlar veya doğal olarak yaratılan atmosferik hava sirkülasyonu, su ile teması sonucu suyun bir kısmı buharlaştırır. Suyun buhar haline geçerken, bir miktar ısı dışarı atılacak, dolayısı ile suyu soğutmuş olacaktır.

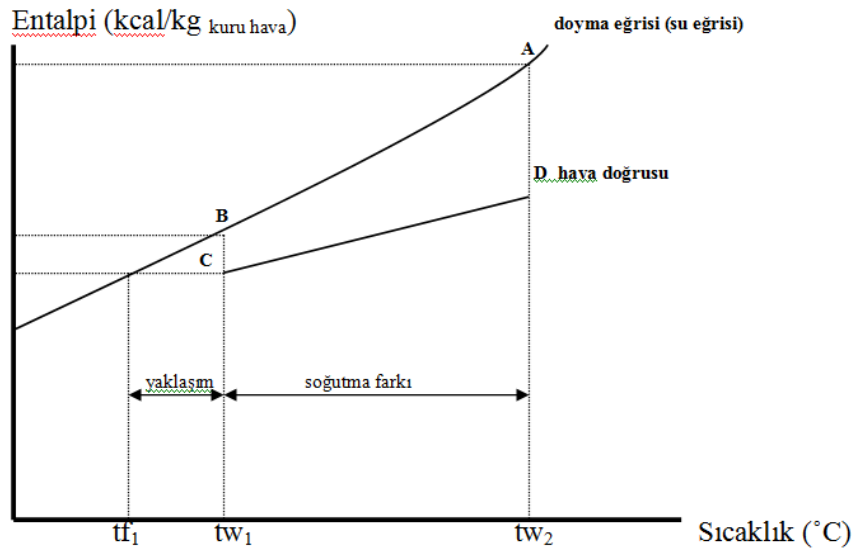
Suyun soğutma kulelerinde soğutma prensibi suyun hava ile teması esnasında ısı transferinin gerçekleşmesi esasına dayanmaktadır. Suyun buharlaşma ile soğutulmasından elde edilebilecek ideal soğuk su sıcaklığı atmosferik havanın yaş termometre sıcaklığıdır. Atmosferin sahip olduğu yaş termometre sıcaklığı soğutma kulesinin suyu soğutabileceği minimum sıcaklıktır. Soğutma kulesinde damlacıklar halinde getirilmiş sıcak su, yaş termometre sıcaklığı kendisinden düşük olan bir hava akımı içinden geçer. Bu esnada suyun bir kısmı buharlaşarak sıcak su ısı kaybeder ve soğur. Soğutma kulelerinin soğutma fonksiyonu başlıca iki yolla sağlanır, bunlar;

- Kuleye giren havanın ısınması
- Kuleye giren suyun bir kısmının buharlaşması

Hava tamamen doymuş duruma geçene kadar suyu buharlaştırabilme özelliğine sahiptir. Havanın bünyesinde barındırabileceği su miktarı, kuleye giren havanın sıcaklığı, doyma mertebesi ve bağıl nem ile doğrudan bağlantılıdır.

Normal bir kuru termometre cihazının hava akımına karşı tutulduğunda göstermiş olduğu sıcaklık değeri kuru termometre sıcaklığıdır. Havanın tamamen doymuş hale geçmesi durumunda kuru termometre derecesi ile yaş termometre derecesi birbirine eşit

olacaktır. Diğer durumlarda havanın kuru termometre sıcaklığı nedeniyle hava ile su arasında belirli bir miktarda fiziksel ısı transferi gerçekleşir, fakat gerçekleşen bu olay kulenin ana soğutma fonksiyonu değildir. Soğutma kulelerinde meydana gelen ısı transferi, sıcak su ile teması geçen havanın yaş termometre sıcaklığına bağlıdır. Buna göre havanın kuru termometre sıcaklığı ne olursa olsun, kulenin çalışması, belirli bir yaş termometre sıcaklığı için sabittir.



Şekil 3.4 Soğutma kulesi entalpi-sıcaklık grafiği

Şekil 3.4 'de '  $t_{f1}$  ' olarak gösterilen değer havanın yaş termometre sıcaklığı değeridir. Soğutma kulesine giren suyun yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulması teorik olarak mümkün olmasına rağmen, gerçekte bu durum mümkün değildir. Bu nedenle su çıkış sıcaklığı ile havanın yaş termometre sıcaklığı arasında oluşan bu farka yaklaşım denilir. Pratikte  $2^{\circ}\text{C}$  ile  $3^{\circ}\text{C}$  derece arasında yaklaşım sağlanabilmektedir.

Soğutma farkı (R), soğutma kulesine giriş ve çıkıştaki su sıcaklıkları farkını göstermektedir. Şekil 3.4 'de yer alan '  $t_{w2}$  ' değeri kuleye giren sıcak suyun değeridir. '  $t_{w1}$  ' değeri ise kuleden çıkan soğutulmuş suyun sıcaklığıdır.

Su soğutma kuleleri çalışma prensiplerine göre iki şekilde sınıflandırılmaktadır ;

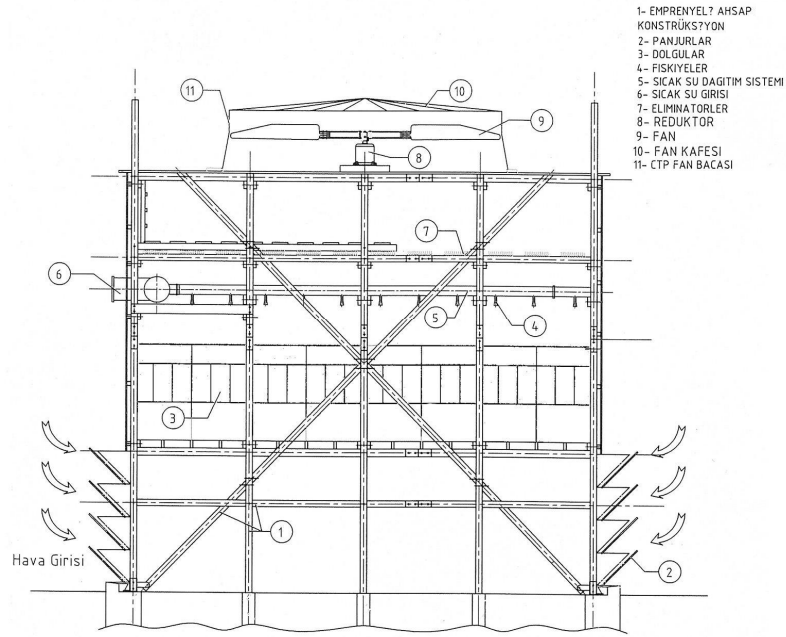
- Açık devre su soğutma kulesi
- Kapalı devre soğutma kulesi

Açık devre soğutma kulesi genelde sadece soğutma kulesi olarak anılır. Isı enerjisi bu tipte yaklaşık % 80 nispetinde buharlaşma, % 20 nispetinde temas yoluyla dışarı atılır. Kapalı devre soğutma kuleleri kapalı sistem olup ısının tamamı temas yani kondüksiyon yoluyla dışarı atılır.

### **3.2.1 Açık devre su soğutma kulesi**

Bu sistemde buharlaşmaya bırakılan suyun sıvı olarak kalan kısmı soğutma suyu olarak kullanılmaktadır. Suyun buharlaşmasını kolaylaştırma için hava ile temas yüzeyini arttırmak amacıyla özel dolgu maddelerinden yararlanılmaktadır. Elde edilen soğutulmuş su proseste direkt olarak kullanılabilceği gibi, ara bir ısı eşanjörü kullanılarak proses tarafında kapalı devre su çevrimi de elde edilebilir. Her iki durumda da kuleden alınan soğutma suyu içinde ortam havasından gelen her türlü pislik sistemde sorun yaratacaktır. Direkt olarak kule suyu kullanılması halinde suyun çok sert olmasının yanında çevreden gelen partikülleri de bünyesinde bulundurması, soğutulan sistemlerde kireçlenme ve tıkanmalara sebep olur. Proseste kullanılacak suyun temiz olması için bir ara eşanjörden yararlanılması halinde, bu eşanjördeki kaybın karşılanabilmesi için daha büyük bir kuleye ihtiyaç vardır. Ayrıca, ara eşanjörün kule suyu tarafının kolay temizlenebilir olması gerekir.

Açık devre su soğutma kulesi boyutları, kulenin yer alacağı bölgenin iklim koşullarına, soğutulacak olan suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarına, su ve hava debilerine göre belirlenmektedir. Soğutma kulelerinde hava ve su arasındaki temas süresi, suyun kule içerisinde dağıtıcı nozullardan çıkıp kulenin tabanına ulaştığı zamandır. Bu sebeple, suyun hava ile temas süresi kule yüksekliği ile yakından ilişkilidir.



Şekil 3.5 Açık devre su soğutma kulesi

Soğutma kulelerinin yüksekliğinin, soğutulan suyun çıkış sıcaklığının yaş termometre sıcaklığına yaklaşım değerine ve soğutulacak suyun giriş-çıkış sıcaklıkları arasında istenilen soğutma farkına göre değişimi Çizelge 3.3’ de gösterildiği gibi gerçekleşmektedir (Genskow, et al., 2008).

Çizelge 3.3 Soğutma kulesi yükseklik değerlerinin değişimi

Yaş Termometre Sıcaklığına Yaklaşım (F)	Soğutma Farkı (F)	Kule Yüksekliği (ft)
15-20	25-35	15-20
10-15	25-35	25-30
5-10	25-35	35-40



Soğutma kulesinin yüksekliği belirlendikten sonra, belirlenmesi gereken iki önemli değer soğutma kulesi taban alanı ve soğutma kulesinden geçecek olan su debisidir. Bu iki değer birbiriyle yakından ilişkilidir ve bu ilişki su konsantrasyonu olarak adlandırılan bir değer ile ifade edilir.

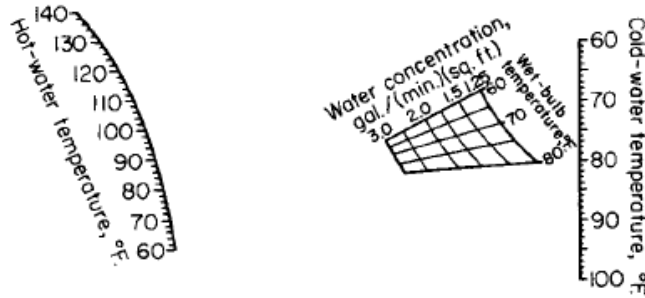
$$A_t = \text{Kule taban alanı (m}^2\text{)}$$

$$\dot{m}_s = \text{Su debisi (kg/h)}$$

$$K_k = \text{Kule su konsantrasyonu (kg/h.m}^2\text{)}$$

$$K_k = \frac{\dot{m}_s}{A_t} \quad (3.2)$$

Açık devre soğutma kuleleri için su konsantrasyonu ve soğutma kulesi değerleri arasındaki ilişki Şekil 3.6' da gösterilmiştir (Genskow, et al., 2008). Bu şekilde, sol tarafta soğutma kulesine giren suyun sıcaklığı ve sağ tarafta ise soğutma kulesinden çıkış sıcaklığı verilmiştir. Kule için belirlenen bu iki değer bir eğri ile birleştirilir ve bu eğrinin sistemin çalışacağı iklime ait yaş termometre sıcaklığı ile kesiştiği noktada su konsantrasyonu değeri okunur. Daha sonra bulunan bu değer yardımıyla, sistemden geçirilmesi istenilen su debisine bağlı olarak soğutma kulesine ait taban alanı belirlenmiş olur.

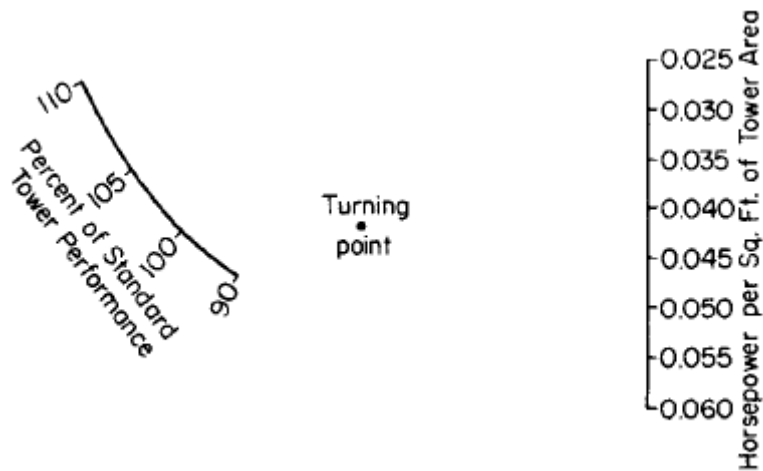


Şekil 3.6 Soğutma kulesi su konsantrasyon değerleri (Genskow, et al., 2008)

Açık devre su soğutma kulelerinde kullanılan bir diğer önemli ekipman havanın kuleye hareketlenmesini sağlayan havalandırma fanlarıdır. Soğutma kulesinde hangi güç değerinde fan kullanılacağı soğutma kulesi taban alanına bağlı bir değişkendir. Şekil 3.7 ' de açık devre bir soğutma kulesi için birim kule alanına düşen fan gücünü gösteren bir şekil yer almaktadır. Soğutma kulesinde kullanılacak olan fan gücü ve kule taban alanı belirlendikten sonra bu grafik yardımıyla orta noktadan geçecek şekilde bir doğru kule performans eğrisine doğru çizilir. Çizilen eğri kule performansı olarak % 100 ün üstünde bir değer gösterir ise fanın gücü büyütülerek yeniden hesaplama yapılır. Sonuç olarak çıkan performans değerinin % 90 ile % 95 arasında olması istenir (Genskow, et al., 2008).

### 3.2.2 Kapalı devre su soğutma kulesi

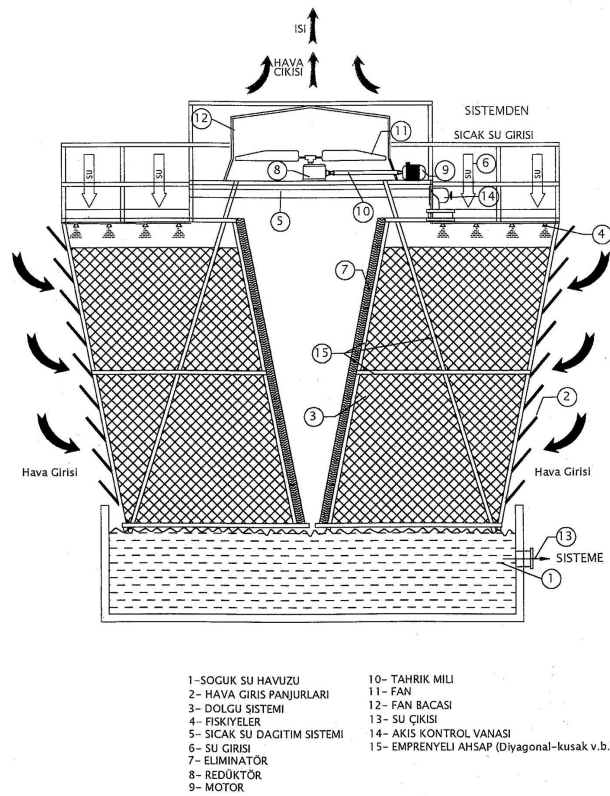
Açık devre su kulesindeki yüzey arttırıcı dolgu maddesi yerine bir eşanjör kullanılarak kuleden alınan suyun kapalı bir devre içinde devir daim yapması sağlanır (Şekil 3.8). Kapalı devre su kuleleri soğutma suyunun kalitesi açısından daha avantajlıdır. Ancak açık devre su kulelerine göre 2-3 C kadar daha yüksek bir su sıcaklığı elde edilir. Ayrıca, kapalı devre su kuleleri toplam su harcaması bakımından açık devre su kuleleri ile neredeyse aynı değerde su kaybına sahiptir.



Şekil 3.7 Soğutma kulesi fan gücü seçim grafiği (Genskow, et al., 2008)

### 3.2.3 Soğutma Kulelerinde Enerji Tüketimi

Soğutma kuleleri enerji tüketimi açısından avantajlı sistemlerdir. Soğutma işlemi için ortamda bulunan havadan yararlandığı için ekstra enerji kaynaklarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Soğutma kulelerinde enerji tüketimine yol açan ekipmanlar sadece havanın akışını artırmak için kullanılan fanlardır. Soğutma kulelerinde genellikle aksiyal fanlar kullanılmakta olup, enerji tüketimleri kule soğutma kapasitesine göre 5 kW ile 25 kW arasında değişmektedir.

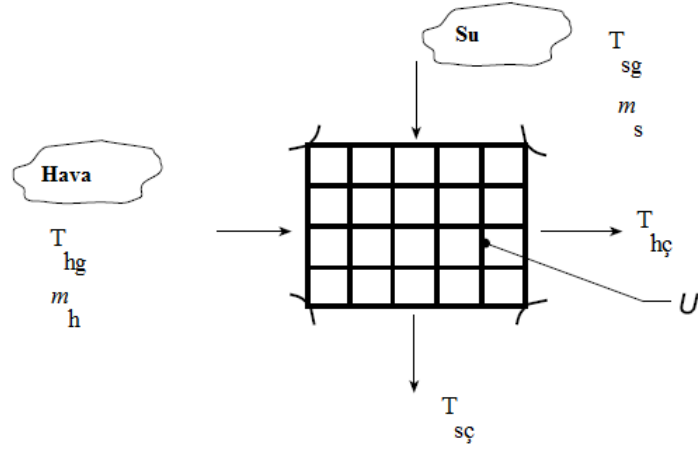


Şekil 3.8 Kapalı devre su soğutma kulesi

### 3.3 Isı Değiştiricili Soğutma Uygulamaları

Kanatlı-borulu ısı değiştiricili (soğutma bataryalı) sistemler, gerek iklimlendirme sistemlerinde gerekse üretim proseslerinde kullanılan su soğutma tesislerinde oldukça

yaygın kullanım alanına sahip olan sistemlerdir. Bu sistemler uygulamada ihtiyaç duyulan soğuk su sıcaklık değerlerine bağlı olarak herhangi bir soğuk su üretici grup olmaksızın çalışabilmekle birlikte serbest soğutma uygulamaları için bir soğuk su üretici grup ile beraber entegre ya da bağlantılı olarak da kullanılabilirler. Ortam sıcaklık değerlerinin istenilen soğutma suyu değerinin 1,5 – 2.0 C altına düşmesi ile birlikte bu sistemler kullanılmaya başlanabilir (Acül, 2007).



Şekil 3.9 Isı değiştiricili soğutma sistemi modellemesi

Isı değiştiricili soğutma uygulamaları modellemesi Şekil 3.9. ' da gösterilmiştir. Isı değiştirici sistemlerde gerçekleşen ısı transferi şu şekilde matematiksel olarak modellenebilir;

$q_t$  = Gerçekleşen Toplam Isı Transferi (kJ/h)

$T_{hg}$  = Hava giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_{hç}$  = Hava çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$$T_{sç} = \text{Su çıkış sıcaklığı (} ^\circ\text{C)}$$

$$T_{sg} = \text{Su giriş sıcaklığı (} ^\circ\text{C)}$$

$$\dot{m}_s = \text{Su Debisi (kg/h)}$$

$$\dot{m}_h = \text{Hava Debisi (kg/h)}$$

$$c_{ps} = \text{Suyun Özgül Isısı (kJ/kgK)}$$

$$c_{ph} = \text{Havanın Özgül Isısı (kJ/kgK)}$$

$$q_t = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hç} - T_{hg}) = \dot{m}_s c_{ps} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (3.3)$$

Isı değiştiricili soğutma sistemlerinde yukarıda verilen hesaplamalar yapıldıktan sonra etkenlik-NTU yöntemi ile gerekli ısı transferi yüzey alanı hesaplanabilir.

Etkenlik-NTU yönteminde ilk olarak ısı kapasite debi değerleri olan  $C_h$  ve  $C_s$  değerleri tespit edilir.

$$C_s = \text{Suya Ait Isı Kapasite Debisi (W/K)}$$

$$C_h = \text{Suya Ait Isı Kapasite Debisi (W/K)}$$

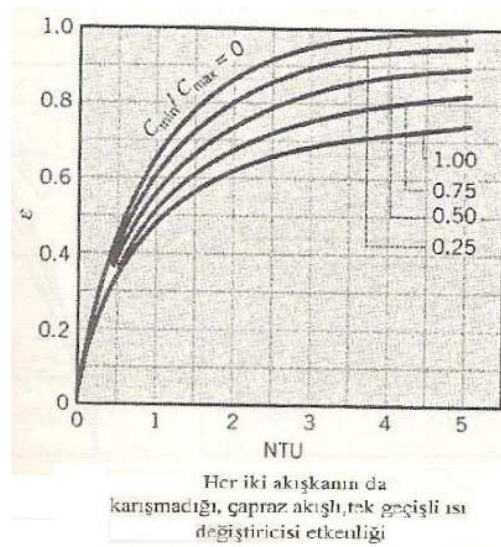
$$C_s = \dot{m}_s c_{ps} \quad (3.4)$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (3.5)$$

Daha sonra etkenlik değeri plan “  $\epsilon$  ” bulunur.

$$\varepsilon = \frac{T_{hç} - T_{hg}}{T_{sg} - T_{sç}} \quad (3.6)$$

$\varepsilon$  ve  $C_{\min} / C_{\max}$  değerleri kullanılarak Şekil 3.10 yardımıyla NTU değeri tespit edilir.



Şekil 3.10 NTU- Etkenlik değeri grafiği (Incropera, et al., 2001)

Bulunan NTU değeri aşağıda yer alan denklemde yerine koyularak gerekli olan toplam ısı transfer yüzeyi tespit edilmiş olur.

$$A_t = \text{Toplam Isı Transfer Alanı (m}^2\text{)}$$

$$U = \text{Toplam Isı Geçiş Katsayısı (W/m}^2\text{K)}$$

$$A_t = C_{\min} \frac{NTU}{U} \quad (3.7)$$

Kapalı devre ısı değiştiricili soğutma sistemlerinde, su soğutma kulelerine nazaran kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmamaktadır. Ayrıca, devre içerisinde kirlenme, bakteri oluşumu gibi olumsuz faktörler bu uygulamalarda neredeyse tamamen ortadan kalkmaktadır .

Kanatlı-borulu ısı değiştiricili sistemler iki farklı biçimde uygulanabilir;

- Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları
- Islak/Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları

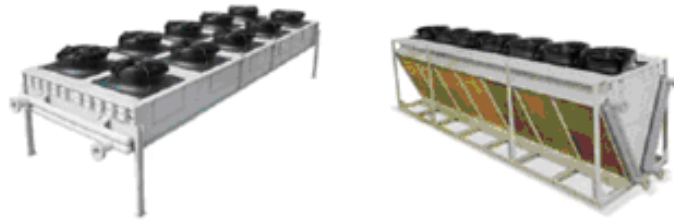
### 3.3.1 Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları

Kanatlı-borulu ısı değiştiricili soğutma sistemler içerisinde kuru soğutucu olarak adlandırılan sistemler, su soğutma işlemlerinde yaygın olarak karşılaşılan uygulamalardan birisidir. Sistemin temel çalışma prensibi, proseten veya ekipmanlardan dönen sıcak suyun ısı yükünün fanlı bir ısı değiştirici yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar yardımıyla yüksek debilerde emilen hava kanatlar arasından geçerken, boru içindeki akışkan ile hava arasında ısı transferi geekleşmektedir. Kullanılan bu yöntemde ısı değiştiricinin dış yüzeyi kurudur. Bu sayede kanatlar üzerinde kireçlenme veya korozyon gibi problemler ortaya ıkılmamaktadır. Sistem, kapalı devre olarak çalıştığı için soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz (Acül, 2007).

Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistemler, plastik, kimya, enerji, iklimlendirme gibi sektörlerde, bir soğutma grubu ile birlikte kullanılabilieceği gibi ayrıca su soğutma ihtiyacına bağlı olarak tek başına da kullanılabilirler.

Kış aylarında kuru soğutucularda donma riskine karşı önlemler alınmalıdır. Aksi takdirde, i akışkanın donması sonucu borularda oluşacak tahribatın onarılması çok zor hatta bazı durumlarda imkansızdır. Donma riskine karşı genel olarak uygulanan önlem, sistemin kullanım dışı bırakıldığı soğuk havalarda kuru soğutucu içindeki suyun boşaltılmasıdır. Ayrıca bazı durumlarda, borulama yapısından dolayı kuru soğutucu içindeki suyun tam olarak boşaltılması mümkün olmadığından, soğutma suyuna belirli

oranda etilen-glikon katılması gereklidir. Kuru ısı değiştiricili soğutucu seğiminde, kullanım sırasında soğutma suyuna eklenecek glikolün de hesaba katılması gerekir (Acül, 2007). Aksi takdirde, suya eklenecek glikolün soğutma kapasitesinde yol açacağı düşüş, Kuru soğutucudan beklenen performansın alınamamasına yol açabilmektedir.



şekil 3.11 Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları (Acül, 2007)

Kuru ısı değiştiricili soğutucularda elde edilen çıkış suyu sıcaklığı, sistemin kurulu olduğu ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır. Bu sistemlerde genellikle kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5 °C üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir (Acül, 2007). Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyuna ihtiyaç duyulan durumlarda ışlak-kuru ısı değiştiricili soğutucular kullanılabilir. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında serbest soğutma işleminden faydalanılmak isteniyorsa kuru soğutucu sistemler bu durum için idealdir (Acül, 2007).

