



Eğimli yüzeylerde çoklu çarpan jetle soğutma performansının analizi

Analysis of cooling performance using multiple impinging jets on inclined surfaces

Altuğ Karabey^{1*}

¹ Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, akarabey@yyu.edu.tr
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5799-4585>

MAKALE BİLGİLERİ

Makale Geçmişi:

Geliş 26 Şubat 2026
Revizyon 06 Nisan 2026
Kabul 01 Haziran 2026
Online 27 Temmuz 2026

Anahtar Kelimeler:

*Çoklu çarpan jet,
Isı transferinin iyileştirilmesi,
Zorlanmış taşınım*

ÖZ

Günümüzde günlük yaşamda ve endüstriyel proseslerde transfer edilen ısıнын önemi giderek artmaktadır. Yaşanan teknolojik gelişmeler nedeniyle, yüksek ısı akısı üreten mikro işlemciler, elektromekanik sistemler ve devre elemanları soğutulması çok önemlidir. Çarpan jetle soğutma uygulamalarının, hızlı, ekonomik ve verimli bir yöntem olduğu belirtilmektedir. Bu çalışmada, belirli bir eğimde konumlandırılan kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcıların, çoklu çarpan jet etkisinde ısı transfer performansları incelenmiştir. Isı alıcılarda, 400 W sabit ısı akısı ve 10°'lik ısı alıcı açısı etkisinde farklı lüle çapı, H/D mesafesi ve hız değerleri etkisinin deneysel analizi gerçekleştirilmiştir. Analizler her biri 3x3 dizilişli dokuz nozullu üç farklı lüle çapında, üç farklı lüle-ısı alıcı arası boyutsuz mesafede (H/D=6, 7, 8) ve beş farklı hız büyüklüğü için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, elde edilen veriler Nusselt-Reynolds grafikleri haline getirilmiş ve parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcılar için, Nusselt sayısının artan boru çapı ve Reynolds sayısı ile arttığı buna karşın boyutsuz mesafe arttıkça Nusselt sayısının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Sabit ısı akısı ve ısı alıcı açısı değerlerinde, en yüksek Nusselt sayısı, dikdörtgen kanatçıklı ve kanatçıksız eğimli ısı alıcıda, D=40mm olan lüle çapında, H/D=6 boyutsuz mesafesinde ve 9m/s akış hızında hesaplanmıştır. Buna karşın en düşük Nusselt sayısı, dikdörtgen kanatçıklı ve kanatçıksız eğimli ısı alıcıda, D=25mm olan lüle çapında, H/D=8 boyutsuz mesafesinde ve 5m/s akış hızında hesaplanmıştır.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 26 February 2026
Received in revised form 06 April 2026
Accepted 01 June 2026
Available online 27 July 2026

Keywords:

*Forced convection,
Heat transfer enhancement,
Multi-impinging jet*

Doi: 10.24012/dumf.1898000

* Sorumlu Yazar

ABSTRACT

Nowadays, the importance of heat transfer is increasingly growing in both daily life and industrial processes. With the technological advancements, cooling high heat flux generating microprocessors, electromechanical systems, and circuit components has become of great importance. It is stated that the application of impinging jet cooling is a fast, economical, and efficient method. In this study, the heat transfer performance of finned and non-finned heat sinks positioned at a specific incline under the influence of multiple jet impacts was examined. An experimental investigation was conducted on heat sinks to examine the impacts of varying nozzle diameters, H/D distances, and velocity values under a constant heat flux of 400 W and a heat receiver angle of 10°. The analyzes were performed using nine nozzles arranged in a 3x3 grid, three different nozzle diameters (d=25, 32, 40 mm), three different dimensionless nozzle-heat sink distances relative to the nozzle diameter (H/D=6, 7, 8), and five different velocity values (V=5, 6, 7, 8, 9 m/s). In conclusion the acquired data were illustrated through Nusselt-Reynolds graphs, and the influence of the parameters on heat transmission was examined. For finned and unfinned heat exchangers, the analysis determined that the Nusselt number rises with an increase in pipe diameter and Reynolds number, whereas it diminishes as the distance between the nozzle and the heat exchanger expands. At constant heat flux and heat sink angle values, the highest Nusselt number was calculated in the rectangular finned and unfinned inclined heat sink, at a nozzle diameter of D=40mm, at a dimensionless distance of H/D=6, and at a flow rate of 9m/s. In contrast, the lowest Nusselt number was calculated for the inclined heat sink without fins and rectangular finned inclined heat sink, with a nozzle diameter of D=25mm, at a dimensionless distance of H/D=8, and an airflow velocity of 5m/s.

Giriş

Günümüzde, yaşamı kolaylaştırmak için yeni buluşlar geliştirilmektedir. Özellikle elektronik sektöründe yaşanan gelişmeler ve bu gelişmeler sonucunda ortaya çıkan yeni teknolojilerin bireysel kullanımının yaygınlaşması (örneğin yapay zekâ ve otonom sürüş gibi) insanların internet dünyasına daha hızlı uyumlanmalarını sağlamaktadır. Bu durum sonucunda, akıllı telefonlar, tablet bilgisayarlar, akıllı ev aletleri ve otonom elektrikli araçlar gibi sistemlerin

kullanımı yaygınlaşmıştır. Bahsedilen akıllı sistemlerin kesintisiz olarak fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri işlemcilerin düzgün şekilde çalışmalarına bağlıdır. Bu durum elektronik bileşenlerin ömürlerini azaltacak veya bozulmalarına neden olabilecek faktörleri minimize edecek önlemlerin alınmasını gerekli kılmaktadır.

Elektronik cihazlarda meydana gelen fonksiyonel hatalar ve arızaların temel sebepleri göz önüne alındığında (nem, titreşim, kir, sıcaklık), sıcaklığın en önemli etkiye sahip olduğu bilinmektedir. Verimlerinin çok yüksek olmasına

karşın elektronik bileşene verilen enerjinin bir kısmının ısı olarak açığa çıkması çevresel etkilerden bağımsız olarak bileşen üzerinde bir ısıl yüklemeye sebep olmaktadır. Bu ısı bileşenden uzaklaştırılmadığı takdirde bileşen performansında kayıplar oluşacak ve bileşen sıcaklığının güvenli seviyeyi aşması durumunda ise cihaz kullanılamaz duruma gelecektir.

Günümüzde yüksek işlem kapasitelerine sahip hem enerji hem de boyut açısından daha verimli elektronik bileşenler ve cihazlar tasarlanmakta ve üretilmektedir. Elektronik bileşenlerdeki bu minyatürleşme ve artan işlem gücü (transistör sayısı), yüzey ısı akılarındaki muazzam artışı da beraberinde getirmiştir. Yaşanan bu gelişmeler performans, güvenlik, sürdürülebilirlik, konfor, maliyet gibi konular göz önüne alındığında elektronik cihazlarda etkin ısı yönetim sistemlerini zorunlu kılmaktadır [1].

Yüksek ısı akısına maruz kalan sistemlerin sıcaklıklarını istenilen düzeyde tutabilmek amacıyla çeşitli soğutma teknikleri uygulanmaktadır. Çarpan hava jeti ile soğutma [2–4], sıvı jetleriyle soğutma [5], mikrokana tabanlı soğutma [6], mikropompa destekli soğutma [7] ve sprey yöntemiyle soğutma [8–11], yüksek ısı akısının uzaklaştırılmasında yaygın olarak kullanılan yöntemler arasında yer almaktadır.

Gerçekleştirilen çalışmalar, çarpan jet uygulamalarının hedef yüzeylerde kütle ve ısı transferi açısından hızlı, ekonomik ve etkin bir yöntem olduğunu göstermiştir [12].

Çoklu çarpan jet sistemlerinde ısı transferi ve akış davranışı; jet çıkış hız dağılımına, jet geometrik özelliklerine, jet ile ısı transfer yüzeyi arasındaki mesafeye, yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkına ve jet içindeki akış rejimine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. [13]. Bu tür sistemlerin yüksek ısı transfer performansı sergilemesinin başlıca nedenleri, durma noktasında sınır tabakanın henüz gelişmemiş olması ve soğutucu akışkanın çarpma sonrasında yüzey boyunca yayılıp plakayı etkili biçimde soğutmasıdır. [14].

