



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**SOĞUTMA GRUBU PERFORMANSININ
İYİLEŞTİRİLMESİ**

Gökhan BOZER

Yüksek Lisans Tezi



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOĞUTMA GRUBU PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Gökhan BOZER

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2017

TEZ ONAYI

Gökhan BOZER tarafından hazırlanan “SOĞUTMA GRUBU PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Başkan : Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr. K. Furkan SÖKMEN
Bursa Teknik Üni. / Doğa Bilimleri Mim. Ve Müh. Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü

24/5/2017

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

24/05/2017

İmza

Gökhan BOZER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SOĞUTMA GRUBU PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Gökhan BOZER

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Sanayi, konut , hizmet v.b. sektörlerde yaygın olarak kullanılan ve çok fazla enerji tüketen soğutma gruplarının sistem performansının iyileştirilmesi ile yüksek miktarda enerji tasarrufu yapılabilmektedir. Özellikle sanayide yapılacak her türlü enerji verimliliği, büyük miktarlara karşılık geldiğinden çok değerli anlam taşımaktadır.

Tez kapsamında, KORTEKS Mensucat Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de çalışan her biri 12.560 KW soğutma gücüne sahip ve yine her biri yaklaşık 3.435 kWh enerji tüketen 5 adet soğutma grubundan oluşan sistemin mevcut performansı incelenerek, enerji verimliliği çalışması yapılmıştır. Bu çalışma ihtiyacı, firmanın soğutma sistemi içinde yer alan 5 adet soğutma grubu sisteminin yılın tamamında tam kapasitede ve yükte çalışmaması nedeniyle evaporatör pompalarındaki gereksiz enerji tüketiminin tespit edilmesi ile ortaya çıkmıştır.

Sistemin enerji verimlilik analizi için mevcut sistemin soğutma çevrimi performans katsayısı ölçüm ve hesaplama ile tespit edilmiştir. Soğutma sisteminin evaporatör su tesisat hattı karakteristiği, ölçümler sonucunda sürtünmeli akışkanların analizi hesaplamaları ile tespit edilmiştir. Soğutma sisteminin evaporatör su pompalarının tek ve çift paralel çalışma karakteristiği tespit edilerek pompa motoruna orta gerilim (6.600 Volt) hız sürücü uygulaması analizi yapılmıştır. Bu enerji verimliliği uygulamasında, pompa-tesisat karakteristik eğrilerine göre paralel olarak çalışan pompaların her ikisine de frekans sürücü uygulanıp, frekansların eşit olarak düşürülmesi enerji tüketiminin en az olduğu çalışma şekli olarak görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Enerji verimliliği, soğutma grubu sistem performans katsayısı (COP) , evaporatör pompası ve tesisat karakteristiği, orta gerilim hız sürücü, paralel değişken-frekanslı pompa performansı.

2017, ix + 66 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

IMPROVING the PERFORMANCE of the CHILLER

Gökhan BOZER

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

We can save a great deal amount of energy by improving the performance of cooling systems which are used widely in industrial, housing and service sectors and consumes too much energy. It becomes meaningful particularly in industrial use when the energy savings are equivalent to large amount of savings.

In Thesis context, we have carried out energy efficiency study by investigating the current performance of a system that consist of 5 different cooling groups. These are the groups which are installed in KORTEKS Mesucat Sanayi ve Ticaret A.Ş. and each has got cooling capacity of 12,560 KW and each almost consumes 3.435 kwh of energy. The need for this study has risen due to determination of unnecessary energy consumption in evaporator pumps as a result of these 5 cooling groups not working in full capacity and loading.

The energy efficiency analysis of the system determined by measuring and calculating the co-efficient of cooling cycle performance of the current system. The characteristics of evaporator's water installations of the whole cooling system determined as a result of calculations of friction fluids analysis. Application of the velocity driver analysis at medium voltage (6.600 Volt) carried out by determination of characteristics of single and double parallel working of evaporator water pumps in the cooling system. In this application of energy efficiency, we applied a frequency driver to both pumps working parallel to pump-installation curve characteristics, thus we observed that lowering the frequencies equally is the least energy consumption in working.

Keywords: Energy efficiency, Co-efficient of performance (COP) of chiller, evaporator pump and installation characteristics, medium voltage speed driver, parallel variable-frequency pump performance.

2017, ix + 66 pages.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, hem ülkemizin enerji kaynaklarının verimli kullanılması ile sosyal ve ekonomik kalkınmaya katkı sağlamak hem de işletmelerin maliyet girdilerinden biri olan enerji maliyetlerinin düşürülerek, sektördeki rekabet gücünü daha da arttırmak için çalıştığım kurumda önemli miktarlarda enerji tüketen soğutma gruplarının performansının iyileştirilmesi amacıyla yapılmıştır. Ayrıca bu tür çalışmaların örnek teşkil ederek ülkemizin diğer kurumlarında da uygulanması ile ekonomik gelişim ve çevreye karşı sorumluluk bilincinin artırılması da hedeflenmiştir.

Öncelikle yüksek lisans eğitimime başlamak için beni teşvik eden, tez çalışmam boyunca çok değerli bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren, hoşgörü ve anlayışıyla bu çalışmanın ortaya çıkmasında bana destek olan saygıdeğer tez danışmanım Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma süresince, çalıştığım kurumda bana destek ve katkılarını esirgemeyen Genel Müdür'üm Sn. Necat ALTIN'a, Direktör'üm Sn. Murat GÜNEY'e, ölçümlerde bana yardımcı olan Mak. Müh. Sn. Gökhan KARATAŞ'a ve tüm mesai arkadaşlarıma en derin teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Son olarak, çalışmalarım sırasında ilgi ve anlayışlarıyla bana her zaman destek olan sevgili eşim Neşe BOZER ve çocuklarıma teşekkürlerimi sunarım.

Adı Soyadı
Gökhan BOZER
24/05/2017

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1.GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ VE KURAMSAL TEMELLER.....	5
2.1. Kaynak Özetleri.....	5
2.2 Kuramsal Temeller.....	7
2.2.1 Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi.....	7
2.2.2 Pompalarda temel kavramlar.....	8
2.2.3 Pompa tesisatlarında sistem manometrik yüksekliği ve yük kaybı.....	10
2.2.4 Pompa ve boruların seri ve paralel bağlanmaları.....	11
2.2.5 Santrifüj pompalarda elektrik motor ve hız sürücü temel bilgileri.....	12
3.MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1 Uygulama Yapılacak Soğutma Grubu Sistem Tesisatı ve Kullanılan Ekipmanlar.....	16
3.1.1 Soğutma makinesi.....	18
3.1.2 Kondenser su pompası ve motoru.....	19
3.1.3 Evaporatör su pompası ve motoru.....	20
3.1.4 Soğutma kulesi ve fanları.....	21
3.2 Uygulama Yapılacak Soğutma Grubu Sisteminde Kullanılan Ölçüm Aletleri.....	22
3.2.1 Debimetre.....	23
3.2.2 Enerji analizörü.....	23
3.2.3 Manometre.....	24
3.2.4 Scada.....	25
3.3 Bir Adet Soğutma Grubu Çalışırken Tam Yükteki COP'nin ve Basınç-Entalpi (lnP-h) Diyagramının Belirlenmesi.....	25
3.4 Evaporatör Su Devre Tesisatı Sistem Karakteristik Analizinin Yapılması.....	28
3.4.1 Kritik tesisattaki 1 numaralı tesisatın kayıp hesabı.....	32
3.4.2 Kritik tesisattaki 2 numaralı tesisatın kayıp hesabı.....	36
3.4.3 Kritik tesisattaki 3 numaralı tesisatın kayıp hesabı.....	37
3.4.4 Kritik tesisattaki 4 numaralı tesisatın kayıp hesabı.....	39
3.4.5 Evaporatör Su Devre Tesisatı Sistem Karakteristiği.....	41
3.4.6 Tek çalışan evaporatör pompa ve tesisatın çalışma noktasının bulunması.....	43
3.4.7 Paralel çalışan iki evaporatör pompa ve tesisatın çalışma noktasının bulunması.....	45
3.5 Tek Evaporatör Pompa Motoruna Hız Sürücü Uygulaması İle Tesisat Debinin Optimize Edilmesi.....	47
3.6 Paralel Çalışan İki Evaporatör Pompa Motorlarına Hız Sürücü Uygulaması İle Tesisat Debinin Optimize Edilmesi.....	51
3.7 Paralel Çalışan İki Evaporatör Pompa Motorundan Biri Sabit Devirde, Diğer Hız Sürücü Uygulaması İle Değişken Devirde Çalıştırılma Durum Analizi.....	54
4. BULGULAR.....	56
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	58
KAYNAKLAR.....	61

EKLER.....	62
EK 1 Moody Diyagramı.....	63
EK 2 Tesisatlarda Kullanılan Elamanların Lokal Kayıp Katsayıları.....	64
ÖZGEÇMİŞ.....	66



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

C_p	Suyun sabit basınçtaki özgül ısısı
C_f	Sürtünme katsayısı
D	Boru iç çapı
f	Pompa motor frekansı
g	Yerçekimi ivmesi
h	Tesisatın emme ve basma hattındaki yük kayıplarının toplamı
h_{lokal}	Lokal (yersel) yük kayıpları
$h_{\text{sürekli}}$	Boru sürtünme kaybı
H	Pompa manometrik yüksekliği
H_s	Sistem manometrik yüksekliği
H_{geo}	Geometrik (statik) basma yüksekliği
k	Yüzey pürüzlülük değeri
K	Boru tesisatındaki elemanların lokal kayıp katsayısı
L	Pompa mil gücü
L_b	D çaplı boru uzunluğu
m	Buharlaştırıcıdan geçen su miktarı
n	Dönme hızı
n_s	Senkron hız
p	Motorun kutup sayısı
P_b	Soğutucu gazın buharlaşma basıncı
P_y	Soğutucu gazın yoğuşma basıncı
Re	Reynold sayısı
T_b	Soğutucu gazın buharlaşma sıcaklığı
T_y	Soğutucu gazın yoğuşma sıcaklığı
Q	Su debisi
Q_b	Buharlaştırıcıda elde edilen ısı değeri
V	Borudaki sıvı hızı
W_t	Buharlaştırıcıda elde edilen ısı için harcanan toplam güç değeri
W_k	Kompresör tahrik motor gücü
W_{yp}	Yoğuşturucu su pompası tahrik motor gücü
W_{bp}	Buharlaştırıcı su pompası tahrik motor gücü
W_{yf}	Yoğuşturucu kule fanı tahrik motor gücü
ε	Bağıl pürüzlülük
η	Pompa verimi
ρ	Sirkülasyondaki akışkanın yoğunluğu
ΔT	Buharlaştırıcıya giren ve çıkan suyun sıcaklık farkı
ν	Tesisatta dolaşan suyun sıcaklığa bağlı kinematik vizkozitesi

Kisaltmalar

Açıklama

ark.	Arkadaşları
COP	Soğutma Performans Katsayısı

DN
lnP-h
eie

Diameter Nominal (Nominal ap)
Basınç-entalpi
Elektrik İşleri Etüd İdaresi



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Endüstriyel tip bir soğutma grubunun komple çevrimi	8
Şekil 2.2. Pompa karakteristik eğrileri.....	9
Şekil 2.3. Pompanın tesisattaki çalışma noktasının gösterilmesi.....	11
Şekil 2.4. Paralel çalışan pompaların karakteristiği.....	11
Şekil 2.5. Seri çalışan pompaların karakteristiği.....	11
Şekil 3.1. Uygulama yapılacak soğutma grubu sistem-tesisat çizimi.....	17
Şekil 3.2. Soğutma makinesinin yandan görünüşü.....	19
Şekil 3.3. Soğutma makinesinin önden görünüşü	19
Şekil 3.4. Kondenser pompası ve motoru.....	20
Şekil 3.5. Evaporatör pompası ve motoru.....	21
Şekil 3.6. Kondenser soğutma kulesi.....	22
Şekil 3.7. Portatif ultrasonik debimetre.....	23
Şekil 3.8. Enerji analizörü.....	24
Şekil 3.9. Manometre.....	24
Şekil 3.10. Scada sistemi.....	25
Şekil 3.11. Soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı.....	27
Şekil 3.12. Soğutma grubu sistemindeki kritik tesisat çizimi.....	29
Şekil 3.13. Sistem karakteristik eğrisi.....	43
Şekil 3.14. Evaporatör pompa eğrisi	44
Şekil 3.15. Evaporatör pompa ve tesisat ortak çalışma noktası	45
Şekil 3.16. İki evaporatör pompa paralel çalışma karakteristik eğrisi.....	46
Şekil 3.17. İki paralel çalışan evaporatör pompa ve tesisat ortak çalışma noktası.....	47
Şekil 3.18. Evaporatör pompasının 45,8 Hz'deki çalışma noktası.....	49
Şekil 3.19. İki evaporatör pompasının 45,8 Hz frekansta paralel çalışma noktası.....	52
Şekil 3.20. İki evaporatör pompasının 44 Hz frekansta paralel çalışma noktası.....	52
Şekil 3.21. Paralel çalışan iki pompadan biri 50 Hz, diğeri 44 Hz frekansta çalışma noktası.....	55

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Soğutma makinesi teknik bilgileri.....	18
Çizelge 3.2. Kondenser pompası teknik bilgileri.....	20
Çizelge 3.3. Evaporatör pompası teknik bilgileri.....	21
Çizelge 3.4. Soğutma kulesi teknik bilgileri.....	22
Çizelge 3.5. Soğutma çevrimine ait noktalar.....	28
Çizelge 3.6. Yüzey pürüzlülük değeri çizelgesi.....	33
Çizelge 3.7. Debiye bağlı yük kayıpları.....	42
Çizelge 4.1. Uygulama varyasyonları özet tablosu.....	57



1. GİRİŞ

Enerji verimliliği konusu, ülkemizin geleceği için stratejik bir öneme sahip olduğu gibi günümüzdeki rekabet koşulları dikkate alındığında ve özellikle sanayideki üretimin enerji ve işçilik maliyetlerinin daha düşük olduğu ülkelere kaydığı gerçeği göz önünde bulundurulduğunda, ulusal firmalar için kaçınılmaz görünmektedir. Sanayi kuruluşları, enerjinin en yoğun kullanıldığı alanlardan biridir. Sanayide yapılacak her türlü enerji verimliliği, büyük miktarlara karşılık geldiğinden çok değerli anlam taşımaktadır.

Türkiye’de tüketilen enerjinin % 42’si endüstriyel tesislerde, % 25’i binalarda ve %21’i ulaştırmada kullanılmaktadır. Türkiye’de endüstriyel tesislerde yıllık 31 milyon TEP (ton eşdeğer petrol) enerji tüketimi mevcuttur. Yapılan bazı çalışmalar, Türk sanayisinde kullanılan enerjinin %35’inin tasarruf edilebileceğini göstermektedir (http://www.eie.gov.tr/projeler/document/Etut_20Aralik2006_ECalikoglu.pdf).

Enerji verimliliği politikaları, bir taraftan ekonomik büyüme ve sosyal kalkınma hedeflerinin sürdürülebilirliği ile doğrudan ilişkili olması diğer taraftan ise toplam sera gazı salımlarının azaltılmasında oynadığı kilit rol nedeniyle, hassasiyetle ele alınması gereken alanların başında gelmektedir. Enerji tasarrufu ve verimliliği, enerji arz güvenliğinin sağlanması, dışa bağımlılık risklerinin azaltılması, çevrenin korunması ve iklim değişikliğine karşı mücadelenin etkinliğinin artırılmasının sağlanması gibi 2023 yılı ulusal strateji hedeflerimizin ve enerji politikalarımızın en önemli bileşenlerinden biridir. Enerji verimliliği çalışmaları ile Türkiye’nin Enerji Yoğunluğunun (milli gelir başına tüketilen enerji) 2023 yılına kadar, 2011 yılına göre en az %20 azaltılması hedeflenmiştir (<http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Enerji-Verimliliği>).

Endüstriyel tesislerde enerji verimliliği, üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Bu şekilde üretici, aynı miktardaki mal ve hizmetleri daha az enerji ile üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü artırma olanağını yakalayabilir.

Enerji verimliliğinin uygulanabileceği ve tasarruf potansiyelinin yüksek olduğu alanlardan biri de ısıtma ve soğutma sektörüdür. Özellikle endüstriyel tesislerde, alışveriş merkezleri ve büyük konutlarda kullanılan soğutma gruplarında büyük oranlarda enerji tasarrufu yapılabilir. Soğutma makinelerinde, enerji verimliliğini gösteren performans katsayısı (COP) hesaplamalarında, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının ikincil devresindeki akışkanın sirkülasyonunu yapan su pompalarının enerji tüketimleri ihmal edilmektedir. Özellikle endüstriyel tesisler , alışveriş merkezleri ve büyük konutlardaki soğutma gruplarına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su pompalarının enerji tüketimleri soğutma makinasının enerji tüketiminin %30-40'ına karşılık gelebilmektedir. Dolayısı ile soğutma grubunun yoğuşturucu ve buharlaştırıcı su pompalarının enerji tüketimleri soğutma performans katsayısı hesabında göz ardı edilmemelidir.

Soğutma makinaları her zaman pik yükte çalışmamakta ihtiyaç ve mevsimsel şartlara göre büyük zaman dilimlerinde ara yüklerde çalışmaktadır. Soğutma ara yüklerinde buharlaştırıcıdaki ısı yükü düşeceği için buharlaştırıcıdan geçen su debisinin de kısılması ile su pompalarında önemli derecede enerji tasarrufu yapılabilir. Söz konusu bu su pompalarında değişken debiyi karşılayacak frekans kontrollü sürücüler kullanılması durumunda yüksek miktarlarda enerji tasarrufu yapılabilir. Böylelikle soğutma grubunun COP değerinin artması sağlanabilir.

Bu kapsamda endüstriyel bir tesiste yürütülen çalışmalardan biri de enerji tüketiminin çok fazla olduğu soğutma gruplarında sistem performans katsayısının iyileştirilmesi çalışmasıdır. Çalışmanın yapıldığı kuruluşun polyester iplik üreten bir tesis olması nedeniyle, polyester ipliğin hammadde girişinden son mamule kadar geçen prosesin tüm aşamalarında proses ve ortam koşullarının şartlandırması gerekmektedir. Bu şartlandırmanın gerçekleştirilmesi için 34 adet klima santrali (toplamda 8.200.000 m³/h debi kapasitesi) ve bu klima santrallerine soğuk su sağlayan toplam 5 adet soğutma grubu mevcuttur. Bir soğutma grubu 3.460 kWh enerji tüketmekte olup soğutma gruplarının yıllık enerji tüketimi 13.000.000 kWh olarak gerçekleşmektedir.

Firmada mevcut reel üretim ve hava şartlarına bağlı olarak yılın tamamında tüm soğutma grupları aktif kullanımda olmayıp çok büyük bir kısmında iki veya bir adet soğutma grubu devrede kalmaktadır. Yapılan ilk ölçüm sonuçları ve fizibilite hesaplarına göre soğutma gruplarının ortak tesisata çalışan mevcut evaporatör su pompalarına, değişken yükleri karşılamak üzere, sistem tesisat-pompa karakteristikleri dikkate alınarak orta gerilim (6.600 Volt) motor hız sürücü otomasyon uygulamasına gidilmesi kararlaştırılmıştır. Hız sürücü-otomasyon uygulaması yapılacak evaporatör su pompasının teknik özellikleri; $debi=2.600 \text{ m}^3/h$, basma yüksekliği=75 mSS, motor gücü=670 KW'tır. Buradaki kritik hususlardan biri hız sürücü uygulamasının düşük gerilimli motorlara uygulanacak olmamasıdır. Orta ve yüksek gerilim motorlarına sürücü-otomasyon uygulaması oldukça nadir karşılaşılan bir durumdur.

Verilen rakamlardan da anlaşılacağı gibi soğutma grubu teknik verilerinin ve güç tüketimlerinin çok büyük olması nedeniyle yapılacak bir iyileştirmede tasarruf miktarları da çok fazla olmaktadır.

Bu çalışmanın yapılmasındaki ana amaçlardan birinin spesifik enerji tüketiminin iyileştirilmesi ile sektördeki rekabet gücünün arttırılmasının yanında, ülkemizde fazla uygulaması olmayan orta gerilimle çalışan büyük pompa motorlarına basınç kontrollü-hız sürücü otomasyon uygulaması çalışması ile öncülük yapılması amaçlanmıştır.

Bu enerji verimliliği çalışmasında, literatürde yer alan sürtünmeli akışlara uygun, tek ve paralel çalışan pompa-tesisat karakteristikleri belirlenecektir. Frekans sürücü uygulaması yapılacak pompa debisinin optimizasyonu için debinin karesi ile düşeceği değerdeki pompa basma yüksekliği, sistem karakteristik eğrisindeki aynı debiye karşılık gelen yük kaybı değerine eşit olma şartı aranacaktır.

Yine bu enerji verimliliği uygulamasında, paralel çalışan iki soğutma evaporatör pompasına tek mi yoksa her ikisine mi frekans sürücü uygulaması yapılması gerekliliği, enerji verimliliği açısından incelenecektir.

Ayrıca ülkemizdeki bundan sonraki soğutma grubu yatırımlarında, yapılacak uygulamanın bir referans oluşturması ve böylece ülke ekonomisine katkıda bulunulması da amaçlanmıştır. Enerji tüketiminin düşürülerek karbon salınımının iyileştirilmesi sonucu çevreye duyarlılığın artırılması yine hedefler arasındadır.



