

ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM VE NEM ALMA ÜNİTESİ

Hatice TOSUN
Engin SÖYLEMEZ
Metin ÖZŞEN

ÖZET

Günümüzde, enerji tasarrufu sağlayan ve çevre dostu teknolojiler konusunda araştırma-geliştirme çalışmaları ısıtma-soğutma ve iklimlendirme sektöründe giderek artmaktadır. Bu çalışmada konvansiyonel Isı Geri Kazanım (IGK) cihazlarına alternatif, enerji tüketimini azaltan bir teknoloji, Isı Borulu Isı Geri Kazanım (IBIGK) ile Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma (IBIGK-NA) sistemlerinin literatür taraması yapılmıştır. İncelenen yayınlar ısı borulu sistemlerin performansını etkileyen tasarım parametreleri ve iklimlendirme sistemi uygulamalarında enerji tasarrufu açısından değerlendirilmiştir.

Ayrıca At Nalı (“Wrap-Around veya Horseshoe”) tipi IBIGK-NA ünitesinin farklı hava giriş sıcaklıklarında (25 °C ve 30 °C) ve hızlarında (1-1,5-2-2,5 m/s) performansı deneysel olarak incelenmiştir. Giriş hava sıcaklığının artması ile maksimum %16, hava hızının düşmesi ile de maksimum %42,8 etkenlik artışı elde edilmiştir. Hava hızının sıcaklığa göre performans üzerinde daha etkili olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı borusu, Termosifon, Isı geri kazanım, Nem alma, Enerji tasarrufu, Etkenlik

ABSTRACT

In the heating, ventilation and air conditioning and refrigeration (HVAC&R) industry, research and development studies about technologies provided energy saving and environmental-friendly technologies have been increasing. In this study Heat Pipe Heat Recovery (HPHR) and Heat Pipe Heat Recovery and Dehumidification (HPHR-D) systems that can be used instead of traditional Heat Recovery systems were reviewed. Related papers were presented in terms of parameters that effect performance and energy saving in HVAC&R applications.

In addition, experimental studies were carried out on Horseshoe (Wrap-Around) type HPHR-D to investigate effects of inlet air temperatures (25 °C and 30 °C) and velocities (1-1.5-2-2.5 m/s) on effectiveness. It is obtained that effectiveness increase up to 16% with increasing temperature and 42.8% with decreasing velocity. Therefore, influence of inlet velocity is much more than inlet temperature on effectiveness.

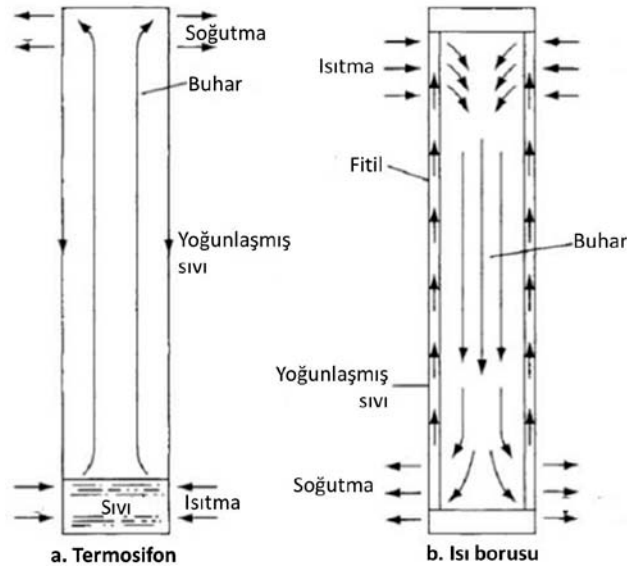
Keywords: Heat pipe, Thermosyphon, Heat recovery, Dehumidification, Energy saving, Effectiveness

1. GİRİŞ

Isı borusunun temeli “Perkin Borusu (Perkin’s Tube)” olarak da bilinen “termosifon” mekanizmasına dayanmaktadır [1]. Çift-fazlı termosifon ile aynı çalışma prensibine sahiptir. Şekil 1.a’ da bir çift fazlı termosifonda sıvı ve buhar akışları şematik olarak gösterilmiştir. Vakumlanmış ve sızdırmazlığı

sağlanmış dik bir boru içerisinde bulunan belirli miktardaki sıvı-akışkana dışarıdan ısı verildiğinde akışkan buharlaşmaya başlar ve oluşan buhar borunun üst ucuna doğru hareket eder. Borunun üst ucuna gelen buhar burada ısını boru dışına vererek yoğunlaşır ve sıvı faza geçer. Sıvı faza geçen akışkan yerçekimi etkisi [2] ile tekrar borunun alt ucuna döner ve böylece çevrimi tamamlamış olur. Buharlaşma ile boru dış ortamından ısı çekilen alt uç buharlaştırıcı (evaporatör) bölgesi ve yoğunlaşma ile dış ortama ısı verilen üst uç yoğunlaştırıcı (kondenser) bölgesidir.

Yoğunlaşmış sıvı, termosifonda yer çekimi etkisiyle hareket ettiğinden yoğunlaştırıcı üstte ve buharlaştırıcı altta konumlandırılmalıdır (Şekil 1.a). Bu nokta termosifon ile ısı borusu arasındaki farkı ortaya koymaktadır. Isı borusunda yoğunlaşmış suyun hareketi kılcal etkiler [2] ile gerçekleşmektedir. Bu yüzden buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı konumlarında bir sınırlama yoktur. Şekil 1.b' de görüleceği üzere yoğunlaşmış sıvının hareketi ısı borusunda yer çekimine karşı yönde olacak şekilde aşağıdan yukarı doğru gösterilmiştir.



Şekil 1 Termosifon ve Isı Borusunda Akış Şeması [1]

Isı borusunda kılcal etkiler, borunun iç yüzeyine yerleştirilmiş fitil malzemesi ile sağlanmaktadır. Bu farktan dolayı termosifona fitilsiz ve yer çekimi etkili ısı borusu da denilmektedir [3, 4]. Ayrıca bazı kaynaklarda termosifon ısı borusu [5] olarak da geçmektedir.

Isı borusunda buharlaşma gizli ısısından yararlanıldığından borunun uçları arasında büyük miktarlarda ısı küçük sıcaklık farkları ile iletilebilmektedir [1]. Isı borusunun bu özelliği yüksek ısı iletkenliğine sahip olması anlamına gelmektedir. Bu özellik sayesinde ısı borusu kullanılarak elde edilen ısı değiştiricileri mevcut ısı değiştiricilerine göre daha küçük alana ihtiyaç duymaktadır [4].

Isı borusu yüksek ısı iletme özelliğini herhangi bir pompa gücüne ihtiyaç duymadan gerçekleştirir. Bu nedenle ek bir güce ihtiyaç duymaması ısı borulu cihazları üstün kılan diğer bir özelliktir.

Bu avantajlarından dolayı değişik tiplerde Isı Borulu Isı Değiştiricileri (IBID) iklimlendirme sistemlerinde ve endüstride ısı geri kazanım (IGK) uygulamalarında kullanılmaktadır. El-Baky & Mohamed [6] klima santralinde egzoz havası ile taze havanın ön soğutulmasında, Rittidech ve diğ. [7] kurutma işleminde baca gazı ile havanın ön ısıtılmasında, Habeebullah ve diğ. [8] ve Ersöz [9] baca gazı atık ısının geri kazanımında IBID uygulamalarının bazı örnekleridir.

İklimlendirme sistemlerindeki bir diğer uygulama alanı da özellikle sıcak ve nemli bölgelerdeki soğutma uygulamalarında kullanılan Ön Soğutma ve Tekrar Isıtma (ÖSTI) işlemidir [5, 10]. Ön soğutma ile sistemin nem alma kapasitesi artarken tekrar ısıtma ile nemi alınmış aşırı soğuk havanın ısıtılması ile bağıl nemi azaltılarak istenilen konfor şartları sağlanır.

Ayrıca küçük boyutlarda yüksek ısı iletiminden dolayı elektronik parçaların soğutulmasında, çalışma süresince sabit sıcaklıkta bulunduğundan uzay ve havacılık uygulamalarında sıcaklık kontrolü ve homojen sıcaklığın sağlanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır [1].

