

# SCROLL TİP SOĞUTMA KOMPRESÖRÜNE SIVI GİRİŞİNİN ETKİLERİ

**Orhan EKREN \***

Ege Üniversitesi, Ege Meslek Y.O. İklimlendirme Soğutma Programı

35100 Bornova İzmir

e-posta: orhan.ekren@ege.edu.tr

**Serhan KÜÇÜKA**

Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü 35100 Bornova İzmir

e-posta: serhan.kucuka@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, scroll tip bir soğutma kompresörüne akışkanın ıslak buhar durumunda emdirilmesinin kompresör çalışma performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmalarda, 5 kw soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubunda, evaporatörden scroll kompresör emişine gelen akışkanın kızgınlık derecesi elektronik genleşme vanası ile kontrol edilmiştir. Kompresöre giren soğutucu akışkanın kuruluk derecesine bağlı olarak; kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör güç tüketimi ve soğutma etkisinin değişimi incelenmiştir. Ayrıca, akışkanın ıslak buhar durumunda girmesinin kompresör yağına ve kompresöre olabilecek mekanik etkileri tartışılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Scroll kompresöre sıvı enjeksiyonu, ıslak buhar emdirilmesi, kompresör isentropik verimi

# Effects Of The Liquid Suction Into Scroll Refrigeration Compressors

## ABSTRACT

In this study, influence on compressor working performance of unsaturated stream suction into scroll type cooling compressor was investigated experimentally. During the study, liquid refrigerant entrance into the scroll compressor was controlled by electronic expansion valve on the 5 kw cooling capacity chiller system. According to the saturation ratio of the refrigerant, the discharge temperature, power consumption and refrigerant capacity of the compressor were investigated experimentally. Additionally, mechanical influence of the unsaturated refrigerant entrance on the compressor and effect on the compressor oil was investigated.

**Keywords :** Liquid injection into compressor, compressor efficiency, unsaturated stream into cooling compressor, isentropic efficiency of cooling compressor

\* İletişim yazarı  
Geliş/Received : 11.02.2009  
Kabul/Accepted : 24.04.2009

## GİRİŞ

Enerji tüketiminin her geçen gün artışı, yeni enerji kaynakları arama ve mevcut kaynakların verimli kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Günümüzde küresel ısınmanın etkilerinin daha belirgin hâle gelmesi de enerji tüketimi konusundaki hassasiyeti arttırmıştır. Elektrik dönüşüm sistemlerinin verimsiz kullanımı dolaylı olarak atmosferdeki sera gazı emisyonlarını ve küresel ısınmayı artırmaktadır. Enerji kaynaklarının daha verimli kullanımı ile sera gazı emisyonlarının azaltılması mümkündür. Bu nedenle, enerjinin yoğun olarak kullanıldığı sistemlerin başında gelen soğutma sistemlerinin enerji tüketimi açısından verimli hâle getirilmeleri için birçok çalışma yapılmıştır(1). Bu çalışmalar, soğutma kapasitesi modülasyon yöntemleri başlığı altında toplanabilir. Kompresör içine soğutucu akışkan enjeksiyonu da bu yöntemlerden biri olmakla birlikte, konu hakkında araştırma ve çalışmaların devam ettiği literatür incelemesinde görülmüştür. Kompresör içeresine soğutucu akışkanın geri gönderilmesi; sıvı soğutucu akışkanın ve buhar haldeki soğutucu akışkanın gönderilmesi olarak ikiye ayrılır (2,3). Sıvı soğutucu akışkanın kompresöre gönderilmesi, sıvı hattı ya da kondenserden alınan bir hat ile yapılmaktadır. Bu işlemin yapılmasındaki temel amaç, kompresörde sıkıştırma sırasında soğutma etkisi elde ederek, soğutma sistemi verimini artırmaktır. Kompresöre sıvı enjeksiyonu aynı zamanda kompresör çıkış sıcaklığını düşürmekte, böylece daha güvenilir sıcaklıklarda çalışmayı sağlamakta ve soğutucu akışkan ile kompresör yağıının yüksek sıcaklıktan dolayı bozulmasını önlemektedir. Ayrıca, kompresöre sıvı gönderilmesi kondensere kızgınlığı daha düşük soğutucu akışkan gelmesini sağlamaktadır. Buhar fazındaki soğutucu akışkanın kompresöre gönderilmesi ise sıcak gaz atlatma (by-pass) olarak isimlendirilmektedir. Genel olarak sıcak gaz atlatma işlemi kompresör çıkışındaki kızgın soğutucu akışkanın kondenser yerine düşük basınç tarafına gönderilmesidir. Bu işlemin temel amacı soğutma sisteminin kapasite modülasyonudur. Sıcak gazın verileceği alçak basınç tarafı üç farklı nokta olabilir; dağıtıci kullanılan evaporatör girişine, dağıtıci sonrasına (ancak dağıtıci borusu öncesine, dağıtıci kullanılmayan sistemde evaporatör girişine) ve sonucusu da evaporatör sonrası emme hattına(2).

Soğutucu akışkanın kompresöre gönderilmesi ile ilgili yapılmış çalışmalar; Eric(3), hava soğutmalı kondensere sahip scroll kompresörlü bir sistemde soğutucu akışkanın basma hattından emme hattına sıvı ve gaz olarak atlatma yapılmasını deneysel ve model olarak incelemiştir. Deneysel çalışmalar, hiçbir enjeksiyonun olmadığı durum;

buhar enjeksiyonu ve sıvı enjeksiyonu olmak üzere üç farklı durum için karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre, buhar enjeksiyonunu soğutma kapasitesini artırrarak kompresör COP değerini sabit değerde tutmuştur. Sıvı enjeksiyonu durumu ise kompresör basma sıcaklığını düşürmüştür. Bir başka çalışmada Afjei(4), scroll kompresör performansında enjeksiyon sırasında soğutucu akışkan kaçaklarının etkisini araştırmıştır. Ayub(5), sıvı soğutucu akışkan enjeksiyonu için kompresör üzerine bir port yerleştirmiş ve bu portun yerinin scroll kompresör performansına etkisi ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Dutta(6) deneysel ve teorik çalışmasında kompresöre sıvı enjeksiyonu ile sistem veriminin artış miktarını incelemiştir. Teorik çalışmasında kompresörde sıvı ve buhar karışımını sıkıştırmayı modellemiştir. Bu çalışmada yağın sıcaklığı kontrol edilmiştir ve belli bir sıcaklığı aşmaması sağlanmıştır. Yağ sıcaklığının kontrol edildiği durumda, enjekte edilen sıvı silindir sıcaklığını ve yağ sıcaklığını düşürdüğü için performansta artış görüldüğü sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca, kompresör çıkış basıncının düşmesi nedeniyle sistem veriminde artış gözlendiğini belirlemiştir. Kim(7), yaptığı çalışmada inverter ile sürülen bir scroll kompresörde sıvı enjeksiyonu noktasını, basıncını ve kompresör hızı ile değişimini incelemiştir. Sonuç olarak, yüksek frekanslarda kompresöre sıvı enjeksiyonunun verimi artırdığı, düşük frekanslarda ise sistem performansında olumsuz etkiler yarattığı sonucuna ulaşmıştır. Literatür incelemesinde görüldüğü gibi, sıvı enjeksiyonunun kompresöre etkisi hakkında farklı görüşler bulunmaktadır olup araştırmalar devam etmektedir (6). Bu çalışmada ise, kompresöre emdirilen akışkanın ıslak buhar durumunda olmasının, kompresör performansına etkisi incelenmiştir. Hirano(8) scroll kompresörde sıkıştırma hacmine sıvı soğutucu akışkan enjeksiyonu ve sıvı akışından emme hattına atlatma yapılmasının sistem performansına etkisini araştırmıştır. Ayrıca kompresör güvenilirliğini artırmak için basma sıcaklığını düşürme ve sıkıştırma işini azaltarak ısı pompası performansını artırmaya ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Hickman(9) yaptığı çalışmada, sıvı enjeksiyonunun scroll kompresörden farklı olarak rotary kompresöre uygulanabilirliğini denemiştir. Sonuç olarak, rotary kompresörde scroll kompresörde olduğu gibi sıvı enjeksiyonu ile basınç oranının azalarak, güç girişini azalttığı için performans artışı olduğu gözlenmiştir.

## DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYLERİN YAPILISI

Bu çalışmada, 5 kW soğutma kapasiteli bir chiller sistemi kullanılmıştır. Kullanılan soğutma kompresörü sabit devirli

Tablo 1. Deney Düzeneği

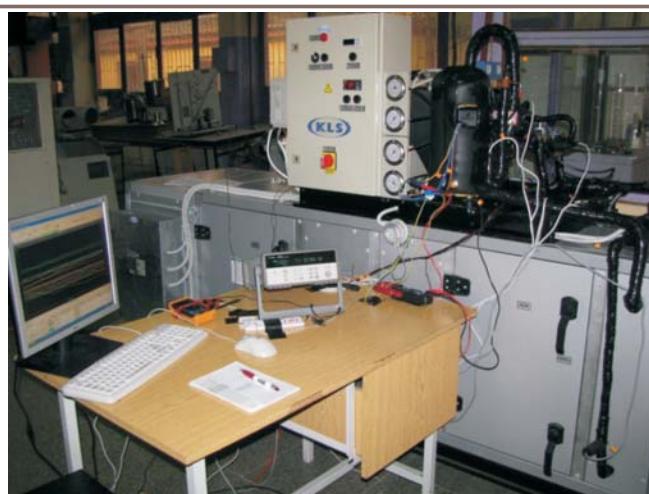
Eleman	Özellikler
Kompresör	Tip : Copeland, Dik scroll (R134a soğutucu akışkanlı) Kapasite : 2.8 Hp
Kondenser	Tip : Hava soğutmalı
Evaporatör	Tip : Su soğutmalı
Genleşme elemanı	Elektronik tip, step motor kontrollü, 1.8 mm nozul açılığı.
Basınç ölçer	Tip : Carel SPKT, Rotiometrik Ölçüm aralık : (-1/9) bar ve (0/45) bar mutlak Hata : ±%1.2
Sıcaklık ölçer	Tip : Isıl çift "T" Ölçüm aralık : -200 ile 350 °C Hata : ±%1.5
Güç ölçer	Tip : Bs157 Ölçüm aralık : 220/600 V , 50/60 Hz Hata : ±%1
Data ölçüm ve kontrol sistemi	Agilent-34970 data logger ve 34901 kartı PC paralel port ve step motor kontrol devresi

scroll tipdedir. Kondenseri ise hava soğutmalı olup kesit alanı  $0,417 \text{ m}^2$  olan izole edilmiş bir kanal içine yerleştirilmiştir. Kanal içine, dış ortam şartlarını simüle etmek için kapasitesi ayarlanabilir ısıtıcı ve fan yerleştirilmiştir. Hava, kanaldaki hava difüzörler üzerinden geçirilmekte, difüzör öncesi ve sonrası basınçlar ölçülecek hava hızı ve hava akış debisi hesaplanmaktadır. Evaporator su debisi, soğutma sistemiyle su deposu arasındaki venturi yardımıyla ölçülmüştür. Soğutma sisteminde, su, hava ve soğutucu akışkan taraflarında çeşitli noktalara bağlı isıl çiftler yardımıyla sıcaklıklar ölçülmüştür. Soğutma devresinde soğutucu akışkanın çeşitli noktalardaki basınçları rotiometrik tip basınç ölçerler yardımıyla

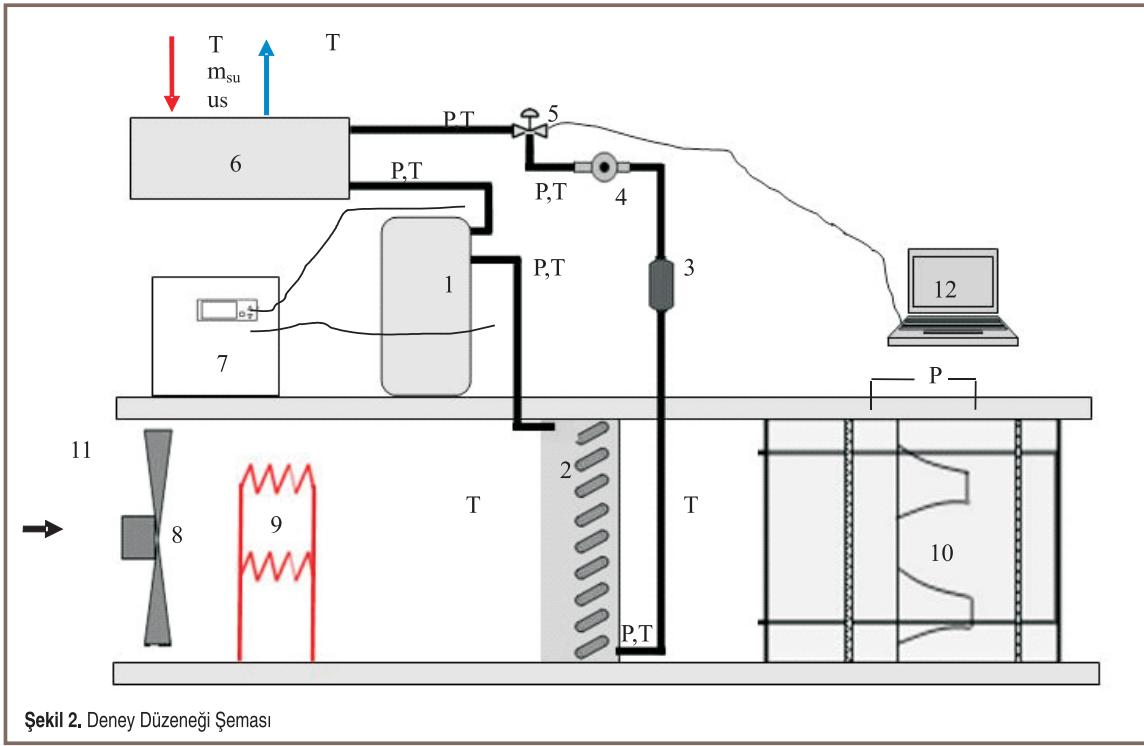
yapılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Deney düzeneğinin genel görünüşü ve şeması sırasıyla Şekil 1 ve Şekil 2'de verilmiştir.

