

İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklığının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Erhan ÖZEK
Ali KILIÇARSLAN

ÖZET

Bu çalışmada, tekrar dolaşimli iklimlendirme sisteminde, %60 dış hava, %40 dönüş havası ve özgül nem sabit tutularak, farklı dış hava sıcaklıklarının soğutucu serpantin kapasitesine ve yok olan ekserji üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Analizler; enerji sistemlerinin analizinde yaygın olarak kullanılan ve akışkanların termo-fiziksel özelliklerini kütüphanesinde bulunduran Engineering Equation Solver (EES-V8.901-3D) isimli ticari yazılım kullanılarak geliştirilen programla yapılmıştır. Toplam hava debisi 12 m³/h ve özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerinde sabit tutularak, dış hava sıcaklığı 30 °C ile 48 °C arasında değiştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, farklı dış hava sıcaklıklarında soğutucu serpantin kapasitesi, soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarı, serpantin çıkış sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklıklarının değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: İklimlendirme, Soğutucu Serpantin, Ekserji, EES

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun artması, bilimsel ilerlemeler ve bununla birlikte teknolojinin gelişimi sonucu enerji ihtiyacı büyümektedir. Buna karşılık dünya üzerindeki çeşitli enerji rezervlerinin gün geçtikçe azaldığı bilinmektedir. İklimlendirme sistemleri insanların yaşam standartlarını yükseltmek ve konfor sağlamak için tasarlanır. Özellikle Amerika ve Avrupa ülkelerinde tek bir sistemle ısıtma ve soğutma ve elektrik enerjisi birim fiyatının ucuz olması açısından iklimlendirme sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte artan enerji tüketimi, enerji maliyetleri ve çevre problemlerini de beraberinde getirir. Bu problemlerin azaltılması için iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliği ve tasarrufuna yönelik çalışmalara ağırlık verilmesi gerekmektedir.

Günümüzde endüstriyel tesislerin dışında iklimlendirme uygulamalarının da enerji gereksinimi küçümsenmeyecek kadar fazladır.

Abstract:

In this study, the effect of different outdoor air temperatures on the cooling capacity and exergy destruction of the are experimentally carried out while keeping constant the ratio of outdoor air and return air flow rates as 60% and 40%, respectively. The specific humidity of the outdoor air is also held constant. Thermodynamic analyses are performed by a program that is developed by means of Engineering Equation Solver (EES- V8.901-3D) software, which is commonly used in energy system analysis and contains thermo-physical properties of fluids in its own library. As the outdoor air temperatures are changed between 30 °C and 48 °C, total air flow rate and specific humidity are held constant as 12 m³/h and 0,0054 kg.water vapor / dry air, respectively. According to the experimental results, the change of cooling capacity and exergy destruction of the cooling coil, outlet temperature of the air from the cooling coil and return air temperature are investigated.

Key Words:

Air-conditioning, Cooling Coil, Exergy, EES

Makale

Gerekli konfor şartlarını sağlamanın yanında, bu sistemlerin enerji tüketimi bakımından da ekonomik olmaları gerekir. Ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarlanmasında, sistem performansının belirlenmesinde önemli rol oynar. Sistemdeki enerji dönüşümleri sırasında enerjinin bir kısmı tersinmezliklere, yani kullanılmayan enerji olarak harcanmaktadır. İklimlendirme sistemlerinde enerjinin verimli kullanılması için, bu sistemlerin detaylı bir şekilde enerji ve ekserji analizi yapılmalıdır ve sistemdeki ekserji kayıplarının miktarı belirlenmelidir. İklimlendirme sistemlerinin de ekserji analizi üzerine yapılan birkaç çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda, iklimlendirme sistemleri ekserji açısından olduğu kadar enerji açısından da ele alınmıştır.

EES yazılımı kullanılarak geliştirilen program ile, mekanik havalandırmalı bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmış, ısıtma, havalandırma ve kullanım amaçlı sıcak su sistemlerinin matematiksel modeli hazırlanmış ve kullanılan enerji kaynağına bağlı olarak entropi üretimi, tersinmezlikler, enerji ve ekserji verimlilikleri ve emisyon değerlerini araştırılmıştır [1]. EES yazılımı kullanılarak yapılan diğer bir çalışmada, ofislerde iklimlendirme için kullanılan değişken hava debili (VAV) sistemlerin ekserji analizini yapılarak, enerji, ekserji verimliliği ve sistem tarafından kullanılan elektrik üretimine bağlı olarak açığa çıkan eşdeğer CO₂ emisyonları incelenmiştir [2]. Ayrıca, sistemin ekserji verimliliğinde en büyük iyileştirmenin ısı kaynağının, elektrik, güneş veya jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları olması durumunda elde edileceği belirtilmiştir [2].

