

GÜNEŞ ENERJİLİ TABİİ SİRKÜLASYONLU ENDİREKT SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMLERİNDE KANATÇIK KULLANMANIN ISIL ANALİZİ**Etem Sait ÖZ* Tayfun MENLİK** Mustafa AKTAŞ****

*Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük Teknik Eğitim Fakültesi, Karabük, 78100, Türkiye

**Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, 06500 Ankara, Türkiye

ÖZET

Bu çalışmada, güneş enerjili tabii sirkülasyonlu endirekt sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık kullanmanın ısıl analizi teorik olarak yapılmıştır. Bu nedenden dolayı aynı özelliklere sahip kanatçıklı bir sistem ve kanatçiksiz bir sistem ısıl verim açısından karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda kanatçıklı sistemin kanatçiksiz sistemden % 10,5 daha iyi performansa sahip olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler : Güneş Enerjisi, Endirekt System, Isı Değiştirici, Kanatçık**THE THERMAL ANALYSIS OF THE FIN USAGE IN THE NATURAL CIRCULATION INDIRECT HOT WATER PREPARING SYSTEMS BY SOLAR ENERGY****ABSTRACT**

In this study the thermal analysis of the fin usage has been done theoretically in the natural circulation indirect hot water preparing systems by solar energy. Because of the this reason a finned system and without fin system that have the same properties have been compared in terms of thermal performance. The result of comparing a finned system has better performance 10,5 % than without fin system has been determined.

Key Words : Solar Energy, Indirect System, Heat Exchanger, Fin**1. GİRİŞ**

Günümüzde enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yapılan tüm ısıl uygulamalarda maliyet, verim ve ekolojik etkenler son derece önem arz etmektedir. Sistemler tasarlanırken ve uygulanırken bu etkenlere bağlı olarak sistemi meydana getiren unsurların tek tek irdelenmesi gerekmektedir. Günümüzde sistemin verimine etki eden parametrelerin çok iyi bir şekilde belirlenmesi ve buna paralel olarak konfor şartlarının da yerine getirilmesi kaçınılmazdır.

Gelişme çabasındaki Türkiye'nin karşılaştığı en önemli sorunlardan birisi, ekonomik kalkınmanın motorunu ateşleyecek enerjiyi sağlamaktır. Gün geçtikçe artan ekonomik ve ekolojik hasarlara yerel enerji kaynaklarının sınırlı olmasının eklenmesi, Türkiye'nin enerji seçeneklerinin belirlenmesini kritik hale getirmektedir. Yani bir anlamda Türkiye, ya batının kullanımını azaltmaya çalıştığı fosil yakıtlar ve nükleer güce yönelecek ya da verimliliği artırıp enerji ihtiyacını azaltarak, doğalgaz ve yenilenebilir kaynaklara daha fazla ağırlık verecektir [1].

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, toprak-su kaynakları ve deniz ürünleri gibi temiz enerji kaynakları sayılabilir. Dünya nüfusunun hızlı artışına paralel olarak enerji tüketiminin hızla artması, bu enerji kaynaklarının fosil kökenli olması ve yakın gelecekte tükenme tehlikesiyle karşı karşıya olması, ayrıca enerji fiyatlarının hızla yükselmesi diğer yandan çevresel problemlerle karşılaşılmaması insanların yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmesini gerekli kılmaktadır [2].

2. GÜNEŞ ENERJİLİ SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMLERİ

Güneş enerjili sıcak su hazırlama sistemleri sistemin sirkülasyon şekline göre tabii ve zorlanmış (cebri), sistemin devre şekline göre direkt ve endirekt olarak gruplandırılırlar. Tabii sirkülasyonlu sıcak su hazırlama sistemleri en yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. Sirkülasyon soğuk ve sıcak su arasındaki yoğunluk farkından dolayı oluşmakta olup tabii dolaşımın elde edilebilmesi için sıcak su deposunun alt kısmı ile güneş kollektörünün üst seviyesi arasındaki mesafe 35 cm ile 40 cm arasında olmalıdır[3].

