
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİ İLE ÜRETİLEN GYROİD YAPILI ISI EŞANJÖRÜNÜN PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Gözde KESKİN

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OCAK 2026

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Gözde KESKİN

07/01/2026

EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİ İLE ÜRETİLEN GYROİD YAPILI ISI EŞANJÖRÜNÜN PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Gözde KESKİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2026

ÖZET

Geleneksel ısı eşanjörlerine kıyasla, Üçlü Periyodik Minimal Yüzey (ÜPMY) yapıları kullanılarak tasarlanan ısı eşanjörleri; sundukları yüksek yüzey/hacim oranı, kompakt yapı, yüksek ısıl performans potansiyeli ve eklemeli imalat teknolojileriyle üretilebilir olmaları nedeniyle son yıllarda mühendislik uygulamaları için giderek daha fazla ilgi görmektedir. Bu tez çalışmasında fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapıda tasarlanan bir ısı eşanjörünün, hava-su koşullarında ısıl ve akış performansı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda, çapraz akışlı gyroid ısı eşanjörünün performansı farklı hava hızları, su debileri ve sıcak su giriş sıcaklıkları altında incelenmiş; birim zamandaki ısı transfer miktarı (Q), toplam ısı transfer katsayısı (U), ısıl etkinlik (ε), Nusselt sayısı (Nu) ve basınç kaybı (ΔP) parametreleri üzerinden değerlendirme yapılmıştır. Deney sonuçları, hava hızının artışıyla birlikte Q ve U değerlerinin belirgin biçimde arttığını, etkinlik değerlerinin yaklaşık %0,78–0,85 aralığında kaldığını göstermiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında, Q değerleri için %3–9,7, U değerleri için ise %6–14 aralığında bağıl sapmalar elde edilmiştir. Ayrıca, sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu gyroid yapılar farklı çalışma koşullarında sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı, incelenen tüm akışkan konfigürasyonlarında sabit bağıl yoğunluklu yapıya kıyasla daha yüksek Q ve U değerleri üretmiştir. Bu artış, akış yönünde değişen bağıl yoğunluğun oluşturduğu hız gradyanları, artan akışkan karışımı ve güçlenen konvektif ısı transferi ile ilişkilendirilmiştir. Performans Değerlendirme Kriteri (PDK) sonuçları, hava–hava ve hava–su çalışma koşullarında PDK değerlerinin genel olarak 1'in altında kaldığını, dolayısıyla bu konfigürasyonlarda fonksiyonel derecelendirmenin net bir termohidrolik avantaj sağlamadığını;buna karşılık su–su çalışma koşullarında PDK değerlerinin 1'in üzerinde olduğu belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 91448
Anahtar Kelimeler : Eklemeli üretim, üçlü periyodik minimal yüzey, gyroid ısı eşanjörü
Sayfa Adedi : 172
Danışman : Prof. Dr. Gökhan KÜÇÜKTÜRK
İkinci Danışman : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF A GYROID HEAT EXCHANGER PRODUCED BY ADDITIVE MANUFACTURING METHOD

(Ph. D. Thesis)

Gözde KESKİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2026

ABSTRACT

Compared to conventional heat exchangers, Triply Periodic Minimal Surface (TPMS)–based heat exchangers have attracted increasing attention in recent years due to their high surface-to-volume ratio, compact geometry, strong potential for enhanced thermal performance, and manufacturability via additive manufacturing technologies. In this thesis, the thermal and flow performance of a functionally graded gyroid heat exchanger was investigated experimentally and numerically under air–water operating conditions. Experimental studies were conducted on a cross-flow gyroid heat exchanger subjected to various air velocities, water flow rates, and hot water inlet temperatures. The performance was evaluated in terms of heat transfer rate (Q), overall heat transfer coefficient (U), thermal effectiveness (ε), Nusselt number (Nu), and pressure drop (ΔP). The experimental results demonstrated that increasing air velocity led to a pronounced increase in both Q and U, while the thermal effectiveness remained within the range of approximately 0.78–0.85. When comparing experimental and numerical results, relative deviations ranging from 3–9.7% for Q values and 6–14% for U values were obtained. Furthermore, uniform-density and functionally graded gyroid structures were numerically compared under various operating conditions. The functionally graded gyroid configuration consistently yielded higher Q and U values than the uniform-density counterpart across all investigated fluid configurations. This improvement was attributed to velocity gradients induced by the streamwise variation in relative density, enhanced fluid mixing, and strengthened convective heat transfer mechanisms. Performance Evaluation Criterion (PEC) results showed that PEC values generally remained below 1 in air-air and air-water operating conditions, indicating that functional grading did not provide a clear thermohydraulic advantage in these configurations; conversely, PEC values were above 1 in water-water operating conditions.

Science Code : 91448
Key Words : Additive manufacturing, triply periodic minimal surface, gyroid heat exchanger
Page Number : 172
Supervisor : Prof. Dr. Gökhan KÜÇÜKTÜRK
Co-Supervisor : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sürecinde, değerli görüş ve tavsiyeleriyle beni yönlendiren, bilgi ve kıymetli tecrübelerini esirgemeyen, destekleyici tutumuyla her zaman motive eden ve doktora sürecine adım atmamda önemli rol oynayan saygıdeğer tez danışmanım ve hocam Sayın Prof. Dr. Gökhan KÜÇÜKTÜRK'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Tez sürecinde değerli katkıları, yönlendirici geri bildirimleri ve destekleri için ikinci tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Oğuz TURGUT hocama teşekkür ederim.

Tüm süreç boyunca manevi desteğini esirgemeyen, sabır ve anlayışlarıyla bana güç veren aileme gönülden teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca sağladıkları anlayışlı yaklaşımları ve sürekli destekleri için, çalışmaktan gurur duyduğum TÜBİTAK SAGE'ye, değerli yöneticilerime ve özellikle desteklerini esirgemeyen amirim Sayın Pınar ÜN ve koordinatörüm Sayın Bülent BİLGİN'e gönülden teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ xi

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xii

SİMGELER VE KISALTMALAR xviii

1. GİRİŞ 1

2. GENEL BİLGİLER 5

2.1. Geleneksel Isı Eşanjörleri 5

2.2. Eklemeli İmalat 6

2.2.1. Seçici lazer ergitme 6

2.2.2. Isı eşanjörlerinin eklemeli imalatı 7

2.3. Hücresel Yapılar 8

3. LİTERATÜR TARAMASI 11

3.1. Literatürde Akışkan Uygulamaları ve Termo-Hidrolik Performans Göstergelerinin Karşılaştırılması 18

4. TASARIM VE ÜRETİM 29

4.1. Geometri Seçim Gerekçeleri 30

4.2. Geometrilerin Oluşturulması 30

4.2.1. Gyroid yapının matematiksel tanımı 30

4.2.2. nTopology ile Kafes Yapı Tasarımı – Genel İş Akışı 31

4.3. Gyroid Isı Eşanjörünün Üretimi 35

4.3.1. Üretim sürecinde karşılaşılan zorluklar ve yaklaşım 36

4.3.2. Deneme üretimleri 36

4.3.3. Nihai üretim 38

Sayfa

4.3.4. Nihai prototip geometrisi 40
4.4. Bilgisayarlı Tomografi Analizi 40
4.5. Mikroyapı İncelemesi 41
4.6. Yüzey Pürüzlülüğü 42
4.7. Termal İletkenlik 43
5. DENEYSEL ÇALIŞMA 45
5.1. Deney Düzeneğinin Kurulumu ve Çalışma Prensibi 45
5.2. Test Bölümü ve Akış Kanalları Tasarımı 46
5.3. Test Ekipmanları ve Ölçüm Sistemi 47
5.4. Deney Prosedürü 49
5.5. Isı Eşanjörü Performans Değerlendirmesinde Kullanılan Teorik Formülasyonlar ve Hesaplama Yaklaşımı 50
5.6. Belirsizlik Analizi 53
5.6.1. Isı transferi miktarı için belirsizlik hesabı 54
5.6.2. Isı transferi katsayısı için belirsizlik hesabı 55
5.6.3. Etkenlik (**ε**) değeri için belirsizlik hesabı 57
6. SAYISAL ÇALIŞMA 59
6.1. Sabit Bağıl Yoğunluktaki Gyroid Isı Eşanjörü İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (48×16×48 mm) 60
6.1.1. Fiziksel ve matematiksel model 60
6.1.2. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri 66
6.1.3. Çalışmada kullanılan hesaplamalar 67
6.1.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısından bağımsızlık 67
6.2. Fonksiyonel Olarak Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluktaki Gyroid Isı Eşanjörü İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (Deneysel Prototip) 67
6.2.1. Fiziksel ve matematiksel model 68
6.2.3. Çalışmada kullanılan hesaplamalar 71

Sayfa

6.2.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısından bağımsızlık 72

6.3. Sabit ve Fonksiyonel Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapılar İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (48×16×48 mm) 72

6.3.1. Fiziksel ve matematiksel model 73

7. DENEYSEL SONUÇLAR 77

7.1. Birim zamandaki aktarılan ısı miktarı (Q̇) 77

7.2. Toplam ısı transfer katsayısı (U) 79

7.3. Isı eşanjörü etkenliği (Ɛ) 80

7.4. Nusselt Sayısı (Nu) 81

7.5. Basınç Kaybı (ΔP) 84

8. SAYISAL SONUÇLAR 87

8.1. Bağıl Yoğunluğu Fonksiyonel Olarak Derecelendirilmiş Gyroid Yapıda Hava-Su Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü için Sayısal Analiz Sonuçları 87

8.1.1. Birim zamandaki aktarılan ısı miktarının değişimi (Q̇) 87

8.1.2. Toplam ısı transfer katsayısı (U) 89

8.1.3. Isı eşanjörü etkenliği (Ɛ) 95

8.1.4. Nusselt sayısı (Nu) 97

8.1.5. Basınç Kaybı (ΔP) 100

8.1.6. Hız ve sıcaklık dağılımı 102

8.2. Sabit Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapıda Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü İçin Sayısal Analiz Sonuçları 106

8.2.1. Sayısal sonuçların doğrulanması 106

8.2.2. Soğuk akışkan reynolds sayısı değişiminin ısıl performansa etkileri 107

8.2.3. Al_2O_3 -Su nanoakışkan için ısı transfer performansı 110

8.2.4. Al_2O_3 -Su nanoakışkan için Akış Performansı 114

8.3. Sabit ve Fonksiyonel Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapıda Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü İçin Sayısal Analiz Sonuçları 116

Sayfa

8.3.1. Hava–hava çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması 117

8.3.2. Su–su çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması 122

8.3.3. Hava–su çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması 127

8.3.4. Performans haritalama 131

9. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN ARŞILAŞTIRILMASI VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ 135

9.1. Deneysel Ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması 135

9.2. Performans Haritalaması 141

10. SONUÇ VE ÖNERİLER 143

10.1. Sonuçlar 143

10.2. Öneriler 149

KAYNAKLAR 151

EKLER 159

Ek-1. Örnek bir deneyin verileri 160

EK-2. Belirsizlik analizi ile ilgili örnek hesaplama 162

ÖZGEÇMİŞ 172

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları 19

Çizelge 4.1. Gyroid yapıların geometrik özellikleri 35

Çizelge 5.1. Deney parametreleri 50

Çizelge 5.2. Çalışmada uygulanan deney koşulları 50

Çizelge 5.3. Ölçüm sistemlerinde kullanılan cihazların belirsizlikleri 54

Çizelge 6.1. Sayısal çalışmaların aşamalara göre kapsamı ve analiz senaryoları 60

Çizelge 6.2. Hava, su ve Al_2O_3 nanopartiküllerinin termo-fiziksel özellikleri 66

Çizelge 6.3. Hücre bağımsızlaştırma çalışması 67

Çizelge 6.4. Hücre bağımsızlaştırma çalışması 72

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Bazı ÜPMY tabanlı hücresel yapı morfolojileri 9

Şekil 2.2. ÜPMY tabanlı kafes yapılarda katı tip ağ tabanlı ve levha tabanlı yapı yaklaşımlarının şematik gösterimi 9

Şekil 2.3. Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş Gyroid kafes yapılarda (a) bağıl yoğunluk derecelendirmesi ve (b) birim hücre boyutu derecelendirmesi 10

Şekil 4.1. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörünün kafes yapı tasarımı 32

Şekil 4.2. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjöründe soğuk ve sıcak akışkan hacimlerinin tanımlanması 33

Şekil 4.3. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjöründe akışkan hacimleri ile birlikte akış yönlendirici plaka yüzeyleri 33

Şekil 4.4. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörüne ait nihai prototip geometrisi 34

Şekil 4.5. SLA ile üretilen prototip..... 37

Şekil 4.6. SLS ile üretilen prototipler 37

Şekil 4.7. Seçici lazer ergitme (SLM) sürecinde kullanılan AlSi10Mg alaşım tozunun morfolojisi ve parçacık boyutu dağılımına ait SEM görüntüsü..... 38

Şekil 4.8. Gyroid ısı eşanjörü prototipinin SLM üretimi: (a) inşa yönü, (b) nihai yapı 39

Şekil 4.9. SLM ile üretilen gyroid prototipin X-Ray sonuçları 41

Şekil 4.10. SLM ile üretilen gyroid prototipin CT sonuçları 41

Şekil 4.11. SLM yöntemi ile üretilen AlSi10Mg alaşımının farklı büyütmelerde elde edilen optik mikroyapı görüntüleri (a)10x (b)20x ve (c)50x 42

Şekil 4.12. Termal iletkenlik ölçümlerinde kullanılan, tel erozyon yöntemi ile hazırlanan LFA numuneleri 43

Şekil 5.1. Deney sistemi fotoğrafı 46

Şekil 5.2. Deney sisteminin şematik gösterimi..... 47

Şekil 6.1. Gyroid yapının nTopology programı ile oluşturulması..... 61

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.2. Sayısal modelin hücre yapısı detayları 62

Şekil 6.3. Sabit bağıl yoğunluktaki gyroid yapı için sayısal model 63

Şekil 6.4. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı için oluşturulan sayısal ağ detayları (a) gyroid duvar (b) gyroid duvara ait ağ yapısı, (c) sınır tabakası (d) akışkan bölgesine ait ağ yapısı 69

Şekil 6.5. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı için oluşturulan sayısal modelin şematik gösterimi: (a) tam model üzerinde tanımlanan kısmi hesaplama alanı (b-c) y ekseni boyunca farklı konumlarda alınmış kesit görünümleri (d) bağıl yoğunluğun akış yönü (z ekseni) boyunca değişimini gösteren kesit görünümü..... 70

Şekil 6.6. Fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu gyroid yapı için sayısal model 62

Şekil 7.1. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının $\dot{Q}$ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 78

Şekil 7.2. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının $\dot{Q}$ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 78

Şekil 7.3. U'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)..... 79

Şekil 7.4. U'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)..... 80

Şekil 7.5. Ɛ'nin hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)..... 81

Şekil 7.6. Ɛ'nin sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)..... 81

Şekil 7.7. $Nu_{kanal,\ hava}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 82

Şekil 7.8. $Nu_{kanal,\ hava}$'nın sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk) 83

Şekil 7.9. $Nu_{kanal,\ su}$'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 83

Şekil 7.10. $Nu_{kanal,\ su}$'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)..... 84

Şekil 7.11. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)..... 85

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.12. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 85

Şekil 7.13. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 86

Şekil 7.14. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 86

Şekil 8.1. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının $\dot{Q}$ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 88

Şekil 8.2. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının $\dot{Q}$ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 89

Şekil 8.3. U'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 90

Şekil 8.4. U'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk) 91

Şekil 8.5. h_{hava}'nın hava hızına bağlı değişimi: (a) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk (b) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk 92

Şekil 8.6. h_{su}'nun hava hızına bağlı değişimi: (a) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk (b) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk 93

Şekil 8.7. Toplam ısı transfer katsayısı (U) ve toplam ısıl direncin (1/UA) hava hızına bağlı değişimi (a-b) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk, (c-d) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk 94

Şekil 8.8. Ɛ'nin hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 96

Şekil 8.9. Ɛ'nin sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52°C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk) 97

Şekil 8.10. $Nu_{kanal,\ hava}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 98

Şekil 8.11. $Nu_{kanal,\ hava}$ 'nın sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk) 98

Şekil 8.12. $Nu_{kanal,\ su}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) 99

Şekil 8.13. $Nu_{kanal,\ su}$ 'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk) 99

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.14. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 100

Şekil 8.15. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 101

Şekil 8.16. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için ΔP_{su} üzerindeki etkisi (Tg = 52 °C) 101

Şekil 8.17. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) 102

Şekil 8.18. Gyroid çekirdek içerisinde akış çizgileri ile gösterilen akış yapısı 103

Şekil 8.19. Hava hızı 2 m/s (a) su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (b) Su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (c) su debisi = 2,3 L/dk- T_g=60 °C için sıcaklık dağılımı 104

Şekil 8.20. Hava hızı 2 m/s (a)Hacimsel su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (b)Hacimsel su debisi = 1,5 L/dk- Tg=52 °C (c) Hacimsel su debisi = 2,3 L/dk -T_g=60 °C için hız profili 105

Şekil 8.21. Hava–hava ısı eşanjörü için ısı transfer katsayısı (U) değerlerinin karşılaştırılması 107

Şekil 8.22. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi 108

Şekil 8.23. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi 109

Şekil 8.24. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi 109

Şekil 8.25. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Ɛ değişimi 110

Şekil 8.26. Al_2O_3 nanoakışkanında Reynolds sayısının toplam ısı transfer katsayısına etkisi 111

Şekil 8.27. Al_2O_3 -su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın toplam ısı transfer katsayısına olan etkisi 111

Şekil 8.28. Al_2O_3 -su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın toplam ısı transfer katsayısına olan etkisi 112

Şekil 8.29. Nusselt sayısınının Reynolds sayısına bağlı değişimi 113

Şekil 8.30. Nusselt sayısınının Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranına bağlı değişimi 113

Şekil 8.31. Al_2O_3 -su nanoakışkan hacimsel yüzde oranına bağlı "Ɛ" değişimi 114

Şekil 8.32. $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=4500 ve %0; 0,1; 0,3 ve 0,5 nanoakışkan hacimsel yüzde oranlarında (a) Sıcaklık dağılımı (b) Hız ve akım çizgisi profili 115

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.33. % 0,3 nanoakışkan hacimsel yüzde oranlarında $Re_{sıc}=Re_{soğ}=2500$ ve $Re_{sıc}=4500$, $Re_{soğ}=2500$ için (a) Sıcaklık dağılımı (b) Hız ve akım çizgisi profili 116

Şekil 8.34. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi 118

Şekil 8.35. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi 118

Şekil 8.36. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi 119

Şekil 8.37. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Ɛ değişimi 120

Şekil 8.38. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{sıc}$'ın sıcak akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{soğ}=2500$, (b) $Re_{soğ}=3500$, (c) $Re_{soğ}=4500$ 121

Şekil 8.39. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{soğ}$'ın soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}=2300$, (b) $Re_{sıc}=3000$, (c) $Re_{sıc}=3900$, (d) $Re_{sıc}=4500$ 121

Şekil 8.40. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi 122

Şekil 8.41. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi 123

Şekil 8.42. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi 124

Şekil 8.43. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Ɛ değişimi 125

Şekil 8.44. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{sıc}$'ın sıcak akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{soğ}=2500$, (b) $Re_{soğ}=3500$ 126

Şekil 8.45. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{soğ}$'ın soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}=2500$, (b) $Re_{sıc}=3500$, (c) $Re_{sıc}=4500$ 126

Şekil 8.46. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Q değişimi 127

Şekil 8.47. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı U değişimi 128

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.48. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı $Nu_{ÜPMY,hava}$ değişimi 129

Şekil 8.49. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı $Nu_{ÜPMY,su}$ değişimi 129

Şekil 8.50. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Ɛ değişimi 130

Şekil 8.51. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı ΔP_{hava}'nın hava hızına bağlı değişimi: (a) 1,5 L/dk, (b) 2,3 L/dk 130

Şekil 8.52. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı ΔP_{su}'yun soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}$=2500, (b) $Re_{sıc}$=3500, (c) $Re_{sıc}$=4500 131

Şekil 8.53. Sabit (uniform) ve fonksiyonel derecelendirilmiş (FD) gyroid ısı eşanjörlerinin hava–hava, su–su ve hava–su çalışma koşulları için ε–NTU karşılaştırması 132

Şekil 8.54. Sabit bağıl yoğunluklu gyroid yapı referans alınarak hesaplanan performans değerlendirme kriteri (PDK) karşılaştırması: (a) hava–hava, (b) sıvı–sıvı ve (c) hava–sıvı çalışma koşulları 133

Şekil 9.1. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının birim zamandaki ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 136

Şekil 9.2. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 136

Şekil 9.3. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C) 137

Şekil 9.4. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 138

Şekil 9.5. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 138

Şekil 9.6. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C) 139

Şekil 9.7. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının Ɛ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 140

Şekil 9.8. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının Ɛ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C) 140

Şekil 9.9. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının Ɛ üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C) 141

Şekil 9.10. Literatür ile karşılaştırmalı ε–NTU performans haritası 142

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
Re	Reynolds sayısı
$Re_{sıc}$	Sıcak akışkan tarafı Reynolds sayısı
$Re_{soğ}$	Soğuk akışkan tarafı Reynolds sayısı
Re_{kanal}	Kanal Reynolds sayısı
$Re_{ÜPMY}$	ÜPMY Reynolds sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Nu_{kanal}	Kanal hidrolik çapına göre Nusselt sayısı
$Nu_{ÜPMY}$	ÜPMY hidrolik çapına göre Nusselt sayısı
$\dot{m}$	Sıcak/soğuk akışkanın kütlesel debisi, (kg/s)
$c_{p,a}$	Sıcak/soğuk akışkanın özgül ısı kapasitesi, (J/kg·K)
$c_{p,hava}$	Havanın özgül ısı kapasitesi, (J/kg·K)
$c_{p,su}$	Suyun özgül ısı kapasitesi, (J/kg·K)
T_g	Sıcak/soğuk akışkanın giriş sıcaklığı, (K)
$T_ç$	Çıkış sıcaklığı, (K)
$T_{g,sıc}$	Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı, (K)
$T_{g,soğ}$	Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı, (K)
$T_{ç,sıc}$	Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, (K)
$T_{ç,soğ}$	Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, (K)
$T_{g,hava}$	Havanın giriş sıcaklığı, (K)
$T_{g,su}$	Suyun giriş sıcaklığı, (K)
$T_{ç,hava}$	Havanın çıkış sıcaklığı, (K)
$T_{ç,soğ}$	Suyun çıkış sıcaklığı, (K)
$D_{h,kanal}$	Kanal hidrolik çapı, (mm)
$D_{h,ÜPMY}$	ÜPMY hidrolik çapı, (mm)
T_{a-k}	Arayüzün alan ortalamalı sıcaklığı, (K)
A	Isı transfer alanı, (m^2)

Simgeler	Açıklamalar
$A_{sıc}$	Sıcak tarafın katı arayüz alanı, (m^2)
$A_{soğ}$	Soğuk tarafın katı arayüz alanı, (m^2)
A_{a-k}	Akışkan–katı arayüz alanı, (m^2)
A_{ort}	Ortalama arayüz alanı, (m^2)
μ	Dinamik viskozite, (kg/m·s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk, (kg/m^3)
Q_{ort}	Isı transfer miktarı, (W)
$Q_{sıc}$	Sıcak akışkandan olan ısı transferi miktarı, (W)
$Q_{soğ}$	Soğuk akışkandan olan ısı transferi miktarı, (W)
Q_{ort}	Birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı, (W)
$Q_{maksimum}$	Maksimum ısı transfer miktarı, (W)
ε	Isı eşanjörünün Etkenlik değeri
ρ	Yoğunluk, (kg/m^3)
U	Isı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
k_a	Akışkanın (hava veya su) ısıl iletkinlik katsayısı, (W/m·K)
V_{kanal}	Flanş girişindeki ortalama akış hızı (m/s)
ΔP	Basınç farkı, (Pa),(mbar)
ΔP_{hava}	Hava tarafı basınç düşümü (Pa)
ΔP_{su}	Su tarafı basınç düşümü (mbar)
$P_{giriş}$	Giriş basınç değeri (Pa) ,(mbar)
$P_{çıkış}$	Çıkış basınç değeri (Pa) ,(mbar)
f	Boyutsuz sürtünme katsayısı
U_m	Kanal girişindeki ortalama hızı (m/s)
l	Akış yolu uzunluğu (m)
$(\dot{m}c_p)_{sıc}$	Sıcak akışkanın debisi, (kg/m.s)
$(\dot{m}c_p)_{soğ}$	Soğuk akışkanın debisi, (kg/m.s)
φ	Nanoakışkandaki nanopartikülün hacimsel kesri
$h_{sıc}$	Sıcak akışkan taraflarında akışkan–katı arayüzünde taşınım ısı transfer katsayısı
$h_{soğ}$	Soğuk akışkan taraflarında akışkan–katı arayüzünde taşınım ısı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
δ	Gyroid duvarın eşdeğer kalınlığı

Simgeler	Açıklamalar
k_s	AlSi10Mg malzemenin ısıl iletkenliği
α	Termal difüzivite, (cm^2/s)

Kısaltmalar	Açıklamalar
ASTM	Amerikan test ve malzeme derneği
CT	Bilgisayarlı tomografi
FD-gyroid	Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid
U-gyroid	Sabit (uniform) bağıl yoğunluklu gyroid
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
L/dk	Litre/dakika
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
SLA	(İng.) Stereolithography
SLS	(İng.) Selective laser sintering
SLM	Selective laser melting
NTU	Geçiş birim sayısı (ing. number of transfer units)
PEC	Performance evaluation criteria
PDK	Performans değerlendirme kriteri
PCHE	Printed circuit heat exchanger
ÜPMY	(İng.) Üçlü periyodik minimal yüzey
TPMS	Triply periodic minimal surface

1. GİRİŞ

Enerji verimliliğinin giderek daha kritik hale geldiği modern mühendislik uygulamalarında, ısıl sistemlerin performansının artırılması önemli bir araştırma araştırma odağı haline gelmiştir. Bu sistemlerin temel bileşenlerinden biri olan ısı eşanjörleri, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında etkin enerji transferi sağlayarak iklimlendirme sistemleri, enerji geri kazanım üniteleri ve çeşitli endüstriyel prosesler gibi birçok alanda belirleyici rol oynamaktadır. Artan performans beklentileri, ısı transfer süreçlerinin daha etkin biçimde kontrol edilmesini zorunlu kılmakta ve bu amaçla kullanılan ısı eşanjörlerinin yüksek yüzey alanına sahip, kompakt ve verimli yapılar olarak tasarlanmasını gerekli hale getirmektedir. Günümüzde ısı eşanjörlerinin tasarımında, ısıl performansının iyileştirilmesi, enerji tüketiminin azaltılması ve işletme maliyetlerinin düşürülmesi temel hedefler olarak karşımıza çıkmaktadır [1-7].

Endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan boru–kabuk, plaka-kanat, plaka-çerçeve ve baskılı devre ısı eşanjörleri büyük ölçüde geleneksel üretim yöntemleriyle imal edilmektedir. Bu yöntemler genellikle talaşlı üretim tekniklerine ve parçaların birleştirilmesi için uygulanan kaynak veya lehimleme işlemlerine dayanmaktadır. Ancak söz konusu üretim yaklaşımları, geometrik tasarım serbestliğini önemli ölçüde sınırlandırmakta ve karmaşık iç akış kanallarına sahip yenilikçi ısı eşanjörü tasarımlarının gerçekleştirilmesini zorlaştırmaktadır. Isı transfer performansını artırmaya yönelik kanal sayısının artırılması gibi geleneksel iyileştirme yöntemleri ise çoğu zaman artan basınç kaybı, hacimsel büyüme ve azalan tasarım esnekliği gibi dezavantajları beraberinde getirmektedir. Bununla birlikte montaj gerektiren çok parçalı yapılarda bağlantı noktalarında ortaya çıkabilen sızdırmazlık problemleri, özellikle uzun süreli işletme koşullarında sistem güvenilirliğini olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Tüm bu sınırlamalar, daha yüksek performanslar sunabilecek alternatif üretim yaklaşımlarının ve gelişmiş geometrik tasarım yaklaşımlarının araştırılmasını gerekli kılmıştır [7-8].

Eklemeli imalat teknolojileri, geleneksel yöntemlerle üretimi mümkün olmayan karmaşık iç geometrilerin tek parça ve montajsız yapılar hâlinde üretilebilmesine olanak tanımaktadır. Tasarım sürecinde sağladığı yüksek geometrik serbestlik ve üretilebilirlik avantajları sayesinde eklemeli imalat, mühendislik uygulamalarında yeni nesil çözümlerin

geliştirilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sayede yüksek yüzey alanına sahip, kompakt ve akış karışımını artırarak ısı transfer performansını iyileştiren özgün yapılar tasarlanabilmekte; ayrıca tasarım optimizasyonu ile performans odaklı geometrilerin geliştirilmesi mümkün hale gelmektedir [5-7].

Eklemeli imalatın sunduğu tasarım esnekliği ile birlikte, son yıllarda üçlü periyodik minimal yüzey (ÜPMY) tabanlı yapılar ısı eşanjörü uygulamaları için dikkat çekici bir alternatif olarak literatürde artan ilgi görmektedir. ÜPMY yapılar, matematiksel olarak tanımlanabilen ve uzayda periyodik biçimde tekrar eden minimal yüzey geometrilerinden oluşmakta olup implicit fonksiyonlar aracılığıyla hücre tipi, boyutu ve gözeneklilik gibi tasarım parametrelerinin kontrol edilmesine olanak tanımaktadır. Sürekli ve kesintisiz yüzey morfolojileri sayesinde akışkanların birbirine bağlı kanallar boyunca yönlendirilmesini mümkün kılan bu geometriler, keskin köşeler içermemeleri nedeniyle akış ayrılmalarını azaltarak daha homojen akış dağılımı oluşturmakta ve konvektif ısı transferinin iyileştirilmesine katkı sunmaktadır. Bu özellikleriyle ÜPMY yapılar, geleneksel hücresel ve kanatlı geometrilere kıyasla yüksek termo-hidrolik performans potansiyeli taşıyan yenilikçi ısı transfer yapıları arasında değerlendirilmektedir [9-12].

ÜPMY yapı tipleri arasında yer alan gyroid yapı ise birbirine kesintisiz biçimde bağlı iç akış kanalları, yüksek yapısal kararlılığı sayesinde ısı eşanjörü uygulamaları için öne çıkan bir yapı tipi olarak değerlendirilmektedir. Gyroid yapılar, akışkanların ani yön değişimlerine maruz kalmadan ilerleyebildiği sürekli akış yolları sunarak, akış karışımını artırmakta ve sınır tabaka gelişimini olumlu yönde etkilemektedir. Bununla birlikte geometrinin kendinden destekli yapısı, eklemeli imalat süreçlerinde üretilebilirliği kolaylaştırmakta ve montaj gereksinimini ortadan kaldırarak tek parça ısı eşanjörü tasarımlarının gerçekleştirilmesine olanak tanımaktadır. Bu üstünlükleri nedeniyle gyroid yapılar, ÜPMY tabanlı ısı eşanjörü araştırmalarında ısı transferi ve akış davranışı bakımından sıklıkla tercih edilen geometriler arasında yer almaktadır

Literatürde ÜPMY tabanlı ısı eşanjörlerine yönelik çalışmalar incelendiğinde, araştırmaların büyük ölçüde sabit geometrik özelliklere ve homojen bağıl yoğunluk dağılımlarına sahip yapılar üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Ancak akış yönü boyunca geometrik parametrelerin değiştirilebildiği fonksiyonel derecelendirilmiş yapılar, yerel akış davranışını düzenleyebilme, sınır tabaka gelişimini kontrol edebilme ve ısı transferi ile basınç kaybı

arasında daha dengeli bir performans sağlayabilme potansiyeline sahiptir. Özellikle bağıl yoğunluğun akış doğrultusunda kademeli olarak değiştirilmesi, termo-hidrolik performansın optimize edilmesine yönelik önemli bir tasarım yaklaşımı olarak değerlendirilmektedir. Buna karşın fonksiyonel derecelendirilmiş ÜPMY geometrilerinin ısı eşanjörü uygulamalarındaki termo-hidrolik performansını kapsamlı biçimde ele alan çalışmaların sınırlı olduğu dikkat çekmektedir [14-15].

Bir diğer yandan literatürde ÜPMY tabanlı ısı eşanjörlerinin çoğunlukla benzer termo-fiziksel özelliklere sahip akışkan çiftleri, özellikle hava-hava ve sıvı-sıvı konfigürasyonları altında incelendiği görülmektedir. Farklı fiziksel özelliklere sahip akışkanların birlikte kullanıldığı hava–sıvı sistemlere yönelik çalışmaların ise görece sınırlı kaldığı dikkat çekmektedir.

Hava–sıvı ısı eşanjörleri; iklimlendirme sistemleri, enerji geri kazanım üniteleri, otomobil radyatörleri ve elektronik soğutma uygulamaları gibi birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır [16-19]. Bu sistemlerde düşük ısıl iletkenlik ve taşınım katsayısına sahip gaz akışı (hava) ile yüksek ısı taşıma kapasitesine sahip sıvı akışın birlikte bulunması, akışkanlar arasında belirgin bir ısıl direnç dengesizliği oluşturmakta ve toplam ısı transfer performansını doğrudan etkilemektedir. Çoğu uygulamada toplam ısıl direncin baskın bileşeni hava tarafında ortaya çıktığından, eşanjör tasarımında özellikle hava tarafındaki konvektif ısı transferinin iyileştirilmesi kritik hale gelmektedir. Bununla birlikte farklı termo-fiziksel özelliklere sahip akışkanların aynı sistem içerisinde yer alması, akış yapısının kontrolünü zorlaştırmakta ve bu sistemleri tasarım açısından zorlayıcı ısı eşanjörü konfigürasyonlarından biri haline getirmektedir. Bu nedenle hava–sıvı ısı eşanjörlerinde yüksek performans sağlayabilecek gelişmiş geometrik çözümlerin araştırılması önemli bir gereklilik olarak ortaya çıkmaktadır [20-22].

Mevcut çalışmalar değerlendirildiğinde, sabit ve fonksiyonel ÜPMY yapıların farklı akışkan konfigürasyonları altındaki performansını karşılaştırmalı olarak inceleyen araştırmaların oldukça sınırlı olduğu görülmektedir. Özellikle hava–sıvı sistemlerde deneysel doğrulama ile desteklenen bütüncül analizlerin literatürde yeterince yer bulmadığı dikkat çekmektedir. Bu durum, fonksiyonel derecelendirmenin farklı akış rejimleri altındaki etkisinin ortaya konmasına yönelik kapsamlı çalışmalara duyulan ihtiyacı açıkça göstermektedir.

Bu tez kapsamında, çapraz akışlı gyroid yapıda ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansı hem sabit bağıl yoğunluklu hem de fonksiyonel olarak derecelendirilmiş yapılar için incelenmiştir. Çalışmada hava-hava, sıvı-sıvı ve hava-sıvı akışkan konfigürasyonları sayısal olarak karşılaştırılmış; ayrıca hava–sıvı çalışma koşullarına yönelik olarak üretilen bir prototip üzerinden deneysel doğrulama gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte, sıvı-sıvı konfigürasyonunda nanoakışkan kullanımının ısı transferi üzerindeki etkileri de çalışmanın bir bölümünde sayısal olarak değerlendirilmiştir.

Sayısal ve deneysel yöntemlerin birlikte kullanılmasıyla elde edilen bulguların, fonksiyonel tasarım yaklaşımının farklı çalışma koşulları altındaki etkisinin ortaya koyması ve ÜPMY tabanlı ısı eşanjörleri için tasarım perspektifi sunması hedeflenmiştir. Bu yönüyle çalışma, fonksiyonel derecelendirilmiş ÜPMY yapının farklı akışkan koşulları altındaki termo-hidrolik davranışını hem sayısal hem deneysel olarak inceleyen sınırlı sayıdaki araştırmalardan biri olma niteliği taşımaktadır.

Bu tez çalışmasının literatüre sağladığı özgün katkılar aşağıda sunulmaktadır:

- Gyroid yapılı bir ısı eşanjöründe sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel derecelendirilmiş yapıların termo-hidrolik performansı sistematik olarak karşılaştırılmıştır.
- Hava-hava, sıvı-sıvı ve hava-sıvı olmak üzere üç farklı akışkan konfigürasyonu birlikte ele alınarak, fonksiyonel derecelendirmenin farklı çalışma koşulları altındaki etkisi bütüncül bir yaklaşımla ortaya konmuştur.
- Hava-sıvı çalışma koşullarına uygun bir gyroid ısı eşanjörü tasarlanmış, üretilmiş ve deneysel olarak test edilerek sayısal modelin güvenilirliği doğrulanmıştır.
- Nanoakışkan kullanımının gyroid yapılı ısı eşanjörlerindeki ısı transferi ve akış özellikleri incelenerek, literatürde sınırlı sayıda ele alınan çalışmalara katkı sağlanmıştır.
- Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, ÜPMY tabanlı kompakt ısı eşanjörlerinin tasarımına yönelik performans-temelli bir değerlendirme sunulmuştur.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Geleneksel Isı Eşanjörleri

Isı eşanjörleri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısıl enerjinin aktarılmasını sağlayan ve endüstride yaygın olarak kullanılan temel ısı transfer ekipmanlarıdır. Isı transferi bazı uygulamalarda akışkanların doğrudan temas etmesi ile gerçekleştirilirken, çoğu mühendislik uygulamasında ise akışkanlar arasında yer alan ayırıcı bir duvar aracılığıyla sağlanmaktadır. Isı eşanjörleri; enerji üretim sistemlerinde, kimya ve proses endüstrisinde, iklimlendirme sistemlerinde ısıtma ve soğutma uygulamalarında, otomotiv ve havacılık sektörlerinde termal yönetim süreçlerinde ve elektronik sistemlerin soğutulmasında yaygın olarak kullanılmaktadır [1, 22-26]

Literatürde ısı eşanjörleri, tasarım ve performans kriterleri esas alınarak farklı şekillerde sınıflandırılmaktadır. Akış düzeni, yapısal tasarım, ısı transfer mekanizması ve yüzey kompaktlığı, en yaygın kullanılan sınıflandırma yaklaşımlarındandır [1, 24].

Akış düzenine göre tek fazlı ısı eşanjörleri; paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere üç temel grupta incelenmektedir. Paralel akışlı eşanjörlerde sıcak ve soğuk akışkanlar eşanjöre aynı uçtan girerek aynı yönde ilerlerken, ters akışlı eşanjörlerde akışkanlar zıt uçlardan giriş yaparak birbirlerine ters yönde akmaktadır. Çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde ise akışkanlar birbirlerine dik doğrultuda hareket etmektedir. Bu akış düzenlerinin kendine özgü avantajları ve sınırlamaları olup, çapraz akışlı ısı eşanjörleri özellikle ısıl performans ve kompakt tasarımlar açısından dengeli çözümler sunmaktadır [22].

Yapısal özelliklerine göre ısı eşanjörleri; borulu, plakalı, genişletilmiş yüzeyli ve rejeneratif tipler olarak sınıflandırılmaktadır. Borulu ısı eşanjörleri yüksek basınç ve sıcaklık uygulamalarında, plakalı ve kanatlı ısı eşanjörleri daha kompakt tasarımları ve yüksek ısı transfer alanı/hacim oranları sayesinde düşük ve orta sıcaklık uygulamalarında yaygın olarak tercih edilmektedir [22].

Isı eşanjörleri, birim hacim başına sahip oldukları ısı transfer alanına göre kompakt ve kompakt olmayan olarak da sınıflandırılmaktadır. Kompakt ısı eşanjörleri, yüksek yüzey alanı/hacim oranı sayesinde sınırlı hacimlerde yüksek ısıl performans elde edilmesine olanak

tanımaktadır. Bu tür eşanjörler özellikle gaz–sıvı ve gaz–gaz uygulamalarında, gaz tarafındaki düşük ısı taşınım katsayısını telafi etmek amacıyla geliştirilmiştir [22].

2.2. Eklemeli İmalat

Eklemeli imalat (Eİ), geleneksel imalat yöntemlerinden farklı olarak, parçanın malzeme eksiltme veya şekillendirme esasına göre değil; dijital bir tasarım verisi kullanılarak malzemenin füzyon, bağlama veya katılaştırma mekanizmaları aracılığıyla kontrollü biçimde eklenmesine dayanan bir üretim teknolojisidir. Bu yaklaşımda, bilgisayar destekli tasarım (CAD) ortamında oluşturulan üç boyutlu model, dilimleme işlemi sonrası seçilen üretim tekniğine uygun olarak katman katman fiziksel parçaya dönüştürülmektedir [27-29] Eİ teknolojileri literatürde farklı yaklaşımlarla sınıflandırılmakla birlikte, ASTM F42 komitesi tarafından önerilen sınıflandırma yaygın olarak kabul görmektedir. Bu sınıflandırmaya göre Eİ yöntemleri; malzeme ekstrüzyonu, malzeme püskürtme, bağlayıcı püskürtme, toz yatağında füzyon, yönlendirilmiş enerji yığma, tabaka laminasyonu ve vat fotopolimerizasyonu olmak üzere yedi ana grupta ele alınmaktadır [30].

2.2.1. Seçici lazer ergitme

Seçici lazer ergitme (ing. Selective Laser Melting, SLM), metal eklemeli imalat yöntemleri arasında yer alan ve toz yataklı füzyon (ing. Powder Bed Fusion, PBF) prensibine dayanan bir üretim teknolojisidir. Bu yöntemde, metal tozu yapı platformu üzerine homojen biçimde serilmekte ve yüksek enerjili bir lazer ışını yardımıyla metal tozu seçici olarak tamamen ergiterek katılaştırmaktadır. Her bir katmanın tamamlanmasının ardından yapı platformu aşağı indirilmekte ve işlem parça üretimi tamamlanana kadar tekrarlanmaktadır [29].

Lazer enerjisi ile ergitilen metal tozu, hızlı bir katılaşma süreci sonucunda yoğun ve bütünleşik bir mikro yapı oluşturmaktadır. Bu sayede, %99'un üzerinde bağıl yoğunluğa sahip parçaların üretimi mümkün olmaktadır [29].

SLM yönteminde elde edilen parçaların geometrik doğruluğu ve mekanik özellikleri; lazer gücü, tarama hızı, katman kalınlığı, tarama aralığı ve toz özellikleri gibi işlem parametrelerine doğrudan bağlıdır. Uygun parametre kombinasyonlarının seçilmesi

gözeneklilik, çatlak oluşumu ve yüzey pürüzlülüğü gibi üretim kaynaklı kusurların azaltılmasını sağlamaktadır [29].

Seçici lazer ergitme yönteminin en önemli avantajlarından biri, karmaşık iç kanallara, kafes ve hücresel yapılara sahip metal parçaların tek parça hâlinde üretilebilmesidir. Bu özellik, geleneksel imalat yöntemleriyle üretimi zor veya mümkün olmayan geometrilerin doğrudan imal edilmesine olanak tanımaktadır. Bununla birlikte, SLM sürecinde yüksek enerji girdisine bağlı olarak artık gerilmeler, yüzey pürüzlülüğü ve destek yapı gereksinimi gibi bazı sınırlamalar da söz konusudur [29,31].

2.2.2. Isı eşanjörlerinin eklemeli imalatı

Sınırlı hacim ve hafiflik gereksinimleri bulunan kompakt ısı eşanjörü tasarımlarında, yüksek ısı transfer performansı hedeflenirken, basınç kayıplarının ve üretim karmaşıklığının en aza indirilmesi belirleyici bir rol oynamaktadır. Ancak geleneksel üretim teknikleri, endüstride uzun yıllardır güvenilir çözümler sunsa da, artan performans gereksinimleri karşısında geometrik sınırlamalar getirmektedir. Özellikle üç boyutlu karmaşık akış kanallarına ve yüksek yüzey alanı/hacim oranına sahip tasarımların geleneksel üretim teknikleriyle üretilebilirliği oldukça kısıtlıdır [5-7].

Isı eşanjörü geleneksel üretiminde talaşlı imalat, döküm ve şekillendirme gibi tekniklere başvurulmaktadır. Bu yöntemler, çok parçalı yapıların tercih edilmesine ve buna bağlı birleştirme işlemlerinin ihtiyacına yol açmaktadır. Kaynak ve lehimleme gibi birleştirme işlemleri ise sızdırmazlık problemlerini beraberinde getirebilmektedir. Ayrıca malzeme eksiltme sürecine dayanan geleneksel üretim teknikleri, karmaşık iç geometrilere sahip tasarımların üretilebilirliğini sınırlandırmaktadır [5-7].

Eİ yöntemleri, geleneksel üretim tekniklerine kıyasla ısı eşanjörü tasarımında karşılaşılan geometrik kısıtlar ve üretim zorluklarını önemli ölçüde azaltarak daha geniş bir tasarım özgürlüğü sağlamaktadır. Eklemeli üretim ile üretim sürecinde ek birleştirme işlemine ihtiyaç duyulmadan karmaşık akış kanalları, yüksek yüzey alanı/hacim oranına sahip yapılar ve bütünleşik geometriler tek parça hâlinde üretilebilmektedir. Bunun yanısıra tasarım parametrelerinin üretim süreciyle ilişkilendirilebilmesi, performans ve kompaktlık

gereksinimlerine yanıt verebilen yenilikçi ısı eşanjörlerinin geliştirilmesine olanak sağlamaktadır [5-7].

Bu tez çalışması kapsamında, prototip üretiminde kullanılan ısı eşanjörü geometrisi, yüksek geometrik karmaşıklığı ve iç yapısal özellikleri nedeniyle seçici lazer ergitme (SLM) yöntemi ile üretilmiştir.

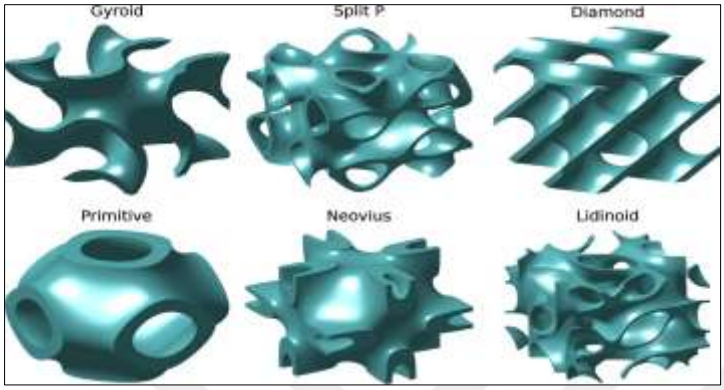
2.3. Hücresel Yapılar

Hücresel yapılar; doğada odun, sünger, trabeküler kemik ve mantar gibi biyolojik sistemlerde yaygın olarak gözlemlenen, gözenekli iç mimariye sahip malzeme yapılarıdır. Bu yapılar, düşük yoğunluklarına karşın yüksek özgül dayanım, geniş yüzey alanı ve enerji sönümleme kapasitesi gibi avantajlar sunmaları nedeniyle mühendislik uygulamalarında da yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatürde hücresel yapılar için farklı sınıflandırmalar bulunmakla birlikte, Gibson ve Ashby hücresel yapıları temel olarak köpükler (açık hücreli ve kapalı hücreli) ve petek yapılar olarak tanımlamıştır [32-33].

Güncel yaklaşımlarda ise hücresel yapılar; köpük yapılar, petek yapılar ve kafes yapılar olmak üzere üç ana grupta ele alınmaktadır. Köpük yapılarda birim hücreler rastgele oluşturulurken, petek yapılar çoğunlukla düzenli hücre geometrisine ve sabit hücre boyutuna sahiptir. Kafes yapılar ise üç boyutlu uzayda periyodik veya periyodik olmayan birim hücrelerin tekrarıyla oluşturulan ve köpük ile petek yapılara kıyasla daha yüksek tasarım esnekliği sunan yapılardır. Bu tür yapılarda birim hücrelerin geometrik özellikleri tasarım parametresi olarak tanımlanabilmekte ve yapı, hedeflenen fonksiyonel gereksinimlere uygun şekilde optimize edilebilmektedir. Bu yaklaşım, kafes yapıların mekanik özelliklerinin diğer hücresel yapı türlerine göre daha etkin ve kontrollü biçimde ayarlanmasına imkân tanımaktadır [32-33].

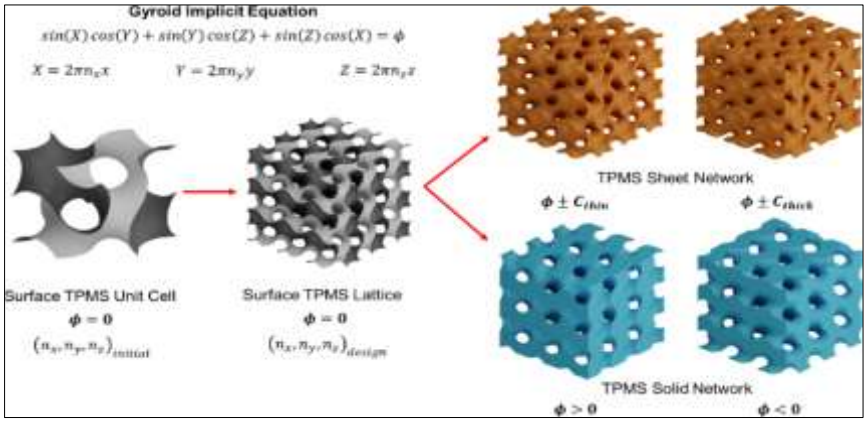
Bu kapsamda, kafes yapıların tasarımında son yıllarda Üçlü Periyodik Minimal Yüzey (ÜPMY) tabanlı geometriler ön plana çıkmaktadır. Şekil 2.1'de literatürde yaygın olarak kullanılan farklı ÜPMY tabanlı hücresel yapı morfolojileri gösterilmektedir. ÜPMY tabanlı yapılar, matematiksel olarak tanımlanabilen ve üç boyutlu uzayda periyodik olarak tekrar eden sürekli yüzeylerden oluşmaktadır. Bu sayede homojen yük dağılımı ve akış yolları optimize edilmesi mümkün olmakta, söz konusu yapılar ısı eşanjörleri gibi termal yönetim

sistemlerinde etkin çözümler sunmaktadır. Özellikle yüksek yüzey alanı–hacim oranı ve düzenli akış yolları sağlamaları nedeniyle, TPMS tabanlı kafes yapılar ısı eşanjörleri gibi termal yönetim uygulamalarında etkin çözümler sunan hücresel yapılar arasında yer almaktadır.



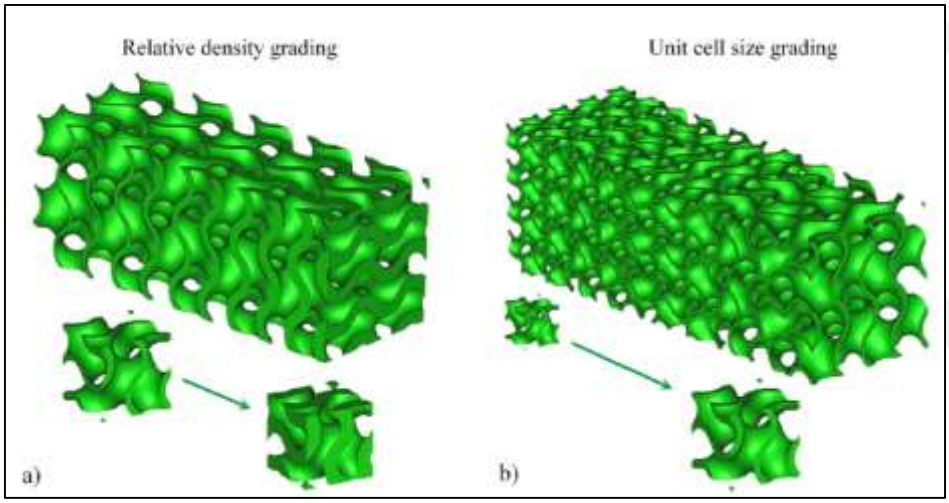
Şekil 2.1. Bazı ÜPMY tabanlı hücresel yapı morfolojileri [34]

Üçlü Periyodik Minimal Yüzey (ÜPMY) tabanlı yapılar, tasarımda kullanılan matematiksel yaklaşım doğrultusunda katı tip ağ tabanlı (ing. solid-network based) ve levha tip ağ tabanlı (ing. sheet-network based) olmak üzere iki ana grupta incelenmektedir. Katı tip ağ tabanlı ÜPMY yapılarda, minimal yüzeyin yalnızca bir tarafı katılaştırılarak çubuk (ing. strut) benzeri, gözenekli bir hücresel ağ oluşturulurken; levha tabanlı ÜPMY yapılarda minimal yüzey her iki yönde belirli bir kalınlıkta ofsetlenerek daha sürekli ve düzgün yüzey eğriliğine sahip yapılar elde edilmektedir. Söz konusu iki farklı yapısal yaklaşımın şematik gösterimi Şekil 2.2 ’de sunulmaktadır.



Şekil 2.2. ÜPMY tabanlı kafes yapılarda katı tip ağ tabanlı ve levha tabanlı yapı yaklaşımlarının şematik gösterimi [35]

Buna ek olarak, son yıllarda fonksiyonel olarak derecelendirilmiş (ing. functionally graded) ÜPMY tabanlı kafes yapılar üzerine yoğun çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu yaklaşımda yapının bağıl yoğunluğu, duvar kalınlığı veya hücresel morfolojisi yapı boyunca konuma bağlı olarak değiştirilebilmekte; böylece mekanik ve termal performans özellikleri hedeflenen fonksiyonel gereksinimlere uygun şekilde optimize edilebilmektedir. Fonksiyonel derecelendirme sayesinde ÜPMY tabanlı kafes yapılar, tek tip hücresel yapılara kıyasla daha kontrollü deformasyon davranışı ve geliştirilmiş çok işlevli performans sunmaktadır. Fonksiyonel derecelendirme yaklaşımlarına ilişkin örnek bir gösterim Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş Gyroid kafes yapılarda (a) bağıl yoğunluk derecelendirmesi ve (b) birim hücre boyutu derecelendirmesi [36]

3. LİTERATÜR TARAMASI

Son yıllarda, kompakt ve yüksek performanslı ısı eşanjörlerine duyulan ihtiyacın artmasıyla birlikte, ÜPMY tabanlı yapılar mühendislik uygulamalarında giderek daha fazla araştırma konusu hâline gelmiştir. Yüksek özgül yüzey alanı, sürekli ve kesintisiz akış kanalları ile karmaşık üç boyutlu topolojileri sayesinde ÜPMY tabanlı yapılar, geleneksel ısı eşanjörü tasarımlarına kıyasla daha etkin ısı transferi ve akış performansı sunmaktadır. Ayrıca, eklemeli üretim teknolojilerindeki gelişmeler bu tür karmaşık geometrilerin üretimini mümkün kılarak, ÜPMY tabanlı ısı eşanjörlerinin ısıl ve hidrodinamik özelliklerinin hem sayısal hem de deneysel olarak ayrıntılı biçimde incelenmesine olanak sağlamıştır. Bu kapsamda literatürde farklı ÜPMY yapılarının ısı transferi ve akış özellikleri çok sayıda çalışmada ele alınmıştır.

Peng, Gao ve Hu (2019), gyroid yapıda ısı eşanjörünün tasarımı, eklemeli üretim yöntemi ile üretilebilirliği, akış ve ısıl performans özelliklerini incelemişlerdir. 17-4PH paslanmaz çelik kullanılarak gyroid duvar kalınlığı 0,2 mm olarak üretilen ısı eşanjörünün sızdırmazlık testinin başarısız olduğu gözlenmiştir. Hata kaynağının tespiti için ısı eşanjörü elektro erozyon ile işleme ile kesilerek incelendiğinde boşluklu yüzeyler tespit edilmiştir. Bu durumun eklemeli üretim sürecinde oluşan füzyon eksikliğinden kaynaklandığı yorumlanmıştır. Ayrıca ÜPMY yüzey tiplerinin, duvar kalınlığının, inşa yönünün ve periyodik uzunluğun üretilebilirlik üzerinde etkilerinin de olduğundan bahsedilmiştir. Yürütülen sayısal çalışmada ise HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) modeli geliştirilerek, simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda aynı boyutlarda düz kanallı geleneksel plakalı ısı eşanjörü ile kıyaslama yapılmıştır. Sonuç olarak gyroid ısı eşnjörünün ısı transferinin, plakalı ısı eşanjörüne kıyasla 7,5 kat iyileştiği bulunmuştur [37].

Al-Ketan ve diğerleri (2020) çalışmasında, akışkan olarak hava kullanılarak ÜPMY tabanlı mimarili ısı alıcıların zorlanmış taşınım altında termo-hidrolik performansı sayısal olarak incelenmiş ve uniform (sabit) /fonksiyonel derecelendirilmiş tasarımlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre, Gyroid levha tipi ağ tabanlı yapı yüksek yüzey alanı ve akış yolu kıvrımlılığı nedeniyle en yüksek ısı transfer katsayısını sağlarken, bunun bedeli olarak en yüksek basınç kaybı oluşturmuştur. Diamond katı tip ağ tabanlı yapının, benzer yüzey alanına sahip Gyroid katı tip ağ tabanlı yapıya göre yaklaşık %32 daha yüksek taşınımla ısı transfer katsayısı

sağladığı ve basınç kaybının da benzer oranda arttığı belirtilmiştir. Ayrıca porozitenin akış yönünde artırılmasıyla basınç kaybında %27,6 azalma elde edilirken, buna karşılık ısı transferinde %15,7 azalma olduğu rapor edilmiştir [38].

Dixit, Al-Hajri, Paul, Nithiarasu ve Kumar (2022) çalışmasında, mikro-mimariye sahip gyroid kafes yapı kullanılarak stereolithography (SLA) yöntemiyle tek parça halinde üretilen sıvı–sıvı kompakt bir ısı eşanjörü geliştirilmiş ve termo-hidrolik performansı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve deneylerde sıcak akışkan için Re=10–40 aralığında eşanjörün genel ısı transfer katsayısının 120–160 W/m²K aralığında olduğu rapor edilmiştir. Ayrıca eşanjörün genel boyutunun 32,2×32,2×32,2 mm olduğu ve debi değişimiyle sıcaklık düşüşünün 10–20°C aralığında gerçekleştiği belirtilmiştir. Sonuçlar, bu ÜPMY tabanlı gyroid eşanjörün termodinamik olarak eşdeğer en verimli ters akışlı eşanjöre kıyasla 1/10 boyutta olmasına rağmen etkenlikte yaklaşık %55 artış sağlayabildiğini göstermiştir [39].

Wenguang Li, Weihong Li ve Yu (2022) çalışmasında, su ile soğutulan ters akışlı bir sistemde SCO_2 akışkanının Schoen-G ÜPMY yapıda eşanjördeki konjuge ısı transferi performansı, Baskılı Devreli Isı Eşanjörü (ing. Printed Circuit Heat Exchanger) (PCHE) tasarımı ile sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kütlesel debi arttıkça her iki eşanjörde de ortalama ısı transfer katsayısının arttığını; buna karşılık sürtünme katsayısının azaldığını göstermiştir. PCHE'de oluşan vorteks/spiral akış yapılarının basınç kaybını artırabildiği, Schoen-G yapının ise daha dengeli bir termo-hidrolik performans sunduğu belirtilmiştir. Schoen-G/PCHE kıyaslamasında Nu/Nu_0 =1,07–1,49, f/f_0 =0,38–0,50 ve PDK=1,45–2,04 aralıkları rapor edilmiş; Schoen-G yapının PCHE'ye kıyasla daha iyi termo-hidrolik performans sağladığı gösterilmiştir [40].

Iyer, Moore, Nguyen, Roy ve Stolaroff (2022) çalışmasında, yedi farklı ÜPMY ve periyodik nodal yüzey (PNS) tabanlı yapının laminer rejimde çalışma akışkanı olarak hava kullanılarak akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiş; sürtünme faktörü (f) ve Nusselt sayısı (Nu) değerleri hesaplanmıştır. Çalışmada PNS yapıların ısı eşanjörü uygulamalarındaki potansiyeli ilk kez değerlendirilmiş ve ÜPMY/PNS geometrilerinde sürtünme faktörlerinin laminer boru akışına göre yaklaşık bir mertebe daha yüksek olduğu rapor edilmiştir. Buna karşın, ÜPMY/PNS yapıların boruya kıyasla daha yüksek Nusselt sayıları sağladığı ve ısı transfer artışının Reynolds sayısı ile birlikte yükseldiği belirtilmiştir.

İncelenen yapılar arasında Schwarz-D en iyi ısı transfer performansını gösterirken, Schwarz-P en düşük performanslı yapı olarak rapor edilmiştir. Temel ısı eşanjörü tasarım hesaplarına göre, aynı ısı yükünün aynı basınç koşullarında uzaklaştırılması için Schwarz-D tabanlı eşanjörün borulu bir eşanjöre göre 3–10 kat daha küçük boyutta tasarlanabileceği ifade edilmiştir [41].

Khalil, Hassan Ali, Khan ve Al-Rub (2022) çalışmasında, Gyroid ve Diamond yapılardan oluşan ve katı tip ağ tabanlı (ing.solid-network) ile levha tip ağ tabanlı (ing. sheet-network) yapıları içeren üç farklı ÜPMY tabanlı ısı alıcının (D-solid, G-solid, G-sheet) zorlanmış taşınım altında termo-hidrolik performansı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış; basınç kaybı deneysel olarak ölçülerek HAD modeli doğrulanmış ve ısıl performans değerlendirmesinde alansal taşınım ısı transfer katsayısı, Nu, termal direnç ve termal verim indeksi gibi parametreler rapor edilmiştir. Sonuçlara göre, G-solid yapı en düşük sürtünme faktörünü sağlarken, en yüksek yüzey alanı yoğunluğuna sahip G-sheet yapı alansal taşınım ısı transfer katsayısı en yüksek değerini ve en düşük ısıl direnç değerini vermiştir. Buna karşın, Nusselt sayısı açısından en yüksek değerler D-solid yapıda elde edilmiş ve aynı pompalama gücünde en iyi genel termal verimin D-solid yapı ile sağlandığı belirtilmiştir [42].

Liang, Shi, Li, Chen ve Chyu (2023), gyroid, S-D ve diamond yapıda %82 gözeneklilikte tasarlanan çapraz akışlı bir ısı eşanjörü için ısı transferi ve akış özelliklerini, deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma akışkanı hava-hava ve deneysel çalışma $Re_{sıc}$=2300-8900 ve $Re_{soğ}$=2300-4800 koşullarında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak ısı transfer miktarının ısı transfer katsayısı değerlerinin Re arttıkça arttığı, performansın ise $Re_{sıc}$=4500 değerine kadar azaldığı, ardından artış göstermeye başladığı görülmüştür [43] .

Liang, Yang, Gu, Chen ve Chyu (2023) ise çalışmalarında, aynı gözeneklik yüzdesinde tasarlanan S-D yapıda ısı eşanjörü için hücre birim boyutu değişiminin ısı transferi üzerine etkilerini incelemiştir. Birim boyutun azaltılmasının en az %10 ısı eşanjörü performansını artırdığı, ancak %40'lık bir basınç kaybına neden olabileceğini belirtmişlerdir [44].

Samson, Tran ve Marzocca (2023), gyroid tipi gözenekli yapıların ısı alıcı uygulamalarındaki ısıl ve hidrodinamik performansını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, 20 × 20 × 40 mm boyutlarında modellenen gyroid ısı alıcı yapıları, tek akışkanlı

ve türbülanslı rejimde hava akışı altında konjuge ısı transferi yaklaşımıyla analiz edilmiştir. Gyroid yapının, geleneksel kanatlı ısı emicilere kıyasla daha karmaşık ve helisel akışlar oluşturarak ısı transferini artırdığı; konvektif performansın hücre boyutundan büyük ölçüde bağımsız, poroziteye ise güçlü biçimde bağlı olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, gyroid ısı alıcı yapılarının referans kanatlı geometriye göre ısıl direnç, Nusselt sayısı ve genel performans kriteri açısından belirgin iyileşmeler sağladığı rapor edilmiştir [35].

Tang ve diğerleri (2023), Gyroid, Diamond, Iwp olmak üzere farklı ÜPMY kafes yapılardan 20x20x80 mm^3 boyutlarında tasarladıkları soğutucu için konvektif ısı transferi ve akış özelliklerini sayısal olarak incelemiş ve fin tipi soğutucu ile kıyaslamışlardır. Sayısal çalışmayı doğrulamak için alüminyum alaşım malzemeden üretilen gyroid modelde; sabit sıcaklık koşullarında ısıtma yüzeyi oluşturularak, $Re_{soğ}$=135-3500 aralığında hava akışı ile testler gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar giriş ve çıkış sıcaklık farkı kıyaslanarak doğrulanmıştır. Sayısal çalışma ise $Re_{soğ}$=166-943 aralığında gerçekleştirilmiş, en yüksek ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı Diamond yapıda elde edilmiştir. Buna sebep olarak Diamond kafes yapısında boyuna deliklerinin bulunmaması (ing. through-hole) gösterilmiştir. Diamond yapıya kıyasla, geçiş delikleri yapısına sahip Gyroid ve Iwp yapılarda akışkan daha düşük akış direnci ile ilerlerlemektedir [45].

Wang ve diğerleri (2023) çalışmasında, I-WP, Neovius, Fischer–Koch S (F-KS) ve Primitive ÜPMY yapılarda farklı hacim payı (R) değerleri oluştururak helyum akışkanı için türbülanslı rejimde akış ve ısı transferi performansını sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlara göre ısı transferini artıran temel mekanizmalar ikincil akışlar, periyodik hızlanma/yavaşlama ve akış yönündeki sürekli değişim olarak açıklanmıştır. R=0,5 koşulunda Primitive yapının basınç kaybının en düşük olduğu, F-KS yapının ise ısı transferi ve akış direncini birlikte değerlendiren j/f kriterine göre en iyi termo-hidrolik performansı verdiği rapor edilmiştir. Ayrıca, farklı ÜPMY yapılar için türbülanslı rejim için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ampirik korelasyonları önerilmiştir [46].

Chen ve diğerleri (2023) çalışmasında, gyroid ÜPMY tabanlı bir ısı eşanjöründe çok boyutlu gradyan yapı tasarımı ile ısı transfer veriminin artırılmasını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, akışkan olarak tek akışkanlı soğutma havası kullanılmış ve giriş sıcaklığı 273 K olarak tanımlanmıştır; katı bölgeden ısı geçişini sağlamak amacıyla üst yüzeyde 313 K sıcaklıkta bir ısı kaynağı uygulanarak konjuge ısı transferi (CHT) yaklaşımı ile analiz

gerçekleştirilmiştir. Uniform gyroid yapı ile seviye-set (ing. level-set) gradyanlı ve et kalınlığı gradyanlı gyroid tasarımlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, gyroid yapının karmaşık akış desenleri oluşturduğunu ve geniş akış kanalları sayesinde akış direncini azaltabildiğini göstermiştir. Seviye-set gradyanlı gyroid yapıda taşınımla ısı transfer katsayısının uniform modele kıyasla %26,02–%60,10 daha yüksek olduğu, buna karşılık basınç kaybının %9,66–%18,05 oranında azaltılabildiği rapor edilmiştir. Ayrıca, yüksek ısı transfer performansının genellikle artan basınç kaybı ile birlikte gerçekleştiği vurgulanmış; bu nedenle optimum tasarım için 0,2–0,3 mm et kalınlığı ve Re=100–125 aralığında daha dengeli termo-hidrolik performans elde edildiği belirtilmiştir. Et kalınlığı gradyanında ise 2:4:6 oranının 6:4:2 oranına göre toplam ısı transfer verimliliğini yaklaşık %30,22 artırdığı ifade edilmiştir [47].

Barakat ve Sun (2024), Gyroid ve Diamond tipi ÜPMY kafes yapılarda konvektif ısı transferinin iyileştirilmesini, kafes geometrisinin kontrollü biçimde deforme edilmesine dayalı yeni bir yaklaşım ile sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, matematiksel seviye-set denklemlerine eklenen bir deformasyon kontrol parametresi (β) yardımıyla yapı geometrisi değiştirilmiş ve bu değişimin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Sonuçlar, β değerinin artmasıyla birlikte her iki yapıda da yüzey alanının ve akışkan–katı etkileşiminin arttığını, buna bağlı olarak Nusselt sayısı ve taşınım ısı transfer katsayısının yükseldiğini göstermiştir. Elde edilen bulgular, ÜPMY yapılarda geometrik kontrolün ısıl performansı artırmada etkili bir tasarım parametresi olduğunu ortaya koymaktadır [48].

Barakat, Pan ve Sun (2024), Fischer Koch-S (FKS) kafes modeline özgü bir sayısal analiz çalışması gerçekleştirerek ısı transfer özelliklerini incelemiştir. Sonuçlarını Gyroid, Diamond, Split-P kafes yapılarıyla kıyaslamışlardır. Soğutucu hava için sürdürülen çalışmada FKS kafesin diğer kafes yapılarına kıyasla, ısı transfer katsayısı ve Nu sayısı değerlerinin daha yüksek olduğunu; ancak yüksek Reynolds sayılarında basınç düşüşünden olumsuz etkilendiğini belirtmişlerdir [49].

Yan ve diğerleri (2024) çalışmasında, levha tip ağ tabanlı (ing. sheet-network) ve katı tip ağ tabanlı (ing.solid-network) stratejileriyle tasarlanan dört farklı ÜPMY yapı (D-sheet, D-solid, IWP-sheet, IWP-solid) tek taraflı çalışma akışkanı hava için zorlanmış konveksiyon koşullarında akış ve ısı transferi performanslarını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, aynı ÜPMY tipi için sheet-network yapıların basınç kaybı, solid-

network yapılara kıyasla belirgin biçimde daha yüksektir. Ortalama basınç kaybı artışı D-sheet için D-solid'e göre %250, IWP-sheet için IWP-solid'e göre %282 olarak rapor edilmiştir. Isı transferi açısından da benzer bir eğilim gözlenmiş ve sheet-network yapıların solid-network yapılara kıyasla daha yüksek genel ısı transfer katsayısı (h) sağladığı belirtilmiştir. Bu kapsamda, D-sheet yapısında h değeri D-solid'e göre ortalama %52, IWP-sheet yapısında ise h değeri IWP-solid'e göre ortalama %42 daha yüksek bulunmuştur. Ancak termo-hidrolik performansı birlikte değerlendiren performans değerlendirme kriterine (PDK) göre solid-network yapıların daha avantajlı olduğu ve ortalama PDK değerinin D-solid için D-sheet'e göre %31, IWP-solid için ise IWP-sheet'e göre %44 daha yüksek olduğu belirtilmiştir [50].

