

## Elektronik Sistemlerin Soğutulmasında Nanoakışkanlar ve Çarpan Jetlerin Müşterek Etkisinin İncelenmesi

Mustafa KILIÇ<sup>\*1</sup>

<sup>1</sup>Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Adana

Geliş tarihi: 12.06.2018

Kabul tarihi: 15.10.2018

### Öz

Bu çalışmada; gelişen teknolojilere bağlı olarak artan elektronik elemanların ısı yük problemini çözmek amacıyla, yüksek ısı akıllı bir yüzeyden olan ısı transferinin, nanoakışkanların çarpan akışkan jet tekniği ile kullanılarak iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir. Farklı hacim oranları, farklı ısı akıları ve farklı tipte hazırlanan nanoakışkanların ısı transferine etkisi çalışmada kullanılan parametrelerdir. Çalışmada PHONEICS HAD programının düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak, hacimsel oran %2'den %8'e artırıldığında ortalama Nusselt sayısında %15,2 oranında bir iyileşme tespit edilmiştir. Yüzeydeki ısı akısı iki kat artırıldığında, yüzey sıcaklıklarının arttığı ancak yerel Nusselt sayısında belirgin bir değişiklik olmadığı tespit edilmiştir. Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanı kullanılması durumunda, ortalama Nusselt sayısında sırasıyla CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ve saf suya göre %2,6, %5,5, %6,1, %9,6 iyileşme olduğu gözlemlenmiştir. Sayısal modelde kullanılan düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelinin sıcaklık dağılımını ve akış özelliklerini iyi bir şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Çarpan jet, Elektronik sistemler, Isı transferi, Nanoakışkanlar

### Investigation of Combined Effect of Nanofluids and Impinging Jets on Cooling of Electronic Systems

#### Abstract

At this study, to solve the problem of high heat loads of electronic systems, enhancement of heat transfer from a high heat flux surface with nanofluids and impinging jet technique was investigated numerically. Effect of different volume ratios, different heat fluxes and different nanofluids and pure water on heat transfer are the parameters of this study. Low Reynolds k-ε turbulence model of PHONEICS CFD code was used at this study. As a result, it was obtained that increasing volume ratio from 2% to 8% causes an increase of 15.2% on average Nusselt number. Increasing heat flux on the surface two times causes an increase on surface temperature but does not cause any significant increase on local Nusselt number. Using Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid causes an increase of %2.6, %5.5, %6.1 and % 9.6 on average Nusselt number with respect to CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O and pure water. It was seen that the low Reynolds number k-ε turbulence model well represent the temperature distribution and flow properties in this study.

**Keywords:** Impinging jet, Electronic systems, Heat transfer, Nanofluids

<sup>\*</sup>Corresponding author (Sorumlu yazar): Mustafa KILIÇ, mkiliç@adanabtu.edu.tr

## 1. GİRİŞ

Günümüzde hızla gelişen teknolojiler elektronik sistemlerin ısı yüklerini her geçen gün artırmakta ve soğutma ihtiyacı daha kritik hale gelmektedir. Elektronik sistemlerin ısı yükü probleminin çözülmesi önemli bir teknolojik kırılmayı da beraberinde getirecektir. Gelecek yüzyılın teknolojisi olarak değerlendirilen nanoteknoloji ise bu teknolojik kırılmayı sağlayacak önemli bir adım olarak değerlendirilebilir. Nanoteknoloji alanında yapılan önemli çalışmalardan birisi de nanoakışkanların kullanılmasıdır.

Geleneksel ısı transferi akışkanlarının içerisinde nano boyutta parçacıkların, belirli hacimsel oranlarda katılarak oluşturulan süspansiyonlara “nanoakışkan” denir. Nanoakışkan kullanılarak yapılan ısı transferi uygulamalarında; akışkan içerisinde süspansiyon edilen parçacıklar akışkanın ısı kapasitesini artırırlar. Parçacıklar arasındaki etkileşim ve çarpışmalar akış içerisinde çalkantılara ve türbülans şiddetinin artmasına neden olur. Böylece, daha yüksek ısı iletimi ile birlikte çalkantı şiddeti ve geniş yüzey alanı daha çok ısı transferine izin verir. Nano parçacıklar atomların %20’sini yüzeyinde taşırlar bu durum onları ısı iletimi için hazır hale getirir. Nanoakışkanların diğer bir avantajı ise; çok küçük boyutlarından dolayı sıvıda mikro taşınımı ortaya çıkaran ve bundan dolayı ısı transferini artıran parçacık hareketliliğidir. Bu üstün özelliklerinden dolayı nanoakışkanlar özellikle yüksek ısı akımlı yüzeylerden olan ısı transferi uygulamalarında olmak üzere, endüstri, tıp, uzay araştırmaları gibi birçok alanda uygulama alanı bulabilmektedir.

Çarpan jetler, dar bir bölgede yüksek ısı transferi elde etmemizi sağlayan önemli bir ısı transferi artırma tekniğidir. Bu amaçla çeşitli çaplarda nozul veya lüleler kullanılmaktadır. Yüzeye çarpan akışkan yüzeyde yüksek ısı transfer katsayısı oluşturur. Birçok mühendislik uygulamalarında kullanılan jet çarpma tekniği uygulamada gaz türbinlerinin kanatçıklarının soğutulmasında, cam temperleme, metallerin ısı işlemlerinde, kâğıt ve tekstil ürünlerinin kurutulmasında, otomotiv

uygulamalarında [1] boya, gıda sanayi, mikroişlemcilerin soğutulmasında, ısıtma ve pişirme amaçlı işlemlerde kullanılmaktadır. Literatürdeki nanoakışkanlar ve çarpan jetlere ilişkin çalışmalar incelendiğinde aşağıda özetlenen sonuçların elde edildiği görülebilir.

