



Mikrokanallı ısı alıcıda SiO₂-su nanoakışkanının karma taşınım özelliklerinin deneysel olarak incelenmesi

Bayram ŞAHİN

Erzurum Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum
bayram.sahin@erzurum.edu.tr ORCID: 0000-0002-7016-644X

Rahim Aytuğ ÖZER

Kafkas Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kars
aytugozerr@gmail.com ORCID: 0000-0002-3162-5551

İbrahim ATEŞ*

Erzurum Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum
ibrahim.ates@erzurum.edu.tr ORCID: 0000-0002-9644-9667, Tel: 444 5 388 (2302)

Eyüphan MANAY

Erzurum Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum
emanay@erzurum.edu.tr ORCID: 0000-0002-5456-8756

Geliş: 20.10.2018, Kabul Tarihi: 27.02.2019

Öz

Mikro üretim teknolojilerindeki gelişmeler fonksiyonelliği artırılmış daha küçük cihaz ve sistemlerin üretimine olanak sağlamıştır. Günden güne minyatürleşen ve daha karmaşık hale gelen elektronik sistemlerde yeterli soğutma yüzeyinin olmaması cihazların çalışması sırasında açığa çıkan ısının geleneksel ısı yönetim metodlarıyla sistemden uzaklaştırılmasını imkansız hale getirmiştir. Bu durum, araştırmacıları etkin ısı transfer artırımı sağlamak için farklı metodlar geliştirmeye zorlamıştır. Temel soğutucu akışkan içerisine nano büyüklükteki parçacıkların süspanse edilmesiyle elde edilen nanoakışkan kullanımı bu konuda çalışan araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Bu deneysel çalışmada, farklı kanal genişliğine (400µm ve 500µm) sahip dikdörtgen kesitli mikrokanallar kullanılarak oluşturulan çoklu mikrokanallı ısı alıcıların ısı transfer karakteristikleri sunulmuştur. Soğutucu akışkan olarak saf su ve %1 hacimsel konsantrasyona sahip SiO₂-saf su nanoakışkanı kullanılmıştır. Nanoakışkanların sentezlenmesinde 10nm boyutundaki SiO₂ nanopartikülleri kullanılmıştır ve iki adım metodu uygulanmıştır. Deneyler sabit yüzey ısı akısı sınır şartında gerçekleştirilmiş olup taşınım mekanizmasında karma taşınım etkilerini inceleyebilmek için Reynolds sayısı 20-110 aralığında tutulmuştur. Deneysel verilere göre, %1 hacimsel oranda nanoakışkan kullanımı safsuya göre Nusselt sayısını 400 µm genişliğinde mikrokanallara sahip ısı alıcıda %22 artırırken bu değer 500 µm'lik genişlikteki mikrokanallı ısı alıcıda %16 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: SiO₂-su nanoakışkan; karma taşınım; mikrokanallı ısı alıcı; ısı transfer artırımı;

* Yazışmaların yapılacağı yazar

DOI: 10.24012/dumf.472854

Giriş

Mikro-elektromekanik sistemlerdeki (MEMS) hızlı gelişmeler elektronik sistemlerde yüksek güç yoğunluğunun ortaya çıkmasına neden olmuştur. Bilgisayarlar, radyolar, televizyonlar, küçük ev aletleri, radarlar, cep telefonları gibi elektronik cihazların tekil kullanımdan ziyade bir sistem içerisine entegre edilerek kullanılmalarının bir çok örneğini günümüzde görmekteyiz. MEMS uygulamalarında sistem sıcaklığının aşırı yükselmesi elektronik bileşenlerin hassas yapısından dolayı düzensiz çalışma, duyarlılık, okuma hataları ve güvenilirlik gibi hatalara sebebiyet vermektedir. Kompleks sistemlerde ve hassas çalışma gerektiren uygulamalarda bu tarz problemler ciddi sonuçlar doğurabilir. Bu yüzden, istenilen çalışma şartlarını sağlayabilmek için MEMS'lerin etkin bir şekilde soğutulması gerekmektedir. Soğutma işlemini gerçekleştirmek için uygulamada yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biri MEMS'e entegre olarak çalışan ısı alıcı yerleştirmektir. Isı alıcılar birbirine paralel kanallardan oluşan ısıl yönetim elemanlarıdır. Daha küçük hacme ve ağırlığa sahip olmalarının yanı sıra yüksek ısı kapasitelerinden dolayı MEMS'de mikrokanallı ısı alıcı kullanımı avantaj sağlamaktadır.

Mikrokanallarda ısı transferini etkileyen parametrelerin kontrolünü sağlamak ve maksimum ısı transfer elde etmek için optimum kanal geometrisi ile ilgili olarak literatürde sayısal ve deneysel çalışmalar mevcuttur (Mokrani vd., 2009; Singh ve Randhawa, 2015; Tang vd., 2007; Dang ve Teng, 2011). Yapılan araştırmalar, mikrokanal geometrisinin ısıl performansı önemli ölçüde değiştirdiğini göstermiştir. Ancak, mikrokanal geometrisi ile ısı alıcıların ısıl performansı belli bir ölçüye kadar arttırılabilir. Temel ısı transfer akışkanlarının (su, etilen glikol ve motor yağı vb.) termodinamik özelliklerinin sınırlı olması araştırmacıları yeni akışkan arayışına sevk etmiştir. Termodinamik özellikleri iyi olan nano partiküllerin geleneksel akışkanlarla

karıştırılması ile oluşturulan yeni iş akışkanları (nanoakışkanlar) ilgi odağı haline gelmiştir (Choi ve Eastman, 1995; Hwang vd., 2006; Yu vd., 2009). Literatürdeki çalışmalarda yoğunlukla nanoakışkanların termodinamik özellikleri, ısı transferi ve basınç düşüşü etkileri incelenmiştir (Şahin vd., 2015; Manay vd., 2012; Zang vd., 2007). Mikrokanal kullanılarak arttırılan ısıl performansla iş akışkanı olarak nanoakışkan kullanımı da eklendiğinde ısı verim çok daha yüksek değerlere çıkabilmektedir.

Yang ve diğerleri (2016) alüminyum oksit-su nanoakışkanı kullanarak mikrokanallarda sabit ısı akışı sınır şartında zorlanmış taşınım özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bölge için yapmış oldukları çözümlemelerde viskoz ısınmanın ısı transferini olumsuz yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Diğer yandan, yüzeydeki kayma hızı ve sıcaklıktaki yükselmenin ısı transferinin artırırken aynı zamanda basınç düşüşünü azaltarak nanoakışkanların mikrokanallarda kullanımı için umut vaat ettiğini vurgulamışlardır. Chabi ve diğerleri (2017) iş akışkanı olarak %0.1 ve %0.2 hacimsel derişimde CuO – su nanoakışkanı kullanarak bir mikrokanallı ısı değiştiricisinin giriş bölgesinde zorlanmış taşınım ısı transfer ve hidrodinamik karakteristiklerini farklı Reynolds sayılarında incelemiştir. Kritik bir Reynolds sayısı değerine kadar ısı transferindeki iyileşmenin yaklaşık %40'lara kadar arttığını belirtmişlerdir. Akış hızı ve nanoakışkan konsantrasyonundaki daha fazla artışın, hızlı çökelti oluşumu ve nanoakışkan kararsızlığına neden olarak ısı transferini azalttığını ifade etmişlerdir.

