

TAM GELİŞMİŞ TÜRBÜLANSLI İÇ AKIŞTA KANATÇIKLI YAPILAR ÜZERİNDE ZORLANMIŞ TAŞINIM KORELASYONU ELDESİ: PARAMETRİK DENEYSEL ANALİZ

Özgür BAYER*

Alınma:09.01.2018; düzeltme: 05.04.2018; kabul: 13.04.2018

Öz: Bu çalışmada, türbülanslı, tam gelişmiş iç akışta farklı boyutsuz geometrik ölçülere sahip kanatçıklı yapılardan gerçekleşen kararlı rejimdeki ısı transferini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Geometrik parametrelerin ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısına etkisi araştırılmıştır. Deneysel veriler işlenerek Reynolds sayısı aralığı $9,17 \times 10^7 < Re < 2,60 \times 10^8$, ve boyutsuz geometrik ölçülerin $0,8 < d/t < 2,0$ (kanatçıklar arası mesafe/kanatçık kalınlığı), $3,75 < C/L < 6,00$ (kanatçık üstü kanal yüksekliği/kanatçık boyu) iken ampirik Nusselt sayısı eşilişkisi elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Geometrik kanatçık parametreleri, zorlanmış taşınım, türbülanslı iç akış, ısı transferi

Determination of Forced Convection Correlation over Finned Surfaces in Turbulent, Fully Developed Internal Flow: Parametric Experimental Analysis

Abstract: In this work, experimental study searching the heat transfer over finned surfaces with different non-dimensional geometric parameters in fully developed turbulent internal flow has been performed. The effect of geometric parameters on local convective heat transfer coefficient and Nusselt number was analyzed. For the Reynolds number range of $9,17 \times 10^7 < Re < 2,60 \times 10^8$, and $0,8 < d/t < 2,0$ (distance between fins/fin thickness), $3,75 < C/L < 6,00$ (height of channel above fin tip/fin height) empirical Nusselt number correlation has been obtained.

Keywords: Geometric fin parameters, forced convection, turbulent internal flow, heat transfer

1. GİRİŞ

Farklı geometrilere sahip kanatçıklı yapılar birçok mühendislik uygulamasında kullanıldığı için söz konusu sistemlerde farklı özelliklerin optimize edilmesi oldukça önem taşımaktadır. Isı transferi uygulamalarına örnek olarak kompakt ısı değiştirgeçleri, gelişmiş gaz türbin kanatlarının ve elektronik sistemlerin soğutulmaları verilebilir. Özellikle soğutmanın ciddi bir sorun olduğu bu tür cihazlarda, istenilen ya da hedeflenen ısı transferi oranını yakalayabilmek oldukça zorlu bir problemdir. Bu nedenle, ısı transferi miktarını artırmak amacıyla içten ya da dıştan kanatçıklarla kaplı kanallar geliştirilmiştir. Dıştan kanatçıklı kanallar zaman zaman hacim ve yerleştirme açısından problem çıkarabilmektedir. Diğer yandan, oldukça etkili bir yöntem olan içten kanatçıklı kanallar birçok ısı değiştirgeçlerinde kullanılmaktadır (Webb, 2005) (Patankar ve diğ., 1979).

Isı transferi problemlerinde kanatçıkların geometrik parametrelere bağlı tasarımı, kullanılacak kanal çeşidine ve kanatçıkların kanalların içinde ya da dışında olacağına karar verilmesinden sonra ilk olarak ele alınması gereken unsurdur. Kanatçıkların boyları, kesit şekilleri, aralarındaki mesafeler gibi geometrik özellikleri ısı transferini oldukça etkilemektedir. Ayrıca kanatçıkların dizilimi de ısı transferinin miktarını belirleyen faktörlerdendir. Genellikle

* Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06800, Çankaya, Ankara.
İletişim Yazarı: Özgür BAYER (bayer@metu.edu.tr)

uygulamalarda kanal boyunca uzanan kanatçık dizilimi tercih edilir. Kanatçıkların geometrik özelliklerinin yanında kullanılacak kanalın kesit alanı, hacmi, akışın ve akışkanın türü analizlerde büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple, ısı değiştirgeçlerinin ekipmanlarının boyutsal olarak optimize edilip küçültülebilmesi ve dolayısıyla da malzeme tüketiminin azaltılabilmesi için kanatçık tasarımının optimize edilmesi çok önemlidir. Literatürde, söz konusu alanda yapılmış birçok çalışma olmasına rağmen kanallarda taşınım ısı transferini deneysel olarak belirlemeye ve ısı taşınım katsayısını korelasyonlar şeklinde elde etmeye yönelik çalışmalar hala ilgi alanı olmaya devam etmektedir.

Şara (2003) düzensiz yerleştirilmiş kare kesitli, dairesel kesitli kanatçıklı dikdörtgenel kanallardaki ısı transferi, sürtünme katsayısı karakteristikleri ve performans analizi üzerinde çalışmıştır. Çalışmasında zorlanmış taşınım koşulları kullanılmıştır. Elde edilen çalışma sonuçlarına göre, kanatçık yüksekliğinin azaltılması, ısı transferi alanının düşmesine bağlı olarak Nusselt sayısında düşüş yaratmaktadır. Yüksek Reynolds sayısına sahip sistem ile kıyaslandığında düşük Reynolds sayılarında sistem daha düşük ısı performansına sahiptir.

Dairesel kesit analizi olmayan çalışmada Gangal ve Aggarwala (1977), kare kesitli kanallar üzerinde hem doğal hem de zorlanmış akış için inceleme yapmışlardır. Tam gelişmiş bölgede araştırılan kanalların her bir duvarı üzerinde kanatçıklar bulunmaktadır.

Zhang (2007) yüzeyi kanatçıklı üçgenel kanallarda, ısı olarak gelişen giriş alanındaki düzgün akış ısı transferini analitik olarak incelemiştir.

Fabbri (1998) düzgün akış koşullarında kanatçıklı dairesel kanallardaki ısı transferi optimizasyonunu analitik olarak inceleyen bir makale yayımlamıştır.

Destekleyici bir başka çalışma da Yousif ve diğ. (2009) tarafından yürütülmüştür ve bu çalışmada sabit ısı akışıyla zorlanmış taşınım koşullarında üçgen kanatçık kullanılarak farklı taban uzunluklarındaki üçgenel kanatçıkların dikdörtgen kanallardaki ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Ortak yönüyle analitik çalışmalar olan önceki referanslardan farklı olarak literatürde kanatçıklı yapılar üzerinde hem doğal taşınım hem de zorlanmış taşınım analizleri de mevcuttur Dogan (2009), Dogan (2010), El-Sayed ve diğ. (2002), Harding (2005), Akyol ve Bilen (2009), Demircan (2012). Doğan ve Sivrioğlu (2009) (2010) deneysel çalışmalarında kare kesit kanalda dikdörtgen profilli kanatçıklar üzerinde gerçekleşen ısı transferi ve basınç düşümünü özellikle doğal taşınım baskın rejimler için analiz edip parametrelere bağlı ısı transferi korelasyonları elde etmişlerdir.

El Sayed ve diğ. (2002) kanatçıkların dizilim parametreleri ile dikdörtgenel kanatçık dizilimlerinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel boyunca farklı yükseklik, kanatçık kalınlığı, kanatçıklar arası mesafe ve kanatçık sayısı parametrik olarak analiz edilmiştir.

