



Academic Research Journal of Technical Vocational Schools

artes.cumhuriyet.edu.tr

Founded: 2022

Available online, ISSN:2822-5880

Publisher: Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Examination of Effect of Impinging Jet-Cross Flow on Cooling Performance Depending on Variation of Fin Position

Koray Karabulut^{1,a,*}, Dogan Engin Alnak^{2,b}¹Sivas Vocational School of Technical Sciences, Cumhuriyet University, 58140 Sivas, Türkiye²Faculty of Technology, Cumhuriyet University, 58140 Sivas, Türkiye

*Corresponding author

Research Article

History

Received: 25/05/2022

Accepted: 19/07/2022

ABSTRACT

The cooling of electronic devices is improved by the jet effect created by the impinging jet and cross flow. In this study, heat transfer from patterned surfaces in finless and different fin spacing ($N = D$ and $1.5D$) channels with impinging jet and cross flow was numerically investigated. Numerical analysis was carried out steady state and in three dimensional by using Ansys-Fluent program with $k-\epsilon$ turbulence model. Three patterns were positioned in the channels, taking into account the channel sizes in the studies in the literature. The angle of the fin in the channel with the horizontal is 60° . The Re number range of both cross flow and impinging jet flow is 11000-15000. So as to prove the accuracy of the study, the results were compared with the results in the Nu number equation obtained by the experimental study in the literature and it was determined that they were quite compatible. The results of the study were analyzed as the average Nu number and the variation of the average surface temperature for each patterned surface and pattern row. In addition, velocity and temperature contour distributions were evaluated in the combined jet flow channel with both pattern surfaces at $Re = 15000$ and $H = 3D$ heights, without fins and at fin positions with $N = D$ and $1.5D$ distances. For all three patterned surfaces in the channel, the average Nu_m value increased by 21.63% at 60° finned $N = 1.5D$ distance compared to the finless condition, while this increase was 4.4% when $N = D$ in the finned channel.

Keywords: Combined jet flow, Fin, Patterned surface, Cooling, Impinging Jet

Kanatçık Konumunun Değişimine Bağlı Olarak Çarpan Jet-Çapraz Akışın Soğutma Performansı Üzerindeki Etkisinin Araştırılması

Süreç

Geliş: 25/05/2022

Kabul: 19/07/2022

Öz

Çarpan jet ve çapraz akışın oluşturduğu jet etkisiyle elektronik cihazların soğutulmaları iyileştirilmektedir. Bu çalışmada, çarpan jet ve çapraz akışıyla kanatçiksız ve farklı kanatçık mesafeli ($N = D$ ve $1,5D$) kanallarda desenli model yüzeylerinden olan ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, sürekli ve üç boyutlu olarak $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent programından faydalanılarak yapılmıştır. Kanallarda literatürdeki çalışmalardaki kanal boyutları dikkate alınarak üçer adet desen konumlandırılmıştır. Kanaldaki kanatçığın yatayla yaptığı açı 60° 'dir. Hem çapraz akış hem de çarpan jet akışının Re sayısı aralığı 11000-15000'dir. Çalışmanın doğruluğunu kanıtlayabilmek amacıyla sonuçlar, literatürdeki deneysel çalışmayla elde edilen Nu sayısı eşitliğindeki sonuçlarla kıyaslanmış ve oldukça uyumlu oldukları belirlenmiştir. Çalışmanın sonuçları, her bir desenli yüzey ve desen sırası için ortalama Nu sayısı ve ortalama yüzey sıcaklığının değişimleri olarak incelenmiştir. Ayrıca, $Re = 15000$ ve $H = 3D$ yükseklikte her iki desen yüzeyli birleşik jet akışlı kanalda kanatçiksız ve $N = D$ ve $1,5D$ mesafeli kanatçık konumlarında hız ve sıcaklık konturu dağılımları değerlendirilmiştir. Kanaldaki her üç desenli yüzey için ortalama Nu_m değeri kanatçiksız duruma göre 60° kanatçıklı $N = 1,5D$ mesafesinde %21,63 artarken, kanatçıklı kanalda $N = D$ iken bu artış miktarının %4,4 olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Birleşik jet akış, Kanatçık, Desenli yüzey, Soğutma, Çarpan Jet

Copyright



This work is licensed under
Creative Commons Attribution 4.0
International License

^a kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr

^b <https://orcid.org/0000-0001-5680-0988>

^a dealnak@cumhuriyet.edu.tr

^b <https://orcid.org/0000-0003-0126-1483>

How to Cite: Karabulut K, Alnak DE (2022) Examination of Effect of Impinging Jet-Cross Flow on Cooling Performance Depending on Variation of Fin Position, Academic Research Journal of Technical Vocational Schools, 1(1): 1-8

