

Evaporatif ve Sulu Bir Hava Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelenmesi**Araş.Gör.Fırat ÖZDEMİR*, Enver YAŞAR*, Prof.Dr. Ali GÜNGÖR***

*Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, 35100, Bornova, İzmir,

firatozdemir2009@hotmail.com, enver.yasar@hotmail.de, ali.gungor@ege.edu.tr

Özet: Bu çalışmada, iklimlendirme amaçlı bir evaporatif soğutucu ile soğuk sulu bir soğutma serpantininden oluşan hibrid bir soğutma sistemi tasarlanmış ve incelenmiştir. Tasarlanan soğutma sistemi termodinamiğin I. ve II. yasalarına göre analiz edilmiş ve verim değerleri ortaya konulmuştur. Evaporatif soğutma sistemlerinin, hava sıkıştırmalı sistemlerle kıyaslandığında düşük maliyetle yüksek soğutma sağladığı bilinmektedir. Çalışmada, maksimum verime ulaşmak için ön soğutmanın serpantinle mi yoksa evaporatif soğutucu ile mi yapılması gerektiği ve sistemin hangi iklim bölgelerinde kullanılabileceği irdelenmiştir. Sistemde sulu serpantin yerine, direkt genleşmeli soğutma sisteminin evaporatörü de kullanılabilir. Bu hibrid soğutma sisteminin su soğutma grubu (chiller) kapasitesindeki azalmaya etkisi de analiz edilmiştir. Bu konuda yapılan araştırmalar ve uygulamalar ile ülkemizde de enerji verimliliği açısından uygulanabilirliği araştırılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Evaporatif ve serpantinli soğutma, hibrid soğutma, enerji, ekserji

Thermodynamic Analysis Of An Evaporative And Chilled Water Hybrid Air Cooling System

Abstract: In this paper, a combined cooling system that composed of an evaporative cooler and a chilled water cooling coil is designed and analysed according to I. and II. law of thermodynamics. It is known that evaporative coolers are able to deliver greater performance with less energy consumption than traditional vapour compressed coolers. In this study, the question that whether evaporative cooler or cooling coil should be primary cooler to achieve maximum efficiency is addressed. In the system, a direct expansion coolers evaporator may be used instead of cooling coil. The study also includes the hybrid systems effect on the reduction of chiller capacity. The application availability of the system in our country is investigated.

Keywords: Evaporative and coil cooling, hybrid cooling, energy, exergy.

1. GİRİŞ

21. yüzyılla beraber gelişen küresel ekonomi ve teknoloji büyük bir kentselleşmeyi de beraberinde getirmiş ve bu kentselleşme ile insanlar tarafından kullanılan hastaneler, alışveriş merkezleri, iş yerleri, okullar ve evlerde iç hacmin, artan yaşam standartlarına göre iklimlendirme ihtiyacı artmış ve iklimlendirme sistemlerinin kullanımı oldukça yaygın bir hale gelmiştir. İklimlendirme sistemlerinin yaygınlaşması, sistem geliştiricilerinin bu konuya odaklanmasını sağlamış ve son yıllarda iklimlendirme sistemleri üzerinde yapılan çalışmalar oldukça artmıştır. Yapılan çalışmaların da büyük bir çoğunluğu, diğer sistemlerde yapılan çalışmalarda da olduğu gibi enerji verimli sistemler oluşturulması konusunda yoğunlaşmıştır. Günümüzde gerek enerji kaynaklarının sınırlılığı gerekse çevreye etkileri düşünüldüğünde, düşük enerji tüketimi ile yüksek verimde çalışan sistemlerin geliştirilmesi her alanda önemli bir konu haline gelmiştir. Enerji verimliliği üzerinde yapılan çalışmalar iklimlendirme sistemlerinde de önemli bir konu haline gelmiştir.

İklimlendirme sistemleri göz önünde bulundurulduğunda, soğutma sistemlerinin toplam enerji tüketimi içerisinde büyük bir paya sahip olduğu görülmektedir. Özellikle orta kuşak iklimlerde, yaz mevsiminin 5 aydan daha uzun sürmesi, soğutma ihtiyacını artırmıştır. Bu gibi iklimlerde, yaz sezonu boyunca gerçekleşen enerji tüketimi içerisinde soğutma sistemlerinin payı %50'den fazladır [1].

İç hacimlerin soğutulmasında kullanılan pek çok iklimlendirme sistemi mevcuttur. Günümüzde giderek artan enerji tüketimi ve atmosferin kirliliği göz önünde bulundurularak, geleneksel aktif soğutma sistemleri yerine pasif soğutma teknikleri üzerindeki çalışmalar artırılmış ve bu tekniklerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Evaporatif ve radyatif soğutma gibi pasif soğutma metotları ekonomik olarak uygun alternatifler haline gelmiştir. Evaporatif soğutma sistemleri son yıllarda, hızlı gelişen soğutma teknolojilerinin gölgesinde kalmış olsa da, sunduğu pek çok avantaj sayesinde günümüzde tekrar sistem geliştiricilerin odak noktası haline gelmiştir. Evaporatif soğutucuların çalışma prensibi, suyun buharlaşması esnasında çevresinden ısı çekme mekanizmasına dayanmaktadır.

