

KAPALI TERMOSİFON DÖNGÜSÜNDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİ ÜZERİNE PARAMETRİK ÇALIŞMA

Tahsin BAŞARAN, Serhan KÜÇÜKA

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

Geliş Tarihi : 28.01.2003

ÖZET

Bu çalışmada, dikdörtgen formdaki kapalı döngü bir termosifon üzerine, parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Termosifon döngünün düşeyde olan ısıtma ve soğutma bölgelerinde, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu kullanılarak; iki-boyutlu sayısal çözümleme yapılmıştır. Sayısal sonuçlar, laminar akış kabulü ile ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin SIMPLEX algoritması ile çözümlenmesiyle elde edilmiştir. Kullanılan parametreler, Prandtl sayısı, Grashof sayısı ve ısıtma ile soğutma bölgelerinin orta noktaları arasındaki yükseklik farkının boru iç çapına bölünmesiyle elde edilen H/D'dir. Ayrıca, bir termosifon döngüsü için Nusselt sayısı tanımlanmış ve aktarılan ısının Grashof ve Prandtl sayılarına bağlı olarak değişimini veren bir bağıntı geliştirilmiştir.

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

A PARAMETRIC STUDY OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN CLOSED THERMOSYPHON LOOP

ABSTRACT

In this study, closed loop rectangular thermosyphon was studied parametrically. Two-dimensional numerical model was solved using uniform surface temperature boundary condition in the vertical heated and cooled sections of the thermosyphon loop. In two-dimensional model, results for laminar flow case were obtained by solving the momentum and the energy equations through the SIMPLEX Algorithm. Used parameters are Prandtl numbers, Grashof numbers and H/D which is obtained from the elevation difference between the mid-point of heated and cooled sections divided by inside diameter of the thermosyphon pipe. In addition, a correlation for the Nusselt number of the thermosyphon loop was developed. The dependence of this correlation on Grashof and Prandtl numbers was determined.

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

1. GİRİŞ

Termosifonların en belirleyici avantajı; ısının, mekanik bir iş girdisine ihtiyaç duyulmadan, bir kaynaktan diğerine aktarılabilmesidir. Ayrıca, uygulama kolaylığı, düşük maliyet gibi avantajlarının yanında, gürültüsüz çalışma gibi önemli bir artıya daha sahiptirler. İçten yanmalı

motorların soğutulması ve güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri; kapalı döngü termosifonların uygulama alanlarından ikisidir. Ayrıca, türbin kanatlarının, trafoların, nükleer reaktör çekirdeklerinin ve bilgisayar parçalarının soğutulmasında da geniş bir kullanım alanı vardır. Bu mühendislik sistemlerinin doğru bir şekilde tasarlanması, kapalı döngü termosifonların modellenmesini gerektirmektedir. Örneğin, güneş

enerjisiyle su ısıtma sistemlerinde; kolektör ve tankın doğru yerleştirilip, sistem elemanlarının boyutlandırılmasından, bir nükleer reaktör çekirdeğindeki sıcaklık dağılımının bilinmesine kadar birçok uygulamada, tasarım parametrelerinin göz önüne alınarak modellemelerin yapılması gerekmektedir.

Zvirin (1981), Mertol et al. (1981a), Mertol and Greif (1985) ve Greif (1988) çalışmalarında, kapalı döngü termosifonlar üzerine kapsamlı gözden geçirmelerde bulunmuşlardır. Zvirin (1981)'in çalışması, genel gözden geçirmenin yanında, özellikle basınçlandırılmış su reaktörleri ve güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri üzerine yoğunlaşmıştır. Mertol et al. (1981a), güneş enerjisiyle su ısıtma üzerine, sistem simülasyonu ile parametrik bir çalışma gerçekleştirmişler, ayrıca, daha önce yapılan aynı içerikteki çalışmaların geniş bir özeti de vermişlerdir. Mertol and Greif (1985), çalışmalarında, doğal sirkülasyon döngüleri üzerine genel bir gözden geçirme yaptıktan sonra, dairesel bir doğal sirkülasyon döngüsü için bir-boyutlu, iki-boyutlu ve üç-boyutlu teorik analizleri çıkartarak; bir-boyutlu ve iki-boyutlu çalışmalarda elde edilen bazı sonuçları sunmuşlardır. Greif (1988), farklı geometrilere, bir-boyutlu veya çok boyutlu yaklaşımlarla elde edilmiş kararlı ve zamana bağlı sonuçları irdelemiş, ayrıca açık döngüler ve iki-fazlı döngüler üzerine yapılan çalışmalar üzerinde de durmuştur.

Kapalı döngü termosifonlar üzerine yapılan ilk çalışmalardan olan Welander (1967)'in deneysel çalışması; alt taraftan ısıtılıp üst taraftan ise soğutulan ve iki düşey yalıtılmış boruyla da sistemin tamamlandığı bir kapalı döngü termosifon üzerinedir. Creveling et al. (1975), camdan imal edilmiş, dairesel bir kapalı döngü termosifondaki akışın analitik ve deneysel incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Dairesel döngünün alt yarısında, bir şerit elektrikli ısıtıcıyla, sabit ve üniform ısı akışı ile ısıtılan akışkan, üst yarıda ise eş merkezli bir soğutma ceketiyle, sabit yüzey sıcaklığı sınır koşuluyla soğutulmaktadır. Damerell and Schoenhals (1979), Creveling et al., (1975)'nin kullandığı düzenek üzerinde, ısıtma ve soğutma bölümlerinin açılma değişiminin yarattığı etkiye ilişkin bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Buna göre, bölümler arasında herhangi bir açı yok iken akışkan hızı maksimum olmaktadır. Buna karşılık, iki bölüm arasındaki açı arttıkça, akışkan hızı azalmakta ve 180°'de sifira ulaşmaktadır. Mertol et al. (1981b), bir dairesel kapalı döngü termosifonun kararlı ve zamana bağlı davranışı üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Lavine et al. (1986, 1987)'nin üç-boyutlu modelle elde ettiği sayısal sonuçlar; saydam bir dairesel döngü üzerinde, lazerle hız

ölçümü yapılarak, Stern et al. (1988) tarafından, deneysel olarak da elde edilmiştir.