Literatürde, çoklu çarpan jetlerle gerçekleştirilen ısı transferine ilişkin olarak yukarıda belirtilen parametrelerin bir ya da birkaçının etkisini inceleyen çok sayıda deneysel ve sayısal araştırma bulunmaktadır. Şimdiye kadar çarpan jet sistemleri kapsamında farklı ısı değiştirici türleri (kare kesitli, dolu veya içi boş silindirik, açılı vb.) ile çeşitli jet çıkış geometrilerinin kullanıldığı çalışmalar gerçekleştirilmiş; bu çalışmalarda farklı tasarım yaklaşımları ve öneriler ortaya konulmuştur. Buna karşılık, çoklu ve açılı çarpan jet uygulamalarının detaylı analizleri ve birbirleriyle karşılaştırılmasına yönelik araştırmalar literatürde sınırlı sayıda yer almaktadır.

Karabey ve Arvasi (2023), çoklu çarpan jet sistemlerinde en uygun çalışma koşullarını belirlemek amacıyla on bir parametreyi üç farklı seviyede ele almışlardır. Performans göstergesi olarak Nusselt sayısı esas alınmış ve söz konusu on bir parametre için $L_{27}(3^{11})$ ortogonal dizi deney tasarımı tercih edilmiştir. Nusselt sayısının nozul çapı temel alınarak hesaplanması sonucunda; 40 mm boru çapı, 9 m/s hava hızı, 20 mm dilimler arası düşey mesafe, 400 W ısı akısı, 20 mm kanatlar arası düşey mesafe, 15 mm kanat genişliği, 30° kanat açısı, 15 mm dilimler arası yatay mesafe, 10° ısı alıcı eğim açısı, 20 mm kanatlar arası yatay mesafe ve boyutsuz

mesafenin 8 olduğu durum optimum koşullar olarak belirlenmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda tasarlanan kanatçıklı optimum ısı alıcı, analizler sonucunda belirlenen en uygun şartlar altında düz yüzey ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, optimum koşullarda kanatçıklı ısı alıcının, kanatçıksız yüzeye kıyasla ısı transferini %28,61 oranında artırdığı tespit edilmiştir [15].

Karabey et al. (2022), Taguchi deneysel $L_{18}(2^{1*}3^7)$ tasarım yöntemini uygulayarak tekli çarpma jeti altında optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklara sahip bir ısı alıcının ısı transferi ve akış özelliklerini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Çarpma jeti ile soğutulan bu kanatçıklı ısı alıcı; altı farklı jet hızı, dört farklı nozul çapı ve üç farklı nozul–hedef yüzey mesafesi için analiz edilmiştir. Çalışma kapsamında hedef yüzeyin ortalama sıcaklık değişimleri ölçülmüş, buna bağlı olarak Nusselt ve Reynolds sayıları hesaplanmıştır. Ayrıca aynı durumlar ANSYS Fluent yazılımı aracılığıyla sayısal olarak modellenmiştir. Deneysel veriler ile sayısal sonuçlar Nusselt–Reynolds grafikleri üzerinden karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular, ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiğini ortaya koymuştur. Bunun yanı sıra, boyutsuz mesafe arttıkça Nusselt sayısının azaldığı belirlenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu sonucuna ulaşılmıştır [16].

Guresci et al. (2018), kanal akışı koşullarında Taguchi $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ deney tasarımına göre optimize edilmiş altıgen geometriye sahip kanatçıklarla oluşturulan ısı alıcıların ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerinde ANSYS-Fluent Icepak modülünden yararlanılmıştır. Çalışma, üç farklı kanat yüksekliği ve beş farklı akış hızı için iki ayrı optimize edilmiş altıgen kanatlı soğutucu (OH-1 ve OH-2) üzerinde gerçekleştirilmiştir. Kanat yükseklikleri değerlendirildiğinde, OH-1 ve OH-2 ısı alıcıları için Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının da yükseldiği belirlenmiştir. Bunun yanı sıra, bütün kanat yükseklikleri için Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak sürtünme faktörünün azaldığı tespit edilmiştir. HAD analizleri sonucunda $Nu-Re$ ve $f-Re$ değişimleri elde edilmiş ve bu sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal bulguların birbiriyle uyumlu olduğu ifade edilmiştir [17].

Yalçinkaya et al. (2024), türbülanslı akış koşulları altında düz ve konik pimli hedef yüzeylerin ısı transfer performansına, farklı nozul uzunluklarına sahip jet çarpma soğutmasının etkisini araştırmışlardır. Çalışma, deneysel verileri toplamak için sıvı kristal termografi (TLC) yöntemini kullanarak 13.000, 26.000 ve 39.000 Reynolds sayılarına (Re) odaklanmıştır. ısı transferi üzerindeki etkileri anlamak için boyutsuz konik pim yükseklikleri ($H/d = 0,00, 0,67, 1,00, 1,33$) ve hedef yüzey–nozul mesafeleri ($G/d = 1,0, 2,0, 3,0, 6,0$) analiz edilmiştir. Sonuçlar, nozul–hedef yüzey mesafesinin azaltılmasının ve konik pimlerin eklenmesinin, özellikle çarpma bölgelerinde, çapraz akışın olumsuz etkilerini azaltarak ısı transferinde önemli bir artışa yol açtığını göstermiştir [18].

Sarper, çoklu çarpan jetlerle bir soğutma kanalında ısı transferi performansını artırmak için, üniform jet uzantısı, akış yönünde lineer jet uzantısı ve jet uzantısındaki artış ve

azalmaları içeren çeşitli konfigürasyonlar dahil olmak üzere, yeni çoklu jet uzantı tasarımlarını sayısal olarak analiz etmiştir. Sonuçlar, lüleyi hedef yüzeye uzatmanın ısı transferini önemli ölçüde artırdığını göstermiştir. Üiform uzatılmış tasarım %13,26'lık bir iyileşme sağlamıştır ancak bu tasarımın aynı zamanda sürtünme katsayısını %39 artırdığı hesaplanmıştır. Buna ek olarak, boyutsuz mesafenin 2 olduğu durumda, üniform uzatılmış tasarımın en yüksek termohidrolik performansı sağladı belirtilmiştir [19].

Tepe et al., jet deliklerinin genişletilmesinin ısı transfer sürecini iyileştirebileceğini, çarpma akışın olumsuz etkilerini hafifletebileceğini ve çarpma alanlarının yanlış hizalanmasını ortadan kaldıracabileceğini ortaya koymuştur [20]. Sabato et al., sayısal simülasyon yoluyla jet sayısı, nozul çapı ve düzenlemesinin soğutma performansı üzerindeki etkisini incelemiştir. Jet sayısının artmasıyla ısı transferinin iyileştirilebileceğini, ancak pompalama gücünün de arttığını ve nozul çapının azalmasıyla ısı transferinin arttığını bulmuşlardır [21]. Wu et al., çarpan jetle soğutmada ısı transfer katsayısının nozul çapı arttıkça azaldığını tespit etmiştir [22]. Wen et al., nozul geometrisinin ve düzenlemesinin sırasıyla ciddi kesitler ve tüm akış alanı için jet momentumlarını tanımladığını belirtmiştir [23]. Çarpan jetle soğutmada, en iyi soğutma etkisi hedef yüzeyin merkezindeki çarpma alanında yoğunlaşmaktadır, ancak bu alandan uzaklaştıkça etki hızla azalır. Bu nedenle, bu sorunu çözmek için genellikle çoklu jet tasarımları kullanılmaktadır [24]. Buna ek olarak, deneysel araştırmalarla çoklu jetler kullanılarak gerçekleştirilen soğutmanın tekli jetle soğutmadan daha etkili olabileceğini de ifade edilmektedir [25].

