T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ELEKTRONİK BİR ELEMANIN ÇARPAN JET VE ÇAPRAZ AKIŞ KOMBİNASYONU İLE SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

MUHAMMED SERDAR ÖZTÜRK

AĞUSTOS 2020

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Muhammed Serdar ÖZTÜRK tarafından hazırlanan "Elektronik Bir Elemanın Çarpan Jet ve Çapraz Akış Kombinasyonu İle Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi" adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN
Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Yahya DOĞU

Üye : Doç. Dr. Mustafa KILIÇ

Üye (Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

.../.../2020

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Recep ÇALIN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

ELEKTRONİK BİR ELEMANIN ÇARPAN JET VE ÇAPRAZ AKIŞ KOMBİNASYONU İLE SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZTÜRK, Muhammed Serdar

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

Ağustos 2020, 172 sayfa

Günümüzde çarpan jetler kısıtlı yüzeylere yüksek ısı transferi sağlayabildiklerinden dolayı endüstriyel sektörde sıkça tercih edilmektedir. Fakat küçük hacimlerde yüksek ısıl yüke sahip olmaları kullanımlarında çeşitli sınırlamalara yol açabilmektedir. Bu sınırlamaları aşabilmek için çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Bu çalışmada elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile soğutulması sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) prensibi ile çalışan Ansys Fluent yazılımı kullanılarak, elektronik bir elemanın farklı V_j/V_k (jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı) oranları, farklı H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranları ve dört farklı model geometrisi için soğutma performansları incelenmiştir. Türbülans modeli olarak Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki başka sonuçlar ile doğrulanmıştır. Çalışmada dört farklı model için, V_j/V_k 0, 1, 2 ve 3, H/D oranı 2, 3 ve 4 ve ayrıca ikinci model geometri sabit tutularak kanatçık açısının (α) 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° değerleri için elektronik eleman üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, V_j/V_k oranının artması ve H/D oranını azalması sonucunda elektronik elemanın yüzeyinde gerçekleşen ısı transferi artmıştır. İkinci

ve dördüncü modelin birinci modele kıyasla elektronik eleman üzerinde ısı transferinde olumlu bir etki yarattığı belirlenmiştir. Üçüncü modelin ise düşük H/D oranlarında ve düşük V_j/V_k oranlarında birinci modele kıyasla daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Elektronik soğutma, Çarpan jet, Çapraz akış

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE COOLING OF AN ELECTRONIC COMPONENT WITH THE COMBINATION OF CROSS FLOW AND IMPINGING JET

ÖZTÜRK, Muhammed Serdar

Kırıkkale University
Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, M. Sc. Thesis

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

August 2020, 172 pages

Today, impinging jets are frequently preferred in the industrial sector because they can provide high heat transfer to limited surfaces. However, having high thermal loads in small volumes may cause various limitations in their use various methods are used to overcome these limitations. In this study, the cooling of an electronic element with the combination of impinging jet and cross flow is numerically investigated. Using the Ansys Fluent software, which is computational fluid dynamics (CFD), different V_j/V_k (ratio of jet inlet velocity to duct inlet velocity) ratios of the electronic element and the cooling performance of four different model geometries at H/D (the ratio of the distance between the jet and the impact surface to the jet diameter) distance have been investigated. Realizable k-ε turbulence model is used as the turbulence model. The results obtained have been confirmed by other results in the literature. In the study, for four different models, V_j/V_k 0, 1, 2 and 3, H/D ratio 2, 3 and 4, and also for the (α) 0°, 22,5°, 45°, 67,5° and 90° values of the fin angle by keeping the second model geometry constant, the effects on the electronic element were examined. When the results obtained are examined, as a result of the increase in V_j/V_k ratio and decrease in H/D ratio, the heat transfer on the

surface of the electronic element has increased. It has been determined that Models 2 and 4 have a positive effect on heat transfer on the electronic element compared to Model 1. Model 3 was found to give better results than Model 1 at lower H/D ratios and low V_j/V_k ratios.

Keywords: Electronic cooling, Impinging jet, Cross flow

TEŞEKKÜR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı altında hazırlanan Elektronik Bir Elemanın Çarpan Jet ve Çapraz Akış Kombinasyonu ile Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi adlı tez çalışma sürecimde araştırmalarım boyunca bana yön gösteren danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN'a, değerli tecrübe ve bilgilerini bize aktararak bu günlere ulaşmamı sağlayan, genç araştırmacılara olan desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen başta Bölüm Başkanımız Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU olmak üzere tüm Makine Mühendisliği Bölüm Hocalarıma, tezim sırasında karşılaştığım sorunlarda yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Bahadır GEMİCİOĞU'na sonsuz teşekkürlerimi borç bilirim. Ayrıca, tezimin hazırlanma aşamasında bana yardımcı olan sevgili ailem ve arkadaşlarıma en içten dileklerimle teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET ..... **i**

ABSTRACT ..... **iii**

TEŞEKKÜR ..... **v**

İÇİNDEKİLER DİZİNİ ..... **vi**

ÇİZELGELER DİZİNİ ..... **ix**

ŞEKİLLER DİZİNİ ..... **x**

SİMGELER DİZİNİ ..... **xix**

KISALTMALAR DİZİNİ ..... **xxi**

1.GİRİŞ **1**

2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI **4**

3.PROBLEMİN TANITIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON **24**

3.1. Modellerin Tanıtımı 24

3.2. Temel Denklemler 27

3.2.1. Süreklilik Denklemi 27

3.2.2. Momentum Denklemi 27

3.2.3. Enerji Denklemi 28

3.2.4. Türbülans Modeli 28

3.2.5. Türbülanslı Kinetik Enerji Denklemi 28

3.2.6. Türbülanslı Kinetik Enerji Yutulma Denklemi 29

3.3. Sınır Şartları 29

3.3.1. Lüle Girişi Sınır Şartları 30

3.3.2. Kanal Girişi Sınır Şartı 30

3.3.3. Kanal Çıkışı Sınır Şartı 30
3.3.4. Kanal Duvarları Sınır Şartı 30
3.3.5. Elektronik Elemanın Yüzeyindeki Sınır Şartı 30
3.4. Çalışmada Kullanılan Diğer Parametrelerin Hesabı 31
3.4.1. Yüzey Taşınım Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması 31
3.4.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması 31
3.4.3. Kanal Hidrolik Çapının Hesaplanması 31
3.4.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması 32
3.4.5. Hidrodinamik Giriş Uzunluğunun Hesaplanması 32
4.SAYISAL ÇÖZÜM 33
4.1. Ağ Yapısının Oluşturulması 33
4.2. Ağ Yapısının Çözümden Bağımsızlığı 35
4.3. Yakınsama Kontrolü 37
4.4. Doğrulama Simülasyonları 37
4.4.1. Birinci Karşılaştırma: Kanal İçi Cebri Hava Akışı ve Çarpan Jet Kullanarak Elektronik Elemanın Etrafında Oluşan Hava Akışının İncelenmesi 38
4.4.2. İkinci Karşılaştırma: Kanal İçi Akış ile Birlikte Çarpan Jet Kullanarak Farklı Pah Yüksekliklerine Sahip Bir Elektronik Elemanın Soğutulması 39
4.4.3. Üçüncü Karşılaştırma: Sabit Sıcaklığa Sahip Elektronik Bir Elemanın Farklı Pah Yükseklikleri İçin Kanal İçi Akış ve Jet Akışı ile Birlikte Soğutulması 41
4.5. Sayısal Bulguların Ampirik Bağıntılar ile Karşılaştırılması 43
5.BULGULAR VE TARTIŞMALAR 46
5.1. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler ve Geometrik Ölçüler 46
5.2. Akış, Sıcaklık ve Nusselt Sayısı Analizi 48
5.2.1. Akış Yapılarının Karşılaştırılması 48
5.2.2. Model 1 56

5.2.3. Model 2 72
5.2.4. Model 3 88
5.2.5. Model 4 103
5.2.6. Modellerin Karşılaştırılması 118
5.2.7. Kanat Açısının Etkisi 142
5.3. Basınç Kaybı Analizi 157
6.SONUÇLAR VE ÖNERİLER 160
KAYNAKLAR 165
EKLER 171

ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE

Sayfa

5.1. Bu çalışma kapsamında yapılan analiz matrisi 47
5.2. Model Geometri 1 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri 152
5.3. Model Geometri 2 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri 153
5.4. Model Geometri 3 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri 154
5.5. Model Geometri 4 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri 155
5.6. Model Geometri 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı kanat açıları için yapılan tüm analizlerin belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri 156

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL Sayfa

1.1. Çarpan jetin şematik görünümü ve akış bölgeleri 2

1.2. Problemin genel görünüşü 3

3.1. Modellerin şematik gösterimi a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 25

3.2. Modellerin genel görünüşü 26

3.3. Kanatçıklı modellerin yakınlaştırılmış görünüşü 26

4.1. Problemin ağ yapısı 34

4.2. H/D=2 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı 36

4.3. H/D=3 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı 36

4.4. H/D=4 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı 37

4.5. Karşılaştırma yapılan problemin şematik görünüşü 38

4.6. Masip ve arkadaşlarının ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması ... 39

4.7. Karşılaştırma yapılan problemin çözüm alanı 40

4.8. Örs'ün ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması 41

4.9. Karşılaştırmada kullanılan problemin şematik görünüşü 42

4.10. Saleha ve arkadaşlarının ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması .. 43

4.11. Sadece jet akış için, Ma ve Bergles ampirik bağıntısı ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması 44

4.12. Kombine akış için, ampirik bağıntıların sonuçları ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması 45

5.1. Hız vektör dağılımları a) Jet akış, b) Kanal akış ve c) Kombine akış 50

5.2. Sıcaklık dağılımları a) Jet akış, b) Kanal akış ve c) Kombine akış 51

5.3. H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 52

5.4. H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 52

5.5. H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 53

5.6. H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 54

5.7. H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi ……..... 54
5.8. H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi ……..... 55
5.9. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 57
5.10. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 58
5.11. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 59
5.12. Model 1 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 60
5.13. Model 1 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 61
5.14. Model 1 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 61
5.15. Model 1 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 62
5.16. Model 1 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 62
5.17. Model 1 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 63
5.18. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 64
5.19. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D 65
5.20. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 66
5.21. Model 1 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 67
5.22. Model 1 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 68

5.23. Model 1 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 68
5.24. Model 1 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 69
5.25. Model 1 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 70
5.26. Model 1 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 70
5.27. Model 1 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 71
5.28. Model 1 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 71
5.29. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 74
5.30. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 75
5.31. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 76
5.32. Model 2 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 77
5.33. Model 2 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 78
5.34. Model 2 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 78
5.35. Model 2 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 79
5.36. Model 2 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 79
5.37. Model 2 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 80
5.38. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 81

5.39. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 82
5.40. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 83
5.41. Model 2 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 84
5.42. Model 2 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 84
5.43. Model 2 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 85
5.44. Model 2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 85
5.45. Model 2 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 86
5.46. Model 2 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 86
5.47. Model 2 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 87
5.48. Model 2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 87
5.49. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 89
5.50. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 90
5.51. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 91
5.52. Model 3 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 92
5.53. Model 3 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 93
5.54. Model 3 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 93

5.55. Model 3 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 94
5.56. Model 3 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 94
5.57. Model 3 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 95
5.58. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 96
5.59. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 97
5.60. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 98
5.61. Model 3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 99
5.62. Model 3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 99
5.63. Model 3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 100
5.64. Model 3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 100
5.65. Model 3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 101
5.66. Model 3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 101
5.67. Model 3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 102
5.68. Model 3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 102
5.69. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 104
5.70. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 105

5.71. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 106
5.72. Model 4 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 107
5.73. Model 4 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 108
5.74. Model 4 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 108
5.75. Model 4 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 109
5.76. Model 4 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 109
5.77. Model 4 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 110
5.78. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 111
5.79. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 112
5.80. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) H/D=2, b) H/D=3 ve c) H/D=4 113
5.81. Model 4 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 114
5.82. Model 4 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 114
5.83. Model 4 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 115
5.84. Model 4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 115
5.85. Model 4 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 116
5.86. Model 4 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 116

5.87. Model 4 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 117
5.88. Model 4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 117
5.89. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 119
5.90. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 120
5.91. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 121
5.92. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 123
5.93. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 124
5.94. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 125
5.95. H/D=3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 126
5.96. H/D=3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 127
5.97. H/D=3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 127
5.98. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 128
5.99. H/D=3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 129
5.100. H/D=3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 129
5.101. H/D=3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 130
5.102. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 130

5.103. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 132
5.104. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 133
5.105. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 134
5.106. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 136
5.107. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 137
5.108. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4 138
5.109. H/D=2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 139
5.110. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 140
5.111. H/D=4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi 140
5.112. H/D=2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 141
5.113. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 141
5.114. H/D=4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi 142
5.115. V_j/V_k=1 olduğunda, farklı kanatçık açıları için hız vektör dağılımları a) α=0°, b) α=22,5°, c) α=45°, d) α=67,5° ve e) α=90° 144
5.116. V_j/V_k=1 için sıcaklığın kanatçık açısı ile değişimi a) α=0°, b) α=22,5°, c) α=45°, d) α=67,5° ve e) α =90° 145
5.117. Elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 147
5.118. Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi a) V_j/V_k=0, b) V_j/V_k=1, c) V_j/V_k=2 ve d) V_j/V_k=3 149

5.119. Elektronik elemanın yüzeylerindeki ortalama yüzey sıcaklığının V_j/V_k oranıyla değişimi 150
5.120. Elektronik elemanın yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısının V_j/V_k oranıyla değişimi 151
5.121. H/D=3 olduğunda, farklı model geometrileri için basınç kayıplarının V_j/V_k oranları ile değişimi 157
5.122. V_j/V_k =1 olduğunda, farklı model geometrileri için basınç kayıplarının H/D oranları ile değişimi 158
5.123. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için basınç kayıplarının kanatçık açısı ile değişimi 159

SİMGELER DİZİNİ

A_k	Kanalın kesit alanı (m^2)
C_f	Sürtünme katsayısı
C_p	Havanın özgül ısısı (J/kgK)
D	Jet çapı (m)
D_{kh}	Kanal hidrolik çapı (m)
G_k	Türbülanslı kinetik enerji üretimi
H	Kanal yüksekliği (m)
h	Elektronik elemanın bir kenar uzunluğu (m)
h	Taşınım ısı transferi katsayısı (W/m^2K)
H/D	Kanal yüksekliğinin jet çapına oranı
k	Türbülanslı akışın kinetik enerjisi
k_h	Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	Elektronik elemanın uzunluğunu (m)
L_{kr}	Kritik uzunluk (m)
Nu	Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Ortalama Nusselt sayısı
$P_ç$	Kanal çıkış basıncı (Pa)
P_{atm}	Atmosfer basıncı (Pa)
P_k	Kanalın ıslak çevresi (m)
Pr	Prandtl sayısı
$\dot{q}''$	Isı akısı (W/m^2)

Re_j	Jet Reynolds sayısı
Re_k	Kanal Reynolds sayısı
Re_{kr}	Δy değeri için kullanılan Reynolds sayısı
S_x	Kanal uzunluğu (m)
S_z	Kanal genişliği (m)
T_j	Jet giriş sıcaklığı (°C)
T_k	Kanal giriş sıcaklığı (°C)
T_w	Elektronik elemanın yüzey sıcaklığı (°C)
T_i	Havanın giriş sıcaklığı (°C)
τ_w	Duvar üzerindeki kayma gerilmesi (Pa)
u	x yönündeki hız bileşeni (m/s)
U_t	Sürtünmesel hız (m/s)
v	y yönündeki hız bileşeni (m/s)
V_j	Jet giriş hızı (m/s)
V_k	Kanal giriş hızı (m/s)
V_j/ V_k	Jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı
$\overline{V_k}$	Kanal içerisindeki akışların ortalama hızı (m/s)
w	z yönündeki hız bileşeni (m/s)
Δy	İlk düğüm noktasının çarpma yüzeyinden uzaklığı (m)
y^+	Boyutsuz bir sınır tabaka ağ yapısı yoğunluğu
ρ	Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
α	Kanatçık açısı

μ	Havanın dinamik viskozitesi
μ_t	Türbülanslı akışın viskozitesi
σ_k	Türbülanslı kinetik enerji Prandtl sayısı
σ_ε	Türbülans yutulma Prandtl sayısı
ε	Türbülanslı akışın kinetik enerji yutulması

KISALTMALAR DİZİNİ

CFD	Computational Fluid Dynamics
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

1. GİRİŞ

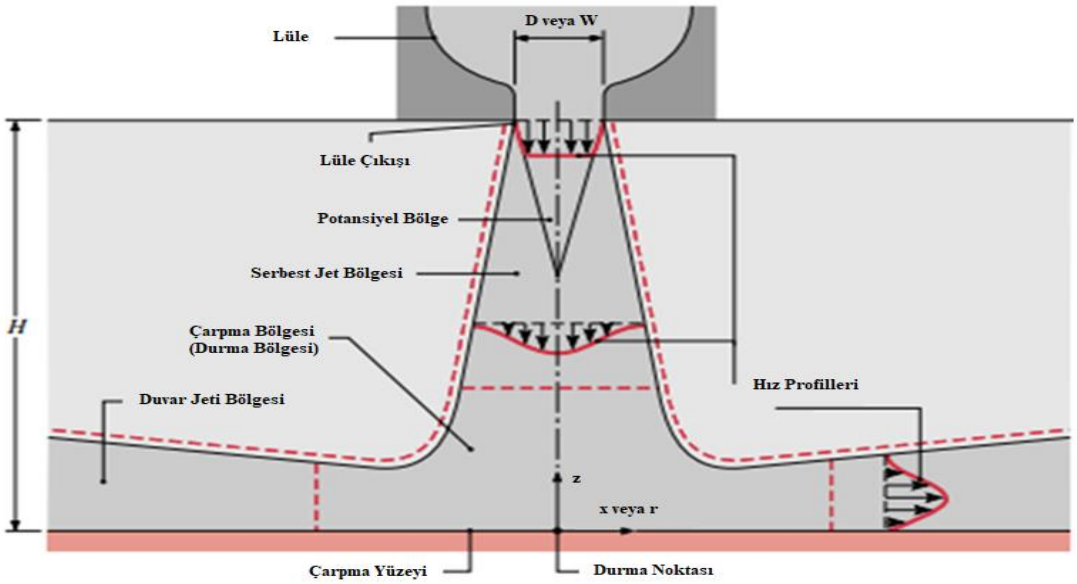
Günümüzde çarpan jetler kısıtlı yüzeylere yüksek ısı transferi sağlayabildiklerinden dolayı elektronik cihazların soğutulmasından gaz türbin kanatlarının soğutulmasına, cam temperlemeden metallerin ısıl işlemlerine kadar birçok endüstriyel sektörde kurutma, ısıtma ve soğutma işlemlerinde sıkça kullanılmaktadır. Elektronik elemanların üzerlerinde oluşan fazla ısıl yük, çarpan jet ile soğutma da çeşitli sınırlamalara yol açabilmektedir. Bu sınırlamaları aşabilmek için en çok tercih edilen yöntemlerin başında, kanal içinde ek bir cebri hava akışı sağlanması ve çeşitli geometrik düzenlemeler kullanılmaktadır. Kanal içerisinde karışık akış yapıları oluşması sebebiyle çarpan jetler kullanıcıya özel çözümler sunabileceğinden, yüksek ısı transferi ve azami soğutma sağlayabilmek için tercih edilen etkili bir yöntemdir.

Çarpan jetler, çeşitli geometrik lülelerden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu oluşur. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı akışkanın hızına bağlı olarak azalır ve bu azalma nedeniyle ısı taşınım katsayısında bir artış görülür. Jetin oluşturduğu bu etki çarpma bölgesindeki ısı transferinin artmasına sebep olur. Çarpan jetlerde ısı transferini etkileyen diğer bir etkende kullanılan akışkanın türüdür. Tek fazlı sistemlerde soğutucu akışkan olarak sıvı veya gaz akışkan tercih edilir, iki fazlı sistemlerde ise soğutucu akışkan olarak nano partiküllü akışkanlar tercih edilir.

Jet akış ve çarpan jetler

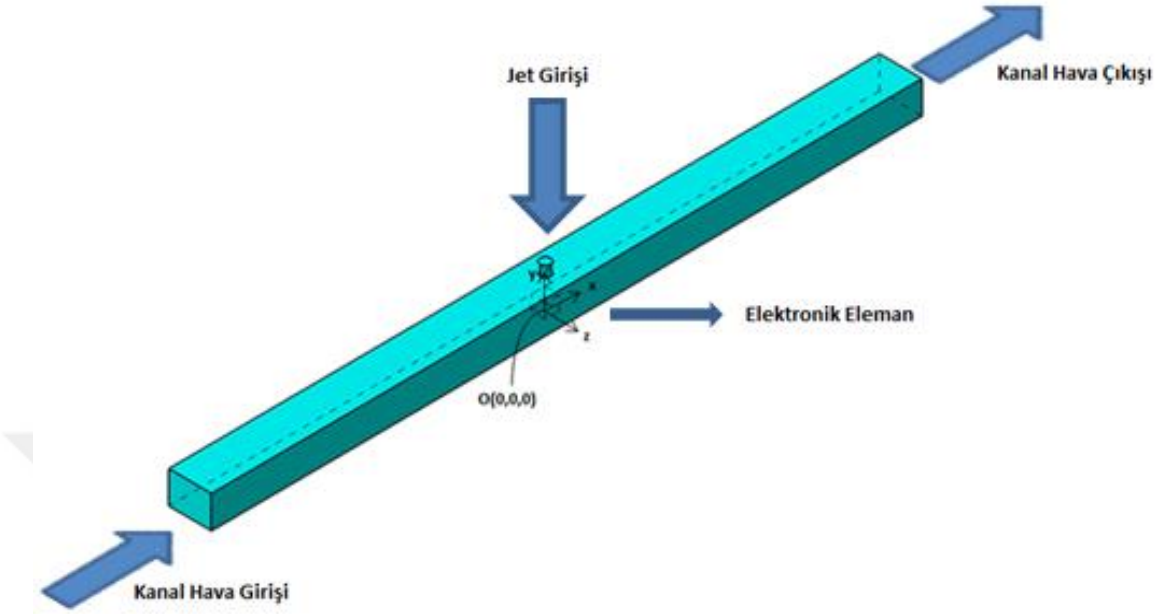
Jet akış, bir akışkanın yüksek hızda lüleden girerek başka bir akışkanın olduğu ortama püskürtüldüğü bir akış biçimidir. Çarpan jet ise, akışkanın bir yüzeye doğru hızla çarptırılmasına denir. Çarpan jetler, çarptığı yüzeydeki ısı transferini arttırabildiklerinden dolayı endüstriyel sektörde sıkça kullanılmaktadır. Çarpan jetler, Şekil 1.1'de gösterildiği gibi serbest jet bölgesi, durma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olarak üç ana bölge halinde incelenir [1].

Serbest jet bölgesi, jet akışın çarpma yüzeyinden etkilenmediği bölümdür. Bu bölgede jet içinde radyal doğrultuda sabit olmayan bir hız profili oluşur. Çevre akışkanı ve jet akışkanı arasındaki kütle, momentum ve enerji aktarımından dolayı jet akış çekirdeği, lüleden uzaklaşmaya başladıkça genişler ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına neden olur. Bu bölge potansiyel çekirdek bölgesi olarak adlandırılmıştır ve ısı transferini doğrudan etkileyen bir bölümdür. Çarpma bölgesinde ise, jet akışın çarpma yüzeyinden etkilenmeye başladığı bölümdür. Bu bölgede akış çarpma yüzeyine dik yönde yavaşlar, yatay yönde ise hızlanmaya başlar ve bir süre geçtikten sonra tamamen yatay duruma gelir. Jet akışkanı çarpma bölgesinden sonra jet çekirdeğinden giderek uzaklaşır ve momentumu sıfır olan ortam akışkanıyla karşılaşır. Bir süre geçtikten sonra akışın ivmesi giderek azalmaya başladığından dolayı yavaşlamaya başlar. Bu yavaşlamanın görüldüğü bölge ise duvar jeti bölgesi olarak adlandırılır. [1]



Şekil 1.1. Çarpan jetin şematik görünümü ve akış bölgeleri [1]

Bu çalışmada çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile elektronik bir elemanın soğutulması ele alınmıştır. Bu amaçla farklı H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı), V_j/V_k (jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı) oranları ve çeşitli kanatçık düzenlemeleri için sayısal incelemeler yapılmıştır. Çalışmada incelenen problemlerin genel görünüşü Şekil 1.2'de verilmektedir.



Şekil 1.2. Problemin genel görünüşü

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür incelendiğinde çarpan jetler ile ilgili çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma yapıldığı görülmektedir. Bu çalışmalarda genel olarak çarpan jetlerin akışkan seçimi, akış alanın geometrisi, seçilen türbülans modeli, Reynolds sayısı, lüle çapı, lüle kesit alanı, lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve elektronik elemanın ısı akısı gibi parametrelerin ısı transferine etkileri üzerine yoğunlaşılmıştır.

Mergen [2] sabit ısı akısına sahip bir elektronik elemanın çarpan jet ve kanal içi akışla soğultulmasını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada kanal Reynolds sayısı 2000-8000, jet Reynolds sayısı 10000-25000 ve H/D (jet ile elektronik eleman arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 1,5-2 değerleri için çalışmalar yapmıştır. Sonlu hacimler yöntemi kullanan ANSYS FLUENT CFD yazılımından yararlanmıştır. Türbülans modeli olarak, iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu, Realizable k-ε türbülans modelini kullanmıştır. Jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranı azaldıkça elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık arttığından dolayı ısı transferinin olumsuz yönde etkilendiğini gözlemlemiştir.

Hadipour ve ark. [3] sabit ısı akısına sahip içbükey bir yüzey üzerine çarpan dairesel bir jetin akış ve ısı transferi özelliklerini küçük jet plaka mesafelerinde deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada içbükey yüzeye 2000 W/m^2'lik sabit bir ısı akısı uygulamışlardır. H/D oranının 0,1-4, Reynolds sayısının 10000-35000 ve jet çaplarının 18-30 mm arasındaki değerlerini incelemişlerdir. Çalışmada ayrıca küçük (H/D<1) ve büyük (H/D≥1) jet plaka mesafelerini karşılaştırmışlardır. Sayısal simülasyonlar 0,1, 2,0 ve 4,0 jet plaka mesafeleri için RNG k-ε, Realizable k-ε ve SST k-ω türbülans modellerini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. SST k-ω türbülans modelinin deneysel verilere daha yakın doğrulukta sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda aynı Reynolds sayılarında jet çapının artmasının ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Küçük jet plaka mesafelerinde daha iyi ısı transferi sağlandığını belirtmişlerdir. Reynolds sayısı 10000 ve H/D oranı 0,1 iken,

sırasıyla H/D oranı 0,4, 1 ve 4'e kıyasla ortalama Nusselt sayısının değerinin %44,5, %55,3 ve %92 oranında daha fazla olduğunu gözlemlemişlerdir.

Wongcharee ve ark. [4] dönen akışın çarpan jet soğutmasındaki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak su ve değişken nano parçacık konsantrasyonlu (%2,0, %3,0 ve %4,0) CuO nano akışkanını kullanmışlardır. H/d (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 2-4, y/w (bükülme genişlik oranı) oranı 1,43-4,28 ve Reynolds sayısı 1600-9400 değerleri arasında çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda H/d oranı arttıkça Nusselt sayısının azaldığını belirtmişlerdir. Çalışmada %2,0 ve %3,0 nano parçacık konsantrasyonlu nano akışkanların saf sudan daha yüksek ısı transferi sağladığını ama %4,0 nano parçacık konsantrasyonlu nano akışkanın saf sudan daha düşük sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. H/d=2 iken y/w oranı arttıkça ısı transferinin azaldığını ama H/d oranı artmaya başladıkça yüksek Reynolds sayılarında y/w oranının artması ile ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir. Maksimum ısı transferini H/d=2, y/w=1,43 ve %2,0 nano parçacık konsantrasyonunda gözlemlemişlerdir.