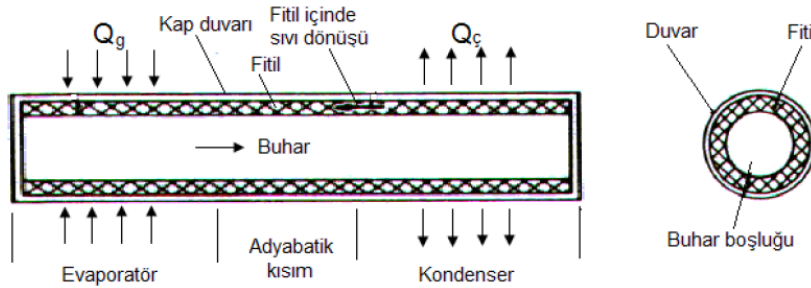
Literatürde ısı borusu üzerine yapılan çalışmaların araştırıldığı literatür incelemesi yayınları mevcuttur. Vasillev [11] ısı borusu tipine göre bir inceleme yapmıştır ve termo-elektrik soğutma ve havanın ön ısıtılması üzerine yapılan çalışmaları incelemiştir. Firouzfaz & Attaran [12] iklimlendirme ve endüstri sistemlerinde yapılan araştırmaları incelemiştir. Firouzfaz ve diğ. [3] ise iklimlendirme sistemlerinde IBID uygulamalarını enerjinin korunumu ve nem alma kapasitesinin artımı açısından incelemiştir. Srimuang & Amatachaya [13] ise ısı geri kazanım uygulamalarında kullanılan ısı borulu uygulamaları enerjinin korunumu açısından incelemiştir. Bu literatür incelemeleri IBID uygulamalarının iklimlendirme sistemlerinde, enerji korunumu açısından giderek artan bir öneme sahip olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada da bir literatür incelemesi yapılmıştır. Ulaşılan yayınlar, ısı borulu sistemlerin performansına etki eden parametreler ve iklimlendirme sistemi uygulamalarında enerji tasarrufu açısından incelenmiştir. Ayrıca en çok incelenen tasarım parametresi olan giriş hava sıcaklığının ve hızının, üretimi yapılan prototip "At Nalı" tipi Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma (AN-IBIGK-NA) üzerindeki etkisi de deneysel olarak incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

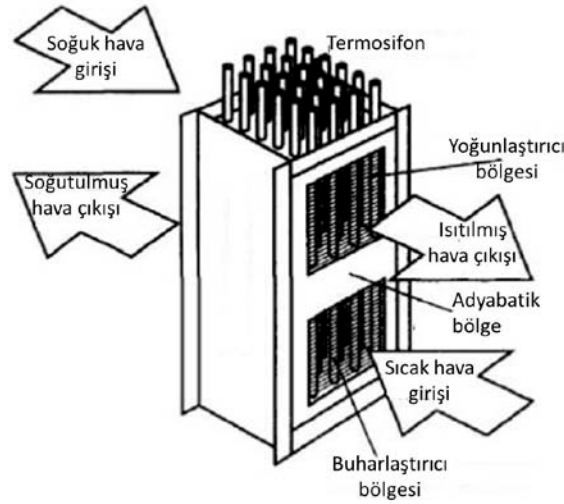
2.1 Isı Borulu Sistemlerin Performansına Etki Eden Parametreler

Isı borusu kap (boru), fitil ve akışkandan oluşan bir yapıdır (Şekil 2). Bu yüzden ısı iletim kapasitesine kap yapısı, fitil yapısı ve akışkan cinsi etkilidir [2]. Buharlaştırıcı (evaporatör) ve yoğunlaştırıcı (kondenser) bölgesinden meydana gelen (Şekil 2) ısı borusunda, bu iki bölgenin birbirine göre konumlandırılması da kapasiteyi etkilemektedir. Isı borusunun konumlandırılma açısı (yatay, dikey veya açılı) bu yüzden önemlidir. Bazı geometrik şartlardan dolayı bu iki bölgeyi ayırmak için adyabatik bir bölgede eklenebilir [9].

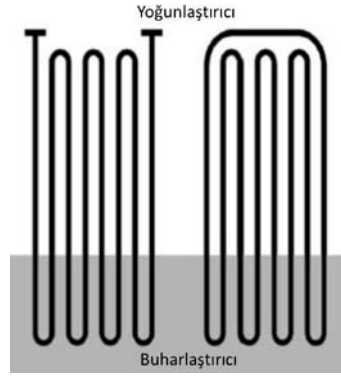


Şekil 2. Isı Borusu Yapısı ve Bölgeleri [9]

Isı borusu tek başına kullanılabileceği gibi birden fazla ısı borusunun bağımsız şekilde çalışacağı ısı boruları kümesi şeklinde de kullanılabilir (Şekil 3). Isı transferi alanını artırmak için borunun dış yüzeyine değişik tiplerde kanatlar da eklenebilir. Ayrıca ısı borularının birbirlerine bağlanarak çalıştığı tasarımlar da mevcuttur (Şekil 4). Isı borularının beraber kullanılmasıyla oluşan sistemler Isı Borulu Isı Değiştirici (IBID) olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricilerinin ısı transferi performansına etki eden tüm parametreler (diziliş şekli, kanat yapısı, boru sayısı, sıra sayısı vb.) bu yapılar içinde geçerlidir.



Şekil 3. Isı Borusu Kümesi-IBID [13]

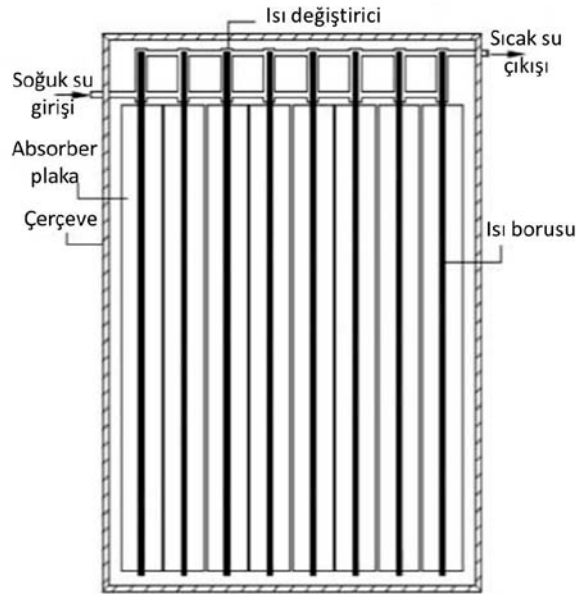


Şekil 4. Birbirine Bağlanarak Çalışan Isı Borusu [11]

Yau & Ahmadzadehtalatapeh [14] tarafından incelenen Loh ve diğ. [15] üç farklı fitil yapısı için ısı borusu konumlandırma açısının ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Bu çalışma "sinterlenmiş metal" (sintered powder metal) fitilli ısı borusunun konumlandırma açısının etkisinin çok az olduğunu belirtmiştir. Bunun yanında "örgü" (mesh) ve "yivli" (groove) fitil yapılı ısı borularında buharlaştırıcı bölgesinin yoğunlaştırıcı bölgesinin altında kalacak şekilde konumlandırılmasını önermiştir. Kim ve diğ. [16] ise IBID dış yüzeyinde meydana gelen yoğunlaşmanın etkisini dikeyle 14, 45 ve 67 derece konumlandırma açılarında deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak 45 derece ve küçük açılarda yoğunlaşmanın ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir seviyelerde olduğunu bulmuştur. Aynı sonucu Yau [17] Termosifon Isı Borulu Isı Değiştirici (TIBID) için dikey ve dikeyle 30 derece açılı konumlarında yaptığı deneylerde de elde etmiştir.

Azad [18] düz kolektörlü güneş enerjisi ile su ısıtma sisteminde kullanılan IBID (Şekil 5) deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Kullanılan "paslanmaz çelik örgü" (mesh stainless steel screen fitted) fitilli ısı borusunun buharlaştırıcı uzunluğunun yoğunlaştırıcı uzunluğuna oranının etkisini araştırmıştır. Bu oranın artması ile sistemin daha verimli olacağını ancak optimum bir noktası olduğunu belirtmiştir. Verim ısıtılacak akışkana aktarılan enerjinin kolektöre gelen toplam güneş enerjisine oranı şeklinde tanımlanmıştır ve kararlı durum için (1) nolu denklem ile bulunmuştur. Denklem (1)'de " T_o " ve " T_i " sırasıyla ısıtılacak akışkanın çıkış ve giriş sıcaklıklarını, " A " güneş enerjisine maruz kalan yüzey alanını ve " I " güneş ışınım şiddetini ifade etmektedir.