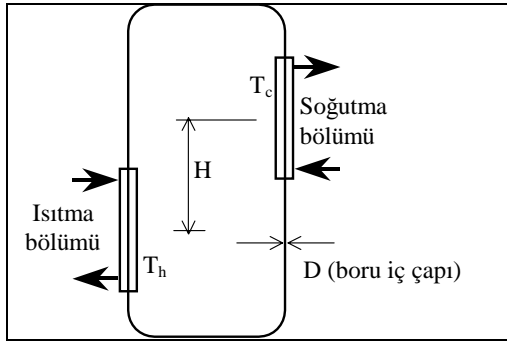
Zvirin et al. (1981), ısıtma ve soğutma bölümleri düşeyde olan bir döngüde, deneysel ve bir-boyutlu teorik analiz yapmışlardır. Oluşturdıkları deneysel düzenekleri, iki paralel döngüden oluşmaktadır ve basınçlandırılmış su reaktörlerini modellemek üzere dizayn edilmiştir. Chen (1985), dörtgen bir döngüde, bir-boyutlu yaklaşımla, farklı geometriler deneyerek; optimum bir döngü konfigürasyonu elde etmeye çalışmıştır. Momentum ve enerji eşitliklerini beraber çözerek, laminar ve türbülanslı akış için, ısı transferi, ortalama hız ve sıcaklık dağılımlarını elde etmiştir. Beş farklı geometrik oran içinde, döngü; kare forma yaklaştıkça, akışın da daha az kararlı olduğunu belirtmiştir. Hallinan and Viskanta (1986), ısıtma ve soğutma bölümlerinin boru demeti şeklinde tasarlandığı dikdörtgen termosifon döngüsünün zamana bağlı davranışının, deneysel ve teorik incelenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Huang and Zelaya (1988)'nin dikdörtgen formdaki termosifon üzerinde gerçekleştirdikleri deney sonuçları, kararlı ve zamana bağlı bir-boyutlu analizleriyle uyumlu sonuçlar vermiştir. Bernier and Baliga (1992), iki düşey pleksiglas borunun 180°'lik iki dirsekle birbirine bağlandığı deneysel düzeneklerinde gerçekleştirdikleri çalışmalarında; ısıtma ve soğutma kısımlarında karışık-taşınım etkisi güçlü olduğundan, geleneksel bir-boyutlu modellerdeki ısı transfer kabullerinin ve tam gelişmiş akış kabulünün yetersizliğini göstermişler; buna karşılık, geliştirdikleri iki-boyutlu modelleriyle ise deneysel ve sayısal uyumu yakalamışlardır. Su and Chen (1995), yatay ve/veya düşey ısı transfer bölümleri olan dikdörtgen formdaki bir termosifon döngüsünde, momentum ve enerji denklemlerinde yapılan kabullerle elde edilen basitleştirilmiş bir akış denkleminin çözümünü içeren bir model sunmuşlardır. Bu modelle geliştirdikleri bilgisayar programının çözümüyle de, döngüdeki çalışma akışkanı için sıcaklık ve hız profillerini çıkarmışlardır. Ayrıca, düşey ve yatay ısıtma bölümlü döngüler arasındaki farkları incelemişlerdir. Sonuçlarının, Bernier and Baliga (1992)'nin deneysel sonuçlarıyla uyumlu olduğunu da ayrıca vurgulamışlardır.

Bu çalışmada, Şekil 1'de görülen, ısı transfer bölümlerinde sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulunun olduğu kapalı termosifon döngüsünde, iki-boyutlu sayısal çözümleme SIMPLEX algoritması kullanılarak yapılmış, ısı transferi ve akışın farklı parametrelere göre değişimi incelenmiştir. Kullanılan parametreler, Prandtl sayısı, Grashof sayısı ve H/D'dir. Isıtma ile soğutma bölgelerinin orta noktaları arasındaki yükseklik farkının boru iç

çapına bölünmesiyle elde edilen boyutsuz H/D parametresi için; 20, 30, 40 ve 60 değerleri alınmıştır (Şekil 1). Prandtl sayısı için 2, 4, 6 ve 8 değerleri; Grashof sayısı için ise 0.25E6, 0.5E6, 1E6, 1.5E6, 2E6, 3E6 ve 4E6 değerleri bilgisayar programına girdi olarak kullanılmıştır. Burada Grashof sayısı,

$$Gr = \frac{g\beta(T_h - T_c)D^3\rho^2}{\mu^2} \quad (1)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk bölgelerin ortalama yüzey sıcaklıklarının farkıdır.



