

**ÇANKIRI KARATEKİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HİBRİT OLUKLU KANALLARDA KANATÇIKLARIN AKIŞ VE ISI
TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

Doğukan UYSAL

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ÇANKIRI
2025**

Her hakkı saklıdır

TEZ ONAYI

Doğukan UYSAL tarafından hazırlanan “**Hibrit Oluklu Kanallarda Kanatçıkların Akış ve Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi**” adlı tez çalışması 28/05/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Çankırı Karatekin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Kimya Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Selma AKÇAY

Eş Danışman : -

Jüri Üyeleri :

Başkan : Prof. Dr. Abdullah AKBULUT
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Çankırı Karatekin Üniversitesi

Üye : Doç. Dr. Selma AKÇAY
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Çankırı Karatekin Üniversitesi

Üye : Doç. Dr. Canan CİMÇİT
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Kocaeli Üniversitesi

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ersoy YILMAZ

Enstitü Müdürü

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Çankırı Karatekin Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğine göre hazırlamış olduğum “**Hibrit Oluklu Kanallarda Kanatçıkların Akış ve Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi**” konulu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, tezin Çankırı Karatekin Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü’nden başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve bu çalışmanın Çankırı Karatekin Üniversitesi tarafından kullanılan “Bilimsel İntihal Tespit Programı”yla tarandığını, “intihal içermediğini” beyan ederim. Çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması halinde ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara razı olduğumu bildiririm. Çankırı Karatekin Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca gereğinin yapılmasını arz ederim (28/05/2025).

Doğukan UYSAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HİBRİT OLUKLU KANALLARDA KANATÇIKLARIN AKIŞ VE ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Doğukan UYSAL

Çankırı Karatekin Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Selma AKÇAY

Bu çalışmada, hibrit dalgalı kanallarda kanatçıkların akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tabanlı ANSYS Fluent programı ile gerçekleştirilmiştir. Taşınım eşitliklerinde hız ve basınç ilişkisi SIMPLE algoritması ile çözülmüştür. Çalışmada ilk önce kanatçıksız hibrit dalgalı kanalların akış ve ısı transferi araştırılmıştır. Hibrit dalgalı kanallar, dikdörtgen dalga profiline ilave edilen üçgen, trapez ve dairesel geometriden oluşan üç farklı dalga profilinden oluşmaktadır. Böylece, dikdörtgen-üçgen (DÜ), dikdörtgen-dairesel (DD) ve dikdörtgen-trapez (DT) profilleri içeren üç farklı hibrit dalgalı kanal tasarımı dikkate alınmıştır. Sonuçlar dikdörtgen dalgalı kanal akışı ile karşılaştırılmıştır. Dalgalı kanalların yüzeyleri sabit bir sıcaklıkta ($T_w = 380K$) tutulmuş ve Reynolds sayısı $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığında değiştirilmiştir. Her bir hibrit kanal tasarımı için akış ve ısı transferi karakteristikleri analiz edilmiş ve Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f), basınç düşüşü (ΔP) ve performans faktörü (PF) hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, dikdörtgen- trapez (DT) hibrit dalgalı kanalda en iyi performans faktörünün sağlandığını göstermiştir. Bu nedenle DT hibrit kanal içerisine V tipi, Y tipi ve V-Y tipi (hibrit tip) olmak üzere üç farklı kanatçık yerleştirilmiş ve akış ve ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Analizlerde, kanatçıksız Düz kanal ile DT- hibrit dalgalı kanal karşılaştırıldığında, Nu yaklaşık 4,9 kat artış sağlarken basınç düşüşü yaklaşık 15,8 kat artmıştır. Hibrit oluklu kanallar üniform dikdörtgen oluklu kanala kıyasla basınç düşüşünde önemli bir artış olmadan daha yüksek ısı transferi sağlamıştır. Kanatçıkların varlığında, en yüksek ısı transferi V tipi kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanalda elde edilirken ($Nu = 73,90$), en düşük basınç kaybının Y tipi kanatçıklı kanalda meydana geldiği gözlenmiştir ($\Delta P = 259,39$ Pa). En iyi performans faktörü (PF) kanatçıksız DT kanalda bulunurken ($PF = 2,95$); kanatçıklı kanalda PF, Reynolds sayısındaki artışla birlikte düşme eğilimi göstermiştir. Elde edilen bulgular hem ısı transferi hem de akış direnci dikkate alınarak tasarlanacak kanallarda, kanatçık tipinin ve kanal geometrisinin birlikte değerlendirilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

2025, 99 Sayfa

ANAHTAR KELİMELER: Hibrit dalgalı kanallar, Kanatçıklar, Isı transferi iyileşmesi

ABSTRACT

Master of Science Thesis

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF WINGLETS ON FLOW AND HEAT TRANSFER IN HYBRID CORRUGATED CHANNELS

Doğukan UYSAL

Çankırı Karatekin University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Selma AKÇAY

In this study, the effect of winglets on the flow and heat transfer in hybrid wavy channels is investigated numerically. The numerical study was carried out with the ANSYS Fluent program based on Computational Fluid Dynamics (CFD). The velocity and pressure relationship in the transport equations was solved by the SIMPLE algorithm. Firstly, the flow and heat transfer of hybrid wavy channels without winglets were investigated in the study. Hybrid wavy channels consist of three different wave profiles consisting of triangular, trapezoidal and circular geometries added to the rectangular wave profile. Thus, three different hybrid wavy channel designs including rectangular-triangular (DU), rectangular-circular (DD) and rectangular-trapezoidal (DT) profiles were considered. The results were compared with the rectangular wavy channel flow. The surfaces of the wavy channels were kept at a constant temperature ($T_w = 380K$) and the Reynolds number was varied in the range of $2000 \leq Re \leq 10000$. For each hybrid channel design, the flow and heat transfer characteristics were analyzed and the Nusselt number (Nu), friction factor (f), pressure drop (ΔP) and performance factor (PF) were calculated. The results showed that the best performance factor was provided in the rectangular-trapezoidal (DT) hybrid corrugated channel. Therefore, three different winglets, namely V type, Y type and V-Y type (hybrid type), were placed in the DT hybrid channel and their effects on the flow and heat transfer were analyzed. In the analyses, when the flat channel without winglets was compared with the DT-hybrid corrugated channel, Nu increased by approximately 4.9 times while the pressure drop increased by approximately 15.8 times. The hybrid corrugated channels provided higher heat transfer without a significant increase in pressure drop compared to the uniform rectangular corrugated channel. In the presence of winglets, the highest heat transfer was obtained in the DT hybrid wavy channel with V-type winglets (Nu = 73.90), while the lowest pressure loss was observed in the channel with Y-type winglets ($\Delta P = 259.39$ Pa). The best performance factor (PF) was found in the DT channel without winglets (PF = 2.95), while in the channel with winglets, the PF tended to decrease with the increase in Reynolds number. The findings show that in channels to be designed considering both heat transfer and flow resistance, the winglet type and channel geometry should be evaluated together.

2025, 99 pages

Keywords: Hybrid wavy channels, Winglets, Heat transfer enhancement



ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Mesleğimin derinliklerine inmek ve insanlığa daha büyük katkılar sağlamak amacıyla çıktığım yüksek lisans yolculuğunda, önemli bir dönüm noktasına ulaşmış bulunmaktayım. Bu süreç boyunca karşılaştığım zorluklar ve engeller, hedeflerime ulaşma yolunda bana önemli deneyimler kazandırdı.

Öncelikle, tez danışmanım Doç. Dr. Selma AKÇAY’a şükranlarımı sunarım. Tez sürecinde bana verdiği kıymetli rehberlik, sabır ve anlayış için kendisine teşekkür ederim. Bilgi birikimi ve profesyonel desteği sayesinde bu çalışma başarıya ulaşmıştır. Her aşamada gösterdiği ilgi ve önerileri, bu tezin kalitesini artırmaya katkıda bulundu.

Sevgili eşim Aydan’ın tez sürecinde bana verdiği destek ve motivasyon için kendisine teşekkür ederim. Bu zorlu yolculukta her zaman yanımda olduğunu hissettirdiği ve cesaretlendirdiği için sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çankırı Karatekin Üniversitesi’ndeki değerli bölüm hocalarıma, bilgi ve deneyimlerini benimle paylaştığı için teşekkür ederim.

Doğukan UYSAL

Çankırı, Mayıs 2025

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	5
2.1 Dalgalı ve Oluklu Kanallar	5
2.2 Kanatçık/Bölmeler İçeren Kanallar	18
3. SAYISAL ÇALIŞMA	35
3.1 Hibrit Dalgalı Kanallarda Akış ve Isı Transferi	35
3.1.1 Sayısal model.....	35
3.1.2 Korunum denklemleri ve kabuller.....	36
3.1.3 Sayısal çözüm metodu ve sınır şartları	38
3.1.4 Sayısal çözümlerin doğrulanması.....	41
3.1.5 Veri Azaltma	43
3.1.6 Bulgular ve tartışma	46
3.1.7 Hibrit dalgalı kanallarda basınç düşüşü ve sürtünme faktörü	59
3.1.8 Hibrit dalgalı profillerin performans faktörü üzerindeki etkileri	64
3.2 Hibrit Oluklu Kanallarda Kanatçıkların Etkisi	65
3.2.1 Kanatçıkların geometrisi ve yerleşimi	66
3.2.2 Sayısal yöntemi ve sınır şartları	68
3.2.3 Kanatçıkların ısı transferine etkisi.....	69
3.2.4 Kanatçıkların sürtünme faktörü ve basınç düşüşüne etkisi	85
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	92
KAYNAKLAR	95

SİMGELER DİZİNİ

D_h	Hidrolik çap (m)
ΔP	Basınç düşümü (Pa)
ΔT	Sıcaklık farkı (C°)
ε	Türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
f	Sürtünme faktörü
$f_{(rel)s}$	Düz kanalda sürtünme faktörü
$f_{(rel)w}$	Dikdörtgen kanala ait sürtünme faktörü
H	Kanal yüksekliği (m)
H_{max}	Maksimum kanal yüksekliği (m)
H_{min}	Minimum kanal yüksekliği (m)
L_1	Kanalın giriş uzunluğu (m)
L_2	Isıtılmış dalgalı kanal uzunluğu (m)
L_3	Kanalın çıkış uzunluğu (m)
Nu	Nusselt sayısı
Nu_s	Düz kanalın Nusselt sayısı
Nu_w	Oluklu kanallara ait Nusselt sayısı
Nu_h	Hibrit oluklu kanallardaki Nusselt sayısı
Nu_{rec}	Dikdörtgen kanalda Nusselt sayısı
P	Basınç (Pa)
Pr	Prandtl Sayısı
q''	Yüzey ısı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık (K)
T_{in}	Giriş sıcaklığı (K)
T_o	Çıkış sıcaklığı (K)
T_w	Yüzey sıcaklığı (K)
u_{in}	Giriş hızı (m/s)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
λ	Isı iletkenliği (W/m ²)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

KISALTMALAR DİZİNİ

D	Üniform dikdörtgen kanal
DD	Dikdörtge-dairesel kanal
DT	Dikdörtgen-trapez kanal
DÜ	Dikdörtgen-üçgen kanal
Düz	Düz kanal
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
PF	Performans faktörü
V	V kanatçık tipi
Y	Y kanatçık tipi



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 Farklı yiv geometrileri (Mohammed et al. 2012).....	5
Şekil 2.2 Dikdörtgen yiv geometrisi (Manca 2012).....	6
Şekil 2.3 Dikdörtgen oluklu kanal geometrisi (Tokgöz et al. 2016).....	7
Şekil 2.4 Dikdörtgen oluklu kanal (Zhang et al. 2019).....	9
Şekil 2.5 Geometrileri farklı oluk tipleri (Jaffal et al. 2021)	12
Şekil 2.6 Üçgen geometrilili oluklu kanal (Hoang et al. 2021).....	12
Şekil 2.7 Farklı açılarda yivli kanalların geometrileri (Alhamid and Al-Obaidi 2021).....	13
Şekil 2.8 Oluklu bölgelerde hız değişimi konturları (Naderifar et al. 2022)	14
Şekil 2.9 Farklı yerleşim ve geometride oluklu yüzeyler (Shafiei et al. 2022).....	15
Şekil 2.10 Dairesel ve dikdörtgen oluklu kanal (Abugnah et al. 2022)	16
Şekil 2.11 Derinliği değişen oluklu yüzeyler (Islam et al. 2023).....	17
Şekil 2.12 Kanal içinde kanatçık yerleşimleri (Fu et al. 2023).....	19
Şekil 2.13 Yaprak tipi girdap üreticileri (Aliabadi et al. 2014)	20
Şekil 2.14 Akış yönüne göre V tipi kanatçık (Sabaghan et al. 2016)	20
Şekil 2.15 Kare geometrilili kanalda bölmelerin yerleşimleri (Boukhadia et al. 2018).....	21
Şekil 2.16 Kanatçık tasarımı (Sungur ve Topaloğlu 2018).....	22
Şekil 2.17 Trapezoidal oluk tipi (Öğüt ve Dilki 2019)	23
Şekil 2.18 Üçgen girdap oluşturmalar (Tian et al. 2020).....	23
Şekil 2.19 Deneysel çalışma için tasarlanmış kanatçıklar (Hassani et al. 2020)	24
Şekil 2.20 Deneysel çalışma için tasarlanmış kanatçıklar (Sun et al. 2020).....	25
Şekil 2.21 Oluklu kanalda ağ sistemi (Ali et al. 2021)	26
Şekil 2.22 Kanatçık olarak kullanılan bakır levha (Hassan et al. 2022)	27
Şekil 2.23 Deneysel çalışma için hazırlanmış kanal (Vengadesan et al. 2022)	28
Şekil 2.24 Farklı kanatçık tasarımları ve yerleşimleri (Ibrahim et al. 2022)	29
Şekil 2.25 Özgün kanatçık tasarımı (Wu et al. 2022)	30
Şekil 2.26 Kanatçıklar ve yerleşim açıları (Gholizadeh et al. 2022).....	32
Şekil 3.1 Farklı dalga profillerine sahip dalgalı kanal geometrileri, (a) D kanal, (b) DÜ kanal (c) DD kanal, (d) DT kanal	35
Şekil 3.2 Dikdörtgen kanal için ağ görünümü	38
Şekil 3.3 Ağ bağımsızlık testi	39
Şekil 3.4 Sınır koşullarının tanımı	40
Şekil 3.5 Bu çalışmanın önceki çalışmalar ile doğrulanması (Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi)	41
Şekil 3.6 Bu çalışmanın önceki çalışmalar ile doğrulanması (Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi).....	42
Şekil 3.7 $Re = 2000$ için (a) sıcaklık konturları ve (b) hız konturları	46
Şekil 3.8 $Re = 10000$ için (a) sıcaklık konturları ve (b) hız konturları	48
Şekil 3.9 Dikdörtgen dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları	49
Şekil 3.10 Dikdörtgen ve dairesel (DD) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları.....	50

Şekil 3.11 Dikdörtgen ve trapez (DT) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları.....	51
Şekil 3.12 Dikdörtgen ve üçgen (DÜ) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları.....	52
Şekil 3.13 $Re = 8000$ için test edilen tüm dalgalı kanallarda vorticity kontur görüntüleri	53
Şekil 3.14 $Re = 8000$ 'deki dikdörtgen-üçgen hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri.....	54
Şekil 3.15 $Re = 8000$ 'deki DD hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri.....	55
Şekil 3.16 $Re = 8000$ 'deki DT hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri	55
Şekil 3.17 Tüm oluklu kanallar için yüzey ısı transfer katsayısının değişimi ($Re = 6000$)	56
Şekil 3.18 DT hibrit dalgalı kanalda farklı Re ile yüzey ısı transfer katsayısının değişimi	57
Şekil 3.19 Tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile (a) Nusselt sayısı ve (b) ısı transferi iyileşme oranı.....	58
Şekil 3.20 Tüm dalgalı kanallarda basınç konturları (a) $Re = 2000$, (b) $Re = 10000$	60
Şekil 3.21 $Re = 4000$ için tüm dalgalı kanallarda yerel yüzey sürtünme katsayısının değişimi .	60
Şekil 3.22 DD hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayılarında yüzey sürtünme katsayısının değişimi.....	61
Şekil 3.23 Tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile (a) basınç düşüşü ve (b)sürtünme faktörünün değişimi	63
Şekil 3.24 Reynolds sayısı ile performans faktörünün değişimi, (a) düz kanal referans alındığında, (b) üniform dikdörtgen dalgalı kanal referans alındığında.....	65
Şekil 3.25 Dikdörtgen-trapez hibrit dalgalı kanalda kullanılan kanatçık tipleri (a) V-tipi kanatçık, (b) Y-tipi kanatçık, (c) V-Y tipi hibrit kanatçık	66
Şekil 3.26 DT hibrit dalgalı kanalda Y-tipi ve V-tipi kanatçıkların yerleşimi ve geometrileri ..	67
Şekil 3.27 Hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda ağ yapısının görünümü	68
Şekil 3.28 $Re = 2000$ için DT hibrit dalgalı kanalda Y-tipi, V-tipi ve hibrit kanatçıkların (a) sıcaklık konturları, (b) hız konturları	70
Şekil 3.29 $Re = 10000$ için DT hibrit dalgalı kanalda Y tipi, V tipi ve hibrit kanatçıkların (a) sıcaklık konturları, (b) hız konturları	71
Şekil 3.30 Farklı Reynolds sayıları için Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda sıcaklık konturları	72
Şekil 3.31 Farklı Reynolds sayıları için V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda sıcaklık konturları	73
Şekil 3.32 Artan Reynolds sayısı ile DT hibrit Kanalda Hibrit Kanatçık için sıcaklık konturları	75
Şekil 3.33 Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda hız vektörleri ($Re = 10000$)	76
Şekil 3.34 V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda hız vektörleri ($Re = 10000$)	77
Şekil 3.35 DT kanalda Hibrit kanatçıkların hız vektörleri $Re = 10000$	78
Şekil 3.36 $Re = 6000$ için DT hibrit dalgalı kanallarda kanatçıkların vorticity oluşumuna etkisi	79
Şekil 3.37 Farklı Reynolds sayılarında Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi	80
Şekil 3.38 Farklı Reynolds sayılarında V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi	81

Şekil 3.39 Farklı Reynolds sayılarında hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi	82
Şekil 3.40 Tüm kanatçık konfigürasyonları için DT hibrit dalgalı kanalda yüzey ısı transfer katsayısının değişimi ($Re = 6000$)	83
Şekil 3.41 Tüm kanal geometrileri ve kanatçık yapılarında Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi.....	84
Şekil 3.42 Her üç kanatçık tasarımları için DT hibrit dalgalı kanalda elde edilen basınç konturları (a) $Re = 6000$, (b) $Re = 10000$	86
Şekil 3.43 Tüm kanatçıklar ile DT kanallarda ve düz kanalda Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi	87
Şekil 3.44 $Re = 8000$ için tüm kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanallarda yerel yüzey sürtünme katsayısının değişimi.....	88
Şekil 3.45 Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı ile basınç düşüşünün karşılaştırılması	90
Şekil 3.46 Farklı kanal ve kanatçık yapılarına göre Reynolds sayısına ile performans faktörünün değişimi.....	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 Kanal profiline göre sayısal modele uyarlanan eleman sayıları	38
---	----



1. GİRİŞ

Son zamanlarda, teknolojik gelişmelerle birlikte enerji tüketimi, enerji verimliliği ve enerji tasarrufu gibi konular son derece önemli hale gelmiştir. Nüfusun artması, teknolojik gelişmelerin daha fazla enerji ihtiyacı oluşturması ve yaşam standartlarının yükselmesi gibi faktörler, enerji ihtiyacının sürekli artmasına neden olmaktadır. Bu dönemde, enerji ve ekonomik büyüme arasında güçlü bir bağ bulunmaktadır. Ayrıca, pandemi nedeniyle ekonomik sıkıntılar yaşanmış ve enerji talebinin karşılanamadığı, bu nedenle tasarruf yapmanın gerektiği bir döneme geçilmiştir. Bu süreçte, enerji üretiminin yanı sıra enerjinin verimli kullanılmasının ve tasarruf edilmesinin ne kadar önemli olduğu anlaşılmıştır.

Özellikle sanayi uygulamalarında ısı geri kazanımı ve ısıtma/soğutma gibi termal sistemlerinin daha verimli hale getirilmesi için yapılan çalışmalar önem kazanmıştır. Bu nedenle, enerji tasarrufu ve verimliliği için ısı transferi üzerindeki çalışmalar artmıştır. Enerji tüketimi sırasında açığa çıkan ısı kontrol edilerek geri kazanımı veya tam tersi olarak ısınan birimlerin soğutulması amaçlanmaktadır. Bu tür ısı transferi, günümüz mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılan bir konudur. Özellikle gıda endüstrisi, otomotiv endüstrisi, termal ölçüm ve kontrol sistemleri, elektronik cihazlar (bilgisayarlar, cep telefonları, televizyonlar vb.), malzeme bilimi ve mühendisliği gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Isı transferini iyileştirmek için birçok yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler genel olarak pasif ve aktif ısı transferi iyileştirme yöntemleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Bazı durumlarda pasif ve aktif yöntemlerin birlikte kullanıldığı birleşik yöntemlerden de yararlanılabilir. Pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin ilave dış bir enerjiye ihtiyaç duymamaları bu yöntemin önemli bir avantajını oluşturmaktadır. Bu yöntem; dalgalı, oluklu veya yivli kanallar ve kanal yüzeylerinde yapılan düzenlemeler, uzatılmış yüzeyler, kanal içine ilave edilen bölmeler, kanala eklenen türbülötörler, vorteks üreteçleri gibi modifikasyonları içermektedir. Bu yöntem ısı eşanjörleri başta olmak üzere termal cihazlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Aktif yöntemlerde ise daha

fazla ısı transfer iyileşmesi elde edilmesine rağmen dışarıdan bir ilave enerji girişine ihtiyaç duyulması bu yöntemin başlıca dezavantajını oluşturur. Bu nedenle, enerji verimliliği ve tasarrufu açısından pasif sistemlere olan ilgi her geçen gün artmaktadır. Pasif ısı transferi iyileştirme yöntemleri dinamik parçalar içermediği için ekonomiktir, yapıları kolaydır, arıza gibi durumlar sözkonusu olmadığından maliyetleri düşüktür. (Navaei et al. 2015)

Pasif ısı transfer iyileştirme yöntemlerinin en yaygın uygulamalarından biri dalgalı ve oluklu kanalların kullanılmasıdır. Oluklar ve yivler kanal içine veya dışına doğru olan genişletilmiş yüzeylerdir. Bu yöntemde, ısı transferini artırmak için kanalın ısı transfer yüzey alanı genişletilir ve akışkanın kanalın yüzeyi ile olan teması artırılır (Wu et al. 2022). Bu kanallarda dalga veya oluk profilleri farklı geometriye sahip olabilmektedir. Dalgalı kanallarda dalga profilinin geometrisi, dalga sayısı, dalga genliği ve dalga profilleri arasındaki mesafelerin akış ve ısı transferine etkileri yapılan çalışmalarla araştırılmıştır (Ahmed et al. 2014). Bu çalışmalarda dalgalı kanallarda geometrik parametrelerin akış ve ısı transferi açısından optimum değerleri elde edilmeye çalışılmıştır. Dalgalı kanallarda ısı transferinin, düz kanallara göre daha yüksek elde edildiği yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır. Ancak düz kanallara göre basınç düşüşünde bir miktar artış gözlenir (Hassani et al. 2020). Bu nedenle kanal akışlarında ısı transferi iyileşmesinin basınç düşüşü ile değerlendirilmesi gerekir. Oluklu ve dalgalı kanallar aynı zamanda kendi kendine akış salınımlarına neden olur. Bu salınımlar akış karışımının iyileşmesini sağlar. Homojen bir akış, kanal içindeki sıcaklık farklılıklarını önleyerek ısı transferini artırır. Farklı geometrilere sahip oluklu ve dalgalı yüzeylerin akış ve ısı transferi pek çok deneysel ve sayısal çalışmalarla araştırılmıştır (Akçay 2022a; Akçay 2022b). Bu çalışmalarda, oluklu ve dalgalı kanallarda basınç düşüşünde bir artış ile yüksek termohidrolik performans elde edildiği bildirilmiştir (Vengadesan et al. 2022). Deylami et al. (2013), farklı geometrik parametreler için dalgalı bir kanalda akış ve ısı transferini sayısal olarak araştırmışlar ve çalışma sonucunda termal ve hidrolik performansın kanal geometrisinden oldukça etkilendiğini rapor etmişlerdir.

Günümüz mühendislik uygulamalarında sıklıkla karşılaştığımız bir diğer pasif ısı transferi iyileştirme yöntemi kanala kanat ve kanatçık gibi modifikasyonların

eklenmesidir. Kanatçıklar ısı transferini artıran pasif ısı transferi yöntemlerindendir. Kanatçıklar, özgün tasarımlara sahip kanal içine farklı bölgelere eklenen türbülantör veya vorteks üreteçleri adı verilen materyallerdir. Kanala ilave edilen kanatçıklar, kanal içerisinde ısı transferinin artırılması istenilen bir yöne veya bölgeye akışı yönlendirmektedir. Ayrıca bu kanatçıklar akışta türbülans etkilerini artırarak akış karışımını iyileştirmektedir. Pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden birisi olan kanatçıklara sahip kanallar son yıllarda geometri, materyal, yerleşim gibi farklı özellikleri değiştirilerek araştırılmıştır (Akçay 2022b). Kanatçıklar farklı geometrik tasarımlara sahip olabilir. Bu ve buna benzer birçok çalışma yapılmış ve araştırılmıştır. Elde edilen bulgularda ise kanatçıkların yüksekliğinin, yerleşiminin, geometrisinin, kanal içinde bulunduğu konumun ve kanatçık sayısının ısı transferini doğrudan etkilediği bildirilmiştir (Mohammed et al. 2012). Kanatçık ilavesinin kanalda basınç düşüşünü bir miktar artırmakla birlikte oluşturduğu türbülans etkisi ile termal performansta artış meydana getirdiği bilinmektedir (Aliabadi et al. 2014). Akış ve ısı transferi; kanala ilave edilen bu tür modifikasyonların geometrisi, kanal içindeki konumları, sayıları gibi pek çok parametreden etkilenmektedir. Bu konuda pek çok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiş olup bu çalışmaların sonuçları kanatçıkların ısı transferini oldukça iyileştirdiğini göstermektedir (Akçay, 2022a; Akçay and Akdağ 2023). Isı transferini iyileştiren bu düzenlemeler akışa karşı bir engel teşkil ettikleri için kanal içinde basınç düşüşünde bir miktar artış kaçınılmaz olmaktadır. Pompalama gücünü çok fazla artırmadan ısı transferini iyileştiren kanatçık yapıları halen araştırılmaktadır.

Isı transferini daha fazla iyileştirmek için iki veya daha fazla pasif yöntem birlikte kullanılmaktadır. Yapılan literatür çalışmalarında oluklu kanallar ve kanatçık ilave edilmiş dalgalı kanallar farklı çalışmalarla incelenmiştir. Dalgalı kanallarda kanatçıkların kullanımına ait çok fazla çalışma olmasına rağmen en uygun dalgalı kanal geometrisi ve en uygun kanatçık yapısını araştırarak çalışmalar halen devam etmektedir. Bu nedenle bu çalışma, şimdiye kadar açık literatürde araştırılmayan farklı geometriye sahip hibrit dalgalı kanal yapılarını önermektedir. Ayrıca önerilen bu dalgalı kanallara farklı tasarıma sahip üç farklı kanatçık ilave edilerek iki farklı pasif yöntemin bir arada uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, hibrit dalgalı bir kanalda farklı

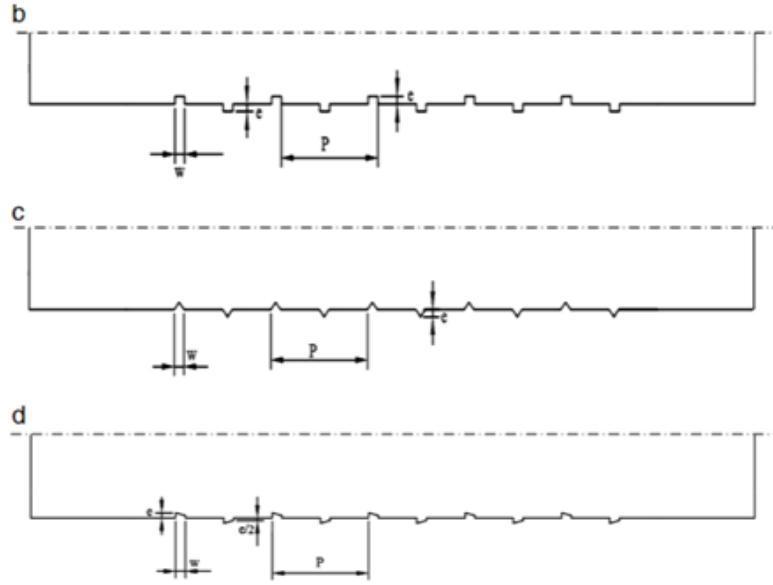
geometrilere sahip kanatçık tasarımlarının hidrolik ve termal performansa etkileri analiz edilmektedir. Önceki çalışmalarda dalgalı kanal geometrisi genel olarak üniform bir dalga profilinden oluşmaktadır. Kanala ilave edilen kanatçıkların ise genellikle düz bir kanal içinde konumlandığı görülmektedir. Bu çalışmada ise iki farklı dalga profilinden oluşan hibrit dalgalı kanallara eklenen farklı tasarıma sahip üç farklı kanatçık yapısının akış ve ısı transferine etkileri kapsamlı olarak araştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada temel amaç, en yüksek ısı transferinin en az basınç düşüşü ile elde edildiği kanal profilini ve kanatçık yapısını belirlemektir. Bu yaklaşım hem dalga profili hem de kanatçık tasarımı değişkenlerini birlikte ele alarak özgün bir analiz sunmakta ve mevcut literatüre yenilikçi bir katkı sağlamaktadır.



2. LİTERATÜR ÖZETİ

2.1 Dalgalı ve Oluklu Kanallar

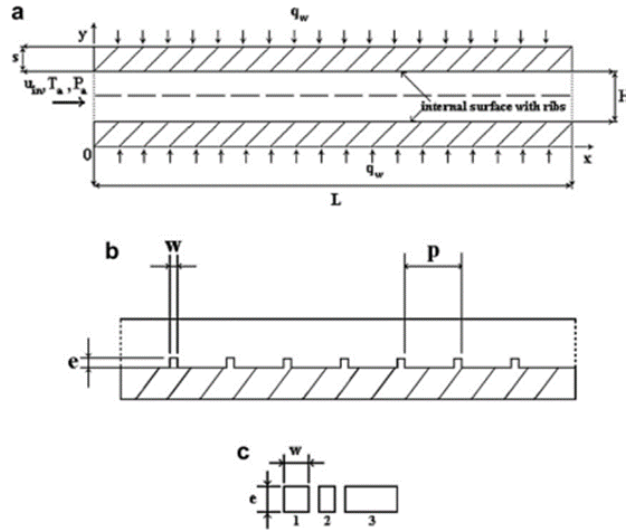
Mohammed et al. (2012), yivli kanallar içerisindeki türbülanslı akışta nanoakışkanların termal ve hidrolik performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, iş yapan akışkan olarak %4 hacim oranında SiO_2 -su bazlı nanoakışkan kullanılmıştır. İncelenen Reynolds sayısı aralığı $5000 \leq \text{Re} \leq 20000$ olup, düşük Reynolds sayılarında sürtünme faktörünün yüksek olduğu, ancak Reynolds sayısı arttıkça bu değerin azalma eğilimi gösterdiği tespit edilmiştir. Ayrıca, yivli kanallarda sürtünmenin düz kanallara kıyasla daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Çalışma kapsamında farklı kanatçık en-boy oranları değerlendirilmiş ve en-boy oranı 4 olan kanatçık tasarımının, diğer oranlara kıyasla daha yüksek ısı transferi sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 2.1 Farklı yiv geometrileri (Mohammed et al. 2012)

Manca et al. (2012), farklı geometrideki yivli kanallarda nanoakışkanın zorlanmış konveksiyonunu sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan yivlerin en boy oranının ve yivler arası mesafenin etkilerini araştırmışlardır. Al_2O_3 - H_2O nanoakışkanın %1 ve %4 olarak iki farklı hacimsel oranını kullanmışlardır. Reynolds sayısı $20000 \leq \text{Re} \leq 60000$ aralığında değişmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, nanoakışkan

kullanımı ısı transferini artırmakla birlikte, basınç düşüşlerinde de artışa neden olmuştur. En yüksek Nusselt sayısı, kare ve dikdörtgen kesitli kanallar için, aralık/boy oranı 8 ve 10 olduğunda elde edilmiştir. Ayrıca, en yüksek performans katsayısı, aralık/boy oranı 8 olduğunda gözlemlenmiştir.



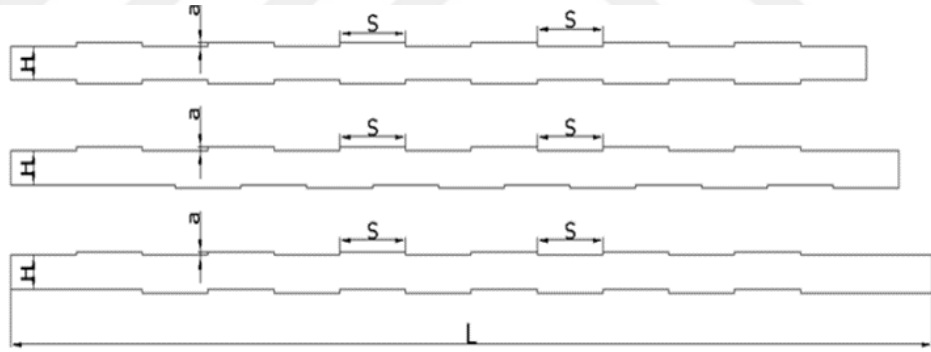
Şekil 2.2 Dikdörtgen yiv geometrisi (Manca 2012)

Ahmed et al. (2014), trapezoidal oluklu kanalda Cu-su nanoakışkanının laminar konveksiyon ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. 2 boyutlu yapılan çalışmada Reynolds sayısı $100 \leq Re \leq 700$ aralığında değişmiştir. Nanopartikül hacimsel oranı ise %0-%5 arasında değişmektedir. Olukların dalga boyunu, genişliğini ve nanopartikül hacim oranını değiştirerek artan Reynolds sayısına göre çalışma gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri bulgularda Reynolds sayısının ve olukların genişliğinin artması ile ısı transferinde artış olduğunu ifade etmişlerdir. Oluklardaki genlik artışının Nusselt sayısını arttırdığını fakat basınç düşüşünde de artışa neden olduğunu ifade etmişlerdir. Olukların dalga boyu arttıkça Nusselt sayısında düşüş elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Deylami et al. (2013), farklı oluklu kanallarda ısı transferi ve basınç düşüşünü sayısal olarak inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. $5400 \leq Re \leq 23000$ aralığındaki kanal akış hızlarında çalışmışlardır. Çalışmalarında olukların yüksekliklerini değiştirerek dalga profillerini karşılaştırmışlardır. Oluk yüksekliği ve kanal genişliği oranını $0,06 < e/H < 0,26$ aralığında değiştirmişlerdir. Elde ettikleri bulgularda artan Reynolds

sayısının kanalda ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Bunun yanı sıra en boy oranındaki artış ile ısı transferinde artış gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada oluk yükseklikleri sabit tutularak kanal genişliği değiştirilmiştir. Kanal genişliği arttıkça ısı transferinde düşüş olduğunu tespit etmişlerdir. En yüksek ısı transferi katsayısında, Reynolds sayısının $Re = 23000$ ve $e/H = 0,26$ olduğu durumda, %458 iyileşme olduğunu tespit etmişlerdir. Reynolds sayısındaki artış ile tüm kanal tiplerinde sürtünmenin azaldığını ifade etmişlerdir.

Tokgöz vd. (2016), dikdörtgen oluklu bir kanalda Al_2O_3 -su nanoakışkan kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında nanopartikül hacim konsantrasyonunu %0-%8 arasında değiştirerek deneyleri gerçekleştirmişlerdir. $500 \leq Re \leq 2000$ aralığında yapılan deneylerde artan Reynolds sayısına bağlı olarak ısı transferinin arttığını ve sürtünme katsayısında düşüş olduğu ifade etmişlerdir. En yüksek iyileşme faktörünün, $Re = 2000$ olduğunda ve %8 nanopartikül hacim konsantrasyonunda elde edildiğini ifade etmişlerdir.



Şekil 2.3 Dikdörtgen oluklu kanal geometrisi (Tokgöz et al. 2016)

Li and Gao (2017), delta şeklindeki kanatçıkların çapraz oluklu üçgen kesitli kanallar içerisindeki türbülanslı akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, $1000 \leq Re \leq 6000$ aralığında değişen Reynolds sayıları dikkate alınmış ve kanatçık yüksekliğinin etkisi, kanatçıksız kanallarla karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Kanalların karşı duvarlarına yerleştirilen farklı boyutlardaki kanatçıkların, ısı transferi performansı üzerindeki etkisi detaylı biçimde analiz edilmiştir. Elde ettikleri bulgular, kanatçıkların ısı transferini önemli ölçüde artırdığını

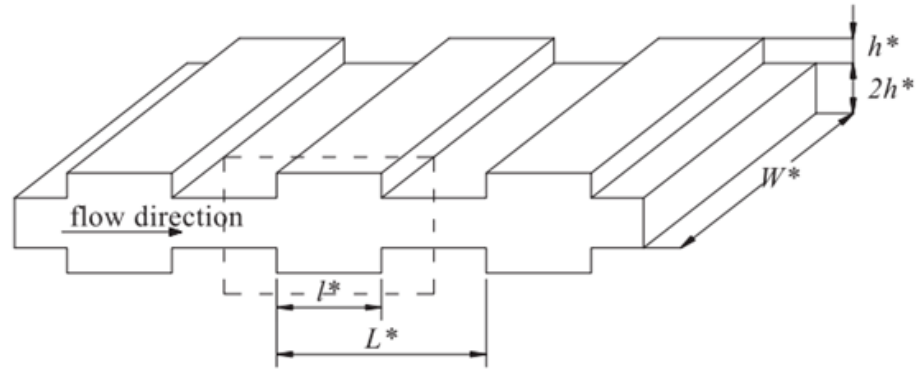
ve aynı zamanda basınç düşüşünde de artışa neden olduğunu göstermiştir. Özellikle kanatçık uzunluğu artırıldığında, ısı transferinde belirgin bir iyileşme gözlemlenmiştir. Kanatçık yüksekliği oluk derinliğine eşit olduğunda, Nusselt sayısının 2,1 ile 4,3 kat arttığı; buna karşılık, sürtünme faktörünün kanatçıksız kanallara kıyasla Reynolds sayısına bağlı olarak 3,3 ile 106 kat arasında değişen oranlarda yükseldiği rapor edilmiştir. Bu sonuçlar, kanatçık ilavesinin hem ısı transferini artırdığını hem de sistemde önemli ölçüde basınç kaybına yol açtığını ortaya koymaktadır.

Kumar et al. (2021), üçgen kesitli bir kanalda, oluklu dikdörtgen kanatlar eklenerek tasarlanan güneş enerjili hava ısıtıcısında, kanatçıkların ısı transferi ve sürtünme üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma, $4000 \leq Re \leq 17000$ aralığında gerçekleştirilmiş ve kanatçıklı bölgeye 1000 W/m^2 sabit ısı akısı uygulanmıştır. Reynolds sayısındaki artışla birlikte Nusselt sayısında da bir artış gözlemlenmiş; ayrıca kanatçıkların en-boy oranlarının da ısı transferi üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktöründe azalma meydana geldiği rapor edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı ise, $e/D = 0,043$ oranında elde edilmiştir.

