

Üç Evaporatörlü Bir Soğutma Sisteminin Deneysel Analizi

Hikmet DOĞAN
Mustafa AKTAŞ
Şafak ATAŞ

ÖZET

Bu çalışmada, farklı soğutma yüklerine sahip üç buharlaştırıcı buhar sıkıştırıcı bir soğutma sistemi tasarımı yapılmış, imal edilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir. Soğutulan odaların sıcaklık değerleri (0 °C, +5 °C, -5 °C) elektronik genleşme vanası kullanılarak daha hassas kontrol sağlanmıştır. R407C alternatif soğutucu akışkanın kullanıldığı üç buharlaştırıcı buhar sıkıştırıcı soğutma sisteminde çalışma sıcaklık, basınç ve ısı karakteristیکlerine göre bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Programlanabilir Mantık Kontrolörü (PLC), emiş hattındaki basınç değişimlerine göre kompresör çalışma frekansının olması gereken değerini belirleyerek sistemin değişken hızlı olarak çalışmasını sağlamıştır. Emiş hattı basıncındaki değişimlerin soğutma yükü değişimlerini hızlı bir şekilde yansıttığı ve bu değişimlere göre kompresörün değişken hızlı olarak çalıştırılabileceği bunun sonucunda da enerji tasarrufunun sağlanabileceği yapılan çalışmada deneysel veriler ile ortaya konulmuştur. Deneysel olarak yapılan hesaplara göre sistem soğutma performans katsayısı (STK) sabit hızda 1,86, değişken hızda 2,22 olarak bulunmuştur. Bazı soğuk odalar yıl içinde uzun süre tam yükte olabilirken bazı odalar kısmi yüklerde hatta bazıları da yüksüz olarak çalışmak zorunda kalabilir. Yapılan bu çalışmada olabilecek yük değişimleri hızlı bir şekilde algılanıp, soğutma sisteminin optimum şartlarda çalışması sağlanmış ve enerji daha verimli kullanılarak daha hassas oda sıcaklık değerlerine ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Değişken Kompresör Hızı, Elektronik Genleşme Vanası.

1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırıcı soğutma sistemlerinin kullanıldığı bazı soğutma uygulamalarında farklı soğutucu sıcaklıklarına ihtiyaç duyulur. Örneğin; bir süpermarket çok çeşitli gıda maddelerini pazarlamaktadır. Birçok gıda maddesinin saklanması farklı sıcaklık değerlerini gerektirir. Gıda ürünlerinin büyük çoğunluğu soğuk muhafaza (+5 °C/-5 °C) sıcaklık aralığında tutulmaktadır [Üçüncü, 2009]. Bu yüzden soğutucuların seçimi, soğutma yüküne göre olmaktadır. Ayrıca soğutma sistemi tasarımı, kullanılacak soğutkan özelliklerine de bağlıdır [Arcaklıoğlu, 2002].

Çoklu buharlaştırıcı soğutma sistemleri, bir buharlaştırıcı soğutma sistemlerine göre daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Çünkü kompre-

Abstract:

In this study, a vapor compression cooling system with three evaporators and electronic expansion valves was designed, manufactured and tested experimentally. Temperatures of the cold rooms (0 °C, +5 °C, -5 °C) were controlled more accurately using electronic expansion valves. R407C was used in the system and a computer program was developed according to the operating temperature, pressure and thermal characteristics. Programmable Logical Control (PLC), provided the variable operation of the system by determining the required operation frequency of the compressor according to the changes at the suction line. It was suggested using the experimental results that the variations at the suction line pressure readily reflects the changes in the cooling load, and the compressor can be operated as variable speed which saves energy. Calculations on the experimental results revealed that the cooling coefficient of performance (COP) is 1.86 for the constant frequency operation and 2.22 for the variable frequency operation. Some of the cold rooms can operate at partial loads or stop from time to time in a year time while others operate at full load for long times. In this study, variations in cooling load were detected quickly and the cooling system was modulated to run at optimum conditions which provided energy economy and more accurate temperature values.

Key Words:

Refrigeration, Variable Speed Compressor, Electronic Expansion Valve.

sör aynı anda birden çok buharlaştırıcıyı çalıştırmaktadır. Buharlaştırıcılardan herhangi birinde, çevre koşulları ve soğutma kapasitelerine bağlı olarak oluşabilecek değişimler diğer buharlaştırıcıların çalışma şartlarını olumsuz yönde etkileyebilmektedirler [Lin ve Yeh, 2009].

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin çoğu tahmini olarak en fazla (maksimum) yüke göre tasarlanırlar. Soğuk depodaki meyve, sebze ve günlük gıdaların zamanla değişmesi yükün sabit olmamasını açıklamaktadır [Buhler Jr L., ASHRAE J., 1968]. Yükteki değişiklikler bu tür sistemlerin sürekli çalıştırılması için kapasite kontrol şemalarının büyük orandaki önemini ortaya koymuştur [Yaqup ve ark., 2001].

