

KAPALI TERMOSİFON DÖNGÜSÜNDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Tahsin BAŞARAN, Serhan KÜÇÜKA

Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 35100-Bornova/İzmir

Geliş Tarihi : 28.01.2003

ÖZET

Bu çalışmada, dikdörtgen formdaki kapalı döngü bir termosifon üzerine, analitik, sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Termosifon döngünün düşeyde olan ısıtma ve soğutma bölgelerinde, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kullanılarak, dairesel borudaki tam gelişmiş laminer akış için, bir-boyutlu analitik ve iki-boyutlu sayısal çözümleme yapılmıştır. Isı transfer bölgelerinde sabit yüzey sıcaklığı kabulü ile elde edilen bir-boyutlu analitik yaklaşımın, akışı ve ısı transferini belirlemedeki yetersizliği gösterilmiştir. İki-boyutlu yaklaşımda ise, sayısal modelden elde edilen ısı transfer miktarı, akışkan hızı ve sıcaklığı, Reynolds sayısının 310'a kadar olduğu deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla uyumludur. Buna karşılık, bu değer üzerindeki Reynolds sayılarında; deneysel çalışmalar ile sayısal modelden elde edilen sonuçlar; akış içindeki türbülans etkilerinden dolayı, akış hızını ve sıcaklığını belirlemede yeterli değildir. Fakat, sistemde taşınan ısının hesaplanmasında; iki-boyutlu model, sayısal sonuçlarla yeterince uyumludur.

Anahtar Kelimeler : Termosifon, Kapalı döngü, Doğal taşınım döngüsü, SIMPLEX algoritması

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN CLOSED THERMOSYPHON LOOP

ABSTRACT

In this study, closed loop rectangular thermosyphon was studied using an analytical, numerical and experimental techniques. One-dimensional analytical and two-dimensional numerical models were solved using uniform surface temperature boundary condition in the vertical heating and cooling sections of the thermosyphon loop for fully developed laminar flow in circular tube. It was shown that the one-dimensional model was inappropriate for estimating the heat transfer and the flow characteristics of the loop at the uniform surface temperature. However, two-dimensional numerical model provides results which are in good agreement with experiments for Reynolds numbers up to 310. At higher values of Reynolds numbers, due to turbulent distortion of the flow, a discrepancy in the calculated and measured velocity as well as temperature values was noted. In calculating the heat transfer rate, however, the two-dimensional model provides meaningful results.

Key Words : Thermosyphon, Closed loop, Natural circulation loop, SIMPLEX algorithm

1. GİRİŞ

Kapalı döngü termosifonlar, kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle akışkan hareketinin sağlandığı, doğal sirkülasyon döngüleridir. Kapalı döngü içindeki

akışkan belirli bir bölgeden ısıtılırken, bir başka bölgeden de soğutulmaktadır. Farklı bölgelerden yapılan bu ısıtma ve soğutma işlemleri dolayısıyla, döngüdeki akışkan içerisinde bir sıcaklık farkı yaratılmaktadır. Bu da akışkanda bir yoğunluk gradyanı oluşturmakta; yoğunluğu düşük olan

akışkan yükselirken, görece daha ağır akışkan onun yerini almaktadır. Böylece kaldırma kuvvetleri, akışkanın sirkülasyonunu sağlamaktadır. Kararlı durumda, kaldırma kuvvetleri, boru iç yüzeyindeki sürtünme kuvvetleri tarafından dengelenmektedir.

Kapalı döngü termosifonların, pratikteki oldukça geniş bir uygulama alanı; güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleridir. Güneş ışınları, kolektör yüzeyinden absorbe edilerek sistemdeki akışkan ısıtılmakta ve düşük yoğunluklu bu akışkan, doğal sirkülasyon etkisiyle depoya yükselmekte ve bir ısı değiştiricisi aracılığıyla enerjisini transfer ederek tekrar kolektöre geri dönmektedir. Bir başka uygulama alanı ise içten yanmalı motorların soğutulmasındaki kullanımınıdır. Ayrıca, bilgisayar parçalarının soğutulmasında; özellikle diz üstü bilgisayarlar da olduğu gibi küçük hacimlerdeki görece yüksek soğutma ihtiyacının karşılanmasında veya yüksek kapasiteli bilgisayarlardaki aşırı ısınmanın önlenmesinde kullanılmaktadır. Bundan başka, türbin kanatlarının, trafoların, nükleer reaktör çekirdeklerinin soğutulmasında da geniş bir kullanım alanı vardır. Doğal dolaşım ısı değiştirgeçleri ile, jeotermal enerji kullanımı ve enerji depolamaya yönelik uygulamalarda da karşılıklıdır. Bu mühendislik sistemlerinin doğru bir şekilde tasarlanması, kapalı döngü termosifonların modellenmesini gerektirmektedir.