Mikrokanallı ısı alıcılarda nanoakışkan kullanımını ile ilgili literatürde birçok çalışma mevcut olmasına karşın bu çalışmaların tamamına yakınında ısı transferi zorlanmış taşınım mekanizması ile gerçekleştirilmiştir. MEMS uygulamalarında yüksek Reynolds sayılarında çalışmak olası değildir. Düşük akış debilerinde, yani düşük Reynolds sayılarında, çalışıldığı zaman ısı transferi mekanizması

karma taşınım olur. Mikrokanallarda nanoakışkanların karma taşınım performansının çalışıldığı literatür incelendiğinde sayısal çalışmaların çoğunlukta olduğu göze çarpmaktadır (Mirmasoumi ve Behzadmehr, 2008; Zanchini, 2008; Izadi vd., 2013). Bunun sebebi küçük boyutlu mikrokanal tasarımı ve üretimindeki güçlükler olabilir. Son zamanlarda, mikrokanallarda karma taşınımın temel fiziğini anlamaya yönelik en dikkat çekici çalışmalardan birisi Malvandi ve Ganji (2014) tarafından sayısal olarak gerçekleştirilen çalışmadır. Bu çalışmada, alüminyum oksit-saf su nanoakışkanın dikey bir mikrokanalda karma taşınım performansı incelenmiştir. Hesaplamalarda, nanoparçacık göçünün etkisini tam olarak açıklayan nanoakışkanlar için modifiye edilmiş Buongiorno modeli kullanılmıştır. Bu model Brownian hareketini ve termoforez yayılımlarını baskın kayma mekanizması olarak ele almaktadır. Sayısal çalışma sonuçlarına göre, nanopartiküller ısıtılmış yüzeylerden mikrokanal merkezine doğru hareket ederek heterojen bir yapı oluşmaktadır. Nanopartikül büyüklüğünün hem nanopartiküllerin dağılımı hem de nanoakışkanların ısı transfer hızı ve basınç düşüşü üzerinde önemli etkileri olduğu gözlemlenmiştir. Bunlara ek olarak, ısıtılmış yüzeylerdeki nanopartikül konsantrasyonu (ϕ), kayma parametresi (λ) ve karma taşınım parametresindeki (Ng) artışın karma taşınım ısı transferini ve basınç düşüşünü artırdığı sonucuna varılmıştır.

Mikrokanallarda nanoakışkanların karma taşınımı ile ilgili yapılan sayısal çalışmaların birçok yönden deneysel çalışmalarla doğrulanması gerektiği açıktır. Yapılan bu deneysel çalışma ile literatüre deneysel anlamda katkı sağlamak amaçlanmıştır. Deneysel, ısı değiştirici olarak 400 μm kanal genişliğinde 31 adet mikrokanal ve 500 μm kanal genişliğinde 26 adet mikrokanaldan oluşan iki farklı mikrokanallı ısı alıcı kullanılmıştır. İş akışkanı olarak saf su ve %1 hacimsel konsantrasyona sahip SiO_2 -saf su nanoakışkanı kullanılmıştır. Bu sayede mikrokanallarda geleneksel iş akışkanı yerine yüksek termal performansa sahip nanoakışkan kullanımının etkisi incelenmiştir.

İlk olarak, iki adım metodu ile hazırlanan SiO_2 -saf su nanoakışkanı ve saf su için 20-60°C sıcaklık aralığında termal iletkenlik ve viskozite karakterizasyonu yapılmıştır. Mikrokanallı ısı alıcı deneylerinde, test bölgesine 80 W sabit yüzey ısı akısı uygulanmıştır. Deneyler, 20-110 aralığındaki farklı Reynolds sayılarında sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılarak gerçekleştirilmiş ve karma taşınımın ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri belirlenmiştir.

Materyal ve Yöntem

Nanoakışkanların Hazırlanması ve Termofiziksel Özelliklerin Belirlenmesi

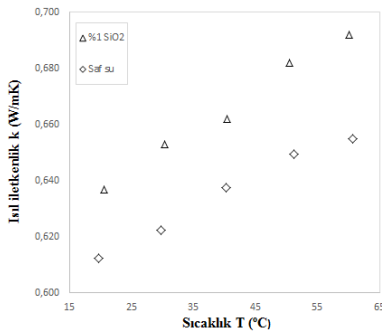
Nanoakışkan hazırlanmasında genellikle tek adım ve iki adım metodu kullanılmaktadır. İki adım metodunda ilk adım nanopartikül üretimidir. İkinci adım ise uygun yöntemlerle nanopartiküllerin akışkan içerisine karıştırılmasıdır. Bu deneysel çalışmada nanoakışkan, kararlılık, kümelenme azlığı ve partikül çözünürlüğündeki avantajlarından dolayı iki adım metodu ile hazırlanmıştır (Şahin ve diğerleri, 2013; Manay ve Şahin, 2017). Bu durumda, iş akışkanı olarak kullanacağımız nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu belirlendikten sonra temel akışkan ve partikül miktarı hesaplanmıştır. Çalışmada kullanılan nanopartiküller için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklerinin verildiği bir tablo Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. SiO_2 nanopartiküllerinin özellikleri (www.sigmaaldrich.com web adresinden alınmıştır.)

Partikül adı	Silikon Dioksit
Moleküler Formül	SiO_2
Molekül Ağırlığı	60.08 g/mol
Bulk Yoğunluğu	0.011 g/mol
Yoğunluk	2.2-2.6 g/mol (25 °C'de)
Partikül Boyutu	10-20 nm
Renk	Beyaz
Safılık	%99.5
Kaynama Noktası	2230 °C
Ergime Noktası	>1600 °C

İstenilen hacimsel oranda nanoakışkan hazırlamak için temel akışkan ve nanopartikül miktarları belirlenmiştir. Boş bir kaba aktarılmış saf su içerisine hassas terazide ölçümü yapılan partiküller ilave edilerek mekanik olarak

