

ISI ENERJİSİ DESTEKLİ BİR KOMPRESÖRÜN BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNDEKİ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Halil İbrahim VARIYENLİ, Tayfun MENLİK, Musa Galip ÖZKAYA

Teknoloji Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Gazi Üniversitesi, 06500, Beşevler, ANKARA

halilv@gazi.edu.tr, tmenlik@gazi.edu.tr, gozkaya@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 15.12.2009; Kabul/Accepted: 24.09.2010)

ÖZET

Bu çalışmada, elektrik enerjisi ile çalışan kompresörün yerine dışarıdan ısı enerjisi verilerek tahrik edilen bir kompresör, buhar sıkıştırma soğutma sisteminde kullanılmış ve performansı belirlenmiştir. Soğutma sisteminde ozon tahrip etme etkisi düşük olan R-134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. İlk deneyde, tasarımı ve imalatı yapılan kompresör elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. İkinci deneyde kompresöre elektrik ile aynı zamanda ısı enerjisi uygulanmıştır. Sonuçlar, sistemin COP'sinin birinci deneyde 2,77 ile 3,49, ikinci deneyde 2,11 ile 2,02 arasında değiştiğini göstermiştir. Ayrıca, ısı enerjisi uygulanarak yapılan deneylerde kompresörün devrinde % 4,5'lik bir artış, elektrik tüketiminde % 8,5'luk bir azalma görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Isı enerjisi, buhar sıkıştırma soğutma sistemi, kompresör.

EXPERIMENTALLY INVESTIGATION OF PERFORMANCE OF A COMPRESSOR SUPPORTED BY HEAT ENERGY IN VAPOR COMPRESSED REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT

In this study, a compressor, driven by external heat, was used in the vapor compression refrigeration system instead of an electrically driven compressor and the performance of this compressor was determined. R-134a, an ozone-friendly refrigerant, was used in the system. In the first test, the designed and constructed compressor was driven by electricity. In the second test, the heat energy and electricity were applied to the compressor at the same time. The results showed that COP of the system, in the first test, varied in between 2.77 and 3.49, COP of the system, in the second test, varied in between 2.11 and 2.02. In addition, in the tests which were carried out by applying heat energy, it was observed that the speed of the compressor increased by 4.5 % and the electricity consumption decreased 8.5 %.

Keywords: Heat energy, vapor compression refrigeration systems, compressor.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Ekonominin temel hedeflerini oluşturan bireylerin yaşam standartlarını yükseltme olgusu, sanayileşme yoluyla milli gelirin artması çabalarını da beraberinde getirmektedir. Bunun sonucunda sanayileşme ile başlayan ve gittikçe önemini artırmakta olan çevre sorunları nedeniyle, toplumlar dünyanın doğal ortamını korumak ve gelecek nesillere daha yaşanabilir bir dünya bırakabilmek konusunda büyük güçlüklerle karşılaşmaktadır. Enerji kaynağının araştırılmasından tüketimine kadar her aşamada,

olumsuz yönde çevresel etkiler ortaya çıkmakta ve bu etkiler bölgesel düzeyde kalmayıp büyük ölçüde sınır tanımayan evrensel ve küresel niteliğe bürünmektedir.

Enerji arzında fosil kaynakların önemli yer tutması nedeniyle çevresel sorunlar daha ciddi bir boyut kazanmaktadır [1].

Dünya'da fosil enerji kaynaklarının rezervleri sınırlı, pahalı ve özellikle SO_x, NO_x gibi kirletici emisyonlarla çevreyi kirletmekte, CO₂ emisyonları ile de sera etkisi yaparak iklim değişikliklerine neden

olmakta ve dünyanın doğal dengesini bozmaktadır. Bu olumsuzlukları gidermek ve ülkemizin enerjide dışa bağımlılığını azaltmak, enerji temininde çeşitlilik sağlayarak ve yenilenebilir enerji kaynaklarını daha yoğun kullanarak mümkün olacaktır [2].

Bilim adamları fosil yakıtların sahip olduğu olumsuzluklardan dolayı, yenilenebilir ve alternatif enerji kaynakları ile çalışabilecek ve asgari düzeyde çevreye zararı olan makina ve sistemlerin araştırılması ve geliştirilmesiyle ilgili birçok çalışma yapmaktadırlar. Bu çalışmaların en önemlilerinden birisi Stirling motorlarıdır [2].

Dıştan ısıtma prensibine göre çalışan ve sıcak hava motoru olarak da adlandırılan, başta güneş enerjisi olmak üzere, odun, kömür, petrol, doğal gaz, biyokütle, jeotermal enerji vb. birçok enerji kaynağı ile dışarıdan ısı enerjisi verilerek çalışabilen Stirling motorları ilk olarak 1816 yılında Robert Stirling tarafından imal edilmiştir [2,3]. Stirling motorları genel olarak, genişleme ve sıkıştırma hacimleri ile ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden meydana gelmektedir. Teorik Stirling çevrimi iki sabit hacim ve iki sabit sıcaklık işleminden oluşmaktadır [4,5]. Stirling motorları ısı makinesi olarak kullanıldığı gibi ısı pompası ve soğutma makinesi olarak da kullanılmaktadır. Sessiz ve çevreci olmasının yanında düşük sıcaklık farkları arasında çalışabilmesi nedeniyle uzay teknolojilerinde, havacılıkta, denizaltılarda, otomobillerde, soğutma uygulamalarında, jeneratörlerde vb. yerlerde kullanıma uygundur [2].

