

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**FARKLI ALÜMİNYUM KÖPÜK ALICILARI İLE ÇAPRAZ AKIŞ
VE JET AKIŞININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Yüksek Lisans Tezi

Berk ÖZŞAHİN

ÇORUM 2020

**FARKLI ALÜMİNYUM KÖPÜK ALICILARI İLE ÇAPRAZ AKIŞ
VE JET AKIŞININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Berk ÖZŞAHİN

**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Yüksek Lisans Tezi

**DANIŞMAN
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

Çorum 2020

Berk ÖZŞAHİN tarafından hazırlanan “Farklı Alüminyum Köpük Alıcıları ile Çapraz Akış ve Jet Akışının Deneysel Olarak İncelenmesi ” adlı tez çalışması 21/12/2020 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarihli ve sayılı kararı ile Berk ÖZŞAHİN'in Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Muhammed Asif YOLDAŞ

Müdür V.

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu ve bu çalışmada bana ait olmayan her türlü bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Berk ÖZŞAHİN

FARKLI ALÜMİNYUM KÖPÜK ALICILARI İLE ÇAPRAZ AKIŞ VE JET AKIŞININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Berk ÖZŞAHİN

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
Aralık 2020

ÖZET

Çarpmalı akışkan jetler, yüksek ısı/kütle transferinde etkili ve esnek bir yol olduğu için, gaz türbinlerinin ve elektronik bileşenlerin soğutulması, uçak motorlarının buzlanma önleme sistemi, gıdaların işlenmesi, tekstil kurutulması gibi çeşitli endüstriyel işlemlerde yaygın olarak uygulanmaktadır. Bu çalışmada, dikdörtgen bir kanal içerisindeki metal köpük malzemelerin çarpmalı akışkan jeti ve çapraz akış kombinasyonu ile ısı analizleri deneysel olarak incelenmiştir. Yüzey sıcaklığı dağılımlarını belirlemek ve böylece ısı transfer katsayısını ve Nusselt sayısını hesaplamak için bir termal kamera kullanılmıştır. Kanal içerisine 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI'lardaki metal köpükler kullanılarak ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Hem kanal hız değerleri hemde jet akış değerleri kademeli olarak değiştirilmiştir. Jet akışının olduğu durumlarda jet plaka arasındaki mesafe $H=20\text{mm}$ sabit alınmış, jet çapı $d=10, 20, 40\text{ mm}$ alınarak $H/d= 0,5, 1$ ve 2 durumları incelenmiştir. Alüminyum köpüklerin kullanılması sonucunda meydana gelen ısı transferi karakteristikleri sıcaklık konturları, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri ve ısı performans faktörleri yardımıyla analiz edilmiştir. Tüm sıcaklık konturları incelendiğinde, en iyi ısı transferinin, 20 PPI alüminyum köpüğün kullanıldığı, $V_{\text{jet}}/V_{\text{kanal}}=0,31$ ve $H/d=0,5$ olduğu durumda olduğu görülmüştür. En optimum ısı performans faktörü, $V_{\text{jet}}/V_{\text{kanal}}=0,94$ ve $H/d=1$ oranı için 4,30 olarak elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çapraz akış, jet akışı, metal köpük, ısı transferi

EXPERIMENTAL EXAMINATION OF CROSS FLOW AND JET FLOW WITH DIFFERENT ALUMINUM FOAM RECEIVERS

Berk ÖZŞAHİN

HİTİT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF EDUCATION

December 2020

ABSTRACT

As an effective and flexible means of high heat/mass transfer, jet impingement has been widely applied in various industrial processes, which include cooling of gas turbines and electronic components, anti-icing system of aircraft engines, processing of food, drying of textile. In this study, thermal analysis of metal foam materials in a rectangular channel with the combination of impingement fluid jet and cross flow was experimentally investigated. An infrared thermography technique was used to determine the surface temperature distributions and so calculate the heat transfer coefficient and Nusselt number. Heat transfer experiments of jet impingement in cross-flow with and without a metal foam were carried out. The heat transfer of 5 PPI, 10 PPI and 20 PPI metal foams on heat transfer into the channel has been experimentally studied. Both the channel velocity values and the jet flow values were changed gradually. In cases of jet flow, the distance between the jet-impinging plate is $H = 20\text{mm}$, and the jet diameter is $d = 10, 20, 40\text{ mm}$ and $H / d = 0.5, 1$ and 2 have been investigated. The heat transfer characteristics, temperature contours, local and average Nusselt numbers, friction factors and thermal performance factors that occur as a result of using aluminum foams were analyzed. When all temperature contours were examined, it was seen that the best heat transfer was in the case of $V_{\text{jet}}/V_{\text{kanal}} = 0,31$, $H/d = 0,5$ and 20 PPI aluminum foam is used. The most optimum thermal performance factor was obtained as 4.30 for $V_{\text{jet}} / V_{\text{kanal}} = 0,94$ and $H/d = 1$ ratio.

Keywords: Cross flow, Jet flow, Metal foam, Heat transfer enhancement.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca bana daima zaman ayırmayı ihmal etmeyen, bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen, değerli görüş ve destekleriyle bana her türlü katkıyı sağlayan ve yardımcı olan değerli danışmanım Sayın Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a ve yardımlarından dolayı Atatürk Üniversitesi'nden Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN ile Sayın Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Emin ERDİN'e, araştırma görevlisi Sayın Uğur Recep ŞAHİN'e, makine mühendisleri Sayın Furkan GÜLER ve Sayın Osman ÖZENÇ'e içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez savunma jürimde bulunan değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN ve Amasya Üniversitesi'nden Sayın Doç.Dr. Burak KURŞUN'a sonsuz teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca hep desteklerini gördüğüm Ahlatcı Holding Yönetim Kurulu Başkanı Sayın Ahmet AHLATCI ve Çorumgaz A.Ş. Genel Müdürü Sayın Kasım KAHRAMAN'a,

Yalnızca yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında değil, her zaman yanımda olan ve beni destekleyen ailem ile arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	22
3.1. Deney düzeneğinin tanıtılması.....	22
3.1.1. Test bölümü	23
3.1.2. Metal köpükler	25
3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması	26
3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı.....	27
3.1.5. Termal kamera	27
3.1.6. Fan.....	28
3.1.7. Motor hız (frekans) kontrol cihazı	29
3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı	29
3.1.9. Isıl çiftler	32
3.2. Veri Analizi	34
3.3. Deneysel Belirsizlikler	35

Sayfa

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	37
4.1. Deneysel Sonuçlar.....	37
4.2. Sıcaklık Dağılımları	39
4.2.1. Nusselt sayısı değişimi	68
4.2.2. Bağıl Nusselt sayısı değişimi	75
4.3. Sürtünme Faktörü.....	88
4.4. Isıl Performans Faktörü.....	101
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	109
KAYNAKLAR	111
ÖZGEÇMİŞ	120

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Hız transmitterinin teknik özellikleri	31
Çizelge 3.2. Basınçölçerin teknik özellikleri	31
Çizelge 3.3. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	36

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	24
Şekil 3.2. Isıl Çiftlerin Kalibrasyon Eğrisi	33
Şekil 4.1. Boş kanal için doğrulaması.....	38
Şekil 4.2. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,11$, $H/d=2$)	40
Şekil 4.3. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($(V_j/V_{kanal}=0,047$, $H/d=2)$	41
Şekil 4.4. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($(V_j/V_{kanal}=0,166$, $H/d=2)$	42
Şekil 4.5. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,071$, $H/d=2$)	43
Şekil 4.6. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,253$, $H/d=2$)	44
Şekil 4.7. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,108$, $H/d=2$)	45
Şekil 4.8. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,313$, $H/d=2$)	46
Şekil 4.9. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,134$, $H/d=2$)	47
Şekil 4.10. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,11$, $H/d=1$)	48
Şekil 4.11. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,047$, $H/d=1$)	49
Şekil 4.12. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,166$, $H/d=1$)	50
Şekil 4.13. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,071$, $H/d=1$).....	51
Şekil 4.14. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,253$, $H/d=1$)	52
Şekil 4.15. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,108$, $H/d=1$)	53
Şekil 4.16. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,313$, $H/d=1$)	54
Şekil 4.17. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,134$, $H/d=1$)	55
Şekil 4.18. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,11$, $H/d=0,5$)	56
Şekil 4.19. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,166$, $H/d=0,5$)	57
Şekil 4.20. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,166$, $H/d=0,5$)	58

Şekil	Sayfa
Şekil 4.21. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 0,714$, $H/d=0,5$)	59
Şekil 4.22. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 0,253$, $H/d=0,5$)	60
Şekil 4.23. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 0,108$, $H/d=0,5$)	61
Şekil 4.24. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 0,313$, $H/d=0,5$)	62
Şekil 4.25. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 0,134$, $H/d=0,5$)	63
Şekil 4.26. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 3$).....	64
Şekil 4.27. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal} = 7$)	65
Şekil 4.28- (a) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,33/3$ $H/d=2$; (b) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,33/7$ $H/d=2$	70
Şekil 4.29- (a) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,5/3$ $H/d=2$; (b) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,5/7$ $H/d=2$	71
Şekil 4.30- (a) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,76/3$ $H/d=2$; (b) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,76/7$ $H/d=2$	72
Şekil 4.31- (a) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94/3$ $H/d=2$; (b) $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94/7$ $H/d=2$	73
Şekil 4.32. Jet akışı-Boş kanal $H/d=2$	76
Şekil 4.33. Jet akışı-5 PPI kanal $H/d=2$	77
Şekil 4.34. Jet akışı-10 PPI kanal $H/d=2$	78
Şekil 4.35. Jet akışı-20 PPI kanal $H/d=2$	79
Şekil 4.36. Jet akışı-Boş kanal $H/d=1$	80
Şekil 4.37. Jet akışı-5 PPI kanal $H/d=1$	81
Şekil 4.38. Jet akışı-10 PPI kanal $H/d=1$	82
Şekil 4.39. Jet akışı-20 PPI kanal $H/d=1$	83
Şekil 4.40. Jet akışı-Boş kanal $H/d=0,5$	84
Şekil 4.41. Jet akışı-5 PPI kanal $H/d=0,5$	85
Şekil 4.42. Jet akışı-10 PPI kanal $H/d=0,5$	86
Şekil 4.43. Jet akışı-20 PPI kanal $H/d=0,5$	87

Şekil	Sayfa
Şekil 4.44. Jet akışı -Boş kanal $H/d=2$	89
Şekil 4.45. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=2$	90
Şekil 4.46. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=2$	91
Şekil 4.47. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=2$	92
Şekil 4.48. Jet akışı -Boş kanal $H/d=1$	93
Şekil 4.49. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=1$	94
Şekil 4.50. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=1$	95
Şekil 4.51. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=1$	96
Şekil 4.52. Jet akışı -Boş kanal $H/d=0,5$	97
Şekil 4.53. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=0,5$	98
Şekil 4.54. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=0,5$	99
Şekil 4.55. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=0,5$	100
Şekil 4.56. Jet akışı -Boş kanal $H/d=2$	103
Şekil 4.57. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=2$	103
Şekil 4.58. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=2$	104
Şekil 4.59. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=2$	104
Şekil 4.60. Jet akışı -Boş kanal $H/d=1$	105
Şekil 4.61. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=1$	105
Şekil 4.62. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=1$	106
Şekil 4.63. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=1$	106
Şekil 4.64. Jet akışı -Boş kanal $H/d=0,5$	107
Şekil 4.65. Jet akışı -5 PPI kanal $H/d=0,5$	107
Şekil 4.66. Jet akışı -10 PPI kanal $H/d=0,5$	108

Şekil**Sayfa**

Şekil 4.67. Jet akışı -20 PPI kanal $H/d=0,5$108

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney Düzeneginin Genel Görünüşü	23
Resim 3.2. Test Bölümü Genel Görünüşü	25
Resim 3.3. Farklı Geometriye Sahip Metal Köpüklerin Görünümü	26
Resim 3.4. Folyo Gerdirme Sistemi	26
Resim 3.5. DC Güç Kaynağı	27
Resim 3.6. DC Güç Kaynağının Bağlantı Elemanları.....	27
Resim 3.7. Termal Kamera	28
Resim 3.8. Kanal Fanı	28
Resim 3.9. Jet Fanı	29
Resim 3.10. Motor Hızı (Frekans) Kontrol Cihazı	29
Resim 3.11. Anemometre.....	30
Resim 3.12. Esnek Bağlantı Lastiği	30
Resim 3.13. Basınç ölçümü (a) Basınçölçer (b) Problar	31
Resim 3.14. Dijital Termometre	32
Resim 3.15. K Tipi Isıl Çift.....	33

1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda cihazlarda ısı miktarı artmaktadır. Bu cihazların soğutma ihtiyacı gittikçe önem kazanmaya başlamıştır. Akışkan jetleri soğutma amacıyla birçok alanda kullanılmaktadır. Az miktarda kullanılan akışkan ile yüksek oranda ısı transferi önem arz etmektedir. Tek jetler yüksek yerel ısıtma veya soğutma için kullanılmaktadır.

Isınan bir yüzeyden, ısının kolaylıkla atılması için ısı transfer alanı genişletilmelidir. Metal köpük malzemeler mükemmel fiziksel ve mekanik özellikleri nedeniyle son yıllarda elektronik soğutma sistemlerinde ve birçok mühendislik alanında yeni bir malzeme olarak görülmektedir. Özellikle bakır ve alüminyum köpük malzemeler yüksek güçteki elektronik sistemlerde zorlanmış taşınım etkisi altında mükemmel soğutma performansı göstermektedir. Bir kanal içerisine yerleştirilen farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcılardan (heat sink) ısı transferi zorlanmış taşınım şartlarında incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda ısı performansının alüminyum köpük malzemelerin gözenek yoğunluğundan fazlasıyla etkilendiğini görülmüştür.

Bu çalışmada jet akışı, çapraz akış ve farklı PPI alüminyum metal köpükler kullanılmıştır. Deney verilerine etkiyen parametreler; kanal yüksekliğinin- jet hidrolik çapına oranı (H/d), alüminyum köpüklerin PPI değerleri, jet akış hızının, kanal akış hızına oranı (V_j/V_{kanal}). Bu parametreler Reynolds ve Nusselt sayılarında değişikliğe yol açmıştır.

Farklı ısı akılarında kanal içinde sıcaklık dağılımlarını incelenerek, farklı Reynolds sayılarında kanal boyunca Nusselt sayısı dağılımları elde edilmiştir.

Veriler termal görüntüleme tekniği ile elde edilmiştir. Bu çalışmanın, gaz türbini kanatlarının soğutulması başta olmak üzere, tekstil ürünlerinin kurutulması, metallerin ısı işlem prosesleri, elektronik cihazların soğutulması vb. alanlarda uygulandığı görülmektedir. Ayrıca bu çalışmada jet akışı, çapraz akış ve metal köpükler birarada kullanıldığı için, bundan sonraki çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Endüstriyel çalışmalarda birbirinden farklı sıcaklıklardaki akışkanların karışması olağan bir durumdur. Kontrol hacmindeki bu farklı sıcaklıklardaki akışkanlar, akışkanın çevresinde sıcaklık değişimlerine yol açar. Bu ani oluşan sıcaklık değişimlerinde, yüksek genlik olduğundan, malzeme yüzeyinde zorlanmalara yol açmaktadır. Böylece malzeme yüzeyinde, malzeme yorulması ve çatlaklara sebep olabilir. Bu tür durumlara önlem alınmazsa, endüstriyel makinelerde arızalara yol açabilir. Bu durum insan sağlığını da olumsuz yönde etkileyebilir. Örneğin, 1992 İngiltere reaktörün çıkışında çatlaklar oluşmuştur. Yine 1999'da Japonya'da nükleer santralde bağlantı borularında önemli çatlaklar meydana gelmiştir. Onarım işlemleri reaktörlerin çalışma verimini düşürmüştür (IAEA, 2007).

Literatürde akışkanların karışımı ile yapılmış birçok deney mevcuttur. Farklı sıcaklıklardaki jet ve kanallar için birçok sayısal çalışmalar yapılmıştır. Kanal içine farklı geometrik oranlarında pasif engeller, farklı mesafelerde yerleştirilmiştir. Birbirinden farklı Reynolds sayıları da önemli bir parametredir. Sonuçta, Reynolds sayısının, ısı verimle doğru orantılı olduğu tespit edilmiştir (Kok ve ark., 2013).

Kanal içine kare kesitli bir engel yerleştirerek deneysek çalışma yapılmıştır. İki adet jet ile kanala su akmaktadır. Bu jetlerin sıcaklık ve debileri birbirinden farklıdır. Kanal eğimi de önemli parametredir. Deney sonucunda, kanal eğiminin ısı karışım üzerinde etkili olduğu görülmüştür ve verimle doğru orantılı olduğu saptanmıştır. Öte yandan engellerin geometrik şekillerinin de önemli etken olduğu tespit edilmiştir (Varol ve ark., 2012).

Koca ve ark. (2013), dikdörtgen bir kanalda çalışma yapmıştır. Kanala sıcaklıkları ve debileri farklı olan iki jet sıvı akışını sağlamıştır. Kanal içinde eğim açıları farklılık göstermektedir. Zaman ve maliyet kaybının azaltılması amaçlanmıştır. Sonuçta, deney parametrelerinin verimi nasıl etkilediği görülmüştür.

Kok ve ark., (2015), dikdörtgen kanal içine daire kesit içerisine daire kesitli pasif bir engel yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli dar bir kanalda farklı sıcaklıklardaki paralel jetlerin akış ve ısı karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel olarak pasif engelin yanı sıra kanalın eğim açısının kanaldaki ısı karışım verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel geometrik parametrelerin ve sıcak jet ile soğuk jet arasındaki sıcaklık farkının ısı karışım verimi üzerinde oldukça etkili olduğunu göstermiştir.

Tokuhiro ve ark. (1999), dikey olarak konumlandırılmış üç adet paralel yarı düzlemsel jetin ısı karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Merkezdeki jet soğuk ve kenardaki jetler sıcak olarak belirlenmiştir. Sıcak ve soğuk su jetlerinin sıcaklık farkı ve hız oranları sırasıyla $T_{hc} = 5^{\circ}\text{C}$, 10°C ve $r = V_{\text{cold}} / V_{\text{hot}} = 1,0; 0,7; 0,5$ ve ayrıca tipik Reynolds sayısı $Re_D = 1,810^4$ olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar ısı karışımının farklı sınır şartlarında farklı davranışlar gösterdiğini ortaya koymuştur. Bununla beraber seçilen parametrelerin tamamının ısı karışım üzerinde etkili olduğu ve bunların karışımı yönlendirmede kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Kimura ve ark. (2007), sodyum soğutmalı nükleer reaktörlerde ısı dalgalanmayı incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır. Reaktördeki modele benzer bir model olan birbirine paralel olarak konumlandırılmış ve bir plaka üzerinden akan üç adet jetin ısı dalgalanma ve sıvıdan plakaya ısı transfer karakteristiklerini incelenmiştir. Jetler dikdörtgen kesitli olup merkezdeki jet soğuk ve kenarlardaki jetler ise sıcak olarak belirlenmiştir. Deneysel farklı jet sıcaklıkları ve jet Reynolds sayıları için yapılmıştır.

Plaka yüzeyinden farklı yüksekliklerde ısı çiftleri kullanılarak ölçümler alınmış ve sıcaklık dalgalanmalarının bu eksen boyunca davranışları incelenmiştir. Çalışmada test plakasının yüzeyine yaklaşıldıkça ısı dalgalanmalarının azaldığı görülmüştür. Elde edilen veriler kullanılarak yüzey ve akışkan arasında bir ısı transfer katsayısı geliştirilmiş ve bu katsayının yüzeydeki ısı dalgalanmalarının tahmininde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Chacko ve ark. (2011), özellikle sıvı metal soğutmalı nükleer reaktörlerde kullanılan farklı sıcaklıklardaki üçlü paralel jet modelinin ısı karışım karakteristiklerini deneysel, Large – eddy simulation (LES), Spalart Allmaras (SA) modeli ve k-türbülans modelini kullanarak karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Çalışmada üç farklı grid modeli kullanılmış ve sonuçta 4 milyon grid ile hexahedral model kullanılmıştır. Elde edilen LES sonuçlarının deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu buna karşın SA modeli ve k-türbülans modelinin ısı çalkantıları tahmin etmekte oldukça zayıf kaldığı tespit edilmiştir.

Durve ve ark. (2010), literatürdeki bazı temel makaleler üzerinden ısı karışım karakteristiklerini anlamak üzere bir sayısal model üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada değişik ısı çalkantıları modellerinin yetenekleri karşılaştırmak suretiyle üçlü jet modelinin ısı genliği tahmin edilmiştir. Geliştirilen model, literatürdeki çalışmalarla uyum göstermiş ve büyük bir doğrulukla ortalama hız ve sıcaklık alanını vermiştir.

Durve ve ark. (2012), tek, çift ve üçlü paralel jet akışlarının hidrodinamik karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada; jet mesafesi, jetlerin birleşme karışma noktası ve jet akış oranlarının akış bölgesindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca tek, çift ve üçlü paralel jetlerin akış yapısı karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, jetlerin birleşme noktasının jetler arası mesafeden ve türbülans yoğunluğu gibi çıkış şartlarından önemli ölçüde etkilendiği anlaşılmıştır. Bununla birlikte jet hız oranının da birleşme ve karışma noktasını önemli ölçüde etkilediği sonucuna varılmıştır.

Jung ve ark. (2004), üçlü jet akışını görüntülemek için Large Eddy Simulation (LES) modeli (Smagorinsky–Lilly alt ölçek modeli ile birlikte) ve k–l modeli olmak üzere iki türbülans modeli kullanmıştır. Çalışmada, girişteki sıcaklık yoğunluğunun ısı karışma olan etkisi incelenmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmak üzere doğrulukları test edilmiştir.

Çalışma sonucunda LES modelin ısı karışımı belirlemede oldukça hızlı ve doğru sonuçlar verdiği anlaşılmıştır.

Chandran ve ark. (2011), prototip hızlı besleyici reaktöründeki jet modelini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada farklı sıcaklıklarda yedisi sıcak ve üçü soğuk olmak üzere on adet su jetinden oluşan sistemin ısı karışım karakteri incelenmiştir. Beş değişik sıcak jet – soğuk jet oranı için çözümler yapılmıştır. Soğuk jet Reynolds sayısı sabit tutulmasına karşın sıcak jet Reynolds sayısı farklı değerler için uygulanmış ve bunun ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, maksimum sıcaklık dalgalanmalarının sıcak ve soğuk jet hızlarının eşit olduğu durumda meydana geldiği ve gözenekli engelin reaktör çeperlerine göre ısı karışım verimini arttırdığı tespit edilmiştir.

Suyambazhahan ve ark. (2007), paralel çift jet modelinin akış ve ısı salınım karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada jet nozul mesafesi, jet giriş sıcaklığı ve jet genişliğinin etkileri incelenmiştir. Elde edilen veriler sonucunda türbülanslı zorlanmış akışta kaldırma kuvvetinin jet salınımı üzerinde önemli etkilerine rastlanmıştır. Ayrıca belirlenen çalışma parametrelerinin (jet nozul mesafesi, jet giriş sıcaklığı ve jet genişliği) ısı ve akış salınımını etkilediği anlaşılmıştır.

Nishimura ve ark. (2000), farklı sıcaklıklarda dikey üçlü jet modelinin akış ve ısı karışım karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Düşük Reynolds sayısı türbülans basıncı ve ısı akışı denklemleri modeli (DRBIM) ve Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli çalışmanın sayısal kısmını çözmek için kullanılmıştır. Araştırmacılar DRBIM modelinin deneysel sonuçlar ile oldukça uyumlu olarak akış ve ısı karışım karakteristiklerini verdiğini buna karşın $k-$ türbülans modelinin çok doğru sonuçlar veremediğini saptamışlardır.

Nishimura ve ark. (2003), farklı sıcaklıklardaki paralel üçlü jet modelinin akış ve ısı çalkalanma karakteristiklerini LES türbülans modelini kullanarak çözmüşlerdir.

Sayısal veriler deneysel verileriyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada sayısal verilerin deneysel veriler ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda, akışta meydana gelen girdapların sıcaklık çalkantılarıyla doğrudan ilişkili olduğu ve jetlerin Reynolds sayısı arttıkça sıcak ve soğuk jetler arası ısı karışımının geciktiği saptanmıştır (Cao ve ark., 2012).

Chandran ve ark. (2010), paralel olarak konumlandırılmış farklı sıcaklıklardaki su jetlerinin ısısal salınım karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Modelde jetler gözenekli bir plakaya çarpmaktadır. Bu yapı Prototip hızlı besleyici reaktöründe (PHBR) kullanılan yapının 1/5 oranında küçültülmüş modelidir. Sıcaklık çalkantılarını değerlendirmek amacıyla Reynolds basınç türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada farklı sıcak – soğuk jet hız oranları ve plaka konumları için sonuçlar alınmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğrulukları test edilmiştir. Sonuçta, maksimum sıcaklık dalgalanmalarının soğuk ve sıcak jet hızlarının eşit olduğu durumda elde edildiği, soğuk jetin baskın olduğu durumda yüksek sıcaklık çalkantıları ve sıcak jetin baskın olduğu durumda ise düşük sıcaklık çalkantıları gözlenmiştir.

Nishumura ve ark. (2003), jetlerin akış ve ısısal karışım karakteristiklerini tahmin etme kapasitesini arttırmak için sayısal bir model olan düşük Reynolds sayısı basınç ve ısı akısı denklem modelini geliştirmişlerdir. Sıvı metal soğutmalı hızlı besleyici reaktörünün ana çıkışı temsil eden dikey üçlü jet (kenarlarda sıcak ve ortada soğuk jet) modelini elde edilen deneysel verilerle de karşılaştırarak çözmüşlerdir. Sayısal veriler deneysel sonuçlarla önemli ölçüde uyum sağlamıştır. Çalışmada jetlerin doğal yapısının ısısal karışımı türbülansa oranla daha fazla etkilediği sonucuna varılmıştır.

Xiang ve ark. (2009), düzenli olarak tabakalaşmış bir akışın termo – fiziksel özelliklerini araştırmak üzere LES modelini kullanmışlardır. Çalışmada türbülanslı hız ve sıcaklık gradyanı incelenmiştir. Ayrıca, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki etkileşimi anlamak üzere türbülanslı karışım tabakalarını ve türbülans yapısını incelemişlerdir. Sonuçlar içerideki akım yoğunluklarının düşey yoğunluklardan oldukça yüksek olduğu ve düşey çalkantıların daha hızlı kaybolduğu görülmüştür.

Velusamy ve ark. (2006), ısısal şeritleme karakteristiklerini incelemek üzere deneysel olarak yapılmış bir çalışmayı hesaplı akışkanlar mekaniği (HAD) ile çözmüşlerdir. Simülasyonu yapılan deneysel çalışma prototip hızlı besleme reaktörünün temel devresi modellenerek yapılan bir çalışmadır. Modelde farklı sıcaklıklardaki iki paralel jet gözenekli bir plakaya çarpmaktadır.

Wakamatsu ve ark. (1995), farklı sıcaklıklardaki iki paralel jetin bir engele çarpma anındaki sıcaklık çalkantılarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada su ve sodyum ısı karışım performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Engelin jetlere olan mesafesi, jetlerin akış hızları ve Reynolds sayıları, jetlerin sıcaklıkları, jetler arası sıcaklık farkı ve jetlerin hacimsel debileri deneylerde kullanılan parametreler olarak sıralanabilir. Çalışmada en yüksek sıcaklık dalgalanma frekansının engelin jetlere 38 mm mesafede gerçekleştiği, jetlerin debileri arttırıldıkça sıcaklık dalgalanmalarının arttığı ve aynı şartlarda sodyum ile yapılan deneylerde yüzey zayıflama oranının suya göre daha az olduğu tespit edilmiştir.

Qiu ve ark. (2013), farklı sıcaklıklardaki darbeli (Pulsed) akımlı karşıt jetlerin ısı karışım karakteristiklerini numerik olarak incelemiştir. Çalışmada darbeli jetin, jet hızının, jet akışlarının dalga boyları ve frekansları, jetler arası sıcaklık farkının ve karşıt jetlerin geometrilerinin ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak, jetler arası sıcaklık farkı, dalgalı jet yapısı ve geometrik parametrelerin ısı karışım üzerinde oldukça etkili olduğu anlaşılmıştır.

Wang ve ark. (2007), silindirik kesitli bir kanala yerleştirilmiş karşıt akımlı ve farklı sıcaklıklardaki jetlerin akış ve ısı karışım davranışlarının sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada sonuçlar daha önce yapılmış deneysel bir çalışma ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilere göre, çoklu karşıt jet durumunun tek karşıt jet durumuna göre ısı karışım verimi üzerinde daha iyi sonuçlar vermiştir, kanal içerisindeki akış döngüsü karşıt jet sayısı arttıkça yükselmiştir.

Farklı sıcaklıklardaki karşıt akımlı jetlerin bir kanal içerisindeki ısı karışım davranışlarını FLUENT ticari yazılımını kullanarak sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma düşük Reynolds sayılarında laminer akışta yapılmıştır. Farklı jet momentumları ve genişlikleri, çıkış kanalına farklı yüksekliklerde engel yerleştirme çalışmanın ana parametrelerini oluşturmaktadır. Ayrıca kanalın çıkış kısmında alt ve üst cidarlara birbirlerine farklı mesafelerde engeller yerleştirilmiştir. Elde edilen veriler, karşıt jetlerin farklı momentum ve genişlikleri ısı karışımını önemli ölçüde iyileştirdiğini göstermektedir.

Ayrıca kanal çıkışına engel yerleştirmek ısı karışım verimini arttırmıştır ve engel boyu arttıkça karışım iyileşmesi artmıştır. Çoklu engel yerleşiminde engeller arası mesafe azaldıkça ısı karışım verimi artmıştır (Wang ve ark., 2005).

Wang ve ark. (2006), karşıt akımlı ve farklı sıcaklıklardaki jetlerin akış ve ısı karışım karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Hava ve su çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk jetler arası sıcaklık farkı, farklı çalışma geometrileri ve şartları çalışma parametreleri olarak kullanılmıştır. Sayısal sonuçlar, farklı sıcaklıklardaki jetlerin karışım karakteristiklerinin, sıcaklık farkı (ΔT miktarından, akış şartları ve geometrik parametrelerden oldukça etkilendiğini göstermektedir.

Chang ve ark. (2009), Y şeklindeki bir kanalda farklı sıcaklıklardaki akışkanın ısı karışım ve akış davranışlarını sayısal olarak incelemiştir. Sayısal model olarak Lattice Boltzmann kullanılmış. Çalışmada ısı karışım verimi ve akış davranışları üzerindeki etkilerini incelemek üzere kanalın alt ve üst duvarlarına yarım daire ve tam daire şeklinde pasif engeller yerleştirilmiştir. Çalışmada ısı karışım veriminin kanal içerisindeki hız vektörü ve sıcaklık gradyanı arasındaki kesişim açısının bir fonksiyonu olduğu sonucuna varılmıştır. Tek/çift jet yerleştirilmiş bir borudaki ısı karışım karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Jetler ve boru içerisindeki akışkan farklı sıcaklıklarda ve hızlarda belirlenmiş ve bunun ısı karışım üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Çalışmada, sıcaklık dalgalanmalarının miktarı, sıcaklık dalgalanmalarının karakteristik frekansları, boru cidarlarındaki sıcaklık dalgalanmaları, tek ve çift jet durumlarının, jetler arası mesafelerin ve akış hız oranlarının borudaki ısı karışım üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Elde ettikleri deneysel ve sayısal verilerin birbiri ile uyumlu olduğu ve bu çalışmadan çıkan sonuçların daha sonra yapılacak tasarımlara ve çalışmalara olumlu katkılar sağlayacağı sonucuna varmışlardır (Naik ve ark., 2010; Naik ve ark., 2011).

Simoneau ve ark. (2010), nükleer alanda termal yorulmalara ve titreşimlere sebep olan sıcaklık ve basınç dalgalanmalarını Large Eddy Simulations (LES) türbülans modelini

kullanılarak sayısal olarak incelemiştirlerdir. Çalışmalarda farklı grid modelleri kullanılmış ve sayısal çözümler ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Star- CD kullanılarak yapılmıştır. Son 15 yıl içerisinde bu alanda yapılan çalışmaların çoğunluğunu T birleşimlerde ısı karışımının incelenmesi oluşturmaktadır. Fakat bununla beraber bir engel üzerinden akış düzlemsel plakalarda akış gibi birçok ısı karışım uygulamaları çalışılmıştır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında ortalama sıcaklık ve dalgalanmaların sıklığı konusunda LES çözümlerinin uyumlu sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

T birleşimler ağırlıklı olarak borulama tesisatlarında olmak üzere endüstrinin pek çok yerinde kullanılmıştır. Nükleer santraller gibi önemli endüstriyel uygulamalarda bu birleşimlerde oluşabilecek ısı yorulma kaynaklı problemler sistemin sorunsuz bir şekilde çalışmasını engelleyebilir. Bu problemin oluşmaması için T birleşimindeki akış ve ısı karışım davranışlarının anlaşılması ve bunları etkileyen faktörlerin kapsamlı bir şekilde ele alınması gerekmektedir. (Howard ve ark., 2015).

Chellapandi ve ark. (2009), sodyum soğutmalı nükleer reaktörlerde soğutucuyu çevreleyen yüzeylerde sıcaklık çalkantılarından dolayı meydana gelen ısı yorulma ve çatlaklıklarla ilgili kapsamlı bir literatür çalışması yapmışlardır. Çalışmada konu dört bölümde ele alınmıştır. Birinci bölümde, konunun önemi ve tarihte bazı nükleer santrallerde neden olduğu sorunlar ele alınmıştır. İkinci bölümde, ısı çalkantılarının analizinde kullanılan metotlar, üçüncü bölümde 500 MW prototip reaktördeki ısı çalkantılarının meydana geldiği kısımlar ele alınmış ve son bölümde bu reaktör ile ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Çalışma sonucunda 45 Kx'e kadar olan sıcaklık farklarında yüzeylerde önemli bir deformasyonun oluşmadığı ve 70 K sıcaklığın kritik değer olduğu sonucuna varılmıştır.

Tenchine ve ark. (2013), literatürde sodyum soğutmalı hız reaktörlerinin ana çıkışında termo – mekanik hasarlara neden olan ısı çalkalanmaları ele alan yayınları incelemiştirlerdir. Çalışmada, eş merkezli ve üçlü jet modellerindeki ısı çalkalanma problemleri ile ilgili önemli deneysel ve sayısal makaleler ele alınmıştır.

Lu ve ark. (2012), farklı sıcaklıklardaki eş merkezli jetlerin akış ve ısısal salınım karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada akış alanını ölçmek için parçacık görüntülemeli hız ölçümü (PIV) yöntemi ve sıcaklık dağılımını ölçmek için bir ısısal çift köprüsü kullanılmıştır. Deney sonuçları, sıcaklık çalkantılarının frekansının ve genişliğinin test kanalı boyunca değiştiğini göstermiştir. Bununla birlikte baskın olan sıcaklık frekansının 1–7 Hz arasında olduğu tespit edilmiştir.

Jang ve ark. (2010), sinüzoidal akış parametrelerinin akış davranışları üzerindeki etkilerini ve türbülanslı eş merkezli jette karışım karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Jet Reynolds sayıları, $Re = 9000$ için LES türbülans modeli kullanılmış ve merkezdeki jet hızının çevredeki jet hızına oranı $U_i/U_o=0,6$ olarak belirlenmiştir.

Çalışmada farklı sinüzoidal dalga frekansları için simülasyonlar yapılmış ve bunların etkileri incelenmiştir. Analizler sonucunda $St = 0.18$ ve $St = 0.327$ frekanslarının karışım açısından en verimli parametreler olduğu tespit edilmiştir.

Çelik ve ark. (2012), eş-merkezli bir jetin oluşumu ve düzlem jet şeklinde yayılımını sayısal olarak incelemişlerdir. Deney sonucunda, basınç kaybının sürtünmeden sebebi olduğu tespit edilmiştir.

Moriya ve ark. (1990), sıvı metal soğutmalı nükleer güç reaktörünün çalışma modelini referans alarak akışkan türünün sıcaklık çalkantıları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada eş merkezli jet modeli kullanılmış ve akışkan olarak sodyum, su ve hava kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar ortalama ve boyutsuz sıcaklık değerlerinin Reynolds ve Peclet sayılarının fonksiyonu olduğunu göstermiştir. Ayrıca yüksek Reynolds ve Peclet sayılarında türbülanslı ısısal karışım sonuçlarının sıvı metal soğutmalı nükleer güç reaktörü için değerlendirilebileceği sonucuna varmışlardır.

Balarac ve ark. (2007), eş-merkezli jet modelinde Doğrudan Sayısal Benzeşim (DSB) türbülans modeli kullanarak akışkanın karışım karakteristiklerini incelemişlerdir.

Ströher ve ark. (2010), eş-merkezli bir jet modelindeki akış karakteristiklerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada merkezdeki ve dıştaki jet arasında farklı hız oranları kullanılmıştır. Sayısal modelde k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla çok uyumlu olmadığı ve kullanılan türbülans modelinin eş – merkezli jet modelinde $\pm \%10$ hata payı ile sonuç verdiği anlaşılmıştır.

Fu ve ark. (2000), gözenekli bir kanala titreşimli bir akıştaki sıcaklık dağılımını deneysel olarak incelemişler. Ölçümler hem düz akış hem de titreşimli akış için alınmıştır. Çalışmada kapsamlı bir şekilde Nusselt sayısı analizi yapılmıştır. Sonuçlar, titreşimli akıştaki sıcaklık dağılımının düz akıştaki duruma göre daha üniform olduğunu göstermektedir. Gözenekli kanaldaki titreşimli akış modelinin elektronik elemanların soğutulmasında kullanılabileceği görülmüştür.

Hayes ve ark. (2008), gözenekli bir ortamdan geçen akışkanın ısı transfer ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal modelde iki boyutlu model ve Fluent ticari yazılımının gözenekli ortam modeli kullanılmıştır. Çalışmada sayısal modelin doğruluğunun tespit edilebilmesi için sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli ortamdaki viskoz yayımlı zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelenmiştir. Gözenekli ortamları daha verimli ısı transferi yaptığı görülmüştür (Hooman ve ark., 2007).

Hooman ve ark. (2007), içerisi gözenekli ortam olarak belirlenmiş dikdörtgen kesitli bir kanalda zorlanmış taşınımın birinci ve ikinci kanun karakteristiklerini analitik olarak incelemişlerdir. Analitik yöntemde Darcy–Brinkman modeli kullanılmış olup, üç farklı ısı sınır şartı uygulanmıştır. Araştırmacılar bu çalışmanın benzer bir geometride farklı tasarımların karşılaştırılmasına, değerlendirilmesine ve optimize edilmesine olanak sağlayacağını vurgulamışlardır.

Jiang ve ark. (2006), bir kanalda bulunan gözenekli ortamın kanal içerisindeki akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini kapsamlı bir şekilde incelemişlerdir.

Titreşimli bir akışta kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyum köpükteki ısı transfer performansını deneysel olarak incelenmiştir. Alüminyum köpük içindeki titreşimli akışın titreşim frekansı, basınç düşüşü, hızları ve yüzey sıcaklıkları kapsamlı bir şekilde verilmiştir. Ayrıca çalışmada pompa gücü ile toplam ısı transferi arasındaki ilişki irdelenmiştir (Jin ve ark., 2006).

Paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli bir ortamdan geçen laminar akışı ve gözenekli ortamdan geçen zorlanmış ısı transferini analitik olarak hesaplanmıştır. Çalışmada basınç düşüşünün, Darcy sayısının ve Brinkman sayısının sıcaklık dağılımını birbirine benzer şekilde etkilediği görülmüştür. (Kamışlı ve ark., 2009).

Mitrovic ve ark. (2007), paralel iki levha arasına yerleştirilmiş gözenekli ortamdaki enine ısı transferinin tam gelişmiş zorlanmış taşınım üzerindeki etkilerini analitik olarak incelemiştir. Alt ve üst duvarları farklı sıcaklıklarda ve içi gözenekli olan paralel bir kanalda zorlanmış taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir (Kuznetsov ve ark., 2000). Nusselt sayısının farklı sıcaklıklardaki duvar durumunda beklenmedik şekillerde davrandığını, örneğin akışın gelişmediği giriş bölgesinde azalarak sıfır değerini aldığı sonucuna varmışlardır.

Sing ve ark. (2009), gözenekli bir ortamdaki titreşimli bir akıştaki termal salınımları sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli ortamlarda termal ısı transferinin arttığı görülmüştür.

Pilevne ve ark. (2007), yapmış olduğu çalışmada farklı geometrilerdeki üç farklı boru içerisine sabit hızla giren akışkanın değişik geçirgenlik katsayılı gözenekli tabakalardan geçip boruyu terk etmesi problemini sayısal olarak ele almıştır. Çalışmada gözenekli ortamın akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar termal yapıyı kararlı bir hale getiren gözenekli ortam borudan daha çok ısının atılmasını sağladığını göstermektedir. Temiz akışkanlı durumda

akımda ayrılma meydana gelmekte bu ayrılma ısının boru içindeki taşınımını engellemektedir. Boru çıkışındaki hız profilleri Darcy sayısının değişimine bağlı olup teoriye uygun olarak daha az geçirgen olan durumlarda maksimum hız daha az bir değerde bulunmuştur. Boru çıkışındaki sıcaklık profillerindeki erişilen maksimum sıcaklığın ısı üretimi olan C bölgesindeki Darcy sayısına bağlı olduğu görülmüştür.

Uğur ve ark. (2015), yaptığı çalışmada birbirine paralel olan iki plakaya etkileyen ısı akısı ve sıcaklık kayıpları incelemiştir. Gözenekli kanalda ısı transferinin arttığı görülmüştür.

Çelik dik bir kanalda tam gelişmiş laminar bir akışta akışkan ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal ve analitik olarak incelenmiştir. Kanalda üç farklı durum için analizler yapılmıştır. Bunlar: akışkanla dolu kanal, gözenekli ortamla doldurulmuş kanal ve kısmen gözenekli ortamla doldurulmuş kanal. Çalışmada momentum ve ısı transfer denklemleri her durum için analitik ve numerik olarak çözülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, hız ve sıcaklık profilleri değişik Gr/Re 'da ve gözenekli ortam kalınlıkları için çizilmiş ve yorumlanmıştır. Sonuçlarda, ters akışların Gr/Re değerine oldukça bağlı olduğu görülmüş ve belli bir Gr/Re değeri aşıldığında ters akışların ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Ayrıca düşük Peclet değerlerinde ısı akışının Gr/Re değerinden bağımsız olduğu tespit edilmiştir (Çelik ve ark., 2012).

Pamuk ve ark. (2012), yaptığı çalışmada gözenekli ortamda oluşan basınçtaki kayıplar irdelenmiştir. Gözenekli ortamlarda basınç kayıplarının artarak, ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir.

Turan ve ark. (2007), yaptığı çalışmada farklı kesit oranlarına sahip dikdörtgen modelin geçirgen yüzeylerinden üfleme veya emme yapılarak üfleme ve emmenin akış alanı, Strouhal sayısı ve direnç katsayısı gibi aerodinamik parametreler üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, dikdörtgen kesitli silindir arkasında oluşan periyodik girdap hareketinin ve direnç katsayısının B/H oranına bağlı olduğunu ve cismin çeşitli yüzeylerinden yapılan üfleme veya emmenin girdap hareketini ve cismin direnç katsayısını etkilemekte olduğunu göstermiştir.

Celata ve ark. (2006), yaptığı çalışmada akışkan tipi, kanal çapı, kenar oranı ve eğim parametrelerini de esas olarak farklı kanallarda deneysel çalışmalar yapmıştır. Akışkan tipleri olarak demineralize su, R-134a kullanılmıştır. Deneysel olarak kullanılan boru çapları tamamen pürüzsüz olup 0,259-1,699 mm arasında değişmektedir. Bu çalışma üç farklı enstitüde yapılmıştır. Sonuçlar klasik bağlantılarla karşılaştırılmıştır. Poiseuille ve Blasius denklemlerinin kesit alanı, eğim ve akışkan tipi gözetmeksizin geçerli olmuştur Celata yaptığı diğer çalışmada dairesel çapı 120 μm -528 μm değişen mikro borularda tek fazlı laminer akışı doğru sınıflandırmak için deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmada aksel ısı iletimi, ısı girişi uzunluğu ve viskoz ısınmanın mikro borular üzerine etkisini incelemiştir. Sonuçlar çap küçüldükçe Nu sayısının küçüldüğünü gözlemiştir.

Yun Heming ve ark. (2006), yaptığı çalışmada mini kanaldaki akışı ve ısı geçişini CFD yöntemiyle sayısal olarak analiz etmiştir. Boru cidarı üzerinde sabit ısı akısı, giriş sıcaklığı 20°C de olan hidrolik çapı 0,2-1,4 mm arasında değişen dikdörtgen kesitli borularda su için analizler yapmıştır. Bu koşullar altındaki Knudsen sayılarını hesaplamıştır. Analizde model olarak Reynolds Stress Model(RSM) kullanılmıştır.