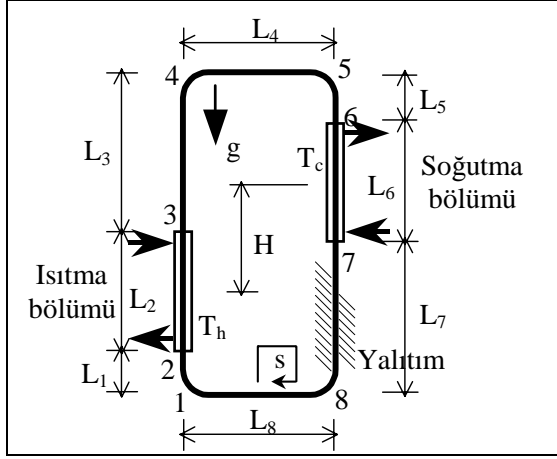
Kapalı döngü termosifonlar üzerine kapsamlı gözden geçirmelerin yapıldığı, Zvirin (1981), Mertol and Greif (1985) ve Greif (1988)'in çalışmaları bulunmaktadır. Greif et al. (1979) ve Mertol et al. (1983) bir dairesel kapalı döngü termosifonun kararlı ve zamana bağlı davranışı üzerine birer çalışma gerçekleştirmişlerdir. Mertol et al. (1982), dairesel kapalı döngü termosifondaki akışı, sonlu farklar metodunu kullanarak, iki-boyutlu olarak incelemişlerdir. Buna karşılık, Lavine et al. (1986)'nin, benzer bir dairesel döngü termosifondaki ısıtma ve soğutma bölümleri arasındaki açı etkisini inceledikleri ve Lavine et al. (1987)'nin Grashof sayısının etkisi üzerine yaptıkları çalışmalar üç-boyutlu analizi içermektedir. Hallinan and Viskanta (1985), ısıtma ve soğutma bölümlerinin boru demeti şeklinde tasarlandığı dikdörtgen termosifon döngüsündeki ortalama ısı transfer katsayısının belirlenmesi üzerine çalışmışlar, ortalama Nusselt sayısı için, akışın paralel veya ters olmasına bağlı olarak, ampirik korelasyonlar üretmişlerdir.

Huang and Zelaya (1988), dikdörtgen termosifon döngüsünün ısıl performansı üzerine deneysel ve teorik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kararlı ve

zamana bağlı analizlerini, bir-boyutlu yaklaşımla çözümlenmişlerdir. Bununla beraber, geometrik uzunluğa (L); döngü boyunca kayıplardan kaynaklanan eşdeğer uzunluğu ($L_{eş}$) ilave ederek, efektif uzunluk (L_e) tanımlaması yapmışlardır. Döngünün ısıtılması, üniform ısı akısı sağlayan bir şerit elektrikli ısıtıcı ile sağlanmakta; soğutma ise, eş merkezli bir ısı değiştiricisi ile yapılmaktadır. Isıtma kısmındaki elektrikli ısıtıcı; 225 W ile 1400 W arasında çalıştırılmıştır. Soğutma kısmındaki soğutucu debisi de; 10, 20 ve 29 lt/dak'lık üç farklı değer için ayarlanmıştır. Kararlı durumda, doğal sirkülasyon akış için, bir-boyutlu teorik yaklaşımları, deneysel verilerle oldukça iyi bir uyum göstermiştir.

Bernier and Baliga (1992), ısı transfer bölümleri düşey olan kapalı döngü bir termosifon üzerinde teorik ve deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneysel düzeneklerinde, iki düşey pleksiglas boru, 180°'lik iki dirsekle birbirine bağlanmıştır. Böylece minimum şekil kaybı sağlanmaya çalışılmıştır. Termosifon döngüsünün ısıtma kısmına elektriksel güç girdisi; 9.83 W – 74.58 W aralığındadır. Buna karşılık, soğutma kısmındaki ortalama duvar sıcaklığı 13.2 °C'dan 26.9 °C'a kadar değişmektedir. Karışık taşınımın geçerli olduğu termosifonun ısıtma ve soğutma bölümlerindeki akış, iki-boyutlu sayısal simülasyonla, diğer yalıtımlı bölümlerdeki akış ise bir-boyutlu analiz kullanılarak, birlikte çözülmüştür. Buna göre, Grashof sayısının görece yüksek değerlerinde, kaldırma kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine göre daha baskın olmaya başlamasından dolayı bir distorsiyon görülmektedir. Akış; sıcaklığın yüksek olduğu iç yüzey civarında artma eğilimindedir.

