



## A numerical investigation of combined effect of nanofluids and impinging jets for different parameter

Mustafa Kılıç\*<sup>1</sup>, Okan Özcan<sup>2</sup>

Department of Mechanical Engineering, Adana Alparslan Turkes Science and Technology University, Adana, 01250, Turkey

### Highlights:

- Enhancing heat transfer by using impinging jets and nanofluids
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Verification of numerical results using experimental data in the literature

### Keywords:

- Impinging jet
- Nanofluid
- Heat transfer
- Computational fluid dynamics

### Graphical/Tabular Abstract

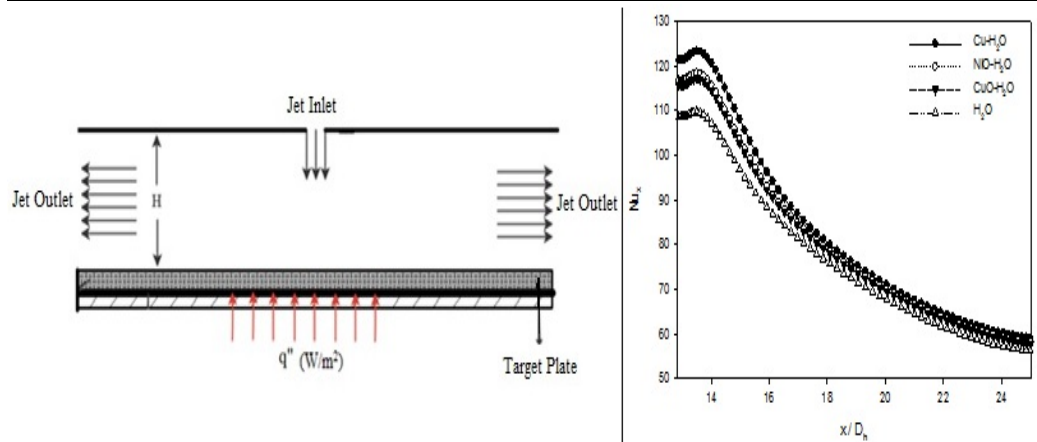


Figure A. Model geometry and local Nusselt number for different Nanofluids (a) modelling geometry (b) Local Nusselt numbers for different nanofluids

### Article Info:

Research Article  
Received: 17.04.2018  
Accepted: 06.08.2018

### DOI:

10.17341/gazimmfd.460548

### Acknowledgement:

This study was supported by scientific research project (16103021) of Adana Alparslan Turkes Science and Technology University

### Correspondence:

Author: Mustafa Kılıç  
e-mail: mkilic@atu.edu.tr  
phone: +90 322 455 00 00

**Purpose:** In this study; enhancement of heat transfer on a high heat-flux surface is investigated numerically for different parameter (different Reynolds number, different nanoparticles diameter, different volume ratio of nanofluids, and effect of different nanofluids) by using nanofluids with impinging jet technique.

### Theory and Methods:

The low Reynolds number  $k-\epsilon$  turbulence model of the PHOENICS CFD program was used in the study. Different mesh structure and sweep number was studied and optimum mesh structure and sweep number were obtained. So results of this numerical model were independent form mesh structure and sweep number. Numerical model was also verified by comparing different turbulence models and experimental results.

### Results:

Local Nusselt numbers, temperature contours and velocity vectors were obtained for different parameter by using verified turbulence model to evaluate effects of different parameter on heat transfer. As a result; increasing Re number from 12000 to 18000 resulted in an increase of 28 % on average Nusselt number. Decreasing particle diameter from 80nm to 10nm causes an increase of 13.20% on average Nusselt number. Increasing volume ration more than 4% does not cause a significant increase in heat transfer. In the case of using different types of nanofluids, the best heat transfer performance is obtained when Cu-water nanofluid is used. Using Cu-water nanofluid showed an enhancement of 8.3% on average Nusselt number compared to pure water. Moreover; it has been shown that the low Reynolds number  $k-\epsilon$  turbulence model can well represent the temperature distribution and flow properties.

### Conclusion:

It has been obtained that using nanofluids causes an enhancement on heat transfer according to the conventional fluids (pure water). Increasing Reynolds number and decreasing particle diameter causes an increase on average Nusselt number. Increasing volume ration more than 4% does not cause a significant increase in heat transfer. The best heat transfer performance is obtained when Cu-water nanofluid is used. So thermal conductance coefficient is an important criteria for nanofluids thermal performance. Using Cu-water nanofluid showed an enhancement of 8.3% on average Nusselt number compared to pure water.



## Farklı parametreler için nanoakışkanlar ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin sayısal incelenmesi

Mustafa Kılıç\*<sup>ORCID</sup>, Okan Özcan<sup>ORCID</sup>

Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Adana, 01250, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Çarpan Akışkan jet ve nanoakışkan kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesi
- PHOENICS yazılımı kullanılarak sayısal model oluşturma
- Sayısal sonuçların literatürdeki deneysel veriler ile doğrulanması

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi  
Geliş: 17.04.2018  
Kabul: 06.08.2018

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.460548

#### Anahtar Kelimeler:

Çarpan akışkan jet,  
nanoakışkan,  
ısı transferi,  
hesaplamalı akışkanlar  
dinamiği

#### ÖZET

Bu çalışmada; nanoakışkanlar çarpan akışkan jet tekniği ile kullanılarak, yüksek ısı akımlı bir yüzeyden olan ısı transferinin iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada, düz bir bakır yüzeyden gerçekleşen ısı transferi, farklı Reynolds sayıları ( $Re=12000, 14000, 16000, 18000$ ), farklı parçacık çapları ( $D_p=10nm, 20nm, 40nm, 80nm$ ), farklı hacimsel oranlar ( $\phi= \%2, \%4, \%6, \%8$ ) ve farklı tiplerde hazırlanan nanoakışkanlar (CuO-Su, NiO-Su, Cu-Su, saf Su) için incelenmiştir. Çalışmada PHOENICS HAD programının düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak; Re sayısının  $Re=12000-18000$  değerine artırılması sonucunda ortalama Nusselt sayısında %28 oranında bir artış olduğu belirlenmiştir. Nanoparçacıkların çap boyutu 80nm'den 10nm'ye azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %13,2 oranında bir artış olduğu tespit edilmiştir. Farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanlarda ise; hacimsel oran %4 değerinden sonra artırılrsa dahi, ısı transferinde belirgin bir artışa sebep olmadığı belirlenmiştir. Farklı tiplerde nanoakışkanlar içerisinde en iyi ısı transferi performansı Cu-Su nanoakışkanı kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Cu-Su nanoakışkanı saf su kullanıldığı duruma göre Nuort'da %8,3 oranında bir iyileştirme göstermiştir. Ayrıca; modellemede kullanılan düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelinin sıcaklık dağılımını ve akış özelliklerini iyi şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

## A numerical investigation of combined effect of nanofluids and impinging jets for different parameter

### H I G H L I G H T S

- Enhancing heat transfer by using impinging jets and nanofluids
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Verification of numerical results using experimental data in the literature

#### Article Info

Research Article  
Received: 17.04.2018  
Accepted: 06.08.2018

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.460548

#### Keywords:

Impinging jet,  
nanofluid,  
heat transfer,  
computational fluid  
dynamics

#### ABSTRACT

In this study; enhancement of heat transfer on a high heat-flux surface is investigated numerically by using nanofluids with impinging jet technique. Heat transfer from flat copper surface was studied for different Reynolds number ( $Re=12000, 14000, 16000, 18000$ ), different particle diameter of nanofluid ( $D_p=10nm, 20nm, 40nm, 80nm$ ), different volume fraction of nanofluid ( $\phi= \%2, \%4, \%6, \%8$ ), and different types of nanofluids (CuO-water, NiO-water, Cu-water, pure water). The low Reynolds number k-ε turbulence model of the PHOENICS CFD program was used in the study. As a result; increasing Re number from 12000 to 18000 resulted in an increase of 28% on average Nusselt number. It has been obtained that decreasing particle diameter from 80nm to 10nm causes an increase of 13.20% on average Nusselt number. It has been determined that increasing volume fraction more than 4% does not cause a significant increase in heat transfer. In the case of using different types of nanofluids, the best heat transfer performance is obtained when Cu-water nanofluid is used. Using Cu-water nanofluid showed an enhancement of 8.3% on average Nusselt number compared to pure water. Moreover; it has been shown that the low Reynolds number k-ε turbulence model can well represent the temperature distribution and flow properties.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Geleceğin en önemli teknoloji alanlarından biri olarak gösterilen nanoteknolojinin temel uygulama alanlarından biri de nanoakışkanlardır. Nanoakışkanlar; son yıllarda artan yeni tip ısı transferi akışkanı geliştirme çalışmalarının bir ürünüdür. Nanoakışkan fikri ilk olarak Choi [1] tarafından ortaya atılmış ve ısı transferini iyileştirdiği ifade edilmiştir. Bunu nanoakışkanların fiziksel ve ısıl özelliklerinin belirlenmesine yönelik çalışmalar takip etmiştir Sarkar vd. [2], Kasaeian vd. [3]. Fiziksel ve ısıl özellikleri belirlenen nanoakışkanların ilk mühendislik uygulamaları Suresh vd. [4] ve Assef vd. [5] tarafından verilmiştir. Müteakiben birçok mühendislik uygulamasında nanoakışkanların ısı transferini iyileştirmesine yönelik (elektronik sistemlerin soğutulması Selvakumar ve Suresh [6], nükleer reaktörler Hadad vd. [7], bina ısıtma ve soğutma sistemleri Devdatta vd. [8], kaynama uygulaması Ho vd. [9]) araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. Temel akışkana nano boyutta katı parçacıklar eklenerek oluşturulan nanoakışkanlar ısı transferi uygulamalarında sıkça kullanılmaya başlanmıştır. Nanoakışkanlar 1-100nm parçacık boyutlarından oluşan katı nanoparçacıkların metal parçacıklar: Cu, Al, Fe, Au, Ag, metal olmayan parçacıklar:  $Al_2O_3$ , CuO,  $Fe_3O_4$ ,  $TiO_2$ , SiC, karbonnanotüpler temel bir sıvı içerisine belli şartlar altında karıştırılmasıyla elde edilir. Meydana gelen bu yeni karışımın ısı iletim katsayısı geleneksel ısı transferi akışkanlarına göre oldukça yüksektir. Isı iletim katsayısı düşük olan geleneksel ısı transferi akışkanlarını (su, glikol, yağ gibi) yüksek ısı akılı uygulamalarda kullanmak hem uygulamanın boyutu hem de maliyeti açısından oldukça güçtür. Bu sebeple nanoakışkanların gelecekte, geleneksel ısı transferi akışkanlarının yerine kullanılabilirliği öngörülebilir.