Temel akışkan olarak  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanı kullanılan çalışmalar kapsamında, Teamah ve arkadaşları [2]  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının düz bir plakaya çarptırılması ile oluşan ısı transferini ve akış yapısını sayısal ve deneysel olarak farklı Reynolds sayılarında ( $Re=3000-32000$ ) ve nanoakışkan hacim oranlarında ( $\phi=0-10$ ) incelemiştir. Akışkan içindeki nanopartikülleri artırdıkça, akışkan olarak yalnız suyun kullanıldığı duruma göre yüzeyden olan ısı transferinin arttığı, ısı transfer katsayısında % 62 oranında bir artış sağlanabildiği, akışkan olarak CuO kullanıldığında ise, ısı transferinde  $Al_2O_3$  nanoakışkanı kullanılmaya göre %8,9 ve  $TiO_2$  nanoakışkanı kullanılmaya göre %12 oranında bir artış sağlanabildiği görülmüştür. Manca ve arkadaşları [3] saf su ve  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanı kullanıldığı durumda, sınırlandırılmış çarpan jetlerin sabit ısı akımlı düz bir plakadan olan ısı transferine etkisini incelemiştir. Jet Reynolds sayısı ( $Re=100-400$ ) ve boyutsuz kanal yüksekliği ( $H/W=4-10$ ) çalışmada kullanılan parametrelerdir. Reynolds sayısı ve akışkan içerisindeki partikül konsantrasyonu arttıkça yerel ısı transfer katsayısının ve Nusselt sayısının arttığı, ortalama ısı transfer katsayısındaki en yüksek artışın (%36)  $H/W=10$  ve nanoakışkan hacim oranlarını  $\phi=5$  olduğu durumda elde edildiği ifade edilmiştir. Qu ve arkadaşları [4] nanoakışkan olarak  $Al_2O_3$ -su kullandıkları deneysel çalışmalarında kapalı devre titreşimli ısı borusunun ısı performansını incelemişlerdir. Sonuç olarak sistem ısı direncinin saf su kullanımına göre %32,5 azaldığını tespit etmişlerdir. Lv ve arkadaşları [5]  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda (%0,5, %1, %1,5, %2) farklı çarpma açıları ( $\Theta=50^\circ, 70^\circ, 90^\circ$ ), ve farklı Reynolds sayılarında ( $Re=5000-14000$ ) ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir.  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının  $H/D_h=4$ , %2 hacimsel oranda,  $Re=12000$  değerinde saf suya göre ısı transferinde %61,4 iyileşme sağlayabildiğini tespit etmişlerdir.

Khaleduzzaman ve arkadaşları [6] yaptıkları deneysel çalışmada, elektronik devre elemanlarının soğutulması sürecinde farklı hacimsel oranlarda (%0,1-%0,25) hazırladıkları  $Al_2O_3$ -Su nanoakışkanın enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Sonuç olarak, nanoparçacık hacimsel oranı arttıkça, nanoakışkan ısı iletim katsayısının, vizkositesinin, yoğunluğunun, enerji veriminin ve ekserjisinin arttığı, özgül ısısının ise azaldığı tespit edilmiştir.

Temel akışkan olarak Cu-su nanoakışkanı kullanılan çalışmalar kapsamında; Shang ve arkadaşları [7] Cu-su nanoakışkanı ile kapalı devre titreşimli bir ısı borusunun ısı transferi özelliklerini incelemiştir. Saf su ile karşılaştırıldığında bu nanoakışkanın kullanıldığı durumda sistemin ısı aktarma kapasitesinin %83 oranında artırılabilirdiği görülmüştür. Wang ve arkadaşları [8] Cu-su nanoakışkanı için farklı Re sayılarında ( $Re = 2000-12000$ ) tek fazlı ve çok fazlı nanoakışkan davranışını sayısal olarak incelemiştir. Temel akışkana nanoparçacık eklenmesinin, ısı iletim katsayısını arttırmasının ötesinde akışkan karakteristiğini önemli ölçüde etkilediği, bu sebeple tek fazlı akış için kullanılan türbülans modellerinin ( $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , RNG vb.) akışı yeteri kadar modelleyemeyeceği, bunun yerine SST  $k-w$  türbülans modeli, Eulerian-Eulerian türbülans modeli gibi çok fazlı modellerin tercih edilmesi gerektiği ifade edilmiştir.

Temel akışkan olarak CuO-su nanoakışkanı kullanılan çalışmalar kapsamında; Sun ve arkadaşları [9] CuO nanoakışkanı kullanılan tek bir çarpan jetin ısı transferine etkisini incelemiştir. Nanoakışkan kullanıldığında yalnızca su kullanılması durumuna göre ısı transferinde önemli bir artış sağlanabildiği, basınç düşüşünde önemli bir değişim olmadığı, dairesel nozul kullanıldığında, kare şekilli nozula göre daha yüksek ısı transfer katsayısı elde edildiği, jet açısı  $90^\circ$  olduğunda en yüksek ısı transferinin elde edildiği belirlenmiştir. Umer ve arkadaşları [10] CuO-Su nanoakışkanı kullanarak laminar akış şartlarında sabit ısı akılı bir yüzeyden olan ısı transferini farklı hacimsel oranlarda incelemiştir.

Sonuç olarak parçacık hacim oranı arttıkça ve Reynolds sayısı arttıkça ısı transfer katsayısının da arttığı, ısı transfer katsayısındaki en yüksek artışın (%61) parçacık hacim oranı %4 ve Reynolds sayısı  $Re=605$  olduğu durumda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir.

Kang ve arkadaşları [11] gümüş nanoparçacıklar ve saf su kullanarak teşkil ettikleri nanoakışkan ile yaptıkları deneysel çalışmada; saf su kullanımına göre 10 nm nanoparçacıklar kullanıldığında ısı dirençte %50 ve 35 nm çaplı nanoparçacıklar kullandıklarında %80 oranında azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Temel akışkan olarak  $SiO_2$ -su nanoakışkanı kullanılan çalışmalar kapsamında, Lv ve arkadaşları [12]  $SiO_2$ -su nanoakışkanının farklı hacimsel oranda (%1, %2, %3), farklı Re sayılarında ( $Re = 8000-13000$ ), farklı jet-plaka mesafelerinde ( $H/D_h = 2, 3, 4, 5$ ) ısı transferine olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak;  $SiO_2$ -su nanoakışkanının %3 hacimsel oranda,  $Re=13000$  değerinde saf suya göre ısı transfer katsayısının %40 artırılabilceğini tespit etmişlerdir.

Temel akışkan olarak  $TiO_2$ -su nanoakışkanı kullanılan çalışmalar kapsamında, Sing ve arkadaşları [13]  $TiO_2$ -su nanoakışkanının laminar akış şartlarında kaynama ile ısı transferine etkisini farklı hacimsel oranlarda (%0,1, %0,5, %1) incelemiştir. Sonuç olarak, hacimsel oran ve Re sayısı arttıkça kaynama kritik ısı akısının da (hacimsel oran %0,5 artışında kaynama kritik ısı akısı %40 artmaktadır) arttığını tespit etmişlerdir.

