

## Soğutma Yüküne Bağlı Olarak Set Sıcaklığı Değişen Hava Soğutmalı Soğutma Grubunun Performansının Deneysel İncelenmesi

*Experimental Investigation of Performance of An Air Cooled Chiller with Variable Set Temperature Based on Cooling Load*

**Yasin ERŞAHİN, Haşmet TÜRKOĞLU**

yasinersahin85@gmail.com, hasmet@cankaya.edu.tr

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara  
Çankaya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Ankara,

### ÖZET

Alışılmış enerji kaynaklarının global enerji ihtiyacını karşılamadaki yetersizliği, her geçen gün enerji ihtiyacının artması ve enerji üretiminden kaynaklanan çevre kirliliği gibi sebepler enerji verimliliğinin önemini artırmaktadır. Günümüzde bütün sektörlerde, enerjiyi olabildiğince verimli kullanabilecek teknikler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Gelişmiş ülkeleri incelediğimizde, ısıtma ve soğutma alanındaki önceliklerde ilk sırayı enerji verimliliği almaktadır.

Merkezi yaşam alanları için gerekli olan soğutma ihtiyacı, gün veya sezon içerisinde sürekli değişiklik göstermektedir. Mahaldeki insan sayısının ve hava hareketliliğinin değişmesiyle ihtiyaç olan soğutma yükü de değişmektedir. Mahale bağlı bulunan soğutma grubunun bu değişken soğutma yüküne göre kendini ayarlayıp, hızlı bir şekilde reaksiyon vermesi enerjinin daha verimli kullanılmasını sağlamaktadır.

Bu çalışmada, standart soğutma grubu kontrol tekniği ve adaptif algoritmali kontrol tekniği ile kontrol edilen bir soğutma grubunun performansı ve enerji tüketimi, deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Testlerde, her iki kontrol sistemi için değişken soğutma yükü sağlanması amacıyla cihazın evaporatör su giriş sıcaklığı 12-7°C arasında değiştirilerek, soğutma grubu kompresörlerinin devreye girmesi ve devreden çıkması sağlanmıştır. Tam ve kısmi soğutma yükleri altında yapılan ölçümlerde, adaptif kontrol sistemi ile kontrol edilen soğutma grubunun, standart kontrol sistemine göre ortalama %10,72 daha az enerji tükettiği ve toplam ekserji yıkımının ise ortalama % 6,23 daha az olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma Grubu, Adaptif Kontrol, Ekserji Analizi

### ABSTRACT

Due to the rapid decrease in the conventional energy resources, increasing energy needs and the environmental pollution as a result of energy production, the energy efficiency has become an important issue.

Nowadays, techniques that helps to use the energy as efficient as possible have been developed in many branches of the industry. In the developed countries, the first priority in the field of heating and cooling is the energy efficiency.

The air conditioning requirement for indoor living spaces varies continuously during the day and/or along the seasons. In the living spaces, the number of people and the air movement change, and hence the cooling load required changes. For the efficient use of the energy, the chiller should adjust itself quickly to the variable cooling load requirement.

In this study, the effects of the standard chiller control technique and the adaptive control technique on the chiller performance and energy consumption were investigated by experimental studies. The performance characteristics of the chiller controlled with standard and adaptive control systems were compared. It was observed that the chiller controlled by the adaptive control system consumed 10.72% less energy on average than the chiller with standard control system under full and partial cooling loads. It was also observed that the total exergy destruction was 6.23% less on average when the system controlled adaptively.

**Keywords:** Air cooled chiller, Adaptive Control, Exergy Analysis

### SEMBOLLER

$\cos \varphi$  : Güç faktörü  
 $C_{p,w}$  : Suyun özgül ısısı (4,187 kJ/kgK)  
 EER : Enerji verimlilik oranı  
 h : Entalpi (kJ/kg)  
 I : Cihaza bağlı 3 faz üzerinden ölçülen ortalama akım değeri (A)  
 $\dot{m}_r$  : Soğutucu gaz kütleli debisi (kg/s)  
 $P_c$  : Kondenzasyon basıncı (bar)  
 $P_e$  : Evaporasyon basıncı (bar)  
 $Q_e$  : Soğutma kapasitesi (kW)  
 $T_{amb}$  : Dış hava sıcaklığı (°C)  
 $T_{aux}$  : Kondenserden atılan hava sıcaklığı (°C)  
 $T_c$  : Kondenzasyon sıcaklığı (°C)  
 $T_{dis}$  : Kompresör basma hattı sıcaklığı (°C)

# Makale

$T_e$	: Evaporasyon sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{ie}$	: Evaporatör su giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{liq}$	: Sıvı soğutucu hattı akışkan sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{oe}$	: Evaporatör su çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{sb}$	: Aşırı soğutma (subcool) değeri
$T_{sh}$	: Aşırı kızdırma (superheat) değeri
$T_{suc}$	: Kompresör emiş hattı sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$V$	: Cihaza bağlı 3 faz üzerinden ölçülen ortalama voltaj değeri (V)
$\dot{V}_w$	: Evaporatör su giriş hacimsel debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{W}_{el}$	: Soğutma grubunun toplam enerji tüketimi (kW)
$\Delta T$	: Evaporatör su giriş-çıkış sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\rho$	: Suyun özkütlesi (kg/m <sup>3</sup> )

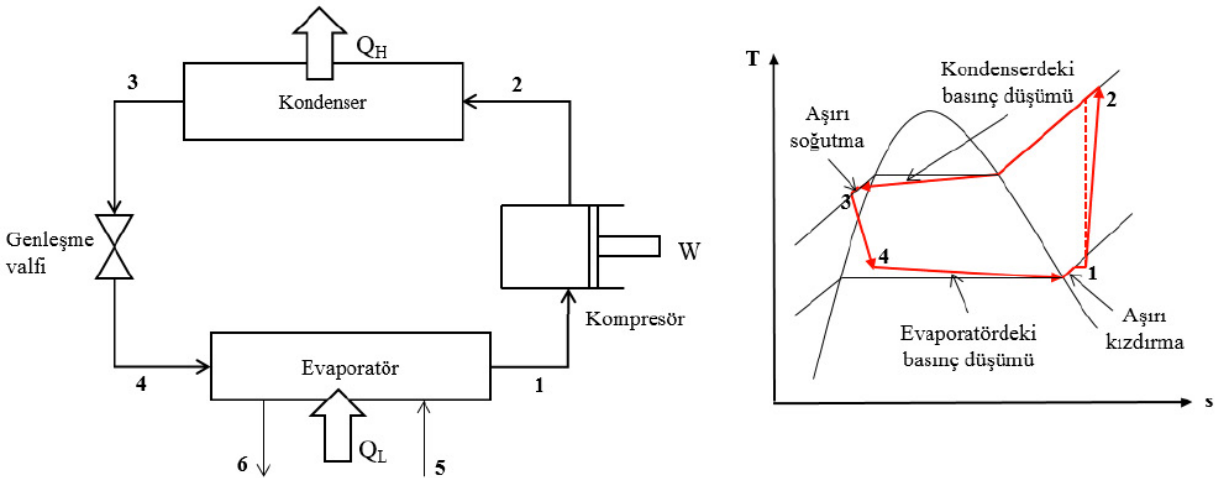
## 1. GİRİŞ

Su soğutma grupları genellikle hastane, otel, alışveriş merkezi, iş merkezi, havalimanları gibi yaşam alanlarının konfor amaçlı soğutulmasında, veri merkezi gibi hassas yerlerin soğutulmasında, endüstride kalıp ve makinelerin soğutulmasında kullanılmaktadır. Soğutma işlemi, soğutma grubunun evaporatöründen çıkan soğutulmuş su ile sağlanmaktadır. Soğutma gruplarının kullanıldığı binalarda soğutma kaynağı tek

bir yerden sağlandığı için, özellikle split klimaların yarattığı görüntü kirliliği ve enerji sarfiyatına karşılık soğutma grupları daha çok tercih edilmektedir.

Soğutma grupları, temel olarak evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme vanasından meydana gelmektedir. Şekil.1'de görüldüğü üzere, evaporatör çıkışında aşırı kızdırılmış soğutucu akışkan 1 noktasında kompresöre girer ve 2 noktasına kadar kompresörde sıkıştırılır ve ısınan soğutucu akışkan, bu noktadan sonra kondenserde dış ortama ısı ( $\dot{Q}_H$ ) atarak yoğunlaşır. Kondenserin çıkışında akışkanın tamamen sıvı hale gelmesi için aşırı soğutma uygulanır. Daha sonra 3 noktasında genişleme vanasına giren akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşer.