### 3.3.2 ışlak/Kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem uygulamaları

ışlak-kuru ısı değiştiricili soğutucu sistemler, temel çalışma prensibi olarak kuru soğutucular gibi çalışırlar. Kuru soğutucu sistemlere ek olarak, sistemde gerektiğinde ek soğutma sağlayabilecek bir su spreyleme sistemi bulunmaktadır. Giriş havası akışında spreyle sisteme püskürtülen su, adyabatik soğutma etkisi yaratmaktadır. Sistemdeki akışkanın dış ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklık değerlerine kadar



soğutulması gerektiğinde, basınçlı su püskürtme sistemi devreye girerek giriş havasını neme doyurur ve hava sıcaklığını ortam sıcaklığının altına düşürür. Su püskürtme sistemi yıl boyunca yalnız en sıcak günlerindeki belli saatlerde termostat kontrollü olarak devreye girerek ihtiyaç duyulan ek soğutmayı sağlayarak özel durumlar için ek bir soğutma sistemi ihtiyacını ortadan kaldırır (Acül, 2007). Diğer zamanlarda kuru çalışma olacağı için sistemde su tüketimi yoktur. Islak-kuru ısı değiştiricili soğutucular temel mantık aynı olmak üzere üç farklı biçimde uygulanabilirler:

- Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular
- Sisleme (Fogging) Sistemli Islak-Kuru Soğutucular
- Ağ Üzeri Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

### 3.3.2.1 Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucular

Bu sistemlerde, spreylenecek sistem üzerine püskürtülen suyun sertliği alınmış ve içerisindeki yabancı maddeler filtrelenmiş olmalıdır. Aksi halde ısı değiştirici kanatları üzerinde biriken kireç ve tortu, zamanla eşanjörün kapasitesini düşürecek ve ömrünün kılmasına neden olacaktır. Bu etkiyi önlemek için bir ağ sistemi üzerine su spreyleme yapılan ıslak-kuru soğutucular geliştirilmiştir. Islak-Kuru Soğutucularda aşındırıcı etkiye karşı ek önlem olarak epoksi kaplı lamel kullanılmalıdır (Acül, 2007). Epoksi kaplama, ortamdaki tuz ve aside karşı oldukça yüksek dayanıma sahiptir. Ünitenin epoksi toz boyalı galvaniz sac ya da ileri korozif ortamlarda paslanmaz çelik olması tercih edilir. Su kulesine kıyasla suyun zararlı etkilerine çok daha az maruz kalmasına karşın, ıslak-kuru ısı değiştiricili soğutma sistemlerinin uzun ömürlü olması için bu önlemlerin alınması önemlidir.



Şekil 3.12 Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu (Acül, 2007)

Giriş havasının neme doyurulabilmesi amacıyla harcanacak su miktarı kullanılan püskürtücüye ve püskürtme basıncına göre değişiklik gösterir. Sistemin çalışma koşullarında, ortam havasının bağıl nemine çok önemlidir. Bağıl nemi %100'e mümkün olduğunca yaklaştırmak için yeterli miktarda ve kalitede su püskürtüldüğünden emin olunmalıdır. Bu nedenle tamamen buharlaşacak miktardan bir miktar daha fazla su püskürtülür ve artan su ortamda sıvı olarak kalır. Bu önlem, püskürtme sisteminin performansında zamanla oluşabilecek kayıplara karşı da emniyet sağlar.

### 3.3.2.2 Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucular

Bu sistemler, doğrudan su spreyleme sistemlerine benzer biçimde uygulanmaktadır. Yüksek basınçta (yaklaşık 70 bar) nozullardan 35 mikronunun altında püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır (Acül, 2007). Sisleme sistemli ıslak/kuru ısı değiştiricili sistemlerde, sistemin uzun ömürlü ve sorunsuz çalışması için kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir.



Şekil 3.13 Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu (Acül, 2007)

### 3.3.2.3 Ağ üzeri su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucular

Ağ üzeri su spreyleme sistemlerinde, kuru soğutucuların ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı ekipmanın üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyle püskürtülmektedir. Püskürtülen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirgeci yüzeyine temas eden giriş havasının sıcaklığı düşer ve soğutmada verim bu sayede artar.

Daha önce de açıklandığı üzere giriş havası üzerine su spreyleme, hava akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Sisteme giren havanın sıcaklığının daha önceden belirlenmiş değerleri aşması durumunda kontrol sistemi ısı değiştirgeciye giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Bağıl nemin çok düşük olduğu iklim şartlarında su spreyleme sistemi giriş havası için 15°C ile 20°C arası ndaki değerlere varan adyabatik soğutma sağlayabilir (Acül, 2007).

Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştirgeci yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer verimliliğinin düşmesi engellenir.



Şekil 3.14 Ağ üzeri su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu (Acül, 2007)

### 3.3.3 Isı değiştiricili soğutma sistemlerinde enerji tüketi mi

Isı değiştiricili soğutma sistemlerinde önceki bölümlerde de belirtildiği üzere ısı değiştirici üzerindeki hava akışını hızlandırmak ve giren hava miktarını artırmak üzere fanlar kullanılmaktadır. Örnek olarak seri olarak üretimi yapılan ticari olarak satılan mevcut bir 2000 kW soğutma kapasitesine sahip ıslak/kuru ısı değiştiricili bir soğutma sistemini ele alınacak olursa, bu sistemlerde yaklaşık olarak 2 kW güç tüketen 40 adet fan kullanılmaktadır. Bu durumda 1 kW lık soğutma ihtiyacı için ortalama 0,4 kW enerji tüketimi gerçekleştiği öngörülebilir.

Kuru - Islak/Kuru ısı değiştiricili soğutucu seğiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta da, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Ancak, hava sıcaklığının daha düşük olduğu zamanlarda, istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır. Otomatik kontrol ile birlikte çift devirli fanların, hız kontrol cihazlarının ve elektronik kontrollü EC fanların kullanılması sisteme ek enerji tasarrufu kazandıracaktır (Acül, 2007).

Çizelge 3.4 de 630 kW lık soğutma kapasitesine sahip ıslak/kuru ısı değiştiricili bir soğutma sistemi ile kapalı devre ve açık devre bir soğutma kulesi enerji tüketimi ve kullanım giderleri açısından kıyaslanmıştır. Kullanılacak olan sistemlerde 30 C de prosesden gelen sıcak su 25 C ye ısıtılmak istenmektedir. Sistemin kurulduğu bölgenin iklim koşulları 32 C kuru termometre sıcaklığı, % 40 bağıl nem ve 21 C yaş termometre sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Yapılan analizde enerji birim fiyatı 0,17 TL/kWh, suyun birim fiyatı ise 3 TL/m<sup>3</sup> olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 3.4 Soğutma kulesi-ısı değiştiricili soğutma sistemi enerji tüketim karşılaştırması

Kullanılan Sistem	Açık Devre Soğutma Kulesi	Kapalı Devre Soğutma Kulesi	Islak/Kuru Soğutma Sistemi
İlk Yatırım Maliyeti (TL)	10000	20000	60000
Su Giderleri (TL/yıl)	60000	40000	8000
Elektrik Giderleri (TL/yıl)	12000	15000	25000
Bakım Giderleri (TL/yıl)	1000	1500	2000
Yıllık Toplam İşletim Maliyeti (TL)	73000	56500	35000

Yapılan analize göre, açık devre kulesi ve ıslak/kuru ısı değiştiricili sistem arasındaki ilk kurulum maliyeti farkı, ıslak/kuru sistemin tercih edilmesi durumunda yaklaşık bir buçuk senede kapanmaktadır. Kapalı devre sistem ile ıslak/kuru sistem arasındaki kurulum maliyet farkı ise, yaklaşık 2 senede kapanmaktadır.

Islak/kuru ısı değiştiricili soğutucu sistemler ve soğutma kuleleri arasında maliyet analizi yapılırken görülen en önemli etki su giderlerinde oluşan maliyet farkıdır. Bu sebeple suyun bol ve ucuz olduğu bölgelerde bu analiz koşulları değişmekte ve soğutma kuleleri daha avantajlı hale gelebilmektedir.

Islak/kuru ısı değiştiricili soğutucu sistem ile bir chiller ünitesinin enerji tüketim karşılaştırmaları Çizelge 3.5 de verilmiştir. Yapılan bu karşılaştırmada 560 kW soğutma kapasitesine sahip iki sistem karşılaştırılmıştır. Yukarıdaki diğer karşılaştırmada verilen koşullar aynı kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 3.5 e göre, ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutma sistemi kullanımı örnek verilen işletme için yıllık yaklaşık olarak 815.000 TL kazanç sağlayacaktır. İlk yatırım maliyetleri açısından sistemler karşılaştırıldığında ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutma sistemi, chiller ünitesine göre yine yaklaşık 2 kat avantajlı durumdadır. Ancak, bu analiz yapılırken şu durum mutlaka göz önüne alınmalıdır; chiller sistemlerinde prosese

gönderilecek suyun sıcaklığı ortam sıcaklığından bağımsız olarak 15 C ye kadar inebilmekte, ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutucu sistemlerde ise en fazla yaş termometre sıcaklığının 5 C üzerine kadar inilebilmektedir.

Çizelge 3.5 Chiller ünitesi-ısı değiştiricili soğutma sistemi enerji tüketim karşılaştırması

Kullanılan Sistem	Islak/kuru Soğutma Sistemi	Chiller Ünitesi
Enerji Tüketim Değeri (kW)	20	170
Yıllık Enerji Tüketimi (kWh)	153600	1305600
Yıllık Enerji Tüketim Maaliyeti (TL)	109056	926976

Soğutma suyu sıcaklığının özellikle plastik proseslerinde çevrim süresini etkilediği düşünülürse yapılan hesaplamalar kesinlikle bu durum için tekrar gözden geçirilmelidir.

## BÖLÜM 4

### PLASTİK ÜRETİM EKİPMANLARININ SOĞUTMA İHTİYAÇI HESABI

Bir üretim tesisinin soğutma sisteminin kurulumu sırasında, doğru ekipman seçimi ve doğru maliyet analizi için ekipmanların soğutma ihtiyaçlarının hesaplanması çok önemli bir yer tutmaktadır. Ayrıca, mevcut sistemlerin verimliliklerinin artırılıp enerji tasarrufu sağlanmak istenen durumlarda veya mevcut sistemlerde oluşabilecek çeşitli sorunların çözümü esnasında yapılması gereken ilk çalışma yine soğutma ihtiyacının hesaplanmasıdır. Enerji tüketimi konusunda yapılan çalışmaların çok büyük önem kazandığı günümüz şartlarında, üretim tesislerinde soğutma ihtiyacını karşılayacak optimum soğutma sistemlerinin kurulması, soğutma ihtiyacının doğru bir şekilde hesaplanmasına bağlı bir durumdur.

#### 4.1 Enjeksiyon Kalıplarında Soğutma İhtiyacı

Kalıplarda şekillendirilmek istenen plastik malzeme, eriyik halde kalıp içerisine enjekte edilir. Kalıp içerisinde şekillenen parçanın kalıptan çıkarılması için, parçanın kalıptan çıkarılma esnasında karşılaştığı kuvvetlere karşı, deforme olmadan dayanabiliyor olması gereklidir. Bu sebeple, plastik parçanın sıcaklığının kalıptan çıkarılması esnasında, enjeksiyon yapılan eriyik sıcaklığından düşük olması gereklidir.

Konu hakkında edilmiş bilgiler ve tecrübeler şunu göstermektedir ki, enjeksiyon kalıbında üretilen bir parçanın fiziksel ve görünüşsel özellikleri büyük çoğunlukla kalıbın soğutma performansına bağlıdır. Örnek olarak bir kalıp gereğinden fazla hızda soğutulur ise parça kırılabilir veya mat hale gelebildiği gibi, yavaş soğutma hızları ise istenilmeyen kristalleşme sorunlarını ortaya çıkarabilir.

Çizelge 4.1 Plastik malzemeler enjeksiyon ve kalıp sıcaklıkları (Rees, 2002)

Malzeme	Enjeksiyon Sıcaklığı		Kalıp Sıcaklığı	
	C	F	C	F
Polyethylene (PE)	150-260	300-500	0-70	32-160
Polystyrene (PS)	175-260	250-500	0-60	32-140
Polyamide (Nylon)	225-290	440-550	40-120	100-250
Acrylonitrile-styrene	195-215	380-420	50-80	120-170
Polycarbonate (PC)	270-295	520-560	85-140	180-280
Polyacetal (Delrin)	175-225	350-440	70-130	150-260
Polypropylene (PP)	190-290	370-550	0-80	32-170
ABS	195-260	380-500	50-120	120-250

Enjeksiyon prosesinde farklı plastik malzeme türleri için istenen yaklaşık enjeksiyon sıcaklıkları ve kalıp sıcaklıkları Çizelge 4.1’ de gösterilmektedir. Bu tablodan anlaşılacağı üzere, aynı ana grup içerisinde yer alan plastik malzemeler için bile çok farklı sıcaklıklar tercih edilmektedir. Bu tablo bize göstermektedir ki, kalıpların soğutma ihtiyaçları parça türlerine göre çeşitlilik gösterebilmektedir ve hesaplamalar sırasında özel durumlar kesinlikle göz ardı edilmemelidir (Rees, 2002).

Enjeksiyon kalıplarının soğutma ihtiyacını belirleyen faktörlerin şu şekilde sıralanabilir;

- Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları
- Soğutma suyu akış profili
- Soğutma suyunun kimyasal özellikleri
- Plastik parçanın ısı iletkenliği
- Plastik parça enjeksiyon sıcaklığı
- Plastik parça için istenen kalıptan çıkış sıcaklığı
- Yolluk sistemi
- Yolluk Tipi



- Kalıp içerisindeki soğutma kanalları
- Soğutma suyu hattı ölçüleri ve hat sayısı

#### 4.1.1 Enjeksiyon kalıplarında soğutma ihtiyacı hesaplaması

Plastik malzemeyi eriyik hale getirmek için uygulanan ısının, plastik parçanın kalıptan çıkarılabilmesi için parçadan uzaklaştırılması gerekmektedir. Birçok uygulamada parçanın kalıptan çıkarılmadan önce oda sıcaklığına kadar ( $T_r$ ) düşürülmesi gerekmemektedir. Bunun yerine hesaplamalarda kalıptan deforme olmadan parçanın çıkarılabileceği optimum sıcaklık olan  $T_e$  sıcaklığı kullanılmaktadır.  $T_e$  sıcaklığı  $T_r$  oda sıcaklığından bir miktar yüksektir. Bu sebeple plastik malzemeye uygulanan ısının tamamının kalıptan uzaklaştırılmasına gerek olmayıp, parça çıkarıldıktan sonra kalan ısı değeri ise hava ortamına transfer edilmektedir.

Enjeksiyon kalıplarında soğutma ihtiyacı hesaplanırken kullanılan en önemli değer plastik malzemelerin özgül ısı değeri olarak ifade edilen  $c_p$  değeridir. Özgül ısı, bir cismin 1 gramının sıcaklığını 1 santigrat derece artırmak için gereken ısıyı ifade eder. Plastik malzemelerin özgül ısı değerleri 0,25 ile 0,55 kcal/gr<sup>°C</sup> aralığında değişmektedir (Rees, 2002). Özgül ısı değeri bütün sıcaklık değerleri için aynı olmadığı için, enjeksiyon kalıbı soğutma yükü hesaplamalarında genellikle sıcaklığın 14.5 °C den 15.5 °C yükselmesi durumunda ihtiyaç duyulan ısı olarak hesaplanır (Rees, 2002).

Bir enjeksiyon kalıbında aşağıdaki kabuller yapılarak, ısı transferi hesaplamalarında kullanılacak bağıntılar sadeleştirilebilir;

- Sistem sürekli rejimdedir.
- X yönünde tek boyutlu ısı transferi gerçekleşmektedir.
- Kalıbın iç yüzeyi adyabatik bir ortamdır.
- Kalıp malzemesinin ve plastik malzemenin özellikleri sabittir.

Yukarıda yapılan kabuller sonucunda, özgül ısı değeri kullanılarak bir kalıbın ihtiyacı olan soğutma yükü şu şekilde hesaplanabilir;

$$T_i = \text{Plastik enjeksiyon sıcaklığı} (^{\circ}\text{C})$$

$$T_e = \text{Parçanın kalıptan çıkış sıcaklığı} (^{\circ}\text{C})$$

$$c_p = \text{Plastik malzeme özgül ısısı (kcal/g}^{\circ}\text{C)}$$

$$\Delta T = T_i - T_e \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = \text{Birim zamanda işlenen malzeme miktarı (kg/saat)}$$

$$\dot{c} = \text{Birim zamandaki çevrim sayısı (adet/saat)}$$

$$\dot{m} = m_{\text{parça}} \dot{c} \quad (4.2)$$

$$q_{\text{soğutma}} = C_p \Delta T \dot{m} \quad (4.3)$$

Enjeksiyon kalıplarında bu şekilde hesaplanan soğutma yüküne ek olarak sıcak yolluk sistemi kullanılan kalıplarda sıcak yolluk sistemlerinin de ek olarak soğutma yükü getirdiği bilinmektedir. Yapılan hesaplamalarda bu etken kesinlikle göz ardı edilmemelidir.

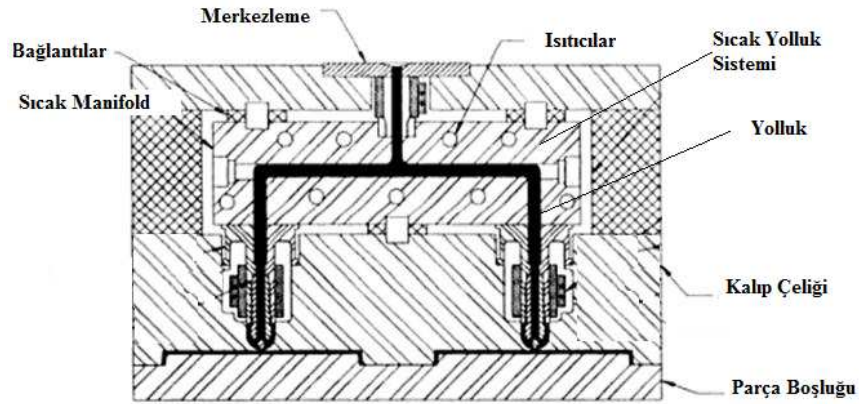
#### 4.1.2 Enjeksiyon kalıplarında sıcak yolluk soğutma ihtiyacı

Erimiş plastiğin enjeksiyon makinesi barelinden çıktıktan sonra, kalıba giriş noktasından kalıp içindeki boşluklara kadar dağıtımını sağlayan kanallara yolluk adı verilir. Yolluk sistemlerinin görevi eriyik haldeki plastik malzemeyi dengeli bir şekilde

kalıp boşluklarına doldurmaktır. Bunun sebebi kalıp tasarımında yolluk dizaynı çok önemlidir. Günümüzde enjeksiyon kalıplarında iki tip yolluk kullanılmaktadır;

- Soğuk yolluklar
- Sıcak yolluklar

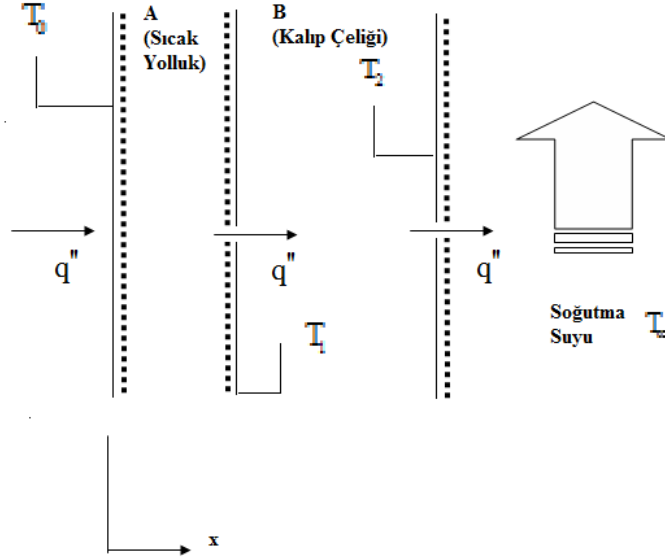
Sıcak yolluk sistemlerinde, yolluklar içten ve dıştan ısıtılmaktadırlar. Yollukların ısıtılma sebebi memeden kalıp boşluğuna giderken reçinenin donma ihtimalini ortadan kaldırmaktır. Sıcak yolluk sistemi; plastik enjeksiyon kalıplarında enjeksiyon makinesinin memesinden plastik enjeksiyon kalıp gözüne kadar erimiş plastik malzemeyi sıcaklık, basınç kaybı olmadan ve hasara uğramadan kontrollü bir şekilde bekletme ve istenildiğinde kalıp gözüne enjekte etme konularında çok büyük avantaj sağlamaktadır.



Şekil 4.1 Sıcak yolluk sistemi

Sıcak yolluk sisteminin çalışması esnasında kalıplar için oluşturduğu en önemli etki meydana getirdiği ek ısıtma etkisidir. Rezistanslar vasıtası ile ısıtılan sıcak yolluk sistemleri kalıp için ekstra bir ısı kaynağı olarak çalışmaktadır. Bunun sonucunda plastik parçaların soğuması için gereken soğutma yükü sıcak yolluk sistemleri nedeniyle artmaktadır. Sıcak yolluk sisteminin kalıp soğutma yüküne etkisini belirlemek için

ortaya çıkan ısı transferinin belirlenmesi gerekir. Sıcak yolluk sisteminin ısı transfer modellemesi şu şekilde yapılabilir;



Şekil 4.2 Sıcak yolluk ısı transferi modellemesi

Sıcak yolluk sistemleri, içinde sürekli olarak ısı üretimi olan, düzlemsel bir ısı kaynağı görevi görmektedir. Bu sistemlerin genellikle bir tarafı yalıtılmış olup, diğer tarafı taşınım ile soğutulmaktadır. Şekilde gösterilen resimde A katmanı sıcak yolluk sistemini, B katmanı ise kalıp çeliğini simgelemektedir. Sıcak yolluk sistemi nedeniyle B katmanına temas eden soğutma kanallarındaki soğutma suyuna sürekli olarak ısı transferi meydana gelmektedir. Bu sistemde meydana gelen ısı transferini çözmek için şu kabulleri yapabiliriz;

- Sistemi sürekli rejimdir
- X yönünde bir boyutlu ısı iletimi gerçekleşmekte
- Duvarlar arasında temas direnci göz ardı edilmekte
- A katmanının iç yüzeyi adyabatik
- A ve B malzemelerinin özellikleri sabit

B katmanına temas eden suya geçen ısı akısı şu şekilde hesaplanabilir;

$$h = \text{Taşınım Katsayısı (W/m}^2\text{K)}$$

$$q_s'' = \text{Suya geçen ısı akısı (W/m}^2\text{)}$$

$$T_2 = \text{Soğutma kanalı yüzey sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$T_\infty = \text{Soğutma suyu sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$q_s'' = h(T_2 - T_\infty) \quad (4.4)$$

Bu denklemin çözülebilmesi için  $T_2$  sıcaklık değerinin hesaplanması gerekmektedir. Suya geçen ısı akısı sistemden dışarı çıkmaktadır.  $X=0$  da koşul şartları adyabatik olduğu için sisteme giren ısı çıkan ısıya eşit olmalıdır. Bu durumda şu denklem ortaya çıkar;

$$q_h'' = \text{Sıcak Yolluk İçin Isı Akısı (W/m}^2\text{)}$$

$$q_s'' = q_h'' \quad (4.5)$$

Bulunan denklemler çözümlerse;

$$T_2 = T_\infty + \frac{q_h''}{h} \quad (4.6)$$

Bulunan  $T_2$  değeri, yukarıdaki denklemde yerine konularak  $q_s''$  yani sıcak yolluk sistemi kaynaklı soğutma suyuna geçen ek ısı akısı bulunur.

### 4.1.3 Enjeksiyon kalıplarında soğutma suyu sıcaklığı

Plastik parçadan enjeksiyon prosesi sırasında uzaklaştırılmak istenilen ısı, soğutma suyu aracılığıyla sistemden alınır ve alınan ısı soğutma suyunun endüstriyel bir soğutma ünitesinde (chiller,soğutma kulesi vb.) işlem görmesi ile sistemden uzaklaştırılır. Kalıp girişinde ve çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı genellikle yaklaşık olarak ve geçmiş tecrübeler doğrultusunda belirlenir. Genellikle giriş ve çıkış sıcakları arasındaki farkın  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  olması istenir (Rees, 2002). Fakat bu değer nadir zaman zaman  $1-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  veya  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak istenildiği durumlar da olabilmektedir.

Enjeksiyon prosesinde, soğutma suyunun çok soğuk veya az soğuk olmasının etki ettiği en önemli konu çevrim süresidir. Soğutma suyunun sıcak olması parçanın kalıptan çıkarılması için geçen süreye etki edecek, bu da parçanın çevrim süresini uzatarak maliyetleri arttıracaktır. Ancak, bunun yanında sisteme  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  soğutma suyu sağlamak yerine  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklığında soğutma suyu sağlamak için ek bir maliyet oluşacaktır. Bir enjeksiyon pres parkında kullanılması gereken soğutma suyunun sıcaklığı hesaplanırken, çevrim süresine soğutma suyunun etkisi ve istenen soğutma suyu sıcaklığının maliyet analizinin yapılması gerekmektedir. Bunu yapabilmek için çevrim süresi ve soğutma suyu sıcaklığı arasında bir bağıntı kurmak gerekmektedir.