Literatürde sunulan çalışmaların önemli bir kısmında, ısıtma bölgesinde sabit bir ısı akısı sağlanmış, soğutma bölgesinde ise, dış taraftan, bir soğutucu akışkan yardımı ile ısı çekilmiştir. Bir jeotermal sistemde veya bir ısı geri kazanımı sisteminde ise, termosifonun ısıtma ve soğutma bölümlerinin yüzey sıcaklığını, termosifonun dış yüzeyindeki koşullar etkilemektedir. Buna bağlı olarak, termosifonun ısıtma ve soğutma bölümlerinin yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle, döngü içinde akışkanın dolaşımı ve ısı aktarımı meydana gelmektedir. Bu ve benzeri durumlar baz alınarak gerçekleştirilen bu çalışmada, Şekil 1'de verilen termosifon döngüsü içerisinde, dairesel kesitli boruda, bir-boyutlu analiz ile birlikte, iki-boyutlu momentum ve enerji eşitlikleri, sonlu fark denklemleri kullanılarak yazılmış ve bilinen yüzey sıcaklıkları için, SIMPLEX algoritması kullanılarak çözüm yapılmıştır.



Şekil 1. Dikdörtgen termosifon döngüsünde sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu

2. BİR-BOYUTLU MODEL

Bir-boyutlu model için hız bağıntısı, ısı transfer bölgelerinde sabit ısı akışı koşulunda, dikdörtgen formdaki kapalı döngü bir termosifon için Bernier (1991) tarafından çıkarılmıştır. Buna karşılık, bu çalışmada, ısı transfer bölümleri bir dış akışkanla ısıtılmış ve soğutulmuştur. Bu bölümde, bir-boyutlu modelin çözümü, ısıtma ve soğutma bölümlerinde sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kabulüyle gerçekleştirilmiştir. Buna göre ısıtma bölgesindeki yüzey sıcaklığı T_h , soğutma bölgesindeki ise T_c 'dir. Diğer kısımlar ise yalıtılmıştır (Şekil 1). Termosifon döngüsü boyunca, bir-boyutlu momentum ve enerji denklemlerinin kullanımıyla elde edilen hız bağıntısı, termosifon sistemde dolaşan çalışma akışkanının ortalama hız değerini vermektedir:

$$V_m = \frac{\rho_0 r_i^2 g \beta}{8 \mu L} (T_h - T_c) \left[\ell + \left(H - \frac{2}{\Gamma} \right) \frac{(1 - e^{-\Gamma \ell})}{(1 + e^{-\Gamma \ell})} \right] \quad (1)$$

Denklemden, termodinamik özellikler ortalama akışkan sıcaklığında alınmıştır. Burada ℓ , ısı transfer bölgelerinin uzunluğu, Γ ise,

$$\Gamma = \frac{4kNu}{\rho_0 V_m D^2 C_p} \quad (2)$$

şeklinde tanımlanan bir katsayıdır. Bu denklem ısıtma ve soğutma ayaklarının geometrik olarak simetrik olma durumu için çıkarılmıştır (Başaran, 2002).

3. İKİ-BOYUTLU MODEL

Bir-boyutlu model yaklaşımı, özellikle ısıtma ve soğutma bölgelerinde, akışı tanımlamada yetersiz kalmaktadır. Akışın iki-boyutlu modellenip sayısal çözümlenmesiyle, radyal ve aksel yöndeki sıcaklık ve hız değişimlerinin belirlenmesi; problemin doğruya daha yakın bir çözümünü sağlayacaktır. Buna göre, r ve z -yönü momentum ve enerji eşitlikleri, sırasıyla,

$$\rho \left(v \frac{\partial v}{\partial r} + u \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{\mu v}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(v \frac{\partial u}{\partial r} + u \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \xi \rho g + \xi \beta \rho g (T - T_m) \quad (4)$$

$$\rho C_p \left(v \frac{\partial T}{\partial r} + u \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (5)$$

şeklinde verilmiştir (Bernier and Baliga, 1992). (4) numaralı eşitlikte, T_m ortalama çalışma akışkanı sıcaklığıdır. ξ değeri ise; yukarıya doğru akışta +1, aşağıya doğru akışta -1 değerindedir. Korunum denklemlerine ilaveten sınır koşullarının da tanımlanması gerekmektedir. Buna göre, hız termosifon döngünün dikey ayaklarına parabolik formda girmektedir. Boru iç cidarında ise hız sıfır olmaktadır. Isıtma ve soğutma bölgelerinin yüzey sıcaklıkları, deneysel sonuçlardan belirlenen değerler olarak tanımlanmıştır. Diğer bölgeler ise adyabatiktir.