Zorlanmış dolaşımli bir sıcak su sisteminde, genel olarak pompa, diferansiyel termostat, sıcak su deposu, genişleme tankı ve tek yönlü valf (çek valf) bulunur. Tabii dolaşımli sistemlerde olduğu gibi direkt veya endirekt sistemli yapılabilir.

Direkt sistemler hiçbir ısı değiştirici kullanılmadan uygulanan sistemlerdir. Kollektörde ısınan ve yoğunluğu düşen akışkan depoya gider ve direkt olarak kullanıma sıcak suyu olarak kullanılabilir. Direkt sistemlerin verimleri bir ısı değiştiricisi kullanılmamasından dolayı endirekt sistemlere göre daha yüksektir.

Soğuk iklimlerde kollektörlerde dolaşan suyun donma problemi vardır. Donma ihtimalinin olduğu günlerde, sistemin boşaltılması gerekir. Ayrıca, kollektörlerdeki su ile kullanılan su karışıyorsa, kollektör borularında korozyona sebebiyet verebilir veya kireçlenme ile boru et kalınlığı artabilir. Bu problemleri ortadan kaldırmak için, kollektör devresinde donma sıcaklığı düşük inhibitör ilaveli akışkan dolaştırılır ve sistem endirekt olarak yapılır.

3. TEORİK ANALİZ

Taşınım ve iletimin birlikte gerçekleştiği bir çok farklı durum olmakla birlikte, en sık karşılaşılan uygulamalardan biri katı ve çevresindeki akışkan arasında ısı geçişini artırmak için kullanılan genişletilmiş yüzeylerdir.

Bir sistemde eşanjör üzerindeki yüzey sıcaklığı T_s sabitse, ısı geçişini artırmanın iki yolu vardır. Akışkan hızı yükseltilerek ısı taşınım katsayısı artırılabilir ve/veya akışkan sıcaklığı T_∞ azaltılabilir. Bununla beraber, ısı taşınım katsayısının en yüksek değere artırılması bile istenen ısı geçişini elde etmeye yeterli olmayabilir veya yüksek maliyetlerle karşılaşılabılır. Bu maliyetler akışkan hareketinin artırılması için gerek duyulan fan veya pompa gücü ile ilgilidir. Bundan başka, T_∞ sıcaklığının azaltılması seçeneği çoğu kez pratik değildir. Başka bir deyişle ısı geçişini taşınımın gerçekleştiği yüzeylerin artırılması ile artırılabilir. Bu cıardan, etrafındaki akışkan için genişleyen kanatlar kullanılarak yapılabilir. Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanat boyunca sıcaklık dağılımını etkiler ve bundan ısı geçişini de etkilenir. İdeal olarak, kanat dibinden ucuna kadar sıcaklık değişiminin en az olması için, kanat malzemesi yüksek bir ısı iletim katsayısına sahip olmalıdır. Isı iletim katsayısının sonsuz olması durumunda, tüm kanat yüzey sıcaklığından olacak, en fazla ısı geçişini artışı sağlanacaktır[4].

Kanat uygulamalarının geniş bir kullanım alanı vardır. Çim biçme veya motorsiklet motor kafasındaki soğutma düzeneği veya elektrik güç trafosunun soğutucusu bunlara bazı örneklerdir. Bir iklimlendirme cihazında, kullanılan akışkan ile hava arasındaki ısı geçişini artırmak için kullanılan kanatlı borular da örnek verilebilir.

3.1. Sabit kesitli kanatlarda ısı iletiminin genel çözümlemesi

Sabit kesitli kanattaki sıcaklık dağılımının genel denklemi;

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad [5] \quad (3.1)$$

Sabit kesitli kanattaki sıcaklık dağılımında sabit olan m katsayısı;

$$m = \sqrt{\frac{h.P}{k.A}} \quad (3.2)$$

olmaktadır.