2. TASARIM VE UYGULAMA YÖNTEMİ

Tasarımı ve imalatı yapılan deney düzeneği, temel olarak, bir kompresör, bir yoğuşturucu, üç buharlaştırıcı ve bu üç buharlaştırıcıya soğutkan geçişini sağlayan üç elektronik genleşme vanasından oluşmaktadır. Üç buharlaştırıcı olarak tasarlanan ve imal edilen deney düzeneğinin genel görünümü Resim 1’de gösterilmiştir.

Şekil 1’de üç buharlaştırıcı buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminin şeması ve ölçüm noktaları gösterilmiştir.

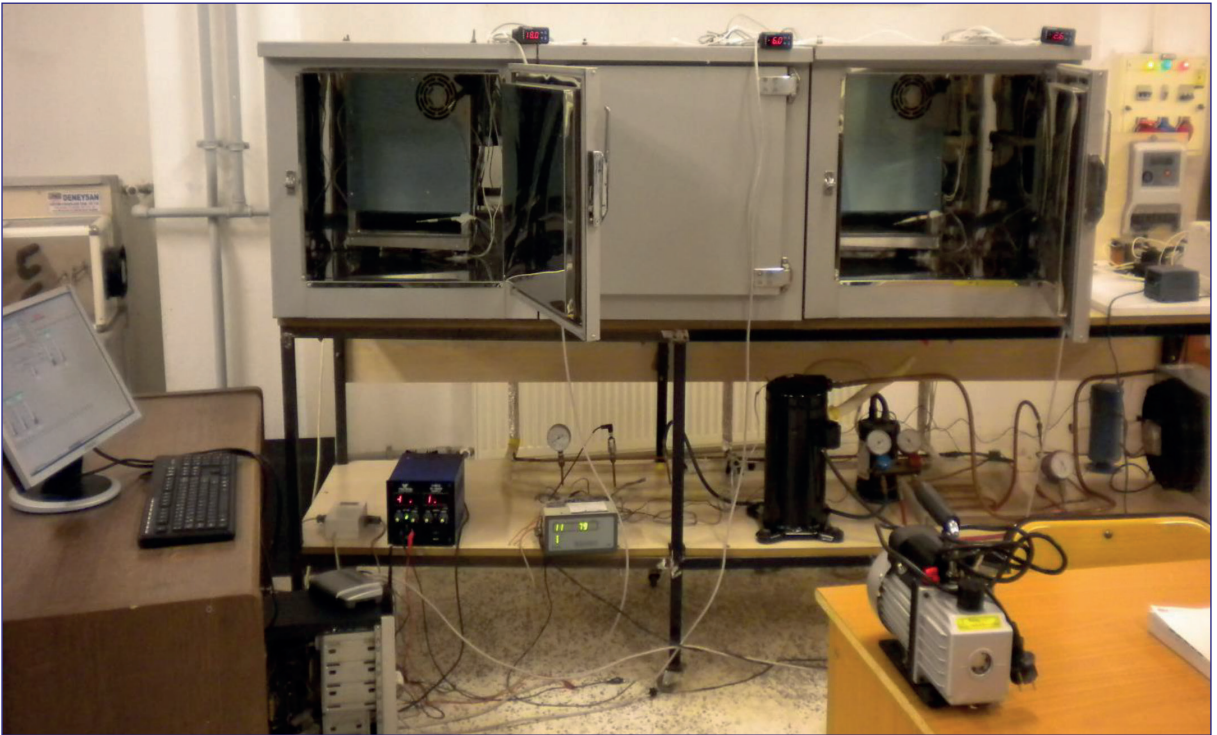
Şekil 1’de gösterilen ölçüm noktalarından alınan veriler ile kontrol edilen sisteme ait akış şeması ve çalışma düzeni aşağıda Şekil 2’de ayrıntılı olarak sunulmuştur.

Sistem üzerinde bir PLC ve her bir soğuk oda için de soğuk oda kontrolörleri bulunmaktadır. Her bir soğuk oda kontrolörü; buharlaştırıcı giriş ve çıkış havası sıcaklığını, buharlaştırıcı çıkışındaki soğutkan sıcaklık ve basıncını ölçmektedir. Akış şeması üzerinde üç soğuk oda kontrolörü ayrı ayrı gösterilmemiştir. Şekil 1’de ayrı ayrı gösterilen soğuk oda kontrolörleri Şekil 2’deki kontrol akış şemasında tek adet gösterilmiştir.