Moradmand ve Sohankar (2024), Schwarz-P ve Gyroid ÜPMY yapıları kullanılarak tasarlanan ısı değiştiricilerinde termo-hidrolik performansı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada akışkan olarak su kullanılmış; laminer rejimde Re=10–100 ve Pr=3–6 aralığında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca daha yüksek Reynolds sayılarında türbülanslı rejim için Re=1850–5500 (Pr=3,5) aralığında hem sayısal hem deneysel değerlendirme yapılmıştır. Sonuçlara göre Gyroid yapı, boru demeti referansına kıyasla daha yüksek performans göstermiş; özellikle 64 hücreli gyroid yapı için ortalama PDK artışı %24 ve ortalama Nu artışı %40 olarak rapor edilmiştir. Buna karşılık Schwarz-P yapının boru demeti referansına göre PDK ve Nu açısından belirgin bir iyileştirme sağlamadığı belirtilmiştir. Ayrıca, türbülanslı rejimde kullanılan modeller karşılaştırıldığında, yüksek Reynolds sayılarında K–ω SST türbülans modelinin deneysel sonuçlarla daha iyi uyum sağladığı belirtilmiştir [51].

Kus, Wojcik, Malecha ve Rogala (2024) çalışmasında, çalışma akışkanları su–su olan gyroid ÜPMY yapılı bir ısı eşanjörünün performansı konjuge ısı transferi (CHT) yaklaşımıyla sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. İki akışın eksenleri arasındaki açının oldukça keskin olması nedeniyle ısı değiştiriciyi çapraz akışlı olarak değil, ters akışlı (ing. *counter-current*) olarak sınıflandırmıştır. Sayısal analizlerde farklı türbülans modelleri karşılaştırılmış ve k–ω SST türbülans modelinin, realizable k–ε modeline kıyasla deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Isıl performans değerlendirmesinde Nu, Re, NTU ve etkenlik (ε) gibi parametreler kullanılmıştır. Gyroid ısı eşanjörü, benzer ısı transfer alanına sahip bir plakalı ısı eşanjörü ile karşılaştırılmış; gyroid yapının hacim olarak yaklaşık %30 daha küçük olmasına rağmen NTU değerinin yaklaşık %10,5 ve sıcaklık

etkenliğinin yaklaşık %5 daha yüksek olduğu, ancak bunun karşılığında daha yüksek basınç kaybı (ΔP) oluşturduğu rapor edilmiştir [52].

Wang ve diğerleri (2024) çalışmasında, Fischer-Koch S, Gyroid, SplitP, Diamond, I-WP, F-RD ve Primitive olmak üzere yedi farklı ÜPMY yapı kullanılarak tasarlanan ve AlSi10Mg malzeme ile Eİ yöntemiyle üretilen, çalışma akışkanları %50 su–%50 etilen glikol karışımı olan ısı eşanjörlerinin termo-hidrolik performansı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sistem iki ayrı dolaşım döngüsünden oluşmakta olup, eşanjör düzeni çapraz akışlı ters akış (ing. crossflow counter-current) olarak kurgulanmıştır. Akış direnci sıralamasının en düşükten en yükseğe doğru Gyroid < I-WP < Diamond < SplitP < Fischer–Koch S < F-RD < Primitive olduğu belirtilmiş olup; en yüksek akış direnci Primitive yapıda olup, Gyroid'e göre yaklaşık %23,5 daha yüksek akış direnci oluşturduğu ifade edilmiştir. Isı transfer kapasitesi açısından sıralama Primitive < Gyroid < I-WP < Diamond <F-RD< SplitP < Fischer–Koch S şeklinde verilmiş ve en yüksek ısı transfer kapasitesinin yaklaşık 34,57 W/cm^3 değerine ulaştığı rapor edilmiştir. Genel termo-hidrolik performansın birlikte değerlendirildiği PDK kriterine göre Gyroid yapının en iyi yapı olduğu ve geleneksel plakalı ısı eşanjörüne kıyasla yaklaşık %54 performans iyileştirmesi sağladığı belirtilmiştir [53].

Barokh, Zoiee, Najafi, Siavashi ve Sobati (2025), Gyroid, Diamond, Lidinoid ve Split-P tipi ÜPMY kafes yapıların ısı transferi ve akış özelliklerini sayısal olarak Voronoi köpük modeli ile kıyaslamıştır. Analizler sonucunda, en düşük basınç düşüşü Voronoi köpük modelde görülmüştür. Bununla birlikte, Diamond yapısı ise Voronoi köpüğüne kıyasla basınç düşüşünde yalnızca %33'lük bir artış göstermiş, ancak buna rağmen en yüksek PDK değerine ulaşmıştır. Kıvrımlılığı ve yüzey alanı en yüksek olan Split-P yapısında ise en yüksek ısı transfer performansı elde edilmiştir. Ayrıca, Lidinoid yapı hariç tüm ÜPMY kafes yapılarının ısı transfer özelliklerinin Voronoi köpük yapıya kıyasla daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu sonuçlar, ÜPMY yapılardaki yüksek yüzey alanının ısı transferi için avantaj sağladığını, Voronoi köpüklerin ise düşük basınç kaybı ve yüksek geçirgenliği sayesinde akış performansının verimli olduğunu göstermektedir [54].

Ornelas-Ramon, Gomez-Ortega, Perez-Barrera ve Piedra (2025), gyroid tipi ÜPMY yapıda akış ve ısı transferi özelliklerini laminer akış rejiminde sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, farklı Reynolds ve Prandtl sayıları ile yapı porozitesinin etkisi değerlendirilmiş; gyroid yapının karmaşık geometrisi nedeniyle akışın helisel ve üç boyutlu karakter

kazandığı, bunun da akışkan–katı temasını artırarak ısı transferini güçlendirdiği gösterilmiştir. Basınç kaybı davranışının Darcy–Forchheimer gözenekli ortam modeli ile başarılı şekilde temsil edilebildiği rapor edilmiştir. Ayrıca, geniş bir Reynolds ve Prandtl sayısı aralığında geçerli olacak şekilde, Nusselt sayısının Reynolds ve Prandtl sayılarına bağlı ampirik bir bağıntı ile ifade edilebildiği belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlar, gyroid ÜPMY yapıların ısı eşanjörü tasarımında mühendislik hesaplamalarına doğrudan entegre edilebilecek öngörücü modeller sunduğunu göstermektedir [55].

Wang ve diğerleri (2025), Gyroid tipi ÜPMY yapılar kullanılarak tasarlanan hava–kerosen çapraz akışlı bir ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, sıcak akışkan olarak hava, soğuk akışkan olarak havacılık keroseni (RP-3) kullanılmış; hacim oranı ve debi oranının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Gyroid yapının helisel ve split-merge (ayrılma–yeniden birleşme) akışlar oluşturarak akışkan karışımını artırdığı ve bu sayede ısı transferini güçlendirdiği gösterilmiştir. Sonuçlar, hava tarafının toplam performansı sınırlayan ana etken olduğunu, hacim ve debi oranlarının uygun seçilmesiyle genel ısı transfer katsayısının %65–75 oranında artırılabildiğini ortaya koymuştur. Buna karşın basınç kaybı cezası nedeniyle daha iyi termo-hidrolik denge için nispeten düşük hacim ve akış hızı oranı önerilmiştir. Ayrıca Gyroid hava–yakıt eşanjörünün, literatürdeki tipik ısı eşanjörü konfigürasyonlarına kıyasla hacim bazlı güç yoğunluğu ve normalize basınç kaybı açısından yaklaşık bir mertebe (ing. order of magnitude) iyileşme sağladığı belirtilmiştir [20].

3.1. Literatürde Akışkan Uygulamaları ve Termo-Hidrolik Performans Göstergelerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde, literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricilerinde akışkan seçimi ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları incelenmiştir. Farklı akışkan konfigürasyonları (hava–hava, su–su, hava–su ve özel akışkanlar) için kullanılan deneysel ve sayısal yöntemler karşılaştırılmış; çalışmalarda yaygın olarak raporlanan Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı, etkenlik ve performans göstergeleri üzerinden bir literatür sentezi oluşturulmuştur. Bu kapsamda, literatürde kullanılan temel değerlendirme parametreleri ve performans kriterleri Çizelge 3.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 3.1. Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[54]	Diamond, Gyroid, Lidinoid, Split-P ve Voronoi köpük	Su	Sayısal	Nu, f, geçirgenlik, kıvrımlılık (ing. tortuosity)	PDK	Diamond yapısında basınç düşümü Voronoi'ye göre yaklaşık %33 daha yüksek bulunmuştur. Voronoi referans alındığında ÜPMY yapıları arasında en yüksek PDK değeri Diamond (0,996) için elde edilmiş, ardından Gyroid (0,805), Split-P (0,692) ve Lidinoid (0,577) gelmiştir.
[45]	Diamond, Gyroid, Iwp, Fin	Hava	Deneysel Sayısal	Nu, h, ΔP, f	PDK	ÜPMY yapılar fin yapı referans alındığında belirgin ısı transferi artışı göstermiştir (Diamond yapının Nu artışı: %9–196). Ancak artan akış direnci nedeniyle bazı Reynolds sayılarında PDK değerinin 1'in altına düştüğü belirlenmiştir.
[48]	FK-S, Gyroid, Diamond, SplitP	Hava	Deneysel Sayısal	Nu, h, ΔP, f	j/f	FK-S geometrisi en yüksek ısı transfer performansını sergilemiş (Nu artışı %61,5–120), ancak artan Re sayılarında belirgin basınç kayıpları gözlenmiştir.
[56]	Gyroid	Pr = 0,7–14 aralığı; gazlar, su ve yağlar gibi farklı akışkanlar	Sayısal	Nu,ΔP, geçirgenlik, Forchheimer katsayısı, porozite, Re, Pr	-	Gyroid yapı için geniş akışkan aralığını temsil eden ($0,7 \leq Pr \leq 14$) bir Nusselt korelasyonu geliştirilmiş; basınç düşüşü Darcy–Forchheimer modeli ile başarıyla tahmin edilmiştir.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[49]	Diamond, Gyroid (deforme edilmiş ve standart)	Hava	Deneysel Sayısal	Nu, h, ΔP, f	j/f	Artan deformasyon ile ısı transferi iyileşmesine rağmen akış direncindeki artış performans dengesini etkilemiştir. j/f oranı, orta deformasyon seviyelerinde maksimum değerine ulaşarak Gyroid ve Diamond yapılar için optimum termohidrolik çalışma aralığını işaret etmiştir.
[57]	Schwartz D	Hava	Sayısal	Nu, f, ΔP, geçirgenlik, ısı transfer katsayısı, Re, termal performans	PDK	Duvar kalınlığının azalması ısı transferi ve termal performansı artırırken, artan duvar kalınlığı basınç düşümünü yükseltmiş ve geçirgenliği azaltmıştır.
[35]	Gyroid	Hava	Sayısal	Nu, f, Re, ısı transfer katsayısı (HTC), termal direnç (R)	PDK, j/f	Hücre boyutunun azalmasıyla yüzey alanı ve ısı transfer katsayısı artarken basınç kayıpları da yükselmiştir. Gyroid yapılar referans kanatlı ısı emiciye kıyasla %140–300 daha yüksek normalize ısı transferi sağlarken %860–3940 daha fazla normalize basınç kaybı oluşturmuştur.
[43]	Primitive, Gyroid ve Schwarz-D	Hava-Hava (çapraz akış)	Deneysel Sayısal	Q, U, ε, basınç düşümü, NTU	ε, NTU ve normalize basınç düşümü	Schwarz-D ısı eşanjörü Primitive ve Gyroid yapılara kıyasla sırasıyla %41–52 ve %4–12 daha yüksek ısı transfer oranı sağlamış ve etkenlik değerinin %70'e ulaştığı belirlenmiştir.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[37]	Gyroid	Su–su (paralel akış)	Sayısal, üretilebilirlik doğrulama	Isı transfer oranı, ısı transfer katsayısı, basınç düşümü, akış yapısı, yüzey alanı	Referans plakalı ısı eşanjörü ile karşılaştırmalı termo-hidrolik performans analizi	Gyroid ısı eşanjörünün geleneksel plakalı ısı eşanjörüne kıyasla 7,5 kata kadar daha yüksek ısı transfer oranı sağladığı belirlenmiştir. Artan yüzey alanı ve helisel akış yapısının ısı transferini artırdığı, buna karşın basınç düşümünün referans tasarıma göre daha yüksek olduğu raporlanmıştır.
[49]	Yeni ÜPMY tasarımları, Diamond, Gyroid, SplitP ve Lidinoid	Hava	Deneysel Sayısal	Nu, h, ΔP, f, Re, gözeneklilik, hidrolik çap	j/f tabanlı kapsamlı termo-hidrolik performans analizi	Yeni ÜPMY yapıları geleneksel ÜPMY modellere kıyasla %6–13,7 daha yüksek Nu ve %4,6–20 daha yüksek h sağlamıştır. Deneysel sonuçlar Gyroid yapıya göre %57'ye kadar Nu ve %68'e kadar h göstermiştir. Artan yapısal karmaşıklık ise daha yüksek basınç düşümüne yol acmıştır.
[58]	Gyroid	Hava–soğutucu (çapraz akış)	Deneysel, Sayısal, üretilebilirlik	Isı atımı,ΔP,ε, geometrik parametreler (hücre boyutu, kalınlık, en-boy oranı)	-	Gyroid ısı eşanjörleri, gövde borulu tasarıma kıyasla etkenliği 0,33'ten 0,71'e yükseltmiş ve daha yüksek sıcaklık düşüşü sağlamış; buna karşın hava tarafı basınç düşümü 0,118 kPa'dan 0,373 kPa' artmıştır.
[60]	Değişken akış kanallarına sahip Gyroid (even- uneven)	Su–su (çapraz-karşıt akış)	Deneysel	Q_{ort} , U, NTU, ε, ΔP , hücre boyutu, duvar kalınlığı	ε–NTU	Düzensiz akış kanallı Gyroid ısı eşanjörü, aynı sınır şartlarında even tasarıma kıyasla daha yüksek toplam ısı transfer katsayısı (1112, 85 W/m²K vs. 1095,81 W/m²K) , benzer ε değerleri (≈0,61)göstermiş; duvar kalınlığının azaltılması ve küçük hücre boyutları ısı transferini artırmıştır.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[59]	Gyroid	Saf su %0.6 Al_2O_3 içeren nanoakışkan	Deneysel Sayısal	Nu, Re, sürtünme katsayısı, PDK, sıcaklık dağılımı, ısı taşınım katsayısı	Nu, h, PDK ve sıcaklık uniformluğu	Nanoakışkan kullanımı daha yüksek Nusselt sayısı ve gelişmiş soğutma performansı sağlamıştır. Gyroid yapısı akış karışımını artırarak sınır tabaka gelişimini azaltmış ve sistemde daha uniform sıcaklık dağılımı oluşturmuştur.
[38]	Gyroid (sheet ve solid), Diamond ve fonksiyonel derecelendirilmiş ısı alıcıları	Hava – zorlanmış taşınım koşullarında	Sayısal, Üretilebilirlik	Taşınım ısı transfer katsayısı (U), yüzey sıcaklığı, basınç düşümü, Re, ısı girdisi ve akış davranışı	-	Gyroid sheet-network yapı en yüksek taşınım ısı transfer katsayısını göstermiş; ancak bu performans artışı daha yüksek basınç düşümü ile gerçekleşmiştir.
[42]	Diamond ve Gyroid tabanlı solid-network ve sheet-network ÜPMY ısı alıcıları	Hava – zorlanmış taşınım koşullarında	Deneysel Sayısal	ΔP, sürtünme katsayısı, Nu, ısı transfer katsayısı (h_A), termal direnç (R_{th}), Colburn j-faktörü ve termal verimlilik indeksi	Colburn j-faktörü, termal verimlilik indeksi	G-Solid yapı en düşük sürtünme katsayısını göstermiştir; bunun nedeni daha büyük gözenek boyutu ve daha düşük yüzey alanıdır. En yüksek yüzey alanına sahip G-Sheet yapı en yüksek alan bazlı ısı transfer katsayısını ve en düşük termal direnci sağlamıştır.
[47]	Uniform Gyroid ve çok boyutlu kalınlık ile level-set gradyanlı TPMS tabanlı ısı eşanjörü	Hava	Sayısal	Re, ΔP, Nu, taşınım ısı transfer katsayısı, sıcaklık dağılımı, ÜPMY kalınlığı ve level-set değerleri	Nu, h ve ΔP	Level-set gradyanlı Gyroid yapı, uniform modele kıyasla %26,02–60,10 daha yüksek taşınım ısı transfer performansı ve %9,66–18,05 daha düşük basınç düşümü göstermiştir. Ayrıca 2:4:6 kalınlık gradyanı, 6:4:2 tasarıma göre %30.22 daha yüksek toplam ısı transfer verimliliği sağlamıştır.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[41]	Gyroid, Schwarz-D, Schwarz-P, Neovius, Fisher-Koch S ve PNS tabanlı yapılar	Su	Sayısal	Re, Nu, sürtünme katsayısı, hidrolik çap	Nu, f ve ısı transfer katsayısı korelasyonları	ÜPMY/PNS yapılar borulara kıyasla 1,3–14,6 kat daha yüksek Nu sayısı göstermiştir. Schwarz-D en yüksek ısı transfer performansını sunarken, sürtünme katsayıları borulara göre yaklaşık bir mertebe daha yüksektir. Aynı ısı yükü ve basınç düşümünde Schwarz-D ısı eşanjörü, borulu tasarıma göre 3–10 kat daha küçük hacimde tasarlanabilmiştir.
[40]	Schoen-G çekirdekli karşı akışlı ısı eşanjörü ve referans olarak PCHE	Süperkritik CO_2 (SCO_2) – soğuk akışkan olarak su	Sayısal	Isı transfer katsayısı, Nu, sürtünme katsayısı, Re, PDK, sıcaklık farkı	Nu/Nu_0, f/f_0, PDK	Schoen-G eşanjöründe Nu/Nu_0 = 1,07–1,49, f/f_0 = 0,38–0,50 ve PDK = 1,45–2,04 aralığında bulunmuş; bu durum PCHE'ye kıyasla daha yüksek ısı transfer performansına işaret etmiştir. Ayrıca ortalama ısı transfer katsayı daha büyük bulunurken sürtünme katsayısı daha düşük rapor lanmıştır.
[39]	Schoen gyroid	Su-su	Deneysel Sayısal	U, ε, NTU, hacimsel ısı transfer katsayısı, Re, sıcaklık değişimi	ε–NTU	Gyroid eşanjör 120–160 W/m²K toplam ısı transfer katsayısı ve 10–20 °C sıcaklık değişimi göstermiştir. Geleneksel karşı akışlı eşanjöre kıyasla %55 daha yüksek etkenlik sağlamıştır.
[20]	Gyroid tip TPMS çekirdekli çapraz akışlı ısı eşanjörü	Hava – kerosen (RP-3) (gaz–sıvı, çapraz akış)	Sayısal	Re, Nu (Nu_h, Nu_c), ΔP, toplam ısı transfer katsayısı (U), ε, NTU, hız oranı (R_{vel}), hacim oranı (R_{vol})	Nu/Nu_0, f/f_0, OPT (toplam performans faktörü), U, ε–NTU	Hacim oranı ve hız oranı optimizasyonu ile toplam ısı transfer katsayısı %65,2–75,7 oranında artırılmıştır. Gyroid TPMS eşanjör, geleneksel eşanjörlere kıyasla hacim bazlı güç yoğunluğunu yaklaşık bir mertebe artırmış; optimum performans için düşük Rvol ve Rvel önerilmiştir.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[46]	I-WP, Neovius, Fischer–Koch S (F-KS) ve Primitive	Helyum	Sayısal	Re (Re_h), hücre hacim oranı (R), Nu, sürtünme katsayısı, ΔP, hidrolik çap	Nu, f, j/f ve ampirik korelasyonlar	Neovius ve I-WP kanalları periyodik hızlanma/yavaşlama ve ikincil akışlar sayesinde daha yüksek ısı transferi sağlamıştır. Primitive en düşük basınç düşümüne ancak en zayıf ısı transfer performansına sahiptir. F-KS kanal en iyi toplam termo-hidrolik performansı (j/f) göstermiştir. Re_h arttıkça Nu artmış, f azalmıştır. Nu ve f için türbülanslı rejimde geçerli ampirik korelasyonlar önerilmiştir.
[53]	Gyroid, Fischer–Koch S, Diamond, I-WP, Primitive, F-RD ve Split-P tabanlı TPMS çekirdekli çapraz akışlı ısı eşanjörü	Su / %50 etilen glikol – su karışımı (iki akışkanlı, çapraz akış)	Deneysel, Sayısal	Re, Nu, ΔP, sürtünme katsayısı, toplam ısı transfer katsayısı (U), hacimsel ısı transfer oranı, Voronoi hidrolik çap	Nu, f, Nu/f, $Nu/f^{1/3}$ ve PDK	Gyroid yapı en düşük basınç düşümünü (Re=6000'de 2297 Pa, Primitive'in %23,44'ü) göstermiştir. Fischer–Koch S en yüksek hacimsel ısı transferini sağlamış ve 34,57 W/cm³ değerine ulaşmıştır. En yüksek Nusselt sayısı Gyroid için Nu≈66 olarak raporlanmıştır. Gyroid, geleneksel plaka eşanjörlere kıyasla %54 daha yüksek PDK değeriyle en iyi genel performansı sunmuştur.
[52]	Gyroid tabanlı TPMS çekirdekli ısı eşanjörü	Su–su (iki akışkanlı, karşı akışlı düzen)	Deneysel, Sayısal	Re, Nu, ΔP, NTU, sıcaklık etkenliği (ε), hücre boyutu, ısı akısı, exergy yıkımı	NTU, ε, Nu, ΔP, exergy yıkımı	Gyroid ısı eşanjörü, benzer ısı transfer alanına sahip plaka eşanjöre kıyasla ortalama %10,5 daha yüksek NTU ve yaklaşık %5 daha yüksek sıcaklık etkenliği sağlamıştır. Aynı performans %30 daha küçük hacimde elde edilirken, basınç düşümü daha yüksek bulunmuştur. En yüksek etkenlik ε ≈ 0,71 düşük debilerde raporlanmıştır.

Çizelge 3.1. (devam) Literatürde ÜPMY tabanlı ısı değiştiricileri için akışkan uygulamaları ve termo-hidrolik performans değerlendirme yaklaşımları

Referans	Yapı	Çalışma Akışkanı	Yöntem	Değerlendirilen Parametreler	Performans Göstergesi	Bulgular
[44]	Schwarz-D (S-D)	Hava–hava (iki akışkanlı, çapraz akış	Deneysel Sayısal	Re_Channel ve Re_Ünit, Nu (kanal ve birim bazlı), basınç düşümü (ΔP), U, h, NTU, etkenlik (ε), toplam termal direnç (1/UA), sürtünme katsayısı	ε, NTU, U, Nu, ΔP, genel termal verim (η)	Birim boyutu 8 mm olan S-D HX, 12 mm ve 16 mm'ye kıyasla etkenliği en az %10–18 artırmış, ancak basınç düşümünü %42–64 artırmıştır. Yüksek debilerde küçük birim boyutunun ısı transfer avantajı artmıştır. Re_{birim}, farklı birim boyutları ve akış oranları için Nu ve ΔP verilerini tek korelasyonda başarıyla temsil etmiştir; ε–NTU yöntemi ÜPMY ısı eşanjörleri için geçerlidir.
[15]	Fonksiyonel derecelendirilmiş hibrit ÜPMY ısı eşanjörü (FGH) (Gyroid → Diamond geçişli)	Su–su (iki akışkanlı, karşı akışlı düzen)	Deneysel Sayısal	Re, Nu, toplam ısı transfer katsayısı (U), ΔP, sürtünme katsayısı (f), PDK, exergy	Nu, U, ΔP, f, PDK, exergy	FGH-ÜPMY tasarım, Gyroid referansa göre ısı transfer katsayısını %5,26–7,43 artırmış, akış direncini %14.4 azaltmış ve PDK'sı %15,7 yükseltmiştir.
[50]	Gyroid tabanlı ÜPMY ısı eşanjörü; akış yönünde uzatılmış (streamwise-stretched) kafes yapılar (β = 1,0; 1,5; 2,0; porozite = %70)	Su–su (iki akışkanlı, karşı akışlı düzen)	Deneysel Sayısal	Re, Nu, ΔP, toplam ısı transfer katsayısı (U), ısı transfer oranı (Q̇), sürtünme katsayısı (f)	Nu, f, ΔP, U, PDK, akış uniformluk indeksi (Pv)	Gyroid yapının akış yönünde uzatılması ile basınç düşümü %80'e kadar azaltılmış, buna karşılık ısı transfer oranı %28 azalmıştır. Buna rağmen optimize edilmiş yapı genel performansı yaklaşık %10 artırmıştır (PDK). Elde edilen Nu–Re ve f–Re ampirik korelasyonları, geometrik parametre (β) içerecek şekilde önerilmiştir.

Literatürde ÜPMY tabanlı ısı eşanjörlerinin termo-hidrolik performansı, ısı transferi artışı ile buna eşlik eden basınç kaybı arasındaki dengeyi ortaya koymak amacıyla farklı boyutsuz parametreler üzerinden değerlendirilmiştir. Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme katsayısı (f) en yaygın kullanılan temel göstergeler olmakla birlikte, bu iki etkinin birlikte değerlendirilmesini sağlayan Performans Değerlendirme Kriteri (PDK) ve j/f oranı gibi bileşik göstergelerin ÜPMY yapılar için daha anlamlı karşılaştırmalar sunduğu görülmektedir. Etkenlik–NTU yaklaşımı ise çoğunlukla sistem düzeyinde, eşanjörün genel ısı değişim kapasitesinin değerlendirilmesinde tercih edilmiştir. Bu doğrultuda, literatürde ÜPMY yapılar için performans değerlendirmesinin ağırlıklı olarak Nu–f–PDK çerçevesinde ele alındığı söylenebilir.

Mevcut çalışmalar incelendiğinde, ÜPMY tabanlı yapıların yüksek özgül yüzey alanı ve karmaşık akış yolları sayesinde ısı transferini artırabildiği; ancak bu artışın çoğu durumda artan basınç kaybı ile birlikte gerçekleştiği görülmektedir. Hücre boyutu, porozite (bağıl yoğunluk), duvar kalınlığı ve akış kanalı düzeni gibi geometrik parametrelerin, ısı transferi–basınç kaybı dengesi üzerinde belirleyici rol oynadığı birçok çalışmada vurgulanmıştır. Bu kapsamda, literatürde uniform (sabit) geometrilere ek olarak fonksiyonel olarak derecelendirilmiş (FD) ÜPMY yapıların da incelendiği; ancak bu çalışmaların sayıca sınırlı olduğu büyük ölçüde tek akışkanlı konfigürasyonlar ile gerçekleştirildiği görülmektedir.

Uniform (sabit) ve fonksiyonel olarak derecelendirilmiş ÜPMY yapıların termo-hidrolik performans açısından doğrudan karşılaştırıldığı çalışmalarda, fonksiyonel derecelendirmenin akış yönünde ısı transferi ve basınç kaybı dağılımını dengeleyerek genel performansı iyileştirme potansiyeline sahip olduğu raporlanmıştır. Bununla birlikte, bu karşılaştırmaların çoğunlukla aynı geometrik çekirdeğin hem uniform hem de fonksiyonel derecelendirilmiş kıyaslarını kapsamadığı, çapraz akışkan ve performans değerlendirmesinin sınırlı sayıda gösterge ile yapıldığı dikkat çekmektedir. Özellikle gaz–sıvı çalışan sistemlerde, uniform ve fonksiyonel derecelendirilmiş ÜPMY yapıların aynı çalışma koşulları ve aynı performans göstergeleri (Nu, f ve PDK) temelinde deneysel ve sayısal olarak birlikte ele alındığı çalışmalar literatürde oldukça sınırlıdır.

Bu tez kapsamında, literatürdeki sınırlı çalışmalardan hareketle, fonksiyonel olarak derecelendirilmiş ÜPMY yapıya sahip bir ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansı hava–su çapraz akışlı çalışma koşulları altında deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu

doğrultuda, bağıl yoğunluğun akış yönünde değiştiği fonksiyonel derecelendirilmiş bir gyroid ısı eşanjörü prototipi tasarlanarak eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Deneysel çalışmalarda, farklı hava hızları ve su debileri altında ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri belirlenmiş; elde edilen veriler konjuge ısı transferi yaklaşımıyla oluşturulan HAD modeli ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Deneysel prototipin akış davranışını temsil edecek şekilde geliştirilen kısmi sayısal model aracılığıyla çözüm maliyeti azaltılmış ve modelin temsiliyet kabiliyeti değerlendirilmiştir. Ayrıca, hava–hava, sıvı–sıvı ve hava–sıvı çalışma koşullarında uniform ve fonksiyonel derecelendirilmiş yapıların performans karşılaştırmaları sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırmalar, Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve Performans Değerlendirme Kriteri (PDK) temel alınarak gerçekleştirilmiş olup, bu yönüyle tez, ÜPMY tabanlı ısı eşanjörlerinde fonksiyonel derecelendirmenin uniform yapılarla karşılaştırmalı performansını ortaya koyan; deneysel doğrulama ve sayısal modellemenin birlikte ele alındığı kapsamlı bir inceleme sunmaktadır.

4. TASARIM VE ÜRETİM

Bu bölümde, deneysel çalışmalarda kullanılan gyroid yapıda prototip ısı eşanjörünün tasarım aşamaları ile eklemeli imalat yöntemiyle gerçekleştirilen üretim süreci ayrıntılı olarak sunulmaktadır.

Gyroid tabanlı ısı eşanjörünün tasarımında parametre seçimi, termo-hidrolik performans hedefleri ile üretim kısıtları arasındaki mühendislik dengesini sağlayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda yüzey alanının artırılması, akış direncinin sınırlandırılması, akışın dengeli dağıtılması ve yapısal bütünlüğün korunması tasarım kararlarını yönlendiren başlıca kriterler olmuştur. Birim hücre boyutu, et kalınlığı ve bağıl yoğunluk ise bu çok boyutlu tasarım çerçevesi içerisinde belirlenmiştir.

Tez çalışmasında iki farklı geometrik yapı konfigürasyonu incelenmiştir:

- Sabit (uniform) bağıl yoğunlukta gyroid yapı (U-gyroid)
- Bağıl yoğunluğu fonksiyonel olarak derecelendirilmiş gyroid yapı (FD-gyroid)

Sabit yapı referans model olarak kullanılırken, fonksiyonel derecelendirme yaklaşımıyla bağıl yoğunluğun akış yönü boyunca değiştirilmesinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisinin karşılaştırılması amaçlanmıştır.

Ayrıca, tez kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerine temel oluşturan diğer ısı eşanjörü geometrilerinin de tasarım ve sayısal modelleme süreçleri de bu bölümde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Bu kapsamda yürütülen çalışmalar üç temel aşamada ele alınmıştır:

Geometri oluşturma aşaması: Sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel olarak derecelendirilmiş gyroid yapılara ait ısı eşanjörü geometrilerin oluşturulması ve ÜPMY tabanlı tasarımlar için genel iş akışının belirlenmesi.

Prototip üretim aşaması: Deneysel çalışmalarda kullanılacak gyroid ısı eşanjörü prototipinin tasarlanması, üretim öncesi doğrulama amacıyla SLA ve SLS yöntemleriyle deneme üretimlerin yapılması ve AlSi10Mg kullanılarak SLM yöntemiyle nihai üretimin gerçekleştirilmesi.

Karakterizasyon ve üretim doğrulama aşaması: Prototip ısı eşanjörünün kalite kontrolü kapsamında bilgisayarlı tomografi (CT) taramasının yapılması ve üretim doğruluğunun değerlendirilmesi.

4.1. Geometri Seçim Gerekçeleri

Gyroid geometrisi; süreklilik gösteren yüzey yapısı sayesinde akış ayrılmalarını azaltma potansiyeli, yüksek özgül yüzey alanı sunması ve kendi kendini destekleyebilen formu ile eklemeli imalata uygunluk sağlaması nedeniyle tercih edilmiştir. Fonksiyonel derecelendirme yaklaşımı ise akış yönü boyunca değişen yerel ısı transfer gereksinimlerine uyum sağlayabilen bir yapı oluşturmak amacıyla uygulanmıştır. Belirlenen tasarım yaklaşımı doğrultusunda gyroid tabanlı yapıların oluşturulmasına ilişkin modelleme süreci bir sonraki bölümde ayrıntılı olarak anlatılmaktadır.

4.2. Geometrilerin Oluşturulması

Bu bölümde, ÜPMY kafes yapıda ısı eşanjörlerinin oluşturulma sürecine ilişkin genel bir bakış sunulmaktadır. Çalışma kapsamında, deneysel ve sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel olarak derecelendirilmiş gyroid yapılarının nTopology ortamında tasarım ve modelleme adımları detaylı olarak açıklanmaktadır. Ayrıca, burada sunulan tasarım konsepti ve modelleme prosedürleri, benzer diğer ÜPMY tabanlı tasarımlara da uygulanabilir niteliktedir.

4.2.1. Gyroid yapının matematiksel tanımı

ÜPMY yapılar genellikle trigonometrik fonksiyonlar kullanılarak seviye seti yaklaşım denklemleri ile tanımlanmaktadır. Gyroid minimal yüzeylerinin elde edilmesinde başvurulan temel denklem, eşitlik (4.1) ile verilmiştir [72]:

$$\sin(x)\cos(y) + \sin(y)\cos(z) + \sin(z)\cos(x) = c \qquad (4.1)$$

x, y ve z değişkenleri sırasıyla $x= 2\pi X/L_x$, $y= 2\pi Y/L_y$, $z= 2\pi Z/L_z$ olarak tanımlanmaktadır. Burada X,Y ve Z kartezyen koordinatları; L_x,L_y,L_z sırasıyla X,Y ve Z yönlerindeki birim hücre boyutlarını ifade eder. “c” seviye seti sabitidir. Sabit bir “c” değeri yapının sabit bağıl

yoğunlukta olmasın sağlarken; “c” değerinin lineer olarak değiştirilmesi, bağıl yoğunluk derecelendirmesine yani fonksiyonel olarak derecelendirilmiş kafes yapıların oluşturulmasına olanak sağlar [71,72].

4.2.2. nTopology ile Kafes Yapı Tasarımı – Genel İş Akışı

nTopology [61], eklemeli imalat için karmaşık ve fonksiyonel geometri tasarımına olanak tanıyan bir yazılım aracıdır. Alan tanımlı modelleme yaklaşımıyla çalışan nTopology, topoloji optimizasyonu, kafes yapılar ve ÜPMY yapılar gibi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Geleneksel CAD yazılımlarına göre daha esnek bir tasarım süreci sunar.

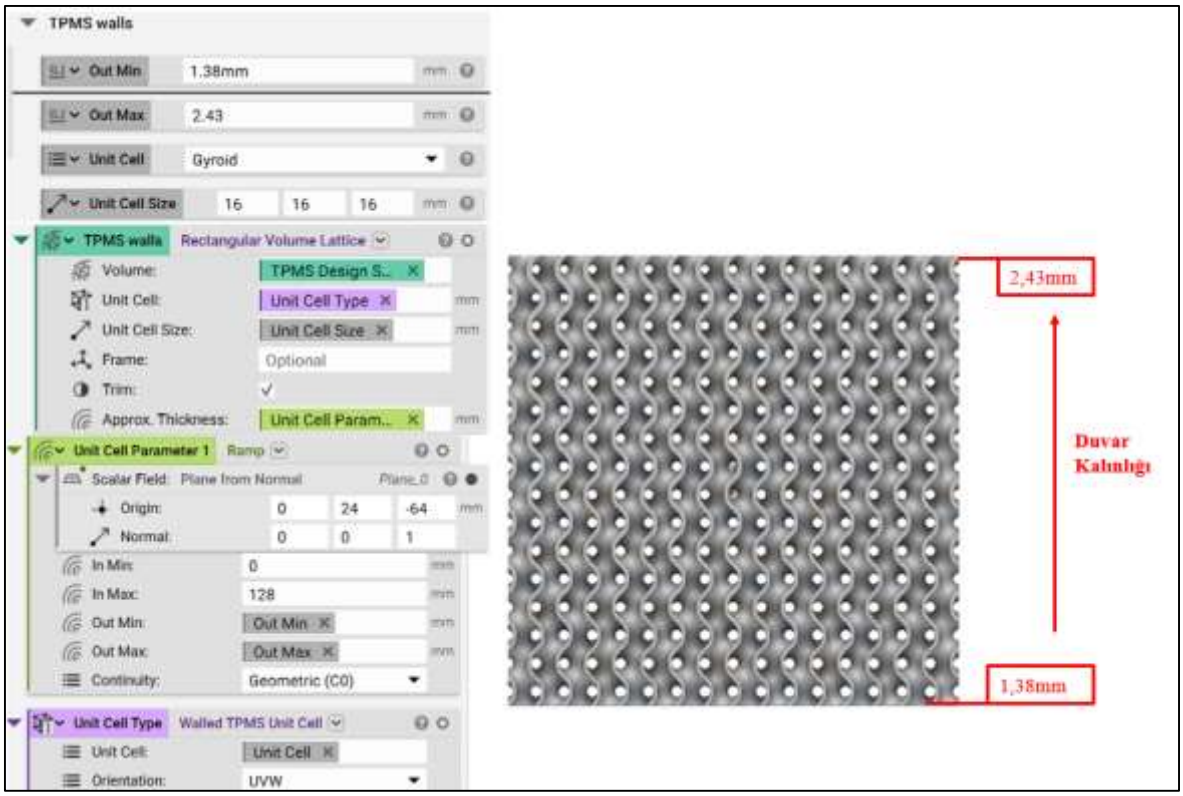
Bu alt başlıkta, tez kapsamında ele alınan gyroid tabanlı kafes yapıların nTopology yazılımı kullanılarak oluşturulmasına ait genel tasarım ve modelleme iş akışı sunulmaktadır. Tasarım süreci, tasarım alanının tanımlanmasından başlayarak kafes yapının oluşturulması, akışkan hacimlerinin elde edilmesi ve geometrinin dışa aktarılmasına kadar olan adımları kapsamaktadır.

Tasarım alanının tanımlanması: nTop içinde “Box” komutu kullanılarak tasarım alanı oluşturulmuştur. Alternatif olarak, tasarım alanı CAD yazılımı ile modellenerek, nTopology içerisine “Import Part” komutu ile aktarılabilmektedir. Sabit bağıl yoğunluklu yapıya ait modelde tasarım alanı doğrudan nTopology içerisinde tanımlanmıştır. Deneysel prototipin üretimine yönelik çalışmalarda, flanşlı yapıya sahip üretim geometrisi ayrıca oluşturulmuş ve nTopology ortamına import edilmiştir.

Gyroid kafes yapının oluşturulması: Tasarım alanı içerisine gyroid tabanlı kafes yapı duvarları yerleştirilmiştir. Bu amaçla, “Rectangular Volume Lattice” ve “Walled Tpms Unit Cell” komutu kullanılarak tasarım hacmi içerisinde kafes yapı oluşturulmuştur. Bu adımda, kafes tipi olarak gyroid seçilmiş; birim hücre boyutları, kafes yapı et kalınlığı ve yönlenmesi tasarım gereksinimlerine uygun olacak şekilde tanımlanmıştır. Böylece istenilen bağıl yoğunluk değerlerini sağlayan kafes yapı elde edilmiştir (Şekil 4.1).

- Bu tez çalışmasında gyroid kafes tasarımında esas alınan birim hücre boyutu 16x16x16 mm’dir.

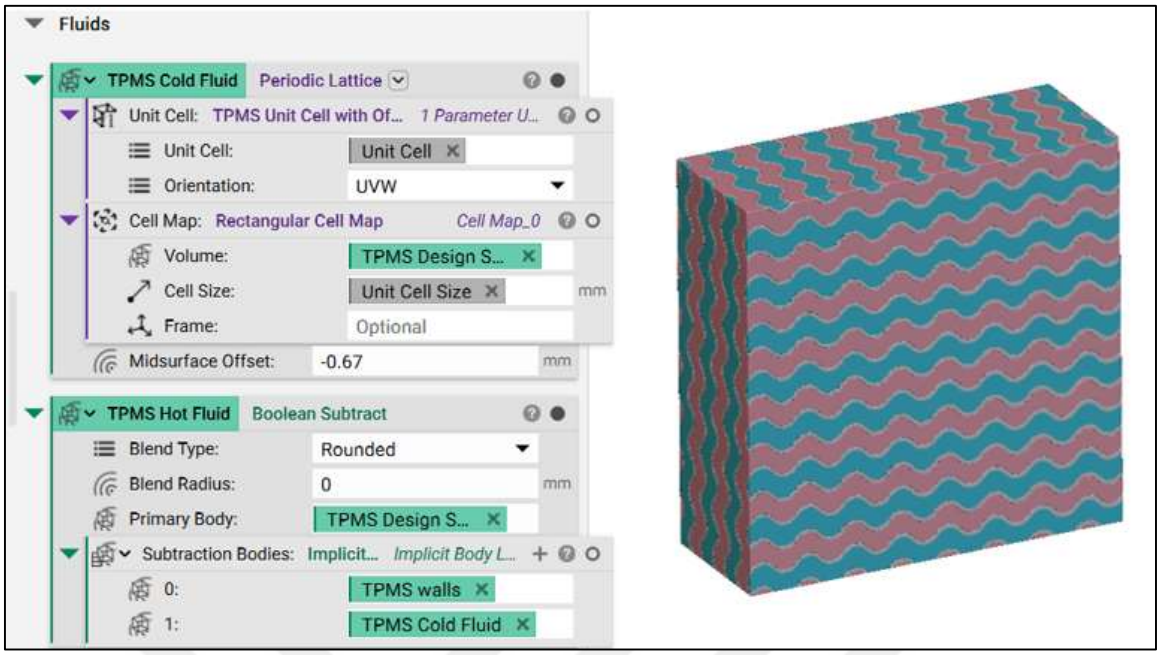
- Sabit (uniform) bağıl yoğunlukta oluşturulan kafes yapı için et kalınlığı değeri 1,38 olarak tüm tasarım alanı boyunca sabit tutulmuştur.
- Fonsiyonel olarak derecelendirilmiş kafes yapı oluşturabilmek için ise “Ramp” komutu kullanılmıştır. Bu sayede et kalınlığı parametresi ve geçiş yönü ayarlanarak kafes yapı içerisinde kademeli bir derecelendirme sağlanmıştır. Bu çalışmada, et kalınlığı değeri 1,38 mm’den 2,43 mm’ye artacak şekilde ayarlanmıştır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörünün kafes yapı tasarımı

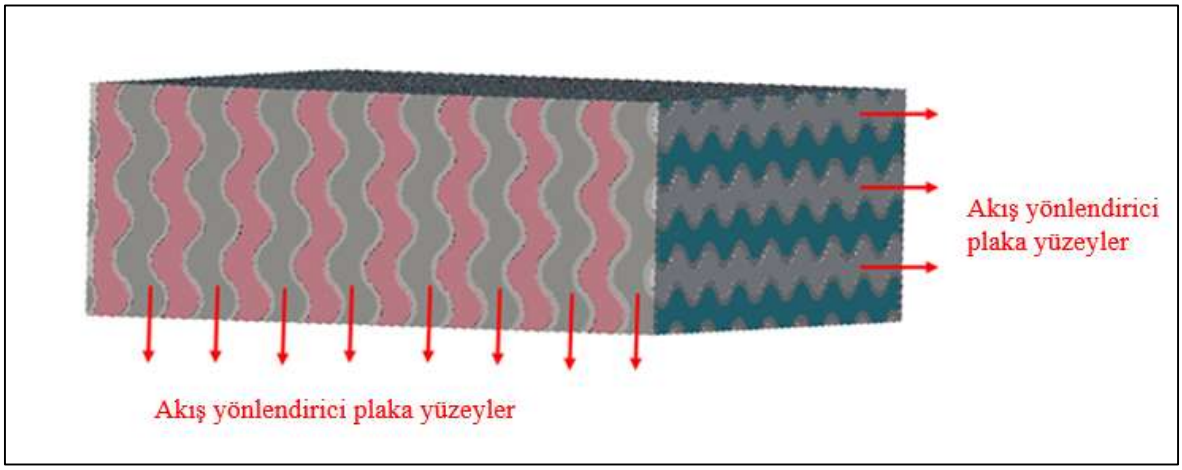
Akışkan hacimlerinin oluşturulması: Isı eşanjörü içerisinde yer alan soğuk ve sıcak akışkan hacimleri ayrı ayrı tanımlanmıştır (Şekil 4.2).

- Soğuk akışkan hacmi, Rectangular Volume Lattice” ve “TPMS unit cell with offset” komutları kullanılarak tasarım hacmi içerisinde oluşturulmuştur. Bu aşamada kafes tipi, yönlenmesi, hücre dizilimi ve offset parametresi tanımlanmıştır.
- Sıcak akışkan hacmi ise “Boolean Subtract” komutu kullanılarak oluşturulmuştur. Bu işlemde, tasarım alanı primary body olarak seçilmiş; gyroid duvarlar ve soğuk akışkan hacmi ise subtraction bodies olarak tanımlanarak tasarım alanından çıkarılmıştır.



Şekil 4.2. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjöründe soğuk ve sıcak akışkan hacimlerinin tanımlanması

Akış yönlendirici plaka (ing. baffle) geometrilerinin oluşturulması: Akışkanlar arasındaki çapraz akış düzeninin sağlanması, giriş ve çıkış bölgelerinde akışkanların birbirleriyle karışmasının önlenmesi ve akış yönlendirmesinin kontrol edilebilmesi için akış yönlendirici plaka yüzeyleri oluşturulmuştur. Gyroid yapıda giriş ve çıkış bölgelerine "Box" komutuyla dört adet kapatma plakaları tanımlanmıştır. Ardından, her bir plaka için "Boolean intersect" komutu kullanılarak plakalar ile soğuk ve sıcak akışkan hacimleri ayrı ayrı kesiştirilmiş ve bu işlem sonunda akış yönlendirici plaka yüzeyleri oluşturulmuştur (Şekil 4.3).



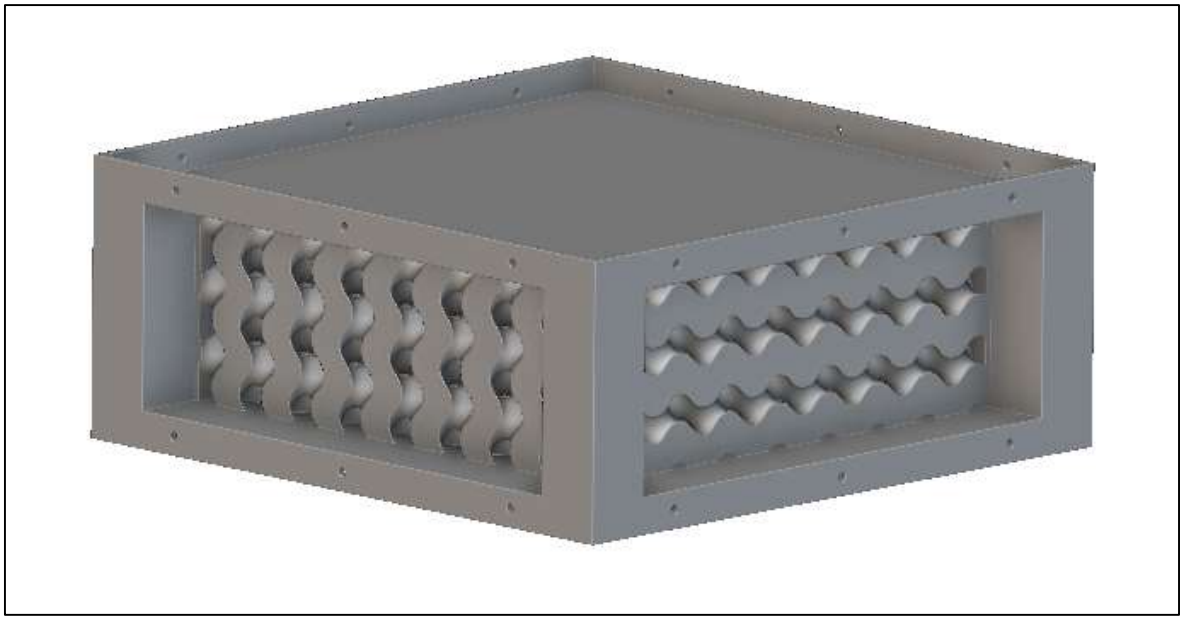
Şekil 4.3. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjöründe akışkan hacimleri ile birlikte akış yönlendirici plaka yüzeyleri

Geometrinin dışarı aktarılması

Flanşlı yapı, gyroid duvarlar ve akış yönlendirici plaka yüzeyleri “Boolean Union” komutu kullanılarak birleştirilmiştir. Deneysel prototipin üretim aşamasında, elde edilen nihai geometri .stl formatında dışa aktarılarak eklemeli imalat sürecinde kullanılmıştır (Şekil 4.4).

İlk aşamada gerçekleştirilen sayısal analizlerde kullanılan sabit bağıl yoğunluklu yapılar, HAD analizlerinde kullanılmak üzere “Mesh from Implicit Body” komutu aracılığıyla .stl formatında dışa aktarılmıştır. Bu geometrilerde periyodik sınır şartları uygulanabildiğinden, çözüm alanı görece sınırlı tutulabilmiştir.

Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş gyroid yapıya ait geometri ise, bağıl yoğunluğun uzaysal olarak değişmesi nedeniyle periyodik sınır şartlarının uygulanmasına imkân vermemiş ve bu nedenle çözüm alanı daha büyük tek parça bir hacim olarak modellenmiştir. Artan geometrik karmaşıklık ve çözüm alanı hacmi nedeniyle, HAD analizlerinde ağ eleman sayısının kontrol altında tutulabilmesi amacıyla geometri. step formatında dışa aktarılmıştır. Bu sayede yüzey birleştirme (surface merging) işlemleri daha etkin bir şekilde gerçekleştirilebilmiş, gereksiz yüzey bölünmeleri azaltılmış ve böylece ağ eleman sayısı düşürülerek sayısal çözüm maliyeti azaltılmıştır.



Şekil 4.4. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörüne ait nihai prototip geometrisi

Çizelge 4.1. ile tez çalışması kapsamında oluşturulan sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel olarak derecelendirilmiş gyroid tabanlı ÜPMY yapıların geometrik özellikleri özetlenmiştir.

Çizelge 4.1. Gyroid yapıların geometrik özellikleri

Yapı Tipi	Bağıl yoğunluk (%)	LxWxH (x x y x z) (mm)	Birim hücre boyutu (mm)	Et kalınlığı (mm)
Sabit gyroid yapı	%18	48x48x16	16	1,38
Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid	%18-30	48x48x16	16	1,38 -2,43
Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid (prototip)*	%18-30	128x48x128	16	1,38 -2,43
*Bu yapıda bağıl yoğunluk z-ekseni boyunca kademeli olarak %18'den %30'a artırılmıştır.				

4.3. Gyroid Isı Eşanjörünün Üretimi

Birim hücre boyutu, termo-hidrolik performans ile üretilebilirlik sınırları birlikte değerlendirilerek belirlenmiştir. Daha küçük hücre boyutları özgül yüzey alanını artırma potansiyeli taşımakla birlikte eklemeli imalat sürecinde tıkanma, toz uzaklaştırma zorluğu ve geometrik doğruluk kayıpları riski oluşturmaktadır. Daha büyük hücre boyutları ise özgül yüzey alanını azaltarak ısı transfer performansını sınırlayabilmektedir. Bu nedenle 16 mm hücre boyutu, performans ve üretilebilirlik arasında denge sağlayacak şekilde seçilmiştir.

Seçici Lazer Ergitme (SLM) üretiminde minimum kanal açıklığının korunması ve üretim sonrası toz uzaklaştırılabilirliğin sağlanması amacıyla hücre boyutunun yeterli akış kesiti oluşturması hedeflenmiştir. Bununla birlikte, ÜPMY tabanlı ısı eşanjörü çalışmalarında kullanılan hücre boyutları dikkate alınarak literatür ile ölçek uyumu sağlanmıştır. Ayrıca seçilen hücre boyutu, sayısal model doğrulama çalışmalarında kullanılan referans geometri ölçeği ile uyumlu olacak şekilde belirlenmiş ve sayısal sonuçların literatür ile karşılaştırılabilirliği desteklenmiştir. Geometrik ölçek küçüldükçe hücre sayısının azalmasına bağlı olarak akış kesiti değişiminin daha lokal gerçekleşebileceği tasarım aşamasında dikkate alınmıştır.

Et kalınlığı aralığı (1,38–2,43 mm), hedeflenen bağıl yoğunluk aralığını (%18–30) sağlayacak şekilde parametrik olarak belirlenmiştir. ÜPMY tabanlı geometri oluşturulurken seviye-set yüzey parametresinin değiştirilmesi ile katı hacim oranı kontrol edilmiş ve buna

bağlı olarak efektif et kalınlığı oluşmuştur. Belirlenen et kalınlığı aralığının alt sınırı, Seçici Lazer Ergitme (SLM) üretiminde güvenli minimum üretilebilir duvar kalınlığı limitlerinin altına düşmeyecek şekilde sınırlandırılmıştır. Üst sınır ise hedef bağıl yoğunluk değerinin aşılmaması ve akış kesitinin aşırı daralmaması dikkate alınarak belirlenmiştir.

4.3.1. Üretim sürecinde karşılaşılan zorluklar ve yaklaşım

Karmaşık iç kafes geometrilerine sahip olan ÜPMY yapıda ısı eşanjörlerinin eklemeli üretim yöntemleriyle üretiminde, sızdırmazlık özelliklerinin sağlanabilmesi için, iç yapı bütünlüğünün sağlanması, gözenek ve boşluk kusurları olmaksızın kafes yapıların eksiksiz olarak oluşturulması ve geometrik doğruluğun sağlanması kritik önem taşımaktadır. Gyroid yapının üretiminde, inşa yönünün belirlenmesi; katmanlar arasında bağlanmayı ve yapı bütünlüğünü etkileyen kritik bir parametredir. İnşa yönünün hatalı tercihi, yapının yığılmasına, katmanların zayıf bağlanmasına ve deformasyona sebep olabilir. Akışkan kanallarının korunması ve mekanik dayanımın sağlanması için bu parametrenin gözönünde bulundurulması önem taşımaktadır.

Bir diğer önemli husus, eklemeli üretim parametrelerinin ve kullanılan malzemelerin termal özelliklerinin nihai ürün kalitesi üzerindeki etkisidir. Üretim sürecinde sıcaklık dağılımının etkin kontrolünün sağlanamaması çarpılma ve geometrik bozulma problemlerine neden olabilir.

Bu nedenlerle, çalışmada tasarım doğruluğundan ve szıdırmazlıktan emin olabilmek için üretim süreci kademeli olarak ilerletilmiştir.

4.3.2. Deneme üretimleri

Nihai üretim öncesinde, tasarımın üretilebilirliğini ve iç kafes yapının doğruluğunu değerlendirebilmek amacıyla deneme üretimleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda reçine malzeme kullanılarak stereolitografi (SLA) yöntemi ile ve PA 3200 GF takviyeli poliamit malzeme kullanılarak seçici lazer sinterleme (SLS) yöntemi ile deneme numuneleri üretilmiştir.

SLA yöntemi ile gerçekleştirilen üretimde, geometrik doğruluğun ve tasarım bütünlüğünün gözlenmesi amaçlanmıştır. SLS yöntemi ile gerçekleştirilen deneme üretimlerinde ise ısı eşanjörünün çekirdek yapısı ayrıntılı olarak incelenmiş; bu amaçla hem açık (flanşsız) hem de flanşlı olmak üzere iki farklı prototip versiyonu üretilmiştir. Ancak üretilen numunelerde akış kanallarında toz birikimine bağlı kürlenme tıkanıklık problemleriyle karşılaşılmıştır. Elde edilen bulgular, SLS yönteminin bu geometri için üretim hassasiyeti açısından sınırlı kalabileceğini göstermiştir. SLA yöntemiyle üretilen numuneler Şekil 4.5'de, SLS yöntemiyle üretilen numuneler ise Şekil 4.6'da sunulmaktadır. Bu kapsamda SLA ve SLS üretimleri, nihai ürün elde etmekten ziyade tasarımın üretilebilirliğinin doğrulanmasına yönelik bir ön adım olarak gerçekleştirilmiştir. Nihai kullanım koşullarında gerekli olan yüksek ısıl iletkenliği sağlayabilmek amacıyla prototip üretiminde metal esaslı Seçici Lazer Ergitme (SLM) yöntemi tercih edilmiştir.



Şekil 4.5. SLA ile üretilen prototip

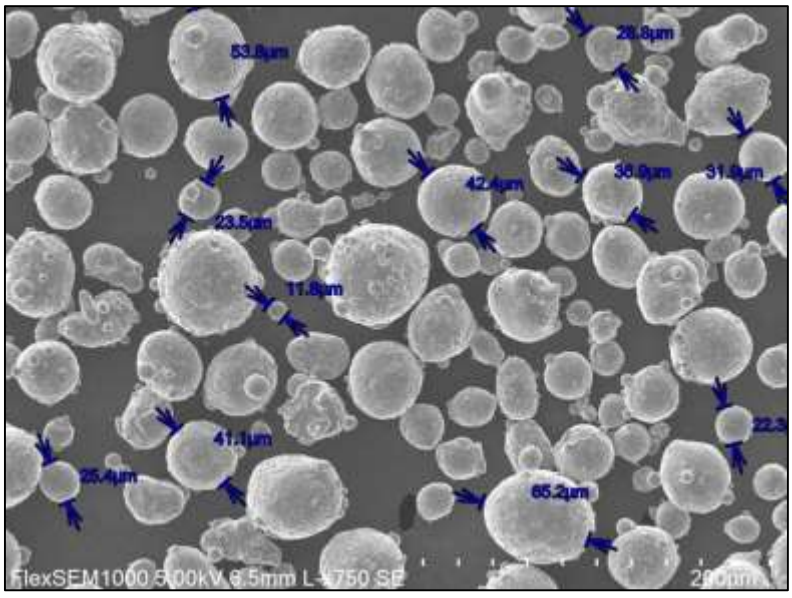


Şekil 4.6. SLS ile üretilen prototipler

4.3.3. Nihai üretim

Deneme üretimler sonrası, nihai ısı eşanjörü prototipi AlSi10Mg alüminyum alaşım tozu kullanılarak Nikon SLM 500HL model 3D metal yazıcıda seçici lazer ergitme yöntemi (SLM) ile üretilmiştir. Üretim süreci boyunca, oksidasyonu ve proses kararlılığını olumsuz etkileyebilecek oksijen varlığını sınırlamak amacıyla argon koruyucu gaz atmosferi kullanılmış ve hazne içerisindeki oksijen seviyesi 100 ppm'in altında tutulmuştur. Prototip tablada verilen yerleşim düzenine uygun biçimde Şekil 4.8'de gösterildiği gibi konumlandırılarak yekpare olarak inşa edilmiştir. Gyroid çekirdeğin kendi kendini destekleyebilen topolojisi sayesinde iç akış kanallarında ek destek yapısına ihtiyaç duyulmamıştır. Bu durum hem üretim sonrası destek kaldırma işlemini ortadan kaldırmış hem de iç akış kanallarının bütünlüğünün korunmasına katkı sağlamıştır. Üretici tarafından optimize edilerek önerilen SLM proses parametreleri doğrultusunda üretim gerçekleştirilmiş olup, ilgili parametreler Çizelge 4.2'de sunulmuştur.

SLM sürecinde kullanılan AlSi10Mg tozunun morfolojisi ve parçacık boyutu dağılımı SEM görüntüleri ile Şekil 4.7 ile değerlendirilmiştir. Toz parçacıklarının büyük ölçüde küresel forma sahip olduğu ve farklı boyutlarda dağılım gösterdiği gözlenmiştir. Parçacık boyutu dağılımı karakteristikleri sırasıyla D10 = 30,05 µm, D50 = 45,27 µm ve D90 = 67,8 µm olarak belirlenmiştir.

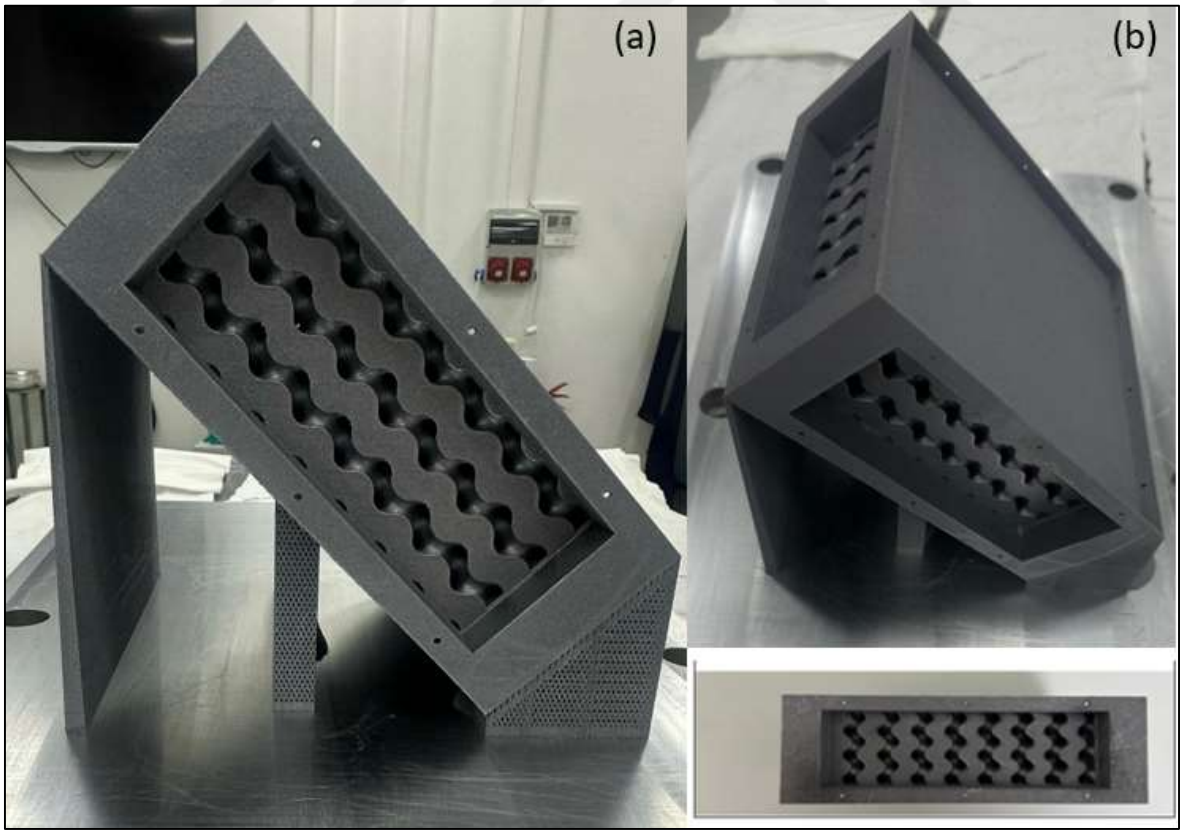


Şekil 4.7. Seçici lazer ergitme (SLM) sürecinde kullanılan AlSi10Mg alaşım tozunun morfolojisi ve parçacık boyutu dağılımına ait SEM görüntüsü

Çizelge 4.2. SLM ile üretim parametreleri

Katman kalınlığı	60 mikron
Tarama hızı	1650 mm/s
Lazer gücü	370 W
Tarama boşuğu	0,10 mm

Üretim tamamlandıktan sonra, parça üretim tablasından ayrılmadan önce 190 °C sıcaklıkta 2 saat süreyle SR1 gerilim giderme işlemine tabi tutulmuştur. Gerilim giderme işlemi, üretim sırasında oluşan artık gerilmeleri azaltarak deformasyon riskini düşürmek, boyutsal kararlılığı artırmak ve mekanik bütünlüğü iyileştirmek amacıyla uygulanmıştır. Ardından prototip tabladan ayrılmış; toz temizleme, tel erezyonla destek yapıların kesilmesi son işlemleri gerçekleştirilmiştir. SLM üretimi sonrasında iç kanallarda hapsolabilecek ergitilmemiş metal tozlarının uzaklaştırılması amacıyla numune öncelikle basınçlı hava ile temizlenmiş, ardından ince kanallarda kalabilecek partiküllerin giderilmesi için ultrasonik temizleme işlemine tabi tutulmuştur.



Şekil 4.8. Gyroid ısı eşanjörü prototipinin SLM üretimi: (a) inşa yönü, (b) nihai yapı

4.3.4. Nihai prototip geometrisi

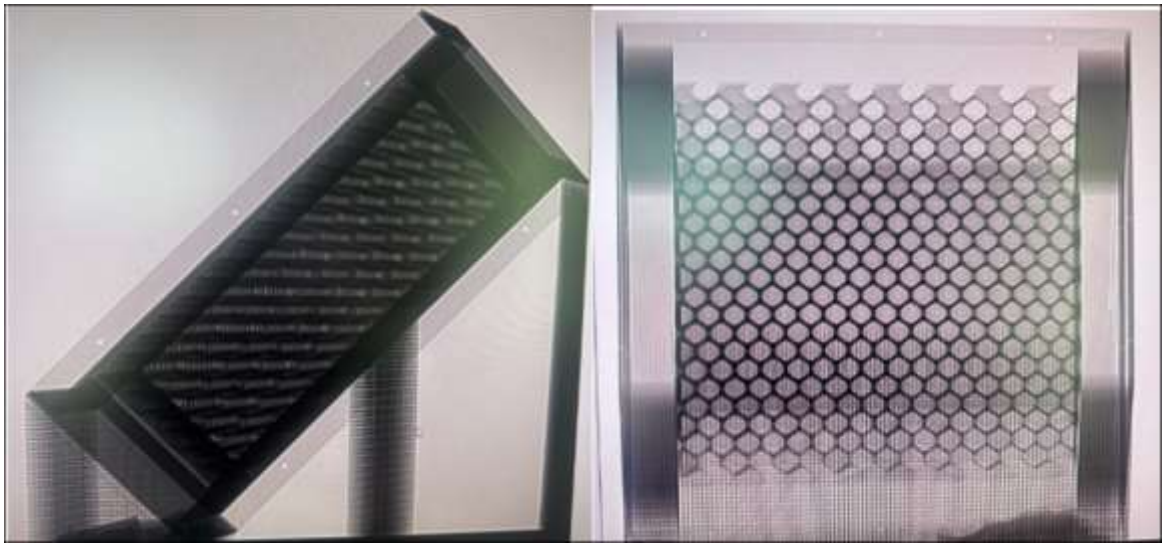
nTopology programında tasarımı tamamlanan nihai gyroid ısı eşanjörü geometrisi .stl formatında dışa aktarılmıştır. Isı eşanjörünün çekirdek bölümü, 128x48x128 mm botuylarında olup 8x3x8 adet birim hücre diziliminden oluşmaktadır. Çekirdek bölümü içerisinde, soğuk ve sıcak akışkanların birbiriyle karışmasını önlemek için giriş ve çıkış bölgelerinde baffle yüzeyleri ile kapatma yapılmıştır. Ayrıca deney düzeneğine montajın kolaylaştırılmasını sağlayabilmek için ısı eşanjörüne flanşlı bir dış gövde eklenmiştir. Bu düzenleme sonucunda, üretilen gyroid ısı eşanjörünün toplam dış boyutları 161x66x161 mm olarak elde edilmiştir.

4.4. Bilgisayarlı Tomografi Analizi

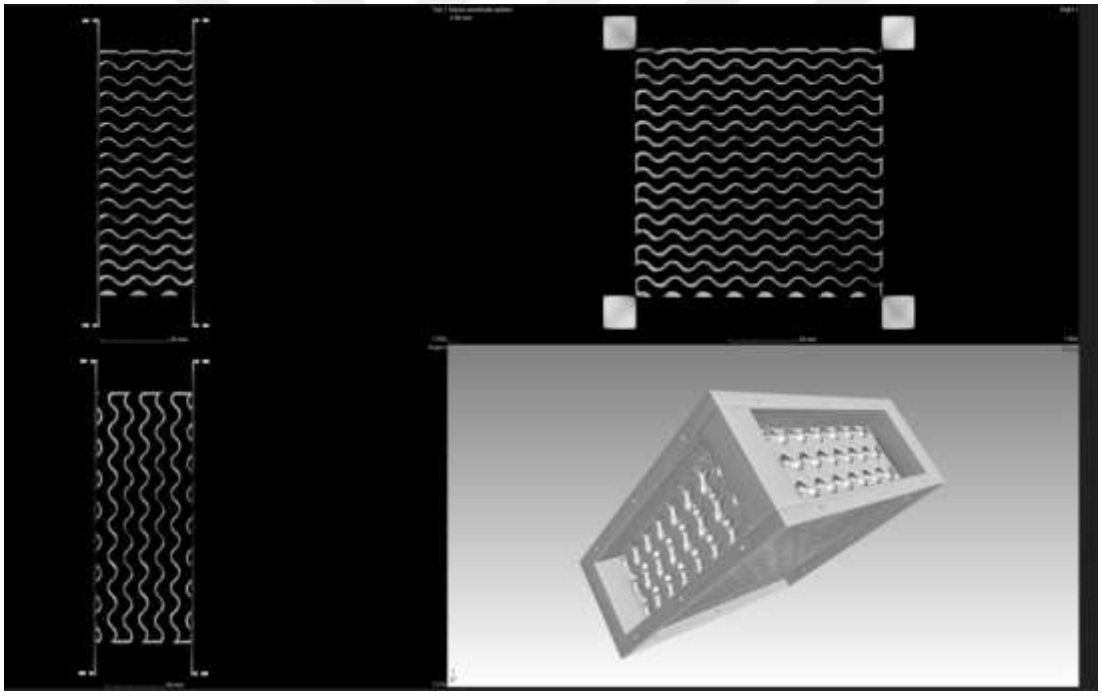
Prototip alttaş plakasından ayrılmadan önce Şekil 4.9'da gösterildiği gibi X-ışını görüntüleme teknolojisinden yararlanılarak ısı değiştirici içerisinde toz parçacıkları olup olmadığından emin olmak istenmiştir. X-ray görüntüleme yöntemi, karmaşık iç kafes geometrilerinde üst üste binen yapıların oluşturduğu görüntü çakışmaları nedeniyle sınırlı bilgi sağlamıştır. Bu nedenle daha yüksek uzaysal çözünürlük sunan ve iç yapının üç boyutlu olarak incelenmesine olanak tanıyan bilgisayarlı tomografi (CT) yöntemi tercih edilmiştir.

CT taramaları, Cornet 225 kV mikro-fokus X-ışını tüpüne sahip ve Perkin Elmer XRD 1620 düz panel dedektör içeren sistem kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tarama sonucunda 16 bit görüntü çözünürlüğüne sahip veriler elde edilmiştir. Tarama sırasında 1 mm Al filtre kullanılmış ve rekonstrüksiyon sonrası 0,12 mm voksel boyutunda hacimsel veri elde edilmiştir.

