

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTRİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**HASTANE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN  
ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ**

**ADEM KISSAL**

**KOCAELİ 2018**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTRİK MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**HASTANE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ**  
**AÇISINDAN İNCELENMESİ**

**ADEM KISSAL**

**Dr.Öğr.Üyesi Mehmet Zeki BİLGİN**  
**Danışman, Kocaeli Üniversitesi**  
**Dr.Öğr.Üyesi Ersoy BEŞER**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi**  
**Dr.Öğr.Üyesi Mustafa Engin BAŞOĞLU**  
**Jüri Üyesi, Gümüşhane Üniversitesi**

  
.....  
  
.....  
  
.....

**Tezin Savunulduğu Tarih: 09.11.2018**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Elektrik enerjisi elde etmek üzere kullandığımız fosil kaynaklı yakıtlar çevreye zarar veren karbon emisyonlarına neden olmakta ve kullanılan enerji arttıkça karbon emisyonu da artmaktadır. Elektrik enerjisinin fosil kaynaklı yakıtlardan elde edilmesinin bir yönü çevreye verdiği zararlarken diğer yönü ise giderek artan enerji talebi neticesinde ülkemizin, başta petrol ve doğal gaz olmak üzere, enerji ithalatına bağımlılığını artırıyor olmasıdır. Bu nedenlerle enerjinin verimli kullanılması konusu büyük önem arz etmekte ve buna ilişkin politikalar geliştirilmektedir. Enerji tasarrufu ve verimi kavramı enerjinin çok büyük bir bölümünü kullanan endüstriyel tesisler için hayati önem taşıdığı kadar bir hizmet sektörü olan hastaneler için de üzerinde durulması gereken önemli bir konudur. Enerji tüketimini düşürmeye yönelik olarak önemli bir enerji tüketimine sahip havalandırma sistemlerinde ısı-geri kazanım sistemleri, yüksek verimli motorlar, evirici kullanımı, güneş enerjisinden faydalanma vs. gibi uygulamalar makine mühendislerince projelerde uygulanmaktadır. Havalandırma sistemlerinde enerji tasarrufu konusu makine mühendislerini ilgilendirdiği kadar elektrik mühendislerini de ilgilendiren bir alan içermekte olup, o alan ise sistemi oluşturan cihazların tamamının hem ihtiyaçtan ödün vermeden çalışmasını sağlayacak hem de sadece ihtiyaç anında minimum enerji tüketmesini sağlayacak şekilde çalıştıracak olan komple bir otomasyon sistemidir.

Bu çalışmada sulu sistem hijyenik/normal havalandırma santralleri ve ünitelerine soğuk suyu sağlayan soğutma gruplu tesisatın hangi tasarımlar ile yapıldığı, sağlık bakanlığına ait hastanelerde hangisinin kullanıldığı, kullanılan sistemin otomasyonunun nasıl senaryolandırıldığı, sahadaki operatörlerin sistemi nasıl çalıştırdığı incelenmiş ve sonrasında enerji tasarruf noktaları belirlenmeye çalışılmıştır. Sistemin verimli çalışması için önerilerde bulunulmuştur.

Tez çalışmamın tamamlanmasında bana destek olan ve yönlendiren danışmanım Dr.Öğr.Üyesi Mehmet Zeki BİLGİN'e, eşim Ebru KISSAL'a, aileme, ablam Aygül KISSAL'a, çalışmalarım sırasında sorduğum sorulara yanıt vererek bilgisinden faydalandığım iş arkadaşlarım makina mühendisi İlyas KOÇ ve Nurettin DERDİYOK'a, yardımı ve desteği için makine mühendisi arkadaşım Emrah ERDOĞMUŞ'a, sahada gerekli incelemeleri yaparken yardımcı olan mühendis ve teknisyen arkadaşlara teşekkür ederim.

Haziran-2018

Adem KISSAL

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	i
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ.....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
GİRİŞ.....	1
1. HVAC SİSTEMİNİN BİLEŞENLERİ.....	5
1.1. Soğutma Kaynağı(Chiller).....	6
1.1.1. Hava soğutmalı soğutma grubu.....	6
1.1.2. Su soğutmalı soğutma grubu.....	7
1.1.3. Evaporatif soğutmalı soğutma grupları.....	8
2. SOĞUTMA GRUBU SOĞUTMA DEVRESİ BAĞLANTI ŞEKİLLERİ.....	9
2.1. Sadece Birincil Devreli Sabit Debili Soğutma Sistemi.....	9
2.2. Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi.....	10
2.2.1. Denge-bypass borusu boyutlandırma kriterleri.....	12
2.2.2. Birincil sabit - ikincil devre değişken debili sistemde debi.....	12
2.3. Birinci Sabit-İkinci-Üçüncü Devre Değişken Debili Sistem.....	13
2.3.1. Üçüncü devreli sistem kullanım yeri.....	15
2.4. Değişken Debili Tek Devreli Soğutma Sistemi.....	15
2.4.1. Akış ve hız sınırlamaları.....	16
2.4.2. Minimum akış bypass vanası.....	16
2.4.3. Bypass vanasının kontrolü.....	17
2.5. Sistemlerin Kısa Bir Değerlendirmesi.....	17
3. POMPA BAĞLANTI DÜZENLERİ.....	19
3.1. Her Gruba Ayrı Pompanın Bağlı Olduğu Düzen.....	19
3.2. Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzen.....	20
3.3. Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzenin Dezavantajı.....	22
3.4. Pompaların Devreye Alınması ve Çıkarılması Esnasında Debi Değişimi.....	23
4. SOĞUTULMUŞ SU SİRKÜLASYON DEVRESİ POMPALARI.....	25
4.1. Genel Hususlar.....	25
4.2. Birinci Devre (Soğutma Grubu) Soğutulmuş Su Devresi.....	25
4.2.1. Tasarımda alınabilecek önlemler.....	25
4.3. İkinci Devre (Kullanıcı) Soğutulmuş Su Devresi.....	26
4.4. Değişken Debili Devrede Tasarruf.....	27
4.5. Devreler için Durum Özeti.....	27
5. SOĞUTMA YÜKÜNE GÖRE POMPALARIN ÇALIŞMA DURUMU.....	28
5.1. %100 Soğutma Yük Durumu.....	28
5.2. %75 Soğutma Yük Durumu.....	29
5.3. %50 Soğutma Yük Durumu.....	30
5.4. %25 Soğutma Yük Durumu.....	31
5.5. Fark Basınç Transmitteri Üzerinden Kontrol.....	32
6. SOĞUTMA VE NEM.....	34
6.1. Soğutma Sisteminin Kapatılma Sıcaklığının Tespiti.....	34
6.2. Nemin Yüksek Olması Durumu.....	35
6.3. Nemlendirici Cihazın Çalışma Durumu ve Elektriksel Güce Etkisi.....	36

7.	SAĞLIK BAKANLIĞI UYGULAMALARINDA VE PROJELERİNDE DURUM İNCELEMESİ.....	38
7.1.	Örnek1 Hastanedeki Uygulama .....	38
7.2.	Örnek2 Hastanede İnceleme .....	40
7.2.1.	Sistemin işletilmesinde yapılan değişiklik.....	43
7.3.	Örnek3 Hastanede Yapılan İnceleme .....	45
7.4.	Örnek4 Hastane Projesinde Yapılan inceleme.....	47
8.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	49
	KAYNAKLAR .....	50
	KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER .....	52
	ÖZGEÇMİŞ .....	53



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Hastane Isıtma Soğutma Havalandırma Sistemi Prensip Şeması .....	5
Şekil 1.2.	Hava Soğutmalı Soğutma Grubu Çalışma Prensip Şeması .....	6
Şekil 1.3.	Su Soğutmalı Soğutma Grupları Çalışma Prensip Şeması .....	7
Şekil 2.1.	Sadece Birincil Devreli Sabit Debili Soğutma Sistemi .....	10
Şekil 2.2.	Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi .....	11
Şekil 2.3.	Tesis Yük %'si Durumuna Göre Birinci Ve İkinci Devredeki Debi % 'si.....	13
Şekil 2.4.	Değişken Debili Birinci-İkinci-Üçüncü Devreli Soğutma Sistemi .....	14
Şekil 2.5.	Değişken Debili Tek Devreli Soğutma Sistemi .....	15
Şekil 3.1.	Her Gruba Ayrı Pompanın Bağlı Olduğu Düzen .....	19
Şekil 3.2.	Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzen .....	20
Şekil 3.3.	Tek Ve Ortak Pompalı Paralel Bağlı Soğutma Grupları.....	21
Şekil 3.4.	Ortak Pompalı Ayırma Vanalı Bağlantı .....	23
Şekil 3.5.	Bireysel Pompa Düzeni(a) Ve Pompaların Çalışma Durum Eğrisi(b).....	24
Şekil 5.1.	Birinci Devre Sabit-İkinci Devre Değişken Debili Sistem .....	28
Şekil 5.2.	%100 Yük Durumu İçin Sistemdeki Durum .....	29
Şekil 5.3.	%75 Yük Durumu İçin Sistemdeki Durum .....	30
Şekil 5.4.	%50 Yük Durumu İçin Sistemdeki Durum .....	31
Şekil 5.5.	%25 Yük Durumu İçin Sistemdeki Durum .....	32
Şekil 5.6.	Fark Basınç Transmitterinin Pompa Üzerine Bağlanması .....	33
Şekil 5.7.	Fark Basınç Transmitterinin Kritik Yük Üzerine Bağlanması .....	33
Şekil 6.1.	Psikrometrik Diagramda İstenen Şartların Gösterimi .....	34
Şekil 6.2.	Hijyenik Klima Santralinin Gösterimi .....	35
Şekil 7.1.	Birincil Devreli Sabit Döngülü Bir Sisteme Ait Prensip Şema .....	38
Şekil 7.2.	Örnek2 Hastanesinde İşletme Anında Soğutma Grupları Ve Pompaların Çalışması İle Su Sıcaklık Durumu .....	40
Şekil 7.3.	Örnek2 Hastanesinde Sirkülasyon Pompaları Ve Çalıştırılma Durumları.....	41
Şekil 7.4.	Örnek2 Hastanesinde Havalandırma Santrali Durumu.....	42
Şekil 7.5.	Örnek2 Hastanesinde Hijyenik Klima Santralinin Otomasyon Görüntüsü.....	43
Şekil 7.6.	Örnek2 Hastanesinde Önerilen Çalışma Sonrasında Soğutma Grupları Ve Pompaların Çalışması İle Su Sıcaklık Durumu .....	44
Şekil 7.7.	Örnek3 Hastanesi Otomasyon Soğutma Cihazları Ekranı.....	46
Şekil 7.8.	Örnek4 Hastanesi Soğutma Prensip Şeması .....	47

## TABLolar DİZİNİ

Tablo 4.1. Konfigürasyona Göre Vanalar, Kurulum Maliyeti Ve Pompalama Gideri.....	27
Tablo 7.1. 2013-2017 Yılları İzmir Sıcaklık Ve Nem Verileri.....	39
Tablo 7.2. Örnek1 Hastanede 1 Yıllık Sürede Tasarruf Edilebilecek Enerji Tutarı.....	40
Tablo 7.3. Örnek2 Hastanesinde 1 Pompadan Kazanılabilir Aylık Enerji Tutarı.....	45
Tablo 7.4. Örnek3 Hastanesinde 1 Pompadan Kazanılabilir Aylık Enerji Tutarı.....	46



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$C_p$	: Özgül ısı, sabit basınçta, (kJ/kg.8C)
$\Delta t$	: Sıcaklık Farkı, (8C)
$H$	: Özgül Entalpi, (kJ/kg)
$M_h$	: Havanın ağırlığı, (kg)
$P_s$	: Soğutma cihazının elektrik gücü, (kW)
$P_{nem}$	: Nemlendirme cihazının elektrik gücü, (kW)
$Q_A$	: Odadaki aydınlatma cihazlarından gelen ısıenerji transferi (W)
$Q_V$	: Odadaki insanlardan gelen duyulur ve gizli ısı enerjisi toplamı (W)
$Q_{ver}$	: Verilen ısı, (kJ/h)
$Q_{al}$	: Alınan ısı, (kJ/h)
$Q_{soğutma}$	: Soğutma gücü, (kJ/h)
$V$	: Havanın hacmi, (m <sup>3</sup> )

## Kısaltmalar

COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
HVAC	: Heating, Ventilation, and Air Conditioning (Isıtma, Havalandırma Ve Klima Sistemleri)



## HASTANE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

### ÖZET

Enerji kullanımı en yoğun olan bina gruplarından olan hastanelerde, Isıtma, Havalandırma ve Klima Sistemleri (HVAC) önemli bir enerji tüketimine sahiptir. Hastanelerin elektrik tüketimlerine bakıldığında yaz dönemlerinde enerji tüketiminin oldukça arttığı görülecektir. Bu ise soğutmanın oldukça büyük miktarda bir enerji tükettiği anlamına gelmektedir. Bu çalışmada; enerji tüketiminde soğutmanın önemli bir yeri olduğundan, hastanelerde kullanılan soğutma sistemlerinin devre yapıları, çoklu soğutma gruplarının ve pompalarının bağlantı durumları, kısmi yükte çoklu soğutma gruplarının ve pompalarının çalışma şekilleri ve otomasyon sistemi enerji verimliliği açısından incelenmiştir. Yapılan bu çalışmada, Ege bölgesindeki İzmir İlinde Sağlık Bakanlığına bağlı olan örnek bir kaç hastanede soğutma sistemine ait uygulamalar enerji verimliliği açısından incelenmiştir. Mevcut sistem ve çalışma şartları analiz edilerek, ihtiyaçlardan ödün vermeden, enerji verimliliği ve tasarrufu açısından yapılması gerekenler belirlenmeye çalışılmıştır. Hem tesis hem de işletme için öneriler sunulmuştur. Gerek proje tasarımındaki bazı önemli eksikliklerden gerekse tesisin işletilmesi konusunda personelin bilgi eksikliğinden dolayı gereksiz yere bir enerji tüketiminin olduğu belirlenmiştir. Gerekli düzeltici bir faaliyet yapılmaz ise benzer alt yapıya sahip her hastanede boşuna enerji tüketiminin her yıl olmaya devam edeceği sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Chiller, Değişken Debi, Enerji Verimliliği, Pompa Bağlantıları, Sabit Debi.

## **INVESTIGATION OF HOSPITALS' COOLING SYSTEMS IN TERMS OF ENERGY EFFICIENCY**

### **ABSTRACT**

Heating Ventilation and Air Conditioning (HVAC) generally accounts for a significant proportion of total building energy consumption. When we take a closer look at hospital's electricity bill, it will be seen that energy consumption is quite highly in summer period. That means cooling use up a good deal of electricity. In this study, as cooling takes an important part in energy consumption, chilled water system configurations, multiple chiller and pump connections, chiller plant partial load working conditions and their automation system were investigated in terms of energy efficiency. In this study, chilled water system applications were examined in a few sample Hospitals-connected to the Ministry of Health- in Izmir province in terms of energy efficiency. By analyzing existing system and its operation conditions, it was tried to determine the things that we can do to save energy without compromising necessities. Proposals are also put forward both in terms of installation and operation. It is identified that there are unnecessary energy consumptions in hospital's chilled water system both because of some major shortcomings in the project design and because of the lack of employee's knowledge about the operation of the plant. If necessary corrective action is not taken, it is concluded that the energy consumption will continue to exist every year in every hospital which has alike infrastructure.

**Keywords:** Chiller, Variable Flow, Energy Efficiency, Pump Connections, Constant Flow.

## GİRİŞ

Hastanelerde bulunan mahaller Sınıf I mahaller ve Sınıf II mahaller olarak iki gruba ayrılmaktadır. Sınıf I mahaller, yüksek hijyen gerektiren mahaller olup, HVAC (ısıtma, havalandırma ve klima) tasarımı safhasında sıcaklık, nem ve taze hava miktarına ilave olarak mahaldeki canlı ve cansız partiküllerin sayısı, hava dağılımı ve mahaller arası hava akış yönü de tasarım parametreleri olarak göz önünde bulundurulur. Ameliyathaneler, yoğun bakım birimleri, doğumhaneler, yeni doğan birimleri, karantina odaları, özel bakım odaları, koruyucu ortam odaları bu sınıfa giren mahallerdir.

Sınıf II mahaller ise, Sınıf I mahallere göre daha az hijyen gereksinimi bulunan mahallerdir. Bu mahallerde konfor şartları daha fazla ön plana çıkmaktadır. Laboratuvarlar, endoskopi odaları, radyoloji görüntüleme odaları, renal diyaliz odaları, hasta odaları, fizik tedavi birimleri, muayene odaları, koridorlar, eczane, otopsi ve morg odaları bu sınıfa girmektedir.

Gerek kamu ve gerekse özel hastanelerde Sınıf 1 mahaller için gerekli olan hava özel olarak tasarlanmış klima santralleri tarafından sağlanmaktadır. Bu sınıfa giren mekânların hava ihtiyacını karşılayacak santrallerin sayıları ise hastanenin büyüklüğüne göre değişmektedir [1].

Bu klima santralleri; sözü edilen mekânlar için belli miktarda hava değişimi sağlarken (ameliyathaneler için minimum 2.400 m<sup>3</sup> veya saatte 24 kez), sağlanan havanın kalitesini de tutturmak zorundadır. Hava partiküllerden arınmış, bakteriyolojik olarak kirlenmemiş aynı zamanda basınç, sıcaklık ve nem açısından gerekli şartları sağlayacak şekilde olmalıdır [2,3].

Hastaneden hastaneye sayıları değişen klima santrallerinin ısıtma/soğutma ihtiyaçları ise genellikle merkezi bir ısıtma ve soğutma kaynağından karşılanmaktadır [1].

Küçükçalı2005 yılında yaptığı çalışmada; uygulamaya, büyüklüğe ve cinse göre değişmekle birlikte bir soğutma grubunun bir soğutma mevsiminde harcadığı elektrik enerjisi tutarının, grubun kendi satın alma fiyatının %20-%40'ı mertebesinde

olduğunu ve bu oranı azaltmanın mümkün olduğunu belirtmiştir. Ayrıca batı toplumlarının bu yönde çalışmalar ve dolayısıyla ilerlemeler kaydettiğini ancak ülkemizde alınan mesafenin fazla olmadığını belirterek binada ve klima sistemlerinde önlemlerin alınması durumunda enerji tüketiminin azaltılabileceği sonucuna varmıştır [4].

Kolaçan 2018 yılında yaptığı çalışmada; farklı tip ve özellikte soğutma grupları ile bu soğutma gruplarının birden fazla sayıda kullanıldığı ve farklı şekilde tasarlanmış olan soğutma tesisleri hakkında bilgiler vermiş, alışıl gelmiş soğutma sistemlerinin yanında alternatif sistemlerden bahsetmiş ve bazı durumlarda bu sistemleri tercih ederek enerji performansının iyileştirilebileceğinin kanıtlandığını belirtmiştir. Ayrıca iklim verilerini, binanın yük karakteri ve kullanım durumunu, soğutma gruplarının tam ve parçalı yüklerdeki tüketim değerlerini, soğutma sisteminin diğer elemanları olan kule ve pompaların sarfiyatlarını, elektrik bedelini ve öngörülen soğutma sistemlerini tarif ederek simülasyon yapma imkanı veren ve detaylı ekonomik analiz ve sistem parçalı yük raporları üretebilen “Chiller System Optimizer” programı ile karşılaştırmalı analizler yapılarak, binanın yük karakterine uygun olarak doğru cihaz ve sistemi seçmenin önemi konusuna değinmiştir [5].

2010 yılında Architectural Energy Corporation tarafından hazırlanan çalışmada, verimli soğutma tesisinin üç ana özelliği ve bu özelliklerin herhangi birinde yaşanacak olan ciddi eksikliklerin diğer alanlar mükemmel olsa bile sorun yaratacağı belirtilmiş ve bunlar şu şekilde sıralanmıştır. 1-Verimli bir sistem tasarımı: beklenen çalışma koşullarına cevap verebilen uygunlukta bir tasarımın seçilmesi ile sağlanabilir. Bu duruma büyük bir binada, değişken debili bir pompa sistemi kullanmak ve soğutma gruplarının miktar, tür ve kapasitelerini beklenen yük profiline uygun olarak seçmek örnek olarak verilebilir. 2-Verimli cihazlar: Soğutma grupları, pompalar, fanlar ve motorlar, hem tek başına hem de sistem içinde bir bütün olarak çalışırken yüksek verimlilik sağlayacak şekilde seçilmelidir. Bu durumda IE3 sınıfı motorlar kullanmak, öngörülen çalışma koşullarında yüksek verimlilikte olan değişken devirli pompalar kullanmak, hem tam hem kısmi yüklerde yüksek verimli frekans eviricili soğutma grupları kullanmak örnek verilebilir. 3-Doğru kurulum, devreye alma ve işletme: İlk iki özelliği sağlayacak şekilde tasarlanan bir soğutma tesisinde eğer uygun montajı, test ayarı ve dengelemesi yapılmamışsa veya düzgün bir şekilde işletilemiyorsa çok fazla enerji harcayabilirler. Bu nedenle bina sakinleri için istenen konfor sağlanamaz. Bu durum işletmeye alma sürecini takiben farklı

koşullarda çalışma testleri yapılmasını ve tesisin tasarlandığı verimliliğin sağladığından emin olunmasını gerekli kılmaktadır.” şeklinde açıklanmıştır [6].

Architectural Energy Corporation tarafından hazırlanan aynı çalışmada, iyi tasarımın ve enerji verimli cihaz kullanımının 2001 yılı standardını gerektirdiğinden yıllık bazda %30-50 daha fazla verimli olan bir chiller tesisi ortaya koyabileceğini belirtmiştir [6].