Bu çalışmada ele alınan elektrik enerjisiyle tahrik edilen ve ısı enerjisiyle desteklenen kompresör ile ilgili literatürde benzer bir çalışmayla karşılaşılmaştır. Çalışmada ele alınan kompresörün çalışma prensibi Stirling motorlarına benzemekle birlikte kesinlikle aynı değildir. Benzerlik göstermesinden dolayı, Stirling motoruyla ilgili dikkati çeken bazı çalışmalara literatürde yer verilmiştir. Çınar vd. Stirling çevrimi ile çalışan tek silindirli, 192 cm³ süpürme hacmine sahip, beta tipi bir Stirling motorunun imalatını ve performans deneylerini yapmışlardır. Performans deneyleri 800 °C, 900 °C ve 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında, 1, 1.5, 2, 2.5 ve 3 bar şarj basınçlarında yapılmıştır. Çalışma gazı olarak hava kullanılan deneylerde, motor devri ve ısıtıcı sıcaklığı ile şarj basıncına bağlı olarak moment ve güç değişimleri belirlenmiştir. Deneylerde 1000 °C ısıtıcı sıcaklığında ve 2.5 bar şarj basıncında, 344 d/d motor devri ve maksimum 14 W güç elde etmişlerdir [6].

Ancak bu motorların Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemine (BSSS) uygulandığı çalışma sayısı sadece birkaç tanedir. Baek vd. CO₂ kullanılan bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde genleşmeyi piston-silindir işiyle sağlamışlardır. Sistem performansı üç

farklı şartta denenmiş ve her durum için COP'ler (Soğutma Etkinlik Katsayısı) sırasıyla, 0.8282, 0.8088 ve 0.9933 olarak tespit edilmiştir [7]. Welty vd. serbest pistonlu Stirling soğutucusu ve doğal akışkan kullanan dondurucu tesisatının enerji verimliliğini incelemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmanın sonucunda COP değeri 1.31 ve enerji tüketimi de 492 W/gün olarak hesaplanmıştır. Orijinal kompresör tesisatına göre sistemin ılık ve soğuk tarafında % 35'lik iyileşme olduğu gözlenmiştir [8]. Tekin (2006), Stirling çevrimiyle çalışan V – tipi soğutucunun termodinamik analizini, kontrol hacmi kullanarak yapmış, V – tipi Stirling soğutucunun geometrik özelliklerinin COP'ye etkisi incelemiştir. Farklı çalışma akışkanı, şarj basıncı ve motor hızlarında soğutma yükü ve soğutucu etkinliğini hesaplamıştır [9].

Enerji konusunda yapılmakta olan çalışmalar, kullanılmakta olan yakıtlara alternatif olabilecek, yenilenebilir ve çevreye zarar vermeyecek, kolay bulunabilir, tehlikelerden arındırılmış enerji kaynaklarının keşfedilmesi doğrultusundadır. Bütün enerji kaynaklarının temeli olan güneş enerjisi alternatif enerji kaynaklarının başında gelmektedir. Günümüzde Stirling ve benzeri uygulamalarda enerji kaynağı olarak alternatif enerji kaynakları, özellikle de güneş enerjisi yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır.

Soğutma sistemlerinin çevreye olan olumsuz etkileri hemen hemen sadece kullanılan soğutucu akışkanlar ile olmaktadır. Son yıllarda BSSS'lerde çevresel etkileri oldukça düşük, bir geçiş soğutucu akışkanı olan ve performansı ile ilgili birçok araştırma yapılmış olan R-134a kullanılmaktadır [10-13]. Bu çalışmada da fiziksel ve termal olarak özellikleri ve performansı hakkında yeterli bilgiye sahip olunan R-134a kullanılmıştır.

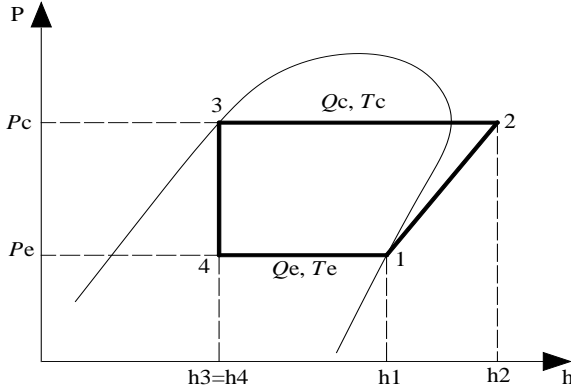
Bu çalışmanın amacı; BSSS'lerde kullanılan ve elektrik enerjisi ile çalışan kompresörlerin yerine, ısı enerjisi destekli, elektrik enerjisiyle tahrik edilen bir kompresörün buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki performansının belirlenmesidir.

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN TEORİK ANALİZİ (THEORETICAL ANALYSIS OF VAPOR COMPRESSED REFRIGERATION SYSTEM)

Günümüzde soğutma uygulamalarında en fazla kullanılan sistem buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemidir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde, bir miktar soğutucu akışkan sırasıyla yoğunlaştırulup – buharlaştırılır. Şekil 1'de buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin p-h diyagramı görülmektedir. Şekil 1'de görüldüğü gibi çevrim esnasındaki yoğunlaşma ile buharlaşma işlemleri sırasındaki basınçlara sırasıyla yoğunlaşma (Pc), buharlaşma (Pe) basıncı; sıcaklıklara yoğunlaşma (Tc), buharlaşma (Te) sıcaklıkları denir.