#### 4.1.3.1 Çevrim süresi ve soğutma suyu sıcaklığı arasındaki bağıntı

Çevrim süresi ve soğutma suyu giriş sıcaklığı arasındaki bağıntıyı hesaplamak için bazı kabuller çerçevesinde Fourier ısı transfer kanunu kullanılacaktır. Hesaplamalar sırasında yapılan kabuller şunlardır;

- Kalıplarda soğutma işleminin kalıbın tamamen dolduğu andan itibaren başladığı kabul edilmiştir.
- Eriyik sıcaklığı kalıp çekirdeği dolana kadar değişmediği kabul edilmiştir.

- Kalıp duvarının sıcaklığının soğutma boyunca sabit kaldığı kabul edilmiştir.
- Isıl difüzyon katsayısının sabit kaldığı kabul edilmiştir.
- Kalıp duvarı minimum sıcaklığı soğutma suyu sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.

Bütün bu kabullerin yapılmasının ardından, soğutma zamanını elde etmek için tek boyutta ısı geçişi denklemi kullanılabilir.

$s$  = Plastik parçanın et kalınlığı (m)

$a$  = Isıl difüzyon katsayısı ( $m^2 / s$ )

$T_m$  =Eriyik sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_e$  =Plastik parçanın kalıptan çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_w$  =Ortalama kalıp sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_{wmin}$  =Soğutma suyu sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$t_k$  = Soğutma zamanı (s)

$k$  =Isıl iletim katsayısı (W/mK)

$C_p$  =Plastik malzeme özgül ısısı (J/kg.K)

$\rho$  = Yoğunluk ( $kg/m^3$ )

$b$  = Isıl kapasite katsayısı ( $kg/s^{3/2}K$ )

$$T_w = \frac{1}{2}(T_{wmax} + T_{wmin}) \quad (4.7)$$

$$T_{wmax} = \frac{(b_w \cdot T_{wmin} + b_m \cdot T_m)}{(b_w + b_m)} \quad (4.8)$$

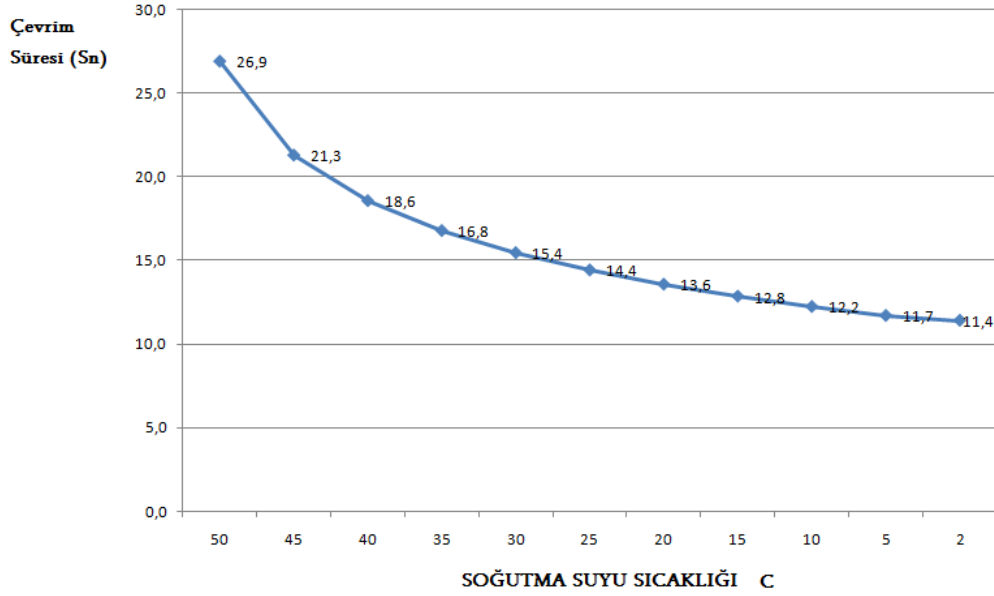
$$b = \sqrt{\rho \cdot k \cdot C_p} \quad (4.9)$$

Denklemden yer alan “b” ifadesi, ısı kapasite katsayısı olarak ifade edilen ve geçici koşullar altında malzemenin ısı iletkenliğini ifade etmeye yarayan bir terimdir. Bazı durumlarda özgül ısıya ve yoğunluğa bağlı olarak ısı depolama kapasitesini belirlenmelidir. Böyle durumlarda “b” ifadesi kullanılarak hesaplamalar yapılır (BASF Corporation Engineering Plastics, 2007). Ek 1.1’de yer alan çizelgede plastik malzemelerin eriyik sıcaklığında bazı malzemelerin ısı nüfus katsayısı verilmiştir.

$$t_k = \frac{s^2}{\pi^2 a} \ln\left(\frac{4}{\pi}\right) \left(\frac{T_m - T_w}{T_e - T_w}\right) \quad (4.10)$$

Yukarıda belirtilen formül üzerinde, soğutma suyu giriş sıcaklığı haricindeki tüm değişkenler sabit tutulup, farklı soğutma suyu sıcaklıklarına karşılık gelen çevrim süreleri incelendiğinde Şekil 4.3’de görülen grafik ortaya çıkmaktadır. Grafikten de anlaşılacağı üzere soğutma suyu sıcaklığı azaldıkça çevrim süresi de azalmaktadır. Ancak bu azalma doyma noktasına doğru gitmektedir. Soğutma suyu sıcaklığı 15 C den daha düşük seviyelere gelmesi durumunda çevrim süresindeki azalma miktarının yüzdesel olarak gerilediği görülmektedir. Optimum soğutma suyu sıcaklığı seçilirken maliyet kazanç analizi yapılarak karar verilmelidir. Şekil 4.3’de verilen örnek üzerinden hesaplama yapılacak olursa, soğutma suyu sıcaklığının 15 C den 10 C ye inmesi sonucunda çevrim süresinde meydana gelecek 0,6 saniyelik çevrim kazancı ve soğutma suyunu 10 C de elde etmek için oluşacak farkın maliyeti hesaplanmalı, ortaya çıkan sonuca göre karar verilmelidir.





Şekil 4.3 Soğutma suyu sıcaklığı çevrim ilişkisi

## 4.2 Enjeksiyon Makineleri Hidrolik Ünitesi Soğutma İhtiyacı Hesaplaması

Enjeksiyon makineleri, kalıp kapama-açma işlemlerinde ve barel içersindeki vidaya ileri-geri hareketi sırasında yüksek değerde kuvvete ihtiyaç duymaktadırlar. Günümüzde enjeksiyon makinelerinin büyük çoğunluğunda bu yüksek kuvvet hidrolik sistemler yardımıyla sağlanmaktadır. Hidrolik sistemlerde sıkıştırılmaz akışkanlar yardımıyla akışkanın basıncı, debisi ve yönü kontrol edilerek enerji elde edilmekte ve bu enerji ile doğrusal, dairesel ve açısal hareketler elde edilmektedir (Karacan, 2003). Ancak, ideal ortamda kayıpsız gerçekleşen enerji dönüşümleri, gerçek sistemlerde dönüşüm ve aktarım sırasında bir miktar ısı enerjisi açığa çıkmakta ve dolayısıyla sistemde görev yapan akışkanların sıcaklığı artmaktadır. Hidrolik mekanizmaların çalışması esnasında açığa çıkan bu ısı enerjisinin sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir. Hidrolik sistemlerde kullanılan akışkanların soğutulması, ısı değiştirici sistemler kullanılarak ısı enerjisinin soğutucu akışkanlara veya havaya aktarılması yoluyla gerçekleştirilmektedir. Enjeksiyon makinelerinde kullanılan hidrolik

sistemlerde soğutma işlemi genellikle su soğutmalı ısı değiştiriciler yardımıyla gerçekleştirilmektedir.

Enjeksiyon makinelerinde bulunan hidrolik sistemlerin yağ soğutma ihtiyacını kesin olarak hesap edebilmek için, her makinenin saatlik yağ sıcaklık artışına bakılmalı ve kullandığınız yağın teknik verileri de dikkate alınarak kapasite ihtiyacı belirlenmelidir. Ancak bu ölçümlerin sağlıklı bir şekilde yapılması ve verilerin toplanması çok fazla zaman ve işçilik gerektirmektedir. Ayrıca, yeni kurulacak olan sistemlerde bu ölçümlerin önceden yapılmasına imkan olmadığı için teorik hesaplama yöntemlerinin bulunması ve kullanılması gerekmektedir.

Merritt'e (1967) göre hidrolik sistemlerin çalışması esnasında ortaya çıkan ısı enerjisi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$P_s$  = Sistemde üretilen basınç değeri (psi)

$\dot{m}_p$  = Pompa akış miktarı (gal/dakika)

$\dot{W}$  = güç değeri (hp)

$Q$  = Ortaya çıkan ısı enerjisi (btu/h)

$$Q = 1,485 \cdot \dot{m}_s \cdot P_s \quad (4.11)$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \cdot P}{1714,3} \quad (4.12)$$

$$Q = 2545,73 \cdot \dot{W} \quad (4.12)$$

Yukarıda yapılan hesaplamalarda ideal akış miktarı kullanılmıştır. Ancak, ideal akış miktarı her zaman gerçek akış miktarından fazladır. Özellikle değişken stroklu pompaların kullanıldığı sistemlerde, oluşan ısı enerjisi yukarıda hesaplanan değerden düşük olacaktır. Bu değer şu şekilde ifade edilir;

$\dot{m}_L$  = Minimum pompa akış miktarı (gal/dakika)

$\dot{m}_s$  = Maksimum pompa akış miktarı (gal/dakika)

Q = Ortaya çıkan ısı enerjisi (btu/h)

$$Q = 1,485 \cdot P_s \cdot \dot{m}_p \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_s} \right) \quad (4.14)$$

$\left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_s} \right)$  değeri, hidrolik sistem gereksiz tekrarlar içermeyen bir şekilde genellikle yük altında çalışıyor ise 0.5 alınabilir (Merritt, 1967). Bu durumda değişken devirli pompaya sahip bir enjeksiyon makinesi hidrolik ünitesinde çalışma esnasında oluşan ısı enerjisi şu şekilde hesaplanır;

Q = Ortaya çıkan ısı enerjisi (btu/h)

$$Q = 2545,73 \cdot \dot{W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_s} \right) \quad (4.15)$$

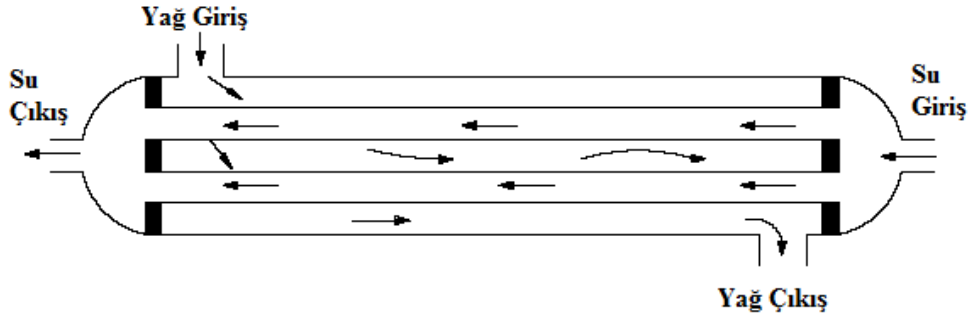
$\dot{W}$  = Güç Değeri (kW) kabul edilir ise

Q = Ortaya çıkan ısı enerjisi (kW)

$$Q = \dot{W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_s} \right) \quad (4.16)$$

Enjeksiyon makinelerinde hidrolik ünitelerin çalışması sırasında ortaya çıkan bu ısı enerjisi yağ sıcaklığını arttırmaktadır. Hidrolik sistemlerde yağ sıcaklığının 50°C sıcaklığı geçmesi durumunda düşük vizkosite sebebiyle contalarda kaçaklar oluşur ve ömür kısılması meydana gelir. Aksi durumda yağ sıcaklığının 35°C den aşağıda olması durumunda yüksek vizkosite durumu oluşur ve bu oluşum yüksek enerji tüketimine ve hidrolik pompalarda zorlanmaya sebebiyet verir. Bu durumu kontrol altında tutabilmek için hidrolik ünitelerde ısı değıştirci sistemler kullanılır.

Enjeksiyon preslerde kullanılan hidrolik ünitelerinde yağ soğutma işlemi için genellikle Şekil 4.4' de gösterildiği gibi gövde-borulu ısı değıştirciler kullanılır. Soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı ısı değıştirci sistemleri, hidrolik yağ debisi, istenilen yağ çalışma sıcaklığı, su giriş sıcaklığı ve su debisine göre tasarlanmaktadır.



Şekil 4.4 Enjeksiyon makinesi hidrolik yağ soğutma eşanjörü

#### 4.2.1 Enjeksiyon makinelerinde hidrolik ünite soğutma suyu sıcaklığı seçimi

Enjeksiyon preslerde yer alan hidrolik ünitelerin düzgün ve verimli çalışabilmesi için, kullanılan yağın da uygun şekilde soğutulması ihtiyacı vardır. Aksi takdirde

performans düşer ve aşınmalar artar. Bu durumda enerji kaybının artmasının yanı sıra, makine ömrü de kısılacaktır. Yağ soğutma işleminin doğru şekilde yapılması durumunda bu sorunlar önlenecektir.

Yağ soğutma işlemi bir önceki bölümde anlatıldığı üzere genellikle gövde-borulu ısı değiştirici sistemlerle yapılmaktadır. Yağ soğutma işlemi için kullanılacak ısı değiştiricilerin tasarımı yapılırken, soğutma suyu sıcaklığının belirli bir aralık içinde olacağı ve suyun belirli bir devirde ısı değiştiriciye gireceği kabul edilmektedir. Isı değiştirici tasarım hesaplarında kullanılan soğutma suyu sıcaklığı ve debi değerleri genellikle enjeksiyon preslerin kullanım şartlarını anlatan teknik dökümanlarda istenilen değerler olarak belirtilmektedir. Yağ soğutma ısı değiştirici sistemlerinde kullanılması gereken soğutma suyu sıcaklığı ve su debi değerlerinin belirtilmediği durumlarda hesaplama şu şekilde yapılmaktadır;

$$T_{co} = \text{Soğutma suyu çıkış sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{ci} = \text{Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{ho} = \text{Yağ çıkış sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{hi} = \text{Yağ giriş sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

Yağ çıkış sıcaklığı hidrolik ünite için istenilen yağ çalışma sıcaklığı alınmalıdır. Yağın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı ise çalışma sırasında yağa yüklenen ısı yükü yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{W} = \text{hidrolik ünite güç değeri(kW) ise}$$

$$Q_p = \text{çalışma sırasında yağa geçen ısı enerjisi (kW)}$$

$$Q_p = \dot{W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_S} \right) \quad (4.15)$$

$q_1$  = Isı değiştiricide uzaklaştırılması gereken ısı enerjisi (kw)

$$Q_p = q_1 \quad (4.16)$$

$$A = N \pi D L \quad (4.17)$$

$\dot{m}_c$  = Yağ debisi (kg/s)

$$q_1 = c_p \dot{m}_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (4.18)$$

Bu formül sonucu ortaya çıkan denklem çözülr ve yağ giriş sıcaklığı bulunur. Daha sonra soğutma sisteminde kullanılması düşünölen soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu debisi aşağıdaki denklemlerde yerine konularak, ısı değiştirici için olması gereken boru boyu değeri bulunur. Bulunan bu değer formülde yerine konulan soğutma suyu değerlerine göre olması gereken ısı değiştirici boyunu verecektir. Bulunan boru boyu değeri gerçek değer ile karşılaştırılarak , hidrolik ünitenin sisteme yüklediği ısı enerjisinin, hesaplarda kullanılan soğutma suyu değerleriyle uzaklaştırıp uzaklaştıramayacağı tespit edilir.

$\dot{m}_h$  = Soğutma suyu debisi (kg/s)

$N$  = Boru demeti sayısı (adet)

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_c}{N} \quad (4.19)$$

$D$  = Boru çapı (mm)

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_i}{\pi D \mu} \quad (4.20)$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,4} \quad (4.20)$$

$$h_i = \frac{k}{D} Nu_D \quad (4.21)$$

$$U = \frac{1}{(1/h_o) + (1/h_i)} \quad (4.21)$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[ \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right]} \quad (4.22)$$

$$q = UAF\Delta T_{lm,cf} \quad (4.23)$$

Formülde yer alan F değeri Ek. 2. de verilen tablo yardımıyla bulunur ve L değeri çözülür.

L = Olması gereken ısı değiştirici boyu(m)

$$A = LD\pi N \quad (4.24)$$

$$L = \frac{q}{UF\Delta T_{lm,cf} D\pi N} \quad (4.25)$$

Günümüzde enjeksiyon makinelerinde kullanılan hidrolik yağ soğutma sistemleri için genellikle 20-30 C civarında soğutma suyuna ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak bu değer enjeksiyon makinesinde yer alan hidrolik yağ soğutma sistemine göre zaman

zaman farklılık gösterebilmektedir. Bu sebeple makine üreticisinin yapmış olduğu hidrolik yağ soğutma sisteminin tasarımı göz önüne alınarak, sisteme ait teknik dokümanlarda yer alan optimum soğutma suyu sıcaklık değeri mutlaka kontrol edilmelidir.

Yağ soğutma işlemlerinde çok çeşitli soğutma sistemleri kullanılabilir. Chiller üniteleri, soğutma kuleleri, ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutucu sistemler bunlardan bazılarıdır. Alternatif sistemler arasında teknik kıyaslama yapılırken sistemin fazla karmaşık olmamasına dikkat edilmelidir. Zira, karmaşık sistemlerin daha fazla soruna neden olma olasılıkları vardır. Bu sorunları önlemek amacıyla alınabilecek önlemler de sistem oranında karmaşık ve pahalı olacaktır. Bu sayede sistemin daha güvenli çalışması sağlanabilir. Ekonomik değerlendirme yapılırken sistemin yatırım maliyeti ve işletme maliyeti masrafları birlikte hesaba katılmalıdır.

### **4.3 Ekstruder Makinelerinde Soğutma İhtiyacı Hesaplaması**

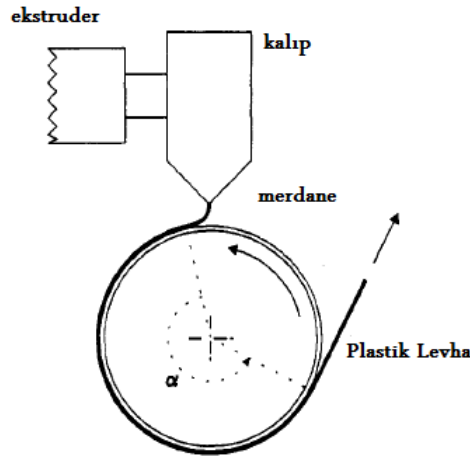
Ekstruder makinelerinde plastik malzeme barelde ısıtılarak eritilir ve eriyik haldeki plastik malzeme şekillenmesi için kalıba gönderilir. Ekstruder kalıbında şekillenen plastik malzemenin sıcaklığı plastik malzemenin eriyik sıcaklığındadır. Nihai ürünün oluşabilmesi için plastik malzemenin sıcaklığının camsı geçiş sıcaklığın altında bir sıcaklığa kadar soğutulması gerekmektedir. Levha ekstruderlerinde bu işlem merdaneler aracılığıyla, profil ekstruderlerinde ise soğutma havuzları aracılığıyla gerçekleşmektedir.

Gerek levha ekstruderlerinde gerekse profil üretimi yapan ekstruderlerde soğutma ihtiyacı benzer şekilde hesaplanmaktadır. İşlenen malzemenin eriyik sıcaklığı ve nihai ürün olarak elde edilme sıcaklığı arasındaki fark hesaplamalarda sıcaklık farkı olarak alınır. Daha sonra sıcaklık farkı olarak bulunan değer işlenen plastik malzemenin özgül ısı katsayısı ve birim zamanda ekstruder makinesinde işlenen malzeme miktarı ile çarpılarak birim zamanda oluşan soğutma yükü hesaplanmış olur. Levha ekstruderlerinde eriyik haldeki plastik malzemenin kaybettiği ısının bir bölümü ortama aktarılmaktadır. Bu sebeple, levha ekstruderlerinde merdaneler üzerinde oluşan



soğutma yükü, profil ekstruderlerinde oluşan soğutma yüküne nazaran bir miktar düşüktür.

Levha ekstruderlerinde, kalıptan çıkan eriyik haldeki plastik malzeme, soğutma merdanelerinin üzerine açısıl bir temas ile düşer ve burada soğuyarak merdane üzerinde bir film haline gelir. Merdane üzerindeki plastik malzemeden merdane içerisindeki soğutma kanallarında bulunan soğutucu akışkana ısı transferi Şekil 4.5' deki gibi gerçekleşir (Kumpinsky, 1993).



Şekil 4.5 Levha ekstruderi merdane soğutma sistemi (Kumpinsky, 1993)

Levha ekstruderinde merdaneler aracılığıyla soğutma suyuna geçen ısı transferini hesaplarken şu kabuller kullanılacaktır;

- Sistem sürekli rejimdedir.
- X yönünde tek boyutlu ısı transferi gerçekleşmektedir.
- Merdanenin iç yüzeyi adyabatik bir ortamdır.
- Merdane malzemesinin, plastik malzemenin ve havanın özellikleri sabittir.
- Levha boyunca sıcaklık dağılımı uniformdur.
- Soğutma kanallarında sıcaklık dağılımı uniformdur.

$T_{\text{eriyik}}$  =Plastik eriyik sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_{\text{çıkış}}$  =Levhanın merdaneden çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$q_{\text{hava}}$  =Levhadan atmosfere ısı geçişi (kcal/h)

$$q_{\text{soğutucu\_akışkan}} = q_{\text{toplam}} - q_{\text{hava}} \quad (4.26)$$

$q_{\text{toplam}}$  =Levhanın soğuması sonucu oluşan toplam ısı geçişi(kcal/h)

Levhanın soğuması sonucu oluşan ısı yükünü hesaplamak için ekstruderde kullanılan plastik malzemenin hangi çeşit polimer olduğu ve bu polimerlerin için camısı geçiş sıcaklıkları, özgül ısı katsayısı gibi bilgilere ihtiyaç duyulacaktır. Ekstruder levha üretiminde kullanılan polimer türleri ve istenilen özellikleri Ek. 3. de yer almaktadır.

$\dot{m}_{\text{plastik}}$  =Ekstruder kapasitesi (kg/saat)

$$q_{\text{toplam}} = C_{\text{polimer}} \cdot \Delta T \cdot \dot{m}_{\text{plastik}} \quad (4.27)$$

Ekstruderde üretilen plastik levhanın şekillenmesi için üzerinden atılması gereken toplam ısı yükünün bulunmasından sonra, soğuma sırasında ısı transferinin bir kısmının gerçekleştiği atmosfer ile levha arasındaki birim zamandaki ısı akımının hesaplanması gerekir. Bu hesaplama şu şekilde yapılır;

$T_{\text{eriyik}}$  =Plastik eriyik sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

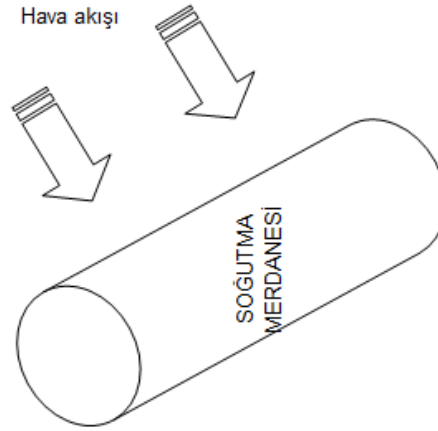
$T_{\text{çıkış}}$  =Levhanın merdaneden çıkış sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

$T_{\text{hava}}$  =Merdane etrafındaki hava sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

Isı transferi denkleminin oluşturulması için levhanın merdane ilerlemesi boyunca sabit sıcaklıkta ilerlediği kabul edilerek, denklemlerde merdane yüzey sıcaklığı ortalama levha sıcaklığı yüzey sıcaklığı olarak kabul edilecektir.

$T_{\text{merdane\_yüzeyi}}$  =Ortalama levha yüzey sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$$T_{\text{merdane\_yüzeyi}} = \frac{T_{\text{erişik}} + T_{\text{çıkış}}}{2} \quad (4.27)$$



Şekil 4.6 Merdane-hava etkileşimi

Hava akışı ile soğutma merdanesi yüzeyinden havaya geçecek olan ısı geçişini şu şekilde hesaplayabiliriz;

$T_f$  =Film sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

$$T_f = \frac{T_{\text{hava}} + T_{\text{merdane\_yuzeyi}}}{2} \quad (4.27)$$

Film sıcaklığındaki havanın özellikleri için Ek. 4. de yer alan tablodaki değerler kullanılarak Re ve Nu sayıları hesaplanır.

$$v = m^2/s$$

$$\lambda = \text{Isı iletim katsayısı (kcal/mh}^0\text{C)}$$

$$D = \text{Merdane Çapı (m)}$$

$$\mu = \text{Vizkozite (kg/s.m)}$$

$$\rho = \text{Kütle yoğunluğu (kg/m}^3\text{)}$$

$$V = \text{Hava akımı hızı (m/s)}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (4.28)$$

Silindir üzerindeki çapraz akışlar için Hilpert'in ampirik bağıntısı kullanılarak gerekli hesaplamalar yapılır (Incropera, et al., 2001) ;

$$Pr = \text{prandtl\_sayısı}$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (4.29)$$

Bu formülde yer alan C ve m değerleri Çizelge 4.2 den bakılarak belirlenir. Daha sonra bulunan h değeri aşağıdaki formülde yerine konularak oluşan ısı geçişi hesaplanmış olur.