Tesisat Mühendisliği Dergisinde 2004 yılında yayınlanan Primer - Sekonder Soğutma Suyu Sistemlerini Çalıştırmak konulu çeviride; Primer – sekonder soğutma suyu pompalama sistemleri hakkında yapılan en son incelemelere ve eleştirilere karşın, çok sayıda mal sahibinin hâlâ kendi tesisleri için bu sistemin uygun olduğuna karar verdiği belirtilmiştir. Bunun nedeni olarak; basitlik, alışkın olmak ve deneyim gibi mal sahibine faydası olan faktörlerin, bazı durumlarda verimlilik ve ilk yatırım maliyetini gölgede bırakması olarak gösterilmiştir. Diğer taraftan her ne kadar primer – sekonder pompalama her proje için uygun olmasa da, eğer bu tür bir sistemi kullanmak için karar verilmişse, tesisi kullanacak olanların ihtiyaçlarının ve bu tür tasarımların teknik özelliklerinin doğru bir şekilde tespit edilmesinin projenin başarısına önemli katkılar sağlayacağı görüşüne yer verilmiştir. Makale primer – sekonder soğutma suyu merkezi tasarımı yaparken düşünülmesi gereken önemli noktaları araştırmıştır [7].

Boer 2017 yılında yaptığı çalışmasında soğutma sistemlerinde soğutma yüklerinin, mevsimsel ve reel çalışma şartlarına göre değişkenlik gösterdiğini ve bu nedenle bu tip soğutma sistemlerinin evaporatör pompalarının değişken debi ihtiyacını karşılayabilecek şekilde tasarlamasının enerji verimliliği için son derece önemli olduğunu belirtmiştir [8].

Shi 2013 yılında yaptığı çalışmada, pompa sistemlerinin birinci devreli sabit debili sistemlerden, birinci sabit ikinci değişken debili sistemlere ve son olarak da değişken debili tek döngülü sisteme evrildiğini belirtmiş ve optimal pompa kofigürasyonu ve kontrol metodunun küresel ölçekte çevrenin korunması ve enerjinin korunması hedeflerini sağlamak için önemi gitgide artan konulardan olduğunu belirtmiştir [9].

Trane firması tarafından 2011 tarihinde yayınlanan kılavuzda soğutulmuş sulu sistemlerin bileşenleri, konfigürasyonları, opsiyonları ve kontrol stratejileri ele alınmış ve tasarımcılara seçenekler sunulmaya çalışılmıştır. Sistemi tasarlayanların soğutulmuş sulu sistemin temel özelliklerini anlaması ve çeşitli seçeneklerin faydalarını kavraması konusunda açıklamalarda bulunulmuştur [10].

Energy Design Resources tarafından 2009 yılında hazırlanan kılavuz, pek çok bina, kampüs ve tesiste soğutma grubunun bulunduğunu, havalandırma santrallerine yada diğer soğutucu ünitelere bu gruplar aracılığıyla soğutulan suyun dağıtıldığını, soğutma gruplu tesisin tasarımının, işletmesinin ve bakımının binanın enerji kullanımında ve işletme maliyetinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmiş ve optimum bir soğutma gruplu sistem tasarımı sağlamak için hem tasarım yükünün (pik yük) hem de zamana göre değişkenlik gösteren soğutma yük profilinin bilinmesi gerektiğini söylemiştir. Tasarım yükünü bilmenin, kullanılacak olan ekipmanların kapasitelerinin belirlenmesinde ve soğutma yük profilinin bilmenin tesisin etkin şekilde kademelendirilmesinde gerekli olduğunu belirtmiştir [11].

### Tezin Kapsamı

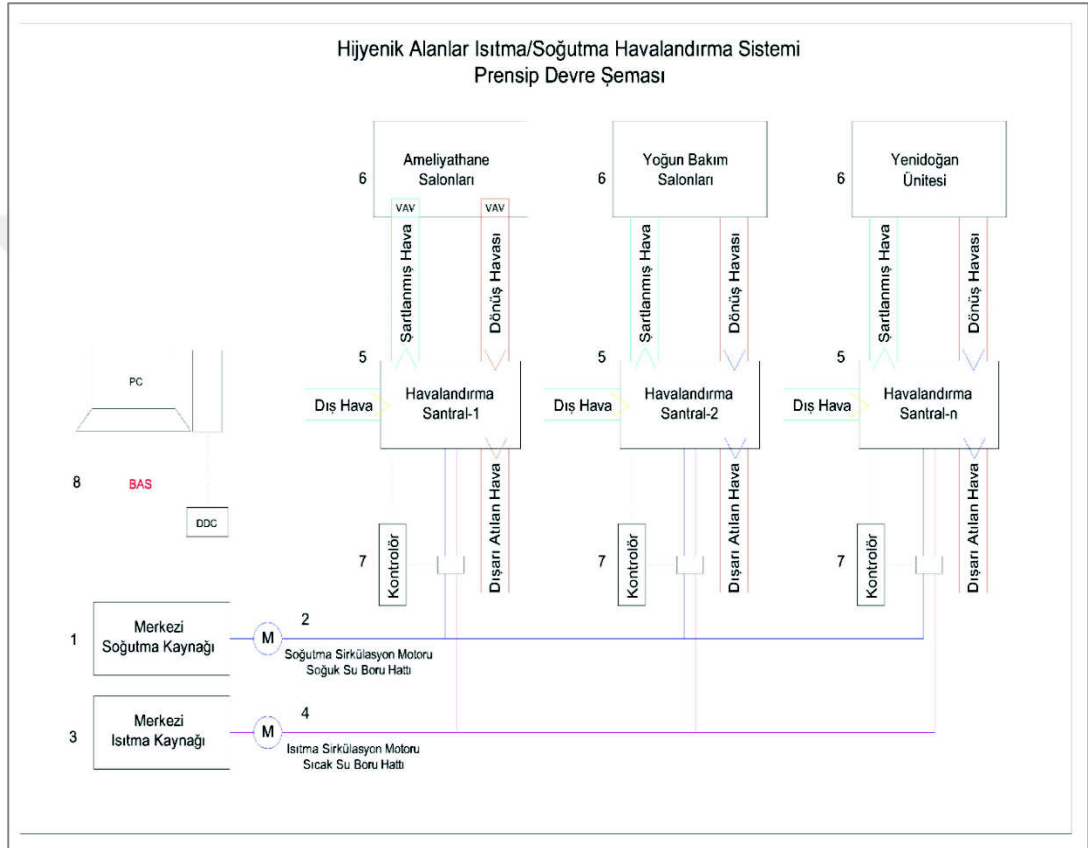
Bu tezde, hastanelerin soğutma sistemlerinin enerji verimli olarak çalıştırılıp çalıştırılmadığını tespit etmek, eğer çalışmıyorsa bunların nedenlerini anlamaya çalışmak ve enerji verimli çalışması için öneriler ortaya koymak amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda 1.kısımda HVAC sisteminin bileşenleri, 2.kısımda soğutma devresi bağlantı şekilleri, 3. ve 4. kısımda pompalar ve bağlantı düzenleri incelenmiştir. 5. Kısımda yük durumuna göre pompaların nasıl çalışması gerektiği, 6. kısımda soğutma ve nem ilişkisi incelenmiştir. 7. Bölümde ise 1 tanesi proje üzerinden olmak üzere 4 farklı hastanenin soğutma sistemi incelenmiş ve ilk 6 bölümde verilen bilgiler doğrultusunda sistemlerin enerji verimli çalışıp çalışmadığı tespit edilmeye çalışılmıştır. Birkaç hastanede yapılan bu inceleme esnasında hastanelerden birinde işletme personelinin konu hakkında bilgilendirilmesi sonrasında sistemde yapılan değişiklik ve değişikliğin olumlu katkısı anlatılarak benzer yapıda ve şekilde işletilen tüm hastaneler için enerji tasarruf potansiyeline dikkat çekilmeye çalışılmıştır.

### Orijinal Katkı

Bu tez hastanelerin soğutulmasında kullanılan soğutma gruplu tesisin sahaya enerji verimli olarak yansıtılıp yansıtılmadığını tespit noktasında yüksek lisans düzeyinde yapılmış ilk çalışmadır. Aynı zamanda yapılan bu tez sahada çalışan personellerin mevcut sistemi anlamalarını ve ona göre sistemi işletmelerini ve sisteme bir ilave yapılacaksa hangi seçimi yapmaları gerektiğini anlamalarını sağlayacak bir kılavuz niteliğindedir.

## 1. HVAC SİSTEMİNİN BİLEŞENLERİ

Bir hastanede ısıtma soğutma havalandırma sistemi aşağıda verilen ve Şekil 1.1'de gösterilen 8 temel kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 1.1. Hastane Isıtma Soğutma Havalandırma Sistemi Prensipten Devre Şeması

- 1- Soğutma Kaynağı,
- 2- Soğuk Su Sirkülasyon Pompası Ve Soğuk Su Boru Hattı,
- 3- Isıtma Kaynağı,
- 4- Sıcak Su Sirkülasyon Motoru Ve Sıcak Su Boru Hattı,
- 5- Havalandırma Santrali, Üfleme Ve Emiş Hava Kanalları,
- 6- Hijyenik Alanlar(Ameliyathane, Yoğun Bakım Vb.),
- 7- Otomatik Kontrolör,
- 8- Bina Otomasyon Sistemi

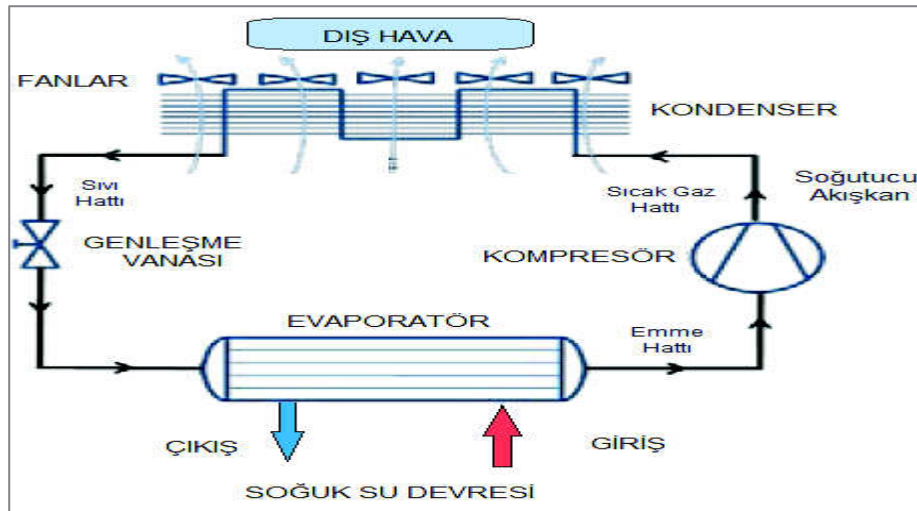
Soğutma Kaynağı kısmı ve otomasyonu enerji verimliliği açısından incelenecektir.

## 1.1. Soğutma Kaynağı(Chiller)

Chiller'in kelime anlamı, su soğutucu cihazdır ve soğutma grubu olarak isimlendirilir. Kondenserden ısının atılma şekline göre; "Hava Soğutmalı Kondenserli Soğutma Grupları-HAVA SOĞUTMALI CHILLER", "Su Soğutmalı Kondenserli Soğutma Grupları- SU SOĞUTMALI CHILLER" ve EVAPORATİF SOĞUTMALI CHİLLER olmak üzere üretilir. Soğutma gruplarının kompresörü ise genel olarak pistonlu, scroll, vidalı veya santrifüj kompresörlüdür.

### 1.1.1. Hava soğutmalı soğutma grubu

Hava soğutmalı soğutma gruplarında; gaz fazındaki, yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkanın ısı; bir ısı değiştirici olan kondenser aracılığıyla daha düşük sıcaklıkta olan havaya atılır. Şekil 1.2'de hava soğutmalı soğutma grubuna ait çalışma prensip şeması gösterilmekte olup sistem; soğutucu akışkanı basınçlandıran kompresör, üzerinden fanlar aracılığıyla hava geçirilen kondenser ünitesi, genleşme vanası ve soğutucu akışkanın buharlaşırken soğutma suyundan ısıyı çektiği evaporatörden oluşur. Hava Soğutmalı soğutma grupları sürekli taze hava akışının olduğu açık alanlarda bulunmalı, soğutma grubu sayısının 2 ve daha fazla olduğu çoklu kurulum durumlarında gruplar arası mesafeye dikkat edilmeli, üretici firmaların tavsiye ettiği değerlere uygun olarak gruplar arası mesafe düzenlenmelidir. Hava soğutmalı soğutma grupları genellikle su tüketiminin istenmediği, bakım personelinin mevcut olmadığı veya paket tip cihaz seçeneğini daha makul bulanlar için uygun bulunmaktadır.



Şekil 1.2. Hava Soğutmalı Soğutma Grubu Çalışma Prensip Şeması





### 1.1.3. Evaporatif soğutmalı soğutma grupları

Evaporatif soğutmalı soğutma gruplarının kondenserine soğutma aşamasında havaya ek olarak su buharı püskürtülür. Püskürtülen su buharı geleneksel hava soğutmalı makinadan daha verimli bir soğutma sistemi sağlar.



## 2. SOĞUTMA GRUBU SOĞUTMA DEVRESİ BAĞLANTI ŞEKİLLERİ

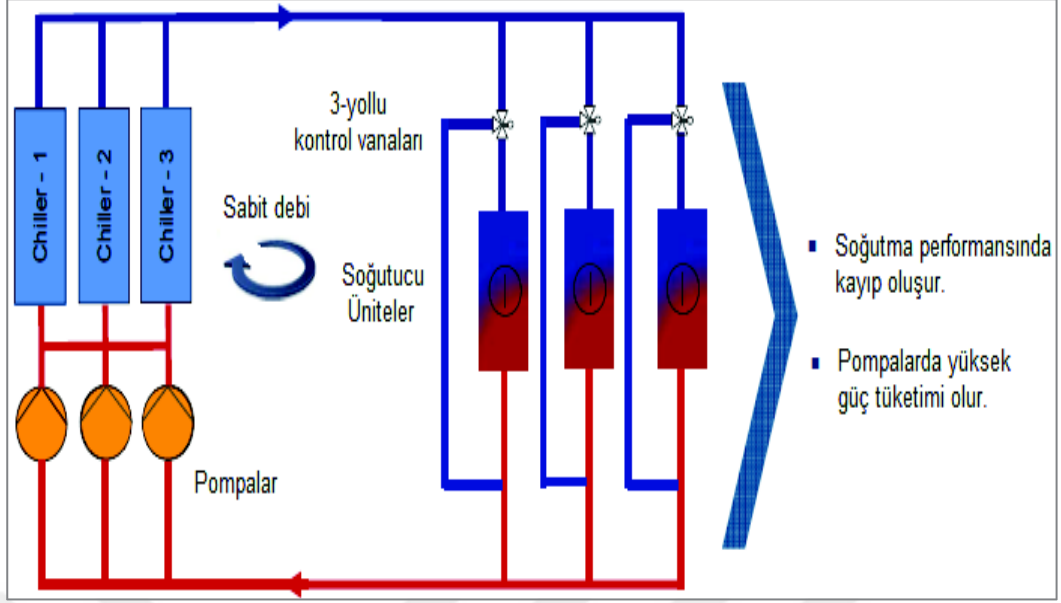
Ortamı soğutmak üzere kullanılacak olan soğutma ünitelerine borular vasıtasıyla soğutucu suyun gönderildiği yapı sulu soğutma sistemi olarak adlandırılır. Soğutulmuş suyun pompalanması için gerekli sistem seçiminin ve tasarımının esas amacı her bir üniteye gerekli kapasitede soğutma sağlamak, soğutma gruplarının soğutma kapasitesinin verimli olmasını sağlamak ve pompa enerji tüketimini minimize etmektir.

Soğutma Gruplu sistemde, pompaların normalde, toplam tüketimin %6'sı ile %12'si arasında bir enerji tüketimi vardır. Geleneksel soğutma tesisleri gerçek soğutma talebi ne olursa olsun suyu sabit debide sisteme verirler. Çoğu havalandırma sistemi yılın sadece birkaç saatinde tepe yükü çalıştığından, enerji pompalarının sabit debide çalıştırılması nedeniyle boşa gider. Verimli bir dağıtım sistemi değişken termal yükü izleyerek değişken debili bir sistemi kullanır. Farklı varyasyonları olmasına karşılık bu kısımda soğuk su pompalama sistemleri 3 kategoride ele alınacaktır.

- 1- Sadece Birincil Devreli Sabit Debili Soğutma Sistemi
- 2- Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi
- 3- Değişken Debili Tek Devreli Soğutma Sistemi

### 2.1. Sadece Birincil Devreli Sabit Debili Soğutma Sistemi

En basit pompa konfigürasyonuna sahip bu sisteme ait prensip şeması aşağıda Şekil 2.1'deki gibidir. Bu sistemde soğutulmuş su; soğutucu ünitelerdeki soğutma yükünü karşılayacak debiden bağımsız olarak sabit bir akış ile çevrimini tamamlar. Bunu sağlamak için soğutma grubunun evaporatöründen tasarım debisi kadar suyu geçirmek üzere tam hızında çalışan pompalar kullanılır. Neredeyse %80'lik bir zaman dilimine tekabül eden kısmi yüklerde, soğutucu ünitelerde bulunan 3yollu kontrol vanaları suyun dönüş hattına bypass edilmesi için kullanılır. Soğutulmuş su soğutucu ünitelere giren su ile karışır ve bu durum soğutma grubuna düşük sıcaklı su dönüşüne neden olur. Bu düşük sıcaklıklı dönüş suyu soğutma grubu üzerindeki sıcaklık farkı  $\Delta T$ 'yi azaltır. Bu konfigürasyonun avantajları; tek pompa seti gerektirmesi ve bunların hız sürücülü olmasını gerektirmemesidir [12, 13].

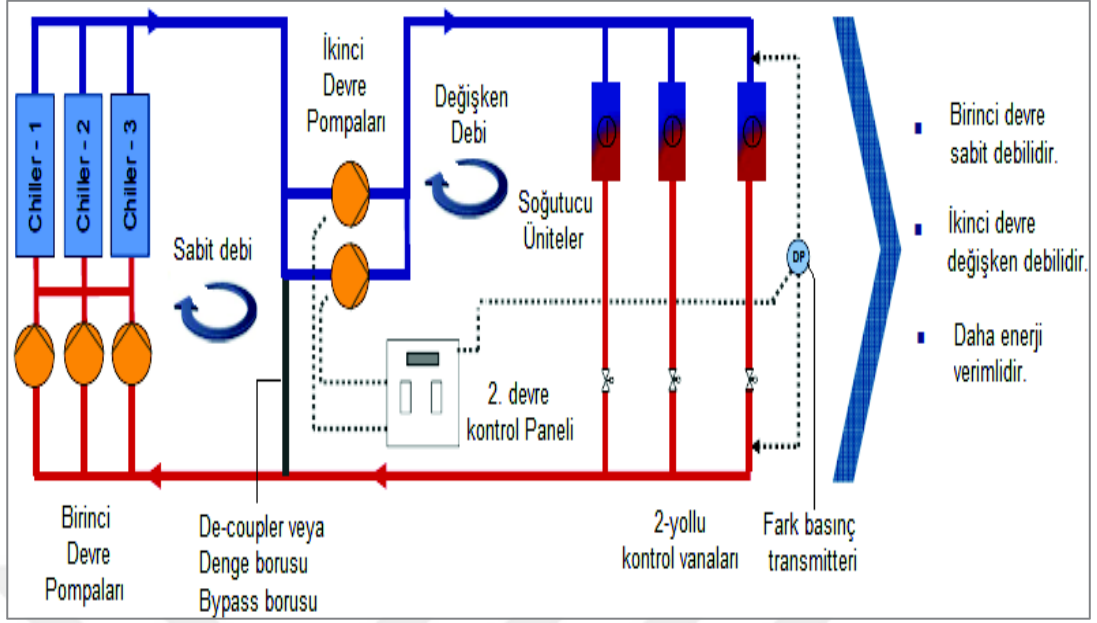


Şekil 2.1. Sadece Birincil Devreli Sabit Debili Soğutma Sistemi

Bu şekildeki soğutulmuş su pompalama metodu önemli derecede bir enerji kaybı ve soğutma grubunun performansının düşmesi ile sonuçlanır. Soğutma grubu kapasitesinin ancak belli bir kısmının kullanılmasına neden olur ve kapasite yetersizliğini gidermek için tesisin operatörü ilave soğutma grubu ve ona ait pompayı devreye alır. Buda soğutma grubunda sadece kapasitesi düşüşü olmadığı aynı zamanda binanın yükünü karşılamak için soğutma grubu sürekli devrede olacağından verimsiz bir işletme oluşması anlamına gelir [9].

## 2.2. Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi

Birincil/İkincil devreli sistemlerde soğutulmuş su sabit bir debi ile birincil devrede soğutma grubu üzerinden akarken, ikincil devredeki debi bir kontrol sistemi ile değiştirilmektedir. Her bir devrenin hidrolik olarak bağımsız oluşu ikinci devredeki değişken debinin birinci devredeki sabit debiyi değiştirmesini önler. Aşağıda Şekil 2.2'de Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi'ne ait prensip şema verilmiştir. Bu yapı hala kullanımda olan kanıtlanmış geleneksel bir şemadır.



Şekil 2.2. Birincil Sabit - İkincil Devre Değişken Debili Soğutma Sistemi

Bu yapıda birincil devredeki pompalar sabit hızlıdır ve birincil devredeki debiyi ve basıncı karşılayacak şekilde boyutlandırılır. İkincil devredeki pompalar değişken hızlıdır ve dağıtım hattına bağlı soğutucu ünitelerden soğutulmuş suyu geçirecek şekilde boyutlandırılır.

