6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi
13-14 Nisan 2000, Çukurova Üniversitesi, Adana

HAVADAN SUYA MEKANİK ISI POMPASI FARKLI İŞLETME KOŞULLARINDA DENEYSEL PERFORMANS ÇALIŞMASI

Nurettin IŞIK[*], Ayhan ONAT[**] ve Faruk MENDİ[***]

[*] GA Üniversitesi, GMYO İklimlendirme-Soğutma Programı 27310Gaziantep
[**] KSÜ, KMYO İklimlendirme-Soğutma Programı 46010 Kahramanmaraş
[***] G.Ü., Tek.Eğt. Fak. Makine Eğitimi Böl. 06500 Teknikokullar-Ankara

ÖZET: Bu çalışmada havadan suya mekanik ısı pompasının farklı işletme koşullarında deneysel olarak performansı analiz edilmiştir. Mekanik ısı pompası farklı dış ortam sıcaklıklarında çalıştırılarak, belli aralıklarla daha yüksek su çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Elde edilen ısıl değerler için elektrik güç girdisi bazında c.o.p. 'ler hesaplanmış ve ısı pompası performans eğrileri elde edilmiştir. İlaveten, değişen işletme koşullarında, kompresörde ortaya çıkan farklı sıkıştırma oranlarına bağlı olarak pistonlu kompresör hacimsel verimlilikleri de hesaplanıp, hacimsel verimlilikte ortaya çıkan değişimler grafik olarak sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Havadan suya mekanik ısı pompası, mekanik sistem, hacimsel verimlilik, soğutma

AN EXPERIMENTAL PERFORMANCE STUDY AT VARIOUS OPERATING CONDITIONS OF AN AIR TO WATER MECHANICAL HEAT PUMP

ABSTRACT: In this study, experimental performance at various operating conditions of an air to water mechanical heat pump was analysed. By operating a mechanical heat pump at different ambient temperatures, within some intervals, higher water outlet temperatures were gained. For each heat output, c.o.p.'s based on electrical power input were calculated and heat pump performance curves were graphed. Additionally, at different operating conditions due to varying compression ratios, volumetric efficiencies of the reciprocating compressor were calculated and variations on volumetric efficiency were graphically presented.

Key Words: Air to water mechanical heat pump, compression system, volumetric efficiency, refrigeration

1.GİRİŞ

Isı pompaları, temel işlevi hava su gibi düşük değerli bir ısı kaynağından ısıyı alıp, bu ısıyı ısıtma ve evsel sıcak su temini gibi amaçlarla kullanılabilecek faydalı bir sıcaklığa çıkartmak olan makinelerdir.

Bir ısı pompası yukarıda anılan işlevi yerine getirebilmek için:

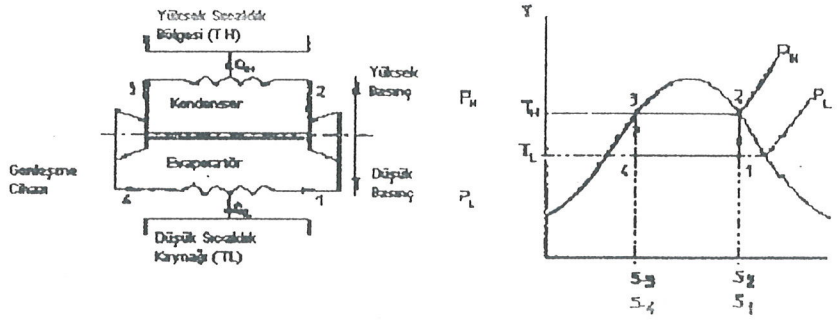
a). Düşük değerli, sıfır maliyetli bir ısı kaynağı girdisine,

b). İş ya da, yüksek sıcaklık şekillerinde yüksek değerde bir enerji girdisine ihtiyaç duyar.

Isı pompalarında düşük değerde ısı kaynağı olarak çok çeşitli ısı kaynakları olmakla beraber, daha çok hava veya su kullanılmaktadır.Atmosferdeki hava sıfır maliyetli olup, her yerde elde edilebilir. Düşük değerli bir ısı kaynağının kullanılabilir olması için, bu kaynağın güvenilir, mümkün olan en yüksek sıcaklıkta ve sıfır maliyetli olarak temin edilebilmesi gerekir.Bu çalışmada, düşük değerde ısı girdisi olarak hava, yüksek değerde enerji kaynağı olarak ise, "iş" girdisi kullanan mekanik ısı pompası ele alınmıştır.

