



ELEKTRONİK ELEMANLARIN SOĞUTULMASINDA MİNİ
KANALLI BLOK İÇİNDE SIVI AKIŞKAN
UYGULAMASININ PERFORMANS ANALİZİ

Sevgül ŞENTÜRK



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRONİK ELEMANLARIN SOĞUTULMASINDA MİNİ KANALLI BLOK
İÇİNDE SIVI AKIŞKAN UYGULAMASININ PERFORMANS ANALİZİ

Sevgül ŞENTÜRK

Orcid no: 0000-0003-2017-7906

Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

(Danışman)

Orcid no: 0000-0003-2113-4510

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

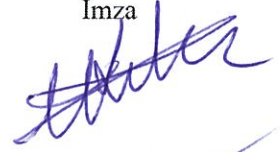
TEZ ONAYI

Sevgül Şentürk tarafından hazırlanan “Elektronik Elemanların Soğutulmasında Mini Kanallı Blok İçinde Sıvı Akışkan Uygulamasının Performans Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Orcid no: 0000-0003-2113-4510

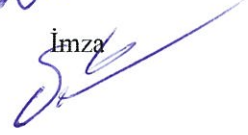
Başkan : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Orcid no: 0000-0003-2113-4510
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Doç. Dr. M. Özgün Korukçu
Orcid no: 0000-0002-4761-4304
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Halil Bayram
Orcid no: 0000-0002-4664-3883
Amasya Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

14.01.2020



U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

13/01/2020
f. fentürk
Sevgül Şentürk

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRONİK ELEMANLARIN SOĞUTULMASINDA MİNİ KANALLI BLOK İÇİNDE
SIVI AKIŞKAN UYGULAMASININ PERFORMANS ANALİZİ

Sevgül Şentürk

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

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 W/cm² ısı akısı üreten bir yonganın soğutulması için kullanılacak 20 mm x 20 mm taban yüzey alanına sahip mini kanallı su soğutmalı bir bloğun tasarımında yüksek ısı transferi ve düşük basınç kayıpları için üç farklı malzeme ile laminer ve türbülanslı akış koşulları altında optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Taguchi ortogonal matrisinden yararlanılarak farklı malzemeler ve farklı kanal boyutlarında tasarlanan mini kanallı soğutucunun performansı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak hesaplanmıştır. Optimizasyon değerlendirme ölçütü olarak basınç kaybı 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. Ayrıca bu yöntem ek olarak yeni bir değerlendirme formu geliştirilmiştir.

Bu tez Tübitak tarafından desteklenen 5160107 numaralı proje kapsamındaki çalışmalardan hazırlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Mini kanallar, sıvı soğutma, Çok Yanıtlı Taguchi Yöntemi, HAD
2020, vii + 60 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

PERFORMANCE ANALYSIS OF ELECTRONIC COMPONENTS COOLING WITH
LIQUID FLOW IN MINI CHANNEL BLOCK APPLICATION

Sevgül Şentürk

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhsin Kılıç

Excessive heat dissipation which adversely affects the working performance of electronic equipment, is an important technological problem due to developing liquid-cooled mini-channel cooling blocks are gradually 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 according to the desired performance criteria. In this study, the design of a mini-channel water cooled block with a base surface area of 20 mm x 20 mm to be used for cooling a chip producing 100 W/cm² heat flux, has been optimized under laminar and turbulent flow conditions with three different materials for high heat transfer 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. In addition, a new assessment form was developed in addition to this method.

This thesis is prepared from the studies within the scope of project number 5160107 supported by Tubitak.

Key words: Mini channel, liquid cooling, Multi Response Taguchi Analysis, CFD
2020, vii + 60 pages.

TEŞEKKÜR

Öncelikle yüksek lisansım boyunca bir TÜBİTAK projesinin parçası olmamı ve bu proje kapsamında burs almamı sağlayan değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Muhsin Kılıç hocama teşekkürlerimi sunarım.

Sayın danışman hocamın dersler ve projeler açısından yoğun bir dönemde olmasına karşın, yüksek lisans tez çalışmam boyunca hiçbir zaman yardımını esirgemeyip beni her zaman doğru yönlendirmesinden dolayı da ayrıca kendisine teşekkürlerimi iletmek isterim.

Bu proje kapsamında birlikte çalıştığımız ve her zaman yardımda bulunup emeklerini esirgemeyen başta kendi danışmanım olan değerli hocam Prof. Dr. Muhsin Kılıç ile değerli hocalarım Doç. Dr. M. Özgün Korukçu ve Doç. Dr. Gökhan Sevilgen'e de teşekkürlerimi sunarım.

Bugüne kadar her durumda maddi ve manevi desteklerine esirgemeyen, her zaman benim yanımda olan sevgili AİLEME teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca Uludağ Üniversitesi ve Magneti Marelli Mako firması ortaklığında gerçekleştirilen 5160107 numaralı proje kapsamında sağlanan finansal destek için TÜBİTAK'a ve proje ortağımız olan Magneti Marelli Mako firmasına teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak bu imkanları sağladığı için başta Bursa Uludağ Üniversitesi sonra da Makine Mühendisliği Bölümü ve çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Sevgül ŞENTÜRK
.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	9
3.1 Problemin Genel Tanımı	9
3.2 Fiziksel Model	9
3.2.1. Kanal ölçüleri ve kullanılan malzemeler.....	11
3.2.2. Varsayımlar	12
3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	12
3.3.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin gelişimi	13
3.3.2. HAD nerede ve ne zaman tercih edilir?	13
3.3.3. HAD aşamaları.....	14
3.4. Sayısal Model.....	15
3.4.1. Çözüm ağının oluşturulması	17
3.4.2. Sınır şartları ve korunum denklemleri	19
3.5. Türbülanslı Akış ve Türbülans Modelleme.....	20
3.5.1. Zaman Ortalamalı Navier-Stokes (RANS)	21
3.6. Deney Tasarımı	23
3.6.1 Klasik metodoloji ile deney tasarımı	24
3.6.2. İstatistiksel metodoloji ile deney tasarımı.....	24
3.7. Çok Yanıtlı Taguchi Yöntemi.....	28
3.8. Taguchi İstatistiksel Tasarımının Oluşturulması	33
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	37
4.1. Laminer Akış Koşulları.....	37
4.2. Türbülanslı Akış Koşulları.....	45
5. SONUÇ	56
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	60

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	Isı akısının uygulandığı toplam yüzey alanı
A_k	Akışa dik doğrultudaki kanal kesit alanı
c_p	Akışkanın özgül ısısı
Ç	Akışa dik doğrultudaki kanal çevresi
D_h	Hidrolik Çap
g	Yer çekimi ivmesi
h	Isı taşınım katsayısı
H_b	Alt taban yüksekliği
H_c	Kanal yüksekliği
ϵ	Türbülans kinetik enerjisi yayılımı
k	Termal iletkenlik katsayısı, Türbülans kinetik enerjisi
L_k	Karakteristik uzunluk
\dot{M}_T	Bloğa gelen toplam su debisi
\dot{m}_k	Bir kanala giren suyun debisi
N	Kanal sayısı
Nu	Nusselt sayısı
ρ	Yoğunluk
μ	Viskozite
q	Isı akısı
R	Termal direnç
Re	Reynolds sayısı
T_{in}	Suyun kanala giriş sıcaklığı
T_{max}	Tabanda oluşan maksimum sıcaklık
U	Suyun hızı
\dot{V}	Sisteme giren suyun hacimsel debisi
ν	Kinematik viskozite
W_c	Kanal genişliği
W_{pompa}	Sistemi çalıştırmak için gerekli pompa gücü
W_w	Kanal duvar kalınlığı
w	Ağırlık faktörü

Kısaltmalar **Açıklama**

LED	Işık Yayan Diyot
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
MRSN	Çok Yanıtlı Sinyal Gürültü Oranı
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
TNQL	Toplam Normalize Kalite Kaybı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Mini kanallı soğutucu blok	10
Şekil 3.2. Sayısal analiz modeli olan tek kanal	10
Şekil 3.3. HAD analizi işlem adımları	14
Şekil 3.4. Sayısal çözüm alanının izometrik gösterimi	16
Şekil 3.5. Sayısal çözüm alanının x-y düzlemi ile gösterimi	16
Şekil 3.6. Ağdan bağımsızlık çalışması	17
Şekil 3.7. Mini kanallı soğutucunun 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait ağ yapısı	18
Şekil 3.8. Mini kanallı soğutucunun 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait giriş kesitinin ağ yapısı.....	18
Şekil 3.9. Taguchi Yöntemi'nde Çok Yanıtlı Problemler için Eniyileme prosedürü	32
Şekil 4.1. Laminer durumda her malzeme için faktörlerin MRSN oranı grafiği	39
Şekil 4.2. Bakır malzemeli mini kanalda tabana paralel alanlardaki sıcaklık değişimi ..	40
Şekil 4.3. Bakır malzemeli mini kanalda giriş kesitine paralel alanlardaki sıcaklık değişimi	40
Şekil 4.4. Bakır malzeme için tabana paralel orta düzlemdeki hız dağılımı.....	41
Şekil 4.5. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki basınç kaybı.....	42
Şekil 4.6. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki sıcaklık dağılımı	42
Şekil 4.7. Alüminyum malzeme için bulunan sonuçlar	47
Şekil 4.8. Bakır malzeme için bulunan sonuçlar	48
Şekil 4.9. Silikon malzeme için bulunan sonuçlar	49
Şekil 4.10. Türbülanslı durumda her malzeme için faktörlerin MRSN oranı grafiği	49
Şekil 4.11. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda giriş kesitine paralel alanlardaki sıcaklık değişimi	50
Şekil 4.12. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda tabana paralel alanlardaki sıcaklık değişimi	51
Şekil 4.13. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda tabana orta kesitteki basınç kaybı ..	51
Şekil 4.14. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda tabana orta kesitteki sıcaklık dağılımı	52
Şekil 4.15. Farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca oluşan basınç kaybı	53
Şekil 4.16. Farklı Reynolds sayıları için tabanda oluşan maksimum sıcaklık	54
Şekil 4.17. Farklı Reynolds sayıları kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayısı	54
Şekil 4.18. Farklı Reynolds sayıları kullanılarak elde edilen Nusselt sayısı	55

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Mehendale ve ark. tarafından yapılan kanal sınıflandırılması.....	4
Çizelge 2.2. Kandlikar ve Grande tarafından yapılan kanal sınıflandırılması.....	4
Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan kanal ölçü değerleri.....	11
Çizelge 3.2. Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri.....	12
Çizelge 3.3. Taguchi'nin ortogonal dizi tablosu.....	26
Çizelge 3.4. Taguchi $L_{16}(4^4)$ istatistiksel tasarımındaki seviye kombinasyonları.....	33
Çizelge 3.5. Taguchi $L_{16}(4^4)$ istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve laminer akıştaki HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları.....	34
Çizelge 3.6. Taguchi $L_{16}(4^3)$ istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve türbülanslı akıştaki HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları.....	35
Çizelge 4.1. Laminer koşullarda $L_{16}(4^4)$ matrisi kullanılarak bulunan sonuçlar.....	37
Çizelge 4.2. Laminer koşullar için optimizasyon işlemi sonuçları.....	38
Çizelge 4.3. NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonuçları.....	44
Çizelge 4.4. Türbülanslı koşullarda $L_{16}(4^3)$ matrisi kullanılarak bulunan sonuçlar.....	45
Çizelge 4.5. Türbülanslı koşullar için optimizasyon işlemi sonuçları.....	46
Çizelge 4.6. Alüminyum malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchianalizi sonuçları.....	46
Çizelge 4.7. Bakır malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchianalizi sonuçları.....	47
Çizelge 4.8. Silikon malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchianalizi sonuçları.....	48
Çizelge 4.9. Analizler ve yüzeydeki kayma gerilmelerinden hesaplanan basınç kaybı değerleri.....	53

1. GİRİŞ

Son yıllarda elektronik alanda teknolojinin ilerlemesi sonucunda hızlı gelişmeler yaşanmıştır. Böylece elektronik sistemler oyunculardan, bilgisayar, savunma sistemi, uydu ve haberleşme alanlarına kadar modern hayatın her alanına girmişlerdir. Ancak bu cihazların küçültülmesi sonucunda birim hacim başına oluşan ısı miktarında göze çarpan bir artış olmuştur. Bu yüksek oranlı ısı üretimi elektronik ekipmanlardaki kullanım sıcaklıklarında artışa neden olup emniyet ve güvenilirlik açısından tehlike oluşturmaktadır. Bu nedenle elektronik cihaz tasarımında ısıl kontrolün önemi artmıştır (Çengel 2003).

Elektronik ekipmanların güvenli bir şekilde çalışabilmesi için ısı transferi oldukça önemlidir. Örneğin uzun ömürlü, kısa tepki süreli, güneş ışığına yakın ışık renkli, titreşim ve şoka dirençli ayrıca düşük enerji sarfiyatı gibi avantajlara sahip Işık Yayan Diyot (Light Emitting Diode – LED) sistemlerinden yararlanabilmek için bu sistemlerde oluşan fazla ısının uzaklaştırılması gerekir (Özdil 2015). LED sistemlerinin avantajlarının yanı sıra çözülmesi gereken en büyük dezavantajı kullandığı enerjinin büyük bir kısmını ısıya dönüştürmeleri ve bu ısının uzaklaştırılmasının gerekliliğidir. Ancak ısıl yönetim ile LED’i olumsuz etkileyen bu yüksek sıcaklıklar önlendiği zaman kullanım süresini bir kaç yüz saatten yüz bin saate çıkartmak mümkündür.

Bu bilgiler ışığında yüksek çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek performans kaybını ve ömür azalmasını önleyebilmek için elektronik ekipmanların uygun bir şekilde tasarlanması gerekmektedir.

Elektronik ekipmanların etkin bir biçimde soğutulması için çeşitli yöntemler geliştirilmiş ve gelişmekte olup çalışmalar yoğun olarak devam etmektedir. Bu yöntemler hava ile soğutma, doğal taşınım ile soğutma, daldırma, sprey soğutma, sıvı soğutma ve mini ya da mikro kanallı ısı emicisi ile soğutma şeklindedir.

Hava ile soğutma geleneksel ve yaygın olarak kullanılan yöntemdir. Havanın atmosferde mevcut olması, tasarımının ve bakımının kolay olması dolayısıyla düşük fiyatlı olması tercih nedenidir.

Doğal taşınım ile soğutma yöntemi düşük güçlerdeki elektronik sistemler için uygundur. En önemli avantajı havanın hareketini sağlayan bir fan yoktur bunun yerine elektronik ekipmanlarda üretilen ısı sonucunda ortamda oluşan yoğunluk farkı ile havanın hareketi sağlanır. Fan eksikliğinden dolayı basınç kaybı ve gürültü seviyesi düşüktür.

Daldırma yönteminde ısı üreten cihaz direkt olarak sıvıya daldırılır. Üretilen ısı sonucunda soğutucu sıvı gaz fazına geçer ve oluşan bu gazlar kaldırma kuvveti etkisiyle yine soğuyup yoğunlaşmaya neden olacak sistemin üst kısmına doğru hareket etmesi esasına dayanır. (Çingı 2013)

Sprey soğutma yönteminde soğutucu sıvı düzgün damlalar halinde ısı üreten yüzeye gönderilir (Çingı 2013)

Son yöntem olan mini ve mikro kanallar hidrolik çapları sırasıyla 3 mm – 200 µm ve 200 µm – 10 µm arasında değişen akış kanalları olup ısı üreten sistem üzerine monte edilip kanal içinden akışkan dolaştırılan sistemlerdir. Bu tip ısı emicilerde en-boy oranı yüksek seçilip ısı transfer yüzeyini arttıracak şekilde tasarlanır.

Mini-mikro kanallı ısı emicilerin avantajları:

- Yüksek ısı transfer katsayısı
- Düşük termal direnç
- Yüksek en-boy oranı
- Boyut
- Sıcak noktaları etkin bir biçimde soğutabilme

Belirtilen avantajlarından dolayı mini ya da mikro kanallı ısı emici tasarımları bilgisayar ana kartı gibi parçalardan otomobillerde kullanılan LED ya da lazer farların soğutulmasına kadar geniş bir uygulama alanına sahiptir. Ayrıca dünyada ve ülkemizde de bu ısı emici tasarımlarının performanslarını incelemek üzere akademik çalışmalar artmaktadır.

Bu yapılan tez çalışmasında ısı akısı üreten yonganın soğutulmasında aşağıda verilen araştırma sorularına yanıt aranarak mini kanallı sıvı soğutmalı bir blokta farklı kanal boyutları ve blok malzemeleri kullanılarak ısı performans açısından optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Mini kanallı tasarım laminer ve türbülanslı akışa sahip farklı koşullarda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile incelenmiştir. Yapılan çalışmada amaç yongada oluşan fazla ısının ortamdaki uzaklaştırılmasında kullanılan sıvı soğutmalı mini kanallı blok uygulamasıyla en iyi ısı performansını ve en düşük basınç kaybını sağlayan şartların optimize edilmesidir. Tez kapsamında 2. Bölüm olan kuramsal temeller ve kaynak araştırması içinde mini kanal ile ilgili temel bilgilerle günümüze kadar yapılan çeşitli çalışmalar hakkında bilgi verilmektedir. 3. Bölüm olan materyal ve yöntem başlığı altında yapılan tez çalışması fiziksel model, sınır şartları, kullanılan denklemler ve metodlar ile anlatılmıştır. Yapılan çalışma sonucu elde edilenler 4. Bölüm olan bulgular ve tartışma başlığı altında açıklanırken, sonuçlar 5. Bölümde verilmektedir.

Çalışma sonucunda cevaplanması beklenen araştırma soruları:

- Mini kanal içerisinde ısı transferini etkileyen faktörler nelerdir?
- Mini kanal içerisinde basınç düşümünü etkileyen faktörler nelerdir?
- Mini kanal malzemesi ne olacaktır?
- Mini kanal boyutlandırması nasıl olacaktır?
- Mini kanal boyutları ısı transferi ve akış karakteristiklerini nasıl etkiler?

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

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. Ancak boyutlardaki küçülmeden dolayı mini kanallı soğutucu tasarımlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sorun araştırmacıların dikkatini çekerek elektronik ekipmanların soğutulması üzerine birçok sayısal ve deneysel çalışmanın yapılmasını sağlamıştır.

Mini kanallı soğutma çalışmalarından önce hangi aralığın mini olarak adlandırılacağı bilinmemiştir. Bunun için öncelikle Mehendale ve ark. (2000) tarafından hidrolik çapı 1 – 100 μm aralığında kalan kanalları mikro kanal, 100 μm – 1 mm aralığında kalanları mezo kanal, 1 – 6 mm arasındakileri sıkıştırılmış geçiş ve 6 mm'den büyük olan kanalları geleneksel kanal olarak ayrılmıştır.