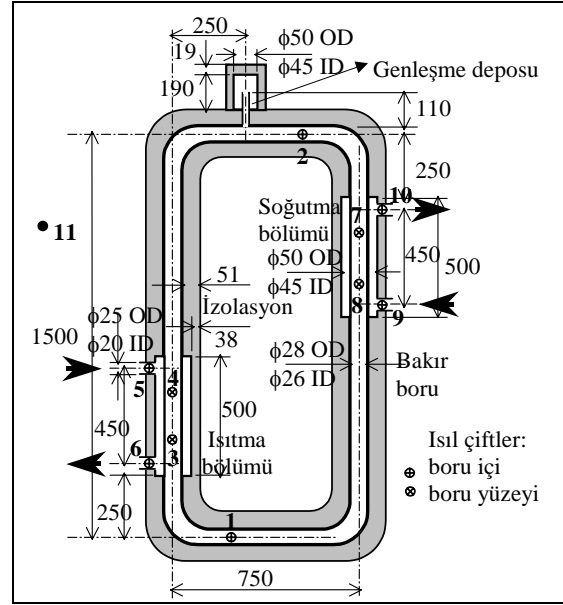
Momentum veya enerji denklemleri, hız veya sıcaklık dağılımlarının çözüleceği her bir nokta için ayrı ayrı yazılarak, cebirsel denklem takımları elde edilir. Bu denklem takımlarının (r -yönü momentum, z -yönü momentum ve enerji) çözümü, sayısal olarak, Raithby and Schneider (1988) tarafından geliştirilen SIMPLEX algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre, her bir z yüksekliğinde, bir önceki ve sonraki z yüksekliklerindeki hız ve sıcaklıkların bulunduğu kabul edilmiş ve r yarıçapı boyunca bilinmeyen hız ve sıcaklıklar hesaplanmıştır. Böylece tüm z koordinatı tarandıktan sonra, tekrar başa dönülmüştür (Başaran, 2002).

Yapılan çalışmada, termosifon döngüsünün ısı transfer bölgelerinin yüzey sıcaklıklarının tanımlanması ile kaldırma kuvvetlerinin etkisi altında bir akış olmaktadır. Akış yönüne dik bir kesitten başlanarak döngü tamamlandığı zaman; net basınç düşümü sıfır olmalıdır. Bu koşulu sağlamak üzere, aşağıda açıklanan algoritma kullanılmıştır (Başaran, 2002):

1. Akışın, ısıtma ayağına, başlangıçta kabul edilen bir sıcaklık ve ortalama dolaşım hızında girdiği ve girişteki hız dağılımının parabolik olduğu kabul edilmiştir. Buna karşılık yüzeylerdeki hız dağılımı sıfırdır. Çıkışta ise, bir önceki kontrol hacmindeki hızların çıkıştan etkilenmediği kabulü yapılmıştır.
2. Akışkan, soğutma ayağına, kabul edilen ortalama hızda, fakat ısıtma ayağından çıkış sıcaklığında girmektedir.
3. Akışkanın soğutma ayağından çıkış sıcaklığı; ısıtma ayağına giriş sıcaklığı kabul edilerek birinci adıma geri dönmektedir. Bu adımların ardı ardına tekrarlanması ile, akış içindeki sıcaklık profili ve buna bağlı olarak kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile değişen hız profili hesaplanmaktadır.
4. Ortalama hız değeri kullanılarak, yatay borularda ve dirseklerdeki basınç kaybı hesaplanmaktadır. Yatay borularda, akışın tam gelişmiş olduğu kabul edilmektedir.
5. Sıcak ayak, soğuk ayak, yatay kısımlar ve dirseklerde hesaplanan basınç kayıplarının toplamı sıfır olmalıdır. Toplam basınç düşümü sıfıra yaklaşıncaya kadar hesaplamalar yenilenmektedir.

4. DENEYSEL DÜZENEK

Kapalı termosifon döngüsü deney düzeneği; 26 mm iç çap, 28 mm dış çaptaki bakır borudan, dikdörtgen bir formda tasarlanmıştır. Isıtma ve soğutma bölümlerinde, ısıtıcı ve soğutucu akışkan olarak kullanılacak su; birer sabit sıcaklık banyosundan elde edilmiştir ve sabit yüzey sıcaklığı sınır koşuluna yaklaşmak amacı ile, yüksek debili bir akış sağlanmıştır. Bu bölümlerde, sabit sıcaklık banyolarından gelen su; termosifon borusunun dışına eşmerkezli olarak yerleştirilmiş; iç çapı 45mm, dış çapı 50 mm olan PVC borularda dolaştırılmaktadır (Şekil 2).



