

KONDENSER SERPANTİNİ VE EVAPORATÖR FİLTRELERİNDEKİ TIKANIKLIĞIN DUVAR TİPİ SPLIT KLİMA PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Erdoğan ŞİMŞEK*, Mehmet BİLGİLİ, Abdulkadir YAŞAR*, Beşir ŞAHİN*****

* Çukurova Üniversitesi, Adana Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Beyazevler, Adana

** Çukurova Üniversitesi, Ceyhan Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Balcalı, Adana

*** Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Balcalı, Adana

esimsek@cu.edu.tr, mbilgili@cu.edu.tr, ayasar@cu.edu.tr, bsahin@cu.edu.tr

(Geliş/Received: 19.04.2011; Kabul/Accepted: 07.02.2012)

ÖZET

Bu çalışmada, duvar tipi bir split klimada evaporatör filtrelerindeki ve kondenser serpantinlerindeki tıkanıklığın sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sayısal değer alınabilecek tarzda tasarlanan orijinal bir klimada, evaporatör filtreleri ve kondenser serpantinleri üzerinde kademeli şekilde tıkanıklık oluşturularak sistemin sıcaklık, basınç, ısı kapasite, güç ve ısıtma-soğutma etkinliklerindeki (COP) değişimler gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, hava filtresi üzerindeki kirlenme nedeniyle evaporatör filtresi üzerinde oluşturulan tıkanıklığın %50 ve %100 düzeyinde gerçekleşmesi durumunda, klima sisteminin soğutma etkinliği (COP) sırasıyla %3,32 ve %11,19 oranında azalmıştır. Ayrıca, kondenser serpantininde eğilme, ezilme ve kirlenme gibi nedenlerle oluşan tıkanıklığın %50 ve %100 düzeyinde olması durumunda klima sisteminin soğutma etkinliğinde (COP) sırasıyla %12,07 ve %47,38 oranında azalma görülmüştür. Sonuçlar, evaporatör filtrelerinin, kondenser ve evaporatör serpantin yüzey bakımlarının düzenli şekilde yapılması gereğini ortaya çıkarmaktadır. Bu suretle, duvar tipi split klimaların daha az enerjiyle ısıtma ve soğutma işlevini yerine getirmesi ve uzun yıllar sorunsuz şekilde işletilmesi sağlanacaktır.

Anahtar Kelimeler: Hava akımı, Split klima, Periyodik bakım, Evaporatör tıkanıklılığı, Kondenser tıkanıklılığı.

INFLUENCES OF THE PLUGGING IN CONDENSER COILS AND EVAPORATOR FILTERS ON THE PERFORMANCE OF WALL TYPE SPLIT AIR CONDITIONING SYSTEM

ABSTRACT

In this study, influences of the plugging in the evaporator filters and condenser coils on the system performance were examined in a wall type split air conditioning system. In an original air conditioning system designed for digital experimental measurements, the changes in operating parameters such as temperature, pressure, thermal capacity, compressor power, coefficients performance for heating and cooling were investigated by creating plugging on the evaporator filters and condenser coil, proportionally. According to the obtained results, in the case of restricting the evaporator coil performance with 50% and 100% due to the air filters plugging, the COP of air conditioning system decreased as 3.32% and 11.19%, respectively. Furthermore, in the event of 50% and 100% plugging caused by bending, crushing and contamination of condenser coil, the COP of air conditioning system decreased as 12.07% and 47.38%. The results indicate that surface maintenance of evaporator filters, condenser and evaporator coils need to be done, regularly. Therein, performing heating and cooling processes of wall type split air conditioning with less energy will be provided to operate without any problems during a long period of time.

Key Words: Air flow, Split air conditioner, Periodic maintenance, Evaporator plugging, Condenser plugging.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Türkiye'deki bazı bölgelerde yaz aylarının oldukça sıcak geçmesi ve bu bölgelerde nüfusun şehirlerde hızla artması sonucu daralan kapalı hacimler, çalışma ve yaşam koşullarını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu ortamlarda daha rahat şekilde yaşama ve çalışma koşulları sağlayabilmek için klima kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Bilindiği gibi, duvar tipi split klimalar, dış ortam şartlarındaki değişkenlikler dikkate alınmaksızın iç ortamlardaki sıcaklık, nem, hava hareketi, hava temizliği ve bazı modellerde taze hava girişi unsurlarının birlikte kontrol edilerek iç ortamların istenilen şartlarda tutulmasını sağlayan cihazlardır [1-5].

Dünyada ve Türkiye'de oldukça yaygın şekilde kullanılan duvar tipi split klimalarda enerjinin en verimli şekilde kullanılması ve sistem performansının artırılması oldukça önemlidir. Kurallara uygun şekilde montajı yapılmış kaliteli bir duvar tipi split klimadan uzun yıllar sorunsuz şekilde yararlanılabilir. Kullanıldıkları mekânlar ve çevre şartlarındaki hava koşullarına göre kısa ya da uzun zaman süreleri içerisinde duvar tipi split klimaların filtrelerinde, evaporatör ve kondenser serpantin aralıklarında tıkanıklıklar meydana gelmektedir. Meydana gelen bu tıkanıklıklar klimanın ısıtma ve soğutma etkinliğinin düşmesine neden olmakta, aynı zamanda evaporatör serpantin aralıklarında ve drenaj hattında üreyebilecek bakteriler de klima kullanıcılarının sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir.

Deneyel ve teorik araştırmalar, hava hızı ve serpantinlerdeki kanatçık yüzeyinin artırılması durumunda evaporatörden gerçekleşen ısı transferinin arttığını ortaya koymaktadır. Horuz ve ark. [6] evaporatör soğutma kapasitesi ve ısı transfer katsayısını etkileyen ana parametrelerin hava hızı, kanatçık yüzeyi, boru çapı, evaporatör sıcaklığı, soğutucu akışkan tipi olduğunu belirlemişlerdir. ElSherbini ve Maheshwari [7], split klimaların kondenserlerine gölgeleme yaparak elektrik enerjisinden tasarruf edilmesi üzerine yapmış

oldukları çalışmada, performans katsayısında (COP) %2,5 oranında bir artış gözlemlenmiştir.

Evaporatör ve kondenser serpantinlerinden gerçekleşen ısı transferlerini iyileştirmek, enerji kayıplarını en aza indirmek, ısıtma ve soğutma performanslarını maksimum hale getirmek ve klimanın sağlık açısından zararlarını ortadan kaldırmak amacıyla yapılan çalışmalar, son yıllarda hız kazanmıştır.

