
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ÜÇ TARAFINDAN SINIRLANDIRILMIŞ TEK ÇIKIŞLI ÇOKLU ÇARPAN JETLERİN FARKLI DİZİLİM VE GEOMETRİDE ÇIKINTILARI BULUNAN YÜZEYLERDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Hazar YÜKSEL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ŞUBAT 2025

ETİK BEYAN

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

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

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

Hazar YÜKSEL

07/02/2025

ÜÇ TARAFINDAN SINIRLANDIRILMIŞ TEK ÇIKIŞLI ÇOKLU ÇARPAN JETLERİN FARKLI DİZİLİM VE GEOMETRİDE ÇIKINTILARI BULUNAN YÜZEYLERDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Hazar YÜKSEL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2025

ÖZET

Çarpan akış, hava ile soğutma/ısıtma uygulamalarında en yüksek ısı transfer oranlarını sağlayabilir. Bu nedenle, çarpan jetlerin kullanıldığı termal yönetim çalışmalarında geniş bir uygulama alanı bulunmaktadır. Çarpma plakası üzerinde yapılan çeşitli yüzey modifikasyonları ile türbülans şiddeti ve yüzey alanındaki artış sayesinde çarpan jetlerin ısıl performansı artırılabilir. Ek olarak, çarpan jetler, nozul çapı, jet ile plaka arasındaki mesafe, nozul geometrisi, jet düzenlenmesi ve çarpma yüzeyindeki kanatçıkların geometrisi ve düzeni gibi çeşitli parametrelerden etkilenir. Ayrıca, plakadaki kanatçıklar, laminer sınır tabakasının türbülanslı sınır tabakaya geçişini etkileyerek ısı transferini önemli ölçüde artırabilir. Bu çalışmanın temel amacı, pürüzsüz yüzeyler ile silindirik, kare ve konik kanatçıklara sahip yüzeyler üzerindeki çarpan jetlerin ısı transferlerinin bir karşılaştırmasını sunmaktır. Bu nedenle, üç tarafı sınırlanmış tek girişli ve tek çıkışlı bir model için bir hesaplamalı çalışma yapılmış ve çoklu çarpan jetler kullanılmıştır. Re=6 000-36 0000 ve H/D_j =2-10 arasındaki jet-plaka aralığı için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Literatürdeki deneysel verilerle yapılan doğrulama, iyi bir uyum göstermiştir. Yüksek Reynolds sayılarında, pürüzsüz yüzeylere kıyasla silindirik kanatçık eklenmesiyle önemli bir artış sağlanabileceği gözlemlenmiştir.

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), çarpan akış, kanatçık, termal performans, ısı transferi
Sayfa Adedi : 115
Danışman : Doç. Dr. Tamer ÇALIŞIR

NUMERICAL INVESTIGATION OF FLOW AND HEAT TRANSFER ON SURFACES WITH DIFFERENT ARRANGEMENTS AND PROTRUSIONS IN MULTIPLE IMPINGING JETS WITH A SINGLE OUTLET ENCLOSED ON THREE SIDES

(M. Sc. Thesis)

Hazar YÜKSEL

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2025

ABSTRACT

Impinging flow can provide the highest heat transfer rates in air cooling/heating applications. Therefore, thermal management studies utilizing impinging jets have a wide range of application areas. The thermal performance of impinging jets can be enhanced through various surface modifications on the impingement plate, which increase turbulence intensity and surface area. Additionally, impinging jets are influenced by several parameters, including nozzle diameter, the distance between the jet and the plate, nozzle geometry, jet arrangement, and the geometry and configuration of fins on the impingement surface. Moreover, fins on the plate can significantly enhance heat transfer by affecting the transition of the laminar boundary layer to a turbulent boundary layer. The primary objective of this study is to present a comparison of the heat transfer performance of impinging jets on smooth surfaces and surfaces with cylindrical, square, and conical fins. Therefore, a computational study was conducted for a model with a single inlet and a single outlet, enclosed on three sides, using multiple impinging jets. Simulations were performed for a jet-to-plate spacing range of H/D_j = 2–10, and Re = 6 000–36 000. The validation with experimental data from the literature showed good agreement. At high Reynolds numbers, a significant increase in heat transfer was observed with the addition of cylindrical fins compared to smooth surfaces.

Science Code	:	91412
Key Words	:	Computational fluid dynamics (CFD), impinging flow, fin, thermal performance, heat transfer
Page Number	:	115
Supervisor	:	Assoc. Prof. Dr. Tamer ÇALIŞIR

TEŞEKKÜR

Sevgili Annem ve Babama, bu süreçte bana gösterdikleri sınırsız destek, sevgi ve güven için teşekkür ederim. Hayatımın bu önemli adımını atarken her zaman yanımda oldular ve bana cesaret verdikleri için sonsuz minnettarım. Onlar olmasa bugünlere gelemezdim.

Tez komitesinde yer alan hocam Sayın Prof. Dr. Kamil ARSLAN'a katkı ve yorumlarıyla çalışmama değer kattığı için teşekkür ederim.

Değerli yorumlarını, mühendislik bilgisini ve tecrübelerini bana aktarmaktan çekinmeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Hüseyin TOPAL'a teşekkür ediyorum.

Çalışmam süresince bilgi, rehberlik ve destekleriyle bana yol gösteren değerli danışman hocam Sayın Doç. Dr. Tamer ÇALIŞIR'a en derin teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez ailemin ve değerli hocalarımın desteği olmadan mümkün olmazdı.

FYL-2024-8906 numaralı BAP projemizi desteklediği için de Gazi Üniversitesi BAP birimine teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xvi

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR TARAMASI 5

3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER VE PROBLEMİN TANIMI 27

3.1. Matematiksel Denklemler 27

3.1.1. Korunum denklemleri 28

3.1.2. Türbülans denklemleri 29

3.2. Fiziksel Model 32

3.3. Sayısal Model 33

3.3.1. Sonlu hacimler yöntemi 33

3.3.2. Ansys fluent paket programı 33

3.4. Doğrulama Çalışması 35

3.4.1. Referans geometri 35

3.4.2. Hesaplama ağı 37

4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR 41

4.1. Parametrik Çalışmada Kullanılan Geometriler 41

4.2. Hücre Sayısından Bağımsızlaştırma 44

Sayfa

4.3. Etkisi İncelenen Parametreler 49
4.3.1. H/D etkisi 52
4.3.2. Reynolds sayısı etkisi 59
4.3.3. H_{kanal} etkisi 64
4.3.4. Jet sayısı etkisi 70
4.3.5. Jet çapı etkisi 80
4.4. Parametrelerin Veriye Etkisi 89
4.5. Kanatçıklı Yüzeylerde Akış ve Isı Transferi Sonuçları 91
4.6. Tüm Sonuçların Değerlendirilmesi 100
4.7. Korelasyonlar 104
4.7.1. Düz yüzeyler için korelasyon 104
5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME 107
KAYNAKLAR 109
ÖZGEÇMİŞ 115

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.1. Çalışılan parametre tablosu..... 50

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Fan ile soğutma 1

Şekil 1.2. Çarpan jet ile soğutma 2

Şekil 1.3. Isı boruları ile soğutma 2

Şekil 1.4. Örnek çoklu çarpan jet ve üç tarafından sınırlandırılmış model 3

Şekil 1.5. Yüzey üzerindeki kanatçık boyutlarının etkisi 4

Şekil 2.1. Çarpan akış görsel 5

Şekil 2.2. Kumar vd. (2020) tarafından yapılan çalışmadaki çıkıntı geometrileri 6

Şekil 2.3. Salman vd. (2022) tarafından yapılan çalışmanın şematik görüntüsü 6

Şekil 2.4. Goel ve Singh (2019) tarafından yapılan çalışmanın şematik görseli 8

Şekil 2.5. Moshery (2021) yapmış olduğu çalışmanın şematik görünümü 11

Şekil 2.6. Singh ve diğerleri (2020) yapmış oldukları çalışmanın görseli 12

Şekil 2.7. Matheswaran (2018) yapmış olduğu çalışmanın şematik görseli 13

Şekil 2.8. Sharma ve diğerleri (2022) yapmış oldukları çalışmanın görseli 14

Şekil 2.9. Pazarlıoğlu vd. (2022) tarafından yapılan çalışmanın görseli 15

Şekil 2.10. Vinze ve diğerleri (2019) çalışmalarının şematik gösterimi 17

Şekil 2.11. Tan ve diğerleri (2017) çalışmalarının şematik gösterimi 18

Şekil 2.12. Parsa ve arkadaşları (2021) yaptıkları çalışmanın şematik gösterimi 21

Şekil 2.13. Çalışır ve arkadaşları (2017) yaptıkları çalışmanın şematik gösterimi 22

Şekil 2.14. Chang ve Shen (2019) deneysel çalışmalarının görseli, şematik çizimleri .. 23

Şekil 2.15. Jing ve arkadaşları (2018) şematik çizimler 24

Şekil 2.16. Çalışkan ve Başkaya (2012) çalışmalarının şematik çizimleri 25

Şekil 3.1. Analiz geometrisinin şematik gösterimi 35

Şekil 3.2. Doğrulama geometrisi 3 boyutlu modeli 37

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.3. Örnek ağ yapısı 38

Şekil 3.4. Referans geometri modellenerek yapılan çalışma 39

Şekil 3.5. Hücre sayısı- Ortalama Nusselt sayısı 40

Şekil 4.1. Üst ve yan görünüş, 6 x 4 jet diziliminde Dj=6 mm..... 42

Şekil 4.2. Sınır Şartları (a) Alttan görünüş (b) Sağdan görünüş 43

Şekil 4.3. Ana geometri için hücre sayısı bağımsızlığı grafiği, hücre sayısı ile ortalama Nusselt Sayısı ve y+ değerleri 45

Şekil 4.4. Tüm yüzeyler için örnek y+ kontürü 45

Şekil 4.5. Ağ yapısı kesitleri (Hücre Sayıları): (a) 2 190 000 (b) 3 000 000 (c) 3 900 000 (d) 7 2400 000..... 47

Şekil 4.6. Sıcaklık kontürleri (Hücre Sayıları): (a) 2 190 000 (b) 3 000 000 (c) 3 900 000 (d) 7 2400 000..... 47

Şekil 4.7. Monitör (a) Sıcaklık (b) Basınç (c) Artık değerler 48

Şekil 4.8. Jetlerin üst görünüşü, 6 x 4 jet diziliminde D_j=6 mm..... 50

Şekil 4.9. Jetlerin üst görünüşü, 12 x 8 jet diziliminde D_j =6 mm..... 51

Şekil 4.10. Jetlerin üst görünüşü, 6 x 4 jet diziliminde D_j =12 mm..... 51

Şekil 4.11. Re=6 000 ve H_{kanal} = 0,009 m için sıcaklık kontürleri (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j=6 (e) H/D_j=8 (f) H/D_j=10..... 53

Şekil 4.12. Re = 6 000 ve H_{kanal} = 0,035 m için sıcaklık kontürleri (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j=6 (e) H/D_j=8 (f) H/D_j=10..... 54

Şekil 4.13. Re=36 000 ve H_{kanal}=0,009 m için sıcaklık kontürleri (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j=6 (e) H/D_j=8 (f) H/D_j=10..... 55

Şekil 4.14. Re=36 000 ve H_{kanal}=0,035 m için sıcaklık kontürleri (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j=6 (e) H/D_j=8 (f) H/D_j=10..... 56

Şekil 4.15. Re=36 000 ve H_{kanal}=0,035 m için hız ve sıcaklık kontürleri (a)H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j=6 (e) H/D_j=8 (f) H/D_j=10 57

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.16. H/D_j sayısının değişiminin Nusselt sayısına etkisi (a) H_{kanal}=0,009 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (b) H_{kanal}=0,017 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (c) H_{kanal}=0,026 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (d) H_{kanal}=0,035 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (e) H_{kanal}=0,009 JetX=4 JetY=6 D_j=12 (f) H_{kanal}=0,017 JetX=4 JetY=6 D_j=12 (g) H_{kanal}=0,026 JetX=4 JetY=6 D_j=12 (h)H_{kanal}=0,035 JetX=8 JetY=12 D_j=6(i)H_{kanal}=0,009 JetX=8 JetY=12 D_j=6 (j)H_{kanal}=0,017 JetX=8 JetY=12 D_j=6(k)H_{kanal}=0,026 JetX=8 JetY=12 D_j=6 (l) H_{kanal}=0,035 JetX=8 JetY=12 D_j=6..... 58

Şekil 4.17. H/D_j= 2 H_{kanal}=0,035 m için sıcaklık kontürleri (a)Re= 6 000 (b)Re=12 000 (c)Re=18 000 (d) Re=24 000 (e) Re=30 000 (f) Re=36 000 60

Şekil 4.18. H/D_j= 2 H_{kanal}=0,035 m için sıcaklık ve hız kontürleri (a)Re= 6 000 (b) Re=12 000 (c) Re=18 000 (d) Re=24 000 (e) Re=30 000 (f) Re=36 000 ... 61

Şekil 4.19. Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı grafikleri (a) H_{kanal}=0,009 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (b) H_{kanal}=0,017 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (c) H_{kanal}=0,026 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (d) H_{kanal}=0,035 JetX=4 JetY=6 D_j=6 (e) H_{kanal}=0,009 JetX=4 JetY=6 D_j=12 (f)H_{kanal}=0,017 JetX=4 JetY=6 D_j=12(g)H_{kanal}=0,026 JetX=4 JetY=6 D_j=12(h)H_{kanal}=0,035 JetX=8JetY=12 D_j=6(i)H_{kanal}=0,009 JetX=8 JetY=12 D_j=6(j)H_{kanal}=0,017 JetX=8 JetY=12 D_j=6 (k)H_{kanal}=0,026 JetX=8 JetY=12 D_j=6 (l) H_{kanal}=0,035 JetX=8 JetY=12 D_j=6..... 62

Şekil 4.20. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} için JetX=4, JetY=6 D_j=6 mm, (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j= 6 (e) H/D_j= 8 (f) H/D_j= 10..... 65

Şekil 4.21. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} için JetX=4, JetY=6 D_j=12 mm, (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j= 6 (e) H/D_j= 8 (f) H/D_j= 10..... 66

Şekil 4.22. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} için JetX=8, JetY=12 D_j=6 mm, (a) H/D_j=2 (b) H/D_j=4 (c) H/D_j=5 (d) H/D_j= 6 (e) H/D_j= 8 (f) H/D_j= 10..... 67

Şekil 4.23. Re = 6 000, H/D_j= 1 için sıcaklık kontürleri (a) H_{kanal}= 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal}=0,035 m..... 68

Şekil 4.24. Re = 6 000, H/D_j= 2 için sıcaklık kontürleri (a) H_{kanal}= 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal}=0,035 m..... 68

Şekil 4.25. Re = 36 000, H/D_j= 2 için sıcaklık kontürleri (a) H_{kanal}= 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal}=0,035 m..... 69

Şekil 4.26. Re = 6 000, H/D_j= 10 için sıcaklık kontürleri (a) H_{kanal}= 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal}=0,035 m..... 69

Şekil 4.27. Re = 36 000, H/D_j= 10 için sıcaklık kontürleri (a) H_{kanal}= 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal}=0,035 m..... 70

Şekil 4.28. Sabit H/D_j, 36 000 Reynolds için sıcaklık kontürü ve akış çizgisi (a) D_j = 6 mm ve (b) D_j = 12 mm..... 71

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.29. Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı değişimi JetX = 4, JetY= 6 ve JetX = 8, JetY= 12 D_j = 6 mm, (a) H_{kanal} = 0,009 H/D_j = 2 (b) H_{kanal} = 0,017 H/D_j =2 (c) H_{kanal} = 0,026 H/D_j =2 (d) H_{kanal} = 0,035 H/D_j =2 (e) H_{kanal} = 0,009 H/D_j =4 (f) H_{kanal} = 0,017 H/D_j= 4 (g) Hkanal = 0,035 H/D_j = 4 (h) 8 x 12 H/Dj 6 (i) H_{kanal} = 0,009 H/D_j = 8 (j) H_{kanal} = 0,017 H/D_j = 8 (k) H_{kanal} = 0,026... 72

Şekil 4.30. 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m için sıcaklık kontürleri (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j=2 (c) 4 x 6 H/D_j=4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j= 5 (g) 4 x 6 H/D_j=6 (h) 8 x 12 H/D_j 6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j =8 (k) 4 x 6 H/D_j=10 (l) 8 x 12 H/D_j=10..... 73

Şekil 4.31. 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m için sıcaklık kontürleri (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j=2 (c) 4 x 6 H/D_j=4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j= 5 (g) 4 x 6 H/D_j=6 (h) 8 x 12 H/D_j 6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j =8 (k) 4 x 6 H/D_j=10 (l) 8 x 12 H/D_j=10..... 75

Şekil 4.32. 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m için sıcaklık kontürleri (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j=2 (c) 4 x 6 H/D_j=4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j= 5 (g) 4 x 6 H/D_j=6 (h) 8 x 12 H/D_j 6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j =8 (k) 4 x 6 H/D_j=10 (l) 8 x 12 H/D_j=10..... 77

Şekil 4.33. 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m için sıcaklık kontürleri (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j=2 (c) 4 x 6 H/D_j=4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j= 5 (g) 4 x 6 H/D_j=6 (h) 8 x 12 H/D_j 6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j =8 (k) 4 x 6 H/D_j=10 (l) 8 x 12 H/D_j=10..... 78

Şekil 4.34. D_j = 6 mm ve D_j = 12 mm için sabit H/ D_j oranında, Re = 36 000'de sıcaklık kontürü ve akış çizgisi karşılaştırması 80

Şekil 4.35. Farklı Dj'ler için Nusselt – Reynolds sayısı karşılaştırma grafikleri 80

Şekil 4.36. H_{kanal}=0,009 m ve 6 000 Reynolds için sıcaklık kontürleri (a) D_j=6mm H/D_j=2 (b)D_j=12 mm H/D_j=2 (c D_j=6mm H/D_j=4 (d) D_j=12 mm H/D_j=4 (e)D_j=6mm H/D_j =5 (f)D_j=12 mm H/D_j =5 (g) D_j=6mm H/Dj=6 (h) D_j = 12mm H/Dj = 6 (i) D_j= 6mm H/Dj = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j=6mm H/ D_j=10 (l) D_j=12mm H/D_j=10..... 82

Şekil 4.37. H_{kanal}=0,035 m ve 6 000 Reynolds için sıcaklık kontürleri (a) D_j=6mm H/D_j=2 (b)D_j=12 mm H/D_j=2 (c D_j=6mm H/D_j=4 (d) D_j=12 mm H/D_j=4 (e)D_j=6mm H/D_j =5 (f)D_j=12 mm H/D_j =5 (g) D_j=6mm H/Dj=6 (h) D_j = 12mm H/Dj = 6 (i) D_j= 6mm H/Dj = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j=6mm H/ D_j=10 (l) D_j=12mm H/D_j=10..... 84

Şekil 4.38. H_{kanal}=0,009 m ve 36 000 Reynolds için sıcaklık kontürleri (a) D_j=6mm H/D_j=2 (b)D_j=12 mm H/D_j=2 (c D_j=6mm H/D_j=4 (d) D_j=12 mm H/D_j=4 (e)D_j=6mm H/D_j =5 (f)D_j=12 mm H/D_j =5 (g) D_j=6mm H/Dj=6 (h) D_j = 12 mm H/Dj = 6 (i) D_j= 6mm H/Dj = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j=6mm H/ D_j=10 (l) D_j=12mm H/D_j=10..... 85

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.39. H_{kanal}=0,035 m ve 36 000 Reynolds için sıcaklık kontürleri (a) D_j=6mm H/D_j=2 (b)D_j=12 mm H/D_j=2 (c D_j=6mm H/D_j=4 (d) D_j=12 mm H/D_j=4 (e)D_j=6mm H/D_j =5 (f)D_j=12 mm H/D_j =5 (g) D_j=6mm H/Dj=6 (h) D_j = 12mm H/Dj = 6 (i) D_j= 6mm H/Dj = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j=6mm H/ D_j=10 (l) D_j=12mm H/D_j=10 87

Şekil 4.40. Düz yüzeyler için PEC ve Reynolds sayısı grafiği karşılaştırması..... 90

Şekil 4.41. Kare çıkıntının şematik görseli 92

Şekil 4.42. Silindir çıkıntının şematik görseli 92

Şekil 4.43. Konik çıkıntının şematik görseli 93

Şekil 4.44. Değişen kanatçık yüksekliklerinde Nusselt sayısı (a) Re=6 000 (b) Re = 12 000 (c) Re=18 000 (d) Re=24 000 (e) Re=30 000 (f) Re=36 000 94

Şekil 4.45. Konik çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 6 000 için sıcaklık kontürleri (a) Hr = 2 mm (b) Hr = 3 mm (c) Hr = 4 mm (d) Hr = 5 mm 95

Şekil 4.46. Konik çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 6 000 için hız ve sıcaklık kontürleri (a) Hr = 2 mm (b) Hr = 3 mm (c) Hr = 4 mm (d) Hr = 5 mm..... 95

Şekil 4.47. Konik çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 36 000 için hız ve sıcaklık kontürleri (a) Hr = 2 mm (b) Hr = 3 mm (c) Hr = 4 mm (d) Hr = 5 mm..... 96

Şekil 4.48. Silindir çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 6 000 için sıcaklık kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm 96

Şekil 4.49. Silindir çıkıntı konfigürasyonunda Re= 6 000 için sıcaklık ve hız kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm.. 97

Şekil 4.50. Silindir çıkıntı konfigürasyonunda Re= 36 000 için sıcaklık ve hız kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm..... 97

Şekil 4.51. Silindir çıkıntı konfigürasyonunda Re= 36 000 için sıcaklık kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm 98

Şekil 4.52. Kare çıkıntı konfigürasyonunda Re= 6 000 için sıcaklık kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm 98

Şekil 4.53. Kare çıkıntı konfigürasyonunda Re= 36 000 için sıcaklık kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm 99

Şekil 4.54. Kare çıkıntı konfigürasyonunda Re= 36 000 için sıcaklık ve hız kontürleri (a) Hr = 1 mm (b) Hr = 1,5 mm (c) Hr = 2 mm (d) Hr = 3 mm..... 99

Şekil 4.55. Tüm analizler için oluşturulan Nusselt ile Reynolds sayısı grafiği 101

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.56. Tüm analizler için oluşturulan ΔP vs Reynolds sayısı grafiği 102

Şekil 4.57. Tüm analizler için oluşturulan PEC ile Reynolds sayısı grafiği 103

Şekil 4.58. Düz yüzeyler için Nu korelasyonu 105

Şekil 4.59. Düz yüzeyler için PEC korelasyonu 106

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	**Açıklamalar**
$\mathbf{D_j}$	Jet Çapı
$\mathbf{H_{kanal}}$	Giriş kanalı yüksekliği
h	Taşınım ısı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
$\mathbf{H/D_j}$	Boyutsuz nozul – plaka mesafesi
K	Kelvin
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m.K)
Nu	Nusselt sayısı,
q”	Plaka yüzeyindeki sabit ısı akısı (W/m^2)
$\boldsymbol{\nu}$	Kinematik viskozite (m^2/s)
x, y, z	Koordinat eksenleri
$\overline{\boldsymbol{U}}, \overline{\boldsymbol{V}}, \overline{\boldsymbol{W}}$	Ortalama hız bileşenleri (m/s)
$\boldsymbol{u'}, \boldsymbol{v'}, \boldsymbol{w'}$	Salınım hızı bileşenleri (m/s)
Re	Reynolds sayısı
$\boldsymbol{\mu_t}$	Edi viskozitesi
$\boldsymbol{\mu}$	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ρ	Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
x, y, z	Koordinat eksenleri
$\mathbf{y^+}$	Duvardan boyutsuz uzaklık

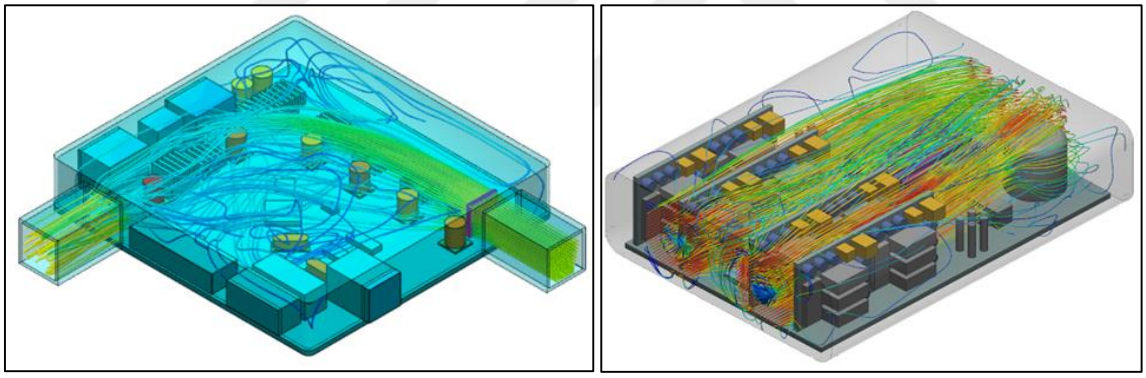
Kısaltmalar	**Açıklamalar**
CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LDA	Laser-Doppler Anemometri
PEC	Performance Evaluation Criteria
SAH	Solar Air Heater
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation

Kısaltmalar	Açıklamalar
SST	Shear Stress Transport

1. GİRİŞ

Günümüzde, elektronik cihazlarda, çalışmalarına bağlı olarak yüksek seviyede ısı açığa çıkmaktadır. Açığa çıkan yüksek ısı sonucu, elektronik cihazların sıcaklıkları artmaktadır. Artan sıcaklığa bağlı olarak elektronik cihazların çalışma performanslarında ve kullanım ömürlerinde azalma görülmektedir. Bu nedenle, elektronik cihazların etkili ve verimli soğutulması gereklidir. Elektronik cihazların (Şekil 1.1) soğutulması için, çarpan akışla soğutma (Şekil 1.2) ısı borularıyla soğutma (Şekil 1.3) sıvı ile soğutma gibi çeşitli ısı transferi yöntemleri gibi kullanılmaktadır

Çarpan akış (Şekil 1.2) ile soğutma, aktif soğutma yöntemleri arasında en etkili yöntemler arasında yer almaktadır. Çarpan akışlı jetlerde, nozul çapı, jet-plaka mesafesi, nozul geometrisi, jet dizilimi, yüzey üzerindeki kanatçık geometrileri ve dizilimleri gibi çeşitli değişimler akış ve ısı transferini etkilemektedir.

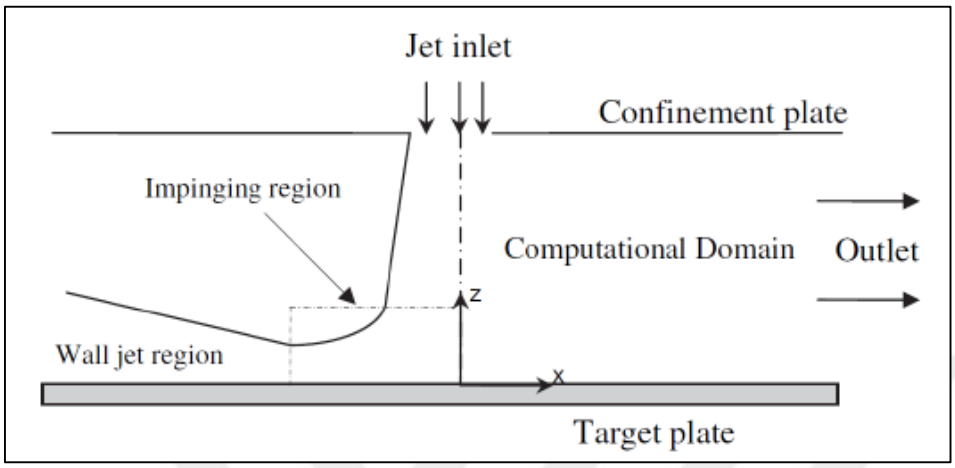


Şekil 1.1. Fan ile soğutma

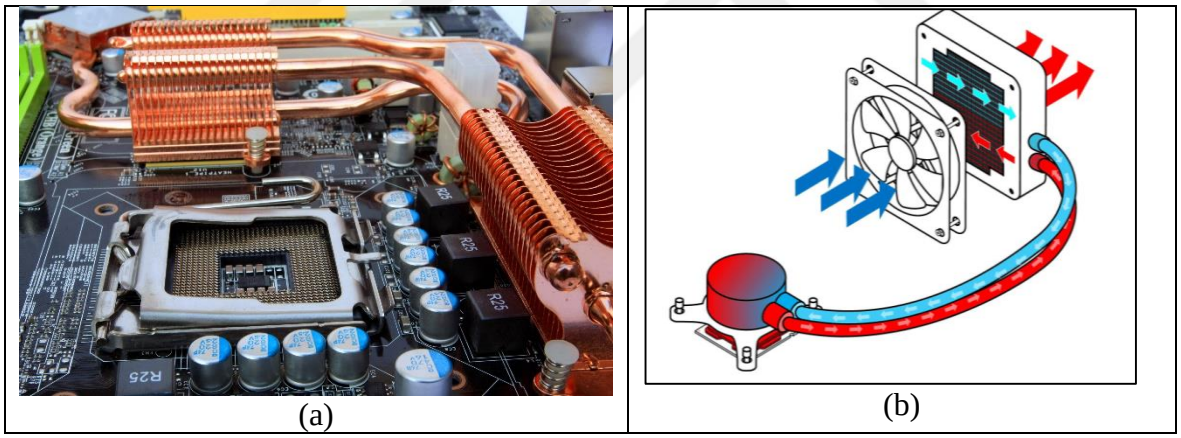
Isı transferi ve akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümü için üç farklı yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden birincisi analitik çözüm yöntemidir. Analitik çözüm yönteminde çeşitli diferansiyel denklemler ve sınır şartları kullanılarak basit geometrilerin çözümler elde edilebilir. İkinci yöntem ise deneysel çalışma metodudur.

Deneysel metotta kurulum ve ölçüm maliyetleri önemli bir dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır ve parametre değişimi zorlayıcı olmaktadır. Üçüncü yöntem ise hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), sonlu hacimlere bölünmüş çözüm ağında çeşitli akışkan ve ısı transferi denklemlerini sayısal olarak hesaplanarak gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmesidir.

HAD yönteminin diğer yöntemlere göre üstünlüğü parametrelerin kolaylıkla değiştirilebilmesidir. Bilgisayarların çözüm kapasitesinin de artmasıyla HAD sıklıkla tercih edilen bir analiz yöntemi haline gelmiştir.



Şekil 1.2. Çarpan jet ile soğutma (Çalışır ve arkadaşları (2017)

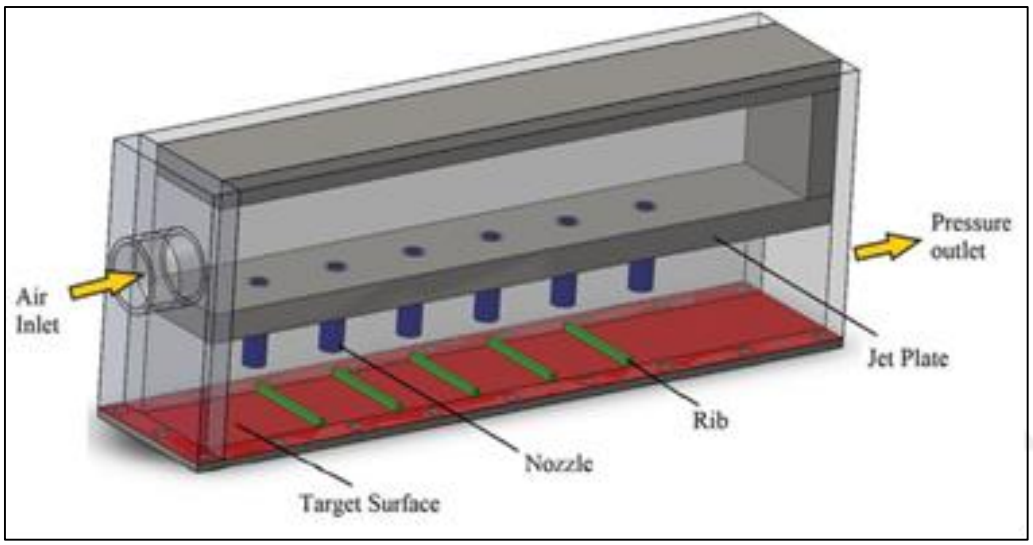


Şekil 1.3. Isı boruları ile soğutma

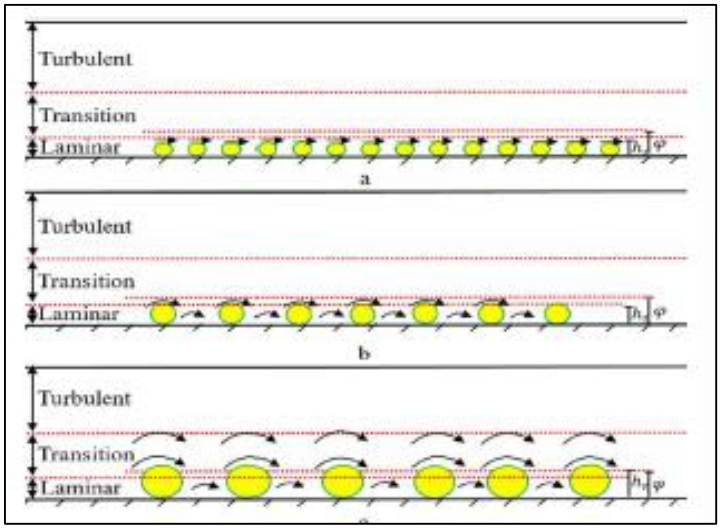
Araştırmanın Amacı: Isı transferinin öne çıkan endüstriyel uygulamalarından bir tanesi elektronik elemanların ısıl olarak kontrol edilmesidir. Elektronik sanayinin her geçen gün gelişmesi ile artan ısı akıları için birçok farklı yöntem kullanılmıştır. Konvansiyonel hava ile soğutma yöntemleri ise sınırlı oranda soğutma sağlamakla birlikte, daha gelişmiş soğutma çözümleri yüksek ısı akısına sahip elektronik elemanların soğutulmasında rağbet görmektedir. Bu anlamda, çarpmalı jetler ile soğutulması veya ısıtılması istenen yüzeylerde umut vaat eden yöntemlerden bir tanesidir.

Kanatçıklı yüzeylerin plakada oluşan laminer sınır tabakayı etkileyerek türbülans sınır tabakaya geçişini sağlamasıyla ısı transferini önemli oranda artırabilmektedir (Şekil 1.5).

Mevcut tezin amacı, çoklu çarpan akışlı jetlerle üç taraftan sınırlandırılmış tek çıkışlı (Şekil 1.4) farklı dizilim ve farklı geometrilerde değişik kanatçıklar bulunan yüzeydeki ısı transferini sayısal olarak modellemektir. Yapılan çalışmada, daha önce araştırma konusu edilmemiş çeşitli farklı boyut, dizilim ve geometrik şekillerdeki kanatçıklar içeren yüzeylerin ısı transferi ve akış alanı analiz edilmiştir.



Şekil 1.4. Örnek çoklu çarpan jet ve üç tarafından sınırlandırılmış model (Tepe ve diğerleri (2020)



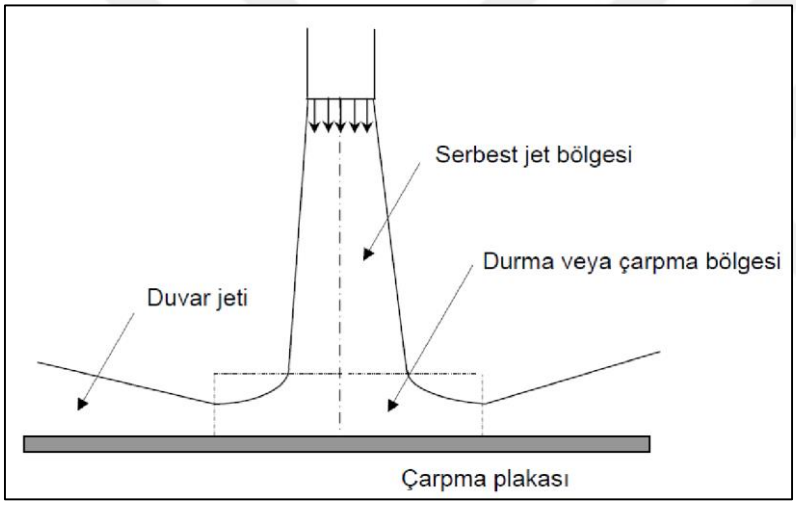
Şekil 1.5. Yüzey üzerindeki kanatçık boyutlarının etkisi (Kumar vd, 2023)

Çalışmalar sırasında, öncelikli olarak tek girişli ve tek çıkışlı çoklu çarpan jetlere sahip düz yüzeylerdeki en verimli konfigürasyon araştırılmıştır. Bu konfigürasyonda çeşitli jet sayıları ve toplam jet alanları, farklı H/D_j mesafeleri ve farklı hidrolik çaplarında analizler yapılmıştır. Bu analizlerdeki hedef en yüksek Nusselt sayısı ile en düşük basınç düşüşü olan konfigürasyonu bulmaktır. En verimli konfigürasyon seçildikten sonra bu konfigürasyonda silindirik, kare ve konik olmak üzere farklı kanatçık geometrilerinde akış ve ısı transferi incelenecektir. Bununla birlikte, kanatçık yüksekliğinin, Reynolds sayısı ve kanatçık diziliminin akış ve ısı transferine etkileri irdelenmiştir. İncelenmiş kanatçık geometrileri ve dizilimleri ile ilgili çok fazla bilgi bulunmamasından dolayı mevcut çalışma sonucunda elde edilmiş olan veriler ile literatüre önemli katkıların sunulması hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

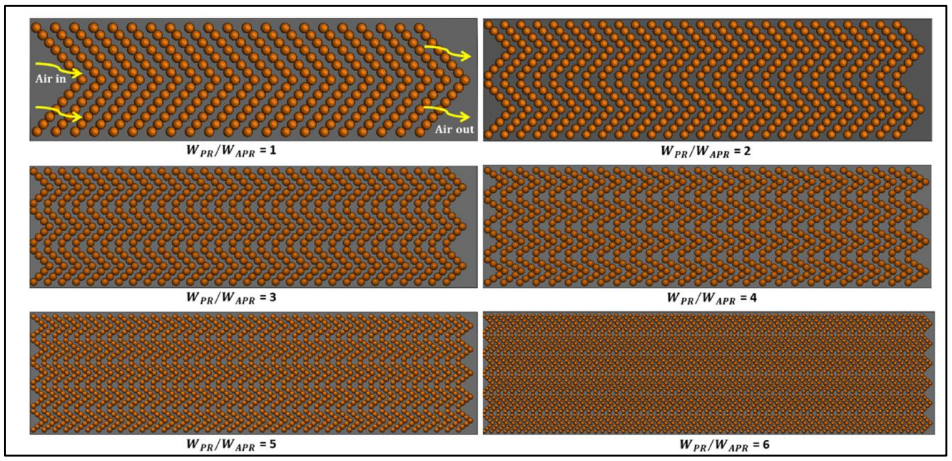
Bu bölümde çarpan akışkan jetleri ile ilgili literatürde bulunan çalışmalar ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Çarpan jetlerle ilgili uzun yıllardır popülerliğini koruyan ve birçok alanda uygulaması olan bir alan olarak karşımıza çıkmaktadır (Şekil 2.1). Bu çalışma kapsamında genel olarak çarpan jetlerin kanatçıklı yüzeyler üstündeki ısıl etkiler ve akış özellikleri üzerine araştırma yapılmıştır. Literatür çalışmalarında deneysel ve sayısal çalışmalar irdelenmiş ve ayrıntılı olarak sunulmuştur.



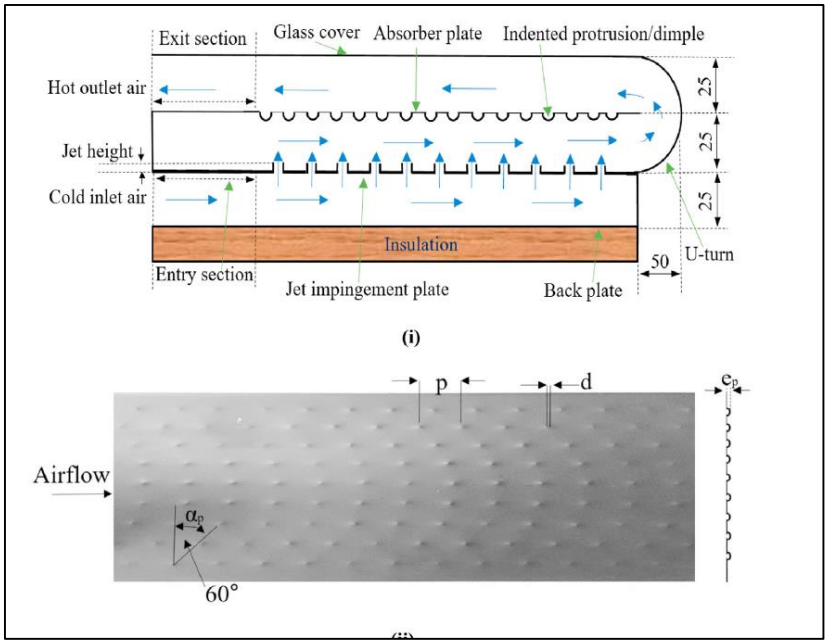
Şekil 2.1. Çarpan akış görsel

Kumar ve arkadaşları (2020) bir güneş paneli üstünde V şeklinde düzenlenmiş kanatçıklı yüzeyinin çoklu çarpmalı jetler kullanılması durumundaki ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada birçok farklı parametre ve farklı kanatçık düzenlemesini irdelemişlerdir. Kumar ve arkadaşlarının çalışmasında, 25 00-35 000 Re aralığında, sabit jet çapı/hidrolik çap oranında ve H yüksekliğinde, sabit ısı akısında ve 45-85 derece alfa açısı parametrelerinde deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. V şeklinde düzenlenmiş kanatçık kullanımının ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir (Şekil 2.2). Bu parametreler ile yapılan çalışmada verim değeri 3,44 kat artış göstermiştir.



Şekil 2.2. Kumar ve diğerleri (2020) tarafından yapılan çalışmadaki çıkıntı geometrileri

Salman vd. (2022) çift geçişli bir güneş enerjili ısı kolektöründe kullanılan kanatçıkların geometrik özelliklerini çarpmalı jet altında irdelemişlerdir. Re sayısı 2 500-22 500 aralığında, sabit D_j/D_h oranında, değişken 0,11-0,44 arasında değişen kanal yüksekliği hidrolik çap oranında ve 60 derece hücum açısında gerçekleştirdikleri çalışma sonucunda Re sayısının 2 500-15 000 aralığında ısı transferinin arttığını sonrasında azalma gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Çalışmaya ait şematik görsel Şekil 2.3'te sunulmuştur.



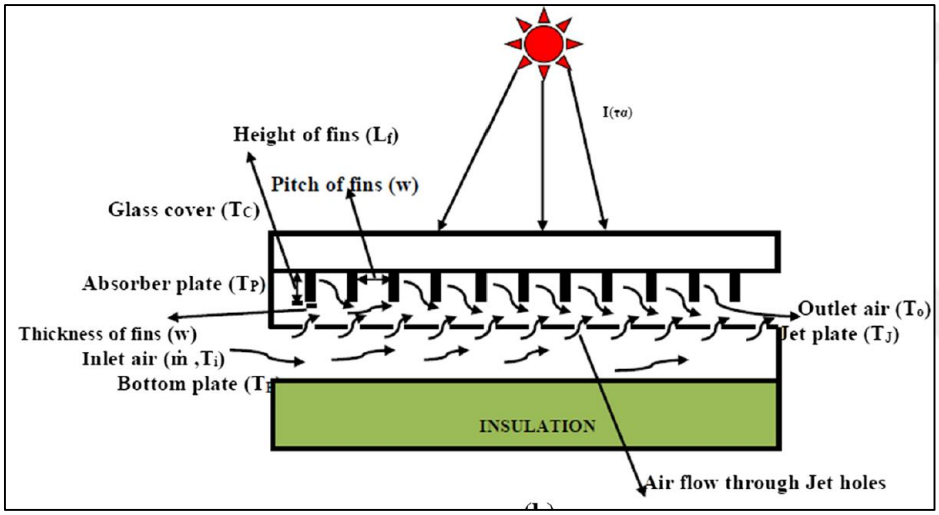
Şekil 2.3. Salman vd. (2022) tarafından yapılan çalışmanın şematik görüntüsü

Bir güneş kolektörü absorber yüzeyinde yay şeklinde kanatçıklarının kullanılarak çarpmalı jetler altındaki ısı transferini deneysel olarak Kumar ve çalışma ark. [12] incelemişlerdir. Bu çalışma, tekil ayrık yay şeklindeki kanatçıklar tipinde yapay pürüzlerin jet darbesiyle çalışan bir güneş termal kolektörünün performansı üzerindeki etkisini incelemektedir. Çalışmada, parametrik değişimlerin Nusselt sayısı sürtünme faktörü ve termohidrolik performans üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Deney sırasında yay ve kanatçıkların uzunluğu 0 mm'den 300 mm'ye kadar 100 mm'lik artışlarla değiştirmişlerdir. Reynolds sayısı ise 3 000'den 19 000'e kadar çalışılmıştır. Yapay pürüzlü bir plakaya sahip bir güneş termal kolektörünün Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri, pürüzsüz bir plakaya göre sırasıyla 5,25 ve 5,98 kat artış göstermiştir. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termohidrolik performans için en uygun sonuçlar Ssdr = 0 mm'de elde edilmiştir. Maksimum termohidrolik performans değeri ise 2,9 kat olarak literatüre geçirilmiştir.

Tepe ve arkadaşları (2020) yapmış oldukları çalışmada tek girişli ve tek çıkışlı üç tarafından sınırlandırılmış bir sistem kullanarak çarpan akış yöntemi ile akış ve ısı transferini incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada, değişik boyutlarda uzatılmış jetler ile yüzey üzerindeki kare kanatçıklar ile ısıtılan yüzey üzerindeki ısı transferini araştırmışlardır. Jet çarpması ile soğutma sisteminde altı sıralı jet dizilimi incelenmiş olup, jet delikleri, nozullar aracılığıyla hedef yüzeye doğru uzatılmıştır. Farklı boyutsuz nozul-yüzey aralıkları (Gj/Dj=1, 2, 3, 4 ve 5 test edilerek, bu parametrenin ısı transferi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Isı transferini artırmak amacıyla hedef yüzeye kare kesitli kanatçıklar yerleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, boyutsuz kanatçık yüksekliği Hr/Dj=0.42 olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, SST k-ω türbülans modelinin deneysel verileri başarılı bir şekilde temsil ettiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, uzatılmış jet deliklerinin uygulanmasının, jet çarpması ile soğutma sistemlerinin pratik uygulamalarında verimli bir yöntem olabileceği gösterilmiştir.

Zhang ve diğerleri (2013) PIV ile ölçüm ve sayısal yöntemlerini kullanarak tek bir çarpmalı jetin kanatçıklı yüzey üzerine çarptırılmasının akış ve ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Farklı parametreler altında akış yapısını irdelemişlerdir. Reynolds sayıları 5 000, 10 000 ve 23 000, D_j/D oranı 0,318, 0,5 ve 1,045, H/D_j ise sabit 2 alınarak çalışmalar yürütülmüştür.

Goel ve Singh (2019) deneysel olarak güneş enerjisi alıcısında çarpmalı jetler kullanarak farklı kanatçık dizilimlerini incelemişlerdir. Bu kapsamda, jet çapı, kanatçıklar arası mesafesinin ısı transferine etkilerini gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısı aralığı 5 700 ila 11 700 arasında, kütle debisi 0,056 kg/s ila 0,112 kg/s arasında, jet çapı ise 6 mm, 8 mm ve 10 mm olarak çalışılmıştır. Yaptıkları deneysel çalışmaları klasik solar hava ısıtıcıları referans alınarak doğrulamışlardır. Geliştirdikleri yaklaşım ile yüksek Reynolds sayılarında kanatçık olmayan yüzeye göre 2,5 katlık bir artış sağlanabileceğini göstermişlerdir. Elde ettikleri deneysel sonuçlara göre kanalın geometrik parametreleri ve değişen Reynolds saylarına bağlı olarak Nusselt sayısı için korelasyon oluşturmuşlardır.



Şekil 2.4. Goel ve Singh (2019) tarafından yapılan çalışmanın şematik görseli

Yadav ve Saini (2020) sayısal olarak güneş enerjili hava ısıtıcılarında çarpmalı jet kullanımını incelemişlerdir. Çalışmalarının ana teması fosil yakıtların tükenmesinin çevre için büyük bir tehdit oluşturduğu için yenilenebilir enerji kullanımının daha verimli hale getirilmesi üzerine çalışmalar yürütmüşlerdir. Ansys Fluent 18.1 paket programı kullanılarak paralel plakalı solar hava ısıtıcısı ile karşılaştırmışlardır. Sabit 1 000 W/m^2'lik bir ısı akısı ve 3 800-16 000 arasında değişen Reynolds sayılarında analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Kullandıkları türbülans modeli ise k-ε relizable modelidir. Çarpmalı jet kullanılan güneş enerjili hava ısıtıcılarının çarpmalı jet kullanılmayan güneş enerjili hava ısıtıcılarına göre 2,16 kat daha fazla ısı transferi sağladığını gözlemlemişlerdir. Çalışmada elde edilen bir diğer önemli bulgu ise termo-hidrolik performans parametresinin 1,16 olarak hesaplamalarıdır. Bu çalışma ile çarpan akış ile solar hava ısıtıcılarının ısı transferini önemli ölçüde arttırdıklarını gözlemlenmiştir.

Bir başka çalışmada Nadda, Kumar ve Maithani (2017) sayısal yöntemlerle bir güneş enerjili ısıtıcının soğurucu yüzeyi üzerindeki çarpmalı jetlerle olan ısı transferini incelemişlerdir. 3 800 ila 16 000 Reynolds sayısı aralığında, sabit 1000 W/m^2 ısı akısında, jet çapı oranı ve jet yükseklik oranı için yapılan simülasyonlar sonucunda kanatçık kullanılarak ısı transferinin artırılabileceğini tespit etmişlerdir. Çalışmada incelenen parametreler, bağıl yükseklik oranı 0,5 ile 2 arasında, bağıl genişlik oranı (Ww/PAP) 1 ile 6 arasında, yay açısı (α) 35° ile 75° arasında, hatve oranı (P/eP) 8 ile 12 arasında ve sabit boylam (XS/dH) = 0,433, enlemesine (YS/dH) = 0,866 ve jet çapı oranı (D_j/D_H) = 0,065 olarak belirlenmiştir. Çalışmada, çoklu yay kanatçık engellerinin etkisi, 5 000 ile 19 000 arasında değişen Reynolds sayısı aralığında incelenmiştir. En iyi performans,W/P=5 eP/dP=1,0 *P*/*E* =9,5 ve α=55 parametreleriyle elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar kullanılarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için, çoklu yay kanatçıkların fonksiyonu olarak korelasyonlar geliştirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda çoklu yay kullanımının ısı transfer performansını arttırdığı ve sürtünme kayıplarını azalttığı gözlemlenmiştir.

Nadda ve diğerleri (2018) deneysel olarak güneş enerjili hava ısıtıcılarında kullanılan çarpmalı jetlerin yay şeklindeki kanatçıklı yüzeye çarptırılmasının ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışma, yüzeye eklenen çoklu kanatçıklı yay engelleriyle çarpan jetlerin solar hava ısıtıcısında ısı transferi ve sürtünme artışını incelemektedir

Kumar vd. (19) yüzük şeklinde kanatçık kullandıkları güneş enerjili ısıtıcılarındaki çarpmalı jetlerle olan ısı transferini deneysel olarak irdelemişlerdir. Sabit yüzey ısı akısı 1 000 W/m^2 kullanılan çalışmada Reynolds sayısının 5 000 ile 23 000 aralığında incelemeler gerçekleştirmişlerdir.