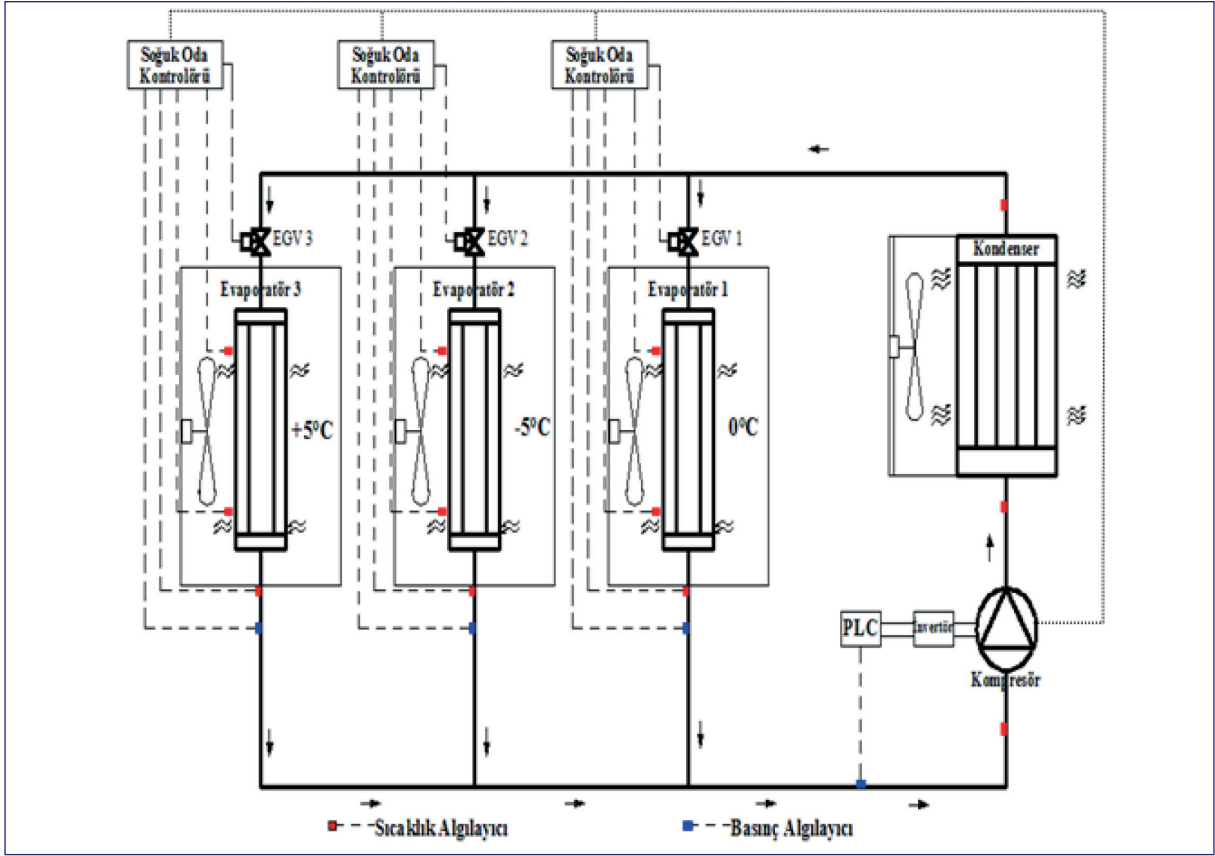
Çalışma yöntemi:

Soğuk Oda Kontrolörü İle Oda Sıcaklıklarının Ayarlanması

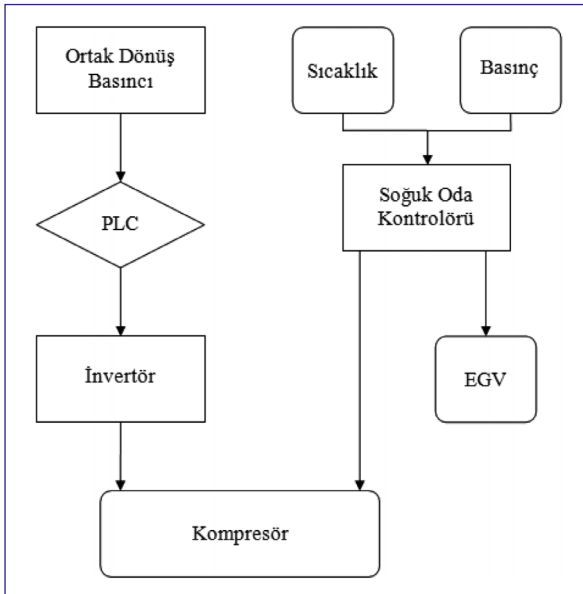
Öncelikle her bir soğuk oda için istenilen sıcaklık değerleri (+5 °C, 0 °C ve -5 °C) soğuk oda kontrolörleri



Resim 1. Deney Düzeneğinin Genel Görünümü



Şekil 1. Çoklu Buharlaştırıcı Soğutma Sistem Şeması ve Ölçüm Noktaları



Şekil 2. Soğutma Sistemi Kontrol Akış Şeması

ara yüzü kullanılarak sabit ayar yapıldı. Diferansiyel aralık olarak 1 °C değeri belirlendi. Yani; buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı değeri ayarlanan değerin 1 °C

altına düşmesi durumunda, soğuk oda kontrolörü o buharlaştırıcıya gidecek olan akışkanı, elektronik genleşme vanasını kapatarak engellemektedir. Eğer buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ayarlanan değerin 1 °C üzerine çıkarsa, soğuk oda kontrolörü o buharlaştırıcıya ait elektronik genleşme vanasını açarak soğutkan geçişini sağlayacaktır.