Çizelge 4.2 Re değerleri için sabit C ve m katsayıları (Incropera, et al., 2001)

$Re_D$	C	m
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

L=levha genişliği(m)

$$A=\pi DL \quad (4.30)$$

$$q=\bar{h} A(T_{\text{merdane\_yüzeyi}} - T_{\text{hava}}) \quad (4.31)$$

Levha yüzeyinden havaya geçen ısı akımı bulunduktan sonra bu değer, toplam ısı akımından çıkarılarak, levhadan soğutucu akışkana geçen ısı akımı değeri bulunabilir.

$$q_{\text{soğutucu\_akiskan}} = q_{\text{toplam}} - q_{\text{hava}} \quad (4.32)$$

### 4.3.1 Ekstruder makinelerinde kullanılacak soğutma suyu sıcaklığı

Ekstruder makinelerinde kullanılacak olan soğutma suyu sıcaklığı, enjeksiyon kalıplarında olduğu gibi ürün başına gerçekleşen çevrim süresini doğrudan etkilemektedir. Bu sebeple bu makinelerde kullanılacak olan soğutma suyu sıcaklığı

çok büyük önem taşımaktadır. Levha ekstruderleri için soğutma suyu sıcaklığı ve çevrim süresi arasındaki bağıntı şu şekilde gerçekleşmektedir (Hensen, et al., 1997);

$s$  = Plastik levhanın et kalınlığı

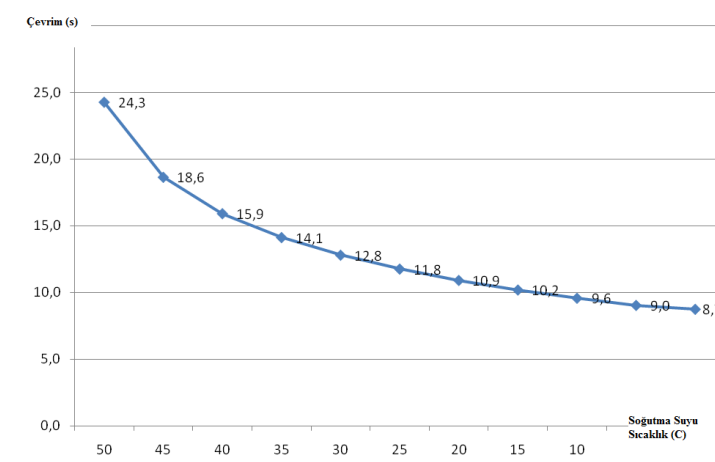
$a$  = ısı difüzyon katsayısı

$T_m$  =Eriyik sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

$T_e$  =Plastik parçanın kalıptan çıkış sıcaklığı( $^{\circ}C$ )

$$t_k = \frac{s^2}{\pi^2 a} \ln\left(\frac{8}{\pi^2}\right) \left(\frac{T_m - T_w}{T_e - T_w}\right) \quad (4.33)$$

Enjeksiyon prosesi için yapılan grafik ekstruderlerde üretilen levha içinde yapılacak olursa soğutma süresinin soğutma suyu ile orantılı bir şekilde düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.7 Ekstruderler için soğutma suyu sıcaklığı-çevrim ilişkisi

## BÖLÜM 5

### EBİ PLASTİK FABRİKASI SOĞUTMA İHTİYACI

Arçelik Eskişehir Buzdolabı işletmesi (EBİ) 2,5 milyona yaklaşan üretim miktarıyla ülkemizin önemli üretim tesislerinden birisidir. İşletme tek çatı altında üretim yapan, dünyanın en büyük buzdolabı işletmesidir. Arçelik Eskişehir Buzdolabı işletmesi toplam üretiminin %69'unu 75'in üzerinde farklı ülkeye ihraç etmektedir.

İşletme, buzdolabı üretiminde kullanılan birçok plastik parçanın üretimini kendi bünyesinde bulunan plastik fabrikasında yapmaktadır. EBİ Plastik Fabrikası sahip olduğu 42 enjeksiyon makinesi ve 6 ekstruder makinesi ile yıllık yaklaşık olarak 55000 ton plastik malzeme işleme kapasitesine sahiptir.

EBİ Plastik Fabrikası yıllık ortalama 312 gün plastik parça üretimi yapan Eskişehir ilinin en büyük plastik işletmesidir. Bu büyük işletmenin maliyet giderleri içerisinde en önemli bölümlerden birini enerji sarfiyatı oluşturmaktadır. EBİ plastik fabrikasının harcadığı elektrik enerjisinin büyük kısmı plastik üretiminde kullanılan ekipmanların soğutma ihtiyacının karşılanması sırasında harcanmaktadır. Yapılan bu çalışma ile hedeflenen, soğutma için kullanılan enerji sarfiyatının bulunacak olan iyileştirme olanakları sayesinde azaltılmasıdır. İyileştirme çalışmalarına başlamadan yapılması gereken en önemli adımı EBİ plastik fabrikasının soğutma ihtiyacının doğru bir şekilde hesaplanması oluşturmaktadır.

#### **5.1 EBİ Plastik Fabrikasında Soğutma İhtiyacı Olan Ekipmanlar**

EBİ plastik fabrikasında buzdolabı üretiminde kullanılan sebzelik, kapı rafı, cam raf gibi plastik aksesuar parçaları enjeksiyon makinelerinde, iç gövde plastiği ve kapı plastiği ise ekstruder makinelerinde üretilmektedir. EBİ plastik fabrikasında merkezi bir soğutma sistemi kullanılarak soğutulması gereken ekipmanlar şunlardır;

- 42 Adet enjeksiyon makinesinde üretim yapan enjeksiyon kalıpları
- 42 Adet enjeksiyon makinesine ait hidrolik yağ sistemi
- 6 Adet levha ekstruderine ait soğutma merdaneleri

## 5.2 EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Kalıpları Soğutma İhtiyacı

EBİ plastik fabrikasında bulunan 42 adet enjeksiyon makinesinde yaklaşık olarak 270 adet kalıp aktif olarak kullanılmaktadır. Yine EBİ plastik fabrikası parkında 12 adet farklı plastik malzeme işlenebilmektedir.

Fabrikanın soğutma ihtiyacının hesaplanması için 270 kalıbın 42 makineye dağıtıldığı farklı kombinasyonlar incelendi ve oluşabilecek en ağır şartlar göz önüne alınarak soğutma yükü hesaplandı. Soğutma yükünün hesaplandığı en ağır şartlarda özellikle sıcak yolluk sistemine sahip, birim zamandaki malzeme işleme kapasitesi en fazla olan ve özgül ısı katsayısı en yüksek olan plastik malzeme türü seçildi. Bu kriterlere göre 42 enjeksiyon makinesi için oluşan en ağır soğutma yükü durumu Ek.5’de yer alan tabloda gösterildiği şekilde oluşmuştur.

EBİ plastik fabrikasında bulunan tüm enjeksiyon makineleri için en ağır soğutma yükü kombinasyonu hazırlandıktan sonra, her makine için Bölüm 4 de anlatılan soğutma yükü hesaplama metoduna göre birim zamanda oluşan soğutma ihtiyacı hesaplandı. Bir makine için örnek bir hesaplama yapılacak olursa;

$$T_i = \text{Plastik enjeksiyon sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$T_i = 215^\circ\text{C}$$

$$T_e = \text{Parçanın kalıptan çıkış sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$T_e = 35^\circ\text{C}$$



$c_p$  =Plastik malzeme özgül ısısı (cal/g °C)

Özgül ısı değeri Ek. 3 'de yer alan tablodan alınabilir.

$$c_p = 1,6747 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_i - T_e \quad (5.1)$$

$$\Delta T = 215 - 35 = 180^\circ\text{C}$$

$\dot{m}$  =Birim zamanda işlenen malzeme miktarı(g/saat)

$\dot{\zeta}$  =Birim zamandaki çevrim sayısı(adet/saat)

$$\dot{\zeta} = 3600/48 = 75 \text{ (adet/saat)}$$

$$\dot{m} = m_{\text{parça}} \cdot \dot{\zeta} \quad (5.2)$$

$$m_{\text{parça}} = 530 \text{ g}$$

$$\dot{m} = 530 \times 75 = 39750 \text{ g/saat}$$

$$q_{\text{soğutma}} = C_p \cdot \Delta T \cdot \dot{m} \quad (5.3)$$

$$q_{\text{soğutma}} = 1,6747 \times 180 \times 39,750 = 11982,47 \text{ kJ/saat}$$

$$q_{\text{soğutma}} = 2861 \text{ kcal/saat}$$

$$q_{\text{soğutma}} = 3,32 \text{ kW}$$

Örnek hesaplamamanın yapıldığı bu kalıp için ayrıca sıcak yolluk sisteminin getirdiği ekstra soğutma yükü de hesaplanmalıdır. Ancak, bu hesabın yapılabilmesi için ilk olarak kalıp içerisindeki soğutma kanallarına ait ısı taşınım katsayısının bulunması gerekmektedir.

$$h = \text{Taşınım Katsayısı (W/m}^2\text{K)}$$

$$q_s = \text{Suya geçen ısı akısı (W)}$$

$$T_e = \text{Plastik parça eriyik sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$T_\infty = \text{Soğutma suyu sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$A = \text{Soğutma kanalı ısı transfer yüzeyi (m}^2\text{)}$$

$$D = \text{Soğutma kanalı çapı (m)}$$

$$L = \text{Soğutma kanalı uzunluğu (m)}$$

$$A = \pi DL \tag{5.4}$$

$$D = 0,01m$$

$$L = 0,8m$$

$$T_\infty = 15^\circ\text{C kabul edilirse;}$$

$$q_s = Ah(T_e - T_\infty) \tag{5.5}$$

$$h = \frac{3320}{0,01 \times 0,6 \times 3,14 \times 200} = 0,66 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$q''_h = \text{Sıcak Yolluk İçin Isı Akısı (kW/m}^2\text{)}$$

$$q''_{hs} = \text{Sıcak Yolluktan Soğutma Suyuna Geçen Isı Akısı (kW/m}^2\text{)}$$

$$q''_h = 220 \text{ (kW/m}^2\text{)}$$

$$q''_{hs} = h(T_2 - T_\infty) \quad (5.6)$$

$$T_2 = T_\infty + \frac{q''_h}{h} \quad (5.7)$$

$$T_2 = 353^\circ\text{C}$$

$$q''_{hs} = 221,1 \text{ kW/m}^2$$

Bulunan sonuç soğutma kanallarının yüzey alanı ile çarpılır ise sıcak yolluktan soğutma suyuna geçen ısı geçişi bulunur.

$$q_{hs} = 5,55 \text{ kW}$$

Görüldüğü üzere kalıp üzerinde yer alan sıcak yolluk sistemi, kalıbın soğutma kapasitesi gereksinimini doğrudan etkilemektedir. Sıcak yolluğun kalıba verdiği ısıyı hesaplamak için kullanılan teorik yöntemde bu kalıp için 5.55 kW bulundu. Pratikte çokca kullanılan % 70 yaklaşımına göre sıcak yolluk sistemin sahip olduğu gücün % 70 i kadarı kalıp üzerinde soğutma yükü oluşturmaktadır. Bu şekilde hesaplama yapılırsa, 5,46 kW sıcak yolluk vasıtası ile soğutma yüküne ek olarak gelen değerdir. İki değer

arasında çıkan bu yaklaşık değer göz önünde bulundurularak, diğer kalıplar için % 70 yaklaşımı kullanılmıştır.

Örnek hesaplamada izlenen yol, diğer tüm makineler için de uygulanmış toplam olarak EBİ plastik fabrikasında enjeksiyon kalıplarını soğutmak için 427 kW soğutma gücü gerektiği bulunmuştur. Bu değer yaklaşık olarak 367.200kcal/h olarak ifade edilebilir. Bütün enjeksiyon kalıpları için bulunan soğutma yükü Ek. 6' da yer alan tabloda verilmiştir.

### 5.3. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Makineleri Hidrolik Yağ Soğutma İhtiyacı

Enjeksiyon makinelerinde bulunan hidrolik yağların soğutma ihtiyacını bulmak üzere Bölüm 5 de aşağıdaki şu formül üretilmiştir;

$$Q(kw)=\dot{W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_s} \right) \quad (5.8)$$

EBİ plastik fabrikasında bulunan 42 adet enjeksiyon makinesinin hidrolik pompa güç değerleri bu formülde kullanılmak üzere makinelere ait kataloglarından öğrenildi. Örnek olarak 420 ton luk bir enjeksiyon makinesinin hidrolik pompa güç değeri 72 kw olarak tespit edilmiştir. Bu değer yukarıdaki formülde yerine koyulduğu zaman bu makinenin soğutma ihtiyacı 36 kW olarak hesaplanmaktadır. Diğer tüm makineler için benzer şekilde hesaplama yapıp toplandığında, tüm enjeksiyon makinelerinin çalışması halinde 1675kW soğutma ihtiyacı meydana gelmektedir. Bir başka ifade ile EBİ plastik fabrikası enjeksiyon pres hidrolik yağ soğutma yükü 1.440.240 kcal/h dir. Makinelerin ayrıntılı olarak hidrolik yağ soğutma ihtiyaçları aşağıdaki Ek. 7.' de yer alan tabloda verilmiştir.

### 5.3.1 EBİ plastik fabrikası enjeksiyon makineleri hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılacak su sıcaklığının belirlenmesi

EBİ plastik fabrikasında yer alan enjeksiyon preslere ait hidrolik yağ soğutma sistemlerinde kullanılacak olan soğutma suyu sıcaklığının belirlenmesi için ilk olarak makine üreticilerine ve makinelere ait teknik dokümanlara başvurulmuştur. 40 adet enjeksiyon prese ait hidrolik yağ sistemleri için istenilen soğutma suyu sıcaklığı makine üreticilerinin belirlemiş olduğu teknik dokümanlar yardımıyla belirlenmiştir. Bu dokümanlara göre 40 adet enjeksiyon preste kullanılması gereken soğutma suyu sıcaklığı en fazla 30 °C , en az 20 °C olmalıdır.

Hidrolik yağ sistemelerine ait bilgilerine ulaşılamayan 2 adet makine için ise bölüm 4' de belirtildiği şekilde hesaplama yapılmıştır. Buna göre ;

$$T_{CO} = \text{Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{Ci} = \text{Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{ho} = \text{Yağ Çıkış Sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{hi} = \text{Yağ Giriş Sıcaklığı (}^{\circ}\text{C)}$$

Yağ çıkış sıcaklığı hidrolik ünite için istenilen yağ çalışma sıcaklığı alınmalıdır. Yağ üreticisinden alınan bu değer 35 °C dir.

$$\dot{W} = \text{hidrolik ünite güç değeri(kW)}$$

$$\dot{W} = 90 \text{ kW}$$

$$Q_p = \text{çalışma sırasında yağa geçen ısı enerjisi (kW)}$$

$$Q_p = \dot{W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_S} \right) \quad (5.9)$$

$$\left( \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_S} \right) = 0,5 \text{ alınır}$$

$$Q_p = 45 \text{ kW}$$

$q_1$  = ısı değiştiricide uzaklaştırılması gereken ısı enerjisi (kw)

$$Q_p = q_1$$

$\dot{m}_c$  = Yağ debisi (kg/s)

$$\dot{m}_c = 2,5 \text{ (kg/s)}$$

Ek. 8.'de verilen tablo yardımıyla yağ için özgül ısı değeri bulunur.

$$c_p = 0,46 \text{ kcal/kgK}$$

$$T_{ho} = 35^\circ \text{C}$$

$$q_1 = 38693 \text{ kcal/h}$$

$$q_1 = c_p \dot{m}_c (T_{ho} - T_{hi}) \quad (5.10)$$

Veriler formülde yerine koyulursa ısı değiştiriciye yağ giriş sıcaklığı  $44,3^\circ \text{C}$  çıkmaktadır.

Bu formül sonucu ortaya çıkan denklem çözülür ve yağ giriş sıcaklığı bulunur. Daha sonra soğutma sisteminde kullanılması düşünülen soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu debisi aşağıdaki denklemlerde yerine konularak, olması gereken ısı değiştiriciye ait boru boyu değeri bulunur. Bulunan bu değer formülde yerine konulan soğutma suyu değerlerine göre olması gereken ısı değiştirici boyunu verecektir. Bulunan boru boyu değeri gerçek değer ile karşılaştırılarak , hidrolik ünitenin sisteme yüklediği ısı enerjisini uzaklaştırıp uzaklaştıramayacağı analiz edilir.

$$T_{ci} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_h = \text{Soğutma suyu debisi (kg/s)}$$

$$\dot{m}_h = 4 \text{ (kg/s)}$$

Ek. 9.'da verilen tablo yardımıyla su için özgül ısı değeri bulunur

$$c_p = 0,998 \text{ kcal/kgK}$$

Bu değerler ve aşağıda yer alan denklem yardımıyla soğutma suyu çıkış sıcaklığı bulunur.

$$q_1 = c_p \dot{m}_h (T_{co} - T_{ci}) \quad (5.11)$$

$$T_{ci} = 27,4 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ bulunur}$$

$$N = \text{Boru demeti sayısı (adet)}$$

$$N = 10 \text{ adet}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_c}{N} \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_1 = 0,4 \text{ kg/s}$$

D = Boru çapı (mm)

$$D = 25 \text{ (mm)}$$

$$\mu = 548 \times 10^{-6} \text{ Ns / m}^2$$

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}_i}{\pi D \mu} \quad (5.13)$$

$$\text{Re}_D = \frac{4 \times 0,4}{3,14 \times 0,025 \times 548 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re}_D = 37193 \text{ akış türbülanslı}$$

$$\text{Nu}_D = 0,023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{0,4} \quad (5.14)$$

$$\text{Nu}_D = 0,023 \times 37193^{4/5} \times 3,56^{0,4}$$

$$\text{Nu}_D = 173$$

$$k = 0,643 \text{ W/mK}$$

$$h_i = \frac{k}{D} \text{Nu}_D \quad (5.15)$$



$$h_i = \frac{0,643}{0,025} \times 173$$

$$h_i = 4450W / m^2 K$$

$$h_o = 12000W / m^2 K$$

$$U = \frac{1}{(1/h_o) + (1/h_i)} \quad (5.16)$$

$$U = 3246W / m^2 K$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[ \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right]} \quad (5.17)$$

$$\Delta T_{lm,cf} = 13,14$$

$$q = UAF\Delta T_{lm,cf} \quad (5.18)$$

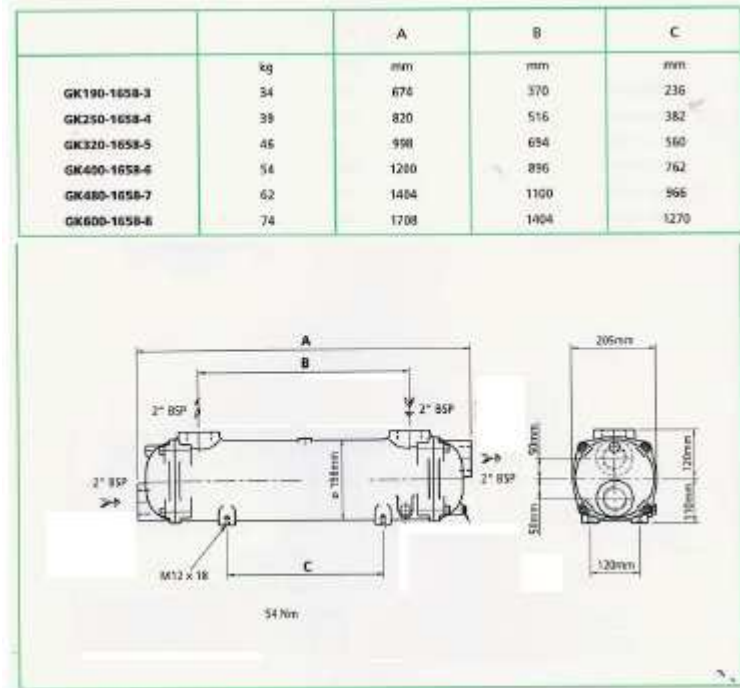
L = Olması gereken ısı değiştirici boyu(m)

$$A = LD\pi N \quad (5.19)$$

$$L = \frac{q}{UF\Delta T_{lm,cf} D\pi N} \quad (5.20)$$

$$L = 1,4m$$

Söz konusu makinede bulunan ısı değiştirici boyu 1,7 m, hesaplama sonucu olması gereken değer olan 1.4 m den uzun olduğu için, 25 C soğutma suyu sıcaklığı bu sistem için uygundur.



şekil 5.1 Enjeksiyon pres hidrolik yağ soğutma eşanjör değerleri

#### 5.4. EBİ Plastik Fabrikası Ekstruder Makineleri Soğutma İhtiyacı

EBİ plastik fabrikasında 6 adet farklı kapasite ve özelliklerde ekstruder makinesi bulunmaktadır. Ekstruder makinelerinde buzdolabı iç gövdesinde kullanılmak üzere değişik boyutlarda plastik levhalar üretilmektedir. Yaklaşık 5,2 ton/saat plastik hammadde işleme kapasitesine sahip EBİ plastik fabrikası ekstruder bölgesinde, soğutma merdaneleri için soğutma ihtiyacı bulunmaktadır.

EBİ plastik fabrikası ekstruder makinelerinde polistren plastik malzeme türü işlenmektedir. Ekstruder makinelerinin özellikleri Çizelge 5.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 EBİ plastik fabrikasında bulunan ekstruder listesi

Makine No	Kapasite (kg/h)
Ekstruder 1	550
Ekstruder 2	550
Ekstruder 3	550
Ekstruder 4	1800
Ekstruder 5	1400
Ekstruder 6	1400

Çizelge 5.1' de yer alan verilere göre ekstruder 6 makinesi için soğutma ihtiyacı şu şekilde yapılmaktadır;

$T_{eriyik}$  = Plastik eriyik sıcaklığı

$$T_{eriyik} = 240^{\circ}C$$

$T_{çıkış}$  = Levhanın merdaneden çıkış sıcaklığı

$$T_{eriyik} = 60^{\circ}C$$

$$\Delta T = T_{eriyik} - T_{çıkış} \quad (5.21)$$

$$\Delta T = 180^{\circ}C$$

$$c_{polimer} = 1,4235 \text{ kJ/kg}^{\circ}C$$

$\dot{m}_{\text{plastik}} = \text{ekstruder kapasitesi (kg/saat)}$

$\dot{m}_{\text{plastik}} = 1400 \text{ (kg/saat)}$

$$q_{\text{toplaml}} = C_{\text{polimer}} \cdot \Delta T \cdot \dot{m}_{\text{plastik}} \quad (5.22)$$

$q_{\text{toplaml}} = 85678,5 \text{ kcal/saat}$

$q_{\text{hava}} = \text{Levhadan atmosfere ısı transferi (kcal/h)}$

$T_{\text{hava}} = \text{Merdane etrafındaki hava sıcaklığı}$

$T_{\text{hava}} = 32^\circ \text{C}$

$T_{\text{levha\_yüzeyi}} = \text{Ortalama levha yüzey sıcaklığı}$

$T_{\text{levha\_yüzeyi}} = 150^\circ \text{C}$

$T_{\text{hava}} = 32^\circ \text{C}$  de hava özellikleri ;

$\nu = 16,97 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$\lambda = \text{ısı iletim katsayısı (kcal/mh}^\circ \text{C)}$

$\lambda = 0,0233 \text{ (kcal/mh}^\circ \text{C)}$

$Pr = \text{Prandtl sayısı}$

$Pr = 0,71$

$V$ =Hava akımı hızı (m/s)

$V$ , hava akımı hızı, levha hat hızına eşit olarak kabul edilebilir.

$V = 0,04$  (m/s)

$D = 0,75$ m

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (5.23)$$

$Re = 1767$

Silindir üzerindeki çapraz akışlar için Hilpert'in ampirik bağıntısı kullanılarak gerekli hesaplamalar yapılır (Incropera, et al., 2001) ;

$Pr$  = Prandtl sayısı

$$Nu = \frac{h D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (5.24)$$

$C$  ve  $m$  değerleri Çizelge 5.2' den alınır.

Çizelge 5.2  $Re$  değerleri için sabit  $C$  ve  $m$  katsayıları (Incropera, et al., 2001)

$Re_D$	$C$	$m$
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
10000 - 400000	0.027	0.805

$$Nu=0,683 \times 1767^{0,466} \times 0,71^{1/3}$$

$$Nu=19,86$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (5.25)$$

$$k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK alınırsa;}$$

$$h = 0,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$L = \text{levha genişliği (m)}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad (5.26)$$

$$A = 4,71 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{hava}} = hA(T_{\text{merdane\_yüzeyi}} - T_{\text{hava}}) \quad (5.27)$$

$$q_{\text{hava}} = 362 \text{ kcal/h}$$

Ekstruderde yer alan üç adet merdane için;

$$q_{\text{hava}} = 1086 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{soğutucu\_akışkan}} = Q_{\text{toplam}} - q_{\text{hava}} \quad (5.28)$$

$q_{\text{toplam}} = \text{Levhanın soğuması sonucu oluşan toplam ısı yükü (kcal/h)}$

$$q_{\text{soğutucu\_akışkan}} = q_{\text{toplam}} - q_{\text{hava}} \quad (5.29)$$

$$q_{\text{soğutucu\_akışkan}} = 84592 \text{ kcal/h}$$

Örnek uygulamaya benzer şekilde diğer ekstruder makinelerine de aynı hesaplar yapıldığı zaman, ekstruder bölgesi için soğutma yükü miktarı 382.335 kcal/saat olarak hesaplanmaktadır.