BSS çevriminde sürekli akışın olduğu elemanlar mevcuttur. Bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu (birim kütle için birinci yasa) aşağıdaki eşitlikle ifade edilir [14];

$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad (1)$$



Şekil 1. Buhar sıkıştırma soğutma sisteminin p-h diyagramı (p-h diagram of a vapor compressed refrigeration system)

Burada q ve w sırasıyla birim kütle için ısı geçişi ve işi; Δke ve Δpe ise sırasıyla kinetik ve potansiyel enerjileri ifade etmektedir. BSSS'de dolaşan soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişlerine oranla küçük olduğu için ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin birim kütle için enerjinin korunumu eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$q - w = h_c - h_g \quad (2)$$

Şekil 1'de görüldüğü gibi BSSS çevriminde soğutucu akışkan sırasıyla; (1-2) doymuş buhar bir kompresör yardımıyla buharlaşma basıncından yoğuşma basıncına izantropik sıkıştırılma; (2-3) sabit basınçta ısı atarak yoğuşurma (doymuş sıvı haline kadar); (3-4) adyabatik olarak akışa direnç gösteren bir kısılma elemanında geçirilerek, sıvı basıncının yoğuşma basıncından buharlaşma basıncına düşürülmesi; (4-1) sabit basınçta ısı çekerek buharlaştırma işlemlerine tabii tutulmaktadır.

Şekil 1 ve yukarıdaki açıklamalardan da anlaşıldığı üzere, kompresörde adyabatik olarak ($q=0$) dışarıdan iş alınmaktadır. Bu durum için Eş. 2 yeniden düzenlenerek kompresörün çektiği enerji, \dot{W}_{cp} , aşağıdaki eşitlikle bulunabilir;

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3)$$

burada, \dot{m} , sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisini ve h_1 ile h_2 sırasıyla soğutucu akışkanın kompresör giriş ve çıkışındaki entalpileridir. Eş. 3

aşağıdaki şekilde düzenlenerek sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{cp}}{(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur ($w=0$). Bu durumda yoğuşturucudan dış ortama atılan enerji \dot{Q}_c , ve buharlaştırıcıda çekilen enerji miktarı, \dot{Q}_e , sırasıyla aşağıdaki eşitlikle belirlenebilir Eş. 5 ve Eş. 6 ile bulunabilir;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

Eşitliklerde h_3 ve h_4 , sırasıyla yoğuşturucu çıkışındaki ve buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın entalpisidir. BSSS'nin soğutma etkinlik katsayısı, COP, buharlaştırıcıda çekilen enerjinin kompresörde harcanan enerjiye oranıdır ve aşağıdaki şekilde belirlenir;

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cp}} \quad (7)$$

3. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

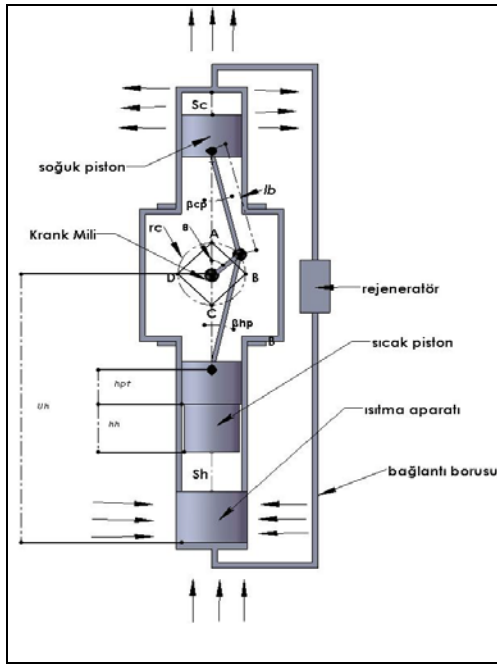
Tasarımı ve imalatı yapılan kompresörün temel parçalarını oluşturan, kompresör bloğu, krank mili, sıcak silindir ve pistonu, soğuk silindir ve pistonu ile biyel kolları, ısı geçiş parçası, volan ve kör flanştan oluşmaktadır.

Kompresör bloğu, krank mili, volan ve kör flanş SAE 2080 yağ çeliğinden, sıcak ve soğuk silindir blokları tek parça olarak krom-nikel paslanmaz çelikten imal edilmiş, hassas olarak tormalanmış ve honlanmıştır. Silindir blokları ile pistonları arasındaki çalışma boşluğu 0.02 mm olacak şekilde alıştırılmıştır.

Soğuk ve sıcak silindir pistonları, sürekli bir yağlama gerektirmemesi ve sıcaklığa bağlı genleşme katsayısı düşük olması sebebiyle Sphero döküm malzemeden segmansız olarak imal edilmiştir. Biyel kolları, bronz malzemeden lazerle ölçülerine uygun kesilerek iki adet imal edilmiştir. Bunlardan bir tanesi sıcak silindir pistonunu, diğeri ise soğuk silindir pistonunu krank miline bağlamak için kullanılmıştır. Piston pimi, SAE 2080 yağ çeliğinden, biyel kolları ile pistonların bağlantısı için imal edilmiştir. Pimlerin üzerine pistonların çalışması esnasında pimlerin sağa-sola kaymasını engellemek amacıyla sekman yatakları açılmıştır. Isıtma bloğu krom-nikel paslanmaz çelik malzemeden, sıcak silindirin önüne sistemde

dolaşacak soğutucu akışkanı ısıtmak amacıyla tasarlanmış ve imal edilmiştir.

Sistem elemanlarının boyut ve kapasitelerinin belirlenmesine kompresörden başlanmıştır. Şekil 2'de şematik şekli ve Çizelge 1'de teknik özellikleri verilen, tasarımı ve imalatı yapılan kompresörün gücü, kullanım amacını gerçekleştirmek için gerekli olan güce bağlıdır. Enerji türünün seçiminde ise maliyeti ve uygulanabilirliği en önemli faktörleri oluşturmaktadır. Tasarımı yapılan kompresörde enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi ve ısı enerjisi (Oksi-Asetilen gazı) kullanılmıştır.