Şekil 1. Isıtma ve soğutma bölümleri arasındaki yükseklik farkı

2. SAYISAL ÇÖZÜMLEME

Dikdörtgen formdaki termosifon döngüsündeki akış probleminin iki-boyutlu sayısal çözümü için, SIMPLEX algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İnceleme bölgesinde seçilen bir P noktası etrafında oluşturulan kontrol hacmine etkiyen viskozite, basınç ve ağırlık kuvvetleri türetilip, r ve z yönlerindeki momentum denklemleri elde edilmiştir. Boyutsuzlaştırma ve düzenlemelerden sonra r-yönü momentum denklemi,

$$a_w^u U_w + a_e^u U_e + a_s^u U_s + a_n^u U_n = \left[a_w^u + a_e^u + a_s^u + a_n^u + (F_e - F_w + F_n - F_s) \right] U_p - S_p^u U_p - S_C^u + \Delta Z R_p (P_e - P_w) \quad (2)$$

şeklinde elde edilir. Burada “a” terimleri, taşınım ve difüzyon katsayılarını birlikte içermektedir:

$$a_w^u = \left(D_w + \frac{F_w}{2} \right), \quad a_e^u = \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right), \quad (3)$$

$$a_s^u = \left(D_s + \frac{F_s}{2} \right), \quad a_n^u = \left(D_n - \frac{F_n}{2} \right)$$

Burada, hız ifadesini bir çarpan olarak içermeyen ve yalnızca komşu noktanın uzaklığına bağlı olan terimler difüzyon terimleri olarak,

$$D_w = \frac{2R_w}{\delta R_w} \Delta Z, \quad D_e = \frac{2R_e}{\delta R_e} \Delta Z, \quad (4)$$

$$D_s = \frac{R_p}{\delta Z_s} \Delta R, \quad D_n = \frac{R_p}{\delta Z_n} \Delta R$$

şeklinde tanımlanmaktadır. “U” veya “V” hızlarına bağlı terimler ise taşınım terimleridir ve

$$F_w = U_w R_w \Delta Z, \quad F_e = U_e R_e \Delta Z, \quad (5)$$

$$F_s = V_s R_p \Delta R, \quad F_n = V_n R_p \Delta R$$

olarak ifade edilmektedir (Patankar, 1980). Kararlı durumlar için yazılmış olan momentum denklemlerinde, taşınım ve difüzyon terimleri dışında kalan terimler, kaynak terimleri olarak tanımlanırlar. Basınç terimleri dışında kalan kaynak terimleri, bilinmeyen terimi “U_p”yi içeren ve içermeyen terimler olarak,

$$S_p^u = -\frac{2}{R_p} \Delta Z \Delta R, \quad (6 \text{ ve } 7)$$

$$S_C^u = R_p [(V_{ne} - V_{nw}) - (V_{se} - V_{sw})]$$

şeklinde ikiye ayrılmıştır. Kütle korunumu ilkesine göre; kontrol hacmine giren ve çıkan kütlelerin toplamının sıfıra eşit olması gerektiği göz önüne alınarak,

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (8)$$

eşitliği yazılır. Ayrıca, U_p hızının katsayısı için,

$$a_p^u = a_w^u + a_e^u + a_s^u + a_n^u \quad (9)$$

tanımı yapılır ve (2) numaralı momentum denklemi,

$$a_w^u U_w + a_e^u U_e + a_s^u U_s + a_n^u U_n = a_p^u U_p - S_p^u U_p - S_C^u + \Delta Z R_p (P_e - P_w) \quad (10)$$

olarak elde edilir. z-yönü için de benzer şekilde,

$$a_w^v V_w + a_e^v V_e + a_s^v V_s + a_n^v V_n = a_p^v V_p - S_p^v V_p - S_C^v + R_p \Delta R (P_n - P_s) \quad (11)$$

bağıntısı elde edilir. Burada kaynak terimleri,

$$S_C^V = R_e(U_{en} - U_{es}) - R_w(U_{wn} - U_{ws}) + \xi g \beta \Delta T \frac{r_0}{V_0^2} \Delta Z \Delta R R_p \quad (12 \text{ ve } 13)$$

$$S_P^V = 0$$

şeklinde yazılmıştır. ξ katsayısı, akış yukarı ise 1; yatay ise 0 ve aşağıya doğru ise de -1'dir (Başaran, 2002). Denklemlerin yakınsaması için, taşınım ve difüzyon katsayılarının birbirine göre büyüklüğünü göz önüne alan; kuvvet şeması yöntemi kullanılmıştır. Yönteme ilişkin ayrıntılar Başaran (2002)'de verilmiştir. Momentum denklemleri, kontrol hacminin yüzeylerindeki tüm hızlar için ayrı ayrı yazılmıştır. Esas kontrol hacmi, "P" noktası merkez alınarak tanımlanmıştır. "U" ve "V" hızlarını hesaplamak için ise, hesaplanacak hızları merkez alan "kaydırılmış" kontrol hacimleri kullanılmış ve sırası ile r ve z yönündeki momentum denklemleri, hesaplanacak hızların komşuluğunda yazılmıştır. Böylece, hesaplanacak U ve V hızları için momentum bağıntıları uygun şekilde düzenlenerek, cebirsel bir eşitlik elde edilmiştir. Momentum denklemlerinin düzenlenmesi ile elde edilen eşitlikler, basınç terimlerini bağımsız değişken olarak içermektedirler. Anılan eşitlikler kullanılarak sayısal çözüm yapılabilmesi için; basınç terimleri, kontrol hacmine kütle giriş çıkışına (hızlara) bağlı olarak ifade edilmeli ve kütleinin korunumu ilkesini sağlayacak bir basınç dağılımı hesaplanmalıdır. İnceleme bölgesindeki hız ve basınç dağılımının elde edilmesi için, Raithby and Schneider (1988) tarafından geliştirilen SIMPLEX algoritması kullanılmaktadır.