2. KAYNAK ÖZETLERİ VE KURAMSAL TEMELLER

2.1 Kaynak Özetleri

Soğutma makineleri ve santrifüj pompa uygulamalarında enerji verimliliği ile ilgili çalışmalar mevcut olup literatürde paralel çalışan pompalara değişken devir uygulaması ile yapılacak enerji verimliliğine yönelik çalışmalar sınırlıdır. Özellikle orta gerilim (6.600 Volt) motorlarına frekans sürücü uygulaması çok nadir karşılaşılan bir çalışmadır.

Yamankaradeniz (1995) tarafından yazılan kitapta, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistem çeşitleri ve çevrim hesaplamaları uygulamalı olarak ele alınmıştır.

Dossat (1997) tarafından yazılan kitapta, soğutma tekniği , çevrimi ve soğutma çevriminde kullanılan ekipmanlar ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

Corinchock (1997) tarafından yazılan kitapta, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemleri ile ilgili bilgiler yer almaktadır.

Stoecker (1998) tarafından yazılan kitapta, endüstriyel soğutma makineleri, ekipmanları ve çevrim hesaplamaları çok kapsamlı bir şekilde anlatılmaktadır.

Yamankaradeniz ve ark. (2009) tarafından yazılan kitapta, soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları yer almakta olup özellikle buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemleri yönüyle oldukça verimli bir kaynaktır.

Umur (1997) tarafından yazılan kitapta, sürtünmeli akışların analizi örneklerle işlenmiştir. Pompa ve pompa tesisatları ile ilgili sürtünmeli akış hesapları için oldukça verimli bir kaynak olarak gösterilebilir.

Pompa seçimi ve sistem tasarımı ile ilgili bilgiler, özet ve net bir biçimde ele alınmıştır (KSB, 2001).

Şen (2003) tarafından yazılan kitapta pompa seçimi, pompa tesisat projelerinin hazırlanması ve uygulanması, pompa işletmesi konularına detaylı olarak değinilmiştir. Bu kitap pompa ve pompa tesisatları ile ilgili sunulan genel ve mühendislik bilgilerinin, tablo ve diyagramların, uygulamalı örneklerin sunulduğu oldukça verimli bir kaynak olarak gösterilebilir.

Juha (2004) tarafından yapılan doktora tezinde, paralel çalışan pompalarda enerji verimliliği için değişken hız kontrolü uygulaması ve uygun hız kontrol yöntemlerinin belirlenmesi ile ilgili araştırma yapılmıştır.

Geçit (2006) tarafından yapılan yüksek lisan tez çalışmasında, seri ve paralel bağlı santrifüj pompaların farklı devir ve sıcaklıklardaki performansı incelenmiştir.

Guangying (2007), paralel çalışan pompaları sabit ve değişken devirli olmak üzere iki farklı koşulda karşılaştırmıştır.

Bortoni ve ark. (2008) tarafından, paralel çalışan değişken hız sürücülü santrifüj pompalar ile ilgili optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Kaya ve ark. (2008) pompaların enerji tüketimi açısından verimli işletilmesinin ekonomik yönden incelemişlerdir.

Sarıgül (2010) tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, pompa performansının ayarlanması için kullanılabilecek yöntemler tartışılmış, sayısal örneklemeler ile bu yöntemlerin birbirlerine üstünlükleri incelenmiştir. Pompa sistemi bir bütün olarak dikkate alınmış ve performans ayarı için değişken hız sürücülerin önemine ve sağlayacakları tasarrufa çeşitli örneklemelerle değinilmiştir.

Ahonen ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada, pompa kontrol yöntemleri için iki farklı yöntem geliştirilmiştir. Birincisi pompaların debiye bağlı ve benzeşim kurallarına

göre çalışma prensibi diğesinde ise sistem eğrisi de kontrol yönteminde hesaplamaya katılmıştır.

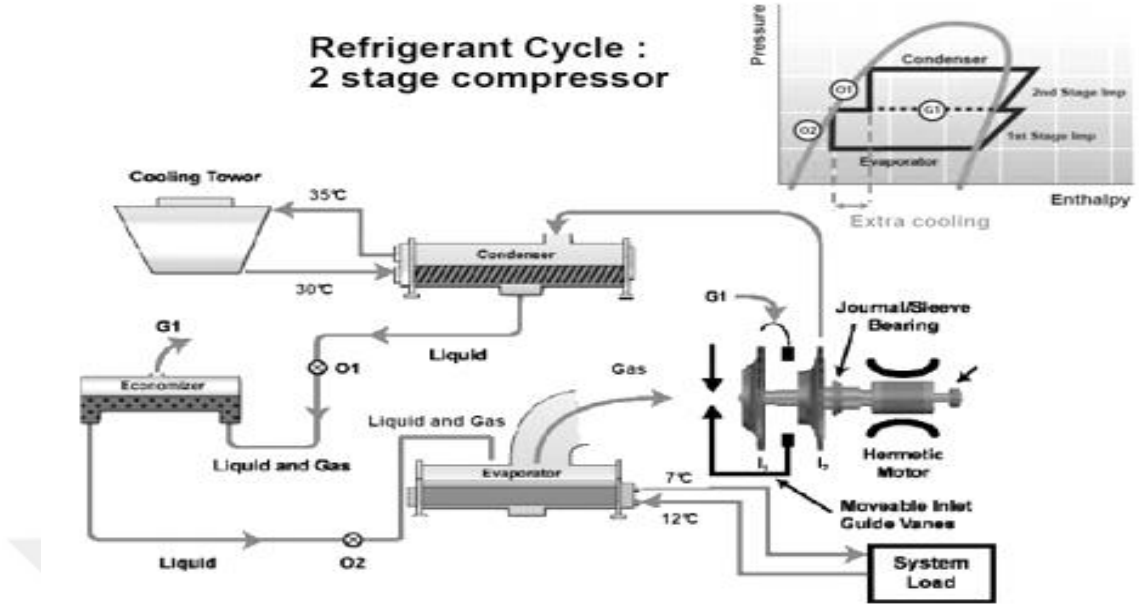
Karaca (2012) tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, değişken devirli sirkülasyon pompaları, enerji verimliliği açısından ele alınmıştır. Özellikle paralel çalışan değişken devirli pompaların verimli çalıştırılmaları üzerinde durulmuş ve aynı hidrolik koşullarda değişken devirli sirkülasyon pompalarının paralel çalışma koşulunda eşit frekans ile çalışmalarının enerji açısından en verimli çözüm olacağı değerlendirilmiştir.

Değişken hız kontrolünün niçin gerekli olduğu, uygulama alanları, değişken hızın işletme sistemi ve elektrik motorlarına uygulanması ile ilgili teknik bilgiler yer almaktadır (ABB 2011)

2.2 Kuramsal Temeller

2.2.1 Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla kompresör, yoğunştırucu (kondenser), kısılma vanası(genleşme vanası) ve buharlaştırıcıdır (evaporatör). Buhar sıkıştırırmalı mekanik bir soğutma çevriminde dolaşan akışkana soğutucu akışkan denir. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğunştırucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğunşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Soğutucu akışkanın sürekli bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılır (Yamankaradeniz ve ark. 2009). Şekil 2.1.'de iki kademe kompresörlü soğutma gaz çevrimi ve endüstriyel tip bir soğutma grubunun komple çevrimi görölmektedir.



Şekil 2.1. Endüstriyel tip bir soğutma grubunun komple çevrimi

Bir soğutma makinesinin verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP ile gösterilir.

COP hesabı için;

$$COP = \frac{Q_b}{W_t}$$

yazılabilir. Burada;

Q_b : buharlaştırıcıda elde edilen ısı değeri (KW)

W_t : buharlaştırıcıda elde edilen ısı için harcanan toplam güç değeri (KW)

2.2.2 Pompalarda temel kavramlar

Santifüj pompalar bir dış kaynaktan sağlanan mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren makineler olarak tanımlanabilir. Hidrolik enerji; yükselti enerjisi, basınç enerjisi ve hız enerjisi bölümlerinden oluşmaktadır (Karaca 2012).

Pompalarda kullanılan temel kavramlar özetler halinde açıklanırsa (Şen 2003);

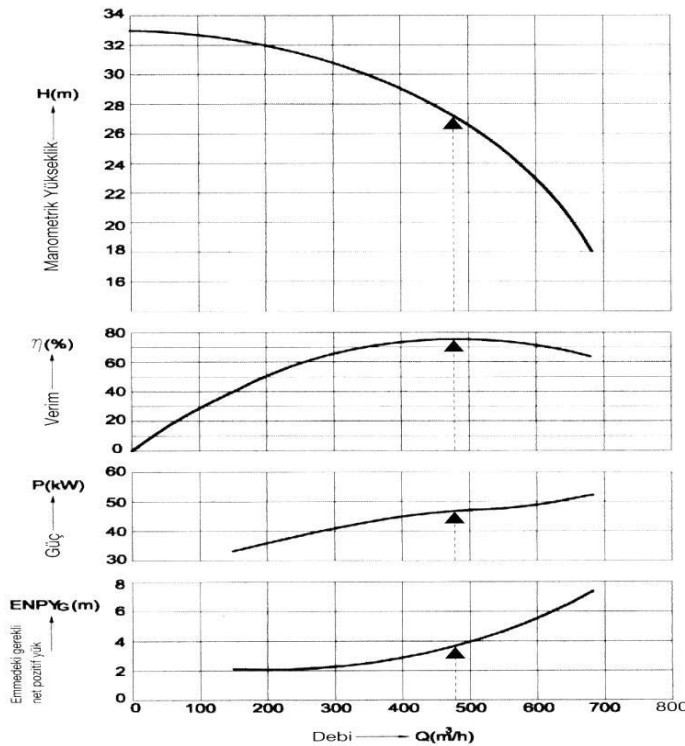
Debi (Q) : Pompa debisi, pompa basma flanşından birim zamanda net olarak basılan sıvı olarak tanımlanır. Birimi m^3/s 'dir.

Pompa manometrik yüksekliği (H) : Bir pompanın H manometrik yüksekliği, basılan sıvının pompa giriş ve çıkış flanşları arasında birim ağırlık başına kazandığı net (faydalı) enerji olarak tanımlanır. Birimi, uzunluk boyutunda olup metre'dir. Manometrik yüksekliğin biriminin “uzunluk” boyutunda olmasına rağmen H'nin özel olarak tanımlanan “Enerji” olduğu unutulmamalıdır.

Pompa mil gücü (L) : Pompa mil gücü, pompayı tahrik etmek için miline uygulanan güçtür. Birimi KW'dır.

Pompa verimi (η) : Pompa verimi, sıvıya net olarak aktarılan hidrolik gücün mil gücüne oranıdır.

Pompa karakteristiği : Pompa karakteristik eğrileri, bir pompanın sabit devir sayısında, su (15°C-20°C) basması halinde manometrik basma yüksekliği (H), pompa mil gücü (L), pompa verimi (η), gerekli emmedeki negatif pozitif yük (ENPY_G) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğrilerdir. Şekil 2.2.'de pompa karakteristik eğrileri görülmektedir.



Şekil 2.2. Pompa karakteristik eğrileri

Pompalarda benzeşim kuralları : Bir santrifüj pompanın farklı devirlerde farklı karakteristik eğrileri vardır. n_1 devrindeki Q_1 , H_1 , L_1 değerleri biliniyorsa, n_2 devrindeki Q_2 , H_2 , L_2 değerleri benzeşim kuralları gereği şöyle bulunur;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{f_1}{f_2} \quad ; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \quad ; \quad \frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3$$

n : Dönme hızı (devir/dakika-d/d)

f : pompa motor frekansı (hertz-h)

2.2.3 Pompa tesisatlarında sistem manometrik yüksekliği ve yük kaybı

Pompa tesisatlarında sistem manometrik yüksekliği ve yük kaybı kavramları özetler halinde açıklanırsa (Umur 1997 , Şen 2003);

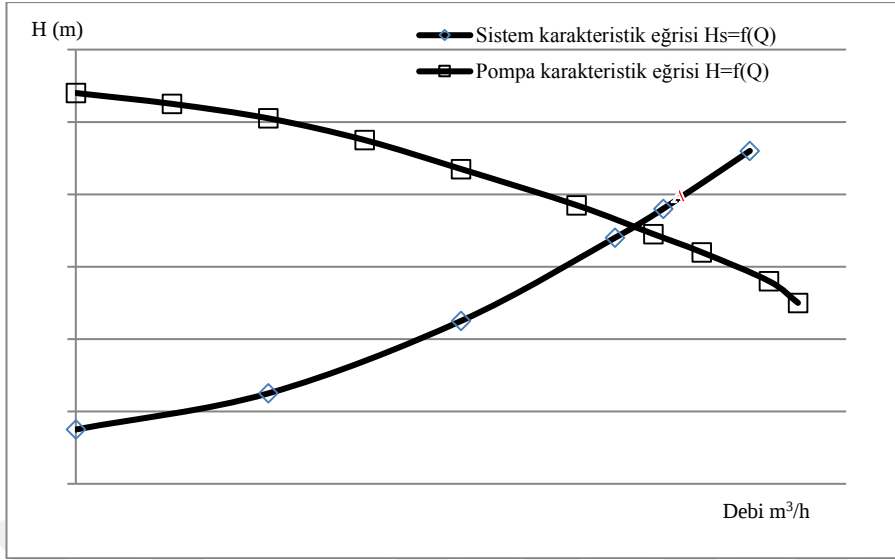
Sistem manometrik yüksekliği (H_s) : Belirli bir tesisatta, belirli bir sıvının, belirli bir debide basılabilmesi için pompa tarafından birim ağırlıktaki sıvıya verilmesi gereken enerji (yük)'dir. Birimi, uzunluk boyutunda olup metre'dir.

Sistem karakteristiği ($H_s=f(Q)$) : Sistem karakteristiği, sistem manometrik yüksekliğinin tesisattan basılan debiye bağlı olarak değişimini gösteren eğridir. Sistem karakteristiği, boru veya şebeke karakteristiği olarak da tanımlanır.

Boru sürtünme kaybı ($h_{sürekli}$) : Boru içinden sıvı akarken meydana gelen sürtünme yük kayıplarıdır. Boru sürtünme kaybı, sürekli kayıplar olarak da tanımlanır.

Lokal (yersel) yük kayıpları (h_{lokal}) : Lokal kayıplar, dirsek, vana, çek-valf, dip klapesi, pislik tutucu, branşman gibi lokal rahatsızlık yaratan elemanların yarattığı yük kayıplarıdır.

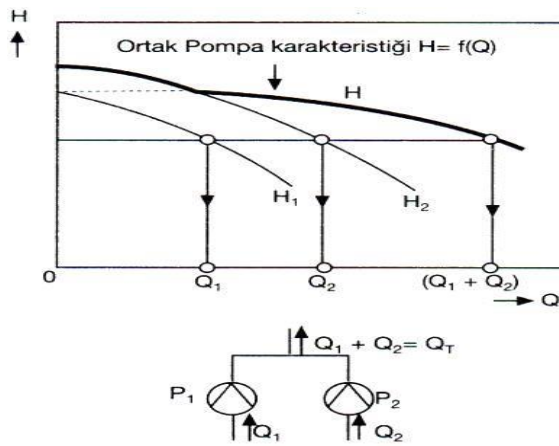
Pompa ve tesisatın ortak çalışma noktası : Bir tesisatta çalışan bir pompanın çalışma noktası, pompa manometrik yüksekliğinin tesisatın gerektirdiği manometrik yüksekliğe eşit olduğu ($H=H_s$) noktadır. Şekil 2.3.'te gösterilen A noktası pompanın o tesisattaki çalışma noktasını vermektedir.



Şekil 2.3. Pompanın tesisattaki çalışma noktasının gösterilmesi

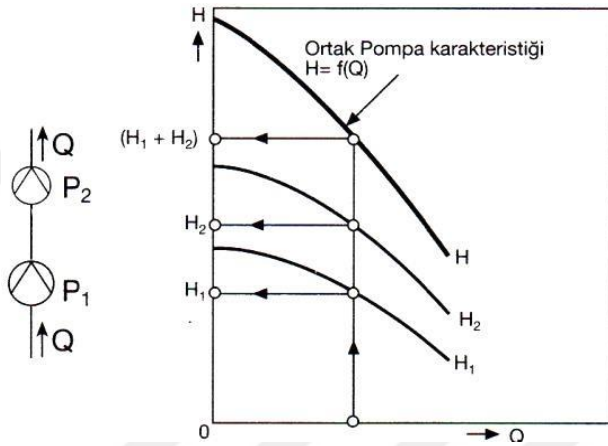
2.2.4 Pompa ve boruların seri ve paralel bağlanmaları

Paralel bağlı pompalar : Aynı tesisatta iki veya daha çok pompanın paralel çalışması halinde pompaların ortak $H=f(Q)$ karakteristiğini elde etmek için, pompaların aynı manometrik yükseklikteki debileri toplanır. Aynı boru hattında paralel çalışan pompaların manometrik yükseklikleri eşittir. Pompaların paralel çalıştırılması, tesisata basılan debinin yetersiz olduğu ve kademeli ayar istenen hallerde toplam debiyi arttırmak için uygulanan bir yöntemdir. Şekil 2.4.'de paralel çalışan iki pompanın karakteristik eğrisi gösterilmiştir (Şen 2003).



Şekil 2.4. Paralel çalışan pompaların karakteristiği

Seri bağılı pompalar : Pompaların seri çalıştırılması, tesisattaki basıncın yetersiz olduğu hallerde basıncı arttırmak için uygulanan bir yöntemdir. İki veya daha çok pompanın aynı boru hattında seri çalışması halinde pompaların ortak $H=f(Q)$ karakteristiğini elde etmek için, pompaların aynı debideki manometrik yükseklikleri toplanır. Seri çalışan pompaların debileri eşittir. Şekil 2.5.'de seri çalışan iki pompanın karakteristik eğrisi gösterilmiştir (Şen 2003).



Şekil 2.5. Seri çalışan pompaların karakteristiği

2.2.5 Santrifüj pompalarda elektrik motor ve hız sürücü temel bilgileri

Santrifüj pompalarda tahrik motoru olarak en çok sincap kafesli asenkron elektrik motoru kullanılır.

Direk yol verme: Asenkron motorlar direk yol alma sırasında belirli bir süre, stator sargılarının bağlantı şekli, motor nominal gücü, kutup sayısına bağlı olarak nominal gücün 2 ile 7 katı akım çekerler. Kalkış momenti ise nominal momentin 2 ile 3 katıdır. Büyük güçlü motorlar (atalet momenti yüksek) sıfır hızdan nominal hıza daha uzun sürede çıktıklarından yol alma sırasında taşıyacakları yüksek akımlar stator sargılarının ısınmasına ve yalıtkanlığın bozulmasına yol açabilir. Bu nedenle, direk yol verme küçük güçlerde uygulanır.

Yıldız-Üçgen yol verme : Genellikle 4 kW ve daha büyük güçlerde yol alma sırasında hem motorun şebekeden aşırı akım çekmemesi ve yol alma momentinin sınırlandırılması hem de yol alma motor momentinin ve ivme momentinin pompayı nominal hıza hızlandıracak kadar büyük olabilmesi için yıldız-üçgen yol verme yöntemi uygulanır. Motor stator sargıları önce yıldız bağlanarak yol verilip belirli hız ve akım değerine ulaştınca bir kontaktör ile sargılar üçgen bağlama durumuna getirilir. Yıldız bağlamadan üçgen bağlamaya geçerken sargılardaki gerilim aniden 1,73 kat artar ve bu olay şebeke geriliminin değişmesine yol açar. Yıldız-üçgen yol vermenin avantajları, yol alma akımının direk yol vermeye göre %67 azaltılması ve sistemin basitliğidir.

Diğer yol verme yöntemleri ise ön dirençlerle yol verme, ototransformatörlerle yol verme, yumuşak yol verme olarak sayılabilir.

Asenkron motorlarda statora uygulan gerilimin frekansının değiştirilmesi ile hız ayarı : Asenkron motorlarda senkron hız aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$n_s = (120 \times f) / p$$

n_s : senkron hız (d/d)

f : frekans (hz)

p : motorun kutup sayısı

Buna göre belirli kutup sayısında stator geriliminin f frekansı değiştirilerek hız ayarı yapılabilir.

Bu yöntemde maksimum moment sabit olup daha çok sincap kafesli motorlara uygulanmaktadır. Üç fazlı asenkron motorlarda “statik frekans değiştirici” olarak adlandırılan değişik tasarımlı birçok elektronik kontrol sistemi mevcuttur. Statik frekans değiştiricilerde (converter), önce sabit genlik ve sabit frekanstaki alternatif şebeke gerilimi bir doğrultucu (rectifier) ile sabit gerilimli doğru akıma çevrilir. Filtre edilen doğru akımın gerilim şiddeti bir voltaj regülatörü ile yük momentine göre ayarlandıktan sonra inverterde tekrar 3 fazlı alternatif akıma çevrilir. Voltaj regülatörü çıkışındaki doğru akımın şiddeti inverter çıkışındaki alternatif akımının frekansını ve böylece motor

dönme hızını belirler. Statik frekans değıştircilerin çıkışında motoru besleyen 3 fazlı AC akımın gerilimi frekansla orantılı olarak değıştiğinden motorun aşırı yüklenmesi olası değildir. Küçük güçlerde motor üzerinde olan frekans değıştirici ünite büyük güçlerde ayrı bir panoda bulunur (Şen 2003).