Bir başka çalışmada ise dikdörtgenel rüzgâr kanalına karışık yerleştirilmiş farklı şekil, boyut ve formülasyonlardaki düzensiz kesitli kanatçıklar üzerindeki ısı transferinin ampirik incelemesi laminar akış için geniş bir Reynolds sayısı aralığında yapılmıştır (Harding, 2005).

Reynolds sayısının 3000 ile 32000 arasında değişkenlik gösterdiği Akyol ve Bilen'in (2009) çalışmasında dikdörtgen kesit kanalda sıralı ve kademeli yapılandırılmış kanatçıklarda ısı transferi ve basınç düşümü incelenmiş, Reynolds sayısı arttıkça ısı transferinin ve basınç düşümünün kademeli yapılandırılmış kanatçık geometrisinde sıralıya göre daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Demircan hem deneysel hem de sayısal analizler olan doktora çalışmasında ısı yayan bloklarla kaplı bir kanaldaki ısı transferini incelemiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalar ile periyodik olarak sinüs eğrisi şeklinde değiştirilen hızın ısı transferine olan etkisi irdelenmiştir. Laminer akış şartlarında giriş hızı salınım genliği ve frekansı arttıkça Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Türbülanslı koşul altında ise kritik salınım frekansına bağlı olarak ısı transferi kat sayısı artmış veya azalmıştır (Demircan, 2012).

Uslu'nun çalışmasında üçgen kanal içerisine kanatçıklı yapılar yerleştirilerek hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan zorlanmış taşınım akışı ve ısı transferi, sabit ısı akısı sınır şartı için sayısal olarak incelenmiştir. Kanatçıkların blokaj oranının artışının ısı performansı artırdığı ancak daha yüksek basınç düşümlerine sebep olduğu çalışma ile ortaya konmuştur (Uslu, 2010).

Ayhan (2013) kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyumdan yapılmış farklı tipteki kanatçıkların ısı transfer performansları ve sürtünme faktörü değerlerini zorlanmış taşınımında deneysel olarak belirlemeye çalışmıştır. Çalışmada, elde edilen deneysel verilerle, elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörleri ve literatürde bulunan ampirik ifadeler karşılaştırılmıştır.

Elektronik cihazlardan ısı atımını iyileştirmeye yönelik hedefler belirlenerek yürütülen tez çalışmalarında sözü edilenlere ek olarak karışık taşınım problemlerinin ve farklı eğim açlarına sahip kanatçık ve kanal yerleşimlerinin incelendiği gözlemlenmektedir (Dağlı, 2012) (Arslan, 2010) (Kurtul, 2007).

Çapraz dizilmiş kanatçıklara sahip bir kanal içerisinde akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelendiği Demirel'in (2006) çalışmasında laminer zorlanmış taşınımında hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akış koşulları yaratılmış ve ortalama Nusselt sayısının, ortalama yüzey sürtünme faktörünün, yerel yüzey sürtünme katsayısının ve basınç kayıp katsayısının kanatçık sayısına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

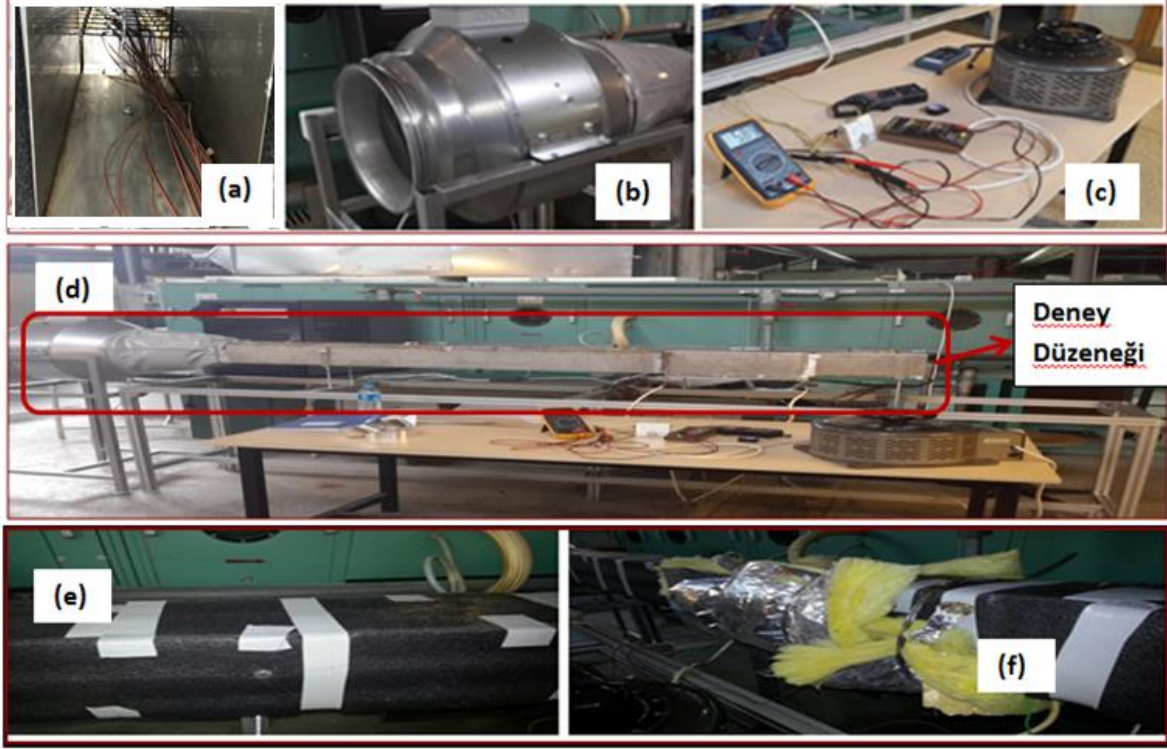
Bu makale çalışmasına baz olan ve yazar ile arkadaşlarınca yürütülen önceki çalışmada dikdörtgen kesitli kanatçık geometrik parametrelerinin kare kesit kanaldaki tam gelişmiş iç akışta zorlanmış taşınım ısı transferine etkisi deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi yöntemiyle incelenmiştir (Ayli ve diğ., 20). Farklı kanatçık geometrileri için yapılan deneysel çalışmadan elde edilen veriler işlenerek, Reynolds sayısı ve boyutsuz geometrik parametrelere bağlı Nusselt sayısı korelasyonları elde edilmiştir.

Bu çalışmada, önceki çalışma (Ayli ve diğ., 20) ile aynı kare kesit kanal deney düzeneği kullanılarak fan yardımıyla hidrodinamik olarak tam gelişmiş, türbülanslı iç akış oluşturulmuştur. Önceki çalışmada sabit kanatçık sayısı için kanatçık boyu ve kanatçık mesafesi etkisi üzerine araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kanatçık boyu ve kanatçık mesafesinin yanı sıra kanatçık sayısının ısı transferine olan etkileri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrıca kanatçık sayısının kanatçık boyuna olan duyarlılığı da incelenmiştir. Ek olarak ikinci ve üçüncü grup test örneklerinin kendi içlerinde eşit toplam ısı transferi yüzey alanına sahip olacak şekilde ölçeklendirilmesiyle toplam ısı transferi yüzey alanı eşit olan kanatçıklı yapılarda hangi geometrik oran kombinasyonunun en fazla ısı transferini sağladığı araştırılmıştır. Bu metodla çalışmanın literatüre olan önemli bir başka katkısı, boyutsuz geometrik oranların hangi kombinasyonunda en yüksek ısı transferinin elde edilebildiğini belirlemeye yönelik olarak deneysel çalışmaya dayalı korelasyon elde edilmiş olmasıdır. Ayrıca elde edilen korelasyon denkleminin deneysel sonuçlar ile de kıyaslanması yoluyla kullanılabilirliği belirlenmiştir. Çalışmanın bir diğer önemi, literatürde mevcut olan ve çoğunlukla silindirik kanallarda analitik olarak hesaplanan ve laminar akış, giriş bölgesi analizlerini içeren benzerlerinden ifade edilen noktalar sebebiyle farklılık göstermesidir. Kanatlara paralel akış uygulamasının ısı transferine daha olumlu etki ettiği bilirse dahi çapraz akış uygulamaları da bazı geometrik kısıtlamaların olduğu durumlarda tercih edilmektedir. Bu bağlamda mevcut çalışmada kanatçıkların akışa çapraz yerleştirildiği durumda ısı transferinde iyileştirmenin geometrik parametreler ve hızla ilişkisinin belirlenmesi hedeflenmiştir.