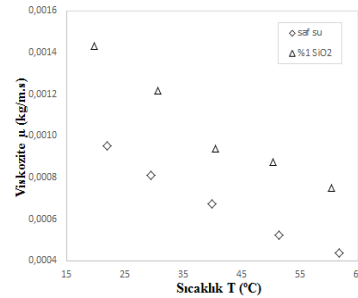
karıştırılmıştır. Daha sonra hazırlanan karışım 7 saat süreyle homojenizatör içerisinde alınarak stabilizasyon işlemine tabi tutulmuştur. 48 saat süren stabilizasyon işleminin ardından nanoakışkanın kararlı bir yapıda olduğu gözlemlenmiştir. Hazırlanan nanoakışkandan ısı iletkenlik ve viskozite ölçümleri için numuneler alınmıştır. Saf su ve SiO₂- saf su nanoakışkanının ısı iletkenlik ölçümlerinde Linseis THB-100 ısı iletkenlik ölçer kullanılmıştır. Geçici sıcak tel (Transient Hot Bridge) tekniği ile çalışan cihazdan alınan veri sonuçları sıcaklığa bağlı olarak Şekil 1’de sunulmuştur. Aynı akışkanların viskozite ölçümlerinde ise A&D SV-10 vibro viskozimetre kullanılmıştır. Her iki akışkan için de viskozitenin sıcaklıkla değişimi Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 1. Isıl iletkenliğin sıcaklıkla değişimi

Şekil 1’de görüldüğü gibi sıcaklık akışkanların ısı iletkenliğini etkileyen önemli bir faktördür. Sıcaklıkta ki artışa karşılık ölçümleri alınmış olan akışkanların ısı iletkenlik değeri artmıştır. Akışkanlarda ısı iletimi moleküllerin birbirleriyle çarpışması ve moleküllerin yayılımı sayesinde gerçekleşir. Sıcaklık artışı yayılım ve çarpışma etkilerini artırarak ısı iletkenlik değerinin artmasına sebep olur. Üzerinde durulması gereken bir diğer nokta ise nanopartikül ihtiva eden nanoakışkanların ısı iletkenlik değerlerinin saf su ısı iletkenlik değerinden yüksek olmasıdır. Bunun sebebi olarak, akışkan içerisine nanopartikül ilavesinin Brownian etkisini arttırmasıdır. Isıl iletkenlikteki en yüksek artış oranı yaklaşık %13 olarak 60°C sıcaklıktaki %1 hacimsel konsantrasyona sahip nanoakışkanda meydana gelmiştir.

Temel akışkan içerisine nanopartikül ilavesinin ısı iletkenliği arttırmasının birkaç nedeni olabilir. Bunlardan birisi Brownian hareketi olarak bilinen nanopartiküllerin karışım içerisindeki rastlantısal hareketidir. Prasher ve diğerleri (2006) ısı transferindeki bu artışı nanopartiküllerin temel akışkan içerisinde kümelenmesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Diğer taraftan, katı ortamlarda ısı transferi sıvı ortamlardan daha hızlı olduğu düşünülürse oluşan nanopartikül kümeleri akışkanın ısı transfer kabiliyetini arttırdığı söylenebilir. Akışkan ile nanopartiküller arasında oluşan katman ise ısı transfer kabiliyetinin artmasına sebep olan etki olarak düşünülebilir. Domingues ve diğerleri (2005) yaptıkları çalışmada iki partikül arasındaki yakın alan radyasyonun ısı transferi hızını etkilediğini belirtmişlerdir. Bu durum partikül boyutu azaldıkça daha etkili bir hale gelmektedir. Ek olarak, Brownian hareketinin partiküller arası mesafeyi azaltacağı düşünülürse yakın alan radyasyonunun etkisi artabilir.

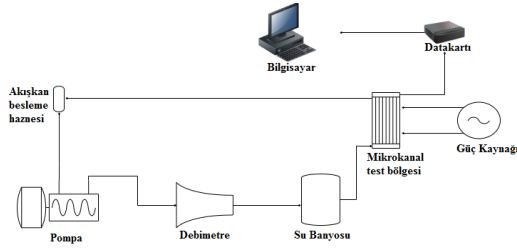


Şekil 2. Viskozitenin sıcaklıkla değişimi

Temel akışkana partikül ilavesi viskozite değerinin artışına sebep olması beklenen bir durumdur. Şekil 2’de görüldüğü gibi nanoakışkanların viskozite değerleri saf suyun viskozite değerinden büyüktür. Ayrıca sıcaklığın da viskozite üzerindeki etkisi küçümsenmeyecek kadar fazladır. Sıcaklık artışına cevap olarak bütün akışkanların viskozitelerinde düşüş gözlenmiştir. En yüksek sıcaklık değerinde SiO₂-saf su nanoakışkanında en düşük viskozite değeri ölçülmüştür. En yüksek viskozite değeri ise yine SiO₂-saf su nanoakışkanında 20°C da elde edilmiştir. Bu değer, aynı sıcaklıktaki saf suyun viskozite değerinden %50 daha fazladır.

Deney Düzenegi

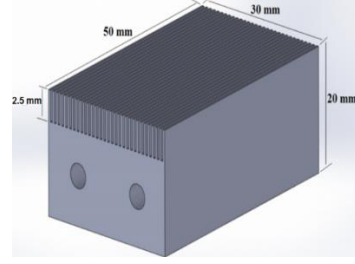
Çalışmada kullanılan deney düzeneginin şematik görünümü Şekil 3'te verilmiştir. Mikrokanal deney düzenegi temel olarak üç ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar akış kontrol ünitesi, mikrokanal test bölgesi ve veri depolama bölümüdür. Akış kontrol ünitesinde, sistemde akışkan sürekliliğini sağlayan bir adet pozitif yer değiştirmeli invertörlü pompa kullanılmıştır. Sistemde dolaşan iş akışkanının debisi Siemens marka Mass6000 model kütleli debimetre ile ölçülmüştür. Mikrokanal test bölgesine beslenen akışkanın test bölgesine giriş sıcaklığını sabit tutabilmek için içerisinde helisel bir ısı değiştiricisi bulunan su banyosu kullanılmıştır. Test bölgesinde sabit ısı akışı şartlarını sağlayabilmek için iki adet kartuş ısıtıcı kullanılmıştır. Bu ısıtıcılara güç beslemesi güç kaynağı yardımıyla yapılmıştır. Veri depolama bölümünde ise, akışkanın test bölgesine giriş-çıkış sıcaklıkları ve mikrokanal yüzey sıcaklıkları ısılıçiftler vasıtasıyla veri toplama kartına aktarılmıştır. Daha sonra veriler bilgisayara kaydedilmiştir.



Şekil 3. Deney düzenegi

Test Bölümü ve Deneylerin Yapılışı

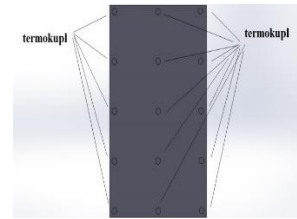
Deneylerde 20×30×50 mm ebatlarında alüminyum malzemenin belirlenen üst yüzeyine 2.5 mm yüksekliğinde ve 50 mm uzunluğunda mikro kanallar tel erozyon yöntemiyle paralel olarak açılmıştır. 400µm ve 500µm olmak üzere iki farklı genişlikte elde edilen mikro kanal dizilimleri sayesinde kanal genişliğinin mikro kanal soğutucu performansı üzerindeki etkisini inceleme fırsatı elde edilmiştir. Mikrokanal bloğuna ait görsel Şekil 4'te verilmiştir.