Nfawa et al. (2019), trapezoidal oluklu kanalların ısı transferine etkilerini inceleyen sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kanal girişi ve çıkışını düz ve adyabatik olarak tanımladıkları çalışmalarında oluklu bölümün ısıtılmış yüzey olduğunu ifade etmişlerdir. Reynolds sayısı $5000 \leq Re \leq 17500$ aralığında çalışmışlardır. Trapezoidal oluklu bölümlerin yüksekliğinin 1 mm, 2 mm, 3 mm ve 4 mm olduğu durumu incelemişlerdir. Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısında artış ve sürtünme faktöründe azalma gözlemlediklerini vurgulamışlardır. En yüksek termal performansı 4 mm oluk yüksekliği olan kanalda elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Zhang et al. (2019), pulsatif akış için yivli kanalda ısı transferini ve akış özelliklerinin deneysel ve sayısal analizini gerçekleştirmişlerdir. $0 \leq Re \leq 1000$ aralığında, yivli kanalda esas olarak laminar akış ve türbülanslı akış olarak iki akış modelinden söz etmişlerdir. Elektromanyetik akış ölçer ile karıştırma etkisinin pulsatif frekansa bağlı olarak artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Frekans ile doğru orantılı olacak şekilde

kararsız akış oluşumunun gecikmekte olduğunu ifade etmişlerdir. Orta dereceli Reynolds sayılarında, ısı transferinin pulsatif akışın genliğinden ve frekansından etkilendiğini göstermişlerdir. Isı transferinin frekans ile artmakta ve genlik ile azalmakta olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 2.4 Dikdörtgen oluklu kanal (Zhang et al. 2019)

Karabulut (2020), çapraz oluklu üçgen kanallarda farklı üçgen bölme açılarının ısı transferi ve basınç düşüşünü inceleyen sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmasını $1000 \leq Re \leq 6000$ aralığında yapmıştır. Akışkan olarak hava tercih ederken havanın sıcaklığını 293 K olarak belirlemiş ve kanal yüzeyinin sabit sıcaklık altında 373 K olduğunu belirtmiştir. Kanal içine farklı açılarda yerleştirdiği bölmelerin etkisini incelemiştir. En yüksek Nusselt sayısını 60° olan bölme açısında ve $Re = 4000$ olduğunda elde ettiğini ifade etmiştir. Ayrıca Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısının artış gösterdiğini ve sürtünmenin arttığını ifade etmiştir.

Kaood and Hassan (2020), oluklu kanallarda nano akışkanın termo hidrolik performansını inceleyen bir sayısal çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada $5000 \leq Re \leq 60000$ aralığını incelemişlerdir. Dairesel, trapezoidal, kare ve üçgen oluk profilinin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Elde ettikleri verilere göre Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısının artış gösterdiğini ifade etmişlerdir. Oluklu kanalların kullanımının termal performansı %20 artırdığını ve nanoakışkan ilavesi ise termal performansta %11’lik bir artış gösterdiğini vurgulamışlardır. En yüksek termal performansı $Re = 10000$ değerinde dairesel kanalda elde etmişlerdir.

El-Said (2020), delikli bölmelerle donatılmış güneş enerjili panelin ısı transferini artırmaya yönelik bir sayısal çalışma gerçekleştirmiştir. Akış hızı olarak 0,03 kg/s ve 0,07 kg/s kullanmıştır. Bölme açısını değiştirerek en yüksek basınç düşüşünü 0,07 kg/s akış hızında, 1 mm delik çapında ve bölme açısı 27° olduğu durumda $15,05 \text{ N/m}^2$ olarak elde etmiştir. En yüksek termal performansı ise 0,03 kg/s akış hızı ve 3 mm delik çapında, 7° bölme açısı ile elde ettiğini vurgulamıştır. Bölme eğimi arttıkça basınç düşüşünün arttığını ifade etmiştir.

Promvonge et al. (2020), boru tipi ısı değiştiricisinde V-Tipi kanatçıkların ısı transferine etkisini inceleyen deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında $4200 \leq Re \leq 25800$ aralığını incelemişlerdir. Akışkan olarak hava tercih etmişlerdir. Kanatçıklar için dört farklı kanat aralığı ve akış yönüne ters ve düz şeklinde farklı yerleşimler belirlemişlerdir. Kanatçık açısını ise $\alpha = 30^\circ$ olarak belirlemişlerdir. Bu belirlenen durumların Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini incelemişlerdir. Ters ve düz yerleşimli kanatçık için en yüksek termal performansı akış yönüne göre yerleştirilmiş V tipi kanatçıkta %3,6 olarak elde etmişlerdir. Yaptıkları sayısal çalışmalarda ise artan Reynolds sayısı ile kanatçığın türbülans yoğunluğunun artmakta olduğunu vurgulamışlardır. En yüksek termal performansı akış yönünde yerleştirilmiş V-tipi kanatçıklarda 2,02 olarak elde etmişlerdir. Kanatçık uzunluğu ve genişliğinin termal performansa olan etkisini incelediklerinde kanatçığın uzunluğunun azaldıkça termal performansın arttığını ifade etmişlerdir.

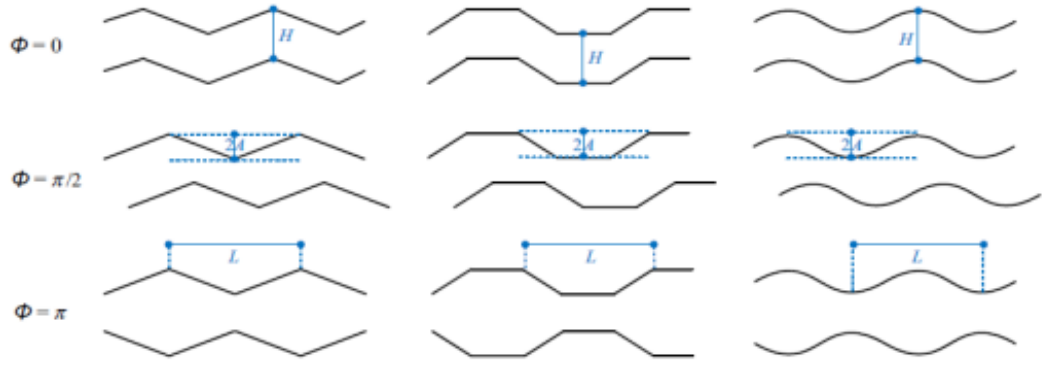
Ajeel et al. (2021), hibrit nanoakışkan kullanarak oluklu kanalda ısı transferini inceleyen bir sayısal çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı tiplerde kanatçıklar kullanmışlardır. %0–%5 aralığında hacimsel konsantrasyonda temel akışkana nanopartikül ilavesi yapmışlardır. Kanatçıklar akış yönünde 10° , $12,5^\circ$ ve 15° açı ile yerleştirmişlerdir. Reynolds sayısı için $8000 \leq Re \leq 28000$ aralığını kullanmışlardır. 10° açı ile yerleştirilen kanatçık ile $Re = 28000$ olduğunda en yüksek termo hidrolik performansa ulaşıldığını ifade etmişlerdir.

Zontul et al. (2021), dikdörtgen dalgalı kanalda konvektif ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds

sayısı 2000 ile 6500 aralığında çalışmışlardır. Kanalin giriş ve çıkış kısımlarının adyabatik olduğunu, dalgalı bölümün ise sabit ısı akısına maruz olduğunu ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada elde ettikleri deneysel ve sayısal verileri karşılaştırmışlardır. Deneysel çalışmalarında, düz duvarlar yerine oluklu kanallar kullanımıyla Nusselt sayısında, değişen Reynolds sayısına bağlı 1,9 ile 2,4 kat artış gözlemlemişlerdir. En yüksek termal performansı $Re = 3500$ olduğunda 1,75 olarak elde etmişlerdir. Türbülans oluşumunun ise Reynolds sayısı ile artış gösterdiğini tespit etmişlerdir. Olukların en boy oranlarında ise en yüksek termal performansı en-boy oranı $N = 0,1333$ olduğu kanalda elde ettiklerini ifade etmişlerdir. $N = 0,6$ olduğu durumda ise en düşük basınç kaybını elde ettiklerini vurgulamışlardır.

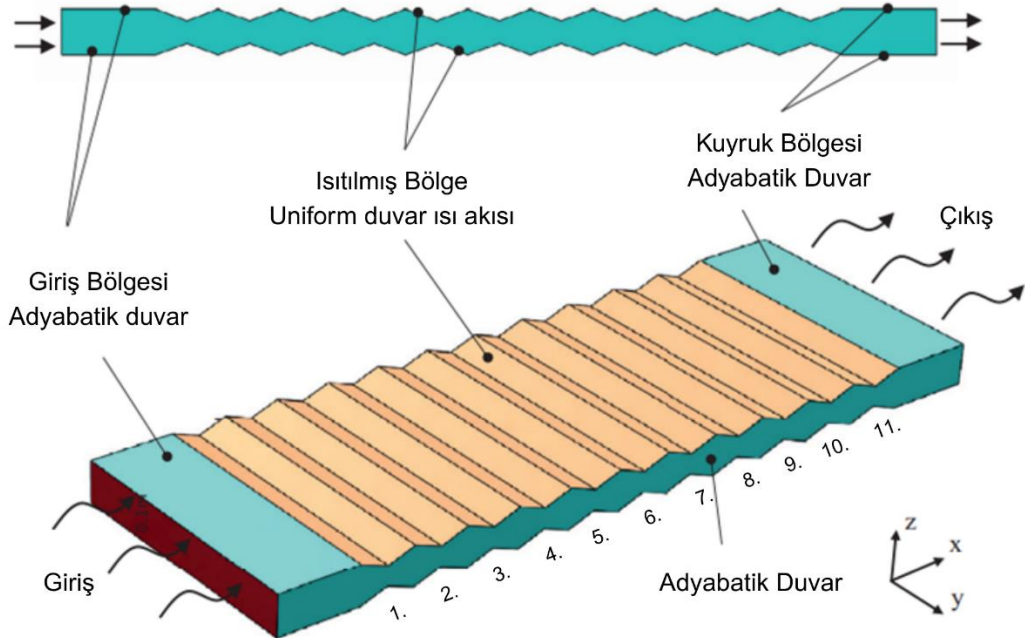
Akçay (2021), bölmeli zigzag kanaldaki nanoakışkanların termohidrolik performansını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmasını $200 \leq Re \leq 1600$ aralığındaki akış hızları için yapmıştır. Çalışmada kullanılacak nanoakışkan için nanopartikül Al_2O_3 , temel akışkan sıvısı olarak su seçmiştir. Nanoakışkan hacim konsantrasyonu olarak %1–%3 aralığını kullanmıştır. Elde ettiği sonuçlarda nanopartikül konsantrasyonu arttıkça ısı transferinin iyileştiğini ifade etmiştir. $Re = 1400$, nanopartikül hacim konsantrasyonu %3 olduğunda termal iyileşmenin 1,15 kat arttığını tespit etmiştir.

Jaffal et al. (2021), farklı dalga profillerine sahip kanallarda akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal çalışmalarında incelemişlerdir. Yaptıkları araştırmalarda farklı dalga tiplerinin karşılaştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferinin arttığını vurgulamışlardır. Düz duruma göre zigzag düzenin daha yüksek ısı transferi sağladığını ve en yüksek ısı transferini trapez dalga profilinin verdiğini tespit etmişlerdir.



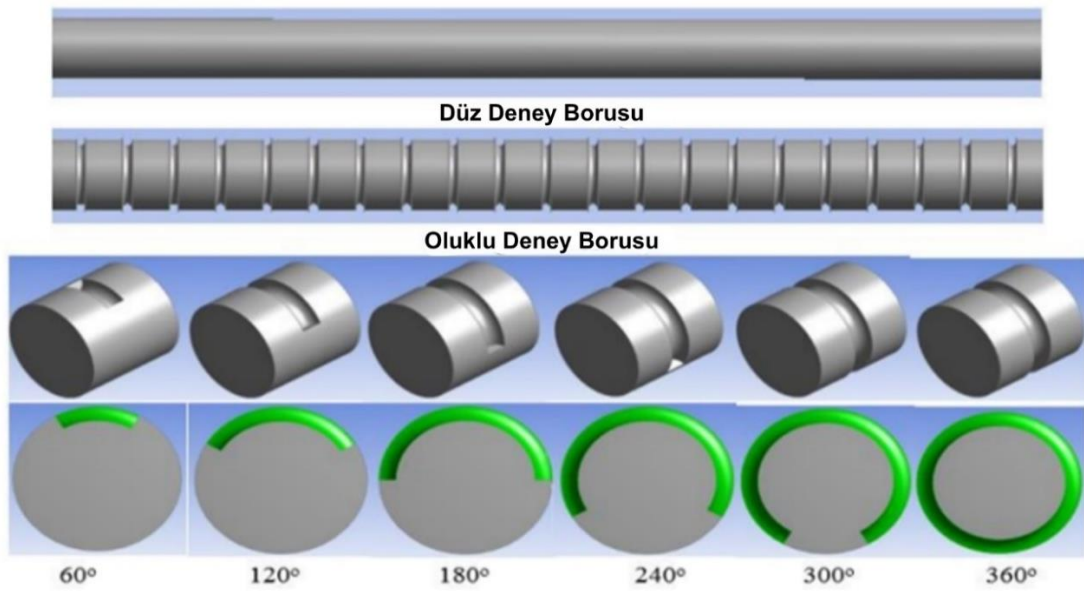
Şekil 2.5 Geometrileri farklı oluk tipleri (Jaffal et al. 2021)

Abu Talib and Hilo (2021), oluklu geriye dönük bir adım içeren kanalda akışkan akışını ve ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısı için $5000 \leq Re \leq 20000$ aralığını kullanmışlardır. Dalgalı bölümlerde olukların boy ve genişliğindeki değişikliklerin sürtünme faktörü ve Nusselt sayısına olan etkilerini araştırmışlardır. En yüksek ısı transferini, $Re = 5000$, dalga genişliği 20 mm ve dalga yüksekliği 4 mm olduğu durumda $TPF = 1,33$ olarak tespit ettiklerini belirtmişlerdir.



Şekil 2.6 Üçgen geometrili oluklu kanal (Hoang et al. 2021)

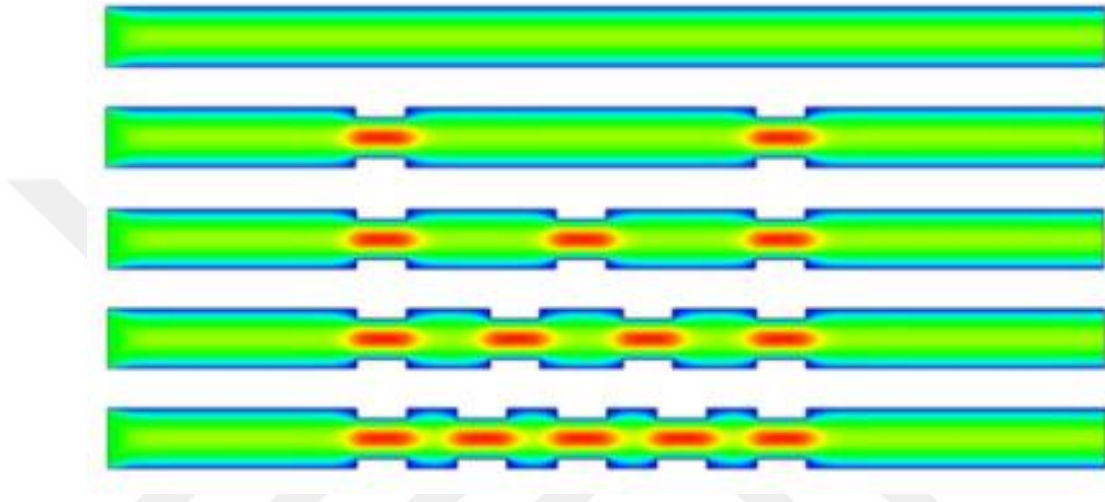
Hoang et al. (2021), V oluklu kanalda türbülanslı akışın ısı transferine etkisini inceleyen sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında oluklu bölüm 590 W/m^2 ısı akısına maruz bırakılmış ve giriş akışkan sıcaklığı $298,89 \text{ K}$ olarak belirlenmiştir. Çalışmalarını hem sürekli akış hem de pulsatif akış için gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri verilere göre Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısının arttığını ifade etmişlerdir. Sürtünme faktörünün ise Reynolds sayısının artışı ile neredeyse aynı kaldığını vurgulamışlardır. En yüksek termal performansın pulsatif akışta 1,3, sürekli akışta ise 1,17 olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 2.7 Farklı açılarda yivli kanalların geometrileri (Alhamid and Al-Obaidi 2021)

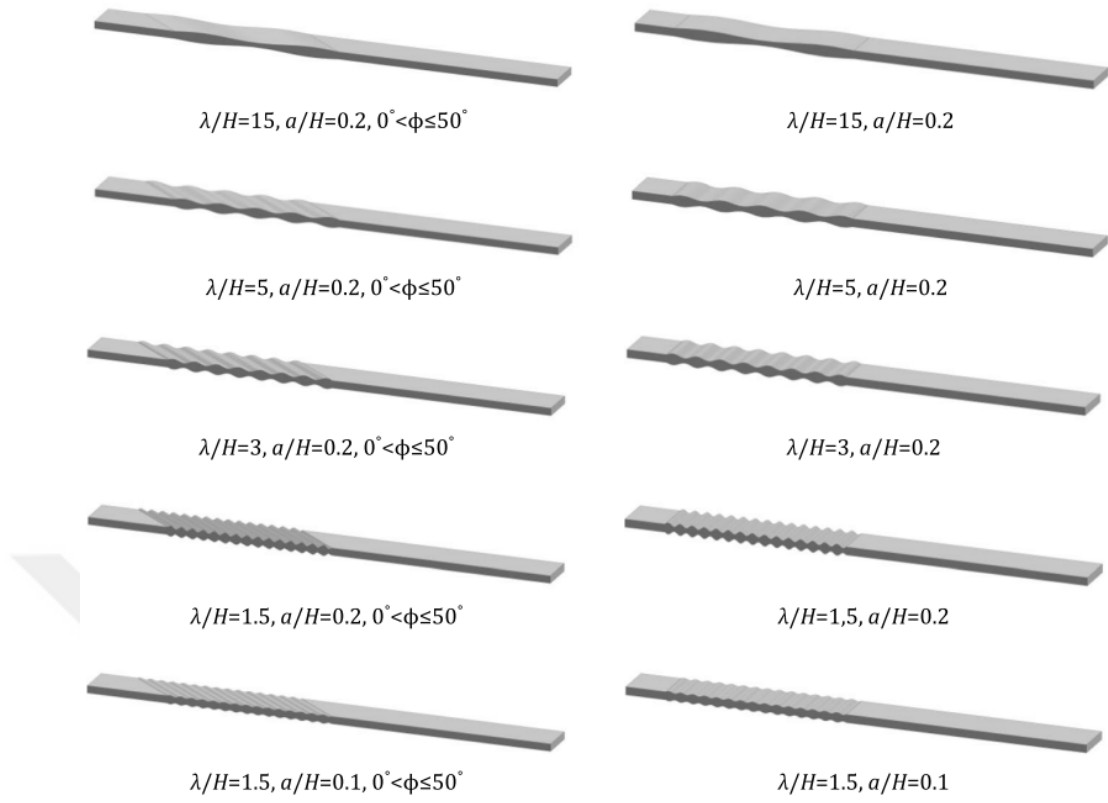
Al-Obaidi and Alhamid (2021), çeşitli konfigürasyonlara sahip yivli kanallarda ısı transferinin iyileştirilmesi için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında akış hızı olarak $4000 < Re < 12000$ aralığını kullandıklarını belirlemişlerdir. Kullandıkları yivli kanalların geometrik parametrelerinin etkilerini araştırmışlardır. Düz kanala kıyasla yivlerin kullanılmasının ısı transferini ve sürtünmeyi artırdığını ifade etmişlerdir. En yüksek termal performansın en yüksek Reynolds sayısında elde edildiğini ifade etmişlerdir. Yivli kanallarda düz kanala göre Nusselt sayısında %57, termal performansta ise 1,65 kat artış olduğunu ifade etmişlerdir.

Naderifar et al. (2022), oluklu bir kanaldaki laminar akışta ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Oluk sayılarının artırılması ve olukların farklı boyutlarıyla çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarını $200 < Re < 1000$ aralığındaki akış hızları için analiz etmişlerdir. Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısının artış gösterdiğini ifade etmişlerdir. Oluksuz düz kanal ile karşılaştırıldığında Nusselt sayısının %49,7 artış gösterdiğini ifade etmişlerdir.



Şekil 2.8 Oluklu bölgelerde hız değişimi konturları (Naderifar et al. 2022)

Shafiei et al. (2022), oluklu kanalda türbülanslı nanoakışkan akışında ısı transferinin iyileştirilmesi için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında Al_2O_3 -su nanoakışkanını kullanmışlardır. Olukların düzenini ve sıklığını değiştirerek çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. $Re = 3000$ olarak sabit akış hızı kullanmışlardır. Kanaldaki olukların yerleşim açısının 50° olduğu durumda en yüksek ısı transferini elde ettiklerini ifade etmişlerdir. Termal performansın %41 artış gösterdiğini vurgulamışlardır. Olukların açıları arttıkça sürtünme faktörünün arttığını ifade etmişlerdir. Olukların genliğinin artması ile Nusselt sayısının arttığını tespit etmişlerdir. Oluk boylarının azalmasıyla girdapların artış gösterdiğini ve bu sayede Nusselt sayısında artış elde ettiklerini belirtmişlerdir.



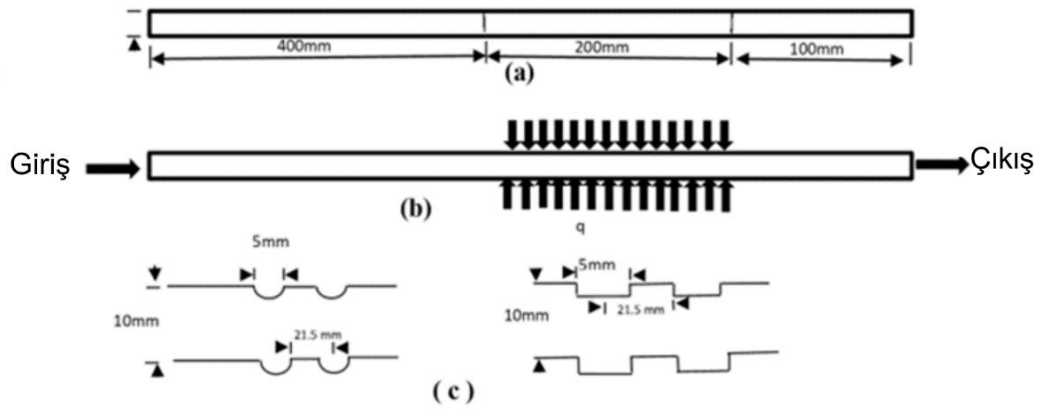
Şekil 2.9 Farklı yerleşim ve geometride oluklu yüzeyler (Shafiei et al. 2022)

Amrarr et al. (2022), iç yüzeyi oluklu bir kanalda ısı transferi ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemiştir. İki farklı genişlikte ve iki farklı derinlikteki olukların termal performansını araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada Reynolds sayısı için $7500 < Re < 37000$ aralığını kullanmışlardır. Elde ettikleri verilere göre oluklu kanalların ve Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Oluk derinliğinin ve oluk genişliğinin artışının ısı transferini artırdığını fakat basınç düşüşünde de bir miktar artış olduğunu tespit etmişlerdir. En yüksek Nusselt sayısını, 8 mm oluk aralığı ve 0,4 mm oluk derinliği olduğu durumda elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Akçay (2022a), içerisinde dik bölmeler bulunan trapez bir kanalda bölme yüksekliğinin akış ve ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. $200 \leq Re \leq 1200$ aralığında yaptığı çalışmada nanopartikül olarak TiO_2 -su nanoakışkanı kullanmıştır. Nanopartikül hacim konsantrasyonunu %0 ve %1 olarak almıştır. Kanal yüksekliğini $H/2$ ve $2H/3$ olarak ele aldığını ifade etmiştir. Elde ettiği sonuçlarda Reynolds sayısındaki artışın ısı

transfer performansını artırdığını bildirmiştir. En iyi termo-hidrolik performansı, nanoakışkan ile $Re = 400$ ve bölme yüksekliği $2H/3$ olduğu durumda 1,95 olarak elde ettiğini ifade etmiştir.

Abugnah et al. (2022), nanoakışkanın oluklu kanallardan tek fazlı akışına uygulanan 2d ve 3d modellemenin sayısal olarak karşılaştırılmasını çalışmışlardır. $10000 \leq Re \leq 30000$ aralığında Reynolds sayıları kullanılmış ve kullanılan kanal yapısı yarım daire ve dikdörtgen oluklu olarak tasarlanmıştır. Ayrıca oluksuz kanala göre karşılaştırma yapmışlardır. 2d ve 3d modellemede Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak sürtünme faktörünün düştüğünü bildirmişlerdir. Reynolds sayısının artışı ile Nusselt sayısının arttığını ifade etmişlerdir. Reynolds sayısı 20000 değerinin üzerinde iken yarı dairesel kanal tasarımında, 2d ve 3d tasarımları arasında %17'lik sapma olduğunu ifade etmişlerdir. Dikdörtgen kanal için ise 2d ve 3d modellemede Nusselt sayıları arasındaki sapmanın %7 kadar olduğunu bulmuşlardır.

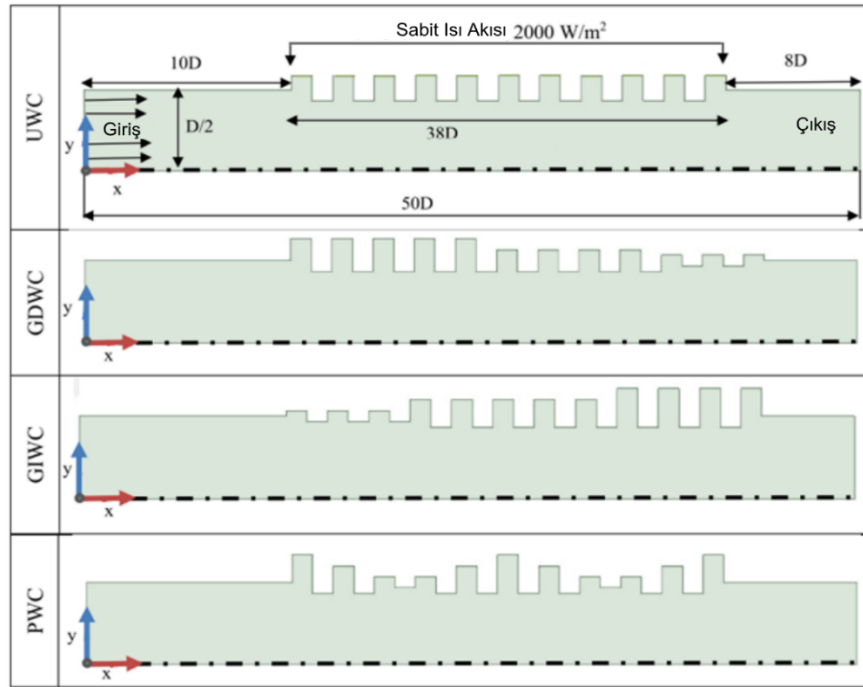


Şekil 2.10 Dairesel ve dikdörtgen oluklu kanal (Abugnah et al. 2022)

Srivastava and Sahoo (2024), termo elektrik jeneratörünün motor egzoz kısmında zarf tipi bölmelerin termo hidrolik performansı üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bölmelerin yerleşim açılarını dört farklı şekilde (30° , 45° , 60° , 90°) belirlemişlerdir. Çalışmalarında akış hızını 5 m/s vs 10 m/s almışlardır. En yüksek ısı transferini 60° açı ile yerleştirilmiş bölmelerde elde ettiklerini belirtmişlerdir. En yüksek termal performansın 90° açısında olduğunu ifade etmişlerdir. Bunun yanında

maliyet performans değerlerine bakıldığında en yüksek performansı veren bölmelerin 90° bölmede olduğunu belirtmişlerdir.

Brodnianska and Kotsmid (2023), dalgali kanalda ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında $778 < Re < 7930$ aralığındaki Reynolds sayılarını kullanmışlardır. Kanaldaki olukların yüksekliklerinin $0,04 \text{ mm} < H < 0,06 \text{ mm}$ aralığında ve dalgali bölümün sıcaklığının 318,15 K değerinde sabit tutulduğunu ifade etmişlerdir. Kanalin dalga yüksekliğindeki artış ile ısı transferinin ve termal performansın artış gösterdiğini ifade etmişlerdir. Bunun yanı sıra Reynolds sayısındaki artış ile ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir. En yüksek termal performansın, dalgali kanalda 0,06 m oluk yüksekliğinde ve $50 \text{ m}^3/\text{h}$ akış hızında, $TPF=3,28$ olduğunu tespit etmişlerdir.



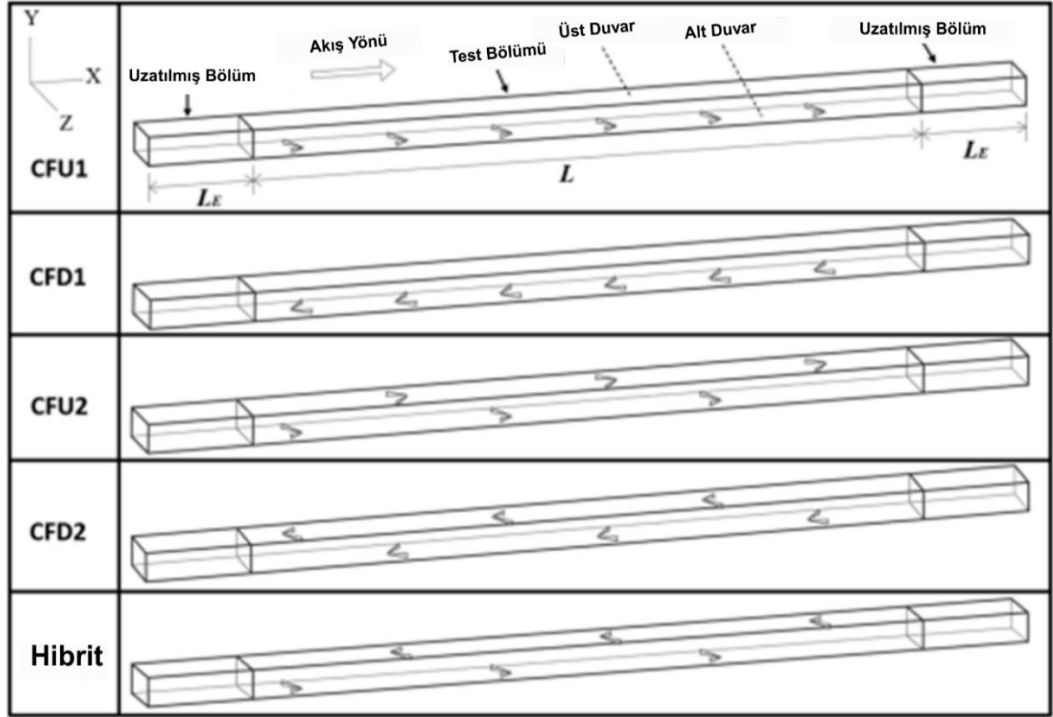
Şekil 2.11 Derinliği değişen oluklu yüzeyler (Islam et al. 2023)

Islam et al. (2023), GnP/MWCN hibrit nanopartikül kullanarak farklı oluk yüksekliğine sahip dikdörtgen oluklu kanal için ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında kanal yapısı olarak girişte ve çıkış kısmında düz adyabatik bölge ve ısıtılmış oluklu bölge olduğunu ifade etmişlerdir. Isıtılmış yüzeyi 2000 W/m^2 ısı akısına

maruz bırakmışlardır. Nanoakışkanın hacimsel konsantrasyonu olarak %0,1, %0,15 ve %0,2 oranlarını belirlemişlerdir. Akış hızı için $500 < Re < 1000$ aralığındaki Reynolds sayısını kullanmışlardır. Farklı oluk yüksekliklerinin kombinasyonlarını kullanarak, farklı testler yaptıklarını belirtmişlerdir. Elde ettikleri bulgulara göre en yüksek ortalama Nusselt sayısının PWC kanalda $Re = 1000$ için %21,16 olduğunu tespit etmişlerdir. GnP/MWCN nanopartikülleri %0,2 hacim konsantrasyonunda kullanıldığında Nusselt sayısında %23,75 artış olduğunu ifade etmişlerdir.

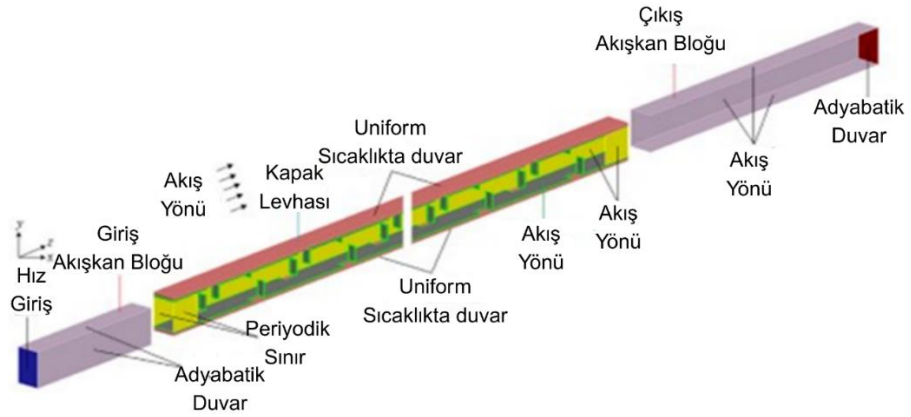
2.2 Kanatçık/Bölmeler İçeren Kanallar

Fu et al. (2023), delta kanatçıklı kanallarda kanatçık yerleşimi ve boyutlarının ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Delta kanatçıkların yüksekliklerini 1 mm, 2 mm, 4 mm ve 8 mm olarak belirlemiş; $3000 \leq Re \leq 18000$ aralığında çalışmışlardır. Beş farklı yerleşim şekli değerlendirilmiş ve farklı Reynolds sayılarıyla test edilmiştir. En yüksek ısı transferi $H = 1$ mm ve $H = 2$ mm yüksekliklerinde, $Re = 18000$ için karışık yerleşimde elde edilmiştir. Kanatçıksız kanala göre Nusselt sayısında $H = 1$ mm'de %35, $H = 2$ mm'de %33 artış gözlemlenmiştir. Termal performans faktörü (TPF) en yüksek 1,10 olarak, $Re = 18000$ ve $H = 1$ mm, karışık yerleşim durumunda elde edilmiştir..



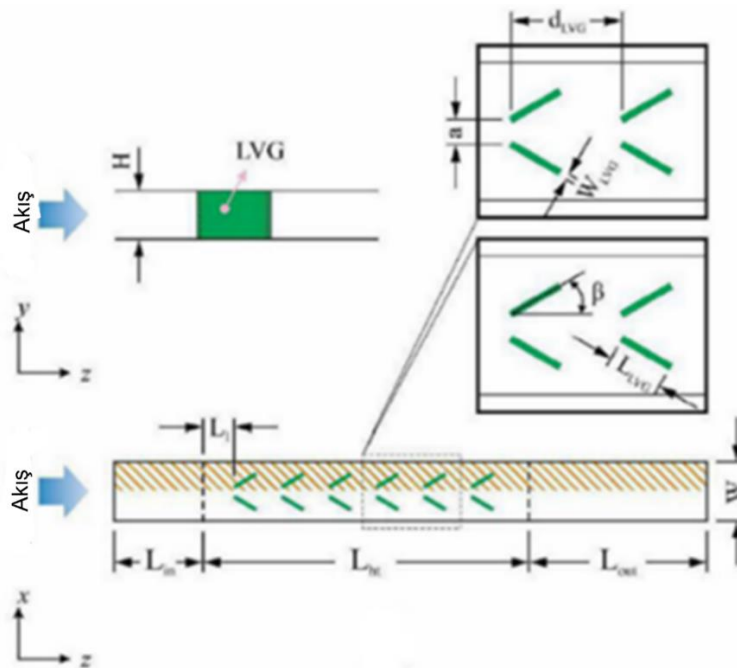
Şekil 2.12 Kanal içinde kanatçık yerleşimleri (Fu et al. 2023)

Aliabadi et al. (2014), dikey bölmelere sahip düz bir kanalda nanoakışkan akışında geometrik parametrelerin akış ve ısıl performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında bakır bölmeler kullanılmış ve $400 \leq Re \leq 2000$ aralığında çalışılmıştır. Bölme genişliği 2,5 mm, 5,0 mm, 7,5 mm; yüksekliği 2,5 mm, 5,0 mm, 7,5 mm; hücum açısı 45° , 60° ve 90° olmak üzere farklı parametrelerin etkileri incelenmiştir. Kanal uzunluğu olarak 300 mm, 400 mm, 500 mm alınmıştır. Nanopartikül çapı 40 nm; nanopartikül hacim oranı %0,1, %0,2 ve %0,3 olarak alınmıştır. Sonuç olarak bölme genişliği, bölme uzunluğu, hücum açısı ve kanal uzunluğu parametrelerinin akış ve ısı transferini etkilediğini ifade etmişlerdir. En yüksek ısı transferi ve termal performansın 60° bölme açısında, %0,3'ten daha düşük nanopartikül hacim oranında elde edildiğini bildirmişlerdir.



Şekil 2.13 Yaprak tipi girdap üreticileri (Aliabadi et al. 2014)

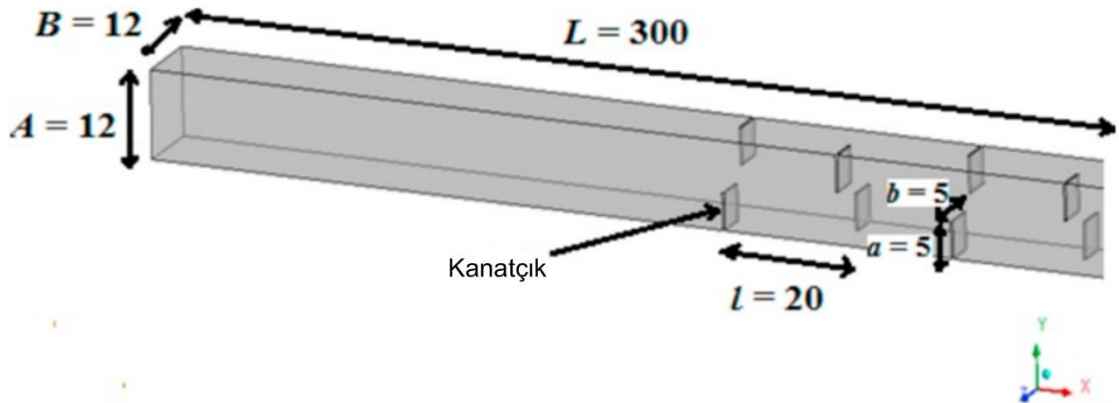
Sabaghan et al. (2016), boyuna girdap üreteçli bir mikro kanalda nanoakışkan akışı ve ısı transferini iki fazlı olarak sayısal bir çalışmada incelemişlerdir. Nanopartikül olarak TiO_2 'nin sudaki konsantrasyonunu kullanarak, $100 \leq \text{Re} \leq 250$ aralığındaki akış hızlarında ısı transferini incelemişlerdir. İncelemede boş kanal ve geliştirilmiş boyuna girdap üreteçleri (LVG) ele alınmıştır. LVG kullanılan mikro kanaldan %14 daha fazla ısı transferi elde ettiklerini bulmuşlardır. Nanopartikül çapındaki artış ile ısı transfer katsayısında artış olduğundan söz etmişlerdir. Kanatçık sayısındaki artışın ısı transferini arttırdığına değinmişlerdir.