CT taraması ile iç yapıda oluşabilecek gözeneklilik, çatlak, katman ayrılması ve geometri bütünlüğü gibi olası üretim kusurları detaylı şekilde analiz edilmiştir. Böylece, eklemeli üretim sürecinin parça iç kalitesi üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Şekil 4.10'da CT sonuçları verilmiştir. CT incelemelerinde belirgin bir iç kusur, süreksizlik veya üretim hatasına rastlanmamıştır. Özellikle kritik bölgelerde tasarlanan et kalınlıklarının korunduğu ve geometrik bütünlüğün sağlandığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.9. SLM ile üretilen gyroid prototipin X-Ray sonuçları



Şekil 4.10. SLM ile üretilen gyroid prototipin CT sonuçları

4.5. Mikroyapı İncelemesi

Şekil 4.11'de SLM yöntemi ile üretilen AlSi10Mg alaşımına ait optik mikroyapı görüntüleri sunulmaktadır. Görüntülerde lazer tarama izlerini yansıtan karakteristik ergime havuzu morfolojisi açık biçimde gözlemlenmektedir. Bu yapı, üretim sırasında yeterli ergimenin sağlandığını ve katmanlar arası bağın oluştuğunu göstermektedir. Genel olarak elde edilen

mikroyapı, seçilen üretim parametrelerinin kararlı bir üretim süreci sağladığını desteklemektedir. Mikroyapı içerisinde sınırlı miktarda porozite gözlenmekle birlikte, genel yapı düşük kusur seviyesi ile homojen bir dağılım sergilemektedir. Elde edilen mikroyapı, seçilen üretim parametrelerinin kararlı bir üretim süreci sağladığını göstermekte olup, düşük kusur seviyesi ve iyi bağ oluşumu sayesinde yapısal bütünlüğü desteklemektedir. Bu durum, özellikle ısı transfer uygulamaları açısından gerekli olan termal sürekliliğin sağlanması bakımından önemlidir.



Şekil 4.11. SLM yöntemi ile üretilen AlSi10Mg alaşımının farklı büyütmelerde elde edilen optik mikroyapı görüntüleri (a)10x (b)20x ve (c)50x

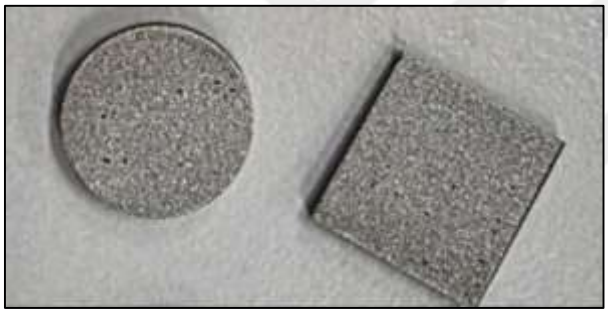
4.6. Yüzey Pürüzlülüğü

MITUTOYO Surftest SJ-310 yüzey pürüzlülük ölçüm cihazı kullanılarak yapılan ölçümlerde Ra değerleri sırasıyla 6,081; 6,562; 4,079; 3,338; 3,382; 4,588 ve 4,518 µm olarak belirlenmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda ortalama yüzey pürüzlülüğü yaklaşık 4,65 µm olarak hesaplanmıştır. Elde edilen Ra değerleri, SLM üretim sürecine bağlı olarak oluşan karakteristik yüzey morfolojisi ile uyumludur. Bu yüzey pürüzlülüğü seviyesi, yüzey alanını ve akış türbülansını artırarak ısı transfer performansına olumlu katkı sağlayabilecek bir yüzey karakteristiği sunmaktadır.

4.7. Termal İletkenlik

Termal iletkenlik ölçümleri lazer flaş analizi (LFA) yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi Merkezi Araştırma Laboratuvarı Uygulama ve Araştırma Merkezi laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

Termal iletkenlik ölçümleri için numuneler LFA ölçüm gereksinimlerine uygun olacak şekilde tel erozyon yöntemi ile hazırlanmıştır. Ölçümler için Ø10 mm çapında silindirik ve 10 mm × 10 mm kare geometrili numuneler hazırlanmış olup, numune kalınlığı yaklaşık 1 mm olarak elde edilmiştir. Tel erozyon yöntemi, numune geometrisinin yüksek hassasiyetle elde edilmesi ve ölçüm doğruluğu açısından kritik olan yüzey paralelliğinin sağlanması amacıyla tercih edilmiştir. Şekil 4.12' de termal iletkenlik ölçümlerinde kullanılan tel erozyon yöntemi ile hazırlanmış LFA numuneleri gösterilmektedir.



Şekil 4.12. Termal iletkenlik ölçümlerinde kullanılan, tel erozyon yöntemi ile hazırlanan LFA numuneleri

LFA yönteminde numunenin alt yüzeyine uygulanan kısa süreli lazer darbesi sonrası numune içerisinde oluşan sıcaklık yayılımı, üst yüzeyde ölçülen sıcaklık değişimi yardımıyla analiz edilerek termal difüzivite değeri belirlenmektedir [62]. Termal iletkenlik hesaplamalarında kullanılan yoğunluk (ρ) ve özgül ısı (c_p) değerleri, AlSi10Mg alaşımı için literatürde raporlanan değerler dikkate alınarak belirlenmiştir. SLM üretim yöntemine bağlı olarak oluşabilecek yoğunluk değişimlerinin sınırlı düzeyde olduğu kabul edilmiştir.

Termal iletkenlik değeri (k), ölçülen termal difüzivite (α), yoğunluk (ρ) ve özgül ısı (c_p) değerleri kullanılarak aşağıdaki eşitlik (4.2) yardımıyla hesaplanmıştır [62]:

$$k = \propto \rho\, c_p \qquad (4.2)$$

LFA ölçümleri sonucunda elde edilen ortalama termal difüzivite değerleri yaklaşık olarak 26°C için 0,634 cm^2/s ve 67°C için 0,594 cm^2/s olarak belirlenmiştir. Termal iletkenlik hesaplamalarında kullanılan yoğunluk değeri, AlSi10Mg alaşımı için literatürde raporlanan ≥2.66 g/cm^3 değeri dikkate alınarak belirlenmiştir [70]. Termal iletkenlik hesaplamalarında kullanılan özgül ısı (c_p) değeri, AlSi10Mg alaşımı için malzeme veri sayfalarında raporlanan değer aralıkları dikkate alınarak 900 J/kgK olarak kabul edilmiştir [70]. Bu değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda termal iletkenlik değeri yaklaşık olarak 26°C için 152 W/mK ve 67°C için 142 W/mK olarak hesaplanmıştır.

Deneyler 20°C, 50°C ve 62°C sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. LFA sonuçlarına göre 26–67°C sıcaklık aralığında termal iletkenlik değerinin lineer değiştiği varsayılmış ve deney sıcaklıklarına karşılık gelen termal iletkenlik değerleri yaklaşık olarak 20°C için 154 W/mK, 50°C için 146 W/mK ve 62°C için 143 W/mK olarak hesaplanmıştır.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde deney düzeneğini oluşturan bileşenler, kullanılan ölçüm cihazları, veri toplama aşamaları ve deneysel prosedürün ayrıntıları açıklanmıştır.

5.1. Deney Düzeneğinin Kurulumu ve Çalışma Prensibi

Gyroid yapıdaki ısı eşanjörünün performansını değerlendirmek amacıyla, bu çalışmaya özgü bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği; radyal fan, fan hızı kontrol cihazı, su ısıtma tankı, sıcaklık kontrol sistemi, sirkülasyon pompası, su debisi ayarlamaya yönelik vana, güç kaynağı, veri toplama cihazı, hava hız ölçer (anemometre), debimetre (akış ölçer), fark basınç ölçer, manometre ve ısıl çiftlerden oluşmaktadır. Kurulan deney düzeneğine ait fotoğraflar Şekil 5.1'de verilmiştir.

Deneysel çalışmalarda sıcak akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır. Su, ısıtma tankında hedef giriş sıcaklığına getirilmiş; sıcaklık kontrol sistemi yardımıyla giriş sıcaklığının deney boyunca kararlı tutulması sağlanmıştır. Isıtılan su, sirkülasyon pompası ile test bölümüne gönderilmiş ve su hattı üzerindeki kontrol vanası ile debi ayarı yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak kullanılan hava, radyal fan tarafından emiş prensibiyle sisteme alınmış ve hava giriş hızı, fanın besleme geriliminin ayarlanabilir bir ototransformatör (varyak) kullanılarak kontrol edilmesiyle ayarlanmıştır. Deneyler, sıcak akışkan giriş sıcaklığı ve hava hızı değiştirilerek farklı kombinasyonlarda gerçekleştirilmiştir.

Deney sisteminin termo-hidrolik performansını belirleyebilmek amacıyla, gerekli ölçüm cihazları düzeneğe yerleştirilmiş olup, Bölüm 5.3'te ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Deneyler esnasında çevresel etkenlerden kaynaklanabilecek ısı kayıplarını sınırlandırmak ve ısıtma tankından ısı eşanjörüne suyun taşındığı bağlantı boruları boyunca meydana gelebilecek sıcaklık düşümünün deney sonuçlarına etkisini en aza indirmek için, hem test bölümü hem de boru hattı cam yünü ile yalıtılmıştır.



Şekil 5.1. Deney sistemi fotoğrafı

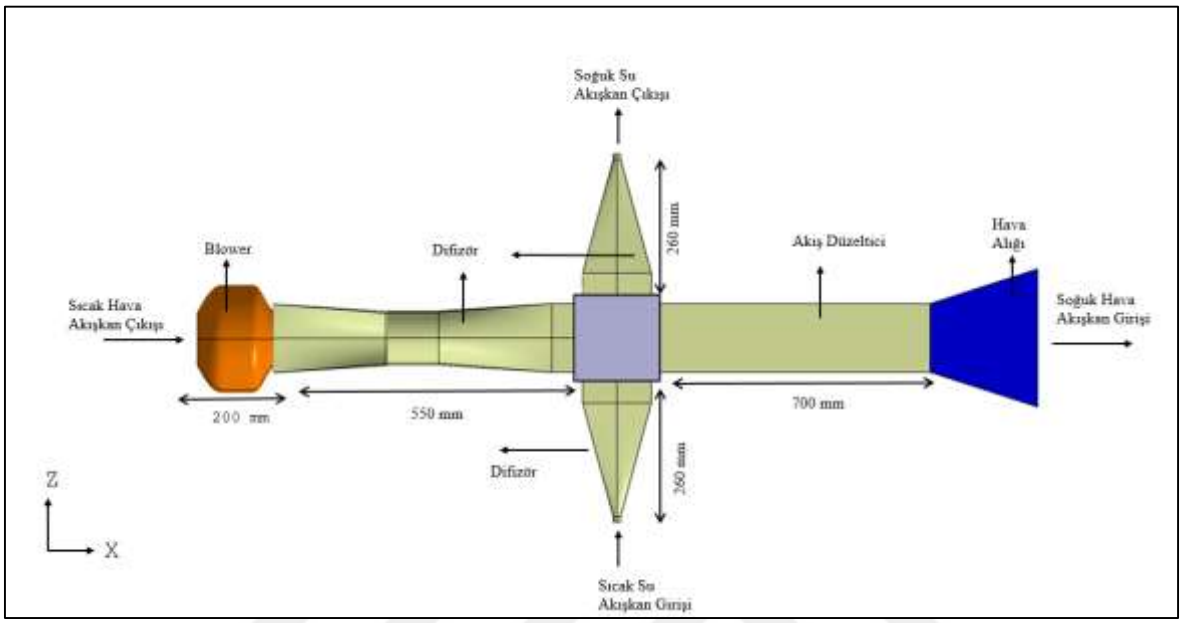
5.2. Test Bölümü ve Akış Kanalları Tasarımı

Altyapının ve test düzeneğinin mevcut yerleşim imkânları dikkate alınarak test düzeneği tasarımı uyarlanmıştır.

Bu kapsamda, su akışkanı test sisteminde yatay eksen yerine dikey eksende, aşağıdan yukarıya doğru sirküle edilmiş ve ısı eşanjörü dikey doğrultuda konumlandırılmıştır. Gyroid çekirdek yapısının karmaşık ve çok yönlü akış kanallarına sahip olması nedeniyle, eşanjörün yatay konumda çalıştırılması durumunda iç hacimde hava kabarcıklarının hapsolma riski oluşabileceği öngörülmüştür. Bu durum, akışın üniform ilerlemesini ve ısı transferinin sağlıklı şekilde gerçekleşmesini olumsuz etkileyebileceğinden, söz konusu riskin önüne geçilmesi amaçlanmıştır.

Bu nedenle, akışkanın giriş noktası alt kısımda seçilerek akışkanın aşağıdan yukarıya doğru ilerlemesi sağlanmış; böylece sistemde bulunan havanın doğal olarak tahliye edilmesi ve yapının akışkan ile tamamen doldurulması hedeflenmiştir. Dikey yerleşim sayesinde akışkanın ısı eşanjörü içerisinde daha homojen bir şekilde dağılması sağlanmış ve ölçümlerin tekrarlanabilirliği ile deneysel sonuçların güvenilirliği artırılmıştır.

Z-ekseni boyunca bağıl yoğunluğu kademeli olarak %18'den %30'a artırılmış gyroid ısı eşanjöründe, sıcak su akışkanı alt kısımdan giriş yaparken soğuk su akışkanı üst kısımdan çıkış yapmaktadır (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. Deney sisteminin şematik gösterimi

5.3. Test Ekipmanları ve Ölçüm Sistemi

Isıtma tankı ve sıcaklık kontrol sistemi: Sistem, su ısıtma tankı ve dijital termostattan oluşmaktadır. Alüminyum sacdan imal edilen, 20 litrelik kapasitede bir ısıtma tankı kullanılmıştır. Isıtma işlemi, tankın tabanına yerleştirilen ve her biri 2kW ısıtma kapasitesine sahip iki adet rezistans yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Tank içerisindeki suyun sıcaklık değerini ayarlamak ve bu değerde sabit tutulmasını sağlamak amacıyla dijital bir termostat kontrol ünitesi kullanılmıştır. Isıtma tankına daldırılan sıcaklık sensörü, su sıcaklığını sürekli olarak izlemekte ve istenilen sıcaklık değerine ulaşıldığında termostata sinyal göndererek rezistansların devre dışı kalmasını sağlamaktadır. Su sıcaklığında belirli bir düşüş meydana geldiğinde ise termostat kontrol sistemi rezistansları yeniden devreye alarak ısıtmanın devam etmesini sağlamaktadır.

Sirkülasyon pompası ve debi kontrol sistemi: Sıcak suyun ısı eşanjörüne iletilmesi ve sistemde sabit bir debide dolaşımının sağlanması için Wilo Atmos PICO 25/1-6 model

sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Debi ayarı, akış hattına yerleştirilen küresel vana ile kontrollü olarak gerçekleştirilmiş ve suyun akış hızı istenilen değere ayarlanmıştır.

Fan ve fan hızı kontrol cihazı: Soğutucu akışkan olarak kullanılan havanın sisteme beslenmesi amacıyla Obra 260 Ayas marka, tek emişli radyal fan kullanılmıştır. Kullanılan fan, 1.300–2.650 m^3/h hava debisi aralığında çalışabilmektedir. Deneyler sırasında hava giriş hızının ayarlanabilmesi için fanın besleme gerilimi, ayarlanabilir bir ototransformatör (varyak) yardımıyla kontrol edilmiştir. Bu yöntemle fan devri dolaylı olarak ayarlanmış ve farklı deney koşullarına karşılık gelen hava hızları elde edilmiştir.

Sıcaklık ölçüm sistemi: Isı eşanjörünün hava ve su tarafındaki giriş–çıkış sıcaklıkları ile ortam sıcaklığı ve duvar sıcaklığı ölçümünde, −90 ile +260 °C çalışma aralığına sahip K tipi ısıl çiftler tercih edilmiştir. Akışkan giriş ve çıkışlarına 3'er adet olmak üzere 12 adet, duvara ise 1 adet ısıl çift yerleştirilmiştir.

Su debisi ölçümü: Suyun hacimsel akış hızı, paslanmaz çelik gövdeli türbin tipi debimetre aracılığıyla ölçülmüştür. Debimetre, ısıtıcı tank sirkülasyon pompası çıkışına yerleştirilmiştir.

Basınç ölçüm sistemi

Hava hattı basınç ölçümü*:* Hava akış hattında oluşan basınç farkının ölçülmesi için BD|SENSORS XMP i model hassas bir basınç transmitteri kullanılmıştır. Akışkan giriş ve çıkışında ölçümler alınmıştır.

Sıvı hattı basınç ölçümü: Isı eşanjörünün giriş ve çıkış çıkışındaki basınç farkının ölçülmesi ve basınç kaybının hesaplanması için sırasıyla 400 mbar ve 600 mbar ölçüm kapasitesine sahip Pakkens marka manometreler kullanılmıştır. Ölçüm güvenirliliğini sağlamak için, manometrelerin kalibrasyonları deney öncesinde kontrol edilmiştir.

Hava hızı ölçümü: Testo 435 model anemometre ile kanal içi hava akış hızı ölçülmüştür. Kanal içi akış hızının hasas bir şekilde ölçümü için, anemometreye bağlı sıcak tel (ing. hot-wire) probu akış yönüne paralel olacak şekilde kanal içerisine konumlandırılmıştır. Ölçüm

doğruluğunu artırmak için anemometre, fan ve ısı eşanjörü gibi akış karakterini etkileyebilecek bileşenlerden önce, akışın düzenli olduğu kanal bölgesine yerleştirilmiştir.

Veri toplama cihazı: Deney sürecinde ısıl çiftlerden alınan sıcaklık verileri, Agilent 34970 A Data logger veri toplama cihazı aracılığıyla bilgisayara aktarılmış ve anlık olarak kaydedilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan K tipi ısıl çiftler, buzlu su ve kaynar su referans noktaları kullanılarak kalibre edilmiştir.

5.4. Deney Prosedürü

Deneyler, farklı sıcak su giriş sıcaklığı, su debisi ve hava hızı kombinasyonlarında gerçekleştirilmiştir. Deney öncesinde ısıtma tankı aracılığıyla sıcak akışkan hedef giriş sıcaklığına getirilmiş, sirkülasyon pompası ile istenen su debisi ayarlanmış ve radyal fan eş zamanlı olarak devreye alınarak akışkanların dolaşımı başlatılmıştır. Her bir deney koşulunda, ölçüm verilerinin kararlı ve periyodik bir rejime ulaşabilmesi amacıyla sistem 15 dakika süreyle çalıştırılarak koşullandırılmıştır. Bu sürenin ardından sıcaklık ve basınç ölçümlerinin zamana bağlı olarak periyodik bir davranış sergilediği gözlemlenmiştir. Kararlı rejime geçişin ardından ölçümler; sıcak ve soğuk akışkanlar için eşanjör giriş ve çıkış noktalarından alınan sıcaklık değerleri, her iki akışkan hattı için giriş–çıkış basınç farkları ile debi ve hava hızı değerleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, 5'er dakikalık aralıklarla alınan üç veri seti üzerinden yürütülmüş ve her deney koşulu için ortalama değerler hesaplanmıştır. Bu yaklaşım, deneysel sonuçların tekrarlanabilirliğini sağlamak için uygulanmıştır. Elde edilen ölçüm verileri kullanılarak birim zamanda aktarılan ısı miktarı, ısı transfer katsayıları, ısı değiştirici etkenliği ve basınç düşümü hesaplanmıştır.

Bu çalışma kapsamında deneyler, iki farklı sıcak su giriş sıcaklığı, iki farklı su debisi ve dört farklı hava hızı seviyeleri altında gerçekleştirilmiştir. Her bir sıcaklık ve debi kombinasyonu için hava hızı kademeli olarak değiştirilmiştir. Deneylerde değişken olarak ele alınan parametreler Çizelge 5.1 ile sunulmuştur. Toplam 12 farklı deney koşulu incelenmiştir ve Çizelge 5.2'de özetlenmiştir.

Deneysel çalışmada kullanılan sıcaklık ve debi koşulları, literatürde merkezi işlem birimi (central processing unit, CPU) sıvı soğutma sistemleri ve binek araç radyatörlerinde yaygın olarak kullanılan hava soğutmalı hava–sıvı çapraz akışlı ısı eşanjörü işletme yaklaşımını

temsil edecek şekilde belirlenmiştir. Bu tür uygulamalarda, sıvı giriş sıcaklıkları genellikle orta sıcaklık aralığında (≈40–70 °C) tutulurken, hava tarafı ortam sıcaklığına yakın koşullarda (≈20–30 °C) çalışmaktadır. Ayrıca, toplam ısıl direncin önemli bir bölümünün hava tarafındaki taşınım direncinden kaynaklanması nedeniyle, performansın artırılmasında hava tarafı debisinin artırılması, buna karşılık sıvı tarafında görece düşük debilerle çalışılması yaygın bir uygulamadır. Bu doğrultuda, bu tez kapsamında hava tarafı akış koşulları önceliklendirilmiş, seçilen sıcaklık ve debi değerleriyle hem gerçekçi işletme koşullarının yansıtılması hem de hava tarafı taşınımının ısı transferi üzerindeki etkisinin belirgin biçimde ortaya konulması amaçlanmıştır.

Çizelge 5.1. Deney parametreleri

Parametreler	Hedeflenen Değerler
Su giriş sıcaklığı	52 ˚C, 60 ˚C
Su debisi	1,5 L/dk, 2,3 L/dk
Hava hızı	1,5 m/s, 1,75 m/s, 2 m/s, 2,25 m/s

Çizelge 5.2. Çalışmada uygulanan deney koşulları

Deney no	Su giriş sıcaklığı (◦C)	Su debisi (L/dk)	Hava hızı (m/s)
1	52	1,5	1,5
2			1,75
3			2
4			2,25
5	52	2,3	1,5
6			1,75
7			2
8			2,25
9	60	1,5	1,5
10			1,75
11			2
12			2,25

5.5. Isı Eşanjörü Performans Değerlendirmesinde Kullanılan Teorik Formülasyonlar ve Hesaplama Yaklaşımı

Bu bölümde, deneysel verilerin değerlendirilmesinde kullanılan performans parametreleri ile deneysel ve sayısal sonuçların aynı metrikler üzerinden karşılaştırılabilmesi amacıyla

kullanılan hesaplama yaklaşımları sunulmuştur. Çalışmada kullanılan denklemler eşitlik (5.1)- (5.11) arasında verilmiştir [20,43].

Isı eşanjöründe akışkanların sıcaklık değişimine bağlı oluşan birim zamandaki ısı transferi miktarı eşitlik (5.1)'den hesaplanır [20]:

$$Q = \dot{m}\, c_p \left| T_g - T_ç \right| \tag{5.1}$$

Burada sırasıyla, $\dot{m}$ sıcak/soğuk akışkanın kütlesel debisi, c_p sıcak/soğuk akışkanın özgül ısı kapasitesini, T_g sıcak/soğuk akışkanın giriş sıcaklığı ve $T_ç$ sıcak/soğuk akışkanın çıkış sıcaklığıdır. Eşitlik (5.1) sıcak ve soğuk akışkanlar için ayrı ayrı uygulanarak sırasıyla $Q_{sıc}$ ve $Q_{soğ}$ değerleri elde edilmiştir.

Isı eşanjörünün ortalama birim zamandaki ısı transfer miktarı, soğuk ve sıcak akışkanların ısı transfer miktarlarının ortalaması alınarak eşitlik (5.2)'den hesaplanabilir [20]:

$$Q_{ort} = \frac{Q_{sıc} + Q_{soğ}}{2} \tag{5.2}$$

Isı eşanjörünün etkenlik değeri, ortalama birim zamandaki ısı transfer miktarının, maksimum birim zamandaki ısı transfer miktarına oranından eşitlik (5.3)'den hesaplanır [20]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{ort}}{Q_{maksimum}} = \frac{Q_{ort}}{(\dot{m}\ c_p)_{min}(T_{g,sıc} - T_{g,soğ})} \tag{5.3}$$

Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında gerçekleşebilecek maksimum birim zamandaki ısı transfer miktarı ($Q_{maksimum}$), sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları arasındaki en büyük sıcaklık farkının (yani $T_{g,sıc} - T_{g,soğ}$) söz konusu olduğu durumu temsil etmektedir. Bu maksimum sıcaklık farkı, ısı kapasitesi oranı ($\dot{m}c_p$) değeri en düşük olan akışkan tarafından sınırlandırılmaktadır [43] .

Deneysel çalışmalarda elde edilen ölçüm verileri kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı U (W/m^2K), ortalama ısı transfer miktarı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) kullanılarak eşitlik (5.4)'den hesaplanır [20]:

$$U = \frac{Q_{ort}}{LMTD \times A} \tag{5.4}$$

Burada A (m^2) ısı transfer alanını, LMTD ise sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Deneysel çalışmada (FD-gyroid yapı için), sıcak ve soğuk akışkan taraflarında ısı transferine katılan arayüz alanlarının farklı olması nedeniyle, ısı transfer alanı ortalama arayüz alanı (A_{ort}) (m^2) alınarak hesaplanmıştır. LMTD ise eşitlik (5.5)'den hesaplanır [20]:

$$LMTD = \frac{(T_{g,sıc} - T_{ç,soğ}) - (T_{ç,sıc} - T_{g,soğ})}{\ln\left(\frac{T_{g,sıc} - T_{ç,soğ}}{T_{ç,sıc} - T_{g,soğ}}\right)} \tag{5.5}$$

Bu çalışmada akış rejimini farklı karakteristik uzunluklar üzerinden değerlendirebilmek amacıyla iki farklı Reynolds sayısı tanımlanmıştır. Birincisi, eşitlik (5.6)'da verilen giriş kanalının hidrolik çapına göre tanımlanan kanal Reynolds sayısı (Re_{kanal}) olup flanş girişindeki ortalama akış hızını temsil etmektedir. $D_{h,kanal}$ flanş girişindeki alanın, ıslak çeper uzunluğuna oranının 4 katına eşit olan hidrolik çaptır [20,43].

$$Re_{kanal} = \frac{\rho\, V_{kanal}\, D_{h,kanal}}{\mu} = \frac{V_{kanal}\, D_{h,kanal}}{\nu} \tag{5.6}$$

Burada $D_{h,kanal}$ kanalın hidrolik çapı, μ dinamik viskoziteyi, ν kinematik viskoziteyi, V_{kanal} flanş girişindeki ortalama akış hızını göstermektedir.

İkinci Reynolds sayısı ise eşitlik (5.10)'da tanımlanan ÜPMY esaslı Reynolds sayısı ($Re_{ÜPMY}$)'dır. Bu parametre, ÜPMY yapının değişken kesit alanı ve akış bölgesi hacmini gözönünde bulundurularak gözenek ölçekli akış rejiminin daha doğru şekilde karakterize edilmesini sağlamaktadır. $D_{h,ÜPMY}$, ÜPMY akış hacminin, toplam ıslak yüzey alanına oranının dört katıdır [20].

$$Re_{ÜPMY} = \frac{\rho\, V_{ÜPMY}\, D_{h,ÜPMY}}{\mu} = \frac{V_{ÜPMY}\, D_{h,ÜPMY}}{\nu} \tag{5.7}$$

Burada $D_{h,ÜPMY}$ ÜPMY hidrolik çapı, $V_{ÜPMY}$ ÜPMY akış bölgesindeki hacim ortalamalı akış hızını göstermektedir.

Deneysel verilerden elde edilen toplam ısı transfer katsayısı (U) kullanılarak, kanal hidrolik çapına göre Nu_{kanal} sayısı eşitlik (5.8)'den ve ÜPMY hidrolik çapına göre $Nu_{ÜPMY}$ eşitlik (5.9)'den hesaplanmıştır [20,43]:

$$Nu_{kanal} = \frac{U \times D_{h,kanal}}{k_a} \tag{5.8}$$

$$Nu_{ÜPMY} = \frac{U \times D_{h,ÜPMY}}{k_a} \tag{5.9}$$

Burada k_a ilgili akışkanın (hava veya su) ısıl iletkenliğini (W/m.K) ifade etmektedir.

Hava tarafındaki basınç düşümü, eşanjör giriş ve çıkışlarına yerleştirilen basınç transmitterinden, su tarafındaki basınç düşümü de giriş ve çıkış kesitlerine bağlanan manometreler yardımıyla ölçülerek eşitlik (5.10)'den hesaplanmıştır:

$$\Delta P = \left| P_{giriş} - P_{çıkış} \right| \tag{5.10}$$

Burada $P_{giriş}$ ve $P_{çıkış}$ akışkan için ısı eşanjörü giriş ve çıkışlarında basınç değerlerini temsil etmektedir.

Isı eşanjörünün ısıl performansını boyutsuz olarak değerlendirebilmek amacıyla geçiş birim sayısı (ing. Number of Transfer Units, NTU) eşitlik (5.11)'den hesaplanmıştır [43]:

$$NTU = \frac{U\,A}{(\dot{m}\,c_p)_{min}} = \frac{Q_{ort}}{LMTD\,(\dot{m}\,c_p)_{min}} \tag{5.11}$$

5.6. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışma esnasında kullanılan ölçüm aletlerinin ölçüm hassasiyetleri doğrultusunda ölçüm belirsizlikleri meydana gelmektedir. Deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar doğrultusunda belirsizlik analizi Kline ve McClintock yöntemi ile yapılmıştır [63].

Herhangi bir deneysel çalışma sonucunda hesaplanacak büyüklüğün R olması durumunda, bu büyüklüğü etkileyen n bağımsız değişken seçilirse, R aşağıdaki gibi yazılabilir:

$R=f(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ (5.12)

Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkenin sabit hata miktarları $w_{x_1}, w_{x_2}, w_{x_n}$ olarak ifade edildiğinde R'nin hesaplanmasındaki hata miktarı şu şekilde bulunabilir:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots . + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.13)$$

Burada W_R hesaplanan R büyüklüğünün belirsizliğini, w_{x_i} ise bağımsız değişkenlerin ölçüm belirsizliklerini ifade etmektedir.

Ölçüm sistemlerinde kullanılan cihazların belirsizlikleri Çizelge 5.3 ile verilmiştir. Anemometre ile yapılan hız ölçümlerinde belirsizlik değeri, cihazın kalibrasyon sertifikasında verilen referans noktalarına karşılık gelen ölçüm belirsizlikleri kullanılarak, çalışma aralığı için lineer interpolasyon yöntemiyle hesaplanmıştır.

Çizelge 5.3. Ölçüm sistemlerinde kullanılan cihazların belirsizlikleri

Ölçülen parametre	Ölçüm cihazı	Çalışma noktası	Ölçüm Belirsizliği
Sıcaklık	K-tipi ısıl çift	-	±0,2 ˚C
Boyutsal Ölçüm	Kumpas	-	±0,02 mm
Hava Hızı	Anemometre	1,5 m/s	±0,01807 m/s
Hava Hızı	Anemometre	1,75 m/s	±0,01968 m/s
Hava Hızı	Anemometre	2 m/s	±0,02128 m/s
Hava Hızı	Anemometre	2,25 m/s	±0,0229 m/s
Su debisi	Debimetre	-	±%0,5

5.6.1. Isı transferi miktarı için belirsizlik hesabı

Deneysel çalışmada ısı transfer miktarının hesaplanmasındaki belirsizlikler, kütlesel debinin belirlenmesinden ve giriş–çıkış sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanmaktadır. Özgül ısı (c_p) ve yoğunluk (ρ) gibi termo-fiziksel özelliklerden kaynaklanan belirsizlikler ilgili tablolardan alındığı için hata analizi hesaplamalarında bu değerler için hata söz konusu olmadığı kabul edilmiştir.

Su tarafı için birim zamandaki ısı transferi belirsizliği eşitlik (5.14)'den hesaplanmıştır:

$$W_{Q_{su}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial \dot{m}_{su}} W_{\dot{m}_{su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{g,su}} W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{ç,su}} W_{T_{ç,su}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.14)$$

Hava tarafındaki kütlesel debi, anemometre ile ölçülen hız değeri kullanılarak $\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} VA$ ifadesi ile hesaplanmıştır. Hava giriş kesit alanı A, flanş kesit ölçülerinden A=w×h olarak belirlenmiştir. Bu nedenle hava tarafındaki kütlesel debi belirsizliği; hız (V) ve giriş kesit alanı (A) belirsizliklerini içerecek şekilde eşitlik (5.17)'den hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{m}_{hava} c_{p,hava} \left(T_{g,hava} - T_{ç,hava}\right) \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial \dot{m}_{hava}} = c_{p,hava} \left(T_{g,hava} - T_{ç,hava}\right) \quad (5.16)$$

$$W_{Q_{hava}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial \dot{m}_{hava}} W_{\dot{m}_{hava}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial T_{g,hava}} W_{T_{g,hava}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial T_{ç,hava}} W_{T_{ç,hava}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.17)$$

Ardından, ortalama ısı transferi belirsizliği su ve hava tarafı ısı transferi miktarlarının aritmetik ortalaması olarak tanımlandığından, ortalama ısı transferi belirsizliği eşitlik (5. 18) ile ifade edilmiş, sadeleştirilmiş hali ise eşitlik (5.19)'da verilmiştir:

$$W_{Q_{ort}} = \left[\left(\frac{\partial Q_{ort}}{\partial Q_{hava}} W_{Q_{hava}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{ort}}{\partial Q_{su}} W_{Q_{su}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.18)$$

$$W_{Q_{ort}} = \left[\left(\frac{W_{Q_{hava}}}{2}\right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{su}}}{2}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.19)$$

Birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarına ilişkin belirsizlik miktarı %3,07-%8,18 aralığında hesaplanmıştır.

5.6.2. Isı transferi katsayısı için belirsizlik hesabı

Deneysel çalışmalarda toplam ısı transfer katsayısı (U), birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı Q_{ort} , ortalama arayüzey alanı (A_{ort}) ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı

(LMTD) kullanılarak eşitlik (5.4) yardımıyla hesaplanmıştır. U'nun belirsizliği; Q_{ort} ve LMTD'nin belirsizliklerinden kaynaklanmaktadır.

Toplam ısı transfer katsayısı belirsizliği eşitlik 5.20'den hesaplanmıştır:

$$W_U = \left[\left(\frac{\partial U}{\partial Q_{ort}} W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial LMTD} W_{LMTD}\right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial A_{ort}} W_{A_{ort}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.20)$$

Bu çalışmada ortalama arayüz alanı (A_{ort}), sayısal model üzerinden elde edilen geometrik bir büyüklük olup, ölçüm kaynaklı belirsizliklere kıyasla oldukça düşük belirsizlik içerdiğinden sabit kabul edilmiştir. Dolayısıyla, A_{ort}'ya ait belirsizlik hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Bu çalışmada ısı transfer alanı A_{ort} sayısal modelden elde edildiğinden $W_{A_{ort}}$ihmal edilerek eşitlik (5.21) aşağıdaki hale indirgenmiştir:

$$W_U = \left[\left(\frac{\partial U}{\partial Q_{ort}} W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial LMTD} W_{LMTD}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.21)$$

Burada kısmi türevler aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial U}{\partial Q_{ort}} = \frac{1}{A_{ort}.LMTD}, \qquad \frac{\partial U}{\partial LMTD} = -\frac{Q_{ort}}{A_{ort}.\ LMTD^2}, \qquad \frac{\partial U}{\partial A_{ort}} = -\frac{Q_{ort}}{{A_{ort}}^2.LMTD}$$

Bunlar eşitlik (5.21)'de yerine konulduğunda, toplam ısı transfer katsayısı belirsizliği eşitlik (5.22) elde edilmiştir:

$$W_U = \left[\left(\frac{1}{A_{ort}.LMTD} W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{ort}}{A_{ort}.\ LMTD^2} W_{LMTD}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.22)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk akışkanların giriş–çıkış sıcaklıklarına bağlı olduğundan, LMTD belirsizliği eşitlik (5. 23)'den hesaplanmıştır:

$$W_{LMTD} = \left[\left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{g,su}} W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{ç,su}} W_{T_{ç,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{g,hava}} W_{T_{g,hava}}\right) + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{ç,hava}} W_{T_{ç,hava}}\right)\right]^{1/2} \quad (5.23)$$

Isı transfer katsayısı U için belirsizlik miktarı %3,36-%8,49 aralığında hesaplanmıştır.

5.6.3. Etkenlik (ε) değeri için belirsizlik hesabı

Etkenlik değerinin belirsizliği; birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı ve maksimum ısı transfer miktarına bağlıdır. Etkenlik belirsizliği eşitlik (5. 24)'den hesaplanmıştır:

$$W_\varepsilon = \left[\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial Q_{ort}} W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial Q_{maksimum}} W_{Q_{maksimum}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.24)$$

Etkenlik ifadesine ait kısmi türevler aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial Q_{ort}} = \frac{1}{Q_{maksimum}}, \frac{\partial \varepsilon}{\partial Q_{maksimum}} = -\frac{Q_{ort}}{Q_{maksimum}^2}$$

Bu ifadeler eşitlik (5.24)'de yerine konulduğunda, etkenlik değerine ait belirsizlik eşitlik (5.25)'de belirtilmiştir:

$$W_\varepsilon = \left[\left(\frac{W_{Q_{ort}}}{Q_{maksimum}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{ort}}{Q_{maksimum}^2} W_{Q_{maksimum}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.25)$$

Bu çalışmada sıcak akışkan su, soğuk akışkan hava olduğundan, giriş sıcaklıkları $T_{g,sıc} = T_{g,su}$ ve $T_{g,soğ} = T_{g,hava}$ olarak alınmıştır. Maksimum ısı transfer miktarına ait belirsizlik eşitlik (5.26)'da belirtilmiştir:

$$W_{Q_{maksimum}} = \left[\left(\frac{\partial Q_{maksimum}}{\partial \dot{m}_{min}} W_{\dot{m}_{min}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{maksimum}}{\partial T_{g,su}} W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{maksimum}}{\partial T_{g,hava}} W_{T_{g,hava}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (5.26)$$

Bu çalışmada minimum ısıl kapasiteye sahip akışkan hava olduğundan, $\dot{m}_{min} = \dot{m}_{hava}$ olarak alınmıştır. Ayrıca özgül ısı (c_p) ihmal edilebilir düzeyde kabul edilmiştir. $Q_{maksimum}$ belirsizliği, hava kütlesel debi ve giriş sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan belirsizlikler dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Etkenlik değeri için belirsizlik miktarı %3,31-%12,63 aralığında hesaplanmıştır.

6. SAYISAL ÇALIŞMA

Bu tez kapsamında, gyroid yapıda ısı eşanjörlerinin ısıl performansı ve akış özelliklerini değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilen sayısal çalışmalar açıklanmıştır. Sayısal çalışmalar; modelleme yaklaşımının belirlenebilmesi, karmaşık hücresel yapıda ısı transferi ve akış davranışının anlaşılması ve deneysel bulgularla doğrudan karşılaştırılabilir sonuçlar elde edilmesi amacıyla aşamalı olarak planlanmıştır.

İlk aşamada, sabit bağıl yoğunluğa sahip gyroid yapıda bir ısı eşanjörü için hava–hava ve su–su akış koşullarında sayısal analizler yürütülmüş; ayrıca Al_2O_3 nanoakışkan ilavesinin etkisi incelenmiştir. Bu aşama, deneysel çalışmaya geçilmeden önce sayısal modelinin belirlenmesi ve karmaşık gyroid yapılarda temel ısıl özellikleri ve akış davranışlarının anlaşılması açısından yol gösterici olmuştur.

İkinci aşamada, deneysel çalışmada kullanılan fonksiyonel olarak derecelendirilmiş bağıl yoğunluğa sahip prototip gyroid ısı eşanjörüne ait sayısal model oluşturulmuş ve deneysel koşullara karşılık gelen sınır şartları altında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece, sayısal sonuçların deneysel verilerle doğrudan karşılaştırılması ve sayısal modelin doğrulanması amaçlanmıştır.

Üçüncü aşamada ise sabit bağıl yoğunluklu ve fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu tasarımlar, farklı akışkan kombinasyonları için karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu kapsamda, hava–hava, su–su ve hava–su akış koşullarında bağıl yoğunluk derecelendirmesinin ısı transfer performansı ve basınç kaybı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.

Çizelge 6.1'de, tez kapsamında yürütülen sayısal çalışmaların aşamalara göre geometri özellikleri, bağıl yoğunluk dağılımı, akışkan kombinasyonları ve temel çalışılma amaçları özetlenmiştir. Bu aşamalarda uygulanan sayısal modelleme yaklaşımı ile çözüm ayarları ve değerlendirme kriterleri ilgili alt bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Çizelge 6.1. Sayısal çalışmaların aşamalara göre kapsamı ve analiz senaryoları

Aşama	Geometri	Bağıl Yoğunluk	Çalışma Akışkanları	Amaç
1.aşama	48x16x48 mm	%18 (sabit)	Hava-Hava Su-Su (Al2O3-su)	-Referans sayısal modelin doğrulanması -Nanoakışkan ilavesinin etkisinin incelenmesi
2.aşama	128×48×128 mm deneysel prototip (128×16×128 mm kısmi hesaplama alanı)	%18→30 (z yönü)	Hava-Su	-Deneysel prototipin sayısal modellenmesi ve doğrulanması
3.aşama	48x16x48 mm	%18 (sabit) %18→30 (z yönü)	Hava- Hava Su-Su Hava-Su	Sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş tasarımların karşılaştırılması

6.1. Sabit Bağıl Yoğunluktaki Gyroid Isı Eşanjörü İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (48×16×48 mm)

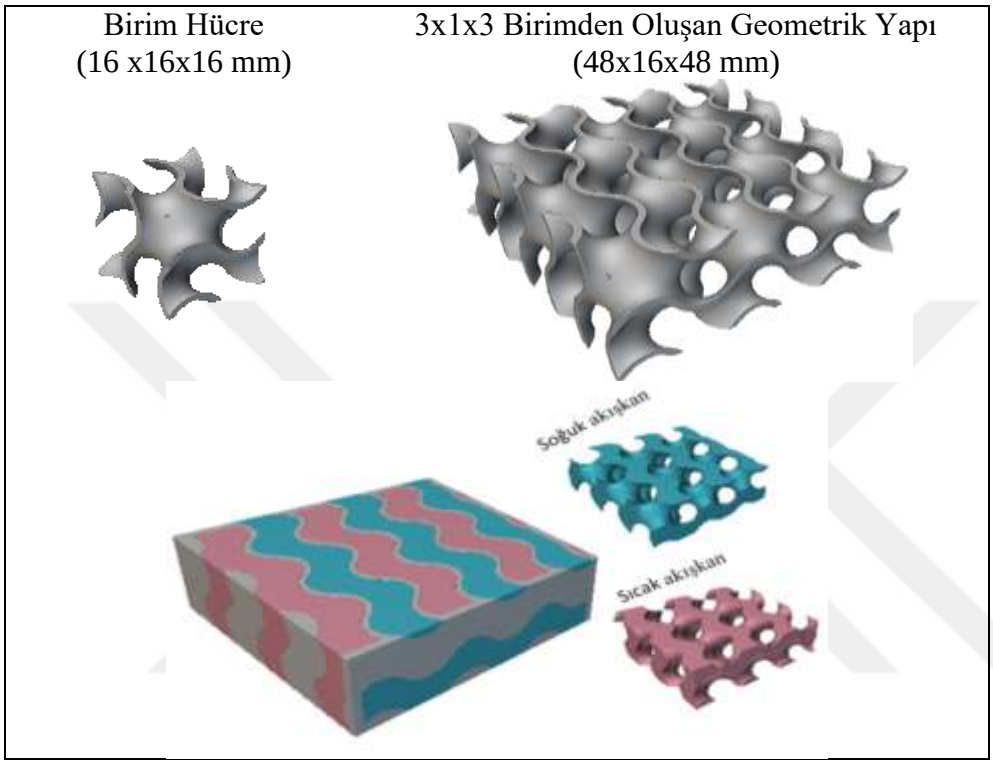
Bu tez kapsamında gerçekleştirilen ilk sayısal çalışmada, sabit bağıl yoğunluğa sahip (%18) gyroid yapıda ısı eşanjöründe, çalışma akışkanları olarak hava-hava ve su-su bazlı Al_2O_3 nanoakışkanı kullanılması durumunda ısıl performans ve akış özellikleri sayısal olarak incelenmiştir.

Hava-hava akış koşulları için sayısal modelin doğruluğu, literatürde yer alan referans bir çalışma ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ardından, literatürde nanoakışkan kullanımının gyroid yapılar üzerindeki etkilerini inceleyen çalışmaların sınırlı olması nedeniyle, Al_2O_3-su nanoakışkanın ısıl performans ve akış özellikleri üzerindeki etkileri ele alınmıştır. Bu kapsamda, farklı hacimsel oranlarda (%0;0,1;0,3;0,5) Al_2O_3-su nanoakışkan kullanılan sıvı-sıvı akış koşulları altında ve farklı Reynolds sayıları ($Re_{sıc}$=2300,3500,4500 ve $Re_{soğ}$=2500,4500) için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

6.1.1. Fiziksel ve matematiksel model

48x16x48 mm boyutlarında ve %18 bağıl yoğunluğa sahip gyroid yapıda ısı eşanjörü geometrisi nTopology programı [61] aracılığıyla oluşturularak, .stl dosya formatında dışa aktarılmıştır. Gyroid yapı 16x16x16 mm birim hücrelerden oluşturulmuş ve 3x1x3 birimde sıralanmıştır. Hazırlanan geometrinin temsili görünümü Şekil 6.1'de verilmiştir. İlk olarak geometrik modelin yüzey ağları düzenleme ve onarım işlemleri gerçekleştirilerek, HAD analizi için uygun hale getirilmiştir. Hesaplanan bölge 96x48x96 mm boyutlarındaki

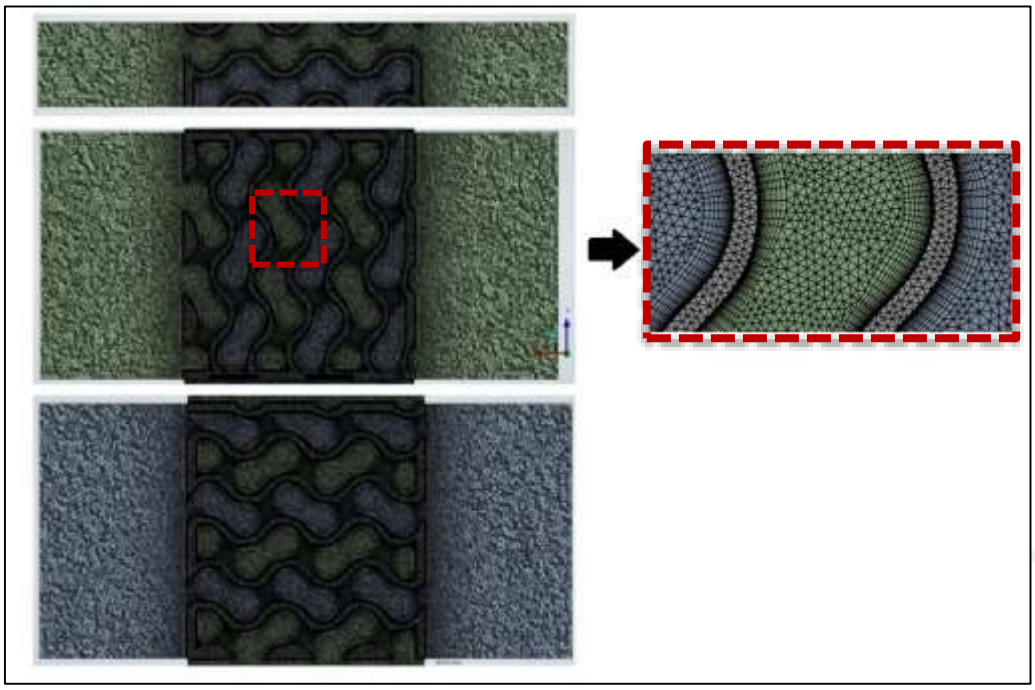
geometrik hacmin, 48x16x48 mm boyutlarındaki dilimini temsil etmektedir. Bu yaklaşım ile gyroid yapı haricindeki duvar bölgelerinin akış profilinine etki etmediği kabul edilmiştir. Giriş ve çıkış bölümlerinde oluşan akış profilinin görülmesi için hesaplama alanının giriş ve çıkış sınırlarına 30 mm uzunluğunda uzatma bölümleri eklenmiştir.



Şekil 6.1. Gyroid yapının nTopology programı ile oluşturulması [61]

Sayısal simülasyonlar, ANSYS CFX yazılımı kullanılarak, üç boyutlu ve kararlı hâl koşullarında gerçekleştirilmiştir. Gyroid yapının periyodik geometrik karakteristiği dikkate alınarak, hesaplama alanının üst ve alt yüzeylerinde periyodik sınır koşulları uygulanmıştır. Türbülans modellemesinde, ÜPMY tabanlı gyroid yapılarda görülen yüksek eğrilik ve akış ayrılmalarını doğru şekilde temsil edebilmesi nedeniyle Kayma Gerilimi Taşıma (SST) k-ω türbülans modeli tercih edilmiştir. SST k-ω modeli, özellikle hem sınır tabakası hem de kütle akış davranışını başarılı şekilde yakalaması bakımından uygundur. Ayrıca bu modelin literatürde kanal akışları ve gözenekli yapılarda standart k–ε modeline kıyasla daha yüksek doğruluk sağladığı belirtilmektedir [43,44,48,49,73]. Hava-hava analizlerinde, deneysel sonuçlara daha yakın değerler elde etmek için ideal gaz varsayımı kullanılmıştır. Sıvı-sıvı tarafı için, sıkıştırılamaz akış ve sabit viskozite varsayımları yapılmıştır. Bu varsayımlar, hesaplama yükünü azaltmak ve modelin çözüm süresini optimize etmek için yapılmıştır.

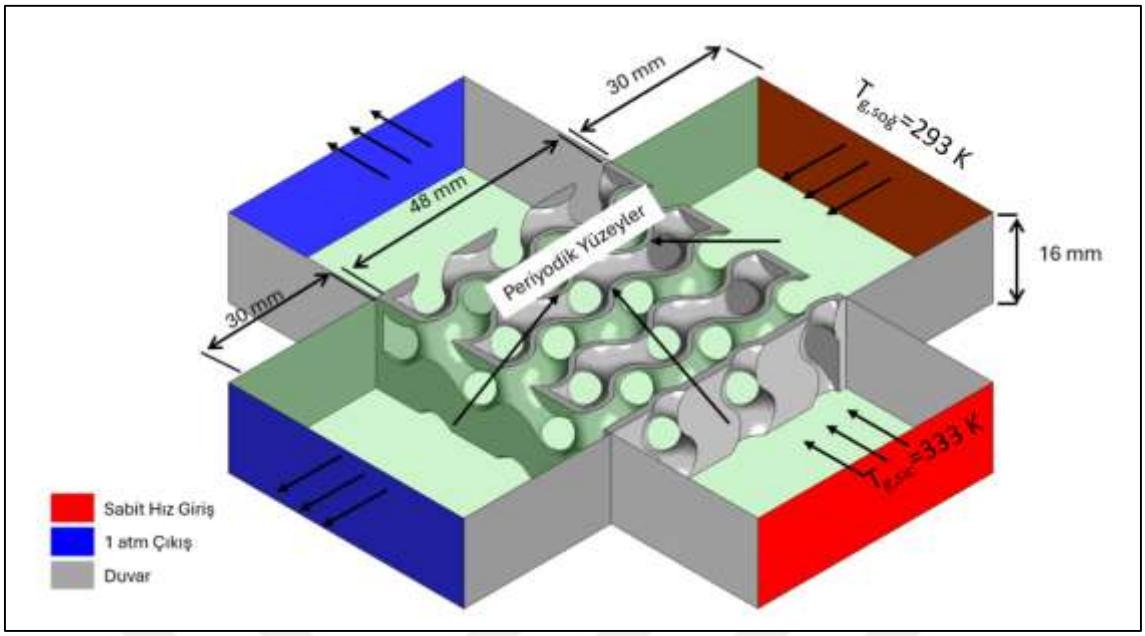
ANSYS Meshing ile tetrahedral elemanlarla ağ yapısı oluşturulmuştur. Akışkan–katı arayüzündeki sınır tabakası çözünürlüğünü artırmak ve y^+ değerlerinin 1 civarında kalmasını sağlamak amacıyla, katı duvarlar yakınında sınır tabakası hücreleri tanımlanmıştır. Bu kapsamda, ilk katman hücre yüksekliği 0,025 mm, büyüme oranı 1,2 ve toplam 13 katman olacak şekilde sınır tabakası ağı oluşturulmuştur. Sayısal modelin hücre yapısına ait detaylar Şekil 6.2'de sunulmuştur.



Şekil 6.2. Sayısal modelin hücre yapısı detayları

Sınır şartları

$T_{g,sıc}$=333 K, $T_{g,soğ}$=293 K olarak belirlenmiştir. Çıkış sınırında atmosferik basınç koşulu uygulanmış ve katı duvar malzemesi olarak seçilen alüminyumun termal iletkenliği 181 W/(m·K) olarak tanımlanmıştır. Sabit hız girişi ile $Re_{sıc}$=2300-4500 ve $Re_{soğ}$=2500-4500 aralığındaki Reynolds sayılarına karşılık gelen hızlar için analizler gerçekleştirilmiştir. Hava-hava akış için $Re_{soğ}$=2500, 3500, 4500 ve $Re_{sıc}$=2300,3000,3900,4500 kombinasyonları; sıvı-sıvı akış için ise sıcak akışkana farklı hacimsel oranlarda (%0;0,1;0,3;0,5) Al_2O_3 nanopartikülü ilavesi ve $Re_{sıc}$=2500, 3500, 4500 ile $Re_{soğ}$=2500,4500 kombinasyonları için ısıl performans ve akış özellikleri araştırılmıştır. Şekil 6.3 ile sayısal model detayları verilmiştir.



Şekil 6.3. Sabit bağıl yoğunluktaki gyroid yapı için sayısal model

Temel denklemler ve türbülans modeli

Bu çalışmada, ÜPMY tabanlı gyroid yapıda ısı eşanjöründe akışın üç boyutlu, kararlı (ing. steady-state) ve türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Buna göre, akış alanında çözülmesi gereken süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir [73].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{6.1}$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu)\,\frac{\partial(u_i)}{\partial x_j} - \rho\overline{u_i' u_j'} \tag{6.2}$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho c_p u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(k\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) + \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{6.3}$$

Kayma gerilmesi taşıma (SST) k-ω modeli Menter[69] tarafından geliştirilmiştir. Bu model, hem standart k-ω hem de standart k-ε modellerinin avantajlarını birleştirir. SST k-ω modeli için taşınım denklemleri aşağıda verilmiştir [74]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] - \rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{6.4}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] - \frac{\alpha}{v_t}\rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho\beta\omega^2 + D_\omega \tag{6.5}$$

μ_t türbülanslı viskozitedir ve şu şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}\frac{1}{\max[\alpha^*, SF_2/a_1\omega]} \tag{6.6}$$

$$\alpha^* = {\alpha_\infty}^*\left(\frac{0{,}024 + Re_t/6}{1 + Re_t/6}\right) \tag{6.7}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{6.8}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{6.9}$$

SST k-ω modelinin yüksek Reynolds sayısı biçiminde $\alpha^* = {\alpha_\infty}^* = 1$ olur. Eşitliklerde (6.4) ve (6.5), $\sigma_k$ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülanslı Prandtl sayılarıdır ve şu şekilde hesaplanır:

$$\sigma_k = 1/(F_1/\sigma_{k,1} + (1 - F_1)/\sigma_{k,2}) \tag{6.10}$$

$$\sigma_\omega = 1/(F_1/\sigma_{\omega,1} + (1 - F_1)/\sigma_{\omega,2}) \tag{6.11}$$

F_1 ve F_2 aşağıdaki şekilde verilir:

$$F_1 = \tanh({\varphi_1}^4) \tag{6.12}$$

$$F_2 = \tanh({\varphi_2}^2) \tag{6.13}$$

$$\varphi_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0{,}09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right)\right].y \quad (6.14)$$

y bir sonraki yüzeye olan mesafedir.

Eşitlik (6.4)' ten;

$$\beta^* = \beta_i{}^* = 0{,}09\left(\frac{4/15+(Re_t/8)^4}{1+(Re_t/8)^4}\right) \quad (6.15)$$

Eşitlik (6.5)' ten;

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*}\left(\frac{1/9+(Re_t/2{,}95)}{1+(Re_t/2{,}95)}\right) \quad (6.16)$$

Burada;

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1-F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (6.17)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \beta_{i,1}/\beta_\infty{}^* - \kappa^2/\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty{}^*} \quad (6.18)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \beta_{i,2}/\beta_\infty{}^* - \kappa^2/\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_\infty{}^*} \quad (6.19)$$

κ=0.41 .

Yüksek Reynolds sayı formunda $\alpha = \alpha_\infty = 1$. Eşitlik (6.5)'te,

β=β_i=F_1 β_(i,1)+(1-F_1)β_(i,2) (6.20)

$$D_\omega = 2(1-F_1)\rho\frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (6.21)$$

Model sabitleri; $\alpha_{k,1} = 1{,}176$, $\alpha_{\omega,1} = 2{,}0$, $\alpha_{k,2} = 1{,}0$, $\alpha_{\omega,2} = 1{,}168$, $\alpha_1 = 0{,}31$, $\beta_{i,1} = 0{,}075$, $\beta_{i,2} = 0{,}0878$. Ağ yapısı ANSYS Meshing yardımı ile tetrahedral elemanlardan oluşturulmuştur.

6.1.2. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri

Bu sayısal çalışmanın bir bölümünde Al_2O_3 nanopartikül ilavesinin ısıl performansa ve akış özelliklerine etkileri incelenmiştir. Temel akışkana nanopartikül ilavesi akışkanın termofiziksel özelliklerinde değişime neden olmaktadır. Bu kapsamda yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı kapasitesi ve ısıl iletkenlik değerleri nanoakışkanın hacimsel oranına bağlı olarak eşitlik (6.22-6.25) aracılığıyla hesaplanmıştır [64-65]:

$$\rho_{na} = (1-\varphi)\rho_{ba} + (\varphi)\rho_p \tag{6.22}$$

$$\mu_{na} = \mu_{ba}(1 + 2{,}5\,\varphi) \tag{6.23}$$

$$c_{p,na} = (1-\varphi)c_{p,ba} + (\varphi)c_{p,p} \tag{6.24}$$

$$K_{na} = K_{ba}\frac{K_p+2K_{ba}-2(K_{ba}-K_p)\varphi}{K_p+2K_{ba}+2(K_{ba}-K_p)\varphi} \tag{6.25}$$

Burada, alt indis p, nanopartikül; alt indis ba su temel akışkanını temsil eder. φ ise nanoakışkandaki nanopartikülün hacim kesrini ifade eder.

Bu çalışmada su temel akışkanına Al_2O_3 nanopartikülleri ilave edilmiştir. Doğrulama çalışmasında referans akışkan olarak hava kullanılmıştır. Çalışmada soğuk akışkanın giriş sıcaklığı $T_{g,soğ}$=293 K ve sıcak akışkanın giriş sıcaklığı $T_{g,sıc}$=333 K olarak ele alınmıştır. Hava, su ve Al_2O_3 nanopartikülüne ait termofiziksel özellikler Çizelge 6.2'de verilmiştir.

Çizelge 6.2. Hava, su ve Al_2O_3 nanopartiküllerinin termo-fiziksel özellikleri [66-67]

	ρ (kg/ m^3)	μ (kg/m.s)	c_p (J/kg.K)	*K* (W/m.K)
Hava (333 K)	1,060	$1{,}9987\text{x}10^{-5}$	1007	0,02514
Hava (293 K)	1,204	$1{,}8127\text{x}10^{-5}$	1007	0,02808
Su (333 K)	983,2	$46{,}7\text{x}10^{-5}$	4183	0,641
Su (293 K)	998,2	$100{,}2\text{x}10^{-5}$	4183	0,586
Al_2O_3	3900	-	842,95	33,588

6.1.3. Çalışmada kullanılan hesaplamalar

Bu sayısal çalışmada, gyroid yapıda ısı eşanjörünün ısıl performansını ve akış davranışını değerlendirebilmek amacıyla Q, U, Nu ve Ɛ hesaplanmıştır. Eşitlik (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), (5.5) ve (5.9) kulllanılmıştır.

6.1.4. Sayısal çözüm ve hücre sayısından bağımsızlık

Sayısal çözümün doğruluğunu ve güvenilirliğini sağlamak için farklı hücre sayılarına sahip ağ yapıları kullanılarak hücre sayısından bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Soğuk ve sıcak akışkan için Re=4500'de hava-hava akış koşullarında sayısal analizler yürütülmüştür. Hesaplama alanı için sırasıyla 2,85x10^6, 4,54 x10^6, 6,55 x10^6, 10,7 x10^6, 13,3 x10^6 ve 19,02 x10^6 hücre sayısına sahip ağ yapıları oluşturulmuştur. Bunlar için basınç farkı ve ısı transfer katsayısı sonuçları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 6.2 'te verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde 13,3 x10^6 değerinin üzerine çıkıldığında basınç farkı (ΔP) ve ısı transfer katsayısı (U) değerinin yüzde 1'den az değişiklik gösterrdiği görülmüştür. Bu sebeple, hesaplama maliyeti ve çözüm doğruluğu gözönünde bulundurularak optimum eleman sayısı 13,3 x10^6 olarak belirlenmiştir. Bu nedenle doğrulama çalışmasında 13,3 x 10^6'lik ağ boyutları ve ayarları, mevcut çalışmadaki hesaplamalarda uygulanmıştır.

Çizelge 6.3. Hücre bağımsızlaştırma çalışması

#	Hücre-1	Hücre-2	Hücre-3	Hücre-4	Hücre-5*	Hücre-6
Hücre Sayısı	2,85 x10^6	4,54 x10^6	6,55 x10^6	10,7 x10^6	13,3 x10^6	19,02 x10^6
U (W/ m^2·K)	40,925	42,43	42,642	43,054	43,2	43,384
Sapma (%)	-	3,68	0,49	0,97	0,35	0,41
ΔP (Pa)	56,24	58,5	59,33	58,67	59,18	59,43
Sapma (%)	-	4,01	1,41	1,1	0,87	0,41

6.2. Fonksiyonel Olarak Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluktaki Gyroid Isı Eşanjörü İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (Deneysel Prototip)

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen ikinci sayısal çalışmada, deneysel çalışmalarda kullanılan fonksiyonel olarak derecelendirilmiş bağıl yoğunluğa sahip gyroid ısı eşanjörü prototipi esas alınmıştır. İncelenen yapıda bağıl yoğunluk, akış yönü boyunca %18'den %30 arasında değişmektedir. Bağıl yoğunluğun değişimi; akış kesitleri, hidrolik çap değerleri gibi

temel karakteristiklerin, dolayısıyla ısı transferi ve akış özelliklerinin yapı boyunca değişmesine yol açmaktadır. Bu nedenle, bu bölümde periyodik sınır şartları yerine deneysel prototipin gerçek çalışma koşullarını temsil eden giriş ve çıkış tanımlı sınır şartları tercih edilmiştir.

Deneysel prototipin akış gelişimini ve ısı transfer davranışını doğru şekilde temsil etmesi için, 128x16x128 mm ölçülerinde gyroid çekirdeğe ait kısmi bir hesaplama alanı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu 128x16x128 mm hesaplama alanı, 128x48x128 mm ana boyutlarına sahip gyroid çekirdeğin, üst üstte dizilmiş üç eşit geometrik diliminden birini temsil etmektedir. Böylelikle, bağıl yoğunluk değişiminin ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkileri korunurken, hesaplama maliyetinin makul seviyelerde tutulması sağlanmıştır. Bu yaklaşım, geometrik olarak karmaşık ve fonksiyonel derecelendirilmiş ÜPMY yapıların sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanabilmesine olanak sağlayan dengeli bir çözüm sunmaktadır.

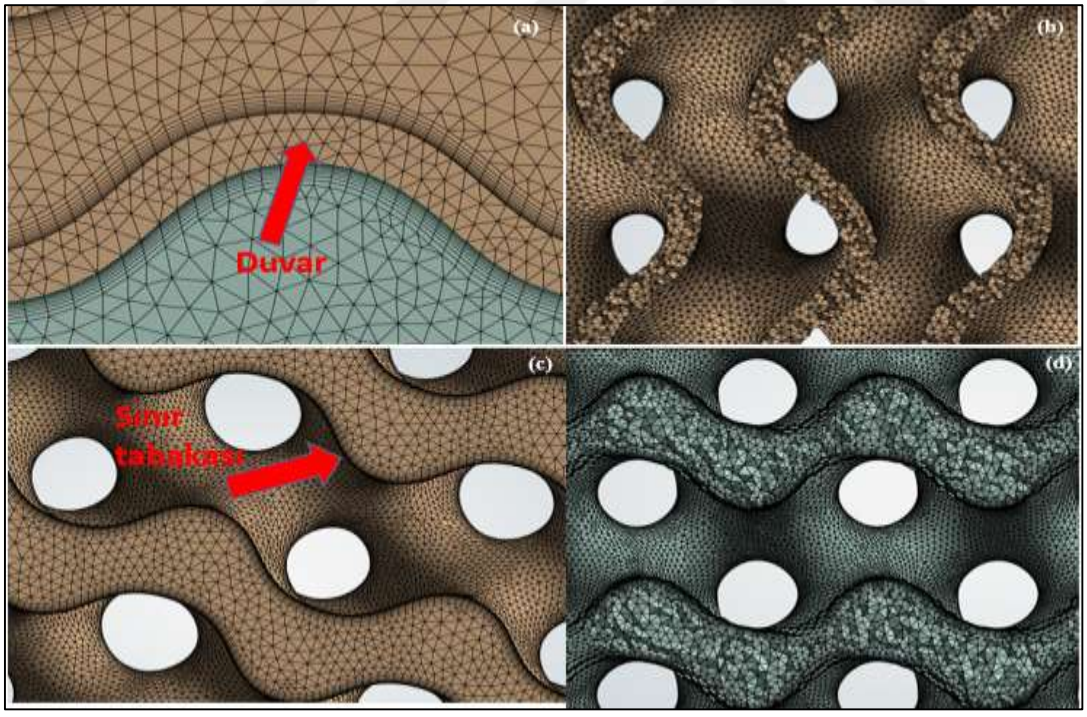
Bu sayısal çalışmada, deneysel çalışmalarda uygulanan sınır koşulları esas alınmıştır. İncelenen sistemde çalışma akışkanları soğuk hava ve sıcak su olup, deneysel çalışmada incelenen hava hızları (1,5 m/s, 1,75 m/s, 2 m/s ve 2,25 m/s), hacimsel su debisi (1,5 L/dk, 2,3 L/dk) ve sıcak su giriş sıcaklıkları (52 °C ve 60 °C) için elde edilen koşullar sayısal modele aktarılmıştır. Böylece, deneysel parametrelerin ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkileri sayısal olarak değerlendirilmiş ve deneysel bulgularla doğrudan karşılaştırılabilmesi sağlanmıştır.

6.2.1. Fiziksel ve matematiksel model

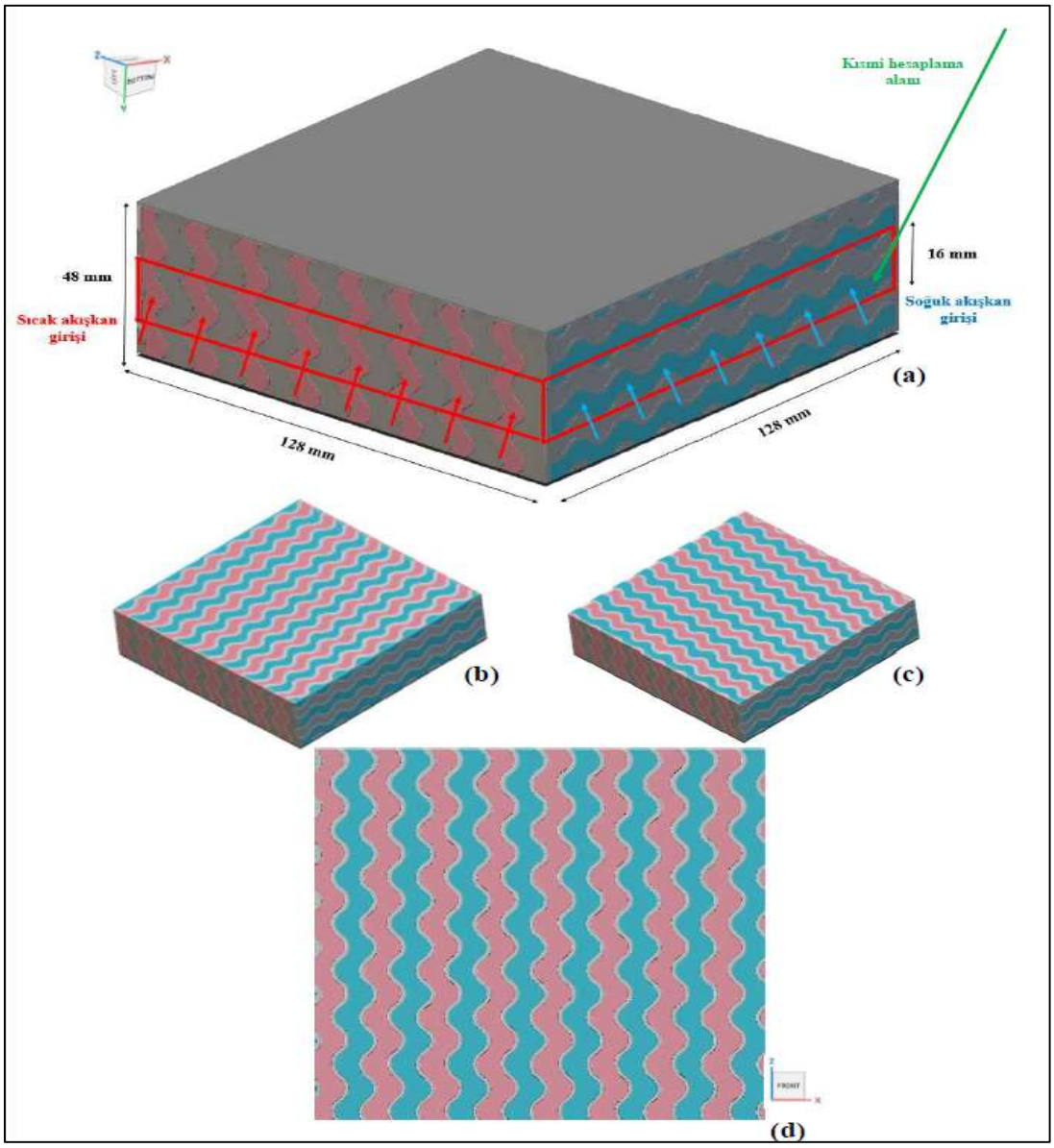
Bu bölümde, deneysel çalışmalarda kullanılan fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörüne ait sayısal geometrik model tanımlanmıştır. Deneysel prototipin toplam geometrik boyutları 128 × 48 × 128 mm olup, sayısal analizlerde bu geometrinin akış yönü boyunca üst üste dizilmiş üç eşit diliminden birini temsil eden 128 × 16 × 128 mm boyutlarında kısmi bir hesaplama alanı kullanılmıştır. Deneysel prototipe ait geometrik özellikler Bölüm 4.2 ile ayrıntılı olarak verilmiş olup, kısmi hesaplama alanı Şekil 6.5'te sunulmuştur. Şekilde görüldüğü üzere sıcak akışkan, yapının bir yüzeyinden giriş yaparak akış yönü boyunca ilerlemekte; soğuk akışkan ise sıcak akışkana dik yönde olacak şekilde yapıya giriş yapmakta ve her iki akışkan karşı yüzeylerden sistemden çıkış yapmaktadır.