Steinke ve ark. (2006), yaptığı bu çalışmada mikro kanalda tek fazlı akış için sürtünme çarpanını deneysel olarak incelemiş ve literatür karşılaştırılmıştır.

Qu ve ark. (2002), yaptığı çalışmada genişliği 57 μm ve derinliği 180 μm dikdörtgen kesitli mikro kanalda ısı alıcılarının üç boyutlu analizini gerçekleştirmiştir. Simple algoritmasını kullanarak üç boyutlu Navier-stokes ve enerji denklemlerini çözerek sayısal bir analiz gerçekleştirmiştir. Sonuçlar analitik çözümlerle ve mevcut diğer sonuçlarla karşılaştırmıştır. Katı ve sıvılardaki artışın doğrusal olduğunu, ısı akısı ve Nu sayısında ise çevre etkisiyle bir değişim olduğunu gözlemiştir.

Adams ve ark. (1997), yaptığı bu çalışmada dairesel çapı 0,76-1,09 mm olan, akışkan tipi olarak su kullanılan mikro kanaldaki tek fazlı türbülanslı akıştaki zorlanmış taşınımın etkilerini incelemiştir. Sonuçlar Reynolds Sayısı 2600-23000 ve çapı 0,102-1,09 mm aralığındaki diğer çalışmayla kıyaslanmıştır. Nu sayısı için ön görülen

değerler $\pm\%18,6$ farkla uyduğu belirlenmiştir.

Van Male ve ark. (2004), yaptığı bu çalışmada silikon kare mikro kanallarda akışın ısı ve kütle özelliklerini incelemek için CFD çözümlemesini kullanmışlardır. Çözümleme sonuçları deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu gözlemlenmiş ve farklı Nu ve Sherwood sayıları için karşılıklı denklem sunmuşlardır.

Agarwal ve ark. (2010), yaptığı çalışmada dairesel olmayıp N,W, Dikdörtgen, Kare, Üçgen kesitli 5 farklı geometrilere sahip mikro kanaldaki ısı transfer katsayısını belirlemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır (Şekil 1.4). Çalışmada hidrolik çapı 0,424 mm -0,939 arasında tutulmuş, akışkan olarak da R-134a kullanılmıştır. Deneysel kütlesel debi aralığı 150-750 kg/m²s olarak belirlenmiştir. Deneysel sonuçlarının büyük kanallar için geliştirilmiş teorik modellerin uzağında kaldığı gözlemlenmiştir. Çalışmalar sonucunda dikdörtgen, kare kesitli ve baril kanallar için modeller sunulmuştur.

Moharana ve ark. (2011), dikdörtgen kesitli, çoklu girişe sahip bir minikanalı deneysel ve sayısal incelemiştir. İş akışkanı olarak deiyonize su kullanılmış ve akış, ısı ve hidrodinamik olarak gelişmektedir. Minikanallarda 15 adet paralel mini kanaldan oluşmaktadır. Kanalların hidrolik çapı 0,907 mm, yükseklik genişlik oranı 0,7; bağıl pürüzlülük $\%0,364$ 'tür. Sabit ısı akısında yapılan bu çalışmada, ısı kanalın sadece alt kısmından uygulanmış ve kanalın üst tarafı adyabatiktir, Reynolds sayısı 150-2500 arasında değişmektedir. Fluent kullanılarak korunum denklemleri akış ve katı madde için çözümlenerek bütünleşik ısı transferi uygulanmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Mini kanalların tasarımında sayısal yöntemin kullanılabilmesi ifade edilmiştir.

Çalışkan ve ark. (2014), boylamasına kanatçıktan çıkarılarak elde ettiği yeni oluşturulmuş üçgen ve dikdörtgen şekilli girdap üreticiler bulunan dikdörtgen kanalda, ısı transferi değişimini deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 3288-37817 olduğu aralıkta, enine kanatçık aralığının (S), kanatçık yüksekliğine (h) oranı $S/h = 0,59$ ve kanatçık yüksekliğinin (h), kanal yüksekliğine (H) oranı $h/H = 0,6$ için

ölçümler yapmıştır. Hem üçgen hem de dikdörtgen girdap üreticilerinin ısı transfer sonuçlarını düz yüzey ile karşılaştırmıştır. En iyi ısı transfer performansını üçgen girdap üreticiler ile elde etmiştir. Girdap üreticilerin kullanımından dolayı ısı transferinde %23-55 arasında bir iyileşme olduğunu saptamıştır.

Sertkaya ve ark. (2015), 10, 20, 30 ppi gözenek yoğunluğuna sahip açık hücreli alüminyum köpüklerde bir boyutlu ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Numuneler bir kanal içine yerleştirilerek bir yüzeyinden ısı verilmiş, diğer 3 yüzeyi dış ortama karşı yalıtılarak bir boyutlu ısı transferi akışı sağlanmıştır. Isı verilen alüminyum köpükler üzerine değişik debilerde hava üflenmiştir. Her 3 numunede de alüminyum köpükler üzerine üflenmiş hava hızı arttıkça ve y eksenini boyunca kanat sıcaklığının azaldığını, x eksenini yönündeki sıcaklık değişiminin ihmal edilebilecek kadar az olduğunu tespit etmişlerdir.

Doğan ve ark., (2014), elektronik eleman performansına etkilerini araştırmak amacıyla, alüminyum köpük ısı alıcılarla genişletilmiş ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda taşınımın gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Düzlem yüzeyle 10 mppi gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükle kaplanan ısı alıcıları karşılaştırmışlardır. Düz yüzeyle, 10 ppi gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcıların, yüzey sıcaklıklarını %44-50 oranında düşürdüğü, ısı transferini ise %36-70 oranında artırdığını tespit etmişlerdir.

Sertkaya ve ark. (2012), açık hücreli alüminyum köpük ısı değiştiricilerle konvansiyonel kanatlı ısı değiştiricilerin ısı performanslarını deneysel olarak incelemiştir. PPI 10, 20 ve 30 özelliklerine sahip, açık hücreli alüminyum köpüklerle, 1,6; 3,2 ve 4,8 mm kanat aralıklarına sahip alüminyum kanatlı konvansiyonel ısı değiştiricilerin ısı performanslarını karşılaştırmışlardır. Alüminyum köpük ve konvansiyonel ısı değiştiriciler için; Reynolds-Nusselt sayıları, etkenlik-hız, basınç düşümü-hız ve sürtünme-Reynolds sayısının değişimlerini incelemiştir. Alüminyum köpük ve konvansiyonel ısı değiştirici sistemlerde soğuk akışkan hızının artmasıyla birlikte etkenliğin azaldığını, basınç kayıplarının arttığı ve yüksek Reynolds sayılarında etkenliğin azaldığını tespit etmişlerdir.

İçerisi tamamen köpük malzemeyle kaplanmış yatay bir kanalda zorlanmış ve karışık taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında 10, 20 ve 30 ppi gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük malzemeler kullanarak ısı transfer özelliklerini belirlemişlerdir (Kurtbas ve ark., 2009).

Yine Mancin ve ark. (2012), 20 ppi sabit gözenek yoğunluklu, 20 ve 40 mm yüksekliğindeki açık hücreli alüminyum köpüklerin ısı transfer performansı ve basınç düşüşlerini, 25, 32.5 ve 40 kW/m² ısı akılarında, 2.0 ve 5.0 m/s hava hızlarında incelemişlerdir. Deney sonuçlarından yararlanarak 40 mm yüksekliğindeki alüminyum köpüğün ısı transferinin 20 mm yüksekliğindeki numuneye göre daha fazla olduğunu, hız arttıkça ısı transferinin arttığını Nusselt-Reynolds sayısı grafiklerini çizerek ifade etmişlerdir.

Phil ve ark. (2020), jet akışı ile ilgili çalışma yapmışlardır. Çarpma jeti Reynolds sayısı yaklaşık olarak sabit olduğundan çapraz akış Reynolds sayısının değiştiğini belirtmişlerdir.

Çapraz akış ve çarpan jet kombinasyonu ile soğutulan dikdörtgen kanalı incelemiştir. Yüzey sıcaklık dağılımlarını belirlemek için ısı akısı ve Nusselt sayısı irdelenmiştir. Jet-Kanal Reynolds sayısı oranı (α) 0,5; 1,0 ve 1,5 ile soğutma performansının arttığı görülmüştür (Yunesky ve ark., 2020).

Alüminyum köpük kullanarak zorlanmış konveksiyonla ısı transferini incelenmiştir. 40 ppi dereceli ve % 93 gözenekliliğe sahip alüminyum köpük numunesinin daha verimli ısı transferine olanak sağladığını tespit ettiler (Abdelmalek ve ark., 2016).

Dikdörtgen bir kanalda çalkantılı zorlanmış konveksiyonun deneysel bir çalışmasını ele alınmıştır. % 93,8 gözenekli 5, 20 ve 40 ppi dereceli alüminyum köpükler kullanılmıştır. Metal köpüklerin kullanılmasıyla daha iyi termal performansın olduğunu görmüşlerdir (Abdelmalek ve ark., 2018).

Jet akışı ve kanal akışı ile alüminyum köpük ile ısı transferi deneyi yapılmıştır. Isı transferinde % 50-90 oranında bir artış olduğu görülmüştür (Akhilesh ve ark., 2010).

Azadeh ve ark. (2009), yüksek hızlı laminer jet altında metal köpük ısı değiştirici ile çalışma yapmışlardır. Isı transferi düşük bir maliyetle gerçekleştirildi. Metal köpüklerle ısı transfer performansının arttığı görülmüştür.

Chan Byon (2015), jet akışı ile alüminyum köpüğün kullanıldığı ısı transferini incelemiştir. Sabit Reynolds sayısı altında, Nusselt sayısının jet akışı çarpma mesafesi ile azaldığını görmüştür.

Lei Wang ve ark. (2011), çapraz akışta ile jet akışının ısı transferi üzerine deneysel çalışmalar yapmıştır. Reynolds ve Nusselt sayılarındaki değişiklikler incelenmiştir. Reynolds sayısının çapraz akışta 80.000-160.000 ve jet akışında 20.000-40.000 aralığında olduğu bulunmuştur. Her iki akış beraber kullanıldığında, ısı transferi artmıştır.

Pradeep. M. Kamath ve ark. (2011), alüminyum ve bakır köpük kullanılarak zorlanmış konveksiyon ısı transferi üzerine araştırma yapmışlardır. Boş kanala göre metal köpükler ısı transferini artırır. Bakır metal köpükler, alüminyum köpüklerden sadece % 4 daha fazla ısı transferi sağlamıştır. Bakır metal köpükler daha pahalı ve performansının fazla fark yaratmadığı için alüminyum metal köpüklerin kullanılmasının daha uygun olduğu görülmüştür.

Fadhilah Shikh Anuara ve ark. (2018), metal köpük blokla doldurulmuş kanallardaki davranış ve basınç düşüşünü irdemişlerdir. Gözenekli yapıların basınç düşüşüne yaptığı etki ile termal performansı artırdığı saptanmıştır.

Man-Woong Heo, Ki-Don Lee, Kwang-Yong Kim (2011), çapraz akışlı tek çarpma jetinin optimizasyonu üzerinde çalışmışlardır. Nusselt sayısında % 7,89 artışı saptamışlardır.

Jian Wanga ve Ark. (2019), jet akışı ve kanal akışına 10, 20, 30 PPI bakır metal köpük ilave etmişlerdir. Metal köpüklerin basınç düşünü artırdığını bulmuşlardır, dolayısıyla ısı transferi de artmıştır.

Kok ve ark. (2012), jet çarpma soğutmasına maruz kalan metal köpük üzerinde bir termal analiz gerçekleştirdi. Metal köpüğün üst kısmının düşük sıcaklık gösterdiğini gördüler. Metal köpüğün sıcaklık konturları termografik görüntülerini çıkarmışlardır. Oronzio Manca ve ark. (2016), 5, 10 ve 40 PPI'lı alüminyum köpükler ve püskürtülen jet ile ısı transferini deneysel olarak araştırmıştır.

P. De Jaeger ve ark. (2012), alüminyum köpük ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Alüminyum metal köpükleri sağladığı basınç düşüşü ile ısı transferini artırdığı tespit edilmiştir.

Pradeep M. Kamath ve ark. (2013), yüksek gözenekli metal köpüklerin kalınlığının ve termal iletkenliğinin ısı üzerindeki etkisini rapor etmiştir. 10 mm, 20 mm ve 30 mm kalınlığında alüminyum ve bakır köpükler kullanılmıştır. Bakır köpüklerin, alüminyum köpüklere göre ısı transfer performansının daha iyi olduğu görülmüştür ama maliyeti açısından alüminyum köpüklerin daha avantajlı olduğu düşünülmüştür.

Prashant Singh ve ark. (2020), kare kesitli bir kanala yerleştirilen ve jet dizisine (5×5) çarpma işlemine maruz kalan yüksek gözenekli alüminyum köpüklerde (0.94-0.96 gözenekli) ısı transferi ve termal olarak incelenmesi üzerine deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır. Jet hızı ve metal köpüklerin ısı transferini artırdığı görülmüştür. Daha ince metal köpüklerde basınç düşüşünün daha az olduğu belirtilmiştir.

M. Wae-Hayee ve ark. (2015), jet akışı ve çapraz akıştaki ısı transferi karakteristikleri üzerine çalışma yapmışlardır. Jet akışı ve çapraz akışın karşılaştığı yerde, jetin türbülans yoğunluğunda bir artış olur. Böylece Nusselt sayısı artmıştır ve ısı transferi performansını da doğru orantılı olarak etkilemiştir.

S.P. Aly ve ark. (2016), alüminyum metal köpüklerin ısı termal performansını üzerine etkileri deneysel olarak irdelemiştir. % 93 gözenekliliğe sahip 4 ve 8 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum metal köpükler kullanılmıştır. Metal köpüklerin yaklaşık % 10 ısı transferini artırdığı görülmüştür.

S.S. Feng ve ark. (2014), % 96.3 gözenekli ve 8 ppi (inç başına gözenek) alüminyum metal köpükleri, jet ve kanal akışı ile beraber kullanmışlardır. Jet ve kanal akışının karşılaştığı yerlerde, metal köpüklerle ısı transferinin daha fazla artmıştır.

Seok Pil Jang ve ark. (2003), bir çarpan jete maruz kalan bir mikro kanal ısı alıcısının ısı transfer artırımını deneysel olarak araştırmıştır. Jet akışı ile basınçta yaklaşık % 90,5 düşüş olmuştur. Bu da ısı transferini de artırmıştır.

Simone Mancin ve ark. (2012), sabit gözenekliliğe sahip (yaklaşık 0.93) 20 ppi alüminyum köpüklerin ısı transfer performansını araştırmışlardır. Kullanılan yükseklikleri 20 mm ve 40 mm olan iki adet 20 ppi alüminyum köpüklerle basınç düşüşü tespit edilmiştir. Yüksekliği 40 mm olan alüminyum köpük daha verimli bir ısı performans sunar.

Sinan Çalışkan, Şenol Başkaya, Tamer Çalışır (2014), jet geometrisinin ısı akışı ve ısı transferi karakteristiklerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. 10,000 ile 20,000 arasında değişen Reynolds sayılarında deneyler yapılmıştır. Ortalama Nusselt sayısı için korelasyonlar geliştirilmiştir. Eksenel, radyal hız dağılımları ve türbülanslı kinetik enerji dağılımları hesaplanmıştır. Eliptik jetlerin, dikdörtgen jetlerden daha yüksek ısı transferine neden olduğu görüldü. En yüksek ısı transfer performansının H/d oranı 2 ve Reynolds sayısının 10000 olduğu değerde olduğu tespit edildi. Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özellikleri, jetin çıkış geometrisi, jet çıkışındaki hız, jet- çarpma plakası mesafesi, jet içindeki türbülans, çarpma plakası geometrisi ve jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir.

Tzer-Ming Jeng ve ark. (2008), dönen bir soğutucu üzerine bir çarpan jet ile ilişkili ısı transferini deneysel olarak incelemiştirlerdir. Al-köpüklü ortalama Nusselt sayısının, Al-

köpüksüz olanın iki ila üç katı olduğunu ortaya koyulmuştur. Nusselt sayısı da ısı performansla doğru orantılıdır.

Vadiraj Katti ve S.V. (2008), Prabhu Jet-plaka aralığı ve Reynolds sayısının yerel ısı transferi üzerindeki etkisini incelemek için deneysel bir araştırma yapmışlardır. Farklı bölgelerdeki yerel Nusselt sayıları için korelasyonlar elde edilmiştir. Reynolds sayısı 12.000 ile 28.000 arasında değişmektedir. Reynolds sayısındaki artışın, ısı transferini artırdığı görülmüştür.

Wei-Hung Shih, Chin-Chia Liu ve Wen-Hsin Hsieh (2016), jet akışı ile alüminyum metal köpükler üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Nusselt sayısının alüminyum köpüklerin toplam yüksekliği ve çıkış yüksekliğindeki artışlarla birlikte arttığı görülmüştür.

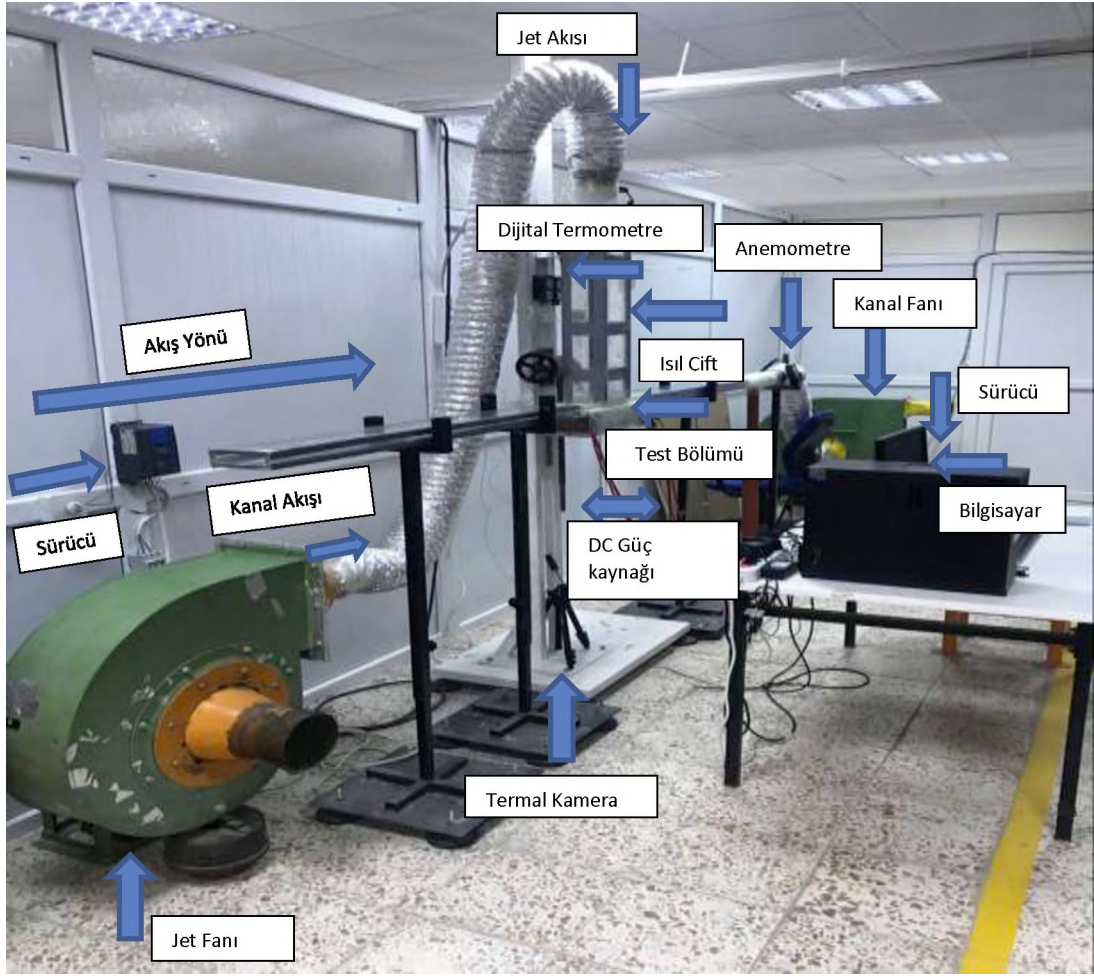
Literatürde görüldüğü gibi çarpan akışkan jet ve kanal akışının birlikte oluşturulduğu çalışmalar yeterince yapılmamıştır. Bu çalışmada jet-çarpma plakası arasındaki mesafe sabit ($H=20\text{mm}$) jet hidrolik çapları sırasıyla, $d=10, 20$ ve 40 mm alınarak jet-çarpma plakası arasındaki mesafenin $H/d=0,5$ 1 ve 2 olduğu durumlarda Reynolds sayısının 21.373-32.383-49223-60.681-10.686-16.191-24.611-30.440-4.007-6.071-9.229-11.415 olduğu ve 5, 10 ve 20 PPI alüminyum köpük malzemeleri kanal girişinden konularak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Çalışma yüzeyindeki ısı transferi ve sürtünme faktörü incelenmiştir. Alüminyum köpüklerin Nusselt sayısına etkisi irdelenmiştir. Sıcaklık kontürleri çıkarılmıştır. Basınç ölçümleri yapılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Deneyle, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarı'nda kurulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Bu bölümde deneysel çalışmanın yapıldığı deney düzeneği, test bölümü, sıcaklık değerlerinin ölçülmesi için kullanılan termal kamera ve ısıtma yüzeyi basınçölçerler ile detaylı olarak anlatılmıştır.

3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 3.1'de detaylı olarak gösterilmiştir. Deney çalışması esnasında iki farklı güçte fan kullanılmıştır. Birinci fan jet akışı, ikinci fan ise kanal akışı için kullanılmıştır. Deney sisteminde fan, hava giriş bölümü, metal köpük, termal kamera ile akış hızını, basınç farkını ve sıcaklığı ölçen cihazlar bulunmaktadır. Hava değişken hızlı bir fan ile kanalın test bölümünden geçirilmiştir. Çalışmada kullanılan kanal iç kesit alanları yükseklik ve genişlik olarak sırasıyla, 20x90 mm'dir. Kanal toplam uzunluğu 2500 mm'dir. Jet kesiminin ölçüleri 900x200x600 mm'dir. Deneysel çalışmada kullanılan tüm kanallar 5 mm kalınlığındaki fleksiğlas malzemedan imal edilmiştir. Isıtıcı plaka 277 mm uzunluğunda ve 90 mm genişliğindedir. Deneylede kullanılan ısıtıcı yüzey paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş ve iki bakır plaka arasına düzgün bir şekilde gerdirilerek bağlanmıştır. Sürekli ısıtılan bir akış yüzeyi oluşturmak için folyo yüksek doğru akımlı bir güç kaynağı ile ısıtılmıştır. Reynolds sayısının bütün değerlerine bağlı olarak deneyle, tüm yüzeyler için 562 W/m² olarak eşit ısı akısında yapılmıştır. Termal görüntüler kanala dik olarak ısıtıcının altına konumlandırılmış bir termal kamera ile elde edilmiştir. Paslanmaz çelik folyo yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı kanalın içindeki farklı hava akış oranları için ölçülmüştür.



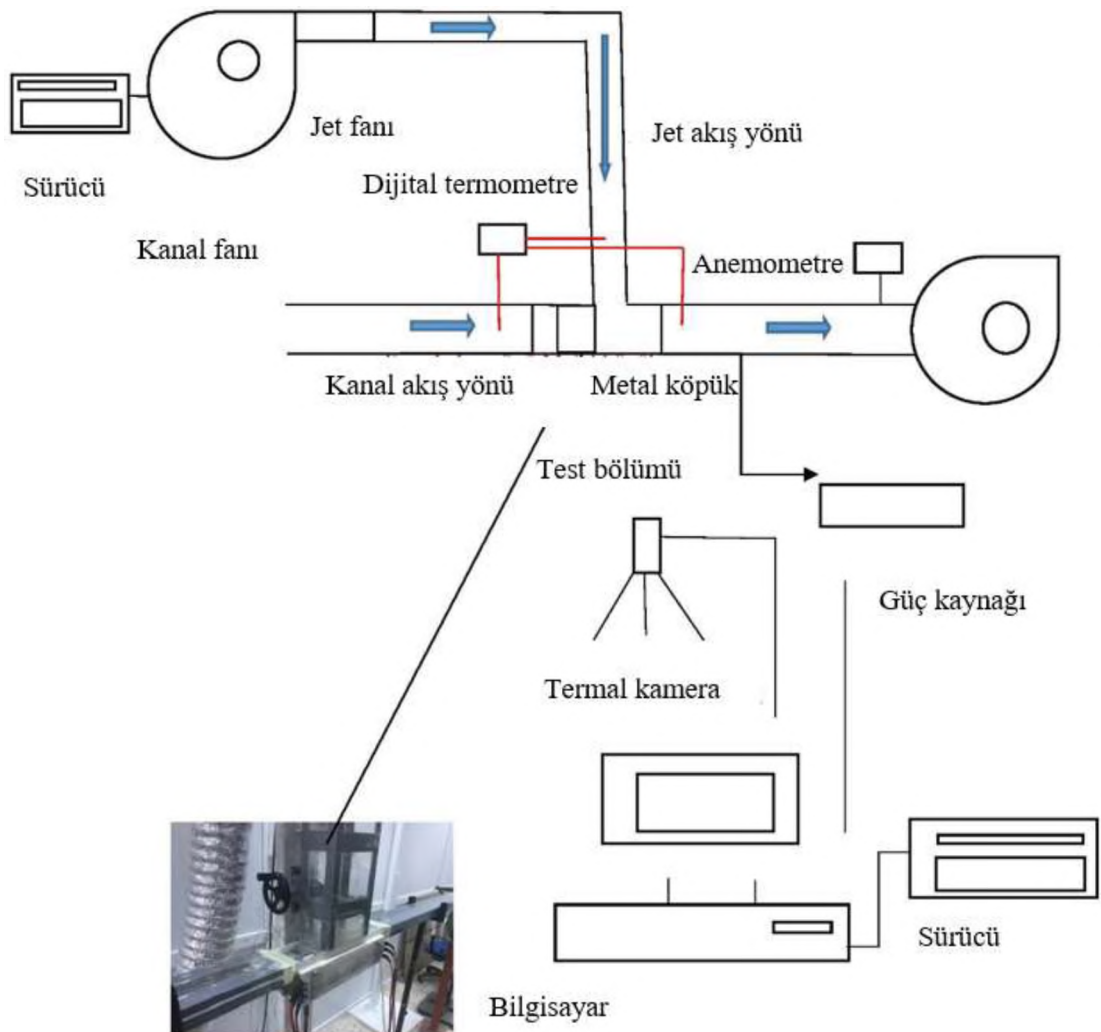
Resim 3.1. Deney düzeneği genel görünümü

3.1.1. Test bölümü

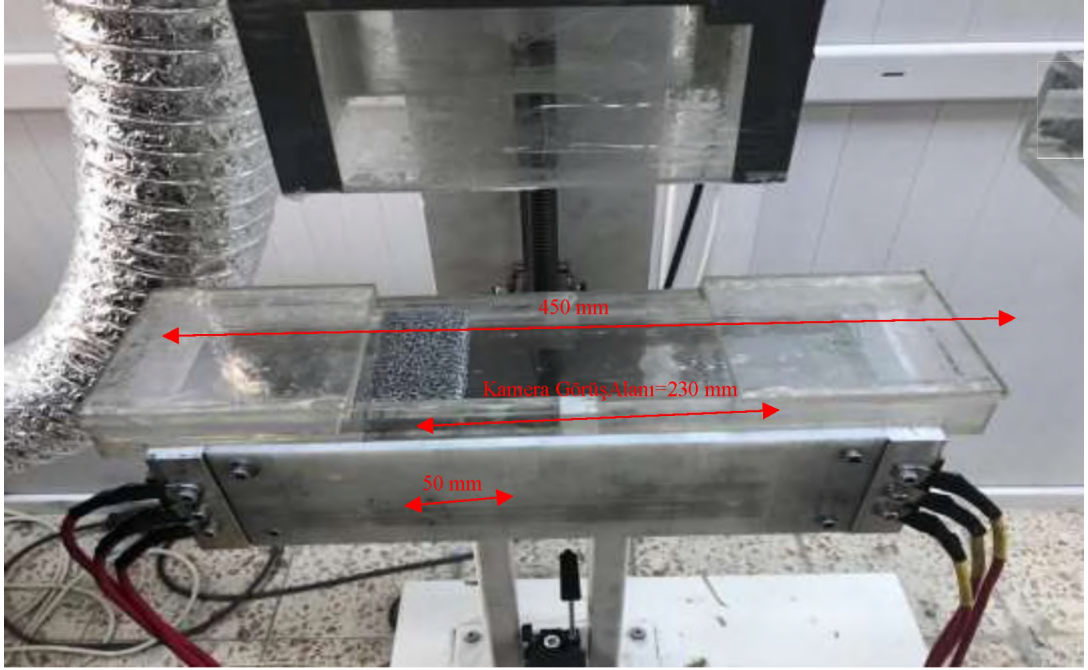
Isıtma yüzeyi paslanmaz çelik folyodan imal edilmiş olup 277x90 mm boyutlarında ve 0,02 mm kalınlığındadır. Çalışmada belirtilen test bölümü Resim 3.1’de gösterilmiştir.

Yüzey üzerinde sabit ısı akısının sağlanması için ısıtma yüzeyi olarak paslanmaz çelik folyo seçilmiştir. Isıtma yüzeyinde (paslanmaz çelik folyo) ışınlam ile birlikte meydana gelecek kayıpları hesaplamak amacıyla 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi 0,01 mm kalınlığında siyah boya tabakası ile kaplanmıştır. Aynı özelliklere sahip paslanmaz çelik folyo, Sinan Çalışkan tarafından yapılan doktora tez çalışmasında da kullanılmıştır. 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyonun alt yüzeyi 0,01 mm kalınlığında siyah boya ile kapladıktan sonra boyalı ve boyasız yüzeyin emisivite değeri ölçülerek, bu değerlerin sırasıyla 0,82 ve 0,13 olduğunu tespit

edilmiştir. Yapılan bu çalışmada da aynı özelliklere sahip paslanmaz çelik folyo kullanıldığı için boyalı ve boyasız yüzeyler için emisivite değerleri sırasıyla 0,82 ve 0,13 olarak alınmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda 0,02 mm kalınlığındaki paslanmaz çelik folyo çok ince olduğu için, paslanmaz çelik folyonun üst yüzeyinin sıcaklığı ile alt yüzeyinin sıcaklığının eşit olduğu tespit edilmiştir. Bu sebeple deneysel çalışmamızda paslanmaz çelik folyonun üst yüzey ile alt yüzey sıcaklıkları eşit alınarak ısı transfer hesaplamaları yapılmıştır [115].



Şekil 3.1. Deney düzeneği şematik görünümü



(a)



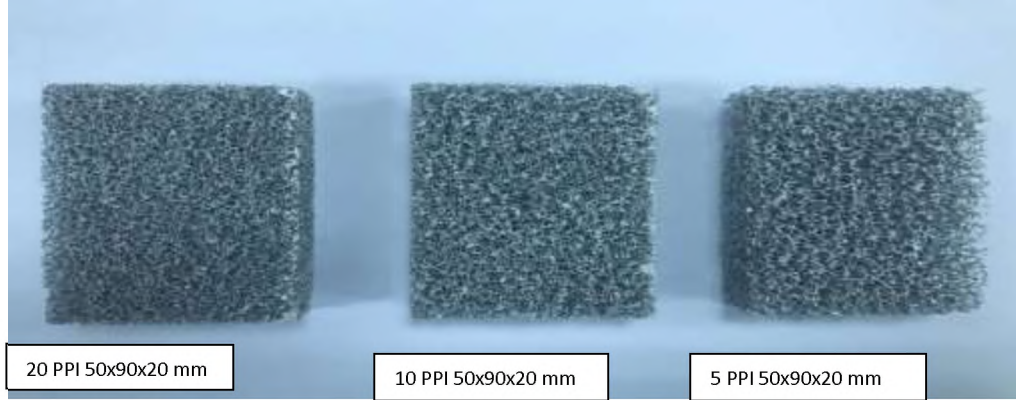
(b)

Resim 3.2. Test bölümü genel görünüşü

3.1.2. Metal köpükler

Bu çalışmada kullanılan alüminyum köpükler ppi (inç başına gözenek sayısı) tipi olarak seçilmiştir. 5 ppi, 10 ppi ve 20 ppi olarak üç tip kullanılmıştır. Bu tiplerde sırasıyla inç başına 5, 10 ve 20 gözenek bulunmaktadır. Köpüklerin ölçüleri 50x90x20

mm'dir. Resim 3.3'te, kullanılan köpüklerin genel görünümü verilmiştir.



Resim 3.3. Metal köpüklerin görünümü

3.1.3. Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması

Isıtma yüzeyini gerdirme mekanizması Resim 3.3'te gösterilmiştir. Isıtma yüzeyinin doğru bir şekilde gerdirilmesi deneysel çalışmadan daha gerçekçi ve daha net sonuçlar elde edilmesi açısından oldukça önem arz etmektedir. Paslanmaz çelik folyonun bulunduğu ısıtma yüzeyinde ısınmadan kaynaklı uzamalar ve genleşmeler meydana gelmektedir. Bu uzamalar ve genleşmeler, ısıtma yüzeyinin mevcut gerginliğinin zamanla kaybolmasına sebep olacaktır. Güvenilir deneysel sonuçlar elde etmek için, ısıtma yüzeyinin sürekli olarak gerginliğini sabit tutmak amacıyla bir gerdirme mekanizması tasarlanarak imal edilmiştir.



Resim 3.4. Folyo gerdirme sistemi

3.1.4. Doğru akım (DC) güç kaynağı

Isıtma yüzeyi üzerinde sabit ısı akısının sağlanabilmesi için paslanmaz çelik folyo, Resim 3.4.'te görülen 0-6 Volt ve 0-110 Amper aralığında değiştirilebilen DC güç kaynağı yardımıyla ısıtılmıştır. DC güç kaynağı ısıtma yüzeyine, test bölümünde yer alan bakır pabuçlar ile altı farklı noktadan Resim 3.5.'de görüldüğü gibi bağlanmıştır. Bu şekilde ısıtma yüzeyine değişik akım ve voltaj değerlerinde güç verilmesi mümkün kılınmıştır.



Resim 3.5. DC güç kaynağı



Resim 3.6. DC güç kaynağına elektrik bağlantı elemanları

3.1.5. Termal kamera

Kullanılan deney sisteminde bulunan ısıtma yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde Resim 3.6'da görülen FLIR marka A640 model termal kamera kullanılmıştır. Paslanmaz çelik folyo üzerindeki sıcaklık dağılımına bağlı termal görüntüler, termal kameranın test bölümünün alt tarafına z yönüne dik bir şekilde

yerleştirilmesiyle elde edilmiştir. Kamera AGEMA Researcher yazılımı ve bilgisayarlı termografi sistemi sayesinde, sıcaklıkları $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar yaklaşık $\pm\%2$ hassasiyetle ölçebilmektedir. Kullandığımız termal kamera sisteminde, 7,5 ile 13 mikrometre arasında 320×240 piksel soğutulmamış odaksal yüzey belirleyici bulunmaktadır. Görüş alanı $25^{\circ}\times 18,8^{\circ}/0,4\text{ m}$ ve anlık görüş alanı $1,3\text{ m-rad}$ ve termal hassasiyet $0,07\text{ }^{\circ}\text{C} - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Termal kamera ile elde edilen görüntüler bilgisayar yardımı ile FLIR-QuickReport programı kullanılarak daha sonra analiz edilmek üzere görüntülenmiş ve kaydedilmiştir.



Resim 3.7. Termal kamera

3.1.6. Fan

Deney sistemine hava, Resim 3.7 ve Resim.3.8'de görülen devri ayarlanabilen $2950\text{m}^3/\text{saat}$ kapasiteli, üç fazlı fan vasıtasıyla sağlanmıştır. Fan ile dikdörtgen kanala hava taşıyan boru arasındaki bağlantı bir nozul yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Nozul fan çıkışına flanşından civatalar ile bağlanmıştır. Fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasındaki titreşimlerin en az seviyeye indirilebilmesi için fan çıkışı ile dikdörtgen kanal arasında dairesel esnek boru kullanılmıştır.



Resim 3.8. Kanal fanı



Resim 3.9. Jet fanı

3.1.7. Motor hız (frekans) kontrol cihazı

Deneysel çalışma farklı Reynolds değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Farklı Reynolds değerlerinin elde edilebilmesi için fan debisinin farklı değerlerde ayarlanabilir olması gerekmektedir. Fan debisinin ayarlanabilmesi için de en verimli ve etkili yöntem frekans kontrol cihazı kullanılmasıdır. Bu sebeple fan debisini ayarlayabilmek için Resim 3.9'da gösterilen Vacon marka frekans kontrol cihazı kullanılmıştır. Frekans kontrol cihazı 0-50 Hz aralıkta çalışmakta olup ve 0,01 Hz hassasiyete sahiptir.



Resim 3.10. Motor hız (frekans) kontrol cihazı

3.1.8. Anemometre ve basınç ölçüm cihazı

Gerçekleştirilen deneylerde hız ölçümleri için Resim 3.11'de gösterilen KIMO marka LV-107 model anemometre kullanılmıştır. Transmittere bağlı olan prob, esnek

borunun çıkışında bulunan bunker ve kanal girişine monte edilmiş Resim 3.12’de gösterilen esnek kauçuk bağlantı lastiğinin ön kısmına konumlandırılmıştır.



(a)



(b)

Resim 3.11. Anemometre (a) Deney düzeneğindeki resim (b) Üç boyutlu gösterimi



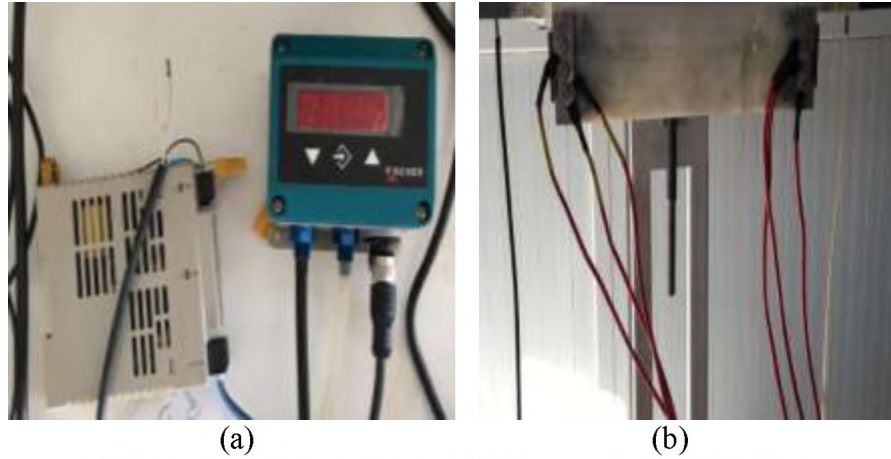
Resim 3.12. Esnek bağlantı lastiği

Hız transmitterinin genel özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Hız transmitterinin teknik özellikleri

	ÖLÇÜ BİRİMİ	ÖLÇÜM ARALIĞI	HASSASİYET	ÇÖZ.
HAVA HIZI	m/s, fpm, km/h	0,3 ile 3 m/s 3,1 ile 35 m/s	Okunan değerin $\pm\%3$ 'ü ya da $\pm 0,1$ m/s Okunan değerin $\pm\%i$ 'ü ya da $\pm 0,3$ m/s	0,1 m/s
HAVA DEBİSİ	m ³ /h, cfm, l/s, m/h	0 ile 99999 m ³	Okunan değerin $\pm\%3$ 'ü ya da $\pm 0,03$ m/s *alan (cm ²)	1 m ³ /h
ORTAM SICAKLIĞI	°C, °F	-20 ile +80 °C	Okunan değerin $\pm\%0,4$ 'ü ya da $\pm 0,3$ °C	0,1 °C

Basınç ölçümleri Resim 3.12'de gösterilen FISCHER (DE39) marka basınçölçer kullanarak yapılmıştır. Basınçölçere ait problar Resim 3.12'de görüldüğü gibi dikdörtgen kanalın test bölümünün giriş ve çıkış bölümlerine düzgün bir şekilde monte edilmiştir. Deney sisteminde kullanılan basınçölçerin genel özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

**Resim 3.13.** Basınç ölçümü (a) Basınçölçer (b) Problar**Çizelge 3.2.** Basınçölçerin teknik özellikleri

Ölçüm Girişleri	3 konektör girişi, röleli yarıiletken elektriksel ızalasyonlu (32V)
A/D Çevirici	24 Bit, 50 ölçüm/sn
Çıkış	2 soket, 1xRS bilgisayar çıkışı, 1xAnalog sinyal, hafıza, ekran
Ölçüm Aralığı	100 mbar
Hassasiyet	± 2 mbar
Ekran	Grafik 128x128 piksel, LED aydınlatma
Gövde	PA 6.6
Bağlantı	Paslanmaz çelik, seramik

3.1.9. Isıl çiftler

Kanal ve jet ortak bölgesi çarpma bölgesi karmaşık bir akış alanıdır. Lüle-yüzey arası uzaklığın lüle genişliğine oranı olan boyutsuz sayı, yüzeye çarpmasından sonra oluşan akışlarda girdap viskozitesi gibi kavramların belirlenmesi güçtür.

Test bölgesinin giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar K tipi ısıl çift kullanılarak dijital termometre kullanılarak ölçülmüştür. Dijital termometre ve K tipi ısıl çiftler Resim 3.13 ve Resim 3.14'te sırasıyla gösterilmiştir. Öncelikle ölçme devresini güvenli olarak kullanabilmek için, ısıl çiftler düzgün bir şekilde kalibre edilmiştir. K tipi ısıl çiftlerin kalibrasyonu iki şekilde yapılmıştır. Birinci durumda saf su ve buz bulunan bir kap bir ısıtıcı ile sürekli olarak ısıtılmıştır. Su banyosunun sıcaklığı artarken, banyo içerisine yerleştirilen termometreden sıcaklık değerleri okunarak ısıl çiftlerin kalibrasyonu yapılmıştır.

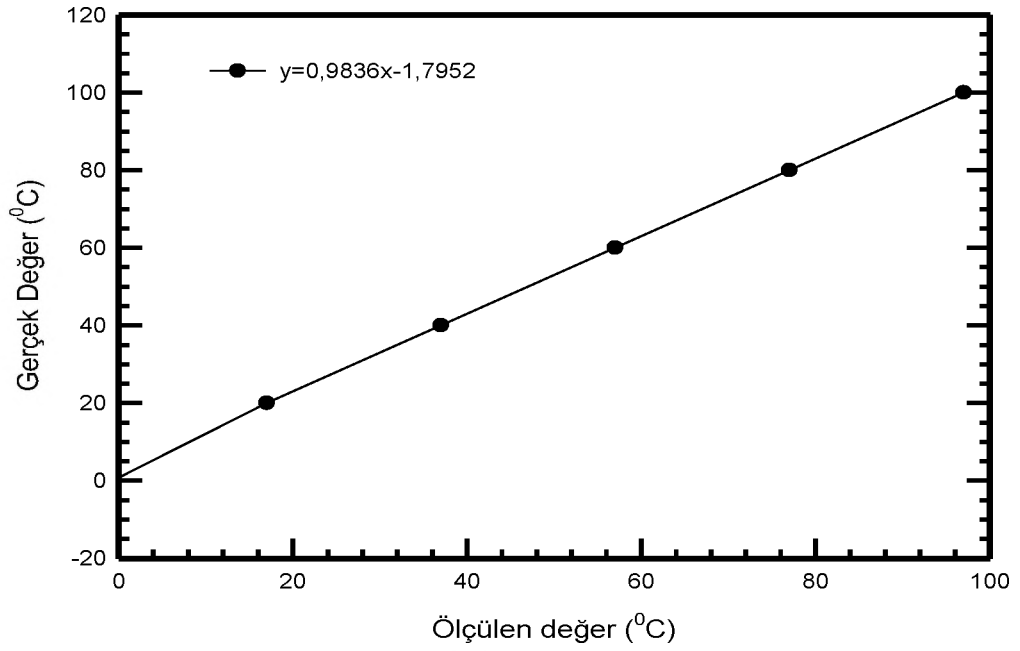
İkinci durumda bir barometre yardımıyla Çorum için atmosfer basıncı hesaplanarak bu atmosfer basıncına karşılık gelen saf suyun kaynama sıcaklığı tespit edilerek gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ölçüm değerleri 0-100°C arasında Şekil 3.6'da görüldüğü gibi çizilerek, kullanılan ısıl çiftler için sıcaklık ölçüm kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir. Deneysel çalışmamızda ısıtıcı yüzeyin giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtıcı yüzeye dikey olarak beş farklı mesafede ölçülüp, bu ölçümlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.