Bypass yada diğer adıyla denge borusundan bir akış olduğu zaman, bu akışın yönü tesisin kapasitesi hakkında bir bilgi vermiş olur. Akış iki yönde de olabilir. Bu akışa uygun olarak tesisteki soğutma gruplarının start/stop işlemi yapılmalıdır.

Bu yapıda düşük  $\Delta T$  sendromu azaltılmıştır ancak hala bir sorundur. Böyle bir sistemin tercih edilme nedeni aşağıdaki gibi sıralanabilir [12].

- 1) Soğutma grubunun değişken debiye uygun olmaması (değişken debili bir su akışı olması durumunda, soğutma grubu evaporatörünün buna uygun çalışmaması)
- 2) Soğutma yükünün ve dolayısıyla akışın değişmemesi (Sistemin sabit bir yükünün olması ve değişken debili sistemlere yatırımın ekonomik olarak uygun olmaması)
- 3) Çalışma ekibinin bu sistemi biliyor olması (Tesis sahiplerinin, işletmecilerin ve yükleniciler birincil/ikincil devreli sistemlerdeki detayları çok daha iyi anlamaları)

### **2.2.1. Denge-bypass borusu boyutlandırma kriterleri**

İki döngülü bir sistemde denge yada diğer adıyla bypass borusu sistemin doğru ve verimli çalışması açısından önem taşımaktadır.

Denge borusu tesisteki en büyük pompanın yada soğutma grubunun debisine göre boyutlandırılmalıdır. Tasarım ve tesis kolaylığı açısından, denge borusunun çapı çoğu kez dağıtım hattının boru çapıyla aynıdır.

Denge borusundaki maksimum basınç düşümü 4,5 kPa'yı aşmamalıdır. Bu koşul en büyük soğutma grubu pompasının debisinin denge borusundan aktığı durumu referans olarak yapılır. Bu durumdaki basınç düşümü 4.5 kPa'yı aşmamalıdır.

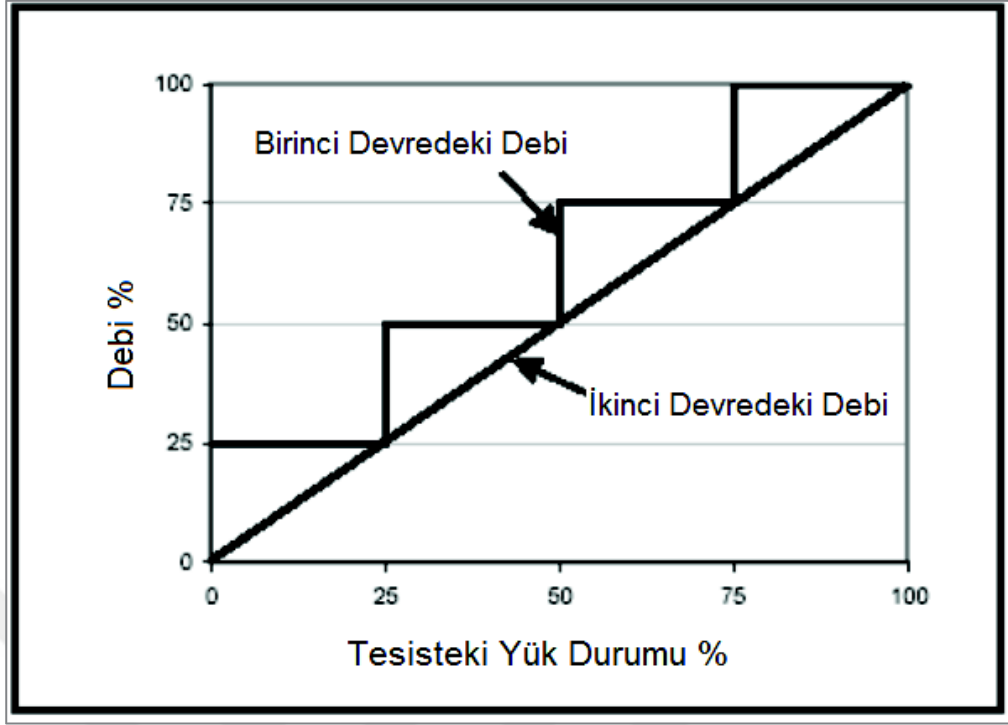
Denge borusundaki basınç düşümü 4,5 kPa'yı aşmayacak şekilde sınırlandırıldığında, soğutulmuş su ikincil devreye o devrenin pompası çalıştırılmadığı sürece gidemeyecektir. Denge borusundaki daha yüksek basınç düşümü primer ve sekonder devrenin seri olmasına neden olacaktır.

Primer ve sekonder arasına yerleştirilen denge borusunun Tek noktaları arasındaki mesafe en azından 3 boru çapı mesafesinde olmalıdır. Uzun borular 4,5 kPa'dan daha fazla basınç düşümüyle sonuçlanır ve buda yukarıda belirtildiği üzere olumsuz etkilere yol açar.

Bypass hattının bağlandığı T noktasının ilk soğutma grubundan olan uzaklığı soğuk su dönüş hattındaki kolektörde tabakalaşma olasılığını düşürmek için en az 10 boru çapı mesafesine olmalıdır. Sıcaklık transmitterleri buraya yakın yerleştirildiğinden, uygun uzunluklar soğutma grubunun boşa çalışmaması adına uygun karışım ve doğru sıcaklık okuması için gereklidir.

### **2.2.2. Birincil sabit - ikincil devre değişken debili sistemde debi**

Aşağıda Şekil 2.3'de tesisteki yük durumu yüzdesine göre, birinci ve ikinci devredeki debi %'si gösterilmiştir.

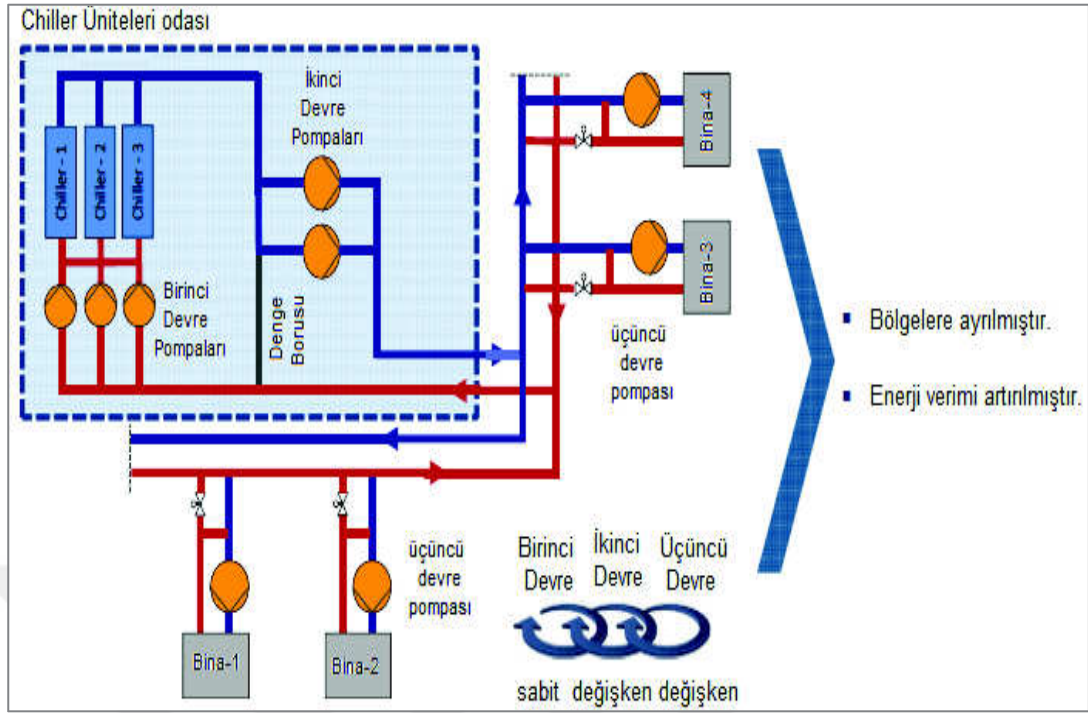


Şekil 2.3. Tesis Yük %'si Durumuna Göre Birinci Ve İkinci Devredeki Debi %'si

İkinci Devredeki debinin durumuna göre birinci devredeki debinin nasıl olması gerektiği Şekil 2.3'de gösterilmektedir. İkinci devredeki debi binadaki soğutma yükünün çokluğu ve azlığı durumuna göre değişmektedir. Özellikle ikinci devredeki debi değeri devre için gerekli basınç farkını karşılayacak şekilde üretilir. Birinci devredeki debi ise ikinci devredeki debiyi karşılayacak yada aşacak kadar olmalıdır. Birinci devrenin debisinin fazla olması durumunda bu fazla su bypass hattı üzerinden soğutma grubuna dönecektir. Birinci devrenin debisinin ikinci devrenin debisinden az olması durumunda, binadan gelen fazladan ılık su bypass hattından geçerek birinci devreden gelen su ile karışacak ve daha sonra binaya gidecektir.

### 2.3. Birinci Sabit-İkinci-Üçüncü Devre Değişken Debili Sistem

Aşağıda Şekil 2.4'de Değişken Debili Üçüncül Devreli Soğutma Sistemi gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Değişken Debili Birinci-İkinci-Üçüncü Devreli Soğutma Sistemi

Binalar geniş bir alana yayıldığında, birinci-ikinci-üçüncü devreli yapı sistemdeki pompa basınçlarını azaltır. Sistemin basma yüksekliğini ikinci ve üçüncü pompalar arasında ayırarak, yüksek basınç gerektirmeyen bölgelerdeki aşırı basınçlandırma azaltılmış olur.

Birinci devredeki pompalar sabit hızdadır ve sadece birinci döngüdeki basma yüksekliği ve debi ihtiyacını karşılayacak şekilde boyutlandırılır. İkinci devredeki pompalar değişken debilidir ve soğutulmuş suyu dağıtım ağında dolaştıracak şekilde boyutlandırılır.

Her bir binadaki üçüncü devre pompa bölgesel ihtiyacı karşılayacak şekildedir. Üçüncü devredeki pompalar bağlı olduğu binanın boru hattının debi ve basma yüksekliğine uygun olarak boyutlandırılır.

3 sıcaklık sensörlü karışım döngüsü kontrolörü, binada ne zaman soğutma yükü daha az olursa, o zaman dönüş suyunun gidiş suyu ile karışmasını kontrol eder ve böylece ana soğutma grubu tesisine dönen suyun sıcaklığını kontrol etmiş olur. Bu işlem dönüş suyu sıcaklığının tasarıma yakın olmasını sağladığından tesisin verimini artırır ve böylece düşük  $\Delta T$  sendromunu minimize eder.



### 2.3.1. Üçüncü devreli sistem kullanım yeri

Bu yapı;

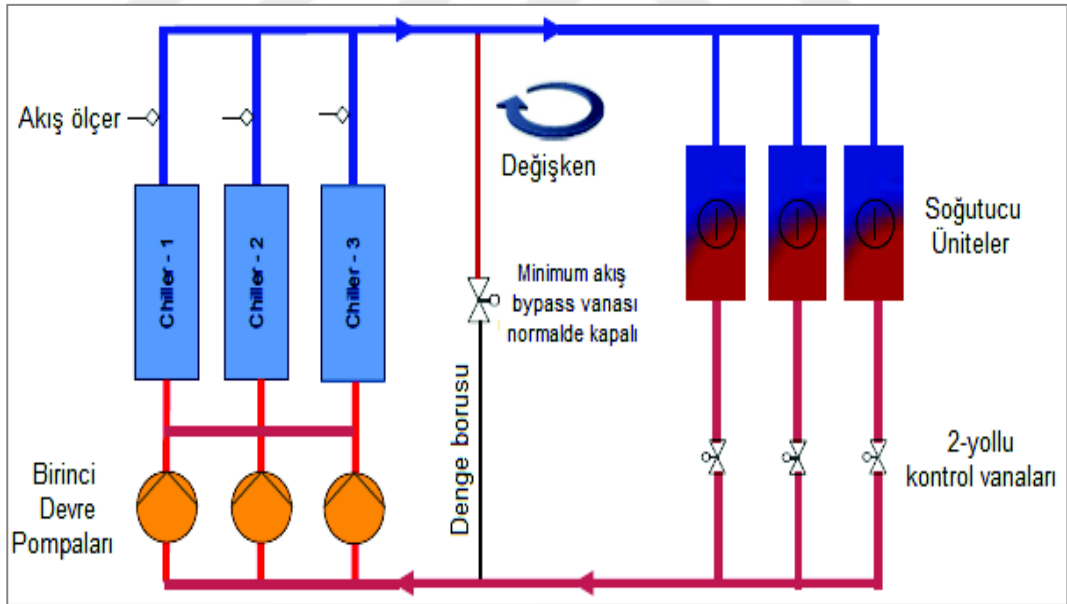
1- Binada yerel kontrol yapılmak istendiğinde kullanılır. Bu şekilde bir kullanım yerel veya üçüncü devre pompalarının müşteri ihtiyaçlarına uygun şekilde boyutlandırma esnekliğini sağlar.

2- Dağıtım hattı pompalama enerjisini düşürmek istendiğinde kullanılır. Merkezden dağıtımlı pompa sistemi en uzak tüketici için gerekli olan basma yüksekliğini karşılamak zorundadır.

3- Büyük kampüslerde tesis verimliliğinin artırılması istenildiğinde kullanılır. 3. bölgedeki karıştırma döngüsünde dönüş ve besleme suyunun karıştırılarak kontrol edilmesi sayesinde, tesis verimi artırılır.

### 2.4. Değişken Debili Tek Devreli Soğutma Sistemi

Değişken debili tek devreli soğutma sistemine ait prensip şeması Şekil 2.5'de verilmiştir.



Şekil 2.5. Değişken Debili Tek Devreli Soğutma Sistemi

Daha karmaşık kontrol sistemlerinin ortaya çıkması ve geçen zaman diliminde soğutma grubu teknolojisindeki iyileşmeler ile tek devreli değişken debili sistemler havalandırma endüstrisinde geniş ölçekte kullanılmaktadır. İlk akla gelen şekliyle ikinci devredeki pompaların ve onunla ilgili boru ve aksesuarların kullanımını gerektirmediğinden ilk kurulum maliyet avantajı vardır.

Bu sistemde birinci devre pompaları soğutma grubunun evaporatörü ve soğutma üniteleri üzerinden soğutulmuş suyu dolaştıracak şekilde boyutlandırılır. Bu pompalar işletme koşullarındaki değişken debi ihtiyacını karşılayacak şekilde değişken frekans sürücüleri ile donatılırlar.

Değişken debili sistem tasarlanırken göz önüne alınması gereken sınırlamalar mevcuttur. Bu sınırlamalar maddeler halinde aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- 1- Soğutma grubu imalatçıları belli bir değerden daha düşük akış olmayacak şekilde minimum bir akışın olması gerektiğini tavsiye etmektedirler.
- 2- Tüp aşınmasını engellemek için evaporatörden akacak akışkanın hızının 1 ile 3 m/s arasında(imalatçıdan imalatçıya değişmektedir) tutulması gerekir.
- 3- Soğutma grubundan geçen debi her bir soğutma grubu imalatçısının tanımladığı şekilde olmalıdır.
- 4- Paralel şekilde bağlı olan soğutma grupları eşit kapasitede olmalıdır.
- 5- Sistem sıcaklık değişimlerine karşı çabuk etkilenmez olmalıdır.

#### **2.4.1. Akış ve hız sınırlamaları**

1. Her soğutma grubu üreticisi evaporatörden geçirilmesi gereken minimum akış aralığını kataloglarında öneri olarak vermektedir. Kısmen oranı soğutma grubunun tipine de aynı zamanda bağlıdır. Normalde minimum evaporatör su akış değeri tasarım akışının %40'ı ile %60'ı arasındadır.
2. Minimum güvenli çalışma akışından daha az bir değerde akış ile soğutma grubunun çalıştırılması tüpte buz oluşumuna neden olacak ve bunun sonucunda tüm ekipmanın potansiyel olarak tamamen zarar görmesine neden olacak olan bir tüp patlaması olacaktır.
3. 1m/s gibi düşük bir hız sınırı laminar akışı önler ve aynı zamanda evaporatör tüpünün temiz kalmasını sağlar.
4. 3m/s gibi yüksek bir hız limiti evaporatördeki aşınmayı önlemek içindir.
5. Sistem sıcaklık değişimlerine karşı çabuk etkilenmez olmalıdır.

#### **2.4.2. Minimum akış bypass vanası**

Değişken debili sistemlerde, denge hattı üstündeki bypass vanası, soğutucu ünitelerin ihtiyaç duyduğu miktardaki akışı değişken hızlı pompaların karşılaması için genellikle kapalı konumdadır. Ancak soğutucu ünitelerin yük ihtiyacı azalarak güvenli çalışma akışından(her bir soğutma grubu üreticisinin önermiş olduğu

değerden) daha az bir akışa ulaştığında, soğutma grubu tesisinde fazladan bir pompalama durumu oluşacaktır.

Uygun bir vana konumlandırıcı seçmek bypass hattının görevini yerine getirmesini sağlamakta kritik bir öneme sahiptir. Vananın konumu ve debi arasında lineer bir ilişki ortaya koyabilecek olan bir vana konumlandırıcı bu iş için uygun olacaktır.

Bypass vanasının kullanılmadığı bir durum da söz konusu olabilmektedir. Eğer binanın soğutma ihtiyacı için gerekli debi, soğutma grubu üreticisinin belirtmiş olduğu güvenli minimum debinin altına düşmüyor ise yani binanın minimum soğutma yükü ihtiyacı bu değer üzerinde kalıyorsa eğer, bypass vanası kullanılmayabilir.

### **2.4.3. Bypass vanasının kontrolü**

Soğutma ihtiyacı düşerken, soğutucu ünitelerde ihtiyaç duyulan debiden daha fazla olan güvenli minimum çalışma debisine aktif soğutma grubunun ulaştığı bir noktaya gelinir. Soğutucu ünitelerin önündeki 2 yollu vanaların kapatılması sistemdeki fark basıncın artmasına neden olur ancak pompa debisi minimum güvenli çalışma debisine set edilmiş olduğundan, basınçtaki artış pompanın çalışma noktasının sola kaymasına neden olur.

Eğer fazla debi bypass hattına yönlendirilmez ise, düşük akış durumu nedeniyle sistem arıza durumuna geçebilir. Örneğin diyelim ki soğutucu ünitelerin 13 m<sup>3</sup>/saatlik bir ihtiyacı olsun. Buna karşılık aktif soğutma grubunun tavsiye edilen minimum güvenli akış debisi 20 m<sup>3</sup>/saat olsun. Bu durumda 8m<sup>3</sup>/saat 'lik fazladan miktar bypass hattına yönlendirilmelidir.

### **2.5. Sistemlerin Kısa Bir Değerlendirmesi**

Bu çalışmanın bu kısmında soğutma devrelerinin prensipleri, olumlu ve olumsuz yönleri kısmen anlatılmaya çalışılmıştır. Sağlık Bakanlığı'na ait hastane projelerinde ve gezilip görülen hastanelerde üçüncü devreli ve değişken debili sistemlere rastlanılmadığından, bu çalışmada tek devreli sabit ve birinci sabit ikinci değişken devreli sistemler üzerinde durulmuştur.

Diğer taraftan Taylor 2002 yılında yaptığı çalışmada; geçen yıllarda bazı makalelerin tek devreli değişken debili sistemlerin geleneksel birinci devresi sabit ikinci devresi değişken debili sistemlere nazaran üstünlüklerini öne çıkardığını, birinci devresi sabit ikinci devresi değişken debili sistemlerin tamamen kullanılmayacağı yönünde

tahminlerde bulunmuştur. Yine bu çalışmada değişken debili sistemlerin pek çok avantajı olduğu konusunda bir şüphe olmasa da birinci devresi sabit ikinci devresi değişken debili sistemlerin uygulamalarda hala seçildiğini belirtmiştir [19].

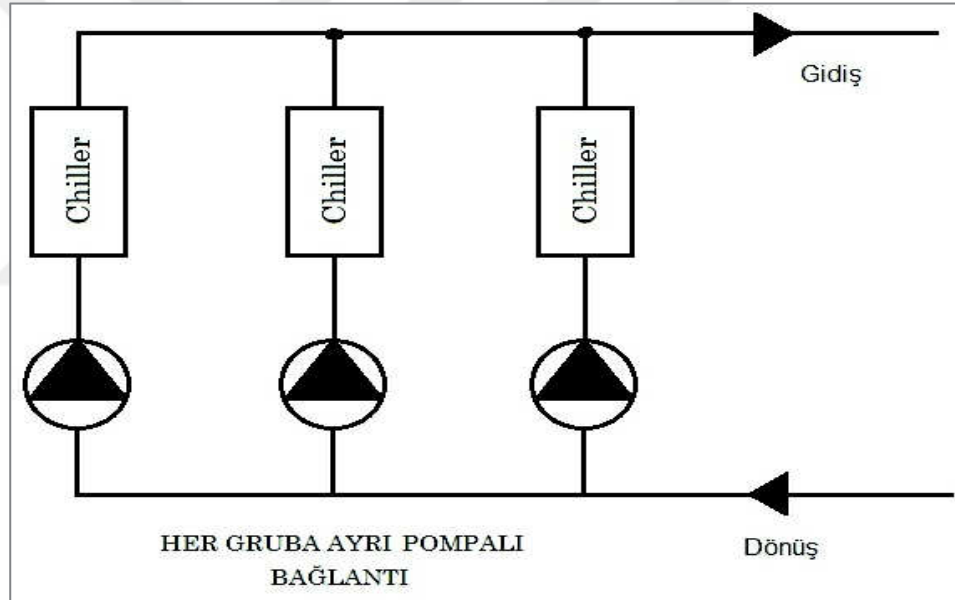


### 3. POMPA BAĞLANTI DÜZENLERİ

Çoklu soğutma grupları uygulamaya bağlı olarak paralel, seri, paralel-seri şeklinde bağlanabilmektedir. Paralel bağlı soğutma gruplarında pompaların bağlantısı genelde 2 şekilde düzenlenir. Bu iki bağlantı düzeni hakkında aşağıda bilgi verilmiştir.