Basıncı ve sıcaklığı düşen akışkan 4 noktasında evaporatörden girerken 5 noktasında soğutulmak istenen sudan ısı ( $\dot{Q}_L$ ) alır ve daha sonra alçak basınçta gaz halinde kompresöre gelir ve yeniden sıkıştırılır. Isısı alınan su, 6 noktasında evaporatörü terk eder ve çevrim bu şekilde sürekli devam eder.



Şekil 1. Soğutma sistemi şeması ve sıcaklık (T) - entropi (s) grafiği [1]

Bir soğutma grubu ve komponentleri, cihazın mikro işlemcisine yüklenmiş bir kontrol yazılımının direktifleri doğrultusunda çalışır. Ayrıca kontrol yazılımı ile soğutma grubunun kapasite kontrolü yapılmaktadır. Soğutma gruplarında sıklıkla uygulanan kapasite kontrol metodları olarak; aç/kapa kontrol, kayar vana mekanizması, çoklu ve değişken hızlı kompresör kullanımı ve dijital sarmal kompresör kullanımı sayılabilir [2].

Standart soğutma grubu kontrolünde set sıcaklığı, yani evaporatörden çıkan soğutulmuş su sıcaklığı  $+7^{\circ}\text{C}$ 'ye ayarlıdır. Yani farklı bir set sıcaklığı tanımlanmadık-

ça, soğutma grubu bağlı bulunduğu mahaldeki soğutma yükü değişiminden bağımsız olarak, suyu sürekli  $7^{\circ}\text{C}$ 'ye soğutacak şekilde çalışır. Adaptif soğutma grubu kontrolünde ise, cihazın set sıcaklığı tanımlı bir algoritma ile mahalın değişen ısı yük ihtiyacına göre eş zamanlı olarak değiştirilir. Böylece, cihazın mahalın gerçek ihtiyacına göre çalışması sağlanarak, soğutma grubunun enerji veriminin artması hedeflenir. Adaptif kontrol sayesinde, özellikle kısmi yük ihtiyaçlarında, soğutma grubunda optimum sayıda kompresör çalıştırılarak, mümkün olduğunca evaporasyon basıncının yüksek, kondenzasyon basıncının düşük olması amaç-

# Makale

lanır. Çünkü bir soğutma sisteminde alçak ve yüksek basınç seviyeleri birbirine ne kadar yakın olursa, sistemin enerji tüketimi de o oranda azalır.

Bu çalışmada, 500 kW (maksimum) soğutma kapasitesine sahip, R410A soğutucu akışkan ile çalışan, hava soğutmalı bir soğutma grubu standart ve adaptif kontrol sistemleri ile kontrol edilerek test edilmiş ve elde edilen test verileri kullanılarak analizler yapılmıştır. Test edilen soğutma grubu aynı zamanda ısıtma da yapılabilen bir ısı pompasıdır, fakat testler sadece soğutma için yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, Üntes Rhoss Soğutma Sistemleri A.Ş.'nin test ünitesinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalara ilave olarak, standart ve adaptif kontrollü sistemler için ekserji analizleri de yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Bir soğutma grubunu düzenli bir şekilde çalıştıran kontrol sistemi sayesinde, cihazın soğuk su çalışma sıcaklık değerleri, alçak ve yüksek sıcaklık/basınç, alarm değerleri, kompresörlerin devreye girme ve çıkma süreleri gibi tüm parametreler kontrol edilebilmekte ve bu parametreler ile ilgili bilgiler anlık alınabilmektedir. Soğutma gruplarının seçimi, kurulacağı mahalin maksimum soğutma yükü ihtiyacına göre yapılır. Ancak soğutma grupları yıl içerisinde çok kısa süre tam yükte çalıştığından dolayı, cihaz uzun bir süre düşük verimlerde çalışmak durumunda kalır. Dolayısıyla bu cihazların kısmi yüklerdeki çalışma performansları, cihazın karakteristiği bakımından daha belirleyicidir. Bu nedenle soğutma gruplarının, farklı yöntemlerle enerjisi daha verimli kullanması için, değişik teknikler geliştirilmiştir. Bu tekniklerin bazı avantajları ve dezavantajları mevcuttur. Örneğin, invertörlü kompresör kullanımı ile enerji tüketimi azaltılabilir, fakat bu yöntem diğerlerine göre daha pahalıdır. Şimdiye kadar soğutma gruplarında bir çok kapasite kontrol metodu uygulanmış ve enerjinin daha verimli kullanımı ile ilgili birçok teorik ve deneysel çalışma yapılmıştır.

Chang tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma grubunun standart kontrolünde ortaya çıkan problemleri gidermek için Lagrange algoritmasını esas alan bir teknik deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Kombin çalışan birden fazla santrifüj soğutma grubu içeren iki ayrı sistem için Lagrange algoritması esaslı bir kontrol sistemi kullanılmıştır. Deneyler boyunca, Lagrange fonksiyonuna uygun olarak soğutma gruplarının set değerleri otomatik olarak değiştirilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda, Lagrange metodu ile kontrol edilen soğutma grupları konvansiyonel metoda (standart kontrol) göre, birinci sistemde 30,03 kW, ikinci sistemde ise 334,82 kW daha az güç tüketmiştir [3]. Vakıloroaya

ve arkadaşları tarafından, model tabanlı optimizasyon metodu ile hava soğutmalı bir soğutma grubunda enerji tasarrufuna yönelik bir çalışma yapılmıştır. Bu metoda dayanan algoritma ile soğutma grubunun değişken şartlar altında, optimum set sıcaklıklarını belirleyerek minimum enerji tüketimi amaçlanmıştır. Kontrol sistemi TRNSYS programı ile simüle edilmiştir. Algoritma, mahalden gelen suyun sıcaklığı ve sistemdeki soğutucu akışkan debisine göre cihazın elektrik gücünü belirlemektedir. Deney sonucunda, algoritmali çalışma modunda, standart kontrole göre yaklaşık %11.4 daha az elektrik tüketilmiştir [4]. Filho ve arkadaşları tarafından, adaptif bulanık mantık kontrolü ve frekans invertörlü kompresör ile çalışan 17,5 kW 'lık bir soğutma sistemi üzerinde, 32 ile 70 Hz arasında değişen kompresör hızlarında deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bulanık mantık kontrolü sayesinde, evaporatöre giren su sıcaklığından alınan bilgiye göre, evaporatörden çıkan su sıcaklığının kontrolü sağlanmış ve elde edilen sonuçlar geleneksel on-off kontrolü ile karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlara göre; sistemin adaptif bulanık mantık ile çalıştığına göre, on-off kontrole göre %17,8 daha az elektrik tükettiği görülmüştür ve en yüksek performans katsayısı 50 Hz hızında bulunmuştur [5].