2. DENEYSEL YÖNTEM

Deney düzeneği kare kesitli bir tünel içerisinde kanatçıklı yapıların ısı transferi özelliklerinin belirlenmesi amacı ile kurulmuştur. Fan, petek, hidrodinamik gelişme alanı, test alanı ve veri toplama sistemini kapsayan deney düzeneği ve düzeneğin şematik gösterimi sırasıyla Şekil 1 ve 2'de verilmiştir. Kare test alanı 225 cm^2 ve toplam uzunluk 227 cm 'dir. Birçok araştırmacı tarafından hidrodinamik gelişme alanı ve petek yapısı bir arada kullanılarak akışın tam gelişmiş hale gelmesi, türbülans oluşumlarının ve akış ayrılmalarının minimize

olması sağlanmıştır (Dogan ve Sivrioğlu, 2009) (Dogan ve Sivrioğlu, 2010) (Akyol ve Bilen, 2009) (Demircan, 2012). Bu çalışmada da aynı yöntem kullanılmıştır. Petek yapısı, fan kaynaklı oluşan yanıl hız bileşenini yok etmek amacı ile test alanına yerleştirilmiştir. Hidrodinamik gelişme alanı uzunluğu 1600 mm'dir. Test alanının alt yüzeyi taban alanı ile aynı boyutta bir ısıtıcı ile ısıtılmıştır ve sabit ısı akısı şartı sağlanmaya çalışılmıştır. Isı kaybını engellemek amacı ile iki çeşit yalıtım malzemesi kullanılmıştır. Kanalın üzerine climaflex kaplanmıştır. Isıtılan bölge ise climaflex üzerine cam yünü ile tekrar yalıtılmıştır.

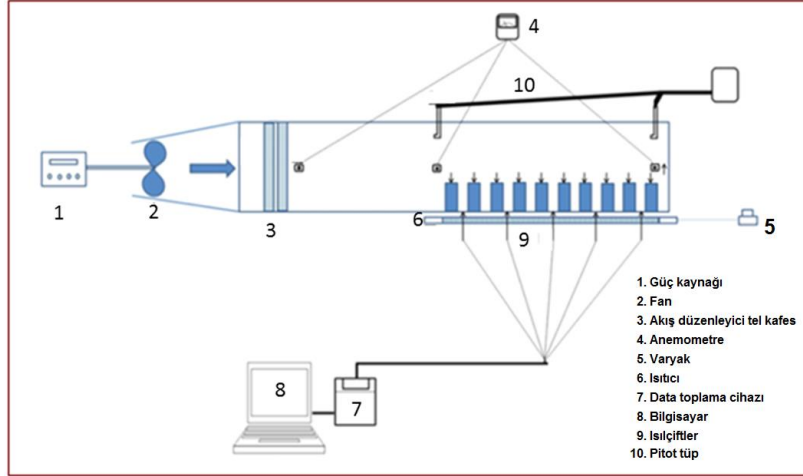


Şekil 1:

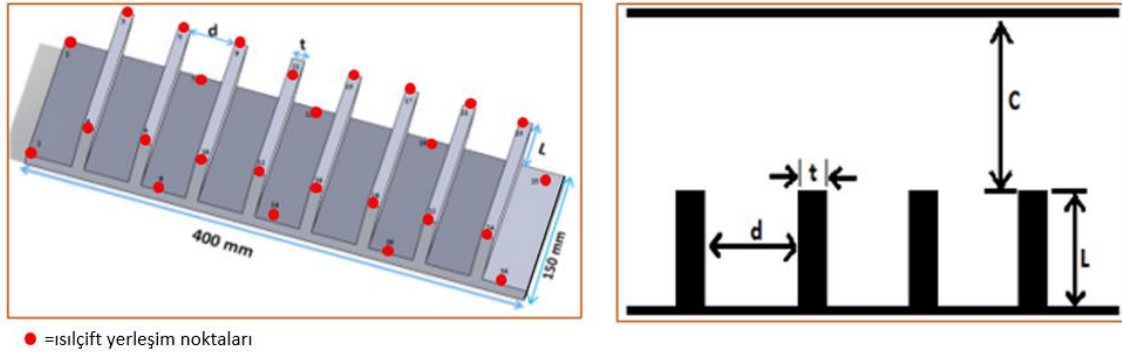
a. Kanatçık yapıları **b.** Fan **c.** Ölçüm cihazları **d.** Deney düzenegi genel görüntüsü
e. Yalıtım malzemesi (Climaflex) **f.** Yalıtım malzemesi (cam yünü)

Şekil 2'de gösterildiği üzere test kanalı boyunca hız ölçümleri anemometrelerle yapılmıştır. Akış düzenleyici kafes ardında akışın düzgün hale gelip gelmediğinin tespiti için akış doğrultusunda beş farklı kesitte ve herbir kesitte beş noktada hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçülen hız değerleri arasındaki maksimum fark %4.7'dir. Reynolds sayısı hesabı yapılırken tünel girişindeki kesitte ölçülen beş hız değerinin ortalaması serbest akış hızı olarak kabul edilmiştir.

Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır. Alüminyum dikdörtgen kanatçık yapıları 150 mm uzunluğunda ve 400 mm genişliğinde olacak şekilde hazırlanmıştır (Şekil 3). Kanatçıklı yapılar 6000 serisi alüminyumdan üretilmiştir. Kanatçıkların üzerinde bulunduğu tabanın kalınlığı ise bir boyutlu ısı iletimini sağlamaya yönelik olarak 5 mm civarında olacak şekilde üretilmiştir. Sıcaklık ölçümü için T tipi ısılıçiftler kullanılmıştır. ısılıçift lokasyonları Şekil 3'te gösterilmiştir. Bu ısılıçiftlerden ayrı olarak serbest akış hava sıcaklığı ölçümü için kanatçıklı test parçası öncesinde dört, kanal çıkışında da iki ısılıçift yerleştirilmiştir. 4 adet ısılıçift ise ısıtıcının ve ısıtıcının altındaki yalıtım malzemesinin alt yüzeylerine yerleştirilerek ısıtıcıya sağlanan gücün ne kadarının çevreye yayıldığı hesaplanmıştır. Ölçümler 10 saniye aralıklar ile alınmıştır. Kanatçıklı test parçalarında yapılarına göre sıcaklık değerleri ortalama olarak 80°C – 120 °C aralığında değişim göstermektedir.