#### 3.1. Her Gruba Ayrı Pompanın Bağlı Olduğu Düzen

Şekil 3.1'de her gruba ayrı pompanın bağlı olduğu düzene ait prensip şeması görülmektedir.



Şekil 3.1. Her Gruba Ayrı Pompanın Bağlı Olduğu Düzen

Her bir pompa kendi soğutma grubuna hitap edecek şekilde bağlantı yapılır. Bunun faydası pompanın bağlı olduğu soğutma grubu çalıştırılmak istendiğinde, onun hattına bağlı olan pompa çalıştırılmasının yeterli olmasıdır. Binadaki operatörler bu basit bağlantıyı daha faydalı bulmaktadır. Tahsisli pompa düzeninin diğer faydası eşit kapasite olmayan soğutma gruplarını doğru bir akışla dengelemek için gerekli olan kontrol cihazları ve akış ölçüm cihazları kullanmadan çalıştırabilmesidir. Bu bağlantı şeklinin olumsuz yönü yedek durumdaki pompanın otomatik olarak bina kontrol sistemi tarafından başlatılamamasıdır. Bunun yapılabilmesi elle müdahale

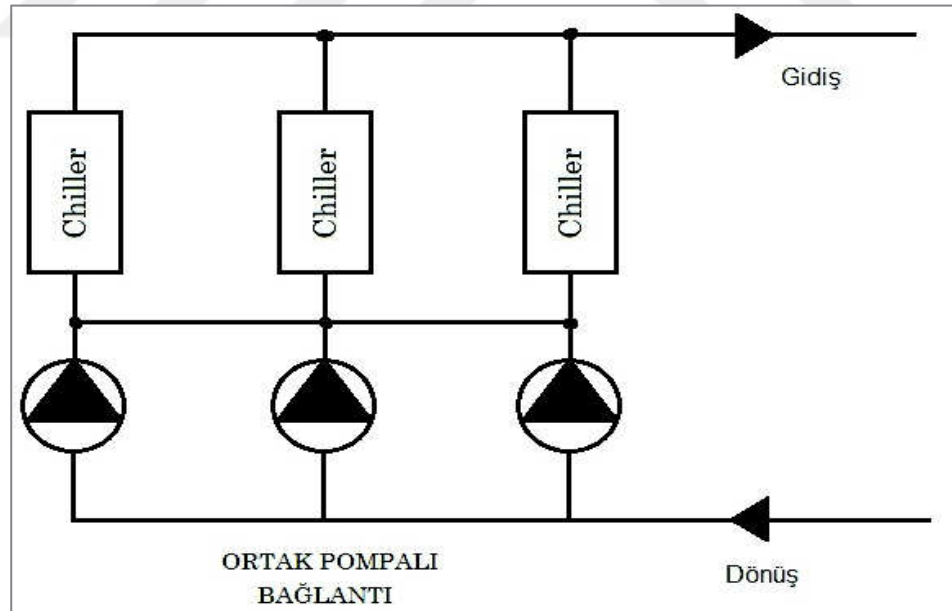
etmeyi gerektirir. Yedek kapasite oluşturamayan bir soğutma gruplu tesis durumuna düşer. Sabit debili sistemler dağıtılmış düzenleme şeklinde tavsiye edilir.

Her gruba ayrı pompa kullanılırsa eğer, soğutma grubu-pompa çifti birlikte açılıp kapatılabilir. Bu yapı aşağıda bahsedilecek olan suların karışması sorununu çözer ancak yeni bir sorun oluşturur. %50 yükün altında, sadece 1 soğutma grubu ve 1 pompa çalışır. Bu esnada sistemin su debisi sistem-pompa eğrisi ilişkisine bağlı olarak önemli derecede ( tipik olarak tam debinin %60-70'ine kadar) düşer.

İdeal olarak, kısmi yük debisinde, gerçek ihtiyaçları ne olursa olsun tüm soğutucu üniteleri daha az su alacaktır. Ancak genellikle bazı soğutma ünitelerinden tam debide bir su geçerken bazılarında çok az geçer veya hiç geçmez. Her iki durumda da çok yüklü soğutucu üniteler veya pompadan en uzak yükler debi yetersizliği ile karşı karşıya kalacaktır [10].

### 3.2. Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzen

Şekil 3.2'de pompaların ortak dağıtıcıya bağlı olduğu düzenin prensip şeması görülmektedir.



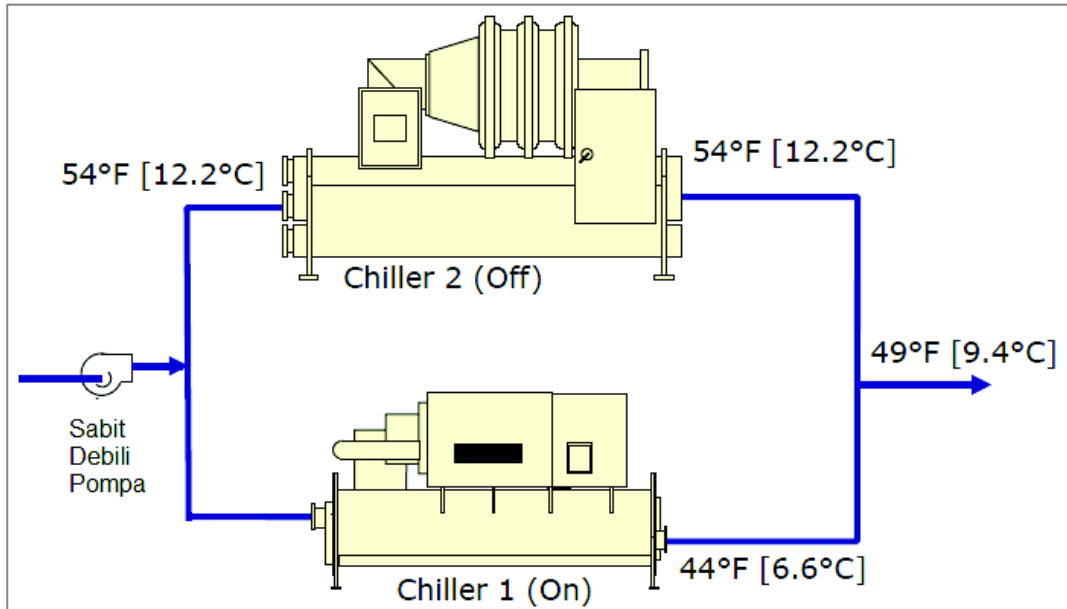
Şekil 3.2.Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzen

Bu ortak dağıtıcıya bağlantıda pompaların su çıkışı ortak bir dağıtıcı boruya bağlanır ve soğutma grubuna giden su bu ortak borudan dağılır. Bu bağlantı birkaç nedenle arzu edilebilir. O nedenler şunlardır: Birincisi, bu bağlantı düzeni kullanıcının herhangi bir soğutma grubunu herhangi bir pompayla kullanmasına olanak verir. Bu

da bakım yada bir arıza nedeniyle bir pompa devre dışı kalırsa sistemin yedek pompayla sorunsuz olarak çalıştırabilmesi olanağı sağlar. Aynı zamanda ortak pompalı bağlantı düzeni kullanıcının bir soğutma grubu için birden fazla pompayı kullanabilmesi imkanı verir. Buda dönüş sıcaklığının tasarım sıcaklığından düşük olduğu bir zamanda birinci devrenin debisinin artmasını ve böylece soğutma grubunun daha büyük bir güç üretmesini sağlayarak düşük  $\Delta T$  probleminin çözülmesini sağlayabilir.

Sistemin soğutma yükü geniş bir aralıkta değiştiğinden, çoklu soğutma grubunun olduğu sistemlerde sistem çoğunlukla tek soğutma grubu ile çalıştırılabilir. Bu periyotlarda eğer sistem doğru şekilde tasarlanırsa, 2. soğutma grubunu ve yardımcı elemanlarını çalıştırmak için gerekli olan enerji korunabilir.

Ortak pompalı bağlantıda sabit debi, paralel bağlı olan soğutma gruplarından, soğutma grubu çalışsın yada çalışmasın sürekli olarak akar. Açık ki, bu durum tek soğutma grubunun çalıştığı durumda gidiş suyu sıcaklığının karışım suyu olmasına neden olur. Aşağıda Şekil 3.3'de kısmi yük nedeniyle soğutma grubundan birinin kapatıldığı durum için gidiş suyu sıcaklığının nasıl yükseldiğini göstermektedir. Bu durum yetersiz nem alma kapasitesine veya bazı özel yüklerin ihtiyacını karşılayamamaya neden olacaktır.



Şekil 3.3. Tek Ve Ortak Pompalı Paralel Bağlı Soğutma Grupları

Bu olumsuz duruma bir çözüm olarak çalışmakta olan soğutma grubunun gidiş suyu sıcaklık set değeri daha düşük bir gidiş sıcaklığı sağlamak için yeniden ayarlanabilir.

Bu ise kontrolü zorlaştırır ve soğutma grubunun daha düşük sıcaklıkta su üretme gereksinimi nedeniyle soğutma grubunun daha fazla enerji tüketimi ihtimalini ortaya çıkarır. Aynı zamanda soğutma grubunun kendisinin en düşük sıcaklık limit değeri de söz konusu olabilecektir. Sistemde ne kadar soğutma grubu varsa, problem o kadar kötü olacaktır. Bu nedenle bu konfigürasyon ikiden fazla soğutma gruplu sistemlerde nadir olarak kullanılır.

İlaveten, ASHRAE/IESNA Standard 90.1–2007 (Kısım 6.5.4.2) pompanın 10 HP(7,5 kW)'den büyük olduğu bu tür bir sistemi yasaklar. Standart paralel olarak bağlantısı yapılan ve birden fazla soğutma grubunu içeren sistemlerde, bir soğutma grubu çalışmadığı zaman sistemin su debisinin düşürülmek zorunda olduğunu söyler [10].

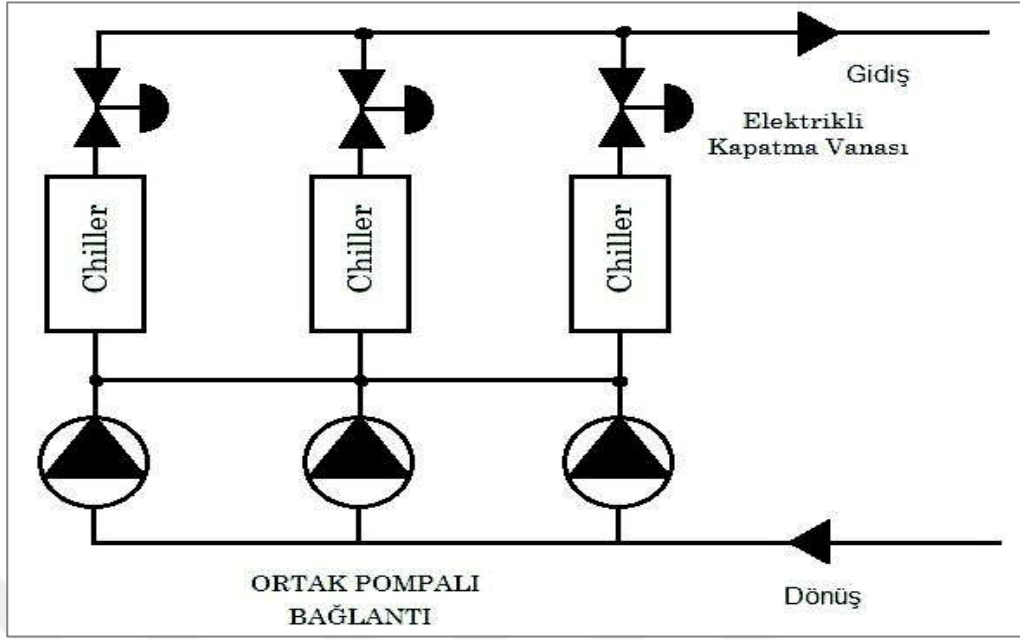
### **3.3. Pompaların Ortak Dağıtıcıya Bağlı Olduğu Düzenin Dezavantajı**

Eğer çoklu soğutma grubu bu şekilde paralel bağlanırsa yükten bağımsız olarak, soğutma gruplarının her daim devrede olması gerekir. Soğutma gruplarından birini kapatsak bile, su akışı kesilmeyip kollara ayrıldığından kapalı olan soğutma grubu üzerinden akış devam edecektir. Bu da kapalı soğutma grubundan geçen suyun soğumadan geçmesi nedeniyle tesise giden suyun sıcaklığının yükselmesi anlamına gelecektir. Bu sorunu gidermenin yani gidiş suyu sıcaklığını düşürmenin tek yolu aktif soğutma grubunun çıkış sıcaklığını düşürmektir. Bu ise işletmeyi ve kontrolü zorlaştırmak anlamına geldiğinden uygun bir yöntem değildir. Bu eksikliği gidermek üzere, hem akışı eşitlemek hem de her soğutma grubundan sabit akışı sağlamak için soğutma grubunun evaporatörünün soğuk su çıkışına (veya girişine) bir kontrol vanası eklenir. Bu duruma ait yapı aşağıda Şekil 3.4'de gösterilmektedir.

Kontrol vanası pompaya öyle bir bağlanır ki eğer pompalardan biri devre dışı kalacak olursa, kontrol vanalarından biri kapalı konuma gelir. Bu şekilde eşit akış iyi bir şekilde sağlanmış olur. Ancak bu durum sistemin düşük  $\Delta T$ ' sini engellemesini sağlayan fazla debide su geçirme faydasına engel olmuş olur.

Pompaların dağıtıcı boruya bağlı olduğu bağlantı düzenindeki bir başka sorun, tek bir pompanın arızalanması durumunda tüm tesisin arızaya geçebilmesi durumudur. Şöyle ki 3 soğutma gruplu ve üç pompanın dağıtıcı boru üzerinden bağlı olduğu bir tesisi düşünün. Eğer pompalardan biri arızalanırsa arıza anında her soğutma grubuna giden su debisi önemli ölçüde düşer. Bu ani debi düşüşü akış anahtarının her soğutma grubunun arızaya geçmesine ve dolayısıyla tüm soğutma gruplarının devre dışı kalmasına neden olur.





Şekil 3.4. Ortak Pompalı Ayırma Vanalı Bağlantı

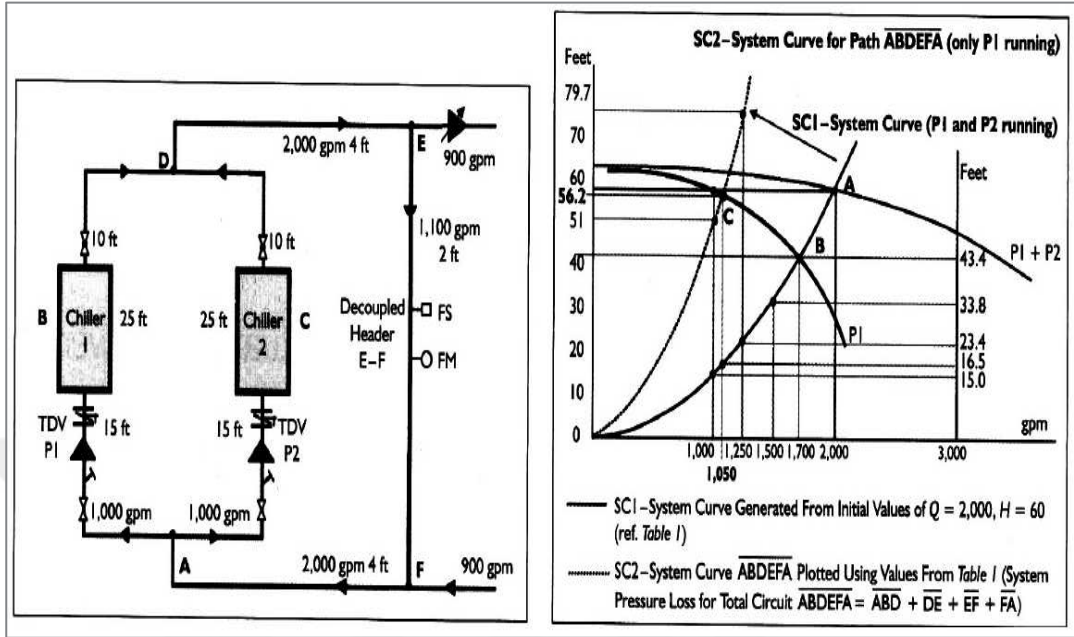
Bir başka yanlış anlaşılabilir husus ise ortak dağıtıcıya bağlı pompalardan yedek olanının arıza sonrasında hemen çalışmaya başlayacağını ve böylece tesisin çalışmaya devam edeceğini düşünülmesidir. Ancak deneyimler tam aksi yönde olup durum şöyledir:

Bina kontrol sistemi pompa arızasını belirleyip yedek pompayı başlatmadan önce akış anahtarı soğutma grubunu kapatmaktadır. Burada bahsedilmiş olmasa da bu duruma bir çözüm getirilebilir ancak bu durum ortak dağıtıcıya bağlı pompa düzenini kullanmama yönünde güçlü bir nedendir.

#### 3.4. Pompaların Devreye Alınması ve Çıkarılması Esnasında Debi Değişimi

Pompalar paralel bağlı ve bunlardan birisi kapatılır ise, açık durumdaki pompanın debisinin önemli derecede yükseldiği bilinen bir gerçektir. Ancak bu durum primeri sabit sekonderi değişken debili sistemlerde geçerli değildir.

Paralel pompalardan biri devre dışı kaldığında sistem eğrisinin değişmeden kaldığı varsayımı her gruba ayrı pompanın bağlı olduğu düzen ve pompaların ortak dağıtıcıya bağlı olduğu düzen için doğru değildir. Böyle sistemler için akış sabit debiye yakındır ve akış kontrol cihazlarına gerek yoktur [14].



(a)

(b)

Şekil 3.5. Bireysel Pompa Düzeni(a) ve Pompaların Çalışma Durum Eğrisi(b)

Birincil Sabit - İkincil Değişken Debiyi iki Ayrı Devreli Soğutma Sisteminde paralel bağlı durumda olan soğutma gruplarının devreye alınması ve çıkarılması bypass hattından geçecek olan debiye göre belirlenir. Birinci ve İkinci devredeki debilerin eşit olması durumunda bypass hattından bir su akışı söz konusu değildir. Şekil 3.5'de bireysel pompa düzeni(a) ve pompaların çalışma durum eğrisi(b) verilmiştir.

İkinci devrede soğutma yükünde meydana gelen azalma sonucunda frekans kontrol cihazıyla debi düşürüldüğünden ve birinci devredeki debi hala sabit olarak devam ettiğinden, birinci devrede ikinci devreye göre bir debi fazlalığı olacak ve bu fazla debi bypass hattı üzerinden akacaktır. Bypass hattı üzerine yerleştirilecek olan bir akış ölçer, tek bir soğutma grubu için gerekli olan debiden daha yukarıda bir akış söz konusu olduğunda, soğutma grubu ve pompasını devre dışı bırakacak olan sıralı olarak sistemi çalıştıran bir kontrolöre tetikleme sinyali gönderecektir [14].

## **4. SOĞUTULMUŞ SU SİRKÜLASYON DEVRESİ POMPALARI**

### **4.1. Genel Hususlar**

Soğutulmuş su sirkülasyon devrelerinde basınç düşümleri; soğutma gurubu üzerindeki basınç düşümü maksimum: 80 kPa (%35) (kontrol vanası dahil), Fan coil üzerinde basınç düşümü maksimum: 30 kPa(%15), boru tesisatında basınç düşümü (ortalama bir değer olarak ): 120 kPa (%50) şeklindedir. Sistemin büyüklüğüne bağlı olarak bu değerler %50'ye kadar azaltılmaya çalışılmalı veya bunun kuruluş ve işletme maliyetlerindeki artışları karşılaştırılmalıdır.

Pompaların sistemdeki debi ve basınç gereksinimine uygun olarak seçilmesi veya ayarlanması, sistemin değişken debili su dağıtım sistemi olarak tercih edilmesi, yüksek verimli pompa motorları kullanılması, her kondensere ayrı pompa olacak şekilde sistemin tasarlanması, her soğutma grubuna ayrı primer pompa+çekvalf (veya selenoid vana) kullanılması enerji verimliliği açısından önem arz etmektedir.

İkinci devrede (fan coil ve klima santralleri devresi), denge kabı ve her zona ayrı ikinci devre pompa kullanılmalı, ikinci devrede değişken debi olduğundan uygun 2yollu vana kullanılmalı, ilave ünite konulduğunda 3yollu vana kullanılarak sistem bozulmamalıdır. Kontrol vanaları tam açık konumdayken yaklaşık olarak, kontrol ettikleri cihaz direnci kadar direnç göstermesi önemli olup, büyük seçilmeleri kontrol yapamamalarına neden olacaktır.

