



Experimental investigation of the effects of mini-channel and flow arrangement on thermohydraulic performance of a shell and tube heat exchanger

Murat Ünverdi¹, Mehmet Senan Yılmaz², Hasan Küçük^{3*}

¹Aydın Vocational School, Aydın Adnan Menderes University, 09010, Aydın, Türkiye

²Gerede Vocational School, Bolu Abant İzzet Baysal University, 14900, Bolu, Türkiye

³Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Sakarya University, 54050, Sakarya, Türkiye

Highlights:

- The effects of flow arrangement in a shell and tube mini-channel heat exchanger
- Experimental overall heat transfer coefficient and pressure drop
- Operating limits of the shell and tube mini-channel heat exchanger based on the thermohydraulic performance index

Keywords:

- Shell and tube heat exchanger
- Mini channel
- Flow arrangement
- Overall heat transfer coefficient
- Pressure drop

Article Info:

Research Article

Received: 29.12.2024

Accepted: 14.03.2025

DOI:

10.17341/gazimmfd.1609616

Correspondence:

Author: Hasan Küçük

e-mail:

kucuk@sakarya.edu.tr

phone: +90 264 295 5723

Graphical/Tabular Abstract

The fluid flow in Mini-Channels (MCs), where thermal and chemical processes take place in natural (biological) and technological systems, is accompanied by heat and mass transfer. As the hydraulic diameters (D_h) decrease, the compactness (β) increases and the dimensions decrease. Figure A1 shows the compactness classification in thermal systems depending on hydraulic diameter. However, the higher the compactness, the higher pressure drop. The Overall Heat Transfer Coefficient (OHTC) is an important characteristic that indicates how successfully heat energy can be transferred between media through a series of conjugate heat transfer mechanisms. The performance of the Shell and Tube-Mini-Channel-Heat exchanger (ST-MC-HX) in counter and co-current flow conditions was investigated experimentally with the variation of the OHTC and pressure drop depending on the Re number. Our experimental results are compared with those of different researchers in the literature. Thus, the thermal and hydrodynamic effects of using MC are explained with experimental data. In addition, the variation of the performance index (ψ)-Re of the MC-HX in counter and co-current flow conditions is given in Figure A2. The operating limits of the MC-HX were determined.

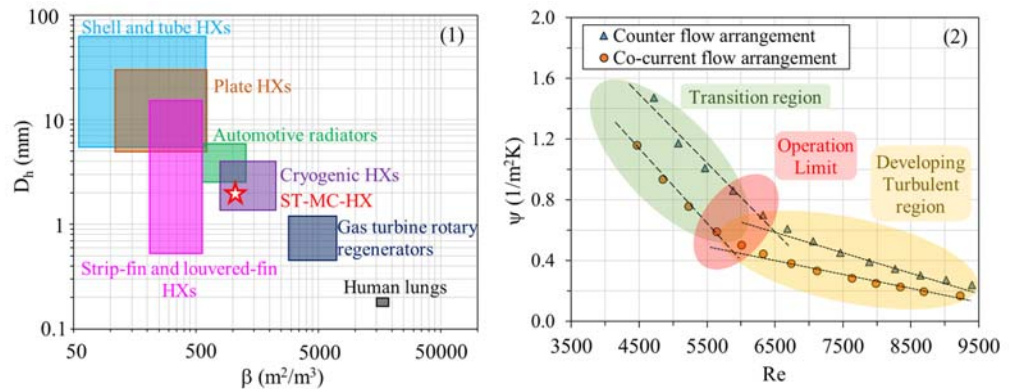


Figure A. Compactness-hydraulic diameter (1) and performance index-Re number (2)

Purpose: The effects of using a MC in a ST-HX on the enhancement of the OHTC and the increase in the pressure drop, under counter and co-current flow conditions were investigated experimentally.

Theory and Methods: A compact ST-MC-HX was designed and manufactured using Kern's method and Kandlikar and Grande's MC classification. Experiments were carried out on the shell side and tube side of the HX with constant flow hot water (180 L/h and 40°C) and cold water at 23 different flow rates (60-600 L/h and 20°C), respectively. OHTCs and total pressure drops were obtained in the range of $970 < Re < 9400$ using experimental data for both counter and co-current flow conditions.

Results: At the same volumetric flow rates, the differences between the counter and co-current experimental OHTCs are 37%-7.7%. There is no significant change in the OHTC above $Re > 5000-6000$. Compared to the literature, using MC provides 1.2 times and 1.3 times enhancement in $Re \sim 1000$ and $Re \sim 9000$, respectively, while the pressure drop of the MC-HX is higher. According to the performance index of the MC-HX in the counter and co-current experiments, the upper limit of operation is $Re \approx 6000$.

Conclusion: The use of MCs in the ST-HX has enhanced the OHTC by increasing the compactness. However, it also increased the pressure drops. The OHTCs of counter flow are on average 15% higher than the co-current. In addition, higher thermal performance was achieved in the MC-HX compared to the HXs in the literature under the co-current flow conditions.



Bir gövde borulu ısı değiştiricide mini kanal ve akış düzenlemesinin termohidrolik performansa etkilerinin deneysel incelenmesi

Murat Ünverdi¹ , Mehmet Senan Yılmaz² , Hasan Küçük^{3*}

¹Aydın Adnan Menderes Üniversitesi, Aydın Meslek Yüksekokulu, 09010, Aydın, Türkiye

²Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Gerde Meslek Yüksekokulu, 14900, Bolu, Türkiye

³Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54050, Sakarya, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Gövde borulu mini kanallı ısı değiştiricide akış düzenlenmesinin etkileri
- Deneysel toplam ısı geçiş katsayısı ve basınç düşümü
- Gövde borulu mini kanallı ısı değiştiricinin termohidrolik performans indeksine göre işletme sınırları

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 29.12.2024

Kabul: 14.03.2025

DOI:

10.17341/gazimmfd.1609616

Anahtar Kelimeler:

Gövde borulu ısı değiştirici,
mini kanal, akış
düzenlemesi,
toplam ısı geçiş katsayısı,
basınç düşümü

ÖZ

Doğal biyolojik yapılarda karşılaşılan Mini Kanallar (MK'ler), teknolojik uygulamalarda yaygınlaşmaktadır. MK'lerle ısı ve kütle geçişi sistemlerinde kompaktlık artırılarak boyut, hacim ve aracı akışkan miktarı azaltılabilmektedir. MK'lerle ısı geçişinin iyileştirilmesi amacıyla Gövde Borulu Mini Kanallı Isı Değiştiricide (GB-MK-ID'de) zıt yönlü ve aynı yönlü (paralel) akış düzenlemeleriyle Toplam Isı Geçiş Katsayısındaki (TIGK'deki) ve basınç düşümündeki değişimler deneysel araştırılmıştır. Ayrıca literatürde henüz benzer kompakt tasarıma ve deneysel sistematige rastlanmayan GB-MK-ID'nin deneysel sonuçları literatürden Gövde Borulu Isı Değiştiricilerin (GB-ID'lerin) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra TermoHidrolik Performans İndeksiyle (THPI'yle- ψ) GB-MK-ID'nin işletme sınırları belirlenmiştir. Zıt yönlü TIGK'leri 1750-3950 W/m²K aralığında değişirken, aynı yönlü deneysel TIGK'leri 1270-3675 W/m²K aralığında değişmektedir. GB-MK-ID'nin TIGK'leri literatürdeki GB-ID'lere göre ortalama %25 daha yüksektir. Ancak MK kullanmak basınç düşümlerini artırmıştır. GB-MK-ID'nin THPI'ye göre işletme sınırları 5000<Re ≤ 6000'dir.

Experimental investigation of the effects of mini-channel and flow arrangement on thermohydraulic performance of a shell and tube heat exchanger

H I G H L I G H T S

- The effects of flow arrangement in a shell and tube mini-channel heat exchanger
- Experimental overall heat transfer coefficient and pressure drop
- Operating limits of the shell and tube mini-channel heat exchanger based on the thermohydraulic performance index

Article Info

Research Article

Received: 29.12.2024

Accepted: 14.03.2025

DOI:

10.17341/gazimmfd.1609616

Keywords:

Shell and tube heat
exchanger,
mini channel,
flow arrangement,
overall heat transfer
coefficient,
pressure drop

ABSTRACT

Mini-Channels (MCs) encountered in natural biological structures are becoming widespread in technological applications. In heat and mass transfer systems using MCs, compactness can be increased, and the size, volume and amount of working fluid can be reduced. In order to enhance the heat transfer using MCs, the changes in the Overall Heat Transfer Coefficient (OHTC) and pressure drop with counter and co-current (parallel) flow arrangements in the Shell and Tube Mini-Channel Heat eXchanger (ST-MC-HX) were experimentally investigated. In addition, the experimental results of the ST-MC-HX, which has not yet encountered similar compact design and experimental systematics in the literature, are compared with those of the Shell and Tube Heat eXchangers (ST-HXs) from the literature. Furthermore, the operating limits of the ST-MC-HX were determined with the thermohydraulic performance index (ψ). The counter flow experimental OHTCs vary between 1750-3950 W/m²K, while co-current flow experimental OHTCs vary between 1270-3675 W/m²K. The OHTCs of the ST-MC-HX are 25% higher on average than those in the literature. However, the use of MC increased the pressure drops. According to the thermohydraulic performance index of the ST-MC-HX, the operating limits are 5000<Re ≤ 6000.

1. Giriş (Introduction)

Doğal biyolojik (beyin, akciğerler, böbrekler, bağırsaklar, kan damarları gibi) yapılarıdaki kanallar ile teknolojik sistemlerdeki ısı ve kimyasal süreçlerin (ısı değiştiriciler, nükleer reaktörler, tuzdan arındırma ve havanın bileşenlerinin ayrıştırılması gibi) gerçekleştiği kanalların çoğunda, sıvı akışına ısı ve kütle geçişi de eşlik etmektedir. Doğal sistemlerde; akış kanallarının hidrolik çapı 4 µm mertebesindeki kılcal boyutlardadır. Teknolojik sistemlerdeki akış kanallarının hidrolik çapları ise uygulanan süreçlerin gereklerine, yaygın kullanılan imalat teknolojilerine ve dolayısıyla ilk yatırım ve işletme maliyetlerini de kapsayan teknik ve ekonomik kısıtlara göre şekillenen, sistemin ısı ve hidrolik tasarımına bağlıdır. Şekil 1’de çeşitli doğal yapılarda ve teknolojik sistemlerde karşılaşılan/kullanılan akış kanallarının hidrolik çapları için yaklaşık boyutlar verilmiştir [1, 2].

Kütle geçişinin de görüldüğü doğal yapılarda çok daha küçük hidrolik çaplı akış kanalları ile karşılaşıırken, sadece sıvıların taşındığı biyolojik sistemlerdeki akış kanallarının hidrolik çapları daha büyüktür. Mühendislik sistemlerinde ise imalat teknolojisinin tarihsel gelişimine bağlı olarak 1-2 cm mertebesindeki büyük hidrolik çaplı konvansiyonel akış kanalları ve borular yaygın kullanılırken, 3-5 µm mertebesindeki küçük hidrolik çaplı akış kanallarının da kullanılmaya başlanmasıyla geniş bir boyut dağılımı ile karşılaşılmaktadır [3, 4].

Akış kanallarında hidrolik çapı küçültmenin momentum, ısı ve kütle geçişi süreçlerine çok farklı ve önemli etkileri olmaktadır. Bu nedenle literatürde akış kanallarının tanımlanmasında kılavuz olması amacıyla, hidrolik çapa dayalı basit boyutsal sınıflandırmalar benimsenmiştir. Akış kanalı hidrolik çapına dayalı literatürde önerilen bu sınıflandırmalardan en yaygın kabul gören ikisi; Mehendale vd. [5] tarafından yapılan ilk genel kabul gören sınıflandırma; $100 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$: mikro kanallar, $1 \text{ mm} \geq D_h > 100 \mu\text{m}$: mezo kanallar, $6 \text{ mm} \geq D_h > 1 \text{ mm}$: kompakt kanallar ve $D_h > 6 \text{ mm}$: konvansiyonel kanallar olarak önerilirken, Kandlikar ve Grande [6] tarafından önerilen ve daha geniş kapsamlı diğer sınıflandırma; $0,1 \mu\text{m} > D_h$: nano kanallar, $1 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1 \mu\text{m}$: nano kanallara geçiş, $10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$: mikro kanallara geçiş, $200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$: mikro kanallar, $3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$: MK’ler ve $D_h > 3 \text{ mm}$: konvansiyonel kanallardır.

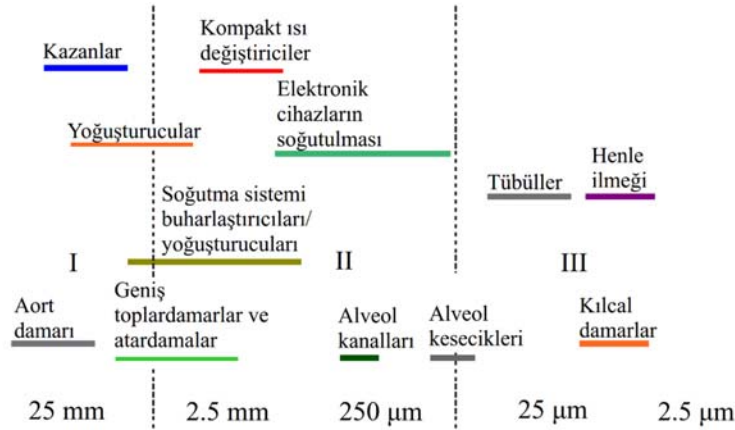
Aynı hacimsel debideki ortalama akış hızını, hidrolik çapa bağlı değişen akış kanalının en-kesit alanı belirlemektedir. Örneğin, D çaplı dairesel en-kesitli borulardaki ortalama akış hızı, D^2 ile doğrusal değişen akış kanalının en-kesit alanına bağlıdır. Bu nedenle akış

kanalının momentum, ısı ve kütle geçişinin gerçekleştiği yanal yüzey alanının kanal hacmine oranı $1/D$ ile değişmektedir. Başka bir ifadeyle boru çapının yarıya ($D/2$) indirilmesiyle, aynı akış en-kesit alanına (aynı ortalama akış hızı için) yerleştirilebilecek boru sayısı dört katına çıkmaktadır. Bu yeni durumdaki küçük hidrolik çaplı dört akış kanalının toplam çevre uzunluğu, ikame edilen büyük çaplı borunun çevre uzunluğunun iki katına çıkacaktır. Yani her iki durumda kanal uzunluklarının eşit tutulmasıyla, akış kanallarının yanal ısı geçiş yüzeylerinin alanı da toplam çevre uzunluğu gibi iki katına çıkacaktır. Daha basit bir ifadeyle, akış kanallarının hidrolik çapları küçüldükçe, akış kanallarının yanal yüzey alanı/hacim oranı da artmaktadır. Akış kanalı hidrolik çapının küçültülmesinin sağladığı bir diğer önemli üstünlük ise akış kanallarından oluşan sistemdeki akışkan hacminin ve dolayısıyla sistemin genel boyutlarının küçülmesidir [7-9].