Çalışır [6] üçgen, kare ve yamuk kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış ve ısı transferini çarpmalı jet dizileri kullanarak PHOENICS paket programı ile sayısal olarak incelemiştir. Kanatçıklı yüzeyler ile karşılaştırabilmek için düz yüzeyleri de incelemiştir. Tek bir büyük jet kullanmak yerine 6 mm çapında 7x3 dikdörtgensel biçimde dizilmiş jetleri tercih etmiştir. Kanatçıklar jetlerin tam altında (A düzenlemesi) ve iki jetin tam ortasında (B düzenlemesi) olacak şekilde iki farklı kanatçık düzenlemesi uygulamıştır. Reynolds sayısı 3000-10000, H/d (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 2-8 ve d/e (jet çapının kanatçık yüksekliğine oranı) oranı 1,5-3 değerleri için çalışmalar gerçekleştirmiştir. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modelini tercih etmiştir. Tüm simülasyonlarda en yüksek ısı transferini H/d=4-6 aralığında, en düşük ısı transferini ise H/d=8'de gözlemlemiştir. Kanatçık yüksekliğinin ısı transferi üzerindeki etkisinin az olduğunu belirtmiştir. Genel olarak, tüm kanatçık geometrilerinde B düzenlemesi ile daha iyi ısı transferi gerçekleştiğini ve en yüksek ısı transferinin Reynolds sayısı

10000 değerindeyken yamuk kanatçıklı B düzenlemesinde gerçekleştiğini gözlemlemiştir.

Jing ve ark. [7] üç farklı hedef şekli (düz, içbükey ve V-şekli) ve çeşitli yüzey düzenlemeleri (seyrek çukur/çıkıntı, yoğun çukur/çıkıntı ve üçgen kaburga çukur/çıkıntı) ile çarpan jetin soğutma performansını ANSYS CFX 15.0 ile sayısal olarak incelemişlerdir. SST, k-ε, RNG k-ε ve k-ω türbülans modellerini literatürdeki deneysel bir çalışma ile karşılaştırmışlar ve aralarından deneysel sonuçlara en yakın sonuçlar verdiği için SST türbülans modelini uygun görmüşlerdir. Çalışmalarını h/d=3'de ve Reynolds sayısı 10000-50000 değerleri arasında gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda düz kanallarda %16-34 iyileşme ile en büyük h'ı ve % 24-56 ile en büyük f'i ürettiğini, içbükey kanallarda ise en düşük f'i ürettiğini görmüşlerdir. Tüm hedef düzenlemeleri arasında, yoğun çıkıntı özellikle yüksek Reynolds sayısında en büyük Q'yu ürettiğini, seyrek çıkıntı ise içbükey kanallarda en büyük CP'yi ürettiğini görmüşlerdir. Nusselt sayısının seyrek ve yoğun düzenlemelerden pek etkilenmediğini gözlemlemişlerdir. Genel olarak, seyrek çıkıntı düzenlemesinin en iyi performansa sahip olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarının büyük bir kısmında kaburga düzenlemesinin benimsenmesi ortalama Nusselt sayısını azalttığını ve özellikle düz kanallarda seyrek çukur/çıkıntı düzenlemesine kıyasla f'i arttırdığını görmüşlerdir. Az sürtünmeli düz olmayan kanallarda çukur/çıkıntı düzenlemesi ile güzel bir ısı transfer performansı sağladığını gözlemlemişlerdir.

Saleha ve ark. [9] sabit sıcaklığa sahip bir elektronik elemanın kanal içi akış ve çarpan jet ile soğultulmasını farklı pah yüksekliklerine ve farklı Reynolds sayılarına göre değişimini sayısal olarak incelemişlerdir. Simülasyonları ANSYS CFX yazılımı kullanarak yapmışlardır ve türbülans modeli olarak SST K-ω türbülans modelini benimsemişledir. Jet Reynolds sayısı 0-5115, elektronik elemanın pah yüksekliği 0-4 mm, kanal Reynolds sayısı 3410 ve H/D oranı 2,5 için simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda uygun pah yüksekliğinin soğutma performansını arttırabileceğini görmüşlerdir. En yüksek ısı transferini Re_j/Re_k=1,5 ve 4 mm pah yüksekliğinde gözlemlemişler, ısı transferini yaklaşık %26 oranında arttırdığını görmüşlerdir.

Köseoğlu [10] jet ile çarpma yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının ısı transferine etkisini deneysel ve PHOENICS paket programı ile sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada sıvı kristal sıcaklık ölçüm tekniği ve farklı en boy oranlarına sahip 9 adet jet geometrisi kullanmıştır. Reynolds sayısı 250-10000, H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafesinin jet çapına oranı) oranı 2-12 ve ısı akısı (q") 10-3000 W/m^2 değerleri arasında çalışmalar gerçekleştirmiştir. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds sayılı k- ε türbülans modelini tercih etmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda türbülanslı akışlarda doğal taşınım etkilerinin çözüme katılmasını durumunda ısı transferini pek etkilemediğini görmüştür. Düşük Reynolds sayılı jet akışlarında ısı transferinde %35 civarında artış görmüştür. Jet kesit alanının artmasının ısı transferini ciddi bir şekilde etkilediğini ve artan en boy oranının ısı transferini azalttığını belirtmiştir.

Choo ve ark. [11] eğimli çarpan jetin küçük jet plaka mesafelerinde ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz pompalama gücünün Nusselt sayısı üzerindeki etkilerini de göz önünde bulundurmuşlardır. Çalışmada eğim açısı $0°\leqslant\theta\leqslant40°$, jet plaka mesafesi $H/dh\leqslant1$ ve Reynolds sayısı 5000-15000 arasındaki değerleri incelemişlerdir. Ayrıca küçük jet plaka mesafesini ($H/dh\leqslant1$) büyük jet plaka mesafesiyle ($H/dh>1$) karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda küçük ve büyük jet plaka mesafelerinin birbirinden önemli ölçüde farklı olduğunu görmüşlerdir. Küçük jet plaka mesafelerinde çarpma noktası ve ortalama Nusselt sayısının eğim açısı arttıkça arttığını, büyük jet plaka mesafelerinde ise çarpma noktası ve ortalama Nusselt sayısının eğim açısı arttıkça düştüğünü gözlemlemişlerdir. Sabit pompalama gücü koşullarında her iki jet plaka mesafesi için ortalama Nusselt sayısının eğim açısından bağımsız olduğunu gözlemlemişlerdir.

Maghrabie ve ark. [12] bir kanal boyunca sıralanmış yedi adet elektronik elemandan oluşan bir sistemi sadece çapraz akış (CF) ve çarpan jet-çapraz akış kombinasyonu (JICF) ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Jetin elektronik elemanların üzerindeki etkisini daha iyi görebilmek için jetin kanal üzerindeki yerini değiştirmişlerdir. Sayısal çalışma ANSYS FLUENT paket programı ile hesaplamışlar ve türbülans modeli olarak RNG k-ε türbülans modelini tercih etmişlerdir. Çalışmada

yedi farklı jet pozisyonu ve Re_j/Re_c=1, 2 ve 4 için incelemeler yapmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda JICF kombinasyonunun kullanılması özellikle jet ilk dört pozisyondayken CF den daha etkili olduğunu gözlemlemişlerdir. En yüksek ortalama Nusselt sayısını jet üçüncü pozisyondayken hesaplamışlardır.

Çelik [13] çarpan jetlerin optimum lüle şeklini belirleyebilmek için birbirinden farklı düz dairesel ve eş eksenli lülelerin ısı transferi etkilerini ve akış dinamiğini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada Reynolds sayısı 5000-25000 ve h/d (lüle ile prob arasındaki mesafenin lüle çapına oranı) oranı 4-12 arasındaki değerleri incelemiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda, eş eksenli lülelerde kesitten geçen akımların karışması sonucunda akış hızlarının artmasının ısı transferini olumlu yönde etkilediğini belirtmiştir. Ancak h/d oranının artması ile ısı transferinin olumsuz yönde etkilenmeye başladığını görmüştür. Düz dairesel jetlerde lüle çapının artması ile ısı transferinin radikal bir şekilde etkilendiğini gözlemlemiştir.

Kim ve ark. [14] laminer sınırlanmış çarpan slot jetin ısı transferi üzerindeki etkilerini içbükey ve dışbükey çarpma yüzeyleri için deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada H/B (boyutsuz jet yüzey mesafesi) oranı 2-10, x/B (boyutsuz yanal mesafesi) oranı 0-10 ve Reynolds sayısı 200-600 arasındaki değerler için incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının artması ile ısı transferinin arttırdığını belirtmişlerdir. İçbükey yüzeylerde durgunluk noktasında bütün Reynolds sayılarında jet yüzey mesafesinin artması ile Nusselt sayısının H/B=4 olana kadar arttığını ve bu değeri geçtikten sonra Nusselt sayısının ciddi bir şekilde düşmeye başladığını gözlemlemişlerdir. Dışbükey yüzeylerde ise jet yüzey mesafesinin artması ile Nusselt sayısının kademeli olarak azaldığını görmüşlerdir. İçbükey yüzeylerde ısı transferi x/B oranı 0-2 aralığında dışbükey yüzeylerden yaklaşık olarak %47 daha iyi performans verdiğini ve hedef yüzeyin geometrik şeklinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin daha iyi görülebilmesine olanak sağladığını belirtmişlerdir.

Bölek [15] çarpan jetlerin farklı düzlemlere çarpıtılması sonucu oluşan akış ve ısı transferini farklı Reynolds sayılarında ve H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranlarında sayısal olarak incelemiştir. Ayrıca akışkanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı olarak değişimi ile ilgili çalışmalar yapmıştır. En uygun türbülans modelini seçebilmek için yedi farklı türbülans modelini karşılaştırmıştır. Aralarından en uygunu olarak Standart k-ε türbülans modelini seçmiştir. Çalışmada üç farklı düzlem kullanmıştır (dikdörtgen prizma, yarım küre ve içi boş yarım küre). Sıcaklığın akışkan yoğunluğu üzerindeki etkileri üç farklı metot ile incelemiştir; akışkanın yoğunluğunun sabit alınması, yoğunluğun Boussinesq yaklaşımına göre değişmesi ve yoğunluğun sıcaklık ile doğrusal olarak değişmesi. Çalışmada Reynolds sayısının 4276-20000 ve H/D oranının 2-9 arasındaki değerlerini incelemiştir. Problemin modellenmesi için ICEM programından yararlanmıştır. Analizlerin çözümü içinde ANSYS FLUENT programı kullanmıştır. Yaptığı çalışmaların sonucunda sıcaklığın akışkanın yoğunluğu üzerindeki etkisinde bu üç metodun birbirlerine yakın sonuçlar verdiğini görmüştür. En yüksek ısı transferini Reynolds sayısı 20000 ve H/D oranı 6 iken gözlemlemiştir.

Baydar [16] alt yüzeye yerleştirilmiş tek ve çift bir çarpan jetin üst yüzeye dik bir şekilde püskürtülmesi sonucu oluşan akış alanını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada L ile iki jet arasındaki mesafe gösterilmiştir. Tek jetler 5 mm çapında ve 5 mm uzunluğunda, çift jetler ise 4 mm çapında 5 mm uzunluğunda alınmıştır. Tek jetler ve çift jetler için sırasıyla Reynolds sayısı 500-10000, 300-10000 arasındaki değerlerini ve her iki durum için H/D (jet plaka mesafesi) oranın 0,5-4 arasındaki değerleri için incelemeler gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının 2700'den büyük ve H/D oranının 2'den düşük olduğu durumlarda tek ve çift jet uygulamaları için çarpma plakasının üzerinde atmosfer basıncından düşük basınçlı bölgelerin oluştuğunu gözlemlemiştir. Bu bölgelerin ikincil tepe noktaları ile bağlantılı olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Zhang ve ark. [17] farklı dalga formlarına sahip sentetik jetlerin ısıtılmış bir plakaya çarptırılarak soğutma etkinliklerini sayısal olarak incelemişlerdir ve sabit hava

jetleriyle karşılaştırmışlardır. 5000 W/m^2'lik ısıtmalı bir plakaya sinüs eğrisi biçiminde, dikdörtgen biçiminde ve üçgen biçimde çarpan sınırlı slot jetler uygulamışlardır. SST k-ω türbülans modelini benimsemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı 1553-7766, Jet frekansı 10-400, St sayısı 0,012-2,4 ve H/W oranı 2-8 arasındaki değerleri incelemişlerdir. Frekansın düşük bir değerden kademeli olarak artmasının ısı transferini arttırdığını ancak kritik bir değerin üzerine çıktığında ısı transferinin azalmasına neden olduğunu gözlemlemişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda sentetik jetlerin frekansa, Reynolds sayısına ve H/W oranına büyük ölçüde bağlı olduğu ve uygun şekilde ayarlanması durumunda daha yüksek ısı transferi sağlayabileceğini görmüşlerdir. Çalışmada en yüksek ısı transferini kritik St (0,24-0,48) sayısında üçgen biçimindeki sentetik jetlerde elde etmişlerdir ve normal jetlerden %74,7 oranında daha yüksek performansa sahip olduğunu görmüşlerdir.

Taghinia ve ark. [18] kavisli bir yüzeye çarpan hava jetinin akış ve ısı transferi özelliklerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yaklaşımı ile incelemişlerdir. Akış fiziğini incelemek için OEM ve SST-SAS modellerini uygulamışlardır. Sonuçları literatürdeki deneysel veriler ile ve ayrıca RANS k-ε modelinin sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Çarpma yüzeyine 5000 W/m^2'lik sabit bir ısı akısı uygulamışlardır. h/B (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 4-10 ve Reynolds sayısı 2960-4740 değerleri için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. h/B oranı arttıkça sonuçların deneysel verilere yaklaştığını gözlemlemişlerdir. Düşük h/B oranları için OEM modeli yüksek h/B oranları içinse her iki modelinde uygulanabileceğini belirtmişlerdir. Ancak RANS k-ε modelinin ısı transferi için uygun olmadığını gözlemlemişlerdir.

Çalışkan [19] altı farklı jet geometrisi ve buna ek olarak iki farklı kanat dizilimi (daralan genişleyen biçimli kanatçıklar ve V biçimli kanatçıklar) kullanarak jetlerin ısı transferi özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada kesit alanı eşit olan ve en boy oranları 0,5, 1 ve 2 olan eliptik ve dikdörtgen jetler kullanmıştır. Reynolds sayısı 2000-10000, H/d (jet plaka mesafesi) oranı 2-12 ve e/D (kanatçık yüksekliğinin jet çapına oranı) oranı 0,6-1,2 arasındaki değerler ile çalışmalar gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda en boy oranı iki olan

dikdörtgen kesitli jetin diğer jetlere kıyasla daha iyi ısı transferi sağladığını belirtmiştir. H/d oranı arttıkça ısı transferinin azaldığını görmüştür. En yüksek ısı transferine e/D=1,2 ve H/d=2 iken ulaşmıştır. Kanatçıklı yüzeylerin düz plaka ile karşılaştırılması sonucunda V biçimi kanatçıkların düz plakaya kıyasla %4-%26,6 oranında bir artış sağladığını gözlemlemiştir.

Kabakuş [20] rüzgar tünelinde Taguchi yöntemiyle $L_{18}(2^{1*}3^{7})$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş dikdörtgen (RFG-1, RFG-2) ve altıgen (HFG-2, HFG-3) kanatçıklı ısı alıcıların çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca kanatçıklı yüzeyleri kanatçıksız yüzeylerle kıyaslayabilmek için h/d oranı 3-5 arasındaki düzlem plaka ile deneyler yapmıştır. Çalışmaları sabit lüle çapı (d=50 mm), sabit h/d oranı (h/d=1), üç ayrı kanat boyunda (100 mm, 150 mm ve 200 mm) ve altı ayrı akış hızı (V=4-9 m/s) için gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda en yüksek Nusselt sayısına ulaşan dikdörtgen ısı alıcılardan RFG-2 altıgen ısı alıcılardan ise HFG-2 ısı alıcısını tercih etmiştir. Kanatçık boyunun artması ile ısı transferinin olumsuz yönde etkilendiği belirtmiştir. Bütün ısı alıcılar için en yüksek ısı transferi 100 mm kanatçık boyunda hesaplanmıştır. Isı alıcıların ısı geçişi düzlem plakaya göre kıyaslandığında üç kat, HFG-3 ısı alıcının ise iki kat daha yüksek olduğunu belirtmiştir.

Hatamia ve ark. [21] sınırlı ve sınırsız çarpan sentetik jetlerin soğutma sürecini iyileştirmek için jet geometrisini, H/D oranını, Reynolds sayısını ve boyutsuz strok uzunluğunun etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada v^2-f ve SST k -ω olmak üzere iki tür türbülans modeli kullanmışlardır. Reynolds sayısını 1000-2100, H/D oranı 3-6 ve strok uzunluğunu (L_0/D) 3-19 arasındaki değerlerini alarak çalışmalar yapmışlardır. Optimum strok uzunluğunu 3,5 olarak hesaplamışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda iki türbülans modelinin birbirine neredeyse yakın olduğunu görmüşlerdir ama v^2-f türbülans modelinin deneysel sonuçlara %2 sapma ile daha yakın olduğunu belirtmişlerdir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttırdığını görmüşler ve maksimum ısı transferine H/D=4'de iken ulaşmışlardır. Sınırsız sentetik jetteki ısı transferi oranının sınırlı sentetik jete göre yaklaşık olarak %30 daha fazla olduğunu gözlemlemişlerdir.

Telışık [22] birbirlerine paralel olacak şekilde ayarlanmış iki yatay levhanın üst kısmı yalıtılmış ve levhanın tam ortasından 1 cm genişliğinde (W) bir yarıktan hava püskürtülmüştür. Püskürtülen havanın altta bulunan sabit sıcaklıktaki levhaya çarpması sonucu oluşan akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. H/W (levhalar arası mesafenin lüle genişliğine oranı) oranı 0,5-5 ve Reynolds sayısı 250-650 arasındaki değerler için çalışmalar gerçekleştirmiştir. Sayısal çözüm için SIMPLE algoritmasını temel alan FORTRAN programlama dilinde geliştirilen bir yazılım kullanmıştır. Yaptığı çalışmaların sonucunda bütün Reynolds sayılarında ısı transferinin H/W oranı ile ters orantılı olduğunu gözlemlemiş ve en yüksek ısı transferini H/W=0,5 ve Re=650 değerindeyken hesaplamıştır.

Kuraan ve ark. [23] küçük jet plaka aralığında düz bir plaka yüzeyine dik olarak çarpıtılan dairesel serbest bir su jetinin ısı transferini ve hidrodinamiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada H/d (jet plaka mesafesi) oranı 0,08-1 ve Reynolds sayısı 4023-8053 arasındaki değerleri için incelemeler yapmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda normalize edilmiş durgunluk Nusselt sayısı, basıncı ve hidrolik sıçrama çapının iki bölgeye ayrıldığını görmüşlerdir; jet sapma bölgesi ($H/d \leqslant 0,4$) ve baskın atalet bölgesi ($0,4 < H/d \leqslant 1$). Jet sapma bölgesinde normalize edilmiş durgunluk Nusselt sayısının ve hidrolik sıçrama çapının H/d oranıyla ters orantılı olduğunu görmüşlerdir. Atalet bölgesinde ise H/d oranının normalize edilmiş durgunluk Nusselt sayısı ve hidrolik sıçrama çapı üzerindeki etkisini hesaba katmamışlardır, çünkü bu bölgede ataletin baskın olmasından dolayı sapma etkisinin kaybolduğunu gözlemlemişlerdir.

San ve Chen [24] sabit ısı akısına sahip düz bir plakaya dikey olarak yerleştirilen beş adet dairesel jetin ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Jetlerden birini plakanın tam ortasına gelecek şekilde yerleştirmişlerdir. Diğer jetleri ise dört komşu kenara yerleşecek şekilde ayarlamışlardır. Çalışmada s/d (jet-jet aralığının jet çapına oranı) oranı 2-8, H/d (jet yüksekliğinin jet çapına oranı) oranı 0,5-3 ve Reynolds sayısının 20000 değerleri için incelemelerde bulunmuşlardır. Çarpma plakasındaki jet etkileşiminin s/d ve H/d oranları arttıkça azaldığını belirtmişlerdir. s/d oranının 6 ve üst değerlerine çıkınca bütün H/d oranları için jetler diğer jetleri

ciddi bir şekilde etkileyemeyecek duruma geldiğinden dolayı s/d oranının artması ile jet dizilerinin etkili soğutma alanlarını büyük ölçüde arttırdığını gözlemlemişlerdir. s/d oranının 2'den 8'e yükselmesinin maksimum Nusselt sayısını %7'den %45'e kadar arttırdığını görmüşlerdir.

Emre Türker [25] dönen disk yüzeyine çarpan jet akımı ile bu problemin daha iyi anlaşılabilmesi için jet olmayan durumda dönen disk yüzeyine yakın laminer akımı ve hareketsiz disk yüzeyine çarpan jet akımı problemlerini sayısal olarak incelemiştir. Bu üç problemi GAMBİT 2.2.30 programı ile tasarlamıştır ve sonlu hacimler metodunu kullanan ANSYS FLUENT 6.2.16 programı ile çözmüştür. Standart k-ε, RNG k- ε, Reynolds Stress Modeli ve SST k-ω türbülans modellerini literatürdeki sayısal ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırmıştır. Literatürdeki çalışmalara benzer sonuçlar verdiğinden dolayı SST k- ω türbülans modelini tercih etmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda çözüme tesir eden en büyük unsurların duvar fonksiyonları ve çözüm için tercih edilen türbülans modelinden kaynaklandığını görmüştür.

Örs [26] kanal içerisine yerleştirilmiş sabit yüzey sıcaklığına sahip (60°C) bir elektronik elemanın çarpan jet ile farklı pah yüksekliklerinde ve Reynolds sayılarında soğutulmasını sayısal olarak incelemiştir. Problemin çözümünde ANSYS FLUENT (v17.2) HAD yazılımını kullanmıştır. Çalışmada Reynolds sayısı 0-15000, kanal Reynolds sayısı 0-8000 ve pah yükseklikleri 0-4 mm arasındaki değerleri incelemiştir. Türbülans modeli olarak iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu k-ε türbülans modelini kullanmıştır. Yaptığı çalışmaların sonucunda maksimum ısı transferine pah yüksekliği 4 mm, jet Reynolds 15000 ve kanal Reynolds 8000 değerlerindeyken ulaşmıştır. Pah yüksekliğinin ve jet Reynolds sayısındaki artışın elektronik eleman üzerindeki ısı transferini önemli ölçüde artırdığını belirtmiştir.

Sun ve ark. [27] çarpan jetlerin soğutma performansını farklı nano parçacık konsantrasyonlarına, jet çaplarına ve jet uzunluğuna göre değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak DI su ve değişken nano parçacık konsantrasyonlu (%1,0, %2,0, %3,0, %4,0 ve %5,0) Cu nano akışkanı

kullanmışlardır. Çalışmada üç adet dairesel jet (1 mm, 3 mm ve 6 mm çapında), bir adet kare jet (kenar uzunluğu 3 mm) ve üç farklı jet uzunluğunu (3 mm, 6 mm ve 9 mm) incelemişlerdir. Çalışmada jet açısının 30°-90° ve Reynolds sayısının 2000-7000 arasındaki değerlerini kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda nano akışkan kullanımının ısı transferini ciddi oranda etkilediğini görmüşlerdir. Nano parçacık konsantrasyonunun artması genel olarak ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Fakat sistemdeki basınç farkının önemli ölçüde değişmediğini belirtmişlerdir. Çalışmada dairesel jetlerin kare jetlerden daha verimli olduğunu görmüşler ve optimum jet çapını 3 mm olarak gözlemlemişlerdir. Jet açısının artmasının ısı transferini pozitif yönde etkilediğini ve jet uzunluğu 6 mm'deyken jetin soğutma performansının en yüksek duruma çıktığını belirtmişlerdir. En yüksek ısı transferini H/D=2 iken, %4,0 nano parçacık konsantrasyonlu nano akışkan kullanılması durumunda 90°'lik jet açısında gözlemlemişlerdir.

Lv ve ark. [28] SiO_2-su nano akışkanı kullanarak çarpan jetin ısı transferi performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Değişken nano parçacık konsantrasyonlu (%1,0, %2,0 ve %3,0) SiO_2-su nano akışkanı kullanmışlardır. Çalışmada H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 2-5, Reynolds sayısı 5000-13000 ve ayrıca nano akışkanların ısı transfer katsayılarını farklı çarpma açılarıyla (50°, 70° ve 90°) incelemişlerdir. Yapıkları çalışmaların sonucunda nano akışkan kullanımının ısı transferini ciddi miktarda etkilediğini belirtmişlerdir. SiO_2-su nano akışkanının nano partikül konsantrasyonunun artması ısı transferini arttırdığını ve %3,0 SiO_2-su nano akışkan saf su ile kıyaslandığında %40 oranında ısı transferi artışı sağladığını gözlemlemişlerdir. Aynı Reynolds sayıları için çarpma açısı arttıkça ısı transferinin arttığını fark etmişlerdir. Maksimum ısı transferini H/D=4 iken ve çarpma açısı 90°deyken gözlemlemişlerdir.

Bilen [29] dairesel bir lüleden çıkan hava jetinin düz bir levha üzerine dik ve eğik açılar ile çarpıtılması sonucu oluşan ısı transferini farklı Reynolds sayıları ve H/D oranları için deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 10000-40000, H/D oranı

6-14 ve jet eğim açısının 45°-90° değerlerinde çalışmalar gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda ısı transferinin H/D oranı ile ters orantılı olduğunu görmüştür. Jet eğim açısı 45° iken durgunluk noktasındaki ısı transferi H/D=7, 10 ve 14 değerleri için 90°'lik jet eğim açısına kıyasla %6, %18 ve %22 oranında azalmış olduğunu gözlemlemiştir.

Yakut [30] rüzgar tünelinde Taguchi yöntemiyle $L_{18}(2^{1*}3^{7})$ ortogonal dizisine göre ayarlanmış altıgen kanatçıklı iki ısı alıcının (Genel-1 ve Genel-2) çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılar sabit lüle çapında, altı farklı hızda (V=4-9 m/s), üç farklı kanat boyunda (100 mm, 150 mm ve 200 mm) ve iki farklı h/d oranı (1-2) için çalışmalar gerçekleştirmiştir. Sayısal çalışmada sonlu hacimler yöntemini kullan ANSYS FLUENT CFD yazılımını tercih etmiştir. Altı farklı türbülans modelini incelemiştir ve bu türbülans modellerinden deneysel çalışmaya benzer sonuçları gösteren Realizable k-ε türbülans modelini kullanmıştır. Yaptığı çalışmaların sonucunda iki ısı alıcı için kanatçık boyu arttıkça Nusselt sayısının azaldığını gözlemlemiştir. En yüksek ısı transferinin bütün h/d oranları için 100 mm kanatçık boyunda gerçekleştiğini belirtmiştir.

Yu ve ark. [31] yüksek sıcaklıkta düz plaka (953 K) üzerine dikey olarak yerleştirilen 5mm çapındaki ve 6 mm yükseklikteki dairesel jet ile geçici ısı transferi özelliklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışma için ANSYS FLUENT programını kullanmışlardır. SST k-ω, RNG k-ε ve v2f türbülans modellerini literatürdeki deneysel bir çalışma ile karşılaştırmışlardır ve deneysel çalışma ile benzer sonuçları gösteren SST k-ω türbülans modelini tercih etmişlerdir. Çalışmalarında H/D oranı 0,2-2 ve Reynolds sayısını 20000-60000 arasındaki değerleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda H/D oranının artması ile bütün Reynolds sayılarında soğutma sürelerinin azaldığını gözlemlemişlerdir. En yüksek ısı transferini H/D=2 iken hesaplamışlardır.