Frekans konvertörü kullanılan motorlarda, konverterin çıkış dalgalarındaki harmonik dalgaların formlarından kaynaklanan ve motora gelen harmonik voltaj ve akımların neden olduğu bakır ve demir kayıplarından dolayı motorda, aşırı sıcaklık artışı meydana gelmektedir. Bu sorunlara neden olan harmonikler ayrıca makinanın torkunu, dolayısıyla verimini de etkilemektedir. Frekans konvertörü ile sürülen motorlar, harmoniklerin yol açtığı sıcaklık artışlarından dolayı harici bir fan ile soğutularak motordaki sıcaklık azaltılabilir. Motor frekans konvertörü ile çalışıldığı zaman özellikle düşük frekanslarda çalışma koşullarında motorun devri düştüğü için motoru soğutan fanın devri de buna bağlı düşmekte ve motor soğutması yetersiz kalabilmektedir. Bu yüzden düşük hızlarda motor soğutmasına dikkat edilmelidir.

Frekans konvertörü ile çalıştırılan motorlar, frekans konvertörünün sağladığı enerji tasarrufu, düşük kalkış akımı, yüksek tork gibi faydaların yanında, frekans konvertörden kaynaklanan mil akımları nedeniyle motorun rulmanlarına ciddi hasarlar vererek erken motor arızalarına neden olabilmektedir (Karaca 2012).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Enerji verimliliği kapsamında, Korteks A.Ş.'de yürütülen çalışmalardan biri de enerji tüketiminin çok fazla olduğu soğutma gruplarında sistem performans katsayısının iyileştirilmesi çalışmasıdır. Kuruluşun polyester iplik üreten bir tesis olması nedeniyle, polyester ipliğin hammadde girişinden son mamule kadar geçen prosesin tüm aşamalarında proses ve ortam koşullarının şartlandırması gerekmektedir. Bu şartlandırmanın gerçekleştirilmesi için 34 adet klima santrali (toplamda 8.200.000 m³/h debi kapasitesi) ve bu klima santrallerine soğuk su sağlayan toplam 5 adet soğutma grubu mevcuttur. Bir soğutma grubu 3.460 kWh enerji tüketmekte olup soğutma gruplarının yıllık enerji tüketimi 13.000.000 kWh olarak gerçekleşmektedir.

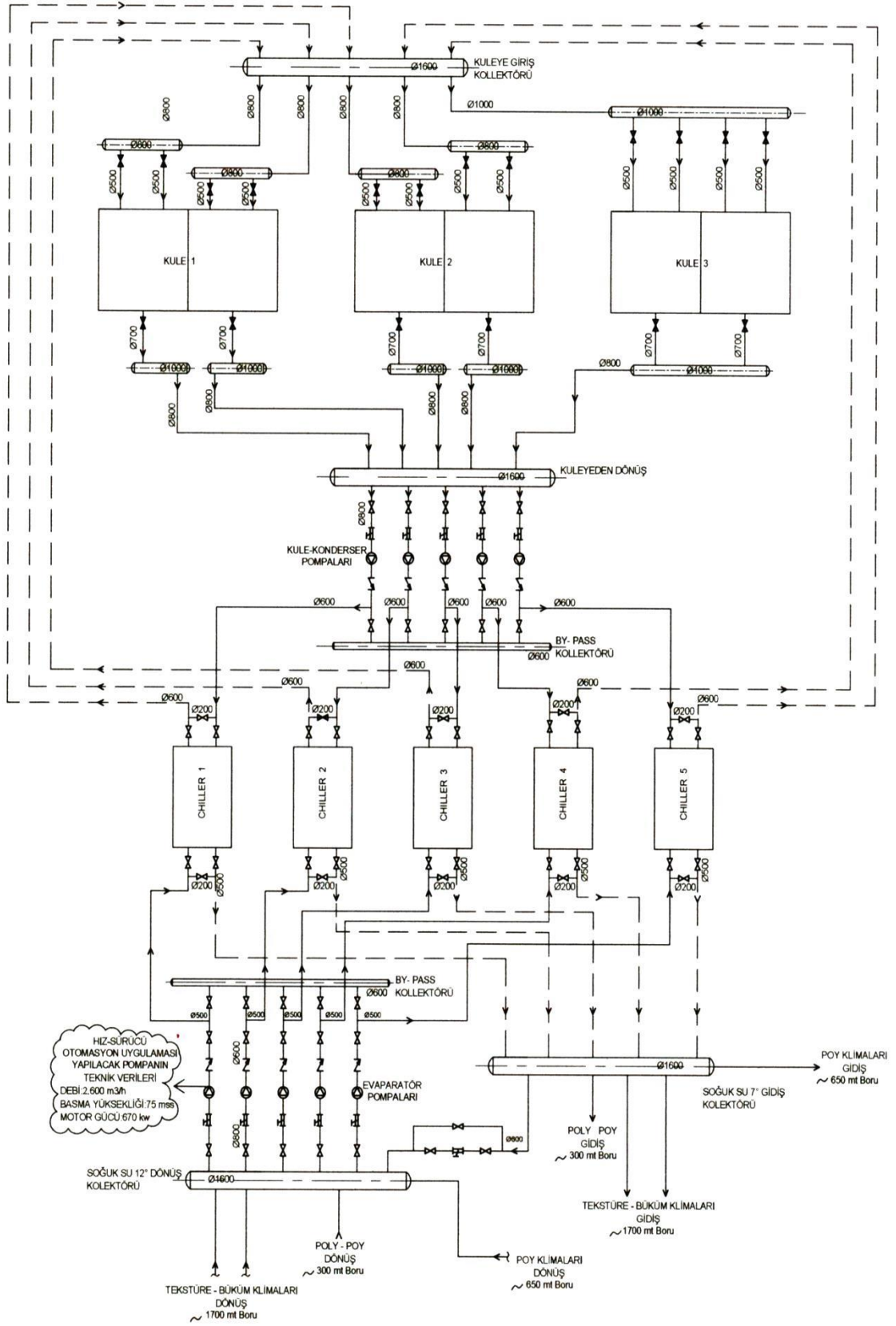
Firmanın soğutma kapasite ihtiyacı belirlenirken, üretim kapasitesinin %100 kullanılacağı ve sonrasında da birtakım yatırımlar yapılacağı düşünülerek her biri 12.550 KW soğutma kapasitesi olan 5 adet soğutma grubundan, mevsimsel olarak maksimum 4 adedinin çalışacağı 1 adedinin yedek olacağı hesaplanmıştır.

Özellikle son yıllardaki Uzakdoğu'dan düşük fiyatlı ürünlerin ülkemize gelmesi ile firmanın üretim kapasitesi %50'nin altına düşmüştür. Bu duruma paralel soğutma kapasite ihtiyacı da azalmaktadır. Mevcut reel üretim ve hava şartlarına bağlı olarak yılın tamamında tüm gruplar aktif kullanımda olmayıp çok büyük bir kısmında üç veya daha az soğutma grubu çalışmaktadır (yaklaşık 1.800 saati tek soğutma grubu ve 1.200 saati ise iki soğutma grubu aynı anda çalışmaktadır). Soğutma gruplarının evaporatör su sirkülasyonu 4 soğutma grubu çalışacak şekilde tesisat basınç kayıpları hesap edilmiş fakat mevsimsel olarak 1 veya 2 soğutma grubu çalışması nedeniyle daha az debi ihtiyacına istinaden tesisat basınç kayıpları azalmaktadır. Tesisat basınç kayıplarının azalması nedeniyle evaporatör pompa debisi oldukça artmaktadır. Yapılan incelemede aynı soğutma gücüne istinaden debinin hız sürücü ile kısılarak enerji tasarrufu yapılabileceği değerlendirilmiştir. Hız sürücü-otomasyon uygulaması yapılacak evaporatör su pompasının teknik özellikleri; debi=2.600 m³/h, basma yüksekliği=75 mSS, motor gücü=670 KW'tır. Buradaki kritik hususlardan biri hız sürücü uygulamasının düşük gerilimli motorlara uygulanacak olmamasıdır. Orta ve yüksek

gerilim motorlarına sürücü-otomasyon uygulaması oldukça nadir karşılaşılan bir durumdur. Kapasitelerin çok büyük olması nedeniyle söz konusu tasarrufun oldukça büyük mertebelerde olacağı öngörülmüştür. Dolayısı ile soğutma grubunun sistem performans katsayısının (COP) artırılması ile önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılması hedeflenmiştir.

3.1 Uygulama Yapılacak Soğutma Grubu Sistem Tesisatı ve Kullanılan Ekipmanlar

Beş adet soğutma grubu, mevsimsel ihtiyaca göre paralel çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Her biri 12.550 KW soğutma kapasitesine sahip soğutma gruplarından elde edilen soğuk su sirkülasyonu, yine her biri 2.600 m³/h debi kapasiteli evaporatör (buharlaştırıcı) su pompaları ile DN 80 – DN 1600 çap aralığında yaklaşık 5.300 metre uzunluktaki boru hatlarından sağlanmaktadır. Soğutma grupları sistem tesisat şematik gösterimi Şekil 3.1’de verilmiştir.



3.1.1 Soğutma makinesi

Sistem performans katsayısı (COP) arttırılacak soğutma makinesi teknik bilgileri Çizelge 3.1’de verilmiştir. Soğutma makinesi Şekil 3.2. ve Şekil 3.3.’de görülmektedir.

Çizelge 3.1. Soğutma makinesi teknik bilgileri

SOĞUTMA MAKİNESİ	
MARKA	YORK
TİP	OM 4150
KAPASİTE	12.549.389 kcal/h
SOĞUTUCU AKIŞKAN	R22
MOTOR GİRİŞİ	2435 KW
RPM(D/D)	4297 d/d
MOTOR	ODP 6600/3/50 1.15 SF
STARTER PANEL	Otomatik Transformatör-%65tap 6600/3/50
UZUNLUK	7 mt.
GENİŞLİK	6,1 mt.
YÜKSEKLİK	5,2 mt.
ÇALIŞMA AĞIRLIK TOPLAMI	88.702 kg
SOĞUTMA EVAPORATÖR KISMI	
DEBİ	2.513 m ³ /h
SU GİRİŞ SICAKLIĞI	12 °C
SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI	7 °C
BORULARDAKİ HIZ	2,62 m/s
İÇ ÇAP	1,96 mt.
NOMİNAL TÜP UZUNLUĞU	4,27 mt.
TÜP SAYISI	2618 adet
SOĞUTMA KONDENSER KISMI	
DEBİ	2.934 m ³ /h
SU GİRİŞ SICAKLIĞI	30 °C
SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI	35 °C
BORULARDAKİ HIZ	2,71 m/sn
İÇ ÇAP	1,7 mt.
NOMİNAL TÜP UZUNLUĞU	4,27 mt.
TÜP SAYISI	2618 adet



Şekil 3.2. Soğutma makinesinin yandan görünüşü



Şekil 3.3. Soğutma makinesinin önden görünüşü

3.1.2 Kondenser su pompası ve motoru

Sistem performans katsayısı (COP) arttırılacak soğutma grubu kondenser pompasının teknik bilgileri Çizelge 3.2.'de verilmiştir. Kondenser pompası ve motoru Şekil 3.4.'de görülmektedir.

Çizelge 3.2. Kondenser pompası teknik bilgileri

KONDENSER POMPASI	
MARKA	ABS
TİP	Z22-500/500-70
KAPASİTE	3000 m ³ /h
BASMA YÜKSEKLİĞİ	35 mSS
GÜÇ TÜKETİMİ	330 KW
MOTOR KAPASİTESİ	360 KW
FREKANS	50 Hz
MOTOR TİPİ	1LA1 404 -6HE70-Z
POMPA GİRİŞ ÇAPI	500 mm
POMPA ÇIKIŞ ÇAPI	500 mm



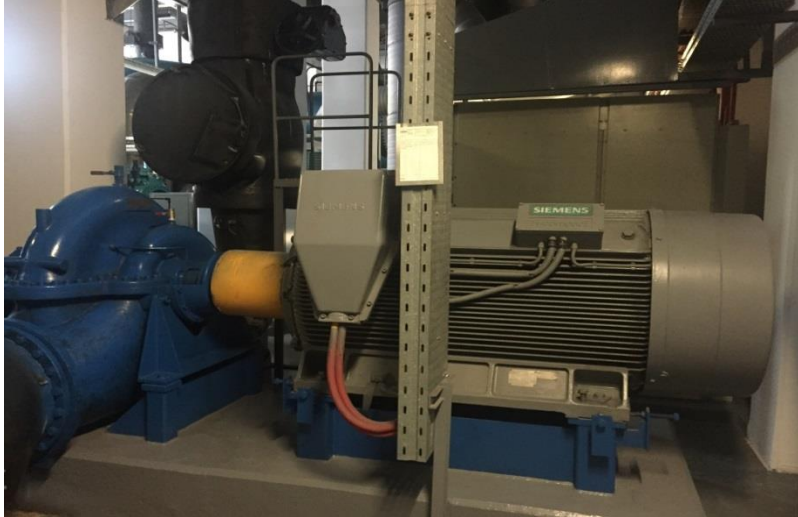
Şekil 3.4. Kondenser pompası ve motoru

3.1.3 Evaporatör su pompası ve motoru

Sistem performans katsayısı (COP) arttırılacak soğutma grubu evaporatör pompasının teknik bilgileri Çizelge 3.3.'de verilmiştir. Evaporatör pompası ve motoru Şekil 3.5.'de görülmektedir.

Çizelge 3.3. Evaporatör pompası teknik bilgileri

EVAPORATÖR POMPASI	
MARKA	ABS
TİP	Z22-500/400-60
KAPASİTE	2600 m ³ /h
BASMA YÜKSEKLİĞİ	75 mSS
GÜÇ TÜKETİMİ	624.4 KW
MOTOR KAPASİTESİ	670 KW
MOTOR DEVRİ	1485 d/d
FREKANS	50 Hz
MOTOR TİPİ	1LA1 452 -4HD70-Z
POMPA GİRİŞ ÇAPI	500 mm
POMPA ÇIKIŞ ÇAPI	400 mm



Şekil 3.5. Evaporatör pompası ve motoru

3.1.4 Soğutma kulesi ve fanları

Sistem performans katsayısı (COP) arttırılacak soğutma grubunun kondenser soğutma kulesi teknik bilgileri Çizelge 3.4.'de verilmiştir. Soğutma kulesi Şekil 3.6.'da görülmektedir.

Çizelge 3.4. Soğutma kulesi teknik bilgileri

SOĞUTMA KULESİ	
MARKA	HAMON
TİP	Karşı Akışlı
SİRKÜLASYON SU DEBİSİ	3000 m ³ /h
SU GİRİŞ SICAKLIĞI	35 °C
SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI	30 °C
KURU TERMOMETRE SICAKLIĞI	25 °C
YAŞ TERMOMETRE SICAKLIĞI	31 °C
BAĞIL NEM	60%
FAN SAYISI	2
FAN MOTOR GÜCÜ	75 X 2 = 150 KW



Şekil 3.6. Kondenser soğutma kulesi

3.2 Uygulama Yapılacak Soğutma Grubu Sisteminde Kullanılan Ölçüm Aletleri

Bir adet soğutma grubunun tam yükteki COP'sini belirlemek için ölçüm aletleri ve scada sistemi kullanılmıştır.

3.2.1 Debimetre

Evaporatör ısı yükünü, evaporatör tesisat ve pompa karakteristiğini belirleyebilmek için evaporatör su pompasının debisi ölçülecektir. Ölçümde Şekil 3.7.'de gösterilen portatif ultrasonik debimetre kullanılacak olup özellikleri aşağıda verilmiştir;

Cihazın markası : Aktek

Cihazın modeli : TFM1100-P Ultrasonic Flowmeter

Cihazı üreten firma : Aktek Endüstriyel Ekipman ve Enstrumantasyon Ltd. Şti.

Cihazın üretildiği yer : İstanbul - Türkiye



Şekil 3.7. Portatif ultrasonik debimetre

3.2.2 Enerji analizörü

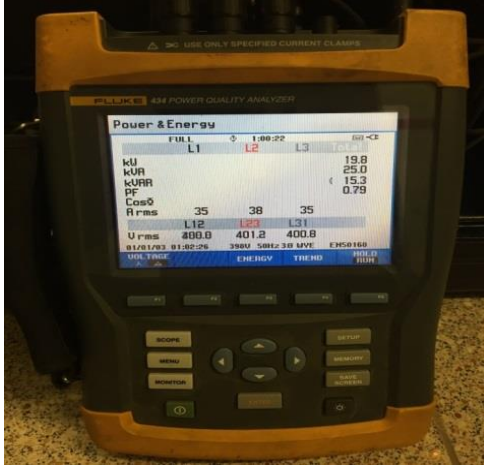
Soğutma makinesinin kompresör motoru, evaporatör su pompa motoru, kondenser su pompa motoru, kule fan motorlarının elektrik tüketimleri ölçülecektir. Bu ölçümler için Şekil 3.8.'de gösterilen enerji analizörü kullanılacak olup özellikleri aşağıda verilmiştir;

Cihazın markası : Fluke

Cihazın modeli : DM 434

Cihazı üreten firma : Fluke Corporation

Cihazın üretildiği yer : Hollanda



Şekil 3.8. Enerji analizörü

3.2.3 Manometre

Soğutma grubunun evaporatör tesisat ve pompa karakteristiğini belirleyebilmek için basınçlar ölçülecek olup Şekil 3.9.'da görülen manometre tipleri kullanılacak olup özellikleri aşağıda verilmiştir;

Cihazın markası : Pakkens

Cihazın modeli : Alttan bağlantılı, gliserinli manometre

Cihazı üreten firma : Pakkens A.Ş.

Cihazın üretildiği yer : Bursa - Türkiye



Şekil 3.9. Manometre

$$COP = \frac{Q_b}{W_k + W_{yp} + W_{bp} + W_{yf}} \quad (3.1)$$

yazılabilir. Burada;

Q_b : buharlaştırıcı ısısı (KW)

W_k : kompresör tahrik motor gücü (KW)

W_{yp} : yoğuşturucu su pompası tahrik motor gücü (KW)

W_{bp} : buharlaştırıcı su pompası tahrik motor gücü (KW)

W_{yf} : yoğuşturucu kule fanı tahrik motor gücü (KW)

Buharlaştırıcı ısısı,

$$Q_b = m \times c_p \times \Delta T \quad (3.2)$$

Burada;

m : buharlaştırıcıdan geçen su miktarı (kg/h)

c_p : suyun sabit basınçtaki özgül ısısı (kcal/kg °C)

ΔT : buharlaştırıcıya giren ve çıkan suyun sıcaklık farkı (°C)

Tek soğutma grubu % 100 yükte çalışırken ölçüm değerleri;

W_k = 2.300 Kwh (Enerji analizörü ölçümü)

W_{yp} = 385 Kwh (Enerji analizörü ölçümü)

W_{bp} = 600 Kwh (Enerji analizörü ölçümü)

W_{yf} = 150 Kwh (Enerji analizörü ölçümü)

m = 3.600.000 kg/h (Ultrasonik debimetre ölçümü)

c_p : 1 kcal/kg °C

ΔT : 3 °C (scadadan alınan değer)

Ölçüm değerlerinden ilgili değerler formül 3.2’de yerine koyulursa;

$$Q_b = 3.600.000 \times 1 \times 3$$

$$Q_b = 10.800.000 \text{ kcal/h} = 12.560 \text{ KW} \quad (1 \text{ kcal/h} = 0,001163 \text{ KW})$$

bulunur.

Ölçüm ve hesaplanan ilgili değerler denklem 3.1’de yerine koyulursa;

$$COP = \frac{12.560}{2.300 + 385 + 600 + 150}$$

$$\text{COP} = 3,66 \quad (3.3)$$

bulunur.

COP'si hesaplanan soğutma grubunun basınç-entalpi diyagramının belirlenmesi için ölçüm değerleri;

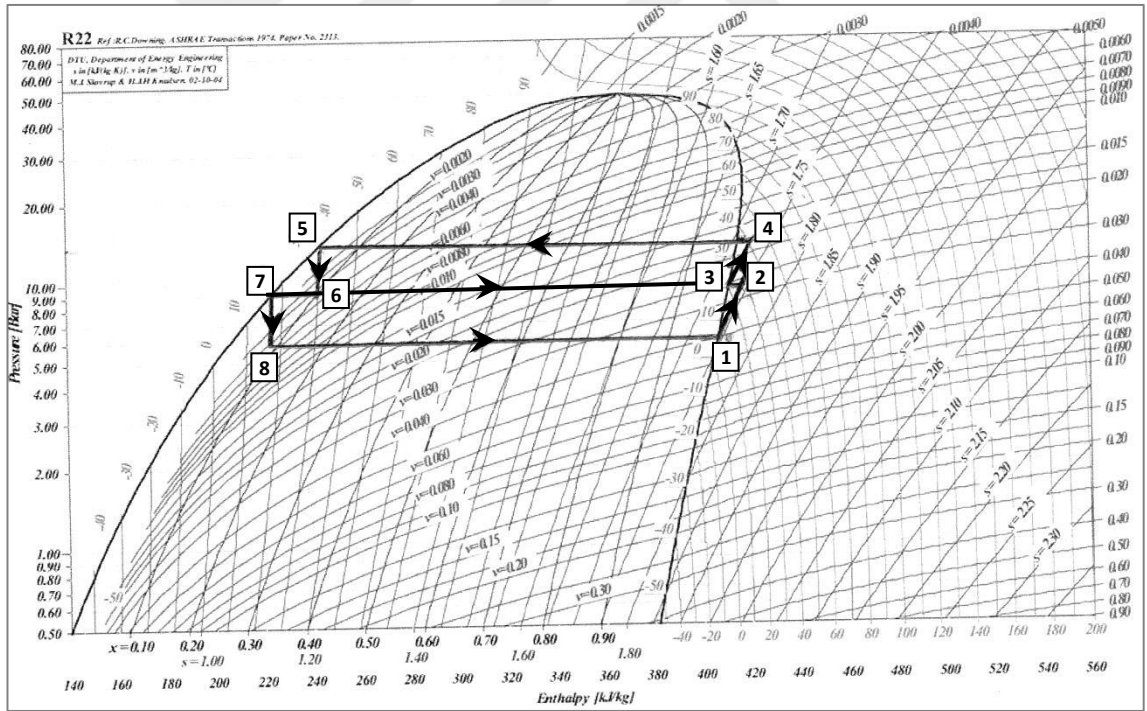
Soğutucu gazın buharlaşma basıncı (P_b) = 5,9 bar (scada sisteminden alınan değer)

Soğutucu gazın buharlaşma sıcaklığı (T_b) = 7,5 °C(scada sisteminden alınan değer)

Soğutucu gazın yoğuşma basıncı (P_y) = 14,7 bar (scada sisteminden alınan değer)

Soğutucu gazın yoğuşma sıcaklığı (T_y) = 37 °C (scada sisteminden alınan değer)

Yukarıdaki değerlere göre soğutma çevriminin basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı Şekil 3.11.'de çizilmiştir. Soğutma çevrimine ait noktalar ise Çizelge 3.5.'de gösterilmiştir. (Soğutma makinesi kompresörünün impelleri 2 kademeli olup basınç-entalpi diyagramı ve çevrime ait noktalar buna göre belirlenmiştir).