Resim 3.14. Dijital termometre



Resim 3.15. K tipi ısı çifti



Şekil 3.2. Isıl Çiftlerin Kalibrasyon Eğrisi

Yapılan bu deneysel çalışmada hedef fonksiyonlar Nusselt sayıları (Nu), sürtünme faktörü (f) ve ısı performans faktörü (Π) olarak belirlenmiştir.

3.2. Veri Analizi

Paslanmaz çelik folyoda verilen elektrik enerjisi Joule etkisinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{q}_{giriş} = \frac{I^2 R}{A} \quad (3.1)$$

burada I, R ve A verilen elektrik akımı, paslanmaz çelik folyonun elektrik direnci ve ısı transfer yüzeyi alanıdır. Isıtılan yüzeyde dağılan giriş elektrik gücü, tüm deneyler için 380 W /m²'ye sabitlenmiştir.

Paslanmaz çelik folyodan çevreye ısı taşınımı doğal konveksiyon ve radyasyon şeklinde aktarılmaktadır. Serbest konveksiyona bağlı ısı kaybı

$$\dot{q}_{konveksiyon} = hc(T_w - T_s) \quad (3.2)$$

burada h_c, doğal ısı taşınım katsayısıdır , T_w ortalama yüzey sıcaklığı ve T_s, ortam sıcaklığıdır. Folyonun arka kısmından radyasyonla olan ısı kaybı

$$\dot{q}_{radyasyon} = \sigma \varepsilon (T_w^4 - T_s^4) \quad (3.3)$$

burada σ Stefan- Boltzman sabiti ve ε emisyon katsayısıdır.

$$\dot{q}_{kondüksiyon} = k_{folyo} t_{folyo} \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

burada k_{folyo} ve t_{folyo} paslanmaz çelik folyonun ısı iletkenlik katsayısı ve kalınlığıdır.

Jetlerinden zorlanmış konveksiyon ile yerel ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$h = \frac{q_{giriş} - q_{konveksiyon} - q_{radyasyon} - q_{konveksiyon}}{T_w - T_j} \quad (3.5)$$

Paslanmaz çelik levha üzerindeki konveksiyon ve radyasyon için ısı kayıpları toplam ısı akısından sırasıyla yaklaşık % 10,3 ve 11,6 idi, çarpma plakası içindeki yanal ısı iletimi ve çarpma tarafındaki radyasyon,% 1'den az olması nedeniyle ihmal edilebilir.

Yerel Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (3.6)$$

burada d jet çapı ve k havanın ısı iletkenlik katsayısıdır.

Bağıl Nusselt sayısı Nu_r aşağıda tanımlanmıştır:

$$Nu_r = \frac{Nu_{jet}}{Nu_{kanal}} \quad (3.7)$$

Burada Nu_{kanal} ; sadece kanal akışının olduğu durumdaki Nusselt sayısıdır. Nu_{jet} ise; hem kanal akışı, hem de jet akışının olduğu durumdaki Nusselt sayısıdır.

3.3. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği belirlemek için standart hata analizi yöntemi kullanılmıştır. Verilerdeki belirsizlik Kline ve McClintock tarafından önerilen prosedür ile saptanmıştır (Kline vd., 1953). Yapılacak bir deney sonucunda x bağımsız değişkenlerinin belirlenmesiyle saptanacak olan R bağımlı değişkeni, aşağıdaki şekilde ifade edilsin:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.8)$$

Burad $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$; bağımsız değişkenleri, R ise sonuç değişkenini belirtmektedir.

W_R sonuç değişkenindeki belirsizliği, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek üzere aşağıdaki bağıntı Kline ve McClintock tarafından verilmiştir (Kline vd., 1953) :

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

Kline ve McClintock (1953) tarafından belirlenen metod ile, hem giriş hem de çıkış hava sıcaklıkları kalibre edilmiş K tipi ısıt çiftler ile 0,3°C hassasiyetle, her bir ısıt çiftin merkezindeki giriş hızları anemometre kullanılarak 0,03 m/s belirsizlik ile ölçülmüştür.

Çalışmada akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısının hesaplanmasındaki belirsizlikler sırasıyla %4,5 ve %5,8'den az olarak bulunmuştur.

Çizelge 3.3. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Deęişkenler	Belirsizlik (%)
Sıcaklık, T	±3
Basınç, P	±0,25
Voltaj, V	±1
Akım, I	±0,1
Havanın dinamik viskozitesi, μ	±0,048
Havanın termal iletkenlięi, k	±0,34
Havanın yoğunluğu, ρ	±0,008
Reynolds sayısı	±5,8'den az
Nusselt sayısı	±4,5'den az
Termal kamera	±2
Frekans kontrol cihazı	±0,01
Anemometre	±3

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Deneysel Sonuçlar

Deneyde kullanılan kanalda, zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve sürtünme faktörü için deneysel veriler türbülanslı akış altında incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre öncelikle boş kanal için Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri hesaplanmıştır. Boş kanallar için elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri literatürde bulunan türbülanslı akış altında Dittus-Boelter ve Blasius, tarafından bulunan korelasyon ile karşılaştırılmıştır.

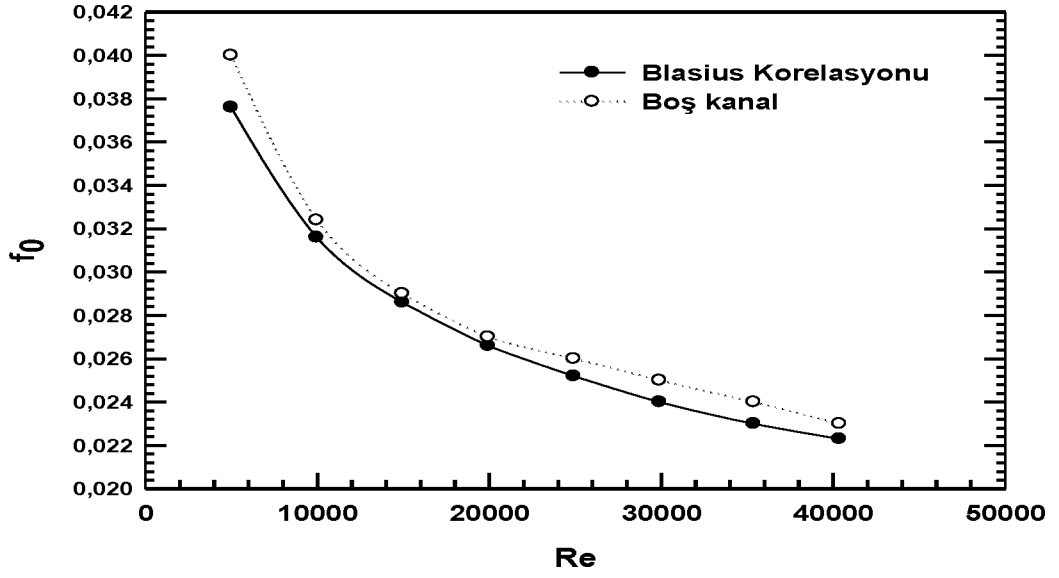
Blasius korelasyonu,

$$f=0,316 Re^{-0,25} \quad Re \leq 20000 \quad (4.1)$$

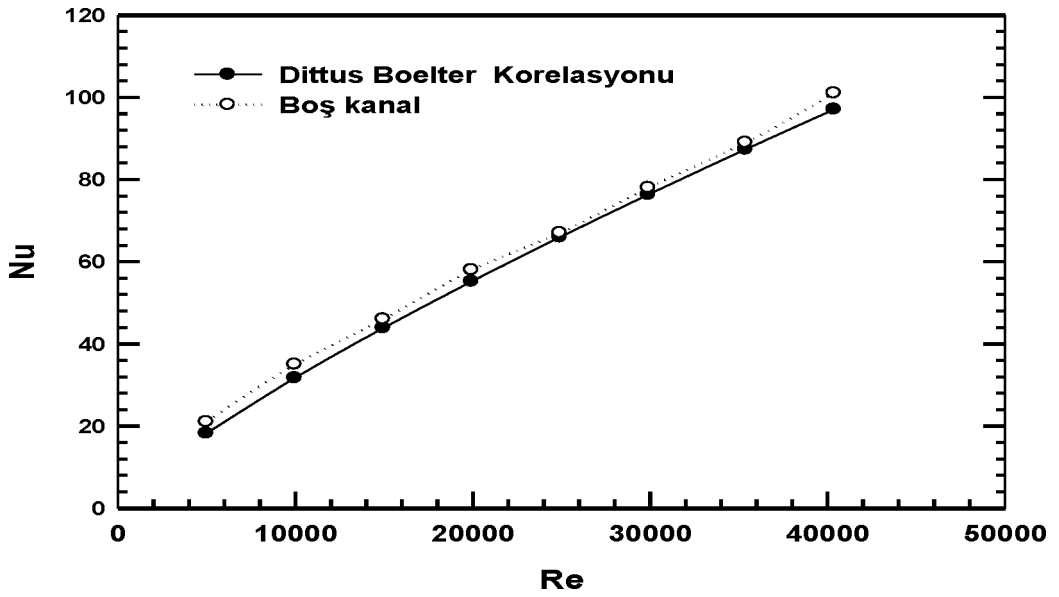
$$f=0,184Re^{-0,20} \quad Re \geq 20000 \quad (4.2)$$

Dittus-Boelter korelasyonu,

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.3)$$



(a)



(b)

Şekil 4.1. Boş kanal için (a) Sürtünme faktörünün (b) Nusselt sayısını doğrulaması

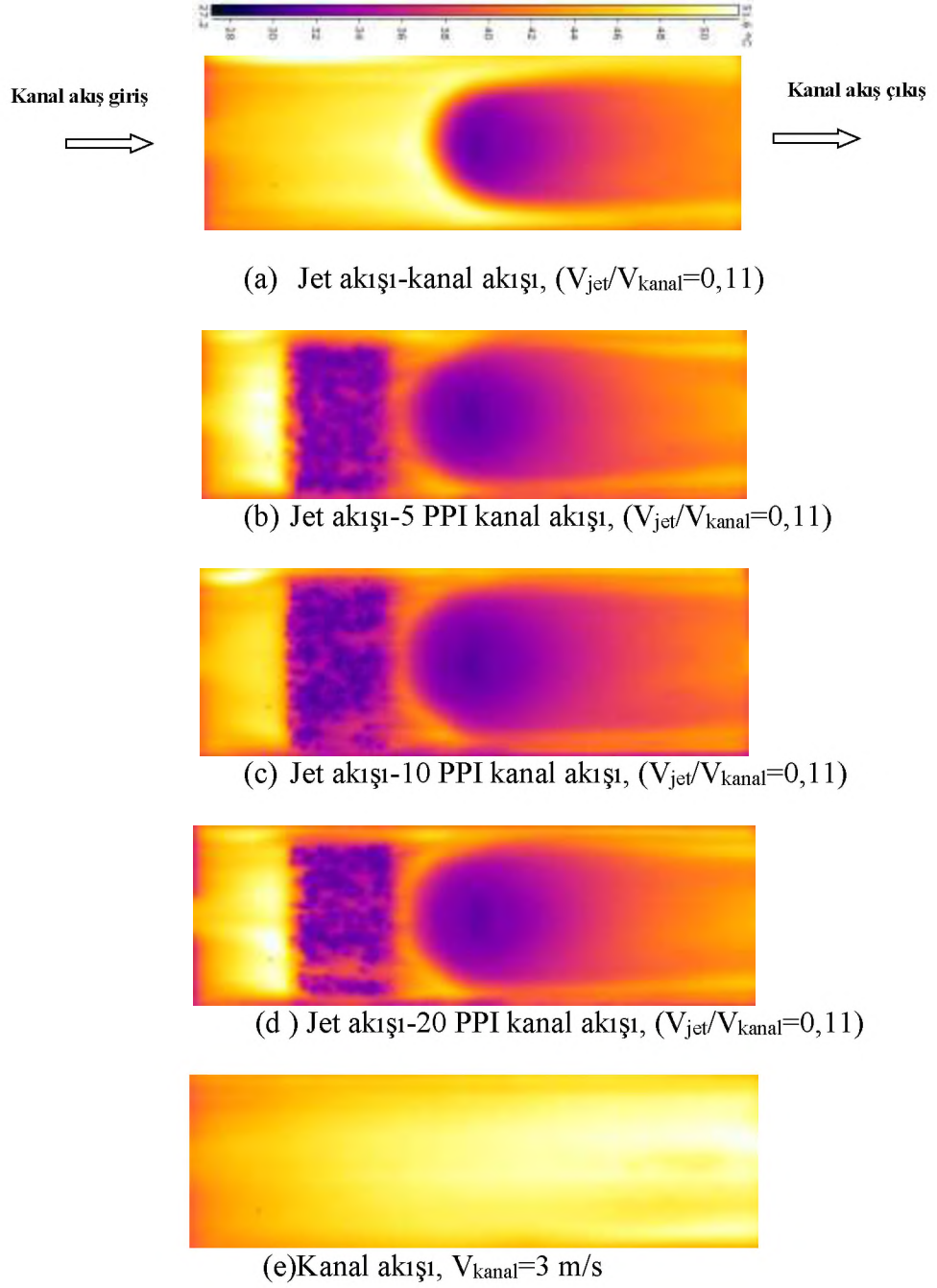
Şekil 4.1(a) ve 4.1(b)'de sırasıyla sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının 4.1, 4.2 ve 4.3 ile verilen korelasyonlar ile karşılaştırılması verilmiştir. Sürtünme katsayısının ve Nusselt sayısının sırasıyla $\pm 4\%$ ve $\pm 12\%$ sapma ile korelasyon ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

4.2. Sıcaklık Dağılımları

Gerçekleştirilen bu deneysel çalışmada kanal akışı ve jet akışı birlikte incelenmiştir. Boş kanal ve 3 farklı alüminyum köpük malzemesi bulunan farklı PPI lardaki köpük malzemelerin test bölümü girişinden itibaren 50 mm kanal içerisine yerleştirilmesiyle elde edilen yüzey sıcaklık dağılımları Şekil 4.2- 4.27 arasında verilmiştir. Tüm şekillerin yüzey sıcaklıkları Flir-Quick-Report programı kullanılarak yüzey sıcaklık dağılımları elde edilmiş grafiklerde verilmiştir. Farklı alüminyum köpük malzeme kullanılmasındaki öncelikli amaç, türbülans oluşumunun sağlanmasıyla ısı aktarımının ve ısı aktarımı yüzeyinin artırılmasıdır.

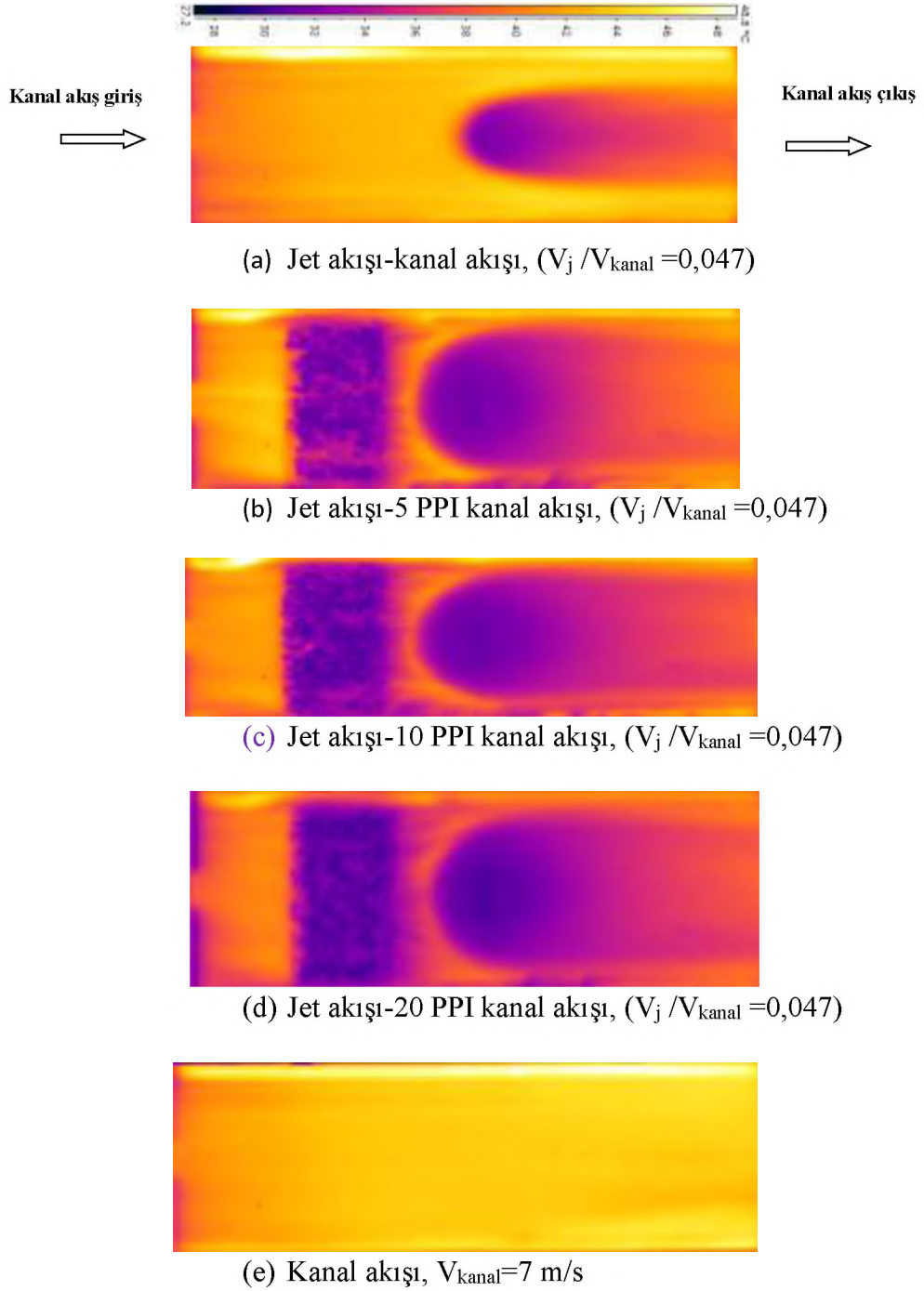
Şekil 4.2 ile 4.27 arasında verilen tüm grafiklerde (a) jet ve kanal akışının birlikte kullanıldığı (kanal içerisinde alüminyum köpük malzemesinin olmadığı) (b) jet akışı ve kanal içine 5 PPI alüminyum köpük malzeme kullanıldığı durum, (c) jet akışı ve kanal içine 10 PPI alüminyum köpük malzeme kullanıldığı durum, (d) jet akışı ve kanal içine 20 PPI alüminyum köpük malzeme kullanıldığı durum, (e) sadece kanal akışının olduğu durum incelenmiştir.

Şekil 4.2(a)'da görüldüğü gibi jet hızının $V_{jet}=0,33m/s$ ve kanal hızının $V_{kanal}=3m/s$ boyutsuz $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ olduğu durum için kanal içerisinde alüminyum köpük malzemesinin olmadığı durumda yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 4.2b, c ve d'de jet hızının $V_{jet}=0,33m/s$ ve kanal hızının $V_{kanal}=3 m/s$ boyutsuz $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ olduğu durum için kanal içerisine sırasıyla 5PPI, 10PPI ve 20PPI alüminyum köpük malzemesinin yüzeye konulması durumunda yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 4.2e'de ise sadece kanal akışının ($V_{kanal}=3m/s$) olduğu durumda yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Jet akışının olduğu durumlarda jet plaka arasındaki mesafe $H=20mm$ sabit alınmış, jet çapı $d=10, 20, 40$ mm alınarak $H/d= 0,5 , 1$ ve 2 durumları incelenmiştir.



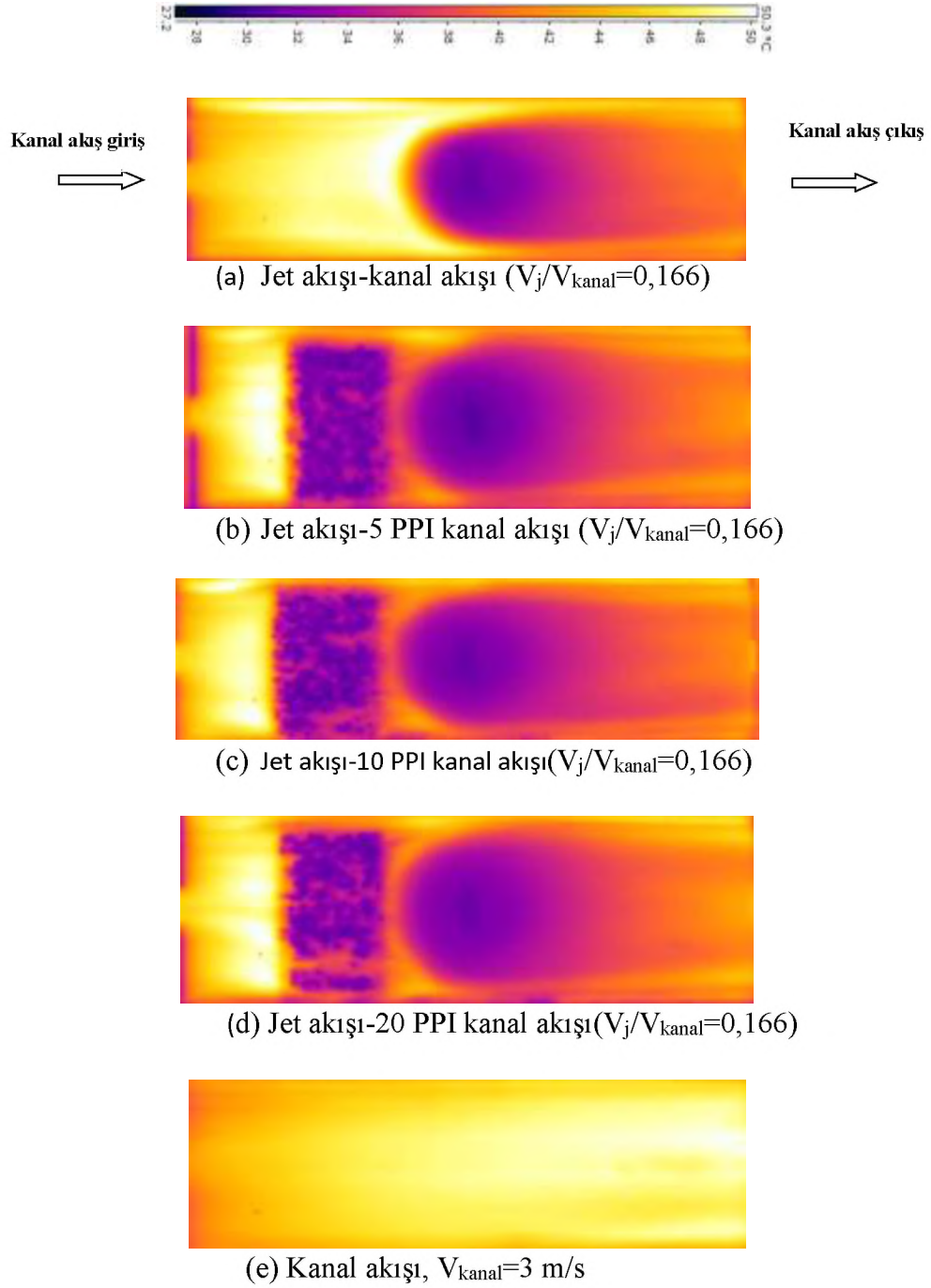
Şekil 4.2. Jet kanal akışında sıcaklık konturleri ($V_j/V_{kanal}=0,11$)

Şekil 4.3’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,33\text{m/s}$ ve kanal hızının $V_{kanal}=7\text{ m/s}$ olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



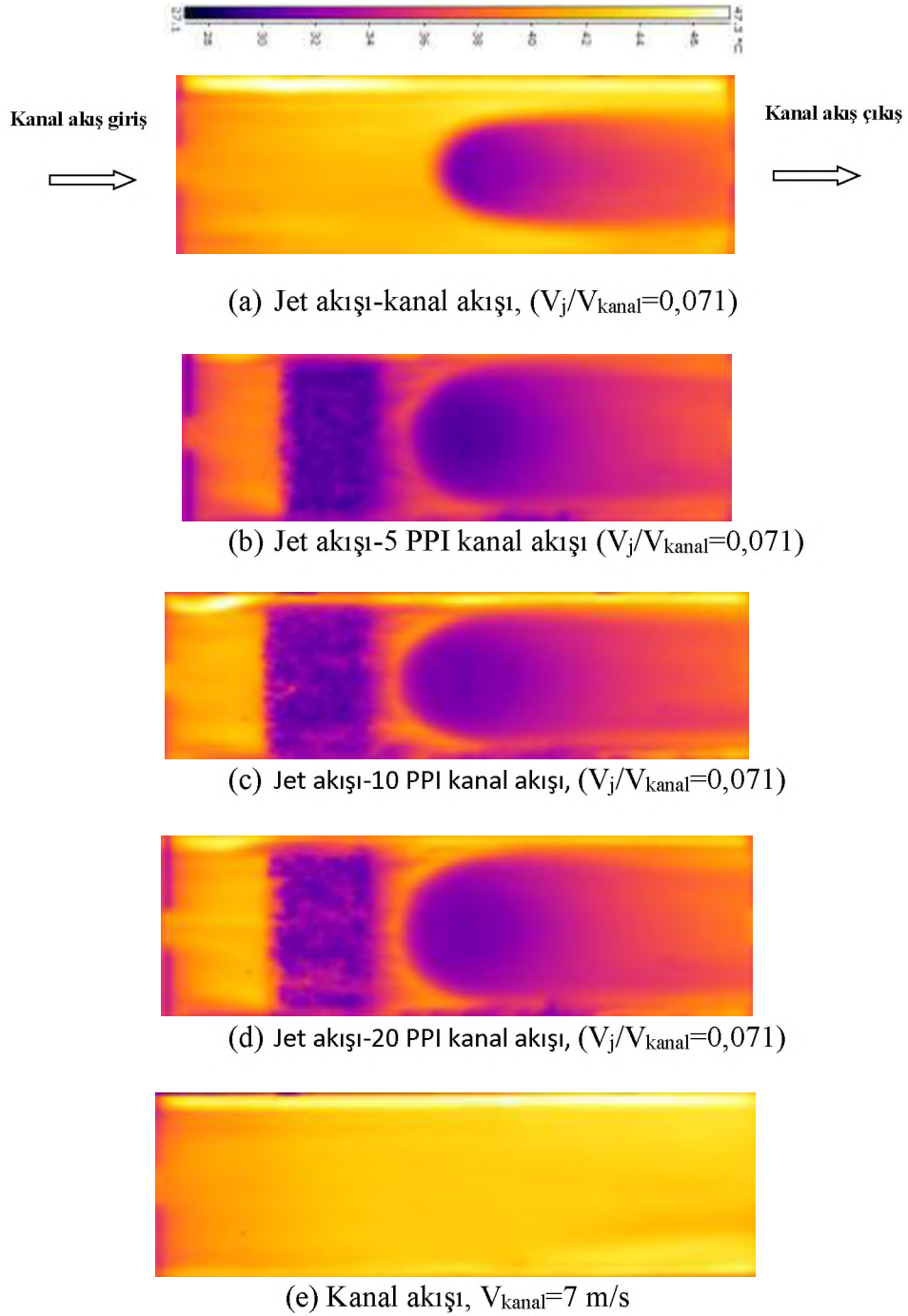
Şekil 4.3. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,047$)

Şekil 4.4'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,166$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



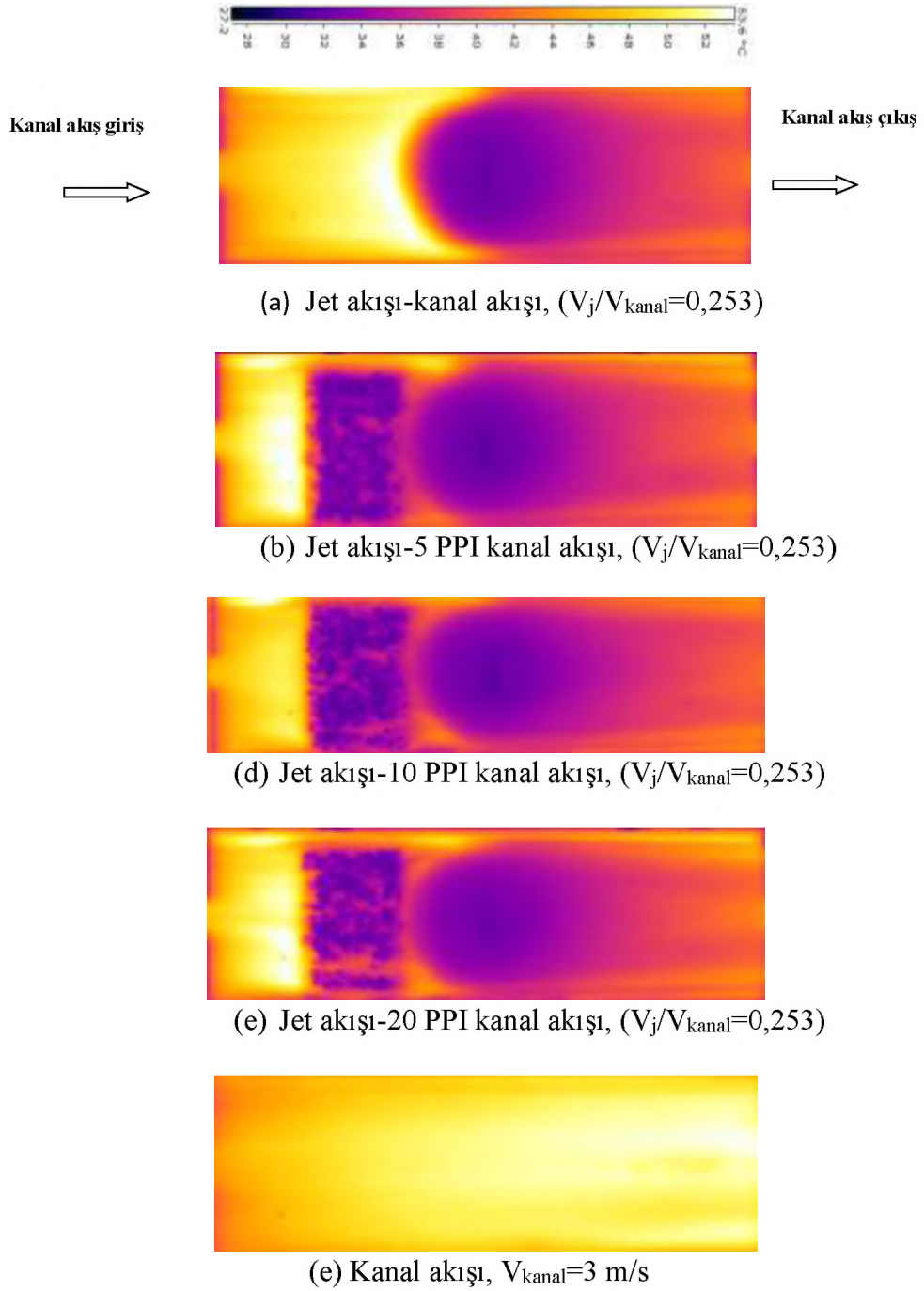
Şekil 4.4. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,166$)

Şekil 4.5'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,071$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



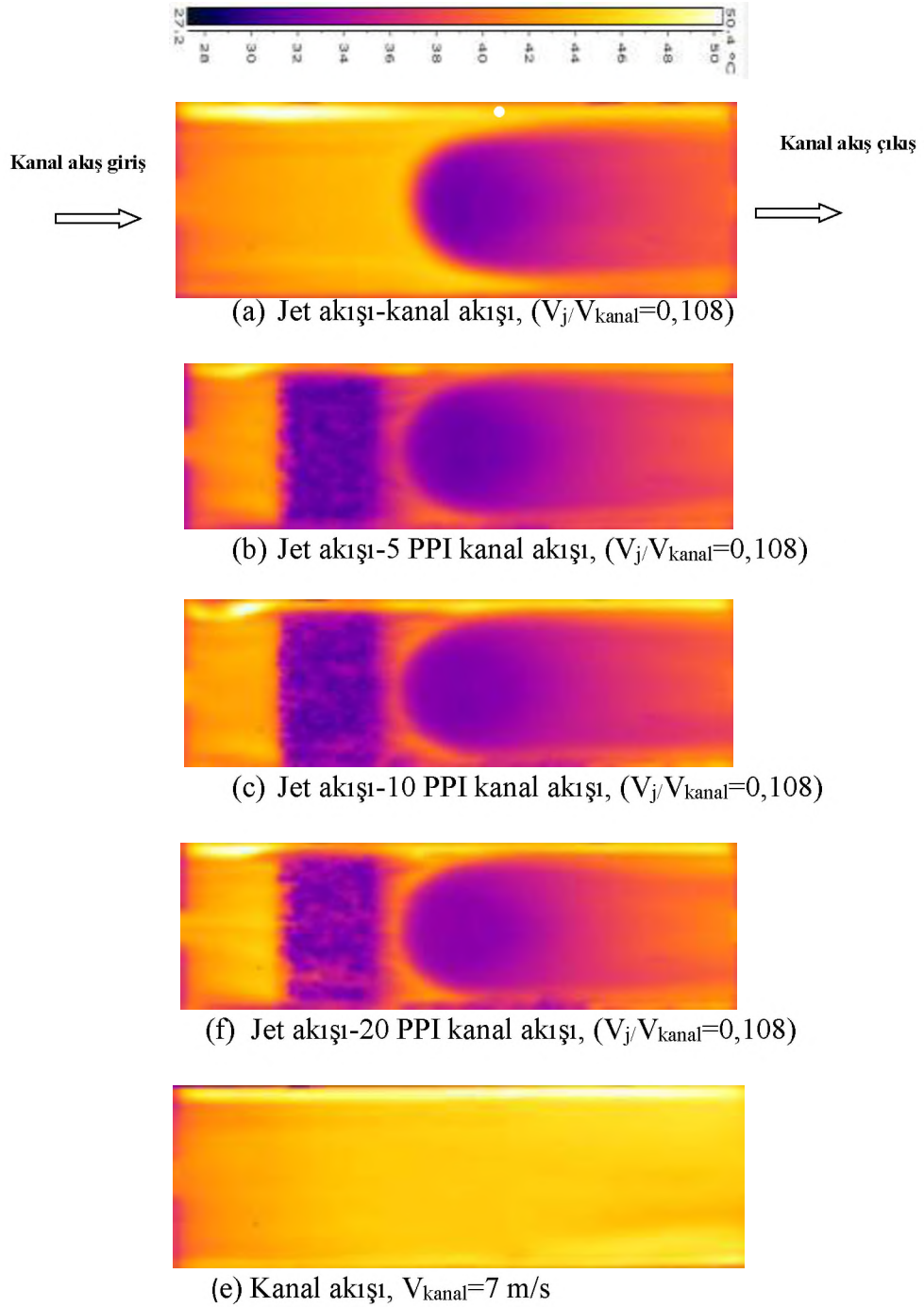
Şekil 4.5. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,071$)

Şekil 4.6’da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76\text{m/s}$ ve kanal hızının $V_{kanal}=3\text{ m/s}$ olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,253$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



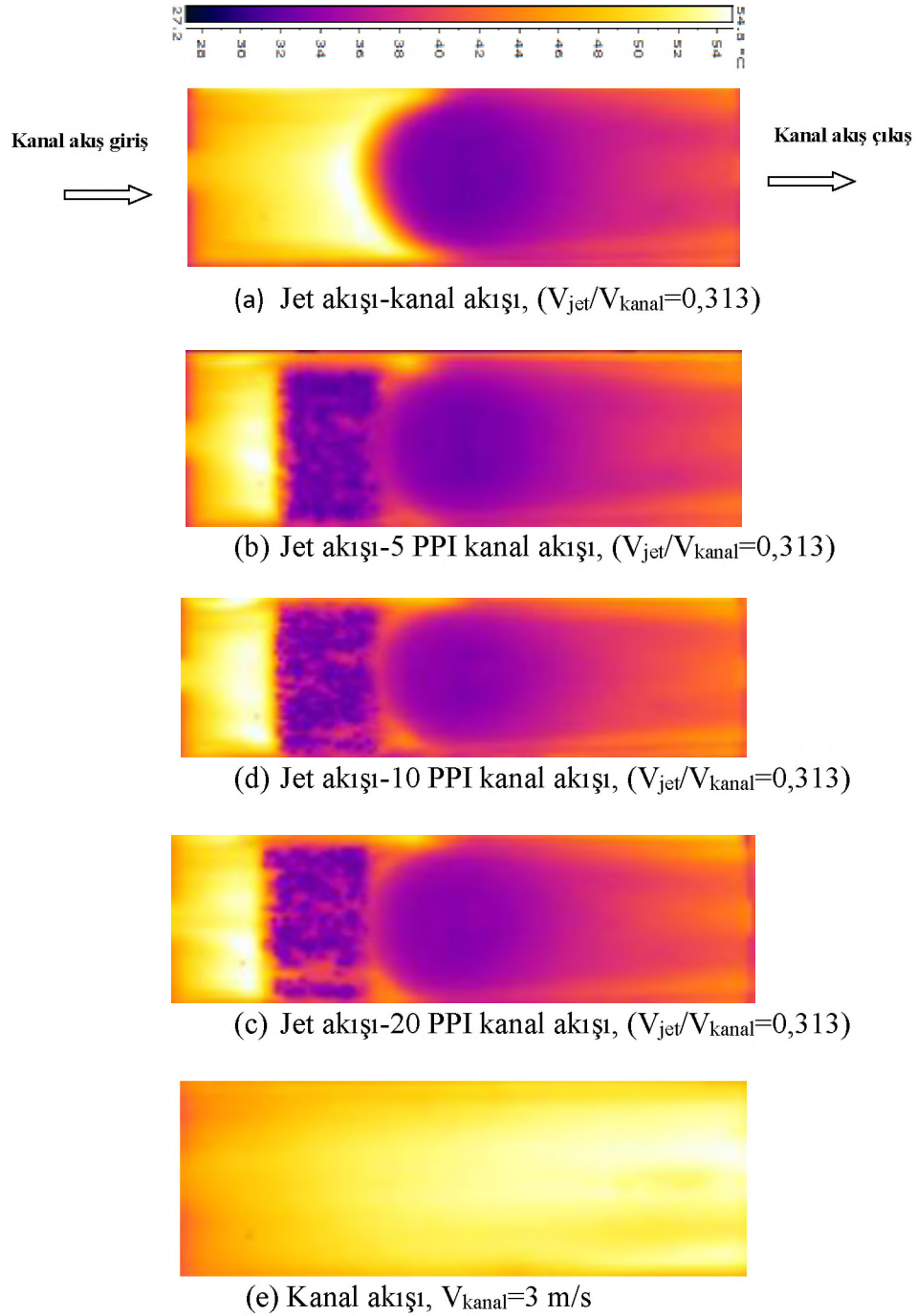
Şekil 4.6. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,253$)

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,108$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



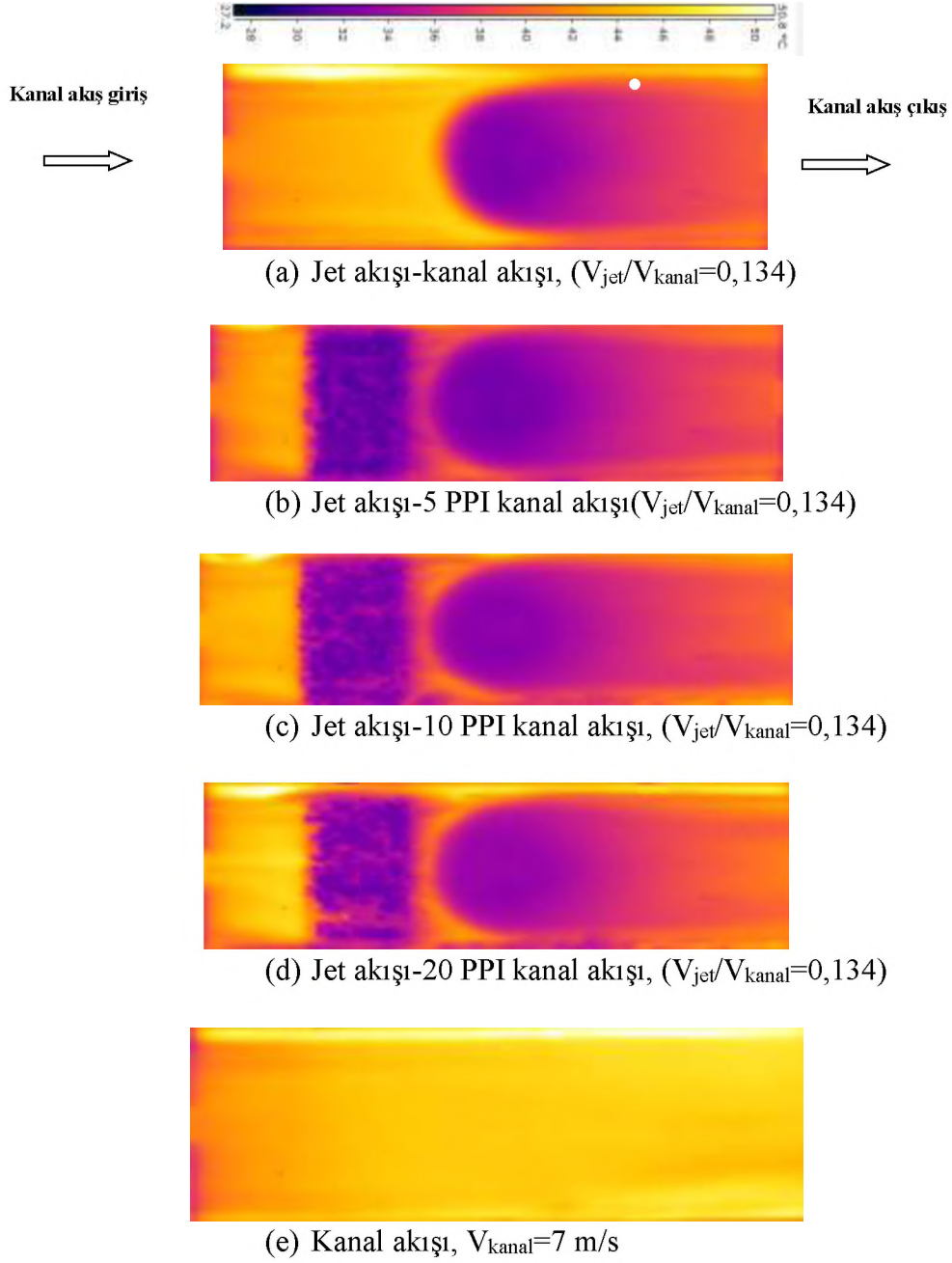
Şekil 4.7. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,108$)

Şekil 4.8’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,313$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



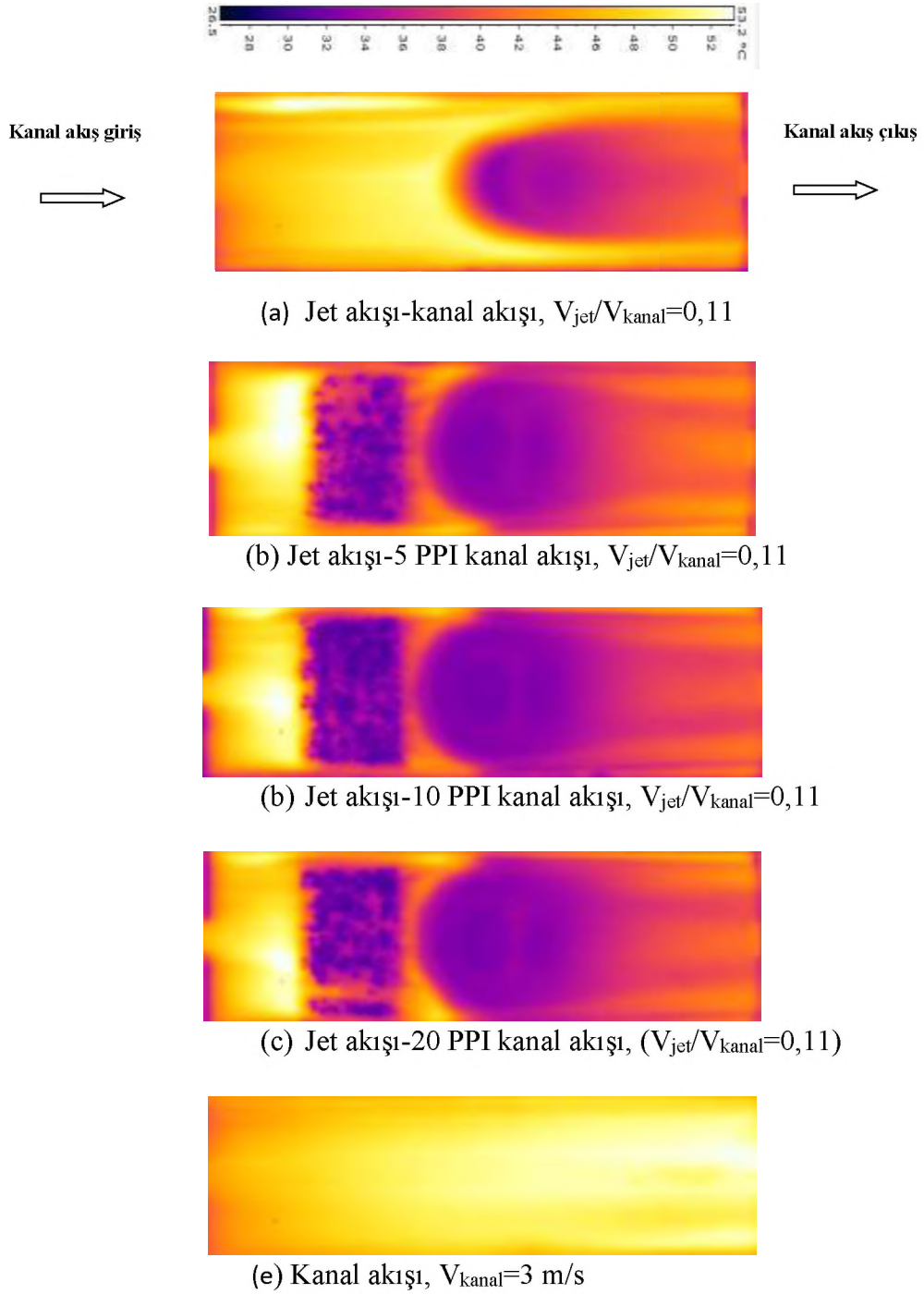
Şekil 4.8. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,313$)

Şekil 4.9’da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,134$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=2$ alınmıştır.