Tekrar dolaşimli iklimlendirme sisteminin ekserji analizi yapılarak, kış ve yaz mevsimleri için sistem elemanlarının ekserji kayıpları ve sistemin ekserji verimi hesaplanmış, her iki mevsim şartlarında da sistemin ekserji veriminin çok düşük olduğu belirtilmiştir [3]. Montreal’da bulunan büyük bir çalışma ofisinin yaz ve kış iklimlendirmesinde kullanılan değişken hava debili iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizi, EES yardımıyla geliştirilen bir bilgisayar programı ile yapılarak, yılın bütün aylarına göre sistemin ısıtma ve soğutma tesir katsayıları tes-

pit edilmiştir [4]. Hollanda enerji standartlarına göre binaların ve ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin detaylı ekserji analizi yapılarak, binaların ısı ekserji ve enerji ihtiyaçları ile ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde meydana gelen ısı enerji ve ekserji kayıpları ele tartışılmıştır. Binalarda ekserji kaybını %17.5 ve havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde ise %6.81 olduğu tespit edilmiştir [5].

Literatürde iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çok az çalışmadan da görüldüğü gibi, çalışmalar genellikle enerji, ekserji verimliliği ve enerji ve ekserji kayıpları üzerine yapılmıştır. İklimlendirme sisteminin kapasitesi ve ekserji verimine dış hava sıcaklığı ve nemi, dış hava dolaşım oranı gibi parametrelerin ayrıntılı olarak etkisini inceleyen çalışmalar mevcut değildir. Bu çalışmada, deneysel olarak farklı dış hava sıcaklıklarının tekrar dolaşimli bir iklimlendirme sisteminin enerji kapasitesine ve ekserji kaybına etkisi incelenecektir.

2. MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada kullanılan tekrar dolaşimli iklimlendirme sistemi deney tesisatı Şekil 1’de gösterilmektedir. İklimlendirilecek ortamdan emilen havanın bir bölümü atmosfere atılır, diğer bölümü ise dış hava ile karışım odasında karıştırılır ve daha sonra istenilen sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde şartlandırılarak iklimlendirilecek ortama gönderilir. Tek kanallı bir besleme devresi kullanılmıştır. İklimlendirme ortamının sıcaklığı termostat ile kontrol edilir. Dış havanın ve dönüş havasının belirli bir karışım oranında karışım odasında tam olarak karıştığı ve sonra fan tarafından emildiği kabul edilmiştir. Ortamdan emilen hava bir ısıtıcı vasıtasıyla istenen sıcaklıklara getirilerek 1, 2, 3, 4 ve 5 noktalarında yaş ve kuru termometre sıcaklıkları K tipi thermocouple kullanılarak COMET MS6D veri kayıt sistemi ile ölçülmüştür. 3 noktasında kuru ve yaş termometre sıcaklıklarının doğruluğunu test etmek için COMET T1110 bağıl nemölçer veri kayıt sistemine bağlanarak kullanılmıştır. a ve b noktalarında dış hava/dönüş havası oranları KIMO LV 107 no’lu hava debisi ölçer cihazı kullanılarak ayarlanmıştır. Ölçme cihazlarının belirsizlikleri; veri kayıt cihazı için \pm %1, bağıl nem

ölçer için $\pm \% 2.5$ ve hava debisi ölçer için $\pm \% 2$ şeklindedir.