Yıldız [32] Taguchi yöntemiyle $L_{18}(2^{1*}3^{6})$ ortogonal dizisine göre ayarlanmış altıgen kanatçıklı ısı alıcıların (Genel-1 ve Genel-2) çarpan jetle ısı transferini ve basınç karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılar altı farklı hızda (V=4-9 m/s), üç farklı kanat boyunda (100 mm, 150 mm ve 200 mm) ve h/d=4 değerleri için çalışmalar gerçekleştirmiştir. Çalışmada kanatçıklı yüzeyleri kanatçıksız yüzeyler ile kıyaslayabilmek için düzlem plakayı üç ayrı h mesafesinde (268 mm, 318 mm ve 368 mm) incelemiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda ısı alıcıların kanatçık boyu arttığında, Nusselt sayısının azaldığını gözlemlemiştir. Bu yüzden en yüksek ısı transferini bütün h/d oranları için 100 mm kanatçık boyunda gerçekleşmiştir. Düzlem plaka için ısı transferi h mesafesi ile ters orantılı olduğunu görmüştür ve en yüksek ısı transferi h=268 mm değerindeyken hesaplanmıştır.

Selimefendigil ve Öztop [33] ısıtılmış yatay bir yüzeyin titreşimli Al_2O_3 nano akışkanı kullanılarak dikdörtgen kesitli bir jet ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Akışı iki boyutlu olarak ve laminer bölgede ele almışlardır. Reynolds sayısı (100-400), nano parçacık konsantrasyonu (ϕ = 0%, 1%, 3% ve 6%), çarpma frekansı (f=1-10 Hz) ve H/W=4 için değişimlerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının ve nano parçacık konsantrasyonunun artmasıyla ısı transferinde artış gözlemlemişlerdir (Re=400 ve f=1 Hz deki durum dışındaki frekans değerleri için geçerlidir). Durgunluk noktası Nusselt sayısının genellikle artan frekans boyunca arttığını görmüşlerdir. Titreşimli akış durumlarında Re=200 deki, ϕ =% 1, % 3 ve Re=400 deki, ϕ =% 1, % 3 düşük frekans değerlerinde maksimum Nusselt sayısının sabit jet değerlerinin altında olduğunu görmüşlerdir. Reynolds sayısı 200 için ϕ=%6, ϕ=%3 ve ϕ=%1 nano parçacık konsantrasyonları için sabit duruma göre sırasıyla %18,8, %8,1 ve %2,2 daha iyi ısı transferi sağladığını belirtmişlerdir.

Lak [34] dairesel eğik bir jetin sabit ısı akısına (q"=1000 W/m) sahip düz bir yüzeye çarpması sonucu oluşan ısı ve akış transferini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal Akışkanlar Dinamiği programı olan PHOENİCS paket programını kullanmıştır. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli tercih etmiştir. Reynolds sayısı 1500-30000, H/D oranı 2-8 ve jet açısı (α) 45°-90° arasındaki

değerler için çalışmalar gerçekleştirmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının artması ile ısı transferini arttırdığını fakat H/D oranı arttıkça ısı transferi olumsuz yönde etkilendiğini gözlemlemiştir. Jet açısının artması ile ısı transferinde artış sağladığını görmüştür ve en yüksek ısı transferini Reynolds sayısı 30000, H/D=2 ve α=90°de iken hesaplamıştır.

Barewar ve ark. [35] ısıtılan bakır plaka yüzeyindeki çarpan jetin ısı transferi özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada DI su ve değişken nano parçacık konsantrasyonlu (ϕ=0,02%, 0,04%, 0,06% ve 0,1%) ZnO nano akışkanı olmak üzere iki farklı soğutucu sıvı kullanmışlardır. H/D oranı 2,5-7,5 ve Reynolds sayısı 2192-9241 değerleri arasında çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda ZnO nano akışkanların nano partikül konsantrasyonunun artmasıyla ısı transferi katsayısında artışa neden olduğunu görmüşlerdir. En yüksek Reynolds sayısında ve ϕ=%0,1 iken saf suya kıyasla %51 oranında ısı transferi artışı gözlemlemişlerdir. Soğutma hızını, nano parçacık konsantrasyonun ϕ=0,02'den ϕ=%0,1'e yükselmesiyle arttırmışlardır. En iyi soğutma performansı H/D=3,5 ve ϕ=%0,1'de iken elde etmişlerdir ve saf suya kıyasla soğutma hızında %54,70 civarında artış gözlemlemişlerdir.

Kılıç [36] dikdörtgen kesitli bir kanalın içerisindeki ısı akısı olan bakır bir plaka ile bir dizi elektronik devre elemanının tek bir dairesel jet kullanarak soğutulmasını, akışı ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışma için PHOENİCS paket programını kullanmıştır. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds k-ε türbülans modelini tercih etmiştir. Çalışmada Reynolds sayısı 4000-10000, H/D_h (jet plaka mesafesi) oranı 4-10 ve ısı akısı ($q^{''}$) 1000-4000 W/m^2 arasındaki değerleri incelemiştir. Akışın etkisini artırabilmek için akış yönlendiricilerin jet girişine mesafesini, uzunluğunu ve açısının değişimini araştırmıştır (K/H=0,5-0,9, N/L=0,55-5, W/H=0,5-1,5 ve Θ=0°-45°). Yaptığı çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının artması ile genel olarak ısı transferinde artış gözlemlemiştir. Jet plaka mesafesinin artması ile ısı transferinin azaldığını görmüştür. En yüksek ısı transferinin Reynolds sayısının 8000 ve H/D_h=4 değerlerinde olduğunu gözlemlemiştir. Isı akısının ısı transferini belirgin olarak etkilemediğini görmüştür.

Akış yönlendiriciler ile yaptığı çalışmaların sonucunda N/L=0,7, K/H=0,8 ve W/H=1 değerlerinde en yüksek ısı transferi performansı sağlandığını gözlemlemiştir, Θ açısının artması çarpma yüzeydeki ısıl sınır tabakanın kalınlaşması nedeniyle ısı transferinin aşamalı olarak zayıfladığını gözlemlemiştir. Bu yüzden en yüksek ısı transferinin Θ=0° olduğunda gerçekleştiğini görmüştür.

Markal ve Aydın [37] sınırlanmış eş eksenli çarpan türbülanslı hava jetlerinin hidrodinamik ve termal özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 0,5-2,5 ve Q* (boyutsuz akış hızı oranı) oranı 0,25-0,75 arasındaki değerler için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda eş eksenli jet kullanımı ile tek dairesel jet kullanımı kıyaslandığında ısı transferinde ciddi farklar sağlandığını görmüşlerdir. Bütün H/D oranlarının akış hızı oranları ile ters orantılı olduğunu gözlemlemişlerdir. Akış hızı oranının artması sonucu çarpma yüzeyindeki ısı transferinin homojenliğinin arttığını fark etmişlerdir. Durma noktası Nusselt sayısı, H/D oranı ve akış hızı oranının artması sonucunda sırasıyla %10,2'ye ve %8,4'e kadar azaldığını gözlemlemişlerdir. Ortalama yerel Nusselt sayısı H/D oranı arttıkça %10,5'e kadar azaldığını ve akış hızı oranının artması ile %20'ye kadar arttığını görmüşlerdir.

Tang ve ark. [38] tek bir koni ısı alıcısı ile çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. A (koni açısı) açısını 0°–70°, d_1/d (koni taban çapının jet çapına oranı) oranı 1-3, H/d oranı 3-7, ısı akısı yoğunluğunu (q) 60-100 W/cm^2 ve Reynolds sayısının 16000-32000 arasındaki değerleri için çalışmalar yürütmüşlerdir. RNG k-ε ve standart k-ε türbülans modelini karşılaştırmışlar ve deneysel verilere benzer sonuçlar sunmasından dolayı bu çalışmada RNG k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda koni açısının artması sonucunda ısı transferinde artış görmüşlerdir. Fakat açı 50° geçtikten sonra ısı transferinde azalma meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Koni ısı alıcılarının ortalama Nusselt sayısı koni açısı (A) 50° olduğunda düz plakadan (A=0°) %11,7 oranında daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. d_1/d oranının artması sonucu ısı transferini $d_1/d=2$ olana kadar arttırdığını ancak bu değeri

geçtiğinde ısı transferinde azalma meydana geldiğini görmüşlerdir. Reynolds sayısı artıkça $d_1/d=1$ ve $d_1/d=2$'de hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının birbirlerine yaklaşmaya başladığını fark etmişlerdir. H/d oranının artmasının ısı transferini arttırdığını fakat bu oran H/d=5'i geçtikten sonra ısı transferinde azalma olduğunu gözlemlemişlerdir. En yüksek ısı transferini H/d=5, A=50° ve $d_1/d=2$' de ulaşmışlardır ve düz plakadan %14,6 daha etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Mallor ve ark. [39] bir rüzgâr tünelindeki duvara monte edilmiş bir küpün üzerinde düz delikler açarak konvektif ısı transferinin geliştirilmesini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde Reynolds sayısını (4600) ve deliklerin çaplarını (2,5 mm) sabit almışlardır. Küpün üzerindeki delikleri 9 farklı lokasyona tabi tutmuşlardır. Ayrıca çalışmaların sonuçlarını katı küpler ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda deliklerin çıkış yüksekliği giriş yüksekliğinden daha küçük olduğu durumlarda, yerel Nusselt sayısının katı küplere kıyasla %20 oranında daha etkili olduğunu gözlemlemişlerdir.

Zhu ve ark. [40] küçük jet plaka mesafelerinde yüksek sıcaklıktaki düz plaka üzerine dikey olarak yerleştirilmiş bir dizi hava jetin geçici ısı transferi özelliklerini ve soğutma hızlarını sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmayı ANSYS FLUENT programını kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Uygun türbülans modelini seçebilmek için SST k-ω, RNG k-ε ve Realizable k-ε türbülans modellerini literatürdeki deneysel bir çalışma ile kıyaslamışlar ve deneysel çalışma ile en uyumlu sonuçları veren SST k-ω türbülans modelini tercih etmişlerdir. H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 0,2-1, S/D (jet ile jet arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 5-10 ve Reynolds sayısı 7499-3000 arasındaki değerler için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda ters akışlı jetlerin ısı transfer oranını önemli ölçüde arttırdığını ancak yüzey ve iç sıcaklık farkını sadece bir miktar arttırdığını görmüşlerdir. S/D oranı arttıkça söndürme süresinin azaldığını gözlemlemişlerdir. En düşük söndürme süreleri S/D oranı 7 ve 10 olduğunda H/D=1'de, S/D oranı 5 olduğunda ise H/D=0,2'de elde etmişlerdir.

Kılıç [41] yüksek ısı akısına sahip (q=150, 200, 250 ve 300 W) elektronik elemanların dört farklı nano akışkan (Cu-H2O, CuO-H2O, TiO2-H2O ve Al2O3-H2O) ve çarpan jet kullanarak soğutulmasını, ısı transferini ve akış özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Ayrıca nano akışkanların farklı hacim oranlarının (%2, %4, %6 ve %8) ısı transferine etkilerini irdelemiş ve nano akışkanları saf su ile kıyaslamıştır. Sayısal çalışma için PHONEICS HAD programını kullanmıştır. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelini tercih etmiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda ısı akısının artması sonucunda yüzeyde oluşan sıcaklık farkının da artması sebebiyle yerel Nusselt sayısında kayda değer miktarda bir değişim oluşmadığını gözlemlemiştir. Maksimum ısı transferine %8 hacim oranında ulaşmıştır ve hacim oranının %2'den %8'e artması sonucunda ortalama Nusselt sayısının %15,2 oranında arttığını belirtmiştir. Cu-H2O nano akışkanının kullanılması durumunda ise ortalama Nusselt sayısının diğer nano akışkanlara oranla ısı transferinin daha çok arttığını ve saf suya kıyasla %9,6 oranında iyileşme sağlayabileceğini gözlemlemiştir.

Kılıç ve Özcan [42] yüksek ısı akısına sahip (222000 W/m^2) bakır bir plaka yüzeyinin nano akışkan (Cu-Su, CuO-Su, NiO-Su) ve çarpan jet kullanarak plaka yüzeyinde gerçekleşen ısı transferini farklı parametreler kullanarak iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 12000-18000, nano parçacık çapları (Dp) 10-80 nm ve nano akışkanların farklı hacim oranları (φ) %2, %4, %6 ve %8 için çalışmalar gerçekleştirmişler ve nano akışkanları saf su ile kıyaslamışlardır. Sayısal çalışma için PHONEICS HAD programını kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelini tercih etmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının artması ile ısı transferinin arttığını ve Reynolds sayısının 12000 değerinden 18000 değerine ulaşması sonucunda ortalama Nusselt sayısının %28 oranında arttığını gözlemlemişlerdir. Nano akışkanın içerisindeki nano parçacık çapı küçüldükçe ısı transferinin arttığını belirtmişler ve parçacık çapının 80 nm' den 10 nm' ye düşmesi sonucunda ortalama Nusselt sayısında %13,2 oranında artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Hacim oranı %2'den %8'e çıkarıldığında ortalama Nusselt sayısında %7,1 oranında artış sağlandığını görmüşlerdir. Ancak hacim oranı %4 oranını geçtikten sonra ısı

transferini kayda değer bir miktarda arttırmadığını gözlemlemişlerdir. Maksimum ısı transferini Cu-Su nano akışkanını kullandıklarında elde etmişler ve saf suya kıyasla Nusselt sayısını %8,3 oranında arttırdığını belirtmişlerdir.

Kılıç ve Başkaya [43] yüksek ısı akısına sahip (10000 W/m^2) bir yüzeyin çarpan jet ve farklı geometrili (silindirik, kare ve üçgen) akış yönlendiriciler kullanarak gerçekleşen ısı transferini ve akış özelliklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Akış yönlendiriciler jetin sol ve sağ tarafına birer adet yerleştirilerek akış yönlendiricileri ısı transferine etkilerini irdelemişlerdir. Ayrıca dört adet üçgen akış yönlendirici (akış yönlendiriciler jetin sol ve sağ tarafına eşit olarak yerleştirilmiştir) kullanarak ikinci grup akış yönlendiricilerin ısı transferine etkilerini de incelemişlerdir. Reynolds sayısı 8000-43000, plaka yüksekliğinin hidrolik çapa oranı (H/D_h) 1,5-2 ve akış yönlendiricilerin jet merkezine olan uzaklığının hidrolik çapa oranı (L/D_h) 1,3-2 değerleri aralığında çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sayısal çalışma için PHONEICS paket programını kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak Lam-Bramhorst düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelini tercih etmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda Reynolds sayısının artması ile ısı transferinde artış sağlandığını, kanal yüksekliğinin azalması ile de yerel Nusselt sayısında kayda değer bir artışa neden olmadığını belirtmişlerdir. Akış yönlendiricilerin kullanılması halinde ise ısı transferinde %28 oranında artış sağlanabileceğini gözlemlemişlerdir. Maksimum Nusselt sayısına üçgen akış yönlendiriciler kullanıldığında ve L/D_h=1,4 değerinde iken ulamışlardır. Üçgen akış yönlendiricilerin kare akış yönlendiricilerinden %7, silindirik akış yönlendiricilerinde ise %12 daha etkili olduğunu belirtmişlerdir. Ancak ısı transferindeki artışın plakanın tamamında görülmediğini, ikinci grup akış yönlendiricilerin kullanılması halinde ise ısı transferinde %36,7 oranında bir artış görülmesine rağmen plaka genelinde kayda değer bir miktarda artış sağlanmadığını gözlemlemişlerdir.

Ingole ve Sundaramb [44] düz bir yüzeye çarpan eğimli hava jetinin soğutma üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyleri H/D oranı 0,5-6,8, eğim açısı 15°-75° ve Reynolds sayısı 2000-20000 arasındaki değerlerde gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda H mesafesi arttıkça ortalama Nusselt sayısının

azaldığını ve Nusslet sayısının jet eğim açısına bağlı değiştiğini gözlemlemişlerdir. 45° ve 60° eğim açılarının 15° ve 75° eğim açılarından daha iyi soğutma performansı sağladığını belirtmişlerdir.

Ravanji ve Zargarabadi [45] eliptik pim kanatçıklar kullanarak sabit ısı akısına sahip içbükey bir yüzeye çarpan dairesel hava jetin akış alanına, ısı transferine etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca Jet Reynolds sayısının ve bağıl eğrilik oranının (C_r) pim kanatçığın üzerindeki etkilerini de incelemişlerdir. Bağıl eğrilik oranı 0,067-0,13 ve jet Reynolds sayısı 23000-55000 arasındaki değerleri için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sayısal çalışma için ANSYS FLUENT 17.0 CFD yazılımını kullanmışlardır. Deneysel sonuçlar ile daha uyumlu olduğu için SST K-W türbülans modeli uygun görmüşlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda eliptik pim kanatçıkların iç bükey yüzeylerdeki ısı transferini kayda değer bir miktarda arttırabileceğini gözlemlemişlerdir ve yüksek eğrilik oranlarında daha verimli olabileceğini belirtmişlerdir. Sabit eğrilikte (C_r=0,13) pim kanatçıkların kanatçıksız iç bükey yüzeye kıyasla artan jet Reynolds sayısına oranla %51, %53 ve %59'a kadar ortalama Nusselt sayısını arttırabileceğini gözlemlemişlerdir.

Larraona ve ark. [46] sabit ısı akısına sahip elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu (IJCF) kullanılarak soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanal yüksekliğini sabit tutmuşlar ve jet Reynolds sayısının (Re_c), jet akış hızının kanal akış hızına oranının (V_j/V_c), elektronik elemanın yüksekliğinin (h/H), jet çapının (D/H) ve jet merkezi ile elektronik eleman merkezi arasındaki kayıklığın (S/H) ısı transferine ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Ayrıca IJCF'nin etkisini daha iyi görebilmek için sadece kanal akışının olduğu durum (CF) ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda ortalama Nusselt sayısının elektronik elemanın yüksekliği ile ters orantılı, kanal Reynolds sayısı ve hız oranlarıyla da doğru orantılı olarak arttığını görmüşlerdir. Jet çapı ve kayma miktarının artmasıyla ortalama Nusselt sayısını arttırdığını ancak diğer parametrelere kıyasla az bir miktar artış olduğunu belirtmişlerdir. Kanal Reynolds sayısı, jet çapı ve hız oranlarının artması basınç kaybının artmasına neden olduğunu ve elektronik elemanın yüksekliğinin ve

kaymanın basınç kaybı üzerinde kayda değer bir etki bırakmadığını görmüşlerdir. IJCF kullanılması durumunda CF'ye kıyasla daha yüksek soğutma verimliliği sağlayabildiğini belirtmişlerdir.

Literatür incelemelerinden, çarpan jetler ve kanal içi akışlar ile ilgili birçok tekil çalışma bulunmaktadır. Fakat son zamanlarda, çarpan jetlerin kanal içi çapraz akış ile kombine edildiği çalışmalara yönelindiği görülmüştür. Bu tür çalışmalarda genellikle kanal ve jet giriş hızlarının, kanal yüksekliğinin veya jet çapının değişiminin ısı transferi üzerine olan etkilerine yoğunlaşılmıştır. Bu çalışmada ise literatürden farklı olarak, birçok parametrenin etkisi birlikte incelenmektedir. Bu kapsamda, jet giriş hızının kanal giriş hızına (V_j/V_k) oranının, kanal yüksekliğinin jet çapına (H/D) oranının, problem geometrisine akış yönlendirici kanatçık eklenmesinin ve kanatçık açısının ısı transferi üzerindeki etkileri birlikte ele alınmıştır. Bu amaçla, dikdörtgen bir kanalın ortasında bulanan sabit ısı akısına sahip bir elektronik elemanın üzerindeki ısı transferini inceleyebilmek için dört farklı V_j/V_k oranı, üç farklı jet-plaka mesafesi, dört farklı modelli kanatçık düzenlemesi ve ikinci model sabit tutularak kanatçık açısı için analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada V_j/V_k oranı 0, 1, 2 ve 3, kanatçık açıları 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° ve jet ile yüzey arasındaki mesafenin jet çapına oranı 2, 3 ve 4 değerleri için incelemiştir. Analizler jet hızının kanal hızına oranı, jet ile yüzey arasındaki mesafenin jet çapına oranı, kanatçık açısı ve kanatçık korelasyonların elektronik eleman yüzeyindeki sıcaklık dağılımına, Nusselt sayısına ve basınç kaybına etkileri incelenmiştir.

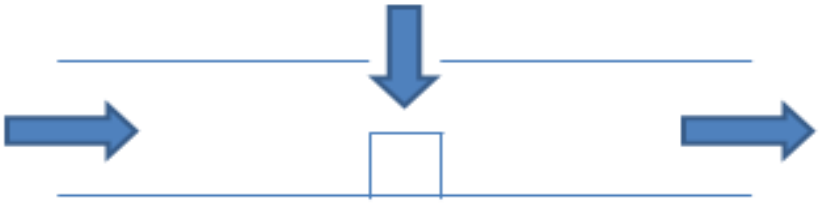
3. PROBLEMİN TANITIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalın tabanına yerleştirilmiş olan sabit ısı akısına sahip bir elektronik eleman incelenmiştir. Bu elektronik elemanın soğutulabilmesi için kanal boyunca V_k hızıyla bir hava akışı akarken, elektronik elemanın hemen üstünde bulunan dairesel bir lüleden ise V_j hızıyla giren hava elektronik elemanın tam üstüne gelecek şekilde akmaktadır. Bu iki akışın elektronik elemana çarpması sonucu elektronik eleman etrafında karmaşık bir akış yapısı oluşmaktadır. Kanal ve lüle girişlerindeki hava sıcaklığı çevre sıcaklığına (20°C) eşit olacak şekilde belirlenmiştir. Kanalın tüm yüzeyleri adiyabatik (ısıl olarak yalıtılmış) olarak alınmıştır. Çalışmada bloğun çevresindeki akış ve ısı transferini daha iyi inceleyebilmek için dört farklı model geometrisi oluşturulmuştur. Ayrıca bu çalışmaya ek olarak kanatçık açısının ısı transferi üzerindeki etkisini daha iyi inceleyebilmek için ikinci model sabit tutularak ek incelemeler yapılmıştır.

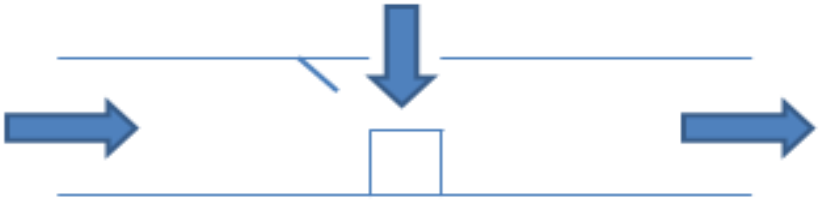
3.1. Modellerin Tanıtımı

Bu çalışmada ısı transferini daha iyi inceleyebilmek için dört farklı model oluşturulmuştur. Bu modellerde dört farklı V_j/V_k oranı ve üç farklı H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı için elektronik elemanın etrafında oluşan ısı ve akış yapısı incelenmiştir. Bu çalışmada incelenen ana model geometrilerinin şematik gösterimi sırasıyla Şekil 3.1'de verilmiştir.

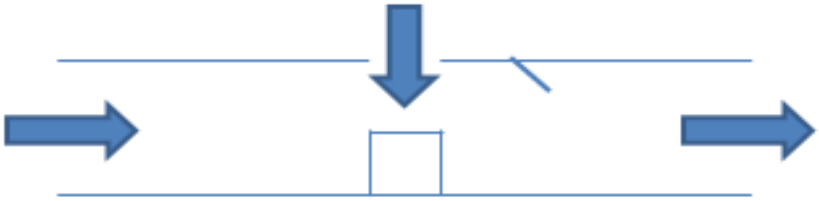
Kanatçık kullanımının ısı transferi üzerindeki etkisini daha iyi görebilmek için dört farlı model tipi oluşturulmuştur ve kanatçıklı modelleri daha iyi inceleyebilmek için kanatçıksız olan birinci model ile karşılaştırılmıştır. Bütün kanatçıklı modellerde kanatçık açısı (α) 45°'de sabit tutulmuştur. Bu çalışmalara ek olarak kanatçık açısının ısı transferine etkisini daha iyi inceleyebilmek için sadece sol kanatçığı olan ikinci model sabit alınarak, kanatçık açısı 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° değerleri için analizler yapılmıştır.



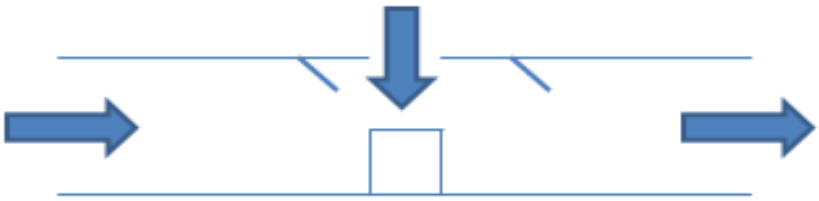
(a) Model 1



(b) Model 2



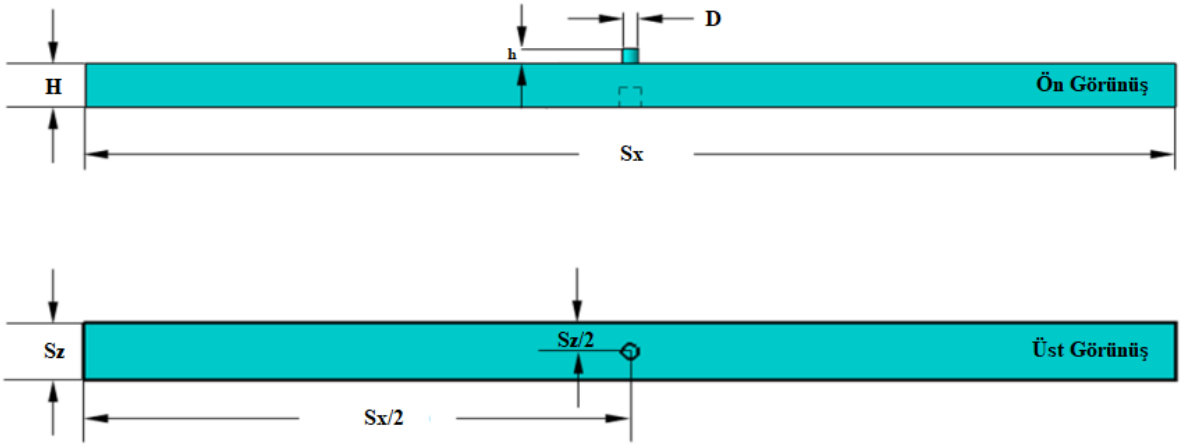
(c) Model 3



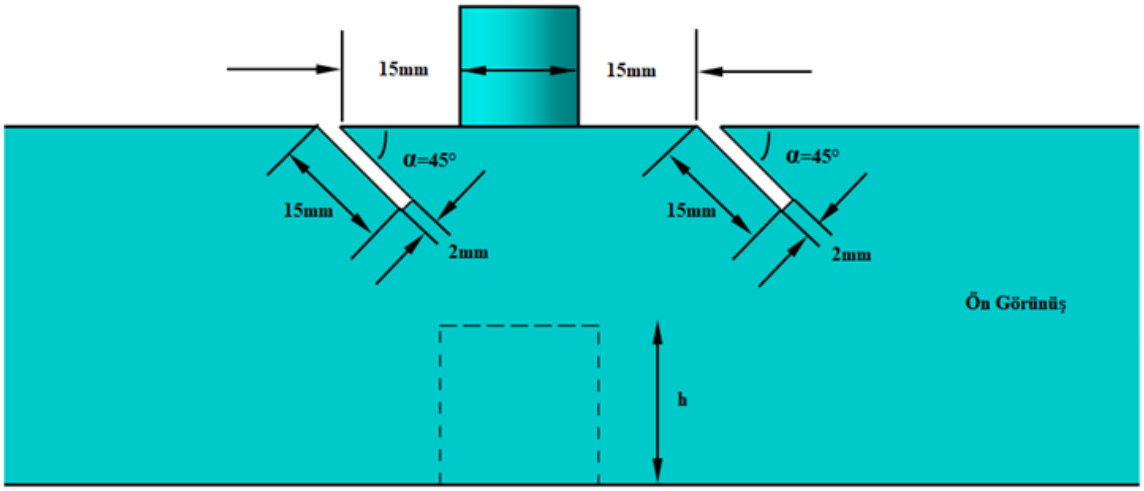
(d) Model 4

Şekil 3.1. Modellerin şematik gösterimi a) Model 1, b) Model 2, c) Model 3 ve d) Model 4

Şekildeki modellerden de anlaşılabileceği gibi modellerin geometrileri birbirlerine benzer olarak ayarlanmıştır. Modellerde, jetin çapı D, kanalın yüksekliği H, kanalın uzunluğu S_x, kanalın genişliği S_z, elektronik elemanın (küp) bir kenar uzunluğu h, kanatçığın uzunluğu, genişliği, açısı ve jet ile kanatçık arasındaki mesafe bütün modellerde sabit tutulmuştur. Modellerin ayrıntılı geometrisi Şekil 3.2 ve 3.3'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Modellerin genel görünüşü



Şekil 3.3. Kanatçıklı modellerin yakınlaştırılmış görünüşü

Bu çalışmada D=15 mm, kanal uzunluğu S_x=1000 mm, kanal genişliği S_z=4D, elektronik elemanın kenar uzunluğu h=4D/3 ve kanal yüksekliği H=2D, H=3D ve H=4D olarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın matematiksel formülasyonu için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Akış zamandan bağımsız (kararlı akış),

- Sıkıştırılamaz akış,

- Üç boyutlu akış,

- Yer çekimi etkisi ihmal edilmiştir.

