**ÖNEMLİ NOT:**

**BU ŞABLONU BİTİRME ÖDEVİ YAZIMINDA DOĞRUDAN KULLANABİLİRSİNİZ.**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

**T.C.**

**SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ**

**MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ**

**İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ**

**BİTİRME ÖDEVİ BAŞLIĞI**

**ÖĞRENCİ ADI SOYADI**

**ÖĞRENCİ NUMARASI**

**Danışman**

**Unvan Ad SOYAD**

**BİTİRME ÖDEVİ I**

**ISPARTA - 2024**

**TAAHHÜTNAME**

Bitirme ödevinin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek bitirme ödevinde yer aldığını beyan ederim.

**Öğrenci Adı SOYADI**

İÇİNDEKİLER

**İÇİNDEKİLER TABLOSU ÖDEV BAŞLIKLARINA VE SAYFA NUMARALARINA GÖRE DÜZENLENMELİDİR.**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

**Sayfa**

İÇİNDEKİLER i

ŞEKİLLER DİZİNİ ii

ÇİZELGELER DİZİNİ iii

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ ix

1. GİRİŞ 1

2. KAYNAK ÖZETLERİ 30

3. MATERYAL VE YÖNTEM 45

3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Analizi 45

3.1.1. Kompresör birinci kanun analizi 46

3.1.2. Genleşme valfi birinci kanun analizi 47

3.1.3. Evaporatör birinci kanun analizi 47

3.1.4. Kondanser birinci kanun analizi 48

3.1.5. Soğutma performans katsayısı (COP) 49

3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Ekserji Analizi 50

3.2.1. Ekserji kavramı 50

3.2.2. Kompresör ekserji analizi 53

3.2.3. Genleşme valfi ekserji analizi 54

3.2.4. Evaporatör ekserji analizi 54

3.2.5. Kondanser ekserji analizi 55

3.2.6. Sisteminin toplam tersinmezliği 55

3.2.7. Ekserji verimlerinin incelenmesi ve her bir sistem elemanı için ekserji formüllerinin çıkartılması 56

3.3. Deney Düzeneği 58

3.4. Deneylerin Yapılışı 62

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA (ARAŞTIRMA BULGULARI) 65

4.1. Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi Sonuçları 65

4.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi Sonuçları 73

4.3. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Performans ve Enerji Tüketim Analizi Sonuçları 77

5. SONUÇ VE ÖNERİLER (TARTIŞMA VE SONUÇLAR) 81

KAYNAKÇA 91

ŞEKİLLER DİZİNİ

**ŞEKİLLER DİZİNİ ÖDEV İÇERİĞİNE VE SAYFA NUMARALARINA GÖRE DÜZENLENMELİDİR.**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

**Sayfa**

Şekil 1.1. Denemenin yürütüldüğü blok plastik seraların dıştan görünüşü 1

Şekil 1.2. Denemenin yürütüldüğü blok plastik seranın içten görünüşü 2

Şekil 3.1. Uç alma işlemi yapılmış bir bitki 24

Şekil 3.2. Karanfilde çiçek hasadı 25

Şekil 4.1. Suni don testinde çiçekli sürgünlerin vazolara yerleştirilmeleri 26

Şekil 4.2. Suni don testinin yapıldığı ortamda dijital ve maksimum termometre 35

Şekil 4.3. Preparatların -4 °C’deki doğal donda goncaların zararlanma oranlarına etkileri 41

Şekil 4.4. Bazı dondan koruyucu preparatların Fe içeriğine etkileri 44

Şekil A.1. Ekler bölümünde Şekil Örneği 44

ÇİZELGELER DİZİNİ

**ÇİZELGELER DİZİNİ ÖDEV İÇERİĞİNE VE SAYFA NUMARALARINA GÖRE DÜZENLENMELİDİR.**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

**Sayfa**

Çizelge 1.1. Isparta ili beş yıllık sıcaklık ve nem verileri 1

Çizelge 1.2. Isparta ili beş yıllık ortalama sıcaklık ve nem verileri 2

Çizelge 3.1. Araştırmanın yürütüldüğü serada Temmuz-Kasım aylarındaki minimum, maksimum ve ortalama hava sıcaklığı değerleri 24

Çizelge 3.2. Yaprak ve topraktan Antistress 2000 uygulamasının toprak özelliklerine etkileri 25

