KSÜ Mühendislik Bilimleri Dergisi, 26(2), 2023
Araştırma Makalesi

KSU J Eng Sci, 26(2), 2023
Research Article

Kahramanmaras Sutcu Imam University
Journal of Engineering Sciences

Geliş Tarihi : 07.09.2022
Kabul Tarihi :19.12.2022

Received Date : 07.09.2022
Accepted Date : 19.12.2022

MİNİ İĞNE KANATÇIKLI BİR ISI ALICISININ ISIL PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE THERMAL PERFORMANCE OF A MINI PIN FIN HEAT SINK

Bahadır GEMİCİOĞLU [1*](ORCID: 0000-0001-8403-1848)
Ahmet PEKCAN [2] (ORCID: 0000-0002-8438-507X)
Tolga DEMİRCAN [3] (ORCID: 0000-0003-4805-6428)

[1,2,3] Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kırıkkale, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Bahadır GEMİCİOĞLU, bahadirgemicioglu@kku.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada bir kanal içerisinde bulunan mini pim kanatçıklı bir ısı alıcısının soğutulması sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda kare, beşgen ve altıgen kanatçık geometrileri için, Reynolds sayısının 500-1800, hava giriş sıcaklığının 298-304 K, ısı akısının 5000-30000 W/m^2 ve kanatçık yüksekliğinin ise 2-8 mm aralıklarında farklı analizler yapılmıştır. Bu sayede kanatçık geometrisi, Reynolds sayısı, ısı akısı, akışkan giriş sıcaklığı, kanatçık yüksekliği, kanatçık dizilimi gibi birçok farklı parametrenin değişiminin ısı transferi üzerindeki etkileri birlikte incelenmiştir. Sonuç olarak altıgen kanatçığa sahip geometrinin incelenen diğer geometrilere oranla daha yüksek ısıl performans gösterdiği tespit edilmiştir. Reynolds sayısının ve kanatçık yüksekliğinin artışının ısı transfer katsayısını artırdığı tespit edilmiştir. Hava giriş sıcaklığının artırılmasının ise ısı transferini olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin değişiminin ısı transferini etkilediği, bu mesafenin 2 mm olduğu durumda ise optimum ısıl performans sağlandığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı alıcısı, soğutma, kanatçık, ısı transferi, sayısal çözüm

ABSTRACT

In this study, the cooling of a mini pin finned heat sink in a channel is numerically investigated. In this context, different analyzes were made for square, pentagonal and hexagonal fin geometries, Reynolds number 500-1800, air inlet temperature 298-304 K, heat flux 5000-30000 W/m^2 and fin height 2-8 mm. In this way, the effects of changes in many different parameters such as fin geometry, Reynolds number, heat flux, fluid inlet temperature, fin height, fin arrangement on heat transfer were investigated together. As a result, it has been determined that the geometry with hexagonal fins has better thermal performance than the other geometries examined. It was observed that the increase in Reynolds number and fin height increased the heat transfer coefficient. It was determined that increasing the air inlet temperature negatively affected the heat transfer. It has been observed that the change in the distance between the fins affects the heat transfer, and when this distance is 2 mm, optimum thermal performance is achieved.

Keywords: Heat sink, cooling, fin, heat transfer, numerical solution

ToCite: GEMİCİOĞLU, B., PEKCAN, A., & DEMİRCAN, T. (2023). MİNİ İĞNE KANATÇIKLI BİR ISI ALICISININ ISIL PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 26(2), 395-407.

GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesiyle beraber kullanmış olduğumuz elektronik cihazlar her geçen gün daha yüksek kapasitelere ulaşmakta, boyutları ise küçülmektedir. Tüm bu gelişmeler elektronik cihazların etkin bir şekilde soğutulması problemini ortaya çıkarmaktadır. Özellikle bilgisayar teknolojisindeki gelişim mikroçip gibi çok küçük boyuttaki elemanların daha yüksek kapasitelere ve aşırı yüksek sıcaklıklara ulaşmasına sebep olmaktadır. Mikroçip gibi elemanların kullanıldığı yerler birçok farklı alanda karşımıza çıkmaktadır. Otomobillerden radar sistemlerine, ev tipi elektrikli cihazlardan endüstride kullanılan elektronik sistemlere, hususi bilgisayarlardan endüstriyel amaçla kullanılan yüksek donanımlı bilgisayarlara kadar, gelişen teknolojiyle beraber hemen hemen her sektörde mikroçipler yoğun olarak kullanılmaktadır.

Çok küçük boyutlara sahip olmalarına rağmen yüksek sıcaklıklara ulaşan bu elemanların soğutulması ve güvenli çalışma sıcaklıklarında tutulması problemi araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Literatür incelendiğinde araştırmacıların bu konuda bazı sayısal, analitik ve deneysel çalışmalar yaptıkları görülmüştür. Sayısal olarak çalışan araştırmacılar Comsol, Fluent, CFX vb. ticari paket programları kullanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımı ile sayısal analizlerini yapmışlardır. Analitik çalışmalarda, araştırmacıların geleneksel ısı transfer ve akışkanlar mekaniği denklemlerini kullandıkları görülmüştür. Deneysel çalışmalarda ise, ilgili problemin değişen bir ısı akısı uygulanan bir elemanın soğutulmasını içeren geleneksel bir problem gibi kabul edildiği görülmüştür. Ancak kullanılan soğutma debisinin, soğutulan cihazın boyutlarının ve mikro kanalların çok küçük olması sebebiyle daha hassas ölçüm cihazlarının kullanımının ve daha hassas bir deney düzeneği tasarımının gerekliliği belirtilmiştir. Literatür araştırması sırasında incelenen bazı önemli çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Güder (2021) bir işlemcinin soğutulması için, ısı kaynağının üzerine yerleştirilen kare, üçgen ve daire kanatçıkların ısı transfer performansını $500 \leq Re \leq 10000$ aralığında sayısal olarak incelemiştir. Isı kaynağının alt yüzeyine sabit 2000 W/m^2 ısı akısı uygulamıştır. Sistem girişindeki hava sıcaklığını 300 K, çıkış basıncını ise atmosfer basıncı olarak kabul etmiştir. Farklı kanatçık geometrileri ve farklı Reynolds sayıları için gerçekleştirmiş olduğu analizler sonucunda, sıcaklık dağılımları, basınç düşüşleri, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal performans faktörü değerlerinin değişimini incelemiştir. En iyi çalışma aralığının Re=5000 ila Re=6500 aralığında olduğunu gözlemlemiştir. Sonuç olarak Re=5000 değerinde daire kanatçıklı modelin en iyi termal performans faktörü (PEC) sağladığını belirtmiştir. Yeşildal (2017) çalışmasında dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için deneyler gerçekleştirmiştir. Isı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine en etkili parametrenin kanat yüksekliği olduğunu belirtmiş ve farklı kanat yükseklikleri için deneyler gerçekleştirmiştir. İkinci etkili parametrenin ise akış hızı olduğunu belirterek, beş farklı akış hızı için deneyler gerçekleştirmiştir. Çalışmasının sonucunda, artan akış hızına bağlı olarak Reynolds ve Nusselt sayılarının arttığını, sürtünme katsayısının ise azaldığı gözlemlemiştir. Kutlu (2019) dikdörtgen bir kanal içinde bulunan silindirik, spiral ve kare kanatçıkların zorlanmış taşınım ile gerçekleşen ısı transfer performansını, değişik parametreler için üç boyutlu ve sayısal olarak incelemiştir. Kanatçık malzemesinin alüminyum olduğu, geometri üzerinde ise 20 adet kanatçık bulunduğunu kabul etmiştir. Isı akısını 2000 W/m^2, hava giriş sıcaklığını 25 °C, çıkış basıncını atmosferik basınç olarak belirlemiş, Reynolds sayısı 250-2000 aralığı için analizler gerçekleştirmiştir. Çalışmasının sonucunda, yüzey alanının değişiminin ısı transferi üzerinde önemli bir parametre olduğunu gözlemlemiştir. Naphon ve Khonseur (2009) mikro kanallı ısı alıcıların laminer akış şartlarında hava ile soğutulmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısını 200-1000 aralığında, ısı akısını ise 1,80-5,40 kW/m^2 aralığında değiştirerek, 2 farklı kanatçık yüksekliği ve 2 farklı kanatçık genişliği için parametrik incelemelerde bulunmuşlardır. Sonuç olarak kanatçık yüksekliği ve genişliğinin değişiminin gerçekleşen ısı transferi üzerinde oldukça etkili parametreler olduğunu gözlemlemişlerdir.