Şekil 2.14 Akış yönüne göre V tipi kanatçık (Sabaghan et al. 2016)

Khoshvaght-Aliabadi et al. (2017), nanoakışkan kullanarak delta-kanatçıklar arasında değişken aralıklı uzunlamasına girdap oluşturu kanallarda soğutma performansının deneysel analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmayı dört farklı kanatçık tipi kullanarak ve kanatçıklar arası mesafeyi değiştirerek gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı olarak $4000 \leq Re \leq 10000$ aralığında çalışılmıştır. Al_2O_3 nanopartiküllerini temel akışkana %0,1–%0,3 hacimsel konsantrasyonda eklemiştir. Kanatçıkların kullanımının ısı transferini arttırdığını tespit etmişlerdir. Nanoakışkan kullanımının temel performans faktörünü %54 oranında artırabileceğini ifade etmişlerdir.

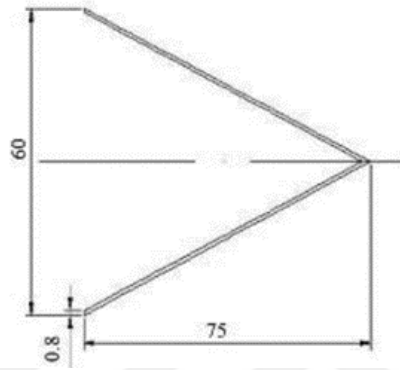
Boukhadia et al. (2018), bölmelerde delik tasarımının plaka kanatlı ısı eşanjöründe akışkan akışı ve ısı transfer özellikleri üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiştir. Deneyler için düz bölme ve delikli bölme tasarlamışlardır. Delik için 3 farklı geometri kullanmışlardır (üçgen, dikdörtgen ve dairesel). Akışkan hızı için $500 \leq Re \leq 1900$ aralığını kullanarak çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda elde ettikleri verilere göre termal performans faktörü değerinin; dairesel delikli bölme için 2,14, dikdörtgen delikli bölme için 1,57 ve üçgen delikli bölme için 1,46 olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 2.15 Kare geometrili kanalda bölmelerin yerleşimleri (Boukhadia et al. 2018)

Sungur ve Topaloğlu (2018), boru içine yerleştirilen konik türbülator sayısının ısı transferine etkisini sayısal bir çalışmada araştırmışlardır. Çalışmada kullanılan türbülator sayısı $0 \leq N \leq 13$ aralığında değişim göstermiş ve Reynolds sayısı için $4500 < Re < 8000$ aralığını kullanmışlardır. Akışkan olarak hava kullanmışlardır. Elde

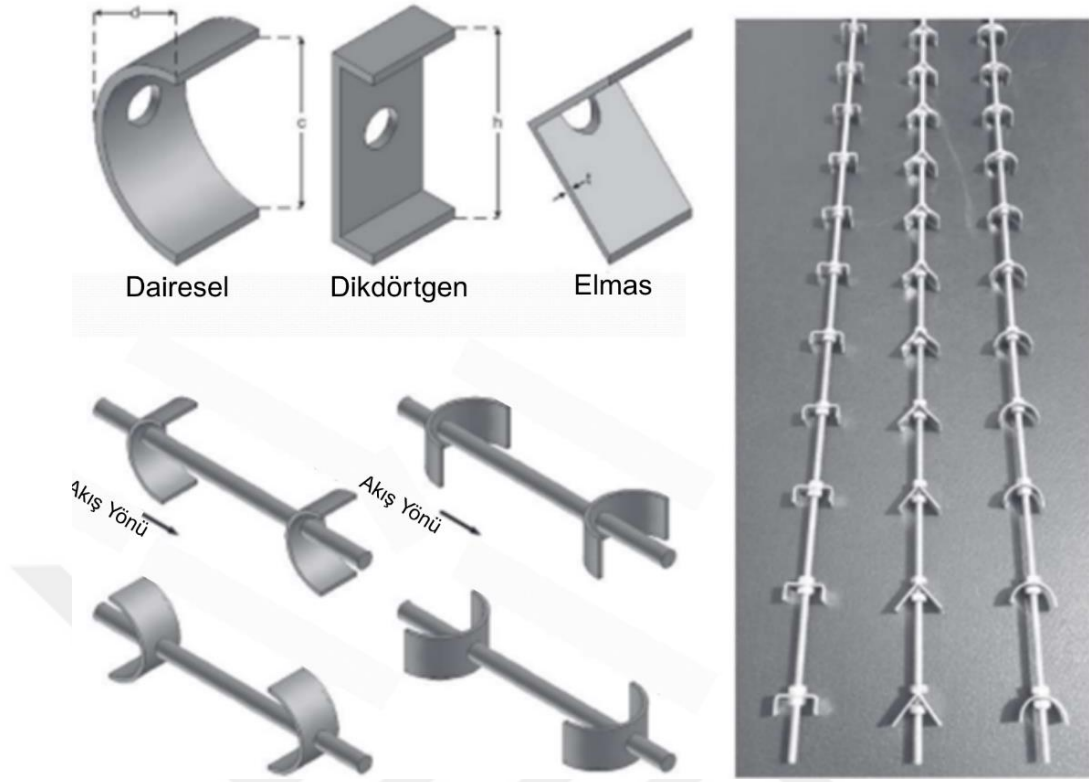
ettikleri sonuçlara göre, iki türbülator kullanılan sisteme göre dört türbülator kullanılan sistemde %3,6 sıcaklık düşüşü elde etmişlerdir. Fakat dört türbülatorlu sistemden yedi türbülatorlu sisteme geçildiğinde ise sıcaklık değişiminin %2,5 olduğundan söz etmişlerdir. Türbülator sayısındaki artışın basınç kaybı artışına neden olduğunu bildirmişler ve on üç türbülator sayısında Nusselt sayısında %10 artış görüldüğünü bulmuşlardır.



Şekil 2.16 Kanatçık tasarımı (Sungur ve Topaloğlu 2018)

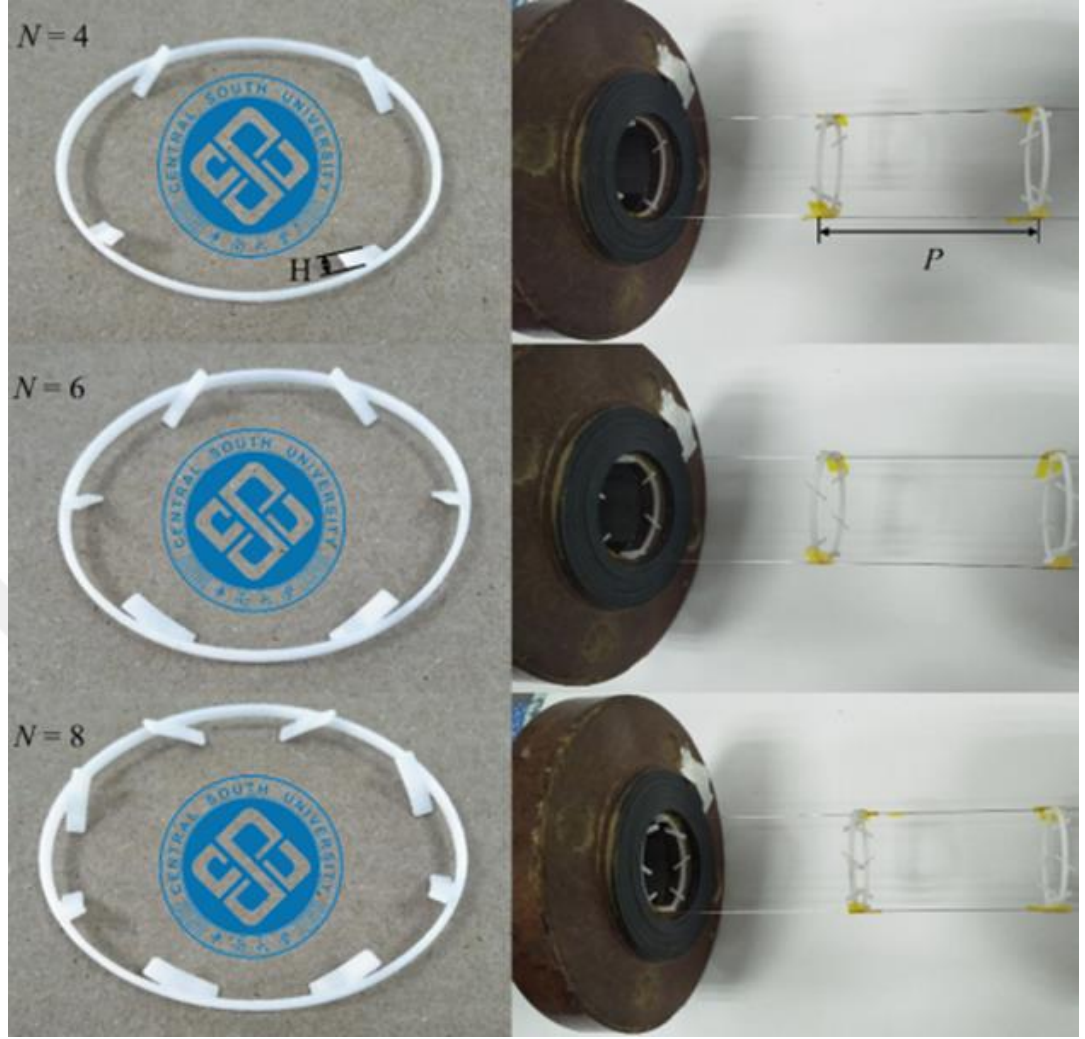
Garelli et al. (2019), delta kanatlı girdap üreteçleri kullanarak panel tipi radyatörlerde ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Hücum açısı 30° , 40° ve 50° ; giriş hızı 0,3–1,05 m/s, giriş sıcaklığı 303 K ve duvar taban sıcaklığı 340 K parametreleri ile çalışmışlardır. En yüksek termal iyileşmeyi %10 olarak 30° hücum açısında elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Öğüt ve Dilki (2019), dalgalı trapez plakalı ısı eşanjörü içindeki nanoakışkanların akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. $6000 \leq Re \leq 20000$ aralığında yapılan çalışmada nanoakışkan olarak SiO_2 –su kullanılmış ve nanopartikül hacim oranları %0 ila %4 aralığında değişmiştir. Nanopartikül hacim oranının %4 ve $Re = 20000$ olduğu durumda, baz akışkana göre ısı transferinin daha yüksek olduğunu belirterek basınç kaybının 2,5 kat arttığını ve Nusselt sayısında %18 artış olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 2.19 Deneysel çalışma için tasarlanmış kanatçıklar (Hassani et al. 2020)

Sun et al. (2020), çoklu dikdörtgen kanatçıklı girdap üreteçlerine sahip dairesel ısı eşanjör borularında türbülanslı akışın termal-hidrolik performansını deneysel olarak çalışmışlardır. Kanatçık sayılarını $N=4, 6, 8$; kanatçık yüksekliklerini $H = 2,55 \text{ mm}, 5,1 \text{ mm}, 10,2 \text{ mm}$ olarak ve kanatçık aralıklarını $80 \text{ mm}, 160 \text{ mm}, 240 \text{ mm}$ olarak almışlardır. İdeal kanatçık açısı 45° , kanatçık genişliği 1 mm olarak ayarlanmıştır. Kanatçıkların sayısındaki artışın daha iyi akış karıştırıcı etkiye sahip olduğundan bahsetmişlerdir. Bununla birlikte daha homojen sıcaklık dağılımı elde etmişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünmenin kanatçıklardaki yükseklik ile doğru orantılı olarak arttığı tespit edilmiştir. Yükseklik faktörü $= 0,005$, $PR = 1,57$, $N = 8$ ve $Re = 6135$ parametrelerinde maksimum termal iyileşme faktörü elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

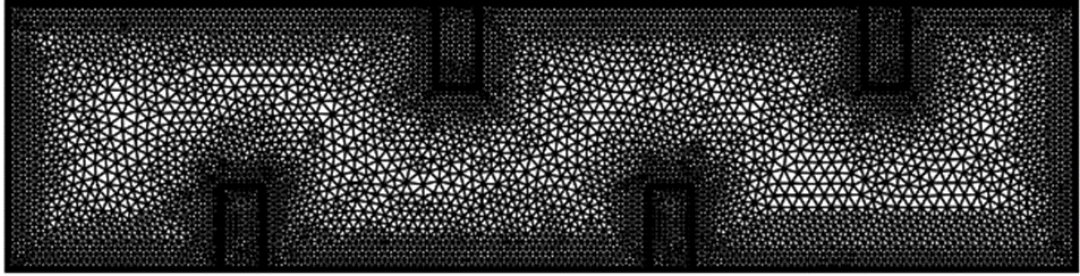


Şekil 2.20 Deneyisel çalışma için tasarlanmış kanatçıklar (Sun et al. 2020)

Turgut (2020), dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansını araştırmıştır. Çalışmasında iç içe geçen eş eksenli iki borunun arasındaki ısı transferini sayısal olarak araştırmıştır. Reynolds sayısı aralığını $10000 \leq Re \leq 42000$ olarak belirlemiştir. Kanatçıklardaki delik çaplarını ve türbülatorler arası mesafeyi değiştirerek çalışmaları gerçekleştirmiştir. En yüksek ısı performansını $Re = 10000$, kanatçık arası mesafe 15 cm, delik çapları 0,5 cm ve delik sayısı 2 olduğu durumda elde etmiştir.

Ali et al. (2021), Cu-su nanoakışkanı ve kademeli bölmelerle donatılmış yatay kanalda manyetik etkiyle birlikte karışık konvektif akışını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarını $10 \leq Re \leq 200$ aralığındaki akış hızında gerçekleştirmişlerdir. $0 \leq \phi \leq 5\%$ nanopartikül hacim konsantrasyonunda yapılan çalışmada Hartmann sayısını $0 \leq Ha$

≤ 50 aralığında almışlardır. Çalışmaların sonucunda; nanopartikül hacim konsantrasyonu %0 dan %5, Hartmann sayısı 0'dan 50 olduğunda, ısı transferinin %33,86 arttığını ifade etmişlerdir.



Şekil 2.21 Oluklu kanalda ağ sistemi (Ali et al. 2021)

Ameur et al. (2021), bir ısı değiştiricisinde delikli kanatçıkların ısı performansına yönelik sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. İki farklı geometride delik incelemişlerdir. Reynolds sayısını $0 \leq Re \leq 300$ aralığında değiştirmişlerdir. En yüksek ısı transferini elips delikli kanatçıklı kanalda $Re = 300$ 'de elde etmişlerdir. Basınç düşüşünün ise dairesel delikli kanatçıkta yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. En yüksek termal performansı ise $Re = 100$ için elips delikli kanatçıkta elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Zhong et al. (2022), dalgalı kanalda salınımlı akışın ısı transferi performansı üzerine sayısal bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Dalga boyunun ısı transferine önemli etkisinin olduğunu ve optimum kanal yüksekliğinin 2–3 mm olduğunu tespit etmişlerdir.

Akçay (2022b), ayrık V-tipi kanatçıklara sahip periyodik bir oluklu kanalda titreşimli akış için ısı transferi iyileştirmesinin sayısal analizini gerçekleştirmiştir. Oluklu kanalın alt ve üst yüzeylerini 350 K sabit sıcaklıkta tutmuştur. Reynolds sayısı için 200, 600 ve 1000 değerlerini kullanmıştır. Çalışma sonucunda ısı performans, sürtünme faktörünü ve termohidrolik performans faktörünü artıran parametrelerin; Reynolds sayısı, Strouhal sayısı (St) ve titreşim genliği (A) olduğunu tespit etmiştir. En yüksek termal performans faktörünü $Re = 1000$, $A = 1,5$ ve $St = 8$ ve $N = 2$ olduğu durumda elde etmiştir.

Hassan et al. (2022), yeni bir kanatçık ile donatılmış ısı eşanjöründeki hidrotermal davranışın değerlendirilmesi için deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bakır malzeme kullanılarak tasarlanmış şerit levhayı 3 farklı kanatçık boyu (1 cm, 0,5 cm ve 0,25 cm'lik eşit genişlikte kesilmiş bakır yapraklar) olarak hazırlamışlardır. Reynolds sayısı aralığı 32000–47000 olduğunda 0,25 cm kanatçıkların daha yüksek ısı transferi sağladığını keşfetmişlerdir. Performans değerleri düz kanal yapısına kıyasla; 1 cm kanatçıkta %95,4'ten %122,2'ye, 0,5 cm kanatçıkta %77,3'ten %105'e ve 0,25 cm kanatçıkta ise %45,5 ten %70,5'e kadar değişim göstermiştir. Kanatçıklardaki genişliğin azaltılmasıyla akışkanda girdap oluşumunun arttığını ve buna bağlı olarak ısı transferinin arttığını tespit etmişlerdir.



Şekil 2.22 Kanatçık olarak kullanılan bakır levha (Hassan et al. 2022)

Khan et al. (2022), mikro kanallı yeni bir soğutucu tasarımını çeşitli kanatçık düzenlemeleriyle sayısal olarak incelemiştir. Silikon malzemeden düz bir kanal tasarlanmış, kanatçık aralıkları ve yerleşimleri değiştirilmiştir. Giriş sıcaklığı 300 K sabit tutulmuş, taban ısı akısı değiştirilmiştir. En düşük performans 0,25 mm aralıkta, en yüksek performans ise 0,75 mm eşit dağıtılmış kanatçıklarda elde edilmiştir. En yüksek ısı transferi $Re = 800$ 'de $Nu = 21,8$ olarak bulunmuştur.

Vengadesan et al. (2022), dikdörtgen kanallı parabolik güneş kolektörü kullanılarak ısı transferinin artırılması üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kademeli yerleştirilen bölmelerin aralıkları 25 mm, kanalın genişliği 60 mm, uzunluğu 1400 mm olarak tasarlanmıştır. 2 farklı kanal tipinde (dairese ve dikdörtgen) yapılan çalışmada soğutucu suyun akış hızını değiştirerek 0,05 kg/s, 0,13 kg/s ve 0,2 kg/s olarak

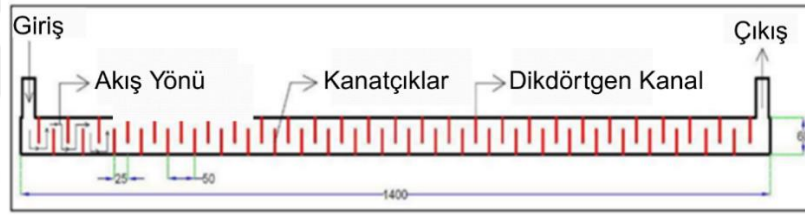
çalışmışlardır. Dikdörtgen kanalın dairesel kanala göre performans artışını 0,2 kg/s’de %45,4; 0,13 kg/s’de %62,6 ve 0,05 kg/s’de %65 olarak elde etmişlerdir. Çalışmada en yüksek termal performansın %78,5 olarak, 0,2 kg/s akış hızıyla dikdörtgen kanalda olduğunu ifade etmişlerdir.



(a)



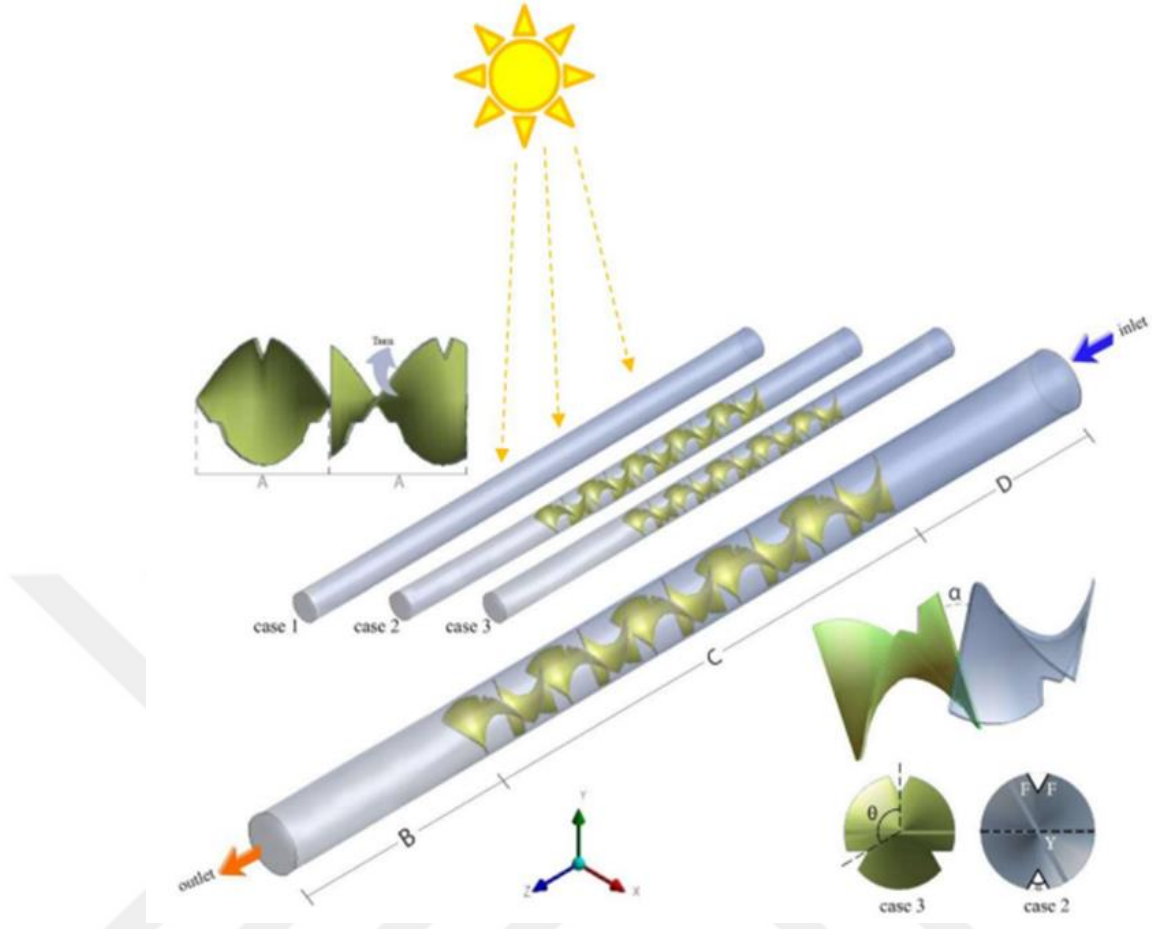
(b)



(c)

Şekil 2.23 Deneysel çalışma için hazırlanmış kanal (Vengadesan et al. 2022)

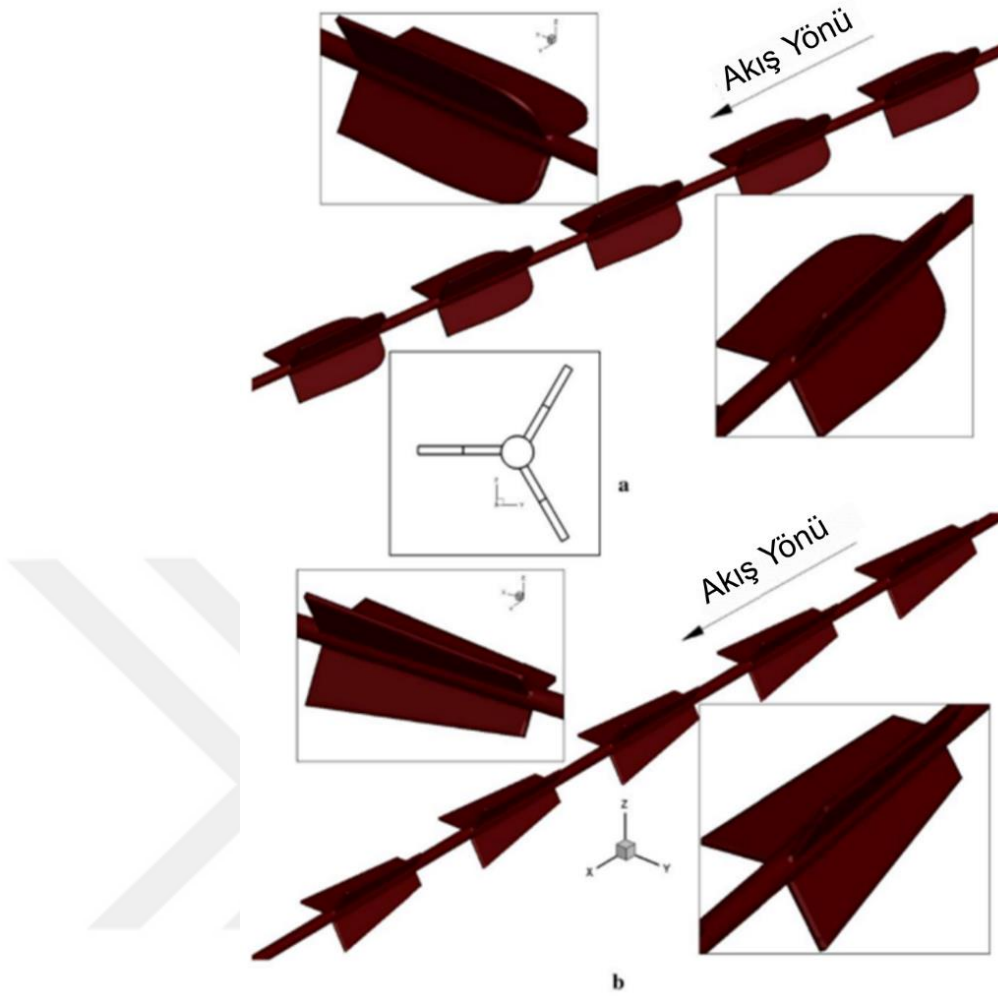
Ibrahim et al. (2022), yeni tip oluklu türbülatorler kullanılarak hibrit nanoakışkan ile performans değerlendirme katsayısının ve parabolik güneş kolektörü verimliliğinin iyileştirilmesi çalışmasını sayısal olarak incelemiştir. Oluklu türbülatorlerde test edilmek üzere 3 farklı nanopartikül hacim oranı (%1, %2, %4) ve $4000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayıları ele alınmıştır. Sonuç olarak 3 yarıkli kanatçık tasarımında $Re = 10000$, nanopartikül hacim oranı %1 olduğunda, %2,22 termal performans artışı ve %4 basınç düşüşü olduğunu bulmuşlardır.



Şekil 2.24 Farklı kanatçık tasarımları ve yerleşimleri (İbrahim et al. 2022)

Tahmasebian et al. (2022), bir dizi vorteks üretici ile dalgalı kanalın ısı transferinin değerlendirilmesini RANS model ile sayısal olarak çalışmışlardır. 2 farklı kanatçık tipi tasarlamışlar ve Reynolds sayısını $1000 \leq Re \leq 4000$ aralığında değiştirmişlerdir. Isıl performans kriterinde boş kanala göre, a tipi kanatçık tasarımında %28,5, b tipi kanatçık tasarımında %27 artış olduğunu elde etmişlerdir.

Wu et al. (2022), sinüzoidal dalgalı kanatçık tipi girdap üreteçli kanatlı boru şeklinde ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansı ve ekserji analizini sayısal olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında kullanılan kanatçık tasarımını 3 farklı tipte ele almışlardır. Reynolds sayısı için $1057 \leq Re \leq 2054$ aralığında, hücum açısı için 30° , 45° , 60° parametrelerinde çalışmışlardır. Kanatçıkların konumlarının farklılığı akışı belirgin şekilde etkilediğinden ve en yüksek performansa 60° hücum açısında ulaşıldığını tespit etmişlerdir.



Şekil 2.25 Özgün kanatçık tasarımı (Wu et al. 2022)

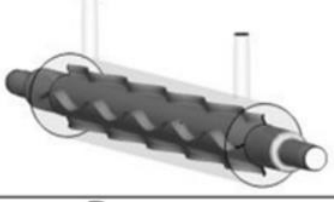
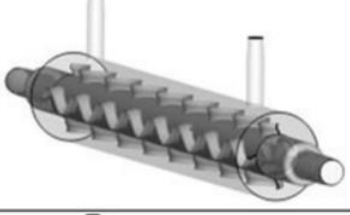
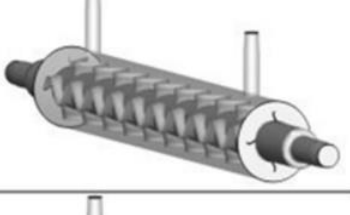
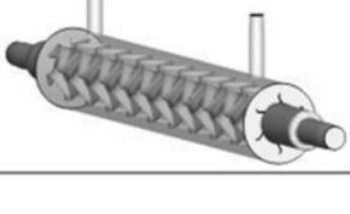
Shah et al. (2022), yapay sinir ağı şeklinde tasarlanmış girdap üretici kullanılarak Non Newtonian nanoakışkanın türbülanslı akışta optimizasyonunun ve önemli parametrelerin sayısal analizini yapmışlardır. Çalışmada nano akışkan olarak CMC– Al_2O_3 –su tercih etmişlerdir. Kanatçık hücum açısı olarak 30° , 45° , 60° , Reynolds sayısı olarak $3000 \leq \text{Re} \leq 30000$, nanoakışkan hacimsel oranı olarak %0,5–%1,5 ve girdap üretici uzunluğu olarak 1–3 mm parametrelerini kullanmışlardır. Sonuç olarak en yüksek termal performans faktörünü 60° hücum açısında ve %0,5 nanopartikül hacim oranında elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Adiguzel and Gunduz. (2022), paralel akışlı çift borulu eşanjörde yay ve pervane tipi olmak üzere iki yeni türbülator tasarımı sayısal olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri

sonuçlarda pervane tip türbülatorün 18,7 Pa, yay tipi türbülatorün ise 14,9 Pa basınca ulaştığını söylemişlerdir.

Alnak (2022), bölmeler içeren üçgen dalgalı yüzeylerde ısı geçişini sayısal olarak incelemiştir. Analizleri $200 \leq Re \leq 1000$ aralığında yapmıştır. Çalışmasında bölme yüksekliklerinin ve bölme aralıklarının etkilerini ele almıştır. Bölme aralıkları 20 mm ve bölme yükseklikleri 4 mm olduğunda en yüksek ısı transferine ulaşıldığını belirtmiştir. Reynolds sayısındaki artışın hızı arttırdığını ve buna bağlı olarak ısı aktarımının arttığını ifade etmiştir.

Gholizadeh et al. (2022), bir dizel motordan atık enerjinin geri kazanılmasında bir ısı eşanjöründeki nanoakışkanların ve kanatçıkların etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında 3,7 kW gücünde bir dizel motor kullanmışlardır. Deneysel modellemede sayısal modellemedekinin standart 4 düz kanatlı modeli tercih edilerek yapmışlardır. Nanoakışkan olarak Ag ve Fe_3O_4 nanopartiküllerini ayrı olarak ve hibrit olarak kullanmışlardır. Elde ettikleri bulgularda kanatçıkların sayısının artmasıyla soğutucu etkinin %7 oranında arttığını ifade etmişlerdir. Bunun yanı sıra 8 mm'lik kanat yüksekliğinden 24 mm kanat yüksekliğine geçildiğinde %5,8 sıcaklık düşüşü elde etmişlerdir. Nanoakışkanların konsantrasyonunun %1'den %5'e çıkarılmasıyla %0,67'lik sıcaklık düşüşünün elde edildiğinden bahsetmişlerdir.

Numara	Kanat Denklemi	Geometri
		
Numara	Düz Kanat	
		
Durum 1	$y = 10 \times \sin(10 \times \pi)$	
		
Durum 2	$y = 15 \times \sin(15 \times \pi)$	
		
Durum 3	$y = 20 \times \sin(20 \times \pi)$	
		
Durum 4	$y = 20 \times \sin(20 \times \pi)$	

Şekil 2.26 Kanatçıklar ve yerleşim açıları (Gholizadeh et al. 2022)

Wang et al. (2022), Al_2O_3 nanoakışkanları ile bir mikro kanalda pin yüzgeçleri ve girdap üreteçlerinin termal performans üzerindeki etkilerini sayısal olarak çalışmışlardır. Üç farklı kanatçık tipinde çalışmalar yapmışlardır. Yuvarlak, elmas ve oval olarak adlandırdıkları kanatçıkları kanala paralel olarak yerleştirmişlerdir. $340 \leq Re \leq 640$ aralığındaki akış hızlarında çalışmalarını yapmışlardır. Çalışmaların sonucunda 0,4 mm aralıklarla yerleştirilen, 0,1 mm yükseklikteki oval kanatçık tipinde en iyi performansı elde etmişlerdir. Düz kanala kıyasla $Re = 340$ olduğunda girdap üreteçli olan kanalların performans değerinde %30 luk iyileşme olduğunu ifade etmişlerdir.

Çeri ve Koca (2022), farklı açılı bölmelere sahip türbülatorlerin gaz yakıtlı kazanda kullanımının ısı transferine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyde üç farklı bölme açısında (15° , 20° , 25°) türbülator kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada iç çapı 36 mm olan borulara yerleştirilen bölmeler ile giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve baca gazı sıcaklığını ölçmüşlerdir. Elde ettikleri bulgulara göre en yüksek termal performansı ve en düşük baca gazı sıcaklığını 25° olan kanatçık açısında, %97,6 artış ile elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Akçay ve Akdağ (2023), çalışmalarında titreşimli akış koşulları altında eğimli bölmelere sahip bir kanaldaki hidrodinamik ve termal performansı sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Bölmelerin kademeli düzende yerleştirildiği; korunum denklemlerinin sonlu hacim yöntemi (FVM) ile ayrıklaştırıldığı ve basınç-hız etkileşiminin SIMPLE algoritmasıyla çözümlendiği bildirilmiştir. Strouhal sayısı ($St = 0,5; 1; 2; 3; 4$), salınım genliği ($A = 0,2; 0,5; 0,8$) ve Reynolds sayısı ($200 \leq Re \leq 1000$) parametrelerinin değiştirildiği; kanalın üst ve alt yüzeylerinin $T_w = 350$ K'de sabit tutulduğu aktarılmıştır. Termal iyileşme, görelî sürtünme faktörü ve performans değerlendirme kriteri hesaplanmış; akış ve sıcaklık konturlarıyla titreşim frekansı, genlik ve Reynolds sayısının etkileri ortaya konmuştur. Sonuçlara göre, salınım genliği ve frekansının artan Reynolds sayılarıyla birlikte termal iyileşmeyi önemli ölçüde artırdığı, sürtünme faktöründe ise sınırlı bir yükseliş gözlemlendiği raporlanmıştır. En yüksek termal iyileşme değeri yaklaşık 1,47 ile $Re = 1000$, $A = 0,8$ ve $St = 4$ koşullarında elde edilirken; en yüksek performans değeri ise yaklaşık 1,12 ile $Re = 1000$, $A = 0,2$ ve $St = 4$ koşullarında olduğunu bildirilmiştir.

Navaei et al. (2015), farklı geometrik parametreler ve çeşitli nanoakışkanların yivli kanallardaki termal performansa etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacim yöntemi ile çözülmüş; dikdörtgen, yarı dairesel ve trapezoidal üç farklı oluk şekli değerlendirilmiştir. Al_2O_3 , CuO , SiO_2 ve ZnO nanoparçacıkları (hacimce %1–4, çap 20–60 nm) su, gliserin ve etilen glikol baz akışkanlarında dağıtılmış; Reynolds sayısı 5 000–25 000 aralığında araştırılmıştır. Oluk yükseklikleri $0,1D_h$ (4 mm) – $0,2D_h$ (8 mm), aralıklar $5e$ (20 mm) – $7e$ (56 mm) arasında optimize edilmiştir. Sonuçlar, en yüksek Nusselt sayısını $0,2D_h$ yüksekliğinde ve $6e$

periyodunda yarı dairesel yiv ile elde etmiş; SiO₂-nanofluidin en iyi ısı aktarımını sağladığını, hacimce nanoparçacık oranı arttıkça Nusselt sayısının arttığını, nanoparçacık çapı büyüdükçe azaldığını göstermiştir. Ayrıca, nanofluid parametre değişikliklerinin sürtünme faktöründe anlamlı bir değişikliğe yol açmadığını ifade etmişlerdir.



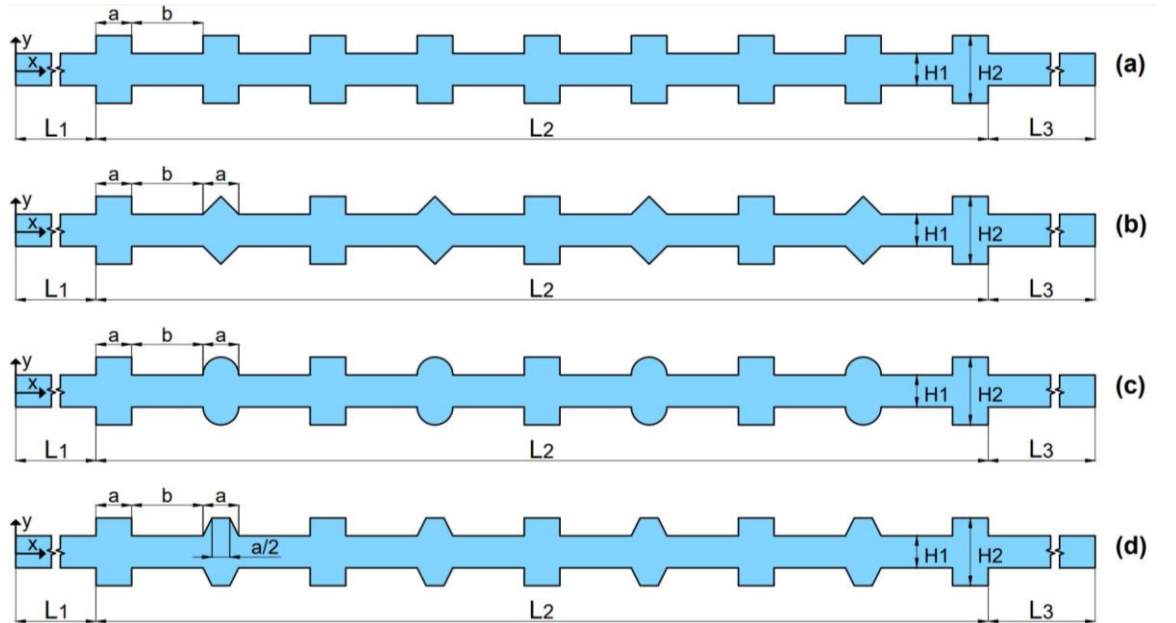
3. SAYISAL ÇALIŞMA

Sayısal çalışmada ilk önce farklı dalga profillerinden (dikdörtgen, üçgen, trapez ve dairesel) oluşan hibrit dalgalı kanalların akış ve ısı transferi etkileri, sürekli ve türbülanslı akış şartlarında araştırılmıştır. Daha sonra en iyi ısı transfer performansını sağlayan hibrit dalgalı kanal profili sabit tutularak bu kanala yerleştirilen üç farklı kanatçık (V tipi, Y tipi ve hibrit tip) tasarımının akış ve ısı transferi analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.1 Hibrit Dalgalı Kanallarda Akış ve Isı Transferi

3.1.1 Sayısal model

Çalışmada kullanılan hibrit oluklu kanalların iki boyutlu geometrileri Şekil 1’de gösterilmiştir. Oluklu kanallar, dikdörtgen üniform oluklu (D), dikdörtgen-daire (DD), dikdörtgen-trapez (DT) ve dikdörtgen-üçgen (DÜ) profillerde konfigüre edilmiştir.