Şekil 2:
Deney düzeneği şematik gösterimi (Ayli ve diğ., 2016)



● =ısılcift yerleşim noktaları

Şekil 3:
Isılçift yerleşim noktaları ve kanatçık parametreleri

Her bir ısılcift ile ölçülen sıcaklık değerleri zamandan bağımsız hale geldikten sonraki verilerin ortalaması alınarak her bir noktada ortalama sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Net ısı transferi oranı miktarı enerji eşitliği denklemi kullanılarak (denklem 1) hesaplanmıştır. Q_{net} sisteme aktarılan toplam gücü, Q_{vol} ise Ohm kanunu prensibine göre sisteme ısıtıcıdan aktarılan gücü ifade etmektedir. Q_{ortam} ise test örneğinin altına yerleştirilen ısıtıcıdan yalıtım malzemesinden geçerek ortama geçen ısı transferi miktarıdır ve ısıtıcı ve yalıtım malzemesi altına yerleştirilen ısılciftler yardımıyla ölçülen sıcaklık değerlerinden denklem 2'deki gibi hesaplanabilir (Incropera ve DeWitt, 1996). Q_{net} değerinin analitik hesaplamalara göre %1 kadarının ışınlam ile çevreye aktarıldığı belirlendiğinden analizlerde radyasyon etkisi dikkate alınmamıştır.

$$Q_{net} = Q_{vol} - Q_{ortam} \quad (1)$$

$$Q_{ortam} = k_{yalıtım} A_{yalıtım} \frac{\Delta T_{yalıtım}}{L_{yalıtım}} \quad (2)$$

Dikdörtgen kesit alana sahip kanatçıklı yüzeylerdeki yerel ısı transferi katsayısının ve sıcaklık dağılımının kanatçık boyu, kanatçıklar arası mesafesi ve kanatçık sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kanatçık formülasyonları Tablo 1'de verilmiştir. Test örneği kanatçıklı yapıların boyutlandırılması; ilk gruptaki test örnekleri için toplam ısı transferi yüzey alanının farklı olduğu durumlarda geometrik parametre ve kanatçık sayıları etkisini, ikinci ve üçüncü gruplarda ise her bir grubun kendi içerisinde aynı ısı transferi yüzey alanına sahip olması dikkate alınarak yapılmıştır. Hız ölçümleri Şekil 2'de gösterildiği gibi anemometreler yardımı ile test alanı girişi, kanatçıklı yapı girişi ve çıkışında gerçekleştirilmiştir. Her bir ölçüm

noktasında beş farklı noktadan hız verisi alınıp, beş noktadaki değerlerin ortalaması hesaplanarak hız değerleri belirlenmiştir.

- 1-4 test örnekleri grubunda (grup1), kanatçık sayısı ve d/t oranı sabit tutulmuş, C/L oranı değiştirilmiştir.
- Aynı ısı transferi yüzey alanına sahip 5-8 test örnekleri grubunda (grup2), C/L oranı sabit tutulup kanatçık sayısı ve d/t oranı değiştirilmiştir.
- Aynı ısı transferi yüzey alanına sahip 9-12 test örnekleri grubunda (grup3), C/L oranı sabit tutulup kanatçık sayısı ve d/t oranı değiştirilmiştir.

Tablo 1. Kanatçık geometrik parametreleri

Test Grubu	Test Örnekleri	Kanatçık Sayısı	d/t	C/L
Grup 1	1	8	1,375	3,75
	2	8	1,375	4,28
	3	8	1,375	5
	4	8	1,375	6
Grup 2	5	4	0,8	3,75
	6	6	1,36	3,75
	7	8	1,85	3,75
	8	10	2	3,75
Grup 3	9	4	0,8	5
	10	6	1,36	5
	11	8	1,85	5
	12	10	2	5

3. VERİ İŞLEME

DeneySEL çalışmalar sonucunda ısılıçiftler yardımı ile sıcaklık verileri, anemometre yardımı ile hız verileri elde edilmiştir. Bu veriler işlenerek Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar yapılırken havanın termofiziksel özellikleri 4. dereceden sıcaklığa bağlı polinom denkleminin katsayılarını belirlemek suretiyle bulunmuştur (Ayli ve diğ., 20). Buna göre havanın kanala giriş sıcaklığı olan 23.5 °C’de havanın yoğunluğu, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozitesi sırasıyla; 0.986 kg/m³, 1.003 kJ/kgK, 0.0259 W/mK ve 1.73x10⁻⁵ Ns/m² olarak belirlenmiştir.

Tablo 2. Tekrarlanan deneyler arasındaki en büyük standart sapma değerleri

Test Grubu	Test Örnekleri	Sağlanan Güç, Q _{vol} (W)	Isılıçift Sıcaklığı, T _{ısılıçift} (°C)
Grup 1	1	3,1	10,2
	2	3,3	12,1
	3	3,0	8,7
	4	2,7	8,6
Grup 2	5	1,4	4,5
	6	2,2	7,8
	7	4,4	14,3
	8	3,5	12,8
Grup 3	9	3,2	11,2
	10	3,1	10,4
	11	3,9	13,7
	12	3,2	11,2

Her bir test örneği, deneylerin tekrarlanabilirliklerinin kontrolü için, birbirine çok yakın elektriksel güç sağlanarak üçer kez test edilmiştir. Tüm test örnekleri için, sağlanan toplam elektriksel güç ve sıcaklık ölçümlerindeki en büyük standart sapma değerleri hesaplanarak Tablo 2’de sunulmuştur. Deneylerin gerçekleştirildiği ortam sıcaklığının yaklaşık 1 °C değiştiği dikkate alındığında tablodaki değerlerin, deneylerin tekrarlanabilir olduklarını gösterdiği söylenebilir.

Hidrolik çap ve Reynolds sayısı hesaplamasında literatürden faydalanılmıştır (Ayli ve diğ., 2016) (Wang ve diğ., 2012).

$$D_h = \frac{4V_f}{A_f} \quad (3)$$

$$Re = \frac{U_\infty D_h}{\nu} \quad (4)$$

Denklem 3’teki V_f parametresi kanatçıklı test örneği üzerinde kalan kanal içindeki toplam hava hacmini, A_f parametresi ise gelen hava ile temas halinde olan ısı transferi alanını belirtmektedir. Akışkanın termofiziksel özelliklerinin tespiti için zamandan bağımsız sıcaklık verileri kullanılarak önceki çalışmadaki üçüncü dereceden sıcaklığa bağlı üçüncü dereceden eğri yudurma yöntemi takip edilmiştir (Ayli ve diğ., 2016).

Yerel ısı taşınım katsayısı formülü, h_{yerel} , denklem 5’te verilmiştir. Bu denklemde q_{net} , kanal içindeki havaya kanatçıklı yüzeyden aktarılan ısı akışını, $T_{ısılıçift}$, her bir ısılıçift konumundaki zamandan bağımsız ortalama sıcaklık değerini, $T_{çıkış}$, ise tünel çıkışındaki hava sıcaklık değerini belirtmektedir.