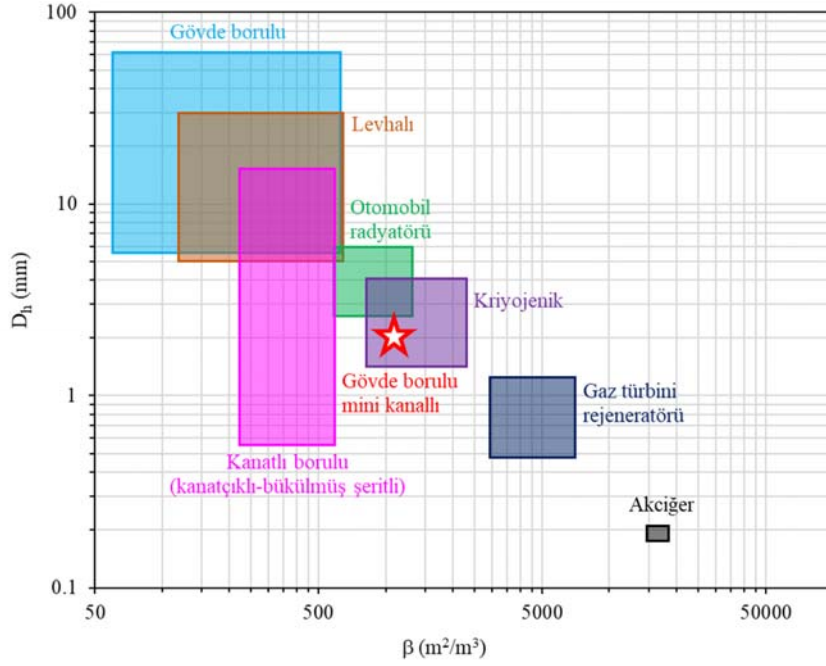
Örneğin, D iç çaplı ve L uzunluğundaki bir boruda birim hacim başına yanal yüzey alanı ($A/V = \pi DL / (\pi D^2 L / 4) = 4/D$) ile doğru orantılı değişmektedir. Yüzey alanının hacme oranı ise hacimsel alan yoğunluğu olarak da açıklanabilecek, sistem kompaktlığının (β) bir göstergesidir [10]. Kompaktlık, ısı değiştirici literatüründe alışlagelmiş ve kullanımı yaygın bir kavramdır. Şekil 2’de farklı yapısal tasarımlarla üretilen endüstriyel ısı değiştiricilerin, kullanılan akış kanallarının hidrolik çapına bağlı kompaktlık sınıflandırması verilmiştir. Şekil 2’de her iki ölçeğin de logaritmik olduğuna ve hidrolik çap ile kompaktlık için sayısal değerlerin birbirine ters orantılı arttığına dikkat edilmelidir. Bu nedenle bir ısı değiştiricide akış kanallarının hidrolik çapı küçüldükçe kompaktlığın arttığı görülmektedir [11].

Şekil 2’ye göre yapılan değerlendirmede endüstriyel uygulamalarda kullanılan konvansiyonel GB-ID’lerin, ortalama kompaktlığı $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ’ün biraz üzerindedir ve akış kanallarını oluşturan boruların hidrolik çapları 8 mm ile 60 mm arasında değişmektedir. Ortalama kompaktlığı $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan endüstriyel levhalı ısı değiştiricilerde, paralel levhalarla oluşturulan akış kanallarının hidrolik çapları 5 mm ile 6 mm mertebelerindedir. Otomobil radyatörleri ve kriyojenik sistemlerdeki ısı değiştiricilerin de aralarında sayılabileceği endüstriyel kanatlı borulu ısı değiştiricilerin kompaktlıkları ise $800 - 1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ gibi geniş bir aralıkta değişebilmektedir. Bu tür ısı değiştiricilerdeki akış kanallarının hidrolik çapları genellikle 2 mm ile 3 mm civarındadır.

Kompakt ısı değiştiricilerin geliştirilmesinde; ısı sistem boyutlarının ve ağırlıklarının azaltılması, ısı değiştirici bileşenlerin ve sistemin



Şekil 1. Doğal yapılarda ve teknolojik uygulamalarda kanalların hidrolik çapları
(Hydraulic diameters of channels in natural structures and technological applications)



Şekil 2. Endüstriyel ısı değiştiricilerin kanal boyutuna ve kompaktlığa bağlı sınıflandırılması
(Classification of industrial heat exchangers based on channel size and compactness)

genel performansının artırılması doğrultusundaki talep ve ihtiyaçlar etkilidir. Isı değiştiricilerin hacminin, kapladığı alanın ve aracı akışkan şarj yükünün azaltılması ve performansın artırılması ise güvenlik, çevresel etkiler, sürdürülebilirlik ve işletme şartları ile ilgili sıkışan kısıtlar nedeniyle önemlidir [12, 13]. MK'lerin, bu türden endişeleri gidermek ve beklentileri karşılamak için uygun çözümler sunacağı düşünülmektedir. Dolayısıyla kompakt ısı değiştiricilerin ticari, endüstriyel ve konutlarda kullanılan ısı sistemlerde daha fazla yaygınlaşması beklenmektedir [8, 14, 15].

Özellikle son yıllarda soğutma, iklimlendirme ve havalandırma uygulamalarındaki ısı değiştiricilerde kullanılan MK'ler, daha yüksek TIGK ve daha yüksek ısıl etkenlik hedeflerine katkıda bulunmuştur. Aynı zamanda bu ısı değiştiricilerle; aracı akışkan şarj miktarı da azaltılarak, güncellenen politikalarla her geçen gün sıkışan çevresel düzenlemelere ve alınan tedbirlere uygun olarak, sera gazı emisyonlarını düşürme hedeflerine katkı sağlanmaktadır [16, 17].

Uygulamalarda genellikle dairesel, dikdörtgen ve farklı en-kesitli, hidrolik çapları 0,5-2,5 mm aralığındaki MK'ler kullanılmaktadır [18]. Yoğuşturucularda hidrolik çapları 1 mm'nin altında MK'ler kullanılırken, buharlaştırıcılarda 1-2,5 mm hidrolik çaplı MK'ler kullanılmaktadır [19, 20]. Literatürde MK'lerle gerçekleştirilen çalışmalardan yola çıkılarak sağlanan faydalar, şu örneklerle açıklanabilir.

Aynı ısıl güçlerde; kanal uzunluğu 150 mm olan bir GB-ID'de, 1 mm çaplı kanalların 10 mm çaplı kanallara göre ısı değiştirici hacmini 20 kat küçülteceği [8]; 2 mm iç çaplı GB-MK-ID yerine ikame edildiği levhali ısı değiştirici ile karşılaştırıldığında, aracı akışkan şarj miktarının %50 ve ısı değiştirici iç hacminin %65 azaldığı [21]; aynı tasarım şartları için GB-ID'de kullanılan 5 mm dış çaplı borular, 2 mm çaplı olanlarla değiştirildiğinde, ısı geçişi yüzeyinin alanı %30 artarken boru içi akış en-kesit alanının %53 azalacağı, ortalama akış hızının %89 artmasıyla da basınç kaybının yükseleceği [22] belirtilmiştir. Ayrıca 90 mm uzunluğunda ve 4 mm'lik küçük hidrolik çaplı akış kanalları ile üretilen hava soğutmalı radyatörle, sistemin

genel boyutlarının konvansiyonel duruma göre %30 küçüldüğü ve maliyetlerinin de yaklaşık %40 azaldığı bildirilmiştir [23].

Aynı iç akış hacminde; 1 mm çaplı boruların 10 mm çaplı borulara göre 10 kat daha büyük ısı geçişi yüzey alanı sağlayacağı, kanal boyutlarının 10 kat küçültülmesinin ise ısı taşınım katsayısını 10 kat iyileştireceği belirtilmiştir. Hem yüzey alanındaki 10 katlık büyüme hem de ısı taşınım katsayısındaki 10 katlık iyileşme yani bu iki etkinin sonucunda, taşınım ısı geçişinde 100 kat artış sağlanacağı raporlanmıştır. Ayrıca 10 mm ve 1 mm çaplı kanallarla ısı değiştirici kompaktlığı sırasıyla 400 m²/m³ ve 4000 m²/m³ olurken, 0,5 mm çaplı MK'lerle kompaktlığın 10 mm ve 1 mm çaplı kanallara göre sırasıyla 20 ve 2 kat artacağı belirtilmiştir [8].

MK'ler kullanılarak sağlanan kompaktlık artışı, ısı değiştirici performansını, yani aktarılan faydalı ısıl gücü artırırken, akış kaynaklı sürtünme basınç kaybı (basınç düşümü) da artmaktadır. Bu nedenle, MK-ID tasarımında kanal boyutları seçilirken, genel basınç düşümünü sınırlandıracak ve boru boylarını kısaltacak tasarımlar tercih edilmelidir. Bir başka ifadeyle en uygun geometri ısı değiştirici tasarımında amaç, hedeflenen ısıl güç aktarılırken basınç düşümü sınırlamalarının mutlaka dikkate alınmasıdır [24]. MK'lerin kullanılmasıyla yapılan kompakt tasarımlarda, akışkanın yüzeyle temas alanı arttığından, birim hacimde daha büyük ısıl güçler aktarılabilir. Ayrıca MK-ID tasarımlarıyla, aracı akışkan kullanımı önemli miktarlarda azaltılmaktadır [25].

Uygulamalarda çok farklı yapısal tasarımlarda ısı değiştirici türleriyle karşılaşmakla birlikte, endüstriyel uygulamalarda en yaygın kullanılan ısı değiştiriciler, gövde borulu ve levhali ısı değiştiricilerdir. Bu ısı değiştiricilerin farklı ısıl ve hidrodinamik koşullardaki performanslarının derecelendirilmesinde, hem ısı taşıyıcı akışkanlar arasında aktarılacak ısıl güçler, hem de akış kaynaklı basınç düşümleri belirlenmeli ve karşılaştırılmalıdır. Isı değiştiricilerin boyutlandırılmasındaki temel amaç; aktarılması istenen ısıl güç ve müsaade edilen basınç farkındaki değişimler göz önüne alınarak, ısı değiştirici boyutlarının belirlenmesidir. Isı

değiştirici türünün seçimi, asıl prosesin performansını doğrudan etkilediği gibi tesisin büyüklüğü ile alt bileşenlerin yerleşimini ve düzenini, boru hatlarının çapını, uzunluğunu ve taşıyıcı/destekleyici yapıların boyutlarını da etkilemektedir. Isı değiştiricilerin ısıl etkenliği, aynı akışkan giriş sıcaklıklarında ne kadar ısıl güç aktarabildiklerini gösterir. Çalışma süresi uzadıkça, proses akışkanlarındaki kirlilikler nedeniyle ısı geçişi yüzeylerinde oluşan tortular ve kirlilik tabakası, ısı değiştiricilerin ısıl güçlerini ve ısıl verimlerini de azaltmaktadır [7, 25].

Isı değiştiricilerin ısıl analizi hem sıcak hem de soğuk ısı taşıyıcı akışkanlarındaki ısı taşınım katsayıları hesaplanarak, TIGK'nin belirlenmesini içermektedir. Isı değiştiricilerin en önemli karakteristik büyüklüklerden olan bu TIGK; ısı enerjisinin bir dizi farklı ısıl dirençli ortamdan ne kadar başarıyla geçirilebildiğini göstermektedir. Tasarım aşamasında ve devamındaki ısıl analizlerde belirlenmeye çalışılan bu TIGK; ısı enerjisi katı bir yüzey boyunca bir ısı taşıyıcı akışkandan diğerine aktarılırken, ardışık gerçekleşen taşınım ve iletimle ısı geçişi mekanizmalarının tümleşik bir sonucudur. Bu nedenle, ısı değiştiricilerin düşük sıcaklık farklarındaki ısıl etkenliklerinin artırılması; ısı geçişi yüzey alanının veya TIGK'nin artırılmasıyla ya da her ikisinin birlikte büyütülmesiyle mümkündür [11, 26].

Bu tasarım hedefleri, MK'li kompakt ısı değiştiricilerle sağlanan yüksek yüzey alanı/hacim oranı ve yüksek TIGK'leri sayesinde bir arada gerçekleştirilebilir. Yüksek yüzey alanı/hacim oranı, daha küçük hidrolik çaplı kanalların doğal bir sonucudur. GB-ID'ler, çok yönlü tasarım esnekliği, sağlam yapılı ve güvenilir olmaları nedeniyle, endüstriyel uygulamalarda diğerlerine göre daha çok tercih edilmektedir. Çünkü GB-ID'ler; boruların çapı, uzunlukları ve düzenlenmesi gibi yapısal özelliklerinin kolaylıkla değiştirilebilmesi nedeniyle, tasarım esneklikleri bakımından diğer ısı değiştiricilere göre önemli üstünlükler taşımaktadır. Bu ısı değiştiriciler genellikle dairesel en-kesitli borulardan imal edilmekle birlikte, bazı uygulamalarda eliptik, dikdörtgen veya yuvarlak/yassılanmış/bükülmüş/ezilmiş en-kesitli borular da kullanılmaktadır. GB-ID'ler prosesin, atmosfer basıncına göre basınç farkı olan, etkin basıncının yüksek olduğu ve ısı taşıyan akışkanlar arasındaki basınç farklarının büyük olduğu, sıvıdan-sıvıya ve faz değişimli (yoğuşma veya buharlaştırma) ısı geçişi uygulamalarında daha çok tercih edilmektedir [7, 24].