Isı transferini arttırmak için kullanılan bir başka yöntem ise çarpan jetlerdir. Çarpan jet, akışkanı belirli bir noktada yoğunlaştırarak o bölgedeki ısıl sınır tabakayı en aza indirir. Böylece o bölgede yüksek ısı transferi sağlar. Çarpan jetler sağladıkları yüksek ısı transfer performansı ile mühendislik, bilim ve sanayinin birçok dalında yaygın bir metot olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada yüksek ısı akılı bakır bir plakanın yüzeyinin, nanoakışkan ve çarpan jet etkisinin bir arada kullanılarak soğutulması hedeflenmiştir. Literatürde nanoakışkan ve çarpan jetlerle ilgili ayrı ayrı bazı çalışmalar mevcut olmasına rağmen, iki etkinin birlikte kullanıldığı çalışma sayısı oldukça azdır.

Bu kapsamda; literatürdeki nanoakışkanlar ile ilgili çalışmalar incelendiğinde; Teamah vd. [10] çalışmasında;  $Al_2O_3$ -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 nanopartükülleri artırdıkça, akışkan olarak yalnız suyun kullanıldığı duruma göre yüzeyden olan ısı

transferinin arttığı, ısı transfer katsayısında %62 oranında bir artış sağlanabildiği, akışkan olarak CuO kullanıldığı; ısı transferinde  $Al_2O_3$  nanoakışkanı kullanılma durumuna %8,9 ve  $TiO_2$  nanoakışkanı kullanılma durumuna göre %12 oranında bir artış sağlanabildiği görülmüştür. Manca vd. [11] saf su ve  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanı kullanıldığı durumda, sınırlandırılmış çarpan jetlerin sabit ısı akılı 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 sayısını arttırdığı, ortalama ısı transfer katsayısındaki en yüksek artışın (%36)  $H/W=10$  ve nanoakışkan hacim oranlarını  $\phi=5$  olduğu durumda elde edildiği ifade edilmiştir. Lv vd. [12]  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda (%0,5,%1,%1,5,%2) farklı çarpma açılarında ( $\Theta=50^\circ, 70^\circ, 90^\circ$ ), ve farklı Reynolds sayılarında ( $Re=5000-14000$ ) ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir.  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının  $H/Dh=4$ , %2 hacimsel oranda,  $Re=12000$  değerinde saf suya göre ısı transferinde %61,4 iyileşme sağlayabildiğini tespit etmişlerdir. Khaleduzzaman vd. [13] 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, vizkozitesinin, yoğunluğunun, enerji veriminin ve ekserjisinin arttığı, özgül ısısının ise azaldığı tespit edilmiştir. Modak vd. [14] ısıtılmış paslanmaz çelik bir folyonun ısı transferi özelliklerini dairesel çarpan jet ve  $Al_2O_3$ -Su nanoakışkanı kullanarak deneysel olarak incelemiştir. Deneysel farklı Reynolds sayıları ( $Re=5000, 12000$ ), farklı hacimsel oranlar ( $\phi = 0,15\%, 0,6\%$ ) ve farklı jet-plaka mesafesi ( $l/d = 6, 12$ ) için yapılmıştır. Sonuç olarak;  $Al_2O_3$ -Su nanoakışkanının saf suya göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür.

Wang vd. [15] çalışmasında; 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  $k-\omega$  türbülans modeli, Eulerian-Eulerian türbülans modeli gibi çok fazlı modellerin tercih edilmesi gerektiği ifade edilmiştir.

Sun vd. [16] 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 vd. [17] çalışmasında; CuO-Su nanoakışkanı kullanarak laminer

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 gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Lv vd. [18]  $SiO_2$ -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 artırılabilirliği tespit edilmiştir.

Singh vd. [19]  $TiO_2$ -su nanoakışkanının laminer 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) arttığı tespit edilmiştir.

Farklı tipte nanoakışkanların ısı performanslarının karşılaştırıldığı çalışmalar kapsamında; Kılıç ve Özcan [20] 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 nanoakışkan kullanma durumunda,  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanına göre %9,3 ve  $TiO_2$ -su nanoakışkanına göre %8,4 artış sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Nayak vd. [21]  $Al_2O_3$  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 gösterdiği, ısı transferindeki artışın ısı iletim katsayısının artışından çok nanoparçacıkların akış içerisindeki davranışından kaynaklandığı, bu sebeple  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının daha homojen bir dağılım sağlayabildiği için  $TiO_2$ -su nanoakışkanından daha iyi bir performans gösterdiği tespit edilmiştir. Alawi vd. [22] çalışmalarında farklı hacimsel oranlarda metal oksitlerle ( $Al_2O_3$ , CuO,  $SiO_2$  and ZnO) oluşturulan nanoakışkanların ısı iletkenliğini ve viskozitesini incelemiştir. Sonuç olarak; metal oksitlerle oluşturulan nanoakışkanların ısı iletkenliğinin sıcaklık ve hacimsel oran arttıkça arttığı fakat nanoparçacık boyutu yoğunlaştıkça azaldığı belirtilmiştir.

Çarpan akışkan jetlere ilişkin literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, deneysel uygulamalar kapsamında; Yan vd. [23] çalışmasında; kanal akışı ile jet akışının birlikte uygulandığı durumda ısı transferi incelenmiştir. Çalışma deneysel bir çalışmadır. 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-%90lık bir artış olduğu, çarpmalı jetin uygulanmasının kanal akışına göre ısı transferini artırdığı,

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 vd. [24] 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,  $H/D_h=4-10$  aralığında ise, %17,9 oranında arttığı tespit edilmiştir. McGuinn vd. [25] çalışmasında; iki ayrı çıkış geometrisine sahip (düz çıkışlı ve şekil verdirilmiş) nozuldan oluşturulan akışın sağladığı ısı transferi incelenmiştir. 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. Lin vd. [26] çalışmalarında, ısı transferinde sınırlandırılmış akışkan jetlerin etkisi incelemiştir. Çalışma deneysel bir çalışmadır. Çalışmadaki parametre olarak farklı Reynolds sayıları ve farklı jet-hedef plaka mesafesi kullanılmıştır. Sonuç olarak jet-hedef plaka mesafesindeki değişimin ısı transferine etkisinin çok önemli olmadığı, ancak Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini önemli ölçüde artırdığı görülmüştür.

Çarpan akışkan jetlerin sayısal uygulamaları kapsamında; Isman vd. [27] çalışmasında; sabit yüzey ısı akısına sahip sınırlandırılmamış bir plakanın bir tek çarpmalı jet ile soğutulması incelenmiştir. 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 artırılabilirliği tespit edilmiştir. Dagtekin I. ve Oztop H. [28] çalışmalarında laminer akış rejiminde isotermler duvarlar içindeki ikili jet akışı sayısal olarak incelemiştir. Jet Reynolds sayılarının, jetlerin birbirine olan mesafesinin ve jet akışlarının duvar üzerindeki konumunun ısı transferine olan etkisini incelemiştir. Sonuç olarak; ortalama Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artışı ile doğrusal olarak artmıştır. Kanal içinde iki jetin birbirine olan etkisi sonucunda çarpma bölgesinde çok katmanlı bir akış meydana gelmiştir. İki jet birbirine yaklaştıkça ikinci jetin etkisinin azaldığı tek bir jet gibi davranıldığı gözlemlenmiştir. Kılıç ve Başkaya [29] çalışmalarında sabit ısı akılı yüzeyde ısı transferinin, çarpan akışkan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, akış yönlendirici kullanılarak ve kullanılmayarak kanal içindeki akış ve ısı transferi farklı Reynolds sayıları ve kanal yüksekliği jet hidrolik çapı ( $H/D_h$ ) oranları için incelenmiştir. Sonuç olarak; çarpan akışkan jet ile farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak; ısı transferinde akış yönlendirici kullanılmaması durumuna göre %28'e kadar bir artış

sağlanabildiği görülmüştür. Re sayısının artması ile ısı transferinin artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Literatürdeki mevcut çalışmalarda nanoakışkanların malzeme karakteristiğinin tespit edilmesini ve çarpan jetlerin ısı transferine etkisini ele alan ayrı ayrı bazı çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmada; mevcut literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, nanoakışkanlar çarpan jet tekniği ile kullanılmış ve bu durumda oluşan müşterek etkinin ısı transferine etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu çalışmadaki temel amaç; son derece karmaşık olan nanoparçacıkların temel akışkan içindeki davranışlarının belirlenmesi, nanoakışkanların çarpan jet tekniğinde kullanılması ile oluşan yoğun türbülans etkilerinin ortaya konması ve bunun ısı transferine olan etkisinin modellenmesi ve bu modelin literatürde yer alan deneysel sonuçlarla doğrulanmasıdır. Bu maksatla; farklı parametrelerin (farklı Reynolds sayıları, farklı parçacık çapları, farklı hacim oranları ve farklı tipte nanoakışkanlar) ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiş ve sayısal modelin literatürde yer alan deneysel sonuçlarla doğrulanması sağlanmıştır. “

## 2. SAYISAL MODEL VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON (NUMERICAL MODEL AND MATHEMATICAL FORMULATION)

Bu çalışmada, yüksek ısı akısı bulunan bir yüzeyden olan ısı transferinin, nanoakışkanların çarpan akışkan jet tekniği ile kullanılarak, iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal olarak ele alınan problem kartezyen koordinatlarda zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Denklemlerin formülasyonunda eliptik denklem tipi ve kaydırılmış hücre yapısı kullanılmıştır. Matematiksel olarak kararlı haldeki viskoz akışlar eliptik yapıya sahiptir. Bu da akışın bir noktasındaki değerlerin çevresindeki noktalardan etkilendiği manasına gelmektedir. Ayrıklaştırma işlemi algoritması olarak hibrid şeması kullanılmıştır. Bu şema upwind