Çizelge 2.1. Mehendale ve ark. (2000) tarafından yapılan kanal sınıflandırması

> 6 mm	Geleneksel kanal
1-6 mm	Sıkıştırılmış kanal
100 μm - 1 mm	Mezo kanal
1- 100 μm	Mikro kanal

Daha sonra Kandlikar ve Grande (2002) yapılan sınıflandırmayı biraz değiştirerek daha geniş bir sınıflandırma oluşturmuşlardır.

Çizelge 2.2. Kandlikar ve Grande (2002) tarafından yapılan kanal sınıflandırması

> 3 mm	Geleneksel kanal
200 μm – 3mm	Mini kanal
10 μm - 200 μm	Mikro kanal
1 μm - 10 μm	Geçiş bölgesi mikro kanalları
0.1 μm - 1 μm	Geçiş bölgesi nano kanalları
< 0.1 μm	Nano kanalları

Mini kanallı sıvı soğutma çalışmalarına öncülük eden mikro kanallı soğutma ilk kez Tuckerman ve Pease (1981) tarafından mikro kanallı su soğutmalı ısı emicisi tasarlayıp test edilmesi ile başlamıştır. Laminer akış koşullarında 790W'lık ısıyı 1 cm²'lik bir yongadan silikon kanallar kullanarak maksimum yüzey sıcaklığı artışını, giriş suyu sıcaklığının 71°C üzerinde ölçmüşlerdir.

Knight ve ark. (1992) tarafından mini kanallı soğutucu için optimizasyon şeması verilmiştir. Bu şemayı türbülanslı akış rejiminde alüminyum malzeme ve akışkan olarak hava kullanıp deneysel çalışma ile doğrulamışlar ve hava soğutmalı kanalların yanı sıra su soğutmalılar için de kullanılabileceğini söylemişlerdir.

Xie ve ark. (2007) 20 mm x 20 mm taban boyutunda mini kanallı soğutucuyu küçük hidrolik çaplarda ve sabit ısı akısı kullanarak analiz edip kanal boyutlarının, alt tabaka kalınlığının ve giriş hızının basınç düşüşü, ısı direnç ve izin verilen maksimum ısı akısı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bunun sonucunda dar ve derin bir mini kanalın daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Türbülanslı akıştan sonra aynı taban boyutuna sahip çalışmayı laminer rejimde de analiz edip türbülanslı akıştaki gibi dar ve derin kanalın daha iyi olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Xie ve ark. 2009).

Ijam ve Saidur (2012) SiC-su ve TiO₂-su nano akışkanlarının türbülanslı akış koşullarında farklı hacim fraksiyonlarında analitik çalışmasını Xie ve ark. (2007) tarafından tasarlanan bloğu bakır malzeme kullanarak soğutulmasını analitik olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, su içinde, % 4'lük hacim fraksiyonunda dağılmış SiC ile ısı iletkenlikte artışın % 12,44 olduğunu ve aynı hacim fraksiyonu için su içinde dağılmış TiO₂'nin % 9,99 olduğunu göstermişlerdir.

Moraveji ve ark. (2013) 20 mm x 20 mm taban boyutlarında mini kanallı soğutucu için TiO_2 ve SiC içeren farklı hacimsel oranlarda (% 0,8, 1,6, 2,4, 3,2, 4) nano akışkan kullanmışlardır. Bu farklı hacimsel oranlarını kullanarak, ısı transfer katsayısını farklı Reynolds sayıları kullanarak inceleyip CFD programları ile simülasyonunu gerçekleştirdikten sonra analitik hesaplamalar ile karşılaştırmıştır. Modelleme sonucunda ulaştıkları Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için kullandıkları korelasyonların doğrulukları kabul edilmiştir.

Tüm boyutlardan ziyade, mikroişlemcilerin soğutulması için su soğutmalı mini kanallı soğutucularda kanat aralığının etkisini araştıran Jajja ve ark. (2014) düz bir plaka ve 0,2 mm, 0,5 mm, 1,0 mm ve 1,5 mm'lik kanat aralıkları olan beş farklı soğutucuyu deneysel olarak incelemiş, mikroişlemciyi simüle etmek için 325 W'lık yüksek güçlü silindirik bakır blok kullanmış ve suyun yüksek ısı üreten mikroişlemcileri soğutmak için çok fazla potansiyele sahip (300 W'dan fazla) olduğunu söylemişlerdir.

CPU (merkezi işlem ünitesi) işlemcisini soğutmak için sulu soğutmaya ek olarak kanal dışından hava akışıyla da soğutma gerçekleştirip 4 farklı en-boy oranına (1, 1,33, 2, 4) sahip laminer ve gelişmekte olan ısı emiciyi simüle eden Majumder ve ark. (2016) ısı emicisinin tabanında sabit yüzey sıcaklığı sınır şartını kullanarak en-boy oranının 4 olduğu tasarımda Reynolds sayısı 1200 iken en düşük akışkan sıcaklığı ve yüksek Nusselt sayısına ulaşıldığını belirtmişlerdir.

Akışkan olarak yine su kullanan Tikadar ve ark. (2016) her biri 150W ısı üreten 5 farklı yonga düzenlemesi (diyagonal, paralel, istiflenmiş, uzunlamasına ve sandviç düzenleme) tasarlamış ve silikondan yapılan mini kanallı ısı emici kullanıp yongalarda oluşan yüzey sıcaklığı ve termal direncin değerlerine göre en uygun düzenlemenin sandviç olduğunu buna ek olarak da yonga yüzey sıcaklığının genellikle merkezde en yüksek olup kenara gidildikçe azaldığını belirtmişlerdir.

Saeed ve Kim (2016) kanat açıklığı, kanat kalınlığı ve kanat yüksekliğinin mini kanallı ısı emici geometrisinin termal performans ve basınç kaybı özelliklerine etkisini anlamak için Reynolds sayısını 1000'den düşük kabul ederek yani laminar akış koşullarında akışkanı su seçerek sayısal bir çalışma yapmışlardır. Kanat kalınlığının değerinde küçülme ile basınç kaybında önemli bir azalma gözlenirken termal performansa küçük ölçüde etki gözlemiştirlerdir.

Xie ve ark. (2016) 15 mm x 15 mm x 1 mm ölçülerine sahip yongaların 3 farklı şekilde düzenlenmesinin (köşegen, paralel ve yığın) laminar akış koşullarında su ile soğutulmasını 35 mm x 35 mm taban ölçülerine sahip 20 tane mini kanalın olduğu blok tasarımı kullanarak sayısal olarak incelemiştirlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda köşegen yonga düzenlenmesinin en iyi sonucu verdiğini belirtmişlerdir.

Su soğutmalı çok kademeli soğutucunun sayısal analizleri ile ısı kaynağı sıcaklığı ve kademe sayısının yerel ısı taşınım katsayısı, soğutucu sıcaklığı, kanal duvar sıcaklığı, etkenlik ve basınç kayıp değerlerine olan etkilerini inceleyen Kim ve ark. (2017) en yüksek soğutma kapasitesini beşli kanal yapısında, en iyi etkenlik değerini ise üçlü kanal yapısında elde etmişlerdir. Çok kademeli yapıda tek kademeli yapıya göre daha çok basınç kaybı elde edilmesine rağmen bu artış soğuma kapasitesindeki artışa göre oldukça küçük kalmıştır. Çok kademeli yapıda tek kademeli yapıya göre daha çok basınç kaybı elde edilmesine rağmen bu artış soğuma kapasitesindeki artışa göre oldukça küçük kalmıştır.

Yang ve ark. (2017) akışkan olarak sıvı metal ve suyu kullanıp hem analitik hem de 1D termal analiz yapıp analitik korelasyonlar ile nümerik sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmaları sonucunda mikro/mini kanallı soğutucu için genel bir optimizasyon gerçekleştirip, geometrik parametreler ve korelasyonlar önermişlerdir.

Bir diğer farklı akışkan kullanan Kim ve Go (2018) ise elektrikli bir aracın 600 W gücündeki pilini simüle etmek için yatay bir plakada dört düz boru içerisindeki R-134a akışını incelemiş ve ısı değiştiricisi eğiminin etkilerini araştırmışlardır. Isı değiştiricisi

eğiminin etkili oldukları sonucuna varmışlardır. Isı değiştiricisi eğimi arttıkça akış dağılımı kötüleşmiştir. Kolektördeki basınç düşümünün ısı değiştiricideki basınç düşümüne çok etkisi olduğunu ve kütleel debi arttıkça basınç düşümünün daha da arttığını belirtmişlerdir.

Erkan ve ark. (2018) üst yüzey alanı 0,00128 m² olan bir mono kristalin fotovoltaiik (PV) hücresinin akışkan olarak su kullanarak, hidrolik çapı 0,0018 m ve uzunluğu 40 mm olan 12 adet mini kanala sahip soğutucu bloğun soğutulmasını Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle araştırılmıştır. 230-980 W/m² aralığında değişen ısı akıları ve suyun kütleel debisi için $500 \leq Re \leq 2300$ aralığında hesaplamalar yapıp debinin soğutma üzerindeki etkisini incelenmiştir. Sonuç olarak soğutmanın olmadığı durumlarda 57 °C'ye kadar ısınan PV hücresinin yüzey sıcaklığını, mini-kanal soğutma yöntemi kullanılarak 25 °C'ye kadar soğutmayı başarmışlardır ve farklı debiler kullanılarak bulunan sonuçlar arasındaki farkın göz ardı edilebilecek düzeyde olmasından dolayı düşük kütleel debilerin dolayısıyla düşük pompalama maliyetlerinin de bu yöntem ile kullanılmasının da yeterli olabileceğini söylemişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

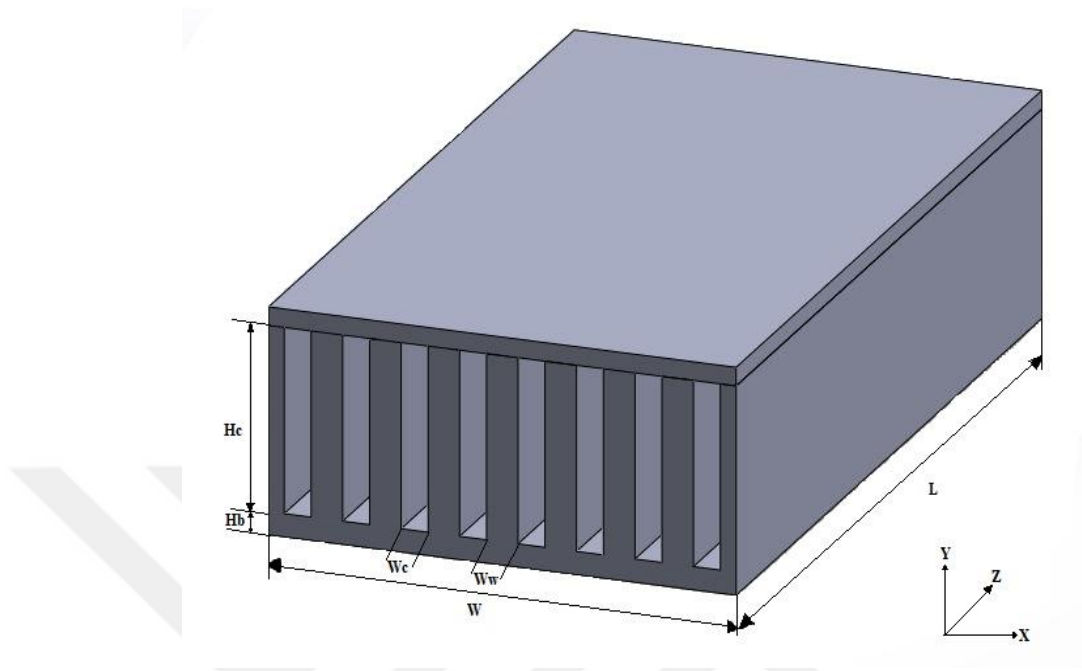
Bu bölümde incelenen problemin sayısal olarak çözülebilmesi için gerekli tanımlamalar, ölçüler, çözüm için kullanılan korunum denklemleri, sınır şartları ve bunlara ek türbülanslı akış çözümleri için kullanılan türbülans modeli hakkında bilgiler sunulmuştur. Ayrıca Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin işleyişi ve problemi çözmek için yararlanılan Fluent programı hakkında bilgilere de yer verilmiştir.

3.1 Problemin Genel Tanımı

Bu yapılan çalışmada blok tasarımı için 20 mm x 20 mm taban ölçüleri esas alınmıştır. Elektronik bir ekipman olan yonganın temsil edilmesi için alt tabana 100 W/cm² değerinde sabit ısı akısı uygulanmıştır. Belirlenen kanal boyutları kullanılan Taguchi'nin ortogonal matrislerinde yerlerine yazılarak kütle korunumu, momentumun korunumu, enerji denklemleri ve seçilen türbülans modeline ait denklemler ticari bir yazılım olan ANSYS 18.2-Fluent programı yardımıyla problem sayısal olarak çözülmüştür.

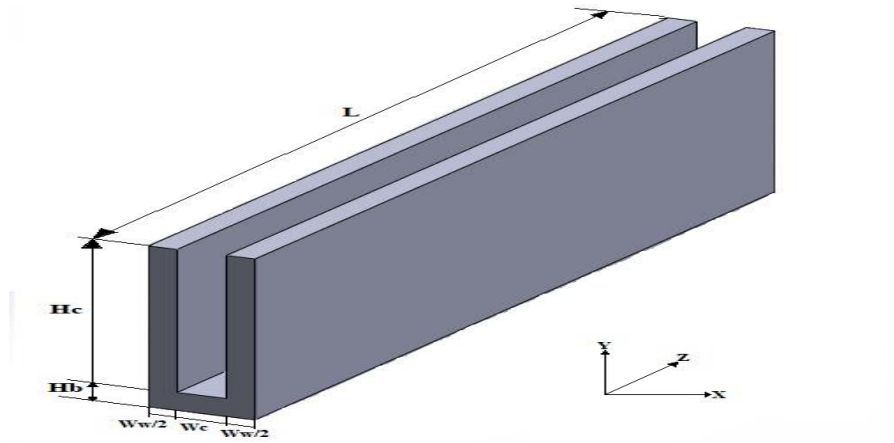
3.2 Fiziksel Model

Çalışmada kullanılan mini kanallı blok aşağıda Şekil 3.1 ile tanımlanmıştır. Ayrıca şekilde geometrik değişkenlere karşılık gelen uzunluklar da belirtilmiştir. Burada Kanal genişliği W_c , kanal yüksekliği H_c , kanal duvar kalınlığı W_w (iki kanal arası kalınlık), ve alt taban yüksekliği ise H_b ile isimlendirilmiştir.



Şekil 3.1. Mini kanallı soğutucu blok

Ancak tüm mini kanallardaki sonuçların aynı olması beklendiği için analizler Şekil 3.2'deki tek bir mini kanal üzerinden devam ettirilmiştir.



Şekil 3.2. Sayısal analiz modeli olan tek kanal

3.2.1. Kanal ölçüleri ve kullanılan malzemeler

Çalışmada optimizasyon işlemi için Taguchi'nin ortogonal matrislerinden yararlanılmıştır. Taguchi yöntemine uyumlu olması için değişen kanal ölçülerine parametre aldıkları değerlere ise seviye denilecektir. Böylece H_c , W_c , W_w ve H_b olmak üzere dört parametre ve bu parametrelerin dört farklı değeri olduğu için de dört seviyesi bulunmaktadır.

Analizlerde öncelikle laminer akış koşulları ile incelenen parametreler ve seviyeleri aşağıdaki Çizelge 3.1 ile verilmiştir. Daha sonra alt taban yüksekliği parametresi laminer koşullarında bulunan sonuçlara göre en iyi değere sabitlenip, kalan parametreler ve seviyeleri kullanılarak türbülanslı akış koşullarında çözüm gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan kanal ölçü değerleri

Parametreler	Seviyeler			
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

Çalışmada akışkan olarak su, kanal için 3 farklı malzeme olacak şekilde alüminyum, bakır ve silikon seçilmiştir. Malzemelerin etkisini iyi gözlemleyebilmek için her malzeme için analizler tekrarlanmıştır. Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri tablolardan yararlanılarak Çizelge 3.2 ile aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri (Kılıç ve Yiğit 2018)

Özellikler	Malzemeler			
	Su	Bakır	Silikon	Alüminyum
Yoğunluk (ρ) [kg/m^3]	995,2	8956	2329	2698
Özgül ısı (c_p) [J/kgK]	4180	389	714,5	905,9
Termal iletkenlik (k) [W/mK]	0,6144	396,1	146,5	253,3
Viskozite (μ) [Ns/m^2]	0,000797			

3.2.2. Varsayımlar

Şekil 3.2’de verilen mini kanalın alt tabanından (x-z düzlemi) 100 W/cm²’lik ısı akısı uygulanmaktadır. Tüm kanallarda simetri şartı göz önünde bulundurulduğu için tek bir mini kanal seçilmiştir ve bu mini kanaldaki yan duvarlara ve tavana adyabatik sınır şartı uygulanmıştır. Sistemi soğutucu akışkan olarak kullanılan su 300 K sıcaklığında ve laminar akış koşulu sağlanması için 0,03 kg/s debide kabul edilmiştir. Türbülanslı akış koşulları için kullanılan debi ise 0,2 kg/s’dir. Katı yüzeylerde kaymama sınır şartı, kanal girişinde homojen hız dağılımı, kanal çıkışında ise basınç sınır şartı uygulanmıştır.

3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Navier-Stokes denklemleri 19. yy başlarında türetilmiş analitik olarak çözülemeyen momentum, ısı ve kütle transferini tanımlayabilmek için kullanılan kısmi diferansiyel denklemlerdir. Ancak sayısal olarak çözümleri mümkündür. Günümüzde de bu denklemlerin çözümü paket programlar yardımıyla yapılmaktadır (Erşan 2012).

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği akışkan akışı, ısı transferi ve bu konularla ilgili olan diğer fiziksel durumların bilgisayarlar kullanılarak simüle edilmesini sağlayan mühendislik yöntemidir. Belirlenen sınır şartlarına göre araştırılan hacimde korunum denklemlerini çözerek simülasyon tamamlanır.