Bu çalışmada, deneysel olarak veri alınmasına uygun hale getirilen duvar tipi bir split klima deney düzeneği iç ünitesinin filtreleri ve dış ünite serpantini üzerindeki tıkanıklık durumu kademeli olarak artırılmıştır. Tıkanıklık durumunun artması neticesinde kondenser ve evaporatör sıcaklıkları, evaporatör ve kondenser serpantinlerde gerçekleşen ısı transferleri, kompresörün emme ve basma hattı basınçları, kompresörün çektiği anlık elektriksel güç ve sistemdeki enerji kayıpları deneysel olarak gözlemlenmiş ve split klimanın soğutma ve ısıtma performansındaki değişimler incelenmiştir.

2. YÖNTEM (METHOD)

2.1. Deneysel Model (Experimental Model)

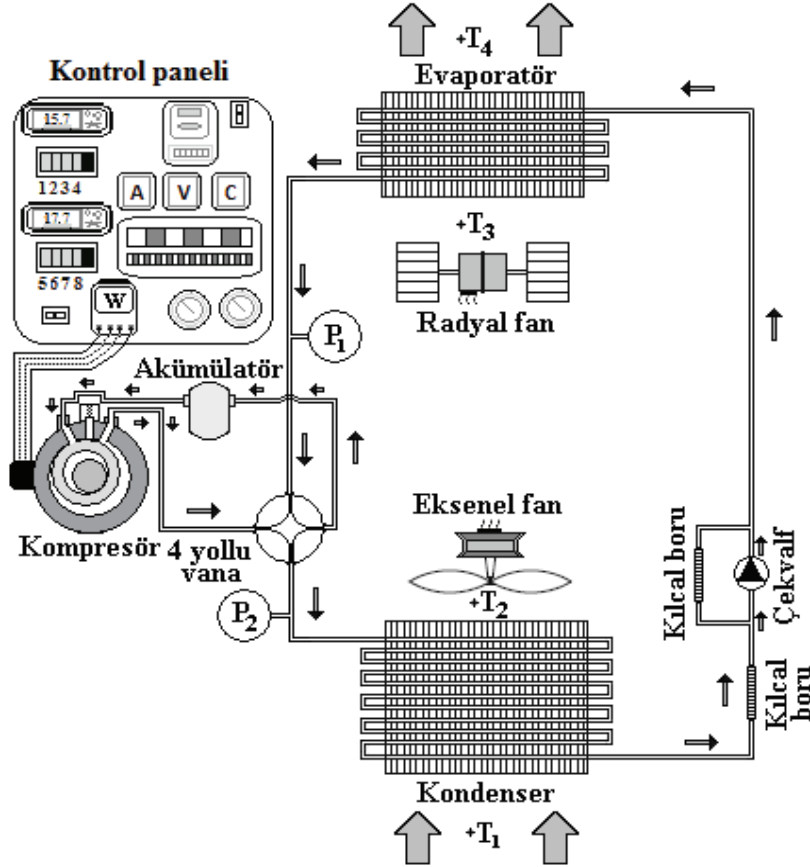
R22 soğutucu akışkanla soğutma ve ısıtma işlemini gerçekleştiren 9000 Btu/h soğutma kapasiteli ve ısı pompası özelliği olan bir duvar tipi split klima ve çeşitli ölçü ve kontrol elemanlarından oluşan deney düzeneği Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu çalışmada kullanılan duvar tipi split klimanın elektrik bağlantıları, elektronik kart devreleri, kumanda ve kontrol elemanları ile elektriksel, sıcaklık ve basınç ölçüm cihazları, yardımcı elemanlarla birlikte yeniden tasarlanarak ölçüm yapılabilecek duruma getirilmiştir. Ayrıca deney düzeneğinde, klima sisteminde arıza oluşturma, arıza giderme, sıcaklık, basınç, amper, volt, cos ϕ ve güç değerlerini ölçme imkânı sağlanmıştır. Deneyde kullanılan split klimanın teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Ölçüm cihazlarına ait teknik özellikler ise Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Duvar tipi split klimanın teknik özellikleri (Technical specifications of wall type split air conditioning system)

Teknik özellikler	Soğutma	Isıtma
Kapasite	9000 Btu/h -2639 W	9700 Btu/h - 2844 W
Anma gücü	900 W	870 W
Anma akımı	3,9 A	3,8 A
Voltaj	220-240 Volt, 50 Hz	220-240 Volt, 50 Hz
Soğutucu akışkan	R22	R22
Soğutucu akışkan miktarı	0,71 kg	0,71 kg

Tablo 2. Ölçüm cihazları ve özellikleri (Measuring devices and their specifications)

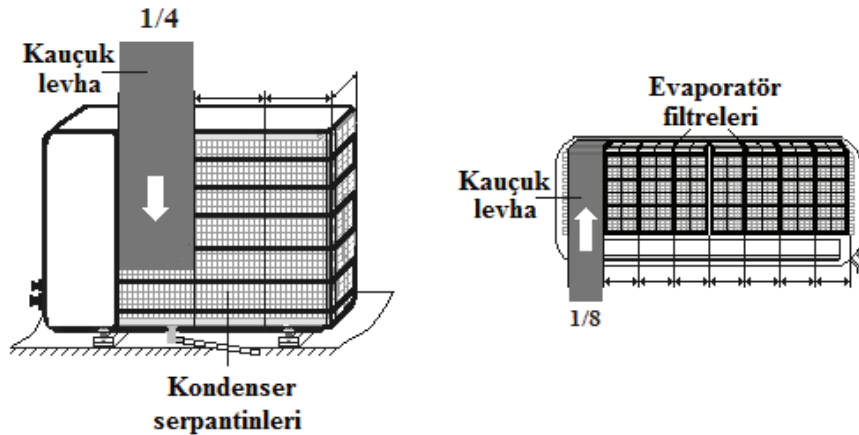
Ölçülen değer	Ölçüm cihazı	Ölçme aralığı	Hata
Sıcaklık (°C)	Dijital termometre	-50/150 °C	±%1
Emme hattı basıncı (Bar)	Bourdon tip yağlı manometre	-1/15 Bar	±%1,6
Basma hattı basıncı (Bar)	Bourdon tip yağlı manometre	-1/35 Bar	±%1,6
Kompresör gücü (Watt)	Wattmetre	0/6000	±%1,0