Farklı tipte nanoakışkanların ısı performanslarının karşılaştırıldığı çalışmalar kapsamında, Kılıç ve Özcan [14] yüksek ısı akılı bir yüzeyden olan ısı transferini farklı nanoakışkanlar ve çoklu jetler için incelemiştir. Re sayısındaki artışın ve parçacık çapındaki azalmanın ısı transferinde artışa sebep olduğunu, Cu-su nanoakışkanı kullanma durumunda,  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanına göre %9,3 ve  $TiO_2$ -su nanoakışkanına göre %8,4 artış sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Nayak ve

arkadaşları [15]  $Al_2O_3$  ve  $TiO_2$  nanoakışkanlarının ısı performanslarını karşılaştırmış ve farklı hacimsel oranlarda (%0,01, %0,03, %0,05, %0,07) iki adet çarpan nanoakışkan jetin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak, bu iki farklı nanoakışkanın benzer performans gösterdiğini, ısı transferindeki artışın ısı iletim katsayısının artışından çok, nanaoparçacıkların akış içerisindeki davranışından kaynaklandığını, bu sebeple  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının daha homojen bir dağılım sağlayabildiğinden  $TiO_2$ -su nanoakışkanından daha iyi bir performans gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Çarpan akışkan jetlerin deneysel uygulamaları kapsamında, Yan ve arkadaşları [16] kanal akışı ile jet akışının birlikte uygulandığı durumda ısı transferini incelemiştir. Kanal akışında ( $Re=10000-40000$ ) aralığında, jet akışında ( $Re=5000-20000$ ) aralığındadır. Sonuç olarak, hat şeklindeki aksial kanatçıkların uygulanması durumunda kanatçıkların olmama durumuna göre %50-%90'lık bir artış olduğunu, çarpmalı jetin uygulanmasının kanal akışına göre ısı transferini artırdığını belirlemişlerdir. Genel olarak geçirgen köpük kullanılmasının ısı transferini artırdığı, bu durumun  $Re$  sayısı arttıkça daha da arttığı, geçirgen köpük kullanıldığında kanatçıkların kullanılma durumuna göre daha fazla basınç kaybı olduğu ancak ısı transferini artırdığı tespit edilmiştir.

Kılıç ve arkadaşları [17] sabit ısı akılı düz bir plakanın çarpan akışkan hava jeti yardımı ile soğutulmasını farklı Reynolds sayıları ve boyutsuz kanal yükseklikleri için incelemiştir. Ortalama Nusselt sayısının  $Re=4000-10000$  aralığında % 49,5,  $H/D_1=4-10$  aralığında ise, %17,9 oranında arttığı tespit edilmiştir.

McGuinn ve arkadaşları [18] iki ayrı çıkış geometrisine sahip (düz çıkışlı ve şekil verdirilmiş) nozuldan oluşturulan akışın sağladığı ısı transferini incelemiştir. Çalışma sayısal ve deneysel bir çalışmadır. Çalışma sonucunda, şekil verdirilmiş nozulun düz nozula göre daha etkin bir ısı transferi sağladığı gözlenmiştir. Yüzeydeki ısı

transferinin yalnızca oluşan türbülanslara bağlı olmadığı aynı zamanda yüzeye gelen akış geometrisine de bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Çarpan akışkan jetlerin sayısal uygulamaları kapsamında, Isman ve arkadaşları [19] sabit yüzey ısı akısına sahip sınırlandırılmamış bir plakanın bir tek çarpmalı jet ile soğutulmasını incelemiştir. Çalışma sayısal bir çalışmadır. Akışkanın türbülanslı, iki boyutlu ve sürekli halde olduğu kabulü yapılmıştır. RNG ve standart k- $\epsilon$  modelinin diğer modellere göre daha çok yakınsadığı ifade edilmiştir.  $Re$  sayısı 4000-12000 ve nozul plaka mesafesinin-nozul çapına oranı 4-10 aralığında alınmıştır. Sonuç olarak,  $Re$  sayısı artırılarak ya da nozul-plaka mesafesi azaltılarak ısı transferinin artırılacağı tespit edilmiştir.

Bu çalışmanın literatürde yer alan çalışmalardan temel farklılıkları ise şu şekilde özetlenebilir: Bu gün için, nanoakışkanlar alanında yapılan akademik çalışmalar son derece kısıtlıdır. Nanoakışkanlarla ilgili çalışmaların büyük bir çoğunluğu fiziksel ve termal özelliklerinin karakterizasyonu ile ilgilidir. Hatta nanoakışkanların farklı soğutma teknikleri ile kullanılmasına yönelik çalışmalar yok denecek kadar azdır. Bu nedenle bu çalışma nanoakışkanların yüksek ısı akılı yüzeylere sahip elektronik sistemlerin soğutulmasında öncü çalışmalardan birisi olacaktır.

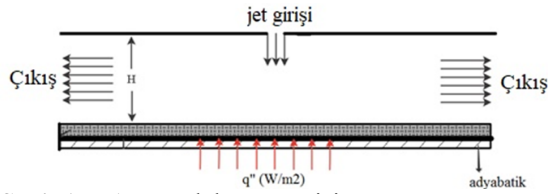
Literatürde nanoakışkanlar (sınırlı sayıda) ve çarpan jetlere yönelik ayrı ayrı çalışmalar mevcut olmasına rağmen; nanoakışkanların çarpan jet tekniği ile kullanılmasına yönelik çalışma son derece sınırlıdır. Bu çalışmadaki temel motivasyon; son derece karmaşık olan çarpan jet hidrodinamik davranışının ve bunun ısı transferine etkisinin anlaşılmasının yanı sıra nanoparçacıkların bu karmaşık fiziksel süreçte etkisinin belirlenmesinin sağlanmasıdır. Bu çalışmada; farklı hacim oranlarının (%2, %4, %6, %8), farklı ısı akılarının ( $q=150, 200, 250, 300$  W) ve farklı tipte nanoakışkanların ( $Cu-H_2O$ ,  $CuO-H_2O$ ,  $TiO_2-H_2O$ ,  $Al_2O_3-H_2O$ ) ısı transferine etkisi incelenmiştir.

## 2. SAYISAL MODEL VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu çalışmada, elektronik sistemlerin önemli problemlerinden olan yüksek ısı akıllı bir yüzeyden olan ısı transferinin, nanoakışkanların çarpan akışkan jet tekniği ile kullanılarak iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir. Hedef plaka boyutları 90x15x2 mm (boy x genişlik x yükseklik) olarak modellenmiştir. x-y düzlemi üzerine yerleştirilmiş, elektronik devre elemanını modelleyen bakır plakanın yüzeyindeki sabit ısı akısı 222000 W/m<sup>2</sup> (q=300 W)'dir. Nozul hidrolik çapı D<sub>h</sub>=3,5 mm'dir.

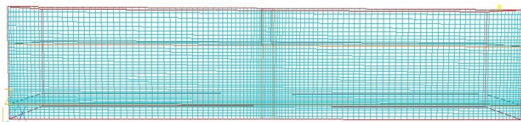
Bu sayısal analiz için PHONEICS HAD programının düşük Re sayılı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model; sınırlandırılmış çarpan jet uygulamalarında, duvar etkilerini de dâhil etmesi ve uygulanan Reynolds değerinde, deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar elde edilebilmesi [20] sebebiyle tercih edilmiştir.

