

**ELMAS-SU NANOAKIŞKANI KULLANILAN FARKLI KANATÇIK UZUNLUKLU
VE AÇILI BİRLEŞİK JET AKIŞLI KANALLARDA ISI TRANSFERİNDEKİ
İYİLEŞMENİN ANALİZ EDİLMESİ
ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IMPROVEMENT IN COMBINED JET FLOW
CHANNELS WITH DIFFERENT FIN LENGTH AND ANGLE USING DIAMOND-
WATER NANOFLUID**

Doğan Engin ALNAK

Doç. Dr., Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi,
İmalat Mühendisliği Bölümü, Sivas, Türkiye,

Koray KARABULUT

Doç. Dr. Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu,
Elektrik ve Enerji Bölümü, Sivas, Türkiye

ÖZET

Enerji yoğun kullanılan sanayi sektörü başta olmak üzere; üretilen her türlü cihaz ve ekipmanın enerji verimliliği yüksek ve uzun ömürlü sistemler olmasına dikkat edilmektedir. Bu durumun önündeki en önemli engel, teknolojik olarak ilerleme sağlanan cihazlarda ısınma problemi. Çapraz akış-çarpan jet akışlı birleşik jet akışı ısı transferi yönteminin birlikte uygulanması, kapasitesi yüksek bir soğutma yöntemi oluşturabilmektedir. Bu çalışmada, küp ve oyuklu modellerden olan ısı transferi kanatçiksız, 30° ve 90° açılı kanatçıklı birleşik jet akışlı kanallarda su ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Kanatçıklar, çarpan jet girişinden itibaren kanala sabit $N=1,5D$ uzaklıkta yerleştirilmiş olup; kanatçık uzunlukları $K=D$ ve $K=2D$ olarak alınmıştır. Sayısal inceleme, zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin Ansys-Fluent programı kullanılarak $k-\epsilon$ türbülans modeli ile çözülerek gerçekleştirilmiştir. Kanatçık ve kanalın alt ve üst yüzeyleri adyabatik iken; model yüzeylerine 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısı uygulanmıştır. Akışkanlar için çalışılan Reynolds sayısı aralığı 7000-11000'dir. %2 hacimsel konsantrasyonlu Elmas-Su nanoakışkanın termofiziksel özellikleri literatürde bulunan denklemler yardımıyla elde edilmiştir. Çalışmanın sonuçları literatürdeki deneysel çalışma sonucu elde edilen korelasyonla karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu oldukları bulunmuştur. Sonuçlar, kanallardaki her bir küp ve oyuklu model yüzeyi için kanatçık uzunluğuna bağlı olarak ortalama Nu sayısının değişimleri olarak analiz edilmiştir. Ayrıca, $Re=11000$ değerinde farklı kanat açıları (30° ve 90°) ve uzunlukları ($K=D$ ve $K=2D$) için Elmas-Su nanoakışkanının hız-akım ve sıcaklık konturu dağılımları görselleştirilmiştir. Reynolds sayısının farklı değerlerinde $K=D$ ve $K=2D$ ve kanallardaki tüm model yüzeyleri için su ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılması durumlarında karşılaştırmalı olarak ortalama Nu sayısı (Nu_{ort}) ve model yüzey sıcaklık değerleri (T_{ort}) değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, $Re=11000$ de 90° açılı ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanalla kıyaslandığında sırasıyla küp ve oyuklu model yüzeyleri için Nu_{ort} değerinde %80,35 ve %90,03' lik artışlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çapraz Akış-Çarpan Jet Akışı, Nanoakışkan, Elmas-Su, Kanatçık

ABSTRACT

Especially in the energy-intensive industrial sector; attention is paid to ensure that all kinds of devices and equipment produced are systems with high energy efficiency and long life. The most important obstacle in front of this situation is the heating problem in technologically advanced devices. The combined application of the cross flow-impinging jet flow combined jet flow heat transfer method can create a high-capacity cooling method. In this study, heat transfer from the cube and hollow models was numerically investigated using water and Diamond-Water nanofluid in combined jet flow channels with 30° and 90° angled fins. The fins were located at a fixed $N=1.5D$ distance from the impinging jet inlet to the channel; fin lengths were taken as $K=D$ and $K=2D$. Numerical analysis was carried out by solving energy and Navier-Stokes equations with the $k-\epsilon$ turbulence model using the Ansys-Fluent program in three-dimensional and steady. While the upper and lower surfaces of the fin and channel are adiabatic; a constant heat flux of 1000 W/m^2 was applied to the model surfaces. The Reynolds number range studied for fluids is 7000-11000. Thermophysical properties of Diamond-Water nanofluid with 2% volumetric concentration were obtained with the help of equations found in the literature. The results of the study were compared with the correlation obtained as a result of the experimental study in the literature and the results were found to be compatible. The results were analyzed as variations in the mean Nu number depending on the fin length for each cube and hollow model surface in the channels. In addition, velocity-streamline and temperature contour distributions of the Diamond-Water nanofluid were visualized for different fin angles (30° and 90°) and lengths ($K=D$ and $K=2D$) at $Re=11000$. The mean Nu number (Nu_{ort}) and model surface temperature values (T_{ort}) were evaluated comparatively in cases where $K=D$ and $K=2D$ at different Reynolds numbers and water and Diamond-Water nanofluids are used for all model surfaces in the channels. As a result, 80.35% and 90.03% increases in Nu_{ort} values were obtained for cube and hollow model surfaces, respectively, in the 90° angled and $K=2D$ length finned channel using Diamond-Water nanofluid at $Re=11000$ compared to the channel without fin and using water fluid.

Keywords: Cross Flow-Impinging Jet Flow, Nanofluid, Diamond-Water, Fin

1. GİRİŞ

Çapraz akışlı soğutma yöntemi elektronik cihazların soğutulması için kullanılan en yaygın yöntemlerden birisidir. Bu yöntem, soğuk akışkanın bir fan ile tüm bileşenlerin üzerine gönderilmesi ve böylece tüm elektronik bileşenlerin soğutulması prensibine dayanmaktadır. Bir başka ısı transfer yöntemi, soğuk sıvının bir lüle ile yüksek sıcaklığa sahip bir eleman üzerine yerel olarak püskürtüldüğü çarpan jet soğutmadır. Bu nedenle, tek tip soğutma yöntemi ile tüm devreyi güvenli bir şekilde tutabilecek şartlara ulaşmak zordur. Çarpan jet ve çapraz akışlı soğutma yönteminin birlikte uygulanması, yüksek soğutma kapasiteli faydalı bir durum yaratabilmektedir (Kılıç, 2018; Teamah ve ark., 2015).