Giriş

Gelişen teknolojiyle birlikte günümüzde kullanım alanı oldukça yaygınlaşan ve boyutları küçülen mikroçiplerin ısınma problemi ortaya çıkmış ve soğutulmaları oldukça önemli hale gelmiştir. Mikroçiplerden olan ısı transferinde farklı soğutma yöntemleri bulunmaktadır. Çarpaz akış ile ısı transferi, bu yöntemlerden en yaygın olanıdır. Bu teknik, soğuk akışkanın bir fan kullanılarak bütün elektronik bileşenler üzerine yönlendirilmesi ve bu şekilde elemanların bütününün ısı transferinin artırılması temelindedir. Fakat bu teknik bütün elektronik bileşenlerden ısı transferinin iyileştirilmesi temelinde olduğundan çok yüksek sıcaklıklara ulaşmış bileşenlerden olan ısı transferinde yetersiz olabilir. Bir başka ısı transferi tekniği de çarpan jet kullanılmasıdır. Bu yöntemde, soğuk akışkan lüle kullanılarak sıcaklığı yükselmiş bir bileşene noktasal olarak püskürtülmektedir. Çarpan jetle sıcaklığı artmış bir devre elemanının soğutulması mümkün iken, devrenin bütününden olan ısı transferinde başarısız olabilmektedir. Bir elektronik kurulumda sıcaklıkları oldukça farklı birden fazla bileşen olabilir. Bu sebeple, tek bir ısı transferi yöntemiyle bütün devreyi güvenli sınırlar dâhilinde tutabilecek şartlara ulaşmakta sorun yaşanabilir. Bu sebeple; çarpan jet ve çarpaz akış ısı transferi tekniğinin birlikte kullanılarak birleşik jet akışı olarak tatbik edilmesi soğutma kapasitesi yüksek olan yararlı bir ortam oluşturabilir. Çarpaz akışla devre bileşenleri hep birlikte belirli bir safhaya kadar soğutulabilirken, elektronik kurulumda sadece çok yüksek sıcaklıktaki bileşenlerden ise çarpan jet ile yersel şekilde ısı transferi olmaktadır (Kılıç, 2018; Teamah ve ark., 2015).

Literatürde, sadece çarpaz akış veya yalnızca jet akışın değerlendirildiği çok sayıda inceleme vardır. Bu çalışmada da incelenen geometri daha çok jet akışa benzerlik gösterdiğinden, literatür araştırmasında jet akış üzerine daha fazla yoğunlaşmıştır. Ayrıca, çarpan jetler üzerine literatürde birçok sayısal ve deneysel inceleme bulunmaktadır. Bu çalışmalarda ise daha çok akışkan seçimi, akış alanına ait geometri, türbülans modeli, Re sayısı, jet ile çarpma yüzeyi arası mesafe ve elemana uygulanan ısı akısı gibi değişkenlerin soğutma performansına olan etkileri üzerinde durulmuştur. Bunun yanı sıra, çarpaz akış ve çarpan jet akışının birlikte kullanıldığı ısı transferi teknikleriyle ilgili gerçekleştirilen çalışma sayısı sınırlı olup, akışın kanaldaki ısınmış yüzeylere yönlendirilmesine dair herhangi bir incelemeye edinilen literatürde ulaşılammıştır.

Çarpan dairesel bir jet akışının sabit ısı akılı iç bükey bir yüzey üzerindeki akış ve ısı transferi niteliklerini, değişik jet-plaka arası oranlarında sayısal ve deneysel olarak Hadipour ve Zargarabadi, (2018) tarafından incelenmiştir. Farklı kanal yükseklik oranları, Re sayıları ve jet çapı değerleri için araştırmalar gerçekleştirmişler ve sabit Re sayısı için jet çapı artışıyla ısı transferi artışı belirlemişlerdir. Karabulut ve Alnak (2021) dikdörtgen kesitli kanallardaki çatı ve ters yamuk şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet giriş genişliklerinde tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları jet giriş genişlikleri $0,5D_h$ ve D_h iken jet-plaka arası uzaklıklarını

(H/D_h) 3 ve 6 olarak almışlardır. Sonuç olarak, $0,5D_h$ jet genişliğinde, $H/D_h = 6$ iken $Re = 5000$ değerinde ortalama Nu sayısının çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeyden %25,92 daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Karabulut ve Alnak, (2020) yaptıkları bir diğer çalışmada ise üç tarafı kapalı ve bir tarafı açık, jet-plaka arası uzaklığı (H/D_h) 4-10 arasında olan dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki sur ve dikdörtgen şeklinde olmak üzere iki farklı desene sahip sabit ısı akılı bakır plakalı yüzeylerden olan ısı transferini tek bir hava jeti akışı kullanarak incelemişlerdir. Yaptıkları araştırma sonucunda Reynolds sayısının 4000 ve jet-plaka arası uzaklığın 4 olduğu değer için sur desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31,45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri tespit etmişlerdir. Mergen, (2014) 3500 W/m^2 lik sabit ısı akısında elektronik bir elemandan birleşik jet akışıyla olan ısı transferini araştırmıştır. Sonuç olarak, jet Re sayısı/kanal Re sayısı (Re_j/Re_k) oranı azaldıkça ısı transferinin düştüğünü saptamıştır. Sabit ısı akılı bir elemandan çarpan hava jetli çarpaz akış birlikteliğiyle olan ısı transferi Öztürk ve Demircan, (2022) tarafından sayısal olarak araştırılmıştır. Araştırmacılar, çalışmalarında farklı jet giriş hızı/kanal giriş hızı oranları (0, 1, 2 ve 3) ve 0° , $22,5^\circ$, 45° , $67,5^\circ$ ve 90° olmak üzere kanala yerleştirilen kanatçıkların farklı açıları için kanaldaki tek bir elemandan olan ısı transferi incelenmişlerdir. Kanal yüksekliğinin jet çapına oranı sabit ve 3 olarak alınırken, kanalda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Elemandan olan en yüksek ısı transferinin, giriş hızının kanal giriş hızına oranının 3 ve kanatçık açısının 90° olduğu durumda erişildiği belirlenmiştir.