Deney düzeneğinin şematik gösteriminde, "P" harfinin bulunduğu noktalar basınç ölçümlerini, "T" harfinin bulunduğu noktalar sıcaklık ölçümlerini, "m" ise debi ölçümlerini göstermektedir. Ayrıca, 1-kompresör, 2-hava soğutmalı kondenser, 3-kurutucu, 4-gözleme camı, 5-elektronik genleşme elemanı, 6-sulu tip evaporatör, 7-sistem kontrol panosu, 8-fan, 9-isıtıcı, 10-difüzör, 11-hava kanalı giriş tarafı ve 12-elektronik vananın kontrolü ile sıcaklıkların kaydedildiği bilgisayarı göstermektedir. Yapılan deneylerde, scroll kompresöre soğutucu akışkanın sıvı fazda girişinin sistemde çeşitli parametrelere etkisi incelenmiştir. Temel olarak soğutucu akışkanın kompresöre doymuş buhar ya da kızgın buhar (superheated) fazında girmesi gerekmektedir. Kompresöre sıvı girişinin çeşitli zararları bulunmaktadır. Öncelikle kompresör içine sıvı göndermek pistonlu tip gibi pozitif sıkıştırma hacmi olan kompresörlerde sıkıştırma hacmine giren sıvının sıkıştırılamaması nedeniyle kompresör sıkıştırma hacminde mekanik hasarlar meydana gelmesine neden olur. Scroll kompresörlerde ise bu tehlike daha azdır. Çünkü scroll kompresör, sıkıştırma sırasında bu tip bir zorlama ile karşılaşlığında scrollların açılması ile akışkana yeter boşluk bırakabilmektedir. Bu nedenle, literatürde yapılan sıvı enjeksiyonu çalışmalarında ve mevcut çalışmada scroll



Şekil 1. Deney Düzeneği



Şekil 2. Deney Düzeneği Şeması

kompresör tercih edilmiştir. Normal çalışma şartlarında, soğutucu akışkan kompresörü kızgın buhar olarak terk eder. Bu çalışma durumunda kompresör yağlama yağıının bir miktarı soğutucu akışkan içinde çözünerken kompresörü terk etmekte ve soğutucu akışkan ile tekrar sisteme geri dönmektedir. Kompresör sıkıştırma hacmine buharlaşabileceğinden daha fazla sıvı göndermek içinde buharlaşamayan sıvının basma

hattından çıkışmasına neden olur, sıvı soğutucu akışkan beraberinde kompresör yağlama yağını daha fazla sürükleyerek kompresörde yağ azalmasına hatta tükenmesine neden olur. Scroll kompresörde sıvı girişi ile yoğun tükenmesi ya da tehlikeli seviyelere düşmesi, sıkıştırma sırasında scroll çiftlerin birbirlerine mekanik olarak temasına ve scrollar üzerindeki koruyucu tabakanın aşınmasına, çalışmaya devam edilmesi

Tablo 2. Deney Sonuçları

	Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı									
SICAKLIKLAR	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	130,72	127,99	120,76	114,55	108,78	104,49	98,31	89,24	78,59	71,81
EGV Giriş Sıcaklığı (°C)	34,95	38,20	41,21	43,96	46,43	47,63	48,49	49,91	51,32	51,54
Evaporatör Giriş (EGV çıkış) Sıcaklığı (°C)	-9,43	-4,13	-0,24	2,71	5,05	6,30	7,32	8,64	9,86	10,41
Kompresör Emiş Sıcaklığı (°C)	12,61	12,07	11,61	11,00	10,36	9,44	6,21	5,50	6,33	6,64
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	13,00	13,28	13,38	13,40	13,40	13,37	13,34	13,31	13,31	13,32
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	11,72	11,73	11,65	11,54	11,44	11,35	11,28	11,26	11,39	11,43
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	30,00	30,48	30,43	30,47	30,49	30,52	30,52	30,59	30,62	30,63
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	37,54	39,47	40,35	40,83	41,13	41,25	41,22	41,06	40,45	39,61
Buharlaşma Sıcaklığı (°C)	-11,04	-5,99	-2,38	0,34	2,41	3,54	4,38	5,43	6,29	6,63
Yoğunlaşma Sıcaklığı (°C)	52,23	55,88	57,87	59,68	60,79	61,08	60,98	60,26	59,19	57,45
Kompresör Gücü (kW)	1,766	1,748	1,424	1,461	1,488	1,508	1,524	1,535	1,542	1,555
BASINÇLAR										
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1402,1	1529,0	1662,6	1730,8	1776,3	1796,90	1795,20	1769,9	1698,00	1617,90
EGV Giriş Basıncı (kPa)	1380,3	1536,8	1636,7	1703,6	1749,8	1767,10	1768,40	1742,1	1672,20	1592,40
EGV Çıkış (Evaporatör giriş) Basıncı (kPa)	197,80	253,70	282,20	314,40	341,90	357,30	370,30	387,80	403,90	411,70
Kompresör Emiş Basıncı (kpa)	193,00	234,90	268,90	297,00	319,80	332,80	342,80	355,50	366,20	370,50

**Tablo 2.** Deney Sonuçları (Devamı)

ENTALPİ VE ENTROPI									
Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kg)	511,90	507,70	498,40	490,70	483,60	478,50	471,40	461,20	<b>449,80</b>
EGV Giriş Entalpisi (kJ/kg)	248,90	253,60	258,10	260,70	266,00	267,80	269,10	271,30	<b>273,50</b>
Kompresör Emiş Entalpisi (kJ/kg)	412,10	410,70	409,50	408,30	407,20	406,00	402,80	401,80	<b>399,35</b>
Kompresör Emiş Özgül Hacmi (m <sup>3</sup> /kg)	0,1150	0,0932	0,0808	0,0721	0,0664	0,0633	0,0602	0,0575	<b>0,0550</b>
Kompresör Emiş Entropisi (s) (kj/kgK)	1,807	1,787	1,773	1,761	1,752	1,744	1,731	1,724	<b>1,713</b>
Kompresör İsentropik Çıkış Entalpi (hs) (kJ/kg)	458,60	453,60	450,00	447,20	444,60	442,10	437,60	434,90	<b>430,50</b>
Elektronik Genleşme Vanası Açıklığı									
KAPASİTE HESAPLARI									
Kondenser Kapasitesi (hava tarafı sıcaklık değişiminden hesaplanmıştır) (kW)	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	<b>50%</b>
	4,441	5,295	5,840	6,102	6,266	6,316	6,300	6,167	<b>6,149</b>
Soğutucu Akışkan Debisi (kondenser yükünden hesaplanmıştır) (kg/s)	0,0170	0,0211	0,0246	0,0271	0,0293	0,0306	0,0318	0,0332	<b>0,0337</b>
Evaporatör Kapasitesi ( $Q_{\text{kond}} - W_{\text{komp}}$ ) (kW)	2,675	3,547	4,416	4,641	4,778	4,808	4,776	4,632	<b>4,612</b>
Kompresör İsentropik Verimi ( $\eta_{\text{isent}}$ )	0,47	0,44	0,46	0,47	0,49	0,50	0,51	0,56	<b>0,66</b>
Kompresör Emiş Hacmi (m <sup>3</sup> /h)	7,05	7,06	7,16	7,03	7,01	6,96	6,90	6,89	<b>6,76</b>
Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)	1,61	1,59	1,67	1,73	1,80	1,85	1,89	2,12	<b>2,40</b>
Aşırı Kızgınlık (°C)	23,65	18,05	13,99	10,66	7,95	5,96	1,82	0,07	-
Aşırı Soğutma (°C)	15,76	15,93	14,64	13,39	11,83	10,82	9,78	7,57	<b>4,90</b>
Basınç Oranı ( $P_{\text{GHS}}/P_{\text{emme}}$ )	7,26	6,51	6,18	5,83	5,55	5,40	5,24	4,98	<b>4,64</b>
NOT: Deneylerde hava debisi 0,6 kg/sn ve su debisi 0,5 kg/sn dir.									