$$h_{yerel} = \frac{q_{net}}{(T_{ısılıçift} - T_{çıkış})} \quad (5)$$

Yerel Nusselt sayısı, yerel ısı taşınım katsayısına bağlı olarak denklem 6’daki gibi hesaplanmaktadır. Denklemdeki k , ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

$$Nu_{yerel} = \frac{h_{yerel} D_h}{k} \quad (6)$$

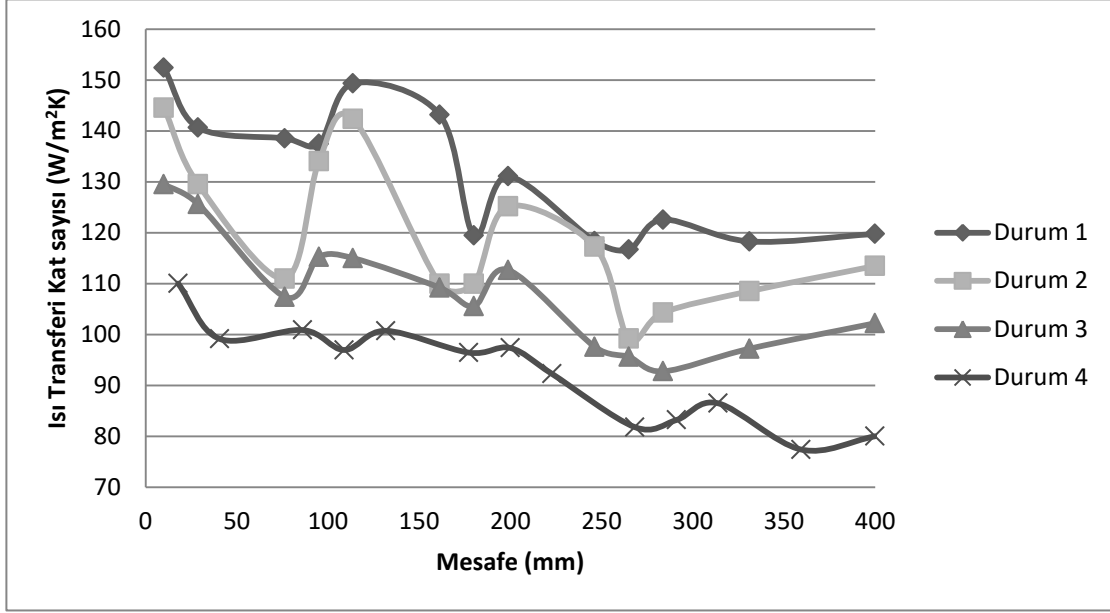
4. DENEYSEL SONUÇLAR

Bu çalışmada her bir test örneği için üçer kez deneyler yapılarak kararlı duruma erişildikten sonra, en uygun verilerinin bulunduğu deneydeki sıcaklık ve hız verileri dikkate alınmıştır. Şekil 4’te ilk 4 test örneği grubunun deney sonuçları sunulmuştur. Grafikten kanatçık boyu kısaltıkça (C/L büyüdükçe) yerel ısı transferi katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Bu davranış görece daha kısa kanatçıklı yapılarda yüzey sıcaklığının kanatçık boyu uzun olanlara göre yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer yandan grafikteki dağılım sabit kanatçık sayısı ve d/t oranı için ısı taşınım katsayısı değerinin, farklı kanatçık boylarında benzer davranış sergilediğini ortaya koymuştur. Yani; C/L oranındaki düşüş, maksimum yüzey sıcaklığını düşürse de akışın davranışı üzerinde önemli bir etkiye sahip bulunmamaktadır. 4 test örneğinde de en yüksek ve en düşük yüzey sıcaklıklarının birbirleriyle aynı ısılıçift lokasyonlarında ölçülmesi bu sonucu desteklemektedir.

Toplam ısı transferi yüzey alanının birbirine eşit olduğu 5-8 nolu test örneklerinin bulunduğu ikinci grubun ve 9-12 nolu test örneklerinin bulunduğu üçüncü grubun deneysel analizinde kanatçık sayısı ve d/t oranındaki değişimin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Şekil 5 ve Şekil 6 incelendiğinde, her iki test grubunda da kanatçık sayısının artışının ısı taşınım katsayısında artışa neden olduğu gözlemlenmiştir. Diğer yandan Şekil 5 ve Şekil 6’daki sonuçlar d/t oranının değişim etkisini de içinde barındırmaktadır. Tablo 1’deki veriler dikkate alındığında, d/t oranındaki değişimin baskın olduğu durumlarda kanatçık sayısı daha fazla olsa da daha düşük ısı transferi katsayısı elde edildiği belirlenmiştir. Dolayısıyla bu çalışmadaki deney koşullarında kanatçık sayısı ve d/t oranının beraberce değişiklik gösterdiği ancak aynı yüzey alanına sahip kanatçıklı yapılarda, kritik bir d/t değerinde bu oranın ısı transferine etkisinin kanatçık sayısının ısı transferine etkisine göre baskın olabileceği sonucuna

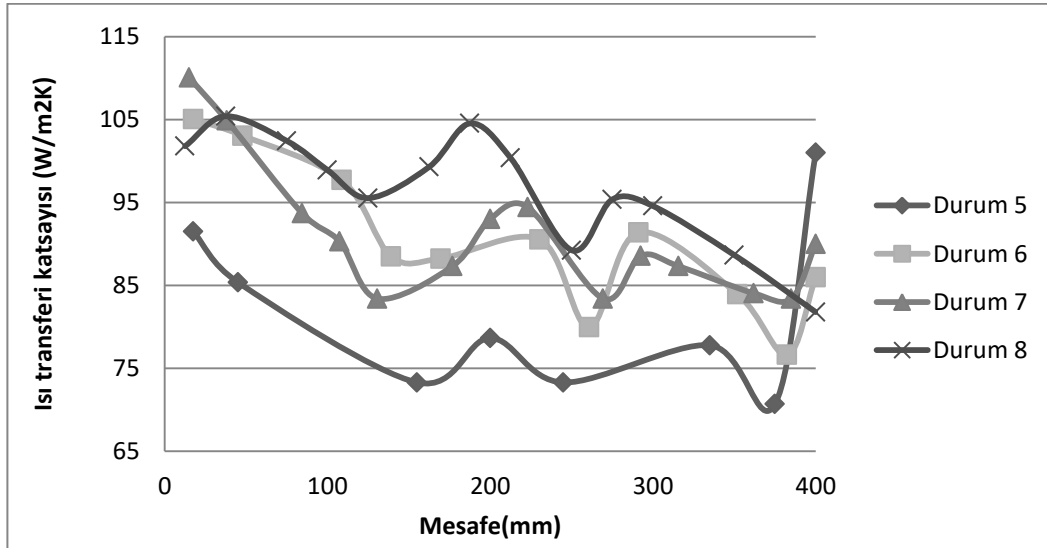
ulaşmıştır. Şekil 5'teki 8. test örneği için girişte ısı taşınım katsayısının önce artış göstermesi, ilk sıcaklık ölçüm noktasında görece hatalı sıcaklık değerinin okunmasından kaynaklanmaktadır.

Her bir test örneği için tekrarlanan deneylerde elde edilen verilerin işlenmesi sonucunda söz konusu test örnekleri için hesaplanan yerel ısı taşınım katsayısı değerlerinin arasındaki farkın en büyük olduğu noktalar dikkate alınmıştır. Bu değerler; Grup 1'de test örneği 1'de, Grup 2'de test örneği 8'de ve Grup 3'te test örneği 11'de sırasıyla %20,3, %23,7 ve %24,4 olarak hesaplanmıştır.