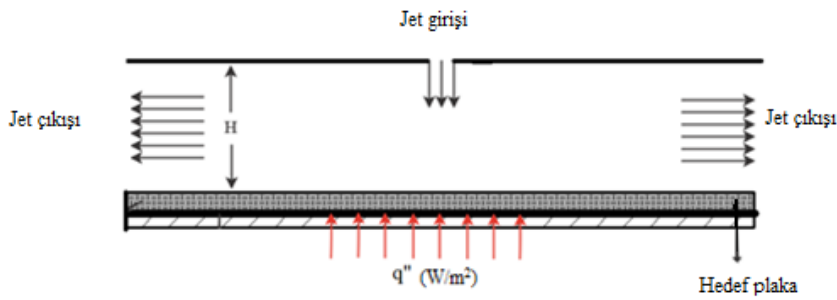
şemasının kararlılığı ile merkezi farklar şemasının hassaslığını birleştiren bir şemadır. Basınç için doğrudan bir denklem bulunmaması sebebiyle SIMPLE algoritmasının bir varyasyonu olan SIMPLEST (SIMPLEShortened) algoritması ile kullanılmıştır. Hedef plaka boyutları 90x15x2 mm (boy x genişlik x yükseklik) olarak modellenmiştir. Bu boyutlar; protez bir elin üzerinde ısı akısı olan işaret parmağının nanoakışkanlar kullanılarak soğutulmasını modellemek için seçilmiştir. x-y düzlemi üzerine yerleştirilmiş plakanın yüzeyindeki sabit ısı akısı 222000 W/m<sup>2</sup>'dir. Nozul hidrolik çapı D<sub>h</sub>=3,5 mm'dir. Bu sayısal analiz için PHOENICS HAD programının düşük Re sayılı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model; sınırlandırılmış çarpan jet uygulamalarında, uygulanan Reynolds değerinde deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar elde edilebilmesi sebebiyle tercih edilmiştir. Literatürde (Hremya vd. [30]) Düşük Re sayılı k-ε türbülans modelinin Re= 15000 değerinde en iyi sonuçları verdiği ancak, Re= 50000 değerine kadar kullanılabildiği görülmektedir. Bu sebeple Re değeri çalışma aralığı fiziki ihtiyaçları da karşılayacak şekilde bu değere yakın değerler olarak seçilmiştir. Sayısal olarak incelenen modelin geometrisi Şekil 1'de ve hücre yapısı Şekil 2'de gösterilmiştir. Kütle 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. Jet giriş sıcaklığı T<sub>j</sub>=20°C olarak modellenmiştir.

Süreklilik, türbülanslı momentum ve enerji denklemleri aşağıda sunulmuştur (Eş. 1, Eş. 2).

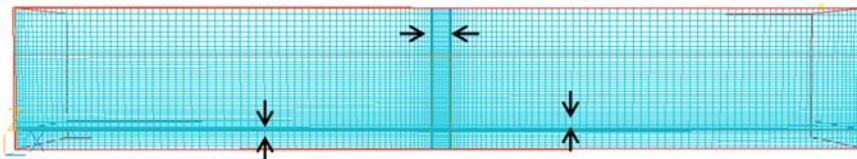
Süreklilik denklemi:

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

Momentum denklemi:



Şekil 1. HAD Model Geometrisi (CFD Model Geometry)



Şekil 2. Hücre Yapısı (Mesh Structure)

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi (Eş. 3):

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

Modelde kullanılan sınır şartları Tablo 1’de sunulmuştur.

Yüzeyden olan ısı transferi iletim, taşınım ve ışınım ile gerçekleşecektir. Bu çalışmada iletimle ve ışınım ile olan ısı kayıpları ihmal edilmiş ve yüzeyde tanımlanan ısı akısının tamamının taşınım ile akışkana geçtiği kabulü yapılmıştır.

Yüzeyden konveksiyonla olan ısı transferi (Eş. 4);

$$Q_{tasnm} = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (4)$$

Burada  $Q_{tasnm}$  hedef plaka yüzeyindeki ısı değeri,  $h$  ısı taşınım katsayısı,  $A$  taşınım yüzey alanı,  $\Delta T$  ( $\Delta T = T_{yüzey} - T_{yığın}$ ) ölçülen yüzey sıcaklığı ile akışkan ortalama sıcaklığı arasındaki farktır.

Nusselt sayısı ( $Nu$ ); taşınım ile olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferine oranını gösteren boyutsuz parametredir. Nusselt sayısı (Eş. 5);

$$Nu = \frac{(Q_{tasnm} \cdot D_h)}{(T_{yüzey} - T_{yığın}) \cdot k_{nf}} \quad (5)$$

Burada  $T_s$  ölçülen yüzey sıcaklığı,  $D_h$  hidrolik çap ve  $k_{nf}$  ise nanoakışkan ısı iletkenlik katsayısıdır. Ortalama Nusselt sayısı ise (Eş. 6);

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} \cdot D_h}{k_{nf}} \quad (6)$$

Reynolds sayısı ( $Re$ ); zorlanmış taşınım da akışın laminar veya türbülanslı olup olmadığını belirlemek için kullanılmaktadır. Türbülanslı akışa esas Reynolds sayısı (Eş. 7);

$$Re = \frac{(\rho_{nf} \cdot V_{jet} \cdot D_h)}{(\mu_{nf})} \quad (7)$$

Burada  $\rho_{nf}$  nanoakışkan yoğunluğu,  $V_{jet}$  jet çıkış hızı ve  $\mu_{nf}$  nanoakışkan dinamik viskozitesidir. Eş. 8 Nanoakışkan yoğunluğu ise (Pak ve Cho [31]);

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_{bf} + \varphi \cdot \rho_p \quad (8)$$

Burada  $\rho_{bf}$  temel akışkan (su) yoğunluğu,  $\varphi$  nanoakışkan hacimsel oranı,  $\rho_p$  ise nanoakışkan içerisindeki katı parçacıkların yoğunluğudur. Nanoakışkan hacimsel oranı ise (Eş. 9);

$$\varphi = \frac{1}{(1/\omega) \cdot (\rho_p - \rho_{bf})} \quad (9)$$

Burada  $\omega$  nanoakışkan ile temel akışkanın (su) yoğunlukları arasındaki farktır. Nanoakışkan özgül ısısı ise (Eş. 10) (Wang vd. [15]);

$$C_{p,nf} = \frac{\varphi \cdot (\rho \cdot C_p)_p + (1 - \varphi) \cdot (\rho \cdot C_p)_f}{(\rho_{nf})} \quad (10)$$

Burada  $\rho_{nf}$  nanoakışkanın yoğunluğu,  $C_{p(p)}$  parçacığın özgül ısısı,  $C_{p(f)}$  temel akışkanın özgül ısısıdır. Nanoakışkanın ısı iletim katsayısı ise (Eş. 11) (Corcione [32]);

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 4,4 Re^{0,4} Pr_{bf}^{0,66} \left[ \frac{T}{T_{fr}} \right]^{10} \left[ \frac{k_p}{k_{bf}} \right]^{0,03} \varphi^{0,66} \quad (11)$$

Burada  $Re_p$  nanoparçacık Reynolds sayısı ( $Re_p = \frac{2\rho_{bf}k_{bf}T}{\pi\mu_{bf}^2d_p}$ )

$\varphi$  parçacık hacimsel oranı,  $Pr_{bf}$  temel akışkan Prandtl sayısı,  $T$  nanoparçacık sıcaklığı,  $T_{fr}$  temel akışkan donma sıcaklığı,  $k_{bf}$  temel akışkanın iletim katsayısı,  $k_p$  ise nanoparçacıkların ısı iletim katsayısıdır. Bu eşitlik, nanoakışkan etkin ısı iletim katsayısının hesaplanmasında; nanoparçacık hacim oranı, temel akışkan ve nanoparçacık ısı iletim katsayıları ve parçacık çapını, yoğunluk değerlerini ve nanoakışkan dinamik viskozitesini de hesaplamaya dâhil ettiği için tercih edilmiştir. Bu şekilde birçok parametre modele dâhil edilmiş ve hata miktarı en aza indirgenmeye çalışılmıştır. Nanoakışkanın dinamik viskozitesi ise Eş. 12 ile hesaplanmıştır (Batchelor [33]).

**Tablo 1.** Sınır Şartları (Boundary Conditions)

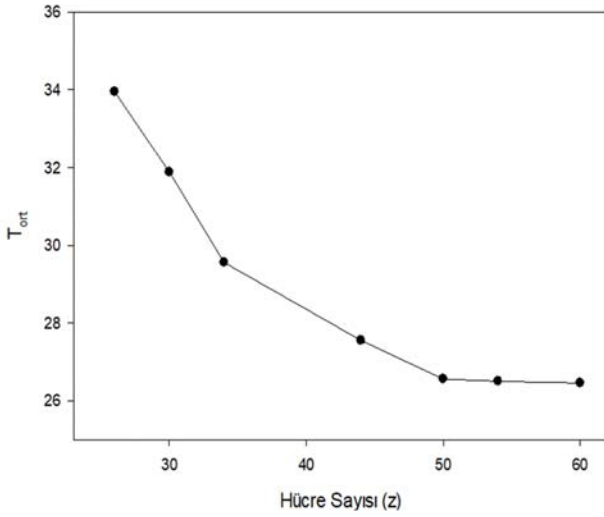
	U(m/s)	V(m/s)	W(m/s)	T (K)	k	$\varepsilon$
Jet	U=0	V=0	W= $W_{giriş}$	T= $T_{giriş}$	$(T_1 W_{jet})^2$	$(C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L}$
Plaka	U=0	V=0	W=0	q"=q" $_{giriş}$	$k = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0$
Çıkış	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial W}{\partial x} = 0$	T= $T_{çıkış}$	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$
Ön ve Arka Duvar	U=0	V=0	W=0	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	--	--
Üst Duvar	U=0	V=0	W=0	$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$	--	--

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 2,5 \varphi + 4,698 \varphi^2) \quad (12)$$

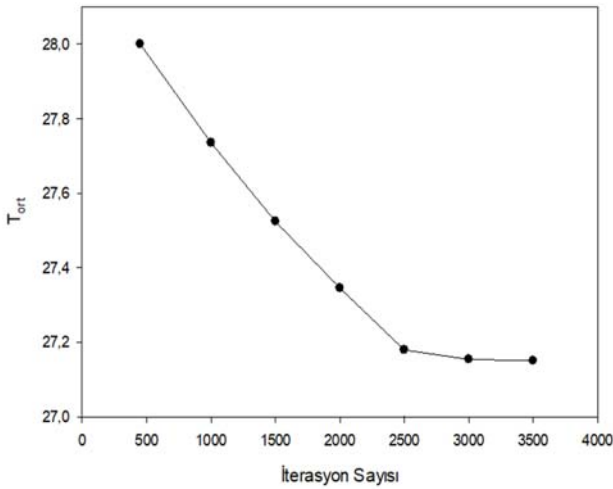
Burada  $\varphi$  nanoakışkan hacimsel oranı,  $\mu_{bf}$  ise temel akışkanın dinamik viskozitesidir.