Sistem üzerinde bulunan üç odanın da istenilen sıcaklık değerine ulaşması durumunda, soğuk oda kontrolörleri kompresörü kapatacağıdır. Bu üç odadan herhangi birinin ayarlanan değerin üzerine çıkması durumunda, kompresör tekrar devreye girecektir. Kompresörün kapanabilmesi için üç odanın da ayarlanan değere ulaşması gerekmektedir.

Soğuk Oda Kontrolörleri İle Aşırı Kızdırma Ayarı

Buharlaştırıcı çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi soğutulmak istenen ortamdan daha fazla ısı çekilmesini ve böylece sistem performansının artmasını sağlamaktadır. Bunun yanında; aşırı kızdırma işle-

miyle kompresöre sıvı soğutkan girmesi de önlenmiş olmaktadır. Aşırı kızdırma sıcaklığının istenen değerlerden yüksek seçilmesi ise; kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması, yani; daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bu nedenle; aşırı kızdırma sıcaklığının deneysel verilerle saptanmış ve tavsiye edilen değerlerde alınması gerekir. Bütün bu sebeplerden dolayı aşırı kızdırma sıcaklık değeri sistem performansını doğrudan etkiler [Dossat, 1997, Kızılkın ve ark., 2006].

Sistemde, oda sıcaklıklarındaki değişimlere hızlı cevap vermesi açısından, genleşme elemanı olarak Pulse-Width Modulation (PWM) kontrollü çalışan "EGV" kullanılmıştır. Aşırı kızdırma (superheat) değeri her bir buharlaştırıcı için 8 °C olarak belirlenmiştir. Soğuk oda kontrolörleri ara yüzü kullanılarak aşırı kızdırma değerleri ayarlanmıştır. İstenilen aşırı kızdırma değerinin altına düşülmesi durumunda elektronik genleşme vanaları, soğuk oda kontrolörleri tarafından kısılarak buharlaştırıcılara gidecek olan akışkan miktarını azaltmaktadır. Eğer aşırı kızdırma değeri istenilen değer üzerine çıkarsa; elektronik genleşme vanaları, soğuk oda kontrolörü tarafından açılarak buharlaştırıcıya gidecek olan akışkan miktarını arttırır. Böylelikle aşırı kızdırma değerinin iste-

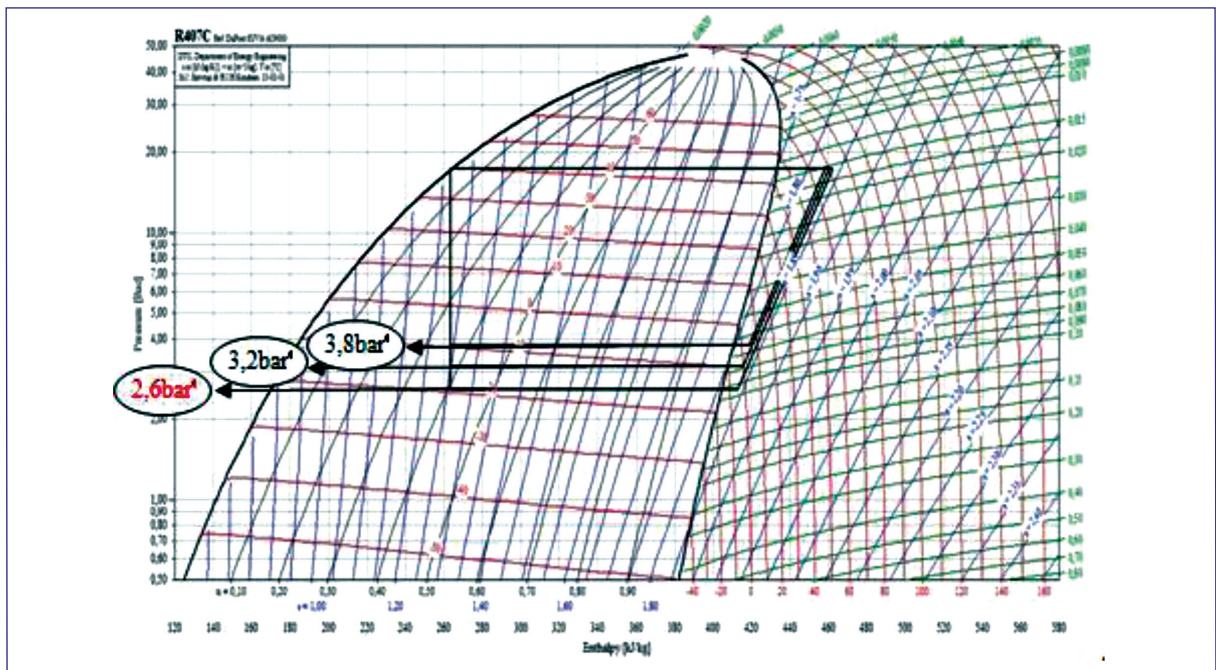
nilen değerlerde tutulması sağlanarak sistemin daha iyi performans göstermesi sağlanmıştır.