Çizelge 5.3 EBİ plastik fabrikası ekstruder soğutma yükü tablosu

Makine No	Kapasite (kg/h)	Soğutma İhtiyacı (kcal/h)
Ekstruder 1	550	33645
Ekstruder 2	550	33645
Ekstruder 3	550	33645
Ekstruder 4	1800	110112
Ekstruder 5	1400	86694
Ekstruder 6	1400	84592
TOPLAM (kcal/h)		382335

### 5.5. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon ve Ekstruder Proseslerinde Kullanılacak Soğutma Suyu Sıcaklığının Belirlenmesi

Bölüm 4' de enjeksiyon ve ekstruder prosesi için soğutma suyu sıcaklığı ile çevrim süresi arasındaki bağıntı anlatılmıştı. Bu bağıntı sonucunda çizilen grafiklerde çevrim süresi ve soğutma suyu sıcaklığı arasındaki ilişki netleştirilmişti. Bu grafikte yer alan veriler kullanılarak bu bölümde kullanılacak su sıcaklığına karar verilecektir.

EBİ plastik fabrikasında enjeksiyon ve ekstruder proseslerinde kaç derecede soğutma suyu kullanılacağı şu şekilde analiz edilerek karar verilir;

Ekstruder için 10 C soğutma suyu için tahmini parça başına çevrim süresi = 10,2 s

Ekstruder için 15 C soğutma suyu için tahmini parça başına çevrim süresi = 9,6 s

Soğutma Suyu Sıcaklıkları için Çevrim Süresi Farkı = 0,6 s

Yıllık Ekstruderde Üretilen Parça Sayısı = 8.000.000 adet

Ekstruder Birim Saat İşletim Maaliyeti (İşçilik+Enerji) = 50 TL

Soğutma Suyu 10 C olursa kazanç =  $50 * 8.000.000 * 0,6 / 3600 = 66.000$  TL

Enjeksiyon için 10 C soğutma suyu için tahmini parça başına çevrim süresi = 12,8 s

Enjeksiyon için 15 C soğutma suyu için tahmini parça başına çevrim süresi = 12,2 s

Farklı Soğutma Suyu Sıcaklıkları için Çevrim Süresi Fark = 0,6 s

Yıllık Enjeksiyon Prosesinde Üretilen Parça Sayısı = 5.000.000 adet

Ekstruder Birim Saat İşletim Maaliyeti (İşçilik+Enerji) = 25 TL

Soğutma Suyu 10 C olursa kazanç =  $25 * 5.000.000 * 0,6 / 3600 = 20.000$  TL

Görüldüğü üzere enjeksiyon ve ekstruder proseslerinde 15 C soğutma suyu yerine 10 C soğutma suyu kullanıldığı zaman elde edilen kazanç toplam 86.000 TL/yıl dır. Ancak, bu durumun uygulanması halinde soğutma ihtiyacını karşılamak üzere enerji tüketimi maliyeti olacaktır. Bu maliyet chiller ünitelerinin 3 ay daha fazla çalışma ve bakım maliyetine eşit olacaktır. Eskişehir hava koşulları nedeniyle 10 C de su elde edilmek istiniyorsa 3 aylık dönemde soğutma kulesi yerine Chiller ünitesi kullanılması gereklidir. Bu durumun işletmeye enerji tüketimi açısından maliyeti yaklaşık 590.000



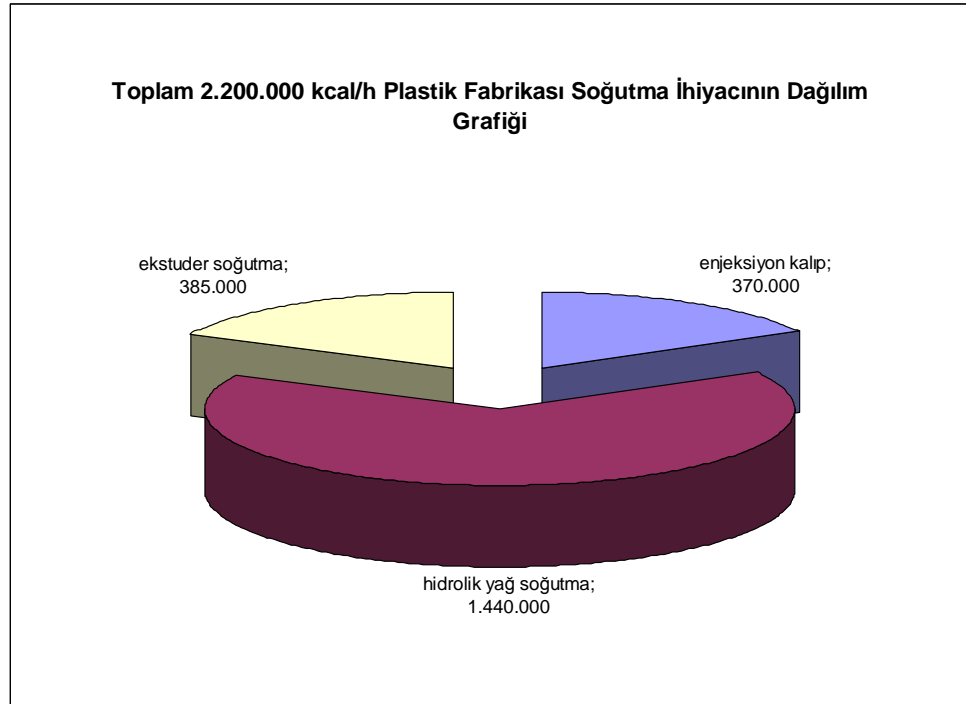
kWh dir. Elektrik birim fiyatı 0,17 TL/kWh kabul edilirse, bu durumun işletmeye yıllık maliyeti 100.000 TL dir.

Görüldüğü üzere soğutma suyu sıcaklığını 10 C de kullanmak işletmeye ek maliyete sebep olmaktadır. Bu yüzden enjeksiyon ve ekstruder proseslerinde 15 C soğutma suyu kullanımı maliyet açısından daha avantajlı durumdadır.

## BÖLÜM 6

### EBİ PLASTİK FABRİKASINDA KULLANILAN MEVCUT SOĞUTMA SİSTEMİ

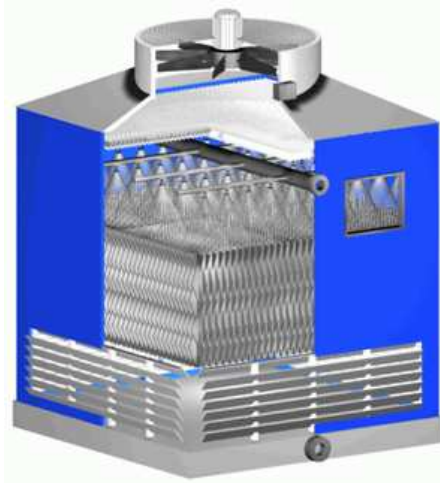
Bölüm 5 de anlatıldığı üzere EBİ plastik fabrikasında , 42 enjeksiyon pres ve 6 adet ekstruder makinesi için en ağır şartlar altında, 2.552 kW veya bir başka deyişle yaklaşık 2.195.000 kcal/h soğutma ihtiyacı oluşmaktadır. EBİ plastik fabrikasında oluşan bu soğutma ihtiyacı, mevcut durumda 3 adet soğutma kulesi ve 2 adet chiller kullanımı ile karşılanmaktadır. İşletmenin yer aldığı Eskişehir iline ait kuru termometre ve yağ termometre sıcaklıklarına göz önüne alınarak yaz ve kış mevsiminde soğutucu ekipmanlar farklı kombinasyonlar ile çalışmaktadır.



Şekil 6.1 EBİ plastik fabrikası soğutma yükü dağılımı

## 6.1 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Kuleleri ve Teknik Özellikleri

EBİ plastik fabrikası soğutma ihtiyacını karşılamak üzere 3 adet karşı akışlı cebri çekişli tip su soğutma kulesi kullanılmaktadır. Karşı akışlı cebri çekişli tip su soğutma kulelerinde, sistemde ısınan su, kule içerisine alındıktan sonra, yukarıdan aşağıya nozullar yardımıyla kule taban alanına muntazam olarak püskürtülür. Bu sırada, fan sayesinde hava yukarı doğru emilir. Püskürtülen su kütlelerinin kule dolguları üzerinde süzülürken parçalanması ve emilen hava ile karşılaşarak havaya ısı vermesi ve bir kısmının buharlaşması ile soğuma sağlanır.



Şekil 6.2 İşletmede kullanılan paket tipi soğutma kulesi

İşletmede yer alan soğutma kulelerinden biri 1.250.000 kcal/saat soğutma kapasitesine sahiptir ve maksimum 300 m<sup>3</sup>/saat suyu soğutabilmektedir. Diğer iki soğutma kulesi ise 1.750.000 kcal/saat soğutma kapasitesine sahip olup, maksimum 3502 m<sup>3</sup>/saat suyu soğutabilmektedirler. Tüm soğutma kulelerinin tasarımı, prosesden 31 C sıcaklığında gelecek olan suyu, 21 C yaş termometre sıcaklığında 26 C sıcaklığa soğutacak şekilde yapılmıştır.

Çizelge 6.1 EBİ plastik fabrikası soğutma kulesi özellikleri

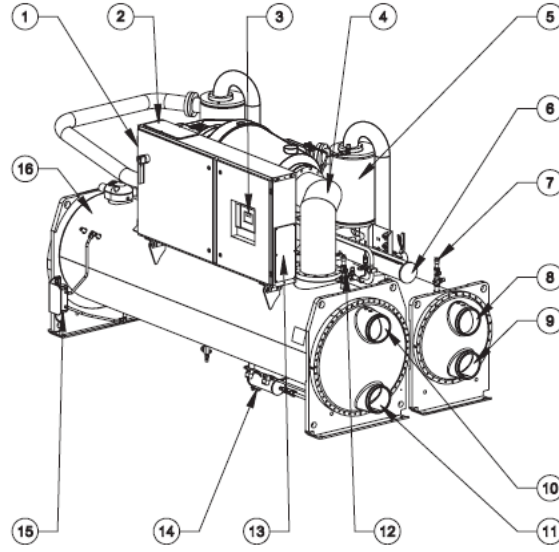
1 NOLU SOĞUTMA KULESİ TEKNİK ÖZELLİKLER	
Debi	300 m <sup>3</sup> /h
Kule Giriş Sıcaklığı	31 C
Kule Çıkış Suyu Sıcaklığı	26 C
Yaştermometre Sıcaklığı	21 C
Nominal Motor Gücü	2x7,5 kW
Çekilen Motor Gücü	2x6,75 kW
Soğutma Kapasitesi	1.500.000 kcal/saat
2 ve 3 NOLU SOĞUTMA KULESİ TEKNİK ÖZELLİKLER	
Debi	350 m <sup>3</sup> /h
Kule Giriş Sıcaklığı	31 C
Kule Çıkış Suyu Sıcaklığı	26 C
Yaştermometre Sıcaklığı	21 C
Nominal Motor Gücü	2x11 kW
Çekilen Motor Gücü	2x8,90 kW
Soğutma Kapasitesi	1.750.000 kcal/saat

## 6.2 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Chiller Üniteleri ve Teknik Özellikleri

EBİ plastik fabrikasında kullanılan soğutma kulelerine ek olarak, soğutma ihtiyacını karşılamak üzere iki adet su soğutmalı vida kompresörlü chiller ünitesi kullanılmaktadır.

İşletmede kullanılan chiller üniteleri tek kompresörlü bina içerisine kurulmak için tasarlanmış vidalı tip su soğutmalı sıvı soğutuculardır. Şekil 6.3' de kullanılan chiller ünitelerine ait parçalar ve ekipmanlar gösterilmiştir. Chiller ünitesinde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmakta olup, soğutma kapasitesi 375 tondur (yaklaşık 1.200.000 kcal/h).

Şekil 2 -Tıpkı RTHD Ünitesi İçin Parça Konumu

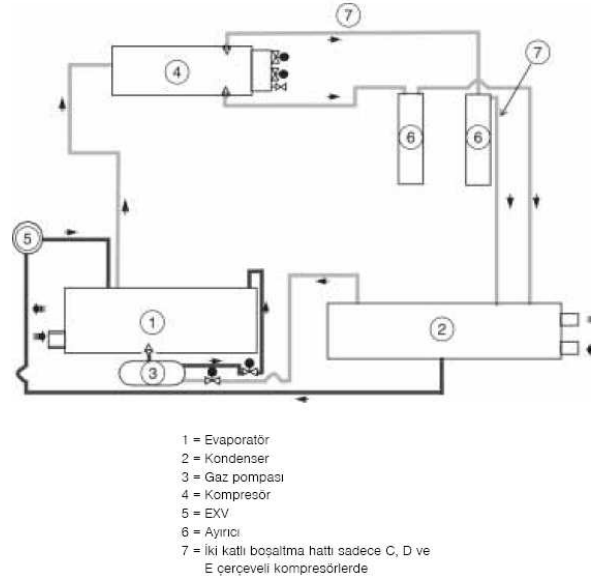


- |   |   |
|---|---|
| 1 - Starter/kontrol paneli  | 8 - Yoğuşturucu (Kondenser) su çıkışı   |
| 2 - Müşterinin tesisatı kurması için güç kablosu bağlantı kutusu  | 9 - Kondenser su girişi   |
| 3 - DynaView arabirimi  | 10 - Evaporatör su çıkışı   |
| 4 - Emme hattı  | 11 - Evaporatör su girişi   |
| 5 - Yağ ayırıcı   | 12 - LP emniyet valfi   |
| 6 - Yağ karteri   | 13 - Müşterinin tesisatı kurması için harici kontrol tesisatı bağlantı kutusu |
| 7 - HP emniyet valfi (sadece soğutucu yalıtım valfi opsiyonu ile) | 14 - Gaz pompası  |
|   | 15 - Sıvı seviye sensörü  |
|   | 16 - Evaporatör   |

Şekil 6.3 İşletmede kullanılan chiller ünitesi

İşletmede kullanılan soğutma grubunun döngüsü Şekil 6.4' de gösterildiği şekilde tamamlanmaktadır. Anahtar durum noktaları şekilde ayrıntılı bir şekilde gösterilmiştir.

Şekil 17 - Soğutucu Madde Akış Diyagramı



Şekil 6.4 İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait çalışma şeması

İşletmede kullanılan chiller ünitesinin teknik değerlerine bakıldığı zaman, evaporatör bölümünde bir saatte maksimum 350 m<sup>3</sup> su için soğutma yapılabildiği görülmektedir. Yine, ünite için hazırlanan teknik dökümanlar incelendiği chiller ünitesinin maksimum yük altında 271 kW elektrik enerjisi tükettiği görülmektedir.

Çizelge 6.2 İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait teknik veriler

<i>Min. / Max. Evaporatör Akış Oranları ( Litre / Saniye )</i>									
Evaporator Code	Two Pass			Three Pass			Four Pass		
	Min	Max	Nominal Conn Size (mm)	Min	Max	Nominal Conn Size (mm)	Min	Max	Nominal Conn Size (mm)
B1	16	70	200	11	46	150	---	---	---
B2	18	80	200	12	53	150	---	---	---
C1	20	89	200	13	59	150	---	---	---
C2	22	97	200	15	65	150	---	---	---
D1	26	114	200	17	76	200	---	---	---
D2	28	125	200	19	83	200	---	---	---
D3	31	134	200	20	89	200	---	---	---
D4	22	97	200	15	65	200	---	---	---
D5	22	97	200	15	65	200	---	---	---
D6	18	81	200	12	54	200	---	---	---
F1	28	125	200	19	83	200	---	---	---
<b>F1</b>	<b>36</b>	<b>156</b>	<b>250</b>	<b>24</b>	<b>104</b>	<b>200</b>	---	---	---
F2	38	168	250	25	112	200	---	---	---
G1	---	---	---	32	140	250	24	105	200
G2	---	---	---	35	152	250	26	114	200
G3	---	---	---	39	172	250	29	129	200

### Çizelge 6.3 İşletmede kullanılan chiller ünitesine ait teknik veriler-2

Tablo 6 - Kompresör Motoru Elektriksel Verileri - 50 Hz -

Nominal Voltaj		380	400	415
Kompresör Kodu	Voltaj Kullanım Alanı	361-395	380-420	394-436
B1 - B2	Maks. motor (kW)	139	145	148
	Maks. RLA (A)	233	233	233
	Yıldız bağlantısında içeri akım (A)	391	412	428
	Güç faktörü	0,910	0,900	0,880
C1 - C2	Maks. motor (kW)	201	209	213
	Maks. RLA (A)	349	349	349
	Yıldız bağlantısında içeri akım (A)	456	480	498
	Güç faktörü	0,875	0,865	0,850
D1 - D2 - D3	Maks. motor (kW)	271	280	284
	Maks. RLA (A)	455	455	455
	Yıldız bağlantısında içeri akım (A)	711	748	776
	Güç faktörü	0,905	0,890	0,870
E3	Maks. motor (kW)	288	301	306
	Maks. RLA (A)	488	488	488
	Yıldız bağlantısında içeri akım (A)	711	748	776
	Güç faktörü	0,900	0,890	0,870

## 6.3 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Sistemi Kullanım Sistematiği

EBİ plastik fabrikasında bulunan üç adet soğutma kulesi ve iki adet chiller ünitesi mevsim şartlarına göre farklı kombinasyonlarda çalışmaktadır. Eskişehir ilinin hava sıcaklığı değerleri düşünüldüğünde Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül ve Ekim aylarını içeren dönem yaz mevsimi, diğer ayları içeren dönem ise kış mevsimi olarak göz önüne alınabilir (Çizelge 6.4).

### 6.3.1 EBİ plastik fabrikasında kullanılan yaz mevsimi soğutma sistemi kullanımı

Eskişehir iline ait soğutma sistemleri tasarımı için kullanılan ve Ek.12' de verilen ASHRAE soğutma sistemi tasarım verilerine bakıldığında, yaş termometre sıcaklığının 20 C, kuru termometre sıcaklığının ise 32 C olarak hesaplandığı görülmektedir. Bu değerler aynı zamanda EBİ plastik fabrikası soğutma sisteminin yaz konumunda çalışacağı değerler olarak kullanılmaktadır. Bu durumda soğutma kuleleri için prosten gelen suyun soğutulabileceği minimum sıcaklık değeri 23 C olarak kabul edilmektedir.

Çizelge 6.4 Eskişehir iline ait sıcaklık verileri

ESKİSEHİR	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Uzun Yıllar İçinde Gerçekleşen Ortalama Değerler (1975 - 2006)												
Ortalama Sıcaklık (°C)	-0.3	0.8	4.5	9.7	14.7	18.8	21.8	21.3	16.7	11.7	5.8	1.5
Ortalama En Yüksek Sıcaklık (°C)	3.9	6.2	11.2	16.4	21.8	25.9	29.2	28.9	25.0	19.8	12.4	5.5
Ortalama En Düşük Sıcaklık (°C)	-4.1	-3.9	-1.5	2.8	6.9	10.4	13.1	13.0	8.4	4.4	0.3	-2.0
Ortalama Güneşlenme Süresi (saat)	2.7	4.1	5.5	6.3	8.7	10.3	11.1	10.6	8.8	6.3	4.3	2.2
Ortalama Yağışlı Gün Sayısı	11.5	11.4	10.9	11.8	9.3	6.9	4.1	3.7	4.7	7.6	9.6	12.8
Uzun Yıllar İçinde Gerçekleşen En Yüksek ve En Düşük Değerler (1975 - 2007)*												
En Yüksek Sıcaklık (°C)	14.7	20.4	26.6	29.6	32.5	36.8	37.6	38.6	33.7	31.3	22.6	17.4
En Düşük Sıcaklık (°C)	-17.4	-21.8	-16.5	-3.2	-0.6	3.5	6.0	7.8	2.7	-4.4	-9.6	-16.4
En yüksek ve en düşük sıcaklıkların gerçekleşme tarihini görmek için fare imlecini değerlerin üstüne getiriniz.												
En Çok Yağış	14.12.1990	39.2 kg/m <sup>2</sup>	En Hızlı Rüzgar	05.04.2000	115.2 km/sa	En Yüksek Kar	25.12.2000	22.0 cm				

EBİ plastik fabrikasında soğutma sistemi içerisinde prosten gelen suyun toplandığı bir adet sıcak su havuzu ve prosese gönderilecek olan soğutulmuş suyun toplandığı bir adet soğuk su havuzu bulunmaktadır. Yaz konumunda prosten gelen sular, sıcak su havuzunda toplandıktan sonra soğutulmak üzere iki adet chiller ünitesine ve bir adet soğutma kulesine gönderilmektedir. Bu üç soğutma ünitesinde soğutulan su, soğuk su havuzunda toplandıktan sonra tekrar proste kullanılmak üzere üretim parkına gönderilmektedir.

EBİ plastik fabrikasında bulunan diğer iki adet soğutma kulesi ise Chiller ünitelerine ait kondenserleri soğutmak üzere kullanılmaktadır. EBİ plastik fabrikasında kullanılan soğutma sistemi Ek. 13' de şematik olarak gösterilmiştir.

### 6.3.2 EBİ plastik fabrikasında kullanılan kış mevsimi soğutma sistemi kullanımı

EBİ plastik fabrikasında bulunan soğutma sisteminin kış mevsimi koşullarında çalışma prensibi dizayn edilirken, yaş termometre sıcaklığı olarak 10 C sıcaklık değeri hesaplarda kullanılmıştır. Kış konumu çalışma prensibinde işletmede bulunan chiller



üniteleri kapatılarak devreden çıkarılmakta, prosesden gelen sıcak suyun soğutma işlemi üç adet soğutma kulesi yardımıyla yapılmaktadır. İşletmede kullanılan kış konumu soğutma sistemi Ek. 14' de şematik olarak gösterilmiştir.

#### 6.4 EBİ Plastik Fabrikasında Kullanılan Soğutma Sistemi Enerji Tüketim Değerleri

EBİ plastik fabrikası soğutma ihtiyacını karşılamak üzere birçok ekipman kullanılmakta, yıllık toplam enerji tüketiminin büyük kısmı soğutma işleminde harcanmaktadır. Yukarıda anlatılan yaz ve kış konumu için soğutma sistemlerinin çalışması esnasında harcanan enerji değerleri tabloda verilmektedir. Tabloda verilen bu enerji değerlerinde sistem suyun dolaşması için kullanılan su pompalarının enerji tüketimleri dahil değildir.

Çizelge 6.5 EBİ plastik fabrikası soğutma sistemi enerji tüketimi

Kullanılan Ekipman	ElektrikTüketimi kW	Yaz Konumu kWh	Kış Konumu kWh
Chiller 1	271	1.170.720	0
Chiller 1	271	1.170.720	0
Soğutma Kulesi 1	15	64.800	64.800
Soğutma Kulesi 2	22	95.040	95.040
Soğutma Kulesi 3	22	95.040	95.040
TOPLAM ENERJİ TÜKETİM kWh		2.596.320	254.880

## BÖLÜM 7

### EBİ PLASTİK FABRİKASI SOĞUTMA SİSTEMİ ENERJİ TÜKETİM OPTİMİZASYONU

Bölüm 5 de hesaplanan EBİ plastik fabrikasına ait soğutma yükünün mevcut durumda nasıl karşılandığı Bölüm 6 da anlatıldı. Bu bölümde mevcut sisteme alternatif soğutma sistem tasarımları ile sağlanabilecek enerji tasarrufu analiz edilerek iyileştirme imkanları ortaya çıkarılacaktır.

#### **7.1. Mevcut Soğutma Sisteminin Değerlendirilmesi**

EBİ plastik fabrikasında kullanılan mevcut soğutma sisteminde, enjeksiyon kalıpları, ekstruder merdaneleri ve hidrolik yağ soğutma sisteminden çıkan sıcak su soğutulmak üzere tek bir havuzda toplanmaktadır. Daha sonra bu havuzda toplanan sıcak su, kış konumunda soğutma kuleleri ile, yaz konumunda ise iki adet chiller ve bir adet soğutma kulesi ile soğutulmaktadır. Soğutulan su ise tek hat üzerinden gerekli tüm noktalara dağıtılmaktadır.

Bölüm 5 de yapılan analizde, EBİ plastik fabrikasında bulunan enjeksiyon hidrolik soğutma sistemi için 25 C soğutma suyu sıcaklığının yeterli olacağı tespit edilmişti. Enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdaneleri için ise 15 C soğutma suyu kullanılmasının verimlilik açısından tercih edileceği anlatılmıştı. Mevcut durumda bütün ekipmanlar için aynı soğutma suyu hattının kullanılıyor olması, enjeksiyon hidrolik soğutma sisteminde gereksiz olmasına rağmen düşük sıcaklıkta soğutma suyu kullanılmasına yol açmaktadır. Özellikle yaz konumunda enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdaneleri için 15 C de soğutma suyu sıcaklığını elde edebilmek için iki adet chiller ünitesi kullanılması zorunlu hale gelmektedir.

Yapılan hesaplamalar, enjeksiyon hidrolik yağ soğutma sisteminin soğutma suyu hattının mevcut hattan ayrılması durumunda, yaz konumunda bir adet chiller ünitesi ile

enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdaneleri için soğutma ihtiyacının karşılanabileceğini göstermektedir. Eskişehir ili şartlarında EBİ plastik fabrikasında kullanılacak olan bir soğutma kulesi veya ısı değiştiricili soğutma sistemi, enjeksiyon hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılması uygun olan 25 C soğutma suyunu temin edebilir. Böylece, enjeksiyon hidrolik yağ soğutma hattının, enjeksiyon kalıp – ekstruder merdane soğutma hattından ayrılıyor olması ile, yaz konumunda bir adet chillerin boşa çıkması sağlanacaktır. Yapılacak olan bu uygulama ile enjeksiyon hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılması uygun soğutma suyu sıcaklık değeri olan 25 C nin kullanılması ile gerek enerji tüketiminde gerekse makine bakım giderlerinde büyük faydalar sağlanabilecektir. Bu sebeple, EBİ plastik fabrikasında iki ayrı soğutma suyu hattının olması ekipmanların soğutma sistemlerinin verimli çalışması ve enerji tüketimi açısından çok daha avantajlı olacaktır.

