

# Çapraz akışa daldırılmış çoklu sentetik jetlerin ısı transferine etkisinin deneysel incelenmesi

## Experimental investigation of the effect of submerged multiple synthetic jets on heat transfer in cross-flow

Unal AKDAG<sup>1\*</sup>, Selma AKCAY<sup>2</sup>, Bekir GÜNGÖR<sup>1</sup>, Hakan PALANCIÖGLÜ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Aksaray, Türkiye.  
uakdag@aksaray.edu.tr, bekir6851@gmail.com, hakanpalancioglu@aksaray.edu.tr

<sup>2</sup>Çankırı Karatekin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Çankırı, Türkiye.  
selmaakcay@karatekin.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 11.03.2024  
Kabul Tarihi/Accepted: 03.12.2024

Düzeltilme Tarihi/Revision: 15.10.2024

doi: 10.5505/pajes.2024.23428  
Araştırma Makalesi/Research Article

### Öz

Bu çalışmada, alt yüzeyi ısıtılmış kare kesitli bir kanal içerisindeki zorlanmış çapraz akışa daldırılmış çoklu sentetik jet (sıfır kütle akalı) çarpmasının ısı transferine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Cebri kanal akışında, ana akışa çapraz olarak yerleştirilen altı adet sentetik jetin farklı Reynolds sayılarında ( $6000 \leq Re \leq 40000$ ) dört farklı boyutsuz genlik ( $A_0$ : 0,22, 0,44, 0,66 ve 0,88) ve altı farklı boyutsuz frekans ( $Wo$ : 11, 16, 19, 22, 25 ve 27) için ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bakır borulardan yapılmış nozullar, ana akış içerisinde dikey olarak daldırılmış ve nozulların alt ucu hedef yüzeye 2 cm mesafede yerleştirilmiş olup, ana akışın türbülanslı rejiminde ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Kanal giriş ve çıkışlarına ve hedef yüzey üzerine yerleştirilmiş ısı çiftleri aracılığı ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen sıcaklıklar yardımıyla Nusselt sayıları ( $Nu$ ) hesaplanmıştır. Ayrıca kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybı tespit edilerek termo-hidrolik performans (THP) değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar,  $Re=6000$ 'de, artan genlik ve frekansla hedef yüzey sıcaklığının kayda değer şekilde düştüğünü ve artan Reynolds sayılarında genlik ve frekansın yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkilerinin azaldığını göstermiştir.  $Re=6000$ ,  $Wo=27$  ve  $A_0=0,88$  için daimi akışa göre 2,74 kat ısı transferinin iyileştiği tespit edilmiştir. Çalışılan tüm Reynolds sayıları için artan genlik ve frekansla THP değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Sabit bir jet parametresi için ( $A_0=0,88$  ve  $Wo=27$ ) en yüksek THP,  $Re=6000$ 'de 2,6 olarak tespit edilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Çoklu sentetik jet, Cebri taşınım, Kanal akışı, Isı transferi iyileştirme

### Abstract

In this study, the effect of multiple synthetic jet (zero mass flux) impingement on heat transfer, immersed in forced crossflow in a square-section channel with a heated bottom surface, was experimentally investigated. In the forced channel flow, effects on heat transfer six synthetic jets placed diagonally in the main flow have four different dimensionless amplitudes ( $A_0$ : 0,22, 0,44, 0,66 and 0,88) and six different dimensionless frequencies ( $Wo$ : 11, 16, 19, 22, 25, and 27) at different Reynolds numbers ( $6000 \leq Re \leq 40000$ ) were examined experimentally. Nozzles made of copper pipes were immersed vertically into the main flow and the lower end of the jets was placed 2 cm from the target surface, and their effects on heat transfer in the turbulent regime of the main flow were analyzed. Temperature measurements were made using thermocouples placed at the channel entrances, exits, and on the target surface. Nusselt numbers ( $Nu$ ) were calculated with the help of the obtained temperatures. In addition, the pressure loss between the channel inlet and outlet was determined and thermo-hydraulic performance (THP) values were calculated. The results showed that at  $Re = 6000$ , the target surface temperature decreased significantly with increasing amplitude and frequency, and the effects of amplitude and frequency on surface temperatures decreased at increasing Reynolds numbers. It was determined that for  $Re = 6000$ ,  $Wo = 27$ , and  $A_0 = 0,88$ , heat transfer was improved by 2,74 times compared to steady flow. It was observed that THP values increased with increasing amplitude and frequency for all Reynolds numbers tested. For a constant jet parameter ( $A_0 = 0,88$  and  $Wo = 27$ ), the highest THP was determined as 2,6 at  $Re = 6000$ .

**Keywords:** Multiple Synthetic jet, Forced convection, Channel flow, Heat transfer enhancement

## 1 Giriş

Çarpan jet ile yüzey soğutma, bir yüzey üzerinde ısı transfer oranını artırmanın en etkili yollarından biridir. Çarpan jetler, türbin kanatlarının soğutulması, elektronik bileşenlerin soğutulması, endüstriyel kurutma, kâğıt tekstil, gıda sanayi, camların temperlenmesi vs. gibi pek çok mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Çarpan jetler, çeşitli geometriye sahip nozul veya lülelerden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu oluşur. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı, akışkanın hızına bağlı olarak azalır ve bunun sonucunda ısı taşınım katsayısında bir artış görülür. Jetin

oluşturduğu bu etki çarpma bölgesindeki ısı transferinin artmasına sebep olur [1], [2].

Minyatürleşen elektronik donanımların işlem hızı her geçen gün artmaktadır. Bu artışla birlikte elektronik bileşenlerin ürettiği ısının bertaraf edilmesi, araştırmacılar için önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Burada hızlı, güvenilir ve ekonomik soğutma yöntemlerinden olan jet çarpması uygulamaları öne çıkmaktadır [3]. Literatürde çarpan jetler ile ilgili çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda çarpan jetlerin akış alanları ve sıcaklık dağılımları zamana bağlı veya zamandan bağımsız olarak incelenmiştir [4], [5].

\*Yazışılan yazar/Corresponding author

Öztürk ve Demircan [6] çarpan jet akışı ile sabit ısı akısına sahip elektronik bir elemanın soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Jet hızının kanal hızına oranının artmasıyla, çarpma yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının ve kanal basınç kaybının belirgin şekilde arttığını gözlemlemişlerdir. Rundstorm ve Moshfegh [7] kanal içerisine yerleştirilmiş, sabit yüzey sıcaklığına sahip kübik ısı kaynağının çarpan jet ve kanal içi akış ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Tüm simülasyonlarında jet Reynolds sayısının artışıyla Nusselt sayısı artmıştır. Jet Reynolds sayısının artışı ortalama yüzey Nusselt sayılarını doğru orantılı olacak şekilde etkilemiştir. Jet Reynolds sayısı ile kanal Reynolds sayısı arasında bir ilişki olduğu belirtilmiştir. Yan ve Sanaei [8] ısı yayan düzlemsel levhanın iki adet eğimli jet (ikiz jet) ile soğutulmasını deneysel olarak çalışmışlardır. Artan eğimin ısı transferini azalttığını, H/D oranının azalmasının ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. San ve Chen [9] sabit ısı akısına sahip düzlemsel yüzeye çarptırılan beş jetin akış alanlarını ve sıcaklık dağılımlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında jetler arası mesafe ve jet yüksekliği azaldıkça hedef yüzeyden ortalama Nusselt sayısının arttığını, jetler arası mesafenin artışıyla jetler arası akış etkileşiminin ve hedef yüzeyin ortalama Nusselt sayısının azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca jetler arası mesafenin jet çapına oranının 6 ve üzerindeki değerlerinde ise her bir jetin bağımsız birer jet gibi davrandığını gözlemlemişlerdir. Larraona vd. [10] sabit ısı akısına sahip elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu kullanılarak soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanal yüksekliğini sabit tutmuşlar ve jet akış hızının kanal akış hızına oranının, elektronik elemanın yüksekliğinin, jet çapının ve jet merkezi ile elektronik eleman merkezi arasındaki uzaklığın ısı transferine ve basınç kaybına etkilerini araştırmışlardır. Ayrıca çoklu jetin etkisini daha iyi görebilmek için sadece kanal akışının olduğu durum ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda ortalama Nusselt sayısının, kanal Reynolds sayısı ve hız oranlarıyla da doğru orantılı olarak arttığını göstermişlerdir. Çoklu çarpan jet kullanılması durumunda sadece kanal akışına kıyasla daha yüksek soğutma verimliliği sağlayabildiğini belirtmişlerdir. Tepe vd. [11] çoklu jet çarpmasının çapraz akışla etkileşimini, farklı jet konfigürasyonları için deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve jet çapının artmasının ısı transferini olumsuz yönde etkilediğini belirtmişlerdir.

Çoklu jet dizisinde çapraz akışlı, yukarı yönden gelen jetlerden çıkan hava, aşağı yöndeki çalkantıları tahrip edebilir ve ısı transfer performansını kötüleştirir [12], [13]. Bununla birlikte, jetin etkileşimleriyle ilgili çoklu jet çarpmasının karmaşıklığı nedeniyle, çapraz akışın etkisini anlamak için çeşitli deneyler yapılmıştır [14], [15] ve farklı geometrik parametreler (jetten jete) dikkate alınarak (nozül-plaka mesafesi, yüzey pürüzlülüğü, jetin akış özellikleri, Reynolds sayısı, jetler arası mesafe gibi) parametreler analiz edilerek uygun parametrelerin seçilmesi halinde ısı transferinde çok güçlü artışların olabileceği belirlenmiştir [16], [17].

Kanal akışlarında, ısı transfer hızını artırmak için eklenen vorteks üreticiler, engel ekleme, yüzey pürüzlendirme, karıştırıcı aparat ekleme vs. gibi bazı geometrik düzenlemeler, ısı transferinde kayda değer iyileştirmeler sağlamaktadır [18], [19]. Klasik kanal akışı yerine kanala eklenen bu akış karıştırıcılar aktif ya da pasif sistemler olabilir. Aktif sistemlerde bir miktar ilave güç harcanmasına karşın ısı transferinde çok yüksek miktarlarda iyileşme sağlayabilmektedir [20], [21], [22]. Aktif sistemler arasında yaygın olarak kullanılan bir teknoloji, sentetik jet

uygulamalarıdır. Sentetik jetler sıfır kütle akısına sahip olduğundan, ilave bir hava kaynağına ve borulama sistemine ihtiyaç duymazlar. Sadece kanal içerisinden bir miktar havayı emip-tekrar üfleyen jetler olarak önemli avantajlara sahiptirler. Sentetik jetler, akış ayrılması ve kontrolü [23], [24], [25], uçakların aerodinamik performansının iyileştirilmesi [26], [27], elektronik bileşenlerin ve lityum iyon bataryaların soğutulması [28], [29], akış karışımının iyileştirilmesi [30], kütle ve ısı transferinin iyileştirilmesi [31], [32], [33] gibi çok geniş bir uygulama alanlarına sahiptir. Sentetik çarpan jetler pek çok çalışmada deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmalarda bazı araştırmacılar jet geometrisinin etkilerini incelerken [34], [35], [36], bazı araştırmacılar ise hedef yüzey geometrisi üzerine odaklanmıştır [37].

