

## GELİŞMEKTE OLAN LAMİNER AKIŞTA MİNİ KANALLI SOĞUTUCU BLOĞUN ÇOK YANITLI TAGUCHI YÖNTEMİ KULLANILARAK OPTİMİZASYONU

*Muhsin KILIÇ* \*<sup>ID</sup>  
*Sevgül ŞENTÜRK* \*<sup>ID</sup>

Alınma: 15.10.2019 ; düzeltme: 19.12.2019 ; kabul: 23.12.2019

**Öz:** Elektronik ekipmanların çalışma performansını olumsuz etkileyen fazla ısının atılması gelişen teknoloji, artan güç ve küçülen boyutlar dolayısıyla önemli bir teknolojik problemdir. Bu kapsamda mini kanallı sıvı soğutmalı soğutucu bloklar üzerine araştırma çalışmaları giderek artmaktadır. Soğutucu blokların yüksek ısı transferi performansına sahip olması beklenirken işletim maliyetleri açısından basınç düşümünün en az seviyede olması istenmektedir. Bu durum soğutucu bloğun tasarımında geometrik yapının istenen performans kriterlerine göre optimizasyonunu gerektirmektedir. Bu çalışmada  $100\text{W}/\text{cm}^2$  ısı akısı üreten bir yonganın soğutulması için kullanılacak 20mm x 20mm taban yüzey alanına sahip mini kanallı su soğutmalı bir bloğun tasarımında yüksek ısı transferi ve düşük basınç kayıpları için üç farklı malzeme ile optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Taguchi ortogonal matrisinden yararlanılarak farklı malzemeler ve farklı boyutlarda tasarlanan mini kanallı soğutucunun performansı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak hesaplanmıştır. Optimizasyon değerlendirme ölçütü olarak basınç düşümü ve tabanda oluşan maksimum sıcaklığın en düşük olması göz önünde bulundurulmuştur. Her iki ölçütün birlikte değerlendirilmesi için Çok Yanıtlı Taguchi Analizinden yararlanılmıştır. Sıcaklık ve basınç kaybı değerlerine farklı ağırlık değerleri verilerek bulunan sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Sıvı soğutma, Çok yanıtlı Taguchi metodu, HAD, Mini kanallar

### Application of Multi-Response Taguchi Method on the Optimization of a Mini-Channel Cooling Block for the Developing Laminar Flow

**Abstract:** Excessive heat dissipation which adversely affects the working performance of electronic equipment is an important technological problem due to developing technology, increasing power and reducing dimensions. In this context, researches on the liquid-cooled mini-channel blocks are increasing. While it is expected that the cooling blocks is desired to have high heat transfer performance with a minimum pressure drop in terms of operating costs. This requires optimization of the geometric structure in the design of the cooling block. In this study, the design of a mini channel water cooled block to be used for the cooling of a chip, has been optimized with three different materials for high heat transfer performance and low pressure losses. The performance of the mini-channel cooling block, which is designed with different materials and different channel dimensions by utilizing the Taguchi orthogonal matrix, was investigated by using Computational Fluid Dynamics (CFD). As a criterion, the pressure loss and the maximum temperature at the base were taken into consideration. Since both criteria were taken into consideration, Multi Response Taguchi Analysis was used in the optimization. Temperature and pressure loss values were evaluated and optimized by the use of different weight values.

\* Bursa Uludag Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, TR16059, Bursa, Türkiye  
İletişim Yazarı: Muhsin Kılıç ([mkilic@uludag.edu.tr](mailto:mkilic@uludag.edu.tr))

**Keywords:** liquid cooling, Multi Response Taguchi Analysis, CFD, mini channel

## 1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji sonucunda elektronik ekipmanların performansında artış sağlanırken boyutlarında küçülmeye gidilmiştir. Boyutların küçültülmesiyle birlikte önemli ölçüde yer avantajı elde edilirken fazla ısınma sorunu oluşmaktadır. Elektronik ekipmanların düzgün çalışabilmesi ve uzun ömürlü olabilmeleri için oluşan bu fazla ısı ortamdan uzaklaştırılmalıdır. Bu amaçla öncelikle çeşitli arttırılmış yüzey uygulaması olan doğal ya da zorlanmış taşınım ile ısı transferinin kullanıldığı kanatçık dizilerinden yararlanılmaktadır. Ancak elektronik elemanların boyutlarındaki küçülme ve artan güç tüketimi dolayısıyla daha etkin soğutma sağlayan soğutucu akışkan olarak sıvıların kullanıldığı kanallı soğutucu tasarımlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle elektronik ekipmanların daha etkin ve kontrollü soğutulması üzerine birçok sayısal ve deneysel çalışma yapılmaktadır. Kanalların boyutlarına bağlı olarak çeşitli sınıflandırmalar mevcuttur (Mehendale ve diğ. (2000); Kandlikar ve Grande (2002)). Hidrolik çapı 200 µm ile 3 mm arasında yer alan kanallar yaygın olarak mini kanal olarak sınıflandırılmaktadır (Kandlikar ve Grande (2002)).

Mini kanalların kullanıldığı soğutucu bloklar ile ilgili çok sayıda çalışma yayınlanmıştır. Knight ve diğ. (1992) zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve soğutucu akışkan olarak havanın kullanıldığı kanatçıklı ısı emici bloğun optimum tasarımına yönelik deneysel bir çalışma yapmışlardır. Mehendale ve diğ.(2000) mikro ısı değiştiricilerde akış ve ısı transferini araştırmıştır. Moraveji ve ark. (2013) ve Afzal ve diğ.(2018) mini kanallı ısı emicilerde nano akışkan kullanımının etkilerini araştırmıştır. Bahrenini ve diğ.(2017) dikey mini kanallarda mikro yerçekimi koşullarında aşırı soğulmuş akışkanların kaynamasını sayısal olarak araştırmıştır. Feng ve diğ.(2017) mini kanallarda süper kritik hidrokarbon yakıtların akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Kim ve diğ. (2017) laminar akışlı çok kademeli mini kanallarda ısı transferi ve basınç düşümünü sayısal olarak incelemişlerdir. Kim ve diğ. (2018) mini kanallarda iki fazlı soğutucunun yatay dağılımını araştırmıştır. Farklı geometri ve farklı elektronik yonga dizilimlerine sahip devrelerin akışkan olarak suyun kullanıldığı mini kanallı ısı emiciler ile soğutulmasına yönelik olarak çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir (Xie ve diğ. (2007); Xie ve diğ. (2009); Majumder ve diğ.(2016); Jajia ve diğ.(2014); Kandlikar ve diğ.(2002); Tikadar ve diğ.(2016); Kotcioglu ve diğ.(2013)).

Literatürden de görüleceği üzere mikro kanallı soğutucu blokların farklı akışkanlar, bir ya da iki fazlı akışlar, laminar yada türbülanslı akış koşullarında çok farklı kullanım alanlarına yönelik olarak tasarımları ve kullanılmaları üzerine araştırma çalışmaları yaygınlaşarak artmaktadır. Mini kanallı ısı emicilerin tasarımında kullanım amacına göre birçok parametre etkili olmaktadır. Bu durum tasarım aşamasında ısı emicinin optimizasyonunu gerektirmektedir.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı laminar akışlı mini kanallı ısı emici bloğun çok cevaplı Taguchi yöntemi kullanarak optimizasyonu araştırılmıştır. Çalışmada soğutma performansı için tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve blok içindeki akıştaki basınç düşümü iki temel kistas olarak ele alınmıştır. Ayrıca soğutucu bloğun maliyetine etki edecek alüminyum, bakır ve silikon gibi üç farklı malzemedeki imal edilmesinin ısı performansına etkisi araştırılmıştır.