Khonsue (2018) üç farklı geometri için mini pim kanatçıklarının ısı transferini inceleyen deneysel bir çalışma yapmıştır. Deneylerini 9,132-13,698 kW/m^2 ısı akısı ve 332-1982 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirmiştir. Alüminyum malzemeden yapılmış, 5 mm yüksekliğinde 63 adet kanatçığa sahip silindirik, spiral ve kare kanatçık geometrilerini kullanmıştır. Spiral kanatçıkların ısı transfer yüzey alanlarının diğer geometrilere göre daha fazla olması sebebiyle, ısı transfer performansının da diğer geometrilere oranla daha yüksek olduğunu gözlemlemiştir. Akışkan hızındaki artışın her kanatçık geometrisi için ısı transferini arttırdığını belirlemiştir. Moradikazerouni vd. (2019) CPU soğutulması için kullanılan düz plakalı bir ısı alıcısının termal performansını üç boyutlu bir analitik model yardımıyla incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısı, kanatçık yüksekliği ve sayısı, hava akım hızı gibi farklı parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. Kanatçık yüksekliği ve sayısının ısı transfer oranını önemli ölçüde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Zhao vd. (2015) kare şeklindeki mikro kanatçıklar için, kanatçık sayısının ve kanatçık

açısının ısı transfer performansı üzerindeki etkilerini sayısal olarak ele almışlardır. Çalışmalarının sonucunda en ideal kanatçık sayısı oranını 0,75 ve kanatçıkların en ideal eksenel açısının 30° olduğunu belirlemişlerdir. Kanatçık sayısının kanatçık açısına oranla ısı transfer performansı üzerinde daha fazla etkili olduğunu gözlemlemişlerdir.

Kotcioğlu vd. (2011) mikro kanatçıklı ısı alıcılarının soğutulması için kullanılan dairesel, dikdörtgen ve hegzagonal şekilde kanatçıklara sahip 3 farklı geometri için, ısı transferi ve basınç düşüşü performanslarını inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu kapsamda kanatçıklar arası enine mesafeyi ST/D=2 olarak sabit tutmuşlar, akış yönündeki kanatçıklar arası mesafeyi ise SL/D=2-2,8-3,5 olarak değiştirmişlerdir. En yüksek ısı transfer performansının hegzagonal kanatçıklı geometride, en düşük performansın ise dairesel kanatçıklı geometride gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Kanatçıklar arası mesafe azaldıkça Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün arttığını tespit etmişlerdir. Chin vd. (2013) bir kanal içinde bulunan ısı kaynağının üst yüzeyine çapraz olarak dizilmiş delikli kanatçıkların ısı transfer performansını sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Delikli kanatçıklarda elde edilen Nusselt sayısının daha yüksek olduğunu, basınç düşüşünün ise daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir.

Foong vd. (2009) içten uzunlamasına kanatçıklı bir mikro kanalda laminer akış durumunda taşınımla olan ısı transferi üzerinde çalışmalarda bulunmuşlardır. Hidrodinamik olarak gelişmiş, termal olarak gelişen bir laminer akış varlığında değişken kanat yükseklikleri için üç boyutlu sayısal simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Kare mikrokanalın dış duvarlarında sabit ısı akısı sınır koşulları varsayımı yapmışlardır. Kanal uzunluğu boyunca ortalama yerel Nusselt sayısı dağılımını kanat yükseklik oranının bir fonksiyonu olarak elde etmişlerdir. Analizleri farklı kanat yükseklikleri ve akış parametreleri için gerçekleştirilmiştir. Yapmış oldukları nümerik çalışmaya göre iç mikro kanaldaki kanatçıkların, ısı transferini büyütme potansiyeline sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Cao vd. (2022) mozaik kanatlı mini kanallı ısı alıcısında ısı transfer artırımını deneysel ve nümerik olarak incelenmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında eğik kanal genişliği ve ikincil kanalların eğim açısının farklı düzenlemeleri ile mozaik kanatlı yeni bir mini kanallı ısı alıcı önermişlerdir. Bu kapsamda, mini kanallı ısı alıcının ısı soğutma kapasitesini Reynolds sayısının 573 ila 2295 aralığında olduğu durumlarda sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Simülasyon sonuçlarında hacimsel debinin artmasıyla, mozaik kanatlı modelin alt plakasının sıcaklık farkının ve basınç düşüşünün belirgin bir şekilde azaldığını gözlemlemişlerdir. Eğik kanal eğim açısı 70° ve eğimli akış kanalı genişliği 1,8 mm olduğu durumda ısı transfer etkisini elde etmişlerdir. Optimize edilmiş modelin güçlü bir termal performansı ve tek tip alt tabaka sıcaklığını desteklediğini bulmuşlardır. Q_v=30 ml/s'de basınç düşüşünün %73'e kadar azaltılabileceğini, ortalama Nusselt sayısının %17'ye kadar yükseltilebileceğini ve minimum sıcaklık farkının 17 K değerinde olduğunu gözlemlemişlerdir.