Ortak Emiş Hattı Basıncının Ölçülmesi

Soğutma sistemi kompresörü sabit hızda çalışırken odalardan birinin ya da bir kaçının istenilen sıcaklık değerine gelmesi durumunda, soğuk oda kontrolörü elektronik genleşme vanalarını (EGV) tam olarak kapatarak buharlaştırıcılara gidecek olan soğutkanı engellemektedir. Soğutkan geçişinin engellenmesi ile kompresöre dönen soğutkan miktarı azalmakta ve basınç düşmektedir. Bu değişim aynı zamanda da sistemin toplam ısı yükündeki değişimi yansıtmaktadır. Sistem üzerinde ortak emiş hattına bağlanan bir basınç algılayıcısı ile bu değişim ölçülebilmektedir.

PLC Cihazı İle Kompresör Hızının Ayarlanması

Sistemde her bir odadaki soğutma yükü zamanla farklılıklar göstermektedir, kompresör girişinin emiş basıncındaki değişkenlik aynı zamanda çoklu buharlaştırıcı üzerindeki toplam ısı yükündeki değişikliği yansıtmaktadır. Kontrolör (PLC) ortak dönüş basıncındaki değişimleri referans olarak kompresör hızını değiştirmektedir. Tasarlanan sistem için yapılan hesaplamalar sonucunda ortak dönüş basıncı ideal olarak 2,6 bar olarak hesaplanmış ve Şekil 3'de yapılan



Şekil 3. Soğutma Sisteminin Log P-h Diyagramı

soğutma sisteminin log P-h diyagramında gösterilmiştir.

Deneylerin birinci aşamasında kompresör sabit hızda (50 Hz) çalıştırılarak ortak dönüş basıncı ölçülmüş ve bu değerler analiz edilerek kompresör çalışma frekansı belirlenmiştir. Tablo 1'de ortak dönüş basıncına göre kompresör çalışma frekansının olması gereken değerler gösterilmiştir.

Tablo 1. Ortak Dönüş Basıncına Göre Kompresör Çalışma Frekansı

Ortak Dönüş Basıncı (bar)	Frekans (Hz)
$2,6 \leq P$	50
2,2 – 2,6	45
1,8 – 2,2	40
1,4 – 1,8	35
1 – 1,4	30

Geliştirilen programda sistemin ortak dönüş basıncı hesaplanan 2,6 bar ve üzeri basınçta kompresör 50 Hz, 2,2-2,6 bar aralığında 45 Hz, 1,8-2,2 bar aralığında 40 Hz, 1,4-1,8 bar aralığında 35 Hz, 1-1,4 bar aralığında 30 Hz değerlerinde çalışacak şekilde sistem ayarlanmıştır. S7-1200 PLC cihazında bulunan ara yüz ile Ladder programlama dili kullanılarak kontrol algoritması oluşturulmuştur.

Şekil 1'deki ortak dönüş basıncındaki değişimler bir basınç algılayıcı ile PLC cihazına iletilmektedir. PLC cihazı oluşturulan kontrol algoritmasına göre bir güç çevirici (invertör) aracılığıyla kompresör hızını değiştirmektedir. Kompresörde oluşabilecek yağlanma problemleri nedeniyle kompresör hızı 30 Hz değerinin altına indirilmemiştir.

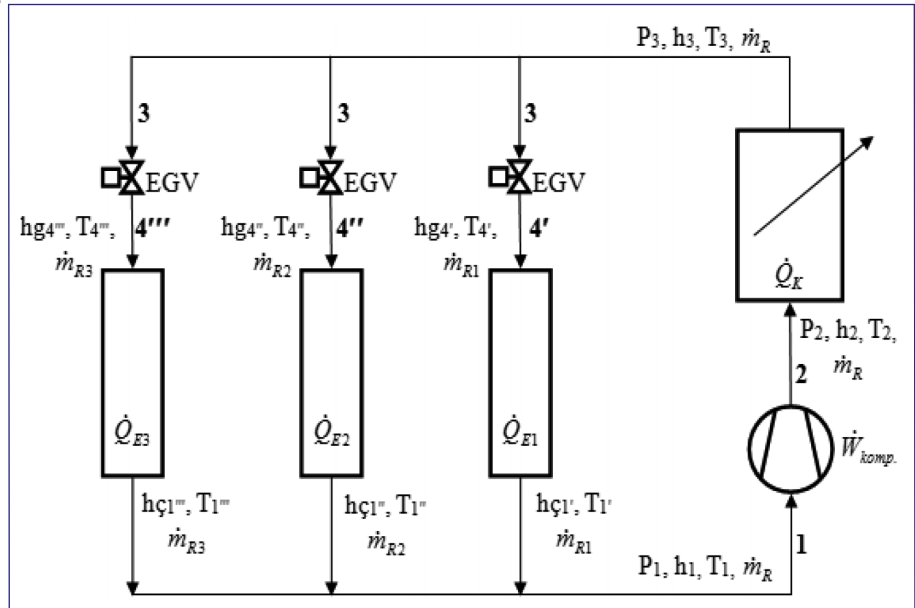
Sistemin uzun süre kapalı kalması durumunda