Chaudhari vd. [38] farklı Reynolds sayılarında ( $1500 \leq Re \leq 4200$ ) ve delik plaka mesafelerinde ( $0 \leq x/d \leq 25$ ) tek aksel simetrik deliğe sentetik jet uyarıcının çarpma soğutmasının etkisini deneysel olarak araştırdılar. Çalışma sonucunda sentetik çarpan jet ile elde edilen maksimum ısı transfer katsayısının doğal taşınım ile elde edilen ısı transfer katsayısından yaklaşık 11 kat daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Mangate vd. [39] farklı nozul geometrilerine (oval, elmas ve dairesel) sahip çoklu çarpan sentetik jetlerin akış ve ısı transferi karakteristiklerini sentetik jet uyarıcının giriş voltajını sabit tutarak deneysel bir çalışma yürütmüşler ve çalışma sonucunda çoklu çarpan sentetik jetlerin ısı transferinin tek delikli jete göre %75 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Krishan vd. [40] gerçekleştirdikleri bir derleme çalışmasında sentetik çarpan jet uygulamalarının ısı transferi iyileştirme üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Sentetik jetler, çok farklı uyarıcılar ve tahrik mekanizmaları ile oluşturulmaktadır. Bugüne kadar gerçekleştirilen sentetik jetler ile ilgili araştırmalarda, jetin tahrik mekanizması olarak genellikle hoparlör gibi akustik aktüatörler, piezoelektrik membranlar, elektromagnetik uyarıcılar kullanılmıştır [41], [42], [43], [44]. Bu aktüatörler küçük genlik ve frekans üreten cihazlar olması nedeniyle yüksek ısı transferinin gerekli olduğu durumlarda sınırlı kalmaktadır. Sentetik jetin bir piston mekanizması ile tahrik edildiği uygulamalar da mevcut olmakla birlikte bu çalışmalarda sınırlı parametreler kullanılarak genellikle tek bir jetin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir [45], [46], [47].

Greco vd. [31] nozul-plaka arası mesafenin ( $x/d=2-10$ ), boyutsuz strok uzunluğunun (5, 10, 20), soğutma performansı üzerindeki etkisini tek delikten oluşan bir hoparlör sentetik jet uyarıcı kullanarak sabit bir Reynolds sayısında ( $Re=5250$ ) araştırmışlardır. Strok uzunluğunun yüksek değerlerinde sentetik jet akış alanında birincil girdap halkasının ve arka jet bölgesinin oluştuğunu, düşük değerlerinde ise arka jetin oluşmadığını sadece plakaya çarpan birden fazla birincil girdap yapılarının şekillendiğini tespit etmişlerdir.

Singh vd. [48] elektromanyetik uyarıcı kullanarak oluşturdukları farklı nozul geometrilerine (kare, dikdörtgen ve dairesel) sahip aksel tek ve çoklu çarpan sentetik jetin elektronik soğutma üzerindeki etkisini deneysel bir çalışmada incelemişler ve çoklu sentetik jetten elde edilen Nusselt sayısının tekli sentetik jete göre %60 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Gil [49] tek ve çoklu aksel simetrik orifisli sentetik jet çarpmasının akış ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Sentetik jet uyarıcı olarak hoparlör kullandıkları çalışmada, eğrilik çapı ve orifis çapı oranını ( $p/d$ ) dört kez değiştirerek orifislerin merkezde ve eksen etrafındaki yerleşimine göre 13 farklı geometrik konfigürasyonu test

etmiştir. Sonuç olarak enerji verimliliğin artan çap ile hafif azaldığını ve test edilen tüm durumlar içerisinde enerji verimliliğin %6 olduğunu tespit etmiştir. Ja'fari vd. [50] sentetik jet aktüatörün çapraz akışla etkileşimini ve termal performansı iyileştirilmesi uygulamalarını içeren kapsamlı bir derleme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında basit ve karmaşık geometriye sahip modellerde akış ayırma kontrolü için uygulamalar ele alınmış ve tartışılmıştır. Ayrıca soğutma amaçlı sentetik jet aktüatörün kullanımı ve soğutma performansını etkileyen işletme parametrelerinin etkisi detaylı şekilde paylaşılmıştır.

Kang vd. [51] çift sentetik jet aktüatör kullanarak sıvı soğutmalı bir ısı dağıtım cihazında akış ve ısı transfer mekanizmasını sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmalarında soğutma performansı üzerinde giriş akış hızının, diyafram frekansının ve orifis delik çapının etkilerini incelemişlerdir. Frekansın artması ısı transferinin bir miktar arttığını ve basınç düşüşünün ise çok az etkilediğini gözlemlemişlerdir. Su girişi açık olan aktüatörde ısı transferinin iyileştiğini ve çift sentetik jet aktüatörün sıvı soğutma için yüksek verimliliğe sahip olduğunu bildirmişlerdir. Kang vd. [52] yakın zamanda çift sentetik jet sıvı soğutma cihazı üzerinde deneysel araştırmalarını sunmuşlardır ve bu teknoloji ile duvar sıcaklığını 45,59 °C'den 39,29 °C'ye düşürülebildiğini göstermişlerdir. Akdag vd. [53] düz bir yüzeye çarpan halkasal sentetik jetin ısı transfer özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca çalışmalarını sürekli çarpan dairesel ve halkasal jet ile karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında jet-hedef yüzey mesafe (H/D), Reynolds sayısı (Re), boyutsuz genlik ( $A_0$ ) ve Womersley sayısı ( $Wo$ ) gibi parametrelerin yüzey soğutma üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Deneyler sonucunda,  $Re=50000$  ve  $H/D=2$  için halkasal jetlerin dairesel jetlere göre %27 daha yüksek ısı transferi sağladığını bulmuşlardır. Ayrıca H/D oranının azalması ile ısı transferinin arttığını, boyutsuz genliğin azalması ile ısı transferinin iyileştiğini bildirmişlerdir.

Literatür çalışmasından da anlaşılıyor ki yapılan çalışmalarda tekli ve çoklu çarpan jetlerin akış ve ısı transferi kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Sentetik jetler ile ilgili yapılan çalışmalarda ise jet tahrik mekanizması olarak genellikle akustik aktüatörler, piyezoelektrik membranlar ve elektromanyetik uyarıcılar kullanılmıştır. Bu çalışmada, çapraz akışlı bir kanalda, alt yüzeyi ısıtılmış düz bir hedef yüzey üzerine daldırılmış çoklu sentetik jet (sıfır kütle akılı) çarpmasının türbülanslı akış ve ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada sentetik jeti tahrik etmek için bir piston mekanizması kullanılarak, ana akışa çapraz olarak yerleştirilen altı adet sentetik jetin farklı Reynolds sayılarında ( $6000 \leq Re \leq 40000$ ) dört farklı boyutsuz genlik ( $A_0$ : 0,22, 0,44, 0,66 ve 0,88) ve altı farklı boyutsuz frekans ( $Wo$ : 11, 16, 19, 22, 25 ve 27) için ısı transferi analiz edilmiştir.

## 2 Deneysel çalışma

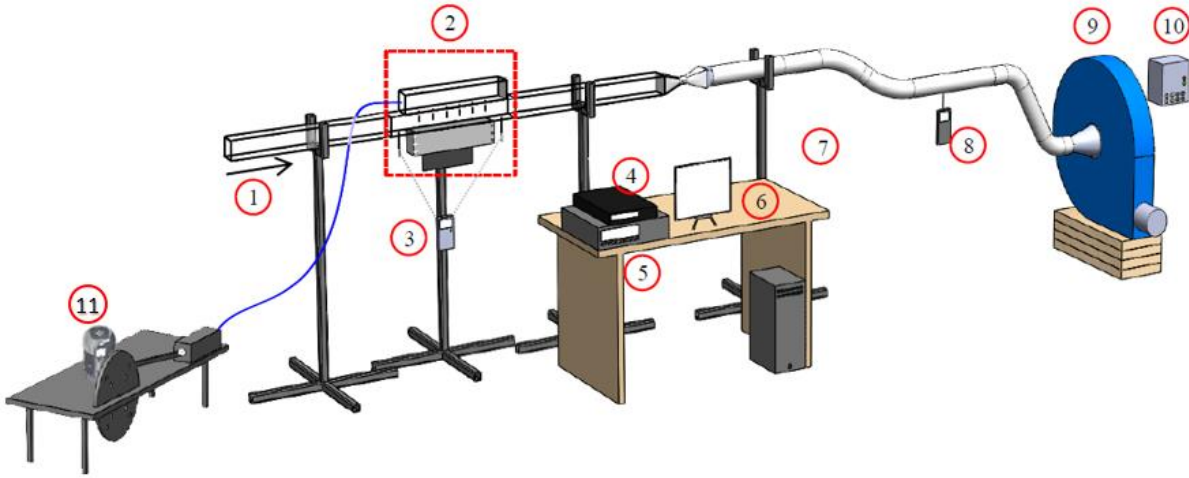
Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1'de verilmiştir. Deney düzeneğinde, ana-kanalda hava akışını sağlamak amacıyla kullanılan yüksek basınçlı fan, hava akımının kanala düzgün dağılımlı girebilmesi için akış düzeltici giriş bölümü, test bölümü, akış hızını, basınç farkını ve sıcaklıkları ölçen probalar ve hedef yüzeyi ısıtmak için bir güç kaynağı bulunmaktadır. Ayrıca sentetik jet mekanizması için bir piston silindir düzeneği ve veri toplamak ve kaydetmek için bir veri toplama cihazı kullanılmıştır. Deney düzeneğinde ana kanal kare kesitli olup, iş yapan akışkan havadır.

Hava, hız ayarı da yapılabilen yüksek basınçlı bir fan vasıtasıyla test bölümü içerisinde emilmektedir. Hız ölçümleri, test bölümü çıkışı ve fan girişi arasında yapılmaktadır. Çalışmada kullanılan test bölümünün kesit ölçüleri,  $50 \times 50 \times 320$  mm'dir. Deneysel çalışmada kullanılan tüm kanallar 8 mm kalınlığındaki pleksiglas malzemeden imal edilmiştir. Isıtıcı yüzeyi 320 mm uzunluğunda ve 5 cm genişliğindedir. Deneylerde kullanılan ısıtıcı yüzeyi paslanmaz çelik folyodan 0.02 mm kalınlığında imal edilmiş ve iki bakır plaka arasına düzgün bir şekilde gerdirilerek bağlanmıştır. Test bölümünün detaylı görünümü Şekil 3 ve 4'te gösterilmiştir. Sabit ısı akışı ile sürekli ısıtılan bir yüzey oluşturmak için folyo bir güç kaynağı ile beslenmiştir. Reynolds sayısının  $6000 \leq Re \leq 40000$  aralığında gerçekleştirilen tüm deneylerde, hedef yüzey sabit bir ısı akısında ( $q''=958$  W/m<sup>2</sup>) korunmuştur. Deney düzeneğinde test kısmından önce 1m giriş bölümü bulunmakta, böylece akış ısı olarak gelişmekte olan ancak hidrodinamik olarak tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarına ulaşmaktadır.