Ghani vd. (2017) kanat ve ikincil kanalların hibrit tekniğini kullanılarak mikro kanallı ısı emicide ısı transferinin geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Reynolds 100 ila 500 arasında değişen değerler için sayısal olarak incelemelerde bulunmuşlardır. İkincil kanalların ve nervürlerin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Dikdörtgen kanatlı mikrokanal ve ikincil eğik kanallı mikrokanal geometrilerle karşılaştırmalı analizler yapmışlardır. Sonuçlardan kanat ve ikincil kanal kullanımının, sadece kanat ve sadece ikincil kanal kullanımına göre üstün olduğunu tespit etmişlerdir. Pan vd. (2022) iğne kanatlı manifold mikro kanallı ısı emicinin akış ve ısı transfer özellikleri üzerine çalışmışlardır. Soğutucunun (mikrokanal ısı alıcı) akış ve ısı transfer özelliklerini sayısal (nümerik) olarak incelemişlerdir. İğne kanatlı manifold mikro kanalın ısı transfer performansının, aynı kütlesel debide dikdörtgen manifold mikrokanalınkinden daha iyi olduğunu, ancak iğne kanatlı manifold mikro kanalının basınç düşüşünün daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca iğne kanatlı manifold mikro kanalının ısı transfer performansının, aynı basınç düşüşünde dikdörtgen manifold mikro kanalından daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Literatür incelemesinden de görüldüğü üzere araştırmacılar genel olarak Reynolds sayısı, hacimsel debi, ısı akısı, kanatçık geometrisi vb. parametrelerin değişimlerinin ısıl performans üzerindeki etkilerine yoğunlaşmışlardır. Kanatçık geometrisi olarak kare, üçgen, dikdörtgen vb. farklı geometrileri, kanatçık yüksekliği, kanatçık dizilim düzeni ve kanatçıklar arası mesafe gibi farklı parametrelerin değişimlerini irdelemişlerdir. Yapılan bu değişimler sonucunda araştırmacıların çıktı olarak elde etmek istedikleri değerler ise, akışkan çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı (h), Nusselt sayısı, basınç kaybı (ΔP) ve pompalama enerjisi gibi değerler olduğu görülmüştür.

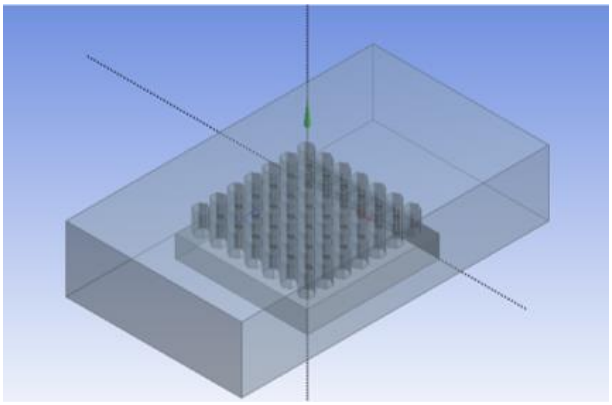
Bu çalışmada literatürde ayrı ayrı incelenen parametreler bir bütün olarak ele alınmıştır. Bu kapsamda, ısı alıcılarının soğutulmasında önem arz eden birçok farklı parametrenin etkileri birlikte irdelenmiştir. Bu sayede ilgili parametrelerin birbirleri ile olan ilişkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla, öncellikle literatürde bulunan

Khonsue'nin (2018) yapmış olduğu çalışmanın verileri kullanılarak, bu çalışmanın sayısal yöntemi ve elde edilen sonuçların güvenilirliği tespit edilmiştir. Daha sonra farklı kanatçık geometrileri, farklı Reynolds sayıları, farklı ısı akıları, farklı giriş sıcaklıkları, farklı kanatçık yükseklikleri, farklı kanatçıklar arası mesafeler ve farklı kanatçık dizilimleri gibi parametrelerin değişimlerinin ısı transfer performansına olan etkileri incelenmiştir**.**

MATERYAL VE YÖNTEM

Problemin Tanımı

Bu çalışma kapsamında dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen kare taban üzerinde mini pim kanatçıklar bulunan bir ısı alıcısı ele alınmıştır. Bu ısı alıcısında bulunan kanatçıkların geometrisi kare, beşgen ve altıgen olarak değiştirilerek, farklı geometrik modeller oluşturulmuştur. Isı alıcısının alüminyum malzemeden imal edildiği düşünülmüştür. Beşgen ve altıgen kanatçıkların kenar uzunlukları 1,5 mm, kare geometrili kanatçığın kenar uzunlukları ise 2 mm olarak belirlenmiştir. Kanatçık yüksekleri ise 2-8 mm aralığında olacak şekilde belirlenerek model geometrileri oluşturulmuştur. Kanal giriş kesitinin yüksekliği 15 mm, genişliği 40 mm, kanalın uzunluğu ise 70 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Örnek olarak altıgen kanatçıklara sahip modelin geometrisi Şekil 1'de verilmektedir.



Şekil 1. Altıgen Kanatçıklı Model Geometrisi

Çalışma kapsamında öncelikle, değişen Reynolds sayısı ve sabit ısı akısı altında tüm geometriler için analizler yapılmış ve konveksiyonla olan ısı transferi incelenmiştir. Bu kapsamda, kare, beşgen ve altıgen kanatçık geometrileri için, ısı akısı 10000 W/m^2 ve hava giriş sıcaklığı 298 K olacak şekilde sabit tutulmuş ve Reynolds sayısı 900-1800 aralığında değiştirilerek sayısal analizler yapılmıştır. Bu analizlerin sonucunda altıgen ve kare kanatçık kesitlerine sahip modellerin ısı transfer performansının beşgen kanatçık tipine oranla daha üstün olduğu belirlenmiştir. Bu sebeple bu çalışma kapsamında irdelenen diğer parametrelerin grafiklerinin oluşturulması ve sonuçların irdelenmesi aşamasında, grafiklerin daha sade ve anlaşılabilir olması amacıyla genellikle altıgen ve kare kanatçık geometrileri tercih edilmiştir.

Isı transfer akışkanı olarak kullanılan havanın termofiziksel özellikleri, değişen giriş sıcaklıkların etkisiyle değişmektedir. Havanın farklı sıcaklık değerleri için kullanılan termofiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Havanın Termofiziksel Özelliklerinin Sıcaklık ile Değişimi, Çengel (2004).

Sıcaklık (K)	*Yoğunluk (kg/m^3)*	*Özgül Isı (kj/kgK)*	*Isıl İletkenlik (W/mK)*	*Dinamik Viskozite (kg/ms)*	*Pr*
298	1,1686	1,0069	0,0260487	18,4x10^{-6}	0,714
300	1,1613	1,0070	0,0261946	18,5x10^{-6}	0,713
302	1,1541	1,0071	0,0263402	18,6 x10^{-6}	0,713
304	1,1469	1,0072	0,0264858	18,7 x10^{-6}	0,713

Bu çalışma kapsamında, kanatçık geometrisinin, Reynolds sayısının, ısı akısının, akışkan giriş sıcaklığının, kanat yüksekliğinin, kanatçık diziliminin ısı transferi üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Ayrıca bu parametrelerin değişiminin basınç kaybı ve tüketilen güç değerine olan etkileri üzerinde durulmuştur.

Çözüm Yöntemi

Diferansiyel Denklemler

Çalışma kapsamında incelenen problemin temel diferansiyel denklemlerinin genel hali aşağıda verilmiştir (Foong, 2009).