Böylece, deneysel çalışmalarda uygulanan çapraz akışlı hava–su düzeni sayısal modelde temsil edilmiştir.

Sayısal simülasyonlar, ANSYS CFX yazılımı kullanılarak, üç boyutlu ve kararlı hal koşullarında gerçekleştirilmiştir. Hava–sıvı akış koşullarında, hava tarafı için ideal gaz varsayımı kullanılırken, sıvı tarafında akışkan sıkıştırılamaz kabul edilmiş ve sabit viskozite varsayımı yapılmıştır. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı için oluşturulan sayısal modelde, ağ yapısı ve sınır tabakası tanımları sabit bağıl yoğunluklu gyroid yapı için kullanılan ağ yaklaşımı prensipleri esas alınarak oluşturulmuştur. Ağ üretimi ANSYS Meshing yazılımı kullanılarak tetrahedral elemanlarla gerçekleştirilmiştir. Akışkan–katı arayüzündeki sınır tabakası çözünürlüğünü artırmak için katı duvarlar yakınında sınır tabakası hücreleri tanımlanmıştır. Bu kapsamda, akışkan–katı arayüzünde sınır tabakası çözünürlüğünü artırmak amacıyla ilk katman hücre yüksekliği 0,025 mm, büyüme oranı 1,25 ve toplam 9 katmandan oluşan sınır tabakası ağı tanımlanmıştır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı için oluşturulan sayısal ağ detayları (a) gyroid duvar (b) gyroid duvara ait ağ yapısı, (c) sınır tabakası (d) akışkan bölgesine ait ağ yapısı



Şekil 6.5. Fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapı için oluşturulan sayısal modelin şematik gösterimi: (a) tam model üzerinde tanımlanan kısmi hesaplama alanı (b-c) y ekseni boyunca farklı konumlarda alınmış kesit görünümleri (d) bağıl yoğunluğun akış yönü (z ekseni) boyunca değişimini gösteren kesit görünümü

Sınır şartları

Sıcaklık sınır şartları için, deneysel çalışma sırasında ölçülen değerler sayısal modele birebir aktarılmıştır.

Hava tarafı için Reynolds sayısı, kanal hidrolik çapı esas alınarak hesaplanmış olup; 1,5; 1,75; 2,0 ve 2,25 m/s sabit giriş hızları için sırasıyla 6961,13; 8121,32; 9281,5 ve 10441,8 değerlerini almaktadır.

Su tarafında ise 1,5 ve 2,3 L/dk debilerinde, ÜPMY yapıya ait hidrolik çap kullanılarak hesaplanan Reynolds sayıları yaklaşık olarak 129 ve 201 civarında olarak belirlenmiştir. Kanal hidrolik çapı esas alındığında hesaplanan Reynolds sayılarının yaklaşık olarak 500–920 aralığında değiştiği görülmektedir. Su için hacimsel debi, kütlesel debiye dönüştürülmüş ve sayısal hesaplama alanının deneysel prototipin akış yönü boyunca 1/3'ünü temsil etmesi dikkate alınarak giriş debileri bu oranda ölçeklendirilmiştir.

Çıkış sınırında atmosferik basınç koşulu uygulanmış olup, katı duvar malzemesi olarak seçilen alüminyum için ısıl iletkenlik değeri 181 W/(m·K) olarak tanımlanmıştır.

Sayısal analizlerde, karmaşık akış yapılarının ve duvar yakınındaki akış davranışlarının daha doğru temsil edilebilmesi, ayrıca ısı eşanjörü boyunca oluşan girdaplı akış yapılarının yakalanabilmesi amacıyla SST k–ω türbülans modeli tercih edilmiştir [75].

6.2.1. Çalışmada kullanılan hesaplamalar

Bu sayısal çalışmada, gyroid yapıda ısı eşanjörünün ısıl performansını ve akış davranışını değerlendirebilmek amacıyla Q, U, Nu, Ɛ ve ΔP Eşitlik (5.1)–(5.5), (5.9), (5.10) kullanılmıştır.

Ayrıca sıcak ve soğuk akışkan tarafları için taşınım ısı transfer katsayıları, akışkan–katı arayüzünde alan ortalamalı sıcaklık farkı esas alınarak eşitlik (6.26) ve eşitlik (6.27) yardımıyla hesaplanmıştır [20]:

$$h_{sıc} = \frac{\mathrm{Q_{sıc}}}{A_{a-k}\,(T_{a-k}-T_a)} \tag{6.26}$$

$$h_{soğ} = \frac{\mathrm{Q_{soğ}}}{A_{a-k}(T_{a-k}-T_a)} \tag{6.27}$$

Burada A_{a-k} akışkan–katı arayüz alanını, T_{a-k} arayüzün alan ortalamalı sıcaklığını, T_a ise akışkanın referans sıcaklığını (giriş–çıkış alan ortalama sıcaklıklarının aritmetik ortalaması) temsil etmektedir. Bu işlem sıcak ve soğuk akışkanlar için ayrı ayrı uygulanmıştır. Bu kapsamda elde edilen $h_{sıc}$ ve $h_{soğ}$ değerleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışkan taraflarında akışkan–katı arayüzünde tanımlanan taşınım ısı transfer katsayılarını ifade etmektedir.

Elde edilen bu katsayıları kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı, toplam ısıl direnç modeli yaklaşımıyla eşitlik (6.28)'den hesaplanmıştır:

$$\frac{1}{U\,A_{ort}} = \frac{1}{h_{sıc}A_{sıc}} + \frac{\delta}{k_s A_{ort}} + \frac{1}{h_{soğ}A_{soğ}} \tag{6.28}$$

Burada $A_{sıc}$ ve $A_{soğ}$ sırasıyla sıcak ve soğuk taraf akışkan–katı arayüz alanlarını, A_{ort} ortalama arayüz alanını, δ gyroid duvarın eşdeğer kalınlığını ve k_s gyroid malzemenin ısıl iletkenliğini ifade etmektedir.

6.2.2. Sayısal çözüm ve hücre sayısından bağımsızlık

Sayısal çalışmalara başlanmadan önce, hava hızı 1,75 m/s ve su debisi 1,5 L/dk çalışma koşulları için hücre sayısından bağımsızlık analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizde, farklı eleman sayıları için elde edilen sonuçlar ortalama ısı transfer katsayısı (U) ve hava tarafı basınç düşümü (ΔP_{hava}) açısından değerlendirilmiştir. Hücre sayısı yaklaşık $10{,}78\times10^6$'dan $31{,}85\times10^6$'ya artırıldığında, U değerlerinde artış gözlenmiş; ancak $25{,}08\times10^6$ hücre sayısından sonra artış oranının %1'in altına düştüğü belirlenmiştir. Benzer şekilde, hava tarafı basınç düşümü değerlerinin de hücre sayısı arttıkça sınırlı değişim gösterdiği ve sapma oranlarının ihmal edilebilir seviyelere indiği görülmüştür. Bu doğrultuda, hesaplama maliyeti ile çözüm doğruluğu birlikte değerlendirilerek, mevcut çalışma kapsamında $25{,}08\times10^6$ hücre sayısı optimum ağ yapısı olarak seçilmiştir.

Çizelge 6.4. Hücre bağımsızlaştırma çalışması

#	Hücre-1	Hücre-2	Hücre-3	Hücre-4*	Hücre-5
Hücre Sayısı	10,78x106	14,26x106	20,15 x106	25,08 x106	31,85 x106
U (W/ m^2·K)	115,69	118,19	119,5	120,46	121,4
Sapma (%)	-	2,16	1,11	0,8	0,78
ΔP_{hava} (Pa)	473,04	459,5	453,83	452,4	453,05
Sapma (%)	-	2,86	1,23	0,32	0,14

6.3. Sabit ve Fonksiyonel Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapılar İçin Gerçekleştilen Sayısal Çalışma (48×16×48 mm)

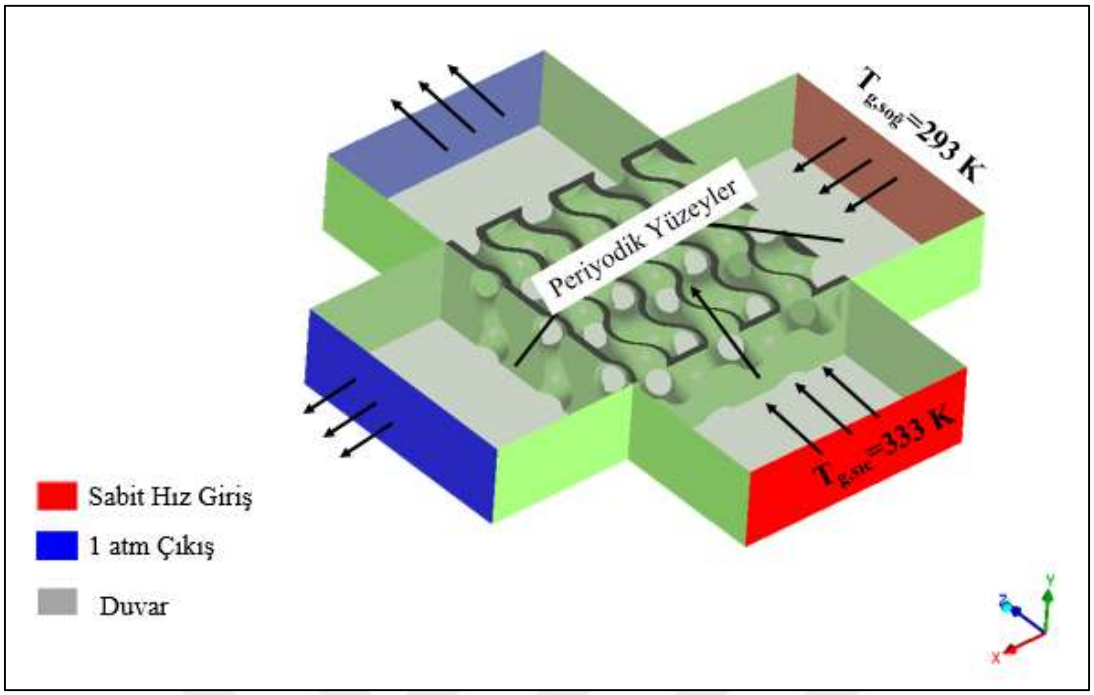
Bu tez kapsamında üçüncü aşamada, sabit bağıl yoğunluğa sahip gyroid yapı ile fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluk dağılımına sahip gyroid yapıda ısı eşanjörü, farklı akışkan

kombinasyonları altında karşılaştırmalı olarak sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Bu bölümde gerçekleştirilen analizlerin temel amacı, bağıl yoğunluk dağılımının sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş olarak tanımlanmasının, ısı transfer performansı ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak ortaya koymaktır. Bu kapsamda, hava–hava, su–su ve hava–su çalışma koşulları için ısıl performans parametreleri ile akış karakteristikleri değerlendirilmiştir.

6.3.1. Fiziksel ve matematiksel model

Bu bölümde kullanılan fiziksel modelleme yaklaşımı, türbülans modeli ve ağ yapısı Bölüm 6.1.1'de açıklanan yöntemle aynı prensiplere göre uygulanmıştır. Bu bölüm kapsamında oluşturulan sayısal model, sabit bağıl yoğunluklu modelde kullanılan 48×16×48 mm boyutlarındaki çekirdek geometrisi ile aynı dış boyutlara ve gyroid topolojisine sahiptir. Böylece iki tasarım arasında geometrik ölçüler ve akış kanal düzeni korunmuş; karşılaştırmada yalnızca bağıl yoğunluk dağılımının etkisi incelenmiştir.

Sabit bağıl yoğunluklu tasarımda yapı, tüm hacim boyunca tek bir bağıl yoğunluk değerine sahip olacak şekilde oluşturulurken (Bkz. Bölüm 6.1.1), fonksiyonel derecelendirilmiş tasarımda ise bağıl yoğunluk z ekseni boyunca kademeli olarak değiştirilmiştir. Fonksiyonel dereceli geometriye ait temsili görünüm Şekil 6.6'da sunulmuştur. Şekilden görüldüğü üzere sıcak akışkan, girişten çıkışa z ekseni doğrultusunda ilerlemektedir. Fonksiyonel derecelendirme yaklaşımıyla bağıl yoğunluk, sıcak akış yönü boyunca kademeli olarak tanımlanmış ve bu sayede akış doğrultusunda duvar kalınlığı kontrollü biçimde değiştirilmiştir. Soğuk akışkan ise sıcak akış yönüne çapraz doğrultuda ilerleyerek sistemde çapraz akış konfigürasyonu oluşturmaktadır.



Şekil 6.6. Fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu gyroid yapı için sayısal model

Sınır şartları ve sayısal çözüm ayarları

Sayısal analizlerde uygulanan çıkış sınır şartı, duvar malzemesi tanımı ve genel sınır şartları yaklaşımı, Bölüm 6.1.1'de açıklanan sayısal modelleme yöntemi ile aynı şekilde uygulanmıştır. Hava–hava ve su–su akış konfigürasyonlarında sınır şartları aynı şekilde korunmuştur.

Hava–su akış konfigürasyonunda ise giriş koşulları deneysel çalışma ile uyumlu olacak şekilde ayarlanmıştır. Su tarafı giriş sıcaklığı Tsu=325, hava tarafı giriş sıcaklığı Thava=293,5 K olarak tanımlanmıştır. Su tarafında hacimsel debi 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk, hava tarafında ise giriş hızları 1,5, 1,75, 2 ve 2,25 m/s olarak uygulanmıştır.

Fonksiyonel derecelendirilmiş modelde gerçekleştirilen tüm analizlerde, karşılaştırmanın yalnızca bağıl yoğunluk dağılımının etkisini yansıtabilmesi amacıyla, sabit bağıl yoğunluklu modelde kullanılan ağ yaklaşımı ve sayısal çözüm ayarları aynen korunmuştur. Bölüm 6.1.4'te optimum ağ yapısı için belirlenen çözüm ayarları, fonksiyonel derecelendirilmiş geometri için de birebir uygulanmış; böylece $13{,}7 \times 10^6$ hücreden oluşan ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu sayede, iki tasarım arasındaki performans farklılıkları, ağ yoğunluğu

veya çözüm parametrelerinden bağımsız şekilde, doğrudan bağıl yoğunluk değişimine bağlı olarak değerlendirilebilmiştir.

Çalışmada kullanılan hesaplamalar

Sabit ve fonksiyonel olarak derecelendirilmiş tasarımlar arasındaki performans farklılıklarının karşılaştırılabilmesi amacıyla, akış ve ısı transferine ait temel performans parametreleri hesaplanmıştır. Bu kapsamda Q, U, Nu, ε, NTU ve ΔP değerleri değerlendirme kriterleri olarak kullanılmıştır. Kullanılan hesaplamalar, tez kapsamında daha önce tanımlanan eşitlikler üzerinden yürütülmüş olup, Bölüm 6.1'de verilen eşitlikler esas alınmıştır.

Genel termo-hidrolik performansın değerlendirilmesinde ise, literatürde yaygın olarak kullanılan performans değerlendirme kriteri (PDK) aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanmıştır [76]:

$$\mathrm{PDK} = \frac{\mathrm{Nu_i}\,/\mathrm{Nu_s}}{(\mathrm{f_i}\,/\mathrm{f_s})^{1/3}} \tag{6.29}$$

Burada Nu_i ve f_i, fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid (FD-gyroid) yapı için hesaplanan Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısını; Nu_s ve f_s ise sabit bağıl yoğunluklu gyroid (U-gyroid) yapı için elde edilen karşılık gelen değerleri temsil etmektedir.

ÜPMY yapılarında akışın hidrolik direncini karakterize etmek amacıyla boyutsuz sürtünme katsayısı (f) kullanılmıştır. İlgili akışkanın ÜPMY içerisindeki basınç kaybı dikkate alınarak sürtünme katsayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [76]:

$$\mathrm{f} = \frac{2\,\Delta P\,\mathrm{D_{h,ÜPMY}}}{\rho\,\mathrm{U_m^2 l}} \tag{6.30}$$

Burada, ΔP ilgili akış hattındaki toplam basınç düşümünü, ρ ilgili akışkanın yoğunluğunu, U_m kanal girişindeki ortalama hızı, l akış yolu uzunluğunu temsil etmektedir.

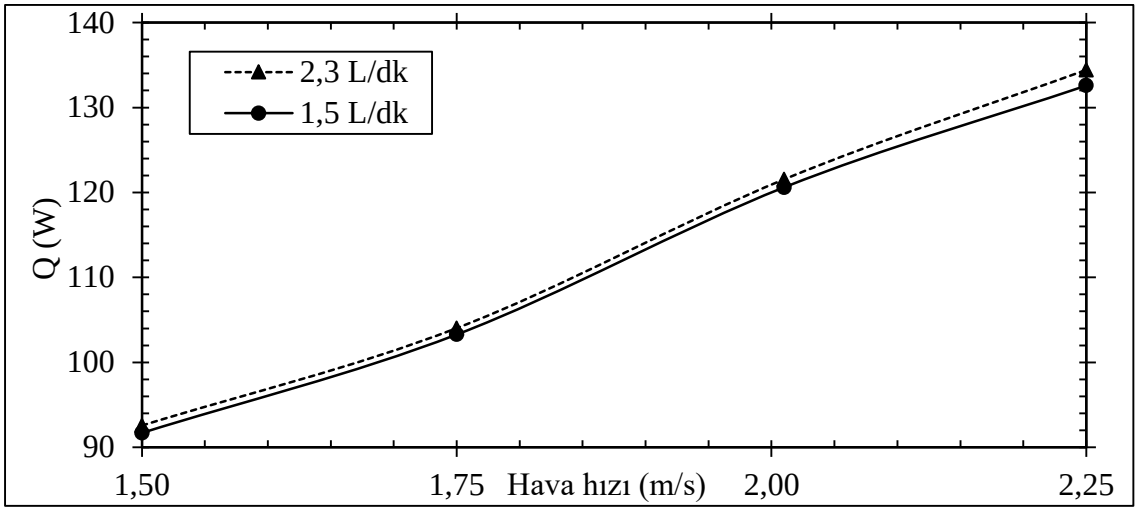
7. DENEYSEL SONUÇLAR

Deneysel çalışmalar, sıcak akışkan olarak saf su ve soğuk akışkan olarak hava kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminde, su ve hava tarafına ait temel parametreler sistematik olarak değiştirilmiştir. Bu kapsamda, su tarafı için iki farklı giriş sıcaklığı belirlenmiştir, bu sıcaklıklar sırasıyla 52 °C ve 60 °C'dir. Her bir su giriş sıcaklığı için, hava tarafında üfleyici (ing. blower) kullanılarak dört farklı hava hızı ayarlanmış ve deneyler 1,5 m/s, 1,75 m/s, 2 m/s ve 2,25 m/s hızları için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, su tarafındaki debinin ısı transferi üzerindeki etkisini değerlendirmek için deneyler 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk debileri için tekrarlanmıştır.

Sayısal ve deneysel sonuçların doğrudan karşılaştırılabilmesini sağlamak amacıyla, deneysel çalışmalarda ölçülen debi değerleri, sayısal modelin deneysel prototipin 1/3'ünü temsil etmesi dikkate alınarak hesaplamalarda 1/3 oranında ölçeklenerek kullanılmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak, gyroid yapıda ısı eşanjörünün birim zamandaki aktarılan ortalama ısı miktarı ($\dot{Q}$), toplam ısı transfer katsayısı (U) , Nusselt sayısı (Nu), ısı eşanjörü etkenliği (ε) ve basınç kaybı (ΔP) hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, farklı sıcak akışkan giriş sıcaklığı, soğuk akışkan hava hızı ve su debisine bağlı olarak ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

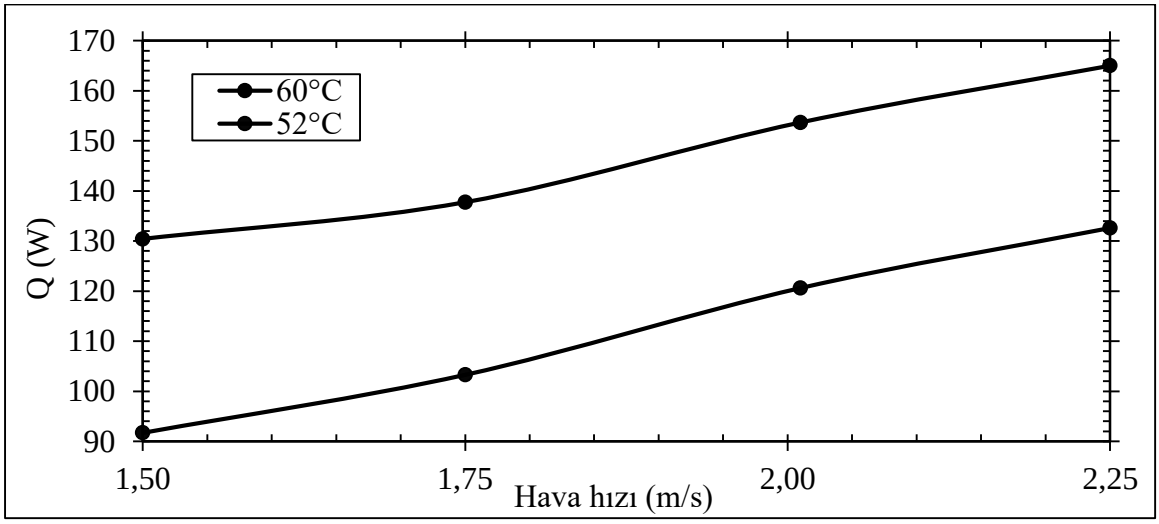
7.1. Birim zamandaki aktarılan ısı miktarı ($\dot{Q}$)

Şekil 7.1'de sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'de sabit tutulduğu deney koşullarında 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil incelendiğinde, her iki sıvı debisi için de hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye artırılmasıyla birlikte ortalama ısı transfer miktarının arttığı görülmektedir. Hava hızının artmasıyla birlikte, 1,5 L/dk sıvı debisi için ortalama ısı transfer miktarı 91,7 W'den 132,6 W'a yükselirken, 2,3 L/dk sıvı debisi için ise ortalama ısı transfer miktarı 92,6 W'den 134,4 W'a çıkmıştır. Bununla birlikte, sıvı debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'a artışının ortalama ısı transfer miktarında sınırlı bir artışa neden olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 7.1. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının Q̇ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

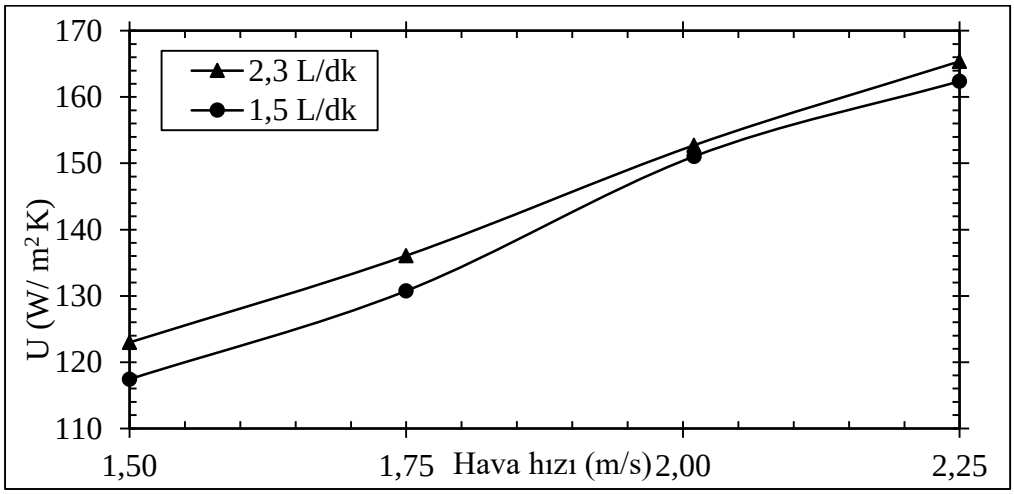
Şekil 7.2'de**,** su debisinin 1,5 L/dk'da sabit tutulduğu durumda, farklı hava hızları için sıcak su giriş sıcaklığının değişiminin birim zamandaki aktarılan ortalama ısı miktarı üzerindeki etkisi görülmektedir. Sıcak su giriş sıcaklığının 52°C 'den 60 °C'ye ve hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye artırılmasıyla birlikte, birim zamandaki aktarılan ortalama ısı miktarının arttığı görülmüştür. 52 °C sıcaklık grubunda birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transfer miktarı 91,7 –132,6 W aralığında elde edilirken, 60 °C sıcaklık grubunda ise bu değerler 130,4–165 W aralığına ulaşmıştır. Bu artış, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının artmasına bağlı olarak ısı transfer potansiyelinin yükselmesiyle açıklanabilir.



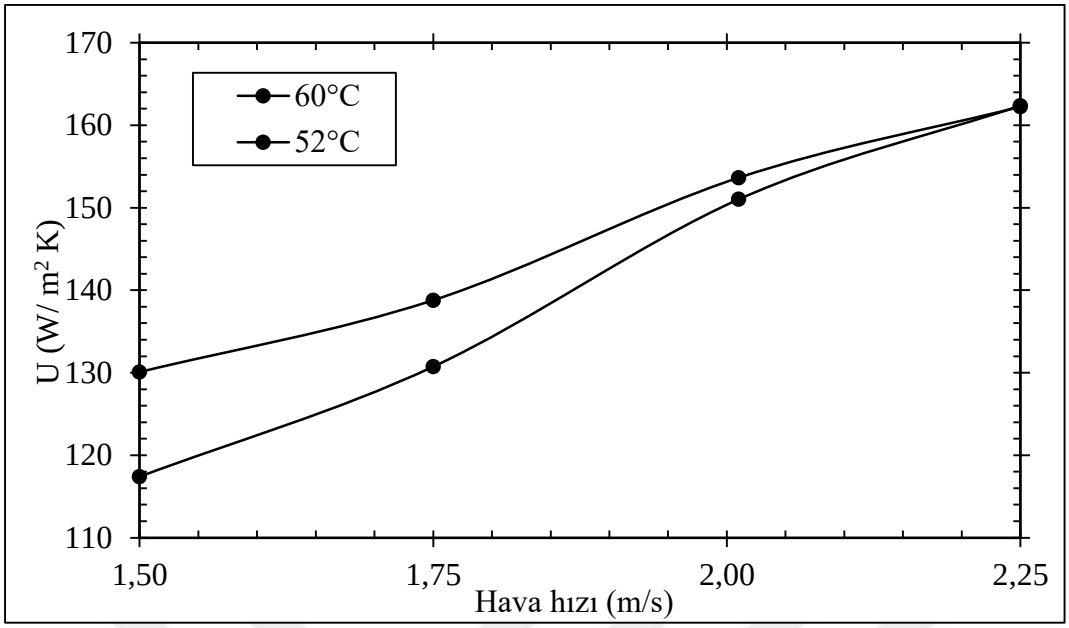
Şekil 7.2. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının Q̇ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

7.2. Toplam ısı transfer katsayısı (U)

Şekil 7.3'te, sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'de sabit tutulduğunda, farklı hava hızları ve su debilerinde ısı transfer katsayısı değerleri sunulmaktadır. Şekilden görüldüğü üzere her iki su debisi için de hava hızının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer katsayısının düzenli bir artış eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Bu eğilim, hava hızındaki artışa bağlı olarak hava tarafındaki taşınım katsayısının yükselmesi ve sınır tabaka kalınlığının azalmasıyla açıklanabilir. Ayrıca 2,3 L/dk su debisi için elde edilen ısı transfer katsayısı değerlerinin, 1,5 L/dk debisine kıyasla tüm hava hızı değerlerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak bu farkın sınırlı düzeyde kalması, toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesinde hava tarafı taşınım koşullarının daha etkin rol oynadığı şeklinde yorumlanabilir. Şekil 7.4'te ise, su debisinin 1,5 L/dk'da sabit tutulduğu durumda, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Her iki sıcaklık grubunda da hava hızının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer katsayısının arttığı görülmektedir. Ayrıca, sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'den 60 °C'ye yükseltilmesi, tüm hava hızı değerlerinde toplam ısı transfer katsayısının artmasına neden olmuştur. Toplam ısı transfer katsayısının en yüksek değerine 52 °C giriş sıcaklığı, 2,3 L/dk hacimsel debi ve 2,25 m/s hava hızında ulaştığı görülmektedir. Toplam ısı transfer katsayısı T_g = 52 °C ve su debisi 1,5 L/dk hacimsel debisinde, hava hızı 1,5, 1,75,2 ve 2,25 için sırasıyla 117,4, 130,7, 151, 162,4 W/m^{2}K'dir. T_g = 52 °C ve su debisi 2,3 L/dk hacimsel debisinde, hava hızı 1,5, 1,75,2 ve 2,25 için sırasıyla 123, 136,1, 152,7, 165,4 W/m^{2}K'dir. T_g = 60 °C ve su debisi 1,5 L/dk hacimsel debisinde, hava hızı 1,5, 1,75,2 ve 2,25 için sırasıyla 130,1, 138,8, 153,6, 162,2 W/m^{2}K'dir.



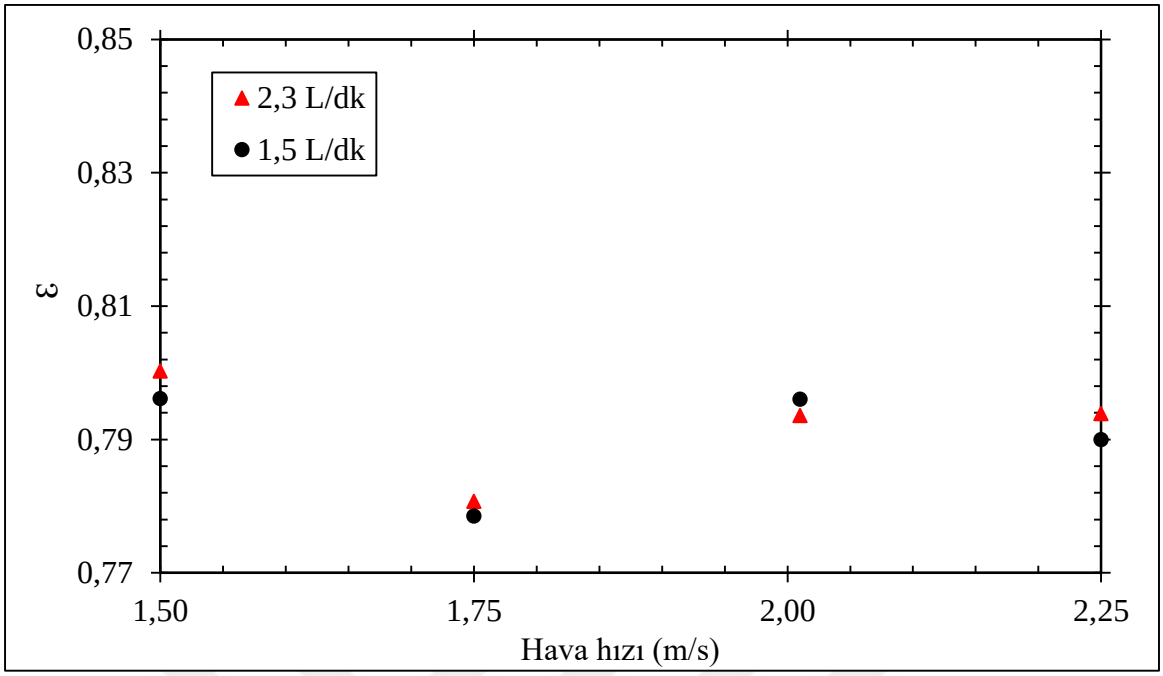
Şekil 7.3. U'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)



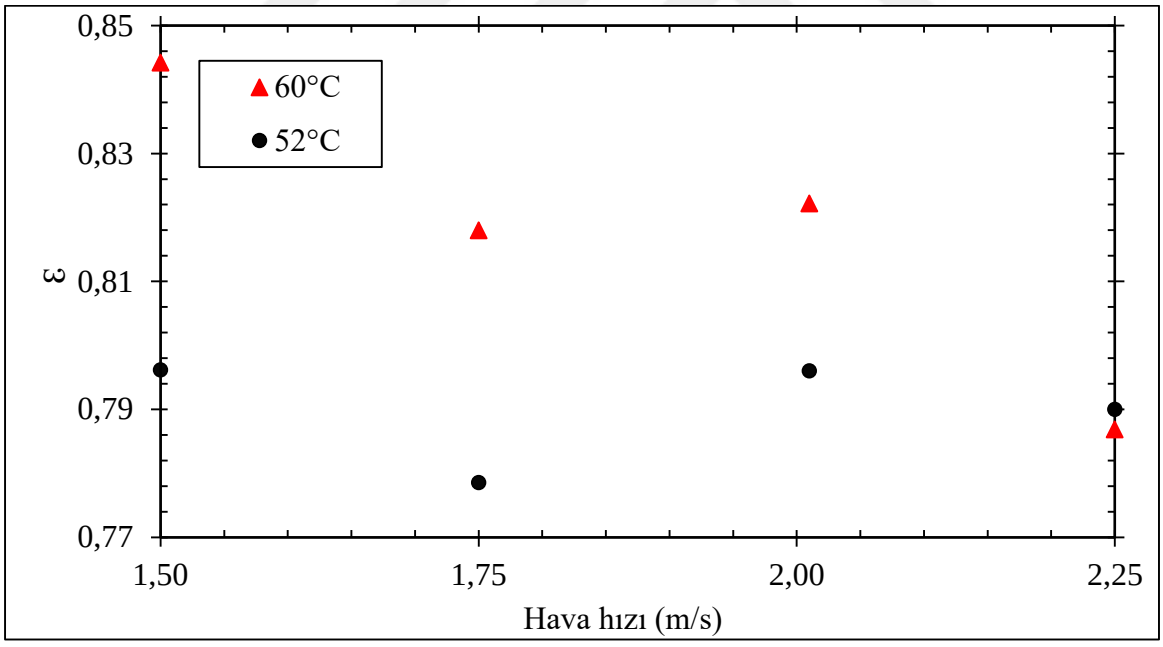
Şekil 7.4. U'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

7.3. Isı eşanjörü etkenliği (Ɛ)

Şekil 7.5 ve Şekil 7.6'da, ısı değiştiricisi etkenliğinin (ε) hava hızına bağlı deneysel değişimi gösterilmektedir. Şekil 7.5'ten görüldüğü üzere, 52 °C sıcak su giriş sıcaklığı için farklı su debilerinde elde edilen etkenlik değerleri 1,50–2,25 m/s hava hızı aralığında yaklaşık 0,78–0,80 bandında seyretmekte olup, hava hızının artmasıyla birlikte belirgin bir artış veya azalma eğilimi göstermemektedir. Benzer şekilde Şekil 7.6'da, su giriş sıcaklığının 60 °C olduğu koşullarda etkenlik değerlerinin genel olarak daha yüksek seviyelerde gerçekleştiği görülmekle birlikte, hava hızına bağlı olarak net bir değişim eğilimi ortaya çıkmamıştır. Bu durum, incelenen deneysel koşullarda hava hızı artışıyla birlikte etkenliği artırıcı ve sınırlayıcı etkilerin birbirini dengelemesi sonucu etkenliğin hava hızına karşı duyarlılığının sınırlı kalmasıyla açıklanabilir. Deneylerde, en yüksek etkenlik, 1,50 m/s hava hızında ve 60 °C sıcak su giriş sıcaklığında gözlemlenmiştir.



Şekil 7.5. Ɛ'nin hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)

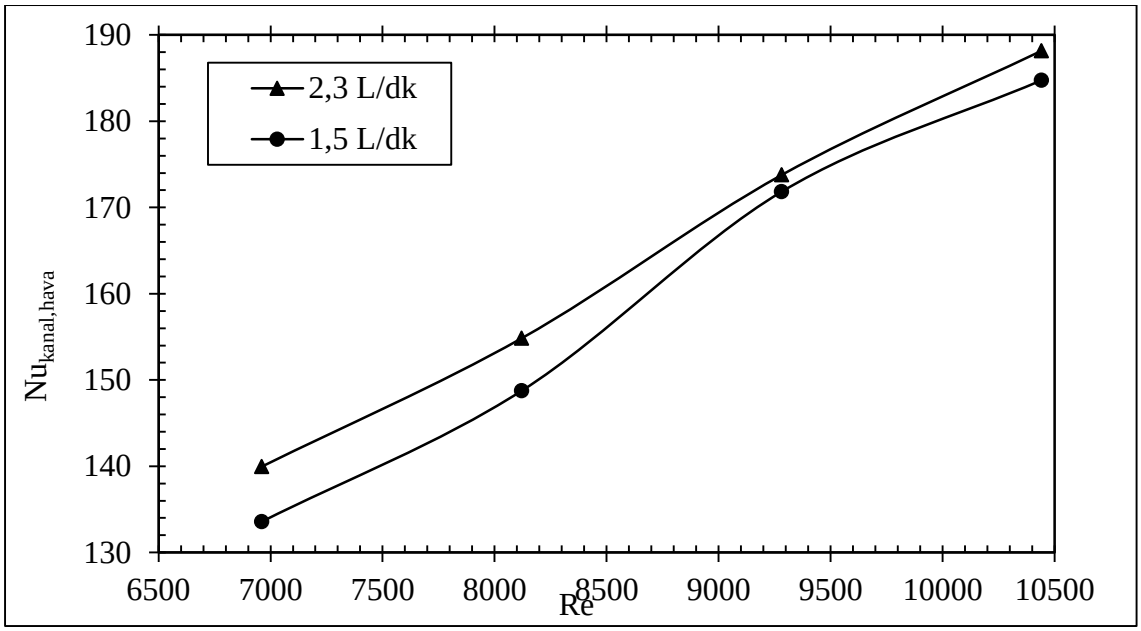


Şekil 7.6. Ɛ'nin sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

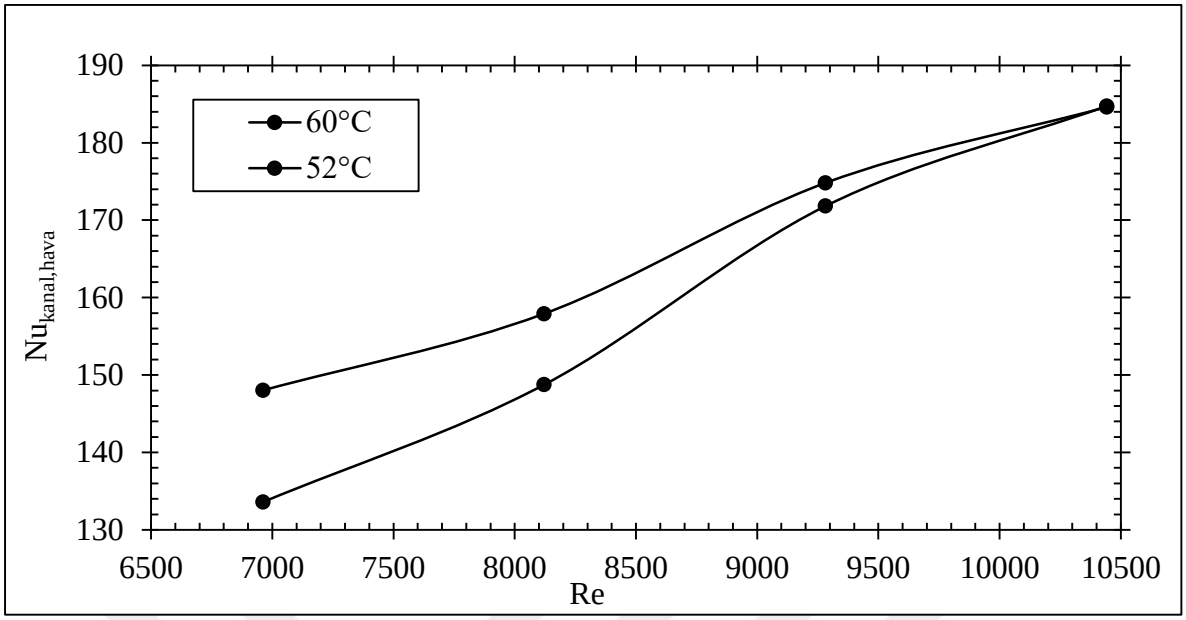
7.4. Nusselt Sayısı (Nu)

Şekil 7.7'de, hava tarafı Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi sıcak su T_g = 52 °C 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere,

Reynolds sayısının artmasıyla birlikte $Nu_{kanal,hava}$ her iki su debisi için de artış eğilimindedir. Ayrıca 2,3 L/dk koşulunda, 1,5 L/dk su debisine kıyasla daha yüksek $Nu_{kanal,hava}$ görülmektedir. Şekil 7.8'de ise $Nu_{kanal,hava}$'nın sabit su debisinde (1,5 L/dk) sıcak su giriş sıcaklığına bağlı değişimi sunulmaktadır. Sıcak su giriş sıcaklığının 60 °C olduğu koşullarda, 52 °C'ye kıyasla hava tarafı Nusselt sayılarının daha yüksek olduğu görülmektedir. Her iki sıcaklık seviyesi için de Reynolds sayısındaki artışa paralel olarak $Nu_{kanal,hava}$ arttığı açıkça gözlemlenmektedir. Sonuç olarak, en yüksek $Nu_{kanal,hava}$ sıcak su giriş sıcaklığının 60 °C, su debisinin 2,3 L/dk ve hava hızının 2,25 m/s olduğu koşullarda elde edilmiştir.

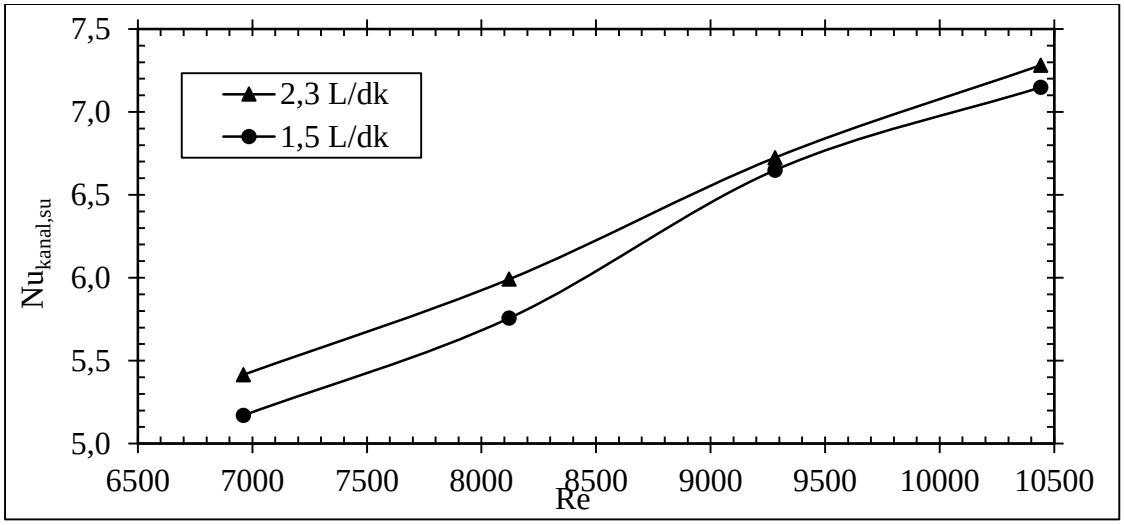


Şekil 7.7. $Nu_{kanal,hava}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)

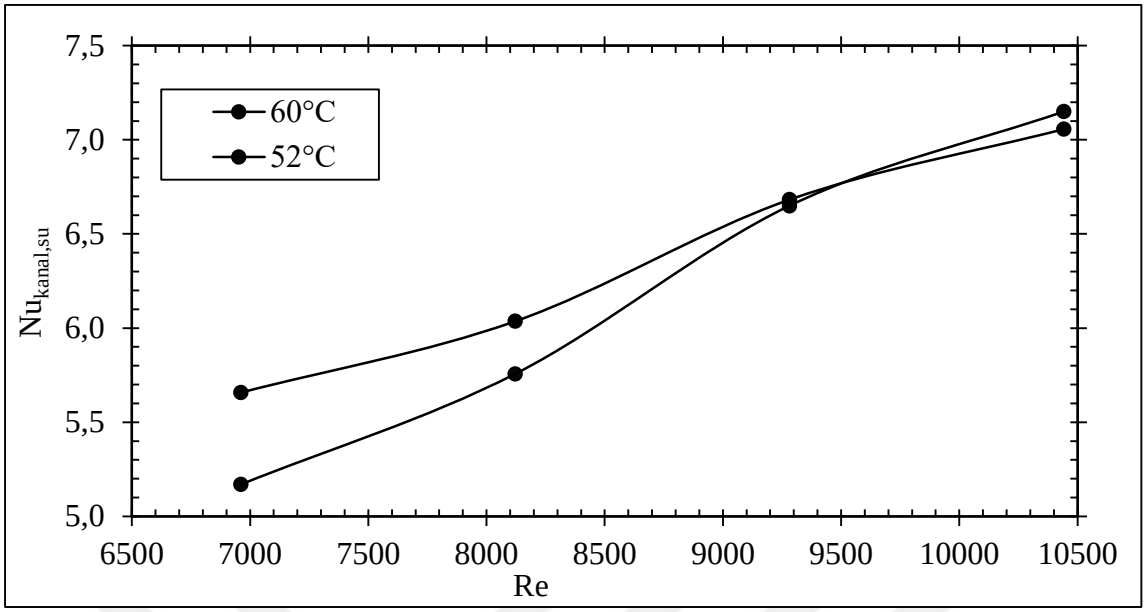


Şekil 7.8. $Nu_{kanal,hava}$'nın sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'da su tarafı için Nusselt sayısının ($Nu_{kanal,su}$), hava hızına bağlı değişimi incelenmiştir. Genel olarak, $Nu_{kanal,su}$ değerinin Reynolds sayısı, su debisi ve sıcak su giriş sıcaklığındaki artışlarla birlikte yükseldiği belirlenmiştir. Bu eğilim, artan akış hızları ve sıcaklık farkları sonucunda konvektif ısı transferinin güçlenmesiyle ilişkilendirilebilir. En yüksek $Nu_{kanal,su}$, sıcak su giriş sıcaklığının 60 °C, su debisinin 2,3 L/dk ve hava hızının 2,25 m/s olduğu koşullarda elde edilmiştir.



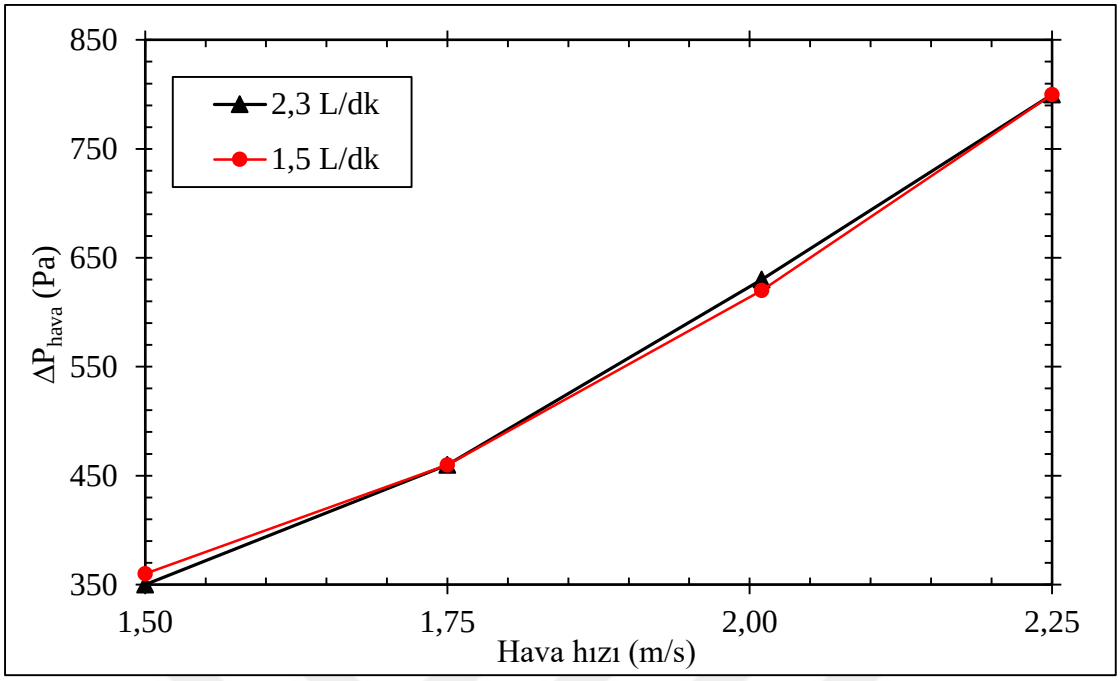
Şekil 7.9. $Nu_{kanal,su}$'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)



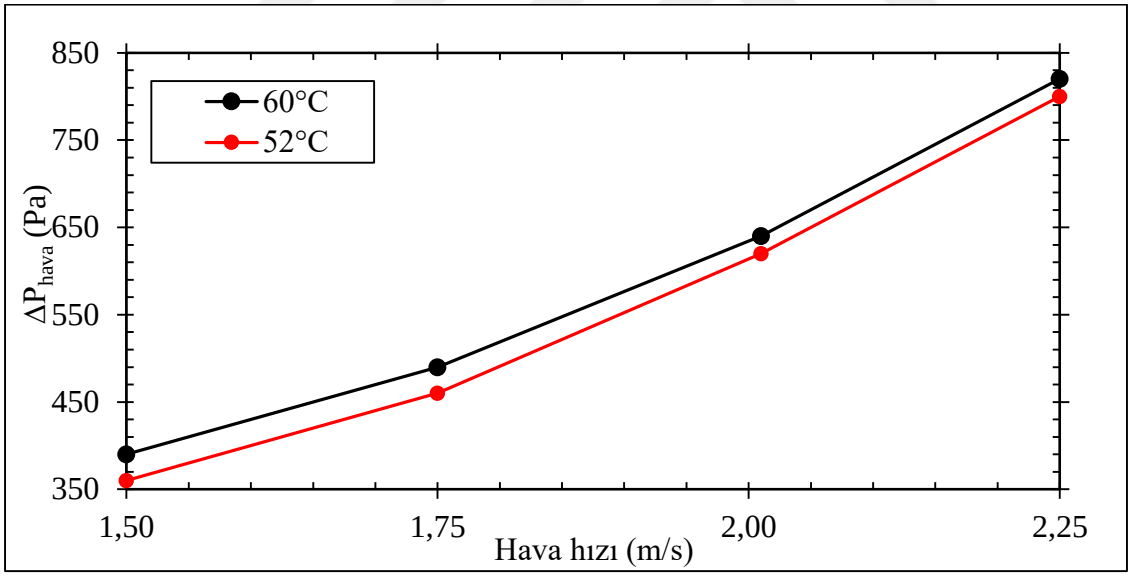
Şekil 7.10. $Nu_{kanal,su}$'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

7.5. Basınç Kaybı (ΔP)

Şekil 7.11'de, sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'de sabit tutulduğu durumda, farklı su debilerinde (1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) aynı hava hızı seviyeleri için elde edilen basınç düşümü değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Bu durum, deneysel koşullar altında hava tarafı basınç kaybının su debisinden büyük ölçüde bağımsız olduğunu ve hava akış hızının baskın parametre olduğunu göstermektedir. Şekil 7.12'de ise su debisinin 1,5 L/dk olarak sabit tutulduğu deneylerde, aynı hava hızı seviyelerinde sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'den 60 °C'ye yükselmesiyle birlikte ΔP_{hava} değerlerinde sınırlı ancak tutarlı bir artış gözlenmiştir. Bu artışın, hava akışkanının sıcaklığa bağlı termofiziksel özelliklerindeki değişimlerden kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Şekil 7.11 ve Şekil 7.12 birlikte değerlendirilirse de hava hızının artmasıyla birlikte ΔP_{hava} değerlerinin düzenli ve artan bir eğilim sergilediği dikkat çekmektedir. En yüksek basınç düşümü değeri T_g = 60°C, su debisi 1,5 L/dk, hava hızı 2,25 m/s koşullarında elde edilmiştir.

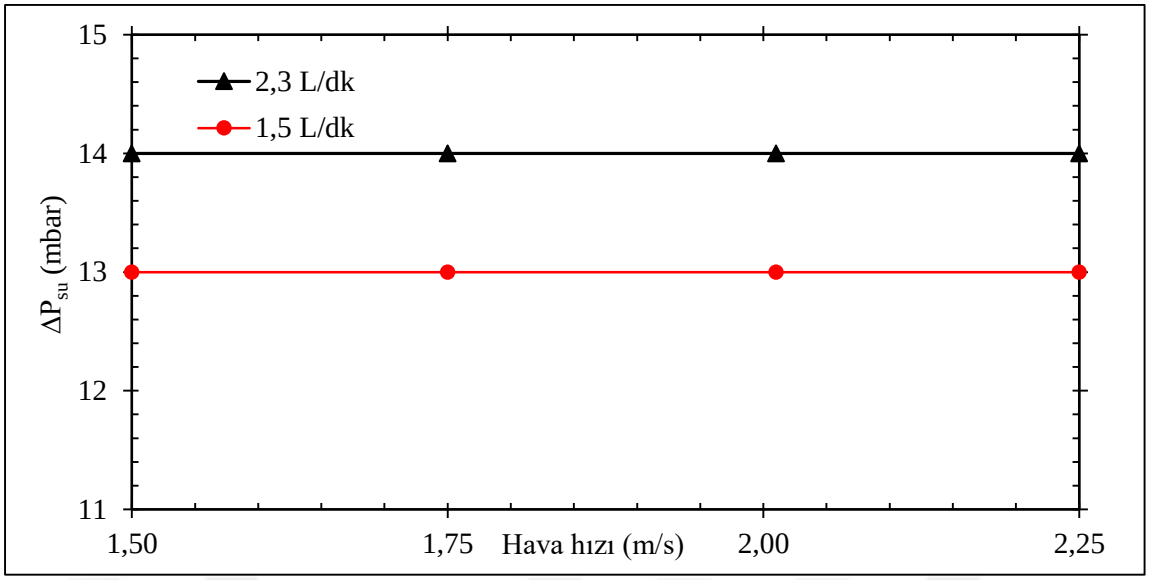


Şekil 7.11. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

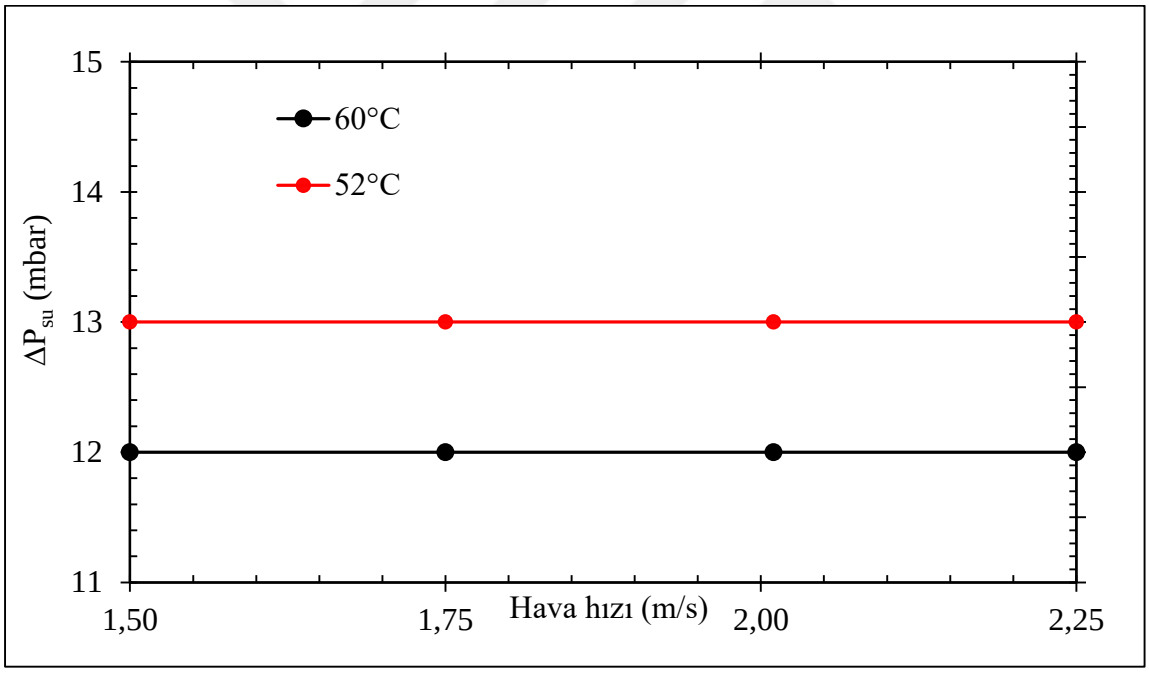


Şekil 7.12. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

Şekil 7.13'te su debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'ya çıkarıldığı durumda ve Şekil 7.14'de sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C ile 60 °C arasında değiştirilmesi durumunda ΔP_{su} değişimi görülmektedir. Ölçüm cihazı kaynaklı ölçüm aralığı nedeniyle deney sırasında manometre göstergesinde okunan değerler alınmış olup, debi ve sıcaklık değişiminin ΔP_{su} üzerindeki etkisinin genel eğilimi verilmiştir.



Şekil 7.13. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)



Şekil 7.14. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

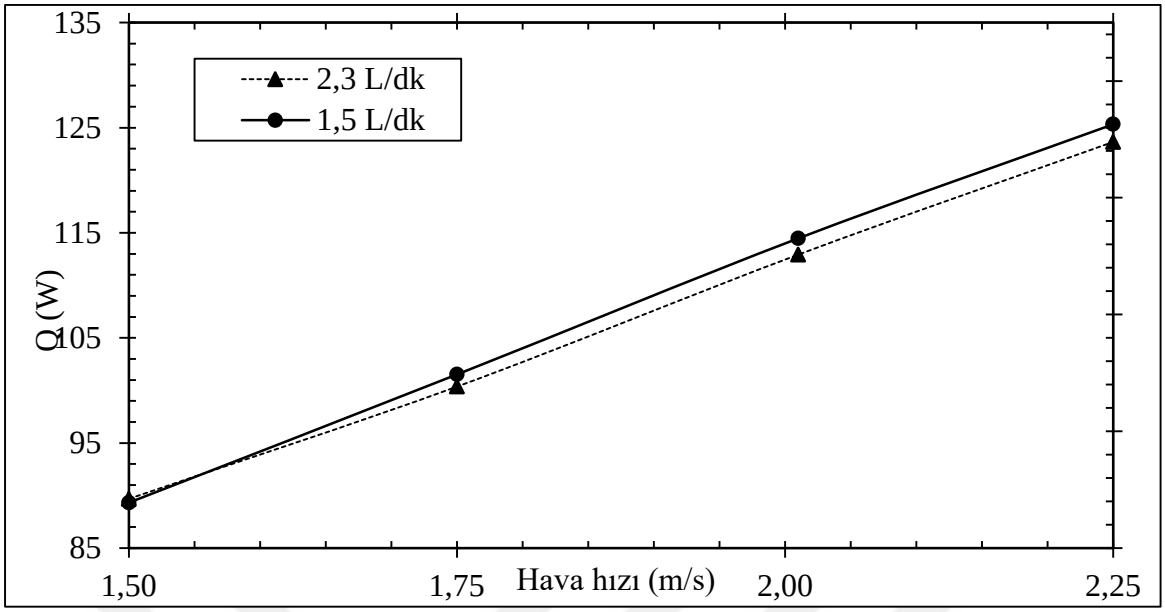
8. SAYISAL SONUÇLAR

8.1. Bağıl Yoğunluğu Fonksiyonel Olarak Derecelendirilmiş Gyroid Yapıda Hava-Su Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü için Sayısal Analiz Sonuçları

Bu bölümde, detayları Bölüm 6.2'de açıklanan kısmi sayısal model kullanılarak, fonksiyonel olarak derecelendirilmiş bağıl yoğunluğa sahip gyroid ısı eşanjörü için gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları sunulmuştur. Sayısal çalışmada, deneysel çalışmalarda uygulanan sınır koşulları esas alınmış; bağıl yoğunluğu akış yönü boyunca %18–30 arasında değişen yapı için farklı hava giriş hızlarında (1,5–2,25 m/s) ve iki farklı sıcak su giriş sıcaklığında (52 °C ve 60 °C) ısı transferi ve akış karakteristikleri incelenmiştir**.**

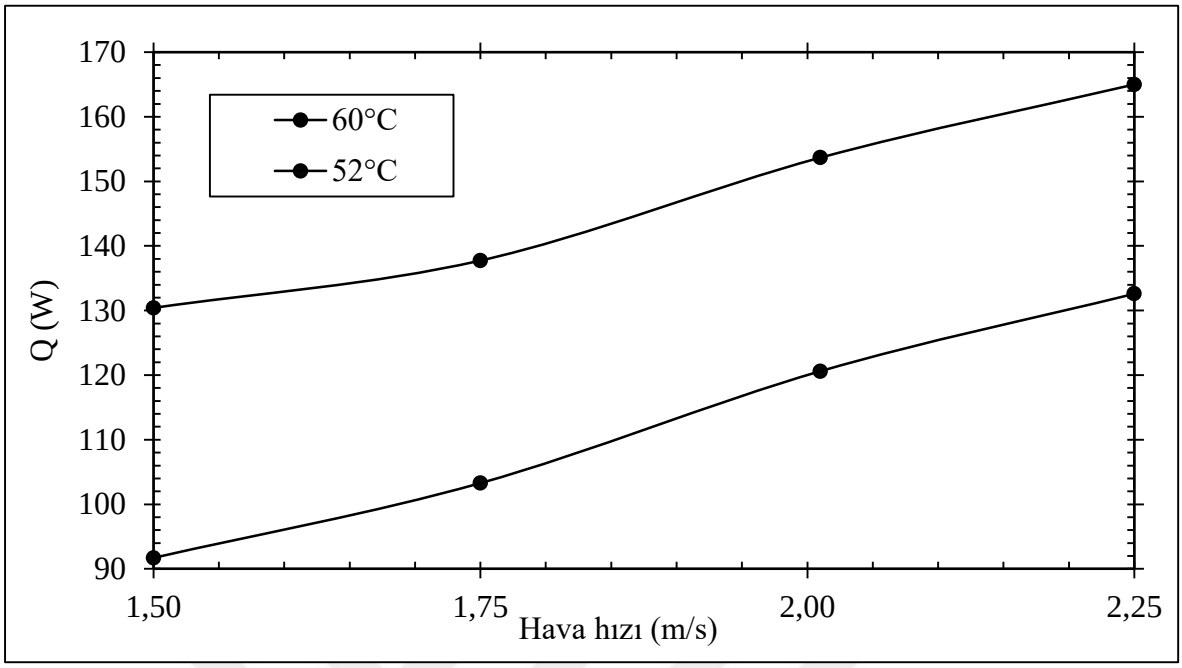
8.1.1. Birim zamandaki aktarılan ısı miktarının değişimi ($\dot{Q}$)

52 °C sıcak su giriş sıcaklığında gerçekleştirilen sayısal analizlerde, farklı hava hızı değerleri (1,5, 1,75, 2 ve 2,25 m/s) ve iki farklı su debisi (1,5 ve 2,3 L/dk) için birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi miktarının değişimi Şekil 8.1 ile verilmiştir. Elde edilen sonuçlar, her iki su debisi koşulunda, hava hızındaki artışın birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi miktarını artırdığını göstermektedir. Sayısal sonuçlar incelendiğinde, hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye yükselmesiyle birlikte, 1,5 L/dk sıvı debisi için birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi miktarının 88,9 W seviyesinden 121,3 W düzeyine ulaştığı görülmektedir. Benzer şekilde, 2,3 L/dk sıvı debisi için elde edilen birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi değerleri 89,7–123,7 W aralığında değişmektedir. Sonuçta, hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye artırılmasıyla birlikte, 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk sıvı debileri için birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi sırasıyla %36,5 ve %37,9 oranlarında artış göstermiştir. Buna karşılık sıvı debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'a artırılması, tüm hava hızı değerlerinde ortalama ısı transferi miktarında yalnızca %1–2 mertebesinde bir artışa yol açmıştır. Bu durum, incelenen çalışma aralığında sıvı debisinin ısı transferi üzerindeki etkisinin sınırlı olduğunu göstermektedir.



Şekil 8.1. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için hava hızının $\dot{Q}$ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

Şekil 8.2'de ise, 1,5 L/dk sabit su debisi koşulunda, sıcak su giriş sıcaklığının birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi, farklı hava hızı değerleri için değerlendirilmiştir. Bu amaçla, 52 °C ve 60 °C sıcaklık gruplarında ortalama ısı transferi değerleri karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçlar, her iki sıcaklık grubu için de hava hızının artmasıyla birlikte birim zamandaki aktarılan ortalama ısı transferi miktarında düzenli bir artış eğilimi olduğunu göstermektedir. Hava hızının artırılmasıyla birlikte, birim zamandaki ortalama ısı transferi miktarının 52 °C sıcaklık grubunda %36,5, 60 °C sıcaklık grubunda ise %26,4 oranında artış belirlenmiştir. Bununla birlikte, sıcak su giriş sıcaklığının yaklaşık 52 °C'den 60 °C'ye artırılmasıyla birlikte, hava hızının 1,5–2,25 m/s aralığında değiştiği tüm koşullarda ortalama ısı transferi miktarında %24,4–35,7 aralığında artış meydana gelmiştir. En yüksek artış 1,5 m/s hava hızında yaklaşık %35,7 olarak hesaplanırken, daha yüksek hava hızlarında bu artış %24,4–28,5 aralığında gerçekleşmiştir.

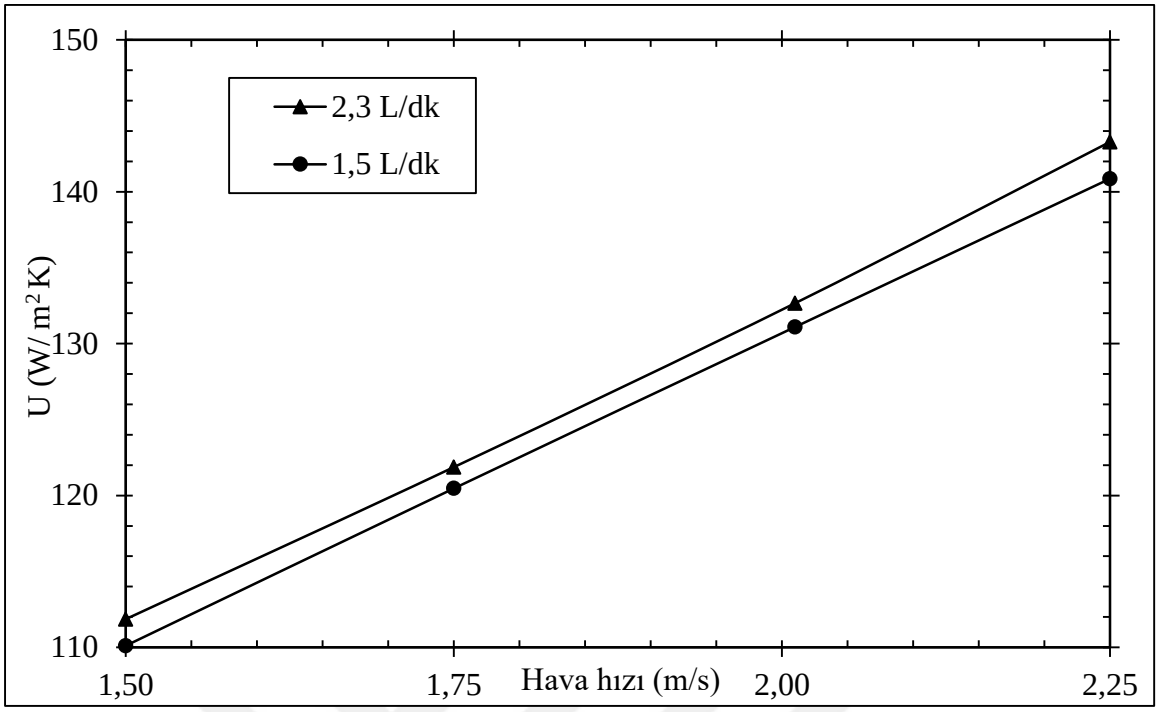


Şekil 8.2. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının Q̇ üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

Şekil 8.1 ve Şekil 8.2'den elde edilen bulgular, incelenen çalışma koşullarında hava hızı ve sıcak su giriş sıcaklığının ortalama ısı transferi üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu, sıvı debisinin etkisinin ise sınırlı kaldığını ortaya koymaktadır.