Çizelge 4.1. Suni don testinin yapıldığı ortamda dijital ve minimum maksimum termometre 35

Çizelge B.1. Ekler bölümünde çizelge örneği 35

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ**

A Piston kesit alanı

AI' Pistonda geri kayma miktarı

BI Bağlantı çatalı kalınlığı

c Eğim silindiri bağlantı uzunluğu, yük merkezi atalet yarıçapı

COP Performans katsayısı

d Çap

D Yer değiştirme

e Özgül ekserji

h Özgül entalpi

L Emniyetli piston kolu kırılma boyu

ME Eğilme momenti

n Devir sayısı

N Piston sayısı

P Basınç

s Entropi

S Strok

t Zaman

T Sıcaklık

η Verim

ρ Yoğunluk

μ Dinamik Vizkozite

γ Politropik katsayı

ω Özgül nem

ε Ekserji verimi

Δ Fark

1. GİRİŞ

TÜM ANA METİN, **1.5 SATIR ARALIĞI** İLE YAZILMALIDIR. HER BAŞLIK VE PARAGRAFTAN SONRA **1 SATIR BOŞLUK** KULLANILMALIDIR.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, akışkanın sıkıştırılmasını sağlayan kompresörü tahrik etmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır. Ticari, endüstriyel ve konutsal gibi birçok alanda kullanılan bu sistemler toplam elektrik tüketiminin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Amerika Birleşik Devletlerinde yapılan bir araştırmaya göre konutsal alanlarda kullanılan elektrik motorları, toplam enerji tüketiminin % 42.8’ini harcamaktadır. Elektrik motorlarının tükettiği bu enerjinin ise % 86.3 gibi büyük bir oranını soğutma ve iklimlendirme cihazlarındaki kompresör motorları oluşturmaktadır. Bu da konutsal alanlardaki toplam enerji tüketiminin yaklaşık % 40’lık bir kısmını soğutma ve iklimlendirme uygulamalarının tükettiği anlamına gelmektedir (Şekil 1.1).

Şekil veya çizelge ile ismi 1 satır aralığı kullanılarak yazılır.

Ayrıca şekilden sonra veya çizelgeden önce isim yazarken bir satır boşluk bırakılmalıdır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Şekil veya çizelgelerden önce, metin içinde ilgili şekle veya çizelgeye atıfta bulunulur.

Şekil veya çizelge, ilgili paragraftan hemen sonra uygun bir yerde verilir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**



Şekil 1.1. ABD’de konutsal alanlarda elektrik motorlarının enerji tüketim oranları (Little, 1999)

Şekil veya çizelge ismi 1 satıra sığarsa **ORTALI**, 2 veya daha fazla satır ise **İKİ YANA YASLI** yazılır.

Bu durumda 2 satırdan itibaren burada olduğu gibi **girinti** bırakılır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Avrupa birliği ülkelerinde yapılan bir araştırmaya göre ise, servis sektöründe kullanılan elektrik motorlarının enerji tüketim oranları Şekil 1.2’de verilmiştir. Bu ülkelerde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin elektrik enerjisi tüketimi, servis sektöründeki toplam tüketimin % 42’sini oluşturmaktadır (Almeida vd., 2003).



Şekil ismi tek satıra sığdığı için ORTALI yazılmıştır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Şekil 1.2. AB ülkelerinde enerji tüketim oranları (Almeida vd., 2003)

Soğutma ve iklimlendirme sistemleri çoğunlukla sıcaklık kontrolünün zayıf ve çalışma şartlarının sınırlı olduğu klasik aç/kapa mantığına göre çalışırlar. Bu cihazlardaki sürekli çalışma şartları, ömürlerini azaltmakta ve enerji tüketimini arttırmaktadır. Birçok ülkedeki araştırmacılar bu klasik sistemlerin dezavantajlarından yola çıkarak soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmaktadır. Bununla beraber enerji kayıplarının azaltılmasına yönelik araştırmalar, sadece enerji kullanımının optimizasyonunu değil aynı zamanda enerji tüketiminin azaltılmasını da içermektedir. Bu amaçlara erişmek için yapılması gereken çalışmalar sistem verimini ve sistem kalitesini etkilememelidir. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin, insan konforu için sıcaklık kontrolü uygulamalarından bozulabilir gıda ürünleri için derin soğutma uygulamalarına kadar birçok ticari alanda çok geniş bir şekilde kullanılmasından dolayı bu tür sistemlerdeki en küçük verim artışı önemli bir enerji ekonomisi sağlar (Buzelin vd., 2005).