Havadan ısı çekerek buharlaşan su, soğutma havasına karışır. Evaporatif soğutma kısaca duyulur ısının gizli ısıya dönüştürülmesi olarak tanımlanabilir. Evaporatif soğutucular, direkt ve indirekt evaporatif soğutucular olarak iki tipte karşımıza çıkmaktadır. Direkt evaporatif soğutucularda, soğutma havası doğrudan buharlaşan su ile temas eder ve hava soğutulurken nem oranı da artar. Endirekt evaporatif soğutucularda ise, bir direkt evaporatif soğutucuda soğutulan hava bir ısı değiştirici yardımı ile ana soğutma havasından ısı çeker ve böylece soğutulacak hacme nemlendirilmeden soğutulan hava gönderilir. Evaporatif soğutucuların düşük kurulum ve işletme maliyetlerinin yanı sıra, sıfır kirlilik, kolay bakım, düşük enerji tüketimi, kolay kurulum, basit sistem ve yüksek iç hava kalitesi gibi özellikleri de vardır.

Evaporatif soğutma sistemlerinin sağladığı avantajların yanı sıra bazı olumsuz özellikleri de bulunmaktadır. Soğutma havasının nem oranını çok fazla artırdıklarından, nemli iklimlerde kullanılmaları pek mümkün olmamaktadır. Bu sorun, evaporatif soğutucuların farklı sistemlerle birleştirilerek hibrid sistemler oluşturulması ile çözülmüş ve yüksek verimli soğutucuların elde edilmesine olanak sunulmuştur. Literatürde bu duruma örnek olabilecek pek çok çalışma mevcuttur.

Direkt ve indirekt evaporatif soğutucuların birlikte kullanıldığı çok aşamalı evaporatif soğutma sistemleri (Min-Hwi Kim et al.(2013)[2], Elgendy et al.(2014)[3], Bourhan Tashtoush et al(2009)[4], Juvayhel et al.(2010)[5], A. M. Alkhaibi (2015)[6], Heidarinejad et al. (2001)[7]) ve kurutuculu evaporatif soğutma sistemleri (Camargo et al. (2003)[8], İrfan Uçkan et al.(2014)[9]) bir çok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Hava soğutma sistemlerinde evaporatif soğutma sistemlerinin verim değerlerini artırmak için çeşitli sistemlerle kombine edilerek ön soğutma uygulanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucu elde edilen veriler doğrultusunda, geleneksel soğutma yöntemleri ile kıyaslandığında soğutmada kullanılan enerji tüketiminde %50-%60 arası azalma görülmüştür. Geleneksel soğutma yöntemlerinin işletme maliyetleri evaporatif hibrid sistemlerle kıyaslandığında oldukça yüksektir. Castelloe et al.(2002)[10] evaporatif soğutma işlemini bir soğutma sisteminde gerçekleştirdiği çalışmada, 20,6°C kuru termometre ve 17,1 °Cyaş termometre dış ortam sıcaklığı koşullarında soğutma karakteristiklerini ortaya koymuştur. Rick Philips et al.(2009)[11] çalışmada buharlaşma peteği ile soğutma serpantininden oluşan hibrid bir soğutucunun 24°C kuru termometre ve 12,3°C yaş termometre dış ortam sıcaklığı koşullarında deneysel çalışmalarını sürdürmüş, evaporatif soğutucu ile serpantin sistem içindeki sıralamasını değiştirerek verim üzerindeki etkilerini ortaya koymuştur. Manual Lucas et al. (2014)[12] buharlaşma peteği ile oluşturduğu serpantinli buharlaşmalı hava soğutma sisteminde, akışkan hızı, hava hızı ve giriş sıcaklıkları parametrelerini değiştirerek gerçekleştirdiği deneysel çalışmalar sonucunda sistemin soğutma karakteristiğini ortaya koymuştur. Ülkemizde bu konu üzerinde yapılan çalışmalar oldukça sınırlıdır.

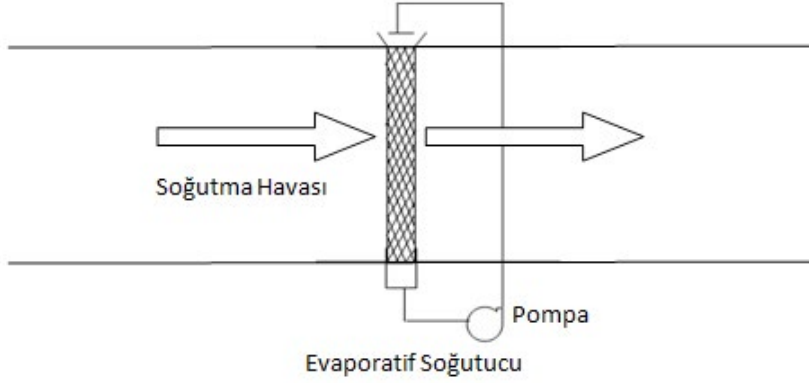
Bu çalışmada, bir direkt evaporatif soğutucuya sulu bir soğutma sistemi entegre edilerek, hava soğutma verimliliğinin yükseltilmesi için kullanılan serpantinli-evaporatif hibrid soğutucu tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde tasarlanan sistem termodinamiğin I. Ve II. yasalarına göre analiz edilerek uygulanabilirliği araştırılmış ve soğutma karakteristikleri ortaya konulmuştur.