Şekil 2. Tasarımı ve imalatı yapılan kompresörün şematik resmi [15] (The schematic figure of the designed and constructed compressor)

Tasarlanan ve imal edilen kompresör dışarıdan bir ısı kaynağı ile tahrik edileceğinden, söz konusu bu ısıdan dolayı sıcak silindir ile sıcak silindir pistonu arasındaki hassasiyetin bozulmaması için soğuk su ceketini tasarlanmış ve imal edilmiştir [15].

Çizelge 1. Kompresörün teknik özellikleri [15] (Technical specifications of the compressor)

Özellik	Değer
Sıcak silindir çapı	60 mm
Sıcak silindir piston kursu	60 mm
Soğuk silindir çapı	60 mm
Soğuk silindir piston kursu	60 mm
Sıcak silindir hacmi (v_c)	169 cm ³
Soğuk silindir hacmi (v_c)	169 cm ³
Sıcak kaynak sıcaklığı (t_h)	600 °C
Soğuk kaynak sıcaklığı (t_c)	100 °C
Faz açısı	180°
Maksimum elektrik motor devri	464.3 min ⁻¹
Maksimum kompresör devri	464.3 min ⁻¹
Ölü hacim	130 cm ³

Buhar sıkıştırma klima ve iklimlendirme sistemlerinde buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının normal çalışma şartlarında 5 °C olması istenir. Bu kabulden hareketle tasarımda, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 5 °C ve yoğuşurucu yüzey sıcaklığı 40 °C olarak alınmıştır. Sistem tasarımında sıcak silindir sıcaklığı 400 °C olarak kabul edilmiştir. Belirlenen buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarına göre, Eş. 3-6 kullanılarak bu BSSS elemanlarının kapasiteleri belirlenmiştir. R-134a soğutucu akışkanına ait özellikler Çizelge 2'de verilmiştir.

Çizelge 2. R-134a soğutucu akışkanının fiziksel özellikleri [15] (Physical properties of R-134a refrigerant)

Özellikler	Gösteriliş/Değer
Kimyasal Adı	Tetra-Flor Etan
Kimyasal Formül	CF ₃ CH ₂ F
Molekül Ağırlığı, (gr/mol)	102.0
Kritik Sıcaklık, (°C)	101,1
Kritik Basınç, (kpa)	4067
Cp gaz, (kJ/kgK)	25°C'de 0,9936
Cv gaz, (kJ/kgK)	25°C'de 0,8358
Buhar yoğunluğu, (kg/cm ³)	25°C'de 3,6
Sıvı yoğunluğu, (kg/cm ³)	25°C'de 1.21
Atmosferde Kaynama Noktası, (°C)	-26,16
Renk	Renksiz
Tutuşma Sıcaklığı, (°C)	743
Ayrışma veya Bozulma Sıcaklığı	Bilinmiyor

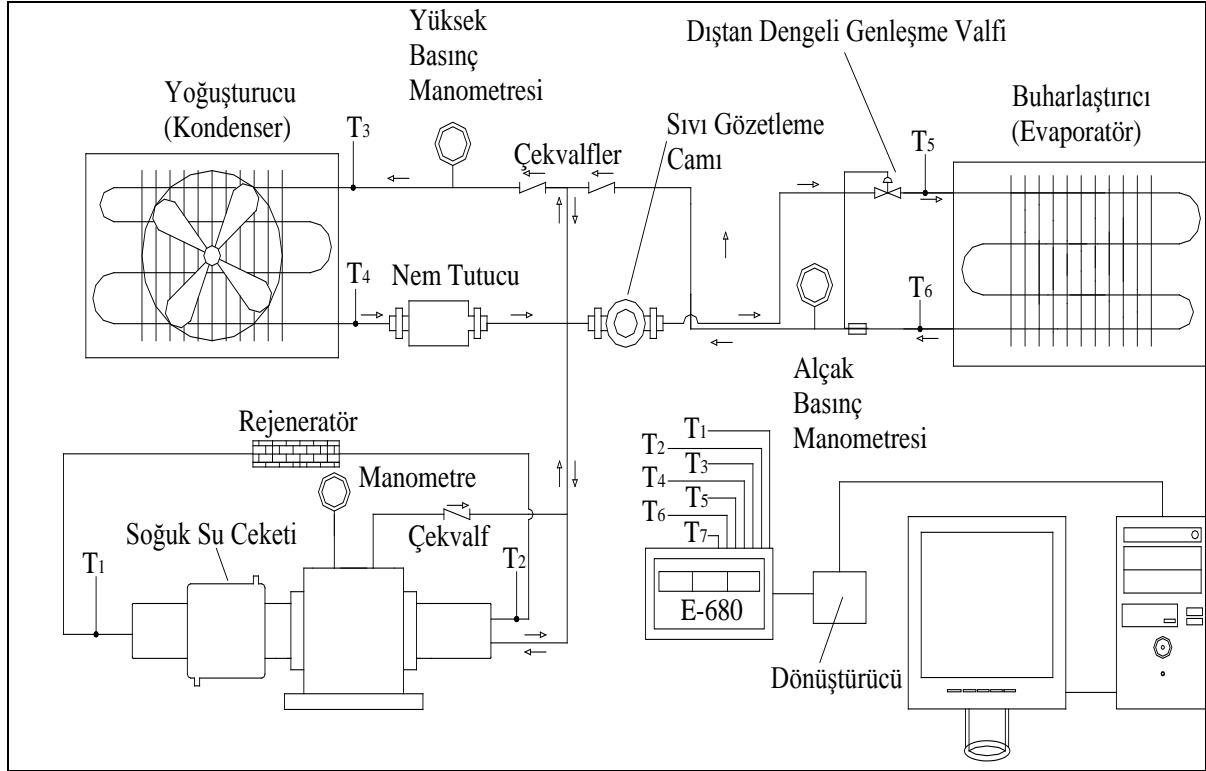
Soğutma sistem elemanlarının boyutlandırılmasında öncelikle kompresörün soğutma sistemine bir turda basacağı akışkan miktarının hesaplanmasından başlanmıştır. Kompresör elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. Elektrik motorunun devri 600 d/d'dır. Kompresörün devir sayısı tasarım aşamasında elektrik motorunun devir sayısına eşit kabul edilmiştir. Çizelge 1'de belirtilen, soğuk silindirin iç çapı ve pistonunun kurs boyu dikkate alınarak, sistemdeki soğutucu akışkan kütlesi, m , Eş. 8 vasıtasıyla hesaplanmıştır.