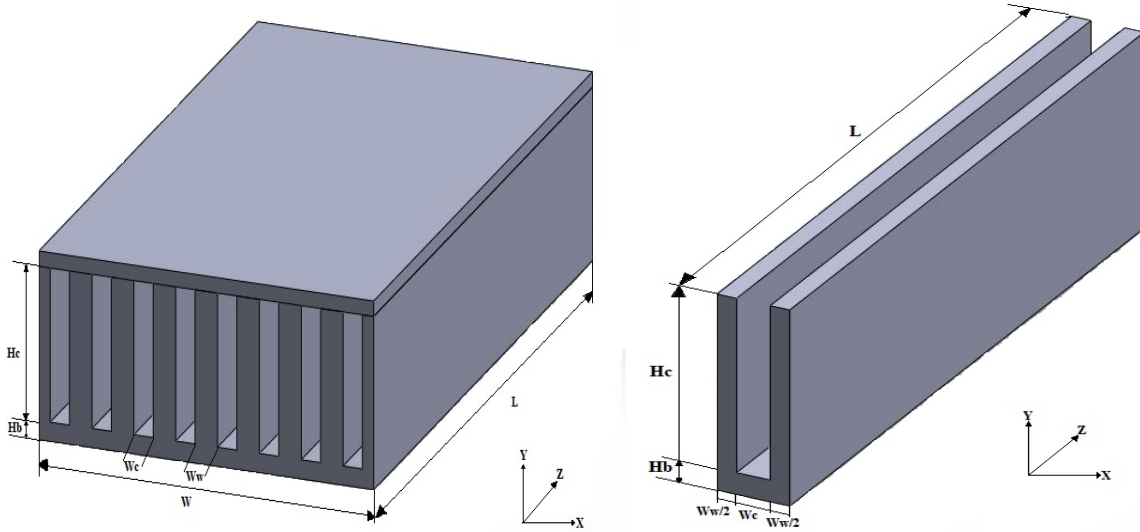
## 2. MATERYAL VE YÖNTEM

### 2.1. Geometri ve tanımlar

Model için 20 mm x 20 mm boyutlarında verilen Xie ve diğ. (2009)'nın kullandığı model (Şekil 1a) seçilmiştir. Geometrik olarak tüm mini kanallar aynı olduğundan sayısal analizler Şekil 1b'deki tek bir mini kanal üzerinden devam ettirilmiştir. Kanal genişliği  $W_c$ , kanal yüksekliği  $H_c$ , kanal duvar kalınlığı  $W_w$  (iki kanal arası kalınlık), ve alt taban yüksekliği ise  $H_b$  olarak isimlendirilmiştir.

Parametrelerin performans üzerinde etkilerini araştırmak için çeşitli yöntemler vardır. Klasik yöntemlerde bir parametre değiştirilirken diğer parametreler sabit tutulup her bir parametrenin etkisi net bir şekilde araştırılmaktadır. Bu yöntemlerde deneyi etkileyebilecek olan dış faktörler(kontrol edilemeyen) hesaba fazla katılmaz. Artan parametre sayısı ile deney sayısı da artacağı için deney için gerekli zaman da artar ve pahalıya mal olur. Deney sayısında ve sürede azalma istenildiği durumlarda istatistiksel yöntemlere başvurulmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Mini kanallı soğutucudaki basınç kaybını ve taban yüzeyinde oluşan maksimum sıcaklığı etkileyen geometrik parametreler olarak  $H_c$ ,  $W_c$ ,  $W_w$ ,  $H_b$  ve soğutma bloğu malzemesi Tablo 1’te gösterilmiştir. En düşük termal direnç ve basınç kaybının sağlanması için verilen parametreler Taguchi’nin deney tasarımı kullanılarak incelenmiştir. Her malzemenin etkisini en iyi şekilde gözlemleyebilmek için diğer 4 parametrenin (faktörün) oluşturduğu Taguchi matrisinden bağımsız tutulup her malzeme için analizler tekrarlanmıştır. Böylece 4 faktörün 4



seviyeli oluşturduğu matris Tablo 4’te verilmiştir.

a.

b.

**Şekil 1:**

*Kanal tasarımı: a. Mini kanallı soğutucu b. Sayısal analiz modeli*

**Tablo 1. Analiz parametreleri**

Parametreler	Parametrelerin Seviyeleri			
	Bakır	Silikon	Alüminyum	
Kanal malzemesi	Bakır	Silikon	Alüminyum	
$H_c$ (mm)	3	5	7	9
$W_c$ (mm)	0.6	0.7	0.8	0.9
$W_w$ (mm)	0.3	0.5	0.7	0.9
$H_b$ (mm)	0.3	0.5	0.7	0.9

Bu çalışmada da mini kanallı soğutucunun optimizasyonu için parametre tasarımı aşaması kullanılmıştır. Taguchi'nin geliştirdiği ortogonal diziler kullanılmış ve gürültü oranı(S/N - Signal / Noise) analizi ile hesaplama yapılmıştır. Tablo 2 de bu çalışmada kullanılan Taguchi L16 (4<sup>4</sup>) istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları görülmektedir.

**Tablo 2. Taguchi L<sub>16</sub> (4<sup>4</sup>) istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları**

Faktör/sıra no	H <sub>c</sub> (mm)	W <sub>c</sub> (mm)	W <sub>w</sub> (mm)	H <sub>b</sub> (mm)
1	3	0.6	0.3	0.3
2	3	0.7	0.5	0.5
3	3	0.8	0.7	0.7
4	3	0.9	0.9	0.9
5	5	0.6	0.5	0.7
6	5	0.7	0.3	0.9
7	5	0.8	0.9	0.3
8	5	0.9	0.7	0.5
9	7	0.6	0.7	0.9
10	7	0.7	0.9	0.7
11	7	0.8	0.3	0.5
12	7	0.9	0.5	0.3
13	9	0.6	0.9	0.5
14	9	0.7	0.7	0.3
15	9	0.8	0.5	0.9
16	9	0.9	0.3	0.7

## 2.2. Sayısal Modelleme

Sayısal çözümlemenin yapılabilmesi için bir HAD programı olan ANSYS Fluent 18.2 kullanılmıştır. Analizlerin kolaylaştırılması için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Akış üç boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde;
- Akış tipi laminer;
- Akışkan ve katı malzeme özellikleri sıcaklıkla değişmemektedir.

Sayısal çözümlemede kullanılan korunum denklemleri aşağıda Eşitlik 1-5 de verilmiştir:

Kütlenin korunumu

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

x yönünde momentum

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

y yönünde momentum

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

z yönünde momentum

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

Enerji denklemi

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

u, v, w, kartezyen koordinat düzlemindeki sırasıyla x, y ve z yönündeki hızları (m/s),  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ( $\text{kg/m}^3$ )  $c_p$  akışkanın özgül ısısını (J/kgK) ve  $\mu$  akışkanın dinamik viskozitesini ( $\text{Ns/m}^2$ ), T sıcaklığı (K) ve g yerçekimi ivmesini ( $\text{m/s}^2$ ), S kaynak terimini temsil etmektedir.

Şekil 1b'de verilen mini kanalın alt tabanından (x-z düzlemi)  $100 \text{ W/cm}^2$ 'lik ısı akısı uygulanmaktadır. Modellenen mini kanaldaki yan duvarlara ve tavana adyabatik sınır şartı uygulanmıştır. Tüm sistemi (Şekil 1a) soğutmak için kullanılan su 300K sıcaklığında ve blok girişinde toplam  $0.03 \text{ kg/s}$  kütleli debide olduğu kabul edilmiştir. Matristeki tasarımlara göre tek bir mini kanala giren akışkan debisinin hesaplanması için Eşitlik 6'da verildiği gibi soğutucu bloğa giren toplam kütleli debi kanal sayısına bölünerek hesaplanır. Soğutucu akışkan ve katı malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 3'de verilmiştir. Katı yüzeylerde kaymama sınır şartı, kanal girişinde homojen hız dağılımı, kanal çıkışında ise basınç sınır şartı uygulanmıştır ve yukarıda verilen denklemlerin çözülmesi için SIMPLE (Basınç Bağlantılı Denklemler için Yarı-Kapalı Yöntem) algoritması kullanılmıştır.