%60 dış hava ve %40 dönüş havası oranlarında ayarlanan deneysel çalışmada, karışım odasına giren sabit hava debisinin değeri $12 \text{ m}^3/\text{h}$ 'dır. Dönüş havası debisinin ölçülmesi için Şekil 1'deki 4 noktasına hava debisi ölçerin yerleştirilmesiyle ve toplam debinin ölçülmesi içinde 3 noktasına hava debisi ölçerin yerleştirilmesiyle yapılmaktadır. Dış hava ve dönüş hava debisi oranlarının ayarlanması dış hava ve dönüş havası kanallarında bulunan klapeler yardımıyla yapılmaktadır. Deney odasının boyutları $1100 \times 1400.5 \times 1430 \text{ mm}$ ve hava kanalının boyutları ise $170 \times 230 \text{ mm}$ şeklindedir. Farklı kademelerde ısıtıcılar ve termostat kullanılarak kullanılarak sisteme giren dış hava sıcaklığı $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $48 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki

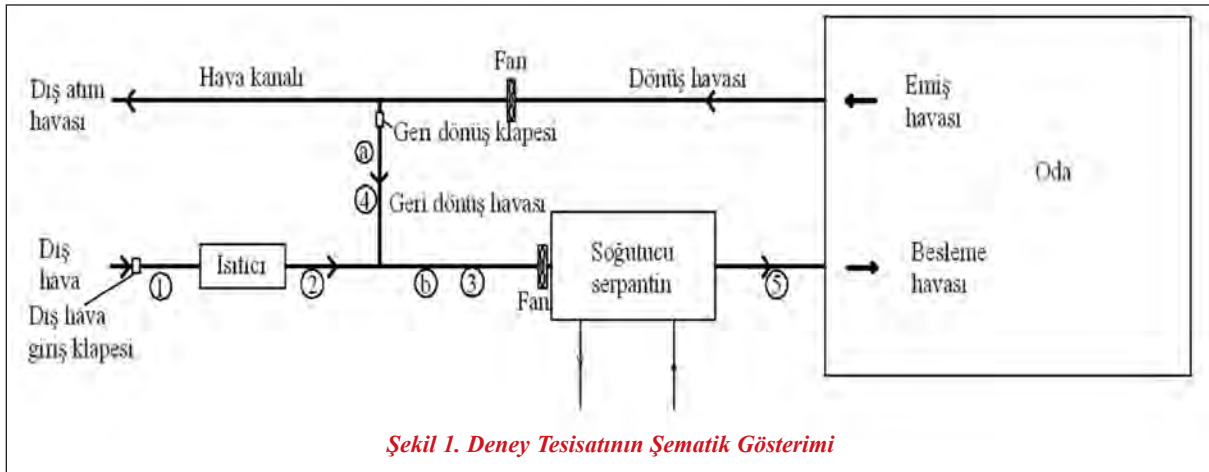
sıcaklıklara ayarlanmıştır. Sabit özgül nem ve sabit %60 dış hava ve %40 dönüş havası oranlarında $12 \text{ m}^3/\text{h}$ toplam hava debisinde 30, 33, 36, 39, 42, 45 ve $48 \text{ }^\circ\text{C}$ dış hava şartlarında deneyler üçer kez ölçüm alınarak yapılmış ve hesaplamalarda alınan değerlerin ortalaması kullanılmıştır.

3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

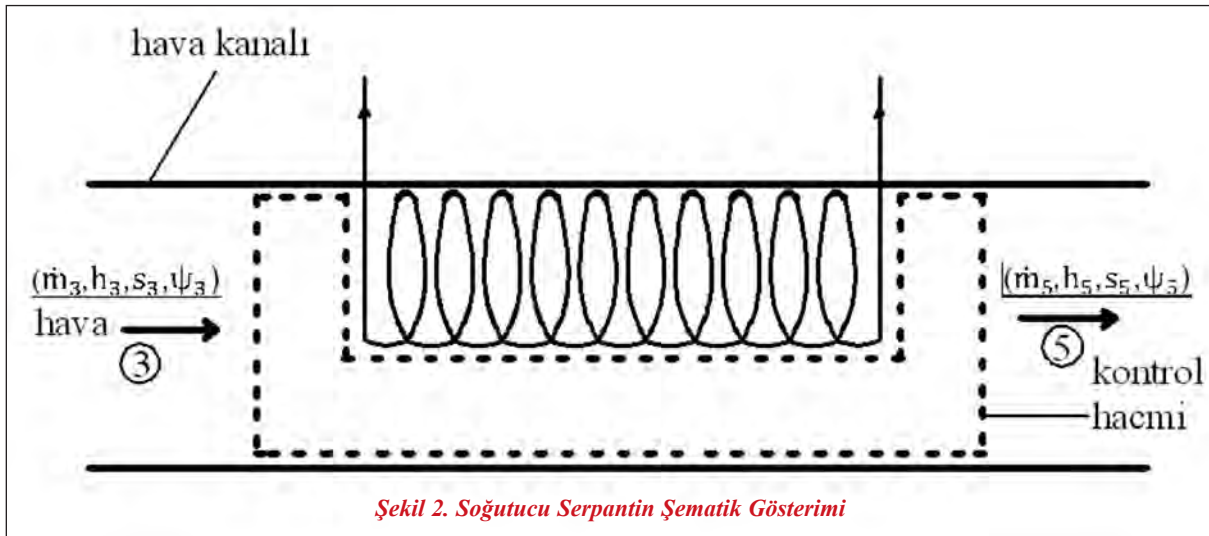
Enerji ve Ekserji analizi Şekil 1.'de gösterilen tekrar dolaşimli iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizi üzerine dayanmaktadır. Şekil 2'de teorik analizde baz alınan soğutucu serpantin gösterilmektedir.