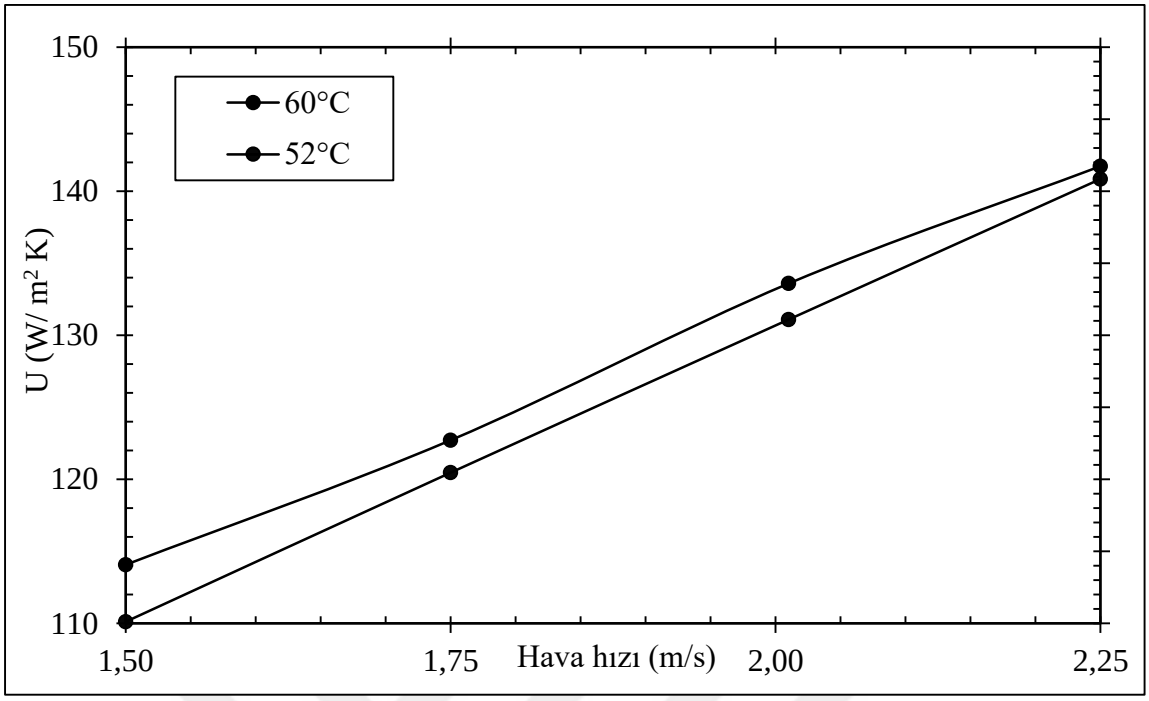
8.1.2. Toplam ısı transfer katsayısı (U)

Şekil 8.3'te, sıcak su giriş sıcaklığı sabit koşuldayken dört farklı hava hızı ve iki farklı su debisi için toplam ısı transfer katsayısının değişimi sunulmuştur. Hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye artırılmasıyla birlikte, 1,5 L/dk su debisi için U değeri 110,1 W/m²·K'den 140,9 W/m²·K'ye, 2,3 L/dk su debisi için ise 111,9 W/m²·K'den 143,3 W/m²·K'ye yükselmiştir. Buna karşılık gelen artış oranları sırasıyla %27,9 ve %28,1 olarak hesaplanmıştır. Bu artış, hava hızındaki yükselmeyle hava tarafı taşınım direncinin azalması ve toplam ısı transferinin iyileşmesiyle ilişkilendirilebilir. Buna karşılık, su debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'a artırılması U üzerinde sınırlı bir etki oluşturmuş; tüm hava hızı değerlerinde artış %1,16–1,72 aralığında kalmıştır. Bu sonuç, incelenen çalışma aralığında U'nun belirlenmesinde hava tarafı taşınım koşullarının baskın rol oynadığını göstermektedir.



Şekil 8.3. U'nun hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)

Şekil 8.4'te ise, su debisinin 1,5 L/dk'da sabit tutulduğu durumda, sıcak su giriş sıcaklığının ve hava hızının değiştirilmesinin U üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Sıcak su giriş sıcaklığının artması ile beklenen şekilde ısı transfer katsayısında artış meydana gelmiştir Bu artış; 1,5 m/s hava hızında %3,5, 1,75 m/s'de %1,8, 2,0 m/s'de %1,9 ve 2,25 m/s'de %0,6 olarak hesaplanmıştır. Sıcak su giriş sıcaklığının artırılması, düşük hava hızlarında genel ısı transfer katsayısını daha belirgin şekilde etkilerken, yüksek hava hızı koşullarında bu etkinin sınırlı kaldığı görülmüştür.



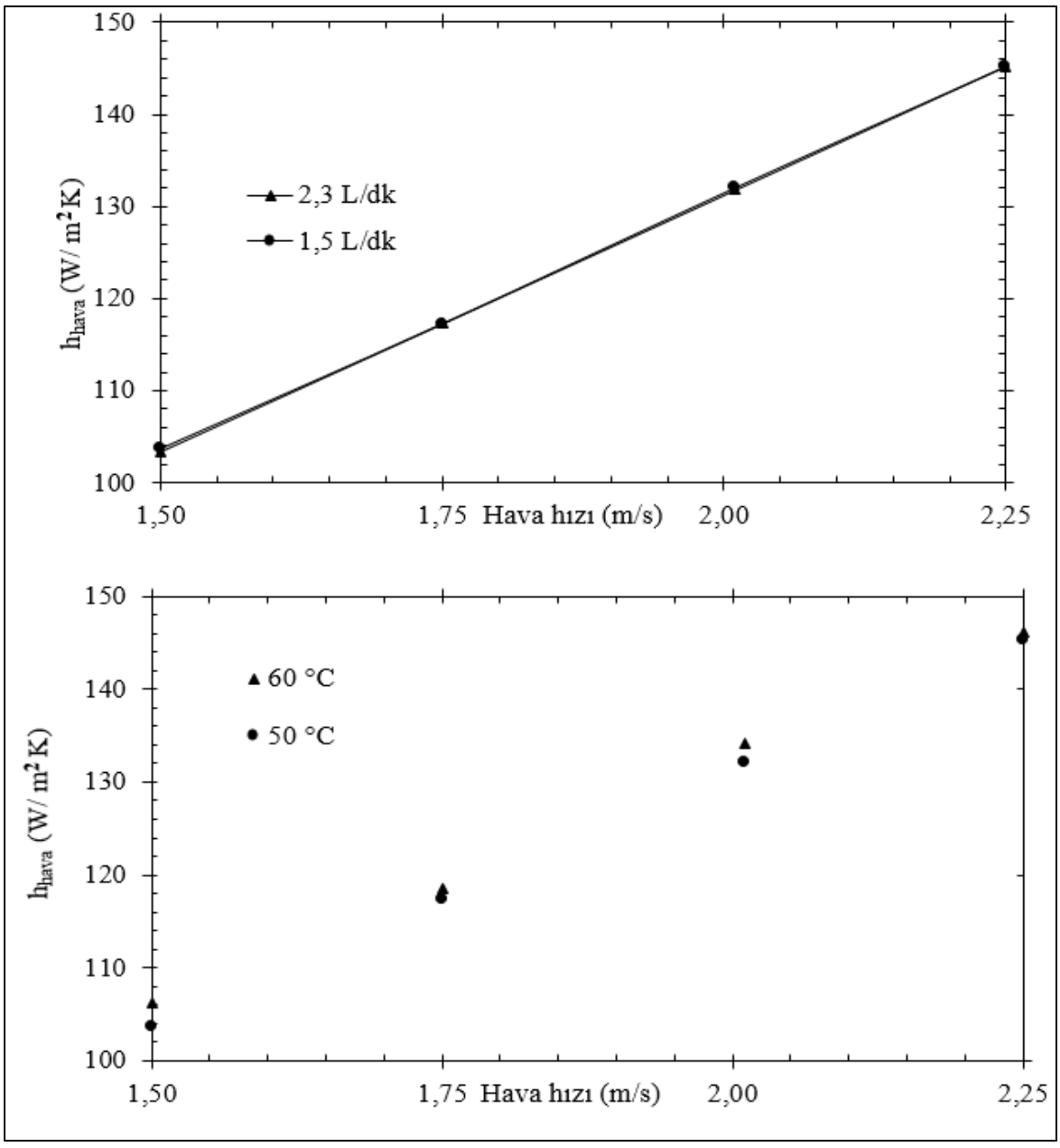
Şekil 8.4. U'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

Şekil 8.3 ve Şekil 8.4'te toplam ısı transfer katsayıları LMTD yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Ayrıca, sayısal analiz verilerinden taşınım ısı transfer katsayıları hesaplanarak ısıl direnç modeli üzerinden eşitlik (6.26), (6.27) ve (6.28) kullanılarak alternatif bir toplam ısı transfer katsayısı hesabı da gerçekleştirilmiştir. Bu yaklaşım, sayısal sonuçların tutarlılığının incelenmesine olanak sağlamıştır.

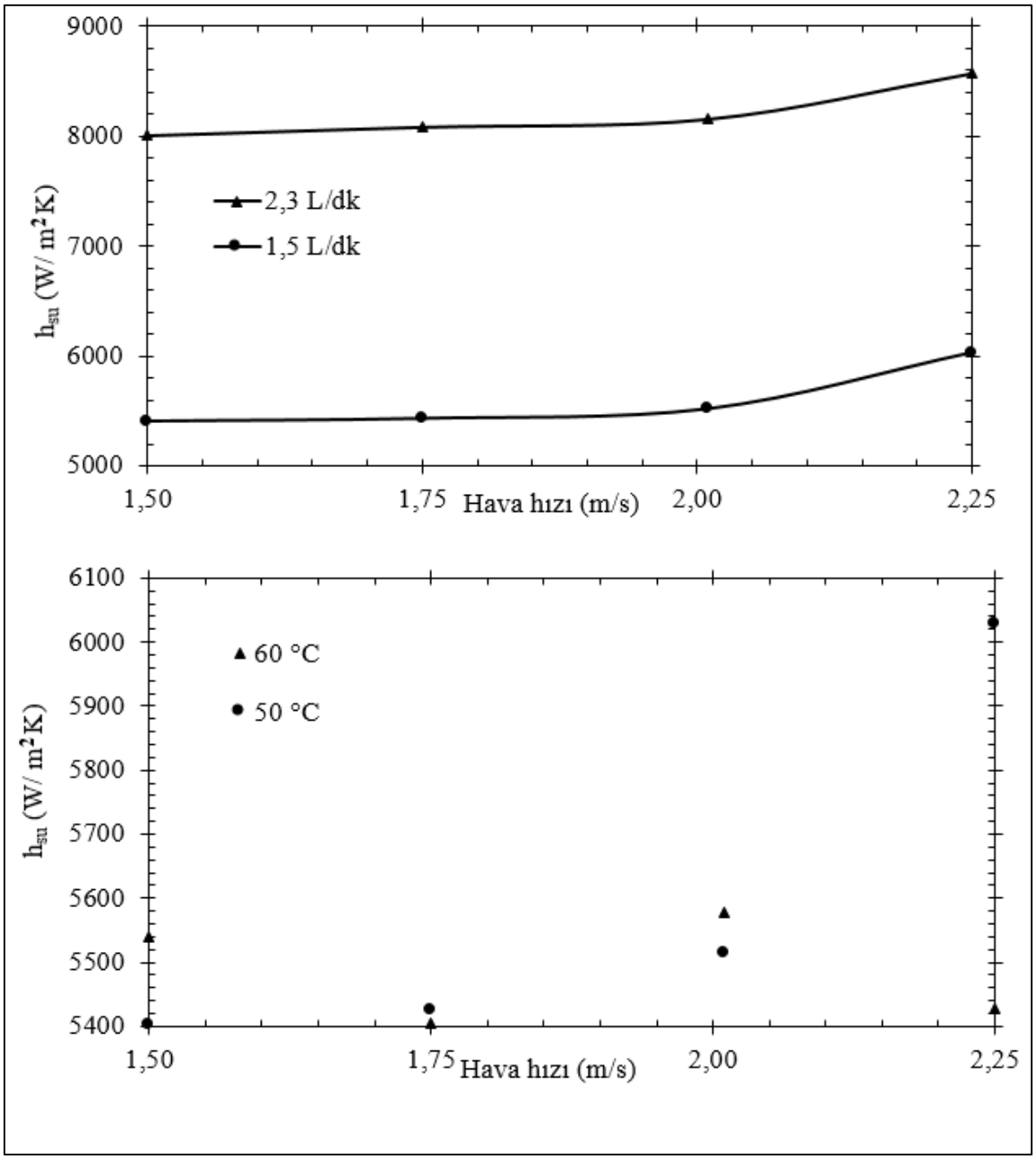
Şekil 8.5'te, hava tarafı taşınım ısı transfer katsayısının (h_{hava}) hava hızına bağlı değişimi gösterilmektedir. Şekil 8.5 (a)'da, h_{hava}'nın, sıcak su giriş sıcaklığı sabit ve farklı su debileri koşullarında hava hızının artmasıyla birlikte doğrusal olarak arttığı görülmektedir. Su debisi değişimine rağmen h_{hava} değerlerinin birbirine oldukça yakın elde edilmesi, hava tarafı taşınımının su debisinden sınırlı düzeyde etkilendiğini ve toplam ısı transfer direncinde hava tarafının önemli rolü olduğunu gösterir. Şekil 8.5 (b)'de ise sabit su debisinde, sıcak su giriş sıcaklıkları ve hava hızı değişiminin h_{hava} üzerindeki rolü incelenmiştir. Hava hızının artmasıyla h_{hava} artış eğiliminin sürdüğü, sıcaklık değişiminin ise bu eğilim üzerinde ikincil bir etkiye sahip olduğu değerlendirilmektedir.

Şekil 8.6'da sunulan h_{su} sonuçları incelendiğinde, hava hızındaki değişimin etkisinin sınırlı olduğu görülmektedir. Şekil 8.6 (a)'da, farklı su debilerinde h_{su} değerlerinin yüksek seviyelerde seyrettiği ve hava hızının arttıkça sınırlı bir artış gösterdiği dikkat çekmektedir.

Bu durum, su tarafındaki taşınım mekanizmasının zaten oldukça etkin olması ile ilişkilendirilebilir. Şekil 8.6 (b)'de, Şekil 8.5 (b)'ye benzer şekilde sıcaklık değişiminin h_{su} üzerindeki etkisinin sınırlı düzeyde kaldığı ve hava hızının baskın parametre olduğu değerlendirilmektedir.

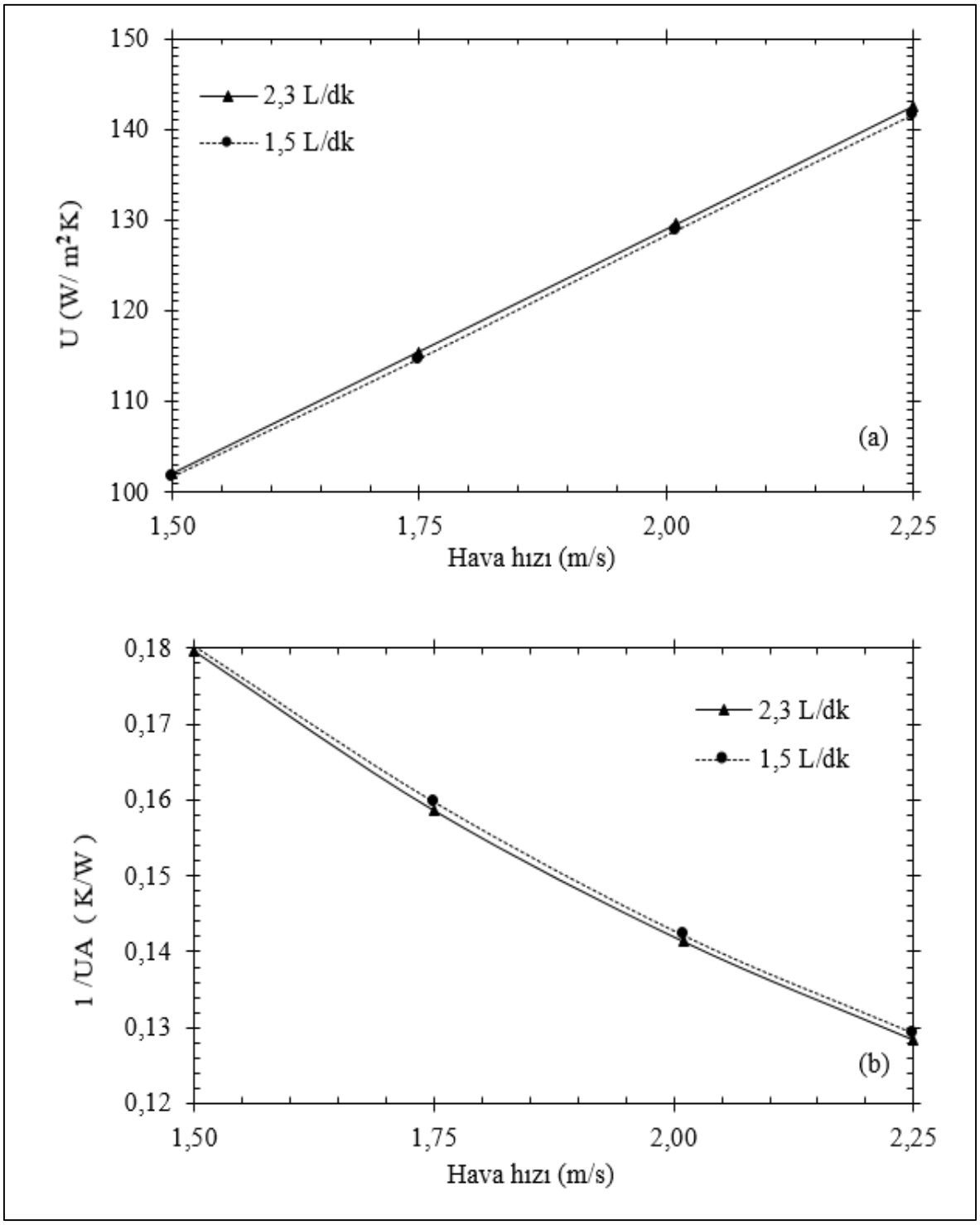


Şekil 8.5. h_{hava}'nın hava hızına bağlı değişimi: (a) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk (b) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk

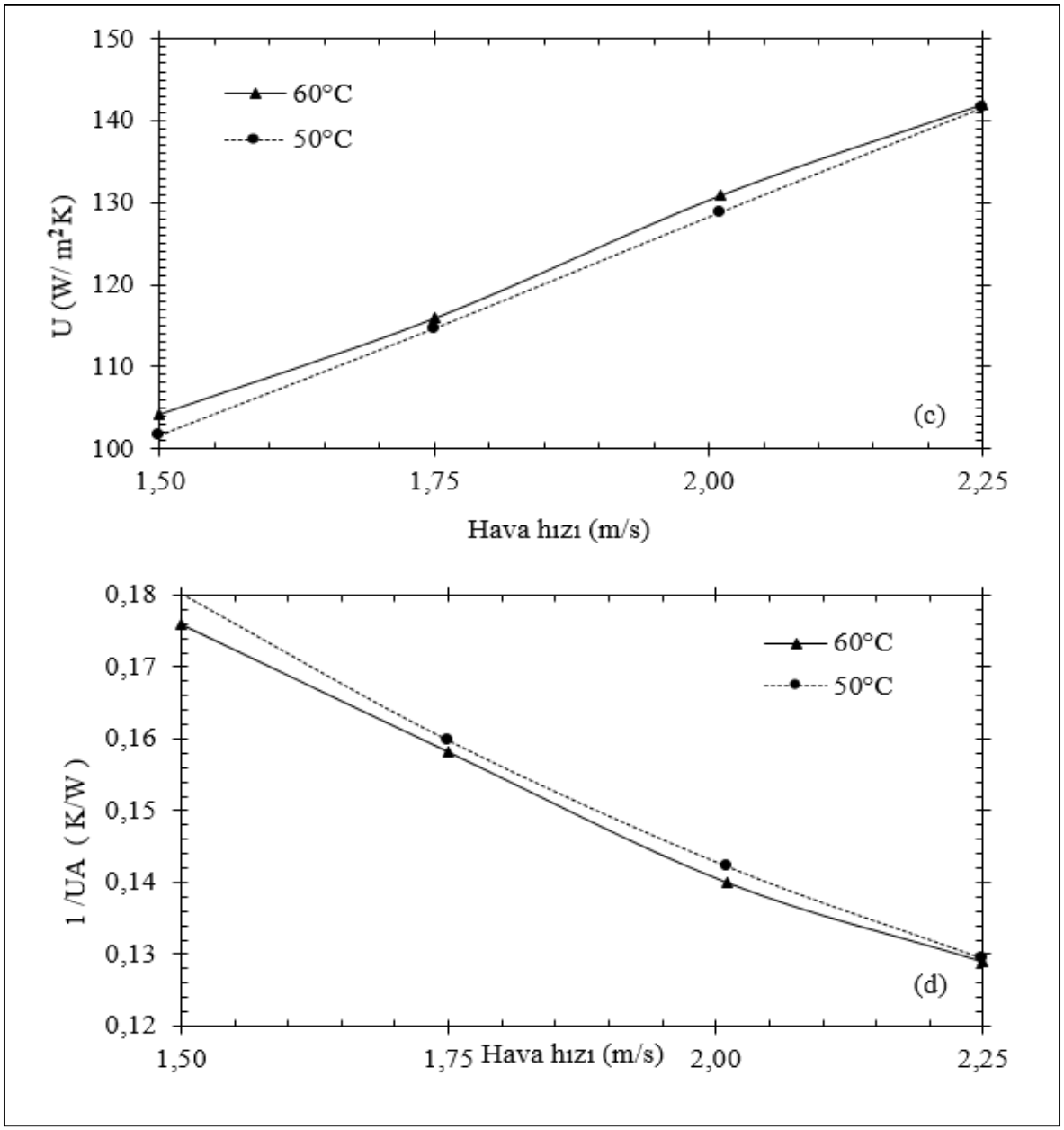


Şekil 8.6. h_{su}'nun hava hızına bağlı değişimi: (a) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk (b) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk

Şekil 8.7'de görüldüğü üzere hava hızının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer katsayısı (U) artarken buna karşılık toplam ısıl direnç (1/UA) azalmaktadır. Bu durum, hava hızının artmasına bağlı olarak h_{hava}'nın artması ve yüzey yakınındaki sınır tabakanın incelmesi sonucu hava tarafı ısı transfer direncinin azalmasıyla yorumlanabilir. Su debisinin (1,5–2,3 L/dk) ve su giriş sıcaklığının (50–60°C) etkisinin sınırlı kalması, toplam ısıl direncin belirleyici bileşeninin h_{hava} olduğunu ve U'nun esas olarak hava tarafı koşulları tarafından kontrol edildiğini göstermektedir.



Şekil 8.7. Toplam ısı transfer katsayısı (U) ve toplam ısıl direncin (1/UA) hava hızına bağlı değişimi (a-b) T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk, (c-d) T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk



Şekil 8.7. Genel ısı transfer katsayısı (U) ve toplam termal direncin (1/UA) hava hızına bağlı değişimi (a-b) Tg = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk, (c-d) Tg = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk (devamı)

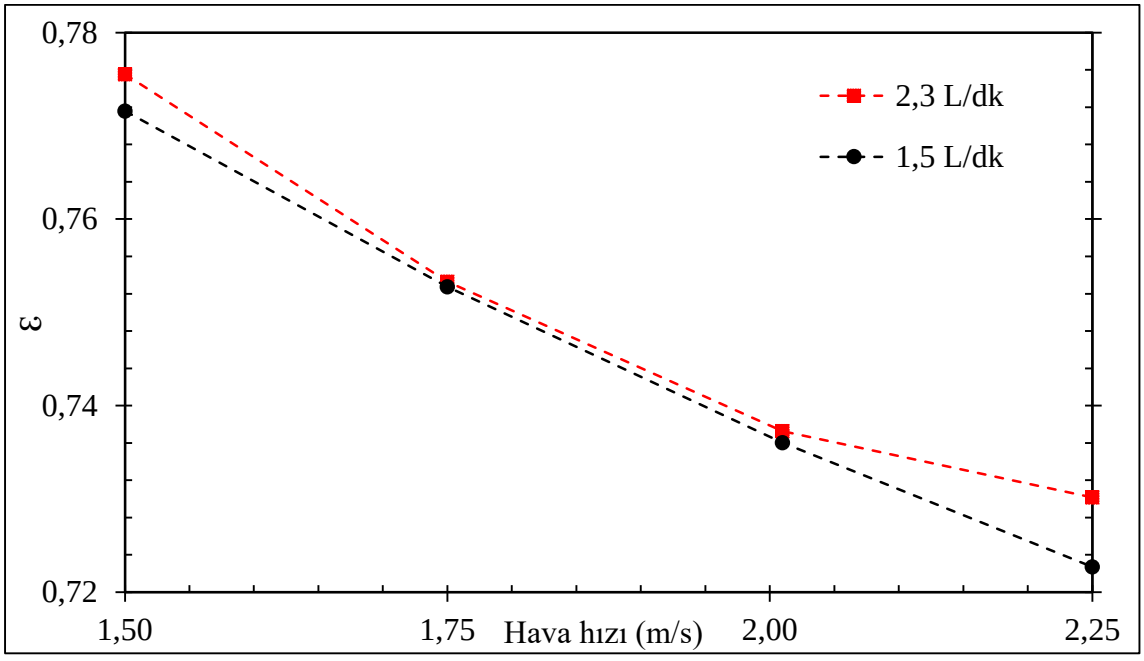
8.1.3. Isı eşanjörü etkenliği (Ɛ)

Şekil 8.8 (a)'da, 52 °C sıcak su giriş sıcaklığı için farklı su debilerinde (1,5 L/dk ve 2,3 L/dk) elde edilen etkenlik değerlerinin, hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye çıkarılmasıyla birlikte her iki debi için de düzenli olarak azaldığı görülmektedir. Daha yüksek su debisi koşulunda etkenlik değerlerinin tüm hız aralığında çok az daha yüksek olmasına karşın, hava hızına bağlı azalma eğiliminin her iki debi için de benzer şekilde devam ettiği belirlenmiştir.

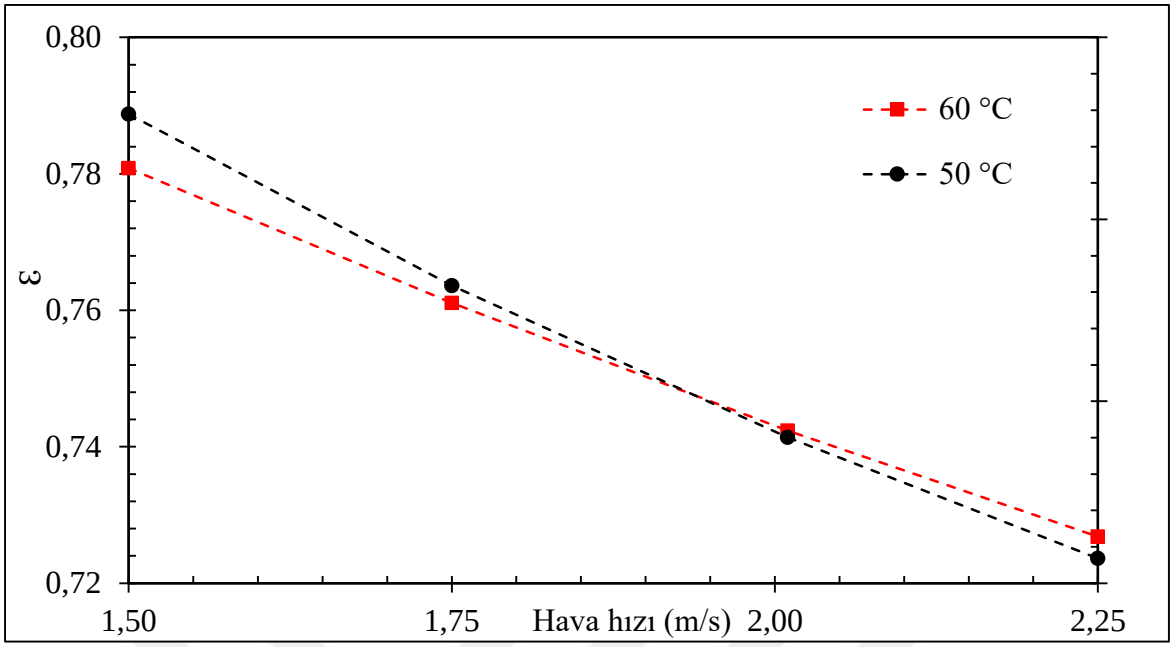
Şekil 8.9'da ise su giriş sıcaklığının 52 °C ve 60 °C olduğu sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Her iki sıcaklık seviyesi için de hava hızının artmasıyla birlikte etkenlik değerlerinde azalma eğilimi gözlenmiştir. Bu durum, hava hızındaki artışa bağlı olarak hava tarafı kütlesel debisinin ve dolayısıyla ısı kapasite oranının artması sonucu, maksimum ısı transfer miktarının ($Q_{maksimum}$) yükselmesine karşın, gerçek ısı transfer miktarındaki artışın bu artışı karşılayamamasıyla açıklanabilir. Böylece, etkenlik tanımı gereği $\varepsilon = Q / Q_{maksimum}$ oranı azalma göstermektedir. Bu eğilim, Liang ve ark. tarafından [43] ÜPMY tabanlı ısı eşanjörleri için rapor edilen bulgularla uyumludur.

Genel olarak sunulan sayısal sonuçlar, hava hızının artmasının ısı değiştiricisi etkenliği üzerinde azaltıcı bir etkiye sahip olduğunu ve etkenliğin yalnızca ısı transfer katsayısına değil, aynı zamanda akışkanların ısı kapasite oranına güçlü biçimde bağlı olduğunu ortaya koymaktadır.

Şekil 8.8 ve Şekil 8.9 değerlendirildiğinde, en yüksek etkenlik değerlerinin hava hızının 1,5 m/s olduğu koşullarda elde edildiği; bu maksimum etkenliğin Şekil 8.8'de 2,3 L/dk su debisinde yaklaşık $\varepsilon = 0,8$, Şekil 8.9'da ise 1,5 L/dk su debisinde yaklaşık $\varepsilon = 0,77$ olduğu görülmektedir.



Şekil 8.8. Ɛ'nin hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)

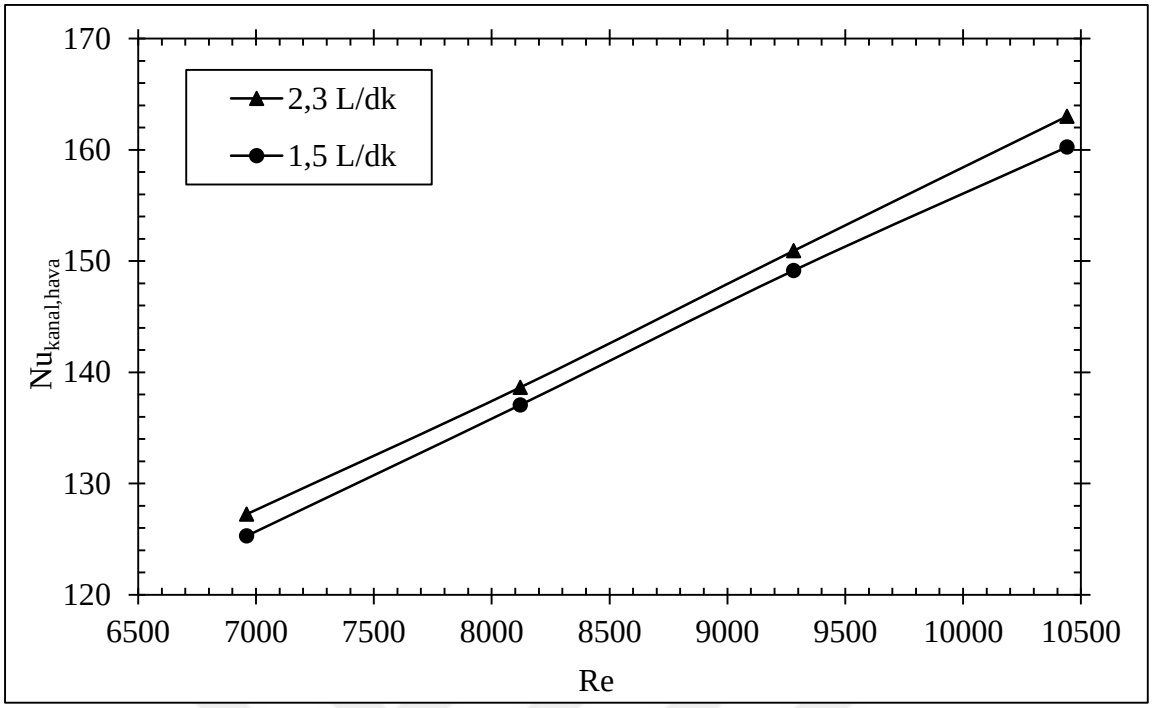


Şekil 8.9. Ɛ'nin sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52°C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

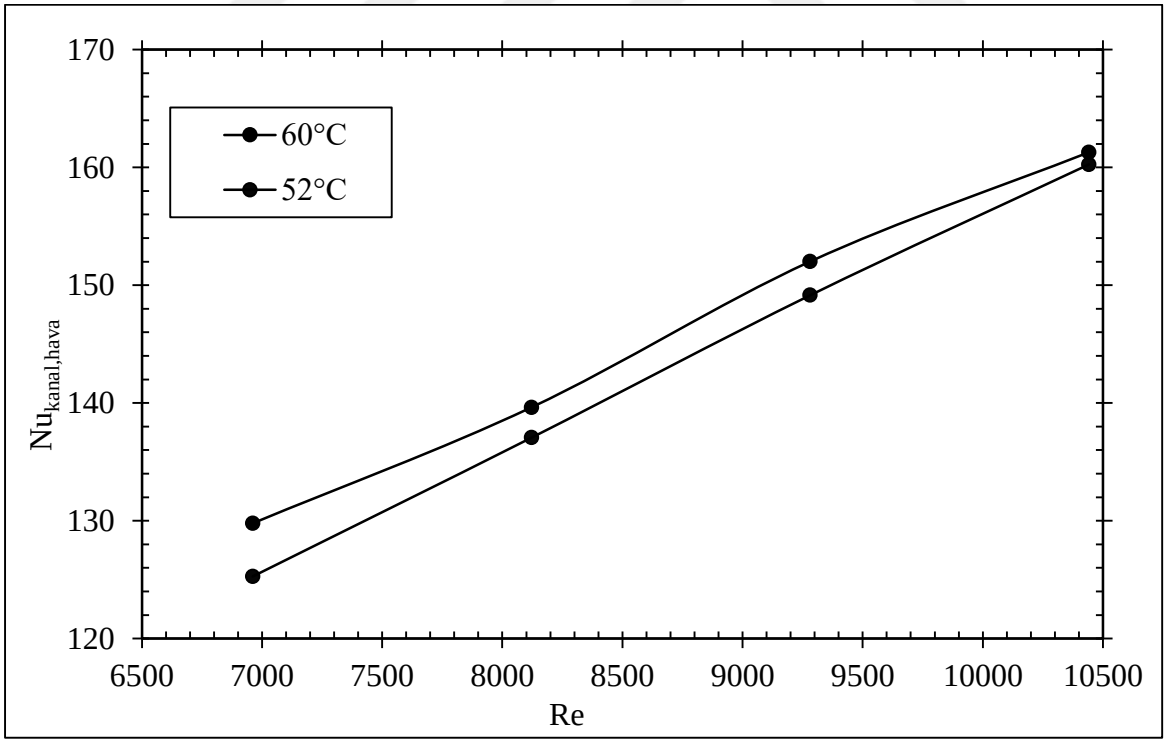
8.1.4. Nusselt sayısı (Nu)

Şekil 8.10 ve Şekil 8.11'de, hava tarafı Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi farklı su debileri ve sıcak su giriş sıcaklıkları için sunulmaktadır. $Nu_{kanal,hava}$ 125,29–132 arasında değişmektedir. Şekil 8.10'da daha yüksek su debisi olan 2,3 L/dk koşulunda, 1,5 L/dk su debisine kıyasla $Nu_{kanal,hava}$ 'nın daha yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmektedir. Şekil 8.11'de ise sıcak su giriş sıcaklığının 60 °C olduğu koşullarda, 52 °C'ye kıyasla $Nu_{kanal,hava}$'nın daha yüksek olduğu görülmektedir. En yüksek $Nu_{kanal,hava}$, Re ≈ 10441'e karşılık gelen hava hızında, sıcak su giriş sıcaklığının 60°C olduğu koşullarda yaklaşık 163 olarak elde edilmiştir.

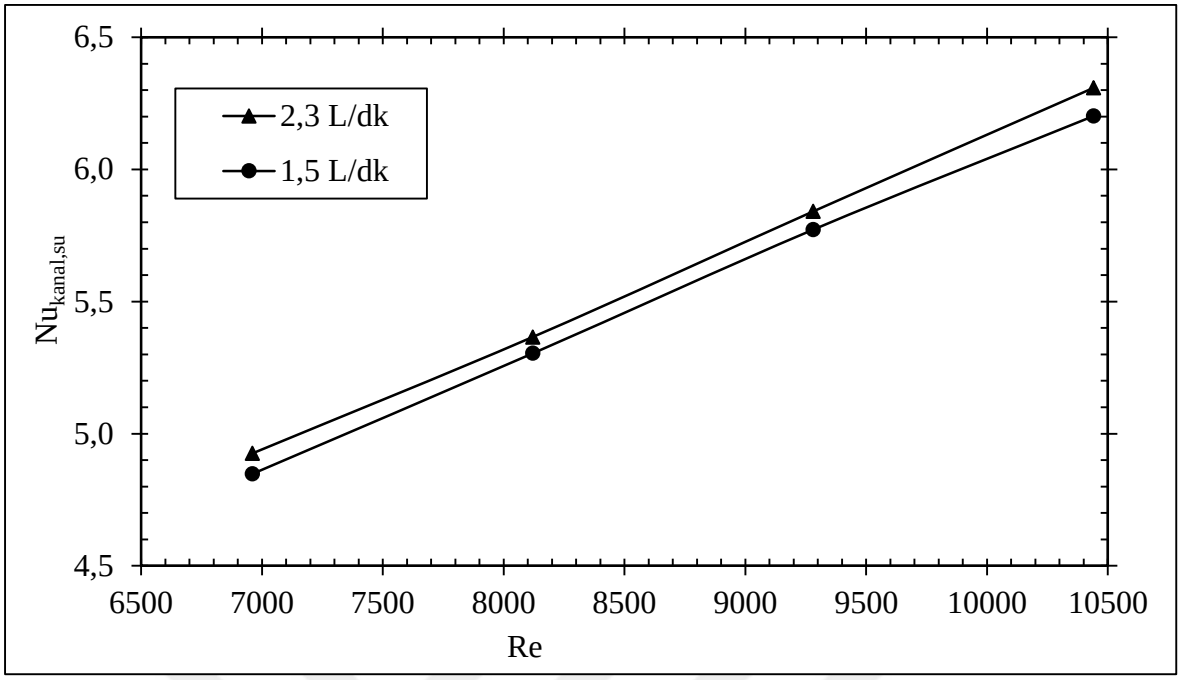
Şekil 8.12 ve Şekil 8.13' de görüldüğü üzere Nu_{kanal},su'nun yaklaşık 4,8–6,3 aralığında değiştiği görülmektedir. Hava Reynolds sayısındaki artışa paralel olarak $Nu_{kanal,su}$ değerleri tüm koşullarda artmaktadır. 2,3 L/dk su debisi, 60°C sıcak su giriş sıcaklığı koşullarında en yüksek $Nu_{kanal,su}$ 6,3 bulunmuştur.



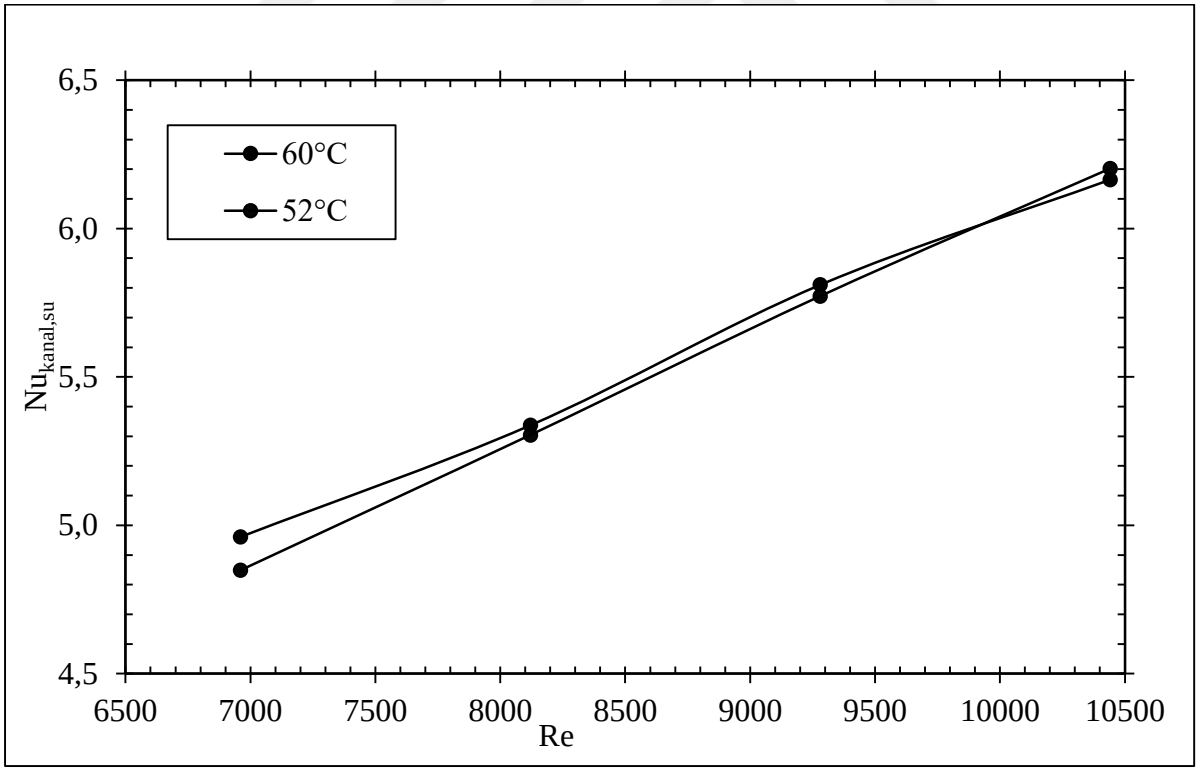
Şekil 8.10. $Nu_{kanal,hava}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)



Şekil 8.11. $Nu_{kanal,hava}$ 'nın sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)



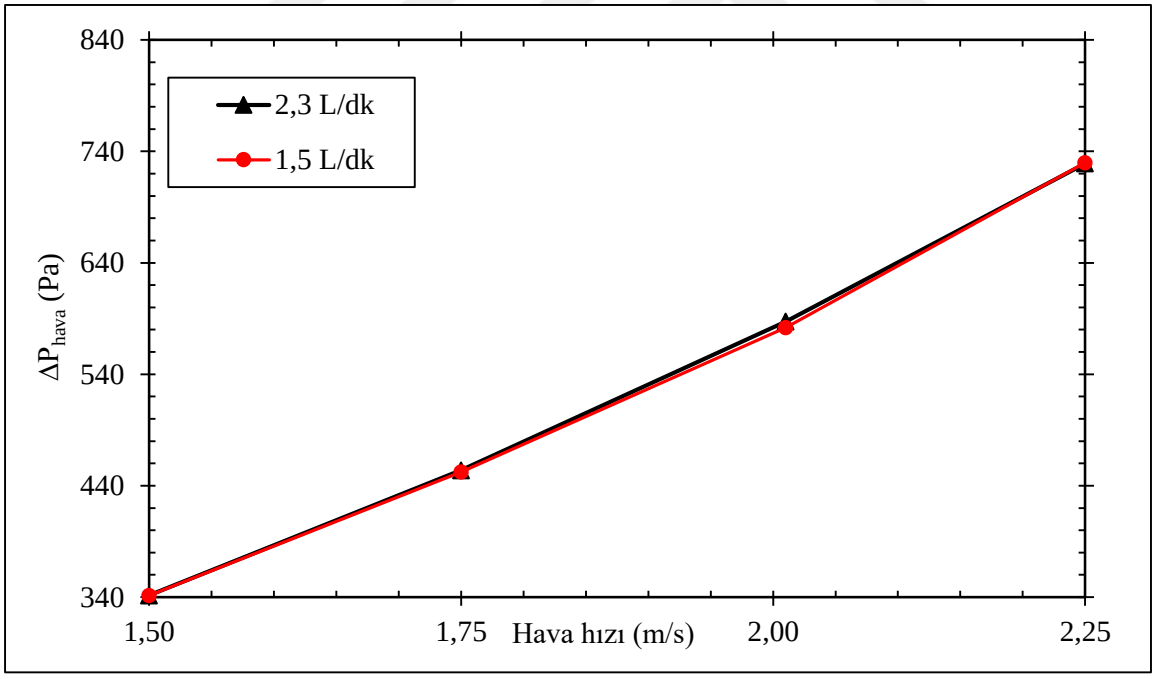
Şekil 8.12. $Nu_{kanal,su}$ 'nın hava hızı ve su debisine bağlı değişimi (T_g = 52 °C, su debileri: 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk)



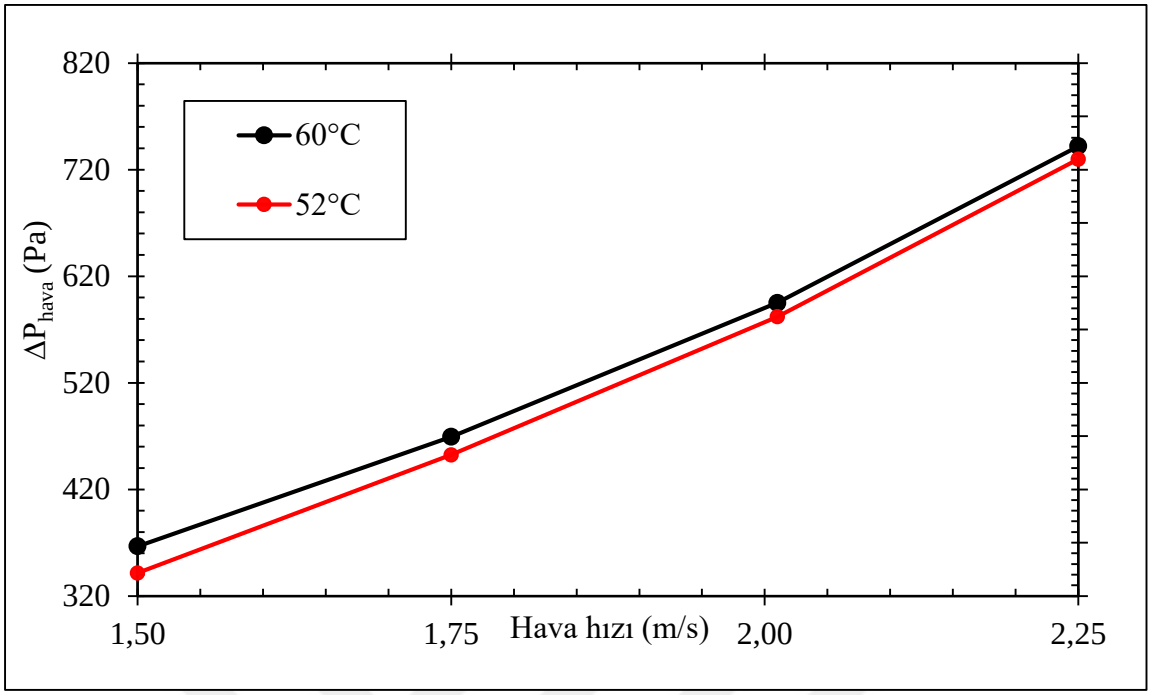
Şekil 8.13. $Nu_{kanal,su}$ 'nun sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızına bağlı değişimi (T_g = 52 °C ve 60 °C, su debisi: 1,5 L/dk)

8.1.5. Basınç Kaybı (ΔP)

Şekil 8.14'de, sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'de sabit tutulduğu durumda, farklı su debilerinde (1,5 L/dk, 2,3 L/dk), hava hızının hava tarafı basınç düşümü üzerindeki etkisi gösterilmektedir. İncelenen aralıkta, hava hızındaki artışa bağlı olarak ΔP_{hava} değerlerinin düzenli biçimde arttığı görülmektedir. Aynı hava hızı koşullarında farklı su debileri için hava tarafı basınç düşümü değerlerinin değişmediği görülmüştür. Şekil 8.15'te ise, farklı sıcak su giriş sıcaklığı (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C) ve sabit su debisinde (1,5 L/dk), hava tarafı basınç düşümü üzerindeki etkisi sunulmaktadır. Şekilden, sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte ΔP_{hava} değerlerinde hafif bir artış gözlenmiş olup, bu durum akışkan özelliklerindeki sıcaklık kaynaklı değişimlerle ilişkilendirilebilir. Basınç kaybı T_g = 52 °C ve su debisi 1,5 L/dk hacimsel debisinde, hava hızı 1,5, 1,75,2 ve 2,25 için sırasıyla 341,6, 452,4, 582, 729,8 Pa'dır. T_g = 60 °C ve 1,5 L/dk su debisinde, hava hızı 1,5, 1,75,2 ve 2,25 için sırasıyla 366,7, 469,4, 595,1, 742,1 Pa'dır.

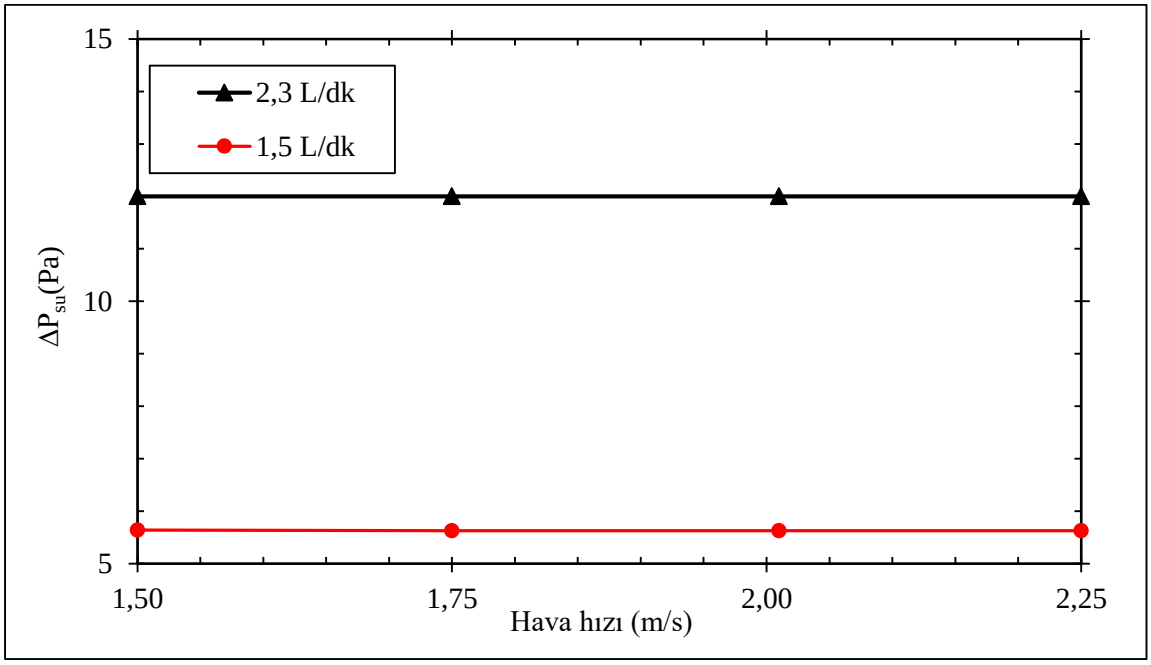


Şekil 8.14. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

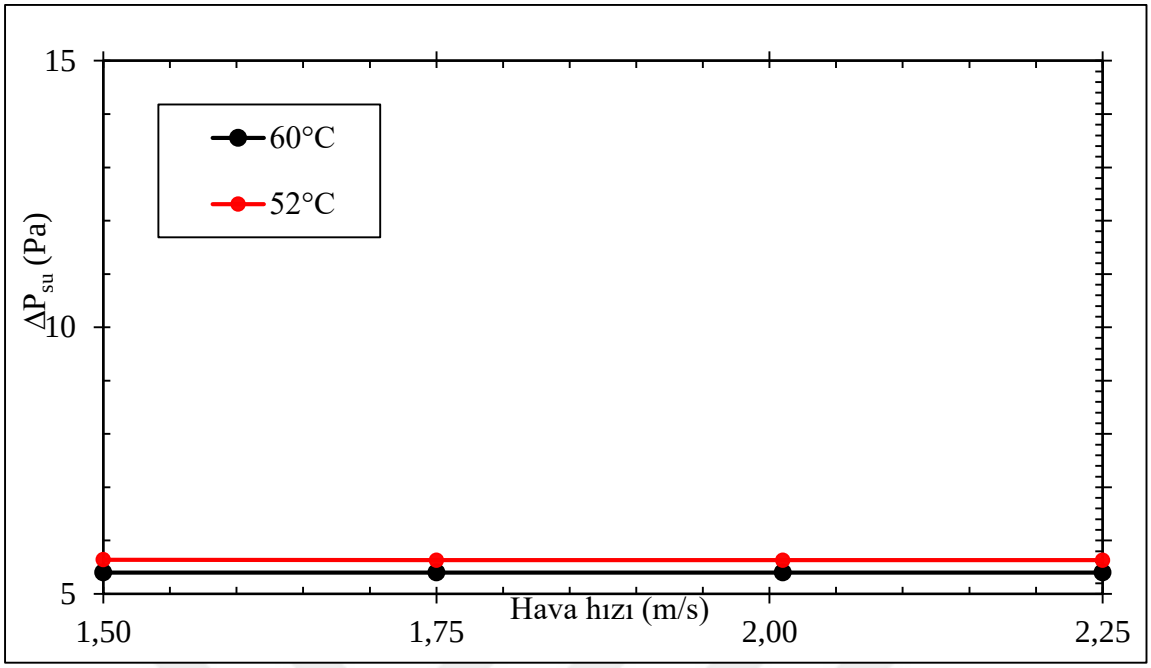


Şekil 8.15. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{hava} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

Şekil 8.16'de su debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'ya çıkarıldığında ΔP_{su} artış görülmektedir. Buna karşılık Şekil 8.17'de sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C ile 60 °C arasında değiştirilmesi ΔP_{su} üzerinde belirgin bir değişim oluşturmamıştır. İncelenen hava hızı aralığında su tarafı basınç kaybı değerlerinin yaklaşık sabit kaldığı görülmektedir.



Şekil 8.16. 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debileri için ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

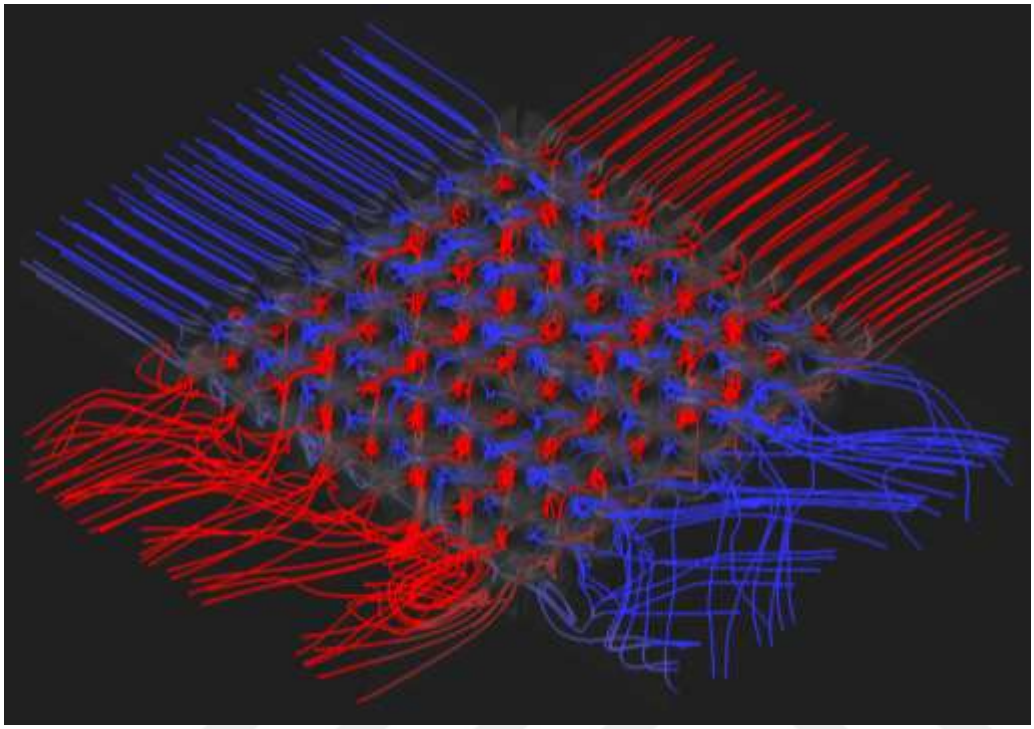


Şekil 8.17. 1,5 L/dk su debisinde, sıcak su giriş sıcaklığı ve hava hızının ΔP_{su} üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C, T_g = 60 °C)

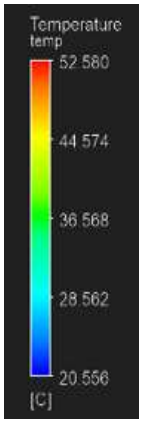
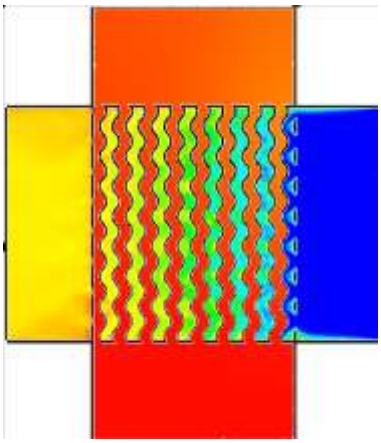
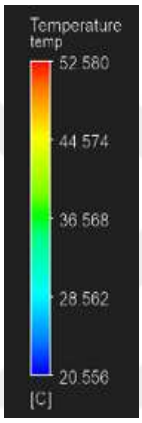
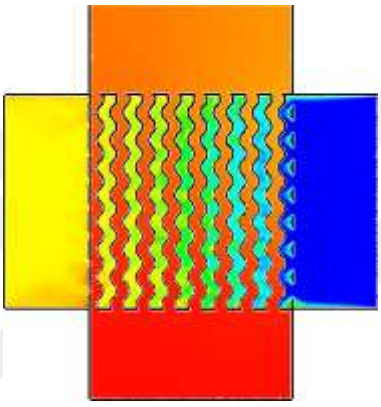
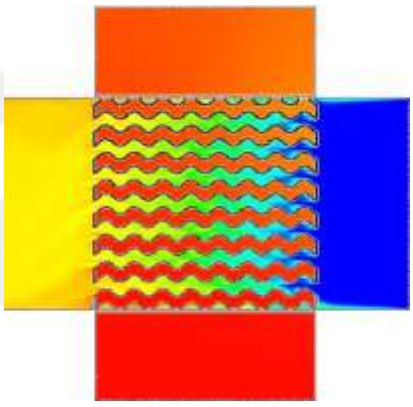
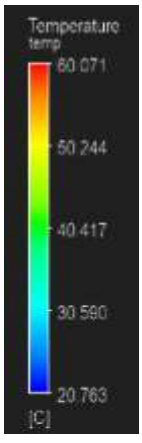
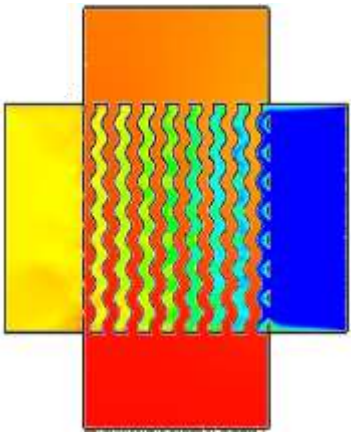
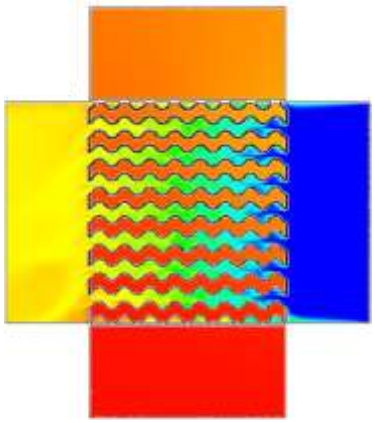
8.1.6. Hız ve sıcaklık dağılımı

Gyroid çekirdek içerisindeki akış yapısı, akış çizgileri kullanılarak nitel olarak incelenmiştir. Şekil 8.18'de görüldüğü üzere, gyroid geometrisinin üç boyutlu ve süreklilik gösteren hücresel yapısı nedeniyle akış, çekirdek boyunca doğrusal olmayan ve yön değiştiren bir yol izlemektedir. Benzer akış davranışları, literatürde Li ve ark. tarafından da gyroid yapılar için rapor edilmiştir [40]. Şekil 8.19'da hava hızının 2 m/s olduğu koşulda, sıcak su–soğuk hava çalışma şartları altında, farklı su debileri (2,3 L/dk ve 1,5l/dk) için elde edilen sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Şekiller incelendiğinde, sıcak su giriş bölgesinde sıcaklığın yüksek olduğu ve akış yönünde ilerledikçe çekirdek boyunca belirgin bir sıcaklık gradyanı oluştuğu görülmektedir. Su debisinin azalmasıyla birlikte akışkanın çekirdek içerisindeki kalış süresinin artması, sıcaklık düşüşünün daha daha homojen bir dağılım sergilemesini sağlamıştır. Soğuk hava tarafında ise giriş bölgesinde düşük sıcaklıklar baskınken, çekirdek boyunca ilerledikçe hava sıcaklığının kademeli olarak arttığı ve çıkışa doğru daha homojen bir dağılıma yaklaştığı gözlemlenmiştir. Bu durum, gyroid yapının geniş yüzey alanı ve üç boyutlu akış yönlendirme karakteristiği sayesinde, sıcak su ile soğuk hava arasındaki ısı geçişinin çekirdek hacmi boyunca etkin bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir. Şekil 8.20'de hız profilleri incelendiğinde hava giriş hızının 2 m/s olarak sabit tutulduğu koşulda, sıcak su hacimsel debisi ve sıcak su giriş sıcaklığındaki artışın çekirdek içerisindeki hız

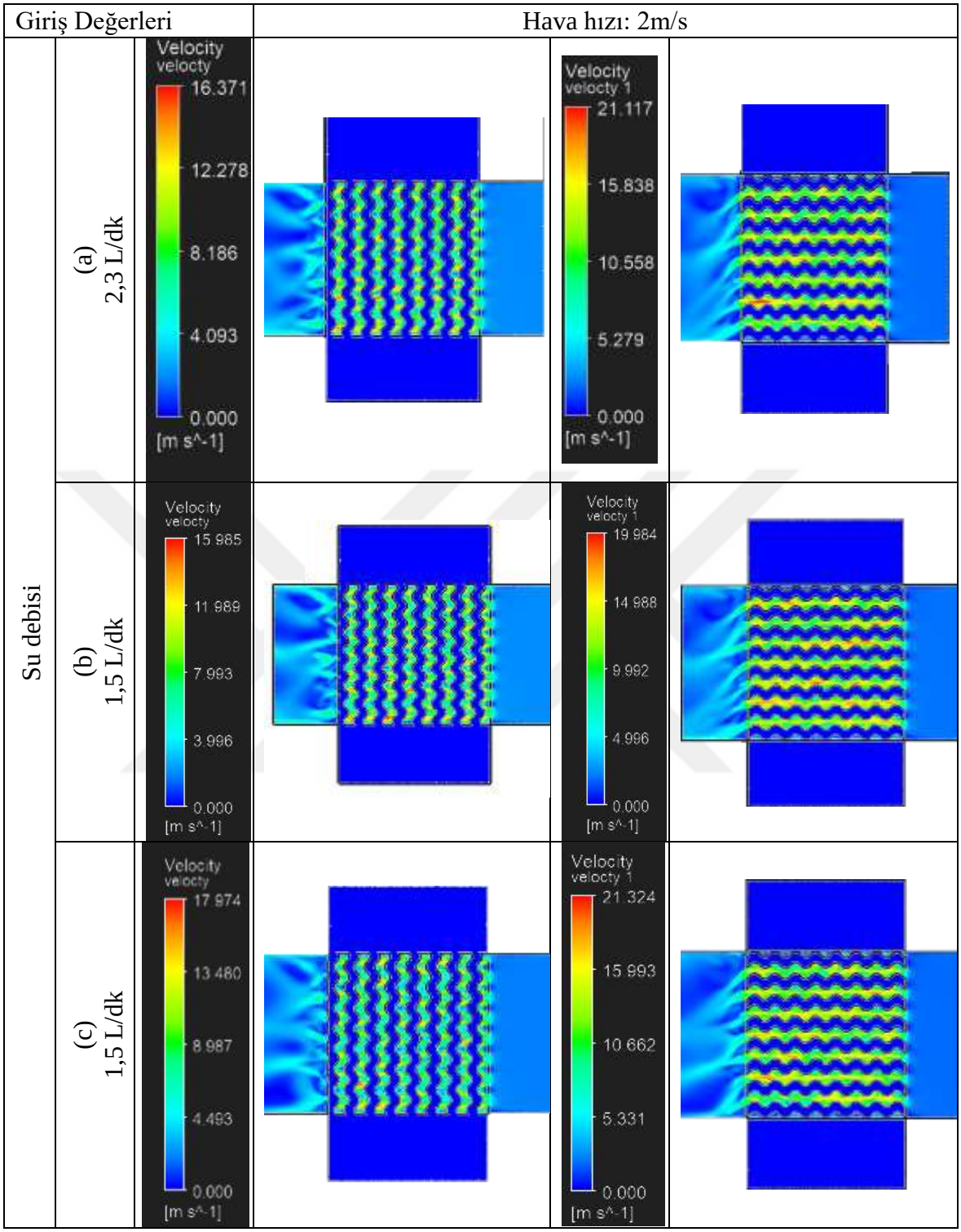
dağılımını etkilediği, özellikle 60 °C durumunda lokal hızlanmaların daha belirgin hale geldiği gözlemlenmiştir.



Şekil 8.18. Gyroid çekirdek içerisinde akış çizgileri ile gösterilen akış yapısı

Giriş Değerleri			Hava hızı: 2m/s	
Su debisi	(a) 2,3 L/dk			
	(b) 1,5 L/dk			
	(c) 1,5 L/dk			

Şekil 8.19. Hava hızı 2 m/s (a) su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (b) Su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (c) su debisi = 2,3 L/dk- T_g=60 °C için sıcaklık dağılımı



Şekil 8.20. Hava hızı 2 m/s (a)Hacimsel su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (b)Hacimsel su debisi = 1,5 L/dk- T_g=52 °C (c) Hacimsel su debisi = 2,3 L/dk -T_g=60 °C için hız profili

8.2. Sabit Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapıda Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü İçin Sayısal Analiz Sonuçları

8.2.1. Sayısal sonuçların doğrulanması

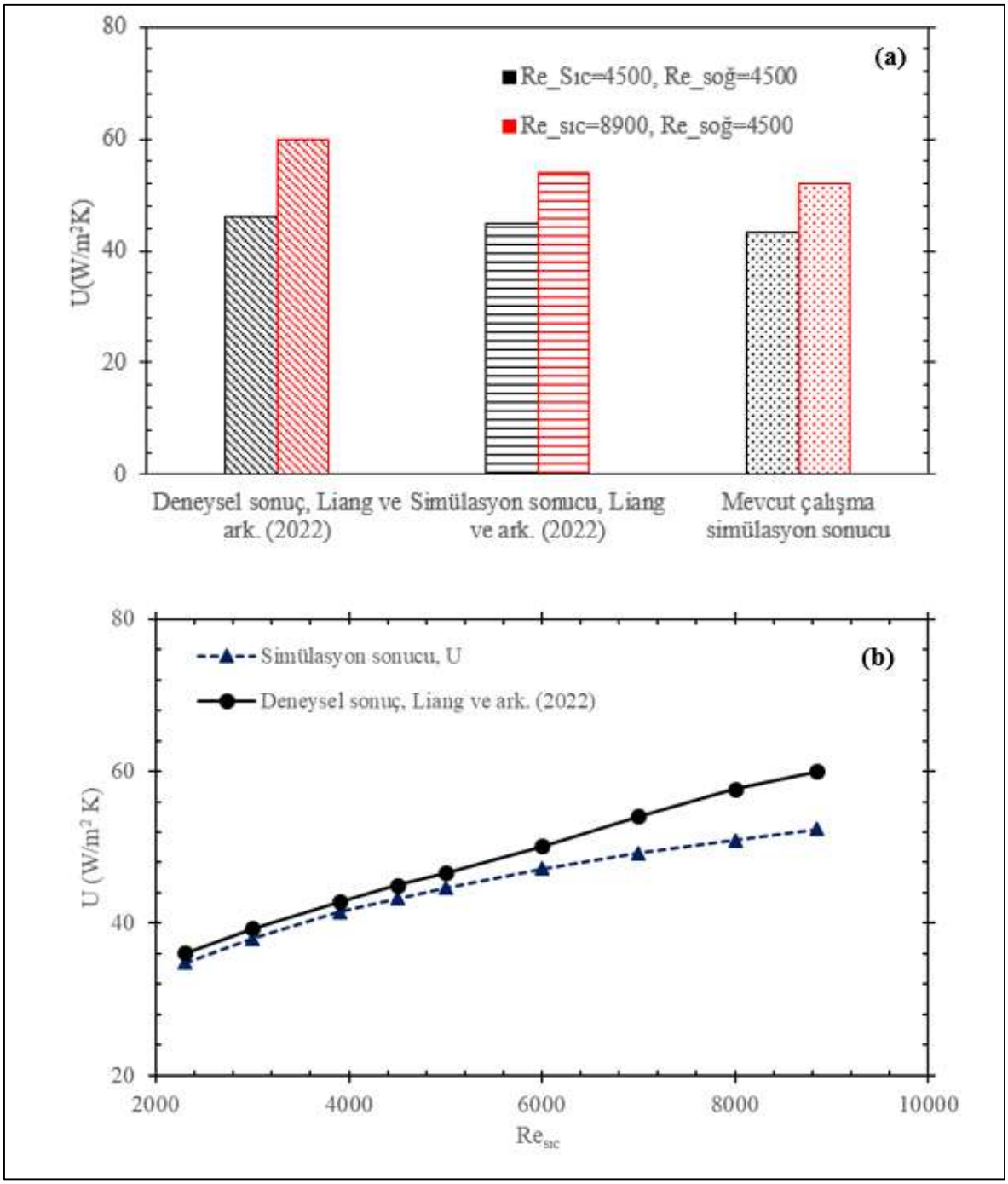
Mevcut çalışma gerçekleştirilmeden önce, sayısal çözümün doğrulanması amacıyla, literatürde gyroid yapılı ısı eşanjörlerine ait sayısal ve deneysel sonuçlar içeren bir referans çalışma esas alınmış; bu çalışmada tanımlanan geometri ve sınır şartları kullanılarak doğrulama analizi gerçekleştirilmiştir.

Şekil 8.21'de, mevcut çalışmadan elde edilen sayısal toplam ısı transfer katsayısı (U) değerleri ile Liang ve ark. tarafından [43] raporlanan sonuçların Reynolds sayısına bağlı olarak karşılaştırılması sunulmuştur. Şekilden görüldüğü üzere, her iki çalışmada da Reynolds sayısının ve ısı transfer katsayısı benzer eğilim sergilediği gözlemlenmektedir. Şekil 21 (a)'da görüldüğü üzere mevcut sayısal sonuçların literatür sonuçlarıyla uyumlu olduğu; $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=4500 koşulunda mevcut sayısal sonuçların literatürde raporlanan sayısal ve deneysel sonuçlara göre sapmasının sırasıyla yaklaşık %4 ve %6,3 olduğu, $Re_{sıc}$=8900, $Re_{soğ}$=4500 koşulunda bu sapma miktarlarının sırasıyla yaklaşık %3,7 ve %13 olduğu belirlenmiştir.