Enjeksiyon makineleri hidrolik yağ soğutma sistemi ile enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdanelerini soğutan hatların ayrılıyor olmasının getireceği iyileştirme fırsatları öngörülerek iki adet alternatif soğutma sistemi tasarlanmıştır.

## **7.2. Bir Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı**

Alternatif olarak sunulan bu soğutma sisteminde enjeksiyon hidrolik yağ soğutma ünitesini besleyecek olan soğutma suyu hattı diğer ekipmanlarda kullanılan soğutma suyu hattından ayrılacaktır. Bölüm 5 de hesaplanan 1.4 milyon kcal/h olan hidrolik yağ soğutma sistemi soğutma yükünü karşılamak üzere yaz ve kış konumunda mevcut durumda var olan 2 nolu soğutma kulesi kullanılacaktır. Eskişehir iklim koşulları ve bu soğutma kulesinin bölüm 6 da anlatılan özellikleri göz önüne alındığında, yaz konumunda hidrolik yağ soğutma ünitesi için en kötü durumda 24 C de soğutma suyu sağlanabileceği görülmektedir. Bir nolu alternatif için yaz konumu soğutma sistemi çalışma prensibi Ek. 15.' de yer alan şematik gösterimde belirtilmiştir.

Bu sistemde enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdaneleri için yaz konumunda bir adet chiller ünitesi, kış konumunda ise yine bir adet soğutma kulesi kullanılacaktır.

Ayrıca, yaz konumunda chiller ünitesinin yoğuşturucu bölümünü soğutmak üzere bir adet soğutma kulesi kullanılacaktır.

Tasarlanan bir nolu alternatif soğutma sistemi yaz konumunda çalışırken 6 ay boyunca toplam 1.360.800 kWh, kış konumunda ise toplam 190.080 kWh enerji harcayacaktır. Mevcut durumda yıl boyunca toplam 2.851.200 kWh enerji harcadığı düşünülürse, bir nolu alternatif soğutma sisteminin kullanılması durumunda 1.300.000 kWh enerji tasarrufu sağlanacaktır. 2009 yılı elektrik enerjisi fiyatı olarak 0,17 TL/kWh kullanılırsa, bu sisteme geçiş durumunda işletmenin yıllık kazancı 221.000 TL olacaktır (Çizelge 7.1).

Çizelge 7.1 Bir nolu alternatif soğutma sistemi-mevcut sistem karşılaştırması

Kullanılan Ekipman	Elektrik Tüketimi kW	Yaz Konumu kWh	Kış Konumu kWh
Chiller 1	271	1.170.720	0
Chiller 2	0	0	0
Soğutma Kulesi 1	0	0	0
Soğutma Kulesi 2	22	95.040	95.040
Soğutma Kulesi 3	22	95.040	95.040
TOPLAM ENERJİ TÜKETİM kWh		1.360.800	190.080

Mevcut Tüketim (kWh)	Yenileştirme Sonrası (kWh)	Kazanç (TL)
2.851.200	1.550.880	221.054

### 7.3. İki Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı

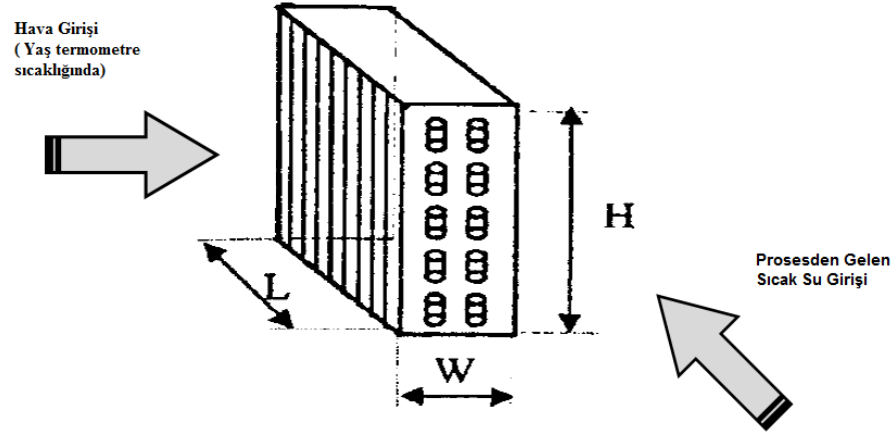
İki nolu alternatif soğutma sisteminde, bir nolu alternatif sistemde kullanılan aynı temel düşünce kullanılarak iyileşme olanağı ortaya çıkarılmıştır. İki nolu alternatif sistemde de enjeksiyon hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılan soğutma suyu hattı diğer sistemlerde kullanılan soğutma suyu hattından ayrılmaktadır. Bir nolu alternatif sistemden farklı olarak, enjeksiyon hidrolik soğutma sistemlerinde soğutma kulesi yerine bu sistemde ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutma sistemi kullanılması öngörülmektedir.

Bölüm 3 de anlatıldığı üzere, açık soğutma kulelerinin en büyük dezavantajı kullanılan soğutma suyunun zamanla kirlenmesine sebep olmasıdır. Soğutma suyunda zamanla biriken toz ve çeşitli yabancı maddeler zamanla enjeksiyon hidrolik ünitelerin eşanjörlerini tıkayabilmektedir. Bu durumu önlemek üzere iki nolu alternatifte hidrolik yağ soğutma ünitesi için ıslak/kuru ısı değiştirici kullanılmıştır.

Yaz konumunda ıslak/kuru ısı değiştirici sisteminde soğutulan su hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılırken, enjeksiyon kalıpları ve ekstruder merdaneleri için chiller ünitesi kullanılacaktır. Kış konumunda ise bir nolu alternatif sistemde olduğu üzere tüm fabrikanın soğutma ihtiyacı bir adet soğutma kulesi ve bir adet ıslak/kuru soğutma sistemi kullanılacaktır. İki nolu alternatif soğutma sistemine ait yaz konumu çalışma şeması Ek. 16. Da verilmiştir.

#### 7.3.1 İki nolu alternatif soğutma sistemi için ısı değiştirici tasarımı

İki nolu alternatif soğutma sisteminde, hidrolik yağ ünitelerinde dolaştırılan suyu soğutmak üzere ıslak/kuru ısı değiştiricili sistem kullanılması uygun görülmüştü. Kullanılacak olan ısı değiştirici sistemi Şekil 7.1' de şematik olarak gösterilmiş olup, sistemde ısı değiştirici üniteye girecek olan havanın spreyleme ile doymuş halde sisteme girmesi sağlanmaktadır.



Şekil 7.1 Islak/kuru Isı Değiştirici Sistem

Kullanılacak olan ısı değiştirici sistem Eskişehir ilinde kullanılacağı için tasarım sırasında yaş termometre sıcaklığı 20 C olarak alınacaktır. Hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılan suyun 25 C de sisteme girmesi istenmektedir. Soğutma suyunun hidrolik yağ soğutma sisteminden çıkış sıcaklığı ise Bölüm 5 de hesaplandığı üzere yaklaşık 30 C alınabilir. Sistemde dolaştırılmak istenen soğutma suyu debisi ise 4 kg/s dir. Bu durumda ısı değiştirici sistem tasarımı yapılacak olursa;

$q_t$  = Gerçekleşen Toplam Isı Transferi (kJ/h)

$T_{hg}$  = Hava giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_{hg} = 20 \text{ }^{\circ}C$

$T_{hc}$  = Hava çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$T_{sc}$  = Su çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )

$$T_{sç} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sg} = \text{Su giriş sıcaklığı (} ^\circ\text{C)}$$

$$T_{sg} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_s = \text{Su Debisi (kg/h)}$$

$$\dot{m}_s = 3 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_h = \text{Hava Debisi (kg/h)}$$

$$\dot{m}_h = 1,6 \times 10^6 \text{ (kg/h)}$$

$$c_{ps} = \text{Suyun Özgöl Isısı (kJ/kgK)}$$

$$c_{ps} = 4,18 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$c_{ph} = \text{Havanın Özgöl Isısı (kJ/kgK)}$$

$$c_{ph} = 1,007 \text{ (kJ/kgK)}$$

$$q_t = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hç} - T_{hg}) = \dot{m}_s c_{ps} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (7.1)$$

Eşitlik çözülrse ısı değiştiriciden havanın çıkış sıcaklığı bulunur.

$$T_{hç} = 23,8 \text{ (} ^\circ\text{C)}$$

Isı değiştiricili soğutma sistemlerinde yukarıda verilen hesaplamalar yapıldıktan sonra etkenlik-NTU yöntemi ile gerekli ısı transferi yüzey alanı hesaplanabilir.

Etkenlik-NTU yönteminde ilk olarak ısı kapasite debi değerleri olan  $C_h$  ve  $C_s$  değerleri tespit edilir.

$C_s$  =Suya Ait Isı Kapasite Debisi (W/K)

$$C_s = \dot{m}_s c_{ps} \quad (7.2)$$

$$C_s = 3,47 \times 10^5 \text{ (W/K)}$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (7.3)$$

$$C_h = 4,46 \times 10^5 \text{ (W/K)}$$

Daha sonra etkenlik değeri olan “ $\mathcal{E}$ ” bulunur.

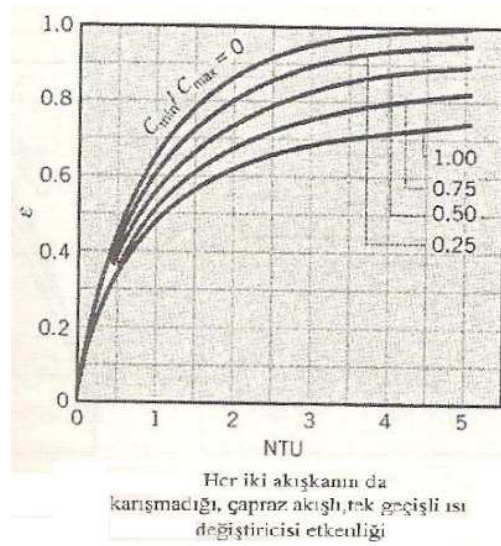
$$\mathcal{E} = \frac{T_{hç} - T_{hg}}{T_{sg} - T_{sç}} \quad (7.4)$$

$$\mathcal{E} = 0,76$$

$$C_{\min} / C_{\max} = 0,77$$

$\mathcal{E}$  ve  $C_{\min} / C_{\max}$  değerleri kullanılarak Şekil 7.2 den NTU değeri 3,2 olarak tespit edilir.





Şekil 7.2 NTU-etkenlik değerleri (Incropera, et al., 2001)

Bulunan NTU değerinin ardından toplam ısı geçiş değeri bulunarak ısı transferi için gerekli olan alan hesaplanabilir.

$U$  = Toplam Isı Geçiş Katsayısı ( $W/m^2 K$ )

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{dış} \eta} + \frac{1}{h_{iç} \cdot A_s / A_h} \quad (7.5)$$

$h_{dış}$  = Boru dışındaki ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2 K$ )

$h_{iç}$  = Boru içindeki ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2 K$ )

$\eta$  = Yüzey verimi

$h_{\text{dış}}$  şu şekilde hesaplanır;

$V_h$  = Hava akış hızı (m/s)

$V_h = 25$  m/s

$\nu$  = Kinematik Vizkozite ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$\nu = 15,89 \times 10^{-6}$   $\text{m}^2/\text{s}$

$D$  = Boru çapı (m)

$D = 0,04$  m

$$\text{Re}_h = \frac{V_h D}{\nu} \quad (7.5)$$

$\text{Re}_h = 62932$

$$\text{Nu} = (0,35 + 0,56 \cdot \text{Re}_h^{0,52}) \cdot \text{Pr} \quad (7.6)$$

$\text{Pr} = 0,707$

$\text{Nu} = 124$

$k = 26,3 \times 10^{-3}$  W/mK

$$h_{\text{dış}} = \text{Nu} \frac{k}{D} \quad (7.7)$$

$$h_{dış} = 81,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$h_{iç}$  şu şekilde hesaplanır;

$$Re_s = \frac{4\dot{m}_i}{\pi D \mu} \quad (7.8)$$

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}_s}{N_{tahmin}} \quad (7.9)$$

$N_{tahmin}$  600 adet boru adeti olduğu kabul edilirse;

$$\dot{m}_i = 1,37 \text{ kg/s}$$

$$\mu = 855 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re_s = 51216$$

$$Nu = 0,023 Re_s^{0,8} Pr^{1/3} \quad (7.10)$$

$$Pr = 5,83$$

$$Nu = 261$$

$$h_{iç} = Nu \frac{k}{D}$$

$$h_{iç} = 4010 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\eta = 1 - A_k / A \cdot (1 - \eta_k) \quad (7.11)$$

$A_k/A$  değeri kanat alanının toplam ısı geçiş alanına oranıdır. Bu değeri 0,96 kabul edeceğiz.

$\eta_k$ =Kanat verimliliği % 75 alınacak.

$$\eta = 0,76$$

$$A_s / A_h = \frac{\pi D_{iç}}{S_T S_L \alpha} \quad (7.12)$$

$$D_{iç} = 0,038 \text{ m}$$

$$S_T = 0,05 \text{ m}$$

$$S_L = 0,05 \text{ m}$$

$\alpha$ =Kompaktlık Sayısı  $550 \text{ m}^2/\text{m}^3$  alınacaktır.

$$A_s / A_h = 0,086$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{dış} \eta} + \frac{1}{h_{iç} \cdot A_s / A_h}$$

$$U = 107,1 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

$A_t$ =Toplam Isı Transfer Alanı ( $\text{m}^2$ )

$$C_{\min} = C_s = 3,47 \times 10^5 \text{ (W/K)}$$

$$A_t = C_{\min} \frac{NTU}{U} \quad (7.13)$$

$$A_t = 10154 \text{ m}^2$$

$$A_k = 9748 \text{ m}^2$$

$$A_k = 406 \text{ m}^2$$

Hava için giriş alanı şu şekilde hesaplanır;

$$H = 1,3 \text{ m}$$

$$\dot{m}_h = 1,6 \times 10^6 \text{ kg/h} = 444,4 \text{ kg/s}$$

$$\rho = 1,16 \text{ kg/m}^3$$

$$V_h = 25 \text{ m/s}$$

$$A_g = 15,32 \text{ m}^2$$

$$A_g = H.L \quad (7.14)$$

$$H = 1,3 \text{ m}$$

$$L = 12 \text{ m}$$

$$V = \text{Serpantin Hacmi (m}^3\text{)}$$

$$V = \frac{A_t}{\alpha} \quad (7.15)$$

$$V = 18,5 \text{ m}^3$$

$$W = \frac{V}{H.L} \quad (7.16)$$

$$W = 1,18 \text{ m}$$

$N_b$  =Serpantin yüksekliğince boru sayısı

$$N_b = \frac{H}{S_T} - 1 \quad (7.17)$$

$$N_b = 26 \text{ adet}$$

$N_r$  =Serpantin derinliğince boru sayısı

$$N_r = \frac{W}{S_L} \quad (7.18)$$

$$N_r = 23 \text{ adet}$$

Kanat yüzey alanı denklemi kullanılarak kanat sayısı z değeri hesaplanır.

$$A_k = (H.W - \frac{\pi d^2}{4} N_b N_r) . 2 . z \quad (7.19)$$

$$z = 6510 \text{ adet}$$

Boru yüzey alanı denklemi kullanılarak kanat kalınlığı  $t_{kanat}$  değeri hesaplanır.

$$A_b = \pi \cdot d \cdot N_b \cdot N_r \cdot (L - t_k \cdot z) \quad (7.20)$$

$$t_{kanat} = 1 \text{ mm}$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda serpantine ait  $\alpha$  kompaktlık değeri 551 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> çıkmaktadır. Bu değer hesaplamalarda seçilen 550 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> değerine çok yakın olduğu için hesapların doğruluğu ispat edilmiş olacaktır (Parmaksızoğlu, vd., 1999).

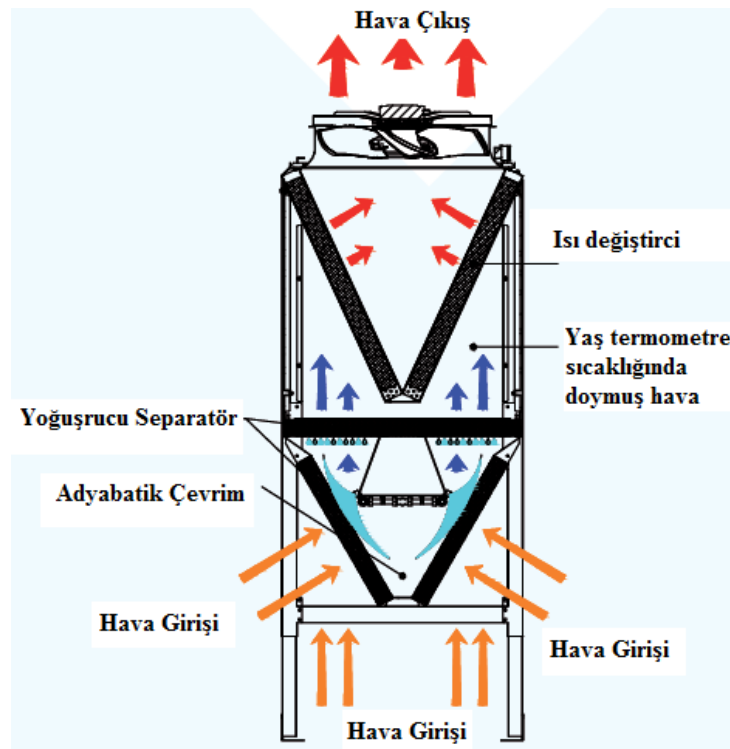
Yukarıda yapılan serpantin tasarımı sonucunda 1741 kW soğutma kapasitesine sahip bir serpantin oluşturulmuştur. Bu serpantin en, boy ve yükseklik değerleri 1,18 m, 12 m ve 1.3m olarak hesaplanmıştır. Kompaktlık değeri 550 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> olarak belirlenen bu serpantinde derinliğince 23, boyunca ise 26 adet 40 mm çapında su borusu kullanılması uygun görülmüştür. Serpantinde kullanılması gereken kanat sayısı ve kanat kalınlığı ise 6510 adet ve 1 mm olarak hesaplanmıştır.

Tasarım değerleri belirlenen bu serpantin özel olarak imalat edilmesi maliyet açısından çok yüksek miktarlar oluşturacaktır. Bu sebeple, seri olarak imalatı yapılan ve üretim tesislerinde kullanılan uygun özellikteki serpantinlerin seçimi daha çok maliyet avantajı getirecektir.

Eskişehir ili iklim şartlarında yaz ve kış ayları boyunca yağ soğutma suyunu istenilen sıcaklıkta temin edecek sistemi elde edebilmek için, yukarıda yapılan hesaplarda da belirtildiği üzere, serpantin girişinde doymuş hava şartlarını sağlayacak ıslak/kuru ısı değiştirici sistemlerin kullanılması gerekmektedir. Frigel firması tarafından patentli bir tasarım olan Ecodyrgel ısı değiştirici sistemi istenilen özellikleri temin edebilmektedir.

Ecodyrgel ısı değiştirici sisteminde havanın yağ termometresini kullanarak daha düşük sıcaklıkta su elde edebilmek için, emilen havaya pulverize su püskürtülmektedir.

Püskürtülen su sayesinde, ortamın yaş termometre sıcaklığına inilir ve daha soğuk su elde edilmektedir. Spreyleme sistemi direkt olarak alüminyum lamellerin üzerine kurulur ve fiskiye suyu lamellerin üzerine doğru püskürtülür. Spreyle püskürtülen su buharlaştığı için alüminyum lamellerde ve bakır borularda ilerleyen zamanlarda kireçlenmeler görülebilmektedir. Kirecin alüminyum lamellerden çıkarılması için asit kullanmak gerekir ve asit de alüminyuma zarar verir. Dolayısıyla oluşan kirecin temizliği yapılamamaktadır. Spreyleme işlemi ünite içerisinde oluşturulan soğutma odasında yapılır. Spreyleme sonucu meydana gelen kireç sorununu ortadan kaldırmak için PP filtre kullanılması gerekmektedir. Fiskiye suyu buharlaştıktan sonra kirecini PP filtreler üzerine bırakır. Böylece alüminyum lamellerde herhangi bir kireçlenme görülmez.



Şekil 7.3 Ecodrygel ıslak/kuru ısı değıştirici sistem



Ecodygel ıslak/kuru ısı değiştirici sisteminde, Şekil 7.3' de grldği üzere serpantine hava girişinden önce kullanılan sisleme yöntemi ile, havanın doymuş olarak serpantine girmesi sağlanmaktadır. Bu sayede hava serpantine yaş termometre sıcaklığında girmektedir.

EBİ Plastik fabrikası enjeksiyon preslere ait hidrolik yağ soğutma ünitelerini soğutmak üzere ekte yer alan Ek. 9.' da gösterilen Ecodygel modellerinden iki adet EDG 840/2 A model üniteden kullanılması uygun olacaktır. İki adet EDG 840/2 A ıslak/kuru ısı değiştiricili soğutma sistemi, 20 C yaş termometre sıcaklığında 1700 kW lık soğutma yükünü karşılayabilecek kapasitedir. Isı değiştirici boyutları toplam olarak 14 m boyunda, 1,6 m yüksekliğinde ve 1,2 m genişliğinde olacak olan sistemde, 2,5 kW gücünde 24 adet fan kullanılmaktadır. En az 250 m<sup>3</sup>/h, en fazla 350 m<sup>3</sup>/h debisinde su soğutmak üzere tasarlanan sistem, yaş termometre sıcaklığına 5 C yaklaşım ile soğutma yapabilmektedir.

Çizelge 7.2 İki nolu alternatif sistem-mevcut sistem karşılaştırması

Kullanılan Ekipman	Elektrik Tüketimi kW	Yaz Konumu kWh	Kiş Konumu kWh
Chiller 1	271	1.170.720	0
Chiller 2	0	0	0
Soğutma Kulesi 1	0	0	0
2 Adet ECODRYGEL EDG 840/2	60	259.200	259.200
Soğutma Kulesi 3	22	95.040	95.040
TOPLAM ENERJİ TÜKETİM kWh		1.524.960	354.240

Mevcut Tüketim (kWh)	İyileştirme Sonrası (kWh)	Kazanç (TL)
2.851.200	1.879.200	165.240

EBİ plastik fabrikasında, hidrolik yağ sistemlerini soğutmak üzere Ecodrygel ıslak/kuru ısı değiştirici kullanılması durumunda mevcut sisteme göre 972.000 kWh yıllık enerji tüketimi sağlanacak, bu durum işletmeye senelik 165.240 TL kazanç getirecektir. Kurulum maliyeti yaklaşık olarak 180.000 TL olan bu sistem, kendini yaklaşık 13 ayda amorti edebilmektedir.

#### **7.4 Plastik Üretim Tesislerinde Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği**

Plastik üretimi yapan tesislerde, mevcut durumda kullanılan soğutma sisteminin tamamen tasarımının değiştirilip yeni bir sistem tasarlanmasıyla enerji tüketiminde tasarruf edilebileceği gibi bazı durumlarda küçük ancak çok sayıda önlem ile enerji tüketiminde büyük ölçüde tasarruf sağlanabilmektedir. Özellikle yeni soğutma sistemi yatırımlarının çok masraflı olmasından dolayı yeni yatırımların imkansız olması durumunda, mevcut sistemin kullanımı ve bakımı ile ilgili tavsiye edilen noktaların üzerinde teker teker durulması halinde toplam enerji tüketimi açısından çok büyük kazançlar elde edilebilecektir.

Plastik fabrikalarında soğutma sistemlerinde kullanılan enerji tüketim miktarı, soğutma suyunun kullanıldığı ekipmanların tasarımına ve bakım durumuna bağlı değişkendir. Bu anlamda, soğutma suyunun kullanıldığı üretim ekipmanlarında şunlara dikkat edilmelidir;

- Plastik kalıplarında mecbur olmadıkça sıcak yolluk sistemleri kullanılmamalıdır.
- Plastik kalıplarında ve ekstruder merdanelerinde bulunan soğutma kanallarının tasarımına önem verilmelidir.
- Plastik kalıplarında ve ekstruderlerde bulunan soğutma kanallarının periyodik olarak temizliği yapılmalı, tıkanıklar giderilmelidir.
- Plastik enjeksiyon preslerde gereğinden fazla hidrolik motor güçleri tercih edilmemelidir. Kalıplar mümkün olan en düşük tonajdaki enjeksiyon preslerde kullanılmalıdır.

- Enjeksiyon preslerde bulunan hidrolik yağ soğutma eşanjörleri tasarımına özen gösterilmeli, hazır olarak alınan sistemler gerekli hesaplamalar yapılarak kontrol edilmelidir.
- Plastik kalıplarında ve ekstruderlerde plastik hammadde gereğinden fazla sıcaklıklara kadar ısıtılmamalıdır.
- Plastik kalıplardan ve ekstruderlerden parçaların çıkış sıcaklıkları mümkün olan en yüksek değerlerde seçilmelidir.
- Plastik parça tasarımında mümkün olduğunca az plastik hammadde kullanılmalı, bu sayede soğutma ihtiyacı azaltılmalıdır.