### 2.1. Sayısal sonuçların doğrulanması (Validation of the numerical results)

Bu çalışmada hücre yapısı akış şartlarına göre ayarlanmış olup daha hassas bir sonuç alabilmek için jet girişleri ve bakır plakanın yüzeyinde hücreler yoğunlaştırılmıştır. İterasyon sayısı 450 ve 3500 arasında, hücre sayısı 21 ve 60 aralığında (z yönünde) çalışılmıştır. Buna göre hücre sayısı 152x20x50 ve iterasyon sayısı 2500 olduğunda sonuçların hücre sayısından ve iterasyon sayısından bağımsız olduğu görülmüştür. Sayısal sonuçların Hücre sayısından ve iterasyon sayısından bağımsızlaştırma çalışmaları Şekil 3 ve Şekil 4'te sunulmuştur.



Şekil 3. Hücre Sayısından Bağımsızlaştırma  
(Independence from cell number)



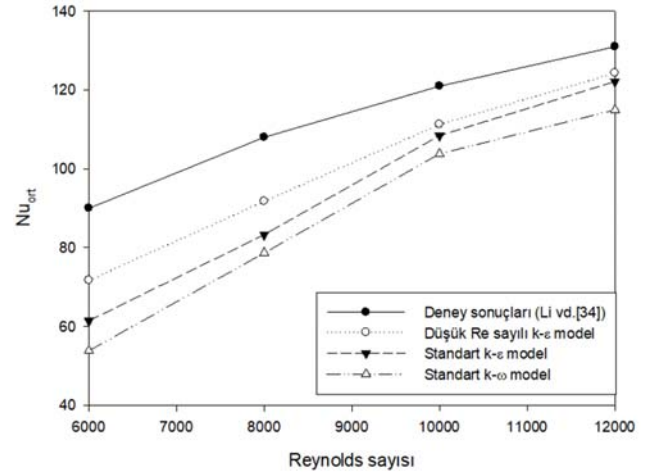
Şekil 4. İterasyon Sayısından Bağımsızlaştırma  
(Independence from iteration number)

Mevcut çalışmada Reynolds değerleri 12000-18000 arasındadır. Türbülanslı akış modellemesinde kullandığımız türbülans modeli olan düşük Reynolds sayısı k-ε modeli duvar fonksiyonlarını kullanmaması sebebiyle standart k-ε modelinden farklı bir hücre yapısına ihtiyaç duymaktadır. Bu bilgiler ışığında çözüm alanı içerisinde çarpma plakasına yakın bölgelerde sınır tabakasındaki değişiklikleri yakalayabilmek ve viskoz alt tabakayı modelleyebilmek için hücrelerin sıklığı artırıldı. Özellikle türbülanslı akışta düşük Reynolds sayısı modelini kullanabilmek için tavsiye edilen  $y^+$  değerinin 1'den küçük bir değeri için en az bir hücre yerleştirilmesi kriteri sağlanmaya çalışılmıştır.

$$y^+ = \frac{U_\tau z}{\nu} \quad (13)$$

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (14)$$

Eş. 13 ve Eş. 14'de  $U_\tau$  sürtünme hızıdır ve duvara yakın bölgedeki hızları temsil eden hız ölçөгüdür. Sayısal model sonuçları, literatürde yer alan Li vd. [34] yapmış olduğu deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Düşük Re sayılı k-ε türbülans modelinin kullanıldığı durumda elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farkın  $Re=12000$  için %5'in altında olduğu tespit edilmiştir. Düşük Re sayılı k-ε türbülans modeli, standart k-ε türbülans modeli ve standart k-ω 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 5'te sunulmuştur.



Şekil 5. Cu-Su nanoakışkanı için model sonuçlarının deney sonuçları ile ( $\varphi=1,5$ ) karşılaştırılması  
(Comparison of model results with experimental results ( $\varphi=1,5$ ) for Cu-water nanofluid) (Li vd. [34])

Sayısal model sonuçlarının doğruluğunu öngörebilmek (oluşturulan hücre yapısını doğrulayabilmek) için, sayısal sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırılmadan önce, hücre hassasiyet analizi yapılmıştır. Çalışma sonucunda farklı hücre yapıları için hücre hassasiyet analizinden elde edilen

$y^+$  değerleri Tablo 2’de sunulmuştur. Bu sonuçlar oluşturulan hücre yapısının, uygulanan türbülans modelinden doğru sonuçlar elde etmek için yeterli olduğunu göstermektedir.

**Tablo 2.** Hücre Hassasiyet analizi (Mesh Sensitivity Analysis)

Hücre Yapısı	Hücre sayısı (x-y-z)	Ortalama $y^+$ değeri
1	152x20x21	1,62
2	152x20x30	1,38
3	152x20x34	1,26
4	152x20x44	1,05
5	152x20x50	0,89
6	152x20x54	0,87
7	152x20x56	0,86

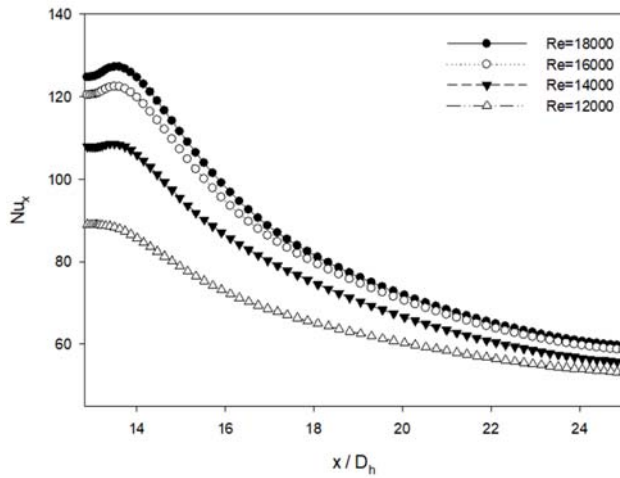
### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Bu bölümde sayısal sonuçlar dört parametre için incelenmiştir.

- Cu-Su nanoakışkanının farklı Reynolds sayılarında ısı transferine etkisi (Re= 12000, 14000, 16000, 18000)
- Cu-Su nanoakışkanının farklı parçacık çaplarında ısı transferine etkisi ( $D_p$ = 10nm, 20nm, 40nm, 80nm)
- Cu-Su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda ısı transferine etkisi ( $\phi$ = %2, %4, %6, %8)
- Farklı tiplerde hazırlanan nanoakışkanların ısı transferine etkisi (Cu-Su, NiO-Su, CuO-Su, Su)

#### 3.1. Farklı Re sayılarının ısı transferine etkisi (Effect of Different Re number on heat transfer)

Bu parametrede Cu-Su nanoakışkanı kullanılarak (20 nm parçacık çapında, %4 hacimsel oranda) oluşturulan bir çarpan jet için, farklı Reynolds sayılarının ısı transferine etkisi incelenmiştir (Re=12000, 14000, 16000, 18000). Şekil 6’da farklı Reynolds sayılarındaki jetlerin yerel Nusselt sayısına etkisi gösterilmiştir.



**Şekil 6.** Cu-Su nanoakışkanının farklı Reynolds sayılarında ( $d_p$ = 20 nm ve  $\phi$ = %4) yerel Nusselt sayısının değişimi (Variation of local Nusselt number for different Reynolds number of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with  $d_p$ = 20 nm and  $\phi$ = 4%)

1508

Reynolds (Re) sayısı arttıkça ortalama Nusselt (Nu) sayısının artış gösterdiği ancak bu artışın azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Yerel Nusselt sayısının beklenildiği gibi çarpma bölgesinde hız azalmasına bağlı olarak bir miktar azaldığı, duvar jeti bölgesinin başlangıcında momentum transferine bağlı olarak hız dolayısı ile en yüksek seviyeye ulaştığı, duvar jeti bölgesinde yüzey sürtünmelerine ve oluşan hız profiline bağlı olarak azaldığı, farklı Reynolds sayılarında yerel Nusselt sayısındaki değişimin benzerlik gösterdiği ancak yerel Nusselt sayısındaki farkın çarpma bölgesinde en yüksek olduğu, bu farkın duvar jeti bölgesinde kademeli olarak azaldığı tespit edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısındaki artış; Re=12000-14000 aralığında %14 değerinde; Re= 14000-16000 aralığında %8,9 değerinde, Re=16000-18000 aralığında ise %2,9 olarak gerçekleşmiştir. Böylece; Re=12000 değerinden Re=18000 değerine artırılması sonucunda ortalama Nusselt sayısında %28 oranında bir artış olduğu belirlenmiştir. Mevcut sonuç; literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırıldığında (Lv vd. [18], Wang vd. [35], benzer şekilde Re sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı, yerel Nusselt sayısındaki değişimin çarpma bölgesinde ve duvar jeti bölgesinde literatürdeki çalışmalara benzerlik gösterdiği, ancak iki fazlı modellerin tek fazlı modellere göre fiziksel süreci daha iyi temsil ettiği görülmüştür. Re=12000 ve Re=18000 değerleri meydana gelen sıcaklık konturları Şekil 7’de, hız vektörleri Şekil 8’de gösterilmiştir.

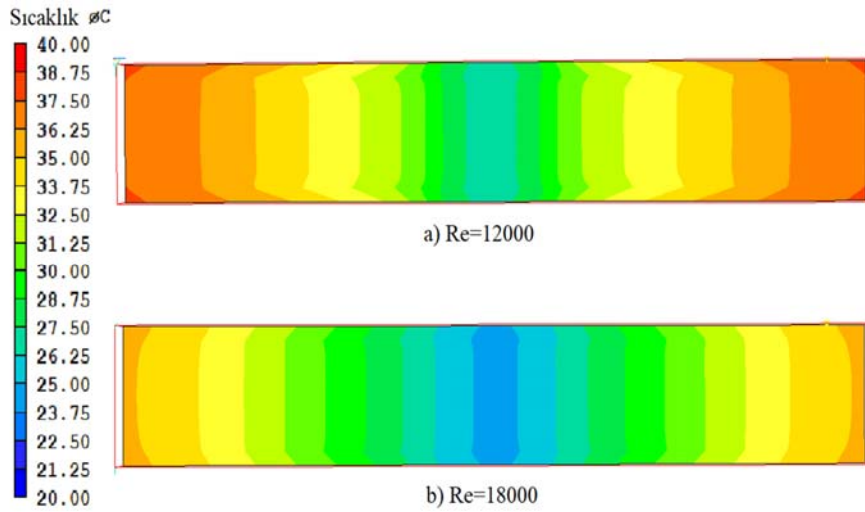
Jet etkisinin en fazla görüldüğü yer olan çarpma noktasında, Re sayısının artışına bağlı olarak artan akışkan hızı bu bölgedeki ikincil girdapların daha sınırlı bir alanda kalmasını sağlamış, bu sebeple çarpma noktasındaki sıcaklık azalması daha yüksek gerçekleşmiş ancak daha sınırlı bir bölgede meydana gelmiştir. Çarpma sonrası yön değiştiren akışkan momentum transferine bağlı olarak hızlanmaktadır. Bu durum Re sayısı arttıkça hızın duvar jeti bölgesinde daha uzak mesafelere kadar korunmasına ve sıcaklık azalmasının daha uzak mesafelere kadar görülmesini sağlamaktadır. Kanal duvarlarına yakın bölgelerde akışkan hızının azalmasına bağlı olarak ısı sınır tabakanın kalınlaştığı ve yüzey sıcaklıklarının arttığı görülmektedir. Ancak bu etki Re sayısı arttıkça azalmaktadır. Çarpma plakasının bakır olması (ısı iletkenlik katsayısı yüksek malzeme) sebebiyle, çarpma plakası üzerinde sağlanan yerel soğutma etkisinin süratle bütün plakaya yayıldığı, bu durumun plaka yüzeyindeki sıcaklık değişimlerinin düzenli bir şekilde oluşmasını sağladığı görülmüştür.