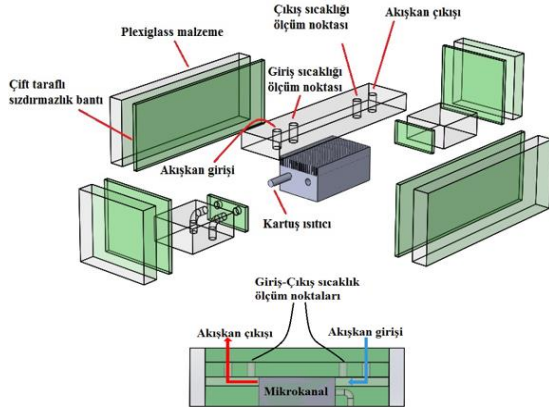
Şekil 4. Mikrokanallı ısı alıcı

İki adet kartuş ısıtıcı bloklar üzerine açılan 6 mm'lik kanallar içerisine yerleştirilmiştir. Ayrıca mikrokanal yüzey sıcaklıklarını ölçmek için her bir bloğun alt yüzeyine 1 mm çapında on beş adet termokupl yuvası bulunmaktadır. Yuvalara yerleştirilen ısılıçiftler ile yüzey sıcaklık verileri data kartına aktarılmıştır. ısılıçiftlerin yüzey üzerindeki yerleşimi Şekil 5'de sunulmuştur.

Test bölgesinin etrafı pleksiglass prizmalarla çevrelenerek giriş ve çıkış hazneleri oluşturulmuştur. Bloklar ve pleksiglass malzemeler arasındaki sızdırmazlığı sağlamak için sızdırmazlık bantları kullanılmıştır. Test bölgesinin kanallara bakan yüzeyindeki pleksiglass prizma üzerine giriş ve çıkış haznelerine denk gelecek şekilde termokupl yuvası açılmıştır. Bu yuvalara yerleştirilen ve akışkanla temas eden termokupullar ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülebilmektedir. Test bölümünün şematik görünümü Şekil 6 da sunulmuştur.



Şekil 5. Sıcaklık ölçüm noktaları



Şekil 6. Test bölümü gösterimi

Deneyler saf su ve hacimsel konsantrasyonu % 1 olan SiO₂-saf su nanoakışkanları ile gerçekleştirilmiştir. Pompa çalıştırılarak iş akışkanı, akış besleme haznesinden sisteme alınır. Devamında kütleli debimetre yardımıyla sistem debisi pompa invertörü ile ayarlanmıştır. Daha sonra akışkan 20 °C sıcaklığa ayarlanmış su banyosundan geçirilerek test bölgesi giriş sıcaklığına ulaşmış olur. Enerjisini güç kaynağından alan kartuş ısıtıcılar yardımıyla kanal yüzeylerinde sabit ısı akışı sağlanır. Sistem kararlılığı sağlandıktan sonra veriler kaydedilerek sistem bir diğer akış şartları için hazırlanmıştır.

Verilerin İşlenmesi

Isıtıcılar için güç beslemesi bir güç kaynağı ile sağlanmıştır. Bu elektriksel güç dijital indikatör üzerinden okunabilmektedir. Ayrıca indikatör üzerinden okunan akım ve gerilim değerlerinin çarpılmasıyla da bulunabilir.

$$\dot{Q} = VI \quad (1)$$

Sisteme verilen elektriksel gücün tamamının taşınım ile transfer edildiği düşünüldüğü zaman Eşitlik 2 ve Eşitlik 3 yazılabilir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{taşınım}} \quad (2)$$

$$VI = hA_s(T_s - T_{\text{ort}}) \quad (3)$$

Burada, A_s ısı transfer yüzey alanı, T_s yüzey sıcaklığı, T_{ort} ortalama sıcaklık olmak üzere ortalama ısı taşınım katsayısı Eşitlik 4'ten hesaplanabilir.

$$h = \frac{VI}{hA_s \left[T_s - \left(\frac{T_g + T_c}{2} \right) \right]} \quad (4)$$

Burada, T_g ve T_c sırasıyla akışkanın test bölümüne giriş ve çıkış sıcaklığıdır. Deneysel ortalama taşınım katsayısı kullanıldığı zaman Nusselt sayısı hesabı için Eşitlik 5 kullanılabilir.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (5)$$

Reynolds sayısı Eşitlik 6'dan "U" ortalama akışkan hızı kullanılarak hesaplanabilir.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (6)$$

Doğal taşınım için önemli parametrelerden birisi olarak değerlendirilmesi gereken Grashof sayısı kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Karma taşınım da ki doğal taşınım etkilerinin belirlenmesi için gerekli olan Grashof sayısı Eşitlik 7 kullanılarak hesaplanır.

$$Gr = \frac{g\beta[(T_s - (T_i + T_o/2))]D^3}{\nu^2} \quad (7)$$

Laminer akış karakteristiğini belirlemede kullanılan boyutsuz Graetz sayısı Eşitlik 8 kullanılarak hesaplanır.

$$Gz = \frac{\pi}{4} Re \frac{D_h}{L} Pr \quad (8)$$

Rayleigh sayısı, Grashof sayısı ile Prandtl sayısına bağlı olarak Eşitlik 9'dan hesaplanır.

$$Ra = GrPr \quad (9)$$

Karma taşınım da sıkça kullanılan Richardson sayısı ise Eşitlik 10 ile hesaplanır.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (10)$$

Karma taşınım mekanizmalarında Nusselt sayısı hem zorlanmış taşınım hemde doğal taşınım

kaynaklı ısı transfer parametrelerinin etkileri toplanarak hesaplanır (Eşitlik 11).

$$Nu = Nu_{zorlanmış} + Nu_{doğal} \quad (11)$$

Literatürdeki analitik çalışmalar incelendiği zaman karma taşınım mekanizmaları için benzer denklemlerin kullanıldığı görülmektedir. Bu denklemin genel formu Eşitlik 12’de verilmiştir. ‘a’ sabit bir sayıyı ifade eden ve sabit ısı akışı sınır şartı için değeri 2.11 alınması önerilen bir sayıdır. Φ ise karma taşınım mekanizmasında doğal taşınım etkilerini ifade eden bir parametredir (Feng ve Li, 2013).

$$\left[Nu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} \right]^3 = \left(a \cdot Gr^{\frac{1}{3}} \right)_{zorlanmış}^3 + \left(a \cdot \Phi^{\frac{1}{3}} \right)_{doğal}^3 \quad (12)$$

Φ sayısı Eşitlik 13’da tanımlandığı gibi Grashof sayısı, Prandtl sayısı ve Gzetz sayısına bağlıdır. Doğal taşınım ve karma taşınım etkilerinin karşılaştırılmasında bu eşitliklerin kullanılması yeterli olacaktır.