- Türbülanslı akış,

- Akış alanı içerisinde sıcaklık değişiminin küçük değerlerde gerçekleştiğinden dolayı akışkanın yoğunluğu, viskozitesi ve ısıl iletkenliğinin sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiştir.

- Doğal taşınım etkileri ihmal edilmiştir.

3.2. Temel Denklemler

Problemin akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sayısal olarak incelenebilmesi için, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin uygun sınır şartları ile birlikte çözülmesi gerekmektedir. Bu denklemlerin çözülmesi sonucunda sıcaklık, basınç ve hız dağılımları elde edilmiştir. Bu dağılımları kullanarak kanal içerisindeki basınç kaybı ve elektronik elemanı temsil eden bloğun yüzeylerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Yukarıda yapılan kabullere göre, problemin temel denklemleri aşağıdaki gibidir. [2]

3.2.1. Süreklilik Denklemi

Kartezyen koordinatlarda kararlı rejimde, türbülanslı durumda, sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi Eş.3.1 ile gösterilmiştir [2,8 9,26].

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = 0 \tag{3.1}$$

3.2.2. Momentum Denklemi

Kartezyen koordinatlarda kararlı rejimde, türbülanslı durumda, sıkıştırılamaz akış için momentum denklemi Eş.3.2 ile gösterilmiştir [2,8,9,26].

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{u_i}\,\overline{u_j}\right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_j}\right) - \rho\overline{u'_i u'_j}\right] \tag{3.2}$$

3.2.3. Enerji Denklemi

Kartezyen koordinatlarda kararlı rejimde, türbülanslı durumda, sıkıştırılamaz akış için enerji denklemi Eş.3.3 ile gösterilmiştir [2,8,9,26].

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{u_i} \cdot \overline{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[k \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} - \rho C_p \overline{T' u'_i}\right] \quad (3.3)$$

Bu denklemde, T akışkanın ortalama sıcaklığını, k akışkanın ısı iletim katsayısı, ρ akışkanın yoğunluğunu, C_p ise akışkanın özgül ısısını göstermektedir.

3.2.4. Türbülans Modeli

Bu problemin çözümü için Realizable k- ε türbülans modeli kullanılmıştır. İki denklemli türbülans modeli olan k-ε türbülans modeli, sayısal çözümlemede en çok kullanılan türbülans modellerinden bir tanesidir. Mühendislik problemlerinin büyük bir bölümünde yeterli doğrulukta sonuç verdiği kabul edilmektedir ve ekonomik açıdan ucuz bir yöntemdir. Bu yöntemde türbülanslı akışın sahip olduğu kinetik enerji ve bu kinetik enerjinin yutulması, akış denklemlerine ek, iki kısmi diferansiyel denklem ile hesaplanarak çözüme eklenir. Diğer türbülans modellerinde olduğu gibi, k- ε türbülans modelinde de akış alanı parametrelerinde ortalama değerler ve dalgalanma değerleri hesaba katılarak çözümler yapılır [2,26].

3.2.5. Türbülanslı Kinetik Enerji Denklemi

Türbülanslı akışın kinetik enerji denklemi Eş. 3.4 ile gösterilmiştir [2,5,26].

$$\frac{\partial}{\partial X_i}(\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial X_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \quad (3.4)$$

Bu denklemde ρ akışkanın yoğunluğunu, k türbülanslı akışın kinetik enerjisini, u_i, x, y ve z eksenleri doğrultusundaki hız bileşenlerini, μ akışkanın viskozitesini, μ_t türbülanslı akışın viskozitesini, σ_k türbülanslı kinetik enerji Prandtl sayısını (σ_k=1) göstermektedir.

Türbülanslı kinetik enerji üretimi denklemi Eş. 3.5 ile gösterilmiştir [2,26].

$$G_k = -\rho\overline{u'_\iota u'_J}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{3.5}$$

Bu denklemde G_k türbülanslı kinetik enerji üretimini göstermektedir.

3.2.6. Türbülanslı Kinetik Enerji Yutulma Denklemi

Türbülanslı akışın kinetik enerji yutulma denklemi Eş. 3.6 ile gösterilmiştir [2,5,26].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}[\,(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{3.6}$$

Bu denklemde, ε türbülanslı akışın kinetik enerji yutulmasını, σ_ε türbülans yutulma Prandtl sayısını, $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ model katsayılarını, G_k ise türbülans kinetik enerji üretimini göstermektedir. Türbülans yutulma Prandtl sayısı, σ_ε 'nin ve model katsayıları deneysel çalışmalar sonucu elde edilen sabit değerlerdir, $C_{1\varepsilon}$=1,44, $C_{2\varepsilon}$=1,92 ve σ_ε=1,3 olarak alınmıştır [2,26].

Türbülanslı kinetik enerji denkleminde ve kinetik enerji yutulma denkleminde kullanılan türbülans viskozitesi Eş. 3.7 ile gösterilmiştir [2,5,26].

$$\mu_t = C_\mu\rho\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.7}$$

Bu denklemde, μ_t türbülanslı akışın viskozitesini, k türbülanslı akışın kinetik enerjisini, ε türbülanslı akışın kinetik enerji yutulmasını, C_μ ise sabit bir katsayıdır ve 0,09 değerini göstermektedir.

3.3. Sınır Şartları

Akış alanıyla ilgili diferansiyel denklemlerin çözülebilmesi için probleme uygun sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu bölümde çözümün gerçekleşebilmesi için gereken hız, sıcaklık ve basınç gibi temel bilgiler verilmiştir.

3.3.1. Lüle Girişi Sınır Şartları

Hava lüleden V_j hızında ve T_j sıcaklığında elektronik elemanın tam üst yüzeyine doğru püskürtülmektedir. Havanın sadece düşey yönünde bir hızı (v=-V_j) olduğu kabul edilmiştir. Jet giriş hızı (V_j), jet Reynolds sayısından ve jet çapından yararlanılarak hesaplanmıştır.

3.3.2. Kanal Girişi Sınır Şartı

Hava kanala V_k hızında ve T_k sıcaklığında girmektedir ve kanal boyunca akmaya devam etmektedir. Havanın sadece yatay yönünde bir hızı (u=V_k) olduğu kabul edilmiştir. Kanal giriş hızı (V_k), kanal Reynolds sayısından ve kanal hidrolik çapından hesaplanmış olup bütün çözümlerde sabit olarak alınmıştır.

3.3.3. Kanal Çıkışı Sınır Şartı

Kanaldan çıkan havanın atmosfere açıldığı kabul edilmiştir bu nedenle kanalın çıkış basıncı atmosfer basıncına eşit ($P_ç$=P_{atm}) olarak alınmıştır. Kanalın çıkışındaki sıcaklık farkının ihmal edilebilecek kadar az miktarda olduğu kabul edilmiş ve $\partial T/\partial x = 0$ olarak alınmıştır

3.3.4. Kanal Duvarları Sınır Şartı

Kanal duvarlarına kaymasızlık sınır şartı tanımlanmıştır ve buradaki tüm hız bileşenleri sıfır olarak kabul edilmiştir. Buna ek olarak kanalın duvarları yalıtılmıştır ve bütün kanal duvarlarında $\partial T/\partial n = 0$ olarak alınmıştır.

3.3.5. Elektronik Elemanın Yüzeyindeki Sınır Şartı

Elektronik elemanın yüzeyine 3000 W/m²'lik ısı akısı uygulanmıştır ve bütün analizlerde bu değer sabit tutulmuştur. Ayrıca elektronik elemanın yüzeylerine kaymasızlık sınır şartı tanımlanmıştır, bu yüzden elektronik elemanın yüzeylerindeki bütün hız bileşenleri sıfır olarak kabul edilmiştir.

3.4. Çalışmada Kullanılan Diğer Parametrelerin Hesabı

Çalışmalarda kullanılan hidrodinamik giriş uzunluğu, Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve taşınım ısı transferi katsayısı gibi parametrelerin hesaplanmasında aşağıdaki denklemlerden yararlanılmıştır.

3.4.1. Yüzey Taşınım Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Elektronik elemanın yüzeyinde ortalama taşınım ısı transferi katsayısı Eş. 3.8 ile hesaplanmıştır [1].

$$h = \frac{\dot{q}''}{T_w - T_b} \tag{3.8}$$

Bu denklemde h elektronik elemanın yüzeyindeki taşınım ısı transferi katsayısını, T_w elektronik elemanın yüzey sıcaklığını, T_{bulk} ise havanın giriş sıcaklığını ve $\dot{q}''$ ise elektronik elemanın ısı akısını göstermektedir.

3.4.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Elektronik elemanın yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı Eş. 3.9 ile hesaplanmıştır [1].

$$\overline{Nu} = \frac{hL}{k_h} \tag{3.9}$$

Bu denklemde $\overline{Nu}$ elektronik elemanın yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısı, h elektronik elemanın yüzeyindeki taşınım ısı transferi katsayısı, L elektronik elemanın kanal akışı istikametindeki boyunu (20 mm) [2,12,26,43,44,46], k_h ise havanın ısıl iletim katsayısını (k_h=0,02514 $W/m.K$) göstermektedir.

3.4.3. Kanal Hidrolik Çapının Hesaplanması

Kanal hidrolik çapı Eş. 3.10 ile hesaplanmıştır [1,2,12,26].

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} \tag{3.10}$$

Bu denklemde A_k kanalın kesit alanı, P_k ise kanalın ıslak çevresidir ve sırasıyla Eş. 3.11 ve Eş. 3.12 ile hesaplanabilir [1].

$$A_k = (H)\ (S_z) \tag{3.11}$$

$$P_k = 2(H + S_z) \tag{3.12}$$

Bu denklemde H kanalın yüksekliği, S_z ise kanalın genişliğini göstermektedir. Çalışmalar boyunca H=30 mm, 45 mm, 60 mm ve S_z=60 mm olarak alınmıştır.

3.4.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması

Kanal ve jet Reynolds sayısı hesaplanırken kanal hidrolik çapı ve jet çapı karakteristik bir uzunluk olarak hesaba katılmıştır. Kanal ve jet Reynolds sayısının hesabı Eş. 3.13 ve Eş. 3.14 ile gösterilmiştir [1].

$$Re_j = \frac{\rho V_j D_j}{\mu} \tag{3.13}$$

$$Re_k = \frac{\rho V_k D_{kh}}{\mu} \tag{3.14}$$

Bu denklemde V_j lüle girişindeki havanın hızı, V_k *ise* kanal girişindeki havanın hızıdır. D_j jetin çapı, μ havanın dinamik viskozitesi , ρ ise havanın yoğunluğudur.

3.4.5. Hidrodinamik Giriş Uzunluğunun Hesaplanması

Bu çalışmada yapılan tüm analizlerde akış, türbülanslı akış şartlarında gerçekleşmektedir. Türbülanslı akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olabilmesi için kullanılan hidrodinamik giriş uzunluğu Eş. 3.15 yardımı ile hesaplanmıştır ve akışkan bu hesaplanan değeri geçtikten sonra tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir [1].

$$10 \leq \frac{x}{D} \leq 60 \tag{3.15}$$

Bu denklemde D, kanal yüksekliğini x ise kanalın uzunluğunu temsil etmektedir.

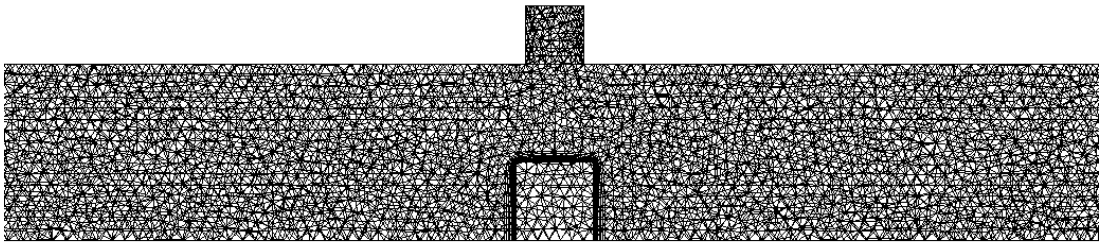
4. SAYISAL ÇÖZÜM

Bu çalışmada incelenen problemin matematiksek modellenmesi ile elde edilen temel denklemlerden olan süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin çözümü analitik olarak çözülemediğinden dolayı problem sayısal olarak çözülmüştür. Sayısal çözüm yaparken hesaplama alanında sonlu sayıda noktadan oluşan bir ağ yapısı oluşturulur ve temel denklemler uygun sınır şartlarıyla birlikte çözülmesiyle istenilen yerlerdeki hız, basınç ve sıcaklık gibi değerler hesaplanabilir.

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) olan ANSYS Fluent HAD yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Türbülans modeli olarak Realizable k- ε türbülans modeli kullanılmıştır. Ayrıklaştırma yöntemi olarak enerji, momentum denklemleri için "Second Order Upwind" yöntemi türbülans denklemleri için ise "First Order Upwind" yöntemi uygulanmıştır.

4.1. Ağ Yapısının Oluşturulması

Problemin temel denklemlerinin sayısal olarak çözülebilmesi için hesaplama alanının kontrol hacimlerine bölünerek bir ağ (mesh) yapısı oluşturulması gerekmektedir. Ağ yapısının sıklaşması çözüm hassasiyetini genellikle arttırır ama ağ yapısı gereğinden fazla sık yapılması hem analizin süresini uzatır hem de yuvarlama hatalarının artmasına sebep olabilir. Bu durumdan kaçabilmek için optimum bir ağ yapısı oluşturulmalıdır ve bunu yapabilmek için değişimlerin az olduğu bölgelere (kanal kısmına) seyrek, çok olduğu bölgelere (küpün etrafı) ise daha sık bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Çözümün hassasiyetini etkileyen bir başka etkende problemde kullanılan türbülans modelidir ve ağ yapısına göre seçilir. Bu çalışmada türbülans modeli olarak Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Probleme uygun ağ yapısı tetrahedral hücreler kullanılarak oluşturulmuştur. Bu çalışmada kullanılan ağ yapısının görünümü Şekil 4.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Problemin ağ yapısı

Analizlerden elde edilen sonuçların güvenilir olabilmesi için, çarpma yüzeyinden hemen sonra gelen ilk düğüm noktasının viskoz sınır tabaka altında kalacak şekilde bir ağ yapısının oluşturulması gerekmektedir. Bu yüzden boyutsuz bir y^+ değeri ilk düğüm noktasının çarpma yüzeyine olan uzaklığını göstermek için kullanılmıştır [2,26,53].

$$y^+ = \frac{\rho U_t \Delta y}{\mu} \tag{4.1}$$

Bu denklemde y^+ boyutsuz bir sınır tabaka ağ yapısı yoğunluğu katsayısını, Δy ise ilk düğüm noktasının çarpma yüzeyine olan uzaklığını ifade etmektedir. ρ, U_t ve μ sırasıyla yoğunluk, sürtünmesel hız ve viskoziteyi göstermektedir. y^+ değeri uygulanan türbülans modeline göre değişkenlik gösterebilmektedir. k-ε türbülans modeli analizlerinde bu değerin genel olarak 1 civarında olması beklenilmektedir [2,26,53].

Eş 4.1 ile verilen U_t sürtünmesel hız değeri Eş. 4.2 ile hesaplanabilir [2,26,53].

$$U_t = \sqrt{\frac{T_w}{\rho}} \tag{4.2}$$

Bu denklemde T_w duvar üzerindeki kayma gerilmesini göstermektedir ve Eş. 4.3 ile hesaplanabilir [2,26,53].

$$T_w = \frac{1}{2} c_f \rho U^2 \tag{4.3}$$

Bu denklemde c_f sürtünme katsayısını göstermektedir ve iç akışlar için Eş. 4.4 ile hesaplanabilir [2,26,53].

$$c_f = 0{,}079 \cdot {Re_{kr}}^{-0{,}25} \tag{4.4}$$

Bu denklemde Re_{kr} Δy değerinin hesaplanmasında kullanılan bir Reynolds sayısıdır ve Eş. 4.5 ile hesaplanabilir [2,26,53].

$$Re_{kr} = \frac{\rho \overline{V_k} L_{kr}}{\mu} \tag{4.5}$$

Bu denklemde L_{kr} karakteristik bir uzunluğunu temsil etmektedir ve elektronik elemanın kanal akışı istikametindeki boyunu (20mm) göstermektedir. $\overline{V_k}$ ise kanal içerisindeki akışların ortalama hızı olarak alınmıştır ve Eş. 4.6 ile de hesaplanmıştır [2,26,53].

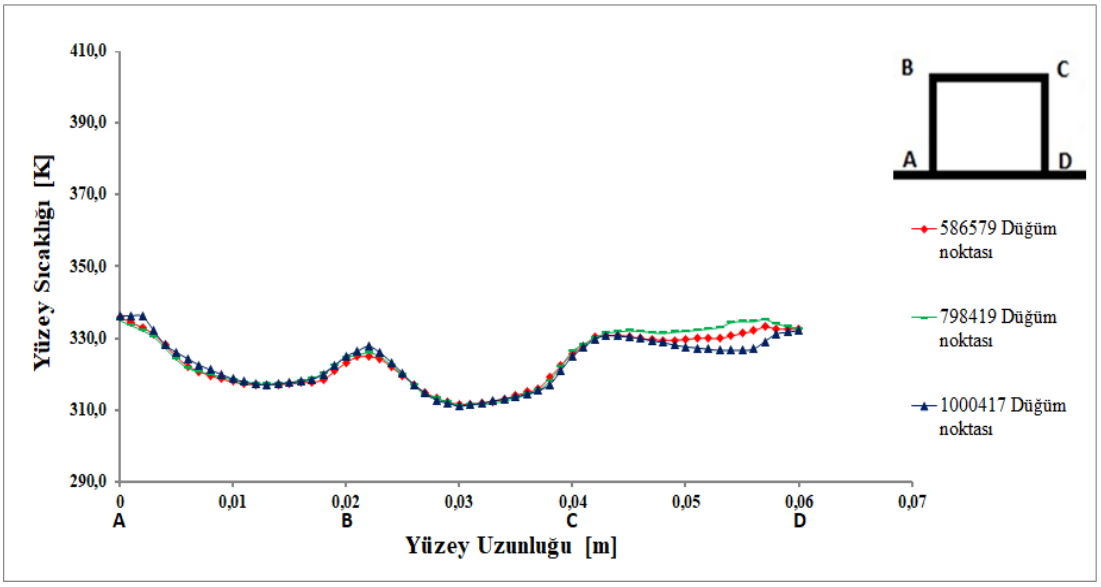
$$\overline{V_k} = \frac{V_k + V_j}{2} \tag{4.6}$$

Bu çalışmada y^+ değerinin daha doğru hesaplanması amacıyla $\overline{V_k}$ hızının en yüksek değeri için incelemeler yapılmıştır. y^+=1 değerinin hesaplanabilmesi için Eş. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6'da yerine konularak çözülmüştür ve örnek bir hesaplama EK A2'da verilmiştir. Yapılan çözüm sonucunda, ilk düğüm noktasının çarpma yüzeyine olan uzaklığı (Δy) 0,075 mm olarak kabul edilmiş ve ağ yapısı oluşturulmuştur.

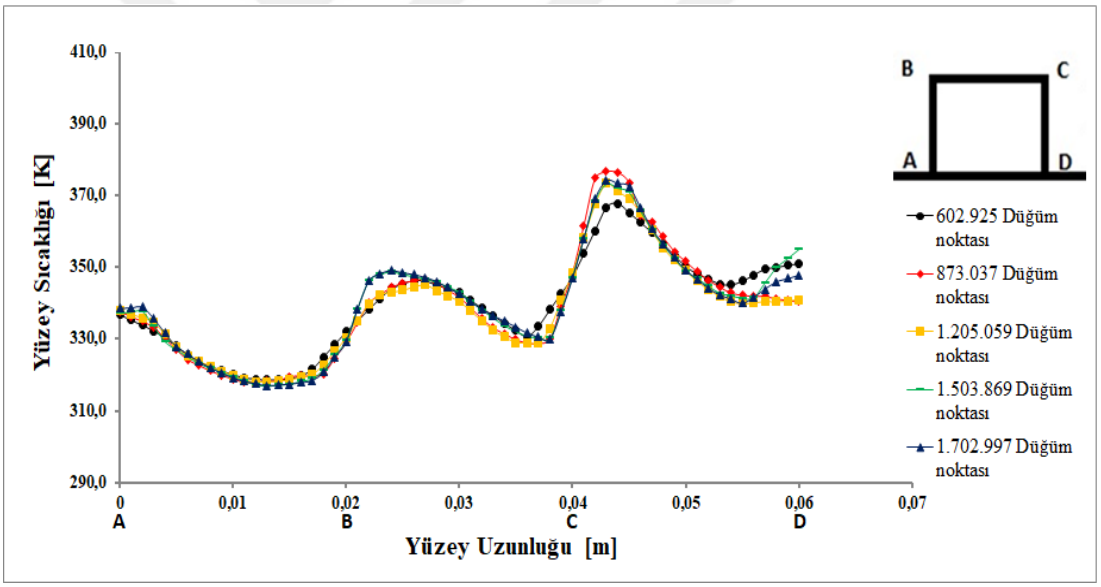
4.2. Ağ Yapısının Çözümden Bağımsızlığı

Bu çalışmada çözümünün düğüm noktalarından bağımsız olup olmadığını anlamak maksadıyla farklı mesh yapıları H/D 2, 3 ve 4 oranları için oluşturulmuştur ve çözüme en uygun olan düğüm noktası diğer bütün analizler için kullanılmıştır. Oluşturulan düğüm noktaları Şekil 4.2, 4.3 ve 4.4 ile sunulmuştur.

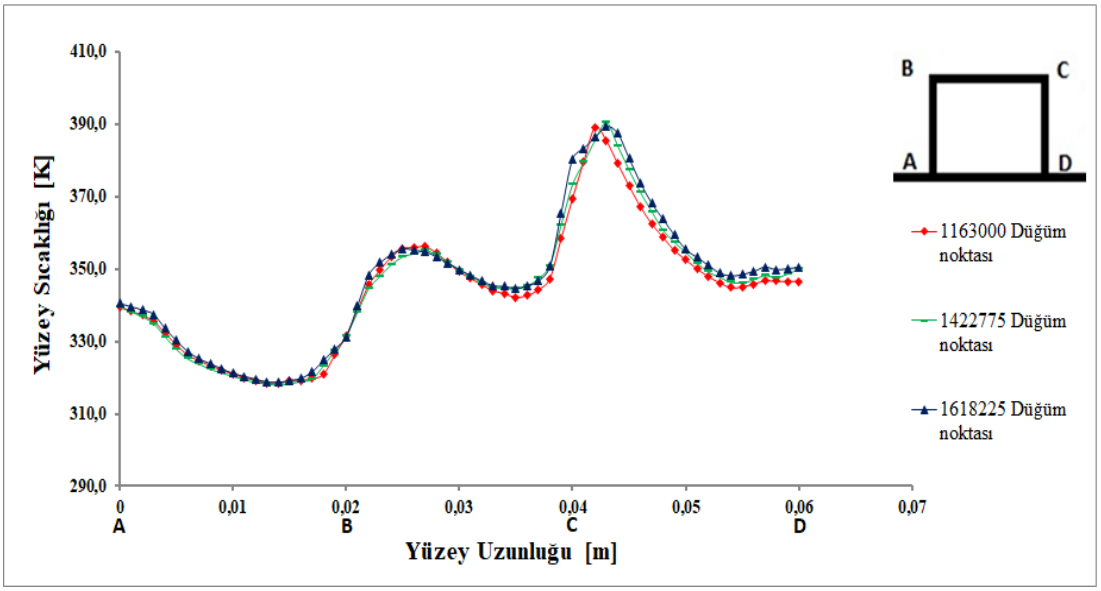
Şekil 4.2, 4.3 ve 4.4'te görüldüğü gibi düğüm noktalarının değişmesi küpün yüzeyindeki sıcaklığı hem çok az miktarda değiştirdiği için hem de zaman tasarrufu açısından 4.2, 4.3 ve 4.4 için sırasıyla 586579, 873037 ve 1163000 düğüm noktaları seçilmiştir ve bütün analizlerde bu seçilen düğüm noktaları kullanılmıştır.



Şekil 4.2. H/D=2 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.3. H/D=3 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.4. H/D=4 için farklı düğüm noktaları için elde edilen elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık dağılımı

4.3. Yakınsama Kontrolü

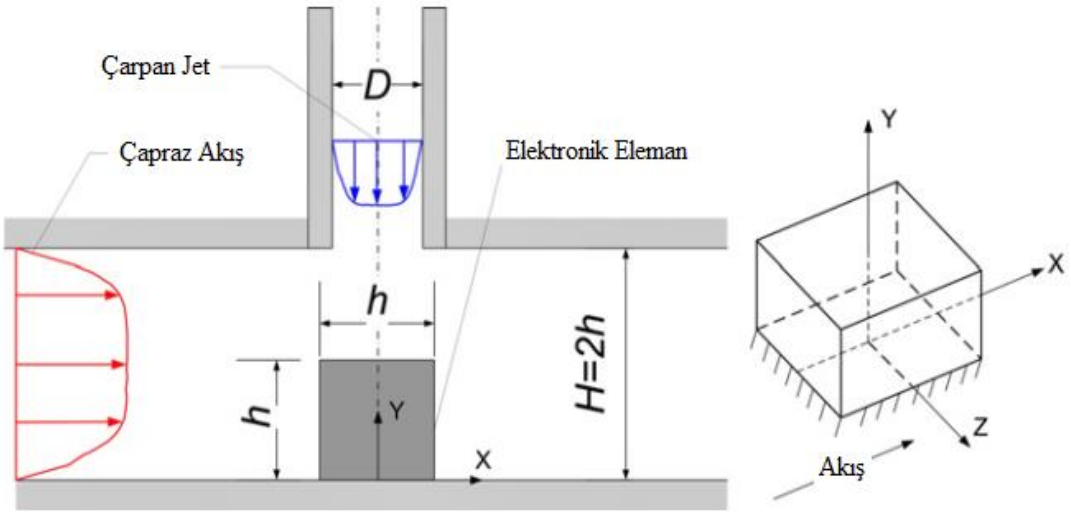
Bu çalışmada hesaplanan sayısal çözümlerin yakınsaması iki kritere göre kontrol edilmiştir. Birinci yakınsama kriteri diferansiyel denklemlerdir, momentum ve türbülans denklemleri için 10^{-3} enerji denklemi için ise 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Diğer yakınsama kriteri ise çözüm hacmine giren kütlesel debi ile çıkan kütlesel debinin karşılaştırılarak, net kütlesel debi kaybının hesaplanmasıdır ve 10^{-7} seviyelerinde kalması istenmiştir. Bu kriterlerin sağlanması durumunda çözümün yakınsadığı kabul edilmiştir.