Soğutucu serpantininin enerji ve ekserji analizinde aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır.

- Hava kanallarındaki hava akışı sürekli açık sürekli akış (SASA) modeline göre olmaktadır.



Şekil 1. Deney Tesilatının Şematik Gösterimi



Şekil 2. Soğutucu Serpantin Şematik Gösterimi

Makale

- Havanın akışı esnasında, elemanlardaki kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilebilir derecededir.
- Sistemde oluşan basınç kayıpları çok küçük olduğundan hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

Açık sistemlerde enerji ve kütle dengesi sırasıyla eşitlik (1) ve eşitlik (2) ile ifade edilmektedir [7].

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{v_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) + \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} \quad (1)$$

$$\frac{dm_{CV}}{dt} = \sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\zeta \quad (2)$$

Burada, dE_{CV}/dt ve sırasıyla kontrol hacmindeki enerji ve kütlelerin zamana göre değişimini ifade etmektedir. “g” ve “ç” harflerinin sırasıyla soğutucu serpantine giren ve çıkan hava akışını temsil ettiği eşitlikte \dot{m} , h , V , g ve z sırasıyla kütle debisi, özgül entalpi, hız, yerçekimi ivmesi ve yüksekliği göstermektedir. \dot{Q} , birim zamanda kontrol hacmine transfer edilen ısı miktarını ve \dot{W} ise kontrol hacminin birim zamanda yaptığı işi temsil etmektedir.

(2) no’lu eşitlik Şekil 2’de gösterilen soğutucu serpantine uygulandığında,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m} \quad (3)$$

(1) no’lu eşitlik soğutucu serpantin için, yukarıda yapılan varsayımlar da dikkate alınarak uygulandığında, soğutucu serpantin kapasitesi Q aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_g - h_\zeta) \quad (4)$$

Açık sistemlerde ekserji dengesi eşitlik (5) ile tanımlanmaktadır [8].

$$\frac{dX_{CV}}{dt} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \Psi_\zeta + \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_{CV} - \left(\dot{W}_{CV} - P_o \frac{dV_{CV}}{dt} \right) - \dot{X}_D \quad (5)$$

Burada, $\frac{dX_{CV}}{dt}$ kontrol hacminde birim zamanda ekserji değişimini, T_o çevre sıcaklığını, T_k sistem ve çevre arasındaki sınır sıcaklığını, dV_{CV}/dt kontrol hacminde birim zamanda hacim değişimini ve ψ özgül akış ekserjisini ifade etmektedir.

(5) no’lu eşitlik soğutucu serpantine uygulandığında, kontrol hacminde oluşan ekserji kaybı ve yok olan ekserji aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$0 = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \Psi_\zeta + \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_{CV} - \dot{X}_D \quad (6)$$

Eşitlikte, \dot{X}_D kontrol hacmindeki yok olan ekserji miktarını temsil etmektedir.

Kontrol hacmindeki ekserji kaybı aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (7)$$

Denklemden h özgül entalpiyi, s özgül entropiyi ve 0 ise çevre şartlarını ifade etmektedir.