Algoritmanın hazırlanmasında, girişte ve hızın sıfır olduğu yüzey sınırlarında, sonsuz ince kontrol hacimleri alınmış ve hızlar bu kontrol hacmi üzerinde tanımlanmıştır. Hızlar, sınır koşulu olarak tanımlı olduğu için bu yüzeylerde ayrıca basınç dağılımının bilinmesine gerek yoktur. Akışın, düşey ayağa başlangıçta kabul edilen bir sıcaklık ve ortalama dolaşım hızında, parabolik formda girdiği kabul edilmiştir. Akışın inceleme bölgesini terk ettiği sınırdaki hız dağılımı ise önceden bilinmemektedir. Bu bölgenin çözümünün yapılabilmesi için, sınırdan bir önceki kontrol hacimlerindeki hızların, çıkış bölgesinden etkilenmediği kabul edilir. Böylece, U ve V hızlarının hesaplanmasında, a_n katsayıları "sıfır" alınır. Çıkış hızları (V_n), yalnızca son kontrol hacimlerindeki kütle birikiminin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Hızların ve basınç düzeltme terimlerinin yakınsama kriterleri, Başaran (2002)'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Hız dağılımının bilinmesi durumunda, enerji denkleminin tüm noktalar için yazılması ile elde edilen cebirsel denklem takımı,

iterasyon kullanılarak çözülebilir. Bunun için, iki boyutlu enerji denklemi, boyutsuzlaştırma ve düzenlemelerden sonra,

$$a_s^0 \theta_S + a_n^0 \theta_N + a_w^0 \theta_W + a_e^0 \theta_E = a_p^0 \theta_P \quad (14)$$

şeklinde elde edilir. Momentum denklemlerindeki düzenlemelere benzer şekilde, enerji denkleminin katsayıları,

$$a_e^0 = D_e - \frac{1}{2} F_e = \frac{R_e \Delta Z}{Pr \delta R_e} - \frac{1}{2} U_e R_e \Delta Z, \\ a_w^0 = D_w + \frac{1}{2} F_w = \frac{R_w \Delta Z}{Pr \delta R_w} + \frac{1}{2} U_w R_w \Delta Z \quad (15)$$

$$a_n^0 = D_n - \frac{1}{2} F_n = \frac{R_p \Delta R}{Pr \delta Z_n} - \frac{1}{2} V_n R_p \Delta R, \\ a_s^0 = D_s + \frac{1}{2} F_s = \frac{R_p \Delta R}{Pr \delta Z_s} + \frac{1}{2} V_s R_p \Delta R \quad (16) \\ a_p^0 = a_s^0 + a_n^0 + a_e^0 + a_w^0$$

şeklinde tanımlanır ve süreklilik bağıntısı,

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (17)$$

kullanılarak (14) bağıntısı elde edilir. SIMPLEX algoritmasının tamamı için, hız ve basınç dağılımları bir seri cebirsel denklemin ardı ardına çözülmesi ile elde edilmektedir. Bu denklemlerin çözümü TDMA yöntemi ile gerçekleştirilmiştir (Patankar, 1980). Ara adımlarda, düzeltilmemiş hızlar, basınç katsayıları ve basınç düzeltmeleri iterasyonla hesaplanmaktadır (Başaran, 2002).

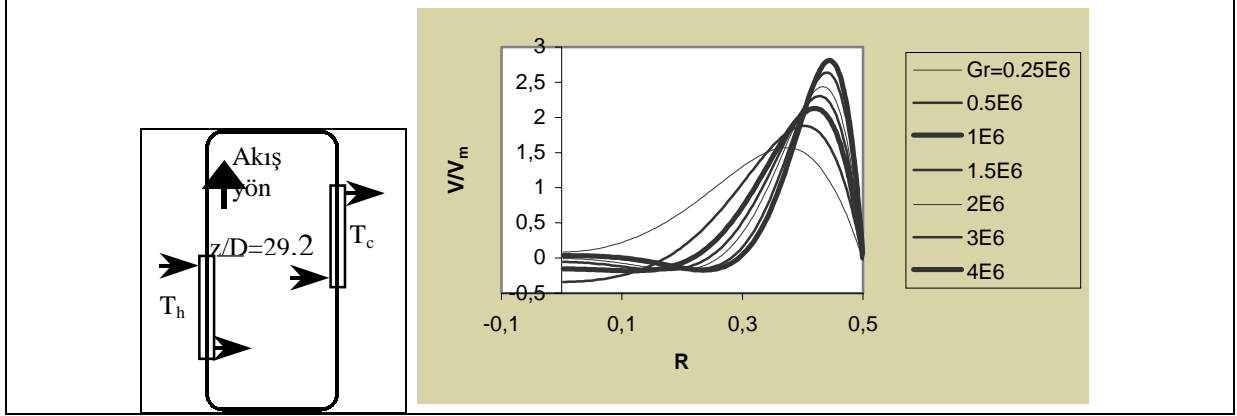
3. PARAMETRİK ÇALIŞMA VE SONUÇLAR

Prandtl sayısı, Grashof sayısı ve H/D parametreleri için bilgisayar programı çalıştırılarak 49 farklı sayısal sonuç elde edilmiştir. Termosifon döngüsü yardımı ile aktarılan ısı miktarı, döngüde dolaşan akışkanın termodinamik özellikleri ve sıcak ve soğuk yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı ile değişmektedir. Boyutsuz ısı geçişi miktarı; termosifon döngüsünün birim kesit alanından aktarılan ısı, dolaşım akışkanının fiziksel özelliklerine, boru çapına ve sıcaklık farkına bağlı değişimini ifade etmektedir: Buna göre, Q^* boyutsuz ısı transfer miktarı,