Şekil 1. Duvar tipi split klima deney düzeneği (Experimental set-up of wall type split air conditioning system)

İlk olarak evaporatör hava filtresi üzerinde, filtreyi $\frac{1}{8}$ oranlarında kapatabilecek eşit büyüklükte kauçuk levhalar yapıştırılarak evaporatör serpantinleri üzerindeki filtrede kademeli şekilde tıkanıklık oluşturulmuştur. Daha sonra ise kondenser serpantini $\frac{1}{4}$ oranlarında kademeli şekilde ve eşit büyüklükte kauçuk levhalar yardımıyla kapatılarak eğilme, ezilme ve kirlenme durumları oluşturulmuş ve tıkanıklık kademeli şekilde artırılmıştır. Bu durum Şekil 2'de gösterilmiştir. Ayrıca oluşturulan bu tıkanıklıklarda, deney düzeneği gösterge panosundan kompresörün çektiği anlık güç (W), kondenser hava

giriş sıcaklığı (T_1), kondenser hava çıkış sıcaklığı (T_2), evaporatör hava giriş sıcaklığı (T_3) ve evaporatör hava çıkış sıcaklığı (T_4), kompresör emme hattı basıncı (P_1) ve kompresör basma hattı basıncı (P_2) ölçülmüştür. Ölçülen değerler, tıkanıklıktaki her değişimden sonra sistemin kararlı hale geldiği 10'ar dakikalık aralıklar halinde alınmıştır. Sıcaklık ölçüm değerlerinde en doğru sonuca ulaşmak için her bir ölçüm noktasına üç ayrı termostat duyarlığı yerleştirilerek ölçülen bu üç değerlerin ortalaması bulunmuş ve bulunan bu değer üzerinden sonuca gidilmiştir.



Şekil 2. Kondenser serpantinleri ve evaporatör filtrelerinde tıkanıklığın oluşturulması (Formation of plugging on condenser coils and evaporator filters)

2.2. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi (Thermodynamic Analysis of Vapor Compression Refrigeration System)

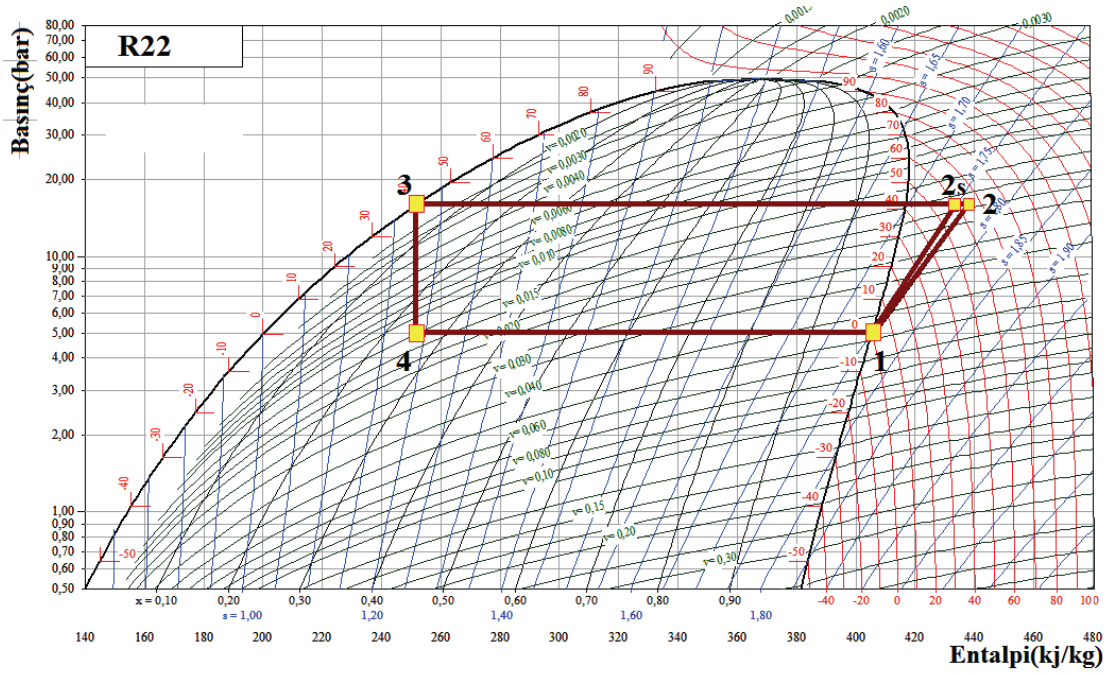
Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimine göre çalışan sistemin basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı Şekil 3'te gösterilmektedir.

Çevrim boyunca gerçekleşen işlemlerin termodinamik analizini yapabilmek amacıyla sistemi oluşturan her bir eleman açık sistem olarak incelenmiştir. Kontrol hacmi için geçerli Termodinamiğin 1. Kanununu veren,

$$E_{gir.} - E_{çık.} = \Delta E_{sist.} \quad (1)$$

$$dQ - dW = dH + dKE + dPE$$

denklemleri kullanılarak her bir sistem elemanı için enerji dengesi elde edilmiştir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde çevrimi oluşturan her kontrol hacminde soğutucu akışkanın sürekli akış şartlarında hareket ettiği kabul edilmiştir. Kontrol hacimlerinde kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişiklikler, kondenser, evaporatör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.