$$\Phi = \left(\frac{GrPr(L/D)}{Gz + L/D} \right)^{3/4} \quad (13)$$

Deney Sonuçları ve Tartışma

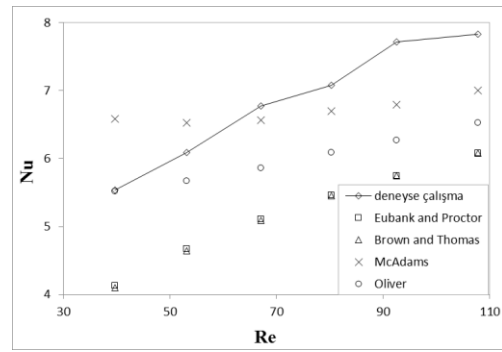
DeneySEL çalışma sonucunda elde edilen verilerin doğruluğunun tespiti için literatürde konu ile alakalı kabul görmüş model çalışmalarla kıyaslanması gerekmektedir. Bunun için, saf su verileri Tablo 2’de sunulan Eubank-Proctor, McAdams, Brown-Thomas ve Oliver modelleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 2. Nusselt sayısı için kullanılan modeller

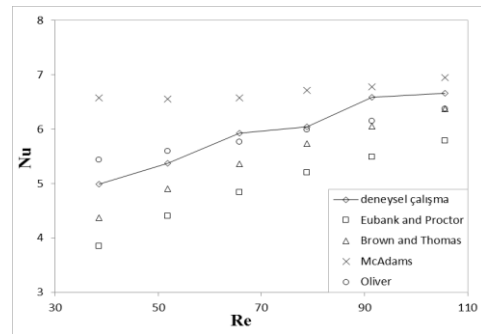
Model Adı	Denklem
Eubank-Proctor Modeli	$Nu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} = 2.11 \left(Gz + 6.2 \times 10^{-4} \left(\frac{GrPrL}{D} \right)^{3/4} \right)^{\frac{1}{3}}$

Brown-Thomas Modeli	$Nu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} = 2.11 \left(Gz + 0.0273 \left(\frac{GrPrL/D}{Gr + L/D} \right)^{3/4} \right)^{\frac{1}{3}}$
McAdams Modeli	$Nu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} = 2.11 (Gz + 0.0182(GrPr)^{3/4})^{1/3}$
Oliver Modeli	$Nu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} = 2.11 (Gz + 0.0083(GrPr)^{3/4})^{1/3}$

Saf su için Nusselt sayısı sonuçlarının literatürdeki modeller ile karşılaştırması 400 μm ve 500 μm genişliklerdeki kanallar için sırasıyla Şekil 7 ve 8 de verilmiştir.



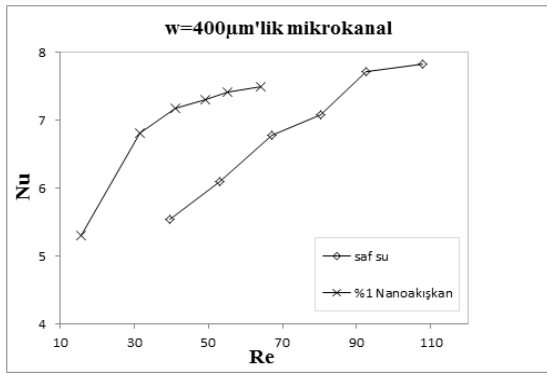
Şekil 7. 400 μm saf su ısı transfer sonuçlarının literatürdeki modeller ile karşılaştırılması



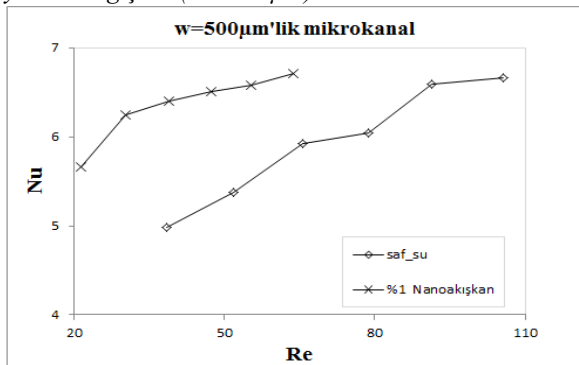
Şekil 8. 500 μm saf su ısı transfer sonuçlarının literatürdeki modeller ile karşılaştırılması

Grafiklerden görüldüğü üzere deneysel veriler ile model tahminleri iyi bir uyum içerisindedirler. Diğer taraftan Eubank Proctor modeli ile Brown ve Thomas modeli benzer eğilim göstermiştir. McAdams modeli ile Oliver modeli benzer eğilim göstermekle beraber Oliver modelinin deneysel sonuçlarla daha uyumlu olduğu görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında

modeller arasındaki ısı transfer tahminleri bir miktar farklıdır fakat Reynolds sayısındaki artış ile bu fark azalmıştır. Artan Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısı hem model tahminlerinde hem de deneysel verilerde artış eğiliminde olduğu görülmektedir. 400 μm ve 500 μm kanal genişliğindeki mikrokanallar içeren ısı alıcılarında saf su ve %1 hacimsel konsantrasyona sahip SiO_2 -saf su nanoakışkanı için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 9 ve 10 da sunulmuştur. Grafiklerden görüldüğü gibi Reynolds sayısındaki artış Nusselt sayısını her iki iş akışkanında da arttırmıştır. Deneysel parametre olarak seçilen her iki mikrokanal genişliği için de nanopartikül ihtiva eden iş akışkanı saf suya göre daha iyi ısı transferi sağlamıştır.



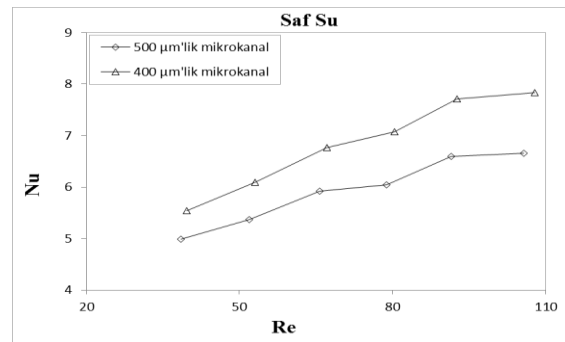
Şekil 9. Farklı akışkanlar için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ($w=400 \mu\text{m}$)



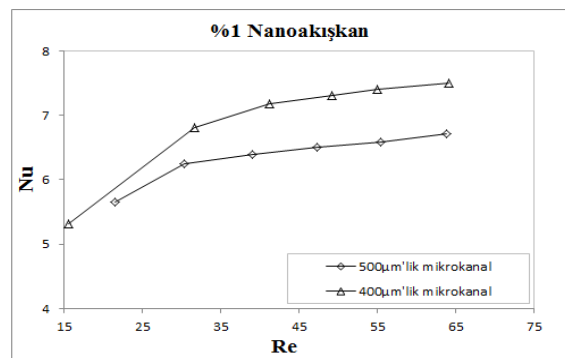
Şekil 10. Farklı akışkanlar için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi ($w=500 \mu\text{m}$)