Süreklilik Denklemi

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \quad (1)$$

Momentum Denklemi (x-yönlü)

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (2)$$

Momentum Denklemi (y-yönlü)

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (3)$$

Momentum Denklemi (z-yönlü)

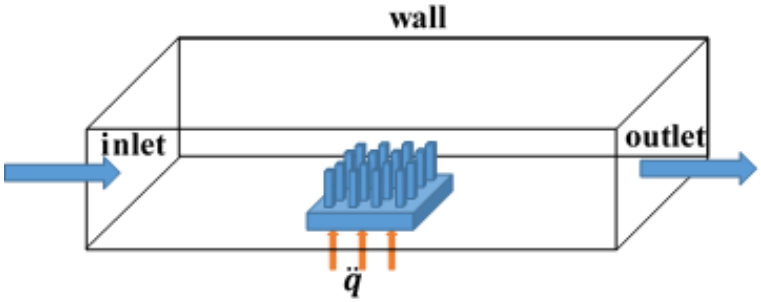
$$\rho\left(u\frac{\partial z}{\partial x}+v\frac{\partial z}{\partial y}+w\frac{\partial z}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 z}{\partial z^2}\right) \quad (4)$$

Enerji Denklemi

$$\rho c_p\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)=k_f\nabla^2 T+2\left(\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right) \quad (5)$$

Sınır Şartları

Bu çalışma kapsamında yapılan sayısal analizlerde Reynolds sayısı 500-1800 aralığında değiştirilmiştir. Havanın kanala giriş hızı bu Reynolds sayıları kullanılarak belirlenmiştir. Havanın giriş sıcaklığı ise 298-304 K aralığında alınmıştır. Bu hız ve sıcaklık değerleri kanal girişinde "inlet" sınır şartı olarak kullanılmıştır. Kanal çıkışında ise havanın, 1 atm basınçta ve 300 K sıcaklıktaki atmosfer ortamına yayıldığı kabul edilmiş ve bu değerler ise "outlet" sınır şartı olarak kullanılmıştır. Kanal dış duvarlarında "wall" sınır şartı belirlenmiş ve kaymasızlık sınır şartının sağlandığı kabul edilmiştir. Ayrıca tüm kanal duvarların yalıtılmış olduğu varsayılmıştır. Isı alıcısının alt yüzeyinde ise 5000-30000 W/m^2 olacak şekilde ısı akısı uygulanmıştır. Bu çalışma kapsamında kullanılan sınır şartlarının şematik gösterimi Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Sınır Şartlarının Şematik Gösterimi

Matematiksel Formülasyon

Bu çalışmadan elde edilen verilerin irdelenebilmesi amacıyla aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır.

Akışın Reynolds sayısı, kinematik viskozite değeri ve hidrolik çapı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla belirlenmektedir (Çengel, 2004).

$$\mathrm{Re_f} = \frac{\rho_f U_f D_h}{\mu_f} \quad (6)$$

$$\nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f} \quad (7)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (8)$$

Laminer akışta sürtünme faktörü, basınç farkı ve güç hesabı ise aşağıdaki eşitlilikler yardımıyla elde edilebilmektedir (Çengel, 2004).

$$f=64/Re \quad (9)$$

$$\Delta P=f\frac{L}{D_h}\rho_f\frac{U^2}{2} \quad (10)$$

$$P=\Delta P\dot{V} \quad (11)$$

Isı geçişi, kütlesel debi ve hacimsel debi ise aşağıda verilen eşitlikler vasıtasıyla belirlenmektedir (Incropera vd., 2007).

$$\dot{Q}=\dot{m}_f\, c_{p,f}(T_ç-T_g) \quad (12)$$

$$\dot{Q}=\rho_f\dot{V}\, c_{p,f}(T_ç-T_g) \quad (13)$$

$$\dot{m}=\rho VA \quad (14)$$

$$\dot{V}=VA \quad (15)$$

ΔT_{lm} ise logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve Eşitlik 16 yardımıyla belirlenir. Bu değer havanın giriş-çıkış sıcaklıkları ve yüzey sıcaklığı vasıtasıyla hesaplanabilmektedir (Çengel & Cimbala, 2006).

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{yüzey}-T_{hava,g})-(T_{yüzey}-T_{hava,ç})}{\ln(\frac{T_{yüzey}-T_{hava,g}}{T_{yüzey}-T_{hava,ç}})} \quad (16)$$

Isı alıcısını soğutmak için kullanılan havanın ortalama ısı taşınım katsayısı ise Eşitlik 17 vasıtasıyla belirlenmektedir (Incropera vd., 2007).

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_m * \Delta T_{LMTD}} \quad (17)$$

Sayısal Yöntem

Çalışma kapsamında değişen parametre koşulları için farklı model geometrileri belirlenmiştir. Bu model geometriler sonlu hacimlere bölünerek ağ yapıları oluşturulmuştur. Problemin temel diferansiyel denklemleri oluşturulan ağ yapısı ve belirlenen sınır koşulları kullanılarak, Fluent ticari paket programı vasıtasıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla sayısal olarak çözülmüştür. Bu kapsamda, üç boyutlu, laminer ve sürekli rejim koşulu için diferansiyel denklemler ayrıklaştırılmış ve SIMPLE algoritması kullanılarak çözülmüştür. Yapılan iterasyonlarda süreklilik, enerji, x-momentum, y-momentum ve z-momentum denklemleri için yakınsama kriteri 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Modellerin ağ yapıları, kanatçık yüzeylerine yakın bölgelerde daha sık, diğer bölgelerde gevşek bir yapıda olacak şekilde belirlenmiştir. Her geometrik model için, faklı hücre sayılarına sahip ağ yapılarında analizler yapılarak optimum ağ yapıları elde edilmiştir.

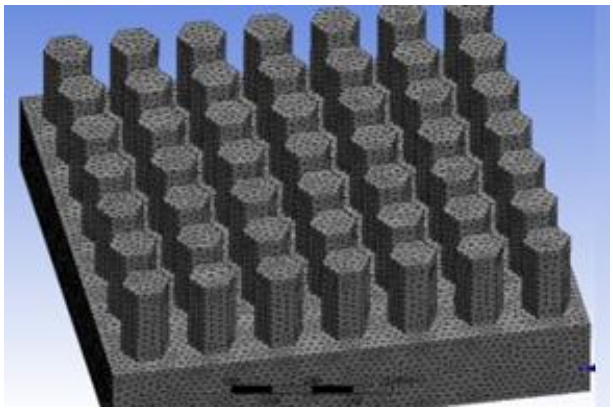
Ağ yapısı oluşturulurken hücre sayısından bağımsızlaştırma işleminin yapılması, hatalı sonuçlar elde edilmemesi için önem arz etmektedir. Bu nedenle güvenilebilir sonuçlar elde edebilmesi için optimum hücre sayısının belirlenmesi önemlidir. Örnek olması açısından, altıgen kanatçığa sahip modelin optimum ağ yapısının belirlenmesi için kullanılan grafik Şekil 3'de verilmiştir.



Şekil 3. Isı Taşınım Katsayısının Hücre Sayısı ile Değişimi

Şekil 3'de, altıgen kanatçıklı geometri için $\dot{q} = 10000\ W/m^2$, Re=1000 ve T_g=298 K olduğu durumda, farklı hücre sayılarına sahip 16 farklı ağ yapısı için elde edilen sonuçlar birlikte görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere 750680 hücre sayısından sonra, ısı taşınım katsayısının değeri fazla değişmemektedir. Bu nedenle bu geometri için 750680 hücre kullanılan ağ yapısı optimum ağ yapısı olarak kabul edilmiştir. Diğer geometriler için de benzer prosedür uygulanarak optimum ağ yapıları belirlenmiştir.