Bu çalışmada, $H = 3D$ yükseklikli birleşik jet akışlı kanallardaki desenli model yüzeylerinden olan ısı transferi kanatçiksiz ve $N = D$ ve $1,5D$ mesafede olmak üzere 60° açığa sahip kanatçıklı kanal durumları için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, sürekli ve üç boyutlu enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent programı kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanatçık ve kanalın alt ve üst yüzeyleri adyabatik iken desenli yüzeyler 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısına sahiptir. Akışkanlar için çalışılan Re sayısı aralığı 11000-15000'dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışma sonucu elde edilen denklemin sonuçlarıyla kıyaslanmış ve uyumlu oldukları saptanmıştır. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklıklarının değişimleri şeklinde incelenmiştir. Bununla birlikte, birleşik jet akışlı kanallar için kanatçiksiz ve farklı mesafeli (N) kanatçıklı kanallarda hız ve sıcaklık konturu dağılımları $Re = 15000$ için sunulmuştur. Ayrıca, $Re = 13000$ 'de kanallarda bulunan tüm modeller için kanatçiksiz ve kanatçıklı durumlarda ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklık (T_m) değerleri değerlendirilmiştir.

Sayısal Metot

Çalışmada, üç boyutlu ve sürekli olarak desenli yüzeylerdeki çarpan jet-çarpaz akışlı birleşik jet akışının zorlanmış taşınım ile ısı transferinin sayısal çözümünde Ansys-Fluent programı kullanılmıştır.

Kanaldaki akış ve ısı transferinin çözümü aşağıdaki gibi gövde kuvvetinin olmadığı sürekli, kanaldaki birleşik jet akış nedeniyle türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden

türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümüyle yapılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2015; Alnak ve ark., 2021; Karabulut ve Alnak, 2021).

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

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

Enerji denklemi

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

Türbülans kinetik enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Bu denklemlerde akışkanın yoğunluğu ρ , türbülanslı akışın kinetik enerjisi k ile belirtilirken, x , y ve z doğrultusundaki hız bileşenleri u_i , akışkanın viskozitesi μ , türbülanslı kinetik enerji Pr sayısı σ_k ($\sigma_k = 1$) ile gösterilmektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) gösteren eşitlikler aşağıda verilmiştir (Wang ve Mujumdar, 2015; Karabulut ve Alnak, 2021).

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

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 (Saleha, 2015).

Ortalama ısı taşınım transfer katsayısı h , Eş. 8 ve Nusselt sayısı (Nu) ise Eş. 9 ile elde edilmektedir (Incropera, 2007).

$$h = \frac{q''}{T_y - T_a} \quad (8)$$

Nu sayısı

$$-k_a \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_y = h (T_a - T_y) \text{ ve } Nu = \frac{h(3m)}{k_a} \quad (9)$$

Burada, T_a ve T_j sırasıyla su akışkanının ve elektronik elemanın ortalama yüzey sıcaklıkları (K), k_a akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m.K), 3.m elektronik elemanın akışkanla temasta olan toplam yüzey uzunluğu (m), h ve h_m sırasıyla yüzey üzerindeki yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m².K), n yüzeye dik yön olup ortalama Nu sayısı (Nu_m) aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

Desenli yüzeyin ortalama ısı taşınım katsayısı

$$h_m = \frac{1}{3m} \int_0^{3m} h dx \quad (10)$$

Desenli yüzeyin ortalama Nu sayısı

$$Nu_m = \frac{h_m (3m)}{k_a} \quad (11)$$

Kanalın hidrolik çapı

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(H.W)}{2(H+W)} \quad (12)$$

Bu eşitlikte, A_k ve P_k sırasıyla kanalın kesit alanı ve ıslak çevresini göstermektedir.

Kanal ve Jet Re sayılarına ise sırasıyla Eş. (13) ve (14) yardımıyla ulaşılmaktadır.

$$Re_k = \frac{\rho_a V_k D_{hk}}{\mu_a} \quad (13)$$

$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (14)$$

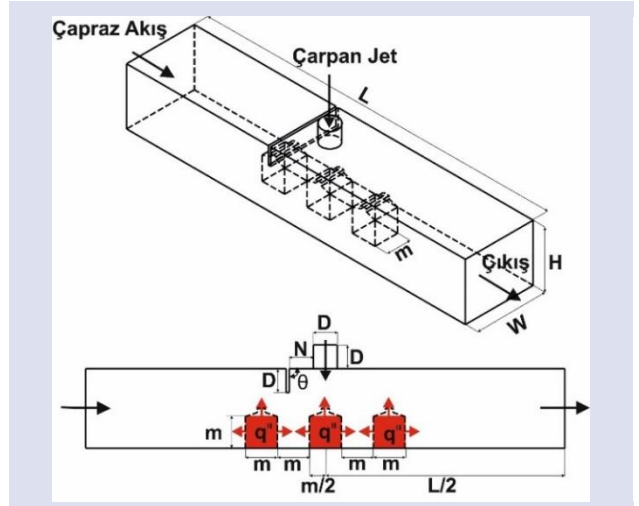
Bu eşitliklerde, akışkanın kanal ve jet akış hızları sırasıyla V_k ve V_j (m/s) ile verilmektedir.