1.1. İdeal Isı Pompası

İdeal bir ısı pompası içten ve dıştan tersinir olmalıdır. Ters Carnot Çevrimi buna örnek olarak en iyi bilinen çevrimdir.



Şekil 1 Ters Carnot Çevrimi

Yukarıda Şekil-1'de buharla çalışan Ters Carnot Çevrimi mekanik akış diyagramı ve T-S (Sıcaklık-Entropi) diyagramı verilmiştir. Burada,

1-2: Sıcaklığın T_L' den T_H' ye yükseltilmesi sırasında izentropik sıkıştırma,

2-3: Buharın yüksek basınçta yoğunlaşması ile ısının yüksek sıcaklık bölgesine aktarılması,

3-4: Sıcaklığın T_H 'den T_L'ye düşmesi sırasında basıncın da yüksek basınçtan düşük basınca inmesi ile ortaya çıkan izentropik genleşmeyi,

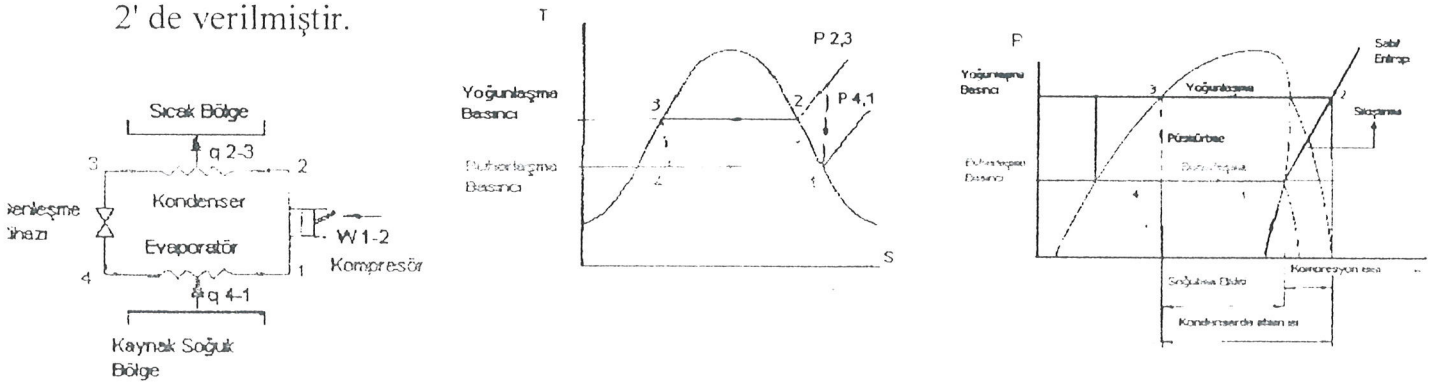
4-1: Buharlaşmanın düşük basınçta gerçekleşmesi ile düşük sıcaklık bölgesinden ısı alınması,işlemleri gösterilmektedir.

1.2. Buhar Sıkıştırmalı (Mekanik) Çevrim

Basınç değişimleri sırasında (sıkıştırma ve genleşme) ortaya çıkan sorunlardan ötürü Ters Carnot Çevrimi uygulanabilir değildir. Bu nedenle uygulamada sıkıştırma prosesi kızgın buhar bölgesinde yer alırken, adyabatik genleşme de izentropik genleşmenin yerini alır.

1.3. Teorik Buhar Sıkıştırmalı Çevrim

Teorik buhar sıkıştırmalı çevrimin mekanik akış, T-S ve P-H diyagramları Şekil 2' de verilmiştir.



Şekil 2 Teorik Buhar Sıkıştırmalı Çevrim

Çevrimde,

1-2: Evaporatörden gelen buharın basıncının yoğunlaşma basıncına izentropik sıkıştırılmasını,

2-3: Yüksek basınçta buharın yüksek sıcaklık bölgesine ısı vererek yoğunlaşmasını,

3-4: Yoğunlaşmış buharın yoğunlaşma basıncından buharlaşma basıncına adyabatik püskürtülmesini,

4-1: Düşük sıcaklık bölgesinden, düşük basınçtaki sıvının buharlaşarak ısı çekmesi,.