Zhang vd. (2022) Re sayısının 23 000 değeri ve boyutsuz nozul-plaka mesafesinin 2 değeri için eş eksenli dairesel kanatçıklı yüzey üzerindeki çarpmalı jetle olan akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. PIV ve sayısal simülasyon teknikleri kullanılarak, kanatçıklı bir hedef yüzeye çarpan tek bir jetin akış özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Isı transferi özellikleri ise sayısal sonuçlar temel alınarak araştırılmıştır. Çalışma kapsamında, jet çarpma davranışı için, aşağıdaki parametreler için analiz edilmiştir:

- Reynolds sayısı (Re) = 5 000, 10 000, 23 000

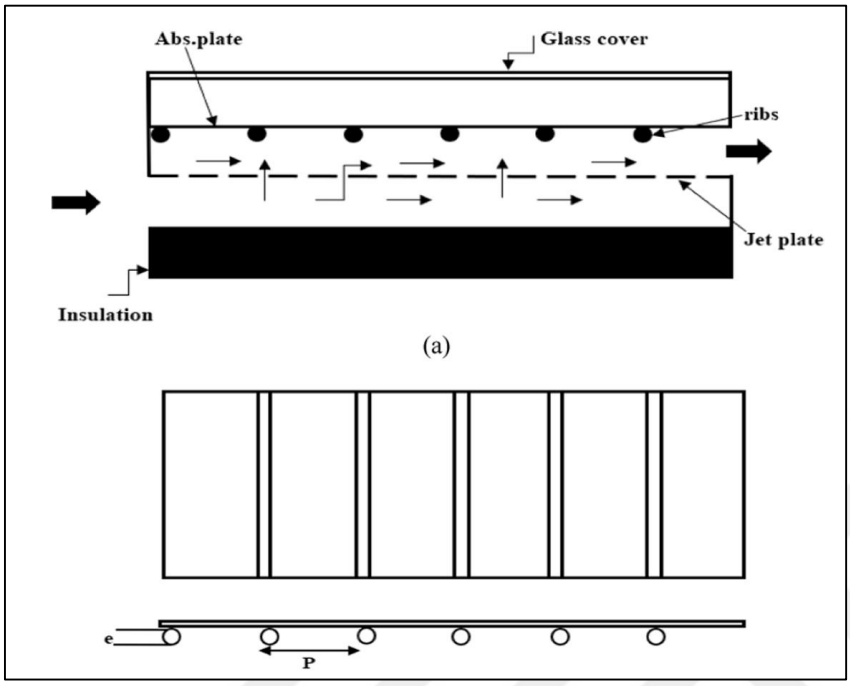
- Çap oranı (Dj/D) = 0,318, 0,5, 1,045
- Bağıl derinlik = 0,1, 0,2, 0,3
- Hedefe olan mesafe (H/D_j) = 2

Araştırmada, kanatçıklı yüzeye çarpan jetin farklı durumlarda benzer akış yapıları sergilediği gözlemlenmiştir. Jet akışı, kanatçığa dik olarak çarptıktan sonra yön değiştirmektedir. Çıkıntının kenarından geçtiğinde küçük bir akış ayrılması meydana gelir ve bu esnada ikincil bir çarpma jeti oluşur. Duvar jeti, kanatçığın kenarından uzaklaştıktan sonra radyal yönde gelişimini sürdürmektedir. Düz yüzeyle karşılaştırıldığında, kanatçıklı yüzeyin yerel Nusselt sayısında artışa neden olduğu belirlenmiştir. Bağıl derinlik arttıkça hem yerel hem de ortalama Nusselt sayısının yükseldiği gözlenmiştir. Ayrıca, jet Reynolds sayısının artışı da ısı transferini artırmıştır. Çoğu durumda, durma bölgesindeki ısı transferindeki artış ve yüzey alanının genişlemesi, kanatçıklı yüzeylerde genel ısı transfer performansını önemli ölçüde iyileştirmiştir. Bu çalışma, kanatçıklı yüzey tasarımlarının jet çarpma akışındaki etkilerini ve bu tasarımların ısı transferi performansını optimize etmedeki potansiyelini ortaya koymaktadır.

Sharma vd. (2021) deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada güneş enerjili hava ısıtıcıların soğurucu yüzeyleri üzerinde oluşturdukları altı farklı kanatçıkların ısı transferi performansına etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı Re sayısı, kanatçıklar arası mesafeyi ve kanatçık yüksekliğinin etkisini irdelemişlerdir.

Moshery vd. (2021) farklı kanatçık geometrisi parametrelerinin çarpmalı jet ile olan akış ve ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Denklemleri çözmek için MATLAB yazılımını kullanmışlar ve farklı debilerde, kanatçık yüksekliği, kanatçıklar arası mesafesi ve farklı ısı akılarında incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, çarpma jetli güneş hava ısıtıcısının plakanın arkasına yerleştirilen enine çıkıntıların geometrik parametrelerinin teorik ve deneysel etkileri incelenmiştir (Şekil 2.5). Kararlı durum enerji dengesi denklemlerinin geliştirilmesi ve çözümü için MATLAB yazılımı kullanılmıştır. Performans doğrulama süreci ise bir güneş simülatörü ile kapalı ortamda yapılan deneyler yoluyla gerçekleştirilmiştir. Araştırma kapsamında, kütle akış hızı 0,007–0,039 kg/s, kanatçık yüksekliği (e) 0,0017–0,0032 m, bağıl hatve (*P*) 0,01–0,04 m, kanalın en-boy oranı 12 ve güneş ışınımı (*I*) 500–1 000 W/m² aralıklarında ele alınmıştır. Çalışma sonuçları, aynı akış

koşulları altında düz kanal sistemleriyle karşılaştırılarak, güneş hava ısıtıcısının termal verimliliğindeki artış değerlendirilmiştir.



Şekil 2.5. Moshery (2021) yapmış olduğu çalışmanın şematik görünümü

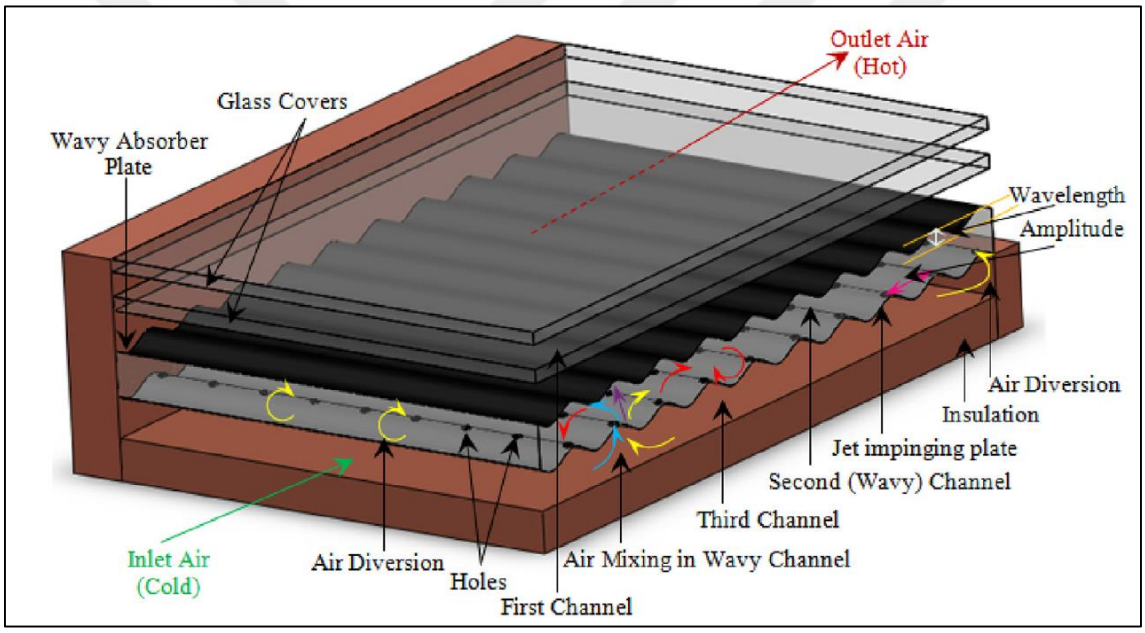
Elde edilen bulgular, en yüksek termal verimliliğin %78 olduğunu ve bu değerin şu koşullarda sağlandığını göstermiştir:

- 0,039 kg/s kütle akış hızı,
- 297 K ortam sıcaklığı ve
- 1 000 W/m² güneş ışınımı.

Bu araştırma, geometrik parametrelerin güneş hava ısıtıcısının performansı üzerindeki etkilerini anlamak ve optimize etmek için değerli bir çalışma olmuştur.

Singh vd. (2020) dalgalı bir jet plakası kullanılarak çarpmalı jetlerin ısı transferi performansına etkisini deneysel olarak irdelemişlerdir. Çalışmada, dalgalı bir plakadan oluşan ve her biri 7,66 mm çapında dairesel deliklere sahip bir yapı kullanılmıştır (Şekil 2.6). Bu delikler, dalgalı plakanın sırt bölgesine yerleştirilmiş ve %1,4 ila %0,48 oranında plaka delik açıklığı sağlanmıştır. Çift geçişli sistem, havanın önce arka plaka ile alt dalgalı plaka arasında oluşturulan bir kanaldan, ardından iki dalgalı plaka arasında oluşturulan başka bir

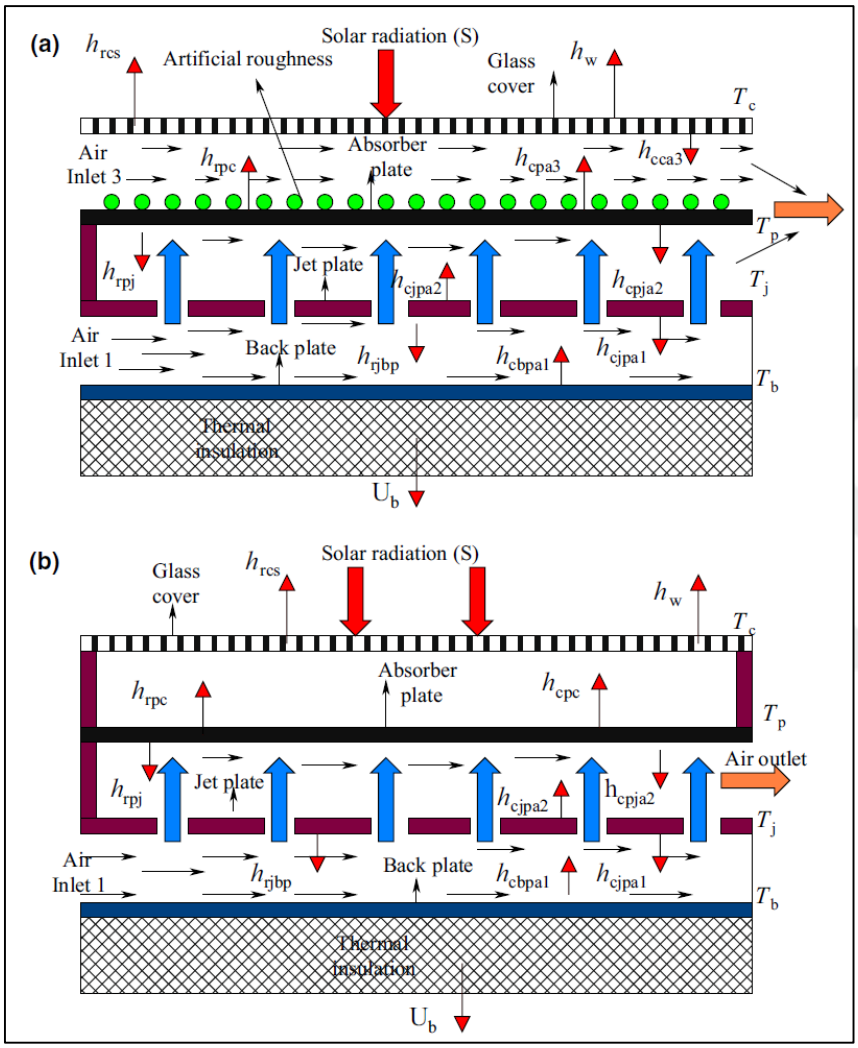
dalgalı kanaldan dolaştırılmasıyla sağlanmıştır. Isıl desteği artırmak ve havaya daha fazla ısı transferi sağlamak amacıyla iki tasarım yapılandırması incelenmiştir: Tasarım-I (gözeneksiz ortam, %100 gözeneklilik) ve Tasarım-II (gözenekli ortam, %95-%98 gözeneklilik) dalgalı kanalda test edilmiştir. Bu çalışmada, solar hava ısıtıcılarının en iyi termal performansı sağlamak için, 0,04 kg/s kütle debisi , %98 yatak gözenekliliği ve %0,48 çarpma plaka delik açıklığı ile çalıştırılması önerilmektedir. Maksimum termal verimlilik ve termo-hidrolik verimlilik sırasıyla %94 ve %84 olarak ölçülmüş olup, bu değerler Tasarım-I için elde edilmiştir ve Tasarım-II'ye kıyasla sırasıyla %7,5 ve %19 daha yüksektir. Bu çalışma, çift geçişli güneş hava ısıtıcılarının farklı tasarım yapılandırmalarını ve termal performans üzerindeki etkilerini anlamak için önemli bir çalışma olmuştur.



Şekil 2.6. Singh ve diğerleri (2020) yapmış oldukları çalışmanın görseli

Matheswaran (2018) Bu çalışmada, tek geçişli çift kanallı jet plakalı güneş hava ısıtıcısının (SAH), farklı yapay pürüzlülük tasarımlarıyla termal performansı matematiksel bir model geliştirilerek analiz edilmiştir (Şekil 2.7). Yapay pürüzlülük tasarımlarının güneş hava ısıtıcısının performansı üzerindeki etkisi, enerji ve ekserji temelli değerlendirmelerle incelenmiş ve sonuçlar, tek geçişli tek kanallı jet plakalı güneş hava ısıtıcısıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca, en iyi performansı sağlayan yapay pürüzlülük tasarımı için yıl boyunca çevre-ekonomi analizi gerçekleştirilmiştir. Matematiksel bir model geliştirilmiştir ve bu model, literatürde mevcut analitik ve deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Sayısal hesaplamalara göre, tek geçişli çift kanallı jet plakalı güneş hava ısıtıcısı, yıllık enerji

kazancını %111,7 ve ekserji kazancını %185,6 oranında artırmaktadır. Ayrıca, yıllık karbondioksit salınımını 2,11 kat azaltmakta ve yıllık karbon kredisi gelirini 2,85 kat artırmaktadır. Bu çalışma, yapay pürüzlülük tasarımlarının güneş hava ısıtıcılarının performansını artırma potansiyelini ve çevresel faydalarını vurgulamaktadır.

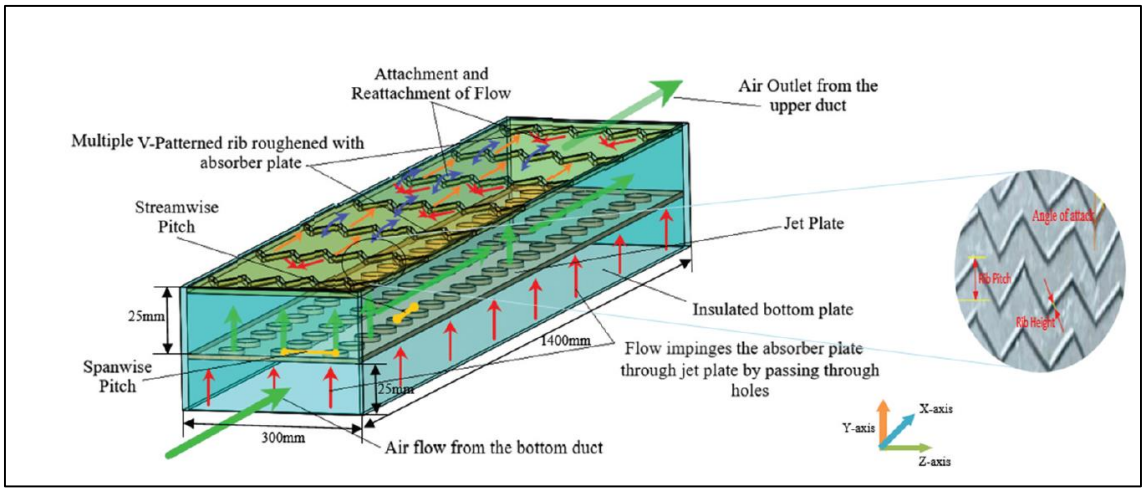


Şekil 2.7. Matheswaran (2018) yapmış olduğu çalışmanın şematik görseli

Matheswaran (2021) Bu çalışmada, bükümlü kanatçıklarla entegre edilmiş bir çarpma jetli güneş hava ısıtıcısının ısı transferi ve sürtünme faktörü özelliklerinin iyileştirilmesini araştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Analiz sırasında Reynolds sayısı, kanatçık tasarım parametreleri olan bükülme oranı ve hatve oranı sırasıyla 3 500–13 500, 5,5–9,5 ve 0,1–0,3 aralıklarında değiştirilmiştir. Deney süresince yüzeye 1 000 w/m^2 sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar, bükülme oranının 7,5'e kadar artırılmasının ısı transfer hızını artırdığını, ancak bu oranın daha da yükseltilmesinin performansı

düşürdüğünü göstermiştir. Ayrıca, hatve oranındaki artışın ısı transfer hızını olumsuz etkilediği tespit edilmiştir. Çalışma, bükümlü kanatçıkların uygulanmasıyla, geleneksel çarpma jetli güneş hava ısıtıcısına kıyasla aynı çalışma koşullarında ısı transfer oranını maksimum 1,9 kat, sürtünme faktörünü ise 1,81 kat artırabileceğini ortaya koymaktadır. Bu araştırma, bükümlü kanatçık tasarımlarının çarpma jetli güneş hava ısıtıcılarının performansını optimize etmek için etkili bir yöntem olduğunu vurgulamaktadır.

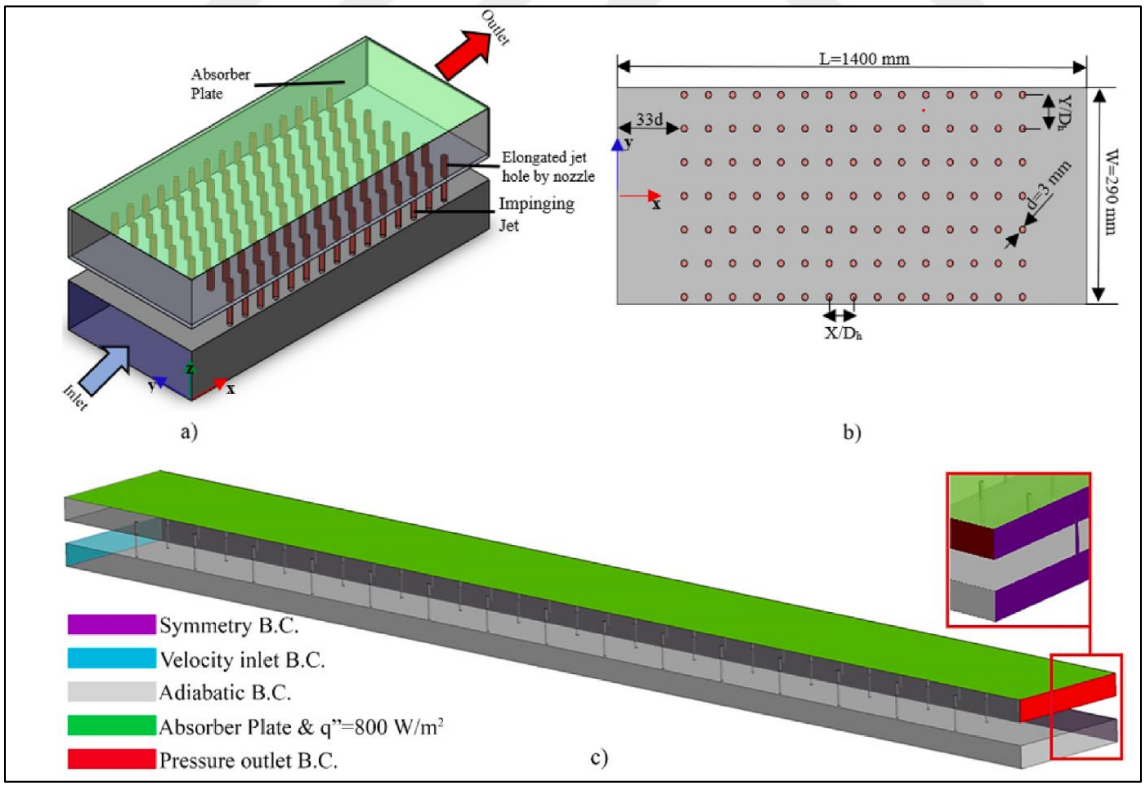
Sharma ve arkadaşlarının (2022) yapmış oldukları çalışmada V şeklinde kanatçıklı yüzeyde çarpmalı jetle olan ısı transferini deneysel olarak irdelemişler ve kanatçıkların akış yönü mesafesi, enine yöndeki mesafe, kanatçık genişlik oranı sabit kanatçık yüksekliği mesafe oranı parametreleri ele almışlardır (Şekil 2.8). Boylamasına hatve oranı 0,35 ile 0,50 arasında, enlemesine hatve oranı 0,79 ile 0,94 arasında, V desenli kanatçıkların genişlik oranı 1 ile 6 arasındadır. Geometrik parametrelerden açı ise sabit tutulmuştur α=60 hatve oranı P/e=10 ve kanatçık yüksekliği oranı e/D_{hd}=0,043 değiştirilmemiştir. Reynolds sayısı aralığı 4 000 ile 16 600 arasında tutulmuş ve güneş ışınımı 1 000 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Termo-Hidrolik Performans değeri 3,301 olarak elde edilmiştir. Çalışma, jet parametrelerinin ve yüzey geometrilerinin termal performans üzerindeki etkilerini göstermiştir.



Şekil 2.8. Sharma ve diğerleri (2022) yapmış oldukları çalışmanın görseli

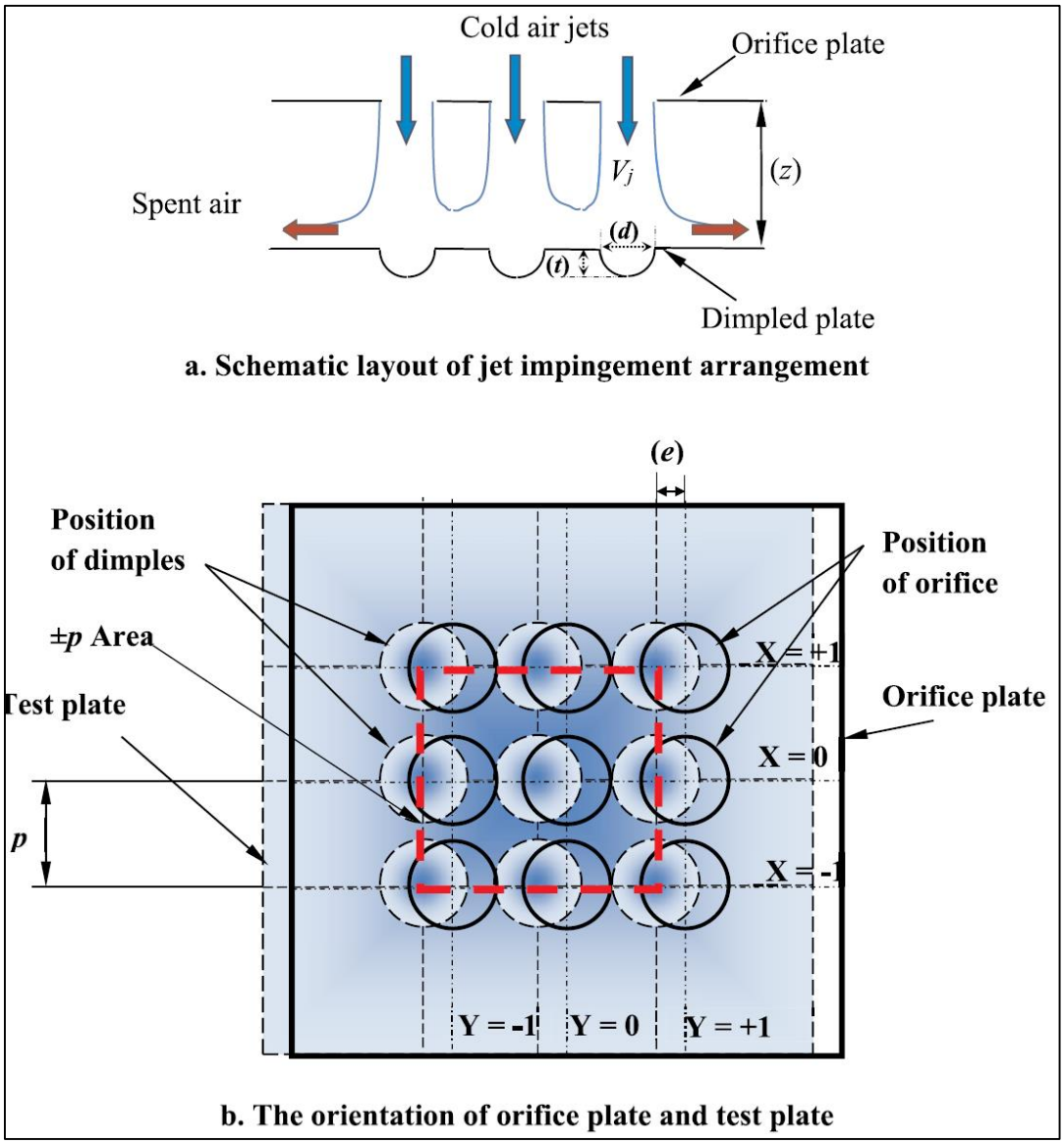
Pazarlıoğlu vd. (2022), çalışmada, güneş hava ısıtıcısında (SAH) uzunlamasına jet deliklerinin tasarımının termal verimlilik η_{th} üzerindeki etkisi sayısal yöntemlerle incelenmiştir. SAH'nin absorbe plakasında, konvektif ısı transfer performansını artırmak

amacıyla jet çarpma tekniği uygulanmıştır. Çapraz akışı en aza indirmek ve performansı artırmak için kademeli olarak genişleyen, daralan ve eşit genişlikteki çeşitli uzunlamasına jet delik tasarımları değerlendirilmiştir (Şekil 2.9). Bu çalışma, farklı EJH konfigürasyonlarının SAH'nin ısı transfer özellikleri ve termal verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmayı amaçlamaktadır. Araştırmada, 15 × 7 düzeninde jetler kısıtlı plakaya monte edilmiş ve sonuçlar, geleneksel jet çarpma konfigürasyonu (Vaka 1) ile karşılaştırılmıştır. Sayısal analizler, rng k-e türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiş ve plaka yüzeyindeki Nusselt sayısı, termal verimlilik ve performans değerlendirme kriteri (PEC) detaylı bir şekilde incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, Reynolds sayısı (Re = 25,000) olduğunda, Vaka 4 kullanıldığında Vaka 1'e kıyasla Nusselt sayısında %31,80, termal verimlilikte ise %2,46'lık bir artış elde edilmiştir. Sonuçlar, eşit genişlikte uzunlamasına jet deliklerinin, kademeli olarak genişleyen veya daralan delik tasarımlarına kıyasla daha iyi performans sergilediğini göstermektedir. Bu çalışma, güneş hava ısıtıcılarında yeni tasarımların ısı transferi ve enerji verimliliğini artırmak için potansiyelini ortaya koyarak literatüre önemli bir katkı sunmaktadır.



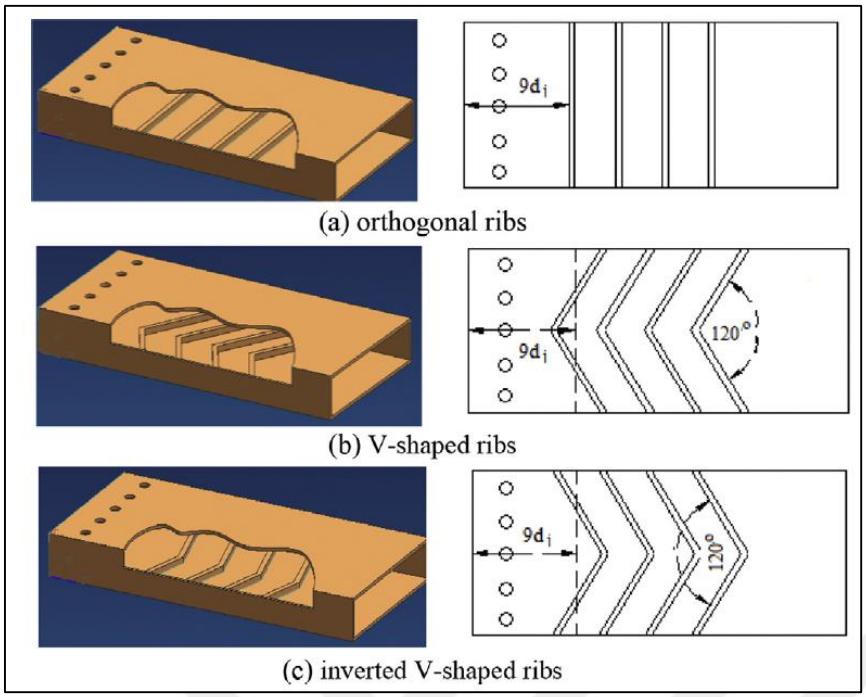
Şekil 2.9. Pazarlıoğlu vd. (2022) tarafından yapılan çalışmanın görseli

Vinze vd. (2019) deneysel olarak 3x3 olarak düzenlenmiş jetler kullanarak çukurlu yüzey üstündeki ısı transferini incelemişlerdir. Bu kapsamda, farklı Reynolds sayıları, çukurlar arası mesafe ve çukur derinliklerini ele almışlardır Şekil 2.10. Bu çalışmada, çukur yüzey düzenlemelerinin ısı transferi üzerindeki etkisi, 3×3 düzeninde yerleştirilmiş deliklerden çıkan çoklu jetler için incelenmiştir. Deneylerde Reynolds sayıları 5 000–40 000 aralığında tutulmuştur. Jet ve çukur hatve mesafelerinin etkisini değerlendirmek amacıyla farklı çukur ve delik hatve oranları test edilmiştir. Ayrıca, çukur derinlikleri ve delik ile çukur arasındaki eksantriklik de incelenmiştir. Delik plakası ile test yüzeyi arasındaki mesafe 1 ila 6 arasında değiştirilmiştir. Isıtılmış hedef yüzeyden çarpan hava jetine gerçekleşen kararlı durum ısı transferini karakterize etmek için ince metal folyo ısıtıcı tekniği kullanılmış ve hedef yüzeyin termal görüntüsü termal kamera ile analiz edilmiştir. Çukur yüzeylerin jet çarpma soğutma etkinliğini değerlendirmek amacıyla tanımlı bir hatve alanı (±p) üzerinde ortalama Nusselt sayısı (Nu) ve varyans katsayısı (COV) hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, jet deliği ve çukur hatve oranı p=3dp = 3dp=3d olduğunda düz plakanın çukur yüzeye kıyasla daha verimli olduğunu göstermiştir. Ancak, daha büyük hatve oranlarında (p≥4dp 4dp≥4d) çukur yüzey, düz plakaya göre çok daha iyi bir performans sergilemiştir. Yüzeydeki sığ çukurlar (t/d=0,25) için en iyi ısı transfer performansı p=5d hatve oranında gözlemlenmiştir. Varyans katsayısı, p=3dp hatve oranında Nusselt sayısının daha eşit dağıldığını ortaya koymuştur. Bu çalışma, jet çarpma soğutma sistemlerinde çukur yüzey düzenlemelerinin ısı transferi performansı üzerindeki etkilerini ve bu etkilerin geometrik parametrelere bağlı değişimlerini detaylı bir şekilde ortaya koymaktadır.



Şekil 2.10. Vinze ve diğerleri (2019) çalışmalarının şematik gösterimi

Tan vd. (2014) bu çalışmada, yarı kapalı bir kanalda hava jetlerinin çarptığı ve kanatçıklı yüzeylere sahip bir duvar üzerinde gerçekleşen konvektif ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Isı transferini artırmak amacıyla, çarpma jetinin durma noktasının aşağı akış bölgesinde, duvar-jet bölgesine dört sıra enine kanatçık yerleştirilmiştir (Şekil 2.11) Çalışmada, ortogonal kanatçıklar, V şekilli kanatçıklar ve ters V şekilli kanatçıklar olmak üzere üç tipik kanatçık konfigürasyonu, jetin hedefe uzaklığı oranının 1 ile 3 jet çapı arasında ve jet Reynolds sayısının 6 000 ile 30 000 arasında değiştiği koşullarda değerlendirilmiştir.



Şekil 2.11. Tan ve diğerleri (2017) çalışmalarının şematik gösterimi

Sonuçlar, kanatçıklı duvarın, aynı jet Reynolds sayısındaki düz duvara kıyasla kanatçıkların bulunduğu bölgede konvektif ısı transferini %30'a kadar artırdığını göstermiştir. Üç konfigürasyon arasında, ters V şekilli kanatçıkların özellikle daha küçük jet-hedef aralığında konvektif ısı transferini artırmada avantaj sağladığı gözlemlenmiştir. Çıkıntılar, çarpma yüzeyi üzerinde duvar-jet bölgesinde daha güçlü bir konvektif ısı transferi sağlamakla birlikte, kanal içindeki basınç düşüşünü de artırmaktadır. Jet-hedef mesafe oranı 1 olduğunda, kanatçıklı kanalın akış katsayısı, düz kanala kıyasla %5 ile %10 arasında bir azalma göstermiştir. Bu çalışma, farklı kanatçık geometrilerinin konvektif ısı transferi üzerindeki etkilerini ve bu geometrilerin basınç düşüşü ile ilişkisini detaylı bir şekilde ortaya koyarak, enerji verimliliği optimizasyonu için önemli tasarım parametreleri sunmaktadır.

Wan ve arkadaşları (2015) bu çalışmada, düz bir plaka ve sıralı/kaydırılmış kare pim kanatçıklarla pürüzlendirilmiş plakalar üzerindeki jet çarpma düzeninin ısı transferi özellikleri karşılaştırmalı olarak sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Çalışmayı desteklemek amacıyla, düz bir plaka ve pim kanatçıklarla pürüzlendirilmiş bir plaka üzerinde deneyler gerçekleştirilmiş ve bu deney sonuçları sayısal modelin doğruluğunu değerlendirmek için kullanılmıştır. Elde edilen deneysel ve sayısal veriler, sayısal modelin düz ve pim kanatçıklı plakalar üzerindeki çoklu jet çarpma sistemi için ısı transferi ve basınç kaybını doğru bir

şekilde tahmin edebildiğini göstermiştir. Sayısal analizler, pim kanatçıkların jet çarpma sistemlerindeki ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuştur. İncelenen Reynolds sayısı aralığında (15 000–35 000), düz ve pim kanatçıklı plakalar üzerindeki genel ve yerel Nusselt sayıları ile deşarj katsayıları hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, düz plakaya kıyasla, sıralı pim kanatçıklı plakada jet çarpmasıyla toplam ısı transfer oranının %34,5'e kadar artabileceğini, ancak deşarj katsayısının yaklaşık %3 oranında azaldığını göstermiştir. Ayrıca, sıralı pim kanatçıklı plakanın, kaydırılmış pim kanatçıklı plakaya kıyasla daha iyi bir ısı transfer performansı sergilediği tespit edilmiştir. Akış sistemindeki düz plaka ve pim kanatçıklı plakalar yakınındaki hız dağılımları, akım çizgileri ve türbülans kinetik enerjisi de incelenmiştir. Bu bulgular, jet çarpma sistemlerinin ısı transfer özelliklerini daha iyi anlamaya katkıda bulunmuş ve pürüzlendirme tasarımlarının ısı transfer performansını iyileştirme potansiyelini vurgulamıştır.

Mhetras ve arkadaşları (2014) çalışmalarında, yüksek Reynolds sayılarında jet dizisi çarpmasıyla ısı transferi ve basınç kaybını araştırmak amacıyla deneyler gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı 450 000'e kadar olan değerlerde testler yapılmıştır. Pürüzlü bir hedef duvarın varlığı ve bu durumun düz bir yüzeye kıyasla ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneylerde, birbirine yakın yerleştirilmiş deliklere sahip ve hem eğimli hem de dik açılı çarpma delikleri içeren iki farklı jet plaka konfigürasyonu kullanılmıştır. Test bölgesi, jet plakasından hedef duvara olan mesafeyi sabit tutarak çapraz akış etkilerini azaltmak için akış yönünde genişleyen bir kesit şeklinde tasarlanmıştır. Jet plakasındaki delikler, basınç kayıplarını minimize etmek amacıyla pahlanmış veya yuvarlatılmıştır. Isı transferi ve basınç kaybı ölçümleri hem düz hedef duvarda hem de pürüzlü hedef duvarlarda gerçekleştirilmiştir.

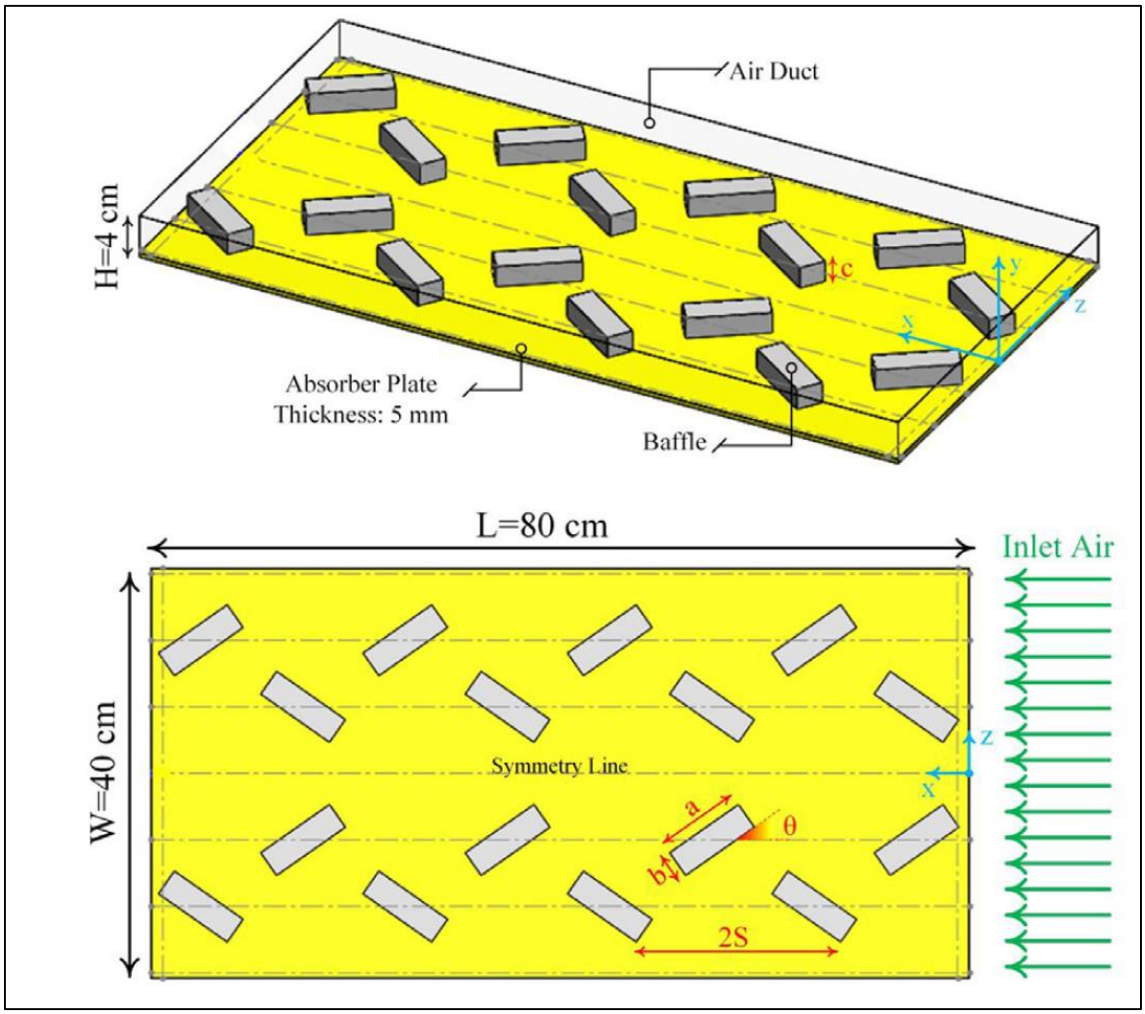
Üç farklı türbülatör geometrisi test edilmiştir:

- Akış yönünde uzanan nervürler,
- Kısa pimler ve
- Küresel çukurlar

Isı transfer katsayıları, kararlı durum ısı transfer ölçüm yöntemiyle elde edilmiştir. Basınç kayıplarını kaydetmek için çeşitli akış yönü konumlarında yer alan basınç sensörleri kullanılmıştır. Ortalama jet deliği çaplarına dayalı olarak, sıkıştırılamaz ve sıkıştırılabilir

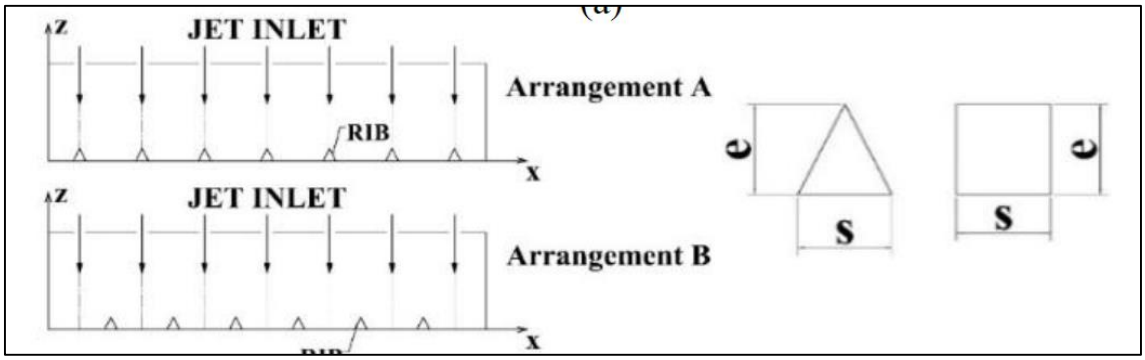
akış rejimlerini kapsayan Reynolds sayısı aralığında (50 000–450 000) deneyler yapılmıştır. Sonuçlar, kısa pimlerle donatılmış duvarın en yüksek ısı transferini sağladığını, küresel çukurlu hedef duvarın ise üç türbülatör geometrisi arasında en düşük ısı transfer performansını sergilediğini göstermiştir. Bununla birlikte, türbülatör eklenmesinin test bölgesindeki basınç kayıplarını düz hedef duvara kıyasla önemli ölçüde artırmadığı gözlemlenmiştir. Bu çalışma, türbülatör geometrilerinin ısı transferi üzerinde etkili olduğunu ancak basınç kaybı üzerinde sınırlı bir etkisi olduğunu ortaya koymaktadır.

Parsa ve arkadaşlarının (2021) yaptığı çalışmada (Şekil 2.12) ise solar hava ısıtıcılarının termal performansını artırmak, enerji verimliliğini maksimize etmek için oldukça önemlidir. Bu çalışmada, absorbe plakası üzerine yerleştirilen yenilikçi kaydırılmış kübik engellere sahip bir güneş hava ısıtıcı kanalındaki türbülanslı konvektif ısı transferi sayısal olarak incelenmiş ve parametre optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Isı transferi ve basınç kaybı özellikleri analiz edilmiş ve kanatçıkların optimum geometrisi ile yerleşimini belirlemek için Taguchi deney tasarım yöntemi kullanılarak bir optimizasyon süreci uygulanmıştır. Sayısal analiz sonuçları, önerilen optimum tasarımın mevcut tasarımlara göre daha iyi performans sergilediğini ortaya koymuştur. Çalışmada, bağıl kanatçık yüksekliği ve bağıl kanatçık aralığının verimlilik ve termo-hidrolik performans faktörü üzerinde en etkili parametreler olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, optimum engel tasarımına sahip güneş hava ısıtıcısının termo-hidrolik performans faktörünün Reynolds sayısı 5 080, 7 620 ve 10 160 için sırasıyla 3,43, 2,80 ve 2,38 olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısına bağlı olarak, önerilen engel tasarımının termo-hidrolik performans faktörü, literatürde bildirilen en iyi tasarıma kıyasla %17,5'e kadar daha iyi performans göstermektedir. Bu çalışma, engel tasarımlarının güneş hava ısıtıcılarının performansını artırma potansiyelini vurgulamakta ve enerji verimliliğini optimize etmek için değerli bir tasarım rehberi sunmaktadır.



Şekil 2.12. Parsa ve diğerlerinin (2021) yaptıkları çalışmanın şematik gösterimi

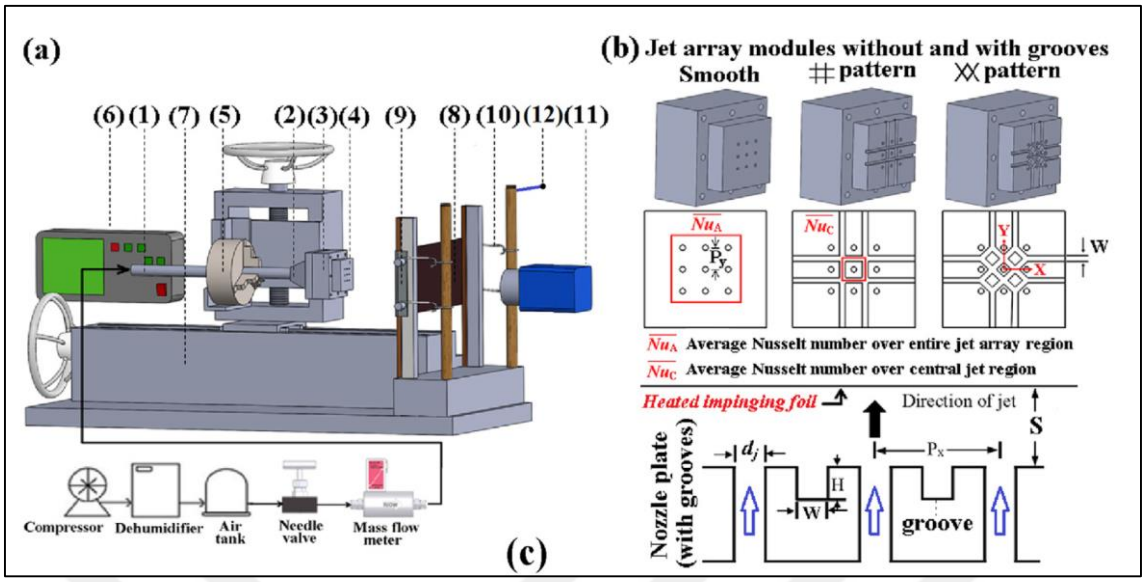
Çalışır ve arkadaşları (2017) hazırladıkları çalışmada çarpan hava jetleriyle üçgen ve kare kanatçıklı yüzeyler üzerinde ısı uzaklaştırma performansını incelemektedir. Analizler, 7x3 dikdörtgen düzenlemeye sahip dairesel jet nozulları kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.13.). Sayısal incelemelerde, Reynolds sayısı, jet ile plaka arasındaki mesafe (H/D_j) ve kanatçık düzenlemelerinin ısı transferi ve akış özelliklerine etkisi araştırılmıştır. İki farklı düzenleme ele alınmıştır: Düzenleme A'da soğutma jetleri doğrudan kanatçıklara yönlendirilirken, Düzenleme B'de jetler iki kanatçık arasındaki boşluğun orta hattına yönlendirilmiştir.



Şekil 2.13. Çalışır ve arkadaşlarının (2017) yaptıkları çalışmanın şematik gösterimi

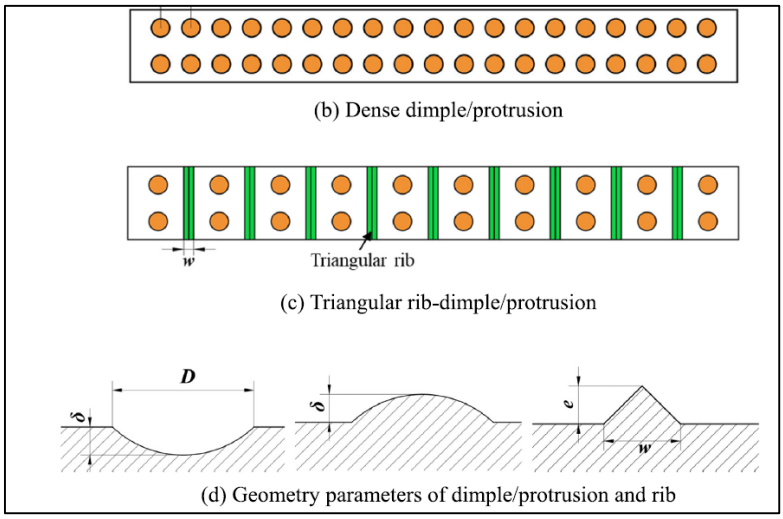
Çalışmanın sonuçları, Reynolds sayısının artmasıyla komşu jetlerin duvar jetleri arasındaki etkileşimin güçlendiğini göstermiştir. En düşük yerel ısı transferi H/D_j=8 oranında, en yüksek yerel ısı transferi ise H/D_j=4-6 oranlarında elde edilmiştir. Özellikle üçgen kanatçıklı yüzeylerde, Düzenleme A için durma noktası Nusselt sayısının Düzenleme B'ye göre önemli ölçüde daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu bulgular, farklı kanatçık geometrilerinin ve jet düzenlemelerinin ısı transferi üzerindeki etkilerini anlamak ve daha verimli soğutma sistemleri tasarlamak için değerli bilgiler sunmaktadır.

Chang ve Shen (2019) Bu çalışmalarında (Şekil 2.14), düz ve iki farklı birleştirilmiş oluk desenine sahip nozul plakalarından çıkan çarpan jet dizilerinin ısı transfer performansları, jet Reynolds sayıları ve nozul-plaka mesafeleri (S/D_j) sırasıyla 1 500–20 000 ve 0,1–8 nozul çapı aralıklarında deneysel olarak incelenmiştir. Küçük mesafelerde düz nozul plaka ile çarpma yüzeyi arasında oluşan harcanmış akış kısıtlaması, çarpan jet dizilerinin ısı transferini artırma mekanizmasını (HTE) önemli ölçüde baskılamıştır. Ancak, küçük S/D_j oranlarında nozul plakasına web desenli oluklar eklenmesiyle harcanmış akış kısıtlaması gevşetilmiş ve çarpan jet dizileriyle ilişkili HTE özelliği yeniden kazandırılmıştır. Büyük S/D_joranlarında, oluklardan gelen çevresel akışkanın jetlere eklenmesi, jet momentumunu artırarak düz nozul plakasından elde edilen ısı transfer seviyesinin daha da yükselmesini sağlamıştır. Hem düz hem de oluklu nozul plakaları için Nusselt sayısı seviyeleri ve ısı transferinin düzgünlüğü, Re ve S/D_j etkileri ile karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. İzole ve birleşik Re ile S/D_j etkilerine yönelik deneysel gözlemler doğrultusunda, merkezi jet bölgesi üzerindeki ortalama Nusselt sayısının (Nu) tahmin edilmesine olanak tanıyan bir dizi ampirik bağıntı türetmek için regresyon tipi analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analiz, mevcut çarpan jet dizilerinin ısı transfer performansının değerlendirilmesi için kullanılmıştır.



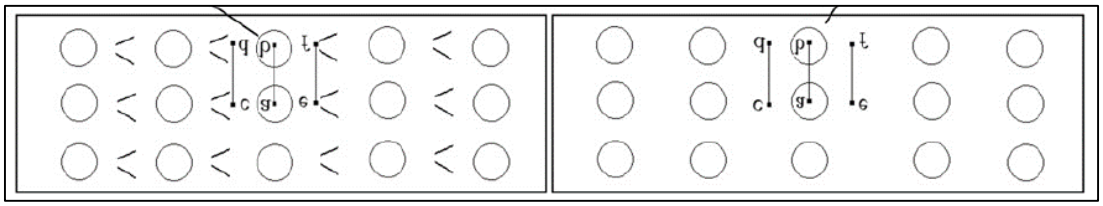
Şekil 2.14. Chang ve Shen (2019), deneysel çalışmanın görselleri ve şematik çizimleri

Jing ve arkadaşları (2018) yaptıkları çalışmada akış yolunda düzenlenmiş çukur ve kanatçıklar gibi iyi tasarlanmış yapılar, akış alanlarını değiştirerek toplam basınç kaybı ile artan ısı transferi arasında olumlu bir denge sağlayabilecekleri tezi ile çalışmalarını yürütmüşlerdir. Bu çalışmada (Şekil 2.15), üç farklı hedef şekli ve çukur/kanatçık ile üçgen kanatçıkların çeşitli yüzey düzenlemeleri için çarpma soğutma performansı sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı 10 000–50 000 aralığında, ayrıntılı akış desenleri, ısı transferi ve sürtünme özellikleri elde edilmiştir. Düz kanallarla karşılaştırıldığında, konkav ve V şekilli hedefler daha karmaşık akış desenleri üretmiştir. Çukur/kanatçık kullanımı hem yerel hem de genel ısı transferini iyileştirmiştir. Konkav ve V şekilli kanallarda seyrek kanatçık düzenlemesiyle Nu/Nu_0 değeri 1,31 olarak elde edilirken, f/f_0 yalnızca 0,96 olarak hesaplanmıştır. Ancak, çukur/kanatçık düzenlemeleri yerel Nusselt sayısını artırırken genel ısı transferini önemli ölçüde kötüleştirmiştir. Isı akısı miktarı Q, performans katsayısı (CoP, Nu/Nu_0 ve f/f_0 değerleri kapsamlı bir şekilde değerlendirildiğinde, düz olmayan kanallarda kanatçık düzenlemelerinin yüksek soğutma performansı sağladığı görülmüştür. Bu çalışma, farklı hedef geometrilerinin ve yüzey düzenlemelerinin ısı transferi üzerindeki etkilerini ve optimal soğutma tasarımlarını ortaya koymaktadır.