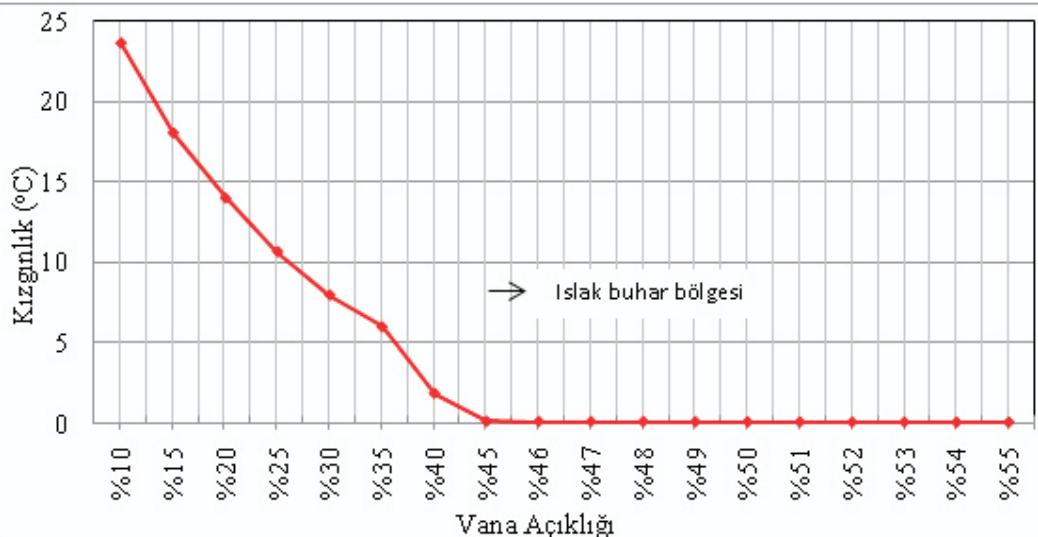
durumunda sürtünme nedeniyle parça kopmasına neden olmaktadır (2). Kopan parçalar ise soğutma hattında elektronik genleşme elemanı gibi küçük çaplı (1.8 mm geçiş çapı) geçiş noktalarında tikanmalara neden olacaktır. Bu aşamadan sonra yağ sisteme geri dönce dahil bu mekanik hasar devam edecek ve sistem çalışmaz duruma gelecektir.

Yapılan deneylerde, yukarıdaki sakıncalar göz önüne alınmış ve soğutma düzeneği farklı vana açıklıklarında çalıştırılarak kompresöre sınırlı miktarda sıvı girişine izin verilmiştir. Kompresöre emilen soğutucu akışkanın kızgınlık derecesi ve kuruluk miktarı, vana açılığı ile değişmektedir. Değişen vana açıklıkları için kompresörün emdiği akışkan kütlesi, soğutma performansı, isentropik verimi ve kompresör çıkış sıcaklığının değişimi incelenmiştir. Kondenser üzerinden geçirilen havanın ve evaporatör üzerinden geçirilen suyun debileri ve sıcaklıklar sabit tutulmuştur. Deneylerde soğutucu akışkanın çevrim üzerinde farklı noktalarda (Şekil 2) sıcaklık ve basınçları okunarak bilgisayar ortamına data

değerlendirme sistemi yardımıyla kaydedilmiştir. Her bir yeni çalışma durumunda, sistemin denge durumuna ulaşması için yeterli süre (en az 30 dk.) beklenmiştir. Denge durumuna ulaştıktan sonra her ölçüm noktasında 5'er sn ara ile 30 dk boyunca ölçüm alınmış ve alınan ölçümlerin ortalama değeri kullanılmıştır. Bu değerler Tablo 2'de verilmiştir.

## DENEYSEL SONUÇLAR

Yapılan deneylerde evaporatöre su geliş sıcaklığı 13°C, su debisi 0,5 kg/sn, kondenser hava sıcaklığı 30°C ve hava debisi 0,6 kg/sn değerinde sabit tutulmuştur. Bu şartlarda, elektronik genleşme vanası, maksimum açılığın %10'u ile %45'i arasında %5' lik dilimlerle, %45 ve %55 arasında %1' lik dilimlerle açılarak sistem davranışını incelenmiştir. Vananın %50, %55 açıklıklarında kompresöre buhar yanında sıvı soğutucu akışkan girişi olduğu gözlenmiştir. Düşük vana açıklık oranlarında kompresör emmesindeki soğutucu akışkan kızgınlık değeri oldukça fazla olmaktadır. Vana açılığı ile kızgınlık arasındaki ilişki Şekil 3'te görülmektedir.