$$m = \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L \right) \times \rho \quad (8)$$

Burada, d soğuk silindirin iç çapı, L pistonunun kurs boyu ve ρ R-134a yoğunluğunu ifade etmektedir.

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisine bağlı olarak, yoğuşurucu ve buharlaştırıcı kapasiteleri hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu kapasiteleri, Eş. 3, Eş. 5 ve Eş. 6 vasıtasıyla, soğutucu akışkanın ilgili çalışma (Şekil 1) noktasındaki entalpi değerleri kullanılarak belirlenmiştir. Tasarımı yapılan ve Şekil 3'te şematik görünümü verilen deney seti Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümü Tesisat Anabilim Dalı'nda imal edilmiştir. Deney setinde kullanılan cihaz ve donanımlar ile bu cihaz ve donanımlara ait kapasite ve özellikler Çizelge 3'te verilmiştir.

Kompresör devrinin ölçülmesinde, 5–100 000 1/min aralığında ölçüm yapabilen, 0,1 min⁻¹ kararlılığına



Şekil 3. Deney seti [15] (Experimental set-up)

sahip, DT-2234A model dijital takometre kullanılmıştır. Deneyler esnasında sıcaklık ölçümü sistem üzerinde 6 ve ortam için 1 noktadan olmak üzere toplam 7 noktadan yapılmıştır (Şekil 4). Sıcaklık ölçümlerinde "J" tipi Fe-Const ısı çiftleri ($\pm 0.1^\circ\text{C}$) kullanılmıştır. Deneyler esnasında elde edilen verilerin bilgisayara aktarılmasında E-680/ELİMKO universal girişli-gelişmiş tarayıcı ve E-700/ELİMKO dönüştürücüden yararlanılmıştır. Basınç ölçümleri, alçak ve yüksek basınç bölgelerinde manometreler vasıtasıyla yapılmıştır [15].

Çizelge 3. Deney setinde kullanılan cihaz ve donanımlar [15] (Devices and equipments used in experimental set-up)

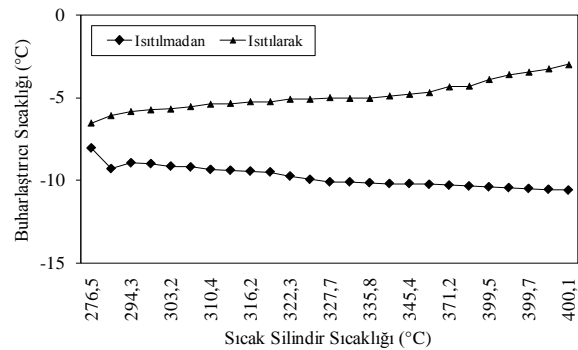
Cihaz/donanım	Kapasite/özellik
Yoğuşturucu	0,35 kW
Buharlaştırıcı	0,25 kW
Çekvalf	3/8" kaynaklı
Rejeneratör	Alüminyum
Sıvı gözetleme camı	3/8" rakorlu
Alçak basınç manometresi	-1/10 bar, rakorlu
Yüksek basınç manometresi	-1/30 bar, rakorlu
Genleşme valfi	Dıştan dengelemeli, rakorlu
Nem tutucu	Rakorlu
Elektrik Motoru	0.55 kW (0.75 HP)
Elektrik sayacı	Çok tarifeli, elektronik

4. DENEYLER VE SONUÇLAR (TESTS AND RESULTS)

Deneyler iki aşamadan oluşmaktadır. Birinci bölüm deneylerde kompresör elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. İkinci grup deneyler ise sistemin hiçbir durumunda değişiklik yapılmadan sistem elektrik

motoruyla tahrik edilirken, kompresörün sıcak silindire dışarıdan oksijen-asetilen ısı kaynağı ile ısı uygulanarak yapılmıştır. Sistem kararlı hale geldikten sonra elde edilen sonuçlar aşağıda grafiklerde verilmiştir.