3.3.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin gelişimi

HAD'in temelleri 1920 yılında sayısal analiz araştırmaları ile başlamıştır. 1950'lerde sayısal yöntemlerin geliştirilmesi ile temel gelişmeler sağlanmış 1960 ve 1970'lerde gelişmeler hız kazanmıştır. Kompleks matematiksel problemleri çözebilmek için çok sayıda HAD algoritması geliştirilmiştir. Gerçek uygulamalar 1980 yıllarında başlamış ve araştırmacıların dikkatini çekerek kendi konularındaki uygulamalar için kendi yazılımlarını meydana getirmişlerdir. 1990'larda teknolojik gelişmelerle birlikte genel ya da özel amaçlı uygulamalar için pek çok ticari yazılım geliştirilip piyasaya sürülmüştür. 2000'lere gelindiğinde ise kolay kullanımlı ve bilgisayar destekli tasarım sistemlerinde bulunan ticari yazılımlar ortaya çıkmıştır. Günümüzde HAD yazılımları hem üniversitelerde hem de endüstride tasarım doğrulama aracı olarak oldukça sık bir şekilde kullanılmaktadır.

3.3.2. HAD nerede ve ne zaman tercih edilir?

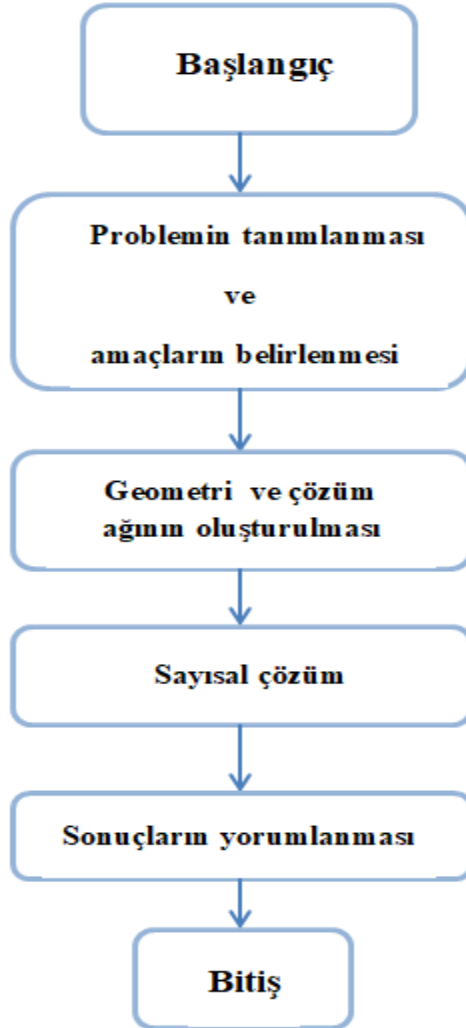
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi yıllardır; hidrolik, uzay, savunma, havacılık, kıyı ve liman tasarımı ve enerji sektörlerinde kullanılmaktadır. Ayrıntılı olarak incelenmek istenirse;

- Hesaplama ve tasarım çalışmalarında,
- Deneyin yapılmasının çok zor ya da imkansız olduğu durumlarda,
- Maliyet açısından çözümler gerektiği durumlarda (deneysel akışkanlar dinamiğine göre daha az maliyetli),
- Akış bölgesinde deneysel çalışmaya göre daha ayrıntılı incelenme yapılabilir ve deney sırasında ölçülemeyen ve gözlemlenmeyen birçok veriye ulaşılmada,
- Akışkan fiziği hakkında yeni kuramlar geliştirme çalışmalarında,
- Fizikteki yıldız gelişimi, karadelikler hakkındaki çalışmalarda,
- Tehlikeli olaylar olan patlamalar, radyasyon ve kirlenme gibi çalışmalarda

Ve bunlara benzer olarak pek çok durumda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinden faydalanılır.

3.3.3. HAD aşamaları

Problemin tanımlanması aşamasında ilk olarak istenilen sonuçların neler olacağına karar verilir ve bu sonuçları etkileyecek ve göz ardı edilecek parametreler belirlenir. Çözüm hacmi herhangi bir CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) programı kullanılarak çizilir. Oluşturulan geometri çok karmaşık ya da aşırı küçük ayrıntı içeriyorsa çözüm süresi uzayacağı için bu karmaşıklık ve ayrıntılardan kurtulabilmek için basitleştirmeler yapılabilir (Şekil 3.3).



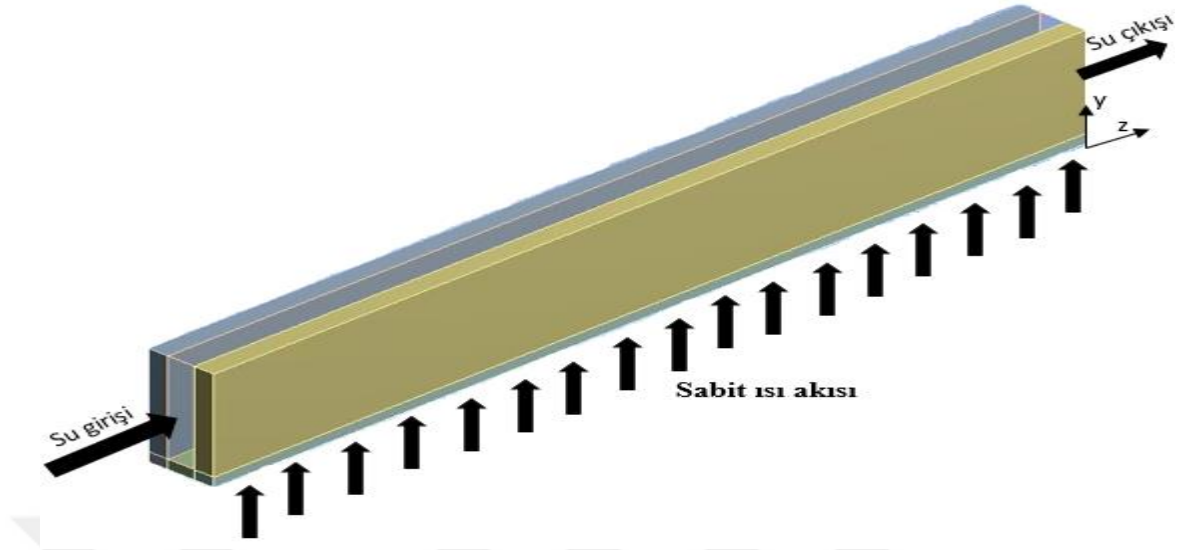
Şekil 3.3. HAD analizi işlem adımları

Sonrasında hesaplamalara uygun olacak şekilde çözüm hacmi sonlu hacimlere bölünerek çözüm ağı oluşturulur. Çözüm ağı oluşturulurken hesaplamalara uygun olacak şekilde çözüm hacmi farklı eleman tipleri kullanılarak sonlu hacimlere bölünür. Çözüm ağındaki eleman sayısı arttıkça sonuçların gerçekliği de genellikle o oranda artar ancak aynı zamanda analizler için gerekli sürede artar. Fakat alınan sonuçların doğruluğu çözüm ağındaki eleman sayısının belirli bir değerine kadar değişir. Değişimin artık gözlenmediği o değere “ağdan bağımsız eleman sayısı” denir ve bu eleman sayısı kullanılarak yapılan çözümler optimum sürededir.

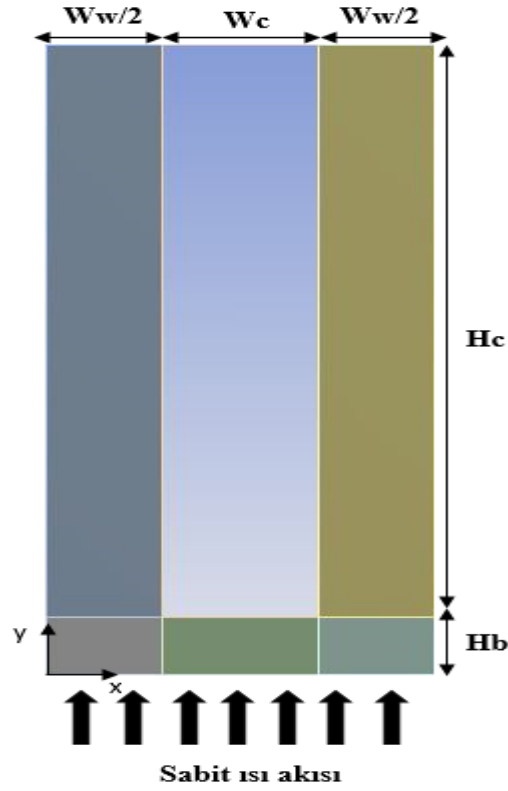
Çözüm ağının oluşturulmasından sonra sınır şartları da eklenerek bilgisayar arka planda bulunan matematiksel modeli çözer ve son olarak alınan sonuçlar değerlendirilerek çözümün yeterli olup olmadığına karar verilir. Eğer çözüm tatmin edici değilse düzeltme işlemleri yapılarak çözüm tekrarlanır.

3.4. Sayısal Model

Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de kullanılan fiziksel model koordinat sistemi ile gösterilmiştir. Analizlerde akışın Şekil 3.2 ile gösterilen tek bir mini kanalın içinden olması sağlanmıştır. Akış Kartezyen koordinat sistemine göre z doğrultusunda gerçekleşmiştir. Soğutucu bloktaki mini kanallar y yönünde uzanmakta ve ısı emici bloğun genişliği ise x yönündedir. Mini kanalın uzunluğu Çizelge 3.1 ile verilen parametrelerin seviyelerine göre değişmekte olup toplam bloğun genişliği ve derinliği ise 20 mm olarak sabit tutulmuştur. Çözüm alanına ait gösterimler aşağıda Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 ile verilmiştir.



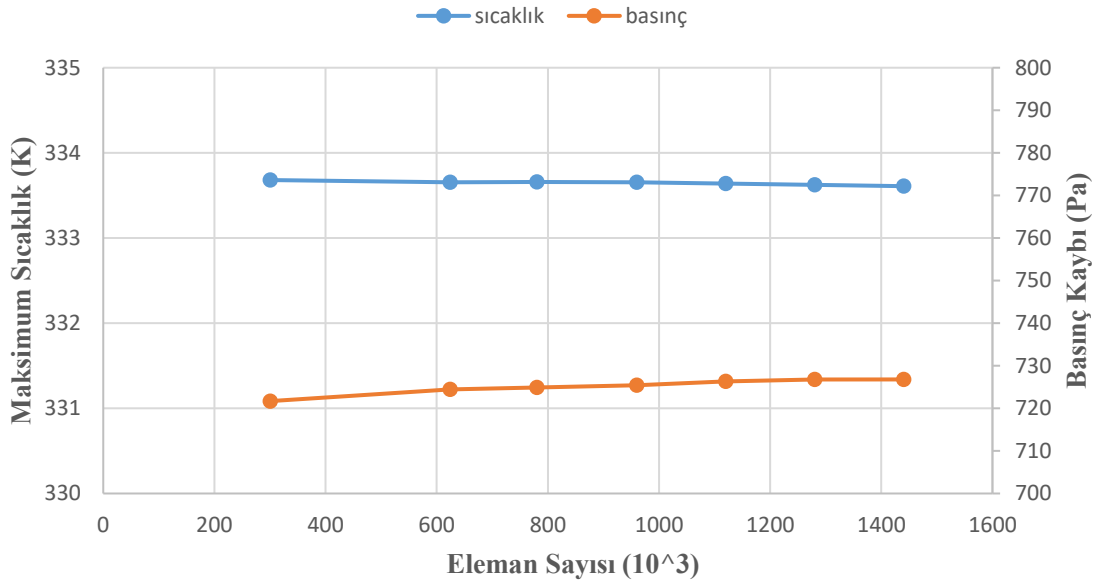
Şekil 3.4. Sayısal çözüm alanının izometrik gösterimi



Şekil 3.5. Sayısal çözüm alanının x-y düzlemi ile gösterimi

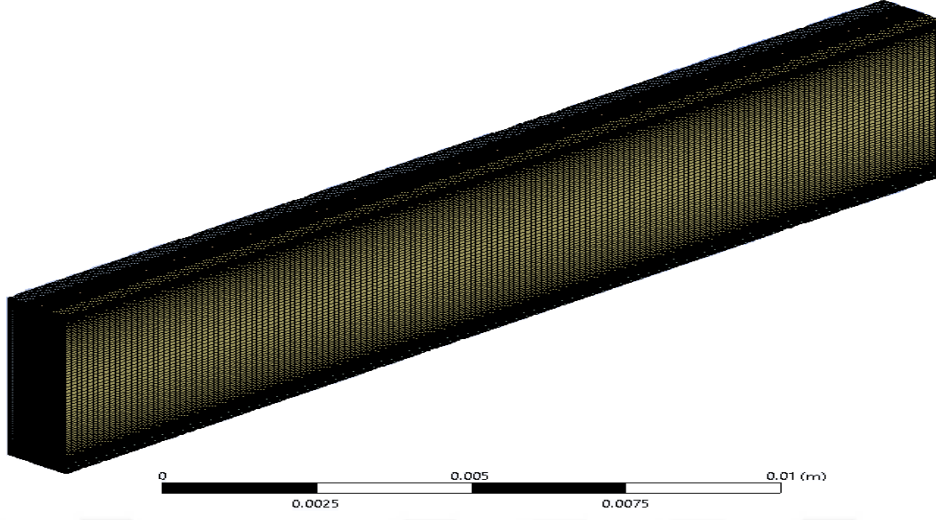
3.4.1. Çözüm ağının oluşturulması

Çözüm hacmindeki eleman sayısı arttıkça kullanılan HAD yönteminin doğruluğu da genellikle artar. Ancak bu doğruluk artışına zıt yönde analiz için geçen sürede ve buna bağlı olarak maliyette de artış gözlenir. Maliyet ve süredeki bu artışı önlemek için en uygun ağ yapısına karar vermek gerekmektedir. Bunun için $H_c=3$ mm $W_c=0,6$ mm $W_w=0,3$ mm $H_b=0,3$ mm verileri kullanılarak laminer koşullarda farklı eleman sayılarında, alt tabandaki maksimum sıcaklık ve basınç kaybı sonuçları değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda Şekil 3.6 ile gösterilen verilere göre 960 000 eleman sayılı ağ yapısından sonra değişim miktarı az olduğu için en uygun ağ yapısı olarak seçilmiş ve diğer analizler de bu ağ yapısına göre yapılmıştır.

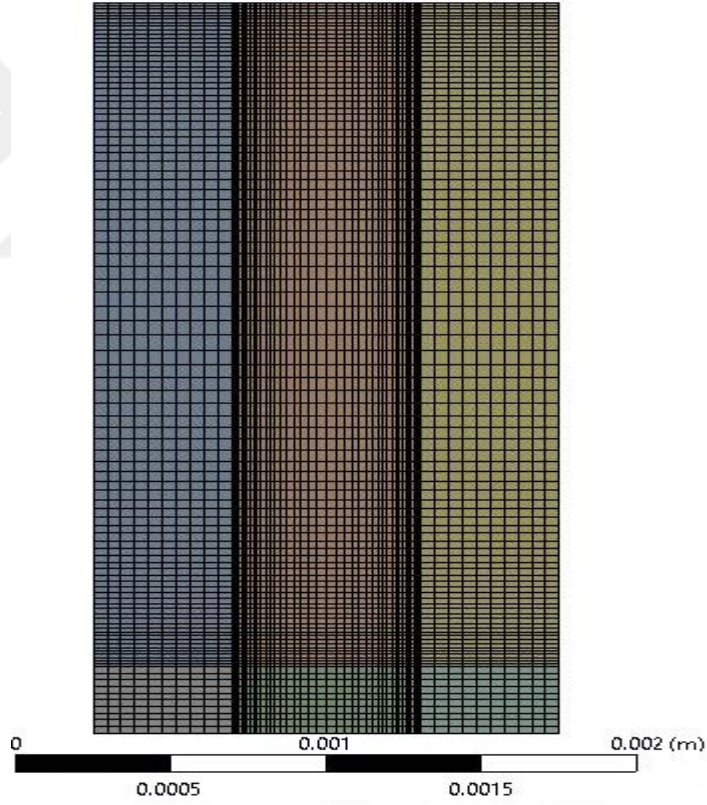


Şekil 3.6. Ağdan bağımsızlık çalışması ($H_c = 3$ mm $W_c = 0,6$ mm $W_w = H_b = 0,3$ mm ve katı malzemesi bakır)

Ayrıca bu ağ yapısında kanal duvarlarındaki değişimlerin daha iyi gözlenebilmesi için kanal içinde duvarlara ve alt tabana doğru çözüm alanında bias oranı 5 olacak şekilde sıklaştırma yapılmıştır. Oluşan çözüm ağı Şekil 3.7 ve 3.8 ile aşağıda verilmiştir.



Şekil 3. 7. Mini kanallı soğutucunun 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait ağ yapısı



Şekil 3.8. Mini kanallı soğutucunun 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait giriş kesitinin ağ yapısı

3.4.2. Sınır şartları ve korunum denklemleri

Bu çalışmada öncelikle laminar akış koşulları için daha sonra türbülanslı koşullar için çözüm yapılmıştır. Çözümlerin kolaylaştırılması için yapılan kabuller şu şekildedir:

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

Sayısal çözümlerinde kullanılan korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

x yönünde momentum:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.2)$$

y yönünde momentum:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

z yönünde momentum:

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

Enerji denklemi:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

u, v, w, kartezyen koordinat düzlemindeki x,y,z yönündeki hızları (m/s), ρ akışkanın yoğunluğunu (kg/m^3) c_p akışkanın özgül ısısını (J/kgK) ve μ akışkanın dinamik viskozitesini (Ns/m^2), T sıcaklığı (K) ve g yerçekimi ivmesini (m/s^2) temsil etmektedir.

3.5. Türbülanslı Akış ve Türbülans Modelleme

Mühendislik problemlerinde türbülanslı akış ile laminer akışa kıyasla daha fazla karşılaşılmaktadır. Düşük hızlı akışlar ve ağır yağlarda laminer akış oluşmakta bunun dışındaki bütün uygulamalarda ise türbülans etkileri gözlenmektedir (Kılıç ve Yiğit 2018).

Türbülanslı akış Reynolds sayısı adı verilen boyutsuz bir sayı ile ilişkilidir. Reynolds sayısı (Denklem 3.6) akıştaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını gösteren ayrıca akışkanlar mekaniğinde de çok önemli olan bir boyutsuz sayıdır (Kılıç ve Yiğit 2018).

$$Re = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (3.6)$$

Burada D_h hidrolik çapı (m) , u_m ortalama akış hızını (m/s) ve ν ise kinematik viskoziteyi (m^2/s) temsil etmektedir.

Reynolds sayısı büyük değerlerde olduğu zaman atalet kuvvetleri, küçük değerlerde olduğu zaman ise viskoz kuvvetleri etkilidir. Reynolds sayısının küçük değerlerde olduğu anlarda etkili olan viskoz sürtünme kuvvetleri vortekslerin (girdapların) oluşmasını engeller. Bu durumun tam tersi olduğu koşullarda yani büyük Reynolds sayılarında ise atalet kuvvetlerinin etkisiyle girdap hareketleri başlayarak akışın laminer karakteristiği bozulur, türbülans başlar ve bunların sonucunda türbülanslı akış meydana gelir (Kılıç ve Yiğit 2018).