Şekil 2.15. Jing ve arkadaşları (2018) şematik çizimler

Çalışkan ve Başkaya (2012) yılında yaptıkları çalışmada ise, düz yüzeyler ve V şekilli kanatçıklara (V-SR) sahip yüzeylerin akış alanı, Laser-Doppler Anemometri (LDA) sistemi kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, bu yüzeylerin ısı transferi özellikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmada, dairesel jet dizisi (5×3) kullanılarak gerçekleştirilen çarpma altında (örnek görsel Şekil 2.16) , yüzeylerden elde edilen ısı transferi sonuçları kızılötesi termal görüntüleme tekniği ile sunulmuştur. Hız profilleri, Reynolds sayısı 10 000 ve H/d oranı 3 ile 12 için ölçülmüştür. Isı transferi verileri ise Reynolds sayıları 2 000, 6 000 ve 10 000 için çalışılmıştır. Hedef plaka boyunca, düz ve V-SR plakalar için H/d=3-12 değerlerinde farklı sınır tabaka profilleri gözlemlenmiştir. Düz ve V-SR plakalar için maksimum radyal ve eksenel hızlar ile türbülans şiddetlerinin pozisyonları belirlenmiştir. Düşük jet-plaka mesafelerinde (H/d=3), V-SR yüzeylerde türbülans kinetik enerjisi üretimi, düz yüzeylere kıyasla daha yüksektir. V-SR yüzeyler için radyal hızlar, H/d = 3 olduğunda düz yüzeylere kıyasla daha yüksek bulunurken, H/d = 12 durumunda tüm x/dx konumlarında önemli bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Isı transferi sonuçları, aynı akış koşulları altında düz yüzeyler ile karşılaştırılmış ve x/d=0 ile 3 arasındaki konumlarda ısı transfer katsayısındaki iyileşme incelenmiştir. Bu konumlarda, V-SR yüzeylerin Nusselt sayıları, düz yüzeylere kıyasla daha yüksek bulunmuştur. Zirve ve minimum değerlerin konumları, çapraz akış hızlarından etkilenmekte olup bu durum jet-plaka mesafesi ve V-SR düzenlemelerine bağlıdır. Tüm sonuçlarda, durma noktalarındaki Nusselt sayılarının H/d arttıkça azaldığı belirlenmiştir.



Şekil 2.16. Çalışkan ve Başkaya (2012), çalışmanın şematik çizimi

Mishra ve arkadaşları (2018) Bu çalışmada, dairesel çarpma hava jetleri arasında oluşturulan güneş hava kanalı (Solar Air Passage) üzerindeki akış ve geometrik faktörlerin etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, SAP'nin en uygun tasarımını belirlemek için farklı kriterler göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bulgular, hava çarpma jetlerinin kolektörün termal verimliliğini artırdığını, ancak aynı zamanda sürtünme faktörünün de yükseldiğini ve bunun sistemin genel performansını olumsuz etkilediğini göstermiştir. Bu sorunu aşmak için, en yüksek termal verimlilik ve en düşük sürtünme faktörünü sağlayan en iyi geometrik parametre setini belirlemek amacıyla Analitik Hiyerarşi Süreci ve İdeal Çözüme Yakınlık Tercihi Sırası (AHP-TOPSIS) tekniği kullanılmıştır. İncelenen süreç sonucunda elde edilen optimum geometrik parametre seti şu şekilde belirlenmiştir: bağıl genişlik oranı 3, bağıl yükseklik oranı 1,0, bağıl hatve oranı 9,5, yay açısı 55°, ve akış Reynolds sayısı 19 000. Bu çalışma, SAP ‘nin tasarımında termal verimliliği artırırken sürtünme kaybını minimuma indiren parametrelerin optimize edilmesine önemli bir katkı sağlamaktadır.

Literatür Özeti: Literatürdeki çalışmalar, çarpan akışın performansını artırmak amacıyla çarpmalı jetlerin ve çeşitli kanatçık yapılandırmalarının etkisini incelemiştir. Bu çalışmalar, kanatçık şekli, yerleşim açısı, jet çapı ve Reynolds sayısı gibi parametrelerin en uygun konfigürasyonun bulunmasıyla ısı transferi veriminde belirgin iyileşmeler sağlanabileceğini göstermektedir. V şeklinde veya yay biçiminde düzenlenmiş kanatçıkların kullanımı ve çarpmalı jetlerin etkisiyle, yüzeydeki ısı transferi verimi önemli ölçüde artmaktadır. Genel olarak, kanatçık ve jet kombinasyonları, uygun parametrelerle çarpan akışla ısı transfer performansını birkaç kat artış sağlanmıştır.

3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER VE PROBLEMİN TANIMI

Bu bölümde incelenecek olan problemin sayısal analiziyle ilgili formüller tanımlamalar ve matematiksel denklemler verilecektir. Analiz üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analiz için sayısal akışkanlar dinamiği (HAD) paket programlarından Ansys Fluent kullanılarak yapılmıştır. Çarpma plakasına sabit ısı akısı uygulanmıştır.

Bu bölümde incelenecek olan problemin sayısal analiziyle ilgili formüller tanımlamalar ve matematiksel denklemler verilecektir.

3.1. Matematiksel Denklemler

Aşağıdaki bölümde, kullanılan denklemler ve türbülans modellerine yer verilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan matematiksel model, akış ve ısı transferi problemlerinin çözümü için temel korunma denklemlerini ve türbülans modellerini içermektedir. Üç boyutlu ve zamandan bağımsız akış analizi gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler akışkandaki kütle, momentum ve enerji korunumu ilkelerini ifade etmektedir.

Türbülanslı akışın etkilerini modellemek için SST k-ω türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model, türbülans kinetik enerjisi ve enerji dağılma hızı için diferansiyel denklemlerle türbülansın etkilerini hesaplar. Bu türbülans modeli, mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilir ve gerçeğe uygun tahminler yapmada etkin bir yöntem olarak kabul edilir.

Problemin sayısal çözümü için Sonlu Hacimler Yöntemi uygulanmıştır. Bu yöntem, sürekli denklemleri ayrıklaştırarak sonlu sayıda kontrol hacmi üzerinde çözümler sağlar. Ayrıklaştırma işlemi için ikinci mertebe şeması kullanılmıştır. Bu yöntem hem doğruluk hem de yakınsama açısından dengeli bir performans sunmaktadır.

Sınır koşulları, problem geometrisine ve işletim parametrelerine uygun olarak belirlenmiştir. Giriş koşullarında Reynolds sayısı 3 800–16 000 arasında değişen bir hız profili

tanımlanmıştır. Çıkışta sabit basınç koşulu uygulanmış, çarpma plakasına ise sabit ısı akısı uygulanmıştır. Duvar sınır koşulları olarak no-slip (kayma olmama) durumu tanımlanmıştır.

Bu matematiksel model ve sınır koşulları, analiz edilen problemin fiziksel ve geometrik özelliklerini doğru bir şekilde temsil etmektedir. Elde edilen sonuçlar, bu denklemler ve sınır koşulları ile gerçekleştirilen sayısal simülasyonların doğruluğunu ortaya koymaktadır.

3.1.1. Korunum denklemleri

Navier-Stokes denklemleri, akışkanların hareketini tanımlayan temel denklemler olup, korunum denklemleri çerçevesinde kütle, momentum ve enerji gibi fiziksel büyüklüklerin korunumu prensiplerine dayanır ve bu sayede akışkanların dinamik davranışlarını matematiksel olarak modellemeyi mümkün kılar.

Süreklilik denklemi, kütlenin korunumu prensibine dayanarak akışkanın belirli bir hacimdeki yoğunluk ve hız değişimini tanımlar. Yoğunluktan bağımsız (sıkıştırılamaz) ve zamandan bağımsız akış için süreklilik denklemi u, v ve w hız bileşenlerinin sırasıyla x, y ve z ekseni yönlerindeki hız bileşenleri Denklem 3.1'de verilmiştir.

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemi, akışkanın hareketini ve kuvvetlerin etkisini tanımlayarak kütle ve momentum korunumu ilkelerine dayanır. Akışkanın hız, basınç ve viskozite değişimlerini içeren bu denklem, Newton'un ikinci yasasını akışkanlar mekaniğine uygular. Sıkıştırılamaz ve zamandan bağımsız akış için Denklem 3.2, 3.3 ve 3.4 sırasıyla x y ve z yönünde akışkan üzerindeki hız gradyanı, basınç gradyanı ve viskoz kuvvetler arasındaki ilişkiyi tanımlar.

Momentum denklem takımı

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{3.2}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right] \quad (3.3)$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right] \quad (3.4)$$

Enerji denklemi, bir akışkanın iç enerjisinin, ısı transferi, iş ve diğer enerji kaynaklarıyla nasıl değiştiğini tanımlayarak, enerji korunumu ilkesini ifade eder. Denklem 3.5'te enerji denkleminin bir formu verilmiştir. Denklemde yer alan terimler, akışkanın sıcaklık dağılımının ve ısıl iletkenliğinin etkisini gösterir.

Enerji denklemi

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] \quad (3.5)$$

Bu denklemde, T akışkanın sıcaklığını, α ısıl difüzyon katsayısını, $\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]$ sıcaklık dağılımının ikinci türevlerini ifade etmektedir.

Nusselt sayısı, bir akışkan içinde gerçekleşen ısı transferinin etkinliğini gösteren boyutsuz bir sayıdır. Isı transferinin iletim veya taşınım yoluyla baskın olanı belirlemeye yardımcı olur. Yüksek Nusselt sayısı, taşınımla ısı transferinin baskın olduğunu; düşük Nusselt sayısı ise iletimle ısı transferinin baskın olduğunu gösterir. Genellikle yüzeyle akışkan arasındaki ısı transferinin hızını ölçmek için kullanılır ve şu şekilde tanımlanır:

$$Nu=\frac{h_{ort}\ .\ Dh}{k} \quad (3.6)$$

Bu denklemde: Nu: Nusselt sayısı, h: Taşınım ısı transfer katsayısı, Dh: Hidrolik Çap, k: Akışkanın ısıl iletkenliğini ifade etmektedir.

3.1.2. Türbülans denklemleri

Türbülans denklemleri, türbülanslı akıştaki karmaşık hız ve basınç değişimlerini modelleyerek akışın ortalama özelliklerini tahmin etmeyi amaçlayan matematiksel

ifadelerdir. Fiziksel problemde Reynolds sayısı 3000 üzerinde olduğu için (çarpan akış kullanılan modellerde ise 1000) türbülans denklemleri de devreye girmektedir. Çalışmada literatüre uygun şekilde deneysel metoda en yakın sonuçların SST k-ω verdiği gözlendiği için çalışmalar bu model ile devam ettirilmiştir.

Hız ve basınç bileşenleri

$$u = \overline{U} + u';\ v = \overline{V} + v';\ w = \overline{W} + w';\ p = \overline{P} + p' \tag{3.7}$$

Süreklilik denklemi

$$div\,\overline{U} = 0 \tag{3.8}$$

Hız denklemleri

$$div\left(U\overline{U}\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \nu\, div\, grad U + \left[-\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z}\right] \tag{3.9}$$

$$div\left(V\overline{U}\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial y} + \nu\, div\, grad V + \left[-\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z}\right] \tag{3.10}$$

$$div\left(W\overline{U}\right) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial z} + \nu\, div\, grad W + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z}\right] \tag{3.11}$$

Sıcaklık bileşeni ve sıcaklık denklemi

$$T = \overline{T} + T' \tag{3.12}$$

$$\overline{U}\frac{\partial \overline{T}}{\partial x} + \overline{V}\frac{\partial \overline{T}}{\partial y} + \overline{W}\frac{\partial \overline{T}}{\partial z} = \alpha\left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2}\right] + \left[-\frac{\partial\left(\overline{u'T'}\right)}{\partial x} - \frac{\partial\left(\overline{v'T'}\right)}{\partial y} - \frac{\partial\left(\overline{w'T'}\right)}{\partial z}\right] \tag{3.13}$$

SST k-ω türbülans modeli

SST k-ω türbülans modeli, kayma gerilmesi taşınımını daha doğru modelleyebilmek için geliştirilmiş bir türbülans modelidir. Shear Stress Transport (SST) olarak da bilinen bu model, sınır tabakası ve ayrılma bölgelerindeki akış davranışını daha doğru tahmin

edebilmek amacıyla kurgulanmıştır. İç ve dış akış analizlerinde tercih edilen SST k-ω modeli, hassas türbülans modellemeleri gerektiren mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin aerodinamik analizlerde ve basınç farkının olduğu iç akışlarda sıklıkla tercih edilmektedir

SST k-ω modeli, türbülans modellemelerinde yaygın kullanılan iki farklı modeli bir araya getirmektedir: sınır tabakasına yakın bölgelerde k-ω modeli, daha uzaktaki akış bölgelerinde ise k-ε modeli ile hesaplama yapmaktadır. Bu yaklaşım sayesinde, SST k-ω modeli hem sınır tabakası boyunca hem de sınır tabakasının dışında daha yüksek doğruluk sağlayarak türbülans özelliklerini yakalar. Böylece düşük ve yüksek türbülans bölgelerinde daha dengeli ve tutarlı sonuçlar elde edilir. Bu model, akışın türbülanslı davranışını belirlemek amacıyla, Denklem 3.14'te yer alan türbülans kinetik enerjisi (k) ve Denklem 3.15'te tanımlanan özgül yayınım (ω) değişkenlerini kullanmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - Y_K + S_K \tag{3.14}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \tag{3.15}$$

Bu denklemde, S_k türbülans kinetik enerji kaynak terimini, $\Gamma_k$and Γ_ω ω'nin etkin yayılabilirliğini, Y_K ve Y_ω terimleri k ve ω'nın türbülans yüzünden dağılımını, $D_\omega$çapraz yayılımı, G_k ve G_ω terimleri hız gradyenlerinden meydana gelen üretim terimlerininin türbülans kinetik enerjisindeki ve özgül yayınımındaki üretimini açıklamaktadır.

Türbülans modellerinde Γ_k ve Γ_ω terimleri, türbülans kinetik enerjisinin (k) ve özgül yayınım (ω) temsil eden difüzyon katsayılarıdır. Bu terimler, türbülansın akışkan içinde nasıl yayıldığını ifade eder ve genellikle türbülans modellerinde kinematik viskozite ve diğer akışkan özellikleriyle ilişkilidir. Denklem 3.16 ve 3.17'nin çözümü için, türbülanslı viskozite μ_t, Denklem 3.18'deki formül ile hesaplanır.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \tag{3.16}$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \tag{3.17}$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{max\left[\frac{1}{\alpha * \frac{SF_2}{a_1 \omega}}\right]} \tag{3.18}$$

3.2. Fiziksel Model

Şekillerde problemin üç boyutlu modeli tanımlanmıştır. Katı model Ansys Design Modeler R24.1 programında hazırlanmıştır. Çarpma plakasına sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır.

Bu çalışmada incelenen problemin fiziksel modeli, üç boyutlu olarak tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Şekillerde, problemin üç boyutlu geometrik modeli detaylı bir şekilde tanımlanmıştır. Katı model, ANSYS Design Modeler programı kullanılarak hazırlanmış ve bu model üzerinden sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Modelde, çarpma plakasına sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmış, diğer sınır şartları da fiziksel gerçekliği temsil edecek şekilde belirlenmiştir.

Analiz, üç boyutlu ve türbülanslı akış koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Türbülans etkileri, sayısal modelin hassasiyetini artırmak amacıyla SST k-ω türbülans modeli kullanılarak dikkate alınmıştır. Akış, jet çarpma tekniğine uygun olarak modellenmiş ve hem akışkanın hareketi hem de ısı transferi tanımlanmıştır.

Modelde kullanılan kontrol hacimleri ve sınır koşulları, problemin fiziksel koşullarını doğru bir şekilde temsil edecek şekilde oluşturulmuştur. Çarpma plakasına uygulanan sabit sıcaklık sınır şartı, plakadan akışkana olan ısı transferinin sabit bir şekilde gerçekleşmesini sağlamaktadır. Giriş sınır koşulları, akışkanın özelliklerine ve Reynolds sayısına bağlı olarak belirlenmiştir.

Bu fiziksel model, akış ve ısı transferinin detaylı bir şekilde incelenmesine olanak tanımış ve deneysel çalışmalara uygun bir altyapı sunmuştur.

3.3. Sayısal Yöntem

Sayısal Akışkanlar Dinamiği, doğada gerçekleşen akışkanlar dinamiği, momentum ve ısı transferi, kimyasal reaksiyonlar gibi fenomenlerin uygulamalarını, kısmi diferansiyel denklemlerin çeşitli iteratif yöntemler ile çözerek doğada gerçekleştiği şekline yakın bir

şekilde simüle etme imkânı veren, bir çözüm yöntemidir. Bu yöntem ile tüm akış olaylarında oluşan, basınç, hız, sıcaklık gibi özellikler hesaplanabilir. Endüstride ve akademik çalışmalarda bu yöntemin kullanımı son yıllarda artmıştır.

3.3.1. Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerinin integral halini ayrıklaştıran bir yöntemdir. Bu yöntemde hesaplama bölgesi, sonlu sayıda ve birbirine komşu kontrol hacimlerine bölünür. Her bir kontrol hacmi için ilgili özelliklerin tam korunumu ifade edilir ve merkez noktasında değişken değerleri hesaplanır. Kontrol hacmi yüzeylerindeki değerleri ifade etmek içinse merkezdeki değerler kullanılarak interpolasyon yapılır.

Yüzey ve hacim integrallerinin yaklaşık çözümünü bulmak için ikinci dereceden formüller uygulanır. Sonuç olarak her bir kontrol hacmi için komşu düğümlerin değerlerini de içeren bir cebirsel denklem elde edilir.

3.3.2. Ansys Fluent paket programı

Fluent programı sonlu hacimler yöntemini kullanarak, belirlenen sınır şartları ile analiz geometrisini hücrelere bölerek, ayrıklaştırılmış Navier-Stokes denklemlerini sayısal yöntemlerle iteratif olarak çözen bir yazılımdır.

Bu paket program ile analiz edilecek geometri Ansys Design Modeler programında 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Ansys Fluent 2024 R1 programında ise, 3. Bölümde anlatılmış olan denklemlerin ve hesaplamaların sonlu hacimler yöntemi ile matrisler aracılığı ile çözülmektedir.

ANSYS Fluent, sonlu hacimler yöntemini kullanarak sayısal analizler gerçekleştiren güçlü bir yazılımdır. Fluent, analiz geometrisini küçük hücrelere bölerek ayrıklaştırılmış Navier-Stokes denklemlerini iteratif olarak çözer. Bu yazılım, geniş bir uygulama yelpazesiyle akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve türbülans modellemesi gibi problemleri çözmede tercih edilir.

Çalışmada, analiz edilecek olan geometri ANSYS Design Modeler 2024 programında üç boyutlu olarak modellenmiş ve Fluent ortamına aktarılmıştır. Fluent yazılımı, belirtilen sınır şartlarını dikkate alarak çözüm alanını hücrelere bölmüş ve bu hücreler üzerinden hesaplamaları gerçekleştirmiştir. Yazılım, dördüncü bölümde belirtilen temel denklemleri ve türbülans modellerini sonlu hacimler yöntemi ile matrislere ayrıştırarak çözmüştür.

Fluent' in sağladığı avantajlar şunlardır:

- İkinci dereceden ayrıklaştırma yöntemleri ile yüksek doğruluk.
- SST k-ω gibi gelişmiş türbülans modellerini desteklemesi.
- Geniş sınır şartları ve geometri seçenekleri ile çeşitli problemleri modelleme imkânı.
- Çözüm algoritmaları sayesinde büyük boyutlu ve karmaşık problemlerde yüksek verimliliğe sahip olması.

Bu çalışmada Fluent yazılımı, geometrik ve fiziksel parametrelerin 3 boyutlu modellemesi ile türbülanslı akış ve ısı transferi problemlerinin doğru bir şekilde analiz edilmesini sağlamıştır. Elde edilen sonuçlar, fiziksel problemin davranışını anlamak ve optimize etmek için bir temel oluşturmuştur.

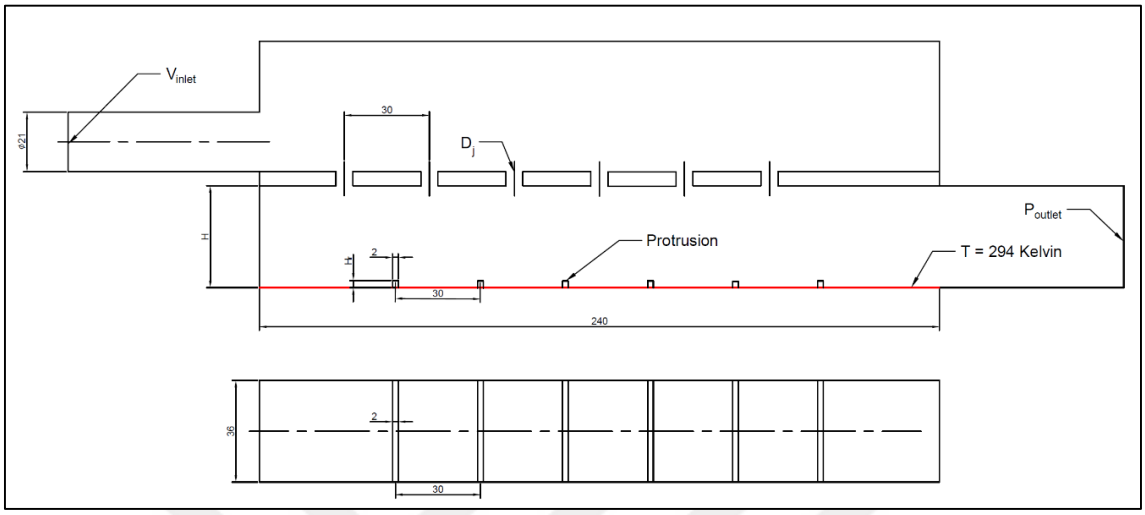
3.4. Doğrulama Çalışması

Bu bölüm referans deneysel çalışmanın Ansys Fluent 2024 R1 paket programı ile doğrulaması yapılmıştır. Geometri birebir ölçülerde Ansys Design Modeler programında oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde belirtilen bütün sınır şartlarını kapsayıcı bir modelleme yapılmıştır. Modelin dış yüzeyi atmosferik basınç sınır şartıdır. Bu başlık altındaki diğer bölümlerde sınır şartları hücre bağımsızlığı ve ön sonuçlar verilmiştir.

3.4.1. Referans geometri

Şekil 3.1'de görüleceği üzere 'Tepe ve arkadaşlarının (2020) çalışmasında kullanılan referans geometrinin şematik çizimi ve sınır şartları verilmiştir. Bu referans geometriye göre analizler hazırlanmıştır. H yüksekliği kanalın yüksekliği olarak belirlenmiştir. D_j ise jet çapı olarak alınmıştır. Jetler arası mesafe 30 mm'dir. 21 mm'lik giriş çapından hız sınır şartı

verilmiştir. *Poutlet* olarak isimlendirilmiş sınır ise dış atmosfer basıncı olarak alınmıştır. Kırmızı yüzey sabit yüzey sıcaklığı verilmiş yüzeydir.



Şekil 3.1. Analiz Geometrisinin Şematik Gösterimi

Sınır şartları

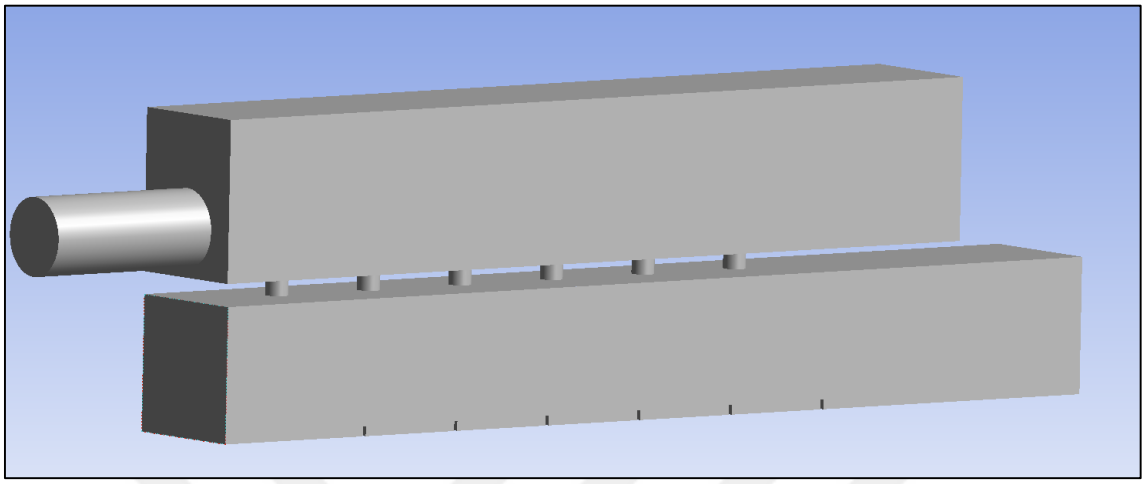
Bu bölümde analiz için gerekli sınır şartları ve tanımlamalar yapılmıştır. Analizlerde kullanılan örnek giriş sınır şartlarının gösterildiği bir model olmuştur. Deneysel çalışmaları doğrulamak amacıyla birebir olarak deneysel geometri kullanılmıştır.

Ön analiz için ise 32 500 Reynolds ve H/D_j =6 kullanılmıştır. Bu çalışma tek girişli tek çıkışlı ve çoklu çarpan jetlere sahip olduğu için parametrik analizler için yeterli doğrulama imkânı vermiştir.

Analizde, üç farklı sınır koşulu kullanılmıştır:

- Basınç Sınır Koşulu:
  - Çıkış yüzeyi, atmosferik basınç ve sıcaklık koşulu T = 322,15 K olarak ayarlanmıştır.
- Hız Sınır Koşulu:
  - Giriş yüzeyi, 32 500 Reynolds sayısını sağlayan hız sınır koşulu ve giriş sıcaklık koşulu T = 322,15 K olarak tanımlanmıştır.
- Termal Sınır Koşulu:
  - Çarpma plakasının yüzeyine sabit bir sıcaklık T = 294 K atanmıştır.

Belirtilen Şekil 3.2 Tepe ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada kullanılan geometrinin görselleri.

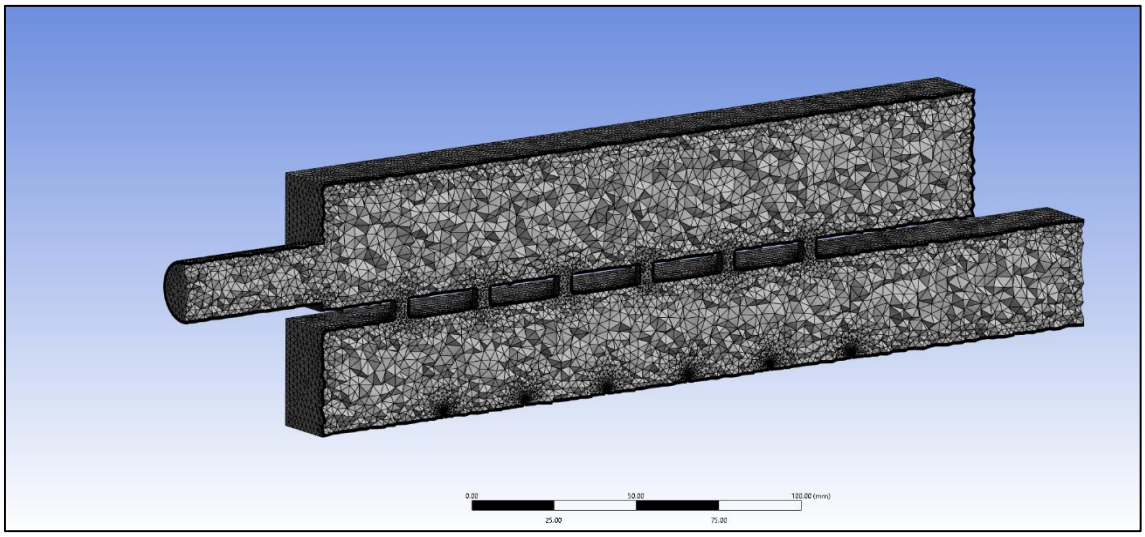


Şekil 3.2. Doğrulama Geoemtrisi 3 Boyutlu Modeli

3.4.2. Hesaplama ağı

Hücre bağımsızlık çalışmasının amacı, hücre sayısının artmasıyla birlikte sonuçların yakınsamasını sağlamaktır. Çok yüksek hücre sayıları, hesaplama sürelerini artırır. Tersi durumda ise, düşük hücre sayıları hatalı sonuçların nedeni olabilir.

Deneysel geometriye (Şekil 3.2 Tepe ve ark, 2020) ait model, ön sonuçları doğrulamak için Fluent yazılımında modellenmiştir. .'da hesaplama modelinin şematik çizimi gösterilmiştir. Analizleri optimum hücre sayısıyla gerçekleştirmek hedeflenmiştir. Örnek ağ yapısı Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Örnek Ağ yapısı

Artan hücre sayılarıyla gerçekleştirilen çözümlerin sonuçları Şekil 3.5'de sunulmuştur. Ağ bağımsızlık çalışması için konfigürasyon, Re= 32,500, D_j= 6 mm olarak ayarlanmıştır. Şekilden de görülebileceği gibi, sayısal bulgular deneysel sonuçlarla uyum içindedir.

Çözüm stratejisi SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) metodu

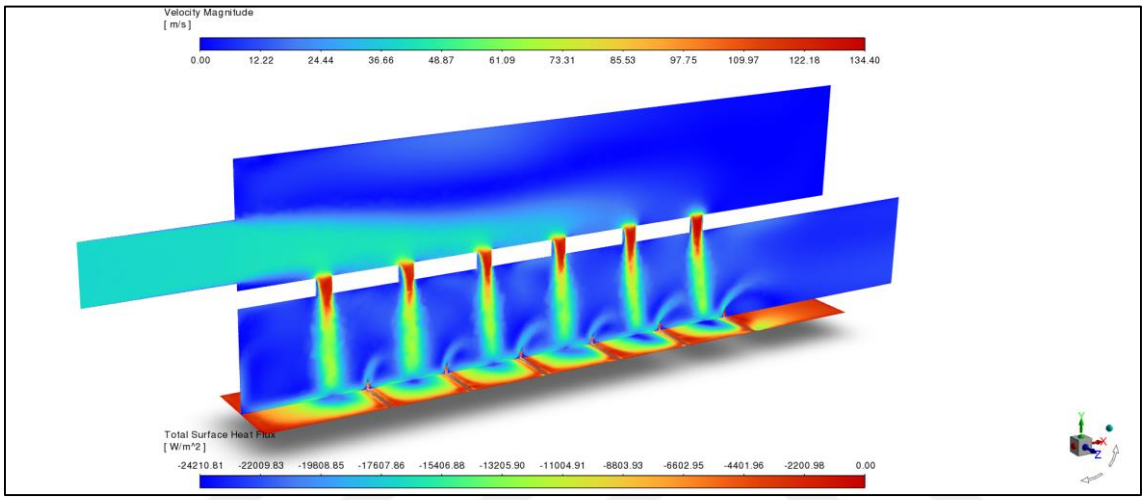
SIMPLE yöntemi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonlarında basınç ve hız alanlarını çözmek için kullanılan temel bir algoritmadır. Sıkıştırılamaz akış problemlerinde, hız ve basınç birbirine bağlıdır ve bağımsız olarak çözülmeleri zordur. SIMPLE yöntemi, bu problemi çözmek için bir basınç düzeltme yaklaşımı kullanır. İlk adımda, hız ve basınç için başlangıç değerleri tahmin edilir ve momentum denklemleri çözülerek bir hız alanı elde edilir. Ancak bu hızlar genellikle süreklilik denklemine uymaz, bu yüzden bir basınç düzeltme denklemi oluşturularak bu tutarsızlık giderilir.

Bu basınç düzeltmesi, basınç ve hız alanlarını güncelleyerek daha doğru bir çözüm sağlar. Bu yöntem, süreklilik ve momentum denklemlerindeki artıkların belirli bir toleransın altına inmesine kadar iteratif olarak tekrarlanır.

Akış çözümü için zamandan bağımsız bir ayrık çözücü kullanıldı. Basınç-hız eşlemesi için ise SIMPLE yöntemi uygulandı. Süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri için ise ikinci mertebede (second-order upwind) şema kullanılmıştır.

Yakınsama kriterleri

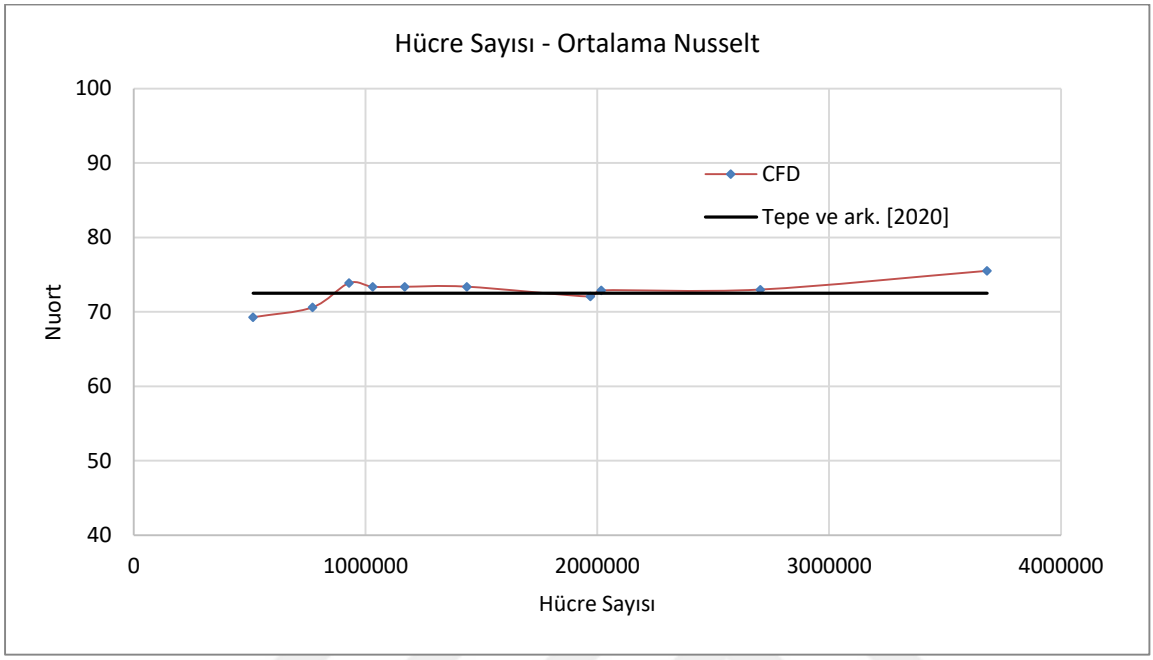
Paket programda kullanılan süreklilik, hız (3 eksende), türbülans ve enerji denklemlerinin görece %0,1'den düşük olması şart olarak belirlenmiştir. Ayrıca çarpma plakası ortalama sıcaklıkları ve giriş statik basıncı yakınsama kriteri olarak uygulanmıştır. Değişimin %0,1'den az olmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 3.4. Referans Geometri modellenerek yapılan çalışma

Şekil 3.5'deki grafikte görüleceği üzere, farklı hücre sayıları ile elde edilen HAD sonuçlarının literatürdeki bir çalışma (Tepe ve ark,. 2020) ile karşılaştırmasını göstermektedir. Hücre sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısının başlangıçta hafif bir artış gösterdiği, ancak 2 milyon hücre sayısından sonra stabil hale geldiği gözlemlenmiştir. Bu durum, çözümün 2 milyon hücre sayısından itibaren mesh bağımsızlığına ulaştığını ve daha yüksek hücre sayılarının sonuçları önemli ölçüde değiştirmediğini göstermektedir. HAD sonuçlarının literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğu görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısı değerleri, literatürde verilen referans değeriyle (Tepe ve ark. (2020)) paralellik göstermektedir. Bu uyum, modelleme yaklaşımının doğruluğunu ve kullanılan parametrelerin geçerliliğini desteklemektedir. HAD analiz sonuçlarının literatürdeki değerlerle uyum göstermesi, modelleme yönteminin güvenilir olduğunu kanıtlamaktadır. Çözümün 2 milyon hücre sayısından itibaren stabil hale gelmesi, optimum ağ çözünürlüğünün bu seviyede olduğunu göstermektedir. Bu analiz, çözüm doğruluğunu artırmak için gerekli ağ yapısı hassasiyetini belirlemede ve tasarım kararlarında yol gösterici

olmuştur. Yüksek hesaplama maliyetlerinden kaçınmak için 3,2 milyon hücre sayısı ideal bir seçim olarak kabul edilebilir.



Şekil 3.5. Hücre Sayısı - Ortalama Nusselt sayısı

4. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada, düz bir plaka üzerinde çarpan akış için belirli parametreler araştırılmıştır. Parametrik çalışmada incelenen parametreler "Reynolds sayısı", "H/D_j oranı", "Hidrolik Çap (D_h)", "Jet Sayısı", "Yüzey üzerinde kanatçıklı geometriler"'dir. En optimum ısı transferini sağlamak amacıyla yüzeylere kanatçıklar eklenmiş ve performans artırmaya yönelik analizler yapılmıştır. Analizlerin kontürleri ve sonuçları bu başlık altında sunulmuştur.

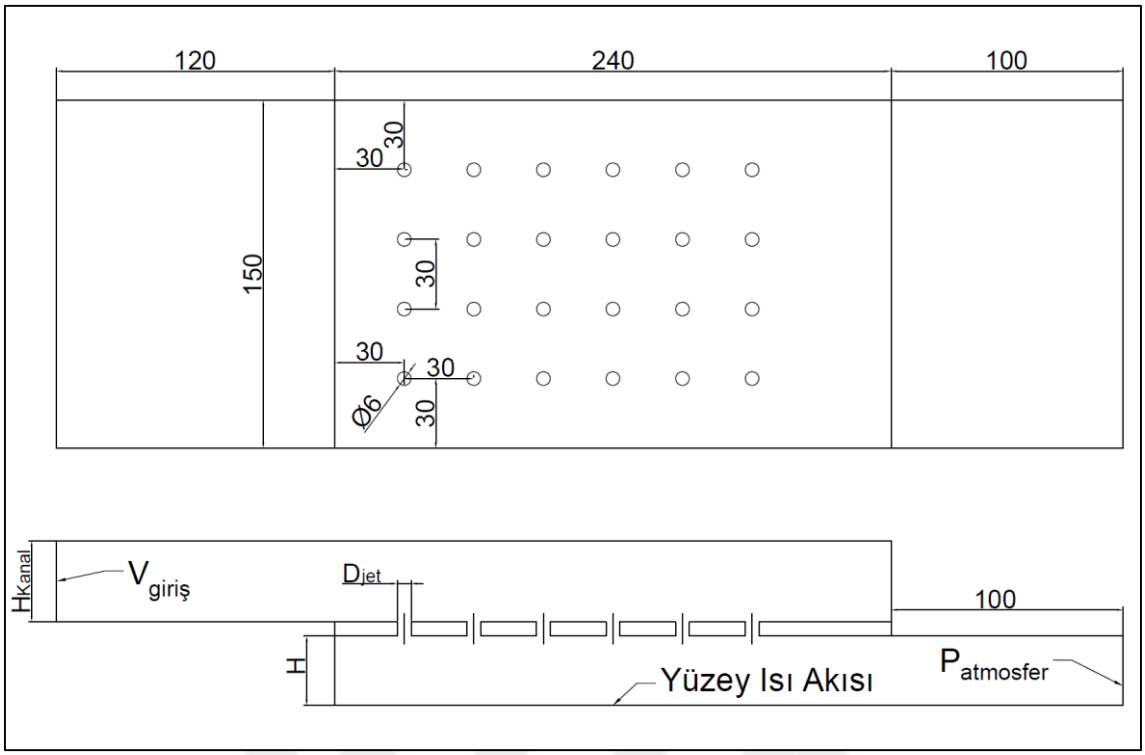
4.1. Parametrik Çalışmada Kullanılan Geometriler

Bu bölümde, parametrik çalışma kapsamında kullanılan geometriler detaylı olarak sunulmuştur. Çalışma, farklı jet yerleşimleri ve yüzey boyutlarını içeren tasarımlarla, akış dinamikleri ve ısı transfer performansını optimize etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Görsellerde verilen her bir geometri, jetlerin düzeni ve boyutlarının analiz edilen sistem üzerindeki etkilerini anlamak için farklı senaryoları temsil etmektedir.

İlk görsel, Şekil 4.1 sistemin genel tasarımını ve temel boyutlarını göstermektedir:

- Sistem, 240 mm x 150 mm boyutlarındaki bir yüzey alanında yerleşmiş jetlerden oluşmaktadır.
- Giriş bölgesinde jet çapı D_j ve kanal yüksekliği H_{kanal} değerleri verilmiştir.
- Jetler, yüzey boyunca homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmayı hedeflemektedir.

Akış, atmosferik basınçta dışarı çıkmakta ve akış düzeni görselde belirtilmiştir. Oluşturulan tasarım ile hem giriş koşullarını hem de jetlerin çıkış yüzeyi üzerindeki etkilerini analiz etmek için bir referans çalışma geometrisi oluşturulmuştur.

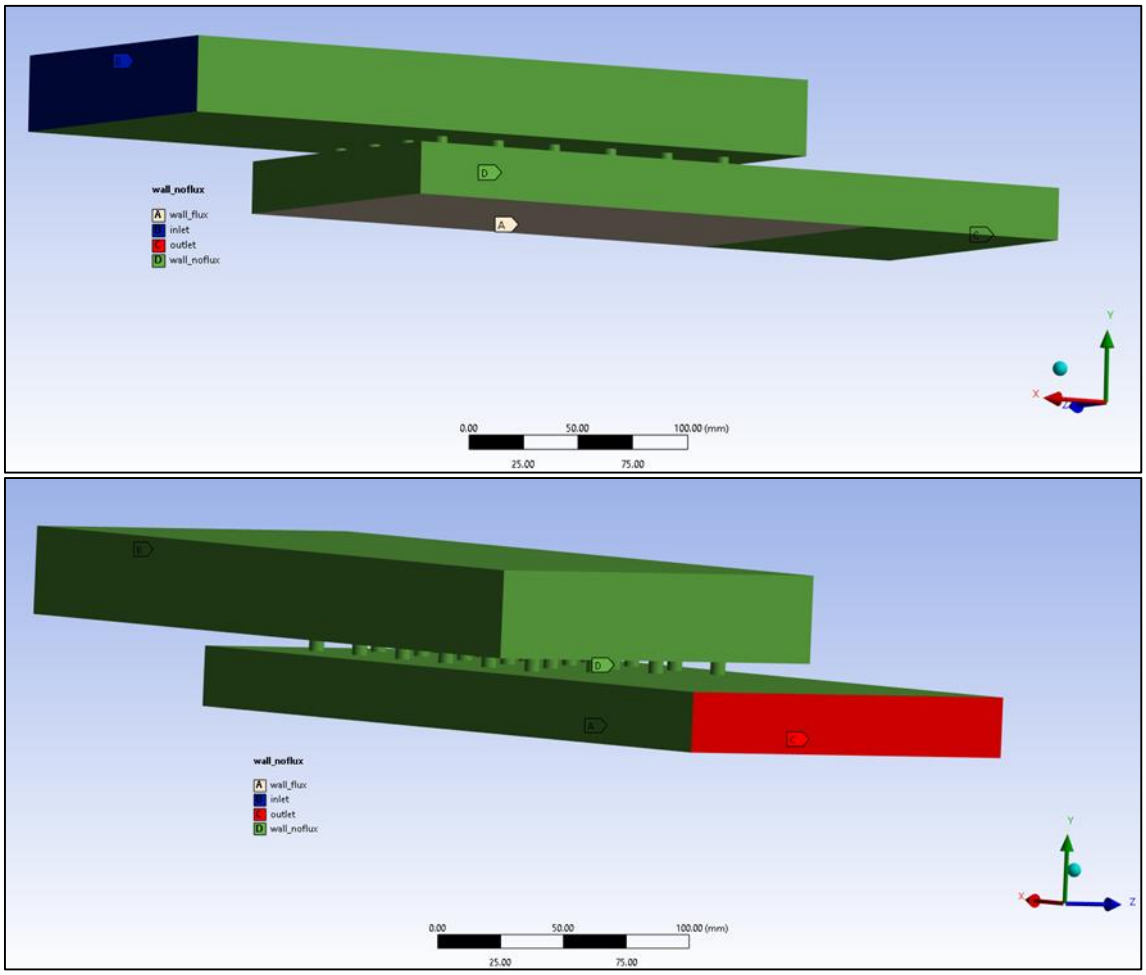


Şekil 4.1. Üst ve yan görünüş, 6 x 4 Jet Diziliminde D_j=6 mm

Parametrik çalışmada kullanılan sınır şartları aşağıdaki görsel Şekil 4.2'de verilmiştir.

Analizde, üç farklı sınır koşulu kullanılmıştır:

- Basınç Sınır Koşulu:
  - Çıkış yüzeyi, atmosferik basınç ve sıcaklık koşulu T = 273,15 K olarak ayarlanmıştır.
- Hız Sınır Koşulu:
  - Giriş yüzeyi, 36000 Reynolds sayısını sağlayan hız sınır koşulu olarak verilmiştir ve giriş sıcaklık koşulu T = 273,15 K olarak tanımlanmıştır.
- Termal Sınır Koşulu:
  - Çarpma plakasının yüzeyine sabit bir ısı akısı q" = 1 000 W/m^2 olarak tüm analizlerde kullanılmıştır.



Şekil 4.2. Sınır Şartları a) alttan görünüş b) sağdan görünüş

4.2. Hücre Sayısından Bağımsızlaştırma

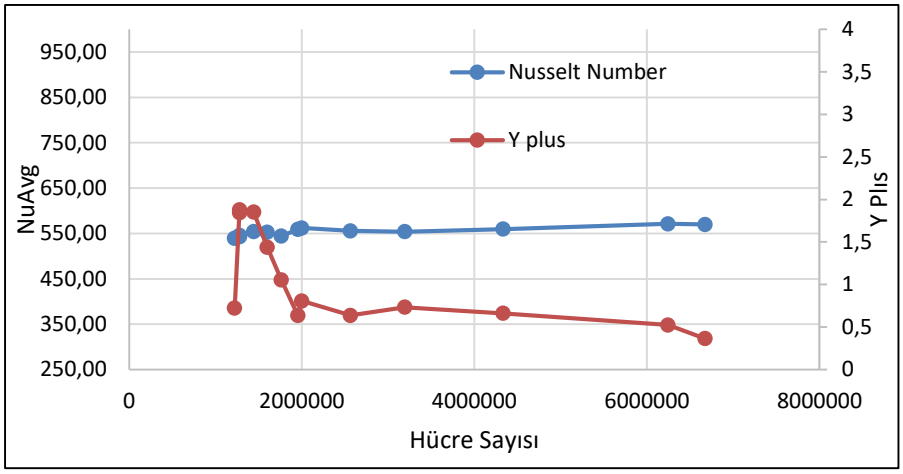
Hücre sayısından bağımsızlaştırma işleminin amacı artan hücre sayısı ile sonuçlarda yakınsama durumu olmasını sağlamaktır. Çok fazla hücre sayısı her bir iterasyonda geçen sürenin artmasına sebep olmaktadır. Az hücre sayısı ise doğruluktan uzak sonuçlar vermektedir. Bu yüzden optimum hücre sayısında analizler yapılması hedeflenmiştir. Hücre sayıları düzenli bir şekilde arttırılarak çözümlerin sonuçları Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

Analizlerde hücre bağımsızlığını incelemek için plakadaki ısı transferi dolayısıyla yüzeyde oluşan ortalama Nusselt sayısı incelenmiştir. Hücre sayıları düzenli olarak arttırılarak analizin hücre sayısından bağımsız olması hedeflenmiştir.

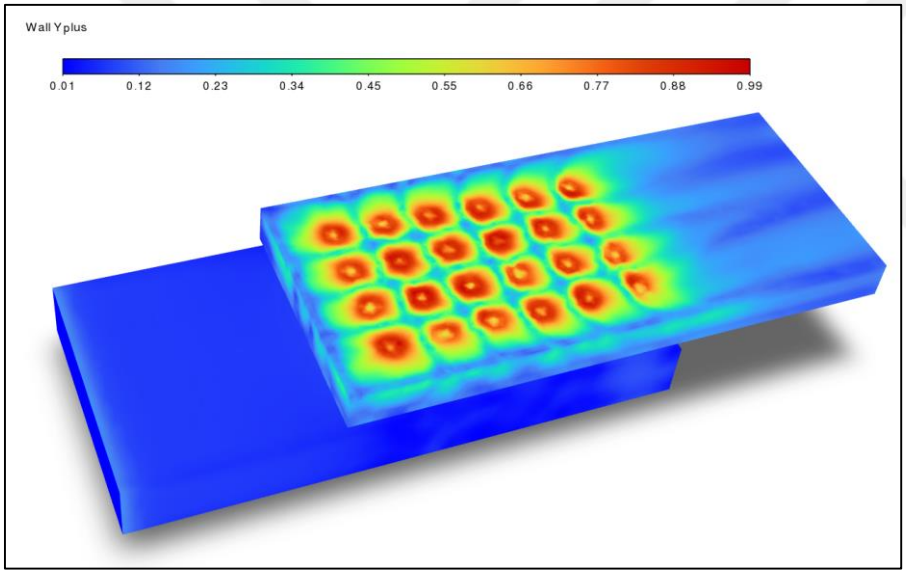
y^+, akışkan dinamiği analizlerinde yüzeyle olan etkileşimi anlamak için kullanılan kritik bir boyutsuz parametredir. Akışın yüzeyle temas eden ilk hücrenin, viskoz alt tabakadaki konumunu ifade eder ve hem türbülans modellemelerinin doğruluğu hem de yüzeydeki ısı transferinin hassas bir şekilde hesaplanması açısından büyük bir öneme sahiptir. y^+ değerinin 1'in altında tutulması, yüzeydeki viskoz etkilerin doğru bir şekilde çözülmesini sağlar(Ansys Fluent Theory Guide 2023). Bu, türbülans modellerinde viskoz duvar fonksiyonlarına olan ihtiyacı ortadan kaldırır ve akışın fiziksel özelliklerinin doğru bir şekilde hesaplanmasına olanak tanır. Özellikle ısı transferinin doğru modellenebilmesi için y^+ değerinin 1'in altında olması gerekir, çünkü yüzeydeki ısı transferi büyük ölçüde viskoz alt tabakada gerçekleşen enerji taşınımına bağlıdır. Eğer y^+ değeri 1'in üzerine çıkarsa, viskoz alt tabakanın etkileri doğru bir şekilde modellenemez ve bu durum ısı transferi hesaplamalarında hatalara neden olabilir.

Ayrıca Menter (2009), SST k-ω modeli için y^+ değerinin 3 ün altında olması ile duvar fonksiyonu kullanmaya gerek kalmadığını ve viskoz iç tabakayı gerçeğe yakın modellenebileceğini söylemiştir.

Bu çalışmada, y^+ değerinin tüm analizlerde 1'in altında tutulması, çözümün doğruluğunu garanti altına almak için öncelikli bir hedef olarak belirlenmiştir. Bu doğrultuda, yüzeye yakın bölgelerde çok ince bir hücre ağı kullanılarak ilk hücrenin viskoz alt tabakada kalması sağlanmıştır. Ayrıca, $y^+ \leq 1$ koşulu altında mesh bağımsızlığı çalışmaları gerçekleştirilmiş ve yeterli çözünürlüğe ulaşıldığı doğrulanmıştır. Tüm bu çalışmalar hem akış hem de ısı transferi modellemelerinin fiziksel gerçekliğe uygun bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak tanımıştır. Bu yaklaşım sayesinde, yüzey etkileri doğru bir şekilde hesaplanmış ve elde edilen sonuçların güvenilirliği sağlanmıştır. y^+ değerinin 1'in altında tutulması, özellikle ısı transferi analizlerinin hassasiyeti açısından katkı sunmuş ve bu çalışmanın literatüre yakınlığını arttırmıştır.

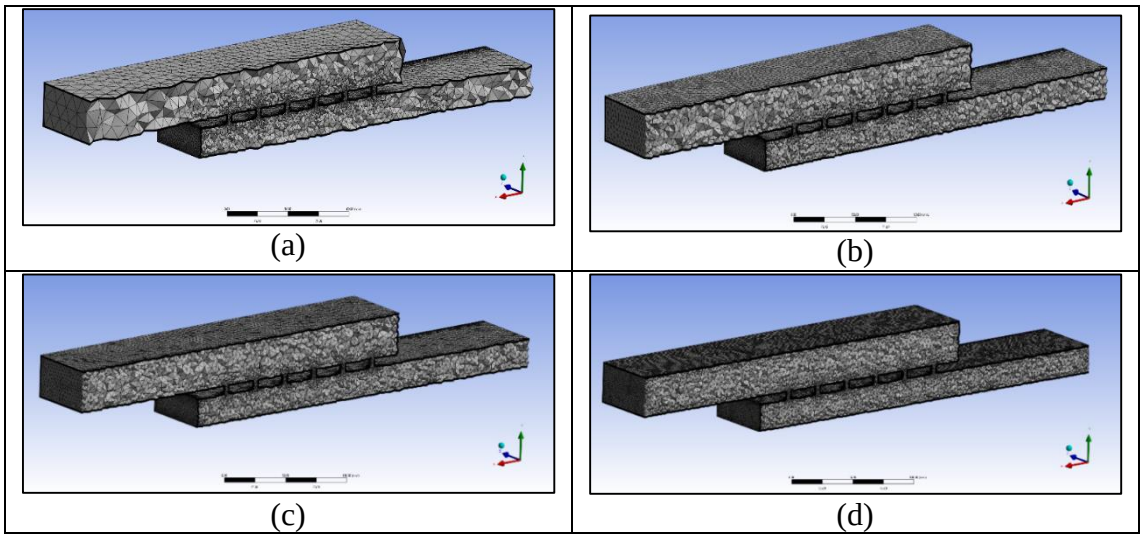


Şekil 4.3. Ana geometri için hücre sayısı bağımsızlığı grafiği, Hücre sayısı ile ortalama Nusselt Sayısı, ve y^+ değerleri



Şekil 4.4. Örnek y^+ kontürü, tüm yüzeyler için

Hücre dağılımları belirlenirken yapılan hücre sayısı ayarlamaları ile yüksek doğruluk istenen bölgeler için diğer bölgelerden fazla sayıda hücre oluşturulmuştur. Çarpma plakasının üst yüzeyinde hücre dağılımları sıklaştırılmıştır. Böylece analizde önemli bir farklılık yaratmayacak bölgelerdeki hücre sayısı az kaldığından dolayı çözüm süreleri daha yüksek hücre sayılarındaki ağlara göre kısalmıştır.