2. MATERYAL VE METOD

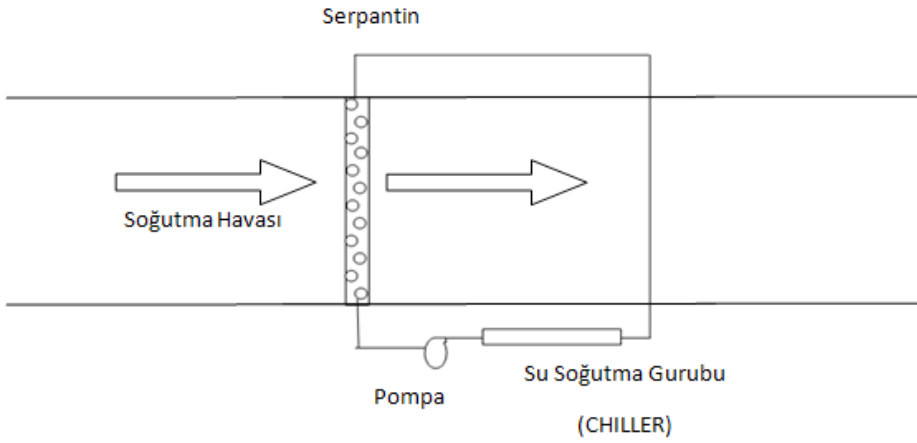
2.1 Sistem Tasarımı

Bu çalışmanın amacı bir evaporatif soğutucu ile sulu bir soğutma serpantininin birleştirilmesi ile oluşturulan hibrid soğutucunun, enerji verimliliğine katkısını ortaya koymaktır. Bu kapsamda, toplamda 5 kW'lık bir soğutma yükü için tasarlanmış dört farklı sistem termodinamiğin I. ve II. kanunlarına göre analiz edilmiş ve yapılan değişikliklerin verim üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur. Şekil.1'de gösterilen 1. sistemde soğutmanın tamamı evaporatif soğutucu ile sağlanmıştır. Şekil 2'de gösterilen 2. sistemde soğutma serpantini tek başına kullanılmıştır. 3. ve 4. sistemlerde 5 kW'lık soğutma yükü 2kW serpantin ve 3 kW evaporatif soğutucu olmak üzere dağıtılmıştır. Ayrıca serpantin ve evaporatif soğutucu için soğutma havasında meydana gelecek sıcaklık farkları sırasıyla 3°C ve 6°C olarak belirlenmiş bu sayede sistem tasarımını etkileyen parametrelerin çoğu sabitlenerek, sistem kapasitesinin boyutlandırma üzerinden yapılan değişiklikler ile belirlenebilmesi sağlanmıştır. Şekil 3'de gösterilen 3. sistemde soğutma serpantini, Şekil 4'de gösterilen 4. sistemde ise evaporatif soğutucu ön soğutma birimi olarak kullanılmıştır. Yük dağılımının bu şekilde olması yapılan çeşitli hesaplamalar sonucunda evaporatif soğutucunun, toplam soğutma yükü içindeki payının artmasıyla enerji tüketiminin ters orantılı olduğunun görülmesi ile belirlenmiştir. Evaporatif soğutmanın verime olan etkilerinin yanı sıra toplam soğutma yükü içerisindeki payının artmasıyla soğutulacak hacme gönderilecek havanın nem oranının arttığı ve belirli bir noktadan sonra ASHRAE tarafından belirlenen ASHRAE, standard 55[13] konfor standartlarının dışına çıktığı gözlemlenmiştir. Yapılan