4.4. Doğrulama Simülasyonları

Literatürde bu çalışmaya benzer diğer çalışmalar incelenmiş ve bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemin ve elde edilen sayısal verilerin doğrulanmasında referans olarak kullanılmıştır. Bu kapsamda, bu çalışmada elde edilen verileri doğrulayabilmek için, literatürde bulunan üç farklı çalışma [47,9,26] dikkate alınmıştır. Bu çalışmalarda incelenen geometri ve sınır şartları aynen tekrarlanarak ANSYS Fluent HAD yazılımı kullanılarak çözülmüştür ve elde edilen sonuçlar ilgili çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

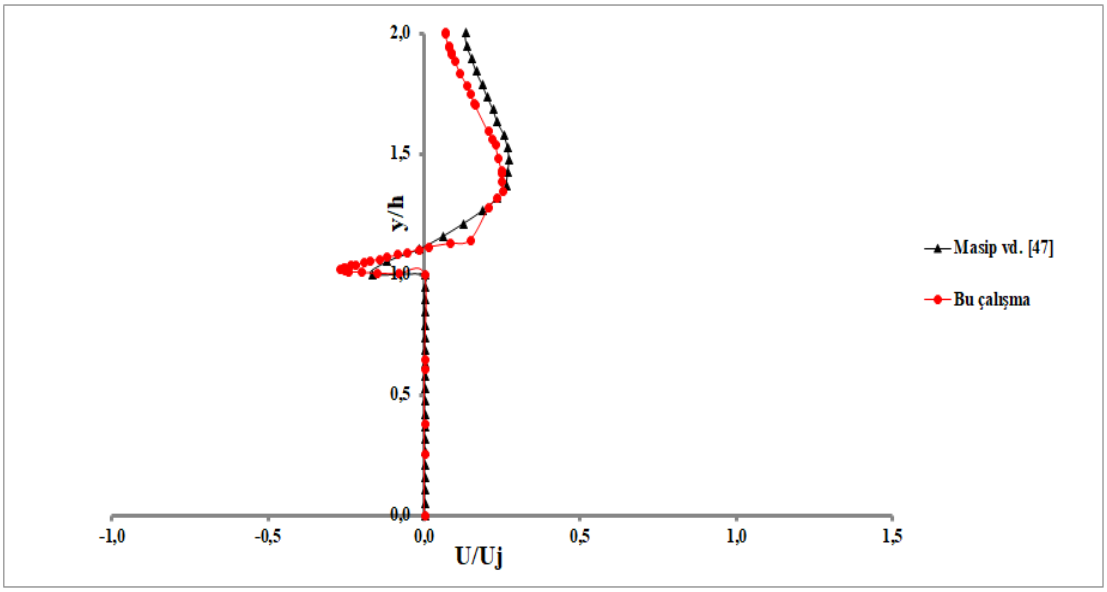
4.4.1. Birinci Karşılaştırma: Kanal İçi Cebri Hava Akışı ve Çarpan Jet Kullanarak Elektronik Elemanın Etrafında Oluşan Hava Akışının İncelenmesi

Bu doğrulama çalışmasında Masip ve arkadaşlarının yapmış oldukları deneysel çalışma incelenmiştir [47]. Masip ve arkadaşları, dikdörtgen bir kanalın yüzeyine yerleştirilen elektronik bir elemanın kanal içi cebri hava akışı ve çarpan jet kullanarak elektronik elemanın etrafındaki hava akışını deneysel olarak incelemişlerdir. Problemin şematik görünüşü Şekil 4.5'de verilmiştir. Kanal Reynolds sayısının 3 farklı değerleri (3410, 5752 ve 8880) ve jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranının 3 farklı değerleri (0,5, 1 ve 1,5) için 9 farklı analiz gerçekleştirmişlerdir ve elektronik elemanın etrafındaki akış yapılarını detaylı olarak incelemişlerdir.



Şekil 4.5. Karşılaştırma yapılan problemin şematik görünüşü [47]

Doğrulama analizleri için Masip ve arkadaşlarının çalışmalarında, kanal Reynolds sayısının 3410 ve jet Reynolds sayısının 3410 olduğu durum ele alınmıştır ve x/h=0 ve z/h=0 olduğu durumdaki y/h ekseni boyunca hız dağılımları karşılaştırılmıştır. Kanalın uzunluğu 2000 mm, genişliği 300 mm ve yüksekliği (H) 30 mm'dir. Ayrıca kanalın bütün yüzeyleri adiyabatik olarak alınmıştır. Jet çapı (D=12 mm), kanal yüksekliği (H=30 mm) ve çevre sıcaklığı (20°C) sabit olarak tutulmuştur. Elektronik elemanın bir kenar uzunluğu (h) 15 mm ve yüzey sıcaklığı 60°C'dir. Analizin sonucunda elektronik elemanın etrafındaki akış yapıları incelenmiştir ve sonuçlar Şekil 4.6 ile gösterilmiştir.

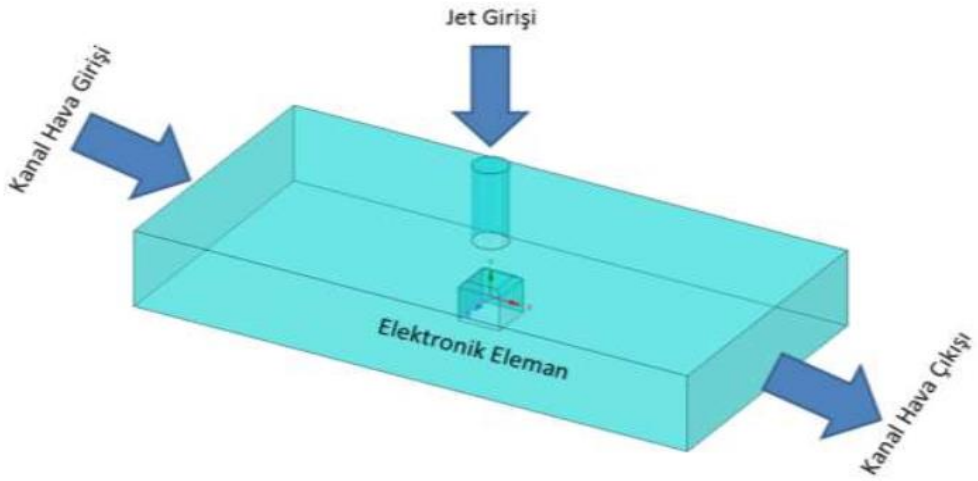


Şekil 4.6. Masip ve arkadaşlarının [47] ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Masip ve arkadaşlarının [47] $Re_j/Re_k=1$ için yapmış oldukları deneysel çalışmanın verileri bu çalışmadan elde edilen sayısal veriler karşılaştırılmıştır. y/h ekseni kanalın boyutsuz yüksekliğini, U kanal boyunca akan akışın x yönündeki bileşenini, U_j ise jet hızını göstermektedir ve çalışmada 4,308 m/s olarak alınmıştır. Şekil 4.6 incelendiğinde Masip ve arkadaşları [47] tarafından yapılan ve bu çalışmada elde edilmiş verilerin birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.

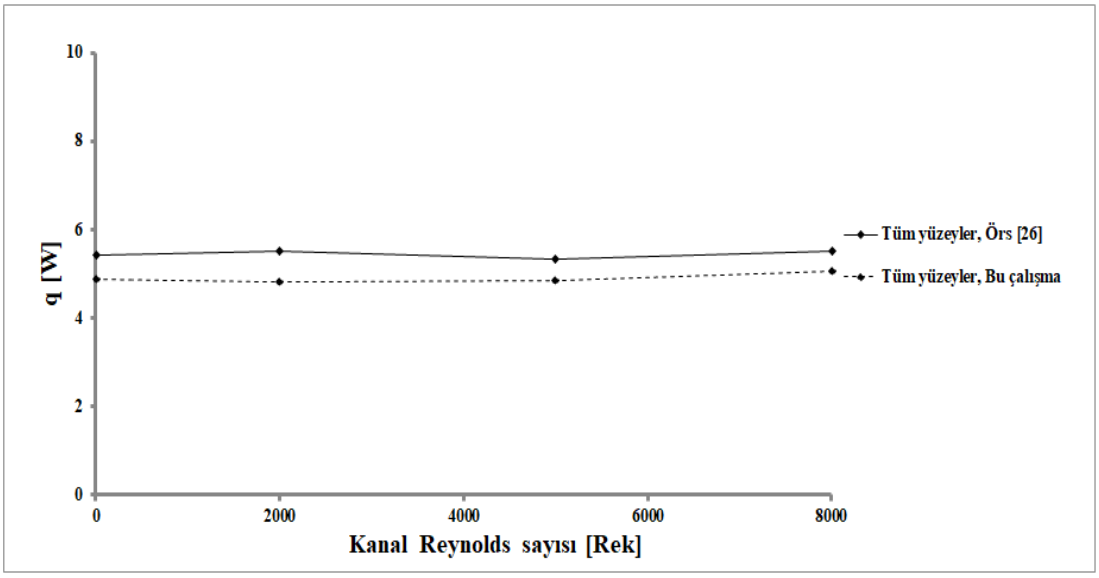
4.4.2. İkinci Karşılaştırma: Kanal İçi Akış ile Birlikte Çarpan Jet Kullanarak Farklı Pah Yüksekliklerine Sahip Bir Elektronik Elemanın Soğutulması

Bu doğrulama çalışmasında Örs'ün [26] yapmış olduğu çalışma incelenmiştir. Örs'ün sabit sıcaklığa sahip olan elektronik bir elemanın farklı pah yükseklikleri için kanal içi akış ve çarpan jet kullanılarak soğutulmasını incelemiştir. Problem geometrisinin çözüm alanı Şekil 4.7 ile gösterilmiştir. Kanal Reynolds sayısının 0, 2000, 5000, 8000 değerlerini, jet Reynolds sayısının 0, 5000, 10000, 15000 değerlerini ve pah yüksekliğinin 0, 2 ve 4 değerleri için analizler gerçekleştirmiştir. Jet Reynolds sayısının, kanal Reynolds sayısının ve farklı pah yüksekliklerinin elektronik elemanın üzerindeki ısı transferine etkilerini incelemiştir.



Şekil 4.7. Karşılaştırma yapılan problemin çözüm alanı [26]

Doğrulama çalışması için incelenen Örs'ün çalışmasında, jet Reynolds sayısının 15000 kanal Reynolds sayısının 0, 2000, 5000 ve 8000 ve pah yüksekliğinin 0 olduğu durumlar ele alınmıştır. Kanalın uzunluğu (S_x) 1000 mm, genişliği (S_z) 150 mm ve yüksekliği (H) 30 mm'dir. Ayrıca kanalın bütün yüzeyleri adiyabatik olarak alınmıştır. Bütün analizlerde jet çapı (D=12 mm), kanal yüksekliği (H=30 mm), çevre sıcaklığı (20°C) ve kanal çıkış basıncının atmosfer basıncına eşit olarak alınmıştır. Elektronik elemanın bir kenar uzunluğu (h) 15 mm ve yüzey sıcaklığı 60°C'dir. Problemin şematik görünüşü Şekil 4.9 ile tamamen aynı oldukları için tekrar gösterilmemiştir. Analizlerin sonucunda elektronik elemanın bütün yüzeylerinde gerçekleşen ısı transferi hesaplanmıştır ve sonuçları Şekil 4.8 ile gösterilmiştir.

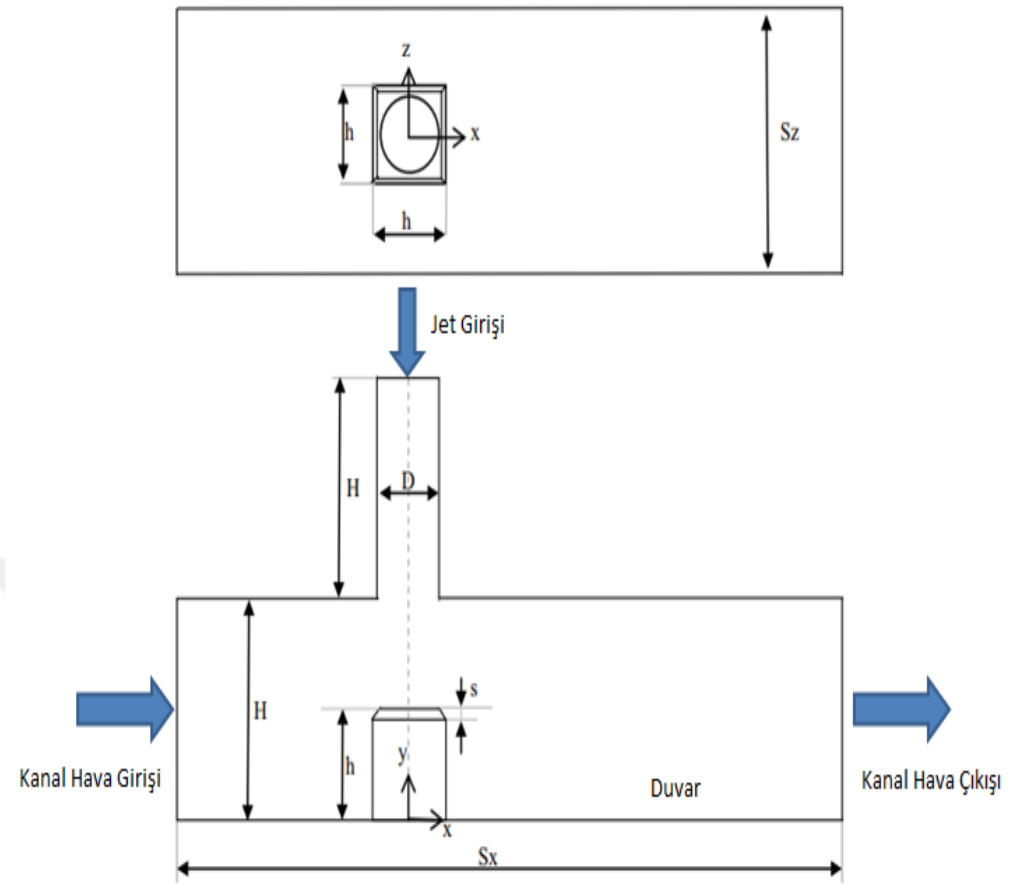


Şekil 4.8. Örs'ün [26] ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Örs'ün [26] jet Reynolds sayısı 15000 değerinde sabit tutulurken kanal Reynolds sayısının 4 farklı değeri için yapmış olduğu sayısal verileri bu çalışmada hesaplanan sayısal veriler ile karşılaştırılmıştır. Sayısal verilerin hesaplanmasında iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu k-ε türbülans modelini benimsemiştir. Şekil 4.8 incelendiğinde elektronik elemanın bütün yüzeylerinde gerçekleşen ısı transferi için çizilen eğrinin, Örs'ün çalışmasındaki sonuçlar için çizilen eğri ile oldukça uyumlu ama bir miktar aşağıda çıktığı görülmüştür.

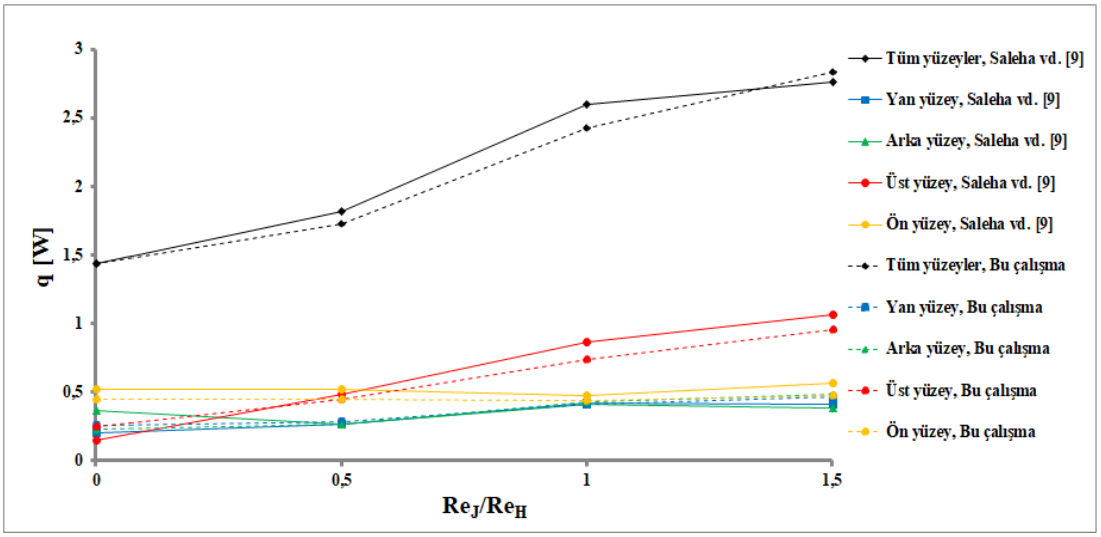
4.4.3. Üçüncü Karşılaştırma: Sabit Sıcaklığa Sahip Elektronik Bir Elemanın Farklı Pah Yükseklikleri İçin Kanal İçi Akış ve Jet Akışı ile Birlikte Soğutulması

Bu doğrulama çalışmasında Saleha ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışma incelenmiştir [9]. Saleha ve arkadaşları, sabit sıcaklığa sahip olan elektronik bir elemanın farklı pah yükseklikleri için kanal içi akış ve çarpan jet kullanılarak soğutulmasını incelemişlerdir. Problemin şematik görünüşü Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Kanal Reynolds sayısının 3410 değeri, jet Reynolds sayısının 0, 1705, 3410 ve 5115 değerleri ve pah yüksekliğinin 0, 1, 2 ve 4 değerleri için analizler gerçekleştirmişlerdir. Jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranları ve farklı pah yükseklikleri için elektronik elemanın yüzeylerinde oluşan ısı transferini incelemişlerdir.



Şekil 4.9. Karşılaştırmada kullanılan problemin şematik görünüşü [9]

Doğrulama analizleri için Saleha ve arkadaşlarının çalışmalarında, kanal Reynolds sayısının 3410 jet Reynolds sayısının 0, 1705, 3410 ve 5115 ve pah yüksekliğinin 0 olduğu durumlar ele alınmıştır. Kanalın uzunluğu (S_x) 1000 mm, genişliği (S_z) 150 mm ve yüksekliği (H) 30 mm'dir. Ayrıca kanalın bütün yüzeyleri adiyabatik olarak alınmıştır. Bütün analizlerde jet çapı (D=12 mm), kanal yüksekliği (H=30 mm), çevre sıcaklığı (20°C) ve kanal çıkış basıncının atmosfer basıncına eşit olarak alınmıştır. Elektronik elemanın bir kenar uzunluğu (h) 15 mm ve yüzey sıcaklığı 60°C'dir. Bu analizler sonucu elektronik elemanın bütün yüzeylerinden transfer olan ısılar bulunmuştur. Sonuçlar Şekil 4.10 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Saleha ve arkadaşlarının [9] ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Saleha ve arkadaşlarının [9] dört farklı Reynolds sayısı için yapmış oldukları sayısal veriler ve bu çalışmada hesaplanan sayısal veriler karşılaştırılmıştır. Şekil 4.10 incelendiğinde elektronik elemanın sadece üst yüzeyinde oluşan ısı transferinde ufak sapmalar görülmüştür. Ama yan, ön ve arka yüzeylerinde bütün Reynolds sayılarında Saleha ve arkadaşlarının sonuçları ile oldukça uyumlu çıktığı görülmüştür. Bu yüzden tüm yüzeylerde oluşan ısı transferinde ufak sapmalar görülmüştür.

Şekil 4.6, 4.8 ve 4.10 tekrar incelendiğinde bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemden ede edilen sonuçların, literatürde bulunan diğer çalışmaların [9,26,44] sonuçları ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, bu çalışmada kullanılan sayısal yöntemin problemi yeterli doğrulukta çözebildiği kabul edilebilir.

4.5. Sayısal Bulguların Ampirik Bağıntılar ile Karşılaştırılması

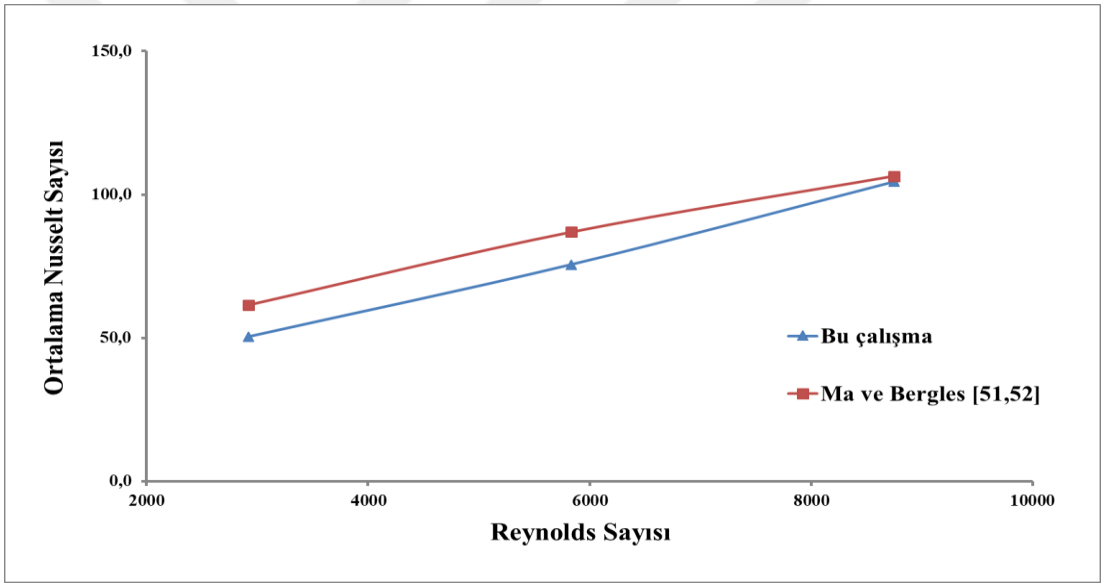
Bu çalışma kapsamında hesaplanan sayısal sonuçların güvenilirliğini ampirik bağıntılar ile kontrol edebilmek için literatürdeki bu çalışmaya benzer olarak tasarlanmış "Brdlik-Savin'' ve "Ma- Bergles'' ampirik bağıntılarının kullanılmasına karar verilmiştir. Eş 4.7 "Ma-Bergles" eşitliği olarak bilinmektedir. Eş. 4.8 ise "Brdlik-Savin" eşitliği olarak bilinmektedir ve bu eşitlik $H/D < 7$ koşulunun sağlanabildiği çalışmalar için kullanılmaktadır [49,50,51,52].

$$Nu_o = 1{,}29\ \mathrm{Pr}^{0,4}\ \mathrm{Re}^{0,5} \qquad (4.7)$$

$$Nu_D = 1{,}54\ \mathrm{Pr}^{1/3} Re_D{}^{0,5} \quad (4.8)$$

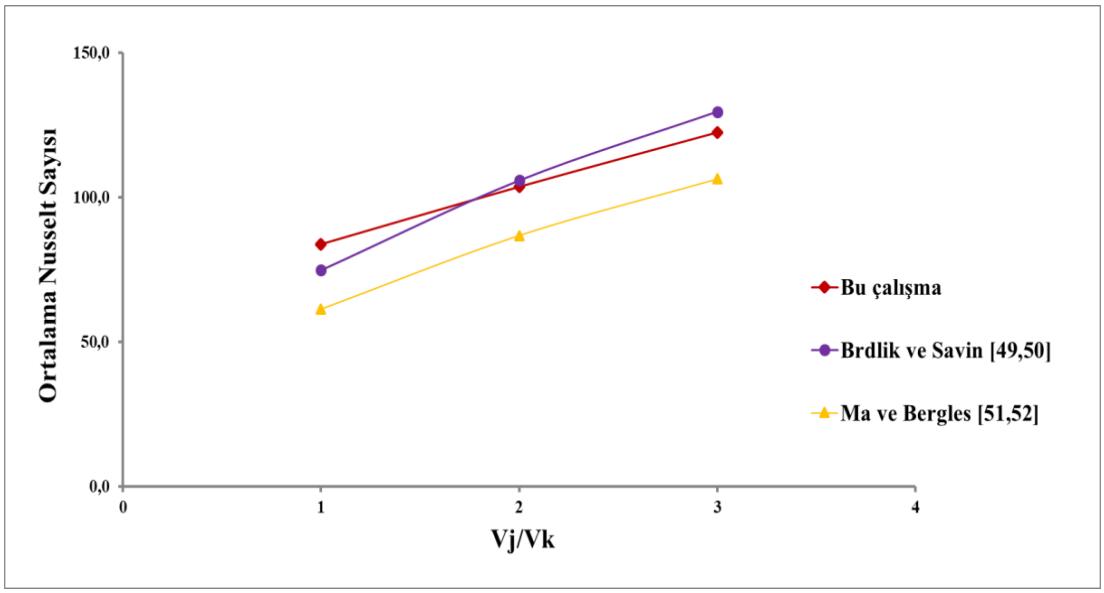
Bu kapsamda, Eş. 4.7 ve 4.8'de verilen ampirik bağıntılar aracılığıyla ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır ve sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Sayısal verilerden ve ampirik denklemlerden hesaplanan ortalama Nusselt sayıları Şekil 4.11 ve 4.12'de birlikte gösterilmiştir.

Şekil 4.11'de sadece jet akışının olduğu durumlar ele alınmıştır. H/D oranı 3 ve Reynolds sayısının 3 farklı değeri için ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Bu hesaplanan değerler Eş. 4.7'deki ampirik bağıntıyla hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü üzere bu çalışmada elde edilen ortalama Nusselt sayıları ile, "Ma-Bergles" ampirik bağıntısı ile hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının oldukça uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 4.11. Sadece jet akış için, Ma ve Bergles [51,52] ampirik bağıntısı ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 4.12'de ise jet akış ve eksenel akışın kombine olduğu durumlar ele alınmıştır. H/D oranı 2 ve V_j/V_k oranının 3 farklı değeri (1, 2 ve 3) için ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Bu hesaplanan değerler Eş. 4.7 ve 4.8'deki ampirik bağıntıyla hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile karşılaştırılmıştır. Şekil incelendiğinde ise bu çalışma ile hesaplanan ortalama Nusselt sayılarının "Ma-Bergles" ampirik bağıntısı ve "Brdlik-Savin" ampirik bağıntısı ile hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile oldukça uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 4.12. Kombine akış için, ampirik bağıntıların sonuçları ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 4.11 ve 4.12 birlikte incelendiğinde sayısal yöntemler ile elde edilen sonuçların "Brdlik- Savin'' ve "Ma- Bergles'' ampirik bağıntılarıyla hesaplanan ortalama Nusselt sayıları ile uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen verilerin iki ayrı ampirik bağıntı ile karşılaştırılması sonucunda sayısal veriler ile hesaplanan yöntemin güvenilir bir seviyede olduğu görülmüştür.

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile soğutulmasını sayısal olarak incelenmiştir. Sabit kanal giriş hızı için, dört farklı V_j/V_k (jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı)oranı, üç farklı H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafesinin jet çapına oranı) oranı, dört farklı modelli kanatçık düzenlemesi ve ikinci model sabit alınarak kanatçık açısı için analizler gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan sonuçlar grafiklere dökülmüştür ve bir kısmı aşağıda verilmiştir.

5.1. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler ve Geometrik Ölçüler

Bu çalışmada incelenen problemin geometrik ölçülerini belirleyebilmek için literatürdeki bu çalışmaya benzer bir çalışmadan [9] faydalanılmıştır. Bütün analizlerde havanın 20°C'deki fiziksel özellikleri alınmıştır. Havanın yoğunluğu ρ_h=1,204 kg/m^3, viskozitesi μ=1,825x10^{-5} Pa.s ve ısı iletim katsayısı k_h=0,02514 $W/m.K$ olarak alınmıştır [48]. Kübik bir yapı olan elektronik elemanın birim kenar uzunluğu 20mm ve ısı akısı 3000 W/m^2 olarak belirlenmiştir. Kanal ve jet girişinde havanın sıcaklığı 20°C olarak alınmıştır. Kanal çıkışında havanın atmosfere açıldığı (Pç=Patm=1 atm) kabul edilmiştir. Jet çapı (D) 15 mm, lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe (H) 30 mm, 45 mm ve 60 mm, kanatçık açısı (α) ise 45° olarak alınmıştır.