Şekil 2. Deney düzeneği (çizim ölçekli değildir ve verilen ölçüler mm'dir)

Termosifon döngüsü içinde çalışma akışkanı olarak damıtılmış su kullanılmıştır. Bakır boru 51 mm kalınlığındaki kauçuk köpüğü ile yalıtılmıştır. Buna karşılık ısı transfer bölgelerindeki yalıtım, 38 mm'dir. Döngüdeki sıcaklık ölçümleri, T-tipi ısı çiftlerle gerçekleştirilmiştir. İki adet ısı çifti, yatay boru üzerinde; 1 ve 2 noktalarında açılan deliklerden yerleştirilerek, dolaşan akışkan sıcaklığı okunmuştur. Dört adet ısı çifti, ısıtma (3&4) ve soğutma (7&8) bölümlerinde, bakır borunun dış yüzeyine lehimlenmişlerdir. Isıtıcı ve soğutucu akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları da, PVC malzeme giriş ve çıkış ağızlarından içeriye yerleştirilen ısı çiftler aracılığıyla belirlenmiştir. Bir ısı çifti (11) ise ortam sıcaklığını ölçmüştür (Şekil 2). Isıl çiftler, bir veri tarama ünitesine (HP 34970A) bağlanmıştır. Deney düzeneğinde kullanılacak ısı çiftlerinin ve ölçüm aletlerinin kalibrasyonu ve hata analizi yapılmıştır. Buna göre, sıcaklık ölçümlerindeki olası toplam hata ±0.07 °C; ısı transfer bölgelerindeki ikincil akışkan sıcaklık farkındaki olası hata ise ±0.1 °C'dır (Başaran, 2002).

5. DENEYSEL SONUÇLAR

Sistem çalıştırıldıktan sonra dengeye ulaşması beklenmiş ve sonrasında alınan yaklaşık 100 verinin ortalaması, kullanılmıştır. Isıtıcı akışkanın giriş/çıkış sıcaklıklarına ve kütesel debiye bağlı olarak, on farklı deney için ısı transfer miktarları hesaplanmıştır (Tablo 1). İzolasyona rağmen, termosifon döngüden bir miktar ısı kaybı olmaktadır.

Bu kayıp hesaplanarak termosifon döngüsünde aktarılan net ısı transferi göz önüne alınmıştır. Isıtma bölümünden aktarılan ısıya bağlı olarak döngüdeki akışkanın ortalama hızı,

$$V_m = \frac{Q}{\rho \pi r^2 C_p \Delta T_{\text{döngü}}} \quad (6)$$

bağıntısından belirlenip Tablo 1'de sunulmuştur. Deneysel verilerden elde edilen ısı transfer ve ortalama hız sonuçları da Tablo 1'de toplu olarak sunulmuştur. Burada, Grashof sayısı,

$$Gr = \frac{g \beta (T_h - T_c) D^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (7)$$

olarak tanımlanmıştır. Grashof sayısında, sıcak ve soğuk bölgelerin ortalama yüzey sıcaklıklarının farkı temel alınmıştır. Ortalama Nusselt sayısının belirlenmesinde ise ısıtma bölümü göz önüne alınmış ve sıcaklık farkı olarak da ısı transfer bölgelerinin yüzey sıcaklıklarının farkı ($T_h - T_c$) kullanılmıştır. Buna göre taşınım katsayısı,

$$h = \frac{Q}{A_s (T_h - T_c)} \quad (8)$$

bağıntısından belirlenebilir. Burada Q, Tablo 1'de verilen net ısı transferi; A_s ise termosifonun ısıtma bölümü iç yüzeyinin alanıdır. Taşınım katsayısına göre elde edilen Nusselt sayıları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Deneysel Sonuçlardan Belirlenen Parametreler

Deney No	Sıcaklık farkı ($T_h - T_c$) (°C)	Ortalama akışkan sıcaklığı (°C)	Net ısı transferi (W)	Akışkan ortalama hızı (m/s)	Re Sayısı	Nu Sayısı	Gr Sayısı
1	9.350	16.374	36.1	0.00417	98.49	4.12	221752
2	13.574	18.707	64.4	0.00590	147.33	5.03	414987
3	17.745	21.008	90.5	0.00706	186.46	5.38	684028
4	21.893	23.295	121.3	0.00839	233.33	5.80	1037705
5	25.978	25.507	167.2	0.01060	310.00	6.72	1485762
6	23.521	30.056	240.8	0.01882	607.64	10.56	1898755
7	26.707	32.878	297.5	0.02226	761.50	11.40	2614627
8	30.185	35.521	351.5	0.02492	897.78	11.84	3493389
9	33.805	38.228	407.3	0.02733	1037.1	12.17	4608641
10	37.205	40.925	479.3	0.03044	1216.8	12.96	5940833