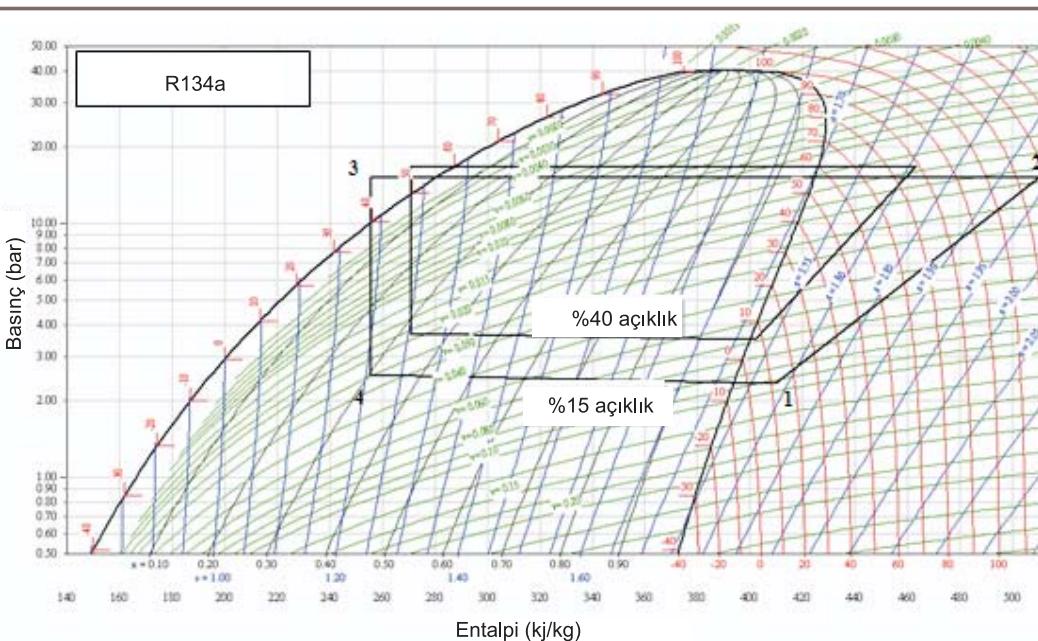


**Şekil 3.** Kızgınlığın Vana Açıklığı ile Değişimi

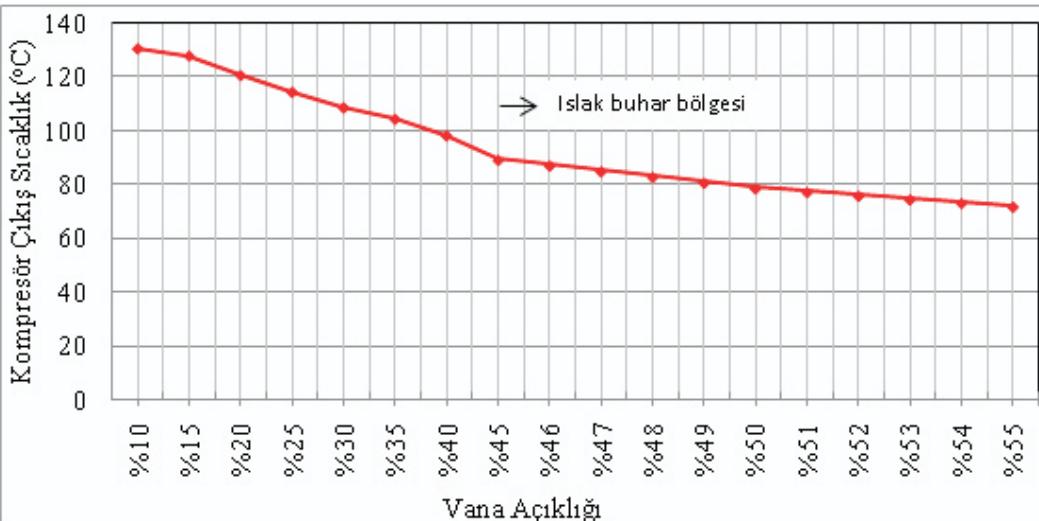
Sıvı girişinin olmadığı %15 ve %40'luk genleşme vanası açıklıkları için, Coolpack programı yardımıyla oluşturulan soğutma çevrimi P-h diyagramı Şekil 4'de görülmektedir.

Vana açıklığının az olduğu durumlarda kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Yüksek çıkış sıcaklıklarını hem soğutucu akışkanın hem de kompresör yağlama yağının bozulmasına neden olduğu için istenmemektedir. Vana açıklığı arttıkça

soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı düşmektedir. Vana açıklığı ile kompresör çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki Şekil 5'de görülmektedir. Vana açıklığının küçük değerlerinde evaporatör basıncı düşmekte, kompresör emişindeki kızgınlık değeri ise artmaktadır. Kompresöre sıvı emişinin gerçekleştiği vana açıklıkları %50, %55 için sistem incelendiğinde, çalışmanın temel hedeflerinden biri olan kompresöre sıvı emisi sağlanarak kompresör basma sıcaklığının düşürülmesi ve



**Şekil 4.** %15 ve %40'luk Genleşme Vanası Açıklıklarındaki Soğutma Çevrimi



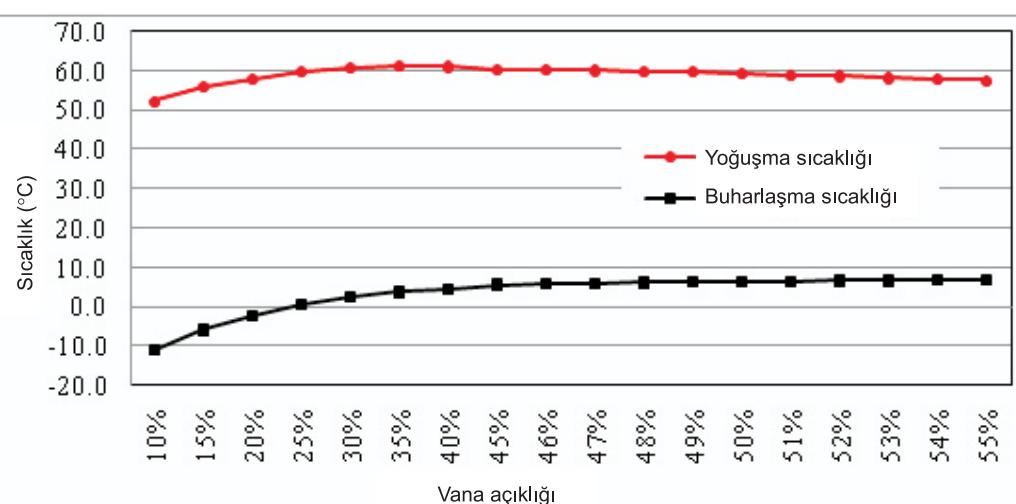
Şekil 5. Kompresör Çıkış Sıcaklığının Vana Açıklığı ile Değişimi

sistemin düşük sıcaklıklarda çalışması amacıyla ulaşıldığı görülür. Sıcaklık değişimi incelendiğinde, kompresöre sıvı girişinin olmadığı %10 ile %45 vana açıklıkları arasında açılığın %5'lük artışıyla basma sıcaklığı düşüşü 6-7 °C olurken, sıvı emisinin gerçekleştiği %50 açılık için 11°C gibi daha büyük bir değer olmuştur. Yapılan çalışmanın kompresör basma sıcaklığını düşürme etkisi açık bir şekilde görülmektedir.

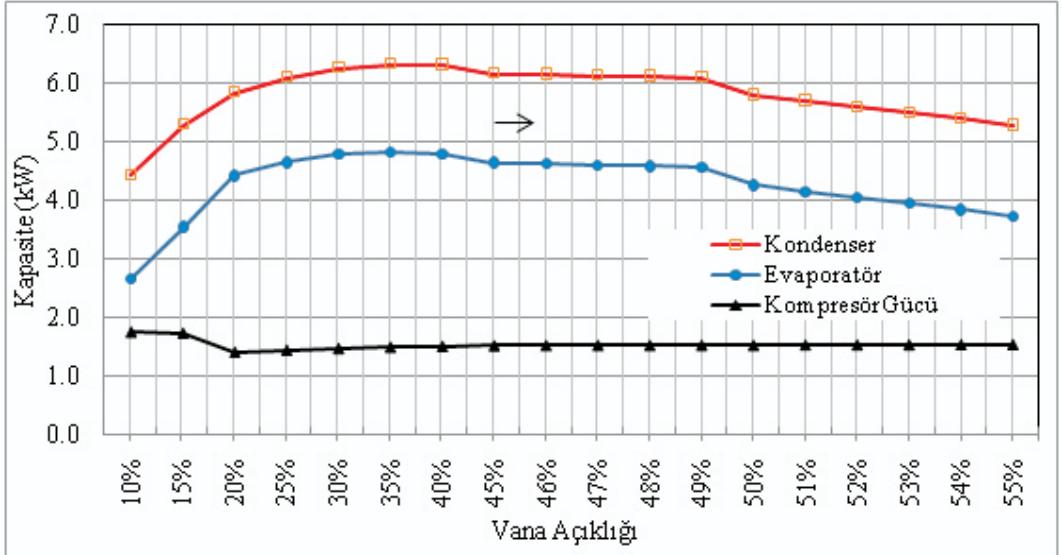
Benzer şekilde kompresöre sıvı emisinin gerçekleştiği %50 vana açılığında soğutucu akışkan kompresörü daha düşük kızgınlık değerinde terk etmektedir. Bu sayede kondenserde yoğunlaşma sıcaklığı düşmektedir. Bu sırada evaporatördeki

basınç arttığı için buharlaşma sıcaklığı bir miktar artmaktadır. Şekil 6'da görüldüğü gibi yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarının arasındaki fark sıvı girişinin olduğu %50 vana açılığında sıvı giriş olmayan %45 açılığına göre daha az olmaktadır. Bu düşüş kompresör performans katsayısını artırmaktadır. Vana açılığı %45 değerinden, %50 değerine getirildiğinde kompresöre sıvı giriş etkisiyle COP değeri %13 artmıştır.