Altıgen kanatçığa sahip model için oluşturulan ağ yapısının izometrik görünüşü ise Şekil 4'te verilmektedir. Tüm model geometriler için oluşturulan ağ yapılarının kalitesi ayrı ayrı kontrol edilmiştir. Bu kapsamda tüm ağ yapıları oluşturulurken skewness değerinin 0,94 değerini geçmemesine, orthogonal quality değerinin 0,15 değerinin üzerinde olmasına, aspect ratio değeri için ise 20 değerinin geçilmemesine özellikle dikkat edilmiştir.

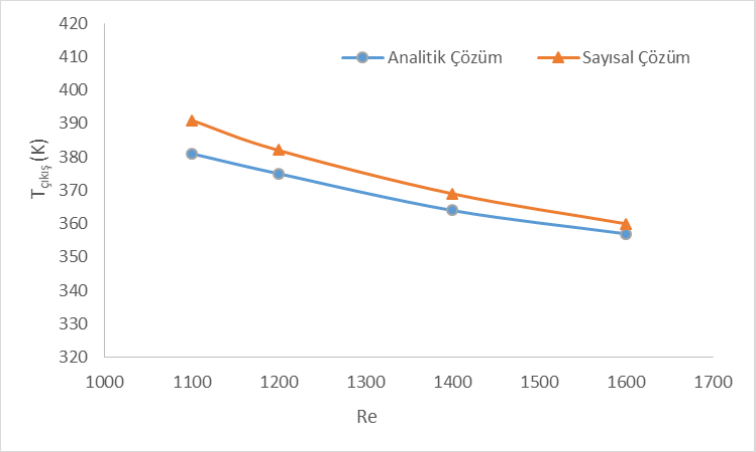


Şekil 4. Altıgen Kanatçıklı Geometri için Ağ Yapısı

Literatür Karşılaştırması

Bu çalışmada kullanılan sayısal metodun güvenilirliğinin kontrol edilmesi amacıyla, literatürde bulunan Khonsue'nin (2018) deneysel çalışması referans çalışma olarak seçilmiştir. İlgili çalışmanın geometrisi ve sınır şartları aynen kullanılarak, sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda iki farklı karşılaştırma çalışması yapılmıştır.

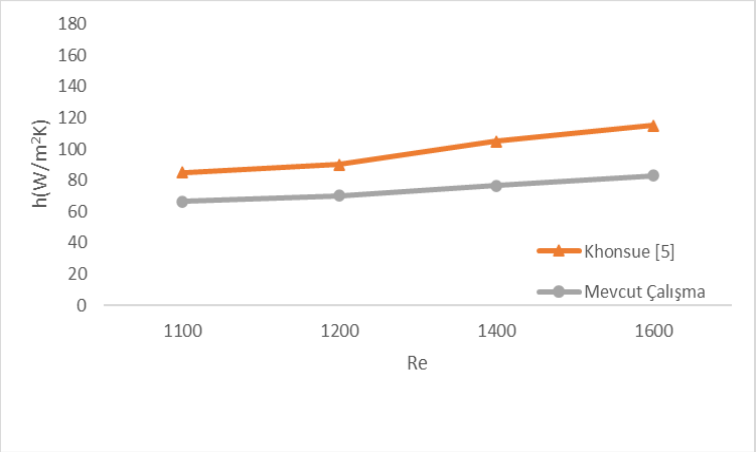
İlk karşılaştırma olarak, teorik ısı transfer denklemleri el hesabı ile çözülmüş ve analitik sonuçlar elde edilmiştir. Bu analitik sonuçlar, yapılan sayısal analizden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimini gösteren karşılaştırma Şekil 5'de verilmiştir.



Şekil 5. Analitik ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Şekil 5 incelendiğinde, sayısal analizlerden elde edilen ve teorik el hesabı ile matematiksel denklemlerin çözümünden elde edilen $T_{çıkış}$ (havanın çıkış sıcaklığı) değerinin Reynolds sayısı ile değişimi birlikte görülmektedir. Her iki çözüm metodunun kullanılması durumunda da Reynolds sayısının artışı ile $T_{çıkış}$ sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, her iki yöntem için çizilen eğriler birbirine benzer bir profil oluşturmaktadır. Elde edilen sonuçların ortalaması alındığında, analitik sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasında yaklaşık %1,5 kadar farklılık görülmektedir. Bu fark değerinin kabul edilebilir bir seviyede olduğu ve çizilen eğrilerin birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.

İkinci bir karşılaştırma olarak, yine Khonsue'nin (2018) geometri ve sınır koşulları birebir uygulanarak yapılan sayısal analizden elde edilen sonuçlar ile Khonsue'nin (2018) elde ettiği sonuçlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Bu karşılaştırma için çizilen eğriler ise Şekil 6'da verilmektedir. İki çalışma karşılaştırıldığında, birbirlerine benzer olarak her iki çalışmada da Reynolds sayısının artışıyla h değerinin arttığı görülmektedir. İki çalışmadan elde edilen sonuçları için çizilen eğriler birbirleri ile uyumludur.



Şekil 6. Bu Çalışmanın Sonuçları ile Khonsue (2018) Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 5 ve Şekil 6 birlikte değerlendirildiğinde, bu çalışmadan elde edilen sayısal sonuçların ve kullanılan sayısal yöntemin güvenilir seviyelerde olduğu söylenebilir.

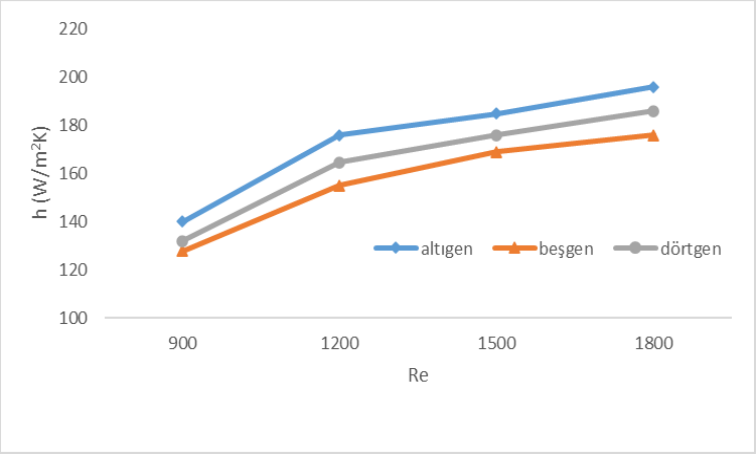
BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışma kapsamında dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen kare taban üzerinde mini pim kanatçıklar bulunan bir ısı alıcısı sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda kare, beşgen ve altıgen kanatçık geometrileri için, Reynolds sayısının 500-1800, hava giriş sıcaklığının 298-304 K, ısı akısının 5000-30000 W/m^2, kanatçık yükseklerinin ise 2-8 mm aralığındaki farklı değerleri için farklı analizler yapılmıştır. Dolayısıyla kanatçık

geometrisi, Reynolds sayısı, ısı akısı, akışkan giriş sıcaklığı, kanat yüksekliği, kanatçık dizilimi gibi birçok farklı parametrenin değişiminin ısı transferi üzerindeki etkileri birlikte irdelenmiştir.