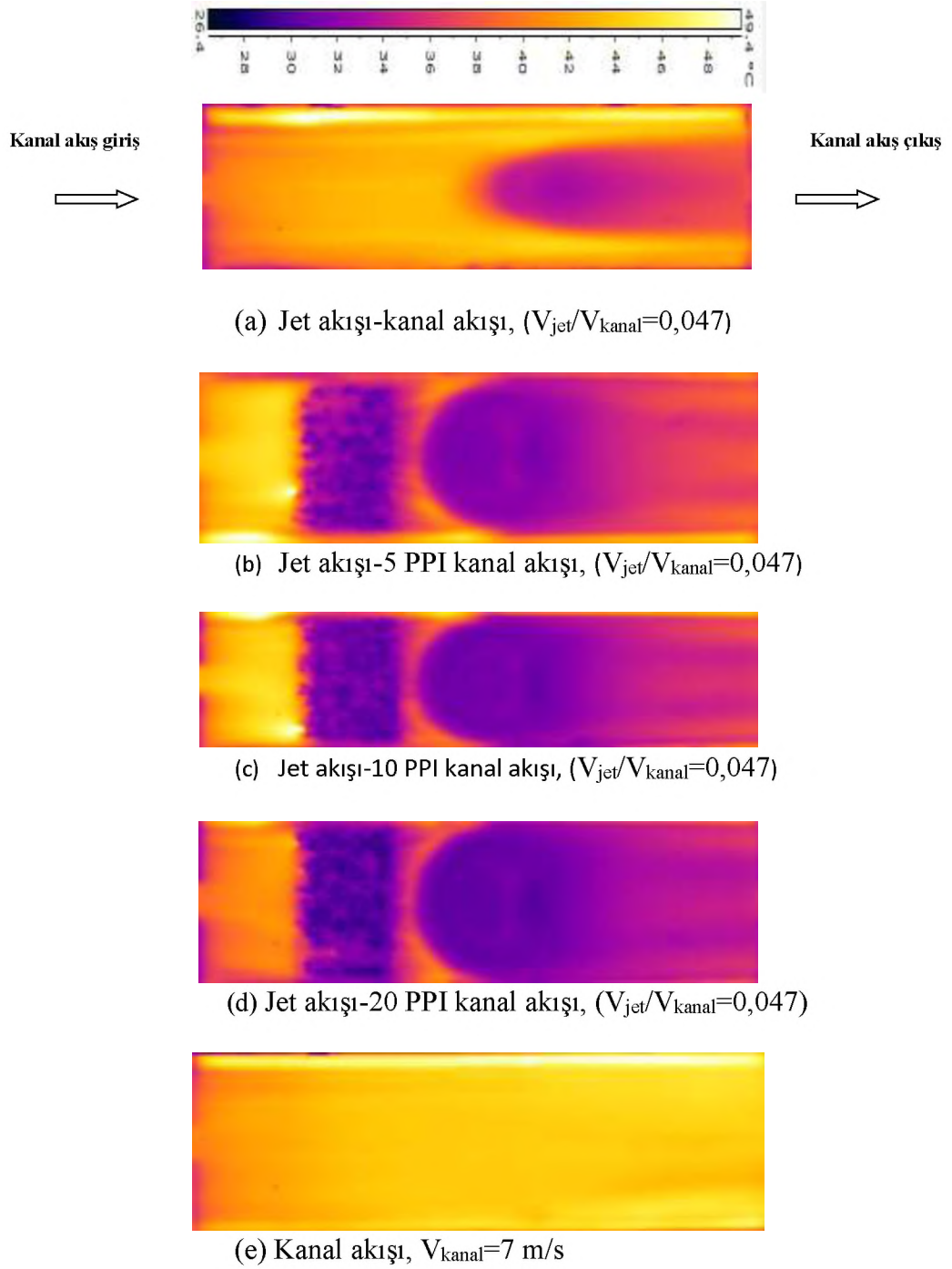
Şekil 4.9. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,134$)

Şekil 4.10'da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,33$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



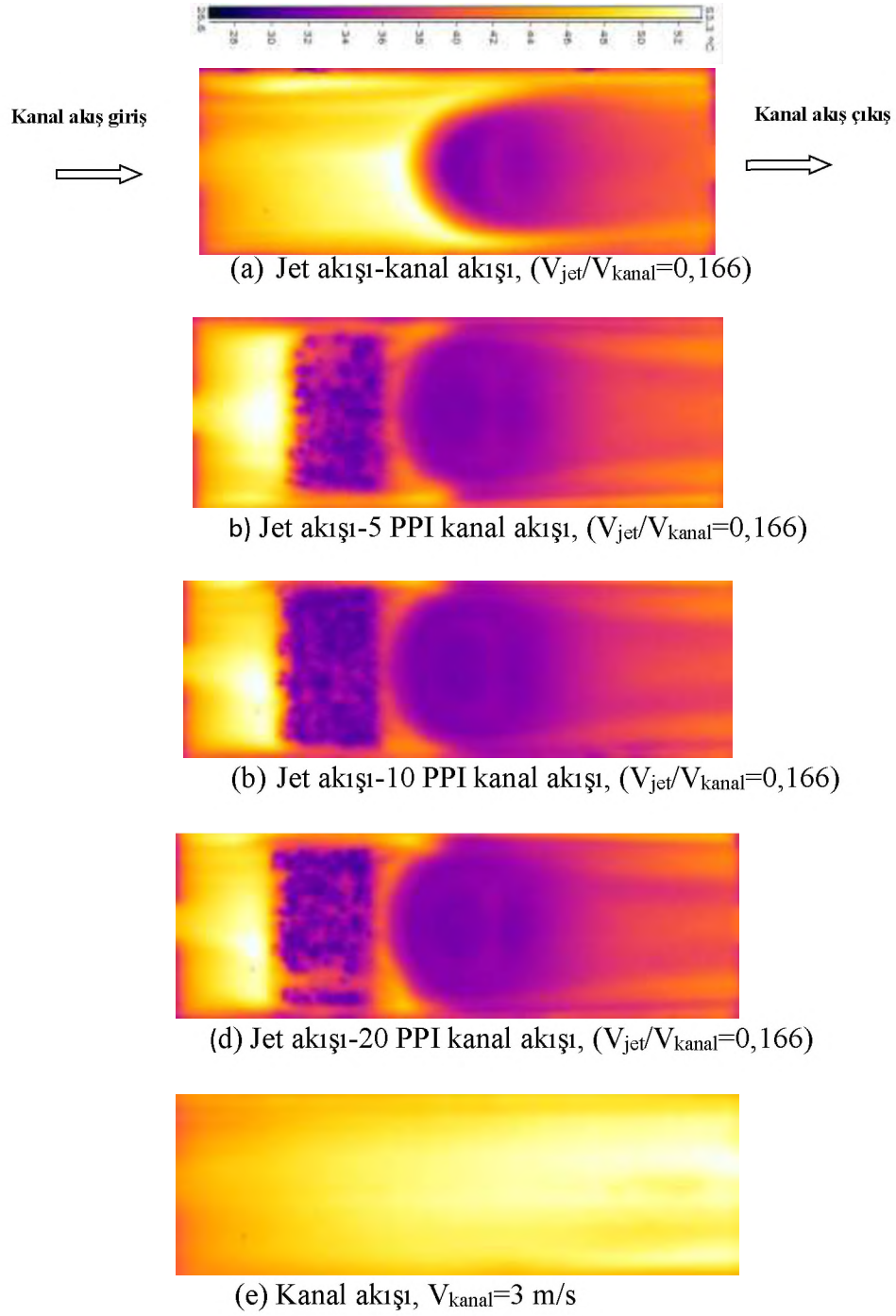
Şekil 4.10. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,11$)

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,33$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,047$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



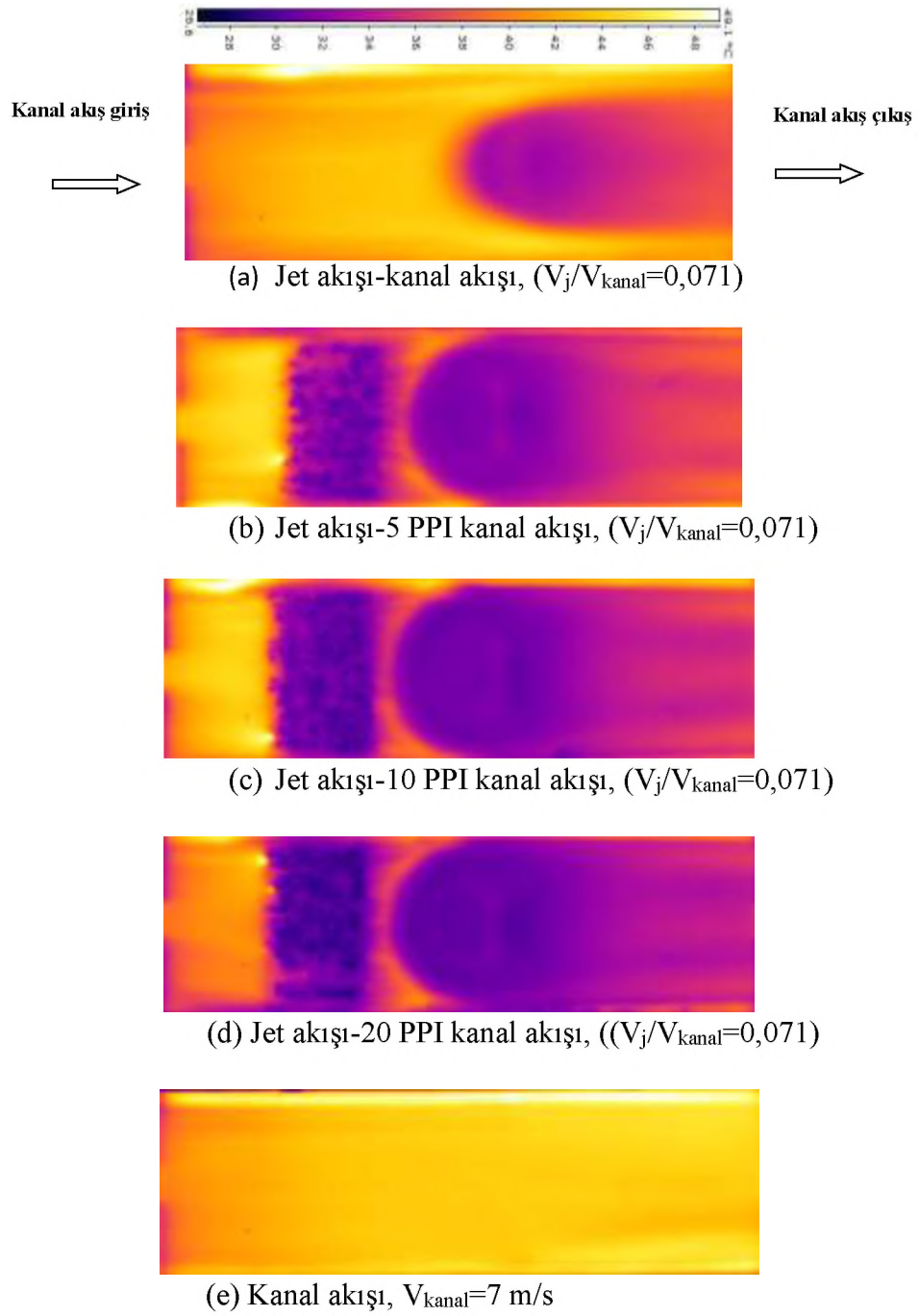
Şekil 4.11. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,047$)

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,166$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



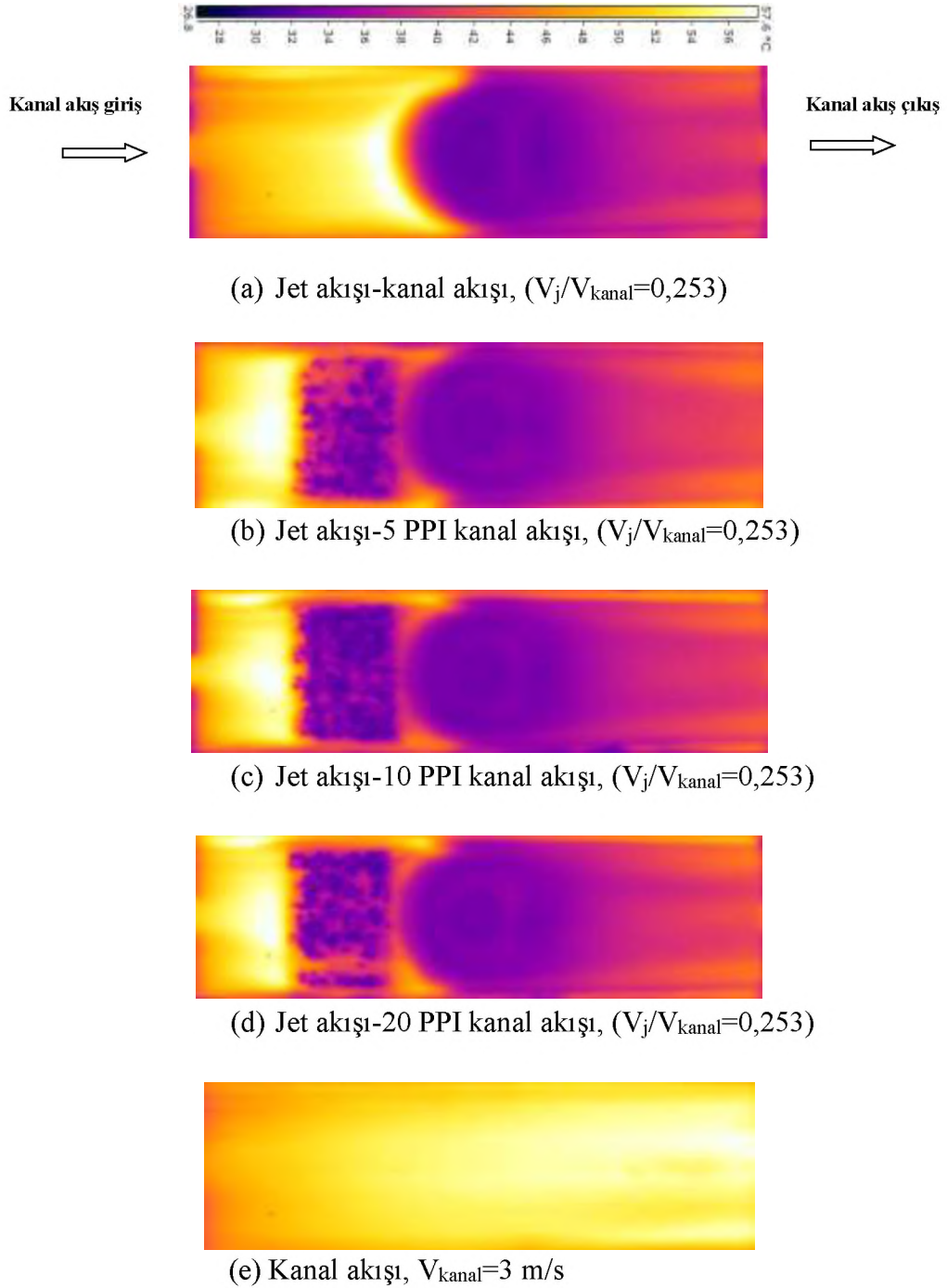
Şekil 4.12. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,166$)

Şekil 4.13'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,071$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



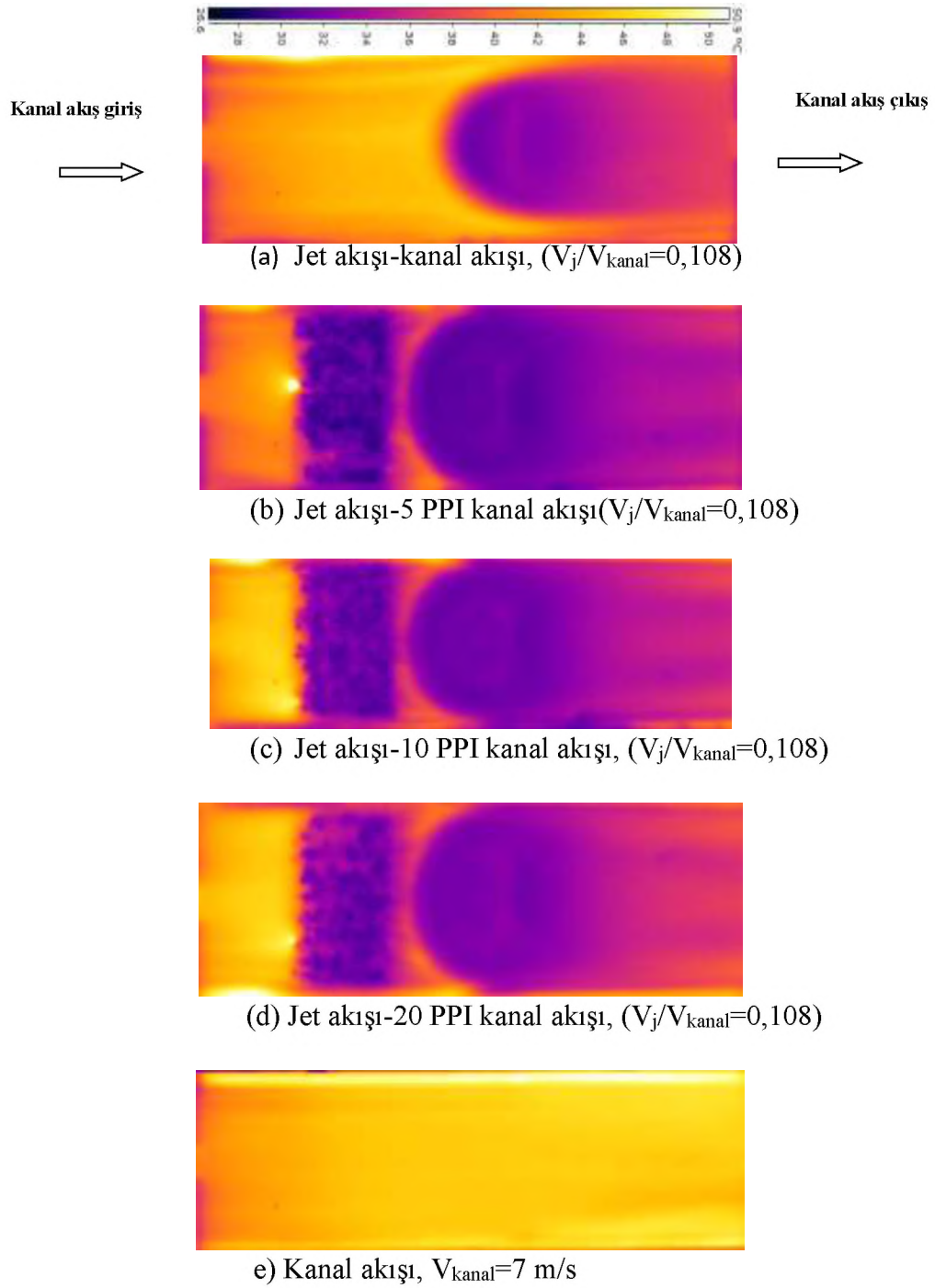
Şekil 4.13. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,071$)

Şekil 4.14'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,253$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



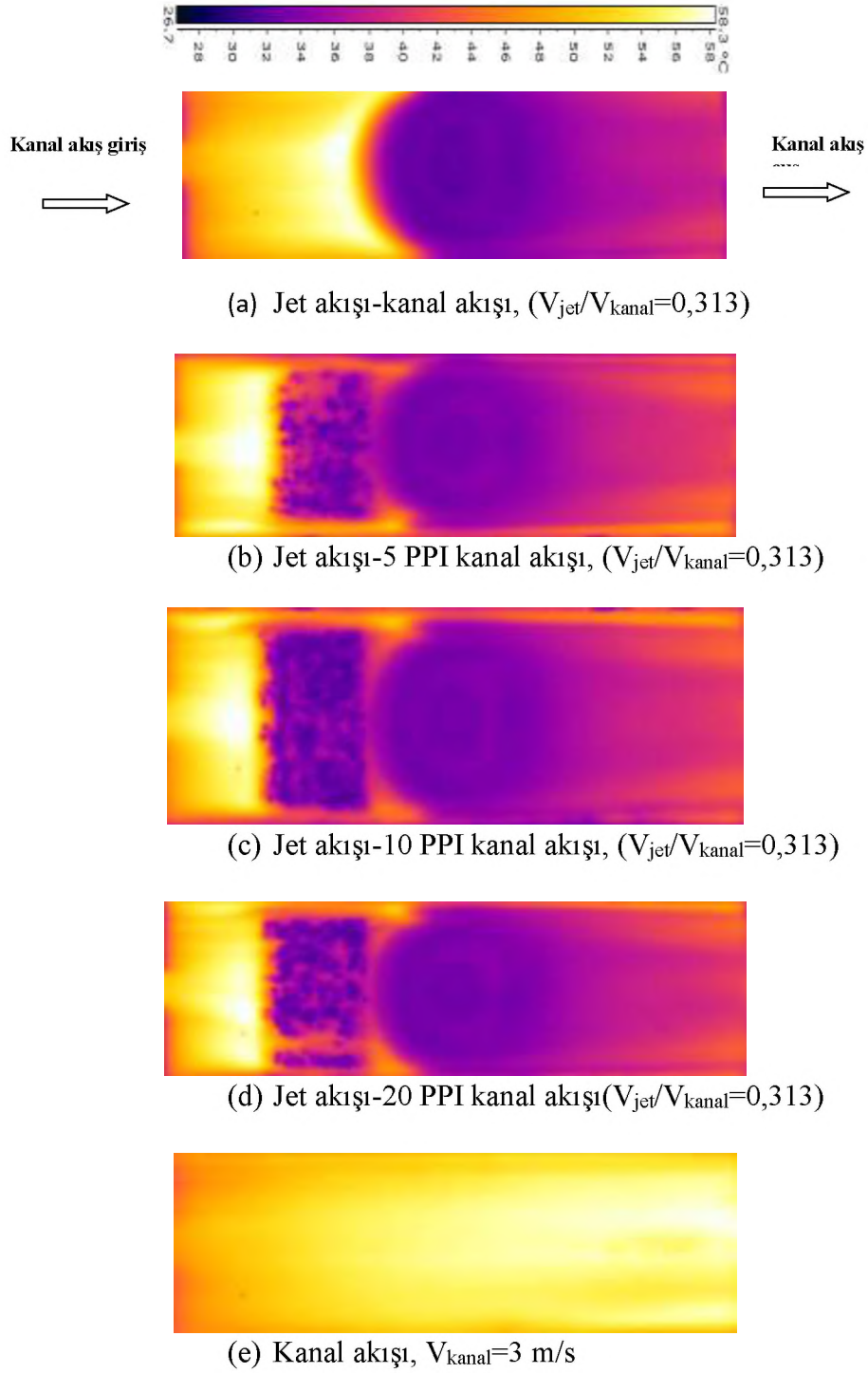
Şekil 4.14. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,253$)

Şekil 4.15'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,108$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



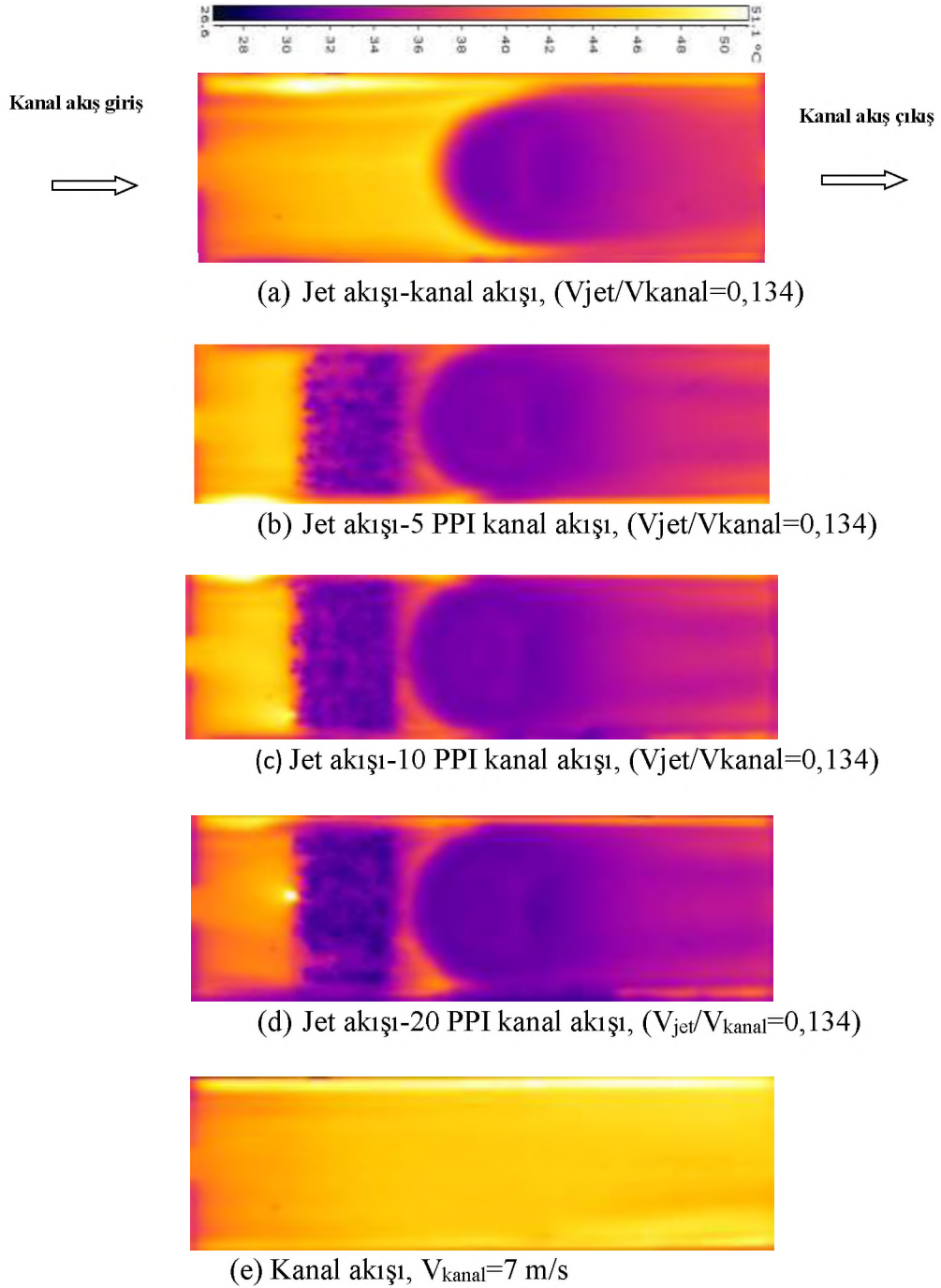
Şekil 4.15. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=0,108$)

Şekil 4.16’da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,313$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



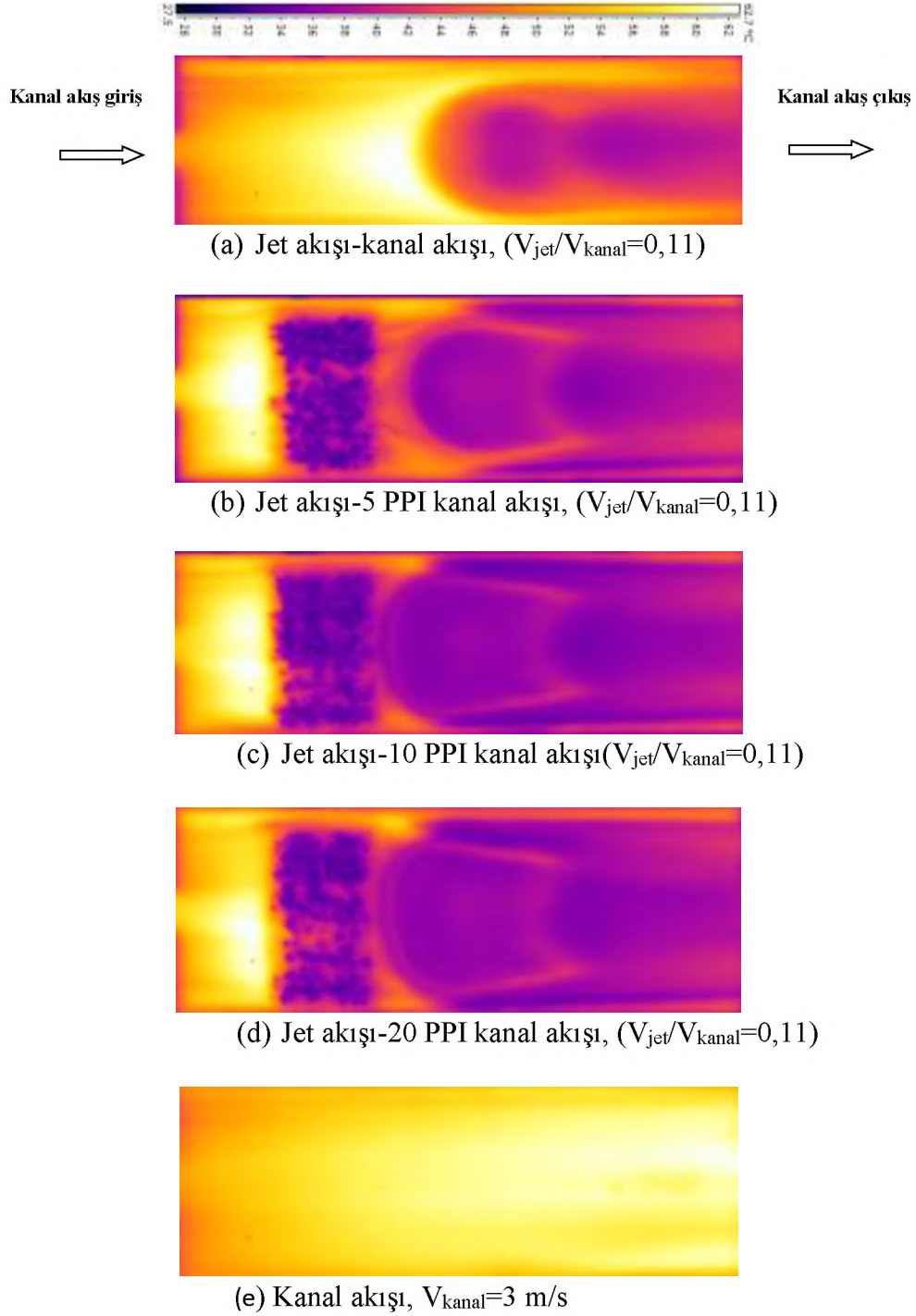
Şekil 4.16. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,313$)

Şekil 4.17’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,134$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=1$ alınmıştır.



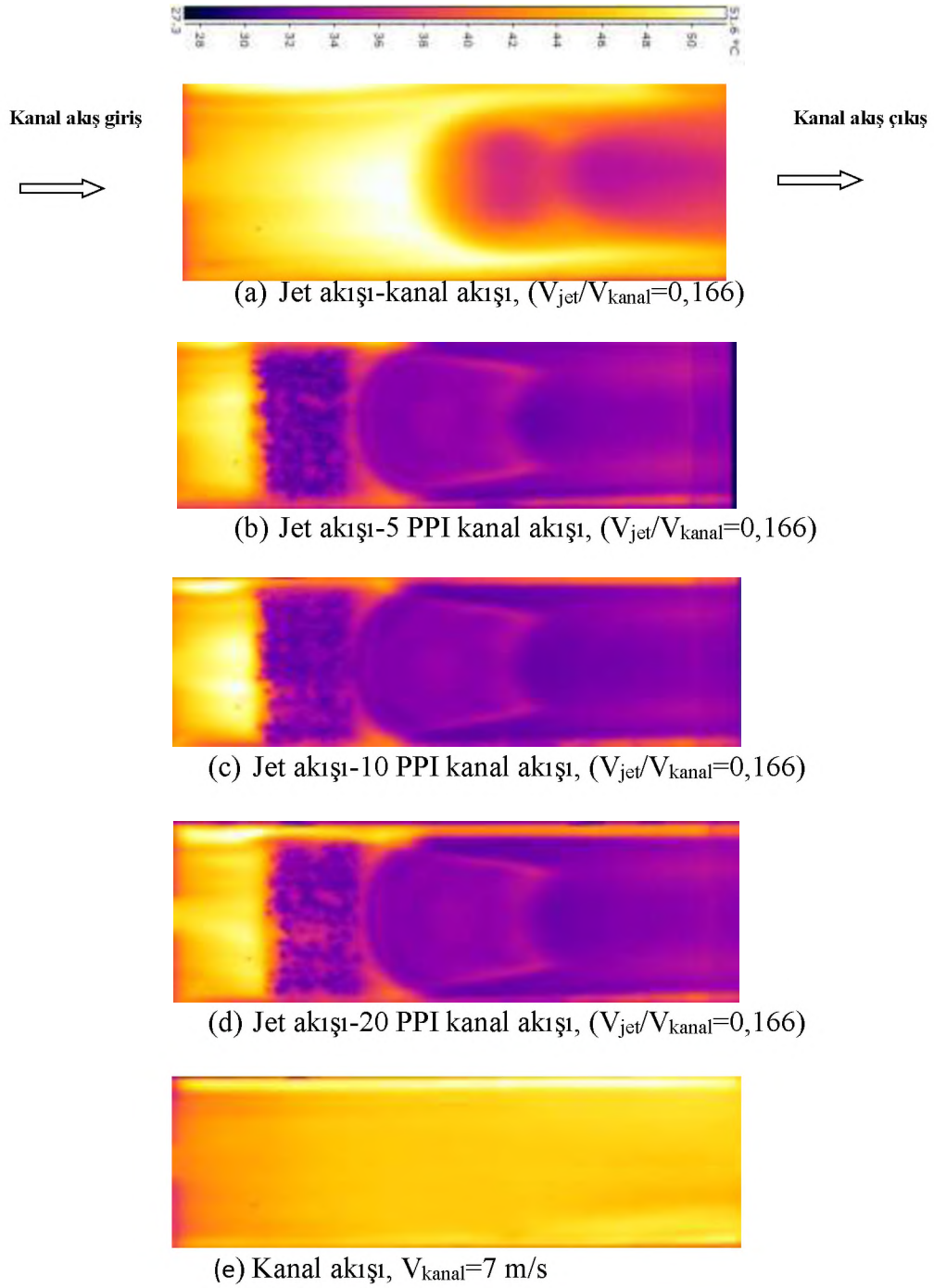
Şekil 4.17. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,134$)

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,33$ m/s ve kanal hızınının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



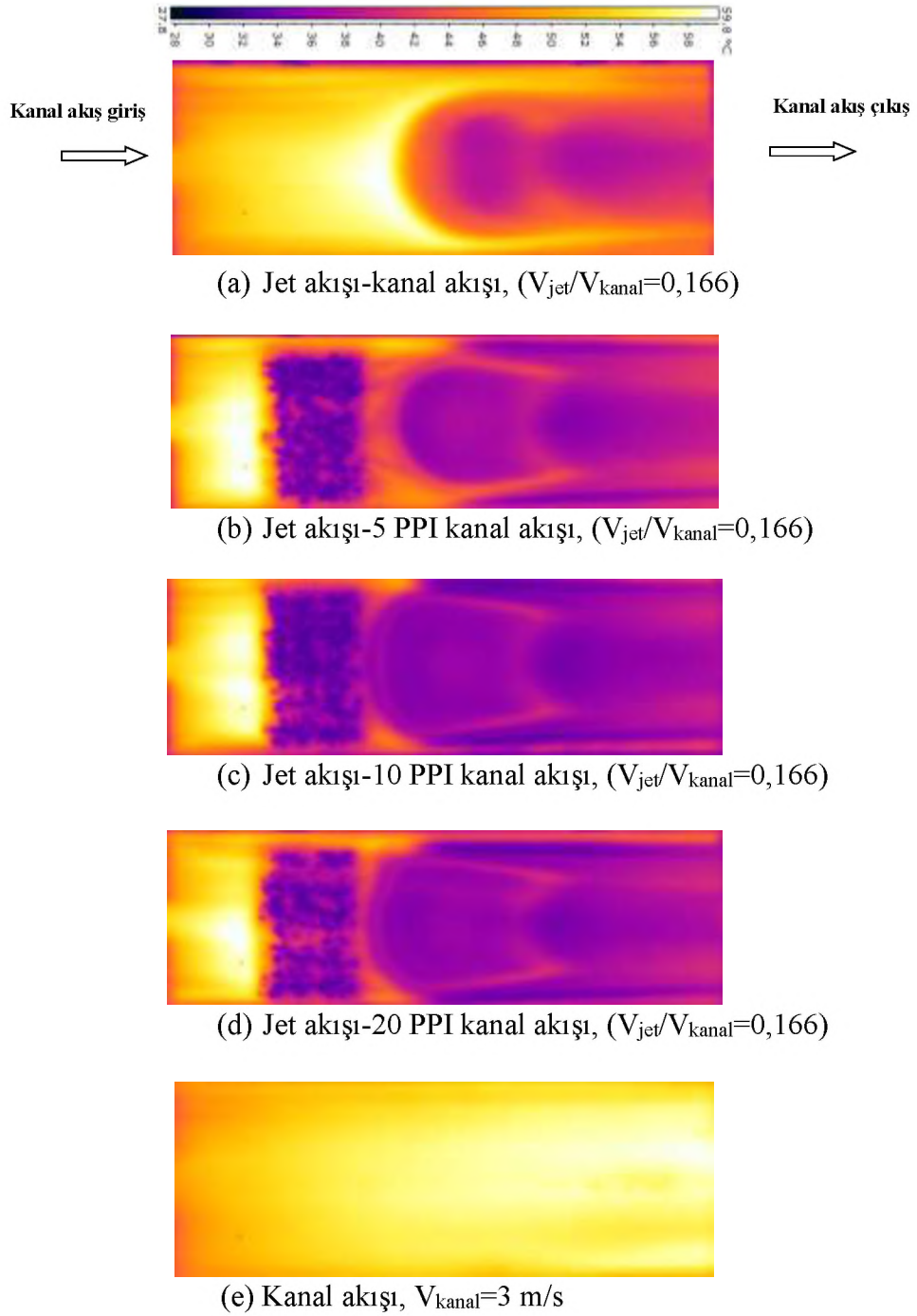
Şekil 4.18. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,11$)

Şekil 4.19’da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,33$ m/s ve kanal hızınının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,166$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



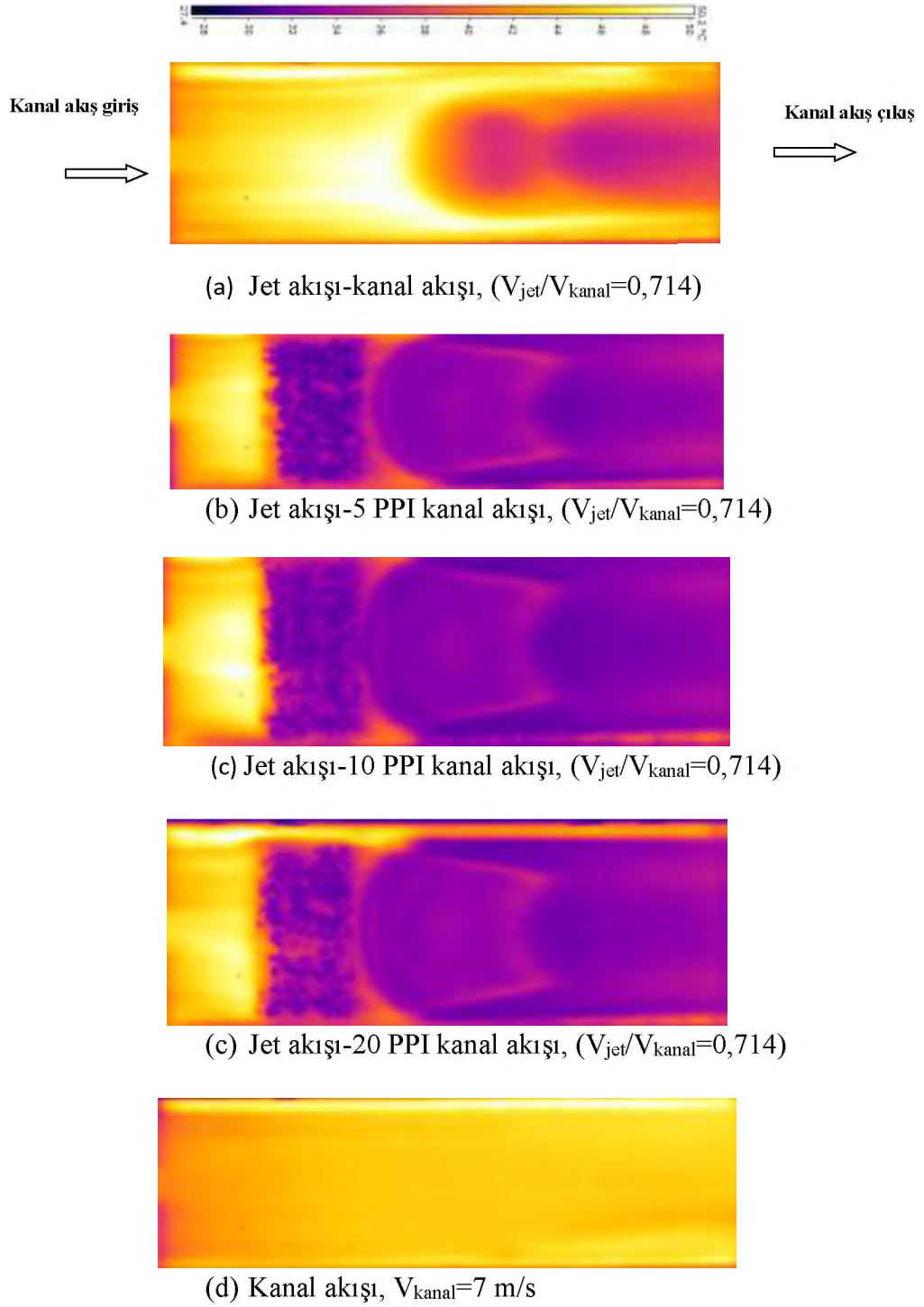
Şekil 4.19. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,166$)

Şekil 4.20’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,166$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