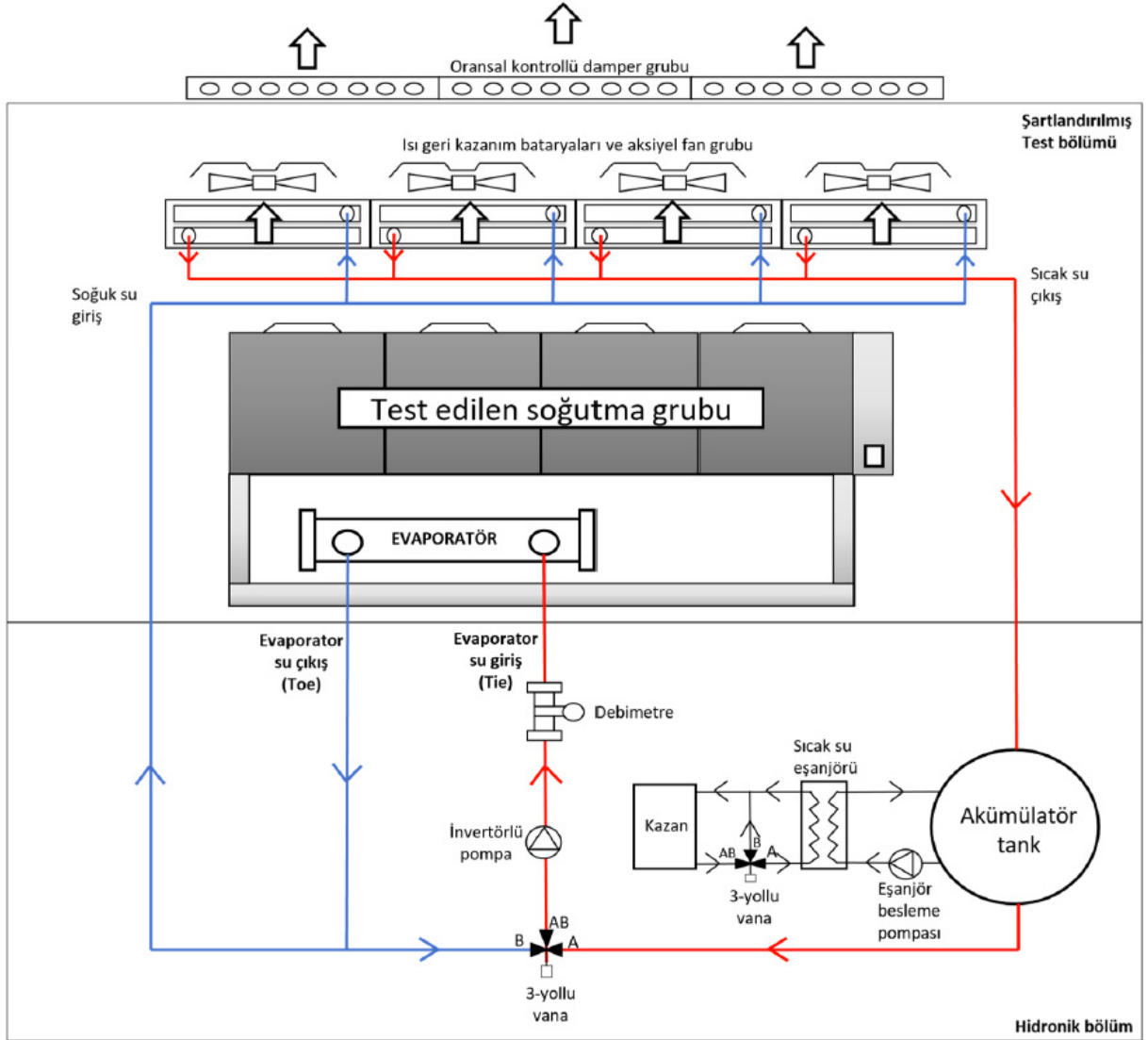
Bu tez çalışmasında incelenen adaptif kontrol sisteminin genel çalışma prensibi, soğutulan mahalden gelen dönüş suyu sıcaklığına göre set sıcaklığının (suyun evaporatörden çıkış sıcaklığının) otomatik olarak değiştirilmesidir. Kontrol algoritması ısı yük azalmasına göre çalışmaktadır. Adaptif kontrol sistemi, mevcut standart kontrol sisteminin modifiye edilmiş bir halidir. Adaptif kontrolde, kompresör kontrolü hariç genleşme vanası kontrolü, kondenser fan kontrolü ve cihaz emniyet kontrolü standart kontroldekilerin aynıdır. Kompresör kontrolü ise, değişen set sıcaklığı algoritmasına dayanmaktadır. Standart kontrolde, set sıcaklığı manuel ayarlanıp, dışarıdan müdahale edilip değiştirilmedikçe sabit bir değerde (7°C) kalırken, adaptif kontrolde, set sıcaklığı mahalin değişen ısı yük ihtiyacına göre 7-7,9°C arasında otomatik olarak değişmektedir. Bu farklılık, adaptif kontrol sisteminin en önemli karakteristik özelliğidir. Ayrıca standart kontrolde soğutma grubu, mahal dönüş suyu sıcaklığı (soğutma yükü) veya evaporatör su çıkış (set) sıcaklık değerlerinden sadece birine göre kontrol edilirken, adaptif kontrolde cihaz her iki sıcaklık değeri ile kontrol edilmektedir. Dolayısıyla, mahaldeki soğutma yükü değişimi daha yakından takip edilmekte ve soğutma grubunun daha hızlı reaksiyon vermesi amaçlanmıştır.

## 3. TEST ÜNİTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan, Üntes Rhoss Soğutma Sistemleri A.Ş.'nin bünyesinde kurulu soğutma gru-

bu test ünitesinin şematik görünümü Şekil.2'de verilmiştir. Test ünitesi, testin yapıldığı iklimlendirilmiş test bölümü ve test bölümüne şartlandırılmış su beslemesi sağlayan hidronik oda olmak üzere 2 ayrı bölüme oluşmaktadır. Test bölümünde, sıcaklık sensörleri, basınç transdüserleri, ısı geri kazanım bataryaları, bataryalara ait eksenel fanlar ve test bölümünün ta-

vanına yerleşik ve dış ortama açılıp kapanabilen otomatik kontrollü damperler bulunmaktadır. Hidronik bölümde; akümülatör tankı, invertörlü pompa, sıcak su kazanı ve eşanjörü, genleşme tankı, 3-yollu vanalar ve debimetre bulunmaktadır.



Şekil.2-Test ünitesi şeması

Test sistemi ve testlerde kullanılan ölçüm aletlerine ait hassasiyet değerleri, EN 14511 (Mekan ısıtma ve soğutma için elektrikle tahrik edilen kompresör ile çalışan iklimlendirme cihazları, sıvı soğutma paketleri ve ısı pompaları) ve Eurovent (Avrupa Soğutma ve Havalandırma Cihazı Üreticileri Derneği) standar-

dında belirtilen tüm kriterlerini sağlamaktadır [6-7]. Testlerde yapılan ölçümler ve bu ölçümlerde kullanılan ölçüm aletleri ile ilgili detaylı bilgi Tablo.1'de verilmiştir.

Tablo.1- Testlerde kullanılan ölçüm aletlerine ilişkin bilgiler

Ölçülen Parametre	Ölçüm Aleti	Model	Birim	Ölçüm Aralığı	Çalışma Sinyali	Hassasiyet
Kompresör emiş sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-200 -850 °C	-	± 0.03 °C
Kompresör basma sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-200 -850 °C	-	± 0.03 °C
Evaporasyon basıncı	Basınç Transduseri	PMP131-A1102A1W	bar	0-25 bar	4-20 mA	% 0,5
Kondenzasyon basıncı	Basınç Transduseri	PMP131-A1102A1Z	bar	0-60 bar	4-20 mA	% 0,5
Sıvı R410a sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-200 -850 °C	-	± 0.03 °C
Elektrik gücü	Ağ çözümleyici	ESAM E1100	Watt	0 - 860 kW	-	% ± 0.2
Evaporatör su giriş sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-200 -850 °C	-	± 0.03 °C
Evaporatör su çıkış sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-200 -850 °C	-	± 0.03 °C
Dış hava sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe Probe	°C	-200 -850 °C	0-20 mA	± 0.03 °C
Kondenserden atılan sıcak hava sıcaklığı	Pt100	Pro4-Overmolded Probe	°C	-40 -125 °C	-	± 0.03 °C
Evaporatör giriş su debisi	Debimetre	Promag W	m <sup>3</sup> /h	0 - 280 m <sup>3</sup> /h	3 -30 V DC	% ± 0.2
Oransal su akış kontrolü	3 yollu vana denetleyicisi	Controlli –MVH3K	Newton	0 - 3000 N	24 V DC	-

Test sırasında cihazın kondenser bataryalarından atılan sıcak hava, cihazın hemen üstünde yer alan test bölümüne ait ısı geri kazanım batarya lamellerinin (kanat) içinden geçerken, aynı anda batarya borularının içinden geçen (yani evaporatörden çıkan) su bu ısıyı alarak hidronik kısımdaki akümülatör tankına gönderilmektedir. Diğer yandan evaporatörden çıkan soğuk suyun bir kısmı da 3 yollu karışım vanasına gönderilmektedir. Akümülatör tankından gelen sıcak su ile evaporatörden gelen soğuk su oransal kontrollü 3 yollu vana ile istenilen sıcaklıkta karışım sağlanarak önce invertörlü pompaya, daha sonra pompa ile tekrar test edilen soğutma grubunun evaporatör girişine verilmektedir. Evaporatöre verilen suyun sıcaklığı hangi değerde isteniyorsa, test bilgisayarı ekranından girilen sıcaklığa göre sistem kendini otomatik ayarlayıp istenilen su sıcaklığını ve sabit su debisini cihazın evaporatörüne göndermektedir. Cihazın çalışması için gerekli elektriksel bağlantılar ise, test ünitesinin elektrik pano-