Aynı Reynolds sayısı için, 500 μm kanal genişliğine sahip mikrokanallı ısı alıcıda %1 hacimsel oranda nanoakışkan kullanımı saf suya göre Nusselt sayısını yaklaşık %23 arttırmışken, 400 μm kanal genişliğine sahip mikrokanallı ısı

alıcıda ise bu artış yaklaşık olarak % 28 olmuştur. Mikrokanal genişliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 11 ve 12 de verilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan her iki akışkan türünde de kanal genişliğindeki azalma Nusselt sayısının artışı ile karşılık bulmuştur. Test bölgesi tasarımında 500 μm kanal genişliğine sahip 25 adet mikrokanal dizilimi kullanılırken 400 μm kanal genişliğine sahip 31 adet mikrokanal kullanılmıştır. Test bölgesi geometrisinde değişim olmazken kanal sayısındaki artış ısı transfer yüzey alanının artmasını sağlamıştır. Ayrıca, kanal boyutlarının azalmasıyla hidrolik çapın azalması akışkan hızının artmasına sebep olmuştur. Bu da, Nusselt sayısını arttırmış ve ısı transferinde artış meydana getirmiştir. Kanal genişliğindeki 0.1 mm'lik küçülme her iki akışkan için Nusselt sayısını yaklaşık olarak %12 arttırmıştır.



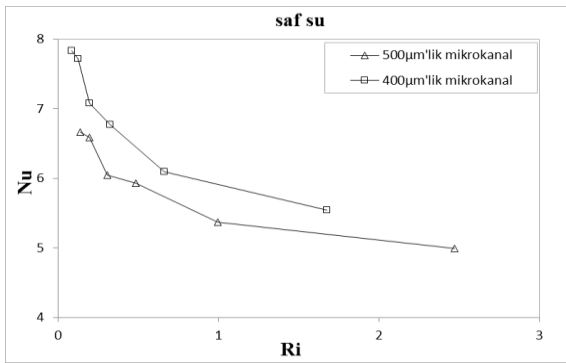
Şekil 11. Saf su için farklı kanal genişliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi



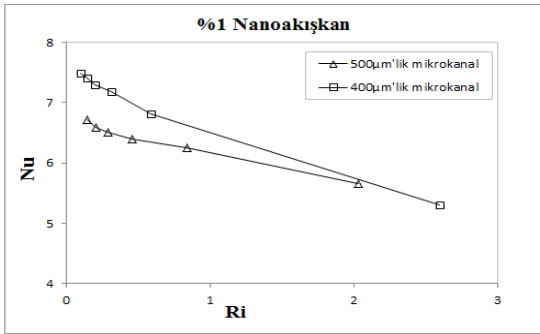
Şekil 12. SiO_2 -saf su nanoakışkanı için farklı kanal genişliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Richardson sayısı, kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanır. Şekil 13 ve 14

de farklı kanal genişliklerinde her iki akışkan için Nusselt sayısının Richardson sayısı ile değişimi verilmiştir. Richardson sayısı, ısı transferi olayında hangi taşınım mekanizmasının gerçekleştiği konusunda önemli bir parametredir. Eğer Richardson sayısı 1'den çok küçük ise taşınım mekanizması doğal taşınımdır. Richardson sayısı, 1'den çok büyük ise ısı transferi zorlanmış taşınım ile gerçekleşir. Richardson sayısı 0.01 ila 10 aralığında bir değer alması durumunda ise ısı transferinde hem doğal hemde zorlanmış taşınım etkileri görülür. Şekil 13 ve 14 de görüldüğü gibi deneysel çalışma verileri karma taşınım sınırları içerisinde.



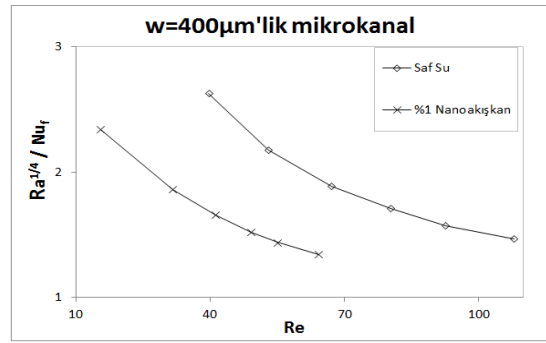
Şekil 13. Saf su için farklı kanal genişliklerinde Nusselt sayısının Richardson sayısı ile değişimi



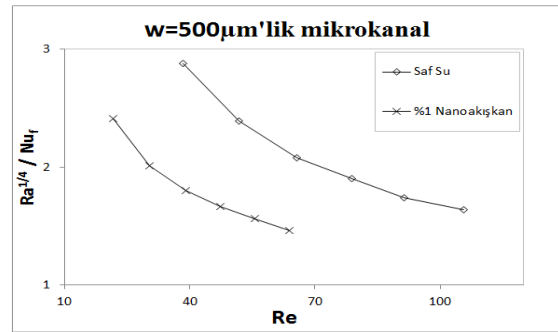
Şekil 14. SiO₂-saf su nanoakışkanı için farklı kanal genişliklerinde Nusselt sayısının Richardson sayısı ile değişimi

Şekil 15 ve 16 da farklı akışkanlar için sırasıyla 400 µm ve 500 µm'lik mikrokanal genişliklerinde Reynolds sayısına karşılık $Ra^{1/4}/Nu_f$ in değişimi gösterilmiştir. verilmektedir. Shannon ve Depew (1969) çalışması dikkate alınarak oluşturulmuş $Ra^{1/4}/Nu_f$ ifadesinde, $Ra^{1/4}$ terimi karma

taşınımında transfer edilen ısının doğal taşınım ile iletilen kısmını belirtirken, Nu_f terimi ise zorlanmış taşınım etkinliğini ifade etmektedir. Bir ısı transferi mekanizmasında $Ra^{1/4}/Nu_f$ ifadesinin 1'e eşit olması doğal ve zorlanmış taşınım etkilerinin eşit olduğu anlamına gelmektedir. Yapılan deneysel çalışmada $Ra^{1/4}/Nu_f$ ifadesi yaklaşık olarak 1 ila 3 aralığında değerler almıştır. Şekil 15 ve 16 da görüldüğü gibi her iki akışkan için $Ra^{1/4}/Nu_f$ sayısı azalma meylindedir. Bu da, zorlanmış taşınım etkilerinin doğal taşınımına göre daha baskın olduğu şeklinde yorumlanır. Bunun temel sebebi, Reynolds sayısının artması ile atalet kuvvetlerinin kaldırma kuvvetlerinden daha baskın hale gelmesidir.