Isıtma yüzeyinin (paslanmaz çelik folyonun) alt kısmından ısıtım ve taşınım olacak ısı transferini engellemek için, 5 cm kalınlığında taş yünü yalıtım malzemesi ile yalıtım yapılmıştır. Test bölümünde folyonun altına yüzey sıcaklığını ölçmek amacıyla belirli aralıklarla ısı çiftleri yerleştirilmiş (Şekil 3), daha sonra yalıtım uygulanmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan, folyo üst yüzeyi için yayma oranı 0,13 olarak alınmıştır. Bunun için termal kamera ve ısı çiftleri kullanılarak kalibrasyon yapılmış ve sonuçlar doğrulanmıştır. Folyonun üst yüzeyinden ısıtım ile olan ısı transferi hesaplanarak, akışkana geçen net ısı transfer hızı hesaplanmıştır. Diğer taraftan, yapılan hesaplamalar sonucunda 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyo çok ince olduğu için ( $Bi=0,0001$ ), folyonun üst yüzeyinin sıcaklığı ile alt yüzeyinin sıcaklığının eşit olduğu kabul edilmiştir [54]. Deneylerde ısı transferi hesaplamaları bu kabuller altında gerçekleştirilmiştir.

Burada daldırılmış sentetik jetlerin konvansiyonel kanal içi akışa göre ısı transferi performansını iyileştirme potansiyeli incelenmiştir. Bu amaçla, ısıtıcı yüzeye çarpan, akışa çapraz olarak daldırılmış altı adet jet nozulu kullanılmıştır. Ana akış kanalının üzerine jet akışı için aynı kesit alanına sahip ikinci bir kanal yerleştirilmiş olup, üstteki kanaldan alttaki kanala 11 mm iç çapa ve 45,6 mm uzunluğa sahip bakır borudan yapılmış altı adet dairesel jet nozulu daldırılmıştır. Üst kanalın giriş çapı 22 mm olup çıkışı kapalıdır. Üst kanaldan daldırılan nozullar vasıtasıyla ana kanaldaki akışa sentetik jet etkisi oluşturulmuştur. Sentetik jetler, Şekil 1 ve 2'de görüldüğü gibi bir piston silindir mekanizması kullanılarak tahrik edilmiştir. Jetlerin test bölgesine yerleşimi Şekil 3 ve Şekil 4'te detaylı olarak gösterilmiştir.

Literatürdeki çalışmalar dikkate alınarak [11] jetin hedef yüzeyden uzaklığı 2 cm olarak alınmıştır. Sentetik jet nozullar, ana kanal üzerine, ana kanal ile aynı ölçülerde yapılmış bir odacıktan, akışa dik çarpacak şekilde daldırılmıştır. Üst odanın giriş kısmına yerleştirilmiş bir hortum bağlantısı ile sentetik jetlerin piston silindir düzeneğine bağlantısı sağlanmıştır. Piston silindir düzeneği, 2,4 kW DC motor ile tahrik edilmektedir. Motora bağlı bir volan üzerinden genlik ayarı, frekans kontrollü bir sürücü vasıtasıyla da hız ayarı yapılarak, dört farklı genlik ( $A_0$ : 0,22, 0,44, 0,66 ve 0,88) ve altı farklı Womersley sayısı ( $Wo$ : 11, 16, 19, 22, 25, 27) için jetler tahrik edilmiş ve farklı ana akış hızları ( $6000 \leq Re \leq 40000$ ) için kanal içerisindeki ısı transferi analiz edilmiştir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü (1. Kanal girişi, 2. Test kısmı, 3. Basınç farkı ölçümü, 4 Güç kaynağı, 5. Veri toplama sistemi, 6 CPU, 7. Çıkış kanalı, 8. Hız ölçer, 9. Fan, 10 İnvörtör, 11. Sentetik jet mekanizması).

Figure 1. Schematic image of the experimental setup (1. Channel input, 2. Test section, 3. Pressure difference measurement, 4 Power supply, 5. Data acquisition system, 6 CPU, 7. Output channel, 8. Speed meter, 9. Fan, 10 Inverter, 11. Synthetic jet mechanism).



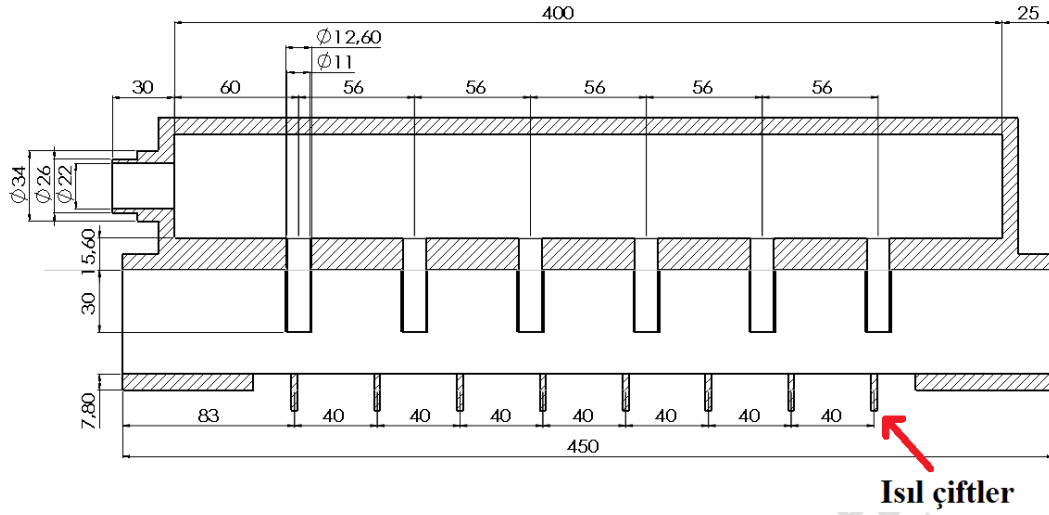
Şekil 2. Deney düzeneğinin gerçek görüntüsü.

Figure 2. Real image of the experimental setup.

## 2.1 Deneylerin yapılışı

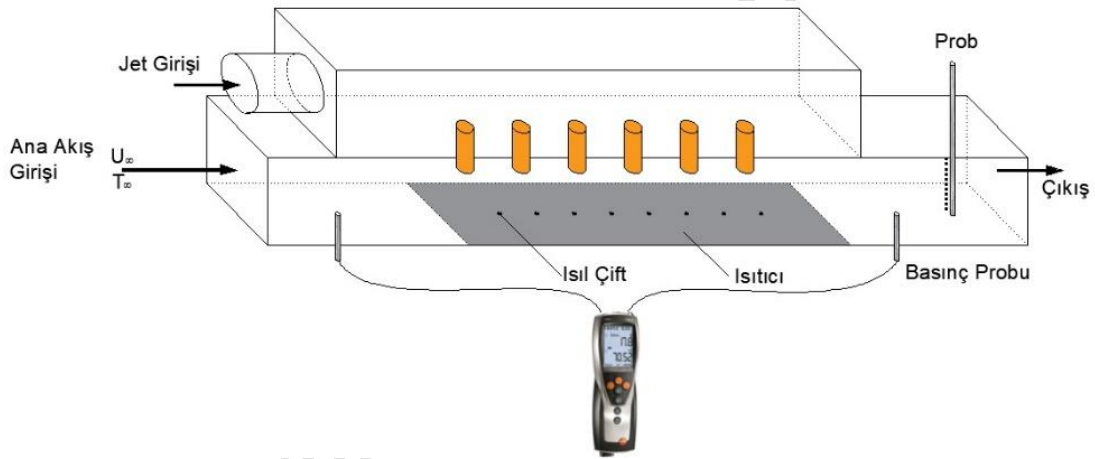
Alt yüzeyi sabit ısı akısına ( $q''=958 \text{ W/m}^2$ ) sahip ana kanalda, farklı fan hızları için sürekli akış şartlarında hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Verileri alırken önce sistemin kararlı koşullara ulaşması beklenmiştir. Sistemin kararlı hale geldiği sıcaklık ölçümlerinden anlaşılmaktadır. İlk olarak belirlenen Reynolds sayılarında ( $6000 \leq Re \leq 50000$ ) jetlerin bulunmadığı boş kanal için deneyler yapılmıştır. Yüzey sıcaklıkları ve test

bölgesi çıkış sıcaklıkları anlık olarak kaydedilmiştir. Aynı şartlar için test bölümünün giriş ve çıkışında bulunan basınç problemleri ile basınç kayıpları da ölçülerek kaydedilmiştir (Şekil 4). Daha sonra benzer işlemler daldırılmış jet nozulların ana kanal içine konumlandırıldığı ancak sentetik jet akışının aktif olmadığı durum için tekrarlanmıştır. Sürekli akış şartlarındaki deneysel sonuçlar (jetler aktif değilken), doğrulama ve



Şekil 3. Test kısmının geometrik ölçüleri ve ısı-çiftlerin konumları.

Figure 3. Geometric dimensions of the test section and locations of thermocouples.



Şekil 4. Test bölümünde basınç kaybını ve çıkış sıcaklıklarını ölçen problemlerin konumları.

Figure 4. Locations of probes measuring pressure loss and outlet temperatures in the test section.

karşılaştırmak amacıyla kullanılmıştır. Bir sonraki aşamada ise ana akış için farklı Reynolds sayılarında sentetik jetler, belirlenen genlik ve frekanslarda aktif hale getirilerek deneyler tekrarlanmıştır.

Isıtıcı yüzeyi orta eksenine boyunca belirli mesafelerde yatay olarak yerleştirilen sekiz adet ısı-çift (Şekil 3) kanal çıkışında bulunan prob üzerine dikey olarak yerleştirilen on adet ısı-çiftler (Şekil 4) ve giriş sıcaklığını ölçen bir adet ısı-çift kullanılarak toplamda on dokuz adet ısı-çift ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Isıl-çiftlerin sayısı, deney düzeneğinin imkân verdiği sayıda belirlenmiştir. Isıl çiftlerden okunan sıcaklık değerleri anlık olarak bir veri toplama sistemi ile bilgisayar ortamına kaydedilmiştir.