#### 3.2. Farklı Çaplardaki Nanoparçacıkların Isı Transferine Etkisi

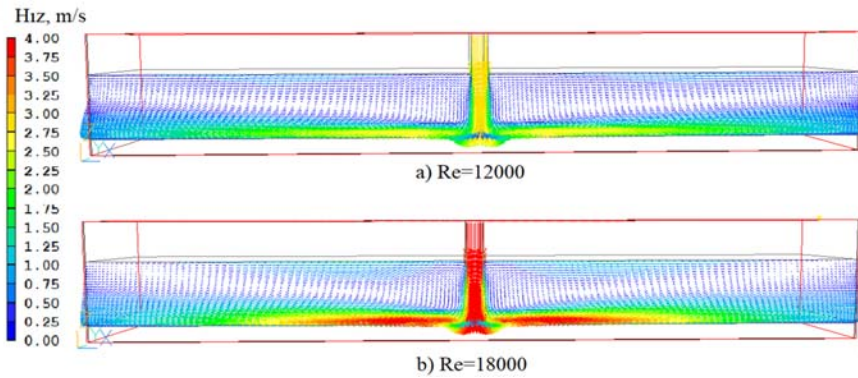
(Effect of Different Nanoparticles Diameter on Heat Transfer)

Bu parametrede temel akışkan içerisinde bulunan bakır nanoparçacıkları farklı çaplarda ( $D_p$ =10nm, 20nm, 40nm, 80nm), %4 hacimsel oranda, Re=16000 için ele alınmıştır. Şekil 9’de farklı nanoparçacık çapları için elde edilen yerel Nusselt sayıları sunulmuştur. Akışkan içerisinde kullanılan nanoparçacık çapı küçüldükçe, parçacıkların yüzey alanı/hacim oranı artmakta, bu durum katı parçacık ile temel akışkan arasındaki yüzey alanının artmasına, dolayısı ile



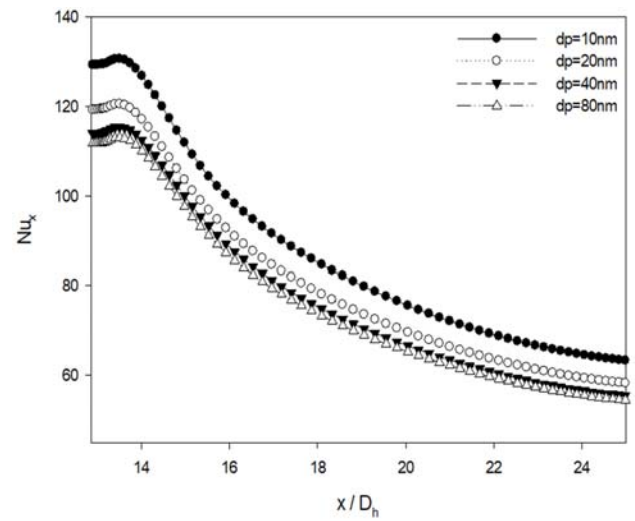


**Şekil 7.** Cu-Su nanoakışkanın farklı Reynolds sayıları ( $d_p=20$  nm ve  $\phi=4\%$ ) için sıcaklık konturları  
(Temperature contours for different Reynolds numbers of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with  $d_p=20$  nm and  $\phi=4\%$ )



**Şekil 8.** Cu-Su nanoakışkanın farklı Reynolds sayıları ( $d_p=20$  nm ve  $\phi=4\%$ ) için hız vektörleri  
(Velocity vectors for different Reynolds numbers of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with  $d_p=20$  nm and  $\phi=4\%$ )

nanoakışkandan olan ısı transferinde artışına sebep olmaktadır. Ayrıca küçük çaplı parçacıklarda; çarpma ve öteleme hareketinden (Brownian motion) kaynaklanan hidrodinamik davranış vorteks oluşumunu da arttırmakta, bu durum hidrodinamik sınır tabakayı arttırmakta ve ısıl sınır tabakayı azaltmaktadır. Bu sonuçlara göre en iyi ısı transferi performansı parçacık çapı 10nm olduğunda elde edilmiştir. Parçacık çapı 80nm'den 10nm'ye azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %13,2 oranında bir artış meydana gelmiştir. Yerel Nusselt sayısındaki değişim hedef plaka boyunca benzerlik göstermektedir. Yerel Nusselt sayısı, duvar jeti bölgesi başlangıcında yüksek hız sebebiyle en yüksek seviyede oluşmakta, duvar jeti bölgesinde hız azalmasına bağlı olarak kademeli olarak azalmaktadır. Parçacık çapı  $D_p=10-80$  aralığında yerel Nusselt sayısından oluşan fark duvar jeti bölgesinin başlangıcında en yüksek seviyededir. Bunun sebebi küçük parçacık çaplı nanoakışkanlarda daha büyük ısı transferi yüzey alanı olmasının yanı sıra, yüksek hız sebebiyle daha fazla bir türbülans yoğunluğuna sahip olmasıdır.  $D_p=40$  ile 80 arasında yerel Nusselt sayısında duvar jeti bölgesinin başlangıcından itibaren belirgin bir fark yoktur.



**Şekil 9.** Cu-Su nanoakışkanın farklı nanoparçacık çapları ( $Re=16000$  ve  $\phi=4\%$ ) için, yerel Nusselt sayısının değişimi  
(Variation of local Nusselt number for different nanoparticle diameter of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with  $Re=16000$  and  $\phi=4\%$ )

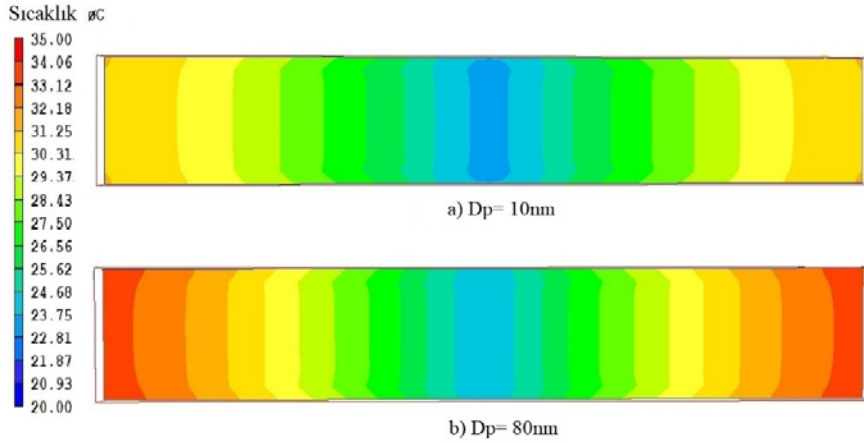
Bunun sebebinin parçacık çapının azalmasına bağlı olarak artan yüzey alanının yanı sıra, parçacıkların akışkan içindeki davranışının bu çap değerleri için daha önemli olduğundan kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Duvar jeti bölgesi boyunca  $D_p=10$  değerinde yerel Nusselt sayısındaki azalma en az seviyededir. Bunun sebebinin parçacık çapı küçük olduğu için akışkan tabakaları arasındaki sürtünme etkilerinden daha az etkilenmesi olarak değerlendirilmektedir.  $D_p=10$  nm ve  $D_p=80$  nm için oluşan sıcaklık konturları Şekil 10'da, hız vektörleri Şekil 11'de sunulmuştur.

Parçacık çapı azaldıkça; ortalama Nusselt sayısında ( $Nu_{ort}$ ) kademeli olarak artan bir artış tespit edilmiştir. Parçacık çapı 80nm den 40 nm ye azaltıldığında;  $Nu_{ort}$ 'da %2'lik bir artış olduğu, parçacık çapı 40nm'den 20 nm'ye azaltıldığında  $Nu_{ort}$ 'da %6'lık bir artış olduğu, parçacık çapı 20nm'den 10nm'ye azaltıldığında ise arttırıldığında  $Nu_{ort}$ 'da %8 artış olduğu tespit edilmiştir. Bu artışın; parçacık çapının azalmasına bağlı olarak artan nanoakışkan ısı iletim katsayısındaki artıştan ve yüzeye yakın bölgelerde oluşan nano boyuttaki girdaplardan (bu girdaplar nanoparçacıkların

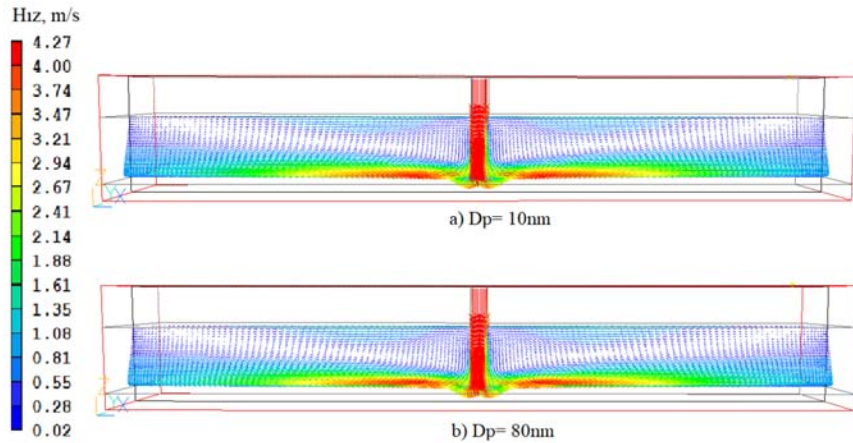
çarpışma ve öteleme hareketinden (Brownian hareketleri) kaynaklanmaktadır) kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Mevcut sonuç; literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırıldığında (Li vd. [34], Feng ve Kleinstreuer [36]); öncelikle literatürde parçacık çapının parametre olarak incelendiği çok fazla çalışma mevcut değildir. Mevcut çalışmalara benzer şekilde bu çalışmada da nanoparçacık çapındaki azalmaya bağlı olarak ısı transferinde artış olduğu tespit edilmiştir.  $\phi=4\%$  hacimsel oranda ve  $d_p=20-40$  nm aralığında parçacık çapında 10nm'lik bir azalmanın  $Nu_{ort}$ 'da literatürde (Feng ve Kleinstreuer [36]) %5,7 oranında bir artışa sebep olduğu, aynı şartlarda bu çalışmada %6'lık bir artışa sebep olduğu tespit edilmiştir.