Şekil 3.11. Soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı

Çizelge 3.5. Soğutma çevrimine ait noktalar

Noktalar	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
1	5,9	7,5	400
2	9,5	30	420
3	9,5	22	410
4	14,7	44	425
5	14,7	37	245
6	9,5	22	245
7	9,5	22	245
8	5,9	7,5	225

3.4 Evaporatör Su Devre Tesisatı Sistem Karakteristik Analizinin Yapılması

Soğutma gruplarının Şekil 3.1.'de görülen paralel bağlı evaporatör su pompalarının tesisat karakteristiği için öncelikle kritik devre yani basınç kayıplarının en fazla olduğu tesisat belirlenir. Bu soğutma grubu sistemindeki kritik tesisat çizimi Şekil 3.12.'de görülmektedir.

Kritik tesisat için sistem manometrik yüksekliği hesabı,

$$H_s = H_{geo} + \frac{P_b - P_e}{\rho \times g} + \frac{V_b^2 - V_e^2}{2 \times g} + h \quad (3.4)$$

Burada;

H_s : Tesisattaki suyun belirli bir debide basılabilmesi için pompa tarafından birim ağırlıktaki suya verilmesi gereken enerji, yük (m)

H_{geo} : geometrik (statik) basma yüksekliği (m)

P_b : basma haznesindeki basınç (Pa)

P_e : emme haznesindeki basınç (Pa)

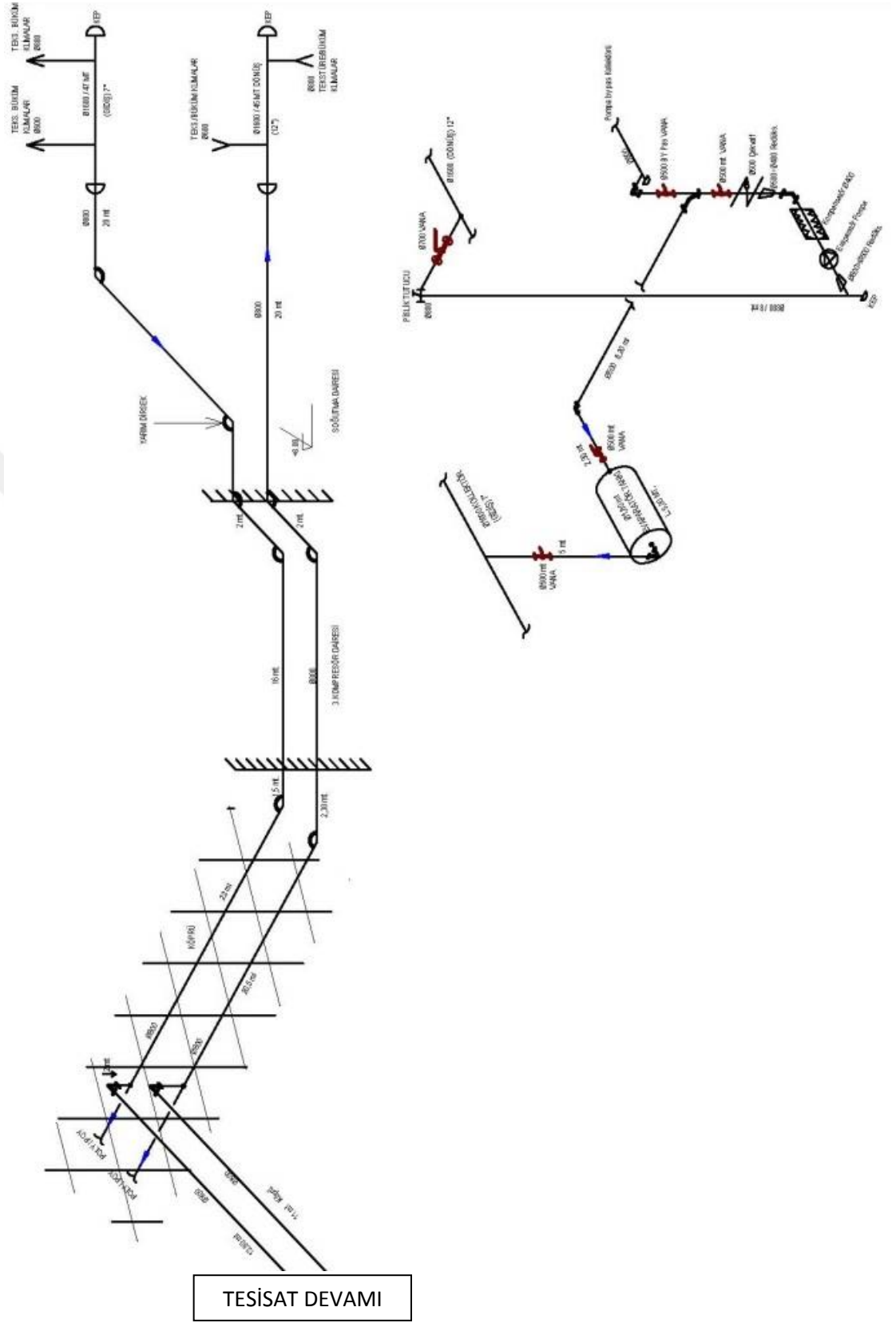
ρ : sirkülasyondaki akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

g : yerçekimi ivmesi (m/s²)

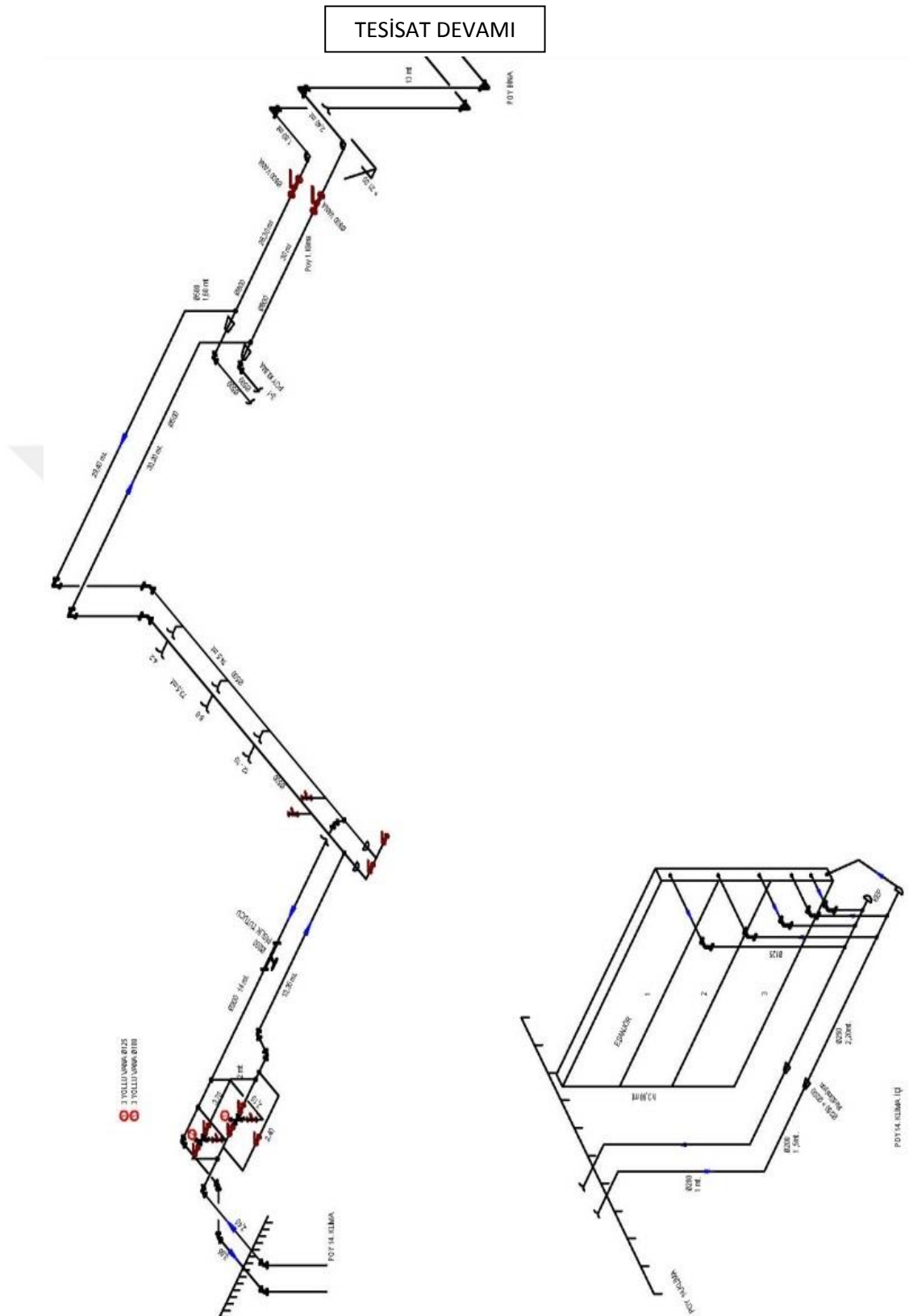
V_b : basma haznesindeki sıvı hızı (m/s)

V_e : emme haznesindeki sıvı hızı (m/s)

h : tesisatın emme ve basma hattındaki yük kayıplarının toplamı olup boru sürtünme kayıpları ile lokal kayıplardan (eşanjör, vana, dirsek, çek-valf, filtre vb. elemanların yarattığı kayıplar) oluşmaktadır (m)



Şekil 3.12. Soğutma grubu sistemindeki kritik tesisat çizimi



Şekil 3.12. Devam

Şekil 3.1. ve Şekil 3.12’de görülen sistem tesisatı kapalı devre sirkülasyon sistemi olup formül (3.4),

$$H_s = h = h_{\text{sürekli}} + h_{\text{lokal}} \quad (3.5)$$

olur.

Formül 3.5’deki sürtünme kayıpları ($h_{\text{sürekli}}$) hesabı,

$$h_{\text{sürekli}} = C_f \times \frac{L}{D} \times 2 \times \rho \times V^2 \quad (3.6)$$

Burada;

$h_{\text{sürekli}}$: sürtünme kayıpları (Pa)

C_f : sürtünme katsayısı

L_b : D çaplı boru uzunluğu (m)

D : boru iç çapı (m)

ρ : sirkülasyondaki akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

V : borudaki sıvı hızı (m/s)

Formül (3.6)’da hızın yerine;

$$V = \frac{Q \times 4}{\pi \times D^2} \quad (3.7)$$

debiye (Q) bağlı ifade yerine koyulursa;

$$h_{\text{sürekli}} = \frac{32 \times C_f \times L_b \times \rho \times Q^2}{\pi^2 \times D^5} \quad (3.8)$$

olur.

Formül (3.5)’deki lokal kayıplar (h_{lokal}) hesabı,

$$h_{\text{lokal}} = \frac{\sum K}{2} \times \rho \times V^2 \quad (3.9)$$

Burada;

h_{lokal} : lokal kayıplar (Pa)

ρ : sirkülasyondaki akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

V : borudaki sıvı hızı (m/s)

K : eşanjör, vana, dirsek, çek-valf, filtre gibi elemanların lokal kayıp katsayısı

Formül 3.9’da hızın yerine formül 3.7’deki ifade koyulursa;

$$h_{\text{lokal}} = \Sigma K \times \rho \times 0,81 \times \frac{Q^2}{D^4} \quad (3.10)$$

olur.

Evaporatör su devre tesisatı sistem karakteristik analizi, kritik tesisatta farklı boru çaplarında farklı debiler dolaştığından, öncelikle dört ayrı kısım için tesisat kayıpları çıkarılacaktır.

3.4.1 Kritik tesisattaki 1 numaralı tesisatın kayıp hesabı

Şekil 3.1 ve Şekil 3.12'deki tesisat çiziminde görünen DN 1600 emme ve basma kollektörleri arasında kalan boru tesisatına 1 nolu tesisat denilecektir. 1 nolu tesisat her pompa için ayrı olduğundan (paralel tesisat), bu tesisatta dolaşan su debisine Q_1 denilecektir.

1 nolu tesisatın sürekli kayıpları hesap edilecek olursa,

DN 800 Boru çapı tesisatı için,

Reynold Sayısı :

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \quad (3.11)$$

$V_{1a} = 2 \text{ m/s}$ (Evaporatör pompası debisi $3.600 \text{ m}^3/\text{h}$ ölçülmüştür)

$D_{1a} = 0,8 \text{ m}$ (1 nolu tesisattaki DN 800 boru çapı)

$\nu = 1,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (Tesisatta dolaşan suyun 10°C 'deki kinematik vizkozitesi)

ilgili değerler formül 3.11'de yerine koyulursa,

$$Re_{1a} = 1,23 \times 10^6$$

bulunur.

Bağıl pürüzlülük :

$$\varepsilon = \frac{k}{D} \quad (3.12)$$

$k_{1a} = 0,1 \text{ mm}$ (Çizelge 3.6.)

ilgili değerler formül 3.12'de yerine koyulursa,

$$\varepsilon_{1a} = 1,25 \times 10^{-4}$$

bulunur.

Bulunan $Re_{1a} = 1,23 \times 10^6$ ve $\epsilon_{1a} = 1,25 \times 10^{-4}$ değerlerine göre Moody diyagramından (EK-1) $C_{f1a} = 0,003$ değeri okunur.

Çizelge 3.6. Yüzey pürüzlülük değer çizelgesi

Boru Tipi		k (mm)
Döküm Boru	Bitüm kaplı	0,25 - 0,15
	Kaplamasız	0,25 - 0,50
	Beton kaplı	0,025 - 0,10
	Kullanılmış	1 - 3.
Çelik Boru	Galvanizli	0,10 - 0,15
	Bitüm kaplı	0,05 - 0,10
	Beton kaplı	0,025 - 0,10
	Dikişsiz	0,02 - 0,05
	Dikişli (boyuna)-siyah	0,04 - 0,10
	Kullanılmış	0,15 - 1,50
	Perçinli	1,0 - 10,0
Beton Boru	Yeni - Düzgün	0,30 - 0,80
	Yeni - Pürüzlü	2. - 3
	Kullanılmış	0,20 - 0,30
Asbestli çimento boru		0,03 - 0,10
Cam elyaf takviyeli plastik		0,03
Alüminyum, bakır, Kurşun, Pirinç boru	Yeni	0,01
	Kullanılmış	0,03
Plastik boru		0,03 - 0,10
Hortum	Lastik, lastik kaplamalı bez	0,7 - 0,10
	Kaplamasız bez	1,30
	Bahçe hortumu (15mm-40mm çap)	0,7

DN 500 Boru çapı tesisatı için,

Reynold Sayısı :

$$V_{1b} = 5 \text{ m/s (Evaporatör pompası debisi } 3.600 \text{ m}^3/\text{h ölçülmüştür)}$$

$$D_{1b} = 0,5 \text{ m (1 nolu tesisattaki DN 500 boru çapı)}$$

$$v = 1,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s (Tesisatta dolaşan suyun } 10^\circ\text{C'deki kinematik vizkozitesi)}$$

ilgili değerler formül 3.11'de yerine koyulursa,

$$Re_{1b} = 1,92 \times 10^6$$

bulunur.

Bağıl pürüzlülük :

$$k_{1b} = 0,1 \text{ mm ilgili değerler formül 3.12'de yerine koyulursa,}$$

$$\epsilon_{1b} = 2 \times 10^{-4}$$

bulunur.

Bulunan $Re_{1b} = 1,92 \times 10^6$ ve $\epsilon_{1b} = 2 \times 10^{-4}$ değerlerine göre Moody diyagramından (EK-1) ;

$$C_{f1b} = 0,0035$$

değeri okunur.

1 nolu tesisattaki, $L_{1a}=8$ metre - DN 800 ve $L_{1b}=15,5$ metre - DN 500 boru çapları için ilgili tüm değerler formül 3.8'de yerine koyulursa,

$$h_{\text{sürekli1}} = \left[\frac{32 \times 0,003 \times 8 \times 1000 \times (Q_1)^2}{(3,14)^2 \times (0,8)^5} \right] + \left[\frac{32 \times 0,0035 \times 15,5 \times 1000 \times (Q_1)^2}{(3,14)^2 \times (0,5)^5} \right]$$

$$h_{\text{sürekli1}} = 940 \times Q_1^2 \quad (3.13)$$

bulunur.

1 nolu tesisatın lokal kayıpları hesap edilecek olursa,

Pompalı tesisatlarda kullanılan belli başlı lokal kayıp elemanlarının K lokal kayıp katsayıları EK 2 ve EK 3'de verilmiştir.

1 nolu tesisatta bulunan lokal kayıp elemanları ve K lokal kayıp katsayıları,

K_{1-1} : DN 1600 boru kollektöründen DN 700 boruya keskin daralma ($K_{1-1} = 0,5$)

K_{1-2} : DN 700 kelebek vana - tam açık ($K_{1-2} = 0,8$)

K_{1-3} : DN 800 pislik tutucu filtre ($K_{1-3} = 2,8$)

K_{1-4} : DN 800 90° kaynaklı boru dirsek, 2 adet ($K_{1-4} = 2,5 \times 2 = 5$)

K_{1-5} : DN 800 – DN 500 daralan redüksiyon ($K_{1-5} = 0,2$)

K_{1-6} : DN 400 90° dirsek ($K_{1-6} = 0,36$)

K_{1-7} : DN 400 – DN 500 genişleyen redüksiyon ($K_{1-7} = 0,05$)

K_{1-8} : DN 500 Çalpara tipi karşı ağırlıklı çekvalf ($K_{1-8} = 0,6 \times 2,5 = 1,5$)

K_{1-9} : DN 500 kelebek vana-tam açık, 3 adet ($K_{1-9} = 1 \times 3 = 3$)

K_{1-10} : DN 500 45° dirsek, 2 adet ($K_{1-10} = 0,19 \times 2 = 0,38$)

K_{1-11} : DN 500 90° dirsek ($K_{1-11} = 0,36$)

K_{1-12} : DN 500 90° kaynaklı boru dirsek ($K_{1-12} = 2,5$)

K_{1-13} : DN 500 borudan DN 1600 boru kollektörüne ani genişleme ($K_{1-13} = 1$)

1 nolu tesisattaki lokal kayıp elemanlarının K katsayıları bulunduktan sonra DN 800, DN 700, DN 500 ve DN 400 ayrı çaplara göre toplam lokal kayıp katsayıları bulunursa,

$$\Sigma K_{800} = K_{1-3} + K_{1-4} + K_{1-5} = 2,8 + 5 + 0,2 = 8$$

$$\Sigma K_{700} = K_{1-1} + K_{1-2} = 0,5 + 0,8 = 1,3$$

$$\Sigma K_{500} = K_{1-8} + K_{1-9} + K_{1-10} + K_{1-11} + K_{1-12} + K_{1-13} = 1,5 + 3 + 0,38 + 0,36 + 2,5 + 1 = 8,74$$

$$\Sigma K_{400} = K_{1-6} + K_{1-7} = 0,36 + 0,05 = 0,41$$

1 nolu tesisattaki DN 800, DN 700, DN 500 ve DN 400 elemanların toplam lokal kayıp katsayıları bulunduktan sonra ilgili tüm değerler formül 3.10'da yerine koyulursa,

$$h_{\text{lokal1}} = \left[8 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_1)^2}{(0,8)^4} \right] + \left[1,3 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_1)^2}{(0,7)^4} \right] + \left[8,74 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_1)^2}{(0,5)^4} \right] + \left[0,41 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_1)^2}{(0,4)^4} \right]$$

$$h_{\text{lokal1}} = 146.447 \times Q_1^2 \quad (3.14)$$

Şekil 3.12'deki tesisat çiziminde görünen evaporatör eşanjörünün lokal kaybının, debiye bağlı ifadesinin çıkarılması,

Soğutma grubu çalışırken evaporatör pompa debisi ultrasonik debimetre ile 3.600 m³/h olarak ölçüldü. Dolayısı ile pompa sonrasındaki evaporatör eşanjöründen 3.600 m³/h debi geçerken eşanjör giriş ve çıkışına konulan manometrelerden basınç farkı 170.000 pa. okundu. Evaporatör katalog değerinde, 2.600 m³/h debiye karşılık 100.000 pa. basınç düşümü verilmiştir.