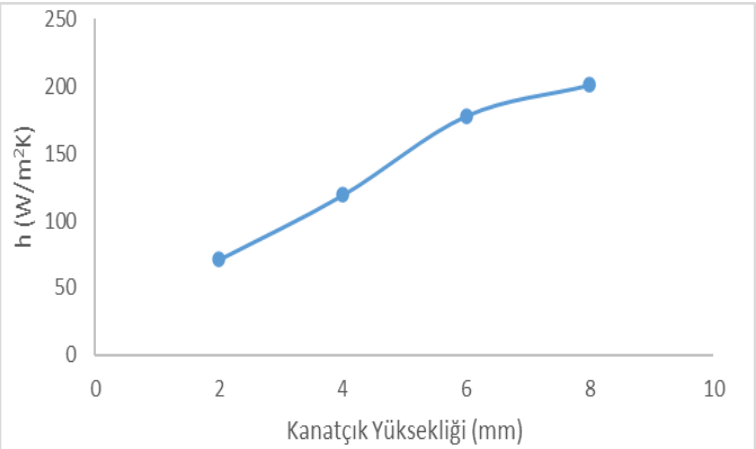
Ele alınan parametre sayısının fazla olması nedeni ile analiz aşamasında bazı parametreler sabit tutulmuş ve incelenen parametrenin değişiminin ısı transferi üzerindeki etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda her bir parametrenin ısı transferine olan etkisinin incelenmesi ayrı ayrı yapılmıştır. Bu aşamada bazı parametrelerin değeri sabit tutularak sadece incelenen parametreye özel ayrı bir analiz matrisi oluşturulmuş ve yapılması gereken analiz sayısı kısmen azaltılmıştır.

İlk olarak kanatçık geometrisinin ısı transfer üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda ısı akısı 10000 W/m^2 ve hava giriş sıcaklığı 298 K olduğu durumda, üç farklı kanatçık geometrisi için ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7'de verilmiştir. Şekil 7 incelendiğinde, her üç kanatçık tipi için çizilen eğrilerin benzer profilde olduğu ve Reynolds sayısının artışı ile ısı taşınım katsayısının değerinin arttığı belirlenmiştir. Ancak altıgen geometrili kanatçığın ısı taşınım katsayısı değerinin, beşgen ve dörtgen kanatçıklara oranla daha yüksek seviyede olduğu görülmektedir. Bunun sebebinin altıgen kanatçıkta, ısı transfer yüzey alanının diğer kanatçık geometrilerine oranla daha fazla olmasından kaynaklandığı söylenebilir.



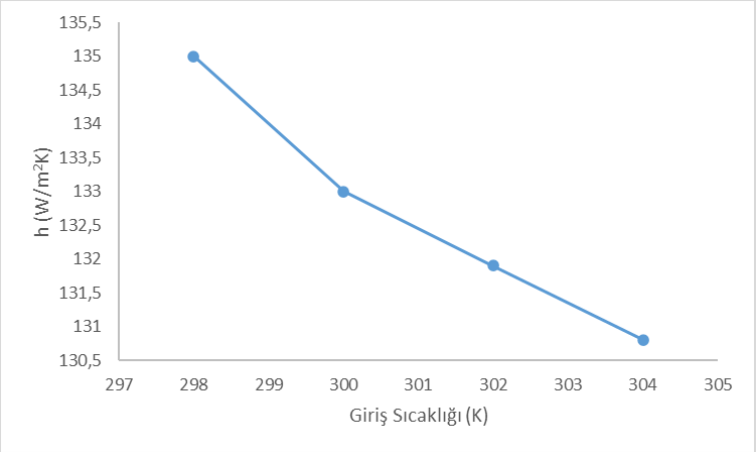
Şekil 7. Farklı Kanatçık Geometrileri için Isı Taşınım Katsayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi

Şekil 8'de ise, kanatçık yüksekliğinin değişiminin ısı transferine olan etkisi irdelenmiştir. Bu amaçla altıgen kanatçık geometrisi için Reynolds sayısı 1000, ısı akısı 5000 W/m^2 ve hava giriş sıcaklığı 298 K olduğu durumda, ısı taşınım katsayısının kanat uzunluğu ile değişimi Şekil 8'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi kanatçık yüksekliğindeki artışla beraber ısı transfer katsayısı artış göstermiştir. Bu durumun sebebinin kanat uzunluğunun artması sonucu, ısı transfer yüzey alanındaki artışın gerçekleşen ısı transferini artırması olduğu düşünülmektedir. İncelenen parametreler için, kanat yüksekliğinin 2 mm'den 8 mm'ye artırılması ile ısı taşınım katsayısının değeri yaklaşık %183 kadar artış göstermiştir.



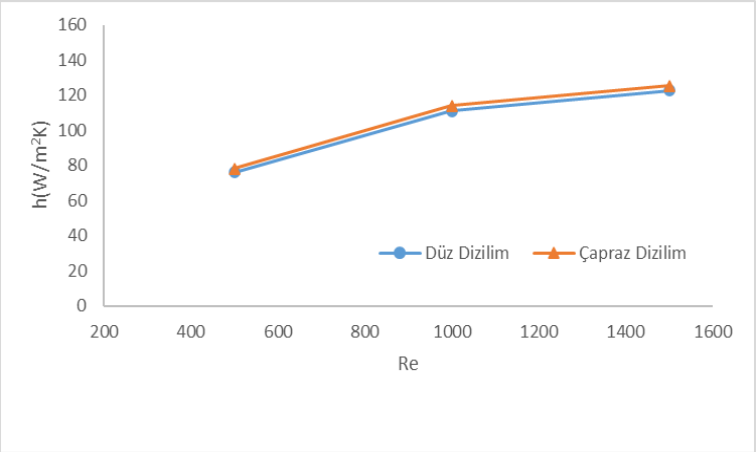
Şekil 8. Kanatçık Yüksekliğinin Değişiminin Isı Transfer Katsayısına Olan Etkisi

Altıgen kanatçıklı plakayı soğutmak için gönderilen havanın giriş sıcaklığının ısı transfer katsayısı üzerindeki değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Şekil 9'da Reynolds sayısı 1000 ve ısı akısı 5000 W/m^2 için, ısı taşınım katsayısının hava giriş sıcaklığı ile değişimi verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, hava giriş sıcaklığı arttıkça ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. İncelenen parametreler için, hava giriş sıcaklığının 298 K'den 304 K'e yükseltilmesi ile ısı taşınım katsayısının değerinin yaklaşık %3,11 kadar azaldığı gözlemlenmiştir. Elektronik kartlarda soğutma için kullanılan akışkan genellikle ortam havasıdır. Mevsim şartlarına göre ortam hava sıcaklığı değişmektedir. Havanın sıcaklığının artması yoğunluğunun azalmasına sebep olmaktadır. Yoğunlukta ki azalış ise, soğutma havasının kütlesel debisinin azalmasına dolayısıyla transfer olan ısı miktarının da azalmasına sebep olabilmektedir. Şekil 9'da görülen, hava giriş sıcaklığının artması ile ısı taşınım katsayısında ki azalmanın bu nedenle gerçekleştiği öngörülmektedir. Genel bir çıkarımla, yaz aylarında ortam havasını kullanan bir elektronik kartın soğutulmasının bir miktar daha zorlaştığı yorumu yapılabilir.