### 3.3. Farklı Hacimsel Oranlarda Hazırlanan Nanoakışkanların ısı transferine etkisi (Effect of different volume fraction of nanofluids on heat transfer)

Cu-su nanoakışkanı için (20 nm parçacık çapında,  $Re=16000$  için) farklı hacimsel oranlarda hazırlanan nanoakışkanların yerel Nusselt sayısına etkisi Şekil 12'de sunulmuştur. Bu sonuçlara göre hacimsel oran  $\phi=2\%$  den  $\phi=8\%$ 'e

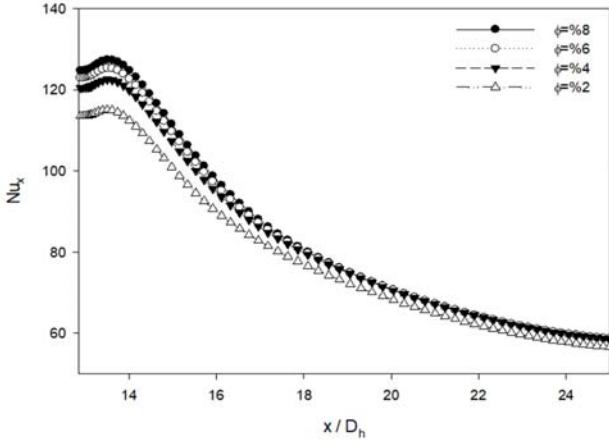


**Şekil 10.** Cu-Su nanoakışkanın farklı nanoparçacık çapları ( $D_p=10$  nm ve  $D_p=80$  nm) için ( $Re=16000$  ve  $\phi=4\%$ ) sıcaklık konturları (Temperature contours for different nanoparticle diameter ( $D_p=10$  nm ve  $D_p=80$  nm) of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with with  $Re=16000$  and  $\phi=4\%$ )



**Şekil 11.** Cu-Su nanoakışkanın farklı nanoparçacık çapları ( $D_p=10$  nm ve  $D_p=80$  nm) için ( $Re=16000$  ve  $\phi=4\%$ ) hız vektörleri (Velocity vectors for different nanoparticle diameter ( $D_p=10$  nm ve  $D_p=80$  nm) of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid with with  $Re=16000$  and  $\phi=4\%$ )

çıkarıldığında ortalama Nusselt sayısında %7,1 oranında bir artış olduğu görülmüştür.



**Şekil 12.** Cu-Su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda hazırlanmış nanoakışkanlar için ( $Re=16000$  ve  $D_p=20$  nm) yerel Nusselt sayısının değişimi  
(Variation of local Nusselt number of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid for different volume ratio with  $Re=16000$  and  $D_p=20$  nm)

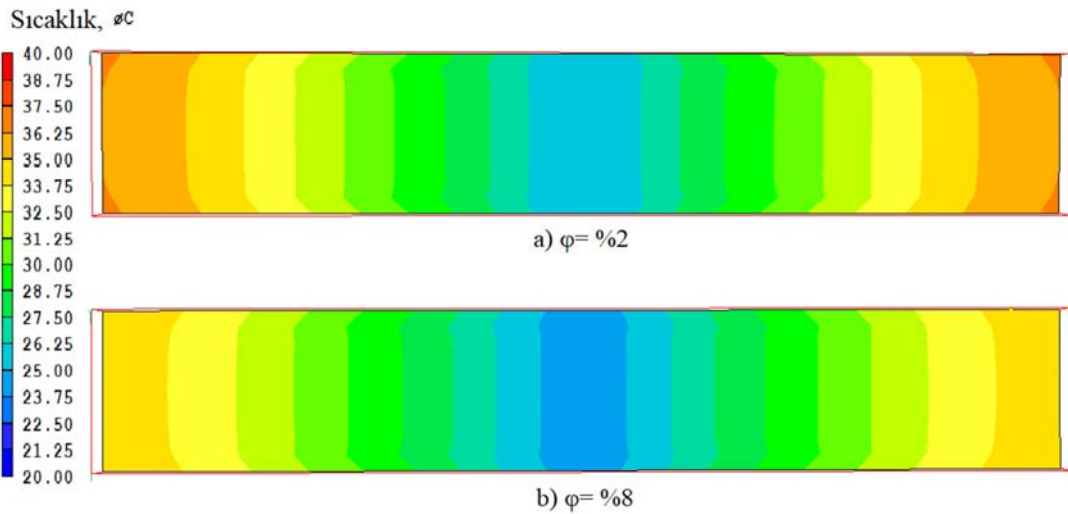
Ayrıca hacimsel oran  $\phi = \%2$  den  $\%4$ 'e çıktığında ortalama Nusselt sayısında %4,8 oranında görülen bu artış miktarı,  $\phi = \%4$ 'ten  $\%6$ 'ya çıktığında %1,2'ye ve  $\phi = \%6$ 'dan  $\%8$ 'e çıktığında %0,8 olarak tespit edilmiştir. Farklı hacimsel oranları ( $\phi = \%2$  ve  $\phi = \%8$ ) için oluşan sıcaklık konturları Şekil 13'de ve hız vektörleri Şekil 14'de sunulmuştur.

Yerel Nusselt sayısındaki değişim dört farklı hacimsel oran için de benzerlik göstermektedir. Yerel Nusselt sayısındaki ( $\phi = \%2 - \%8$  aralığında) en büyük fark duvar jeti bölgesinin başlangıcında olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin; hedef plakaya çarpma sonrası yön değiştiren akışkanda meydana gelen momentum transferi ve ani hızlanmaya bağlı

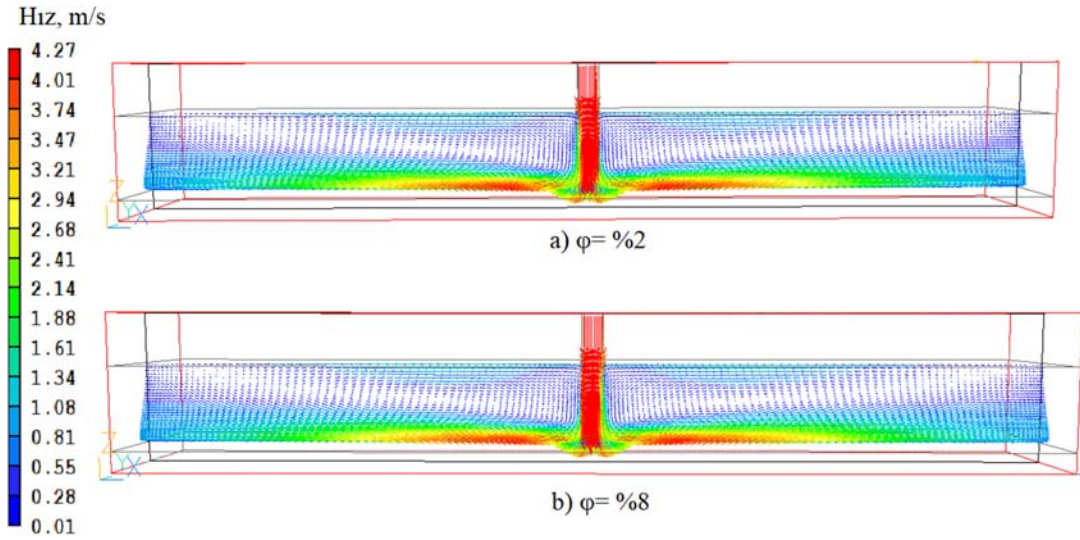
olarak katı parçacıklar arasındaki çarpma ve öteleme hareketlerinin en yüksek seviyede bu bölgede oluşmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Bu durum; nano ve micro vortekslerin oluşmasına sebep olmakta, ısı transferinin yalnızca tabakadan tabakaya değil tabakalar arasında da meydana gelmesinden kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Böylece ısı sınır tabaka kalınlığı azalmakta ve Nusselt sayısı en yüksek seviyeye çıkmaktadır. Bu fark duvar jeti bölgesi boyunca hız azalmasına bağlı olarak azalmaktadır.  $x/D_h = 18$  değerinden sonra ise belirgin bir fark oluşmadığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak; nanoakışkanın içerisinde bulunan nanoparçacıkların hacimsel oranı  $\%4$  değerine kadar ortalama Nusselt sayısında bir artış olduğu ancak bu değerden sonra, hacimsel oran arttıkça ortalama Nusselt sayısındaki artışta belirgin bir azalma tespit edilmiştir. Dolayısı ile; hacimsel oranı  $\%4$  değerinden daha fazla artırmanın, ısı transferinde belirgin bir artışa sebep olmadığı tespit edilmiştir. Mevcut sonuç; literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırıldığında (Lv vd. [12], Singh vd. [19]); bu çalışmada genellikle hacimsel oranın  $\phi = \%2$  değerinin altında olduğu görülmektedir. Bu çalışmada farklı olarak hacimsel oran  $\phi = \%2$  değerine kadar çalışılmıştır. Hacimsel orandaki artış  $\phi = \%2$  değerine kadar sürekli olarak artmaktadır. Bu sebeple hacimsel oranın ısı transferi miktarını belirleyen önemli bir parametre olduğu değerlendirilmiştir. Ancak mevcut çalışmada, hacimsel oran  $\%2$  değerinden daha fazla arttırıldığında,  $\%4$  değerine kadar ısı transferindeki artışın devam ettiği ancak bu değerden sonra artışın azalarak devam ettiği tespit edilmiştir. Öyle ki ortalama Nusselt sayısındaki artış  $\phi = \%6 - \%8$  aralığında  $\%0,8$ 'e kadar azaldığı belirlenmiştir.