Isı geçişi literatüründeki diğer MK uygulamalarından farklı olarak, çalışmadaki amacımız sadece GB-ID'lerde MK kullanmanın TIGK ve

basınç düşümü performansına etkilerinin araştırılması olduğundan, GB-ID'lerle yapılan deneysel çalışmalara odaklanılmıştır. Bu nedenle farklı geometrik tasarım özelliklerinde, makro borularla üretilen GB-ID'lerde ve farklı ısıl ve hidrodinamik koşullarda yapılan deneysel çalışmaların TIGK'leri ve basınç düşümleri Tablo 1'de özetlenmiştir.

Araştırmalarımız MK'lerin; insan vücudunda ve diğer doğal/biyolojik yapılardaki varlığı yanında, günlük yaşamımızda ve endüstriyel uygulamalarda kullanılan teknolojik sistemlerdeki ısıl süreçlerde karşılaşılan hem gövde borulu ve hem de diğer ısı değiştiricilerde yaygınlaşmaya başladığını göstermektedir.

Yukarıda özetlenen nedenlerle, çalışmamızda tasarladığımız ve ürettiğimiz prototip GB-MK-ID'nin deneysel performans incelemesiyle; ısı verimliliği/etkenliği hem ısı geçişi yüzey alanının hem de TIGK'nin veya her ikisinin birlikte artırılarak, iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Böylece GB-ID'de kullanılan MK'lerle hem daha yüksek kompaktlık hem de daha yüksek TIGK'lerinin elde edilip edilemeyeceği deneysel araştırılmıştır. MK teknolojisinin diğer faydası ise ısı değiştirici boyutlarında, hacminde ve aracı akışkan miktarlarında azalma sağlamasıdır. Bunun yanı sıra MK'lerin kullanılmasıyla, malzeme tasarrufu ve maliyetlerin azaltılması da mümkündür. Tüm bu avantajlar göz önüne alındığında, MK'lerin en önemli faydası, enerji ve malzemenin verimli ve etkin kullanılmasıyla, sürdürülebilir teknolojik süreçlerin ve ısıl sistemlerin tasarlanabilmesidir. Ayrıca GB-ID'ler ve MK'ler birlikte ele alındığında, çalışmamızdaki özgün tasarımlı laboratuvar ölçekli kompakt GB-MK-ID ile aynı ısıl ve hidrodinamik koşullarda, zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemelerinde yapılmış, ısıl ve hidrodinamik performansların literatürle karşılaştırıldığı herhangi bir deneysel araştırmaya henüz rastlanmamıştır. Çalışmanın aşamaları Şekil 3'te gösterilmiştir.

Kompakt GB-MK-ID'de en uygun akış ve ısı geçişi karakteristiklerini belirlemek amacıyla; gövde tarafındaki sıcak akışkanın (sıcak su) debisi ve giriş sıcaklığı sabit tutularak, sabit giriş sıcaklığı ve farklı Reynolds (Re) sayılarında boru tarafı (ısınan soğuk su) performans deneyleri yapılmıştır. Çalışmamızın ilk aşamasında; önce zıt yönlü akış düzenlemesinde daha sonra da aynı yönlü akış düzenlemesindeki deneylerle, TIGK'leri ve boru tarafı basınç düşümleri elde edilmiştir. Çalışmamızın ikinci aşamasında MK kullanmanın; ısı değiştirici boyutlarının küçülmesine, kullanılan akışkan miktarının azalmasına, TIGK'deki iyileşmeye ve basınç düşümündeki artışa etkileri; literatürden yeterli veriye ulaşılabilen konvansiyonel makro boruların

Tablo 1. Gövde borulu ısı değiştiricilerin deneysel performansları
(Experimental performances of shell and tube heat exchangers)

Araştırmacılar	D_i (mm)	L (mm)	U (W/m^2K)	Δp (Pa)
Hassaan [27]	5,15	144	615-1200	125-255
Kumar ve Arasu [28]	12	750	310-500	-
Karimi vd. [29]	5,2	354	850-1500	450-1250
Salem [30]	11,5	1000	400-800	-
Sameer vd. [31]	20	500	180-275	-
Fares vd. [32]	3,56	205	1050-1465	-
Sajjad vd. [33]	5	202	500-750	340-1700
Sivamani vd. [34]	4	475	960-1350	-
Barzegarian vd. [35]	5	202	280-370	-
Nallusamy ve Prabu [36]	4	600	120-140	-
Kabeel ve Abdelgaied [37]	6,5	600	210-250	4350-65.000
Godson vd. [38]	4	700	560-4000	4100-32.500
Shahrul vd. [39]	6,35	1220	290-480	-
Albadr vd. [40]	2,4	248	370-430	-
Farajollahi vd. [41], Farajollahi ve Etemad [42]	4,1	815	1850-3000	7000-46.000

kullanıldığı GB-ID'lerden elde edilen deneysel TIGK ve basınç düşümü sonuçlarıyla yapılan karşılaştırmalarla tartışılmıştır. Çalışmamızın üçüncü ve son aşamasında; tasarladığımız laboratuvar ölçekli kompakt MK'li ısı değiştiricinin TIGK'deki iyileşme ile basınç düşümündeki artış arasındaki zıt etkileşim nedeniyle, hidrodinamik koşullara (Re sayısına) bağlı değişen basınç akış karakteristiklerinden etkilenen termohidrolik performans limitleri/sınır değerleri elde edilmiş ve değerlendirilmiştir.

2. Deneysel test bölgesi ve deneyler (Experimental test section and experiments)

Deneysel ısı geçişi test bölgesi olan GB-ID; çok yüksek kompaktlık hedeflenerek ve MK ölçeğindeki borularla tasarlanan ve üretilen, tek geçişli (E-tipi gövde) laboratuvar ölçekli bir ısı değiştiricidir. Test bölgesinin tasarımında, boru tarafı ve gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün deneysel çalışmalara dayalı geliştirilen ampirik bağıntılarla hesaplandığı ilk ve en basit yöntem olan, gövde tarafı ısı geçişi ve sürtünme faktörünün de boru tarafındaki hesap yöntemine benzetilerek tanımlanan gövde tarafı eşdeğer akış hızı ve hidrolik çap ile hesaplandığı, gövde tarafındaki baypas ve sıvı kaçakları ihmal edilerek yapılan ön tasarım hesaplarında doğru sonuçlar veren; Kern'in [43], şaşırtma levhalarının kesme oranı %25 olan endüstriyel GB-ID'lerle yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarıyla geliştirip önerdiği yöntem kullanılmıştır. Ayrıca daha yüksek ısı performansla enerji kaynaklarının verimli kullanılması hedefine uygun olarak; kanal çapının küçültülmesinden kaynaklı daha yüksek pompalama gücü gereksiniminin, genel boyutların ve maliyetlerin düşmesiyle dengelendiği dikkate alınarak, boru çaplarının seçilmesinde kompaktlık artışı sağlayan Kandlikar ve Grande'nin [6] MK tanımlaması esas alınmıştır.

Çalışmanın ısı sınır koşulları, gövde tarafındaki sıcak ve boru tarafındaki soğuk akışkanların GB-MK-ID'ye giriş sıcaklıklarıdır. Bu sıcaklıklar; GB-MK-ID'nin tasarımı aşamasında literatürdeki deneysel çalışmalar incelenerek, olası ısı kayıpları ve ölçüm belirsizlikleri de dikkate alınarak yapılan ön tasarım hesaplamalarıyla belirlenmiştir. ısı değiştiricinin ısı gücünü ve hidrodinamik performansını etkileyen diğer değişken debi aralığı ise yine ön tasarım hesaplarıyla belirlenmiştir. Çalışmamızın giriş bölümünde de bahsedildiği gibi ısı değiştiricinin tasarımda yüksek kompaktlık hedeflenmiştir. Bu doğrultuda, ısı değiştiricinin temel geometrik tasarım parametrelerinden olan boru iç çapı ve uzunluğunun seçimi ile boru demetinin tasarımında yüksek kompaktlık, boru ve gövde tarafı basınç kayıplarının olabildiğince düşük tutulması, tıkanma gibi problemler ile tedarik ve üretim olanakları dikkate alınmıştır.

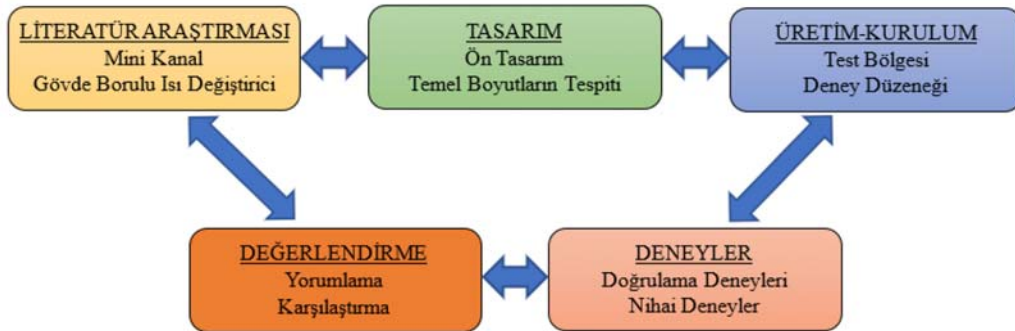
Isı değiştirici, 13 bakır borudan ve kestamit gövdeden oluşmaktadır. Boru demetinin oluşturulmasında; en kompakt boru demeti dizilişi döndürülmüş 60° üçgen tercih edilmiştir. Gövde tarafındaki akışın yönlendirilmesinde ise; %25 kesme oranlı ve tek bölmeli, çapraz ve

yatay yönelimli, eşit aralıklarla yerleştirilen ve zıt akış koşullarının sağlandığı en az sayıdaki 4 adet şaşırtma levhası kullanılmıştır. Ayrıca boru demeti akışlarında, beşinci boru sıra sayısından sonra basınç düşümü artmaya devam etmesine rağmen taşınım ısı geçişinde önemli bir artış olmadığından, tasarımın kompaktlığını artırmak amacıyla, akışa dik doğrultudaki boru sırası sayısı beş ile sınırlandırılmıştır. Boru demetindeki boruların eksenleri arasındaki mesafe (boru adımı), hem imalat güçlükleri hem de gövde tarafı basınç kayıplarını sınırlamak amacıyla, boru dış çapının 1,5 katıdır. İki akışkan arasında ısı geçişinin olduğu GB-ID'lerde, TIGK'sini belirlemek için öncelikle her iki taraftaki ortalama ısı taşınım katsayılarını belirlemek gereklidir. Shah [44]'ın hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş ve ısı bakımından gelişmekte olan laminer kanal akışları için önerdiği bağıntıya göre sabit Re sayısındaki ortalama ısı taşınım katsayısı, boru boyunun boru iç çapına oranı ile hızla azalarak, bu oran ~130'a ulaştığında asimptota yaklaşarak sabitlenmektedir [45]. Bu nedenle; test bölgesindeki boru içi akışta, laminer akışın hidrodinamik bakımdan geliştirilmesinde ve kompakt tasarım hedefine uygun olarak basınç kayıplarının sınırlandırılması bakımından, boru boyunun boru iç çapına oranının 120 seçilmesi yeterlidir.