Çarpan jetlerden yararlanılarak gerçekleştirilen soğutma performansı genellikle çalışma sıvısının veya akışkanın termal özellikleriyle ilgilidir. Wu et al., nano PCM'nin partikül formunu üretmek için parafin kullanmışlar ve parafini suya eklemişlerdir. Sonuçlar, çarpan jetle soğutmada suya kıyasla ısı transfer katsayısının %50 oranında iyileştirilebileceğini göstermiştir [26]. Rehman et al., soğutma ortamı olarak PCM bulamacı ve nanofluid kullanmanın bir simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, PCM ve nanopartiküllerin eklenmesinin ısı transfer kapasitesini artırabileceğini ve durgunluk noktası sıcaklığını düşürebileceğini, buna karşın basınç düşüşünde artışa neden olabileceğini göstermişlerdir. Ayrıca, PCM bulamacının aynı jet hızı ve partikül yüklemesi altında nanoakışkana kıyasla sadece ısı transfer performansını iyileştirmekle kalmayıp aynı zamanda basınç düşüşünü de azaltabileceğini ifade etmişlerdir [27]. Selimefendigil et al., dört nanopartikül şeklinin (küresel, bıçak, tuğla ve silindirik) çarpan jetle soğutma performansı üzerindeki etkisini karşılaştırmışlardır. Sonuçlar, silindirik nanopartiküllerin Nusselt sayısı açısından en iyi ısı transfer performansını gösterdiğini ortaya koymuştur [28]. Ekiciler et al., nanopartiküllerin şeklinin jet çarpma soğutmasını etkileyebileceğini belirtmiştir [29]. Modak et al., çarpan jetle soğutmada, Nusselt sayısının nanopartikül konsantrasyonu ve Reynolds sayısı ile arttığını belirtmişlerdir [30]. Çarpan jetlerde kaynama konusunun incelendiği çalışmalarda, ısı transfer yüzeyinin modifikasyonu [31, 32], akışkan özelliklerinin iyileştirilmesi [33], nozul yapılarının optimizasyonu [34] ve diğer yöntemler [35, 36] gibi ısı transferini iyileştirebilecek birçok

yöntem analiz edilmiştir. Devahdhanush et al. ve Fan et al. tarafından yayınlanan çalışmalarda, çarpan jetlerde kaynama konusunda kritik ısı akısını iyileştirmenin çeşitli yolları ve ısı transferinin etkilendiği faktörler ayrıntılı olarak incelenmiştir [37, 38].

Son dönemlerde, çarpan jetlerle soğutma etkisinde, elektronik cihazlara ait malzemeler ve özellikleri araştırmacılar tarafından incelenmektedir. Wei et al., taban plakasına kıyasla, elektronik cihazın arka tarafı için doğrudan soğutmanın daha etkili olduğunu göstermiştir [39]. Wiriayasart et al., sırasıyla dikdörtgen, dairesel ve konik mikro iğne kanatçıklı ısıtma yüzeylerini soğutmak için çarpan jetlerden yararlanmışlardır ve elde ettikleri sonuçlar, dairesel mikro-iğne kanatçıkların daha iyi ısı transferi sağlayabileceğini göstermiştir [40].

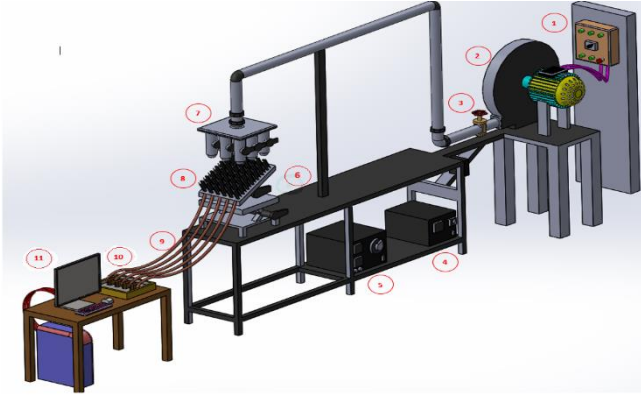
Çoklu nozul kullanılarak çarpan jetle soğutma uygulamalarında, eğimli şartlarda, kanatçıklı ve kanatçıksız yüzeyleri inceleyen az sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada, eğimli şartlarda, kanatçıklı ve kanatçıksız yüzeyler üzerindeki ısı transferi etkileri araştırılmıştır. Lüle çapı ve boyutsuz H/D mesafesinin sabit ısı akısı ve değişen Reynolds sayıları etkisinde ısı transferini nasıl etkilediğini belirlemek için kapsamlı deneyler yapılmıştır. Bu bağlamda eğimli yüzeylerde çoklu çarpan jetle soğutma uygulamalarında yerel Nu sayısı dağılımları ve önerilen modeller için termal performans kriterleri belirlenmiştir. Belirlenen şartlarda kanatçıklı ve kanatçıksız yüzeyleri karşılaştırmak, çarpan jetle soğutma uygulamalarına yönelik yeni bilgiler sağlayacak ve verimlilikte potansiyel iyileştirmeler oluşturulmasına katkı sunacaktır.

Materyal ve Yöntem

Çalışmada, belirli bir eğimde konumlandırılan kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcıların, çoklu çarpan jet etkisinde ısı transfer performansları incelenmiştir. Isı alıcılarda, 400 W sabit ısı akısı ve 10°'lik ısı alıcı açısı etkisinde farklı lüle çapı, H/D mesafesi ve hız değerleri etkisinin deneysel analizi gerçekleştirilmiştir. Analizler, 3×3 düzeninde yerleştirilmiş dokuz nozula sahip sistem için; üç farklı lüle çapı, lüle-ısı alıcı mesafesinin lüle çapına oranının üç farklı değeri ve beş ayrı hız seviyesi dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir.

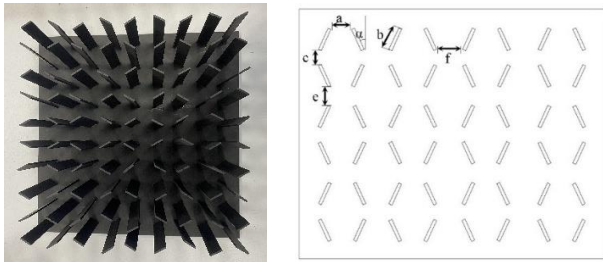
İncelenen Parametreler ve Yararlanılan Materyaller

Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Sistem, temel olarak alüminyum malzemeden üretilmiş olup boru formundaki çelik bir iskelet ile desteklenmiştir. Düzeneği; çarpan jet mekanizması, veri kaydı yapan termografik ölçüm sistemi, ısı alıcı elemanlar ile ısı olarak yalıtılmış ve sabit ısı akısı sağlayan bir ısıtıcı ünitesinin bulunduğu bölüm oluşturmaktadır. Çarpan jet mekanizması ise fan, kelebek vana, redüksiyon elemanları ve farklı çaplarda imal edilen çoklu lüle sisteminin konumlandırıldığı bölümden meydana gelmektedir. Emiş soğutma havası bir fan yardımıyla sağlanırken, fan çıkışına yerleştirilen bir kelebek vana ile hava hızı kontrol edilmiştir. Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir.