### 3.4. Farklı tipteki akışkanların ısı transferine etkisi (Effect of different nanofluids on heat transfer)

Cu-Su, NiO-Su ve CuO-Su nanoakışkanların kullanıldığı durumda ( $\%4$  hacimsel oranda, 20 nm parçacık çapında,



**Şekil 13.** Cu-su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda ( $\phi = \%2$  ve  $\phi = \%8$ ) hazırlanmış nanoakışkanlar için ( $Re=16000$  ve  $D_p=20$  nm) sıcaklık konturları  
(Temperature contours of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid for different volume fractions ( $\phi = \%2$  and  $\phi = \%8$ ) with  $Re=16000$  and  $D_p=20$  nm)

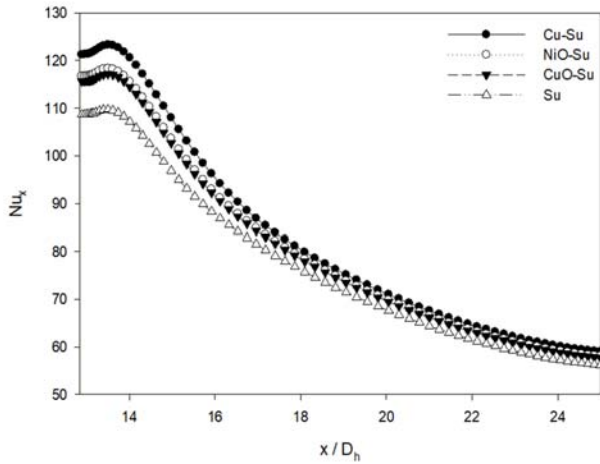


**Şekil 14.** Cu-Su nanoakışkanının farklı hacimsel oranlarda ( $\phi = \%2$  ve  $\phi = \%8$ ) hazırlanmış nanoakışkanlar için ( $Re=16000$  ve  $D_p=20$  nm) hız vektörleri  
(Velocity vectors of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid for different volume fractions ( $\phi = \%2$  and  $\phi = \%8$ ) with  $Re=16000$  and  $D_p=20$  nm)

**Tablo 3.** Akışkanların 20°C 'deki fiziksel ve ısıl özellikleri (Physical and thermal properties of fluids at 20°C)

Akışkan	Yoğunluk $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Özgül Isı $C_p$ (J/kgK)	Dinamik Viskozite $\mu$ (Pa.s)	Kinematik Viskozite (m <sup>2</sup> /s)	Isı İletim Katsayısı $\lambda$ (W/mK)	Isıl Genleşme Katsayısı $\beta$ (m <sup>2</sup> /s)
Cu-Su	1316,672	3148,451	0,001099	0,000000835	0,6684	0,000161244
NiO-Su	1230,672	3389,815	0,001099	0,000000894	0,6640	0,000159157
CuO-Su	1218,272	3403,881	0,001099	0,000000903	0,6621	0,000159664
Su	998,2	4182,0	0,000993	0,00000099	0,597	0,000143012

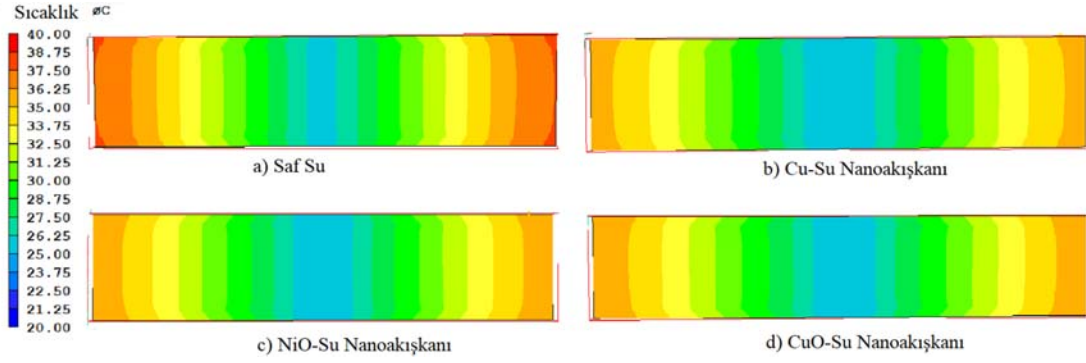
$Re=16000$ ) hedef plaka yüzeyinde oluşan yerel Nusselt sayıları Şekil 15'de sunulmuştur. Tablo 3'de bu parametrede kullanılan akışkanların 20°C'deki hesaplanan fiziksel ve ısıl özellikleri verilmiştir.



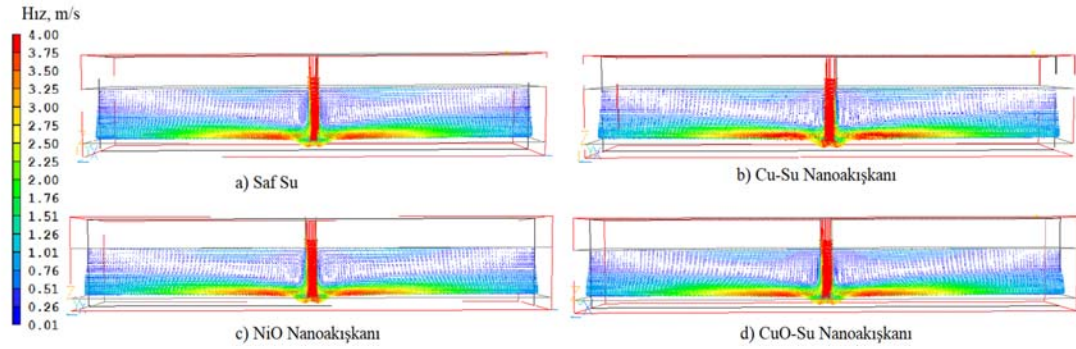
**Şekil 15.** Farklı tipte nanoakışkanlar için ( $Re=16000$   $d_p=20$  nm ve  $\phi = \%4$ ) yerel Nusselt sayısının değişimi  
(Variation of local Nusselt number for different types of nanofluids with  $Re=16000$ ,  $d_p=20$  nm and  $\phi = 4\%$ )

Yerel Nusselt sayısındaki değişimin duvar jeti bölgesi boyunca benzerlik gösterdiği, Cu-Su nanoakışkanı ile saf su için yerel Nusselt sayısındaki en büyük farkın duvar jeti bölgesi başlangıcında olduğu, bunun sebebinin ısı iletim katsayısındaki farktan kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Duvar jeti bölgesinin sonlarında hız azalmasına ve akışkan tabakaları arasında ısı geçişinin arasında Cu-Su nanoakışkanı için daha hızlı olması sebebiyle oldukça azaldığı tespit edilmiştir. Duvar jeti bölgesi boyunca yerel Nusselt sayısının değerindeki değişim en çok Cu-Su nanoakışkanında meydana gelmiştir. NiO-Su ve CuO-Su nanoakışkanları için yerel Nusselt sayısındaki fark %1'den az olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin bu iki akışkanın ısı iletim katsayılarının birbirine çok yakın olması olarak değerlendirilmiştir.

Cu-Su nanoakışkanı saf su kullanıldığı duruma göre ortalama Nusselt sayısında %8,3 oranında bir iyileşme göstermiştir. Cu-Su nanoakışkanı kullanılmadığında, ortalama Nusselt sayısında CuO-Su nanoakışkanına göre %3,6 ve NiO-Su nanoakışkanına göre %2,7 oranında bir iyileşme göstermiştir. Farklı tipte nanoakışkanlar ve Saf Su için hedef plaka yüzeyinde oluşan sıcaklık konturları Şekil 16'da, hız vektörleri Şekil 17'de gösterilmiştir. Hedef plaka üzerinde oluşan sıcaklık konturları incelendiğinde; yerel



**Şekil 16.** Farklı nanoakışkanlar için ( $Re=16000$ ,  $dp=20$  nm ve  $\phi=4\%$ ) sıcaklık konturları  
(Temperature contours for different nanofluid with  $Re=16000$ ,  $dp=20$  nm ve  $\phi=4\%$ )



**Şekil 17.** Farklı nanoakışkanlar için ( $Re=16000$ ,  $dp=20$  nm ve  $\phi=4\%$ ) hız vektörleri  
(Velocity vectors for different nanofluids with  $Re=16000$ ,  $dp=20$  nm ve  $\phi=4\%$ )

sıcaklık değerlerinin en yüksek saf su kullanımında, en düşük değerlerin ise Cu-Su nanoakışkanı kullanıma durumunda olduğu tespit edilmiştir. Hedef plakanın bakır bir plaka olması sebebiyle sıcaklık değişimlerinin düzenli olduğu ve benzerlik gösterdiği, en yüksek sıcaklık düşüşünün çarpma bölgesinde Cu-Su nanoakışkanı kullanıma durumunda olduğu belirlenmiştir. Bu durumun ise; Cu-Su nanoakışkanının ısı iletim katsayısının diğerlerine göre yüksek olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir. NiO-Su ve CuO-Su nanoakışkanları kullanıma durumunda oluşan sıcaklık konturlarının oldukça benzer olduğu, bunun ise ısı iletim katsayılarının çok yakın olmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Hedef plaka üzerinde oluşan hız konturları incelendiğinde; hidrodinamik sınır tabakanın en belirgin bir şekilde CuO-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda olduğu bunun sebebinin akışkan yoğunluğunun diğerlerine göre yüksek olmasından kaynaklandığı, çarpma bölgesi başlangıcında görülen yüksek hızların plaka boyunca sürtünme etkilerine bağlı olarak azaldığı, plaka uzunluğuna bağlı olarak akışta ayrılmalar görülmediği, hacim oranları ve parçacık çapları aynı olan nanoakışkanların akış profillerinin benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir.

Mevcut sonuç literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırıldığında; bu çalışmada alınan sonuçlara paralel olarak, nanoakışkan ısı iletim katsayısının önemli bir parametre olduğu, ısı iletim katsayısı yüksek olan

nanoakışkan kullanıldığında daha yüksek ısı transferi elde edilebileceği tespit edilmiştir (Li vd. [37]). Ancak bazı çalışmalarda ise (Nayak vd. [21]); ısı transferindeki artışın ısı iletim katsayısının artışıyla değil, nanoparçacıkların akış içindeki davranışından kaynaklandığı, bu sebeple daha homojen bir dağılım gösteren nanoakışkanların daha iyi bir ısı transfer performansı gösterebileceği ifade edilmiştir.