kompresör emiş yapamayacağı için ortak dönüş basıncı zamanla arttığında yine kompresörün sıkıştırma işlemi yapamaması durumundan dolayı basma hattı basıncı zamanla azalacaktır. Bu süreç tüm sistemde basınç dengeleninceye kadar devam edecektir. Bu durum göz önüne alınarak, sistemin uzun süre kapalı kalmasından dolayı ortak dönüş basıncı artışının zamanla 3,5 bar değerinin üzerine çıkması durumunda, kompresörün ilk 20 dakika tam güçte, yani; 50 Hz sabit hızda çalışması kontrol algoritmasına girilmiştir.

3. SİSTEMİN TEORİK ANALİZİ VE VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Buraya kadar verilen literatür ve genel bilgilerden anlaşıldığı gibi, bu tür çoklu buharlaştırıcılı soğutma sistemlerindeki en önemli faktörün enerji tüketiminin en aza indirilmesi olduğu görülmüştür. Ayrıca sistemin enerji tüketimini azaltırken, yapılan işten daha iyi bir performans elde etmek, yapılan sistemin üstünlüğünü öne çıkaracaktır. Bu doğrultuda tasarlanan ve imalatı yapılan deneysel sistemin teorik analizi aşağıda sunulmuştur. Şekil 4'de yapılan üç buharlaştırıcılı buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin termodinamik çevrim şeması verilmiştir.

Sistemde buharlaştırıcılardan çekilen toplam ısı yükü (\dot{Q}_{ET}) aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır;



Şekil 4. Üç Buharlaştırıcılı Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sisteminin Çevrim Şeması

$$\dot{Q}_{ET} = \dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2} + \dot{Q}_{E3} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{R1} \cdot (h_{\dot{c}1'} - h_{g4'}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{R2} \cdot (h_{\dot{c}1''} - h_{g4''}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{E3} = \dot{m}_{R3} \cdot (h_{\dot{c}1'''} - h_{g4'''}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{ET} = \dot{m}_{R1} \cdot (h_{\dot{c}1'} - h_{g4'}) + \dot{m}_{R2} \cdot (h_{\dot{c}1''} - h_{g4''}) + \dot{m}_{R3} \cdot (h_{\dot{c}1'''} - h_{g4'''}) \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R2} + \dot{m}_{R3} \quad (3.6)$$

Ayrıca her bir buharlaştırıcıdan çekilen ısı yükü Eş. 3.7 kullanılarak da hesaplanabilir. Eşitliklerde; v ; buharlaştırıcı üzerinden geçen hacimsel hava debisini, ρ ; havanın yoğunluğunu h_g ve h_c ; buharlaştırıcı giriş ve çıkış havasının entalpisini göstermektedir. Buharlaştırıcının deneysel olarak soğutma yükü hesaplanırken Eş. 3.7 kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_E = v \cdot \rho \cdot (h_g - h_c) \quad (3.7)$$

Eş. 3.7'deki h ; sadece bu eşitlikte, havanın entalpisini göstermektedir, diğer eşitliklerde kullanılan "h" ifadesi ise sistemdeki soğutkana ait entalpileri göstermektedir. Deneysel sisteme ait soğutma yüküne bağlı olarak istenilen basınç ve sıcaklıktaki soğutkana ait entalpi farklarından soğutkan kütledebisi hesaplanmıştır. Yoğuşturucudaki soğutkan debisi \dot{m}_R , giren ve çıkan soğutkanın entalpileri sırasıyla h_2 ve h_3 olması durumunda yoğuşturucunun kapasitesi için;

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.8)$$

eşitliği yazılır.

Kompresördeki soğutkan debisi \dot{m}_R , giren ve çıkan soğutkanın entalpileri sırasıyla h_2 ve h_1 ise kompresör kapasitesi için;

$$\dot{W}_{komp.} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

eşitliği yazılır.

Buharlaştırıcılar tarafından çekilen ısı yükü " \dot{Q}_{ET} "

ve " \dot{Q}_K " de yoğuşturucu tarafından atılan ısıdır. Buharlaştırıcı veya soğutma kapasitesi aynı zamanda Termodinamiğin I. Kanununa göre, yoğuşturucudan atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır. Bu durumda üç buharlaştırıcı tarafından çekilen toplam ısı yükü;

$$\dot{Q}_{ET} = \dot{Q}_K - \dot{W}_{komp.} \quad (3.10)$$

eşitliği ile ifade edilir.

Buhar sıkıştırılmalı bir soğutma uygulamasında, enerji tüketimi buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin kompresöründe meydana gelmektedir. Sistemde diğer ekipmanlar da söz konusu olabilir (örneğin fan vb.).