Şekil 1. Çoklu çarpan jet sisteminin görünümü. 1. Devir sürücüsü, 2. Fan, 3. Redüksiyon, 4. Regülatör, 5. Varyak, 6. Nozul, 7. Isı alıcı, 8. Kriko, 9. Termokupllar, 10. Veri kaydedici, 11. Bilgisayar

Ölçümlerin gerçekleştirildiği deney düzeneği; bir kriko mekanizması, bu mekanizma üzerine konumlandırılmış ısı alıcı, eğim açısı ayarlanabilen bir platform, bir ısıtıcı ünite, taban levhası ve dikdörtgen kanatçıklara sahip ısı alıcılardan meydana gelmektedir. H/D boyutsuz mesafesi, ısıtıcı ünitenin altında bulunan kriko aracılığıyla ayarlanmıştır. Isıtıcı ünite, kare biçimindeki taban levhaları ile test edilen kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcıları içeren sistemin boyutları 300 mm genişlik, 300 mm uzunluk ve 170 mm yükseklik şeklindedir. Isıtma ünitesi esas olarak bir elektrikli ısıtıcı, 50 mm kalınlığında bir ateşe dayanıklı tuğla ve bir termal yalıtımdan oluşmaktadır. Elektrikli ısıtıcı ateşe dayanıklı tuğlanın üzerine yerleştirilmiş olup boyutları 250 mm x 250 mm'dir. Isıtıcı, 100 V'ta 400 W çıkış gücüne ve 4 A akıma sahiptir. Isıtıcıya gelen elektrik gücü, test plakası boyunca sabit bir ısı akışı elde etmek için bir varyak transformatorü kullanılarak kontrol edilmiştir. Taban plakası Al 1050 alüminyum malzemeden imal edilmiş olup 300 mm genişlik, 300 mm uzunluk ve 5 mm kalınlık ölçülerine sahiptir. Plaka üzerine yerleştirilen dikdörtgen kanatçıkların boyutları ise 2 mm kalınlık, 15 mm genişlik ve 100 mm yükseklik şeklindedir. Söz konusu kanatçıklar da taban plakası ile aynı alüminyum malzemeden üretilmiştir (bkz. Şekil 2).



Şekil 2. Kanatçıklı ısı alıcı ve özellikleri.



Şekil 3. Kanatçıksız ısı alıcı görünümü.

Kanatçıklı ısı alıcıda, ısı akışına karşı temas direncini azaltmak için kanatçıklar ile taban plakaları arasında ve taban plakasına temas eden kanatçıkların alt kısımlarına ısı iletim bileşiği uygulanmıştır. Ortalama yüzey sıcaklığını belirlemek için plaka üzerine 15 adet termokupl yerleştirilirken, 2 adet ortam sıcaklığını izlemek için ve 1 adet hava sıcaklığını ölçmek için termokupl kullanılmıştır. Termokupl okumaları bir veri toplama kartı (Ordel UDL100 Veri Kaydedici ve SBA200 sinyal dönüştürücü) aracılığıyla bir bilgisayara kaydedilmiş ve ortalama sonuç, test yüzeyinden ölçülen sıcaklıkların ortalamaları alınarak hesaplanmıştır. Bakır-sabit termokupllar, deneylerde kullanılmadan önce bir termostatta $\pm 0,1$ °C sapmaya kadar kalibre edilmiştir. Sistem, kararlı hal koşulunu sağlamak için 190-200 dakika çalıştırılmıştır. Ortalama hızlar, Testo 405i anemometresi kullanılarak lüle çıkışının merkezinde ölçülmüştür.

Deneysel Analizler ve Hesaplamalar

Isı transferi özelliklerini etkileyebileceği düşünülen kontrol edilebilir parametreler ile deneylerde kullanılan değerler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Deneylerde analiz edilen değişkenler

	Parametreler	Değerler
a	Kanatlar arası yatay mesafe (mm)	20
b	Kanatçık genişliği (mm)	15
c	Kanatlar arası düşey mesafe (mm)	20
e	Dilimler arası düşey mesafe (mm)	20
f	Dilimler arası yatay mesafe (mm)	15
h_k	Kanatçık yüksekliği (mm)	100
α	Kanat açısı (derece)	30°
β	Isı alıcı açısı (derece)	10°
H/D	Nozul ve ısı alıcı arası boyutsuz mesafe	6-7-8
D	Nozul çapı (mm)	25-32-40
V	Akışkan hızı (m/s)	5-6-7-8-9

Kararlı durumda, test elemanından aktarılan ısı miktarı aşağıdaki biçimde gösterilebilir [2]:

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kond} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m}C_p(T_{dış} - T_{iç}) = V^2/R = VI \quad (2)$$

Buna ek olarak sistemden karalı halde taşınım ile aktarılan enerji miktarı [15];

$$Q_{konv} = h_{ort} A_s (T_{y,ort} - T_{jet}) \quad (3)$$

Benzer çalışmalarda [41-44] test yüzeyinden olan radyasyonla ısı kayıplarının sisteme verilen toplam elektrik enerjisinin yalnızca %0,5'i kadar olduğu rapor edilmiştir. Buna ek olarak, çalışmada ele alınan sıcaklıklar oldukça yüksek olmadığından, ısıtım yoluyla oluşacak kayıplar ihmal edilmiştir. Bu durumda Denklem 1 aşağıdaki şekle dönüşmüştür:

$$Q_{toplam} = Q_{konv} \quad (4)$$

Denklem 1, 2 ve 3'ten ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir [16]:

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A_s (T_{y,ort} - T_{jet})} \quad (5)$$

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, ısı transferi için hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transfer yüzeyinden yararlanıldığı görülmüştür. Bu çalışmada ise toplam ısı transfer yüzeyi tercih edilmiştir. Söz konusu alan, toplam ısı transfer yüzeyini temsil etmekte olup, aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$A_s = WL + N[(2bh_k + (2th_k))] \quad (6)$$

Denklemde W, taban yüzeyinin genişliğini; L, uzunluğunu; N, kanat sayısını; b, kanat genişliğini; t, ısı alıcının kalınlığını ve h_k , dikdörtgen kanatların yüksekliğini göstermektedir.

Çalışmadan elde edilen bulguların değerlendirilmesinde Nusselt (Nu) sayısı temel ölçüt olarak kullanılmıştır. Nusselt sayısı hesaplamalarında, çoklu çarpan jet sisteminde kullanılan lülenin iç çapı dikkate alınmıştır. Boyutsuz parametre olan Nusselt sayısı (Nu), aşağıdaki eşitlik aracılığıyla hesaplanmıştır [17]:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (7)$$

Denklemde D_h , nozulun iç çapını; k, akışkanın ısı iletkenliğini; h ise ortalama taşınım katsayısını temsil etmektedir.

Türlüanslı akış durumunda, lüle kesiti boyunca akışkanın ortalama hızı hesaplanırken, lüle merkezinde ölçülen hız değeri temel alınmaktadır. Kesit alanı içerisindeki akışkan hızının ortalama değeri ise aşağıdaki denklem ile belirlenmiştir [2]:

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (8)$$

Reynolds sayısı aşağıda belirtilen eşitlik ile hesaplanmıştır [15];

$$Re = \frac{\rho U_{ort} D_h}{\mu} \quad (9)$$

Denklemde, akışkanın lüle kesitinde ulaştığı ortalama hız ' U_{ort} ' olarak alınmıştır ve akışkanın termofiziksel özellikleri, hesaplamalarda lüle çıkış bölgesi esas alınarak kullanılmıştır.

Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi, deneysel ölçümlerden kaynaklanan hataların sonucu gerçek sonuçtan ne kadar sapırdığını değerlendirmek için kullanılan önemli bir tekniktir. Kline ve McClintock [45] tarafından oluşturulan belirsizlik analizi (Denklem 10) kullanılarak, Reynolds sayısı için maksimum

%4,45'lik bir belirsizlik, Nusselt Sayısı için ise maksimum %9,46'lık bir belirsizlik belirlenmiştir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

Ölçülen fiziksel parametrelerin belirsizliklere olan katkıları Tablo 2'de özetlenmiştir.

Tablo 2. İlgili değişkenlere ait belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Akışkan hızı (U)	5
Sıcaklık (T)	0.25
Lüle çapı (D)	0.1
Voltaaj (V)	0.1
Akım (I)	0.72
Dinamik viskozite (μ)	0.048
Isıl iletkenlik (k)	0.34
Yoğunluk (ρ)	0.008

Bulgular ve Tartışma

Çalışmada, belirli bir eğimde konumlandırılan kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcıların, çoklu çarpan jet etkisinde ısı transfer performansları incelenmiştir. Isı alıcılarda, 400 W sabit ısı akısı ve 10°'lik ısı alıcı açısı etkisinde farklı lüle çapı, H/D mesafesi ve hız değerleri etkisinin deneysel analizi değerlendirilmiştir. Analizler, 3×3 düzeninde yerleştirilmiş dokuz nozula sahip sistem için; üç farklı lüle çapı, lüle-ısı alıcı arası boyutsuz mesafesinin üç farklı değeri ve beş ayrı hız seviyesi dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir.