Literatürde sadece çapraz akış veya sadece jet akışını değerlendiren birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma için incelenen model daha çok jet akışına benzediğinden, literatür taraması daha çok jet akışına odaklanmıştır. Ancak, literatürde çarpan jetlerle ilgili birçok sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Karabulut ve Alnak, (2020) dikdörtgen kesitli kanallarda tek bir hava jeti akımı kullanarak sur ve dikdörtgen şeklinde farklı desenlere sahip bakır levha yüzeylerinden ısı transferini sayısal olarak incelemiş olup; jet ile levha arasındaki mesafeyi (H/D_h) boyutsuz olarak 4-10 arasında almışlardır. Yaptıkları araştırma sonucunda Reynolds sayısının 4000 ve jet ile plaka arasındaki mesafenin 4 olduğu değer için dikdörtgen

desenli yüzeylerde sur desenli yüzeylere göre ortalama %31,45 daha yüksek Nu sayısı değeri bulmuşlardır. Zou ve ark. (2022) deneylerinde ve sayısal simülasyonlarında hava soğutma sürecinde arayüzey ısı transferini ve gaz akışını araştırmak için yüksek hızlı sıkıştırılmış hava çarpmasını kullanmışlardır. Çalışmada, numune çapının ve jet mesafesinin akış yapısı ve sıcaklık alanı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, jet mesafesi ne kadar küçükse ara yüzey ısı transfer katsayısının o kadar büyük olduğunu göstermiştir. Demircan, (2019) elektronik devre elemanından çapraz akışlı jet ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Re sayısı ve hız oranlarının iyileştirilmesi ile ısı transferinin önemli ölçüde arttığı sonucuna varılmıştır. Sabit bir ısı akısı elemanı üzerinde çarpan hava jeti-çapraz akış birlikteliği ile ısı transferi Öztürk ve Demircan (2022) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada, farklı jet giriş hızı/kanal giriş hız oranları (0, 1, 2 ve 3) ve kanatçıkların farklı açıları (0° , 22.5° , 45° , 67.5° and 90°) için kanaldaki tek bir elemandan ısı transferini araştırmışlardır. Kanal yüksekliğinin jet çapına oranı sabit ve 3 alınırken; kanalda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Giriş hızının kanal giriş hızına oranı 3 ve kanat açısı 90° olduğunda elemandan en yüksek ısı transferine ulaşıldığı belirlenmiştir.

Nanoakışkanların kullanıldığı jet çarpma çalışmaları incelendiğinde Kumar ve ark. (2021) ısı transfer oranını artırmak için jet çarpma durumunda hava profilli kolonlarla birleştirilmiş bir ısı alıcı kullanmışlardır. Bunu yaparken araştırmalarında su ve %1 konsantrasyonlu CuO-Su nanoakışkanından yararlanılmıştır. Elde ettikleri sonuçlarda, jet akışkanı olarak su akışkanı kullandıklarında ısı alıcı sıcaklığında %10'luk bir azalma; nanoakışkan kullandıklarında ise sıcaklık düşüşünün %14 olduğunu bulmuşlardır. Selimefendigil ve Chamka (2020) bir CuO-Su nano jet kullanarak oyuk benzeri bir parça ile sabit sıcaklıklı bir yüzeyin soğutulmasında konveksiyonla ısı transferi özelliklerini sayısal olarak analiz etmeyi amaçlamışlardır. Reynolds sayısı (100-400), farklı oyuk uzunlukları (5w-40w) ve yükseklikleri (w-5w) gibi farklı değerlerde nanoparçacığın hacimsel konsantrasyonunu (%0-4) değiştirerek çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. En yüksek hacimsel konsantrasyonda su yerine nanoakışkan kullanıldığında ortalama ısı transferinin %35-46 arttığını bulmuşlardır. Abdullah ve ark. (2019) deneysel analizle alüminyum levha yüzeyine çarpan çift jetin ısı transferi üzerindeki TiO_2 nano çözelti konsantrasyonunun etkisini araştırdı. Bunun dışında çift jetin lüle mesafesi ve lüle-plaka mesafesi değişken olarak ele alınmıştır. Bu verilere dayanarak çift jetin akış yapısının ısı transferi artışını etkileyen önemli bir durum olduğunu bulmuşlardır. Datta ve ark. (2018) dışbükey bir yüzeye çarpan kapalı bir yarı jetinde Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanarak ısı transfer performansını araştırmak için sayısal bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sistemin akış davranışını ve taşınım ısı transfer performansını araştırmak için çeşitli Reynolds sayıları ve jet ile plaka arasındaki mesafe gibi farklı parametreler dikkate alınmıştır. Jet girişi Reynolds sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısının ve ısı transfer katsayısının önemli ölçüde arttığını belirlemişlerdir. Shi ve ark. (2021) nano-alüminyum katkı maddelerinin yuvarlak su jetlerinin kararsızlığı üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Yüksek hızlı gölge görüntüleme tekniği ile iki şeffaf lülenin çıkışında ve çıkışına yakın akış görselleştirmesi yapılmış ve nanoparçacık katkılarının jet kararsızlığı üzerindeki etkilerinin esas olarak viskozite artışı ve kavitasyon teşvikinden kaynaklandığı belirlenmiştir.

Literatür taramalarından da görülebileceği gibi çarpan jetler ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak, incelenen literatürde karbon kökenli yüksek ısı transfer performansı sergileyen Elmas-Su nanoakışkanı kullanılarak çarpan jet ve çapraz akışın birlikte uygulandığı kombine jet akış çalışmalarına rastlanamamıştır. Bunun yanı sıra, bu çalışmadaki gibi kanal, kanatçık ve model tasarımları da literatürde özgün bir değere sahiptir.

Bu çalışmada, küp ve oyuklu model yüzeylerinden olan ısı transferi ve kanallardaki akış yapıları kanatçiksız, 30° ve 90° açılı kanatçıklı birleşik jet akışlı H=4D yükseklikli kanallarda su ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Kanatçıklar, çarpan jet girişinden N=1,5D konumunda yerleştirilmiş olup; kanatçık uzunlukları K=D ve 2D (K)' dir. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin Ansys-Fluent programı kullanılarak k-ε türbülans modeli ile çözülerek gerçekleştirilmiştir. Kanat ve kanalın alt ve üst yüzeyleri adyabatik iken; model yüzeyleri 1000 W/m² sabit ısı akısına sahiptir. Akışkanlar için çalışılan Reynolds sayısı aralığı 7000-11000'dir. %2 hacimsel konsantrasyona sahip Elmas-Su nanoakışkanın termofiziksel özellikleri literatürde bulunan denklemler yardımıyla bulunmuştur. Çalışmanın sonuçları literatürdeki deneysel çalışma sonucu elde edilen korelasyonla karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu oldukları bulunmuştur. Sonuçlar, kanallardaki her bir küp ve oyuklu model yüzeyi için ortalama Nu sayısının değişimleri olarak analiz edilmiştir. Bununla birlikte, Re=11000 değeri için farklı kanat açıları ve uzunlukları için Elmas-Su nanoakışkanının hız-akım ve sıcaklık konturu dağılımları görselleştirilmiştir. Reynolds sayısının 7000 ve 11000 değerlerinde K=D ve K=2D için kanallardaki tüm model yüzeyleri ve ayrı ayrı hem su hem de nanoakışkan kullanılması durumlarında Nu_{ort} ve T_{ort} değerleri araştırılmıştır.

2. AKIŞKANLARIN TERMOFİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

Bu çalışmada kullanılan çalışma akışkanlarından olan %2 hacimsel konsantrasyonlu Elmas-Su nanoakışkanının ve Su akışkanının termofiziksel özellikleri literatürde bulunan ve yaygın olarak kullanılan eşitlikler (Maxwell, 1873) yardımıyla elde edilmiş ve Tablo 1' de gösterilmiştir. Ayrıca, katı haldeki elmas nanoparçacıklarının termofiziksel özellikleri de literatürdeki ilgili çalışmadan alınmıştır (Mohammed ve ark., 2011).