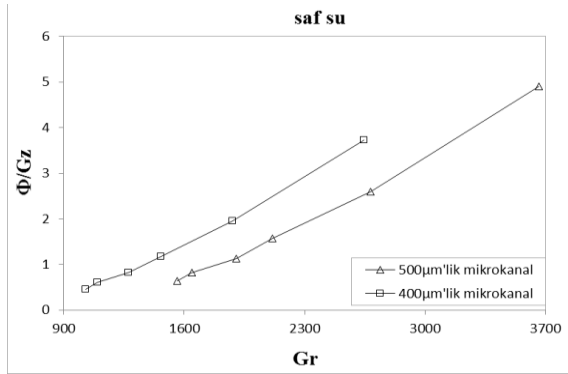
Şekil 15. Farklı akışkanlar için $Ra^{1/4}/Nu_f$ ifadesinin Reynolds sayısı ile değişimi ($w=400 \mu m$)



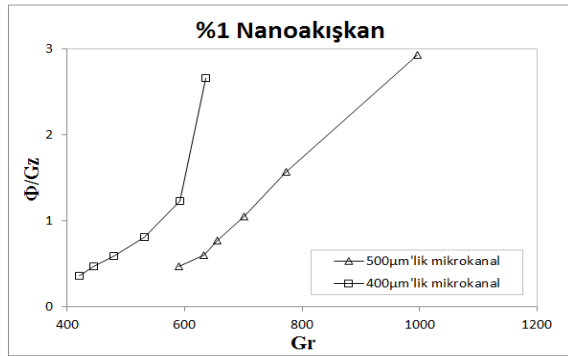
Şekil 16. Farklı akışkanlar için $Ra^{1/4}/Nu_f$ ifadesinin Reynolds sayısı ile değişimi ($w=500 \mu m$)

Şekil 17 ve 18'de sırasıyla saf su ve %1 SiO₂-saf su nanoakışkanı için Φ/Gz ifadesinin Grashof sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Φ/Gz doğal taşınımın toplam ısı transferine oranını ifade eden bir büyüklüktür, bu ifadenin, farklı kanal genişliklerinde bir Grashof sayısına karşılık

Φ/Gz ifadesinin büyüklüğü, ısı transfer mekanizmasındaki doğal taşınım etkisini yorumlayabilmemize yardımcı olur. Verilen ısı transferi sonuçlarına göre aynı Grashof sayısında iki akışkan türünde de, kanal genişliğinin azalması doğal taşınım etkilerini arttırmıştır. Φ/Gz değerinin artması karma taşınımında doğal taşınım etkilerini arttırdığı gibi sifıra yaklaşması halinde ise doğal taşınım etkilerinden bahsetmek söz konusu değildir. Temel akışkan içerisine SiO_2 partiküllerinin ilave edilmesi Φ/Gz değerini bir miktar arttırmıştır. Bu durum Brownian hareketlerinden kaynaklanabilir. Hacimsel partikül konsantrasyonundaki artış Brownian etkilerini artırır, dolayısıyla doğal taşınım etkilerini de arttırmaktadır.



Şekil 17. Saf su için farklı kanal genişliklerinde Φ/Gz ifadesinin Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 18. SiO_2 -saf su nanoakışkanı için farklı kanal genişliklerinde Φ/Gz ifadesinin Grashof sayısı ile değişimi

Sonuçlar

Deneyler sonucunda elde edilmiş veriler değerlendirilerek aşağıda sonuç ve öneriler sıralanmıştır:

- Saf suya SiO_2 partikülleri ilave edilerek hazırlanan nanoakışkanın, saf suya göre daha yüksek ısı iletkenliğe sahip olduğu belirlenmiştir. En yüksek termal iletkenlik değeri 0,692 W/m.K olarak $60^\circ C$ 'de SiO_2 -saf su nanoakışkanında ölçülmüştür. Bu şekilde termal iletkenlikte yaklaşık olarak %13 iyileşme sağlanabilmiştir.
- Sıcaklık arttıkça, viskozite değerleri saf su ve SiO_2 -saf su nanoakışkanında azalmıştır. Bütün sıcaklık değerlerinde ($20^\circ C$ - $60^\circ C$) nanoakışkan viskozite eğrisi saf su viskozite eğrisinin üzerinde kalmıştır. Kullanılan nanoakışkan viskozitesinde saf suya göre %55'lik bir artış meydana gelmiştir.
- Kanal genişliğinin azalması ısı transfer yüzey alanının artmasına ve doğal olarak ısı transferinin artmasına sebep olmuştur. Isı transferinin daralan kanal genişliği ile artmasının bir diğer sebebi olarak artan doğal taşınım etkileri gösterilebilir.
- 500µm'lik mikrokanaletlerde elde edilen sonuçlara göre, Nusselt sayısı, %1 hacimsel oranında nanoakışkan kullanımında saf suya göre yaklaşık %16 artmıştır. Bu artış 400µm'lik mikrokanaletlerde %22 civarındadır.
- $Re^{1/4}/Nu_f$ ifadesinin Reynolds sayısı ile değişimi grafikler yardımıyla sunulmuştur. Reynolds sayısının artışı karma taşınım mekanizmasında zorlanmış taşınım etkilerini arttırdığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca kanal genişliğinin azalması aynı Reynolds sayısı için zorlanmış taşınım etkilerini arttırmıştır.
- Aynı iş akışkanında sabit bir Grashof sayısı için Φ/Gz ifadesinin kanal genişliğinin artmasıyla arttığı görülmüştür. Karma taşınım mekanizmasında Φ/Gz ifadesinin, doğal taşınım ile ısı transferinin toplam ısı transferine oranı olduğu göz önünde bulundurulursa küçülen kanal genişliği ve artan mikrokanalet sayısı doğal taşınım etkilerini attırdığı düşünülebilir.