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_o - T_i)}{AI} \quad (1)$$



Şekil 5. Güneş Enerjili Su Isıtmada Kullanılan IBID [18]

EI-Baky & Mohammed [6] iklimlendirme sisteminde taze havanın ön soğutulmasında kullanılan IBID üstünde deneysel bir çalışma yapmıştır. 26 °C egzoz havası sıcaklığında taze hava girişinin 32 °C sıcaklıktan 40 °C sıcaklığa yükselmesi ile etkinliğin yaklaşık % 48 arttığı sonucuna ulaşmıştır. Etkenlik değeri ısı değiştirici tarafından iletilen ısının, akışkanlar arası iletilebilecek maksimum teorik ısıya oranı olarak tanımlanmıştır ve buharlaştırıcı tarafı için (2) nolu denklem ile hesaplanmıştır. Denklem (2)' de " $T_{O,i}$ " ve " $T_{O,o}$ " sırasıyla taze hava veya buharlaştırıcı bölgesi havası giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve " $T_{R,i}$ " egzoz veya yoğunlaştırıcı bölgesi havası giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

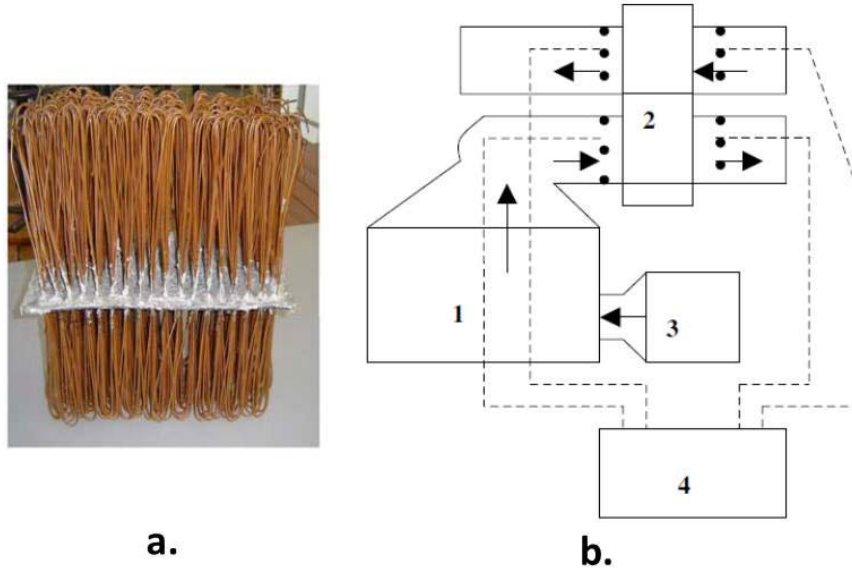
$$\varepsilon = \frac{T_{O,i} - T_{O,o}}{T_{O,i} - T_{R,i}} \quad (2)$$

Ersöz [9] baca gazı atık ısısının geri kazanımında IBID performansını farklı baca gazı sıcaklıklarında (140, 150, 160 ve 170 °C) deneysel olarak incelemiştir. Kullanılan 7 adet ısı borusu ile hava, motorin, fuel-oil ve su için sıcaklık artışlarını incelemiş ve tüm baca gazı sıcaklıkları için en yüksek sıcaklık artışının havanın ısıtılmasında gerçekleştiğini elde etmiştir. Ayrıca 160 °C sıcaklıktan daha yüksek baca gazı sıcaklığı için, kullanılan IBID havanın sıcaklık artışına etki etmediği sonucuna ulaşmıştır.

Noie [4] deneysel ve teorik olarak TIBID performansına sıcak hava (buharlaştırıcı bölgesi) giriş sıcaklığının (100-250 °C) ve hızının (0,5-5,5 m/s) etkisini incelemiştir. Soğuk hava (yoğunlaştırıcı bölgesi) hızının 3 m/s olduğu durumda, sıcak hava hızının düşmesi ile etkinliğin %37' den % 65' e çıktığı sonucuna ulaşmıştır. Etkenlik değeri (2) nolu denklem ile hesaplanmıştır. Bunun yanında soğuk hava giriş sıcaklığının 25 °C olduğu durumda, etkinliğin 150 °C sıcak hava giriş sıcaklığına kadar arttığı daha yüksek sıcaklıklarda değişmediğini gözlemlemiştir.

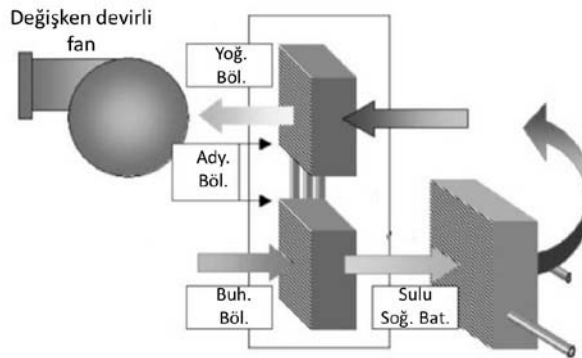
Belirli bir IBID tasarımı için etkinliğin, giriş hava sıcaklığının belli bir değere kadar yükselmesi ile arttığı daha yüksek sıcaklıklarda değişmediği sonucuna Noie [4] ve Ersöz [9] ulaşmıştır. Bu gözlem IBID maksimum etkinliğe sahip olduğu bir giriş havası sıcaklığının olduğunu gösterir. Bu yüzden IBID bu gözlem dikkate alınarak maksimum etkinlikte çalışacak şekilde tasarlanmalıdır.

Rittidech ve diğ. [7] kurutucuya giren havanın ön ısıtılması için kullanılan ısı borusunun (Şekil 6.a) performansını kurutucudan çıkan baca gazı çıkış sıcaklığı ve akışkan cinsi (su ve R123) açısından deneysel (Şekil 6.b) olarak incelemiştir. Baca gazı sıcaklığının 60 °C sıcaklıktan 80 °C sıcaklığa yükselmesinin ısı iletimi üzerinde çok az etkili olduğunu gözlemlemiştir. Akışkan olarak su yerine R123 kullanımının da çok az etkili olduğunu belirtmiştir.



Şekil 6. Isı Borusu Kümesi (a), Deneş Düzeneği (b) 1. Kurutucu, 2. IBID, 3.Brülör, 4. Veri Toplayıcı, Isıl çiftler [7]

Yau & Tucker [19] iklimlendirme sisteminde ÖSTI uygulamasında kullanılan IBIGK-NA (Şekil 7) üstünde deneşel bir çalışma yapmıştır. Soğuk ve sıcak hava alın hızının performansa etkisini incelemiş ve bu iki hız birbirine eşit olduğu durumlardan kaçınılması gerektiğini önermiştir. Benzer sonuç Noie [4] tarafından da bulunulmuştur.



Şekil 7. ÖSTI için IBIGK-NA Sistemi (Yoğ.Böl.: Yoğunlaştırıcı Bölgesi, Ady.Böl.: Adyabatik Bölge, Buh.Böl.: Buharlaştırıcı Bölgesi, Soğ.Bat.: Soğutucu Batarya) [19]

Yau [10] deneşel olarak ÖSTI uygulamasında TIBID sistemini incelemiştir. Giriş havası sıcaklığı ve bağıl neminin sistem üzerindeki etkisini araştırmıştır. Giriş havası sıcaklığı ve bağıl neminin artmasının sistemin nem alma kapasitesini arttırdığını buna karşılık düşük sıcaklık ve bağıl nemde (20 °C %50) sistemin çok fazla etkili olmadığı sonucuna ulaşmıştır. Sonuç olarak tropikal iklime sahip yerlerde (yüksek sıcaklık ve yüksek bağıl nemde) iklimlendirme sistemlerinde IBID kullanılabileceğini önermiştir.

Sonuç olarak; IBID tasarımında fitil yapısı ile buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bölgesinin konumlandırılma açısı (dikey, yatay veya açılı) geometrik parametre olarak incelenmiştir. Bunun yanında işletme şartları parametresi arasında da buharlaştırıcı bölgesine giren havanın giriş sıcaklığı ve bağıl nemi ile buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bölgesi hava hızları incelemeleri ön plana çıkmaktadır.

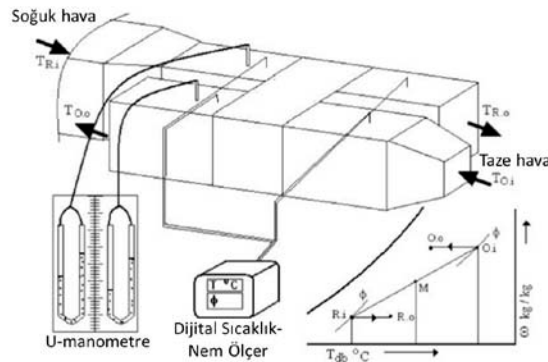
2.2. İklimlendirme Sistemlerinde Isı Borulu Uygulamalar

2.2.1. Isı Borulu Isı Geri Kazanım Uygulamaları

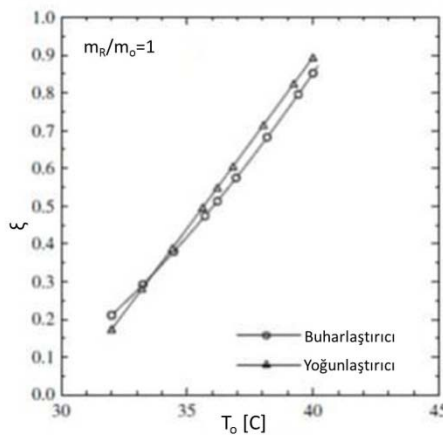
İklimlendirme sistemlerinde egzoz havası ile dışarı atılan ısının geri kazanılmasında kullanılan değişik cihazlar bulunmaktadır. Bu cihazlar sayesinde sistemlerin kullandığı enerji miktarı düşürülmekte ve enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Isı geri kazanımda IBID taze ve egzoz havasını karıştırmadan kullanan sistemlerdir.