Yüzey sıcaklığının belirlenmesinde, hedef yüzeyin uzunluğu boyunca orta eksene belirli aralıklarla yerleştirilen ısı-çiftlerden alınan sıcaklık değerlerinin aritmetik ortalamaları dikkate alınmıştır. Test bölümünün çıkışında, ısıtıcı yüzeye dik olarak yerleştirilen bir probun uzunluğu boyunca eşit mesafelerde yerleştirilmiş ısı-çiftlerin ortalamaları alınarak

kanal çıkış sıcaklığı belirlenmiştir. Kanal girişinde sıcaklık değişmediği ve ortam havası kullanıldığı için bir adet-ısı çift ile giriş ve ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Isı transfer hesaplamalarında, hedef yüzeye yerleştirilmiş ısı-çiftlerden okunan anlık sıcaklıkların ortalaması alınarak her bir noktanın sıcaklık değerleri belirlenmiş, daha sonra her bir noktadaki sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak yüzey sıcaklığı ( $\bar{T}_w$ ) hesaplanmıştır. Benzer şekilde kanal çıkışına yerleştirilen dikey prob üzerindeki ısı çiftleri vasıtasıyla kanal çıkış sıcaklığı belirlenmiş, daha sonra giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamaları alınarak akışkanın yığın sıcaklığı ( $T_b=(T_i+T_o)/2$ ) bulunmuştur.

## 2.2 Fiziksel parametreler

Bir cebri akış içerisine yerleştirilmiş çoklu çarpan sentetik jetlerin ısı transferine etkisinin incelenbilmesi için akışı etkileyen önemli ana parametrelerin belirlenmesi gerekir. Bu anlamda zorlanmış akışa uygun fiziksel parametreler tespit edilip, boyutsuzlaştırma işlemi yapılırsa benzerlik

parametreleri elde edilir. Bu çalışmada akışı etkileyen fiziksel parametrelerden Reynolds sayısı (Re) Eşitlik 1 ile hesaplanır.

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho U_{\infty} D_h}{\mu} \quad (1)$$

Burada  $U_{\infty}$  ortalama ana kanal akış hızını,  $\rho$  akışkan yoğunluğunu,  $\mu$  dinamik viskoziteyi,  $D_h$  ise kanalın hidrolik çapını göstermektedir.

Womersley sayısı (Wo) sentetik jet akışında boyutsuz frekans temsil etmektedir ve Eşitlik 2 ile bulunur.

$$Wo = \frac{D_h}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad (2)$$

Burada  $\omega$  açısal hızı (rad/s),  $\nu$  ise kinematik viskoziteyi gösterir. Sentetik jet için bir diğer önemli boyutsuz parametre boyutsuz genliktir ( $A_o$ ) ve Eşitlik 3 ile hesaplanır.

$$A_o = \frac{X_m}{L} \quad (3)$$

Burada  $X_m$  pistonun strokunu,  $L$  ise ısıtılmış hedef yüzeyin uzunluğunu temsil etmektedir.

Prandtl sayısı (Pr) Eşitlik 4 ile hesaplanır.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4)$$

Burada  $\mu$  dinamik viskoziteyi,  $c_p$  ise özgül ısıyı göstermektedir. Çalışmada iş akışkanı olarak hava (Pr=0,71) kullanılmıştır.

Bu problemde, geometrik parametreler (jet nozullarının çapı, nozulların hedef yüzeye olan mesafesi, nozullar arası mesafe, ana akışın kanal kesiti) ve akışkan özellikleri sabit tutulmuştur.

### 2.3 Isı transferi hesabı

Deneysel ısı transferi Nusselt sayısı ile hesaplanmıştır. Sürekli akışta bir kanaldaki Nusselt sayısı Eşitlik 5 ile hesaplanır [56].

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (5)$$

Burada,  $k_f$  akışkanın ısı iletim katsayısını,  $h$  ise taşınım ısı transfer katsayısını göstermektedir.

Zamana bağlı sentetik jet akışı için ortalama Nusselt sayısı Eşitlik 6 ile bulunur.

$$Nu = \frac{1}{\tau L} \int \int Nu(x, t) dt dx \quad (6)$$

Deneysel ısı çiftlerinden elde edilen ortalama sıcaklıklar yardımıyla Nusselt sayısı Eşitlik 7 ile hesaplanabilir.

$$Nu = \frac{q'' D_h}{k_f (\bar{T}_w - \bar{T}_b)} \quad (7)$$

Burada  $\bar{T}_w$  ortalama hedef yüzey sıcaklığını,  $\bar{T}_b$  ise akışkanın ortalama yığın sıcaklığını göstermektedir.

Çoklu sentetik jetlerin aktif olduğu kanal akışında elde edilen ısı transferinin jetlerin aktif olmadığı durumda ısı transferini ne

kadar iyileştirdiği Eşitlik 8'de verilen ısı transfer iyileşme faktörü ( $\varepsilon$ ) ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{Nu}{Nu_o} \quad (8)$$

Burada  $Nu$  ve  $Nu_o$  sırasıyla sentetik jet akışının olduğu ve olmadığı durumda elde edilen Nusselt sayılarını göstermektedir.

Diğer taraftan kanal içinde daldırılmış jet nozulların akışa engel oluşturmaları nedeniyle sürtünme de önem kazanmaktadır. Bu durumda sürtünme faktörü Eşitlik 9 ile hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P D_h}{\frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2 L} \quad (9)$$

Burada  $\Delta P$  kanal giriş ve çıkışındaki basınç kaybını (Pa) gösterir.

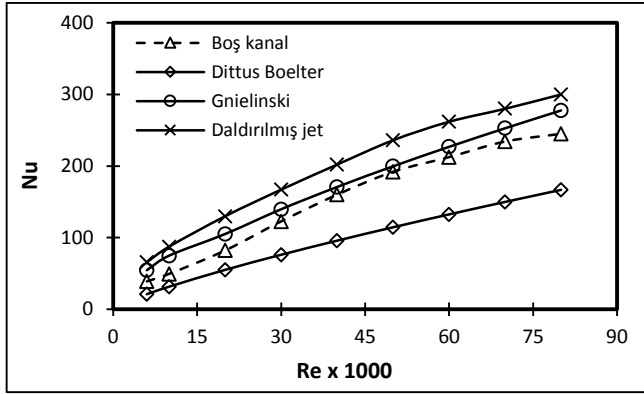
Çoklu daldırılmış sentetik jetlerin termo-hidrolik performansı (THP) ısı transferi iyileşmesi ve sürtünme faktörü dikkate alınarak Eşitlik 10 ile hesaplanır.

$$THP = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (10)$$

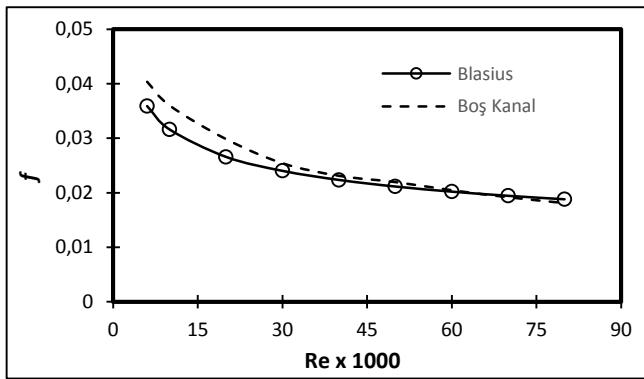
### 2.4 Doğrulama

Deneysel sonuçların doğruluğundan emin olmak için elde edilen sonuçlar önceki çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır. İlk olarak ana kanalın boş olduğu durum için farklı Reynolds sayılarında hesaplanan Nusselt sayıları, literatürde yaygın olarak bilinen Dittus-Boelter ve Gnielinski korelasyonları ile karşılaştırılmıştır [55].

Aynı zamanda daldırılmış nozulların kanalda olduğu, ancak sentetik jetin aktif olmadığı durum "daldırılmış jet" olarak tanımlanmış ve farklı Reynolds sayılarında hesaplanan Nusselt sayıları da önceki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Şekil 5a'da Nusselt sayısı için deneysel sonuçlar ve korelasyonlardan elde edilen sonuçlar birlikte sunulmuştur. Boş kanalda yapılan ölçümlerin Gnielinski bağıntısı ile benzer uyum sağladığı gözlenmiştir. Gnielinski bağıntısı sürtünmeleri de dikkate aldığından daha hassas sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir. Aynı zamanda bu korelasyonun türbülanslı akış koşullarındaki düşük Reynolds sayılarında başarılı sonuçlar verdiği bilinmektedir [55]. Daldırılmış jet nozulların olduğu sürekli akış durumunda elde edilen Nusselt sayıları, boş kanal akışına göre biraz yüksek bulunmakla birlikte önceki çalışmalarla benzer eğilim gösterdiği görülmüştür. Ayrıca boş kanal için yapılan sürtünme kayıpları da Şekil 5b'de verilmiştir. Literatürde yaygın olarak kullanılan Blasius korelasyonu [55] ile bu çalışmadaki boş kanal için yapılan sürtünme katsayılarının karşılaştırılmasına göre uyumlu bir sonuç elde edilmiştir. Buna göre boş kanal akışı ve daldırılmış jet nozulların olduğu ancak jet akışının aktif olmadığı durumlar için yapılan deneysel çalışma sonuçlarının kabul edilebilir doğrulukta olduğu düşünülmüştür. Doğrulama yapıldıktan sonra sentetik jetler aktif hale getirilerek belirlenen genlik ve frekanslarda deneyler yapılmıştır.



Şekil 5a. Önceki çalışmalarla Nusselt sayılarının doğrulanması  
Figure 5a. Validation of Nusselt number with previous studies.



Şekil 5b. Sürtünme katsayısının doğrulanması.  
Figure 5b. Validation of friction factor.

## 2.5 Belirsizlik analizi

Deneylerin yapılışı esnasında birçok parametre sabit tutulmuştur, fakat deneysel ölçümlerde bazı belirsizliklerin olması kaçınılmazdır. Bu çalışmada belirsizlikler, genellikle ölçme hatalarından kaynaklıdır. Belirsizlik oranlarının tespiti için farklı metotlar mevcut olmakla birlikte en yaygın kullanılan metot, Holman [57] tarafından önerilen "Belirsizlik Analizi" yöntemidir.

Tablo 1 Ölçüm cihazları ve cihazların belirsizlikleri

Table 1 Measuring instruments and their uncertainties

| Parametre                 | Cihaz (ölçüm aralığı)                   | Belirsizlik |
|---------------------------|---|-------------|
| Veri toplama cihazı       | Keithley 2750 (200 veri/s)              | ± 0.1%      |
| Basınç                    | Testo 435 (0...2000 mbar)               | ± 0.15 mbar |
| Yüzey sıcaklığı           | Omega, K-type (-70°C ...+1000°C)        | ± 0.5°C     |
| Akışkan sıcaklığı (çıkış) | Omega, K-type (-70°C ...+1000°C)        | ± 0.2°C     |
| Hız                       | Testo-435, Anemometre (+0.25-20.m/s)    | ± 0.03 m/s  |
| Isı akısı                 | Güç Kaynağı, Ametek Sorensen (XG 6-110) | ± 3 W       |

Bu çalışmada ölçme belirsizliklerine sebep olan parametreler,  $q''$  yüzeye aktarılan ısı akısı,  $T_w$  yüzey sıcaklığı,  $T_o$  kanal çıkış sıcaklığı,  $U_\infty$  ana akış hızı ve  $\Delta P$  basınç farkıdır. Holman tarafından önerilen belirsizlik analizi [57], her bir deneye ayrı ayrı uygulanmış ve ortalama belirsizlik tespit edilmiştir. Buna göre deneylerde Nusselt sayısının belirsizliği  $\pm 4,88$  olarak elde edilmiştir [58]. Deneysel çalışmada kullanılan cihazlar ve bu cihazların belirsizliği Tablo 1 de verilmiştir.