6. BİR-BOYUTLU MODEL SONUÇLARI

Deneysel olarak belirlenen ısıtma ve soğutma bölümleri ortalama yüzey sıcaklıkları, Denklem (1)'de kullanılıp, hız için, Tablo 2'deki sonuçlara ulaşılmıştır. Sisteme verilen ısının bir-boyutlu modele göre hesaplanmasında, döngü içerisindeki akışkan sıcaklık farkı, ısı transfer bölgeleri ortalama yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak,

$$T_2 = (T_c + T_h e^{-\Gamma \ell}) \frac{(1 - e^{-\Gamma \ell})}{(1 - e^{-2\Gamma \ell})},$$

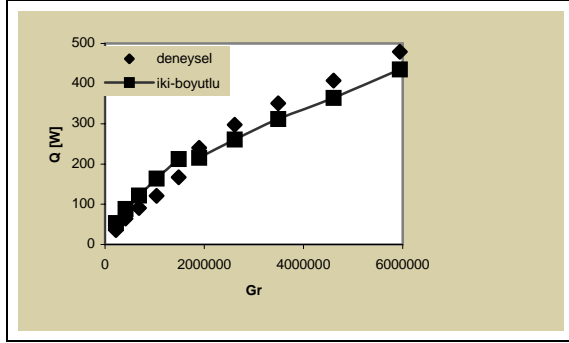
$$T_3 = (T_h + T_c e^{-\Gamma \ell}) \frac{(1 - e^{-\Gamma \ell})}{(1 - e^{-2\Gamma \ell})} \quad (9 \text{ ve } 10)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir. Buradaki T_3 ve T_2 sıcaklıkları, sırası ile, soğutma ve ısıtma bölgelerine giren çalışma akışkanının giriş sıcaklıkları olup, 2 ve 1 numaralı ısı çiftler kullanılarak okunan sıcaklıklardır (Şekil 2). Buna göre, bir-boyutlu model için, hesaplanan ısı transfer miktarları, Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Bir-Boyutlu Modele Göre, Döngüdeki Akışkanın Sıcak ve Soğuk Taraf Sıcaklıkları ile Isı Transferi

Deney No	Soğuk taraf sıcaklığı T_2 [°C]	Sıcak taraf sıcaklığı T_3 [°C]	Sıcaklık farkı ($T_3 - T_2$) [°C]	Döngüdeki akışkan hızı [m/s]	Isı transferi [W]
1	16.803	18.399	1.596	0.00449	15.89
2	19.212	20.976	1.764	0.00596	23.32
3	21.677	23.537	1.860	0.00745	30.70
4	24.182	26.109	1.927	0.00895	38.16
5	26.761	28.728	1.968	0.01044	45.46
6	31.291	33.008	1.717	0.01098	41.65
7	33.846	35.567	1.721	0.01256	47.68
8	36.532	38.268	1.736	0.01418	54.26
9	39.339	41.084	1.745	0.01592	61.16
10	42.083	43.826	1.743	0.01765	67.65

maksimum 45 W (5. deneyde) değerine ulaşmakta ve diğer sonuçlar bu değer altında kalmaktadır. Bu da kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Buna karşılık, deneysel sonuçlar, bilgisayar program sonuçlarına göre, ilk beş deneylik grupta, eğrinin altında kalırken, ikinci beşli grupta, program sonuçları eğrisinin üstünde yer almaktadır.