Sayısal olarak incelenen modelin geometrisi Şekil 1'de ve hücre yapısı Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 1. HAD model geometrisi

Kütlenin korunumu, momentum ve enerji denklemlerine uygun sınır şartları verilerek oluşturulan model sürekli şartlarda olup, çevreye radyasyon ile olan ısı transferi ihmal edilmiş, sadece türbülanslı, zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi dikkate alınmıştır. Ayrıca jet giriş sıcaklığı T<sub>j</sub>=20 °C olarak modellenmiştir. Modelde kullanılan sınır şartları Çizelge 1'de sunulmuştur.



Şekil 2. Hücre yapısı

Çizelge 1. Sınır şartları

|           | U(m/s)                              | V(m/s)                              | W(m/s)                              | T (°K)                              | k                                               | ε                                                                   |
|-----------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| Jet       | U=0                                 | V=0                                 | W=W <sub>jet</sub>                  | T=T <sub>jet</sub>                  | (T <sub>1</sub> W <sub>jet</sub> ) <sup>2</sup> | (c <sub>p</sub> c <sub>d</sub> ) <sup>3/4</sup> $\frac{k^{3/2}}{L}$ |
| Plaka     | U=0                                 | V=0                                 | W=0                                 | q*=q <sub>w</sub>                   | k=0                                             | $\frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$                          |
| Çıkış     | $\frac{\partial U}{\partial x} = 0$ | $\frac{\partial V}{\partial x} = 0$ | $\frac{\partial W}{\partial x} = 0$ | T=T <sub>çıkış</sub>                | $\frac{\partial k}{\partial x} = 0$             | $\frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0$                          |
| Ön Duvar  | U=0                                 | V=0                                 | W=0                                 | $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ | -                                               | -                                                                   |
| Üst Duvar | U=0                                 | V=0                                 | W=0                                 | $\frac{\partial U}{\partial z} = 0$ | -                                               | -                                                                   |

Süreklilik, türbülanslı momentum ve enerji denklemleri aşağıda sunulmuştur.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho u'_i u'_j \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\rho c_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p u'_i T' \right] \quad (3)$$

Yüzeyden olan ısı transferi iletim, taşınım ve ışıınım ile gerçekleşecektir.

$$Q_{\text{taşınım}} = Q_{\text{toplam}} - Q_{\text{iletim}} - Q_{\text{ışıınım}} \quad (4)$$

Plaka boyunca meydana gelecek iletimle ısı transferi;

$$Q_{\text{iletim}} = \frac{-k_c \cdot A \cdot (T_{\text{alt}} - T_{\text{üst}})}{L_c} \quad (5)$$

Burada; k<sub>c</sub> bakır plakanın ısı iletim katsayısı, A bakır plaka yüzey alanı, L<sub>c</sub> ise bakır plaka kalınlığıdır.

Yüzeyden konveksiyonla olan ısı transferi;

$$Q_{\text{taşınım}} = h.A.\Delta T \quad (6)$$

Burada  $h$  ısı taşınım katsayısı,  $A$  taşınım yüzey alanı,  $\Delta T$  ( $\Delta T = T_w - T_{ygn}$ ) ölçülen yüzey sıcaklığı ile akışkan ortalama yığın sıcaklığı arasındaki farktır.

Nusselt sayısı ( $Nu$ ); taşınım ile olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferine oranını gösteren boyutsuz parametredir. Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{(Q_{\text{taşınım}} \cdot D_h)}{(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{yığın}}) \cdot k_{nf}} \quad (7)$$

Burada  $T_{\text{yüzey}}$  ölçülen yüzey sıcaklığı,  $D_h$  hidrolik çap ve  $k_{nf}$  ise nanoakışkan ısıl iletkenlik katsayısıdır.

Reynolds sayısı ( $Re$ ); zorlanmış taşınımda akışın laminar veya türbülanslı olup olmadığını belirlemek için kullanılmaktadır. Türbülanslı akışa esas Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{(\rho_{nf} \cdot V_{jet} \cdot D_h)}{(\mu_{nf})} \quad (8)$$

Burada  $\rho_{nf}$  nanoakışkan yoğunluğu,  $V_{jet}$  jet çıkış hızı ve  $\mu_{nf}$  nanoakışkan dinamik viskozitesidir. Nanoakışkan yoğunluğu ise;

$$\rho_{nf} = (1 - \phi) \cdot \rho_{bf} + \phi \cdot \rho_p \quad (9)$$

Burada  $\rho_{bf}$  temel akışkan (su) yoğunluğu,  $\phi$  nanoakışkan hacimsel oranı,  $\rho_p$  ise nanoakışkan içerisindeki katı parçacıkların yoğunluğudur. Nanoakışkan hacimsel oranı ise;

$$\phi = \frac{1}{(1/\omega) \cdot (\rho_p - \rho_{bf})} \quad (10)$$

Burada  $\omega$  nanoakışkan ile temel akışkanın (su) yoğunlukları arasındaki farktır. Nanoakışkan özgül ısı ise;

$$C_{p_{nf}} = \frac{\phi \cdot (\rho \cdot C_p)_p + (1 - \phi) \cdot (\rho \cdot C_p)_f}{(\rho_{nf})} \quad (11)$$

Burada  $C_{p(p)}$  parçacığın özgül ısısı,  $C_{p(f)}$  temel akışkanın özgül ısısıdır. Nanoakışkanın ısıl iletim katsayısı ise [21];

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 + 4,4 Re_{(p)}^{0,4} Pr^{0,66} \left( \frac{T}{T_f} \right)^{10} \left( \frac{k_p}{k_f} \right)^{0,03} \phi^{0,66} \quad (12)$$

Burada  $Re_{(p)}$  nanoparçacık Reynolds sayısı,  $Pr$  temel akışkanın Prandtl sayısı.  $k_p$  nanoparçacıkların ısıl iletim katsayısı,  $\phi$  parçacık hacimsel oranı,  $T$  nanoakışkanın sıcaklığı (K),  $T_f$  temel akışkanın donma noktasıdır. Nanoparçacık Reynolds sayısı ise;

$$Re = \frac{2\rho_f k_b T}{\pi \mu_f^2 d_p} \quad (13)$$

$k_b$  Boltzmann's sabitidir. Nanoakışkanın dinamik viskozitesi ise şu şekilde hesaplanmıştır.