Çalışmada dört farklı model için Kanal Reynolds sayısı 7778, 10000 ve 11667, jet Reynolds sayısı 0, 2916, 5832 ve 8748, H/D oranı 2, 3 ve 4 ve ayrıca ikinci modeli sabit alarak kanatçık açısının (α) 0, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bölüm 3'te verilmiş olan Reynolds sayılarının tanımlarına göre jet ve kanal akış hızları belirlenmiştir. Jet hızını hesaplarken jet çapını, kanal hızını hesaplarken ise kanal hidrolik çapı kullanılmıştır. Jet ve kanal hızlarının hesaplanması Eş. 5.1 ve 5.2 ile sırasıyla gösterilmiştir.

$$V_j = \frac{Re_j \mu}{\rho D_j} \tag{5.1}$$

$$V_k = \frac{Re_k \mu}{\rho D_{kh}} \tag{5.2}$$

Burada V_j ve V_k sırasıyla jetin ve kanalın girişindeki havanın hızıdır. D_j jet çapını, D_{kh} ise kanalın hidrolik çapını, μ havanın dinamik viskozitesini ve ρ ise havanın yoğunluğunu göstermektedir.

Çalışmada Eş. 5.1 ve Eş. 5.2'den hesaplanan jet ve kanal akış hızları ve üç farklı jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin dört ayrı model ile kombinasyonu sonucu 48 farklı durum oluşturulmuştur ve bu dört modelden olan ikinci model sabit tutularak kanatçık açısı değiştirilerek diğer analizlerden farklı olarak 12 durum oluşturulmuştur. Toplamda 60 adet durumun analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kullanılan değerler Çizelge 5.1 ile gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Bu çalışma kapsamında yapılan analiz matrisi

Analiz No [-]	Model No [-]	H/D [-]	Re_j [-]	Re_k [-]	V_j [m/s]	V_k [m/s]	Kanatçık Açısı [α]
1	1	2	0	7778	0	2,9474	-
2	1	2	2916	7778	2,9474	2,9474	-
3	1	2	5832	7778	5,8948	2,9474	-
4	1	2	8748	7778	8,8422	2,9474	-
5	2	2	0	7778	0	2,9474	45
6	2	2	2916	7778	2,9474	2,9474	45
7	2	2	5832	7778	5,8948	2,9474	45
8	2	2	8748	7778	8,8422	2,9474	45
9	3	2	0	7778	0	2,9474	45
10	3	2	2916	7778	2,9474	2,9474	45
11	3	2	5832	7778	5,8948	2,9474	45
12	3	2	8748	7778	8,8422	2,9474	45
13	4	2	0	7778	0	2,9474	45
14	4	2	2916	7778	2,9474	2,9474	45
15	4	2	5832	7778	5,8948	2,9474	45
16	4	2	8748	7778	8,8422	2,9474	45
17	1	3	0	10000	0	2,9474	-
18	1	3	2916	10000	2,9474	2,9474	-
19	1	3	5832	10000	5,8948	2,9474	-
20	1	3	8748	10000	8,8422	2,9474	-
21	2	3	0	10000	0	2,9474	45
22	2	3	2916	10000	2,9474	2,9474	45
23	2	3	5832	10000	5,8948	2,9474	45
24	2	3	8748	10000	8,8422	2,9474	45
25	3	3	0	10000	0	2,9474	45
26	3	3	2916	10000	2,9474	2,9474	45
27	3	3	5832	10000	5,8948	2,9474	45
28	3	3	8748	10000	8,8422	2,9474	45
29	4	3	0	10000	0	2,9474	45
30	4	3	2916	10000	2,9474	2,9474	45
31	4	3	5832	10000	5,8948	2,9474	45
32	4	3	8748	10000	8,8422	2,9474	45
33	1	4	0	11667	0	2,9474	-
34	1	4	2916	11667	2,9474	2,9474	-
35	1	4	5832	11667	5,8948	2,9474	-
36	1	4	8748	11667	8,8422	2,9474	-
37	2	4	0	11667	0	2,9474	45
38	2	4	2916	11667	2,9474	2,9474	45
39	2	4	5832	11667	5,8948	2,9474	45
40	2	4	8748	11667	8,8422	2,9474	45
41	3	4	0	11667	0	2,9474	45
42	3	4	2916	11667	2,9474	2,9474	45
43	3	4	5832	11667	5,8948	2,9474	45
44	3	4	8748	111667	8,8422	2,9474	45
45	4	4	0	11667	0	2,9474	45
46	4	4	2916	11667	2,9474	2,9474	45
47	4	4	5832	11667	5,8948	2,9474	45
48	4	4	8748	11667	8,8422	2,9474	45
49	2	3	0	10000	0	2,9474	22,5
50	2	3	2916	10000	2,9474	2,9474	22,5
51	2	3	5832	10000	5,8948	2,9474	22,5
52	2	3	8748	10000	8,8422	2,9474	22,5
53	2	3	0	10000	0	2,9474	67,5
54	2	3	2916	10000	2,9474	2,9474	67,5
55	2	3	5832	10000	5,8948	2,9474	67,5
56	2	3	8748	10000	8,8422	2,9474	67,5
57	2	3	0	10000	0	2,9474	90
58	2	3	2916	10000	2,9474	2,9474	90
59	2	3	5832	10000	5,8948	2,9474	90
60	2	3	8748	10000	8,8422	2,9474	90

5.2. Akış, Sıcaklık ve Nusselt Sayısı Analizi

Bu bölümde jet ile kanal akışının birlikte kullanılması sonucu elektronik elemanın üzerinde oluşan akış yapıları, sıcaklıkları ve Nusselt sayıları farklı kanal yüksekliklerinin çeşitli modeller için ısı transferine etkileri incelenmiş ve yorumlanmaya çalışılmıştır.

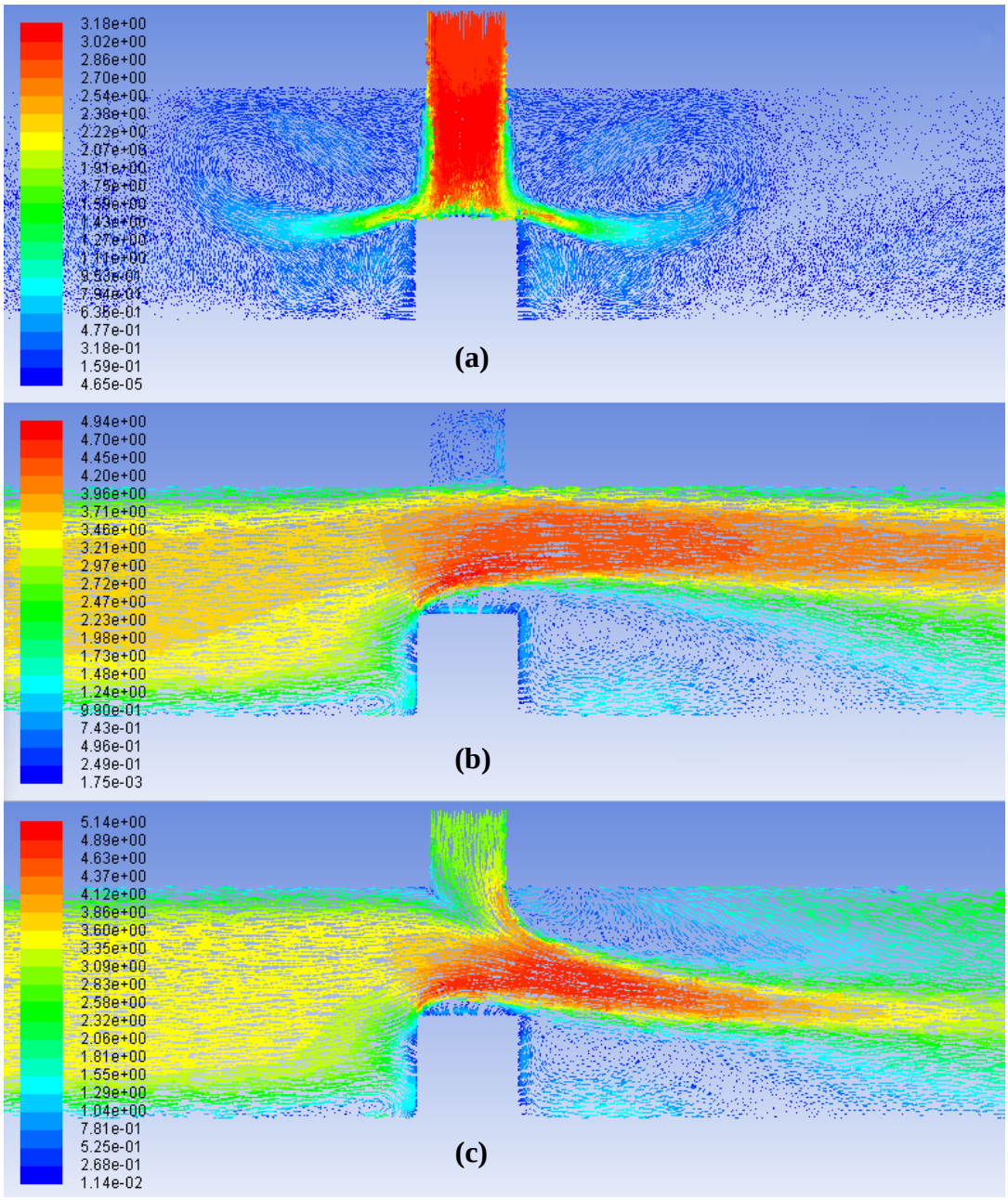
5.2.1. Akış Yapılarının Karşılaştırılması

Bu bölümde sadece kanal akışı, sadece jet akışı ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı akış birlikte incelenmiştir. Bu amaçla, sabit H/D oranı, sabit kanal ve jet giriş hızları için elektronik elemanın etrafındaki akış yapıları ve gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir.

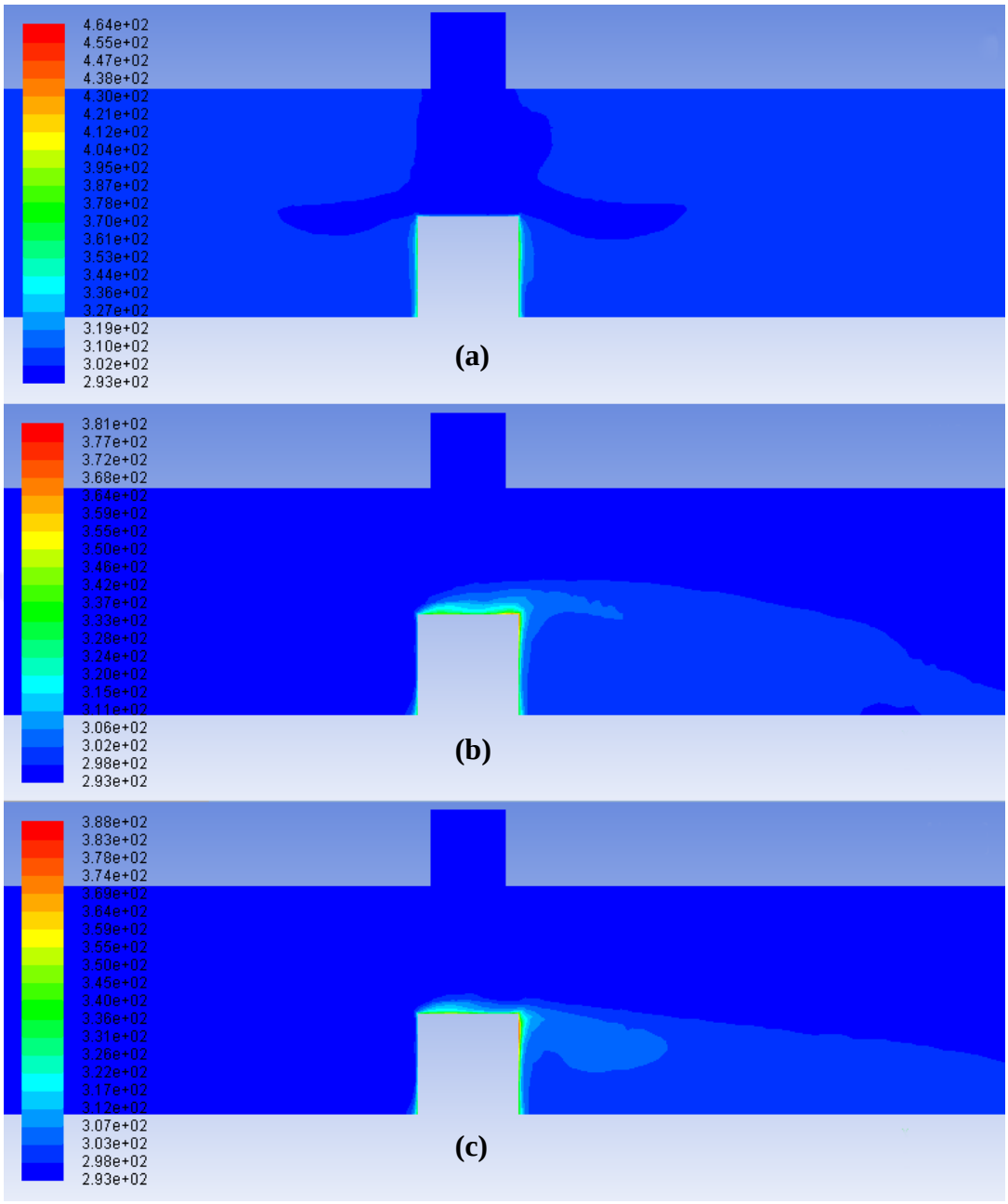
Model 1 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu ve $V_j=V_k$ olduğu durumda, elektronik elemanın etrafındaki hız vektör dağılımları sadece kanal akış, sadece jet akış ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı durumlar Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, sadece jet akışın olduğu duruma bakıldığında hız vektörlerinin elektronik elemanın üst yüzeyine doğru yoğunlaştığı ve elektronik elemanın üst yüzeyine diğer iki akıştan daha çok etki ettiği görülmüştür. Ancak hız vektörlerinin elektronik elemanın diğer yüzeylerine yeterince ulaşamadığı gözlemlenmiştir. Sadece kanal akışının olduğu duruma bakıldığında ise hız vektörlerinin ağırlıklı olarak elektronik elemanın sol ve üst yüzeylerine yoğunlaştığı görülmüştür. Ancak elektronik elemanın üst yüzeyine jet akışı kadar etki edemediği fark edilmiştir. Son olarak bu iki akışın kombine olarak kullanıldığı durum incelendiğinde ise, kanal akışın ve jet akışım elektronik elemanın üst yüzeyinde birleşerek elektronik elemanın üstünde kalan bölgede çarpıştığı ve hız vektörlerinin elektronik elemanın üst yüzeyine doğru yoğunlaştığı görülmüştür. Birbirine karışan kanal ve jet akışların kanal çıkışına doğru giderken elektronik elemanın sağ kısmında döngüsel akış bölgeleri oluşturduğu ve bu döngüsel akış bölgelerinin etkisi ile elektronik elemanın sağ yüzeyinde gerçekleşen ısı transferini arttırdığı görülmüştür.

Model 1 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu ve $V_j=V_k$ olduğu durumda, elektronik elemanın etrafındaki sıcaklık dağılımları sadece kanal akış, sadece jet akış ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı durumlar Şekil

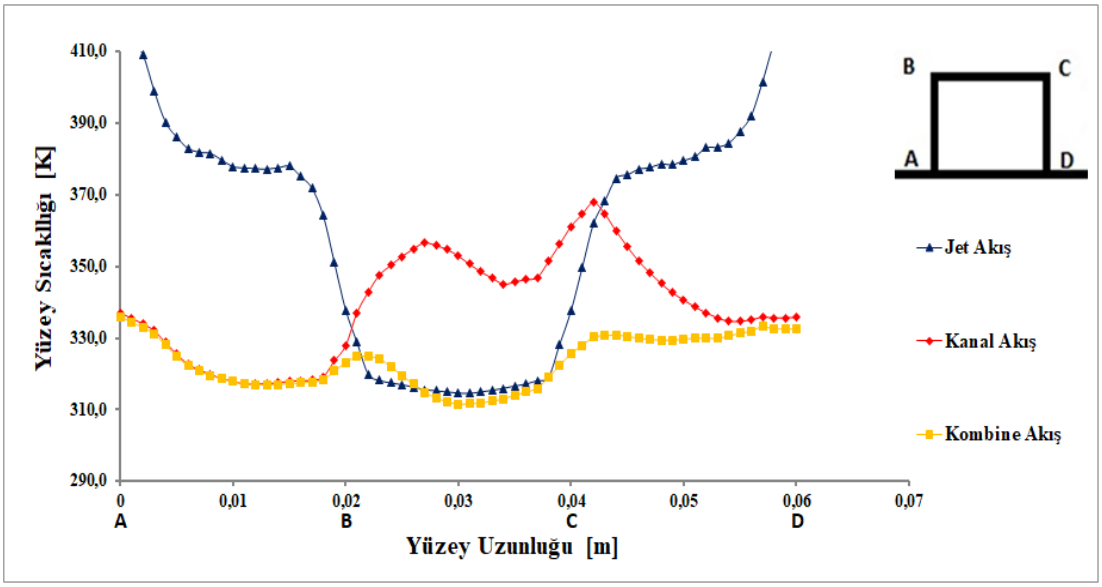
5.2’de birlikte verilmiştir. Şekil incelendiğinde, sadece jet akışın olduğu duruma bakıldığında elektronik elemanın üst yüzeyindeki ısıl sınır tabakanın incelmesinden kaynaklı elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığın azaldığı ve lokal ısı transferinde artış sağlandığı görülmektedir. Ancak elektronik elemanın diğer yüzeylerine bakıldığında ise sıcaklığın arttığı görülmüştür. Sadece kanal akışının olduğu duruma bakıldığında ise elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığın jet akışına göre ciddi bir miktarda arttığı ancak elektronik elemanın diğer yüzeylerindeki sıcaklıkların jet akışına göre kayda değer bir miktarda düştüğü gözlemlenmiştir. Son olarak bu iki akışın beraber kullanıldığı durumda ise kanal girişinden giren akışkanın elektronik elemanın sol yüzeyine çarpması sonucu sınır tabakayı bozduğu için bu yüzeydeki sıcaklığı düşürdüğü görülmüştür. Ayrıca üst lüleden gönderilen akışkanın ise elektronik elemanın üst bölgesinden geçen kanal akışı baskılayarak elektronik elemanın üst yüzeyinde sıcaklığının azalmasını sağladığını ve birbirine karışan kanal ve jet akışların kanal çıkışına doğru giderken döngüsel akış bölgeleri oluşturması sonucu, elektronik elemanın sağ yüzeyindeki ısıl sınır tabakanın bozulduğu ve sağ yüzeyde sıcaklığın azaldığı görülmüştür.



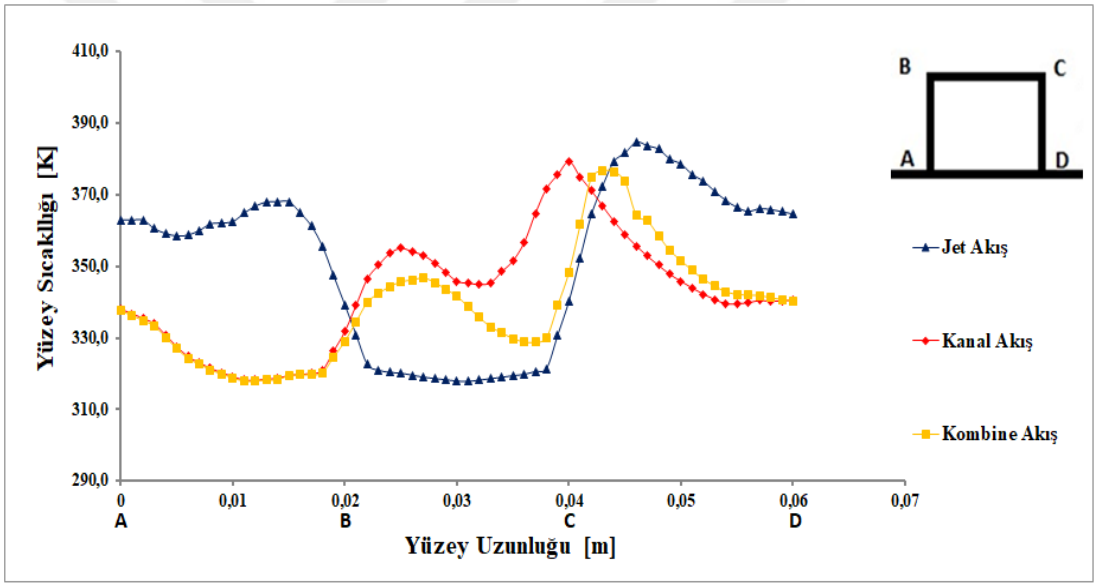
Şekil 5.1. Hız vektör dağılımları **a)** Jet akış, **b)** Kanal akış ve **c)** Kombine akış



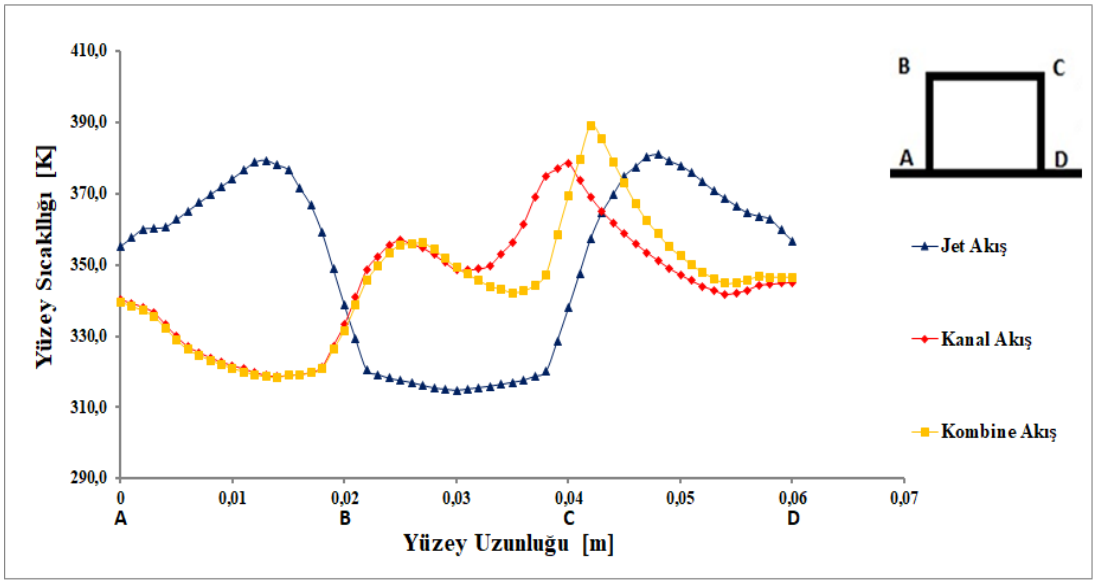
Şekil 5.2. Sıcaklık dağılımları **a)** Jet akış, **b)** Kanal akış ve **c)** Kombine akış



Şekil 5.3. H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

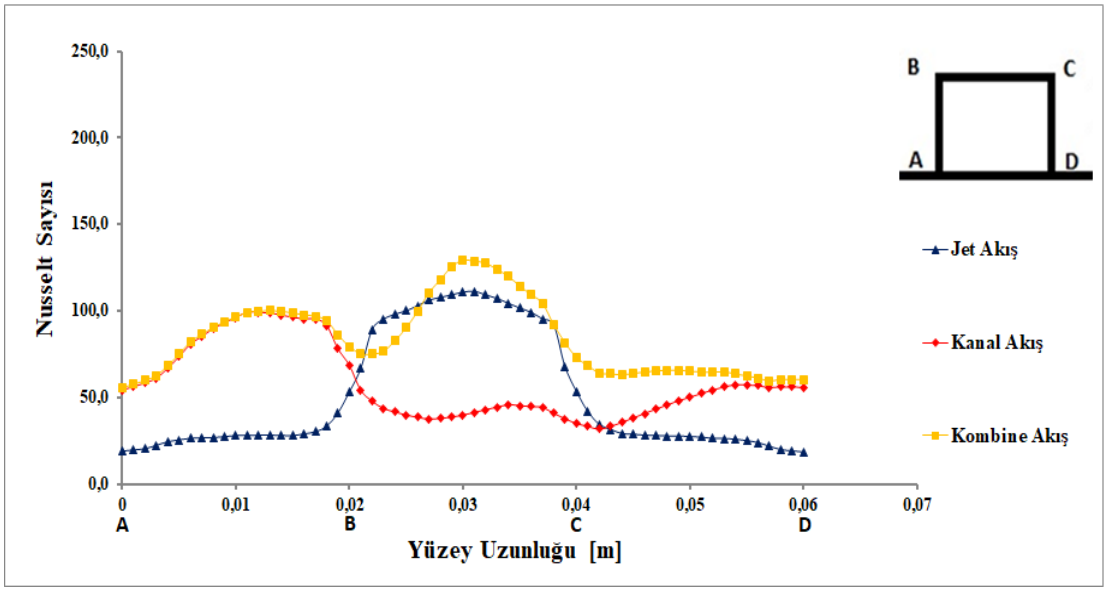


Şekil 5.4 H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

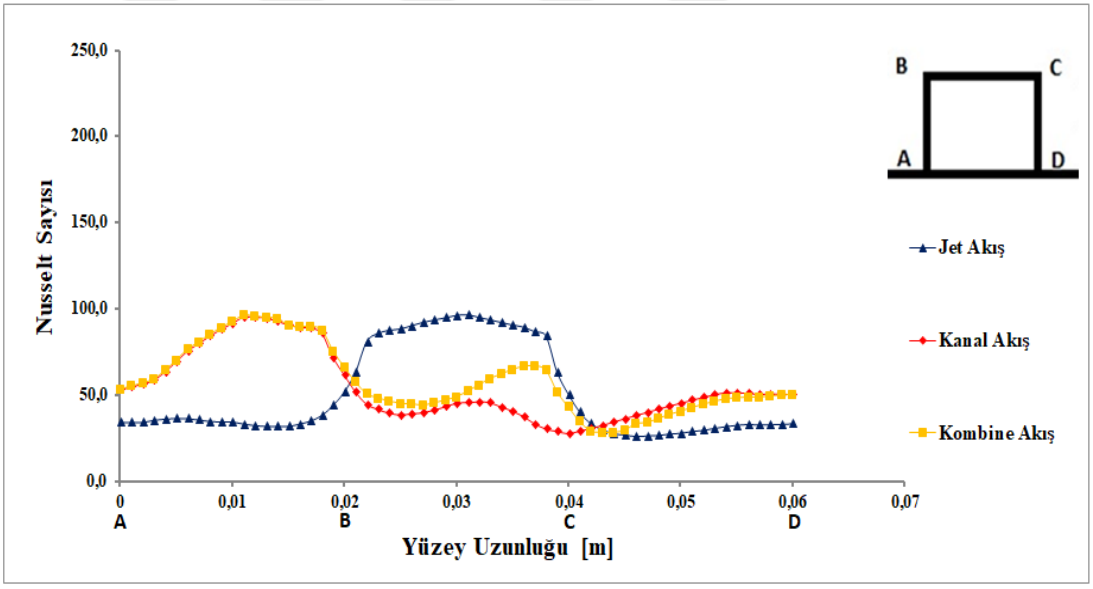


Şekil 5.5. H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

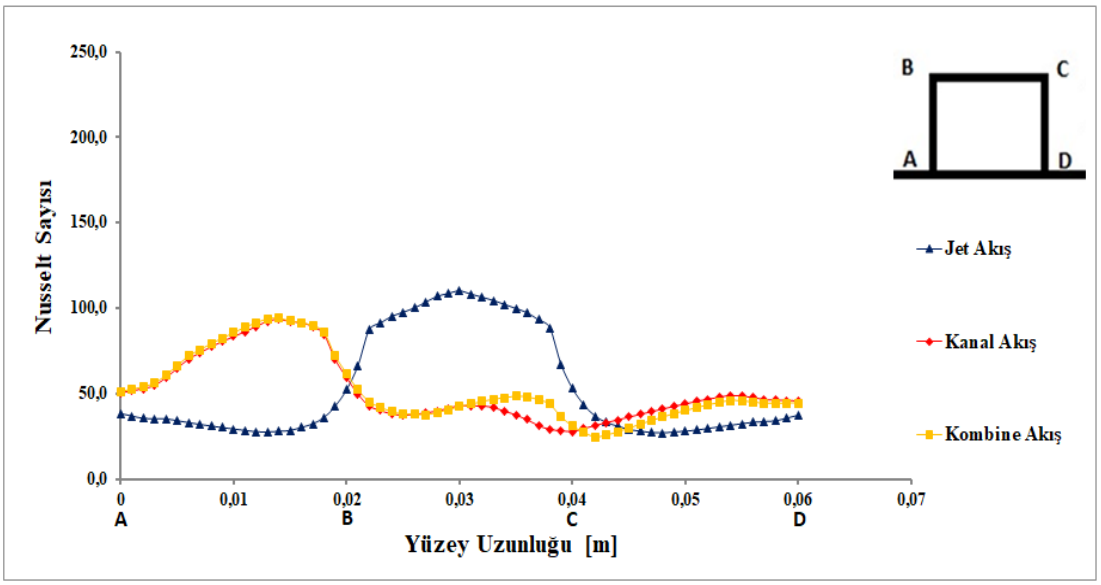
Elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın sadece kanal akış, sadece jet akış ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı durumların H/D oranına göre değişimi Şekil 5.3, 5.4 ve 5.5 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, sadece jet akışı kullanılması durumunda elektronik elemanın üst yüzeyinde bütün H/D oranlarında genel olarak en düşük sıcaklık değerlerinin hesaplandığı görülmüştür. Ancak jet akışın elektronik elemanın diğer yüzeylerine yeterince etki edememesinden dolayı bu yüzeylerde yüksek sıcaklık değerlerinin oluşmasına neden olmuştur. Dolayısıyla sadece üst yüzeyde lokal olarak ısı transferini arttırsa da genel olarak ısı transferinin azalmasına neden olmuştur. Sadece kanal akışı kullanıldığında ise elektronik elemanın sol ve sağ yüzeylerindeki sıcaklık değerlerinin sadece jet akışı kullanıldığı duruma göre düştüğü görülmüştür. Ancak elektronik elemanın üst yüzeylerindeki sıcaklığı yeteri miktarda düşüremediği gözlemlenmiştir. Son olarak kombine akışın kullanıldığı durumda ise elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığı sadece jet akışı kullanıldığı durumdaki gibi düşüremese de genel olarak en düşük sıcaklık değerlerini vermiştir. Yapılan çalışmaların arasından en yüksek ısı transferi H/D 2 oranında ve kombine akışın kullanıldığı dururumda gerçekleştiği gözlemlenmiştir.