Eşitlik 3.1'deki entegrasyon sabitlerinin bulunabilmesi için uygun sınır koşullarının tanımlanması gerekir. Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı kaybı dört ayrı sınır koşulunda incelenebilir. Bunlar sınır koşullarının ısı taşınımı, adyabatik, belirli sıcaklık ve sonsuz kanat olduğu durumlardır.

Sınır koşulu ısı taşınımı olduğunda sıcaklık dağılımı;

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-k)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.3)$$

ısı kaybı;

$$q_f = \sqrt{hPkA} \theta_b \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.4)$$

Sınır koşulu adyabatik olduğunda sıcaklık dağılımı;

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (3.5)$$

ısı kaybı;

$$q_f = \sqrt{hPkA} \theta_b \tanh mL \quad (3.6)$$

Sınır koşulu belirli sıcaklık olduğunda sıcaklık dağılımı;

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (3.7)$$

ısı kaybı;

$$q_f = \sqrt{hPkA} \theta_b \frac{\cosh mL - \theta_L/\theta_b}{\sinh mL} \quad (3.8)$$

Sınır koşulu sonsuz kanat olduğunda sıcaklık dağılımı;

$$\frac{\theta}{\theta_b} = e^{-mx} \quad (3.9)$$

ısı kaybı

$$q_f = \sqrt{hPkA} \theta_b \quad (3.10)$$

eşitlikleri elde edilir.

3.2. Yatay boruda doğal ısı taşınımının çözümlenmesi

Yatay silindir ya da boruda Grashof ve Rayleigh sayısındaki karakteristik uzunluk olarak borunun dış çapı alınır. Yatay boruda ortalama Nusselt sayısı Morgan tarafından,

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = C Ra^n \quad [6] \quad (3.11)$$

biçiminde verilmiştir. Burada Ra sayısına bağlı olarak "C" ve "n" katsayıları Çizelge 3.1.'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Rayleigh Sayısına Bağlı Sabitler [6]

| Ra | C | n |
|----------------------|-------|-------|
| $10^{-10} - 10^{-2}$ | 0,675 | 0,058 |
| $10^{-2} - 10^2$ | 1,020 | 0,148 |
| $10^2 - 10^4$ | 0,850 | 0,188 |
| $10^4 - 10^7$ | 0,480 | 0,250 |
| $10^7 - 10^{12}$ | 0,125 | 0,333 |

Doğal taşınımında sistemde kullanılan yatay boru için Rayleigh sayısı;

$$Ra = Gr \cdot Pr, \quad (3.12)$$

$$Gr = \frac{D_h^3 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\nu^2}, \quad (3.13)$$

$$\beta = \frac{1}{K}. \quad (3.14)$$

Sistemde kanadın çevre uzunluğu;

$$P = 2 (t + w), \quad (3.15)$$

sistemde kanadın ısı geçişi yönünde kanatçık kesit alanı;

$$A = t \cdot w, \quad (3.16)$$

eşanjörün kanatsız kısmından geçen ısı miktarı;

$$Q_{\text{taşınım}} = h A_c (T_y - T_\infty), \quad (3.17)$$

hidrolik çap;

$$D_h = \frac{4A}{Ç} = D_0 - D_i \quad (3.18)$$

eşitlikleri ile hesaplanmaktadır.

4. ÖRNEK ÇÖZÜMLEME

Kanatçık kullanımının ısı verime olan etkisini görmek amacıyla; aynı şartlarda kanatçıklı bir sistem ile kanatçiksiz bir sistemin teorik ısı çözümlenmeleri yapılmıştır. Sistemlerde kullanılan kanatçık ve eşanjör malzemesinin çelik sac ve eşanjör yüzey sıcaklığı ile depo suyu sıcaklık farkının $10 \text{ }^\circ\text{C}$ (eşanjör yüzey sıcaklığı $50 \text{ }^\circ\text{C}$, depo suyu sıcaklığı $40 \text{ }^\circ\text{C}$) olduğu kabul edilmiştir.

$$\text{Eş. 3.18'den hidrolik çap: } D_h = \frac{4A}{Ç} = D_0 - D_i = 0,03 - 0,07 = 0,23 \text{ m,}$$

Eş. 3.15'den sistemde kanadın çevre uzunluğu:

$$P = 2 (t + w) = 2 (0,006 + 0,3) = 0,604 \text{ m,}$$

Eş. 3.16'dan sistemde kanadın ısı geçişi yönünde kanatçık kesit alanı:

$$A = t \cdot w = 0,002 \cdot 0,3 = 0,0006 \text{ m}^2$$

olarak hesaplanmıştır.