Ayrıca, Liang ve ark. tarafından [43] raporlanan $Re_{sıc}$ = 2300–9000 aralığındaki farklı Re sayıları için deneysel U değerleri ile yapılan karşılaştırmalarda, mevcut çalışmadan elde edilen sayısal sonuçların %3,4 ile %13,3 arasında değişen sapma yüzdeleri ile tutarlı olduğu değerlendirilmiştir. Şekil 8.21 (b)'de $Re_{sıc}$=8900, $Re_{soğ}$=4500 için Liang ve ark. [43] tarafından sunulan deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki sapmanın %11 olduğu görülmektedir. Aynı Re sayısı kombinasyonunda mevcut çalışmada deneysel sonuçlar ile farkın yaklaşık %13 seviyesinde olduğu belirlenmiştir. Bu durum, elde edilen sapma oranlarının kabul edilebilir sınırlar içerisinde kaldığını göstermektedir.

Özetle, Re sayısının artmasıyla birlikte her iki çalışmada U değerinin arttığı ve deneysel–sayısal sonuçlar arasındaki sapmanın özellikle Re≈7000 sonrasında belirginleştiği görülmüş; bu nedenle, mevcut çalışmada gerçekleştirilen sayısal analizlerde $Re_{sıc}$ = 4500 değeri üst sınır olarak belirlenmiştir.

.

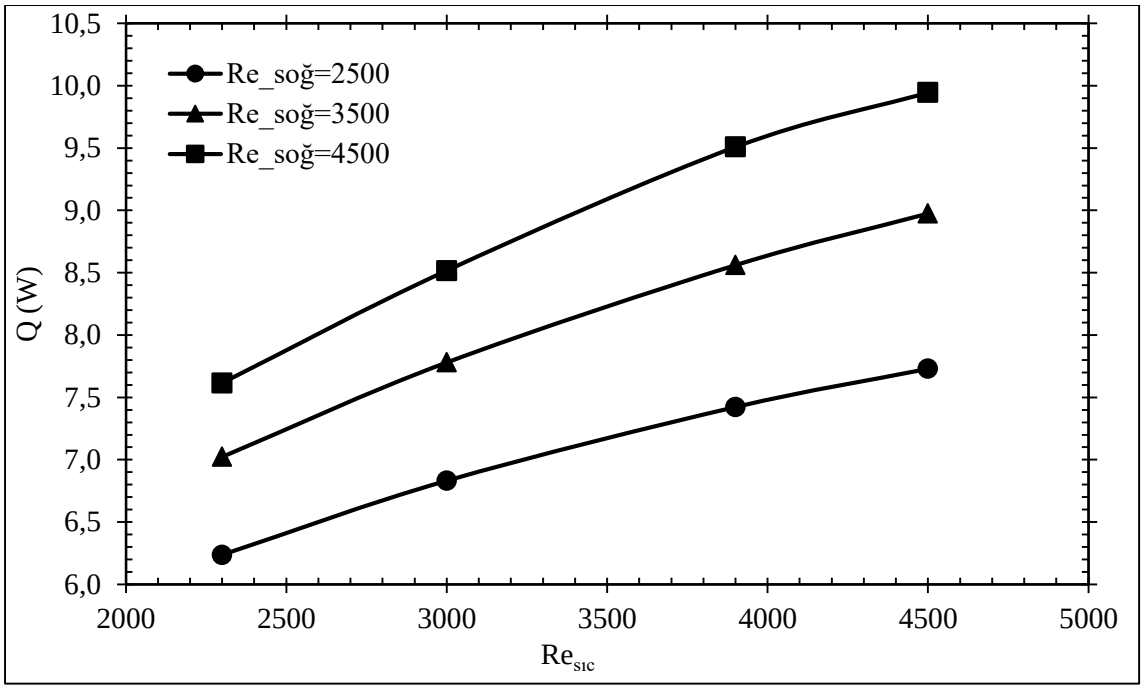


Şekil 8.21. Hava–hava ısı eşanjörü için ısı transfer katsayısı (U) değerlerinin karşılaştırılması

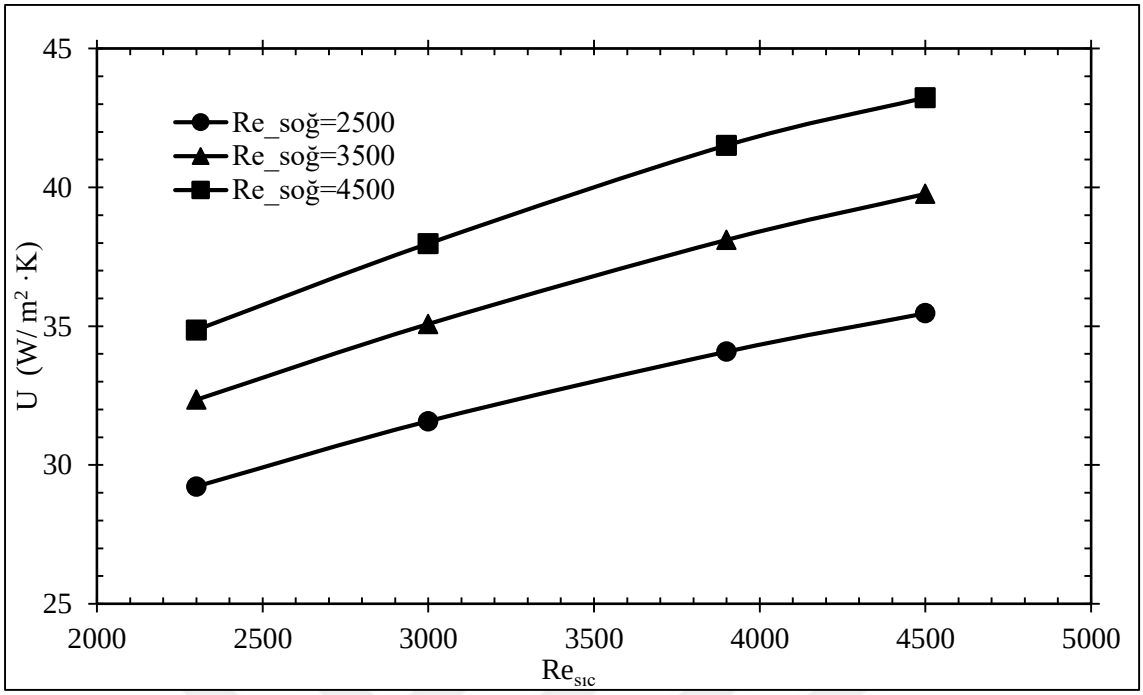
8.2.2. Soğuk akışkan reynolds sayısı değişiminin ısıl performansa etkileri

Çapraz akışlı hava–hava ısı eşanjöründe soğuk akışkan Reynolds sayısının ($Re_{soğ}$ = 2500, 3500 ve 4500) değişiminin, $\dot{Q}$, U, Nu, ε üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Şekil 8.22 ve Şekil 8.23' de görüldüğü üzere, $Re_{soğ}$ arttığında, her bir sıcak akışkan rejiminde $\dot{Q}$ ve ısı U artış gösterdiği belirlenmiştir. $Re_{soğ}$ değerinin, $Re_{sıc}$ değerine benzer şekilde ısıl performans

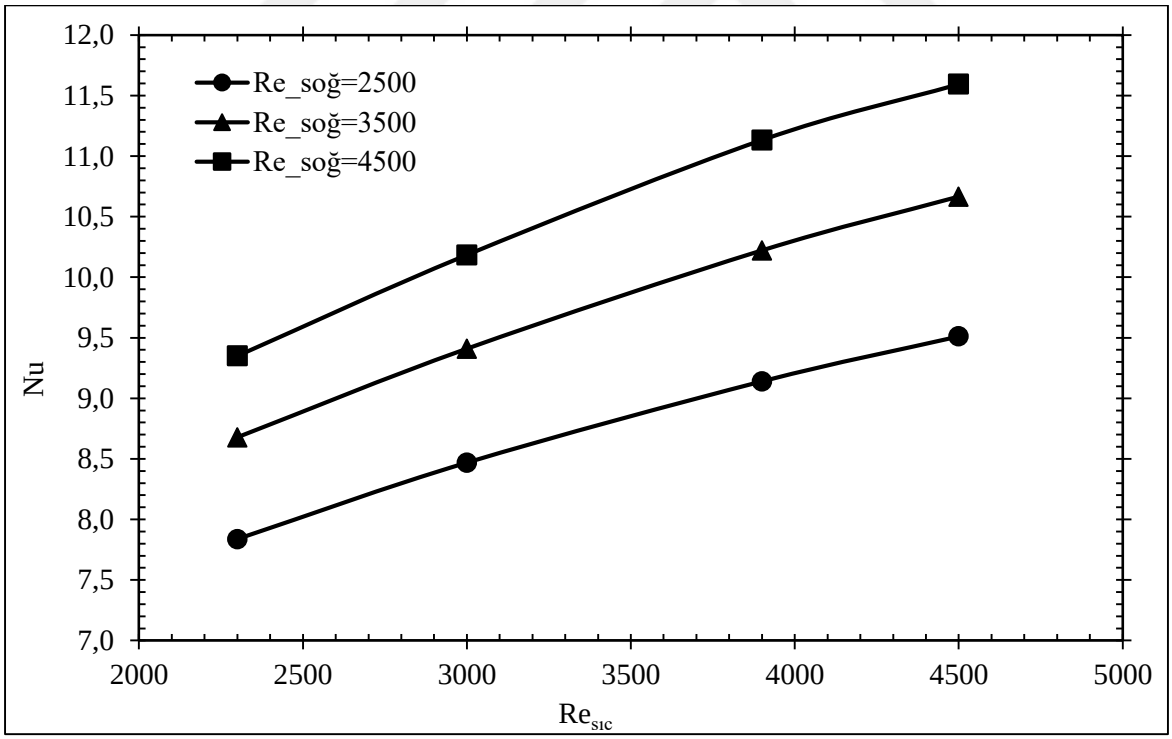
üzerinde etkisinin olduğu görülmüştür. En yüksek ısı transfer performansı $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=4500 koşullarında elde edilmiştir. Şekil 8.24'te sunulan Nusselt sayısı sonuçları incelendiğinde $Re_{sıc}$ arttıkça Nu artmakta, aynı zamanda $Re_{soğ}$ arttıkça da her bir $Re_{sıc}$ değeri için Nu değerinde artan bir eğilim görülmektedir. Bu davranışın nedeni, türbülans yoğunluğunun artmasıyla ısı transferinin iyileşmesidir. En yüksek Nusselt sayısı, $Re_{sıc}$=4500, $Re_{soğ}$=4500 koşullarında gözlenmiştir. ε, Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 8.25'de sunulmuştur. Literatürde de belirtildiği gibi $(\dot{m}c_p)_{sıcak} > (\dot{m}c_p)_{soğuk}$ olduğunda etkenlik değeri ε düşüş göstermektedir. Bu nedenle, $Re_{sıc}$=2300, $Re_{soğ}$=4500 koşullarında en yüksek ε elde edilmiştir.



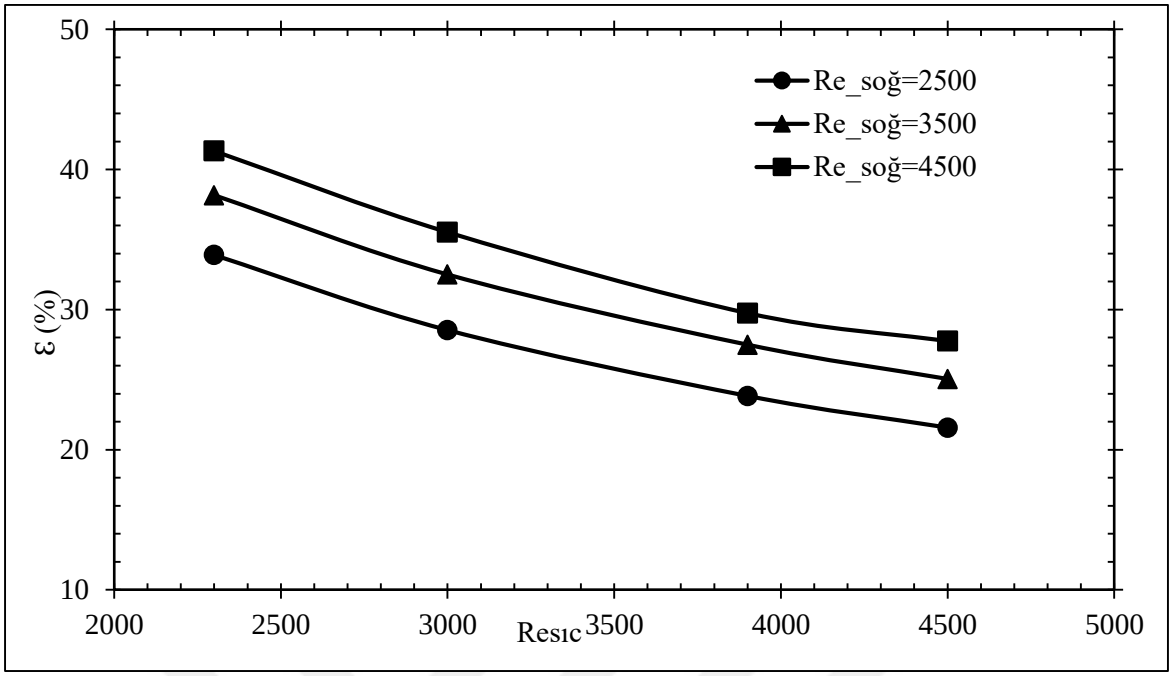
Şekil 8.22. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi



Şekil 8.23. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi



Şekil 8.24. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi

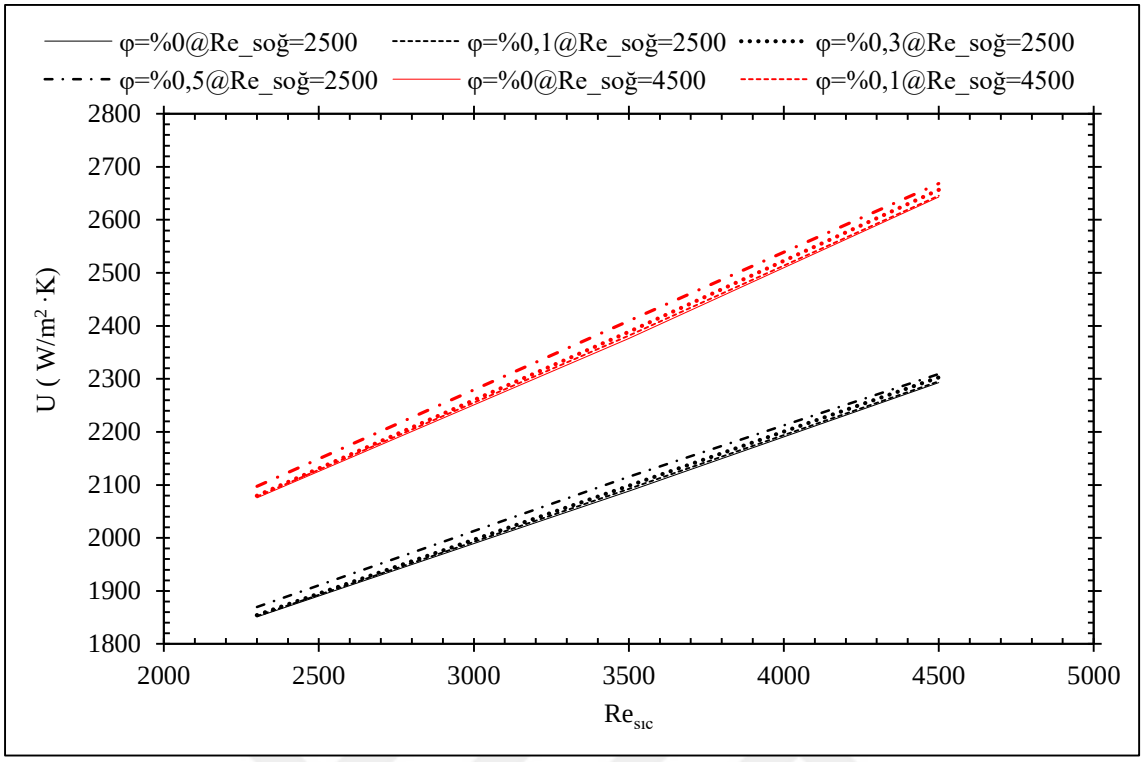


Şekil 8.25. Farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı ε değişimi

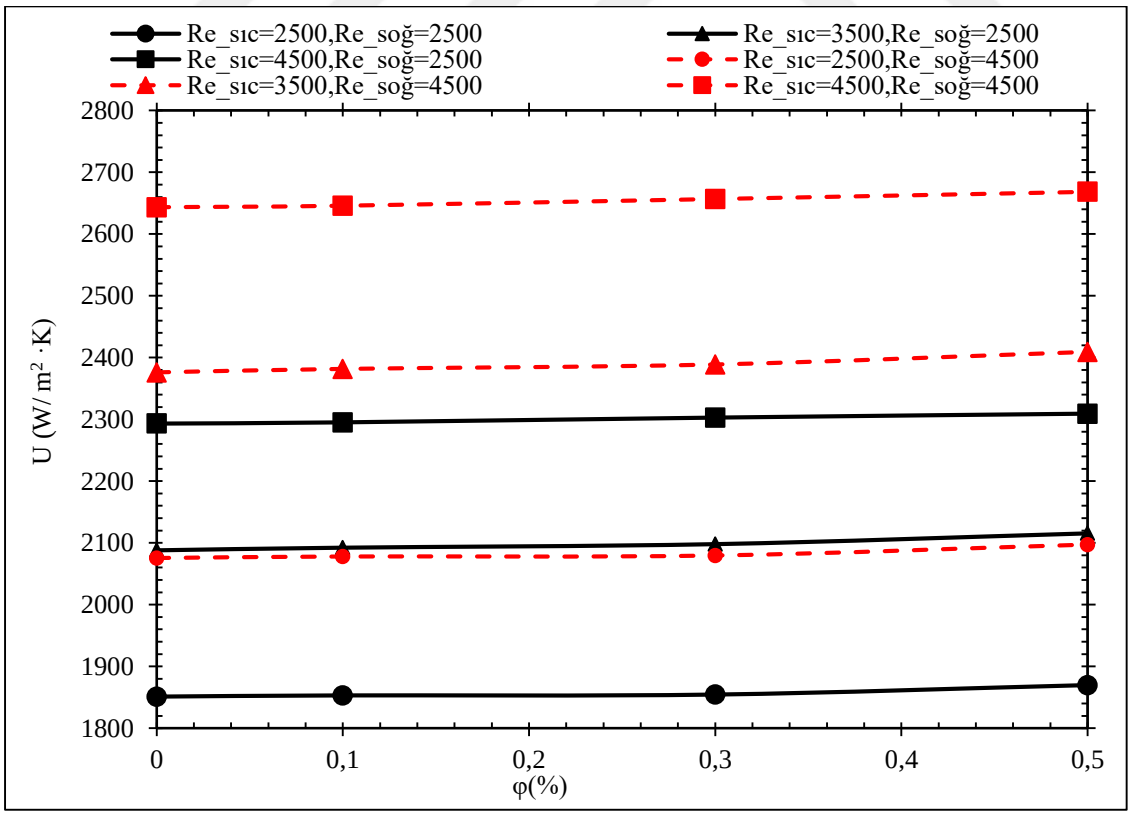
8.2.3. Al_2O_3 -Su nanoakışkan için ısı transfer performansı

$Re_{sıc}$=2500,3500,4500, $Re_{soğ}$=2500,4500 ve nanoakışkan hacimsel yüzdesi (%0, %0,1, %0,3, %0,5) koşullarında sayısal analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda Q̇, U, Nu ve ε parametreleri incelenmiştir.

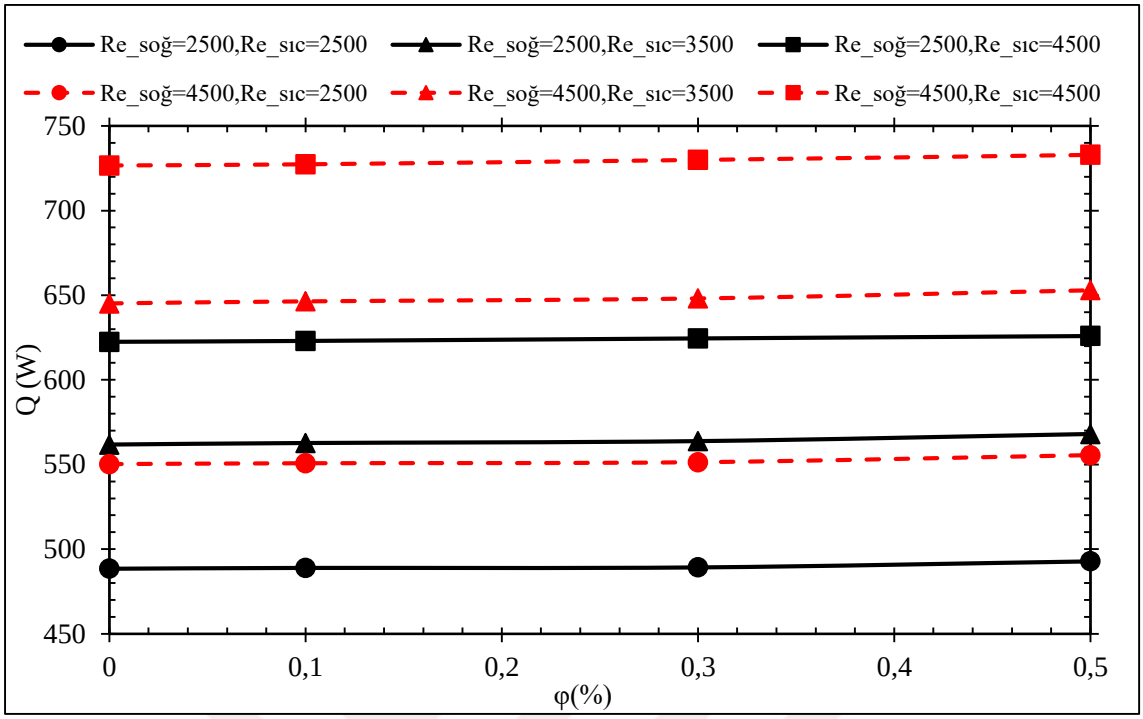
Şekil 8.26 ve Şekil 8.27'de görüldüğü üzere, nanoakışkan hacimsel yüzdesi ve akış hızının artmasıyla birlikte hem toplam ısı transfer katsayısı ve hem de birim zamandaki ısı transfer miktarı artmıştır. Ayrıca Şekil 8.27 ve Şekil 8.28'de, %0,5 nanoakışkan hacimsel oranında ve $Re_{sıc}$=4500 koşulunda, soğuk akışkan Reynolds sayısının 2500'den 4500'e yükseltilmesi; toplam ısı transfer katsayısında %15,6 ve birim zamandaki ısı transfer miktarında %17,1 oranında artış meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 8.26. Al_2O_3 nanoakışkanında Reynolds sayısının toplam ısı transfer katsayısına etkisi



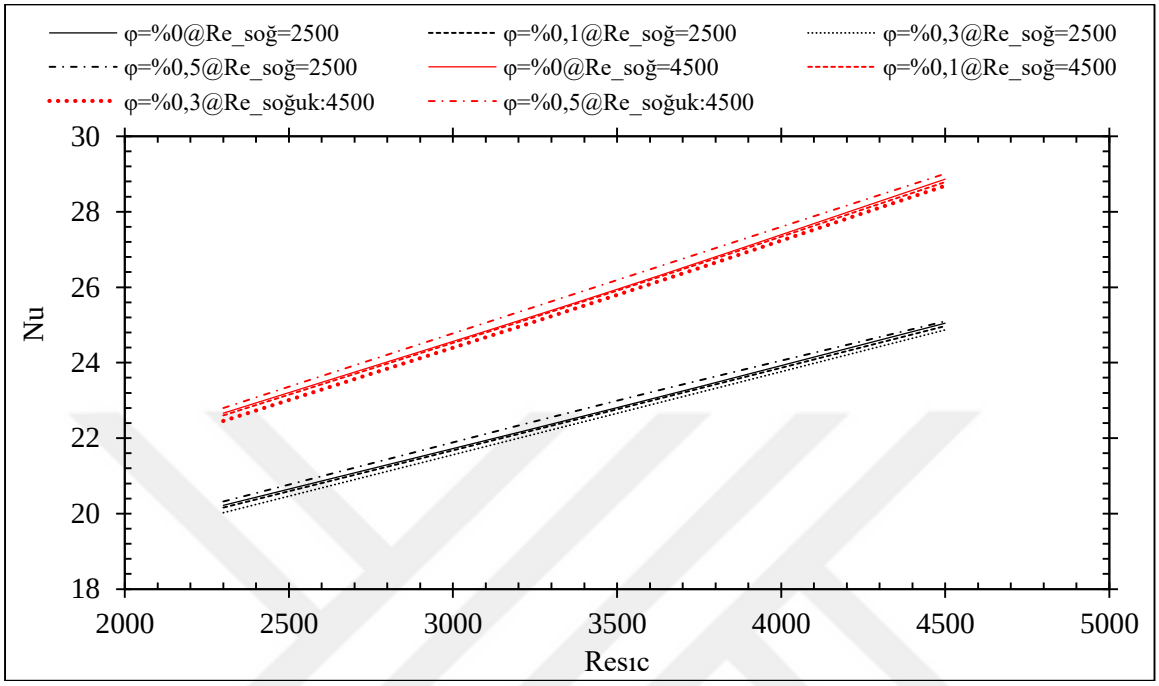
Şekil 8.27. Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın toplam ısı transfer katsayısına olan etkisi



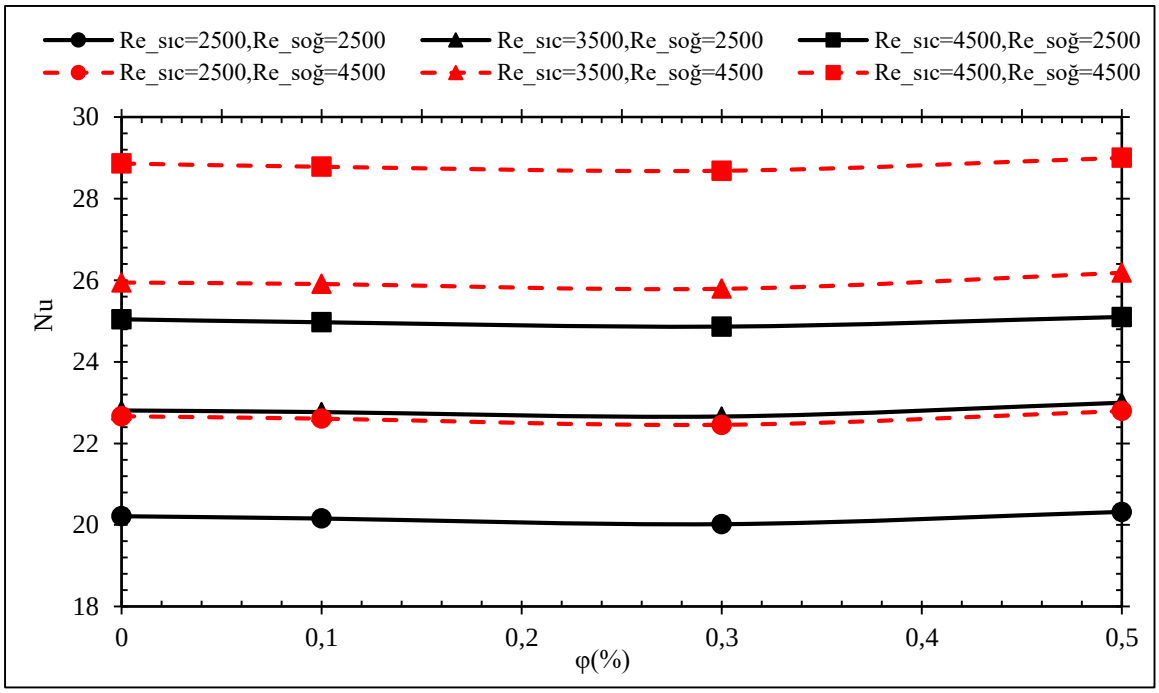
Şekil 8.28. Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranın toplam ısı transfer katsayısına olan etkisi

Şekil 8.29 incelendiğinde, $Re_{sıc}$ ve $Re_{soğ}$ arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Şekil 8.30'da, nanoakışkan hacimsel yüzdesinin %0'dan %0,3'e çıkarılmasıyla Nusselt sayısında sınırlı bir azalma gözlenmiş; %0,3 ile %0,5 aralığında ise yeniden artış eğilimi ortaya çıkmıştır. Bu eğilimin etkisinin %1'in altında kaldığı belirlenmiştir. Nanoakışkan ilavesiyle birlikte akışkanın termal iletkenlik katsayısında (k) bir artış meydana gelmektedir. Nusselt sayısının tanımı gereği termal iletkenlik katsayısı ile ters orantılı olması nedeniyle, yalnızca k'daki artış dikkate alındığında Nusselt sayısında bir azalma beklenebilir. Ancak toplam ısı transfer katsayısının (U), Nusselt sayısı üzerinde belirleyici bir role sahip olduğu görülmektedir. $Nu = (U x D_h)/k$ bağıntısına göre, U değerinde yeterli bir artış sağlanamadığı durumlarda Nusselt sayısında azalma meydana gelebilmektedir. Ayrıca, nanoakışkan ilavesine bağlı olarak akışkanın viskozite ve yoğunluğunun artması, sınır tabakası gelişimini etkileyerek, U değerinin değişmesine neden olmaktadır. Bu bağlamda, termal iletkenlik katsayısındaki artış konveksiyon etkisini yeterince güçlendiremezse Nusselt sayısında azalma gözlenirken; U'daki oransal artışın k'daki artıştan daha yüksek olması durumunda Nusselt sayısında artış meydana gelebilmektedir. . Nitekim, φ =0,5% ve $Re_{sıc}$= 4500'de, $Re_{soğ}$ değerinin 2500'den 4500'e yükseltilmesi Nusselt sayısında %15,6'lık bir artışa yol açmıştır. Yanardağ tarafından gerçekleştirilen ve bu çalışmada incelenen gyroid tip ısı eşanjöründen farklı bir mikrokanal tip ısı eşanjörünü ele alan sayısal çalışmada da benzer bir eğilim rapor edilmiştir. Söz konusu

çalışmada, %5 Al_2O_3–su nanoakışkanı kullanıldığında Reynolds sayısının 200'den 2500'e çıkarılmasıyla Nusselt sayısında %309 oranında artış elde edilmiştir [68].

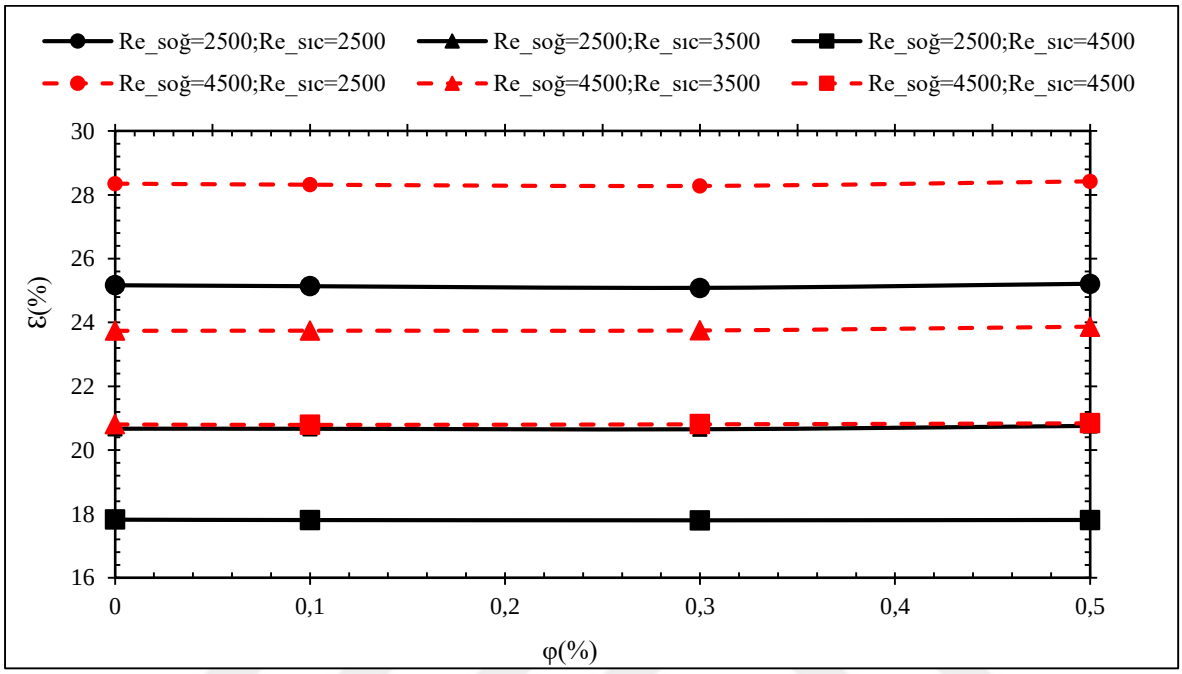


Şekil 8.29. Nusselt sayısınının Reynolds sayısına bağlı değişimi



Şekil 8.30. Nusselt sayısınının Al_2O_3-su nanoakışkan hacimsel yüzde oranına bağlı değişimi

Şekil 8.31'de ise en yüksek etkenlik (Ɛ), $Re_{sıc}$=2500, $Re_{soğ}$=4500 koşulunda görülmüştür. Nanoakışkan yüzdesi %0-0,3 arasındayken etkenlik değeri azalırken % 0,3-0,5 arasında bir miktar artış hesaplanmıştır.

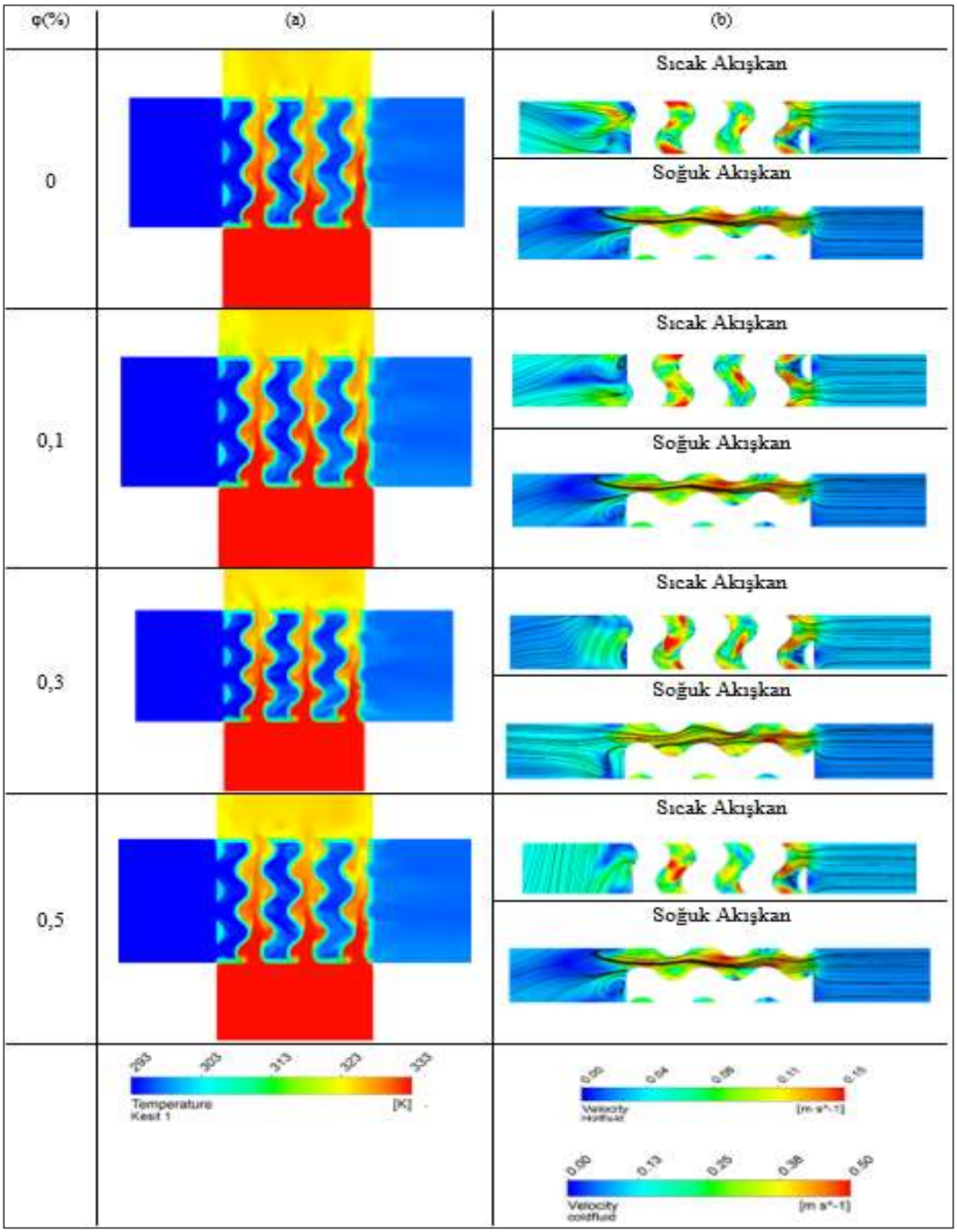


Şekil 8.31. Al_2O_3 -su nanoakışkan hacimsel yüzde oranına bağlı "Ɛ" değişimi

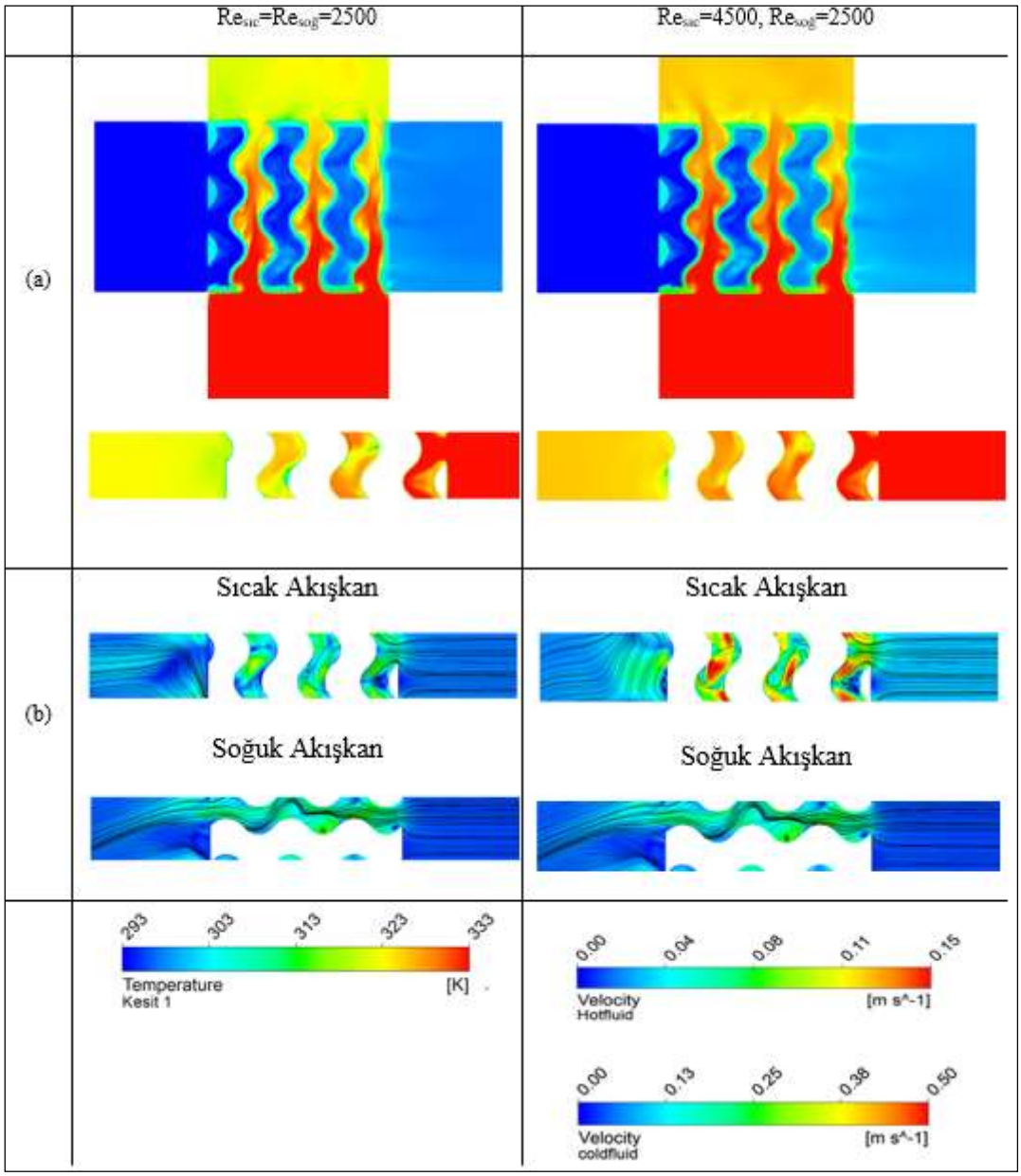
8.2.4. Al_2O_3 -Su nanoakışkan için Akış Performansı

Bu bölümde, Su–Al_2O_3 nanoakışkan için HAD analizlerinden elde edilen sıcaklık dağılımı, hız profili ve akış çizgisi sonuçları değerlendirilmiştir. $Re_{sıc}$= $Res_{oğ}$=4500 koşulunda, farklı nanoakışkan hacimsel oranları (%0, %0,1, %0,3 ve %0,5) için sıcaklık dağılımları ve hız profilleri sırasıyla Şekil 8.32 (a)-(b)'de sunulmuştur. Ayrıca $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=2500 ve $Re_{sıc}$=4500, $Re_{soğ}$=2500 için, %0,3 nanoakışkan hacimsel oranında iki farklı Reynolds sayısı kombinasyonu için akış davranışı Şekil 8.33 (a)-(b)'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 8.32(a)- Şekil 8.33 (a)'da, soğuk akışkanın etkisiyle sıcak akışkan sıcaklığının girişten çıkışa doğru azaldığı ve düzgün bir ısı transferi gerçekleştiği görülmektedir. Nanoakışkan ilavesiyle sıcaklık geçişlerinin daha homojen hâle geldiği ve sıcaklık gradyanının azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının artırılmasıyla ısı transferinin etkenliğinin arttığı ve sıcaklık gradyanının belirgin şekilde yumuşadığı gözlenmiştir. Hız profilleri incelendiğinde, gyroid yapı içerisinde girdap oluşumlarının benzer bölgelerde meydana

geldiği; sıcak akışkan Reynolds sayısının artırılmasıyla birlikte bu bölgelerde hız büyüklüklerinin arttığı görülmüştür (Şekil 8.32(b) ve Şekil 8.33(b)).



Şekil 8.32. $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=4500 ve %0; 0,1; 0,3 ve 0,5 nanoakışkan hacimsel yüzde oranlarında (a) Sıcaklık dağılımı (b) Hız ve akım çizgisi profili



Şekil 8.33. % 0,3 nanoakışkan hacimsel yüzde oranlarında Re$_{sıc}$=Re$_{soğ}$=2500 ve Re$_{sıc}$=4500, Re$_{soğ}$=2500 için (a) Sıcaklık dağılımı (b) Hız ve akım çizgisi profili

8.3. Sabit ve Fonksiyonel Derecelendirilmiş Bağıl Yoğunluklu Gyroid Yapıda Çapraz Akışlı Isı Eşanjörü İçin Sayısal Analiz Sonuçları

Bu bölümde, çapraz akışlı gyroid ısı eşanjörünün sabit bağıl yoğunluklu modeli (U-gyroid) ile fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu modeli (FD-gyroid) için gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Karşılaştırmalar, hava-hava, su-su ve hava–su çalışma koşulları altında gerçekleştirilmiş olup, her iki modelde de aynı sınır şartları ve çözüm yaklaşımı kullanılarak sonuçların tutarlı biçimde kıyaslanması amaçlanmıştır. FD-gyroid modelinde fonksiyonel derecelendirme sıcak akış hattı boyunca,

akış doğrultusunda kademeli bağıl yoğunluk değişimi oluşturacak şekilde uygulanmış; böylece sıcak akışkanın girişten çıkışa ilerlediği yönde gyroid et kalınlığının artmasının akış direnci ve ısı transfer performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

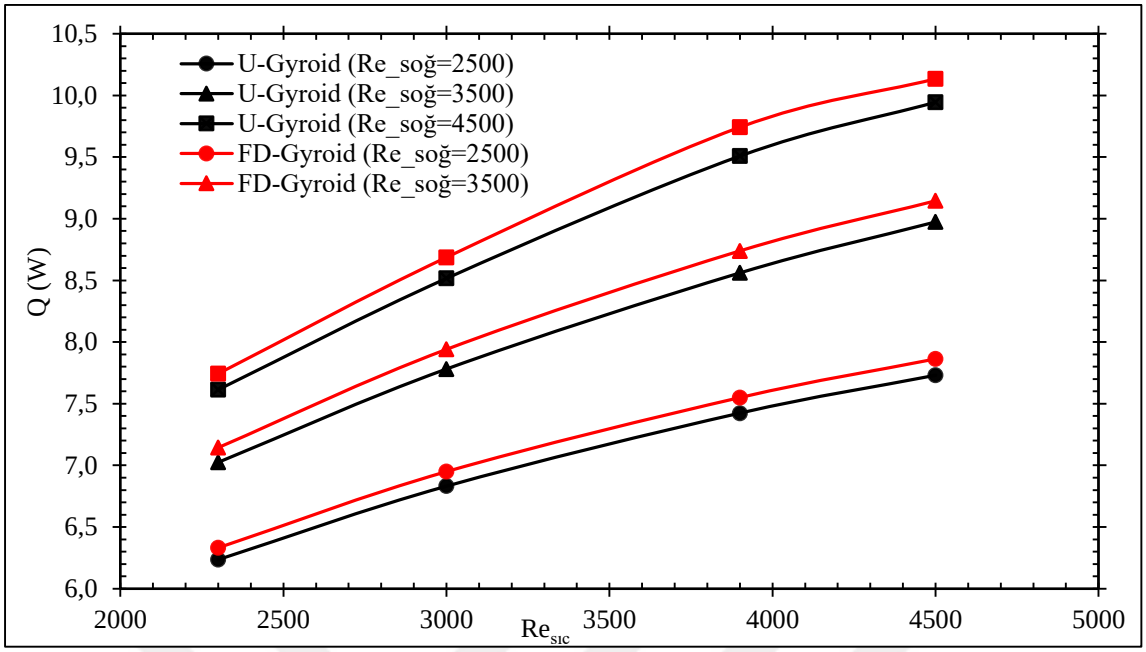
Bu kapsamda ısı transfer performans göstergeleri Q, U, Nu ve ε ile hidrolik performansı ortaya koyan sıcak ve soğuk akış hatlarına ait basınç kayıpları ($\Delta P_{sıc}$ ve $\Delta P_{soğ}$) değerleri hesaplanmış ve U-gyroid ve FD-gyroid modeller için karşılaştırmalı olarak raporlanmıştır.

8.3.1. Hava–hava çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması

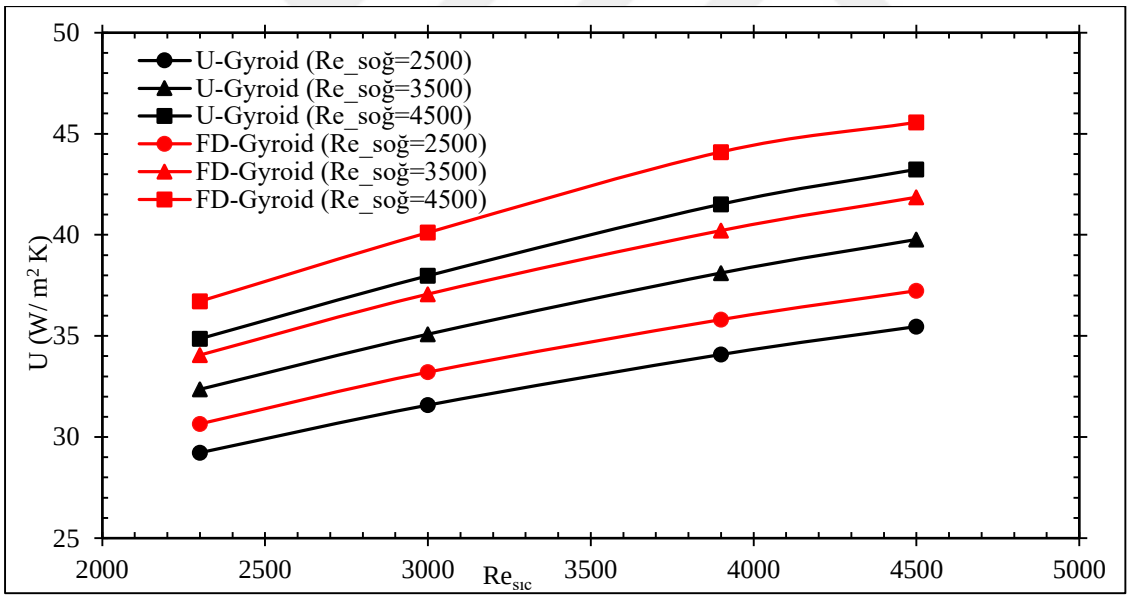
Bu bölümde, hava–hava çalışma koşullarında U-Gyroid ve FD-Gyroid modellerin ısıl ve hidrodinamik performansları karşılaştırılmıştır (Şekil 8.34-Şekil 8.39). Şekil 8.34 ve Şekil 8.35 incelendiğinde, her bir $Re_{soğ}$ koşulunda, $Re_{sıc}$'ın artmasıyla birlikte her iki modelde de Q ve U'nun arttığı görülmektedir. Sayısal sonuçlar, FD-Gyroid modelinin tüm çalışma koşullarında U-Gyroid modele kıyasla daha yüksek Q ve U değerleri ürettiğini göstermektedir.

U değerlendirildiğinde, FD-Gyroid modelinin U-Gyroid modele kıyasla %5 mertebelerinde artış sağladığı belirlenmiştir. Buna karşılık Q açısından bakıldığında FD-Gyroid modelinin U-Gyroid modele göre yalnızca %1–2 aralığında sınırlı bir artış sağladığı görülmektedir. Bu durum, Q'nun yalnızca genel ısı transfer katsayısına bağlı olmadığını; eşanjörün her iki tarafındaki toplam ısıl dirençlerin birleşik etkisiyle belirlendiğini göstermektedir. Dolayısıyla, U değerinde gözlenen iyileşmenin Q'ya daha sınırlı yansıması, fiziksel olarak tutarlı ve beklenen bir sonuçtur.

Bir diğer önemli husus, akışkan–katı arayüz alanları incelendiğinde, FD-Gyroid modelinin toplam ısı transfer alanının U-Gyroid modele kıyasla benzer olduğu ve yaklaşık %2–3 oranında daha düşük kaldığı belirlenmiştir. Buna rağmen U'da artış elde edilmesi, ısıl performans iyileşmesinin yüzey alanı artışından değil; fonksiyonel derecelendirmenin akış yapısını, sınır tabaka davranışını ve akışkan–yüzey etkileşimini iyileştirmesinden kaynaklandığını göstermektedir.



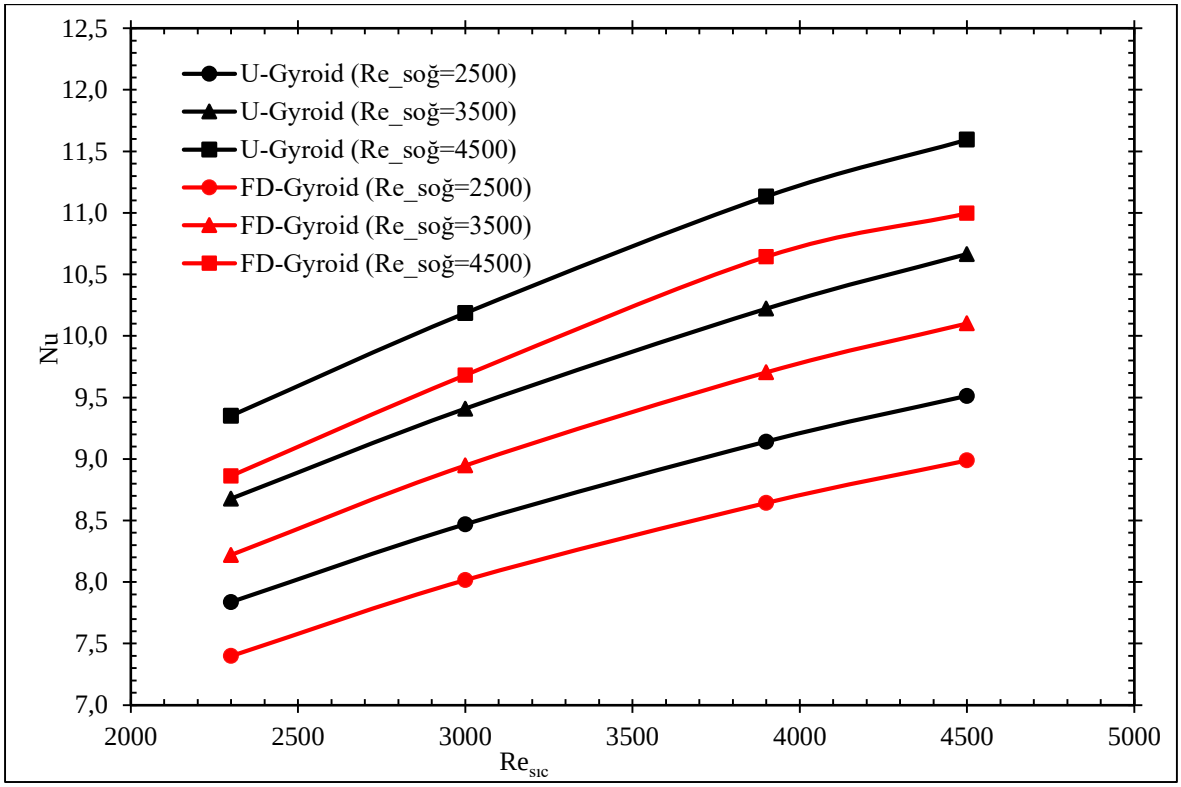
Şekil 8.34. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi



Şekil 8.35. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi

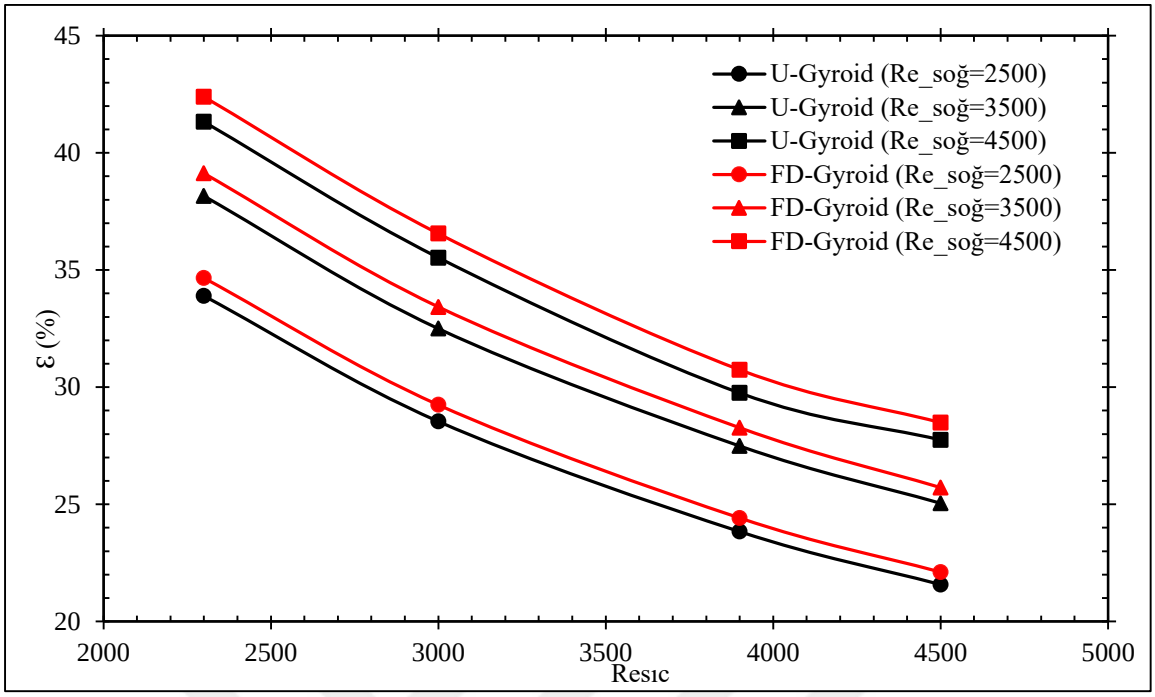
Şekil 8.36'da sunulan Nu sonuçları incelendiğinde, U-Gyroid modelinin FD-Gyroid modele kıyasla daha yüksek Nu değerleri sergilediği görülmektedir. FD-Gyroid modelinde Nu , U-Gyroid'e kıyasla yaklaşık %4,5–5,5 oranında daha düşüktür. Bu çalışmada $Nu=(UxD_{h,ÜPMY})/k$ bağıntısı ile tanımlandığından, FD-Gyroid modelinde U artmasına rağmen, daha küçük $D_{h,ÜPMY}$ olması, U-Gyroid modelin Nu sayısının daha yüksek olmasına sebep olmuştur. Öte yandan, her iki modelde de $Re_{sıc}$ arttıkça Nu değerinin arttığı, ayrıca

$Re_{soğ}$ arttığında aynı $Re_{sıc}$ seviyesinde Nu değerlerinin daha yüksek değerlere ulaştığı görülmektedir. Bu eğilim, Reynolds sayısındaki artışla birlikte sınır tabaka kalınlığının azalması ve konvektif ısı transferinin güçlenmesiyle ilişkilendirilebilir. Her iki model kendi içinde değerlendirildiğinde, sıcak akışkan Reynolds sayısının 2300'den 4500'e çıkarılması Nusselt sayısında yaklaşık %21–24 aralığında bir artış sağlamıştır.



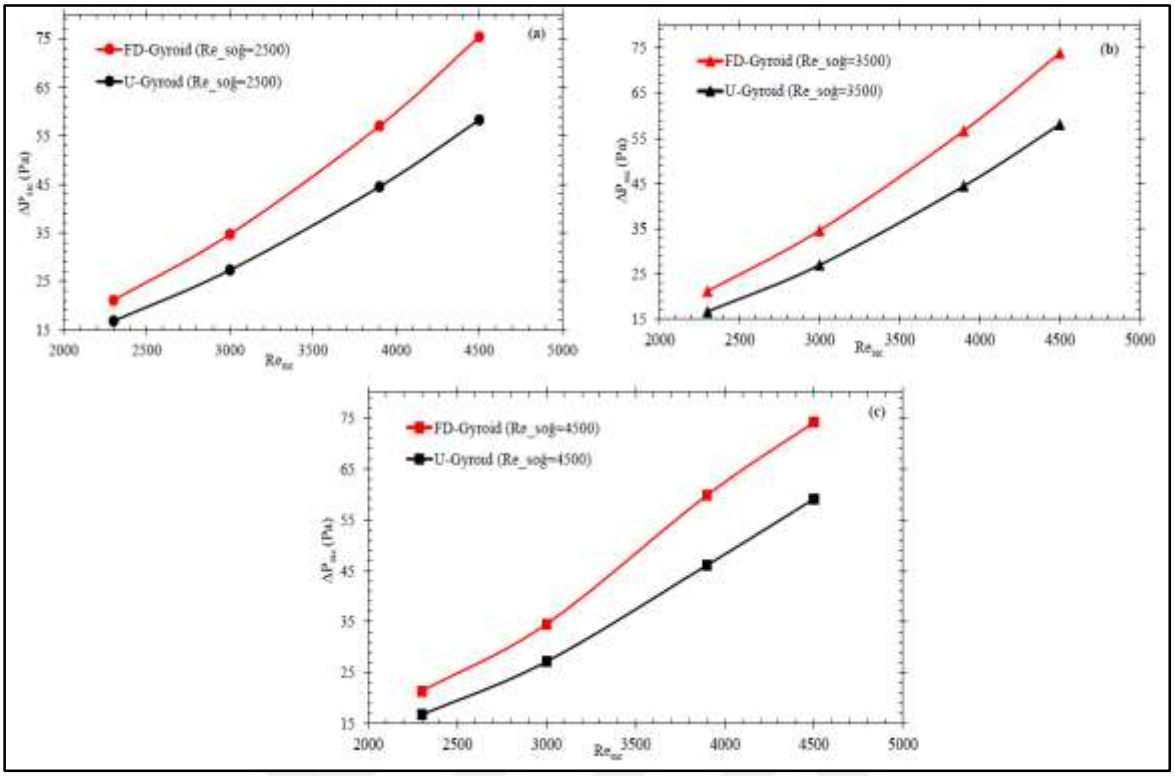
Şekil 8.36. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi

Şekil 8.37'de her iki modelde de $Re_{sıc}$ artmasıyla birlikte ε değerinin azaldığı görülmektedir. Bu durum, Reynolds sayısının artışıyla birlikte kütlesel debinin artmasına bağlı olarak akışkanın eşanjörde kalma süresinin azalması ve ısı kapasite oranlarının değişmesiyle açıklanabilir. Aynı Reynolds sayılarında karşılaştırıldığında, FD-Gyroid modelinin tüm $Re_{soğ}$ koşullarında U-Gyroid modele kıyasla daha yüksek ε değerleri sergilediği dikkat çekmektedir. Bu sonuç, fonksiyonel derecelendirmenin akış–yüzey etkileşimini iyileştirerek genel ısı transfer katsayısını artırmasıyla ilişkilidir. Bununla birlikte, her iki modelde de ε–Re eğiliminin benzer olması, etkenlik üzerindeki baskın etkinin Reynolds sayısı olduğunu ve fonksiyonel derecelendirmenin etkenlik seviyesini artırırken genel eğilimi değiştirmediğini göstermektedir. En yüksek etkenlik değerleri, düşük $Re_{sıc}$ ve yüksek $Re_{soğ}$ koşullarında elde edilmiştir.

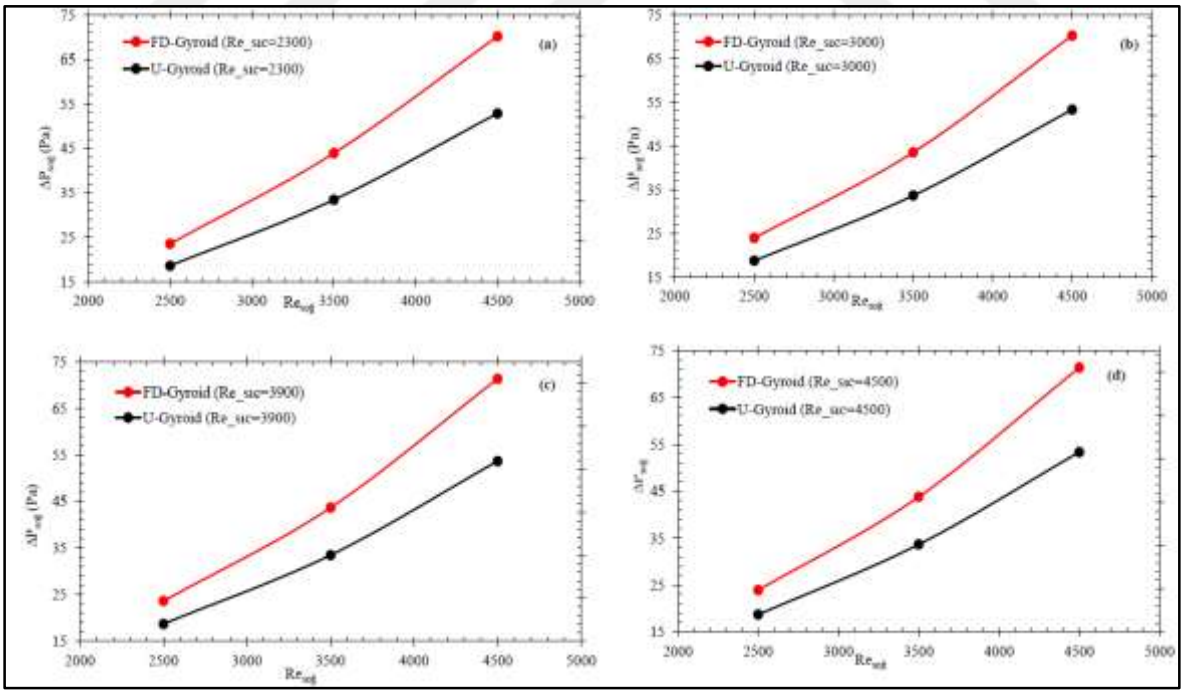


Şekil 8.37. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Ɛ değişimi

Şekil 8.38 ve Şekil 8.39'da sıcak ve soğuk akışkan hatları için basınç kaybı değişimleri sunulmuştur. Her iki modelde de hem sıcak hem soğuk akışkan hatlarında Reynolds sayısının artmasıyla birlikte basınç kaybının arttığı görülmektedir. Bu durum akış hızının artması, kanaldaki sürtünme ve akış direncini artırarak basınç kaybının yükselmesine yol açmasıyla açıklanabilir. Aynı Re değerlerinde yapılan karşılaştırmalarda, FD-Gyroid modelinin her iki akışkan hattında da U-Gyroid modele kıyasla daha yüksek basınç kaybı sergilediği belirlenmiştir. Sayısal sonuçlar, soğuk akışkan hattında FD-Gyroid modelinde basınç kaybının U-gyroid modele kıyasla yaklaşık %24–26, sıcak akışkan hattında ise yaklaşık %26–30 aralığında arttığını göstermektedir. Basınç kaybındaki bu artış, fonksiyonel derecelendirme ile birlikte akış kesitinin daralması, yerel hız gradyenlerinin artması ve daha karmaşık akış yollarının oluşmasıyla ilişkilendirilebilir. Bu nedenle, FD-Gyroid modelinde elde edilen ısıl iyileşmeye, hidrodinamik açıdan daha yüksek bir basınç kaybı eşlik etmektedir. Literatürde Al-Ketan ve arkadaşlarının zorlanmış taşınım koşullarında hava akışlı ÜPMY tabanlı heat sink yapıları için rapor ettiği 10–30 porozite derecelendirmesi ile benzer bir akış mekaniği sergilemektedir. Söz konusu çalışmada, bu tür derecelendirmenin akış kanallarının daralmasına bağlı olarak ısı transferini artırdığı, ancak akışkan genleşmesi ve artan akış direnci nedeniyle basınç kaybında belirgin bir artışa yol açtığı gösterilmiştir. Bu eğilim, tez kapsamında elde edilen deneysel ve sayısal bulgularla uyumludur [38].



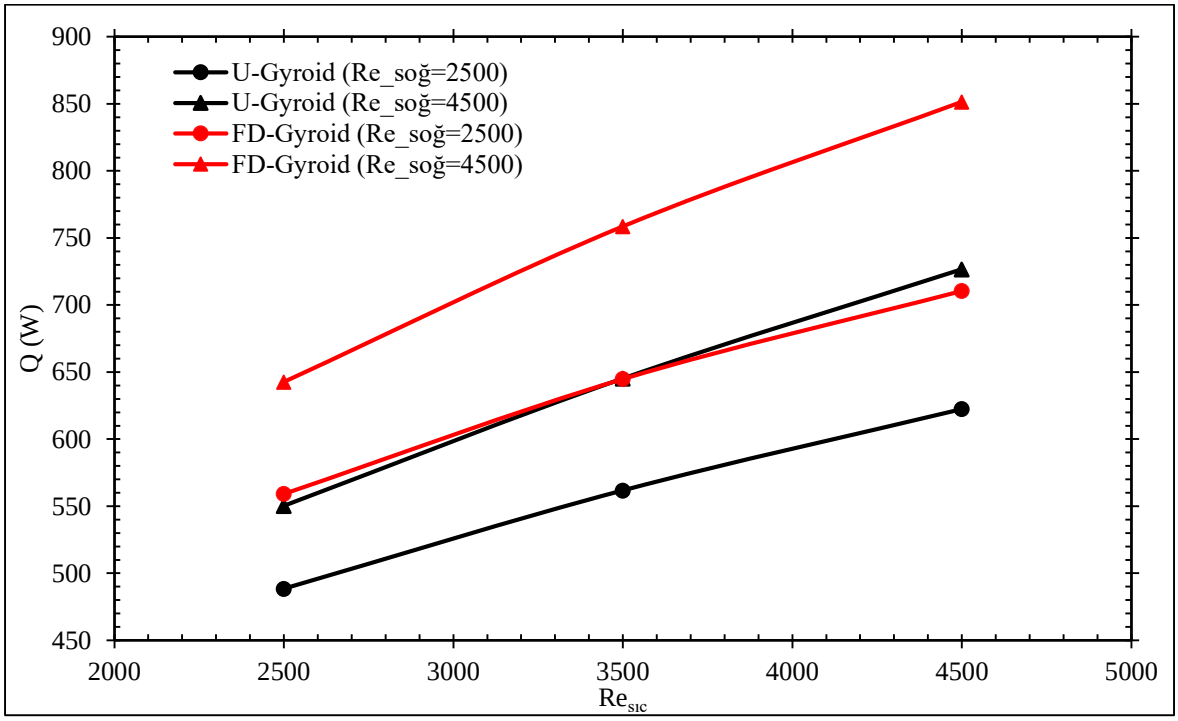
Şekil 8.38. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{sıc}$'ın sıcak akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{soğ}$=2500, (b) $Re_{soğ}$=3500, (c) $Re_{soğ}$=4500



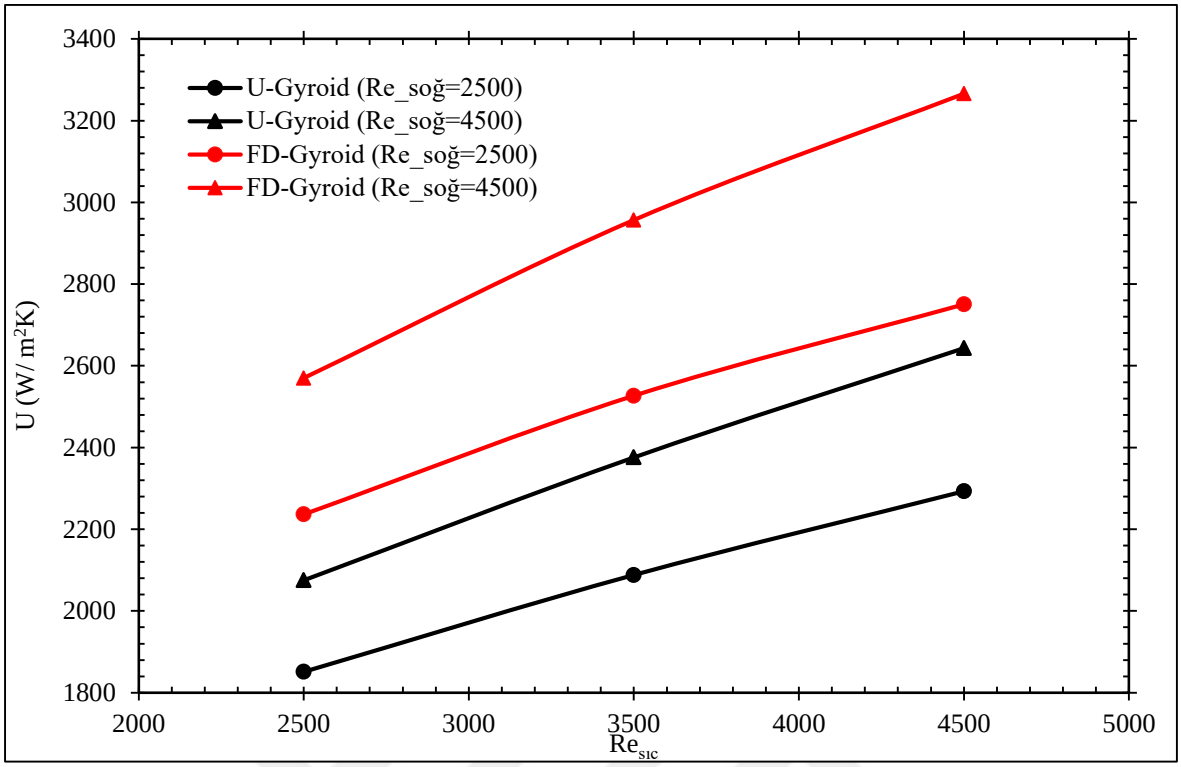
Şekil 8.39. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{soğ}$'ın soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}$=2300, (b) $Re_{sıc}$=3000, (c) $Re_{sıc}$=3900, (d) $Re_{sıc}$=4500

8.3.2. Su–su çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması

Şekil 8.40 -Şekil 8.45'te, sabit bağıl yoğunluklu (U-Gyroid) ve fonksiyonel derecelendirilmiş (FD-Gyroid) yapıların su–su çalışma koşulları altındaki ısıl ve hidrolik performans karşılaştırmaları sunulmuştur. Şekil 8.40 ve Şekil 8.41 incelendiğinde, $Re_{sıc}$ artmasıyla birlikte her iki yapı için de Q ve U'nun arttığı görülmektedir. $Re_{soğ}$=2500 olduğu koşulda, FD-Gyroid yapı U-Gyroid yapıya kıyasla $Re_{sıc}$=2500,3500,4500 olması durumunda yaklaşık %14,5, %14,8 ve %14,2 oranında daha yüksek ısı transferi sağlamıştır. $Re_{soğ}$=4500 olduğu koşullarda da benzer bir eğilim gözlenmiş olup, FD-Gyroid yapı, U-Gyroid yapıya kıyasla $Re_{sıc}$=2500, 3500 ve 4500 için sırasıyla yaklaşık %16,8, %17,5 ve %17,2 oranlarında daha yüksek Q elde etmiştir. Şekil 8.41'de U değişimi incelendiğinde, FD-Gyroid yapı U-Gyroid yapıya kıyasla $Re_{soğ}$= 2500 koşulda ortalama %20, $Re_{soğ}$= 4500 olduğu koşullarda ise yaklaşık %24 oranında daha yüksek U sağlamıştır. Bu sonuçlar, fonksiyonel derecelendirilmiş yapının tüm incelenen Reynolds sayıları boyunca sabit bağıl yoğunluklu yapıya kıyasla sistematik ve tutarlı bir ısı transferi avantajı sağladığını açıkça ortaya koymaktadır.