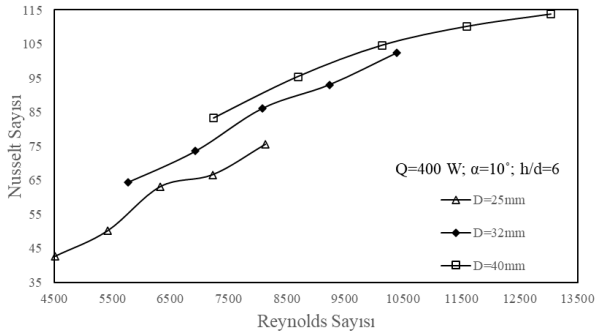
Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi

400 W ısı akısı altında, 10° eğime sahip kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcıların sonuçları incelendiğinde, Nusselt sayısının tüm durumlar için Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiği görülmektedir. Bununla birlikte, artışın oranı nozul çapı ve jet havasının hızına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Nozul çapının büyümesi, Nusselt sayısında artışa neden olmaktadır. Her iki ısı alıcısı için de en yüksek termal performans, 40 mm'lik lüle çapında elde edilmiş, bunu 32 mm'lik lüle çapı takip etmiş, 25 mm'lik lüle çapı ise en düşük performansı göstermiştir. Genel olarak, Nusselt sayısı boyutsuz mesafe azaldıkça artış göstermiş ve bu ilişkinin çoğunlukla doğrusal bir trend sergilediği gözlemlenmiştir.

Kanatçıksız ısı alıcı için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Kanatçıksız ve 10° eğime sahip ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda ve üç farklı lüle çapı ile beş farklı akış hızı için Nusselt-Reynolds (Nu-Re) değişimi deneysel olarak analiz edilmiş ve sonuçlar Şekil 4'te sunulmuştur. Deneysel veriler, Nusselt sayısının Reynolds sayısının artışı ve lüle çapının büyümesiyle birlikte yükseldiğini göstermektedir. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer şekilde etkilenirken, 7 m/s civarında düşük hızlara kıyasla daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı da en yüksek değere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı koşullarında,

kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.



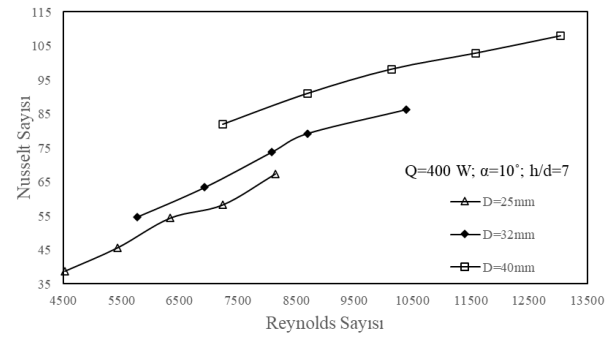
Şekil 4. Kanatçıksız, 10° eğimli ısı alıcısı için $H/D=6$ mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı altında, kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için $H/D = 6$ mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, birbirini takip eden hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısında %5,6 ile %25,7 arasında bir yükselme gözlenmektedir. Ayrıca, aynı koşullarda en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısı %76,8 oranında artmaktadır. 32 mm lüle çapında ve boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda, benzer şekilde, hız artışlarına bağlı Nusselt sayısı %8,1 ile %17 aralığında değişmektedir. Aynı koşullar altında minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısı %58,8 oranında yükselmektedir. 40 mm lüle çapı için ise $H/D = 6$ mesafesinde, hız artışlarına bağlı Nusselt sayısı %3,3 ile %14,7 arasında artış göstermektedir. Bu durumda, minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısı %36,8 oranında artmaktadır.

400 W ısı akısında, kanatçıksız ısı alıcısı için, $H/D=6$ mesafesinde, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre, 25 mm ve 32 mm lüle çapları karşılaştırıldığında, deneysel çalışmada minimum hızlarda (5,0 m/s) Nusselt sayısında %51,1'lik, maksimum hızlarda (9,0 m/s) ise %35,6'lık artış hesaplanmıştır. 32 mm ve 40 mm lüle çapları karşılaştırıldığında, deneysel çalışmada minimum hızlarda (5,0 m/s) Nusselt sayısında %29'luk, maksimum hızlarda (9,0 m/s) ise %11,1'lik artış meydana gelmiştir. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmada minimum hızlarda (5,0 m/s) Nusselt sayısında %94,9'luk, maksimum hızlarda (9,0 m/s) ise %50,7'lik artış hesaplanmıştır.

Kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 7 olduğu durumda; üç farklı lüle çapı ve beş farklı akış hızı için Nusselt-Reynolds (Nu-Re) değişimi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar Şekil 5'te verilmiştir. Deneysel veriler, Nusselt sayısının Reynolds sayısının artışı ve lüle çapının büyümesiyle birlikte yükseldiğini göstermektedir. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer şekilde etkilenirken, 7 m/s civarında düşük hızlara göre daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı da en yüksek değere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı koşullarında, kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt

sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 7 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.

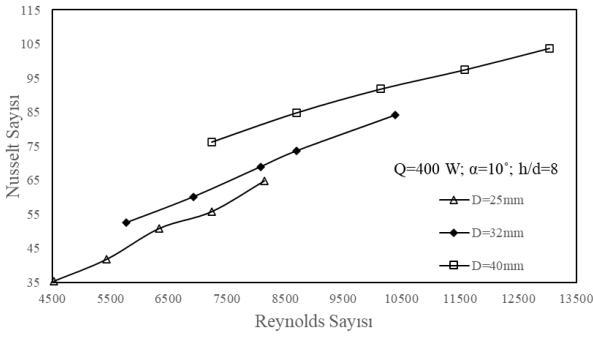


Şekil 5. Kanatçıksız, 10° eğimli ısı alıcısı için $H/D=7$ mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı altında, kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için $H/D = 7$ mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, birbirini izleyen hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısı %7,2 ile %19 arasında yükselmektedir. Ayrıca, en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısı %73,7 oranında artış göstermektedir. Lüle çapı 32 mm olduğunda, hız artışlarına bağlı Nusselt sayısı %7,5 ile %16,4 arasında değişmekte ve aynı koşullar altında minimum ve maksimum hızlar arasında %57,8'lik bir artış gözlenmektedir. Lüle çapı 40 mm olduğunda, hız artışına bağlı Nusselt sayısı %4,9 ile %11 aralığında yükselmekte ve minimum ile maksimum hızlar arasında %31,6 oranında bir artış meydana gelmektedir.

400 W ısı akısında, kanatçıksız ısı alıcısı için, $H/D=7$ mesafesinde, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre 25 mm'lik lüle çapı ve 32 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum hızlarda Nusselt sayısında %41'lik yükseliş, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %28'lik yükseliş hesaplanmıştır. 32 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %49,9'luk artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %25'lik iyileşme oluşmuştur. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %111,3'lük artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %60,1'lik iyileşme hesaplanmıştır.

Kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda; üç farklı lüle çapı ve beş farklı akış hızı için Nusselt-Reynolds (Nu-Re) değişimi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar Şekil 6'da sunulmuştur. Deneysel veriler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile birlikte ve lüle çapının büyümesiyle arttığını göstermektedir. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer şekilde etkilenirken, 7 m/s civarında düşük hızlara kıyasla daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı da en yüksek değere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı koşullarında, kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.