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potransiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1’dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise GWP (Global Warning Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değeri ile tespit edilir (Saleh ve Wendland, 2006).

Günümüze kadar en çok kullanılan ve ozonu en çok tahrip eden R11, R12, R13, R22 ve R502’ nin yerine kullanılan veya kullanılacak olan akışkanların ODP ve GWP değerleri ile fiziksel özellikleri karşılaştırılmalı olarak Çizelge 1.1’de verilmiştir (Dupont, 2007).

Çizelge 1.1. Soğutucu akışkanların özellikleri (Dupont, 2007)

Şekil veya çizelge ile ismi arasında **1 satır aralığı** boşluk bırakılır.

Ayrıca şekilden sonra veya çizelgeden önce isim yazarken bir satır boşluk bırakılmalıdır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| AkışkanÇizelge içeriği 1 satır aralığı kullanılarak yazılır.**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!** | ODP Değeri | GWP Değeri | Yoğunluğu |
| R404A | 0.98 | 54 | 1.25 |
| R134A | 1.85 | 45 | 0.987 |
| R407C | 3.54 | 21 | 0.874 |

2. KAYNAK ÖZETLERİ

**ANA BÖLÜMLER AYRI SAYFADAN BAŞLAR.**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Rice (1988b), klima uygulamalarında kullanılan pistonlu kompresöre sahip bir havadan havaya ısı pompası sisteminde toplam ısı değiştiricisi alanını parametre olarak seçerek sistem optimizasyonu yapmıştır. Çalışmasında öncelikle literatürdeki veri eksikliğinden bahsetmiş ve değişken hızlı sürücü teknikleri hakkında bilgiler vererek bunlarla çalışan kompresör ve üfleyicileri karşılaştırmıştır. Analitik çalışmasında, sayısal optimizasyon programı kullanarak ısı pompası modelini R22 soğutucu akışkanı için oluşturmuştur. Elde ettiği optimum ısı pompası konfigürasyonu ve optimum kompresör hızı sonuçlarını kullanarak değişken hızlı sürücüler için uygun çalışma şartlarını belirlemiştir. Ayrıca bu analizlerin sonucunda değişken ısı pompası şartları için hız kontrollü kompresör verimi hakkında tespitler yapmıştır.

Miller (1988), değişken hızlı havadan havaya çalışan bir ısı pompası üzerinde deneysel ve analitik incelemeler yapmıştır. Çalışmasında 9.7 kW soğutma kapasitesine sahip bir sistem kurmuş ve çevresel şartlarda deneyler yapmıştır. Kompresör motor frekansını 15 Hz ile 90 Hz arasında değiştirerek ısı değiştiricileri, kompresör ve üfleyici gibi sistem bileşenlerinin çevrim verim karakteristiklerini ölçmüştür. Elde ettiği sonuçlara göre, kompresör hızının sürekli olarak ayarlanmasıyla sistem verimi önemli ölçüde artmış, dolayısıyla enerji tüketimi azalmıştır. Sistem verimindeki bu artışı, soğutma yükünün, çevrim kayıplarının, ısı değiştiricisi yükünün ve defrost kayıplarının azalmasına bağlamıştır.

Perreira ve Parise (1993), ısı pompalarında kullanılan pistonlu kompresörlerde kapasite kontrolü üzerine bir araştırma yapmışlardır. İnceledikleri sistem, açık tip bir pistonlu kompresör, su soğutmalı kondanser, su soğutmalı evaporatör ve genleşme valfinden oluşmaktadır. Evaporatörün sabit aşırı kızdırma sıcaklığında ve sabit basınçta çalıştığı kabul edilmiştir. Sistemde R12 soğutucu akışkanı kullanılarak beş farklı kontrol yöntemini incelemişlerdir. Bu kontrol yöntemleri, değişken hız, değişken hacim, basma gazının by-pass edilmesi, emiş gazının kısılması ve emiş valfinin kapatılmasıdır. Yaptıkları simülasyonda, değişken hız ile değişken hacim değerleri için kompresör verileri kullanılmıştır. Diğer parametreler için matematiksel model oluşturulmuştur. Beş farklı sistem parametresinin karşılaştırılabilmesi için ısıtma performans katsayısı ve kompresör basma sıcaklığı değerleri tespit edilmiştir. Model sonuçlarına göre kapasite kontrolü için en iyi sonuçları değişken hız ve değişken hacim kontrol mekanizmaları vermiştir. Değişken hızlı kapasite kontrolünde, soğutucu akışkan debisi arttıkça volümetrik verim düşmüş, güç tüketimi ile basma sıcaklığı artmıştır. Diğer bir sonuca göre, kondanser suyu çıkış sıcaklığı kompresör hızıyla beraber artmıştır.