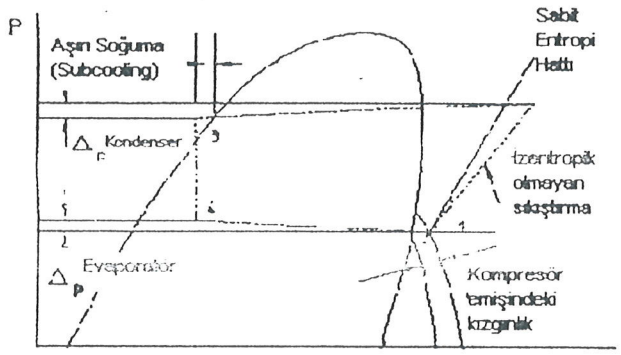
işlemleri gösterilmektedir.

1.4. Pratik Buhar Sıkıştırmalı Çevrim

Pratik çevrim özetle aşağıdaki noktalarda teorik çevrimden ayrılır.

1. Sıkıştırma işlemi ne tersinir, ne de izentropiktir. Kompresörde hem ısı transferi, hem de sürtünme etkileri vardır.
2. Kondenserde bir miktar basınç düşümü olur. Ayrıca, kondenserde yoğunlaşan sıvı bir miktar aşırı soğumuş (subcooled) hale gelir.
3. Püskürtme işleminin adyabatik olma ihtimali çok düşüktür.
4. Evaporatörde de küçük bir miktar basınç düşümü olur. Buna ilaveten, pratik nedenlerden ötürü, kompresör girişinde bir miktar kızgınlığın temini gerekir.

Şekil 3' te pratik çevrime ait önemli noktalar P-H diyagramında gösterilmiştir.



Şekil 3 Pratik Buhar Sıkıştırmalı Çevrimin P-H diyagramında Gösterimi

Kompresördeki gerçek iş transferinin sıkıştırma sırasındaki ısınma vb. nedenlerden h_2-h_1 entalpi farkından büyük olduğuna dikkat edilmelidir.

Kompresörü çalıştıracak iş girdisine ilaveten ekipmanların da çalıştırılabilmesi için gerekli iş girdileri dikkate alındığında, pratik ısı pompasının toplam c.o.p. 'si teorik değerden daha düşük çıkacaktır.Bunlardan başka, iş girdisi elektrik olarak sağlanıyorsa c.o.p değerinin elektrik motorlarının verimlerine bağlı olarak ta değişim göstereceği unutulmamalıdır.

2. PERFORMANS ÇALIŞMASININ YAPILDIĞI CİHAZ VE YÖNTEM

2.1. Cihaz Özellikleri:

Deneysel çalışmanın gerçekleştirildiği mekanik sistem özellikleri aşağıdaki gibidir:

Soğutucu akışkan: Tetrafloroetan ,CH_2FCF_3 (R134a)

Kompresör: Hermetik Pistonlu tipte R134a ile çalışan 8.85 cm^3/devir süpürme hacminde 50 Hz.'de dakikada 2800 devirde.

Kondenser: İç içe borulu paralel akışlı su soğutmalı kondenser..

Sıvı tankı: 1.6 litre kapasitede giriş ve çıkışında pump-down servis valfleri var.

Genleşme Cihazı: Manuel kızgınlık ayarlı içten dengelemeli TXV.

Evaporatör: Hava soğutmalı bakır boru-alüminyum kanatçıklı cebri sirkülasyonu sağlamak için üzerinde fan bulunmakta.

Elektrik Sayacı: (Watt-saat metre) Bir timer ile birlikte kullanılarak kompresör tarafından çekilen gücün ölçülmesi sağlanıyor.

Su debimetresi: Kondenserde sirküle edilen su miktarını gr/sn olarak veriyor.

R134a debimetresi: Sistemde sirküle edilen R134a miktarını gr/sn olarak veriyor.

Sıcaklık Ölçümü: Thermocouple sensörlü sistemin değişik noktalarından aynı anda ^0C olarak sıcaklık ölçümü yapabilen termometre kullanılmıştır.

Basınç Saatleri: Sistemin buharlaşma ve yoğuşma basınçlarını ölçmede kullanılıyor.

2.2.Ölçümlerin alınması:

2.2.1. c.o.p. Ölçümü

Çalışmada hazırlanan deney düzeneği farklı dış ortam sıcaklıklarında çalıştırılarak belli aralıklarla daha yüksek su çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Farklı dış ortam sıcaklıklarında her bir su rejimi için elektrik güç girdisi bazında elde edilen ısı için c.o.p. 'ler hesaplanmış ve ısı pompası performans eğrileri elde edilmiştir.