Evaporatör eşanjörü için mevcut ölçüm ve katalog değerleri yardımıyla lineer interpolasyon tekniği kullanılarak, debiye bağlı basınç kaybı ifadesi,

<u>Debi (m³/s)</u>	<u>h_{eşanjör} lokal kaybı (pa.)</u>
0,72	100.000
Q ₁	h _{1eşanjör}
1	170.000

$$h_{1eşanjör} = (250.000 \times Q_1) - 80.000 \quad (3.15)$$

1 nolu tesisatın toplam basınç kaybı ifadesi için 3.13, 3.14 ve 3.15 denklemleri toplanırsa,

$$h_1 = h_{\text{sürekli1}} + h_{\text{lokal1}} + h_{1eşanjör} = (940 \times Q_1^2) + (146.447 \times Q_1^2) + (250.000 \times Q_1 - 80.000)$$

$$h_1 = (147.387 \times Q_1^2) + (250.000 \times Q_1) - 80.000 \quad (3.16)$$

denklemini bulunur.

3.4.2 Kritik tesisattaki 2 numaralı tesisatın kayıp hesabı

Şekil 3.12'deki tesisat çiziminde görünen DN 1600 kollektörlerden sonraki DN 800'lük boru tesisatına 2 nolu tesisat denilecektir. 2 nolu tesisatta dolaşan su debisine Q_2 denilecektir.

2 nolu tesisatın sürekli kayıpları hesap edilecek olursa,

DN 800 Boru çapı tesisatı için,

Reynold Sayısı :

$V_2 = 1,7 \text{ m/s}$ (2 adet evaporatör pompası çalışırken 2 nolu tesisattan geçen debi $3.100 \text{ m}^3/\text{h}$ ölçülmüş olup bu debideki hız kabul edilmiştir)

$D_2 = 0,8 \text{ m}$ (2 nolu DN 800 tesisatın boru çapı)

$\nu = 1,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (Tesisatta dolaşan suyun 10°C 'deki kinematik vizkozitesi)

ilgili değerler formül 3.11'da yerine koyulursa,

$$Re_2 = 1,05 \times 10^6$$

bulunur.

Bağıl pürüzlülük :

$$k = 0,1 \text{ mm}$$

ilgili değerler formül 3.12'de yerine koyulursa,

$$\epsilon_2 = 1,25 \times 10^{-4}$$

bulunur.

Bulunan $Re_2 = 1,05 \times 10^6$ ve $\epsilon_2 = 1,25 \times 10^{-4}$ değerlerine göre Moody diyagramından,

$$C_{f2} = 0,0035$$

değeri okunur.

2 nolu tesisattaki, $L_2=250$ metre - DN 800 boru çapı için ilgili tüm değerler formül 3.8'de yerine koyulursa,

$$h_{\text{sürekli}2} = \frac{32 \times 0,0035 \times 250 \times 1000 \times (Q_2)^2}{(3,14)^2 \times (0,8)^5}$$

$$h_{\text{sürekli}2} = 8.658 \times Q_2^2$$

(3.17)

bulunur.

2 nolu tesisatın lokal kayıpları hesap edilecek olursa,

2 nolu tesisatta bulunan lokal kayıp elemanları ve K lokal kayıp katsayıları,

K_{2-1} : DN 1600 boru kollektöründen DN 800 boruya keskin daralma ($K_1 = 0,5$)

K_{2-2} : DN 800 45° dirsek, 12 adet ($K_{2-2} = 0,2 \times 12 = 2,4$)

K_{2-3} : DN 800 90° dirsek, 6 adet ($K_{2-3} = 0,4 \times 6 = 2,4$)

K_{2-4} : DN 800 kelebek vana - tam açık ($K_{2-4} = 0,7$)

K_{2-5} : DN 800 kelebek vana - % 50 açık ($K_{2-5} = 14$)

K_{2-6} : DN 800 90° kaynaklı boru dirsek, 4 adet ($K_{2-6} = 2,5 \times 4 = 10$)

K_{2-7} : DN 800 borudan DN 1600 boru kollektörüne ani genişleme ($K_{2-7} = 1$)

2 nolu tesisattaki lokal kayıp elemanlarının K katsayıları bulunduktan sonra DN 800, çapa göre toplam lokal kayıp katsayısı bulunursa,

$$\Sigma K_2 = K_{2-1} + K_{2-2} + K_{2-3} + K_{2-4} + K_{2-5} + K_{2-6} + K_{2-7} = 0,5 + 2,4 + 2,4 + 0,7 + 14 + 10 + 1$$

$$\Sigma K_2 = 31$$

2 nolu tesisattaki DN 800 elemanların toplam lokal kayıp katsayıları bulunduktan sonra ilgili tüm değerler formül 3.10'da yerine koyulursa,

$$h_{\text{lokal2}} = \left[31 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_2)^2}{(0,8)^4} \right]$$

$$h_{\text{lokal2}} = 61.304 \times Q_2^2 \quad (3.18)$$

2 nolu tesisatın toplam basınç kaybı ifadesi için 3.17 ve 3.18 denklemleri toplanırsa,

$$h_2 = h_{\text{sürekli2}} + h_{\text{lokal2}} = (8.658 \times Q_2^2) + (61.304 \times Q_2^2)$$

$$h_2 = 69.962 \times Q_2^2 \quad (3.19)$$

denklemini bulunur.

3.4.3 Kritik tesisattaki 3 numaralı tesisatın kayıp hesabı

Şekil 3.12'deki tesisat çiziminde görünen DN 800 tesisattan sonraki DN 500'lük boru tesisatına 3 nolu tesisat denilecektir. 3 nolu tesisatta dolaşan su debisine Q_3 denilecektir.

3 nolu tesisatın sürekli kayıpları hesap edilecek olursa,

DN 500 Boru çapı tesisatı için,

Reynold Sayısı :

$V_3 = 2,7 \text{ m/s}$ (2 adet evaporatör pompası çalışırken 3 nolu tesisattan geçen debi $1.900 \text{ m}^3/\text{h}$ ölçülmüş olup bu debideki hız kabul edilmiştir)

$D_3 = 0,5 \text{ m}$ (3 nolu DN 500 tesisatın boru çapı)

$\nu = 1,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (Tesisatta dolaşan suyun 10°C 'deki kinematik vizkozitesi)

ilgili değerler formül 3.11'da yerine koyulursa,

$$Re_3 = 1 \times 10^6$$

bulunur.

Bağıl pürüzlülük :

$$k = 0,1 \text{ mm}$$

ilgili değerler formül 3.12'de yerine koyulursa,

$$\epsilon_3 = 2 \times 10^{-4}$$

bulunur.

Bulunan $Re_3 = 1 \times 10^6$ ve $\epsilon_3 = 2 \times 10^{-4}$ değerlerine göre Moody diyagramından,

$$C_{f3} = 0,0038$$

değeri okunur.

3 nolu tesisattaki, $L_3 = 220$ metre - DN 500 boru çapı için ilgili tüm değerler formül 3.8'de yerine koyulursa,

$$h_{\text{sürekli}3} = \frac{32 \times 0,0038 \times 220 \times 1000 \times (Q_3)^2}{(3,14)^2 \times (0,5)^5}$$

$$h_{\text{sürekli}3} = 86.825 \times Q_3^2 \quad (3.20)$$

bulunur.

3 nolu tesisatın lokal kayıpları hesap edilecek olursa,

3 nolu tesisatta bulunan lokal kayıp elemanları ve K lokal kayıp katsayıları,

K_{3-1} : DN 500 90° dirsek, 6 adet ($K_{3-1} = 0,36 \times 6 = 2,2$)

K_{3-2} : DN 500 T-branşman, 2 adet ($K_{3-2} = 1,3 \times 2 = 2,6$)

3 nolu tesisattaki lokal kayıp elemanlarının K katsayıları bulunduktan sonra DN 500, çapa göre toplam lokal kayıp katsayısı bulunursa,

$$\Sigma K_3 = K_{3-1} + K_{3-2} = 2,2 + 2,6$$

$$\Sigma K_3 = 4,8$$

3 nolu tesisattaki DN 500 elemanların toplam lokal kayıp katsayıları bulunduktan sonra ilgili tüm değerler formül 3.10'da yerine koyulursa,

$$h_{\text{lokal3}} = \left[4,8 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_3)^2}{(0,5)^4} \right]$$

$$h_{\text{lokal3}} = 62.208 \times Q_3^2 \quad (3.21)$$

3 nolu tesisatın toplam basınç kaybı ifadesi için 3.20 ve 3.21 denklemleri toplanırsa,

$$h_3 = h_{\text{sürekli3}} + h_{\text{lokal3}} = (86.825 \times Q_3^2) + (62.208 \times Q_3^2)$$

$$h_3 = 149.033 \times Q_3^2 \quad (3.22)$$

denklemini bulunur.

3.4.4 Kritik tesisattaki 4 numaralı tesisatın kayıp hesabı

Şekil 3.12'deki tesisat çiziminde görünen DN 500 tesisattan sonraki DN 200'lük boru tesisatına 4 nolu tesisat denilecektir. 4 nolu tesisatta dolaşan su debisine Q_4 denilecektir.

4 nolu tesisatın sürekli kayıpları hesap edilecek olursa,

DN 200 Boru çapı tesisatı için,

Reynold Sayısı :

$V_4 = 2,6$ m/s (2 adet evaporatör pompası çalışırken 4 nolu tesisattan geçen debi 300 m³/h ölçülmüş olup bu debideki hız kabul edilmiştir)

$D_4 = 0,2$ m (4 nolu DN 200 tesisatın boru çapı)

$\nu = 1,3 \times 10^{-6}$ m²/s (Tesisatta dolaşan suyun 10°C'deki kinematik vizkozitesi)

ilgili değerler formül 3.11'da yerine koyulursa,

$$Re_4 = 4 \times 10^5$$

bulunur.

Bağıl pürüzlülük :

$$k = 0,1 \text{ mm}$$

ilgili değerler formül 3.12’de yerine koyulursa,

$$\epsilon_4 = 5 \times 10^{-4}$$

bulunur.

Bulunan $Re_4 = 4 \times 10^5$ ve $\epsilon_4 = 5 \times 10^{-4}$ değerlerine göre Moody diyagramından,

$$C_{f4}=0,0045$$

değeri okunur.

4 nolu tesisattaki, $L_4=60$ metre - DN 200 boru çapı için ilgili tüm değerler formül 3.8’de yerine koyulursa,

$$h_{\text{sürekli}4} = \frac{32 \times 0,0045 \times 60 \times 1000 \times (Q_4)^2}{(3,14)^2 \times (0,2)^5}$$

$$h_{\text{sürekli}4} = 2.738.447 \times Q_4^2$$

(3.23)

bulunur.

4 nolu tesisatın lokal kayıpları hesap edilecek olursa,

4 nolu tesisatta bulunan lokal kayıp elemanları ve K lokal kayıp katsayıları,

K_{4-1} : DN 200 90° dirsek, 12 adet ($K_{4-1} = 0,42 \times 12 = 5,04$)

K_{4-2} : DN 200 90° kaynaklı boru dirsek, 2 adet ($K_{4-2} = 2,5 \times 2 = 5$)

K_{4-3} : DN 800 pislik tutucu filtre ($K_{4-3} = 2,8$)

K_{4-4} : DN 200 kelebek vana - tam açık, 3 adet ($K_{4-4} = 1,7 \times 3 = 5,1$)

4 nolu tesisattaki lokal kayıp elemanlarının K katsayıları bulunduktan sonra DN 200, çapa göre toplam lokal kayıp katsayısı bulunursa,

$$\Sigma K_4 = K_{4-1} + K_{4-2} + K_{4-3} + K_{4-4} = 5,04 + 5 + 2,8 + 5,1$$

$$\Sigma K_4 = 17,94$$

$K_{\text{eşanjör}} = 40.000$ pa (Klima eşanjör giriş ve çıkışına bağlanan manometreden ölçüldü)

$K_{\text{üç-yollu-vana}} = 120.000$ pa (Klima eşanjör giriş öncesi otomatik üç yollu vananın çalışması için istenen basınç)

4 nolu tesisattaki DN 200 elemanların toplam lokal kayıp katsayıları bulunduğundan sonra ilgili tüm değerler formül 3.10'da yerine koyulursa,

$$h_{\text{lokal4}} = \left[17,94 \times 1000 \times 0,81 \times \frac{(Q_4)^2}{(0,2)^4} \right] + 40.000 + 120.000$$

$$h_{\text{lokal4}} = 9.082.125 \times Q_4^2 + 160.000 \quad (3.24)$$

4 nolu tesisatın toplam basınç kaybı ifadesi için 3.23 ve 3.24 denklemleri toplanırsa,

$$h_4 = h_{\text{sürekli4}} + h_{\text{lokal4}} = (2.738.447 \times Q_4^2) + (9.082.125 \times Q_4^2 + 160.000)$$

$$h_4 = (11.820.572 \times Q_4^2) + 160.000 \quad (3.25)$$

denklemini bulunur.

3.4.5 Evaporatör Su Devre Tesisatı Sistem Karakteristiği

Dört ayrı kısımda çıkarılan tesisat kayıpları (denklem 3.16, denklem 3.19 , denklem 3.22 ve denklem 3.25) toplamı ile,

$$\Sigma h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$$

$$\Sigma h = [(147.387 \times Q_1^2) + (250.000 \times Q_1) - 80.000] + [69.962 \times Q_2^2] + [149.033 \times Q_3^2] + [(11.820.572 \times Q_4^2) + 160.000]$$

$$\Sigma h = (147.387 \times Q_1^2) + (250.000 \times Q_1) + (69.962 \times Q_2^2) + (149.033 \times Q_3^2) + (11.820.572 \times Q_4^2) + 80.000 \quad (3.26)$$

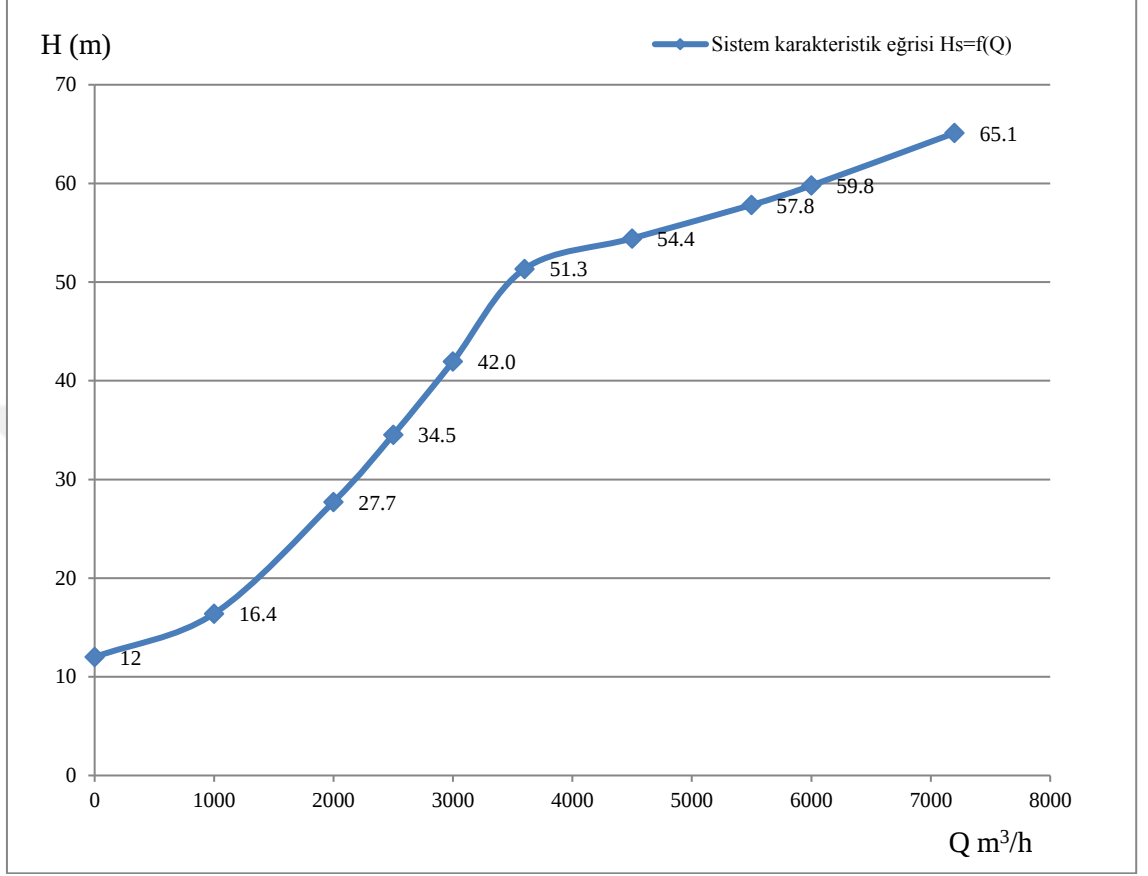
denklemini elde edilir.

Denklem 3.26'daki debi değişkenlerine tesisattaki yük durumuna göre değerler verilerek, Çizelge 3.6'da gösterilen debiye bağlı yük kayıpları bulunur (Tek pompa ve çift pompa çalışma durumlarında tesisattaki Q_1 , Q_2 , Q_3 ve Q_4 debileri ultrasonik debimetre ile ölçülmüş ve çizelge 3.6'daki debi miktarları bu ölçümlerle orantılı verilmiştir). Burada dikkat edilmesi gereken nokta Q_1 debisi 3.600 m³/h'den büyük debilerde sabit alınmalıdır. Çünkü 1 nolu tesisat, ortak tesisat olmayıp her pompa için ayrı çalışmaktadır.

Çizelge 3.7. Debiye bağlı yük kayıpları

Debi - Q (m ³ /h)		Debi - Q (m ³ /s)		Yük kaybı - h (Pa)	Yük kaybı - h (m)
QT =	1.000	QT =	0,28	174.040	17,4
Q1 =	1.000	Q1 =	0,28		
Q2 =	430	Q2 =	0,12		
Q3 =	258	Q3 =	0,07		
Q4 =	40	Q4 =	0,01		
QT =	2.000	QT =	0,56	287.270	28,7
Q1 =	2.000	Q1 =	0,56		
Q2 =	860	Q2 =	0,24		
Q3 =	516	Q3 =	0,14		
Q4 =	80	Q4 =	0,02		
QT =	2.500	QT =	0,69	355.388	35,5
Q1 =	2.500	Q1 =	0,69		
Q2 =	1.075	Q2 =	0,3		
Q3 =	645	Q3 =	0,18		
Q4 =	103	Q4 =	0,03		
QT =	3.000	QT =	0,83	429.692	43
Q1 =	3.000	Q1 =	0,83		
Q2 =	1.290	Q2 =	0,36		
Q3 =	774	Q3 =	0,22		
Q4 =	120	Q4 =	0,03		
QT =	3.600	QT =	1	530.803	53,1
Q1 =	3.600	Q1 =	1		
Q2 =	1.550	Q2 =	0,43		
Q3 =	929	Q3 =	0,26		
Q4 =	150	Q4 =	0,04		
QT =	4.500	QT =	1,25	554.316	55,4
Q1 =	3.600	Q1 =	1		
Q2 =	1.935	Q2 =	0,54		
Q3 =	1161	Q3 =	0,32		
Q4 =	185	Q4 =	0,05		
QT =	5.500	QT =	1,53	588.182	58,8
Q1 =	3.600	Q1 =	1		
Q2 =	2.365	Q2 =	0,66		
Q3 =	1420	Q3 =	0,39		
Q4 =	228	Q4 =	0,06		
QT =	6.000	QT =	1,67	607.882	60,8
Q1 =	3.600	Q1 =	1		
Q2 =	2.580	Q2 =	0,72		
Q3 =	1548	Q3 =	0,43		
Q4 =	250	Q4 =	0,07		
QT =	7.200	QT =	2	661.136	66,1
Q1 =	3.600	Q1 =	1		
Q2 =	3.100	Q2 =	0,86		
Q3 =	1860	Q3 =	0,52		
Q4 =	300	Q4 =	0,08		

Çizelge 3.7.’deki değerler yardımıyla Şekil 3.13.’de gösterilen sistem karakteristik grafiği çizilmiştir.