Şekil 5.6. H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.7. H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.8. H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının sadece kanal akış, jet akış ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı durumların H/D oranına göre değişimi Şekil 5.6, 5.7 ve 5.8 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, maksimum Nusselt sayısının genel olarak elektronik elemanın üst yüzeyinde sadece jet akış ve kombine akış kullanılması durumunda gerçekleştiği görülmüştür. Sadece jet akış kullanıldığında elektronik elemanın üst yüzeyindeki Nusselt sayısında artış sağlansa da elektronik elemanın diğer yüzeylerindeki Nusselt sayısında ciddi bir azalma görülmüştür. Sadece kanal akışı kullanıldığında ise elektronik elemanın sol ve sağ yüzeyindeki Nusselt sayısında sadece jet akış kullanıldığı duruma kıyasla artış sağlanmıştır. Ancak elektronik elemanın üst yüzeyinde yeterli miktarda ısı transferi gerçekleşemediği için bu yüzeyde hesaplanan Nusselt sayısında bir miktar azalma gerçekleşmiştir. Son olarak kombine akış incelendiğinde ise bu iki akışın olumlu özelliklerini aldığı için, genel olarak elektronik elemanın bütünde daha iyi bir ısı transferinin gerçekleşmesini sağlamıştır.

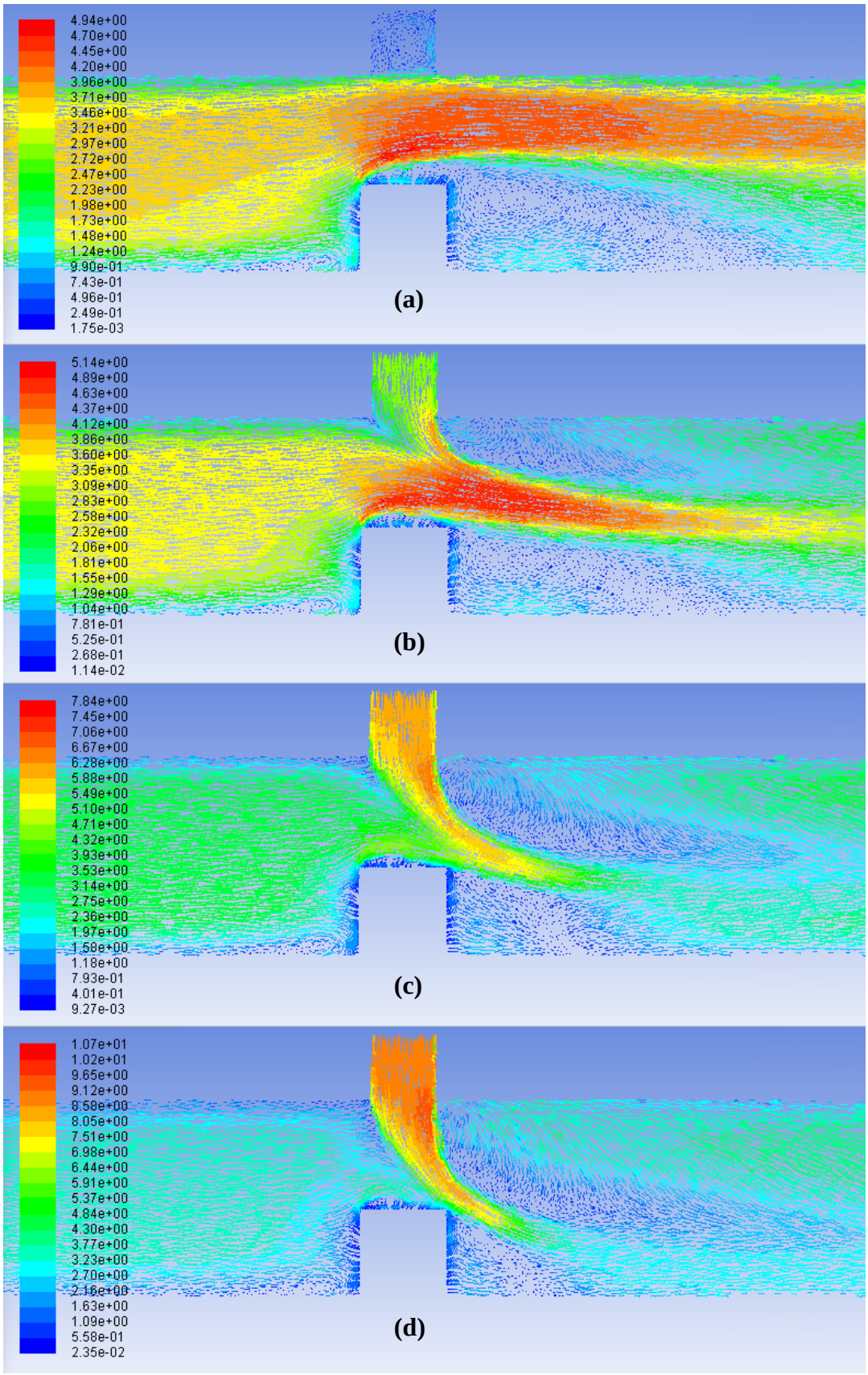
Şekillerden de görüldüğü üzere, sadece kanal akışı, sadece jet akışı ve bu iki akışın kombine olarak uygulandığı akış birlikte incelendiğinde, elektronik elemanın tüm yüzeyleri bir bütün olarak düşünüldüğünde kombine akış uygulamasının ısı transferi açısından daha olumlu olduğu sonucuna varılmıştır. Bundan dolayı, bu çalışmada jet ve kanal akışın kombine olarak kullanıldığı durumlar ele alınmıştır.

5.2.2. Model 1

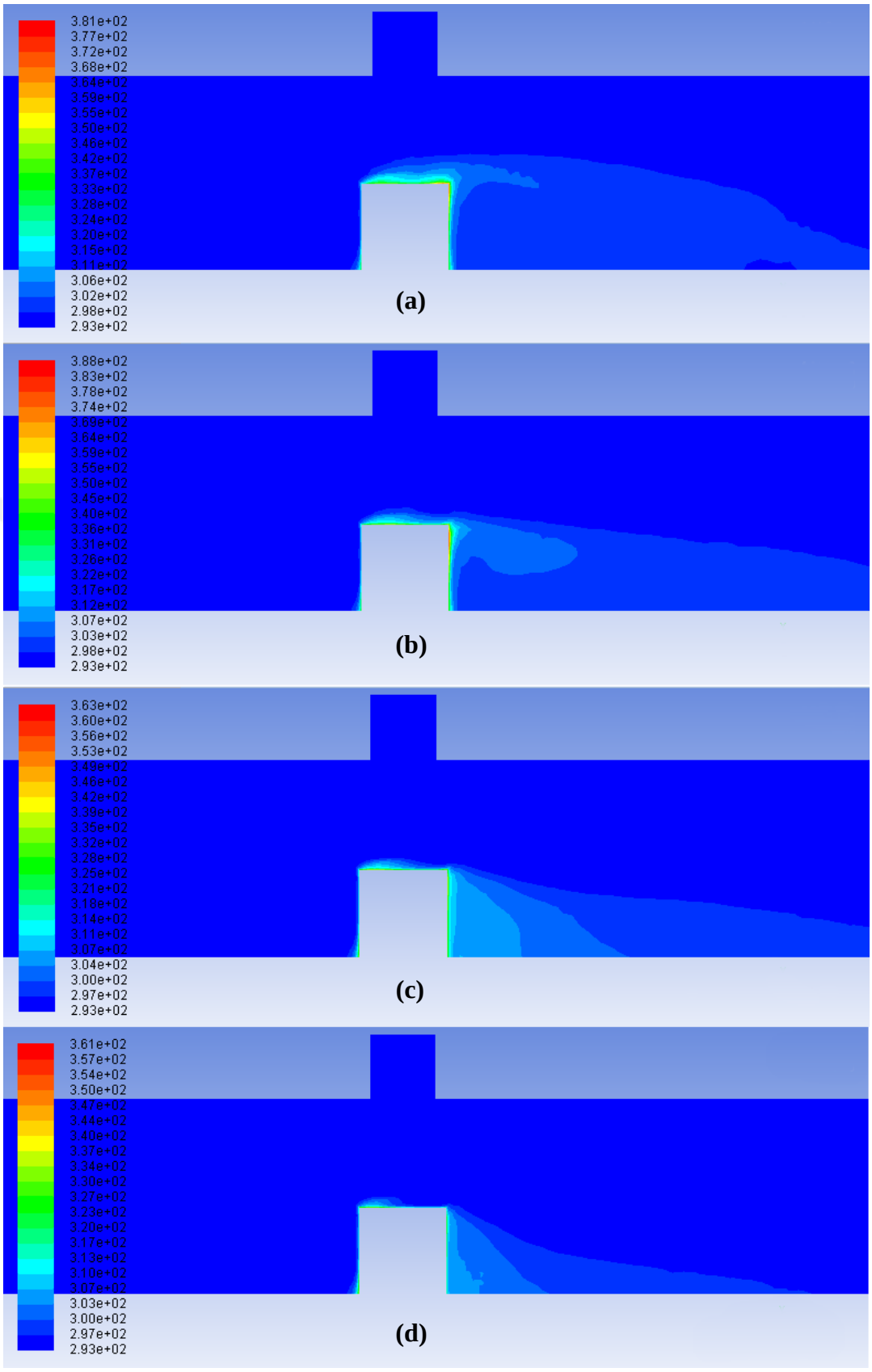
Model 1 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu, durumda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları Şekil 5.9'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde V_j/V_k=0 için, herhangi bir jet akış girişi olmadığından kanal içi akış karakteristiklerinin oluştuğu görülmektedir. V_j/V_k=1, 2 ve 3 için ise genel akış profilinin benzer olduğu söylenebilir. Bu V_j/V_k oranları için genel olarak, jet akış ile çapraz akış küpün üstünde kalan bölgede çarpışmakta ve elektronik elemanın sağ kısmında döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır. Kanal akış hızı jetin bütün hızlarında sabit olduğu için V_j/V_k oranının artması ile jetin durma noktası elektronik elemana doğru yakınlaşmaktadır. Jet akış giriş hızının artması sonucu, jet akışı kanal akışına üstün gelmeye başlamakta ve döngüsel akış bölgelerinin elektronik elemana yaklaşmasına sebep olmaktadır. Bu durum elektronik elemandan gerçekleşen ısı transferini olumlu etkilemektedir.

Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.10'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.11'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Genel olarak, kanal girişinden giren akışkanın elektronik elemanın sol yüzeyine çarpması sonucu sınır tabakayı bozduğu ve bu yüzeyde sıcaklığı düşürdüğü, ayrıca üst lüleden gönderilen havanın ise elektronik elemanın üst bölgesinden geçen çapraz akışı baskılayarak elektronik elemanın üst yüzey sıcaklığının azalmasını sağladığı, birbirine karışan çapraz ve jet akışların kanal çıkışına doğru giderken döngüsel akış bölgeleri oluşturduğu bu durumun elektronik elemanın sağ yüzeyinde ısıl sınır tabaka kalınlığını arttırdığı görülmektedir.

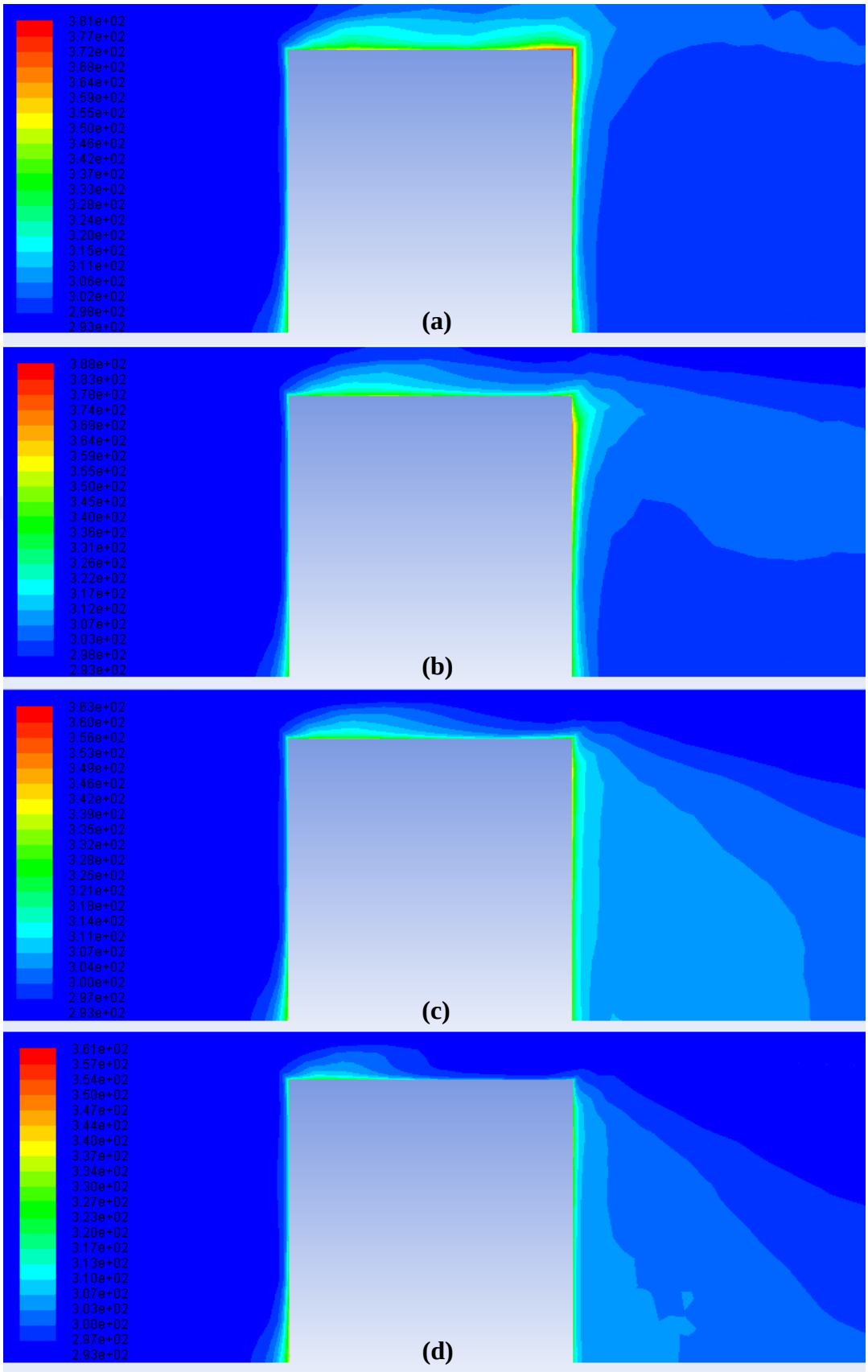
Jet giriş hızının artması sonucunda ise ısıl sınır tabakanın incelmesinden kaynaklı elektronik elemanın maksimum sıcaklığının azalmaya başladığı ancak V_j/V_k=1 oranında maksimum sıcaklığın kanal akışına göre benzer seviyede olduğu görülmüştür. Bu durumun jetin yeterince güçlü olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Jet kanal akışını bastıramadığı için elektronik elemanın sağ yüzeyine giden akışın azalmasına sebep olmuştur. Bunun sonucunda da elektronik elemanın maksimum sıcaklığı artmıştır.



Şekil 5.9. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

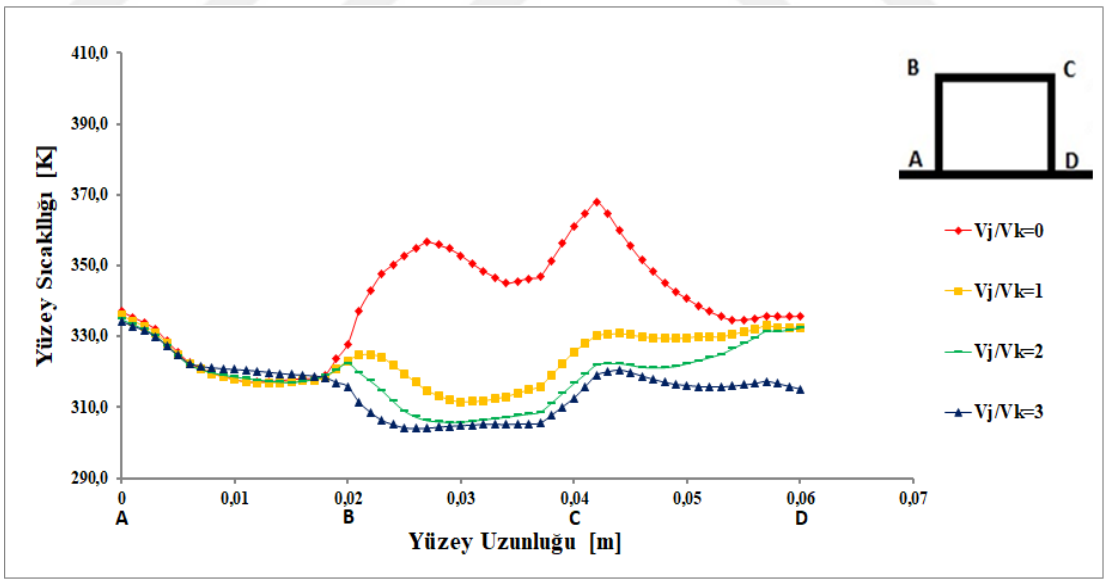


Şekil 5.10. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

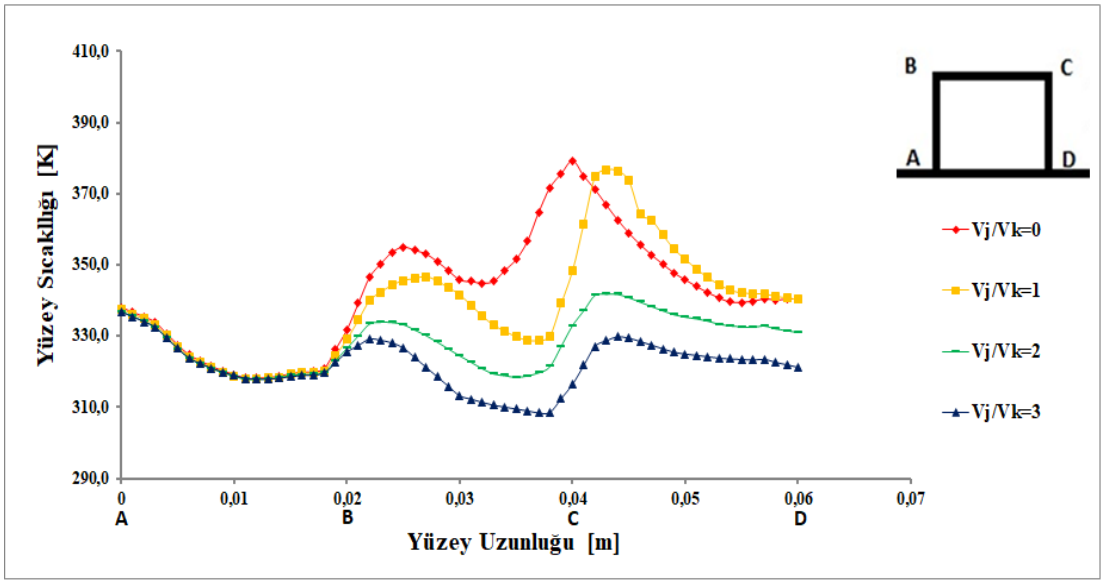


Şekil 5.11. Model 1 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

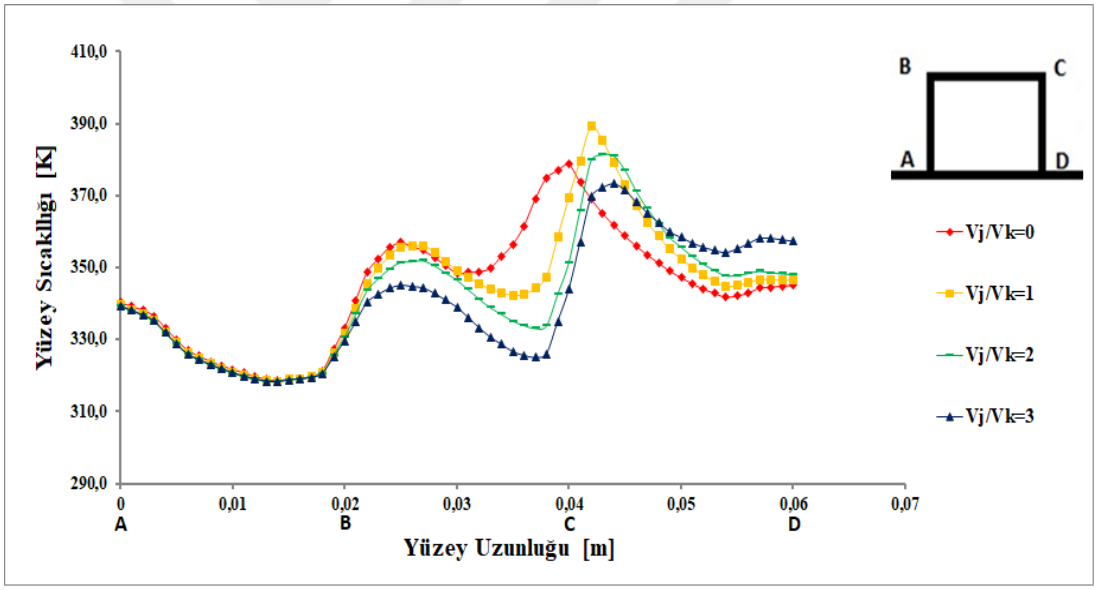
Birinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.12, 5.13 ve 5.14 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, V_j/V_k oranı arttıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığı düşmeye başladığı görülmüştür. Bütün H/D ve V_j/V_k oranlarında elemanın sol yüzeyindeki sıcaklığın yaklaşık olarak aynı kaldığı görülmüştür. En düşük sıcaklık değerleri ise V_j/V_k oranı artmaya başladıkça genellikle elektronik elemanın üst yüzeyinde elde edilmiştir. Ancak H/D=4 oranında en düşük sıcaklık değerleri elektronik elemanın sol yüzeyinde elde edilmiştir. Kanal yüksekliği fazla yüksek olmasından dolayı jet elektronik elemanın üst yüzeyine yeterince etki edemediği için elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığın arttığı görülmüştür. Elektronik elemanın sağ yüzeyindeki sıcaklık değerleri incelendiğinde ise diğer yüzeylere kıyasla daha yüksek sıcaklık değerleri okunmuştur. Bu durum jet akışının kanal akışına baskın gelememesinden kaynaklanmıştır ve elektronik elemanın sağ yüzeyine giden akışın azalmasına sebep olmuştur. H/D oranı arttıkça elektronik elemanın sağ yüzeyindeki sıcaklığın arttığı görülmüştür. Bu üç H/D oranından en düşük sıcaklık değerleri H/D=2 ve V_j/V_k=3 oranlarında elektronik elemanın üst yüzeyinde görülmüştür.