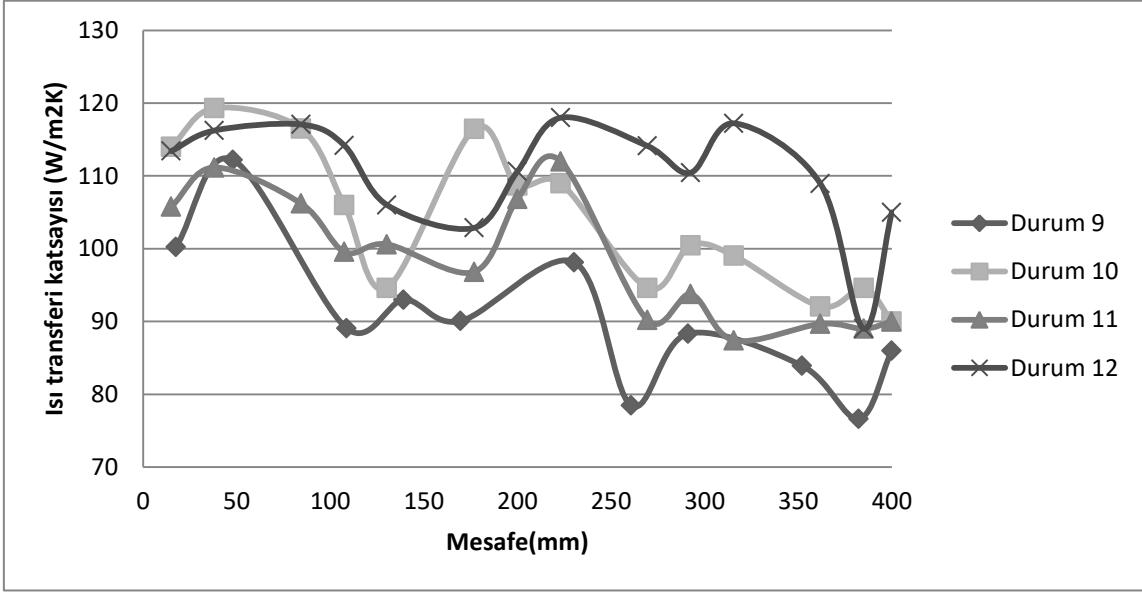
Şekil 4:

Akış doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayısının değişimi (Test örnekleri 1-4)



Şekil 5:

Akış doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayısının değişimi (Test örnekleri 5-8)



Şekil 6:
Akış doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayısı değişimi (Test örnekleri 9-12)

5. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Bu çalışmada deneysel sonuçlardaki belirsizlikler, hata yayılımı teorisi kullanılarak hesaplanmıştır (Holman, 2012). Bu kapsamda yerel taşınım ısı transferi için belirsizlik değerleri denklem 7'deki gibi bulunabilir.

$$\delta h_{yerel} = \sqrt{\left(\frac{\delta q_{net}}{T_{Isılçift} - T_{çıkış}}\right)^2 + \left(\frac{q_{net} \delta T_{Isılçift}}{(T_{Isılçift} - T_{çıkış})^2}\right)^2 + \left(\frac{q_{net} \delta T_{çıkış}}{(T_{Isılçift} - T_{çıkış})^2}\right)^2} \quad (7)$$

Bu denklemde yer alan δq_{net} değeri için denklem 8 kullanılabilir.

$$\delta q_{net} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{net}}{wb}\right)^2 + \left(\frac{Q_{net} \delta w}{w^2 b}\right)^2 + \left(\frac{Q_{net} \delta b}{wb^2}\right)^2} \quad (8)$$

Benzer şekilde Nusselt sayısı için belirsizlik değeri hidrolik çap değerindeki belirsizlik denklem 9 ile hesaplandıktan sonra, denklem 10 ile bulunabilir.

$$\delta D_h = \sqrt{\left(\frac{4\delta V_f}{A_f}\right)^2 + \left(\frac{4V_f \delta A_f}{A_f^2}\right)^2} \quad (9)$$

$$\delta Nu_{yerel} = \sqrt{\left(\frac{\delta h_{yerel} D_h}{k}\right)^2 + \left(\frac{h_{yerel} \delta D_h}{k}\right)^2} \quad (10)$$

Ölçüm aletleri kaynaklı değişkenlerdeki belirsizlik değerleri yerel ısı taşınım katsayısı ile Nusselt sayısındaki hesaplanan belirsizlik sonuçları sırasıyla Tablo 3 ve 4'te sunulmuştur.

Tablo 3. Değişkenlerin belirsizlik değerleri

Ölçü Aleti	Değişken	Belirsizlik Değeri
Güç Kaynağı (Agilent NS771A, max. 1500 W)	Q_{net}	$\pm 0,02\%$ (W)
Cetvel (0 – 500 mm)	w	± 1 (mm)
	b	± 1 (mm)
	$L_{yalıtım}$	$\pm 0,1$ (mm)
T tipi Isılçift (Omega, $-250\text{ }^{\circ}\text{C} - +350\text{ }^{\circ}\text{C}$)	$T_{ısılcift}$	$\pm 0,1$ ($^{\circ}\text{C}$)
	$T_{çıkış}$	$\pm 0,1$ ($^{\circ}\text{C}$)

Tablo 4. Maksimum Yüzde Belirsizlik Sonuçları

Test Grubu	Test Örnekleri	Isı Taşınım Katsayısı, h	Nusselt Sayısı, Nu
Grup 1	1	%0,7	%6,9
	2	%0,7	%6,9
	3	%0,7	%6,9
	4	%0,7	%5,5
Grup 2	5	%0,7	%3,9
	6	%0,7	%3,9
	7	%0,7	%4,6
	8	%0,7	%5,5
Grup 3	9	%0,7	%4,0
	10	%0,7	%4,6
	11	%0,7	%4,6
	12	%0,7	%4,6

6. NUSSELT SAYISI KORELASYONU ÇIKARIMI

Çalışmada; zamandan bağımsız, türbülanslı, dikdörtgen kanatçıkların ısı transferi davranışı Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, kanatçık geometrik özelliklerinin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{d}{t}, \frac{C}{L}\right) \quad (11)$$

Deneysel verilerin yarısı kullanılarak Nusselt sayısı korelasyonu elde edilmiştir. Deneysel verilerin diğer yarısı ile de elde edilen korelasyon doğrulanmıştır. Korelasyonun genel formu Denklem 11 ve 12'de verilmiştir. Denklem 13'de de görüldüğü gibi bağımlı değişkenlerin logaritması, bağımsız değişkenlerin logaritmasına lineer olarak bağımlıdır.

$$Nu = aRe^b \left(\frac{d}{t}\right)^c \left(\frac{C}{L}\right)^d \quad (12)$$

$$\log Nu = \log a + b \log(Re) + c \log\left(\frac{d}{t}\right) + d \log\left(\frac{C}{L}\right) \quad (13)$$

En küçük kareler yöntemi kullanılarak aşağıda tanımlanmış olan boyutsuz geometrik oranların aralığı ve Reynolds sayısı aralığı için Nusselt sayısı korelasyonuna Denklem 14'deki gibi ulaşılmıştır.

$$Nu = 5,2492Re^{0,2757} \left(\frac{d}{t}\right)^{-0,3006} \left(\frac{C}{L}\right)^{0,0825} \quad (14)$$