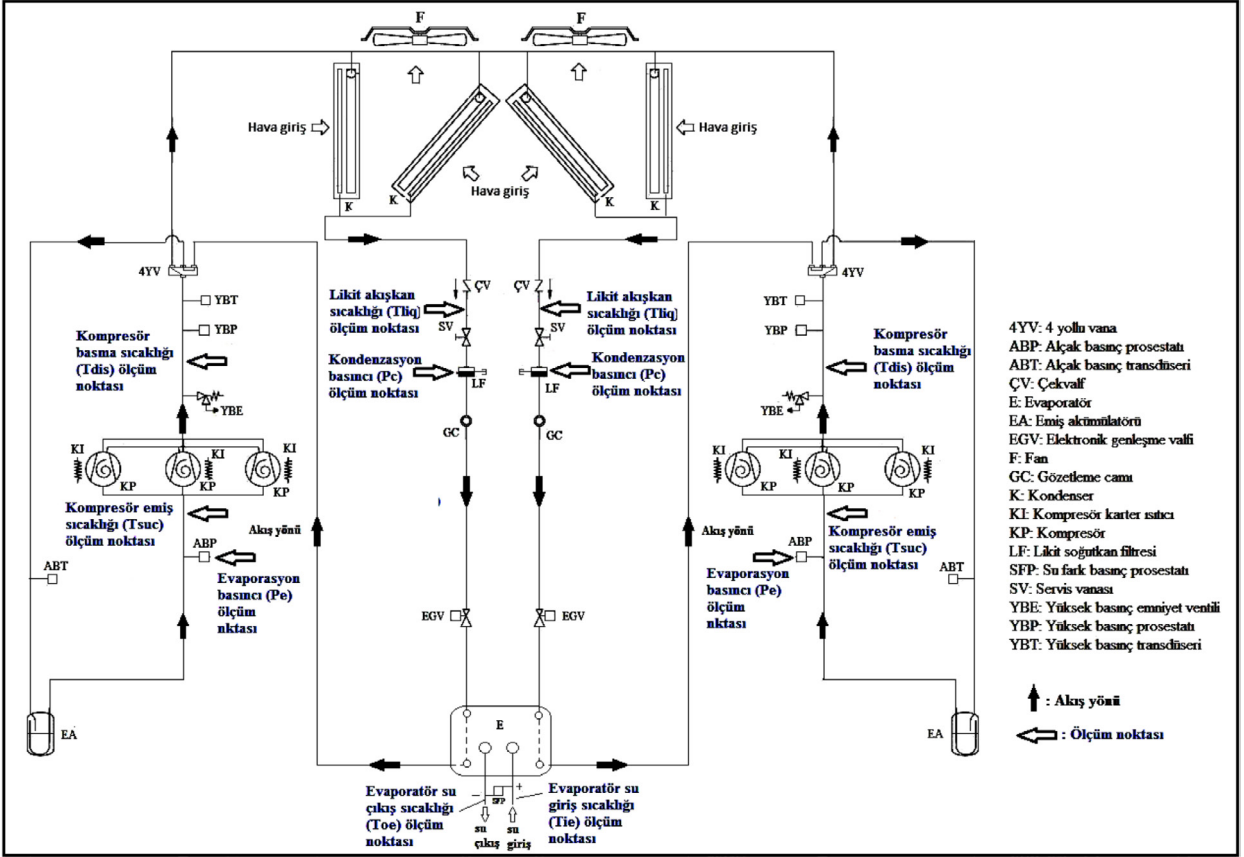
su üzerinden verilmektedir.

#### 4. TESTLERİN YAPILIŞI VE VERİ ANALİZİ

Testlerde ölçümlerin yapıldığı sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları Şekil.3'de görülmektedir. Test süresince ortam sıcaklığı, soğutma grubunun etrafına yerleştirilmiş 4 adet PT100 sıcaklık sensörleri ile ölçülmüştür. Testlerde, kondenserden çıkan soğutucu akışkanın tamamen sıvı haline gelmesi için aşırı soğutma, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın ise tamamen gaz fazında kompresöre girmesi için aşırı kızdırma işlemi yapılmıştır. Ayrıca bu iki değer, soğutucu akışkanın ölçüm noktalarındaki termodinamik özelliklerini hesaplamaya yarayan yazılım için veri olarak kullanılmıştır. Aşırı soğutma (subcool) değerinin hesaplanmasında kondenzasyon basıncına ( $P_c$ ) karşılık gelen doyma sıcaklığı ( $T_c$ ) ile cihazın kondensерinden çıkan sıvı akışkan sıcaklığı ( $T_{liq}$ ) kullanılmaktadır. Bu iki sıcaklığın farkı

( $T_c - T_{liq}$ ) aşırı soğutma değerini vermektedir. Aşırı kızdırma (superheat) değerinin hesaplanmasında, evaporasyon basıncına ( $P_e$ ) karşılık gelen doyma sıcaklığı ( $T_e$ ) ile kompresör emiş gaz sıcaklığı ( $T_{suc}$ ) kullanılmıştır. Bu iki sıcaklığın farkı ( $T_{suc} - T_e$ ) aşırı kızdırma değerini vermektedir. Cihazın soğutma kapasitesi ( $\dot{Q}_e$ ), evaporatör su giriş ( $T_{ie}$ ) ve çıkışı ( $T_{oe}$ ) sıcaklıkları ve su debisi ( $\dot{V}_w$ ) değerleri kullanılarak EN 14511 standardında yer alan hesaplama metoduna göre yapılmıştır.

Soğutma grubu, hem standart ve hem de adaptif kontrol yöntemi ile kontrol edilerek, kısmi ve tam soğutma yüklerinde test edilmiştir. Soğutma grubu tam yükte test edilirken Eurovent RS 6/C/003-2015 standardında belirtilen; kondenser hava giriş sıcaklığı için 35°C, evaporatör su giriş sıcaklığı için 12°C, evaporatör su çıkış sıcaklığı için 7°C koşulu her iki kontrol sistemi için referans alınmıştır. Testler iki günde tamamlanmıştır.

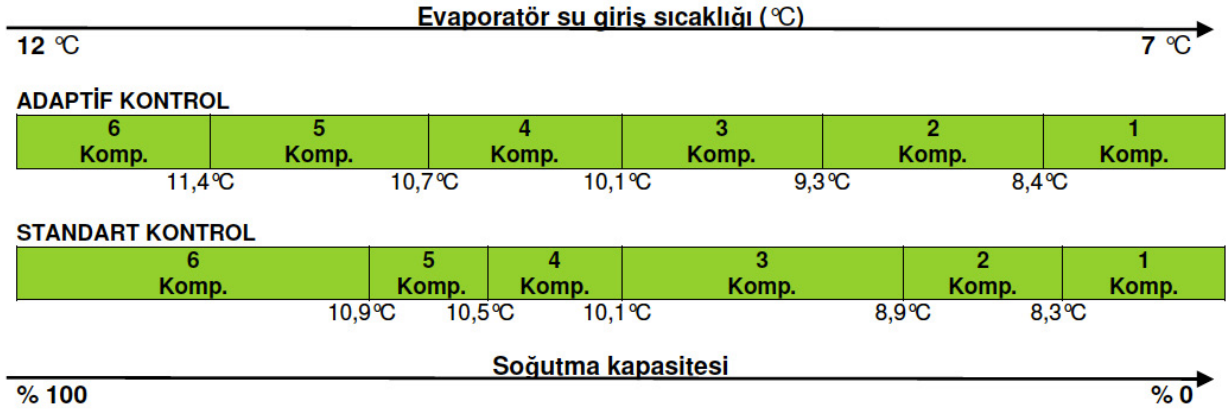


Şekil.3-Test sisteminin, sıcaklık ve basınç ölçüm yerlerinin şematik görünümü.

Testin birinci gününde, 2,5 saatlik süre içerisinde her iki kontrol yönteminde ısıl yük azaltma senaryosu test edilmiştir. Bu amaçla, evaporatör su giriş ve çıkış sıcaklıkları kontrol edilerek, öncelikle soğutma grubunun tüm kompresörlerinin sırayla devreye girmesi ile, evaporatör su giriş sıcaklığının 12°C ve evaporatörden çıkan su sıcaklığının 7°C olması sağlanarak tam yük şartlarına ulaşılmıştır. Daha sonra, ısıl yük azaltması senaryosuna göre test etmek için, 35°C ortam sıcaklığında, evaporatör su giriş sıcaklığı 12°C'den başlayarak 7°C'ye kadar adım adım düşürülmek suretiyle her iki kontrol yönteminde kompresörlerin devreden çıktığı sıcaklık değerleri kayıt edilmiştir. Bu testler yapılırken standart kontrolde evaporatör set sıcaklığı 7°C'de sabit kalırken, adaptif kontrolde set sıcaklığı evaporatör giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak önceden

tanımlanmış olan algoritmaya göre otomatik olarak değişmiştir.

Şekil.4'de, test edilen soğutma grubunun her iki kontrol sistemi ile kontrol edildiğinde, evaporatör su giriş sıcaklığına göre kompresörlerin devreden çıktığı sıcaklık değerleri görülmektedir. Bu şekilde göre, ısıl yük azalırken adaptif kontrolde genellikle kompresörlerin daha erken devreden çıktığı görülmüştür. Standart kontrolde cihaz sabit set sıcaklığına göre çalışırken, sistem önceden tanımlı kompresör devreden çıkma sıcaklıklarını dikkate alır ve bundan dolayı gereken süre kadar bekleyerek kompresörleri sırayla devreden çıkarır. Cihaz adaptif kontrol ile çalışırken, evaporatör su giriş sıcaklığındaki değişim hissedilince, kompresörlerin daha erken devreden çıkmıştır.