#### 4. SEMBOLLER (SYMBOLS)

$Q_{ışınım}$	: Işınım ile olan ısı transferi
$V$	: Güç ünitesi gerilim değeri
$R$	: Elektriksel direnç
$k_c$	: Bakır plakanın ısı transferi katsayısı
$A_c$	: Bakır plaka yüzey alanı
$L_c$	: Bakır plaka kalınlığı
$A_{yal}$	: Yalıtım malzemesi yüzey alanı
$k_{na}$	: Nanoakışkan ısı transferi katsayısı [W/mK]
$\rho_{nf}$	: Nanoakışkan yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu_{na}$	: Nanoakışkan Dinamik Viskozitesi [Pa.s]
$D_h$	: Hidrolik Çap [m]
$V_{jet}$	: Jet hızı [m/s]
$\rho_{ta}$	: Temel akışkan yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$	: Özgül Isı [J/kgK]
$\phi$	: Hacimsel oran
$Re$	: Reynolds Sayısı [ $Re=V.\rho.D_h/\mu$ ]
$Nu$	: Nusselt Sayısı [ $Nu=Q.D_h/\Delta T.k$ ]
$Pr$	: Prandtl Sayısı [ $Pr=\mu.C_p/k$ ]

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada; yüksek ısı akıllı bir yüzeyde ısı transferinin, nanoakışkanların çarpan akışkan jet tekniği ile kullanılarak iyileştirilmesi; farklı parametreler için ( $Re=12000, 14000, 16000, 18000$ , hacimsel oran  $\phi = \%2, \%4, \%6, \%8$ , nanoparçacık çapı  $D_p= 10nm, 20nm, 40nm, 80nm$  ve farklı tipte nanoakışkanlar Cu-Su, CuO-Su, NiO-Su) sayısal olarak incelenmiştir. Sonuç olarak;

Cu-Su nanoakışkanı kullanıldığı durumda (20 nm parçacık çapında ve %4 hacimsel oranda); Re sayısının artması ile ısı transferinin beklendiği gibi arttığı gözlemlenmiştir. Re sayısının 12000 değerinden 18000 değerine arttırılması sonucunda ortalama Nusselt sayısında %28 oranında bir artış olduğu belirlenmiştir. Akışkan içerisinde kullanılan nanoparçacık çapı küçüldükçe, akışkanın ısı iletim katsayısında meydana gelen artışa ve parçacık yüzey alanı/hacim oranının artışına bağlı olarak ısı transferinde artış olduğu tespit edilmiştir. Parçacık çapı 80nm'den 10nm'ye azaltıldığında ortalama Nusselt sayısında %13,2 oranında bir artış meydana geldiği tespit edilmiştir. Cu-su nanoakışkanı için (20 nm parçacık çapında); farklı hacimsel oranlarda oluşturulan nanoakışkanların kullanıldığı durumda ortalama Nusselt sayısında  $\phi = \%4$ 'ten sonra önemli bir değişiklik olmadığı görülmüştür. Hacimsel oran;  $\phi = \%2$  den  $\phi = \%8$ 'e çıkarıldığında ortalama Nusselt sayısında %7,1 oranında bir artış olduğu görülmüştür. Farklı soğutucu nanoakışkanların kullanıldığı durumdan (20 nm parçacık çapında ve %4 hacimsel oranda); en iyi ısı transferi Cu-Su nanoakışkanı kullanıldığında elde edilmiştir. Cu-Su nanoakışkanı kullanılmadığında; geleneksel bir ısı transferi akışkanı olan saf suya göre ortalama Nusselt sayısında %8,3 oranında bir artış sağlanmıştır. Düşük Re sayılı  $k-\epsilon$  türbülans modelinin kullanıldığı durumda elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farkın  $Re=12000$  için %5'in 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.

Bu alanda yapılacak gelecek çalışmalarda çarpan jetlerde hibrit nanoakışkanların kullanılmasının (farklı tipte katı parçacıkların müşterek etkisinin incelenmesi amacıyla), yüzeyde oluşan ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisinin, çarpan jetlerin farklı yüzey soğutma teknikleri ile birlikte farklı geometrilerde (en, boy ve yükseklik gibi) kullanılması durumunda ısı transferinde ve akış özelliklerinde meydana gelebilecek değişimlerin, farklı parametreler için incelenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma, Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi'nin 16103021 no'lu ve 18103006 no'lu Bilimsel Araştırma Projeleri ile desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Choi, S.U.S., Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, ASME FED, 231, 99-105, 1995.
2. Sarkar, J., Ghosh, P., Adil, A., A review on hybrid nanofluids; recent research, development and applications, Renew. Sust. Energ. Rev., 43, 164-177, 2015.
3. Kasaeian, A., Eshghi, A.T., Sameti, M., A review on the applications of nanofluids in solar energy systems, Renew. Sust. Energ. Rev., 43, 584-598, 2015.
4. Suresh, S., Chandrasekar, S., Sekhar, C., Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube, Exp. Thermal Fluid Sci., 35, 542-549, 2011.
5. Assef, Y., Arab, D., Pourafshary, P., Application of nanofluid to control the fines migration to improve the performance of low salinity water flooding and alkaline flooding, J. Pet. Sci. Eng., 124, 331-340, 2014.
6. Selvakumar, P., Suresh, S., Convective performance of CuO/water nanofluid in an electronic heat sink, Exp., Thermal Fluid science, 40, 57-63, 2012.
7. Hadad, K., Rahimian, A., Nematollahi, M.R., Numerical study of single and two phase modes of water/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid turbulent forced convection flow in VVER-1000 nuclear reactor, Ann. Nucl. Energy, 60, 287-294, 2013.
8. Devdatta, P.K., Debendra, K.D., Ravikanth S.V., Application of nanofluids in heating building and reducing pollution, Applied Energy, 86, 2566-2573, 2009.
9. Ho, S.A., Hyungdae, K., Hanglin, J., Soon Ho, K., Wonpyo, C., Moo H.K., Experimental study of critical heat flux enhancement during forced convective flow boiling of nanofluid on a short heated surface, Int.J. Multiphase flow, 36, 375-384, 2010.
10. Teamah, M.A., Dawood, M.M., Shehata, A., 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, 2015.
11. Manca O., Ricci D., Nardini S., Lorenzo G., Thermal and fluid dynamics behaviours of confined laminar impinging slot jets with nanofluids, International Communications in Heat and Mass Transfer, 70,15-26, 2016.
12. Lv J., Chang S., Hu C., Bai M., Wang P., Zeng K. Experimental investigation of free single jet impingement using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> - water nanofluid. International Communications in Heat and Mass Transfer, 88, 126-135, 2017.
13. Khaleduzzaman, S.S., Sohel, M.R., Saidur, R., Mahbulul, I.M., Akash, B.A., Selvaraj, J., Energy and exergy analysis of alumina-water nanofluid for an electronic liquid cooling system, International Communication in Heat and Mass Transfer, 57, 118-127, 2014.

14. Modak M., Srinivasan S., Garg K., Chougule S.S., Agarwal M.K., Sahu S.K., Experimental investigation of heat transfer characteristics of the hot surface using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluids, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 91, 104–113, 2015.
15. Wang B.X., Zhou L.P., Peng X.F. Surface and size effects on the specific heat capacity of nanoparticles, *International Journal of Thermophysics*, 27 (1), 139–151, 2006.
16. Sun B., Qu Y., Yang D., Heat transfer of single impinging jet with Cu nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 102, 701-707, 2016.
17. Umer A., Naveed S., Ramzan N., Experimental study of laminar forced convection heat transfer of deionized water based copper (I) oxide nanofluids in tube with constant wall heat flux, *Heat Mass Transfer*, 52, 2015-2025, 2015.
18. Lv, J., Hu, C., Bai, M., Zeng, K., Chang, S., Gao, D., Experimental investigation of free single impingement using SiO<sub>2</sub>-water nanofluid, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 84, 39-46, 2017.
19. Singh, M., Yadav, D., Arpit S., Mitra S., Saha, S.K., Effect of nanofluid concentration and composition on laminar jet impinged cooling of heated steel plate, *Applied Thermal Engineering*, 100, 237-246, 2016.
20. Kilic, M. ve Ozcan, O., Numerical investigation of heat transfer and fluid flow of nanofluids with impinging jets, *International Conference On Advances and Innovations in Engineering (ICAIE)*, 434-440, 2017.
21. Nayak, S.K., Mishra, P.C., Parashar, S.K., Enhancement of heat transfer by water –Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and water-TiO<sub>2</sub> nanofluids jet impingement in cooling hot surface steel surface, *Journal of Experimental Nanoscience*, 11, 1253-1273, 2016.
22. Alawi O.A., Azwadi N., Sidik C., Wei H., Hao T., Kazi S. N., Thermal conductivity and viscosity models of metallic oxides nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116, 1314–1325, 2018.
23. Yan, W.M., Liu, H.C., Soong, C.Y. ve Yang, W.J., Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique, *Heat and Mass Transfer*, 48, 2420-2428, 2005.
24. Kilic, M., Çalışır, T. ve Başkaya, Ş., 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, 2017.
25. McGuinn, A., Persoons, T., O'donovan T., Murray, D., Surface heat transfer from an impinging synthetic air jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20, 1333-1338, 2007.
26. Lin Z.H., Chou Y.J., Hung Y.H., Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement, *international journal of heat and mass transfer*, 49, 2760-2780, 1996.
27. Isman, M. K., Pulat, E., Etemoglu, A. B., ve Can, M., Numerical investigation of turbulent impinging jet cooling of a constant heat flux surface, *Numerical Heat Transfer*, 53 (10), 1109-1132, 2008.
28. Dagtekin I., Oztop H., Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall one side closed long duct, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 35, 65-75, 2007.
29. Kilic M., Başkaya Ş., 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, 10.17341/gazimmfd.337616, 2017.
30. Hremya C., Miller S., Mallo T., Sinclai, J., Comparison of low Reynolds number k-ε turbulence models in predicting heat transfer rates for pipe flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 41 (11), 1543-1547, 1998.
31. Pak, B. C., Cho, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 11 (2), 151–170, 1998.
32. Corcione M., Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 52 (1), 789–793, 2011.
33. Batchelor G. K., Effect of Brownian-Motion on bulk stress in a suspension of spherical-particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 83 (1), 97–117, 1977.
34. Li Q., Xuan Y., Yu F., Experimental investigation of submerged single jet impingement using Cu-Water Nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 36(1), 426–433, 2012.
35. Wang, P., Lv, J., Bai, M., Wang, Y., Hu, C., A numerical investigation of impinging jets cooling with nanofluids, *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 18 (4), 329-353, 2014.
36. Feng, Y., Kleinstreuer, C., Nanofluid convective heat transfer in a parallel-disk system, *Int.J.Heat Mass Transfer*, 53(4), 4619-4628, 2010.
37. Li, Y., Zhou J., Tung, S., Tung, S., Schneider, E., Xi, S., A review on development of nanofluid preparation and characterization, 196, 89-101, 2009.