### **4.2. Birinci Devre (Soğutma Grubu) Soğutulmuş Su Devresi**

Soğutma grubu devresinde, her bir soğutma grubuna sabit devirli bir pompa kullanılmalıdır. Birden çok çiller ile yük karşılanacak şekilde tasarım yapılır ise kısmi yük durumlarında soğutma grubu ve pompaları sıra ile devreye girebileceğinden, çalışmayan pompalar nedeniyle pompalama enerjisinden tasarruf sağlanması mümkün olabilecektir.

#### **4.2.1. Tasarımda alınabilecek önlemler**

Paralel bağlı çoklu soğutma gruplarında, birinci devredeki soğutulmuş su devresinde her grubun kendi sirkülasyon pompası olmalı ve pompa soğutma grubuna

basmalıdır. Her pompa soğutma kompresörü durduktan bir süre sonra durmalı, kompresörden önce çalışmaya başlamalıdır. Üretici bilgisine de başvurulmalıdır. Birinci devredeki pompalar sadece soğutma grubundaki direnci yenecek basınçta seçilmelidir. Pompa debisi çiller üreticisi tavsiyelerine göre seçilmelidir. Debinin fazla olması pompa güç ihtiyacını arttırır. Debinin az olması sıcaklık yükselmesine ve serpantinlerde kir birikimine neden olur.

Her pompa çıkışında bir çek-valf vana olmalıdır. Bu vana çalışmayan soğutma grubunda ters yönde su dolaşımını engeller. Duran soğutma grubunda dolaşımın engellenmesi, diğer evaporatörlerde hız düşümüne bağlı performans düşmelerini önler. Ancak bu çek-valf vana, sürekli enerji tüketecektir. Bunun yerine iki yollu selonoid vana kullanılabilir. Selonoid vana da soğutma grubu durdurduğunda devreyi kapatır, geri akışı önler, çalışma sırasında enerji tüketimine neden olmaz. Ancak arıza yapma riskinin daha az olması ve basit yapıları nedeniyle çek vanalar genellikle daha çok tercih edilir. Soğutulmuş su devresinde her çiller girişinde veya sistem dönüş hattında tortu ayırıcı (idealde tortu ve hava ayırıcı) mutlaka kullanılmalıdır.

Tortu ayırıcı yerine pislik ayırıcılar kullanıldığında; pislik ayırıcılar tıkanarak sirkülasyon bozukluklarına ve dolayısıyla pompalama enerjisinde artışa neden olmaktadır. Pislik ayırıcının içinin parçalanıp tüm pislğin soğutma grubuna gelip tıkanması ve doldurması riski de vardır. Özellikle plakalı eşanjörlü soğutma gruplarında bu sorunla daha sık karşılaşılmaktadır.

Pislik ayırıcıları temizlemek için, sistemi durdurmak ve sökmek gerekir. Bu zor bir iş olduğu için genellikle düzenli yapılmaz ve direnç sürekli artar. Tortu ayırıcılar, pislik ayırıcılara göre daha küçük parçacıkları tutmaktadır.

### **4.3. İkinci Devre (Kullanıcı) Soğutulmuş Su Devresi**

Sekonder pompalar kullanıldığında her devre, ayrı ayrı basınçlandırılır. Sadece en kritik devre için en yüksek basınç uygulanır. Ayrıca balans da daha kolay yapılır. İkinci devrede yani kullanıcı devresinde klima santrali ve fan-coillerde iki tür kontrol mümkündür. Birinci kontrol 3yollu motorlu kontrol (by-pass) vanalarıyla yapılan kontroldür. Bu ise pompaların sabit debili olmasını ve sürekli çalışmasını gerektirir. İkinci kontrol 2yollu vanalarla yapılır. İhtiyaca göre cihazdan geçen debi kısılr. Bu durumda devrede dolaşan akışkan miktarı değişkendir. Değişken debi ise soğutulmuş su devresi pompalama enerjisinden tasarruf anlamına gelir.

İkinci devre sirkülasyon pompalarının, gerekli debi değerine uyum sağlayacak şekilde değişken debili çalışmaları halinde, enerji tasarrufu potansiyeli, gerekli pompa enerjisinin, %20-%70' i ve soğutma grubu enerjisinin %1-5'i mertebesinde olabilmektedir.

Sekonder devrede değişken devirli pompalarla, sabit debili sistemlere göre elektrik enerjisi tüketiminde önemli bir tasarruf sağlanır. Sağlanan tasarruf sistemdeki yük karakteristiğine bağlıdır. Sistem ne kadar çok kısmi yüklerde çalışırsa, sağlanan tasarruf aynı oranda yüksek olacaktır. Değişken debili sistemlerde hem kullanıcılar (fan coil) üzerinde ve hem de boru devresi üzerinde tasarruf temin edilir.

#### 4.4. Değişken Debili Devrede Tasarruf

Pompada oluşan kayıplar, ısı enerjisi olarak pompadan geçmekte olan akışkana aktarılmaktadır. Soğutulmuş su devresinde de sirkülasyon pompalarının kayıpları soğutma suyunun ısınmasına neden olmakta ve bu ısı kazanç olarak çillere yüklenmektedir. Pompanın suyu ısıtması nedeniyle suya ilave edilen ve çillere yüklenen enerji, pompa gücünün yaklaşık %20'si kadardır.

Değişken devirli pompalarda, pompaların düşük güçte sürekli yüksek verim bölgesinde çalıştırılması enerji kaybının az olmasına neden olur. Isınmanın az olması nedeniyle ayrı bir tasarruf kalemi oluşmuş olur. Genel kural olarak ikinci devre pompaları, her zon için ayrı ayrı oluşturulmalı ve frekans kontrollü olmalıdır [15].

#### 4.5. Devreler için Durum Özeti

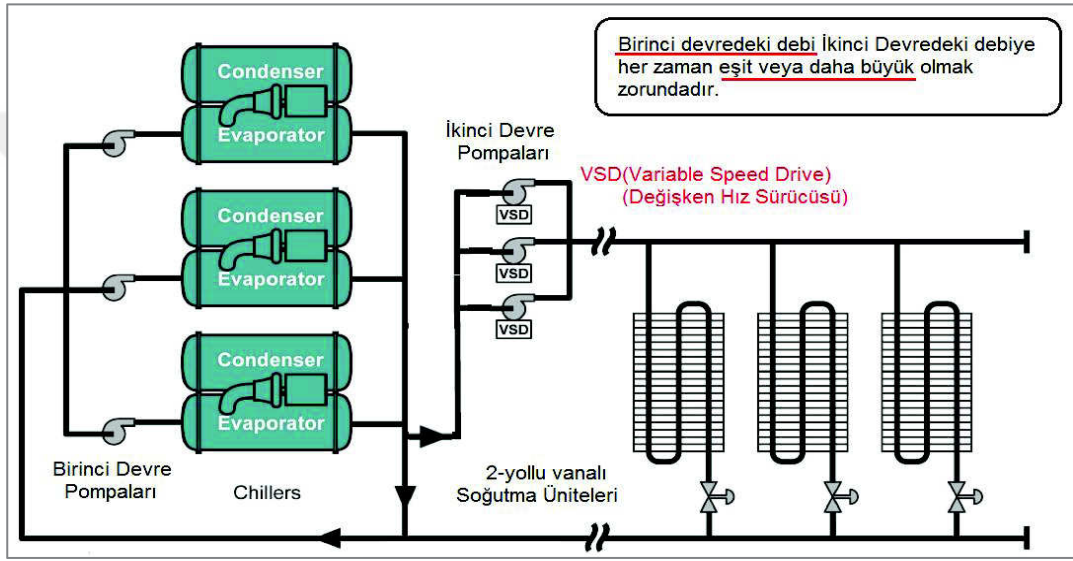
Aşağıda Tablo 4.1'de yukarıda anlatımı yapılan konfigürasyonların vana şekli, kurulum maliyeti, pompalama gideri özet olarak verilmiştir.

Tablo 4.1. Konfigürasyona Göre Vanalar, Kurulum Maliyeti Ve Pompalama Gideri

Konfigürasyon	Kullanılacak Yük Vanaları	Kurulum Maliyeti	Pompalama Gideri
Tek Devreli Sabit Debili	3-yollu	Düşük	Yüksek
Birinci Devre Sabit İkinci Devre Değişken Debili	2-yollu	Yüksek	Orta
Tek Devreli Değişken Debili	2-yollu	Orta	Düşük

## 5. SOĞUTMA YÜKÜNE GÖRE POMPALARIN ÇALIŞMA DURUMU

Birinci Devre Sabit-İkinci Devre Değişken Debili çoklu soğutma gruplu tesiste, her soğutma grubuna bir pompa bağlantılı düzen için, kısmi yük durumunda soğutma grubu ve pompanın çalışması durumu örnek bir yapı üzerinden incelenecektir. Bu yapı Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



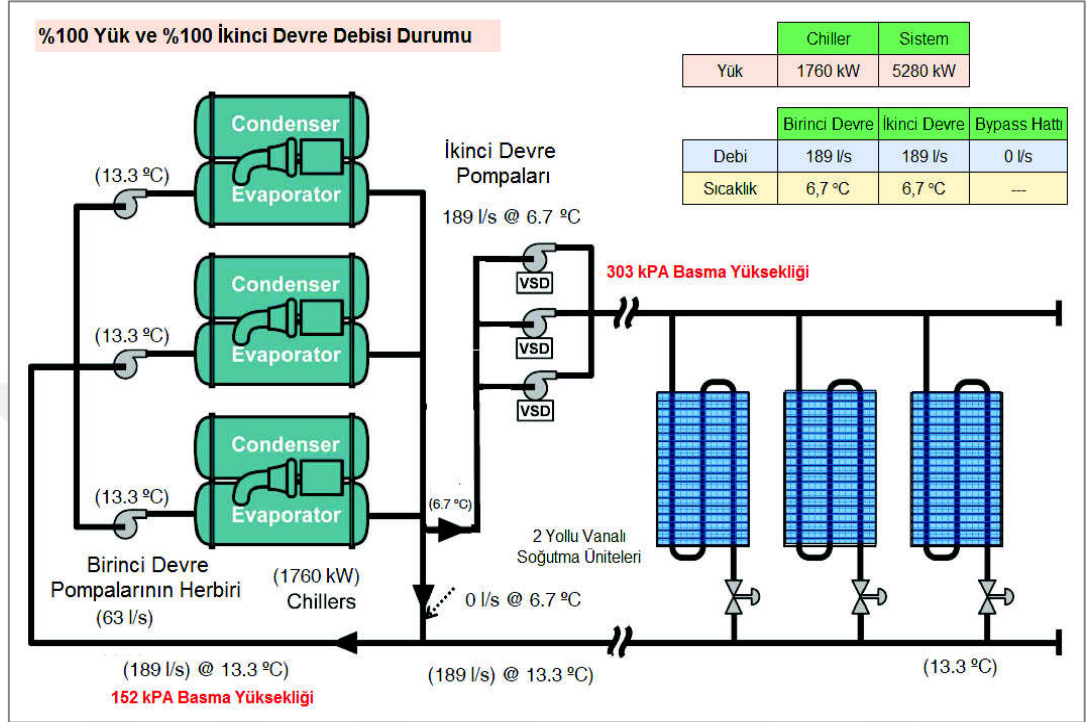
Şekil 5.1. Birinci Devre Sabit-İkinci Devre Değişken Debili Sistem

Bu örnek yapıda her bir soğutma grubunun gücü 1.760 kW olarak alınmış olup, bu değer üzerinden sistemin %100, %75, %50, %25 yük durumlarında çalışma şekli aşağıda şekiller aracılığıyla sırayla anlatılmaktadır.

### 5.1. %100 Soğutma Yük Durumu

%100 yük durumu Şekil 5.2'de verilmiştir. Şekilde yükler, sıcaklıklar ve debi değerleri gösterilmektedir. %100 yük durumunda soğutma ünitelerinin ihtiyaç duyduğu enerji %100 olup, bu durum için ünitelerin önünde bulunan 2 yollu vanalar %100 açık pozisyonundadır. Vanalar %100 açık pozisyonda iken 2. devrede bulunan 3 adet pompa toplam 189 litre/s debi ve 6,7 °C sıcaklık ile soğutucu ünitelere su pompalamaktadır. 2.devrenin ihtiyaç duyduğu toplam 189 litre/s'lik debideki soğuk su ise, 1. devrede bulunan her biri 63 litre/s değerindeki pompaların ve ona bağlı olan her biri 1.760 kW soğutma grubunun tam yükte çalışması ile sağlanmaktadır. Soğutma gruplarının girişine 13,3 °C olarak giren su soğutulmuş olarak 6,7 °C olarak

çıkılmaktadır. Her bir soğutma grubu 1.760 kW güç sağladığından %100 yük durumunda sistem 5.280 kW güç ile çalışmaktadır. Birinci devre ve ikinci devredeki debiler eşit olduğundan denge borusundan bir su akışı söz konusu değildir.

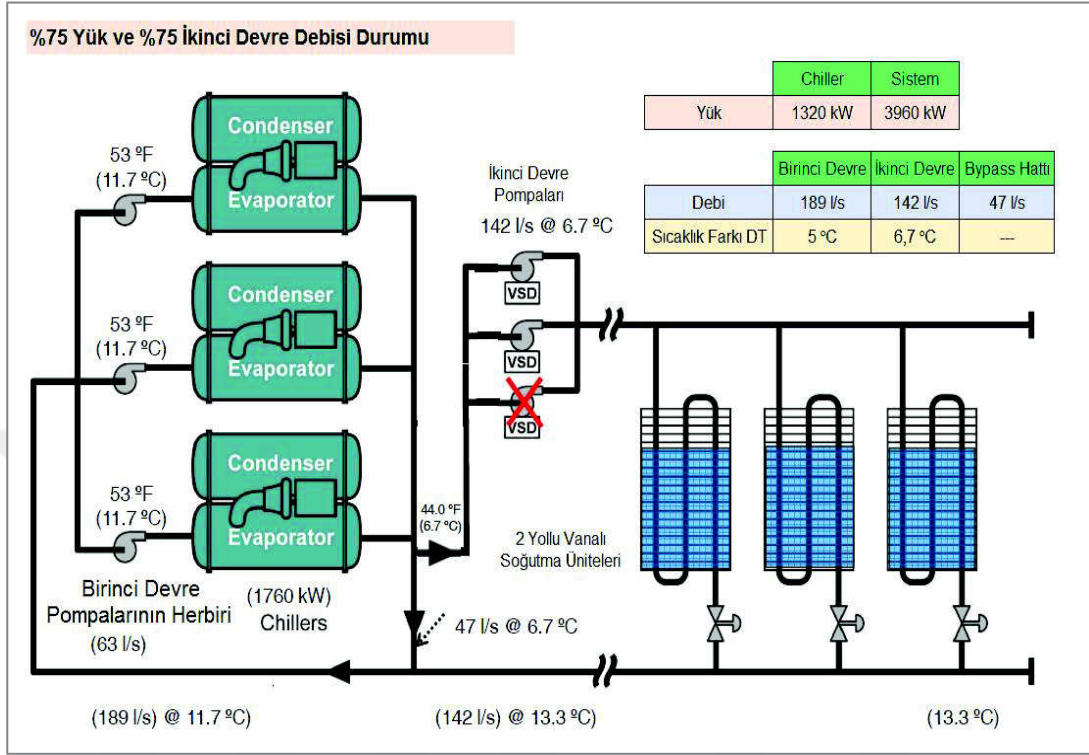


Şekil 5.2. %100 Yük Durumu için Sistemdeki Durum

## 5.2. %75 Soğutma Yük Durumu

%75 yük durumu Şekil 5.3'de verilmiştir. Şekilde yükler, sıcaklıklar ve debi değerleri gösterilmektedir. %75 yük durumunda soğutma ünitelerinin ihtiyaç duyduğu enerji %75 olup, bu durum için ünitelerin önünde bulunan 2 yollu vanalar %75 açık pozisyonundadır. Vanalar %75 açık pozisyonda iken 2. devrede bulunan 3 adet pompa toplam 142 litre/s debi ve 6,7 °C sıcaklık ile soğutucu ünitelere su pompalamaktadır. 2.devrenin ihtiyaç duyduğu toplam 142 litre/s'lik debideki soğuk su ise, 1. devrede bulunan her biri 63 litre/s değerindeki pompaların tamamının çalışması ve ona bağlı olan her biri 1.760 kW soğutma grubunun %75 yükte çalışması ile sağlanmaktadır. Soğutma gruplarının girişine 11,7 °C olarak giren su soğutularak 6,7 °C olarak çıkmaktadır. Her bir soğutma grubu 1.320 kW güç sağladığından %75 yük durumunda sistem 3.960 kW güç ile çalışmaktadır. Birinci devrede dolaşan su debisi 2. devrede dolaşan su debisinden fazla olduğundan, bu fazla miktardaki(47 litre/s) su, soğutucu ünitelere girmeden denge borusundan soğutma grubuna dönmektedir.

Soğutucu ünitelerden 13,3 °C olarak dönen 142 litre/s su, denge hattından gelen 47 litre/s su ile karışarak soğutma grubuna giren suyun sıcaklığı 11,7 °C olmaktadır.



Şekil 5.3. %75 Yük Durumu İçin Sistemdeki Durum

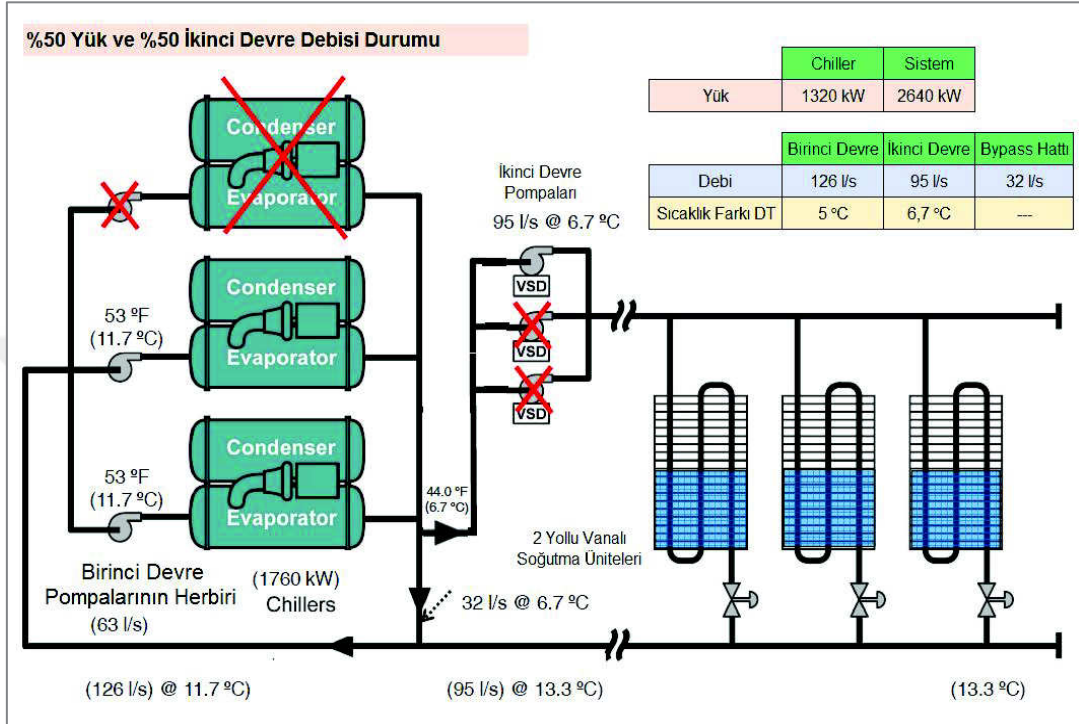
Yükün %75 olması durumunda 2. devredeki pompalardan biri kapalı konuma geçmekte ve bu durum enerji tasarrufu oluşturmaktadır.

### 5.3. %50 Soğutma Yük Durumu

%50 yük durumu Şekil 5.4'de verilmiştir. Şekilde yükler, sıcaklıklar ve debi değerleri gösterilmektedir. %50 yük durumunda soğutma ünitelerinin ihtiyaç duyduğu enerji %50 olup, bu durum için ünitelerin önünde bulunan 2 yollu vanalar %50 açık pozisyonundadır. Vanalar %50 açık pozisyonda iken 2. devrede bulunan 3 adet pompa toplam 95 litre/s debi ve 6,7 °C sıcaklık ile soğutucu ünitelere su pompalamaktadır. 2.devrenin ihtiyaç duyduğu toplam 95 litre/s'lik debideki soğuk su ise, 1. devrede bulunan her biri 63 litre/s değerindeki pompaların 2 tanesinin çalışması ve ona bağlı olan her biri 1.760kW soğutma grubundan 2 tanesinin 1.320 kW yükte çalışması ile sağlanmaktadır. Soğutma gruplarının girişine 11,7 °C olarak giren su soğutulurak 6,7°C olarak çıkmaktadır. Çalışan 2 adet soğutma grubu 1.320 kW güç sağladığından %50 yük durumunda sistem 2.640 kW güç ile çalışmaktadır. Birinci devrede dolaşan su debisi 2. devrede dolaşan su debisinden fazla olduğundan, bu



fazla miktardaki(32 litre/s) su soğutucu ünitelere girmeden denge borusundan Soğutma grubuna dönmektedir. Soğutucu ünitelerden 13,3 derece olarak dönen 95 litre/s su denge hattından gelen 32 litre/s su ile karışarak Soğutma grubuna giren suyun sıcaklığı 11,7 °C olmaktadır.