Nanoakışkanın yoğunluğu

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

Bu eşitlikte, ρ akışkanın yoğunluğunu (kg/m³), φ nanoparçacık konsantrasyonu ifade ederken, p , nf ve bf ise sırasıyla nanoparçacık, nanoakışkan ve su akışkanını belirtmektedir.

Nanoakışkanın özgül ısı

$$c_{pnf} = (1-\varphi)c_{pbf} + \varphi c_{pp} \quad (2)$$

Nanoakışkanın ısı iletkenliği

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2(k_p - k_{bf})\varphi}{k_p + 2k_{bf} - 2(k_p - k_{bf})\varphi} k_{bf} \quad (3)$$

Nanoakışkanın viskozitesi

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

Tablo 1. özellikler				Termofiziksel (30°C)
	Özellikler	Su	Elmas	
k (W/mK)	0,6172	1000	0,6685	
ρ (kg/m ³)	995,8	3510	1046,08	
c_p (J/kgK)	4178,4	497,26	4104,77	
μ (Ns/m ²)	803,4x10 ⁻⁶	-	0,00084357	

3. SAYISAL YÖNTEM

Model yüzeylerindeki çapraz akış-çarpan jet akışının zorlanmış taşınım ısı transferinin çözümünde Ansys-Fluent programı kullanılmıştır.

Akış ve ısı transferi, aşağıdaki gibi gövde kuvvetinin bulunmadığı sürekli, kanaldaki çapraz akış-çarpan jet akış nedeniyle gerçekleşen türbülanslı akış için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden zaman ortalamalı olarak türetilen diferansiyel denklemlerin çözümleriyle yapılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut ve Alnak, 2021).

Isı transferi süreçlerinde türbülansın doğru modellenmesi esastır. Bununla birlikte, türbülanslı akışkanların doğrudan sayısal simülasyonları çok zor olup aynı zamanda zaman alıcı bir süreçtir. Sayısal modellemelerde kullanılan çeşitli türbülans modelleri (Genç ve ark., 2009; Genç, 2010; Genç ve ark., 2011) bulunmakla birlikte, bu modeller arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukla sonuç vermesi bakımından yarı ampirik bir model olan k- ϵ türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır (Wang ve Mujumdar, 2005). Bu nedenle, literatürdeki çalışmalardan elde edilen sonuçlar da göz önünde bulundurularak bu çalışmadaki sayısal hesaplamalarda standart k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

Momentum denklemi

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (6)$$

Enerji denklemi

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{T' u'_i} \right] \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (8)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

Bu denklemlerde, k türbülanslı akış kinetik enerjisini, u_i x, y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini, μ akışkanın viskozitesini, σ_k ($\sigma_k=1$) türbülanslı kinetik enerji Pr sayısını belirtmektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) gösteren eşitlikler aşağıdaki gibidir (Wang ve Mujumdar, 2005; Genç ve ark., 2011).

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (10)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

Türbülans yutulma Pr sayısı σ_ε ile belirtilirken, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$ ve $\sigma_\varepsilon=1.3$ değerlerine sahip olan eşitliklerdeki katsayılarıdır (Öztürk ve Demircan, 2022; Mohammed ve ark., 2011).

Isı taşınım katsayısı h , Eş. 12 ve Nusselt sayısı (Nu) ise Eş. 13 ile hesaplanmaktadır (Öztürk ve Demircan, 2022; Karabulut, 2019).

$$h = \frac{q''}{T_y - T_a} \quad (12)$$

$$-k_a \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_y = h(T_a - T_y) \quad \text{ve} \quad Nu = \frac{h(3m)}{k_a} \quad (13)$$

Bu eşitliklerde, T_a ve T_y sırasıyla akışkanının ve elemanın ortalama olarak yüzey sıcaklıklarını (K), k_a akışkanın ısı iletim katsayısını (W/m.K), $3m$ akışkanın temas ettiği elemanın toplam yüzey uzunluğunu (m), h ve h_m ise sırasıyla model yüzeyi boyunca noktasal ve ortalama ısı taşınım katsayısını (W/m².K), n ise yüzeye dik yön olup; model yüzeyi için ortalama Nu sayısı (Nu_m) aşağıda belirtilen eşitliklerden bulunmaktadır.

Desenli yüzey ortalama ısı taşınım katsayısı

$$h_m = \frac{1}{3m} \int_0^{3m} h dx \quad (14)$$

Desenli yüzey ortalama Nu sayısı

$$Nu_m = \frac{h_m(3m)}{k_a} \quad (15)$$

Kanalın hidrolik çapı

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(H.W)}{2(H+W)} \quad (16)$$

Bu eşitlikte, A_k ve P_k sırasıyla kanalın kesit alanı ve ıslak çevresini gösterirken, kanalın yükseklik ve genişliği ise H ve W ile temsil edilmektedir. Jet giriş çapı D , dairesel girişli jet hidrolik çapına (D_{hjet}) eşittir.

Kanalın ve jetin Re sayıları ise sırasıyla Eş. 17 ve 18 kullanılarak belirlenmektedir (Öztürk ve Demircan, 2022)

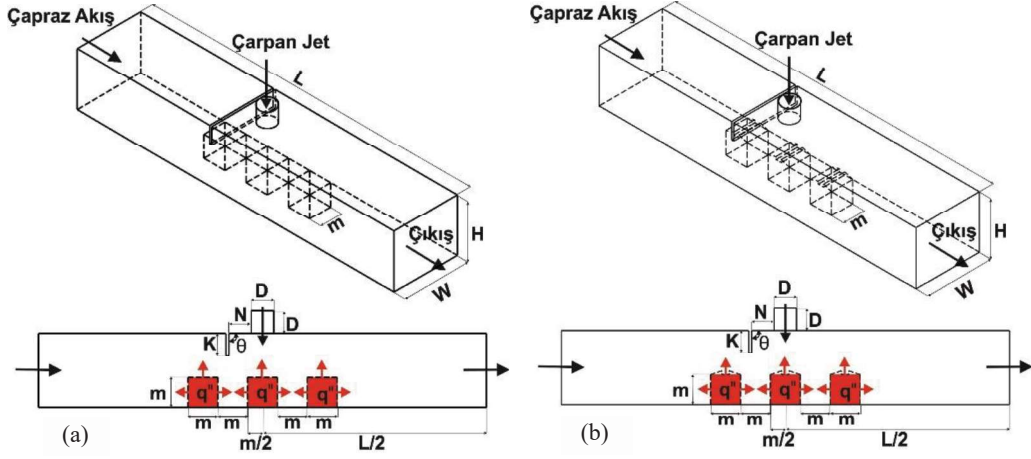
$$Re_k = \frac{\rho_a V_k D_{hk}}{\mu_a} \quad (17)$$

$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (18)$$

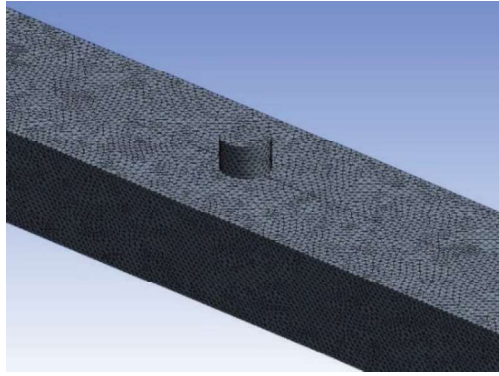
Bu eşitliklerde, akışkanın kanal ve jet akış hızları sırasıyla V_k ve V_j (m/s) ile gösterilmektedir.