Eş. 3.13'ten sistemde kullanılan yatay boru için Grashof sayısı:

$$Gr = \frac{D_h^3 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\nu^2} = \frac{0,23^3 \cdot 1.9,81 \cdot 10}{323,15 \cdot 543 \cdot 10^{-6}} = 12527,04,$$

Prandtl sayısı = 3,53 (323,15 K' de ki su için),

Eş. 3.12'den rayleigh sayısı: $Ra = Gr \cdot Pr = 12527,04 \cdot 3,53 = 44220,47$,

Ra sayısı için C ve n sayıları Çizelge 1'den $C = 0,480$ ve $n = 0,250$ alınarak;

Eş. 3.11'den Nusselt sayısı: $Nu = C Ra^n = 0,480 \cdot 44220,47^{0,250} = 6,96$

bulunur.

Bulunan değerler Eşitlik 3.11' de yerine konarak ısı taşınım katsayısı;

$$Nu = \frac{hD_h}{k}, \quad 6,96 = \frac{h \cdot 0,23}{41} \Rightarrow h = 1240,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

elde edilir.

Eş. 3.2'den m;

$$m = \sqrt{\frac{h \cdot P}{k \cdot A}}, \quad m^2 = \frac{1240,8 \cdot 0,604}{41 \cdot 0,0006} = 174,54 \text{ m}^{-1}$$

olarak hesaplanmıştır.

Eş. 3.4'ten kanatçıklı sistemde kanatlardan geçen ısı miktarı;

$$q_f = \sqrt{hPkA} \theta_b \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$$

$$q_f = \sqrt{1240,8 \cdot 0,604 \cdot 41 \cdot 0,0006} \cdot 10 \frac{\sinh 174,54 \cdot 0,03 + (1240,8/174,54 \cdot 41) \cosh 174,54 \cdot 0,03}{\cosh 174,54 \cdot 0,03 + (1240,8/174,54 \cdot 41) \sinh 174,54 \cdot 0,03}$$

$$q_f = 42,935 \cdot 2 = 85,87 \text{ W}$$

olarak hesaplanmıştır.

Eş. 3.17'den kanatçıklı sistemin kanatsız kısmından geçen ısı miktarı;

$$Q_{\text{taşınım}} = h A_e (T_y - T_\infty) = 1240,8 \cdot (3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,07 - 2 \cdot 0,0006) \cdot 10 = 803,29 \text{ W},$$

Eş. 3.17'den de kanatçiksiz sistemden geçen ısı miktarı;

$$Q_{\text{taşınım}} = h A_e (T_y - T_\infty) = 1240,8 \cdot (3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,07) \cdot 10 = 818,18 \text{ W}$$

bulunur.

Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen tüm değerler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Yapılan Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Sistemlere Ait Değerler

| SİSTEMLERİN ÖZELLİKLERİ | SİSTEMLER | |
|----------------------------------|----------------------|----------------------|
| | Kanatçıklı sistem | Kanatçıksız sistem |
| A (m ²) | 0,0006 | - |
| P (m) | 0,604 | - |
| Gr | 12527,04 | 12527,04 |
| Pr | 3,53 | 3,53 |
| D _o (m) | 0,3 | 0,3 |
| D _i (m) | 0,07 | 0,07 |
| D _h (m) | 0,23 | 0,23 |
| Nu | 6,96 | 6,96 |
| L (m) | 0,03 | - |
| v (m ² /s) | 543.10 ⁻⁶ | 543.10 ⁻⁶ |
| n | 2 | - |
| h (W/m ² K) | 1240,8 | 1240,8 |
| m (m ⁻¹) | 174,54 | - |
| k (W/mK) kanatçık ve eşanjör | 41 | 41 |
| q _f (W) | 85,87 | - |
| Q (W) | 889,163 | 818,18 |
| Ra | 444220,47 | 44220,47 |
| A _e (m ²) | 0,6474 | 0,06594 |
| D _e (m ³) | 0,025 | 0,025 |