Şekil 3. Soğutma çevriminin P-h diyagramı (P-h diagram of cooling cycle)

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisini (\dot{m}) belirlemek için (1) nolu denklemde; kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma işleminin olduğu ($dQ=0$) kabulü yapılarak eşitlik (2) elde edilmiştir [8, 9]:

$$\dot{m} = \frac{W \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EK} \cdot \eta_{KK} \cdot \eta_{IK}}{(h_{2s} - h_1)} \quad (2)$$

Burada, W kompresörü tahrik eden elektrik motorunun gücüdür. η_{MK} , η_{EK} , η_{KK} ve η_{IK} de sırasıyla mekanik, elektrik motoru, kayış kasnak ve kompresör iç verimlerini göstermektedir. Kompresörün dönel (rotary) tip olması nedeniyle η_{KK} , devrede dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisine etkisinin bulunmaması nedeniyle 1 olarak kabul edilmiştir. η_{MK} ve η_{EK} değerleri de sırasıyla 0,8 ve 0,95 olarak alınmıştır. Eşitlikte h_{2s} , kompresör çıkışındaki ideal entalpiyi ve h_1 ise kompresör girişindeki entalpi değerlerini göstermektedir [10]. Kompresörün iç verimini η_{IK} belirlemek için eşitlik (3) kullanılmıştır [3,11]:

$$\eta_{IK} = 0,874 - 0,0135 \frac{p_2}{p_1} \quad (3)$$

P_1 ve P_2 sırasıyla emme ve basma hattı basınçlarını ifade etmektedir. h_{2s} , kompresör çıkışındaki gerçek entalpi değeri olup eşitlik (4) yardımıyla bulunmuştur [8]:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{IK}} \quad (4)$$

Kondenserde meydana gelen çevre ortama ısı geçişi işleminin tersinir sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilmiştir. Burada, Q_k , kondenserden dış ortama atılan ısıdır ve (1) nolu denklemde gerekli kabuller yapıldıktan sonra $dQ = dH$ alınarak eşitlik (5) elde edilmiştir:

$$Q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (5)$$

Bu eşitlikte ($h_2 - h_3$), kondenser giriş ve çıkışları arasındaki entalpi farkını ifade etmektedir. Akışkan kontrol cihazı olarak kılcal boru kullanılan sistemde, genişleme işleminin sabit entalpide gerçekleştiği kabulü ile eşitlik (6) elde edilmiştir.

$$h_3 = h_4 \quad (6)$$

Q_e , evaporatörde soğutucu akışkan buharlaşırken içerisine absorbe ettiği ısıdır. Evaporatörde soğutucu akışkanın buharlaşması işleminin tersinir sabit basınçta olduğu kabul edilmiş ve iş etkileşiminin olmaması nedeni ile eşitlik (7) elde edilmiştir:

$$Q_e = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (7)$$

Bu eşitlikte, h_1 ve h_4 sırasıyla evaporatör çıkış ve girişindeki entalpi değerlerini göstermektedir. Bu entalpilerin farkı ($h_1 - h_4$), soğutulan ortamdan birim ağırlıktaki soğutucu akışkana absorbe edilen ısı miktarını ifade etmektedir. Soğutma tesir katsayısı (COP_s) elde edilmek istenen soğutma değerine karşılık harcanan enerjiyi belirtmekte olup gerçek ve ideal durumlar için sırasıyla eşitlik (8, 9)'de verilmiştir:

$$COP_s = \frac{Q_e}{W} \quad (8)$$

$$COP_s^{ideal} = \frac{Q_e}{W \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EK} \cdot \eta_{KK} \cdot \eta_{IK}} \quad (9)$$

Isıtma tesir katsayısı (COP_i), elde edilmek istenen ısıtma değerine karşılık harcanan enerjiyi ifade etmekte olup gerçek ve ideal durumlar için sırasıyla eşitlik (10, 11)'de verilmiştir:

$$COP_i = \frac{Q_k}{W} \quad (10)$$

$$COP_i^{ideal} = \frac{Q_k}{W \cdot \eta_{MK} \cdot \eta_{EK} \cdot \eta_{KK} \cdot \eta_{IK}} \quad (11)$$

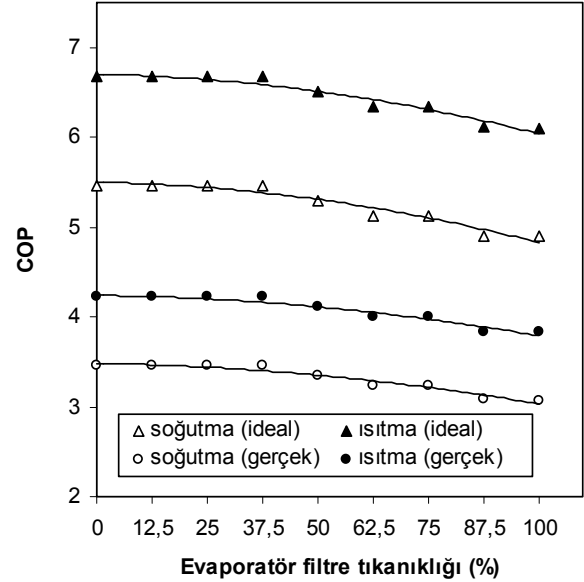
Bu eşitlikte Q_k , sistemin ısıtma yükünü belirtmektedir. Entalpi değerlerinin tespitinde, CoolPack programından faydalanılmış olup kondenserde aşırı soğutma, evaporatörde kızgınlık yapılmadan doyma noktalarındaki değerler esas alınmıştır.

3. BULGULAR (RESULTS)

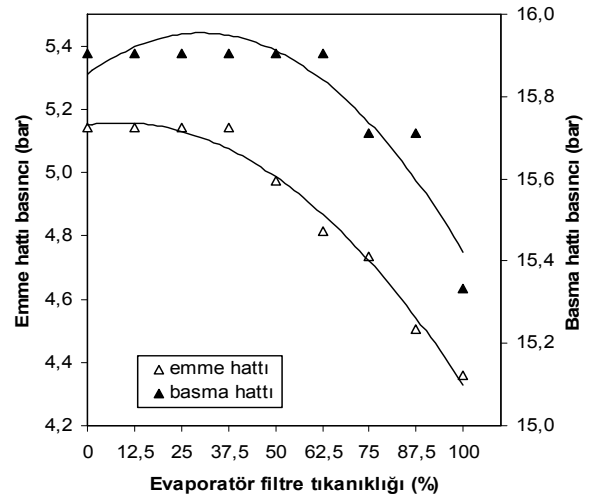
3.1. Evaporatör Filtre Tıkanıklığının Etkileri (Effects of Evaporator Filter Plugging)

COP değerlerinin evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir. Gerçek COP_s değeri, evaporatör filtreleri tam açıkken 3,46 değerini alırken tam tıkanıklık gerçekleştiğinde 3,07 değerine

düşmektedir. Aynı zamanda gerçek COP_i değeri evaporatör filtreleri tam açıkken 4,22 iken, tam tıkanıklık gerçekleştiğinde 3,83'e düşmektedir. Tam tıkalı ve tam açık pozisyonlar arasındaki ısıtma ve soğutmadaki gerçek COP farkı yaklaşık 0,39'dur. İdeal COP ısıtma ve soğutma değerleri arasındaki bu fark 0,57'dir. Soğutmada gerçek ve ideal COP değişimi %11 civarında iken, ısıtmada ise bu değer %9 civarındadır.