Türbülanslı akışta oluşan girdap ve dönmeler ısı transferi açısından avantaj sağlarken basınç düşümlerinde artışa sebep olmaktadır. Ayrıca bu oluşan girdaplar sebebiyle akış karmaşıklaşmakta ve analitik olarak incelenmesi zor bir hal almaktadır. Ancak gelişen bilgisayarlar ve geliştirilmiş olan pek çok türbülans modelleri ile yaklaşık olarak % 20 hata oranında çözümler mümkün olmaktadır. Bu oluşan hatanın sebebi ise girdap ve dönmelerin sayısının ve büyüklüğünün tahmin edilmesindeki zorluktur (Kılıç ve Yiğit 2018).

Türbülanslı akış durumunda hız, sıcaklık ve basınç gibi özelliklerde zamana ve konuma göre dalgalanmalar olmaktadır (Umur 2009). Oluşan bu dalgalanmaları sayısal ağı yakalayabilmesi için o dalgalanmaların olduğu boyutlarda elemanlar kullanılması gerekmektedir (Erşan 2012). Bu yöntem günümüz bilgisayarlarında çok zor olduğu için çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu türbülans modelleri 3 temel başlıkta incelenebilir:

1. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS)
2. Büyük Girdap Simülasyonu (LES)
3. Direkt Sayısal Simülasyonu (DNS)

LES VE DNS modelleri yüksek işlemci gücü ile uzun çözüm sürelerine ihtiyaç duyulduğu için çözüm maliyetinde artışa sebep olmaktadır. Bu nedenle endüstriyel uygulamalarda daha çok RANS modelleri kullanılmaktadır. Bu yapılan çalışmada da RANS türbülans modelleme yöntemi tercih edilmiştir ve aşağıda ayrıntılı bilgi verilmiştir.

3.5.1. Zaman Ortalamalı Navier-Stokes (RANS)

Türbülanslı akışta zamana ve konuma göre dalgalanmalar olduğundan dolayı hız, basınç ve sıcaklık gibi özelliklerin belli bir anda olan değerlerini bulmak için, çalkantı değerleri ile zamana göre ortalama değerleri toplanır (Kılıç ve Yiğit 2018).

Böylece aşağıdaki denklem 3.7-3.10'da i indisi ile gösterilenler u_i, v_i, T_i, P_i ani değerleri, $\bar{u}, \bar{v}, \bar{T}, \bar{P}$ olarak gösterilenler zamana göre ortalama değerleri ve u', v', T', P' ise çalkantı değerlerini göstermektedir.

$$u_i = \bar{u} + u' \quad (3.7)$$

$$v_i = \bar{v} + v' \quad (3.8)$$

$$T_i = \bar{T} + T' \quad (3.9)$$

$$P_i = \bar{P} + P' \quad (3.10)$$

Zamana göre ortalama değerler şu şekilde ifade edilir.

$$\bar{u} = \frac{1}{t_0} \int_0^t u dt \quad (3.11)$$

Burada t_0 ortalama zaman periyodunu temsil etmektedir ve herhangi bir durumdaki değişimde oluşan periyottan az farkla fazla alınabilir (White ve Corfield 2006).

Zaman ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemi şöyle düzenlenir:

$$\rho \left(\frac{\delta \bar{u}}{\delta t} + \bar{u}_k \frac{\delta \bar{u}}{\delta x_k} \right) = - \frac{\delta \bar{p}}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\mu \frac{\delta \bar{u}}{\delta x_j} \right) + \frac{\delta R_{ij}}{\delta x_j} \quad (3.12)$$

Yukarıda gösterilen R_{ij} , $R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'}$ olacak şekilde Reynolds gerilmelerini ifade etmektedir.

Kartezyen koordinatlarda sürekli rejimde, 3 boyutlu türbülanslı akışı ifade eden denklemler aşağıda verilmiştir.

Süreklilik:

$$\frac{\partial(\overline{\rho u})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v})}{\partial y} + \frac{\partial(\overline{\rho w})}{\partial z} = 0 \quad (3.13)$$

x yönünde momentum:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial(\overline{\rho u u})}{\partial x} + v \frac{\partial(\overline{\rho v u})}{\partial y} + w \frac{\partial(\overline{\rho w u})}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

y yönünde momentum:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial(\overline{\rho u v})}{\partial x} + v \frac{\partial(\overline{\rho v v})}{\partial y} + w \frac{\partial(\overline{\rho w v})}{\partial z} \right) \\ & = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \rho g_y + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

z yönünde momentum:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial(\overline{\rho u w})}{\partial x} + v \frac{\partial(\overline{\rho v w})}{\partial y} + w \frac{\partial(\overline{\rho w w})}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \rho g_z + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Enerji denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u c_p \bar{T}}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v c_p \bar{T}}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{\rho w c_p \bar{T}}) \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) + Q_v \end{aligned} \quad (3.17)$$

Burada μ_t türbülans ya da diğer bir deyişle eddy viskozitesini ve k_t de türbülans iletkenliğini temsil etmektedir. Ancak bu terimler türbülans kinetik enerjisi k ve ona ait yayılma hızı olan ε bilindiği takdirde hesaplanabilir. Aşağıda türbülans kinetik enerjisinin ve ona ait yayılma hızının bulunması Denklem 3.18a-3.18b ile verilmiştir.

$$k = \frac{1}{2} [(u')^2 + (v')^2 + (w')^2] \quad (3.18a)$$

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_m} \quad (3.18b)$$

l_m ile gösterilen Prandtl karışım uzunluğudur (White ve Corfield 2006).

3.6. Deney Tasarımı

Bir deney tasarımında verilen parametrelerin sistem ya da performans üzerinde oluşturdukları etkileri araştırmak için yapılan tüm gözleme dayalı çalışmaların metodolojisi 2 büyük gruba bölünür. Bu gruplar;

A. Klasik ya da pasif metodoloji

B. İstatistiksel ya da aktif metodoloji

3.6.1 Klasik metodoloji ile deney tasarımı

Klasik yöntemlerde bir parametre değiştirilirken diğer parametreler sabit tutulup her bir parametrenin etkisi net bir şekilde araştırılmaktadır. Bu nedenle parametrelerin seviyeleri en fazla 4 ya da 5 olmalıdır.

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 dolayısıyla pahalıya mal olur. Örnekle açıklanacak olunursa; 4 parametrelili, her bir parametrenin 4 seviyeye sahip olduğu bir çalışma için $4^4 = 256$ adet farklı kombinasyon denenmeli ve buna ek olarak deneysel hataları azaltmak için her deney 3 kez tekrarlanacak olursa toplamda $256 \times 3 = 768$ adet deney yapılması gerekmektedir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

3.6.2 İstatistiksel metodoloji ile deney tasarımı

Deney sayısında ve süresinde azalma istenildiği durumlarda istatistiksel deney tasarım yöntemlerine başvurulmuştur. Bu yöntemler;

1. Tam Faktöriyel
2. Kesirli Faktöriyel
3. Taguchi Metodu

Tam faktöriyel deney tasarımı

Faktöriyel tasarımların en yaygın kullanımı iki ya da daha fazla faktörün ana etkilerinin ve etkileşim etkilerinin aynı anda araştırıldığı durumlardır. Bu tasarımlarda yapılan denemeler faktör kombinasyonlarını ifade etmektedir. Örneğin, A, B ve C faktörlerinin (parametrelerinin) sırasıyla 2, 3 ve 3 seviyeye sahip oldukları varsayılırsa bu deneyde çalışmada her parametre ve seviye kombinasyonu denenmek koşuluyla toplam $2 \times 3 \times 3 = 18$ adet denemenin yapılması gerekmektedir (Şenoğlu ve Acıtaş 2014).

Kesirli faktöriyel deney tasarımı

Kaynakların yetersiz oluşu ya da yüksek dereceli etkileşimlerin önemli olmadığını varsayıldığı durumlarda, araştırmacıların tam tekrar yapmaktansa yarı, dörtte bir, sekizde bir vb. tekrar yaptıkları deney tasarımına kesirli faktöriyel tasarımı denir.

Bu seçim ile düşük dereceli etkileşimler hakkında bilgi sahibi olunurken deney birimi sayısında azalma ile de para ve zamandan tasarruf edilmektedir. Örneğin, 8 parametre ve her parametrenin 2 seviyeye sahip olduğu deney tam faktöriyel yöntemi ile yapılırsa $2^8 = 256$ adet deney yapılır. Bu deney 1/2, 1/4 ya da 1/8 kesiri olacak şekilde sırasıyla 128, 64 ya da 32 adet deneyle de yapılabilir. Burada deney sayısına araştırmacı karar vermektedir (Şenoğlu ve Acıtaş 2014).

Taguchi metodu

Taguchi metodu üç temel kavram olan sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımından oluşur.

Sistem tasarımı, üründe istenen fonksiyonların hedef performans değerlerinden minimum sapma ile oluşturulan temel bir prototip tasarımın geliştirilmesini ifade etmektedir. Malzemelerin, parçaların, bileşenlerin ve montaj sisteminin seçimini içerir.

Parametre tasarımı adımında, gürültü faktörlerinin ürünün fonksiyonel özellikleri üzerindeki etkisini en aza indirecek şekilde kontrol edilebilir faktör seviyeleri seçilmektedir (Taguchi ve ark. 1989). Bu adımda, parametreler bloklanırken Taguchi'nin geliştirdiği ortogonal diziler kullanılır (Çizelge 3.3) ve gürültü oranı (S/N - Signal / Noise) analizi ile hesaplama yapılabilir.

Çizelge 3.3 ile verilen Taguchi'nin ortogonal dizisinden istenilen parametre ve seviye sayısına göre bir dizi seçimi yapılır. Örnek verilirse; bir çalışmada 7 adet parametre ve her parametre de 4 seviyeye sahip ise en uygun dizi olarak L32 dizisi seçilmelidir.

Çizelge 3.3. Taguchi'nin ortogonal dizi tablosu

	Seviye Sayısı							
	2		3		4		5	
Parametre sayısı	Prm=2, S=2	L4	Prm=2, S=3	L9	Prm=2, S=4	L16	Prm=2, S=5	L25
	Prm=3, S=2		Prm=3, S=3		Prm=3, S=4		Prm=3, S=5	
	Prm=4, S=2	L8	Prm=4, S=3	L18	Prm=4, S=4	L32	Prm=4, S=5	
	Prm=5, S=2		Prm=5, S=3		Prm=5, S=4		Prm=5, S=5	
	Prm=6, S=2		Prm=6, S=3		Prm=6, S=4		Prm=6, S=5	
	Prm=7, S=2	L11	Prm=7, S=3	L27	Prm=7, S=4	L50	Prm=7, S=5	
	Prm=8, S=2		Prm=8, S=3		Prm=8, S=4		Prm=8, S=5	
	Prm=9, S=2		Prm=9, S=3		Prm=9, S=4		Prm=9, S=5	
	Prm=10, S=2	L16	Prm=10, S=3	L36	Prm=10, S=4	L50	Prm=10, S=5	
	Prm=11, S=2		Prm=11, S=3		Prm=11, S=4		Prm=11, S=5	
	Prm=12, S=2		Prm=12, S=3		Prm=12, S=4		Prm=12, S=5	
	Prm=13, S=2	L32	Prm=13, S=3	L36	Prm=13, S=4	L50	Prm=13, S=5	
	Prm=14, S=2		Prm=14, S=3		Prm=14, S=4		Prm=14, S=5	
	Prm=15, S=2		Prm=15, S=3		Prm=15, S=4		Prm=15, S=5	
	Prm=16, S=2	L32	Prm=16, S=3	L36	Prm=16, S=4	L50	Prm=16, S=5	
	Prm=17, S=2		Prm=17, S=3		Prm=17, S=4		Prm=17, S=5	
	Prm=18, S=2		Prm=18, S=3		Prm=18, S=4		Prm=18, S=5	
	Prm=19, S=2	L32	Prm=19, S=3	L36	Prm=19, S=4	L50	Prm=19, S=5	
	Prm=20, S=2		Prm=20, S=3		Prm=20, S=4		Prm=20, S=5	
	Prm=21, S=2		Prm=21, S=3		Prm=21, S=4		Prm=21, S=5	
	Prm=22, S=2	L32	Prm=22, S=3	L36	Prm=22, S=4	L50	Prm=22, S=5	
	Prm=23, S=2		Prm=23, S=3		Prm=23, S=4		Prm=23, S=5	
	Prm=24, S=2		Prm=24, S=3		Prm=24, S=4		Prm=24, S=5	
	Prm=25, S=2	L32	Prm=25, S=3	L36	Prm=25, S=4	L50	Prm=25, S=5	
	Prm=26, S=2		Prm=26, S=3		Prm=26, S=4		Prm=26, S=5	
	Prm=27, S=2		Prm=27, S=3		Prm=27, S=4		Prm=27, S=5	
	Prm=28, S=2	L32	Prm=28, S=3	L36	Prm=28, S=4	L50	Prm=28, S=5	
	Prm=29, S=2		Prm=29, S=3		Prm=29, S=4		Prm=29, S=5	
	Prm=30, S=2		Prm=30, S=3		Prm=30, S=4		Prm=30, S=5	
	Prm=31, S=2	L32	Prm=31, S=3	L36	Prm=31, S=4	L50	Prm=31, S=5	
			Prm=31, S=3		Prm=31, S=4		Prm=31, S=5	

Bu adım, yukarıda açıklandığı gibi parametre tasarımı ile elde edilen fonksiyonel karakteristik varyasyonundaki azalma yetersiz olduğunda uygulanır. Daha sonra tasarım parametrelerinin parametre tasarımı tarafından belirlenen seviyelere göre sapmaları için dar toleranslar belirlenir.

Son adım olan tolerans tasarımı ise parametre tasarımıyla elde edilen ile istenilen sonuca ulaşamadığı durumlarda yapılan ek çalışmalardan oluşmaktadır. Daha sonra tasarım parametrelerinin parametre tasarımı tarafından belirlenen seviyelere göre sapmaları en aza indirilir (Taguchi ve ark. 1989).

Taguchi metodunda kayıp fonksiyonu olarak bilinen ya da gürültü oranı (S/N - Signal/Noise) fonksiyonu olarak da tanımlanabilen, elde edilmiş sonuçları istatistiksel olarak değerlendirmek için üç farklı hedefe uyacak şekilde fonksiyon vardır. Bu fonksiyon aynı zamanda performans karakteristiği olarak da adlandırılır ve “En Düşük En İyi”, “En Büyük(yüksek) En İyi” ve “Nominal En İyi” olacak şekildedir. Verilen durumların hesaplanmasını sağlayan denklemler aşağıda verilmiştir.

En düşük en iyi durumu:

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) \quad (3.19a)$$

En büyük en iyi durumu:

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right) \quad (3.19b)$$

Nominal en iyi durumu:

$$S/N = 10 \log\left(\frac{\bar{y}^2}{S^2}\right) \quad (3.19c)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.19d)$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (3.19e)$$

Burada verilen y_i performans karakteristiğinin i . gözlem değerini, n her bir denemedeki test sayısını, \bar{y} gözlem değerlerinin ortalamasını ve S^2 ise gözlem değerlerinin varyansını temsil etmekte olup S/N oranı yükseldikçe sonucun varyansı azalmaktadır.

Deney tasarımının Taguchimetodu ile uygulanabilmesi için zorunlu olan bazı temel prosedürlerin adımları aşağıda verilmiştir (Ross 1995).

- Problemin tanımlanıp, gürültü oranına karar verilip, ölçüm sisteminin belirlenmesi
- Deneydeki parametrelerin ve bu parametrelere ait seviyelerin belirlenmesi
- Parametrelerin kontrol edilebilen ve edilemeyen olarak ayrılması
- Deneye uygun olan ortogonal diziye karar verip, parametrelerin ortogonal sütuna yazılması
- Oluşan kalite kayıp fonksiyonlarının ve performans istatistiklerinin seçilmesi
- Deneyin belirli sayıda tekrarlanıp ulaşılan sonuçların kaydedilmesi
- Varyans analizi yapıp etkin parametrelerin bulunması
- İstenilene göre en iyi parametre ve seviye kombinasyonunun bulunup, doğrulama deneyinin yapılması ve deneyin sonuçlandırılması

Yukarıda anlatılan bilgiler tek yanıtı olan deneylerde en uygun sonuçları verirken bu çalışmada iki yanıtı göre optimizasyon yapıldığı için anlatılan yöntemler yetersiz kalmakta ve yeni bir yöntem arayışına neden olmaktadır. Çok yanıtı Taguchi analizi yöntemi bu arayışa çözüm olmaktadır. Bu yöntemde birden fazla yanıtın olduğu durumlarda kullanılması için belirli adımların uygulanması gerekmektedir. Bir sonraki bölümde Çok yanıtı Taguchi yönteminin nasıl uygulanacağı ayrıntılı biçimde verilmiştir

3.7. Çok Yanıtlı Taguchi Yöntemi

Çok Yanıtlı Problemler İçin Eniyileme Prosedürü

Çok yanıtı problemleri en iyi çözümleyebilmek için Taguchi Yöntemi'nin uygulanması aşağıdaki düşünceleri içerir:

- Çoklu durumlarda her bir yanıt için nitelik ve kayıp fonksiyonları daima farklıdır. Bu sebepten ötürü her bir yanıt için kayıp, doğrudan karşılaştırılmaz ve toplanamaz.

- Çoklu durumlarda ölçü birimleri her bir yanıt için farklıdır. Bu nedenle her bir yanıtın her biriminin neden olduğu kayıp farklı olabilir.
- Çoklu durumlarda önem her bir yanıt için farklılık gösterebilir.
- Çok yanıtlı durumlarda nominal-en iyi karakteristikleri olduğunda ayarlama faktörleri (adjustment factors) seçilmelidir. Bu özellik, ortalamanın hedef değere ayarlanması için bir faktör kullanıldığında ve diğer kalite karakteristiklerinde anlamlı bir değişiklik meydana geldiğinde geçerlidir.