## 3 Bulgular ve Değerlendirme

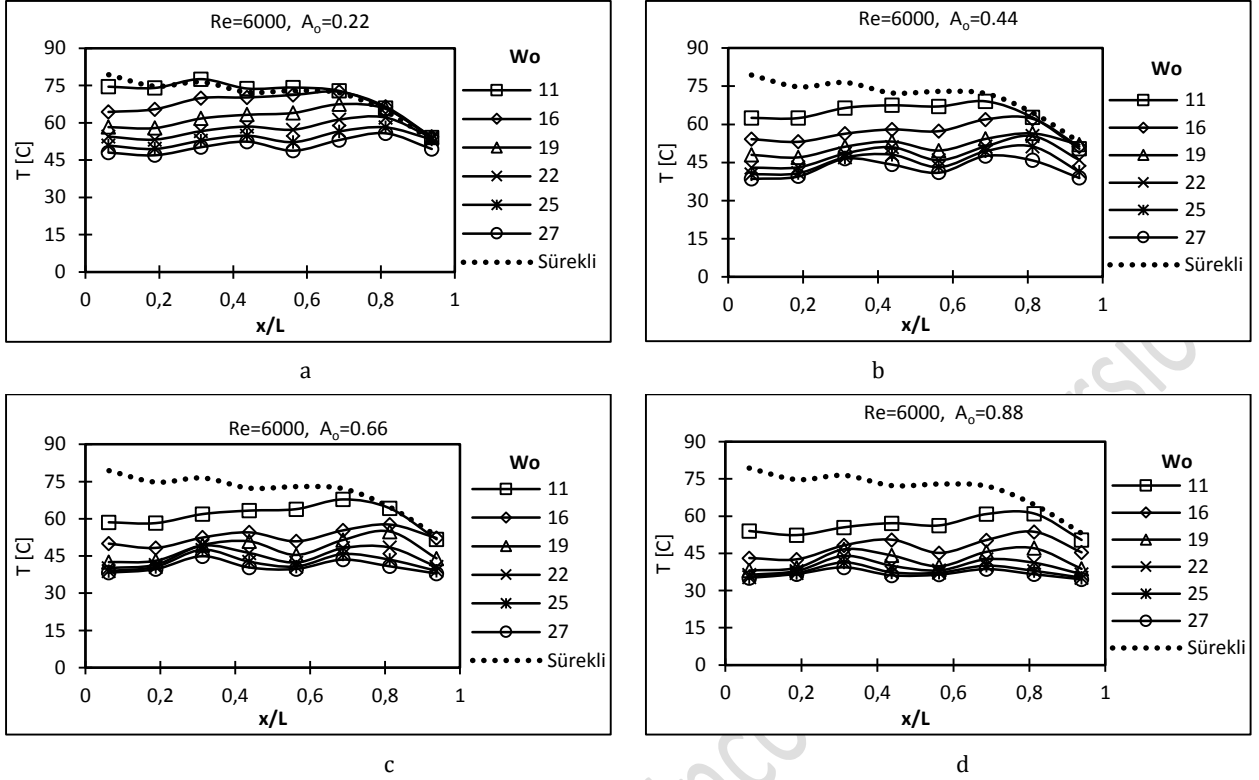
### 3.1 Hedef Yüzey sıcaklıkları

Jet akışı ile ana kanal akışı arasında uyumu sağlayabilmek için çeşitli Reynolds sayılarında deneyler yapılmış ve en etkin değer  $Re=6000$ 'de sağlandığı görülmüştür. Deneylerde düşük Reynolds sayısında ( $Re=6000$ ) jetin etkisinin baskın olmasından dolayı, bu parametreler için zamana bağlı sıcaklık değişimleri detaylı olarak analiz edilmiştir. Daldırılmış jet nozulların olduğu kanalda  $Re=6000$  için daimî akış ve sentetik jet akış durumu için farklı genlik ve frekanslarda elde edilen ortalama yüzey sıcaklıklarının değişimi, Şekil 6'da verilmiştir. Jetin aktif olmadığı durum sürekli akış olarak düşünülmüş olup bu değerler referans olarak alınmıştır. Karşılaştırma amacıyla grafiklerde verilmiştir. Sürekli akış ile karşılaştırıldığında sentetik jet akışının yüzey sıcaklıklarını düşürdüğü gözlenmiştir. Şekil 6'da artan genlik ve Womersley sayısının yüzey sıcaklıklarında düşüşe neden olduğu görülmektedir.

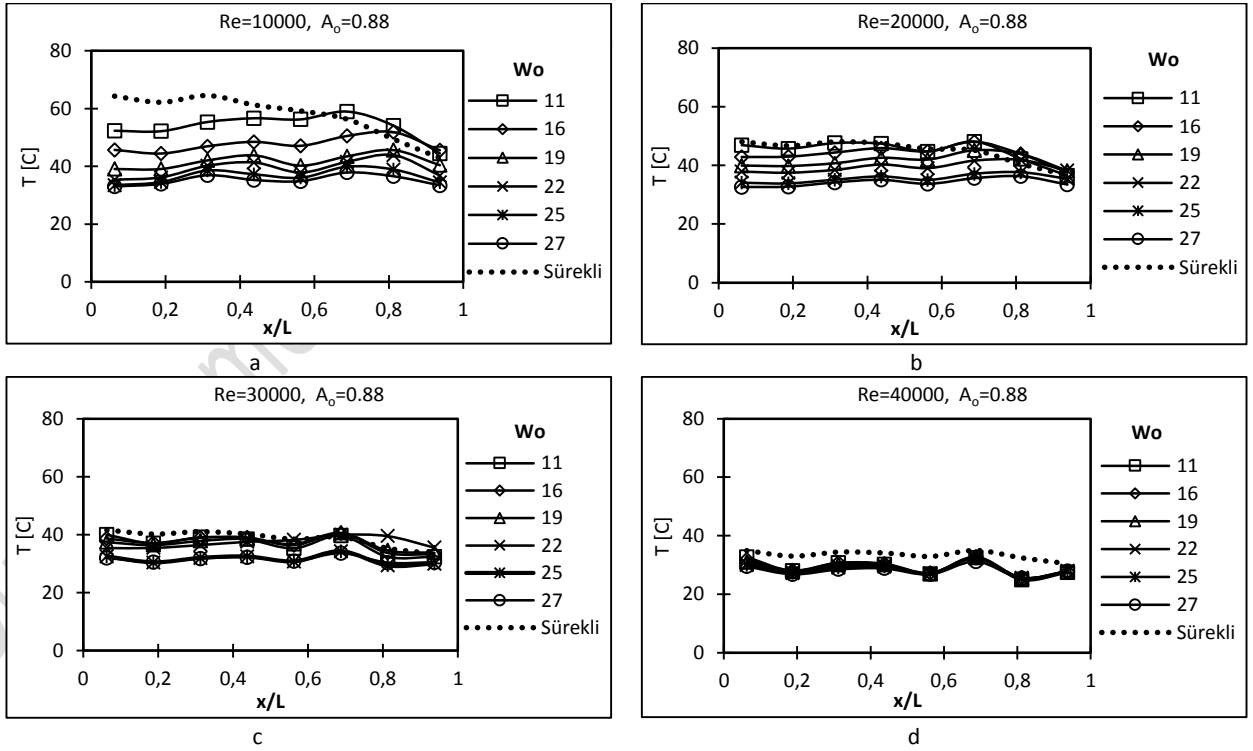
Yüzey sıcaklıkları üzerinde düşük genlik ( $A_o=0,22$ ) ve düşük frekansın ( $Wo=11$ ) etkisinin ihmal edilebilecek kadar düşük olduğu, artan frekansla birlikte yüzey sıcaklıklarındaki azalma dikkat çekmektedir (Şekil 6a). Genliğin artması ile frekansın da etkisinin arttığı görülmektedir.

Artan genliklerde ( $A_o \geq 0,44$ ), tüm frekansların yüzey sıcaklıkları üzerinde etkili olduğu anlaşılmaktadır. Genliğin artması ile hedef yüzey sıcaklıklarının düşük genliklere göre azaldığı gözlenmektedir. Artan genlik ve frekanslarda yüzey sıcaklıkları arasındaki fark da azalmaktadır ve yüzey sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaştığı gözlenmektedir (Şekil 6d).

Yüzey sıcaklıkları üzerinde Reynolds sayısının etkisinin anlaşılabilmesi için, farklı  $Re$  değerlerinde, sentetik jet parametrelerinin yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkisi Şekil 7'de gösterilmiştir. Şekil 6'da en düşük yüzey sıcaklığının  $A_o=0,88$  durumunda elde edilmesi nedeniyle Şekil 7'de bu genlik değeri sabit tutulmuştur. Farklı  $Re$  ve  $Wo$  değerlerinin yüzey sıcaklıklarına etkileri daimî akışla karşılaştırılarak araştırılmıştır. Artan Reynolds sayısı ile yüzey sıcaklıklarının azaldığı görülmektedir. Yüksek  $Re$  değerlerinde, frekansın artmasıyla yüzey sıcaklıkları arasındaki fark da azalmaktadır. Kanaldaki akış, yüksek  $Re$ ,  $A_o$  ve  $Wo$  değerlerinde sürekli daldırılmış jet akışına yaklaşmaktadır. Bu durum yüksek Reynolds sayısının jetin etkisini süpürdüğü, ana akış hızının hedef yüzey üzerinde daha etkili olduğunu ve dolayısı ile jeti baskıladığını göstermektedir. Düşük Reynolds sayılarında ( $Re=10000$  ve  $Re=20000$ ), jet parametrelerinin yüzey sıcaklıklarına etkisinin fazla hissedildiği, artan frekansla birlikte hedef yüzeyin sıcaklığının düştüğü gözlenmektedir. Buradan sentetik jet parametreleri ile ana akış parametreleri arasında bir uyum sağlanması gerektiği ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6. Farklı genliklerde  $Wo$  ile yüzey sıcaklıklarının değişimi ( $Re=6000$ ), a)  $A_0=0,22$ , b)  $A_0=0,44$  c)  $A_0=0,66$ , d)  $A_0=0,88$ .  
 Şekil 6. Variation of surface temperatures with  $Wo$  at different amplitudes ( $Re=6000$ ), a)  $A_0=0,22$ , b)  $A_0=0,44$  c)  $A_0=0,66$ , d)  $A_0=0,88$ .