Şekil 3.1 Farklı dalga profillerine sahip dalgalı kanal geometrileri, (a) D kanal, (b) DÜ kanal (c) DD kanal, (d) DT kanal

Şekil 3.1, farklı oluk profillerine sahip dalgalı kanalların geometrik parametreleri verilmiştir. Hibrit kanal tasarımları, dikdörtgen dalga profili (D) ile üç farklı oluk profilinin (DD, DT ve DÜ) ayrı ayrı kombinasyonlarını içermektedir. Kanalların minimum ve maksimum yükseklikleri sırasıyla $H_1 = 18$ mm ve $H_2 = 38$ mm'dir. Kanalların giriş ve çıkışında sırasıyla $L_1 = 360$ mm ve $L_3 = 500$ mm uzunluğunda ısıtılmamış düz bir bölüm bulunmaktadır. Oluklu bölümün uzunluğu $L_2 = 500$ mm'dir. Dalga profilinin maksimum genişliği $a = 20$ mm ve dalgalı bölümler arasındaki mesafe $b = 40$ mm'dir. DÜ hibrit kanalın üçgen profili ikiz kenardır. DT dalga profilinde trapez profil ise eş kenarlıdır. Kanalın ısıtılmış uzunluğu (L_2), toplamda 9 dalga profilini içermektedir.

3.1.2 Korunum denklemleri ve kabuller

Sayısal çalışmanın çözümleri ANSYS Fluent programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Çözümler için kabul edilen varsayımlar aşağıda listelenmiştir:

- Akışkan Newtoniyen, tek fazlı ve sıkıştırılamaz özelliكتedir.
- Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği varsayılmaktadır.
- Akış alanı iki boyutludur.
- Akış tam gelişmiş, türbülanslı ve daimî şartlarda akmaktadır.
- Viskoz yayılım terimleri ihmal edilmiştir.
- Kanal içinde ısı üretimi yoktur.
- Gövde kuvvetlerinin (yerçekimi vs.) etkisi dikkate alınmamıştır.
- Işınım ile ısı transferi ihmal edilmiştir.

Yukarıdaki varsayımlar dikkate alındığında, korunum denklemleri aşağıda verilmiştir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma + \Gamma_t) \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = (\mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

Viskoz model olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans modelindeki türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans yayını (ε) parametrelerine ait denklemler aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}, \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (7)$$

Türbülans modelindeki sabitler için $\sigma_k=1,0$, $\sigma_\varepsilon=1,3$, $C_{1\varepsilon}=1,44$, $C_{2\varepsilon}=1,92$, $C_\mu=0,09$ ve $Pr_t=0,9$ kullanılmıştır (Zontul et al. 2021; Akçay 2023a).

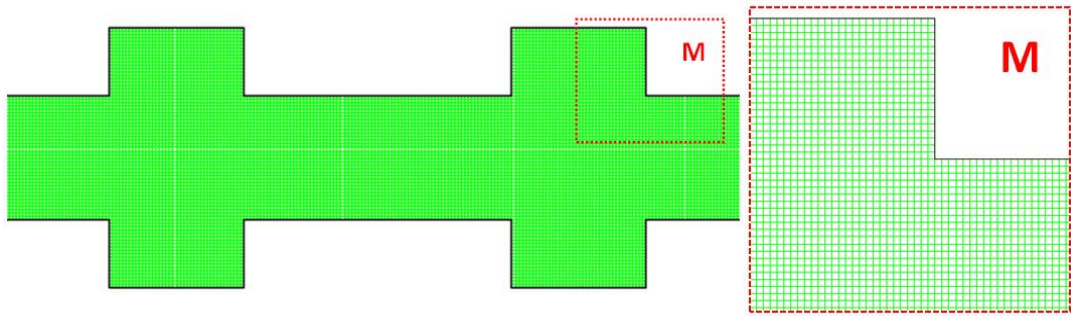
3.1.3 Sayısal çözüm metodu ve sınır şartları

Çalışmada, dalgalı kanalların çizimleri iki boyutlu olarak Gambit yazılımı ile oluşturulmuş ve ardından tüm kanallar küçük hücrelere bölünmüştür. Dikdörtgen dalgalı kanal için oluşturulan ağ yapısının görüntüsü Şekil 2'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Sayısal sonuçların eleman sayısından etkilenmediğini belirlemek amacıyla, uygun eleman sayısı belirlenmiştir. Bu testin sonucunda, kanal profiline göre sayısal modele uyarlanan eleman sayıları Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

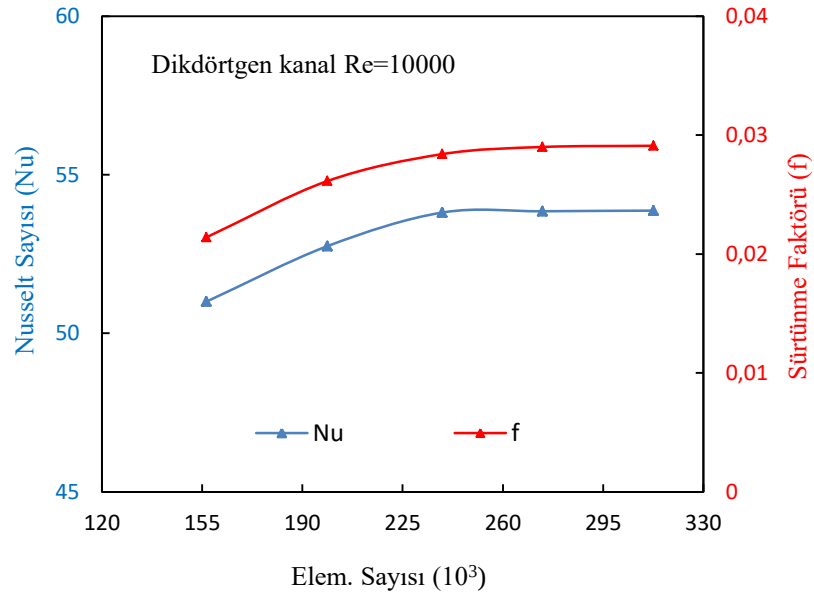
Çizelge 3.1 Kanal profiline göre sayısal modele uyarlanan eleman sayıları

Kanal Profili	Eleman Sayısı
D oluklu kanal	238868
DD hibrit oluklu kanal	243840
DÜ hibrit oluklu kanal	240674
DT hibrit oluklu kanal	246524

Şekil 3.2’de dikdörtgen oluklu kanal için oluşturulan ağ yapısı ve eleman yapısının detayı sunulmuştur. Sayısal analizlerde kullanılacak kanal geometrileri için oluşturulan ağlar, çözüm hassasiyetini koruyacak şekilde yapılandırılmıştır. Dikdörtgen profile sahip dalgalı kanalda dikdörtgen eleman yapısı tercih edilmiştir.



Şekil 3.2 Dikdörtgen kanal için ağ görünümü



Şekil 3.3 Ağ bağımsızlık testi

Şekil 3.3'te dikdörtgen kanal için yapılan ağ bağımsızlık testi sonuçları verilmiştir. Reynolds sayısı $Re = 10000$ için yapılan analizlerde, farklı ağ (mesh) yoğunluklarıyla elde edilen Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri karşılaştırılmıştır. Eleman sayısının artırılmasıyla birlikte her iki parametrede de artış gözlemlenmiş ancak yaklaşık 238868 eleman sayısından sonra değişim oranının azaldığı ve sonuçların yatay devam ettiği görülmüştür. Bu durum, seçilen ağ yoğunluğunun (238868) hem hesaplama maliyeti hem de çözüm hassasiyeti açısından yeterli olduğunu ve yapılan analizlerin ağdan bağımsız güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermektedir.

Sayısal çözümler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımı olan ANSYS Fluent (versiyon 15.0) ile gerçekleştirilmiştir. Denklemleri ayrıklaştırmak için ikinci dereceden ileri fark yaklaşımı kullanılmıştır. Hız ve basınç arasındaki ilişki SIMPLE algoritması ile değerlendirilmiştir. Zontul et al. (2021), standart k- ϵ türbülans yaklaşımı kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğunu bildirmiştir. Bu nedenle, bu çalışmada akış modeli olarak standart k- ϵ türbülans yaklaşımı tercih edilmiştir. Yakınsama kriteri olarak enerji denklemlerinde 10^{-8} ve diğer denklemlerde ise 10^{-5} olarak ayarlanmıştır.

Sayısal çözümler için bazı başlangıç ve sınır koşulları sayısal modele tariflenmiştir.

Tüm dalgalı kanallarda, akışkan ortalama bir hız (u_{in}) ve sabit sıcaklık ($T_{in} = 300\text{ K}$) ile kanala girmiştir. Akış hızı Reynolds sayısı ile belirlenmiş olup Reynolds sayısı $2000 \leq Re \leq 12000$ aralığında değişmiştir.

- $u_i = u_{in}, u_j = 0, T = T_{in} = 300\text{ K}$, akışkanın kanal giriş sıcaklığı

Kaymaz ve adyabatik koşullar, kanalın giriş ve çıkışındaki düz kesitler (L1 ve L3) için tanımlanmıştır.

- $u_i = u_j = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$, kanal giriş ve çıkışındaki düz uzunluklar

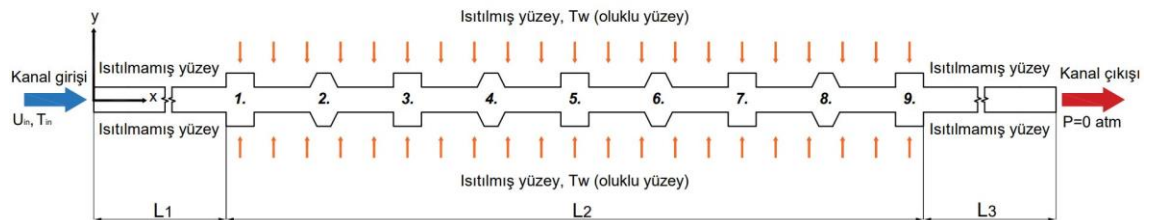
Kanalın alt ve üst dalgalı yüzeyleri (L2) sabit bir sıcaklıkta ($T_w = 380\text{ K}$) tutulmuştur.

- $u_i = u_j = 0, T = T_w = 380\text{ K}$, oluklu kanal yüzey sıcaklığı

Kanal çıkışında basınç çıkış koşulu kullanılmıştır.

- $\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0, \frac{\partial u_j}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0$, kanal çıkışı

Sayısal modeldeki hesaplama alanına uygulanan sınır koşulları Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Sınır koşullarının tanımı

3.1.4 Sayısal çözümlerin doğrulanması

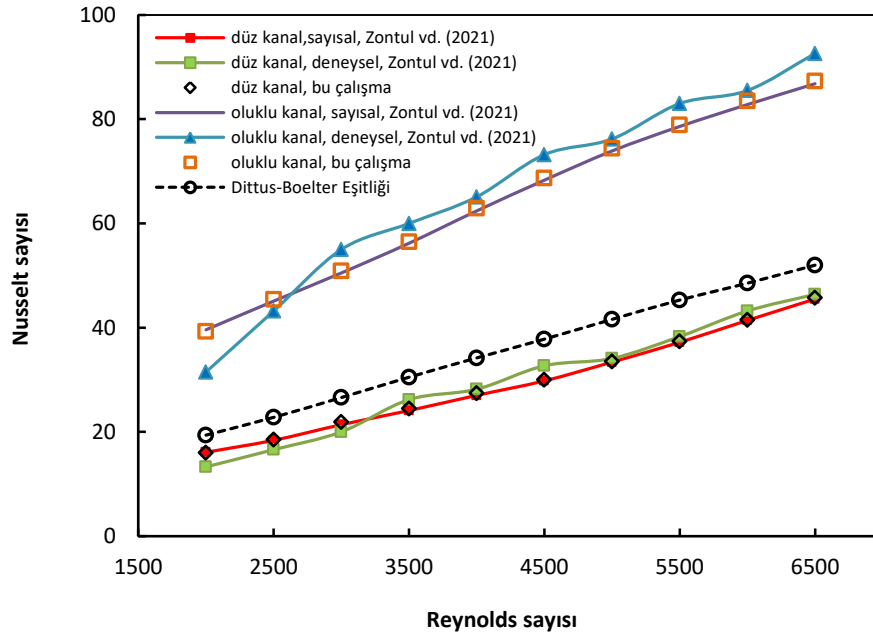
Sayısal çözümlerin geçerliliği, önceki sayısal ve deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Düz ve dikdörtgen dalgalı kanallar için elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü, Zontul et al. (2021)'in sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Düz kanallarda Nu hesaplamasında Dittus-Boelter, sürtünme faktöründe ise Petukhov bağıntısı kullanılmış; elde edilen değerler bu ampirik bağıntılarla da karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları Şekil 3.5 ve 3.6'da sunulmuştur.

Dittus-Boelter bağıntısında Nusselt sayısı Denklem (8) ile hesaplanmıştır:

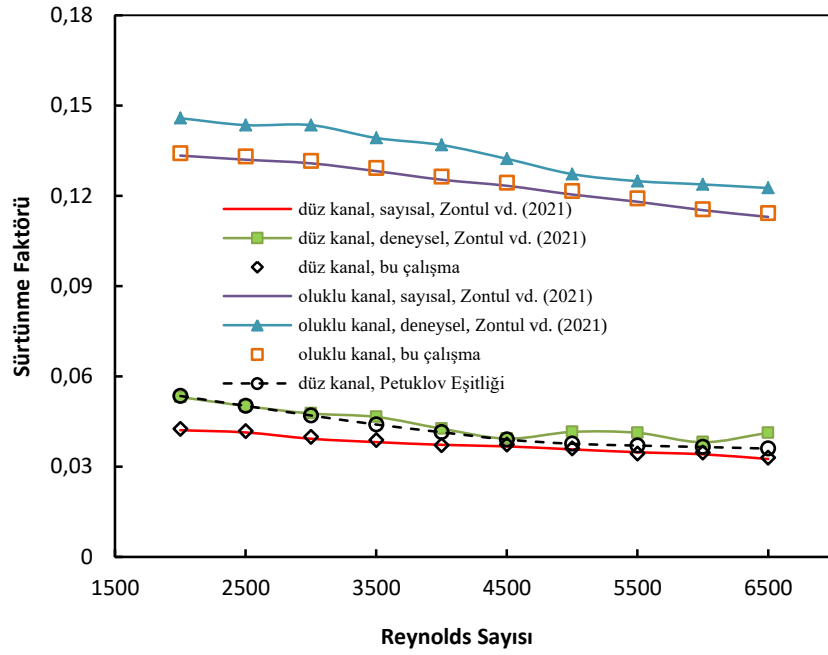
$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (8)$$

Petukhov bağıntısı ile sürtünme faktörü Denklem (9) ile elde edilmiştir:

$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (9)$$



Şekil 3.5 Bu çalışmanın önceki çalışmalar ile doğrulanması (Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi)



Şekil 3.6 Bu çalışmanın önceki çalışmalar ile doğrulanması (Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi)

Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da bu çalışmada elde edilen sonuçların literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırılması yapılarak model doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Doğrulama, düz kanallarda elde edilen Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri üzerinden yapılmıştır. Bu kapsamda, farklı araştırmacıların elde ettiği deneysel ve sayısal verilerle, bu çalışmadaki sonuçlar Reynolds sayısına bağlı olarak kıyaslanmıştır.

Şekil 3.5’te, Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Bu çalışmada elde edilen değerlerin, literatürde yer alan çalışmalara oldukça yakın olduğu görülmektedir. Benzer eğilim göstermeleri, sayısal modelin ısı transferi açısından geçerliliğini desteklemektedir.

Şekil 3.6’da ise, sürtünme faktörü değerlerinin karşılaştırması sunulmuştur. Bu çalışmanın sonuçları, özellikle belirli Reynolds sayısı aralıklarında önceki sayısal ve deneysel çalışmalarla tutarlılık göstermektedir. Farklı literatür kaynaklarıyla elde edilen eğrilerin benzerliği, akış direnci tahminlerinin de doğruluğunu ortaya koymaktadır. Her iki grafik birlikte değerlendirildiğinde, kullanılan sayısal yöntemlerin hem termal hem

de hidrolik açıdan güvenilir sonuçlar verdiği doğrulanmıştır. Böylece, çalışmanın devamında sunulan analizlerin sağlam bir temel üzerine kurulu olduğu teyit edilmiştir.

3.1.5 Veri Azaltma

Bu çalışmada kanal giriş hızı, hidrolik çap (D_h) esas alınarak hesaplanan Reynolds sayısı (Re) ile belirlendi. Reynolds sayısı $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığında değişti. Hidrolik çap ve Reynolds sayısı sırasıyla Denklem (10) ve (11) kullanılarak hesaplandı (Akçay 2023a):

$$D_h = H_{min} + H_{max} \quad (10)$$

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (11)$$

Burada, ρ , u_{in} ve μ sırasıyla akışkanın yoğunluğunu, giriş hızını ve dinamik viskoziteyi göstermektedir. Kanalda elde edilen ısı transferi, Nusselt sayısı ile değerlendirildi. Ortalama Nusselt sayısı (Nu_{ort}), Denklem (12) ile hesaplandı. (Zontul et al. 2021).

$$Nu_{ort} = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (12)$$

Burada, h konvektif ısı transfer katsayısını ve λ ısıl iletkenlik katsayısını göstermektedir. Konvektif ısı transfer katsayısı (h), Denklem (13)'da verilmiştir. (Çengel 2010):

$$h = \frac{q''}{\Delta T_{log}} \quad (13)$$

Burada ΔT_{log} logaritmik sıcaklık farkını ve q'' ısı akışını göstermektedir. Logaritmik sıcaklık farkı, Denklem (14)'de gösterildiği şekilde bulunur (Çengel 2010):

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_o - T_{in})}{\ln \left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_o} \right)} \quad (14)$$

Burada, T_{in} , T_o ve T_w sırasıyla suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ile oluklu yüzeylerin sıcaklığını göstermektedir. Isıl iyileştirme oranı, düz kanal ve dikdörtgen dalgalı kanal referans alınarak iki farklı şekilde hesaplanır. TE_s ve TE_w , sırasıyla düz kanal ve dikdörtgen dalgalı kanal referans alınarak elde edilen ısı iyileştirme oranlarıdır (Togun et al. 2022):

$$TE_s = \frac{Nu_w}{Nu_s} \quad (15)$$

$$TE_w = \frac{Nu_h}{Nu_{rec}} \quad (16)$$

Burada, Nu_w , Nu_s , Nu_h ve Nu_{rec} sırasıyla tüm oluklu kanallarda elde edilen Nusselt sayısını, düz kanaldaki Nusselt sayısını, hibrit oluklu kanallardaki Nusselt sayısını ve yalnızca dikdörtgen dalgalı kanaldaki Nusselt sayısını ifade eder. Sürtünme faktörü (f), aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır (Zontul et al. 2021):

$$f = \frac{\Delta P D_h}{0.5 \rho u_{in}^2 L} \quad (17)$$

$$\Delta P = P_{out} - P_{in} \quad (18)$$

Bağıl sürtünme faktörü, düz kanal ve dikdörtgen dalgalı kanal referans alınarak iki farklı şekilde hesaplanmıştır. $(f_{rel})_s$ ve $(f_{rel})_w$, sırasıyla düz kanal ve dikdörtgen dalgalı kanal referans alınarak elde edilen relatif sürtünme faktörlerini göstermektedir (Akçay 2023b):

$$(f_{rel})_s = \frac{f_h}{f_s} \quad (19)$$

$$(f_{rel})_w = \frac{f_h}{f_{rec}} \quad (20)$$

Burada, f_s , f_h ve f_{rec} sırasıyla düz kanalda elde edilen sürtünme faktörünü, hibrit kanalda elde edilen sürtünme faktörünü ve üniform dikdörtgen dalgalı kanaldaki sürtünme faktörünü ifade eder. Dalgalı kanallar ısı transferini artırır ancak aynı zamanda kanal içindeki basınç düşüşünü de artırır. Bu nedenle, kanal içindeki performans faktörü (PF), ısı transferi artışının sürtünme faktörüne oranı alınarak bulunur. Denklem (21), düz kanallar referans alınarak hesaplanan performans faktörünü (PFs) gösterir. Denklem (22), üniform dikdörtgen dalgalı kanal referans alınarak hesaplanan performans faktörünü (PFw) gösterir (Akçay 2023a):

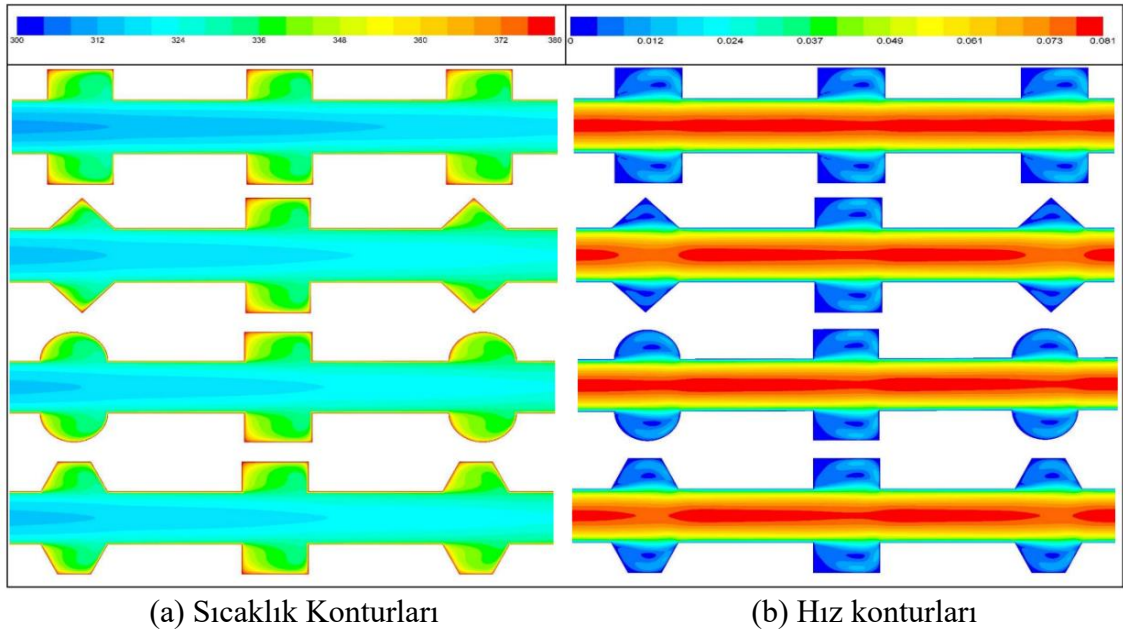
$$PF_s = (Nu_w/Nu_s) (f_h/f_s)^{-1/3} \quad (21)$$

$$PF_w = (Nu_h/Nu_{rec}) (f_h/f_{rec})^{-1/3} \quad (22)$$

Performans faktörü 1'i aşarsa, ısı transferindeki artışın sürtünme faktöründen daha büyük olduğunu gösterir. Performans faktörü 1'in altındaysa, bu, kanaldaki sürtünmenin ısı transferinden daha yüksek olduğu anlamına gelir. Araştırma çalışmalarında, PF değerinin 1'in üzerinde olması hedeflenir (Akçay 2023a). Bu çalışmada, performans faktörü iki farklı referans değeri esas alınarak hesaplanmıştır.

3.1.6 Bulgular ve tartışma

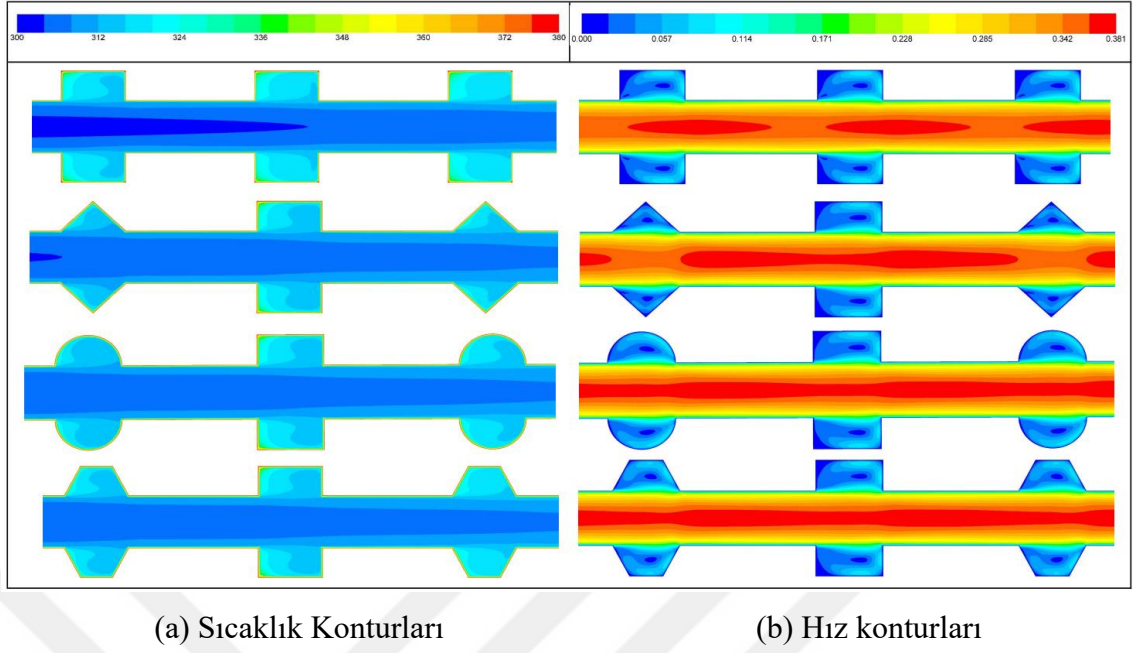
Bu bölümde, hibrit kanal profillerinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini gözlemlemek için farklı Reynolds sayılarında hız, sıcaklık, basınç ve vorteks konturlarının görüntüleri elde edilmiştir. Sayısal bulgular, dikdörtgen oluklu kanal ile karşılaştırılmıştır. Tüm kanal akışları için Nusselt sayısı, iyileştirme oranı, sürtünme faktörü ve performans faktörü elde edilmiş ve sonuçlar grafiklerde gösterilmiştir. Şekil 3.7'de $Re = 2000$ 'deki tüm dalgalı kanal konfigürasyonları için sıcaklık konturlarının (a) ve hız konturlarının (b) görüntüleri sunulmaktadır. Verilen görüntüler, akış yönündeki 6., 7. ve 8. oluklara aittir. Şekil 3.7b'de görüldüğü gibi, ana akış kanal boyunca yüzeye paralel giderken, oluk boşluklarında akış döngüleri oluşur. Bu döngüler dalgalı boşlukları tamamen kaplar gibi görünmektedir. Üçgen oluk, diğer oluk profillerine göre en düşük yüzey alanına sahip olduğundan, üçgen boşluktaki akış döngüsü daha küçüktür. Bu akış döngüleri, kanalın merkezindeki daha soğuk akışkanın sıcak oluk yüzeylerine taşır. Sıcak yüzeylerin soğuk akışkanla teması, dalgalı duvarların sıcaklığının düşmesine neden olur.



Şekil 3.7 $Re = 2000$ için (a) sıcaklık konturları ve (b) hız konturları

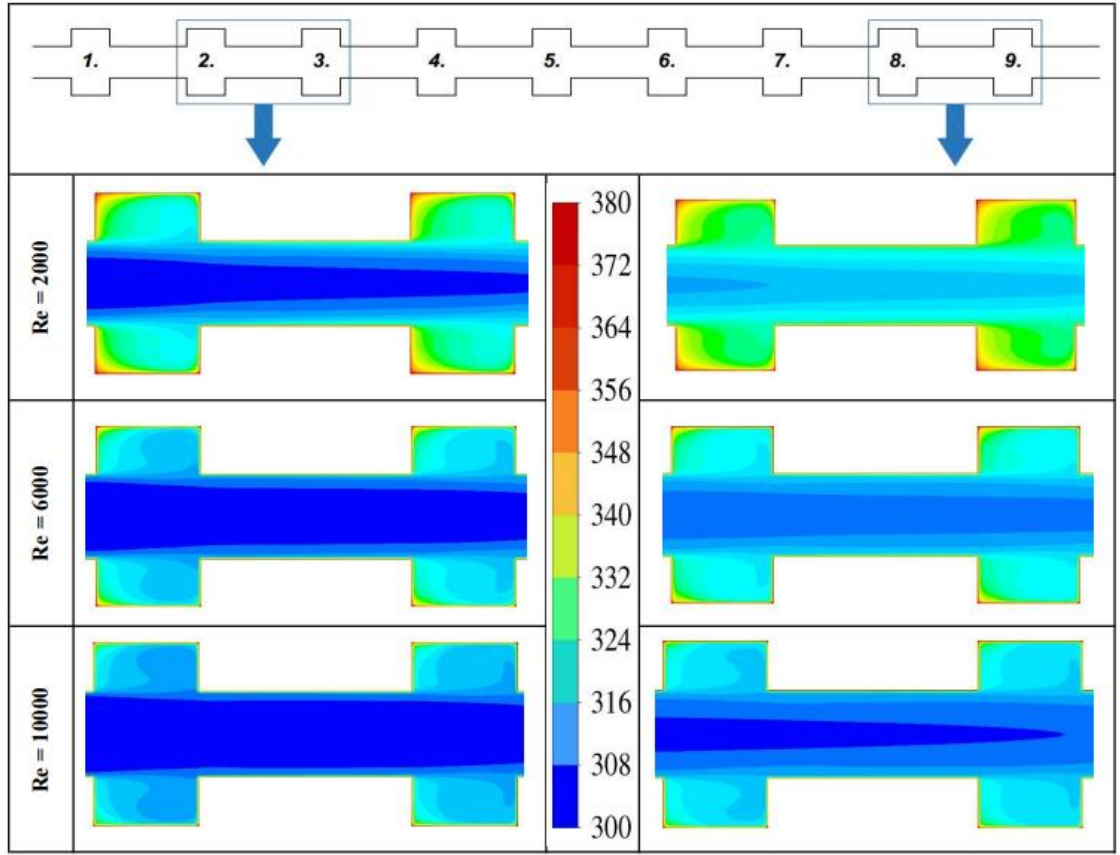
Şekil 3.7a'da, tüm kanal akışları için dalgalı boşlukların kanal merkezine göre daha sıcak akışkanla kaplandığı görülmektedir. Özellikle dikdörtgen dalgalı boşluklarda, sıcaklık gradyanı diğer dalga profillerinden daha yüksektir. Hibrit dalga profillerinde daha düşük yüzey sıcaklığı meydana gelmiştir. Her dalgalı boşluk için, akış döngülerinin başladığı yerde sıcaklık gradyanının daha düşük, akış döngülerinin bittiği yerde ise daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Üçgen oluğun yüzey sıcaklığının diğer profillerden daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bu, akış döngülerinin düşük yüzey alanı nedeniyle yüzeyi tamamen kaplamış olmasından kaynaklanmış olabilir.

Şekil 3.8'de, $Re = 10000$ için elde edilen sıcaklık konturları (a) ve hız konturları (b) verilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla birlikte akışın kütesel debisi yükselmiş, bu da oluklu kavitelerde daha belirgin akış döngülerinin oluşmasına neden olmuştur. Hız konturlarında bu döngülerin dalgalı boşlukları tamamen çevrelediği ve güçlü türbülans yapıları oluşturduğu gözlemlenmektedir. Sıcaklık konturları incelendiğinde ise, $Re = 2000$ durumuna kıyasla oluklu yüzey sıcaklıklarının belirgin şekilde düştüğü görülmektedir. Bu durum, artan Reynolds sayısının ısı transferini iyileştirdiğini ve daha homojen sıcaklık dağılımı sağladığını ortaya koymaktadır. Özellikle dikdörtgen dalgalı kanalda sıcaklık gradyanları en yüksek seviyededir, buna karşın hibrit kanallarda daha düşük yüzey sıcaklıkları elde edilmiştir.



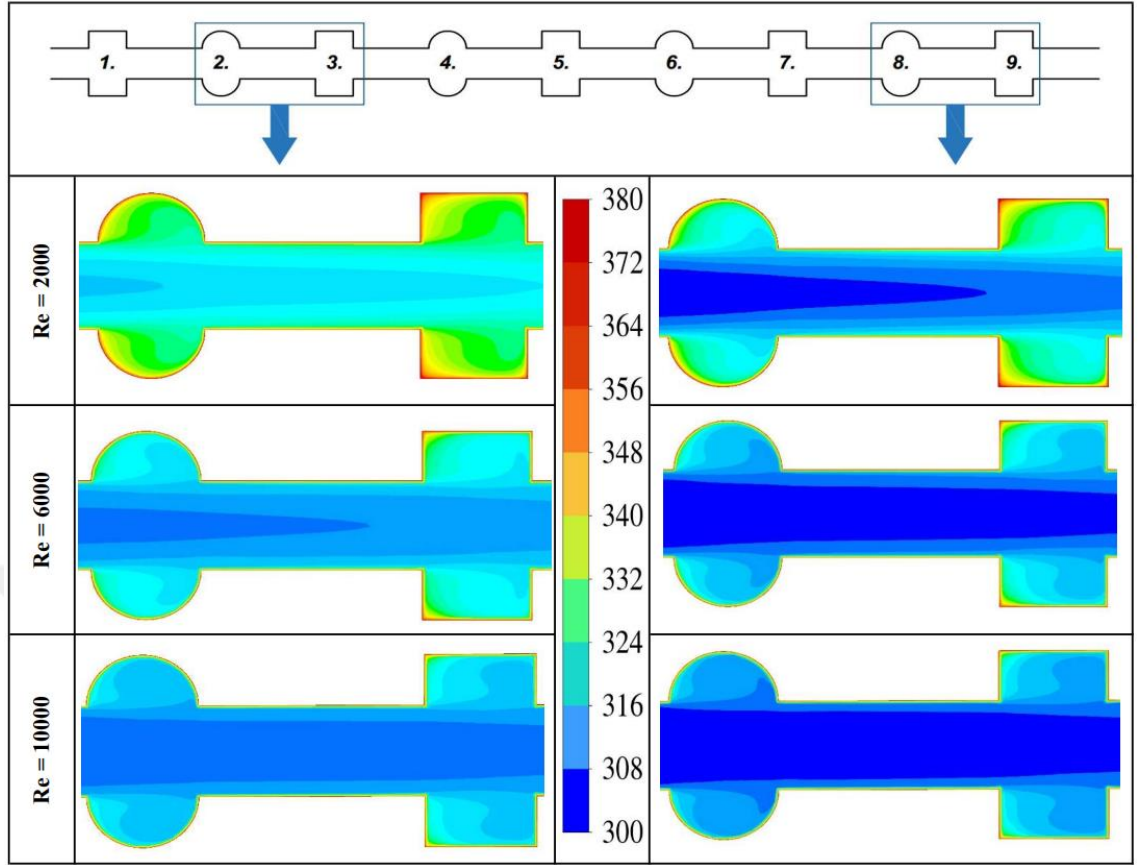
Şekil 3.8 $Re = 10000$ için (a) sıcaklık konturları ve (b) hız konturları

Şekil 3.9’da dikdörtgen dalgalı kanalda $Re = 2000, 6000$ ve 10000 için elde edilen sıcaklık konturları sunulmuştur. Görsellerde, akış yönündeki 2. ve 3. oluk profilleri ile 8. ve 9. oluk profilleri ayrıntılı olarak gösterilmiştir. $Re = 2000$ durumunda, akışkanın hızı düşük olduğundan dolayı kanal içerisindeki kütleli debi ve türbülans etkileri daha azdır. Bu durum sıcaklık dağılımında daha yüksek yüzey sıcaklıkları ile sonuçlanmıştır. $Re = 6000$ ve 10000 değerlerine geçildiğinde ise, sıcaklık gradyanlarının azaldığı, yani yüzey sıcaklıklarının önemli ölçüde düştüğü görülmektedir. Bu durum, artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferinin iyileştiğini ve yüzeyde daha etkin soğuma sağlandığını göstermektedir. Özellikle $Re = 10000$ ’de, akışkanın duvar yüzeylerinden daha fazla ısı alarak ilerlediği ve kanalın sonunda bile düşük sıcaklık seviyelerinin korunduğu dikkat çekmektedir. Dikdörtgen kanalda sadece dikdörtgen dalga profili bulunmakta ve bu profil, diğer dalga profillerine kıyasla daha düşük bir ısı transferi sağlamaktadır.



Şekil 3.9 Dikdörtgen dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları

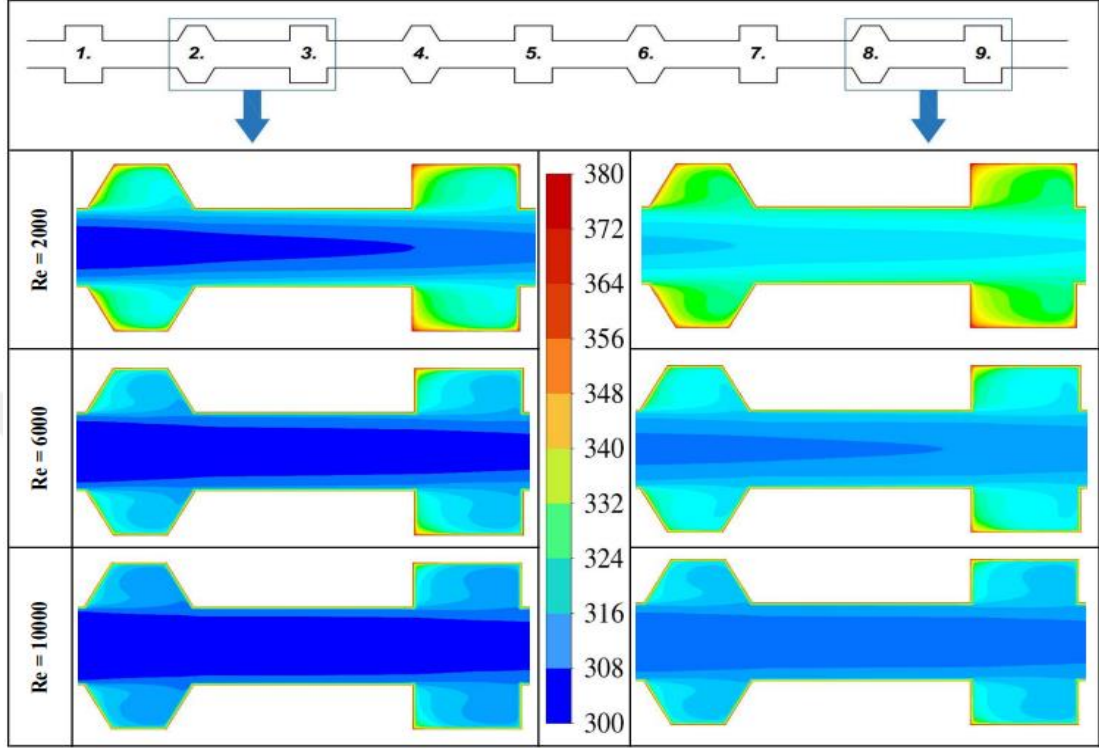
Şekil 3.10'da dikdörtgen ve dairesel (DD) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanal için akış yönündeki 2. ve 3. oluk profilleri ile 8. ve 9. oluk profillerinin farklı Reynolds sayılarında sıcaklık konturları gösterilmiştir. $Re = 2000$ 'de, akışkanın oluk içerisine yönlendirildiği ve yerel karışım etkisinin olduğu görülmektedir. Bu, sıcaklık gradyenlerinin daha homojen dağılmasına katkı sağlamaktadır. $Re = 6000$ ve $Re = 10000$ seviyelerine geçildiğinde, hibrit dalga geometrisinin oluşturduğu daha geniş yüzey alanı sayesinde ısı transferinin önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir. Renk gradyenlerinde mavi tonların baskın hale gelmesi, yüzey sıcaklıklarının düştüğünü ve etkin bir soğutma sağlandığını ortaya koymaktadır. Özellikle dalga profilleri arasındaki geçiş bölgelerinde yoğun ısı transferi oluşmuştur. Hibrit dalga yapısı, üniform dikdörtgen profile göre akışı daha geniş alanlara yönlendirerek karışımı ve yüzey temasını artırmakta, bu da genel sistem performansına olumlu katkı sağlamaktadır.