Model Geometrileri

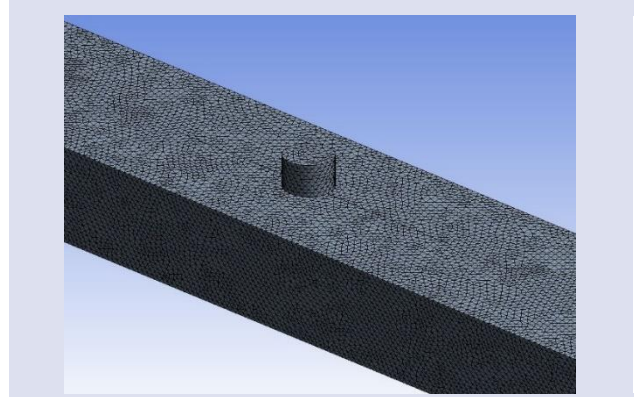
Çalışmada kullanılan birleşik jet akışlı kanal ve kanaldaki desenli model yüzeylerine sahip ısınmış elemanlara ait ölçüler ve sınır şartları Şekil 1'de gösterilirken, desenli yüzeylerin geometrik modellerine ait ölçüler ise Çizelge 1'de verilmiştir. Ayrıca, birleşik jet akışlı kanalın sayısal hesaplamalarında kullanılan düzgün dörtyüzlü ağ yapısı Şekil 2'de gösterilmektedir.

Bunun yanı sıra, bu çalışma için yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

- Hesaplama hacmi, zamandan bağımsız, üç boyutlu ve türbülanslıdır.
- Su, sıkıştırılmaz olup; hem jet hem de çapraz akış için kullanılmıştır.
- Su akışkanının ısıl özellikleri sabit ve sıcaklıktan bağımsızdır.
- Kanal ve kanatçık yüzeyleri adyabatiktir
- Su akışkanı ve desenli yüzeylerde ısı üretimi yoktur.



Şekil 1. Birleşik Jet Akışlı Kanal Görünüşü
Figure 1. Views of Channel with Combined Jet Flow



Şekil 2. Kanalda kullanılan düzgün dörtyüzlü ağ yapısının gösterimi
Figure 2. Display of tetrahedral mesh structure used in the channel

Çizelge 1. Kanaldaki boyutsal ölçüler

Table 1. Dimensional dimensions in the channel

Kanalın Ölçülendirilmesi	
D	15 mm
L	66D
W	4D
H	3D
m	20 mm
θ	60°
N	D-1,5D

Bulgular ve Tartışma

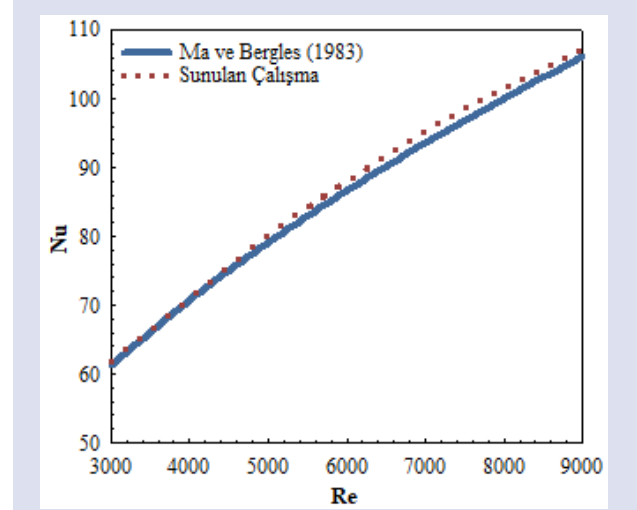
Çalışmada sadece jet akışın olduğu durumda farklı Re sayılarında incelemeler yapılarak ulaşılan sonuçlar ile Ma ve Bergles (1983) tarafından yapılan deneysel incelemelerle ulaşılan bağıntı kullanılarak ($\overline{Nu}=1,29Re^{0,5}Pr^{0,4}$) edinilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır (Şekil 3). Şekil 3'den gözlemlenebildiği gibi Ma ve Bergles (1983)'ün deneysel sonuçlarıyla bu çalışmanın sonuçları birbirleriyle oldukça uyumlu ve tutarlıdır.

Ağ sayısının Nu sayısı üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla kanal için en uygun sayıda ağ elemanı kullanabilmek için kanatçksız çarpan jet - çapraz akış birleşik jet akışlı kanalda ağ sayısının ortalama Nu sayısı üzerindeki etkisi farklı Re sayılarında Çizelge 2'de verilmiştir. Buna göre kanatçksız kanalda 2022840 adet ağ elemanının en güvenilir ve doğru sonucu vereceği saptanmıştır.