Şekil 4. COP değerlerinin evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi (Variation of COP values as a function of the evaporator filter plugging)

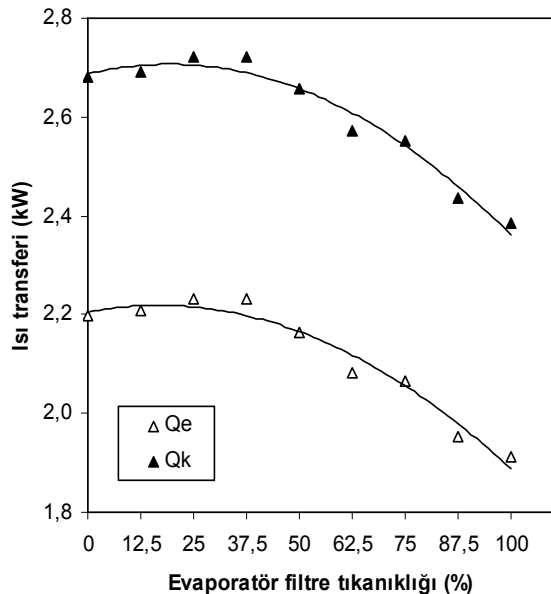


Şekil 5. Emme ve basma hattı basınçlarının evaporatör filtre tıkanıklığına bağlı olarak değişimi (Variation of suction and discharging line pressures as a function of the evaporator filter plugging)

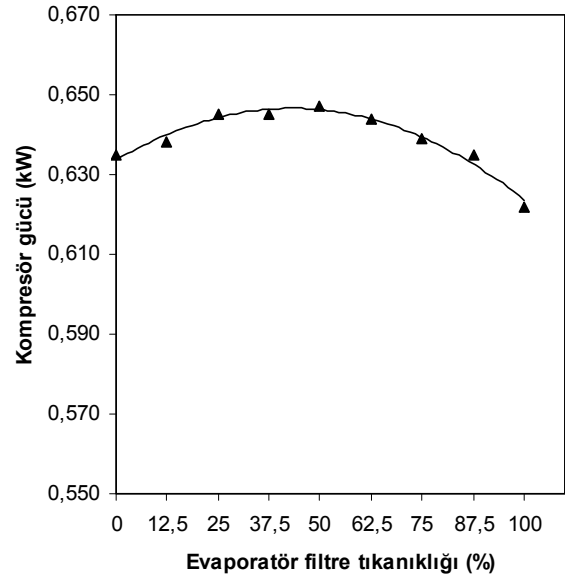
Emme ve basma hattı basınçlarının evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi Şekil 5'te gösterilmiştir. Evaporatör filtrelerindeki tıkanıklıklar arttıkça emme hattı basıncı %15,21 azalırken, basma hattı basıncı %3,58 azalmaktadır. Evaporatör filtre tıkanıklığındaki

artış, emme hattı basıncında kademeli ve dengeli bir düşüşe yol açmıştır. Buna karşın, basma hattındaki basıncın bir süre sabit seyirden sonra hızlı bir şekilde düştüğü gözlenmiştir. Isıtma modunda çalışan bir split klimada, kompresör devreye girdikten sonra basınç normal işletme basıncına ulaşır iç ünite serpantin sıcaklığında 15-20 °C arasında bir artış olmaması durumunda, iç ünite fan motoru devreye girmemektedir. Kompresör çıkış basıncındaki azalma, evaporatörde soğutucu akışkana yüklenen ısı yüküne karşın ısının atılacağı kondenser yüzey alanının geniş olmasından kaynaklanmaktadır. Emme hattındaki aşırı basınç düşüklüğü; kompresörün kısa aralıklarla çalışmasına, 8-10 kat daha fazla enerji yüklenmesine ve oldukça fazla elektrik sarfiyatına yol açmaktadır.

Kondenser ve evaporatörden transfer edilen ısının evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi Şekil 6'da gösterilmiştir. Evaporatör filtre tıkanıklığı arttıkça, kondenser ve evaporatörden transfer edilen ısılar da azalma gözlenmiştir. Evaporatör filtre yüzeylerinin tam açık pozisyonunda evaporatörden transfer edilen ısı 2,20 kW iken, tam tıkanıklık durumunda 1,91 kW'a düşmektedir. Kondenser yüzeylerinden transfer edilen ısı, evaporatör filtrelerinin tam açık pozisyonunda 2,68 kW iken, tam tıkanmada ise 2,38 kW'a düşmektedir. Bu düşüşlerin yüzde değeri evaporatörde %13,01 iken, kondenserde ise %11,03 olarak gerçekleşmektedir. Görüldüğü gibi, tıkanıklık arttıkça evaporatörde soğutucu akışkana yüklenen ısıdaki azalma, direkt olarak kondenserde yoğunlaşma esnasında dış ortama transfer edilen ısıyı azaltmaktadır.



Şekil 6. Kondenser ve evaporatörden transfer edilen ısının evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi (Variation of heat transferred from the condenser and evaporator as a function of the evaporator filter plugging)



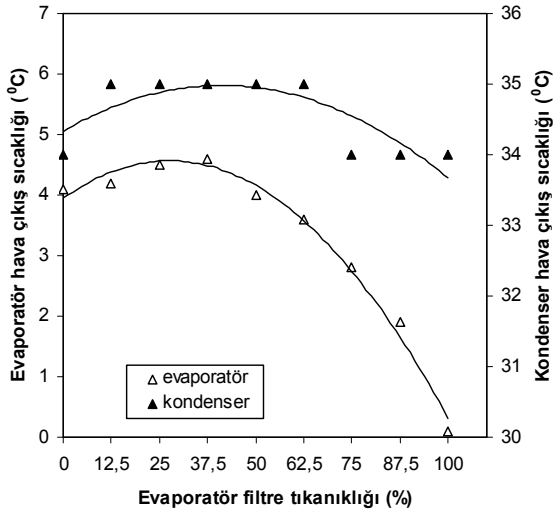
Şekil 7. Kompresör gücünün evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi (Variation of the compressor power as a function of the evaporator filter plugging)

Kompresör gücünün evaporatör filtre tıkanıklığına göre değişimi, Şekil 7'de gösterilmiştir. Evaporatör filtrelerinde tıkanma arttıkça kompresörün çektiği güç, ilk durumda çok az yükselirken daha sonra çok az düşüş göstermiştir. Evaporatör filtrelerindeki tıkanıklıktan dolayı buharlaşmayan soğutucu akışkan, kompresöre sıvı yürümesine neden olabilir. Evaporatördeki filtre tıkanıklıklarından dolayı kompresörde çalışma esnasında hareketli parçalarda ortaya çıkan ısı, geri kazanıldığı ve sıvı yürümesi akümülatörle birlikte önlediği için kompresörde zorlanma problemi görülmemiştir.