Şekil 3.10 Dikdörtgen ve dairesel (DD) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları

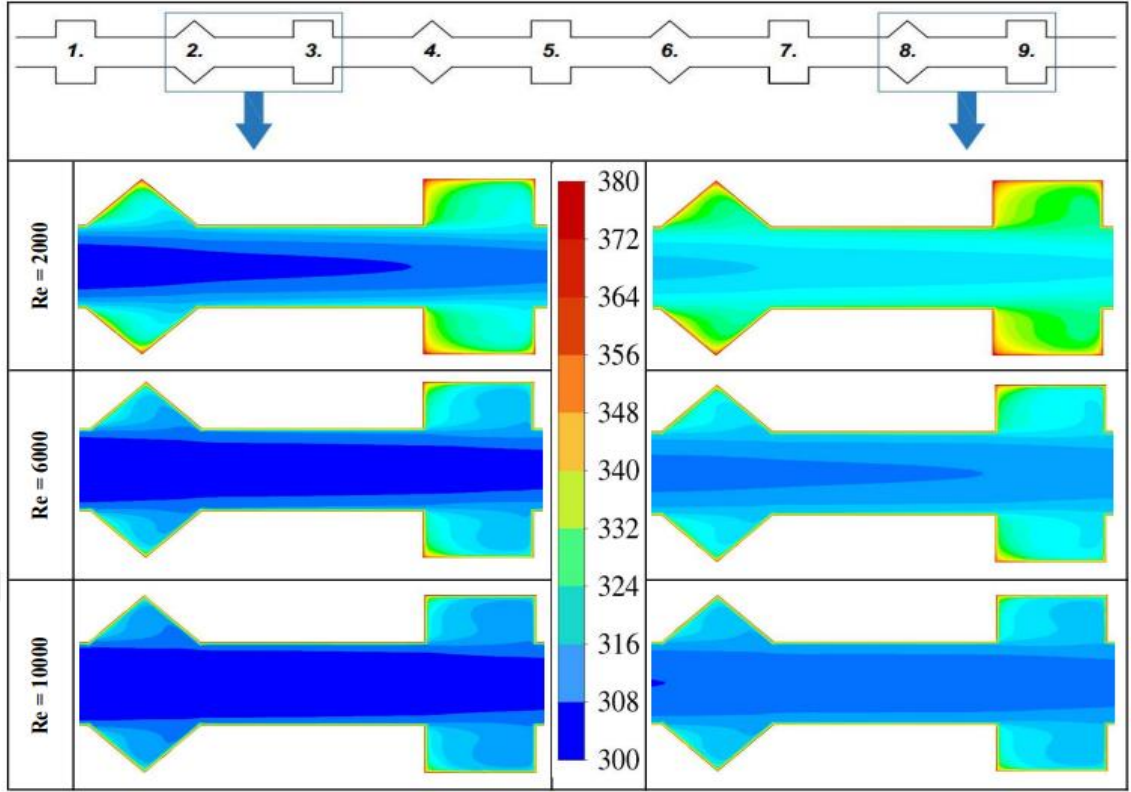
Şekil 3.11, dikdörtgen-trapez (DT) hibrit profil geometrisine sahip oluklu kanal için farklı Reynolds sayılarında elde edilen sıcaklık konturlarını göstermektedir. Şekilde kanalın 2. ve 3. dalga profili ile 8. ve 9. dalga profillerindeki kontur görüntüleri verilmiştir. DT hibrit dalga profilinde hem dikdörtgen hem de trapez profillerde sıcaklık gradyanlarının aynı Reynolds sayıları için oldukça dengeli bir yapı sunduğu görülmektedir. $Re = 2000$ 'de, daha yüksek bir sıcaklık basamağı gözlenirken, $Re = 6000$ ve özellikle $Re = 10000$ 'de oluk içlerinde belirgin bir sıcaklık düşüşü elde edilmiştir. Trapez dikdörtgen profillerin ısı transfer yüzey alanının diğer profillerden daha fazla olması nedeniyle bu profillerin akışı geniş alana yaydığı gözlenmektedir. Bu durum kanal girişinden gelen akışkanın daha fazla yüzey alanı ile temasını sağlamaktadır. Böyle sıcak olan dalgalı yüzeyler, soğuk akışkan ile teması sonucunda ısı transferinin artmasına neden olacaktır. Bu hibrit dalga profili, akış içerisindeki türbülans etkilerini de dengeli biçimde sağlayarak, kanal boyunca sıcaklık gradyanlarının düşmesine neden olmuştur. DT hibrit dalgalı kanal yapısının hem düz

hem de genişleyen bölgelerden oluşması sayesinde yüksek Reynolds sayısı değerlerinde iyi performans sergilediği söylenebilir.



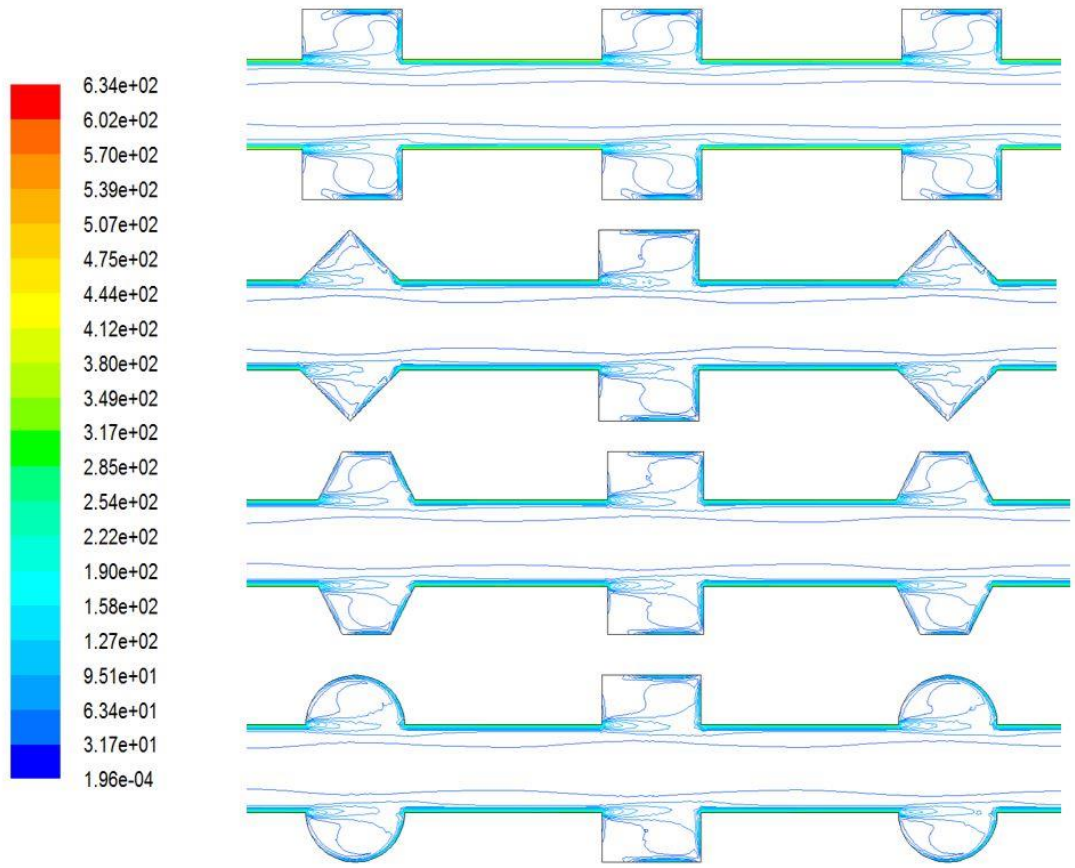
Şekil 3.11 Dikdörtgen ve trapez (DT) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları

Şekil 3.12’de dikdörtgen ve üçgen (DÜ) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda $Re = 2000$, 6000 ve 10000 için sıcaklık konturları yer almaktadır. DÜ hibrit dalgalı kanalın ısı transfer yüzey alanı diğer profillerden daha azdır. Bu nedenle üçgen dalga profili sayesinde, akışkanın dalgalı duvarla olan etkileşimi artmış ve yüzey sıcaklıklarının düşmesine olumlu katkı sağlamıştır. Özellikle $Re = 10000$ ’de oluk içlerindeki yüzey sıcaklıklarının en düşük seviyelere ulaştığı dikkat çekmektedir. $Re = 2000$ ’de, sıcaklık dağılımı daha fazla iken, Re arttıkça hibrit kanal boyunca daha homojen ve düşük sıcaklıklara ulaşılmıştır. DÜ yapısı, üniform dikdörtgen profile göre daha fazla yüzey teması ve gelişmiş karışım imkânı sunduğu için ısı transferi açısından avantaj sağlamaktadır. Her üç Re için kanal boyunca sıcaklık dağılımı çıkışa doğru artmaktadır. Bu durum diğer dalgalı kanal profilinde de geçerlidir. Bu beklenen bir durumdur. Çünkü dalgalı yüzey sıcaklığı sabit tutulurken kanal girişinden gelen akışkanın kanal çıkışına doğru ısınarak devam etmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.12 Dikdörtgen ve üçgen (DÜ) dalga profillerinden oluşan hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayıları için sıcaklık konturları

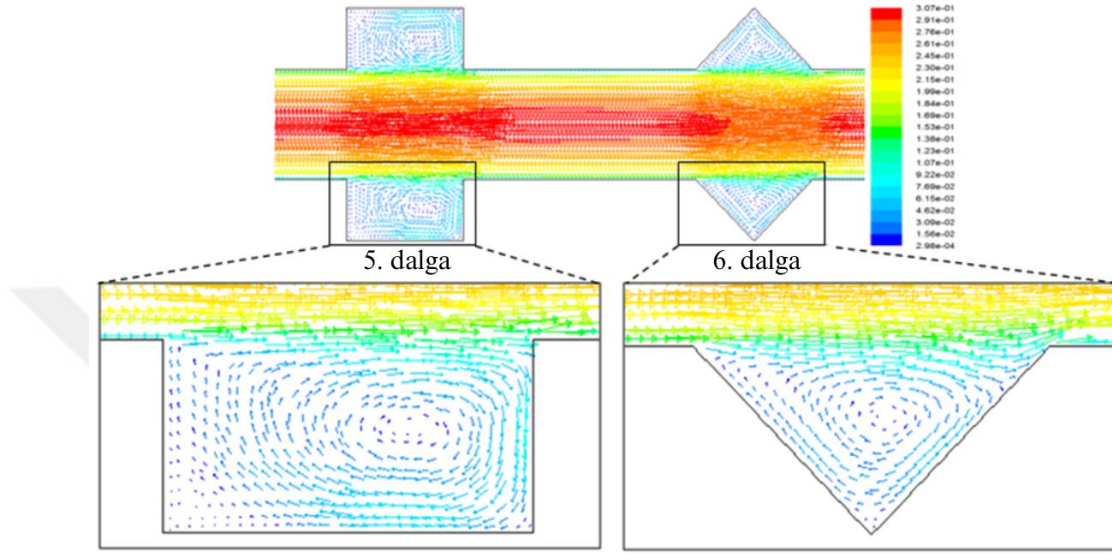
Şekil 3.13, $Re = 8000$ için tüm dalgalı kanallarda vortisite büyüklüklerinin değişimini göstermektedir. Kontur görüntüleri kanalların ortasındaki üç profile (4., 5. ve 6. dalga profilleri) aittir. Girdap çizgileri tüm kanallarda her dalga profilleri arasında yatay olarak devam etmektedir. Dikdörtgen profile sahip kanalda dalga profilleri arasında vortisite gradyanının daha yüksek olduğu görülmektedir. Dalgalı profillerin başlangıcında, çizgiler yoğunlaşmakta ve daha sonra oyuklara yayılmaktadır. Dalgalı yüzey boyunca çizgilerin varlığı, dikdörtgen profiller dahil tüm hibrit profillerde gözlemlenmektedir. Dikdörtgen profillerde, girdap çizgilerinin oyukların sağ ve üst duvarlarına yakın bölgelerde yoğunlaştığı gözlemlenmektedir. Bunun nedeni, hibrit dalga profillerinde oyuktaki akışın tersine dönerek dalgalı yüzeyi tamamen kaplaması, ancak dikdörtgen profillerde oyuktaki akış döngüsünün oyukların sol kenarına ulaşamamasıdır. Hibrit dalga profilleri arasında, dikdörtgen-dairesel ve dikdörtgen-trapez hibrit profillerin girdap büyüklüklerinin birbirine benzer olduğu görülmektedir.



Şekil 3.13 $Re = 8000$ için test edilen tüm dalgalı kanallarda vorticity kontur görüntüleri

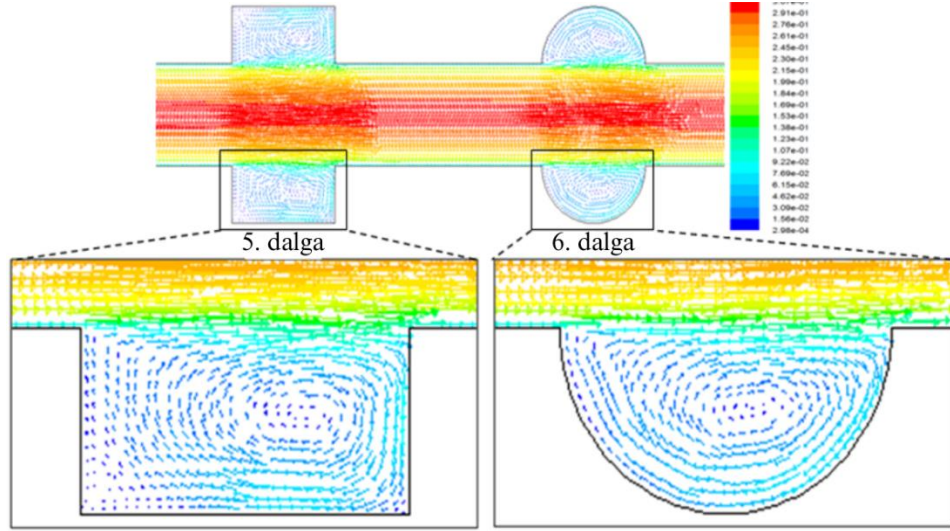
Şekil 3.14'te, $Re = 8000$ için dikdörtgen-üçgen profilden oluşan hibrit dalgalı kanalın akış yönündeki 5. ve 6. dalga profillerinin hız vektörleri verilmiştir. 5. dalga profili dikdörtgen, 6. dalga profili ise üçgen geometriye sahiptir. Her iki dalga profilinde de ana akış hız vektörlerinin aşağı akış yönünde ve birbirine paralel olarak aktığı görülmektedir. Dalgalı oyuklara gelindiğinde, hız vektörlerinin yönü değişir ve dalgalı oyuklara doğru (aşağı yönde) yönelir. Oyukların sağ kenarından, dalgalı yüzey boyunca büyük bir akış döngüsü oluşur. Dikdörtgen bir oyukta oluşan akış döngüsü, oyukların sağ kenarına daha yakın olup, sol kenara yakın hız vektörleri daha küçük boyuttadır. Üçgen oyukta ise akış döngüsü oyukların ortasında olup, hız vektörleri boyut olarak birbirine daha yakındır. Üçgen dalga profilinin yüzey alanı dikdörtgen profilden daha küçük olduğundan, vektörlerin büyüklükleri akış boyunca daha az etkilendir. Daha büyük yüzey alanına sahip dikdörtgen oyukta, akış döngüsüne katılamayan vektörlerin boyutu, hızın azalması nedeniyle küçülür. Dikdörtgen oyukta, sağ kenara yakın bölgede akış karışımı daha iyi iken, sol kenara yakın bölgede iyi değildir. Üçgen oyukta ise akış her

iki tarafı da homojen bir şekilde etkiler. Dalgalı kavitelere oluşan bu akış döngüleri, homojen bir akışa neden olur ve ısı transferi açısından önemli olgulardır. Homojen akış yapısı kanalda sıcaklık gradyanının azalmasına ve ısı transferinin iyileştirilmesine yardımcı olur.



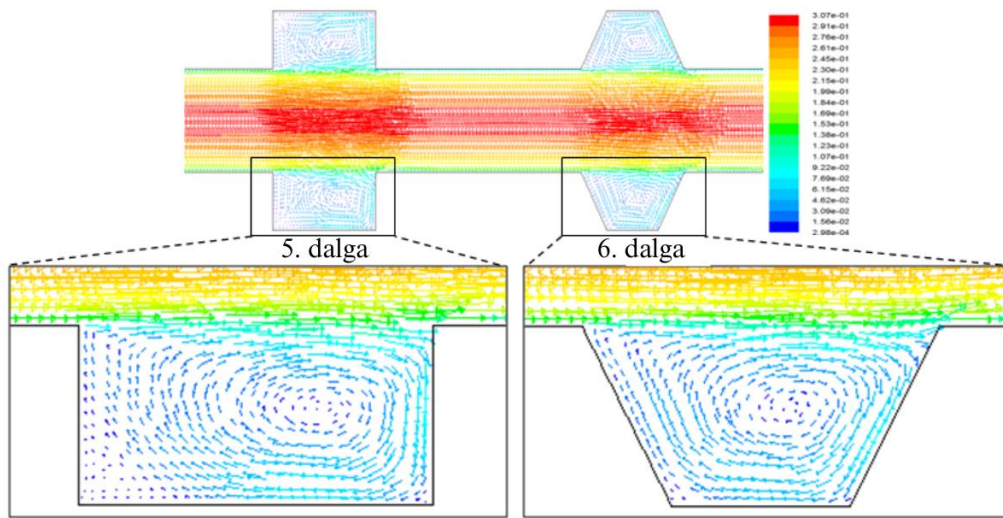
Şekil 3.14 $Re = 8000$ 'deki dikdörtgen-üçgen hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri

Şekil 3.15'te $Re = 8000$ için dikdörtgen-dairesel hibrit dalgalı kanalın 5. ve 6. profillere ait hız vektörlerinin görüntüsü sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi, 5. dalga profili dikdörtgen geometriden, 6. dalga profili dairesel geometriden oluşmaktadır. Ana akış vektörleri kanal merkezinde birbirine paralel akmakta olup, dalgalı oyuklarda vektörlerin büyüklük ve yönleri değişmektedir. Dikdörtgen oyukta oluşan vektör yapıları Şekil 3.14'e benzer yapıdadır. Dairesel dalga profilinde, ana akıştan ayrılan hız vektörleri, dalgalı yüzeye paralel olarak ters yönde hareket ederek oyukların ortasında büyük bir akış döngüsü oluşturur. Oyukların sağ kenarına yakın vektörlerin büyüklükleri, sol kenarındaki vektörlerin büyüklüklerinden daha büyüktür, çünkü bu vektörler ana akıştan yeni ayrılmış olup hızları daha yüksektir. Akış hızının yavaşlaması nedeniyle, oyukların sol yüzeyine yakın bölgede vektörlerin büyüklükleri azalmıştır.



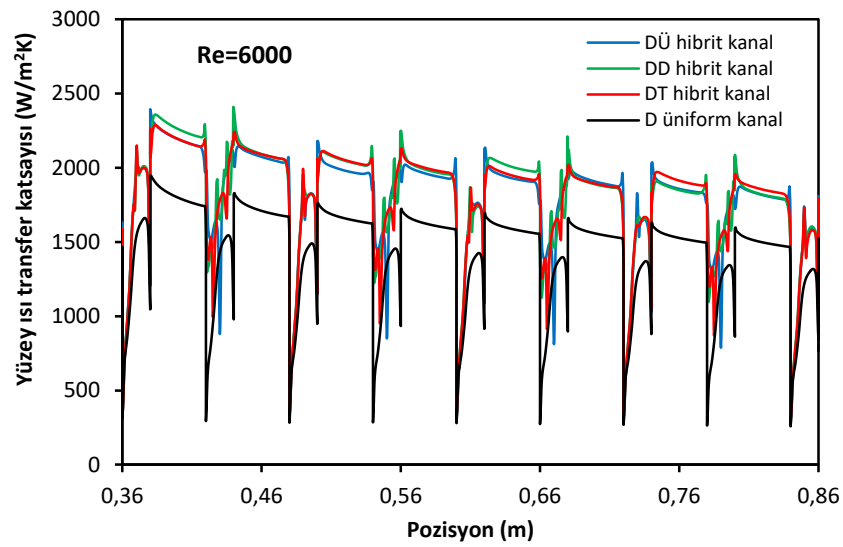
Şekil 3.15 $Re = 8000$ 'deki DD hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri

Şekil 3.16, $Re = 8000$ için dikdörtgen-trapez hibrit dalgalı kanalın hız vektörlerinin görüntüsünü göstermektedir. 5. dalga dikdörtgen profile, 6. dalga ise trapezoidal profile sahiptir. Dikdörtgen oyukta oluşan vektör yapıları, Şekil 3.14'te açıklanan duruma benzerdir. Trapezoidal oyukta, ana akıştan ayrılan hız vektörleri, aşağı yönde trapezoidal yüzey boyunca paralel olarak devam eder. Oyukların ortasında (sağa daha yakın) büyük bir akış döngüsü oluşur. Oyukların sol kenarına yakın bölgede vektörlerin büyüklüğü, sağ kenarındaki vektörlerden daha küçüktür; çünkü oyukların sol kenarına yakın bölgede akışkanın hızı azalmış ve dolayısıyla vektörlerin boyutu küçülmüştür.



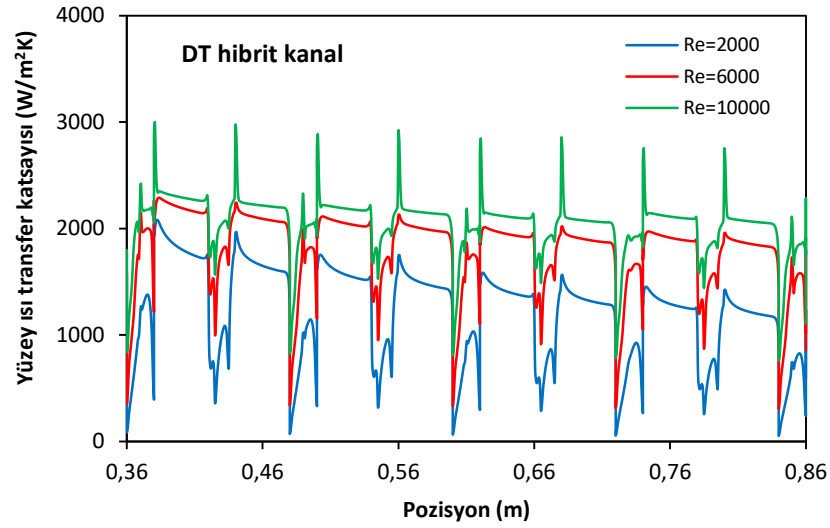
Şekil 3.16 $Re = 8000$ 'deki DT hibrit dalgalı kanal için hız vektörleri

Şekil 3.17, $Re = 6000$ 'de tüm dalgalı kanalların dalgalı alt duvarı boyunca yerel yüzey ısı transfer katsayılarının değişimini göstermektedir. Isı transfer katsayısı, dalgalı oyukları birbirine bağlayan düz duvarlarda düz bir çizgi olarak devam eder ve kesit genişlemesi nedeniyle oyuklarda dalgalanmalar meydana gelir. Dikdörtgen profile sahip kanalının ısı transfer katsayısı, diğer hibrit profillere göre oldukça düşüktür. Dikdörtgen-üçgen (DÜ) hibrit dalga profiline sahip kanalın ısı transfer katsayısı, diğer hibrit dalga profillerine göre biraz daha düşüktür. DD ve DT hibrit dalgalı kanalların ısı transfer katsayılarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



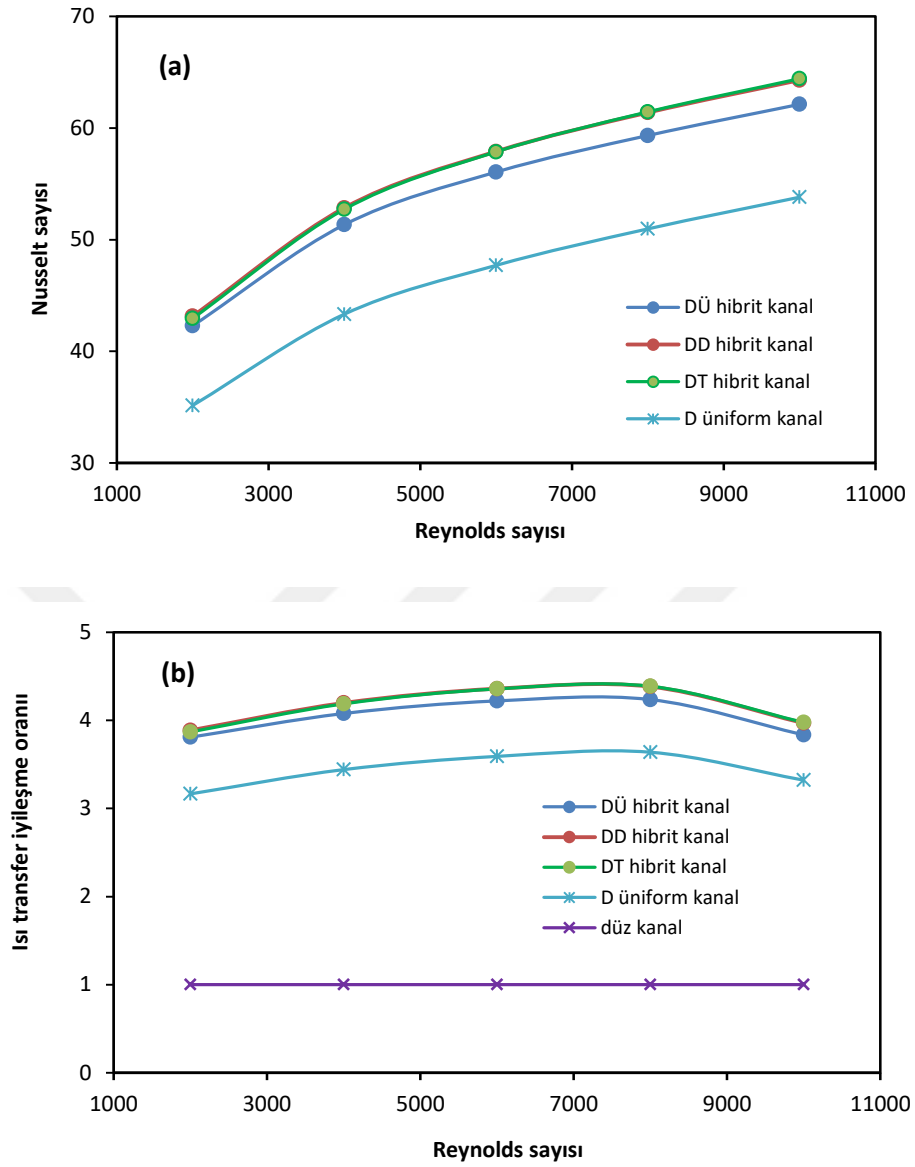
Şekil 3.17 Tüm oluklu kanallar için yüzey ısı transfer katsayısının değişimi ($Re = 6000$)

Şekil 3.18, dikdörtgen-trapez (DT) hibrit dalgalı kanal için farklı Reynolds sayılarıyla alt dalgalı duvar boyunca yerel yüzey ısı transfer katsayılarının değişimini göstermektedir. Şekilde, yüzey ısı transfer katsayılarının Reynolds sayısından önemli ölçüde etkilendiği görülmektedir. Isı transfer katsayıları, Reynolds sayısı arttıkça artmaktadır. $Re = 2000$ ile $Re = 6000$ arasındaki ısı transfer katsayıları arasındaki fark daha yüksek iken, bu fark $Re = 6000$ ile $Re = 10000$ arasında daha küçüktür. En yüksek yerel ısı transfer katsayısının $Re = 10000$ 'de elde edildiği görülmektedir.



Şekil 3.18 DT hibrit dalgalı kanalda farklı Re ile yüzey ısı transfer katsayısının değişimi

Şekil 3.19a, tüm dalgalı kanal akışlarında Reynolds sayısı (Re) ile Nusselt sayısının (Nu) değişimini göstermektedir. Ayrıca sonuçlar dikdörtgen dalgalı kanal ve düz kanal akışı ile karşılaştırılmıştır. Tüm kanal akışlarında Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Düz kanallara kıyasla, oluklu kanallarda elde edilen Nusselt sayısı oldukça yüksektir. Hibrit oluklu kanallarda, dikdörtgen oluklu kanallara göre daha yüksek Nusselt sayısı elde edilmiştir. Hibrit oluklu kanallar kendi aralarında karşılaştırıldığında, DT ve DD oluklu kanallarda elde edilen Nusselt sayıları birbirine oldukça yakın değerdedir. DÜ dalga profilinde elde edilen Nusselt sayılarının diğer hibrit profile sahip kanallardan biraz daha düşük olduğu gözlenmiştir. Çalışma kapsamında, üçgen profilde yüzey alanı hibrit oluk profilleri arasında en küçük değere sahip olduğundan, diğer hibrit oluk profillerine kıyasla daha düşük bir Nusselt sayısı bulunmuştur. Dairesel ve trapez geometrilerin yüzey alanları birbirine yakın olduğundan, Nusselt sayıları da çok yakın bulunmuştur. En yüksek Nusselt sayısı, $Re = 10000$ 'de DT hibrit profilde 64,43 olarak bulunmuştur. Bunu sırasıyla DD hibrit profil ($Nu = 64,30$), DÜ hibrit profil ($Nu = 62,13$), dikdörtgen dalga profili (53,81) ve düz kanal (16,20) takip etmiştir. Kanal akışlarında hibrit dalga profilinin kullanılması, üniform dalga profiline kıyasla daha yüksek Nusselt değerlerinin elde edilmesini sağlamıştır.



Şekil 3.19 Tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile (a) Nusselt sayısı ve (b) ısı transferi iyileşme oranı

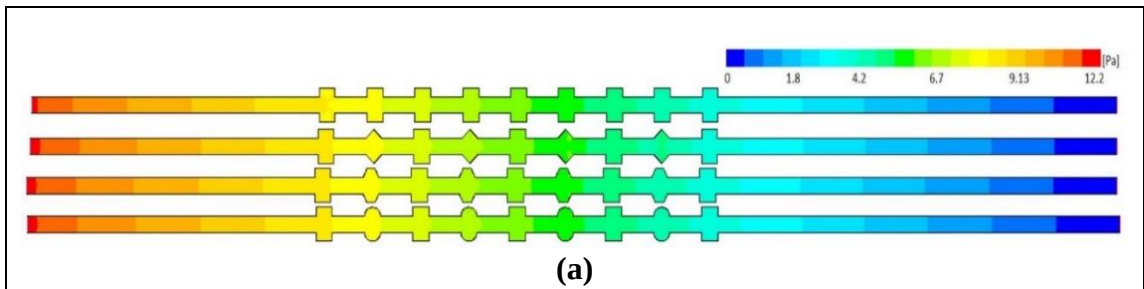
Şekil 3.19b, tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile ısı transferi iyileşme oranının (TE) değişimini göstermektedir. Düz kanal referans olarak alınmış ve diğer dalgalı kanalların düz kanala göre ısı transferindeki artışı karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında, düz kanala kıyasla diğer kanallarda ısı transferinde önemli bir artış olduğu görülmektedir. Tüm dalgalı kanallarda, ısı transferi iyileşme oranı $Re \leq 8000$ 'e kadar artma eğilimi göstermiştir. Ancak $Re = 8000$ 'den sonra düz kanalda yüksek Reynolds sayılarında elde edilen Nusselt sayılarının da daha yüksek olması nedeniyle, ısı transferi iyileşme oranı azalma eğilimi göstermiştir. Isı transferi iyileşme oranı, DT ve DD hibrit

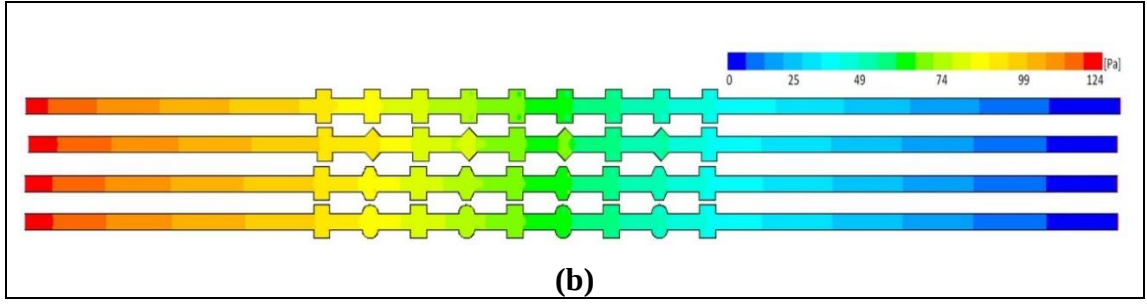
profillerde benzer özellik göstermiştir. Hibrit profillerde ısı transferi iyileşme oranı, üniform dikdörtgen oluklu kanal akışına göre daha yüksek olmuştur. En yüksek ısı transferi iyileşme oranı $Re = 8000$ 'de DD hibrit profilde 4,39 olarak elde edilmiştir. Bunu sırasıyla DT profil ($TE = 4,37$), DÜ hibrit profil ($TE = 4,24$) ve üniform dikdörtgen dalga profili ($TE = 3,64$) takip etmiştir.

3.1.7 Hibrit dalgalı kanallarda basınç düşüşü ve sürtünme faktörü

Şekil 3.20'de $Re = 2000$ (a) ve $Re = 10000$ (b) için çalışılan tüm dalgalı kanallar boyunca basınç değişimlerinin kontur görüntüleri verilmektedir. Her iki Reynolds sayısında da dalgalı kanallar boyunca basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. $Re = 2000$ 'de oluklu kanallar boyunca basınç konturları arasında profillere bağlı olarak belirgin bir farklılık gözlemlenmemektedir. Buna karşılık, $Re = 10000$ 'deki basınç düşüşü $Re = 2000$ 'e göre belirgin şekilde daha yüksektir. Ancak dalga profillerindeki değişim, genel basınç konturlarında önemli bir farklılık yaratmamıştır.

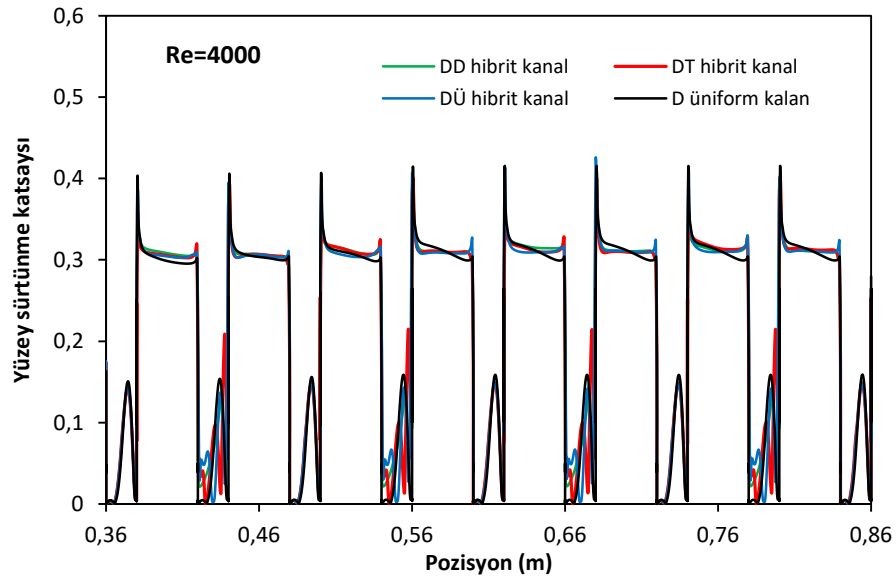
Yüksek Reynolds sayılarında basınç düşüşündeki artış, akış hızının yükselmesiyle doğrudan ilişkilidir. Çalışmada incelenen tüm dalga profilleri benzer eğilimler göstermiş, bu da dalga şeklinin basınç dağılımı üzerindeki etkisinin sınırlı olduğunu ortaya koymuştur. Bununla birlikte, basınç konturlarının düzeni her iki Reynolds sayısında da benzer kalmış, profiller arasında fark yaratmamıştır. Bu durum, kanal geometrisindeki değişikliklerin belirli bir Reynolds sayısı aralığında basınç üzerinde sınırlı etki yarattığını göstermektedir. Elde edilen kontur görüntüleri, analiz edilen dalga formlarının basınç dağılımını önemli ölçüde değiştirmedini desteklemektedir.





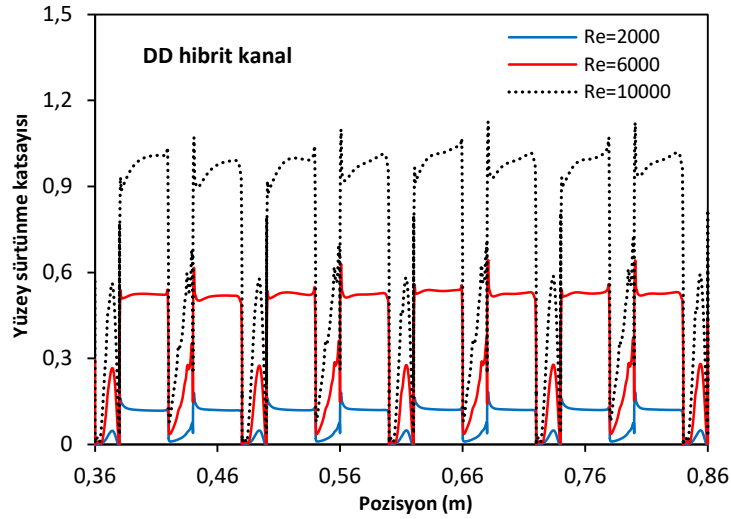
Şekil 3.20 Tüm dalgalı kanallarda basınç konturları (a) $Re = 2000$, (b) $Re = 10000$

Şekil 3.21 $Re = 4000$ 'de incelenen tüm dalgalı kanallar için dalgalı yüzeyler boyunca yerel yüzey sürtünme katsayılarının değişimini göstermektedir. Dalga profillerinin yüzey sürtünme katsayılarını fazla etkilemediği görülmektedir. Tüm dalga profilleri için benzer yüzey sürtünme katsayıları elde edilmiştir. Dalga profillerinin yapısı ısı transfer katsayısını olumlu yönde etkilerken (Şekil 3.19a ve Şekil 3.19b), sürtünme faktörünü neredeyse hiç değiştirmemiştir. Bu sonuç, aynı Reynolds sayısı için hibrit dalgalı kanallarda ısı transferinde bir iyileşme sağlanırken, sürtünme faktörünün aynı kaldığını ortaya koymaktadır. Ayrıca daha yüksek ısı transferi iyileştirmesi elde edilirken değişmeyen pompalama maliyetleri ile kanal tasarımcıları için oldukça önemlidir.