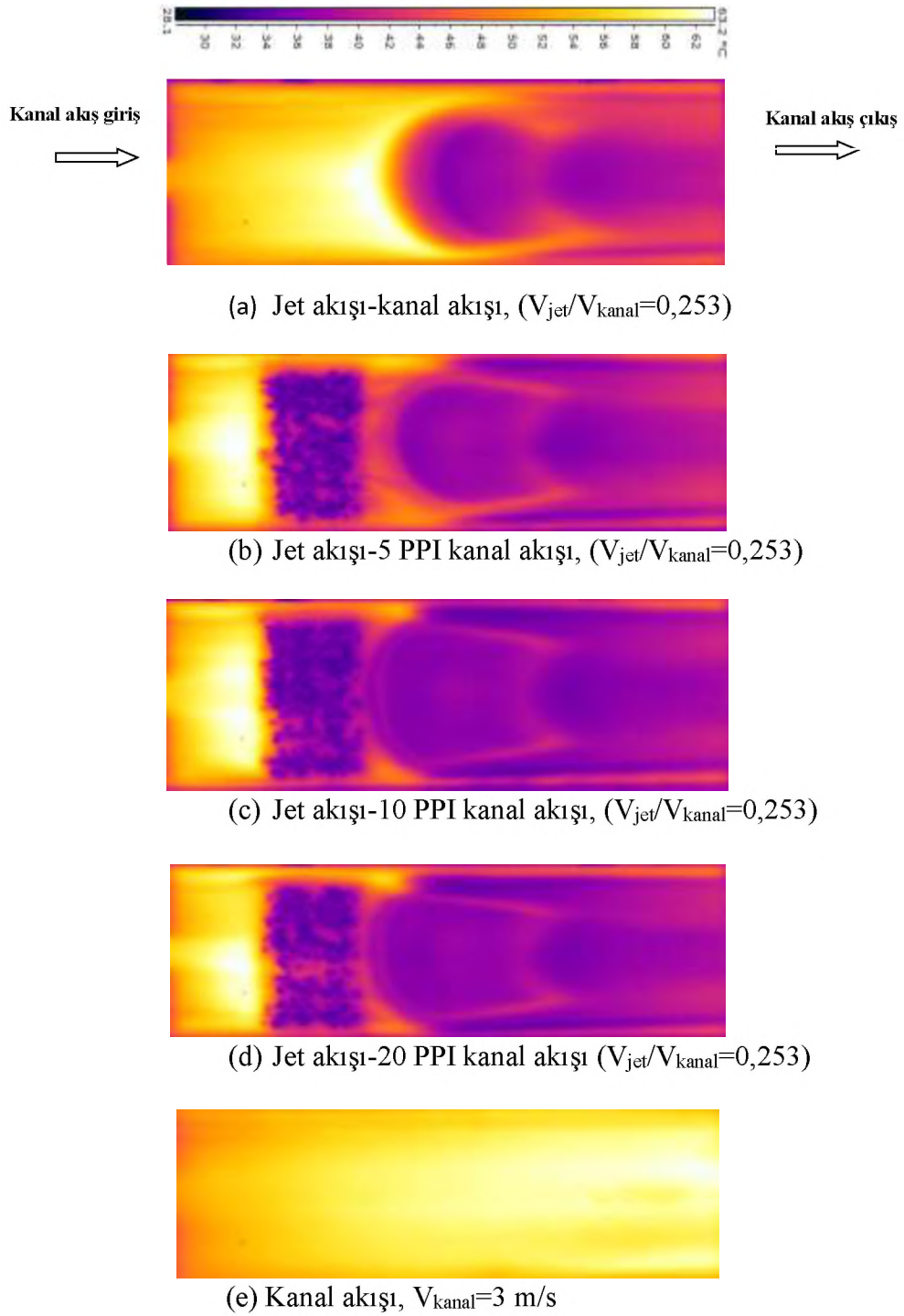
Şekil 4.20. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,166$)

Şekil 4.21’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,5$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,714$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



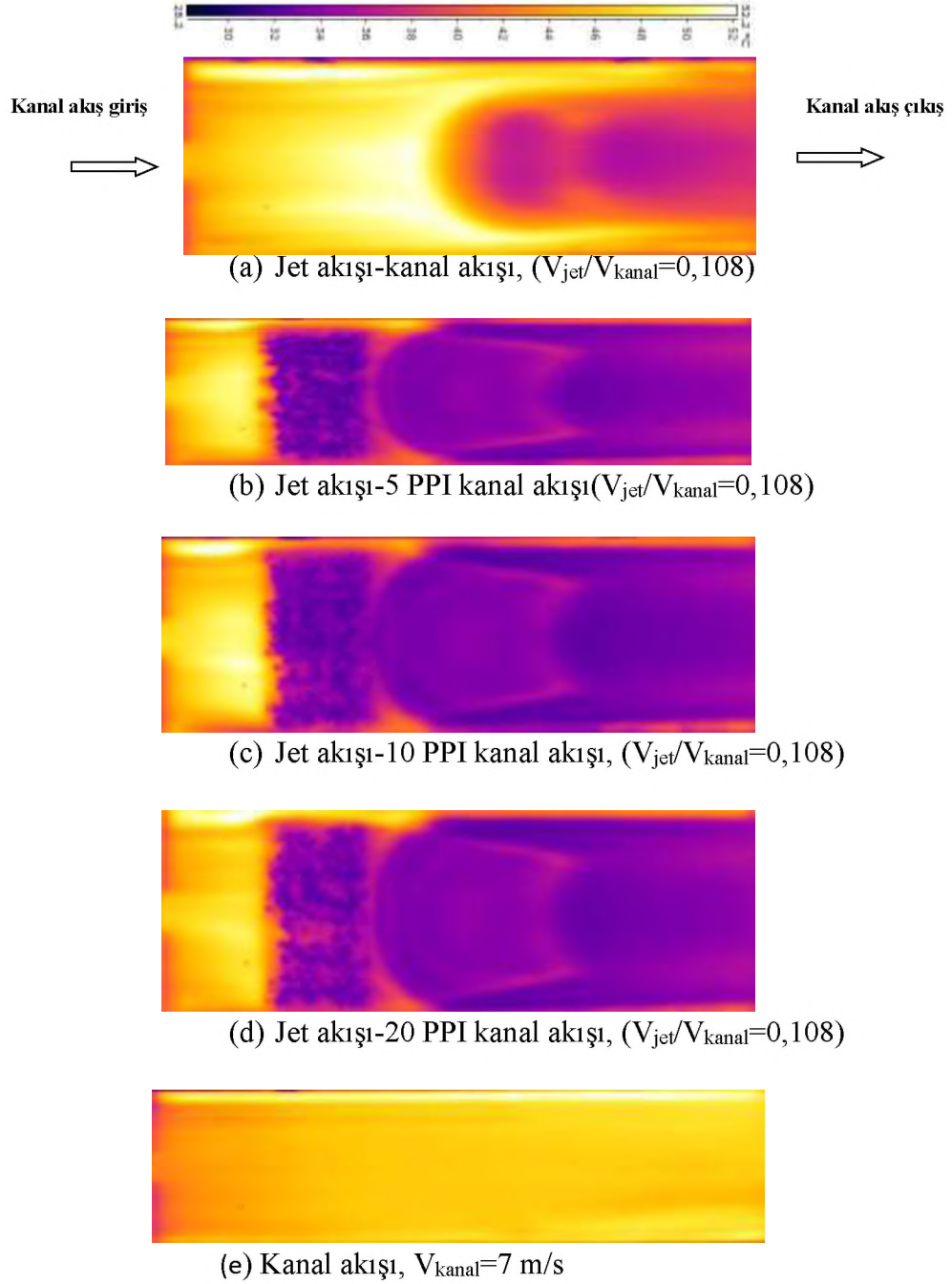
Şekil 4.21. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,714$)

Şekil 4.22’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,253$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



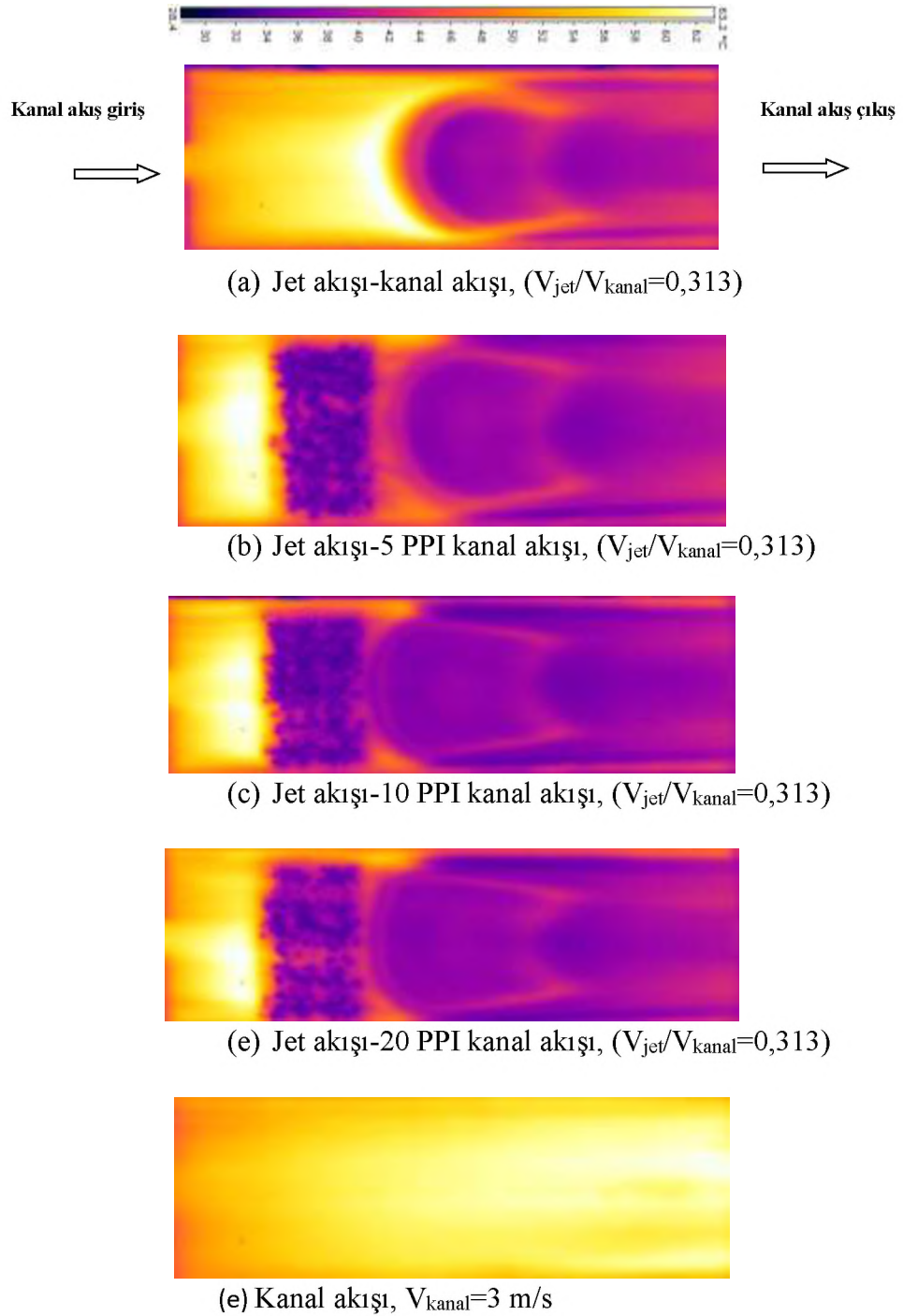
Şekil 4.22. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,253$)

Şekil 4.23’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,76$ m/s ve kanal hızınının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,108$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



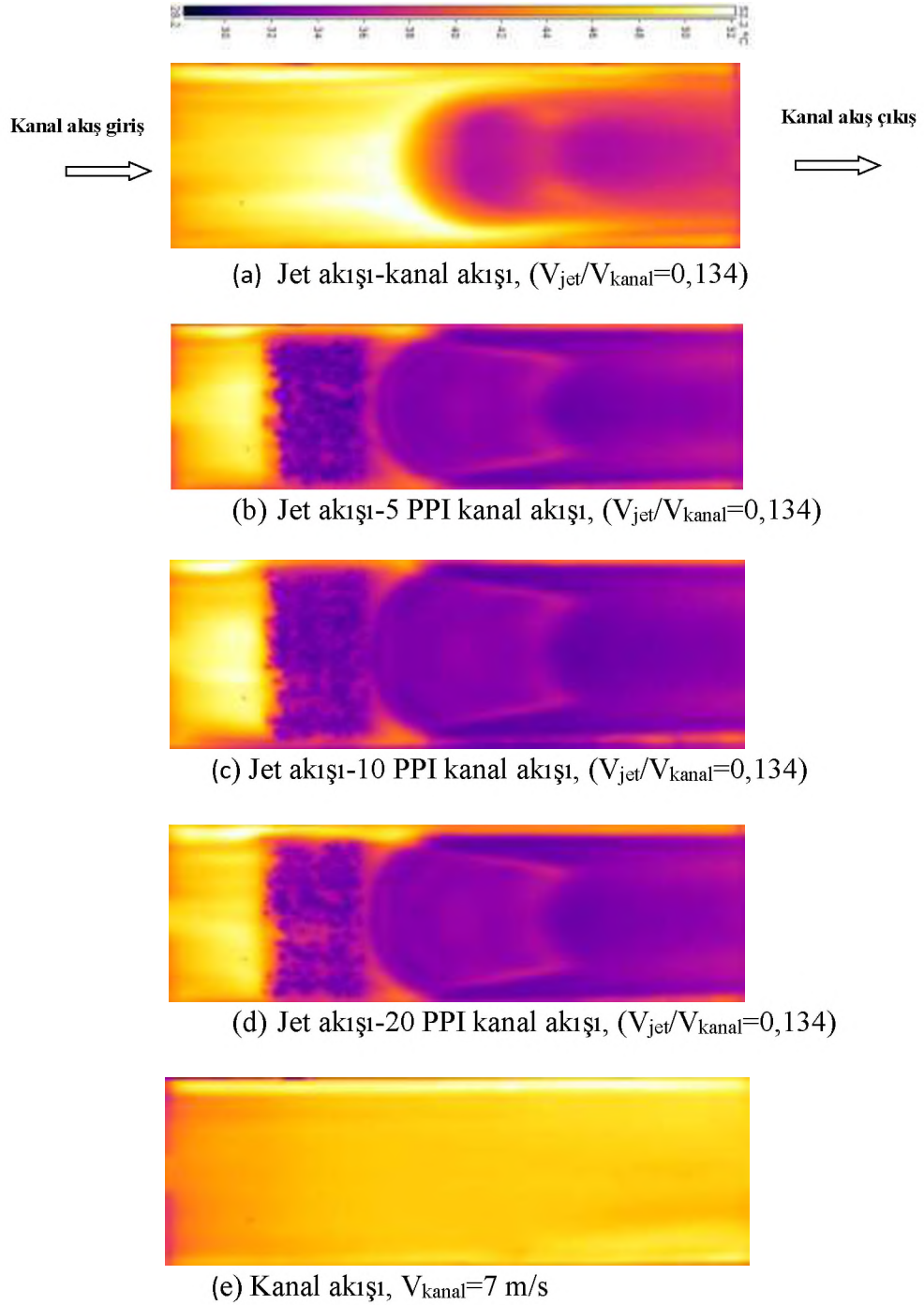
Şekil 4.23. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,108$)

Şekil 4.24'te görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=3$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,313$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



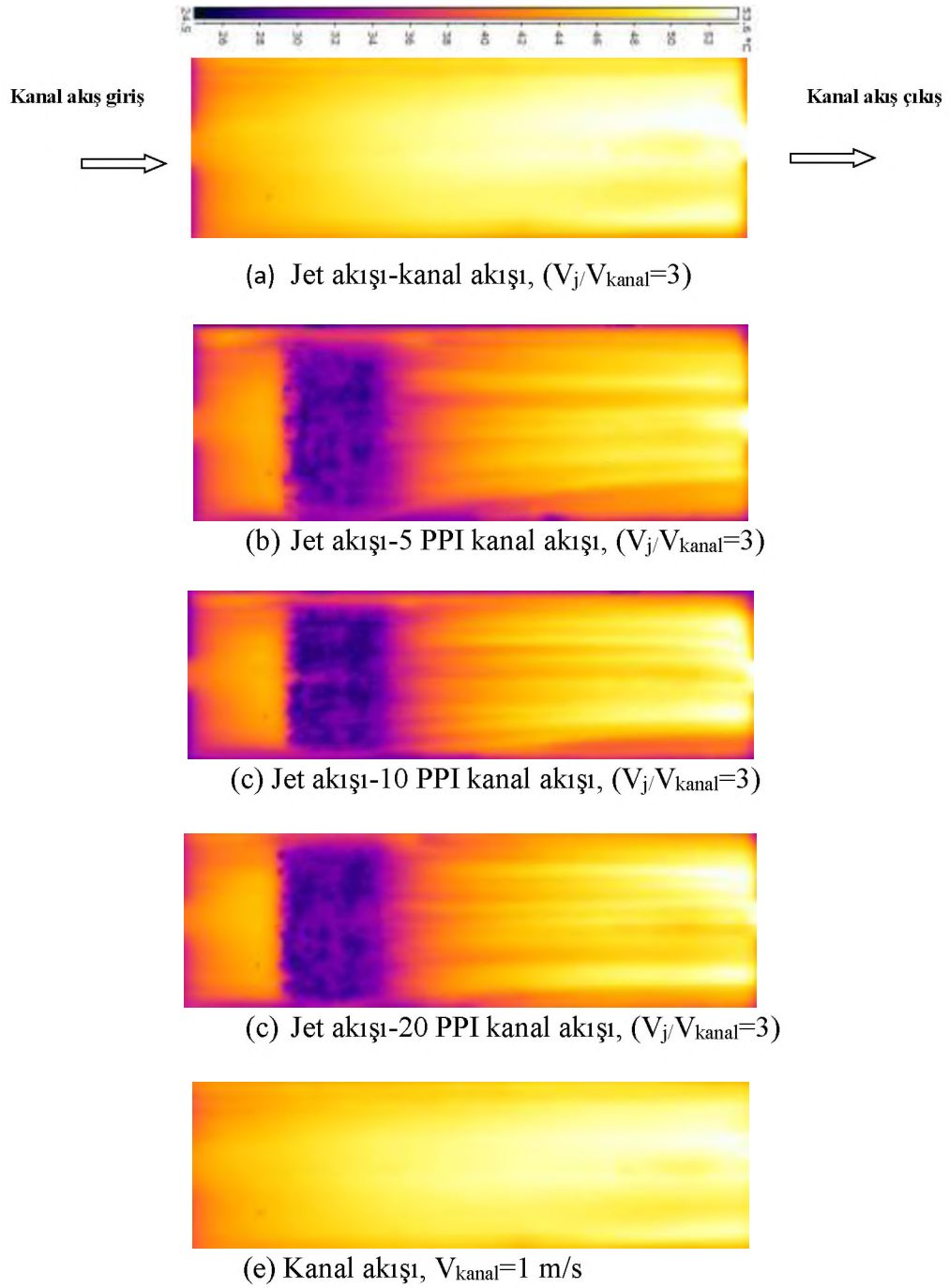
Şekil 4.24. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,313$)

Şekil 4.25’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=0,94$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=7$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=0,134$ ve jet-plaka arasındaki mesafe $H/d=0,5$ alınmıştır.



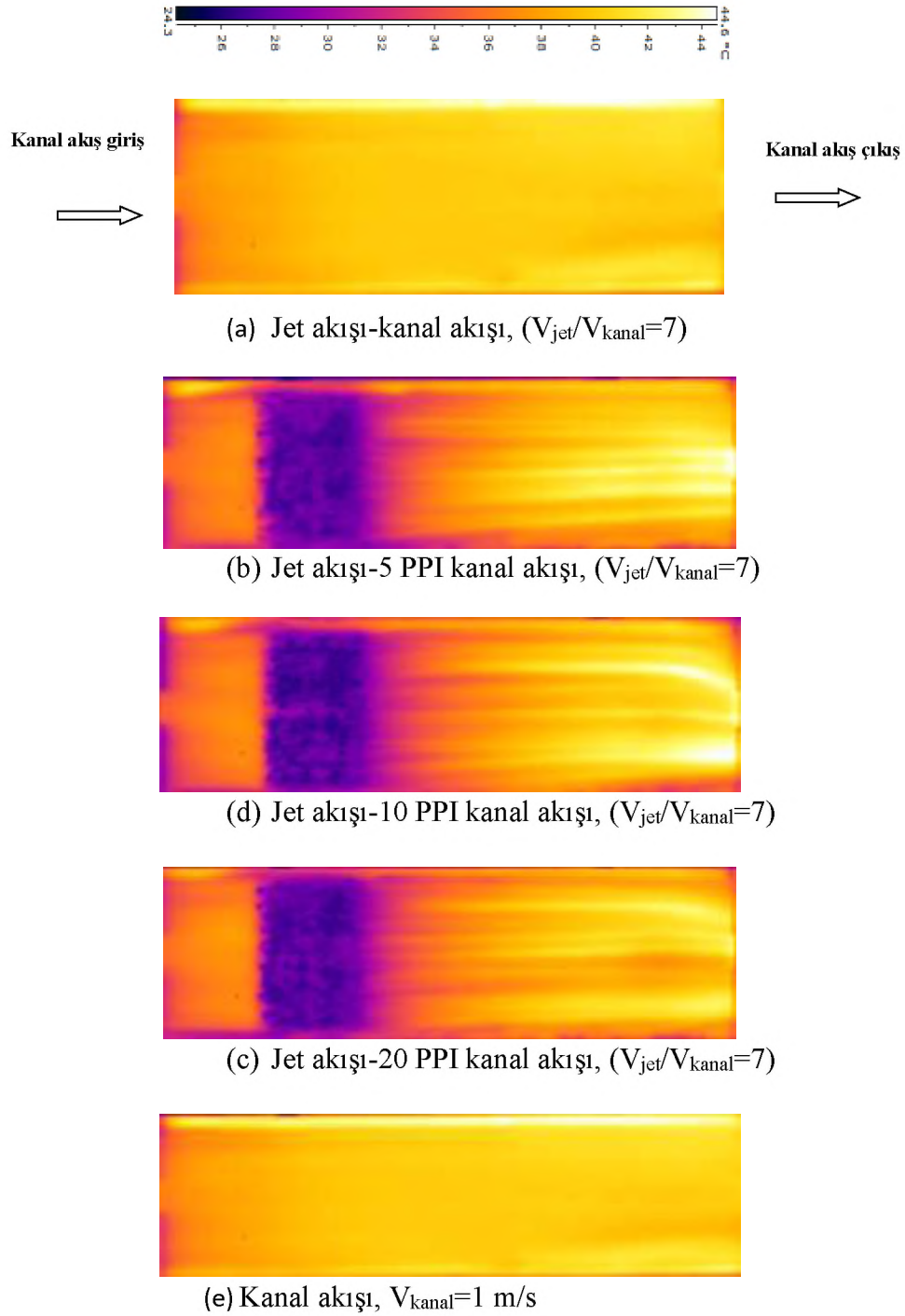
Şekil 4.25. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=0,134$)

Şekil 4.26’da görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=3$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=1$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=3$ alınmıştır.



Şekil 4.26. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_j/V_{kanal}=3$)

Şekil 4.27’de görüldüğü gibi jet hızı $V_{jet}=7$ m/s ve kanal hızının $V_{kanal}=1$ m/s olduğu durum için kanal içerisinde yerleştirilmiş olan farklı alüminyum köpük malzemeleri için yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Çalışmada boyutsuz olarak $V_{jet}/V_{kanal}=7$ alınmıştır.



Şekil 4.27. Jet kanal akışında sıcaklık kontürleri ($V_{jet}/V_{kanal}=7$)

Tüm deneylerde ısıtma yüzeyi 562 W/m^2 sabit ısı akısıyla ısıtılmıştır. Sadece kanal akışının olduğu durumlarda, sıcaklık konturlarından da görüldüğü üzere deneysel çalışmalarımızda giriş bölgesinden başlayarak akış yönünde sıcaklık değerleri giderek artmaktadır. Sıcaklık konturlarından görüldüğü gibi, giriş kısmında soğuk olan akışkanın ısıtılması sonucu oluşan sıcak akışkanla yüzey arasında taşınım ile ısı transferi gerçekleşmesiyle ısı sınır tabaka gelişmeye başlamakta ve kanal boyunca ilerledikçe ısı açıdan gelişmiş durumlara ulaşmaktadır. Isıl sınır tabaka; içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgeler olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgeler dışında kalan kısımlarda söz konusu gradyanlar ve bunlara bağlı gerçekleşen ısı aktarımları ihmal edilebilir ölçüdedir. Bu durum sıcaklık konturlarındaki renk değişimlerinden de net bir şekilde görülmektedir. Sıcaklık konturlarından elde edilen veriler incelendiğinde, kanal girişinde yerel sıcaklıkların düşük olduğu görülmüştür. Fakat akışkanın alüminyum köpüklere temas etmesinden sonra, girdap oluşumlarından dolayı yerel sıcaklıklarının yükseldiği tespit edilmiştir. Şekil 4.2 - 4.27' de görüldüğü üzere en iyi ısı transferi 20 PPI alüminyum köpüğün yerleştirildiği kanalda olduğu görülmüştür.

Boş kanalda sıcaklık konturlarından elde edilen veriler incelendiğinde, kanal girişinde yerel sıcaklıkların düşük olduğu görülmüştür. Fakat akışkanın jet akışı temas etmesinden sonra, akışkan karışımının artmasından dolayı kanal boyunca yerel sıcaklıklarının yükseldiği görülmüştür.

Tüm deneyler incelendiğinde ısı transferinin boş kanala göre arttığı görülmektedir. Kanal hızı artınca, kanal sonundaki maksimum sıcaklık ve biriken ısı miktarının azalması tesbit edilmiştir. Şekil 4.2-4.27' de görüldüğü gibi en iyi ısı transferinin, kanal ve jet akışı ile 20 PPI alüminyum köpüklerin yerleştirildiği kanalda olduğu görülmüştür. Bunun en temel sebebi, 20 PPI alüminyum köpüklerde, gözenek sayısı diğer köpüklere göre daha çok olduğundan, daha geniş yüzey alanına sahip olması ve köpük içerisinden geçen akışkanın meydana getirdiği girdaplar ve hava karışımının yükselmesidir. Dalgalanmalar artarak daha iyi bir ısı transferine olanak sağlamaktadır.

Jet akış hızının $0,33 \text{ m/s}$, kanal akış hızının 3 m/s , jet-çarpma plakası arasındaki mesafenin $H/d=2$ ve 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI alüminyum köpük malzemeleri için yüzey

üzerinde oluşan sıcaklık değişimleri Şekil 4.2' de verilmiştir. Örnek olarak, Şekil 4.2'de görüldüğü gibi, yüzey sıcaklıkları $27,2^{\circ}\text{C}$ - $51,6^{\circ}\text{C}$ arasında değiştiği görülmektedir. Kanal girişinden itibaren sıcaklığın yükseldiği, ısının arttığı saptanmıştır. Alüminyum köpük öncesi homojen bir akış vardır. Alüminyum köpük sonrası sıcaklığın, köpük öncesine göre düştüğü tesbit edilmiştir. Bu alüminyum köpükler soğutma alanını artırmıştır. Akışkan, alüminyum köpüğün içinden geçerken püskürtme ile yüzeyi soğuttuğu görülmektedir. Alüminyum köpüğün arkasındaki girdapların, sıcaklığı artırdığı gözlenmektedir.

Şekil 4.2-4.9' de görüldüğü gibi kanal akış hızının artmasıyla, $V_{\text{jet}}/V_{\text{kanal}}$ oranı düştüğünden türbülans azalmıştır. Soğumada azalma görülmüştür. Jet akış hızının artması $V_{\text{jet}}/V_{\text{kanal}}$ oranını yükseldiğinden dolayı artan türbülansla soğumayı artmıştır. Burada kanal yüksekliği 20 mm ve jet hidrolik çapı 10 mm seçildiğinden H/d oranı 2' dir.

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 incelendiğinde, V_j/V_{kanal} oranı küçük olunca, jet akışı kanal akışından daha zayıftır ve kanal akışının çeper sınır tabakasını kırarak güce sahip değildir. Aynı zamanda kanal akışından gelen akışkan için bir engel görevi göremez. Jet akışının kanal akışına hızının oranı yüksek olunca soğumanın arttığı tesbit edilmiştir.

Şekil 4.9 (a)' da jet akışı, kanal akışına püskürtüldüğünde jet akışı ile kanal akışı arasındaki etkileşimden dolayı gelen kanal akışına engel gibi davranmıştır.

Şekil 4.10 – 4.17' de jet hidrolik çapı 20 mm belirlenmiştir. Buna bağlı olarak H/d oranı 1 olmuştur. Jet akışı hızı azalmıştır ve basınç artmıştır. Böylece daha iyi ısı transfer artışı olduğu belirlenmiştir. Delik çapının küçülmesiyle hava jet etkisi yapar. Isı transferinin arttığı görülmüştür.

Şekil 4.17' de jet ve kanal akışı, boş kanal akışı ile kıyaslandığında daha fazla soğuma olduğu görülmektedir. Kanal akışına püskürtülen bir jet birbirinden oldukça farklı ve karmaşık özelliklere sahip akım alanları oluşturur. Jet akışı, kanal akışı tarafından yönü ve doğrultusu saptırılarak eğrisel bir yol izlemeye zorlanır ve çapraz akış yönünde akmaya başlar. Basınç değeri jet akışının kanal akışı ile karşılaştığı noktada

yükselmektedir. Basınç, bu noktadan sonra kanal akışı hız değişimi üzerinde büyük etkiye sahip olan soğuk jet akışı nedeniyle basınç düşmektedir. Basınç dalgalanmaları girdaplara neden olmaktadır. Jet akışı kendisine doğru belli bir açıyla gelen kanal akışı ile karşılaştığında yönünü değiştirerek girdap yapılarının da oluşmasına neden olur. Jetin önünde oluşan girdaplardan dolayı soğuma daha fazladır. Jet akışının çıktığı noktadan uzaklaştıkça jet akışının etkisi kaybolmaktadır.

Şekil 4.18–4.27’ de jet hidrolik çapı 40 mm seçildiği için H/d oranı 0,5 olmuştur. Çapın büyümesiyle jet akış hızı azalmıştır ve basınç artmıştır. Azalan H/d oranı ile ısı transferinin daha yüksek oranlarda gerçekleştiği görülmüştür.

Şekil 4.18’ de görüldüğü gibi, delik çapı küçülmesi jetin etkisini çoğaltır. Soğuma hızı artar.

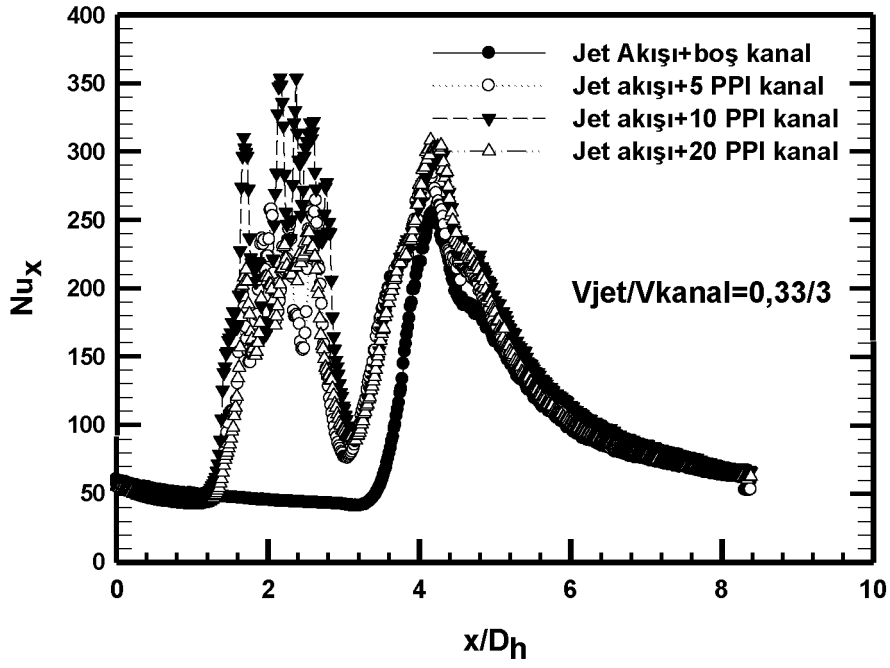
Belirtilen sıcaklık kontürleri incelendiğinde, en iyi ısı transferinin, Şekil 4.24’ de 20 PPI alüminyum köpüğün kullanıldığı, $V_j/V_{kanal}=0,94/3$ ve $H/d=0,5$ olduğu durumda olduğu tesbit edilmiştir.

Şekil 4.25’ de kanal akışının ve jet akışı ile etkileşimi çeşitli girdaplar ve jet akışının, kanal akışı tarafından aşağı yönde saptığı gösterilmiştir. Kanal akışına, jet akışının çarpmasının ısı transferini artırdığı görülmektedir. Çarpan jet akışının hızı ve türbülanslı kinetik enerjisi baskındır ve ısı transferinin iyileştirmektedir.

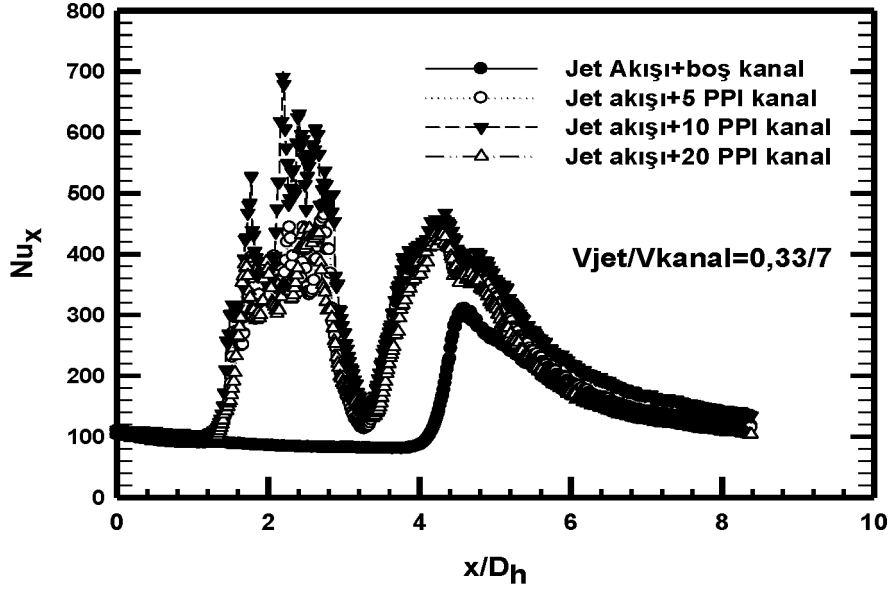
4.2.1. Nusselt sayısı değişimi

Gerçekleşen deneylerde, test bölümünün x eksenine boyunca yerel Nusselt sayısı değişimleri Şekil 4.28-Şekil 4.31 aralığında verilmiştir. Tüm şekillerde, x yönünde mesafe boyutsuzlaştırılması yapılmış ve bu durumlar x/D_h ile ifade edilmiştir. Kanalın merkez çizgisi boyunca x yönünde yerel Nusselt sayısının x/D_h mesafesine bağlı olarak V_{jet}/V_{kanal} ve H/d oranlarına göre yerel Nusselt sayısı değişimleri Şekil 4.28-Şekil 4.31’de verilmiştir. Kanal içerisine farklı PPI’larda köpük yerleştirildiğinde boş kanaldakine benzer bir eğilim gösterdiği görülmektedir.

Tüm grafiklerde görüleceği üzere, kanal içerisinde $x/D_h=1,5$ olduğu durumdan itibaren kullanılan köpük malzemelerin etkisinden dolayı yerel Nusselt sayısını önemli derecede yükseldiği görülmektedir. Özellikle engeller arasında kalan bölgelerde oluşmaktadır. Çünkü kanal içerisinde girdap oluşumlarının daha etkin olduğu ve kanal içerisindeki akışkanın bu bölgelerde daha iyi karışım sağlamaktadır. Boş kanallarda, akış herhangi bir engelle karşılaşmadığı için kanal girişinde yerel Nusselt sayısı yüksek değerlerde iken kanal içerisinde giderek azalmıştır ve belirli bir mesafe sonrasında sınır tabaka kalınlık değerinin sıfır olması sebebiyle sabittir.

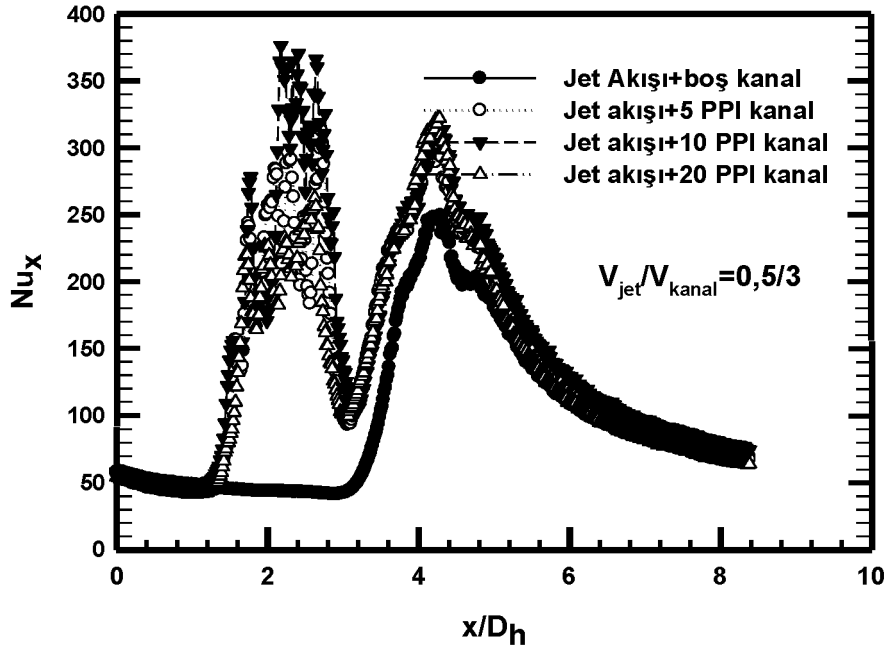


(a)

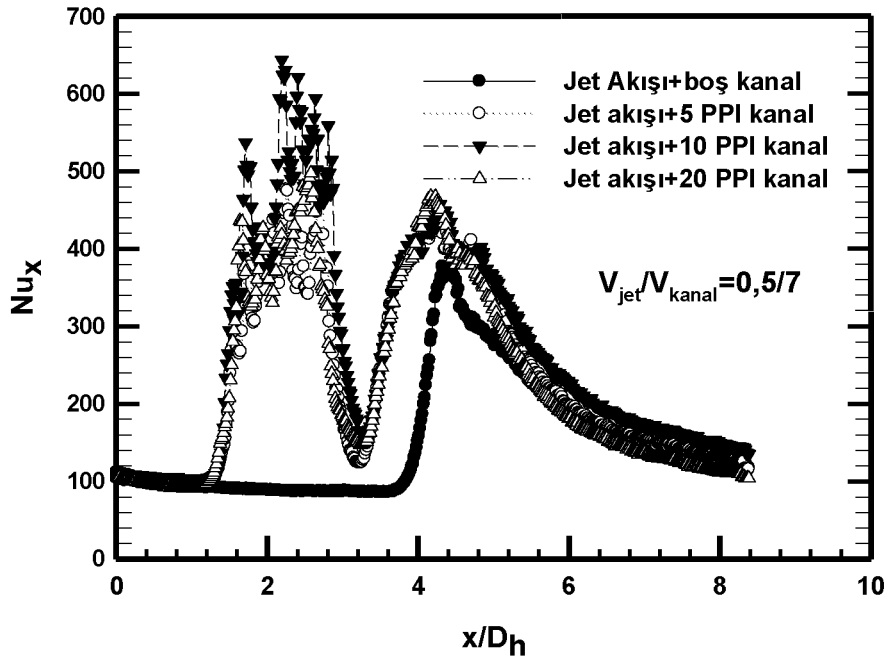


(b)

Şekil 4.28. Yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $V_{jet}/V_{kanal}=0,11$ ve $H/d=2$, (b) $V_{jet}/V_{kanal}=0,047$ ve $H/d=2$

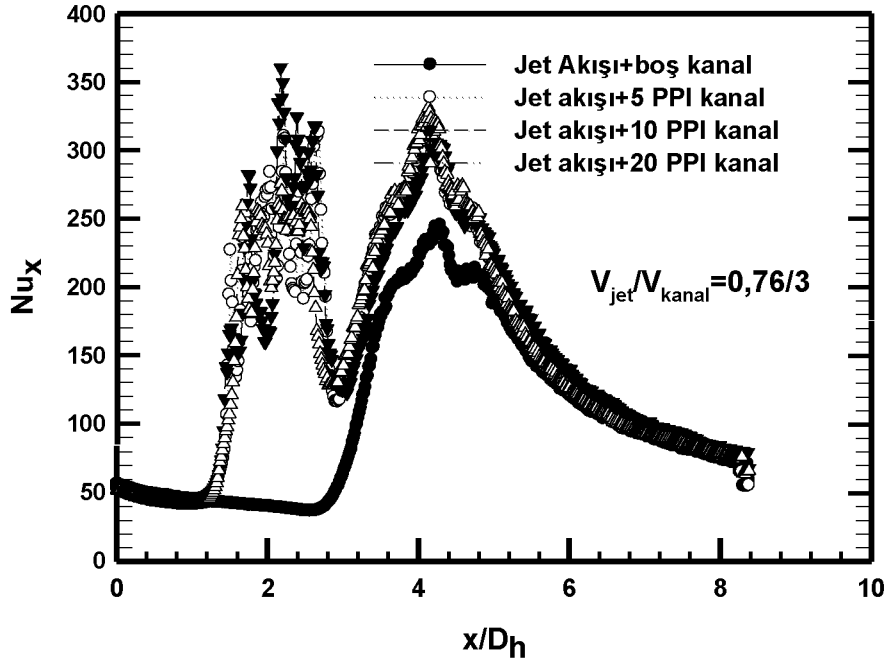


(a)

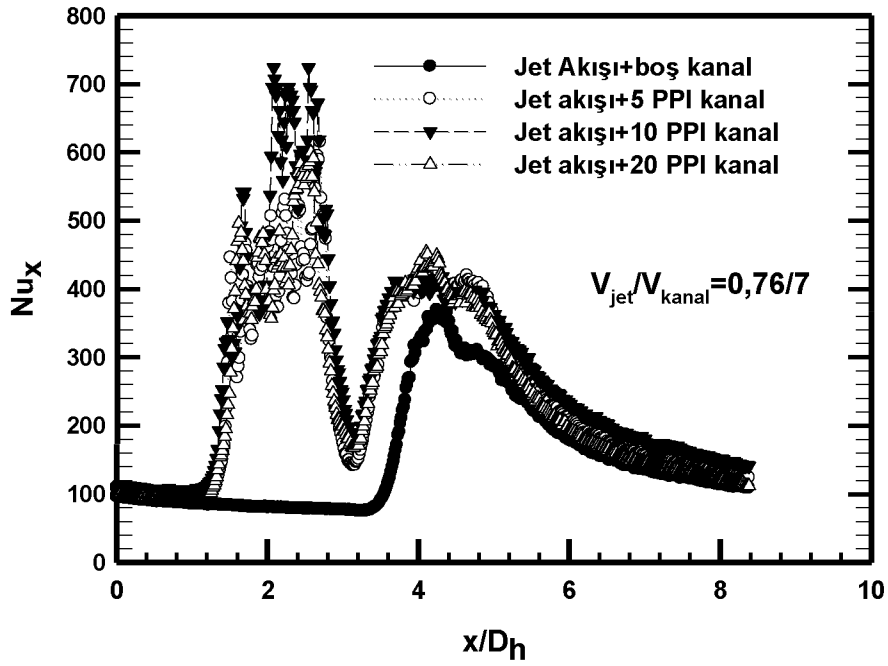


(b)

Şekil 4.29. Yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi (a) $V_{jet}/V_{kanal}=0,166$ ve $H/d=2$, (b) $V_{jet}/V_{kanal}=0,071$ ve $H/d=2$

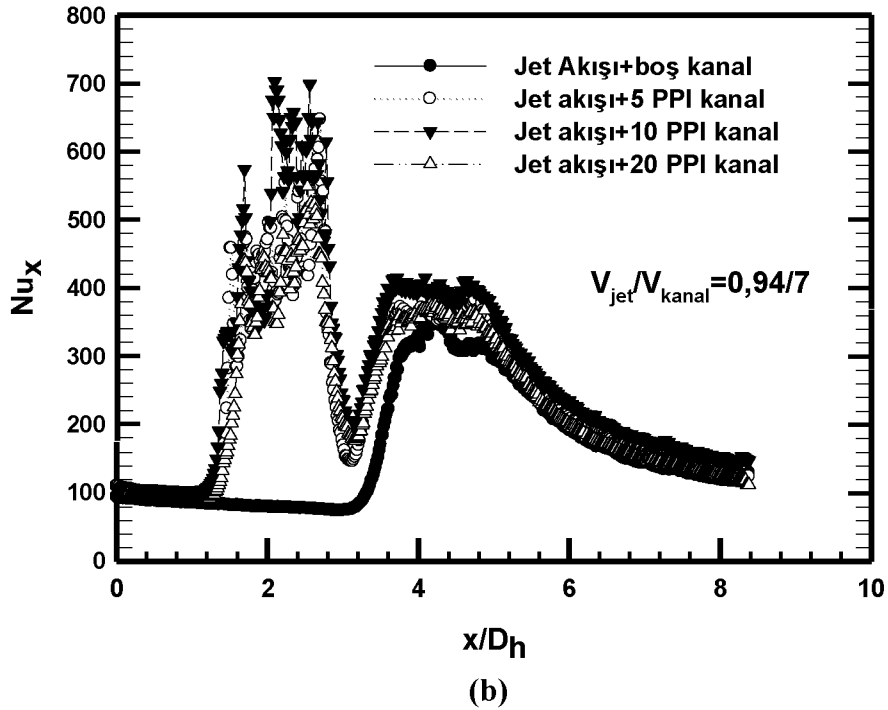
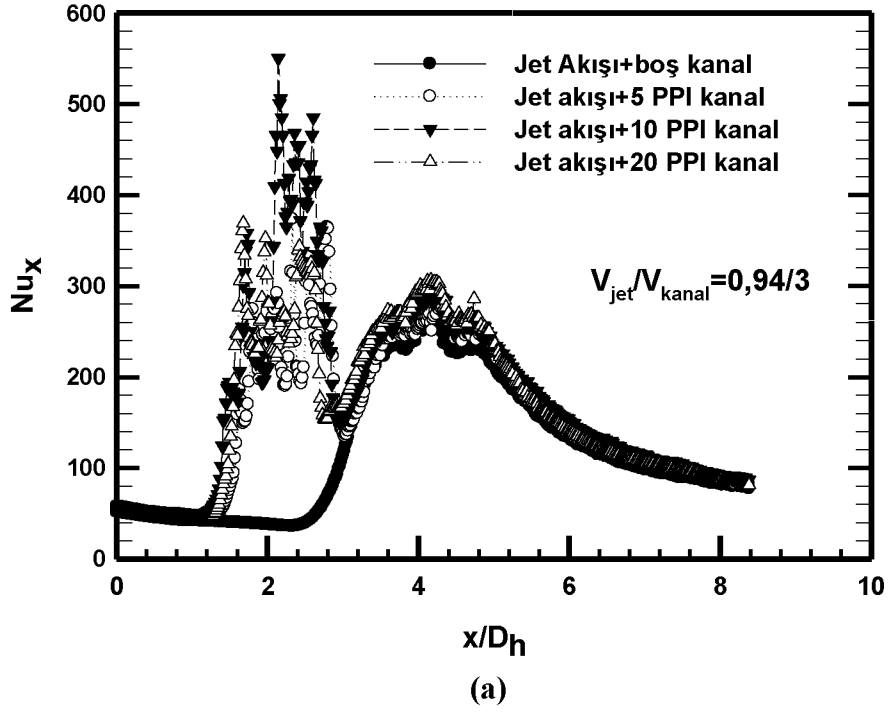


(a)



(b)

Şekil 4.30. Yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi, (a) $V_{jet}/V_{kanal}=0,253$ ve $H/d=2$; (b) $V_{jet}/V_{kanal}=0,108$ ve $H/d=2$



Şekil 4.31. Yerel Nusselt sayısının boyutsuz x/D_h mesafesine göre değişimi
 (a) $V_{jet}/V_{kanal}=0,313$ ve $H/d=2$;
 (b) $V_{jet}/V_{kanal}=0,134$ ve $H/d=2$

Hem kanal akışı hem de jet akışının olduğu durumda yüzey üzerindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu_{jet}) jet akışının olmadığı durumda yüzey üzerindeki ortalama Nusselt sayısı (Nu_{kanal}) ile jet hızının kanal hızına göre değişim grafikleri Şekil 4.28-Şekil 4.31 aralığında verilmiştir. Şekil 4.21’de bağıl Nusselt sayı ile jet akışı ve kanal içerisinde alüminyum köpük olmadığı durumdaki değişimler farklı jet/kanal hız oranları ve boyutsuz jet-çarpma plaka mesafesinin 2 olduğu durum için incelenmiştir. Tüm grafiklerde 16 farklı V_{jet}/V_{kanal} değişimleri incelenmiştir. Bunlar kendi içersinde 4 grup şeklinde oluşturulmuştur. Sırasıyla 1. grup: $V_{jet}/V_{kanal}=0,33, 0,11, 0,066$ ve $0,047$ 2. grup: $V_{jet}/V_{kanal}=0,5, 0,166, 0,1$ ve $0,047$; 3. grup: $V_{jet}/V_{kanal}=0,76, 0,253, 0,152$ ve $0,108$; 4. grup: $V_{jet}/V_{kanal}=0,94, 0,313, 0,188$ ve $0,134$ ’tür.