Kompresör işi, kondenser ve evaporatör kapasitelerinin vana açılığı ile değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir. Emis basincının düşmesi ile kompresör işi artmakta, buna karşılık akışkanın özgül hacminin artması nedeniyle daha az soğutucu akışkan sıkıştırılmaktadır. Vana açılığı artırıldıkça, belirli bir değere



Şekil 6. Yoğunlaşma ve Buharlaşma Sıcaklıklarının Vana Açıklığı ile Değişimi

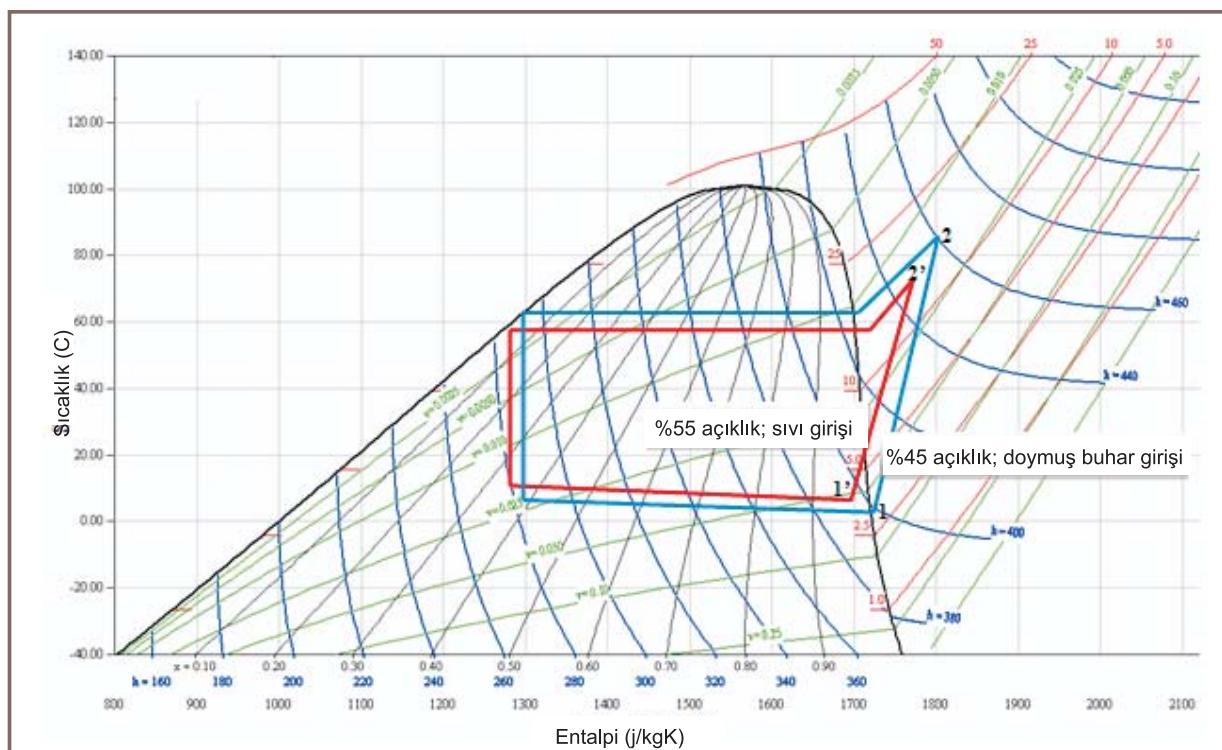


Şekil 7. Kompresör İşi, Kondenser ve Evaporatör Kapasitesi ile Vana Açıklığının Değişimi

kadar evaporatör basıncı artmaktadır ve kompresör işi azalmaktadır. Vana açıklığının artmaya devam etmesi halinde, soğutucu akışkan dolaşımının ve soğutma kapasitesinin artması nedeni ile kompresör içinde tekrar bir miktar artış görülmektedir.

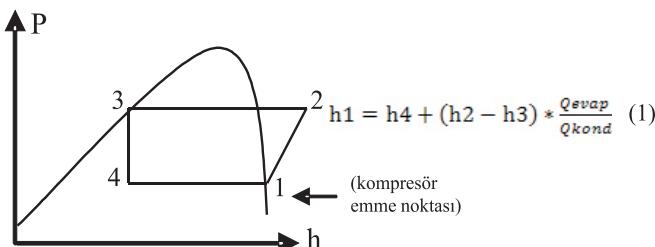
Şekil 8'de ise akışkanın doymuş buhar durumuna çok yakın

olduğu %45 vana açıklığı ve kompresöre sıvı emişinin gerçekleştiği %55'lik vana açıklıkları için Coolpack programında oluşturulan soğutma çevrimleri T-s diyagramında karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Kompresör emişinin ıslak buhar olduğu durumda, emiş entalpisini basınç ve sıcaklığından doğrudan hesaplanamamaktadır. Emiş entalpisini hesaplamak için, kondenser ve evaporatör yüklerinin oranı kullanılmıştır.



Şekil 8. Kompresöre Sıvı Emişinin Gerçekleştiği Soğutma Çevrimi

Hesaplamada kullanılan soğutma çevrim noktaları ve eşitlik (1) aşağıda gösterilmiştir.