Soğutucu serpantin yüzeyinden çevreye verilen ısı miktarını önemli ölçüde etkileyen serpantin yüzey sıcaklığı (T_j) aşağıdaki bağıntı yaklaşık olarak hesaplanır.

$$T_j = (T_g + T_\zeta) / 2 \quad (8)$$

Kuru havanın ve su buharının özgül ekserjisi aşağıdaki şekilde elde edilir [8].

$$\Psi_h = C_p \cdot (T - T_o) - T_o \cdot \left[C_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_o} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_h}{P_o} \right) \right] \quad (9)$$

$$\Psi_h = (h - h_o) - T_o \cdot (S - S_o) \quad (10)$$

Burada R havanın ideal gaz sabitini, C_p havanın özgül ısısını, P_h ise T sıcaklığındaki havanın basıncını ve P_o atmosfer basıncını ifade etmektedir. Kuru havanın basıncı P_h ile ekserji verimi η_{II} aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$P_h = 0,622 \cdot P_b / w \quad (11)$$

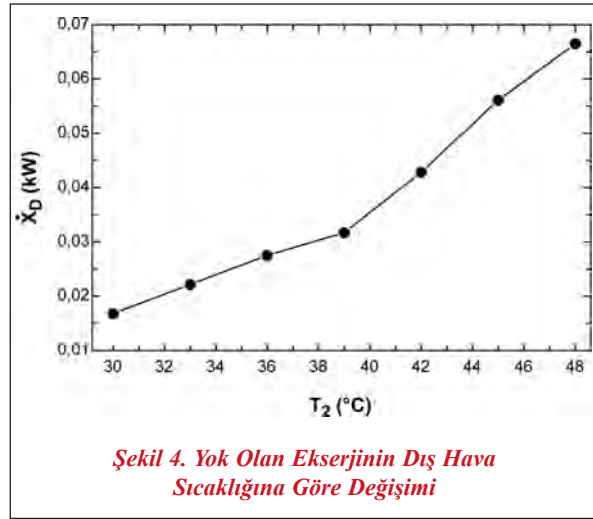
$$\eta_{ii} = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_k}\right) - Q_j}{X_1 - X_2} \quad (12)$$

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Deneylerden elde edilen sonuçlar, enerji sistemlerinin analizinde dünya çapında yaygın olarak kullanılan EES [6] yazılımı kullanılarak geliştirilen programa girilerek, soğutucu serpantin kapasitesi, yok olan ekserji, ekserji kaybı ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır.

Şekil 3'te Serpantin çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığı, 30-48 °C arasında dış havanın sisteme girdiği kanal içine yerleştirilen kademeli ısıtıcılar yardımıyla artırılırken, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi 12 m³/h, dış hava ve geri dönüş havası oranları %60 ve %40 oranlarında ve dış hava özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerlerinde sabit tutulmuştur. Şekil 3'te görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça serpantin çıkış sıcaklığı artmaktadır. Şekil 1'den de görüldüğü gibi ortalama olarak serpantin çıkış sıcaklığındaki en büyük artış değerleri dış hava sıcaklığının 42 ile 48 °C değerlerinde meydana gelirken en düşük artış değerleri ise 30 ile 36 °C arasında olmaktadır.

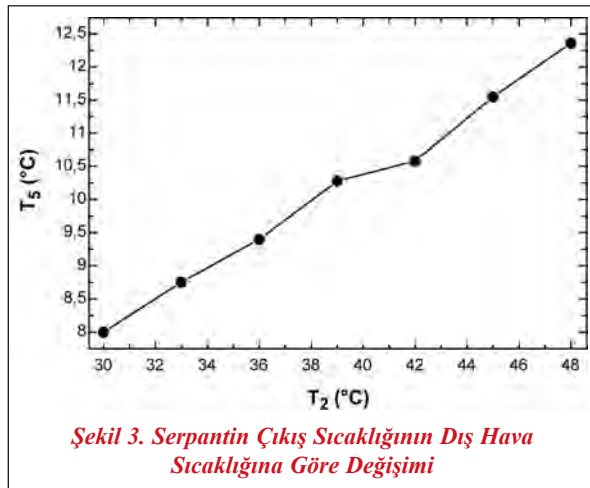
Şekil 4'de yok olan soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava sıcaklığına göre değişimi görül-