El-Baky ve Mohammed [6] yatık tip IBID ile egzoz havası ısıyla taze havanın ön soğutulmasında kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Şekil 8’ de gösterilen deney düzeneği ile yapılan ölçümler sonucu entalpi oranı hesaplanmıştır. Entalpi oranı IBIGK ile elde edilen enerjinin, karışım havalı ısı geri kazanım ile elde edilen enerjiye oranı olarak tanımlanmıştır ve (3) nolu denklem ile hesaplanmıştır. Entalpi oranının taze hava giriş sıcaklığının (32 °C’ den 40 °C’ ye) artması ile arttığı sonucuna ulaşmıştır (Şekil 9). Bu sonuç giriş havası sıcaklığının yükselmesi ile IBIGK uygulamasının karışım havalı ısı geri kazanıma göre enerji tasarrufu açısından daha iyi sonuçlar verdiğini göstermektedir.

$$\zeta = \frac{h_{O,i} - h_{O,o}}{h_{O,i} - h_M} \quad (3)$$

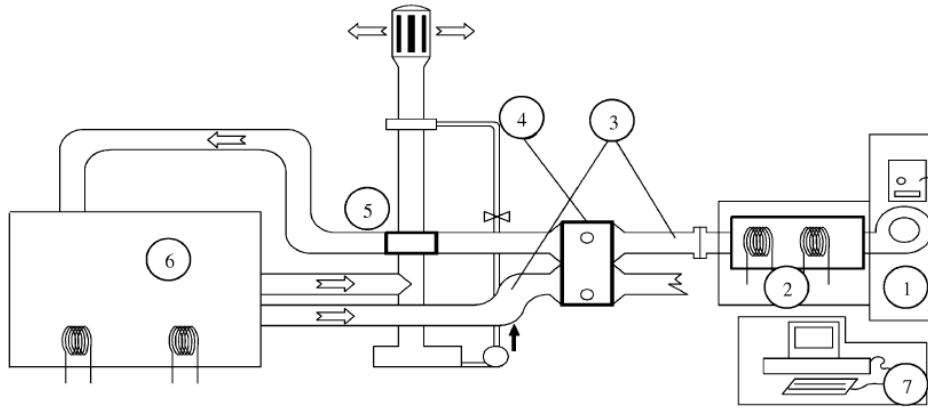


Şekil 8. Egzoz Havası ile Taze Havanın Ön Soğutulmasında IBIGK İncelemesi [6]

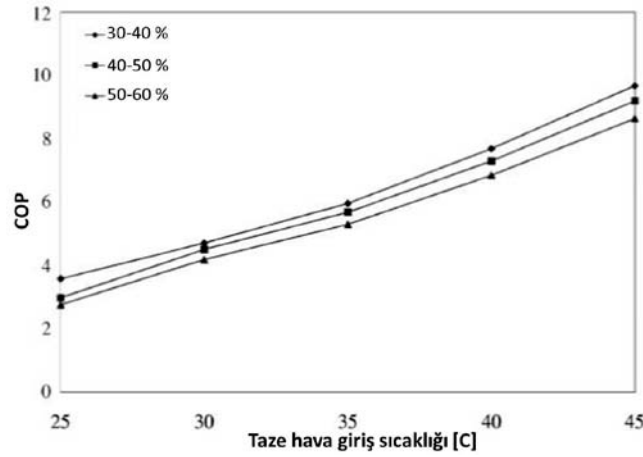


Şekil 9. Taze Hava Sıcaklığının Entalpi Oranına Etkisi [6]

Martinez ve diğ. [20] yaptığı deneysel çalışmada yatık tip IBIGK bataryasını “indirek evaporatif” IGK ile beraber kullanmıştır (Şekil 10). Kurulan sistemin COP değerinin taze hava giriş sıcaklığı ile arttığı sonucuna varmıştır (Şekil 11). Bu da enerji tüketiminin azalacağını göstermektedir.



Şekil 10. IBIGK'nın indirek evaporatif IGK ile kullanımının incelenmesi, 1-2. Klima santrali (İstenilen dış ortam havasını oluşturmak için), 3. Hava kanalları, 4. IBIGK, 5. İndirek evaporatif IGK, 6. Oda, 7. Veri Toplayıcı sistem [20]

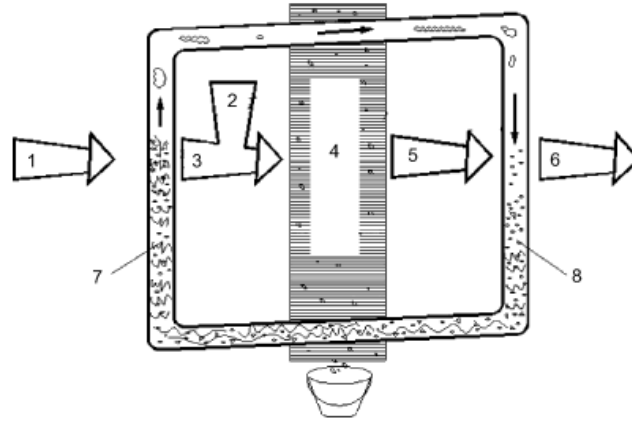


Şekil 11. Taze Giriş Hava Sıcaklığının Farklı Bağıl Nemlerde (HR) Sistemin COP Değerine Etkisi [20].

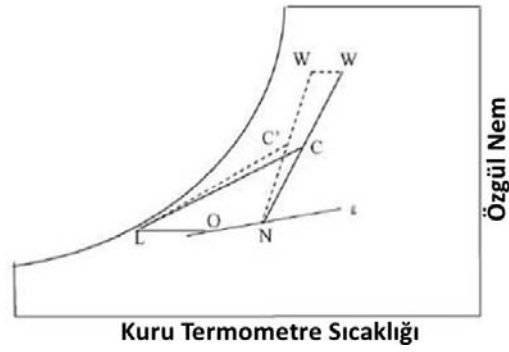
2.2.2. Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Uygulamaları

Bu tür uygulamalar, istenen konfor şartlarının sağlanmasında dış hava sıcaklığının istenen sıcaklık ve nem özelliğine getirilmesi noktasında IBID soğutma bataryası ile birlikte çalışarak sistemde daha yüksek performansın elde edilmesini sağlar.

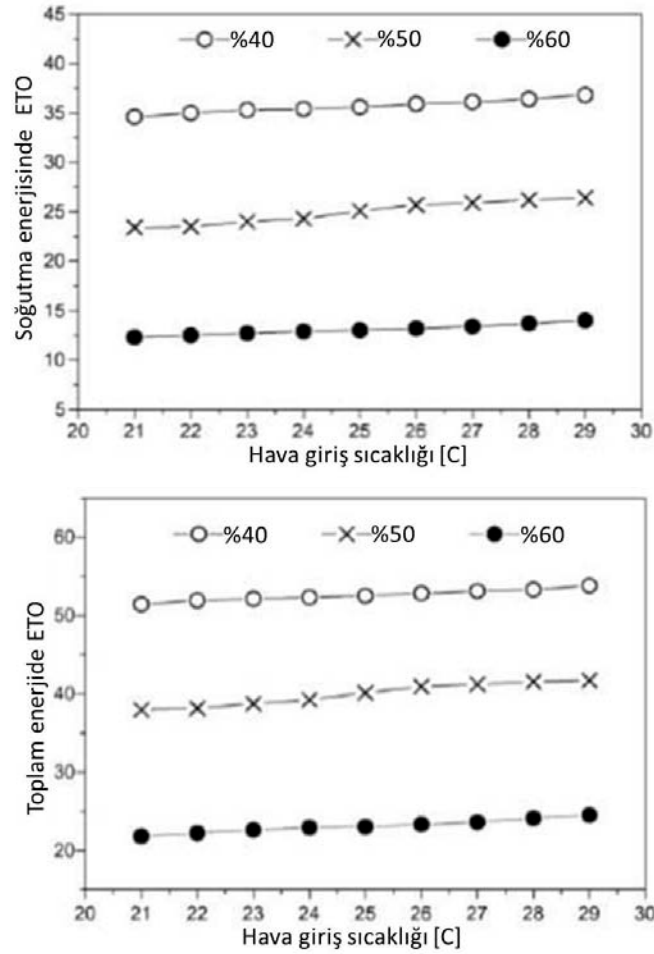
Wan ve diğ. [21] Çin-Guangzhou'da 188 çalışanın bulunduğu bir ofis binası için karışım havalı bir iklimlendirme sisteminde IBIGK-NA kullanımı ile elde edilen enerji tasarrufunu incelemiştir. Kullanılan IBIGK-NA sistemi Şekil 12' de şematik olarak gösterilmiştir. İki sistemin psikometri diyagram üstündeki karşılaştırılması Şekil 13' de gösterilmiştir. %50 bağıl nem ve 22-26 °C sıcaklık aralığındaki iç ortam tasarım koşullarında soğutma için harcanan enerji tüketimindeki tasarruf %23,5-25,7 ve toplam enerji için ise %38,1-%40,9 olarak bulunmuştur. Şekil 14' de farklı iç hava tasarım sıcaklığı ve bağıl neminde soğutma ve toplam enerji tüketiminde elde edilen enerji tasarruf oranları verilmiştir. Enerji tasarruf oranı sağlanan enerji tasarrufunun mevcut sistem ile harcanan enerjiye göre yüzdesini ifade etmektedir. Bu grafikler sabit iç hava tasarım sıcaklıklarında iç hava tasarım bağıl neminin azalması ile enerji tasarrufunun artacağını göstermektedir. Bunun yanında enerji tasarrufuna iç hava bağıl neminin, iç hava sıcaklığına göre daha çok etki ettiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca toplam enerji tüketimindeki tasarruf oranının, soğutma enerjisine göre daha fazla olduğu görülmüştür. Sonuç olarak; IBIGK-NA sistemi ile pik soğutma yükü için kullanılan enerjinin azaltılabileceği ve bu sayede kullanılan cihazların (soğutucu (chiller) ve soğutulmuş su pompası) boyutları küçültülerek ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin azaltılabileceği vurgulanmıştır.