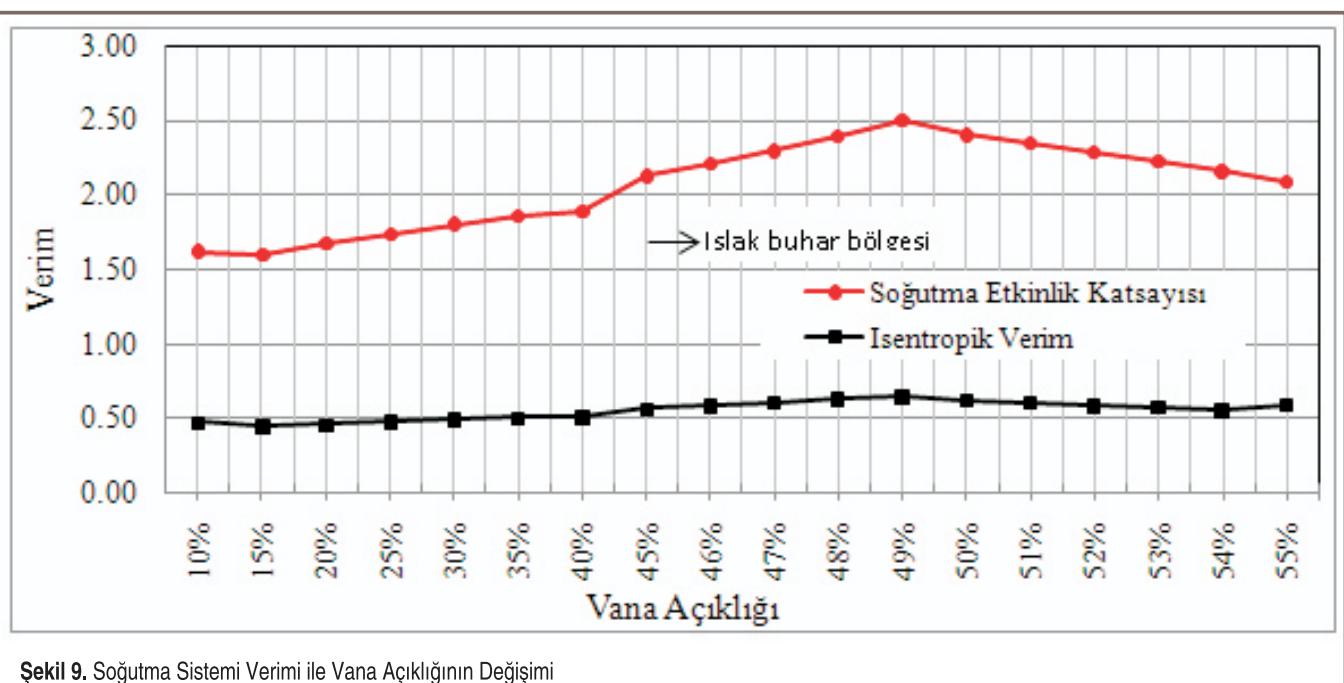


Tablo ve grafiklerin incelenmesinden, %45 ve %50 arasındaki vana açılık oranlarında soğutkanın kompresöre hemen hemen doymuş buhar durumunda girdiği görülmektedir. Sıvı oranının küçük oranlarda olduğu bu aralıkta (%50 vana açılığına kadar) emiş hacmi ve isentropik verimi yükselmiş; ancak sıvı oranının daha fazla artması ile, emiş hacmi ve verimin hızlı bir şekilde düştüğü görülmüştür. Bu durum, kompresöre sıvı emisinin son derece kontrollü olarak yapılması gerektiğini göstermektedir. Ayrıca sıvı emisinin artması durumunda, performans değerlerinin bozulduğunu göstermektedir. Sıvı emisinin olduğu durumda, kompresöre giren soğutkanın kuruluk derecesi, kızgınlık değerinin sıfır olduğu %45 vana açılığına göre entalpi değişimi (evaporatör kapasitesi/soğutucu akışkan kütlesel debisi) ile %45 açılık

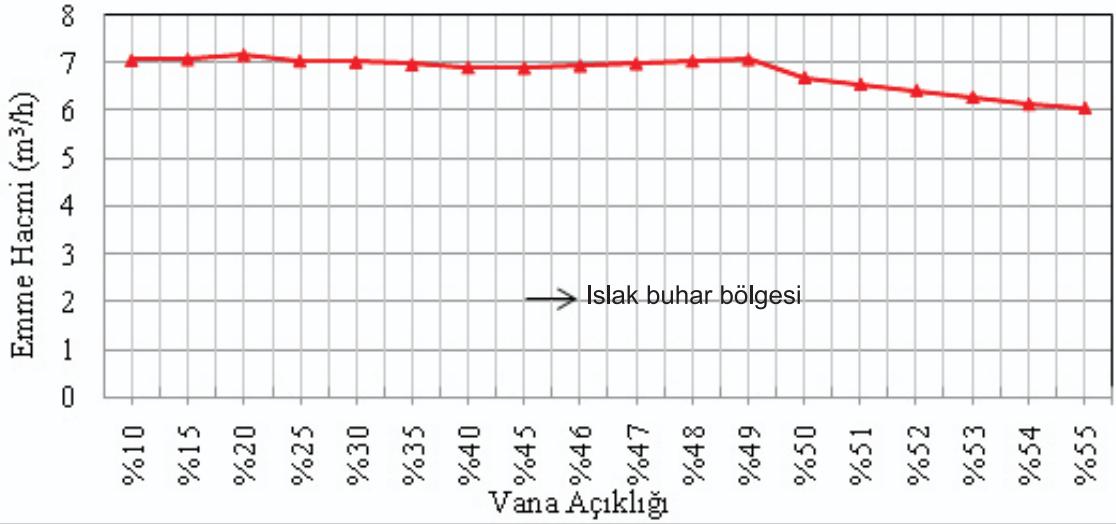
için hesaplanan buharlaşma gizli ısısı (195 kJ/kg) arasındaki orandan hesaplanmıştır. Buna göre, vana açılığının %50 olduğu noktada doyma haline göre entalpi azalması (evaporatör kapasitesi/soğutucu akışkan kütlesel debisi-195) 13,47 kJ/kg olup kuruluk derecesi 0,931 ve %55'lik vana açılığında entalpi azalması 23,28 kJ/kg olup kuruluk derecesi 0,88 bulunmuştur. T-s diyagramında, genleşme vanasının %45 açılık oranında kompresör emiş durumu 1 noktası ile işaretlenmiş olup, soğutucu akışkan doymuş buhar durumundadır. %55 açılık oranında ise, kompresör emisi 1' noktası ile gösterilmiş ve soğutucu akışkan 0,88 kuruluk derecesindedir. 2 ve 2' ise her iki durum için kompresör çıkış şartlarını göstermektedir. Sistemde sıvı emisinin başladığı ilk anlarda performans katsayısı belirgin şekilde artmıştır, ancak sıvı emisinin artışı ile performans katsayısı düşmeye başlamıştır. Aynı şekilde kompresörün isentropik verimi de sıvı girişinin ilk başında artmış, sıvı giriş arttıkça azalmaya başlamıştır. Bu değişimler Şekil 9'da görülmektedir.

Şekil 10'da görüldüğü gibi vana açılığı arttıkça başlangıçta beklentiği gibi akışkan dolaşım debisi artmaktadır. Ancak, vana açılığının belirli bir değerinden sonra, debi tekrar azalmaya başlamaktadır.

Bu durum, kompresöre sıvı emisinin belirli bir değeri aşmasının sıkıştırma işleminin düzgün olarak gerçekleşmesini engellemesi ve bunun sonucu olarak hacimsel verimin aniden