Şekil 4.28’ de kanalın merkez çizgisi boyunca x yönünde yerel Nusselt sayısının x/D_h mesafesine bağlı olarak V_{jet}/V_{kanal} oranının $0,11$ ve $0,047$ ve $H/d=2$ olduğu durum için yerel Nusselt sayısı değişimleri Şekil 4.28’de verilmiştir. Şekil 4.28 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi jet akışı ile boş kanal akışının olduğu durumda yerel Nusselt sayısı yaklaşık $x/D_h=4$ mesafesine kadar azalmakta, $x/D_h=4$ olduğu mesafeden itibaren artış gösterip yaklaşık $x/D_h=4,8$ olduğu mesafeden itibaren tekrar azalmıştır. Fakat $x/D_h=1,5$ olduğu noktadan itibaren yerel Nusselt sayısı boş kanalda önemli bir artış sağladığı görülmüştür. $x/D_h=1,5$ noktasından itibaren 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI alüminyum köpük malzemelerinin yerleştirilmesiyle bu noktadan itibaren ısı transferinde boş kanala göre yaklaşık 7 kat artış sağladığı görülmüştür. Jet hızının sabit tutulup kanal hızının artırılmasıyla ısı transferinde yaklaşık 2 kat artış sağladığı görülmüştür. Diğer şekillerde de benzer durumlar tespit edilmiştir.

Şekil 4.31’ de kanal içerisinde kullanılan alüminyum köpüklerin, yerel Nusselt sayısının ciddi bir şekilde yükselttiği görülmektedir. Bu artış köpükler arasında kalan bölgelerde meydana gelmektedir. Bunun sebebi ise kanal içerisinde girdap oluşumlarının daha etkin olduğu ve kanal içerisindeki akışkanın bu bölgelerde daha iyi karışmasıdır. Ancak boş kanallarda, akış herhangi bir alüminyum köpük olmadığı için kanal girişinde yerel Nusselt sayısı yüksek değerlerde iken kanal içerisinde giderek azalmış ve belirli bir mesafe sonrasında sıfıra yaklaşmıştır. Kanal çıkışında yerel Nusselt sayısında azalma olmuştur. Bu azalmanın sebebi, kanal çıkışına doğru

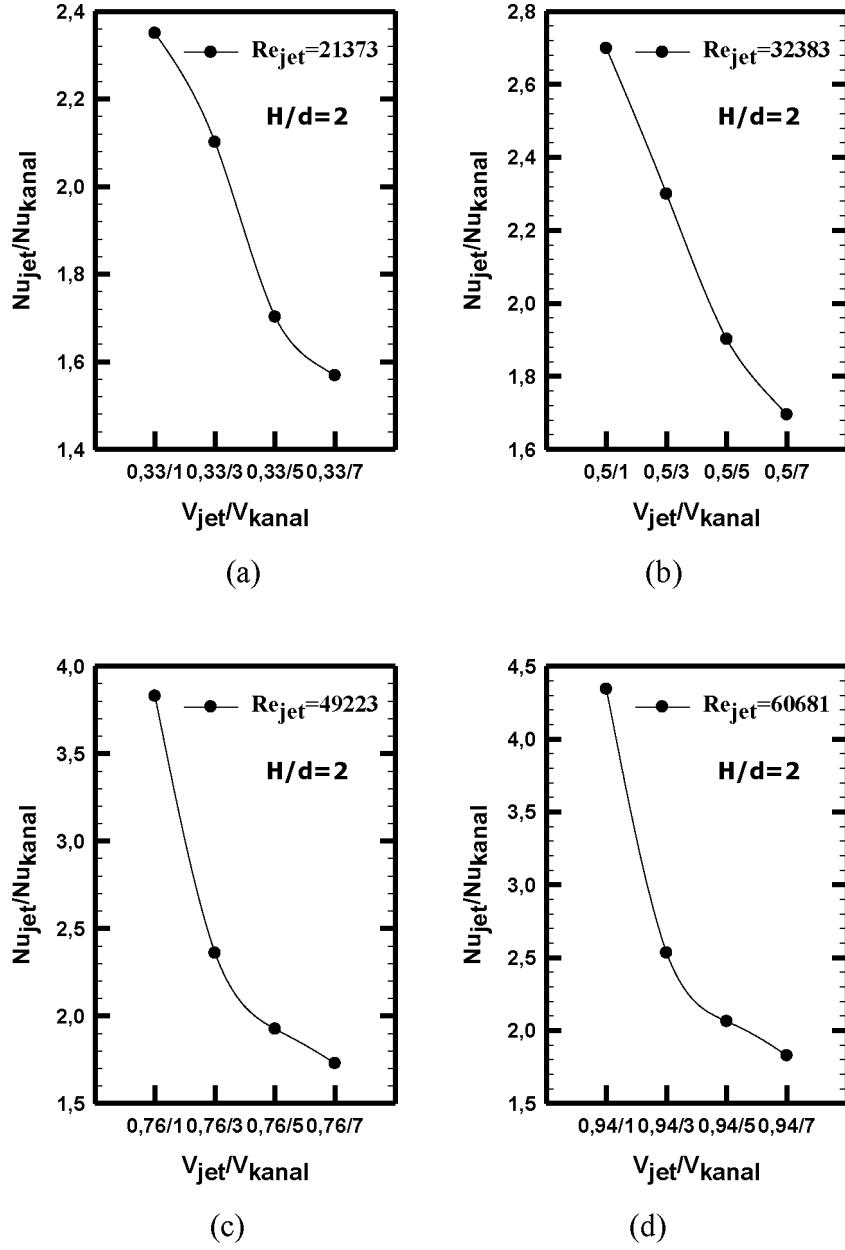
kanal içerisindeki hava karışımının zayıflaması ve çıkışta oluşan girdapların azalmasıdır. Sonuç olarak, Yerel Nusselt sayısı sıcaklık dağılımına bağlıdır. V_{jet}/V_{kanal} oranı ve alüminyum köpükler sıcaklık dağılımını etkiler. Jet akışı üst yüzeyde daha çok soğuma oluşmasına neden olur.

4.2.2. Bağlı Nusselt sayısı değişimi

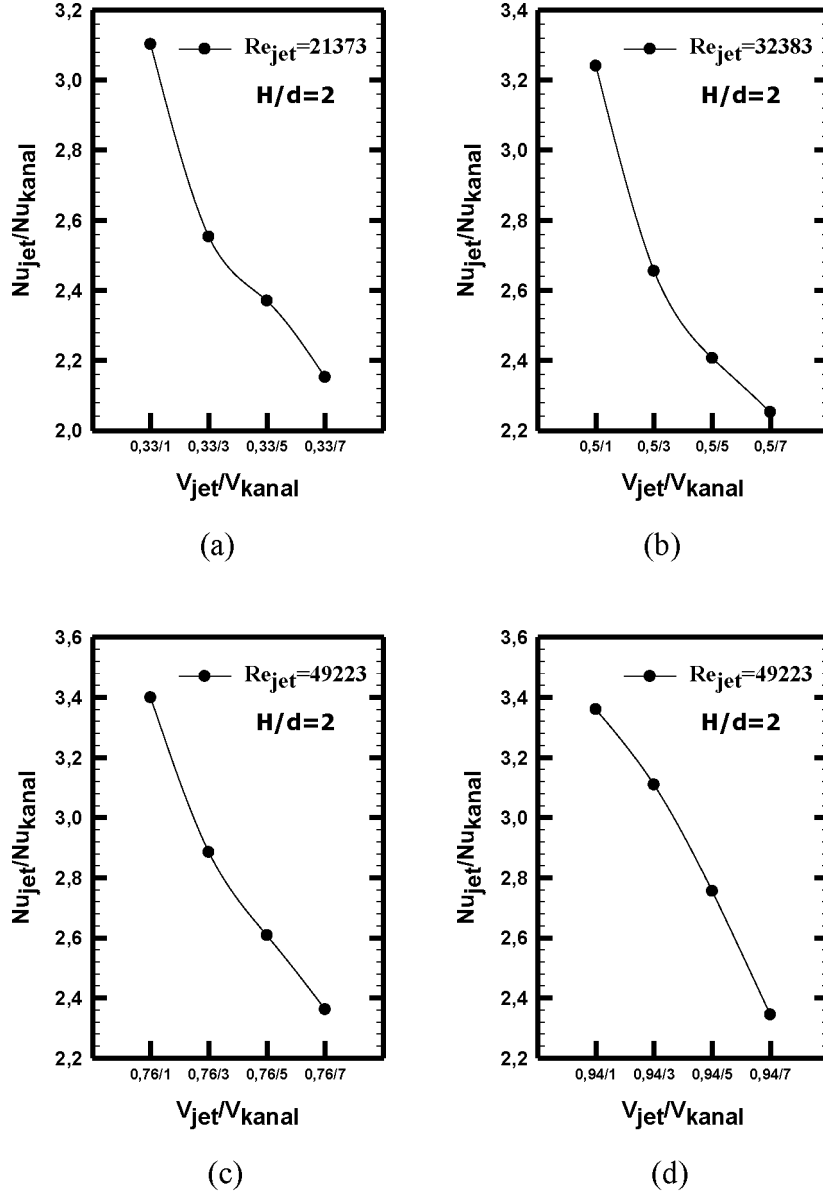
Bağlı Nusselt sayısının (Nu_{jet}/Nu_{kanal}), V_{jet}/V_{kanal} 'a göre farklı jet-plaka mesafelerinde ve farklı PPI alüminyum köpük için değişim grafikleri Şekil 4.32-Şekil 4.43 aralığında verilmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi, düşük jet hızlarında bağlı Nusselt sayısının yüksek jet hızlarına göre düşük olduğu görülmektedir. Burada jet hızının bağlı Nusselt sayısında önemli bir artış sağladığı için kritik bir noktadır. Tüm grafiklerden görüldüğü gibi bağlı Nusselt sayısı, kanal hızının artmasıyla azalmaktadır.

Şekil 4.32'de jet ve kanal akışının, $H/d=2$ olduğu durum için bağlı Nusselt sayısı değişimleri boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} hızına göre verilmiştir. Sabit jet hızlarına karşılık kanal hızları arttıkça, bağlı Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür. Reynolds sayısının 60681 ve V_{jet}/V_{kanal} oranı 0,94 için, bağlı Nusselt sayısı 4,3 olarak en büyük değerini almıştır. Diğer şekillerde de V_{jet}/V_{kanal} oranı 0,94 için bağlı Nusselt sayısının en büyüktür.

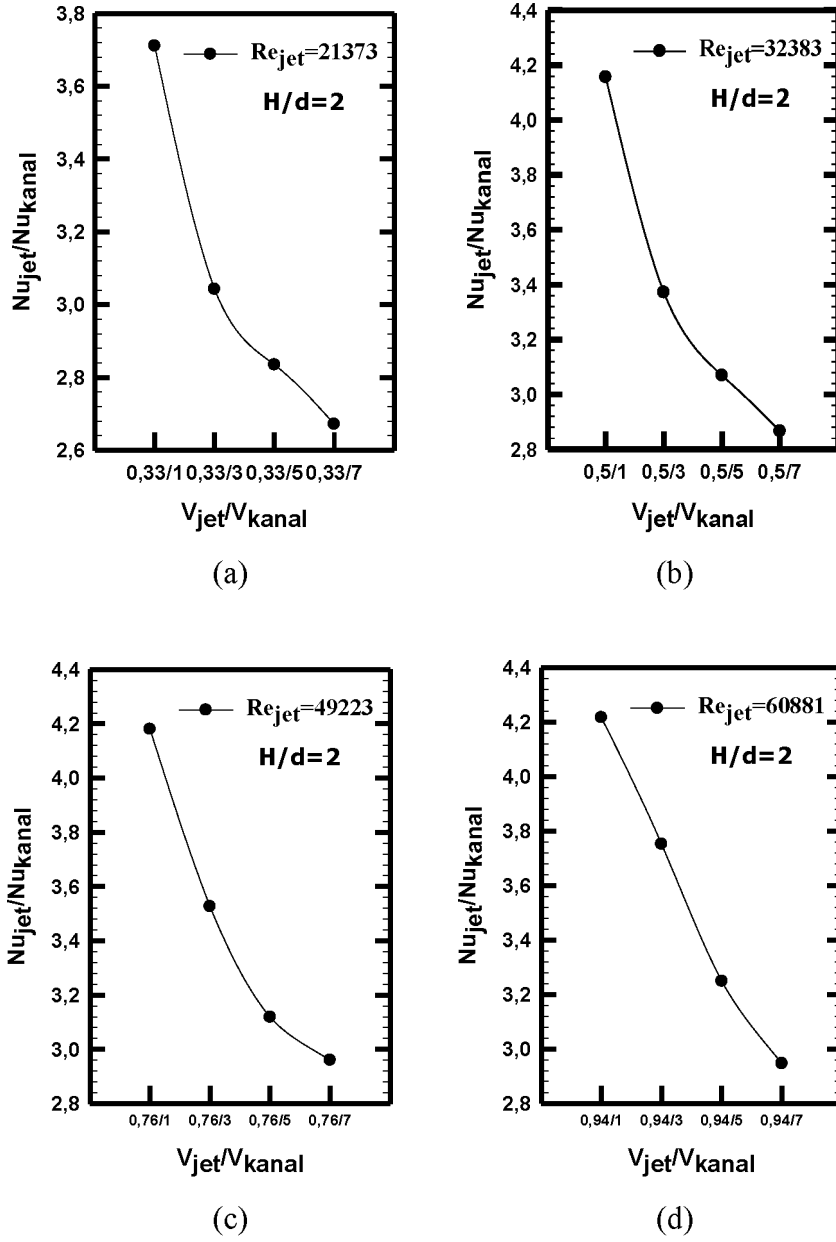
Şekil 4.36' da Reynolds sayısının 30440 ve V_{jet}/V_{kanal} oranı 0,94 için, bağlı Nusselt sayısı 6,4 olarak en büyük değerini almıştır. Bu değer en optimum değerdir. Şekil 4.40' da Reynolds sayısının 11415 ve V_{jet}/V_{kanal} oranı 0,94 için, bağlı Nusselt sayısı 5,6 olarak en büyük değerini almıştır. Şekil 4.42' de görüldüğü gibi yüksek hızda kanal akışı, çok daha düşük Nusselt ile sonuçlanır. Jet akışının, kanal akışına çarptığı bölgede basınç düşüşü oluşur ve Nu_{jet}/Nu_{kanal} oranı ile soğutma performansı artar. Şekil 4.43' de Reynolds sayısının 11415 ve V_{jet}/V_{kanal} oranı 0,94 için, bağlı Nusselt sayısı 5,41 olarak en büyük değerini almıştır.



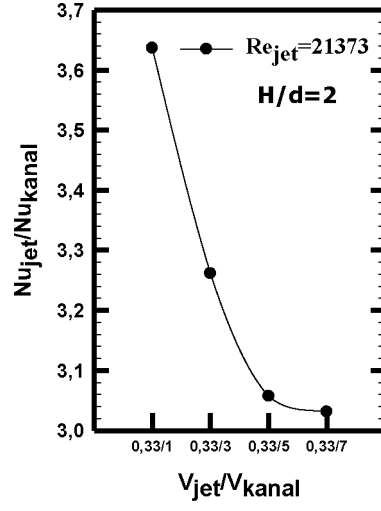
Şekil 4.32. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=2$)



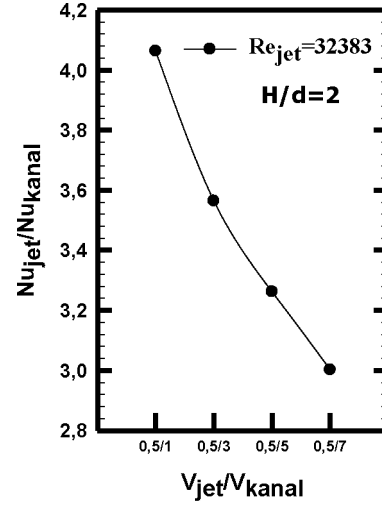
Şekil 4.33. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=2$)



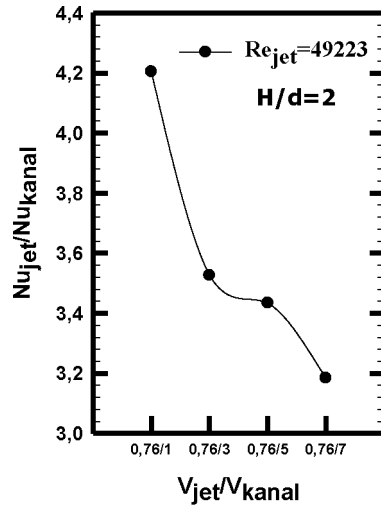
Şekil 4.34. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=2$)



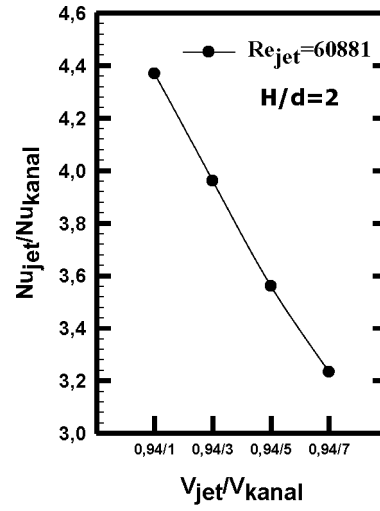
(a)



(b)

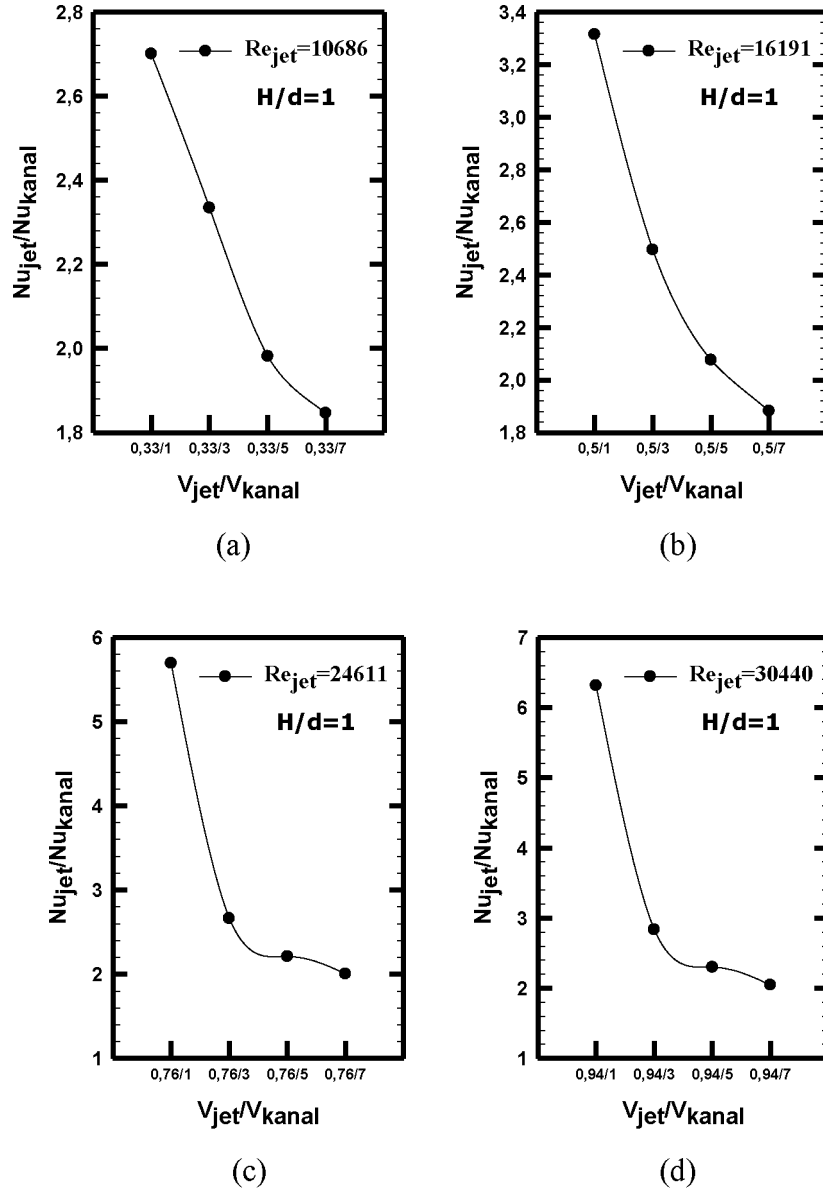


(c)

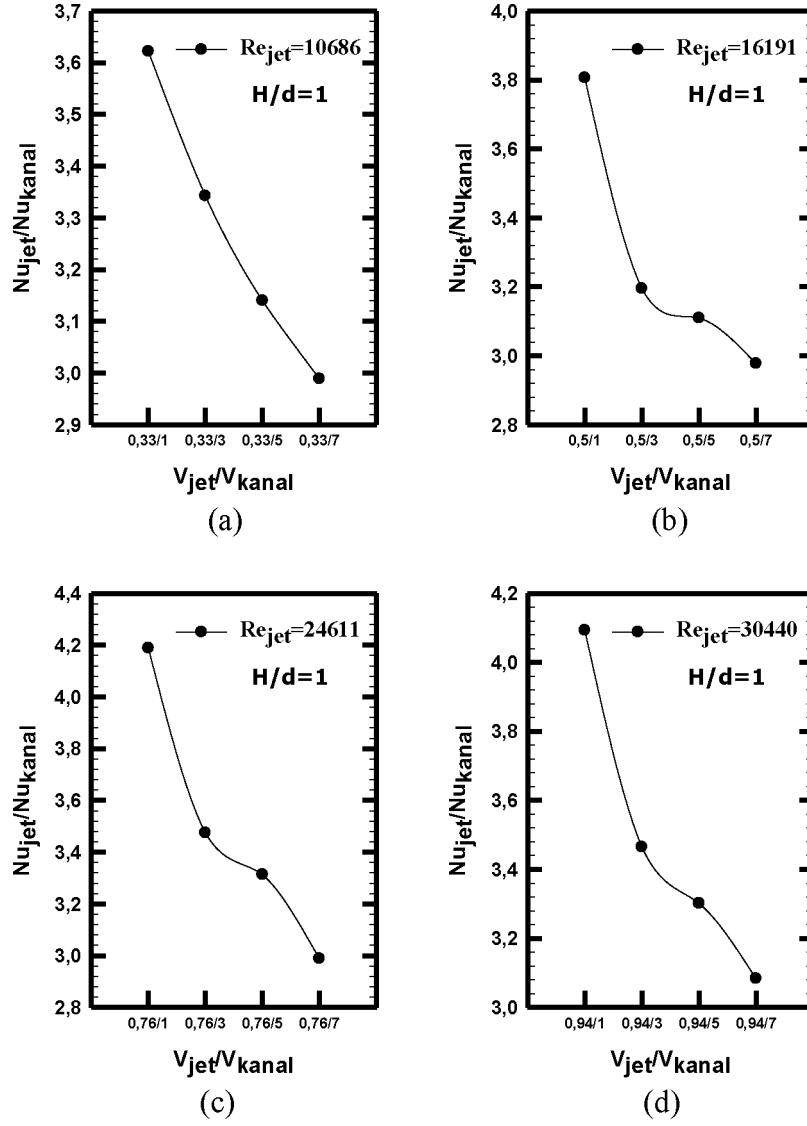


(d)

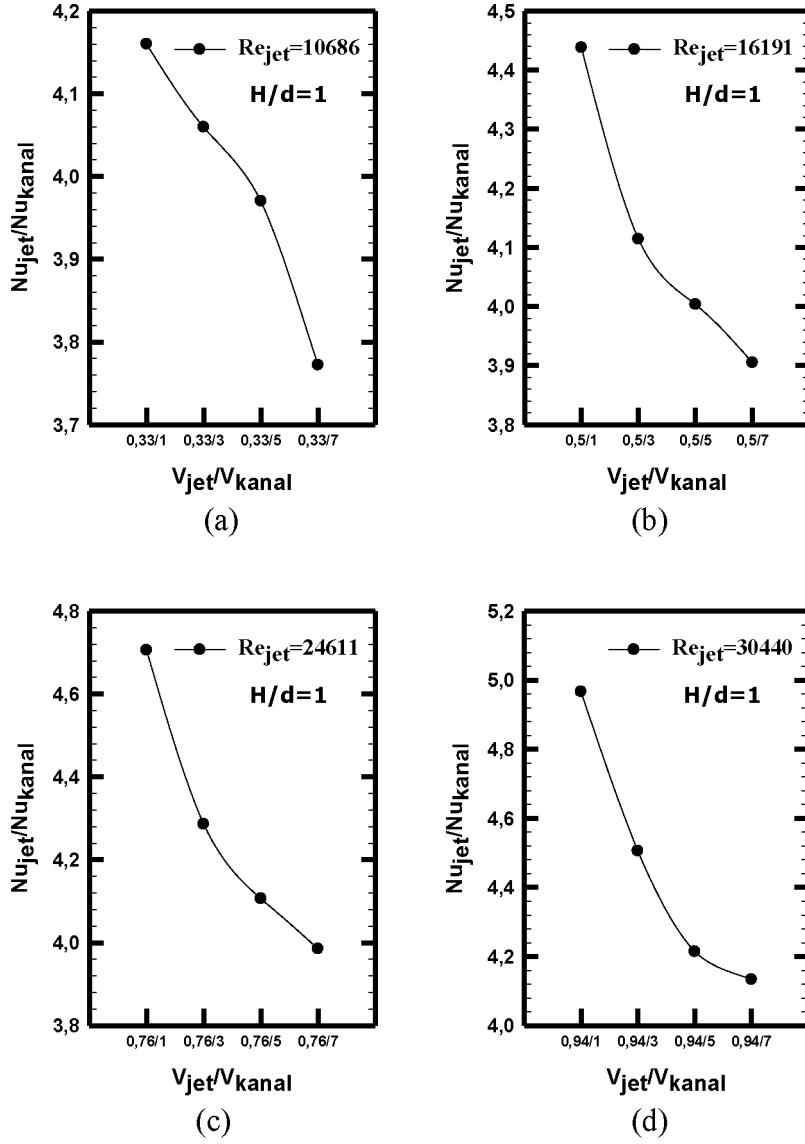
Şekil 4.35. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=2$)



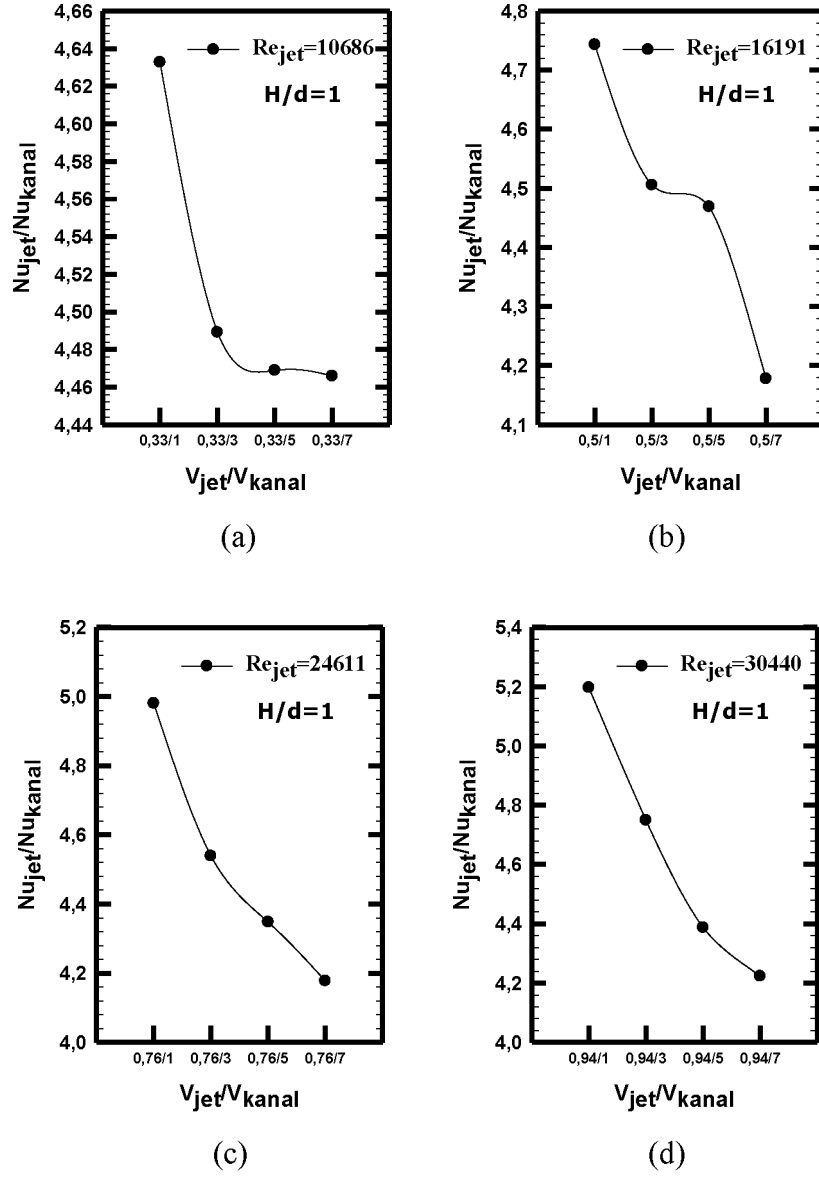
Şekil 4.36. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=1$)



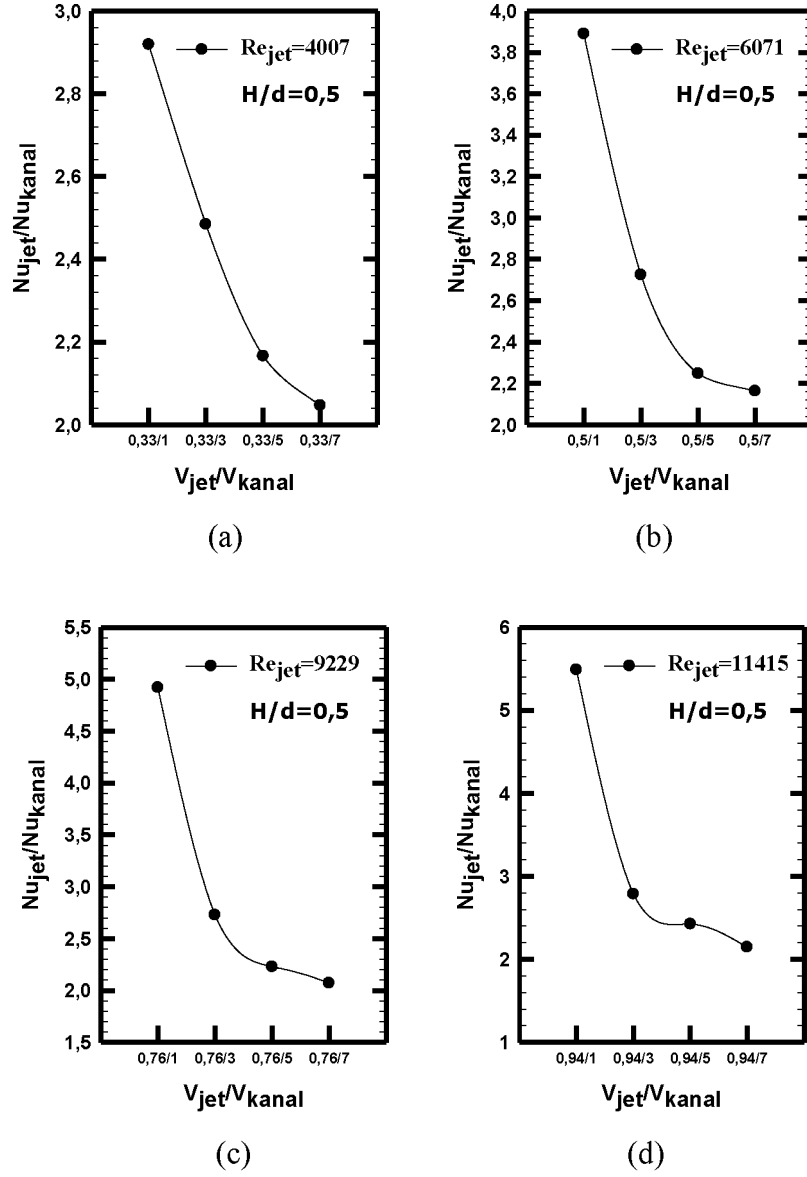
Şekil 4.37. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=1$)



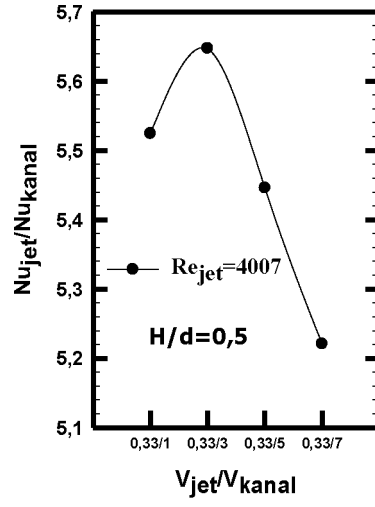
Şekil 4.38. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=1$)



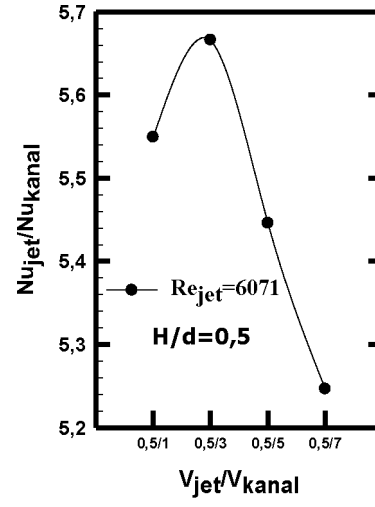
Şekil 4.39. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=1$)



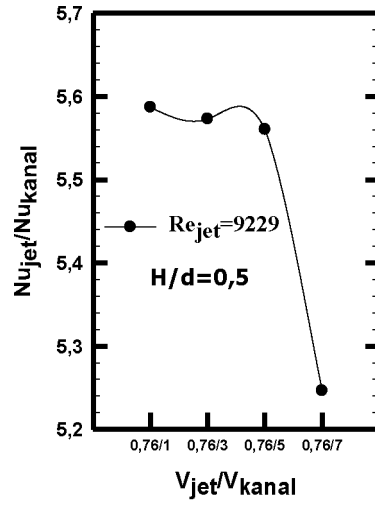
Şekil 4.40. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=0,5$)



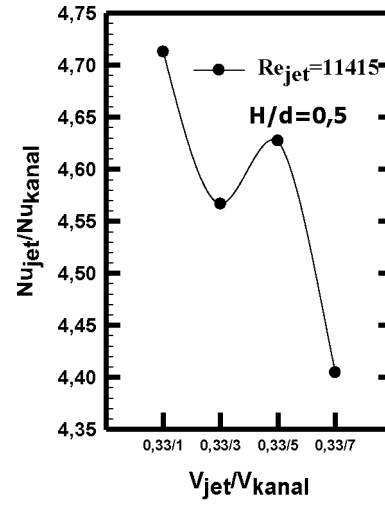
(a)



(b)

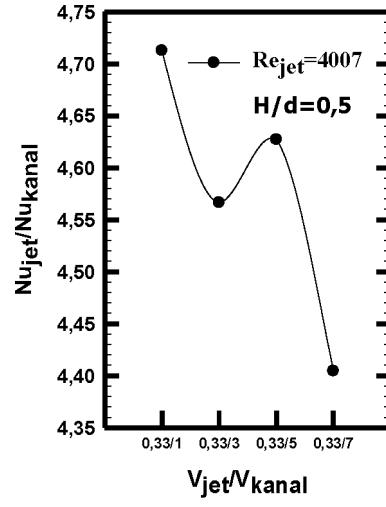


(c)

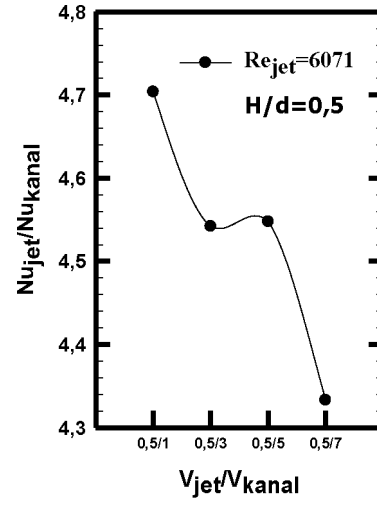


(d)

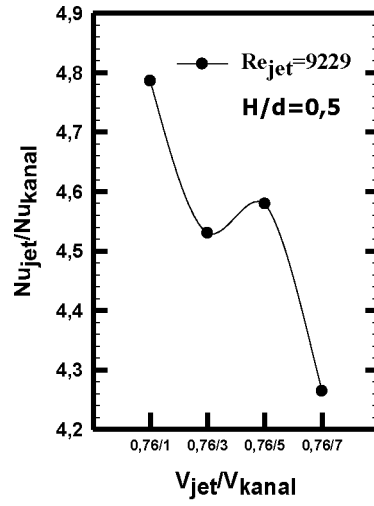
Şekil 4.41. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=0,5$)



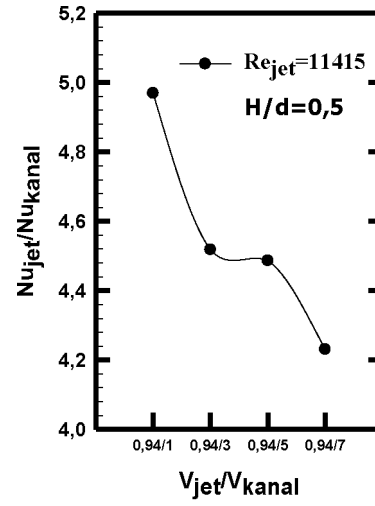
(a)



(b)

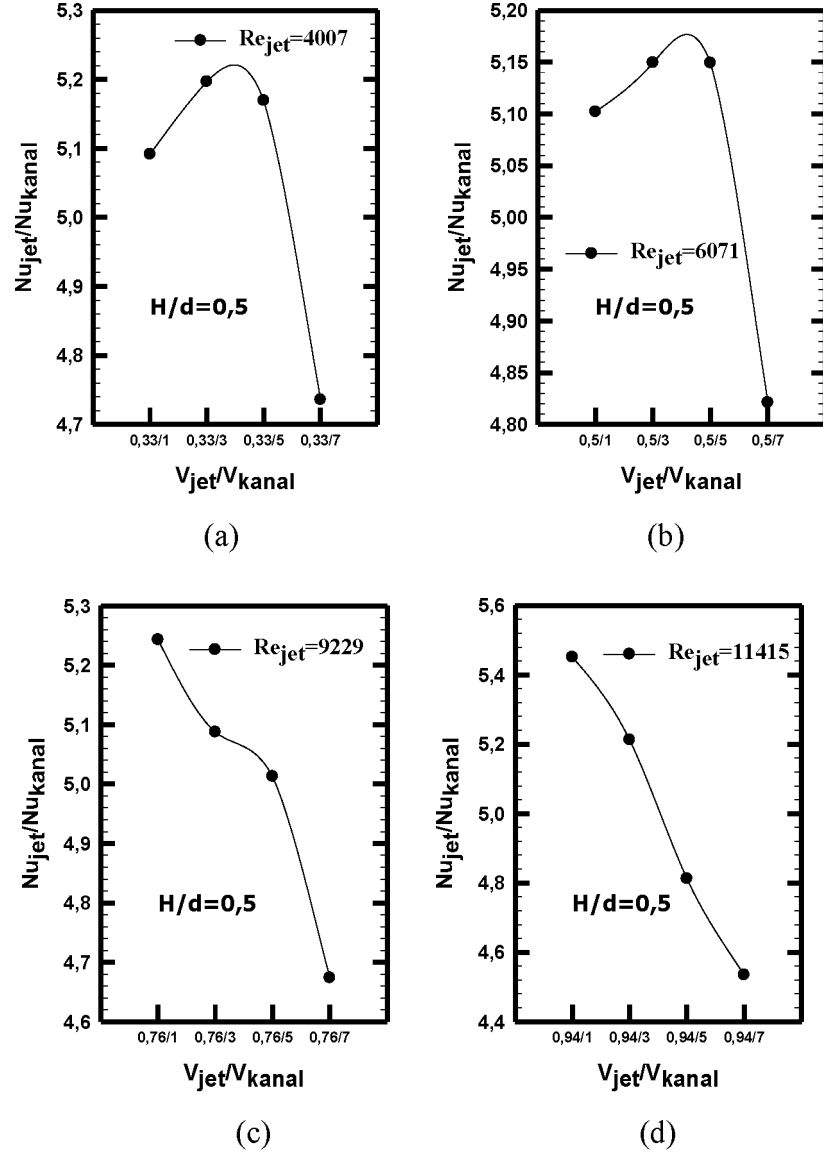


(c)



(d)

Şekil 4.42. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.43. Bağlı Nusselt sayısının jet-kanal akış hızı oranlarına göre değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=0,5$)

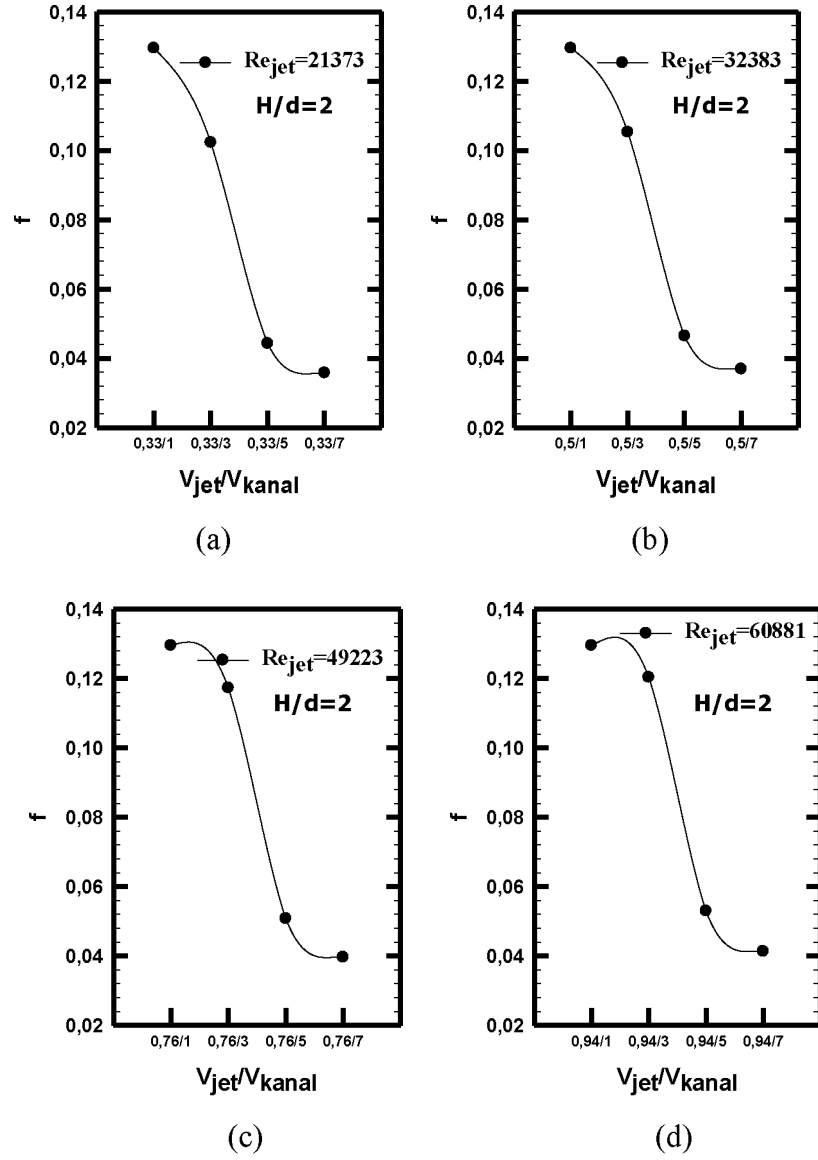
4.3. Sürtünme Faktörü

Kanal içindeki alüminyum köpüklere göre sürtünme faktörü (f_a) değerinin değişimi, H/d oranlarının 0,5, 1 ve 2 olduğu durumlarda, jet akışının boş kanal, 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI'lı alüminyum köpükler ile beraber olduğu durumlar için, basınç düşüşü ve ısı transferine göre meydana gelen sürtünme faktörü değişimine ait grafikler Şekil 4.44.- Şekil 4.55. aralığında gösterilmiştir.