4. MODEL GEOMETRİLERİ

Çalışmadaki çapraz akış-çarpan jet akışlı kanatçıklı kanallar ve kanallardaki küp ve oyuklu model yüzeylerine sahip elemanların ölçüleri Şekil 1 (a) ve (b)' de verilirken; kanalların boyutsal ölçüleri ise Tablo 2' de verilmiştir. Bunun yanı sıra, bu çalışmada yapılan kabuller ve sınır şartları Tablo 3' de sunulmaktadır. Ayrıca, birleşik jet akışlı kanalların sayısal hesaplamalarında kullanılan düzgün dörtyüzlü ağ yapısı Şekil 2' de gösterilmektedir.



Şekil 1. Birleşik jet akışlı kanalların görünüşleri (a) küp (b) oyuklu model



Şekil 2. Kanalda kullanılan düzgün dörtyüzlü ağ yapısının gösterimi

Tablo 2. Kanalların boyutsal ölçüleri

Değişken	Ölçü
D	15 (mm)
L	66D
W	4D
H	4D
M	20 (mm)
θ	30° ve 90°
N	1,5D
K	D, 2D

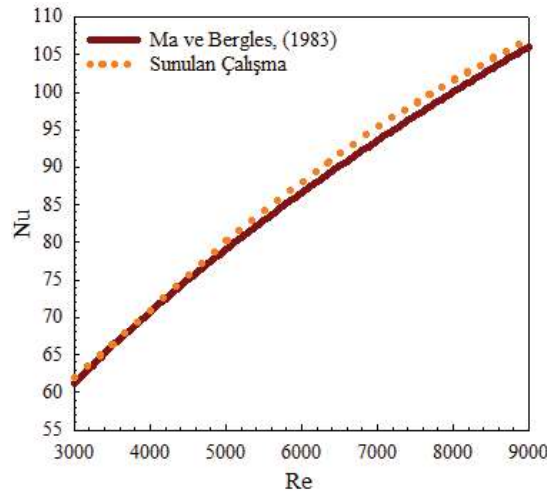
Tablo 3. Çalışmada uygulanan sınır şartları

a) Akış hacmi, sürekli, üç boyutlu ve türbülanslıdır
b) Sıkıştırılmaz akışkan olarak su, %2 Elmas-Su nanoakışkanı, hem jet hem de çapraz akış akışkanı olarak kullanılmışlardır
c) Akışkanların ısı özellikleri sabit olup, sıcaklıktan bağımsızdır
d) Kanalın ve kanatçığın yüzeyleri adyabatiktir
e) Akışkan olarak kullanılan su, nanoakışkan ve desenli model yüzeylerinde ısı kaynağı bulunmamaktadır
f) Kanalın çıkış basıncı, atmosfer basıncına eşit olarak alınmıştır ($P_c = P_{atm}$)
g) Kanalın çıkışındaki sıcaklık farkının ihmal edilebilecek kadar az miktarda olduğu kabul edilerek $\partial T / \partial x = 0$ olarak belirlenmiştir
h) Kanal, kanatçık ve model yüzeylerinde kaymazlık sınır şartı olduğu ve bu nedenle bahsedilen yüzeylerde tüm hız bileşeni değerlerinin sıfır olduğu kabul edilmiştir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışmada, Şekil 3' de gösterildiği gibi sadece jet akışın olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında incelemelerde bulunularak ulaşılan sonuçlar ile Ma ve Bergles, (1983)' in deneysel incelemeleri sonucunda ulaştıkları Eş. 19 kullanılarak ulaşılan sonuçlar karşılaştırılmış ve Ma ve Bergles, (1983)' in deneysel sonuçları ile sunulan çalışmanın sayısal sonuçlarının uyumlu ve tutarlı oldukları bulunmuştur.

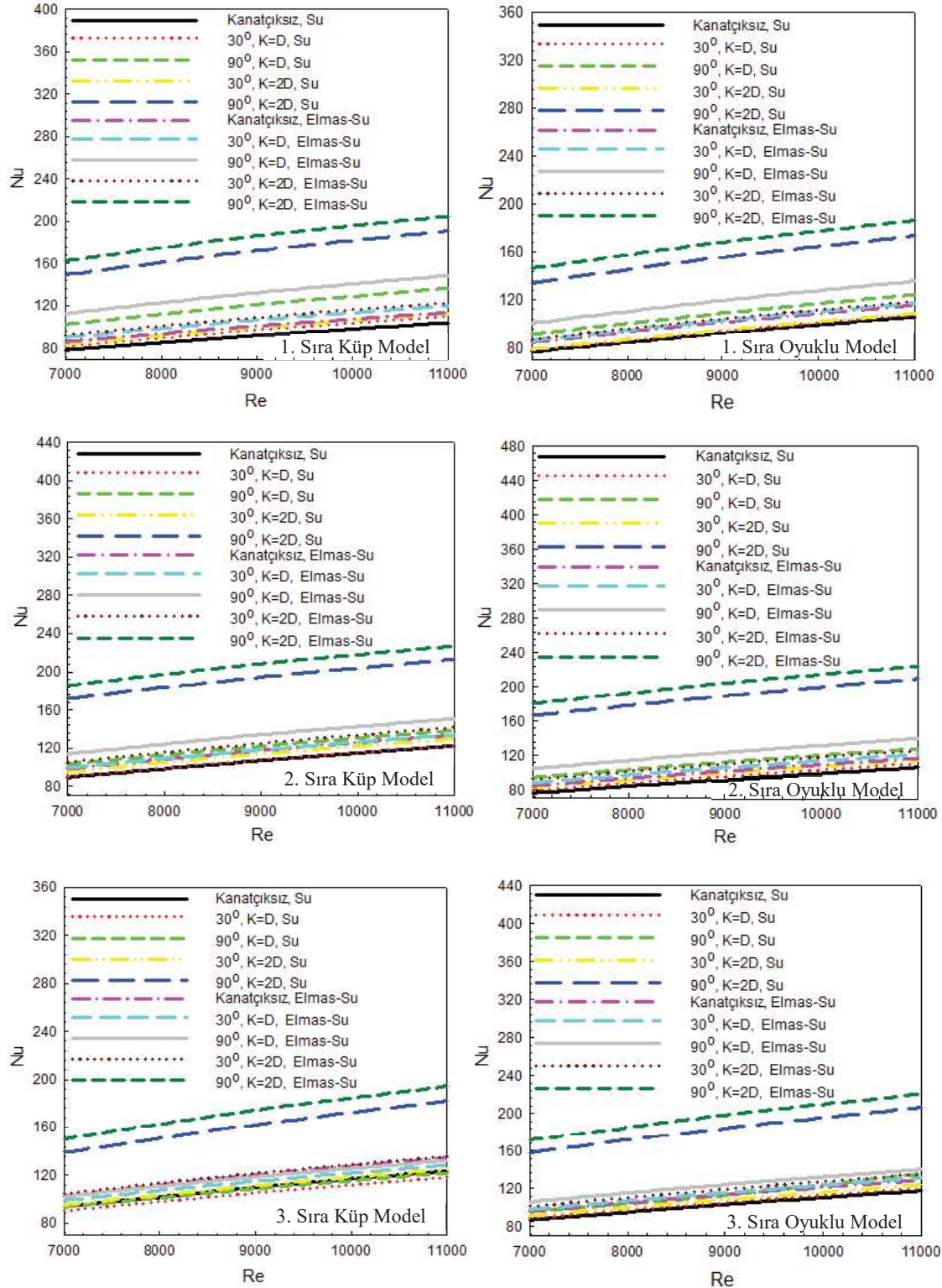
$$\overline{Nu} = 1,29 Re^{0.5} Pr^{0.4} \quad (19)$$