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{M}_T}{N} \quad (6)$$

$$N = \frac{20}{W_c + W_w} \quad (7)$$

$$\dot{m}_k = \rho \times u \times A_k \quad (8)$$

$$A_k = H_c \times W_c \quad (9)$$

Burada verilen denklemlerde  $\dot{M}_T$  bloğa gelen toplam su debisi, Eşitlik 6 ve 8 de verilen  $\dot{m}_k$  ise bir kanala giren suyun debisidir (kg/s). Eşitlik 7 de verilen N kanal sayısı, Eşitlik 8 ve 9 da  $A_k$

akışa dik doğrultudaki kanalın kesit alanı ( $m^2$ ) ve  $u$  suyun kanal kesitindeki ortalama hızıdır ( $m/s$ ).

**Tablo 3. Malzemelerin termofiziksel özellikleri (Kılıç ve Yiğit 2018)**

Özellikler	Malzemeler			
	Su	Bakır	Silikon	Alüminyum
Yoğunluk ( $\rho$ ) [ $kg/m^3$ ]	995.2	8956	2329	2698
Özgül ısı ( $c_p$ ) [ $J/kgK$ ]	4180	389	714.5	905.9
Isı iletim kats. ( $k$ ) [ $W/mK$ ]	0.6144	396.1	146.5	253.3
Viskozite ( $\mu$ ) [ $Ns/m^2$ ]	0.000797			

Yapılan analizlerde termal direnç ve basınç kaybı temel performans parametreleri olarak ele alınmıştır. Termal direnç (Eşitlik 10) katı malzeme içinde malzemenin ısı iletim katsayısı ve akışkan tarafında ısı taşınım katsayısı ile ters orantılıdır. Malzemenin ısı iletim katsayısı arttıkça ya da ortalama ısı taşınım katsayısı arttıkça termal direncin değeri azalır. Diğer taraftan ısı taşınım katsayısı kanal boyutları, kanal sayısı ve akışkan debisi ile bağlantılıdır. Soğutma bloğuna giren kütsel debi bu çalışmada sabit tutulmuştur. Kanal sayısını artırılması tanımlanan hacim içinde akışkanın daha fazla katı yüzeyle temas etmesine neden olmaktadır ve akışkana olan ısı transferini arttırmaktadır ve hacim içinde akışkanın geçeceği kesit azalacağından tek bir kanaldan akışkan daha yüksek hızla geçmesine neden olacağından ısı taşınım katsayısı da orantılı olarak artacaktır. Ancak bu durumda akışkan içinde ve akışkanın yüzeyler üzerindeki kayma gerilmelerinin artması ve kanal boyunca daha yüksek basınç düşümü gerçekleşmesine neden olmaktadır. Basınç düşümünün artması akışkan hareketinin sağlanması için daha yüksek pompa gücüne ihtiyaç gösterir. Bu nedenle ısı performans ve basınç düşümü arasında bloğun optimize edilmesi gerekmektedir. Termal direncin hesaplanması şu şekildedir:

$$R = \frac{T_{max} - T_{in}}{q \times A} \quad (10)$$

Burada,  $R$  termal direnci (K/W),  $q$  uygulanan ısı akısını ( $W/m^2$ ) ve  $A$  ise ısı akısının uygulandığı toplam yüzey alanı olan 20 mm x 20 mm'yi temsil etmektedir.

Basınç kaybı analizlerden elde edildikten sonra bu değeri karşılayabilmek için uygun bir pompa seçimi yapılmalıdır. Seçim için pompa gücü şu şekilde hesaplanır:

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

Burada,  $\dot{V}$  hacimsel debi ( $m^3/s$ ) ve  $\Delta P$  basınç kaybıdır (Pa). Akışın gerçekleştiği kanal kesiti dairesel olmadığı için hidrolik çapın ( $D_h$ ) bulunması ve Reynolds sayısının da ( $Re$ ) hidrolik çapa göre hesaplanması gerekir.

$$D_h = \frac{4x(H_c W_c)}{2x(H_c + W_c)} \quad (12)$$

$$Re = \frac{U_m D_h \rho}{\mu} \quad (13)$$

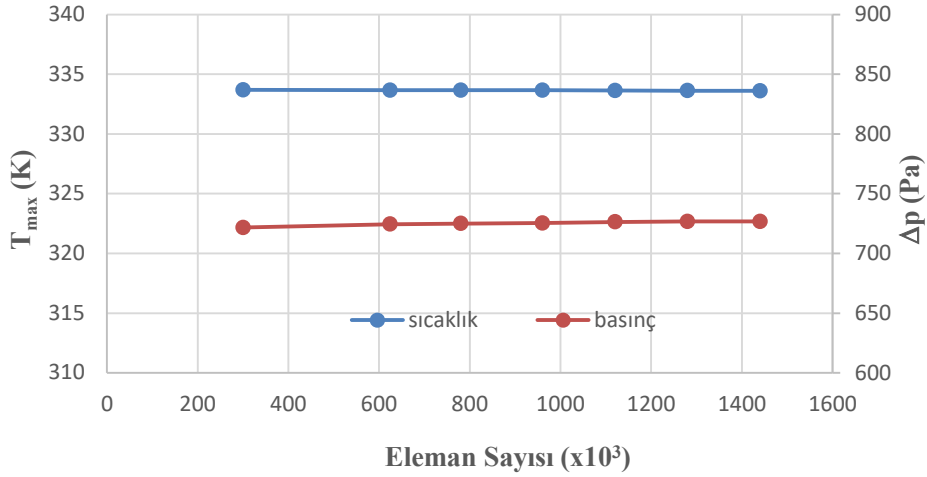
$$h = \frac{\dot{M}_T c_p}{A_T} \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (14)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (15)$$

Burada,  $h$  ısı taşınım katsayısını ( $W/m^2K$ ),  $\Delta T_1$  duvarlardaki ortalama sıcaklık ile akışkanın giriş sıcaklığı arasındaki fark iken  $\Delta T_2$  çıkış sıcaklığı arasındaki farkı (K),  $Nu$  Nusselt sayısını göstermektedir.

### 2.3. Ağdan Bağımsızlık

Sayısal analizler için çözüm hacminde yapısal ağ kullanılmıştır. Çözüm hacmindeki eleman sayısı arttıkça kullanılan HAD yönteminin doğruluğu da artar. Ancak bu doğruluk artışına zit yönde analiz için geçen süre de ve bilgisayar kapasitesinin kullanımında artış gözlenir. Diğer bir önemli hususta gereğinden daha fazla sık ağ yapısı kullanılması özellikle küçük boyutlu problemlerde sayısal yuvarlama hatalarının artmasına ve çözümün doğruluğunda azalmaya neden olmaktadır. Bu nedenle kapasite, yuvarlama hataları ve süredeki gereksiz artışı önlemek için optimum bir ağ yapısına karar vermek gerekmektedir. Bunun için Tablo 4'te verilen ortogonal matrisin ilk satırındaki veriler kullanılarak farklı eleman sayılarında alt tabandaki maksimum sıcaklık ve basınç sonuçlarındaki değişim değerlendirilmiştir.



Şekil 2:

Ağdan bağımsızlık çalışması ( $H_c = 3 \text{ mm}$   $W_c = 0.6 \text{ mm}$   $W_w = H_b = 0.3 \text{ mm}$  ve katı malzemesi bakır)

Yapılan çalışmalar sonucunda Şekil 2'deki verilere göre 960000 eleman sayılı ağ yapısından sonra değişim miktarı az olduğu için optimum ağ yapısı olarak seçilmiş analiz için seçilmiş ve diğer analizler bu ağ yapısına göre yapılmıştır.