Şekil 7. Farklı Reynolds sayıları için  $Wo$  ile yüzey sıcaklıklarının değişimi ( $A_0=0,88$ ), a)  $Re=10000$ , b)  $Re=20000$ , c)  $Re=30000$ , d)  $Re=40000$ .

Figure 7. Variation of surface temperatures with  $Wo$  for different Reynolds numbers ( $A_0=0,88$ ), a)  $Re=10000$ , b)  $Re=20000$ , c)  $Re=30000$ , d)  $Re=40000$ .

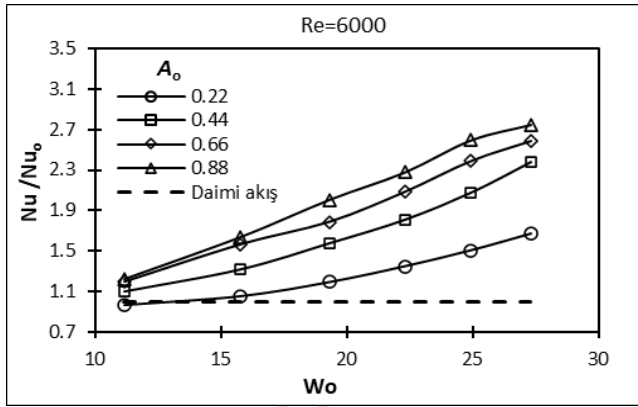


Sıcaklık ölçmelerinden, özellikle düşük Reynolds sayılarında yüksek genliğin ısı transferini artırmada önemli bir rol oynadığı, genliğin yüksek olduğu durumda en düşük frekansta bile kayda değer iyileşmenin olduğu, yüksek frekanslarda yüzey sıcaklıklarının birbirine daha yakın elde edildiği gözlenmiştir.

### 3.2 Isı transferi analizi

Bu çalışmada, ana akış içine daldırılmış çoklu sentetik jetlerin akış ve ısı transferine etkileri farklı Reynolds sayıları ve sentetik jet parametreleri için incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar jetin aktif olmadığı durumda karşılaştırılmıştır.

Şekil 8'de sabit bir Reynolds sayısında ( $Re=6000$ ) farklı genlikler için Womersley sayısı ile ısı transferi iyileşme oranının değişimi gösterilmiştir. Jetin aktif olmadığı daimî akış, referans olarak alınmıştır. Sabit bir kanal hızında, artan genlik ve frekansla ısı transferi iyileşme oranının arttığı görülmektedir. Genliğin artması, kanal içerisinde emilen havanın miktarını artırmakta, tekrar üflenen jetle daha yüksek momentum transferi sağlanmakta, bu durum konvektif etkiyi artırmaktadır. Yüksek genlik değerine sahip jet akışında kanal içerisindeki akış çevrimleri artmakta, bu durum daha iyi bir akış karışımına neden olmaktadır. Sentetik jet parametreleri nedeniyle hedef yüzeyin üzerinde oluşan sınır tabaka sürekli bozulmakta ve jet akışı ana akışla daha hızlı ve etkili bir şekilde karışmaktadır. Jetin etkisiyle bu durum her çevrimde periyodik olarak yenilenmektedir. Ana akışın oluşturduğu stabil hız ve ısı sınır tabakalar, çarpan çoklu jetler vasıtasıyla bozulmakta ve daha soğuk akışkanın sıcak yüzey ile temasını sağlamaktadır, bu durum ısı transferinin artmasına yol açmaktadır.



Şekil 8. Farklı parametreler için ısı transferi iyileşme oranının ( $Nu/Nu_0$ ) değişimi ( $Re=6000$ ).

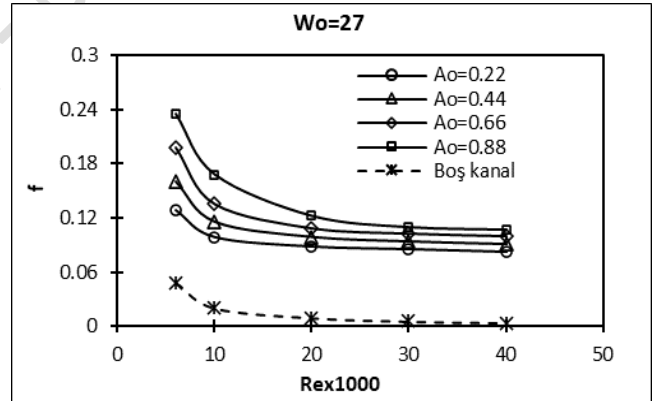
Figure 8. Variation of heat transfer enhancement ratio ( $Nu/Nu_0$ ) for different parameters ( $Re=6000$ ).

Sabit bir Reynolds sayısında ( $Re=6000$ ), daimî akış şartlarına göre ısı transferinin, çalışılan en yüksek frekans ( $Wo=27$ ) değeri için, en düşük genlikte ( $A_0=0.22$ ) yaklaşık **1,62** oranında iyileştiği, en yüksek genlikte ( $A_0=0.88$ ) ise yaklaşık 2,74 oranında iyileştiği gözlenmiştir. Bu sonuçlar hedef yüzeyin soğutulmasında çoklu daldırılmış sentetik jetlerin önemli bir potansiyele sahip olduğunu göstermektedir.

Deneysel test bölgesinin giriş ve çıkışına iki adet prob yerleştirilerek her bir deney için kanaldaki basınç düşüşü

Testo-435 fark-basınç-ölçer ile ölçülmüştür.  $Wo=27$  sabit frekans değeri için farklı Reynolds sayılarında ve genlik değerlerinde Eşitlik 9 ile elde edilen sürtünme faktörünün değişimi Şekil 9'da verilmektedir. Boş kanal için hesaplanan sürtünme faktörü değerleri referans olarak alınmıştır. Tüm genliklerde artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü değerlerinin azaldığı görülmektedir. Yüksek genliklerde jet etkisinin artması, akış içerisinde sürtünme etkilerini de artırmıştır. Hem sentetik jetin periyodik hareketi hem de ana kanal akışının daldırılmış jetlere çarpmasından dolayı sürtünme etkileri de artan genlikle birlikte baskın hale gelmektedir.

İç akışlarda, ısı transferi sürtünme faktörü ile birlikte değerlendirilmelidir. Özellikle akışa engel bir durum söz konusu olduğunda basınç kayıplarının dikkate alınması önemlidir. Burada kanal içerisine daldırılmış jetler, sentetik jet parametreleri ve Reynolds sayısı basınç düşüşünü artıran faktörlerdir. Kanal içinde elde edilen ısı transfer iyileşmesinin ( $Nu/Nu_0$ ) kanaldaki basınç kaybını yenmesi önemli bir performans göstergesidir. Bu nedenle basınç kaybıyla ısı transferi iyileşmesini birlikte değerlendirmek için termo-hidrolik performans (THP) faktörü belirlenmiş ve Eşitlik (10) ile hesaplanmıştır. Termo-hidrolik performans (THP) faktörü, referans değer üzerinde elde edilirse sürtünme faktörüne karşın ısı transferinde bir iyileşme olduğu anlamına gelmektedir. Bu değer referans değer altında olması kanaldaki ısı transfer iyileşmesinin basınç kayıplarını yenemediğini göstermektedir.



Şekil 9. Farklı genlikler için  $Re$  ile sürtünme faktörünün değişimi ( $Wo=27$ ).

Figure 9. Variation of friction factor with  $Re$  for different amplitudes ( $Wo=27$ ).

Bu çalışmada, farklı Reynolds sayıları için genlik ve frekansla THP değerlerinin değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir.

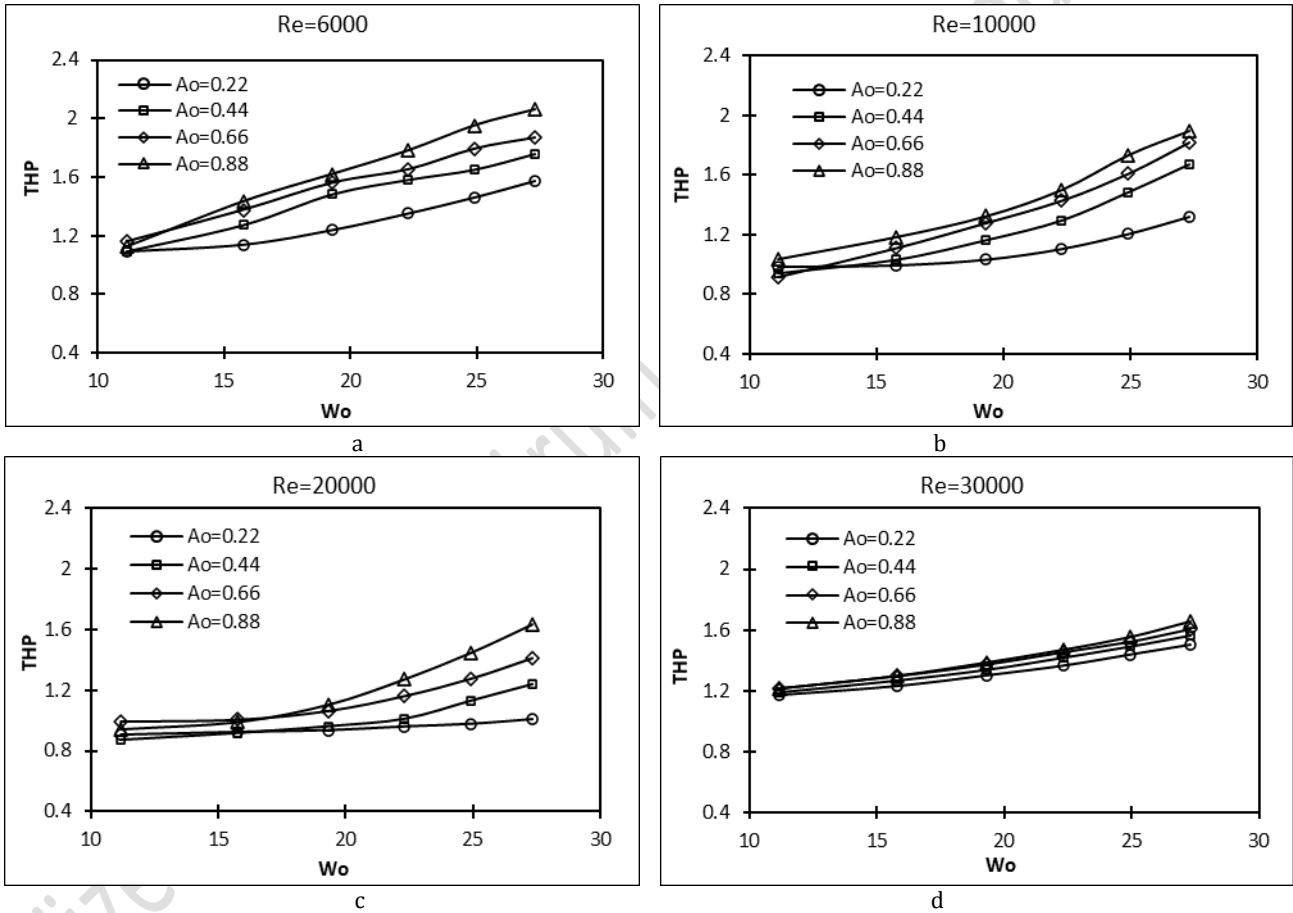
Şekil 10'da görüldüğü gibi tüm Reynolds sayıları için artan genlik ve frekansla THP değerlerinin arttığı görülmektedir. Bu durum, artan genlik ve frekanslarda ısı transferinde basınç düşümüne rağmen bir iyileşmenin olduğunu göstermektedir. THP değerlerine bakıldığında, en düşük Reynolds sayısında ( $Re=6000$ ), düşük sürtünme faktörü elde edildiği için THP değerleri diğer Reynolds sayılarına göre yüksek bulunmuştur.  $A_0=0,88$  ve  $Wo=27$  sabit sentetik jet parametreleri için  $Re=30000$ 'de THP değeri 1,7 elde edilirken,  $Re=6000$ 'de 2,6 olarak bulunmuştur. Yine aynı sentetik jet parametreleri için  $Re=10000$  ve  $Re=20000$  değerlerinde en yüksek THP sırasıyla