Şekil 4'de birleşik jet akışlı kanalda kanatçksız ve kanatçıklı ($\theta=60^\circ$) farklı kanatçık konumlarına (N) göre model sıraları için ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi ($H = 3D$) verilmektedir. Genel itibariyle kanallarda desen modeli sıraları için en düşük Nusselt sayısı değerlerine kanatçksız kanalda ulaşılırken, bu durum desen şekli nedeniyle üçüncü sıradaki Model 3 için değişerek Nu sayısı değerleri kanatçıklı $N = D$ kanatçık mesafeli konumda kanatçksız durumdan daha düşük olmaktadır. Bununla birlikte, her üç model sırası için de en yüksek ortalama Nu sayısı değerlerine 60° kanatçık açılı durumda $N = 1,5D$ kanatçık mesafeli durumda ulaşmaktadır. Model 1 birleşik jet akış etkisinden ziyade daha çok kanaldan gelen çapraz akış etkisindedir. Bu nedenle, hem kanatçksız hem de kanatçıklı kanallar için ($N = D$ ve $1,5D$) en düşük Nu sayıları bu desen için olmaktadır (Desen 1). Ayrıca, Model 1 için $Re = 13000$ 'de $N = 1,5D$ kanatçık mesafesinde sırasıyla kanatçksız ve $N = D$ kanatçık mesafeli kanallara göre Nu sayısında %19,71 ve %14,61'lik artış değerleri elde edilmektedir. Model 2 için Nu sayısı değerleri Model 1'e göre daha da artmaktadır. Çünkü Model 2 çapraz jet akışına ilave olarak çarpan jet etkisinde de olduğundan birleşik jet akışı etkisine maruzdur. Re sayısının 15000 olduğu değerde Model 2'de Model 1'e göre sırasıyla kanatçksız, $N = D$ ve $N = 1,5D$ kanatçık mesafelerine göre %18,47, %26,47 ve %24,62'lik ortalama Nu sayısı artış değerleri elde edilmektedir. Kanalın son sırasında bulunan Model 3'e geçildiğinde ise birleşik jet etkisinin azalma durumuna rağmen desenin sahip olduğu geometrik şekil nedeniyle hem kanatçksız hem de kanatçıklı durumda birleşik jet Model 2'nin üst kısmındaki çıkıntıya çarpıp Model 3'e yönlendiğinden $N = D$ kanatçık mesafeli durum harici kanatçksız ve $N = 1,5D$ kanatçık mesafeli konumda Nu sayısı değerleri Desen 2'den daha fazla olmaktadır. Ayrıca, $N = D$ mesafeli konumda Model 3 için Nu sayısı değerleri Model 2'den çok az bir miktar düşük olmakla birlikte değerler birbirine yakın seyretmektedir. $Re = 11000$ 'de kanatçksız ve $N = 1,5D$ mesafeli durumlar için Nu sayısı değerleri Model 3'de Model 2'den %12,3 ve %3,97 daha fazla iken $N = D$ kanatçık mesafeli konumda ise %1,72 daha düşüktür. Bu durum, birleşik jet akışının kanal içerisinde desen şekline bağlı olarak üzere yaptığı akış yönlenme hareketi nedeniyleledir.

Birleşik jet akışlı bir kanalda model sıralarının sahip olduğu ortalama yüzey sıcaklıklarının değişimi kanatçksız ve 60° kanatçıklı D ve $1,5D$ (N) kanatçık mesafelerinde Şekil 5'de sunulmaktadır. Re sayısının artışıyla desenli

yüzeylerden artan ısı transferi nedeniyle yüzeylerin sıcaklıkları düşmektedir. Bununla birlikte, en yüksek yüzey sıcaklık değerlerine Model 1 ve Model 2 için kanatçksız durumda ulaşılırken, Model 3 için 60° kanatçıklı ve $N = D$ kanatçık mesafesinde ulaşmaktadır. Ayrıca, birleşik jet akış etkisinden yalnızca çapraz akışın etkili olduğu Model 1'de ısı transferinin diğer desenli yüzey sıralarına göre daha az olması nedeniyle yüzey sıcaklık değerleri daha yüksektir. Özellikle, birleşik jet akış etkisinin daha fazla olduğu Model 2'de ise daha düşük yüzey sıcaklık değerlerine ulaşılabilirdiği Şekil 5'den kolaylıkla görülebilmektedir.



Şekil 3. Karşılaştırma Sonuçlarının Kıyaslanması
Figure 3. Comparison of the Presented Study and the Results of Ma and Bergles (1983)

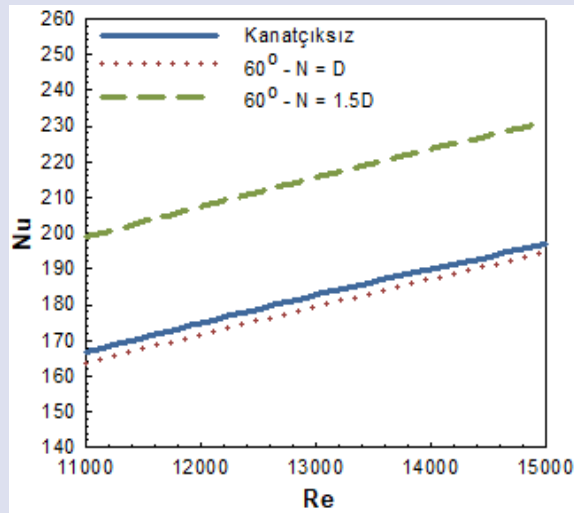
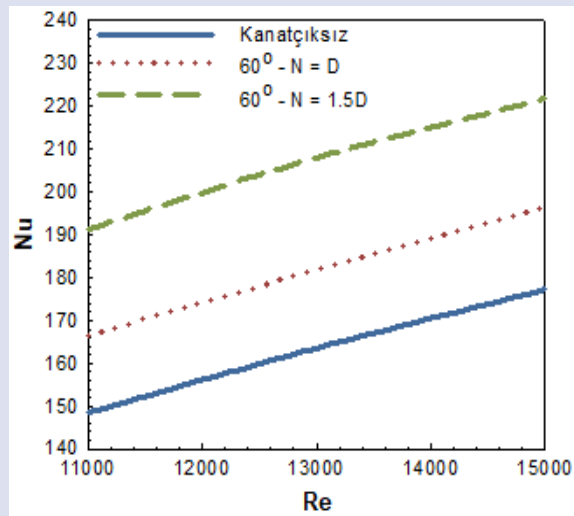
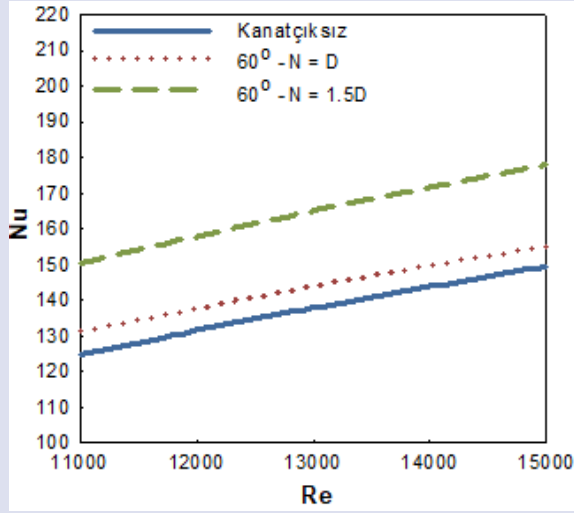
Çizelge 2. Ağ Elemanı Sayısına Bağlı Olarak Num'nin Re Sayısıyla Değişimi