Kaynaklar

- Chabi, A.R., Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H. ve Salimi, M., (2017). Local convective heat transfer coefficient and friction factor of CuO/water nanofluid in a microchannel heat sink, *Heat and Mass Transfer*, **53**, 2, 661-671.
- Choi, S.U.S. ve Eastman, J.A., (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, *Proceedings, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 99-105, San Francisco.
- Dang, T. ve Teng, J-T., (2011). The effects of configurations on the performance of microchannel counter-low heat exchangers-An experimental study, *Applied Thermal Engineering*, **31**, 17-18, 3946-3955.
- Domongues, G., Volz, S., Joulain, K. ve Greffet, J.J., (2005). Heat transfer between two nanoparticles through near field interaction, *Physical Review Letters*, **94**, 8, 085901.
- Feng, Z-Z. ve Li, W., (2013). Laminar mixed convection of large-Prandtl-number in-tube nanofluid flow, Part I: Experimental study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **65**, 919-927.
- Hwang, Y.J., Ahn, Y.C, Shin, H.S., Lee, C.G., Kim, G.T., Park, H.S. ve Lee, J.K., (2006). Investigation on characteristics of thermal conductivity enhancement of nanofluids. *Current Applied Physics*, **6**, 6, 1068-1071.
- Izadi, M., Shahmardan, M.M. ve Behzadmehr, A., (2013). Richardson number ratio effect on laminar mixed convection of a nanofluid flow in an annulus, *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, **14**, 4, 304-316.
- Malvandi, A. Ve Ganji, D.D., (2014). Mixed convective heat transfer of water/alumina nanofluid inside a vertical microchannel, *Powder Technology*, **263**, 37-44.
- Manay, E., Sahin, B., Yilmaz M. ve Gelis, K., (2012). Thermal performance analysis of nanofluids in microchannel heat sinks, *WASET International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, **6**, 7, 1130-1135.
- Manay, E. ve Sahin, B., (2017). Heat transfer and pressure drop of nanofluids in a microchannel heat sink, *Heat Transfer Engineering*, **38**, 5, 510-522.
- Mirmasoumi, S. ve Behzadmehr, A., (2008). Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in a horizontal tube using two-phase mixture model, *Applied Thermal Engineering*, **28**, 7, 717-727.
- Mokarani, O., Bourouga, B., Catelain, C. ve Peerhossaini, H., (2009). Fluid flow and convective heat transfer in flat microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 5-6, 1337-1352.
- Prasher, R., Phelan, P.E. ve Bhattacharya, P., (2006). Effect of aggregation kinetics on the thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (nanofluid), *Nano Letters*, **6**, 7, 1529-1534.
- Sahin, B., Gedik, G., Manay, E. ve Karagoz, S., (2013). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of Al₂O₃-water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **50**, 21-28.
- Sahin, B., Manay, E. ve Akyürek, E. F., (2015). An experimental study on heat transfer and pressure drop of CuO-water nanofluid, *Journal of Nanomaterials*, **2015**, 1-10.
- Shannon, R.L. ve Depew, C.A., (1969). Forced laminar flow convection in a horizontal tube with variable viscosity and free-convection effects, *Journal of Heat Transfer*, **91**, 2, 251-258.
- Singh, H. ve Randhawa, H.S., (2015). Numerically study on heat transfer performance of microchannels heat sink with different shape by using n-octane, *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, **1**, 10, 63-67.
- Tang, H.H., Li, Z., He, Y.L. ve Tao, W.Q., (2007). Experimental study of compressibility, roughness and rarefaction influences on microchannel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**, 11-12, 2282-2295.
- Yang, C., Peng, K., Nakayama, A. ve Qiu T., (2016). Forced convective transport of alumina-water nanofluid in micro-channels subject to constant heat flux, *Chemical Engineering Science*, **152**, 311-322.
- Yu, W., Xie, H., Chen, L. ve Li, Y., (2009). Investigation of thermal conductivity and viscosity of ethylene glycol based ZnO nanofluid, *Thermochimica Acta*, **491**, 1-2, 92-96.
- Zanchini, E., (2008). Mixed convection with variable viscosity in a vertical annulus with uniform wall temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **51**, 1-2, 30-40.
- Zhang, X., Gu, H. ve Fujii, M., (2007). Effective thermal conductivity and thermal diffusivity of nanofluids containing spherical and cylindrical nanoparticles, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **31**, 6, 593-599.

Experimental investigation of mixed convection properties of SiO₂-water nanofluids in a microchannel heat sink

Extended abstract

Developments in micro manufacturing technologies have enabled the production of smaller devices and systems with increased functionality. The effective removal of the increased thermal loads from the system and keeping the system temperature in the desired operating range is important for system reliability and safe working conditions. On the other hand, the lack of sufficient cooling surface in the miniaturized and complex electronic systems has made it impossible to remove the heat released during operation of the devices with the traditional thermal management methods. This situation has forced researchers to develop different methods to ensure effective heat transfer enhancement. The use of nanofluids obtained by suspension of nano-sized particles into the base fluid has attracted the interest of researchers working in this field. When the literature on the mixed transport performance of nanofluids in microchannels is examined, it is observed that numerical studies are in the majority. However, these numerical studies need to be confirmed by experimental studies in many aspects.

With this experimental study, it is aimed to make an experimental contribution to existing literature. In the experiments, two different microchannel heat sinks consisting of 31 microchannels with 400 μ m channel width and 26 microchannels with 500 μ m channel width were used as heat exchangers. Deionized water and SiO₂- deionized water nanofluids with a 1% volumetric concentration were used as working fluids. In this way, the effect of nanofluid use with high thermal performance instead of conventional work fluid was investigated in microchannels. First, thermal conductivity and viscosity characterization were made for SiO₂- deionized water nanofluid and deionized water in 20-60°C temperature range. Two step method was applied for nanofluid preparation. In the two-step method, the first step is the production of nanoparticles. The second step is to mix the nanoparticles into the fluid by appropriate methods. Two-step method was preferred for nanofluid preparation due to its advantages in stability, solubility and lack of particle clustering. The prepared nanofluid mixture was taken into the homogenizer for 7 hours and subjected to stabilization. It was observed that the nanofluid had

a stable structure after 48 hours of stabilization period.

The experiments were carried out under the constant surface heat flux boundary condition and 80 W uniform constant electrical power was applied to the test area. Two cartridge heaters with diameter of 6mm were used to ensure constant heat flux conditions in the test region. In addition, to measure microchannel surface temperatures, there were fifteen thermocouple slots of 1 mm diameter on the bottom surface of each block. The temperature data of the thermocouples placed in the slots were transferred to the data logger. Also, in order to measure fluid inlet and outlet temperatures in microchannels, two thermocouples were used. The Reynolds number was remained between 20-110 in order to examine the effects of mixed convection in the transport mechanism.

According to thermal conductivity measurements, it was determined that the nanofluid prepared by adding SiO₂ particles to deionized water had higher thermal conductivity than deionized water. The highest thermal conductivity value was measured in SiO₂-deionized water nanofluid at 60 ° C as 0.692 W/mK. In this way, approximately 13% improvement in thermal conductivity was achieved. In viscosity measurement, viscosity curve of nanofluid remained above that of deionized water viscosity curve at all temperature values. The nanofluid viscosity increased 55% compared to deionized water.

Heat transfer measurements revealed that the use of nanofluids in 1% volumetric ratio increased the Nusselt number by 22% in the heat sink having 400 μ m wide microchannels as compared to pure water, while this value was calculated as 16% in the microchannel heat sink with a width of 500 μ m. The natural convection effects increased with decreasing channel width and increased number of microchannels.

It is concluded that the increase of Reynolds number increased the effects of forced convection on the mixed convection. On the other hand, the increase in the Grashof number triggered the increase of the buoyancy forces, thus enhancing the natural convection component in the mixed convection mechanism.

Keywords: SiO₂-water nanofluid, mixed convection, microchannel heat sink, heat transfer enhancement.