#### 2.4. Çok Yanıtlı Taguchi Analizi

Optimizasyon çalışmalarında Tong ve diğ. (1997) önerdiği dört aşamalı yöntem kullanılmıştır. Optimizasyon çalışmasında gerçekleştirilen aşamalar şu şekildedir:

**1. Aşama:** Kalite kaybının hesaplanması yapılmıştır.

Taguchi'ye göre istenilen duruma göre her performans yanıtı için kalite kaybı Eşitlik 16 da verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$L_{ij} = k_1 \frac{1}{n_i} \sum_{k=1}^{n_i} y_{ijk}^2 \quad (16)$$

Burada,  $L_{ij}$  j'inci deneyde i'inci yanıtın kalite kaybını,  $y_{ijk}$  k'inci tekrar ve j'inci deneydeki i'inci yanıtın verisini,  $n_i$  i'inci yanıtın tekrar sayısını ve  $k_1$  kalite kayıp katsayısını temsil etmektedir.

**2. Aşama:** Çok yanıtlı sinyal/gürültü oranının (MRSN) belirlenmesi için aşağıda verilen adımlar uygulanmıştır.

1. Adım: Her yanıt için hesaplanan kalite kaybının Eşitlik 17 kullanılarak normalleştirme işlemi yapılmıştır.

$$C_{ij} = \frac{L_{ij}}{L_i^*} \quad (17)$$

Burada  $L_i^* = \max\{L_{i1}, L_{i2}, \dots, L_{ij}\}$

2. Adım: Toplam normalleştirilmiş kalite kaybı (TNQL) Eşitlik 18 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$TNQL_j = \sum_{i=1}^m w_i C_{ij} \quad (18)$$

Burada  $w_i$  ( $i=1,2,\dots,m$ ) i'inci normalleştirilen yanıtın ağırlık faktörüdür.

3. Adım: Her deneme için MRSN oranı Eşitlik 19 kullanılarak belirlenmiştir.

$$MRSN_j = -10 \log(TNQL_j) \quad (19)$$

**3. Aşama:** En iyi faktör/seviye seçeneği belirlenmiştir.

**4. Aşama:** Optimize edilmiş değerler kullanılarak doğrulama deneyleri yapılmıştır.

### 3. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Kalite karakteristiklerinin analizinde sırasıyla “daha küçük daha iyi”, “daha büyük daha iyi” ve “nominal en iyi” olmak üzere üç seçim vardır. Bu çalışmada mini kanallı soğutucunu görevini yerine getirebilmesi için oluşan termal direncin az olması ve işletme maliyeti açısından da düşünüldüğünde kullanılacak olan pompa gücünün düşük olması istenmektedir. Bu nedenle “daha küçük daha iyi” seçimi yapılmıştır. Sayısal analizlerde Tablo 2 de verilen Taguchi L16



(44) istatistiksel tasarımına göre oluşturulan matrise uygun olarak parametreler seçilmiş ve hesaplamalar yapılmıştır. Taguchi matrisindeki dizilimlere uygun parametrelere sahip 16 farklı durum için yapılan HAD analizleri sonuçları, toplam basınç düşümü, pompa gücü, maksimum sıcaklık ve ısı direnç sırasıyla alüminyum, bakır ve silisyum malzemeler için hesaplanmış ve Tablo 4 de verilmiştir. Her faktör için MRSN’de en büyük değere sahip olan seviye, o faktör için en iyi seviye anlamındadır. Maksimum yüzey sıcaklığı ve basınç kaybı için faktörlerin MRSN oran grafikleri Şekil 3’te verilmiştir.

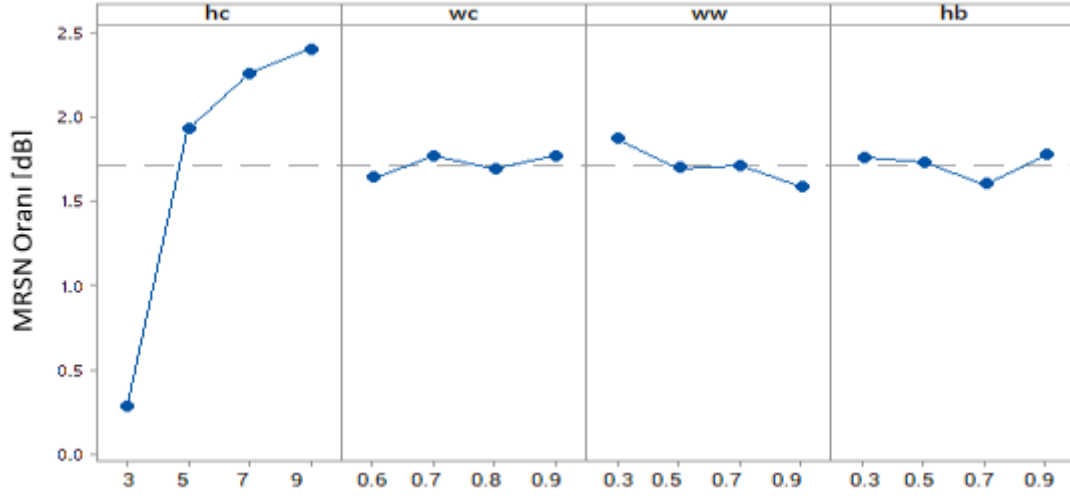
Tablo 4 de verilen Taguchi matrisindeki dizilimlere göre basınç kaybı, pompa gücü, tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve termal direnç sonuçları hesaplanmış (Tablo 6) ve “daha küçük daha iyi” seçimi için sıcaklık ve basınç kaybının ağırlık değerleri ( $w$ ) ( $w_t = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8$  ve  $w_p = 0.5, 0.4, 0.3, 0.2$ ) seçilip her malzemeye göre kalite kayıpları, normalize edilmiş kalite kaybı değerleri, toplam normalleştirilmiş kalite kaybı değerleri (TNQL) ile çok yanıtlı sinyal/gürültü oranı(MRSN) hesaplanmıştır.

**Tablo 4. Taguchi matrisindeki dizilimlere göre hesaplanan değerler.**

	$\Delta P$	$W_p$	$T_{max-Al}$	R-Al	$T_{max-Cu}$	R-Cu	$T_{max-Si}$	R-Si
1	725.44	0.022	337.96	0.09	333.44	0.08	346.17	0.12
2	768.92	0.023	343.10	0.11	338.76	0.10	350.94	0.13
3	746.02	0.022	349.59	0.12	345.02	0.11	357.70	0.14
4	706.45	0.021	356.37	0.14	351.44	0.13	365.00	0.16
5	453.61	0.014	336.98	0.09	331.20	0.08	347.42	0.12
6	264.46	0.008	344.23	0.11	336.46	0.09	357.96	0.14
7	423.12	0.013	344.97	0.11	339.58	0.10	354.57	0.14
8	279.78	0.008	348.66	0.12	342.44	0.11	359.75	0.15
9	362.02	0.011	337.31	0.09	330.67	0.08	349.18	0.12
10	317.34	0.010	340.78	0.10	334.26	0.09	352.44	0.13
11	134.82	0.004	349.45	0.12	340.06	0.10	365.24	0.16
12	136.16	0.004	349.45	0.12	341.08	0.10	363.89	0.16
13	310.61	0.009	336.59	0.09	329.93	0.07	348.21	0.12
14	185.79	0.006	340.37	0.10	332.95	0.08	353.11	0.13
15	120.74	0.004	347.28	0.12	337.90	0.09	363.31	0.16
16	80.17	0.002	356.93	0.14	345.37	0.11	375.92	0.19

Tablo 4 de verilen Taguchi matrisindeki dizilimlere göre basınç kaybı, pompa gücü, tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve termal direnç sonuçları hesaplanmış (Tablo 6) ve “daha küçük daha iyi” seçimi için sıcaklık ve basınç kaybının ağırlık değerleri ( $w$ ) ( $w_t = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8$  ve  $w_p = 0.5, 0.4, 0.3, 0.2$ ) seçilip her malzemeye göre kalite kayıpları, normalize edilmiş kalite kaybı değerleri, toplam normalleştirilmiş kalite kaybı değerleri (TNQL) ile çok yanıtlı sinyal/gürültü oranı(MRSN) hesaplanmıştır.