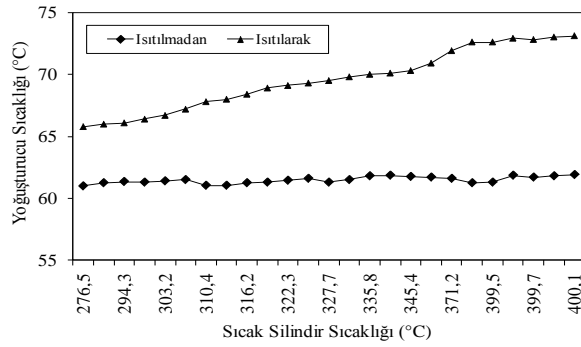
Tasarlanan ve imal edilen kompresör elektrik motoruyla ve sıcak silindire dışarıdan ısı uygulanarak yapılan deneylerden sistem kararlı hale geldikten sonra elde edilen sıcak silindir sıcaklığına göre, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının değişimleri Şekil 4 ve Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 4. Buharlaştırıcı sıcaklığının sıcak silindir sıcaklığına göre değişimi (The variation of evaporator temperature with hot cylinder temperature)

Şekil 4'te ısıtma olmadan yapılan deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığının -10°C olduğu ve çok az bir düşüşle sistemin hemen hemen kararlı hale geldiği

görülmektedir. Sıcak silindire ısı uygulandığında ise, buharlaştırıcı sıcaklığının $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu, fazla ve hızlı olmayan bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu artış, silindire uygulanan ısının, buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesinde pozitif bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Ancak, $270\text{ }^{\circ}\text{C}$ ila $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ silindir sıcaklığında buharlaştırıcı sıcaklığının hemen hemen kararlı hale ulaştığı görülmektedir. Tasarımı yapılan kompresördeki pistonların hareketlerini sağlayan iki sıcaklık bölgesi arasındaki farkın artması, buharlaştırıcı sıcaklığı bakımından sistem performansını olumsuz etkilemekte olduğu anlaşılmaktadır.

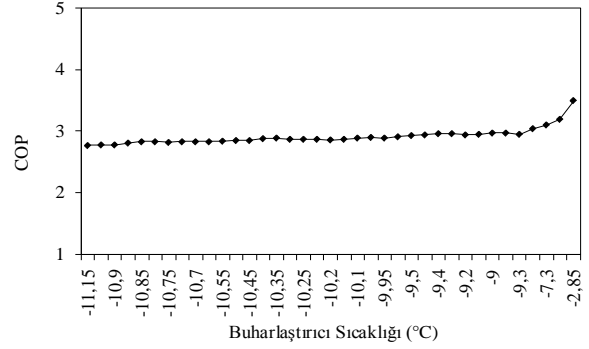


Şekil 5. Yoğuşturucu sıcaklığının sıcak silindir sıcaklığına göre değişimi (The variation of condenser temperature with hot cylinder temperature)

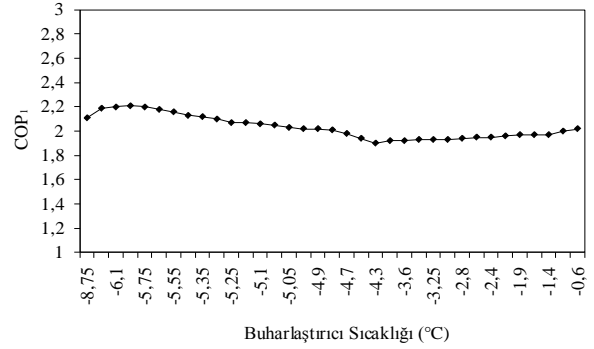
Şekil 5'te ısıtma olmadan yapılan deneylerde yoğuşturucu sıcaklığı yaklaşık $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de kararlı hale ulaşmıştır. Sıcak silindire ısı uygulandığı durumda ise birinci duruma benzer şekilde yoğuşturucu sıcaklığının $66\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarında olduğu görülmektedir. $270\text{ }^{\circ}\text{C}$ ila $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ silindir sıcaklığında yoğuşturucu sıcaklığında dikkate değer bir değişim görülmemesine rağmen, silindir sıcaklığı $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerine çıktığında yoğuşturucu sıcaklığı artmaktadır. Şekil 4 ve Şekil 5 beraber değerlendirildiğinde, bu durum sistem basma hattındaki soğutucu akışkanın basıncının yükselmesine bağlı olarak yoğuşturucu sıcaklığının sürekli artması olarak açıklanabilir.

Ayrıca bu durum, yoğuşturucu basıncındaki artış, sabit soğutma kapasitesi durumunda, buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkan miktarının artması ve dolayısıyla buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi şeklinde de ifade edilebilir.

Tasarlanan ve imal edilen kompresör elektrik motoruyla ve sıcak silindire dışarıdan ısı uygulanmadan oluşan sistem performansının (COP) ve sıcak silindire ısı uygulandığında oluşan sistem performansının (COP₁) buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimleri sırasıyla Şekil 6 ve Şekil 7'de verilmiştir.