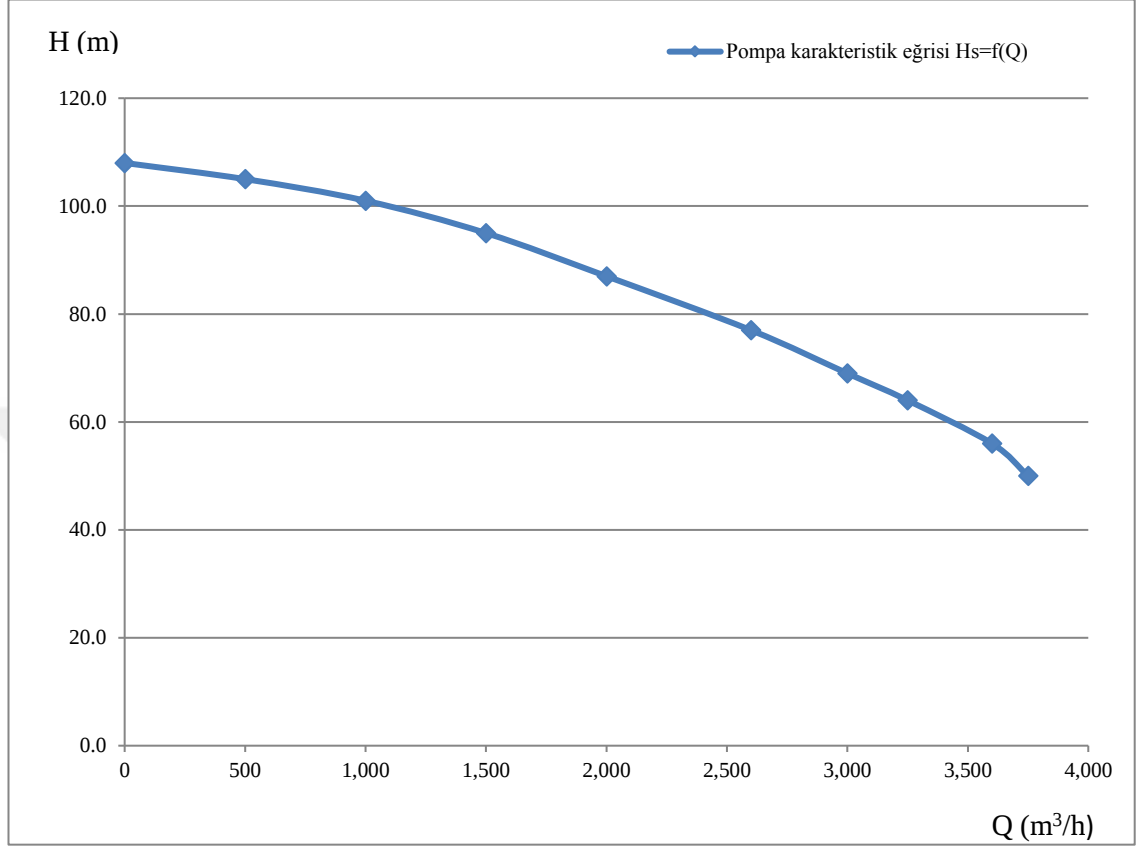
Şekil 3.13. Sistem karakteristik eğrisi

Şekil 3.12.’de görülen sistem karakteristik eğrisinde, debi 3.600 m³/h’e kadar dikey bir eğri gerçekleşmiştir. Debi 3.600 m³/h’ten sonra ise daha yatay bir eğri gerçekleşmiştir. Bunun nedeni çift pompa çalışırken, evaporatör eşanjörleri her pompa için ayrı olup, 3.600 m³/h’ten sonra evaporatör eşanjör kaybının sabit kalmasından kaynaklanmaktadır.

3.4.6 Tek çalışan evaporatör pompa ve tesisatın çalışma noktasının bulunması

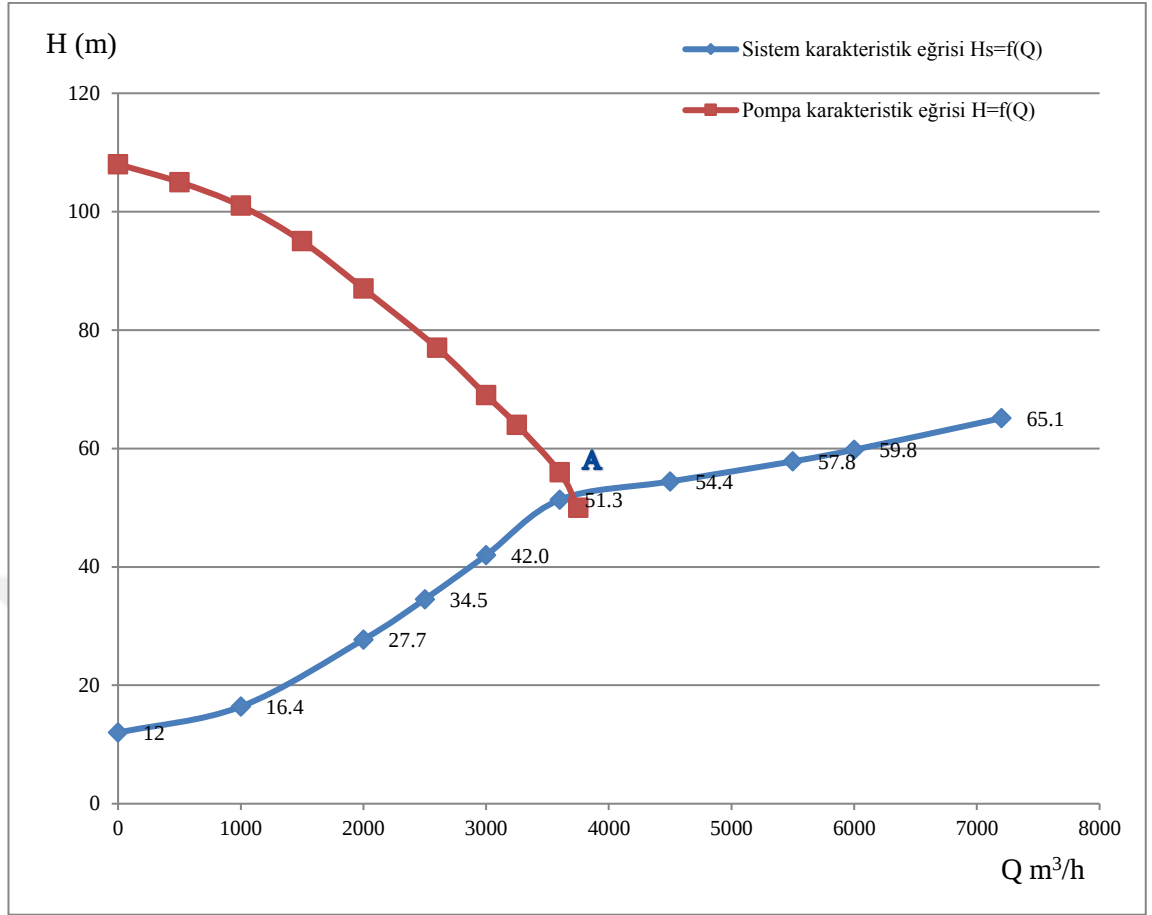
Tek evaporatör pompası sabit devirdeki (50 Hz frekansta) $H = f(Q)$ pompa karakteristiği ile $H_s = f(Q)$ sistem karakteristiğinin kesim noktası, pompanın tesisattaki çalışma noktasını vermektedir. Bu çalışma noktasını belirlemek için Şekil 3.14.’de verilen

evaporatör pompa eğrisi, Şekil 3.13.'de verilen sistem karakteristik eğrisine taşınarak, Şekil 3.15.'de görülen A çalışma noktası belirlenmiştir.



Şekil 3.14. Evaporatör pompa eğrisi

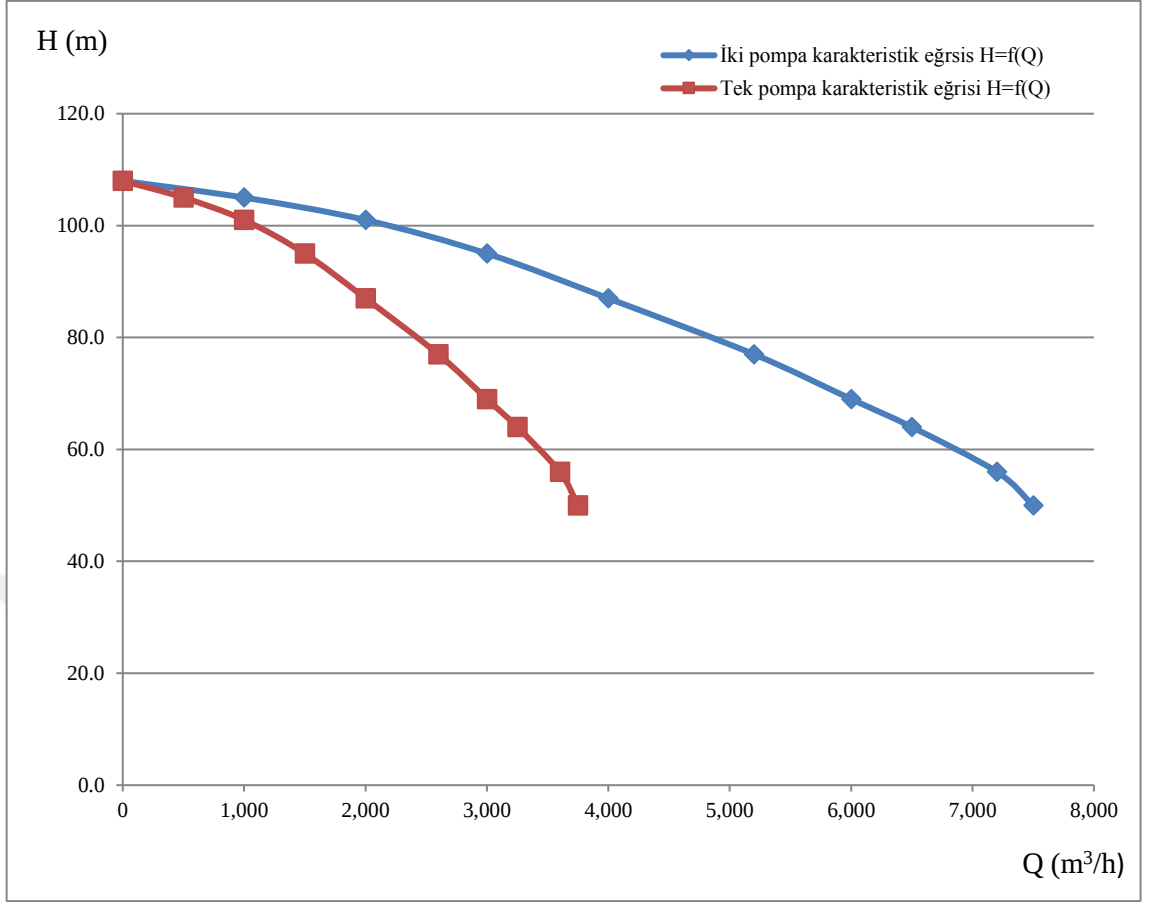
Şekil 3.15'de görülen A çalışma noktasında, pompa debisi 3.650 m³/h iken basma yüksekliği 53 m okunmaktadır. Gerçekte tesisatta ultrasonik debimetre ile 3.600 m³/h debi okunurken pompa çıkışındaki manometrede 56 mss basınç ölçülmüştür. Dolayısı ile yapılan hesaplamanın gerçeğe çok yakın olduğu görülmüştür.



Şekil 3.15. Evaporatör pompa ve tesisat ortak çalışma noktası

3.4.7 Paralel çalışan iki evaporatör pompa ve tesisatın çalışma noktasının bulunması

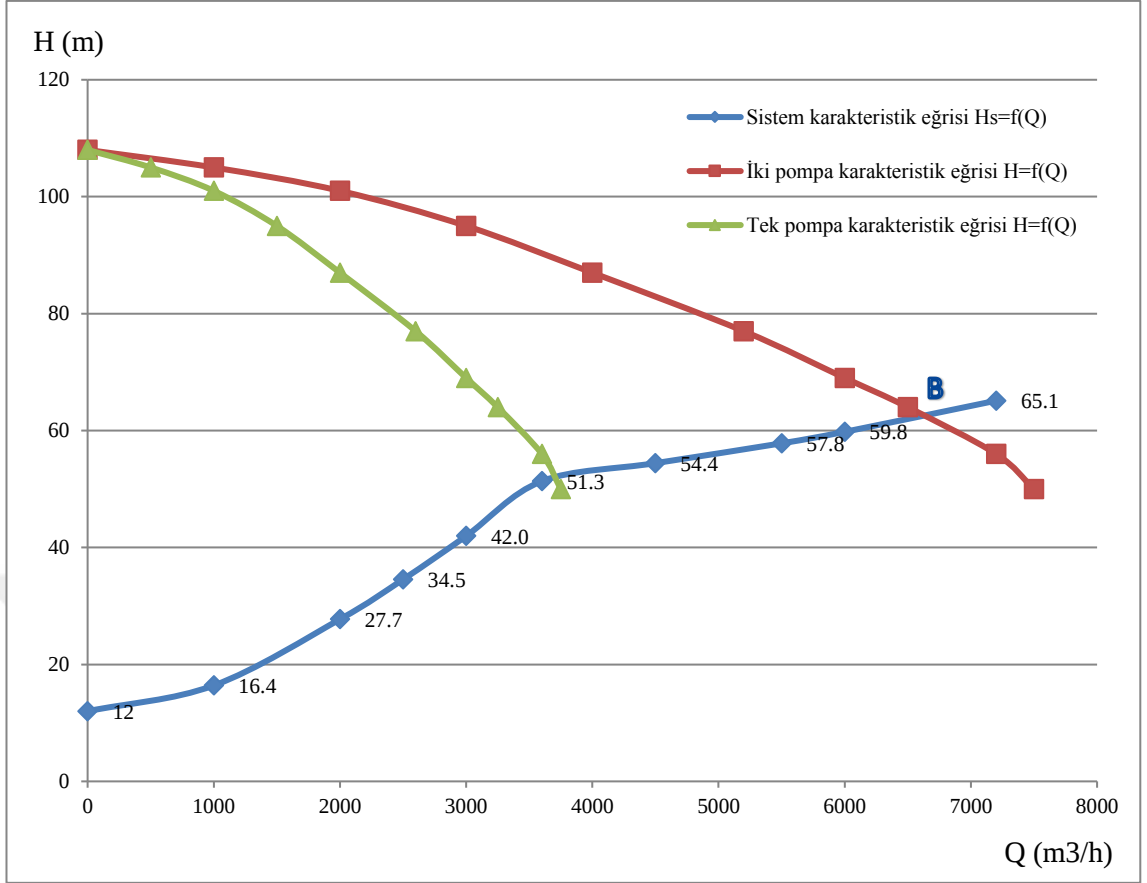
Tesisattaki 2 evaporatör pompa paralel çalışırken pompaların ortak $H=f(Q)$ karakteristiği için pompaların aynı manometrik yükseklikteki debileri toplanarak, Şekil 3.16.'de görülen eğri çizilmiştir.



Şekil 3.16. İki evaporatör pompa paralel çalışma karakteristik eğrisi

Şekil 3.16.'daki iki evaporatör pompa paralel çalışma karakteristik eğrisi, Şekil 3.13.'deki sistem karakteristik eğrisine taşınarak, Şekil 3.17.'de görülen B çalışma noktası belirlenmiştir.

Şekil 3.17.'de görülen B çalışma noktasında, iki pompa debisi 6.600 m³/h iken basma yüksekliği 62 m okunmaktadır.



Şekil 3.17. İki paralel çalışan evaporatör pompa ve tesisat ortak çalışma noktası

3.5 Tek Evaporatör Pompa Motoruna Hız Sürücü Uygulaması İle Tesisat Debisinin Optimize Edilmesi

Soğutma sisteminde tek soğutma grubu çalışırken evaporatör su pompa debisi ($Q=3.600 \text{ m}^3/\text{h}$), evaporatör ünitesine su giriş ve sıcaklık farkı ($\Delta T=3 \text{ }^\circ\text{C}$) değerleri ölçülmüş ve soğutma grubunun COP değeri ($\text{COP}=3,66$), Bölüm 3.3’de bulunmuştu. Ölçülen ve hesap edilen değerlere göre şu yorumlar yapılabilir;

Sistemde tek soğutma grubu çalışırken evaporatör pompa debisinin çok yüksek olduğu, yüksek debiye bağlı olarak da ΔT sıcaklık farkının düştüğü aşikârdır. Eğer evaporatör su pompa debisi kısılırsa pompa motorunun gücü düşecek, buna bağlı olarak da soğutma grubunun COP değeri yükseltilerek enerji tasarrufu yapılacaktır. Bu yorumdan hareketle evaporatör su debisini nereye kadar düşürülebileceği hesap edilecektir.

Pompa güç formülü;

$$L = \frac{\rho \times g \times Q \times H_s}{\eta \times 1000} \quad (3.27)$$

L : Pompa gücü (KW)

H_s : Tesisattaki suyun belirli bir debide basılabilmesi için pompa tarafından birim ağırlıktaki suyu verilmesi gereken enerji, yük (m)

ρ : sirkülasyondaki akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

g : yerçekimi ivmesi (m/s²)

η : Pompa verimi

Pompa debisi (devir hızı) ile basma yüksekliği ve gücü arasındaki ilişki için, denklem 3.4 ve denklem 3.27'ye benzeşim kuralı uygulanırsa;

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \quad (3.28)$$

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 \quad (3.29)$$

olur. Denklem 3.28'e göre pompanın basma yüksekliği, debisinin karesi ile orantılı değişmektedir. Denklem 3.29'a göre pompanın gücü, debisinin küpü ile orantılı değişmektedir.

Evaporatör pompa debisinin optimizasyonu için, debinin düşürüldüğü noktadaki pompa basma yüksekliği, sistem karakteristik eğrisinde aynı debiye karşılık gelen yük kaybına eşit olma şartı aranacaktır. Dolayısı ile yeni çalışma noktası bulunarak pompa optimizasyonu sağlanacaktır. Pompa optimizasyon şartı için;

$$H_{(Q_x)} = H_{s(Q_x)} \quad (3.30)$$

ifadesi kullanılacaktır.

Pompa debisinin optimizasyonu için debi değeri düşürülerek iterasyon uygulanacaktır;

Örnek;

Q₁ = 3.600 m³/h (Ultrasonik debimetre ölçüm değeri)

H₁ = 56 m (Manometre ölçüm değeri)

Q₂ = 3.500 m³/h için denklem 3.28 yardımıyla H₂ = 52,9 m bulunur.

Q₂ = 3.500 m³/h debi için H_{s2} = 50,3 m Şekil 3.13'den okunur.

$H_2 > H_{s2}$ olduğundan iterasyona devam edilir.

$Q_3 = 3.400 \text{ m}^3/\text{h}$ için denklem 3.28 yardımıyla $H_3 = 50 \text{ m}$ bulunur.

$Q_3 = 3.400 \text{ m}^3/\text{h}$ debi için $H_{s3} = 48,6 \text{ m}$ Şekil 3.13'den okunur.

$H_3 > H_{s3}$ olduğundan iterasyona devam edilir.

$Q_4 = 3.300 \text{ m}^3/\text{h}$ için denklem 3.28 yardımıyla $H_4 = 47,1 \text{ m}$ bulunur.

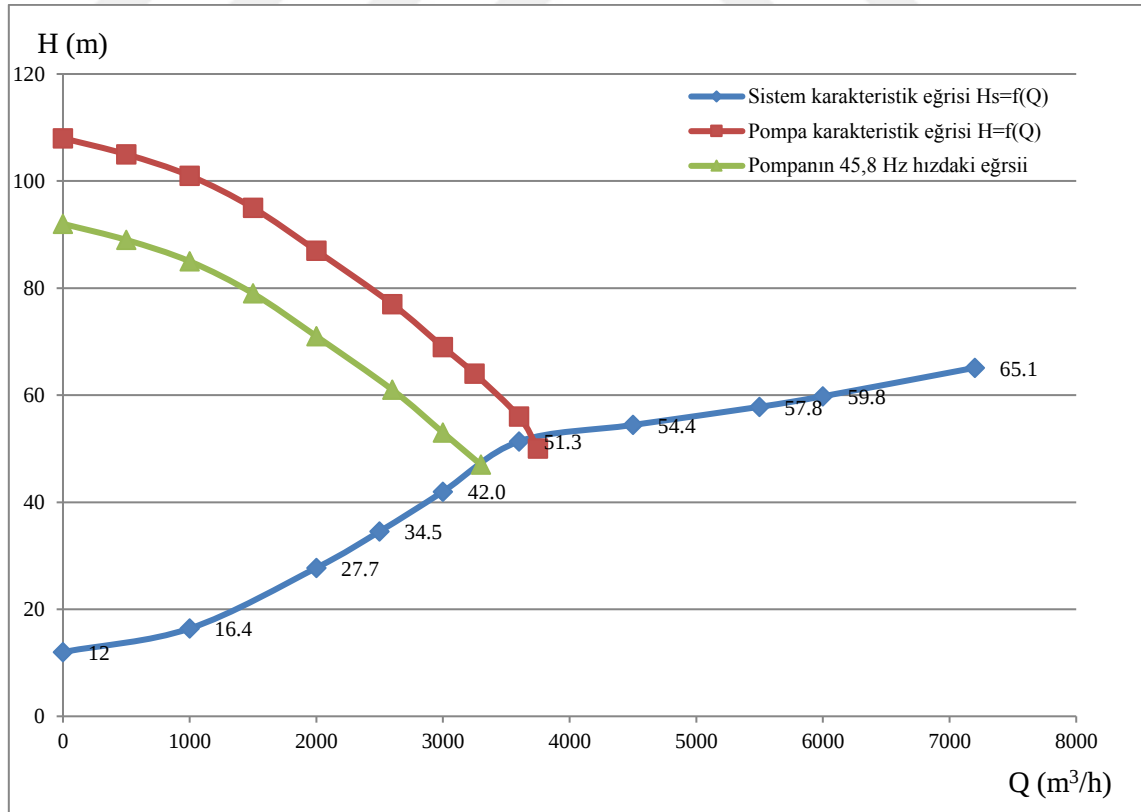
$Q_4 = 3.300 \text{ m}^3/\text{h}$ debi için $H_{s4} = 46,9 \text{ m}$ Şekil 3.13'den okunur.

H_4 değeri ile H_{s4} değeri birbirine çok yakın olduğundan iterasyona son verilir. Dolayısı ile Q_4 değeri pompanın bu tesisattaki optimum çalışma noktası olacaktır. Q_4 debisini veren pompa motor frekansı;

$$\frac{f_1}{f_4} = \frac{Q_1}{Q_4} \quad (3.31)$$

formülünden ($f_1=50 \text{ Hz}$, $Q_1=3.600 \text{ m}^3/\text{h}$, $Q_4=3.300 \text{ m}^3/\text{h}$)

$f_4 = 45,8 \text{ Hz}$ bulunur. Bu frekansta çalışan pompa karakteristik eğrisi tesisat eğrisine taşınarak Şekil 3.18.'deki yeni çalışma noktası belirlenir.