Evaporatör filtrelerindeki tıkanıklığın %50 artırılması durumunda kompresörün harcadığı güç, 0,635 kW'tan 0,647 kW değerine kadar yükselmekte, tıkanıklık maksimum düzeye ulaştığında ise kompresörün harcadığı güç 0,622 kW'a düşmektedir. Dolayısıyla, tıkanıklık arttıkça çevre ortamdan soğutucu akışkana yüklenen ısı miktarı azalacak ve soğutulan ortamda istenilen sıcaklık derecesine ulaşma süresi uzayacaktır.

Evaporatör ve kondenser hava çıkış sıcaklıklarının evaporatör filtre tıkanıklığına bağlı olarak değişimi Şekil 8'de gösterilmiştir. Tıkanıklık arttıkça evaporatör üfleme sıcaklığı hızlı bir şekilde düşmektedir. Bu sıcaklık düşüşü, tam açıklık ve tam tıkanma arasında 4 °C olup değişim değeri %97,56'dır. Evaporatör filtrelerindeki tıkanma tam açık kondenser yüzeylerinde kendini çok az miktarda sıcaklık düşüşü olarak göstermektedir. Bu düşüş 1 °C'dir. Evaporatör filtrelerindeki tıkanma sonucu dar yüzeylerden hızlı şekilde gerçekleşen ısı transferi, evaporatör sıcaklığını anlık düşürmektedir. Kondenser ısı transfer kapasitesine göre çok az olan bu ısı yükü, kondenser sıcaklığında hafif bir düşüşe yol

açmaktadır. Evaporatör yüzeylerindeki daralma, fanın gönderdiği hava hızının ve debisinin düşmesine yol açmaktadır. Evaporatör filtrelerindeki tıkanıklık arttıkça açık kalan yüzeylerden soğutucu akışkana yüklenen ısı miktarı artmakta ve evaporatör üfleme sıcaklığı hızlı şekilde düşmektedir. Evaporatörde soğutucu akışkana yüklenen ısı yükünün düşük düzeyde olması, tamamen açık kondenser yüzeylerinde kendini çok az miktarda sıcaklık düşüşü olarak göstermektedir.



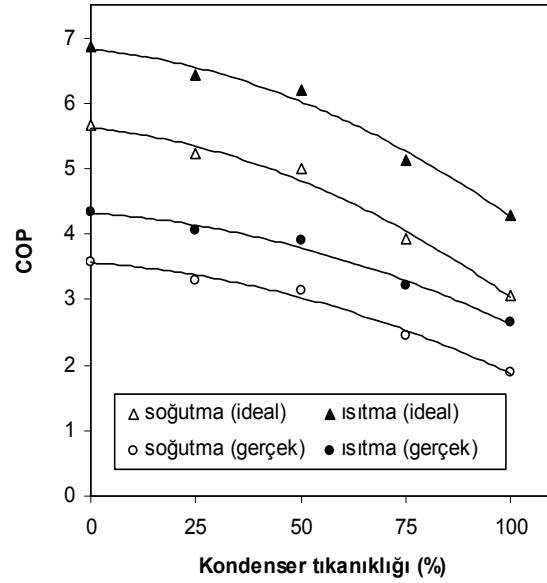
Şekil 8. Evaporatör ve kondenser hava çıkış sıcaklıklarının evaporatör filtre tıkanıklılığına göre değişimi (Variation of evaporator and condenser air outlet temperatures as a function of the evaporator filter plugging)

3.2. Kondenser Tıkanıklığının Etkileri (Effects of Condenser Plugging)

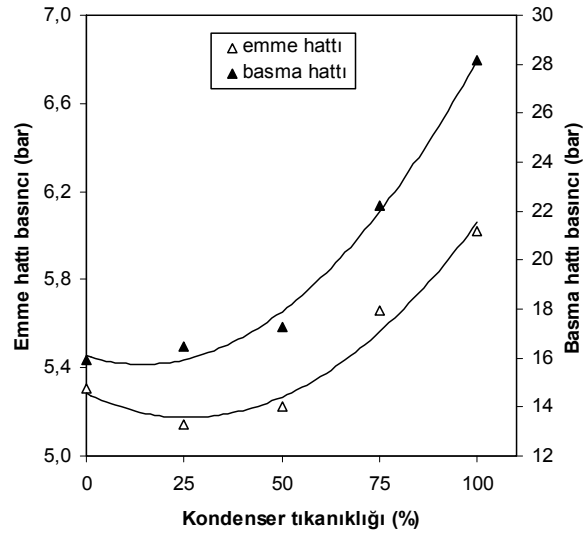
COP değerlerinin kondenser tıkanıklığına göre değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Kondenser tıkanıklığı arttıkça, harcanan gücün artması nedeniyle COP değerleri düşmektedir. Kondenser yüzeylerinde herhangi bir tıkanıklık olmaması durumunda gerçek COP_s değeri 3,58 iken, kondenser serpantinlerinin tam tıkanması durumunda COP_s değeri 1,88'ye düşmektedir. Gerçek COP₁ değerleri ise tıkanıklık olmaması durumunda 4,34 iken, sistemin tam tıkanması durumunda 2,64'e düşmektedir. Gerçek COP_s değerindeki değişim %47,38 iken, gerçek COP₁ değişim değeri ise %39,09'dur.