1,8 ve 1,6 olarak elde edilmiştir. Artan Reynolds sayısı ve sentetik jet parametreleri, kanal içinde basınç düşüşünü artırmakta ve bu durum THP değerlerini olumsuz yönde etkilemektedir. Buna rağmen elde edilen THP değerlerinde tatmin edici bir artışın olduğu ve bu yöntemin ısı transferi iyileştirmede etkili bir araç olarak kullanılabileceği söylenebilir. Özellikle ısı transferinin kontrolü ve yönetimini gerektiren pek çok uygulamada bu yöntemin kullanılmasının önemli bir avantaj sağlayacağı düşünülmektedir. Burada sentetik jetler sıfır kütle akılı jetler olup, periyodik olarak ana akıştan bir miktar akışkanın emilip tekrar akış içerisinde üflenerek akışa momentum transferi yapılmakta, akışta zamana bağlı etkiler oluşturmakta ve ikincil akışlara sebep olmaktadır. Jetlerin sıfır kütleli akışa sahip olması, akışı devam ettirmek için ilave bir pompa veya fan gücüne ihtiyaç duymaması nedeniyle enerjinin etkin kullanılması ve enerji tasarrufu konusunda da bir avantaj sağlamaktadır. Aktif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinde, harici bir güce her zaman

ihtiyaç vardır. Ancak sentetik jetler sıfır kütle akılı olması nedeniyle bu enerji ihtiyacı düşüktür. Bu çalışmada sentetik jetleri tahrik etmek için 35W gücünde bir DC motor kullanılmıştır. Bu küçük enerji girdisine karşılık ısı transferinde elde edilebilecek avantaj daha büyüktür ve harcanacak bu güç, sağlanan ısı transferinin yanında ihmal edilebilecek düzeyde kalmaktadır. Bu durum, enerjinin etkin kullanılması ve ısı transferi iyileştirmede sentetik jetin önemli bir potansiyele sahip olabileceğini göstermektedir.

#### 4 Sonuçlar

Bu çalışmada, kare kesitli bir kanal içerisinde alt duvarı sabit ısı akısına sahip düz yüzeyin cebri akışla birlikte daldırılmış periyodik jetlerle soğutma karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir. Cebri kanal akışında, ana akışa çapraz olarak yerleştirilen altı adet sentetik jetin dört farklı genlik ve altı farklı frekansta, ısı transferine etkileri analiz edilmiştir.



Şekil 10. Farklı parametreler için termo-hidrolik performansın (THP) değişimi, a) Re=6000, b) Re=10000, c) Re=20000, d) Re=30000.

Figure 10. Variation of thermo-hydraulic performance (THP) for different parameters, a) Re=6000, b) Re=10000, c) Re=20000, d) Re=30000.

Deneysel olarak, Reynolds sayısı ve sentetik jet parametreleri değiştirilerek sıcaklık ölçümleri yapılmış ve elde edilen ortalama sıcaklıklara göre Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Kanal içerisine daldırılan jetlerin varlığı nedeniyle kanalda basınç düşüşleri de dikkate alınarak THP değerleri hesaplanmıştır. Sentetik çoklu çarpan jetlerin kanal içerisinde yüksek miktarda akış karışımlarına sebep olduğu, yüzey üzerindeki durgun sınır tabakanın periyodik jetler vasıtasıyla parçalandığı ve soğuk akışkanın sıcak yüzeye daha fazla temas ettiği, bu durumun ısı transferini önemli ölçüde artırdığı değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmalarda, deney tesisatının izin verdiği ölçüde parametreler değiştirilmiştir.  $Re=6000$ 'de, artan genlik ve frekansla hedef yüzey sıcaklığının kayda değer şekilde düştüğü gözlenmiştir. Artan Reynolds sayılarında genlik ve frekansın yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkilerinin azaldığı görülmüştür. Sabit bir frekansta, genlik değerinde artış sürtünme faktörünü artırmıştır. Sabit bir Reynolds sayısında artan genlik ve frekansla ısı transferi iyileşme oranı artmıştır.  $Re=6000$ ,  $Wo=27$  ve  $A_0=0,88$  parametreleri için daimî akışa göre 2,74 kat ısı transferinin iyileştiği tespit edilmiştir. Çalışılan tüm Reynolds sayıları için artan genlik ve frekansla THP değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Sabit bir sentetik jet parametresi için ( $A_0=0,88$  ve  $Wo=27$ ),  $Re=6000$ ,  $Re=10000$ ,  $Re=20000$  ve  $Re=30000$  için elde edilen THP değerleri sırasıyla 2,6, 1,8 ve 1,6 ve 1,7 olarak tespit edilmiştir. Bu çalışma sonuçları ile çoklu sentetik çarpan jetin cebri akışla birlikte ısı transferi iyileştirmede etkili bir yöntem olabileceği değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular, yüksek ısı transfer hızı gerektiren elektronik soğutma gibi uygulamalarda bu yöntemin güvenle kullanılabileceğini göstermiştir.

## 5 Conclusions

In this study, the cooling characteristics of a flat surface with a constant heat flux on the lower wall in a square-section channel with periodic jets submerged with forced flow were experimentally investigated. In the forced channel flow, the effects of six synthetic jets placed diagonally to the main flow at four different amplitudes and six different frequencies on heat transfer were analyzed. In the experiments, temperature measurements were made by changing the Reynolds number and synthetic jet parameters, and Nusselt numbers were calculated according to the average temperatures obtained. THP values were calculated by considering the pressure drops in the channel due to the presence of jets immersed in the channel. It has been evaluated that synthetic multiple impinging jets cause high flow mixtures in the channel, the stagnant boundary layer on the surface is broken down by periodic jets, and the cold fluid comes into contact with the hot surface, which significantly increases the heat transfer. In experimental studies, parameters were changed as much as the experimental setup allowed. At  $Re=6000$ , it was observed that the target surface temperature decreased significantly with increasing amplitude and frequency. It has been observed that the effects of amplitude and frequency on surface temperatures decrease with increasing Reynolds numbers. At a constant frequency, increasing the amplitude increased the friction factor. The heat transfer recovery rate increased with increasing amplitude and frequency at a constant Reynolds number. It was determined that for the parameters  $Re = 6000$ ,  $Wo = 27$ , and  $A_0 = 0,88$  heat transfer was improved by 2,74 times compared to steady flow. It was observed that THP values increased with increasing amplitude and frequency for all Reynolds numbers studied. For fixed synthetic jet parameters ( $A_0 = 0,88$  and  $Wo=27$ ), the THP values obtained for  $Re=6000$ ,

$Re=10000$ ,  $Re=20000$ , and  $Re=30000$  were determined as 2,6, 1,8, 1,6 and 1,7 respectively. With the results of this study, it has been proven that the synthetic multi-impingement jet is an effective method for improving heat transfer with forced flow. The findings have shown that this method can be used safely in applications such as electronic cooling that require high heat transfer rates.

## 6 Semboller dizini

|                |  |
|----------------|--|
| $A_0$          | Boyutsuz genlik [=x <sub>m</sub> /D <sub>h</sub> ] |
| D <sub>h</sub> | Hidrolik çap [m]                                   |
| f              | Sürtünme faktörü                                   |
| Nu             | Nusselt sayısı [=hD/k]                             |
| q''            | Isı akısı (W/m <sup>2</sup> )                      |
| Re             | Reynolds sayısı [=ρVD/μ]                           |
| THP            | Termo-hidrolik performans                          |
| T <sub>w</sub> | Cidar sıcaklığı (°C)                               |
| T <sub>b</sub> | Yığın (bulk) sıcaklık (°C)                         |
| T <sub>i</sub> | Giriş sıcaklığı                                    |
| T <sub>o</sub> | Çıkış sıcaklığı                                    |
| U              | Hız [m/s]  |
| x <sub>m</sub> | genlik [m]   |
| Wo             | Womersley sayısı [D <sub>h</sub> /2√w/ν]           |
| ρ              | Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )                      |
| ν              | Viskozite (m <sup>2</sup> /s)                      |
| τ              | Çevrim zamanı (s)                                  |
| ω              | Açısal hız (rad/s)                                 |

## 7 Yazar katkı beyanı

Gerçekleştirilen çalışmada Yazar 1 fikrin oluşması, tasarımın yapılması, deney setinin hazırlanması, elde edilen sonuçların değerlendirilmesi başlıklarında; Yazar 2 literatür taraması, sonuçların incelenmesi; belirsizlik analizi hesaplamaları, makalenin yazımı, yazım denetimi ve içerik açısından kontrol edilmesi başlıklarında; Yazar 3 literatür taraması, deneylerin gerçekleştirilmesi başlıklarında; Yazar 4 deney malzemelerinin temin edilmesi ve deney setinin hazırlanması başlıklarında katkı sunmuşlardır.