Her çalışma rejiminde

Kondenserden elde edilen ısı miktarı $Q_{kond.}=[m_w*c_w*(t_6-t_5)]$ (Watt) (1)

Sistemin çektiği elektrik gücü $Q_{elektrik}=15000/t_{sn}$ (Watt) (2)

(Kullanılan sayaç her kWh'de 240 devir yaptığı için ve 1 kWh=$3.6*10^{-6}$ Joule olduğundan, her devirde yapılan iş $[3.6*10^{-6}]/240$ =15000 Joule/devir olur.

Her bir çalışma rejimi için sayaçın 1 tam deviri kaç saniyede yaptığı gözlenip bu değer $t_{sn.}$ olarak kaydedilerek Joule/sn (Watt) olarak hesaplanmıştır.)

c.o.p. $=Q_{kond.}/Q_{eletrik} \Rightarrow [m_w*c_w*(t_6-t_5)]/[15000/t_{sn.}]$ (3)

eşitlikleri ile hesaplanıp, c.o.p.'ler, kondenserde elde edilen ısı miktarları ve kullanılan elektrik enerjisi değerleri elde edilen su çıkış sıcaklığına bağlı olarak grafik olarak sunulmuştur.

2.2.2. Hacimsel Verimlilik Değerlerinin Ölçümü

Yine değişen işletme koşullarında, kompresörde ortaya çıkan farklı sıkıştırma oranlarına bağlı olarak pistonlu kompresör hacimsel verimlilikleri de hesaplanıp, hacimsel verimlilikte ortaya çıkan değişimler grafik olarak sunulmuştur.

Hacimsel verimlilik değerleri kompresör emişindeki basılan buhar miktarı $[m_{ref.}*v_{emiş}*10^{-3}]$ (m^3/sn.) değerinin kompresör süpürme hacmine $[2800/60]*8.85*10^{-6}$ (m^3/sn) oranı kadar olup,

$$[[m_{ref.}*v_{emiş}*10^{-3}]/[2800/60]*8.85*10^{-6}]*100 \quad (4)$$

Eşitliği ile hesaplanmıştır.

Burada, m_{ref} (gr/sn.) olarak R134a debisini, $v_{emiş}$ (m^3/kg) olarak kompresör emişindeki buhar hacmini 2800 kompresörün dakikadaki devir sayısını, 8.85 değeri ise (cm^3/dev.) olarak kompresör süpürme hacmini vermektedir.

Hacimsel verimlilikteki değişimler sıkıştırma oranlarına bağlı olarak grafik olarak sunulmuştur.

3. SONUÇ

- Mekanik ısı pompası daha yüksek su sıcaklıkları elde edilmek için düşük su debilerinde çalıştırıldığında c.o.p.'lerde ciddi düşümler gözlenmiştir.
- Tüm çalışma rejimlerinde su debisi azaltılıp su çıkış sıcaklıkları arttırıldığında, kompresör emişine sıvı yürümesi riski artmaktadır. Bu nedenle, kullanılacak mekanik ısı pompasının dış ortam sıcaklığında ciddi düşmeler sözkonusu ise cihazın kızgınlık ayarının kontrol edilmesinde fayda vardır.
- Mekanik ısı pompası yüksek su çıkış sıcaklıklarında çalıştırıldığında artan sıkıştırma oranına bağlı olarak kompresörün hacimsel verimliliğinde düşme gözlenmiştir.
- Dış ortam sıcaklıkları düştükçe c.o.p.'lerde de düşme gözlenmiştir.

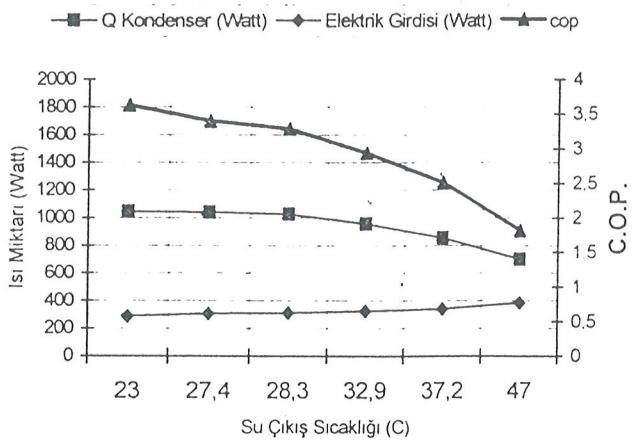
Kaynakça:

P.A. Hilton Ltd."Mechanical Heat Pump- R514 Experimental Operating and Maintenance Manuel" November (1983)

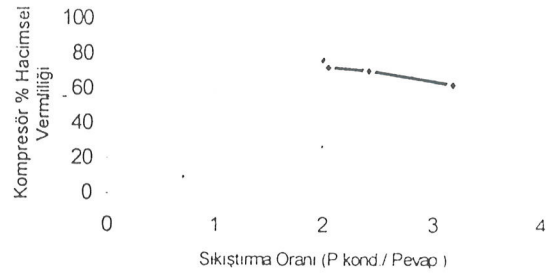
Dossat,R.J. "Principles of Refrigeration" 2nd Edition SI Version, John Wiley & Sons Inc,(1981)

Tablo 1 Farklı Dış Ortam Sıcaklıklarında Ölçüm Sonuçları

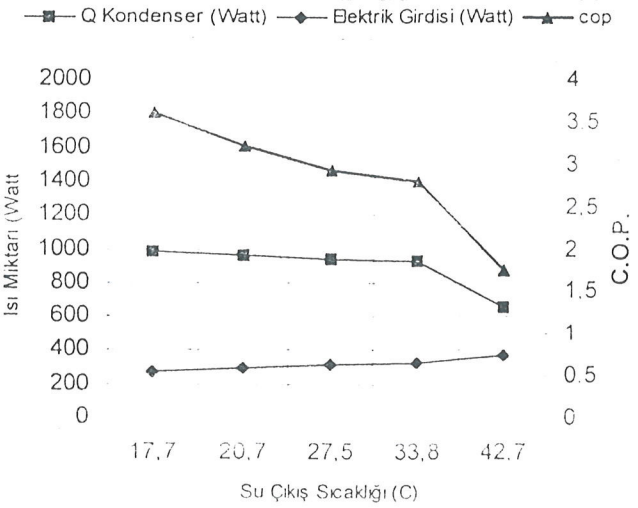
	20°C Dış Ortam Ölçümleri						**16°C Dış Ortam Ölçümleri**					**11°C Dış Ortam Ölçümleri**				
	Ölçüm No:						Ölçüm No:					Ölçüm No:				
Ölçüm Alınan Nokta:	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Komp. Emiş sıcaklığı t1(°C)	15,4	10,6	9,8	9	8	8,5	14,7	9	6,3	6	8	0	0,2	0,2	0,7	1,1
Kompresör basma sıc. t2(°C)	48,5	52,1	52,5	53,5	55,4	61,6	43,1	47	48,7	52,1	60,1	39,4	40,7	42	42,1	43,4
Sıvı hattı sıc. t3(°C)	23	26,7	27,7	31,6	35,7	45	18,3	21,3	26,3	32,7	41	23	24,3	28,5	32	38,6
Evaporatör sıcaklığı t4(°C)	3,8	6	6,4	7	7,3	8,2	0,2	3,9	5	5,5	7	0,7	1,3	1,6	2,1	2,6
Su giriş sıc. t5(°C)	18	19,1	19,2	19,8	20,8	23,1	13	13	14,7	16	20,3	18,7	17,9	19	20	21
Su çıkış sıc. t6(°C)	23	27,4	28,3	32,9	37,2	47	17,7	20,7	27,5	33,8	42,7	22,8	24,5	29	32,5	39
134a Debisi (gr/sn.)	5	5,5	5,6	5,5	5,5	5	4,3	4,75	5	5	5,3	4,8	4,75	4,75	4,78	4,85
Evaporatör bas. Pe(ata)	3,4	3,7	3,8	3,8	3,9	4	3,1	3,4	3,5	3,6	3,8	3,1	3,18	3,2	3,21	3,3
Kondenser bas. Pc(ata)	6,8	7,6	7,75	7,75	9,4	12,7	5,75	6,5	7,5	9	11,5	6,7	7	8	8,7	10,35
Sayaç süresi t(sn)	52	49	48	46	44	39	55	50	47	45	40	52	50	48,5	47	45
Su debisi(gr/sn.)	50	30	27	17,5	12,5	7	50	30	17,5	12,5	7	50	30	17,5	12,5	7
Komp. Emiş özgül hacmi(kg/)	0,063	0,056	0,054	0,054	0,052	0,051	0,069	0,061	0,058	0,056	0,053	0,065	0,063	0,063	0,062	0,061
Q Kondenser (Watt)	1045	10401	1027	958,2	856,9	699,3	982,3	965,58	936,32	930,05	655,42	856,9	827,6	731,5	653,1	526,6
Elektrik Girdisi (Watt)	288,4	306,1	312,5	326,1	340,9	384,6	272,7	300	319,1	333,3	375	288,4	300	309,2	319,1	333,3
c.o.p.	3,622	3,400	3,286	2,938	2,513	1,818	3,601	3,218	2,933	2,790	1,747	2,970	2,758	2,365	2,046	1,580
Sıkıştırma Oranı	2	2,054	2,039	2,039	2,410	3,175	1,854	1,911	2,142	2,5	3,026	2,161	2,201	2,5	2,710	3,136
% Hacimsel verimlilik	76,28	74,86	73,96	72,57	70,44	62,22	72,67	71,04	70,82	68,03	68,01	75,54	72,91	72,45	72,33	72,22