$$Q^* = \frac{4Q}{\pi D \mu C_p (T_h - T_c)} \quad (18)$$

olarak ifade edilmişlerdir. Elde edilen sıcaklık ve hız profilleri grafik olarak sunulmuştur. Prandtl sayısının 4 ve ısı transfer bölgeleri arasındaki farkın (H/D) 20 olması durumunda, Grashof sayısının farklı değerleri için, ısıtma bölgesinin çıkışında ($z/D = 29.2$) elde edilen hız profilleri, Şekil 2’de verilmiştir. Grashof sayısı arttıkça, boru çeperine yakın noktadaki hız değerleri de artarak, ortalama

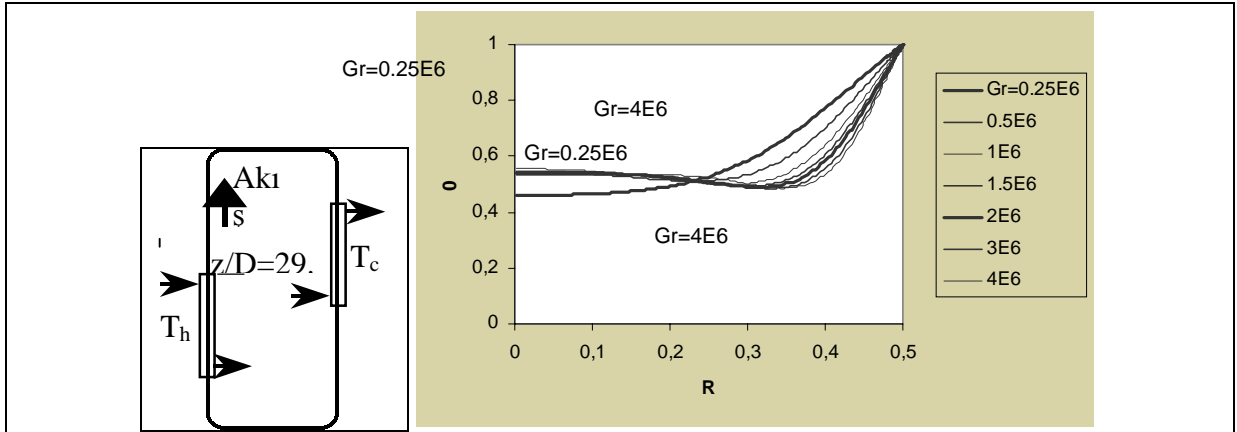
hızın 3 katına doğru yaklaşmakta ve sonrasında, boru merkezine doğru gittikçe artan bir eğimle sıfırın altına düşmektedir. Kayma gerilmeleri ile kaldırma kuvvetlerinin akış üzerindeki etkileri, Grashof sayısının artışıyla birlikte daha belirgin olarak gözlenmekte ve akış profilinin formu, tam gelişmiş laminer akıştan gittikçe uzaklaşarak, bozulmaktadır.



Şekil 2. Isıtma bölgesi çıkışında ($z/D = 29.2$), farklı Grashof sayılarındaki hız profilleri

H/D değerinin 20, Prandtl sayısının ise 4 olduğu durum için, Grashof sayısının boyutsuz sıcaklık profili üzerindeki etkisi Şekil 3’de görülmektedir. Bu eğriler de ısıtma bölgesinin çıkışı için çizilmiştir.

Grashof sayısı arttıkça, boru cidarına yakın noktalarda, boyutsuz sıcaklık eğrisinin eğimi ve ısı geçiş katsayısı artmaktadır.



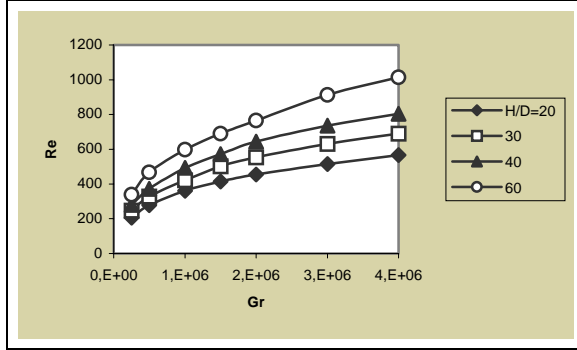
Şekil 3. Isıtma bölgesi çıkışında ($z/D = 29.2$), farklı Grashof sayılarındaki sıcaklık profilleri

Isıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki fark açıldıkça, döngü akışkanının hızındaki artış, Şekil 4’de açıkça görülmektedir. Isı transfer bölgeleri arasındaki yükseklik farkının artması ile birlikte, sürücü kuvvet artmakta ve buna bağlı olarak akışkanın ortalama hızı da yükselmektedir. Diğer yandan, akışkanın kat ettiği yolun artmasından dolayı, toplam sürtünme kuvveti de artmaktadır. Ancak, yükseklik farkı arttıkça, hız profilinin tam gelişmiş akışa yaklaşmasından, sürtünme kuvveti

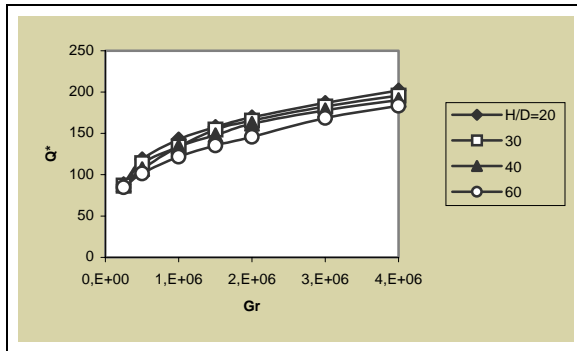
artışı, termosifon boyunun artışı ile aynı oranda olmamaktadır.