**Şekil.4-Isıl yük azalması testlerinde evaporatör su giriş sıcaklığına göre devrede kalan kompresör sayısı**

Testin ikinci gününde ise, 4,5 saatlik süre içerisinde soğutma grubunun, hem soğutma yükü artması ve hem de soğutma yükü azalması senaryosuna göre testleri yapılmıştır. Isıl yük artma senaryosunda, sırasıyla 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 adet kompresörün devreye girmesi ile sistem tam yük koşullarına ulaşmıştır. Isıl yük azalması senaryosunda, ortam sıcaklığı 35°C'de iken ve tüm kompresörler çalışırken evaporatör su giriş sıcaklığı 12°C'den başlayarak 7°C'ye kadar adım adım düşü-

• rülerek kompresörlerin sırayla devreden çıkması sağlanmıştır. Bu senaryolar her iki kontrol sistemi için gerçekleştirilmiştir. Testlerde soğutma grubunun çektiği güç, alınan soğutma kapasitesi ve soğutma çevrimine ilişkin termodinamik değerler kayıt altına alınmıştır. Her 2 saniyede bir ölçümler alınmış olup, daha sonra her çalışan kompresör için ölçülen bu verilerin ortalaması alınarak Tablo.2'de gösterilmiştir.

**Tablo.2-Soğutma yükü azaltma/artırma senaryosu testlerinde adaptif ve standart kontrol ile elde edilen ortalama ölçüm değerleri**

**ADAPTİF KONTROL**

Çalışan kompresör sayısı	$\dot{V}_w$ (m <sup>3</sup> /h)	Pe (bar)	Pc (bar)	Tie (°C)	Toe (°C)	Tsuc (°C)	Tdis (°C)	Tliq (°C)	Taux1 (°C)	Tamb (°C)	$\Delta T$ (°C)	Te (°C)	Tc (°C)	Tsb (°C)	Tsc (°C)	$\dot{Q}_e$ (kW)	$\dot{W}_{el}$ (kW)	EER
1	86,98	9,29	19,24	10,11	9,18	9,81	46,65	26,99	29,41	25,21	0,93	4,62	30,16	3,16	5,19	94,36	23,24	4,06
2	87,47	8,90	21,90	9,34	8,12	10,38	49,03	30,23	34,32	29,42	1,22	3,15	35,21	4,98	7,23	124,96	49,20	2,54
3	87,80	9,41	22,00	11,37	8,65	11,51	50,83	29,26	32,22	26,82	2,72	5,26	35,82	6,56	6,25	278,60	73,00	3,82
4	88,03	9,11	27,08	10,12	7,45	10,67	64,01	37,45	41,68	34,42	2,67	4,11	44,35	6,90	6,56	273,91	97,11	2,82
5	88,01	9,27	30,10	11,56	8,63	11,73	68,57	41,28	45,68	36,47	3,03	4,76	48,97	7,70	6,97	310,52	126,08	2,46
6	88,02	7,72	31,16	11,84	7,84	10,46	77,07	41,67	48,32	35,17	4,00	2,84	52,04	10,37	7,62	410,85	176,73	2,32

**STANDART KONTROL**

Çalışan kompresör sayısı	$\dot{V}_w$ (m <sup>3</sup> /h)	Pe (bar)	Pc (bar)	Tie (°C)	Toe (°C)	Tsuc (°C)	Tdis (°C)	Tliq (°C)	Taux1 (°C)	Tamb (°C)	$\Delta T$ (°C)	Te (°C)	Tc (°C)	Tsb (°C)	Tsc (°C)	$\dot{Q}_e$ (kW)	$\dot{W}_{el}$ (kW)	EER
1	88,03	8,83	18,67	11,47	10,80	9,82	37,32	23,84	25,42	22,15	0,67	2,80	28,71	4,88	7,01	69,03	22,45	3,08
2	88,10	8,77	23,63	11,45	10,50	11,36	52,15	28,80	28,54	20,11	0,95	2,86	38,74	9,95	8,50	97,24	50,04	1,94
3	87,96	9,43	23,14	11,26	8,42	12,07	52,84	29,49	33,76	27,07	2,83	5,34	37,94	8,44	6,73	290,36	72,27	4,02
4	87,95	8,88	27,54	9,47	6,61	10,83	64,44	35,96	41,85	34,20	2,86	3,40	45,26	9,30	7,43	293,47	103,03	2,85
5	87,99	8,53	30,26	9,96	6,53	10,68	70,55	37,72	45,26	36,13	3,44	2,13	49,28	11,57	8,54	352,79	147,52	2,39
6	87,96	7,48	29,66	11,54	7,00	9,72	77,35	37,05	45,00	34,60	4,54	1,97	50,02	12,97	7,75	465,40	178,49	2,61

Günümüzde soğutma gruplarının enerji verimliliği, ticari sektörde ve literatürde "Enerji Verimlilik Oranı (EER)" ile ifade edilmektedir ve soğutma grupları EER değerine göre Eurovent (RS 6/C/003-2015) tarafından farklı sınıflara ayrılmaktadır.

• Enerji verimlilik oranı, bir soğutma grubunun tam yükte çalışması esnasında, cihazın soğutma kapasitesinin, cihaz tarafından tüketilen toplam enerji miktarına oranı olarak tanımlanır [7] ve Eş. 4. 1. ile hesaplanabilir.

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{W_{el}} \quad (4.1.)$$

Burada,  $\dot{Q}_e$  soğutma grubunun soğutma kapasitesi olup ölçülen veriler kullanılarak, Eş. 4.2. ile hesaplanmıştır [6].

$$\dot{Q}_e = \dot{V}_w \rho_w c_{p,w} (T_{ie} - T_{oe}) \quad (4.2.)$$

Denklemdaki,  $T_{ie}$  ve  $T_{oe}$  sırasıyla evaporatör giriş ve çıkışında ölçülen su sıcaklıkları;  $\dot{V}_w$  ölçülen su debisi;  $\rho$  ve  $c_p$  sırasıyla suyun yoğunluğu ve özgül ısıdır. Soğutma grubu tarafından tüketilen güç, test ünitesine bağlı ağ çözümlenici tarafından ölçülen voltaj ( $V$ ), akım ( $I$ ) ve güç faktörü ( $\cos \phi$ ) değerleri kullanılarak, Eş. 4.3. ile hesaplanmıştır.

$$W_{el} = V.I.\cos\phi.\sqrt{3} \quad (4.3.)$$

Aşırı kızdırma değeri Eş. 4.4. ile aşırı soğutma değeri ise Eş. 4.5. ile hesaplanmıştır.

$$T_{sh} = T_{suc} - T_e \quad (4.4.)$$

$$T_{sb} = T_c - T_{liq} \quad (4.5.)$$

EN 14511 standardına göre, soğutma kapasitesinin hesaplanmasında kullanılan test ve ölçüm aletlerinden kaynaklı toplam belirsizlik oranı %5'i geçmemelidir [3]. Yapılan hata analizleri sonucunda, soğutma kapasitesi ölçümlerindeki hata oranlarının en fazla %4,78 çıktığı ve kabul edilebilir seviyede oldukları görülmüştür.

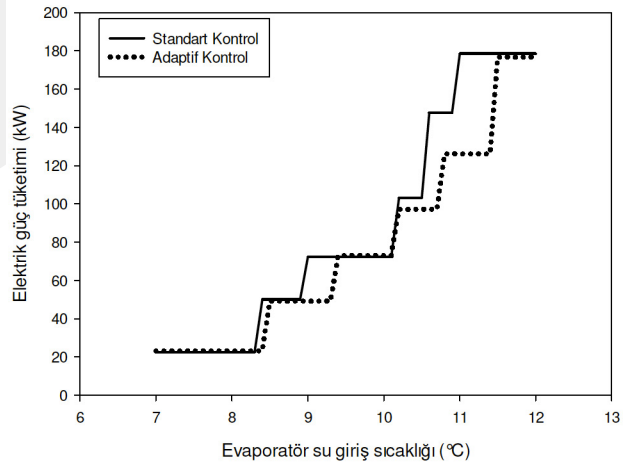
## 5. TEST SONUÇLARI

Testler tamamlandıktan sonra, Tablo.2'de gösterilen sayısal veriler üzerinden adaptif kontrol ve standart kontrol sistemleri karşılaştırılmış ve grafiklerle gösterilmiştir. Bu amaçla, değişken soğutma yükü altında, soğutma grubunun çektiği güç değerleri, evaporasyon ve kondenzasyon çalışma basınçları ve EER değerleri her iki kontrol sistemi için kıyaslanmıştır.