Her faktör için MRSN’de en büyük değere sahip olan seviye, o faktör için en iyi seviye anlamındadır. Maksimum yüzey sıcaklığı ve basınç kaybı için faktörlerin MRSN oran grafikleri Şekil 3’te verilmiştir.



Şekil 3:  
Faktörlerin MRSN oranı grafiği

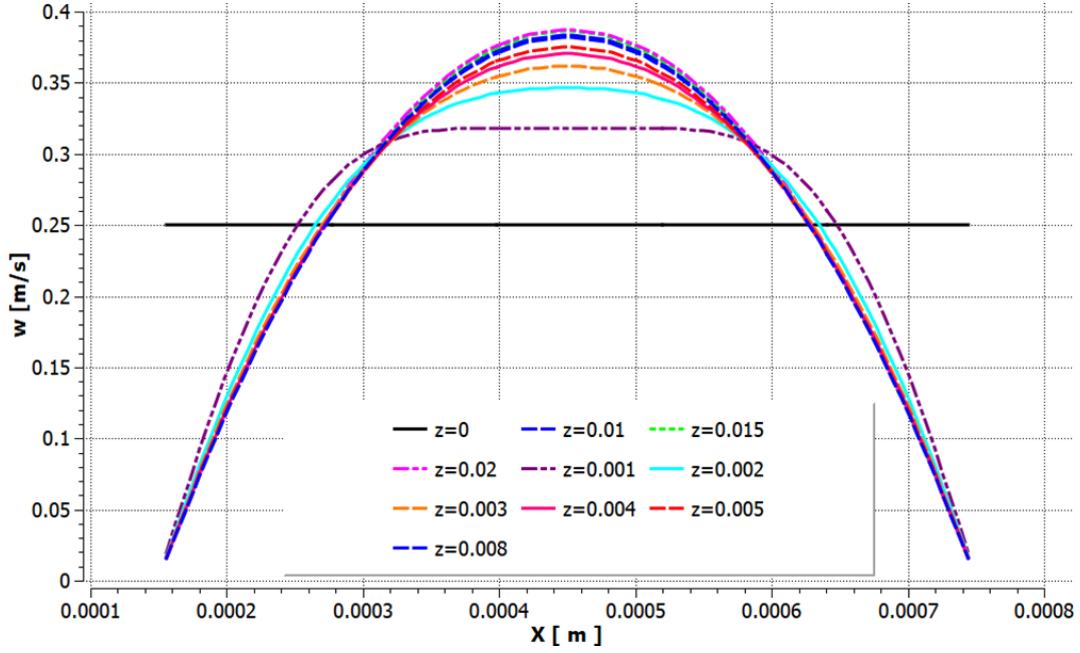
Tablo 5. Optimizasyon çalışması sonuçları

Ağırlık Faktörü	wt=0.5 wp=0.5			wt=0.6 wp=0.4			wt=0.7 wp=0.3			wt=0.8 wp=0.2		
Malzeme	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si
H <sub>c</sub> (mm)	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
W <sub>c</sub> (mm)	0.9	0.9	0.9	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.3	0.3	0.3
W <sub>w</sub> (mm)	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.7	0.7	0.3	0.7
H <sub>b</sub> (mm)	0.9	0.9	0.9	0.3	0.9	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
D <sub>n</sub> (mm)	1.64	1.64	1.64	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	1.13	0.58	0.58	0.58
kanal sayı	16	16	16	22	22	22	22	22	15	20	33	20
U (m/s)	0.23	0.23	0.23	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.37	0.56	0.34	0.56
Re	469.96	469.96	469.96	351.19	351.19	351.19	351.19	351.19	519.76	406.02	246.51	406.02
T <sub>max</sub> (K)	357.44	345.64	376.96	340.39	333.15	353.93	340.39	332.13	347.80	323.76	319.12	331.81
R (K/W)	0.14	0.11	0.19	0.10	0.08	0.13	0.10	0.08	0.12	0.06	0.05	0.08
Δp (Pa)	80.17	80.17	80.17	163.60	163.60	163.60	163.60	163.60	258.94	1329.92	780.37	1329.92
W <sub>p</sub> (W)	0.002	0.002	0.002	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005	0.008	0.040	0.024	0.040
Nu	3.39	4.26	2.54	2.66	3.16	1.99	2.66	3.36	3.21	2.68	2.05	1.97

Hesaplanan değerler sonucunda Çok Yanıtlı Taguchi analizi kullanılarak optimizasyon çalışması yapılmış ve Tablo 5’de gösterilmektedir. Basınç için ağırlık faktörü 0.5 olduğu durumda basınç kaybı değeri en düşük bulunmuş ancak ağırlık faktörü azaltıldıkça bu değer artış göstermiştir.

Tablo 5’ye göre sıcaklığın ağırlık faktörü 0.5’ten 0.8’e gidildikçe bulunan maksimum sıcaklık değerlerinde düşüş gözlenirken basınç kaybı değerlerinde kötüleşmeler dikkat çekmiştir. Bu

tablodan hareketle hem ısı transferi hem de işletme maliyeti açısından optimum değerler ağırlık faktörü  $w_r=0.6$   $w_p=0.4$  alındığı durumdaki kanal yüksekliğinin 9 mm, kanal genişliğinin 0.6 mm, yan duvar kalınlığının 0.3 mm ve alt taban yüksekliğinin ise 0.3 ya da 0.9 mm olarak seçilmiştir. Daha az malzeme sarfiyatı açısından alt taban yüksekliğinin 0.3 mm seçilmesi daha uygundur.