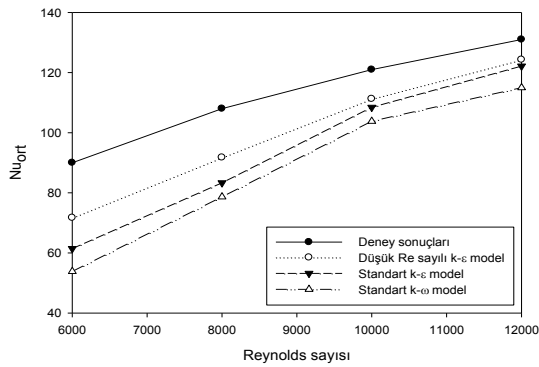
$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 2,5 \phi + 4,698 \phi^2) \quad (14)$$

## 2.1. Sayısal Sonuçların Doğrulanması

Bu çalışmada; PHOENICS Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programının Düşük Reynolds Sayılı Türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model çalışmada kullanılan Reynolds sayıları aralığında duvar etkilerini de doğru şekilde modelleyebildiği öngörüldüğünden tercih edilmiştir. Modelleme çalışmasında 96x15x34 (48960 hücre (mesh)) kullanılmıştır.

Modelde kullanılan hücre yapısı akış şartlarına göre düzenlenmiştir. Model sonuçlarında daha hassas sonuçlar alabilmek için; jet girişinde, plaka yüzeyinde, hücre yoğunluğu artırılmıştır. Tekrar sayısı (sweep number) 400-2500 arasında ve hücre sayısı 20-55 arasında çalışılmıştır. Model sonuçlarının; tekrar sayısı 600 ve hücre sayısı 96x15x34 olduğu durumda tekrar sayısında ve hücre sayısından bağımsız olduğu gözlemlenmiştir.

Sayısal model sonuçları, Li ve arkadaşlarının [22] yapmış olduğu deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları ile karşılaştırma parçacık çapı  $D_p = 25$  nm, hacim oranı  $Vol = \%1,5$  ve ısı akısı  $q'' = 1000$  W/m<sup>2</sup> için yapılmıştır. Mevcut çalışmada  $Re = 8000$ 'dir. Düşük  $Re$  sayılı  $k-\epsilon$  türbülans modelinin kullanıldığı durumda elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farkın  $Re = 8000$  için  $\%10$ 'un altında olduğu tespit edilmiştir. Düşük  $Re$  sayılı  $k-\epsilon$  türbülans modeli, standart  $k-\epsilon$  türbülans modeli ve standart  $k-\omega$  türbülans modeli ile karşılaştırılmış ve deney sonuçlarını daha iyi bir şekilde temsil edebildiği görülmüştür. Cu-su nanoakışkanı için farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sayısal sonuçların deney sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 3'te sunulmuştur.



Şekil 3. Model sonuçlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması

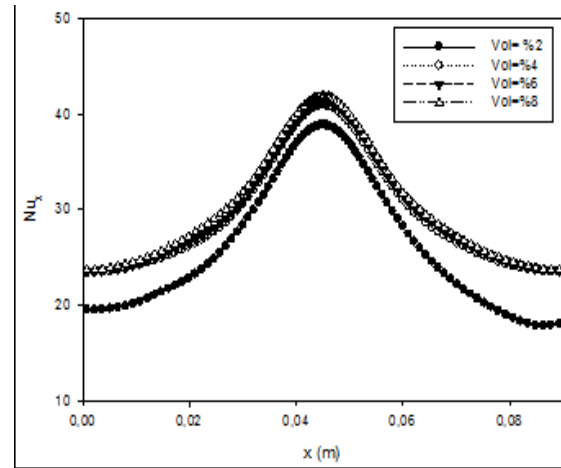
### 3. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu bölümde; Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının farklı hacim oranlarının ( $\%2$ ,  $\%4$ ,  $\%6$ ,  $\%8$ ), farklı ısı değerlerinde ( $q = 150, 200, 250, 300$  W) ve farklı tiplerde hazırlanan nanoakışkanların (Cu-H<sub>2</sub>O, CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ve saf su) ısı transferine etkisi nanoparçacık çapı 20 nm için sayısal olarak incelenmiştir.

#### 3.1. Farklı Hacim Oranlarının ( $\%2$ , $\%4$ , $\%6$ , $\%8$ ) Isı Transferine Etkisi

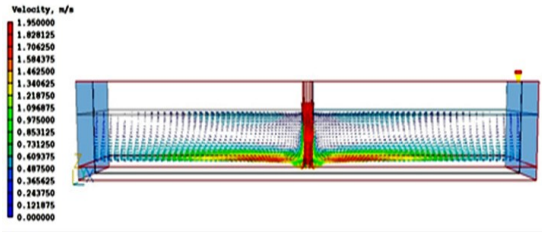
Bu parametrede Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda ısı transferine etkisi,  $q = 300$  W

için (parametreler içindeki en yüksek ısı değerinde) incelenmiştir. Model çalışmanın pratikte uygulanabilirliği değerlendirilerek (uygulamada nanoparçacık miktarının çok fazla artırılması, çökelmeye, parçacıkların homojen olarak dağılmamasına ve basınç kayıplarına sebep olacağından) hacim oranı bu değerler içinde alınmıştır. En iyi ısı transferinin hacimsel oran  $\%8$  iken sağlandığı görülmüştür. Hacimsel oran  $\%2$ 'den  $\%8$ 'e artırıldığında ortalama Nusselt sayısında  $\%15,2$  oranında bir iyileşme tespit edilmiştir. Ancak ortalama Nusselt sayısındaki bu artışın, hacimsel oran  $\%2$ 'den  $\%4$ 'e çıkarıldığında  $\%5,9$  oranında,  $\%4$ 'ten  $\%6$ 'ya çıkarıldığında  $\%4,7$  oranında ve  $\%6$ 'dan  $\%8$ 'e çıkarıldığında  $\%3,9$  oranında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Böylece, literatürdeki çalışmalara benzer şekilde Teamah ve arkadaşları [2] hacimsel oran arttıkça ortalama Nusselt sayısındaki artışın azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Ayrıca hacimsel oran arttıkça, nanoparçacıkların dönme ve öteleme davranışına bağlı olarak, yüzey üzerindeki duvar jeti bölgesinin daha belirgin şekilde sağlanabildiği, böylece ilave bir jete olan ihtiyacın azaltılabileceği değerlendirilmiştir. Farklı hacim oranlarının yerel Nusselt sayısına etkisi Şekil 4'te sunulmuştur.

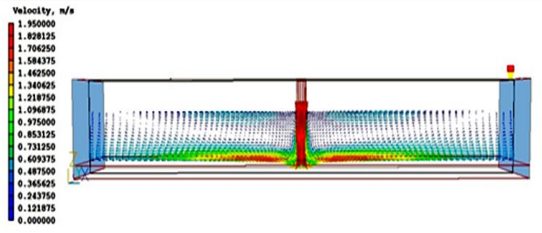


Şekil 4. Farklı hacim oranlarının ısı transferine etkisi

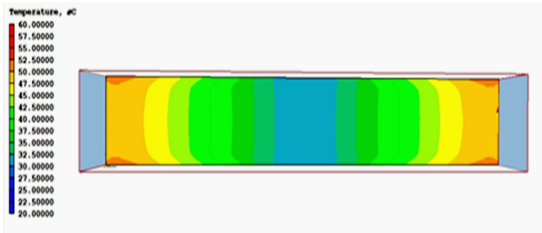
Farklı hacim oranları (Vol= $\%2$  ve Vol= $\%8$ ) için hazırlanan hız vektörleri Şekil 5-6'da, sıcaklık konturları Şekil 7-8'de sunulmuştur.