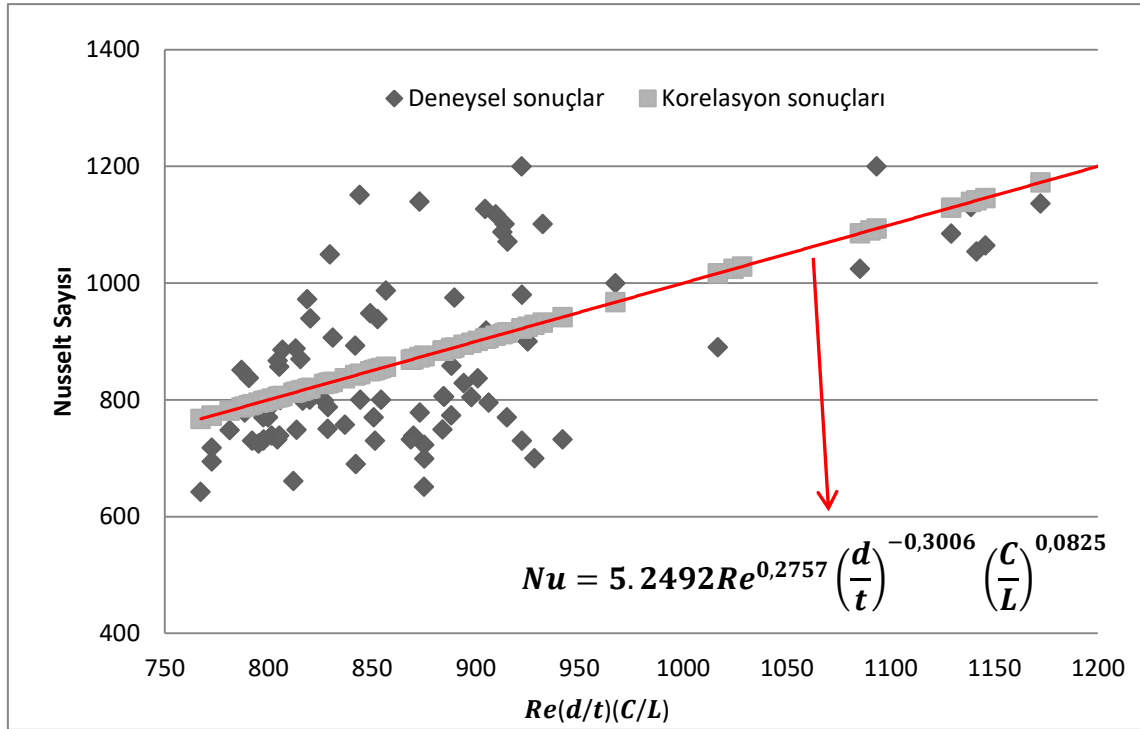
$$0,8 < \frac{d}{t} < 2 \quad (15)$$

$$3,75 < \frac{C}{L} < 6 \quad (16)$$

$$9,17 \times 10^7 < Re < 2,60 \times 10^8 \quad (17)$$

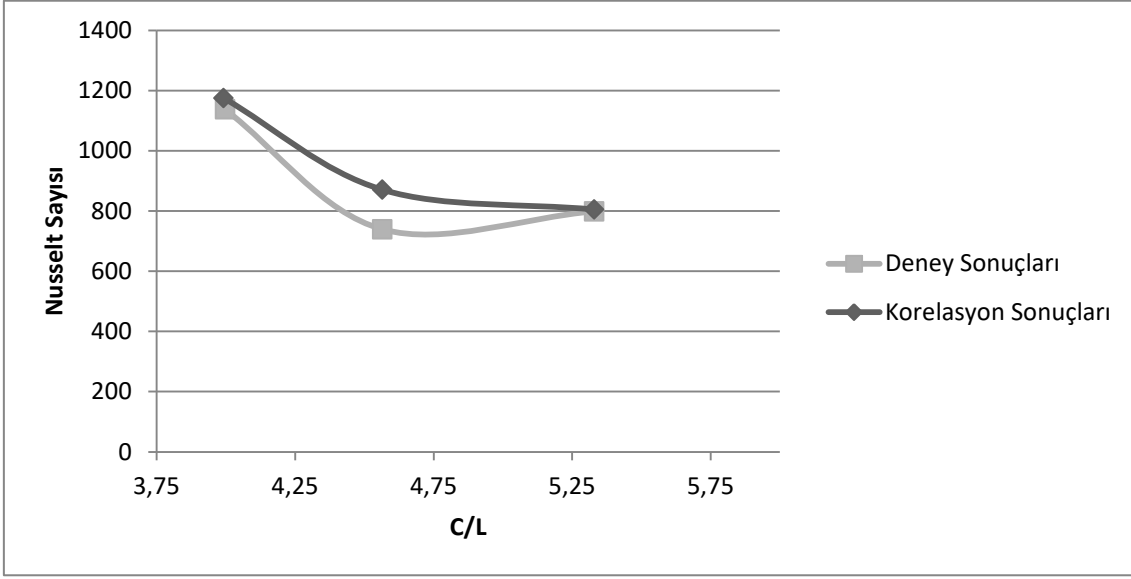
Şekil 7’de bu çalışmada kullanılan dikdörtgen kesitli kanatçıklı yüzeyler için Denklem 15, 16 ve 17’de verilen sınırlar içerisinde Nusselt sayısı değerinin parametrelere bağlı şekilde deneysel olarak nasıl değiştiği sunulmuş ve elde edilen korelasyon sonucuyla karşılaştırılmıştır. Şekil 7’deki yatay eksen aralıklarına göre parametre çarpımlarının değerini veren Nusselt sayısı veri noktalarının ortaya çıkmasını sağlarken dikey eksen bu deneysel verilere en iyi uyan korelasyon Nusselt sayısını göstermektedir. Deneysel veriler ve korelasyon elde edilen sonuçlar arasındaki standart sapmanın en büyük değeri %35 mertebesindedir. Deneysel Nusselt sayısındaki maksimum belirsizlik %7 mertebesinde iken bazı deney verilerinde Nusselt sayısının 600 ile 1200 arasında saçılma göstermektedir. Bunun sebebi Nusselt sayısı korelasyonu elde edilirken deneysel verilerin yarısının kullanılmış olması diğer yarısının ise elde edilen korelasyonun doğrulanması için değerlendirilmesidir. Bu durumda maksimum belirsizlik sınırı dışında kalabilecek Nusselt sayısı değerlerinin ilgili şekilde yer alması olası bir durumdur.

Şekil 8’de korelasyon ve deneysel sonuçlar kullanılarak C/L parametresinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Analizlerde kanatçık üstü kanal genişliği/kanatçık boyu, C/L parametresiyle çalışılsa da kanatçık boyunun tüm kanal yüksekliğine oranına bağlı değişim kanatçık boyunun etkisini öne çıkarmak üzere araştırılmıştır. Grafikten C/L oranının belirli bir değere kadar Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin hissedilir olduğu ancak kanatçık boyunun toplam kanal yüksekliğinin beşte birini geçtiği zaman ısı transferinin kanatçık boyundan bağımsız şekilde sabit bir değere yaklaştığı kritik bir sonuç olarak gözlemlenmektedir.



Şekil 7:

Deney ve korelasyon sonuçlarının kıyaslanması



Şekil 8:

C/L parametresinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi, deney ve korelasyon sonuçları

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada; tam gelişmiş iç akışta, boyutsuz geometrik kanatçık parametrelerinin farklı türbülans değerlerinde kanatçıklı yapılardan gerçekleşen ısı transferini iyileştirmedeki etkisi araştırılmıştır. Bu etkileri belirlemeye yönelik olarak sonuçlar grafiklerde sunulmuştur. Reynolds sayısı, d/t oranı ve C/L oranına bağlı Nusselt sayısı korelasyonu deneysel verilerden elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre:

✓ Aynı kanatçık sayısına ve d/t oranına sahip test örneklerinde (grup1) kanatçık boyu uzadıkça (C/L oranı küçüldükçe) daha büyük yerel ısı taşınım katsayısı değerlerine ulaşılmıştır. Elde edilen Nusselt sayısı korelasyonu ile de kanıtlanabilen bu fiziksel durum, toplam ısı transferi yüzey alanının artması nedeniyle ısılıçiftler tarafından ölçülen yüzey sıcaklıklarındaki düşüşten ötürüdür.