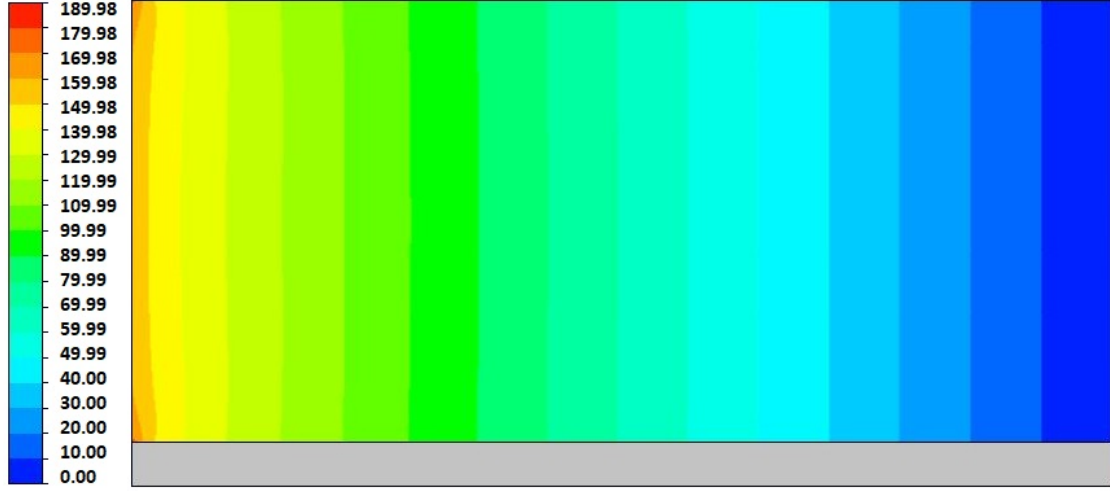


**Şekil 4:**  
Bakır malzeme için tabana paralel orta düzlemdeki hız dağılımı

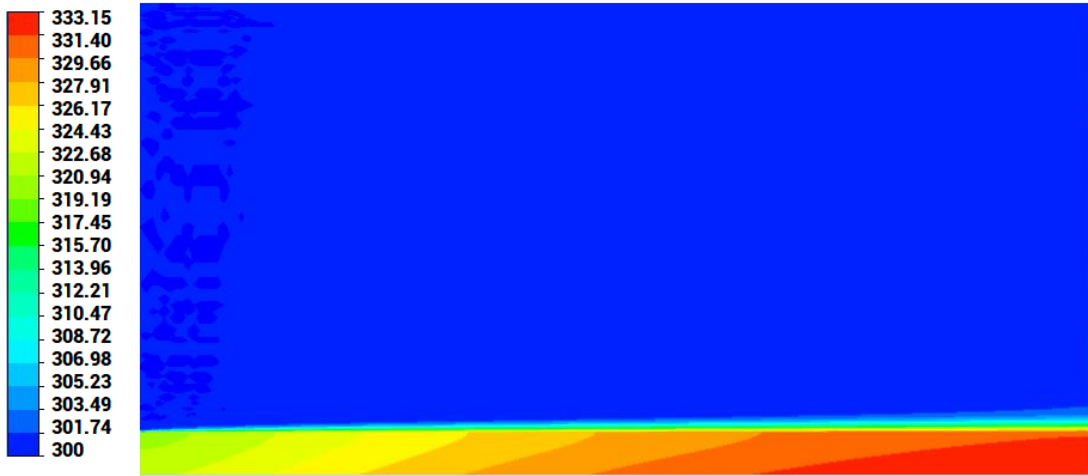
Optimum kabul edilen durumdan bakır malzeme için ( $w_r=0.6$   $w_p=0.4$ ) hız, basınç ve sıcaklık dağılımları Şekil 4-8 de verilmiştir. Şekil 4 de kanal orta düzleminde ( $y=H_c/2$ ) akış yönünde ( $z$  yönü) kanal kesitinde hız dağılımının değişimini göstermektedir. Görüldüğü gibi kanal girişinde ( $z=0$ ) da homojen bir hız dağılımı varken ilerleyen  $z$  koordinatlarında hız profili değişmektedir,  $z>0.005$  den sonraki konumlarda tam gelişmiş akış profiline yaklaştığı görülmektedir. Dolayısıyla kanalın büyük bir kesiminde gelişmekte olan akış koşulları mevcuttur.

Şekil 5 de kanalın ortasında  $y-z$  düzleminde basınç dağılımı görülmektedir. Kanal boyunca akış istikametinde ( $z$  yönü) homojen bir basınç düşümü olduğu görülmektedir. Şekil 6 da aynı düzlemde sıcaklık dağılımı görülmektedir. Yüzey üzerindeki sınır tabaka içindeki akışkan sıcaklığının ilerleyen  $z$  yönünde artışına paralel olarak tabandaki katı kısımda akış yönündeki sıcaklığın arttığı görülmektedir. Akışkan ve katı arasındaki sıcaklık farkının azalması nedeniyle ısı transferi azalmakta dolayısıyla katı içinde kanal çıkışına doğru sıcaklık artmaktadır. Kanal içindeki sıcaklık dağılımı sıcak tabandan itibaren farklı yüksekliklerde yatay düzlemlerde ( $x-z$ ) Şekil 7 de görülmektedir. Duvarlarda iletimle olan ısı transferi akışkana iletilmektedir ve artan

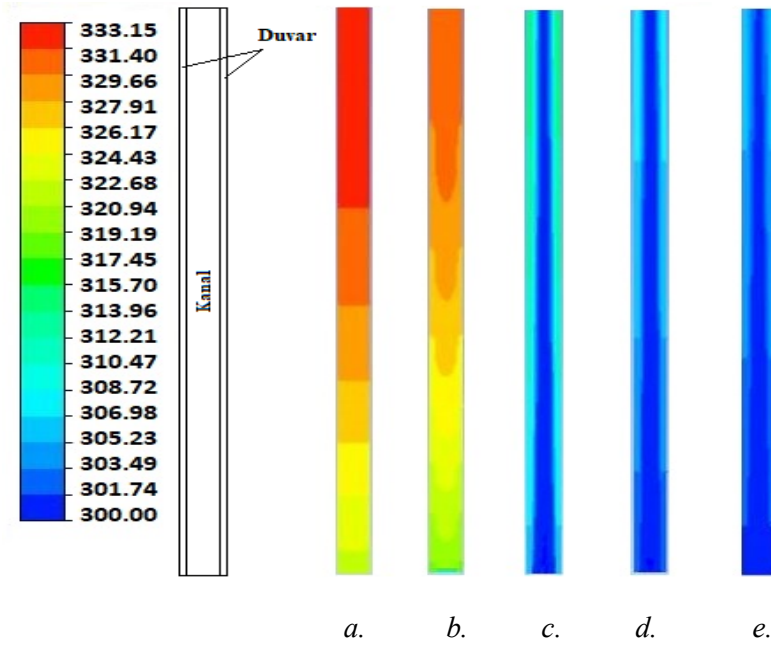
yükseklikle ısı transferi azalmakta, akışkan sıcaklığı çıkış istikametine doğru artmaktadır. Şekil 8 de akış istikametinde farklı z koordinatlarında (x-y) düzlemleri görülmektedir.



**Şekil 5:**  
Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki ( $\frac{W_c}{2}$ ) basınç kaybı

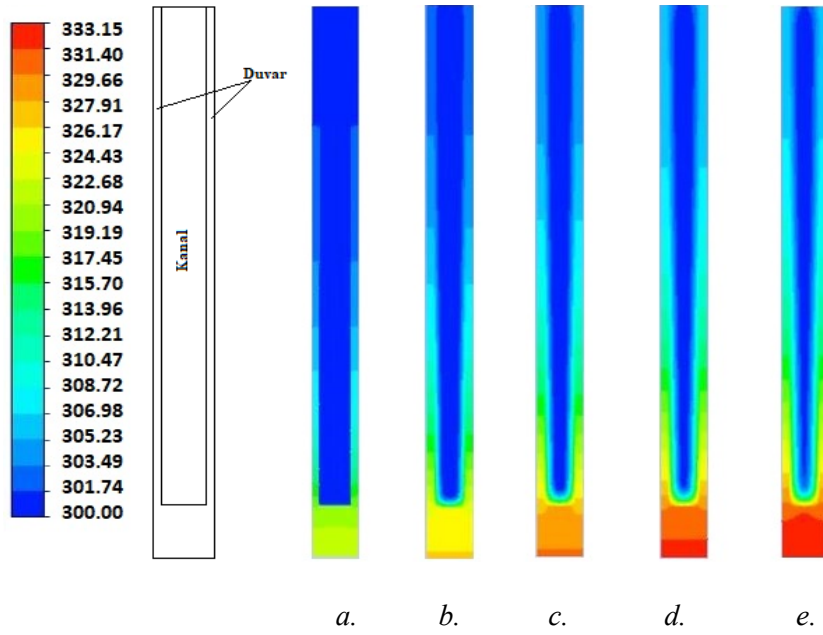


**Şekil 6:**  
Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki ( $\frac{W_c}{2}$ ) sıcaklık dağılımı



**Şekil 7:**  
Bakır malzeme kullanılan mini kanalda tabana paralel alanlardaki sıcaklık değişimi (K)

a. Taban b.  $H=0.9$  mm (alt taban yüksekliği) c.  $H=3.9$  mm d.  $H=6.9$  mm e.  $H=9.9$  mm