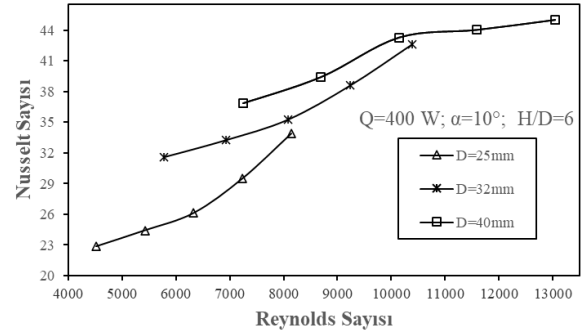
Şekil 6. Kanatçıksız, 10° eğimli ısı alıcısı için H/D=8 mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı altında, kanatçıksız ve 10° eğimli ısı alıcısı için H/D = 8 mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, birbirini takip eden hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısı %9,8 ile %21,8 arasında artış göstermektedir. Ayrıca, en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısı %83,1 oranında yükselmektedir. Lüle çapı 32 mm olduğunda, hız artışına bağlı Nusselt sayısı %6,7 ile %14,6 arasında değişmekte ve aynı koşullar altında minimum ve maksimum hızlar arasında %59,9'luk bir artış gözlenmektedir. Lüle çapı 40 mm olduğunda, Nusselt sayısı hız artışına bağlı olarak %6,2 ile %11,1 arasında artmakta ve minimum ile maksimum hızlar arasında %36 oranında yükselmektedir.

400 W ısı akısında, kanatçıksız ısı alıcısı için, H/D=8 mesafesinde, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre 25 mm'lik lüle çapı ve 32 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %48,6'lık artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %29,8'lik iyileşme hesaplanmıştır. 32 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %45,1'lik artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %23,4'lük oransal büyüme oluşmuştur. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %115,5'lik artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %60,2'lik iyileşme hesaplanmıştır.

Kanatçıklı ısı alıcısı için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda; üç farklı lüle çapı ve beş farklı akış hızı için Nusselt-Reynolds (Nu-Re) değişimi deneysel olarak analiz edilmiş ve sonuçlar Şekil 7'de gösterilmiştir. Deneysel veriler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve lüle çapı arttıkça yükseldiğini ortaya koymaktadır. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer şekilde etkilenirken, 7 m/s civarında düşük hızlara göre daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı da en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı koşullarında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.

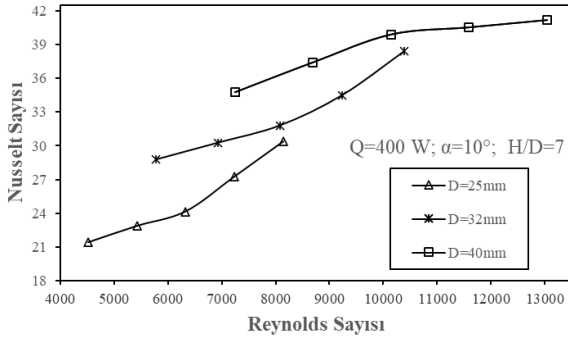


Şekil 7. Dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcısı için H/D=6 mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı altında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için H/D = 6 mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, birbirini izleyen hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısı %6,9 ile %14,9 arasında artış göstermektedir. Ayrıca, aynı koşullarda en düşük ve en yüksek hızlar arasında %48,4 oranında bir yükselme gözlenmiştir. Lüle çapı 32 mm için, hız artışına bağlı Nusselt sayısı %5,3 ile %10,5 aralığında değişmekte olup, minimum ve maksimum hızlar arasında %35,1'lik bir artış meydana gelmiştir. Lüle çapı 40 mm olduğunda ise, hız değerlerindeki ardışık artışlara bağlı olarak Nusselt sayısı %1,7 ile %9,8 arasında yükselmekte ve minimum ile maksimum hızlar arasında %22,1 oranında artış gözlenmektedir.

400 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı için, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre 25 mm'lik lüle çapı ve 32 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %38,1'lik artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %25,7'lik iyileşme hesaplanmıştır. 32 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum hızlarda Nusselt sayısında %16,9'luk iyileşme, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %5,6'lık oransal büyüme oluşmuştur. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısında %61,4'lük artış, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %32,7'lik iyileşme hesaplanmıştır.

Dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğime sahip ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 7 olduğu durumda; üç farklı lüle çapı ve beş farklı akış hızı için Nusselt-Reynolds (Nu-Re) değişimi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar Şekil 8'de verilmiştir. Deneysel bulgular, Nusselt sayısının Reynolds sayısının artışı ve lüle çapının büyümesiyle birlikte yükseldiğini göstermektedir. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer eğilim sergilemekle birlikte, yaklaşık 7 m/s hız seviyesinde düşük hızlara kıyasla daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı şartlarında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 7 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.

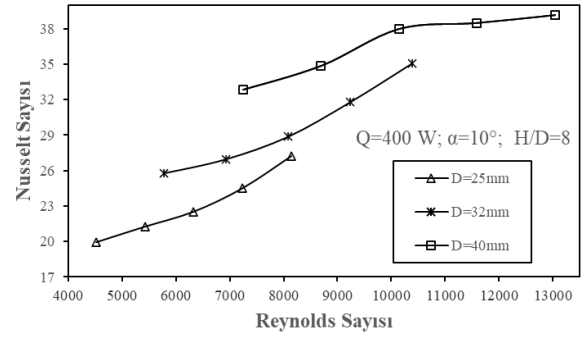


Şekil 8. Dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcısı için H/D=7 mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı koşullarında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için H/D = 7 mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, ardışık hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısı %5,7 ile %12,8 arasında yükselmektedir. Ayrıca, en düşük ve en yüksek hızlar arasında %41,9 oranında bir artış gözlenmiştir. Lüle çapı 32 mm için, hız artışına bağlı Nusselt sayısı %5,1 ile %11,3 aralığında değişmekte olup, aynı koşullarda minimum ve maksimum hızlar arasında %33,5'lik bir artış meydana gelmiştir. Lüle çapı 40 mm olduğunda ise, hız değerlerindeki artışlara bağlı olarak Nusselt sayısı %1,6 ile %7,7 arasında yükselmekte ve minimum ile maksimum hızlar arasında %18,5 oranında artış gerçekleşmektedir.

400 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı için, boyutsuz mesafenin 7 olduğu durumda, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre 25 mm'lik lüle çapı ve 32 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %34,5 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %26,5 arttığı hesaplanmıştır. 32 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %20,8 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %7,2 arttığı gözlemlenmiştir. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %62,5 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %35,7 arttığı hesaplanmıştır.

Dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısının, 400 W sabit ısı akısı altında, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda; üç farklı lüle çapı ve beş farklı akış hızı için Nusselt–Reynolds (Nu–Re) değişimi deneysel olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 9'da gösterilmiştir. Deneysel bulgular, Nusselt sayısının Reynolds sayısındaki artış ve lüle çapının büyümesiyle birlikte yükseldiğini ortaya koymaktadır. Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer bir eğilim sergilemekle birlikte, yaklaşık 7 m/s hız düzeyinde düşük hızlara kıyasla daha belirgin bir artış göstermektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz H/D mesafeleri için, akış hızının en yüksek olduğu noktalarda Nusselt sayısı en yüksek değerlerine ulaşmaktadır. Sabit ısı akısı koşullarında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm çaplı lülede, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.



Şekil 9. Dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcısı için H/D=8 mesafesinde deneysel analiz sonuçları.

Sabit ısı akısı altında, dikdörtgen kanatçıklı ve 10° eğimli ısı alıcısı için H/D = 8 mesafesinde; lüle çapı 25 mm olduğunda, ardışık hız artışlarına bağlı olarak Nusselt sayısı %6 ile %11,1 arasında artış göstermektedir. Ayrıca, en düşük ve en yüksek hızlar arasında %36,8 oranında bir yükselme gözlenmiştir. Lüle çapı 32 mm için, hız artışına bağlı Nusselt sayısı %4,6 ile %10,3 aralığında değişmekte olup, aynı koşullarda minimum ve maksimum hızlar arasında %36,2'lik bir artış meydana gelmiştir. Lüle çapı 40 mm olduğunda ise, hız değerlerindeki artışa bağlı olarak Nusselt sayısı %1,3 ile %8,9 arasında yükselmekte ve minimum ile maksimum hızlar arasında %19,2 oranında artış gerçekleşmektedir.