Sistemin emme ve basma hattı basınç değerlerinin kondenser tıkanıklığına bağlı olarak değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir. Kondenser tıkanıklığı arttıkça basma hattı basınç değerinde daha hızlı bir yükselme görülürken emme hattı basınç değerinde daha dengeli bir yükseliş gözlenmiştir. Kondenserin tam açık olduğu pozisyonda emme hattı basınç değeri 5,3 bar iken, basma hattı basınç değeri 15,90 bar'dır. Buna karşılık tam tıkalı pozisyonda emme hattı basınç değeri 6 bar'a yükselirken, basma hattı basınç değeri ise 28,15 bar'a çıkmaktadır. Tam açık pozisyonda ise

basınç farkı 10,6 bar iken, tam tıkalı durumda 22,15 bar'a çıkmaktadır.



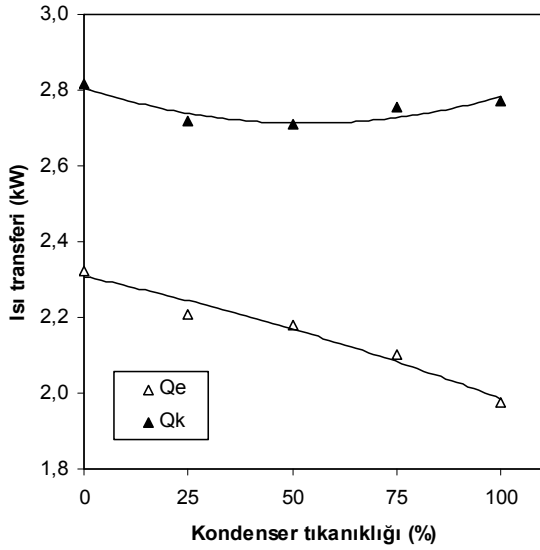
Şekil 9. COP değerlerinin kondenser tıkanıklığına göre değişimi (Variation of COP values as a function of the condenser plugging)



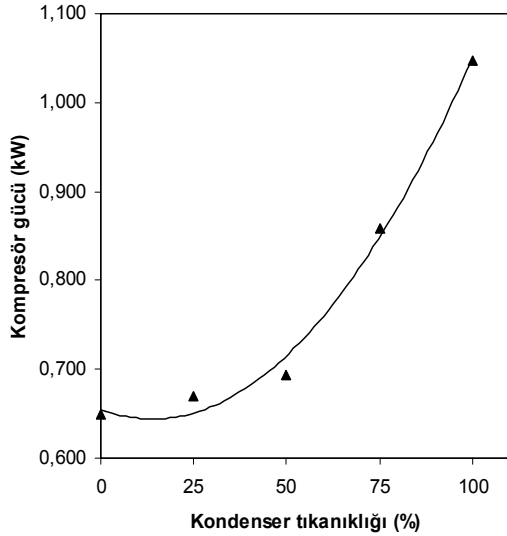
Şekil 10. Emme ve basma hattı basınç değerlerinin kondenser tıkanıklığına bağlı olarak değişimi (Variation of suction and discharging line pressures as a function of the condenser plugging)

Kondenser ve evaporatörden transfer edilen ısının kondenser tıkanıklığına göre değişimi Şekil 11'de gösterilmiştir. Kondenser tıkanıklığı arttıkça evaporatörde soğutucu akışkana yüklenen ısı miktarında düşüş gözlenmektedir. Evaporatörde, kondenserin tam açık konumundan tam kapalı konumuna kadar, soğutucu akışkana yüklenen ısı farkı 0,35 kW iken, kondenserde tam açık konumdan tam kapalı konuma kadar dış ortama transfer edilen ısı farkı yalnızca 0,05 kW'tır. Bu durum, soğutucu akışkanın yeteri kadar sıvılaşmaması ve sistemin

kapasitesinin düşmesi sonucunu ortaya çıkarmaktadır. Bu konumda evaporatördeki ısı değişimi %15,04 iken, kondenserdeki ısı değişimi %1,64'tür. Kondenser tıkanıklığı arttıkça, kompresör daha fazla ısınacaktır.



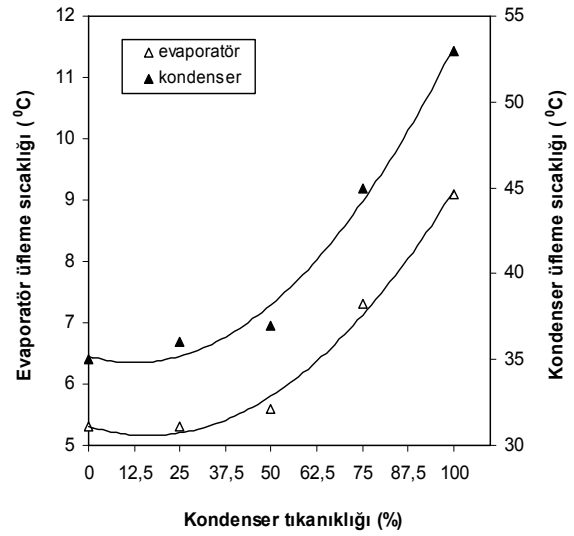
Şekil 11. Kondenser ve evaporatörden transfer edilen ısının kondenser tıkanıklığına göre değişimi (Variation of heat transferred from the condenser and evaporator as a function of the condenser plugging)



Şekil 12. Kompresör gücündeki değişimin kondenser tıkanıklığına göre değişimi (Variation of the compressor power as a function of the condenser plugging)

Kompresör gücündeki değişimin kondenser tıkanıklığına göre değişimi Şekil 12'de gösterilmiştir. Tıkanıklık arttıkça kompresörün çektiği gücün arttığı anlaşılmaktadır. Kondenser tam açık pozisyonda iken 0,649 kW güç harcanırken kondenserin tam kapalı olması durumunda harcanan güç 1,048 kW'a çıkmaktadır. Meydana gelen % 61,48'lik bu değişim, kondenser yüzeylerinin bakımının mutlaka yapılması gereğini ortaya koymaktadır.

Evaporatör ve kondenser hava çıkış sıcaklıklarının kondenser tıkanıklılığına bağlı olarak değişimi Şekil 13'te gösterilmiştir. Tıkanıklık arttıkça kondenser ve evaporatör üfleme sıcaklığının arttığı gözlenmiştir. Buna karşın kondenserdeki sıcaklık artışının evaporatöre göre daha fazla olduğu gözlenmiştir. Kondenser üfleme sıcaklığı, tıkanıklık olmaması durumunda 35 °C iken, tam tıkanıklık pozisyonunda 53 °C'dir. Buna karşılık evaporatörde tıkanıklık olmadan 5,3 °C olan sıcaklık 9,1 °C'ye çıkmaktadır. Evaporatörde 3,8 °C olan bu fark, kondenserde 18 °C'ye ulaşmaktadır. Sıcaklıktaki yüzde değişim ise evaporatörde %71,70 iken, kondenserde %51,43'tür.