### 5.1. Elektrik Tüketimi Karşılaştırılması

Şekil.5, testin birinci gününde yapılan ısı yük azalması senaryosunda elde edilen, evaporatör su giriş sıcaklıklarındaki azalmaya karşı kompresörlerin devreden çıkış sıcaklıkları ile testin ikinci gününde elde edilen ve her bir kompresör çalışmasında tüketilen ortalama güç değerleri kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 4'de görüldüğü üzere, azalan evaporatör giriş su sıcaklığına adaptif kontrol sistemi daha hızlı tepki vererek, genellikle kompresörler daha erken devreden çıkmıştır. Bunun sonucu olarak, soğutma grubu adaptif kontrol sistemi ile kontrol edildiğinde, standart kontrole göre daha az enerji tüketmektedir.

Testler sonucunda adaptif kontrolde, evaporatör su giriş sıcaklığına göre referans alınan her 1°C azalmaya karşın, soğutma grubunun tükettiği güç standart kontrole göre % 8,83 daha az olmuştur. Genel ortalamaya bakılırsa, adaptif kontrol sisteminde standart kontrole göre %10,72 oranında daha az elektrik gücü tüketimi gerçekleşmiştir.



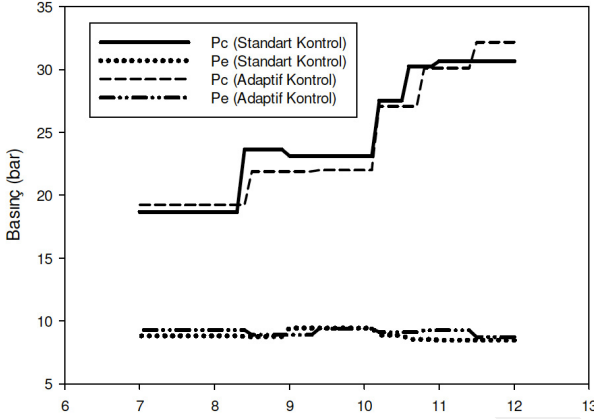
Şekil.5-Enerji tüketiminin evaporatör su giriş sıcaklığı ile değişimi.

### 5.2. Evaporasyon ve Kondenzasyon Basıncı Karşılaştırılması

Şekil.6'da kondenzasyon ve evaporasyon basınçlarının, evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, adaptif kontrolde konden-

## Makale

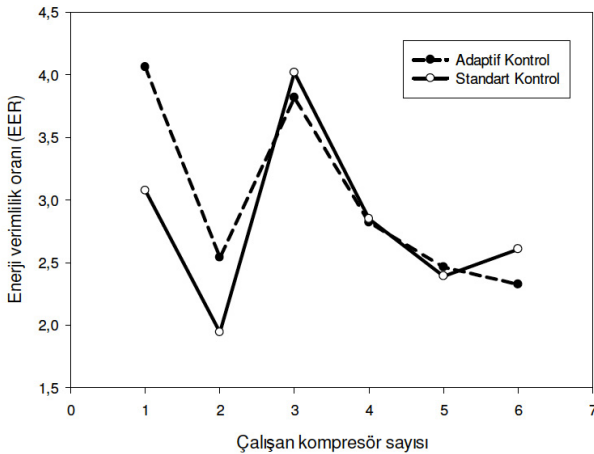
zasyon basıncı daha düşük seviyelerde, evaporasyon basıncı ise nispeten daha yüksek seviyede seyretmiştir. Standart kontrolde ortalama 25,92 bar seviyesinde seyreden kondenzasyon basıncı, adaptif kontrolde %2,62'lik düşükle ortalama 25,25 bar seviyesinde seyretmiştir. Standart kontrolde ortalama 8,88 bar seyreden evaporasyon basıncı, adaptif kontrolde ise %2,66'lık yükselme ile ortalama 9,11 bar seviyesinde ölçülmüştür.



Şekil.6-Evaporatör su giriş sıcaklığına göre basınç değişimi

### 5.3. Enerji Verimliliği Karşılaştırılması

Şekil.7'de her iki kontrol sisteminde EER değerlerinin değişimi görülmektedir. Genel olarak her iki kontrol sisteminin EER değişimleri paralellik göstermektedir. Adaptif kontrolde enerji verimlilik oranı ( EER ) 1, 2 ve 5 kompresör çalışmasında daha yüksek iken, standart kontrolde 3, 4 ve 6 kompresör çalışmasında daha yüksek olduğu görülmüştür.

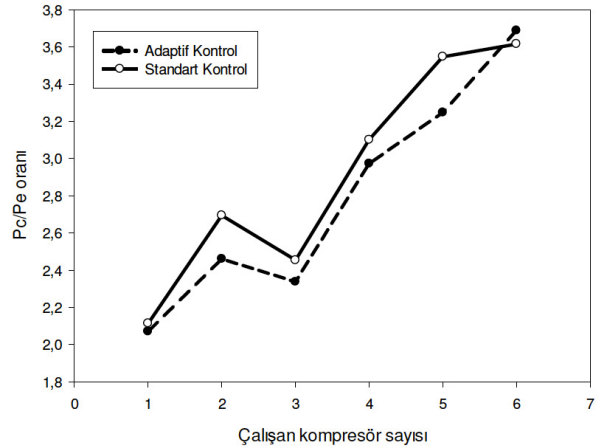


Şekil.7-Çalışan kompresör sayısı - EER değişim

### 5.4. $P_c / P_e$ Oranlarının Karşılaştırılması

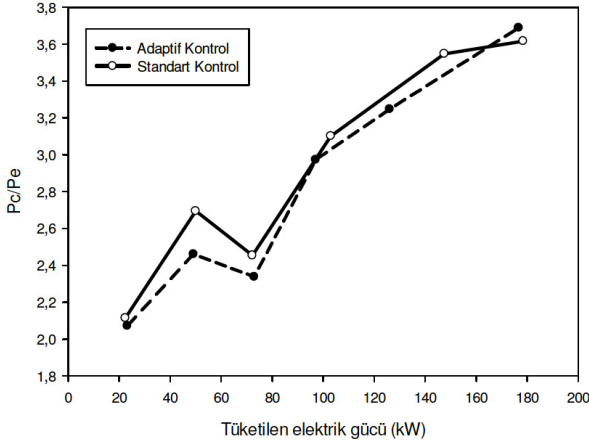
Soğutma sistemlerinde enerji tüketimini ve ekserji yıkımını etkileyen faktörlerden biri de, sistemin yüksek ve alçak basınç oranıdır (  $P_c / P_e$  ). Burada,  $P_c$  kondenzasyon basıncını,  $P_e$  evaporasyon basıncını temsil etmektedir. Bu iki basınç aralığı birbirine ne kadar yakın olursa,  $P_c / P_e$  oranı küçülmekte, basınç seviyeleri uzaklaştıkça bu oran büyümektedir. Bu iki basınç seviyesinden etkilenen öncelikli komponent kompresör olduğu için, bu oran ne kadar büyük olursa kompresörün işi ve dolayısıyla tükettiği enerji o kadar artmaktadır. Kondenzasyon basıncı ortam sıcaklığına bağlı olarak değişirken, evaporasyon basıncı evaporatördeki su giriş/çıkış sıcaklıklarına göre değişmektedir.

Şekil.8'de görüldüğü üzere, testlerde ölçülen ortalama kondenzasyon ve evaporasyon basınç değerlerine göre her iki kontrol sistemindeki  $P_c / P_e$  oranları hesaplanmıştır. Kıyaslama yapıldığında, ilk 5 kompresörün aksine 6 kompresör çalışmasında, adaptif kontroldeki  $P_c / P_e$  oranı standart kontrolden daha yüksek çıkmıştır. Genel olarak, adaptif kontrol sistemindeki  $P_c / P_e$  oranının standart kontrolden %4,3 oranında daha küçük seyrettiği görülmüştür. Bu grafik değerlendirilirken, ortam ve su giriş/çıkış sıcaklıklarının değişken olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil.8-Çalışan kompresör sayısı ve  $P_c / P_e$  oranı ilişkisi

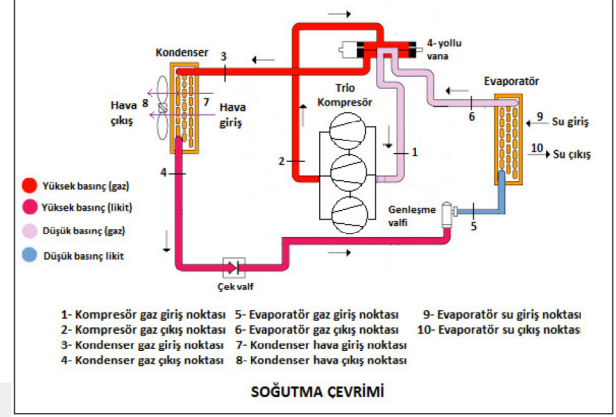
$P_c / P_e$  oranı ile tüketilen elektrik gücünün değişimini gösteren Şekil.9'deki grafik ile Şekil.8 paralellik göstermektedir. Her iki kontrol sisteminin, aynı sayıda kompresör çalışma değerlerine bakıldığında, genel olarak  $P_c / P_e$  oranı küçük olan sistemde tüketilen elektrik gücü değerinin de daha küçük olduğu görülmektedir.