Şekil 3. Sunulan çalışma ve Ma ve Bergles (1983)'in sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 4' de kanatçiksız ve 30° ve 90° açılı, N=1,5D konumlu ve K=D ve K=2D uzunluklu kanatçıklı çapraz akış-çarpın jet birleşik jet akışlı kanallardaki (H=4D) küp ve oyuklu model yüzeylerinin kanaldaki diziliş sıralarına göre ortalama Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi sunulmaktadır. Kanatçiksız durumda kanalların girişinde bulunan 1. sıradaki modeller (Model 1) çapraz akışın etkisi altındadırlar. Bu nedenle Nu sayısı değerleri bu model sırası için

düşüktür. İkinci sıradaki modeller ise (Model 2) doğrudan çarpan jetin etkisi altına girmektedirler. Bu nedenle, Nu sayısı değerleri Model 1' e göre artış sergilemektedir. Model 3 ise kanalın son sırasında bulunan ve birleşik jet akışı etkisinin azaldığı yüzey olduğundan Nu sayısı değerleri azalmaktadır. Kanala üst yüzeyiyle açı yapacak şekilde kanatçık eklendiğinde birleşik jet akışı yüzeylere yönlendirebilme imkanı doğmaktadır. Model yüzeylerine yönlendirilebilen akışkan, yüzeylerden olan ısı transferini artırarak yüzeylerin soğumasını iyileştirmektedir. Ayrıca, su akışkanına göre ısı iletim katsayısı daha yüksek olan %2 hacimsel konsantrasyonlu Elmas-Su nanoakışkanı yüzeylerin daha iyi soğumasına katkı sağlamaktadır. Bununla birlikte, kanatçık kanal içerisinde birleşik jet akışı yüzeylere yönlendirmesinin yanında türbülans da oluşturularak soğuma performansını artırmaktadır. Bu nedenle, kanatçık uzunluğunun (K) D' den 2D'ye çıkarılması oluşturulan bu türbülans yoğunluğunun daha da şiddetlenmesini sağlamaktadır. Küp Model 1 için $Re=9000$ 'de %2 Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan 30° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan kanala göre Nu sayısı %16,02 artmıştır. 90° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı nanoakışkan kullanılan kanalda bu değer %43,87' ye çıkmaktadır. Model 2' yi analiz ettiğimizde ulaşılan Nu sayısı değerleri her iki model yüzeyi için de artış göstermektedir. $Re=11000$ ' de Model 2 için 30° açılı ve $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda Elmas-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda ortalama Nu sayısı sırasıyla küp ve oyuklu model yüzeyleri için Model 1 ile kıyaslandığında %15,28 ve %5,82 daha fazla olmaktadır. Bu duruma, çapraz akışa ilave olarak çarpan jet akışının da olması etki etmektedir. Kanalın son sırasında bulunan Model 3 yüzeyleri birleşik jet akışı etkisinin azalmaya başladığı yüzeylerdir. Bu nedenle, bu model yüzeyleri model şeklinin daha çok hissedilmeye başladığı modellerdir. İncelemesi yapılan model şekillerinden de görüldüğü üzere Model 3 için Model 2' ye göre Nu sayısı değerlerinde azalma görülse de oyuklu model yapısının küp modele göre Nu sayısı değerlerinin daha fazla olduğu saptanmıştır. Bu duruma, model şekline göre birleşik jet akışın yüzey üzerlerinde ve model aralıklarında oluşan akış yapısı sebep olmaktadır. 90° açılı ve $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan kanalda Model 3 için Model 2' ye göre oyuklu model yüzeyinin küp model yüzeyiyle kıyaslanmasında Nu sayısında %13,61' lik artış elde edilmiştir.



Şekil 4. Birleşik jet akışlı kanallarda bulunan A-küp B-oyuklu modeller için kanal içerisindeki diziliş sıralarına göre yüzeylerin ortalama Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi

Tablo 4 ve 5' de $H=4D$ yükseklikli ve birleşik jet akışlı kanalda kanatçksız ve 30° ve 90° açılı ve sırasıyla $K=D$ ve $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanallardaki tüm küp ve oyuklu model yüzeyleri için $Re=7000$ ve 11000 değerlerinde su ve %2 hacimsel konsantrasyon için Elmas-Su nanoakışkanının Nu_{ort} ve T_{ort} değerleri verilmektedir. Her iki kanatçık uzunluğu ve açısı

için de en yüksek Nu_{ort} değerlerine küp model için ulaşılırken; kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanallarda Nu_{ort} değerleri daha düşüktür. Bu durumda, T_{ort} değerleri de kanatçiksız durumda, kanatçıklı birleşik jet akışkanlı kanallara göre daha fazla olmaktadır. $Re=11000$ için 90° açılı ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanalla kıyaslandığında sırasıyla küp ve oyuklu model yüzeyleri için Nu_{ort} değerinde %80,35 ve %90,03' lik artışlar elde edilmektedir. 90° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda ise küp ve oyuklu model yüzeylerindeki Nu_{ort} için bu değerler sırasıyla %23,21 ve %25,96 olmaktadır.

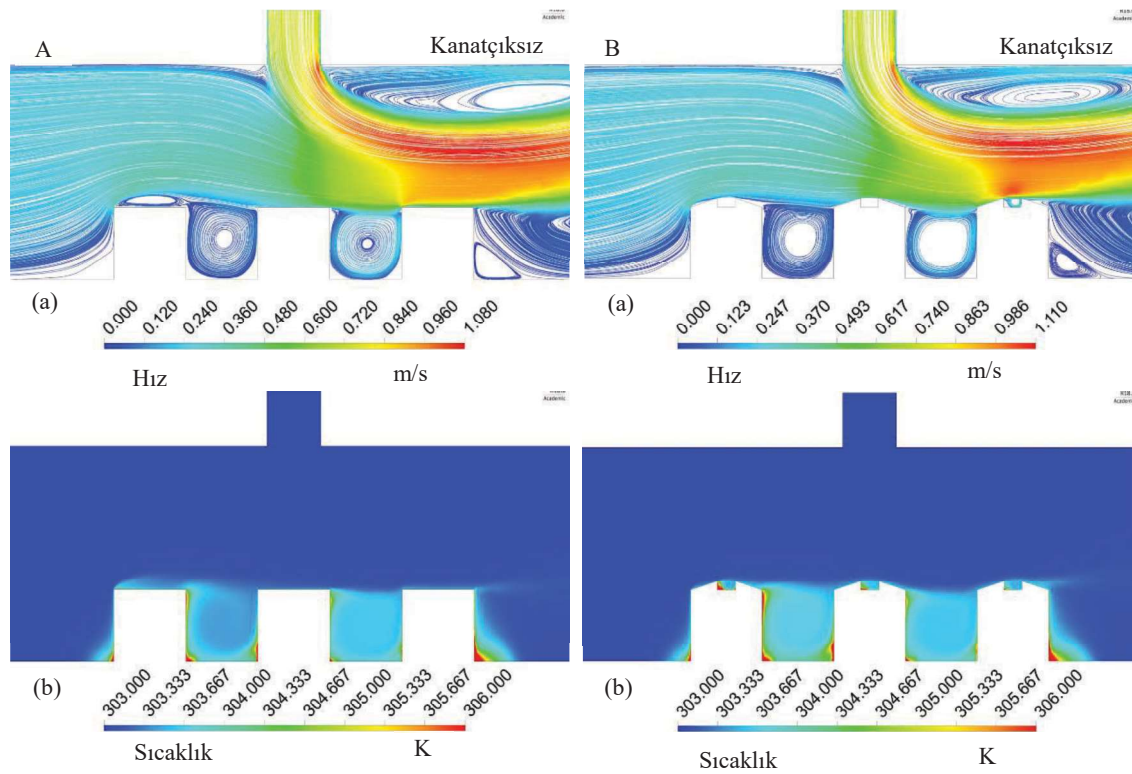
Tablo 4. Kanatçiksız ve $K=D$ kanatçık uzaklıklı ve açılı kanallardaki tüm küp ve oyuklu model yüzeylerindeki Nu_{ort} ve T_{ort} değişimleri