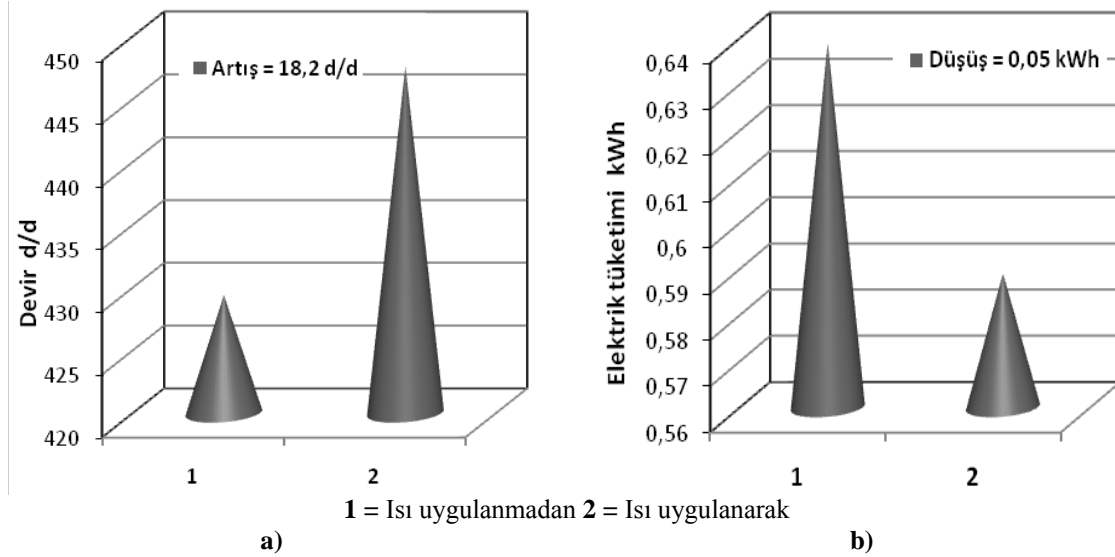


Şekil 6. COP'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi (Variation of COP with evaporator temperature)



Şekil 7. COP₁'nin buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi (Variation of COP₁ with evaporator temperature)

Şekil 6'dan COP'nin $2,77$ ila $3,49$; Şekil 7'den COP₁'nin $2,11$ ila $2,02$ arasında değiştiği görülmektedir. COP, buharlaştırıcı sıcaklığı $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğunda yaklaşık olarak $2,8$ değerinde kararlı hale gelmiştir. Bu andan itibaren, buharlaştırıcı sıcaklığının $-7,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar ki yükselmesi COP üzerinde fazla etkili olmamıştır. Ancak, $-7,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığı COP üzerinde pozitif bir etki ile belirgin bir yükselmeye sebep olmuştur. Buharlaştırıcı sıcaklığı Şekil 7'de ise COP₁'nin hemen hemen hiçbir noktada kararlılık göstermediği ve devamlı düşüş yönünde olduğu ve sıcak silindire verilen ısının COP₁'nin üzerinde olumsuz etkisi olduğu görülmektedir. Ayrıca, ısı uygulandığı durumdaki COP₁'nin en yüksek ve en düşük değerlerinin birbirine çok yakın olduğu ve deneyler süresince sistem kararlı hale geldiğinde minimum ve maksimum değerler arasındaki farkın fazla değişmediği görülmektedir. Bu durum, Şekil 4 ve Şekil 5'teki ısı uygulandığı durumlar, Eşitlik 7 ve Şekil 1'deki T_e ve T_c noktaları ile birlikte değerlendirildiğinde daha iyi anlaşılabilir. $COP = \dot{Q}_e / \dot{W}_{cp}$ eşitliğinden de anlaşıldığı üzere sistem performansını etkileyen iki parametre olan \dot{Q}_e ve \dot{W}_{cp} , ısı uygulanan deneyler esnasında yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının hemen hemen birbirine paralel artmasına (Şekil 4 ve Şekil 5) bağlı olarak doğru orantılı bir şekilde artmaktadır.



Şekil 8. Kompresör devrindeki ve elektrik tüketimindeki değişimler (The variation in the compressor speed and electricity consumption)

Bunun sonucu olarak da \dot{Q}_e ve \dot{W}_{cp} oranı az miktarda değişmekte ve buharlaştırıcı sıcaklığındaki düşme COPı'yı etkilemiyor gibi görülmektedir.

Sonuç olarak sistem performansı devamlı olarak yaklaşık 2,02 ila 2,1 arasında olmakla beraber, 260 °C sıcak silindir sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda sistem performansında fazla bir değişiklik yok gibi görünürken, sistemin soğutma kapasitesi düşmektedir.

Deneylerde ayrıca sıcak silindire ısı uygulamanın kompresör devrindeki, dolayısıyla elektrik tüketimindeki etkisi de araştırılmıştır. Bu etkiyi belirlemek amacıyla her iki deney durumunda da kompresörün devri ve elektrik tüketimleri ayrı ayrı ölçülmüştür. Şekil 8 a) ve Şekil 8 b)'de sırasıyla kompresör devrindeki ve elektrik tüketimindeki değişimler görülmektedir.

Şekil 8'den sıcak silindire ısı uygulamanın kompresör devrinde 18,2 d/d'lik (% 4,5) bir artışa ve elektrik tüketiminde 0,05 kWh'lik (% 8,5) bir düşüşe sebep olduğu görülmektedir.

5. TARTIŞMA (CONCLUSION)

Bu çalışmada tasarımı ve imalatı yapılan bir kompresörün ısı enerjisi uygulandığı durumdaki soğutma ve enerji performansı incelenmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, sıcak silindire ısı uygulanması sistemin soğutma performansını olumsuz yönde bir miktar etkilediği, buna karşılık, kompresörün devrinde % 4,5'luk bir artışa ve buna bağlı olarak elektrik tüketiminde % 8,5'luk bir düşüşe sebep olduğu görülmüştür. Bu sonuçlardan tasarlanan tipteki bir kompresörün bu aşamada doğrudan ısı enerjisi ile çalışması mümkün olmamakla beraber, ısı uygulamanın sistem elektrik tüketiminde katkısı olduğu anlaşılmaktadır.

Günümüzde Ülkemizin içerisinde bulunduğu enerji darboğazı göz önüne alındığında, özellikle güney ve batı bölgelerimizde güneş enerjisi desteğiyle elde edeceğimiz ısı kaynağı ile yaygın olarak kullanılan klima sistemlerinde elektrik tüketimi azaltılabilir.

Tasarlanan kompresör üzerinde yapılacak çalışmalarla sistem performansı artırılabilir, elektrik tüketimi azaltılabilir.