Şekil.9-Tüketilen elektrik gücü ve  $P_c / P_e$  oranı ilişkisi

## 6. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamik analizde referans alınan soğutma sisteminin yapısı ve analizlerde esas alınan önemli noktalar tek devre için Şekil.10'da gösterilmiştir.



Şekil.10-Soğutma sistemi şeması ve termodinamik analizler için referans alınan önemli veri noktaları

Termodinamik analizler için, sistemdeki her bileşenin giriş ve çıkışına numaralar verilmiş ve bu noktalara ilişkin sıcaklık ve basınç değerleri için kullanılan semboller Tablo.3'de gösterilmiştir.

Tablo.3-Termodinamik analiz için veri noktalarına ilişkin sıcaklık-basınç değerleri

Nokta	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Sıcaklık	$T_{suc}$	$T_{dis}$	$T_{dis}$	$T_{liq}$	$T_{eg}$	$T_{suc}$	$T_{amb}$	$T_{aux1}$	$T_{ie}$	$T_{oe}$
Basınç	$P_e$	$P_c$	$P_c$	$P_c-40 \text{ kPa}$	$P_e+40 \text{ kPa}$	$P_e$	$P_{atm}$	$P_{atm}$	$P_{sg}$	$P_{sç}$

Termodinamik analizler için aşağıda belirtilen koşullar esas alınmıştır:

1. Tüm prosesler kararlı hal altında gerçekleşmiştir. Potansiyel, kinetik, nükleer ve kimyasal etkiler hesaplamalarda ihmal edilmiştir. Sistem yalıtımlı kabul edilerek, ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
2. Sisteme dışarıdan verilen ısı ve sistemden dışarıya verilen iş pozitif kabul edilmiştir.
3. Komponent kontrol hacimleri kararlı akış yapısına sahiptir. Evaporatör kontrol hacmi, soğutucu akışkan ve su tarafını birlikte kapsamaktadır. Kondenser kontrol hacmi, soğutucu akışkan ve hava tarafını birlikte kapsamaktadır.
4. Boru hatlarında ve yardımcı bileşenlerde (4 yollu vana, çekvalf, servis vanası vb.) oluşan basınç kayıpları ihmal edilebilecek düzeyde oldukları için hesaplamalara dahil edilmemiştir. Evaporatör ve kondenserdeki soğutucu akışkan basınç düşümü ise üreticilerinden alınan bilgiye göre 40 kPa alınmıştır.

5. Elektronik genişleme valfindeki süreç adyabatik ve izentalpik olarak kabul edilmiştir.
6. Ölçümü yapılmayan referans noktalara ilişkin, soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri Solkane [8] paket programı kullanılarak elde edilmiştir. Su ve havanın termodinamik özellikleri için termodinamik tablolar kullanılmıştır [1].
7. Evaporatör girişinde 88 m<sup>3</sup>/h debide, manometre ile yapılan ölçümlerde giriş su basıncı ( $P_{sg}$ ) 300 kPa, çıkış su basıncı ( $P_{sç}$ ) 240 kPa ölçülmüştür. Dolayısıyla evaporatör su tarafındaki basınç kaybı 60 kPa alınmıştır ve bu değerler tüm analizlerde kullanılmıştır.
8. Analizler 101.325 kPa atmosfer basıncı altında 25°C referans sıcaklığına göre yapılmıştır.
9. Hava ideal gaz gibi düşünülmüştür.
10. Kompresör için izentropik verim değeri  $\eta_{is} = 0.75$  alınmıştır. (Bu değer soğutma grubunda kullanılan kompresörlerin üreticisinden alınmıştır.)

## Makale

Ekserji analizi, soğutma sistemlerindeki verimsizlikleri tespit edip, daha verimli sistemler tasarlanmasını mümkün olup olmayacağı konusunda bilgi vermektedir. Enerji analizi termodinamiğin birinci kanununu esas alırken, ekserji analizi birinci ve ikinci kanunu birlikte esas almaktadır. Birinci kanunda enerjinin korunumuna göre hesaplamalar yapılır, fakat sistemin hangi komponentinde ne kadar bir kayıp olduğu bilgisini yeterli de-

recede vermez. Bu nedenden dolayı ekserji analizine ihtiyaç duyulur. Ekserji analizinde sistemdeki komponentler tek tek analiz edilerek kayıplar tespit edilir.

Ekserji yıkımı için, Eş. 6.1'de verilen genel ifade kullanılabilir [1].

$$\dot{E}x = \dot{m}\Psi = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (6.1.)$$

Denklemdaki,  $\dot{m}$ ,  $h$  ve  $s$  değerleri enerji analizinden elde edilmiştir. Sisteme dışardan ısı transferi ve sistemden dışarıya olan iş transferi pozitif kabul edilerek, sistemde oluşan toplam ekserji yıkımı ( $E_{x_{des}}$ ) Eş. 6.2'deki gibi yazılabilir [9].

$$\left\{ \sum \left[ \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_{giris} - \sum \left[ \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \right]_{çikis} \right\} + \sum (\dot{W}_{giris} - \dot{W}_{çikis}) + \sum \left[ (\dot{E}x)_{giris} - (\dot{E}x)_{çikis} \right] = \dot{E}x_{dest} \quad (6.2.)$$

Burada;  $E_x$  ekserjiyi (kW),  $T_0$  referans sıcaklığını (K),  $\dot{Q}$  sabit bir  $T$  sıcaklığında sistem sınırındaki ısı transferini (kW),  $\dot{W}$  sistem sınırını geçen iş miktarını (kW) temsil eder. Eş. 6.2'de belirtilen genel denklem, her bir komponent için uygulanarak aşağıdaki ifadeler bulunur.

Kompresördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{dest,komp} = (\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2)_{komp} + \dot{W}_{komp,elk} \quad (6.3.)$$

Evaporatördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{des,e} = (\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6)_{gaz} + (\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10})_{su} \quad (6.4.)$$

Genleşme vanasındaki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{dest,gen} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 \quad (6.5.)$$

Kondenserdeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{dest,kond} = (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4)_{gaz} + W_{fan,elk} + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8)_{hava} \quad (6.6.)$$

$W_{fan,elk}$  kondenser fanları tarafından çekilen elektrik gücü değeri (kW)

Sistemin toplam ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{dest,top} = \dot{E}x_{dest,e} + \dot{E}x_{dest,kond} + \dot{E}x_{dest,gen} + \dot{E}x_{dest,komp} \quad (6.7.)$$

Ekserji analizi sonucunda adaptif ve standart kontrol sisteminde, çalışan her kompresör sayısı için, sistem komponentlerinde oluşan ekserji yıkım değerleri hesaplanmış ve Tablo.4'de verilmiştir. Sonuçlara göre, 1, 2, 5 ve 6 kompresör çalışmasında adaptif kontrol-

de daha az ekserji yıkımı oluşurken, 3 ve 4 kompresör çalışmasında standart kontrolde daha az ekserji yıkımı görülmüştür. Beklenildiği gibi çalışan kompresör sayısının artmasıyla sistemde oluşan ekserji yıkımının da arttığı görülmektedir. 3 kompresör çalışmasında adap-

tif kontrolde daha fazla ekserji yıkımının olmasının sebebi, özellikle kompresördeki yıkımın daha fazla olduğundan kaynaklanmaktadır. Tablo.2’de görüldüğü gibi, 3 kompresör çalışmada her iki kontrol sisteminde neredeyse cihaz aynı gücü tüketmesine rağmen, standart kontrolde daha fazla soğutma kapasitesi elde edilmiştir. 4 kompresör çalışmasında daha fazla ekserji yıkımının olmasının sebebi ise, adaptif kontrolde evaporatördeki ekserji yıkımının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Cihaz her iki kontrol sisteminde aynı dış hava sıcaklığında çalışmasına rağmen, standart kontrolde su tarafında daha fazla  $\Delta T$  meydana gelmesiyle daha fazla ısı enerjisi sudan soğutucu akışkana geçerek, soğutma kapasitesi artmıştır.