Şekil 3.21 $Re = 4000$ için tüm dalgalı kanallarda yerel yüzey sürtünme katsayısının değişimi

Şekil 3.22, dikdörtgen-dairesel profile sahip hibrit dalgalı kanal için farklı Reynolds sayılarında dalgalı alt duvarlar boyunca yüzey sürtünme katsayılarının değişimini göstermektedir. Yüzey sürtünme katsayılarının Reynolds sayısından oldukça etkilendiği görülmektedir. Çalışma kapsamında, dalgalı yüzeyler boyunca meydana gelen sürtünmelerin Reynolds sayısı arttıkça arttığı belirlenmiştir. $Re = 2000$ 'de çok düşük yüzey sürtünmesi meydana gelirken, bu sürtünme değerleri $Re = 10000$ 'de artmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, özellikle $Re = 6000$ ve $Re = 10000$ 'de, eğriler dalgalı yüzeyler boyunca yükselmeye devam etmekte, ardından küçük bir tepe oluşturmakta ve iki dalga profili arasında daha düz çizgilerle devam etmektedir.

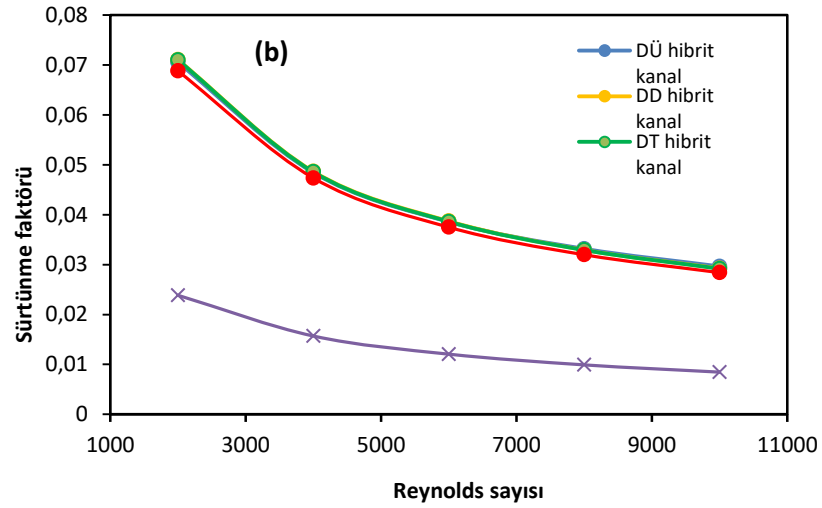
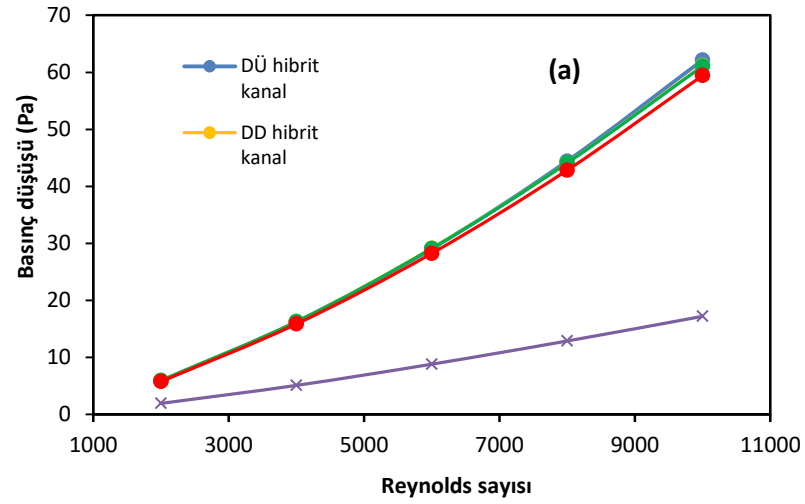


Şekil 3.22 DD hibrit dalgalı kanalda farklı Reynolds sayılarında yüzey sürtünme katsayısının değişimi

Şekil 3.23a, çalışılan tüm kanallarda Reynolds sayısı ile meydana gelen basınç düşüşünü (Pa) göstermektedir. Tüm kanal akışları için, Re arttıkça basınç düşüşü de dramatik bir şekilde artmıştır. Dalgalı kanallarda basınç düşüşü, düz kanallara göre daha yüksek bulunmuştur. İlginç bir şekilde, dalga profilinin şekli basınç düşüşü üzerinde çok az etkiye sahip olmuştur. $Re \leq 6000$ için tüm dalga profillerinde neredeyse aynı basınç düşüşü elde edilirken, $Re \geq 6000$ 'den sonra hafif bir fark ortaya çıkmıştır. Hibrit dalga profillerinde basınç düşüşü, daha yüksek Reynolds sayılarında dikdörtgen dalga profiline göre biraz artmıştır. En yüksek basınç düşüşü, $Re = 10000$ 'de $\Delta P = 62,15$ Pa ile DÜ dalga profilinde görülmüş ve bunu sırasıyla DT dalga profili ($\Delta P = 61,18$ Pa), DD

dalga profili ($\Delta P = 61,06$ Pa), dikdörtgen dalga profili ($\Delta P = 59,42$ Pa) ve düz kanal akışı ($\Delta P = 17,21$ Pa) takip etmiştir.

Şekil 3.23b, çalışılan tüm kanallarda Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimini göstermektedir. Sürtünme faktörü, basınç düşüşü dikkate alınarak Denklem (22) ile hesaplanmıştır. Tüm dalgalı kanallarda sürtünme faktörünün düz kanaldan daha yüksek olduğu ve Reynolds sayısı azaldıkça düştüğü görülmektedir. Hibrit dalgalı kanallardaki sürtünme faktörleri birbirine çok yakın olup, dikdörtgen dalgalı kanaldan biraz daha yüksektir. Bu sonuçlardan anlaşıyor ki hibrit dalga profilinin şekli sürtünme faktörü üzerinde çok az etkiye sahiptir. Kanallarda ısı transferi artarken basınç düşüşünün dolayısı ile sürtünme faktörünün artmaması arzu edilen bir durumdur.



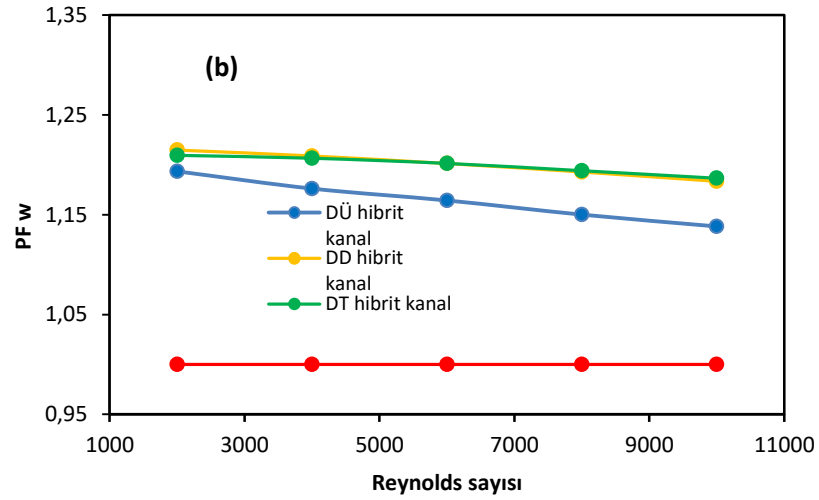
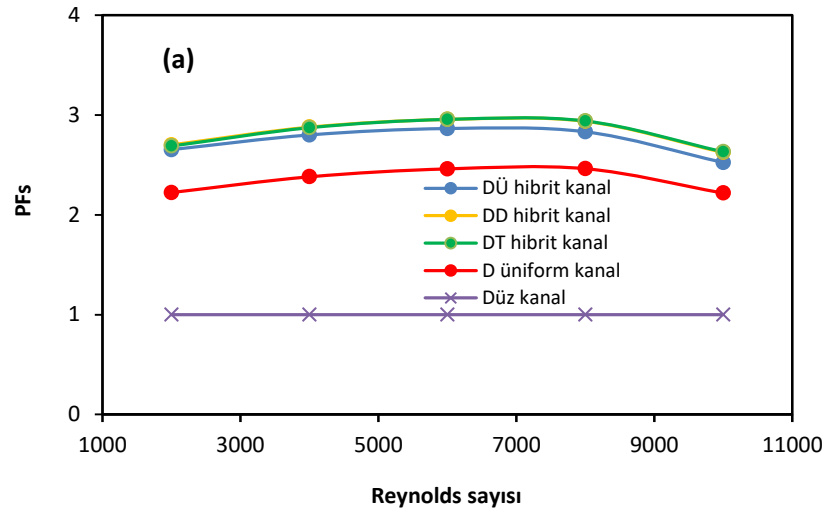
Şekil 3.23 Tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile (a) basınç düşüşü ve (b)sürtünme faktörünün değişimi

Bu çalışmadaki ana amaç, kanal akışlarında daha az basınç düşüşü ile daha yüksek ısı transferi sağlamaktır. Literatürde, dalgalı kanallarda yüksek ısı transferi sağlandığı, ancak basınç düşüşünde önemli bir artış olduğu bildirilmiştir (Akçay 2023a; Zontul et al. 2021). Mevcut çalışmada, hibrit dalgalı kanallarda, üniform dalga profiline kıyasla daha yüksek ısı transferi elde edilmiş, ancak basınç düşüşünde önemli bir artış olmamıştır. Bu durum yapılan çalışmanın önemini ortaya koymaktadır.

3.1.8 Hibrit dalgalı profillerin performans faktörü üzerindeki etkileri

Şekil 3.24a, düz kanalı referans olarak hesaplanan performans faktörünü (PF_s) ve Şekil 3.24b, üniform dikdörtgen dalgalı kanalı referans olarak elde edilen performans faktörünü (PF_w) göstermektedir. Referans değerinin üzerindeki bir performans faktörü, kanaldaki ısı iyileştirme oranının elde edilen basınç düşüşünden daha büyük olduğunu gösterir. Bu istenen bir durumdur. Performans faktörünün referans değerinin altına düşmesi, kanaldaki sürtünme kayıplarının ısı transferinden daha fazla olduğunu gösterir. Şekil 3.24a'da görüldüğü gibi, bu çalışma bağlamında, tüm incelenen dalgalı kanallar için PF_s değerleri referans değerinin çok üzerinde elde edilmiştir. PF_s değerleri $2000 \leq Re \leq 8000$ aralığında artış eğilimindeyken, $Re \geq 8000$ 'den sonra düşme eğilimi göstermiştir. Bunun nedeni, $2000 \leq Re \leq 8000$ aralığında ısı transferi iyileştirme oranının artması ve sonrasında düşme eğilimidir. Isı transferi iyileştirme oranları DD ve DT hibrit profiller için birbirine yakın değerlerde elde edilmiştir. Bu da PF_s değerlerinin birbirine yakın olmasına neden olmuştur. En yüksek PF_s değeri, $Re = 8000$ 'de $PF_s = 2,63$ olarak dikdörtgen-dairesel hibrit profilde bulunmuştur. Bunu sırasıyla DT hibrit profil ($PF_s = 2,62$), DÜ hibrit profil ($PF_s = 2,52$) ve üniform dikdörtgen dalga profili ($PF_s = 2,22$) takip etmiştir. Şekil 3.24a kanal akışlarında hibrit dalga profilinin kullanılması halinde düz kanallara kıyasla 2,6 katından fazla performans faktörünün artabileceğini göstermektedir.

Dikdörtgen dalgalı kanal referans alındığında (Şekil 3.24b), tüm hibrit oluklu kanalların PF_w değerlerinin referans değerini aştığı ve Re değeri arttıkça PF_w değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Bu düşüşün nedeni, artan Reynolds sayılarında ısı transferi iyileştirme oranındaki artışın daha az ve basınç düşüşündeki artışın daha fazla olmasıdır. En yüksek PF_w değeri, $Re = 2000$ 'de DD hibrit profilde $PF_w = 1,22$ olarak hesaplanmıştır. Bunu sırasıyla DT profil ($PF_w = 1,21$) ve DÜ profil ($PF_w = 1,19$) takip etmiştir. Şekil 3.24b'de görüldüğü gibi, kanal akışlarında üniform dalga profili yerine hibrit dalga profili kullanarak PF_w değerlerini %20'den fazla artırmak mümkündür.



Şekil 3.24 Reynolds sayısı ile performans faktörünün değişimi, (a) düz kanal referans alındığında, (b) üniform dikdörtgen dalgalı kanal referans alındığında

3.2 Hibrit Oluklu Kanallarda Kanatçıkların Etkisi

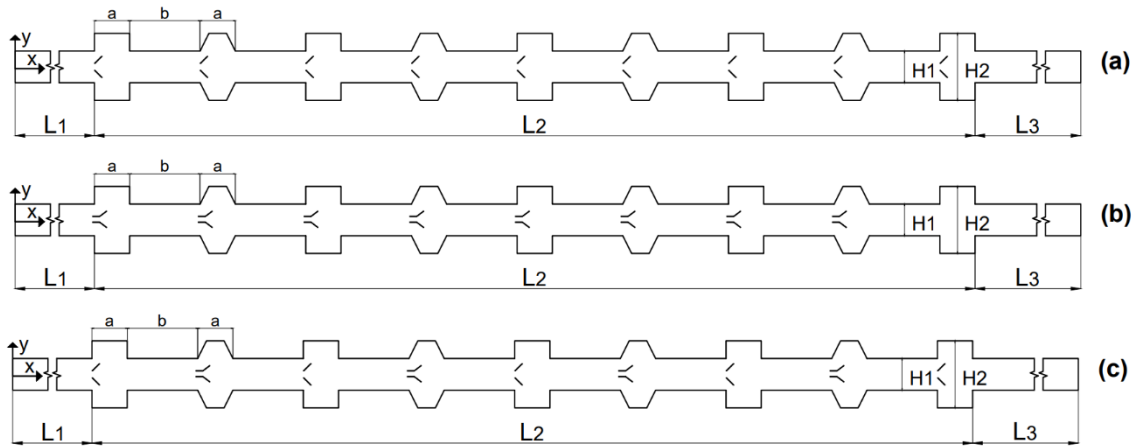
Çalışmanın bu bölümünde, bir önceki bölümden elde edilen sonuçlar referans alınarak ısı transferinde ve performans faktöründe artışa neden olan hibrit dalgalı kanal yapıları için ısı transferinde daha fazla iyileşme sağlamak amacıyla farklı kanatçık tasarımları kullanılmıştır. Kanatçıkların kullanımının ısı transferi artışına ve performans faktörünün artmasına neden olduğu yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır. (Akçay 2022a). Burada dikkat edilmesi gereken bir husus ise kanal içine ilave edilen kanatçık geometrisi ve yerleşimidir. Buradan yola çıkılarak iki farklı geometride kanatçık tasarlanmış (Y tipi

kanatçık ve V tipi kanatçık) ve bu kanatçıklar farklı kombinasyonlarda dikdörtgen-trapez (DT) profilde hibrit dalgalı kanala yerleştirilmiştir.

Bu bölümde, dikdörtgen-trapez (DT) profilde hibrit dalgalı kanal içerisinde yerleştirilen Y tipi, V tipi ve V-Y tipi hibrit kanatçıkların, akış ve ısı transferi performansına olan etkileri detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Birinci bölümde incelenen hibrit oluklu kanal geometrilerinden dikdörtgen-trapez (DT) hibrit profile sahip dalgalı kanal geometrisinin en iyi ısı transferi sağlaması nedeniyle, bu bölümde DT hibrit kanala kanatçıkların yerleşimi düşünülmüştür. DT hibrit dalgalı kanal içerisine V-tipi, Y-tipi ve V-Y hibrit tip olmak üzere üç farklı kanatçık yerleştirilerek, akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Amaç, ısı transferi iyileştirilirken basınç kaybı ve sürtünme faktörü üzerindeki değişimlerin de belirlenmesidir.

3.2.1 Kanatçıkların geometrisi ve yerleşimi

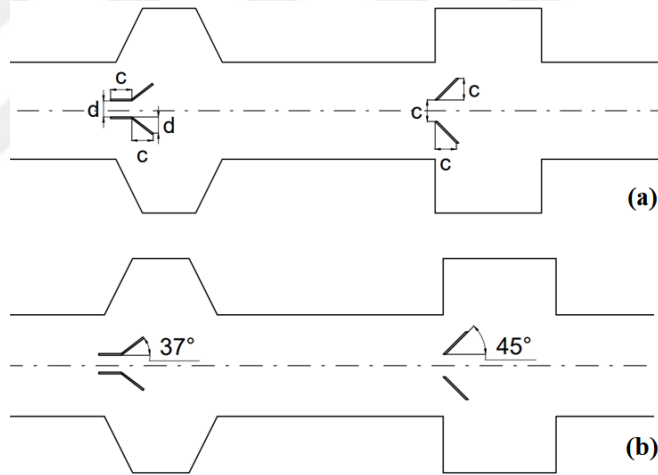
Şekil 3.25’te dikdörtgen-trapez (DT) hibrit dalgalı kanalda kullanılan kanatçık tipleri (a) V-tipi kanatçık, (b) Y-tipi kanatçık, (c) V-Y tipi hibrit kanatçık konfigürasyonu belirtilmiştir.



Şekil 3.25 Dikdörtgen-trapez hibrit dalgalı kanalda kullanılan kanatçık tipleri (a) V-tipi kanatçık, (b) Y-tipi kanatçık, (c) V-Y tipi hibrit kanatçık

Şekil 3.1’de yer alan H_1 , H_2 , L_1 , L_2 ve L_3 , a ve b kanal ölçüleri, ilk bölümde gerçekleştirilen çalışmadaki ile aynı tutulmuştur. Buna göre $H_2 = 38$ mm ve $H_1 = 18$ mm’dir. Kanalların giriş ve çıkışında sırasıyla $L_1 = 360$ mm ve $L_3 = 500$ mm uzunluğunda ısıtılmamış düz bir bölüm bulunmaktadır. Dalgalı bölümün uzunluğu $L_2 = 500$ mm’dir. Dalga profilinin maksimum genişliği $a = 20$ mm ve dalgalı bölümler arasındaki mesafe $b = 40$ mm’dir.

Şekil 3.26’da kanatçıkların geometrik özellikleri ve kanal içerisindeki yerleşimleri detaylı olarak verilmiştir. Kanatçıklar Şekil 3.25 ve 3.26’da görüldüğü gibi kanalın merkezine ve her dalgalı bölümün başlangıç noktalarına akış yönüne doğru yerleştirilmiştir. Bunun nedeni kanatçığın akışı dalgalı yüzeylerine yönlendirerek bu bölgelerin daha soğuk akışkan ile temasının sağlanması ve kanal içinde türbülans etkisini oluşturmaktır. Bu sayede ısı transferinin artması beklenmektedir.



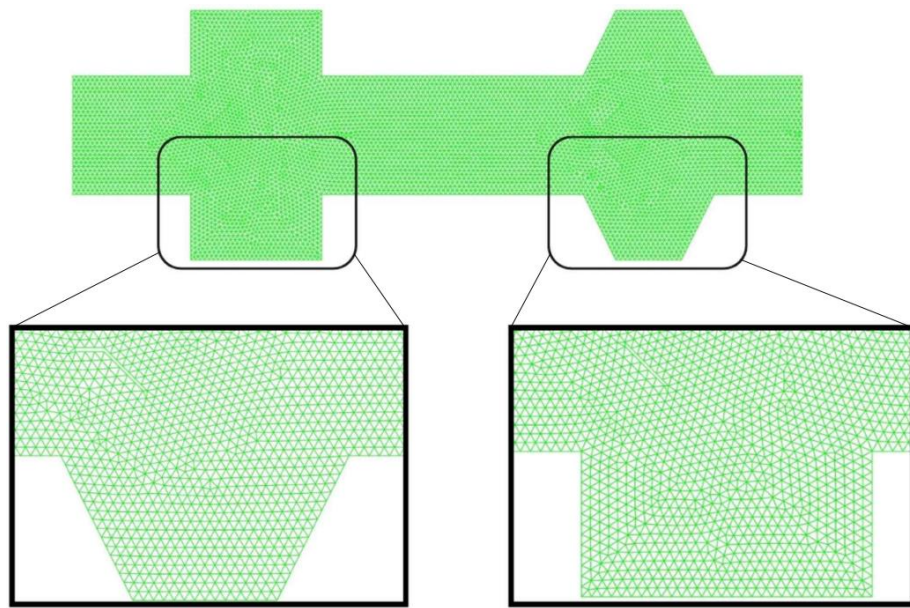
Şekil 3.26 DT hibrit dalgalı kanalda Y-tipi ve V-tipi kanatçıkların yerleşimi ve geometrileri

Şekil 3.26’da kanatçıkların geometrik özellikleri ve kanal içindeki yerleşimleri gösterilmiş olup $d = 3$ mm ve $c = 4$ mm olarak belirlenmiştir. Şekil 3.25 ve 3.26’da gösterilen düzende Y ve V tipi kanatçıklar, kanal içerisinde sıralı biçimde yerleştirilerek “hibrit kanatçık düzeni” oluşturulmuştur. Bu yaklaşım, iki farklı geometrinin türbülans artırmadaki avantajlarını birleştirmeyi hedeflemektedir. Kanal boyunca dokuz adet kanatçık, kanalın girişinden çıkışına doğru eşit aralıklarla (olukların giriş kısımlarına

denk gelecek şekilde) yerleştirilmiştir. Böylece akış boyunca kesintisiz bir karışım ve türbülans artışı sağlanarak, yüzey ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

3.2.2 Sayısal yöntemi ve sınır şartları

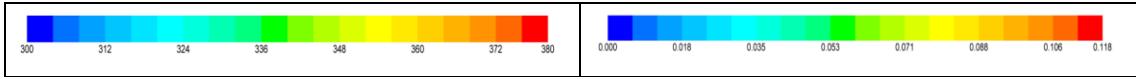
Burada her kanatçık tipi için akış hızı $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayılarında değiştirilmiş ve sonuçları incelenmiştir. DT hibrit dalgalı kanal için üç farklı kanatçığın farklı konfigürasyonlardaki yerleşimleri değerlendirilmiş ve bu yerleşimlerin akış dinamiği ile termal performans üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Çözüm alanına uygulanan sınır şartları birinci bölümde detaylı olarak verilmiştir. Birinci bölümden farklı olarak bu bölümde kanatçıklar için kaymaz ve adyabatik sınır şartı tariflenmiştir. Şekil 3.27'de, DT hibrit dalgalı kanal için hibrit kanatçıklı sistemin ağ yapısının görüntüsü yer almaktadır. Bu analiz çalışmasında, önceki araştırmalarda ele alınan eleman sayısına yönelik değerlendirme yeniden gerçekleştirilmemiştir. Bunun temel sebebi, kanal içerisine eklenen kanatçıkların toplam eleman sayısına etkisinin ihmal edilebilir seviyede düşük olmasıdır. Yapılan ön incelemeler ve karşılaştırmalar sonucunda, mevcut ağ yoğunluğunun, analiz sonuçlarının doğruluğunu etkilemeyecek şekilde yeterli olduğu görülmüştür. Bu nedenle, eleman sayısının artırılması yönünde ek bir optimizasyon çalışmasına gerek duyulmamıştır.

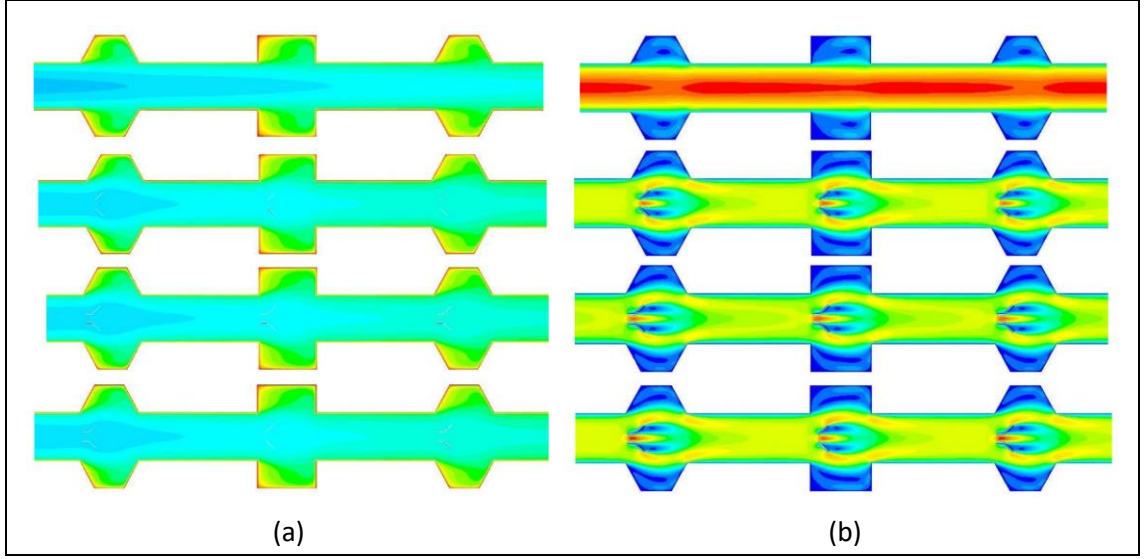


Şekil 3.27 Hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda ağ yapısının görünümü

3.2.3 Kanatçıkların ısı transferine etkisi

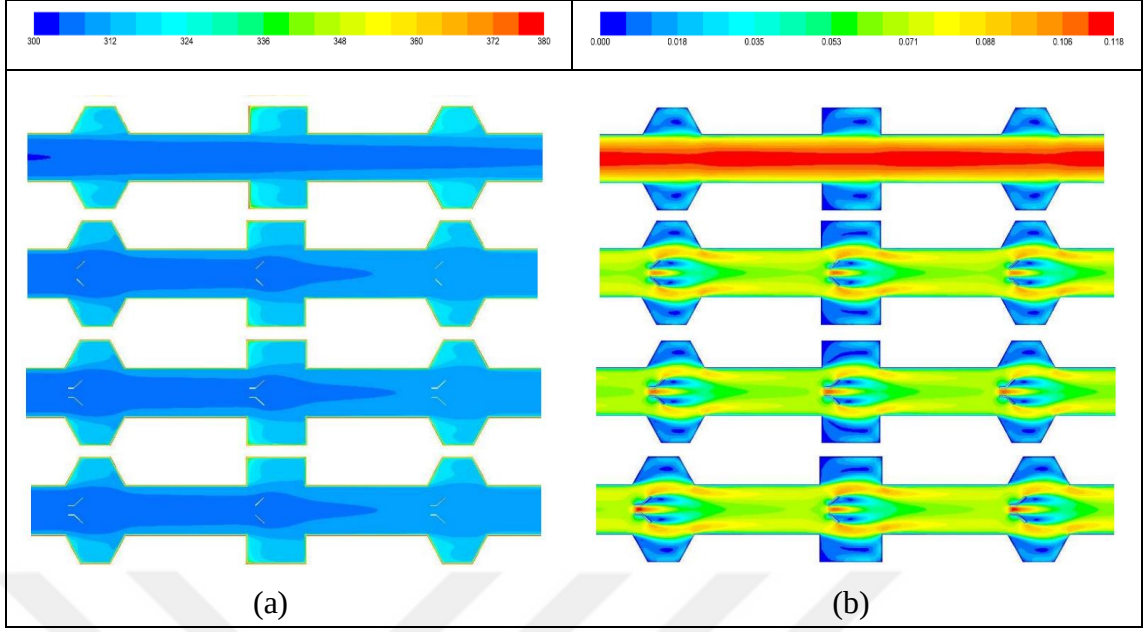
Şekil 3.28’de, $Re = 2000$ için DT hibrit dalgalı kanalda V tipi, Y tipi ve hibrit kanatçıkların sıcaklık (a) ve hız (b) konturları sunulmuştur. Kontur görüntüleri dalgalı kanalın ortasındaki 3 dalga profiline (4., 5. ve 6. dalga profilleri) aittir. Hız konturlarında, kanatçıkların etkisiyle akışın üç kola ayrılarak oluk içlerine yönlendirildiği görülmektedir. Bu yönlendirme sayesinde akışkan, oluk yüzeyleriyle daha fazla temas etmektedir ve bu da yüzeyden akışkana ısı transferini artırmaya neden olacaktır. Akışkanın oluk içinde oluşturduğu ikincil akış yapıları karıştırıcı etki sağlamış, ardından akışa tekrar katılarak ilerlemiştir. Ayrıca, hız konturlarında kanatçıkların ardında düşük basınç bölgelerinin varlığı dikkat çekmektedir. Sıcaklık konturlarında ise, dalgalı kaviterler içerisinde akış yönünde sıcaklık gradyanlarının azaldığı gözlenmektedir. Dalgalı kavitede, kavitenin başlangıç bölümünde daha yüksek bir sıcaklık gradyanı varken, kavitenin sonunda sıcaklık gradyanının azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni kavitede akışın geri dönmesi ile oluşan ikincil akış yapılarıdır. İkincil akış yapıları kavitenin sonundan başlayıp kavitenin başına doğru ilerlediğinden bu bölgelerin sıcaklığı daha düşüktür. Düşük Reynolds sayısına bağlı olarak sıcaklık gradyanlarının yüksek olduğu ve kanal boyunca daha sınırlı bir soğuma etkisinin olduğu anlaşılmaktadır.





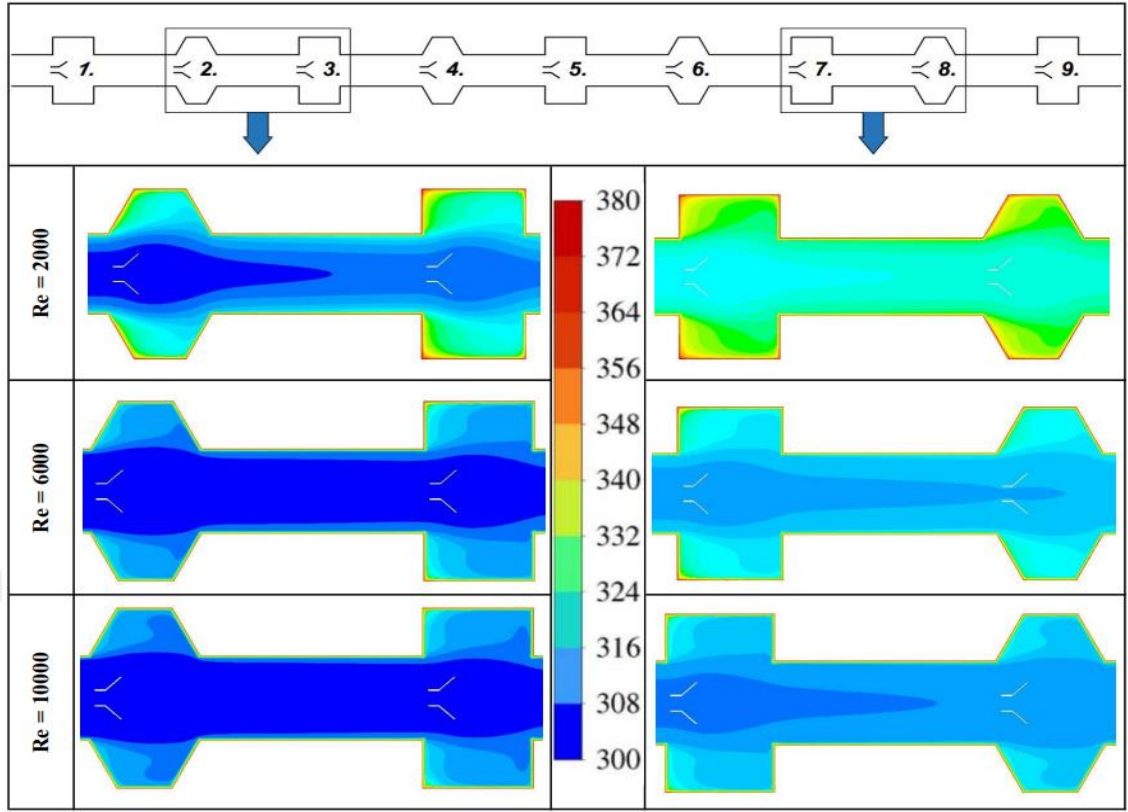
Şekil 3.28 $Re = 2000$ için DT hibrit dalgalı kanalda Y-tipi, V-tipi ve hibrit kanatçıkların (a) sıcaklık konturları, (b) hız konturları

Şekil 3.29, $Re = 10000$ için DT hibrit dalgalı kanalda V-tipi, Y-tipi ve hibrit kanatçıkların sıcaklık (a) ve hız (b) konturları verilmiştir. Kontur görüntüleri dalgalı kanalın ortasındaki 3 dalga profiline (4., 5. ve 6. dalga profilleri) aittir. Kanatçıkların tasarımından dolayı akış, kanatçıkların oluşturduğu yönlendirme etkisiyle üç ana kola ayrılarak dalgalı boşluklara doğru hareket etmektedir. Bu yönlendirme, akışkanın daha sıcak olan duvar yüzeyleriyle daha fazla temas etmesini sağlayarak ısı transferinin artmasına katkıda bulunmaktadır. Kanatçıkların etkisiyle akışın oluk yüzeylerine yönlendirilmesine ve beklenildiği gibi oluk içerisinde türbülans etkilerinin artmasına neden olmuştur. Artan Reynolds sayısının etkisiyle akış yapısında belirgin değişimler meydana geldiği gözlemlenmiştir. Sıcaklık konturlarına bakıldığında, Şekil 3.28a ile kıyaslandığında dalgalı kavitelerin yüzey sıcaklıklarının düştüğü ve sıcaklık gradyanlarının azaldığı dikkat çekmektedir. Bunun temel nedeni, Reynolds sayısındaki artışla birlikte daha fazla akışkanın kanal içerisine yönlendirilmesi, dolayısıyla soğuk akışkan miktarının artarak ısı transferinin daha etkin bir şekilde gerçekleşmesidir. Hız konturları incelendiğinde ise akış hızının artmasıyla birlikte, kanatçıklara çarpan akışkanın üç kola ayrıldığı görülmektedir. Ancak artan hız etkisiyle oluk yüzeylerine yönlendirilen akışkanın türbülans etkisinin daha belirgin hale geldiği, renk skalasındaki renklerden anlaşılmaktadır.



Şekil 3.29 $Re = 10000$ için DT hibrit dalgalı kanalda Y tipi, V tipi ve hibrit kanatçıkların (a) sıcaklık konturları, (b) hız konturları

Şekil 3.30'da farklı Reynolds sayıları için Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalın 2. ve 3. oluk ile 7. ve 8. oluklarına ait sıcaklık konturları gösterilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile kanal içindeki sıcaklık gradyanlarının düştüğü gözlenmiştir. Bunun temel nedeni, akış hızının artmasıyla birlikte oluk içlerine yönlendirilen akışkanın kütleli debisinin artması, türbülans etkilerinin yükselmesi ve dolayısıyla daha etkin bir karışım sağlamasıdır. Bu süreç, daha düşük sıcaklıklara sahip bölgelerin oluşmasına katkıda bulunmuştur. Ayrıca ısıtılmış yüzeyler incelendiğinde, 2. ve 3. oluklu bölgelerin, 7. ve 8. oluklu bölgelere kıyasla daha düşük sıcaklık değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Bu farklılık, akışkanın kanal boyunca ilerledikçe yüzeylerden ısı alması ve taşınması sonucu meydana gelmektedir. Böylece, kanalın ilerleyen bölgelerinde sıcaklık gradyanlarının görece daha yüksek değerlere sahip olduğu gözlemlenmiştir.

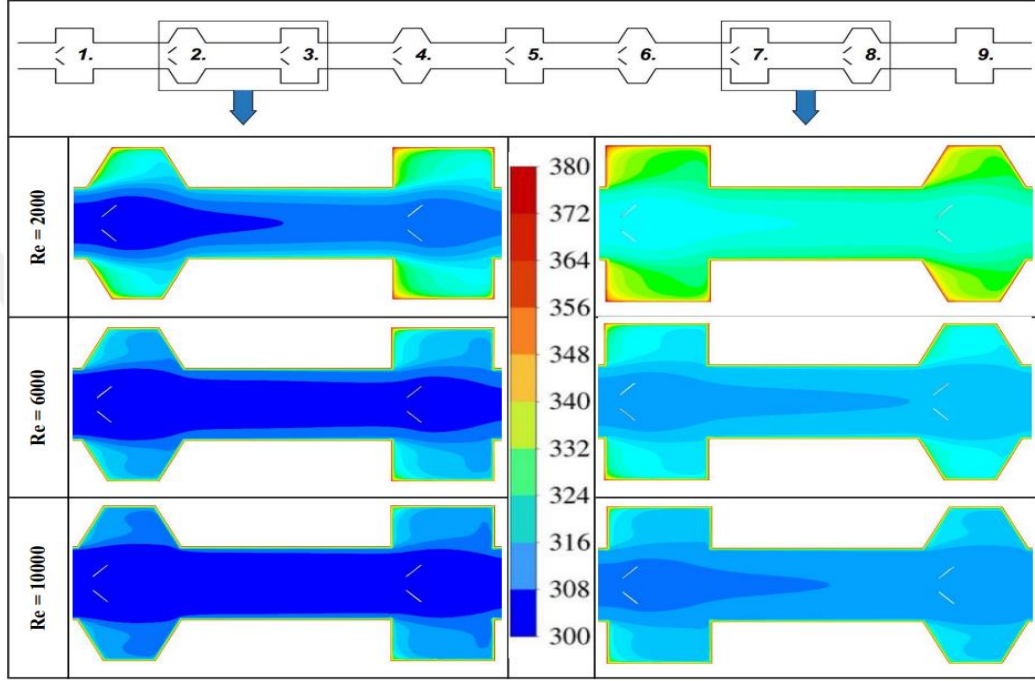


Şekil 3.30 Farklı Reynolds sayıları için Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda sıcaklık konturları

Ayrıca Şekil 3.30'da olduğu gibi, ısıtılmış yüzeyler incelendiğinde, 2. ve 3. oluklu bölgelerin, 7. ve 8. oluklu bölgelere kıyasla daha düşük yüzey sıcaklık değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Bu farklılık, akışkanın kanal boyunca ilerledikçe yüzeylerden ısı alarak sıcaklığının kademeli olarak artmasından kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak, kanalın ileri bölgelerinde sıcaklık gradyanlarının daha yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmiştir.