Şekil 4’den farklı olarak, ısı transfer bölgeleri arasındaki yükseklik farkının açılması ile birlikte, ısı geçişi miktarında küçük oranda bir azalma gözlenmektedir (Şekil 5). Akış profilinin formu, yüksek H/D oranlarında daha az bozulmaktadır. Böylece Nusselt sayısı, tam gelişmiş akışa yakın olmakta ve ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Buna

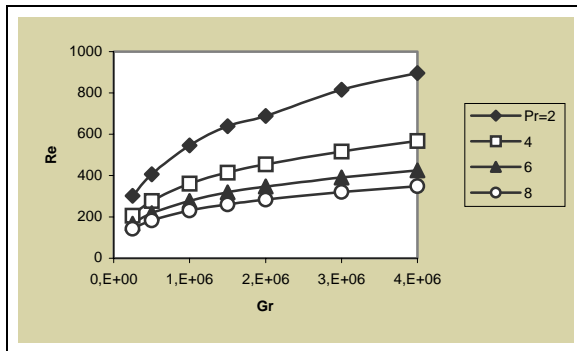
karşılık, akışın daha hızlı olmasından dolayı; akışkanın sıcaklık değişimi düşük olmakta ve bunun sonucunda duvar ve akışkan sıcaklığı arasındaki fark da yükselmektedir. Bu iki etki birbirini sönmüleyerek, ısı transfer miktarındaki değişimi sınırlı kılmaktadır. Akışkan hızının, Prandtl sayısı ile değişimi, Şekil 6'da görülmektedir. Düşük Prandtl sayılarında, çalışma akışkanının ortalama hızı artmaktadır. Akışkan hızının değişimine benzer; aktarılan ısı miktarı, Prandtl sayısının azalması ile artmaktadır (Şekil 7).



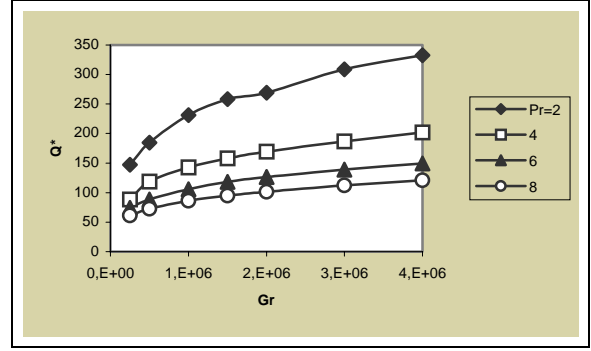
Şekil 4. Isıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki yükseklik farkının, akışkan hızına etkisi



Şekil 5. Isıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki yükseklik farkının, ısı transferine etkisi



Şekil 6. Isıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki yükseklik farkının, akışkan hızına etkisi



Şekil 7. Isıtma ve soğutma bölgeleri arasındaki yükseklik farkının, ısı transferine etkisi

3. 1. Isı Transferinin, Grashof ve Prandtl Sayısı ile Değişimi

Şekil 7'den görüldüğü gibi, ısı transferi; Grashof ve Prandtl sayısı ile değişmektedir. Buna göre, sayısal modelleme sonuçları kullanılarak regresyon analizi yapılmış ve farklı H/D oranları için boyutsuz ısı transferinin,

$$Q^* = C Gr^{0.27} Pr^{-0.71} \quad (19)$$

şeklinde değiştiği gösterilmiştir. Burada "C" katsayısı geometriye bağlı olarak değişmektedir. Başaran (2002)'de yapılan deneysel çalışmalar için, (19) bağıntısının geçerliliği araştırılmıştır. Deneysel çalışmalar için hesaplanan Q^* değerleri Tablo 1'de verilmiştir. Prandtl ve Grashof sayıları, Başaran (2002)'den alınmıştır. Termofiziksel özellikler, döngü akışkanı ortalama sıcaklığına karşılık kullanılmıştır.

Burada, ilk beş deney için laminar akışın; ikinci beş deney için ise türbülanslı akışın söz konusu olduğu belirtilmiştir (Başaran, 2002) Laminar ve türbülanslı akış deneyleri için, Q^* ile Prandtl ve Grashof sayıları arasındaki ilişki, Şekil 8'de gösterilmiştir. Buna göre, laminar akış için elde edilen doğru, Şekil 8-a'dan,

$$Q^* = 6.4185 Gr^{0.27} Pr^{-0.71} \quad (20)$$

olarak tanımlanmış, belirleme katsayısı R^2 , 0.9845 olarak hesaplanmıştır. Türbülanslı akış için, Şekil 8-b'den,