Şekil 12. Sistemde Kullanılan IBIGK-NA Ünitesinin Şematik Gösterimi (1.Dış hava, 2. Egzoz Havası, 3. Ön Soğutulmuş Hava, 4. Soğutma Bataryası, 5.Soğutulmuş ve Nemi Alınmış Hava, 6. Tekrar Isıtılmış Hava) [21]

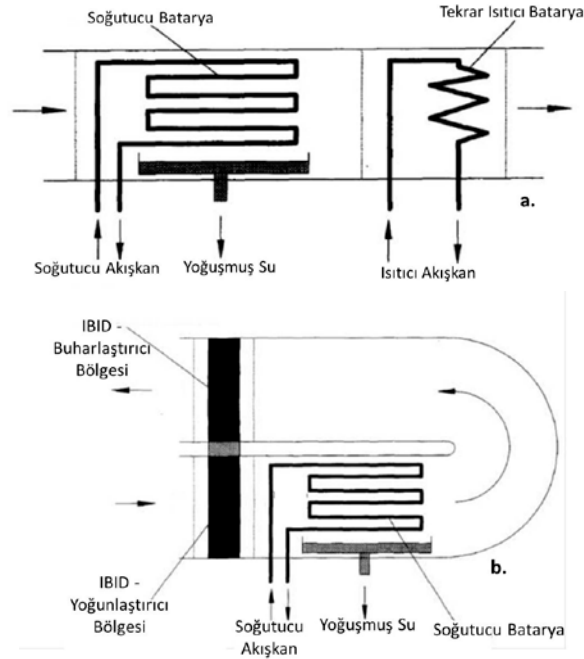


Şekil 13. Mevcut (düz çizgi) ve IBIGK-NA Sahip (kesikli çizgi) Sistemlerin Psikometri Diyagramında Karşılaştırılması [21]



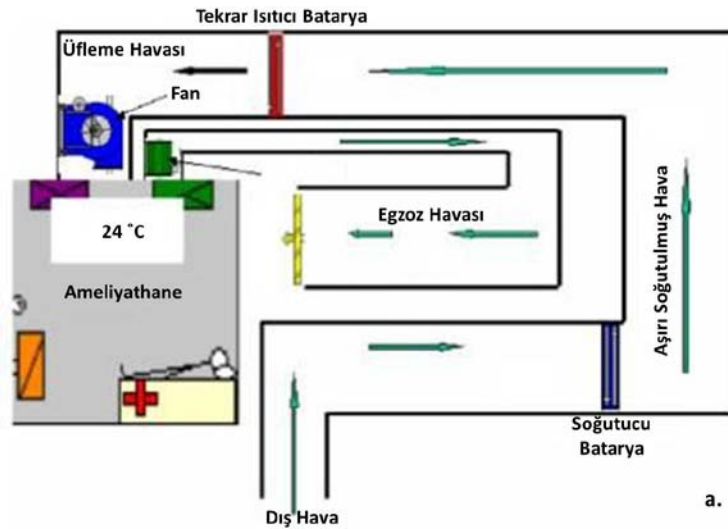
Şekil 14. IBIGK-NA Sistemi İle Elde Edilen “Soğutma” ve “Toplam” Enerji Tasarruf Oranının (ETO) İç Hava Tasarım Sıcaklığı Ve Nemine Göre Değişimi [21]

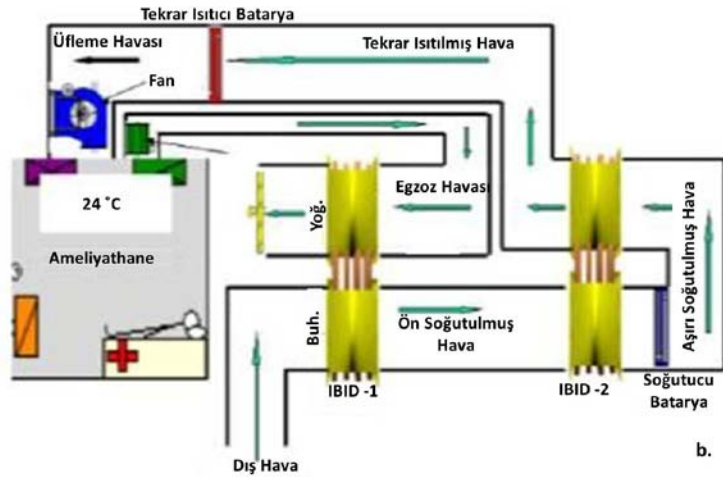
Wu ve diğ. [5] soğutma sisteminde tekrar ısıtma bataryası (Şekil 15.a) yerine TIBID sisteminin (Şekil 15.b) kullanılması ile elde edilecek iyileştirmeyi araştırmıştır. TIBID eklenmesi ile sistem IBIGK-NA sistemine dönüştürülmüştür. 33,45 °C sıcaklık ve %60 bağıl nem dış hava koşullarında, hava hızına bağlı olarak, soğutma kapasitesi %20-32,7 arttığı sonucuna ulaşmıştır. Ayrıca tekrar ısıtma ile elde edilecek bağıl nem düşüm oranını incelemiştir. Ek bir ısıtıcı gücüne ihtiyaç duymadan bağıl nemi yaklaşık olarak %92 den %70'e düşürmüştür. Sonuç olarak geleneksel tekrar ısıtmalı sistem yerine TIBID kullanılması ile hem soğutma kapasitesinin arttırılacağı hem de tekrar ısıtma için ek bir güç kaynağına ihtiyaç duymadan istenilen konfor şartlarının sağlanabileceğini göstermiştir. Ancak basınç kaybının, maliyetin ve sistemin boyutunun artacağını da belirtmiştir.



Şekil 15. Tekrar Isıtma Bataryalı (a) ve TIBID (b) Sistem [5]

Yau [22] Malezya' da bulunan bir ameliyathane iklimlendirme sistemine (Şekil 16.a) iki tane TIBID eklenmesi (Şekil 16.b) ile meydana gelen enerjinin korunumunu TRNSYS (Transient Systems Simulation – Süreksiz Sistemlerin Analizi) programı ile hesaplamıştır. Yeni kurulan sistemde IBIGK ve IBIGK-NA beraber kullanılmıştır. IBIGK ön soğutma, IBIGK-NA ise ÖSTI amacı ile kullanılmıştır. Örnek olarak alınan ameliyathane odası 200 m^3 hacminde ve $5,2 \text{ kW}$ duyulur ısı ve $0,86 \text{ kW}$ gizli ısı yüküne sahiptir. Ayrıca oda havası saatte 15 kez değişecek şekilde hesaplama yapılmıştır. Yeni kurulan sistem ile bir "tipik meteorolojik yıl" (typical meteorological year) süresinde 51.000 kWh daha az enerji tüketimi olacağı hesaplanmıştır. Ancak iki tane TIBID eklenmesi ile meydana gelen ek basınç kayıplarından dolayı fan enerjisinin 36.400 kWh artacağı belirtmiştir. TIBID ekleme maliyetinin yaklaşık 7272 € olduğunu belirterek ortalama COP değeri 4 olan sistemin geri ödeme süresini 4,5 yıl olarak hesaplamıştır. Sonuç olarak tropik bölgelerde bu tarz temiz oda iklimlendirmelerinde IBIGK ve IBIGK-NA sistemlerinin kullanılmasının nem alma kapasitesini arttırmasından ve enerji tüketimini azaltmasından dolayı önermiştir.