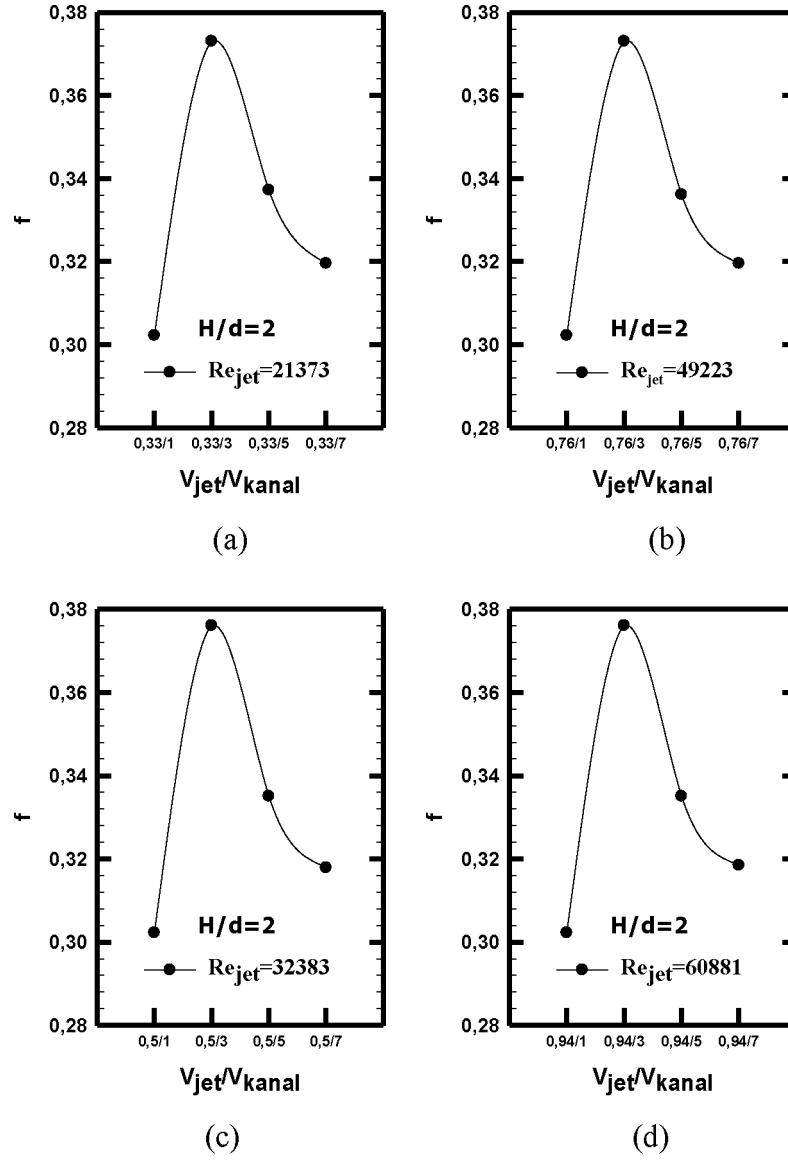
Tüm şekillerden görüldüğü gibi V_{jet}/V_{kanal} oranının artmasıyla tüm durumlardaki sürtünme katsayısı azalmaktadır. Alüminyum köpüklerin yerden yüksekliğinin ve alüminyum köpüklerin dizilim biçiminin sürtünme faktörüne etkisinin az olduğu için incelemeye dahil edilmemiştir.

Grafikler incelendiğinde, kullanılan alüminyum köpüklerinin tipinin sürtünme faktörünün değerinin değişimine artırdığı görülmüştür. Bu artışa alüminyum köpüklerin ardından oluşan girdaplar ve geçen akışkandaki karışım etki etmiştir. PPI değeri girdap akımları ile doğru orantılı olduğundan, sürtünme faktörü değerini de artırmıştır.

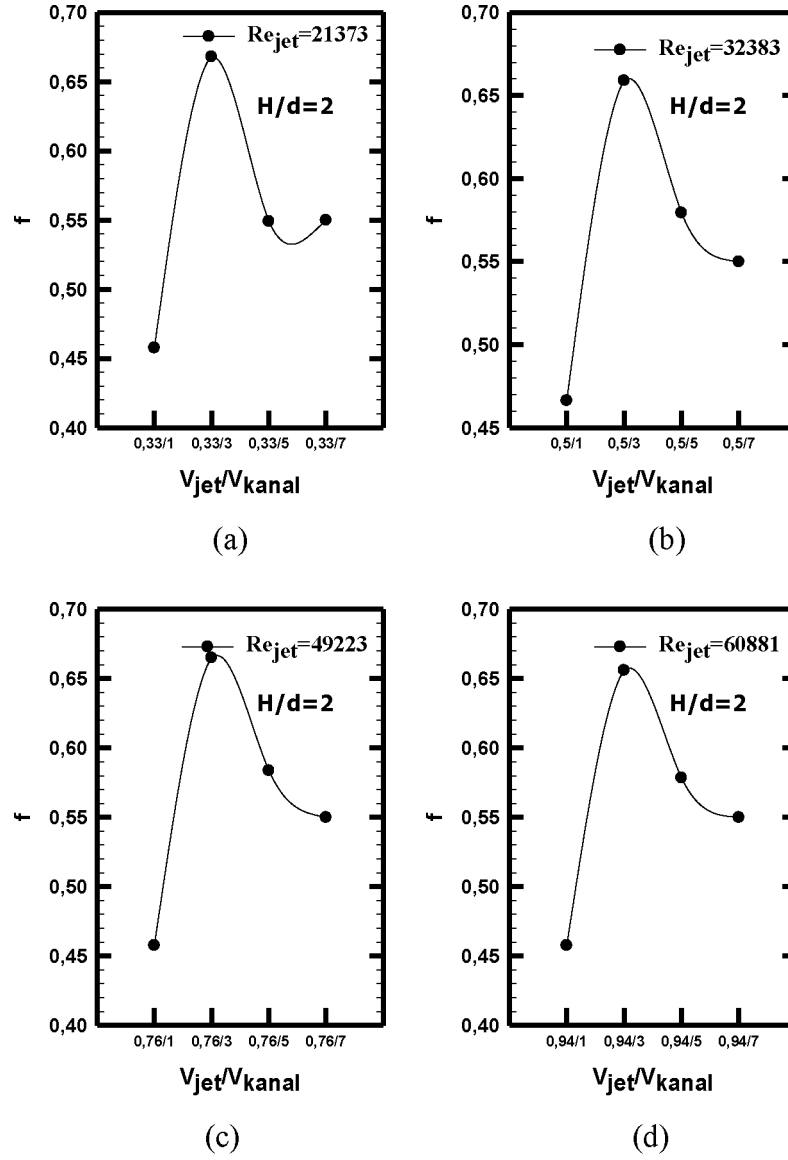
Grafiklerden de görüleceği üzere düşük Reynolds sayılarında sürtünme faktörü maksimum değere ulaşır. Ancak Reynolds sayısı artınca, girdap ve türbülansları da artırdığından sürtünme faktörünün giderek azaldığı tesbit edilmiştir.



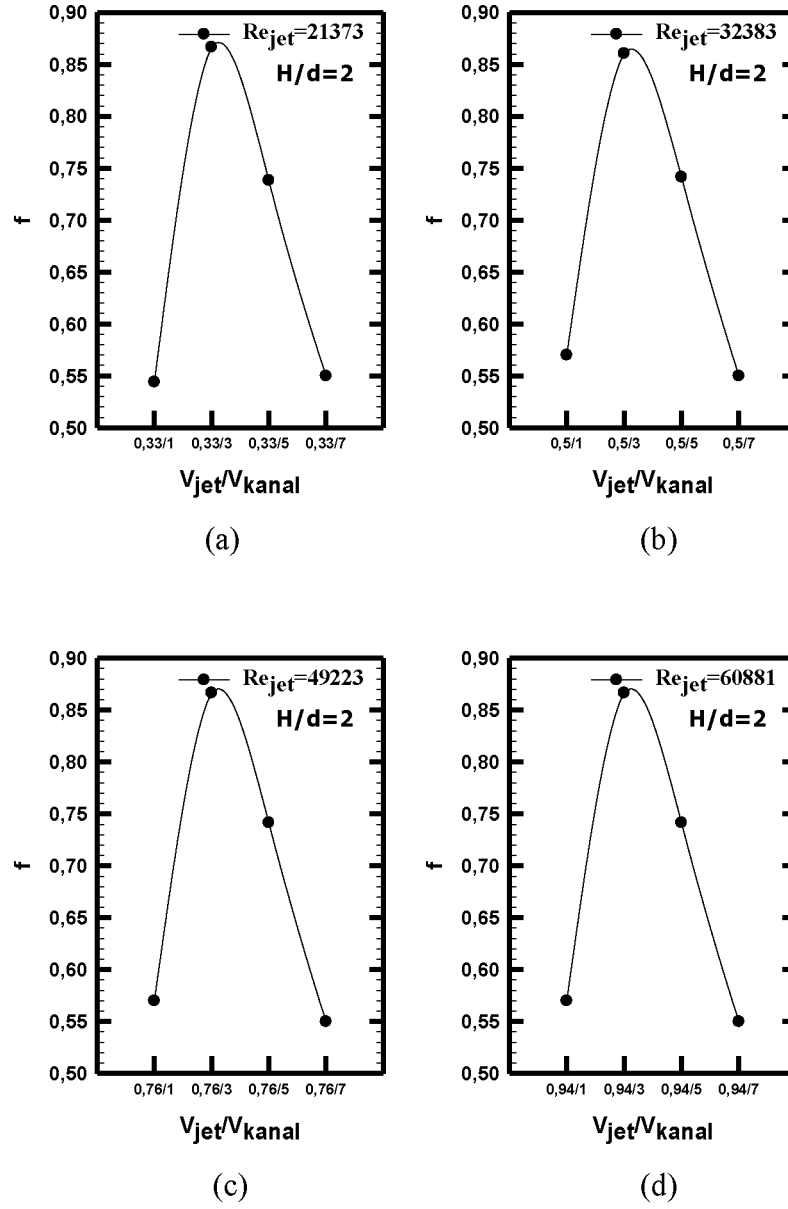
Şekil 4.44. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=2$)



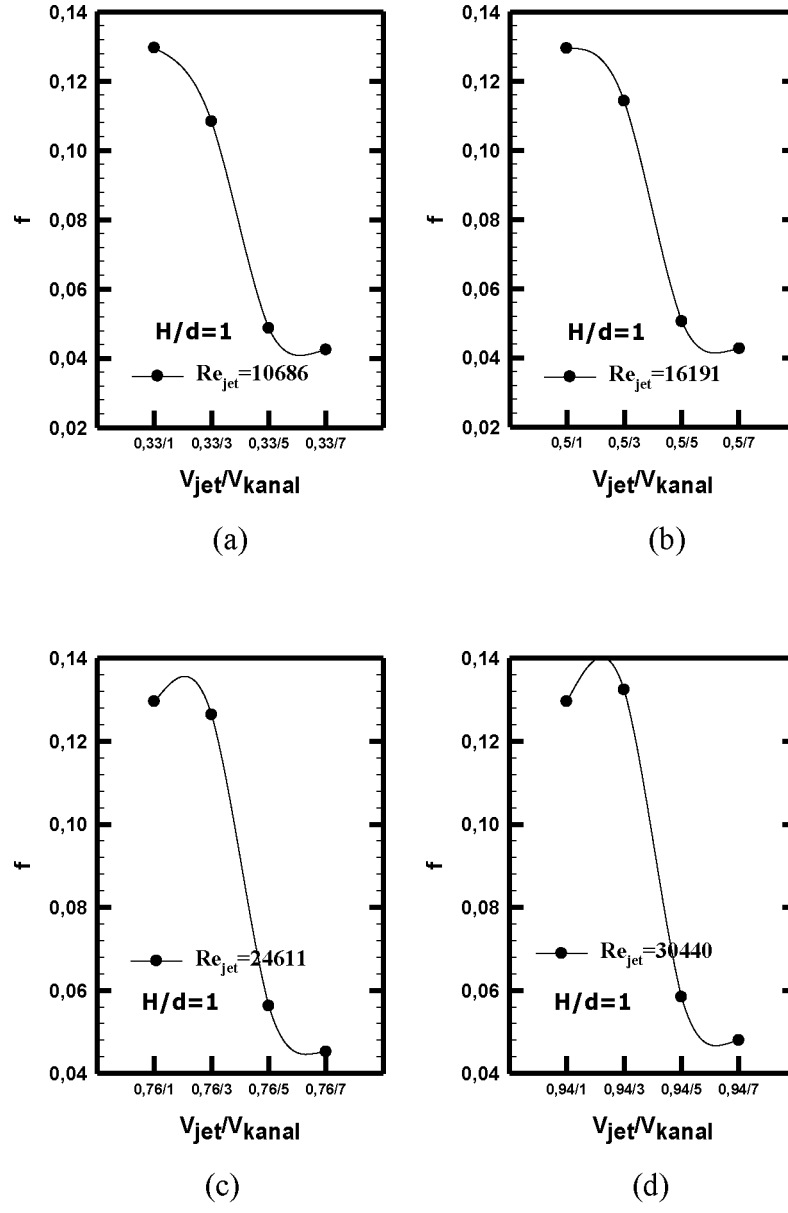
Şekil 4.45. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=2$)



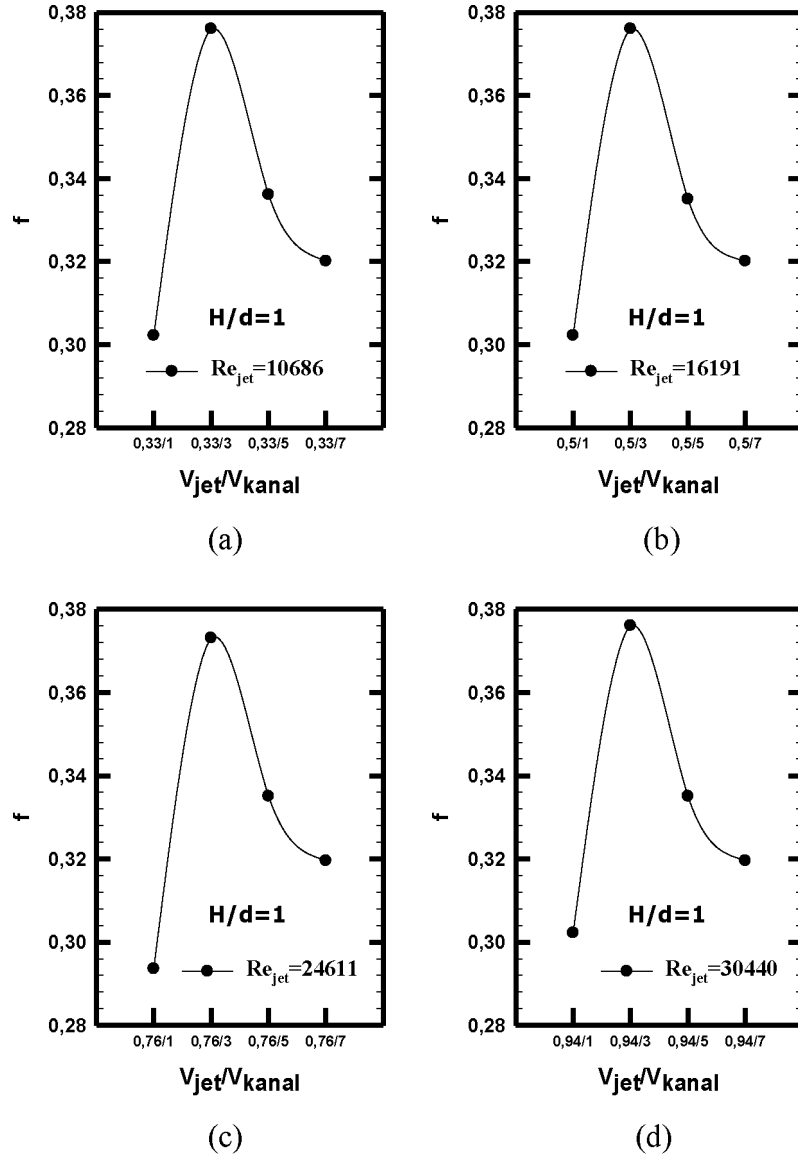
Şekil 4.46. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=2$)



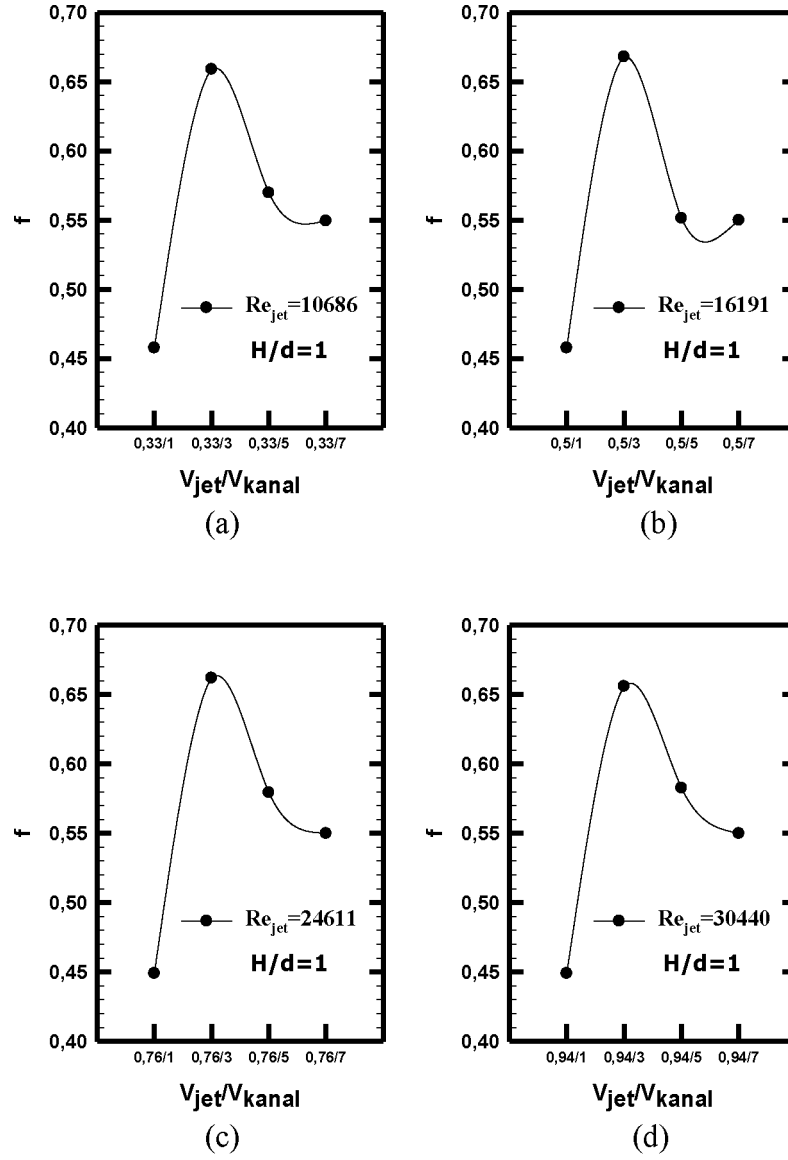
Şekil 4.47. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değışimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=2$)



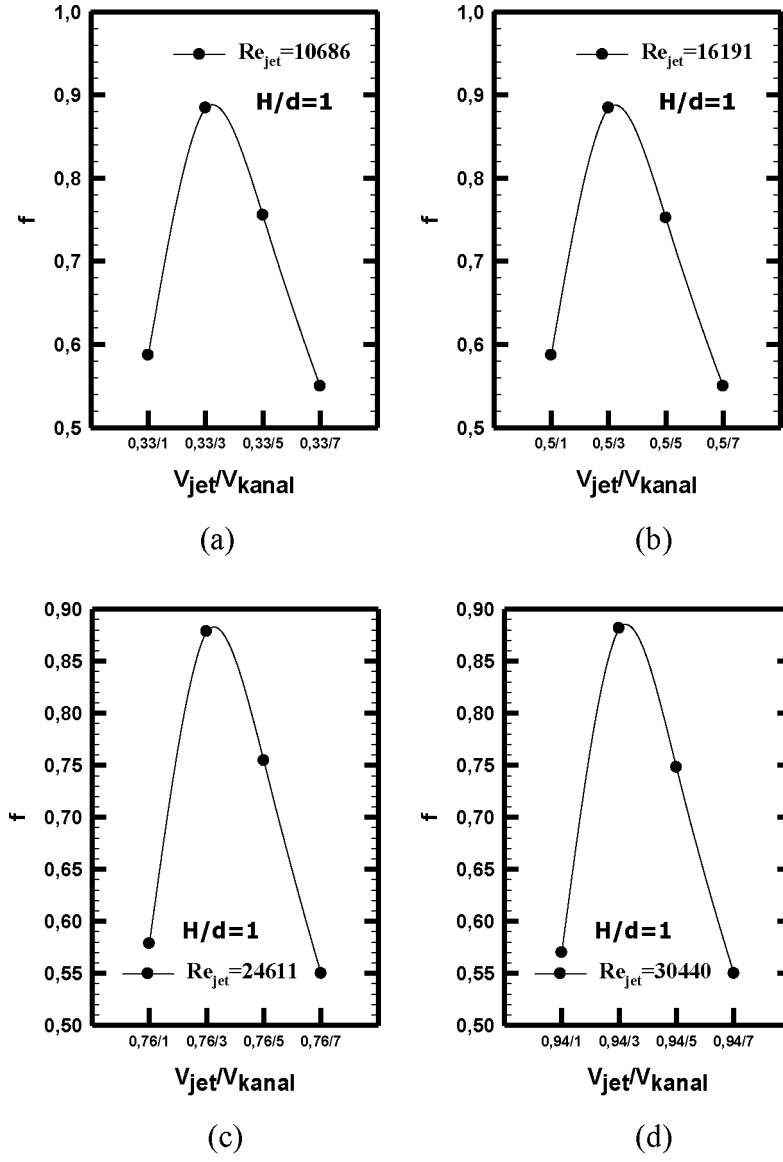
Şekil 4.48. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=1$)



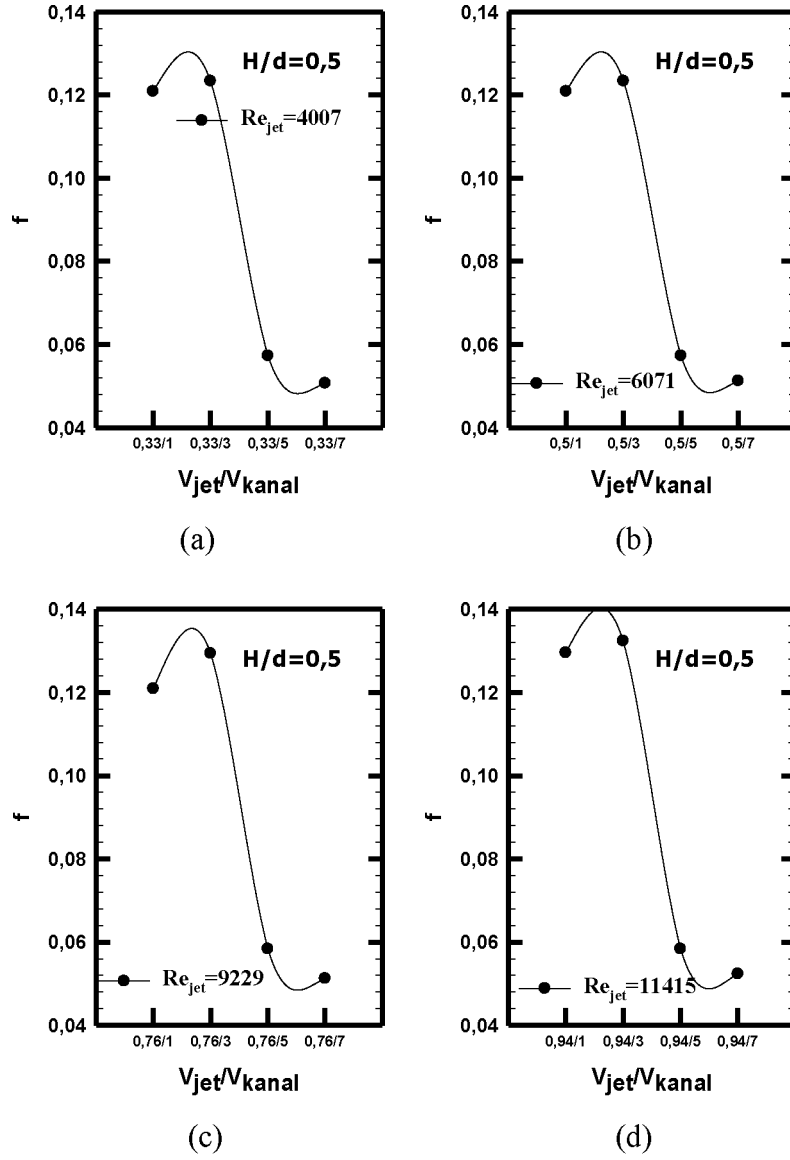
Şekil 4.49. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=1$)



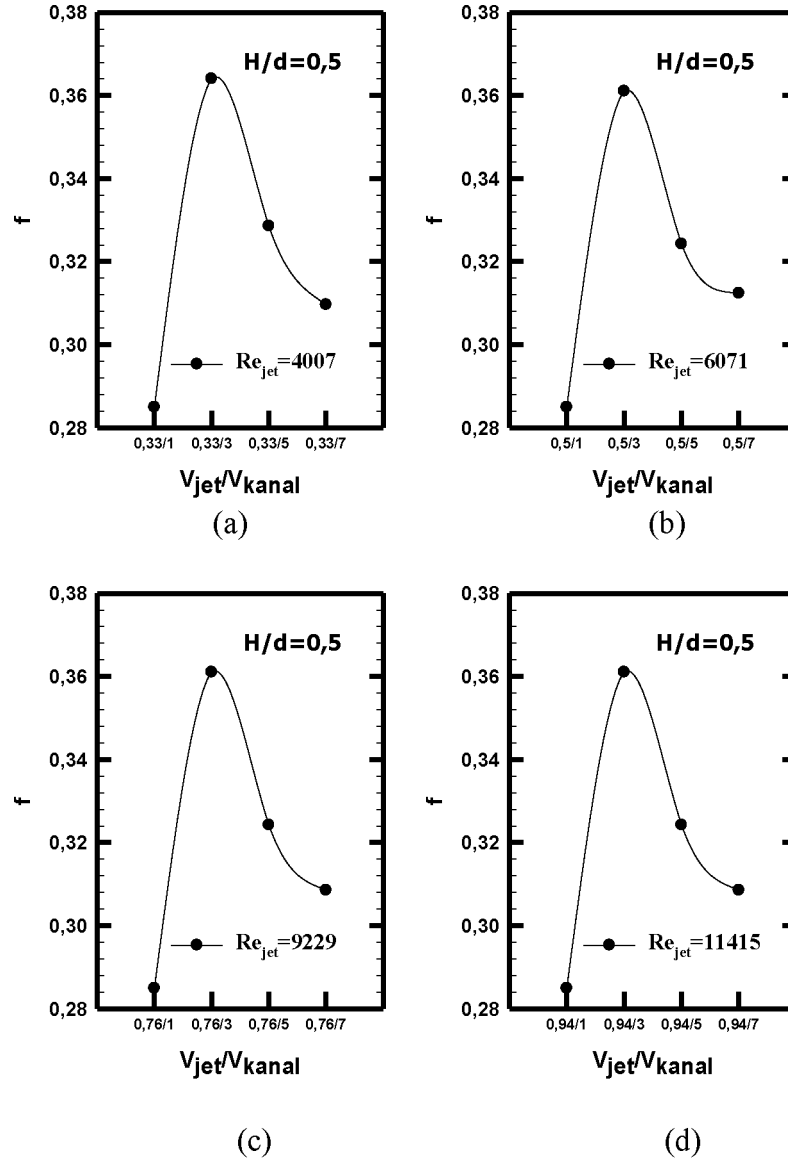
Şekil 4.50. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=1$)



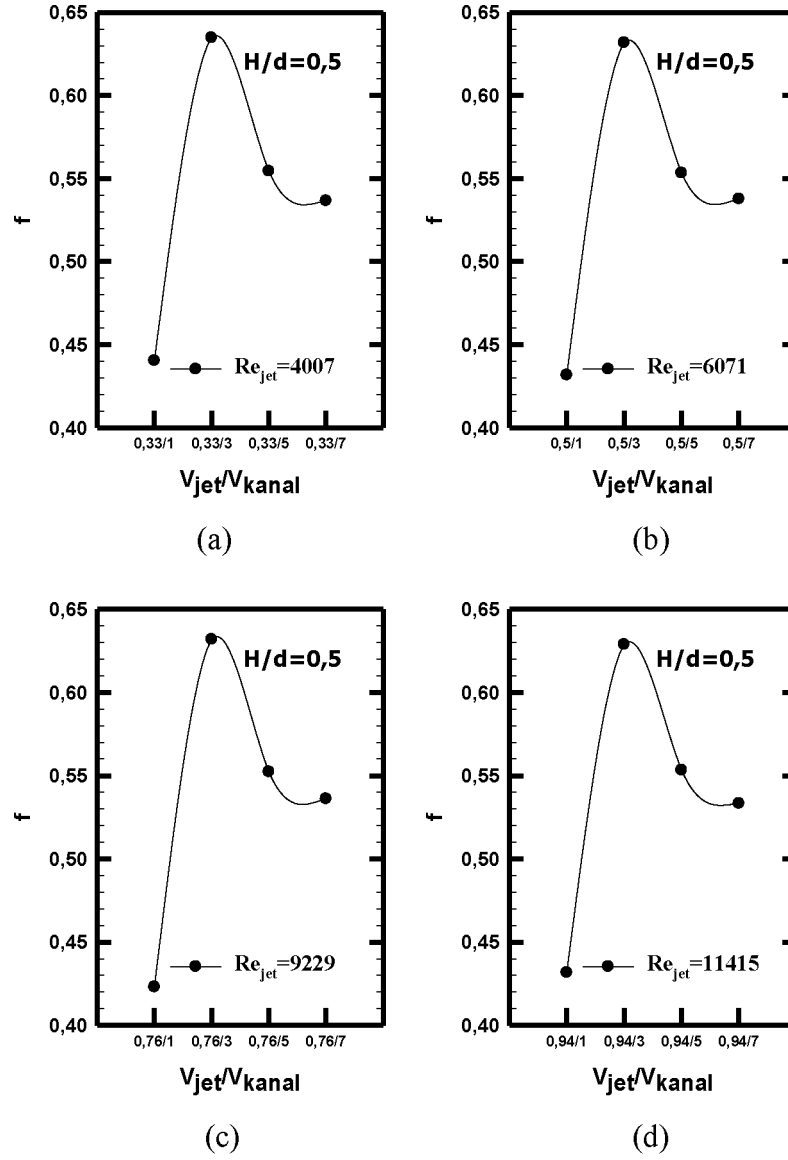
Şekil 4.51. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=1$)



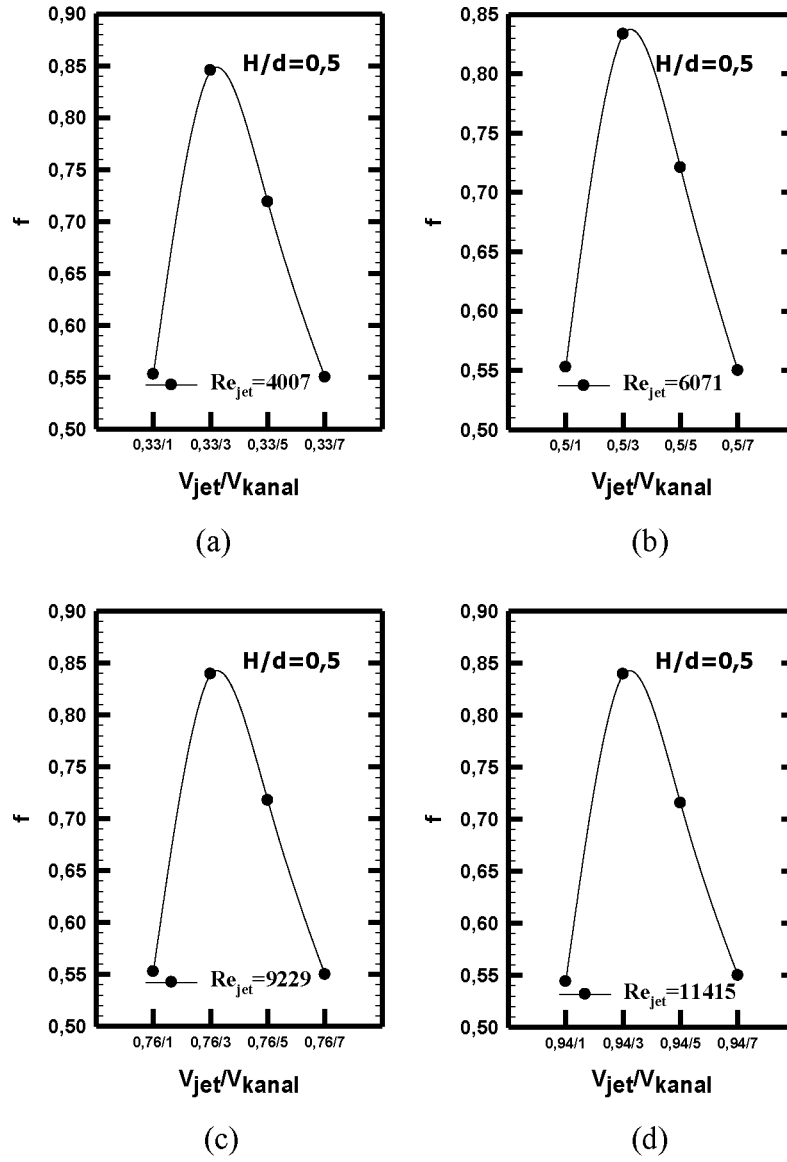
Şekil 4.52. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.53. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.54. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.55. Sürtünme faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değışimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=0,5$)

Şekil 4.44'te görüldüğü gibi, sürtünme faktörünün her bir V_{jet}/V_{kanal} durumunda da en yüksek sürtünme faktörü, Re_{jet} 60881 olduğunda görülmüştür. Sürtünme faktörünün, konulan metal köpüklerin ardından oluşan girdapla artışı sonucuna varılmıştır.

En fazla girdap 20 PPI alüminyum köpükle sağlandığı için, 20 PPI alüminyum köpüğün kullanıldığı durumlarda, sürtünme faktöründen daha fazla artış saptanmıştır. H/d oranının düşmesiyle, jet akış hızının azalıp basıncın arttığı ve Re_{jet} değerinin düştüğü görülmüştür. Yüksek Reynolds sayılarında daha az sıcaklık farkları görülmüştür. Bunun sebebi Reynolds sayısının artmasıyla ısı sınır tabaka kalınlığı azaldığından, alüminyum köpüklerin oluşturduğu dalgalanmaların ve ısı aktarım katsayısının arttığı, böylece de ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir.

Kanal yüksekliğine bağlı olarak, kanal duvarlarında türbülans artacaktır. Dolayısıyla Şekil 4.45'teki gibi basınç düşüşü de artacağından, sürtünme faktörünün de (f) de arttığı görülmüştür. Re_{jet}/Re_{kanal} oranı arttıkça, soğutma performansı artar. Yaklaşık 1,5 olunca optimum değerde ısı transferi meydana gelir.

Şekil 4.52'de alüminyum köpük kullanılmamıştır. Şekil 4.53, Şekil 4.54 ve Şekil 4.55' incelendiğinde ise sırasıyla 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI alüminyum köpükler kullanılmıştır. Boş kanala göre sürtünme faktörü alüminyum köpüklerle artmıştır. Kanal duvarlarında türbülans ne kadar artarsa basınç düşüşü de o kadar artacaktır dolayısıyla da sürtünme faktörü (f) artmış olacaktır. Dolayısıyla PPI değeri arttıkça, girdap oluşumu artacağından, sürtünme faktörünün artmış olduğu görülmüştür.

4.4. Isıl Performans Faktörü

Sabit pompa gücü için ısı transferindeki iyileştirme, ısı performans faktörü (Π) olarak tanımlanmaktadır. Isıl performans faktörü (Π), h_a engelli yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı, h_o engelsiz yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısı olmak üzere aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanmaktadır;

$$\eta = \frac{h_a}{h_0} = \frac{Nu_a}{Nu_0} = \left(\frac{Nu_a}{Nu_0} \right) \left(\frac{f_a}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (4.4)$$

Eşitlik 4.4'te Nu_0 boş kanal için Nusselt sayısını, f_0 sürtünme faktörünü, Nu_a (Nu_{jet}) ve f_a da sırasıyla ortalama Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimleri Şekil 4.56-4.67'de verilmiştir. Tüm şekillerden görüldüğü ısı performans faktörü alüminyum köpükler ve boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} mesafelerine göre farklı değişimler göstermektedir. Isıl performans faktörü, akışta girdap üretimlerinin olmadığı bölgelerde azalmıştır. Dolayısıyla ısı transferinde azalmaların meydana geldiği görülmüştür. Fakat kanal hızının en düşük olduğu (1) yani V_{jet}/V_{kanal} oranının yüksek olduğu durumlarda, ısı performans faktöründe artış meydana geldiği görülmektedir.

Kullanılan alüminyum köpüklerde, gözenek sayısı arttıkça, ısı performans faktörünün azaldığı görülmüştür. 20 PPI köpüklerde, gözenek sayısı (inç başına 20 gözenek) en çok olduğu için, ısı performans faktörü de diğer alüminyum köpüklere göre en düşük değerdedir.

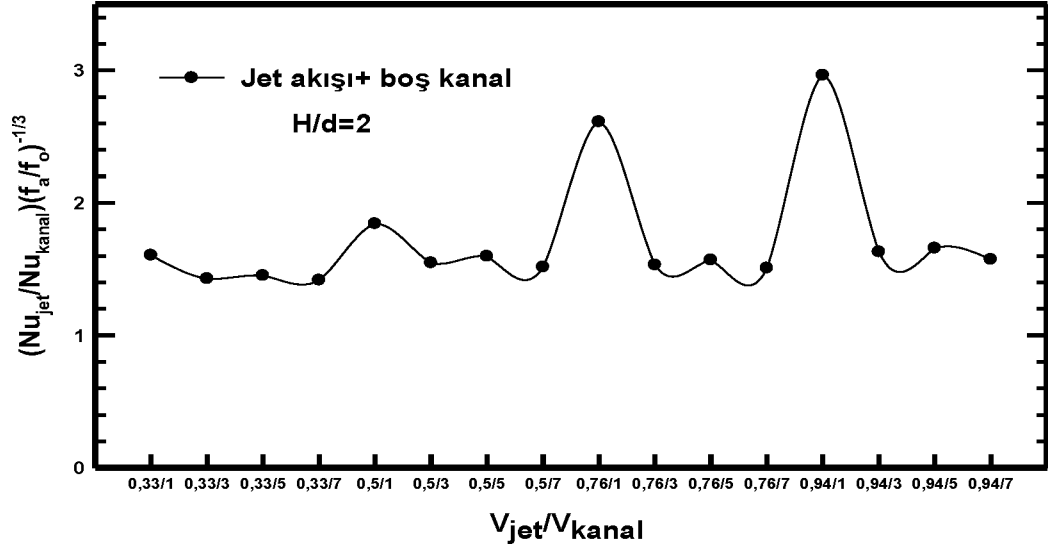
Nusselt sayısının artışını sağlayan etkenler sürtünme faktörünün (f) artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca ısı performans faktörünün artmasıyla Reynolds sayısı da artmaktadır.

Sonuç olarak, $\eta > 1$ ise kullanılan yöntemin bütünüyle avantajlı olduğunu söyleyebiliriz. Ancak $\eta < 1$ olduğunda kullanılan yöntemin verimlilik oranı düşük olduğundan Nusselt sayısındaki artış dikkate alınmaksızın kullanılamaz olduğunu ifade edebiliriz.

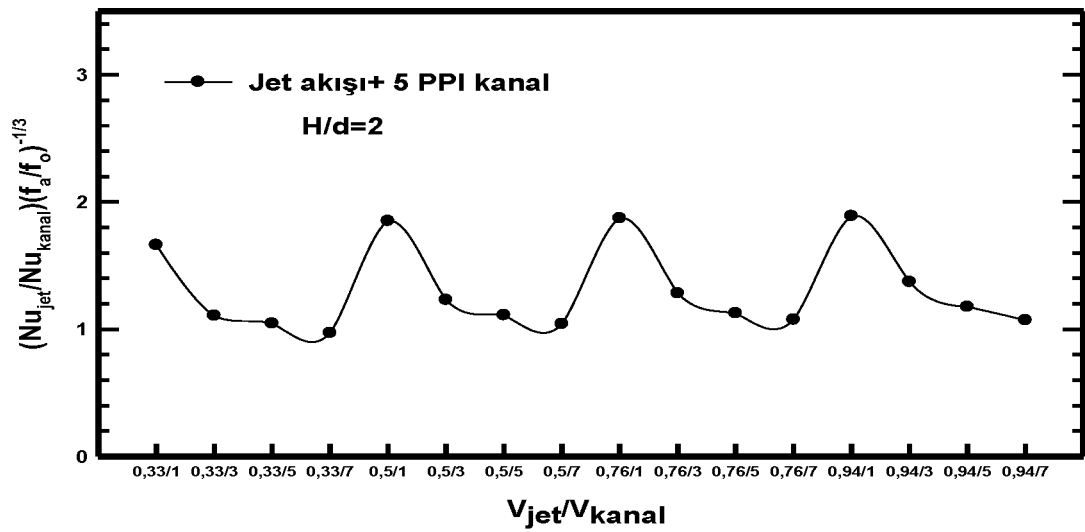
Şekil 4.56'da ısı performans faktörünün 1,40 ile 3,00 arasında değiştiği görülmüştür. Maksimum değer $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94$ durumundadır. Diğer şekillerde de benzer durumlar vardır. Maksimum değer $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94$ durumunda görülmüştür. Şekil 4.59' da $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94$ durumunda, ısı performans faktör, 1'den biraz

büyüktür. Yaklaşık 1,6 değerindedir. İstenmeyen duruma yakındır.