Şekil 13. Evaporatör ve kondenser hava çıkış sıcaklıklarının kondenser tıkanıklılığına bağlı olarak değişimi (Variation of evaporator and condenser air outlet temperatures as a function of the condenser plugging)

Evaporatör sıcaklığındaki artışın nedeni, soğutucu akışkanın kondenserde tam olarak yoğuşmaması, kısımla vanasından ıslak buhar geçişleri ve evaporatörde daha erken kızgın buhar haline dönüşmesinden kaynaklanmaktadır. Bu sıcaklık artışları da soğutma kapasitesini düşürmektedir.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Enerjinin gün geçtikçe pahalı hale gelmesi, birçok bölgede ısıtma ve soğutmada duvar tipi split klimaların kullanımını ön plana çıkarmıştır. Duvar tipi split klimaların az enerjyle daha fazla ısıtma ya da soğutma yapmasını sağlamak ve klimaları uzun yıllar arıza yapmadan sorunsuz şekilde kullanmak için split klimaların kondenser ve evaporatör filtre tıkanıklıklarına neden olacak etkenlerin ortadan kaldırılması gerekmektedir. Zira yapılan bu deneysel çalışmada, evaporatör hava filtrelerindeki tıkanıklık nedeniyle filtreler üzerinden geçen hava akış yüzeylerinin %50 ve %100 kapatılması sonucu, klima sisteminin soğutma etkinliğinde (COP) sırasıyla %3,32 ve %11,19 oranında azalma gözlemlenmiştir. Kondenser serpantinini eğilmesi, ezilmesi ve

kirlenmesi nedeniyle tıkanıklığın %50 ve %100 artırılması sonucu ise klima sisteminin soğutma etkinliğini (COP) sırasıyla %12,07 ve %47,38 oranında düşürmüştür.

Sonuç olarak, klimalara yapılacak periyodik bakım ile klimanın insan sağlığını olumsuz yönde etkilemesi ortadan kaldırılacaktır. Klima serpantinleri üzerindeki ısı transferi maksimum seviyeye çıkarılarak istenilen konfora daha kısa sürede ulaşılması sağlanacaktır. Böylece, klimaların ısıtma ve soğutma işlevini yerine getirmesi için daha az enerji harcanacak ve aynı zamanda kullanımında ortaya çıkabilecek sorunlar en aza indirilerek kullanım ömrü artacaktır.

SEMBOLLER (NOMENCLATURE)

COP_1	Isıtma tesir katsayısı
COP_s	Soğutma tesir katsayısı
h_1	Kompresör girişindeki ideal entalpi (kJ/kg)
h_2	Kompresör çıkışındaki entalpi (kJ/kg)
h_{2s}	Kompresör çıkışındaki ideal entalpi (kJ/kg)
h_3	Kondenser çıkışındaki entalpi (kJ/kg)
h_4	Evaporatör girişindeki entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s)
P_1	Emme hattı basıncı (bar)
P_2	Basma hattı basıncı (bar)
Q_k	Kondenserdan atılan ısı (kW)
Q_e	Evaporatör soğutma yükü (kW)
T_1	Kondenser hava giriş sıcaklığı (°C)
T_2	Kondenser hava çıkış sıcaklığı (°C)
T_3	Evaporatör hava giriş sıcaklığı (°C)
T_4	Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (°C)
W	Kompresör gücü (kW)
η_{EK}	Elektrik motoru verimi (%)
$\eta_{İK}$	İç verim (%)
η_{KK}	Kayıp-kasnak verimi (%)
η_{MK}	Mekanik verim (%)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Şimşek, E., Bilgili, M. ve Şahin, B., “Duvar Tipi Split Klimanın Montajında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar”, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, No 111, 25-32, 2009.
- Bulgurcu, H., İlten, N. ve Kuş, M., “Türkiye’de Yapılan İç Hava Kalitesi Çalışmalarının İncelenmesi”, **Soğutma Isı Pompası İklimlendirme ve Yalıtım Teknolojileri Dergisi**, No 48, 66-74, 2010.
- Özgoren, M., Erdoğan, K., Kahraman, A., Solmaz, O. ve Köse, F., “Calculation of Dynamic Cooling Load Capacity of a Building Air-Conditioning Powered by Wind or Solar Energy”, **International Aegean Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5)**, Pamukkale Üniversitesi, Denizli, 27-30 Haziran, 2010.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, I. ve Coşkun, S., “Soğutma Tekniği ve Uygulamaları”, Vipaş A.Ş., Yayın No: 79, Bursa, 2002.
- Alkan, A. ve Hoşöz, M., “Comparative Performance of an Automotive Air Conditioning System Using Fixed and Variable Capacity Compressors”, **International Journal of Refrigeration**, Cilt 33, No 3, 487-495, 2010.
- Horuz, İ., Kurem, E. ve Yamankaradeniz, R., “Experimental and the Theoretical Performance Analysis of Air-Cooled Plate-Finned-Tube Evaporators”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, Cilt 25, No 6, 787-798, 1998.
- EİŞerbini, A.I. ve Maheshwari, G.P., “Impact of Shading Air-Cooled Condensers on the Efficiency of Air-Conditioning Systems”, **Energy and Buildings**, Cilt 42, No 10, 1948-1951, 2010.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Kaynaklı, O., Coşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., **Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları (2. Baskı)**, Dora Yayıncılık, Yayın No: 13, Bursa, 2009.
- Variyenli, H.I., Menlik, T. ve Özkaya, M.G., “Isı Enerjisi Destekli Bir Kompresörün Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemindeki Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi”, **Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University**, Cilt 26, No 1, 1-8, 2011.
- Moran, M.J. ve Shapiro, H.N., **Fundamentals of Engineering Thermodynamics (5th Edition)**, John Wiley and Sons, Inc. England, 2006.
- Brunin, O., Feidth, M. ve Hivet, B., “Comparison of the Working Domains of Some Compression Heat Pumps and a Compression-Absorption Heat Pump”, **International Journal of Refrigeration**, Cilt 20, No 5, 308-318, 1997.