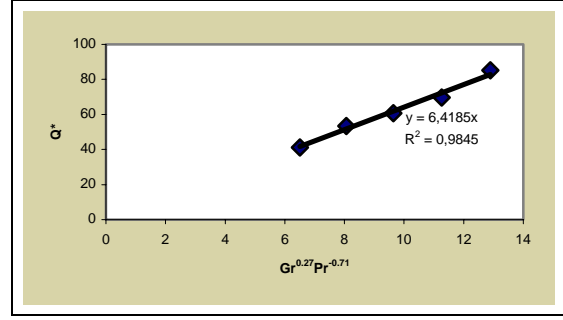
$$Q^* = 9.8297 Gr^{0.27} Pr^{-0.71} \quad (21)$$

ifadesi elde edilmiştir. Belirleme katsayısı R^2 ise, 0.9845'dir. Benzer ilişki, Bernier (1991)'in deneysel çalışması için de araştırılmıştır. Bu çalışmada, ısıtma bölümünde, elektrikli direnç yardımı ile sabit bir ısı akısı sağlanmıştır. Soğutma bölümünde ise,

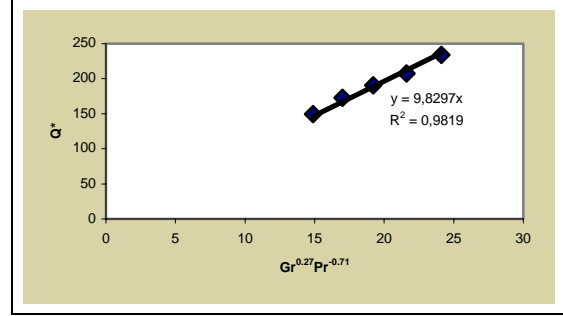
eşmerkezli ısı değiştirgecinin dışından soğutma suyu dolaştırılarak ısı çekilmiştir. Karşılaştırma yapabilmek için, ısıtma yüzeyi sıcaklığı olarak, yüzeyin farklı noktalarındaki ısı çiftleriyle ölçülen sıcaklıkların ağırlıklı ortalaması hesaplanmıştır. Bu çalışmada, ısıtma ve soğutma yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı 2.5 °C – 14.3 °C arasında değişirken; ısıtma yüzeylerinin kendi içindeki sıcaklık farkları ise, 1.63 °C ile 4.92 °C arasında değişmektedir. Buna göre elde edilen sonuçlar Tablo 2’de verilmiştir. Burada, Grashof sayısı (1) numaralı eşitlikten; Q^* değeri ise (18) eşitliğinden, Bernier (1991)’in deneysel sonuçlarından hareketle hesaplanmıştır. Termodinamik özellikler, döngü akışkanını ortalama sıcaklığına karşılık alınmıştır. Deneysel sonuçlara en uygun doğru için,

$$Q^* = 14.632 Gr^{0.27} Pr^{-0.71} \quad (22)$$

bağıntısı hesaplanmıştır. R^2 belirleme katsayısı değeri 0.8726 olarak elde edilmiştir. Değişen geometriden dolayı, C katsayısı farklı olarak belirlenmiştir.



(a)



(b)

Şekil 8. Deneysel sonuçların, Pr ve Gr sayısına bağlı olarak gösterilmesi

Tablo 1. Deneysel Sonuçlar (Başaran, 2002)

| Deney No | Pr Sayısı | Gr Sayısı | Net ısı transferi [W] | ($T_h - T_c$) [°C] | Q^* |
|----------|-----------|-----------|-----------------------|----------------------|--------|
| 1 | 7.72 | 221752 | 36.1 | 9.350 | 41.11 |
| 2 | 7.24 | 414987 | 64.4 | 13.574 | 53.46 |
| 3 | 6.81 | 684028 | 90.5 | 17.745 | 60.78 |
| 4 | 6.41 | 1037705 | 121.3 | 21.893 | 69.61 |
| 5 | 6.07 | 1485762 | 167.2 | 25.978 | 85.12 |
| 6 | 5.44 | 1898755 | 240.8 | 23.521 | 149.61 |
| 7 | 5.1 | 2614627 | 297.5 | 26.707 | 172.70 |
| 8 | 4.79 | 3493389 | 351.5 | 30.185 | 190.36 |
| 9 | 4.51 | 4608641 | 407.3 | 33.805 | 207.65 |
| 10 | 4.26 | 5940833 | 479.3 | 37.205 | 234.05 |

Tablo 2. Deneysel Sonuçlar (Bernier, 1991)

| Deney No | ($T_h - T_c$) [°C] | Pr Sayısı | Gr Sayısı | Net Isı Transferi [W] | Q^* |
|----------|----------------------|-----------|-----------|-----------------------|-------|
| 1 | 2.99 | 6.34 | 49071 | 12.13 | 74.45 |
| 2 | 2.5 | 5.67 | 58949 | 10.78 | 87.63 |
| 3 | 5.76 | 6.23 | 99827 | 28.16 | 91.11 |
| 4 | 8.28 | 6.39 | 131680 | 43.67 | 96.06 |
| 5 | 9.26 | 6.81 | 117762 | 45.65 | 84.75 |
| 6 | 11.23 | 6.62 | 158298 | 60.1 | 94.41 |
| 7 | 11.9 | 7.01 | 136387 | 62.43 | 87.85 |
| 8 | 14.3 | 6.75 | 188249 | 81.14 | 98.35 |

(19) ifadesi, Pr sayısının üstünde yapılacak küçük bir yuvarlama ve düzenleme sonrasında,

$$Q^* = C \frac{Ra^{0.27}}{Pr} \quad (23)$$

şeklinde ifade edilebilir. Rayleigh sayısı, $Ra = Gr.Pr$ olarak verilmiştir (Incropera and DeWitt, 1996). Böylece, benzer geometriye sahip termosifon döngülerinin, farklı Grashof ve Prandtl sayıları için modellenmesi yapılabilir.