Table 2. Variation of Num with Reynolds Number Depending on the Number of Mesh Elements

Ağ elemanı sayısı	Re = 5000 Num	Re = 7000 Num	Re = 9000 Num
1758412	86,48	108,84	127,40
2022840	86,52	108,88	127,43
2245786	86,52	108,87	127,42

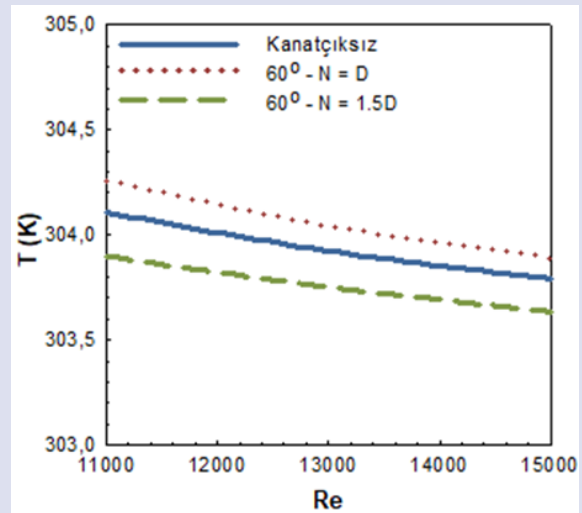
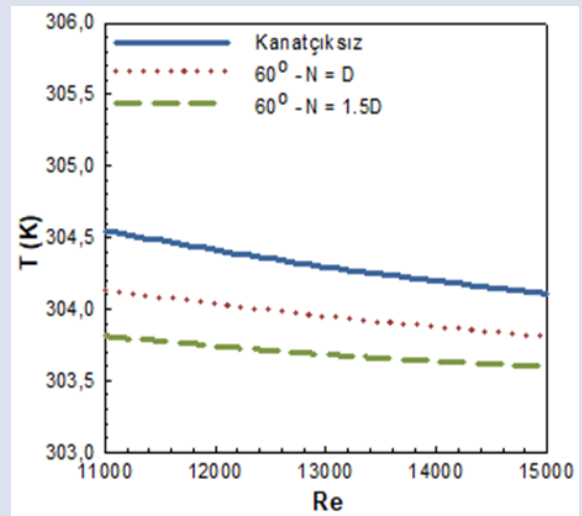
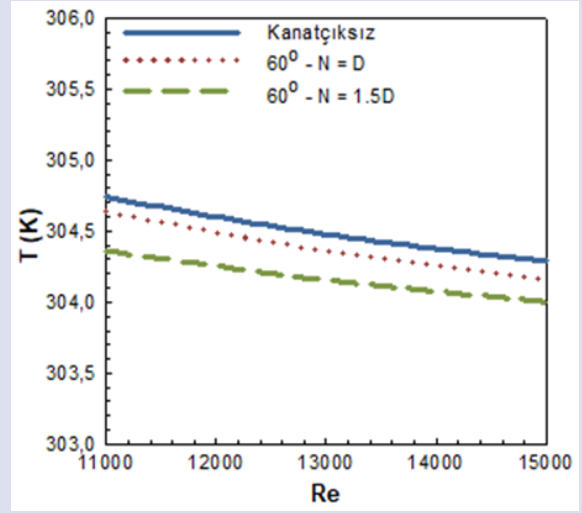
Tablo 3. Birleşik jet akışlı kanaldaki tüm modeller için kanatçksız ve farklı kanatçık konumlarına (N) göre ortalama Nu sayısı (Num) ve yüzey sıcaklığının (Tm) değişimi
Table 3. Variation of mean Nu number (Num) and surface temperature (Tm) according to without fin and different fin positions for all patterned in the channel

Re = 13000	Num	Tm (K)
Kanatçksız	161,35	304,23
60° Kanatçıklı - $N = D$	168,45	304,11
60° Kanatçıklı - $N = 1,5D$	196,26	303,86



Şekil 4. Birleşik jet akışlı kanalda kanatçiksız ve kanatçıklı ($\theta=60^\circ$) farklı kanatçık konumlarına (N) göre model sıraları için ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi ($H = 3D$)

Figure 4. Variation of mean Nu number with Re number for pattern rows according to different fin positions (N) with and without fins ($\theta=60^\circ$) in a combined jet flow channel ($H = 3D$)



Şekil 5. Birleşik jet akışlı kanalda kanatçiksız ve kanatçıklı ($\theta=60^\circ$) farklı kanatçık konumlarına (N) göre model sıraları için ortalama yüzey sıcaklığının Re sayısı ile değişimi ($H = 3D$)

Figure 5. Variation of mean surface temperature with Re number for pattern rows according to different fin positions (N) with and without fins ($\theta=60^\circ$) in a combined jet flow channel ($H = 3D$)

Re = 13000 değerinde kanaldaki tüm model sıraları için kanatçiksız ve 60° kanatçıklı N = D ve N = 1,5D kanatçık mesafelerinde ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve ortalama yüzey sıcaklığı (T_m) değişimleri Çizelge 3’de verilmiştir. Ortalama Nu_m değeri kanatçiksız duruma göre 60° kanatçıklı N = 1,5D mesafesinde %21,63 artarken, kanatçıklı kanalda N = D iken bu artış miktarı %4,4’dür. Ortalama olarak en düşük T_m değeri 60° kanatçıklı N = 1,5D kanatçık konumu için elde edilmektedir.