İdeal bir soğutma sisteminde soğutma tesir katsayısı (STK) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir [Çengel ve Boles, 1996].

$$STK = \frac{\dot{Q}_{ET}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (3.11)$$

Eş. 3.11'de \dot{Q}_{ET} ; buharlaştırıcılar tarafından çekilen ısı, $\dot{W}_{komp.}$; kompresörde harcanan işi göstermektedir.

Sistem farklı frekanslarda (30, 35, 40, 45 ve 50 Hz) sabit olarak bir saat çalıştırılarak STK ve soğutma yükü ilişkisi ortaya konulmuştur. STK değeri Eş. 3.11 kullanılarak hesaplanmıştır. Sistemin soğutma yükü ise Eş. 3.1 ve Eş. 3.7 kullanılarak hesaplanmış ve Şekil 5'de kompresör çalışma frekansındaki değişimlerin STK ve sistemin soğutma yüküne olan etkisi gösterilmiştir.

Şekil 5'de görüldüğü gibi kompresör hızının artmasıyla STK düşmekte ancak soğutma yükü artmaktadır. Bunun nedeni frekans yükseldikçe kompresör devri yükselecek ve dolayısıyla kompresörde yapılan iş büyüyecektir, bu büyüme aynı zamanda sistemin soğutma yükünü de arttıracaktır. Eğer kompresörde harcanan iş sabitse, soğutma yükünün artması STK değerinin artması anlamına gelir. Kompresör hızının

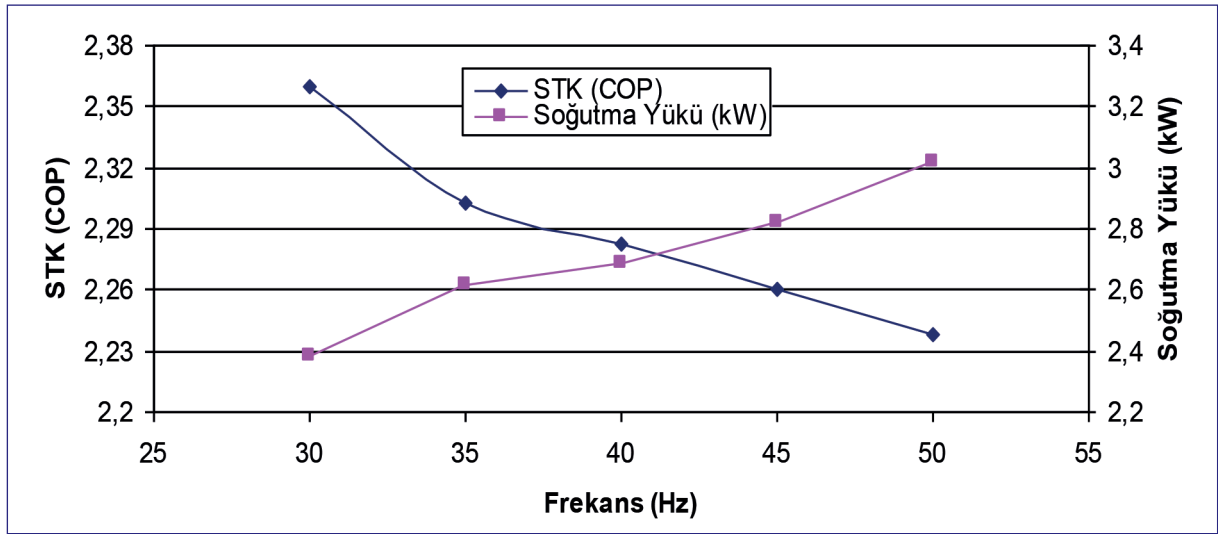
artması hem kompresörde yapılan işi artırıyor hem de soğutma yükünü artırıyor. Ancak kompresörde harcanan iş soğutma yüküne göre daha fazla arttığından STK Şekil 5’de görüldüğü gibi düşmektedir. Kompresör çalışma frekansına göre soğutma tesir katsayısı (STK) ve sistemin enerji tüketimini gösteren grafik Şekil 6’da verilmiştir.

Şekil 6’da görüldüğü gibi kompresör hızının artmasıyla STK düşmekte ve elektrik enerjisi tüketimi artmaktadır. Bunun nedeni frekans arttıkça kompresör devri yükselecek ve dolayısıyla kompresörde yapılan iş büyüyecektir, bu büyüme elektrik enerjisi tüketimini arttırırken aynı zamanda sistemin soğutma yü-