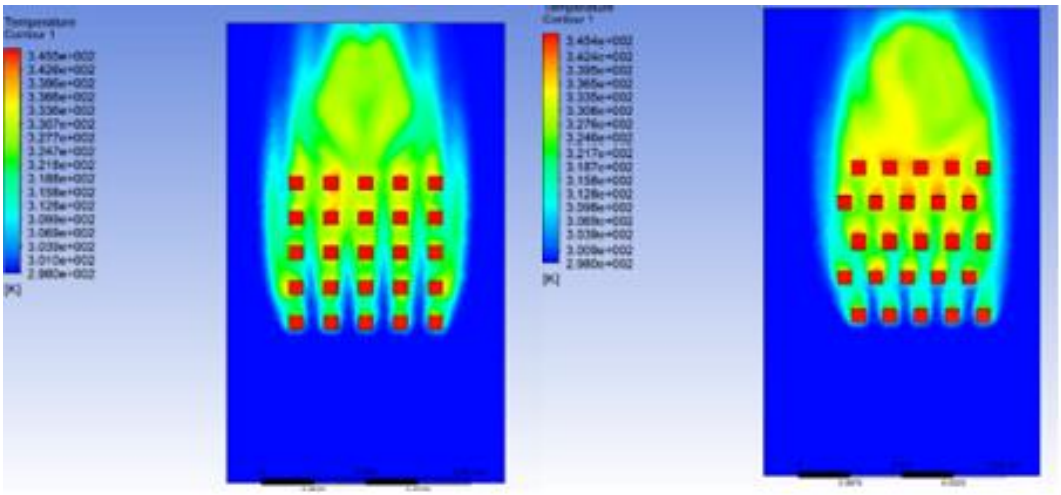
Şekil 9. Hava Giriş Sıcaklığının Değişiminin Isı Taşınım Katsayısına Olan Etkisi

Kare kanatçıklara sahip bir ısı alıcısında, kanatçıkların düz ve çapraz dizilimin ısı transfer katsayısı üzerindeki değişimi ise Şekil 10'da gösterilmiştir. Bu kapsamda hava giriş sıcaklığı 298 K ve ısı akısı 5000 W/m^2 olduğu durumda, farklı Reynolds sayıları için elde edilen sonuçlar birlikte görülmektedir. Şekil 10 incelendiğinde her iki dizilim için elde edilen sonuçların yakınlık gösterdiği ve artan Reynolds sayısı ile ısı taşınım katsayısının arttığı görülmüştür. Ancak çapraz diziliminin düz dizilime oranla ısı transferini yaklaşık %2,5 artırdığı belirlenmiştir.



Şekil 10. Kanatçık Dizilimin Değişiminin Isı Transfer Katsayısına Olan Etkisi

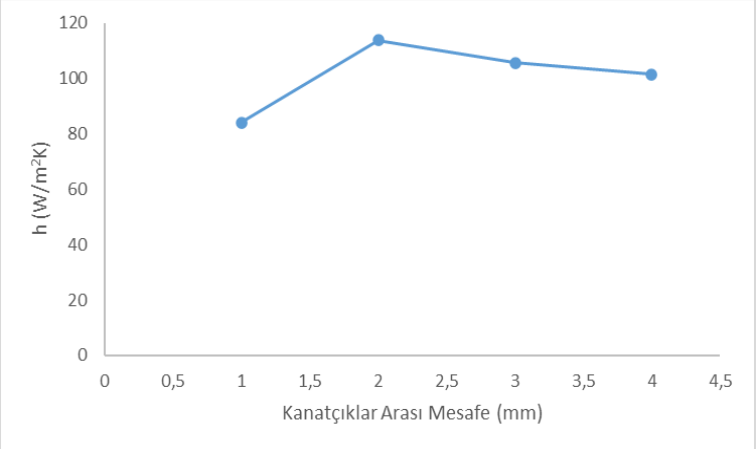
Şekil 11'de ise kare kanatçıklara sahip bir ısı alıcısında, Reynolds sayısı 1000, hava giriş sıcaklığı 298 K ve ısı akısı 5000 W/m^2 olduğu durumda, kanatçıkların düz ve çapraz dizilime sahip olduğu geometriler için elde edilen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Şekil incelendiğinde çapraz dizilim durumunda düz dizilim durumuna oranla, elde edilen sıcaklık dağılımlarının daha düzensiz olduğu gözlemlenmiştir. Çapraz dizilime sahip geometride düz dizilime oranla, kanatçıkların arkasında kalan bölgede daha yüksek hava sıcaklıkları gözlemlenmiştir.



a) b)

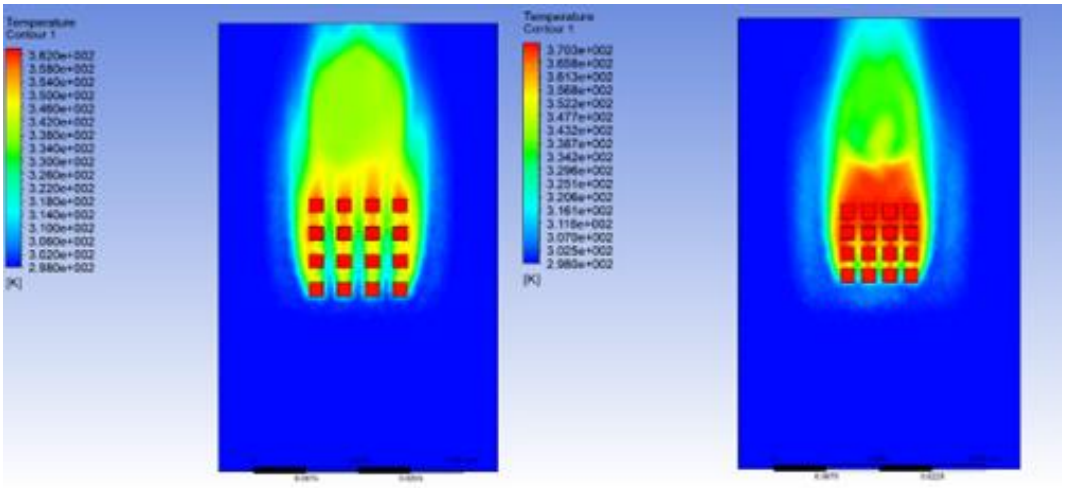
Şekil 11. Sıcaklık Dağılımları, a)Düz Dizilim b)Çapraz Dizilim

Şekil 12'de ise Reynolds sayısı 1000, hava giriş sıcaklığı 298 K ve ısı akısı 5000 W/m^2 olduğu durumda, farklı kanatçık arası mesafeler için elde edilen ısı taşınım katsayısı sonuçları görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere kanatçık arası mesafe 1 mm'den 2 mm'ye artırıldığında ısı taşınım katsayısının değeri yaklaşık olarak %35 oranında artmıştır. Ancak kanatçıklar arası mesafe artırılmaya devam edildikçe, ısı taşınım katsayısının değeri azalış eğilimine girmiştir. Dolayısıyla en yüksek ısı taşınım katsayısı değeri, kanatçıklar arası mesafe 2 mm olduğu durumda gözlemlenmiştir.