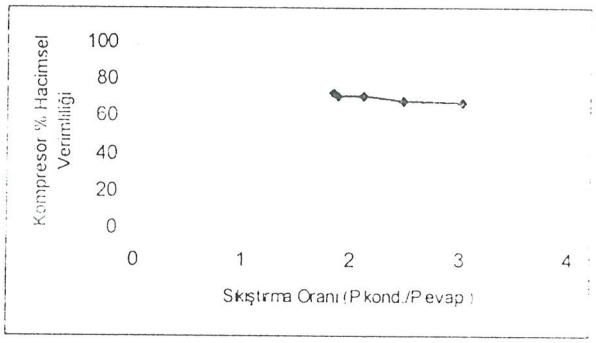
Şekil 4 20^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında c.o.p., Elde edilen Isı, ve Elektrik Güç Girdisi Değerlerindeki Değişimler



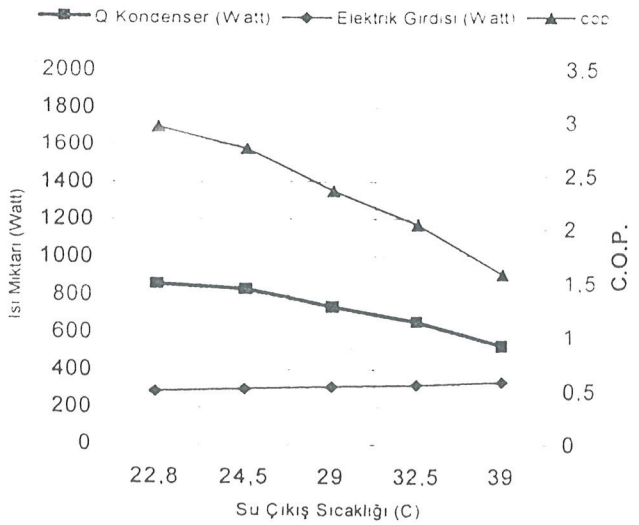
Şekil 5 20^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak Kompresör Hacimsel Verimliliğinde Ortaya Çıkan Değişimler



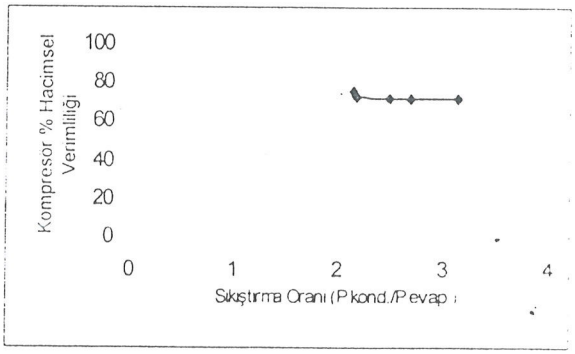
Şekil 6 16^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında c.o.p., Elde edilen Isı, ve Elektrik Güç Girdisi Değerlerindeki Değişimler



Şekil 7 16^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak Kompresör Hacimsel Verimliliğinde Ortaya Çıkan Değişimler



Şekil 8 11^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında c.o.p., Elde edilen Isı, ve Elektrik Güç Girdisi Değerlerindeki Değişimler



Şekil 9 11^{0}C Dış Ortam Sıcaklığında Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak Kompresör Hacimsel Verimliliğinde Ortaya Çıkan Değişimler