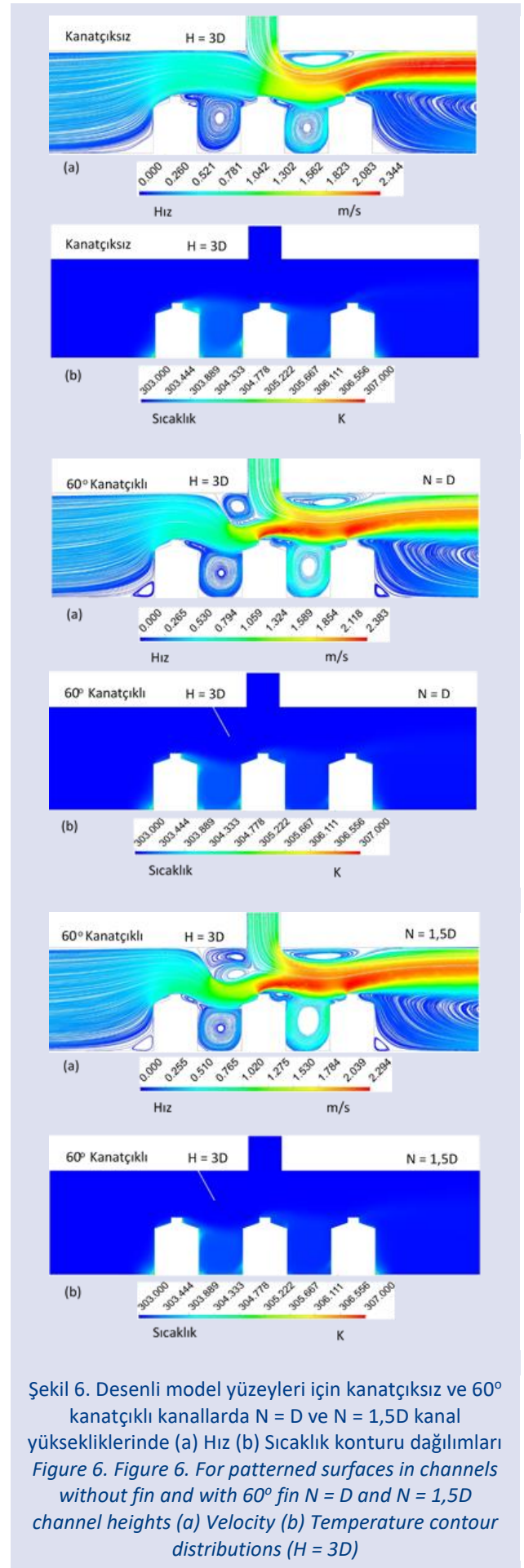
Şekil 6’de Reynolds sayısının 15000 olduğu değerde H = 3D kanal mesafesinde kanatçiksız ve 60° kanatçıklı kanallarda N = D ve N = 1,5D kanatçık mesafelerinde (a) hız ve (b) sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Kanatçiksız durumda Model 1 yalnızca çapraz akışın etkisinde olup, Model 2’ye doğru çarpan jetle birleşerek birleşik jet etkisi oluşmaktadır. Bununla birlikte, desenli yüzeyin şekline bağlı olarak birleşik jet etkisi Model 2 ve Model 3’ün arasındaki boşlukta akışkanın hareketlenmesini sağlayarak özellikle bahsedilen bu desenlerin soğumalarını iyileştirmektedir. Bununla birlikte, kanala kanatçık eklendiğinde ($\theta=60^\circ$ ve N = D) birleşik jet etkisinin desenli yüzeyler üzerindeki hareketliliği artarak soğuma iyileşmektedir.

Kanatçıklı kanalda N = 1,5D olacak şekilde kanatçık kanal girişine doğru hareket ettirildiğinde ise birinci modelden (Model 1) itibaren tüm desenler için birleşik jet etkisi arttığından akışkanla yüzeyler arası ısı transferi artarak sıcaklık dağılımlarından da görülebileceği gibi soğuma iyileştirilmektedir.