Yukarıda belirtilen dört sorunun çözülmesi için, bir eniyileme prosedürü aşağıda açıklanmaktadır. Taguchi'nin SN oranlarının uygulanması ile tüm yanıtların kalite kayıplarının hesaplanması yoluyla Çok Yanıtlı Sinyal-Gürültü (MRSN) oranını belirleyebilmek için etkili bir yöntem geliştirilmiştir. Sonra geleneksel Taguchi Metodu MRSN tabanlı uygulanabilir. Önerilen eniyileme prosedürü dört aşamadan oluşur:

1. Aşama: Kalite kaybının hesaplanması
2. Aşama: Çok Yanıtlı Sinyal-Gürültü (MRSN) oranının belirlenmesi
3. Aşama: En iyi faktör/seviye kombinasyonunun belirlenmesi
4. Aşama: Doğrulama deneyinin yapılması

1. Aşama: Kalite Kaybının Hesaplanması

Taguchi'ye göre aşağıda verilen üç formül kullanılarak her performans yanıtı için kalite kaybı hesaplanır.

Daha küçük daha iyi yanıt için,

$$L_{ij} = k_1 \frac{1}{n_i} \sum_{k=1}^{n_i} y_{ijk}^2 \quad (3.20a)$$

Daha büyük daha iyi yanıt için,

$$L_{ij} = k_2 \frac{1}{n_i} \sum_{k=1}^{n_i} \frac{1}{y_{ijk}^2} \quad (3.20b)$$

Nominal en iyi yanıt için,

$$L_{ij} = k_3 \left(\frac{s_{ij}^2}{\bar{y}_{ij}^2} \right) \quad (3.20c)$$

Burada,

L_{ij} j. denemedeki i. yanıtın kalite kaybını,

y_{ijk} k. tekrar ve j. denemedeki i. yanıtın verisini, n_i i. yanıtın tekrar sayısını ve k_1, k_2, k_3 kalite kayıp katsayılarını temsil etmektedir.

2. Aşama: Çok Yanıtlı Sinyal/Gürültü Oranının (MRSN) Belirlenmesi

Varyasyonun azaltılmasında ilk adım olarak her bir yanıtın kalite kaybı değerinin normalleştirilmesi gerekir. Her yanıt için, her denemedeki kalite kaybı, j. denemedeki en büyük kalite kaybına bölünür. Böylece en büyük normalleştirilmiş değer 1 olur. Normalleştirilen daha küçük değer, daha küçük kalite kaybı anlamına gelmektedir. Sonuç olarak normalleştirilen kalite kaybı 0 ile 1 arasında değerler alır. Bu nedenle, her yanıtın kalite kaybı doğrudan toplanabilir. İkinci adım olarak, her denemede toplam normalleştirilmiş kalite kaybını (TNQL) hesaplamak için her yanıtı uygun bir ağırlık ataması yapılır. Son adım olarak çok yanıtlı sinyal gürültü oranı da (MRSN), TNQL değerine göre hesaplanır. Bu anlatılan üç adımı kısaca özetlemek gerekirse (Tong ve ark. 1997, Baynal 2005);

1. Adım: Her yanıt için her denemede hesaplanan kalite kaybının normalleştirme işlemi yapılır.

$$C_{ij} = \frac{L_{ij}}{L_i^*} \quad (3.21)$$

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

2. Adım: Her deneme için toplam normalleştirilmiş kalite kaybı (TNQL) hesaplanır.

$$TNQL_j = \sum_{i=1}^m w_i C_{ij} \quad (3.22)$$

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

3. Adım: Her deneme için MRSN oranının belirlenmesi (Tong ve ark. 1997)

$$MRSN_j = -10 \log(TNQL_j) \quad (3.23)$$

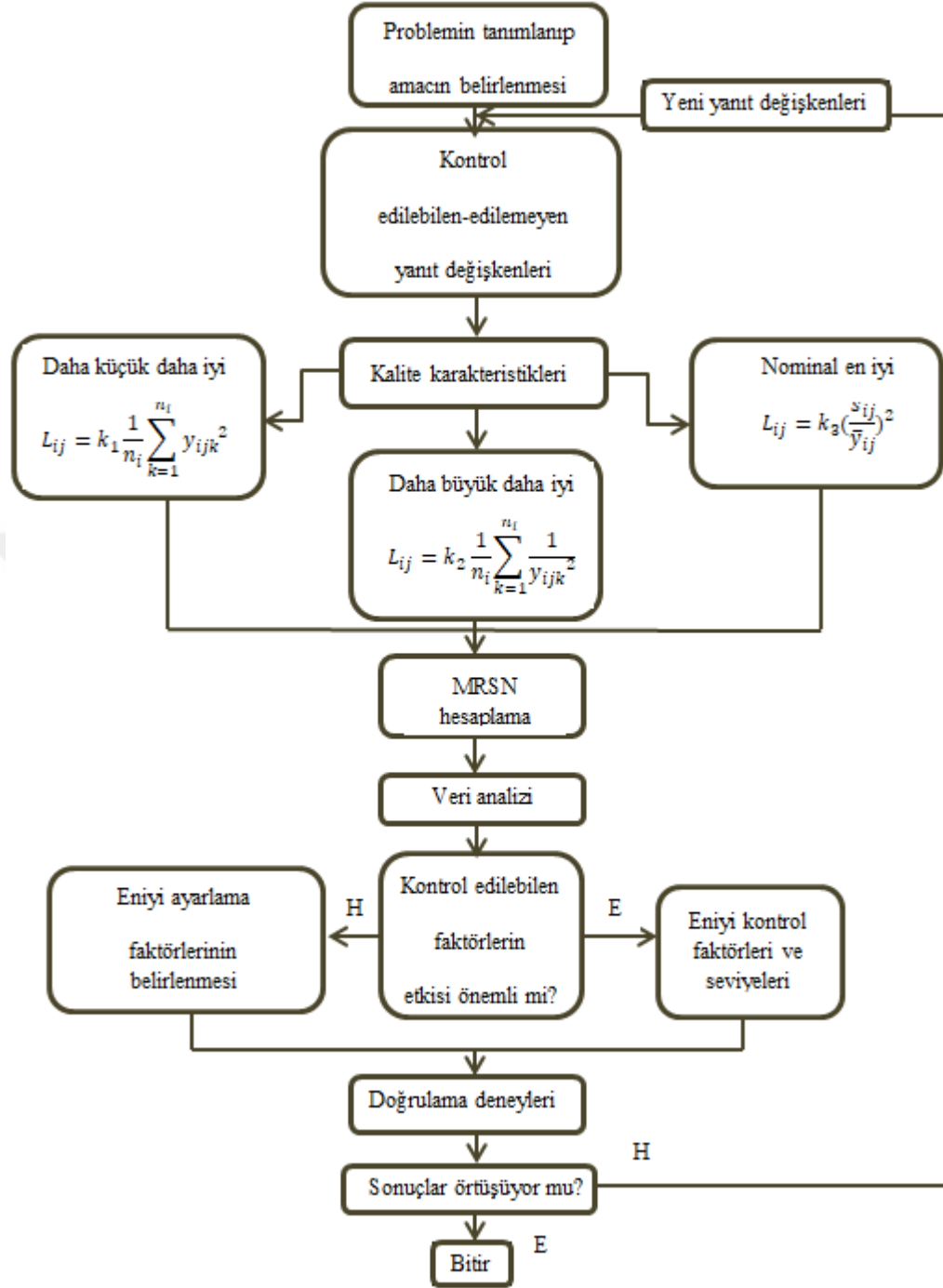
3. Aşama: En İyi Faktör/Seviye Kombinasyonunun Belirlenmesi

Taguchi, daha küçük daha iyi ve daha büyük daha iyi durumlarında kalite kaybının en küçüklenmesini önermektedir. Nominal en iyi durumu için Taguchi, iki aşamalı en iyileme prosedürü ya da diğer bir deyişle SN oranını en büyükmek ve sonra ortalamayı hedef değere ayarlama prosedürü önermektedir (Tong ve ark. 1997, Baynal 2005).

4. Aşama: Doğrulama deneyinin yapılması

Doğrulama deneyi, deney sonucundan elde edilen en iyi durumun iyileştirme sağladığını kanıtlamak amacıyla yapılır. Eğer her bir yanıt için gözlemlenen ve öngörülen SN oranları birbirine yakın ise üzerinde deney yapılan toplamalı modelin (additive model) iyi bir öngörü olduğuna karar verilebilir. Sonuç olarak, önerilen eniyi durum proses için benimsenebilir. Ancak yanıtlarından biri için öngörülen ve gözlemlenen SN oranları birbirine yakın değil ise, toplamalı modelin yetersiz oluşundan ya da etkileşimlerin önemli oluşundan şüphe duyulmalıdır. Böyle bir durumda, istenilen amacı sağlamak için başka deney yapmak gerekebilir.

Önerilen prosedürün ana gücü evrensel oluşudur; her türlü çoklu cevap probleminde kullanılabilir bunun yanı sıra aynı anda sürekli ve ayrık veri tipleri ile ilgilenebilir. Taguchi yönteminde çoklu cevap problemleri için önerilen optimizasyon prosedürü, Şekil 3.9'da gösterilmektedir (Tong ve ark. 1997).



Şekil 3.9. Taguchi Yöntemi'nde Çok Yanıtlı Problemler için Eniyileme Prosedürü (Tong ve ark. 1997)

3.8. Taguchi İstatistiksel Tasarımının Oluşturulması

Bu yapılan çalışmada mini kanallı soğutucunun laminar ve türbülanslı akış koşulları için en uygun tasarım parametrelerinin tespitini sağlamada sayısal HAD analizlerinden yararlanılmıştır.

Öncelikle laminar koşullar için mini kanallı soğutucu bloğun soğutma performansını ve oluşan basınç kaybını incelemede, kanal yüksekliği (H_c), kanal genişliği (W_c), kanal duvar kalınlığı (W_w) ve alt taban yüksekliği (H_b) olmak üzere dört parametre ve bu parametrelere ait seviyeler Çizelge 3.1 ile belirtilmiştir. Bu geometrik ölçülerin etkileri alüminyum, bakır ve silikon malzeme için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Verilen dört parametre ve bu parametrelere ait dört seviye için en uygun Taguchi matrisini bulabilmek için Çizelge 3.3'e bakılacak olursa bu dizilimin $L_{16}(4^4)$ olduğu fark edilmektedir. Bu matrise ait dizilim aşağıda Çizelge 3.4 ile verilmiştir.

Çizelge 3.4. Taguchi $L_{16}(4^4)$ istatistiksel tasarımındaki seviye kombinasyonları

Faktör/sıra no	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	1	4	4	4
5	2	1	2	3
6	2	2	1	4
7	2	3	4	1
8	2	4	3	2
9	3	1	3	4
10	3	2	4	3
11	3	3	1	2
12	3	4	2	1
13	4	1	4	2
14	4	2	3	1
15	4	3	2	4
16	4	4	1	3

Daha sonra parametre ve seviyeler bu matriste ilgili yerlere yazılarak HAD analizlerinde kullanılacak olan matris dizilimi Çizelge 3.5 ile gösterilmektedir.

Çizelge 3.5. Taguchi L₁₆(4⁴) istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve laminer akıştaki HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları

Faktör/sıra no	H _c (mm)	W _c (mm)	W _w (mm)	H _b (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

Laminer akış koşulunun sağlanması için Reynolds sayısının kanal içi akışta 2 300'den küçük seçilmesi gerekmektedir. Tüm kanala giren debi laminer rejim için 0,03 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu bilgiler ışığında ve Çizelge 3.5 ile verilen dizilimlere göre öncelikle soğutucu bloktaki kanal sayısı belirlenip, hidrolik çap hesaplanır (Denklem 3.24-3.25). Bloğa giren toplam debi ve bulunan kanal sayısı yardımıyla bir kanala giren debi hesaplanıp elde edilen sonuç ile bir kanala giren hız değerleri ve Reynolds sayısı bulunur (Denklem 3.29). Bulunan Reynolds sayısının 2 300'den küçük değerde olduğu gözlenmektedir.

$$N = \frac{20}{W_c + W_w} \quad (3.24)$$

$$D_h = \frac{4A_k}{\zeta} \quad (3.25)$$

$$A_k = W_c \times H_c \quad (3.26)$$

$$\zeta = 2(W_c + H_c) \quad (3.27)$$

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{M}_T}{N} \quad (3.28a)$$

$$\dot{m}_k = \rho \times u \times A_k \quad (3.28b)$$

$$Re = \frac{u \times D_h \times \rho}{\mu} \quad (3.29)$$

Burada verilen denklemlerde \dot{M}_T bloğa gelen toplam su debisi, \dot{m}_k ise bir kanala giren suyun debisidir (kg/s). N kanal sayısı, A_k akışa dik doğrultudaki kanalın kesit alanı (m^2), μ akışa dik doğrultudaki kanalın çevresi ve u suyun ortalama hızıdır (m/s).

Laminer koşullar ile yapılan analizler sonucunda bulunan optimum dizilimden yararlanarak alt taban yüksekliği bir değere sabitlenip türbülanslı koşullar için parametre sayısı azaltılmıştır. Böylece türbülanslı koşullarda kullanılacak olan Taguchi $L_{16}(4^3)$ seviye kombinasyonları Çizelge 3.6 ile verilmiştir. Türbülanslı akış koşullarında da aynı işlem adımları ve denklemlerden yararlanılmaktadır. Ancak bloğa giren toplam debi, türbülans koşulunu sağlayacak şekilde 0,2 kg/s olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.6. Taguchi $L_{16}(4^3)$ istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve türbülanslı akıştaki HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları

Faktör/sıra no	H _c (mm)	W _c (mm)	W _w (mm)
1	3	0,6	0,3
2	3	0,7	0,5
3	3	0,8	0,7
4	3	0,9	0,9
5	5	0,6	0,5
6	5	0,7	0,3
7	5	0,8	0,9
8	5	0,9	0,7
9	7	0,6	0,7
10	7	0,7	0,9
11	7	0,8	0,3
12	7	0,9	0,5
13	9	0,6	0,9
14	9	0,7	0,7
15	9	0,8	0,5
16	9	0,9	0,3

Bulunan sonuçlardan hangisinin en uygun olduğuna karar vermek için tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve basınç kaybının yanı sıra oluşan termal direnç, gerekli pompa

gücü (Denklem 3.30-3.31) ve giriş sıcaklığı ile tabanda oluşan maksimum sıcaklık arasındaki fark değerlerinin de karşılaştırmalarda göz önünde bulundurulması daha faydalı ve kolay seçim yapılmasına olanak sağlamaktadır.

$$R = \frac{T_{max} - T_{in}}{q \times A} \quad (3.30)$$

Burada, R termal direnci (K/W) hesaplayabilmek için tabandan oluşan maksimum sıcaklık (T_{max}) ile suyun kanala giriş sıcaklığı (T_{in}) arasındaki fark, alt tabana uygulanan q ile temsil edilen sabit ısı akısı (W/m^2) ve ısı akısının uygulandığı toplam yüzey alanın ($A=20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$) çarpımına bölünür.

$$W_{pompa} = \dot{V} \times \Delta P \quad (3.31)$$

Sistemi çalıştırabilmek için gerekli pompanın gücü sisteme giren suyun hacimsel debi ($\dot{V} = uxA$) ve kanalda oluşan basınç kaybı (ΔP) değerlerinin çarpılması sonucu hesaplanır. Ayrıca Nusselt sayısı hesaplanmak istenirse aşağıda verilen Denklem 3.32-3.33c uygulanır. Nusselt sayısı taşınım ile olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferine oranıdır. Nusselt sayısının büyümesi ısı transferinde taşınımın etkisinin arttığını göstermektedir (Kılıç ve Yiğit 2018).

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.32)$$

$$h = \frac{\dot{M}_T c_p}{A_T} \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (3.33a)$$

$$Q = \dot{M}_T c_p (T_\zeta - T_g) = h A_T \Delta T_{ln} \quad (3.33b)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_w - T_g \\ \Delta T_2 &= T_w - T_\zeta \\ \Delta T_{ln} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \end{aligned} \quad (3.33c)$$

Burada, h ısı taşınım katsayısını (W/m^2K), ΔT_1 duvarlardaki ortalama sıcaklık (T_w) ile akışkanın giriş sıcaklığı (T_g) arasındaki fark iken ΔT_2 çıkış sıcaklığı (T_ζ) arasındaki farkı (K) göstermektedir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Laminer Akış Koşulları

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 seçilmesi istenmektedir. Bu nedenle “daha küçük daha iyi” seçimi yapılmıştır.

Taguchi matrisindeki dizilimlere göre basınç kaybı, pompa gücü, tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve termal direnç sonuçları hesaplanmış (Çizelge 4.1) 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) (Denklem 3.22-3.23) hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Laminer koşullarda $L_{16}(4^4)$ matrisi kullanılarak bulunan sonuçlar

Sonuç\Sıra	Delta P (Pa)	Pompa Gücü (W)	Tmax-Al (K)	R-Al (K/W)	Tmax-Cu (K)	R-Cu (K/W)	Tmax-Si (K)	R-Si (K/W)
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

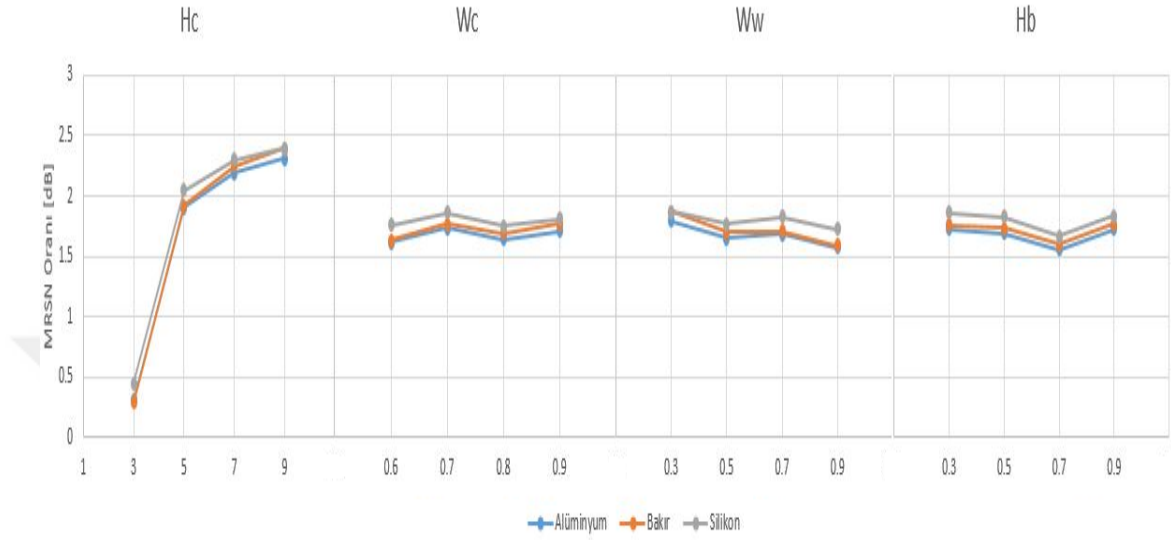
Hesaplanan değerler sonucunda Çok Yanıtlı Taguchi Analizi kullanılarak optimizasyon çalışması yapılmış ve Çizelge 4.2 ile gösterilmektedir. Basınç için ağırlık faktörü 0.5 olduğu durumda basınç kaybı değeri en düşük bulunmuş ancak ağırlık faktörü azaltıldıkça bu değer artış göstermiştir.