Bu çalışmada ısı enerjisi kaynağı olarak oksijen-asetilen ısı kaynağı kullanılmış ve ortalama 260 °C civarındaki sıcaklıklarda sistemin iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Güneş enerjisi uygulanan Stirling motorlarıyla ilgili yapılan bazı çalışmalar dikkate alındığında [16-18], bundan sonraki çalışmalarda tasarımı yapılan sistem geliştirilerek ve ısı kaynağı olarak güneş enerjisi (yoğunlaştırıcı güneş kolektörü) kullanılarak sistemin elektrik enerjisi maliyeti daha da azaltılabilir.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

\dot{W}_{cp}	Kompresörün çektiği enerji, kW
\dot{m}	Soğutucu akışkan kütleli debisi, kg/s
h	Entalpi, kJ/kg
\dot{Q}_c	Yoğuşturucudan atılan enerji, kW
\dot{Q}_e	Buharlaştırıcıda çekilen enerji, kW
d	Silindir iç çapı, m
L	Piston kursu boyu, m
ρ	Soğutucu akışkan özgül hacmi, kg /m ³
s_c	Soğuk hacim uzunluğu, m
β_{cp}	Soğuk piston biyel kolu ile soğuk silindir eksenindeki açı, rad
r_c	Krank yarıçapı, m
l_b	Biyel kolu uzunluğu, m
s_h	Sıcak hacim uzunluğu, m
h_{pt}	Piston pimi ile piston üst noktası arasındaki mesafe, m
h_h	Kubbe uzunluğu, m

U_h	Sıcak silindirin üst noktasından biyel muylusunun merkezi arasındaki mesafe, m
β_{hp}	Sıcak piston biyel kolu ile sıcak silindir eksenini arasındaki açı, rad
θ	Krank mili açısı, rad
T_e	Buharlaştırma sıcaklığı, °C
T_c	Yoğuşma sıcaklığı, °C
P_e	Buharlaştırma basıncı, bar
P_c	Yoğuşma basıncı, bar

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma 07/2005-18 kodlu Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Projesi tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Türkiye 1. Enerji Şurası Alt Komisyon Raporları, **T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı**, İstanbul, Cilt 2, 1 – 9, 1998.
2. Çınar, C., “Thermodynamic analysis of an α -type Stirling engine with variable phase angle”, **Mechanical Engineering Science**, Cilt 8, Sayı 221, 949 – 954, 2007.
3. Yuan, Z., S., Oscillatory Flow and Heat Transfer in a Stirling Engine Regenerator, PhD Thesis, **Department of Mechanical and Aerospace Engineering Case Western Reserve University**, 1993.
4. Walker, G., “Stirling Engines”, **Oxford University Press**, United States, 1980.
5. Al-Hazmy, M., M., “A Computational Model for Resonantly Coupled Alpha Free-Piston Stirling Coolers”, PhD Thesis, **Oregon State University**, 1998.
6. Çınar, C., Topgül, T., Yücesu, H., S., “Stirling çevrimi ile çalışan beta tipi bir motorun imali ve performans testleri”, **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, Cilt 22, No 2, 411 – 415, 2007.
7. Baek, J., S., Groll, E., A., Lawless, P., B., “Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle”, Part I: experimental investigation, **International Journal of Refrigeration**, Cilt 28, No 2, 141–151, 2005.
8. Welty, S., C., Cueva, F., “Energy efficient freezer installation using natural working fluids and a free piston Stirling cooler”, **VI. Congreso Iberoamericano De Aire Acondicionado Y Refrigeracion**, Trabajo, Sayı 96, 199 – 208, 2001.
9. Tekin, Y., “Stirling çevrimi ile çalışan V-tipi soğutucunun termodinamik analizi”, Doktora tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, 2006.
10. Esen, D., Ö., Hoşöz, M., “R12 ve R134a Soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi” **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, Cilt 21, No 4, 703 – 709, 2006.
11. Rossi, F., Mastrullo, R., Mazzei, P., “Exergetic and thermodynamic comparison of R12 and R134a as vapour compression refrigeration working fluids”, **International Journal of Refrigeration**, Cilt16, Sayı 3, 156-160, 1993.
12. Karagöz, S., Yılmaz, M., Çomaklı, O., Özyurt, O., “R134a and Various Mixtures of R22/R134a as an Alternative to R22 in Vapour Compression Heat Pumps”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 45, Sayı 2, 181-196, 2004.
13. Spauschus, H., O., “HFC R-134a as a Substitute Refrigerant for CFC R-12”, **International Journal of Refrigeration**, Cilt 11, Sayı 6, 389-392, 1988.
14. Çengel, Y., A., Boles, M., A., “**Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik**”, Taner Derbentli, Literatür Yayıncılık, ISBN:975-7860-78-6, İstanbul, 1999.
15. Variyenli, H., İ., “Isı Enerjisi Kullanarak Soğutucu Akışkanların Sıkıştırılmasını Sağlayacak Bir Kompresörün Tasarımı, İmalatı ve Test Edilmesi”, Doktora tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, 2008.
16. Karabulut, H., Yücesu, H., S., Çınar, C., Aksoy, F., “Construction and testing of a dish/Stirling solar energy unit” **Journal of the Energy Institute**, Cilt 82, No 4, 228 – 232, 2009.
17. Kongtragool, B., Wongwises, S., “A review of solarpowered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Cilt 7, No 2, 131–154, 2003.
18. Richard, K., “Update on the advanced Stirling conversion system project for 25 kW dish Stirling applicatio”, **27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings**, San Diego, USA, 229–235. 1992.