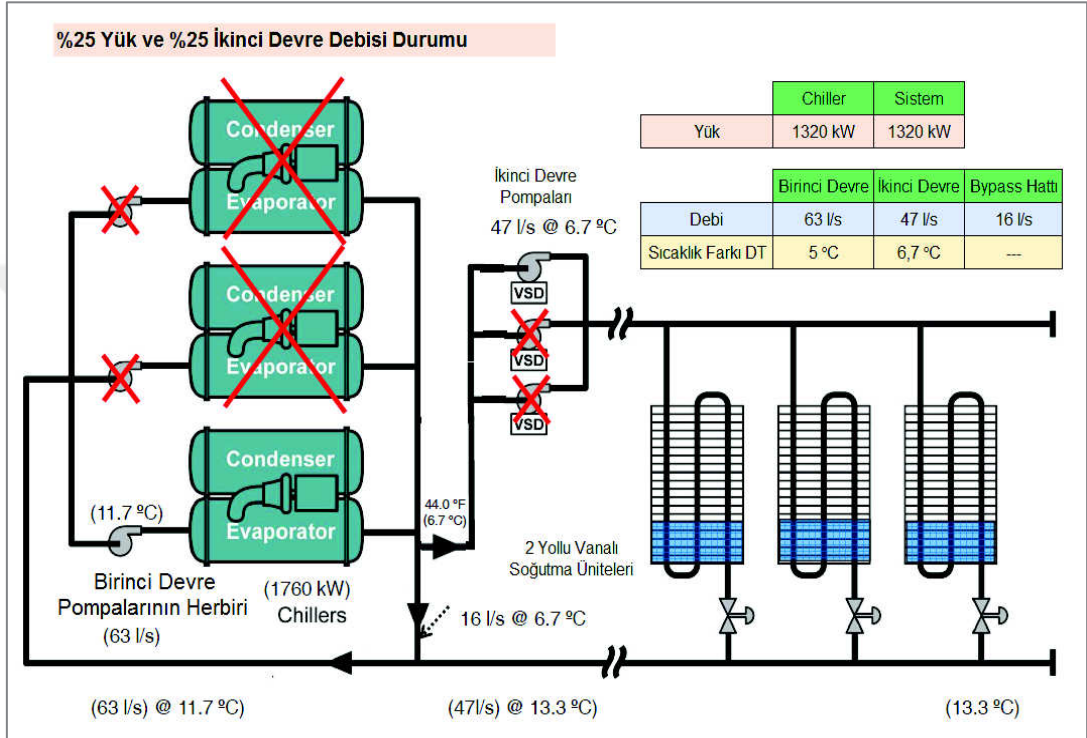
Şekil 5.4. %50 Yük Durumu için Sistemdeki Durum

Birinci devredeki pompalardan bir tanesi ve ikinci devredeki pompalardan ikisi kapalı konuma gelmekte ve bu durum enerji tasarrufu oluşturmaktadır.

#### 5.4. %25 Soğutma Yük Durumu

%25 yük durumu Şekil 5.5'de verilmiştir. Şekilde yükler, sıcaklıklar ve debi değerleri gösterilmektedir. %25 yük durumunda soğutma ünitelerinin ihtiyaç duyduğu enerji %25 olup, bu durum için ünitelerin önünde bulunan 2 yollu vanalar %25 açık pozisyonundadır. Vanalar %25 açık pozisyonda iken 2. devrede bulunan 3 adet pompa toplam 47 litre/s debi ve 6,7 °C sıcaklık ile soğutucu ünitelere su pompalamaktadır. 2. devrenin ihtiyaç duyduğu toplam 47 litre/s'lik debideki soğuk su ise, 1. devrede bulunan her biri 63 litre/s değerindeki pompaların 1 tanesinin çalışması ve ona bağlı olan her biri 1.760 kW soğutma grubunun 1 tanesinin 1.320 kW yükte çalışması ile sağlanmaktadır. Soğutma gruplarının girişine 11,7 °C olarak giren su soğutulmuş olarak 6,7°C olarak çıkmaktadır. Çalışan 1 adet soğutma grubu 1.320 kW güç sağladığından %50 yük durumunda sistem 1.320 kW güç ile çalışmaktadır. Birinci

devrede dolaşan su debisi 2. devrede dolaşan su debisinden fazla olduğundan, bu fazla miktardaki(16 litre/s) su soğutucu ünitelere girmeden denge borusundan soğutma grubuna dönmektedir. Soğutucu ünitelerden 13,3 °C olarak dönen 47 litre/s su denge hattından gelen 16 litre/s su ile karışarak soğutma grubuna giren suyun sıcaklığı 11,7°C olmaktadır.



Şekil 5.5. %25 Yük Durumu için Sistemdeki Durum

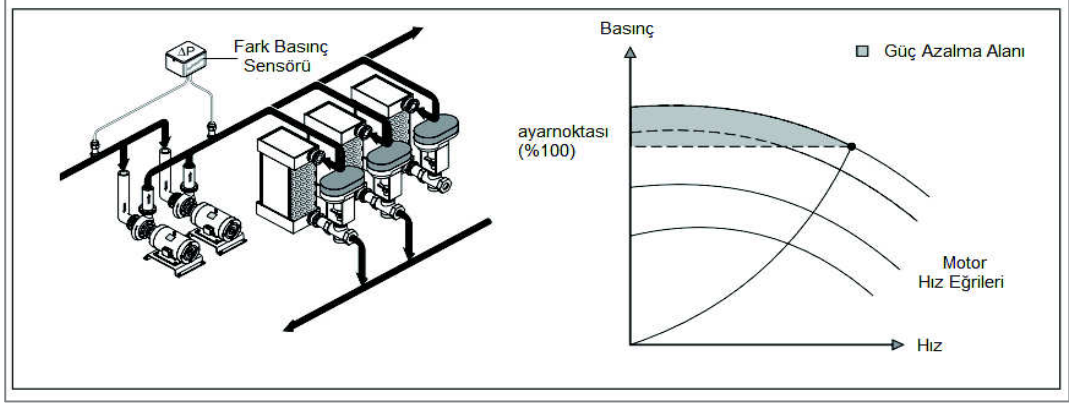
%25 yük durumunda birinci devredeki ve ikinci devredeki pompalardan ikisi kapalı hale gelmekte ve bu durum enerji tasarrufu oluşturmaktadır.

Burada hem birinci devredeki hem de ikinci devredeki pompaların devreye girmesi ve çıkması bir kontrol mekanizması ile olmalıdır ve burada ikinci devredeki kontrol fark basınç transmitteri üzerinden olmaktadır.

### 5.5. Fark Basınç Transmitteri Üzerinden Kontrol

İkinci devresi değişken debili sistemler için iki nokta arasındaki basınç farkını ölçerek çalışan bir fark basınç transmitteri kullanılmalıdır. Soğutucu vanaların önünde bulunan ve ihtiyaca göre açılıp kapanan 2 yollu vanalar nedeniyle suyun tesisat üzerindeki oluşturduğu basınç değişir ve fark basınç sensörü bu değişimi algılar.

İkinci devredeki pompaların debisini değişken hız sürücüsünün sistem ihtiyacına göre değiştirmesi için 2 farklı şekilde sisteme farkbasınç transmitteri bağlanmaktadır.

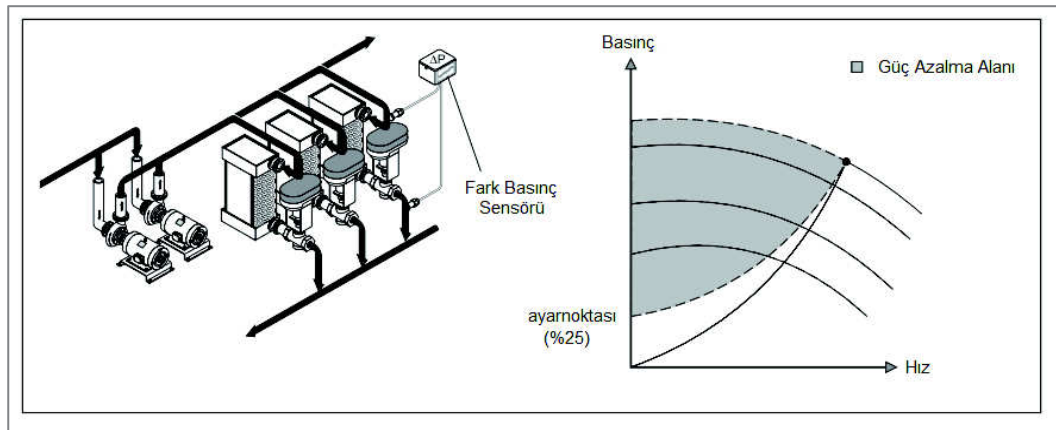


Şekil 5.6. Fark Basınç Transmitterinin Pompa Üzerine Bağlanması

Bazı tesislerde hatalı olarak-kurulum maliyetlerini düşürmek için- fark basınç sensörü pompanın gidiş ve dönüş kolektörleri arasında konmaktadır. Bu bağlantı Şekil 5.6'da verilmektedir.

Sensörün yerini gösteren şekiller sensörün yerinin enerji tasarrufunda önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Ayar noktası tasarımdaki statik basma basıncıdır. Güç azalması sabit bir tasarım statik basma basıncını sağlamaktan kaynaklı hafif bir motor hız tasarrufu olarak görülmektedir [17].

Aşağıdaki Şekil 5.7'de doğru olarak yerleştirilmiş fark basınç sensörü görülmektedir. Sensör en kritik yük üzerine konulmuş ve ayar noktası tasarım statik basma yüksekliğinin %25'i olarak ayarlanmıştır. Motor gücündeki azalma kontrol eğrisini takip etmesinden dolayı motor hız tasarrufu olarak gösterilmektedir [17].

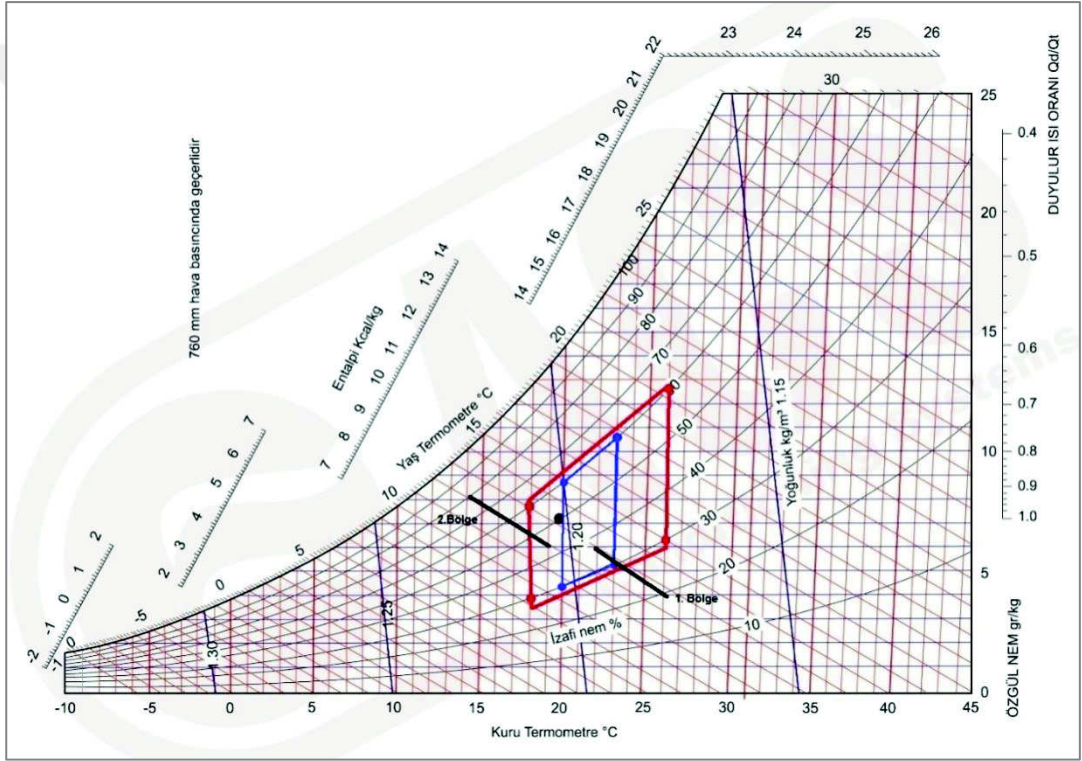


Şekil 5.7. Fark Basınç Transmitterinin Kritik Yük Üzerine Bağlanması

## 6. SOĞUTMA VE NEM

### 6.1. Soğutma Sisteminin Kapatılma Sıcaklığının Tespiti

%100 taze havalı hijyenik klima santralinin beslediği ameliyathaneler için istenen şartların psikrometrik diyagramda bölgesel olarak gösterimi Şekil 6.1'deki gibidir. 1. bölge 20-23 derece arasında çalıştırılmayı, 2. bölge 18-26 derece arasında çalıştırılmayı göstermektedir.



Şekil 6.1. Psikrometrik Diagramda İstenen Şartların Gösterimi

Bir ameliyathaneye ait ısı kazançlarının sadece insanlardan ve cihazlardan geldiği ve dışarıdan gelmediği bir dış hava sıcaklık değeri vardır. Havalandırma santralinin %100 taze hava ile çalıştığını göz önünde bulundurarak, bu dış hava sıcaklık değerinin insanlardan ve cihazlardan gelen ısı kazançları karşılayacak kadar düşük olması durumunda soğutma kaynağının çalışmasına gerek kalmayacaktır. Tüfekçi tez çalışmasında bir ameliyathane için insanlardan ve cihazlardan gelen ısı kazançları toplamını  $Q_A+Q_V= 1400+786=2.186$  W olarak bulmuştur. Buda 1.880 kcal/h'tir [18].

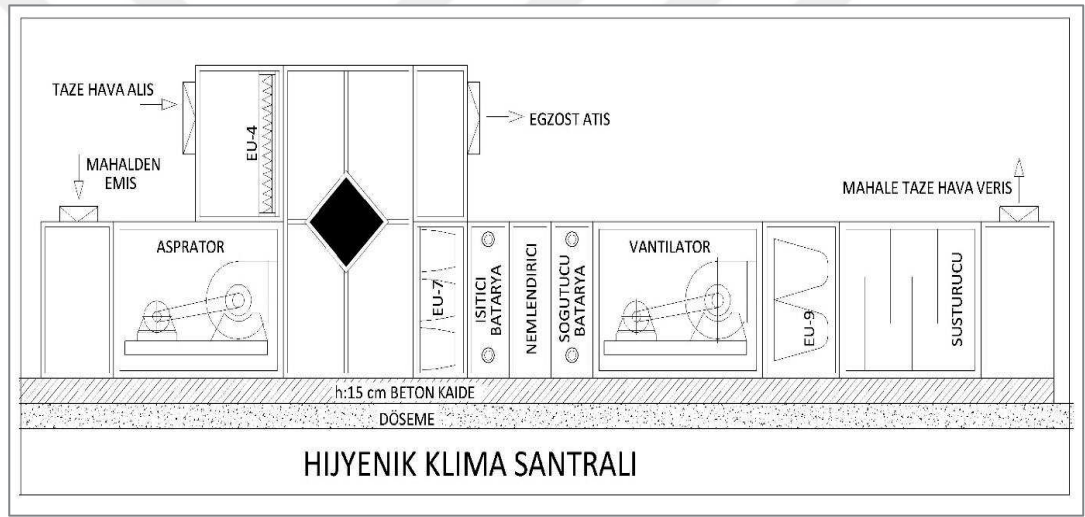
Ameliyathaneler için minimum hava debisi bakanlık standardı gereği 2.400 m<sup>3</sup>/h olduğuna göre, hangi  $\Delta T$  farkında bu miktardaki havanın 1.880 kcal/h kadar bir enerji taşıyacağı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_{\text{ver}} = Q_{\text{al}} \text{ ise, } 2400 * 0,29 * \Delta T = 1.180 \text{ den } \Delta T = 1,69 \text{ olur. Yaklaşık } 2^{\circ}\text{C denilebilir.}$$

Demek ki en düşük oda sıcaklık set değeri olan 18 °C'nin 2°C altında bir sıcaklık üflenmesi durumunda yani dış havanın 16 °C'nin altında olması durumunda soğutma kaynağının çalıştırılmasına gerek kalmamaktadır.

## 6.2. Nemin Yüksek Olması Durumu

Bir hijyenik klima santraline ait şema aşağıda Şekil 6.2'deki gibidir.



Şekil 6.2. Hijyenik Klima Santralinin Gösterimi

Şekil 6.2'ye bakıldığında, önce ısıtıcı ünite, sonra nemlendirici ünite, sonrasında da soğutucu ünite bulunmaktadır. Bu dizilimde soğutucu bataryadan sonra bir son ısıtıcı olmadığından, ısı kazançlarının düşük ve nemin yüksek olduğu zaman dilimlerinde (sistem kuru termometre sıcaklığına göre çalıştığından) üfleme sıcaklığının yüksek olması gerekecek ve bu nedenle içeri gönderilen havanın nemi soğutucuda alınamadığından yüksek nem oluşacaktır. Eğer nem almak için soğutucu kısım çalıştırılacak olursa, bu sefer de mahal sıcaklığı set değerinin altına inecektir. Dolayısıyla böyle bir dizilimde, nemin yüksek olduğu dönemler söz konusu olacaktır.

### 6.3. Nemlendirici Cihazın Çalışma Durumu ve Elektriksel Güce Etkisi

Bir HVAC tesisinde kullanılacak olan ısıtma ve soğutma cihazlarının gücünün hesabı; tesisin bulunduğu bölgedeki yaz-kış tasarım sıcaklığı şartları referans alınarak yapılmakta yaz için soğutma ve kış için ısıtma yükü hesabı yapılmaktadır. Yapılan hesaplardan bir diğeri de nemlendirici cihazın güç hesabı olup, bu hesap için ise kış tasarım sıcaklığı referans olarak kullanılmaktadır. Ortalama değerler açısından İzmir ilinin nem değerlerine bakıldığında soğutma ihtiyacı olan dönemlerde mahal nemlendirme ihtiyacı bulunmamaktadır.

Kısa sürede olsa nemlendirme ihtiyacının olduğu dönemlerde nemlendirici cihazın çalışması gerektiği düşünülerek hesap yapılacak olur ise soğutma ihtiyacının düştüğü göz önüne alınarak elektriksel gücün hesabı yapılmalıdır. Havanın entalpisi bilindiğinde soğutma gücü Denklem (6.1) yardımı ile bulunur.

$$Q_{\text{soğutma}} = V \cdot 1,2 \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.1)$$

Bu durumda örneğin 100.000 m<sup>3</sup>/h'lik bir taze hava santrali için % 100 yük durumunda ihtiyaç duyulan soğutma yükü(buna  $Q_{\text{soğutma1}}$  diyelim)Denklem (6.1) yardımı ile bulalım.

$h_1 = 18$  kcal/kg (37 C KT, 25 C YT, İzmir ilinin tasarım sıcaklığı değeri)

$h_2 = 6,5$  kcal/kg ( Üfleme Sıcaklığı 10,5 derece alındığındaki değeri)

olmak üzere;

$Q_{\text{soğutma1}} = 100.000 \cdot 1,2 \cdot (18 - 6,5) = 1.380.000$  kcal/h = 1.600 kW ve kompresör gücü yaklaşık P=530 kW olacaktır.

Diğer taraftan en yüksek sıcaklık ve en düşük nemin olduğu sıcaklığın(2013-2017 yılları arasındaki veriler analiz edilerek İzmir için 35 °C, %10 nem olarak bulunmuştur)entalpisi psikrometrik diyagramdan 10 kcal/kg alınıp buna göre hesap yapıldığında ihtiyaç duyulan soğutma yükü(buna  $Q_{\text{soğutma2}}$  diyelim);

$Q_{\text{soğutma2}} = 100.000 \cdot 1,2 \cdot (10 - 6,5) = 540.000$  kcal/h = 628 kW ve kompresör gücü P=210 kW olacaktır.

Bu durumda  $Q_{\text{soğutma2}}/Q_{\text{soğutma1}}$  oranlandığında; soğutma cihazının kapasitesinin %60 azalmış olduğu görülecektir.

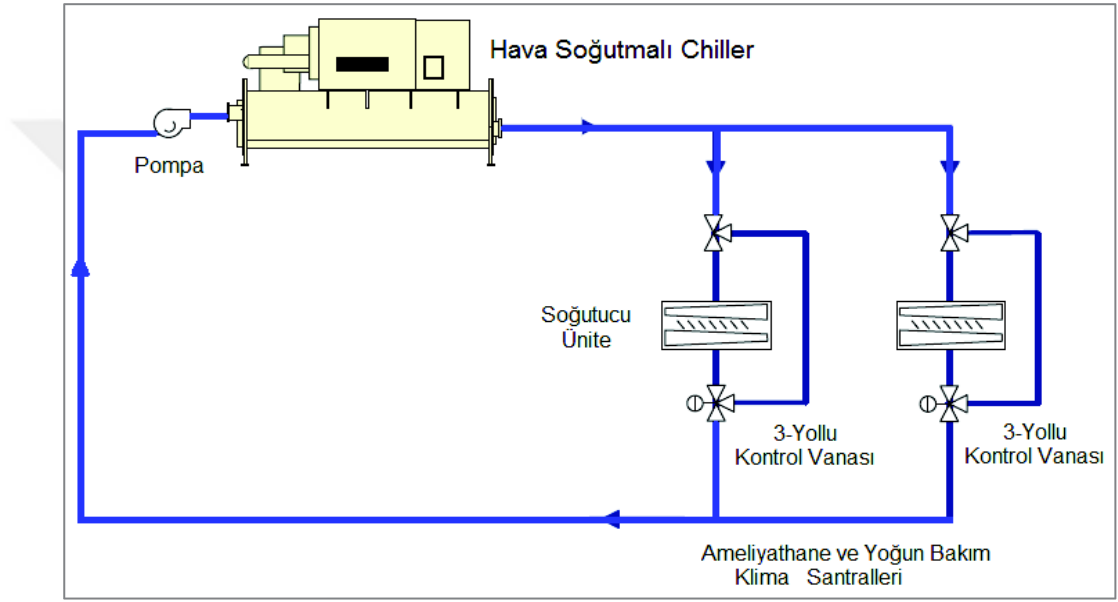
Böyle bir sistemin elektrik güç ihtiyacı; nemlendiricinin gücü( $P_{nem}$ ) ile soğutma grubunun gücü( $P_s$ ) toplanarak bulunmamalıdır. Ekonomik olması açısından  $P_s$  veya  $P_s * \%60 + P_{nem}$ 'den hangisi daha büyükse ona göre trafo gücü belirlenmelidir. Trafo güçlerinin tespiti bu durum dikkate alınarak yapıldığında daha düşük güçlü trafolar ile sistemlerin kurulması ve çalıştırılması mümkün olabilecek ve böylelikle kurulum ve işletme maliyetleri düşebilecektir.