✓ Kendi içlerinde aynı yüzey alanına sahip Grup 2 ve Grup 3'teki test örneği sonuçları değerlendirildiğinde, aynı kanatçık yüksekliğine sahip kanatçıklı yapılarda kanatçık sayısı arttıkça ısı transferinin iyileştiği gözlemlenmiştir. Toplam ısı transferi alanı aynı olsa bile kanatçık sayısının artışı ilgili bölgenin yüzey alanını artırarak kanatçık etkinliğini yükselttiğinden bu sonuca ulaşılmaktadır.

✓ Kendi içlerinde aynı yüzey alanına sahip Grup 2 ve Grup 3 test örnekleri kıyaslandığında; kanatçık boyunun ısı transferi katsayısı üzerinde baskın bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Örneğin kanatçık sayısının 6 olduğu ancak daha uzun kanatçık boyuna sahip olan 10 numaralı test örneği konfigürasyonunda, kanatçık sayısının 10 olduğu ancak daha kısa kanatçık boyuna sahip 8 numaralı test örneği konfigürasyonuna göre daha yüksek ortalama ısı transferi kat sayısı hesaplanmıştır. Bu durum ise ısı transferi kat sayısının kanatçık sayısından çok kanatçık boyuna bağlı olduğunu göstermektedir. Söz konusu fiziksel gerçek, daha iyi soğutulmuş kanatçıklı yüzeyin daha uzun kanatçık boyu ile başarılılabildiği durumu ile yakından ilintilidir.

✓ Reynolds sayısındaki artış beklendiği gibi her bir test örneğinde kanatçıklı yüzeylerden havaya gerçekleşen ısı transferini iyileştirmektedir.

✓ Belirtilen deney koşullarında geçerli olmak üzere, Nusselt sayısı; kanatçık kalınlıkları aynı kalırken aralarındaki mesafe açıldıkça ve kanal yüksekliği değişmezken kanatçık boyu uzadıkça artmaktadır.

✓ Yerel ısı transferi değerlerindeki belirsizlikler yapılan çalışmada sadece net ısı akısı ve sıcaklık farkı ölçümlerine bağlı olduğundan küçükken, yerel Nusselt sayısı sonuçlarındaki belirsizlik değerleri uzunluk ölçümlerindeki belirsizliklerin büyük olması sebebiyle yüzde yedilere kadar çıkabilmektedir.

✓ Tekrarlanan değerlerdeki verilerden elde edilen sonuçlara göre deneysel çalışmalardaki taşınım ısı transferi katsayılarının %20-25 arasında değişkenlik gösterebileceği belirlenmiştir.

✓ Bu çalışmada ulaşılan sonuçlar literatürdeki benzer kabul edilebilecek çalışmalardakilerle kıyaslanabilecek düzeyde bulunmuştur [20].

Çalışmanın bir sonraki aşaması olarak geometrik kanatçık parametreleri ve türbülans düzeyinin değiştiği tam gelişmiş zorlanmış taşınımlı iç akışlarda ısı transferinin bağımlı olduğu sözü edilen bu parametrelere göre optimizasyon çalışması yürütülebilir.

TEŞEKKÜR

Deneysel çalışmanın yapıldığı düzenek; BAP-08-11-2013-035 numaralı ODTÜ Bilimsel Araştırma Projesi kapsamındaki finansal destek ile hazırlanmış, deneyler ODTÜ Makina Mühendisliği Isı Transferi Laboratuvarında teknisyen Mustafa Yalçın'ın yardımlarıyla gerçekleştirilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Akyol, U. ve Bilen, K. (2009) Heat transfer and thermal performance analysis of a surface with hollow rectangular fins, Applied Thermal Engineering, vol 26, 209-216.doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.05.014
2. Arslan, K. (2010) Alt yüzeyine değişik eğim açılara sahip kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin türbülanslı akış koşullarında deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
3. Ayhan, M.A. (2013) Bir elektronik sistemde kullanılan soğutucu elemanların (kanatçık) hidrodinamik ve ısı performansının deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
4. Ayli, E., Bayer, O. ve Aradag, S. (2016) Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile fins in a square channel for forced convection regimes, International Journal of Thermal Sciences, vol. 109, 279-290.doi:10.1016/j.ijthermalsci.2016.06.021
5. Dağlı, G. (2012) Dikdörtgen kesitli yatay bir kanaldaki kanal boyuna yerleştirilmiş kanatçıklardan karışık konveksiyonlu olan ısı transferine, akışa eğimli yöndeki, levhanın etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
6. Demircan, T. (2012) İçerisinde ısıtıcı bloklar bulunan bir kanalda, osilasyonlu akışın ve ısı transferinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi, Doktora Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
7. Demirel, D. (2006) Çapraz dizilmiş kanatçıklara sahip bir kanal içerisinde akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
8. Dogan, M. ve Sivrioğlu, M. (2009) Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel: In natural convection dominated flow regimes, Energy Conversion and Management, vol. 50, 2513-2521.doi:10.1016/j.enconman.009.05.027

9. Dogan, M. ve Sivrioğlu, M. (2010) Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in horizontal rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, 2149-2158.doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.031
10. El-Sayed, S. A., Mohamed, S. M., Abdel-latif ve A. M., Abouda, A. E. (2002) Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26(8), 879-900.doi:10.1016/S0894-1777(02)00159-0
11. Fabbri, G. (1998) Heat transfer optimization in finned annular ducts under laminar flow conditions, *Heat Transfer Engineering*, 19(4), 42-54.doi:10.1080/01457639808939935
12. Gangal, M. K. ve Aggarwala, B. D. (1977) Combined free and forced laminar convection in internally finned square ducts, *Zeitschrift fuer angewandte Mathematik und Physik*, 28:85-96.
13. Harding, M.T. (2005) An experimental investigation of the performance of staggered pin fin array laminar flow heat exchangers, M.Sc. Thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, USA
14. Holman, J.P. (2012) *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, New York.
15. Incropera, F. P., DeWitt, D. P. (1996) *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York.
16. Kurtul, Ö. (2007) İçerisinde boylamasına kanatçıklar yerleştirilmiş kare kesitli eğrisel bir kanal içerisinde laminar akış ve ısı transferinin sayısal olarak analizi, Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
17. Patankar, S.V., Ivanovic M. ve Sparrow E.M. (1979) Analysis of turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes and annuli, *Journal of Heat Transfer*, 101(1):29.doi:10.1115/1.3450925
18. Şara, O. N. (2003) Performance analysis of rectangular ducts with a staggered square pin fins, *Energy Conversion and Management*, 44(11), 1787-1803.doi:10.1016/S0196-8904(02)00185-1
19. Uslu, R. (2010) Üçgen kesitli kanallarda zorlanmış akış ile ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
20. Wang,F., Zhang, J. ve Wang, S. (2012) Investigation on flow and heat transfer characteristics in rectangular channel with drop-shaped pin fins, *Propulsion and Power Research*, vol. 1, 64-70.doi:10.1016/j.jprr.2012.10.003
21. Webb, R.L. (2005) *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Taylor & Francis Group, New York.
22. Yousif, A. H., Naji, A. ve Jasem, K. D. (2009) Studying heat transfer and fluid flow distribution on heated fin inside rectangular duct with using triangular protrusion, *Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences*, vol.2, n:2, 275-287.
23. Zhang, L.Z. (2007), Laminar flow and heat transfer in plate-fin triangular ducts in thermally developing entry region, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (7-8), 1637-1640.doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.013