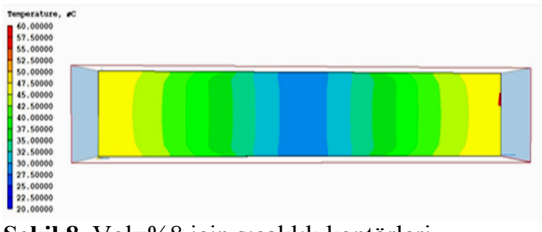
Şekil 5. Vol=%2 için hız vektörleri



Şekil 6. Vol=%8 için hız vektörleri



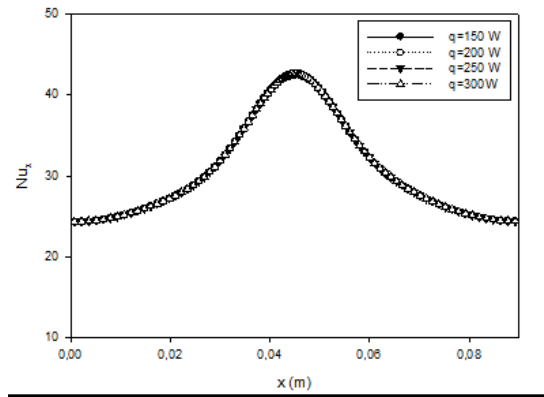
Şekil 7. Vol=%2 için sıcaklık kontörleri



Şekil 8. Vol=%8 için sıcaklık kontörleri

### 3.2. Farklı Isı Değerlerinin ( $q=150, 200, 250, 300$ W) Isı Transferine Etkisi

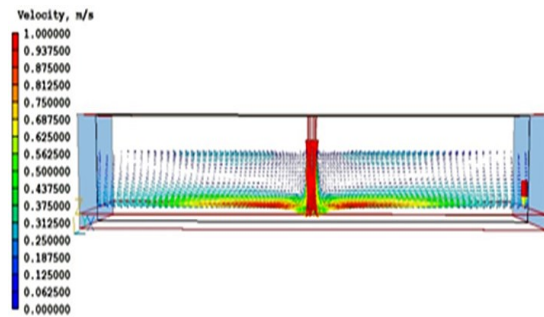
Oluşturulan sayısal model Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının farklı ısı akılarında (model geometrisi için en uygun hacim oranı olarak belirlenmiş olan Vol=%4 değeri için) uygulanmış, yerel sıcaklık değerleri, yerel Nusselt sayısı değerleri, hız vektörleri ve sıcaklık konturları elde edilmiştir. Farklı ısı akılarının yerel Nusselt sayısına etkisi Şekil 9'da sunulmuştur.



Şekil 9. Farklı ısı akılarının ısı transferine etkisi

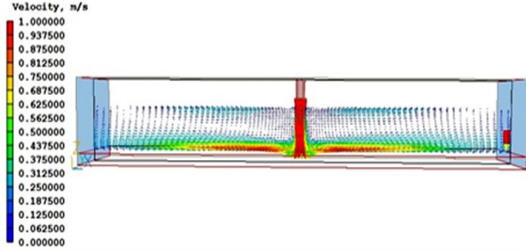
Yüzey üzerindeki ısı akısı iki kat artırıldığında, yüzey sıcaklıkları artmakta ancak ısı akısının artışına bağlı olarak sıcaklık farkının da artması sebebiyle yerel Nu sayısında belirgin bir değişiklik olmadığı (literatürdeki çalışmalara benzer şekilde [17] tespit edilmiştir.

Düşük ısı akılarında yüzeydeki sıcaklık değişimleri belirgin olmamaktadır. Bundan farklı olarak; ısı akısı yükseldikçe yüzeydeki sıcaklık değişimleri (bakırın ısı iletim katsayısı oldukça yüksek olmasına rağmen) daha belirgin hale gelmektedir. Duvar kenarlarında hız azalışına ve ısı sınır tabaka artışına bağlı olarak sıcaklık artışları daha belirgin olarak gözlemlenmiştir. Akışkan hızı aynı olduğu için hız (Reynolds sayısı aynı) tüm ısı değerlerinde hız vektörleri benzer biçimde oluşmuştur. Farklı ısı değerleri (150 W ve 300 W) için hazırlanan hız vektörleri Şekil 10-11'de, sıcaklık konturları Şekil 12-13'te sunulmuştur.

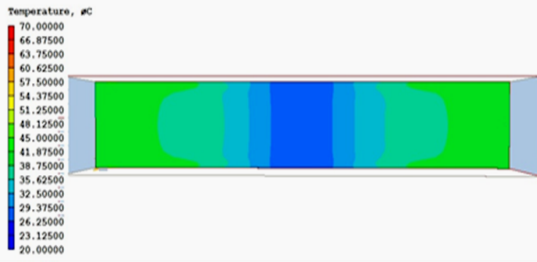


Şekil 10. 150W için hız vektörleri

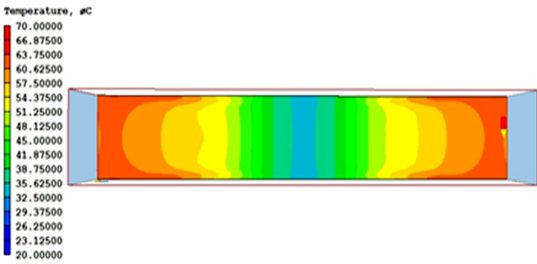




Şekil 11. 300W için hız vektörleri



Şekil 12. 150W için sıcaklık konturları



Şekil 13. 300W için sıcaklık konturları

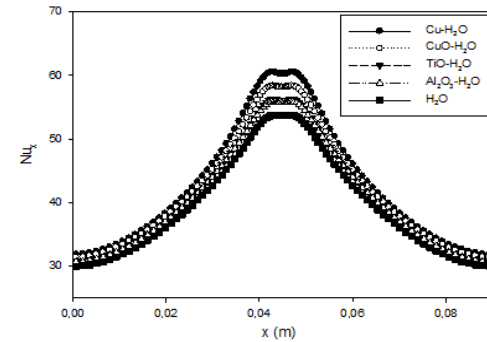
### 3.3. Farklı Tiplerde Nanoakışkanların (Cu-H<sub>2</sub>O, CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) ısı Transferine Etkisi

Farklı tipte nanoakışkanların ısı transferine etkisinin görmek amacıyla, nanoakışkanların fiziksel ve termal özellikleri literatürde yer alan korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır. Nanoakışkanların tespit edilen ve programa akışkan özellikleri olarak girilen özellikleri Çizelge 1'de sunulmuştur. Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının en iyi ısı transferi performansını gösterdiği tespit edilmiştir. Bu sonuç; Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının en yüksek ısı iletim katsayısına sahip olması düşünüldüğünde son derece tutarlı bir sonuçtur. Bunun yanı sıra, Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanını kullanılması durumunda, ortalama Nusselt sayısında sırasıyla CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ve saf suya göre %2,6, %5,5, %6,1,

%9,6 iyileşme olduğu gözlemlenmiştir. Farklı nanoakışkanların yerel Nusselt sayısına etkisi Şekil 14'te sunulmuştur.