Şekil 4.5. Hücre sayısı (a) 2 190 000 Hücre Sayısı (b) 3 200 000 Hücre Sayısı (c) 3 900 000 Hücre Sayısı (d)) 7 2400 000 Hücre Sayısı

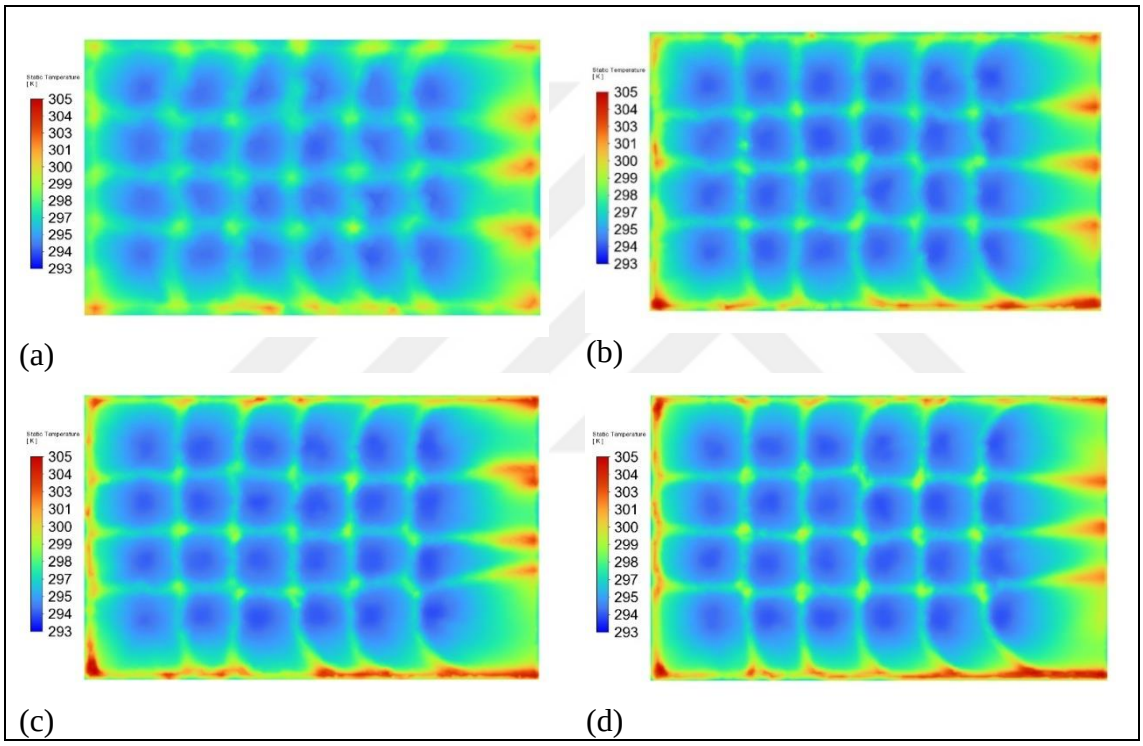
Hücre bağımsızlığı çalışmalarının sonucunda 3 200 000 hücre sayısı olan analiz seçilmiştir. Bu hücre sayısı seçilmesindeki amaç çözüm süresi ile sonuçların görece değişmediği seviye olarak elde edilmesidir. Parametrik çalışmalarda gerçekleştirilen tüm analizler bu mesh ayarlarında çalışılmıştır.

Şekil 4.5'teki görseller, mesh bağımsızlığı çalışmasının sonuçlarını temsil etmektedir. Farklı hücre sayılarıyla gerçekleştirilen analizler, mesh hassasiyetinin sonuçlar üzerindeki etkisini incelemek amacıyla hazırlanmıştır. Her bir analizde statik sıcaklık dağılımları gösterilmiş ve hücre sayısının artırılmasıyla sonuçlardaki değişimler değerlendirilmiştir.

1. 2 190 000 Hücre Sayısı
   - İlk analizde daha düşük bir hücre sayısı kullanılmıştır. Bu çözümde, sıcaklık dağılımı genel yapıyı ortaya koymakla birlikte, çözünürlüğün sınırlı olması nedeniyle ince detayların yeterince doğru bir şekilde temsil edilmediği görülmektedir. Sıcaklık konturlarında bazı bölgelerde keskin geçişler gözlemlenmektedir.
2. 3 200 000 Hücre Sayısı
   - Hücre sayısı artırıldığında, sıcaklık dağılımındaki keskin geçişler azalmış ve çözüm daha homojen hale gelmiştir. Bu, mesh kalitesindeki artışın sonuçların doğruluğunu artırdığını göstermektedir.
3. 3 900 000 Hücre Sayısı
   - Bu hücre sayısında, sıcaklık dağılımının önceki çözümle oldukça benzer olduğu ve çözüm detaylarının daha keskinleştiği görülmektedir. Konturlar, sistemdeki akış ve ısı

transferi fenomenlerini daha net bir şekilde temsil etmektedir. Artık sonuçlar, mesh bağımsızlığına yaklaşmaya başlamıştır.

4. 7 240 000 Hücre Sayısı
   - En yüksek hücre sayısı ile elde edilen çözüm, sıcaklık dağılımında önceki analizlere göre belirgin bir fark yaratmamaktadır. Bu, çözümün artık mesh bağımsızlığına ulaştığını ve daha fazla hücre sayısının sonuçları önemli ölçüde değiştirmediğini göstermektedir. Bu aşamada, hücre sayısındaki artışın yalnızca hesaplama maliyetini artırdığı söylenebilir.

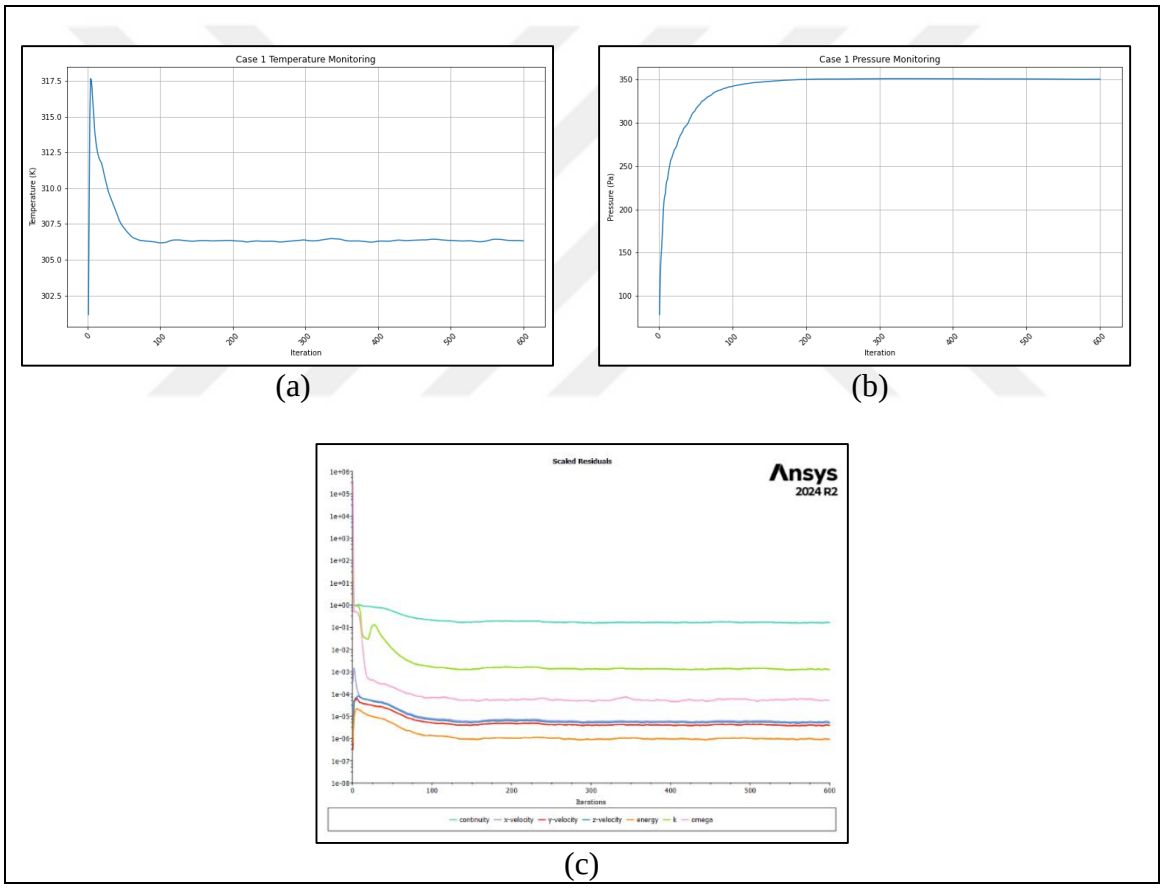


Şekil 4.6. Hücre Sayıları (a) 2 190 000 (b) 3 000 000 (c) 3 900 000 (d) 7 2400 000

Ayrıca Şekil 4.7'de analizlerdeki basınç farkı ve ortalama yüzey sıcaklıkların iterasyonlar boyunca kontrolü yapılmıştır. Örnek grafikler

Şekil 4.7'de sunulmuştur. Bu grafiklerde sıcaklık, basınç ve artıklara (residuals) ilişkin izleme verileri sunulmuştur. Sıcaklık monitörü a), iterasyonlarla birlikte sıcaklık değerinin başlangıçta hızlı bir şekilde azaldığını ve yaklaşık 100. iterasyondan itibaren sabit bir seviyeye ulaştığını göstermektedir. Bu durum, sistemin termal olarak dengelendiğini ve kararlı bir duruma geçtiğini ifade etmektedir. Basınç monitörü b), iterasyonlar boyunca basınç değerinin başlangıçta hızla arttığını ve benzer şekilde 100. iterasyondan sonra sabit

bir seviyeye ulaştığını ortaya koymaktadır. Bu, sistemdeki akış hesabının çözüm algoritmasıyla uyum sağladığını ve akış parametrelerinin dengelendiğini göstermektedir. Artık değerler monitörü d), süreklilik, hız bileşenleri, enerji ve türbülans bileşenlerinin artık değerlerinin iterasyon ilerledikçe azaldığını ve yaklaşık 10^{-2} ila 10^{-6} arasında sabitlendiğini ortaya koymaktadır. Artık değerlerin bu şekilde düşüş göstermesi, çözümün yakınsama sağladığını ve simülasyonun doğruluğunu işaret etmektedir. Genel olarak sıcaklık, basınç ve artık değerler monitörlerinde gözlemlenen stabilite, sistemin hem termal hem de akışkan dinamiği açısından çözümlendiğini ve simülasyon sonuçlarının iterasyondan bağımsız olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.7. (a) Sıcaklık Monitörü (b) Basınç monitörü (c) Artık Değerler Monitörü

4.3. Etkisi İncelenen Parametreler

Bu kısımda incelenen parametreler verilmiştir. Bu başlık altında, çalışma kapsamında analiz edilen parametreler ve sistemin geometrik özellikleri detaylı olarak sunulmaktadır. Çalışmada farklı Reynolds sayıları, jet çarpma mesafeleri (H/D_j), kanal giriş yükseklikleri,

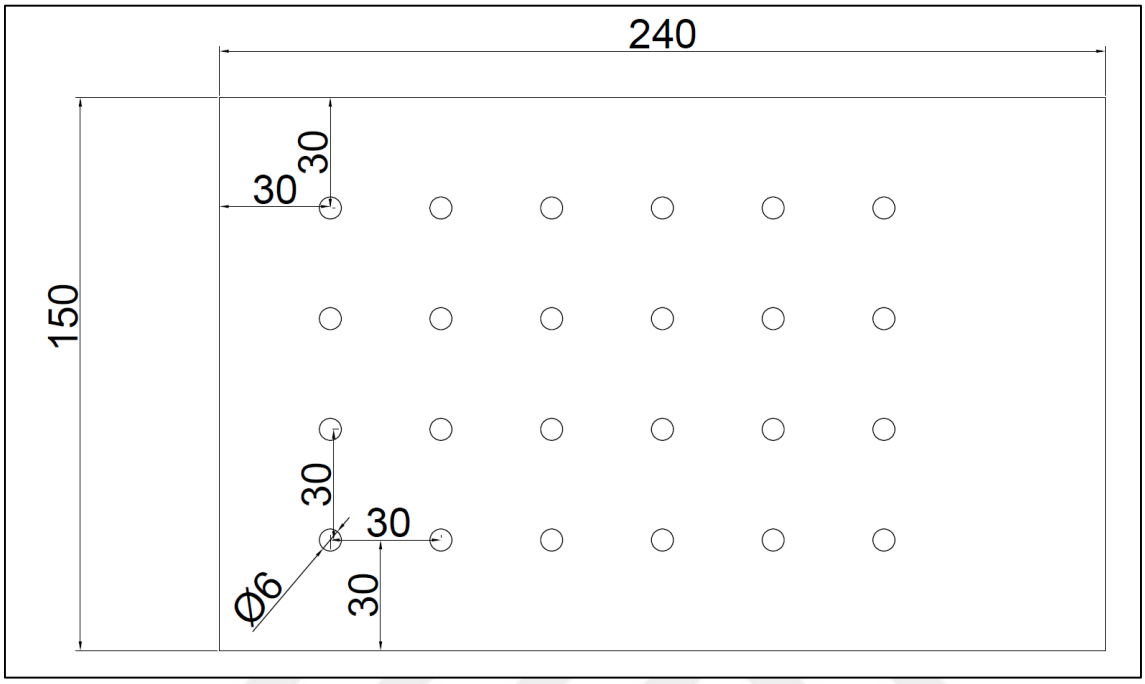
jet yerleşimleri ve jet çaplarının ısı transferi ve akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu parametrelerin her biri, akışkan davranışını, ısı transferi performansını optimize etmek için öneme sahiptir.

1. Reynolds Sayısı Aralığı:
   - Çalışmada, Reynolds sayısı 6 000 ile 36 000 arasında altı farklı değerde incelenmiştir. Bu aralık, görece düşük, orta ve yüksek türbülanslı akış rejimlerinin sistem üzerindeki etkilerini değerlendirmek için seçilmiştir.
2. H/D_j Mesafesi:
   - Jet çıkışı ile ısı akısı verilen hedef yüzey arasındaki çarpma mesafesi, H/D_j oranları olarak ifade edilmiştir. Bu oranlar 2, 4, 5, 6, 8 ve 10 değerlerinde analiz edilmiştir. H/D_j oranı, jetin yüzeye olan etkisini ve türbülans oluşumunu doğrudan etkileyen bir parametredir.
3. Kanal Yüksekliği (H_{kanal}):
   - Kanal giriş yüksekliği 0,009, 0,017, 0,026 ve 0,035 metre olarak dört farklı değerde incelenmiştir. Giriş yüksekliği, jet akışının kararlılığını ve yüzeye çarpma kuvvetini etkileyen önemli bir tasarım parametresidir.
4. Jet Yerleşimi:
   - Çalışmada, jetlerin yerleşimi iki farklı konfigürasyonda değerlendirilmiştir: 4x6 ve 8x12. Bu düzenlemeler, jetlerin yüzey üzerindeki dağılımını ve türbülans etkisini en uygun konfigürasyonu bulmak için analiz edilmiştir.
5. Jet Çapı (Djet):
   - İki farklı jet çapı (0,006 m ve 0,012 m) kullanılmıştır.

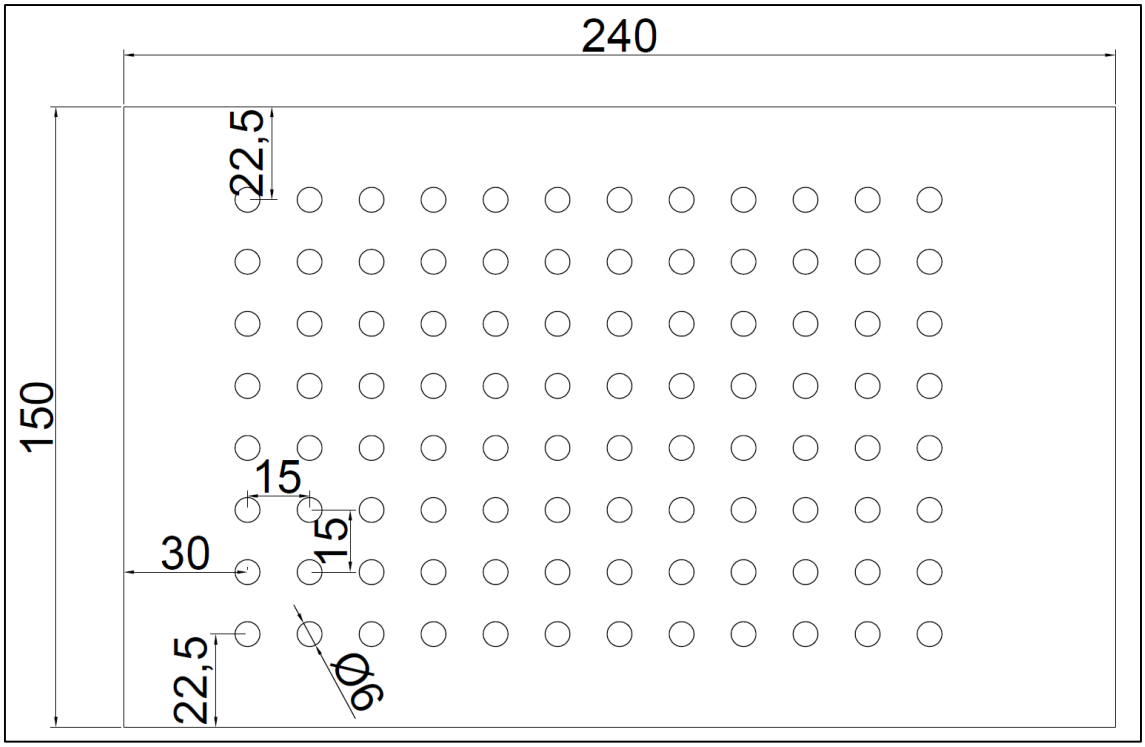
Çizelge 4.1. Çalışılan parametre tablosu

Parametre İsmi	Birim	Analiz Edilen Parametre Değerleri	Parametre Sayısı
Re Sayısı	-	6 000, 12 000, 180 00, 24 000, 30 000, 36 000	6
H/D_j Mesafesi	-	2,4,5,6,8,10	6
Kanal Yüksekliği (H_{kanal})	m	0,009, 0,017, 0,026, 0,035	5
Jet Yerleşimi	-	4x6, 8x12	2
D_j	m	0,006, 0,012	2
Kanatçık Geometrisi		Düz, Silindirik, Kare, Konik	-
Toplam Analiz Sayısı			720

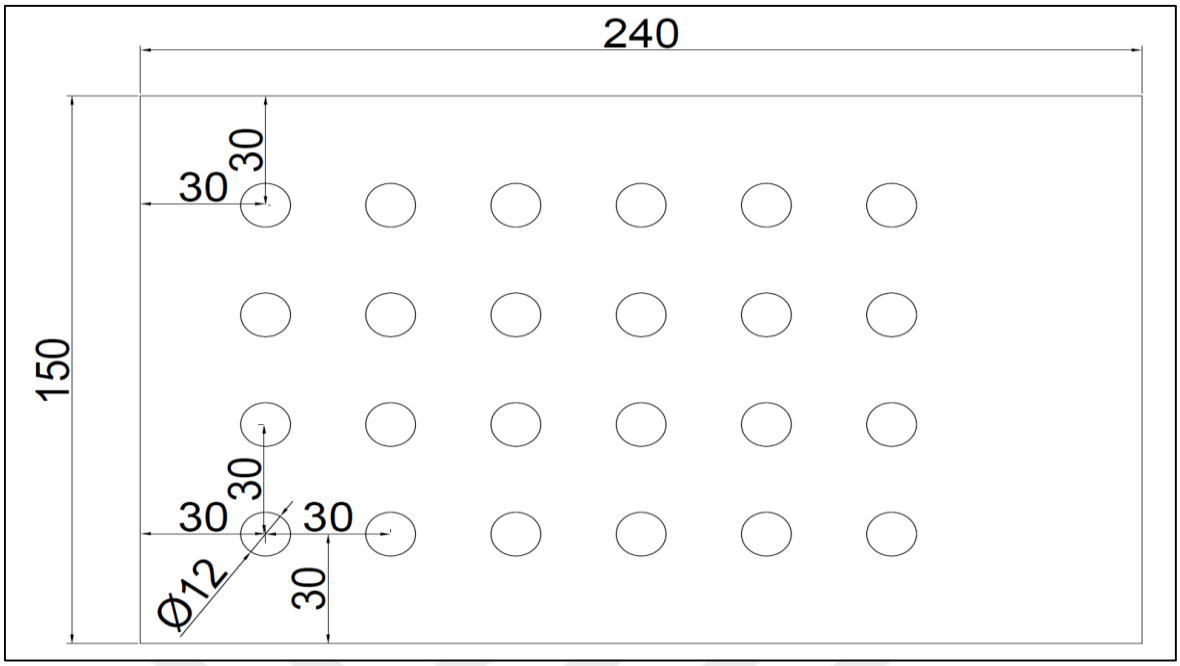
Şekil 4.8, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da çalışılan jet geometrilerinin şematik çizimleri sunulmuştur.



Şekil 4.8. Jetlerin Üst görünüşü, 6 x 4 Jet Diziliminde D_j=6 mm



Şekil 4.9. Jetlerin Üst görünüşü, 12 x 8 Jet Diziliminde D_j=6 mm



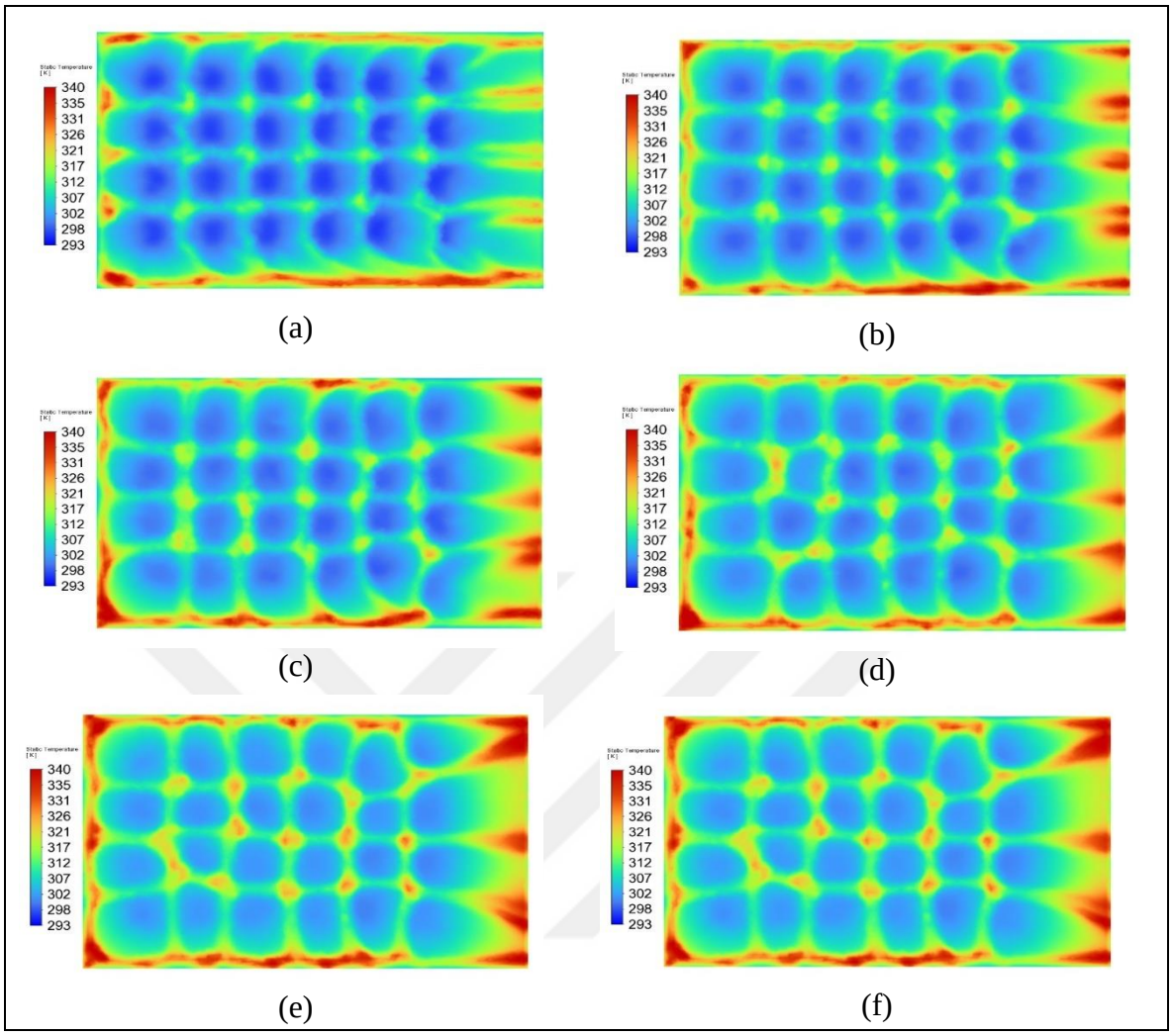
Şekil 4.10. Jetlerin Üst görünüşü, 6 x 4 Jet Diziliminde Dj=12 mm

4.3.1. H/D_j etkisi

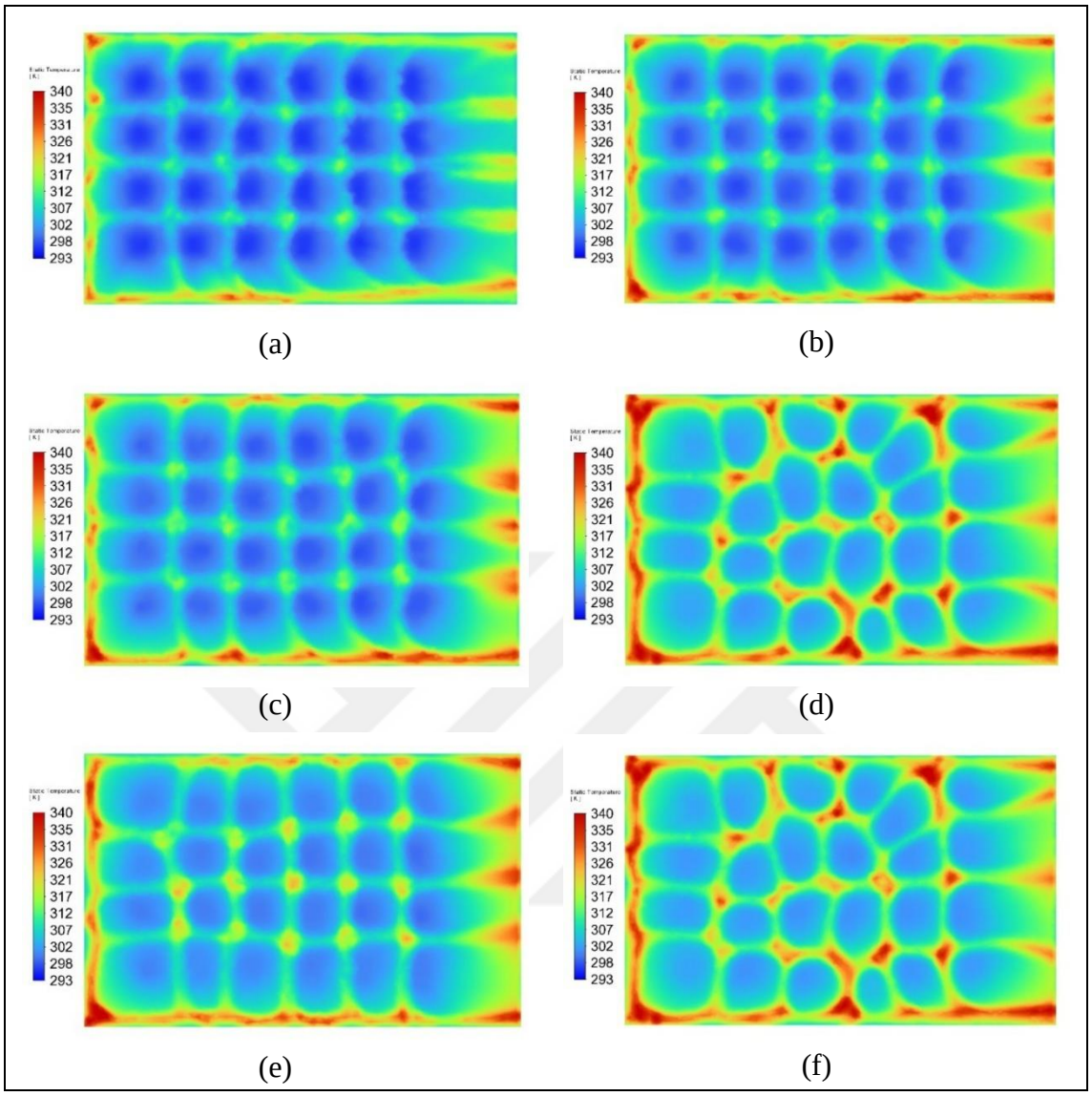
Bu bölümde Çarpma mesafesi (H)'nin jet çapına (D_j) oranının etkisi sunulmuştur. Literatürdeki sonuçlarla benzerlik göstermektedir. En etkili H/D_j mesafesi 2 olarak tespit edilmiştir. Bu bölümdeki şekillerde H/D_j değişiminin Nusselt sayısına etkisi sunulmuştur. 6 farklı Reynolds sayısı için farklı giriş kanalı yüksekliklerinde grafiklerle sonuçlar incelenmiştir. Grafiklerde çarpma mesafesi (H) ile jet çapının (D_j) oranı, yani H/D_j değişiminin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi farklı Reynolds sayıları ve giriş kanalı yükseklikleri için incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki bulgularla uyumludur Şekil 4.11 Şekil 4.12. Re = 6 000, Dh 0,035 m, Hkanal= 0,009 için Sıcaklık Konturları (a) H/Dj = 2 (b) H/Dj = 4 (c) H/Dj = 5 (d) H/Dj = 6 (e) H/Dj =8 (f) H/Dj = 10 Şekil 4.13 Şekil 4.14 Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da Sıcaklık ve hız Kontürleri sunulmuştur

1. $H/D_j = 2$:
   - Tüm grafiklerde, H/D_j oranı 2 olduğunda Nusselt sayısının maksimum olduğu görülmektedir. Bu durum, jetin çarptığı yüzeye olan etkisinin en yoğun olduğu ve ısı transferinin en verimli şekilde gerçekleştiği mesafenin bu değer olduğunu göstermektedir.
   - Bu mesafede, türbülanslı akışın doğrudan etkisi ve yüksek momentum transferi nedeniyle durma bölgesinde maksimum enerji taşınımı gerçekleşmektedir.

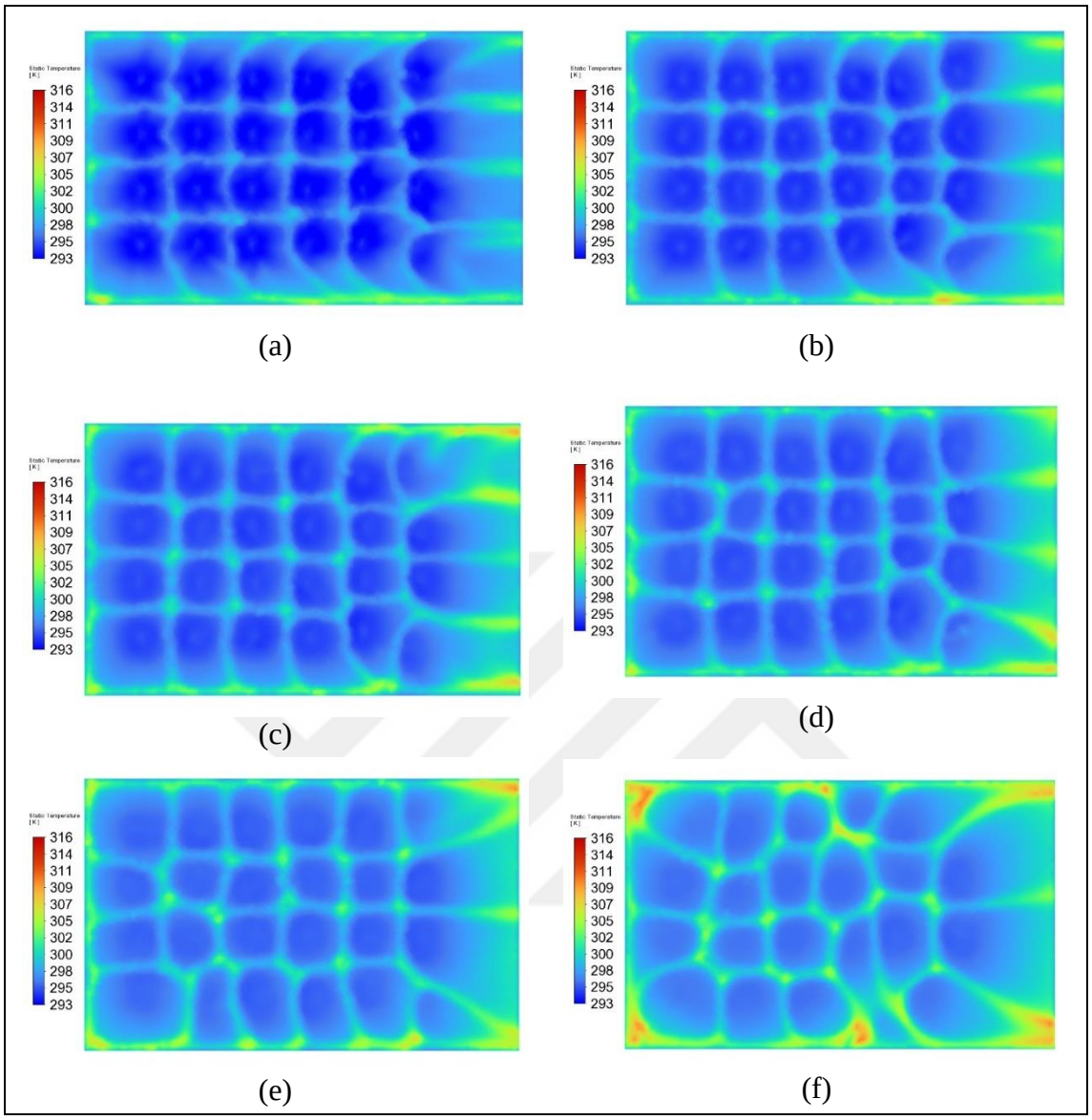
2. $H/D_j > 2$:
   - H/D_j oranı arttıkça, Nusselt sayısının azaldığı tespit edilmiştir. Bunun temel nedeni, çarpma jetinin etkisinin yüzeye olan uzaklık nedeniyle azalması ve enerji taşınımının daha düşük seviyede kalmasıdır.
   - Özellikle yüksek Reynolds sayılarında, bu düşüş daha belirgin bir hale gelmektedir. Bu durum, jetin çarpma etkisinin zayıflaması ve akışın yüzey boyunca daha az türbülans üretmesinden kaynaklanmaktadır.
3. H/D_j 'nin Artan Farklılıkları:
   - H/D_j oranı büyüdükçe, yüzeye yakın bölgelerde oluşan türbülansın etkisi azalmakta ve durma bölgesindeki enerji taşınımı daha sınırlı hale gelmektedir.
   - Özellikle H/D_j oranı 6-10 aralığında, ısı transferindeki azalma tüm Reynolds sayıları için daha sabit bir eğilim göstermektedir.



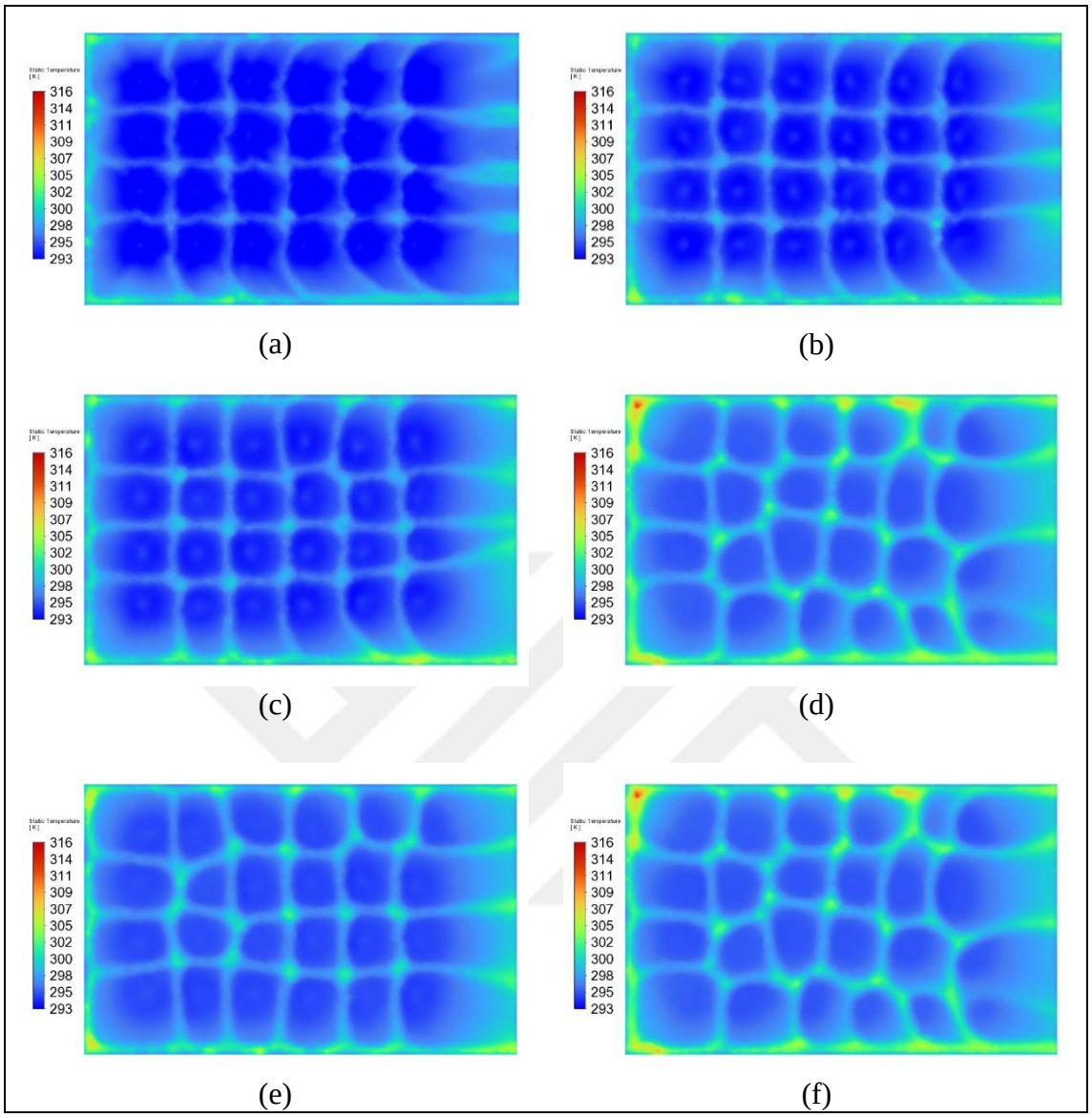
Şekil 4.11. Re = 6 000, H_{kanal}= 0,009 m için Sıcaklık Kontürleri (a) H/ D_j = 2 (b) H/ D_j = 4 (c) H/ D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/ D_j =8 (f) H/ D_j = 10



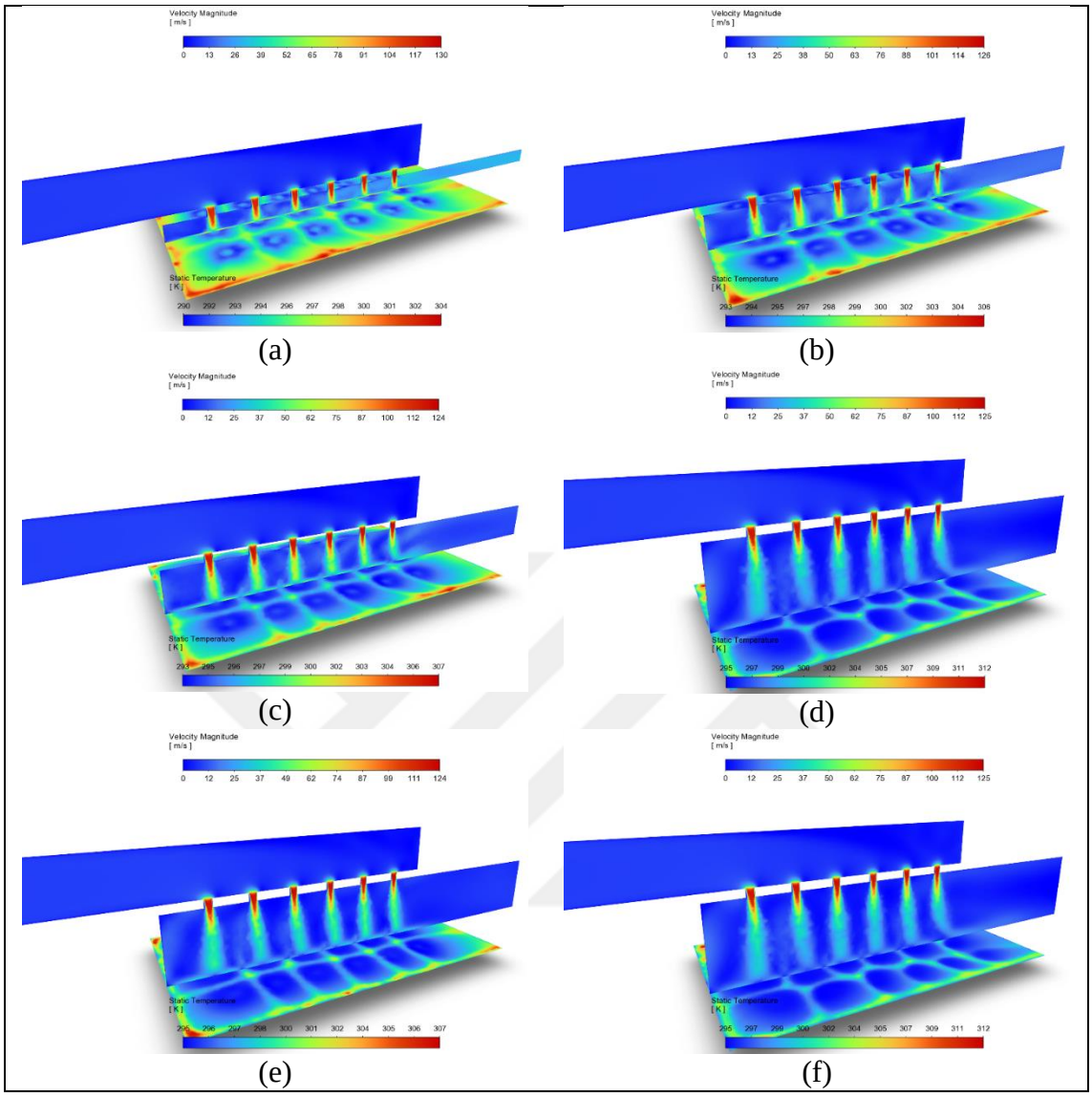
Şekil 4.12. Re = 6 000, Dh 0,035 m, H_{kanal}= 0,009 için Sıcaklık Konturları (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j =8 (f) H/D_j = 10



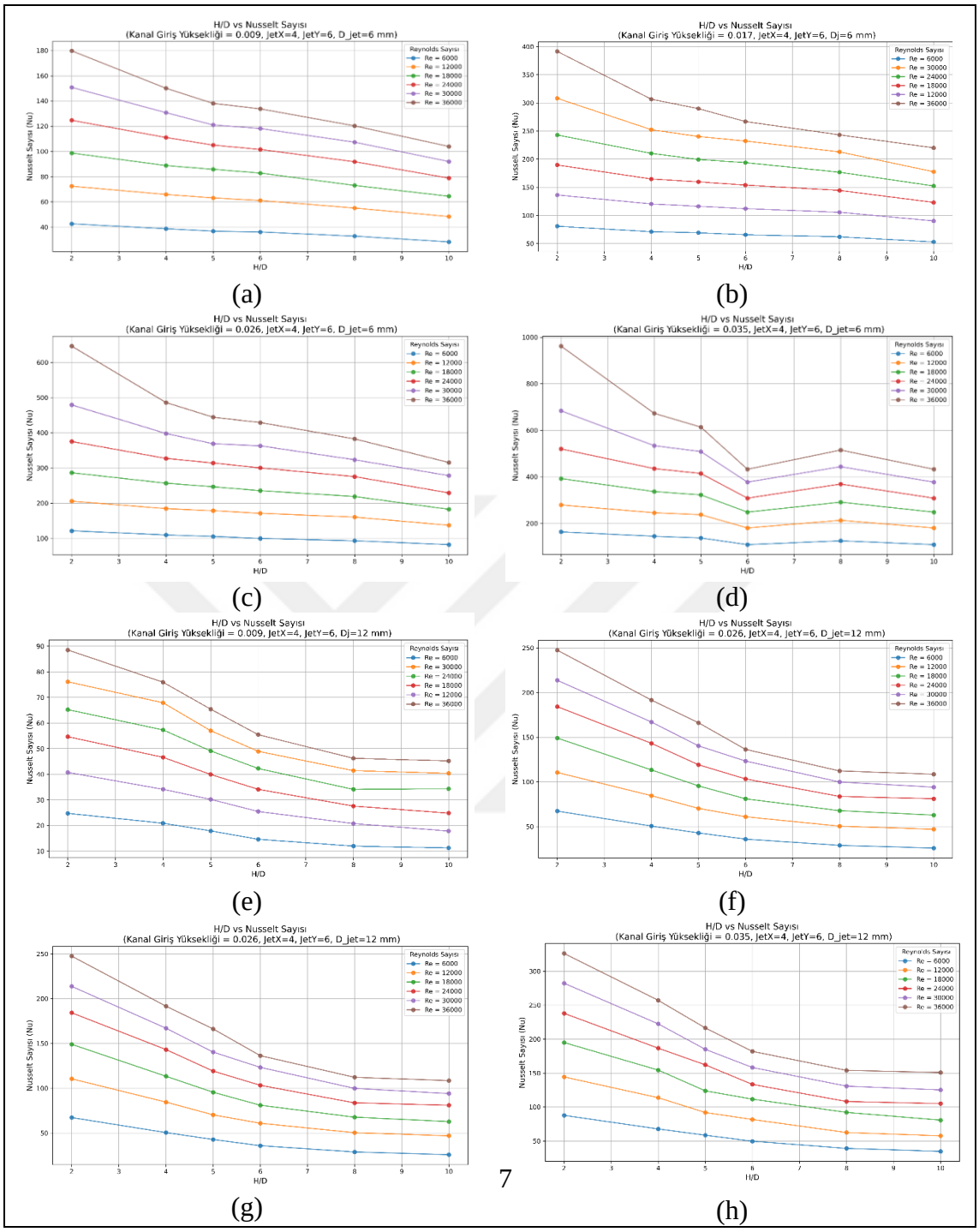
Şekil 4.13. Re = 36 000 H_{kanal}= 0,009 m için Sıcaklık Konturları (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j = 8 (f) H/D_j = 10



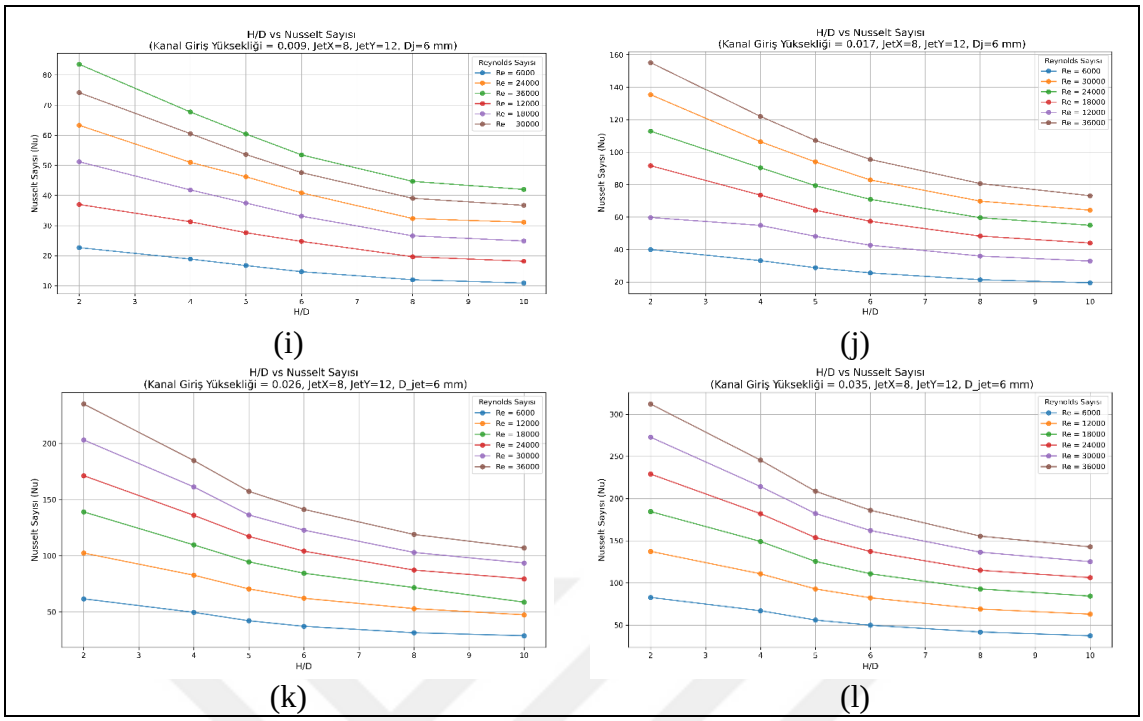
Şekil 4.14. Re = 36 000 H_{kanal}= 0,035 m için Sıcaklık Konturları (a) H/ D_j = 2 (b) H/ D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/ D_j = 6 (e) H/ D_j = 8(f) H/ D_j = 10



Şekil 4.15. Re = 36 000, H_{kanal}= 0,035 m için Hız ve Sıcaklık Konturları (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j = 8 (f) H/D_j = 10



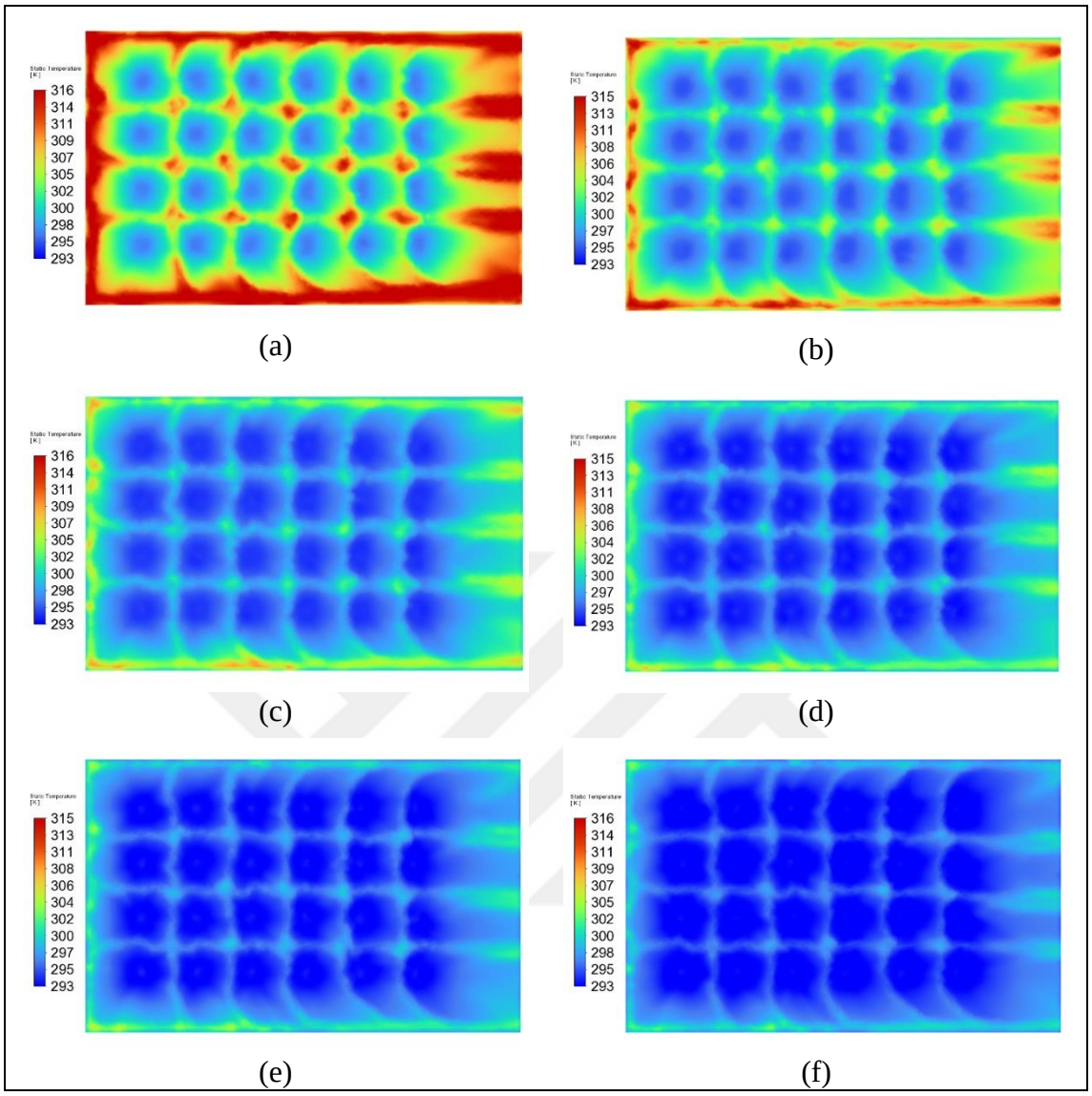
Şekil 4.16. H/D_j ile. Nusselt Sayısı Grafikleri (a) H_{kanal} = 0,009, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (b) H_{kanal} = 0,017, JetX=4 JetY=6 D_j=6 (c) H_{kanal} = 0,026, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (d) H_{kanal} = 0,035, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (e) H_{kanal} = 0,009, JetX=4 JetY=6 D_j =12 (f) H_{kanal} = 0,017, JetX=4 JetY=6 D_j =12 (g) H_{kanal} = 0,026, JetX=4 JetY=6 D_j =12 (h) H_{kanal} = 0,035, JetX=8 JetY=12 D_j =6



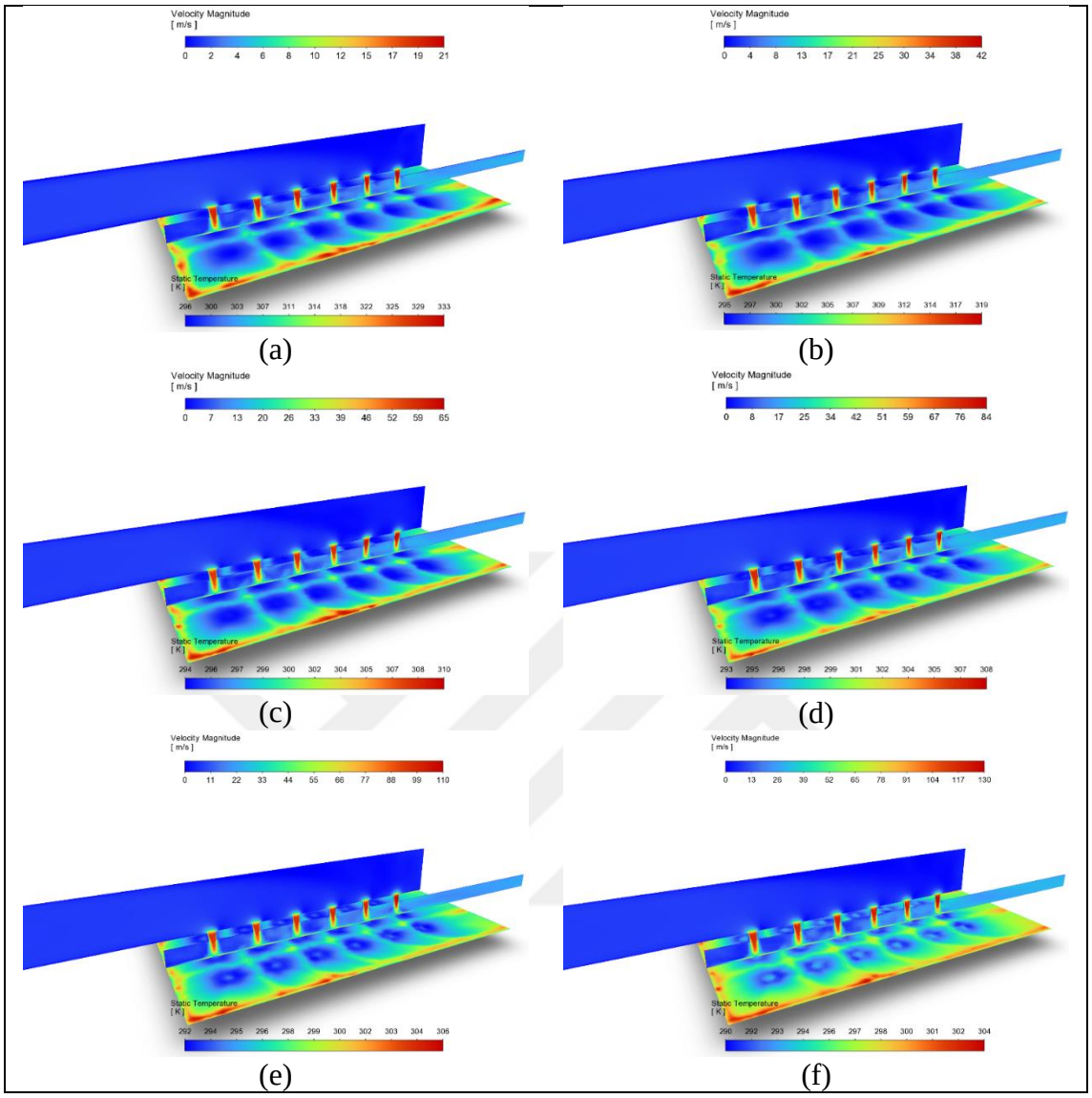
Şekil 4.16. (devam) H/D_j ile. Nusselt Sayısı Grafikleri (i) H_{kanal} = 0,009, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (j) H_{kanal} = 0,017, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (k) H_{kanal} = 0,026, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (l) H_{kanal} = 0,035, JetX=8 JetY=12 D_j =6

4.3.2. Reynolds sayısı etkisi

Bu bölümde Reynolds sayısının etkisi sunulmuştur. Reynolds sayısı arttıkça ısı transferi doğal olarak artmaktadır. Türbülanslı akış şartı, çarpmalı jetlerde 1000 Re Sayısı üstünde sağlandığı süreçte ısı transferi oranlarında artışlar gözlenmiştir Reynolds sayısının artmasının bir diğer etkisi ise basınç düşüşü üzerine olmuştur. Basınç farkı yükselen debi ile artmıştır. Bu bölümdeki şekillerde Reynolds sayısının değişiminin Nusselt sayısına etkisi sunulmuştur. Farklı giriş kanalı yüksekliklerindeki grafiklerle değişen Reynolds sayılarıyla Nusselt sayısının olduğu sonuçlar incelenmiştir. Çarpmalı akışkan jetlerinde Reynolds sayısının 6 000, 12000, 18 000, 24 000, 30 000, 36 000 değerleri için analizler, düz yüzeylerde gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, geometriler için Re = 6 000 ve Re = 36 000 değerlerinde sunulmuştur. Bu veriler temel alınarak ısı transferi incelenmiş ve yerel sıcaklık dağılımlarının Reynolds sayısına bağlı değişimi detaylandırılmıştır. Ayrıca, sıcaklık konturlarına yer verilmiş ve Reynolds sayısına göre yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları açıklanmıştır.