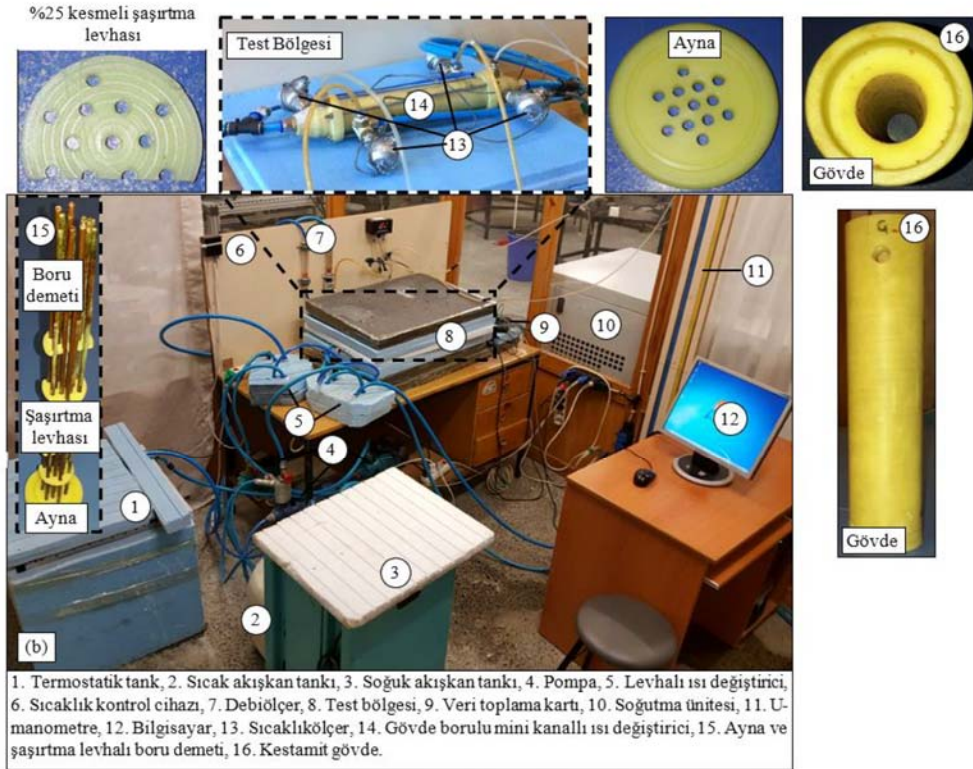
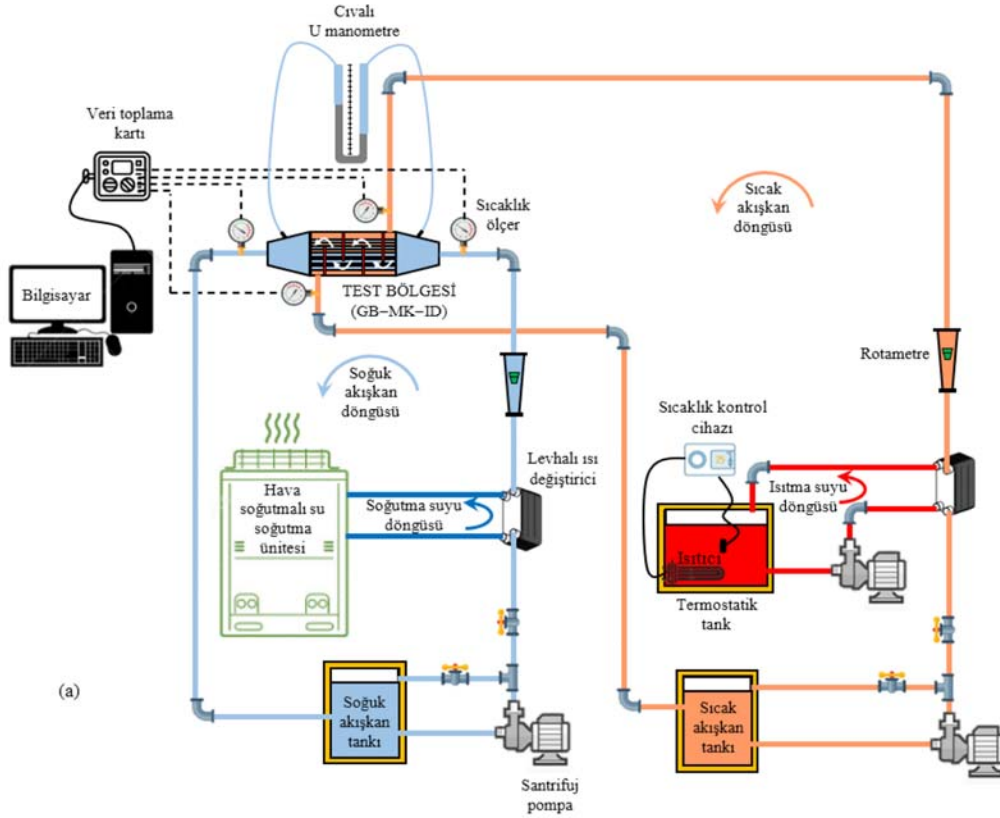
Test bölgesindeki MK'li boruların iç ve dış çapı ile uzunlukları sırasıyla; 2 mm, 3 mm ve 240 mm, ısı değiştiricinin gövde iç çapı, şaşırtma levhaları arasındaki mesafe ve toplam uzunluğu da sırasıyla; 30 mm, 46 mm ve 440 mm'dir. ısı değiştiricinin gövde tarafı ve boru tarafı akış hacimleri ile kompaktlığı sırasıyla; 139,7 cm³, 9,8 cm³ ve 1100 m³/m³'tür. Çalışmamızdaki deney düzeneğinin aynı yönlü akış düzenlemesindeki boru bağlantılarıyla şematik gösterimi, test bölgesinin temel boyutlarının gösterildiği perspektif kesit görünüşü ve deney düzeneğinin fotoğrafı Şekil 4'te verilmiştir.

Çalışmamızdaki GB-MK-ID'nin boru tarafının hidrodinamik bakımdan en uygun koşullarda ve sabit debide tutulduğu, gövde tarafında ısınan ve soğuyan akışkanlar için gövde tarafı ısı taşınım katsayılarındaki değişimlerin araştırıldığı, bu değişimlerin literatürdeki bağıntılarla karşılaştırmalı değerlendirildiği ve gövde tarafı için hidrodinamik bakımdan en uygun işletme koşullarının belirlendiği Ünverdi vd. [45]'nin deneysel çalışmasında; GB-ID'lerin gövde tarafı ve boru tarafı tasarımına ait daha ayrıntılı bilgiler verilmiştir.

Deneylerde hem boru tarafında hem de gövde tarafında, musluk suyu kullanılmıştır. Deneylerde gövde tarafındaki hacimsel debi sabit (180 l/h) tutulmuş, boru tarafındaki debi ise 60-600 l/h aralığında (23 farklı debi) değiştirilmiştir. Gövde tarafı ve boru tarafı akışkan giriş sıcaklıkları sırasıyla 40°C ve 20°C'dir. Test bölgesinin gövde ve boru tarafındaki debiler, ağırlıklı kap ölçme yöntemiyle doğrulukları kontrol edilen şamandıralı debiölçerler (rotametreler) ile ayarlanmıştır.



Şekil 3. Çalışmanın aşamaları (Organization and main steps of the study)



Şekil 4. Deney düzeneğinin: (a) aynı yönlü akış koşullarındaki şematik gösterimi (b) fotoğrafı ve (c) test bölgesinin perspektif kesit görünüşü ((a) Schematic diagram for co-current flow conditions (b) photograph of the experimental setup and (c) perspective cross-sectional view of the test section)

Burada; Re (-) boyutsuz Reynolds sayısına, u (m/s) ortalama akışkan hızına, ρ (kg/m³) akışkanın yoğunluğuna ve μ (Pas) akışkanın dinamik viskozitesine karşılık gelmektedir. THPI ψ (1/m²K):

$$\psi = U/W_{pg} \quad (8)$$

Ardışık THPI yüzde farkı:

$$\Delta\psi = [(\psi_i - \psi_{i+1})/\psi_i] \times 100 \quad (9)$$

Ölçülen ve okunan deneysel veriler, hazırlanan hesaplama tablosunda işlenerek nihai deneysel sonuçlar elde edilmiştir. (9) Nihai deney sonuçlarındaki en yüksek, en düşük ve ortalama belirsizlikler, deneysel ölçme cihazlarının üreticilerince verilen ölçüm belirsizlikleri kullanılarak ve Kline ve McClintock'ın [46] önerdiği yöntemle (Eş. 10 ile) hesaplanmıştır.

$$w_R = [((\partial R/\partial x_1) w_1)^2 + ((\partial R/\partial x_2) w_2)^2 + \dots + ((\partial R/\partial x_n) w_n)^2]^{1/2} \quad (10)$$

Burada; $x_1, x_2, \dots, x_n$ bağımsız değişkenleri, $w_1, w_2, \dots, w_n$ bağımsız değişkenlerin belirsizlik oranlarını ve w_R ise R fonksiyonunun toplam belirsizliğini belirtmektedir. Deneysel çalışmamızda kullanılan ölçüm ekipmanlarının ölçme belirsizlikleri; sıcaklıkölçer için $\pm 0,1$, debiölçerler (şamandıralı rotametreler) için $\pm 0,4$ ve cıvalı U-manometre için $\pm 0,2$ 'dir. Hesaplanan deneysel belirsizlik sonuçları Tablo 2'de verilmiştir. Maksimum belirsizlikler en düşük Re sayılarında ($970 \leq Re \leq 1950$) görülmüştür. Re sayısı arttıkça, ölçüm belirsizlikleri de en yüksek Re sayısında minimum değerlerine düşmüştür. Pompalama gücündeki maksimum belirsizliklerin hesaplandığı deneylerde, ölçülen debi ve basınç düşümleri küçük olduğundan hesaplanan pompalama güçleri de küçüktür. Bu nedenle pompalama gücündeki yüzde belirsizlikler artmaktadır.

3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Isı geçişini iyileştirmek amacıyla GB-ID'lerde MK'lerin kullanılmasıyla; ısı değiştiricilerin ısı performansının artmasının yanında, ısı değiştirici boyutlarında küçülme, üretimde kullanılan malzemelerin ve işletmede kullanılan aracı akışkanların hacminde, kütleinde ve ağırlığında azalma sağlanabilecektir. Başka bir ifadeyle MK'lerle GB-ID'lerin kompaktlığı (birim hacimdeki ısı geçişi yüzey alanı) artırılırken hem ısı performans artışı sağlanacak hem de enerji kaynakları ve diğer doğal kaynakların kullanım verimliliği artırılacaktır.

Çalışmamızda GB-ID'de MK kullanmanın TIGK'ye etkileri, zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemesiyle yapılan deneylerle araştırılmıştır. Ayrıca boru tarafındaki basınç düşümleri de ölçülerek, yapılan tasarım değişikliğinin hidrodinamik performansa etkileri de deneysel ölçülmüş ve irdelenmiştir. Zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemelerindeki deneysel çalışmalarımızın; ısı (boru tarafı giriş sıcaklığı 20°C ve gövde tarafı giriş sıcaklığı 40°C) ve hidrodinamik (boru tarafı 60-600 l/h aralığında ve gövde tarafı 180 l/h'de sabit) şartları aynıdır. Deneysel çalışmamızın aşamaları:

İlk aşamada; laboratuvar ölçekli test bölgesinin zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemeleriyle elde edilen deneysel TIGK'leri,

literatürdeki taşınım ısı geçişi bağıntılarıyla (Gnielinski [47] ve Hausen [48]) hesaplanan TIGK'leriyle karşılaştırılarak, doğrulanmıştır. Literatür bağıntılarıyla yapılan TIGK hesaplamalarında, gövde tarafı ısı taşınım katsayıları Kern'in [43] önerdiği bağıntıdan belirlenmiştir. Ünverdi vd. [45] tarafından çalışmamızdaki ısı değiştirici için gövde tarafı ısı geçişi doğrulama deneyleri ve sonuçların bağıntılarla karşılaştırıldığı daha ayrıntılı bilgiler verilmiştir.

Şekil 5'e göre, deneysel TIGK'lerinin, literatür bağıntılarıyla hesaplanan TIGK'leriyle $\pm 0,15$ farkla uyumlu olduğu görülmüştür. TIGK'leri arasındaki bu farklar akışkan özelliklerinin değişiminden, doğal taşınım gibi hesaba katılmayan etkilerden ve deneysel ölçüm belirsizliklerinden kaynaklanmaktadır. Benzer şekilde deneysel toplam basınç düşümü sonuçları, literatürdeki sürtünme faktörü bağıntısından (hidrodinamik olarak gelişmekte olan laminar akışlar için Shah [44] tarafından analitik önerilen ve geliştirilen) hesaplanan basınç düşümleriyle, fikir vermesi amacıyla karşılaştırılmıştır. Deneysel basınç farkları ısı değiştirici giriş ve çıkış bağlantılarından ölçülmüştür. Bu nedenle, deneysel boru tarafı toplam basınç düşümlerinde; ısı değiştiriciye girişte ve çıkışta, borulara girişteki ve borulardan çıkıştaki (kolektörlerde) ani kesit daralmaları ve genişlemeleri ile ısı değiştiricinin giriş ve çıkış kolektörlerindeki ters akışların etkileriyle oluşan basınç kayıplarının payı büyüktür. Bu yerel kayıpları tam ve doğru olarak tahmin etmek için genel kabul görmüş bir yöntem/yaklaşım bulunmamaktadır [49]. Bahsedilen nedenlerle, deneysel toplam basınç düşümü ölçümleri ile ısı değiştiricinin ısı ve hidrodinamik şartlarında (hidrodinamik bakımdan gelişmekte olan laminar akışlar) önerilen bağıntıdan hesaplanan toplam basınç düşümlerinin $\pm 0,50$ farkla uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Böylece deneysel ısı ve hidrodinamik performans sonuçlarının güvenilirliği değerlendirilerek doğrulanmıştır.

İkinci aşamada; yüksek ısı geçişi performansı beklenen zıt yönlü akış düzenlemesindeki deneylerden sonra, aynı yönlü akış düzenlemesindeki deneyler yapılmıştır. Her iki (zıt ve aynı yönlü) akış düzenlemesinde elde edilen deneysel TIGK'leri ve basınç düşümleri karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Ayrıca test bölgesini oluşturan GB-MK-ID'nin enerji etkin işletme sınırları ısı performans ve pompalama gücüne göre tanımlanan termohidrolik performans göstergesi ile belirlenmiştir. Yani ısı değiştiricinin ısı ve hidrodinamik (TIGK ve pompalama gücü arasındaki ilişki) bakımdan enerji dönüştürme verimliliğinin, Re sayısına (hacimsel debiye) bağlı değişimi ve en uygun işletme koşulları elde edilmiştir.