Çizelge 4.2. Laminer koşullar için optimizasyon işlemi 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		
	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si	Al	Cu	Si
Hc (mm)	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Wc (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
Ww (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
Hb (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
Dh (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
Reynolds Sayısı	469,96	469,96	469,96	351,19	351,19	351,19	351,19	351,19	519,76	406,02	246,51	406,02
Tmax (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
Delta P (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
Pompa Gücü (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
Nusselt Sayısı	3,39	4,26	2,54	2,66	3,16	1,99	2,66	3,36	3,21	2,68	2,05	1,97

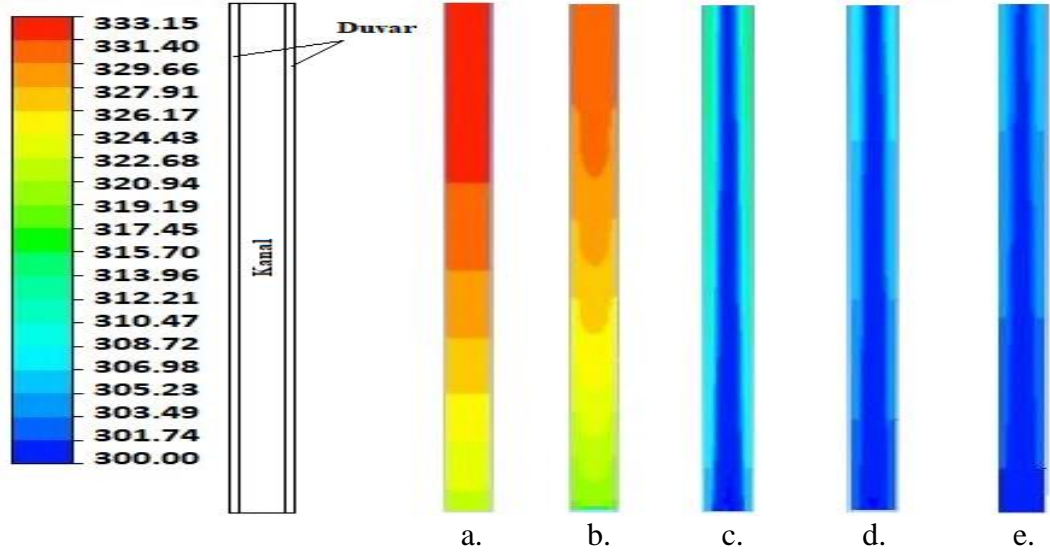
Çizelge 4.2'ye göre sıcaklığın ağırlık faktörü 0,5'ten 0,8'e gidildikçe bulunan maksimum sıcaklık değerlerinde düşüş gözlenirken basınç kaybı değerlerinde kötüleşmeler dikkat çekmiştir. Bu tablodan hareketle hem ısı transferi hem de işletme maliyeti açısından optimum değerler ağırlık faktörü $w_t=0,6$ $w_p=0,4$ 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.

Optimum ağırlık faktörü kullanılarak her malzeme için MRSN oranı aşağıda Şekil 4.1 ile verilmiş olup, en büyük değere sahip olan seviye, o faktör için en iyi seviye anlamına gelmektedir.



Şekil 4.1. Laminer durumda her malzeme için faktörlerin MRSN oranı grafiği

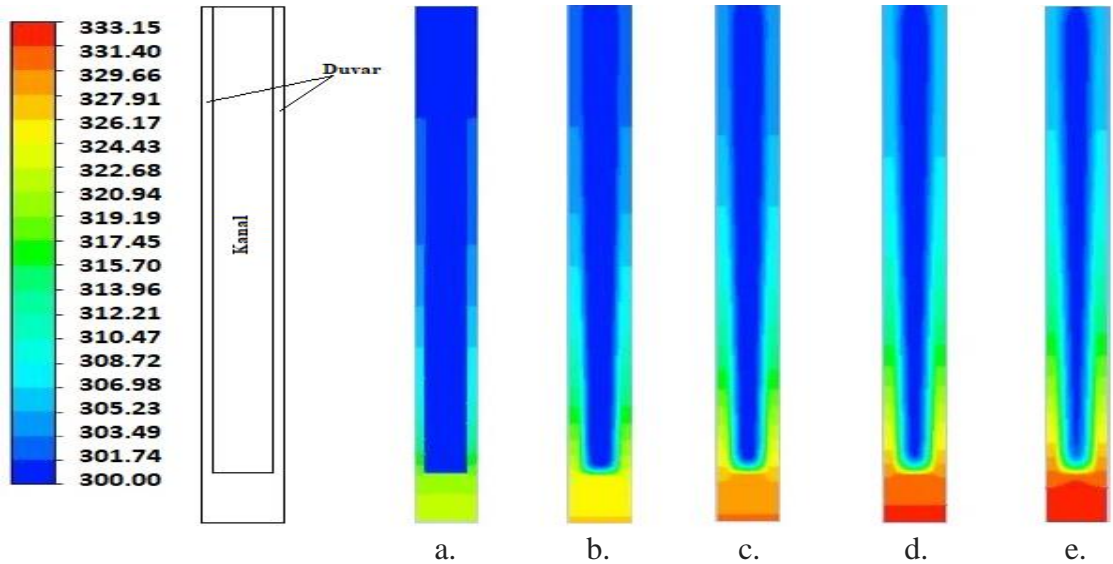
Optimum kabul edilen kanal ölçülerini kullanarak bakır malzeme için ($w_t=0.6$ $w_p=0.4$) kanalın tabanında ve tabana paralel olacak şekilde alınan kesitlerdeki sıcaklık değerlerinin değişimi aşağıda Şekil 4.2 ile gösterilmektedir. Duvarlarda iletimle olan ısı transferi akışkana iletilmektedir ve artan yükseklikle ısı transferi azalmakta, akışkan sıcaklığı çıkış istikametine doğru artmaktadır.



Şekil 4.2. Bakır malzemeli 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=9,9mm

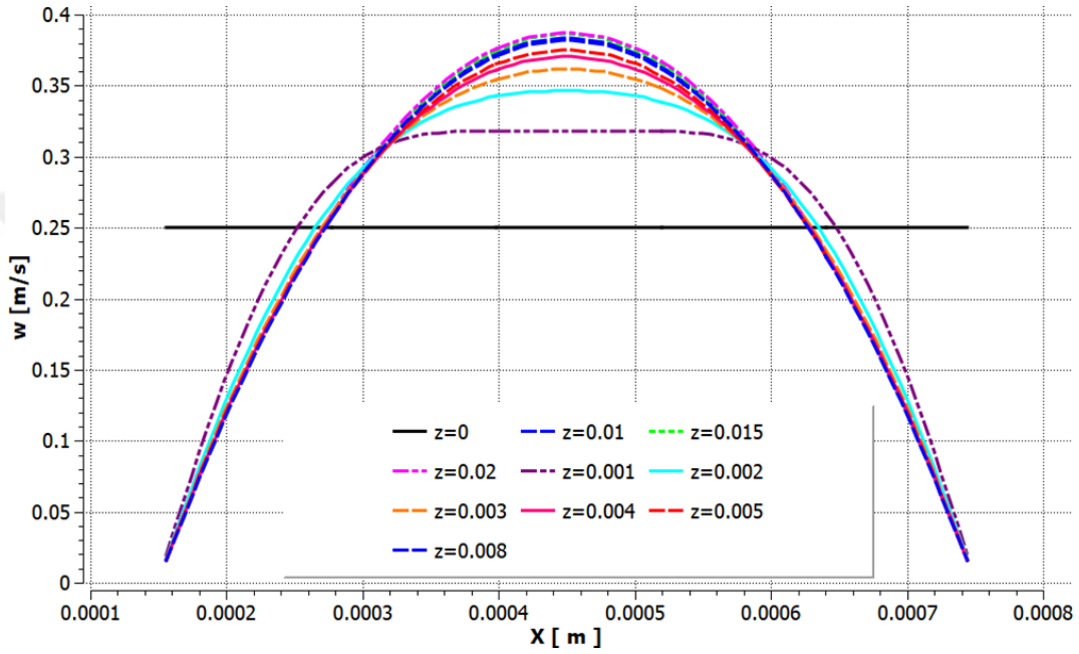
Mini kanallı soğutucuda taban ve tabana paralel kesitlerdeki sıcaklık değişimlerinin gösterilmesinin ardından suyun giriş kesitinden itibaren aralıklarla kesitler alınarak bu düzlemlerde de sıcaklığın değişimine bakılmıştır. Oluşan görüntüler Şekil 4.3'te gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Bakır malzemeli mini kanalda giriş kesitine paralel alanlardaki sıcaklık değişimi (K)

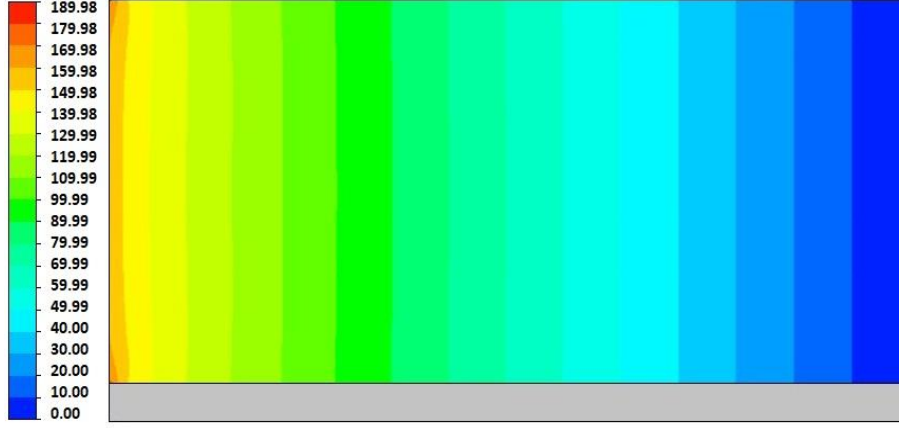
a. z=0 mm **b.** z=5 mm **c.** z=10 mm **d.** z=15 mm **e.** z=20 mm

Kanal orta düzleminde ($y=H_c/2$) akış yönünde (z yönü) kanal kesitinde hız dağılımının değişimi Şekil 4.4 ile aşağıda gösterilmektedir. Görüldüğü üzere kanal girişinde ($z=0$) da homojen bir hız dağılımı var iken 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.



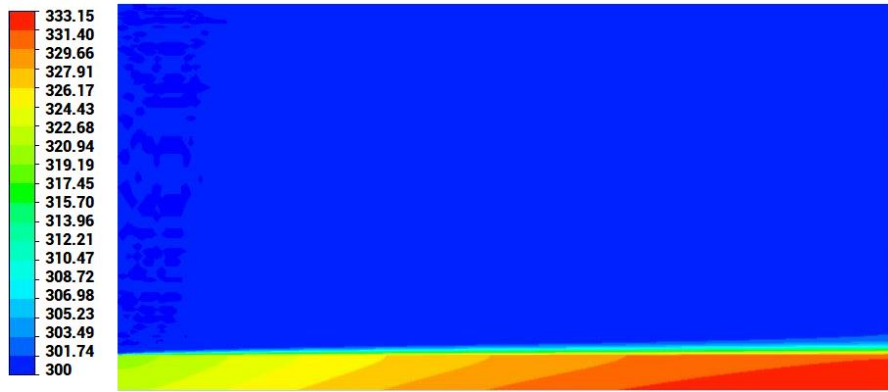
Şekil 4.4. Bakır malzeme için tabana paralel orta düzlemdeki hız dağılımı

Şekil 4.5'te kanalın ortasında y - z düzleminde basınç dağılımı görülmektedir. Kanal boyunca akış istikametinde (z yönü) homojen bir basınç düşümü olduğu görülmektedir.



Şekil 4.5. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki ($\frac{W_c}{2}$) basınç kaybı

Şekil 4.6'da da aynı düzlemdeki 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.



Şekil 4.6. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki ($\frac{W_c}{2}$) sıcaklık dağılımı

Bu yönteme 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.

$$NSO = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} \quad (4.1)$$

$$\Delta T_{max} = T_{max} - T_{min} \quad (4.2a)$$

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

$$\Delta T = T - T_{min} \quad (4.2b)$$

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

$$NBO = \frac{\Delta P}{\Delta P_{max}} \quad (4.3)$$

$$\Delta P_{max} = P_{max} - P_{min} \quad (4.4a)$$

$$\Delta P = P - P_{min} \quad (4.4b)$$

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak sıcaklık için Denklem 4.1'de verilen Normalize Sıcaklık Oranı (NSO) ve basınç kaybı için Denklem 4.3 ile verilen Normalize Basınç Oranı (NBO) elde edilmiştir. Bu oranlar Δ / Δ_{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.

Çizelge 4.3. NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchi Analizi sonuçları

Malzeme-AO	H _c	W _c	W _w	H _b	T _{max}	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
Si-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
Si-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
Si-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
Si-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
Si-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
Si-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
Si-p2t8	5	0,6	0,9	0,3	345,75	685,07

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 °C daha fazla iken basınç kaybı değeri 95 Pa daha azdır.

4.2. Türbülanslı Akış Koşulları

Türbülanslı akış koşullarının sağlanabilmesi için sisteme giren suyun toplam debisinin 0.2 kg/s olarak seçildiğinden daha önce bahsedilmişti. Bu debi değeri ve Çizelge 3.7 ile verilen dizilimlere göre çözümler yapıldığında aşağıda Çizelge 4.4 ile verilen sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 4.4. Türbülanslı koşullarda $L_{16}(4^3)$ matrisi kullanılarak bulunan sonuçlar

	Hc (mm)	Wc (mm)	Ww (mm)	T-Al (K)	T-Cu (K)	T-Sil (K)	P (Pa)	Wpompa (W)
1	3	0,6	0,3	308,94	307,10	311,82	22420,73	4,506
2	3	0,7	0,5	309,01	307,19	311,90	23954,55	4,814
3	3	0,8	0,7	309,53	307,67	312,47	22971,87	4,617
4	3	0,9	0,9	310,16	308,28	313,15	21766,08	4,374
5	5	0,6	0,5	309,95	307,77	313,46	12971,55	2,607
6	5	0,7	0,3	311,91	309,44	315,73	7209,24	1,449
7	5	0,8	0,9	311,01	308,67	314,76	12414,54	2,495
8	5	0,9	0,7	312,08	309,58	315,97	7931,34	1,594
9	7	0,6	0,7	310,67	308,28	314,58	9920,30	1,994
10	7	0,7	0,9	311,38	308,85	315,50	9061,55	1,821
11	7	0,8	0,3	314,71	311,68	319,40	3347,84	0,673
12	7	0,9	0,5	314,26	311,28	318,91	3579,46	0,719
13	9	0,6	0,9	311,34	308,77	315,58	8239,21	1,656
14	9	0,7	0,7	312,68	309,87	317,26	4763,03	0,957
15	9	0,8	0,5	314,47	311,35	319,44	2941,19	0,591
16	9	0,9	0,3	317,36	313,81	322,84	1921,02	0,386

Çizelge 4.4 ile verilen sonuç değerleri kullanıp “En küçük en iyi” seçimi doğrultusunda 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 Çok Yanıtlı Taguchi analizi uygulanmıştır. Bu ağırlık faktörleri kullanıldığında elde edilen optimum dizilim $H_c = 9$ mm, $W_c = 0,9$ mm ve $W_w = 0,3$ mm olarak bulunmuş (Çizelge 4.5) ve çeşitlilik gözlenmemiştir. Bu optimum dizilim kullanıldığında basınç kaybının en düşük değerini verirken tabanda oluşan maksimum sıcaklık ise en yüksek değerdedir. Bu karşılaşılan durumun sebebi olarak; sıcaklık değerleri 307-317 aralığında değişirken basınç kaybı değerlerinin 1 921-23 954 aralığında değişmesi sonucunda Denklem 3.21 kullanılarak bulunan normalleştirilmiş kalite kaybı (cij) değerinin yakın aralıkta bulunması olabilir.

Çizelge 4.5. Türbülanslı koşullar için 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
Hc (mm)	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Wc (mm)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Ww (mm)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Dh (mm)	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64
kanal sayısı	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
U (m/s)	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,55
Reynolds Sayısı	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5	3168,5
Tmax (K)	317,36	313,81	322,84	317,36	313,81	322,84	317,36	313,81	322,84	317,36	313,81	322,84
R (K/W)	0,043	0,035	0,057	0,043	0,035	0,057	0,043	0,035	0,057	0,043	0,035	0,057
Delta P (Pa)	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921	1921
Wpompa(W)	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386	0,386

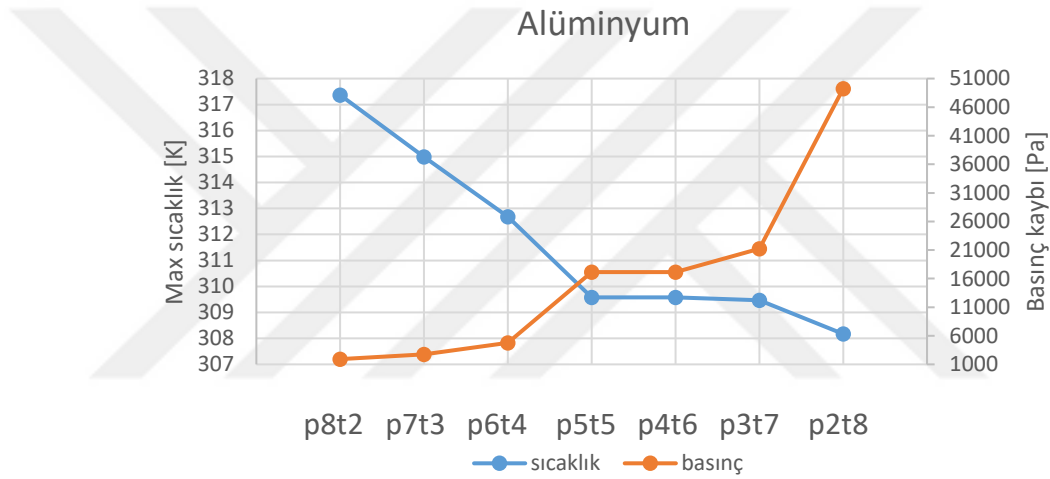
Bu oluşan soruna bir çözüm yolu bulabilmek için Bölüm 4.1 ile anlatılan NSO-NBO oranları kullanılarak hesaplanan Çok Yanıtlı Taguchi Analizi'nden yararlanılmıştır. Sıcaklık ve basınç kaybının ağırlık değerleri (w) 0,2 ile 0,8 arasında 0,1 artış olacak şekilde kabul edilip çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu kullanılan yeni yöntem ile her malzeme için elde edilen sonuçlar aşağıda Çizelge 4.6-4.8 ve bu çizelgelerin daha açıklayıcı olabilmesi için de Şekil 4.7-4.9 ile verilmektedir.