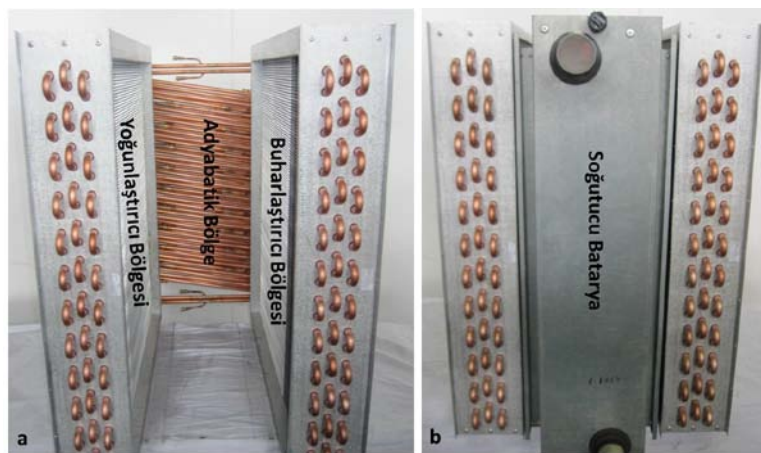
Şekil 16. Mevcut (a) ve İki Adet TIBID Eklenmiş (b) Sistem [22]

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1. At Nalı Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi (AN-IBIGK-NA)

Deneyisel incelemesi yapılan AN-IBIGK-NA (Şekil 17.b) ünitesi, IBID' i oluşturan iki adet batarya (Şekil 17.a) ve bir adet de soğutucu bataryadan oluşmaktadır (Şekil 17.b). Soğutucu batarya, IBID' de buharlaştırıcı görevi gören batarya ile yoğunlaştırıcı görevi gören batarya arasına, adyabatik bölgeye, yerleştirilmiştir. IBID termosifon tipi ısı borusu olup yoğunlaştırıcı bölgesi buharlaştırıcıya göre yukarıda kalacak şekilde açılı (yatayla 6°) konumlandırılmıştır (Şekil 17.a). Ayrıca sistemde 33 adet ısı borusu devresi bulunmaktadır.

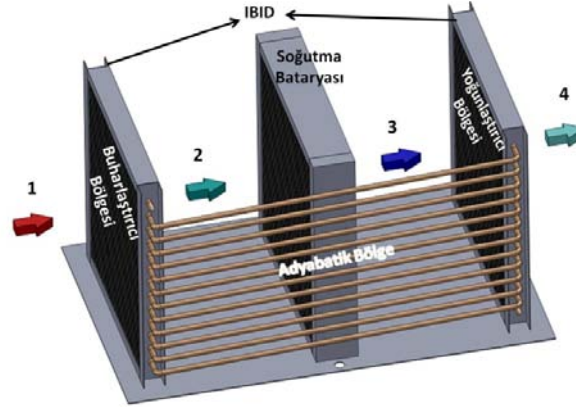
Bataryalarda 12 mm çapında düz (yivsiz) bakır borular kullanılmıştır. Kanatlar dalgalı olup alüminyum malzemeden yapılmıştır. Hava akış yönüne dik yüzey 750x760 mm² alana sahiptir. Bunun yanında IBID yatayda 3 sıraya soğutucu batarya ise 4 sıraya sahiptir. IBID sisteminde akışkan olarak R134-A, soğutucu bataryada ise su kullanılmıştır.



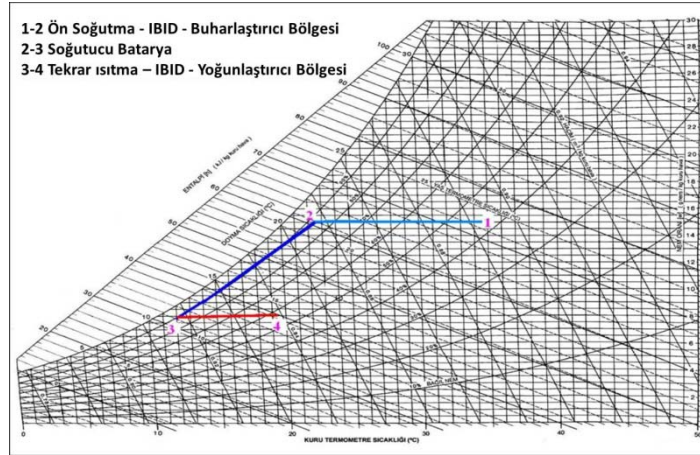
Şekil 17. At-Nalı Tipi IBID (a) ve AN-IBIGK-NA Ünitesi(b)

Şekil 18' de At-Nalı (Horseshoe, Wrap-Around) IBIGK-NA ünitesi şematik olarak gösterilmiştir. Psikometri diyagramda (Şekil 19) sistemin çalışması gösterilmiştir. Buharlaştırıcı bölgesinde, taze giriş

havası ön soğutmaya (1-2) tabi tutulur. Bu hava, soğutucu bataryada aşırı soğutularak nemi alınır (2-3). Daha sonra hava, yoğunlaştırıcı bölgesinde istenen iç ortam şartlarını yakalamak için yeniden ısıtılır (3-4). Bu sistemlerde ön soğutma ve yeniden ısıtma işlemleri için ek bir enerji tüketilmemesi ve bu işlemlerin sadece IBID' de sıcaklık farkıyla sağlanması sistemi diğer benzer amaçlarla kullanılan konvansiyonel uygulamalar karşısında üstün kılmaktadır.



Şekil 18. At Nalı (Horseshoe, Wrap-Around) IBIGK-NA



Şekil 19. IBIGK-NA İşlemleri

3.2. Test Odası ve Test Koşulları

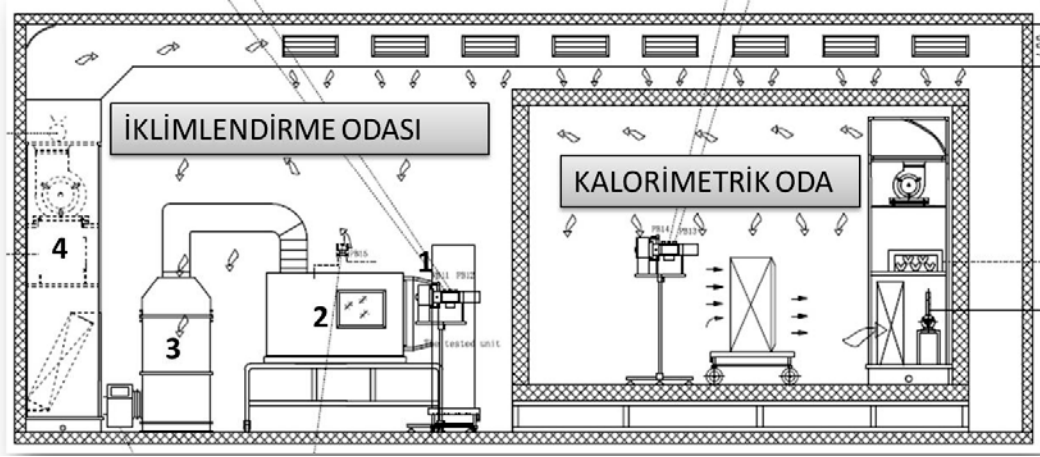
Test laboratuvarı, iklimlendirme ve kalorimetrik oda şeklinde tanımlanan iki odadan oluşmaktadır (Şekil 20). Testler iklimlendirme odasında, psikometrik esaslara dayanılarak yapılmıştır.

Hava giriş koşulları "hava numune alma cihazı (air sampler)" (Şekil 21' de 4 nolu cihaz) olarak isimlendirilen sistemle ölçülmüştür. Hava çıkış koşulları da "hava alıcı odada" (Şekil 21' de 6 nolu bölüm) aynı sistem ile ölçülmektedir. Ayrıca bataryalar arasındaki sıcaklıklar da T-tip ısı çiftleri (thermocouple) ile ölçülmüştür. Bataryalar arası sıcaklıklar 6 değişik noktadan ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklıkların ortalama değerleri Tablo 1 ve 2' de gösterilmiştir.

Hava debisi, "hava debisi ölçüm odasında" (Şekil 20' e 3 nolu bölüm) nozul yöntemiyle ölçülmekte ve maksimum 7500 m³/h debiye ayarlanmaktadır. Soğutucu batarya akışkan debisi, debimetre ile ölçülmekte ve pompa ayarı ile maksimum 5 m³/h debi sağlanabilmektedir.

Test odasının kapasite ölçüm aralığı soğutucu batarya testleri için 2,5-15 kW arasında olduğundan, soğutucu bataryanın kapasitesinin bu aralığı geçmeyecek şekilde, test koşulları tasarlanmıştır.

Bununla birlikte, kuru termometre sıcaklığı 0-45 °C ve bağıl nemi %40-100 arasında ayarlanabilmektedir.