#### **7.4.1 Chiller üniteleri için enerji tüketiminin azaltılması için dikkat edilecek hususlar**

Chiller ünitelerinde, enerji tüketiminde azalma sağlanması için aşağıdaki noktalara dikkat edilmesi gerekmektedir;

- Chiller ünitesinde elde edilmek istenen su çıkış sıcaklığının, üretim ekipmanlarının el verdiği en yüksek değerde olmasına özen gösterilmelidir.
- Kondenser soğutma suyu sıcaklığı ekipmanın kullanma talimatlarında yazan en düşük değere yakın olarak temin edilmelidir.
- Belirli periyotlarda soğutma sisteminde kullanılan soğutma suyunun kimyasal analizi yapılmalıdır. Soğutma suyuna katılan katkıların soğutma hesaplarını değiştireceği konusu göz önünde bulundurulmalıdır.
- Chiller sistemine su getiren ve prosese suyu dağıtan boruların yalıtımına özen gösterilmelidir. Borulama yapılırken ısı kaynaklarının yakınından boru geçmemesine özen gösterilmelidir.
- Sistemde kullanılan pompa ve fan güçleri optimum şekilde seçilmelidir. Çok yüksek kapasitelerde gereksiz fanlar ve pompalar kullanılmamalıdır.
- Chiller ünitesi düzenli olarak bakımdan geçirilmelidir. Yapılan bakımlarda soğutucu akışkan miktarı ve boru bağlantı noktalarında kaçaklar kontrol edilmelidir.

- Chiller ünitesinin çalışma değerleri düzenli olarak raporlanmalı ve kontrol edilmelidir. Kontrol limitleri dışındaki durumlarda sebepler sorgulanmalı, tedbirler alınmalıdır.
- Chiller ünitesinde doğru soğutucu akışkan kullanıldığından emin olunmalıdır. Eski model chiller üniteleri yeni teknolojilerle kıyaslanmalı iyileştirme olanakları sisteme aktarılmalıdır.
- Buharlaştırıcılarda, kondenserlerde ve ısı değiştirici ünitelerinde kirli bölgeler ısı transfer katsayısını düşüreceği için, düzenli olarak temizlenmelidir.
- Chiller sistemine soğutulacak su girmeden önce doğal yollarla ön soğutma yapılabilmektedir. Bu durum çalışılan bölgenin iklim koşulları da göz önüne alınarak gözden geçirilmelidir.

#### **7.4.2 Soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili sistemler için enerji tüketiminin azaltılması için dikkat edilecek hususlar**

Soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili sistemlerde enerji verimliliği için şu noktalara dikkat edilmelidir;

- Soğutma kulesi kullanılan fanlar değişken devirli ve PLC sistemlerce kontrol edilebilir olmalıdır. Bu sayede gerek olmayan durumlarda fanlar yavaş devirde çalışabilir veya kapatılabilir.
- Soğutma kulesinde kullanılan soğutma suyunun kimyasal yapısı periyodik olarak analiz edilmelidir.
- Soğutma kulesinde bulunan hava giriş kanallarının pozisyonu ve kanalların temizliğine dikkat edilmelidir.
- Soğutma kulesi fanları düzenli olarak kontrol edilmeli, mekanik zorlanmalara karşı önlem alınmalıdır.
- Soğutma kulesinde bulunan metal parçalar korozyona karşı kontrol edilmelidir.
- Soğutma kulesinde kullanılan su miktarı düzenli olarak raporlanmalı ve sızıntılara, su kaçaklarına karşı önlem alınmalıdır.

- Isı değiştirici sistemlerde, hava akışını sağlayan fanların değişken devirli olmasına dikkat edilmelidir.
- Isı değiştiricilerde bulunan kanatların yzey temizliği ihmal edilmemeli pislik birikintilerine ve paslanmalara karşı periyodik kontrol edilmelidir.
- Isı değiştirici sistemlerde bulunan bağlantı elemanları ve su boruları kontrol edilmeli kaçaklara karşı önlem alınmalıdır.

## BÖLÜM 8

### SONUÇLAR

Enerji kaynaklarının giderek azaldığı ve bu kaynakların kullanımı sırasında açığa çıkan çevre sorunlarının giderek arttığı günümüz koşullarında, enerji tüketim değerlerinin azaltılmasına yönelik çalışmalar çok büyük önem kazanmıştır. Plastik hammadde kullanımının giderek arttığı düşünülürse, plastik üretim tesislerinde kullanılan enerji, dünya enerji tüketimi içerisinde çok önemli boyutlara ulaşacaktır. Bu sebeple, plastik sektöründe kullanılan üretim tekniklerine ve ekipmanlarına yönelik enerji tüketimi azaltma projelerinin artması çok büyük önem arz etmektedir.

Yapılan bu çalışma ile plastik üretimi yapan tesislerde kullanılan soğutma sistemlerinin enerji tüketimini azaltmaya yönelik önemli bulgular elde edilmiştir. İlk olarak , plastik parça üretimi yapan ekipmanların soğutma yükünün hesaplanması çalışmalarında soğutma yükünü arttırıcı etkenler bulunan bağıntılar ile tespit edilmiştir.

Plastik enjeksiyon kalıplarında bulunan sıcak yolluk sistemleri, kalıbın soğutma yükünü arttıran önemli etkenlerden birisidir. Yapılan analizlerde, bir enjeksiyon kalıbında sıcak yolluk sistemi kullanılması halinde, o kalıbının soğutma yükünün, sıcak yolluk sisteminin harcadığı elektrik enerjisinin yaklaşık % 70 i kadar arttığı tespit edilmiştir. Bu durum kalıplarda zorunlu olmadıkça sıcak yolluk sistemlerinin kullanılmaması gerektiğini ve sıcak yolluk sistemlerinin izolasyon sistemlerinin geliştirilmesi gerektiğini göstermektedir.

Plastik kalıplarında ve ekstruder makinelerinde yapılan soğutma yükü hesaplamalarında, ürünlerde kullanılan plastik malzeme miktarının ve nihai ürün için istenen çıkış sıcaklığının işletmelerin soğutma yükünü önemli oranda etkilediği görülmüştür. Ortaya çıkan bağıntılar şunu göstermektedir ki; plastik parçaların mümkün olan en düşük ağırlıklarda tasarlanması ve parçanın kalıptan çıkış sıcaklığının mümkün olduğunca yüksek tutulması soğutma yükünü önemli ölçüde azaltmaktadır.

Enjeksiyon makinelerinin hidrolik sistemlerinde kullanılan yağ soğutma sistemleri kaynaklı oluşan soğutma yükünün hidrolik pompa güç değeri ile doğru orantılı olduğu tespit edilmiştir. Bu sebeple, enjeksiyon kalıplarının mümkün olan en düşük tonajlı enjeksiyon makinelerinde üretilmesi soğutma yükünün azaltılmasını sağlayacaktır.

Plastik üretim tesislerde ekipmanlarda kullanılması gereken optimum soğutma suyu sıcaklıkları ve debi miktarının bulunmasına yönelik yapılan çalışmalarda önemli bulgular elde edilmiştir. Plastik kalıplarında ve ekstruderlerde kullanılacak olan soğutma suyu sıcaklığının, nihai ürün başına oluşan çevrim süresini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir. Konuyla ilgili bulunan bağıntı kullanılarak çizilen soğutma suyu sıcaklığı-çevrim süresi etkileşim grafiğinde, soğutma suyunun belirli bir sıcaklığa kadar düşmesinin ardından, çevrim süresine etkisinin azaldığı görülmüştür. Bu durumda kullanılacak soğutma suyu sıcaklığının seçilmesi sırasında, maliyet analizinin yapılması gerektiği tespit edilmiştir. Soğutma suyunun belirli sıcaklıklara düşürülmesi sonucu elde edilecek çevrim kazancının, yapılan masrafları karşılayıp karşılamadığına bakılarak uygun soğutma suyu sıcaklığı seçilmelidir.

Enjeksiyon makineleri hidrolik yağ soğutma sistemlerinde kullanılması gereken soğutma suyu sıcaklığının seçilmesinde, makinede kullanılan yağ soğutma eşanjörünün tasarım değerleri büyük önem taşımaktadır. Günümüzde, enjeksiyon makine üreticileri, makinelerinin hidrolik yağ soğutma sisteminde kullanılması gereken optimum soğutma suyu sıcaklık değerlerini deklare etmektedirler. Ancak, böyle bir bilginin olmadığı durumlarda enjeksiyon makineleri için optimum soğutma suyu sıcaklığının belirlenmesi için kullanılacak olan bağıntı bu çalışma dahilinde detaylı şekilde açıklanmıştır.

Plastik üretim tesislerinde oluşan soğutma yükünü istenilen soğutma suyu sıcaklığı ve debi değerlerinde karşılamak üzere kullanılan soğutma sistemleri bu çalışma dahilinde incelenmiştir. Chiller üniteleri, soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili sistemler plastik fabrikalarında yoğun olarak kullanılan soğutma sistemleridir.

Chiller üniteleri diğer soğutma ünitelerine göre fazla enerji tüketimi yapmasına rağmen, bazı durumlar için kullanılması kaçınılmazdır. Chiller ünitelerinin sağladığı en

önemli avantaj çok değişken iklim koşullarına rağmen istenilen soğutma suyu sıcaklığının çok düşük değerlerde elde edilebiliyor olmasıdır. Özellikle daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyu sıcaklığının çevrim sürelerini azalttığı düşünülürse, chiller sistemleri yüksek enerji maliyetlerine rağmen sağladığı kapasite kazancı ve makine kullanım sürelerinde sağladığı kazanç nedeniyle tercih edilebilmektedir.

Soğutma kuleleri ve ısı değiştiricili üniteler ise chiller ünitelerine göre çok düşük enerji tüketim değerlerine sahiptir. Ancak, en büyük dezavantajları iklim koşullarına göre sağladıkları soğutma suyu sıcaklık değerleri değişmektedir. Bu durum özellikle yaz aylarında bu sistemlerin özellik enjeksiyon kalıplarında ve ekstruderlerde kullanılmalarını engelleyebilmektedir. Soğutma kuleleri ve ıslak/kuru ısı değiştiricili sistemlerde yaş termometre sıcaklığına 3 C ye kadar yaklaşılabilmektedir. Kuru ısı değiştiricili sistemler ise kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 3 C üzerinde soğutma suyu sıcaklığını ancak elde edebilmektedir.

Plastik üretim tesislerinde soğutma yükü hesaplamaları ve kullanılan soğutma sistemleri konusunda elde edilen bilgiler, Eskişehir ilinde plastik parça üretimi yapan bir plastik fabrikası için uygulanmıştır. İlk olarak fabrikanın soğutma yükü, ekipmanlarda kullanılması gereken soğutma suyu sıcaklıkları ve debi değerleri tespit edilmiştir. Daha sonra mevcut soğutma sistemi değerlendirilerek iyileştirme olanakları elde edilmiştir.

Eskişehir ili iklim koşulları gereği yaz ve kış konumu olmak üzere her soğutma sistemi için iki ayrı konum değerlendirilmiştir. Mevcut sistemde, Eskişehir ilinin yaş termometre sıcaklık değeri 20 C olduğu için, enjeksiyon kalıplarında ve ekstruderlerde yaz konumunda soğutma işlemleri için chiller ünitelerinin kullanılmasının uygun olacağı tespit edilmiştir.

Enjeksiyon makinelerinde bulunan hidrolik yağ soğutma sistemleri analizi sonucunda, söz konusu plastik fabrikasında hidrolik yağ soğutma suyu sıcaklığının 25 C olması uygun görülmüştür. Bu durumda, hem yaz konumunda hem de kış konumunda



hidrolik yağ soğutma sistemine soğutma suyu sağlamak için soğutma kulelerinin ve ıslak/kuru ısı değıştirici sistemlerin kullanılması daha verimli olacaktır.

Bu durum göz önüne alınarak, söz konusu plastik fabrikası için mevcut sisteme alternatif olarak, enerji tüketim değeri daha düşük olan iki adet soğutma sistemi tasarımı yapılmıştır. Bir nolu alternatif sistemin kullanılması sonucu işletmenin senelik 221.000 TL, iki nolu alternatif sistemin kullanılması halinde ise senelik 165.240 TL kazanç elde edileceğı tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmalar, plastik üretim tesislerinde kullanılan soğutma sistemlerinde soğutma yükü hesabının ve ekipmanlarda kullanılması gereken optimum soğutma suyu sıcaklığının tespitinin çok önemli olduğunu göstermiştir. Halen üretim yapan bir plastik fabrikasında yapılan örnek çalışma ile bu konuda elde edilebilecek kazançların çok büyük maliyet avantajları getireceğı gösterilmiştir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Acül, H., 2007, Soğuk sulu iklimlendirme ve proses soğutma uygulamalarında enerji tasarruflu serbest (doğal) soğutma sistemleri, Friterm A.Ş. Tescon 2007 Bildirisi, 12-18.
- Akkurt, S., 2007, Plastik malzeme bilimi teknolojisi ve kalıp tasarımı, Birsen Yayınevi, 14 s.
- BASF Corporation Engineering Plastics, 2007, Estimating cooling times in injection molding, BASF The Chemical Company, 3-7.
- Bolazar, F., t.y., Plastik sanayinde soğutma uygulamaları yatırım ve işletme maliyetlerinin karşılaştırılması, Friterm A.Ş., 1-4.
- Charles, A. H., 2006, Handbook of plastics technologies, McGraw-Hill Companies, 1-2.
- Çengel, Y., A., Boles, M., 1996, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, (Çev. Derbentli, T.), Literatür Yayıncılık Dağıtım, 647s.
- Demirci, B., 2009, Türk plastik sektörü 2008 yılı değerlendirmesi ve 2009 yılı beklentileri, Pagev, 5-6.
- Eraslan, İ. H., Karataş, A., Kaya, H., 2007, Türk plastik sektörünün rekabetçilik analizi, İstanbul Ticaret Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi Yıl:6 Sayı:11, 203-219.
- Genskow L. R., Beimesch W. E., Hecht J. P., Kemp I., Langrish T., Schwartzbach C., Smith F. L., 2008, Perry's chemical engineers' handbook section 12, McGraw-Hill Companies, 17-20.
- Hensen, F., Berghaus, U., 1997, Plastics extrusion technology, Hanser Verlag, 265p.
- Herold, K., E., Radermacher R., Sanford, A., K., 1996, Absorption chillers and heat pumps, CRC Press, 120 p.

## KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Incropera, F., P., Dewitt, D., P., 2001, Isı ve kütle geçişinin temelleri, (Çev. Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşı, A., İlken, Z., Özbalta, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu, C., Uralcan, Y.) Literatür Yayıncılık Dağıtım, 647s.

Karacan, İ., 2003, Hidrolik ve pnömatik, Birsen Yayınevi, 1s.

Kumpinsky, E., 1993, Heat-transfer model assessment of chill rolls for polymer film extrusion, R&D Department Ashland Chemical Inc., 2866-2872.

Merritt, E., H., 1967, Hydraulic control systems, John Wiley & Sons Inc., 345-347.

Parmaksızoğlu C., Çeteci Ö., 1999, Isı değiştirici tasarımı, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 139-141.

Rees, H., 2002, Mold engineering, Hanser Publishers, 280-284, 344-350.

Rishel, J. B., 2006, Hvac Pump Handbook 2ND Edition, McGraw-Hill Companies, 377-381.

Bir Plastik Fabrikasının Soğutma Yükünün Hesaplanması Ve Soğutma Sisteminin  
Enerji Tüketimi Optimizasyonu

Dürser Çağatay Bölükbaşı

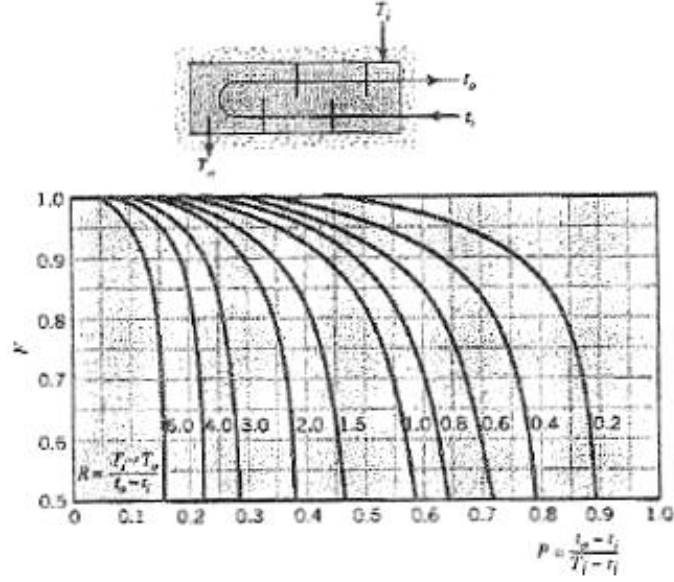
EKLER

- Ek.1. Çeşitli Malzemeler İçin Isı Nüfus Katsayısı
- Ek.2. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler İçin Düzeltme Faktörü
- Ek.3. Plastik Malzemeler İçin Özgül Isı Değerleri
- Ek.4. Kuru Hava İçin Isıl özellikler Tablosu
- Ek.5. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Presler İçin En Ağır Çalışma Şartları
- Ek.6. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Kalıp Soğutma İhtiyacı
- Ek.7. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Presler İçin Hidrolik Yağ Soğutma İhtiyacı
- Ek.8. Yağ İçin Isı Özellikler Tablosu
- Ek.9. Su İçin Isıl Özellikler Tablosu
- Ek.10. Ecodrygel Özellikler Tablosu
- Ek.11. Ecodrygel Teknik Resim
- Ek.12. Eskişehir İline Soğutma Sistemi Tasarım Değerleri
- Ek.13. EBİ plastik fabrikası yaz konumu mevcut soğutma sistemi
- Ek.14. EBİ plastik fabrikası kış konumu mevcut soğutma sistemi
- Ek.15. Bir Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı-Yaz Konumu
- Ek.16. İki Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı-Yaz Konumu

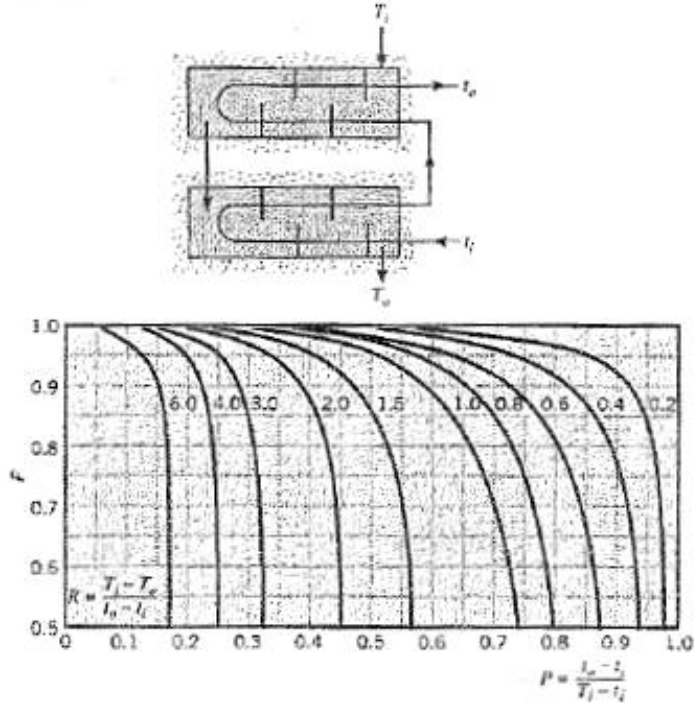
Ek.1. Çeşitli Malzemeler İçin Isı Nüfus Katsayısı (BASF Corporation Engineering Plastics, 2007)

Malzeme	Isı Kapasite Katsayısı ( kg / s ^1/2. K )
Luran®	650
Luran® S	500
Polystyrol	550
Styrolux®	490
Terluran®	570
Ultraform®	560
Ultramid® A	785
Ultramid® A3...G6	805
Ultramid® B	730
Ultramid® B3...G6	800
Steel X40CrMoV51	9445
Steel X155 CrVM121	10387
Steel X35CrMo17	8214
Steel X5CrNiCuNb17 44	7620
Aluminium alloy AlMg3	18500
Aluminium alloy AlMg4.5Mn	17000
Aluminium alloy AlMg Si1	21500
Aluminium alloy AlCuMg1	20000
Aluminium alloy AlCuMg2	18500
Aluminium alloy AlCuSiMn	20500
Aluminium alloy AlZnMgCu0.5	18500
Aluminium alloy AlZnMgCu1.5	18500
Zamak 430 zinc alloy ZnAl4Cu3	16900
Copper/Beryllium. CuBe2	18390
Copper/Beryllium. CuCo2Be	26227

Ek.2. Gövde Borulu Isı Değiştiriciler İçin Düzeltme Faktörü (Incropera, et al., 2001)



ŞEKİL 11.10 Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, bir gövde geçişi ve ikinin katları (iki, dört, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı.



ŞEKİL 11.11 Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, iki gövde geçişi ve dördün katları (dört, sekiz, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı.

Ek.3. Plastik Malzemeler İçin Özgül Isı Değerleri (Rees, 2002)

Malzeme	BTU/lb/°F	Özgül Isı Değerleri	kJ/kg/°C
Alüminyum	0.214		0.8960
Pirinç	0.094		0.3936
Cam	0.194		0.8122
Grafit	0.201		0.8415
Demir ( 300 C ye kadar)	≈ 0.115		≈ 0.4815
Kurşun	0.031		0.1298
Yağ ( Makina)	0.400		1.6747
Gümüş	0.056		0.2345
Çelik	0.116		0.4852
Su	1.0		4.1868
Tahta	≈ 0.600		≈ 2.5121
<b>Plastikler</b>			
ABS	0.40		1.6747
Acetal	0.35		1.4654
Acrylic	0.35		1.4654
Cellulose acetate	0.36		1.5072
Cellulose proprionate	0.40		1.6747
Ionomer	0.54		2.2609
Nylon	0.40		1.6747
Polycarbonate	0.30		1.2556
Polycster (PET)	0.40		1.6747
Polyethylene (LD or HD)	0.55		2.3027
Polypropylene	0.50		2.0934
Polystyrene	0.34		1.4235
PVC (rigid)	0.25		1.0467

Ek.4. Kuru Hava İçin Isıl özellikler Tablosu (Incropera, et al., 2001)

Atmosfer Basıncında Gazların Termofiziksel Özellikleri							
$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Hava</b>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536



Ek.5. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Presler İçin En Ağır Çalışma Şartları

MAKİNE	KAPAMA GÜCÜ TON	MAKİNEYE BAĞLANACAK EN BÜYÜK PARÇALI KALIP			YOLLUK TİPİ	KALIPTA İSTENEN SICAKLIK DEĞERİ C		
		ÇEVİRİMİ	PARÇA AĞIRLIĞI	MALZEME CİNSİ		HAREKETLİ	SABİT	ORTALAMA
1	420	48	530	ABS	SICAK	30	40	35
2	700	55	424	PP	SICAK	30	40	35
3	500	50	445	HIPS	SICAK	30	40	35
4	600	65	295	ABS	SOĞUK	30	40	35
5	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
6	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
7	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
8	720	51	1565	GPPS	SICAK	25	30	27,5
9	750	55	424	PP	SICAK	30	40	35
10	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
11	500	58	611	ABS	SICAK	30	40	35
12	500	58	611	ABS	SICAK	30	40	35
13	500	58	611	ABS	SICAK	30	40	35
14	300	120	540	ABS	SOĞUK	30	40	35
15	275	120	540	ABS	SOĞUK	30	40	35
16	300	120	540	ABS	SOĞUK	30	40	35
17	500	58	611	ABS	SICAK	30	40	35
18	500	50	1220	GPPS	SICAK	25	30	27,5
19	500	63	328	PP	SICAK	30	40	35
20	500	58	611	ABS	SICAK	30	40	35
21	500	63	328	PP	SICAK	30	40	35
22	500	63	328	PP	SICAK	30	40	35
23	500	50	1220	GPPS	SICAK	25	30	27,5
24	420	120	540	ABS	SOĞUK	30	40	35
25	420	120	540	ABS	SOĞUK	30	40	35
26	500	56	1091	GPPS	SICAK	25	30	27,5
27	500	55	733,2	HIPS	SOĞUK	30	40	35
28	500	55	733,2	HIPS	SOĞUK	30	40	35
29	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
30	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	30	40	35
31	850	62	1495,5	HIPS	SICAK	30	40	35
32	850	62	1495,5	HIPS	SICAK	30	40	35
33	750	50	1100	GPPS	SICAK	25	30	27,5
34	750	50	1061	HIPS	SICAK	30	40	35
35	900	51	1565	GPPS	SICAK	25	30	27,5
36	900	51	1565	GPPS	SICAK	25	30	27,5
37	750	50	1100	GPPS	SICAK	25	30	27,5
38	750	50	1220	GPPS	SICAK	25	30	27,5
39	750	63	1232,2	GPPS	SICAK	25	30	27,5
40	750	60	1140	GPPS	SICAK	25	30	27,5
41	750	51	1565	GPPS	SICAK	25	30	27,5
42	750	51	1565	GPPS	SICAK	25	30	27,5