Çizelge 4.6. Alüminyum malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonuçları

Al	Hc (mm)	Wc (mm)	Ww (mm)	T (K)	P (Pa)	W _{pompa} (W)
P8t2	9	0,9	0,3	317,365	1921,02	0,386
P7t3	9	0,7	0,3	314,986	2730,21	0,549
P6t4	9	0,7	0,7	312,68	4763,03	0,957
P5t5	5	0,6	0,7	309,576	17156,3	3,448
P4t6	5	0,6	0,7	309,576	17156,3	3,448
P3t7	5	0,6	0,9	309,47	21256,8	4,272
P2t8	3	0,6	0,9	308,172	49238,3	9,895

Alüminyum malzeme kullanılarak elde edilen sonuçlar yukarıda Çizelge 4.6 ve aşağıdaki Şekil 4.7 ile gösterilmekte olup basınç kaybının ağırlık faktörünün yüksek olduğu durumlarda elde edilen basınç kaybı düşük seviyelerde iken bu ağırlık faktörü değerinin azalmasıyla ters orantılı bir yol izlemektedir.

Alüminyum malzeme kullanıldığı durumda elde edilen en iyi çözüm $w_p=0,5-0,4$ ile $w_t=0,5-0,6$ olan dizilimdir. Bu dizilimler sonucu tabanda oluşan maksimum sıcaklık yaklaşık olarak 309,6 K iken kanalda ki basınç kaybı ise 17 156,3 Pa değerindedir.



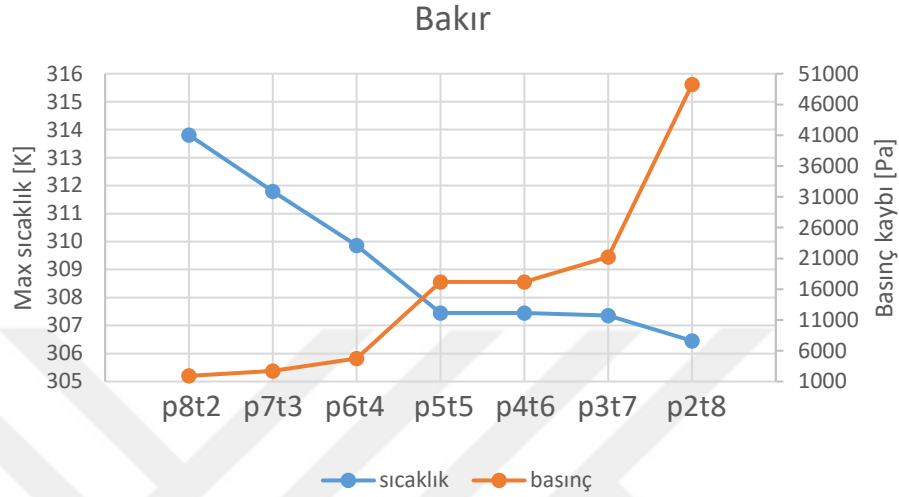
Şekil 4.7. Alüminyum malzeme için bulunan sonuçlar

Çizelge 4.6'da verilen değerlerin görselleştirilmiş hali olan Şekil 4.7 ile alüminyum malzeme için en uygun dizilimi veren ağırlık faktörü değerinin sıcaklık için 0,5-0,6 ve basınç kaybı için de 0,5-0,4 olduğu bir kez daha belirtilmiştir.

Çizelge 4.7. Bakır malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonuçları

Cu	Hc (mm)	Wc (mm)	Ww (mm)	T (K)	P (Pa)	W_{pompa} (W)
P8t2	9	0,9	0,3	313,808	1921,02	0,386
P7t3	9	0,7	0,3	311,793	2730,21	0,549
P6t4	9	0,7	0,7	309,867	4763,03	0,957
P5t5	5	0,6	0,7	307,455	17156,3	3,448
P4t6	5	0,6	0,7	307,455	17156,3	3,448
P3t7	5	0,6	0,9	307,36	21256,8	4,272
P2t8	3	0,6	0,9	306,455	49238,3	9,895

Bakır malzeme kullanıldığı taktirde alüminyuma göre daha düşük sıcaklıklar elde edilmiş ve en uygun sonucu veren dizilim alüminyum ile olan durumdur ($w_p=0,5-0,4$ ve $w_t=0,5-0,6$).

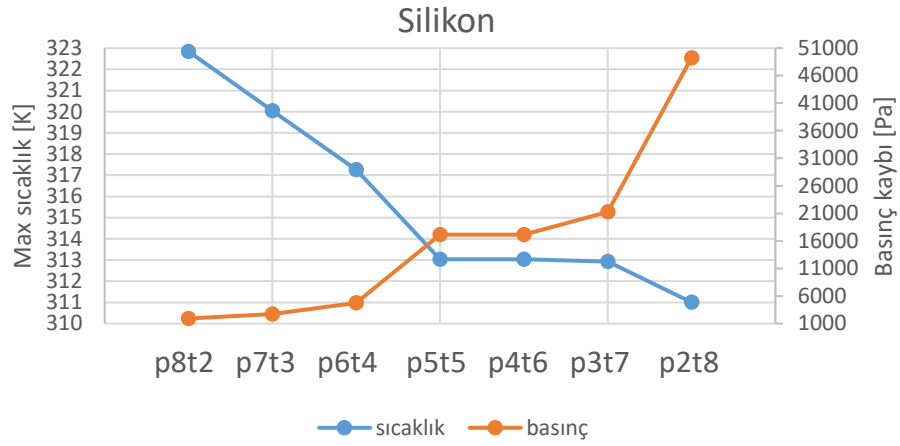


Şekil 4.8. Bakır malzeme için bulunan sonuçlar

Şekil 4.8 yardımıyla bakır malzeme için en uygun sonucu veren dizilim daha kolay bulunmaktadır.

Çizelge 4.8. Silikon malzeme için NSO-NBO ile bulunan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonuçları

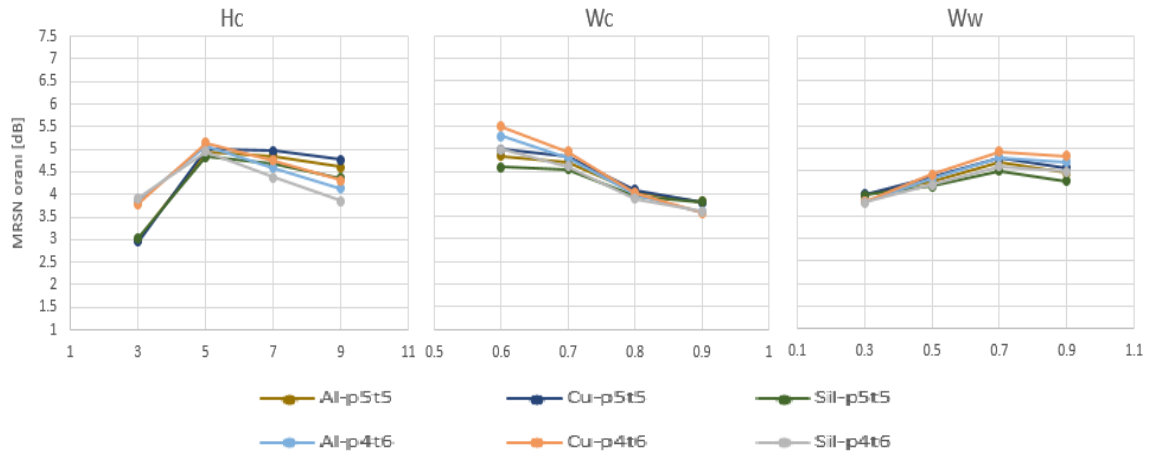
Si	Hc (mm)	Wc (mm)	Ww (mm)	T (K)	P (Pa)	W_{pompa} (W)
P8t2	9	0,9	0,3	322,844	1921,02	0,386
P7t3	9	0,7	0,3	320,036	2730,21	0,549
P6t4	9	0,7	0,7	317,261	4763,03	0,957
P5t5	5	0,6	0,7	313,037	17156,3	3,448
P4t6	5	0,6	0,7	313,037	17156,3	3,448
P3t7	5	0,6	0,9	312,9351	21256,8	4,272
P2t8	3	0,6	0,9	311,005	49238,3	9,895



Şekil 4.9. Silikon malzeme için bulunan sonuçlar

Silikon malzeme kullanılarak elde edilen sonuçlar Çizelge 4.8 ve Şekil 4.9 ile yukarıda verilip optimum dizilimi veren sonuç alüminyum ve bakır malzeme ile aynı durumdur.

Her faktör için MRSN’de en büyük değere sahip olan seviye, o faktör için en iyi seviye anlamındadır. Bu çalışma için optimum kabul edilen dizilim sonucundaki maksimum yüzey sıcaklığı ve basınç kaybı için faktörlerin MRSN oranı grafiği Şekil 4.10’da verilmiştir.

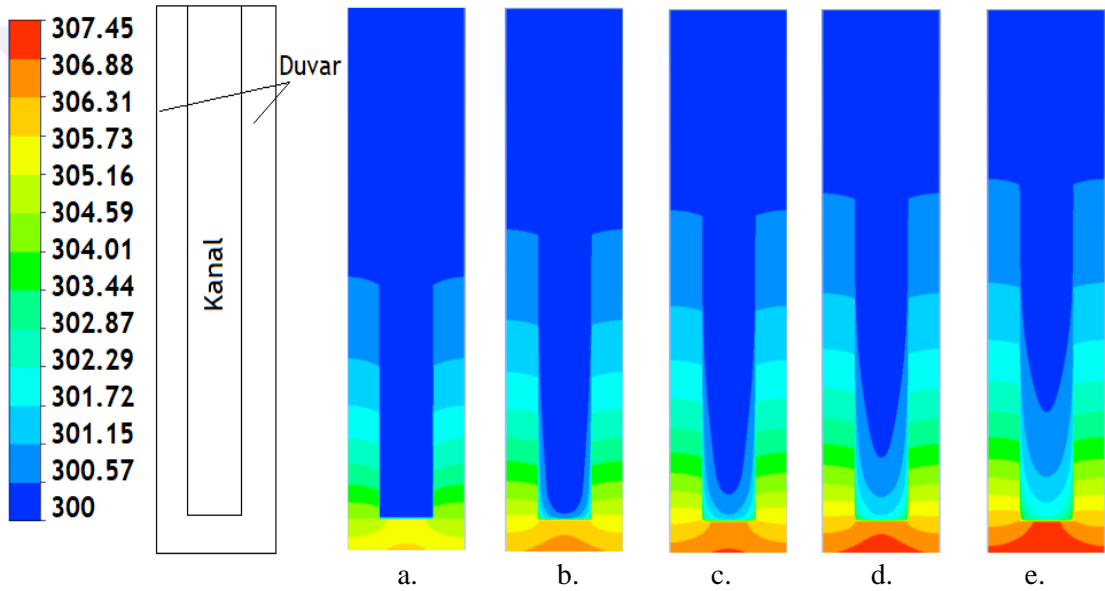


Şekil 4.10. Türbülanslı durumda her malzeme için faktörlerin MRSN oranı grafiği

Sonuç olarak bu yeni yöntem kullanılarak bulunan sonuçlar değerlendirildiğinde sıcaklığın ağırlık faktörünün (w_t) 0,5 ile 0,6 ve basınç kaybının ağırlık faktörünün (w_p) de 0,5 ile 0,4 olduğu durumlardan elde edilen dizilişlerin her malzeme için aynı sonucu ve bu çalışma için optimum diziliş olduğu gözlemlenmiştir.

Böylece her malzeme için optimum değerler; kanal yüksekliğinin 5 mm, kanal genişliğinin 0,6 mm, yan duvar kalınlığının 0,7 mm olan dizilimdir.

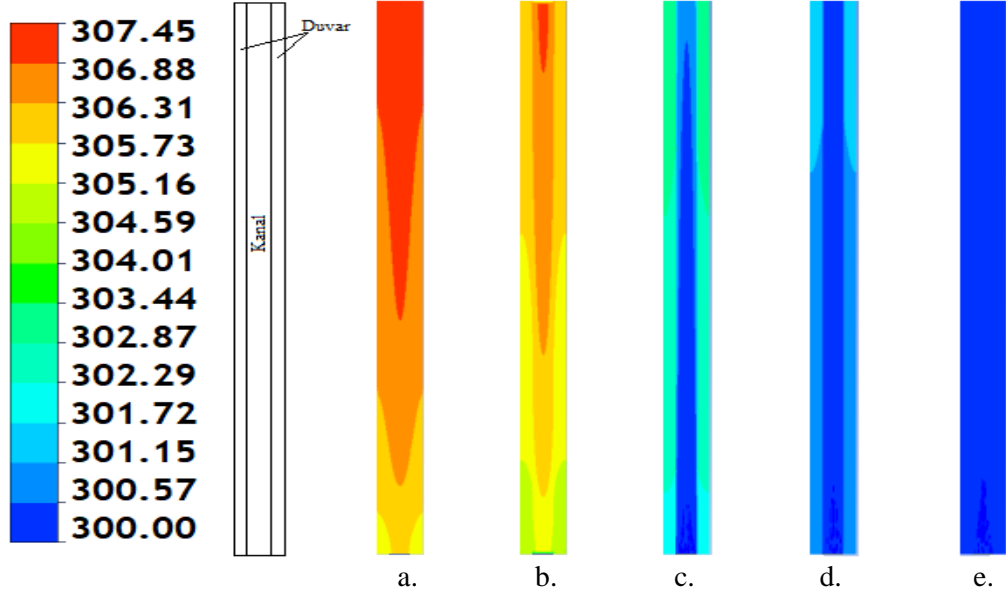
Optimum kabul edilen durumdan bakır malzeme için ($w_t=0,5$ $w_p=0,5$) basınç ve sıcaklık dağılımları Şekil 4.11-4.13 ile verilmektedir.



Şekil 4.11. 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

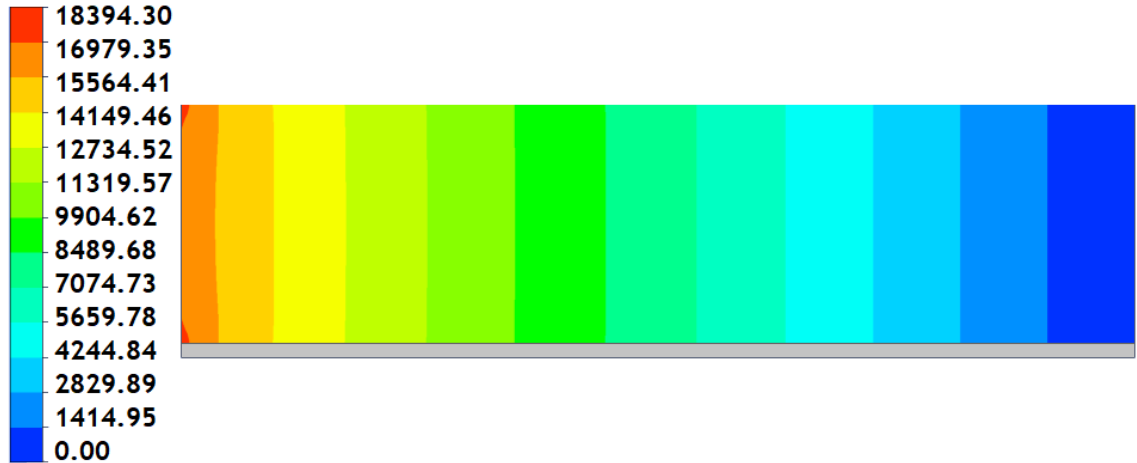
Yukarıda gösterilen Şekil 4.11'de akış istikametinde farklı z koordinatlarında oluşan x-y düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Giriş kesitinden itibaren alt tabandaki sabit ısı akısından dolayı su çıkış kesitinde ısınmaktadır.



Şekil 4.12. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda tabana paralel alanlardaki sıcaklık değişimi (K)

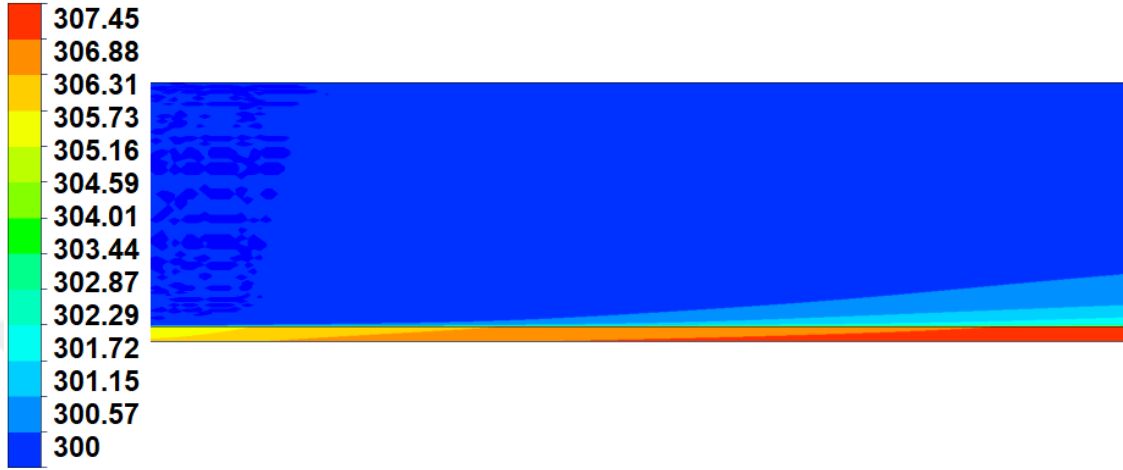
a. Taban b. H=0,3 mm (alt taban yüksekliği) c. H=1,25 mm d. H=2,5 mm e. H=3,75 mm

Şekil 4.12’de kanal içindeki sıcaklık dağılımı, sıcak tabandan itibaren farklı yükseklikler kullanılarak oluşturulan yatay düzlemlerde (x-z) gösterilmektedir. Artan yükseklikle duvarlardaki sıcaklık azalmaktadır.



Şekil 4.13. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki $(\frac{w_c}{2})$ basınç kaybı (Pa)

Şekil 4.13'te ise kanalın tam ortasındaki (y-z düzlemi) basınç dağılımı görülmektedir. Kanal boyunca akış istikametinde (z yönü) homojen bir basınç düşümü olduğu görülmektedir.