Genel Sonuçlar ve Değerlendirme

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda belirtildiği şekilde özetlenebilir:

- Genel itibarıyla kanallarda desenli model sıraları için en düşük Nusselt sayısı değerlerine kanatçiksız kanalda ulaşılmaktadır.
- Her üç model sırası için de en yüksek ortalama Nu sayısı değerlerine 60° kanatçık açılı durumda N = 1,5D kanatçık mesafeli durum için elde edilmektedir.
- Hem kanatçiksız hem de kanatçıklı kanallar için (N = D ve 1,5D) en düşük Nu sayıları, Model 1’de görülmektedir.
- Model 1 için Re = 13000’de N = 1,5D kanatçık mesafesinde sırasıyla kanatçiksız ve N = D kanatçık mesafeli kanallara göre Nu sayısında %19,71 ve %14,61’lik artış değerleri elde edilmektedir.
- Re sayısının 15000 olduğu değerde Model 2’de Model 1’e göre sırasıyla kanatçiksız, N = D ve N = 1,5D kanatçık mesafelerine göre %18,47, %26,47 ve %24,62’lik ortalama Nu sayısı artış değerleri elde edilmektedir.
- Re = 11000’de kanatçiksız ve N = 1,5D mesafeli durumlar için Nu sayısı değerleri Model 3’de Model 2’den %12,3 ve %3,97 daha fazla iken N = D kanatçık mesafeli konumda ise %1,72 daha düşüktür. Bu durum, birleşik jet akışının kanal içerisinde desen şekline bağlı olmak üzere yaptığı akış yönlenme hareketi nedeniyle.
- En yüksek yüzey sıcaklık değerlerine Model 1 ve Model 2 için kanatçiksız durumda ulaşılırken, Model 3 için 60° kanatçıklı ve N = D kanatçık mesafesinde ulaşılmaktadır.



Şekil 6. Desenli model yüzeyleri için kanatçiksız ve 60° kanatçıklı kanallarda N = D ve N = 1,5D kanal yüksekliklerinde (a) Hız (b) Sıcaklık konturu dağılımları Figure 6. Figure 6. For patterned surfaces in channels without fin and with 60° fin N = D and N = 1,5D channel heights (a) Velocity (b) Temperature contour distributions (H = 3D)

- Kanaldaki her üç desenli yüzey değerlendirildiğinde, Nu_m değeri kanatçıksız duruma göre 60° kanatçıklı $N = 1,5D$ mesafesinde %21,63 artarken, kanatçıklı kanalda $N = D$ iken bu artış miktarı %4,4 olmaktadır.

Kanatçıklı kanalda $N = 1,5D$ olacak şekilde kanatçık kanal girişine doğru hareket ettirildiğinde ise birinci desenden (Desen 1) itibaren tüm desenler için birleşik jet etkisi arttığından akışkanla yüzeyler arası ısı transferi artarak sıcaklık dağılımlarından da görülebileceği gibi soğuma iyileştirilmektedir.

Sonuç itibarıyla, yüksek performanslı elektronik cihazların artan sıcaklıkları kesintisiz ve performanslarından ödün vermeden çalışabilmeleri için önemlidir. Geleneksel soğutma yöntemleri kullanılarak, soğutulmaları mümkün olmayan bu cihazların kanala eklenen kanatçıklı soğutma akışkanının elemanlar üzerine yönlendirilerek çarpan jet-çapraz akış yöntemiyle soğutulmaları sayesinde sıcaklıkları güvenli çalışmaları için gerekli sınırlara çekilerek sürekli ve uzun ömürlü çalışmaları sağlanabilmektedir. Ayrıca, soğutulacak yüzeyler üzerine desen verilmesi akışkanın desenli yüzeylerle olan temasını artırarak ısı transferini artırıcı yönde katkı sağlanabilmektedir.

Teşekkür

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

Kaynaklar

- Alnak DE, Koca F, Alnak YA. 2021. Numerical investigation of heat transfer from heated surfaces of different shape, *Journal of Engineering Thermophysics*, 30, 494-507. doi.org/10.1134/S1810232821030127
- Hadipour A, Zargarabadi MR. 2018. Heat transfer and flow characteristics of impinging jet on a concave surface at small nozzle to surface distances, *Applied Thermal Engineering*, 138, 534-541. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.086
- Incropera FP, Dewit DP, Bergman TL, Lavine AS. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer (Sixth Edition)*, John Wiley&Sons, Indiana, 447-487.

- Karabulut K, Alnak DE. 2020. Değişik şekilde tasarlanan ısıtılmış yüzeylerin hava jeti çarpmalı soğutulmasının araştırılması, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 26(1): 88-98. doi: 10.5505/pajes.2019.58812
- Karabulut K, Alnak DE. 2021. Dikdörtgen Bir Kanaldaki Farklı Desenli Yüzey Geometrilerinin Isı Transferine Olan Etkilerinin İncelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 183, 37-49.
- Karabulut K, Alnak DE. 2021. Investigation of the Variation of Cooling Performance with the Channel Height in A Channel Having Impinging Jet-Cross Flow, In: Karabulut K, Orhan Ö (Eds.). *ISPEC 12th International Conference on Engineering & Natural Sciences*, Bingöl/Turkey, 24-25 December 2021, ss. 273-290.
- Kılıç M. 2018. Elektronik sistemlerin soğutulmasında nanoakışkanlar ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(3), 121-132. doi.org/10.21605/cukurovaummfd.500597
- Ma CF, Bergles AE. 1983. Boiling jet impingement cooling of simulated microelectronic chips, *Heat Transfer In Electronic Equipment HTD*, 28, 5-12.
- Mergen S. 2014. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet ile Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
- Saleha N, Fadela N, Abbas A. 2015. Improving cooling effectiveness by use chamfers on the top of electronic components, *Microelectronics Reliability*, 55, 1067-1076. doi.org/10.1016/j.microrel.2015.04.006
- Öztürk SM, Demircan T. 2022. 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(1), 57-74. doi.org/10.17341/gazimmfd.799793
- Teamah MA, Dawood MM, Shehata A. 2015. Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246. doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.12.012
- Wang SJ, Mujumdar AS. 2005. A comparative study of five low Reynolds number k-ε models for impingement heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.001