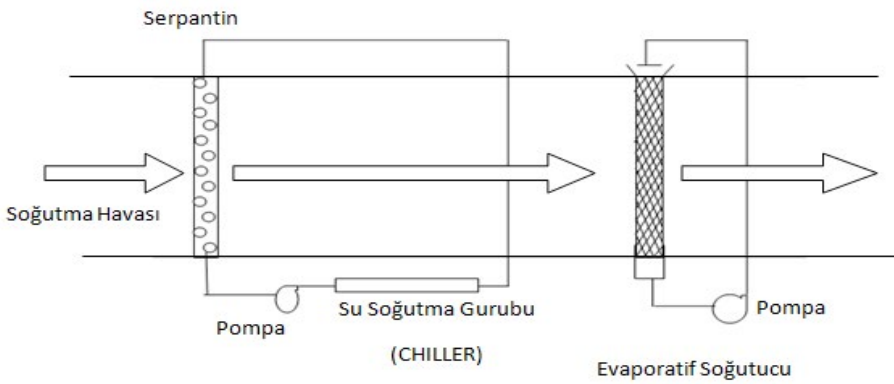
hesaplamlarda, dış ortam hava şartları, Türkiye ortalamasını vermesi açısından Ankara yaz hava şartları olarak belirlenmiştir. Buna göre kuru termometre sıcaklığı 34°C ve yaş termometre sıcaklığı ise 20°C olarak belirlenmiştir. [14]



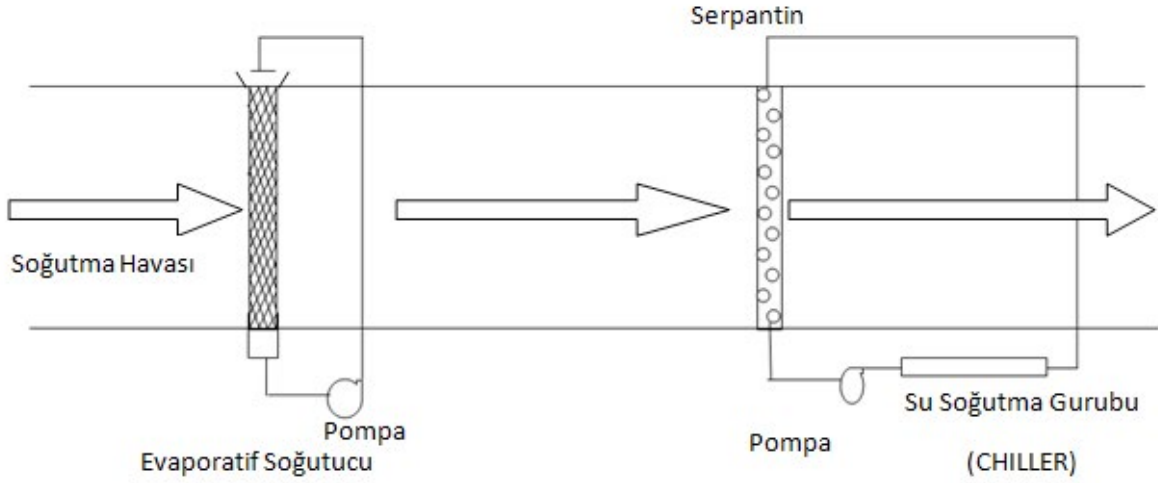
Şekil 1. Yalnız Evaporatif soğutucunun kullanıldığı 1. Sistem şematığı



Şekil 2. Yalnız soğutma serpantininin kullanıldığı 2. Sistem şematığı



Şekil 3. Soğutma serpantini ile ön soğutma yapılan 3. Sistem şematığı



Şekil 4. Evaporatif soğutucu ile ön soğutma yapılan 4. Sistem şematığı

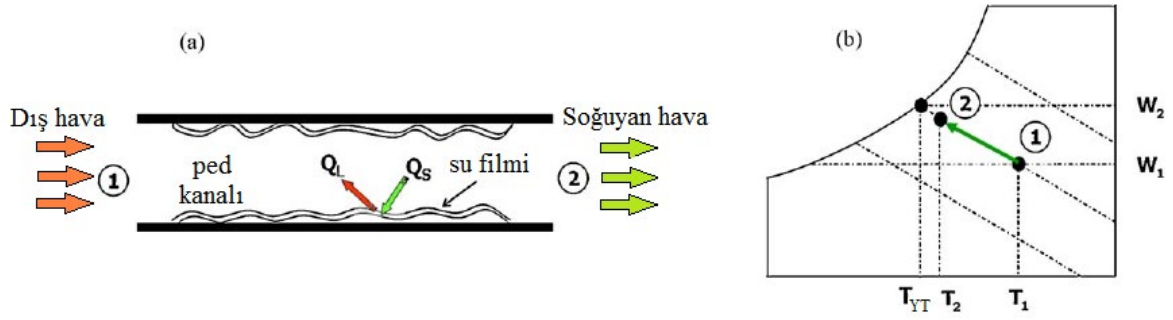
2.2 Enerji ve Ekserji Analizleri

Enerji, hareket veya hareket potansiyelinin niceliği olarak tanımlanabilir. Ekserji ise, iş veya iş potansiyelidir veya bir başka deyişle sahip olunan enerjinin niteliğini gösterir. Temelde enerji verimliliği ile ilgili üç farklı tanımdan bahsedilebilir. En genel tanımı ile enerji verimliliği sistemden elde edilen enerjinin sisteme sağlanan enerjiye oranı şeklinde tanımlanabilir. Bu çalışmada enerji verimliliği tasarımı yapılan sistemlerin soğutma etkinliği katsayısı (COP) değerleri ile ortaya konulacaktır. Bu yaklaşımda enerji verimliliği (COP) sistemden elde edilen soğutma yükünün, sisteme sağlanan enerjiye oranı şeklinde tanımlanabilir.