Şekil 4.14. Bakır malzeme kullanılan mini kanalda orta kesitteki ($\frac{W_c}{2}$) sıcaklık dağılımı (K)

Şekil 4.14'te yine orta düzlemdeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Sınır tabaka içindeki akışkan sıcaklığının ilerleyen z yönünde artışına paralel olarak tabandaki katı kısımda da akış yönündeki sıcaklığın arttığı görülmektedir. Akışkan ve katı arasındaki sıcaklık farkı azaldığı ısı transferi de azalmakta ve bunun sonucunda katı içinde kanal çıkışına doğru sıcaklık artmaktadır.

Ayrıca verilen optimum dizilim için 2 500 ile 5 000 aralığındaki Reynolds sayıları kullanılarak analizler her malzeme için tekrarlanıp, basınç kaybı, tabanda oluşan maksimum sıcaklık, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı değerlerinin değişimi araştırılıp aşağıda verilen Şekil 4.15 - 4.18 ile gösterilmiştir.

Analizler ile elde edilen basınç kaybı değerleri ile yüzeydeki kayma gerilmeleri kullanılarak hesaplanan basınç kaybı değerleri (Eşitlik 4.5) karşılaştırılmış olup ikisi arasında % 8 oranında fark bulunmaktadır (Çizelge 4.9).

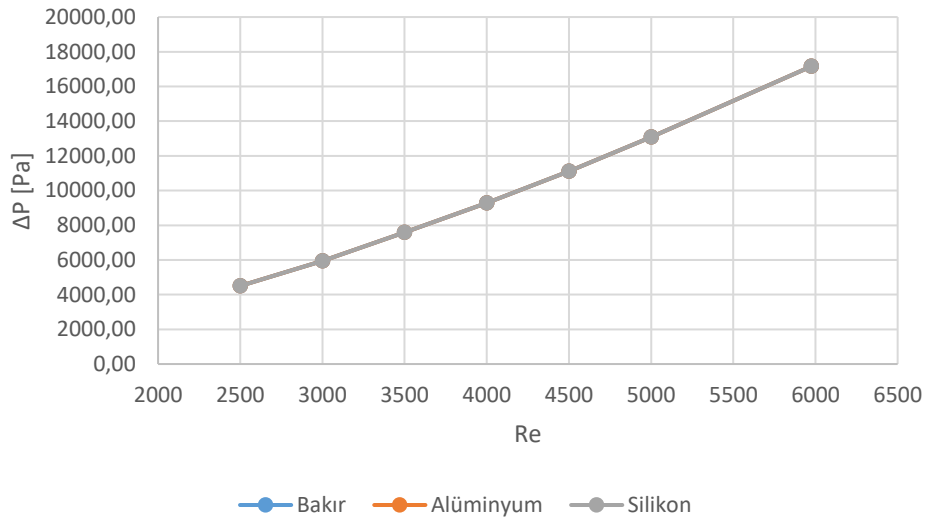
$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho u^2}{2} \quad (4.5)$$

$$f = \frac{8\tau}{\rho u^2} \quad (4.6)$$

Burada, f sürtünme faktörünü, u akış hızını (m/s), τ kayma gerilmesini (N/m²) ve L kanal uzunluğunu (m) göstermektedir.

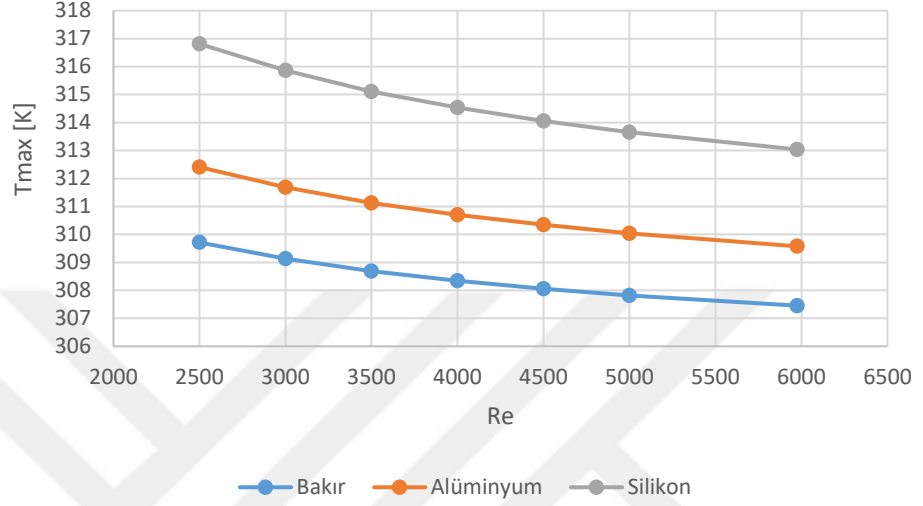
Çizelge 4.9. Analizler ve yüzeydeki kayma gerilmelerinden hesaplanan basınç kaybı değerleri

Reynolds Sayısı	Sayısal Sonuçlar	Yüzeydeki kayma gerilmelerinden elde edilen sonuçlar		Fark (%)
	ΔP (Pa)	f	ΔP (Pa)	
2500	4502,62	0,129	4181,36	7,68
3000	5950,50	0,118	5517,21	7,85
3500	7576,52	0,110	7015,74	7,99
4000	9283,15	0,103	8587,14	8,11
4500	11101,95	0,098	10260,64	8,20
5000	13078,17	0,093	12077,91	8,28
5974.79	17156,32	0,085	15825,47	8,41



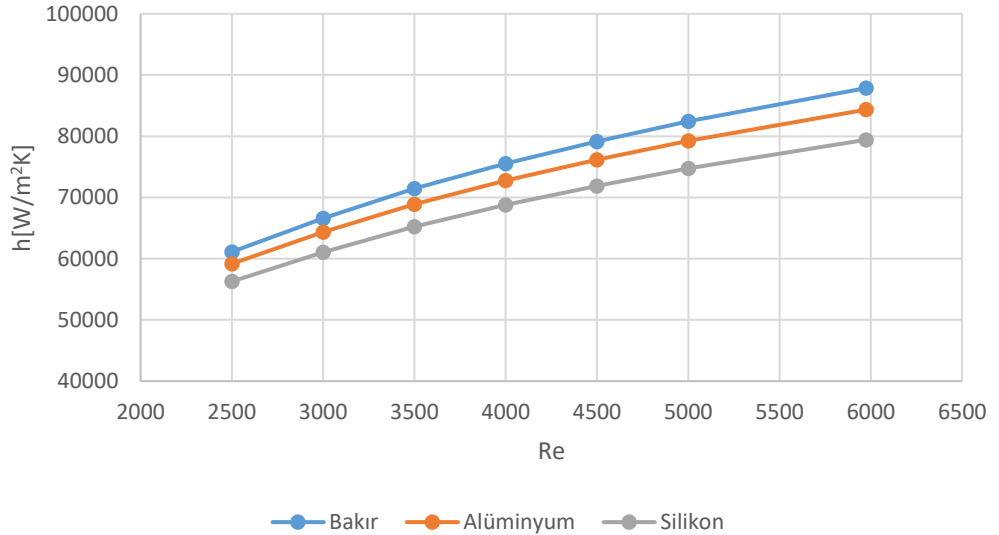
Şekil 4.15. Farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca oluşan basınç kaybı (Pa)

Aynı şartlar altında üç malzeme için basınç kaybı araştırıldığında Şekil 4.14'te gösterildiği gibi aynı sonuç değerleri elde edilmiştir. Reynolds sayısındaki artış sonucunda kanala giren suyun hızı da artmaktadır ve bunun sonucunda basınç kaybında da doğru orantılı olarak artış gözlenmiştir.



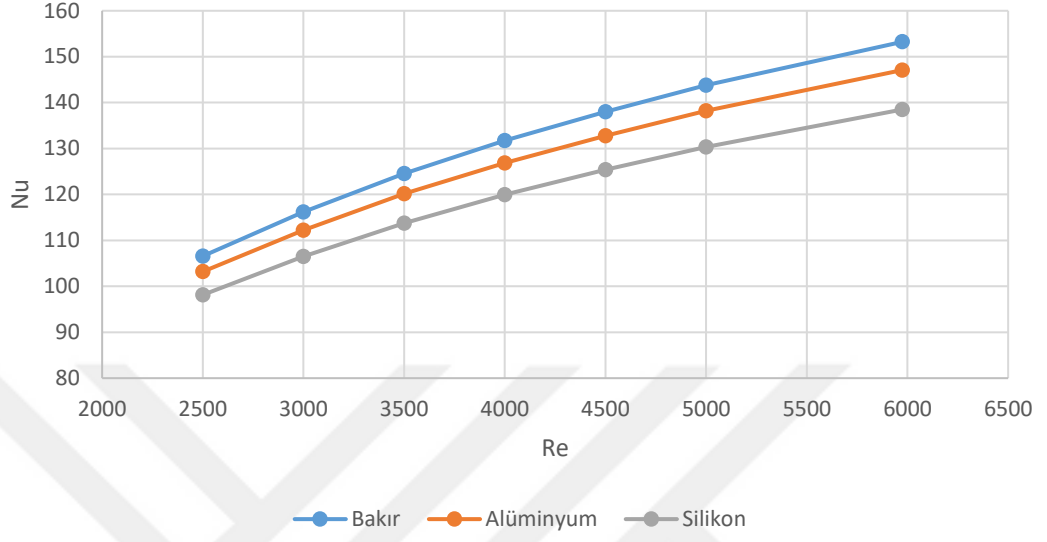
Şekil 4.16. Farklı Reynolds sayıları için tabanda oluşan maksimum sıcaklık (K)

Reynolds sayısındaki artış sonucunda hıza bağlı olarak tabanda oluşan maksimum sıcaklık değerinde düşüş gözlenmiştir.



Şekil 4.17. Farklı Reynolds sayıları kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

Isı taşınım katsayısı (Şekil 4.17) ve Nusselt sayısında (Şekil 4.18) ise artışın olduğu gözlenmektedir.



Şekil 4.18. Farklı Reynolds sayıları kullanılarak elde edilen Nusselt sayısı

5. SONUÇ

Bu yapılan çalışmada elektronik ekipmaların soğutulmasında kullanılan bir yöntem olan mini kanallı sıvı soğutma sistemi laminer ve türbülanslı akış koşulları altında incelenmiştir. Elektronik ekipmanı temsil etmesi için alt tabana $100\text{W}/\text{cm}^2$ lik ısı akısı uygulanmıştır. 20 mm x 20 mm taban ölçüsü baz alınıp, seçilen kanal ölçülerinde zamandan tasarruf edebilmek için Taguchi matrislerinden faydalanılmış ve alüminyum, bakır ve silikon malzeme için sıcaklık ve basınç kaybı değerleri dolayısıyla da soğutma performansı araştırılmıştır.

Değerlendirme ölçütleri olan tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve kanalda ki basınç kaybı değerleri aynı anda göz önünde bulundurulduğu için klasik Taguchi analizi yetersiz kalması sebebiyle Çok Yanıtlı Taguchi analizi uygulanmıştır. Çok Yanıtlı Taguchi Analizi'nde alınan her bir yanıtta farklı ağırlık faktörleri atanarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Laminer koşullarda en uygun dizilimin bulunmasına karşın türbülanslı durumda hep aynı dizilim elde edilmiş olup çeşitlilik gözlenmemiştir. Bu problemin ortadan kaldırılması için basınç kaybı ve maksimum sıcaklık değerleri bir orana dönüştürülerek tekrar Çok Yanıtlı Taguchi analizine benzetilmiştir. Bu işlem her iki akış rejimine de uygulanarak Çok Yanıtlı Taguchi analizi ile karşılaştırılmıştır.

Ayrıca türbülanslı akış koşullarında farklı Reynolds sayılarının etkileri de araştırılmıştır.

Bu kapsamda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Sıcaklık değişimi ve basınç düşümü kanal boyutları ve akışkanın kütleli debisinden etkilenmektedir ayrıca sıcaklık değişimini kullanılan kanal malzemesi de etkilemektedir.
- Laminer akış koşullarında yapılan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonucunda tabanda oluşan maksimum sıcaklık ve basınç kaybı değerlerinde en uygun sonuçlar kanal yüksekliğinin (H_c) 9 mm, kanal genişliğinin (W_c) 0,6 mm, duvar kalınlığının (W_w) ve alt taban yüksekliğinin (H_b) ise 0,3 mm olduğu dizilimdir. Nispeten dar ama uzun bir kanal elde edilmektedir.
- Normalize sıcaklık ve basınç kaybı oranları kullanılarak laminer durumda elde edilen sonuçlarda ise sadece duvar kalınlığının değeri (W_w) 0,7 olarak değişmiştir diğer parametreler sabit kalmıştır. Ancak bu değişim sonucunda

daha düşük sıcaklıklar elde edilmesine rağmen basınç kaybında artış gözlenmiştir.

- Laminer koşullarda yapılan her iki yöntem uygulanarak yapılan analiz sonucunda 0,3 mm değerinde düşük bir alt taban yüksekliğinin soğutma performansı açısından en uygun değer olduğuna karar verilmiştir.
- Türbülanslı akış koşullarında yapılan Çok Yanıtlı Taguchi analizi sonucunda her ağırlık faktörü için kanal yüksekliğinin (H_c) 9 mm, kanal genişliğinin (W_c) 0,9 mm ve duvar kalınlığının (W_w) ise 0,3 mm aynı olduğu dizilim elde edilmiştir. Ancak normalize oranlar kullanılarak yapılan analizler sonucunda ise çeşitlilik gözlenmiş ve en uygun dizilim sonucunda kanal yüksekliği (H_c) 5 mm, kanal genişliğinin (W_c) 0,6 mm ve duvar kalınlığı (W_w) ise 0,7 mm değerinde bulunmuştur. Bu dizilim ile laminer duruma göre daha kısa bir kanal elde edilmiştir.
- Türbülanslı durumda farklı Reynolds sayılarının kullanıldığı çözümlerde ise Reynolds sayısının artışı sıcaklık değerinde düşüş olurken, basınç kaybı değerinde artış gözlenmiştir. Analiz sonuçlarından elde edilen ile yüzeydeki kayma gerilmeleri değerleri kullanılarak elde edilen basınç kaybı değerleri karşılaştırıldığında % 8 oranında kabul edilebilir bir fark olduğu görülmektedir.
- Her iki akış koşulunda malzemelerin ısı iletim katsayısının etkisi fark edilir derecede kendini göstermektedir. Beklenildiği üzere en düşük maksimum sıcaklık değeri bakır malzeme kullanılarak elde edilmiş bu sonucu alüminyum ve silikon malzeme izlemiştir.

Bu çalışmada laminer ve türbülanslı akış koşulu, kanal malzemesi ve kanal ölçülerinin etkileri araştırılmıştır. Farklı türbülans modellerinin kullanılması ve sonuçların deneysel ya da sayısal çalışmalarla karşılaştırılması, farklı akışkanların kullanılması, özelliklerin sıcaklık ile değişken kabul edildiği durumlar, blok giriş ve çıkışına uygulanan farklı geometriler ve yapılan sayısal çalışmalara ek olarak deneysel çalışmaların yapılmasının da sonuçlara etkisi gelecekte ayrı birer araştırma konusu olabilir.

KAYNAKLAR

ANSYS CFX Modelling Guide 2010

Baynal, K. 2003. Çok Yanıtlı Problemlerin Taguchi Yöntemi ile Eniyilemesi ve Bir Uygulama. *Doktora Tezi*, İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, İstanbul.

Özdil, İ. 2015. Otomotiv aydınlatma sistemlerinde kullanılan LED'li elektronik devre kartlarının hesaplamalı ısı analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Çengel, Y.A. 2003. Heat Transfer-A Practical Approach (2nd Ed.), The McGraw-Hill Companies Inc. USA, 932 p.

Çıngı, U. 2013. Bir kısmı kesilmiş ısı alıcılardan meydana gelen minikanalların ısı ve akış performanslarının sayısal olarak incelenmesi ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

Erkan, O., Özkan, M., & Arslan, O. 2018. Mini-Channel Cooling of a Photovoltaic Cell. *International Journal of Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies*, 2(2): 34-38.

Erşan, H.A. 2012. Dış türbülansın akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkilerinin sayısal olarak araştırılması *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Gongnan, X. I. E., Zhang, F., & Shian, L. I. 2016. Thermal analysis of the influence of chip arrangement of a water-cooled minichannel heat sink. *Thermal Science*, 20(2).

Gökçe, B., & Taşgetiren, S. 2009. Design of experiment for quality. *Technol Res: EJMT*, 1, 71-83.

Ijam, A., & Saidur, R. 2012. Nanofluid as a coolant for electronic devices (cooling of electronic devices). *Applied Thermal Engineering*, 32, 76-82.

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.

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). American Society of Mechanical Engineers.

Kılıç, M., & Yiğit, A. 2018. Isı transferi. Dora Yayın, Bursa, 509s.

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.

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.

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.

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.

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.

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.

Ross, P.J. 1995. Taguchi Techniques for Quality Engineering. McGraw-Hill Professional; 2. Edition., New York, 279s.

Saeed, M., & Kim, M. H. 2016. Numerical study on thermal hydraulic performance of water cooled mini-channel heat sinks. *International Journal of Refrigeration*, 69: 147-164.

Şenoğlu, B., Acıtaş, Ş. 2014. İstatistiksel Deney Tasarımı:Sabit Etkili Modeller. Nobel Akademik Yayıncılık, Ankara, 392s.

Taguchi, G., Elsayed, E. A., & Hsiang, T. C. 1989. *Quality engineering in production systems* (Vol. 173). New York: McGraw-Hill, 173s.

Taguchi, G., Chowdhury, S., Wu, Y. 2005. Taguchi's Quality Engineering Handbook. John Wiley and Sons, New Jersey, 1662s.

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.

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.

Tuckerman, D. B., & Pease, R. F. W. 1981. High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron device letters*, 2(5): 126-129.

Umur, H. 2009. Akışkanlar Mekaniği. Dora Yayın, Bursa, 554s.

White, F. M., & Corfield, I. 2006. *Viscous fluid flow* (Vol. 3, pp. 433-434). New York: McGraw-Hill.

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.

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.

Yang, X. H., Tan, S. C., Ding, Y. J., & Liu, J. 2017. Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 117, 289-296.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sevgül ŞENTÜRK
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa – 04.07.1995
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : İMKB Gürsu Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi – Enerji ABD

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : -

İletişim (e-posta) : sevgul_04@outlook.com

Yayımları : **Kiliç M., Şentürk S. 2019.** Gelişmekte olan laminar akışta mini kanallı soğutucu bloğun çok yanitli taguchi yöntemi kullanılarak optimizasyonu. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 24(3): 433-450.