Rasmussen vd. (1997), ev tipi buzdolaplarında kullanılan kompresörlerde değişken hızlı sürücü teknolojisi kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında, üç fazlı indüksiyon motorlu kompresör üzerinde darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör performansının belirlenmesi için düzenek üzerinde motor torkunu ölçen bir cihaz ile güç analizörü kullanarak kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşlerdir.

Rasmussen ve Ritchie (1997), yapmış oldukları araştırma projesinin ikinci safhasında yine ev tipi bir buzdolabında kullanılan kompresörde değişken hızlı sürücü kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasını incelemişlerdir. Diğerinden farklı olarak bu çalışmada kompresörü üç fazlı sürtünmesiz DC motor ile tahrik etmişler ve motor frekansı için darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşler ve motor veriminin şaft torkundan doğrudan etkilendiğini fakat hız ile çok az bir değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Sistemin enerji tüketimi sonuçlarına göre % 40’lık bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Buhar sıkıştırmalı kompresörlü bir soğutma sisteminde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken dışarıdan iş verilir. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir (Sincar, 1999).

İdeal bir buhar sıkıştırmalı kompresörlü soğutma sistemi temel olarak kompresör, kondanser, genleşme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Böyle bir mekanik soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 3.1’de ve P-h ile T-s diyagramları Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.1 ve 3.2’de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı arttırılarak kondansere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondansere girer (2 noktası) ve burada ısısını dış ortama atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genleşme valfine girer (3 noktası). Genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genleşerek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan dış ortamın ısısını çekerek buharlaşır ve buradan geçerek buhar halinde tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz vd., 2002).

Şekil veya çizelgelerden önce, metin içinde ilgili şekle veya çizelgeye **ATIFTA BULUNULUR.**

Şekil veya çizelge ,ilgili paragraftan hemen sonra uygun bir yerde verilir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**



Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin tesisat şeması



Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı

3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi

Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasıyla deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçların teorik soğutma sistemi ile kıyaslanması amaçlanmaktadır. Bu maksatla evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, kompresör izentropik ve volümetrik verimi, kompresör frekansı gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile COP değerinin hem teorik ve hem de deneysel sistem için bir karşılaştırılması yapılacaktır. Bunun için sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanacaktır. Kompresörün birinci kanun analiz için kütlenin korunumu ilkesi uygulanırsa;

Denklemler **SOLA** dayalı yazılır. Denklem numarası **SAĞA** dayalı yazılır. **Denklemler KOYU YAZILMAZ**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

$\dot{m}\_{R1}+\dot{m}\_{R2}=\dot{m}\_{R}$ (3.1)

Her bir denklem yazımından sonra tüm **parametreler** **açıklanır.** Daha önce açıklanan terimin tekrar açıklanmasına **gerek yoktur. BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Burada, $\dot{m}$ soğutucu akışkan debisi, R alt indisi akışkanı, numaralar ise referans noktaları temsil etmektedir.

3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır (Dingeç, 1996).

Ekserji kelimesi ilk kez 1950’lerin sonunda Rant tarafından hazırlanan arşivlik bir yayında ortaya çıkmıştır. Fakat bir sistemin veya akışın enerji miktarının sadece belirli bir kısmının mekanik işe dönüştürülebilme fikri Gibbs ve Maxwell’in yayınlarında ortaya çıkmıştır. Geçmişten 20. yüzyılın başlarına doğru birçok çalışmada ekserjinin tam olarak ifadesi termodinamik bir fonksiyondan ibarettir. Bu ifade, kullanılabilir enerji, kullanılabilirlik veya maksimum potansiyel enerji olarak tanımlanabilir (Sciubba vd., 2008).

Kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilirse kararlı bir halde bir kontrol hacmi için ekserji denkliği (Bejan, 2002):

$\dot{E}\_{Q}-\dot{E}\_{W}=\sum\_{çıkan}^{}\dot{m}e-\sum\_{giren}^{}\dot{m}e+T\_{0}S\_{ür}$ (3.2)

Burada $\dot{E}\_{Q}$ ve $\dot{E}\_{W}$ sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, e özgül ekserjiyi, T0 referans sıcaklığını ve Sür entropi üretimini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Elde edilen verlerden hesaplanan değerler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

İstenildiği takdirde, çizelgenin bazı **satırları KALIN , RENKLİ**, vb., yazılabilir. **KISITLAMA YOKTUR.**

**BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Çizelge 3.1. Hesaplanan ekserji değerleri

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Sistem Elemanı | Ekserji değeri | Kayıp | Verim |
| Kompresör | 0.98 | 54 | 1.25 |
| Genleşme valfi | 1.85 | 45 | 0.987 |
| Kondanser  | 3.54 | 21 | 0.874 |

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA (ARAŞTIRMA BULGULARI)

veya sadece **ARAŞTIRMA BULGULARI**

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizi, R404A soğutucu akışkanı kullanılarak hem teorik olarak hem de deneysel sistemden elde edilen veriler ile yapılmıştır. Farklı kompresör frekanslarında ve farklı soğutma yüklerinde yapılan incelemeler sonucu evaporatör kapasitesi, kompresör kapasitesi, kondanser kapasitesi, COP, volümetrik verim, izentropik verim, toplam mekanik ve elektrik verim ve soğutucu akışkan debisi değerlerinin değişimi grafikler halinde verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kompresör frekansı arttıkça kompresör basma basıncı artmakta, emiş basıncı ise düşmektedir. Buna paralel olarak kompresör basınç oranı da artış göstermektedir (Şekil 4.1, 4.2). Kompresör basma ve emme sıcaklıkları incelendiğinde ise her ikisi de kompresör frekansı arttıkça yükselme göstermektedir. Fakat emme sıcaklığındaki artış oranı, basma sıcaklığındaki artış oranından daha küçüktür. Bunların yanında kompresör frekansı ile kondanserdeki yoğuşma ve evaporatördeki buharlaşma sıcaklıklarının değişimi de sistem performansı açısından büyük önem arz etmektedir. Komresör frekansı arttıkça yoğuşma sıcaklığı artmakta, buharlaşma sıcaklığı ise düşmektedir. Ayrıca kompresör frekansı arttıkça aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında da artış gözlemlenmektedir. Bunlardan aşırı kızdırma sıcaklığındaki artış oranı daha yüksektir.



Şekil 4.1. Kompresör frekansı ile basma ve emme basınçlarının değişimi



Şekil 4.2. Kompresör frekansı nın değişmesiyle kompresör basınç oranının değişiminin grafiği

Şekil 4.3’te, evaporatör, kompresör ve kondanser kapasitelerinin frekans ile değişimi gösterilmiştir. Grafikten görüleceği üzere kompresör frekansı arttıkça üç sistem elemanının hepsinin ısıl kapasiteleri de artmaktadır. En büyük artış oranının kondanser kapasitesinde olduğu görülmektedir. Kondanserdeki artış oranını kompresör ve evaporatör izlemektedir. Kondanserdeki artışın fazla olmasının nedeni, kapasitesinin kompresör ile evaporatör kapasitelerinin toplamı olmasındandır.

Paragraf ve şekil arası 1 satır boşluk…

Şekil ve şekil ismi arasında satır boşluk..

**BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**



Şekil 4.3. Kompresör frekansı ile kapasitelerin değişimi

Sonuç olarak Kompresör hızının artmasıyla basma ve emme sıcaklığı artmış fakat emme sıcaklığındaki artış miktarı nispeten daha küçük olmuştur. Esasen emme sıcaklığında kompresör hızının artmasıyla beraber bir düşüş beklenmiştir. Zaten bu duruma paralel olarak hız ile beraber yoğuşma sıcaklığı artmış ve buharlaşma sıcaklığı da düşmüştür. Emme sıcaklığının az da olsa artmasının nedeni kompresör hızı ile beraber aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıdır. Kompresör hızının artması, soğutucu akışkan debisinin artmasına ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin artmasıyla ortam havasının daha hızlı soğumasına sebep olmaktadır. Bunun neticesinde aşırı kızdırma sıcaklığı artmaktadır.

Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir. Örneğin kompresör frekansı 35 Hz’den 50 Hz’ye çıkarıldığında akışkan debisi % 10 oranında artış göstermiştir. Buna paralel olarak kompresör süpürme hacmi de artış göstermiştir. Bunların yanında volümetrik verim, izentropik verim ve mekanik ve elektrik verim değerlerinde hız ile beraber azalma söz konusudur. Volümetrik verimin düşmesi, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın kompresöre girerken basılmadan önce bir miktar ısınmasına ve dolayısıyla gazın özgül hacminin artmasına bağlıdır. Volümetrik verimi etkileyen diğer faktörler, emme ve basma hattındaki basınç düşmeleri, piston sekmanlarında ve emme ile basma hattında meydana gelen kaçaklardır (Tassou ve Qureshi, 1998; Stouffs vd., 2001). Benamer ve Clodic (1999b), volümetrik verimdeki düşmenin nedenlerinden birisinin de polyester yağda oluşan küçük yüzeysel gerilimler olabileceğini belirtmiştir.

Kompresör hızı arttıkça basma sıcaklığında da artış olduğu için izentropik verim değeri azalmıştır. İzentropik verimdeki düşüş, yüksek basma sıcaklığı ve yüksek emiş hattı aşırı kızdırmasına bağlıdır. Bunun yanında piston çeperlerindeki kaçakların hız ile beraber artması izentropik verimin düşmesinde etkili olan bir başka parametredir. Yüksek frekanslardaki mekanik ve elektrik verimin düşmesi, kompresörün hareketli parçalarındaki sürtünme kayıplarının artmasından kaynaklanmaktadır (Park vd., 2002). Bu nedenle kompresörlerde kullanılan yağlardfa büyük önem arz etmektedir.

Tüm soğutma yüklerinde, kompresör frekansı arttıkça kondanser, evaporatör ve kompresör kapasitelerde artmıştır. Teorik hesaplamalarda kondanser kapasitesi kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı olarak kabul edilmektedir. Fakat deneysel sonuçlara göre kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı kondanser kapasitesinden büyük çıkmıştır. Aradaki bu fark ise sistem elemanlarında ve borularda meydana gelen ısıl kayıplardan dolayıdır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER (TARTIŞMA VE SONUÇLAR)

Önceki bölüm **ARAŞTIRMA BULGULARI** ise bu kısım **TARTIŞMA VE SONUÇLAR** olmalıdır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Yapılan çalışmaların birçoğunda sadece frekans ile tüketilen gücün ve COP gibi performans değerlerinin analizleri bulunmakla beraber, çok azında ekonomiklik analizi bulunmaktadır. Bunlardan Renno ve Aprea (2007), R407c soğutucu akışkanı ile çalışan ve yarı hermetik kompresör kullanılan değişken hızlı soğutma sisteminde kompresör frekansı 30 Hz iken % 15, 40 Hz iken ise % 9’luk bir enerji tasarrufu sağlamış olup bu kıyaslamayı 50 Hz değerine göre yapmıştır. Buzelin vd. (2005), soğutucu akışkan ve kompresör tipini belirtmediği çalışmasında ise aç/kapa sisteme kıyasla % 35.24’lük bir enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir. Wicks (2000), R12 ile çalışan soğutma sisteminde sarmal (scroll) kompresör kullanmış ve aç/kapa sisteme oranla % 41’lik enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir.

Tüm bu analizler ışığında değişken hızlı soğutma sistemi için elde edilen sonuçlar sırasıyla verilmiştir. Frekans değiştiricisindeki % 5’lik bir kayba rağmen, değişken hızlı sistem, sabit hızlı sisteme oranla daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Değişken frekanslı kompresörlü sistemin ömrü aç/kapa sisteme oranla, daha az açılıp kapanacağı için daha uzun olması beklenmektedir.