Ekserji veriminin hesabı için kullanılacak yöntem enerji veriminde kullanılan yaklaşıma göre değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada kullanılan enerji verimi yaklaşımına karşılık gelen ekserji verimi, sistemden elde edilen ekserjinin, sisteme sağlanan ekserjiye oranı şeklindedir. Tasarlanan sistemlerde sisteme sağlanan ekserji, sistemde kullanılan suyun ekserji değişimine eşittir. Sistemden elde edilen ekserji ise, sistemden geçen havanın ekserji değişimidir [15].

2.2.1 Evaporatif Soğutucu

Evaporatif soğutma sistemlerinde soğutma işlemi, ıslak bir yüzey üzerinde hava akışı oluşturulması ile gerçekleştirilir. Sistemde ıslak yüzey buharlaşma peteğidir, bu çalışmada tasarlanan evaporatif soğutucularda kullanılmak üzere Munters tarafından üretilen CELdek-7090 serisi petek seçilmiştir [16]. Hesaplamalarda kullanılan petek karakteristikleri, belirtilen peteğin standart özelliklerine göre seçilmiştir. Sistemde güç harcanan birimler hava akışını oluşturan fan ve petekteki buharlaşma yüzeyinin sürekli ıslak kalmasını sağlayan sirkülasyon pompasıdır. Bu tip soğutucularda hava hızının soğutma üzerindeki etkisi büyüktür. Hava hızına bağlı olarak buharlaşma hızı da değişir. Çalışmada tasarlanan sistemlerde Evaporatif soğutucu için yapılan hesaplamalar aşağıdaki yaklaşımla gerçekleştirilmiştir. Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik gösterimi Şekil 5' de verilmiştir.



Şekil 5. Evaporatif soğutma işleminin **psikrometrik diyagramda gösterimi**

COP değerinin hesabında istenilen soğutma yükünün, sistemde harcanan enerjiye oranı, yaklaşımı kullanılmıştır. Evaporatif soğutma sistemlerinde enerji harcayan kısım fan ve pompalardır. Fan ve pompa güçlerinin hesaplanması aşağıdaki yaklaşımlar ile yapılmıştır.

Evaporatif soğutucudaki pompa gücü hesabının yapılabilmesi için sistemde dolaştırılan suyun miktarı bilinmelidir. Bu çalışmada buharlaşma yüzeyi üzerinde 0,1mm film kalınlığı olan bir su tabakası olduğu ve buharlaşma yüzeyinin sürekli homojen bir şekilde ıslatıldığı kabul edilmiştir. Sistemde pompanın 3mSS su basacağı öngörülmüştür. Pompa gücü hesabı aşağıdaki gibidir:

$$P_p = \frac{\dot{V} \rho_w g H}{\eta_p} \quad (1)$$

Burada \dot{V} , dolaştırılan suyun hacimsel debisi, ρ , suyun yoğunluğu, g yer çekimi ivmesi ve η ile H ise sırasıyla pompa verimi ve basma yüksekliğidir.

Hava dolaşımı için gerekli fan gücü hesabı aşağıdaki gibidir

$$P_f = \frac{\dot{m} \nabla P}{\rho_a \eta_f} \quad (2)$$

Burada \dot{m} , sistemden geçen havanın kütleli debisi, ρ , havanın yoğunluğu, ∇P buharlaşma peteğindeki basınç düşümü ve η ise fan verimidir. Evaporatif soğutucudaki basınç düşümünü hesaplamak, pek çok değişkene bağlı, oldukça karmaşık bir işlemdir. Basınç düşümünün hesaplanabilmesi için deneysel veriler doğrultusunda üretilen aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [17].

$$\Delta P_{DES} = a (\delta_c \delta)^b (1 + c V_w V_a) \frac{\rho_a U_a^2}{2} \quad (3)$$

Burada a, b ve c katsayıları buharlaşma peteğinin tipine göre tayin edilen katsayılardır, δ_c ve δ sırasıyla karakteristik petek uzunluğu ve petek kalınlığı, V havanın hacimsel debisi, ρ havanın yoğunluğu ve U , hava hızıdır.

II. yasa analizinin sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için süreklilik, enerji ve ekserji dengelerinin irdelenmesi gerekmektedir [18].