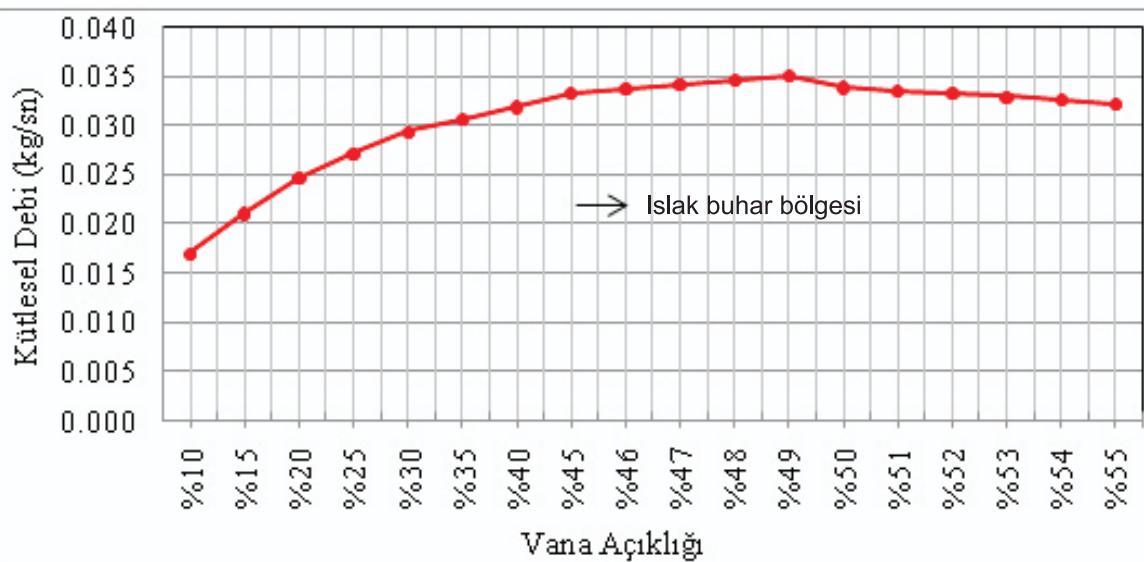
Şekil 9. Soğutma Sistemi Verimi ile Vana Açılığının Değişimi



Şekil 10. Soğutucu Akışkan Debisi ile Vana Açıklığının Değişimi

azalması şeklinde yorumlanabilir. Kompresör emme hacminin vana açıklığı ile değişimi Şekil 11'de verilmiştir.

sayede basınç oranı düşürülmüştür ve sistemin daha düşük sıcaklıklarda çalışması sağlanmıştır. Bu verim artışıın



Şekil 11. Kompresör Emme Hacminin Vana Açıklığı ile Değişimi

## SONUÇ

Bu çalışmada, elektronik genleşme vanasının kontrolü ile scroll kompresöre soğutucu akışkanın sıvı fazda girişinin sistem parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Literatürde, scroll kompresör içine soğutucu akışkanın püskürtüldüğü çalışmalarda kompresör basma sıcaklığı, bu

sağlanması püskürtmenin yapıldığı noktanın doğru seçilmesi ve püskürtülen soğutucu akışkanın kompresör içerisinde buharlaşabileceği kadar gönderilmesi gibi etkenlere bağlıdır. Mevcut çalışmada ise, soğutucu akışkanın kompresör içeresine püskürtmek yerine emme portundan elektronik vana açıklığı ile kontrol edilerek emdirilmesi durumunda literatürdeki çalışmalarla benzer şekilde kompresör basma sıcaklıklarında ve basınç oranlarında düşme, COP değerinde

ise artış sağlandığı gözlenmiştir. Kompresör basma sıcaklığının vana açılığı ile değişimi incelendiğinde, basma sıcaklığındaki düşüş kompresör içine sıvı girişinin olduğu %55'lik açıklıkta, sıvı girişinin olmadığı durumun iki katıdır. Bu, sistem soğutucu akışkanı ve kompresör yağı açısından olumlu bir sonuktur. Benzer şekilde kompresöre sıvı girişin yoğunlaşma sıcaklığını düşürmektedir. Yoğunlaşma sıcaklığının düşüşü buharlaşma sıcaklığı arasındaki farkı azaltmaktadır. Bu azalma COP değerinde artmaya neden olmaktadır. Vana açılığının sıvı giriş olmayan %45 değerinden, sıvı girişinin olduğu %50 değerine çıkarılması COP değerinde %13'lük artış sağlamaktadır. Sistem verimine bakıldığından, sıvı girişinin yapıldığı ilk aşamada verimde bir artış olduğu ancak sıvı giriş arttıkça bu artışın durdugu ve daha sonra azalmaya başladığı gözlenmiştir. Sonuçlar yorumlandığında, sıvinin püskürtme yerine emme portundan gönderilmesi ile kompresör sıkıştırma hacminde homojen dağılım sağlanamadığı için buharlaşmanın tam olarak gerçekleşmediği, soğutucu akışkanın kompresör sıkıştırma hacminde sıvı olarak kaldığı ve aynı iş ile daha az sıkıştırma yapılması nedeniyle verimde azalma olduğu sonucuna ulaşmıştır. Ayrıca elektronik genleşme vanasının sıvı geçişini sağlamak için daha fazla açılması evaporatöre gereğinden daha fazla sıvı soğutucu akışkan dolmasına neden olmakta, içerisinde bulunan sıvı, buhar ve sıvı-buhar dengesini sıvı yönünde bozmaktadır. Bu durumun sıkıştırma işlemini olumsuz etkilediği deney sonuçlarından anlaşılmaktadır. Sonuç olarak, sıvı girişinin olduğu durumda en yüksek soğutma performansı ve isentropik verim, kuruluk derecesinin 0,931 olduğu (%50 vana açılığı) noktada elde edilmiştir. Kuruluk derecesinin azalması ile, emiş hacmi ve isentropik verim sıratle düşmektedir. Bu durum; ancak çok küçük oranda sıvı girişinin kompresör verimi açısından yararlı olduğu, bunun üzerindeki değerlerden sakınmak gerektiğini gösterir. Bu düşük miktardaki sıvı emişinin, uzun süreli çalışmada yağlamaya olumsuz etkisi olup olmayacağı ve yüksek çıkış sıcaklığını kontrol etmek için kesintili olarak

sıvı emdirilmesinin yararlı olup olmayacağı ayrıca araştırmalıdır.

## KAYNAKÇA

1. **Qureshi, T.Q., Tassou, S.A.** 1996. "Variable-Speed Capacity Control in Refrigeration Systems", Applied Thermal Engineering, 16, 2, 103-113.
2. Copeland Application Guidelines: Enhanced Vapour Injection Refrigeration Scroll Compressors (ZF13KVE-ZF18KVE), C6.2.11/0504-0904/E, 2004.
3. **Winandy, E., Lebrun, J.** 2002. "Scroll Compressors Using Gas and Liquid Injection: Experimental Analysis and Modelling", International Journal of Refrigeration, 25, 1143-1156.
4. **Afjei, T., Suter, P., Favrat, D.** 1992. "Experimental Analysis of an Inverter-Driven Scroll Compressor With Liquid Injection", Proc of International Compressor Engineering Conference at Purdue, 54150.
5. **Ayub, S., Bush, W.J., Haller, K.D.** 1992. "Liquid Refrigerant Injection in Scroll Compressors Operating High Compression Ratios", Proc of International Compressor Engineering Conference at Purdue, 5617.
6. **Dutta, A.K., Yanagisawa, T., Fukuta, M.** 2001. "An Investigation of the Performance of a Scroll Compressor Under Liquid Refrigerant Injection", International Journal of Refrigeration, 24, 57787.
7. **Honghyun, C., Jin Taek C., Yongchan, K.** 2003. "Influence of Liquid Refrigerant Injection on the Performance of an Inverter-Driven Scroll Compressor", International Journal of Refrigeration, 26, 8794.
8. **Hirano, T., Hagimoto, K., Matsuda, S.** 1993. "Study on Scroll Compressor Behavior in Case of Liguid Refrigerant Injection", Transaction of Japanese Association of Refrigeration, 10, 227-38.
9. **Hickman C., Neal, WEJ.** 1984. Implications of Cooling Rotary Sliding Vane Heat-Pump Compressors. International Journal of Ambient Energy, 5(4), 20712.