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Sonuç olarak, kanatçıklı sistemden depo suyuna aktarılan enerji miktarı 889,16 W, kanatçıksız sistemden depo suyuna aktarılan enerji miktarı ise 818,18 W olacağı görülmüştür. Buna göre kanatçıklı sistemin ısı verimi kanatçıksız sisteme göre % 10,5 daha fazladır. Bu durumda güneş enerjili tabii sirkülasyonlu endirekt sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık kullanmanın ısı verim açısından kaçınılmaz olduğu söylenebilir.

Bu sonuçtan çeşitli çıkarımlar yapılabilir. Kanat etkenliği, yüksek ısı iletim katsayılı malzemelerin seçilmesi ile yükseltilebilir. Alüminyum alaşımları ve bakır ilk akla gelen malzemelerdir. Bakırın ısı iletim katsayısı yüksektir, ancak alüminyum alaşımları daha hafif ve ucuzdur, bu nedenle tercih edilir. Kanat etkenliği, çevre uzunluğunun kesit alanına oranının artırılması ile de yükseltilir. Bu nedenle ince, fakat yakın aralıklı kanatları kullanılmalıdır. Kanat aralığının, akışı engelleyecek ölçüde azaltılmaması gerekir.

Semboller

| | |
|----------------|--|
| A | Isı geçişine dik kanatçık kesit alanı, (m ²) |
| P | Kanadın çevre uzunluğu, (m) |
| Gr | Grashof sayısı |
| Pr | Prandtl sayısı |
| D _o | Depo çapı, (m) |
| D _i | Eşanjör çapı, (m) |
| D _h | Hidrolik çap, (m) |
| Nu | Nusselt sayısı |
| L | Kanatçık yüksekliği, (m) |
| v | Kinematik viskozite, (m ² /s) |
| n | Kanatçık sayısı |
| h | Isı taşınım katsayısı, (W/m ² K) |
| k | Isı iletim katsayısı, (W/mK) |
| q _f | Kanatçıktan aktarılan ısı miktarı, (W) |
| Q | Isı miktarı, (W) |
| W | Kanatçık kalınlığı, (m) |
| θ _b | Sıcaklık farkı, (K) |
| g | Yerçekimi ivmesi, (m/s ²) |
| Ç | Çevre uzunluğu, (m) |

| | |
|------------|--|
| A_e | Eşanjör yüzey alanı, (m ²) |
| T_s | Yüzey sıcaklığı, (K) |
| T_∞ | Akışkan sıcaklığı, (K) |
| D_e | Depo hacmi, (m ³) |

KAYNAKLAR

1. Çakmanus, İ., “Türkiye’nin enerji problemleri ve çözüm önerileri”, **Mühendis ve Makine**, sayı 492, 29-34, 2001.
2. Güler, C., Akgül, M., “Enerji üretiminde odun ve tarımsal artıkların değerlendirilmesi”, **Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Sergisi**, Bildiriler Kitabı, Kayseri, 265, 2001.
3. Uyarel, A. Y., Öz, E. S., **Güneş Enerjisi ve Uygulamaları**, Emel Matbaacılık, Ankara, 1987.
4. Incropera F. P., Dewitt, D.P., **Fundamentals Of Heat And Mass Transfer**, John Wiley Sons, New York, 110-128, 1996
5. Aktaş, M., “Güneş Enerjili Tabii Sirkülasyonlu Endirekt Sıcak Su Hazırlama Sistemlerinde Kanatçık Optimizasyonu”. **Yüksek Lisans Tezi**, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2003.
6. Halıcı, F., Gündüz M., **Örneklerle Isı Geçişi**, Burak Ofset, Sakarya, 263-275, 2001.