Kuru havanın kütle dengesi:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (4)$$

Su kütle dengesi: $\dot{m}_{w1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{w2} \rightarrow \dot{m}_{a1w1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{a2w2}$ (5)

Enerji dengesi: $\dot{m}_{a1} h_1 = \dot{m}_{a2} h_2 \rightarrow h_1 = h_2$ (6)

$$\dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_{a2} h_2 \quad (7)$$

Ekserji dengesi: $\dot{m}_{a1}(ex)_1 + \dot{m}_w(ex)_w - \dot{m}_{a2}(ex)_2 - \dot{E}_{kayıp} = 0$ (8)

Evaporatif soğutmada adyabatik buharlaşma işlemi gerçekleşmektedir. Dolayısıyla su sıcaklığında bir değişiklik olmaz. Su için ekserji farkı, faz değişiminden yola çıkılarak bulunabilir. Evaporatif soğutucuların ekserji verimi aşağıdaki gibidir.

Sistemden elde edilen ekserji: $\dot{m}_a [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)]$ (9)

Burada \dot{m}_a hava debisi, h_1 ve h_2 havanın sistem giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri, s_1 ve s_2 havanın sistem giriş ve çıkışındaki entropi değerleri ve T_0 , ortam sıcaklığıdır.

Sisteme sağlanan ekserji: $\dot{m}_w [h_g - h_s - T_0 (s_g - s_s)]$ (10)

Burada \dot{m}_w buharlaşan su debisi, h_s ve h_g suyun sıvı ve gaz fazındaki entalpi değerleri, s_s ve s_g suyun sıvı ve gaz fazındaki entropi değerleri ve T_0 ortam sıcaklığıdır.

Evaporatif soğutucu için ekserji verimi aşağıdaki gibidir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_a [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)]}{\dot{m}_w [h_g - h_s - T_0 (s_g - s_s)]} \quad (11)$$

2.2.2 Soğutma Serpantini

Tasarlanan bütün sistemler için serpantin hesapları aşağıdaki yaklaşımla yapılmıştır. Soğutma serpantinlerinin tasarımında kanatlı boru demetleri üzerinde hava akışı yaklaşımı kullanılmıştır. Soğutma serpantininde kullanılan soğutma suyunun, tam kapasite ile çalışan bir su soğutma grubu (chiller) tarafından sağlandığı kabul edilmiştir. Su soğutucu verimleri son yıllarda dikkate değer oranda iyileşme göstermektedir. Örneğin 1998'de 500 tonluk bir soğutucunun verimi 0,75 kW/ton iken, 2008'de aynı kapasite için verim 0,58 kW/ton olarak belirlenmiştir. Günümüzde bu değer 0,47 kW/ton'a (COP = 7,5) kadar inmektedir. Bu değerler soğutucuların veriminin % 30 – 50 arasında arttığını gösterir. Bu değerler karşılaştırmalı olarak aşağıdaki tabloda verilmiştir. Verimin bu denli değişmesi pompaların ve soğutma kulesinin performanslarının iyileştirilmesiyle açıklanır. Bu oranlar su soğutucularda %39, pompalarda %65 ve soğutma kulelerinde %40 kadar artmıştır [19]. Bu çalışmada kullanılan su soğutma grubunun %60 verimle çalıştığı kabul edilmiştir. Sistemde su soğutma grubuna ek olarak pompa ve fan birimlerinde enerji tüketimi olmaktadır. su soğutma grubu tam kapasite ile çalıştığından, enerji tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$P_{\zeta} = Q_R * \eta_{\zeta} \quad (12)$$

Burada P_{ζ} su soğutma grubunun harcadığı güç, Q_R soğutma yükü ve η_{ζ} de soğutucu verimidir. Pompa gücü aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$P_p = \frac{\dot{V} \rho_w g H}{\eta_p} \quad (13)$$

Burada \dot{V} Sirküle edilen suyun hacimsel debisi, ρ yoğunluğu, g yer çekimi ivmesi ve η ile H ise sırasıyla pompa verimi ve basma yüksekliğidir. Sirkülasyon pompası için 1,5 m basma yüksekliği ve toplam 10 mSS borulama kaybı ön görülmüştür. Fan için gereken güç aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$P_f = \frac{\dot{m} \nabla P}{\rho_a \eta_f} \quad (14)$$

Burada \dot{m} sistemden geçen havanın kütsel debisi, ρ yoğunluğu, ∇P serpantinden geçen havanın basınç düşümü ve η ise fan verimidir. Serpantinlerde basınç düşümü hesabı borulardaki basınç düşümü ile kanatlardaki basınç düşümünün toplamından bulunur:

$$\nabla P_f = \nabla P_k + \nabla P_b \quad (15)$$

Kanatlardaki basınç düşümü:

$$\nabla P_k = f_k \frac{A_{eff}}{\pi * \left(\frac{D_{ch}}{2}\right)^2} \frac{\rho_a U_a^2}{2} \quad (16)$$

Burada f_k sürtünme katsayısı, A_{eff} efektif kanat alanı, D_{ch} boru çapı, ρ yoğunluk ve U hızdır. Borulardaki basınç düşümü ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\nabla P_b = f_b \frac{A_b}{w(P_b - 2D_0)} \frac{\rho_a U_a^2}{2} \quad (17)$$

Burada f_b sürtünme katsayısı, A_b boru yüzey alanı, D_0 boru çapı, P_b boru lamel aralığı, ρ yoğunluk ve U hızdır.