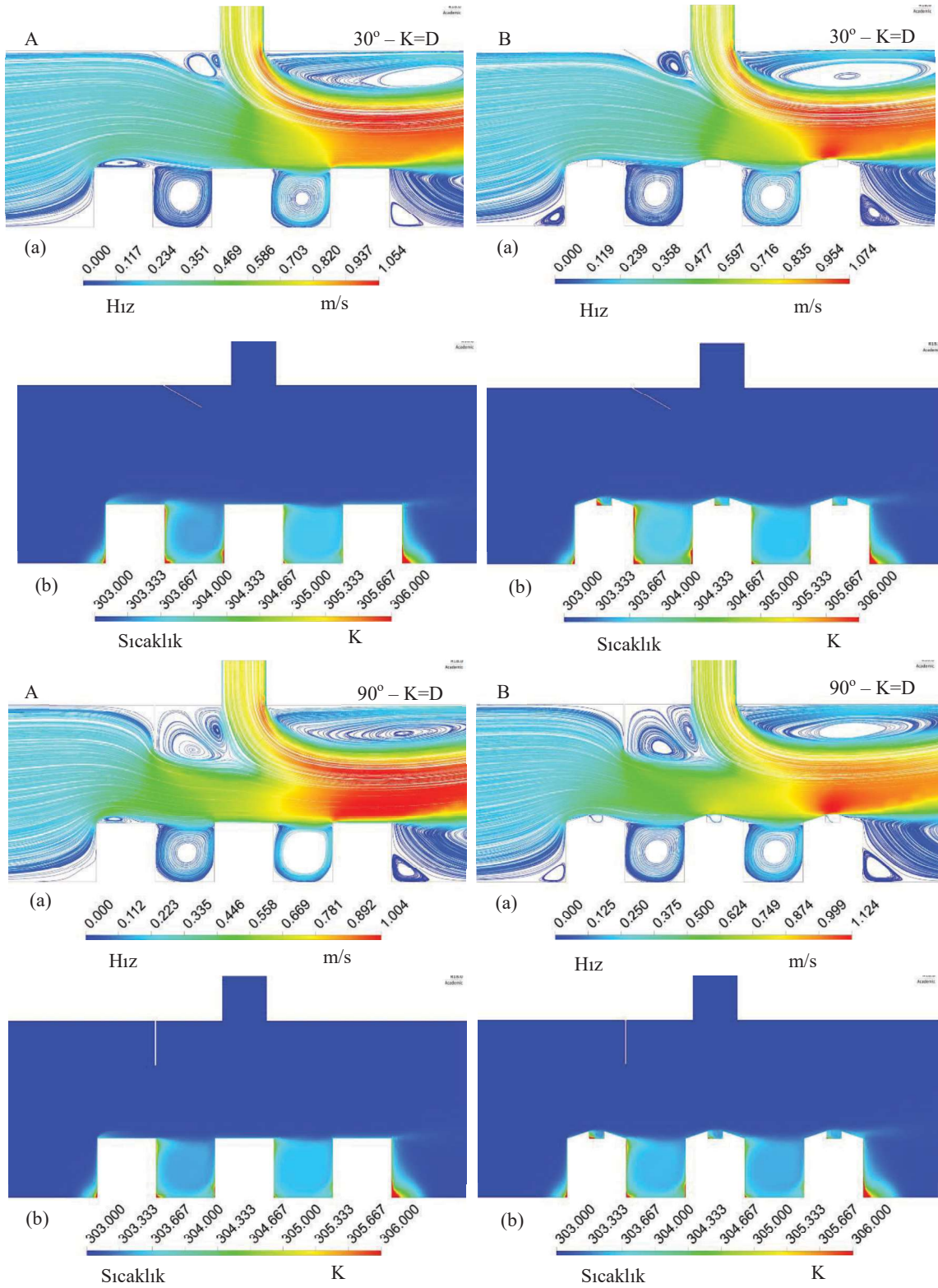
$K=D, H=4D$			$Re=7000$		$Re=11000$	
			Küp Model	Oyuklu Model	Küp Model	Oyuklu Model
Kanatçiksız	Su	Nu_{ort}	87,156	80,066	116,698	109,913
30°	Su	Nu_{ort}	87,669	82,195	117,084	112,837
90°	Su	Nu_{ort}	99,815	93,981	132,383	129,417
Kanatçiksız	Elmas-Su	Nu_{ort}	96,016	88,590	127,426	120,499
30°	Elmas-Su	Nu_{ort}	96,365	90,886	127,511	123,540
90°	Elmas-Su	Nu_{ort}	109,591	103,572	143,791	138,447
Kanatçiksız	Su	T_{ort} (K)	306,615	307,074	305,250	305,5917
30°	Su	T_{ort} (K)	306,524	306,955	305,204	305,516
90°	Su	T_{ort} (K)	305,982	306,225	304,891	304,976
Kanatçiksız	Elmas-Su	T_{ort} (K)	306,061	306,443	304,890	305,173
30°	Elmas-Su	T_{ort} (K)	305,981	306,3452	304,849	305,112
90°	Elmas-Su	T_{ort} (K)	305,512	305,719	304,584	304,708