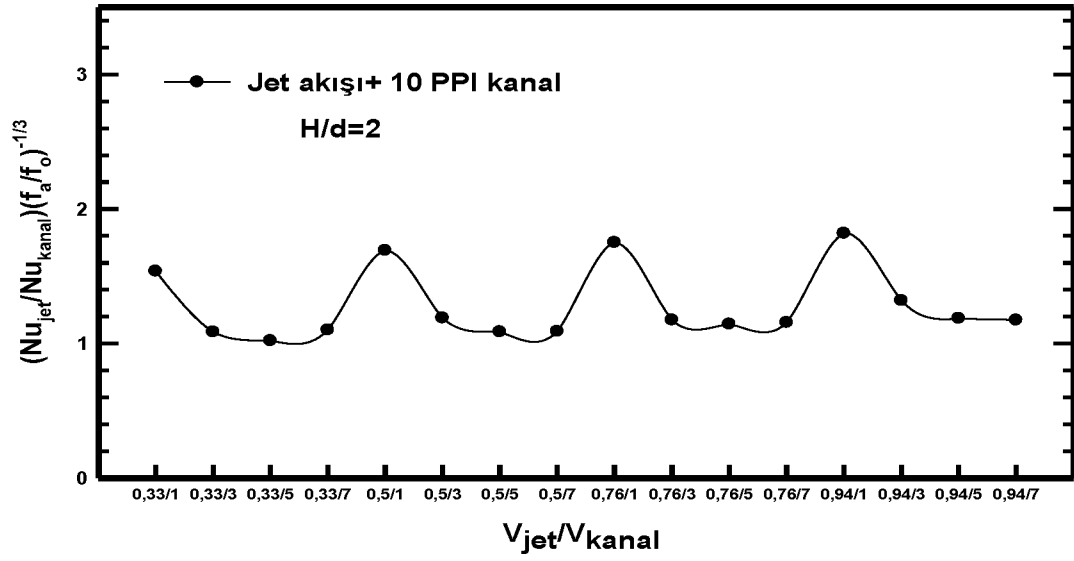
Şekil 4.60' da En yüksek ısıl performans faktörleri V_{jet}/V_{kanal} oranının 0,94 olduğu noktada elde edilmiştir. Yaklaşık 4,5 olarak en yüksek değeri elde etmiştir ve optimumdur.



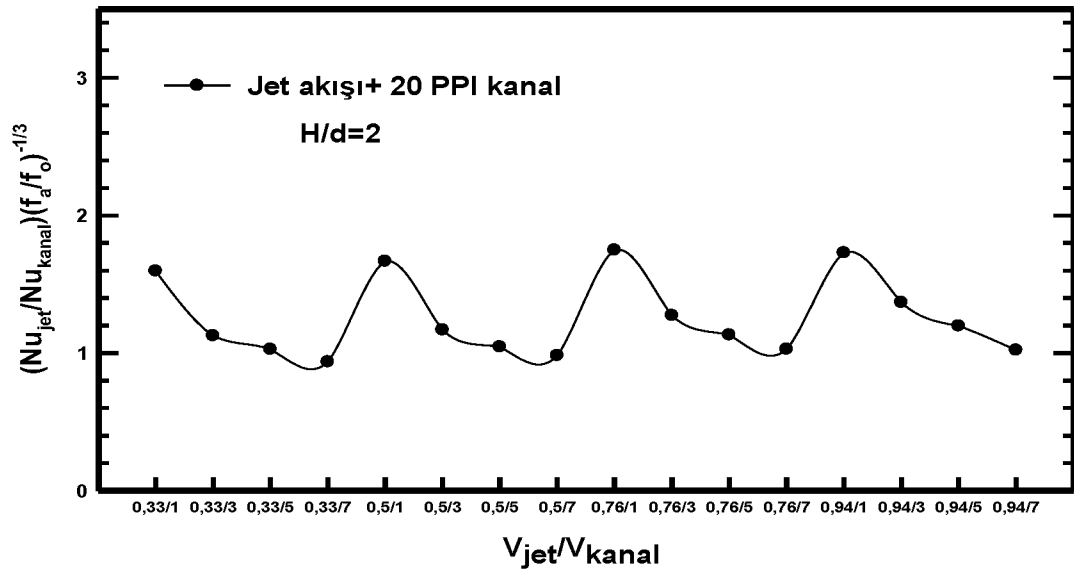
Şekil 4.56. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+boş kanal, H/d=2)



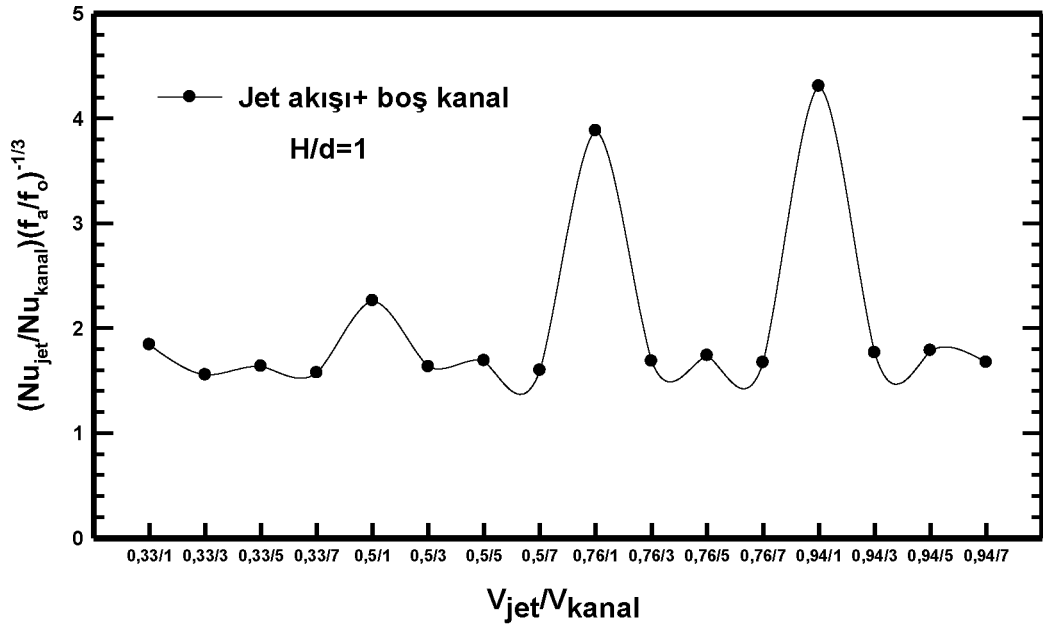
Şekil 4.57. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, H/d=2)



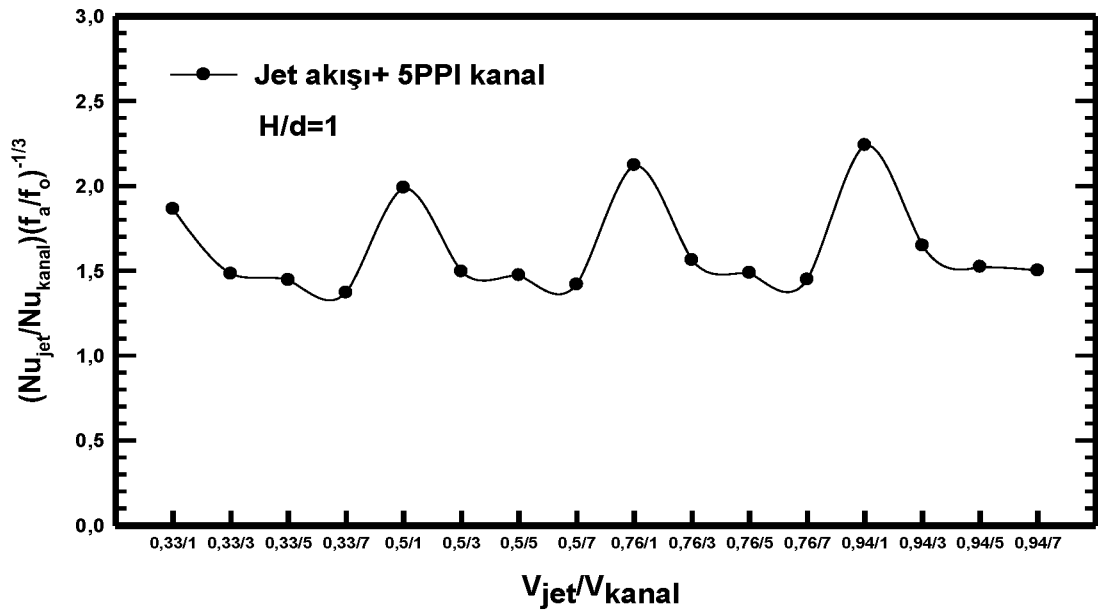
Şekil 4.58. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, H/d=2)



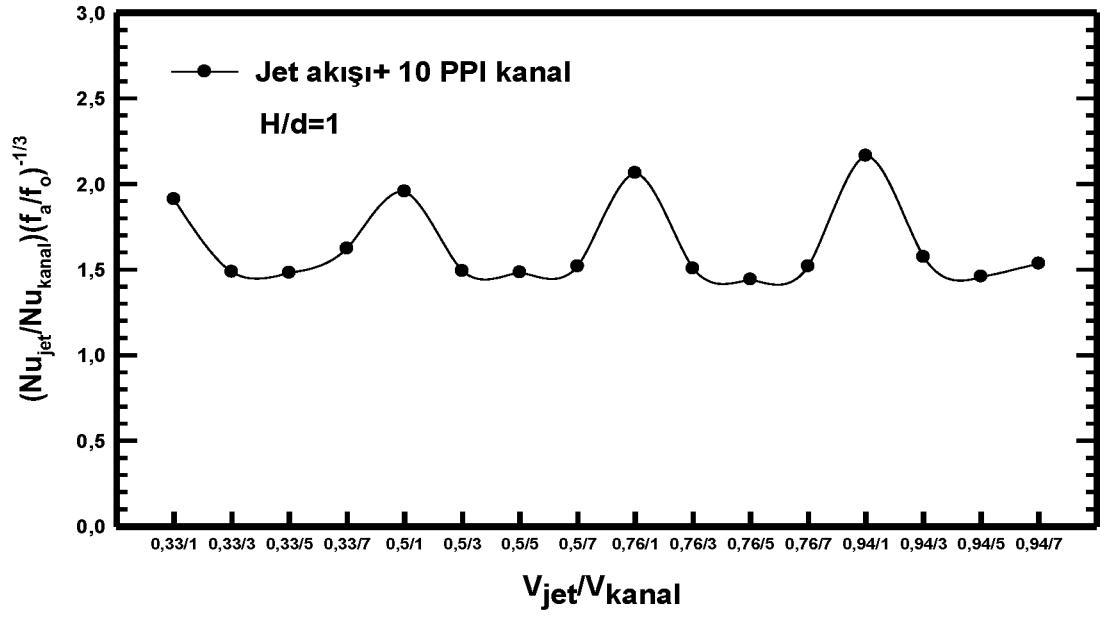
Şekil 4.59. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, H/d=2)



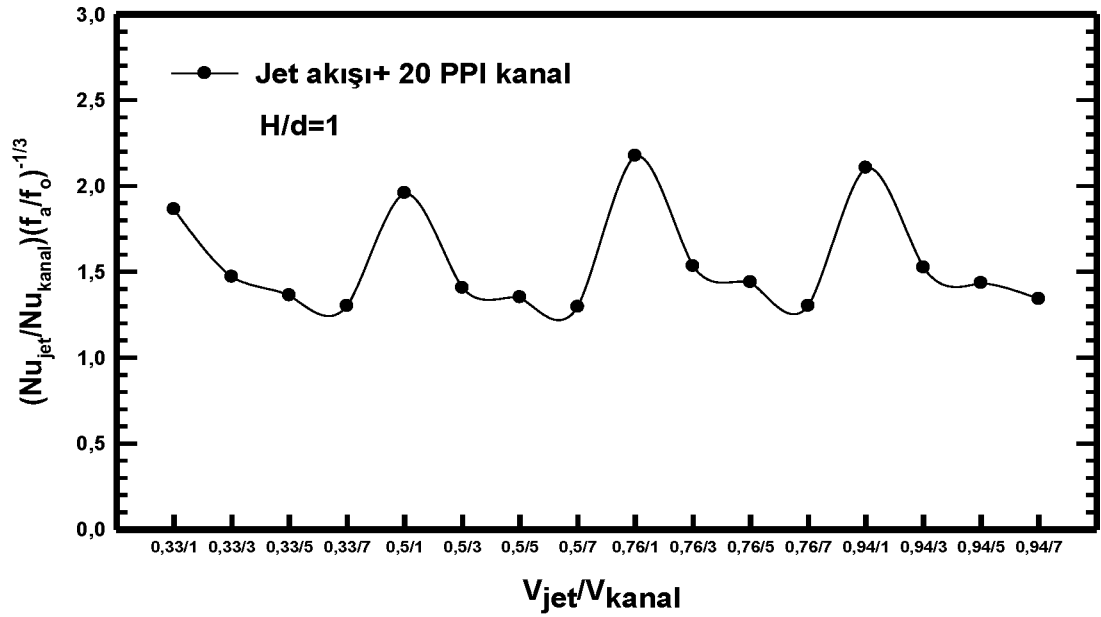
Şekil 4.60. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+boş kanal, $H/d=1$)



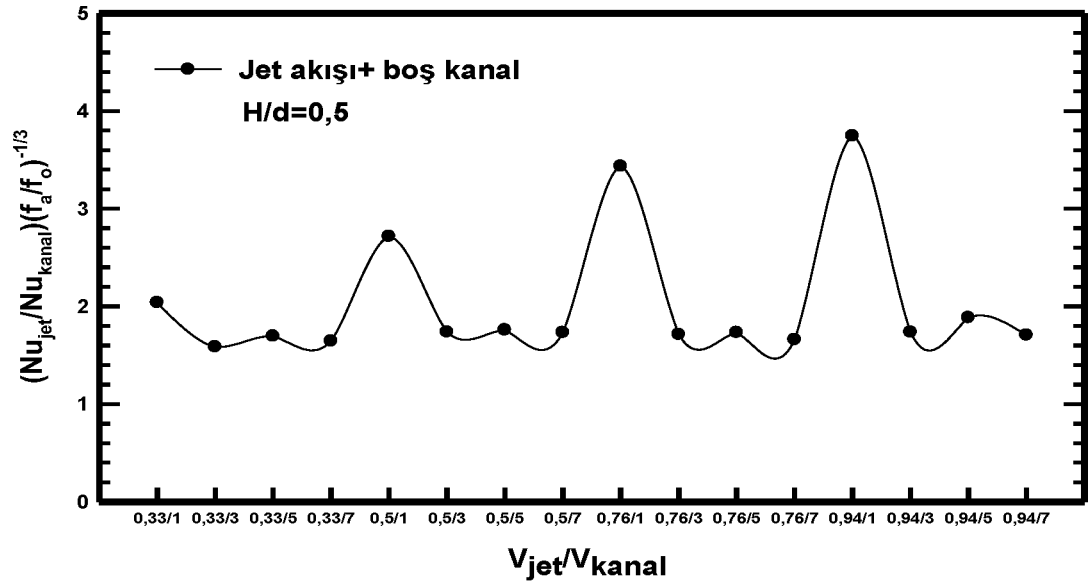
Şekil 4.61. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=1$)



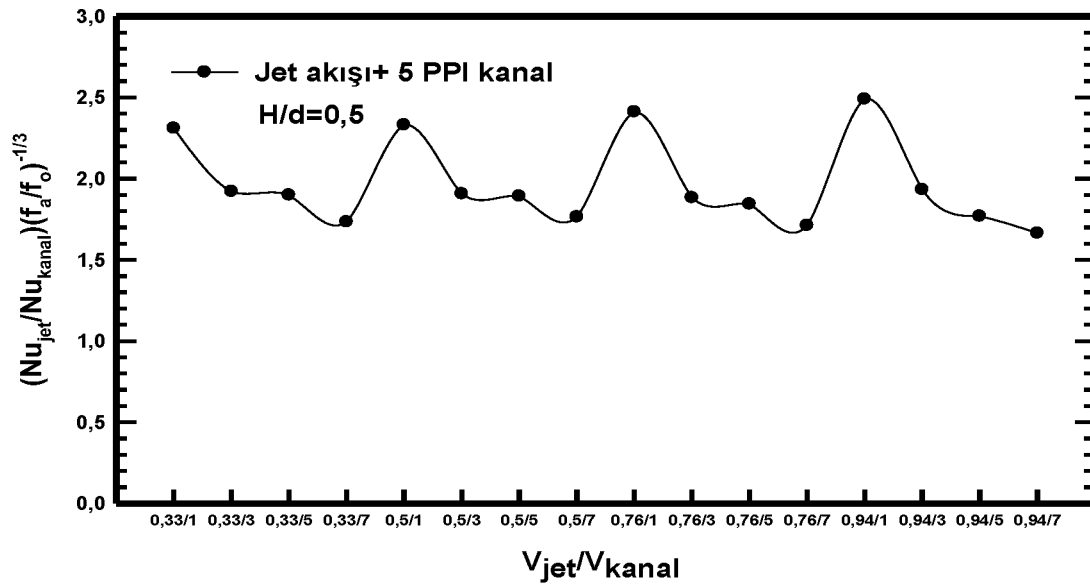
Şekil 4.62. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, H/d=1)



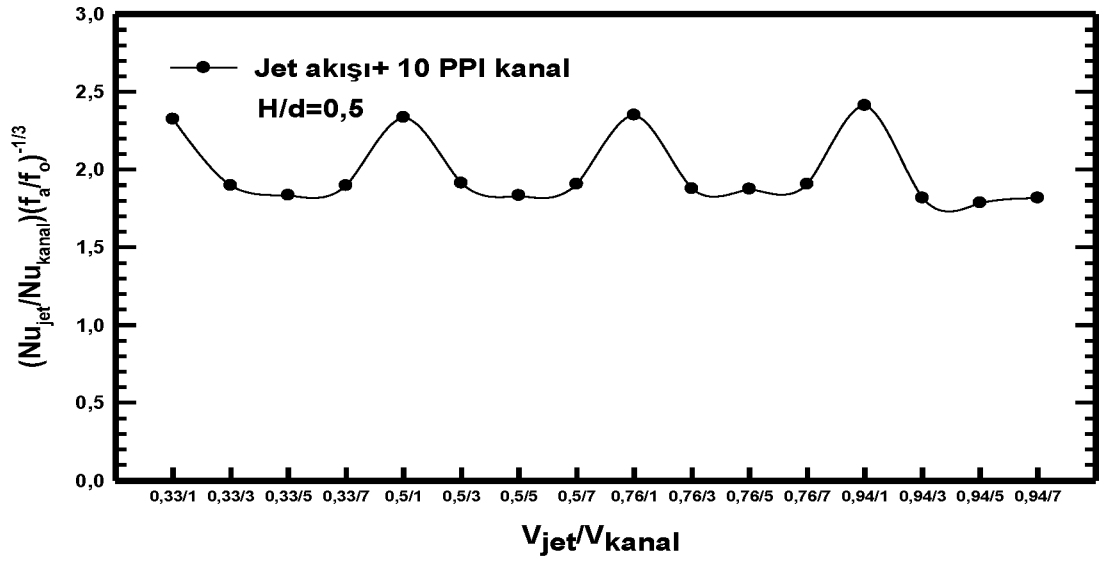
Şekil 4.63. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, H/d=1)



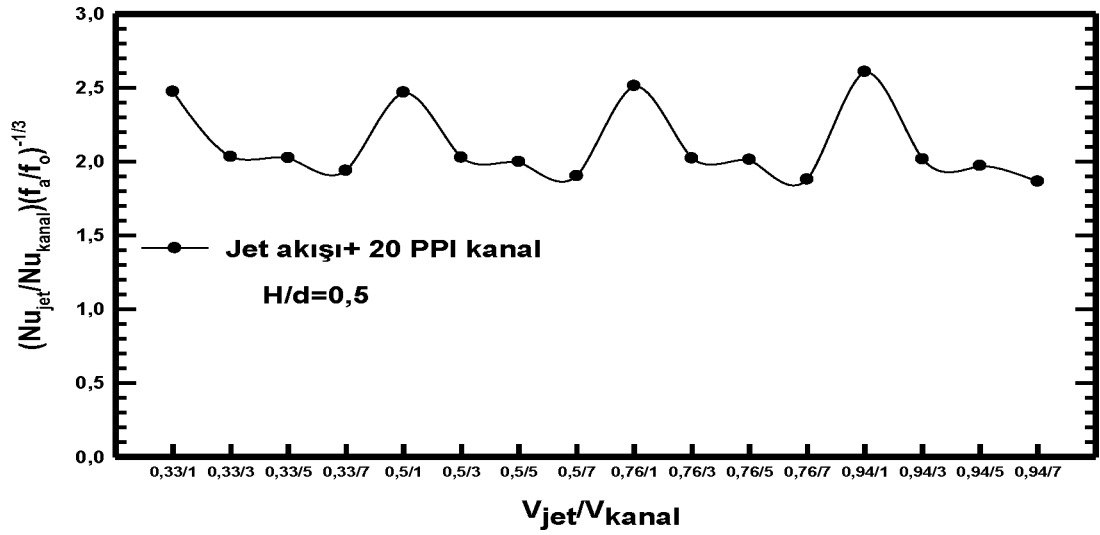
Şekil 4.64. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+ boş kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.65. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+5 PPI kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.66. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+10 PPI kanal, $H/d=0,5$)



Şekil 4.67. Isıl performans faktörünün boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} için değişimi (Jet akışı+20 PPI kanal, $H/d=0,5$)

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında, kanal akışı ve jet akışı birlikte incelenmiştir. Kanal içerisine 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI alüminyum köpükler yerleştirilmiş ve jet çapları sırasıyla yüzeydeki ısı transferi ve sürtünme faktörü deneysel olarak incelenmiştir. Alüminyum köpüklerin kullanılması sonucunda meydana gelen ısı transferi karakteristikleri sıcaklık konturları, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri ve ısı performans faktörleri yardımıyla analiz edilmiştir. Deneysel çalışma planı; Reynolds sayısı (21373-32383-49223-60681-10686-16191-24611-30440-4007-6071-9229-11415) ve deneylerden elde edilen veriler FLIR-QuickReport termal kamera programı ile incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Isı transferi analiz çalışmalarında deney düzeneğinin kalibrasyonu için önce boş kanal deneyleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürde yer alan korelasyonlar (Dittus-Boelter ve Blasius korelasyonu) ile karşılaştırılmış olup ve ilgili korelasyonlar ile sonuçların uyumlu olduğu tesbit edilmiştir.

Isı transferi analiz çalışmalarında deney düzeneğinin kalibrasyonu için önce boş kanal deneyleri yapılmıştır. Daha sonra 5 PPI, 10 PPI ve 20 PPI alüminyum köpükler için ısı transfer sonuçları incelenmiştir. Isı transfer analizinde tüm metal köpük tipleri için yerel ve ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile ilişkileri incelenmiştir.

Alüminyum köpüklerin olduğu durumlarda, boş kanala göre Nusselt sayısında artış tesbit edilmiştir. Metal köpüklerde PPI (inç başı gözenek sayısı) arttıkça, ardında ısı transferini artıran girdap oluşumlarının fazlaştığı saptanmış olup, en fazla 20 PPI köpüklerde ortaya çıkmıştır. Akışkanın metal köpüklerden geçerken püskürtme etkisi (nozül) yaparak soğutma yaptığı görülmüştür. Alüminyum köpüklerin olmadığı durumlarda, girdap oluşumlarının ihmal edilecek kadar az olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Tüm sıcaklık kontürleri incelendiğinde, en iyi ısı transferinin, Şekil 4.24.' de 20 PPI alüminyum köpüğün kullanıldığı, $V_j/V_{kanal}=0,313$ ve $H/d=0,5$ olduğu durumda olduğu görülmüştür.

Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, tüm köpük tiplerinin belirlenen bütün deney durumları için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Elde edilen veriler ile oluşturulan grafikler ve termal kamera görüntülerinden dönüş bölgesindeki ısı transfer değişimleri hakkında sonuçlara varılmıştır. Bu veriler sayesinde, tüm V_{jet}/V_{kanal} durumlarında görüldüğü gibi bağıl Nusselt sayısı değişimleri kanal hızının artmasıyla azalmaktadır. En iyi ısı transferi, Şekil 4.43' de Reynolds sayısının 11415 olduğu, kanal hızının 1 m/s olduğu ve V_{jet}/V_{kanal} oranının 0,94 olduğu durumda yaklaşık Nu_{jet}/Nu_{kanal} oranının 5,41 olduğu durumda elde edilmiştir.

Daha büyük bir jet-çapraz akış hızı oranlarında, ısıtılmış yüzey üzerinde soğuk havanın emilmesine ve bunun sonucu güçlü bir momentum değişimine neden olur, böylece ısı transferinde artış sağlamıştır.

Basınç ölçümleri sonucunda basınç değerlerinin artan Reynolds sayısı ile arttığı tespit edilmiştir. Nusselt sayısı için en etkin parametrenin Reynolds sayısı, sürtünme faktörü için köpük tipi, ısı performans faktörü için ise akış tipi olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artması ile Nusselt sayısının ve ısı performans faktörünün giderek arttığı, sürtünme faktörünün ise giderek azaldığı gözlemlenmiştir.

Tüm deney durumlarında, ısı performans faktörü (η), bazı durumlarda 1'den büyük ve küçük sonuçları bulunmuştur. Bu yüzden tüm parametrelerin, ısı performans için verimli olduğu söylenemez. Tüm şekillerden görüldüğü ısı performans faktörü köpük tipleri ve boyutsuz V_{jet}/V_{kanal} mesafelerine göre farklı değişimler göstermektedir. ısı performans faktörünün genel olarak 1 değerinin altında kalan durumlarda ısı transferinde verimli olmadığı sonucuna varılmıştır. En optimum ısı performans faktörü, Şekil 4.60'da $V_{jet}/V_{kanal} = 0,94$ ve $H/d=1$ oranı için 4,30 olarak görülmüştür.

Yapılan bu çalışmada özellikle gaz türbinlerinden ve ısı uzaklaştırmak için alüminyum köpüklerin daha iyi bir soğutma sağlayabileceği gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

Abdelmalek Hamadouche, Abdelwahid Azzia, Said Abboudib, Rachid Nebbalia. Enhancement of heat exchanger thermal hydraulic performance using aluminum foam. *Experimental Thermal and Fluid Science* 92 (2018) 1–12.

Abdelmalek Hamadouche, R. Nebbali, H. Benahmed, A. Kouidri, A. Bousri. Experimental investigation of convective heat transfer in an open-cell aluminum foam. *Experimental Thermal and Fluid Science* 71 (2016) 86–94.

Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H., 1997.

Agarwal, A., Bandhauer, T.M., Garimella, S., 2010. Measurement and modeling of condensation heat transfer in non-circular microchannels. *International Journal of Refrigeration*, 33, 1169-79.

Akhilesh P. Rallabandi, Dong-Ho Rhee, Zhihong Gao, Je-Chin Han. Heat transfer enhancement in rectangular channels with axial ribs or porous foam under through flow and impinging jet conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 4663–4671.

An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.41, No.6–7, pp. 851–857

Ayhan, H., and Sökmen, C.N., 2012. CFD modeling of thermal mixing in a T-junction geometry using LES model, *Nuclear Engineering and Design*, 253, 1 83 – 191.

Azadeh Ejlali, Arash Ejlali, Kamel Hooman , Hal Gurgenci. Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems

Balarac, G., Si-Ameur, M., Lesieur, M. and M'etais O., 2007. Direct numerical simulations of high velocity ratio coaxial jets: mixing properties and influence of upstream conditions, *Journal of Turbulence*, 8, 22.

Caliskan, S., 2012. Farklı Jet ve Çarpma Plakası Özelliklerinde Çarpmalı Akışkan Jetlerinin Isı Transferi ve Akışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Caliskan, S., 2014. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,

78, 604-614.

- Cao, Q., Lu, D. and Lv, J., 2012. Numerical investigation on temperature fluctuation of the parallel triple - jet, *Nuclear Engineering and Design*, 249, 82 – 89.
- Celata, G.P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S.J., Zummo, G., 2006. *Heat Mass Transfer* 49, 3538-3546.
- Chacko, S., Chung, Y.M., Choi, S.K., Nam, H.Y. and Jeong, H.Y., 2011. Large-eddy simulation of thermal striping in unsteady non-isothermal triple jet, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 54, 4400 – 4409.
- Chan Byon. Heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks subject to an impinging jet under fixed pumping power. *Mass Transfer*, 1056-1060.
- Chandran, R. K., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Reddy, K.S., 2011. Investigation of thermal striping in prototype fast breeder reactor using ten – jet water model, *Heat Transfer Engineering*, 32(5), 369 – 383.
- Chandran, R.K., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Reddy, K.S., 2010. Numerical analysis of thermal striping phenomena using a two jet water model, *Eng. App. Of Comp. Fluid Mechanics*, 4(2), 209 – 221.
- Chang, C.C., Yang, Y.T., Yen, T.H. and Chen, C.K., 2009. Numerical investigation into thermal mixing efficiency in Y-shaped channel using Lattice Boltzmann method and field synergy principle, *Int. J. Thermal Sciences*, 48, 2092 – 2099.
- Chellapandi, P., Chetal, S.C. and Raj, B., 2009. Thermal striping limits for components of sodium cooled fast spectrum reactors, *Nuclear Engineering and Design*, 239, 2754 – 2765.
- Çelik, H., 2012. A study on mixed convection heat transfer through a channel partially filled with porous medium, *Yüksek Lisans Tezi, İzmir teknoloji enstitüsü, İzmir*.
- Çelik, N., Bettenhausen, D.W. and Lovik, R.D., 2012. Formation of co-axial jets and their downstream development, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 32(1), 91– 99.
- Doğan, A., Öney, B., 2014, Alüminyum Köpük Isi Alicilerden Taşınım İle Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University*, 29 (1).
- Durve, A., Patwardhan, A. W., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G., 2010. Thermal striping in triple jet flow, *Nuclear Engineering and Design*, 240, 3421 – 3434.

- Durve, A., Patwardhan, A. W., Banarjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G., 2012. Numerical investigation of mixing in parallel jets, *Nuclear Engineering and Design*, 242, 78 – 90.
- Fadhilah Shikh Anuara, Iman Ashtiani Abdia, Mostafa Odabaeaa, Kamel Hoomana. Experimental study of fluid flow behaviour and pressure drop in channels partially filled with metal foams. *Experimental Thermal and Fluid Science* 99 (2018) 117–128.
- Fu, H.L., Leong, K.C., Huang, X.Y. and Liu, C.Y., 2000. An Experimental Study of Heat Transfer of a Porous Channel Subjected to Oscillating Flow, *Transactions of the ASME* 162(123).
- Hayes, A. M., Khan, J.A., Shaaban, A.H. and Spearing, I.G., 2008. The thermal modeling of a matrix heat exchanger using a porous medium and the thermal nonequilibrium model, *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 1306 – 1315.
- Heming, Y., Lin, C., Liqiu, W. and Shusheng, Z., 2006. Numerical Simulation of Heat and Flow of Liquid through Minichannels, *Proceedings of ASME ICNMM'06*, Limerick, Ireland.
- Hooman, K. ve Gurgenci, H., 2007. Effects of viscous dissipation and boundary conditions on forced convection in a channel occupied by a saturated porous medium, *Transp Porous Med*, 68, 301 – 319.
- Hooman, K., Gurgenci and H., Merrikh, A.A., 2007. Heat transfer and entropy generation optimization of forced convection in porous-saturated ducts of rectangular cross-section, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2051 – 2059.
- Howard, R.J.A. and Serre, E. 2015. Large-eddy simulation in a mixing tee junction: High-order turbulent statistics analysis, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 51, 65 – 77.
- International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 674–679.
- Jang, S.J. and Sung, H.J., 2010. Effect of inflow pulsation on a turbulent coaxial jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31, 351 – 367.
- International Atomic Energy Agency (IAEA), 2007. Liquid metal cooled reactors: experience in design and operation, pp. 12, Austria.

- Jian Wang, Hui Kong, Yaobin Xu, Jinsong Wu. Experimental investigation of heat transfer and flow characteristics in finned copper foam heat sinks subjected to jet impingement cooling. *Applied Energy* 241 (2019) 433–443.
- Jiang, P. and Lu, X., 2006. Numerical simulation of fluid flow and convection heat transfer in sintered porous plate channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1685–1695.
- Jin, L.W. and Leong, K.C., 2006. Heat Transfer Performance of Metal Foam Heat Sinks Subjected to Oscillating Flow, *IEEE Transactions On Components And Packaging Technologies*, 29, 4.
- Jung, J.H. and Yoo, G.J., 2004. Analysis of unsteady turbulent triple jet flow with temperature difference, *Journal of Nuclear Science and Technology*, 41, 931–942.
- Kamışlı, E., 2009. Analysis of Laminar Flow and Forced Convection Heat Transfer in a Porous Medium, *Transp Porous Med*, 80, 345 – 371.
- Kimura, N., Miyakoshi, H., and Kamide, H., 2007. Experimental investigation on transfer characteristics of temperature fluctuation from liquid sodium to wall in parallel triple-jet, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 50, 2024 – 2036.
- Kok, B., Firat, M., Oztop, H.F. and Varol, Y., 2013. A numerical study on thermal mixing in narrow channels inserted rectangular bodies, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44, 69 – 76.
- Kok, B., Uyar, M., Varol, Y., Koca, A. and Oztop, H.F., 2013. Analyzing of thermal mixing phenomena in a rectangular channel with twin jet by using artificial neural network, *Nuclear Engineering and Design*, 265, 554 – 565.
- Kok, B., Varol, Y., Oztop, H.F. and Koca, A. 2015. Analysis of thermal mixing in circle shaped body inserted inclined channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 1 – 10.
- Kok-Cheong Wong. Thermal analysis of a metal foam subject to jet impingement. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39 (2012) 960–965.
- Kurtbas, I. ve Celik, N., 2009, Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (5-6), 1313-1325.
- Kuznetsov, A. V., 2000. Investigation of the effect of transverse thermal dispersion on forced convection in porous media, *Acta Mechanica*, 145, 35 – 43.
- Lei Wang, Bengt Sundén, Andreas Borg, Hans Abrahamsson. Control of jet

- impingement heat transfer in crossflow by using a rib. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 4157–4166.
- Lu, D., Cao, Q., Lv, J., and Xiao, Y., 2012. Experimental study on three-dimensional temperature fluctuation caused by coaxial-jet flows, *Nuclear Engineering and Design*, 243, 234 – 242.
- M. Wae-Hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard, C. Nuntadusit. Flow and Heat Transfer Characteristics of in-Line Impinging Jets With Cross-Flow At Short Jet-To-Plate Distance. *Experimental Heat Transfer*, 28:511–530, 2015.
- Mancin, S., Zilio, C., Rossetto, L. ve Cavallini, A., 2012b, Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams, *Applied Thermal Engineering*, 49, 55-60.
- Man-Woong Heo , Ki-Don Lee, Kwang-Yong Kim. Optimization of an inclined elliptic impinging jet with cross flow for enhancing heat transfer. *Heat Mass Transfer* (2011) 47:731–742.
- Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow. *Int. J. Heat Mass Transfer* 49, 3538– 3546.
- Mitrovic, J. and Maletic, B., 2007. Heat transfer with laminar forced convection in a porous channel exposed to a thermal asymmetry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1106–1121.
- Moharana, M.K., Agarwal, G., Kandekar, S., 2011. Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array, *Int. J. Thermal Sciences*, cilt 50, pp. 1001-1012
- Moriya, S. and Ohshima, I., 1990. Hydraulic similarity in the temperature fluctuation phenomena of non-isothermal coaxial jets, *Nuclear Engineering and Design*, 120, 385 – 393.
- Naik–Nimbalkar, V.S., Patwardhan, A.W., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G., 2010. Thermal mixing in T – junction, *Chemical Engineering Science*, 65, 5901 – 5911.
- Naik–Nimbalkar, V.S., Suryawanshi, A.D., Patwardhan, A.W., Banerjee, I., Padmakumar, G. and Vaidyanathan, G., 2011. Twin jets in cross-flow, *Chemical Engineering Science*, 66, 2616 – 2626.
- Nishimura, M., and Kimura, N., 2003. URANS computations for an oscillatory non – isothermal triple – jet using k - and second moment closure turbulence models, *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, 43, 1019 – 1044.

- Nishimura, M., Tokuhiro, A., Kimura, N. and Kamide, H., 2000. Numerical study on mixing of oscillating quasi – planar jets with low Reynolds number turbulent stress and heat flux equation models, *Nuclear Engineering and Design*, 202, 77 – 95.
- Oronzio Manca, Luca Cirillo, Sergio Nardini, Bernardo Buonomo, Davide Ercole. Experimental investigation on fluid dynamic and thermal behavior in confined impinging round jets in aluminum foam. *Energy Procedia* 101 (2016) 1095 – 1102.
- P. De Jaeger , C. T’Joel, H. Huisseune, B. Ameel, S. De Schampheleire, M. De Paepe. Assessing the influence of four bonding methods on the thermal contact resistance of open-cell aluminum foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 6200–6210.
- Pamuk, M.T., 2012. Çelik bilyelerden oluşan gözenekli ortam içinde titreşimli akışta ısı geçişi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Phil Ligrani, Austin Click, David Ritchie, Federico Liberatore, Rajeshriben Patel , Yin-Hsiang Ho. Double wall cooling of an effusion plate with cross flow and impingement jet combination internal cooling: Comparisons of main flow contraction ratio effects. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 150 (2020) 119196
- Pilevne, E., 2007. Gözenekli ortamın zorlanmış taşınımına ve akışa etkisinin sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Pradeep M. Kamath, C. Balaji, S.P. Venkateshan. Convection heat transfer from aluminium and copper foams in a vertical channel e An experimental study. *International Journal of Thermal Sciences* 64 (2013) 1e10.
- Pradeep. M. Kamath, C. Balaji , S.P. Venkateshan. Experimental investigation of flow assisted mixed convection in high porosity foams in vertical channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 5231–5241.
- Prashant Singh, Karthik Nithyanandam, Roop L. Mahajan. An experimental and numerical investigation of forced convection in high porosity aluminum foams subjected to jet array impingement in channel-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 149 (2020) 119107.

- Qiu, S., Xu, P., Qiao, X. and Mujumdar, A.S., 2013. Flow and mixing characteristics of pulsed confined opposed jets in turbulent flow regime, *Heat Mass Transfer*, 49, 277 – 284.
- Qu, W., & Mudawar, I. 2002. Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks. *International Journal of heat and mass transfer*, 45(19), 3973-3985.
- S.P. Aly, A.F.M. Arif , K.S. Al-Athel, J. Mostaghimi, S.M. Zubair. Performance of open pore metal foam heat sinks fabricated with thermally sprayed interface. *Applied Thermal Engineering* 105 (2016) 411–424.
- S.S. Feng, J.J. Kuang, T. Wena, T.J. Lu, K. Ichimiya. An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 77 (2014) 1063–1074.
- Seok Pil Jang, Sung Jin Kima, Kyung Wook Paik. Experimental investigation of thermal characteristics for a microchannel heat sink subject to an impinging jet, using a micro-thermal sensor array. *Sensors and Actuators A* 105 (2003) 211–224.
- Sertkaya, A. A., Altinisik, K. ve Dincer, K., 2012, Experimental investigation of thermal performance of aluminum finned heat exchangers and open-cell aluminum foam heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 86-92.
- Sertkaya, A. A., Ateş, A., Altınışik, K. ve Dinçer, K., 2015, Experimental and Numerical Analysis of one Dimensional Heat Transfer on Open Cell Aluminum Foams, *Gazi University Journal of Science*, 28 (1), 149-159.
- Simone Mancin, Claudio Zilio, Luisa Rossetto, Alberto Cavallini. Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams. *Applied Thermal Engineering* 49 (2012) 55-60.
- Simoneau, J.P., Champigny, J. and Gelineau, O., 2010. Applications of large eddy simulations in nuclear field, *Nuclear Engineering and Design*, 240, 429 – 439.
- Sinan Caliskan, Senol Baskaya, Tamer Calisir. Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 75 (2014) 685–703.
- Singh, C., Tathgir, R.G. and Muradlidhar, K., 2009, Energy Storage in Fluid Saturated Porous Media Subjected to Oscillatory Flow, *Heat and Mass Transfer*, 45, 427

- Steinke, M. E., Kandlikar, S. G., 2006. Single-Phase Liquid Friction Factors in Microchannels, *Int. J. Thermal Sciences*, 45: 1073–1083.
- Ströher, G.R., Martins, C.A. and Andrade, C.R., 2010. Numerical and experimental study of a free incompressible isothermal turbulent coaxial, *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, 9(1), 98 – 107.
- Suyambazhahan, S., Das, S.K. and Sundararajan, T., 2007. Numerical study of flow and thermal oscillations in buoyant twin jets, *Int. Com. in Heat and Mass Transfer*, 34, 248 – 258.
- Tenchine, D., Vandroux, S., Barthel, V. and Cioni, O., 2013. Experimental and numerical studies on mixing jets for sodium cooled fast reactors, *Nuclear Engineering and Design*, 263, 263 – 272.
- Tokuhiro, A. and Kimura, N., 1999. An experimental investigation on thermal striping Mixing phenomena of a vertical non-buoyant jet with two adjacent buoyant jets as measured by ultrasound Doppler velocimetry, *Nuclear Engineering and Design*, 188, 49 – 73.
- Turan, O., 2007. Geçirgen yüzeylerinden düzgün üfleme veya emme yapılan dikdörtgen kesitli model etrafındaki iki boyutlu türbülanslı akışın sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Tzer-Ming Jeng, Sheng-Chung Tzeng, Tung-Chun Liu. Heat transfer behavior in a rotating aluminum foam heat sink with a circular impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 1205–1215.
- Uğur, C., 2015. Gözenekli bir kanalda tam gelişmiş zorlamalı taşınımında akışkan ağırlılığının ısı transferi üzerine etkisi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Vadiraj Katti, S.V. Prabhu. Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 4480–4495.
- Van Male, P., De Croon, M. H. J. M., Tiggelaar, R. M., van den Berg, A., & Schouten, J. C. 2004. Heat and mass transfer in a square microchannel with asymmetric heating. *International journal of heat and mass transfer*, 47(1), 87-99.
- Varol, Y., Kok, B., Oztop, H.F. and Turkbay, I., 2012. An experimental study on thermal mixing in a square body inserted inclined narrow channels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 1245 – 1252.

- Velusamy, K., Natesan, K., Selvaraj, P., Chellepandi, P., Chetal, S.C., Sundararajan, T. and Suyambazhahan, S., 2006. CFD Studies in the prediction of thermal striping in an LMFBR, Benchmarking of CFD Codes for Application to Nuclear Reactor Safety (CFD4NRS), pp. 253 – 263. Munich, Germany.
- Wakamatsu, M., Nei, H. and Hashiguchi, K., 1995. Attenuation of Temperature Fluctuations in Thermal Striping, *J. of Nucl. Sci. and Tech.*, 32(8), 752 – 762.
- Wang, S.J. and Mujumdar, A. S., 2007. Flow and mixing characteristics of multiple and multi-set opposing jets, *Chemical Engineering and Processing*, 46,703–712.
- Wang, S.J., Devahastin, S. and Mujumdar, A. S., 2005. A numerical investigation of some approaches to improve mixing in laminar confined impinging streams, *Applied Thermal Engineering*, 25, 253 – 269.
- Wang, S.J., Devahastin, S. and Mujumdar, A. S., 2006. Effect of temperature difference on flow and mixing characteristics of laminar confined opposing jets, *Applied Thermal Engineering*, 26, 519 – 529.
- Wei-Hung Shih, Chin-Chia Liu, Wen-Hsin Hsieh. Heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks with a solid aluminum core. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 97 (2016) 742–750.
- Xiang, Q., Dao-xiang, Z., Zhi-ming, L. and Yu-lu, L., 2009. Turbulent mixing and evolution in a stably stratified flow with a temperature step, *Journal of Hydrodynamics*, 21, 84 – 92.
- Yunesky Masipa, Antonio Campob, Suleivys M. Nuñezc. Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet. *Applied Thermal Engineering* 167 (2020) 114779.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ÖZŞAHİN, Berk

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans (MBA)	Hitit Üniversitesi	2019
Lisans (Makine Müh.)	Hitit Üniversitesi	2015
Lisans (Metalurji Müh.)	İstanbul Teknik Üniversitesi	2000

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004-...	Ahlatçı Holding-Çorumgaz A.Ş.	İşletme Şefi
2002-2004	Çorum T.S.E. Md.lüğü	Teknik Uzman
2001-2002	Duduoğlu Çelik Döküm A.Ş.	Mühendis
2000-2001	Cazgır İnş.Isı Sistemleri A.Ş.	Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce