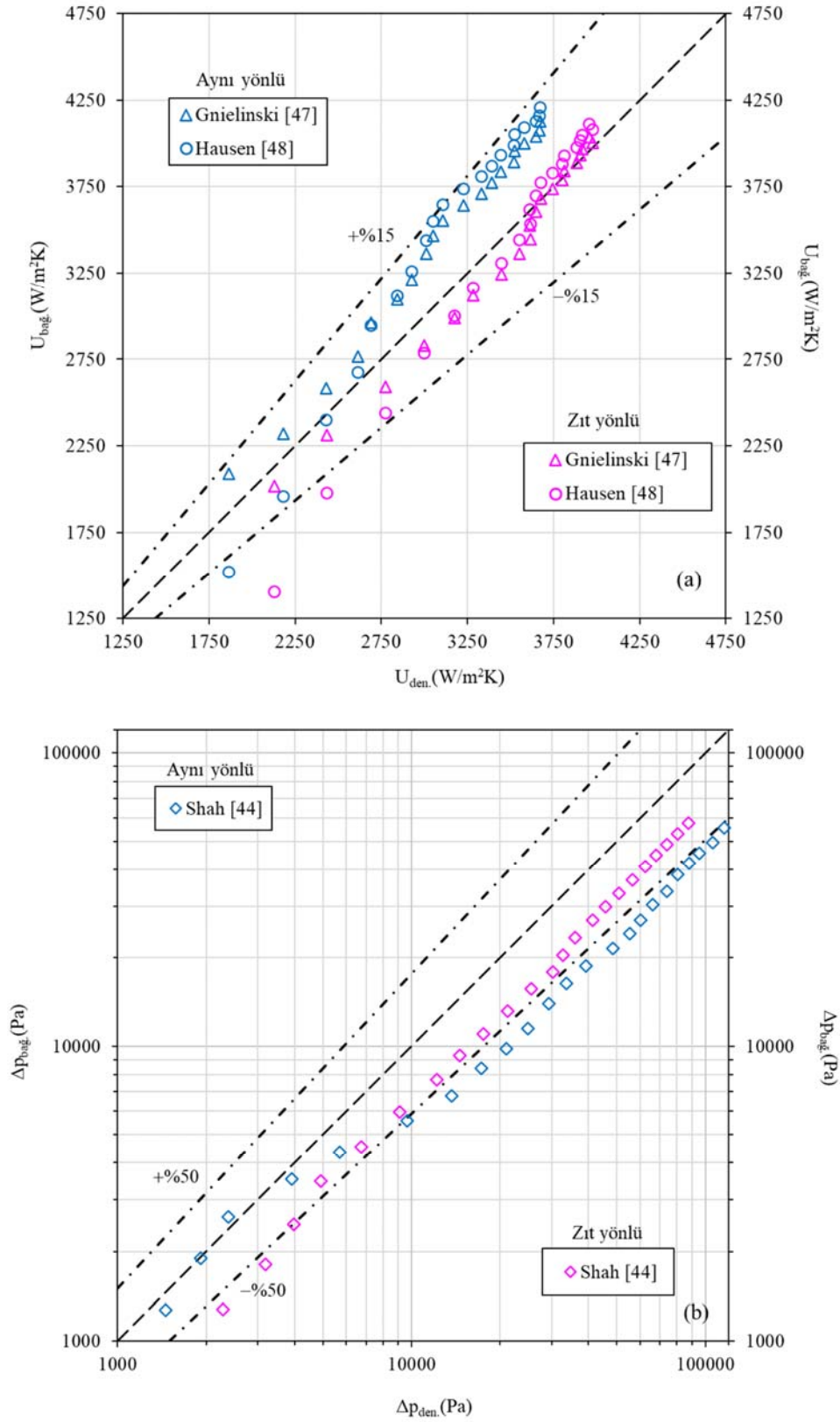
Üçüncü ve son aşamada; GB-ID'de kullanılan MK'lerin deneysel TIGK'ye ve basınç düşümüne etkileri, deneysel GB-ID literatüründen, farklı araştırmacıların, farklı geometrik özellikli ısı sistemlerde, farklı ısı ve hidrodinamik koşullarda yaptıkları, yeterli veriye ulaşılabilen deneysel çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılarak tartışılmıştır.

3.1. Zıt ve Aynı Yönlü Deneysel Sonuçlar ve Karşılaştırma (Experimental Results and Comparison of Counter- and Co-Current)

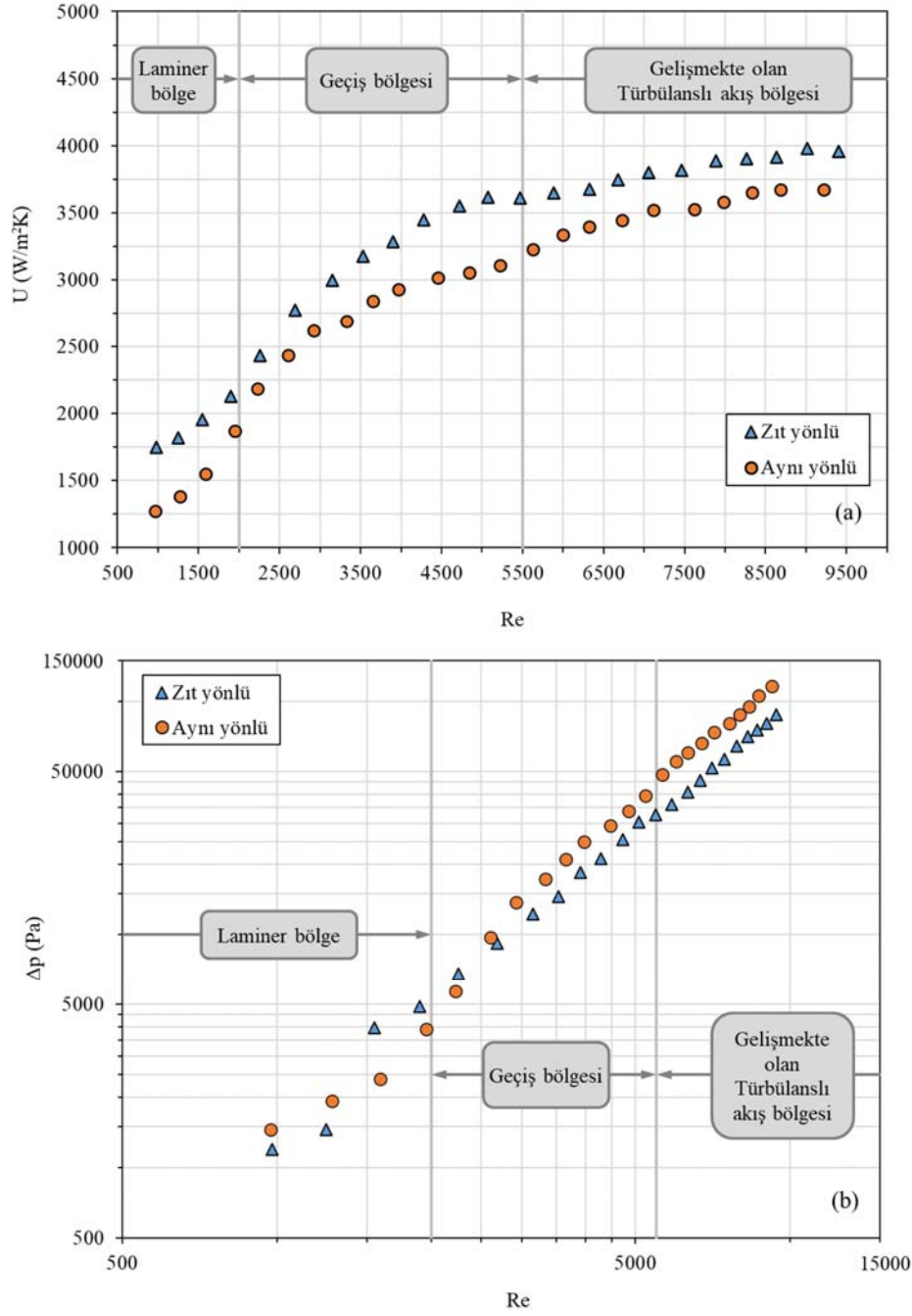
Zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'lerinin ve basınç düşümlerinin Re sayısına (hacimsel debiye karşılık gelen) bağlı değişimleri Şekil 6'da verilmiştir.

Tablo 2. Belirsizlik sonuçları (Uncertainty results)

Akış düzenlemesi	Zıt yönlü			Aynı yönlü		
	Mak. (%)	Min. (%)	Ort. (%)	Mak. (%)	Min. (%)	Ort. (%)
Reynolds sayısı, Re (-)	4,25	0,44	1,23	4,27	0,45	1,26
Toplam ısı geçiş katsayısı, U (W/m ² K)	11,05	5,25	6,50	16,08	5,58	7,89
Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ΔT_{lm} (K)	2,00	1,86	1,92	2,07	1,97	2,05
Pompalama gücü, W_{pg} (W)	88,29	0,23	10,12	139,10	0,18	14,68



Şekil 5. Deneysel (a) toplam ısı geçiş katsayılarının ve (b) toplam basınç düşümlerinin bağıntılarla karşılaştırılması
(Comparison of experimental (a) overall heat transfer coefficients and (b) total pressure drops with correlations)



Şekil 6. (a) Toplam ısı geçiş katsayılarının ve (b) basınç düşümlerinin Re sayısına bağlı değişimleri
(Variations of (a) overall heat transfer coefficients and (b) pressure drops based on Re number)

Zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerdeki ortalama akışkan sıcaklıklarının birbirine yakınlığı nedeniyle, eşit hacimsel debilerdeki Re sayıları arasındaki farklar oldukça düşüktür (ortalama %3,4'tür).

Zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'lerinin Re sayısına (hacimsel debiye) bağlı değişimleri, benzer eğilimler göstermiştir. Beklendiği gibi zıt yönlü deneylerde aynı yönlü deneylere göre daha yüksek ısı performans elde edilmiştir. Çalışılan Re sayı aralığında, Re sayısı arttıkça, her iki akış düzenlemesindeki TIGK'leri de artmıştır. Ancak her iki durumda da TIGK'leri $Re=6000$ 'e kadar yüksek bir hızla artarken, $Re>6000$ 'in üzerinde TIGK'lerinin Re sayısına bağlı artış hızları azalmıştır.

Çalışılan debi (60-600 l/h) aralığında; zıt yönlü deneysel TIGK'leri, aynı yönlü deneysel TIGK'lerinden ortalama %15 daha büyüktür. Zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'leri arasındaki yüzde farklar, laminar akış koşullarına karşı gelen düşük Re sayılarında ($970 \leq Re \leq 1900$) yüksek iken, geçiş bölgesinin başlangıcında ($1900 \leq Re \leq 3500$) ve gelişmekte olan türbülanslı akış koşullarına karşılık gelen daha yüksek Re sayılarında ($Re \geq 6000$) azalmıştır. Çalışılan debi aralığında, zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'leri arasındaki yüzde farklar %37-%7,7 arasındadır.

TIGK'lerinin Re sayısına bağlı değişimlerine göre yapılan değerlendirmede; MK'lerdeki akış karakteristiklerinin, hidrodinamik

bakımdan üç bölgeye ayrılabilceği görülmektedir. Birinci bölge; laminar akış karakteristiklerinin gözlemlendiği $Re \leq 1900$, ikinci bölge; geçiş akışı karakteristiklerinin gözlemlendiği $1900 \leq Re \leq 6000$ ve üçüncü bölge ise gelişmekte olan türbülanslı akış karakteristiklerinin baskın olarak görüldüğü $Re \geq 6000$ 'dir. Aynı yönlü deneylerde tanımlanan geçiş akışı bölgesi, zıt yönlü deneylere göre daha düşük Re sayılarında gerçekleşmiştir. Geçiş akışı bölgesi; zıt yönlü deneylerde $Re \geq 6000$ 'e kadar devam ederken, aynı yönlü deneylerde $Re \geq 5000$ 'de sona ermiştir.

Zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'leri arasındaki farklar laminar bölgenin sonunda azalarak, geçiş akışı bölgesinde TIGK'leri birbirine yaklaşmıştır. Özellikle geçiş akışı karakteristiklerinin baskın olduğu $1900 \leq Re \leq 3500$ aralığında, zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'leri oldukça yakındır. Yani, geçiş akışı bölgesinin ilk yarısında ($1900 \leq Re \leq 3500$ aralığında) TIGK'leri arasında düşük olan farklar yaklaşık sabit kalırken, geçiş akışı bölgesinin $3500 \leq Re \leq 6000$ aralığında ise TIGK'leri arasındaki farklar artmaya başlamıştır.

Aynı yönlü deneylerde sıcak ve soğuk akışkanlar, hemen ısı değiştiricinin girişinde ve ısı değiştiriciye giriş sıcaklıklarında karşılaştıklarından, aradaki sıcaklık farkı başlangıçta daha yüksektir. Bu nedenle aynı yönlü deneylerde; boru tarafı girişindeki soğuk akışkan, zıt yönlü deneylere göre daha hızlı ısınmaktadır. Aynı nedenle boru girişindeki gelişmekte (hız ve ısı sınır tabakaların oluştuğu) olan akış bölgesinde ısı sınır tabaka daha kalındır. Dolayısıyla aynı yönlü deneylerde tam gelişmiş laminar akışta, zıt yönlü deneylere göre daha düşük olan ($1900 \leq Re$ için yaklaşık ortalama %32) TIGK'leri; geçiş akışı bölgesinin başlangıcında ($2000 \leq Re \leq 3000$ aralığında) boru girişlerinde laminar sınır tabakanın etkili olduğu bölge kısaldığından (laminar sınır tabaka daha erken parçalandığından), zıt yönlü deneylerdeki TIGK'lerine yaklaşmıştır. $2000 \leq Re \leq 3000$ aralığında, her iki akış düzenlemesinden elde edilen deneysel TIGK'leri arasındaki ortalama fark yaklaşık %13,6'dır.

$3500 \leq Re \leq 6000$ aralığında ise bir önceki bölgeye ($2000 \leq Re \leq 3000$) göre artmaya devam ortalama akış hızı nedeniyle, boru girişlerinde türbülanslı ısı sınır tabakaların daha kısa mesafelerde gelişmesiyle (gelişmekte olan akış bölgesinin kısalmayla), girişte görülen hızlı ısınma da yavaşlamıştır. Bahsedilen bu etkiyle, Re sayıları arttıkça zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerdeki TIGK'lerinin artış hızları da düşmektedir. Dolayısıyla TIGK'leri ve aralarındaki farklar da sabitlenmeye başlamıştır. TIGK'leri arasındaki farkların yüksek (ortalama fark yaklaşık %17,2) olduğu bu bölgede, aynı yönlü akışta geçiş akışının baskın olduğu boru girişindeki gelişmekte olan akış bölgesinin, zıt yönlü akışa göre daha kısa olduğu değerlendirilmektedir.

Gelişmekte olan türbülanslı akış karakteristiklerinin baskın olduğu bölgede ($Re \geq 6000$ 'den sonra); zıt yönlü ve aynı yönlü TIGK'leri arasındaki farklar daha da azalmış ve yaklaşık sabit kalmıştır. Geçiş akışı karakteristiklerinin baskın olarak gözlemlendiği bir önceki bölgenin ($3500 \leq Re \leq 6000$) aksine, $Re \geq 6000$ 'den sonra zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemelerinde boru tarafındaki ortalama akış hızları iyice yükselmiştir. Böylece geçiş akışı bölgesinde, boru girişlerindeki sınır tabaka gelişimlerine bağlı ısı geçişini iyileştirici etkiler azalarak neredeyse tamamen kaybolmuştur. Artan ortalama akış hızları ve akış karakteristiklerinin gelişmekte olan türbülanslı akışa evrilmesiyle, zıt yönlü ve aynı yönlü TIGK'lerinin artış hızları da azalmıştır. Aynı nedenle, tam gelişmiş türbülanslı akış karakteristiklerine yaklaşıldıkça, zıt yönlü ve aynı yönlü TIGK'leri sabitlenirken, TIGK'leri arasındaki farklar da (ortalama yaklaşık %9,2) sabitlenmiştir. Daha basit bir anlatımla $Re \geq 6000$ 'den itibaren MK akışında, ısı ve hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş türbülanslı akış koşullarının, MK uzunluğunun büyük kısmında baskın hale geldiği anlaşılmaktadır. Çalışmamızdaki MK için bahsedilen bu etkiler; Ünverdi'nin [50] sayısal çalışmasında farklı Re sayılarında, akış

doğrultusunda farklı en-kesitlerdeki hız profilleri ve boru simetri düzlemindeki sıcaklık dağılımı görselleriyle desteklenerek ayrıntılı açıklanmıştır. Deneysel TIGK sonuçları; $Re \geq 6000$ 'in üzerinde debiyi artırmanın, MK'li ısı değiştiricinin hem zıt yönlü hem de aynı yönlü akış düzenlemelerinde, ısı performansına, yani TIGK'ye, etkisinin önemli olmadığını göstermektedir.

Laminar bölgedeki; zıt yönlü TIGK'leri aynı yönlü TIGK'lerine göre ortalama %31,8 daha yüksektir. Geçiş bölgesindeki ve gelişmekte olan türbülanslı akış bölgesindeki ortalama farklar, zıt yönlü lehine, sırasıyla %15,9 ve %9,6 daha yüksektir. Başka bir ifadeyle, Re sayısı arttıkça, baskın akış karakteristikleri laminardan, sırasıyla geçiş akışına ve gelişmekte olan türbülanslı akışa evrilirken, zıt yönlü ve aynı yönlü TIGK'leri arasındaki farklar da azalmaktadır. Çalışılan debi (60-600 l/h) aralığında; zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel basınç düşümlerinin Re sayısına bağlı değişimleri benzerdir ve aralarındaki farklar ortalama %24'tür.

3.2. Deneysel Verilerin Literatür ile Karşılaştırması (Comparison of Experimental Data with Literature)

Çalışmamızın giriş bölümünde TIGK ve basınç düşümü sonuçları verilen GB-ID'lerle yapılmış, çok sayıda deneysel çalışmadan [27-42] Tablo 1'de bahsedilmiştir. GB-MK-ID'nin TIGK'lerinin makro borulu ısı değiştiricilere göre daha yüksek olduğu görüldüğünden, sonuçların karşılaştırılmasında; giriş bölümünde ısı ve hidrodinamik sonuçların birlikte yayımlandığı, çalışmamızdaki deneysel TIGK'lerine yakın ve $500 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'nin üzerinde olduğu deneysel çalışmalar [27, 29, 38, 41] dikkate alınmıştır. Böylece GB-ID'de MK kullanmanın ısı geçişindeki iyileşmeye etkileri, literatürdeki [27, 29, 38, 41] deneysel TIGK'leriyle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Yeterli veriye ulaşılan deneysel çalışmalar arasından, çalışmamızın amacına uygun ve çalışmamızdaki 2 mm iç çaplı MK boyutlarına olabildiğince yakın iç çaplı boruların kullanıldığı literatür çalışmaları [27, 29, 38, 41], Tablo 3'te özetlenmiştir.

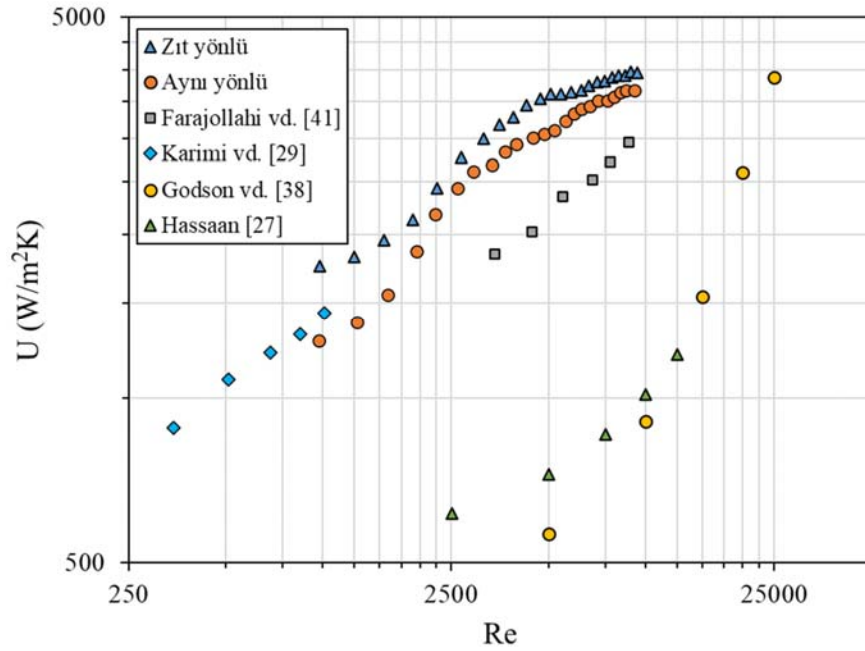
GB-MK-ID'den elde edilen deneysel TIGK'leri ile GB-ID literatüründen farklı araştırmacıların; farklı geometrik boyutlardaki ısı değiştiricilerden, farklı işletme koşullarında yapılan ve olabildiğince fazla tanımlayıcı verinin sunulduğu çalışmalardan elde ettikleri deneysel TIGK'leri, Re sayısına bağlı olarak Şekil 7'de verilmiştir.

Sıcaklıkları, debileri, termofiziksel özellikleri farklı iki ayrı akışkan akımı arasında ısı alışverişinin gerçekleştiği ısı değiştiricilerde, TIGK'nin hesaplanmasında literatürde izlenen en yaygın yöntem, her iki akışkan tarafı için ayrı ayrı belirlenen ortalama ısı taşınım katsayılarının kullanılmasına dayanmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiriciler için en önemli performans göstergesi olan TIGK, özellikle boru uzunluğunun boru iç çapına oranından (L/D) ve akışın hidrodinamik karakteristiklerinden (Re sayısı) etkilenmektedir.

Şekil 7'ye göre sabit Re sayısında, GB-ID'de MK kullanmak hem zıt yönlü hem de aynı yönlü akış düzenlemelerinde, TIGK'sinde önemli iyileşme sağlamıştır.

$Re=1000$ için GB-MK-ID'de zıt yönlü ($\sim 1750 \text{ W/m}^2\text{K}$) ve aynı yönlü ($\sim 1275 \text{ W/m}^2\text{K}$) deneylerde elde edilen TIGK'leri, Karimi vd. [29]'nin ($\sim 1430 \text{ W/m}^2\text{K}$) deneysel TIGK'sinden sırasıyla ~ 22 daha yüksek ve ~ 11 daha düşüktür.

$Re=9000$ için GB-MK-ID'de zıt yönlü ($\sim 3900 \text{ W/m}^2\text{K}$) ve aynı yönlü ($\sim 3650 \text{ W/m}^2\text{K}$) deneysel TIGK'leri, Farajollahi vd. [41]'nin ($\sim 2950 \text{ W/m}^2\text{K}$) deneysel sonuçlarından sırasıyla ~ 32 ve ~ 24 daha yüksektir. Aynı Re sayısında, zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK sonuçları ise Godson vd. [38]'ye ($\sim 900 \text{ W/m}^2\text{K}$) göre yaklaşık 4 kat daha büyüktür.



Şekil 7. Deneysel toplam ısı geçiş katsayılarının karşılaştırılması (Comparison of experimental overall heat transfer coefficients)

Tablo 3. Gövde borulu ısı değiştiricilerin yapısal özellikleri ve deneysel performansları
(Structural characteristics and experimental performances of shell and tube heat exchangers)

Araştırmacılar	D_i (mm)	L (mm)	L/D_i	N (adet)	ϕ (%)	n (adet)	Boru düzeni	Re (-)	U (W/m²K)	Δp (Pa)
Hassaan [27]	5,15	144	~28	7	-	2	-	2500-12.500	615-1200	125-255
Karimi vd. [29]	5,2	354	~68	28	25	7	Üçgen	350-1100	850-1500	450-1250
Godson vd. [38]	4	700	175	25	-	-	-	5000-25.000	560-4000	4100-32.500
Farajollahi vd. [41]	4,1	815	~199	16	25	-	-	3400-9000	1850-3000	-
Farajollahi ve Etemad [42]										7000-46.000
Zıt yönlü	2	240	120	13	25	4	Üçgen	980-9400	1745-4000	1200-87.400
Aynı yönlü								970-9250	1270-3675	1450-115.900

Literatürde $Re=25.000$ 'de en yüksek deneysel TIGK'nin elde edildiği Godson vd. [38]'nin (~ 3880 W/m²K) sonuçları ile karşılaştırıldığında; GB-MK-ID'de aynı/yakın deneysel TIGK'leri, zıt yönlü ve aynı yönlü (%6 fark ile) deneylerde sırasıyla; $Re \approx 7850$ ve $Re \approx 9250$ 'de elde edilmiştir. Yani, Godson vd. [38]'nin TIGK sonuçları GB-MK-ID'de zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerde sırasıyla; yaklaşık %70 ve %60 daha düşük Re sayılarında elde edilmiştir.

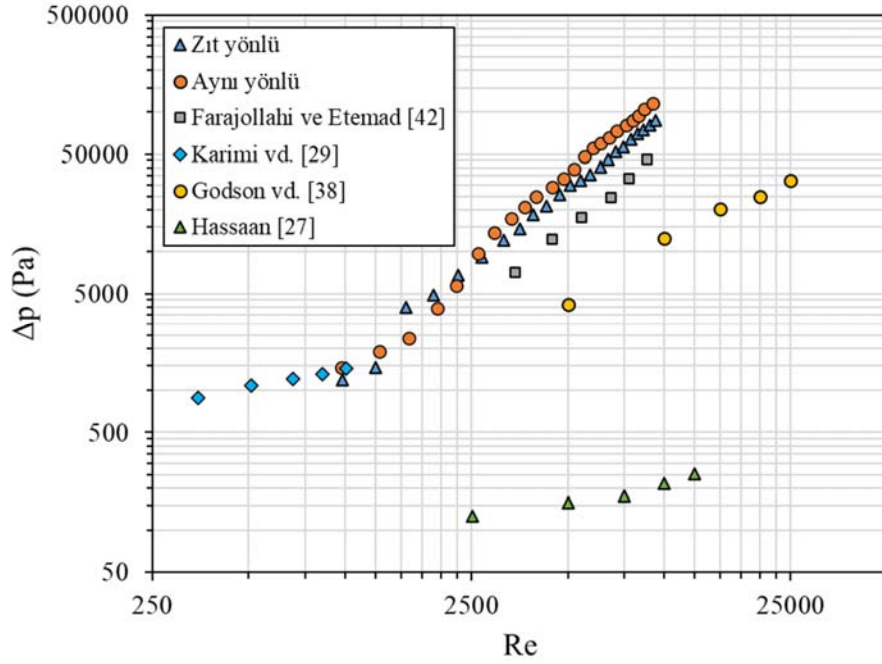
Benzer şekilde Farajollahi vd. [41]'nin en yüksek Re sayısında ($Re=9000$ için) ulaştığı deneysel TIGK sonucu (~ 2950 W/m²K), zıt yönlü deneylerde $Re \approx 3150$ 'de (yaklaşık %65 daha düşük) ve aynı yönlü deneylerde $Re \approx 4400$ 'de (yaklaşık %50 daha düşük) elde edilmiştir.

GB-MK-ID ile zıt yönlü deneylerde ($Re \approx 9400$ 'de) elde edilen en yüksek deneysel TIGK'sinde (~ 3956 W/m²K); Farajollahi vd. [41]'nin en yüksek sonuçlarına ($Re \approx 9000$ 'de) göre $\sim 1,3$ kat iyileşme sağlanmıştır. Bu TIGK aynı zamanda Godson vd. [38]'nin en yüksek sonuçlarına ($Re \approx 25.000$ 'de) oldukça yakındır. Benzer şekilde en yüksek Re sayılarında; Karimi vd. [29]'nin ($Re \approx 1010$ 'da) ve Hassaan [27]'nin ($Re \approx 12.500$ 'de) elde ettiği deneysel TIGK sonuçları (~ 1435 W/m²K ve ~ 1200 W/m²K), aynı yönlü deneylerde ($Re \approx 9220$ 'de) elde

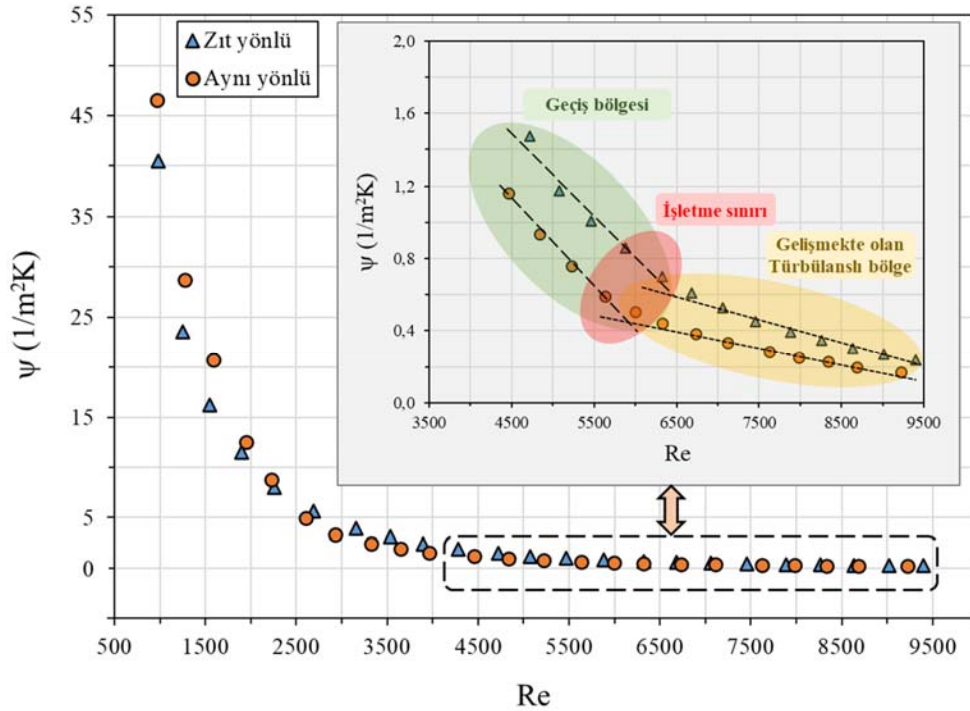
ettiğimiz sonuçlarla (~ 3673 W/m²K) karşılaştırıldığında, sırasıyla $\sim 2,6$ kat ve $\sim 3,1$ kat iyileşme elde edilmiştir.

Deneysel çalışmalar farklı gövde tarafı hidrodinamik koşullarında yapılsalar da literatürdeki TIGK sonuçları ile çalışmamızdaki TIGK'lerin Re sayısına bağlı karşılaştırmalı değerlendirmelerinde; GB-ID'de MK kullanmanın TIGK'de önemli ölçüde iyileşme ve kompaktlık artışı sağladığı görülmüştür. Ayrıca farklı endüstriyel süreçlerde ve ısı sistemlerinde kullanılan aracı akışkan miktarlarında azalma da sağlanmaktadır. Böylece enerji, boyut, alan, hacim ve malzeme tasarrufuyla, GB-ID'nin maliyetlerinde ve ağırlığında azalma sağlanmıştır. Bu da endüstriyel süreçlerin ve ısı sistemlerinin ekonomik ve çevresel bakımdan ilk yatırım ve işletme maliyetlerini düşürecektir.

GB-ID'de akış kanalı hidrolik çaplarının küçültülmesi ve kompaktlık artışının bahsedilen bu avantajların yanında, bu değişikliğin doğal bir sonucu olan basınç düşümünde görülecek artışlar da değerlendirilmelidir. Çünkü daha yüksek TIGK'nin elde edilmesi amacıyla kompaktlığın artırılması, daha büyük basınç düşümüne neden olacak ve pompalama gücünü de artıracaktır. Bu nedenle, TIGK'leri ile yapılan değerlendirmeye benzer bir karşılaştırma, basınç düşümleri için de Şekil 8'de yapılmıştır.



Şekil 8. Deneyel basınç düşümlerinin karşılaştırılması (Comparison of experimental pressure drops)



Şekil 9. Termohidrolik performans indeksinin Re sayısına bağlı değişimleri (Variations of thermohydraulic performance index based on Re number)

Çalışmamızdaki deneyel basınç düşümü sonuçları, ısı değiştiricinin girişi ile çıkışı arasında ölçülmüştür. Bu nedenle Şekil 8'de verilen kompakt MK'li ısı değiştiricinin boru tarafı basınç düşümü sonuçları, borulama sisteminden ısı değiştiriciye girişteki-çıkıştaki yerel basınç kayıplarını da içeren toplam basınç kayıplarıdır. Deneyel sonuçlara göre Re sayısı arttıkça akış kaynaklı basınç düşümü de artmaktadır.

Makro borulu ısı değiştiricilerle kıyaslandığında, MK kullanmak beklendiği gibi basınç düşümünde artışa neden olmuştur.

Karimi vd. [29]'nin $Re=1000$ 'deki basınç düşümü sonuçları, çalışmamızdaki hem zıt yönlü (%4 farkla) hem de aynı yönlü (%17 farkla) deneyel basınç düşümü sonuçlarıyla uyumludur. $Re=3500$ -

9000 aralığında; çalışmamızdaki basınç düşümü sonuçları, Farajollahi ve Etemad [42]'ın deneysel basınç düşümü sonuçlarına göre zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel basınç düşümü sonuçlarından ortalama 1,9 kat ve 2,5 kat daha büyüktür. Literatürden alınan diğer deneysel basınç düşümü sonuçları, kompakt MK'li ısı değiştiricinin boru tarafı basınç düşümü sonuçlarının altındadır.

Ancak deneysel boru tarafı basınç düşümü sonuçları, akış kanallarının uzunluğuna ve hidrolik çapına bağlıdır. Ayrıca akışkanların yoğunluğu ve viskozitesi gibi özellikleri dolayısıyla ortalama sıcaklıkları da basınç düşümünde etkilidir. Basınç düşümünü etkileyen asıl parametre de bilindiği gibi ortalama akış hızıdır. Elbette fark basınç ölçümünün kapsadığı test bölgesindeki çok sayıda değişken de deneysel basınç düşümünü etkilemektedir. Ayrıca daha önce de ifade ettiğimiz gibi toplam basınç düşümlerinin, basınç düşümlerinin ölçüldüğü bölgelerdeki yerel basınç kayıplarından ne kadar etkilendiğini hesaba katmak zordur ve belirsizdir. Dolayısıyla, MK'li kompakt ve makro borulu konvansiyonel GB-ID'ler arasında basınç düşümü bakımından yapılacak karşılaştırmada, bütün bu etkenler de hesaba katılmalıdır. Başka bir ifadeyle, basınç düşümü değerlendirmesini, aynı-yakın geometrik özelliklere sahip ısı değiştiriciler arasında ve özdeş hidrodinamik koşullardaki deneylerin sonuçlarıyla yapmak, daha doğru olacaktır. Ancak tüm bahsedilen değişkenler/etkenler dikkate alınarak bir değerlendirme yapılsa dahi MK'lerde daha yüksek basınç düşümü kaçınılmazdır.

GB-ID'de akış düzenlemesinden bağımsız olarak makro borular yerine kullanılan MK'ler TIGK'yi önemli ölçüde iyileştirmiştir. Ancak ısı geçişinde sağlanan bu önemli artışa, basınç düşümündeki artış da eşlik etmektedir.

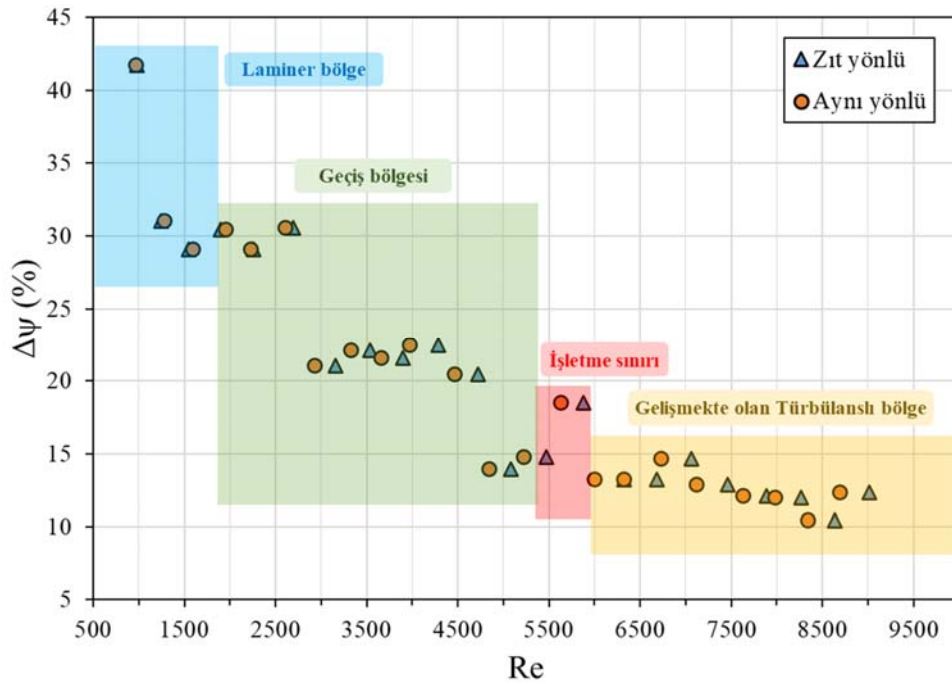
3.3. Mini Kanallı Isı Değiştiricinin İşletme Sınırları (Operating Limits of The Mini Channel Heat Exchanger)

Şekil 9'da GB-MK-ID'nin zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel sonuçları ile hesaplanan THPI'nin Re sayısına bağlı değişimleri verilmiştir. TIGK ve pompalama gücüne bağlı tanımlanan THPI ($\psi = U/W_{pg}$); GB-

MK-ID'nin ısı ve hidrodinamik karakteristiklerini bir arada değerlendirmeye olanak sağlamaktadır. THPI aynı zamanda ısı değiştiricideki basınç düşümü ve ısı değiştiriciden geçen debiye bağlı olarak hesaplanan pompalama gücü için gerekli akış enerjisinin tüketimi ile TIGK arasındaki etkileşimin yani ısı değiştiricinin akış enerjisini taşınımıyla ısı geçişine dönüştürmedeki verimliliğinin bir göstergesidir. Dolayısıyla bu THPI tanımıyla, ısı değiştiricinin genel ısı performansı ve boru tarafındaki hidrodinamik performansı bakımından en uygun çalışma koşulları belirlenebilmektedir. Diğer bir ifadeyle çalışmamızdaki ısı değiştiricinin boru tarafı akış karakteristiklerindeki değişime bağlı olarak ısı ve hidrodinamik performanslardaki değişimler dikkate alınarak gerekli işletme sınırları gösterilmektedir. Böylece çalışmamızda tasarladığımız ve ürettiğimiz laboratuvar ölçekli kompakt MK'li ısı değiştiricide, TIGK'deki iyileşme ve basınç düşümündeki artış arasındaki dengenin Re sayısına bağlı değişimlerini gösteren THPI'nin sınırları da değerlendirilmiştir.

Şekil 9'a göre TIGK'deki iyileşme ve basınç düşümündeki artış arasındaki dengiyi gösteren THPI; Re sayısı arttıkça, üstel olarak değişmiş ve asimptotik azalarak sabitlenmeye başlamıştır.

TIGK'deki iyileşme ile basınç düşümündeki artış arasındaki denge, enerji etkin bölge sınırı olan $Re=5500-6500$ aralığına kadar daha yüksek bir hızla azalmış, $Re \geq 6000$ 'den sonra bu azalmanın hızı düşmüştür. Bu nedenle $Re=5500-6500$ aralığı, çalışmamızdaki kompakt MK'li ısı değiştiricinin, zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerdeki THPI sonuçlarına göre üst işletme sınırı olarak kabul edilebilir. Yani, $Re=5500-6500$ aralığından sonra basınç düşümündeki artış ile TIGK'deki iyileşme dengelenmiştir. Bir başka ifadeyle de $Re=5500-6500$ aralığından sonra, TIGK'deki iyileşme ve basınç düşümündeki artış dengelenerek, THPI asimptota gitmektedir. Daha açık bir anlatımla; artan Re sayısına bağlı olarak hem TIGK artmış hem de sürtünme basınç kayıpları ortalama akış hızının karesiyle arttığından pompalama gücü de yaklaşık aynı oranda artmıştır. Bu nedenle GB-MK-ID'nin THPI'ye göre zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerde, hidrodinamik bakımdan işletme üst sınırı $Re \geq 6000$ 'dir.



Şekil 10. Ardışık termohidrolik performans indeksi yüzde farklarının Re sayısına bağlı değişimleri (Variations of sequential thermohydraulic performance index percentage differences based on Re number)

Şekil 10, ardışık farklı Re sayılarında hesaplanan THPİ'leri arasındaki yüzde farkların değişimini göstermektedir. Yani, Şekil 9'da verilen TIGK'deki iyileşme ve basınç düşümündeki artış arasındaki dengenin Re sayısına bağlı değişimi, boru tarafı baskın akış karakteristiklerindeki değişime bağlı olarak, Şekil 10'da verilen THPİ'nin yüzde değişim sonuçlarıyla desteklenmiştir. Bu sonuçlar, zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerde, ısı değiştiricinin her bir Re sayısı için hesaplanan performans indeksleri arasında çok büyük bir fark olmadığını göstermektedir. Isı değiştiricinin her iki yönlü deneydeki THPİ'lerinin ardışık Re sayıları için hesaplanan yüzde farkları, farklı baskın akış karakteristiklerinin görüldüğü bölgelerde sabittir. Bu farklar Re sayısı arttıkça baskın akış türündeki değişimle azaldığından, $Re=6000$ 'den sonra farkların neredeyse sabitlendikleri görülmüştür. Sonuç olarak, THPİ bakımından akış düzenlemesinin değişmesiyle, boru tarafında aynı akış karakteristiklerindeki ısı ve hidrodynamic performansların çok farklı olmadığı görülmüştür. Yani MK'li ısı değiştiricinin akış yönü bakımından THPİ'ye göre işletme sınırları değişmemektedir.

Özetlemek gerekirse; TIGK'ler, basınç düşümleri ve bu sonuçlar kullanılarak hesaplanan THPİ'nin ve ardışık THPİ farklarının Re sayısına bağlı değişimleri birlikte değerlendirildiğinde; kompakt GB-MK-ID'de $Re \sim 6000$ 'in üzerinde Re sayısını artırmak basınç kayıplarını hızla artırırken, TIGK'nin değişmediği ve THPİ'nin düşmeye devam ettiği görülmektedir. Diğer bir ifadeyle $Re \sim 6000$ 'in üzerinde Re sayısını artırmak, ısı değiştiricinin akış enerjisini taşınım ile ısı geçişine dönüştürme verimliliği düşürdüğünden anlamsızdır.

4. Sonuçlar (Conclusions)

Çalışmamızda, zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemelerinde GB-MK-ID'de TIGK'lerin ve basınç düşümlerinin Re sayısına bağlı değişimleri deneysel incelenmiştir. MK'li ısı değiştiricinin deneysel sonuçları, literatürden klasik makro borulu GB-ID'lerle elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. GB-MK-ID'nin TIGK ve basınç düşümünü yenmek için gerekli pompalama gücüne göre belirlenen THPİ'yle (ψ), Re sayısına bağlı işletme sınırları belirlenmiştir. Sudan-suya ısı geçişi deneylerinde farklı akış düzenlemelerinin, GB-MK-ID'de TIGK'ye ve basınç düşümüne etkilerinin incelendiği çalışmada elde edilen önemli sonuçlar şu şekildedir:

- Zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'leri arasındaki farklar %37-%77 arasındadır ve zıt yönlü deneysel TIGK'ler, aynı yönlü deneysel TIGK'lerinden ortalama %15 daha büyüktür.
- TIGK'nin Re sayısına bağlı değişimine göre akış karakteristikleri: laminar akış $Re \leq 1900$; geçiş akışı $1900 \leq Re \leq 6000$ ve gelişmekte olan türbülanslı akış $Re \geq 6000$ 'dir.
- $1900 \leq Re \leq 3500$ aralığında (geçiş akışı), zıt yönlü ve aynı yönlü deneysel TIGK'ler yakındır.
- Zıt yönlü ve aynı yönlü akış düzenlemelerinde sırasıyla $Re \geq 6000$ 'in ve $Re \geq 5000$ 'in üzerinde Re sayısını artırmanın TIGK'ye önemli bir etkisi olmamaktadır.
- Literatürdeki makro borulu ısı değiştiricilere göre MK'li ısı değiştirici ile TIGK'de; en düşük Re sayısında (~ 1000) 1,2 kat, en yüksek Re sayısında (~ 9000) 1,3 kat iyileşme sağlanmıştır. Ayrıca makro borulu ısı değiştiricide $Re=25.000$ 'de elde edilen TIGK, MK'li ısı değiştiricide $Re=9400$ 'de elde edilmiştir.
- Makro borulu ısı değiştiricilere göre MK'li ısı değiştiricinin basınç düşümü daha yüksektir.
- GB-MK-ID'nin zıt yönlü ve aynı yönlü deneylerde THPİ'ye göre işletme üst sınırı $Re \sim 6000$ 'dir.

Hidrolik çapın küçültüldüğü ısı değiştiricilerde, TIGK'yi artırarak, ısı geçişini iyileştirmek mümkündür. Ancak yapılan bu tür pasif ısı geçişi iyileştirme uygulamalarında, basınç düşümündeki artışlar 2044

kısıtlayıcıdır. Endüstriyel uygulamalarda kullanılacak kompakt ısı sistem tasarımlarıyla, malzeme ve enerji tüketiminin ve sera gazı emisyonlarının azaltılması, üretim süreçlerinin ve ürünlerin çevresel ve ekonomik maliyetlerini olumlu etkileyecektir. GB-ID'de MK kullanmak, ısı ve hidrodynamic koşullar birlikte değerlendirilmek şartıyla, çeşitli endüstriyel uygulamalarda enerji ve malzemenin etkin ve verimli kullanılması bakımından umut vadetmektedir.

5. Simgeler (Symbols)

5.1. Semboller ve Kısaltmalar (Symbols and Abbreviations)

A	: Alan (m^2)
c_p	: Özgül ısı (J/kgK)
D_h	: Hidrolik çap (m)
D_i	: Boru iç çapı (m)
D_o	: Boru dış çapı (m)
F	: Boyutsuz düzeltme faktörü (-)
GB-ID	: Gövde Borulu Isı Değiştirici
GB-MK-ID	: Gövde Borulu Mini Kanallı Isı Değiştirici
L	: Uzunluk (m)
l_B	: Şaşırtma levhaları arasındaki mesafe (m)
MK	: Mini Kanal
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
n	: Şaşırtma levhalarının sayısı (adet)
N	: Boru sayısı (adet)
Q	: Isı geçişi (W)
Re	: Reynolds sayısı (-)
T	: Sıcaklık (K)
THPİ	: TermoHidrolik Performans İndeksi
TIGK	: Toplam Isı Geçiş Katsayısı
u	: Hız (m/s)
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m^2K)
W_{pg}	: Pompalama gücü (W)
Δp	: Basınç düşümü (Pa)
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)

5.2. Yunan harfleri (Greek letters)

μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ϕ	: Şaşırtma levhası kesme oranı (%)
ψ	: Performans indeksi ($1/m^2K$)

5.3. Alt indisler (Subscripts)

b	: Boru
çık.	: Çıkış
g	: Gövde
gir.	: Giriş
ort.	: Ortalama

Kaynaklar (References)

1. Kandlikar S., Garimella S., Li D., Colin S., King M. R., Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2014.
2. Kandlikar S. G., Steinke M. E., Examples of microchannel mass transfer processes in biological systems, Proceedings of First International Conference on Minichannels and Microchannels. ASME, Rochester, NY, 933-943, April 24-25, 2003.
3. Yu Z.-Q., Li M.-T., Cao B.-Y., A comprehensive review on microchannel heat sinks for electronics cooling, International Journal of Extreme Manufacturing, 6 (2), 022005, 2024.
4. Wadekar V. V., Heat exchangers in process industry and mini-and microscale heat transfer, Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, Hoboken, NJ, USA, 318-322, September, 2005.

5. Mehendale S. S., Jacobi A. M., Shah R. K., Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with applications to heat exchanger design, *Applied Mechanics Reviews*, 53 (7), 175–193, 2000.
6. Kandlikar S. G., Grande W. J., Evolution of microchannel flow passages—thermohydraulic performance and fabrication technology, *Heat Transfer Engineering*, 24 (1), 3-1, 2003.
7. Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, New York, USA, 2020.
8. Kandlikar S.G., A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-Conditioning Systems—Current Status and Future Directions, *Heat Transfer Engineering*, 28 (12), 973–985, 2007.
9. Van de Bor D. M., Mini-channel heat exchangers for industrial distillation processes, Doktora Tezi, Delft/Netherlands University of Technology, Delft, 2014.
10. Hesselgreaves J. E., Law R., Reay D. A., Compact Heat Exchangers Selection, Design and Operation, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2017.
11. Sekulić D. P., Shah R. K., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Hoboken, USA, 2024.
12. Cui P., Yang W., Zhang W., Zhu K., Spitler J. D., Yu M., Advances in ground heat exchangers for space heating and cooling: Review and perspectives, *Energy and Built Environment*, 5 (2), 255-269, 2024.
13. Ko Y. M., Song J. Y., Lee J. W., Sohn S., Song C. H., Khoshvaght-Aliabadi, M., ... & Kang, Y. T., A critical review on Colburn j-factor and f-factor and energy performance analysis for finned tube heat exchangers, *Energy*, 287, 129609, 2024.
14. Yılmaz R., Özbaltalı N., Investigation of the thermal-hydraulic properties of a 1-footed spiral finned tube heat exchanger and derivation of new empirical correlations, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 40 (2), 1357–1370, 2025.
15. Tekin Y., Bilgili M., Numerical and experimental investigation of fin height effect in plug-in modules cooled by direct airflow through method, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 39 (4), 2617–2630, 2024.
16. Aljashaami B. A., Ali B. M., Salih S. A., Alwan N. T., Majeed M. H., Ali O. M., ... & Shcheklein S. E., Recent improvements to heating, ventilation, and cooling technologies for buildings based on renewable energy to achieve zero-energy buildings: A systematic review, *Results in Engineering*, 102769, 2024.
17. Daadoua M., Mathew B., Alnaimat F., Experimental investigation of pressure drop and heat transfer in minichannel with smooth and pin fin surfaces, *International Journal of Thermofluids*, 21, 100542, 2024.
18. Shin J. S., Kim M. H., An experimental study of flow condensation heat transfer in-side circular and rectangular mini-channels, *Heat Transfer Engineering*, 26, 36–44, 2005.
19. Dutkowsky K., Two-phase pressure drop of air-water in minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5185–5192, 2009.
20. Bilen K., Erdoğan İ., Özgüç F., Yoğuşma konusundaki literatüre genel bakış, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 40 (1), 713–748, 2024.
21. Col D. D., Cavallini A., Da Riva E., Mancin S., Censi G., Shell-and-Tube Minichannel Condenser for Low Refrigerant Charge, *Heat Transfer Engineering* 31 (6), 509–517, 2010.
22. Hejicik J., Jicha M., Single phase heat transfer in minichannels, EPJ Web of Conference 67, 02034, 2014.
23. Trang N.V., Trung D.T., Dzong D.V., Experimental study of alternative minichannel heat exchanger for scooter radiator, *International Journal of Emerging Research in Management & Technology*, 6 (4), 46–50, 2017.
24. Thulukkanam K., Heat exchanger design handbook, Volume I, CRC Press, New York, USA, 2024.
25. Ünverdi M., Küçük H., Yılmaz M. S., Nanoakışkanların enerji verimliliğine etkileri: mini kanallı gövde borulu ısı değiştiricide soğuyan nanoakışkanların deneysel performans incelemesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 44 (2), 259-279, 2024.
26. Çengel Y.A., Ghajar A.J Heat and mass transfer: fundamentals and applications, McGraw-Hill, New York, USA, 2020.
27. Hassaan A.M., An investigation for the performance of the using of nanofluids in shell and tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 177, 107569, 2022.
28. Dhinesh Kumar D., Arasu A. V., Experimental investigation on dimensionless numbers and heat transfer in nanocompositeliquid shell and tube heat exchanger, *Thermal Analysis and Calorimetry*, 143, 1537-1553, 2021.
29. Karimi S., Heyhat M.M., Isfahani A.H.M., Hosseinian A., Experimental investigation of convective heat transfer and pressure drop of SiC/water nanofluid in a shell and tube heat exchanger, *Heat Mass Transfer*, 56 (8), 2325–2331, 2020.
30. Salem M.R., Experimental investigation on the hydrothermal attributes of MWCNT/water nanofluid in the shell-side of shell and semi-circular tubes heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 176, 115438, 2020.
31. Sameer S., Prakash S.B., Ganesha T., Narayana S.G., Study on effectiveness using copper oxide nanofluid in shell and tube heat exchanger, *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 68 (12), 1-9, 2020.
32. Fares M., Mohammad, A. M., Mohammed, A. S., Heat transfer analysis of a shell and tube heat exchanger operated with graphene nanofluids, *Case Studies in Thermal Engineering*, 18, 100584, 2020.
33. Sajjad M., Ali H., Kamran M.S., Thermal-hydraulic analysis of water based ZrO₂ nanofluids in segmental baffled shell and tube heat exchangers, *Thermal Science*, 24 (2 Part B), 1195-1205, 2020.
34. Sivamani S., Murugan M., Venkatesan H., Premkumar M., Effect of flow rates on segmental baffle shell and tube heat exchanger using CuO-W nanofluids, *World Journal of Engineering*, 17 (1), 115–126, 2020.
35. Barzegarian R., Aloueyan A., Yousefi T., Thermal performance augmentation using water based Al₂O₃-gamma nanofluid in a horizontal shell and tube heat exchanger under forced circulation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86, 52-59, 2017.
36. Nallusamy S., Manikanda Prabu N., Heat Transfer Enhancement analysis of Al₂O₃-Water nanofluid through parallel and counter flow in shell and tube heat exchangers, *International Journal of Nanoscience*, 16, 1750020, 2017.
37. Kabeel A.E., Abdelgaied M., Overall heat transfer coefficient and pressure drop in a typical tubular exchanger employing alumina nanofluid as the tube side hot fluid, *Heat and Mass Transfer*, 52, 1417-1424, 2016.
38. Godson L., Deepak K., Enoch C., Raja B.R.J., Raja B., Heat transfer characteristics of silver/water nanofluids in a shell and tube heat exchanger, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 14, 489-496, 2014.
39. Shahrul, I. M., Mahbul, I. M., Saidur, R., Sabri, M. F. M., Experimental investigation on Al₂O₃-W, SiO₂-W and ZnO-W nanofluids and their application in a shell and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 547-558, 2016.
40. Albadr J., Tayal S., Alasadi M., Heat transfer through heat exchanger using Al₂O₃ nanofluid at different concentrations, *Case Studies in Thermal Engineering*, 1 (1), 38-44, 2013.
41. Farajollahi B., Etemad S.G., Hojjat M., Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (1-3), 12-17, 2010.
42. Farajollahi B., Etemad S.G., Pressure drop of nanofluid through a shell and tube heat exchanger, The 6th International Chemical Engineering Congress & Exhibition, Kish Island, Iran, 16-20 November 2009.
43. Kern D.Q., Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, USA, 1950.
44. Shah R.K., London L., Laminar flow forced convection in ducts. In: *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, USA, 1978.
45. Ünverdi M., Küçük H., Yılmaz M. S., Mini-kanallı gövde borulu ısı değiştirici tasarımı ve ısınan-soğuyan gövde tarafı deneysel performanslarının karşılaştırılması, *Tesisat Mühendisliği*, 180, 7-29, 2020.
46. Kline S.J., McClintock F.A., Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 75 (1), 3-8, 1953
47. Gnielinski V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 16 (2), 359–368, 1976.
48. Hausen H., Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener strömung, *Allg Wärmetechnik*, 9, 75–79, 1959.
49. Sinnott, R.K., Chemical Engineering Design: Chemical Engineering, Volume 6, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2005.
50. Ünverdi, M., Prediction of heat transfer coefficient and friction factor of mini channel shell and tube heat exchanger using numerical analysis and experimental validation, *International Journal of Thermal Sciences*, 171, 107182, 2022.