3. 2. Nusselt Sayısının, Grashof ve Prandtl Sayısı ile Değişimi

Isı transferine ilişkin çıkarılan (19) ve (23) ifadelerine benzer olarak, Nusselt sayısı için de bir bağıntı elde etmek olasıdır. Bunun için (18) ve (23) denklemleri birbirine eşitlenirse,

$$Q^* = C \frac{Ra^{0.27}}{Pr} = \frac{4Q}{\pi D \mu C_p (T_h - T_c)} \quad (24)$$

bağıntıları elde edilir. Burada, Pr için,

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (25)$$

eşitliği yazılıp düzenlemeler yapılırsa,

$$Nu = C' Ra^{0.27} \quad (26)$$

bağıntısına ulaşılır. Burada Nusselt sayısı, $Nu = hD/k$ olarak tanımlanmıştır (Incropera and DeWitt, 1996). Deneysel sonuçlardan (Başaran, 2002) elde edilen Nusselt sayıları ile, Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımı ile hesaplanan Rayleigh sayıları kullanılarak bir korelasyon türetilmiştir. Böylece, deneysel sonuçları en iyi sağlayan ve sıfır noktasından geçen doğrular elde edilmiştir. Buna göre, laminar akış için,

$$Nu = 0.0865 Ra^{0.27} \quad (27)$$

ifadesine ulaşılmıştır. Burada C' sabiti, 0.0865'dir ve belirleme katsayısı R^2 , 0.967 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde türbülanslı akış için elde edilen doğru da,

$$Nu = 0.132 Ra^{0.27} \quad (28)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Buradaki belirleme katsayısı R^2 ise, 0.9044 olarak bulunmuştur.

4. SONUÇLAR

Grashof sayısı, Prandtl sayısı ve ısı transfer bölgeleri arasındaki yükseklik farkının boru iç çapına bölüm değerleri için bir çalışma, laminar akış koşulları için gerçekleştirilmiştir. Isıtma ve soğutma bölümleri arasındaki yükseklik farkının artması; döngü akışkan hızında artışa neden olmakta, ancak ısı transferini yüksek oranda etkilememektedir. Grashof sayısındaki artış ve Prandtl sayısındaki azalış ise, ısı transferinde artışa neden olmaktadır. Parametrik çalışmadan elde edilen veriler kullanılarak, boyutsuz

ısı transferine ilişkin bir bağıntı (Eşitlik 20) türetilmiştir. Denklemdaki C katsayısı, geometriye bağlı olarak değişmektedir. Görece yüksek ısılı girdilerde (yüksek Grashof sayılarında), türbülanslı akışın göz önüne alınması daha doğru sonuçlar verecektir.

5. 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. and 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.

Chen, K. 1985. The Optimum Configuration of Natural Convection Loops. *Solar Energy*, 34 (4/5), 407-416.

Creveling, H. F., Paz, J. F., Baladi, J. Y. and Schoenhals, R. J. 1975. Stability Characteristics of a Single-Phase Free Convection Loop. *J. Fluid Mech.*, 67(1), 65-84.

Damerell, P. S. and Schoenhals, R. J. 1979. Flow in a Toroidal Thermosyphon With Angular Displacement of Heated and Cooled Sections. *Journal of Heat Transfer*, 101, 672-676.

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

Hallinan, K. P. and Viskanta, R. 1986. Dynamics of a Natural Circulation Loop: Analysis and Experiments. *Heat Transfer Engineering*, 7(3-4), 43-52.

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

Incropera, F. P. and DeWitt, D. P. 1996. Introduction to Heat Transfer (3. baskı). John Wiley & Sons, New York.

Lavine, S. A., Greif, R. and Humphrey 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. and Humphrey 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., Place, W., Webster, T. and Greif, R. 1981a. Detailed Loop Model (DLM) Analysis of Liquid Solar Thermosiphons With Heat Exchangers. *Solar Energy*, 27 (5), 367-386.
- Mertol, A., Greif, R. ve Zvirin, Y. 1981b. The Transient, Steady State and Stability Behavior of A Thermosyphon With Throughflow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 24(4), 621-633.
- Mertol, A. and 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.
- Patankar, S. V. 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. 197 S. Mcgraw-Hill Book Company, New York.
- 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 and R. H. Pletcher (Eds). Elliptic Systems.
- Stern, C. H., Greif, R. and Humphrey, J. A. C. 1988. An Experimental Study of Natural Convection in A Toroidal Loop. *Journal of Heat Transfer*, 110, 877-884.
- Su, Y. and Chen, Z. 1995. 2-D Numerical Study on A Rectangular Thermosyphon With Vertical Or Horizontal Heat Transfer Sections. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 3313-3317.
- Welander, P. 1967. On the Oscillatory Instability of A Differentially Heated Fluid Loop. *J. Fluid Mech.*, 29 (1), 17-30.
- Zvirin, Y. 1981. A Review of Natural Circulation Loops In Pressurized Water Reactors and Other Systems. *Nuclear Engineering And Design*, 67, 203-225.
- Zvirin, Y., Jeuck, P. R., Sullivan, C. W. and Duffey, R. B. 1981. Experimental And Analytical Investigation of A Natural Circulation System With Parallel Loops. *Journal of Heat Transfer*, 103, 645-652.
-