**Tablo.4-Soğutma sistemi komponentlerinde gerçekleşen ekserji yıkımları**

**EKSERJİ YIKIMI (kW)**

Çalışan Kompresör Sayısı	KOMPRESÖR		KONDENSER		GENLEŞME VALFİ		EVAPORATÖR		TÜM SİSTEM	
	Adaptif Kontrol	Standart Kontrol	Adaptif Kontrol	Standart Kontrol	Adaptif Kontrol	Standart Kontrol	Adaptif Kontrol	Standart Kontrol	Adaptif Kontrol	Standart Kontrol
1	5.1	7.06	9.29	9.48	1.81	0.6	0.97	2.85	<b>17.17</b>	<b>19.99</b>
2	15.75	19.06	19.1	22.05	1.81	1.29	5.44	4.68	<b>42.1</b>	<b>47.08</b>
3	20.34	15.54	24.39	26.36	3.21	3.34	8.99	7.49	<b>56.93</b>	<b>52.73</b>
4	29.37	30.43	25.86	27.67	6.42	6.37	12.29	4.81	<b>73.94</b>	<b>69.28</b>
5	43.21	52.18	30.13	33.52	9.11	9.3	4.58	11.57	<b>87.03</b>	<b>106.57</b>
6	60.69	56.25	39.99	42.19	13.66	11.95	8.21	18.57	<b>122.55</b>	<b>128.96</b>

İkinci yasa verimliliği olarak ta bilinen ekserji verimliliği  $\eta_{II}$  için Eş. 6.8’deki denklem kullanılmıştır. Ekserji verimliliği, bir soğutma sisteminin ideal tersinir sisteme ne kadar yakın olduğunu göstermektedir [1].

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (6.8)$$

$COP_{rev}$ , soğutma çevriminin tersinir durumdaki verimliliği olup, Eş. 6.9. ile hesaplanabilir.

$$COP_{rev} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (6.9)$$

Burada  $T_L (K)$  sistemin alt seviye sıcaklığı,  $T_H (K)$  sistemin üst seviye sıcaklığıdır. Analizlerde,  $T_L$  için testlerde ölçülen evaporasyon sıcaklığı,  $T_H$  için testlerde ölçülen kondenzasyon sıcaklığı referans alınmıştır. Her iki değer ( $T_e, T_c$ ) ölçümleri Tablo.2’de gösterilmiştir.

Tablo.5’de görüldüğü üzere, en yüksek ekserji verimliliği her iki kontrolde de 3 kompresör çalışmasında görülmüştür. En yüksek ekserji verimliliği adaptif kontrolde %42 seviyesinde olurken, standart kontrolde %47 olmuştur. En düşük ekserji verimliliği, her iki kontrolde de 2 kompresör çalışmasında görülmüştür.

**Tablo.5-Adaptif ve standart kontrol sistemi için ekserji verimlilik değerleri**

Kompresör Sayısı	1	2	3	4	5	6
<b>Adaptif Kontrol</b>	37%	29%	42%	41%	39%	41%
<b>Standart Kontrol</b>	29%	25%	47%	43%	41%	46%

Soğutma grupları merkezi bir iklimlendirme cihazı olduğu için, çalıştıkları yerlerde bazen kesintisiz soğutma sağlamaları gerekmektedir. Özellikle veri merkezi gibi sürekli faal olan yerler, yılın 365 günü 24 saat soğutma işleminin yapıldığı yerlerdir [10]. Bu çalışmada adaptif ve standart kontrol sisteminin cihaz işletme maliyeti- ne olan etkilerini görmek amacıyla maliyet analizi [11] yapılmıştır. Adaptif kontrolde soğutma grubu için ortalama enerji kullanım oranı 0,349 kW/kW olurken, standart kontrolde bu değer 0,374 kW/kW olduğu görülmüştür. Analiz sonucunda, her iki kontrol sistemi için hesaplanan “yıllık işletme maliyeti” değerleri incelendi-

## Makale

ğinde, soğutma grubunun adaptif kontrol ile işletilmesi halinde yıllık 45.442,50 TL tasarruf sağlanabileceği görülmektedir.

### 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji analizi sonuçlarına göre, değişken soğutma yükü altında, elektrik enerjisi tüketiminde adaptif kontrol sisteminde, standart kontrol sistemine göre ortalama %10,72 oranında daha az elektrik güç tüketimi gerçekleşmiştir. Ayrıca adaptif kontrolde, kısmi ve tam yükler altındaki ortalama enerji verimlilik oranı ( EER ) değerlerinin, standart kontrole göre %6,76 daha yüksek olduğu görülmüştür.

Ekserji analizi sonuçlarına göre, her iki kontrol sisteminde de en fazla ekserji yıkımı kompresörde gerçekleşirken, bunu kondenser, evaporatör ve genişleme vanası izlemiştir. Sırasıyla 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 kompresör çalıştığı durumlarda gerçekleşen ortalama ekserji yıkım değerlerine göre; standart kontrolde adaptif kontrole göre %6,23 oranında daha fazla ekserji yıkımı gerçekleşmiştir. Her iki kontrol sisteminde en yüksek ekserji verimliliği 3 kompresör çalışmasında meydana gelmiştir. Kompresördeki ekserji yıkımını azaltmak için, aç-kapa sürelerinin mümkün olduğunca azaltılması gerekmektedir. Diğer yandan hava soğutmalı soğutma gruplarında kondenserdan atılan ısı doğrudan olarak atmosfere atılmaktadır. Oysaki atılan bu ısıdan yararlanarak ısı geri kazanımı, sıcak su sağlanması yada ortam ısıtması yapılabilir. Böylelikle kondenserdeki ekserji yıkımı da azaltılabilir.

Bu çalışmada deneysel ölçümler kısa bir zaman aralığı için yapılmıştır. Bu iki kontrol sistemini daha iyi analiz edebilmek için, her iki kontrol sistemi ile çalışan sahadaki bir soğutma grubu uzun süre izlenmeli ve tüm veriler düzenli olarak kayıt altına alınmalıdır. Toplanan bu veriler değerlendirildikten sonra, cihazın enerji ve ekserji verimliliği hakkında daha detaylı bilgiler elde edilebilir. Ayrıca adaptif kontrol sisteminin, özellikle değişken hızlı kompresörlü sistemlerle kıyaslanması için yeni bir çalışma yapılması, adaptif kontrolün avantajları hakkında çok daha güvenilir bilgi verebilir. ■

### TEŞEKKÜR

Bu makale, "Evaporatör ve Kondenser Sıcaklıklarının Soğutma Yüküne Bağlı Kontrolü ile Bir Soğutma Grubunun Veriminin Değişiminin İncelenmesi" isimli yüksek lisans tezi kapsamında gerçekleştirilmiş olup, 2210-C kodlu destek programı kapsamında bu tez çalışmasına verilen destek nedeniyle, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna (TÜBİTAK) teşekkür ederiz. Ayrıca deneysel çalışmalarda test sistemi kullanılan Üntes Rhoss Soğutma Sistemleri A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

### KAYNAKLAR

- [1]Çengel, Y.A., Boles, M. A., (2006), Thermodynamics An Engineering Approach (Beşinci Baskı). Boston: McGraw-Hill College, 607-637
- [2]Bitzer Kuhlmaschinenbau GmbH, (2014), Competence in capacity control; A-600-5.Sindelfingen. 1-24
- [3]Chang, Y. (2004). A novel energy conservation method-optimal chiller loading, 69(October 2003), 221-226.
- [4]Vakiloroya, V., Ha, Q. P., & Samali, B. (2013). Automation in Construction Energy-efficient HVAC systems: Simulation – empirical modelling and gradient optimization, 31, 176-185.
- [5]Garcia, F. E. M. (2011). Application of Adaptive Control in a Refrigeration System to Improve Performance, XXXIII(2), 176-182.
- [6]EN 14511 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling.
- [7]Eurovent Standard RS 6/C/003-2015 (2014), Rating standard for the certification of liquid chilling packages, Fransa: European Association of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufacturers, 1-20.
- [8]Solkane 9.0.1.21, Solvay Fluor GmbH
- [9]Hepbaşlı, A., Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, 45,737-753
- [10]Oonuki, T, (2013), Energy Saving Solution for Data Centers, 62(4), 258-262.
- [11]Kaya, D., Alidrisi, H, (2016), Energy savings potential in air conditioners and chiller systems, 935-945.

### KISA ÖZGEÇMİŞ

#### Prof. Dr. Haşmet TÜRKÖĞLÜ

1980 yılında İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Makina Fakültesi'nden mezun oldu. 1986 yılında Stevens Institute of Technology'de yüksek lisansını, 1990 yılında Drexel University'de doktorasını tamamladı. 1992 yılında Yardımcı Doçent, 1994 yılında Doçent ve 2000 yılında Profesör oldu ve bu yıllar arasında Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde görev yaptı. 40'tan fazla yurt içi ve yurt dışı yayını ve iki kitap çevirisi olan Haşmet Türkoğlu, 2016 yılından beri Çankaya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde görev yapmaktadır.

#### Yasin ERŞAHİN

1985 yılı Ankara doğumludur. 2009 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitede Yüksek Lisans öğrenimi devam etmektedir. 2011-2013 yılları arasında Üntes Klima Isıtma Soğutma A.Ş.'de AR-GE Mühendisi olarak görev yapmıştır. 2013 yılından itibaren Üntes Rhoss Soğutma Sistemleri A.Ş.'de AR-GE Mühendisi olarak görev yapmaktadır.