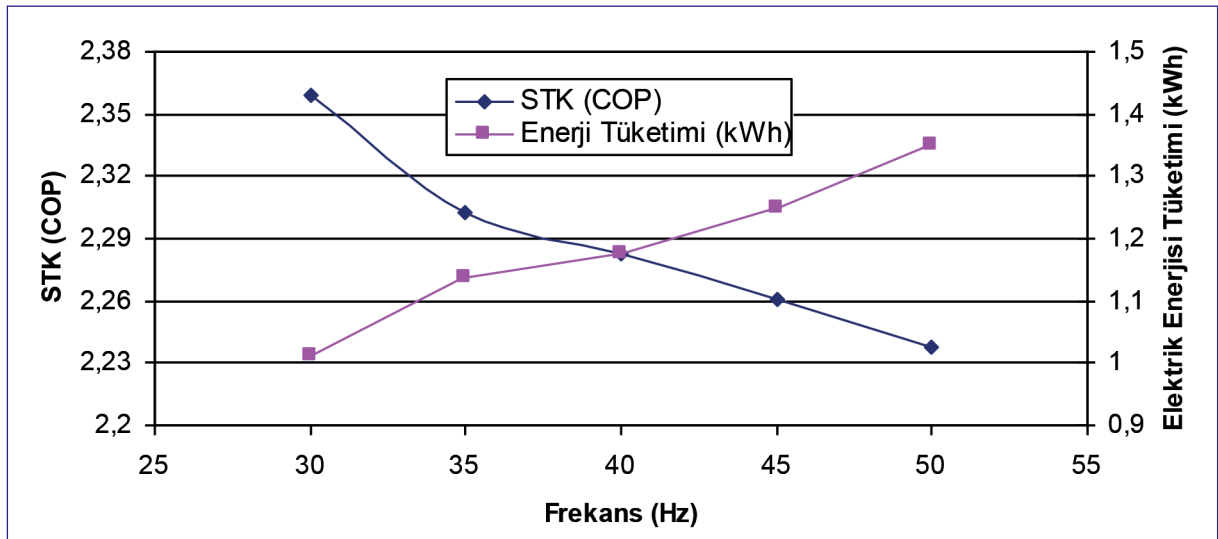
künü de arttıracaktır. Ancak elektrik enerjisindeki artış soğutma yüküne göre daha fazla olduğu için STK değerinin düştüğü görülmektedir.

4. SONUÇ

Çoklu evaporatörlü soğutma sistemlerinde her bir soğuk odanın yük değişimi kullanım süreleri boyunca büyük farklılıklar gösterebilir. Bazı soğuk odalar yıl içinde uzun süre tam yükte olabilirken bazı odalar kısmî yüklerde hatta bazıları da yüksüz olarak çalışmak zorunda kalabilir, yapılan bu çalışmada olabilecek yük değişimlerini hızlı bir şekilde algılayıp soğutma sisteminin optimum şartlarda çalışması sağlanmış ve enerji daha verimli kullanılarak, üç buhar-



Şekil 5. Kompresör Çalışma Frekansına Göre STK ve Soğutma Yüğü Değişimi



Şekil 6. Kompresör Çalışma Frekansına Göre STK ve Enerji Tüketimi Değişimi

laştırıcılı soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı (STK) sabit hızda 1,86, değişken hızda 2,22 olarak bulunmuştur.

Soğutma sisteminde emiş hattı basıncındaki değişimlerin; soğutma yükü değişimlerini hızlı bir şekilde yansıttığı ve bu değişimlere göre; kompresörün değişken hızla çalıştırılabileceği, bunun sonucunda da enerji tasarrufunun sağlanabileceği, yapılan çalışmada; deneysel olarak ortaya konulmuştur.

Üç buharlaştırıcılı soğutma sistemi için geliştirilen program, farklı sıcaklık ve çalışma şartlarındaki soğutma uygulamalarına örnek teşkil edecektir.

Sistemde, aşırı kızdırma değeri üç buharlaştırıcı için de 8 °C olarak alınmıştır. Farklı soğutma yüklerine sahip olan odalarda buharlaştırıcılardaki aşırı kızdırma değerleri bu yüklerle bağlı olarak ayarlanabilmektedir. Yapılan çalışmaya ek olarak odalarda elektrikli ısıtıcılar ya da doğal (günlük gıda vb.) soğutma yükleri oluşturularak sistemin çalışma şartları da incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Üçüncü, Ö., “Soğuk Depo Sistemleri”, Tesisat Dergisi, 159: 90-94 (2009).
- [2] Arcaklıoğlu, E., “R12, R22, R502 Soğutucu Akışkanları ve Alternatif Karışımlarının Soğutma Sistemlerindeki Termodinamik Analizi”, Doktora, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale, 23-25 (2002).
- [3] Lin, J. L., Yeh T. J., “Control Of Multi-Evaporator Air-Conditioning Systems For Flow Distribution”, Energy Conversion And Management , 50: 1529-1541 (2009).
- [4] Buehler, Jr. L., “Capacity Control”, Ashrae J., 11: 39-44 (1968).
- [5] Yaqup, Z. ve Zubair S. M., “Capacity Control For Refrigeration And Air Conditioning Systems: A Comparative Study”, Journal Of Energy Resources Technology, 123, 92-99, 2001.
- [6] Dossat, R. J., Principles Of Refrigeration, Prentice Hall, New Jersey, 1997.
- [7] Kızıllıkan, Ö., Selbaş, R. ve Şencan A., “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma Etkisinin Isıl Ekonomik Açıdan İncelenmesi”, Journal Of The Faculty Of Engineering And Architecture Of Gazi University, 21 (2): 387-393 (2006).
- [8] Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Mc Graw Hill, İstanbul, 551-560 (1996).