Şekil 3.18. Evaporatör pompasının 45,8 Hz'deki çalışma noktası

Pompa motor frekansının 45,8 Hz'e , debinin 3.300 m³/h'e düşürülmesi sonucu yeni motor gücü formül 3.29'a göre hesaplanırsa;

$L_1 = W_{bp} = 600 \text{ Kwh}$ (pompanın 50 Hz'deki enerji analizörü ölçümü)

$$L_4 = L_1 \times (Q_4/Q_1)^3 = 600 \times (3300/3600)^3$$

$$L_4 = 462 \text{ KWh}$$

bulunur.

Tek evaporatör pompa motoruna hız sürücü uygulaması sonrası soğutma grubunun tam yükteki COP'sinin belirlenmesi;

Evaporatör pompa motoru 50 Hz frekansta, 3.600 m³/h debi ile çalışırken soğutma grubunun COP'si 3,66 olarak hesap edilmişti (bölüm 3.3 ve denklem 3.3'de).

Evaporatör pompa motoruna hız sürücü uygulaması ile frekans 45,8 Hz'e, debi 3.300 m³/h'e düşmesi sonucu yeni COP, formül 3.1'e göre hesaplanırsa;

$$COP = \frac{12.550}{2.300 + 385 + 462 + 150}$$

$$COP = 3,81 \quad (3.32)$$

bulunur.

Evaporatör pompa frekansının 50 Hz'den 45,8 Hz'e düşürülmesi sonucu yapılacak elektrik tasarrufu,

$$\text{Elektrik Tasarrufu} = L_1 - L_4 = 600 - 462 = 138 \text{ KWh} \quad (3.33)$$

bulunur.

Evaporatör pompa debisinin 3.600 m³/h'ten, 3.300 m³/h'e düşmesi sonucu evaporatör eşanjör çıkış suyu sıcaklığı da yükselecektir. Bu sıcaklık yükselmesinin, evaporatör eşanjör sıcaklık farkı dizayn değerlerine, uygun olup olmadığının kontrolü de yapılmalıdır. Evaporatör sıcaklık artışı formül 3.2'ye göre hesaplanırsa;

$$Q_b = m \times c_p \times \Delta T$$

$$10.800.000 = 3.300 \times 1.000 \times (T_2 - 7)$$

$$T_2 = 10,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.34)$$

bulunur. Bulunan 10,3 °C'nin, Çizelge 3.1'de verilen evaporatör su girişi (12 °C) ve çıkışı (7 °C) sıcaklık dizayn değerlerine göre uygun olduğu görülmüştür.

3.6 Paralel Çalışan İki Evaporatör Pompa Motorlarına Hız Sürücü Uygulaması İle Tesisat Debisinin Optimize Edilmesi

Soğutma sisteminde iki soğutma grubu çalışırken evaporatör su pompalarının 50 Hz’de toplam debisi 6.600 m³/h iken tesisat basınç kaybının 62 m olduğu, bölüm 3.4.7’de bulunmuştu. Paralel çalışan iki evaporatör pompa debisinin (6.600 m³/h) optimizasyonu için öncelikle bölüm 3.5’deki hız sürücü uygulaması ile frekansın 45,8 Hz’e düşürüldüğü durumun paralel iki pompa-tesisat çalışma noktası bulunacaktır. Bu noktadaki debi, tek pompa için dizayn değeri olan 2.600 m³/h’in altına düşürülmeyecektir. Çünkü evaporatör debisi 2.600 m³/h’in altına düşürse, soğutma kapasitesine göre evaporatör çıkış suyu sıcaklığı dizayn değeri olan 7 °C’nin üzerine çıkacaktır.

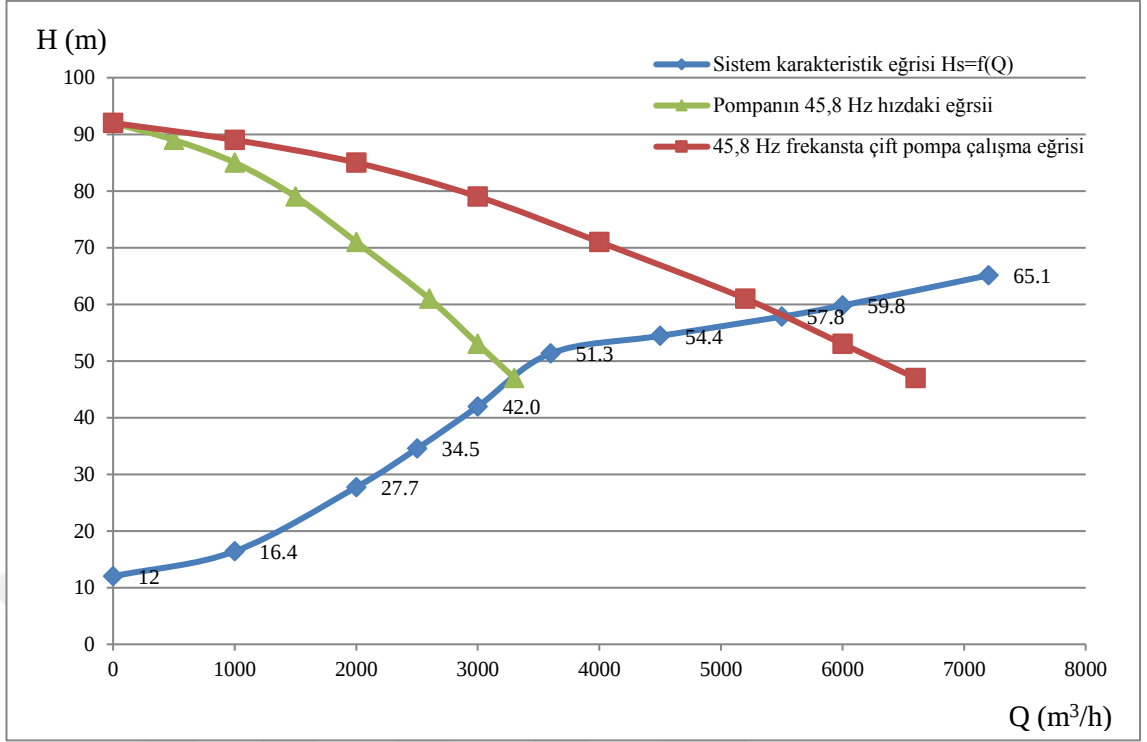
Paralel çalışan iki evaporatör pompaya da hız sürücü uygulanıp, frekanslar 45.8 Hz’e düşürülürse çalışma noktası değerleri (Şekil 3.19’dan);

Toplam debi = 5.550 m³/h

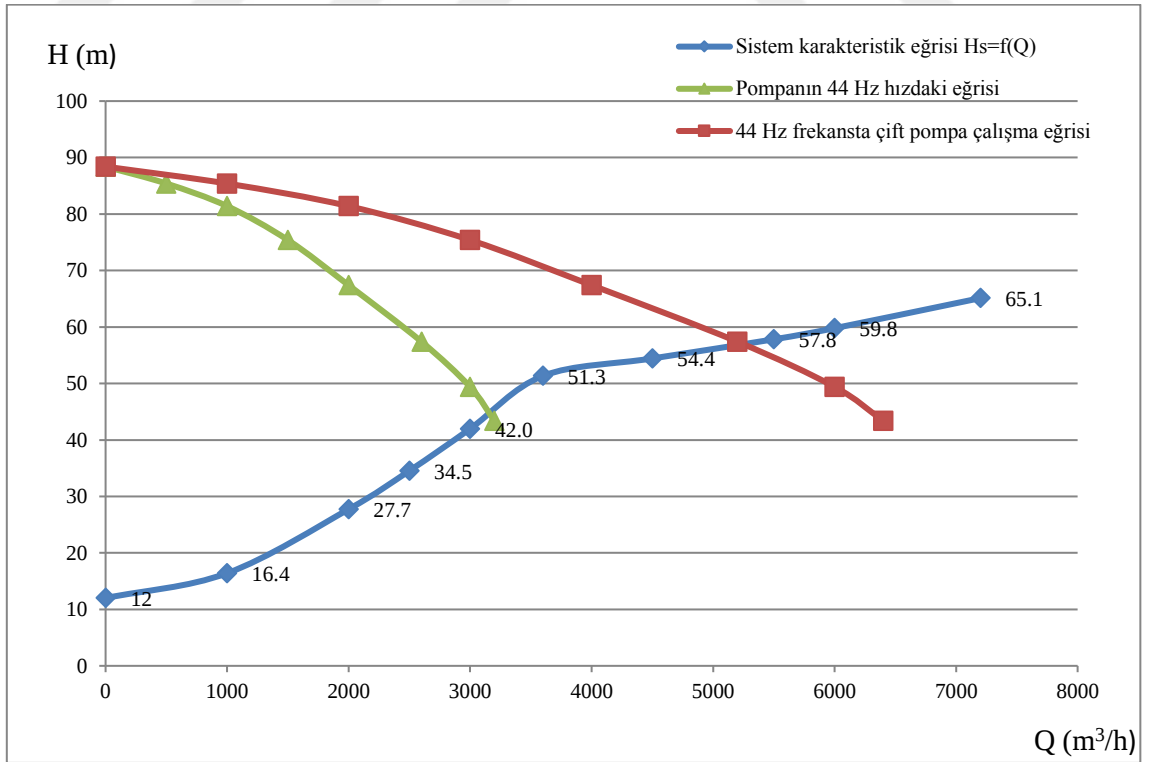
Basınç kaybı = 58 m

olduğu görülür. Bu durumda tek pompaya düşen debi 2.775 m³/h olup, pompaların frekansları biraz daha kısılabilir.

İki pompanın frekansı da 44 Hz’e düşürüldüğündeki çalışma noktası değerleri (Şekil 3.20.’den);



Şekil 3.19. İki evaporatör pompasının 45,8 Hz frekansta paralel çalışma noktası



Şekil 3.20. İki evaporatör pompasının 44 Hz frekansta paralel çalışma noktası

Toplam debi = 5.200 m³/h

Basınç kaybı = 56 m

olduğu görülür. Bu durumda tek pompaya düşen debi 2.600 m³/h olup, pompaların frekansı 44 Hz'e düşürülebilir.

Pompa motor frekansının 44 Hz'e düşürülmesi sonucu yeni motor gücü hesaplanırsa;

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^3 \quad (3.35)$$

$L_1 = W_{bp} = 600 \text{ KWh}$ (pompanın $f_1=50 \text{ Hz}$ 'deki enerji analizörü ölçümü)

$f_2 = 44 \text{ Hz}$

$L_4 = 409 \text{ KWh}$

bulunur.

Paralel çalışan iki evaporatör pompa motoruna hız sürücü uygulaması sonrası soğutma grubunun tam yükteki COP'sinin belirlenmesi;

Paralel çalışan iki evaporatör pompa motoruna hız sürücü uygulaması ile frekansların 44 Hz'e düşürülmesi sonucu yeni COP, formül 3.1'e göre hesaplanırsa;

$$\text{COP} = \frac{12.550}{2.300 + 385 + 409 + 150}$$

$$\text{COP} = 3,87 \quad (3.36)$$

bulunur.

Evaporatör pompa frekansının 50 Hz'den 44 Hz'e düşürülmesi sonucu yapılacak elektrik tasarrufu (iki pompa toplam tasarruf),

$$\text{Elektrik Tasarrufu} = 2 \times (L_1 - L_4) = 2 \times (600 - 409) = 382 \text{ KWh} \quad (3.37)$$

bulunur.

Paralel çalışan evaporatör pompa debilerinin 2.600 m³/h'e düşmesi sonucu evaporatör eşanjör çıkış suyu sıcaklık yükselmesi formül 3.2'ye göre hesaplanırsa;

$$Q_b = m \times c_p \times \Delta T$$

$$10.800.000 = 2.600 \times 1.000 \times (T_2 - 7)$$

$$T_2 = 11,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.38)$$

bulunur. Bulunan 11,2 °C'nin, Çizelge 3.1'de verilen evaporatör su giriş (12 °C) ve çıkış (7 °C) sıcaklık dizayn değerlerine göre uygun olduğu görülür.

3.7 Paralel Çalışan İki Evaporatör Pompa Motorundan Biri Sabit Devirde, Diğeri Hız Sürücü Uygulaması İle Değişken Devirde Çalıştırılma Durum Analizi

Paralel çalışan iki evaporatör pompa motorundan birine sabit 50 Hz devir, diğerine değişken devir uygulandığında, sistem-pompa karakteristiğinin çalışma noktasının bulunması için öncelikle değişken devirin hangi hızda çalışacağının tespit edilmesi gerekir.

Değişken devirin tespiti için şart olarak, hem sabit 50 Hz devirde dönen pompa hem de deviri düşürülecek pompanın debisi, dizayn değeri olan 2.600 m³/h'in altına düşürülmeyecektir (Soğutmaların maksimum yükte çalışması için).

Değişken devirin optimum değerini bulmak için Bölüm 3.7'de hazır 44 Hz devir analizi yapıldığı için bu hızdan başlanacaktır. Paralel çalışan iki pompadan biri 50 Hz diğeri 44 Hz hızda çalıştığındaki sistem-pompa karakteristiği için pompaların aynı manometrik yükseklikteki debileri toplanarak Şekil 3.21. grafiği çizilmiştir. Şekil 3.21.'den çalışma noktası değerleri;

Toplam debi = 6.000 m³/h

Basınç kaybı = 58 m

bulunur.

Paralel farklı hızda çalışan iki pompanın ortak çalışma noktasındaki basınç kaybı 57 m değerine göre her pompanın aynı basınç kaybında tek çalışma karakteristik eğrisinden debi değerleri,

50 Hz'de çalışan pompanın 57 m basınç kaybındaki debi = 3.450 m³/h

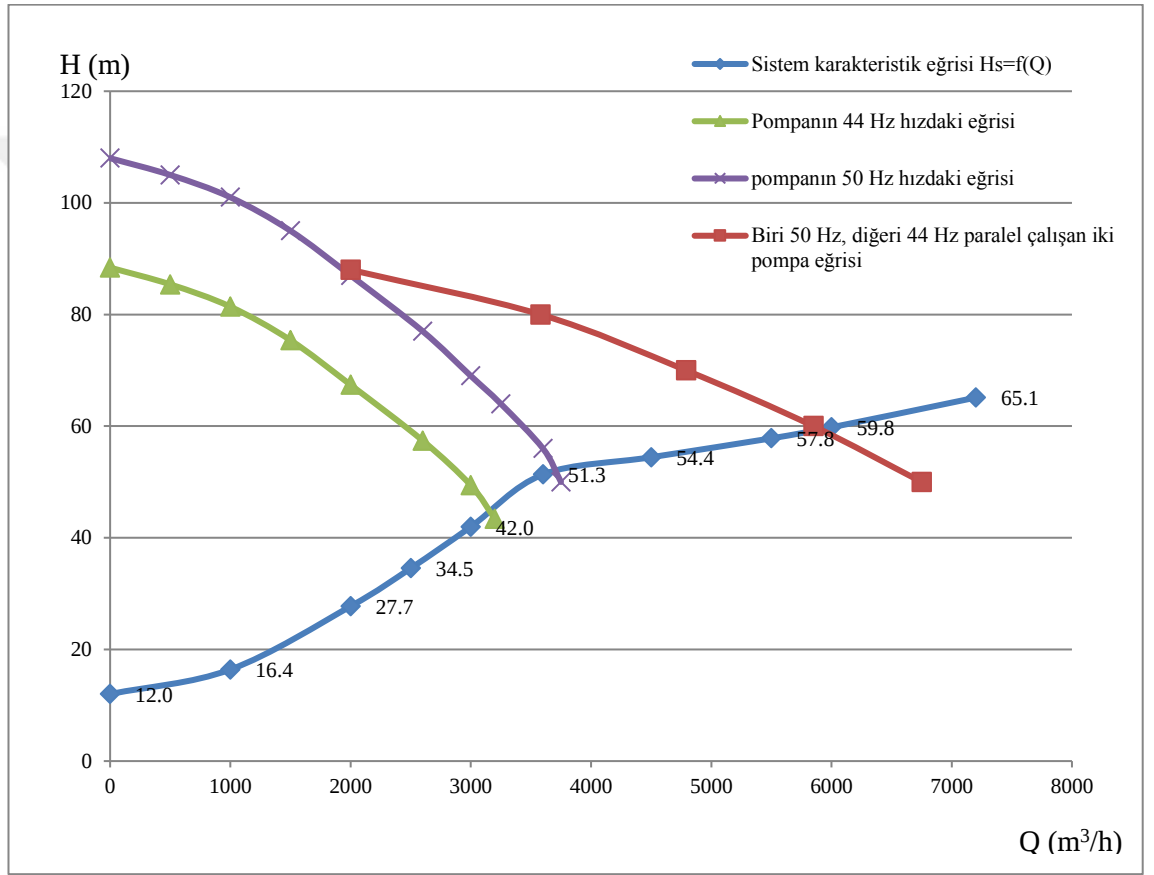
44 Hz'de çalışan pompanın 57 m basınç kaybındaki debi = 2.550 m³/h

okunur. Bu okunan değerlere göre 44 Hz'de çalışan pompa debisi, dizayn değeri olan 2.600 m³/h'e çok yakın olduğundan değişken devirle çalışacak pompa hızı 44 Hz'e kadar düşürülebilir.

Bu çalışma durumunda 50 Hz frekansta çalışan pompada elektrik tasarrufu yapılamazken, 44 Hz frekansta çalışan pompanın elektrik tasarrufu 191 KWh olacaktır.

50 Hz frekansta çalışan evaporatör pompalı soğutma grubu COP = 3,66 (denklem 3.3)

44 Hz frekansta çalışan evaporatör pompalı soğutma grubu COP = 3,87 (denklem 3.32) olacaktır.



Şekil 3.21. Paralel çalışan iki pompadan biri 50 Hz, diğeri 44 Hz frekansta çalışma noktası

4. BULGULAR

Firmadaki soğutma gruplarının evaporatör su sirkülasyonu 4 soğutma grubu çalışacak şekilde tesisat basınç kayıpları hesap edilmiştir. Fakat üretim kapasitesinin düşük olmasına bağlı mevsimsel olarak 1 veya 2 soğutma grubu çalışması nedeniyle daha az debi ihtiyacına istinaden tesisat basınç kayıpları azalmaktadır. Tesisat basınç kayıplarının azalması nedeniyle evaporatör pompa debisinin oldukça arttığı, yapılan ölçümler ve hesaplamalar neticesinde görülmüştür. Yapılan incelemede aynı soğutma gücüne istinaden evaporatör pompa debisinin hız sürücü ile kısılarak büyük miktarda enerji tasarrufu yapılabileceği görülmüştür. Tek ve iki soğutma makinesi paralel çalışma durumlarında enerji verimliliğinin maksimum olabilmesi için çeşitli varyasyon durumları incelenmiştir. Bu varyasyonlar için yapılan tüm çalışmaların özeti Çizelge 4.1.'de verilmiştir.

Yapılan ölçümler ve hesaplamalara göre uygulama neticesinde soğutma sisteminde yapılabilecek yıllık enerji tasarrufu (%100 soğutma yükleri için) hesaplanırsa;

Tek soğutma grubunun yıllık çalışma süresi = 2.500 saat/yıl

İki soğutma grubunun yıllık çalışma süresi = 1.700 saat/yıl

Yıllık enerji tasarrufu = $(2.500 \times 138) + (1.700 \times 382)$

Yıllık enerji tasarrufu = 994.400 kwh/yıl (3.39)

bulunur.

Çizelge 4.1. Uygulama varyasyonları özet tablosu

Soğutma Grubu Çalışma Durumu	Evaporatör Pompa Çalışma Durumu	Evaporatör Pompa Motoru çalışma Frekansı (Hz)	Evaporatör Pompa-Tesisat Çalışma Noktası Debisi (m ³ /h)	Evaporatör Pompa-Tesisat Çalışma Noktası Baasınç Kaybı (m)	Soğutma Grubunun %100 yükteki Çalışma COP'si	Yapılan Elektrik Tasarrufu (KWh)
Tek soğutma makinesi çalışıyor	Sabit devirli tek pompa	50	3600	56	3,66	-
İki soğutma makinesi çalışıyor	Sabit devirli paralel iki pompa	1 nolu Pompa=50 2 nolu Pompa=50	6600	62	1 nolu Soğutma=3,66 2 nolu Soğutma=3,66	-
Tek soğutma makinesi çalışıyor	İnverterli tek pompa	45,8	3300	47	3,81	138
İki soğutma makinesi çalışıyor	İki inverterli paralel pompa	1 nolu Pompa=44 2 nolu Pompa=44	5200	56	1 nolu Soğutma=3,87 2 nolu Soğutma=3,87	382
İki soğutma makinesi çalışıyor	1 nolu pompa sabit devirli, 2 nolu pompa inverterli, paralel çalışma	1 nolu Pompa=50 2 nolu Pompa=44	6000	58	1 nolu Soğutma=3,66 2 nolu Soğutma=3,87	191

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Pompalarda ihtiyaca göre debiyi ayarlamak için kontrol yöntemlerinden çark çapının değiştirilmesi ile kontrol, vana ile kontrol, by-pass vanası ile kontrole göre enerji tasarrufunun en fazla yapıldığı yöntem frekans değiştirme yöntemi olduğu literatürde verilmektedir.