Şekil 3.31'de, V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalın 2. ve 3. oluk ile 7. ve 8. oluklarına ait sıcaklık konturları farklı Reynolds sayılarında sunulmuştur. Şekil 3.31'de açıklandığı gibi, Reynolds sayısının artması dalgalı kavitelere yüzey sıcaklığının düşmesine neden olmuştur. Aynı şekilde, 2. ve 3. oluklardaki yüzey sıcaklıkları 7. ve 8. oluklara göre daha düşüktür. Y-tipi kanatçıklara ait sıcaklık olguları V-tipi kanatçıklarda da görülmektedir. Ancak, Y-tipi kanatçık ile kıyaslandığında, V-tipi kanatçığın akışı dalgalı kavitelere yönlendirmesi daha etkin olmuştur. Çünkü V-tipi

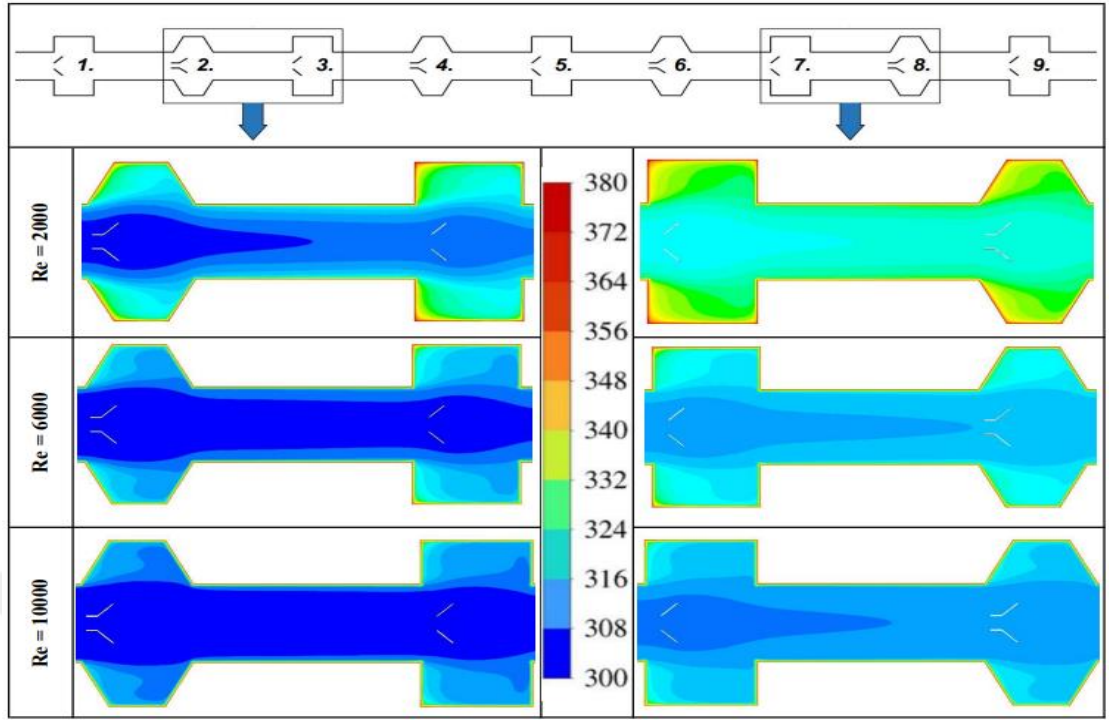
kanatçıklar daha yüksek bir açı ile (45°) akışı dalgalı boşluklara yönlendirirken, Y-tipi kanatçıklar daha düşük bir açı (37°) ile akışı sıcak yüzeylere yönlendirmektedir. Bu nedenle, V-tipi kanatçıkların kullanılması halinde dalgalı kavitelerdeki yüzey sıcaklıklarında daha belirgin bir düşüş gözlenmektedir. Y-tipi kanatçıklara sahip kanalda yüzey sıcaklık gradyanının nispeten daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 3.31 Farklı Reynolds sayıları için V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda sıcaklık konturları

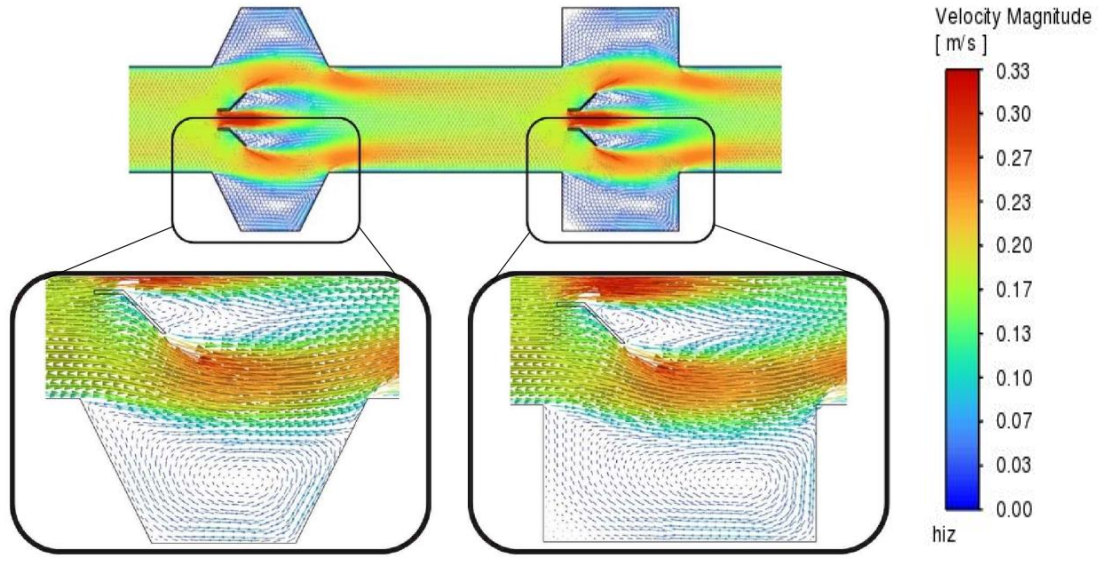
Şekil 3.32, hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalın 2. ve 3. oluk ile 7. ve 8. oluklarına ait sıcaklık konturları farklı Reynolds sayılarında verilmiştir. Hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda, kanatçıkların akışı oluklu yüzeylere yönlendirdiği açıkça görülmektedir. Özellikle yüksek sıcaklıklara sahip oluk bölgelerinde, kanatçıksız duruma kıyasla daha düşük sıcaklık gradyanlarının olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, kanatçıkların oluşturduğu akış yönlendirme ve türbülans etkilerinin yüzey sıcaklığını düşürdüğünü göstermektedir. Oluklu kaviteler içinde gelişen ikincil akış yapıları, akışkanın daha etkin şekilde yüzeylerle etkileşmesine olanak sağlamıştır. Bu şekilde kullanılan hibrit kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanalda, V-tipi ve Y- tipi kanatçıklar birlikte değerlendirilmiştir. Y-tipi kanatçıklar, trapez profile sahip oluk bölgelerine, V-tipi kanatçıklar ise dikdörtgen profile sahip oluk bölgelerine

yerleştirilmiştir. Bu yerleşim, her iki kanatçığın kendi bölgesine özgü etkisini ortaya koymuştur. V-tipi kanatçıklar, daha keskin yönlendirme etkisiyle oluk bölgelerinde güçlü türbülans yapıları oluşturmuş, böylece daha düşük yüzey sıcaklıkları elde edilmesini sağlamıştır. Y-tipi kanatçıklar ise akışı yumuşak bir şekilde yönlendirerek daha düşük sürtünme ile yine de belirli düzeyde türbülans etkisi oluşturmuştur. Bu farklı kanatçık tiplerinin kombine kullanımı ile kanal içinde hem ısı transferi hem de akış yapısı açısından dengeli ve etkili bir performans ortaya konması amaçlanmıştır. Artan giriş hızıyla birlikte kütleli debi belirgin oranda yükselmiştir. Kanatçıklı sistemlerde, bu artış kanal içerisindeki atalet kuvvetlerinin artmasına ve dalgalı boşluklarda geniş ters akış bölgelerinin oluşmasına neden olmuştur. Bu döngüler, dalgalı boşlukları tamamen çevreleyerek akış karışımını iyileştirmekte ve yüzey sıcaklıklarının daha da düşmesini sağlamaktadır. Kanatçıklar içermeyen dikdörtgen-trapez hibrit dalgalı kanalın sıcaklık konturları ile karşılaştırıldığında, kanatçıksız DT hibrit kanalda yüksek Reynolds sayısında dahi dalgalı kaviteelerde oldukça yüksek sıcaklık gradyanı görülürken, kanatçıklara sahip DT hibrit kanalda sıcaklık gradyanının oldukça azaldığı görülmektedir. Bu durum kanatçıkların kullanılmasının ısı transferinde önemli katkı sağladığını göstermektedir.



Şekil 3.32 Artan Reynolds sayısıyla DT hibrit Kanalda Hibrit Kanatçık için sıcaklık konturları

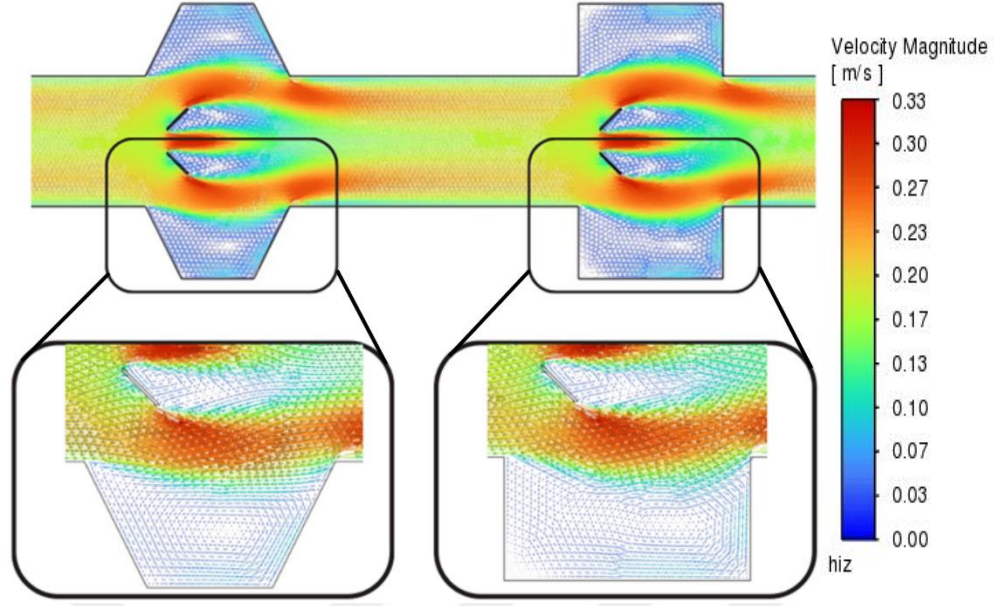
Şekil 3.33'te DT hibrit dalgalı kanalda Y-tipi kanatçık kullanımıyla $Re = 10000$ için elde edilen hız vektörleri gösterilmiştir. Bu vektör çizgileri, Y kanatçığının kanal içerisindeki bölgelerde akışı nasıl etkilediğini detaylı şekilde ortaya koymaktadır. Özellikle, oluklu bölgelerde belirgin şekilde yoğun akış döngüleri olduğu görülmektedir. Bu durum, Y kanatçığının yönlendirici yapısı ile oluklu yüzey geometrisinin birlikte etkili bir türbülans alanı oluşturduğunu göstermektedir. Dikdörtgen kesitli bölgelerde türbülans seviyesinin trapez bölgelere göre daha düşük olduğu gözlemlenmektedir. Akışın bu bölgelerde daha stabil ilerlemesi, yüzey geometrisinin akış üzerindeki etkisini ve Y kanatçığının bu tür kesitlerde sınırlı bir karıştırma sağladığını ortaya koymaktadır. Genel olarak, Y-tipi kanatçıklar özellikle trapez bölgelerde yüksek türbülans ve karışım etkisi yaratarak ısı transferini artırmaya yönelik önemli bir avantaj sağlamaktadır.



Şekil 3.33 Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda hız vektörleri ($Re = 10000$)

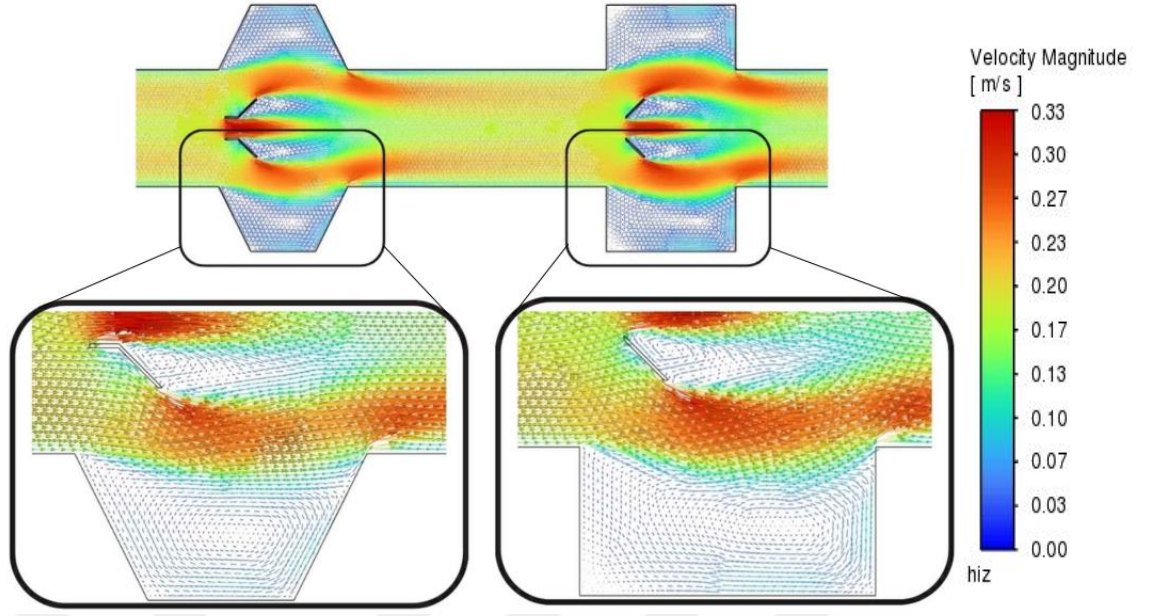
Şekil 3.34'te V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda $Re = 10000$ için elde edilen hız vektörleri gösterilmiştir. Vektör konturları incelendiğinde, V kanatçıkların akışı oluklu yüzeylere yönlendirdiği, özellikle dikdörtgen kesitli bölgelerde belirgin akış döngüleri oluşturduğu görülmektedir. Akış, V kanatçığın iki kolu arasında bölünerek oluklara doğru yönlendirilmekte, bu da oluk duvarlarına daha soğuk akışkanı taşımaktadır.

Ancak, trapez bölgelerle karşılaştırıldığında, V kanatçıkların oluşturduğu türbülansın daha sınırlı olduğu, özellikle akışın dikdörtgen yüzeylerde daha belirli bir düzende ilerlediği gözlemlenmektedir. V kanatçığın arkasında geniş düşük hızlı bölgelerin oluşması ise bu yapının daha yüksek sürtünme ve basınç kaybı oluşturduğuna işaret etmektedir. Yine de V kanatçıklar sayesinde oluk içlerinde oluşan döngüler ısı transferini destekleyici bir rol oynamaktadır. Genel olarak, V tipi kanatçıklar bu Reynolds sayısında etkili bir yönlendirme ve türbülans yapısı oluşturmakla birlikte, akışa karşı daha fazla direnç sundukları da vektör dağılımından anlaşılmaktadır.



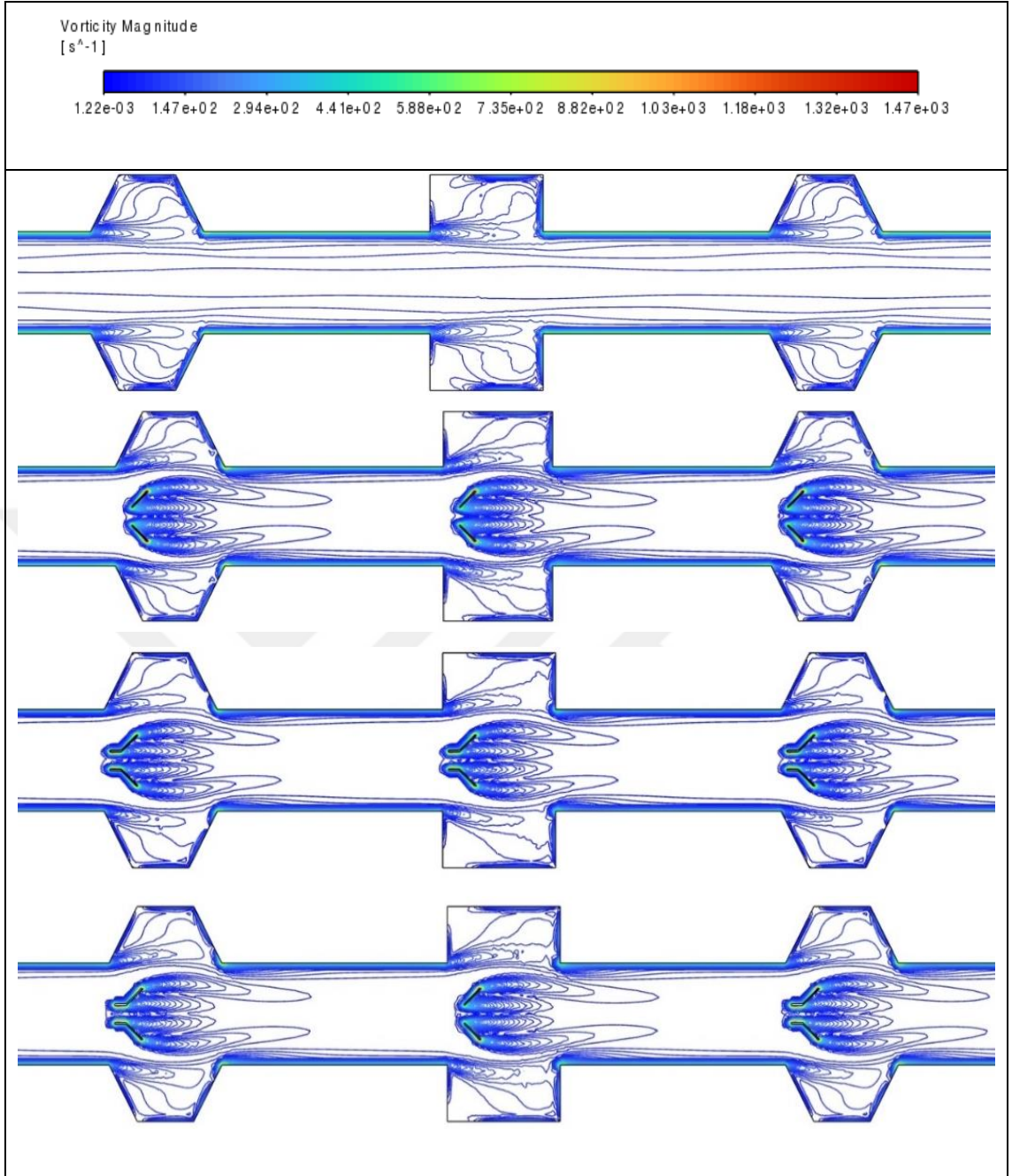
Şekil 3.34 V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda hız vektörleri ($Re = 10000$)

Şekil 3.35'te, Y-tipi ve V-tipi kanatçıklardan oluşan hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda $Re = 10000$ için elde edilen hız vektörleri gösterilmiştir. V-tipi ve Y-tipi kanatçıkların akışı nasıl yönlendirdiğini ve oluşturdukları türbülans yapılarını detaylı biçimde göstermektedir. Hız vektörleri incelendiğinde, kanatçıkların akışa müdahalesi sonucunda oluşan düşük hızlı bölgeler ve bu bölgelerin oluk duvarlarına doğru yönlendirilme şekli net bir şekilde ortaya konmuştur. Özellikle Y-tipi kanatçıkların arkasında oluşan düşük hızlı alanların, V-tipi kanatçıklara kıyasla daha dar ve sınırlı olduğu gözlemlenmiştir. Buna karşılık, V-tipi kanatçıkların arkasında daha geniş düşük hızlı bölgeler meydana gelmekte, bu da V-tipi kanatçıkların akışa daha fazla direnç gösterdiğini ve dolayısıyla daha yüksek sürtünme oluşturduğunu göstermektedir. Bu durum, V-tipi kanatçıkların daha güçlü bir karıştırıcı etki sağladığını ancak bu etkinin beraberinde daha fazla basınç kaybı getirdiğini ortaya koymaktadır. Y-tipi kanatçıklar ise daha kontrollü bir yönlendirme ile akışı dar bir alana toplamakta, böylece daha düşük sürtünme ile akışın devam etmesine olanak sağlamaktadır. Bu fark, hibrit kanatçıklı sistemde her iki kanatçık tipinin akış ve performans üzerindeki tamamlayıcı etkisini açıkça ortaya koymaktadır.



Şekil 3.35 DT kanalda Hibrit kanatçıkların hız vektörleri $Re = 10000$

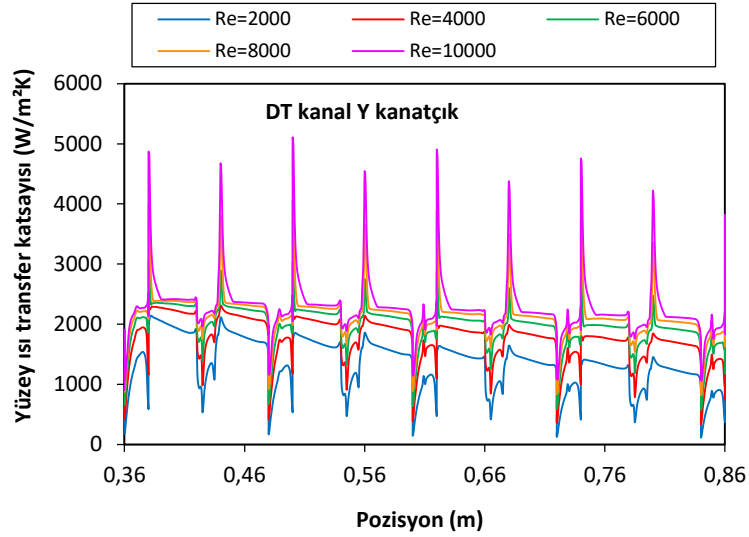
Şekil 3.36'da $Re = 6000$ için tüm kanatçıklı kanallardaki vorticity büyüklükleri görüntülenmektedir. Konturlar, kanalın ortasında bulunan 4., 5. ve 6. dalga profillerine aittir. Kanatçıklara sahip kanallarda, akışın dalgalı profiller içerisine yönlendirildiği ve boşluklarında belirgin girdap bölgeleri olduğu gözlemlenmiştir. Bu girdap yapıları, akışın kanatçık etkisiyle yönlendirilmesi sonucu meydana gelen türbülansın bir göstergesidir. Kanatçıklı düzenler arasında, V-tipi kanatçıklara sahip kanalın en fazla girdap oluşumuna sahip olduğu ve dalgalı boşlukların daha yoğun akışla dolduğu tespit edilmiştir. Bu durum, V-tipi kanatçıkların akışı hem merkezde hem de duvar boyunca etkili bir şekilde karıştırarak ısı transferini artırmada üstün bir performans sergilediğini göstermektedir. V-tipi kanatçıklardan sonra dalgalı kanal içinde en fazla girdap yapıları, hibrit kanatçıklara sahip kanalda görülmüştür. En az girdap yapılarının ise kanatçıksız kanalda olduğu görülmektedir.



Şekil 3.36 $Re = 6000$ için DT hibrit dalgalı kanallarda kanatçıkların vorticity oluşumuna etkisi

Şekil 3.37, DT hibrit dalgalı kanal içerisinde kullanılan Y tipi kanatçıklar için, farklı Reynolds sayılarında dalgalı duvar boyunca elde edilen yerel yüzey ısı transfer katsayılarının değişimini göstermektedir. Grafikte, yüzey ısı transfer katsayısının Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiği açıkça görülmektedir. Ancak bu artış her Reynolds aralığında aynı oranda gerçekleşmemiştir. Özellikle $Re = 2000$ ile $Re = 4000$

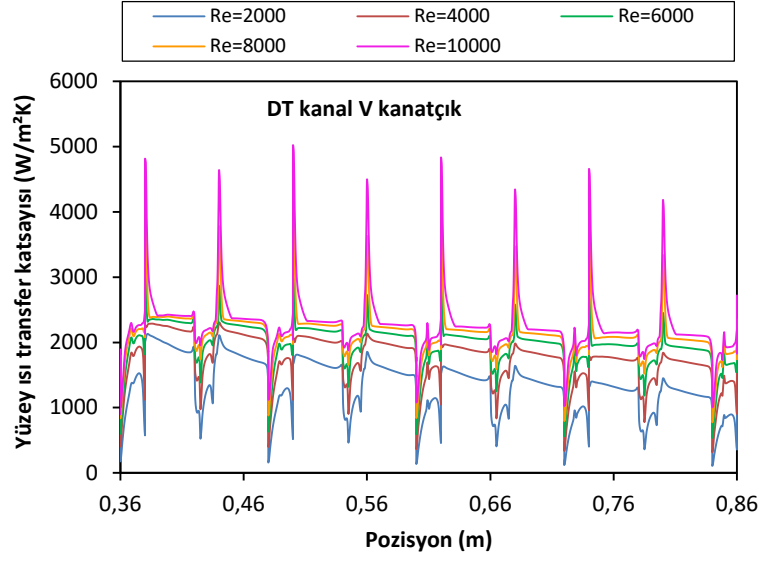
arasında ısı transfer katsayısında daha belirgin bir artış gözlenirken; $Re = 6000, 8000$ ve 10000 değerleri arasında bu artış daha sınırlı ve birbirine yakın seviyelerde kalmıştır.



Şekil 3.37 Farklı Reynolds sayılarında Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi

Şekil 3.38, DT hibrit dalgalı kanal içerisinde kullanılan V-tipi kanatçıklar için, farklı Reynolds sayılarında dalgalı alt yüzey boyunca elde edilen yerel yüzey ısı transfer katsayılarının değişimini vermektedir. Grafik, yüzey ısı transfer katsayısının Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiğini açıkça ortaya koymaktadır. $Re = 2000$ ile $Re = 4000$ arasındaki artış oranı diğer aralıklara kıyasla daha yüksektir. Buna karşın, $Re = 6000, 8000$ ve 10.000 değerleri arasında katsayılar birbirine oldukça yakın seyretmiş, bu aralıkta artış oranı belirgin şekilde azalmıştır. Bu durum, V-tipi kanatçıkların oluşturduğu türbülans etkisinin yüksek Reynolds sayılarında doygunluğa ulaştığını ve ısı transferine olan katkısının sınırlı kaldığını göstermektedir.

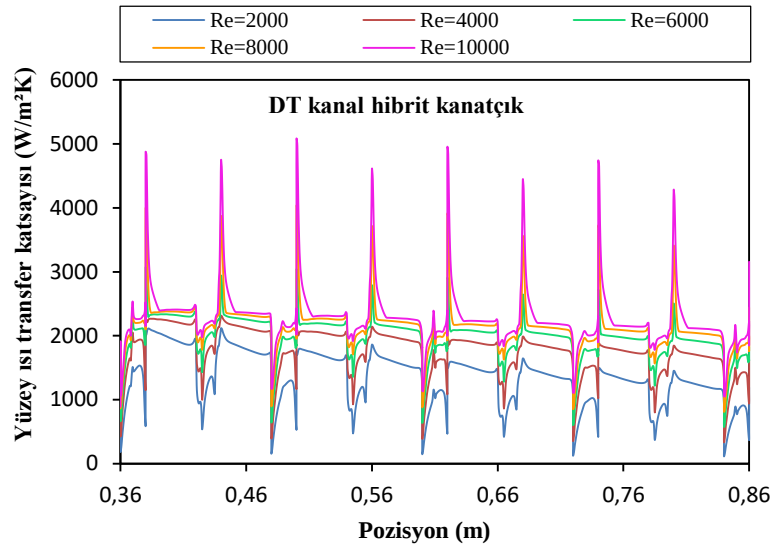
Ayrıca, Y-tipi kanatçık kullanılan durumda elde edilen değerlerle kıyaslandığında, V-tipi kanatçıkların yüzey ısı transfer katsayısında daha yüksek performans sergilediği tespit edilmiştir.



Şekil 3.38 Farklı Reynolds sayılarında V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi

Şekil 3.39, DT hibrit dalgalı kanal içerisine yerleştirilen V-tipi ve Y-tipi kanatçıkların kombinasyondan oluşan hibrit kanatçıklar için, farklı Reynolds sayılarında dalgalı alt yüzey boyunca elde edilen yüzey ısı transfer katsayılarının değişimini vermektedir. Grafik incelendiğinde, yüzey ısı transfer katsayısının Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiği açıkça görülmektedir. Özellikle $Re = 6000$ sonrası, artış oranının azaldığı, ısı transfer katsayısı değerlerinin birbirine yaklaştığı gözlemlenmiştir.

Yalnızca Y-tipi veya V-tipi kanatçık kullanılan durumlarla karşılaştırıldığında, hibrit kanatçık konfigürasyonunun her iki yapının avantajlarını bir araya getirdiği görülmektedir. Y-tipi kanatçıkların trapez bölgelerde sağladığı güçlü yönlendirme ve yüksek türbülans etkisi ile V-tipi kanatçıkların dikdörtgen bölgelerde oluşturduğu geniş karışım alanları sayesinde, hibrit sistemin ısı transfer performansı her iki tekil durumda elde edilen değerlere göre daha dengeli ve yüksektir. Bu durum, şekil üzerinde $Re = 6000$ ve sonrası için yüzey ısı transfer katsayılarının tekil Y-tipi veya V-tipi sistemine göre daha yüksek seviyelerde kalmasıyla doğrulanmaktadır. Ayrıca hibrit kanatçıkların, Y-tipi kanatçığın düşük sürtünme avantajı ile V-tipi kanatçığın yüksek türbülans etkisi arasında bir denge sağladığı; böylece hem ısı transferi hem de akış direnci açısından optimize edilmiş bir yapı sunduğu tespit edilmiştir. Grafik, hibrit kanatçıklı tasarımın performans açısından etkili bir çözüm olduğunu ortaya koymaktadır.



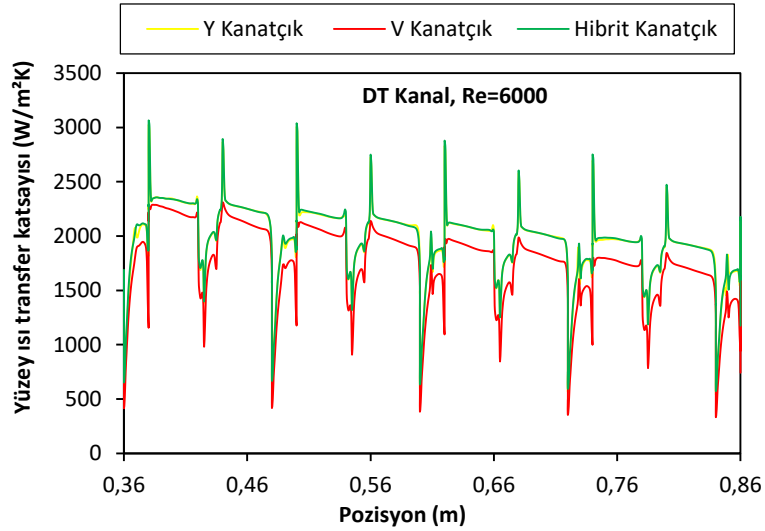
Şekil 3.39 Farklı Reynolds sayılarında hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanalda yüzey boyunca ısı transferi katsayısının değişimi

Şekil 3.40, DT kanalda $Re = 6000$ için Y-tipi kanatçık, V-tipi kanatçık ve hibrit kanatçık yapılarına ait yüzey ısı transfer katsayısının pozisyona bağlı değişimini göstermektedir. Grafikte, her üç konfigürasyon için de oluk bölgelerinde belirgin ısı transfer tepe noktaları gözlenmektedir.

Şekilden de anlaşılabacağı üzere, en düşük ısı transfer katsayısı V-tipi kanatçık yapısında elde edilmiştir. Bu durum, V-tipi kanatçığın daha geniş düşük hızlı bölgeler oluşturması ve akışı yeterince etkin şekilde yönlendirememesinden kaynaklanmaktadır. Y-tipi kanatçık konfigürasyonu, V-tipi kanatçığa kıyasla daha yüksek ısı transferi sağlamış; özellikle trapez bölgelerde etkili yönlendirme ve türbülans üretimi ile yüzeye olan etkileşimi artırmıştır.

En yüksek yüzey ısı transfer katsayısı ise, hibrit kanatçık kullanılan durumda elde edilmiştir. Hibrit yapı, V-tipi ve Y-tipi kanatçıkların avantajlarını birleştirerek hem dikdörtgen hem de trapez bölgelerde daha verimli bir türbülans yapısı oluşturmuş ve bu sayede tüm kanal boyunca daha yüksek performans sağlamıştır. Bu sonuç, hibrit kanatçık konfigürasyonunun ısı transferi açısından en etkili çözüm olduğunu ortaya koymaktadır.

Görsel olarak hibrit kanatçık tasarımının yerel ısı transferi bakımından en avantajlı olduğu, hem tepe noktalarında hem de ortalama düzeyde en yüksek ısı transfer katsayısına ulaştığı tespit edilmiştir.



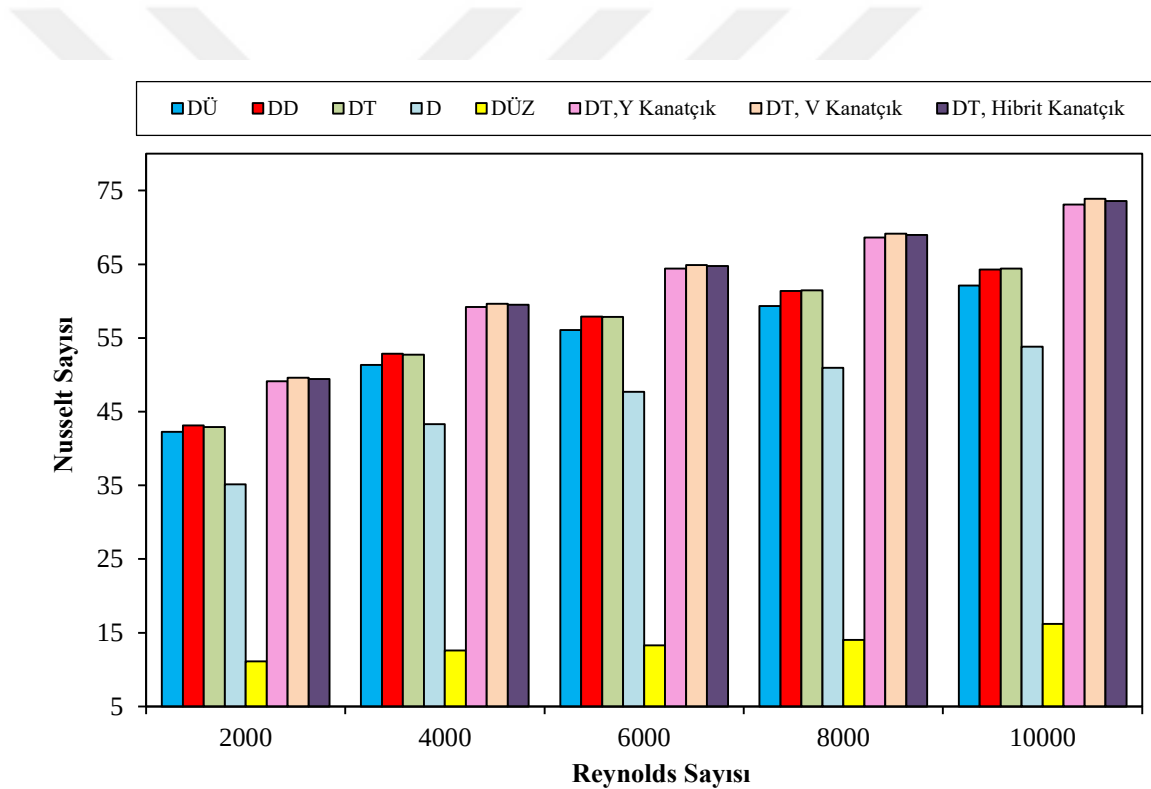
Şekil 3.40 Tüm kanatçık konfigürasyonları için DT hibrit dalgalı kanalda yüzey ısı transfer katsayısının değişimi ($Re = 6000$)

Şekil 3.41, tüm kanal geometrileri ve kanatçık yapılarında Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimini göstermektedir. Grafik, hibrit dalgalı kanal geometrileri (D, DÜ, DD, DT) ile birlikte, kanatçıkların olduğu DT hibrit dalgalı kanal yapılarından (DT-Y kanatçık, DT-V-tipi kanatçık ve, DT-hibrit kanatçık) elde edilen Nusselt sayılarını sunmaktadır. Ayrıca elde edilen sonuçlar, düz kanal ve üniform dikdörtgen (D) dalgalı kanal ile de karşılaştırılmaktadır.

Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını göstermektedir. $Re = 10000$ için Nusselt sayıları incelendiğinde, en düşük değer düz kanalda elde edilmiştir. Bu durum, kanallarda dalgalı yüzey geometrilerinin ısı transferi üzerindeki etkisini net biçimde ortaya koymaktadır. Dalgalı profile sahip kanallar arasında ise en düşük Nusselt sayısı D kanalında ($Nu = 53,80$) elde edilmiştir. Bu kanal, üniform dikdörtgen dalga profiline sahiptir, ısı transferi açısından sınırlı bir performans sunmaktadır. Hibrit dalgalı kanallarda ise üniform dalgalı kanallara göre daha yüksek Nusselt sayısı elde edilmiştir. DÜ ve DD hibrit dalgalı kanalda elde edilen Nusselt sayıları sırasıyla $Nu = 62,12$ ve $Nu = 64,29$ 'dur. Bu artış, kanal geometrisinde yapılan

değişikliklerin yüzey alanını ve akış karmaşıklığını artırarak ısı transferini olumlu etkilediğini göstermektedir. Kanatçık içermeyen kanallar arasında en yüksek Nusselt sayısı ise, DT hibrit dalgalı kanalda $Nu = 64,42$ olarak bulunmuştur.

Kanatçık eklenmesiyle birlikte ısı transfer performansında belirgin bir iyileşme elde edilmiştir. DT kanalına Y-tipi kanatçık eklendiğinde, Nusselt sayısı 73,10'a yükselmiştir. Bu artış, Y kanatçığın akışı yönlendirme kabiliyeti sayesinde oluşan etkili türbülans yapısından kaynaklanmaktadır. V tipi kanatçık kullanıldığında, bu değer 73,90 olmuş ve V kanatçıkların daha yoğun karışım oluşturarak ısı transferine katkı sağladığı tespit edilmiştir.



Şekil 3.41 Tüm kanal geometrileri ve kanatçık yapılarında Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi

Sonuç olarak, kanal geometrisinin optimize edilmesiyle birlikte kanatçık kullanımı, ısı transferinde ciddi bir iyileşme sağlamaktadır. Özellikle kanatçıklar ilave edilen kanallarda, en yüksek Nusselt sayısı elde edilerek, ısı transferi açısından en etkili tasarım alternatifi olduğunu kanıtlamıştır.

3.2.4 Kanatçıkların sürtünme faktörü ve basınç düşüşüne etkisi

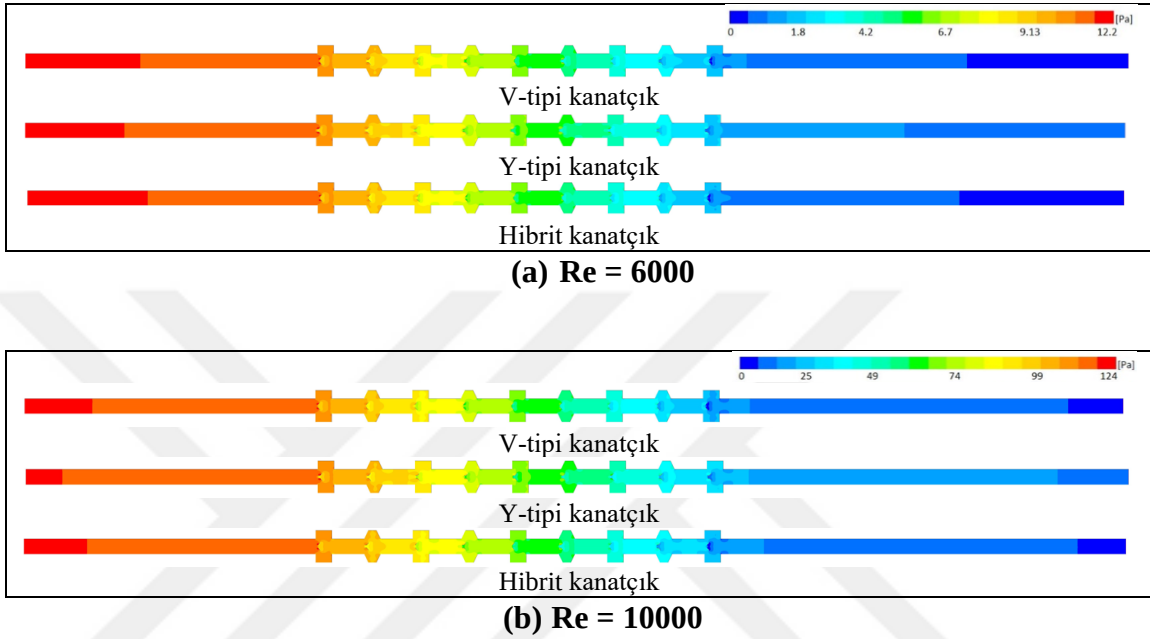
Isı transferindeki iyileşmenin bedeli olarak, kanalın dalgalı yapısı ve kanala eklenen kanatçıklar nedeniyle basınç düşümü ve sürtünme faktöründe artış beklenmektedir. Çünkü kanatçıklar akışa engel teşkil ederek akışa karşı direnci artırmaktadır. Basınç düşüşündeki artış pompalama gücünü artıracaktır, bu durum daha fazla enerji tüketimi ve pompalama maliyetlerinin artması anlamına gelmektedir. Bu nedenle pompalama gücünü makul bir seviyede tutarak ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanır.