Şekil 12. Kanatçıklar Arasındaki Mesafenin Değişiminin Isı Transferin Katsayısına Olan Etkisi

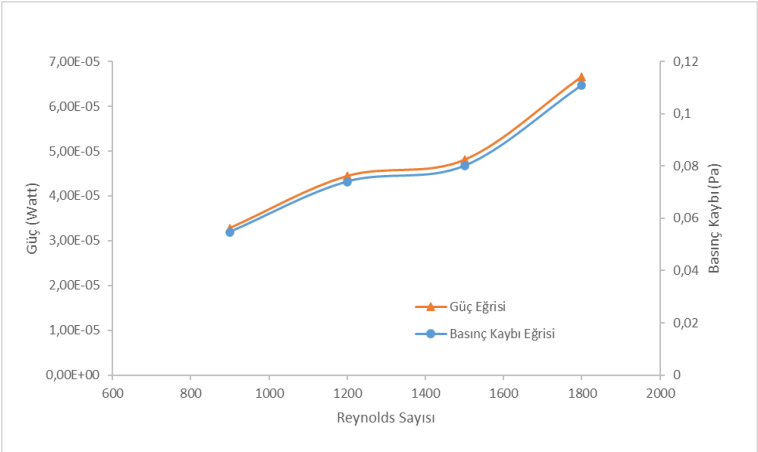
Şekil 13'de ise Reynolds sayısı 1000, hava giriş sıcaklığı 298 K ve ısı akısı 5000 W/m^2 olduğu durumda, kanatçıklar arası mesafenin 1 mm ve 2 mm olduğu geometriler için elde edilen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Şekil incelendiğinde kanatçıklar arası mesafe 1 mm olan geometri için elde edilen sıcaklık dağılımlarının, 2 mm olan geometriye oranla çok daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum kanatçıklar arası mesafenin daha dar olması nedeniyle, yeterli konveksiyonun gerçekleşemediğini ve soğutmanın yetersiz kaldığını göstermektedir.



a) b)

Şekil 13. Sıcaklık Dağılımları, a)Kanatçıklar Arası Mesafe 2 mm b)Kanatçıklar Arası Mesafe 1 mm

Şekil 14'te gerçekleşen basınç kaybının ve gücün Reynolds sayısı ile değişimi birlikte verilmiştir. Soğutma havasının ısı alıcısına bir fan vasıtasıyla gönderildiği düşünülmüştür. Bu durumda, farklı Reynolds sayıları için gerçekleşen basınç kaybı ve güç değerleri Eşitlik 9, 10 ve 11 aracılığı ile hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere Reynolds sayısındaki artış ile basınç kaybı ve güç değerleri artış göstermiştir. Reynolds sayısının 900'den 1800'e artırılması ile, güç değerinin yaklaşık %103,04 basınç kaybının ise yaklaşık %103,12 kadar arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 14. Basınç Kaybı ve Güç Değerinin Reynolds Sayısı ile Değişimi

SONUÇ

Bu çalışma kapsamında bir kanal içerisinde bulunan mini pim kanatçıklı bir ısı alıcısının soğutulması ele alınmıştır. Kare, beşgen ve altıgen kanatçık geometrilerine sahip üç farklı model geometrisi oluşturulmuştur. Bu model geometriler için, Reynolds sayısı, ısı akısı, akışkan giriş sıcaklığı, kanat yüksekliği, kanatçık dizilimi gibi parametrelerin farklı değerleri için hesaplamalı akışkanlar dinamiği aracılığı ile sayısal analizler yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda, altıgen kanatçığa sahip modelin incelenen diğer modellere oranla daha iyi ısıl performans sağladığı görülmüştür. Reynolds sayısının ve kanat yüksekliğinin artışının ısı transfer katsayısını artırdığı gözlemlenmiştir. Kanat yüksekliğinin 2 mm'den 8 mm'ye artırılması ile ısı taşınım katsayısının değerinde yaklaşık %183 kadar artış tespit edilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin değişiminin ısı transferini etkilediği, bu mesafenin 2 mm olduğu durumda ise optimum ısıl performans sağlandığı gözlemlenmiştir. Hava giriş sıcaklığının artırılmasının ise ısı transferini olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Hava giriş sıcaklığının 298 K'den 304 K'e yükseltilmesi ile ısı taşınım katsayısının değeri yaklaşık %3,11 kadar azalmıştır. Sonuç olarak Reynolds sayısı, kanat yüksekliği, kanatlar arasındaki mesafe, kanat dizilimi ve hava giriş sıcaklığı gibi parametrelerin, ısı alıcısının soğutulması sırasında oldukça önem arz ettiği gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

Cao, X., Liu, H., Shao, X., & Shi, H. (2022). Experimental and numerical ınvestigation on the heat transfer enhancement for mini-channel heat sinks with tessellated fins. *Applied Thermal Engineering*, 211, 118353. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118353

Chin, S., Foo, J., Lai, Y., & Yong, T. (2013). Forced convective heat transfer enhancement with perforated pin fins. *Heat and Mass Transfer*, 49, 1447–1458. https://doi.org/10.1007/s00231-013-1186-z

Çengel, Y. A. (2004). Heat transfer a practical approach. (2nd ed.). New York:McGraw-Hill.

Çengel, Y. A., & Cimbala J. M. (2006). Fluid mechanics fundamentals and applications. (3rd ed.). New York :McGraw-Hill.

Foong, A. J. L., Ramesh, N., & Chandratilleke, T. T. (2009). Laminar Convective Heat Transfer in a Microchannel with Internal Longitudinal Fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 1908–1913. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.015

Ghani, I. A., Sidik, N. A. C., Mamat, R., Najafi, G., Ken, T. L., Asako, Y., & Japar, W. M. A. A. (2017). Heat transfer enhancement in microchannel heat sink using hybrid technique of ribs and secondary channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, 640–655. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.103

Güder, T.B. (2021). Farklı geometrilerdeki mikro kanatçık ısı emicili anakart işlemci modelinin soğutulmasının sayısal analizi. Yüksek Lisans Tezi. Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sivas 91s.

Incropera, P.F., Dewitt, P. D., Bergman, L. T., & Lavine, S. A. (2007). Fundementals of heat and mass transfer. (6th ed.). NJ: John Wiley & Sons, Hoboken.

Khonsue, O. (2018). Enhancement of the forced convective heat transfer on mini pin fin heat sinks with micro spiral fins. Heat Mass Transfer, 54, 563-570. https://doi.org/10.1007/s00231-017-2159-4

Kotcioglu, I., Caliskan, S., & Baskaya, S. (2011). Experimental study on the heat transfer and pressure drop of a cross-flow heat exchanger with different pin–fin arrays. *Heat Mass Transfer*, 47, 1133-1142. https://doi.org/10.1007/s00231-011-0779-7

Kutlu, Y. (2019). Bir kanal içindeki mini pim kanatçıklı ısı kaynağından olan zorlanmış taşınımla ısı transferinin nümerik olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara 141s.

Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Wongwises, S., Asadi, A., & Nguyen, K. (2019). Investigation of a computer cpu heat sink under laminar forced convection using a structural stability method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134, 1218-1226. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.029

Naphon, P., & Khonseur, O. (2009). Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, s. 39–44. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.09.001

Pan, Y., Zhao, R., Nian, Y., & Cheng, W. (2022). Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Pin-Fin Manifold Microchannel Heat Sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 183, 122052. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122052

Yeşildal, F. (2017). Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarla ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi. Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum 156s.

Zhao, J., Huang, S., Gong, L., & Huang, Z. (2015). Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*, 93, 1347-1359. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.105