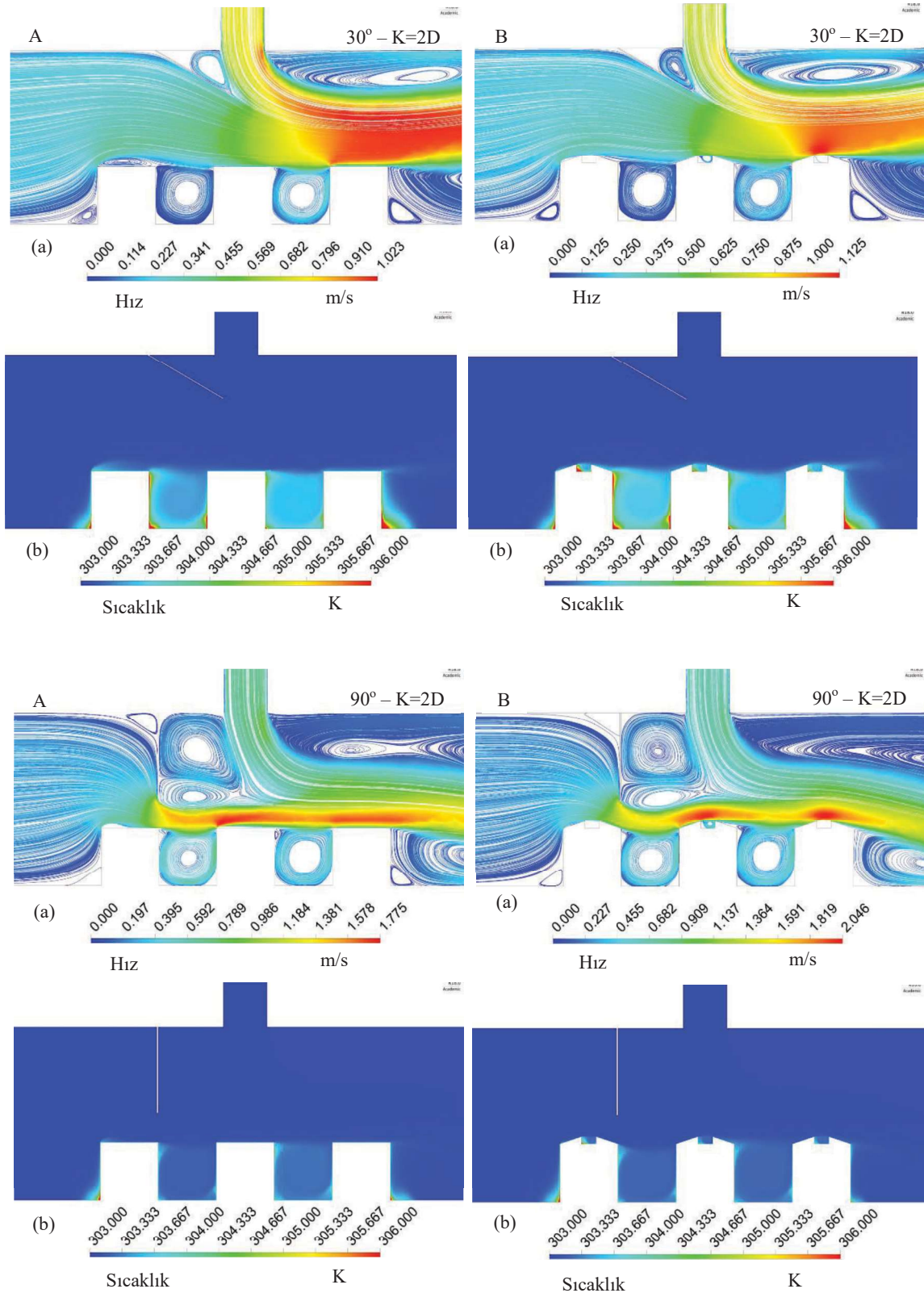
Şekil 5' de kanatçiksız ve 30° ve 90° açılı ve $K=D$ ve $K=2D$ uzunluklu ve $N=1,5D$ konumlu $H=4D$ yükseklikli kanatçıklı birleşik jet akışlı kanallarda $Re=11000$ ' de Elmas-Su nanoakışkanı için (a) hız-akım (b) sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Kanatçiksız kanallarda özellikle kanal girişindeki modeller çapraz akışın etkisi altında olduklarından etraflarındaki akışkan hızları daha düşüktür. Model 2 üzerindeki çarpan jet akışı da kanala giriş yaptığıında Model 2 ve Model 3 etrafındaki akış hızları artmaktadır. Bununla birlikte, model aralarında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri nedeniyle akışkanın kendi içinde sirkülasyonu bu bölgelerde sıcaklığın artmasına sebep olmaktadır. Kanala 30° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçık eklendiğinde birleşik jet akışı model yüzeyleri üzerine yönlendirilebildiğinden kanal girişine doğru model yüzeyleri üzerinde akışkan hızlandırılabilen ve ısı transferi artırılabilir. Kanatçık açısı 90° ' ye çıkarıldığında ise çapraz akışın geçtiği kesit alanı da daraltıldığından model yüzeyleri üzerinde ikincil bir jet akış etkisi oluşturulmaktadır. Bu durum da ısı transferini daha da artırmaktadır. Bununla birlikte, kanatçık uzunluğunun (K) $2D$ ' ye çıkarılması özellikle 90° açılı durumda birleşik jet akışın model yüzeyleri üzerinde daha homojen bir hal almasını sağlayarak; 30° açılı duruma göre model yüzeylerinin daha iyi soğutulmasına katkı sağlamaktadır.

Tablo 5. Kanatçksız ve K=2D kanatçık uzaklıklı ve açılı kanallardaki tüm küp ve oyuklu model yüzeylerindeki Nu_{ort} ve T_{ort} değışimleri

K=2D, H=4D			Re=7000		Re=11000	
			Küp Model	Oyuklu Model	Küp Model	Oyuklu Model
Kanatçksız	Su	Nu_{ort}	87,156	80,066	116,698	109,913
30°	Su	Nu_{ort}	91,672	84,670	122,657	115,714
90°	Su	Nu_{ort}	153,471	153,066	195,494	196,538
Kanatçksız	Elmas-Su	Nu_{ort}	96,016	88,590	127,426	120,499
30°	Elmas-Su	Nu_{ort}	100,817	93,556	133,583	126,546
90°	Elmas-Su	Nu_{ort}	166,191	165,987	210,47	208,873
Kanatçksız	Su	T_{ort} (K)	306,615	307,074	305,250	305,591
30°	Su	T_{ort} (K)	306,396	306,786	305,123	305,405
90°	Su	T_{ort} (K)	304,372	304,398	303,821	303,840
Kanatçksız	Elmas-Su	T_{ort} (K)	306,061	306,443	304,890	305,173
30°	Elmas-Su	T_{ort} (K)	305,870	306,199	304,781	305,018
90°	Elmas-Su	T_{ort} (K)	304,140	304,164	303,682	303,697







Şekil 5. Kanatçıksız ve farklı kanatçık uzunluklu ve açılı kanallardaki A- küp ve B- oyuklu modeller için (a) hız-akım çizgisi (b) sıcaklık konturu dağılımları

6. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmadan elde edilen sonular şu şekilde özetlenebilir:

- Kanatçiksız durumda kanalların girişinde bulunan 1. sıradaki modeller (Model 1) çapraz akışın etkisi altındadırlar. Bu nedenle Nu sayısı değerleri bu model sırası için düşüktür.
- İkinci sıradaki modeller ise (Model 2) doğrudan çarpan jetin etkisi altına girmektedirler. Bu nedenle, Nu sayısı değerleri Model 1' e göre artış sergilemektedir.
- Model 3 ise kanalın son sırasında bulunan ve birleşik jet akışı etkisinin azaldığı yüzey olduğundan Nu sayısı değerleri azalmaktadır.
- Kanala kanatçık eklendiğinde birleşik jet akışı yüzeylere yönlendirebilmektedir. Model yüzeylerine yönlendirilebilen akışkan, yüzeylerden olan ısı transferini artırarak yüzeylerin soğumasını iyileştirmektedir.
- Ayrıca, su akışkanına göre ısı iletim katsayısı daha yüksek olan %2 hacimsel konsantrasyonlu Elmas-Su nanoakışkanı yüzeylerin daha iyi soğumasına katkı sağlamaktadır.
- Kanatçık uzunluğunun (K) D' den 2D'ye çıkarılması kanal içerisinde oluşturulan türbülans yoğunluğunun daha da şiddetlenmesini sağlamaktadır.
- Küp Model 1 için $Re=9000$ 'de %2 Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan 30° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanala göre Nu sayısı %16,02 artmıştır.
- 90° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı nanoakışkan kullanılan kanalda Model 1 için bu değer %43,87' ye çıkmaktadır.
- $Re=11000$ ' de Model 2 için 30° açılı ve $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda Elmas-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda ortalama Nu sayısı sırasıyla küp ve oyuklu model yüzeyleri için Model 1 ile kıyaslandığında %15,28 ve %5,82 daha fazla olmaktadır.
- İncelemesi yapılan model şekillerinden de görüldüğü üzere Model 3 için Model 2' ye göre Nu sayısı değerlerinde azalma görülse de oyuklu model yapısının küp modele göre Nu sayısı değerlerinin daha fazla olduğu saptanmıştır.
- 90° açılı ve $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan kanalda Model 3 için Model 2' ye göre oyuklu model yüzeyinin küp model yüzeyiyle kıyaslanmasında Nu sayısında %13,61' lik artış elde edilmiştir.
- Her iki kanatçık uzunluğu ve açısı için de en yüksek Nu_{ort} değerlerine küp model için ulaşılrken; kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanallarda Nu_{ort} değerleri daha düşüktür. Bu durumda, T_{ort} değerleri de kanatçiksız durumda, kanatçıklı birleşik jet akışkanlı kanallara göre daha fazla olmaktadır.
- $Re=11000$ için 90° açılı ve Elmas-Su nanoakışkanı kullanılan $K=2D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan kanalla kıyaslandığında sırasıyla küp ve oyuklu model yüzeyleri için Nu_{ort} değerinde %80,35 ve %90,03' lik artışlar elde edilmektedir.
- 90° açılı ve $K=D$ uzunluklu kanatçıklı kanalda ise küp ve oyuklu model yüzeylerindeki Nu_{ort} için bu değerler sırasıyla %23,21 ve %25,96 olmaktadır.
- Kanatçık açısı 90° ye çıkarıldığında ise çapraz akışın geçtiği kesit alanı da daraltıldığından model yüzeyleri üzerinde ikincil bir jet akış etkisi oluşturulmakta ve hız değerleri artmaktadır. Bu durum da ısı transferini daha da artırmaktadır.
- Kanatçık uzunluğunun (K) 2D' ye çıkarılması özellikle 90° açılı durumda birleşik jet akışın model yüzeyleri üzerinde daha homojen bir hal almasını sağlayarak; 30° açılı duruma göre model yüzeylerinin daha iyi soğutulmasına katkı sağlamaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) birimi tarafından TEKNO-2021-031 proje numarası ile desteklenmiştir.

KAYNAKÇA

- Abdullah, M. F., Zulkifli, R., Harun, Z., Abdullah, S., Wan Ghopa, W. A., Najm, A. S., Sulaiman, N. H. Impact of the TiO₂ nano solution concentration on heat transfer enhancement of the twin impingement jet of a heated aluminium plate. *Micromachines* 10, (2019), no. 176.
- Alnak, D. E., Thermohydraulic performance study of different square baffle angles in cross-corrugated channel, *Journal of Energy Storage*, 28, (2020), no. 101295.
- Datta, A., Jaiswal, A., Halder, P., Heat transfer analysis of slot jet impingement using nano-fluid on convex surface. *IOP Conf Series-Mat Sci Eng* 402, (2018), no. 012098.
- Demircan, T., Numerical Analysis of Cooling An Electronic Circuit Component with Cross Flow and Jet Combination, *Journal of Mechanics*, 35 (2019), pp. 395-404.
- Genc, M.S., Kaynak, U., Lock, G. D. Flow over an aerofoil without and with a leading-edge slat at a transitional Reynolds number, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 223, (2009), pp. 217-231.
- Genç, M. S. Numerical simulation of flow over a thin aerofoil at a high Reynolds number using a transition model, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 24, (2010), pp. 2155-2164.
- Genç, M. S., Kaynak, Ü., Yapıcı, H., Performance of transition model for predicting low Re aerofoil flows without/with single and simultaneous blowing and suction, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 30, (2011), pp. 218-235.
- Öztürk, S. M., Demircan, T., Numerical Analysis of the Effects of Fin Angle on Flow and Heat Transfer Characteristics for Cooling An Electronic Component with Impinging Jet and Cross-Flow Combination, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37 (2022), 1, pp. 57-74.
- Selimefendigil, F., Chamkha, A. J., Cooling of An Isothermal Surface Having A Cavity Component by Using Cuo-Water Nano-Jet, *International Journal of Numerical Methods Heat & Fluid Flow*, 30 (2020), pp. 2169-2191.
- Karabulut, K., Heat transfer improvement study of electronic component surfaces using air jet impingement, *Journal of Computational Electronics*, 18, (2019), pp. 1259-1271.
- Karabulut, K., Alnak, D. E., Study of Cooling of the Varied Designed Warmed Surfaces with An Air Jet Impingement, *Pamukkale University Journal of Engineering Science*, 26 (2020), pp. 88-98.
- Karabulut, K., Alnak, D. E., Investigation of graphene oxide-distilled water nanofluids with consideration of heat transfer and flow structure for backward-facing step flow, *Journal of Engineering Thermophysics*, 30, (2021) 2, pp. 300-316.
- Kılıç, M., Investigation of Combined Effect of Nanofluids and Impinging Jets on Cooling of Electronic Systems, *Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering Architecture*, 18 (2018), pp. 121-132.
- Kumar, D., Zunaid, M., Gautam, S., Heat Sink Analysis in Jet Impingement with Air Foil Pillars and Nanoparticles, *Materials Today: Proceedings*, 46 (2021), pp. 10752-10756.
- Ma, C. F., Bergles, A. E., Boiling jet impingement cooling of simulated microelectronic chips, *Heat Transfer in Electronic Equipment HTD*, 28, (1983), pp. 5-12.

- Mohammed, H. A., Gunnasegaran, P., Shuaib, N. H. The impact of various nanofluid types on triangular microchannels heat sink cooling performance, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 3, (2011), pp. 767-773.
- Maxwell, J. C., A treatise on electricity and magnetism, Clarendon Press, Oxford, UK, 1873.
- Shi, W., Li, F., Lin, Q., Fang, G., Experimental study on instability of round nanofluid jets at low velocity. *Exp Therm Fluid Sci* 120, (2021), no. 110253.
- 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 Fluid Science*, 74 (2015), pp. 235-246.
- Wang, S. J., Mujumdar, A. S. A comparative study of five low Reynolds number k- ϵ models for impingement heat transfer, *Applied Thermal Engineering*, 25, (2005), pp. 31-44.
- Zou, L., Ning, L., Wang, X., Li, Z., He, L., Li, H., Evaluation of Interfacial Heat Transfer Coefficient Based on the Experiment and Numerical Simulation in the Air-Cooling Process, *Heat and Mass Transfer*, 58 (2022), pp. 337-354.