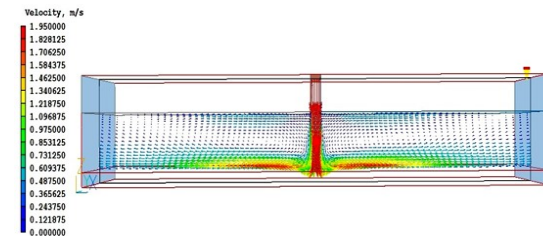
Çizelge 2. Nanoakışkanların özellikleri

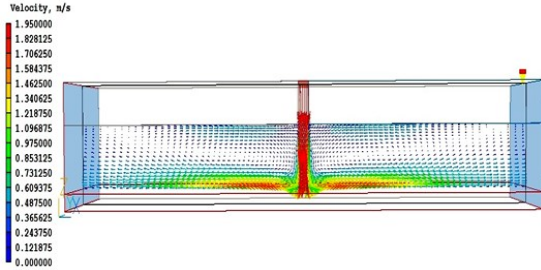
| Akışkan                                          | Yoğunluk $\rho$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Özgü Isı $C_p$<br>(J/kgK) | Dinamik Viskozite $\mu$ (Pa.s) | Kinematik Viskozite (m <sup>2</sup> /s) | Isıl İletim Katsayısı $\lambda$<br>(W/mK) | Isıl Genleşme Katsayısı $\beta$<br>(m <sup>3</sup> /s) |
|--------------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-----------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Cu-H <sub>2</sub> O                              | 1157,436                                | 3594,1295                 | 0,001044516                    | 0,000000902                             | 0,6422                                    | 0,0001544                                              |
| CuO-H <sub>2</sub> O                             | 1108,236                                | 3754,3113                 | 0,001044516                    | 0,000000943                             | 0,6382                                    | 0,0001534                                              |
| TiO <sub>2</sub> -H <sub>2</sub> O               | 1063,237                                | 3902,5136                 | 0,001044516                    | 0,000000982                             | 0,6378                                    | 0,0001537                                              |
| Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O | 1055,838                                | 3931,4512                 | 0,001044516                    | 0,000000989                             | 0,6391                                    | 0,0001540                                              |
| Su                                               | 998,2                                   | 4182,0                    | 0,000993                       | 0,000000990                             | 0,597                                     | 0,0001430                                              |



Şekil 14. Farklı nanoakışkanların yerel Nusselt sayısına etkisi

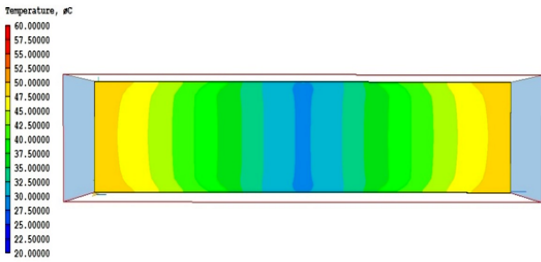
Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanının kullanıldığı durumda saf suya göre duvar jeti bölgesinde hız konturlarının daha belirgin şekilde oluştuğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin; nano parçacıkların çarpma ve öteleme davranışının sebep olduğu yüzeye yakın bölgede oluşan girdaplara bağlı olarak, hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının artması olduğu değerlendirilmektedir. Buna bağlı olarak; yalnızca çarpma bölgesinde değil, duvar jeti bölgesinde de hidrodinamik sınır tabaka belirgin bir şekilde oluşabilmiş ve ısı sınır tabaka azalmasına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarında düşme gözlemlenmiştir. Cu-H<sub>2</sub>O ve saf su için elde edilen hız vektörleri Şekil 15 ve 16'da sunulmuştur.

Şekil 15. Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanı için hız vektörleri

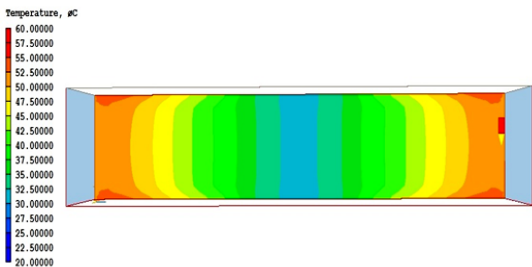


Şekil 16. Saf su için hız vektörleri

Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanın kullanıldığı durumda saf suya göre yüzeydeki sıcaklık değerlerinin özellikle çarpma bölgesinde belirgin şekilde azaldığı, buna bağlı olarak oluşan momentum transferi sebebiyle hızlanan akışkanın ısı sınır tabaka kalınlığını azalttığı tespit edilmiştir. Nanoakışkan kullanılmadığında duvar jeti bölgesinde de belirgin şekilde sıcaklık düşüşleri tespit edilmiştir. Özellikle duvara yakın bölgelerde akışkan hızının azalmasına bağlı olarak oluşan yüksek sıcaklık bölgeleri nanoakışkan kullanılmadığında oldukça azalmıştır. Bu durumun nano parçacıkların bu bölgelerde oluşturdukları nano boyuttaki girdaplardan kaynaklandığı tespit edilmiştir. Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanı ve saf su için elde edilen sıcaklık konturları Şekil 17 ve 18'de sunulmuştur.



Şekil 17. Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanı için sıcaklık konturları



Şekil 18. Saf su için sıcaklık konturları

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmanın amacı; yüksek ısı akımlı elektronik devre elemanlarının, farklı tipte nanoakışkanlar ve çarpan akışkan jet kullanılarak soğutulmasında, ısı transferinin ve akış özelliklerinin incelenmesidir. Bu maksatla; elektronik devre elemanlarını modelleyen bakır bir plakadan olan ısı transferinin iyileştirilmesinde çarpan akışkan jetlerin ve farklı tipteki nanoakışkanların etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak;

En iyi ısı transferinin hacimsel oran %8 iken sağlandığı görülmüştür. Hacimsel oran %2'den %8'e artırıldığında ortalama Nusselt sayısında %15,2 oranında bir iyileşme tespit edilmiştir. Hacimsel oran %2'den %4'e arttıkça ortalama Nusselt sayısı %5,9 oranında, %4'ten %6'ya arttığında %4,7 oranında ve %6'dan %8'e arttığında %3,9 artış olduğu gözlemlenmiştir.