**Şekil 8:**  
Bakır malzeme kullanılan mini kanalda giriş kesitine paralel alanlardaki sıcaklık değişimi (K)

a.  $z=0$  mm b.  $z=5$  mm c.  $z=10$  mm d.  $z=15$  mm e.  $z=20$  mm

Bu yöntem ek olarak Çok Yanıtlı Taguchi Analizindeki ilk iki adım olan kalite kaybı ve normalleştirilmiş kalite kaybı adımları değiştirilerek yeni bir yol izlenmiştir ve aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır.

$$NSO = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} \quad (20)$$

$$\Delta T_{max} = T_{max} - T_{min} \quad (21)$$

Maksimum sıcaklık farkı olan  $\Delta T_{max}$  her malzeme için ayrı olarak bulunan sıcaklık değerlerinden en yüksek ( $T_{max}$ ) ile en düşük ( $T_{min}$ ) olanın farkıdır.

$$\Delta T = T - T_{min} \quad (22)$$

$\Delta T$  ise her malzeme için bulunan sıcaklık değeri ile en düşük olan sıcaklık değeri arasındaki farktır. Aynı işlemler basınç kaybı için de uygulanırsa;

$$NBO = \frac{\Delta P}{\Delta P_{max}} \quad (23)$$

$$\Delta P_{max} = P_{max} - P_{min} \quad (24)$$

$$\Delta P = P - P_{min} \quad (25)$$

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak sıcaklık için Eşitlik 20 de verilen Normalize Sıcaklık Oranı (NSO) ve basınç kaybı için Eşitlik 23 ile verilen Normalize Basınç Oranı (NBO) elde edilmiştir. Bu oranlar  $\Delta / \Delta_{max}$  formatında olacak şekilde sıcaklık ve basınç kaybı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Daha sonra bu oranlar çok yanıtlı taguchi analizinde toplam normalleştirilmiş kalite kaybını bulabilme adımına benzer olarak çok yanıtlı sinyal gürültü oranı belirlenmiştir. Bu belirlenen değerler sonucunda bulunan yanıtlar aşağıda verilmiştir.

Bu yeni yöntem ile alınan sonuçlara değerlendirildiğinde basınç kaybının ağırlık faktörünün 0.5, 0.4, 0.3 ve sıcaklığın ise 0.5, 0.6 ile 0.7 olduğu durumlardan elde edilen dizilişin aynı ve incelenen problem için optimum değeri verdiği gözlemlenmiştir. Bu durumda kanal yüksekliğinin 9 mm, kanal genişliğinin 0.6 mm, yan duvar kalınlığının 0.7 mm ve alt taban yüksekliğinin ise 0.3 olarak seçilmesi en uygun cevaptır.

Çok yanıtlı Taguchi analizi ile bu yeni yöntem karşılaştırıldığı zaman kanal yüksekliği kanal genişliği ve alt taban kalınlığı değerleri birbiri ile örtüşmektedir. Tek farklı sonucu veren faktör kanal genişliğidir. Çok yanıtlı Taguchi analizi ile ulaşılan sonuçlarda sıcaklık değerleri yeni yöntem ile alınan sonuçlardan 4 ile 6 derece daha fazla iken basınç kaybı değeri 95 Pascal daha azdır.

Ayrıca Yapılan Çok Yanıtlı Taguchi Analizleri sonucunda ne kadar iyileştirilme yapıldığını öğrenebilmek için mini kanalsız tek bir blok kullanılarak ( en iyi sonuçları veren ölçüleri kullanarak ) aynı kütleli debide su kullanılarak soğutma analizi yapılmıştır. Analiz sonuçları Tablo 7 de verilmiştir.

Mini kanallar kullanılmadan yapılan tek kanallı blok soğutmada tabanda oluşan maksimum sıcaklıklar sırasıyla Tablo 7’de verildiği üzere alüminyumda 459.07 K, bakırda 452.31 K ve silikon malzemede ise 465.03 K olarak ölçülürken basınç kaybı değeri aşırı düşük bir değer olan 6.19 Pa olarak ölçülmüştür. Mini kanal kullanılan çalışmada ise sıcaklık değerleri alüminyumda 340.39 K, bakırda 333.15 K ve silikon malzemede 353.93 K ( $w_i=0.6$   $w_p=0.4$ ) sonuçlarını vermiştir.

**Tablo 6. NSO ve NBO oranları kullanılarak bulunan çok yanıtlı Taguchi analizi sonuçları**

Malzeme-AO	H <sub>c</sub>	W <sub>c</sub>	W <sub>w</sub>	H <sub>b</sub>	T <sub>max</sub>	ΔP
Al-p8t2	9	0.9	0.3	0.3	356.39	80.17
Cu-p8t2	9	0.9	0.3	0.3	345.18	80.17
Sil-p8t2	9	0.9	0.3	0.3	374.64	80.17
Al-p7t3	9	0.7	0.3	0.3	345.82	122.00
Cu-p7t3	9	0.7	0.3	0.3	336.54	122.00
Sil-p7t3	9	0.7	0.7	0.3	361.01	122.00
Al-p6t4	9	0.7	0.7	0.3	340.38	185.81
Cu-p6t4	9	0.7	0.7	0.3	332.95	185.81
Sil-p6t4	9	0.7	0.7	0.3	353.12	185.81
Al-p5t5	9	0.6	0.7	0.3	336.21	258.99
Cu-p5t5	9	0.6	0.7	0.3	329.44	258.99
Sil-p5t5	9	0.6	0.7	0.3	347.82	258.99
Al-p4t6	9	0.6	0.7	0.3	336.21	258.99
Cu-p4t6	9	0.6	0.7	0.3	329.44	258.99
Sil-p4t6	9	0.6	0.7	0.3	347.82	258.99
Al-p3t7	9	0.6	0.7	0.3	336.21	258.99
Cu-p3t7	9	0.6	0.7	0.3	329.44	258.99
Sil-p3t7	9	0.6	0.7	0.3	347.82	258.99
Al-p2t8	5	0.6	0.9	0.3	337.35	685.07
Cu-p2t8	5	0.6	0.9	0.3	332.67	685.07
Sil-p2t8	5	0.6	0.9	0.3	345.75	685.07

Alınan sonuçlar neticesinde soğutma bloğunda mini kanal uygulaması tek kanallı blok ile karşılaştırıldığında her üç malzeme içinde maksimum sıcaklığın 110 dereceden fazla düşmesini sağlamıştır. Ancak kanalsız duruma göre 157.4 Pa lık bir basınç düşümü artışı oluşmuştur. Sonuç olarak mini kanal uygulaması etkin bir soğutma yöntemi olduğu görülmektedir. Mini kanallı soğutma bloğu uygulamalarında bu çalışmada sunulan yöntem kullanılarak sıcaklık ve basınç düşümü için optimizasyonunun tasarımı önemli bir araç olduğu gösterilmiştir.