Şekil 20. Test Odası (1. Test Edilen Ürün, 2. Hava Alıcı Oda, 3. Hava Debisi Ölçüm Odası 4. Klima Santrali)

Bütün bu sınır şartları dikkate alınarak, testlerde, giriş havası kuru termometre sıcaklığı 25 °C ve 30 °C, bağıl nem %50 olarak belirlenmiştir. Hava giriş hızlarının ise 1-1,5-2-2,5 m/s olarak ayarlandığı koşullarda, toplam 8 farklı deney yapılmıştır. Ek olarak, tüm deneylerde soğutucu batarya su giriş sıcaklığı ve hacimsel debi sırasıyla 7 °C ve 3 m³/h olarak ayarlanmıştır.

Oluşturulan test düzeneği Şekil 21' de gösterilmiştir. IBID' de buharlaştırıcı görevi gören batarya, havanın geliş yönünde, en öne yerleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre sistemin etkenliğindeki değişimler incelenmiştir.



Şekil 21. Test Düzeneği (1. Soğutucu Batarya, 2. IBID Buharlaştırıcı Bölgesi, 3. IBID Yoğunlaştırıcı Bölgesi, 4. Hava Numune Alma Cihazı 5. Kanal Bağlantısı, 6. Hava Alıcı Oda, 7. Hava Debisi Ölçüm Odası)

3.3. Test Sonuçları

Değişik hava giriş hızları ve sıcaklığı koşullarına göre yapılan deneysel çalışma ile AN-IBIGK-NA sisteminin performansı incelenmiştir. Performans incelemesi ısı değiştirici hesaplamalarında olduğu gibi etkenlik (ϵ) değeri hesaplanarak yapılmıştır. Etkenlik maksimum teorik ısı kapasitesinin gerçek ısı kapasitesine oranıdır (4).

$$\epsilon = \frac{q_{\text{gerçek}}}{q_{\text{mak.}}} \quad (4)$$

Bu denklemde ısı değiştiricisinin çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmektedir. IBID buharlaştırıcı bölgesinin ısı kapasitesi yoğunlaştırıcı bölgesine eşittir. Bu yüzden IBID gerçek kapasitesi buharlaştırıcı veya yoğunlaştırıcı bölgesinin kapasitesine eşittir (5).

$$\dot{m} c_p (T_2 - T_1) = \dot{m} c_p (T_3 - T_4) \quad (5)$$

IBID maksimum teorik ısı kapasitesi yoğunlaştırıcıya giren hava sıcaklığının buharlaştırıcı çıkışında elde edildiği veya tam tersi buharlaştırıcı giriş sıcaklığının yoğunlaştırıcı çıkışında elde edildiği durumdur. Bu durum sistemdeki maksimum sıcaklık farkına denk gelmektedir ve denklem (6) ile gösterilmiştir.

$$q_{\text{IB}} = \dot{m} c_p (T_3 - T_1) \quad (6)$$

Sistemde kütleli debi sabit olduğundan ve buharlaştırıcı bölgesinde havanın özgül ısısı daha büyük olduğu için, Noie [4] tarafından bu durumlarda önerilen etkenlik hesabı için denklem (7) kullanılmıştır. Her test koşulu için hesaplanan etkenlik değerleri Tablo1 ve 2' de verilmiştir.

$$C_c < C_h \rightarrow \epsilon_t = \frac{T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}}{T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}} \quad (7)$$

Tablo 1. 25°C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem giriş havası koşullarındaki deney sonuçları

v_1 [m/s]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	ϵ
1	25,00	20,92	11,43	16,55	0,38
1,5	25,00	22,12	12,83	16,48	0,30
2	25,00	22,77	13,85	16,62	0,25
2,5	25,00	23,53	14,90	17,08	0,22

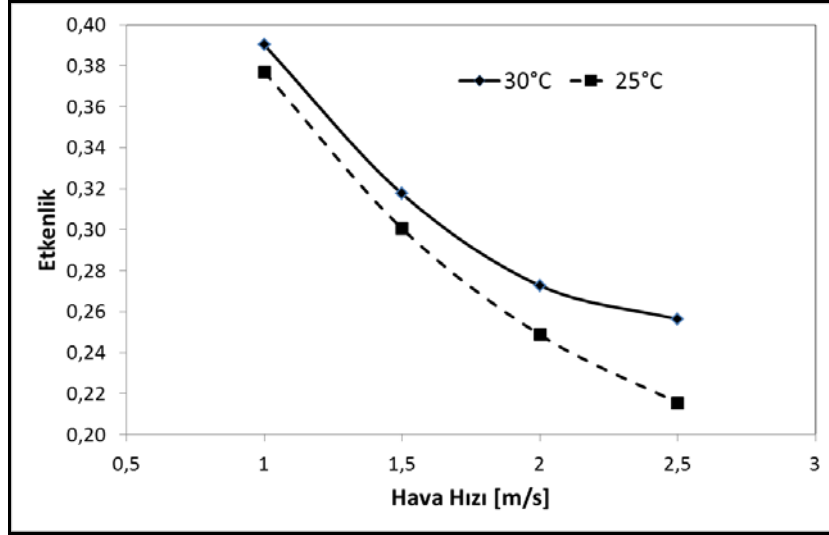
* 1, 2, 3 ve 4 nolu konumlar Şekil 18' de gösterilmiştir.

Tablo 2. 30°C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem giriş havası koşullarındaki deney sonuçları

v_1 [m/s]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	ϵ
1	30,00	24,55	13,52	19,95	0,39
1,5	30,00	26,03	15,30	19,97	0,32
2	30,00	27,05	16,57	20,23	0,27
2,5	30,00	27,85	17,62	20,79	0,26

* 1, 2, 3 ve 4 nolu konumlar Şekil 18' de gösterilmiştir.

Etkenlik değerinin hava hızına bağlı değişimi Şekil 22’ de verilmiştir. Şekilde de görüleceği üzere etkenlik değeri hava hızı arttıkça azalmaktadır. Aynı sonucu [4] ve [23]’ de elde etmiştir. Bu durum beklenen bir sonuçtur. Hava hızının düşmesi ile hava daha uzun süre sistemle temas edecek ve yüzey sıcaklığına daha çok yaklaşacaktır [23]. Hava hızının 2,5m/s değerinden 1 m/s değerine düşmesi ile 25 °C ve 30 °C sıcaklıklar için sırasıyla %42,8 ve %34,3 etkenlik değeri artışı elde edilmiştir. Bu sonuç hava giriş sıcaklığı düştükçe hava hızının etkenlik üzerindeki etkisinin arttığını göstermektedir.



Şekil 22. Etkenliğin Farklı Giriş Havası Sıcaklıklarında Giriş Hava Hızına Bağlı Değişimi

Aynı zamanda Şekil 22’ de sabit bir hava hızı değeri için 25 ve 30 °C sıcaklıktaki etkenlikler karşılaştırıldığında 30 °C sıcaklıkta daha yüksek etkenliklerin elde edildiği görülmektedir. Giriş hava sıcaklığının yükselmesi ile etkenliğin arttığı sonucuna [4] ve [9] tarafından da ulaşılmıştır. Sıcaklığın 25 °C sıcaklıktan 30 °C sıcaklığa yükselmesi ile 1-1,5-2-2,5 m/s hız değerlerinde etkenlik sırasıyla %3,3-%5,3-%8,8 ve %16 artmıştır. Bu sonuç hız değerlerinin yükselmesi ile hava giriş sıcaklığının etkenlik üzerindeki etkisinin arttığını göstermektedir.

SONUÇ

Literatürde yer alan ısı borulu sistemler ile ilgili çalışmalar, performansı etkileyen tasarım parametreleri ve iklimlendirme sistemi uygulamalarında enerji tasarrufu açısından incelenmiştir. İklimlendirme sistemlerinde IBIGK ve IBIGK-NA sistemlerinin kullanım örnekleri gösterilmiştir.

Genellikle fitil yapısı ve konumlandırma açısı parametrelerinin ısı borusu kapasitesine etkilerinin araştırıldığı çalışmaların olduğu görülmüştür. Bunun yanında işletme şartları tasarım parametresi olarak giriş havası sıcaklık ve bağıl neminin ve hava hızlarının sistem performansına etkileri incelemiştir. Bu çalışmalar giriş hava sıcaklığı ve bağıl neminin yükselmesi ile IBIGK sistemlerin daha verimli olduğu sonucuna varmıştır.

İklimlendirme sistemlerindeki enerji tasarrufu yönündeki araştırmalar, yüksek sıcaklığa ve bağıl neme sahip havanın şartlandırılacağı uygulamalarda IBIGK ve IBIGK-NA sistemleri ile elde edilecek enerji tasarrufunun artacağı belirtilmiştir. Bununla beraber %100 taze havalı çalışan ameliyathane gibi yapıların iklimlendirme sistemleri için ısı borulu sistemlerin kullanılması önerilmiştir. Ayrıca IBIGK diğer IGK cihazları ile beraber kullanıldığında sistemin verimini arttırdığı gösterilmiştir.