Değişken hızlı kompresörlü sistemde frekans azaldıkça COP değeri artmış, tersinmezlikler azalmıştır. Kompresör frekansı düştükçe mekanik, elektrik, volümetrik verim kayıpları azalmıştır. Düşük soğutma yüklerinde, kompresör düşük frekanslarda çalışırken daha yüksek verim sağlamıştır. Kompresör daha yumuşak kalkış sergilemiştir. Aprea vd. (2006)’ne göre sarmal (scroll) kompresörlerde frekans değeri 15 Hz’lere kadar düşebilmesine rağmen yarı hermetik kompresörde bu değerlere inmek yağlama, gürültü ve titreşim problemleri ortaya çıkarmaktadır. Aynı zamanda Shao vd., (2004), Benamer ve Clodic, (1999a, b), Sarntichartsak vd., (2006) düşük frekanslarda yarı hermetik kompresörler için 30 Hz’nin altına inmenin yağlama problemlerine sebep olacağını belirtmişlerdir. Bu nedenle, değişken hızlı kompresörlü sistemlerde, kompresör çalışma frekansı belirli bir sınır değerinin altına inmemelidir. Yapılan çalışmada bu değer 35 Hz olarak seçilmiştir.

Kompresörün ilk kalkış momentini yenmesi ve ilk kalkış anında kompresörün piston yataklarının daha hızlı yağlanması için kompresörün ayarlanan frekans değerine kısa bir zaman diliminde çıkması gerekmektedir. Çünkü kompresör durgun halde iken yağ dibe toplanmış vaziyette olur ve kalkış süresi ne kadar uzarsa yağlanma da o kadar geç gerçekleşir. Bunun için frekans değiştiricisinin ilk kalkış adımının (kalkış süresi) doğru seçilmesi gerekmektedir. Yapılan deneysel çalışmada bu süre 1 saniye alınmıştır. Yüksek verimli kompresörler ve daha iyi kontrol algoritmaları kullanılarak bu tip sistemlerin performansları daha çok arttırılabilir.

Sonuç olarak soğutma uygulamalarında kullanılan kompresörlerin tükettiği elektriğin verimsiz kullanılması, dünyamızın en önemli sorunlarının başında gelen enerjinin fazla tüketilmesine ve enerji üretiminde kullanılan teknolojilerden kaynaklanan atmosferdeki sera gazı emisyonuna bir katkı olarak düşünülmektedir. Bu etkiler, bu tip sistemlerin enerji dönüşüm verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilir. Bu amaç için, kompresörleri çok daha verimli olarak düzenlemek çok önemlidir. Değişken hızlı sistemler enerji tasarrufu açısından en uygun yöntemlerin başında gelmektedir. Böyle bir sistemle büyük oranda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu çalışma, değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarının ve potansiyel enerji tasarruflarına etkisinin belirlenmesi konusunda ileride yapılacak diğer uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Ayrıca, R404A gibi ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar kullanılan sistemlerde, farklı kompresör hızlarındaki performansların incelenmesi ve yeni soğutucu akışkanlar için ekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmadaki analizlerin, bu incelemelere ışık tutması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

Tez kaynakları yazım biçimidir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Kaynaklar **HARF SIRASINA GÖRE** ve **1 satır** aralığı ile hazırlanır.

Kaynakların yazımı **2 SATIRI GEÇİYORSA 2.SATIRDAN sonra 1.25 cm girinti** bırakılır.

Her kaynaktan sonra **1 satır boşluk** bırakılır.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Altıparmak Ay, T., 2021. Kavramsal Hidrolojik Modellerin Diferansiyel Evrim Optimizasyon Tekniği ile Kalibrasyonu: Küçük Menderes Havzası için Bir Uygulama. Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 98s, Denizli.

Dergi makalesi yazım biçimidir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Baylar, A., Öztürk, M., Arslan, A., 1998. Su Kaynakları Sistemlerinde Lineer Olmayan Problemlerin Genetik Algoritma ile Çözümü. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 4(3), 777-785.

Kitap yazım biçimidir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Berkün, M., 2007. Su Yapıları. Birsen Yayınevi, 667s, İstanbul.

Canayaz, M., Demir, M., 2017. Balina Optimizasyon Algoritması ve Yapay Sinir Ağları ile Öznitelik Seçimi. 2nd International Conference on Computer Science and Engineering, 16-17 Eylül, Malatya.

Kongre, konferans, sempozyum bildirileri yazım biçimidir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**

Dupont CO, 2011. Erişim Tarihi: 14.02.2011. <http://www.dupont.ca>

İnternet kaynakları yazım biçimidir.

**BU BİR NOTTUR. ÇIKTI ALMADAN ÖNCE SİLİNİZ!**