Yüzeydeki ısı akısı iki kat artırıldığında, yüzey sıcaklıkları artmakta ancak ısı akısının artışına bağlı olarak sıcaklık farkının da artması sebebiyle yerel Nusselt sayısında belirgin bir değişiklik olmadığı tespit edilmiştir.

Cu-H<sub>2</sub>O nanoakışkanı kullanılması durumunda, ortalama Nusselt sayısında sırasıyla CuO-H<sub>2</sub>O, TiO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ve saf suya göre %2,6, %5,5, %6,1, %9,6 iyileşme olduğu gözlemlenmiştir.

Numerik çalışmada kullanılan, PHOENICS Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programının Düşük Reynolds Sayılı Türbülans modelinin duvar etkilerini de dikkate aldığından deney sonuçları ile oldukça uyumlu sonuçlar verdiği (Re=8000 için %10'un altındadır) tespit edilmiştir.

Bu alanda yapılacak gelecek çalışmalarda devre elemanlarının daha verimli bir şekilde soğutulabilmesi amacıyla; çarpan jetlerde hibrid nanoakışkanların (ferromanyetik vb.) kullanılmasının yüzeyde oluşan ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisinin, farklı sistem geometrileri için incelenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

## 5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi'nin Bilimsel Araştırma Projeleri birimi tarafından desteklenmiştir (Proje No: 16103021 ve 18103006).

## 6. KAYNAKLAR

1. Abdulvahitoğlu, A., Aydın K., 2012. Performance and Exhaust Emission Characteristics of a CI Engine Fueled with Synthesized Fuel Blends, *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*, 2, 699-710.
2. Teamah, M.A., Dawood, M.M., Shehata, A., 2015. Numerical and Experimental Investigation of Flow Structure and Behavior of Nanofluids Flow Impingement on Horizontal Flat Plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246.
3. Manca, O., Ricci, D., Nardini, S., Lorenzo, G., 2016. Thermal and Fluid Dynamics Behaviours of Confined Laminar Impinging Slot Jets with Nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 70, 15-26.
4. Qu, J., Wu, H.Y., Cheng, P., 2010. Thermal Performance of an Oscillating Heat Pipe with  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Water Nanofluids, *International Communication Heat and Mass Transfer*, 37, 111-115.
5. Lv, J., Chang, S., Hu, C., Bai, M., Wang, P., Zeng, Ke., 2017. Experimental Investigation of Free Single Jet Impingement using  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water Nanofluid, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 88, 126-135.
6. Khaleduzzaman, S.S., Sohel, M.R., Saidur, R., Mahbubul, I.M., Akash, B.A., Selvaraj, J., 2014. Energy and Exergy Analysis of Alumina-water Nanofluid for an Electronic Liquid Cooling System, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 57, 118-127.
7. Shang, F.M., Liu, D.Y., Xian, H.Z., Yang, Y.P., Du, X.Z. 2007. Flow and Heat Transfer Characteristics of Different Forms of Nanaometer Particles in Oscillating Heat Pipe, *Journal of Chemical Industry*, 58, 2200-2204.
8. Wang, P., Lv, P., Bai, M., Wang, Y., Hu, C., 2014. A Numerical Investigation of Impinging Jet Cooling with Nanofluids, *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 18, 329-353.
9. Sun, B., Qu, Y., Yang, D., 2016. Heat Transfer of Single Impinging Jet with Cu Nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 102, 701-707.
10. Umer, A., Naveed, S., Ramzan, N., 2015. Experimental Study of Laminar Forced Convection Heat Transfer of Deionized Water Based Copper (I) Oxide Nanaofluids in Tube with Constant Wall Heat Flux, *Heat Mass Transfer*, 52, 2015-2025.
11. Kang, S.W., Wei, W.C., Tsia, S.H., Yang S.H., 2006. Experimental Investigation of Silver Nanofluid on Heat Pipe Thermal Performance, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2377-2382.
12. Lv, J., Hu, C., Bai, M., Zeng, K., Chang, S., Gao, D., 2017. Experimental Investigation of Free Single Impingement using  $\text{SiO}_2$ -water nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 84, 39-46.
13. Singh, M., Yadav, D., Arpit S., Mitra S., Saha, S.K., 2016. Effect of Nanofluid Concentration and Composition on Laminar Jet Impinged Cooling of Heated Steel Plate, *Applied Thermal Engineering*, 100, 237-246.
14. Kilic, M., Ozcan, O., 2017. Numerical Investigation of Heat Transfer and Fluid Flow of Nanofluids with Impinging jets, *International Conference On Advances and Innovations in Engineering (ICAIE)*, 434-440.
15. Nayak, S.K., Mishra, P.C., Parashar, S.K., 2016. Enhancement of Heat Transfer by Water - $\text{Al}_2\text{O}_3$  and Water- $\text{TiO}_2$  Nanofluids Jet Impingement in Cooling Hot Surface Steel Surface, *Journal of Experimental Nanoscience*, 11, 1253-1273.
16. Yan, W.M., Liu, H.C., Soong, C.Y., Yang, W.J., 2005. Experimental Study of Impinging Heat Transfer Along Rib-roughened Walls by using Transient Liquid Crystal Technique, *Heat and Mass Transfer*, 48, 2420-2428.
17. Kilic, M., Çalışır, T., Başkaya, Ş., 2017. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer from a Heated Flat Plate in a Rectangular Channel with an Impinging Jet,

- Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 39(1), 329-344.
18. McGuinn, A., Persoons, T., O'donovan, T., Murray, D., 2007. Surface Heat Transfer from an Impinging Synthetic Air Jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 20, 1333-1338.
  19. Isman, M.K., Pulat, E., Etemoglu, A.B., Can, M., 2008. Numerical Investigation of Turbulent Impinging Jet Cooling of a Constant Heat Flux Surface, Numerical Heat Transfer, 53(10), 1109-1132.
  20. Kilic, M., Baskaya Ş., 2017. Improvement of Heat Transfer from High Heat Flux Surfaces by using Vortex Promoters with Different Geometries and Impinging Jets, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32(3), 693-707.
  21. Corcione, M., 2011. Empirical Correlating Equations for Predicting the Effective Thermal Conductivity and Dynamic Viscosity of Nanofluids, Energy Conversion and Management, 52(1), 789-793.
  22. Li, Q., Xuan, Y., Yu, F., 2012. Experimental Investigation of Submerged Single Jet Impingement using Cu-water Nanofluid, Applied Thermal Engineering, 36(1), 426-433.