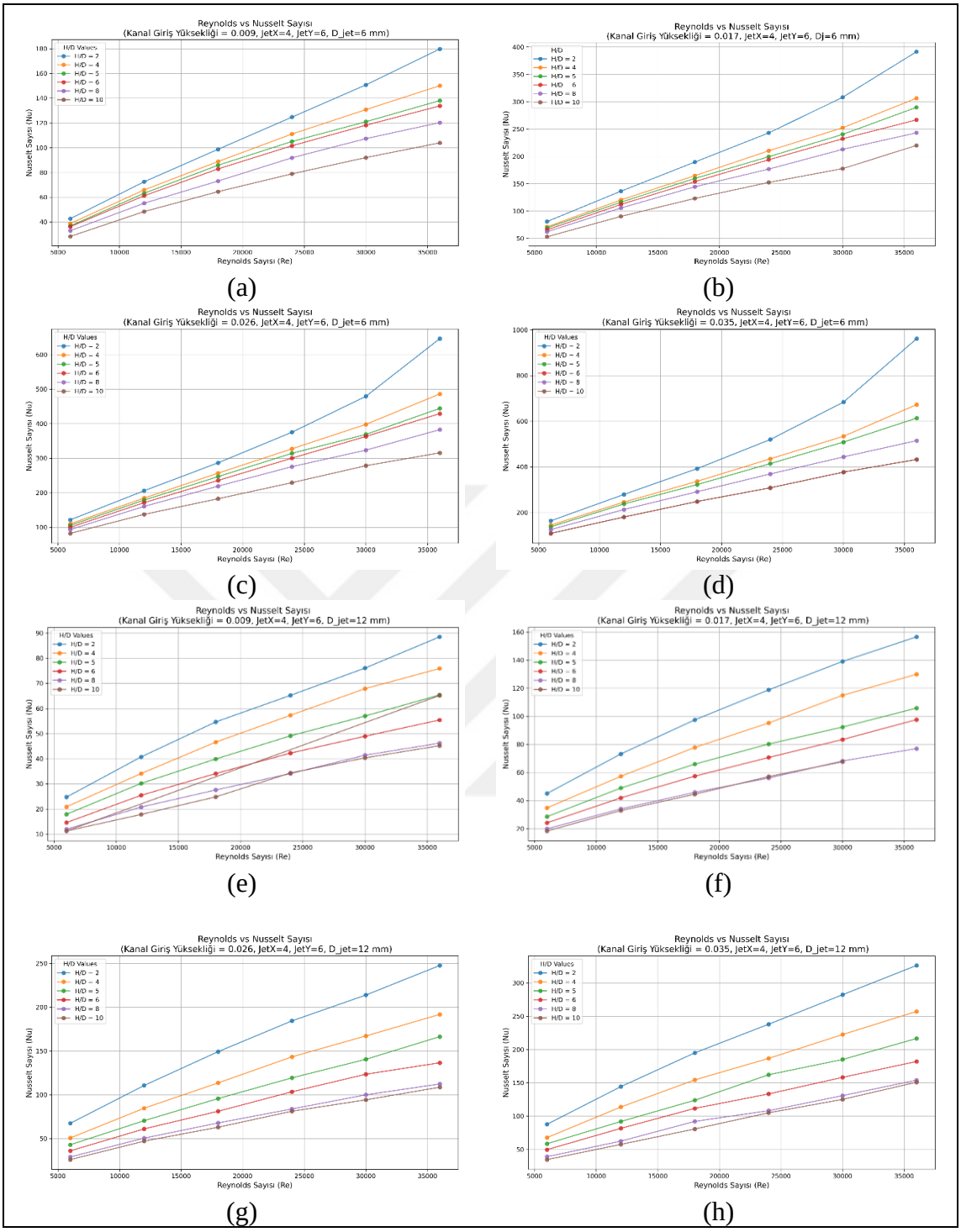


Şekil 4.17. H/ D_j = 2 H_{kanal}= 0,035 m Sıcaklık konturları (a) Re= 6 000 (b) Re= 12 000 (c) Re= 18 000 (d) Re= 24 000 (e) Re= 30 000 (f) Re= 36 000

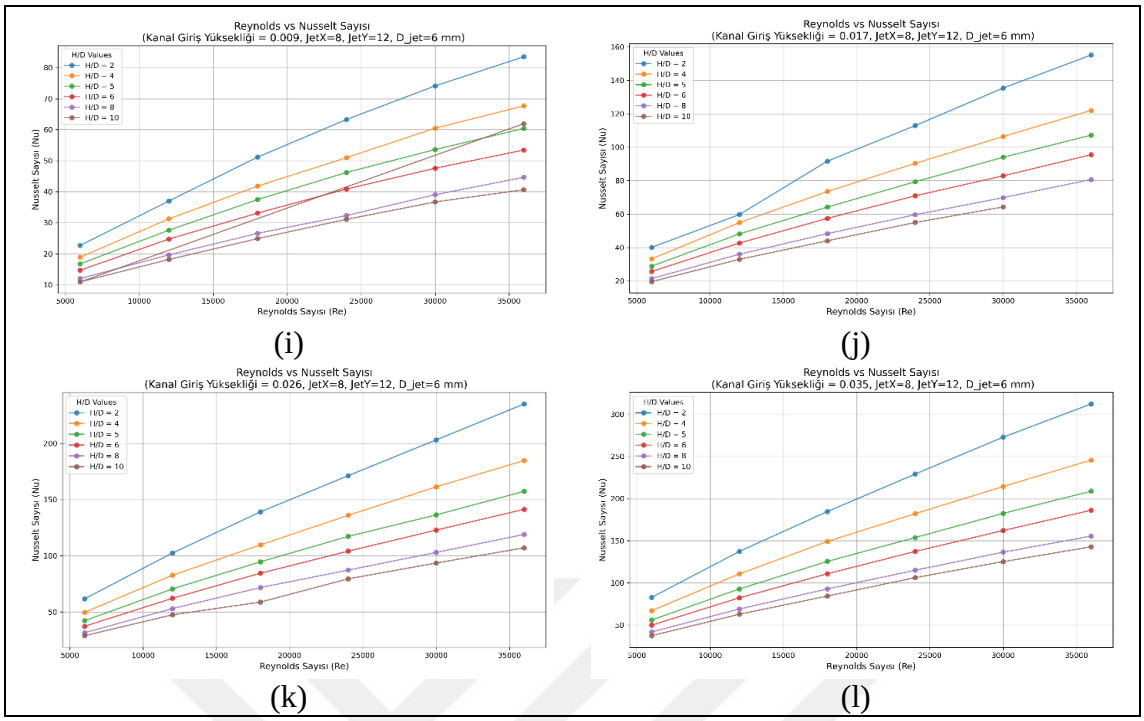


Şekil 4.18. H/D_j = 2 H_{kanal}= 0,035 m Sıcaklık ve Hız konturları (a) Re= 6 000 (b) Re= 12 000 (c) Re= 18 000 (d) Re= 24 000 (e) Re= 30 000 (f) Re= 36 000

Şekil 4.18'da Reynolds sayısına bağlı olarak farklı Nusselt sayıları, değişik H/D_j oranları için tablo halinde sunulmuştur.



Şekil 4.19. Reynolds Sayısı ile Nusselt Sayısı Grafikleri (a) H_{kanal} = 0,009, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (b) H_{kanal} = 0,017, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (c) H_{kanal} = 0,026, JetX=4 JetY=6 D_j =6 (d) H_{kanal} = 0,035, JetX=4 JetY=6 D_j=6 (e) H_{kanal} = 0,009, JetX=4 JetY=6 D_j =12 (f) H_{kanal} = 0,017, JetX=4 JetY=6 D_j =12



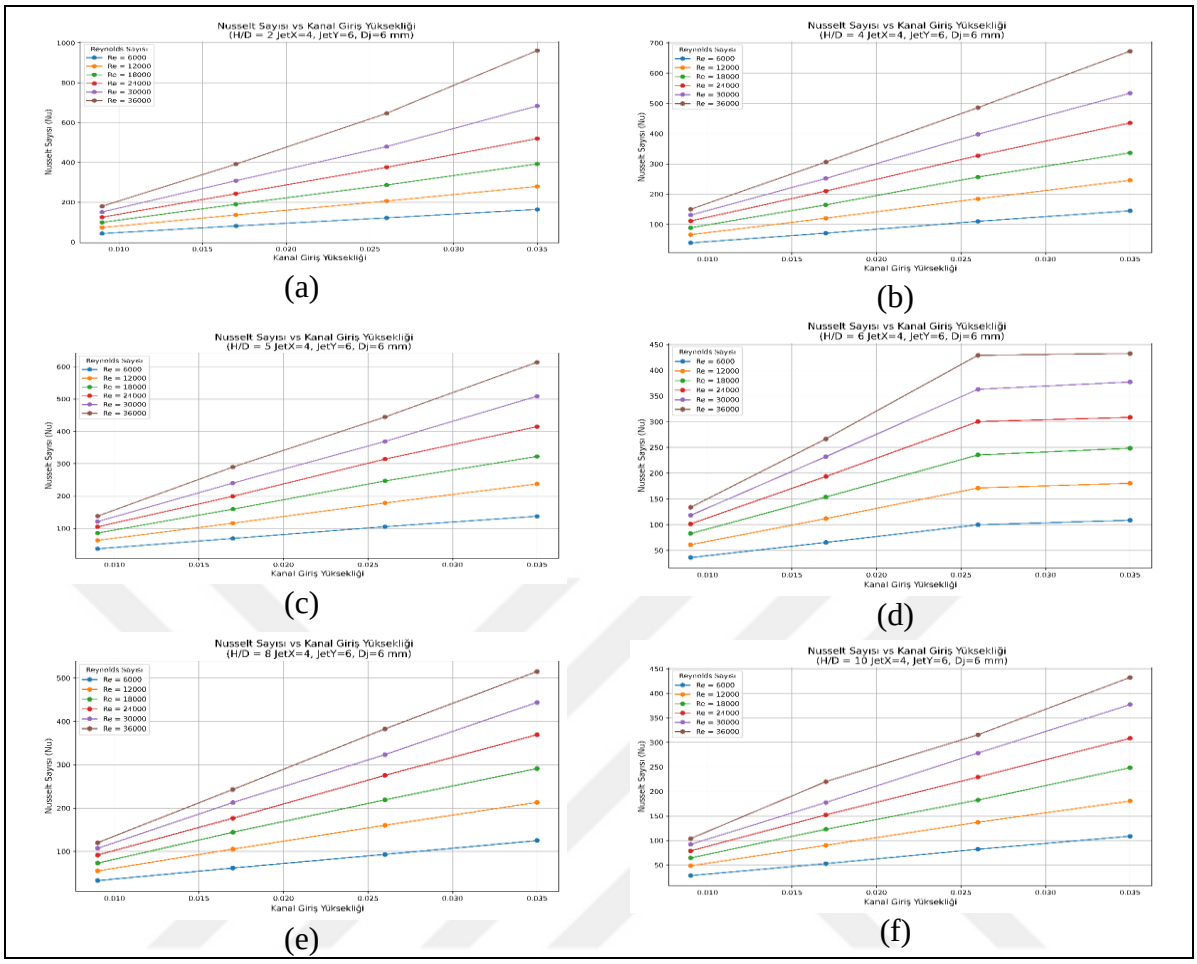
Şekil 4.19. (devam) Reynolds Sayısı ile Nusselt Sayısı Grafikleri (g) H_{kanal} = 0,026, JetX=4 JetY=6 D_j =12 (h) H_{kanal} = 0,035, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (i) H_{kanal} = 0,009, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (j) H_{kanal} = 0,017, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (k) H_{kanal} = 0,026, JetX=8 JetY=12 D_j =6 (l) H_{kanal} = 0,035, JetX=8 JetY=12 D_j =6

4.3.3. H_{kanal} etkisi

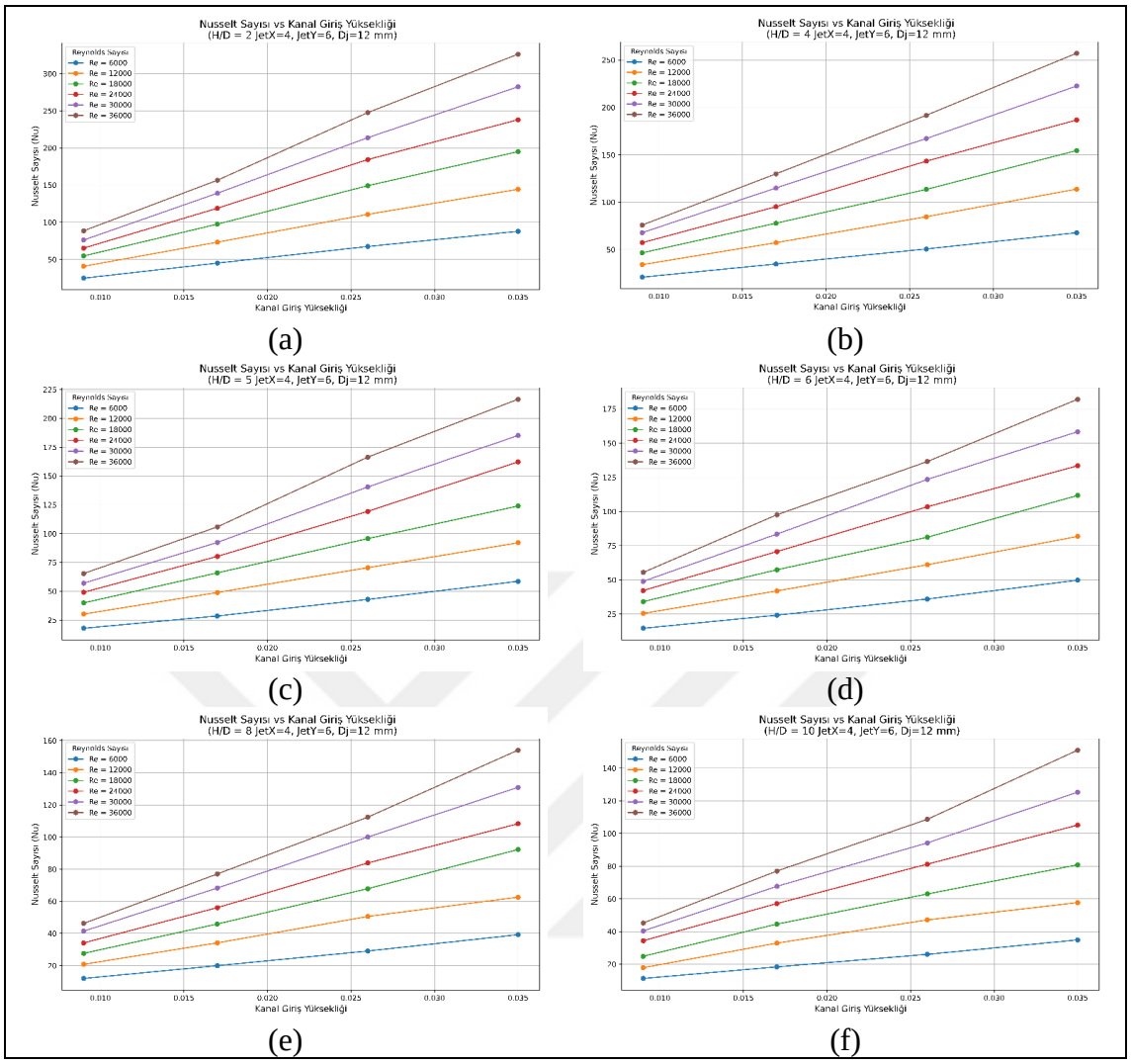
Bu bölümde, giriş kanalının yüksekliğinin etkisi ele alınmıştır. Çalışmada, giriş kanalının yüksekliği farklı değerlerde değiştirilerek, giriş kanalının kesit alanına bağlı olarak Reynolds sayısı için hız sınır şartları belirlenmiştir. Aynı Reynolds sayısında hidrolik çap değişiminin akış rejimi ve hız dağılımı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Giriş kanalının geometrisindeki bu değişikliklerin, akışın karakteristik yapısını ve Reynolds sayısına bağlı olarak akışkan davranışını nasıl etkilediği incelenmiştir. Bu analizler ışığında, akış dinamiği ile ısı transferi arasındaki ilişki de değerlendirilmiş ve elde edilen bulgulara dayanarak hidrolik çap değişiminin sistem performansına olan katkıları açıklanmaya çalışılmıştır. Sıcaklık kontürleri sırasıyla 6 000 Reynolds H/D_j =2, ve Re = 6 000, H/D_j=10 ve Re = 36 000 ve H/D_j =2 ve 36 000, Reynolds H/D_j =10 konfigürasyonları için farklı giriş kanalı yükseklikleri için sunulmuştur.

Şekil 4.20 Şekil 4.21 ve Şekil 4.22'de ise H_{kanal} ile Nusselt Sayısı grafikleri sunulmuştur. Reynolds sayısının aynı kalması için artan değişen H_{kanal} ile akış debisi de değişmiştir. Bu sebeple ısı transferi performansında genel olarak bir artış sağlanmıştır.

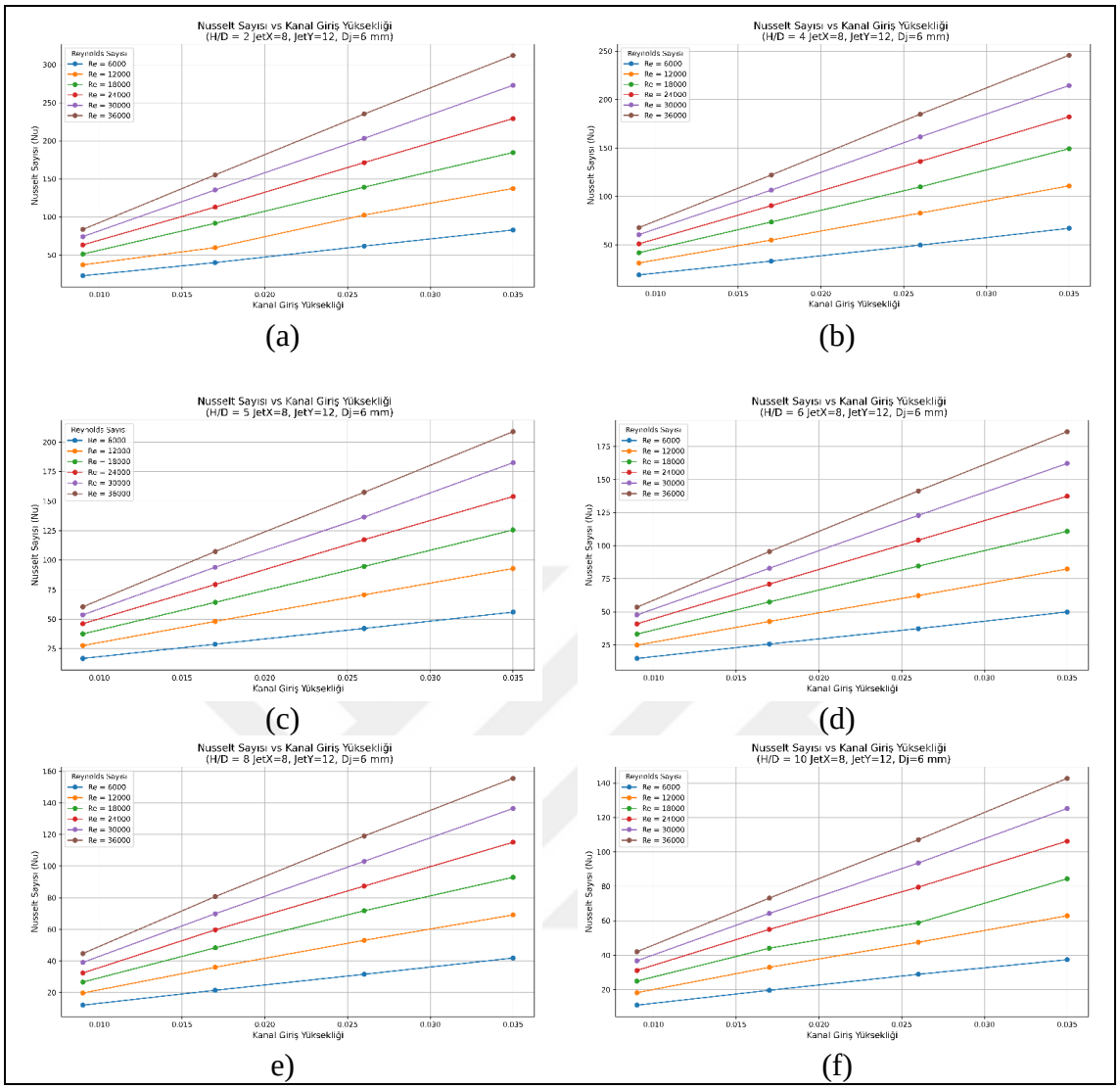
1. Düşük Giriş Kanalı Yüksekliği (H_{kanal} = 0,009 m):
   - Düşük giriş yüksekliği durumunda, jet çarpma etkisi daha lokalize olmuş ve Nusselt sayısında daha homojen bir dağılım elde edilmiştir.
   - Türbülans oluşumunun sınırlı olması nedeniyle ısı transferi değerleri diğer yüksekliklere göre nispeten düşük kalmıştır.
   - Akış debisi en düşük seviyededir.
2. Orta Giriş Kanalı Yüksekliği (H_{kanal} = 0,017 m, 0,026 m):
   - Giriş yüksekliği arttıkça jet çarpma etkisinin yüzeye olan katkısı artmış, dolayısıyla Nusselt sayısı değerlerinde yükselme gözlemlenmiştir.
3. Yüksek Giriş Kanalı Yüksekliği (H_{kanal} = 0,035 m):
   - En yüksek giriş kanalında, Nusselt sayısı en yüksek değerlere ulaşmıştır. Ancak H/D_j oranı arttıkça, yüzeye çarpan akışın dağılması nedeniyle Nusselt sayısındaki azalma daha belirgin hale gelmiştir.



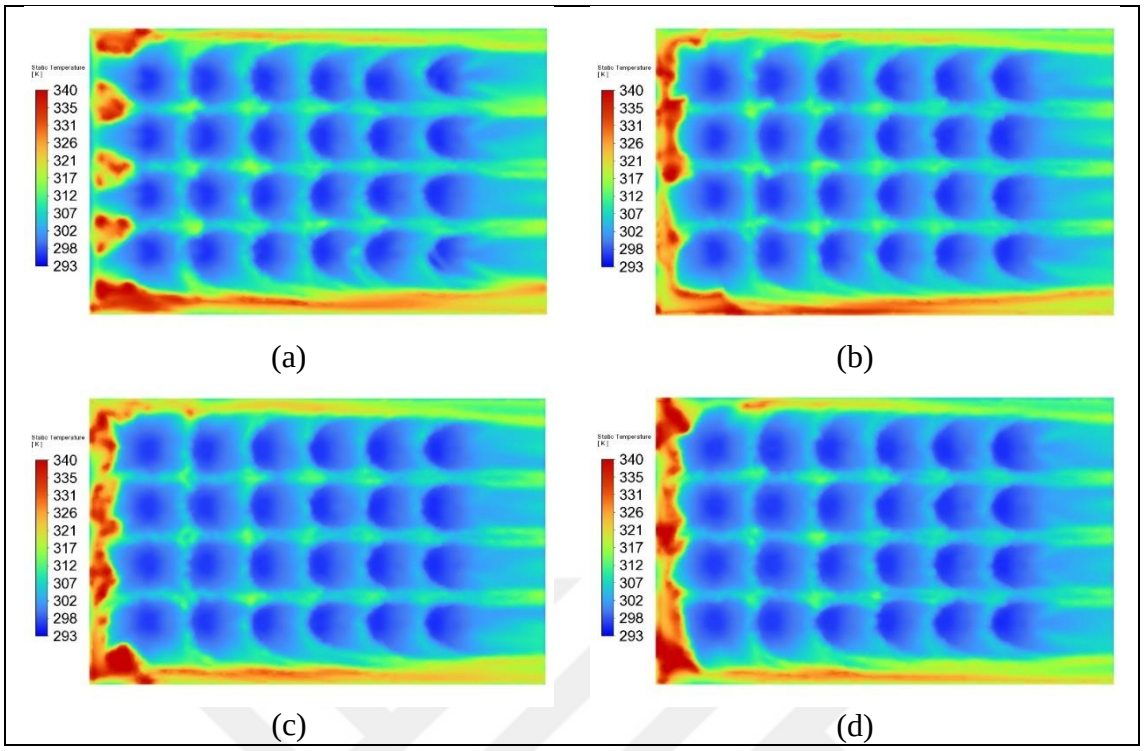
Şekil 4.20. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} JetX = 4, JetY= 6 D_j = 6 mm, (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j = 8 (f) H/D_j = 10 için



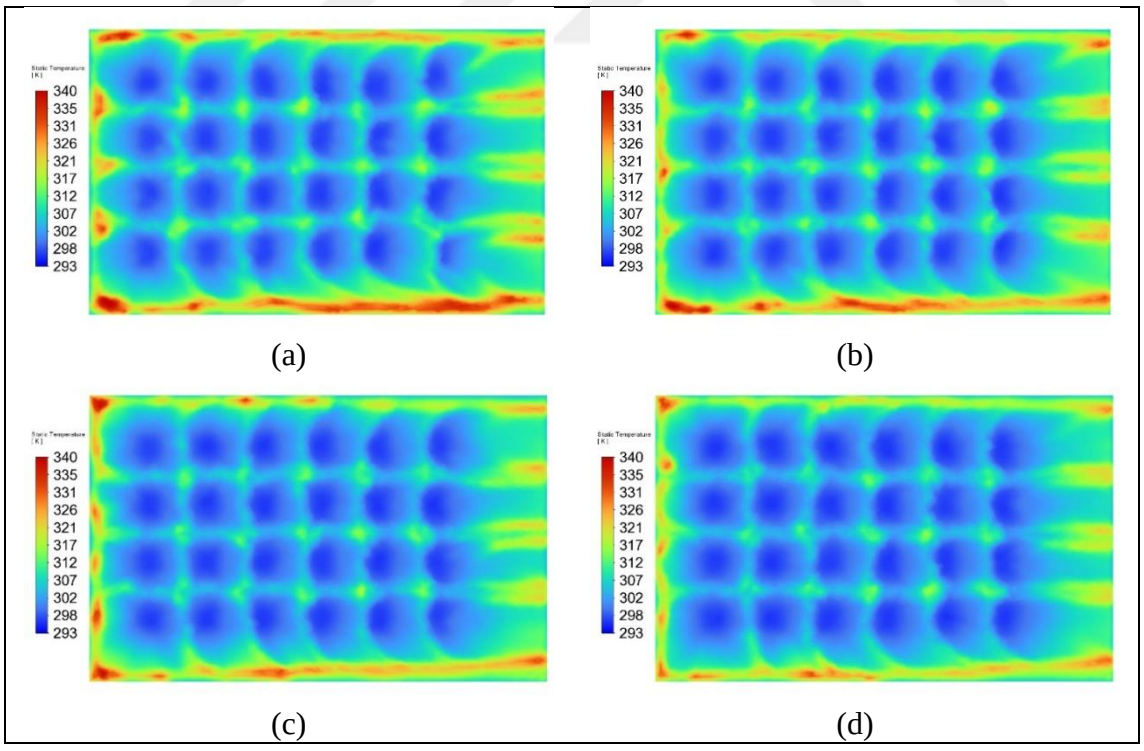
Şekil 4.21. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} JetX = 4, JetY= 6 D_j = 12 mm, (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j = 8 (f) H/D_j = 10 için



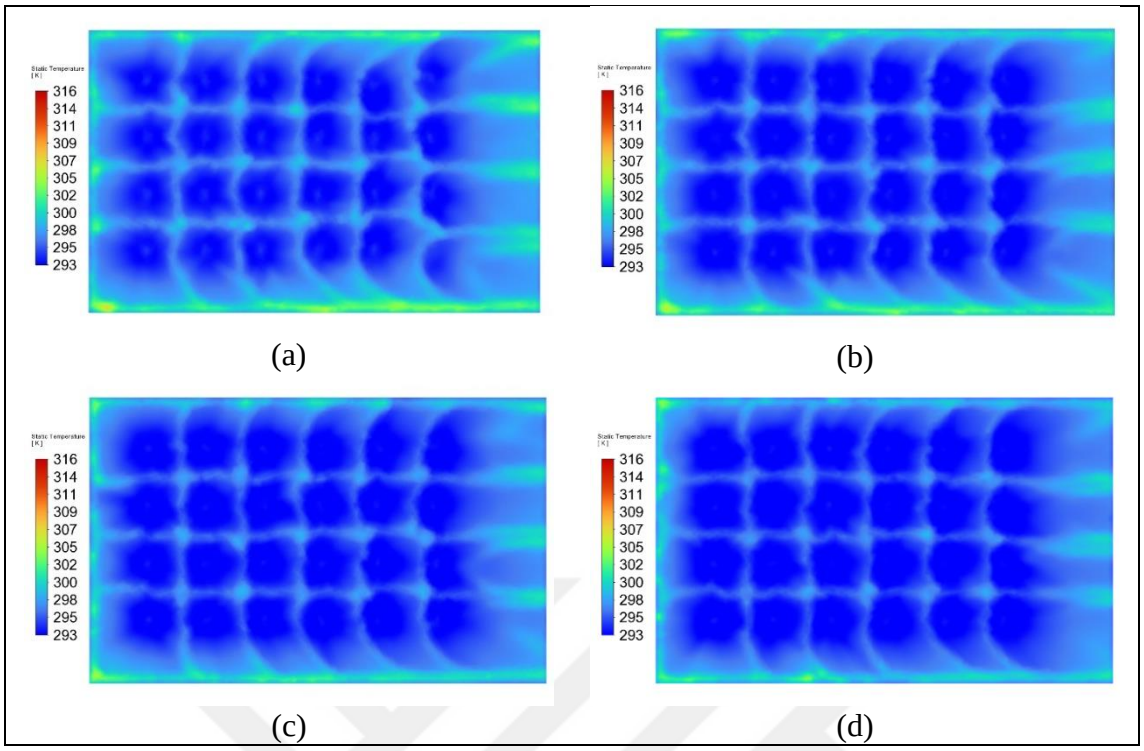
Şekil 4.22. Nusselt Sayısı ile H_{kanal} JetX = 8, JetY= 12 D_j = 6 mm, (a) H/D_j = 2 (b) H/D_j = 4 (c) H/D_j = 5 (d) H/D_j = 6 (e) H/D_j = 8 (f) H/D_j = 10 için



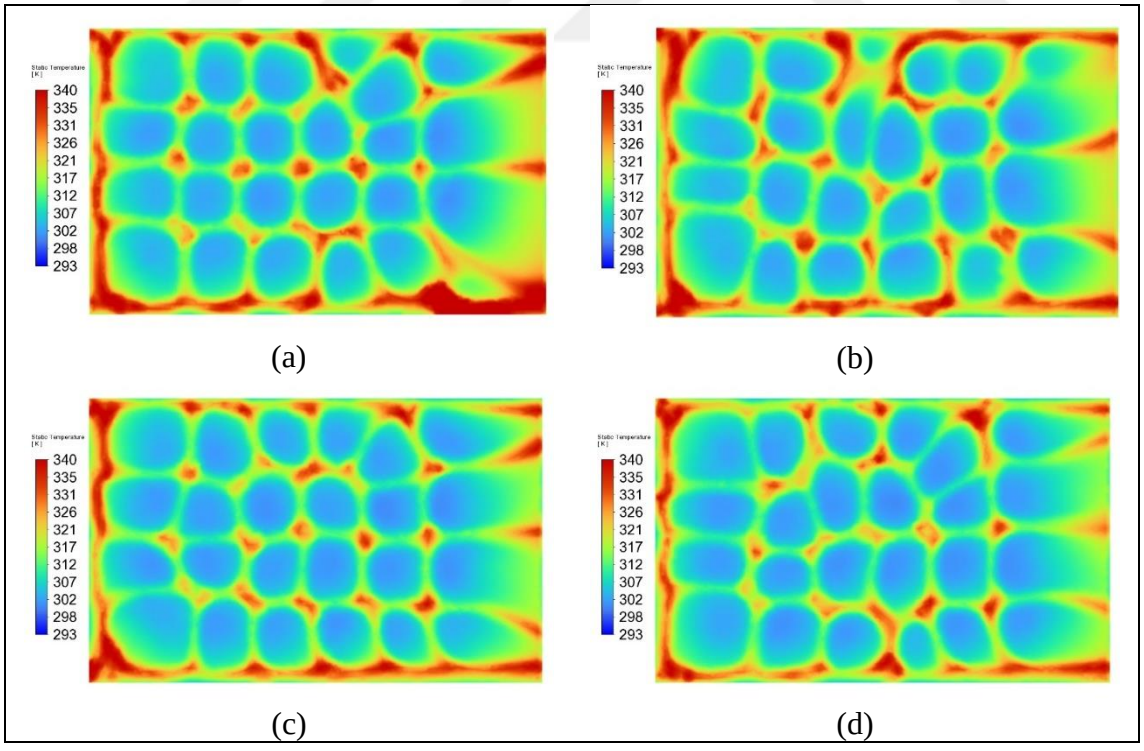
Şekil 4.23. Re = 6000, H/D_j = 1 Sıcaklık Kontürleri (a) H_{kanal} = 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal} = 0,035 m



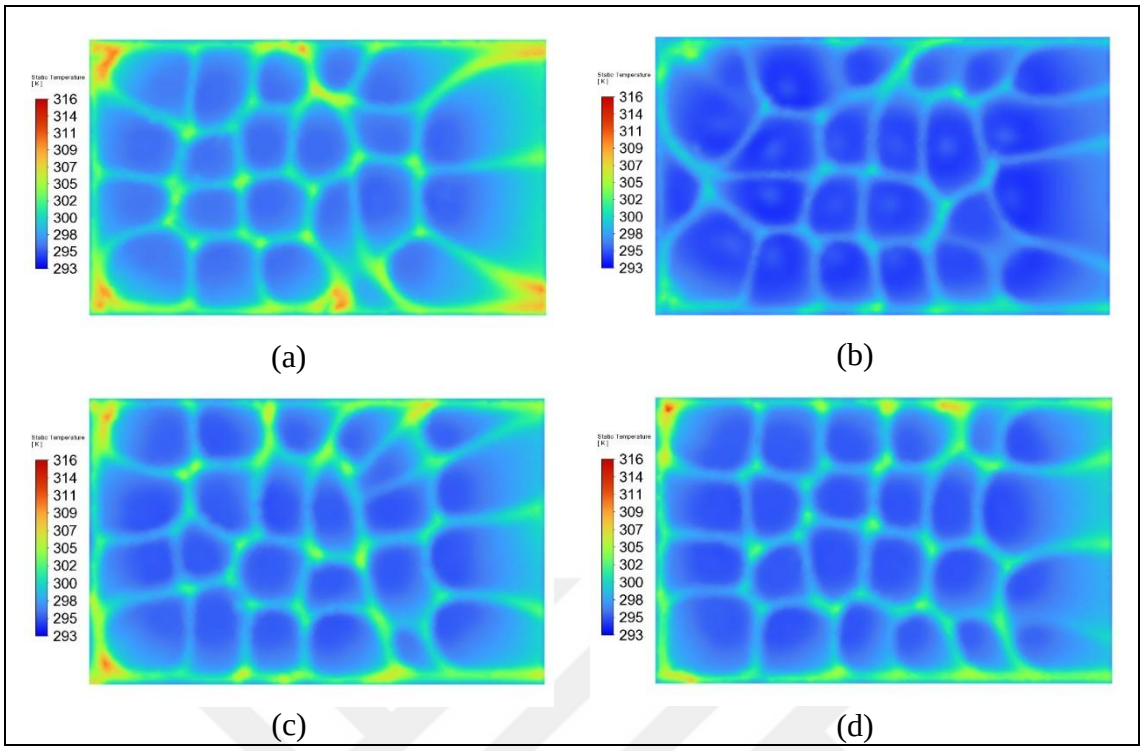
Şekil 4.24. Re = 6 000, H/D_j = 2 H_{kanal} (a) H_{kanal} = 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal} = 0,035 m



Şekil 4.25. Re=36 000, H/ D_j = 2 Sıcaklık Kontürleri (a) H_{kanal} = 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal} = 0,035 m



Şekil 4.26. 6 000 Reynolds, H/ D_j = 10 Sıcaklık Kontürleri (a) H_{kanal} = 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal} = 0,035 m



Şekil 4.27. 36 000 Reynolds, H/D_j = 10 Sıcaklık Kontürleri (a) H_{kanal} = 0,009 m (b) H_{kanal} = 0,017 m (c) H_{kanal} = 0,026 m (d) H_{kanal} = 0,035 m

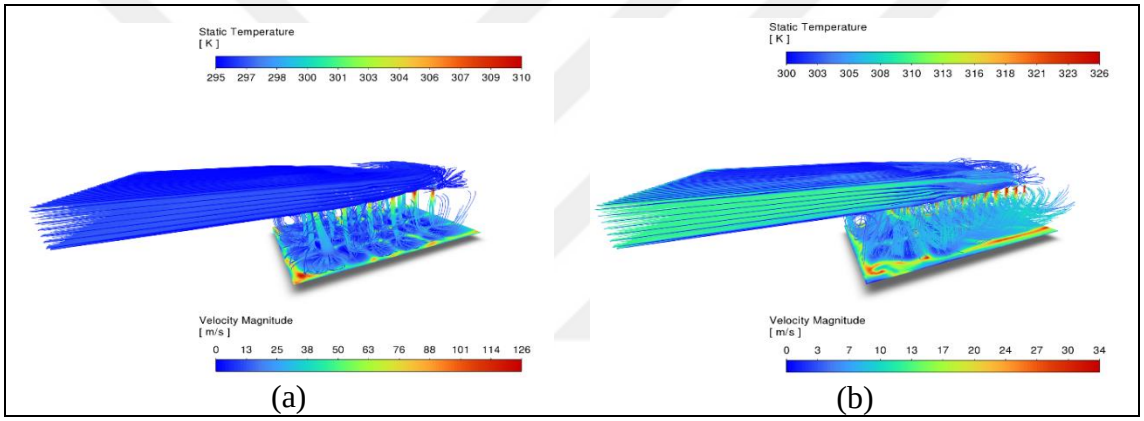
4.3.4. Jet sayısı etkisi

Bu bölümde, farklı jet dizilimlerinin yüzey ısı transferi (sıcaklık dağılımı) üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada kullanılan iki temel jet dizilimi olan 4x6 ve 8x12, hem jet yoğunluğunun yüzeyde oluşturduğu türbülans etkisi hem de ısı transfer performansı açısından değerlendirilmiştir. Bu analizler, jet sayısının ve yerleşim düzeninin, yüzey boyunca homojen bir ısı dağılımı sağlama ve sistem performansını optimize etme üzerindeki kritik rolünü göstermektedir.

- 4x6 Jet Yerleşimi:
  - Bu yerleşimde toplam 24 jet bulunmaktadır. Jetler arasındaki mesafe daha geniş olduğundan (30 mm), jet akışının etkisi daha yüksektir.
  - Görsellerde, jetlerin çarpma noktalarında düşük sıcaklık alanlarının oluştuğu, fakat jetler arasında kalan bölgelerde sıcaklığın yüksek kaldığı gözlemlenmektedir. Bu, daha geniş aralıkların, ısı transferinin homojenliğini azalttığını göstermektedir.

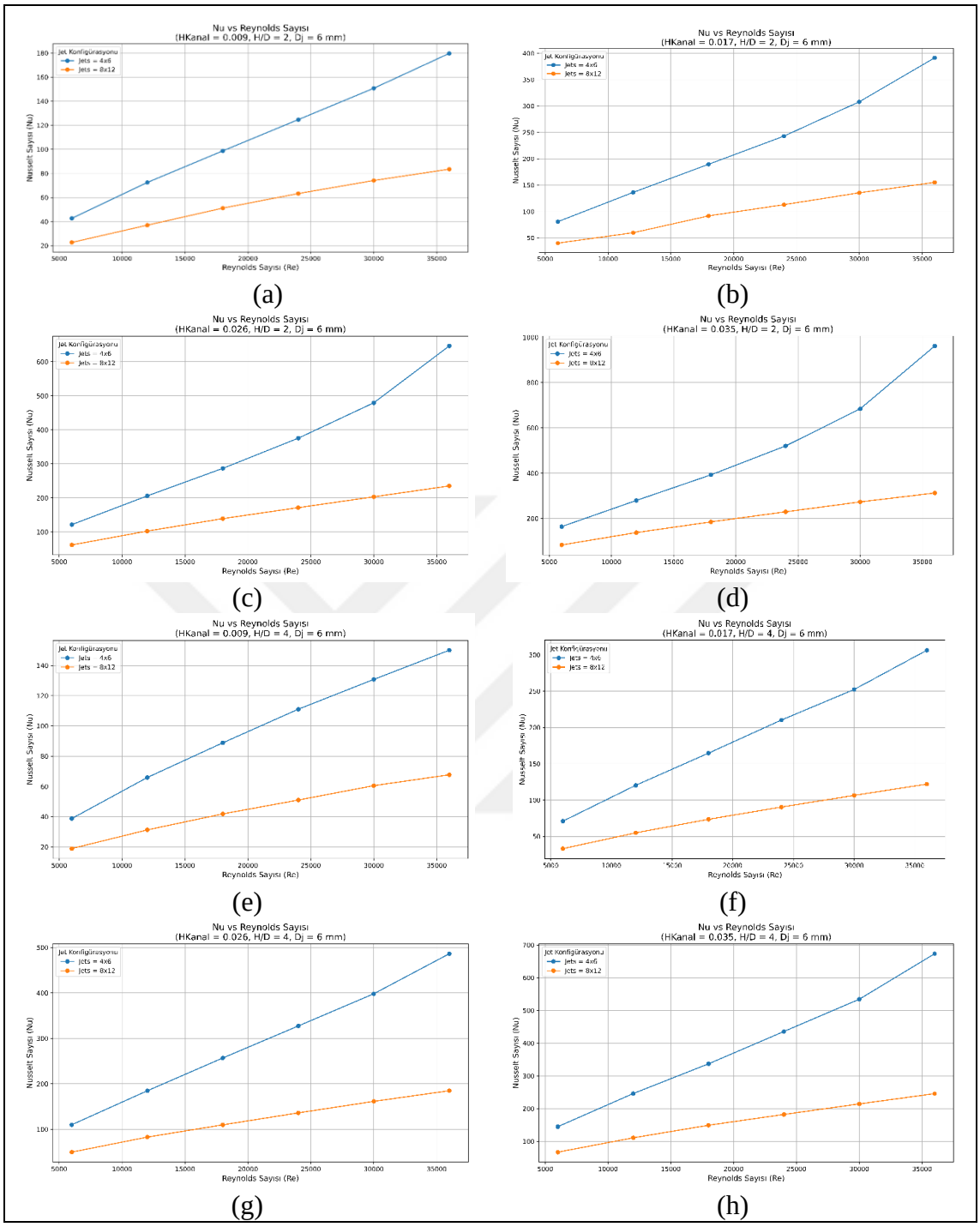
- Düşük jet yoğunluğu, enerji tüketimini (ΔP) optimize ederken yüzeyde belirgin sıcaklık farklarına neden olmaktadır. Bu nedenle, bu yerleşim düşük maliyetli uygulamalar için uygun olabilir.

- 8x12 Jet Yerleşimi:
- Toplam 96 jetle, bu yerleşim daha sık ve yoğun bir jet düzeni sunmaktadır. Jetler arasındaki mesafe daha küçüktür (X=22,5 mm yatayda, Y=15 mm dikeyde), bu da jet etkilerinin daha geniş bir alana yayılmasını sağlar.
- Görsellerde, jet çarpma noktaları arasındaki sıcaklık farklarının azaldığı ve yüzeyde daha homojen bir ısı transferi sağlandığı görülmektedir. Yoğun jet yerleşimi, jet etkisinin azalmasına ve ikincil akışlar yaratılmasına sebep olmuştur

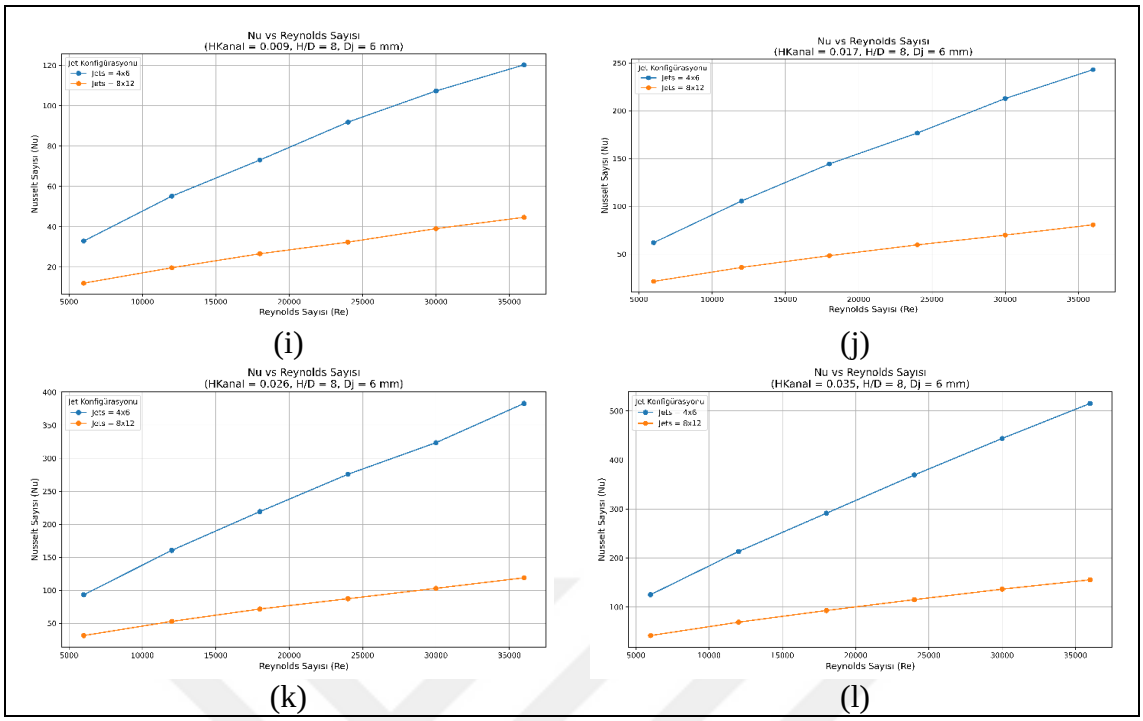


Şekil 4.28. Sabit H/D_j, 36 000 Reynolds için Sıcaklık kontürü ve akış çizgisi a) D_j = 6 mm ve b) D_j = 12 mm

Şekil 4.29Şekil 4.29'da Nusselt Sayısı ile Re sayısı değişimi tablosu sunulmuştur.