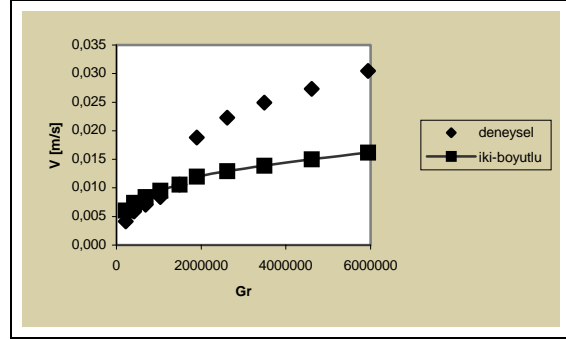


Şekil 5. İki-boyutlu modelle hesaplanan ısı transferinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Tablo 1'de görüldüğü gibi, ilk grup deneylerde, Reynolds sayısı maksimum 310 değerini almaktadır (5 numaralı deney). İkinci grup deneylerde ise, Reynolds sayısı, 607'den başlamaktadır (6 numaralı deney). Hallinan and Viskanta (1985), çalışmalarında, Reynolds sayısının; 340 ve üzerindeki değerlerinde, türbülansın başladığını gözlemlemişlerdir. Buradan hareketle; ikinci grup deneyde, akışın türbülanslı olduğu söylenebilir. Bu da, laminer akış için oluşturulan sayısal çözümlemenin; türbülanslı akışın söz konusu olduğu ikinci grup deney sonuçlarıyla uyumsuzluğunu açıklamaktadır. Bu nedenle, çalışma akışkanının sayısal modelleme ile hesaplanan ortalama hızı, ilk beş deneylik grupta deney sonuçları ile görece uyumlu olmasına karşın, ikinci beş deneylik grupta yakın bir sonuç alınamamaktadır. Sisteme aktarılan ısı gücünün artmasıyla, ikinci beşli grupta, deney sonuçları ile sayısal deney sonuçları arasındaki makas açılmaktadır (Şekil 6).

Sonuç olarak, deneysel çalışmalarda her bir durum için, sisteme aktarılan net ısı transferi miktarları ile bilgisayar programının çalıştırılması sonucunda elde edilen ısı transfer değerleri arasında yeterli bir uyum yakalanmıştır. Buna karşılık, hız ve döngü akışkanı sıcaklık farkı için elde edilen grafiklerde, Grashof sayısının artmasıyla uyum da bozulmaktadır. Deneysel çalışmalarda hız değerleri, enerji dengesinden hareketle hesaplanmaktadır. Sayısal çalışmalarda ise, kaldırma ve sürtünme kuvvetleri göz önüne alınarak, akış kesitinin her noktasındaki hız hesaplanmaktadır. Yüksek Grashof sayılarında, kaldırma kuvvetlerinden dolayı, boru cidarına yakın bölgelerde yüksek hız gradyanları oluşmaktadır.

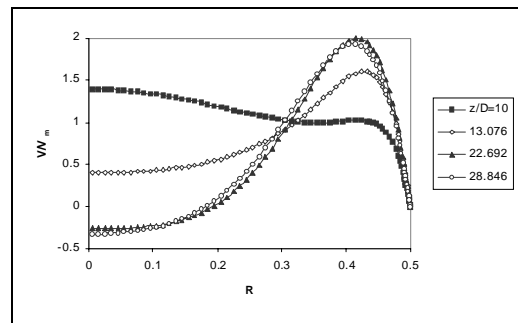
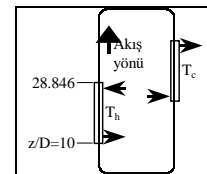
Oysa gerçekte, türbülans etkisi ile, hız gradyanları, boru cidarına yakın kısımlarda, hesaplanandan daha küçüktür. Bu durum, yüzeydeki sürtünme kuvvetlerinin azalmasına ve ortalama akış hızının, hesaplanandan daha yüksek olmasına neden olmaktadır.



Şekil 6. İki-boyutlu modelle hesaplanan akışkan hızının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

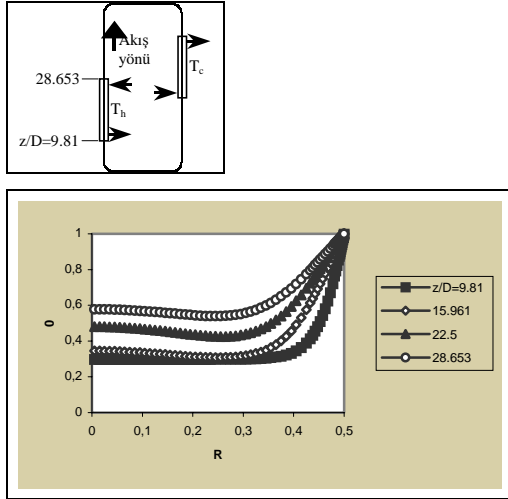
7. 1. İki-Boyutlu Model Sonuçlarının İrdelenmesi

Bilgisayar programının çalıştırılmasıyla, döngünün ısıtma ve soğutma bölgelerinin bulunduğu düşey borular boyunca hız profiline değişimi de elde edilmiştir. Burada, sadece bir numaralı sayısal deneylemeye ait sonuçlar örnek olarak irdelenecektir. Şekil 7'de ısıtma bölgesi boyunca, giriş noktasından çıkışa kadar, hız profiline değişimi açıkça görülmektedir. Akış profili, boru merkezine doğru gittikçe şekil değiştirmekte, ısıtma bölgesinin altıda birlik ilk kısmının geçilmesinden sonra, boru merkezinde ters akış oluşmakta ve bu profil, ısıtma bölgesi boyunca, fazla bir değişime uğramadan devam etmektedir.