## 7. SAĞLIK BAKANLIĞI UYGULAMALARINDA VE PROJELERİNDE DURUM İNCELEMESİ

### 7.1. Örnek1 Hastanedeki Uygulama

Hastanedeki birincil devreli sabit debili bir sisteme ait prensip şeması Şekil 7.1'de verildiği gibidir.



Şekil 7.1. Birincil Devreli Sabit Döngülü Bir Sisteme Ait Prensip Şema

Sadece birincil devreli sabit debili böyle bir sistemde istenen mahal şartını sağlamak üzere havalandırma santrallerinde bulunan soğutucu ünitelere bağlı 3 yollu vanalar bir kontrol cihazıyla kontrol edilerek açılır yada kapanır. Öyle bir dış hava sıcaklık noktası vardır ki 3 yollu vanalar tamamen kapanır ve tek devreli bu sistemde su boşa dönmeye başlar. Sistemi tamamen kontrol eden bir otomasyon olmaması nedeniyle ve işletme personellerinin durumun ne olduğunu tamamen anlaması nedeniyle, bu sistem 7 gün 24 saat yıl boyunca sürekli çalışmaktadır. Bu şekilde çalışan bir sistemde boşa suyun dönmesi nedeniyle;

- 1- Sirkülasyon motoru boşa çalışmakta olduğundan enerji harcamaktadır.
- 2- Çalışan sirkülasyon pompası suyu ısıttığından soğutma grubu suyu belli bir sıcaklık değerine düşürmek için enerji harcamaktadır.



3- Santral dizilimindeki durum nedeniyle yanlış manevralar yada malzeme hatası nedeniyle oluşan sızıntılar nedeniyle ısıtıcı ünitenin soğutucu üniteyi ısıtması nedeniyle enerji boşa harcanmaktadır.

Referans sıcaklık değeri olarak 16 derece alınarak, böyle çalıştırılan bir sistemin İzmir şartlarında boşa harcadığı enerji hesabı için 5 yıllık iklim verileri incelenmiş ve aşağıda Tablo7.1'de belirtilmiştir.

Tablo 7.1. 2013-2017 Yılları İzmir Sıcaklık Ve Nem Verileri

Sıcaklık	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
En yüksek	17	19	25	31	33	37	38	38	35	29	23	20
En düşük	-8	-2	-1	5	8	12	17	18	12	5	1	-4
Ortalama	8	9	12	15	21	25	28	29	23	16	13	6

Nem	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
En yüksek	100%	100%	100%	100%	94%	94%	88%	88%	94%	94%	100%	100%
En düşük	23%	28%	17%	10%	14%	15%	11%	10%	13%	20%	28%	26%
Ortalama	78%	79%	68%	62%	61%	51%	38%	40%	47%	62%	76%	66%

Tablo 7.1'i incelediğimizde ve 16 dereceyi soğutma cihazını kapatma sıcaklığı olarak referans aldığımızda ortalama sıcaklık açısından Nisan ve Ekim ayları soğutma cihazlarının kapatılması gerektiği ay olmaktadır. Ancak bu aylardaki en yüksek sıcaklıklar açısından tabloya baktığımızda ise soğutma ihtiyacının olabildiği zaman dilimlerinin de mevcut olduğu görülmektedir. En düşük sıcaklıklar açısından baktığımızda ise Haziran ve Eylül aylarında da soğutma ihtiyacının olmadığı zaman dilimlerinin olduğu görülecektir.

Bu durumda dış hava sıcaklığına bağlı olarak soğutma cihazını ve pompasını devreye alıp çıkaracak bir otomasyon sistemi kullanmak gerektiği açıktır. Böyle bir otomasyon sistemi kullanıldığında yılın 10 ayında(Temmuz ve Ağustos dışındaki) soğutma sisteminin kapatılması gerektiği durumlar olacaktır. Detaylı bir analiz ile bulunabilir ancak burada ortalama değer baz alınarak Ekim, Kasım, Aralık, Ocak, Şubat ve Mart aylarında sistemin tamamen kapandığı durum için yaklaşık hesap yapılmıştır.

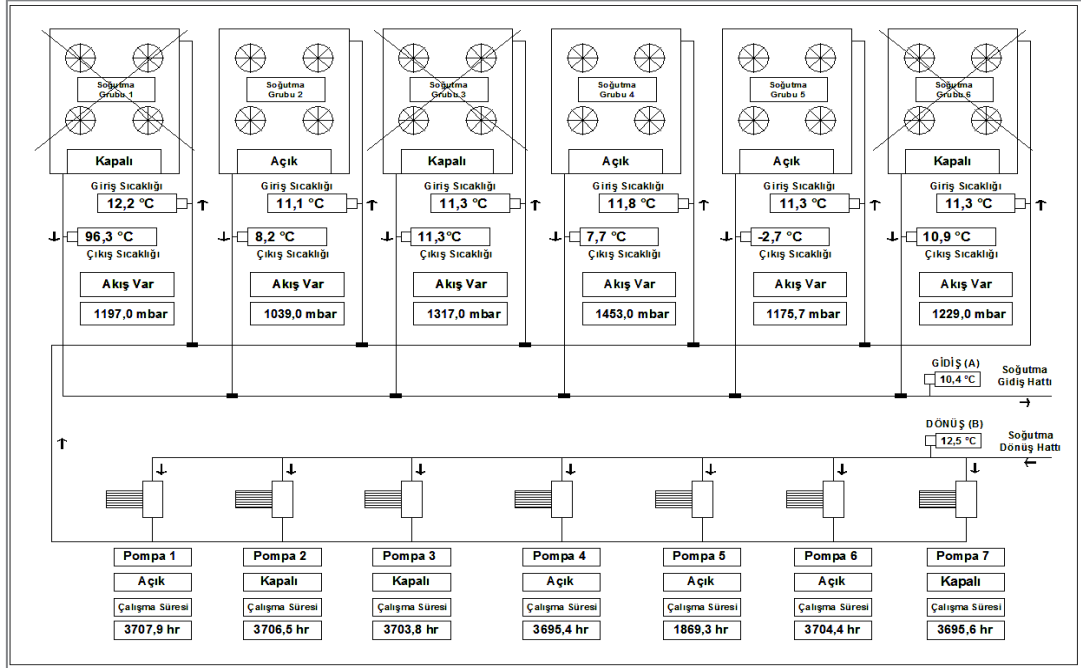
Yapılan hesaplama Tablo 7.2'de görülmektedir. Tabloya bakıldığında 15 kW gücünde bir pompanın 2018 elektrik birim fiyatlarına göre yılda 36.288 TL kadar bir parayı boşa harcadığı görülecektir.

Tablo 7.2. Örnek1 Hastanede 1 Yıllık Sürede Tasarruf Edilebilecek Enerji Tutarı

1 adet Pompa için	Güç (kW)	1 günlük Süre (Saat)	Gün	Elektrik BF2018 (TL)	Toplam Fiyat(TL)
Sirkülasyon Pompasının Boşa Çalışmasıyla Harcanan Elektrik Enerjisi	15	24	180	0,4	25.920,00
Pompa ısı Kazancı Nedeniyle Soğutma grubunda Harcanan Aylık Elektrik Enerjisi	6	24	180	0,4	10.368,00
				<b>Toplam:</b>	<b>36.288,00</b>

## 7.2. Örnek2 Hastanede İnceleme

Bir hastanenin soğutma gruplarının ve sirkülasyon pompaları çalışma durumlarını, devre bağlantı şeklini ve sıcaklık, akış vs gibi bilgilerini gösteren HVAC otomasyon ekranından alınmış bilgiler Şekil 7.2'de gösterilmektedir. Veriler inceleme anında otomasyon ekranından okunan değerlerdir.



Şekil 7.2. Örnek2 Hastanesinde İşletme Anında Soğutma Grupları Ve Pompaların Çalışması İle Su Sıcaklık Durumu

Şekil 7.2'ye ve yerindeki uygulamaya baktığımızda;

- 1- Sistem primer sabit-sekonder değişken yapıdadır. 6 adet soğutma grubu paralel bağlıdır.

2- Soğutma grubuna su basan birinci devredeki pompalar ortak pompa bağlantı düzenindedir. Her soğutma grubuna 1 adet olmak ve 1 tane de yedek olmak üzere ortak dağıtıcıya bağlı olan 7 adet sirkülasyon pompası mevcut olup, her bir sirkülasyon pompasının gücü 30 kW'tır.

3- Sekonder kısım Şekil 7.3'de gösterildiği üzere 6 adet bölgeye ayrılmıştır ve bölge pompaları frekans kontrollüdür. Santral kısmına bakıldığında (Şekil 7.4.) soğutucu ünitelerin önünde kullanılan vanalar 2 yolludur.

Bu tesiste yapılan inceleme sırasında;

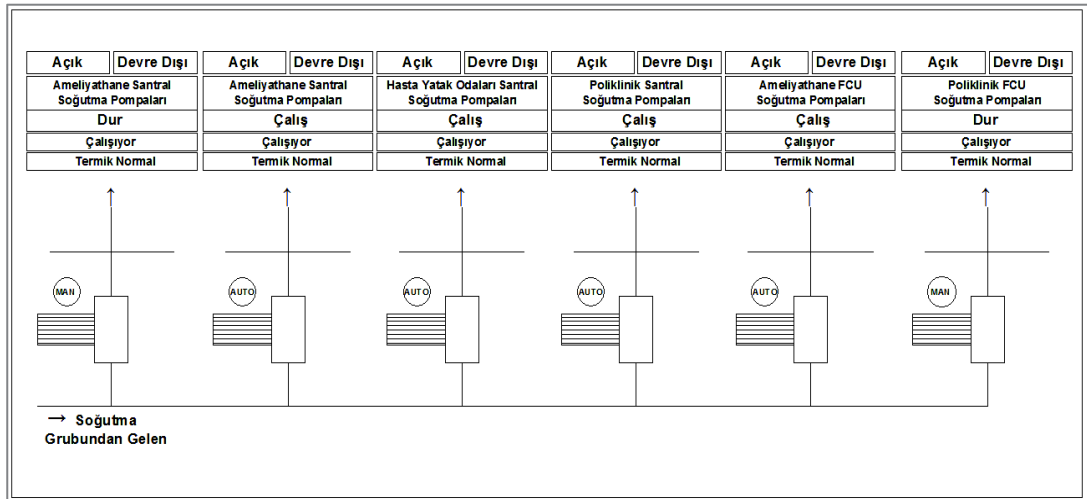
1- 6 adet soğutma grubundan 3 adeti çalıştırılmaktadır. Çalışmayan soğutma gruplarının önünde otomatik ayırma vanası mevcut olmadığından çalışmayan soğutma grubunun evaporatör devresinden de su geçmektedir. Pompalardan 4 tanesi çalıştırılmaktadır.

2- Çalışmayan soğutma gruplarından suyun soğumadan geçmesi nedeniyle su gidiş sıcaklığı Gidiş(A)=10,4 derece ve su dönüş sıcaklığı Dönüş(B)=12,5 derecedir.

3- Bypass hattı üzerinde vana olup, vana kısalmış durumdadır.

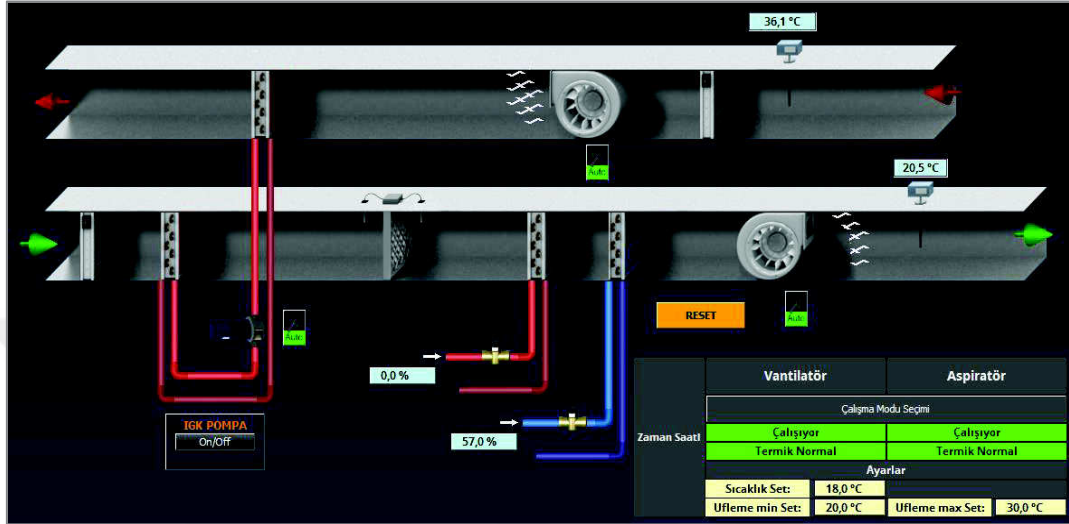
4- Ekran üzerinden hangi soğutma grubunun % kaç yük ile yüklü olduğu izlenememektedir. Bölge pompalarından ikisi manuel konumda çalıştırılmaktadır.

5- Bölge pompalarını süren frekans kontrol cihazlarını kontrol etmek için fark basınç transmitteri değil, gidiş hattına basınç transmitteri konulmuştur. Hatalı okumalar nedeniyle bazı sıcaklık değerleri yanlış gösterilmektedir.



Şekil 7.3. Örnek2 Hastanesinde Sirkülasyon Pompaları Ve Çalıştırılma Durumları

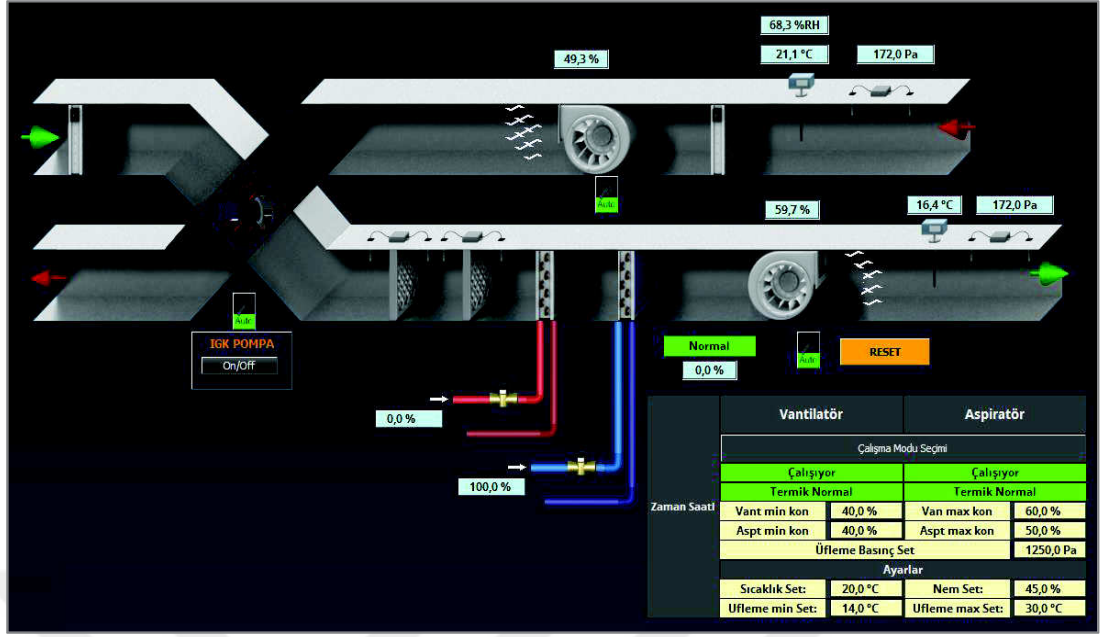
Havalandırma santrallerinden ısı geri kazanımlı yapıya sahip bir santralin durumu Şekil 7.4'de gösterilmektedir. Şekil 7.4'e bakıldığında ısı geri kazanım sistemine ait pompanın manuel kontrollü olduğu ve inceleme anında çalıştırılmadığı görülmektedir.



Şekil 7.4. Örnek2 Hastanesinde Havalandırma Santrali Durumu

Aşağıdaki Şekil 7.5'de ise bir başka santral olan hijyenik klima santraline ait resim verilmiştir. Hijyenik klima santraline ait otomasyon verilerine bakıldığında mahal nem oranının %68'lerde olduğu görülmektedir. Bu nem değeri standartta belirtilen %60 üst sınır nem değerden büyüktür. Bu konu ile ilgili değerlendirme altıncı bölümde soğutma ve nem alma kısmında ele alınmaya çalışılmıştır.

Diğer taraftan Şekil 7.5'de görüldüğü üzere klima santralinde ısıtıcı ve soğutucu olmak üzere 2 ayrı batarya mevcuttur. Dışarıdan alınan hava önce ısıtıcı batarya üzerinden geçmekte ve sonrasında soğutucu batarya üzerinden geçmektedir. Soğutucu bataryadan sonra ise direk mahalle gitmektedir. Soğutucu bataryadan sonra bir son ısıtıcı mevcut olmadığından, nemin yüksek ve soğutma ihtiyacının düşük olduğu dönemlerde, nem alma yeterince gerçekleşemez. Çünkü sistem sıcaklık referansına göre çalışmaktadır. Sıcaklık istenen değere ulaştığında nem oranı yüksek olmakta, mevcut bu yapıda nemi düşürmek için daha fazla soğutma yapılırsa bu seferde bir son ısıtıcı olmadığından mahal sıcaklığı çok düşmektedir. Bu nedenle mevcut santral yapısı ve kontrol sistemi ile nemin yüksek olduğu çalışma dönemlerinin olması kaçınılmaz olmaktadır.



Şekil 7.5. Örnek2 Hastanesinde Hijyenik Klima Santralinin Otomasyon Görüntüsü

### 7.2.1. Sistemin işletilmesinde yapılan değişiklik

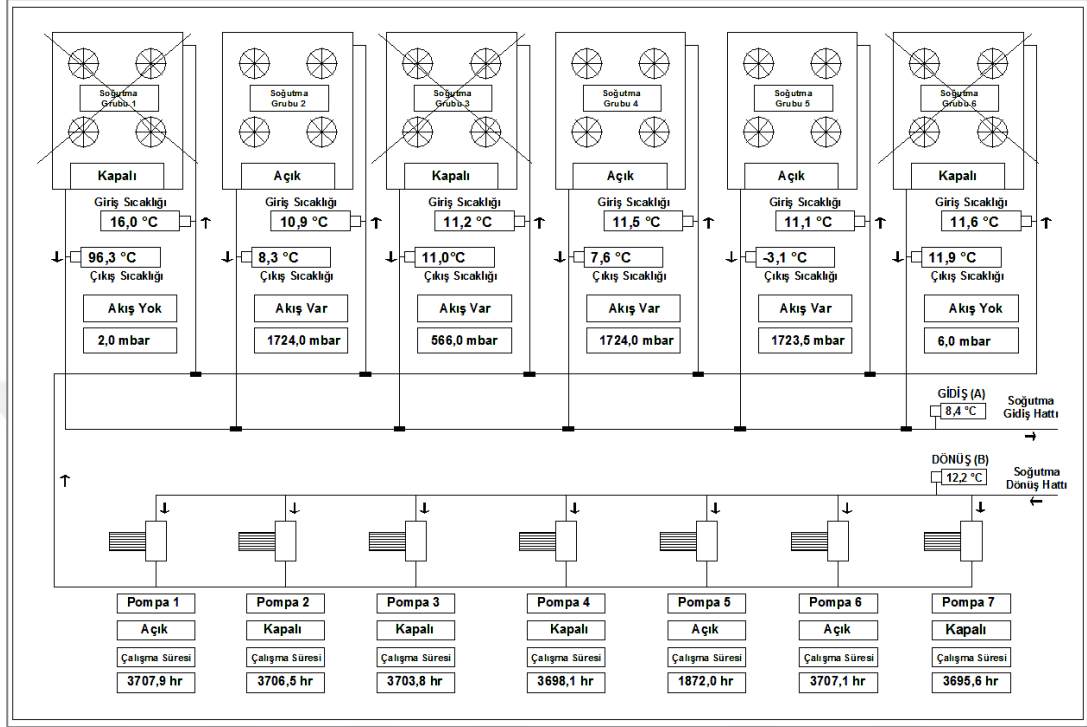
Tezimizin önceki bölümlerinde belirtilen bilgilere bakıldığında Örnek2 hastanesindeki soğutma sisteminin enerji verimli olarak çalışmadığı anlaşılmaktadır. Şöyle ki;

Her soğutma grubunun önünde otomatik ayırma vanasının olmaması ve bu nedenle çalışmayan soğutma grubundan da su geçmesi nedeniyle gidiş suyu sıcaklığı olması gereken 7,5 °C sıcaklık değerinden uzaklaşarak 10,4 °C olmuştur. Gidiş suyunu sistemin verimli çalışması için gerekli olan sıcaklığa düşürebilmek için manuel olarak soğutma gruplarının önündeki vana kapatılmalıdır. Ayrıca ortak dağıtıcıya bağlı pompalardan çalışanların sayısı çalışan soğutma grubu sayısı kadar olmalıdır.