IBIGK-NA sistemlerinin ÖSTİ işlemi sayesinde sistemlerin nem alma kapasitesini arttırdığı ve tekrar ısıtma için ek güç ihtiyacını ortadan kaldırdığı belirtilmiştir. Bu sayede mevcut sistemlere göre enerji

tüketimini azaltacağı vurgulanmıştır. İncelenen bu çalışmalar iklimlendirme sistemlerinde IBID kullanımının giderek artan bir öneme sahip olduğunu göstermiştir.

Yapılan deneysel çalışma sonuçları literatürde yer alan sonuçlarla uyum içerisindedir. Sonuç olarak belirli bir giriş havası sıcaklığında hava hızı düşüldükçe etkenliğin arttığı gözlenmiştir. Aynı sonuç belirli bir hız değerinde sıcaklık artışı içinde gözlenmiştir. Bunun yanında etkenlik artış yüzdelere bakıldığında hava hızındaki değişimin sıcaklık değişimine göre daha etkili olduğu ortaya çıkmaktadır.

KISALTMALAR

IBID	Isı Borulu Isı Değişirici(leri)
IBIGK	Isı Borulu Isı Geri Kazanım
IBIGK-NA	Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma
IGK	Isı Geri Kazanım
ÖSTI	Ön Soğutma ve Tekrar Isıtma
TIBID	Termosifon Isı Borulu Isı Değişirici
TRNSYS	Süresiz sistemlerin analizi (Transient System Simulation)
C_c	Soğuk hava ısı kapasitesi (J/s C)
C_h	Sıcak hava ısı kapasitesi (J/s C)
c_p	Özgül ısı (J/kg C)
$h_{o,i}$	Taze hava entalpisi (J kg ⁻¹)
$h_{o,o}$	Şartlandırılmış hava entalpisi (J kg ⁻¹)
h_M	Karışım havası entalpisi (J kg ⁻¹)
m	Kütleli debi (kg/s)
$Q_{grçek}$	Gerçek kapasite (kW)
$Q_{mak.}$	Maksimum teorik kapasite (kW)
Q_{IB}	Isı borusu kapasitesi (kW)
$T_{c,in}$	Soğuk hava giriş sıcaklığı (C)
$T_{c,out}$	Soğuk hava çıkış sıcaklığı (C)
$T_{h,in}$	Sıcak hava giriş sıcaklığı (C)
v	Hava hızı [m/s]
ξ	Entalpi oranı
ε	Etkenlik

KAYNAKLAR

- [1] Reay, D A ve Kew, P A. "Heat Pipes", Elsevier Ltd., s. 1-27, 2007.
- [2] ASHRAE, "HVAC Systems and Equipment", ASHRAE, 2008.
- [3] Firouzfard, E., Soltanieh, M., Noie, S. H. & Saidi, M. H., "Application Of Heat Pipe Heat Exchangers In Heating, Ventilation And Air Conditioning (Hvac) Systems", Scientific Research and Essays, 6(9), pp. 1900-1908, 2011.
- [4] Noie, S. H., "Investigation Of Thermal Performance Of An Air-To-Air Thermosyphon Heat Exchanger Using E-Ntu Method", Applied Thermal Engineering, Issue 26, p. 559-567, 2006.
- [5] Wu, X. P., Johnson, P. & Akbarzadeh, A., "Application Of Heat Pipe Heat Exchangers To Humidity Control In Air-Conditioning Systems", Applied Thermal Engineering, 17(6), pp. 561-568, 1997.
- [6] El-Baky, M. A. A. & Mohamed, M. M., "Heat Pipe Heat Exchanger For Heat Recovery In Air Conditioning", Applied Thermal Engineering, Issue 27, p. 795-801, 2007.
- [7] Rittidech, S., Dangeton, W. & Soponronnarit, S., "Closed-Ended Oscillating Heat-Pipe (Ceohp) Air-Preheater For Energy Thrift In A Dryer", Applied Energy, Issue 81, p. 198-208, 2005.

- [8] Habeebullah, M. H., Akyurt, M., Najjar, Y. S. H. & El-Kalay, A. K., “Experimental Performance Of A Waste Heat Recovery And Utilization System With A Looped Water-In-Steel Heat Pipe”, Applied Thermal Engineering, 18(7), p. 595-607, 1998.
- [9] Ersöz, M. A., “Baca Gazlarındaki Atık Isının Isı Borusu İle Geri Kazanımının Deneysel İncelenmesi”, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, pp. 133-142, İzmir, 2009.
- [10] Yau, Y. H., “Application Of A Heat Pipe Heat Exchanger To Dehumidification Enhancement In A Hvac System For Tropical Climates—A Baseline Performance Characteristics Study”, International Journal of Thermal Sciences, Issue 46, p. 164–171, 2007.
- [11] Vasiliev, L. L., “Heat Pipes In Modern Heat Exchangers”, Applied Thermal Engineering, Issue 25, pp. 1-19, 2005.
- [12] Firouzfard, E. & Attaran, M., “A Review of Heat Pipe Heat Exchangers Activity in Asia, World Academy of Science, Engineering and Technology, Issue 47, pp. 22-27, 2008.
- [13] Srimuang, W. & Amatachaya, P., “A Review Of The Applications Of Heat Pipe Heat Exchangers For Heat Recovery”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Issue 16, pp. 4303-4315, 2012.
- [14] Yau, Y. H. & Ahmadzadehtalatapeh, M., “A Review On The Application Of Horizontal Heat Pipe Heat Exchangers In Air Conditioning Systems In The Tropics”, Applied Thermal Engineering, Issue 30, p. 77–84, 2010.
- [15] Loh, C. K., Harris, E. & Chou, D. J., “Comparative Study Of Heat Pipes Performance Indifferent Orientations”, Annual IEES semiconductor thermal measurement and management symposium, pp. 191-195, 2005.
- [16] Kim, M. H., Song, S. & Bullard, C. W., “Effect Of Inlet Humidity Condition On The Air Side Performance Of An Inclined Brazed Aluminum Evaporator”, International Journal of Refrigeration, Issue 25, pp. 611-620, 2002.
- [17] Yau, Y. H., “Experimental Thermal Performance Study Of An Inclined Heat Pipe Heat Exchanger Operating In High Humid Tropical Hvac Systems”, International Journal of Refrigeration, Issue 30, pp. 1143-1152, 2007.
- [18] Azad, E., “Theoretical And Experimental Investigation Of Heat Pipe Solar Collector”, Experimental Thermal and Fluid Science, Issue 32, pp. 1666-1672, 2008.
- [19] Yau, Y. H. & Tucker, A. S., “The Performance Study Of A Wet Six-Row Heat-Pipe Heat Exchanger Operating In Tropical Buildings”, International Journal Of Energy Research, Issue 27, pp. 187-202, 2003.
- [20] Martinez, F. J., Plasencia, M. A.-G., Gómez, E. V., Diez, F. V., & Martín, R. H., “Design And Experimental Study Of A Mixed Energy Recovery System, Heat Pipes And Indirect Evaporative Equipment For Air Conditioning”, Energy and Buildings(35), 1021-1030, 2003.
- [21] Wan, J., Zhang, J., & Zhang, W., “The Effect of Heat-Pipe Air-Handling Coil on Energy Consumption in Central Air-Conditioning System”, Elsevier, 1035-1040, 2007.
- [22] Yau, Y. H., “The Use Of A Double Heat Pipe Heat Exchanger System For Reducing Energy Consumption Of Treating Ventilation Air In An Operating Theatre—A Full Year Energy Consumption Model Simulation”, Energy and Buildings(40), 917-925, 2008.
- [23] Jouhara H., Meskimmon R., “Experimental Investigation Of Wraparound Loop Heat Pipe Heat Exchanger Used In Energy Efficient Air Handling Units”, Energy (35), 4592-4599, 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Hatice TOSUN

Hatice TOSUN 1985 yılı Kocaeli doğumludur. 2008 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 2011 yılında aynı üniversitenin Isı Proses anabilim dalında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 2009 yılından beri Friterm Termik Cihazlar A.Ş.’ de Ar-Ge mühendisliği görevini sürdürmektedir ve TÜBİTAK/Tüside “Ürün Geliştirme Uzmanı” Sertifikasına sahiptir.

Engin SÖYLEMEZ

1981 yılı Adana doğumludur. 2006 yılında, Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2009 yılında, City University of London'dan Yüksek Mühendis unvanını almıştır. 2011 yılından beri Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde doktora çalışmasına devam etmekte olup, Friterm Termik Cihazlar A.Ş.' de Test Laboratuvarı sorumlusu olarak görev yapmaktadır.

Mete ÖZŞEN

1986 yılı İskenderun doğumludur. 2008 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2011 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji programında Yüksek Lisansını tamamlamıştır. Şu an Friterm Termik Cihazlar A.Ş.' de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. Isı transferi konuları üzerine çalışmaktadır.