400 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı için, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda, farklı lüle çaplarındaki maksimum ve minimum akış hızlarına ait Nusselt sayılarının deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna göre 25 mm'lik lüle çapı ve 32 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %29,4 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %28,8 arttığı hesaplanmıştır. 32 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %27,5 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %11,5 arttığı gözlemlenmiştir. 25 mm'lik lüle çapı ve 40 mm'lik lüle çapları arasında sonuçlar incelendiğinde, deneysel çalışmaya ait minimum (5,0 m/s) hızlarda Nusselt sayısının %64,9 arttığı, en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısının %43,6 arttığı hesaplanmıştır.

Sonuç

Yüksek ısı akılarında termal yönetim, özellikle elektronik cihazlar için önem arz etmektedir ve çoklu çarpan jetle soğutma, bu alanda, umut verici çözümler sunmaktadır. Günümüzde, soğutma sistemleri tasarımında sistemin verimliliği en önemli parametrelerden biridir. Yüksek verimli sistemler ısı transferini artırır. 400 W ısı akısı altında, 10° eğime sahip dikdörtgen kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcılar üzerinde, çoklu çarpan jet sistemi kullanılarak ve soğutucu akışkan olarak hava tercih edilerek bir dizi soğutma deneyi gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmada, ısı transferi mekanizması ve buna bağlı akış karakteristikleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Lüle çapı, boyutsuz mesafe ve hız değişkenleriyle ısı transfer performansının analiz edilmesinin önemi göz önüne alındığında, bu çalışma, çarpan jet sistemleri hakkında endüstriye bilimsel olarak kanıtlanmış

cevaplar sağlamayı amaçlamaktadır. Deneysel analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde maddelendirilmiştir.

- ✓ Deneysel bulgular incelendiğinde, Nusselt sayısının Reynolds sayısındaki artışa paralel olarak yükseldiği tespit edilmiştir.
- ✓ Analiz bulguları, boru çapındaki artışa bağlı olarak Nusselt sayısının da yükseldiğini göstermiştir.
- ✓ Nusselt sayısının, boyutsuz H/D mesafesinin artmasıyla birlikte azaldığı ve bu ilişkinin büyük ölçüde doğrusal bir eğilim gösterdiği belirlenmiştir.
- ✓ Nusselt sayısı, jetin farklı hız seviyelerinde genel olarak benzer düzeyde değişim gösterirken, yaklaşık 7 m/s hız değerinde düşük hızlara kıyasla daha belirgin bir artış sergilemiştir.
- ✓ Deneysel analizler göstermiştir ki, lüle çapları ve boyutsuz mesafeler dikkate alındığında, akış hızının en yüksek olduğu yerlerde Nusselt sayısı en yüksek değere ulaşmıştır.
- ✓ Sabit ısı akısında ve değerlendirilen tüm deneysel analizler göz önüne alındığında, 400 W ısı akısında, 10° eğimli dikdörtgen kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcılara ait en yüksek Nusselt sayısı, 40 mm'lik lüle çapında, boyutsuz mesafenin 6 olduğu durumda ve 9 m/s akış hızında elde edilmiştir.
- ✓ Sabit ısı akısında ve değerlendirilen tüm deneysel analizler göz önüne alındığında, 400 W ısı akısında, 10° eğimli dikdörtgen kanatçıklı ve kanatçıksız ısı alıcılara ait en düşük Nusselt sayısı 25 mm'lik lüle çapında, boyutsuz mesafenin 8 olduğu durumda ve 5 m/s akış hızında tespit edilmiştir.

Çarpan jetle soğutmayı etkileyen parametreler değerlendirildiğinde, tek değişken yöntemi ile sürdürülen analizlerin, eğimli ve çoklu çarpan jet sistemlerinin optimizasyonu için yeni perspektifler sunacağı ve ısı performans ile verimlilik açısından iyileştirmeler sağlayacağı görülmektedir. Gelecekteki çalışmalarda, farklı soğutucular kullanılarak, yüksek sayıda parametre ve daha büyük ölçekli parametre aralıklarıyla gerçekleştirilecek analizlerle, çarpan jetlerin soğutma etkinliği üzerine hem sayısal hem de deneysel araştırmalar yapılabilir; böylece bu teknolojinin uygulanabilirliği için yüksek oranda rehberlik ve veri elde edilebilir.

Semboller

A	Alan (m^2)
c_p	Basınç katsayısı ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
D	Lüle çapı (m)
h	Taşınım katsayısı ($W\ m^{-2}\ K$)
H/D	Boyutsuz mesafe (boyutsuz)
I	Akım (A)
k	Termal iletkenlik ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
L	Isı alıcının uzunluğu (m)
Nu	Nusselt sayısı (hD/k) (boyutsuz)

R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds sayısı ($\rho VD/\mu$) (boyutsuz)
T	Sıcaklık (K)
U	Hız ($m\ s^{-1}$)
V	Volta (V)
W	Isı alıcının genişliği (m)
μ	Dinamik viskozite ($kg\ m^{-1}\ s^{-1}$)
ρ	Yoğunluk ($kg\ m^{-3}$)

Kısaltmalar Açıklama

ave	Ortalama
cond	İletim
conv	Taşınım
h	Hidrolik
rad	Işınım
s	Yüzey
tot	Toplam

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

“Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur”

“Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır”

Yazar Katkıları

Altuğ Karabey: Çalışma konsepti ve tasarım, Veri toplama, Verilerin analizi ve yorumlanması, Taslağın oluşturulması, Revizyon

Kaynaklar

- [1] M. Sağlam, “Elektronik bileşenlerin çapraz akış etkisindeki çarpan jet ile soğutulmasının deneysel incelenmesi”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 2024.
- [2] A. Karabey, and D. Yorulmaz, “Experimental analysis of heat and flow characteristics on inclined and multiple impingement jet heat transfer using optimized heat sink”. *Applied Sciences*, vol. 15, no.5, pp.1-19, 2025.
- [3] A. Karabey, and R. A. A. Al-Ani, “Numerical determination of cooling performance on heat sink using impingement jet”. *Duzce University Journal of Science and Technology*, vol. 11, no.2, pp. 977-989, 2023. [4] W. F. Holmgren, C. W. Hansen, and M. A. Mikofski, "pvlib python: a python package for modeling solar energy systems," *JOSS*, vol. 3, no. 29, p. 884, 2018, doi: 10.21105/joss.00884.
- [4] A. N. Özakin, and A. Kabakuş, “Numerical analysis of the effect of single and cascade air jets on heat and flow characteristics in plane surface heat sinks”.

- Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, vol.12, no.3, pp. 839-847, 2022.
- [5] K. Baghel, A. Sridharan, and J. S. Murallidharan, "Experimental and numerical study of inclined free surface liquid jet impingement". *International Journal of Thermal Science*, vol. 154, p. 106389, 2020.
- [6] A. Kabakuş, and M. Mustafaoğlu, "Heat transfer performance analysis of microchannel heat sinks with porous substrate integration", *Brilliant Engineering*, 6(4), 1-8, 2025.
- [7] V. Singhal, and S. V. Garimella, "Induction electro hydrodynamics micropump for high heat flux cooling". *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 134, no. 2, pp. 650-659, 2007.
- [8] A. Karabey, and K. Yakut, "Analyzing the heat and flow characteristics in spray cooling by using an optimized rectangular finned heat sink". *Heat Transfer Research*, vol.55, no. 11, pp. 19-34, 2024.
- [9] R. Yakut, "A multi-nozzle electrospray cooling device for high-power LEDs", *Applied Thermal Engineering*, vol. 287, p. 129467, 2026.
- [10] A. Kabakuş, and K. Yakut, "Optimization of finned heat sinks with electrospray cooling Full factorial method," *Heat Transfer Research*, vol. 55, no. 6, pp. 47-64, 2024.
- [11] F. Yesildal, and K. Yakut, "Optimization of the spray cooling parameters for a heat sink by the Taguchi method", *Atomization and Sprays*, vol. 27, no. 12, pp. 1063-1075, 2017.
- [12] C. Tosun, "Determination of heat and flow characteristics of mini heat sinks with cascade impingement jet". Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Atatürk Üniversitesi, Erzurum, Türkiye, 2024.
- [13] A. Karabey, "Determination of Heat and Flow Characteristics of Impingement Jet for Heat Sink". Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Atatürk Üniversitesi, Erzurum, Türkiye, 2010.
- [14] A. Yildizeli, and S. Cadirci, "Multi-objective optimization of multiple impinging jet system through genetic algorithm". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 158, p. 119978, 2020.
- [15] A. Karabey, and S. Arvasi, "Optimization of the design parameters using the Taguchi method in inclined impingement multijet heat transfer with rectangular finned heat sink". *Heat Transfer Research*, vol. 54, pp. 37-51, 2023.
- [16] A. Karabey, R. A. A. Al-Ani, and D. Bozdogan, "Experimental and numerical investigation of flow and heat transfer characteristics using impinging jet on optimized rectangular finned heat sinks". *Heat Transfer Research*, vol. 53, pp. 61-77, 2022.
- [17] K. Guresci, F. Yesildal, A. Karabey, R. Yakut, and K. Yakut, "Numerical analysis with experimental comparison in duct flow using optimized heat sinks". *Journal of Radiation Research and Applied Sciences*, vol. 11, no. 2, pp. 116-123, 2018.
- [18] O. Yalcinkaya, B. M. Ozel, U. Durmaz, and U. Uysal, "Experimental heat transfer analysis of conical pin configurations in jet impingement cooling with elongated nozzle holes", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, vol. 164, p. 105709, 2024.
- [19] B. Sarper, "The utilization of novel jet extension designs in multi-jet impingement for crossflow mitigation and thermal efficiency enhancement". *International Journal of Thermal Science*, vol. 202, p. 109079, 2024.
- [20] A. U. Tepe, Y. Yetisken, U. Uysal, and K. Arslan, "Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 158, p. 119945, 2020.
- [21] M. Sabato, A. Fregni, E. Stalio, F. Brusiani, M. Tranchero, and T. Baritaud, "Numerical study of submerged impinging jets for power electronics cooling", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 707-718, 2019.
- [22] R. Wu, T. Hong, Q. Cheng, H. Zou, Y. Fan, and X. Luo, "Thermal modeling and comparative analysis of jet impingement liquid cooling for high power electronics", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 42-51, 2019.
- [23] Z.-X. Wen, Y.-L. He, X.-W. Cao, and C. Yan, "Numerical study of impinging jets heat transfer with different nozzle geometries and arrangements for a ground fast cooling simulation device", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, pp. 321-335, 2016.
- [24] R. Nadda, A. Kumar, and R. Maithani, "Efficiency improvement of solar photovoltaic/solar air collectors by using impingement jets: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 93, pp. 331-353, 2018.
- [25] T.-W. Wei, H. Oprins, V. Cherman, G. Van der Plas, I. De Wolf, E. Beyne, and M. Baelmans, "Experimental characterization and model validation of liquid jet impingement cooling using a high spatial resolution and programmable thermal test chip", *Applied Thermal Engineering*, vol. 152, pp. 308-318, 2019.
- [26] W. Wu, H. Bostanci, L. Chow, S. Ding, Y. Hong, M. Su, J. P. Kizito, L. Gschwender, and C. Snyder, "Jet impingement and spray cooling using slurry of

- nanoencapsulated phase change materials”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 13–14, pp. 2715–2723, 2011.
- [27] M. M. U. Rehman, Z. Qu, R. Fu, and H. Xu, “Numerical study on free-surface jet impingement cooling with nanoencapsulated phase-change material slurry and nanofluid”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 312–325, 2017.
- [28] F. Selimefendigil, and H. F. Öztop, “Effects of nanoparticle shape on slot-jet impingement cooling of a corrugated surface with nanofluids”, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 9, no. 2, p. 021016, 2017.
- [29] R. Ekiciler, M. S. A. Çetinkaya, and K. Arslan, “Effect of shape of nanoparticle on heat transfer and entropy generation of nanofluid-jet impingement cooling”, *International Journal of Green Energy*, vol. 17, no. 10, pp. 555–567, 2020.
- [30] M. Modak, S. S. Chougule, and S. K. Sahu, “An experimental investigation on heat transfer characteristics of hot surface by using CuO–water nanofluids in circular jet impingement cooling”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 140, no. 1, p. 012401, 2018.
- [31] Y. Zhang, and W. Chen, “Experimental study on jet impingement boiling heat transfer in brass beads packed porous layer”, *Journal of Thermal Science*, vol. 29, pp. 718–729, 2020.
- [32] Y. Zhang, B. Liu, J. Wei, B. Sundén, and Z. Wu, “Heat transfer correlations for jet impingement boiling over micro-pin-finned surface”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 126, pp. 401–413, 2018.
- [33] T.-B. Chang, and Y.-K. Yang, “Heat transfer performance of jet impingement flow boiling using Al₂O₃-water nanofluid”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, pp. 1559–1566, 2014.
- [34] V. Devahdhanush, and I. Mudawar, “Critical heat flux of confined round single jet and jet array impingement boiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 169, p. 120857, 2021.
- [35] K. Chen, R.-N. Xu, and P.-X. Jiang, “Experimental study of jet impingement boiling cooling with CO₂ at subcritical pressures and comparisons with at supercritical pressures”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 165, p. 120605, 2021.
- [36] S. Abishek, and R. Narayanaswamy, “Low frequency pulsating jet impingement boiling and single phase heat transfer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 159, p. 120052, 2020.
- [37] V. Devahdhanush, and I. Mudawar, “Review of critical heat flux (CHF) in jet impingement boiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 169, p. 120893, 2021.
- [38] S. Fan, and F. Duan, “A review of two-phase submerged boiling in thermal management of electronic cooling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 150, p. 119324, 2020.
- [39] T. Wei, H. Oprins, V. Cherman, J. Qian, I. De Wolf, E. Beyne, and M. Baelmans, “High efficiency polymer-based direct multi-jet impingement cooling solution for highpower devices”, *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 34, no. 7, pp. 6601–6612, 2018.
- [40] S. Wiriyasart, and P. Naphon, “Heat spreading of liquid jet impingement cooling of cold plate heat sink with different fin shapes”, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 20, p. 100638, 2020.
- [41] M. A. Tahat, R. F. Babus’Haq, and S. D. Probert, “Forced steady-state convection from pin-fin arrays”, *Applied Energy*, vol. 48, no. 4, pp. 335–351, 1994.
- [42] M. Tahat, Z. H. Kodah, B. A. Jarrah, and S. D. Probert, “Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection”, *Applied Energy*, vol. 67, no. 4, pp. 419–442, 2000.
- [43] S. A. El-Sayed, M. S. Mohamed, A. M. Abdel-latif, and A. E. Abouda, “Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array”, *Experimental Thermal Fluid Science*, vol. 26, no. 8, pp. 879–900, 2002.
- [44] T. Y. Chen, and T. H. Shu, “Flow structures and heat-transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators”, *Experimental Thermal Fluid Science*, vol. 28, no. 4, pp. 273–282, 2003. [6] Soğukpınar, I. Hacı Bozkurt, and S. Cag, "Turkey's Energy Strategy for 2023 Targets after 2000 MW Giant Renewable Energy Contract," *E3S Web Conf.*, vol. 64, p. 1001, 2018, doi: 10.1051/e3sconf/20186401001.
- [45] S.J. Kline, and F. A. McClintock, “Describing uncertainties in single-sample experiments”, *ASME Mechanical Engineering*, vol. 75, pp. 3–8, 1953.