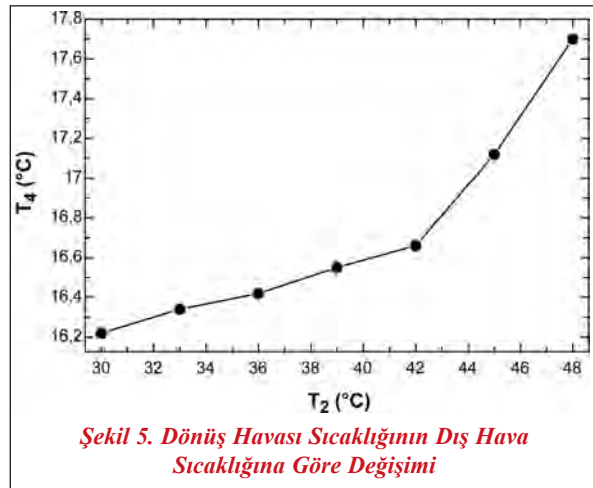
Şekil 4. Yok Olan Ekserjinin Dış Hava Sıcaklığına Göre Değişimi

mektedir. Dış hava sıcaklıkları arttıkça yok olan ekserji miktarı da artmaktadır. Dış hava sıcaklığı arttığında serpantin sonlu sıcaklık farkında ısı transferi kapasitesi artacak ve sonuç olarak soğutucu serpantinde üretilen entropi miktarı artacaktır. Üretilen entropi miktarı arttığında bunun doğal sonucu olarak soğutucu serpantin tersinmezliği artacaktır. Yok olan ekserjinin artmasındaki en etkili faktör sistemde oluşan tersinmezliklerin artmasıdır. Şekil 4'den de görüldüğü gibi 39 ile 48 °C arasındaki yüksek sıcaklıklarda tersinmezliklerin artma hızı dolayısı ile yok olan ekserji fazla olurken 30 ile 39 °C arasındaki nispeten daha düşük sıcaklıklarda yok olan ekserjinin artma hızı daha az olmaktadır.

Şekil 5'de iklimlendirilme ortamı dönüş havası sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi görül-



Şekil 3. Serpantin Çıkış Sıcaklığının Dış Hava Sıcaklığına Göre Değişimi



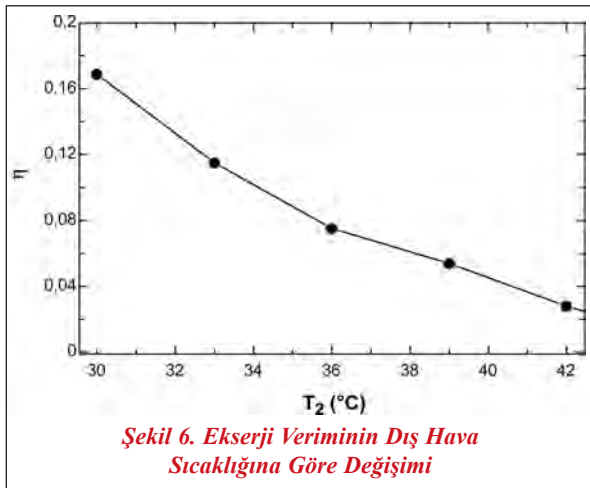
Şekil 5. Dönüş Havası Sıcaklığının Dış Hava Sıcaklığına Göre Değişimi

Makale

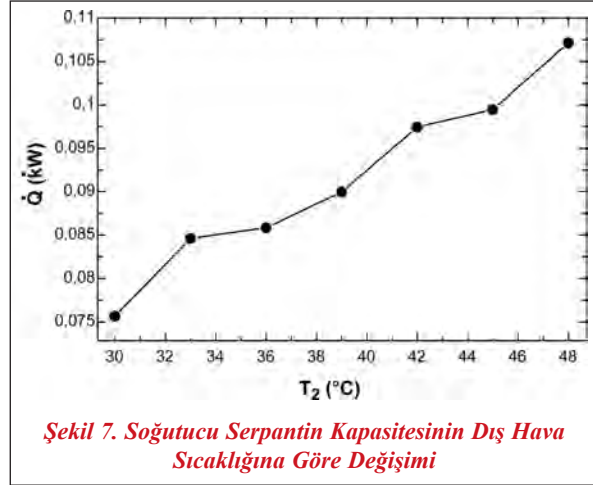
mehtedir. Dış hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi 12 m³/h, dış hava ve geri dönüş havası oranları %60 ve %40 oranlarında ve dış hava özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerlerinde sabit tutulmuştur. Dış hava sıcaklığı arttığında, soğutucu serpantinin havayı soğutma kapasitesi azalacağından dolayı Şekil 5’de görüldüğü gibi dönüş havası sıcaklığı artacaktır. Serpan Şekil 6’da görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça dönüş havası sıcaklığı artmaktadır. 30 ile 42 °C arasındaki sıcaklıklarda ortalama olarak belirli bir ivme ile artma gösteren dönüş havası sıcaklığı 42 ile 48 °C arasında yüksek bir ivme ile artma sergileyerek 48 °C sonunda yaklaşık olarak 17.7 °C değerine ulaşmaktadır.