Şekil 7. İlk sayısal deney için, ısıtma bölgesinde farklı kesitlerdeki boyutsuz hız profilleri

Enerji denkleminin çözümü de, benzer olarak, farklı noktadaki sıcaklık dağılımını vermiştir. Isıtma bölgesinde, aksel uzunluk boyunca, farklı noktalarda, radyal yöndeki sıcaklık dağılımları Şekil 8'de verilmiştir. Akışkan sıcaklığı boru boyunca giderek artarken sıcaklık eğrilerinin eğimi de azalmaktadır.



Şekil 8. İlk sayısal deneye için, ısıtma bölgesi boyunca, farklı kesitlerdeki boyutsuz sıcaklık profilleri

8. SONSÖZ

Bir-boyutlu yaklaşımla elde edilen sonuçların; sabit Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme katsayısı dolayısıyla yetersizliği, bu çalışma sonrası bir kez daha görülmüştür. Buna karşılık, iki-boyutlu model sonuçları, özellikle sistemde aktarılan ısı transferi bazında iyi sonuçlar vermekte; fakat Reynolds sayısının artışıyla meydana gelen türbülans dolayısıyla; çalışma akışkan ortalama hızının belirlenmesinde; laminer akış kabulü yetersiz olmaktadır. Sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar, Reynolds sayısının 310'a kadar olan değerleri için deneysel sonuçlar ile uyumlu olurken; Reynolds sayısının 608 ve üzerindeki değerleri için, uyum gözlenmemiştir. Yüksek ısıl girdilerde oluşan türbülanslı akış dolayısıyla, farklı bir sayısal modellemeye gereksinim duyulmaktadır.

9. KAYNAKLAR

Başaran, T. 2002. Kapalı Termosifon Döngüsünde Akış ve Isı Transferinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi. 201 s. Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.

Bernier, M. A. 1991. Investigation of a Closed-Loop Thermosyphon. 316 s. Ph.D. Thesis, McGill University, Montreal, Canada.

Bernier, M. A. ve Baliga, B. R. 1992. A 1-D/2-D Model and Experimental Results For A Closed Loop Thermosyphon With Vertical Heat Transfer Sections. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35(11), 2969-2982.

Greif, R. 1988. Natural Circulation Loops. *Journal of Heat Transfer*, 110, 1243-1258.

Greif, R., Zvirin, Y. and Mertol, A. 1979. The Transient And Stability Behavior of A Natural Convection Loop. *Journal of Heat Transfer*, 101, 684-688.

Hallinan, K. P. ve Viskanta, R. 1985. Heat Transfer From A Vertical Tube Bundle Under Natural Circulation Conditions. *Int. J. Heat & Fluid Flow*, 6(4), 256-264.

Huang, B. J. ve Zelaya, R. 1988. Heat Transfer Behavior of A Rectangular Thermosyphon Loop. *Journal of Heat Transfer*, 110, 487-493.

Lavine, S. A., Greif, R. ve Humprey J. A. C. 1986. Three-Dimensional Analysis of Natural Convection In A Toroidal Loop-Effect Of Tilt Angle. *Journal of Heat Transfer*, 108, 796-805.

Lavine, S. A., Greif, R. ve Humprey J. A. C. 1987. A three-Dimensional Analysis Of Natural Convection in A Toroidal Loop-The Effect of Grashof Number. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30 (2), 251-262.

Mertol, A. ve Greif, R. 1985. In Natural Convection Fundamentals and Applications. Washington: Hemisphere. S. Kakaç, W. Aung ve R. Viskanta (Eds). A review of natural circulation loops. 1033-1071.

Mertol, A., Greif, R. ve Zvirin, Y. 1982. Two-Dimensional Study of Heat Transfer And Fluid Flow In A Natural Convection Loop. *Journal of Heat Transfer*, 104, 508-514.

Mertol, A., Greif, R. ve Giz, A. T. 1983. The Transient, Steady-State, And Stability Behavior of A Toroidal Thermosyphon With A Parallel-Flow Heat Exchanger. *Journal of Solar Energy Engineering*, 105, 58-65.

Raithby, G. D. ve Schneider, G. E. 1988. Handbook of Numerical Heat Transfer. New York. John Wiley & Sons. W. J. Minkowycz, E. M. Sparrow, G. E. Schneider ve R. H. Pletcher (Eds). Elliptic systems.

Zvirin, Y. 1981. A Review Of Natural Circulation Loops In Pressurized Water Reactors And Other Systems. *Nuclear Engineering and Design*, 67, 203-225.