Serpantinlerde ısı transferi işleminin yalnızca su ile hava arasında gerçekleştiği kabul edilmiştir. II. Yasa analizinin sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için süreklilik, enerji ve ekserji dengelerinin irdelenmesi gerekmektedir[16]. Basit soğutma işlemi için kuru havanın kütle dengesi:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (18)$$

Çalışmada serpantin giriş ve çıkışı için su sıcaklıkları incelendiğinde yoğuşma olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla su dengesi:

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} \quad (19)$$

Enerji dengesi:

$$\dot{m}_{a1}h_1 = \dot{m}_{a2}h_2 + \dot{Q}_{\text{çıkan}} \quad (20)$$

Ekserji dengesi:

$$\dot{m}_{a1}(ex)_1 - \dot{m}_{a2}(ex)_2 - (\dot{m}_{w2}(ex)_{w2} - \dot{m}_{w1}(ex)_{w1}) + \dot{E}_{\text{yıkayıp}} = 0 \quad (21)$$

Sistemden elde edilen ekserji:

$$\dot{m}_a[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (22)$$

Burada \dot{m}_a hava debisi, h_1 ve h_2 havanın sistem giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri, s_1 ve s_2 havanın sistem giriş ve çıkışındaki entropi değerleri ve T_0 ortam sıcaklığıdır.

Sisteme sağlan ekserji:

$$\dot{m}_w[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)] \quad (23)$$

Burada \dot{m}_w serpantinden geçen su debisi, h_1 ve h_2 suyun sistem giriş ve çıkışlarındaki entalpi değerleri, ve suyun sistem giriş s_1 ve s_2 çıkışlarındaki entropi değerleri ve T_0 ortam sıcaklığıdır. Soğutma serpantininin ekserji verimi:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_a[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}_w[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)]} \quad (24)$$

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Tasarlanan sistemler için hesaplanan hava ve su debileri ve sistem boyutları Tablo 1'de verilmiştir. Yapılan enerji ve ekserji hesaplamaları Tablo 1'de verilen değerler ve malzemelerin bu değerler için sahip oldukları termodinamik özelliklere göre yapılmıştır.

Tablo 1. Tasarlanan sistemler için boyut ve debi değerleri

Sistem	Evaporatif soğutucu			Soğutma serpantini		
	Boyutlar (mm)	Hava debisi (kg/s)	Su debisi (kg/s)	Boyutlar (mm)	Hava debisi (kg/s)	Su debisi (kg/s)
1. Sistem	400x600x150	0,418	1,3117	-	-	-
2. Sistem	-	-	-	300x600x150	0,33	0,239
3. Sistem	200x500x150	0,174	0,554	250x200x150	0,101	0,096
4. Sistem	380x300x150	0,199	0,632	260x300x150	0,106	0,096

Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen enerji ve ekserji verimleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Sistemlerin COP değerleri ve II. yasa verimleri

Sistem	COP	η_{II}
1. sistem	57,6	30%
2. sistem	4,47	14%
3. sistem	8,82	60%
4. sistem	10,2	18%

İncelenen evaporatif ve soğutma serpantiniyle soğutma işlemleri ayrı ayrı uygulandığı takdirde 34°C KT ve 20°C YT sıcaklığından 25°C KT sıcaklığına sıcaklık düşümleri ASHRAE konfor standardını sağlamaktadır. Ayrıca farklı sıcaklık düşümlerine ve yine 25°C'ye kadar olan soğutma işlemine göre oluşturulan iki farklı hibrid sistem için de ASHRAE Standard-55'teki konfor koşulları sağlanmıştır. Evaporatif soğutma sistemi sadece pompa ve fanla oluştuğu için COP'si oldukça yüksek çıkmaktadır. Bu özellikten yararlanmak ve evaporatif soğutmanın nem dezavantajından kaçınmak için oluşturulan kombine sistemlerde, evaporatif soğutmanın soğutma yüzdesi arttıkça sistemde sadece soğutulmuş su ile soğutma işlemine göre enerji tüketimi % 50'ye varan oranlarda azalma göstermiştir. Ayrıca kombine sistemle beraber evaporatif soğutmada su tüketimi %20 oranında düşmüştür. Yine sırasıyla fan ve pompa güçleri su ile soğutmalı sistemlere göre %32'ye ve %10'a varan oranlarda düşmüştür. Ancak kademeli sistemlerde evaporatif soğutmaya göre fan ve pompa güçleri sırasıyla % 64 ve %63 oranlarında artmıştır. Ancak bu artışlar soğutma serpantininin tek kullanıldığı soğutma işlemi için oldukça küçük kalmaktadır. Hibrid soğutucularda Evaporatif soğutucunun ön soğutma birimi olarak kullanılması sistem COP'sinde %15'e kadar artış göstermiştir.