## Ek.6. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Kalıp Soğutma İhtiyacı

MAKİNE	KAPAMA GÜCÜ TON	MAKİNEYE BAĞLANACAK EN BÜYÜK PARÇALI KALIP			YOLLUK TİPİ	SICAK YOLLUK GÜCÜ kW	KALIPTA İSTENEN SICAKLIK DEĞERİ C			Isıl Değerler		Soğutma İhtiyacı	
		ÇEVİRİMİ	PARÇA AĞIRLIĞI	MALZEME CİNSİ			HAREKETLİ	SABİT	ORTALAMA	Cp	Te	Kalıp Soğutma kW	Kalıp Soğutma kW
1	420	48	530	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,2	5,3
2	700	55	424	PP	SICAK	9	30	40	35	0,5	290	4,1	6,3
3	500	50	445	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	2,9	4,5
4	600	65	295	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
5	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
6	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
7	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
8	720	51	1565	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	10,2	5,0
9	750	55	424	PP	SICAK	9	30	40	35	0,5	290	4,1	6,3
10	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
11	500	58	611	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,0	5,3
12	500	58	611	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,0	5,3
13	500	58	611	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,0	5,3
14	300	120	540	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
15	275	120	540	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
16	300	120	540	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
17	500	58	611	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,0	5,3
18	500	50	1220	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	8,1	5,0
19	500	63	328	PP	SICAK	9	30	40	35	0,5	290	2,8	6,3
20	500	58	611	ABS	SICAK	7,5	30	40	35	0,4	260	4,0	5,3
21	500	63	328	PP	SICAK	9	30	40	35	0,5	290	2,8	6,3
22	500	63	328	PP	SICAK	9	30	40	35	0,5	290	2,8	6,3
23	500	50	1220	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	8,1	5,0
24	420	120	540	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
25	420	120	540	ABS	SOĞUK	0	30	40	35	0,4	260	1,7	0,0
26	500	56	1091	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	6,4	5,0
27	500	55	733,2	HIPS	SOĞUK	0	30	40	35	0,34	260	4,3	0,0
28	500	55	733,2	HIPS	SOĞUK	0	30	40	35	0,34	260	4,3	0,0
29	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
30	1000	58	1835,8	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	10,1	4,5
31	850	62	1495,5	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	7,7	4,5
32	850	62	1495,5	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	7,7	4,5
33	750	50	1100	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	7,3	5,0
34	750	50	1061	HIPS	SICAK	6,4	30	40	35	0,34	260	6,8	4,5
35	900	51	1565	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	10,2	5,0
36	900	51	1565	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	10,2	5,0
37	750	50	1100	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	7,3	5,0
38	750	50	1220	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	8,1	5,0
39	750	63	1232,2	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	6,5	5,0
40	750	60	1140	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	6,3	5,0
41	750	51	1565	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	10,2	5,0
42	750	51	1565	GPPS	SICAK	7,2	25	30	27,5	0,34	260	10,2	5,0

Ek.7. EBİ Plastik Fabrikası Enjeksiyon Presler İçin Hidrolik Yağ Soğutma İhtiyacı

SIRA NO	MAKİNA / TEÇHİZAT ADI	KAPASİTE ( TON )	HİDROLİK POMPA GÜCÜ [kW]	Yağ Soğutma Yüğü[kW]
1	Enjeksiyon Pres	420	72	36
2	Enjeksiyon Pres	700	103	51
3	Enjeksiyon Pres	500	69	35
4	Enjeksiyon Pres	600	68	34
5	Enjeksiyon Pres	1000	106	53
6	Enjeksiyon Pres	1000	103	52
7	Enjeksiyon Pres	1000	103	52
8	Enjeksiyon Pres	720	55	28
9	Enjeksiyon Pres	750	110	55
10	Enjeksiyon Pres	1000	111	55
11	Enjeksiyon Pres	500	69	35
12	Enjeksiyon Pres	500	69	35
13	Enjeksiyon Pres	500	69	35
14	Enjeksiyon Pres	300	36	18
15	Enjeksiyon Pres	275	38	19
16	Enjeksiyon Pres	300	36	18
17	Enjeksiyon Pres	500	69	35
18	Enjeksiyon Pres	500	69	35
19	Enjeksiyon Pres	500	69	35
20	Enjeksiyon Pres	500	69	35
21	Enjeksiyon Pres	500	69	35
22	Enjeksiyon Pres	500	69	35
23	Enjeksiyon Pres	500	69	35
24	Enjeksiyon Pres	420	69	35
25	Enjeksiyon Pres	420	69	35
26	Enjeksiyon Pres	500	69	35
27	Enjeksiyon Pres	500	69	35
28	Enjeksiyon Pres	500	69	35
29	Enjeksiyon Pres	1000	90	45
30	Enjeksiyon Pres	1000	90	45
31	Enjeksiyon Pres	850	110	55
32	Enjeksiyon Pres	850	110	55
33	Enjeksiyon Pres	750	90	45
34	Enjeksiyon Pres	750	90	45
35	Enjeksiyon Pres	900	90	45
36	Enjeksiyon Pres	900	90	45
37	Enjeksiyon Pres	750	90	45
38	Enjeksiyon Pres	750	90	45
39	Enjeksiyon Pres	750	90	45
40	Enjeksiyon Pres	750	90	45
41	Enjeksiyon Pres	750	90	45
42	Enjeksiyon Pres	750	90	45
			TOPLAM YÜK kW	1675

Ek.8. Yağ İçin Isı Özellikler Tablosu (Çengel, et al., 1996)

Doymuş Akışkanların Termofiziksel Özellikleri

Doymuş Sıvılar

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$\beta \cdot 10^3$ (K <sup>-1</sup> )
<b>Motor yağı</b>								
273	899.1	1.796	385	4,280	147	0.910	47000	0.70
280	895.3	1.827	217	2,430	144	0.880	27500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1,120	145	0.872	12900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
410	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
420	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
430	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70

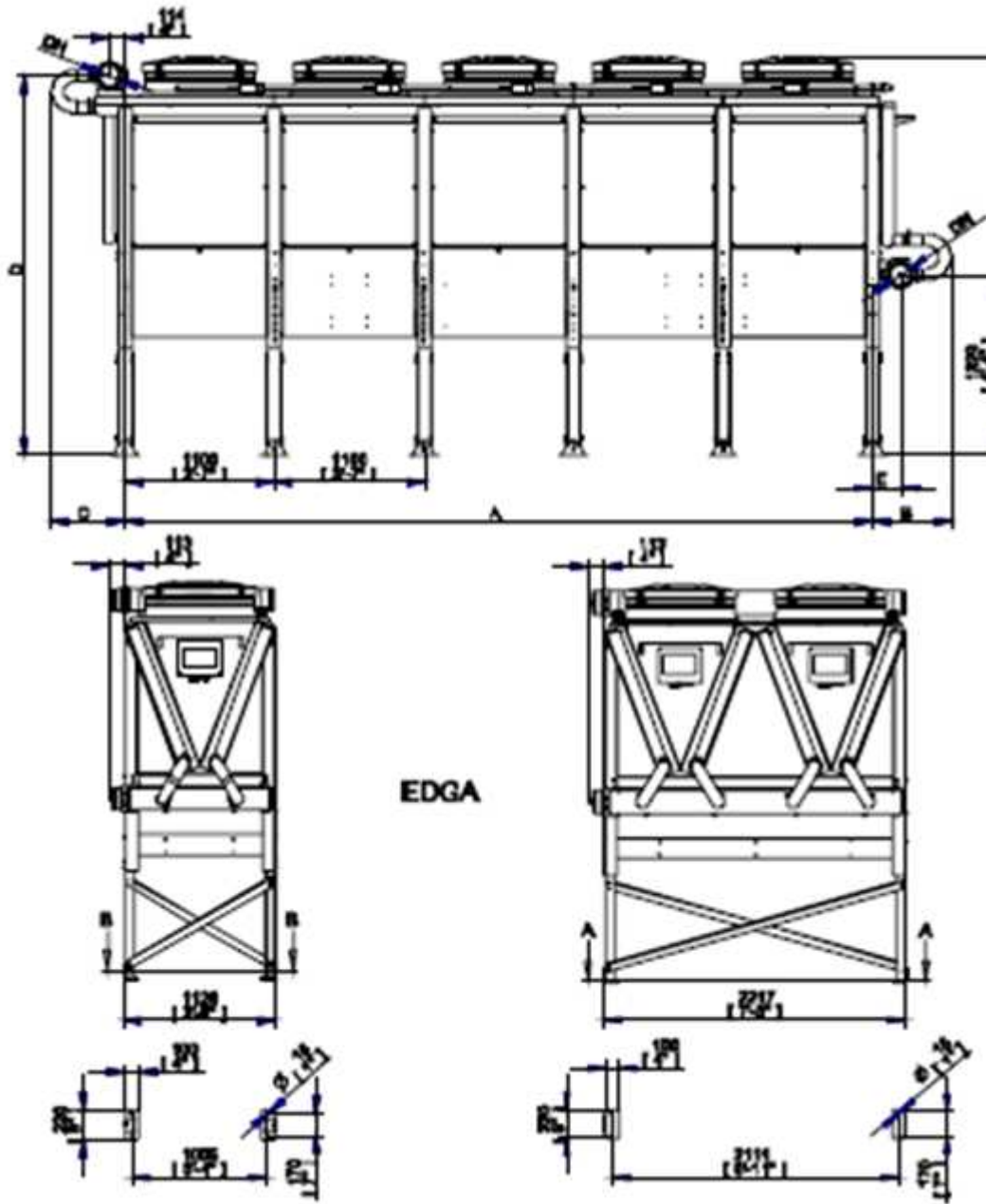
Ek.9. Su İçin Isıl Özellikler Tablosu (Çengel, et al., 1996)

Sıcaklık, T (K)	Basınç, P (bar) <sup>b</sup>	Özgül Hacim (m <sup>3</sup> /kg)		Buharlaşma Isısı h <sub>fg</sub> (kJ/kg)	Özgül ısı (kJ/kg · K)		Viskozite (N · s/m <sup>2</sup> )		Isı İletim katsayısı		Prandtl Sayısı		Yüzey Genleşme Gerilmesi katsayısı		Sıcaklık T (K)
		v <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	v <sub>g</sub>	c <sub>pf</sub>	c <sub>pg</sub>	μ <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup>	μ <sub>g</sub> · 10 <sup>6</sup>	k <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup>	k <sub>g</sub> · 10 <sup>3</sup>	Pr <sub>f</sub>	Pr <sub>g</sub>	σ <sub>f</sub> · 10 <sup>3</sup> (N/m)	β <sub>f</sub> · 10 <sup>6</sup> (K <sup>-1</sup> )		
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	s	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

Ek.10. Ecodrygel Özellikler Tablosu

TİP	ÖLÇÜLER [mm]					Bağlantı Ölçüleri
	A	B	C	D	E	DN
EDG 120 (E)	2200	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 120 A	2200	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 180 (E)	3300	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 180 A	3300	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 240 (E)	4400	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 240 A	4400	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 240/2 (E)	2200	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 240/2 A	2200	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 300 (E)	5500	575	540	2018	205	150 - (6")
EDG 300 A	5500	575	540	2790	205	150 - (6")
EDG 360/2 (E)	3300	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 360/2 A	3300	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 420 (E)	7700	600	560	2043	230	200 - (8")
EDG 420 A	7700	600	560	2815	230	200 - (8")
EDG 480/2 (E)	4400	440	410	1994	170	100 - (4")
EDG 480/2 A	4400	440	410	2752	170	100 - (4")
EDG 600 (E)	11000	600	560	2043	230	200 - (8")
EDG 600 A	11000	600	560	2815	230	200 - (8")
EDG 600/2 (E)	5500	575	540	2018	205	150 - (6")
EDG 600/2 A	5500	575	540	2790	205	150 - (6")
EDG 840/2 (E)	7700	600	560	2043	230	200 - (8")
EDG 840/2 A	7700	600	560	2815	230	200 - (8")
EDG 1200/2 (E)	11000	600	560	2043	230	200 - (8")
EDG 1200/2 A	11000	600	560	2815	230	200 - (8")

Ek.11. Ecodrygel Teknik Resim

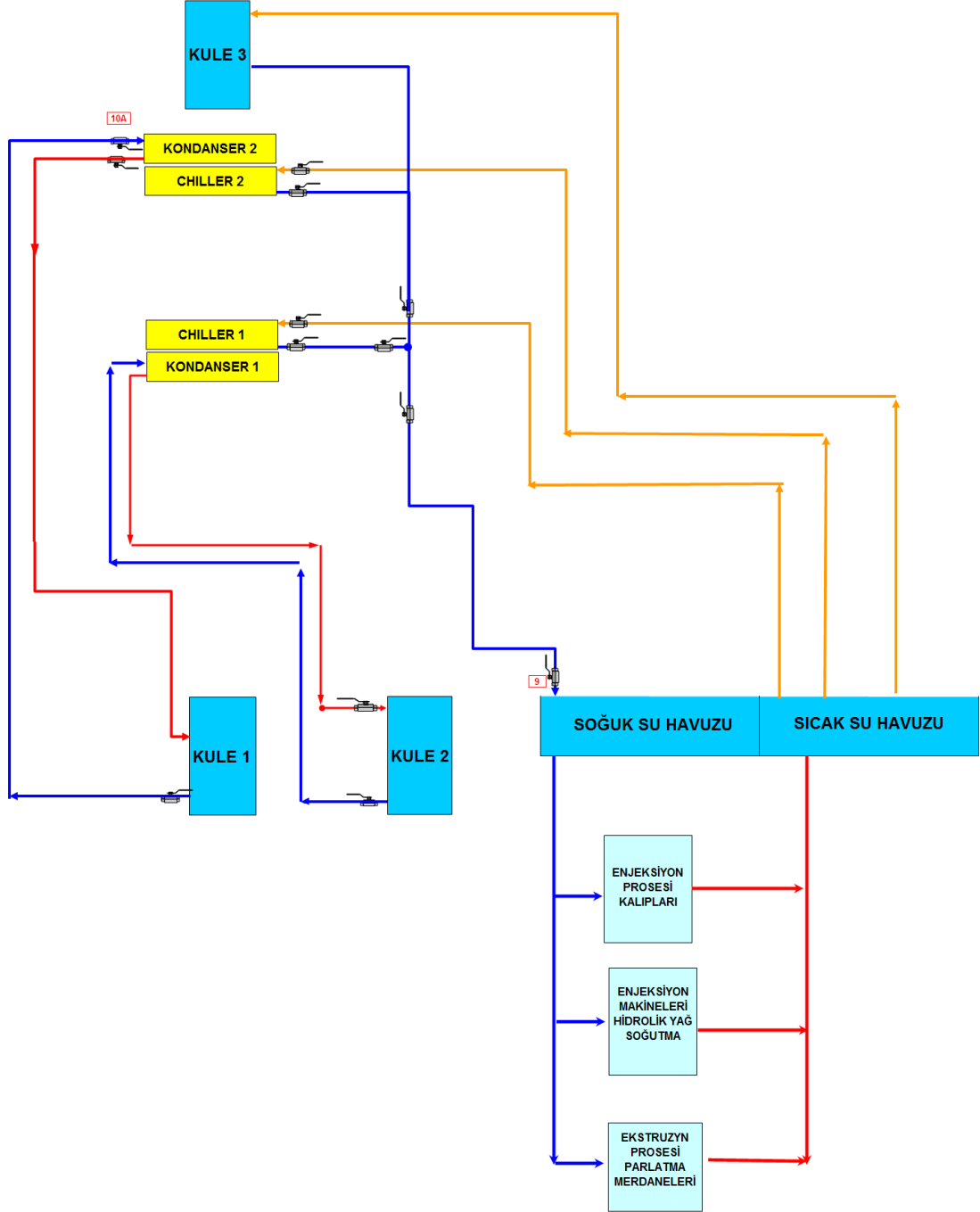


Ek.12. Eskişehir İline Soğutma Sistemi Tasarım Değerleri

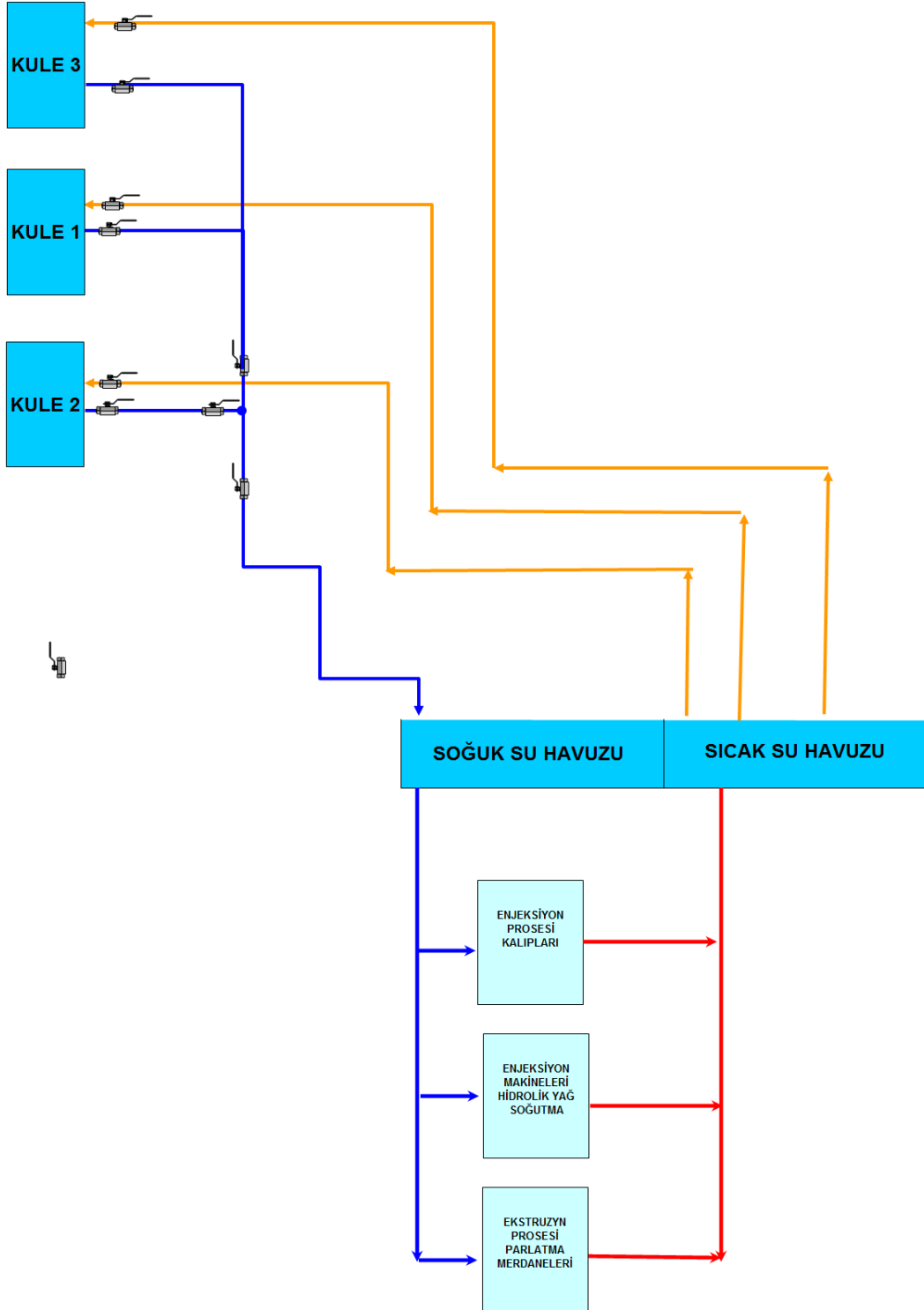
		Adana	Ankara	Erzurum	Eskişehir	İstanbul	İzmir	Malatya	Van	Antalya	
<b>Soğutma Tasarım Şartları</b>	0.4% KT/YT	Bu Çalışma	36.3/21.2	33.0/18.5	29.5/18.0	32.4/18.4	30.3/21.9	35.1/22.8	36.0/20.7	29.6/18.7	37.7/21.1
		ASHRAE 9	36.1/21.7	32.2/17.2	28.9/16.1	32.2/20.0	30.0/21.1	35.6/22.2	36.1/20.0	28.9/18.9	-
		TTMD	-	33.2/18.2	-	-	30.4/20.5	35.2/22.1	-	-	37.6/21.0
	1% KT/YT	Bu Çalışma	34.9/21.5	31.4/18.3	28.1/17.8	30.6/18.2	29.1/21.6	33.7/22.5	34.7/20.3	28.4/18.4	35.9/21.0
		ASHRAE 9	34.4/21.7	30.0/17.2	27.8/15.6	30.6/19.4	28.9/20.6	33.9/21.7	35.0/19.4	27.8/18.9	-
		TTMD	-	31.7/17.6	-	-	29.1/21.0	33.9/22.7	-	-	35.9/21.5
		ASHRAE 9	38.0/26.0	34.0/20.0	-	-	33.0/24.0	37.0/24.0	-	-	-
	2% KT/YT	Bu Çalışma	33.8/21.9	29.9/18.0	26.7/17.3	29.1/17.9	28.0/21.4	32.5/22.3	33.4/20.0	27.4/18.1	34.1/20.8
		ASHRAE 9	33.3/22.2	28.9/16.7	26.1/15.0	29.4/18.9	28.3/20.6	32.8/21.1	33.9/18.9	26.7/18.3	-
		TTMD	-	30.0/17.1	-	-	28.1/20.6	32.6/22.8	-	-	34.2/21.3
	Max KT	Bu Çalışma	40.5	36.3	32.6	35.9	34.6	39	39.2	32.7	41.8
		ASHRAE 9	39.4	35.0	31.1	35.6	35.0	38.3	38.9	32.2	-
		TTMD	-	36.0	-	-	33.3	37.9	-	-	40.8
	Günlük KT Sıcaklık Farkı	Bu Çalışma	11.0	14.5	17.6	17.1	9.0	10.7	14.5	13.2	13.1
		ASHRAE 9	11.0	15.8	16.6	14.4	8.5	12.8	15.2	10.8	-
TTMD		11.4	10.5	11.8	12.3	6.8	8.4	10.4	11.5	10.5	
<b>Isıtma Tasarım Şartları</b>	99.6% KT	Bu Çalışma	1.9	-9.4	-26.2	-9.8	-1.1	1.0	-8.4	-13.4	1.8
		ASHRAE 9	0.0	-16.7	-30.6	-11.1	-3.3	-2.2	-12.2	-14.4	-
		TTMD	-	-10.0	-	-	-2.0	0.3	-	-	1.4
	99% KT	Bu Çalışma	3.2	-7.8	-23.1	-8.2	-0.3	1.9	-6.7	-11.6	2.8
		ASHRAE 9	1.1	-13.3	-27.2	-8.9	-1.7	-0.6	-8.9	-12.8	-
		TTMD	-	-7.9	-	-	-0.5	1.6	-	-	2.5
		ASHRAE 9	1.1	-13.0	-	-	-2.0	-3.0	-	-	-
	Min KT	Bu Çalışma	-1.2	-12.6	-31.9	-15.5	-3.6	-1.4	-11.9	-17.7	-0.8
		ASHRAE 9	-3.3	-18.9	-33.3	-14.4	-6.1	-4.4	-16.1	-16.7	-
		TTMD	-	-13.3	-	-	-3.6	-1.3	-	-	-0.2



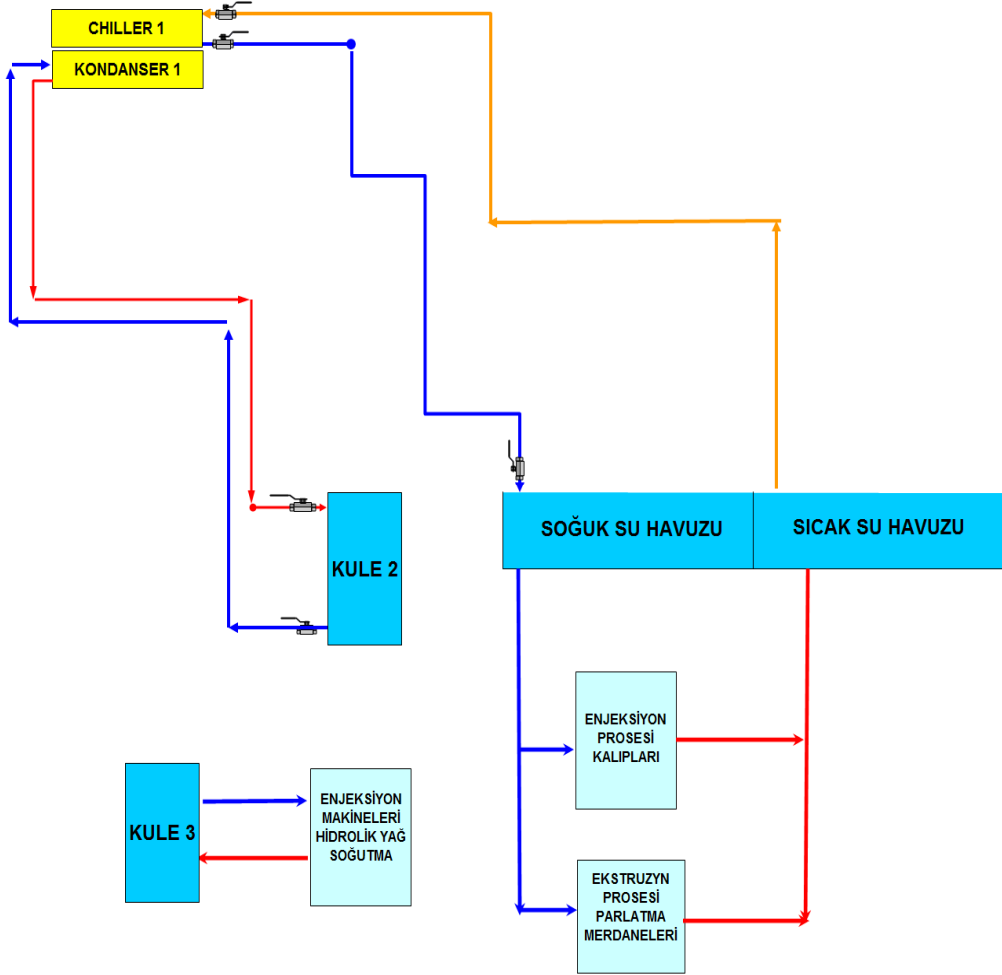
Ek.13. EBİ plastik fabrikası yaz konumu mevcut soğutma sistemi



Ek.14. EBİ plastik fabrikası kış konumu mevcut soğutma sistemi



Ek.15. Bir Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı-Yaz Konumu



Ek.16. İki Nolu Alternatif Soğutma Sistemi Tasarımı-Yaz Konumu