**Tablo 7. Tek bir kanaldan oluşan soğutma bloğu ile karşılaştırma**

	Alüminyum			Bakır			Silikon		
	Tek	Opt.	Fark	Tek	Opt.	Fark	Tek	Opt.	Fark
m (kg/s)	0.03	0.03	-	0.03	0.03	-	0.03	0.03	-
T <sub>max</sub> (K)	459.07	340.39	118.7	452.31	333.15	119.2	465.03	353.93	111.1
ΔP (Pa)	6.2	163.6	157.4	6.2	163.6	157.4	6.2	163.6	157.4

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada bir yüksek güç tüketen bir mikro yonganın soğutulması için mini kanallı soğutucu blok uygulamasının ısı ve hidrolik performans optimizasyonu “Çok Yanıtlı Taguchi Analizi” yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Mini kanallı soğutucuda gelişmekte olan laminar akış ( $Re < 2300$ ) için Taguchi Yöntemi ile üç farklı malzemeden imal edilen soğutucu blokların dört farklı geometrik parametreye ait farklı boyutları kullanılarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizlerde parametrelerin muhtemel kombinasyon sayısını azaltmak için Taguchi'nin L16 matrisi kullanılarak deney tasarımı yapılmıştır. Böylece her malzeme için sadece 16 farklı sayısal analiz ile optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sürecinde hem tabandaki maksimum sıcaklık hem de kanal boyunca oluşan basınç düşümü dikkate alınması için Çok Yanıtlı Taguchi Analizi kullanılmıştır. Çok Yanıtlı Taguchi Analizi'nde her bir yanıtı verilen farklı ağırlık faktörleri ile sonuçlar değerlendirilmiş ve optimum ağırlık faktörü değerlerine karar verilmiştir. Ayrıca optimizasyon yönteminde kayıp katsayısının hesabında maksimum sıcaklık ve basınç düşümünün birlikte değerlendirilmesi için yeni bir normalizasyon yöntemi de sunulmuştur. Bu kapsamda yapılan analizlerde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Çok yanıtlı Taguchi Analizi'nde ağırlık faktörü olarak sıcaklık için 0.6 ve basınç için 0.4 çifti en uygun olarak bulunmuştur.
- İncelenen laminar akışlı soğutma bloğunun maksimum sıcaklık ve toplam basınç düşümü için yapılan optimizasyonunda kanal yüksekliği, kanal genişliği, duvar kalınlığı ve alt taban kalınlığı olarak sırasıyla 9mm, 0.6mm, 0.3mm ve 0.3mm boyutlarının en uygun performansı sağladığı görülmüştür.
- Çalışmada ele alınan soğutma bloğu malzemesinin beklenildiği gibi ısı iletim katsayısının etkisi açıkça görülmüş ve aynı geometri için ısı performans sırasıyla bakır, alüminyum ve silikon olarak bulunmuştur. Ancak malzemelerin birim maliyetlerinin de seçimde önemli olduğu göz önüne alındığında ısı performans açısından bakıra göre bir miktar düşük performansla sahip alüminyumun tercih edilebileceği görülmüştür. Bakır ve alüminyuma göre oldukça ucuz olan silikon ise diğer bir alternatif olduğu görülmüştür.
- Alınan sonuçlar neticesinde soğutma bloğunda mini kanal uygulaması tek kanallı blok ile karşılaştırıldığında her üç malzeme içinde maksimum sıcaklığın 110 dereceden fazla düşmesini sağlamıştır. Ancak kanalsız duruma göre basınç farkında 157.4 Pa'lık bir artış oluşmuştur.
- Sonuç olarak mini kanal uygulamasının elektronik elemanların soğutulmasında etkin bir soğutma yöntemi olduğu görülmektedir.



- Mini kanallı soğutma bloğu uygulamalarında bu çalışmada sunulan yöntem kullanılarak sıcaklık ve basınç düşümü için optimizasyonunun ısı emici tasarımında önemli bir araç olduğu gösterilmiştir.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar 5160107 numaralı proje kapsamında sağlanan finansal destek için TÜBİTAK'a teşekkür ederler.

## KAYNAKLAR

1. Afzal, A., Samee, A. D., Razak, R. K., & Ramis, M. K. (2018). Heat transfer characteristics of MWCNT nanofluid in rectangular mini channels. *International Journal of Heat and Technology*, 36(1), 222-228. doi: 10.18280/ijht.360130
2. Bahreini, M., Ramiar, A., & Ranjbar, A. A. (2017). Numerical simulation of subcooled flow boiling under conjugate heat transfer and microgravity condition in a vertical mini channel. *Applied Thermal Engineering*, 113, 170-185. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.11.016
3. Baynal, K. (2003). Çok Yanıtlı Problemlerin Taguchi Yöntemi ile Eniyilemesi ve Bir Uygulama. İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.
4. Feng, Y., Cao, J., Li, X., Zhang, S., Qin, J., & Rao, Y. (2017). Flow and Heat Transfer Characteristics of Supercritical Hydrocarbon Fuel in Mini Channels With Dimples. *Journal of Heat Transfer*, 139(12), 122401. doi:10.1115/1.4037086
5. Feng, Y., Liu, S., Qin, J., Cao, Y., Jiang, Y., & Zhang, S. (2018). Numerical study on the influence of turbulence on the pyrolysis of hydrocarbon fuel in mini-channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 119, 768-776. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.002
6. Gökçe, B., Taşgetiren, S. (2009). Kalite İçin Deney Tasarımı. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6(1), 71-83.
7. Jajja, S. A., Ali, W., Ali, H. M., & Ali, A. M. (2014). Water cooled minichannel heat sinks for microprocessor cooling: Effect of fin spacing. *Applied Thermal Engineering*, 64(1-2), 76-82. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.12.007
8. Kandlikar, S. G., Grande, W. J. (2002). Evolution of microchannel flow passages: thermohydraulic performance and fabrication technology. In *ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (pp. 59-72). doi:10.1115/IMECE2002-32043
9. Kılıç, M., Yiğit, A. (2018). Isı transferi 6.Baskı. Dora Basım-Yayın Dağıtım Ltd Şti, Bursa. ISBN: 978-605-247-037-4
10. Kim, Y., Kim, M., Ahn, C., Kim, H. U., Kang, S. W., & Kim, T. (2017). Numerical study on heat transfer and pressure drop in laminar-flow multistage mini-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 1197-1206. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.025
11. Kim, N. H., & Go, M. G. (2018). Horizontal distribution of two-phase refrigerant in parallel flat mini-channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93, 139-152. doi:10.1016/j.expthermflusci.2017.12.028
12. Knight, R. W., Goodling, J. S., & Gross, B. E. (1992, February). Optimal thermal design of air cooled forced convection finned heat sinks-experimental verification. In *Thermal*

- Phenomena in Electronic Systems, 1992. I-THERM III, InterSociety Conference on* (pp. 206-212). IEEE. doi:10.1109/ITHERM.1992.187765
13. Kotcioglu, I., Cansiz, A., & Khalaji, M. N. (2013). Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 604-613. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.05.036
  14. Majumder, S., Majumder, A., & Bhaumik, S. (2016, July). 3-Dimensional numerical study of cooling performance of a heat sink with air-water flow through mini-channel. In AIP Conference Proceedings (Vol. 1754, No. 1, p. 050010). AIP Publishing. doi:10.1063/1.4958401
  15. Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., & Shah, R. K. (2000). Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. *Applied Mechanics Reviews*, 53(7), 175-193. doi:10.1115/1.3097347
  16. Moraveji, M. K., Ardehali, R. M., & Ijam, A. (2013). CFD investigation of nanofluid effects (cooling performance and pressure drop) in mini-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, 58-66. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.021
  17. Rasul, G., Elias, M. K., & Morshed, A. M. (2018, July). A numerical investigation of heat transfer enhancement techniques in mini-channel heat sink. In AIP Conference Proceedings (Vol. 1980, No. 1, p. 050007). AIP Publishing. doi:10.1063/1.5044343
  18. Tikadar, A., Hossain, M. M., & Morshed, A. K. M. M. (2016, July). Numerical investigation of thermal performance of a water-cooled mini-channel heat sink for different chip arrangement. In AIP Conference Proceedings (Vol. 1754, No. 1, p. 050007). AIP Publishing. doi:10.1063/1.4958398
  19. Tong, L. I., Su, C. T., & Wang, C. H. (1997). The optimization of multi-response problems in the Taguchi method. *International Journal of Quality & Reliability Management*, 14(4), 367-380. doi:10.1108/02656719710170639
  20. Xie, X. L., Tao, W. Q., & He, Y. L. (2007). Numerical study of turbulent heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink. *Journal of Electronic Packaging*, 129(3), 247-255. doi:10.1115/1.2753887
  21. Xie, X. L., Liu, Z. J., He, Y. L., & Tao, W. Q. (2009). Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 29(1), 64-74. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.002