Ekserji verimleri incelendiğinde elde edilen sonuçların COP değerlerini doğrular nitelikte olduğu görülmektedir. Soğutma serpantinlerindeki kayıpların makul derecede oldukları zaten bilinmektedir. Sağlıklı bir yorum açısından hibrid sistemleri kendi içlerinde kıyasladığımızda sonuçlar, yüksek verimli sistemin düşük kayıplarla çalıştığını ortaya koyar niteliktedir.

4. SONUÇ VE TARTIŞMALAR

Bu çalışma göstermiştir ki Evaporatif soğutucuların mevcut soğutma sistemleri ile kombine kullanımı düşük enerji tüketimli, yüksek verimli çözümler sunmaktadır. Teorik olarak sistem verimlerinin ve kayıplarının incelendiği bu çalışma mevcut su soğutuculu bir soğutma serpantinli sisteme, Evaporatif soğutucu entegrasyonu ile enerji tüketiminde %50'lere kadar kar edilebileceğini ortaya koymuştur. Ayrıca Evaporatif soğutucuların ucuz maliyetli ve kolay temin edilebilir malzemelerden oluştuğu göz önünde bulundurulduğunda tasarlanan sistemlerin uygulanabilir olduğu ortadadır. İleriki çalışmalarda sistem içinde fan yerinin değiştirilmesi ile oluşturulacak yeni sistemlerle iyileşmeler sürdürülebilir. Bu analiz sonuçlarının doğrulanacağı deneysel çalışmalar da yapılacaktır.

5. KAYNAKLAR

- [1]M. Ü. Arif İLERİ, «Türkiye Şehirleri için Tipik İklim Verileri,» %1 içinde 4. Ulusal Tesisat Kongresi ve Sergisi, 1998.
- [2]Min-Hwi Kim, Jae-Weon Jeong, Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers, *Energy*, 52, 245-257, 2013
- [3]Elgendy, E., Mostafa, A., Fatouh, M., Performance enhancement of a desiccant evaporative cooling system using direct/indirect evaporative cooler, *International Journal of Refrigeration* (2015), doi: 10.1016/j.jrefrig.2014.12.009
- [4]BourhanTashtoush, MahmoodTahat, Ahmed Al-Hayajneh, Victor A.Mazur , Doug Probert, Thermodynamic behaviour of an airconditioning system employing combined evaporative-water and aircoolers, *Applied Energy*, 70, 305-319, 2001
- [5]FAISAL AL-JUWAYHEL, HISHAM EL-DESSOUKY, HISHAM ETTOUNEY & MONA AL-QATTAN (2004) Experimental Evaluation of One, Two, and Three Stage Evaporative Cooling Systems, *Heat Transfer Engineering*, 25:6, 72-86, DOI: 10.1080/01457630490486292
- [6] A.M. Alkhalabi, Experimental and theoretical investigation of internal two-stage evaporative cooler, *Energy Conversion and Management*, 95, 140-148, 2015
- [7]Ghassem Heidarinejad, Mojtaba Bozorgmehr, Shahram Delfani, Jafar Esmaeelian, Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions, *Building and Environment*, 44, 2073-2079, 2009
- [8]J.R. Camargo, C.D. Ebinuma, J.L. Silveira, Thermo-economic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, 23/12, 1537-1549, 2003
- [9]İrfan Uçkan, Tuncay Yılmaz, Ertaç Hürdoğan, Orhan Büyükalaca, Exergy analysis of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system, *Energy Conversion and Management*, 84, 524-532, 2014
- [10] B. Costelloe, D. Finn, Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates, *Energy and Buildings*, 35, 573-591, 2003
- [11] R. Phillips, «Using Direct Evaporative + Cilled Water Cooling,» *ASHRAE Journal*, pp. 16-19, July, 2009.
- [12]Manuel Lucas, Pedro Martínez, Clemente G. Cutillas, Pedro Juan Martínez, Javier Ruiz, Antonio S. Kaiser, Blas Zamora, Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler, *Applied Thermal Engineering*, 69/1-2, 1-10, 2014
- [13] ASHRAE, Standard 55 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta: ASHRAE, 2010.
- [14]Y. S. M. D. Zhang H, Experimental study of the wetted media air filter used in air-handling unit, *Fluid Machinery*, pp. 47-50, 2004.
- [15] H. Yuncu, EKSERJİ ANALİZİ (İKİNCİ KANUN VERİMİ & TERMOEKONOMİ), ODTÜ, 2010
- [16]D. G. K. Johannes C. Kloppers, "The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers," *International Journal of Thermal Sciences*, p. 879-884, 2005.
- [17] İbrahim Dinçer, Marc A. Rosen, *Exergy Energy, Environment And Sustainable Development*, Elsevier, 2007
- [18]J. M. C. Yunus A. Çengel, *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill Education, 2013.
- [19]F. X. X. N. X. H. S. W. Y.M. Xuana, Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, p. 3535- 3546, 2012.

* Makele daha önce 3. Anadolu Enerji Sempozyumunda yayınlanmıştır.