Şekil 8.40. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Q değişimi



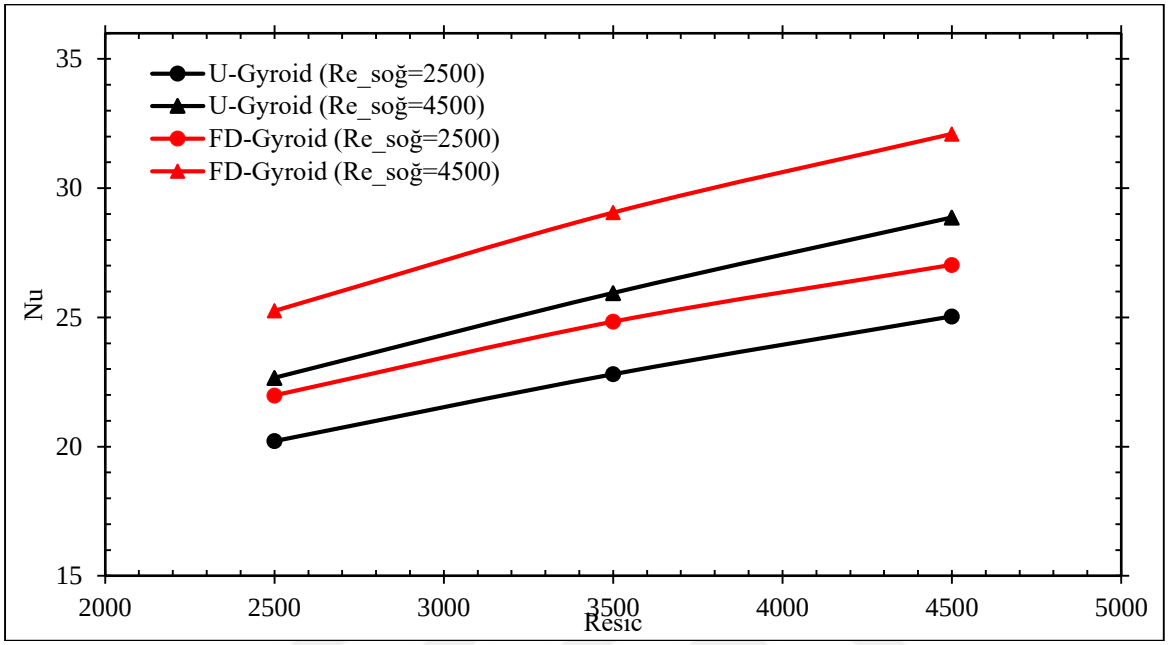
Şekil 8.41. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı U değişimi

Şekil 8.42'de sunulan Nusselt sayısı sonuçları incelendiğinde, su–su çalışma koşullarında FD-Gyroid yapının, U-Gyroid yapıya kıyasla daha yüksek Nu değerleri sergilediği görülmektedir. $Re_{soğ}$= 2500 olduğu koşullarda FD-Gyroid yapı, U-Gyroid yapıya kıyasla yaklaşık %8–9, $Re_{soğ}$= 4500 olduğu koşullarda ise yaklaşık %11–12 oranlarında daha yüksek Nusselt sayısı sağlamıştır.

$Nu=(UxD_{h,ÜPMY})/k$ bağıntısına göre, su–su çalışma koşullarında FD-Gyroid modelinde gözlenen U'daki belirgin artışın, hidrolik çapta meydana gelen azalmaya rağmen Nu değerlerine baskın şekilde yansıdığı görülmektedir. Yüksek Prandtl sayısına sahip su akışkanında, fonksiyonel derecelendirme ile artan akışkan karışımı ve konvektif ısı transferi etkisi, hidrolik çap etkisinin önüne geçmiştir.

Ayrıca, her iki model için de sıcak akışkan Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nu değerlerinin arttığı gözlenmektedir. Aynı soğuk akışkan Reynolds sayısı seviyesinde, sıcak akışkan Reynolds sayısının 2500'den 4500'e çıkarılması, her iki yapı için de Nusselt sayısında yaklaşık %23–27 aralığında bir artış sağlamıştır. Bu eğilim, Reynolds sayısındaki

artışla birlikte sınır tabaka kalınlığının azalması ve konvektif ısı transferinin güçlenmesi ile ilişkilendirilebilir.

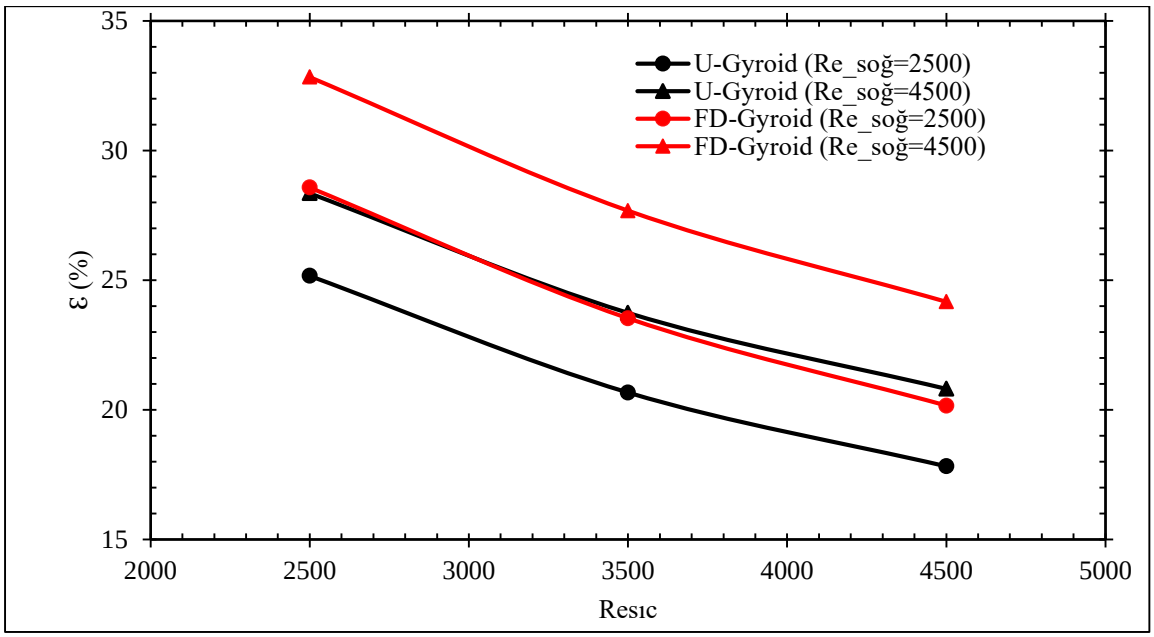


Şekil 8.42. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Nu değişimi

Şekil 8.43 incelendiğinde, sıcak akışkan Reynolds sayısının artmasıyla birlikte her iki yapı için de ısı eşanjörü etkenliğinin (ε) azaldığı görülmektedir. Bu eğilim, Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak kütlesel debinin yükselmesiyle akışkanın eşanjörde kalma süresinin azalması ve etkenlik tanımında belirleyici olan minimum ısı kapasite oranına sahip akışkanın $(\dot{m}c_p)_{min}$ etkisinin baskın hale gelmesi ile açıklanabilir.

Isı eşanjörü etkenliğinin Reynolds sayısı ile değişimi, literatürde minimum ısı kapasite oranına sahip akışkanın belirleyici rolü üzerinden açıklanmaktadır. Liang ve arkadaşları tarafından ÜPMY tabanlı ısı eşanjörleri için yapılan deneysel çalışmada, sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite oranlarının göreli büyüklüğüne bağlı olarak etkenliğin Reynolds sayısı ile iki farklı fazda değişebileceği gösterilmiştir. Buna göre, $(\dot{m}c_p)_{sıcak} < (\dot{m}c_p)_{soğuk}$ olduğu koşullarda Reynolds sayısının artmasıyla birlikte sıcak akışkanın sıcaklık değişiminin azalması nedeniyle etkenlik değerlerinin düşüş eğilimi gösterdiği raporlanmıştır. Bu çalışmada elde edilen su–su sonuçları da söz konusu literatür bulguları ile uyumludur.

Aynı Reynolds sayıları altında yapılan karşılaştırmalarda, (FD-Gyroid) yapının tüm $Re_{soğ}$ koşullarında U-Gyroid yapıya kıyasla daha yüksek ε değerleri sergilediği görülmektedir. Bu durum, fonksiyonel derecelendirmenin ısı transferini artırarak etkenlik seviyesini yükselttiğini, ancak genel ε–Re eğilimini değiştirmediğini göstermektedir. En yüksek ε, $Re_{soğ}$=4500 ve $Re_{sıc}$=2500 koşulunda elde edilmiştir.



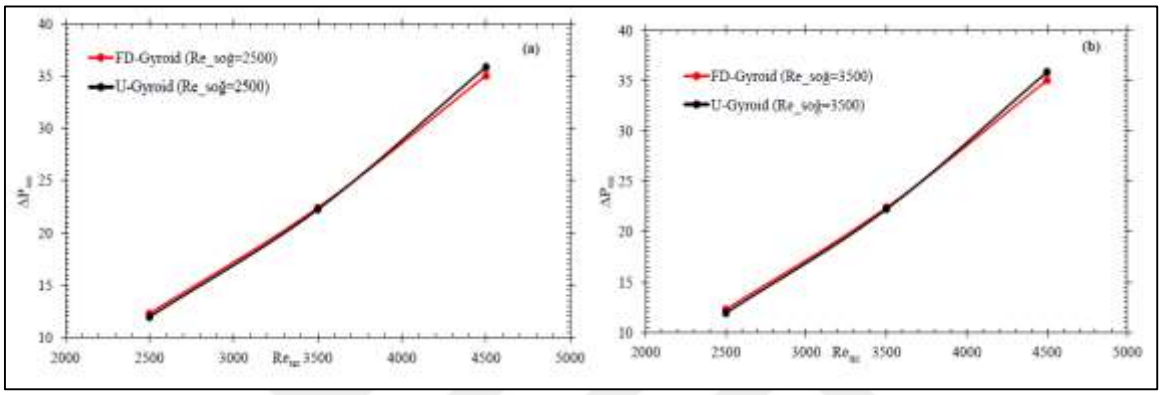
Şekil 8.43. U-Gyroid ve FD-Gyroid için farklı $Re_{soğ}$ değerlerinde, $Re_{sıc}$'a bağlı Ɛ değişimi

Şekil 8.44 ve Şekil 8.45'te U-Gyroid ve FD-Gyroid yapıların su–su çalışma koşulları altında sıcak ve soğuk akışkan taraflarındaki basınç kaybı davranışları sunulmuştur. Şekil 8.44 incelendiğinde, $Re_{sıc}$ artmasıyla birlikte her iki yapı için de $\Delta P_{sıc}$ düzenli olarak arttığı görülmektedir. Aynı çalışma koşulları altında FD-Gyroid yapı, U-Gyroid yapıya kıyasla sıcak tarafta daha yüksek $\Delta P_{sıc}$ değerleri sergilemiş; ancak bu farkın sınırlı kaldığı ve yaklaşık %1–3 aralığında değiştiği belirlenmiştir. FD-Gyroid yapıda sıcak akışkan yönünde bağıl yoğunluğun %18'den %30'a artması, porozitenin azalmasına bağlı olarak etkin akış kesitini daraltarak yerel hızları artırmakta ve basınç kaybını yükseltme eğilimi oluşturmaktadır.

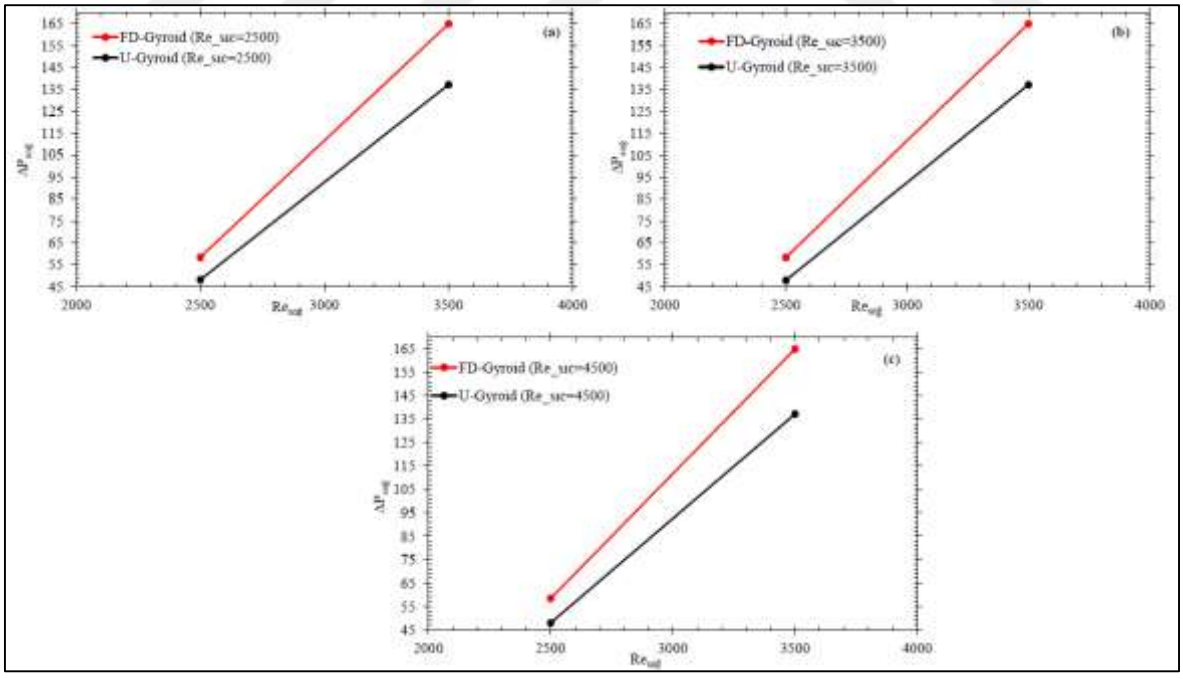
Soğuk akışkan tarafındaki basınç kaybı değişimi Şekil 8.45'te verilmiştir. $Re_{soğ}$ artmasıyla birlikte her iki yapı için de $\Delta P_{soğ}$ değerlerinin belirgin şekilde arttığı görülmektedir. FD-Gyroid yapı, U-Gyroid yapıya kıyasla soğuk tarafta tüm $Re_{sıc}$ koşullarında daha yüksek $\Delta P_{soğ}$ değerleri üretmiş olup, farkın yaklaşık %20–21 seviyelerine ulaştığı belirlenmiştir. Bu

durum, fonksiyonel derecelendirme ile artan akışkan karışımı ve daralan etkin akış kesitlerinin soğuk akışkan tarafında hidrolik direnci daha belirgin şekilde artırmasıyla ilişkilendirilebilir.

Bu sonuçlar, FD-Gyroid yapının ısı transferi performansında sağladığı iyileşmenin, özellikle soğuk akışkan tarafında daha yüksek bir basınç kaybı ile birlikte geldiğini göstermektedir.



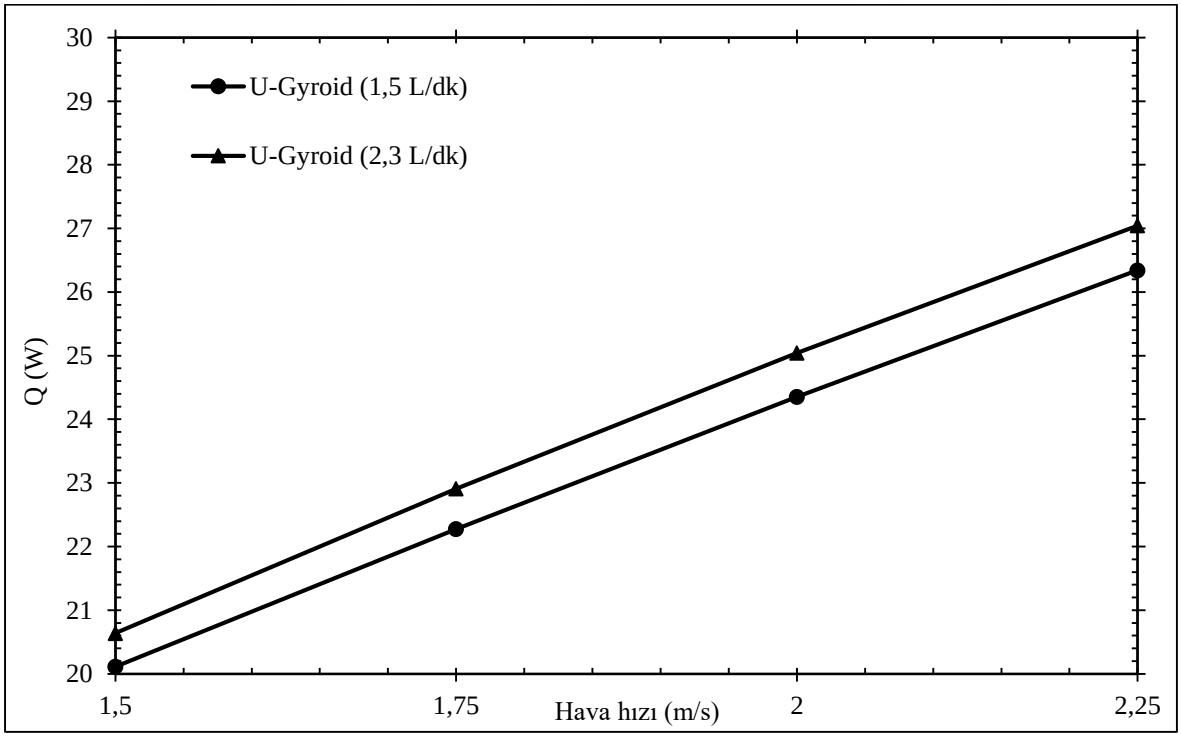
Şekil 8.44. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{sıc}$'ın sıcak akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{soğ}$=2500, (b) $Re_{soğ}$=3500



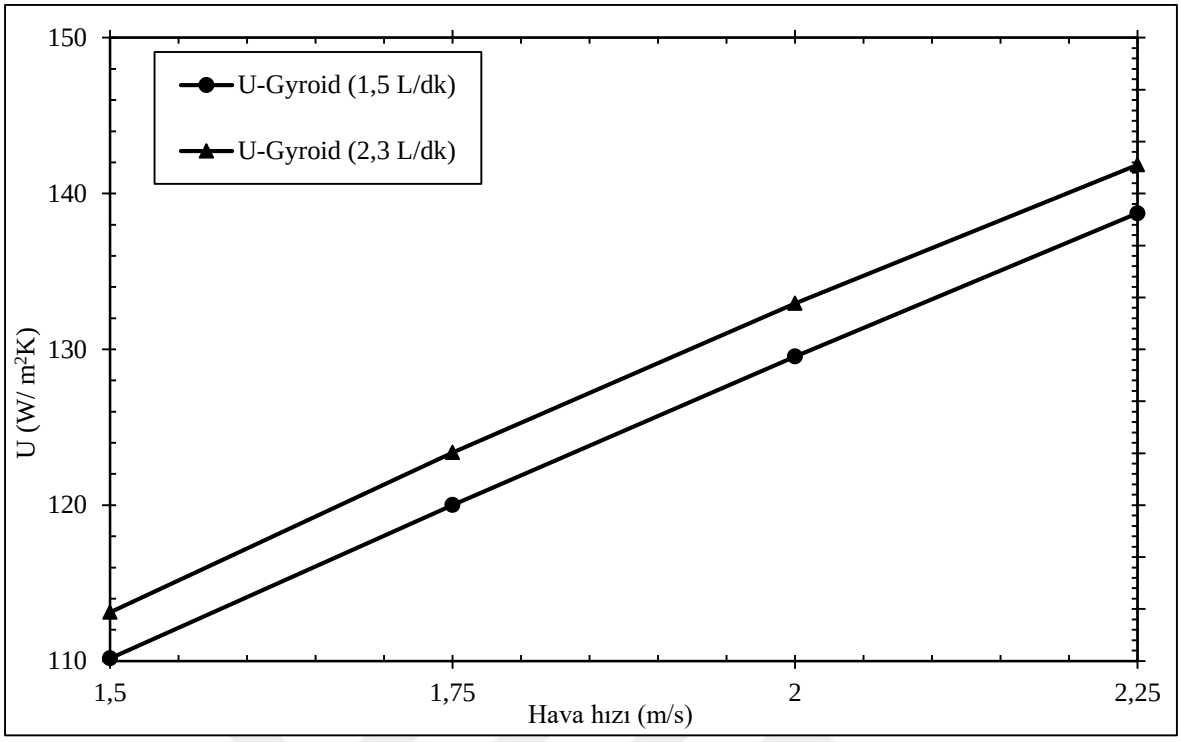
Şekil 8.45. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı $\Delta P_{soğ}$'ın soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}$=2500, (b) $Re_{sıc}$=3500, (c) $Re_{sıc}$=4500

8.3.3. Hava–su çalışma koşullarında sabit ve fonksiyonel derecelendirilmiş modellerin karşılaştırılması

Bu bölümde, hava–su çalışma koşullarında U-Gyroid ve FD-Gyroid modellerin termo-hidrolik performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 8.46 ve Şekil 8.47 değerlendirildiğinde, hava hızının artmasına bağlı olarak yükselen Reynolds sayısının konvektif taşınımı güçlendirdiği ve buna bağlı olarak her iki modelde de Q ve U'nun artığı görülmektedir. Tüm çalışma noktaları birlikte değerlendirildiğinde, FD-Gyroid modelin U-Gyroid modele kıyasla Q'da %2–3, U'da ise yaklaşık %3–4 oranında artış sağladığı görülmektedir. Bu iyileşme, fonksiyonel derecelendirmenin akış yönünde oluşturduğu hız gradyanları ve artan akışkan–yüzey etkileşimi sayesinde sınır tabakanın incelmesine ve konvektif ısı transferinin güçlenmesine bağlanabilir. Bu bağlamda elde edilen iyileşmenin, porozite gradyanının akış yapısını yerel olarak bozarak akışkan–yüzey etkileşimini artırmasıyla ilişkili olduğu değerlendirilmektedir. Hava hızının 1,5–2,25 m/s aralığında artmasıyla her iki modelde de Q yaklaşık %30–32, U ise %25 civarında artmış; fonksiyonel derecelendirme bu eğilimi değiştirmeden her çalışma noktasında ısı transfer seviyesini yukarı taşımıştır.

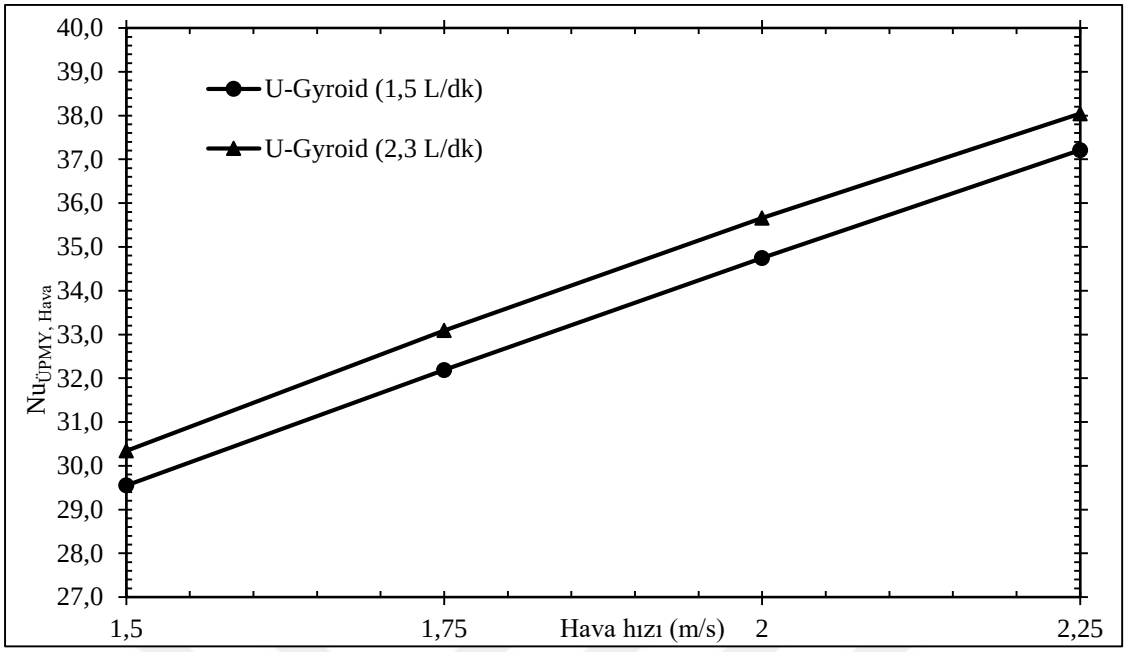


Şekil 8.46. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Q değişimi

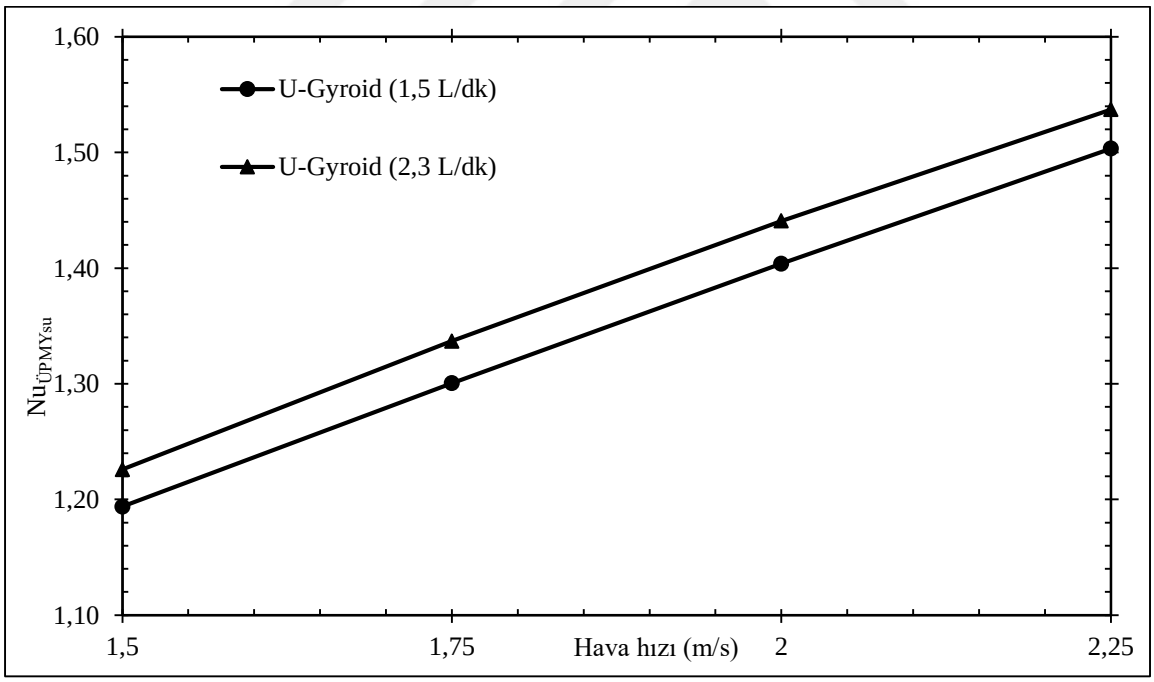


Şekil 8.47. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı U değişimi

Hava ve su tarafına ait Nusselt sayılarının hava hızına bağlı değişimi sırasıyla Şekil 8.48 ve Şekil 8.49'da verilmiştir. Hava–su çalışma koşullarında Nusselt sayısı sonuçları incelendiğinde, U-Gyroid modelinin FD-Gyroid modele kıyasla hem hava hem de su tarafında daha yüksek Nu değerleri sergilediği görülmektedir. FD-Gyroid modelde Nu değerlerinin yaklaşık %5–8 oranında daha düşük elde edilmesi, bu çalışmada Nu'nun $Nu=(UxD_{h,ÜPMY})/k$ bağıntısı tanımlanması ve fonksiyonel derecelendirme nedeniyle hidrolik çapın azalmasının Nu üzerindeki etkisinin baskın hale gelmesiyle açıklanabilir. Buna karşın, hava hızının artmasıyla birlikte her iki modelde de Nu değerlerinin düzenli biçimde arttığı görülmektedir. Hava hızının 1,5–2,25 m/s aralığında artırılmasıyla birlikte, her iki modelde de hava ve su tarafı Nusselt sayılarının yaklaşık %24–26 aralığında arttığı belirlenmiştir.



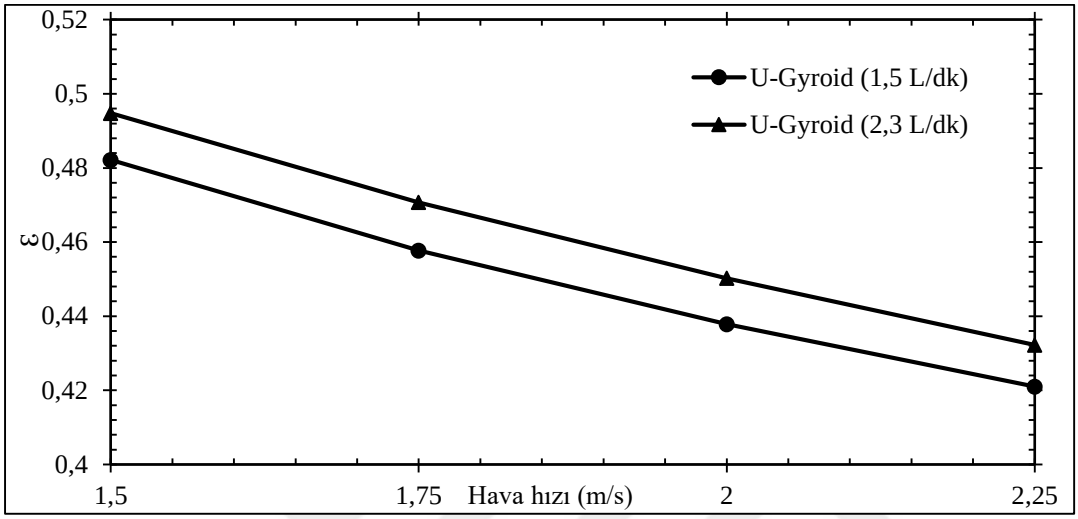
Şekil 8.48. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Nu ÜPMY,hava değişimi



Şekil 8.49. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Nu ÜPMY,su değişimi

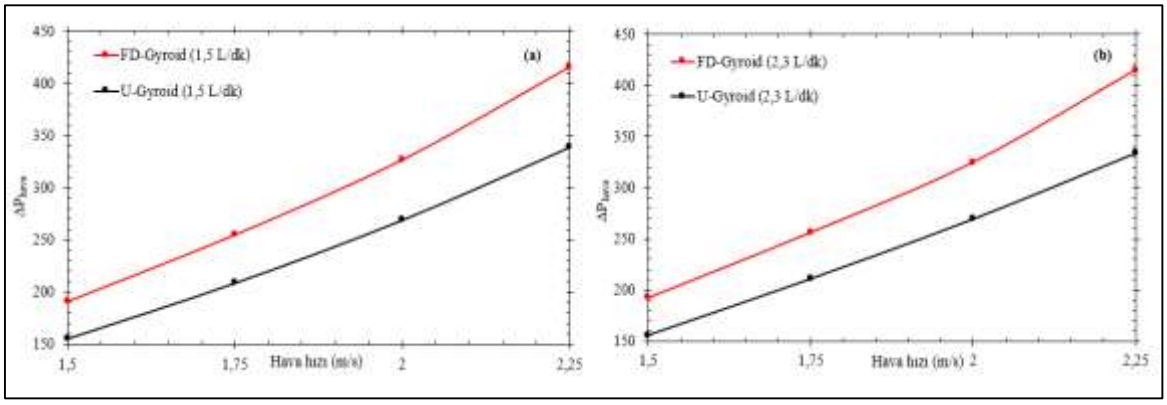
Hava–su çalışma koşullarında, hava hızının artmasıyla birlikte her iki modelde de ısı eşanjörü etkenliğinin (ε) azaldığı Şekil 8.50'de görülmektedir. Bu eğilim, hava tarafı kütlesel debinin artmasına bağlı olarak teorik maksimum ısı transfer kapasitesinin yükselmesi ve akışkanların eşanjörde kalış süresinin azalması nedeniyle, gerçek ısı transferindeki artışın ε

oranına aynı ölçüde yansımamasıyla açıklanabilir. Ayrıca, FD-Gyroid model tüm çalışma noktalarında U-Gyroid modele kıyasla yaklaşık %2–4 daha yüksek ε değerleri sergilemiştir. Bu durum, fonksiyonel derecelendirmenin ısı transferini artırarak etkenlik seviyesini yukarı taşıdığını göstermektedir.

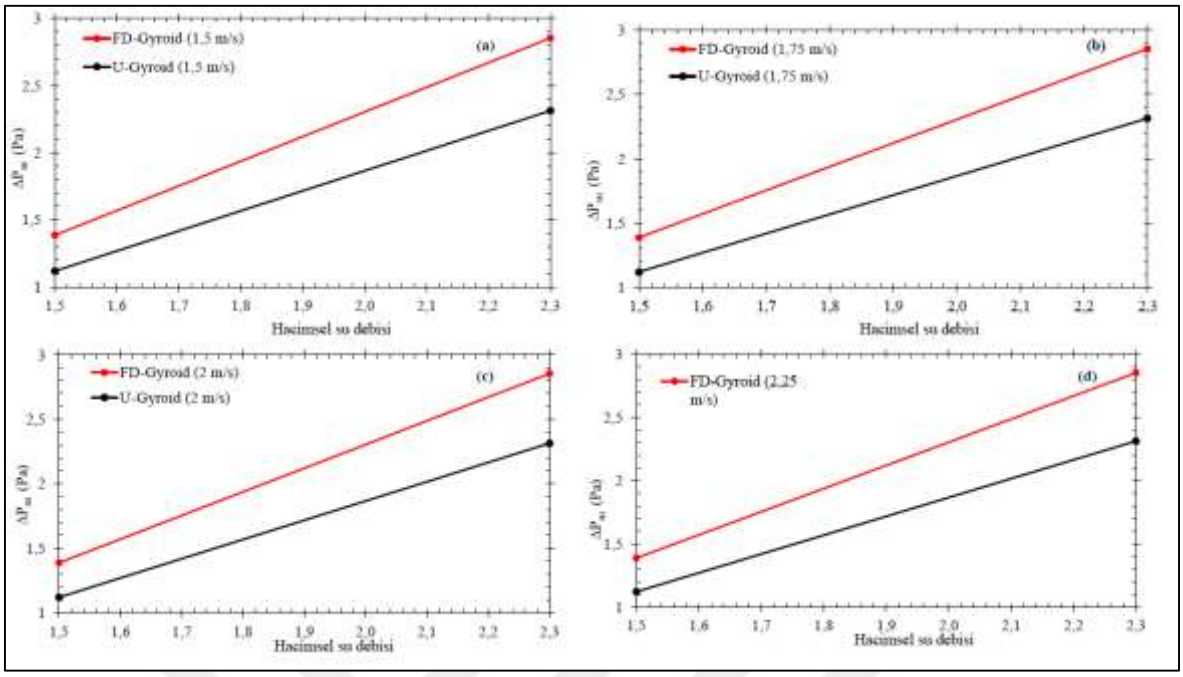


Şekil 8.50. U-Gyroid ve FD-Gyroid için 1,5 L/dk ve 2,3 L/dk su debilerinde, hava hızına bağlı Ɛ değişimi

Şekil 8.51 ve Şekil 8.52'de hava–su çalışma koşullarında, hem hava hattında (ΔP_{hava}) hem de su hattında (ΔP_{su}) FD-Gyroid modelin, U-Gyroid modele kıyasla sistematik olarak daha yüksek basınç kaybı sergilediği görülmektedir. Bu fark, tüm çalışma noktalarında yaklaşık %22–24 aralığında olup, fonksiyonel derecelendirme ile porozitenin akış yönünde değişmesi sonucu etkin akış kesitinin yerel olarak daralması, yerel hızların artması ve daha karmaşık akış yollarının oluşmasıyla ilişkilendirilebilir.



Şekil 8.51. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı ΔP_{hava}'nın hava hızına bağlı değişimi: (a) 1,5 L/dk, (b) 2,3 L/dk



Şekil 8.52. U-Gyroid ve FD-Gyroid için basınç kaybı ΔP_{su}'yun soğuk akışkan Reynolds sayısına bağlı değişimi: (a) $Re_{sıc}$=2500, (b) $Re_{sıc}$=3500, (c) $Re_{sıc}$=4500

8.3.4. Performans haritalama

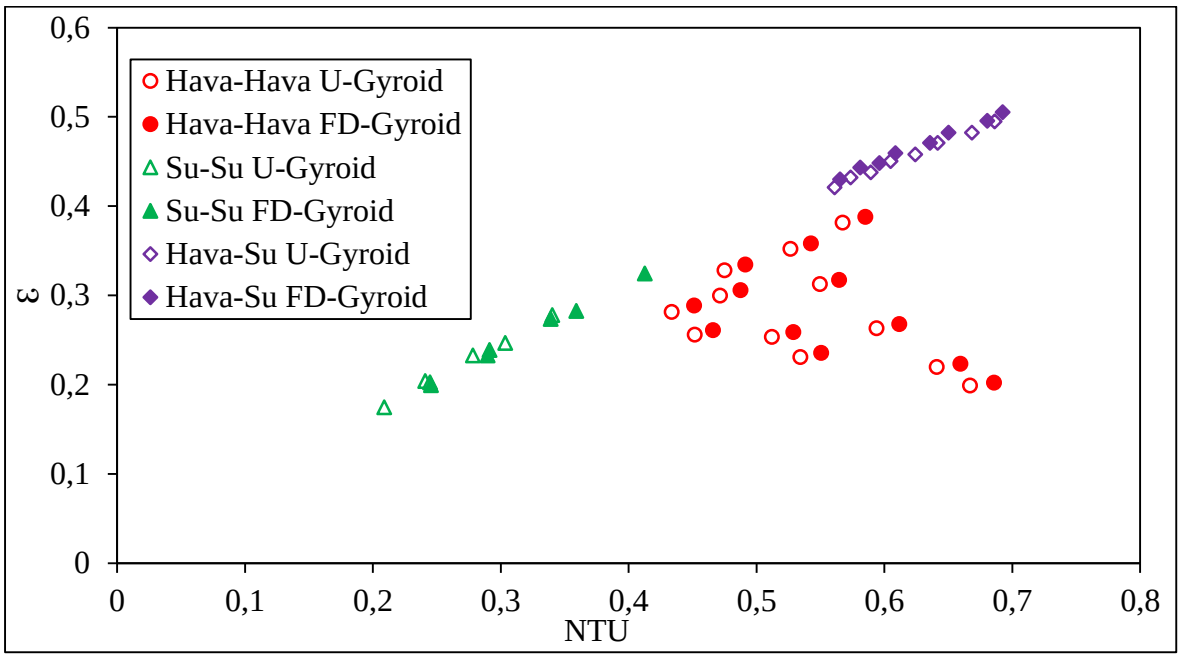
Şekil 8.53'te ε–NTU karşılaştırmaları incelendiğinde, fonksiyonel derecelendirmenin ısı eşanjörü etkenliği üzerindeki etkisinin çalışma koşuluna ve akışkan tipine bağlı olarak değiştiği açıkça görülmektedir. Hava–hava çalışma koşullarında, NTU artmasına rağmen etkenlik (ε) değerlerinin sınırlı bir aralıkta kaldığı ve FD-Gyroid ile U-Gyroid yapılar arasında aynı NTU seviyelerinde belirgin bir ayrışma oluşmadığı görülmektedir. Bu durum, ısı transferinin büyük ölçüde hava tarafı konvektif direnci tarafından kontrol edilmesi ve fonksiyonel derecelendirmenin Nusselt sayısına sınırlı yansımasıyla ilişkilidir.

Hava–su çalışma koşullarında NTU değerleri daha yüksek seviyelere ulaşmasına rağmen, FD-Gyroid ve U-Gyroid yapılar benzer NTU aralıklarında yakın ε değerleri sergilemiştir. Bu sonuç, fonksiyonel derecelendirmenin NTU'yu artırmasına karşın, etkenlik üzerinde belirgin bir iyileşme sağlayamadığını ve hava tarafının baskın ısıl direnç oluşturmaya devam ettiğini göstermektedir.

Su–su çalışma koşullarında ise ε değerleri mutlak olarak daha düşük seviyelerde gerçekleşmiş olmakla birlikte, aynı NTU aralığında FD-Gyroid yapının U-Gyroid yapıya

kıyasla sistematik olarak daha yüksek ε değerleri sunduğu görülmektedir. Bu durum, yüksek Prandtl sayısına sahip su akışında fonksiyonel derecelendirmenin akışkan karışımını ve konvektif ısı transferini daha etkin biçimde artırmasına bağlanabilir.

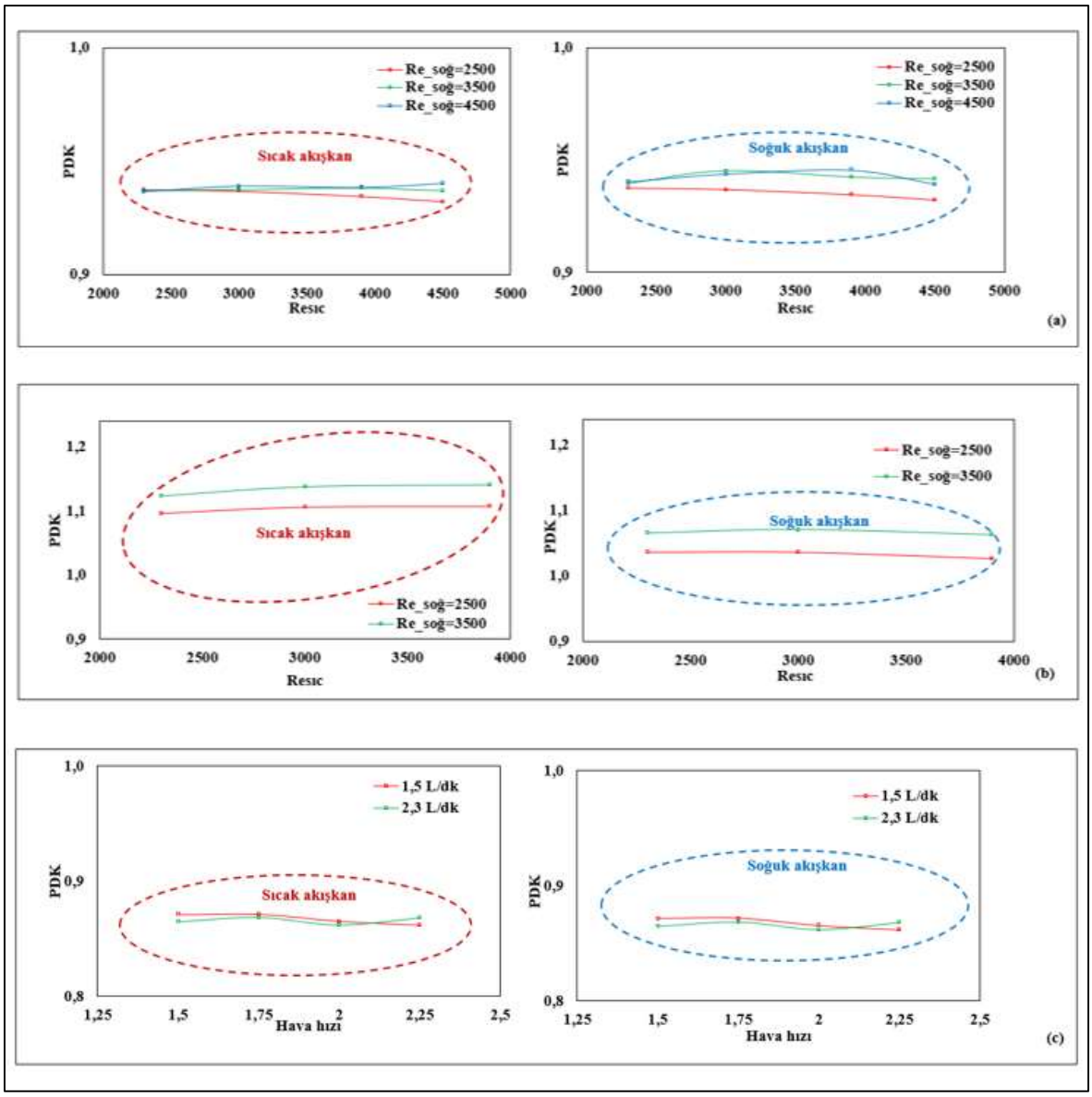
Sonuç olarak, ε–NTU karşılaştırması fonksiyonel derecelendirmenin hava içeren çalışmalarda etkenlik üzerinde sınırlı etkiye sahip olduğunu, su–su çalışma koşullarında ise gerçek bir ısıl performans avantajı sağladığını ortaya koymaktadır.



Şekil 8.53. Sabit (uniform) ve fonksiyonel derecelendirilmiş (FD) gyroid ısı eşanjörlerinin hava–hava, su–su ve hava–su çalışma koşulları için ε–NTU karşılaştırması

Sabit bağıl yoğunluklu U-Gyroid yapı referans alınarak hesaplanan performans değerlendirme kriteri (PDK) sonuçları incelendiğinde (Şekil 8.54), fonksiyonel derecelendirmenin etkisinin akışkan tipine güçlü biçimde bağlı olduğu görülmektedir. Hava–hava ve hava–su çalışma koşullarında PDK değerleri tüm Reynolds sayıları ve hava hızları boyunca genel olarak 1'in altında kalmıştır. Bu durumun temel nedeni, bu çalışma koşullarında fonksiyonel derecelendirmenin Nusselt sayısında belirgin bir artış sağlamaması ve ısı transferindeki sınırlı kazanımın, özellikle hava tarafında artan basınç kaybı ile dengelenememesidir. Havanın düşük Prandtl sayısı nedeniyle ısı transferinin büyük ölçüde hava tarafı konvektif direnci tarafından kontrol edilmesi, fonksiyonel derecelendirmenin oluşturduğu akış karmaşıklığının Nu'ya zayıf yansımasına neden olmaktadır. Buna karşılık, su–su çalışma koşullarında PDK değerlerinin tüm incelenen Reynolds sayılarında 1'in

üzerinde kaldığı belirlenmiştir. Yüksek Prandtl sayısına sahip su akışında, fonksiyonel derecelendirme ile artan akışkan karışımı ve konvektif ısı transferi, basınç kaybındaki artışa kıyasla daha baskın hale gelmiş ve FD-Gyroid yapının termo-hidrolik açıdan net bir avantaj sağlamasına yol açmıştır.



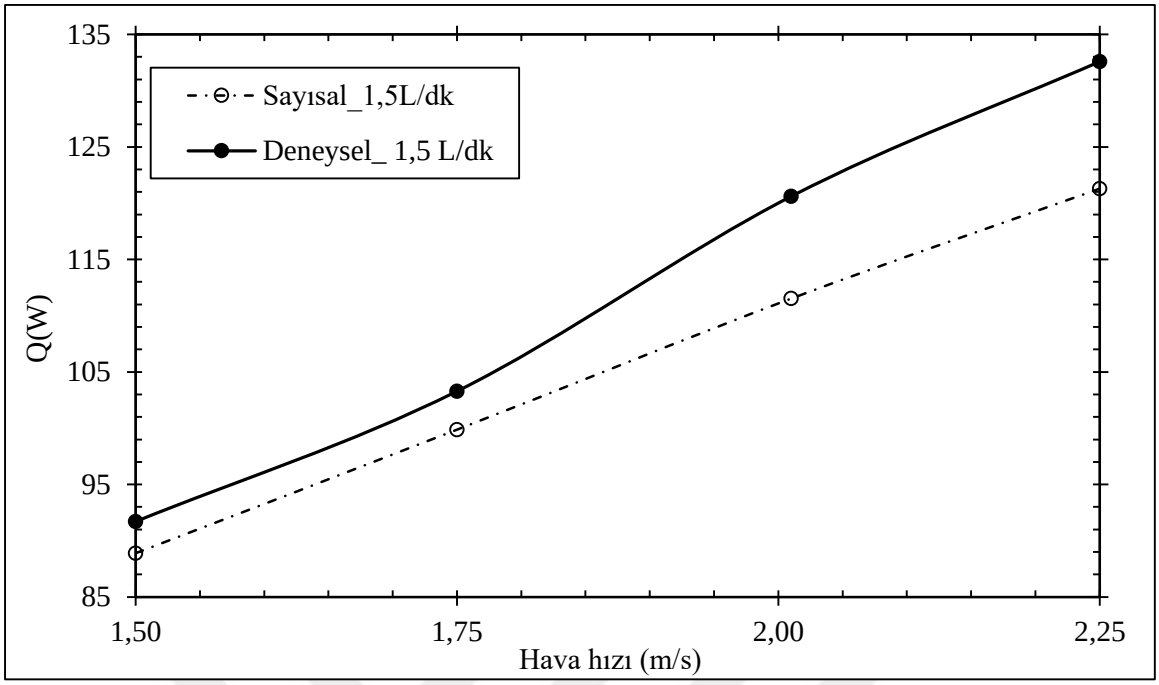
Şekil 8.54. Sabit bağıl yoğunluklu gyroid yapı referans alınarak hesaplanan performans değerlendirme kriteri (PDK) karşılaştırması: (a) hava–hava, (b) sıvı–sıvı ve (c) hava–sıvı çalışma koşulları

9. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

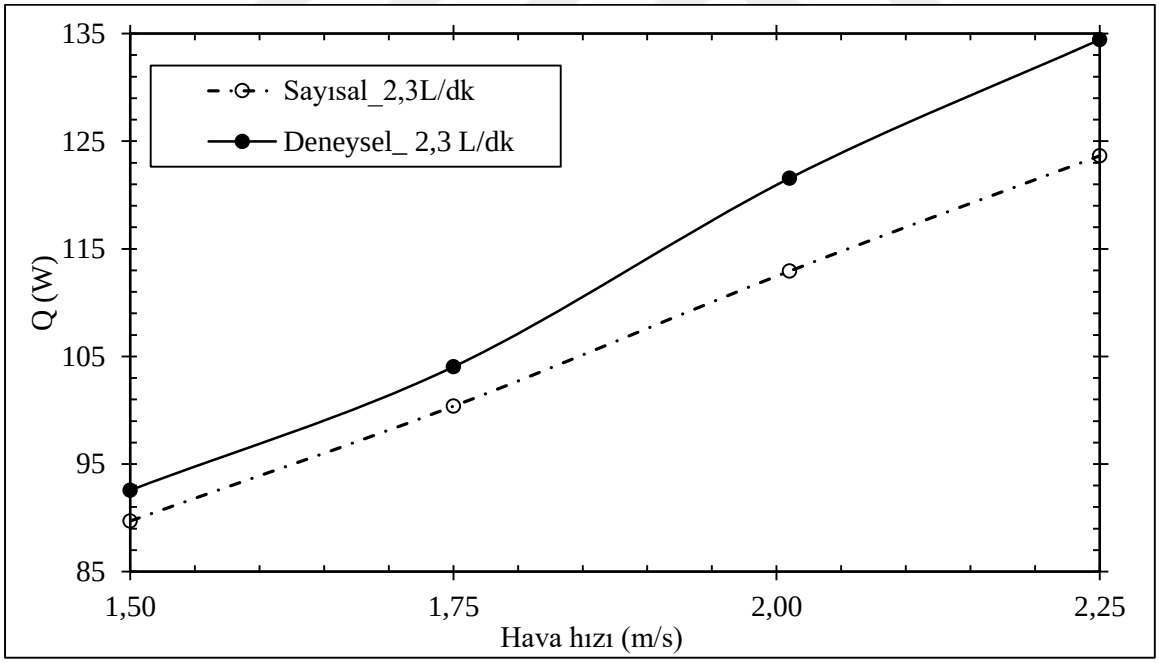
9.1. Deneysel Ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Bu bölümde, tez kapsamında gerçekleştirilen fonksiyonel olarak derecelendirilmiş bağıl yoğunluğa sahip gyroid ısı eşanjörüne ait deneysel ve sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalarda elde edilen ısı transferi ve akış karakteristikleri ile, Bölüm 6.2'de tanımlanan kısmi sayısal model kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları; birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, ortalama ısı transfer katsayısı ve basınç kaybı açısından değerlendirilmiştir. Sayısal modelin deneysel prototipin 1/3'ünü temsil etmesi nedeniyle, deneysel çalışmalarda ölçülen debi değerleri sayısal modelle doğrudan karşılaştırma yapılabilmesi amacıyla ölçeklendirilmiştir. Böylece sayısal modelin deneysel bulguları temsil edebilme başarısı ortaya konulmuş ve fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapının ısıl performansı bütüncül olarak incelenmiştir.

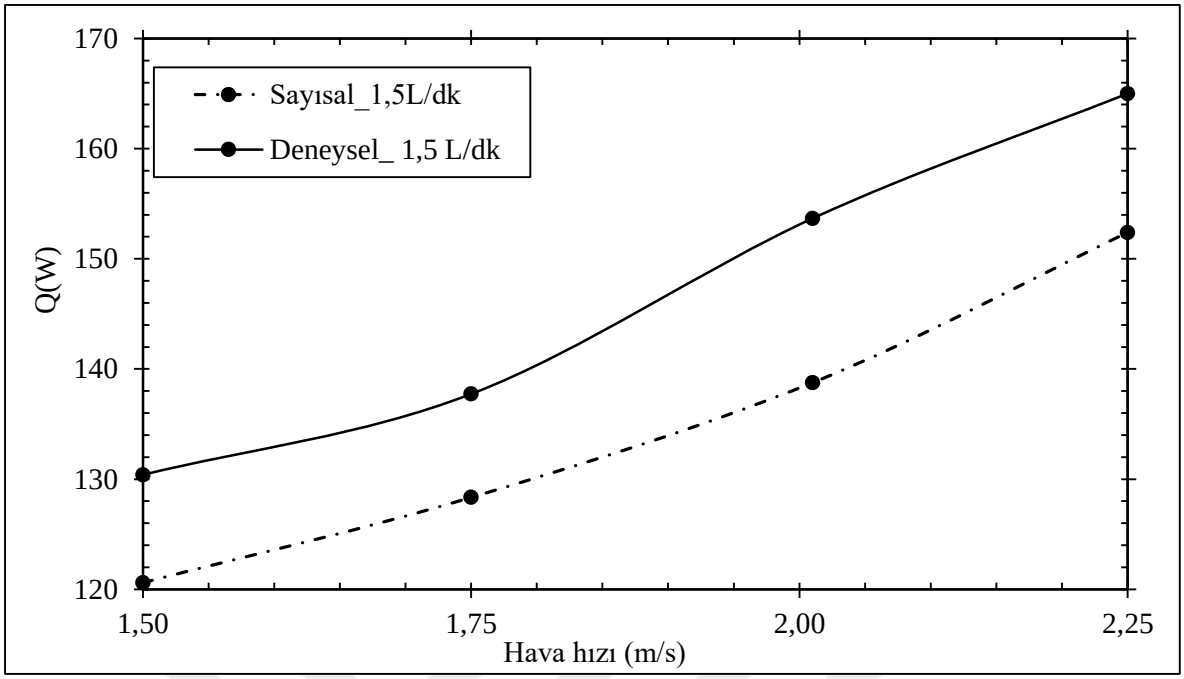
Şekil 9.1'de, 52 °C sıcak su giriş sıcaklığı ve 1,5 L/dk su debisi için deneysel ve sayısal olarak elde edilen birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarları karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçların deneysel verilere göre bağıl sapmasının %3,09 ile %8,51 aralığında değiştiği görülmektedir. Şekil 9.2'de, 52 °C sıcak su giriş sıcaklığı ve 2,3 L/dk su debisi için deneysel ve sayısal sonuçlar sunulmuştur. Sayısal analiz sonuçlarının deneysel verilere göre bağıl sapmasının %3,1 ile %8,02 arasında kaldığı tespit edilmiştir. Şekil 9.3'te, 60 °C sıcak su giriş sıcaklığı ve 1,5 L/dk su debisi için elde edilen deneysel ve sayısal birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarları karşılaştırılmıştır. Bu çalışma koşulunda, sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki bağıl sapmanın %6,81 ile %9,7 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Elde edilen bu sapma aralığı, geliştirilen sayısal modelin deneysel sonuçları kabul edilebilir doğrulukta temsil edebildiğini göstermektedir. Şekil 9.1 – Şekil 9.3 incelendiğinde, hava hızının artmasıyla birlikte deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki bağıl sapmanın genel olarak arttığı gözlemlenmektedir. Bu eğilim, artan hava hızıyla birlikte akış rejiminin daha karmaşık hâle gelmesi, türbülans yoğunluğunun ve yerel hız gradyanlarının artmasıyla ilişkilendirilebilir. Buna ek olarak, yüksek hava hızlarında deneysel ölçümlerdeki belirsizliklerin göreli etkisinin artması da sapma oranlarının yükselmesine katkı sağlamaktadır.



Şekil 9.1. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının birim zamandaki ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

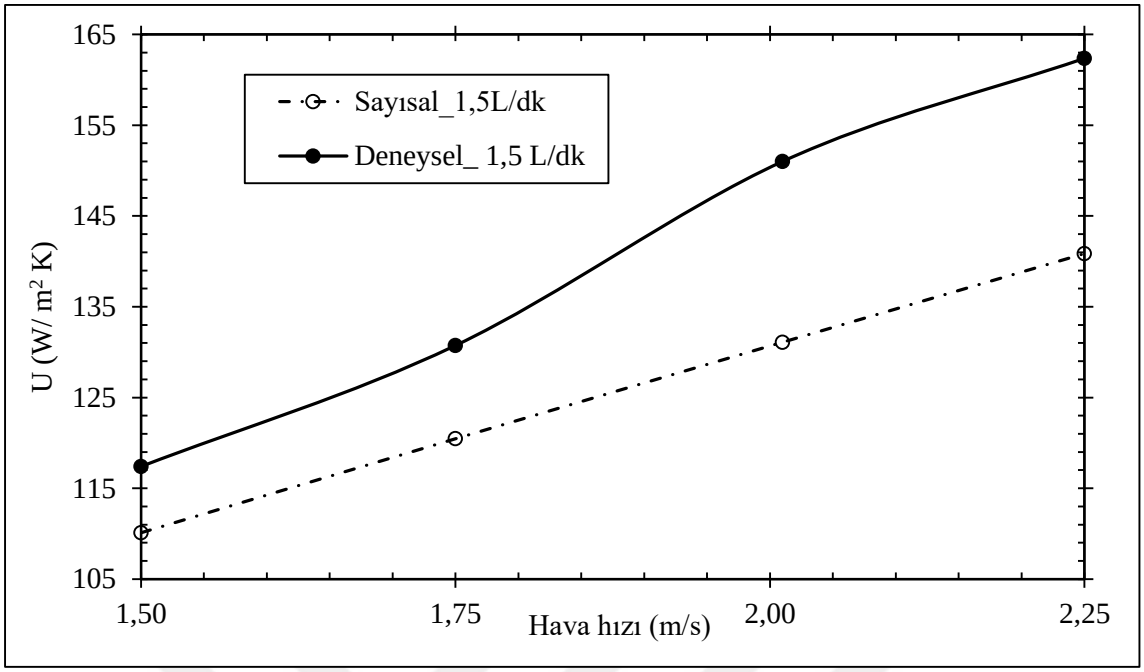


Şekil 9.2. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

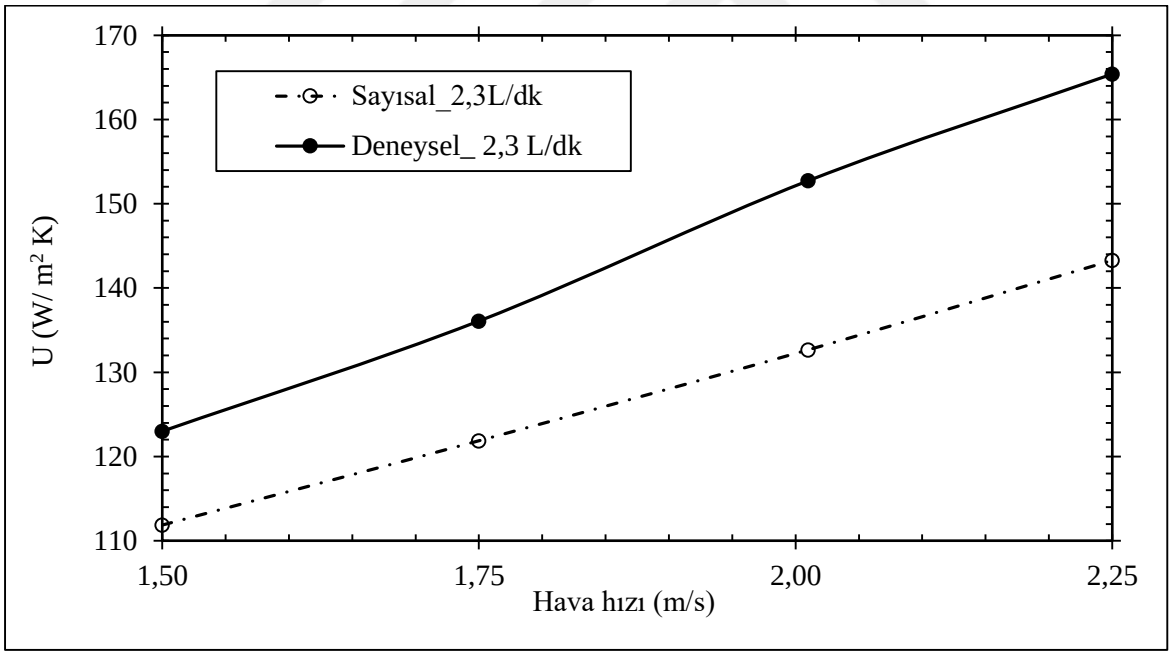


Şekil 9.3. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının ortalama ısı transferi miktarı üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C)

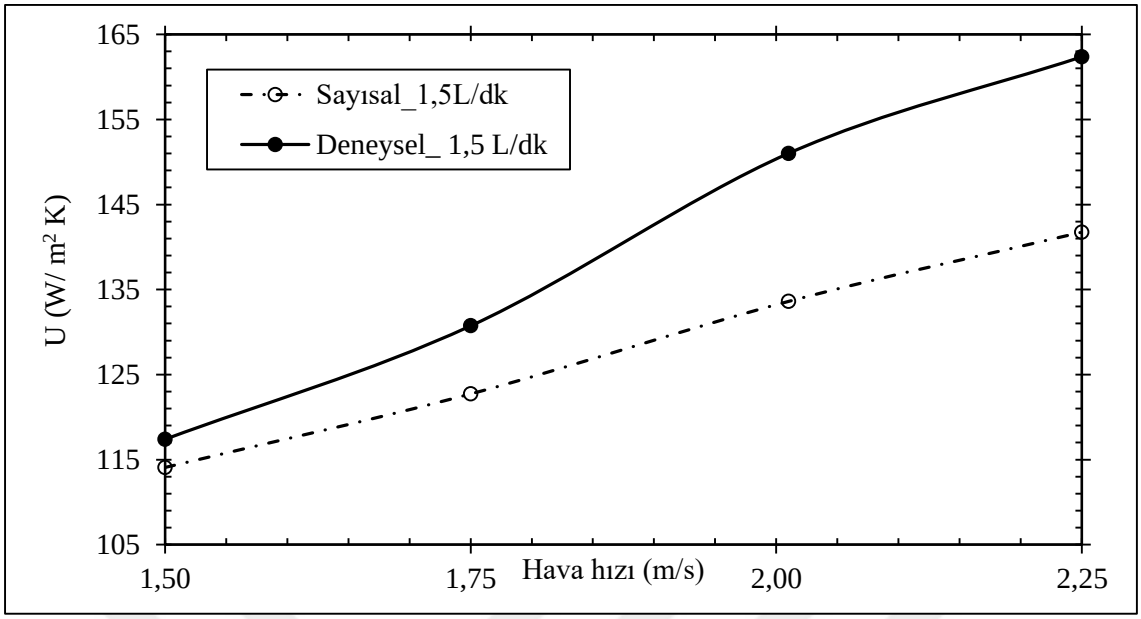
Şekil 9.4- Şekil 9.6 birlikte değerlendirildiğinde, deneysel ve sayısal ortalama ısı transfer katsayısı (U) değerleri arasındaki bağıl sapmanın tüm çalışma koşulları için %6,22 ile %13,37 aralığında kaldığı görülmektedir. Elde edilen bu sapma aralığı, sayısal modelin ortalama ısı transfer eğilimlerini başarılı bir şekilde yakaladığını, ancak özellikle yüksek hava hızlarında ve daha yüksek debi koşullarında deneysel belirsizlikler ve model varsayımlarına bağlı olarak sapmanın arttığını göstermektedir. Elde edilen bağıl sapma oranları, tez kapsamında Bölüm 8.2.1'de sunulan sayısal doğrulama çalışmasında rapor edilen sapma aralıkları ile tutarlıdır. Söz konusu doğrulamada, literatür verileriyle yapılan karşılaştırmada sapma oranlarının %3,4–%13,3 aralığında kaldığı; $Re_{sıc}$=$Re_{soğ}$=4500 koşulunda %4–%6,3 ve $Re_{sıc}$=8900, $Re_{soğ}$=4500 koşulunda ise %3,7–%13 seviyelerinde olduğu gösterilmiştir.



Şekil 9.4. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

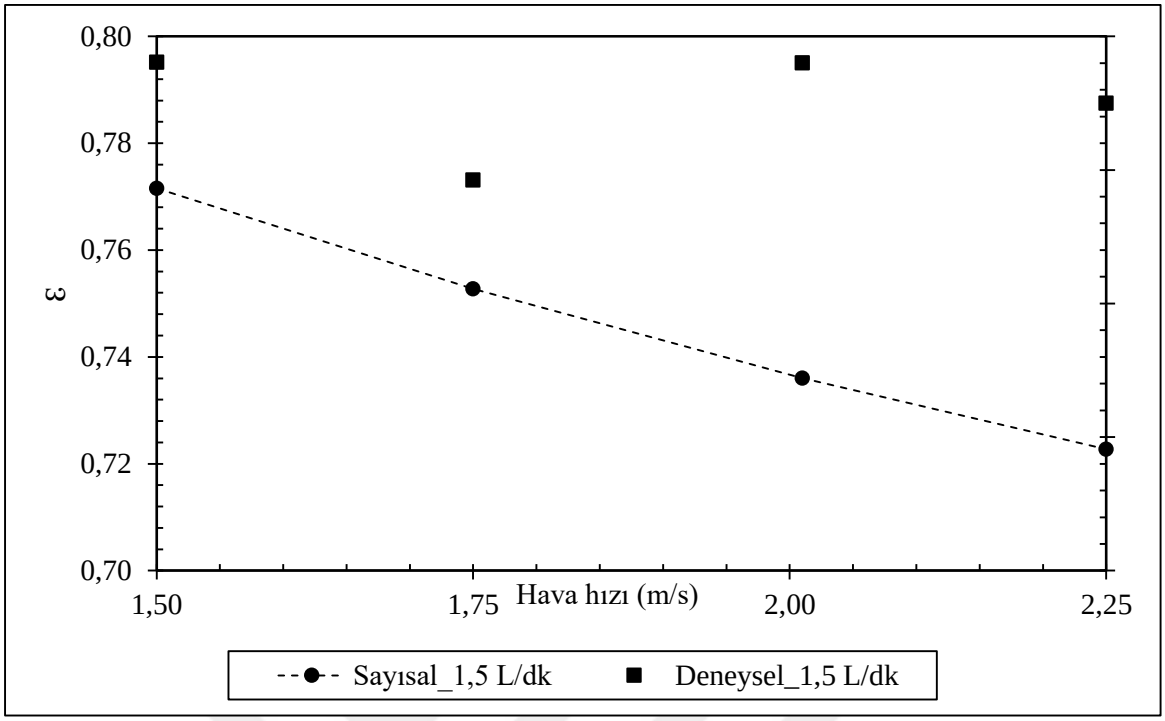


Şekil 9.5. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)

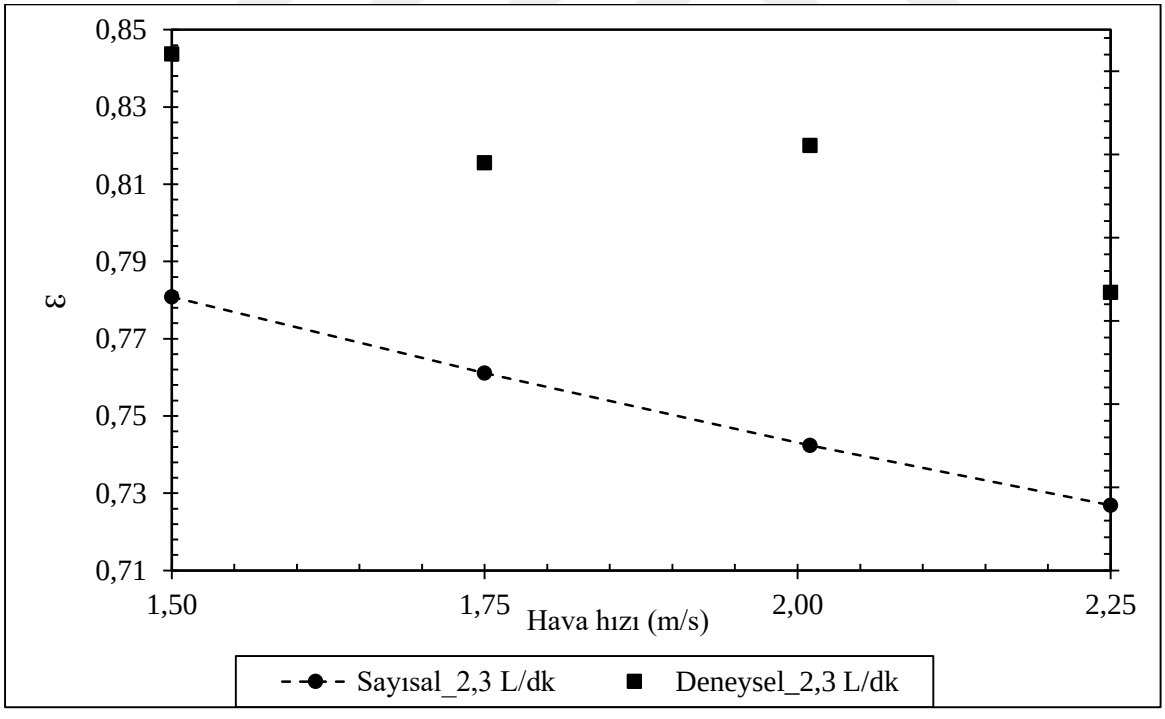


Şekil 9.6. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C)

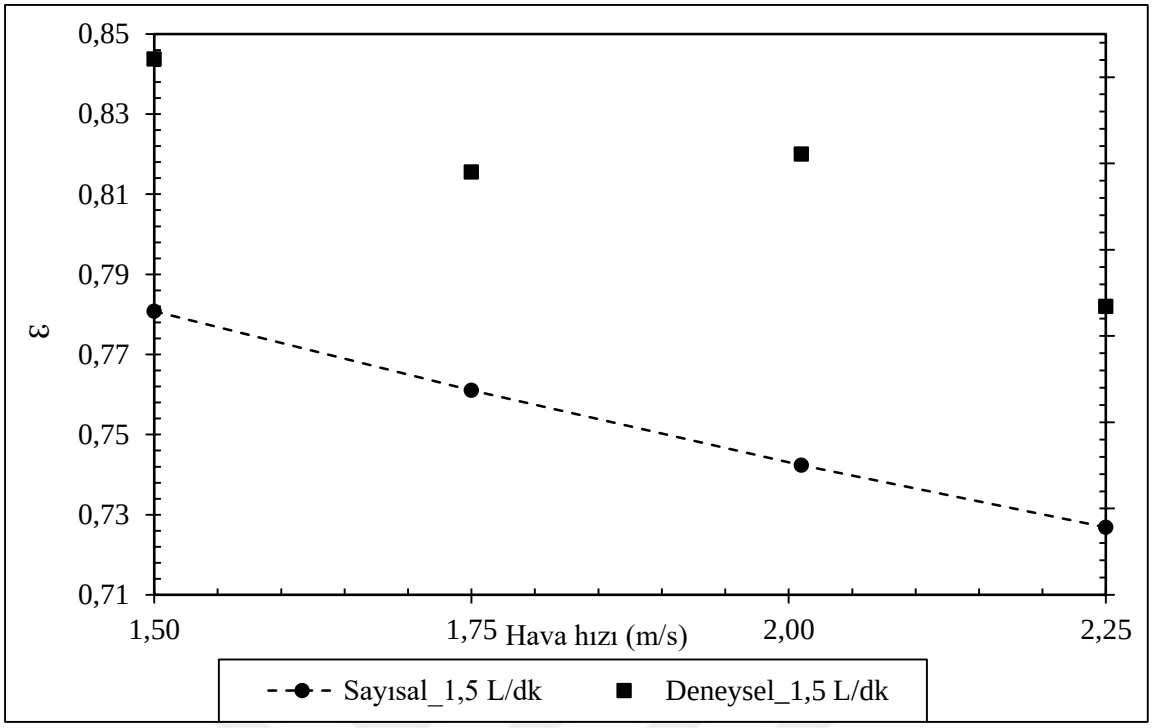
Şekil 9.7 ve Şekil 9.9'da farklı su debileri ve giriş sıcaklıkları için hava hızının etkenlik (ε) üzerindeki etkisi deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Şekiller incelendiğinde, hava hızının artmasıyla birlikte etkenlik değerlerinin genel olarak azalma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Bu durum, hava hızının artmasıyla birlikte birim zamandaki birim zamandaki ısı transfer miktarı artmasına rağmen, maksimum olası ısı transferine kıyasla sistemin daha kısa temas süresiyle çalışması ve kapasite oranının değişmesiyle ilişkilendirilebilir. Bu eğilim, literatürde sayısal model doğrulaması amacıyla kullanılan referans çalışmalarda rapor edilen etkenlik davranışlarıyla da uyumludur [43]. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki bağıl sapma değerlendirildiğinde, Şekil 9.7 için sapmanın %3,09–%8,51, Şekil 9.8 için %3,09–%8,02 ve Şekil 9.9 için ise %6,96–%9,70 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Elde edilen bu sapma aralıkları, etkenlik değerleri için yapılan belirsizlik analizi (Bölüm 5.6.3) kapsamında hesaplanan %3,31–%12,03 belirsizlik aralığı içerisinde kalmaktadır. Bu sonuçlar, sayısal modelin etkenlik eğilimlerini deneysel verilerle uyumlu şekilde yakalayabildiğini ve deneysel–sayısal farkların ölçüm belirsizlikleri ve model varsayımlarından kaynaklanan kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 9.7. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının ε üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)



Şekil 9.8. 2,3 L/dk su debisi için hava hızının ε üzerindeki etkisi (T_g = 52 °C)



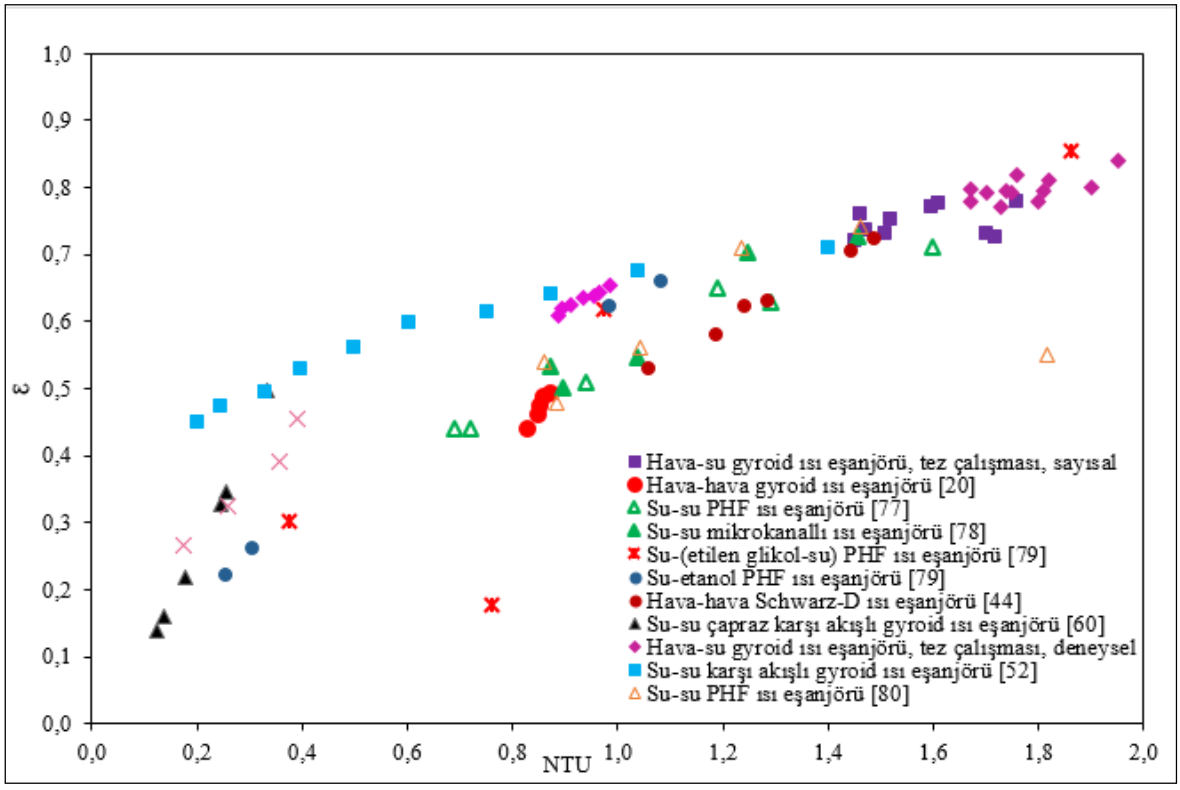
Şekil 9.9. 1,5 L/dk su debisi için hava hızının ε üzerindeki etkisi (T_g = 60 °C)

9.2. Performans Haritalaması

128×48×128 mm boyutlarında hava–su fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörüne ait sayısal ve deneysel sonuçlar, literatürde raporlanan ÜPMY yapılar ile klasik ısı eşanjörlerine ait çalışmalarla birlikte ε–NTU düzleminde karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma ile, geliştirilen gyroid yapının performansının literatürde yer alan farklı ısı eşanjörü tipleri içerisindeki konumu değerlendirilmiştir.

Şekil 9.10'da sunulan performans haritası incelendiğinde, literatürde raporlanan çalışmalar farklı geometri, ölçek, akış düzeni ve akışkan çiftleri kullanılarak gerçekleştirilmiş olmasına rağmen, etkenlik ile NTU arasında genel olarak artan bir eğilimin bulunduğu görülmektedir. Bu durum, ısı eşanjörü performansının büyük ölçüde NTU tarafından belirlendiğini ve ε–NTU yaklaşımının farklı ısı eşanjörü tiplerinin karşılaştırılmasında uygun bir çerçeve sunduğunu göstermektedir. Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçların da benzer NTU aralığında literatürde sunulan verilerle aynı genel eğilim üzerinde yer aldığı görülmektedir. Literatürde, sıvı ve gaz akışkanlar arasındaki termofiziksel özellik farklarının (ısı kapasitesi, yoğunluk ve konvektif ısı transfer karakteristikleri) ısı eşanjörlerinde elde edilen etkenlik değerlerini etkileyebildiği raporlanmaktadır. Sıvı akışkanlar genellikle daha yüksek ısı

giderme potansiyeline sahipken, gaz akışkanların kullanıldığı sistemlerde etkenliğin artırılması, büyük ölçüde ısı transfer alanının ve akışkan–yüzey etkileşiminin iyileştirilmesine bağlıdır. Bu çalışma kapsamında kullanılan hava–su akışkan çifti için elde edilen sonuçlar, söz konusu genel eğilim çerçevesinde değerlendirilmiş olup, geliştirilen fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid yapının literatürde raporlanan çalışmalarla karşılaştırılabilir bir performans sergilediği görülmektedir.



Şekil 9.10. Literatür ile karşılaştırmalı ε–NTU performans haritası

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

10.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, Üçlü Periyodik Minimal Yüzey (ÜPMY) kafes tiplerinden biri olan gyroid yapıda tasarlanan bir ısı eşanjörünün farklı çalışma koşulları altındaki ısıl ve akış performansı, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen bulgular, aşağıda deneysel sonuçlar, deneysel–sayısal karşılaştırma, eklemeli imalat etkisi, akışkan parametreleri ve fonksiyonel derecelendirmenin etkisi başlıkları altında özetlenmiştir.

128x48x128 mm fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörü prototipi için sonuçlar

Isıl ve hidrolik performans deneysel sonuçları:

- Deney sonuçları, hava hızının artışıyla birlikte tüm çalışma koşullarında ortalama ısı transfer miktarının (Q) belirgin biçimde arttığını göstermiştir. Hava hızının 1,5 m/s'den 2,25 m/s'ye çıkarılmasıyla birlikte, her iki su debisi için de Q değerlerinde anlamlı artışlar elde edilmiştir. Buna karşılık, su debisinin 1,5 L/dk'dan 2,3 L/dk'a artırılmasının, ısı transfer miktarı üzerindeki etkisinin hava hızına kıyasla daha sınırlı olduğu belirlenmiştir. Bu durum, deneysel koşullarda ısı transferinin baskın olarak hava tarafı konvektif direnci tarafından kontrol edildiğini göstermektedir.
- Toplam ısı transfer katsayısı (U) sonuçları incelendiğinde, hava hızının artışıyla birlikte U değerlerinin düzenli bir artış eğilimi sergilediği görülmüştür. Ayrıca, sıcak su giriş sıcaklığının 52 °C'den 60 °C'ye yükseltilmesi, tüm hava hızlarında U değerlerinin artmasına neden olmuştur. Bu artış, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkının büyümesi ve konvektif ısı transferinin güçlenmesiyle ilişkilidir. En yüksek U değerleri, yüksek hava hızı ve yüksek sıcak su giriş sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir.
- Isı eşanjörü etkenliği (ε) açısından yapılan değerlendirmelerde, etkenlik değerlerinin incelenen tüm deney koşullarında yaklaşık %0,78–0,85 aralığında değiştiği ve hava hızına karşı belirgin bir artış veya azalış eğilimi göstermediği belirlenmiştir. Bu durum, hava hızının artmasıyla birlikte artan ısı transfer potansiyelinin, akışkanların eşanjör içerisindeki kalış süresinin azalmasıyla dengelenmesi sonucu etkenliğin hava hızına

karşı duyarlılığının sınırlı kalmasıyla açıklanabilir. En yüksek etkenlik değerleri, düşük hava hızlarında ve yüksek sıcak su giriş sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir.

- Nusselt sayısı sonuçları, hava tarafında Reynolds sayısının artışıyla birlikte Nu değerlerinin hem su debisine hem de sıcak su giriş sıcaklığına bağlı olarak düzenli biçimde arttığını göstermiştir. Su tarafında ise Nusselt sayısının hava hızı, su debisi ve sıcak su giriş sıcaklığındaki artışlarla birlikte yükseldiği belirlenmiştir. En yüksek hava ve su tarafı Nusselt sayıları, yüksek hava hızı, yüksek su debisi ve 60 °C sıcak su giriş sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir. Bu sonuçlar, konvektif ısı transferinin her iki akışkan tarafında da Reynolds sayısına güçlü biçimde bağlı olduğunu ortaya koymaktadır.
- Basınç kaybı analizleri, hava tarafındaki basınç kaybının su debisinden bağımsız olarak esasen hava hızına bağlı olduğunu göstermiştir. Hava hızının artışıyla birlikte basınç kaybı değerleri düzenli ve tutarlı biçimde artmıştır. Sıcak su giriş sıcaklığının artışıyla birlikte basınç kaybında sınırlı ancak sistematik bir artış gözlenmiş olup, bu durum hava akışkanının termo-fiziksel özelliklerindeki değişimlerle ilişkilendirilmiştir. En yüksek basınç kaybı değerleri, yüksek hava hızı ve yüksek sıcak su giriş sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir.
- Genel olarak deneysel sonuçlar, incelenen çapraz akışlı gyroid ısı eşanjöründe ısı transferinin büyük ölçüde hava tarafı konvektif direnci tarafından kontrol edildiğini; hava hızının ısı transferi ve basınç kaybı üzerinde belirleyici bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır. Elde edilen deneysel bulgular, sayısal analiz sonuçlarıyla genel olarak uyumlu olup, geliştirilen sayısal modelin deneysel sistemi temsil etme kabiliyetini desteklemektedir.

Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması:

- Birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı (Q) sonuçları değerlendirildiğinde, tüm çalışma koşulları için sayısal sonuçların deneysel verilerle uyumlu bir eğilim sergilediği görülmüştür. Deneysel ve sayısal Q değerleri arasındaki bağıl sapmaların %3,09 ile %9,7 aralığında değiştiği belirlenmiş olup, bu sapmaların literatürde benzer HAD doğrulama çalışmalarında rapor edilen kabul edilebilir sınırlar içerisinde kaldığı tespit edilmiştir. Hava hızının artışıyla birlikte sapma oranlarının sınırlı biçimde yükselmesi, akış rejiminin daha karmaşık hale gelmesi, türbülans yoğunluğunun ve yerel hız

gradyanlarının artması ile ilişkilendirilebilir. Ayrıca, yüksek hava hızlarında deneysel ölçüm belirsizliklerinin göreli etkisinin artması da bu sapmaya katkı sağlamaktadır.

- Toplam ısı transfer katsayısı (U) açısından yapılan karşılaştırmalarda, sayısal modelin deneysel eğilimleri başarılı şekilde yakaladığı görülmüştür. Deneysel ve sayısal U değerleri arasındaki bağıl farkların tüm çalışma koşulları için yaklaşık %6,2 ile %13,37 aralığında kaldığı belirlenmiştir. Bu farkların, sayısal modelde kullanılan ideal sınır şartları, eklemeli imalat kaynaklı yüzey pürüzlülüğünün modellenmemesi ve malzeme özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişiminin sınırlı temsil edilmesi gibi varsayımlardan kaynaklandığı değerlendirilmiştir.
- Isı eşanjörü etkenliği (ε) sonuçları incelendiğinde, hava hızının artışıyla birlikte hem deneysel hem de sayısal sonuçlarda etkenlik değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Bu eğilim, hava hızındaki artışa bağlı olarak maksimum ısı transfer potansiyelinin yükselmesine karşın, sistemin daha kısa temas süresiyle çalışması ve kapasite oranının değişmesiyle açıklanabilir. Deneysel ve sayısal ε değerleri arasındaki bağıl sapmaların %3,09–%9,7 aralığında kaldığı ve bu değerlerin ölçüm belirsizlikleri kapsamında kabul edilebilir olduğu görülmüştür. Bu durum, sayısal modelin etkenlik eğilimlerini de başarılı biçimde temsil edebildiğini göstermektedir.
- Genel olarak elde edilen bulgular, geliştirilen sayısal modelin fonksiyonel derecelendirilmiş gyroid ısı eşanjörünün termo-hidrolik davranışını kabul edilebilir doğrulukla temsil edebildiğini ortaya koymaktadır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farklar, ölçüm belirsizlikleri, model varsayımları ve akışın karmaşık yapısı göz önüne alındığında makul seviyelerde kalmıştır. Bu doğrultuda, sayısal modelin hem performans değerlendirmesi hem de tasarım parametrelerinin incelenmesi amacıyla güvenilir bir araç olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Eklemeli üretim sürecinin deneysel ve sayısal sonuçlara etkisinin değerlendirilmesi:

- Eklemeli imalat ile üretilen akış kanallarında gerçekleştirilen optik mikroskop ve bilgisayarlı tomografi (CT) analizleri sonucunda, belirgin bir üretim kusuru veya geometrik süreksizlik tespit edilmemiştir. Bununla birlikte yüzey pürüzlülük ölçümleri sonucunda ortalama yüzey pürüzlülüğü Ra ≈ 4,65 μm olarak belirlenmiştir.
- Sayısal analizlerde AlSi10Mg malzemesi için termal iletkenlik değeri sabit olarak 181 W/mK alınmıştır. Ancak LFA ölçümleri ve literatür tabanlı hesaplamalar sonucunda

termal iletkenlik değerinin deney sıcaklık aralığında yaklaşık olarak 20°C için 154 W/mK, 50°C için 146 W/mK ve 62°C için 143 W/mK olduğu belirlenmiştir. Sayısal modelde kullanılan daha yüksek termal iletkenlik değeri, gyroid yapı malzeme içerisindeki iletim direncini azaltıcı yönde etki etmesine rağmen, deneysel sonuçların sayısal sonuçlardan daha yüksek elde edilmesi, yüzey pürüzlülüğü ve üretim kaynaklı mikro ölçekli yüzey dokusunun akış karışımını artırıcı etkisi ile ilişkilendirilebilir. Bu durum, eklemeli imalat ile üretilen kanallarda gerçek yüzey dokusu ve üretim toleranslarının akış ve ısı transfer mekanizmaları üzerinde etkili olabileceğini göstermektedir. Bu nedenle eklemeli imalat ile üretilen ısı değiştirici tasarımlarında, üretim sonrası yüzey karakterizasyonunun performans değerlendirmelerinde dikkate alınması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

- SLM üretim sürecine bağlı olarak oluşan yüzey pürüzlülüğü (Ra ≈ 4,65 μm) ve üretim toleransları, özellikle iç akış koşullarında sürtünmeyi artırarak basınç kaybının deneysel olarak daha yüksek ölçülmesine neden olabilmektedir. Ayrıca türbülans model varsayımları ve sabit malzeme/akışkan özellikleri kullanılması da sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farklara sebep sağlayabilmektedir.
- Sayısal analizlerde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara göre daha düşük kalmasının, HAD modelinde ideal yüzey ve geometri varsayımlarının kullanılmasından kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir.

<u>48x16x48 mm Gyroid ısı eşanjörü için sonuçlar</u>

Soğuk akışkan Reynolds sayısının etkisi:

Soğuk akışkan Reynolds sayısının artışı, çapraz akışlı hava–hava ısı eşanjöründe ısıl performans üzerinde belirgin bir etki göstermiştir. $Re_{soğ}$ değerinin 2500'den 4500'e yükselmesiyle birlikte, her bir sıcak akışkan Reynolds sayısı için birim zamandaki ısı transfer miktarı (Q) ve toplam ısı transfer katsayısı (U) artış göstermiştir. Bu eğilim, artan soğuk akışkan hızına bağlı olarak konvektif ısı transfer katsayısının yükselmesiyle ilişkilidir. Nusselt sayısı sonuçları incelendiğinde, $Re_{soğ}$ artışıyla birlikte tüm $Re_{sıc}$ koşullarında Nu değerlerinin düzenli biçimde arttığı görülmüştür. En yüksek Nu değerleri, $Re_{soğ}$ = 4500 koşulunda elde edilmiştir. Bu durum, Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak akış rejiminin türbülansa yaklaşması ve sınır tabakanın incelmesiyle açıklanabilir. ε açısından değerlendirildiğinde, $Re_{soğ}$ artışıyla birlikte ε değerlerinin azaldığı belirlenmiştir. Literatürde

de belirtildiği üzere, etkenlik değerinin azalması, soğuk akışkan kütlesel debisinin artmasına bağlı olarak eşanjör içerisindeki akışkan kalış süresinin azalması ve minimum ısıl kapasite oranının değişmesiyle ilişkilidir. En yüksek etkenlik değerleri, $Re_{soğ}$ = 2500 koşulunda elde edilmiştir.

Nanopartikül kullanımının etkisi:

Al_2O_3–su nanoakışkanı kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analizler, nanoakışkan hacimsel yüzdesi ve Reynolds sayısının ısı transferi performansı üzerinde belirleyici etkileri olduğunu göstermiştir. Nanoakışkan hacimsel yüzdesinin (%0–%0,5) ve akış hızının artışıyla birlikte birim zamandaki ısı transfer miktarı (Q) ve toplam ısı transfer katsayısı (U) artış göstermiştir. Özellikle %0,5 nanoakışkan hacimsel oranında ve Re= 4500 koşulunda, U ve Q değerlerinde belirgin artışlar elde edilmiştir. Nusselt sayısı sonuçları incelendiğinde, Reynolds sayısının artışıyla birlikte Nu değerlerinin yükseldiği görülmüştür. Nanoakışkan hacimsel yüzdesinin %0'dan %0,3'e çıkarılmasıyla Nu değerlerinde azalma gözlenmiş, %0,3–%0,5 aralığında ise yeniden artış eğilimi ortaya çıkmıştır. Bu durum, nanoakışkan ilavesiyle birlikte artan viskozite ve yoğunluğun hidrodinamik etkilere yol açması, buna karşın termal iletkenlikteki artışın yüksek Reynolds sayılarında baskın hale gelmesiyle açıklanabilir. (ε) sonuçları değerlendirildiğinde, en yüksek etkenlik değerlerinin düşük Reynolds sayılarında elde edildiği görülmüştür. Nanoakışkan hacimsel yüzdesinin %0–%0,3 aralığında artırılmasıyla etkenlik değerlerinde azalma, %0,3–%0,5 aralığında ise sınırlı bir artış meydana gelmiştir. Bu sonuçlar, nanoakışkan ilavesinin ısı transferini artırmasına karşın, artan basınç kaybı ve hidrodinamik direnç nedeniyle etkenlik üzerindeki etkisinin sınırlı kaldığını göstermektedir. Genel olarak, Al_2O_3–su nanoakışkanının ısı transfer performansını artırdığı, ancak bu artışın Reynolds sayısına ve nanoakışkan hacimsel oranına güçlü biçimde bağlı olduğu sonucuna varılmıştır.

Fonksiyonel derecelendirmenin genel etkisi ve uygulama açısından değerlendirme:

- Sabit bağıl yoğunluklu (U-Gyroid) ve fonksiyonel derecelendirilmiş bağıl yoğunluklu (FD-Gyroid) gyroid yapıların termo-hidrolik performansı hava–hava, su–su ve hava–su çalışma koşulları altında sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir:

- Tüm çalışma koşullarında Reynolds sayısının artışıyla birlikte her iki yapı için de birim zamandaki ısı transferi miktarı (Q) ve toplam ısı transfer katsayısının (U)'nun arttığı belirlenmiştir.
- FD gyroid yapı, incelenen tüm akışkan konfigürasyonlarında sabit bağıl yoğunluklu yapıya kıyasla daha yüksek Q ve U değerleri üretmiştir. Bu artış, akış yönünde değişen bağıl yoğunluğun oluşturduğu hız gradyanları, artan akışkan Bu artış, fonksiyonel derecelendirme ile akış yönünde değişen bağıl yoğunluğun oluşturduğu hız gradyanları ve artan akışkan karışımının, sınır tabaka davranışını değiştirerek konvektif ısı transferini güçlendirmesi ile ilişkilidir.
- Nusselt sayısı açısından yapılan değerlendirmelerde, hava–hava ve hava–su çalışma koşullarında U-Gyroid yapının FD-Gyroid yapıya kıyasla daha yüksek Nu değerleri sergilediği görülmüştür. Bu durum, fonksiyonel derecelendirme nedeniyle hidrolik çapta meydana gelen azalmanın Nu tanımı üzerindeki etkisiyle açıklanmıştır. Attarzadeh ve ark., tarafından hava akışlı Schwartz D yapıda en yüksek Nusselt sayısının en ince duvar kalınlığına (en yüksek poroziteye) sahip yapı için elde edildiği, duvar kalınlığının artmasıyla (bağıl yoğunluğun artmasıyla) Nusselt sayısının azaldığı gösterilmiştir. Bu durum tez bulgusuyla uyumludur [57]. Su–su çalışma koşullarında ise FD-Gyroid yapı, tüm Reynolds sayıları için U-Gyroid yapıya kıyasla daha yüksek Nu değerleri sağlamıştır. $Nu=(UxD_{h,ÜPMY})/k$ bağıntısına göre, su–su çalışma koşullarında FD-Gyroid modelinde gözlenen U'daki belirgin artışın, hidrolik çapta meydana gelen azalmaya rağmen Nu değerlerine baskın şekilde yansıdığı görülmektedir. Yüksek Prandtl sayısına sahip su akışkanında, fonksiyonel derecelendirme ile artan akışkan karışımı ve konvektif ısı transferi etkisi, hidrolik çap etkisinin önüne geçmiştir.
- ε sonuçları, Reynolds sayısının artışıyla birlikte her iki yapı için de ε değerlerinin azaldığını göstermiştir. Buna karşın, FD-Gyroid yapı tüm çalışma koşullarında U-Gyroid yapıya kıyasla daha ε değerleri sunmuştur.
- Basınç kaybı sonuçları, fonksiyonel derecelendirilmiş yapının hem sıcak hem de soğuk akışkan hatlarında daha yüksek basınç kaybına neden olduğunu ortaya koymuştur. Bu artış, etkin akış kesitinin daralması, yerel hız artışları ve daha karmaşık akış yolları ile ilişkilidir. Literatürde Al-Ketan ve ark. zorlanmış taşınım koşullarında hava akışlı ÜPMY yapıda ısı alıcı için rapor ettiği 10–30 porozite derecelendirmesi ile benzer bir akış mekaniği sergilemektedir. Söz konusu çalışmada, bu tür derecelendirmenin akış kanallarının daralmasına bağlı olarak ısı transferini artırdığı, ancak akışkan genleşmesi

ve artan akış direnci nedeniyle basınç kaybında belirgin bir artışa yol açtığı gösterilmiştir [38]. Attarzadeh ve ark. tarafından gerçekleştirilen sayısal çalışmada, zorlanmış taşınım koşullarında hava akışlı, Schwartz D tabanlı ÜPMY bir ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansı incelenmiştir. Çalışmada porozite, ÜPMY hücre duvar kalınlığı üzerinden kontrol edilmiş; duvar kalınlığının artması (bağıl yoğunluğun artması, porozitenin azalması) ile birlikte ısı transfer katsayısının arttığı, buna karşılık basınç kaybının belirgin şekilde yükseldiği gösterilmiştir [57]. En yüksek termo-hidrolik performansın, en ince duvar kalınlığına (en yüksek poroziteye) sahip yapı için elde edildiği rapor edilmiştir. Bu bulgular, ÜPMY tabanlı yapılarda bağıl yoğunluk–basınç kaybı–ısı transferi arasındaki temel dengeyi ortaya koymakta olup, tez kapsamında incelenen gyroid çekirdeğin poroziteye bağlı performans eğilimleri ile tutarlıdır.

- Performans Değerlendirme Kriteri (PDK) sonuçları, hava–hava ve hava–su çalışma koşullarında değerlerin genel olarak 1'in altında kaldığını, dolayısıyla bu konfigürasyonlarda fonksiyonel derecelendirmenin net bir termo-hidrolik avantaj sağlamadığını göstermiştir. Bu durumun temel nedeni, bu çalışma koşullarında fonksiyonel derecelendirmenin Nusselt sayısında belirgin bir artış sağlamaması ve ısı transferindeki sınırlı kazanımın, özellikle hava tarafında artan basınç kaybı ile dengelenememesidir. Havanın düşük Prandtl sayısı nedeniyle ısı transferinin büyük ölçüde hava tarafı konvektif direnci tarafından kontrol edilmesi, fonksiyonel derecelendirmenin oluşturduğu akış karmaşıklığının Nu'ya zayıf yansımasına neden olmaktadır. Buna karşılık, su–su çalışma koşullarında PDK değerlerinin 1'in üzerinde olduğu ve FD-Gyroid yapının net bir performans üstünlüğü sunduğu belirlenmiştir. Yüksek Prandtl sayısına sahip su akışında, fonksiyonel derecelendirme ile artan akışkan karışımı ve konvektif ısı transferi, basınç kaybındaki artışa kıyasla daha baskın hale gelmiş ve FD-Gyroid yapının termo-hidrolik açıdan net bir avantaj sağlamasına yol açmıştır.

10.2. Öneriler

Bu tez kapsamında elde edilen bulgular doğrultusunda, aşağıdaki çalışmaların ileride yapılması önerilmektedir:

- Fonksiyonel derecelendirme profilinin yalnızca bağıl yoğunluk üzerinden değil, hücre boyutu ve duvar kalınlığı gibi geometrik parametrelerle birlikte optimize edilmesi.

- Farklı fonksiyonel derecelendirme stratejilerinin (lineer, kademeli, çok bölgeli) karşılaştırmalı olarak incelenmesi ve uygulama-özel tasarım kriterlerinin geliştirilmesi.
- Hava–hava ve hava–su çalışma koşulları için basınç kaybını sınırlamaya yönelik hibrit tasarımların araştırılması.
- Geçici rejim (transient) analizleri ile fonksiyonel derecelendirmenin dinamik çalışma koşullarındaki etkisinin incelenmesi.
- Nanoakışkanlar veya farklı sıvı türleri kullanılarak fonksiyonel derecelendirmenin yüksek Prandtl sayılı akışkanlardaki potansiyelinin daha ayrıntılı değerlendirilmesi.
- Endüstriyel ölçekte prototip üretimi ve uzun süreli deneylerle FD-Gyroid yapıların dayanım, tıkanma ve işletme performanslarının incelenmesi.

KAYNAKLAR

1. Mahmoudinezhad, S., Sadi, M., Ghiasirad, H., Arabkoohsar, A. (2023). A comprehensive review on the current technologies and recent developments in high-temperature heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 183, 113467.

2. Ghazanfari, V., Mansourzade, F., Taheri, A., Amini, Y., Shadman, M. M. (2025). Enhancing thermal efficiency in helical heat exchangers: A CFD study on twisted tube configurations. *Case Studies in Thermal Engineering*, 73, 106694.

3. Patel, A. (2023). Heat exchangers in industrial applications: Efficiency and optimization strategies. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 12(9), IJERTV12IS090003.

4. Amini, Y., Mokhtari, M., Haghshenasfard, M., Barzegar Gerdroodbary, M. (2015). Heat transfer of swirling impinging jets ejected from nozzles with twisted tapes utilizing CFD technique. *Case Studies in Thermal Engineerin*g, 6, 104–115.

5. Careri, F., Khan, R.H.U.,Todd, C., Attallah, M. (2023). Additive manufacturing of heat exchangers in aerospace applications: a review. *Applied Thermal Engineering*, 235, 121387.

6. Kaur, I., Singh, P. (2021). State-of-the-art in heat exchanger additive manufacturing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 178,121600.

7. Niknam, S. A., Mortazavi, M. ve Li, D. (2021). Additively manufactured heat exchangers: A review on opportunities and challenges. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 112(3–4), 601–618.

8. Rai, S. K. ve Dubey, P. (2017). A review on heat exchanger. *International Journal Of Advance Research And Innovative Ideas In Education*, 3(1), 322-329.

9. İnternet: Schoen, A. H. (1970). Infinite periodic minimal surfaces without self-intersections (NASA Technical Note TN D-5541). *National Aeronautics and Space Administration*, Web: http://ntrs.nasa.gov/citations/19700020472, 1970, Son Erişim Tarihi:11.05.2025.

10. Sharma, D., Hiremath, S. S. (2021). Additively manufactured mechanical metamaterials based on triply periodic minimal surfaces: Performance, challenges, and application. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 29(26), 5077–5107.

11. Yeranee, K., Rao, Y. (2022). A review of recent investigations on flow and heat transfer enhancement in cooling channels embedded with triply periodic minimal surfaces (TPMS). *Energies*, 15(23), 8994.

12. Kaur, I., Singh, P. (2021). Flow and thermal transport characteristics of triply periodic minimal surface (TPMS)-based gyroid and Schwarz-P cellular materials. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 79(8), 553–569.

13. Al-Ketan, O., Lee, D.-W., Abu Al-Rub, R. K. (2021). Mechanical properties of additively-manufactured sheet-based gyroidal stochastic cellular materials. *Additive Manufacturing*, 48, 102418.

14. Karuna, C., Poltue, T., Khrueaduangkham, S., Promoppatum, P. (2022). Mechanical and fluid characteristics of triply periodic minimal surface bone scaffolds under various functionally graded strategies. *Journal of Computational Design and Engineering*, 9(4), 1258–1278.

15. Wang, J., Qian, C., Zhang, F., Qiu, X., Yu, B., Shi, J., Chen, J. (2025). Experimental and numerical analysis of functionally graded hybrid triply periodic minimal surface heat exchangers for enhanced flow and thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 264, 125528.

16. Gemicioğlu, B., Demircan, T. (2020). Bir otomobil radyatörünün ısı transfer performansının deneysel olarak incelenmesi. *Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi (UMAGD)*, 12(2), 370–379.

17. Torras, S., Ablanque, N., Rigola, J., Oliet, C., Vera, J., Vila, J., Martinez, S. (15-18 Temmuz 2024). *Indirect air-to-liquid heat exchanger design for refrigeration applications.* Proceedings of the 20th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, 1-9.

18. Boxleitner, J. (2022). Air-to-liquid heat exchanger fabricated using deposition-based additive manufacturing processes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 14(12), 120903.

19. Naduvilakath-Mohammed, F. M., Jenkins, R., Byrne, G., Robinson A.J. (2023). Closed loop liquid cooling of high-powered CPUs: A case study on cooling performance and energy optimization. *Case Studies in Thermal Engineering*, 50, 103472.

20. Wang, H.-C., Zheng, S.-F., Liu, G., Yan, K.-X., Yang, Y.-R., Deng, H.-W., Du, Q., Wang, X.-D. (2025). Influences of the flow rate and fluid volume in air–kerosene cross-flow heat exchangers using Gyroid-typed triply periodic minimal surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 263, 125336

21. Qian, X., Lee, S. W., Yang, Y. (2021). Heat transfer coefficient estimation and performance evaluation of shell and tube heat exchanger using flue gas, *Processes*, 9(6), 939.

22. Bacellar, D., Aute, V., Huang, Z., Radermacher, R. (2017). Design optimization and validation of high-performance heat exchangers using approximation assisted optimization and additive manufacturing, *Science and Technology for the Built Environment*, 23(6), 896–911.

23. Shah, R. K., Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design.* (2. baskı). New Jersey: John Wiley & Sons , Inc., 1-768.

24. Vohra, I. A., Aijaj, A., Saxena, B. B. (2013). Modern heat exchanger – A review. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 2(2), 1–6.

25. Zohuri, B. (2017). *Heat exchanger types and classifications, in compact heat Exchangers* (1. Edition). Switzerland: Springer International Publishing, 19-56.

26. Awais, M., Bhuiyan, A. A. (2018). Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 359–380.

27. Zhou, L., Miller, J., Vezza, J., Mayster, M., Raffay, M., Justice, Q., Al Tamimi, Z., Hansotte, G., Sunkara, L. D., Bernat, J. (2024). Additive manufacturing: A comprehensive review. *Sensors*, 24, 2668.

28. Srivastava, M., Rathee, S., Patel, V., Kumar, A., Koppad, P. G. (2022). A review of various materials for additive manufacturing: Recent trends and processing issues. *Journal of Materials Research and Technology*, 21, 2612–2641.

29. Gao, B., Zhao, H., Peng, L., Sun, Z. (2023). A review of research progress in selective laser melting (SLM). *Micromachines*, 14, 57.

30. Abdulhameed, O., Al-Ahmari, A., Ameen, W., Mian, S. H. (2019). Additive manufacturing: Challenges, trends, and applications. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(2), 1–27.

31. Ben Said, L., Ayadi, B., Alharbi, S., Dammak, F. (2025). Recent advances in additive manufacturing: A review of current developments and future directions. *Machines*, 13, 813

32. Gibson, L. J. (2003). Cellular solids. *Materials Research Society Bulletin*, 28(4), 270–274.

33. Hossain, M. S., Hossain, M. M., Nilufar, S. (2025). An overview of additive manufacturing of triply periodic minimal surface (TPMS) structures. *Polymers*, 17, 3307.

34. Lehder, E. F., Ashcroft, I. A., Wildman, R. D., Ruiz-Cantu, L. A., Maskery, I. (2021). A multiscale optimisation method for bone growth scaffolds based on triply periodic minimal surfaces. *Biomechanics and Modeling in Mechanobiology*, 20, 2085–2096.

35. Samson, S., Tran, P., Marzocca, P. (2023). Design and modelling of porous gyroid heatsinks: Influences of cell size, porosity and material variation. *Applied Thermal Engineering*, 235, 121296

36. Al-Ketan, O., Lee, D.-W., Rowshan, R., Abu Al-Rub, R. K. (2020). Functionally graded and multi-morphology sheet TPMS lattices: Design, manufacturing, and mechanical properties. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*, 102, 103520.

37. Peng, H., Gao, F., Hu, W. (12-14 Ağustos 2019). *Design, modeling and characterization of triply periodic minimal surface heat exchangers with additive manufacturing.* In Proceedings of the 30th Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium – An Additive Manufacturing Conference, Texas, 2325–2337.

38. Al-Ketan, O., Ali, M., Khalil, M., Rowshan, R., Khan, K. A., Abu Al-Rub, R. K. (2021). Forced convection computational fluid dynamics analysis of architected and three-dimensional printable heat sinks based on triply periodic minimal surfaces. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 13(2), 021010.

39. Dixit, T., Al-Hajri, E., Paul, M. C., Nithiarasu, P., Kumar, S. (2022). High performance, microarchitected, compact heat exchanger enabled by 3D printing. *Applied Thermal Engineering*, 210, 118339.

40. Li, W., Li, W., Yu, Z. (2022). Heat transfer enhancement of water-cooled triply periodic minimal surface heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 217, 119198.

41. Iyer, J., Moore, T., Nguyen, D., Roy, P., Stolaroff, J. (2022). Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers based on triply periodic minimal and periodic nodal surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 209, 118192.

42. Khalil, M., Hassan Ali, M. I., Khan, K. A., Abu Al-Rub, R. (2022). Forced convection heat transfer in heat sinks with topologies based on triply periodic minimal surfaces. *Case Studies in Thermal Engineering*, 38, 102313.

43. Liang, D., Shi, C., Li, W., Chen, W., Chyu, M. K. (2023). Design, flow characteristics and performance evaluation of bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201, 123620.

44. Liang, D., Yang, K., Gu, H., Chen, W., Chyu, M. K. (2023). The effect of unit size on the flow and heat transfer performance of the "Schwartz-D" heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 214, 124367.,

45. Tang, W., Zhou, H., Zeng, Y., Yan, M., Jiang, C., Yang, P., Li, Q., Li, Z., Fu, J., Huang, Y., Zhao, Y. (2023). Analysis on the convective heat transfer process and performance evaluation of Triply Periodic Minimal Surface (TPMS) based on Diamond, Gyroid and Iwp. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201, 123642.

46. Wang, J., Chen, K., Zeng, M., Ma, T., Wang, Q., Cheng, Z. (2023). Investigation on flow and heat transfer in various channels based on triply periodic minimal surfaces (TPMS). *Energy Conversion and Management*, 283, 116955.

47. Chen, F., Jiang, X., Lu, C., Wang, Y., Wen, P., Shen, Q. (2023). Heat transfer efficiency enhancement of gyroid heat exchanger based on multidimensional gradient structure design. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 149, 107127.

48. Barakat, A., Pan, Y., Sun, B. B. (14-16 Haziran 2024). *Comparative heat transfer performance of TPMS structures: Spotlight on Fisch Koch S versus Gyroid, Diamond and SplitP lattices.* The 10th International Conference on Energy Materials and Environment Engineering, Kuala Lumpur, 1-4.

49. Barakat, A., Sun, B. (2024). Controlling TPMS lattice deformation for enhanced convective heat transfer: A comparative study of Diamond and Gyroid structures. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 154, 107443

50. Yan, G., Sun, M., Liang, Y., Li, S., Zhang, Z., Zhang, X., Song, Y., Liu, Y., Zhao, J. (2024). Simulation and experimental study on flow and heat transfer performance of sheet-network and solid-network disturbance structures based on triply periodic minimal surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 219, 124905.

51. Moradmand, M. M., Sohankar, A. (2024). Numerical and experimental investigations on the thermal-hydraulic performance of heat exchangers with Schwarz-P and gyroid structures. *International Journal of Thermal Sciences*, 197, 108748.

52. Kus, K., Wojcik, M., Malecha, Z., Rogala, Z. (2024). Numerical and experimental investigation of the gyroid heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 231, 125882.

53. Wang, J., Qian, C., Qiu, X., Yu, B., Yan, L., Shi, J., Chen, J. (2024). Numerical and experimental investigation of additive manufactured heat exchanger using triply periodic minimal surfaces (TPMS). *Thermal Science and Engineering Progress*, 55, 103007.

54. Barokh, H., Zoiee, S. P., Najafi, H., Siavashi, M., Sobati, M. A. (2025). A detailed comparison of heat transfer and fluid dynamics in Voronoi foam and triply periodic minimal surfaces (TPMS) via pore-scale investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 245, 127007.

55. Ornelas-Ramón, L. G., Gómez-Ortega, A., Pérez-Barrera, J., Piedra, S. (2025). Computational analysis and engineering modeling for the heat transfer and fluid flow through the gyroid TPMS structure. *Applied Thermal Engineering*, 268, 125865.

56. Guillermo, O.R.L., Arturo, G.O., James, P.B., Saul,P. (2025). Computational analysis and engineering modeling for the heat transfer and fluid flow through the gyroid TPMS structure. *Applied Thermal Engineering*, *268*, 125865.

57. Attarzadeh, R., Rovira, M., Duwig, C. (2021). Design analysis of the Schwartz D based heat exchanger: A numerical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 177, 121415.

58. Mahmoud, D., Tandel, S. R. S., Yakout, M., Elbestawi, M. A., Mattiello, F., Paradiso, S., Ching, C., Zaher, M., Abdelnabi, M. (2023). Enhancement of heat exchanger performance using additive manufacturing of gyroid lattice structures. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 126, 4021–4036.

59. Saghir, M. Z., Kerme, E. D., Hajialibabei, M., Rasheed, H., Welsford, C., Al-Ketan, O. (2024). Study of the thermal and hydraulic performance of porous block versus gyroid structure: Experimental and numerical approaches. *Energies*, 17(4), 861.

60. Samad, A., Lai, W.-H. (2025). Experimental and simulation analysis of heat transfer in gyroid heat exchangers with variable flow channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 239, 126530.

61. İnternet: Ntopology Design Program. URL: https://www.ntop.com/, Son Erişim Tarihi:11.05.2025.

62. Parker, W. J., Jenkins, R. J., Butler, C. P., Abbott, G. L. (1961). Flash method of determining thermal diffusivity, heat capacity, and thermal conductivity. *Journal of Applied Physics*, 32(9), 1679–1684.

63. Kline, S. J. ve McClintock, F. A. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75(1), 3–8

64. Pak, B. C., Cho, Y. I. , Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 11(2), 151-170, 1998.

65. Zhou, S.Q., Ni, R., Measurement of the specific heat capacity of water based Al_2O_3 nanofluid. *Applied Physics Letters*, 92, 093123-1,2008.

66. Çengel, Y. A. ve Ghajar, A. J.(2011). *Heat and mass transfer: fundamentals and applications, Table A-15*. (4.baskı), New York: McGraw-Hill Education, 884.

67. Internet: Alumina (Al_2O_3) material properties. QED Fusion Materials Database. URL: https://qedfusion.org/LIB/PROPS/PANOS/al2o3.html, Son Erişim Tarihi:11.05.2025.

68. Yanardağ, M. (2023). Mikrokanallı Isı Transfer Cihazlarının Nanoakışkan Kullanılarak Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 50.

69. Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA) Journal*, 32(8), 1598–1605.

70. İnternet: EOS Aluminium AlSi10Mg Material Data Sheet. URL: https://www.eos.info/metal-solutions/metal-materials/data-sheets/mds-eos-aluminium-alsi10mg, Son Erişim Tarihi: 31.12.2025

71. Al-Ketan, O., Abu Al-Rub, R. K. (2019). Multifunctional mechanical metamaterials based on triply periodic minimal surface lattices. *Advanced Engineering Materials*, 21(10), 1900524.

72. Barakat, A., Sun, B. (2024). Enhanced convective heat transfer in new triply periodic minimal surface structures: Numerical and experimental investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 227, 125538.

73. Li, W., Yu, G., Yu, Z. (2020). Bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces for supercritical CO_2 cycles. *Applied Thermal Engineering*, 179, 115686.

74. ANSYS, Inc. (2017). Fluent theory guide. *ANSYS Inc.* Canonsburg. 1-1052.

75. Genç, A. M. (2024). Integration of Triply-Periodic Minimal Surface Heat Exchangers to Heat Recovery Ventilation Systems. Doktora Tezi. İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 36.

76. Qin, K., Zhuang, N., Shao, C., Zhao, H., Tang, X. (2025). Gyroid-type TPMS structure optimization based on mathematical function control and its convective heat transfer performance study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 162, 108682.

77. Song, S., Shan, H., Liu, J., Li, B. (2018). Heat transfer study of PVDF hollow fiber heat exchanger for desalination process. *Desalination*, 446, 1–11.

78. Garcia-Hernando, N., Acosta-Iborra, A., Ruiz-Rivas, U., Izquierdo, M. (2009). Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23–24), 5433–5446.

79. Zarkadas, D. M., Sirkar, K. K. (2004). Polymeric hollow fiber heat exchangers: An alternative for lower temperature applications. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 43(25), 8093–8106.

80. Chen, X., Su, Y., Aydin, D., Reay, D., Law, R., Riffat, S. B. (2016). Experimental investigations of polymer hollow fibre heat exchangers for building heat recovery application. *Energy and Buildings*, 125, 99–108.

EKLER

EK-1. Örnek Bir Deneyin Verileri

Çizelge 1.1: Test-3 deney verileri ve hesaplanan değerler

Hava giriş sıcaklığı ($T_{g,hava}$)	20,61 ˚C
Hava çıkış sıcaklığı ($T_{ç,hava}$)	47,08 ˚C
Su giriş sıcaklığı ($T_{g,su}$)	52,81 ˚C
Su çıkış sıcaklığı ($T_{ç,su}$)	50,01 ˚C
Hava hızı, V	1,75 m/s
Su kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$)	8,31x10^{-3} kg/s
Hava kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$)	4,104x10^{-3} kg/s
Flanş kesit yüksekliği, h*	0,048 m
Flanş kesit genişliği, w	0,128 m
Su tarafı için birim zamandaki ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{su}$)	97,52 W
Hava tarafı için birim zamandaki ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{hava}$)	109,07 W
Birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{ort}$)	103,29 W
Toplam ısı transfer katsayısı (U)	130,74 W/m^{2}K
Isı transfer alanı, ortalama arayüz alanı (A_{ort})	5,458x10^{-2} m^2
Etkenlik (ε) değeri	0,78
Maksimum ısı transferi miktarı	132,68 W
Hava tarafı için Nusselt sayısı	148,76
Su tarafı için Nusselt sayısı	5,76
Su ısıl iletkenliği, k_{su}	0,646 W/m.K
Hava ısıl iletkenliği, k_{hava}	0,025 W/m.K
$D_{h,kanal}$	0,02844 m
NTU	1,73

Sayısal ve deneysel sonuçların doğrudan karşılaştırılabilmesini sağlamak amacıyla, sayısal modelin deneysel prototipin geometrik olarak 1/3'ünü temsil ettiği dikkate alınarak, deneysel çalışmalarda ölçülen kütlesel debi değerleri hesaplamalarda 1/3 oranında ölçeklendirilerek kullanılmıştır. Yani 0,016 m alınarak hesaplanmıştır. Özetle;

Deneyde ölçülen su debisi $\dot{V}_{su} = 1{,}5$ L/dk olup, su kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$) şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\dot{m}_{su} = \frac{\rho_{su}\dot{V}_{su}}{3} = \frac{\left(997\,\frac{kg}{m^3}\right)\left(1{,}5\,\frac{L}{dk}\right)\left(\frac{10^{-3}m^3}{1\,L}\right)\left(\frac{\frac{1}{60}dk}{s}\right)}{3} = 0{,}0083083\,\frac{kg}{s} = 8{,}31x10^{-3}kg/s$$

EK-1. (devam). Örnek Bir Deneyin Verileri

Hava kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$), ölçülen hız V ve flanş kesit alanı A=wxh kullanılarak şu şekilde hesaplanmıştır:

$$(\dot{m}_{hava}) = \frac{\rho_{hava}\, V\, A}{3} = \frac{1{,}145x1{,}75x\ (0{,}128x0{,}48)}{3} = \ 0{,}00410368\,\frac{kg}{s} = 4{,}104x10^{-3}kg$$

EK-2. Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Bu çalışmada deneysel ölçümler sırasında kullanılan cihazların belirsizlik değerleri, üretici katalogları ve kalibrasyon sertifikalarında belirtilen ölçüm belirsizlikleri esas alınarak belirlenmiştir. Kullanılan ölçüm cihazları ve ilgili belirsizlik değerleri Çizelge 5.3'te de sunulmuştur. Anemometre ile yapılan hız ölçümlerinde belirsizlik değeri, cihazın kalibrasyon sertifikasında verilen referans noktalarına karşılık gelen ölçüm belirsizlikleri kullanılarak, çalışma aralığı için lineer interpolasyon yöntemiyle hesaplanmıştır.

Anemometre hız belirsizliğinin belirlenmesi

Hız ölçüm belirsizliği, kalibrasyon sertifikasında verilen iki referans hız değeri arasında lineer interpolasyon ile hesaplanmıştır:

$$W_V(V) = W_{V,1} + \frac{V - V_1}{V_2 - V_1}(W_{V,2} - W_{V,1})$$

Deneysel çalışmada ölçülen hız değeri, sertifikadaki iki kalibrasyon noktası arasında kaldığından, belirsizlik değeri doğrusal kabul edilmiştir. Bu kapsamda kalibrasyon sertifikasından alınan V_1, V_2 , $W_{V,1}$ ve $W_{V,2}$ değerleri kullanılarak deneysel çalışma koşullarına karşılık gelen hız belirsizlikleri belirlenmiştir.mKalibrasyon sertifikasında yer alan belirsizlik tablosu Çizelge EK-2.2'de sunulmuştur (Kalibrasyon tarihi: 25.09.2025).

Çizelge 2.1. Anemometre kalibrasyon sertifikasından alınan belirsizlik tablosu

6. Kalibrasyon Sonuçları
Calibration Results

Ölçülen Akış *Measured Flow*		Sapma *Deviation*		Ölçüm Belirsizliği *Measurement Uncertainty*	
Referans Cihaz *Reference Instrument*	Test Cihazı *Test Instrument*	Hata *Deviation*	Bağıl *Relative*	Belirsizlik *Uncertainty*	Bağıl *Relative*
m/s	m/s	m/s	%	± m/s	± %
1,023	0,94	-0,082	-8,019	0,015	1,467
3,044	2,78	-0,263	-8,641	0,028	0,920

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Anemometre hız ölçüm belirsizliği, kalibrasyon sertifikasında verilen belirsizlik değerleri kullanılarak çalışma aralığı için lineer interpolasyon ile belirlenmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan hız aralığı, sertifikada yer alan kalibrasyon noktaları arasında kaldığından, ara hız noktaları için belirsizlik değerleri lineer interpolasyon yöntemiyle hesaplanmıştır. Lineer interpolasyon ifadesi aşağıda verilmiştir:

Örneğin; V= 1,50 m/s için sertifikadan alınan V_1= 1,023 m/s, $W_{V,1} = 0{,}015\, m/s$ ve V_2= 3,044 m/s, $W_{V,2} = 0{,}028\, m/s$ değerleri kullanılarak:

$W_V(1{,}50) = 0{,}015 + \frac{1{,}5-1{,}023}{3{,}044-1{,}023}(0{,}028 - 0{,}015)$= 0,01807 m/s olarak hesaplanmıştır.

Örnek test noktası için belirsizlik hesabı

Örnek bir test noktası için ölçülen parametreler Çizelge EK-2.2'te, hesaplanan performans parametreleri ise Çizelge EK-2.3'te verilmiştir.

Çizelge 2.2. Belirsizlik analizi için kullanılan ölçülen deneysel veriler (Test-3)

Ölçülen parametre	Ölçülen değer
Hava giriş sıcaklığı ($T_{g,hava}$)	20,61 ˚C
Hava çıkış sıcaklığı ($T_{ç,hava}$)	47,08 ˚C
Su giriş sıcaklığı ($T_{g,su}$)	52,81 ˚C
Su çıkış sıcaklığı ($T_{ç,su}$)	50,01 ˚C
Hava hızı, V	1,75 m/s
Su kütlesel debisi ($\dot{m}_{su}$)	0,0083083 kg/s
Flanş kesit yüksekliği, h*	0,048 m
Flanş kesit genişliği, w	0,128 m

Sayısal ve deneysel sonuçların doğrudan karşılaştırılabilmesini sağlamak amacıyla, sayısal modelin deneysel prototipin geometrik olarak 1/3'ünü temsil ettiği dikkate alınarak, deneysel çalışmalarda ölçülen kütlesel debi değerleri hesaplamalarda 1/3 oranında ölçeklendirilerek kullanılmıştır. Yani 0,016 m alınarak hesaplanmıştır.

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Çizelge 2.3. Örnek test noktası için hesaplanan performans parametreleri

Hesaplanan parametre	Hesaplanan değer
Su tarafı için birim zamandaki ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{su}$)	97,52 W
Hava tarafı için birim zamandaki ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{hava}$)	109,07 W
Birim zamandaki ortalama ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{ort}$)	103,29 W
Toplam ısı transfer katsayısı (U)	130,74 W/m^{2}K
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD)	14,47
Etkenlik (ε) değeri	0,78
Maksimum ısı transferi miktarı	132,68 W
Hava kütlesel debisi ($\dot{m}_{hava}$)	0,00410368 kg/s

Su tarafı için ısı transferi belirsizliği hesabı:

Su tarafında birim zamandaki ısı transferi miktarı, giriş–çıkış sıcaklık farkı kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} c_p \, (T_{g,su} - T_{ç,su})$$

Burada $\dot{m}_{su}$ suyun kütlesel debisi, $c_{p,su} = 4182\, J/kgK$, $T_{g,su}$ ve $T_{ç,su}$ sırasıyla su giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

Ölçüm belirsizlikleri, Q_{su} için aşağıda belirtilmiştir:

$$W_{Q_{su}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial \dot{m}_{su}} W_{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{g,su}} W_{T_{g,su}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{ç,su}} W_{T_{ç,su}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Kısmi türevler aşağıdaki gibidir:

EK-2. (devam) Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

$$\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial \dot{m}_{su}} = \mathrm{c_p}\,(\mathrm{T_{g,su}} - \mathrm{T_{ç,su}}) = \mathrm{c_p}\,\Delta\mathrm{T}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{g,su}} = \dot{\mathrm{m}}_{\,su}\mathrm{c_p}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{su}}{\partial T_{ç,su}} = -\dot{\mathrm{m}}_{\,su}\mathrm{c_p}$$

Debi ölçüm belirsizliği, cihaz hassasiyetine bağlı olarak kütlesel debinin %0,5'i alınmıştır:

$W_{\dot{m}_{su}} = 0{,}005\ \dot{m}_{su}$

Bu tanımlar ile Q_{su} belirsizliği aşağıdaki forma indirgenmiştir:

$$W_{Q_{su}} = \left[\left(\mathrm{c_p}\,\Delta\mathrm{T}\,W_{\dot{m}_{su}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\,su}\mathrm{c_p}\,W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\,su}\mathrm{c_p}W_{T_{ç,su}}\right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{Q_{su}} = \left[((4182)x(2{,}81)x(0{,}005x0{,}0083083)\,)^2 + 2(0{,}0083083x4182x0{,}2\,)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{Q_{su}} = 9{,}84\ \mathrm{W}$$

Burada, giriş ve çıkış sıcaklık ölçümlerinin belirsizliklerinin eşit olduğu kabul edilmiştir. ($W_{T_{g,su}} = W_{T_{ç,su}} = W_T = 0{,}2$)

Hava tarafı için kütlesel debi belirsizliği hesabı:

Hava kütlesel debisi, anemometre ile ölçülen ortalama hız ve kanal kesit alanı kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} V A$$

EK-2. (devam) Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Burada havanın yoğunluğu ρ_{hava}=1,145 kg/m^3, V anemometre ile ölçülen hız değeri ve flanş kesit ölçülerinden A=w×h alandır.

$$W_{\dot{m}_{hava}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{hava}}{\partial V} W_V\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{hava}}{\partial A} W_A\right)^2\right]^{1/2}$$

Kısmi türevler:

$$\frac{\partial \dot{m}_{hava}}{\partial V} = \rho_{hava} A, \qquad \frac{\partial \dot{m}_{hava}}{\partial A} = \rho_{hava} V$$

Alan belirsizliği (A=w.h)

Eğer w ve h kumpasla ölçülüp her biri $W_w = W_h = 0{,}02\ mm = 2x10^{-5}$m ise;

$$W_A = [(hW_w)^2 + (wW_h)^2]^{1/2} = \left[\left((0{,}016)x(2x10^{-5})\right)^2 + \left((0{,}016)x(2x10^{-5})\right)^2\right]^{1/2}$$
$$= 2{,}58x10^{-6}\ m^2$$

Bu durumda;

$$W_{\dot{m}_{hava}} = [(\rho_{hava} A\ W_V)^2 + (\rho_{hava} V\ W_A)^2]^{1/2}$$

$$W_{\dot{m}_{hava}} = \left[\left((1{,}145)x(0{,}016x0{,}128)x(0{,}01968)\right)^2 + \left((1{,}145)x\ (1{,}5)x\ (2{,}58x10^{-6})\right)^2\right]^{1/2}$$

$W_{\dot{m}_{hava}}$= 4,644x $10^{-5}\ kg/s$

Hava tarafı için ısı transferi belirsizliği hesabı:

$$\mathrm{Q_{hava}} = \dot{\mathrm{m}}_{hava} \mathrm{c_p}\ (\mathrm{T_{g,hava}} - \mathrm{T_{ç,hava}})$$

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

$$W_{Q_{hava}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial \dot{m}_{hava}} W_{\dot{m}_{hava}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial T_{g,hava}} W_{T_{g,hava}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{hava}}{\partial T_{ç,hava}} W_{T_{ç,hava}}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$W_{Q_{hava}} = \left[\left(\mathrm{c_p}\ \Delta \mathrm{T}\ W_{\dot{m}_{hava}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\ hava} \mathrm{c_p}\ W_{T_{g,hava}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\ hava} \mathrm{c_p}\ W_{T_{ç,hava}}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$W_{Q_{hava}} = [(1004\mathrm{x}\ 26{,}47\mathrm{x}\ 0{,}00004644\ )^2 + 2(0{,}00410368x\ 1004\mathrm{x}\ 0{,}2)^2]^{1/2} = 1{,}70\ W$$

Ortalama ısı transferi için belirsizlik hesabı:

$$W_{Q_{ort}} = \left[\left(\frac{W_{Q_{hava}}}{2}\right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{su}}}{2}\right)^2\right]^{1/2} = \left[\left(\frac{9{,}84}{2}\right)^2 + \left(\frac{1{,}70}{2}\right)^2\right]^{1/2} = 4{,}99$$

Buradan;

$$\frac{W_{Q_{ort}}}{Q_{ort}} = \frac{4{,}99}{103{,}29} = 0{,}0483\ (veya\ \%\ 4{,}83)$$

Isı transferi katsayısı için belirsizlik hesabı:

Toplam ısı transfer katsayısı (U), ortalama ısı transfer miktarı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\mathrm{U} = \frac{\mathrm{Q_{ort}}}{\mathrm{LMTD\ x\ A}}$$

Toplam ısı transfer katsayısı belirsizliği şu şekilde hesaplanır;

$$W_U = \left[\left(\frac{\partial U}{\partial Q_{ort}} W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial LMTD} W_{LMTD}\right)^2\right]^{1/2}$$

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Kısmi türevler aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial U}{\partial Q_{ort}} = \frac{1}{A.LMTD}, \qquad \frac{\partial U}{\partial LMTD} = -\frac{Q_{ort}}{A.\ LMTD^2}$$

Bu tanımlar ile U belirsizliği aşağıdaki forma indirgenmiştir:

$$W_U = \left[\left(\frac{1}{A.LMTD}\ W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{ort}}{A.\ LMTD^2} W_{LMTD}\right)^2\right]^{1/2}$$

LMTD belirsizliğinin hesaplanması:

$\mathrm{LMTD} = \frac{(\mathrm{T_{g,sıc}} - \mathrm{T_{ç,soğ}}) - (\mathrm{T_{ç,sıc}} - \mathrm{T_{g,soğ}})}{\ln\left(\frac{\mathrm{T_{g,sıc}} - \mathrm{T_{ç,soğ}}}{\mathrm{T_{ç,sıc}} - \mathrm{T_{g,soğ}}}\right)}$ denklemini aşağıdaki gibi ifade edersek;

$$\mathrm{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

Burada; $\Delta T_1 = T_{g,su} - T_{ç,hava}$, $\Delta T_2 = T_{ç,su} - T_{g,hava}$

$$W_{LMTD} = \left[\left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{g,su}} W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{ç,su}} W_{T_{ç,su}}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{g,hava}} W_{T_{g,hava}}\right) + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial T_{ç,hava}} W_{T_{ç,hava}}\right)\right]^{1/2}$$

Bu çalışmada tüm ısıl çiftlerin belirsizlikleri eşit kabul edilmiştir:

$W_{T_{g,su}} = W_{T_{ç,su}} = W_{T_{g,hava}} = W_{T_{ç,hava}} = W_T = 0{,}2$ °C

LMTD'nin ΔT_1 ve ΔT_2 'ye bağlı türevleri

Türev işlemlerini sadeleştirmek amacıyla;

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

- r= $\Delta T_1 / \Delta T_2$
- L=ln(r)
- LMTD = $\frac{\Delta T1 - \Delta T2}{L}$

şeklinde tanımlanmıştır.

r= (5,73) /(29,40)=0,195

L=ln(0,19493)= -1,635

LMTD'nin ΔT_1 ve ΔT_2'ye göre kısmi türevleri;

$$\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1} = \frac{L - \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\Delta T1}}{L^2} = 0{,}933$$

$$\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2} = \frac{-L + \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\Delta T2}}{L^2} = 0{,}310$$

olarak elde edilmiştir.

$$\frac{\partial \Delta T_1}{\partial \Delta T_{g,su}} = +1,\ \frac{\partial \Delta T_1}{\partial \Delta T_{ç,hava}} = -1,\ \frac{\partial \Delta T_2}{\partial \Delta T_{ç,su}} = +1,\ \frac{\partial \Delta T_2}{\partial \Delta T_{g,hava}} = -1$$

Dolayısıyla;

- $\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_{g,su}} = \frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1}$
- $\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_{ç,hava}} = -\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1}$
- $\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_{ç,su}} = \frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2}$
- $\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_{g,hava}} = -\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2}$

Bu durumda tüm sıcaklık belirsizlikleri eşit olduğunda LMTD belirsizliği sadeleşerek:

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

$$W_{LMTD} = W_T \sqrt{\left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2}\right)^2}$$

$$W_{LMTD} = W_T \sqrt{2\left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_1}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial LMTD}{\partial \Delta T_2}\right)^2}$$

şeklinde yazılabilir.

Sonuç olarak;

$$W_{LMTD} = (0{,}2)\sqrt{2(0{,}933)^2 + 2(0{,}310)^2} = 0{,}28$$

Son olarak elde edilen W_{LMTD} değeri, U belirsizliği hesabında kullanılarak:

$$W_U = \left[\left(\frac{1}{A.LMTD}\, W_{Q_{ort}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{ort}}{A.\ LMTD^2} W_{LMTD}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$W_U = \left[\left(\frac{1}{0{,}0546x14{,}47}\, x\ 4{,}99\right)^2 + \left(\frac{103{,}29}{0{,}0546\ x\ 14{,}47^2}\, x0{,}28\right)^2\right]^{1/2} = 6{,}80$$

Buradan;

$$\frac{W_U}{U} = \frac{6{,}80}{130{,}74} = 0{,}052\ (veya\ \%\ 5{,}20)$$

Etkenlik (ε) değeri için için belirsizlik hesabı:

$$\varepsilon = \frac{Q_{ort}}{Q_{maksimum}}$$

$$\dot{Q}_{maksimum} = (\dot{m}\, c_p)_{hava}(T_{g,su} - T_{g,hava})$$

EK-2. (devam). Belirsizlik Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama

Kısmi türevler:

- $\frac{\partial \dot{Q}_{maks}}{\partial \dot{m}_{min}} = \mathrm{c_{p,hava}}\,(\mathrm{T_{g,su}} - \mathrm{T_{g,hava}})$
- $\frac{\partial \dot{Q}_{maks}}{\partial T_{g,su}} = \dot{\mathrm{m}}_{\,min}\mathrm{c_{p,hava}}$
- $\frac{\partial \dot{Q}_{maks}}{\partial T_{g,hava}} = -\dot{\mathrm{m}}_{\,min}\mathrm{c_{p,hava}}$
- $\dot{m}_{hava} = \dot{m}_{min}$

Dolayısıyla;

$$W_{Q_{maks}} = \left[\left(\mathrm{c_{p,hava}}\,(\mathrm{T_{g,su}} - \mathrm{T_{g,hava}})\,W_{\dot{m}_{hava}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\,hava}\mathrm{c_{p,hava}}\,W_{T_{g,su}}\right)^2 + \left(\dot{\mathrm{m}}_{\,hava}\mathrm{c_p}\,W_{T_{g,hava}}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$W_{Q_{maks}} = [((1004x32{,}20x\ 4{,}644\mathrm{x}\ 10^{-5})^2 + 2(0{,}00410368\ \mathrm{x1004x0{,}2})^2]^{1/2} = 1{,}90W$$

$$W_{\varepsilon} = \left[\left(\frac{W_{Q_{ort}}}{\mathrm{Q_{maksimum}}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{ort}}{Q_{maksimum}^{\,2}}W_{Q_{maksimum}}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$W_{\varepsilon} = \left[\left(\frac{4{,}99}{132{,}68}\right)^2 + \left(\frac{103{,}29}{132{,}68^2}\ x1{,}90\right)^2\right]^{1/2} = 0{,}0392$$

Buradan;

$$\frac{W_{\varepsilon}}{\varepsilon} = \frac{0{,}0392}{0{,}78} = 0{,}0504(veya\ \%\ 5{,}04)$$



Gazili olmak ayrıcalıktır