Sistemin enerji verimli olarak çalışması için olması ve yapılması gerekenler sorumlu teknisyene izah edilmiştir. Bu anlatım neticesinde sorunları gidermek ve enerji tasarrufu sağlamak üzere sorumlu teknisyenle birlikte sistem üzerinde aşağıdaki şekilde manevra yapılmıştır.

Teknik ekipten personel yönlendirerek çalışmayan üç adet soğutma grubunun önündeki vanalar el ile kapatılmıştır. Aynı zamanda her soğutma grubuna 1 motor olarak sistem tasarlandığından 3 adet pompanın sistemin çalışması için yeterli geleceği söylenerek fazladan çalışan 1 adet 30 kW gücündeki motorun da kapatılması gerektiği belirtilmiştir.

Denge(Bypass) hattı üzerinde kısık vaziyette olan vananın da açılması sağlanmıştır. Motorların ve vanaların kapatılmasından sonra oluşan yeni duruma ait otomasyon ekranından alınan bilgiler Şekil 7.6'daki gibidir.



Şekil 7.6. Önek2 Hastanesinde Önerilen Çalışma Sonrasında Soğutma Grupları Ve Pompaların Çalışması İle Su Sıcaklık Durumu

Bu manevra sonrasında Gidiş(A) sıcaklığının 8,4°C ve Dönüş(B) sıcaklığının 12,1°C olduğu görülmüştür. Bu durumda; manevra öncesi  $\Delta T$  sıcaklık farkı;

$$\Delta T_1 = 12,5 - 10,4 = 2,1 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ 'dir.}$$

Manevra sonrası  $\Delta T$  sıcaklık Farkı

$$\Delta T_2 = 12,5 - 8,4 = 4,1 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ 'dir.}$$

Bu ise soğutma gruplarının kapasitesinin 2'ye çıkarılması anlamına gelmektedir.

Diğer taraftan sirkülasyon motorlarından 1 adet 30 kW'lık motorun kapatılması ile pompada enerji tasarrufu sağlanırken, diğer taraftan pompanın çalışmasından kaynaklı olarak suya verilen ısının da verilmemesi nedeniyle soğutma grubundan çekilen enerjiden tasarruf edilmiş olmaktadır.

Sirkülasyon pompasına verilen elektrik enerjisinin tamamı, ısı yükü olarak suya geçmektedir. Bu nedenle soğutma grubuna verilmesi gereken elektrik enerjisi soğutma grubunun COP değerine bölünerek bulunur ve bu değer yaklaşık olarak hava soğutmalı bir soğutma grubu için 2,6 olarak alınmıştır [15].

Böyle bir kısmi yük çalışma durumu için ortaya çıkan aylık kazanç Tablo 7.3'de gösterildiği gibi olmaktadır.

Tablo 7.3. Örnek2 Hastanesinde 1 Pompadan Kazanılabilecek Aylık Enerji Tutarı

1 adet Pompa için	Güç (kW)	1 günlük Süre(Saat)	Gün	Elektrik Birim Fiyat 2018	Toplam Fiyat(TL)
Sirkülasyon Pompasının Boşa Çalışmasıyla Harcanan Elektrik Enerjisi	30	24	30	0,4	8.640,00
Pompa ısı Kazancı Nedeniyle Soğutma grubunda Harcanan Aylık Elektrik Enerjisi	12	24	30	0,4	3.456,00
				<b>Toplam:</b>	<b>12.096,00</b>

### 7.3. Örnek3 Hastanede Yapılan İnceleme

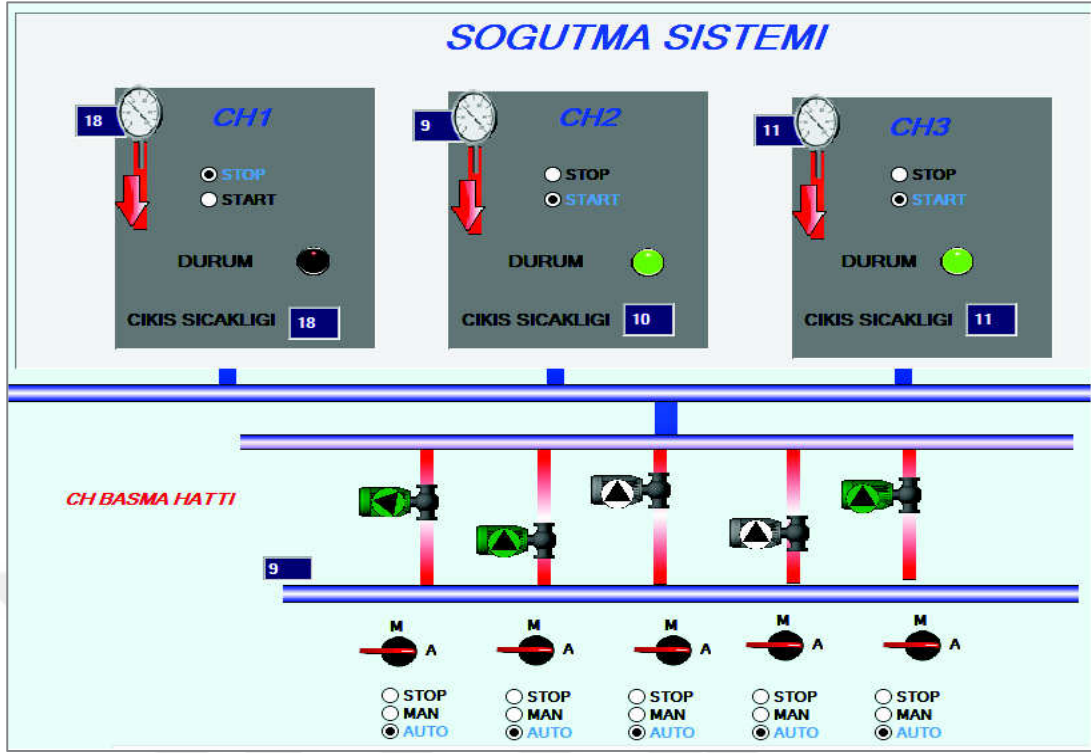
İnceleme Anında Soğutma sistemine ait otomasyon bilgisayarındaki ekran görüntüsü yukarıdaki Şekil 7.7'deki gibidir.

Sistem birinci devre sabit-ikinci devre değişken yapıdadır. Pompalar ortak bağlantı düzenindedir. CH1 soğutma grubu devre dışıdır. CH2 ve CH3 soğutma grubu devrededir.

Ekrana bakıldığında pompalardan 3 tanesi çalışıyor görünse de 4. pompa otomasyon sistemi tarafından devreye alınıp çıkarılmaktadır.

Kullanılan soğutma grubunun katalog bilgisine bakıldığında nominal debileri 209 m<sup>3</sup>/h'tir. Pompalar ise 15 kW olup, projede belirtilen debi değerleri 191 m<sup>3</sup>/h'tir.

Her bir soğutma grubuna 1 pompa düzeni olduğuna göre devrede olması gereken pompa sayısı 2'dir. Oysa sistem 3+1 pompa düzeninde yüksek debi ile çalışmaktadır ve bu nedenle soğutma grubu çıkış sıcaklıkları da set değerlerini yakalayamamaktadır.



Şekil 7.7. Örnek3 Hastanesi Otomasyon Soğutma Cihazları Ekranı

Sistem doğru şekilde anlaşılmiş ve otomasyonu yapılmış olsaydı, sadece 2 pompa ile çalışma durumu olacaktı. Otomasyona müdahale edilemediğinden fazla pompa çalışma giderilememiş olup, bu durumda sistemin gereksiz harcadığı enerji aşağıdaki tablodaki gibi olmaktadır.

Tablo 7.4. Örnek3 Hastanesinde 1 Pompadan Kazanılabilir Aylık Enerji Tutarı

1 adet Pompa için	Güç (kW)	1 günlük Süre (Saat)	Gün	Elektrik Birim Fiyat 2018	Toplam Fiyat(TL)
Sirkülasyon Pompasının Boşa Çalışmasıyla Harcanan Elektrik Enerjisi	22,5	24	30	0,4	6.480,00
Pompa ısı Kazancı Nedeniyle Soğutma grubunda Harcanan Aylık Elektrik Enerjisi	9	24	30	0,4	2.592,00
				<b>Toplam:</b>	<b>9.072,00</b>

Bu hastanenin sisteminde görülen eksikler ise şu şekildedir.

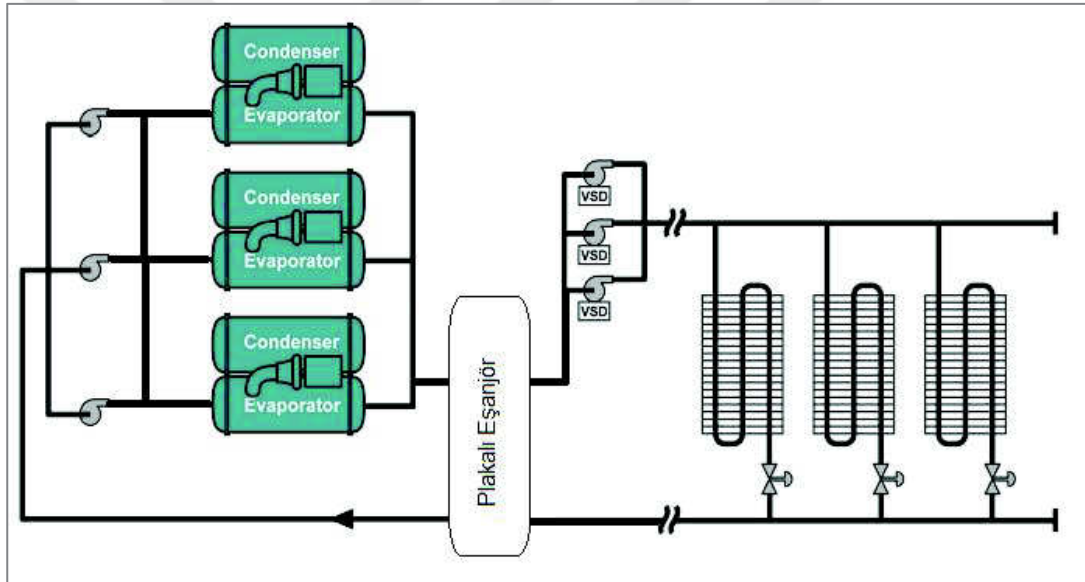
- 1- Ortak pompa bağlantı düzeninde soğutma gruplarının önünde otomatik ayırma vanası bulunması gerekirken mevcut değildir.



- 2- Bypass hattı üzerinde herhangi bir vana veya çek-valf bulunmaması gerekirken mevcuttur ve bu gereksiz enerji harcanması anlamına gelmektedir.
- 3- Pompalar her soğutma grubuna 1 pompa şeklinde çalışması gerekirken, kapalı soğutma gruplarının önündeki vanalar kapalı olmasına rağmen fazladan pompa çalıştırılmakta ve dolayısıyla cihazlardan katalog bilgisinde yazan değerin üzerinde debi geçirilmektedir. Bu ise hem enerji israfı hem de daha kısa sürede evaporatördeki borularda aşınma anlamına gelmektedir.
- 4- Bu sistemde de yük durumuna göre soğutma gruplarını otomatik devreye alan ve çıkaran bir kontrol mekanizması yoktur.

#### 7.4. Örnek4 Hastane Projesinde Yapılan inceleme

İncelenen projeye ait prensip şeması şekil 7.8'de gösterilmektedir.



Şekil 7.8. Örnek4 Hastanesi Soğutma Prensip Şeması

Proje incelendiğinde sistem Birinci Devre Sabit-İkinci Devre Değişken Debili Bir Soğutma Sistemidir. Çoklu soğutma grubu, ortak pompa bağlantı düzenindedir. İkinci devrede değişken debi için frekans kontrol cihazı kullanılmıştır. Birinci devreyi ve ikinci devreyi ayıran(incelenen devre yapılarında hiç uygulaması görülmeyen) bir plakalı ısı eşanjörü sisteme ilave edilmiştir. Plakalı eşanjör 1. ve 2. devreyi bağımsız iki devre konumuna getirmiştir.

Önceki bölümlerde tanıtilen sistemleri dikkate aldığımızda bu sistem enerji verimli bir sistemden olmaktan uzaktır. 1. olarak paralel soğutma gruplarının önünde otomatik ayırma vanası mevcut değildir. 2. olarak plakalı eşanjör konulması birinci

ve ikinci devredeki pompalar için bir direnç oluşturacağından daha fazla pompalama enerjisi olacaktır. 3. olarak plakalı eşanjörde bir ısı transferi gerçekleştiğinden bir kayıpla sistem çalışacaktır. 4. olarak fark basınç sensörünün konulacağı yer net olarak belirtilmemiştir. 5. olarak değişken yük durumuna göre pompa ve soğutma gruplarının nasıl açılıp kapatılacağını söyleyen bir otomasyon senaryosu mevcut değildir.

Tüm bunlar ve işletme personelinin de sistemi tam anlamadığı dikkate alındığında, soğutma sistemlerinin projelerinin, uygulamalarının ve işletilmesinin enerji verimli olmadığı sonucuna varılmaktadır.



## 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada soğutma gruplarının ve pompalarının bağlantı şekilleri ve konfigürasyonları tanıtılmış, bu bağlantılar için standartlardaki şartlar ve üretici firmaların önerileri enerji verimliliği açısından incelenmiştir. Enerji verimli olarak sistemin çalışması için kriterler belirlenmeye çalışılmış, hastane projelerinde, uygulamalarında ve işletmesinde bu kriterlere uyulup uyulmadığının belli ölçüde araştırması yapılmıştır.

Çoklu soğutma grubu ve pompa uygulamalarında yükün durumuna göre soğutma grubu ve pompaların devreden çıkarılması ve devreye alınması ile enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Isıtma ve soğutmanın sonra erdiği sıcaklık verilerine göre otomatik olarak çalışacak bir sisteminin olması durumunda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Bu hususlara yönelik olarak uygulamaların yapılabileceğinden bahseden çalışmalar olmasına rağmen, yapılan araştırma ve incelemede projelerin enerji verimliliğine uygun şekilde hazırlanmadığı, aynı şekilde uygulamanın da enerji verimli olacak şekilde yapılmadığı görülmüştür. İşletme personelinin soğutma devresinin yapıları ve işletilmesi hakkında yeterli bilgiye sahip olmadığı da gözlemlenen önemli bir diğer husustur. Enerji verimli olarak sistemin çalışmasının sağlanması öncelikle otomasyon ile olması gerekmesine rağmen, otomasyonu buna göre olmayan hastanelerde personele konu hakkında bilgi verilmesi ile de enerji tasarrufu yapılabileceği görülmüştür.

Diğer taraftan soğutma devreleri hastaneler dışında başka kamu binalarında da kullanılmakta olup, o binalara ait projelerin ve uygulamaların enerji verimli olarak tasarlanıp tasarlanmadığı konusu da incelenmelidir.

Sonuç olarak soğutma sistemiyle ilgili projelerinin enerji tasarrufu sağlayacak şekilde tasarlanması ve devreye alınması, hastanelerde/kurumlarda çalışan mühendis ve teknisyenlere bu farklı yapıların nasıl çalıştığının anlatılması gerekmektedir. Belirtilen bilgiler doğrultusunda tüm hastanelerin gerekli düzeltmeleri yapması durumunda bunun ülke ekonomisine önemli bir kazanç getireceği sonucuna varılmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE Handbook, *Ashrae Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications*, Inch- Pound Edition, Atlanta, 2015.
- [2] Sağlık Bakanlığı Performans Yönetimi Kalite Geliştirme Daire Başkanlığı *Hastane Hizmet Kalite Standartları*, Pozitif Matbaa, Ankara, 2011.
- [3] Brunner A., Yeni Alman Standardı DIN 1946-4: Hastane Havalandırması, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 6-9 Mayıs 2009.
- [4] Küçükçalı N., Klima Sistemlerinde Enerji Ekonomisi ve Uygulama Önerileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2005, **88**, 13-30.
- [5] Kolaçan A. F., Soğutma Tesislerinde Yüksek Enerji Performansı için Sistem Önerileri ve Chiller System Optimizer Programı ile Farklı Sistemlerin Performans Analizleri, *13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 19-22 Nisan 2017.
- [6] URL-1: [https://energydesignresources.com/media/1681/edr\\_designbriefs\\_chillerplant.pdf](https://energydesignresources.com/media/1681/edr_designbriefs_chillerplant.pdf) , (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2018).
- [7] Ünlü O., Primer - Sekonder Soğuma Suyu Sistemlerini Çalıştırmak, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2004, **83**, 13-19.
- [8] Bozer G., Soğutma Grubu Performansının İyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2017, 497222.
- [9] Shi Y., Pump Controller Design for Variable Primary Flow Configuration Systems, Degree of Master of Science, The Faculty of The Graduate College at the University of Nebraska, Architectural Engineering – Dissertations and Student Research, 2013, 25.
- [10] Hanson S., M Schwedler., B Bakkum., *Chiller System Design and Control*, Trane, Applications Engineering Manual, USA, 2009.
- [11] URL-2: <https://energydesignresources.com/resources/publications/design-guidelines/design-guidelines-cooltools-chilled-water-plant.aspx> , (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2018).
- [12] Monga R., Optimizing Pumping Schemes in Air-Conditioning, 2017, [http://www.ashraeqatar.org/uploads/3/4/5/4/34547927/grundfos\\_-\\_ashrae\\_oryx\\_-\\_14th\\_jan\\_2017.pdf](http://www.ashraeqatar.org/uploads/3/4/5/4/34547927/grundfos_-_ashrae_oryx_-_14th_jan_2017.pdf) (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2018).
- [13] Schwedler M., B Bradley., An Idea for Chilled-Water Plants whose Time has Come...Variable-Primary-Flow Systems, *Trane Engineers Newsletter*, 1999, **28** (3), 1-4.

- [14] Banerji K., Predicting Pump Flow During Chiller De-staging, *ASHRAE Journal*, 2006, **48**(8), 20-28.
- [15] Küçükçalı R., *Enerji Ekonomisi, Isısan Çalışmaları*, No:351, 1. Baskı, İstanbul, 2005.
- [16] Hubbard R., Chilled Water Piping Configurations, <http://hamptonroads.ashraechapters.org/docs/archives/programs/2015a-3-CWpipingProg.pdf> , (Ziyaret tarihi: 25 Mayıs 2018).
- [17] URL-3: [http://files.danfoss.com/download/Drives/doc\\_MG11T102.pdf](http://files.danfoss.com/download/Drives/doc_MG11T102.pdf), (Ziyaret tarihi: 25 Mayıs 2018).
- [18] Tüfekci H., Hastanelerde Kullanılan Klima Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2009, 259697.
- [19] Taylor S.T., Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems, *ASHRAE Journal*, 2002, 25-29.

## KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

- [1] **Kıssal A.**, Bilgin, M. Z., Ameliyathane Havalandırma Santrallerinin İşletme Şartlarının Değiştirilerek Enerji Verimliğinin Artırılması, EVK 2015-6, *Enerji Verimliliği, Kalitesi Sempozyumu ve Fuarı*, Sakarya, 04 - 06 Haziran 2015.



## ÖZGEÇMİŞ

01.08.1980 tarihinde Konya'nın Bozkır ilçesinde doğdu. İlkokul öğretimine Çağlayan Kasabası İlköğretim okulunda başlayıp Bozkır Atatürk İlkokulunda bitirdi. Sonrasında Bozkır Atatürk ortaokulundan 1994 yılında mezun oldu. Sonrasında Bozkır Endüstri Meslek Lisesi (diğer adıyla Bozkır Çok Programlı Lisesi) elektrik bölümünden 1997 yılında mezun oldu. 1998 yılında Kocaeli Üniversitesi Elektrik Mühendisliği bölümünü kazandı ve bölümünü birinci bitirerek 2003 yılında mezun oldu. 2003 yılında başladığı yüksek lisansına çalışma hayatına başlamasıyla nedeniyle devam edemedi. Özel bir taahhüt firmasında kısa bir süre çalıştıktan sonra 2004 yılının sonundan 2006 yılının Ağustos ayına kadar SEDAŞ Gölcük İlçe İşletme Müdürlüğünde Proje ve Yatırımlar biriminde elektrik mühendisi olarak görev aldı. 2007 yılında askerliğini levazım teğmen olarak tamamladıktan sonra 2007 yılında Sağlık Bakanlığı Tepecik Eğitim ve Araştırma Hastanesinde Elektrik mühendisi olarak göreve başladı. Kamu Hastaneler Birliğinin kurulmasının ardından 2013 yılından itibaren İzmir Kuzey Kamu Hastaneler Birliğinde elektrik mühendisi olarak çalıştı. Kamu Hastaneleri Kurumu Başkanlıklarının 2017 yılı sonunda kapatılmasının ardından İzmir İl Sağlık Müdürlüğünde Elektrik mühendisi olarak görev yapmaktadırlar. Evli ve 1 kız çocuk babasıdır. Enerji yöneticiliği ve C Sınıfı İş güvenliği Sertifikalarına sahip olup iyi derecede İngilizce bilmektedir.