Şekil 3.42a ve 3.42b sırasıyla $Re = 6000$ ve $Re = 10000$ için V-tipi, Y-tipi ve hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgalı kanallarda oluşan basınç düşüşü konturlarını göstermektedir. Konturların renk dağılımı, akış yönünde basınç seviyesindeki azalmayı görsel olarak ifade etmektedir.

Şekil 3.42a incelendiğinde ($Re = 6000$), en yüksek basınç düşümünün V-tipi kanatçıklı kanalda olduğu gözlemlenmektedir. Bu durum, V-tipi kanatçığın akışı daha agresif şekilde bölerek daha yüksek düzeyde türbülans ve dolayısıyla daha fazla akış direnci oluşturmasından kaynaklanmaktadır. Y-tipi kanatçık kullanılan kanalda, basınç düşümünün daha düşük seviyede gerçekleştiği ve daha yumuşak bir renk geçişi olduğu görülmektedir. Hibrit kanatçıklı sistemde ise, V-tipi ve Y-tipi yapıların birleşiminden oluşmasına rağmen, basınç düşümünün Y-tipi kanatçıga göre biraz daha yüksek, ancak V-tipi kanatçıga göre daha düşük kaldığı anlaşılmaktadır. Bu da hibrit sistemin, ısı transferi avantajı sunarken, akış direncini kontrollü bir seviyede tuttuğunu göstermektedir.

Şekil 3.42b'de $Re = 10000$ için yapılan değerlendirme de benzer eğilimleri göstermektedir. Ancak Reynolds sayısının artmasıyla birlikte genel olarak basınç gradyenlerinin daha belirgin hale geldiği ve tüm konfigürasyonlarda basınç düşümünün arttığı gözlenmektedir. Yine en yüksek basınç düşümü V-tipi kanatçıklı kanalda oluşurken, Y-tipi kanatçıkta bu düşüş daha düşük kalmıştır. Hibrit yapı ise $Re = 6000$ 'de olduğu gibi orta seviyede bir basınç kaybı oluşturarak her iki uç nokta arasında dengeli bir profil sunmuştur.

Sonuç olarak, basınç düşümü açısından en avantajlı yapı Y-tipi kanatçık, en yüksek direnç oluşturan yapı ise V-tipi kanatçık olarak belirlenmiştir. Hibrit kanatçık, her iki yapının etkisini bir araya getirerek ısı transferi–basınç kaybı dengesi açısından en uygun çözümü sunmaktadır.

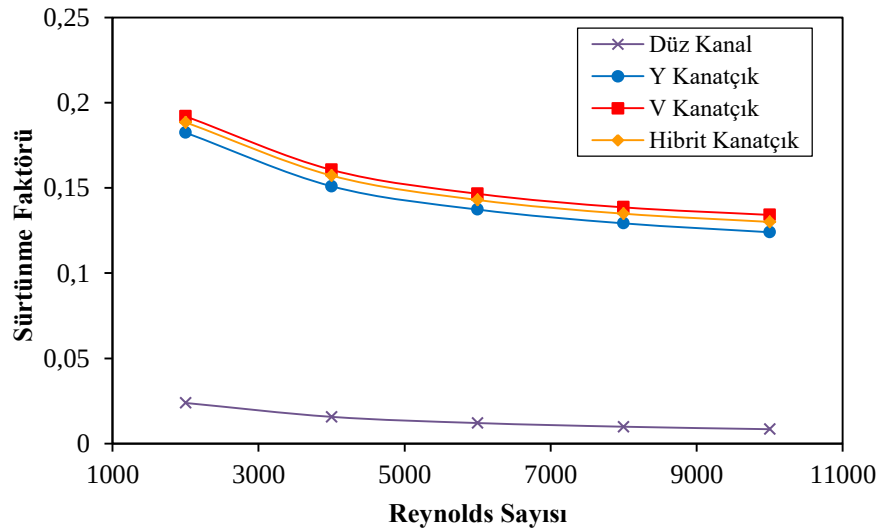


Şekil 3.42 Her üç kanatçık tasarımları için DT hibrit dalgalı kanalda elde edilen basınç konturları (a) $Re = 6000$, (b) $Re = 10000$

Şekil 3.43, kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanallar ile düz kanal için Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktöründeki değişimi göstermektedir. Genel eğilim olarak, tüm konfigürasyonlarda Reynolds sayısının artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün azaldığı gözlenmektedir. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında akışın daha türbülanslı ve dolayısıyla sınır tabakanın daha ince olmasıyla ilişkilidir. Düz kanal, tüm konfigürasyonlar arasında açık ara en düşük sürtünme faktörüne sahiptir. Bu beklenen bir sonuçtur; çünkü düz kanalda herhangi bir engelleyici yapı veya yüzey pürüzlülüğü bulunmamakta, akış minimum dirençle ilerlemektedir.

Kanatçıklı kanallar karşılaştırıldığında ise en düşük sürtünme faktörü Y-tipi kanatçık kullanılan DT hibrit dalgalı kanalda gözlenmiştir. Bu, Y-tipi kanatçığın akışı daha yumuşak yönlendirmesi ve nispeten daha az akış direnci oluşturmasından kaynaklanmaktadır. V-tipi kanatçık, en yüksek sürtünme faktörüne sahip konfigürasyon

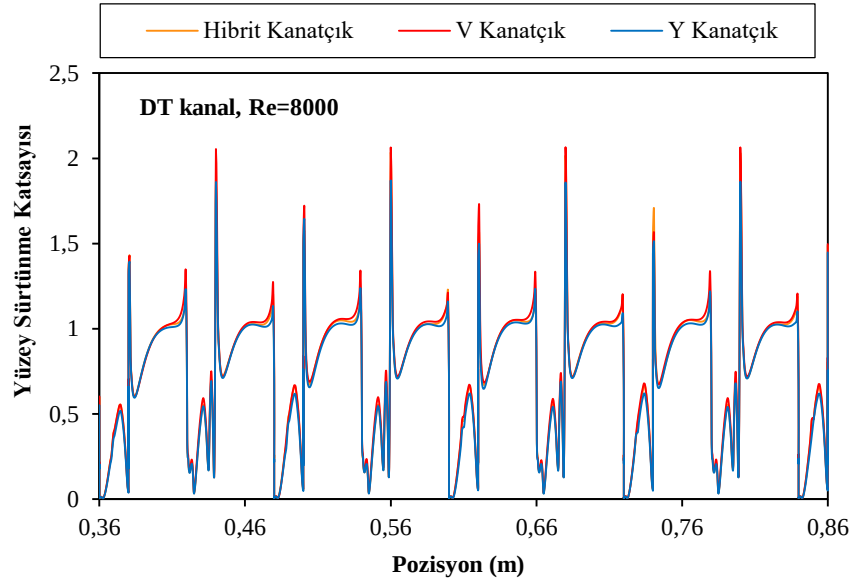
olarak öne çıkmaktadır. Bu yapı, daha keskin akış bölünmeleri ve daha geniş düşük hızlı alanlar oluşturarak akışa karşı daha fazla direnç göstermektedir. Hibrit kanatçıklı kanal ise Y-tipi ve V-tipi kanatçıkların birleşiminden oluşan yapıyla sürtünme faktörü bakımından ara bir değer sergilemektedir. V-tipi kanatçığa göre daha düşük, Y-tipi kanatçığa göre ise bir miktar daha yüksek sürtünme üretmektedir. Bu durum, hibrit yapının hem yüksek ısı transferi sağlarken hem de akışa olan direnci makul seviyede tutabildiğini göstermektedir.



Şekil 3.43 Tüm kanatçıklar ile DT kanallarda ve düz kanalda Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi

Şekil 3.44'te $Re = 8000$ için Y-tipi, V-tipi ve hibrit kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanallarda elde edilen yerel yüzey sürtünme katsayısı sunulmuştur. Grafik incelendiğinde, her üç kanatçıklı yapı için oluk bölgelerinde sürtünme katsayısında ani yükselmeler gözlemlenmektedir. Bu tepe noktaları, akışın kanatçıklarla etkileşime girip yön değiştirmesi sonucu meydana gelen yüksek duvar kayma gerilmelerinden kaynaklanmaktadır. Genel olarak, Y-tipi kanatçıklı kanal en düşük sürtünme katsayısı değerlerini sergilerken, V-tipi kanatçıklı yapı daha yüksek değerlere sahiptir. Hibrit kanatçık konfigürasyonu ise her iki yapının etkisini birleştirdiği için V-tipi kanatçıktan biraz düşük, Y-tipi kanatçıktan ise daha yüksek bir profil göstermektedir. Ancak sürtünme faktörünün kanatçık tasarımından çok az etkilendiği gözlenmektedir.

Şekil 3.44, farklı kanatçık konfigürasyonlarının sadece ısı transferini değil, aynı zamanda yerel yüzey akış davranışını ve akış direncini de nasıl etkilediğini göstermesi açısından önemli bir karşılaştırma sunmaktadır.



Şekil 3.44 $Re = 8000$ için tüm kanatçıklı DT hibrit dalgalı kanallarda yerel yüzey sürtünme katsayısının değişimi

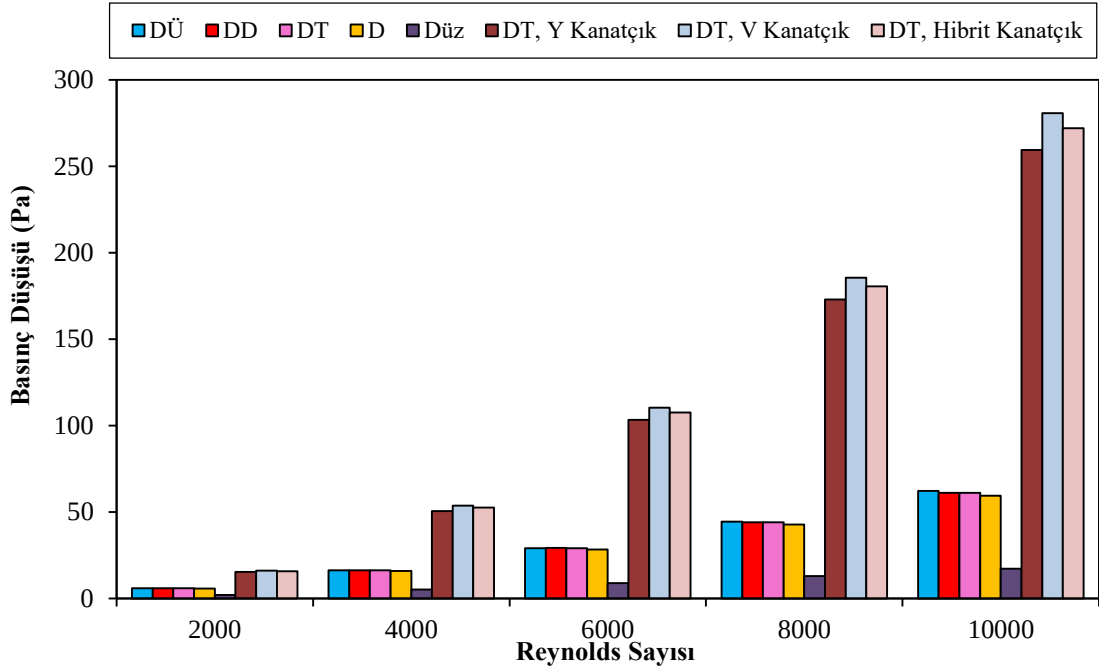
Şekil 3.45, Reynolds sayısı ile farklı dalgalı kanal geometrilerinde ve kanatçık yapılarına sahip kanallarda meydana gelen basınç düşüşü (ΔP) değerlerini göstermektedir. Tüm kanallarda, Reynolds sayısındaki artışla birlikte ΔP değerinin yükseldiği net bir şekilde görülmektedir. Ancak bu artış her konfigürasyonda aynı düzeyde olmamış, kanal geometrisi ve kanatçık tipi bu değişimi belirgin şekilde etkilemiştir.

Düz kanal en düşük basınç kaybına sahiptir; $Re = 10000$ için ΔP değeri yalnızca 17,20 Pa olarak bulunmuştur. Bu değer, kanalın minimum akış direncine sahip olduğunu ve referans noktası olarak değerlendirilebileceğini göstermektedir. Buna karşılık, sadece yüzey şekillendirmesi uygulanmış oluklu kanallarda basınç kaybı belirgin şekilde artmıştır. D dalgalı kanalda $\Delta P = 59,42$ Pa, DÜ hibrit dalgalı kanalda $\Delta P = 62,14$ Pa, DD hibrit dalgalı kanalda $\Delta P = 61,18$ Pa, DT hibrit dalgalı kanalda $\Delta P = 61,06$ Pa olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlar, düz kanala göre yaklaşık 3,45–3,61 kat daha fazla

basınç kaybı oluştuğunu göstermektedir. Bu fark, yalnızca yüzey geometrisinin değiştirilmesiyle meydana gelmiştir.

Kanatçıklı kanallarda ise ΔP değerlerindeki artış çok daha belirgindir. DT-Y tipi kanatçık için $\Delta P = 259,39$ Pa, DT-V tipi kanatçık için $\Delta P = 280,66$ Pa, DT-hibrit kanatçık için $\Delta P = 272,06$ Pa olarak bulunmuştur. Bu değerler, düz kanal ile karşılaştırıldığında; Y kanatçıklı DT kanal yaklaşık 15,08 kat, V-tipi kanatçıklı DT kanal yaklaşık 16,32 kat, hibrit kanatçıklı DT kanal ise yaklaşık 15,81 kat daha fazla basınç düşümüne neden olmuştur. Y-tipi kanatçık kullanılan sistem, V-tipi kanatçığa göre daha düşük ΔP üretmiş ve bu da daha az akış direnci oluşturduğunu göstermektedir. Hibrit yapı ise her iki kanatçığın birleşiminden oluşmasına rağmen, V-tipi kadar yüksek basınç kaybı oluşturmamış, bu da sistemin daha dengeli çalıştığını göstermektedir. Hibrit kanatçığın ΔP değeri, V-tipi kanatçığa göre yaklaşık %3,06 daha düşük, Y-tipi kanatçığa göre ise %4,88 daha yüksek olmuştur.

Sonuç olarak, kanatçık eklenmesiyle ısı transfer performansı ciddi şekilde artarken, beraberinde önemli ölçüde basınç kaybı (ΔP) da oluşmaktadır. Bu nedenle, tasarımda sadece termal performans değil, aynı zamanda hidrolik kayıplar da dikkate alınmalıdır. Özellikle hibrit yapı, yüksek ısı transferi avantajını sürtünme artışıyla dengeleyerek termal-hidrolik açıdan daha optimize bir performans sunmaktadır.



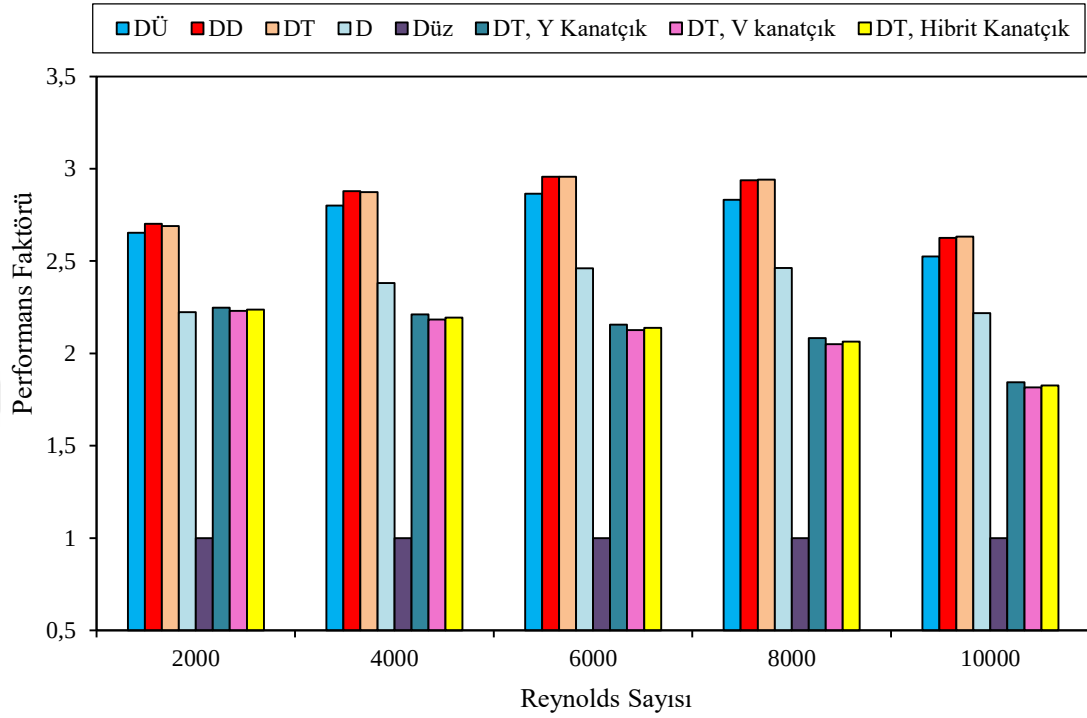
Şekil 3.45 Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı ile basınç düşüşünün karşılaştırılması

Şekil 3.46, farklı kanal tiplerinde ve kanatçık konfigürasyonlarında Reynolds sayısına bağlı olarak performans faktöründeki (PF) değişimi göstermektedir. PF değeri hem ısı transferi hem de sürtünme kaybını birlikte değerlendirdiği için, sistemlerin termo-hidrolik performansını karşılaştırmak açısından önemli bir kriterdir.

Re = 2000 için değerlendirildiğinde, en yüksek performans faktörü DD kanalında $PF = 2,70$ olarak elde edilmiştir. Bunu sırasıyla DT ($PF = 2,68$) ve DÜ ($PF = 2,65$) kanalları takip etmektedir. Kanatçıklı kanallarda ise PF değerleri biraz daha düşük olup, DT-Y kanatçıklı kanal için $PF = 2,25$, DT-V kanatçıklı kanal için $PF = 2,23$, ve DT-hibrit kanatçıklı sistem için yine $PF = 2,24$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler, kanatçık eklenmesiyle ısı transferi artsa da sürtünme etkisiyle performansın sınırlı şekilde kaldığını göstermektedir.

Re = 6000 için ise, PF değeri en yüksek olan kanal tasarımı DT kanalı ($PF = 2,96$) olurken, DD kanalı 2,96, DÜ kanalı 2,86, D kanalı ise 2,46 değerine ulaşmıştır. Kanatçıklı kanallarda bu değerler düşmüş; DT-Y-tipi kanatçıklı kanal için 2,15, DT-V-tipi kanatçıklı kanal için 2,12, ve hibrit sistem için 2,13 olarak kaydedilmiştir. Bu

durum, Reynolds sayısı arttıkça sürtünmenin daha baskın hale gelmesiyle PF'nin düştüğünü açıkça ortaya koymaktadır.



Şekil 3.46 Farklı kanal ve kanatçık yapılarına göre Reynolds sayısına ile performans faktörünün değişimi

Re = 10000 durumunda ise tüm kanallarda PF değerlerinde genel bir düşüş görülmektedir. DT kanalında $PF = 2,63$, DD kanalında $2,62$, DÜ kanalında ise $2,52$ olarak belirlenmiştir. Kanatçıklı yapılar arasında ise DT-Y kanatçıklı kanal $PF = 1,84$, DT-V-tipi kanatçıklı kanalda $1,81$, ve DT-hibrit kanatçıklı kanalda $1,82$ değerine sahiptir. Bu sonuçlar, yüksek Reynolds sayılarında kanatçıkların oluşturduğu sürtünmenin ısı transferi üzerindeki katkısı bastırarak genel sistem performansını düşürdüğünü göstermektedir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, PF değerleri tüm kanatçıklı sistemlerde 1'in üzerinde kalarak düz kanala göre hâlâ avantajlı bir performans sergilemiş olsa da kanatçıklar yerine sadece oluk geometrisiyle optimize edilen DT, DD ve DÜ kanallar termohidrolik performans açısından daha etkin sonuçlar vermiştir. Özellikle Y-tipi kanatçıklı hibrit

kanallar, kanatçıklı konfigürasyonlar arasında en dengeli PF değerine sahip kanal tasarımı olarak öne çıkmaktadır.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın ilk aşamasında, hibrit profillerle oluşturulmuş dalgalı kanalların hidrolik ve termal özellikleri farklı Reynolds sayılarında ($2000 \leq Re \leq 10000$) incelenmiştir. Hibrit dalgalı kanal, dikdörtgen dalga profili ile üçgen, trapezoidal ve dairesel oluk profillerinin ayrı kombinasyonlarını içermektedir. Elde edilen sonuçlar, üniform dikdörtgen oluklu kanal ve düz kanal akışları ile karşılaştırılmıştır. Farklı Reynolds sayılarında akış ve sıcaklık konturları görüntülenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasından elde edilen önemli bulgular aşağıda sunulmuştur:

- Reynolds sayısındaki artış, kanaldaki sıcaklık gradyanlarının azalmasına yol açmıştır. Oluk profilleri birbirleriyle karşılaştırıldığında, en yüksek sıcaklık gradyanı dikdörtgen dalga profilinde görülmüştür.
- Tüm dalgalı kanallarda oluklu kavitelerin içinde büyük akış döngülerinin meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu akış döngüleri dairesel, trapez ve üçgen profillerde boşluğun ortasında oluşurken, dikdörtgen profilde boşluğun sağ kenarına yakın konumlanmıştır.
- DD ve DT hibrit dalgalı kanallar, hidrolik ve termal iyileşme açısından benzer davranışlar göstermiştir.
- Tüm dalgalı kanallar, düz kanallara kıyasla daha yüksek basınç düşüşü ve ısı transferi sağlamıştır. Hibrit oluklu kanallar ise, dikdörtgen oluklu kanala kıyasla basınç düşüşünde önemli bir artış olmadan daha yüksek ısı transferi sağlamıştır.
- En yüksek Nusselt sayısı $Re = 10000$ 'de DT oluklu hibrit kanalda $Nu = 64,68$ olarak elde edilmiştir. DD oluklu hibrit kanalda ısı transferi, $Re = 10000$ 'de düz kanala kıyasla 2,22 kat artmıştır.

- Tüm hibrit dalgalı kanallardaki basınç düşüşleri benzer davranışlar göstermiş ve dikdörtgen oluklu kanaldan hafif yüksek bulunmuştur.
- Hibrit dalgalı kanallarda elde edilen performans faktörü, dikdörtgen ve düz kanallara kıyasla oldukça yüksek olmuştur. Düz kanala kıyasla en yüksek performans faktörü $Re = 8000$ 'de $PF_s = 2,63$ olarak dikdörtgen-dairesel hibrit dalga profilinde bulunmuştur. Dikdörtgen dalgalı kanalla karşılaştırıldığında en yüksek performans faktörü $Re = 2000$ 'de DD hibrit kanalda $PF_w = 1,22$ olarak elde edilmiştir.
- Mevcut sayısal çalışma sonuçları, hibrit dalga profilinin tercih edilmesi durumunda daha yüksek ısı transferi ve performans faktörünün elde edilebileceğini ortaya koymuştur.

Çalışmanın ikinci aşamasında, hibrit dalgalı kanal yapısı sabit tutulmuş ve kanatçıkların etkisi incelenmiştir. DT hibrit dalgalı kanala üç farklı konfigürasyonda kanatçıklar ilave edilmiş ve bu kanalların hidrolik ve termal davranışı farklı Reynolds sayılarında ($2000 \leq Re \leq 10000$) incelenmiştir. Kanatçıklar V-tipi, Y-tipi ve hibrit tip olmak üzere DT hibrit dalgalı kanala yerleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, diğer tüm kanal yapıları ile karşılaştırılmıştır. Farklı parametreler için akış ve sıcaklık konturları görüntülenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasından elde edilen önemli bulgular aşağıda sunulmuştur:

- Düz kanal ile DT hibrit kanal karşılaştırıldığında, Nu değerinde yaklaşık 4,9 kat artış, ΔP 'de ise yaklaşık 15,8 kat artış gözlemlenmiştir.
- Hibrit oluklu kanal geometri (DD, DÜ, DT) ısı transferinde önemli kazanım sağlarken, sürtünme artışı kanatçıklara göre daha sınırlı kalmıştır.
- Sürtünme faktörü analizinde, en yüksek değer V-tipi kanatçıklı kanalda görülmüş, en düşük ise Y-tipi kanatçıklı yapıda elde edilmiştir.
- DT (dikdörtgen-trapez) hibrit dalgalı kanal, $Re = 6000$ değerinde kanatçık eklenmeden bile $PF = 2,96$ ile en yüksek performans faktörünü sunarak, sadece yüzey geometrisinin optimize edilmesinin ısı transferi açısından etkili olduğunu göstermiştir.

- DT hibrit dalgalı kanala Y-tipi kanatçık eklendiğinde, ısı transferi önemli ölçüde artmış; $Nu = 73,10$ 'a ulaşılmış, ancak $\Delta P = 259,39$ Pa ile sürtünme artışı da gözlenmiştir.
- V-tipi kanatçık, daha yüksek türbülans ve dolayısıyla $Nu = 73,90$ sağlarken, en yüksek basınç kaybına ($\Delta P = 280,66$ Pa) neden olmuştur.
- V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit kanal, $Re = 10000$ 'de $Nu = 73,90$ ile tüm kanallar arasında en yüksek ısı transferi değerine ulaşmış, ancak $\Delta P = 272,06$ Pa ile yüksek sürtünme göstermiştir.
- Tüm kanatçıklı sistemlerde, Re arttıkça PF değeri azalmış, hibrit kanatçıkta PF , $Re = 2000$ için 2,23 iken, $Re = 10000$ 'de 1,82'ye düşmüştür.
- Y-tipi kanatçıklı sistem, tüm kanatçıklı konfigürasyonlar içinde en dengeli termal-hidrolik performansı sunmuş ve $PF = 1,84$ ile V-tipi ve hibrit kanatçıklardan daha iyi sonuç vermiştir.

KAYNAKLAR

- Abu Talib, A.R. and Hilo, A.K. 2021. Fluid flow and heat transfer over corrugated backward facing step channel. *Case Studies in Thermal Engineering*, 24: 100862.
- Abugnah, E. K., Salim, W. S. W., Elfaghi, A. M. and Ngali, Z. 2022. Comparison of 2D and 3D modelling applied to single phase flow of nanofluid through corrugated channels. *CFD Letters*, 14: 128–139.
- Adıguzel, N. ve Gunduz, A. 2022. Theoretical analysis of new propeller type turbulator design in parallel flow double tube heat exchanger. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 12(1): 204–228.
- Ahmed, M., Yusoff, M., Ng, K. and Shuaib, N. 2014. Effect of corrugation profile on the thermal–hydraulic performance of corrugated channels using CuO–water, 4: 65-75.
- Ajeel, R. K., Sopian, K. and Zulkifli, R. 2021. A novel curved-corrugated channel model: thermal-hydraulic performance and design parameters with nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 120: 105037.
- Akcay, S. 2023a. Numerical study of turbulent heat transfer process in different wavy channels with solid and perforated baffles. *Heat Transfer Research*, 54: 18.
- Akçay, S. 2021. Investigation of thermo-hydraulic performance of nanofluids in zigzag channel with baffles. *Adıyaman Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15: 525–534.
- Akçay, S. 2022a. İçerisinde dik bölmeler bulunan trapez bir kanalda bölme yüksekliğinin akış ve ısı transferine etkisinin incelenmesi. *Bitlis Eren University Journal of Science*, 11(2): 478–489.

- Akçay, S. 2022b. Numerical analysis of heat transfer improvement for pulsating flow in a periodic corrugated channel with discrete V-type winglets. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 134: 105991.
- Akçay, S. 2023b. Heat transfer analysis of pulsating nanofluid flow in a semicircular wavy channel with baffles. *Sādhana*, 48(57).
- Akçay, S. and Akdag, U. 2023. Heat transfer enhancement in a channel with inclined baffles under pulsating flow: A CFD study. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 30(5): 61–79.
- Ali, M. M., Akhter, R. and Miah, M. M. 2021. Hydromagnetic mixed convective flow in a horizontal channel equipped with Cu–water nanofluid and alternated baffles. *International Journal of Thermofluids*, 12: 100118.
- Aliabadi, M.K., Hormonzi, F. and Zamzamian, A. 2014. Effects of geometrical parameters on performance of plate-fin heat exchanger: vortex-generator as core surface and nanofluid as working media. *Applied Thermal Engineering*, 70: 565–579.
- Alnak, Y. 2022. Üçgen biçimli kanatçık yüzeylerde ısı geçişinin nümerik olarak incelenmesi. *Muş Alparslan Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 3(1): 37–49.
- Al-Obaidi, A. R., & Alhamid, J. 2021. Investigation of flow pattern, thermohydraulic performance and heat transfer improvement in 3D corrugated circular pipe under varying structure configuration parameters with development different correlations. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 105394.
- Ameur, H., Sahel, D. and Menni, Y. 2021. Numerical investigation of the performance of perforated baffles in a plate-fin heat exchanger. *Thermal Science*, 25(5B): 3629–3641.
- Amrar, Z., Rabinovich, E., Baroukh, I., & Ziskind, G. 2022. Parametric study of heat transfer coefficient and friction factor in a corrugated channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 196, 123290.
- ANSYS Inc. 2015. ANSYS Fluent User Guide & Theory Guide– Release 15.0. USA.

- Boukhadia, K., Ameer, H., Sahel, D. and Bozit, M. 2018. Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 126: 172–180.
- Brodnianská, Z. and Kotšmíd, S. 2023. Heat transfer enhancement in the novel wavy shaped heat exchanger channel with cylindrical vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 220: 119720.
- Çengel, Y. A. 2010. *Fluid Mechanics*. Tata McGraw-Hill Education, New York.
- Çeri, B. ve Koca, T. 2022. Farklı açılı kanatçıklara sahip türbülatorlerin gaz yakıtlı kazanda kullanımının ısı transferine etkisi. *European Journal of Science and Technology*, 35: 161–167.
- Deylami, H. M., Sanaei, M. and Kouhi, K. R. 2013. Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in a corrugated channel. 771-780.
- El-Said, E. M. 2020. Numerical investigations of fluid flow and heat transfer characteristics in solar air collector with curved perforated baffles. *Engineering Reports*, 2(4): e12142.
- Fu, H., Sun, H., Yang, L., Yan, L., Luan, Y., & Magagnato, F. 2023. Effects of the configuration of the delta winglet longitudinal vortex generators and channel height on flow and heat transfer in minichannels. *Applied Thermal Engineering*, 227, 120401.
- Garelli, L., Rodriguez, G.R., Dorella, J.J. and Storti, M.A. 2019. Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 137: 360–369.
- Gholizadeh, A., Pourfallah, M., Gholina, M. and Armin, M. 2022. The role of nanofluids and fins in heat exchanger on waste energy recovery from a diesel engine: an experimental and numerical study. *Energy Reports*, 8: 13353–13368.
- Hassan, J.H. and Hameed, V.M. 2022. Evaluate the hydrothermal behavior in the heat exchanger equipped with an innovative turbulator. *South African Journal of Chemical Engineering*, 41: 182–192.
- Hassani, S.M., Khoshvaght-Aliabadi, M., Feizabadi, A., Rehman, S. and Alimoradi, A. 2020. Experimental and numerical analysis of curved turbulators in different arrangements through a rectangular channel. *Experimental Heat Transfer*, 35(1): 22–44.

- Hoang, T. T., Dinh, C. T., & Plourde, F. 2021. Large eddy simulation of the turbulence heat and mass transfer of pulsating flow in a V-sharp corrugated channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 166, 120720.
- Ibrahim, S., Aamir, N., Mousa, A.A.A., Hamam, H., Alhowaity, A., Ali, V., Ibrahim, M. and Saeed, T. 2022. Improving performance evaluation coefficient and parabolic solar collector efficiency with hybrid nanofluid by innovative slotted turbulators. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53: 102522.
- Islam, R. M. I., Hassan, N. M. S., Rasul, M. G., Gudimetla, P. V., Nabi, M. N., & Chowdhury, A. A. 2023. Effect of non-uniform wall corrugations on laminar convective heat transfer through rectangular corrugated tube by using graphene nanoplatelets/MWCN hybrid nanofluid. *International Journal of Thermal Sciences*, 187, 108166.
- Jaffal, H. M., Freegah, B., Hussain, A. A., & Hasan, A. 2021. Effect of the fluid flow fragmentation on the hydrothermal performance enhancement of a serpentine mini-channel heat sink. *Case Studies in Thermal Engineering*, 24, 100866.
- Kaood, A. and Hassan, M. A. 2020. Thermo-hydraulic performance of nanofluids flow in various internally corrugated tubes. *Chemical Engineering and Processing–Process Intensification*, 154: 108043.
- Karabulut, K. 2020. Heat transfer and pressure drop evaluation of different triangular baffle placement angles in cross-corrugated triangular channels. *Thermal Science*, 24(1).
- Khan, M., Shuja, S.Z., Yilbas, B.S. and Al-Qahtani, H. 2022. A case study on innovative design and assessment of a microchannel heat sink with various turbulators arrangements. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31: 101816.
- Khoshvaght-Aliabadi, M., Baneshi, Z. and Khaligh, S. F. 2017. Analysis on performance of nanofluid-cooled vortex-generator channels with variable longitudinal spacing among delta-winglets. *Applied Thermal Engineering*, 122: 1–10.
- Kumar, K., Kumar, R., Bharj, R. S. and Mondal, P. K. 2021. Irreversibility analysis of the convective flow through corrugated channels: a comprehensive review. *The European Physical Journal Plus*, 136(4): 1–40.

- Li, Z. and Gao, Y. 2017. Numerical study of turbulent flow and heat transfer in cross-corrugated triangular ducts with delta-shaped baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108: 658–670.
- Manca, O., Nardini, S. and Ricci, D. 2012. A numerical study of nanofluid forced convection in ribbed channels. *Applied Thermal Engineering*, 37: 280–292.
- Mohammed, H. A., Al-Shamani, A. N. and Sheriff, J. M. 2012. Thermal and hydraulic characteristics of turbulent nanofluids flow in a rib–groove channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39: 1584–1594.
- Naderifar, A., Nikian, M., Javaherdeh, K. and Borji, M. 2022. Numerical investigation of the effect of fins on heat transfer enhancement of a laminar non-Newtonian nanofluid flow through a corrugated channel. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147: 9779–9791.
- Navaei, A. S., Mohammed, H. A., Munisamy, K. M., Yarmand, H. and Gharehkhani, S. 2015. Heat transfer enhancement of turbulent nanofluid flow over various types of internally corrugated channels. *Powder Technology*, 286: 332–341.
- Nfawa, S. R., Talib, A. R. A., Masuri, S. U., Basri, A. A. and Hasini, H. 2019. Heat transfer enhancement in a corrugated-trapezoidal channel using winglet vortex generators. *CFD Letters*, 11(10): 69–80.
- Öğüt, E. B. ve Dilki, S. 2019. Dalgalı trapez plakalı ısı eşanjörü içindeki nanoakışkanların akış ve ısı transfer karakteristiklerinin incelenmesi. *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 10(3): 93–943.
- Promvonge, P., Promthaisong, P. and Skullong, S. 2020. Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151: 119351.
- Sabaghan, A., Edalatpour, M., Moghadam, M. C., Roohi, E. and Niazmand, H. 2016. Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: two-phase numerical simulation. *Applied Thermal Engineering*, 100: 179–189.
- Shafiei, H., Hekmat, M. H., & Saharkhiz, S. 2022. Comprehensive study of heat transfer enhancement in turbulent nanofluid flow in skewed corrugated channels. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44(12), 599.

- Shah, M.A., Pan, K., Ibrahim, M., Saeed, T. and Ibrahim, S. 2022. Numerical study and optimization of important parameters of non-Newtonian nanofluid turbulent flow in a channel with triangular vortex generators using artificial neural network. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 139: 94–106.
- Srivastava, K., & Sahoo, R. R. (2024). Effect of pitch and angle of attack on thermal performance of new envelope and delta vortex generators for TEG: An experimental and numerical approach. *International Journal of Thermal Sciences*, 195, 108671.
- Sun, Z., Zhang, K., Li, W., Chen, Q. and Zheng, N. 2020. Investigations of the turbulent thermal-hydraulic performance in circular heat exchanger tubes with multiple rectangular winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 168: 114838.
- Sungur, B. ve Topaloğlu, B. 2018. Boru içine yerleştirilen konik türbülator sayısının nümerik optimizasyonu. *Technological Applied Sciences NWSATAS*, 13(3): 208–218.
- Tahmasebian, I., Ghafouri, A., Assareh, E. and Moravej, M. 2022. Intensification of heat transfer of a wavy channel with a series of detachable vortex generators; numerical analysis with RANS model modification. *The European Physical Journal Plus*, 137 (6): 718.
- Tian, M. W., Khorasani, S., Moria, H., Pourhedayat, S. and Dizaji, H. S. 2020. Profit and efficiency boost of triangular vortex-generators by novel techniques. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119842.
- Tokgöz, N., Özbolat, V. ve Sahin, B. 2016. Investigation of heat transfer enhancement by using Al_2O_3 /water nanofluid in rectangular corrugated channel. *KSU Journal of Engineering Sciences*, 19(2): 42-51.
- Turgut, E. 2020. Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansının araştırılması. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 11(2): 481–490.
- Vengadesan, E., Thameensari, S., Manikandan, E.J. and Senthil, R. 2022. Experimental study on heat transfer enhancement of parabolic trough solar collector using a rectangular channel receiver. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 135: 107264.

- Wang, J., Yu, K., Ye, M., Wang, E., Wang, W. and Sunden, B. 2022. Effects of pin fins and vortex generators on thermal performance in a microchannel with Al_2O_3 nanofluids. *Energy*, 239, Part E, 122606.
- Wu, J., Liu, P., Liu, M., Liu, Z. and Liu, W. 2022. Thermo-hydraulic performance and exergy analysis of a fin-and-tube heat exchanger with sinusoidal wavy winglet type vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 172: 107279.
- Zhang, F., Bian, Y., Liu, Y., Pan, J., Yang, Y. and Arima, H. 2019. Experimental and numerical analysis of heat transfer enhancement and flow characteristics in grooved channel for pulsatile flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141: 1168–1180.
- Zhong, G., Chen, P., Liu, F. and Liu, Y. 2022. Numerical analysis on heat transfer performance of oscillating flow in wavy channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 172: 107279.
- Zontul, H., Hamzah, H., Kurtulmuş, N. and Şahin, B. 2021. Investigation of convective heat transfer and flow hydrodynamics in rectangular grooved channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126: 105366.