## 8 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

## 9 Kaynaklar

- [1] Weigand B, Spring S. "Multiple jet impingement-A review". TURBINE-09, Proceedings of International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems. Begel House Inc. Antalya, Turkey, August, 9-14, 2009.
- [2] Karabulut K, Alnak DE. "Investigation of air jet impingement drying with forced convection of moist things". 25(4) 387-395, 2019
- [3] Krishan G, Aw KC, Sharma RN. "Synthetic jet impingement heat transfer enhancement-a review". *Applied Thermal Engineering*, 149, 1305-1323, 2019.
- [4] Barbosa FV, Teixeira SF, Teixeira JC. "Convection from multiple air jet impingement-A review". *Applied Thermal Engineering*, 218, 119307, 2022.
- [5] Kumar R, Nadda R, Kumar S, Saboor S, Saleel CA, Abbas M, Linul E. "Convective heat transfer enhancement using impingement jets in channels and tubes: A comprehensive

- review". *Alexandria Engineering Journal*, 70, 349-376, 2023.
- [6] Öztürk M, Demircan T. "Elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile soğutulmasında, kanatçık açısının akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelenmesi". *Gazi Üniversitesi Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 37(1), 57-74, 2022.
- [7] Rundstrom D, Moshfegh B. "Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube". *Journal of Electronic Packaging*, 2, 150-157, 2006.
- [8] Yan X, Saniei N. "Heat transfer from an obliquely impinging circular, air jet to a flat plate". *International Journal Heat and Fluid Flow*, 18, 591-599, 1997.
- [9] San JY, Chen JJ. "Effects of jet-to-jet spacing and jet height on heat transfer characteristics of an impinging jet array". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 8-17, 2014.
- [10] Larraona GS, Rivas A, Antón R, Ramos JC, Pastor I, Moshfegh B. "Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications". *Applied Thermal Engineering*, 52(2), 428-438, 2013.
- [11] Tepe AÜ, Yetişken Y, Uysal Ü, Arslan K. "Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119945, 2020.
- [12] Koc I, İslamoğlu Y, Akdağ Ü. "Investigation of film cooling effectiveness and heat transfer coefficient for rectangular holes with two rows". *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 81(2), 106-117, 2009.
- [13] Bu X, Peng L, Lin G, Bai L, Wen D. "Experimental study of jet impingement heat transfer on a variable-curvature concave surface in a wing leading edge". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 92-101, 2015.
- [14] Ichikawa Y, Motosuke M, Kameya Y, Yamamoto M, Honami S. "Three-dimensional flow characterization of a square array of multiple circular impinging jets using stereoscopic PIV and heat transfer relation". *Journal of Visualization*, 19, 89-101, 2016.
- [15] Wae-hayee M, Tekasakul P, Eiamsa-ard S, Nuntadusit C. "Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet-to-plate distance". *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28, 2909-2917, 2014.
- [16] Lee J, Ren Z, Ligrani P, Lee DH, Fox MD, Moon HK. "Cross-flow effects on impingement array heat transfer with varying jet-to-target plate distance and hole spacing". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 534-544, 2014.
- [17] Otero-Pérez JJ, Sandberg RD, Mizukami S, Tanimoto K. "High-fidelity simulations of multi-jet impingement cooling flows". *Journal of Turbomachinery*, 143(8) 081011, 2021.
- [18] Eren M, Caliskan S. "Effect of grooved pin-fins in a rectangular channel on heat transfer augmentation and friction factor using Taguchi method". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 1108-1122, 2016.
- [19] Tepe AÜ. "Numerical investigation of a novel jet hole design for staggered array jet impingement cooling on a semicircular concave surface". *International Journal of Thermal Sciences*, 162, 106792, 2021.
- [20] Caliskan S, Şevik S, Özdilli Ö. "Heat transfer enhancement by a sinusoidal wavy plate having punched triangular vortex generators". *International Journal of Thermal Sciences*, 181, 107769, 2022.
- [21] Akcay S, Akdag U. "Parametric investigation of effect on heat transfer of pulsating flow of nanofluids in a tube using circular rings". *Pamukkale Univ Muh Bilim Derg.* 24(4) 597-604, 2018.
- [22] Akdag U, Cetin O, Demiral D, Ozkul I. "Experimental investigation of convective heat transfer on a flat plate subjected to a transversely synthetic jet". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 49, 96-103, 2013.
- [23] Glezer A., Amitay M, Honohan AM. "Aspects of low-and high-frequency actuation for aerodynamic flow control". *AIAA Journal*, 43 (7), 1501-1511, 2005.
- [24] Rice TT, Taylor K, Amitay M. "Pulse modulation of synthetic jet actuators for control of separation". *Physical Review Fluids*, 6 (9), 093902, 2021.
- [25] Ja'fari M, Jaworski AJ, Rona A. "Numerical study of flow separation control over a circular hump using synthetic jet actuators". *AIP Advances*, 12 (9), 095205, 2022.
- [26] Itsariyapinyo P, Sharma RN. "Large Eddy simulation of a NACA0015 circulation control airfoil using synthetic jets". *Aerospace Science and Technology*, 82, 545-556, 2018.
- [27] Zargar OA, Lin T, Zebua AG, Lai T], Shih YC, Hu SC, Leggett, G. "The effects of surface modification on aerodynamic characteristics of airfoil DU 06 W 200 at low Reynolds numbers". *International Journal of Thermofluids*, 16, 100208, 2022.
- [28] Pavlova A, Amitay M. "Electronic cooling with synthetic jet impingement", *Journal of Heat Transfer*, 128, 897-907, 2006.
- [29] Mahek MK, Alkhedher M, Ghazal M, Abdelkareem MA, Ramadan M, Olabi AG. "Effects of control volume outlet variation on axial air cooling of lithium-ion batteries". *International Journal of Thermofluids*, 19, 100373, 2023.
- [30] Xu Y, Li ZY, Wang JJ, Yang LJ. "On the interaction between turbulent vortex rings of a synthetic jet and porous walls". *Physics of Fluids*, 31 (10), 105112, 2019.
- [31] Greco CS, Paolillo G, Ianiro A, Cardone G, Luca L. "Effects of the stroke length and nozzle-to-plate distance on synthetic jet impingement heat transfer". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1019-1031, 2018.
- [32] Gil P, Wilk J. "Heat transfer coefficients during the impingement cooling with the use of synthetic jet". *International Journal of Thermal Sciences*, 147, 106132, 2020.
- [33] Wang L, Feng L, Xu Y, Xu Y, Wanget J. "Experimental investigation on flow characteristics and unsteady heat transfer of noncircular impinging synthetic jets". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 190, 122760, 2022.
- [34] Feero MA, Lavoie P, Sullivan P.E. "Influence of cavity shape on synthetic jet performance". *Sensors and Actuators A: Physical*, 223, 1-10, 2015.
- [35] Wang L, Feng LH, Wang JJ, Li T. "Parameter influence on the evolution of low-aspect-ratio rectangular synthetic jets". *Journal of Visualization*, 21, 105-115, 2018.
- [36] Jankee GK, Ganapathisubramani B, "Influence of internal orifice geometry on synthetic jet performance". *Experiments in Fluids*, 60, 1-11, 2019.
- [37] Lyu Y, Zhao Y, Zhang J, Zhang J, Shan Y. "Large eddy simulation of temperature-variation effect of impinging planar lobed synthetic jet on flat plate and the semi-cylindrical concave plate". *International Journal of Thermal Sciences*, 184, 107981, 2023.

- [38] Chaudhari M, Puranik B, Agrawal A. "Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (9-10), 2056-2065, 2011.
- [39] Mangate L, Yadav H, Agrawal A, Chaudhari M. "Experimental investigation on thermal and flow characteristics of synthetic jet with multiple orifice of different shapes". *International Journal of Thermal Sciences*, 140, 344-357, 2019.
- [40] Krishan G, Aw KC, Sharma RN. "Synthetic jet impingement heat transfer enhancement—A review". *Applied Thermal Engineering*, 149, 1305-1323, 2019.
- [41] Tan XM, Zhang JZ. "Flow and heat transfer characteristics under synthetic jets impingement driven by piezoelectric actuator", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 48, 134-146, 2013.
- [42] Arshad A, Jabbar M, Yan Y. "Synthetic jet actuators for heat transfer enhancement—A critical review". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 146, 118815, 2020.
- [43] Singh PK, Sahu SK, Upadhyay PK. "Experimental investigation of the thermal behavior a single-cavity and multiple-orifice synthetic jet impingement driven by electromagnetic for electronics cooling". *Experimental Heat Transfer*, 35 (2), 132-158, 2022.
- [44] Gungordu B, Jabbar M, Popov AA. "Enhancing jet velocity and power conversion efficiency of piezoelectric synthetic jet actuators". *AIAA Journal*, 61(10), 4321-4331, 2023.
- [45] Gao S, Zhang J, Tan X. "Experimental study on heat transfer characteristics of synthetic jet driven by piston actuator". *Science China Technological Sciences*, 55, 1732-1738, 2012.
- [46] Lyu Y, Zhang J, Tang C, Tan X. "Temperature-variation effect of piston-driven synthetic jet and its influence on definition of heat transfer coefficient". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119347, 2020.
- [47] Jacob A, Shafi KA, Roy KER. "Heat transfer characteristics of piston-driven synthetic jet". *International Journal of Thermofluids*, 11, 100104, 2021.
- [48] Singh PK, Sahu SK, Upadhyay PK. "Experimental investigation of the thermal behavior a single-cavity and multiple orifice synthetic jet impingement driven by electromagnetic actuator for electronics cooling". *Experimental Heat Transfer*, 35 (2), 132-158, 2020.
- [49] Gil P. "Flow and heat transfer characteristics of single and multiple synthetic jets impingement cooling". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201, Part 2, 123590, 2023.
- [50] Ja'fari M, Shojae FJ, Jaworski AJ. "Synthetic jet actuators: Overview and applications". *International Journal of Thermofluids*, 20, 100438, 2023.
- [51] Kang Y, Luo Z, Deng X, Cheng P, Peng C, He W, Xia Z. "Numerical study of a liquid cooling device based on dual synthetic jets actuator". *Applied Thermal Engineering*, 219, Part D, 119691, 2023.
- [52] Kang Y, Xia Z, Luo Z, Deng X, Zhu Y, Peng C. "Experimental study on a dual synthetic jets liquid cooling device". *Applied Energy*, 372, 123865, 2024.
- [53] Akdag U, Akcay S, Un N, Danismaz M. "Experimental investigation of the heat transfer characteristics of a synthetic annular jet impingement on a flat surface". *Experimental Heat Transfer*, 1-20. 2024. <https://doi.org/10.1080/08916152.2024.2356165>
- [54] Caliskan S. "Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604-614, 2014.
- [55] Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP, DeWitt, D. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New York, USA, John Wiley & Sons, 2011.
- [56] Akdag U, Yukselturk M, Palancioglu H, Caliskan S. "Heat transfer enhancement in a square channel with a set of triangular prisms: an experimental study". *Experimental Heat Transfer*, Published online: 21 Nov 2022. <https://doi.org/10.1080/08916152.2022.2145528>.
- [57] Holman JP. *Experimental Methods for Engineers*. New York, USA, McGraw-Hill, 2001.
- [58] Güngör B. Bir kanaldaki cebri akışla birlikte çoklu sentetik jetlerin ısı transferine etkisinin incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Aksaray Üniversitesi, Aksaray, Türkiye, 2024.