Tez kapsamında, çalışmanın yapıldığı firmada mevcut her biri 3.460 kwh enerji tüketen soğutma grupları için enerji verimlilik araştırması yapılmıştır. Mevcut reel üretim ve hava şartlarına bağlı olarak yılın tamamında tüm soğutma grupları aktif kullanımda olmayıp yaklaşık yılın 2.500 saati tek, 1.700 saati iki soğutma grubu çalışmaktadır. Yapılan ölçüm ve hesaplamalar sonucunda soğutma gruplarının ortak tesisata çalışan evaporatör su pompa motorlarına, değişken yükleri karşılamak üzere, orta gerilim (6.600 Volt) motor hız sürücü uygulaması ile yıllık toplam 994.400 kwh (denklem 3.39) enerji tasarrufu yapılabileceği görülmüştür. Sanayide kullanılan enerji birim fiyatının 0,21 TL/kwh olduğu ve soğutma grubuna uygulanan bu verimlilik çalışmasının yıllık kazancının 208.824 TL/yıl ($994.400 \text{ kwh} \times 0,21 \text{ TL/kwh}$) olacağı hesaplanmıştır. İki adet 6.600 Volt, 670 KW frekans sürücü bedeli yaklaşık 450.000 TL olup bu çalışmadaki yatırım yaklaşık 2 yıl gibi az bir sürede kendini geri ödeyecektir.

Yine bu elektrik tüketimine karşılık yılda yaklaşık 234.000 kg CO₂ emisyonunun çevreye daha az atılacağı öngörülmektedir (Emisyon faktörü “ IEA - Energy Statistics for OECD countries 2015 (2013 data, section III, pp.17-18)” istinaden alınmıştır).

Bu çalışmada kullanılacak frekans sürücü fiyatının çok yüksek olmasının nedeni standart düşük gerilimli (380 Volt) inverter sürücü olmayıp, orta gerilim (6.600 Volt) inverter sürücü olmasından kaynaklanmaktadır. Bu tip orta gerilim inverter sürücü uygulaması Türkiye’de çok nadir karşılaşılan bir durumdur. Orta gerilim inverter sürücü uygulamalarının Türkiye’de ve dünyada yaygınlaşması ile inverter sürücü fiyatlarının daha aşağıya düşmesi sonucu bu tip uygulamaların geri ödeme süreleri oldukça kısalmaktadır.

Bu çalışma sonucunda firmadaki tek soğutma grubu çalışırken sistemin COP'si 3,66'dan 3,81'e, iki soğutma grubu çalışırken ise 3,66'dan 3,87'ye yükseltilebileceği görülmüştür. Bu verimlilik artışı soğutma grubu enerji tüketimi olarak ortalama %5 enerji tasarrufu sağlayacaktır. Sadece evaporatör pompa enerji tüketimi olarak düşünülürse %30 enerji tasarrufu yapılabilecektir.

Bu enerji verimliliği uygulamasında, pompa-tesisat karakteristik eğrilerine göre paralel olarak çalışan pompaların her ikisine de frekans sürücü uygulanıp, frekansların eşit olarak düşürülmesi enerji tüketiminin en az olduğu çalışma şekli olarak görülmüştür. Buradan çıkan sonuca göre paralel çalışan pompalara frekans sürücü uygulaması yapılacaksa tüm pompalara uygulanması ve debilerin eşit oranda düşürülmesi enerji tüketimini en aza düşürecektir. Tabi burada frekans sürücü yatırım maliyetleri düşünülerek geri ödeme analizinin yapılması ve en uygun çözümün araştırılması gereklidir.

Uygulama yapılacak sistemdeki soğutma yükü, sistemde bulunan toplam 34 adet klima santralinin soğutma ihtiyacına göre değişebilmektedir. Klima santrallerindeki soğutma ihtiyacı mevsimsel hava şartları ve reel üretim kapasitesine göre değişmektedir. Her klima santralinin soğutucu eşanjör girişinde iki veya üç yollu vanalar mevcuttur. Klimalardaki soğutma ihtiyacına göre iki veya üç yollu vanaların açıklık oranları ile soğuk su debisi de değişebilmektedir. Bu değişken debi ihtiyacına hızla karşılık verebilecek ve enerji tasarrufunun en fazla olacağı pompa hız kontrol yöntemi olarak evaporatör pompa basma tesisat çıkışına basınç ölçer transmitter konulacaktır. Sürücü panosundaki PID (proportional, integral, derivative) oransal, integral, türevsel denetleyici kontrol ile pompa çıkışındaki transmitter basıncına göre çalışma sağlanacaktır. Tek soğutma grubu çalışırken basınç, pompa-tesisat karakteristiğine göre 4,7 bar(g)'e set edilecektir. İki soğutma grubu çalışırken basınç, pompa-tesisat karakteristiğine göre 5,8 bar(g)'e set edilecektir. Bu çalışma basınçları tek ve iki soğutmanın her zaman %100 yükte çalışabileceği en düşük basınçlar olacaktır. Eğer sistemde soğutma yük ihtiyacı, soğutma makinesinin ara yüklerine düşerse evaporatör su hattındaki debi ihtiyacı da düşeceğinden, tek ve iki soğutmanın %100 yüküne göre hesaplanan evaporatör pompa frekansları (45,8 Hz ve 44 Hz) daha da aşağıya

düşürülebilecektir. Dolayısı ile soğutma makinesi ara yüklerindeki enerji tasarrufu daha da artacaktır.

Soğutma sistemindeki klima santrallerinin çoğunda kullanılan üç yollu vanaların çalışma prensibi ihtiyaç kadar debiyi eşanjöre verip, debi kapasitesinin geri kalanını by-pass etmektedir. Bu uygulama sonrasında sistemdeki klima santrallerinin üç yollu vanalar iptal edilip iki yollu vanaya çevrilirse (by-pass hattındaki manuel vananın kapatılması yeterli olacaktır) sistemde dolaşan debi optimize edilerek enerji tasarrufu arttırılabilecektir.

Bu çalışmadan çıkarılacak sonuçlardan biri de, pompa-tesisat eğrisinin dikey değil yataya yakın şekilde dizayn edilmesi ile frekans sürücü uygulamalarındaki enerji tasarruf miktarı da artacaktır. Bunun için de tesisatta lokal kayıp yaratan elemanlardan mümkün olduğunca kaçınmak ve sürekli kayıplardaki akışkan hızlarına dikkat edilmesi gereklidir.

Bu çalışma göstermiştir ki soğutma sistemlerinde soğutma yükleri, mevsimsel ve reel çalışma şartlarına göre değişkenlik göstermektedir. Dolayısı ile bu tip soğutma sistemlerinin evaporatör pompalarının değişken debi ihtiyacını karşılayabilecek şekilde dizayn edilmesi enerji verimliliği için son derece önemlidir.

KAYNAKLAR

- ABB, 2011.** Guide to variable speed drives, Technical guide No.4
- Ahonen, T., Tamminen, J. and Ahola, J. (2010).** Estimation of pump operation state with model-based methods, *Energy Convers Manage* 51:1319-25.
- Anonim, 2016.** Enerji verimliliği. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Enerji-Verimliliği>, T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, (Erişim Tarihi: 05.09.2016).
- Bortoni, E. C., Almeida, R. A. and Viana, A. N.C. (2008).** Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pumps operation. *Energy Efficiency* 1:167-173.
- Corinchock, J.A. 1997.** Technician's Guide to Refrigeration Systems. The McGraw-Hill Companies, USA, 477.
- Çalıkoglu, E., 2006.** Enerji verimliliği etüt çalışmaları ve yasal durum. Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü, http://www.eie.gov.tr/projeler/document/Etut_20Aralik2006_ECalikoglu.pdf (Erişim Tarihi: 15.08.2016).
- Dossat, R.J. 1997.** Principles of Refrigeration. Prentice-Hall, New Jersey, 512.
- Geçit, C. 2006.** Seri ve Paralel Bağlı Santrifüj Pompaların Farklı Devir Ve Sıcaklıklardaki Performansının İncelenmesi. *Y.Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı, İstanbul.
- Guang, Y. X. (2007).** Simulation of parallel variable-frequency pump performance, *VAC* 37(3):49-53.
- Juha, V. 2014.** Energy-Efficient Control Strategies For Variable Speed Driven Parallel Pumping Systems Based On Pump Operation Point Monitoring With Frequency Converters. *Doktora Tezi*, Lappeenranta University of Technology, Finland.
- Karaca, M. 2012.** Değişken Devirli Sirkülasyon Pompalarında Enerji Verimliliği. *Y.Lisans Tezi*, İTÜ, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul.
- Kaya, D., Alptekin, Y. and Yiğit, S. 2008.** Energy Efficiency in Pumps. *Energy Conversion and Management* 49, Pages 1662-1673.
- KSB, 2001.** Santrifüj Pompa Mühendislik El Kitabı. KSB, Üçüncü Baskı, Ankara.
- Sarıgül, A. 2010.** Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği. *Y.Lisans Tezi*, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Stoecker, W.F. 1998.** Industrial Refrigeration Handbook. The McGraw-Hill Companies, USA, 782.
- Şen, M. 2003.** Santrifüj Pompalar Ve Pompa Tesisatları. MAS Pompa Sanayi A.Ş., İstanbul, 249.
- Umur, H. 1997.** Akışkanlar Mekaniği. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa, 257.
- Yamankaradeniz, R. 1995.** Mühendislik Termodinamiğinin Temelleri. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa, 608.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. 2009.** Soğutma Tekniği Ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayıncılık, Bursa, 690.

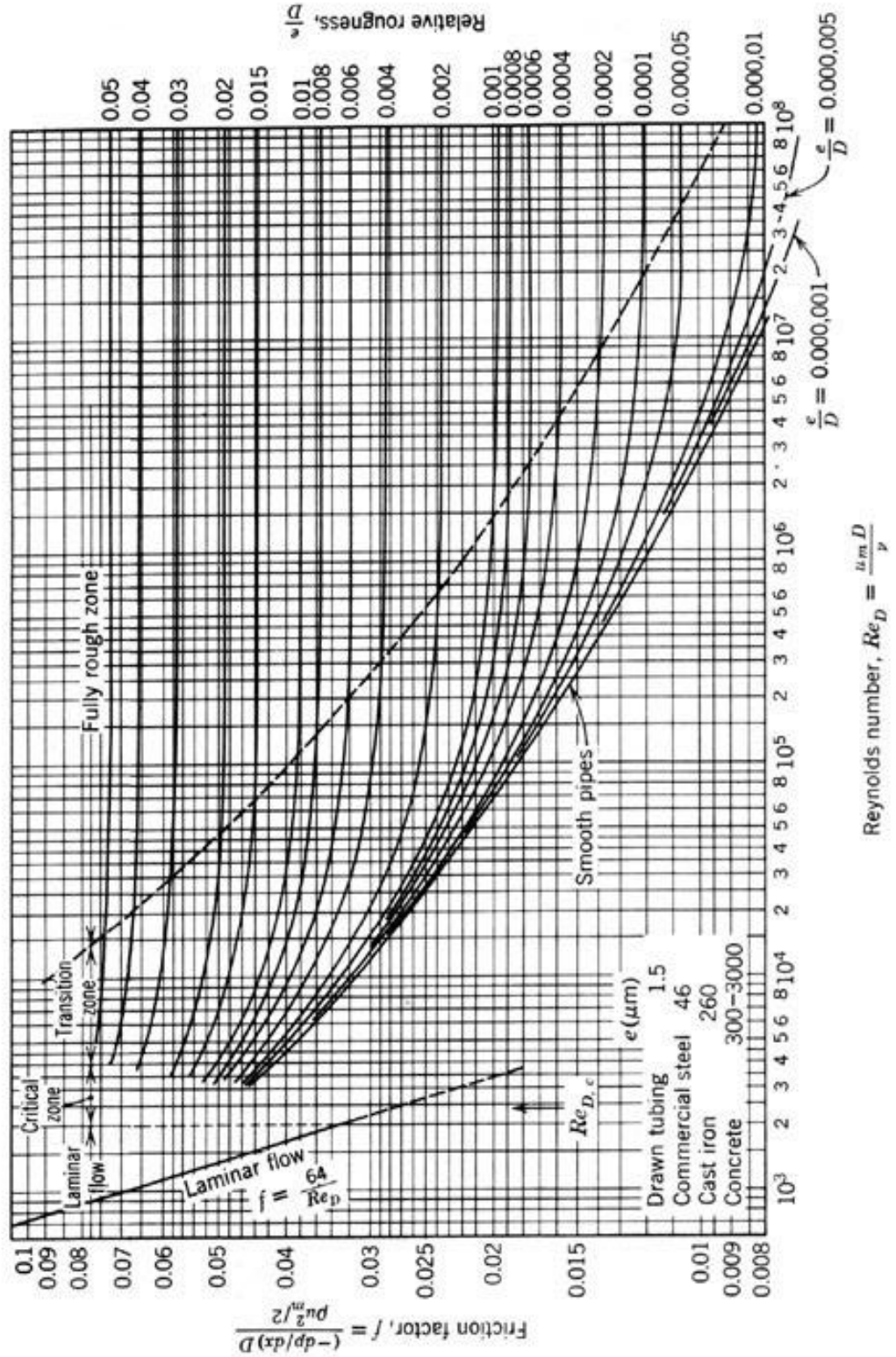
EKLER

EK 1 Moody Diyagramı

EK 2 Tesisatlarda Kullanılan Elamanların Lokal Kayıp Katsayıları



EK 1 Moody Diyagramı



EK 2 Tesisatlarda Kullanılan Elamanların Lokal Kayıp Katsayıları

Vanalar (tam açık)	
	Sürgülü vana
DN (mm)	25 50 100 200 300 500 1000
K	Dişli 0,25 0,15 0,12 - - - -
	Flanşlı 0,55 0,45 0,30 0,25 0,20 0,18 0,15
	Tablali vana (Glob vana)
DN (mm)	15 25 50 100 200 300
K	Dişli 14. 9. 7 5.5 - -
	Flanşlı - 12. 9. 6.5 5.5 5.5
	Açılı vana (Düsey Mill)
DN (mm)	15 25 50 100 200 300 500
K	Dişli 8. 5. 2. 1 - - -
	Flanşlı 4. 3.5 2.9 2.6 2.1 2.0 1.9
	Açılı vana (Eğik milli, flanşlı)
DN (mm)	25 50 100 200 300
K	1 7 1 1 0.9 0.8 0.7
	Kelebek vana (PN 16)
DN (mm)	100 200 400 600 1000
K	2.15 1 70 1.20 0.85 0.60
	Küresel vana
DN (mm)	25 50 100 200 300
K	0.07 0.06 0.05 0.04 0.04
	Şiber vana
DN (mm)	40 50 100 200 300
K	3.2 2.9 2.6 2.1 2.0
	İğne vana
	K = 0.5 - 0.8
	Musluk
	K = 0,10 - 0,15

Vanaların kısmi açıklıklarında kayıp katsayıları	
	Küresel vana
α (°)	0 10 20 30 40 50 60 70 80
K	0.05 0.3 1.6 5.5 17.3 25.6 20.6 48.5 ∞
	Kelebek vana
α (°)	0 10 20 30 40 50 60 70
K	0.2 0.7 0.7 2 7 20 60 300
	Sürgülü vana
y/D	1 3/4 5/8 1/2 3/8 1/4 1/8
K	0.15 0.3 0.8 2.1 5.5 17 98
Çek - Valfler :	
	Tablali tip (Pistonlu)
DN (mm)	25 50 100 200 300 500
K	Düsey Pistonlu 13.8 11.4 10.2 8.4 7.8 7.2
	Eğik Pistonlu 1.3 1.1 1.0 0.8 0.7 0.7
	Çapara tipi (karşı ağırlıksız)
DN (mm)	25 50 100 200 300 400 500
K	v=1m/s 3.8 3.1 3 2.9 2.9 2.9 2.8
	v=2m/s 1.7 1.4 1.4 1.3 1.3 1.2 1.1
	v=3m/s 1.1 0.9 0.9 0.8 0.8 0.7 0.6
Karşı ağırlıklı çek-valflerde kayıp katsayıları yukarıda verilen değerlerin 2.5 katıdır	
	Sandviç (wafer) tipi, klapeli
DN (mm)	32 50 100 150 200 300 400
K	v=1m/s 29 5 4.6 2.7 1.8 2.3 3
	v=2m/s 12 3.3 4.3 2.4 1.8 2.2 2.8
	v=3m/s 9 3.6 4.3 2.5 1.9 2.1 2.6

	Tilt tipi
DN (mm)	50 100 200 300 400 500
K	$\alpha=5^\circ$ 0.76 0.68 0.56 0.48 0.39 0.24
	$\alpha=15^\circ$ 2.3 2.0 1.7 1.5 1.2 0.7
	Dip klapesi (süzgeçli)
DN (mm)	25 50 100 200 300 500
K	Klapeli 1.7 1.4 1.3 1.1 1.0 0.9
	Tablali 9.7 8.0 7.1 5.9 5.5 5.0
	Bilyalı çek valf
	K = 70
	Sandviç (wafer) tipi, diskli, yaylı
DN (mm)	32 50 100 150 200 250
K	v=1m/s 5,1 7 7,6 8,9 9,3 9,8
	v=2m/s 4,6 5 7 7,5 8,5 9,4
	v=3m/s 4,5 4,7 6,9 8,3 7,8 10,9
Diğer Elemanlar	
	Hidrostop (diyaframli)
DN (mm)	50 100 200 400
K	v=2m/s 5 6 7.5 7
	v=3m/s 1.8 4 4 3.4
	v=4m/s 0.9 3 2.5 2.2
	Pislik tutucu (Kartuş filtrel)
	K = 2,8

Boru Bağlantıları	
Yersel yük kaybı bağlantısındaki akış hızının tanımlandığı kesit, şekillerde aşağıdaki gibi gösterilmiştir	
$h_L = K \frac{v^2}{2g}$	
Boru - Hazne bağlantıları	

EK 2 Devam

Manşon

DN (mm)	15	25	50	100
K	0.12	0.08	0.05	0.04

Redüksiyonlu manşon

D ₂ /D ₁	0.3	0.5	0.7	0.9
K	0.5	0.4	0.3	0.1

Ani Genişleme

$$h_L = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = K \frac{v_1^2}{2g}, \quad K = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$

D ₁ /D ₂	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
K	0.13	0.26	0.41	0.56	0.70	0.83	0.92

Ani Daralma

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2, \quad h_L = K \frac{v_2^2}{2g}$$

D ₂ /D ₁	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1
K	0.18	0.25	0.32	0.38	0.42	0.46	0.50

Konik Daraltıcı

$$\alpha < 45^\circ, K = 0.8 \sin^2 \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}\right), h_L = K \frac{v_2^2}{2g}$$

$$45^\circ < \alpha < 180^\circ, K = 0.5 \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}$$

Konik Difüzör

$$\alpha < 45^\circ, K = 2.6 \sin^2 \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2, \quad h_L = K \frac{v_1^2}{2g}$$

$$45^\circ < \alpha < 180^\circ, K = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$

Dirsekler

Standart Dirsekler (Döküm)

DN (mm)	15	25	40	50	100	150	200	300	400-600
90°	0.81	0.69	0.63	0.57	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
45°	0.43	0.37	0.34	0.30	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19

Kıvrıma Boru Dirsekleri (90°)

DN (mm)	15	25	40	50	100	200	300	400-600
r=D	0.54	0.46	0.42	0.38	0.34	0.28	0.26	0.24
r=2D-3D	0.32	0.28	0.25	0.23	0.20	0.17	0.16	0.14
r=4D	0.38	0.32	0.29	0.27	0.24	0.20	0.18	0.17
r=6D	0.46	0.39	0.36	0.32	0.29	0.24	0.22	0.20

180° Dirsek

DN (mm)	15	25	40	50	100	200	300	400-600
K	1.35	1.15	1.05	0.95	0.85	0.70	0.65	0.60

Seri Bağlı Dirsekler (K₉₀ 90° bir dirseğin kayıp katsayısı)

K = 2, K₉₀ K = 3, K₉₀ K = 4, K₉₀

90° Kaynaklı boru dirseklerin kombinasyonu (eşit çaplı borular)

K = 2.5 K = 3 K = 5

T - Branşman / Çatal (Tüm borular aynı çapta)

K = 1.3 K = 0.7 K = 0.9 K = 2.5

Birleşme

	Q _a =0	Q _a =0.5 Q	Q _a =0.8 Q	Q _a =Q
α=90°	K _d 0.04	0.35	0.5	-
	K _a -	0.3	0.7	0.9
α=45°	K _d 0.04	0.1	0	-
	K _a -	0.1	0.35	0.4

Ayrılma

	Q _a =0	Q _a =0.5 Q	Q _a =0.8 Q	Q _a =Q
α=90°	K _d 0.04	0.01	0.2	-
	K _a -	0.9	1.1	1.3
α=45°	K _d 0.04	0.02	0.2	-
	K _a -	0.4	0.35	0.5

Kaynaklı, parçalı dirsekler

	DN (mm)				
	25	50	100	200	400
α=30°	0.18	0.15	0.14	0.11	0.10
α=45°	0.35	0.29	0.26	0.21	0.20
α=60°	0.58	0.48	0.43	0.35	0.33
α=75°	0.92	0.76	0.68	0.56	0.52
α=90°	1.38	1.14	1.02	0.84	0.78

Debitmetreler

Kısa Tip Venturi

Standart Orifis

d/D	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
Kısa venturi	21	6	2	0.7	0.3	0.2
Standart orifis	300	85	30	12	4.5	2

Rotametre K=10
Türbin Tipi Sayaç K=5-7.5
Çok hüzmeli türbin tipi sayaç K=15 veya h_L=10 m Su S.
Hacimsal (pistonlu) sayaç K=15
Genleşme contaları, kompensatörler K=0.3 - 4.0

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Gökhan BOZER
Doğum Yeri ve Tarihi : SAMSUN 26.05.1975
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Hürriyet Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi-1992
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü-1998
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine
Mühendisliği Anabilim Dalı-2017
Çalıştığı Kurum : Zorlu Holding, Korteks Mensucat Sanayi ve Ticaret A.Ş.
1999-2017
İletişim (e-posta) : gokhan.bozer@zorlu.com – gokhan.bozer16@gmail.com