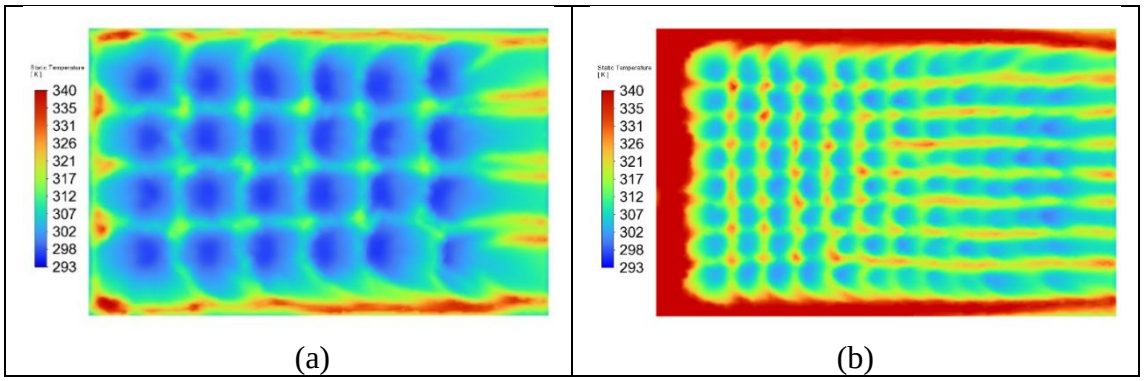


Şekil 4.29. Nusselt Sayısı ile Re Sayısı değişimi JetX = 4, JetY= 6 ve JetX = 8, JetY= 12 Dj = 6 mm, (a) 4 x 6 H/Dj = 2 (b) 8 x 12 H/Dj =2 (c) 4 x 6 H/Dj =4 (d) 8 x 12 H/Dj =4 (e) 4 x 6 H/Dj =5 (f) 8 x 12 H/Dj = 5 (g) 4 x 6 H/Dj = 6 (h) 8 x 12 H/Dj 6

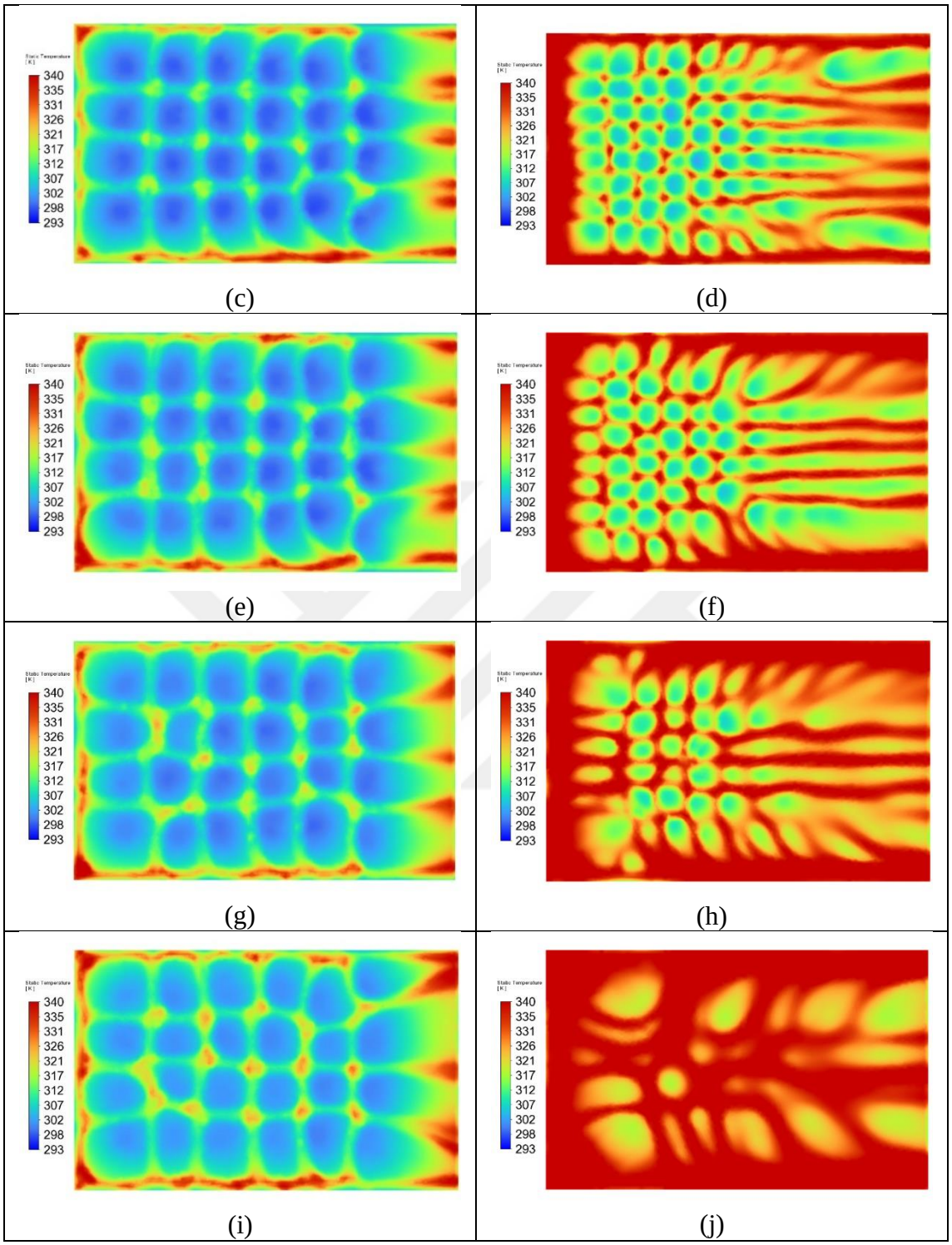


Şekil 4.29. (devam) Nusselt Sayısı ile Re Sayısı değişimi JetX = 4, JetY= 6 ve JetX = 8, JetY= 12 D_j = 6 mm, (i) 4 x 6 H/Dj = 8 (j) 8 x 12 H/Dj = 8 (k) 4 x 6 H/Dj = 8 (l) 8 x 12 H/Dj =10

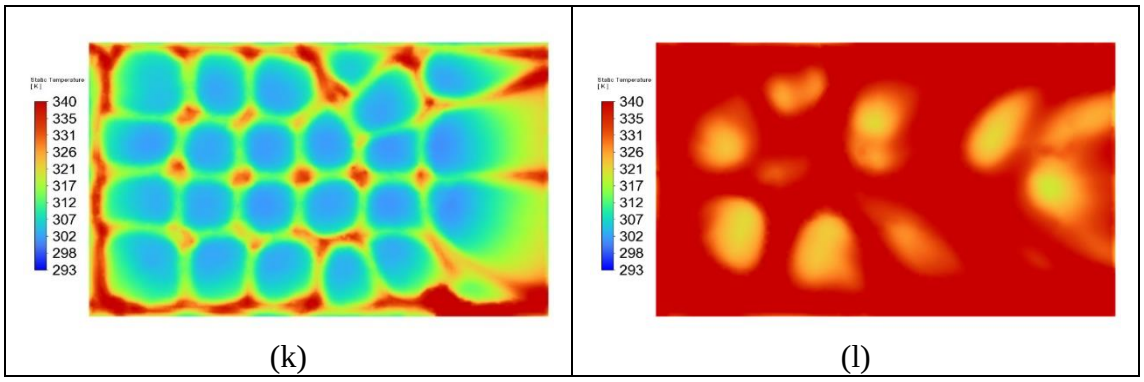
Şekil 4.28, Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'deki görseller, farklı jet yerleşimlerinde (4x6 ve 8x12) ve değişen H/D_j oranlarında yüzeylerin sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. H/D_j oranının ve jet yerleşiminin yüzey ısı transferi üzerindeki etkisi, bu kontürler üzerinden değerlendirilebilir.



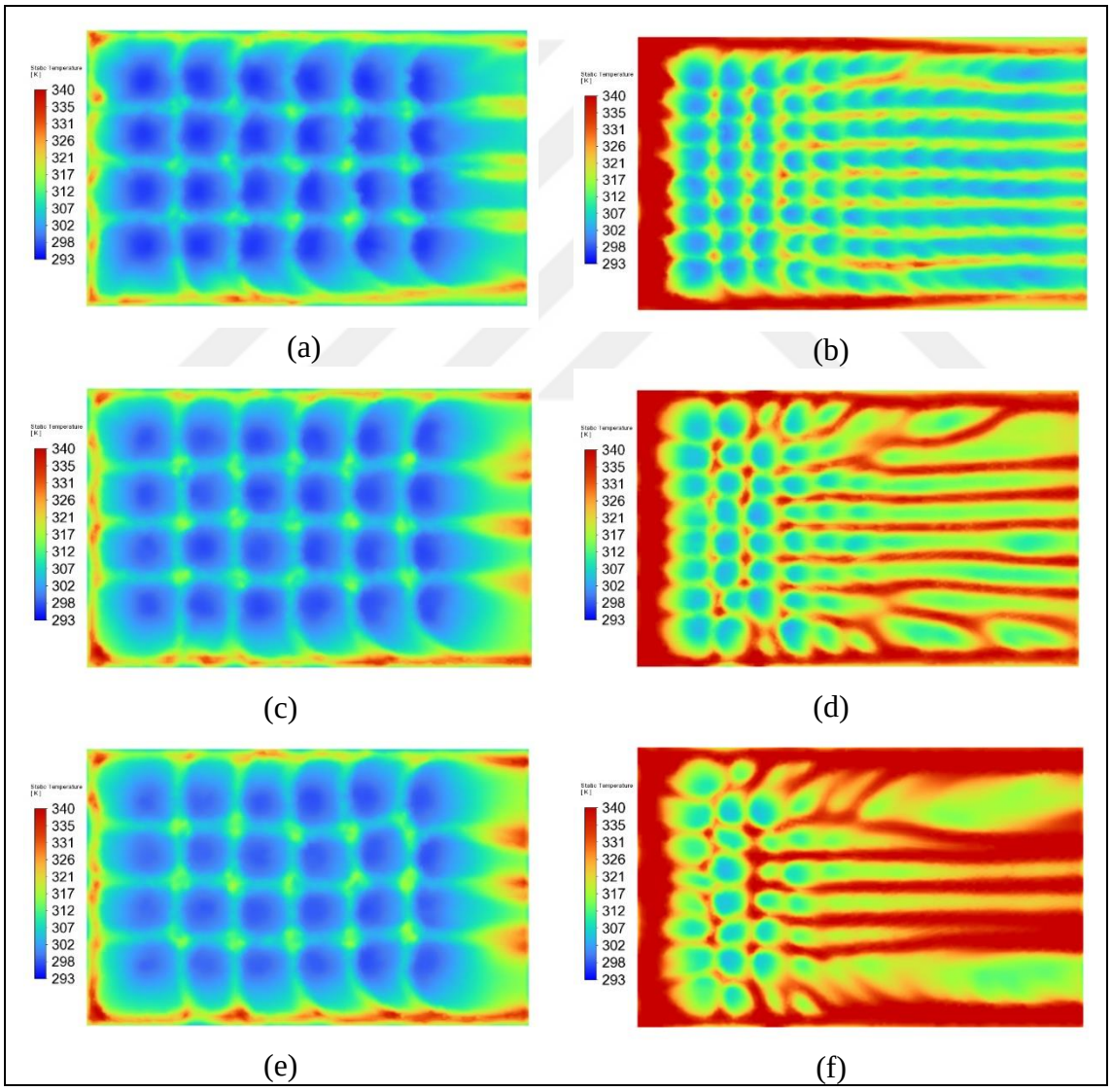
Şekil 4.30. 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m Jet Sayısı (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j =2



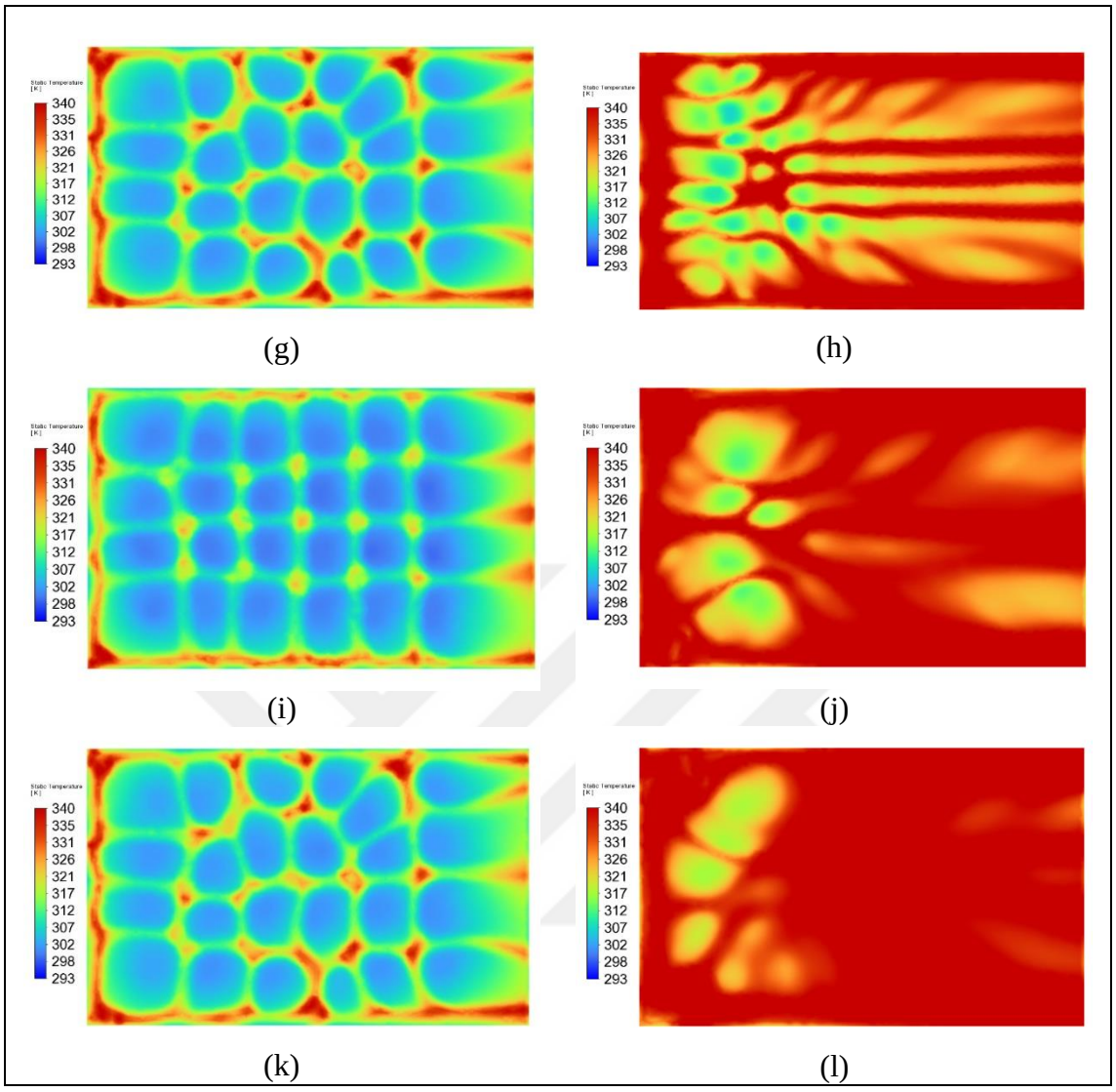
Şekil 4.30. (devam) 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m Jet Sayısı (c) 4 x 6 H/D_j =4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j = 5 (g) 4 x 6 H/D_j = 6 (h) 8 x 12 H/D_j 6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j = 8



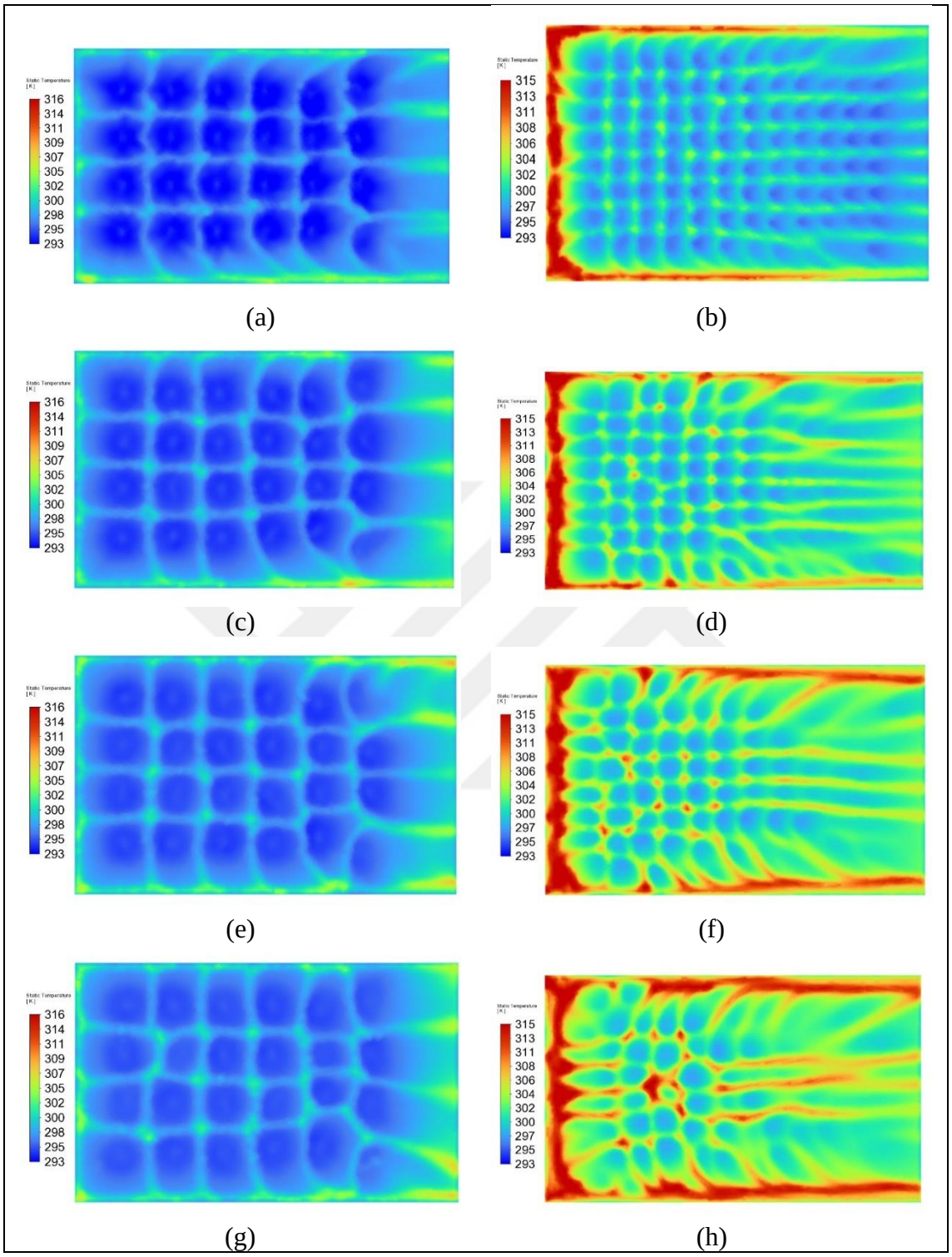
Şekil 4.30. (devam) 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m Jet Sayısı (k) 4 x 6 H/D_j = 10 (l) 8 x 12 H/D_j =10



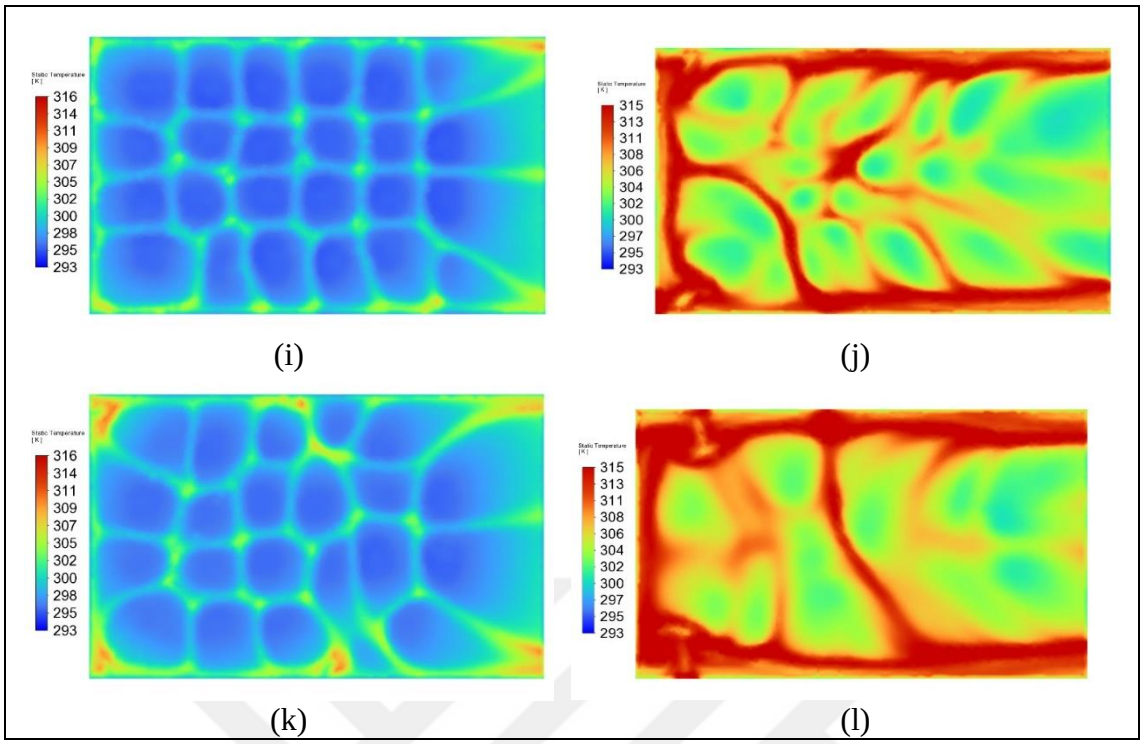
Şekil 4.31. 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m Jet Sayısı (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j =2 (c) 4 x 6 H/D_j =4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j = 5



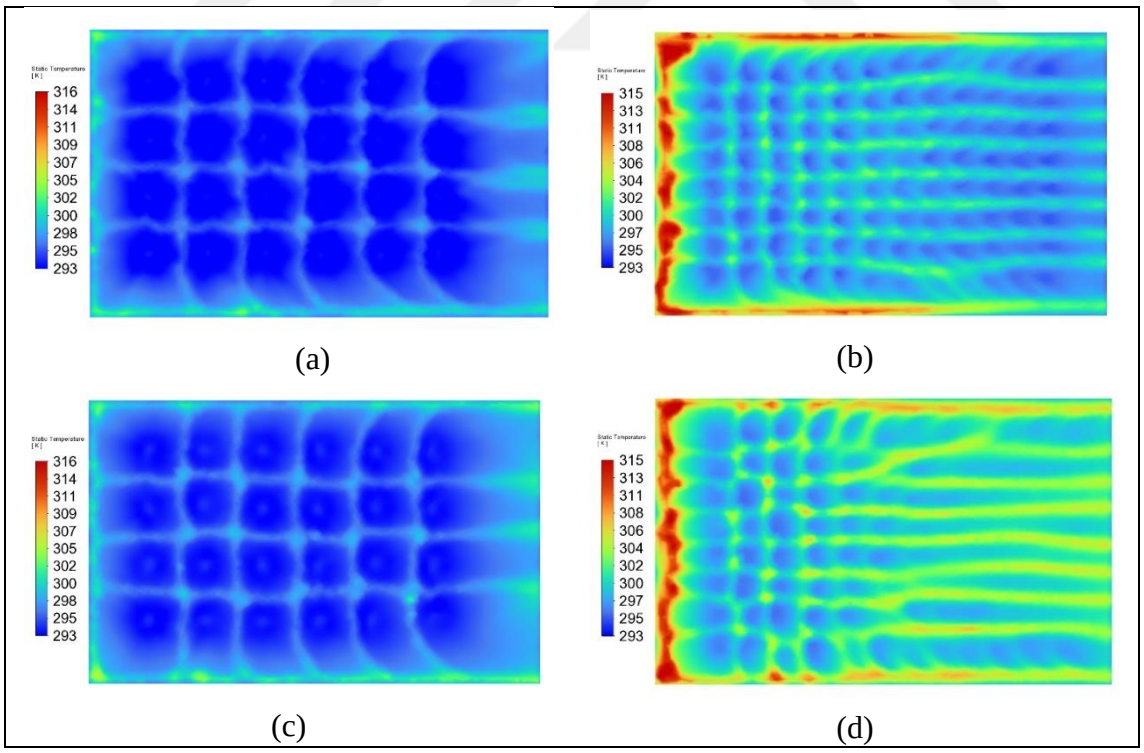
Şekil 4.31. (devam) 6 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m Jet Sayısı (g) 4 x 6 H/D_j=6 (h) 8 x 12 H/D_j=6 (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j = 8 (k) 4 x 6 H/D_j = 10 (l) 8 x 12 H/D_j =10



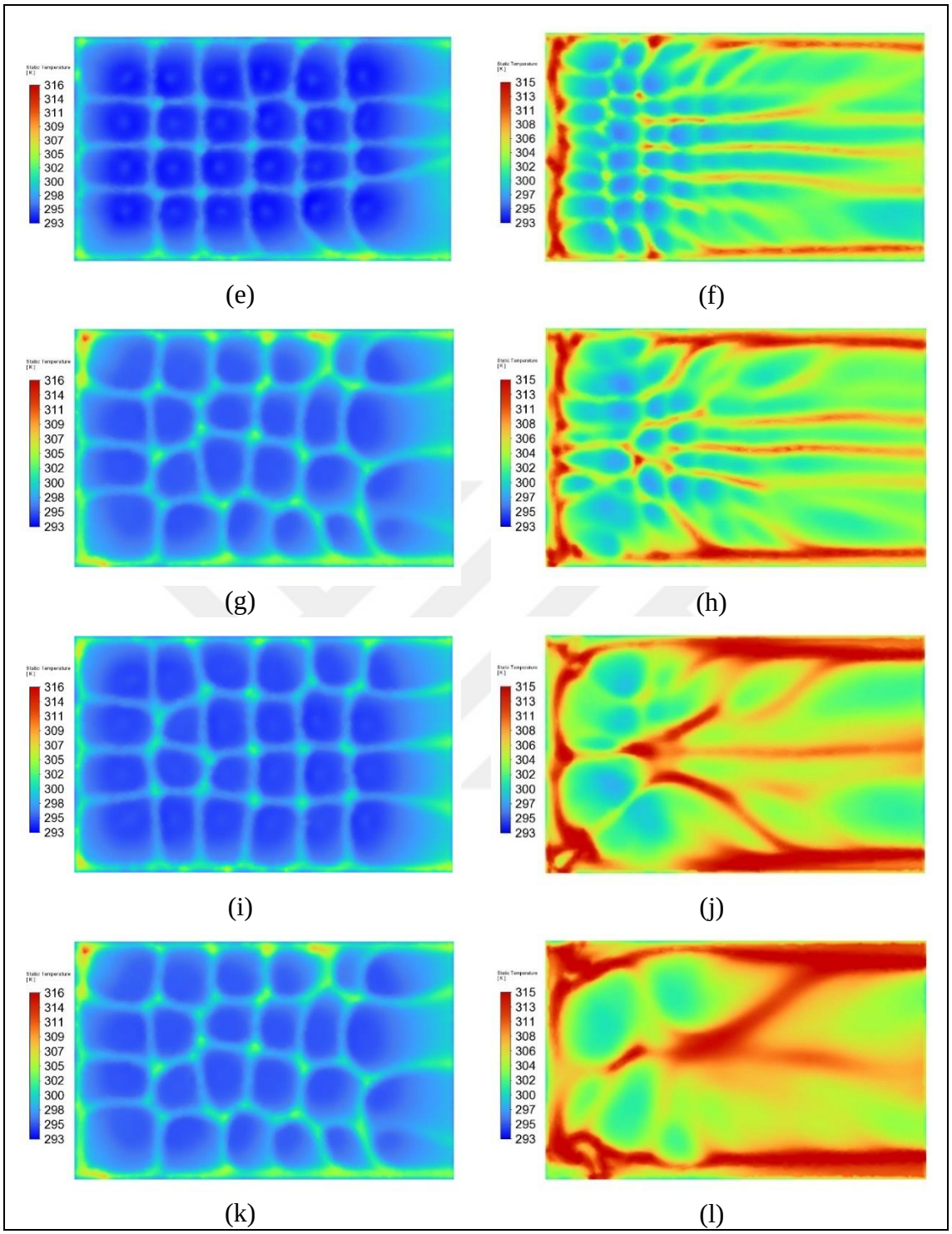
Şekil 4.32. 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m Jet Sayısı (a) 4 x 6 H/D_j = 2 (b) 8 x 12 H/D_j =2 (c) 4 x 6 H/D_j =4 (d) 8 x 12 H/D_j =4 (e) 4 x 6 H/D_j =5 (f) 8 x 12 H/D_j = 5 (g) 4 x 6 H/D_j = 6 (h) 8 x 12 H/d 6



Şekil 4.32. (devam) 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,009 m Jet Sayısı (i) 4 x 6 H/D_j = 8 (j) 8 x 12 H/D_j = 8 (k) 4 x 6 H/D_j = 10 (l) 8 x 12 H/D_j =10



Şekil 4.33. 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m Jet Sayısı (a) 4 x 6 H/Dj = 2 (b) 8 x 12 H/Dj =2 (c) 4 x 6 H/Dj =4 (d) 8 x 12 H/Dj =4

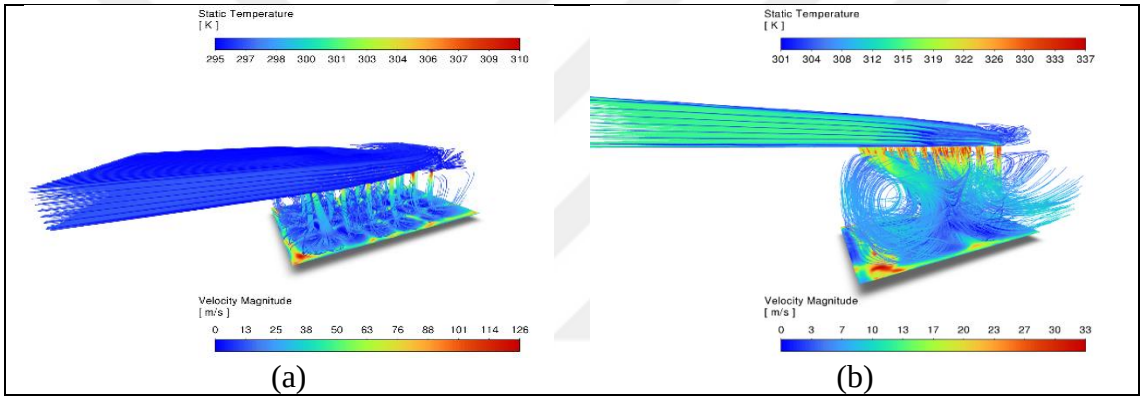


Şekil 4.33. (devam) 36 000 Reynolds H_{kanal}= 0,035 m Jet Sayısı (e) 4 x 6 H/Dj =5 (f) 8 x 12 H/Dj = 5 (g) 4 x 6 H/Dj = 6 (h) 8 x 12 H/d 6 (i) 4 x 6 H/Dj = 8 (j) 8 x 12 H/Dj = 8 (k) 4 x 6 H/Dj = 10 (l) 8 x 12 H/Dj =10

4.3.5. Jet çapı etkisi

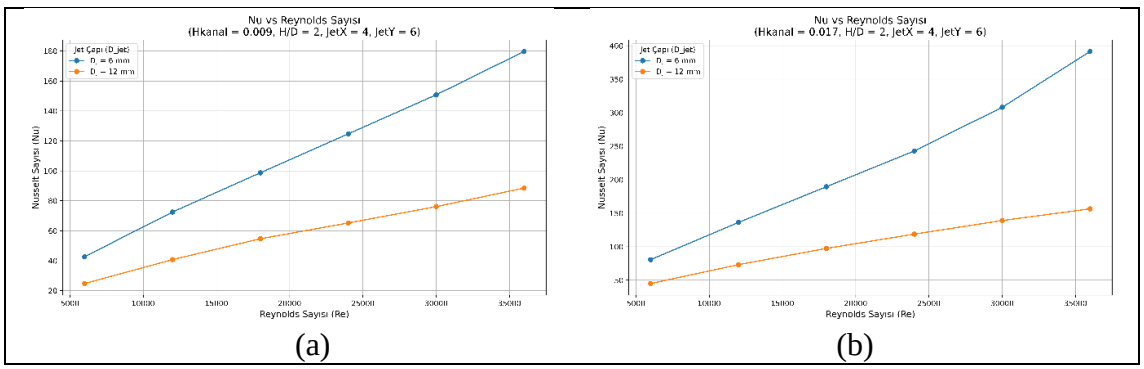
Bu bölümde jet çapının etkisi araştırılmıştır. Aynı jet sayısı konfigürasyonunda D_j hem 6 mm hem 12 mm olarak incelenmiştir.

Şekil 4.34Şekil 4.34'da görüleceği üzere akım çizgisi ile yüzey sıcaklık konturu sunulmuştur. Bu konturdan anlaşılacağı üzere jet çapının 2 katına çıktığı durumda görülen maksimum jet çıkış hızları neredeyse dörtte bir oranında azalmıştır. Her bir jetten geçen debinin azalması ile çarpan jet akışları birbirleri ile karışmıştır ve istenen jet etkisinin oluşamaması ile daha düşük ısı transferi oranları gözlemlenmiştir.

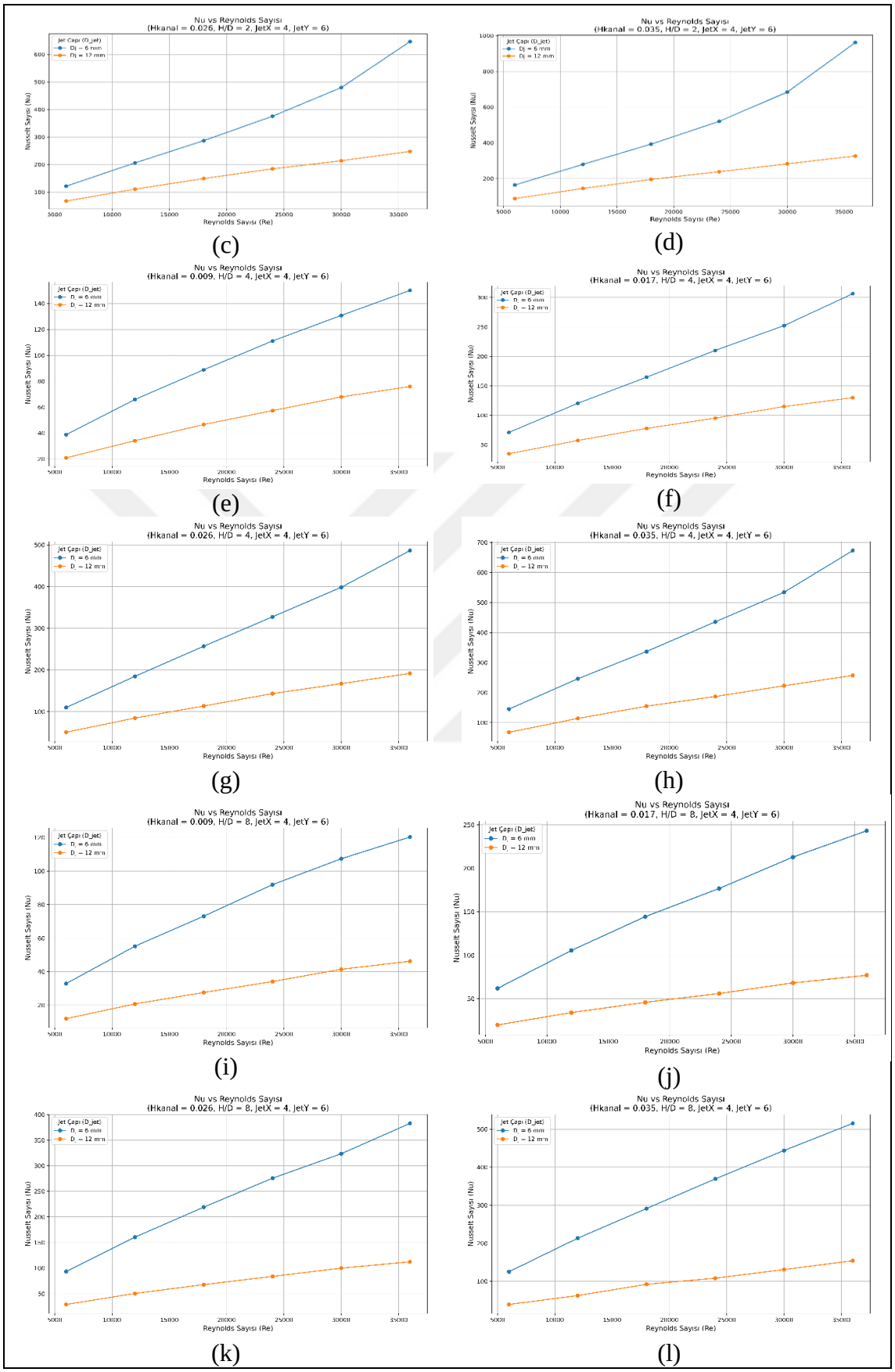


Şekil 4.34. D_j=6 mm vs D_j = 12 mm sabit H/D_j, 36 000 Reynolds için Sıcaklık konturu ve akış çizgisi

Şekil 4.35'te farklı D_j'ler için Nusselt – Reynolds Sayısı karşılaştırma grafikleri sunulmuştur. Tüm grafiklerde görüleceği üzere D_j'in artması ile ısı transferinde bariz düşüş gözlenmektedir.

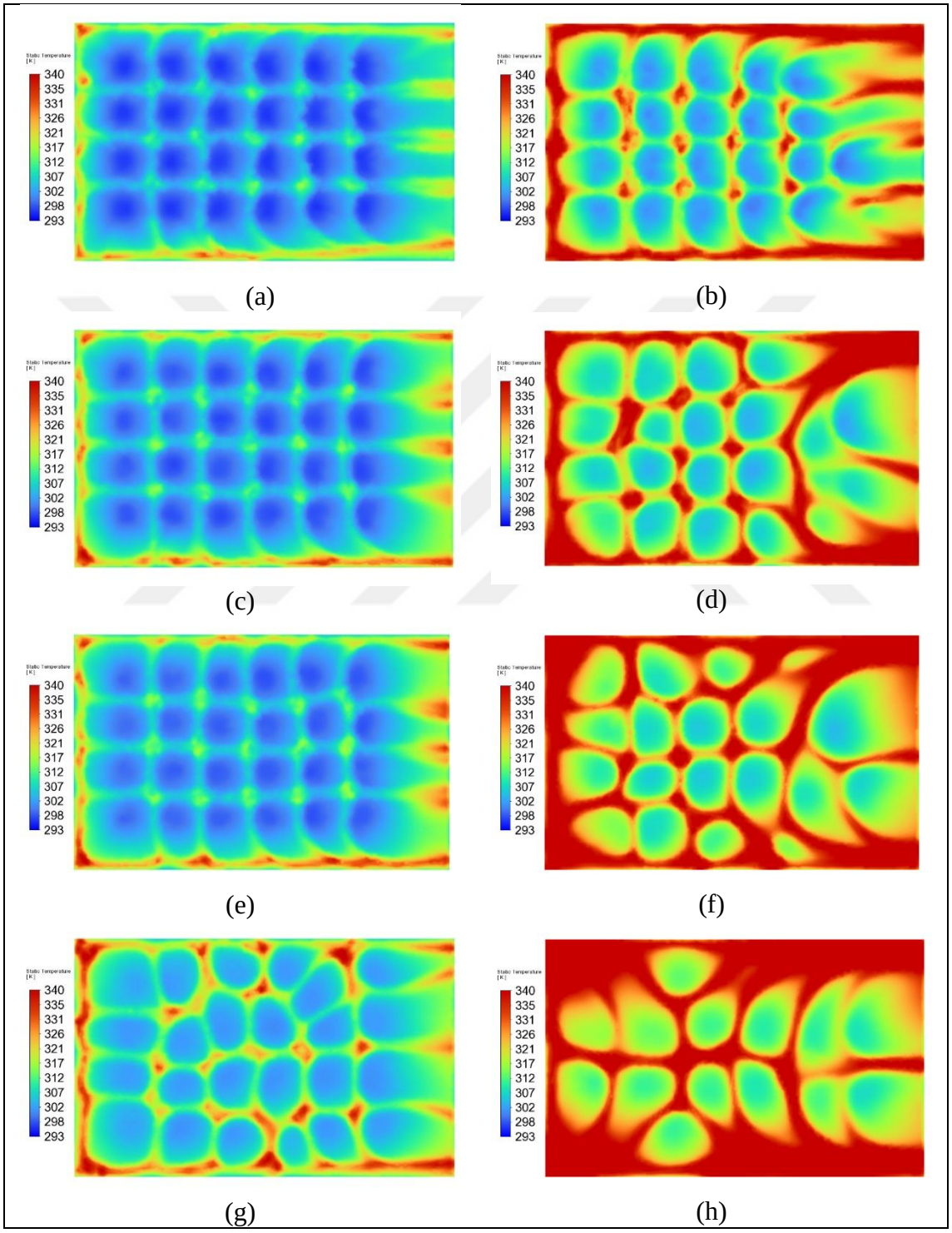


Şekil 4.35. Nusselt – Reynolds Sayısı karşılaştırma grafikleri, Farklı D_j'ler için

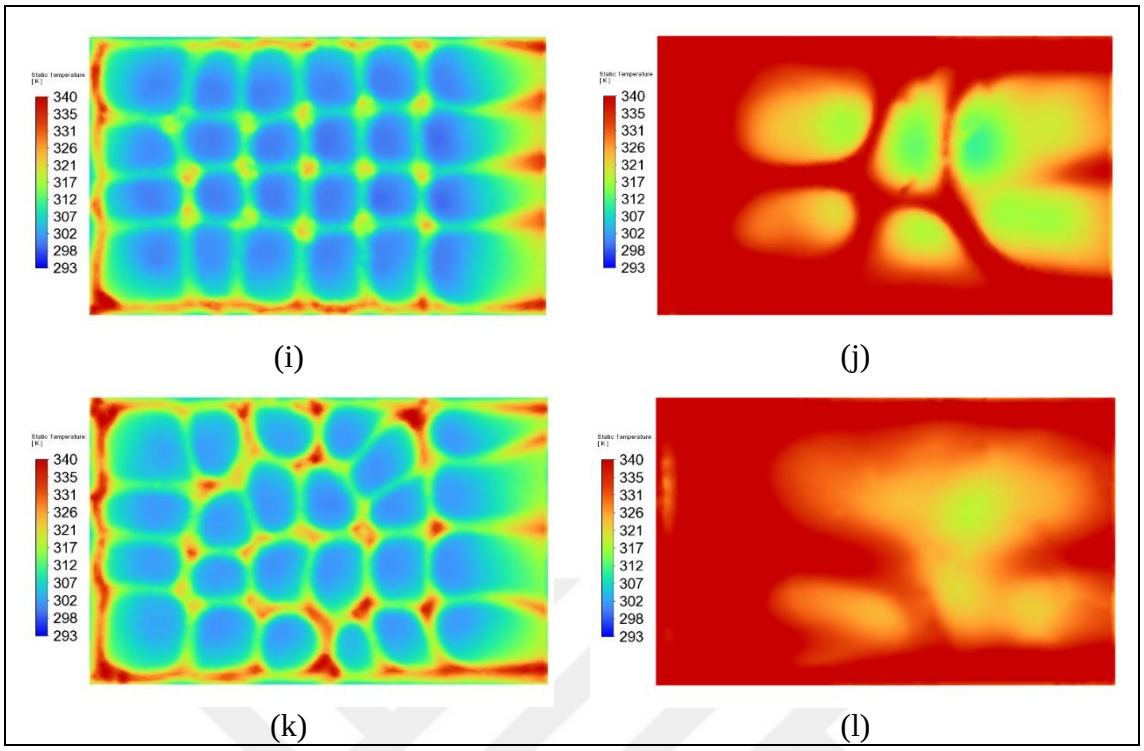


Şekil 4.35. (devam) Nusselt – Reynolds Sayısı karşılaştırma grafikleri, Farklı D_j'ler için

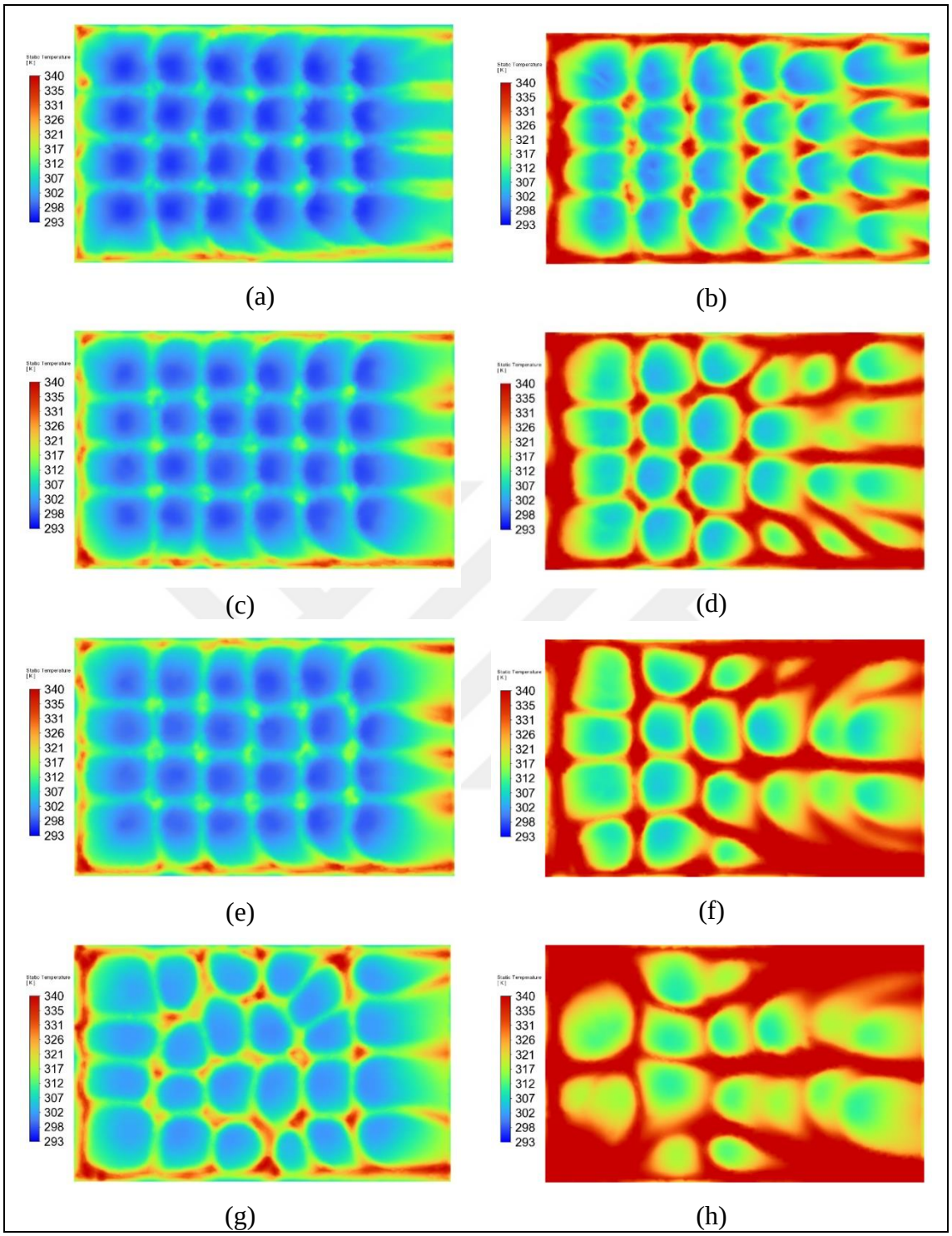
Şekil 4.36, Şekil 4.37, Şekil 4.38 ve Şekil 4.39'da ise sıcaklık kontürleri sunulmuştur. Sıcaklık kontürleri, elde edilen ortalama Nusselt sayıları ile uyum içindedir. Çet çapının artması ile yüzeyde daha yüksek sıcaklıklar görülmektedir.