Şekil 6 Ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığının artması soğutucu serpantin kapasitesini düşüreceği gibi aynı zamanda sonlu sıcaklık farkında olan ısı transferini arttırdığından dolayı serpantinde meydana gelen tersinmezlikleri arttıracaktır. Tersinmezliklerin artması yok olan ekserjiyi artırarak soğutucu serpantin ekserji veriminin azalmasına neden olacaktır. Bu durum Şekil 6’da görülmektedir. Dış hava sıcaklığı 30 °C olduğunda ekserji verimi yaklaşık olarak %17 iken, dış hava sıcaklığının artması ile birlikte ekserji verimi de azalarak 42 °C’de %3 değerine ulaşmaktadır.

Şekil 7’de soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış



Şekil 6. Ekserji Veriminin Dış Hava Sıcaklığına Göre Değişimi



Şekil 7. Soğutucu Serpantin Kapasitesinin Dış Hava Sıcaklığına Göre Değişimi

hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi, dış hava ve geri dönüş havası oranları ve dış hava özgül nemi sabit tutulmuştur. Dış hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantinde dolaşan soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı sabit olduğundan dolayı hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak soğutucu serpantin kapasitesi diğer bir ifade ile ısı transferi artacaktır. Şekil 7’den de görüldüğü gibi ısı transferi ortalama olarak sabit bir ivme ile artmaktadır. Değişen dış hava sıcaklıklarında soğutucu serpantin kapasitesi yaklaşık olarak 75 W ile 110 W arasında değişmektedir.

SONUÇ

Laboratuvar şartlarında kurulu tekrar dolaşımli soğutma amaçlı iklimlendirme sisteminde hava debisi, özgül nem, dış hava, dönüş havası oranlarının sabit olması durumunda, farklı dış hava sıcaklıklarının, serpantin soğutma kapasitesine ve yok olan ekserjisine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, dış havanın değiştirilmesi sonucu serpantin çıkış sıcaklık ve dönüş havası sıcaklık değerleri değişimi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Dış hava sıcaklığı arttıkça soğutucu serpantin çıkış sıcaklığının ve yok olan ekserjinin arttığı ve soğutucu serpantin kapasitesi artış göstermesi ile beraber ekserji veriminin azaldığı görülmüştür
- Dış hava sıcaklığı arttıkça serpantin çıkış sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklığının da arttığı belirlenmiştir.

- Dış hava sıcaklığı artıkça soğutucu serpantin ile çevresi arasındaki ısı transferinin azaldığı görülmüştür.

TEŞEKKÜR

Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne MUH03.11.001 no'lu projeye verdiği destekten dolayı teşekkür etmeyi bir borç biliriz.

KAYNAKLAR

- [1] Zmeuranu, R., Wu X., "Energy and exergy performance of residential heating systems with separate mechanical ventilation", *Energy*, 32, 187-195, 2007.
- [2] Zhentao W., Radu Z., "Exergy analysis of variable air volume systems for an office building", *Energy Conversion and Management*, 50, 387-392, 2009.
- [3] Xia X., Wang Z., Xu S., "Exergy Analysis of Energy Consumption for Primary Return Air Conditioning System", *Procedia* 24, 2131, 2137, 2012.
- [4] Wei Z., Zmeureanu R., "Exergy analysis of variable air volume systems for an Office building", *Energy Conversion and Management* 50) 387–392, 2009.
- [5] Sakulpipatsin P., Itard LCM., Van der Kooi HJ., Boelman E.C., Luscuere ., P.G., "An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems", *Energy and Buildings* 42, 90-99, 2010.
- [6] Klein, S.A. (2010) *Engineering Equation Solver (EES)*, Professional version V8.683-3D,F-Chart Software.
- [7] Çengel, Y.A., Boles M. A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Literatür Yayıncılık, İstanbul, 1996.
- [8] Moran M. J., Shapiro H. N., "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", New York, 1998.