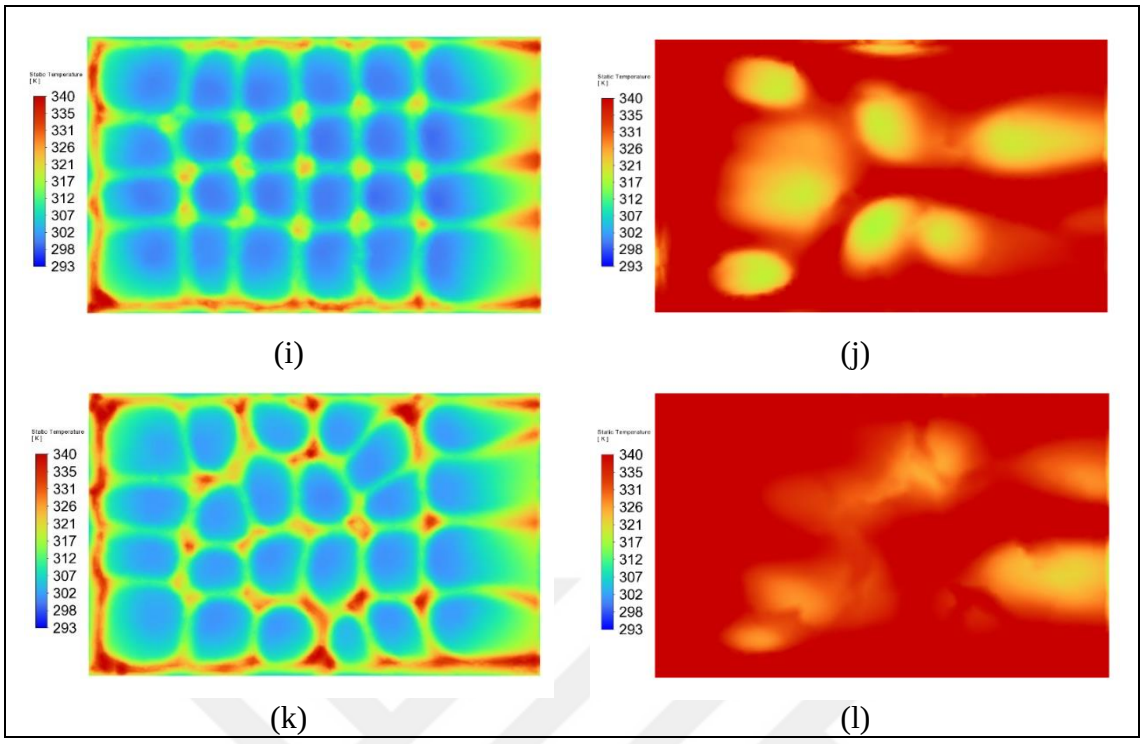
Şekil 4.36. D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,009 m, 6 000 Reynolds (a) D_j= 6mm H/D_j = 2 (b) D_j= 12 mm H/D_j = 2 (c) D_j= 6mm H/D_j = 4 (d) 12mm H/D_j = 6 için sıcaklık kontürü



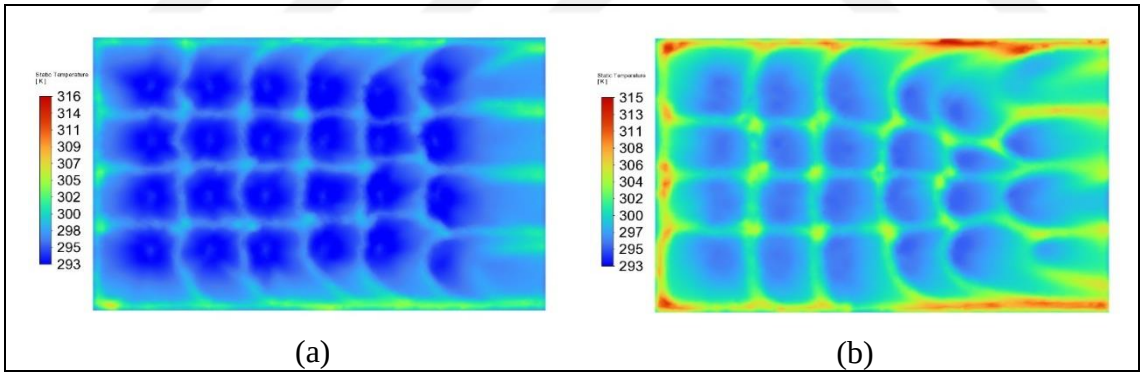
Şekil 4.36. (devam) D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,009 m, 6 000 Reynolds (a) D_j= 6mm H/D_j = 2 (b) D_j= 12 mm H/D_j = 2 (c) D_j= 6mm H/D_j = 4 (d) D_j= 12 mm x H/D_j = 4 (e) D_j= 6mm H/D_j = 5 (f) D_j= 12 mm H/D_j = 5 (g) D_j= 6mm H/Dj = 6 (h) D_j= 12mm H/D_j = 6 (i) D_j= 6mm H/D_j = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j= 6mm H/D_j = 10 (l) D_j= 12mm H/D_j = 10 için sıcaklık kontürü



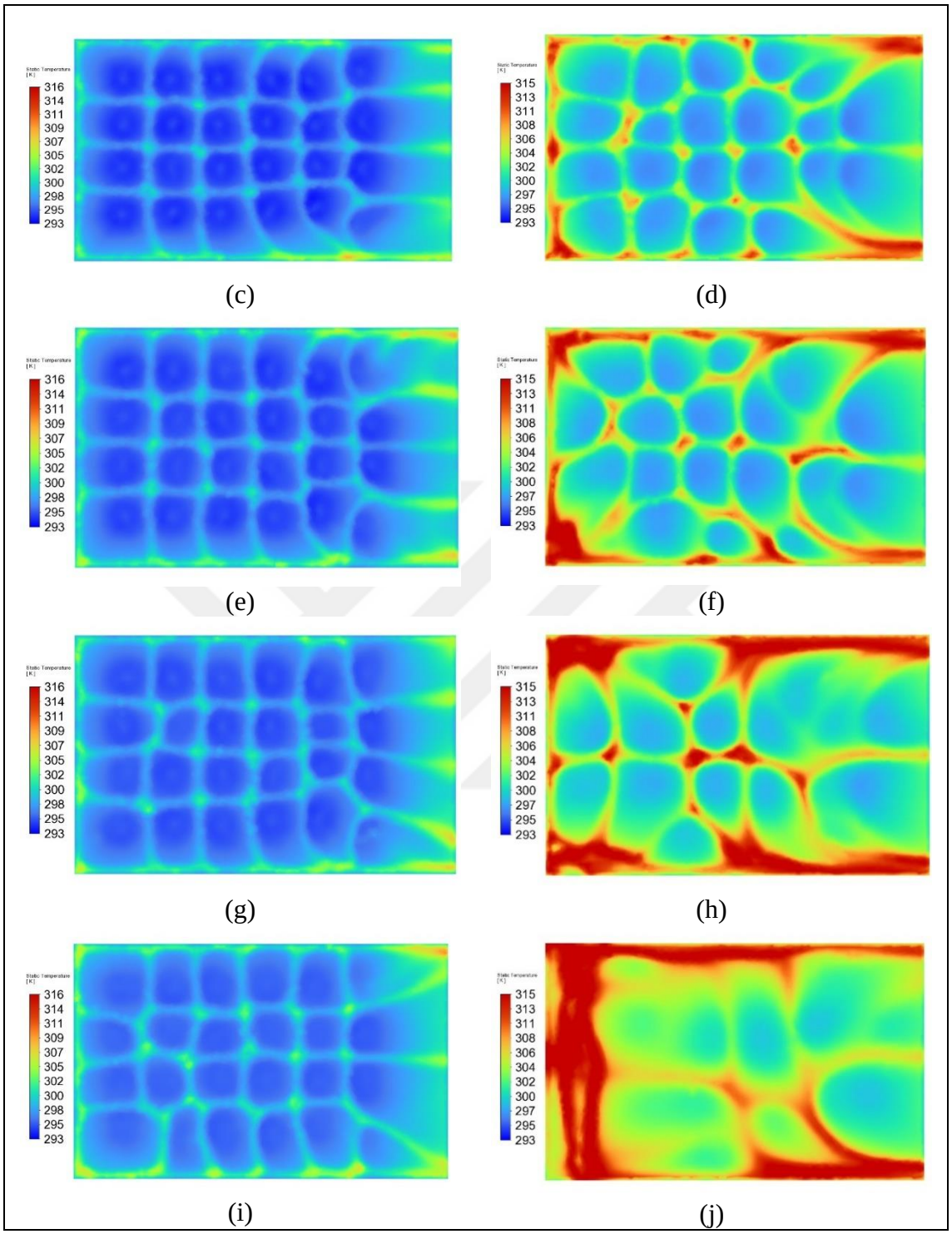
Şekil 4.37. D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,035 m, 6 000 Reynolds (a) D_j= 6mm H/D_j = 2 (b) D_j= 12 mm H/D_j = 2 (c) D_j= 6mm H/D_j = 4 (d) D_j= 12 mm x H/D_j = 4 (e) D_j= 6mm H/D_j = 5 (f) D_j= 12 mm H/D_j = 5 (g) D_j= 6mm H/D_j = 6 (h) Dj= 12mm H/D_j = 6 için sıcaklık kontürü



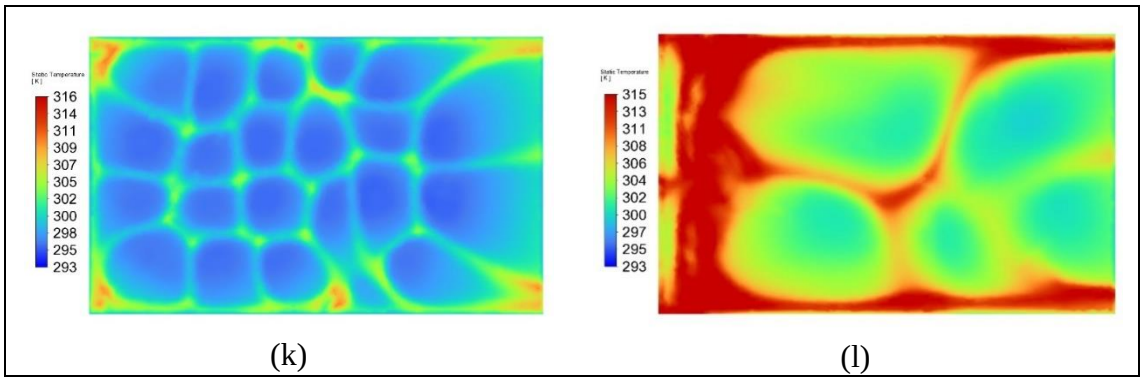
Şekil 4.37. (devam). D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,035 m, (i) D_j= 6mm H/D_j = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j= 6mm H/D_j = 10 (l) D_j= 12mm H/D_j = 10 için sıcaklık kontürü



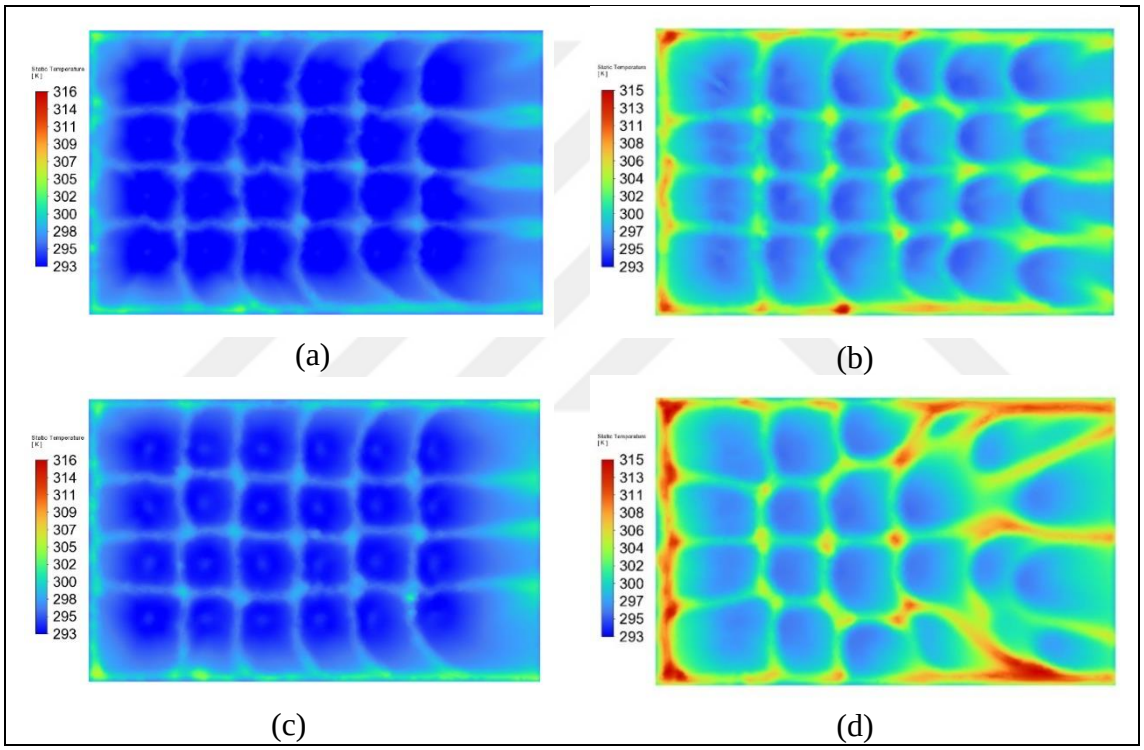
Şekil 4.38. Dj= 6 mm ve Dj=12 mm Hkanal= 0,009 m, 36 000 Reynolds (a) Dj= 6mm H/Dj = 2 (b) Dj= 12 mm H/Dj = 2



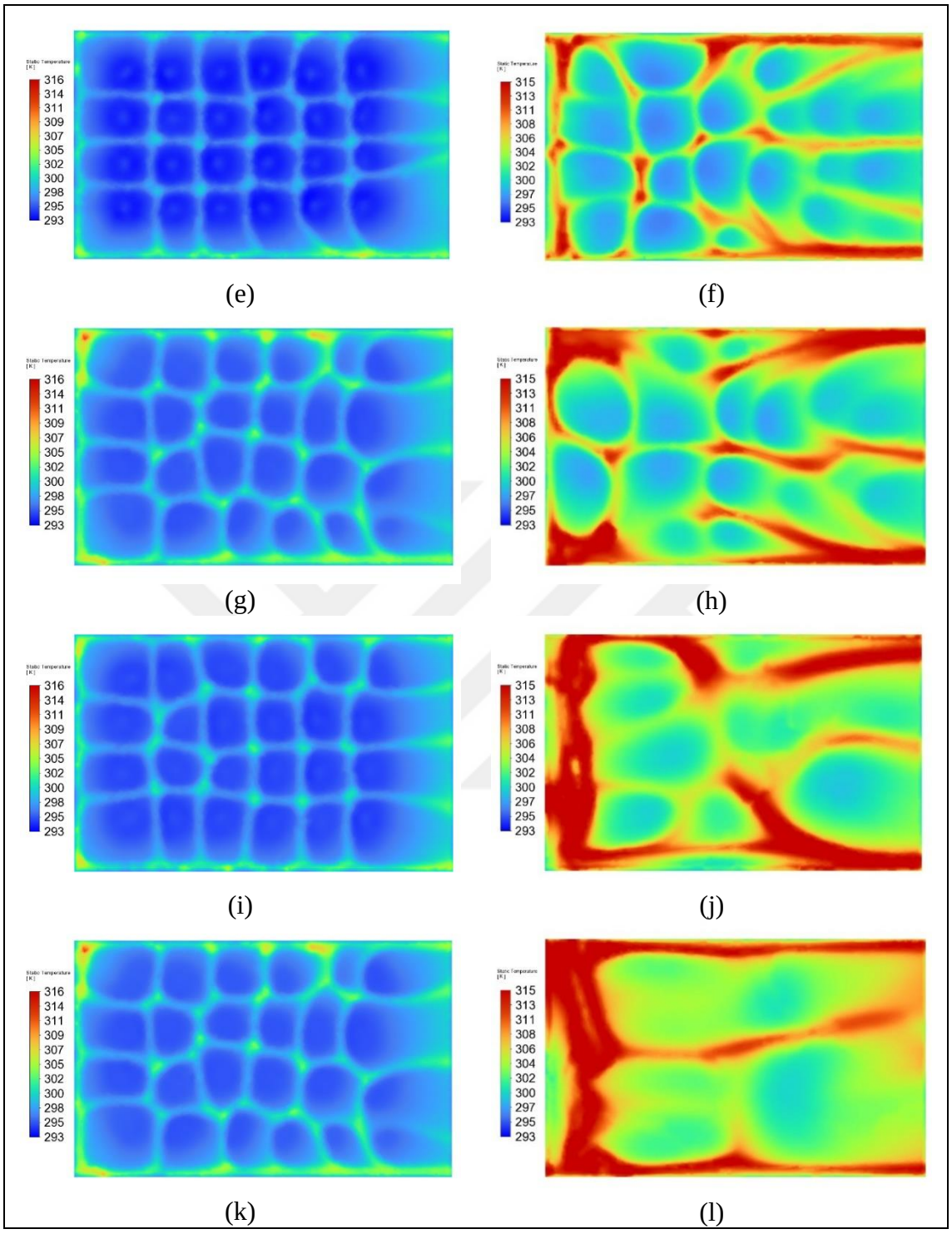
Şekil 4.38. (devam). D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,009 m, 36 000 Reynolds (c) D_j= 6mm H/D_j = 4 (d) D_j= 12 mm x H/D_j = 4 (e) D_j= 6mm H/D_j = 5 (f) D_j= 12 mm H/D_j = 5 (g) D_j= 6mm H/D_j = 6 (h) D_j= 12mm H/D_j = 6 (i) D_j= 6mm H/D_j = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j= 6mm H/D_j = 10 (l) D_j= 12mm H/D_j = 10 için sıcaklık kontürü



Şekil 4.38. (devam). D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,009 m, 36 000 Reynolds (k) D_j= 6mm H/D_j = 10 (l) D_j= 12mm H/D_j = 10 için sıcaklık kontürü



Şekil 4.39. D_j= 6 mm ve D_j=12 mm Hkanal= 0,035 m, 36 000 Reynolds (a) Dj= 6mm H/D_j = 2 (b) D_j= 12 mm H/D_j = 2 (c) D_j= 6mm H/Dj = 4 (d) Dj= 12 mm x H/Dj = 4 için sıcaklık kontürü



Şekil 4.39. (devam) D_j= 6 mm ve D_j=12 mm H_{kanal}= 0,035 m, 36 000 Reynolds (e) D_j= 6mm H/D_j = 5 (f) D_j= 12 mm H/D_j = 5 (g) D_j= 6mm H/D_j = 6 (h) D_j= 12mm H/D_j = 6 (i) D_j= 6mm H/D_j = 8 (j) D_j= 12mm H/D_j = 8 (k) D_j= 6mm H/D_j = 10 (l) D_j= 12mm H/D_j = 10 için sıcaklık kontürü

4.4. Parametrelerin Verime Etkisi

PEC (Performance Evaluation Criterion), bir sistemin ısı transfer performansını sürtünme faktörü ile değerlendirmek için kullanılan bir kriterdir. Özellikle jet çarpması gibi yüksek enerji tüketen sistemlerde, sadece ısı transferinin artırılması yeterli değildir; enerji tüketimi ile bir verim değerlendirmesi yapılması gereklidir. Bu bağlamda, PEC, hem Nusselt sayısını (Nu) hem de sürtünme faktörünü (Fr) hesaba katarak sistemi değerlendirir.

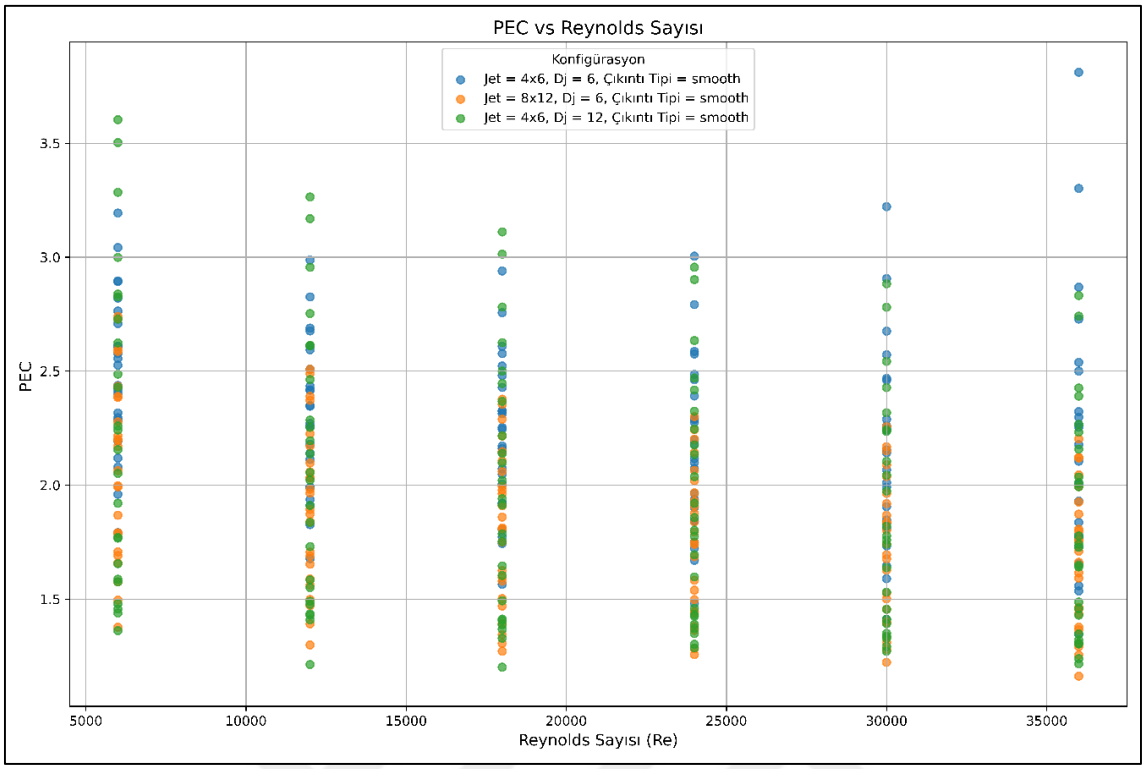
$$f_r = \frac{2(\Delta_p)_d d_h}{4\rho_a L_t V^2} \tag{4.1}$$

$$Nu_{ss} = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \tag{4.2}$$

$$f_{ss} = 0.085 \times Re^{-0.25} \tag{4.3}$$

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(F/F_0)^{0.3}} \tag{4.4}$$

Tüm sonuçlar Şekil 4.40'da PEC'e göre sıralanmıştır ve PEC oranı en yüksek olan $H/D_j = 2$ Hkanal= 0,0035 m, Jet Yerleşimi 4 x 6 ve Jet çapı = 6 mm olan konfigürasyon en yüksek PEC'e sahip olarak belirlenmiştir. Çıkıntı eklenen analizler ise bu konfigürasyonda analiz edilmiştir.



Şekil 4.40. Düz yüzeyler için pec ile reynolds sayısı grafiği

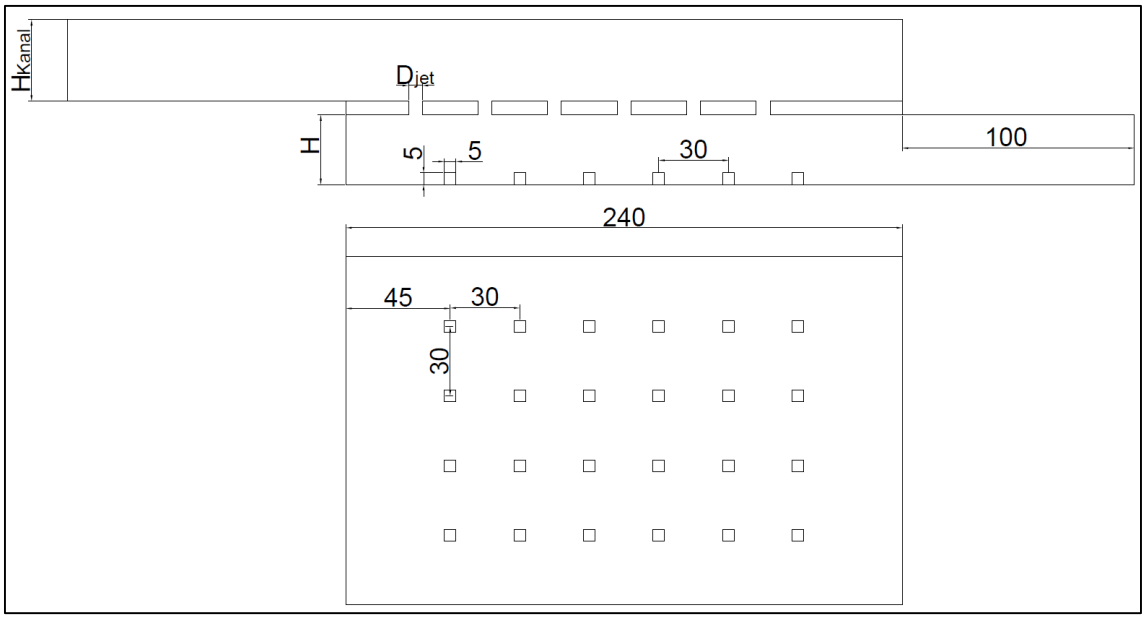
4.5. Kanatçıklı Yüzeylerde Akış ve Isı Transferi Sonuçları

Öncelikli olarak bu başlıkta, kanatçıkların etkisinin değerlendirildiği çalışmaların geometrileri Şekil 4.41, Şekil 4.42 ve Şekil 4.43'te sırasıyla kare silindirik ve konik geometriler olarak sunulmuştur. Silindirik, kare ve konik şekilli kanatçıklar kullanılarak yapılan analizlerde, bu yapıların akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çıkıntı geometrilerinin fiziksel özellikleri ele alınmıştır. Analizlerin bir sonraki adımında, yüzey sıcaklık konturları sunulmuş, bu parametrelerin kanatçık geometrisine bağlı olarak nasıl değiştiği detaylı şekilde irdelenmiştir. Özellikle yüksek Reynolds sayılarında, kanatçıkların etkisinin çok daha belirgin hale geldiği tespit edilmiştir. Bu durumun başlıca sebeplerinden biri, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte akış hızının yükselmesi ve dolayısıyla akışkanın ısı taşıma kapasitesinin artmasıdır. Kanatçıklar yüksek hızlarda, akış üzerinde daha güçlü türbülans etkileri oluşturur ve bununla birlikte ısıl sınır tabakayı bozarak yüzeye yakın karışım hareketlerini belirgin şekilde artırır. Artan türbülans, enerji taşınımını hızlandırarak ısı transfer katsayısını arttırmaktadır.

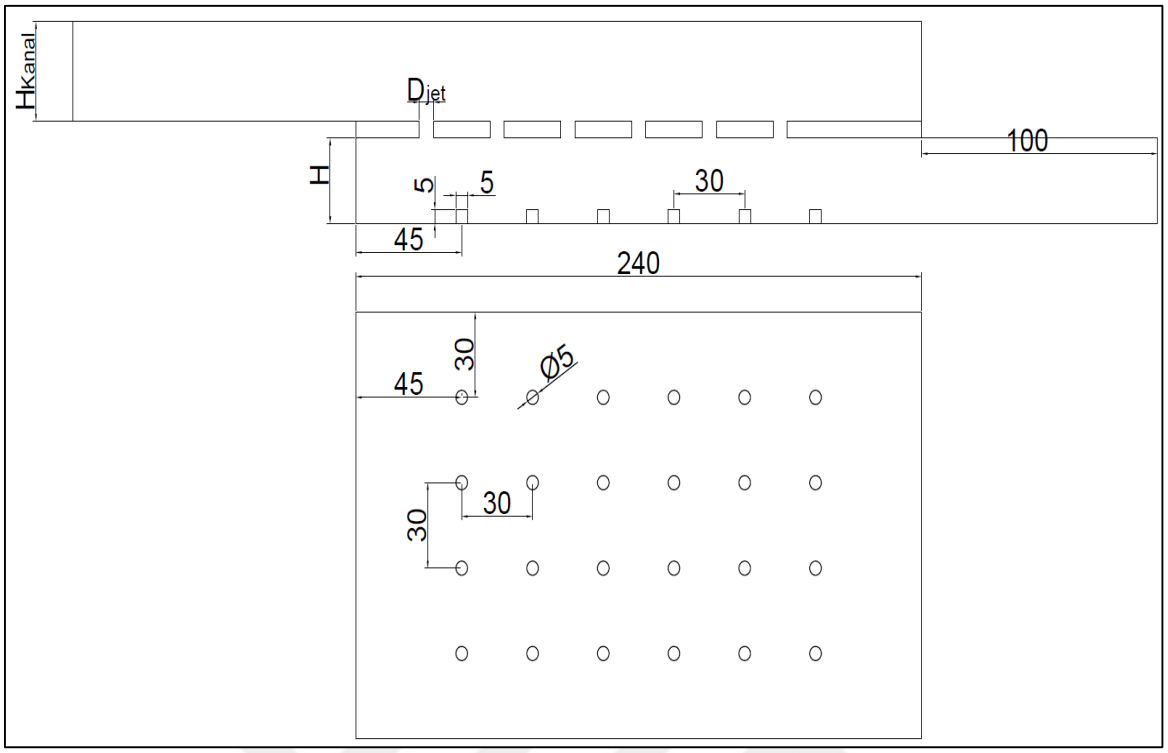
Ayrıca, yüksek Reynolds sayılarında, akış rejimi daha kararlı bir şekilde türbülanslı hale gelir ve bu durum, kanatçıklar etrafındaki girdap yapılarının daha yoğun ve güçlü bir şekilde oluşmasına neden olur. Bu girdaplar, ısı transferinin temeli olan taşınım mekanizmasını kuvvetlendirir ve yüzeyden uzak bölgelerdeki akışkanın enerjisini yüzeye daha etkili bir şekilde taşır. Bu sebeple, yüksek Reynolds sayılarında ısı transfer performansındaki artış, düşük Reynolds sayılarındaki etkilerden çok daha fazla gözlemlenmektedir.

Şekil 4.45 ‘da sıcaklık kontürü ve Şekil 4.50’de Şekil 4.48 Şekil 4.51 Şekil 4.52, Şekil 4.53 Şekil 4.54’de sunulmuştur.

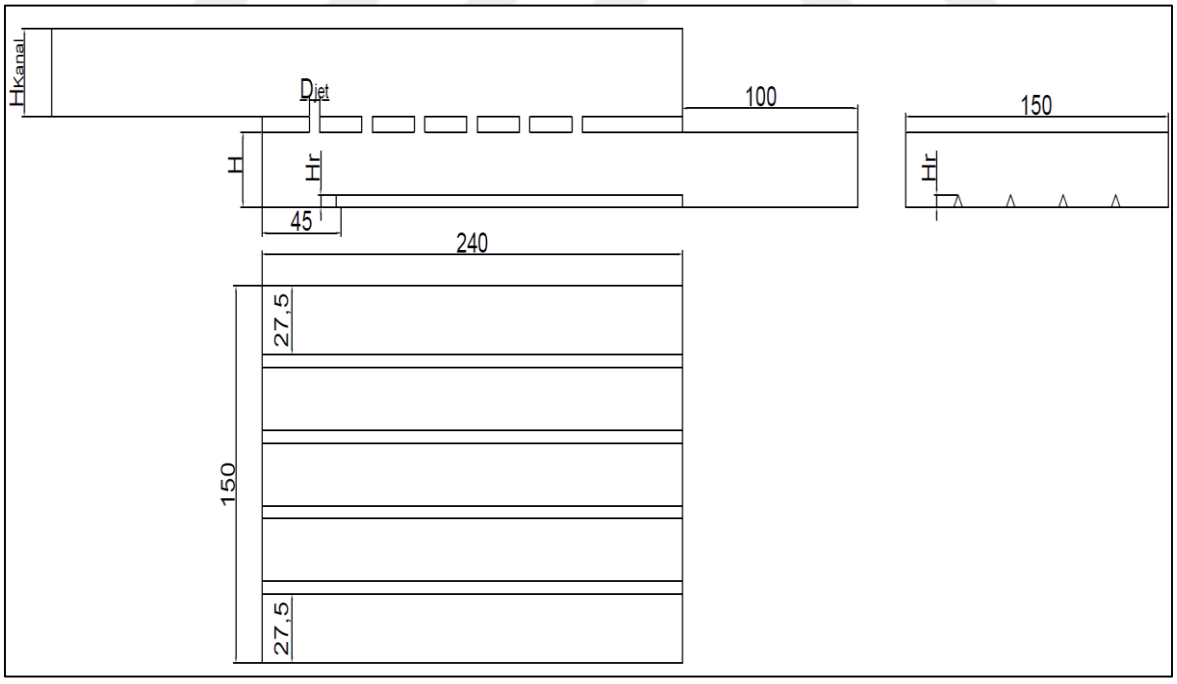
Sonuçlar incelendiğinde, farklı kanatçık geometrilerinin ısı transferine olan katkılarının Reynolds sayısına bağlı olarak değişim gösterdiği anlaşılmıştır. Özellikle konik kanatçıklar, yüksek Reynolds sayılarında oluşturdukları güçlü girdap yapıları ve akışkanın daha etkin şekilde karışmasını sağlamaları nedeniyle diğer geometrilere göre daha yüksek ısı transferi performansı sergilemiştir. Konik çıkıntılardaki bir diğer avantaj ise, jetlerden gelen akışlarının aynı hizadaki jetlerden gelen akışların birbiri ile karışmasını engelleyerek etkin bir kanal akışı yaratmaktadır. Bu düzenli kanal akışı sayesinde gerçekleşen ısı transferi oranı artmaktadır.



Şekil 4.41. Kare çıkıntı, şematik çizim



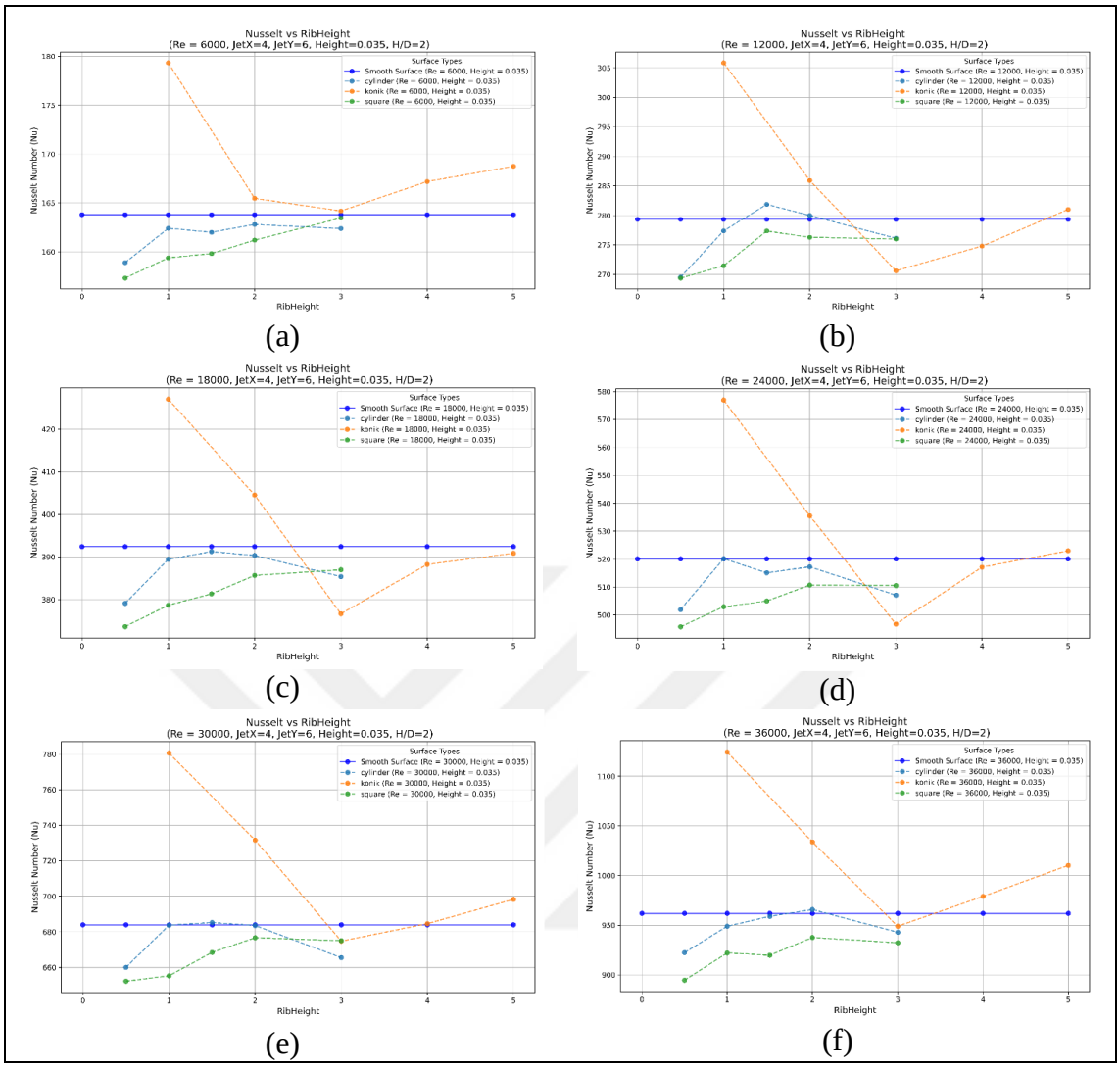
Şekil 4.42. Silindirik çıkıntı, şematik çizim



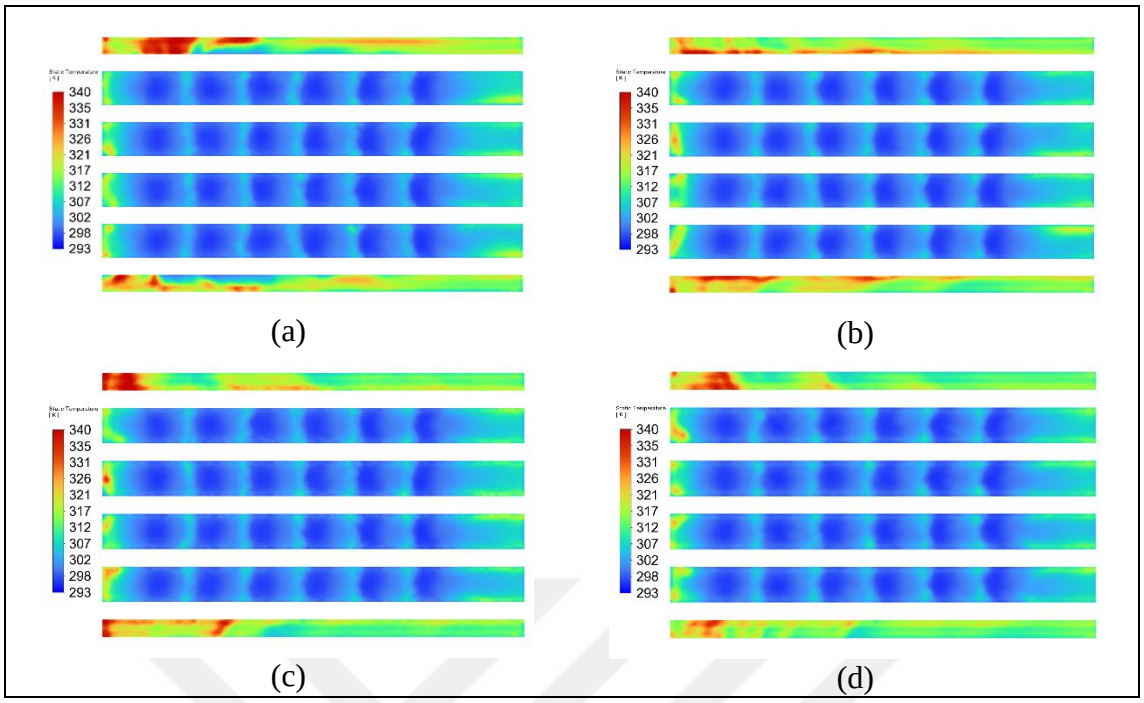
Şekil 4.43. Konik kanatçık, şematik çizim

Şekil 4.44 farklı Reynolds sayılarında (6 000- 36 000) Nusselt sayısının (Nu), kanatçık yüksekliğiyle nasıl değiştiğini göstermektedir. Çalışmada, pürüzsüz yüzey, silindirik çıkıntılar ve kare çıkıntılar için ısı transferi performansı karşılaştırılmıştır. Sabit H/D_j = 2

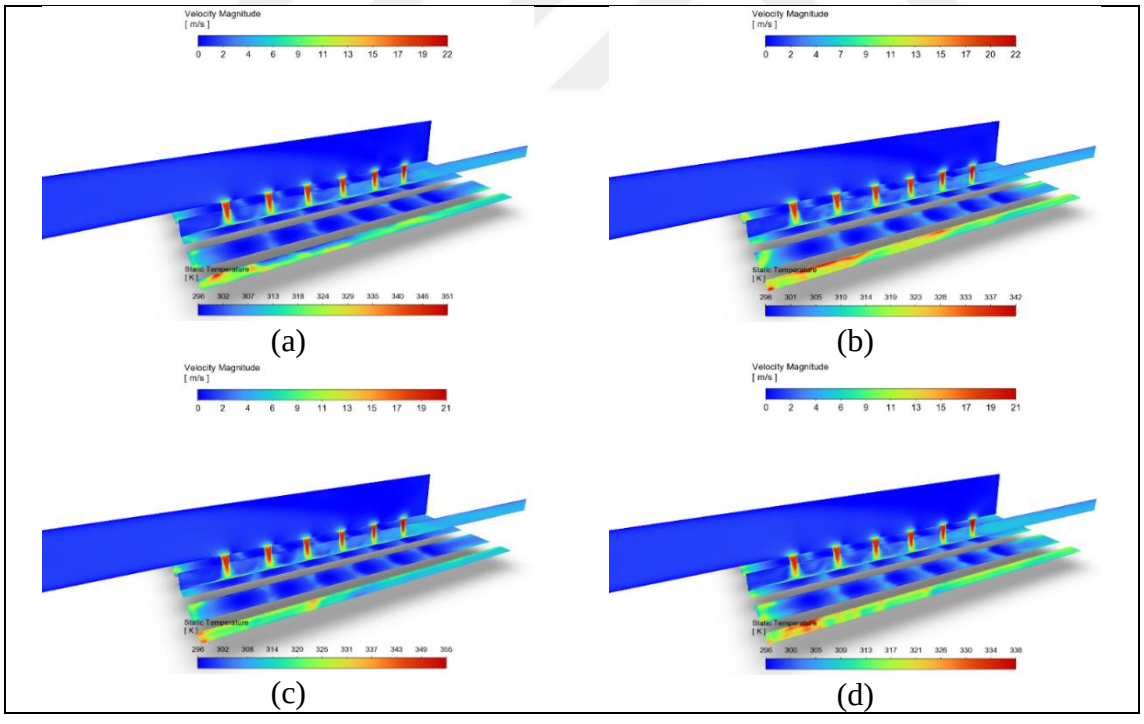
oranında ve kanal yüksekliği =0,035 m olacak şekilde, kanatçık yüksekliğinin 0'dan 5'e kadar değişimiyle ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Silindirik çıkıntılarda, kanatçık yüksekliği 0'dan 3 mm'e kadar arttığında genellikle Nusselt sayısında artış gözlemlenmektedir, ancak kanatçık yüksekliği 4 ve 5 olduğunda bazı Reynolds sayılarında Nu'nun düştüğü fark edilmektedir. Bu durum, çıkıntı yüksekliği arttıkça akışın daha fazla engellenmesi ve türbülansın düzensizleşmesine bağlanabilir. Özellikle düşük Reynolds sayılarında (6 000-12 000), rib yüksekliği arttıkça Nu'nun dalgalandığı ve stabil bir artış göstermediği gözlemlenmiştir. Buna karşın, yüksek Reynolds sayılarında silindirik çıkıntılar belirli kanatçık yüksekliklerinde daha istikrarlı bir Nusselt artışı sağlamaktadır. Kare çıkıntılar, genellikle en yüksek Nusselt sayılarını üretmekte, ancak kanatçık yüksekliği arttıkça dalgalanmaların daha belirgin hale geldiği görülmektedir. Re = 6 000 ve 12 000 için, kanatçık yüksekliği 3'e kadar arttıkça Nusselt sayısında belirgin bir yükselme görülmekte, ancak kanatçık yüksekliği 4 ve 5 olduğunda Nu'nun keskin bir şekilde düştüğü gözlemlenmektedir. Re = 18 000 ve üzeri için ise, kanatçık yüksekliği 5'e ulaştığında bile Nu'nun arttığı veya belirli bir stabiliteye ulaştığı fark edilmektedir. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında türbülansın daha güçlü hale gelmesi ve çıkıntıların akış üzerindeki etkisinin artmasıyla açıklanabilir. Yüksek Reynolds sayılarında kare çıkıntılar, kanatçık yüksekliği arttıkça bile daha etkili bir ısı transferi sağlarken, düşük Reynolds sayılarında belirli bir kanatçık yüksekliğinin ötesinde performans düşüşü gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, silindirik çıkıntılar genellikle daha istikrarlı bir Nusselt artışı sağlarken, kare çıkıntılar yüksek Reynolds sayılarında daha yüksek performans sunmaktadır, ancak düşük Reynolds sayılarında optimum kanatçık yüksekliği seçilmediğinde ısı transferi verimliliğinde azalma meydana gelmektedir.



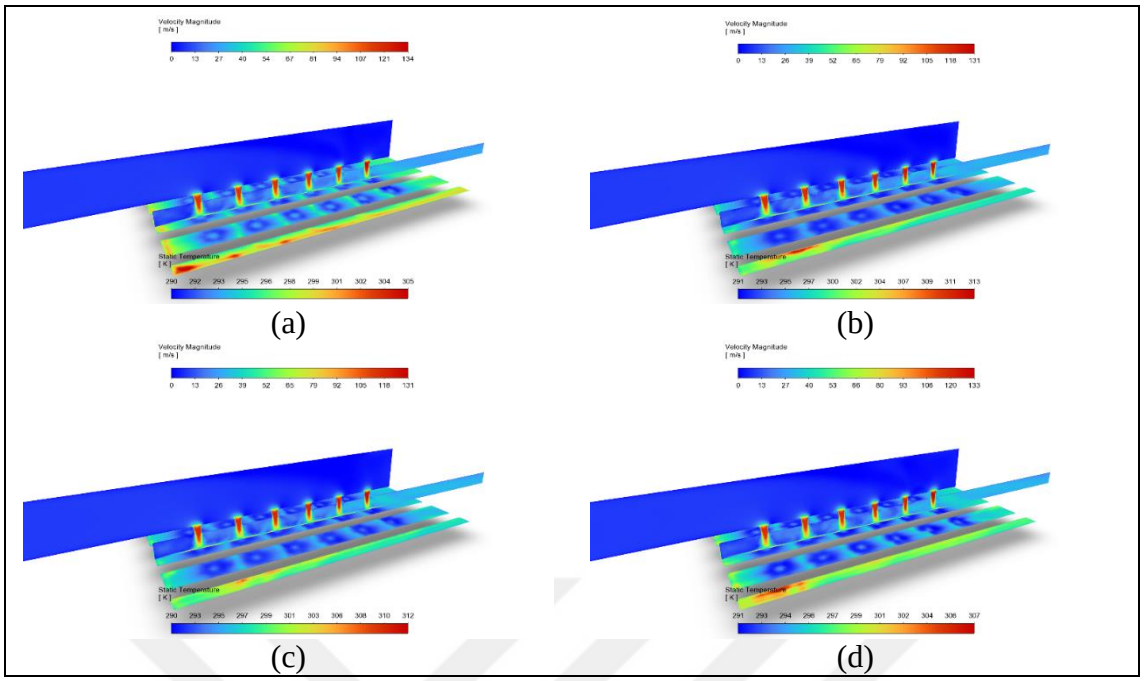
Şekil 4.44. Değişen Kanatçık Yüksekliklerinde Nusselt sayısı, a) Re = 6 000, b) Re = 12 000, c) Re = 18 000, d) Re = 24 000 e) Re = 30 000, f) Re = 36 000



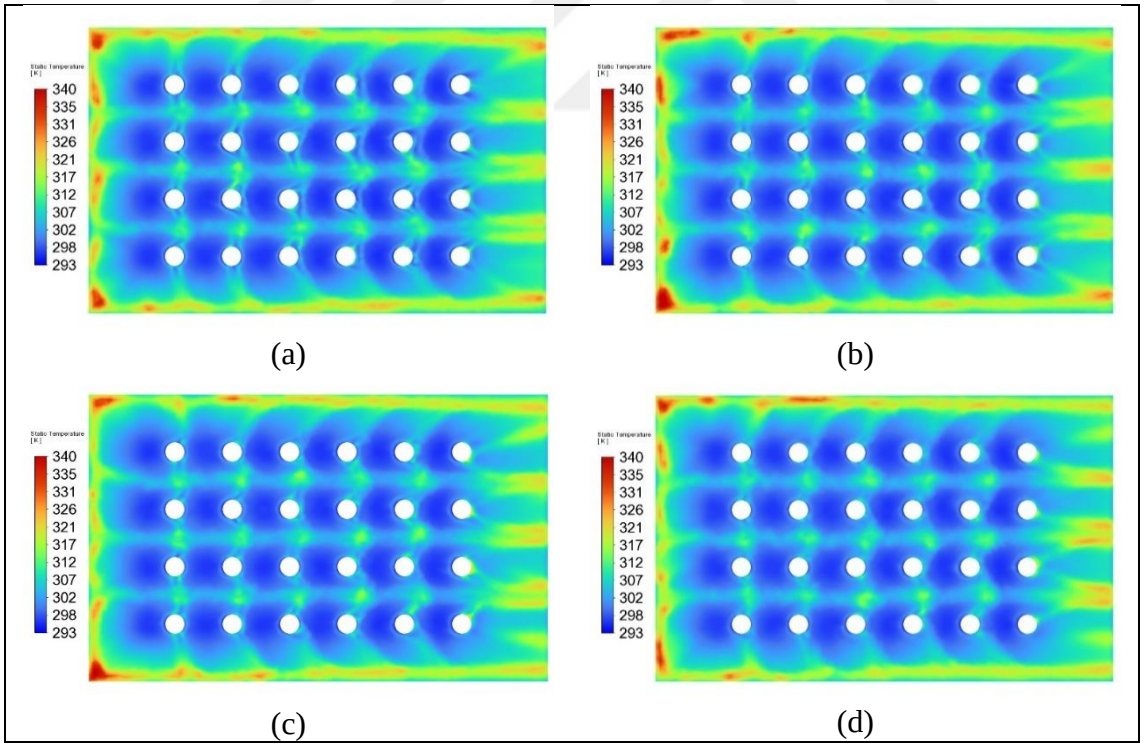
Şekil 4.45. Konik Çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 6000 için sıcaklık kontürleri a) Hr = 2 mm b) Hr = 3 mm c) Hr = 4 mm d) Hr = 5 mm



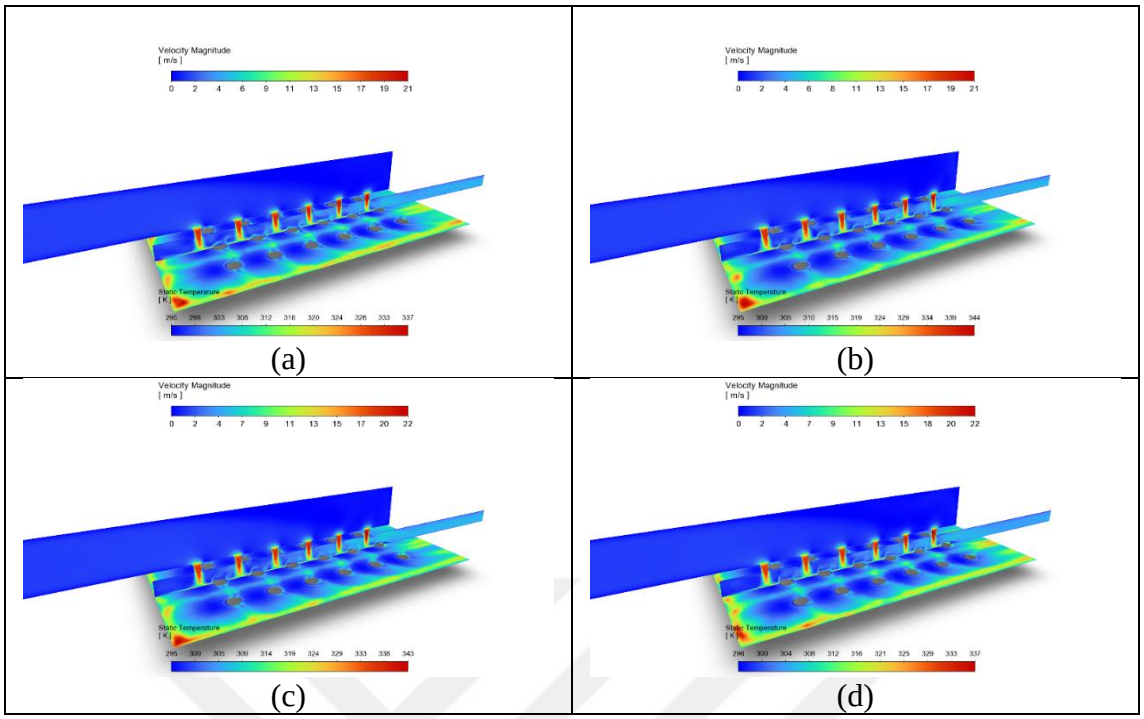
Şekil 4.46. Konik Çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 6000 için hız ve sıcaklık kontürleri a) Hr = 2 mm b) Hr = 3 mm c) Hr = 4 mm d) Hr = 5 mm



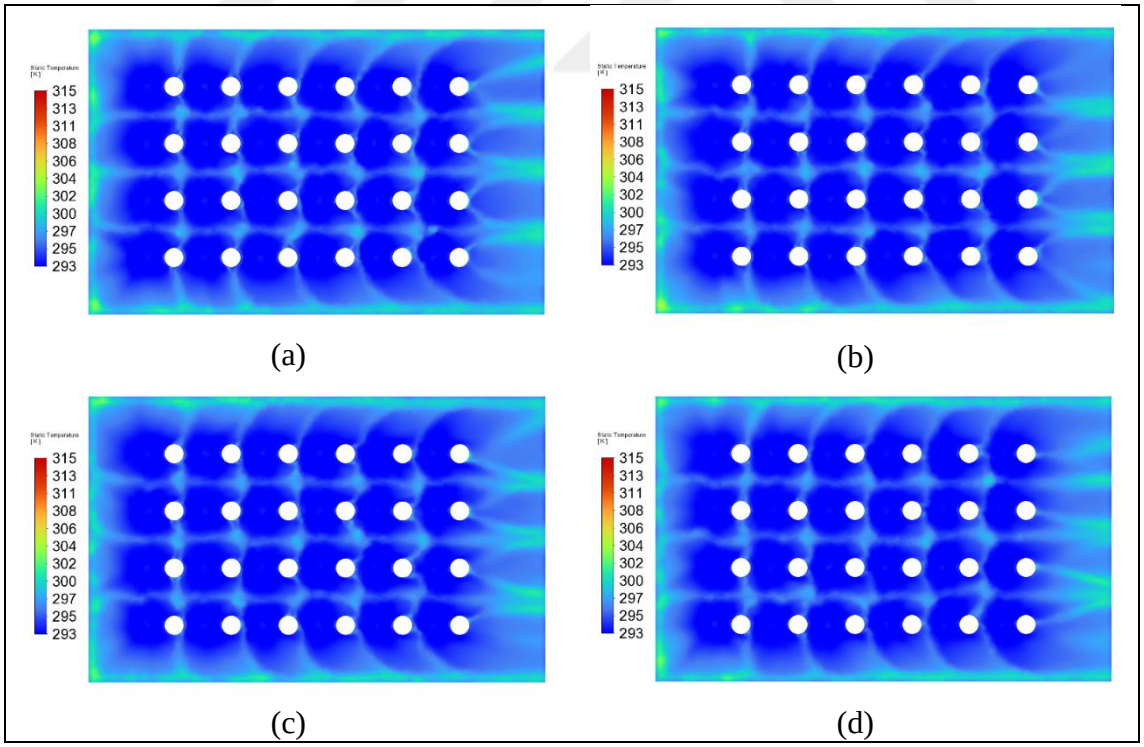
Şekil 4.47. Konik Çıkıntılı konfigürasyonunda Re= 36 000 için hız ve sıcaklık kontürleri a) Hr = 2 mm b) Hr = 3 mm c) Hr = 4 mm d) Hr = 5 mm



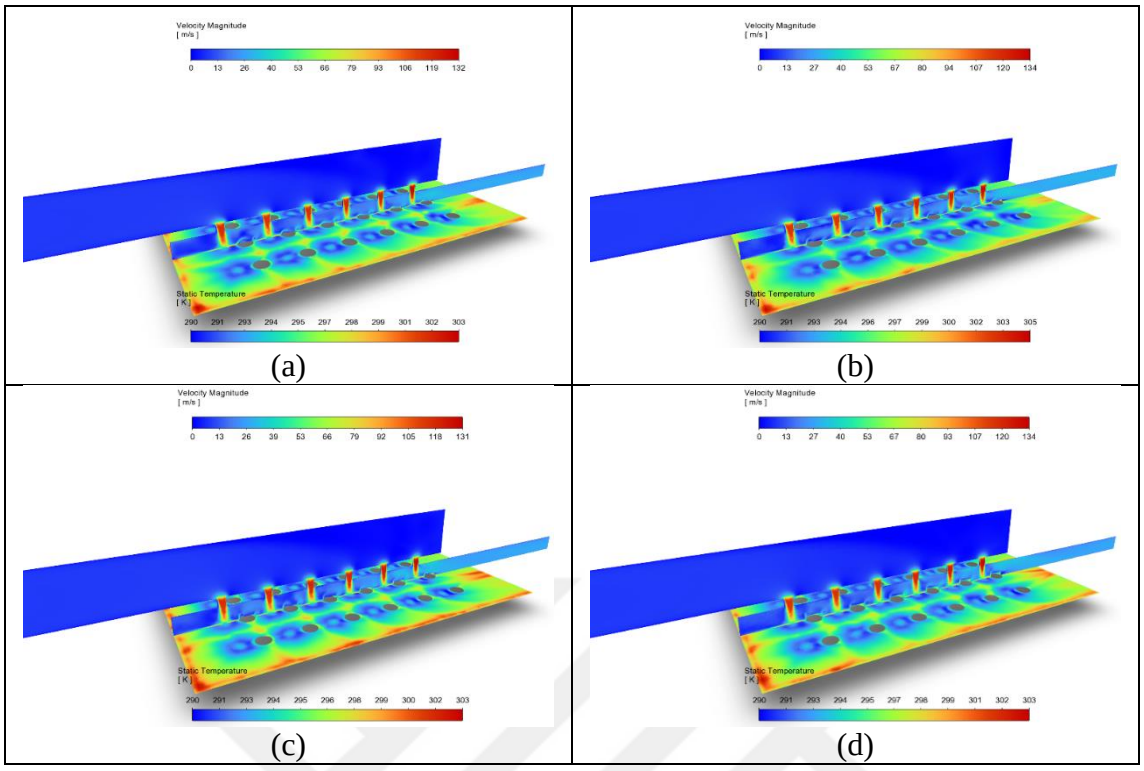
Şekil 4.48. Silindir Çıkıntı değişken yüksekliklerde Re= 6000 için sıcaklık kontürü a) Hr = 1 mm b) Hr = 1 1,5mm c) Hr = 1 2 mm d) Hr = 1 3 mm



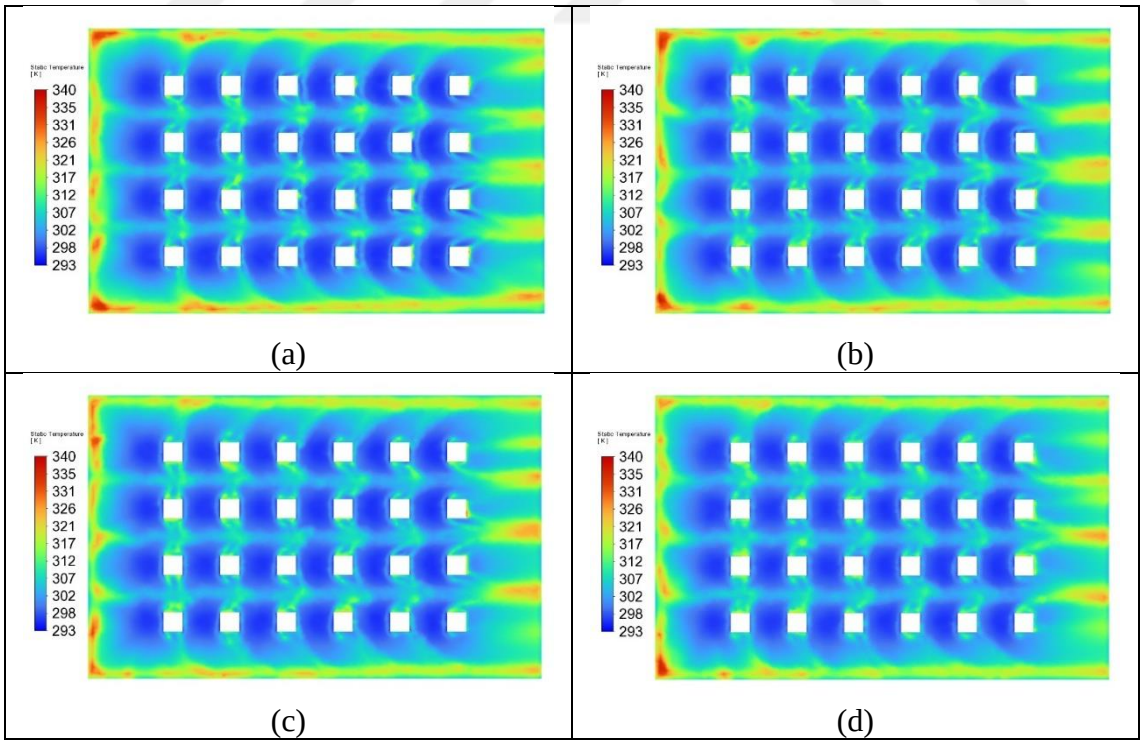
Şekil 4.49. Silindir Çıkıntı değişken yüksekliklerde a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm Re= 6 000 için sıcaklık ve hız kontürü



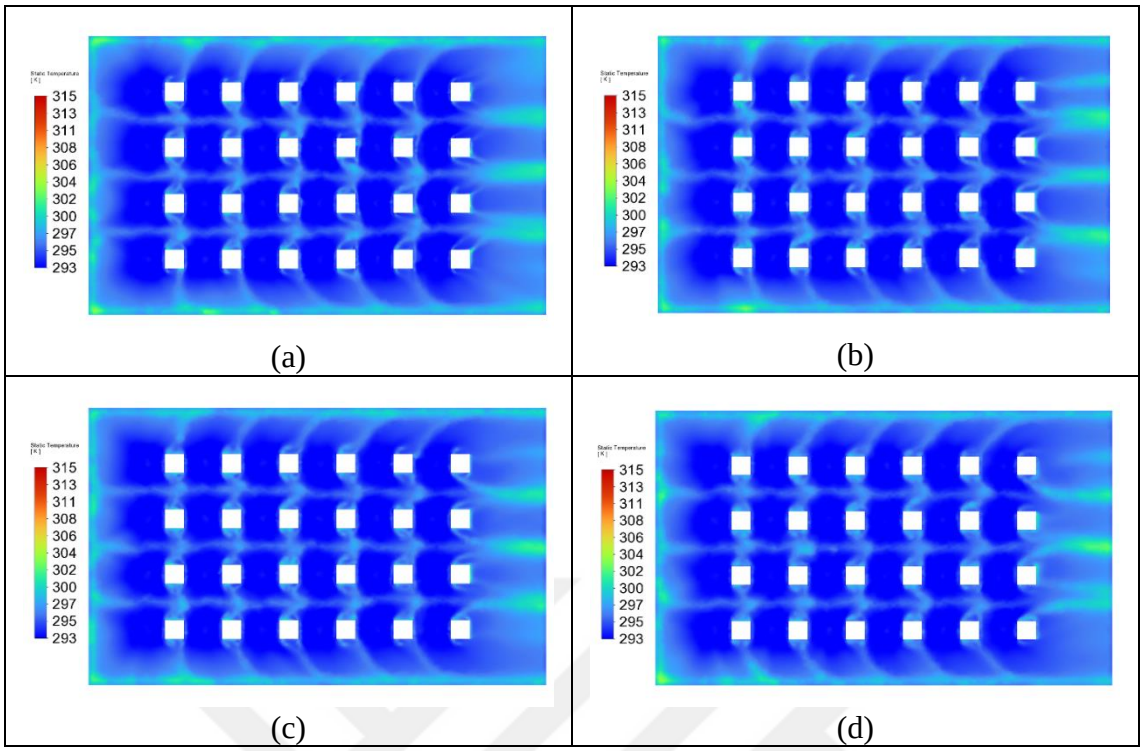
Şekil 4.50. Silindir Çıkıntı değişken yüksekliklerde a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm Re= 36000 için sıcaklık kontürü



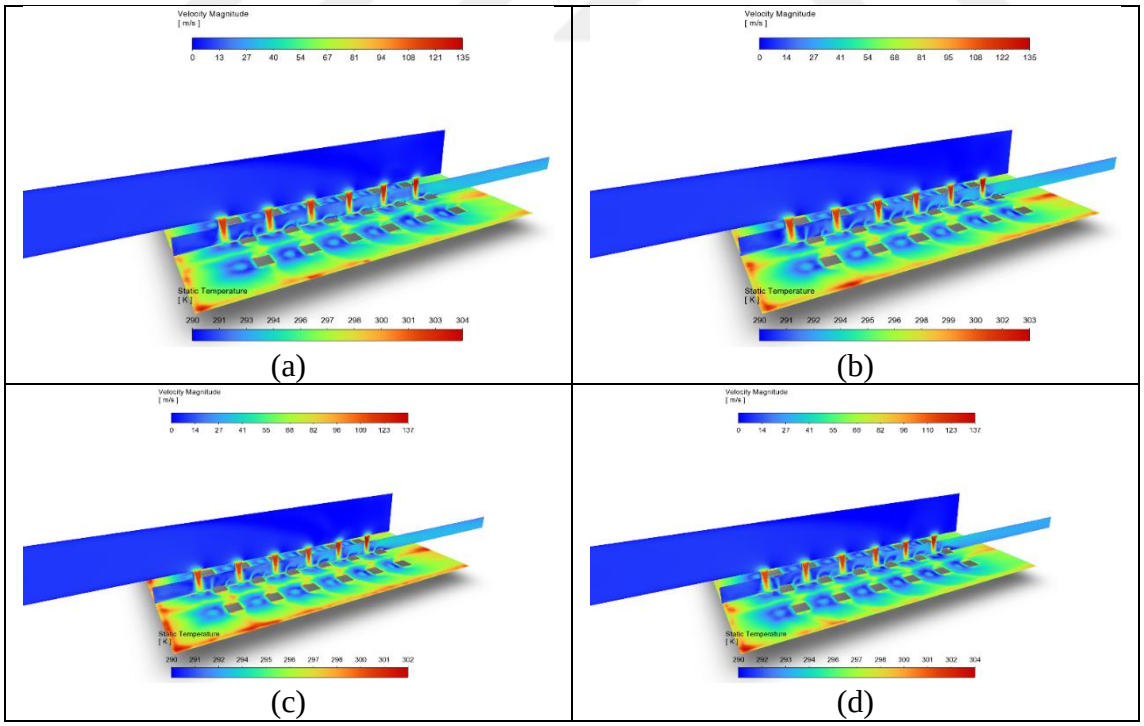
Şekil 4.51. Silindir Çıkıntı değişken yüksekliklerde a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm Re= 36 000 için sıcaklık ve hız kontürü



Şekil 4.52. Kare Çıkıntı Re= 6 000 sıcaklık kontürü a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm



Şekil 4.53. Kare Çıkıntı değişken yüksekliklerde a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm Re= 36 000 için sıcaklık kontürü

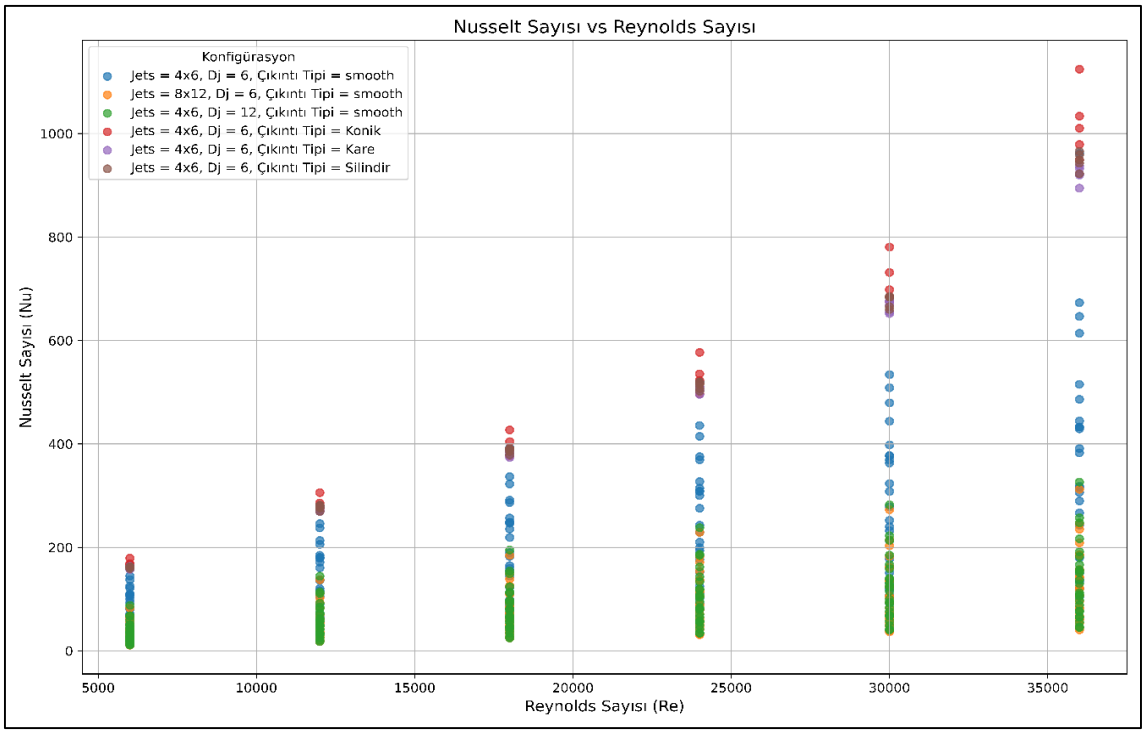


Şekil 4.54. Kare Çıkıntı değişken yüksekliklerde a) 1 mm b) 1,5mm c) 2 mm d) 3 mm Re= 36 000 için sıcaklık ve hız kontürü

4.6. Tüm Sonuçların Değerlendirilmesi

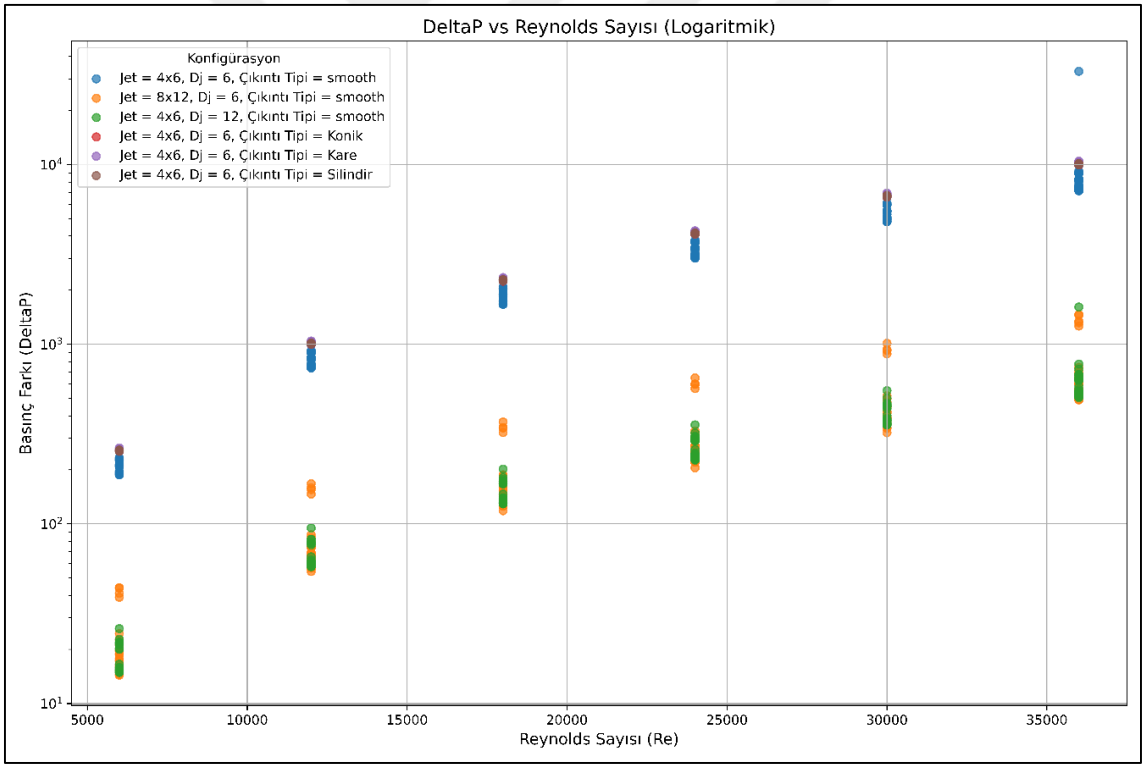
Bu başlıkta tüm sonuçlar sunulmuştur. Şekil 4.55, Şekil 4.56 ve Şekil 4.57 üzere üç farklı grafik sunulmuştur. Bu grafiklerden ilki yapılan tüm analizlerin Nusselt sayısı – Reynolds Sayısı olarak verilmiştir. İkinci grafik ise ΔP – Reynolds Sayısı grafiğidir. Üçüncü grafik ise PEC değişimi ile Reynolds Sayısının sunulduğu grafiktir.

Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artışıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda belirgin bir şekilde artış göstermektedir. Bu, artan Reynolds sayısının daha fazla türbülans üreterek ısı transferini iyileştirdiğini ifade etmektedir. Farklı yüzey ve jet geometrileri arasında Nusselt sayısındaki değişimler dikkat çekicidir. Özellikle konik ve kare yüzey kanatçıklarının daha yüksek Nu değerlerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Düz yüzeylerin, diğer kanatçıklı yüzeylere göre daha düşük Nu değerleri ürettiği görülmektedir. Konik ve kare kanatçıklar, yüzeyde daha fazla türbülans oluşturarak enerji taşınımını artırmakta ve dolayısıyla daha yüksek Nusselt sayıları sağlamaktadır. Bu, yüzey geometrisinin ısı transferi performansı üzerindeki önemli etkisini göstermektedir. Düz yüzeylerde türbülansın daha sınırlı olması nedeniyle ısı transferi performansı daha düşüktür. Bu, kanatçık geometrilerinin tasarımda ısı transferini optimize etmek için kritik bir rol oynadığını ortaya koymaktadır.



Şekil 4.55. Nusselt ile Reynolds Sayısı, Tüm Analizler için

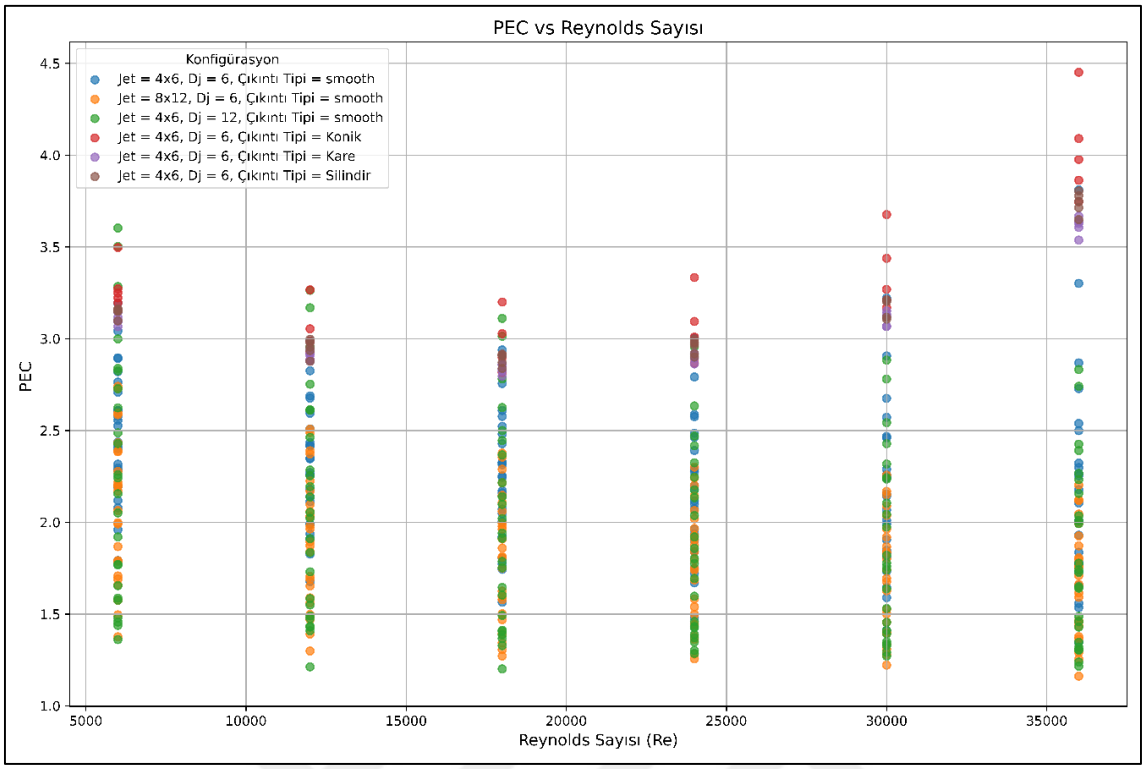
Basınç farkı, Reynolds sayısının artışıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda önemli ölçüde artış göstermektedir. Bu, artan akış hızının daha fazla akış direnci oluşturduğunu göstermektedir. Konik ve kare kanatçıklı yüzeylerin, basınç farkında daha yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmiştir. Düz yüzeylerde ise basınç farkı daha düşüktür. Logaritmik ölçekte, Reynolds sayısının artışıyla kanatçık geometrilerinin akış direnci üzerindeki etkisi daha net görülmektedir. Konik ve kare kanatçıklar, akışın yüzeyle daha fazla etkileşime girmesine neden olarak basınç kaybını artırmaktadır. Bu, daha yüksek ısı transferi avantajının yanında akış direncinin de yükseldiğini göstermektedir. Düz yüzeyler, daha düşük basınç farkı oluşturarak enerji kaybını azaltmakta, ancak bu durum ısı transferi performansının sınırlı kalması ile gerçekleşmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında basınç farkındaki artışın daha belirgin olması, yüksek hızlarda akış direnci etkisinin daha baskın hale geldiğini göstermektedir.



Şekil 4.56. ΔP vs Reynolds Sayısı, Tüm Analizler

PEC grafiği ise, PEC ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkiyi farklı jet konfigürasyonları için göstermektedir. Genel olarak, Reynolds sayısı arttıkça PEC değerlerinin yükseldiği gözlemlenmektedir. Bu durum, daha yüksek akış hızlarında türbülansın artmasıyla ısı transferinin iyileşmesine bağlanabilir. Ancak, Reynolds sayısı arttığında akış direnci yani

sürtünme faktörü de yükseldiği için PEC'in bu eğilimde olması, sürtünme kayıplarının ısı transferindeki kazanç kadar büyük olmadığını göstermektedir. Farklı yüzey konfigürasyonları incelendiğinde, en yüksek PEC değerlerinin konik çıkıntılı yüzeylerde elde edildiği görülmektedir. Bu, konik çıkıntıların akışta güçlü türbülans oluşturarak ısı transferini artırmasına rağmen sürtünme kayıplarının kabul edilebilir seviyelerde kalmasıyla açıklanabilir. Ayrıca konik kanatçık ile, X yönündeki jetlerin birbiri ile karışması engellendiği için daha etkili bir ısı transferi sunmaktadır. Benzer şekilde, silindirik ve kare çıkıntılar da yüksek PEC değerlerine ulaşmış, dolayısıyla çıkıntıların akış yönlendirme ve türbülans oluşturma açısından önemli bir rol oynadığı doğrulanmıştır. Düz yüzeyler ise diğer konfigürasyonlara kıyasla daha düşük PEC değerlerine sahiptir, çünkü türbülansın daha düşük seviyelerde kalması ısı transferini yeterince artırmamaktadır. Jet dizilimi açısından değerlendirildiğinde, 4x6 ve 8x12 dizilimleri arasında belirgin bir fark gözlemlenmemiştir. Ancak, 8x12 diziliminde PEC değerlerinin biraz daha düşük olması, jetlerin daha fazla sürtünme kaybına neden olduğunu ve enerji verimliliğini nispeten azalttığını göstermektedir. Daha fazla jet içeren konfigürasyonlar, yüzeyde daha fazla türbülans oluşturarak ısı transferini artırsa da enerji tüketimini yani basınç farkını da yükselttiği için PEC açısından optimum denge sağlanamayabilir. Sonuç olarak, en yüksek PEC değerlerine konik ve kare çıkıntıların olduğu yüzeyler ulaşmış, bu da en verimli ısı transferinin bu yüzeyler ile sağlandığını göstermektedir. Yüksek Reynolds sayılarında türbülans etkisi artarak PEC değerlerini artırmış, çıkıntısız düz yüzeylerin ise daha düşük PEC değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, jet dizilimi açısından 8x12 konfigürasyonunun jet etkisinin azalması nedeniyle nispeten daha düşük PEC değerleri sunduğu gözlemlenmiştir. Bu analizler, ısı transferi ve basınç farkı açısından en iyi tasarımın çıkıntılı yüzeyler (özellikle konik ve kare çıkıntılar) ile yüksek Reynolds sayılarında elde edilebileceğini göstermektedir. Ancak, bu uygulama gereksinimlerine bağlı olarak sürtünme kayıpları dikkate alınarak optimum tasarım belirlenmelidir.



Şekil 4.57. PEC ile reynolds sayısı, tüm analizler için

4.7. Korelasyonlar

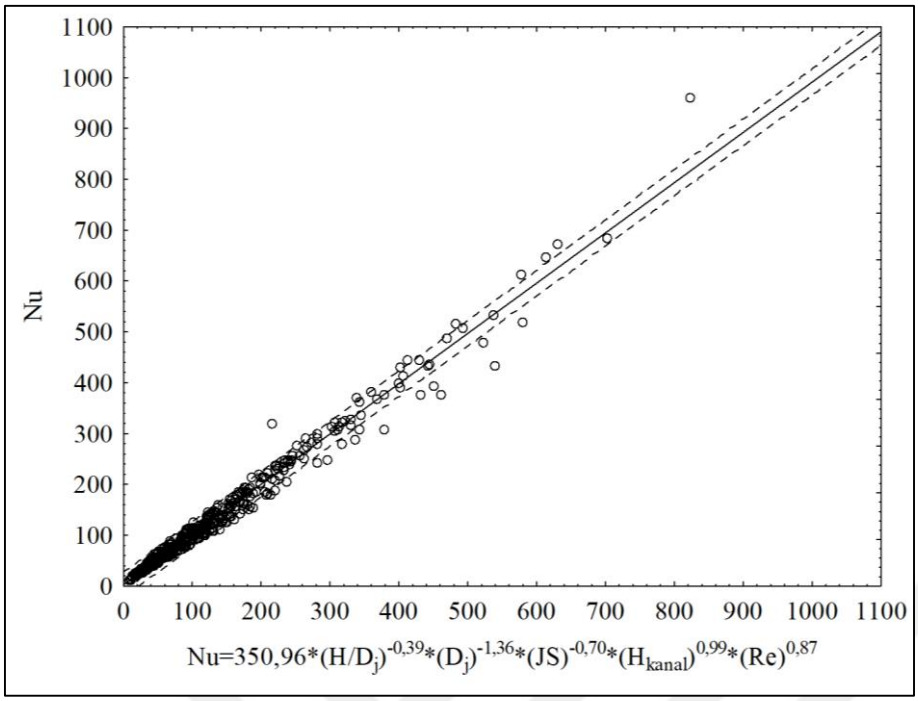
Bu bölümde, Nusselt sayısı ve Performans Değerlendirme Kriteri için türetilen ampirik korelasyonlar sunulmuştur. Korelasyonlar, H/D_j oranı, jet çapı (D_j), jet sayısı (JS), kanal yüksekliği (H_{kanal}) ve Reynolds sayısı (Re) gibi parametrelerin ısı transferi ve sistem verimliliği üzerindeki etkisini matematiksel olarak modellemektedir. Bu korelasyonlar, tek girişli tek çıkışlı sistemlerin ısı transferi ve akış analizleri hesaplamaları için tahmin araçları olarak kullanılabilir. Ayrıca, tasarım optimizasyonlarında jet yerleşimi, kanal yüksekliği ve Reynolds sayısı gibi parametrelerin etkisinin değerlendirilmesi için önemli bir fayda sağlamaktadır.

4.7.1. Düz yüzey analizleri için

Bu bölümde, düz yüzeyler için Nusselt sayısının farklı parametreler ile nasıl değiştiğini gösteren bir korelasyon türetilmiştir.

Şekil 4.58 ‘deki grafik, hesaplanan Nusselt sayısı ile elde edilen korelasyonun doğruluğunu karşılaştırmak için oluşturulmuştur. Elde edilen korelasyon, H/D_j oranı, jet çapı (D_j), jet sayısı (JS), kanal yüksekliği (Hkanal) ve Reynolds sayısı (Re) gibi parametrelerin Nusselt sayısı üzerindeki etkisini içermektedir. Korelasyon denklemi, H/D_j oranının ve jet çapının negatif üstel değerlere sahip olduğunu göstermektedir. Bu, H/D_j oranı ve jet çapı arttıkça Nusselt sayısının azaldığını ifade etmektedir. Bunun nedeni, jetlerin yüzeye olan mesafesi arttıkça türbülans etkisinin zayıflaması ve çarpma noktasındaki ısı transferinin azalması olabilir. Aynı şekilde, jet çapının negatif üstel katsayıya sahip olması, daha büyük jet çaplarının ısı transferi üzerindeki etkisinin azalabileceğini göstermektedir. Buna karşılık, kanal yüksekliği (H_{kanal}) ve Reynolds sayısı (Re) pozitif üstel değerlere sahiptir, bu da kanal yüksekliği ve akış hızının artmasıyla Nusselt sayısının yükseldiğini göstermektedir. Özellikle Reynolds sayısının üstel katsayısının 0,87 olması, türbülanslı akış koşullarında Re'nin ısı transferi üzerinde güçlü bir etkisi olduğunu vurgulamaktadır. Kanal yüksekliği arttıkça, jet akışının yüzeyle etkileşimi değişmekte ve türbülansın yoğunlaştığı bölgelerde ısı transferi daha etkin hale gelmektedir. Veri noktalarının büyük çoğunluğu regresyon eğrisine yakın konumlanmış olup (± %10), bu korelasyonun güvenilir bir model sunduğunu göstermektedir. Ancak, bazı noktalarda hafif sapmalar gözlemlenmektedir, bu da akış rejimi, sınır tabaka geçişleri veya ikinci dereceden etkilerin model tarafından tam olarak temsil edilememesiyle açıklanabilir.

Şekil 4.59’daki grafik, PEC (Performance Evaluation Criterion) değerlerinin ampirik bir korelasyon ile nasıl uyum sağladığını göstermektedir. PEC, ısı transferi ile basınç kayıplarını birlikte değerlendirerek sistem verimliliğini analiz etmek için kullanılan bir kriterdir. Ampirik korelasyon, H/D_j oranı, jet çapı (D_j), jet sayısı (JS), kanal yüksekliği (H_{kanal}) ve Reynolds sayısı (Re) gibi parametrelerin PEC üzerindeki etkisini matematiksel olarak modellemektedir. Korelasyon denklemi incelendiğinde, H/D_j oranı ve jet çapının negatif üstel değerlere sahip olduğu görülmektedir, bu da H/D_j oranı ve jet çapı arttıkça PEC değerinin azaldığını göstermektedir. H/D_j oranının üstel katsayısının (-0,33) olması, jetlerin yüzeye uzaklığının artmasının verimlilik açısından olumsuz bir etki yarattığını göstermektedir. Benzer şekilde, jet çapı ve jet sayısı da negatif üstel değerlere sahiptir (-0,15), bu da çapın ve jet sayısının artışının PEC üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Bunun temel sebebi, daha büyük çaplı jetlerin akışın homojenliğini bozması ve kanal akışına yakın bir akış elde edilmesi ve jet sayısının artmasıyla basınç kayıplarının yükselmesi olabilir.



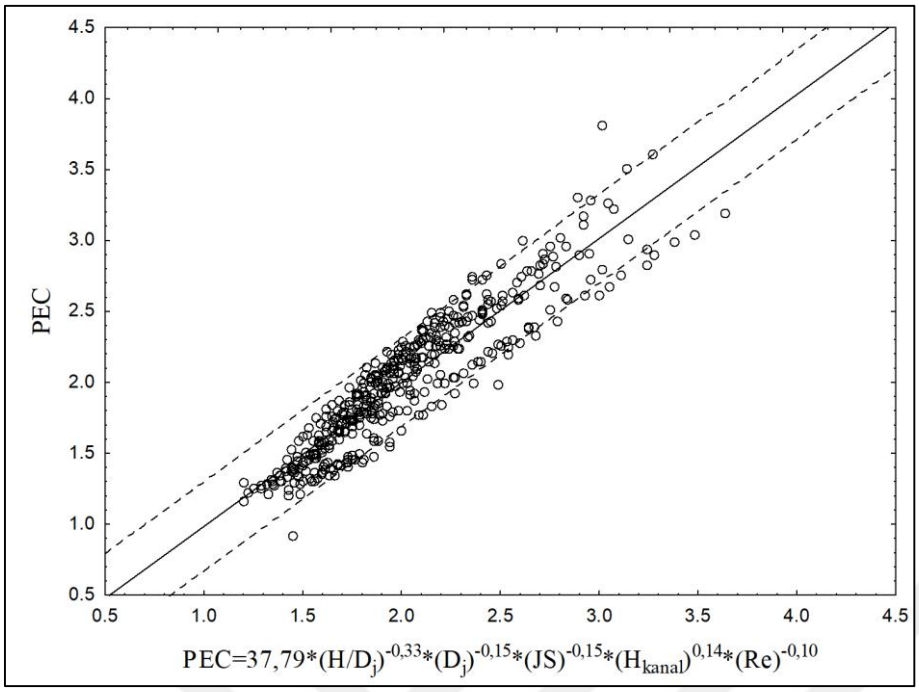
Şekil 4.58 Düz Yüzeyler için Nu korelasyonu

$2 \leq H/D_j \leq 10$, 6 mm $\leq D_j \leq$ 12 mm, 6 000 $\leq$ Re $\leq$ 36 000, 0,009 $\leq H_{kanal} \leq$ 0,035, 24 $\leq$ Jet Sayısı $\leq$ 96 için;

$$Nu = 350{,}96 * \left(H/D_j\right)^{-0{,}39} * \left(D_j\right)^{-1{,}36} * (JS)^{-0{,}70} * (H_{kanal})^{0{,}99} * (Re)^{0{,}87}) \qquad (4.5)$$

Diğer yandan, kanal yüksekliği (H_{kanal}) pozitif bir üstel değere sahiptir (0,14), bu da kanal yüksekliğinin artmasının PEC'i artırdığını göstermektedir. Daha yüksek kanallarda, debinin artması ve türbülans etkisinin daha iyi bir şekilde yayılabilmesi, sistem verimliliğini artırabilir. Reynolds sayısının negatif üstel değere (-0,10) sahip olması ise, Re arttıkça PEC değerinin hafif bir düşüş gösterdiğini ortaya koymaktadır. Bu, yüksek Reynolds sayılarında türbülansın artmasına rağmen basınç kayıplarının ısı transferine kıyasla daha baskın hale gelmesiyle açıklanabilir.

$2 \leq H/D \leq 10$, 6 mm $\leq D_j \leq$ 12 mm, 6 000 $\leq$ Reynolds $\leq$ 36 000, 0,009 $\leq H_{kanal} \leq$ 0,035, 24 $\leq$ Jet Sayısı $\leq$ 96 için;



Şekil 4.59. Düz Yüzeyler için PEC korelasyonu

$$PEC = 37{,}79 * \left(H/D_j\right)^{-0{,}33} * \left(D_j\right)^{-0{,}15} * (JS)^{-0{,}15} * (H_{kanal})^{0{,}14} * (Re)^{-0{,}10}) \quad (4.6)$$

5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma ile öncelikle tek girişli tek çıkışlı çoklu çarpan jetlerin olduğu geometrideki ortalama yüzey ısı transferi oranları incelenmiştir. Aynı zamanda giriş yüzeyi ile çıkış yüzeyi arasındaki basınç farkı incelenmiştir. Bu basınç farkı gerekli pompa gücü için gerekli bir parametredir. Kullanılan verim formülü ile Nusselt sayısının yüksek olduğu aynı zamanda da en düşük basınç düşüşünün olduğu yerleşim araştırılmıştır. Farklı parametrelerde, jet yerleşimlerinin, Reynolds sayılarının, hidrolik çapların ve H/D_j 'nin etkileri incelenmiştir. Bu parametrelerin incelenmesi tek giriş ve tek çıkışlı sistemler için önemli bir çalışma olmuştur. Ardından yüzey üzerine eklenen çeşitli kanatçık geometrileri ile ısı transferi oranını arttırmak hedeflenmiştir.

1. H/D_j Oranı:
   - Tüm analizler, $H/D_j = 2$ oranının en etkili çarpma mesafesi olduğunu göstermektedir. Bu mesafede, jet akışının türbülans etkisi en verimli şekilde gerçekleşmiş ve maksimum ısı transferi sağlanmıştır.
2. Reynolds Sayısı:
   - Reynolds sayısının artışı, ısı transferi performansını önemli ölçüde artırmıştır. Yüksek Reynolds sayılarında, özellikle durma bölgesinde maksimum Nusselt sayısına ulaşılmıştır. Ancak bu artış, iki jetin çarptığı bölgenin arasında sınırlı kalmıştır.
3. Giriş Kanalı Yüksekliği:
   - Giriş kanalının yüksekliği arttıkça, jetin çarpma etkisi ve ısı transferi kapasitesi artış göstermiştir. Reynolds sayısı ile boyutsuzlaştırılan akışkanın hızı, giriş kanalının yükselmesi ile debinin de artmasını sağlamıştır. Bu sebep ile ısı transferinde yükselişler gözlemlenmiştir.
4. Analizlerden Genel Çıkarımlar:
   - Çarpma mesafesi ve Reynolds sayısı, ısı transferi performansının optimize edilmesi için kritik parametrelerdir. Özellikle H/D_j oranının 2 olması ve yüksek Reynolds sayılarında çalışılması, ısı transferi verimliliğini artırmak için önerilmektedir. H_{kanal}'ın artması ile aynı Reynolds sayısı için debi artışı olmaktadır. Bu sebeple ısı transferi performansı artmaktadır.
5. Kanatçık Eklenmesi

- Bu analizlerde Yüksek Reynolds sayılarında kare çıkıntılar, kanatçık yüksekliği arttıkça daha etkili bir ısı transferi sağlarken, düşük Reynolds sayılarında belirli bir kanatçık yüksekliğinde performans düşüşü gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, silindirik çıkıntılar genellikle daha istikrarlı bir Nusselt sayısı artışı sağlarken, kare çıkıntılar yüksek Reynolds sayılarında daha yüksek performans sunmaktadır, ancak düşük Reynolds sayılarında en uygun kanatçık yüksekliği seçilmediğinde ısı transferi verimliliğinde azalma meydana gelmektedir. Konik çıkıntılarda ise birçok koşulda ısı transferi düz yüzeye göre artmıştır. Konik çıkıntı kullanımı ısı transferi performansını arttırmada etkili olduğu söylenebilmektedir.

Öneriler

- Akış yönünde eklenen kanatçıklar ile ısı transferi performansı arttırılabilir
- Daha düşük jet çapları ile analizler yapılabilir.
- Daha az jet sayıları ile analizler yapılabilir
- Plakanın akışkanla etkileşim alanını daha az kapatan kanatçık geometrileri ile analizler yapılabilir.

KAYNAKLAR

Aboghrara, A. M., Baharudin, B. T. H. T., Alghoul, M. A., Adam, N. M., Hairuddin, A. A., Hasan, H. A. (2017). Performance Analysis of Solar Air Heater with Jet Impingement on Corrugated Absorber Plate. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10(April), 111–120.

Caliskan, S. (2013). Flow and Heat Transfer Characteristics of Transverse Perforated Ribs Under Impingement Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66, 244–260.

Caliskan, S., Baskaya, S. (2012). Velocity Field and Turbulence Effects on Heat Transfer Characteristics from Surfaces with V-Shaped Ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21–22), 6260–6277.

Çalışır, T., Başkaya, Ş., Çalışkan, S., Kılıç, M. (2017). Çarpan Akışkan Jetleri Kullanarak Kanatçıklı Yüzeyler Üzerindeki Akış Alanının Sayısal Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32(1).

Calisir, T., Caliskan, S., Kilic, M., Baskaya, S. (2017). Numerical Investigation of Heat Transfer Using Impinging Jets on Triangular and Square Ribbed Roughened Wall. *Journal of Thermal Science and Technology*, 37(1), 13-24.

Chang, S. W., Jan, Y. J., Chang, S. F. (2006). Heat Transfer of Impinging Jet-Array Over Convex-Dimpled Surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(17–18), 3045–3059.

Chang, S. W., Shen, H. Da. (2019). Heat Transfer of Impinging Jet Array with Web-Patterned Grooves on Nozzle Plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141, 129–144.

Elibol, E. A., Türkoğlu, H. (2017). Gözenekli Düz Bir Yüzeye Çarpan Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 7, 9–28.

Erdinç, M. T., Yilmaz, T. (2018). Numerical investigation of flow and heat transfer in communicating converging and diverging channels. *Journal of Thermal Engineering*, 4(5), 2318–2332.

Goel, A. K., Singh, S. N. (2019). Performance Studies of a Jet Plate Solar Air Heater with Longitudinal Fins. International *Journal of Ambient Energy*, 40(2), 119–127.

Goel, A. K., Singh, S. N. (2020). Experimental Study of Heat Transfer Characteristics of an Impinging Jet Solar Air Heater with Fins. *Environment, Development and Sustainability*, 22(4), 3641–3653.

He, J., Deng, Q., Xiao, K., Feng, Z. (2023). Heat Transfer Enhancement by V-Shaped Protrusions on Jet Plate Under Different Crossflow Conditions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 141, 106597.

İnternet: Ansys Fluent Theory Guide," (2022). *Cipec*. URL: http://www.ansys.com, Son Erişim Tarihi: 02.12.2024

İnternet: The 4 Biggest Myths About Thermal Management for Electronics. *Cipec*. URL: https://www.simscale.com/blog/thermal-management, Son Erişim Tarihi: 02.12.2024.

İnternet: Electronics Cooling – A Review through Methods and Components. *Cipec*. URL: https://www.global.dnp/biz/column/detail/10162159_4117.html#anc02, Son Erişim Tarihi: 02.12.2024.

İnternet: 240mm vs 280mm AIO Coolers- Our Pick. *Cipec*. URL: https://tech4gamers.com/240mm-vs-280mm/, Son Erişim Tarihi: 02.12.2024,

Jing, Q., Zhang, D., Xie, Y. (2018). Numerical Investigations of Impingement Cooling Performance on Flat and Non-Flat Targets with Dimple/Protrusion and Triangular Rib. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 169–190.

Kadir Pazarlıoğlu, H., Ümit Tepe, A., Tekir, M., Arslan, K. (2022). Effect of New Design of Elongated Jet Hole on Thermal Efficiency of Solar Air Heater. *Thermal Science and Engineering Progress*, 36(June), 182-197.

Khimsuriya, Y. D., Patel, D. K., Said, Z., Panchal, H., Musa Jaber, M., Natrayan, L., El-Shafay, A. S. (2022). Artificially Roughened Solar Air Heating Technology – A Comprehensive Review. *Applied Thermal Engineering*, 214, 118817.

Koseoglu, M. F., Baskaya, S. (2010). The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(8), 1417–1426.

Köseoğlu, M.F., Başkaya, S. (2010). The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(8), 1417-1426.

Kumar, R., Nadda, R., Rana, A., Chauhan, R., Chandel, S.S. (2020). Performance Investigation of a Solar Thermal Collector Provided with Air Jets Impingement on Multi V-Shaped Protrusion Ribs Absorber Plate. *Heat and Mass Transfer*, 56(3), 913-930.

Kumar, R., Nadda, R., Kumar, S., Saboor, S., Saleel, C.A., Abbas, M., Afzal, A., Linul E. (2023). Convective Heat Transfer Enhancement Using Impingement Jets in Channels and Tubes: A comprehensive review. *Alexandria Engineering Journal*, 70, 349-376.

Kumar, R., Cuce, E., Kumar, S., Thapa, S., Gupta, P., Goel, B., Salee, C.A., Shaik, S. (2022). Assessment of the Thermo-Hydraulic Efficiency of an Indoor-Designed Jet Impingement Solar Thermal Collector Roughened with Single Discrete Arc-Shaped Ribs. *Sustainability*, 14, 3527.

Kumar, N., Kumar, A., Maithani, R. (2020). Development of New Correlations for Heat Transfer and Pressure Loss Due to Internal Conical Ring Obstacles in an Impinging Jet Solar Air Heater Passage. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17, 100493.

Kumar, R., Kumar, S., Nadda, R., Kumar, K., Goel, V. (2022). Thermo-Hydraulic Efficiency and Correlation Development of an Indoor Designed Jet Impingement Solar Thermal Collector Roughened with Discrete Multi-Arc Ribs, *Renewable Energy*, 189, 1259-1277.

Kumar, R., Nadda, R., Kumar, S., Saboor, S., Ahamed Saleel, C., Abbas, M., Linul, E. (2023). Convective Heat Transfer Enhancement Using Impingement Jets in Channels and Tubes: A Comprehensive Review. *Alexandria Engineering Journal*, 70, 349–376.

Kumar, R., Nadda, R., Rana, A., Chauhan, R., Chandel, S. S. (2020). Performance Investigation of a Solar Thermal Collector Provided with Air Jets Impingement On Multi V-Shaped Protrusion Ribs Absorber Plate. *Heat and Mass Transfer*, 56(3), 913–930.

Kumar, R., Cuce, E., Kumar, S., Thapa, S., Gupta, P., Goel, B., Shaik, S. (2022). Assessment of the Thermo-Hydraulic Efficiency of an Indoor-Designed Jet Impingement Solar Thermal Collector Roughened with Single Discrete Arc-Shaped Ribs. *Sustainability*, 14(6).

Kumar, N., Kumar, A., Maithani, R. (2020). Development of New Correlations for Heat Transfer and Pressure Loss Due to Internal Conical Ring Obstacles in an Impinging Jet Solar Air Heater Passage. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17(June 2019), 100493.

Kumar, R., Kumar, S., Nadda, R., Kumar, K., Goel, V. (2022). Thermo-hydraulic efficiency and correlation development of an indoor designed jet impingement solar thermal collector roughened with discrete multi-arc ribs. *Renewable Energy*, 189, 1259–1277.

Liu, Y. H., Song, S. J., Lo, Y. H. (2013). Jet Impingement Heat Transfer on Target Surfaces with Longitudinal and Transverse Grooves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1–2), 292–299.

Maithani, R., Kumar, A., Raghav, G., Nagpal, M., Kumar, B. (2021). Thermal Analysis of Jet Impingement on Hemispherical Protrusion on Heated Surface. *Experimental Heat Transfer*, 34(7), 662–677.

Matheswaran, M. M., Arjunan, T. V., Somasundaram, D. (2019). Energetic, Exergetic and Enviro-Economic Analysis of Parallel Pass Jet Plate Solar Air Heater with Artificial Roughness. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 136(1), 5–19.

Matheswaran, M.M., Arjunan T.V., Sahu, M.K. (2021). Influence of Twisted Tape Fins on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics for Impinging Jet Solar Air Heater. *Journal of Process Mechanical Engineering*, 235(4), 824-831.

F. R. Menter, (2009). Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 23(4), 305– 316

Mhetras, S., Han, J. C., Huth, M. (2013). Impingement Heat Transfer from Jet Arrays on Turbulated Target Walls at Large Reynolds Numbers. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6(2), 1–10.

Ming, T., Cai, C., Yang, W., Shen, W., Feng, W., Zhou, N. (2018). Optimization of Dimples in Microchannel Heat Sink with Impinging Jets—Part B: the Influences of Dimple Height and Arrangement. *Journal of Thermal Science*, 27(4), 321–330.

Moshery, R., Chai, R.Y., Sopian, K., Fudholi, A., Al-Waeli, A.H.A. (2021). Thermal Performance of Jet-Impingement Solar Air Heater with Transverse Ribs Absorber Plate. *Solar Energy*, 214, 355-366.

Nadda, R., Kumar, A., Maithani, R. (2017). Developing Heat Transfer and Friction Loss in an Impingement Jets Solar Air Heater with Multiple Arc Protrusion Obstacles. *Solar Energy*, 158, 117-131.

Nadda, R., Kumar, A., Maithani, R. (2018). Efficiency Improvement of Solar Photovoltaic/Solar Air Collectors by Using Impingement Jets: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 93(April), 331–353.

Parsa, H., Saffar-Avval, M., Hajmohammadi, M. R. (2021). 3D Simulation and Parametric Optimization of a Solar Air Heater with a Novel Staggered Cuboid Baffles. *International Journal of Mechanical Sciences*, 205(April), 106607.

Plant, R. D., Friedman, J., Saghir, M. Z. (2023). A Review of Jet Impingement Cooling. *International Journal of Thermofluids*, 100312.

Prevost, T., Battaglioli, S., Jenkins, R., Robinson, A. J. (2022). Enhancing Jet Array Heat Transfer: Review of Geometric Features of Nozzle and Target Plates. *International Journal of Thermofluids*, 16(September), 100203.

Salman, M., Chauhan, R., Poongavanam, G. kumar, Park, M. H., Kim, S. C. (2022). Utilizing Jet Impingement on Protrusion/Dimple Heated Plate to Improve the Performance of Double Pass Solar Heat Collector. *Renewable Energy*, 181, 653–665.

Sharma, S., Das, R. K., Kulkarni, K. (2021). Computational and experimental assessment of solar air heater roughened with six different baffles. *Case Studies in Thermal Engineering*, 27, 101350.

Sharma, A., Thakur, S., Dhiman, P. (2022). *Jet Impingement in A V-Rib Roughened Solar Air Heater: An Experimental Approach.* Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 44(3), 6970-6984.

Singh, S., Chaurasiya, S. K., Negi, B. S., Chander, S., Nemś, M., Negi, S. (2020). Utilizing Circular Jet Impingement to Enhance Thermal Performance of Solar Air Heater. *Renewable Energy*, 154, 1327–1345.

Soni, A., Singh, S. N. (2017). Experimental Analysis of Geometrical Parameters on The Performance of an Inline Jet Plate Solar Air Heater. *Solar Energy*, 148, 149–156.

Sriromreun, P., Sriromreun, P. (2018). Experimental and Numerical Studies of Heat Transfer Characteristics for Impinging Jet on Dimple Surfaces. *Chemical Engineering Transactions*, 70, 1273–1278.

Tan, L., Zhang, J. Z., Xu, H. S. (2014). Jet Impingement on A Rib-Roughened Wall Inside Semi-Confined Channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 86, 210–218.

Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Yetişken, Y., Arslan, K. (2020). Jet impingement cooling on a rib-roughened surface using extended jet holes. *Applied Thermal Engineering*, 178, 115601.

Vengadesan, E., Senthil, R. (2020). A Review on Recent Developments in Thermal Performance Enhancement Methods of Flat Plate Solar Air Collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134(November 2019), 110315.

Vinze, R., Khade, A., Kuntikana, P., Ravitej, M., Suresh, B., Kesavan, V., Prabhu, S.V. (2019). Effect of Dimple Pitch and Depth on Jet Impingement Heat Transfer Over Dimpled Surface Impinged by Multiple Jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 105974.

Wan, C., Rao, Y., Chen, P. (2015). Numerical Predictions of Jet Impingement Heat Transfer on Square Pin-Fin Roughened Plates. *Applied Thermal Engineering*, 80, 301–309.

Yadav, S., Saini, R.P. (2019). *Comparative Study of Simple and Impinging Jet Solar Air Heater Using CFD Analysis*. AIP Conference Proceedings, 2273(1), 050043.

Yadav, S., Saini, R.P (2020). Numerical Investigation on The Performance of a Solar Air Heater Using Jet Impingement with Absorber Plate. *Solar Energy*, 208, 236-248.

Yadav, S., Saini, R. P. (2020). *Comparative Study of Simple and Impinging Jet Solar Air Heater Using CFD Analysis.* AIP Conference Proceedings, 2273(November 2020).

Yalçınkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A. Ü., Uysal, Ü., Özel, M. B. (2022). Effect of Slot-Shaped Pins on Heat Transfer Performance in The Extended Jet Impingement Cooling. *International Journal of Thermal Sciences*, 179.

Zhang, D., Qu, H., Lan, J., Chen, J., Xie, Y. (2013). Flow and Heat Transfer Characteristics of Single Jet Impinging on Protrusioned Surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1–2), 18–28.

Zhang, G., Huang, H., Sun, T., Zhang, Z. (2022). Flow Structures and Heat Transfer on Small-Scale Concentric Ribs Rough Surface for Confined Turbulent Jet Impingement. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 137, 106218.

Zuckerman, N., Lior, N. (2006). Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling. *Advances in Heat Transfer*, 39(C), 565–631.



Gazili olmak ayrıcalıktır