Şekil 5.12. Model 1 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



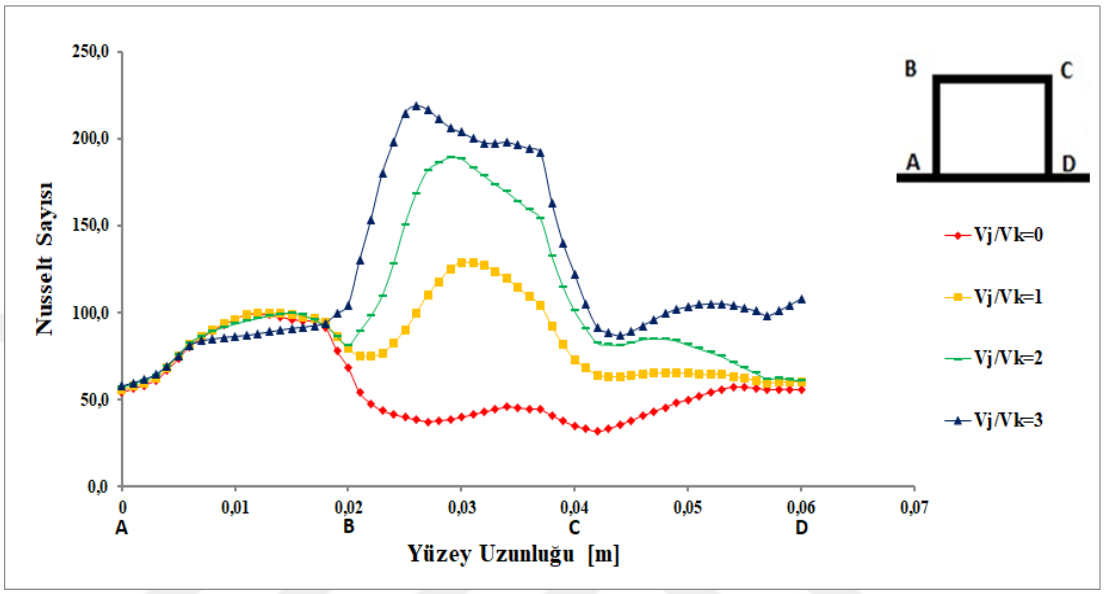
Şekil 5.13. Model 1 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



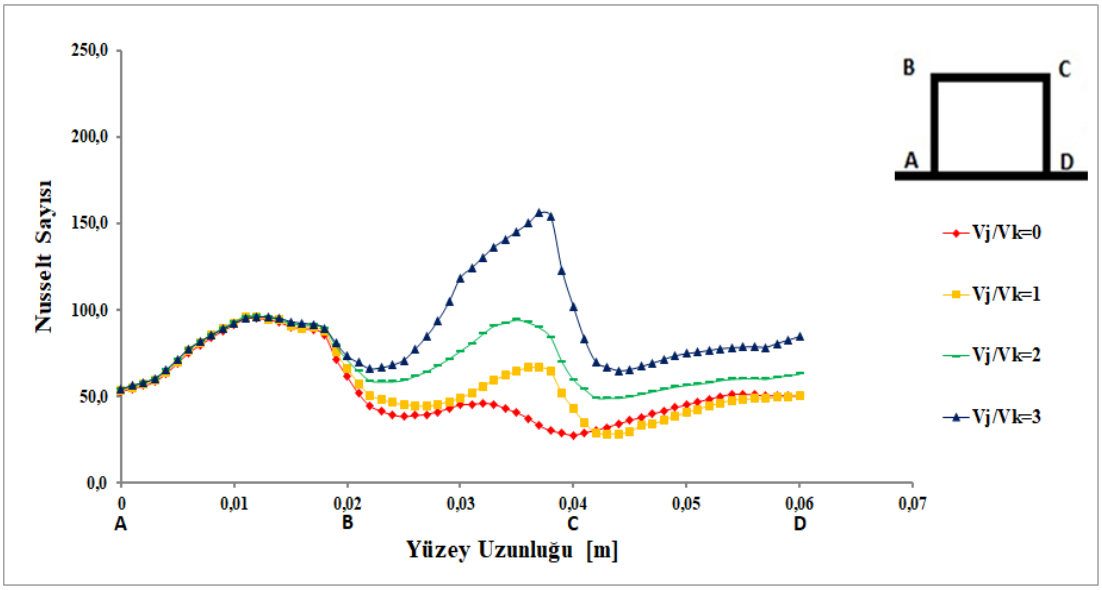
Şekil 5.14. Model 1 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

Birinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.15, 5.16 ve 5.17 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, V_j/V_k oranına arttıkça elektronik elemanın yüzeylerinde oluşan Nusselt sayısı genel olarak artmıştır. H/D oranın artması sonucunda ise maksimum Nusselt sayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Elektronik elemanın sağ yüzeyindeki

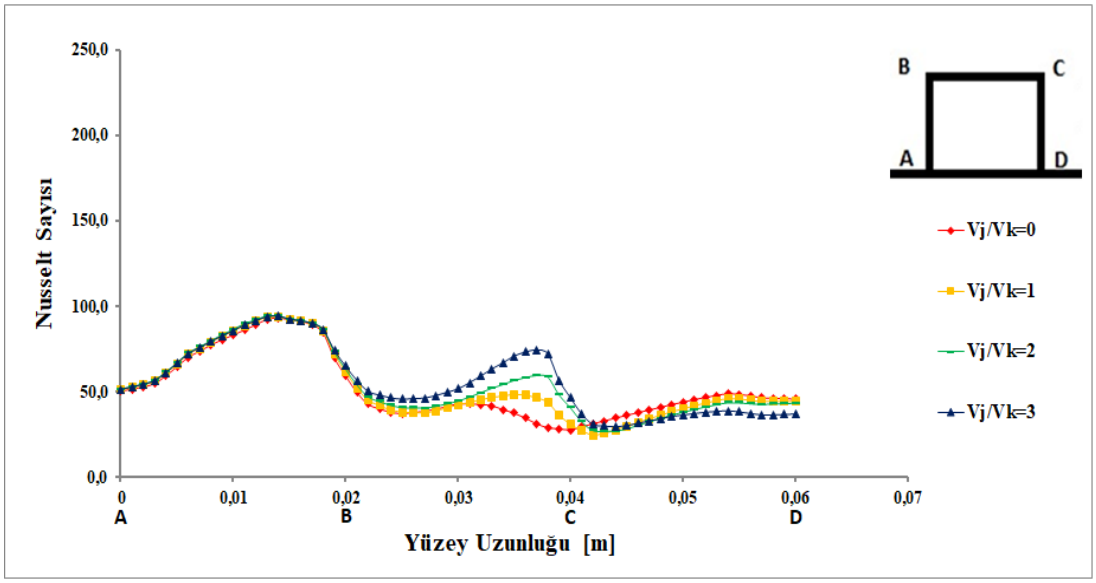
Nusselt sayıları incelendiğinde ise genel olarak bütün H/D oranlarında elektronik elemanın diğer yüzeylerine kıyasla daha düşük değerler gözlenmiştir. Bu durum jet akışının kanal akışına baskın gelememesinden kaynaklanmıştır ve elektronik elemanın sağ yüzeyinin soğutulmasının diğer yüzeylere kıyasla daha güç olduğunu göstermiştir. Bu yüzden bu bölgelerde daha düşük Nusselt sayıları elde edilmiştir.



Şekil 5.15. Model 1 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



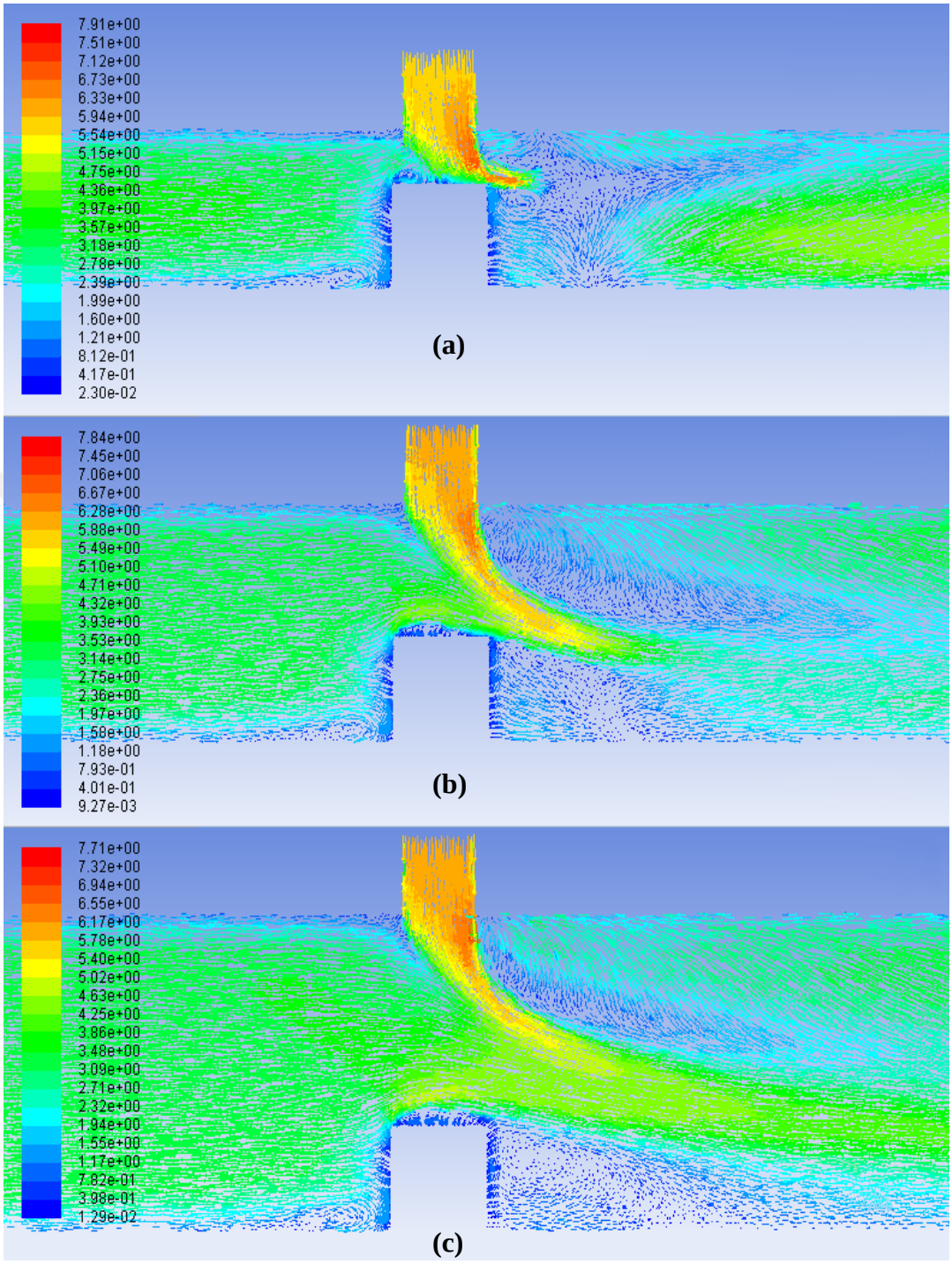
Şekil 5.16. Model 1 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



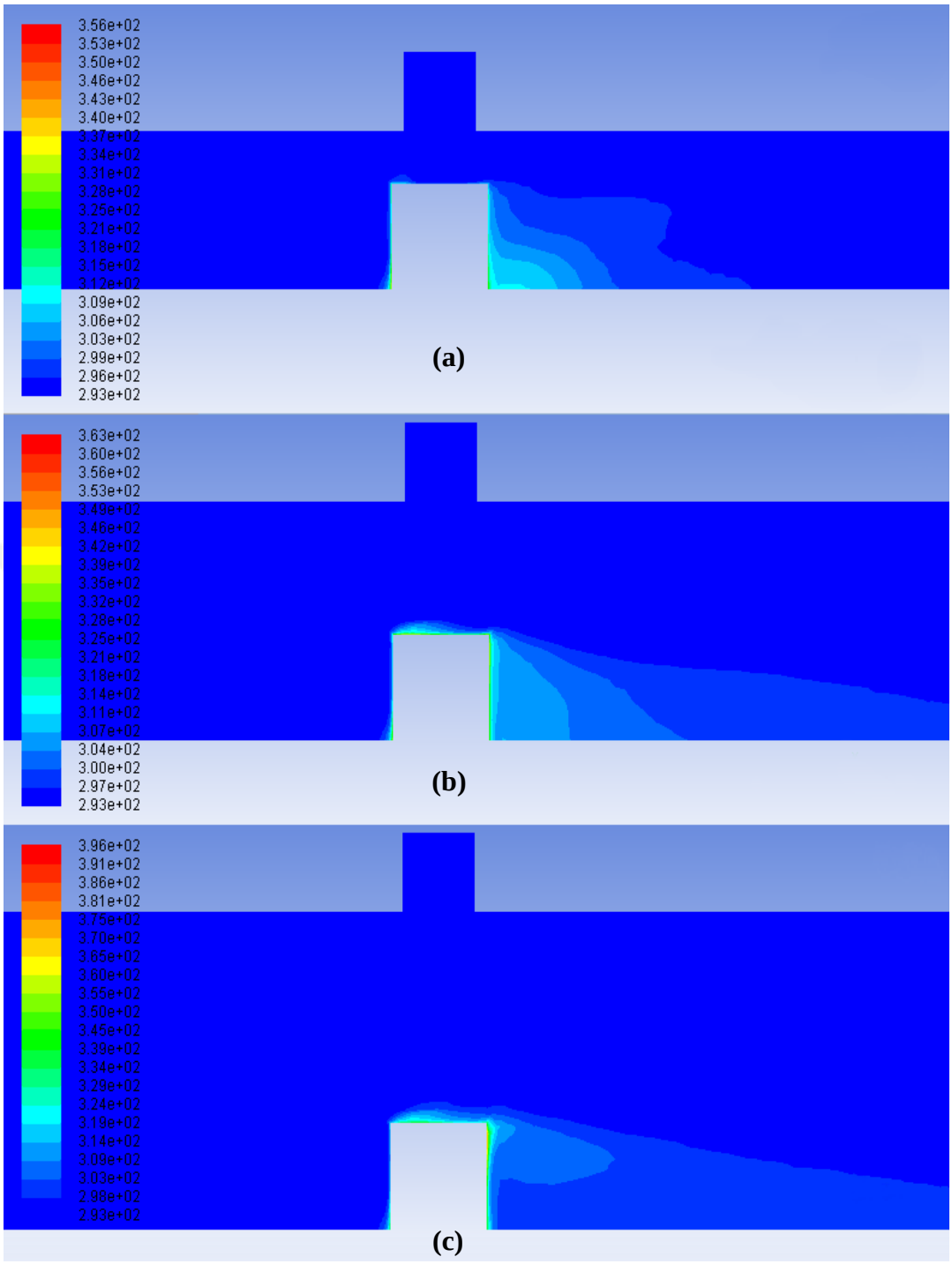
Şekil 5.17. Model 1 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

Birinci model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen hız vektör dağılımları Şekil 5.18'de verilmiştir. Şekillerin tüm şıklarında V_j/V_k oranı sabit olduğu için, H/D oranı azalmaya başladıkça jetin elektronik elemana doğru yaklaşmasından dolayı, jet akışı kanal akışına baskın hale gelmeye başlamaktadır. Bu yakınlaşmadan dolayı elektronik elemanın üst bölgesinde hız vektörleri yoğunlaşmaktadır. Bu yoğunlaşma sonucunda ısı transferinde kayda değer bir artış gözlemlenmiştir. H/D oranı yükselmeye başladıkça jetin elektronik eleman üzerindeki etkisi azaldığından dolayı, jetin durma noktası elektronik elemanın sağına doğru kaymaktadır.

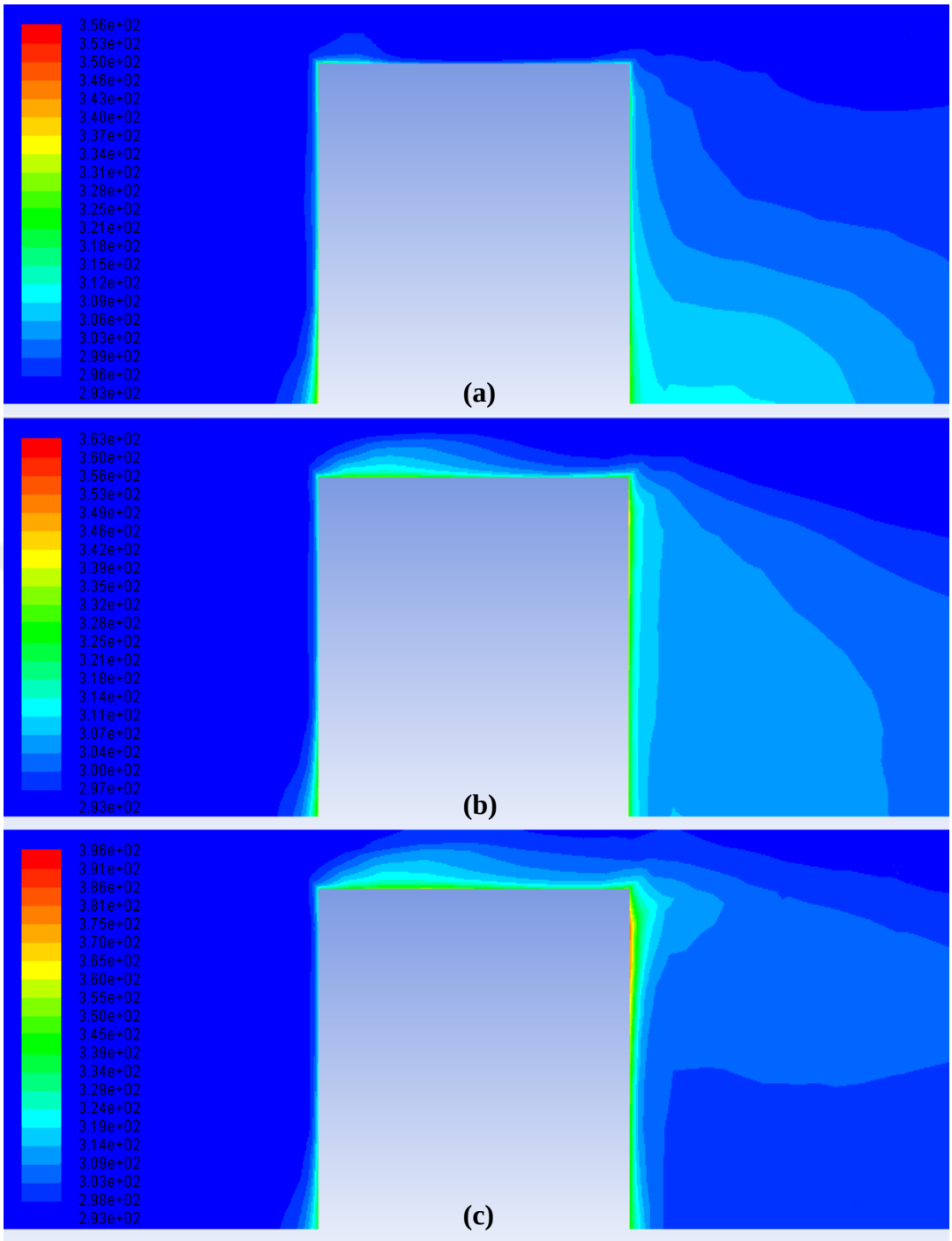
Birinci model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.19'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.20'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm H/D oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzeri bir yapıda olduğu görülmektedir. Ancak H/D oranı azalmaya başladıkça jet elektronik elemana doğru daha fazla yaklaşmaya başladığı için elektronik elemanın çevresindeki ısıl sınır tabakayı daha fazla bozmaktadır. Bu durumun sonucunda elektronik elemanın maksimum sıcaklığında düşüş gözlemlenmiştir ve bu düşüş H/D=2 oranında daha net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 5.18. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

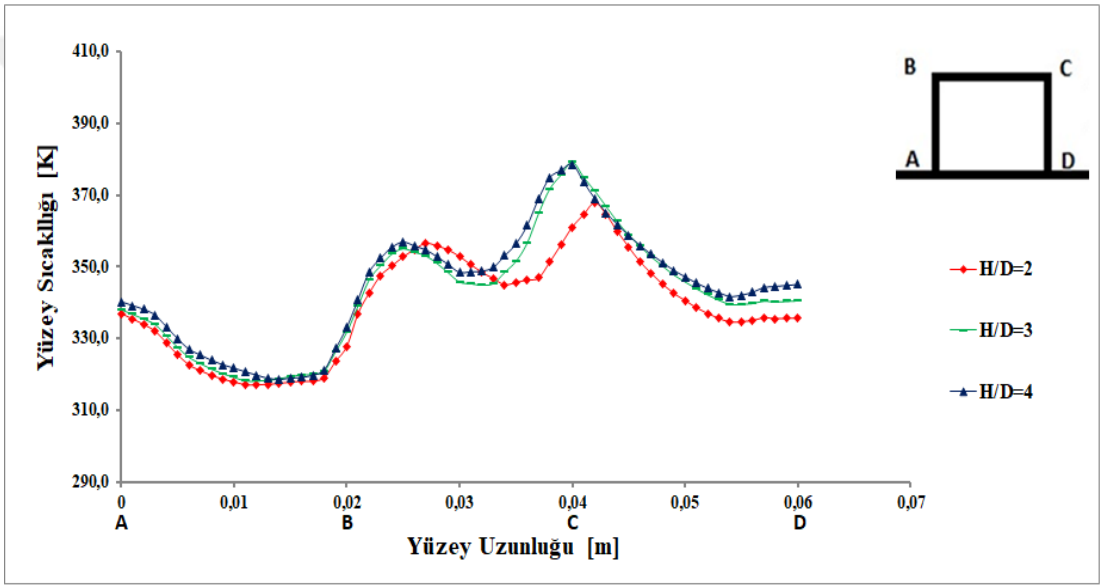


Şekil 5.19. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

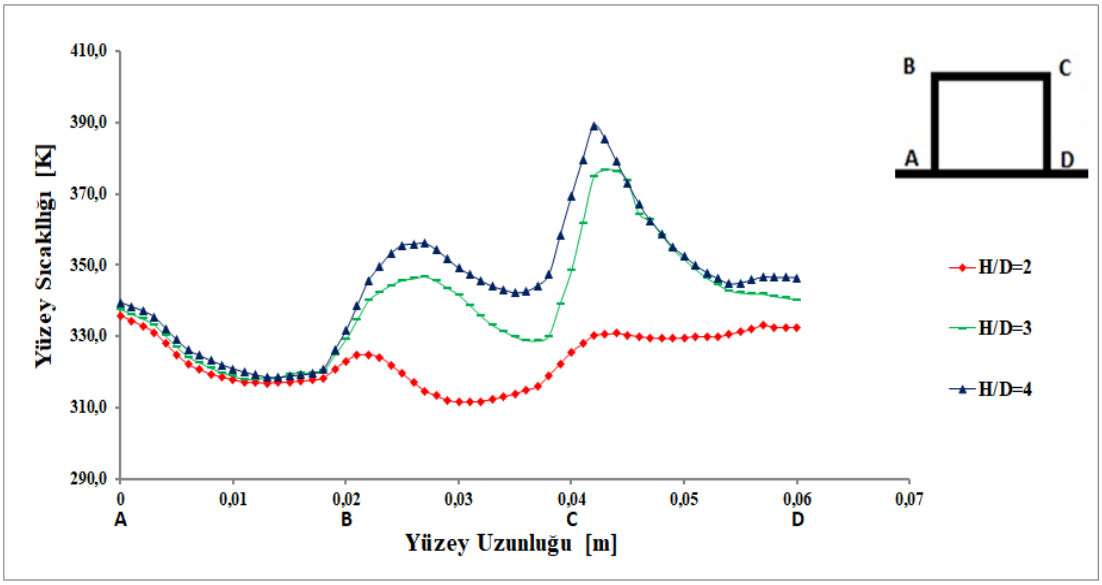


Şekil 5.20. Model 1 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

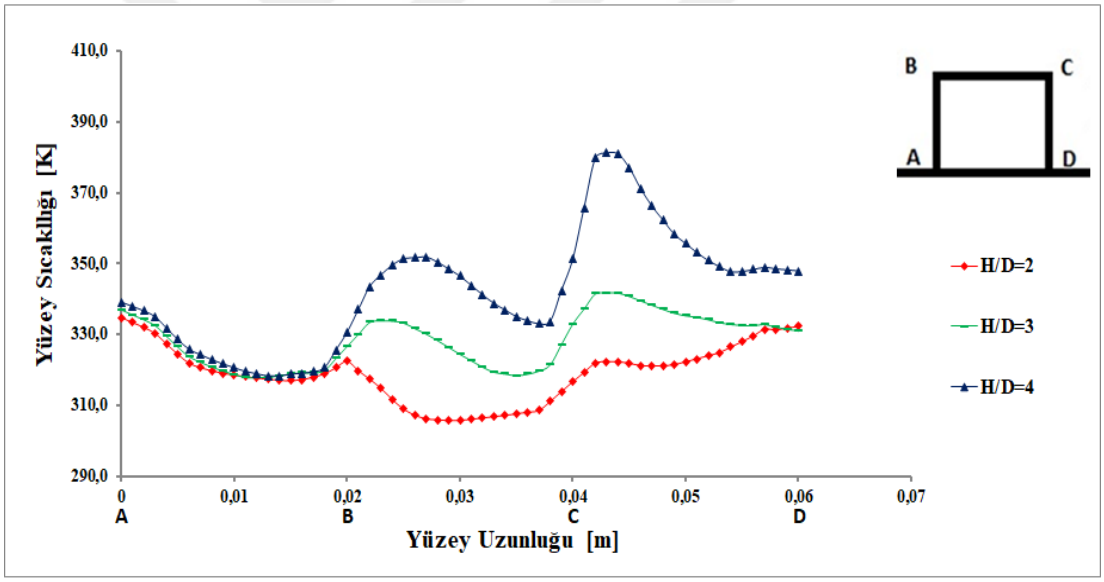
Birinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan H/D ve V_j/V_k oranına göre değişimi Şekil 5.21, 5.22, 5.23 ve 5.24 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, H/D oranı azaldıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığı düşmeye başladığı görülmüştür. H/D oranı artmaya başlaması ile elemanın üst ve sağ yüzeylerinde oluşan sıcaklık farkları yüksek jet hızlarında daha net görülebilmektedir. Ancak düşük jet hızlarındaki H/D oranlarının zaman zaman birbirine yaklaştığı görülmüştür. Bunun nedeni jet akışı kanal akışına baskın gelemediği için özellikle elektronik elemanın üst ve sağ yüzeylerinde akış yapılarını kötü yönde etkilemesidir. Minimum yüzey sıcaklığını maksimum jet hızındayken H/D=2 oranında görülmüştür.



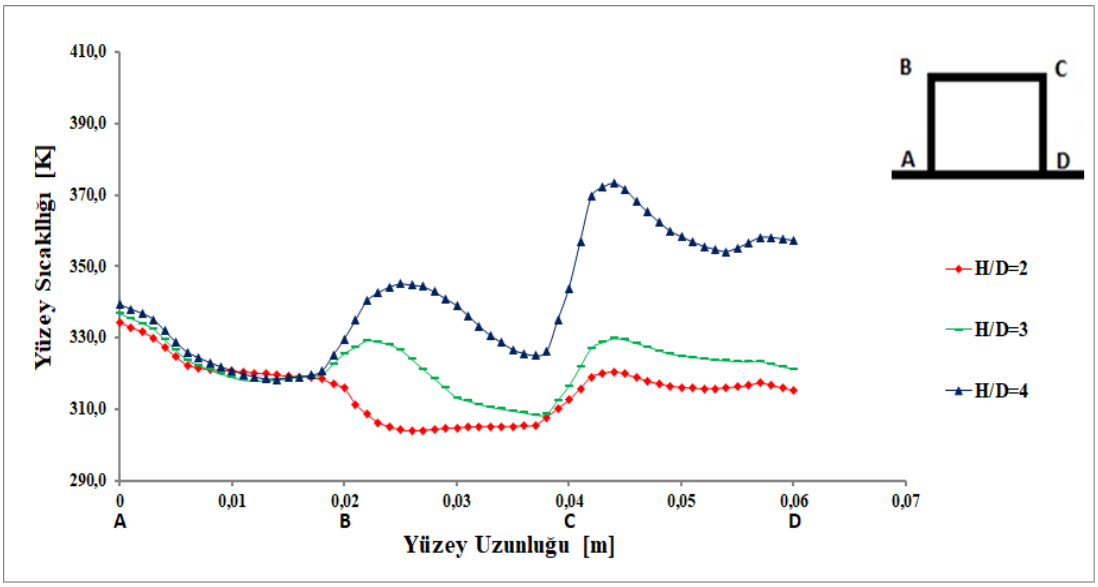
Şekil 5.21. Model 1 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.22. Model 1 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

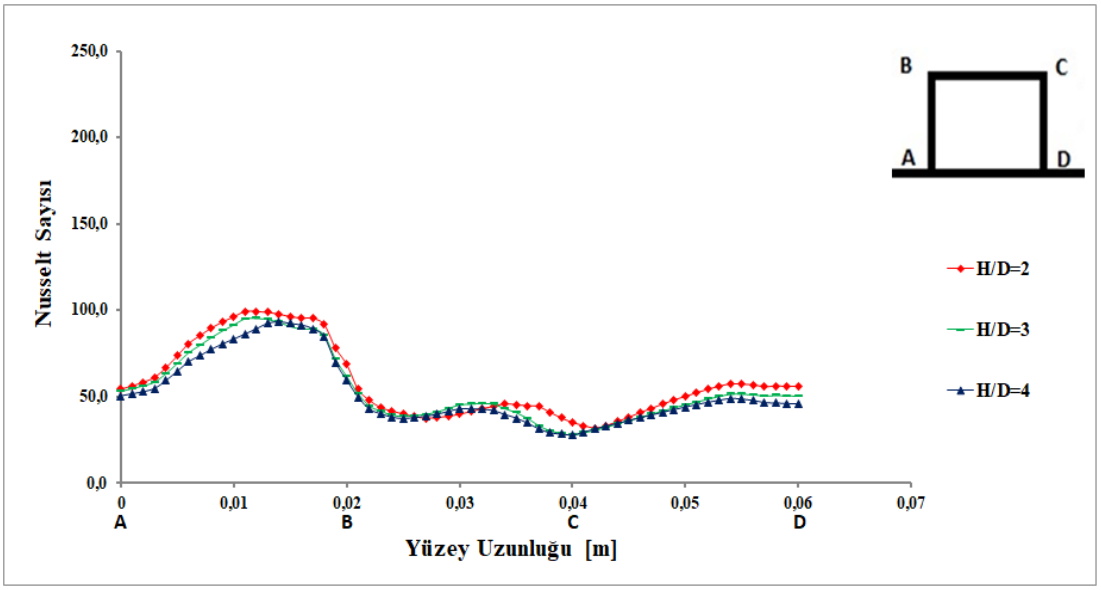


Şekil 5.23. Model 1 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

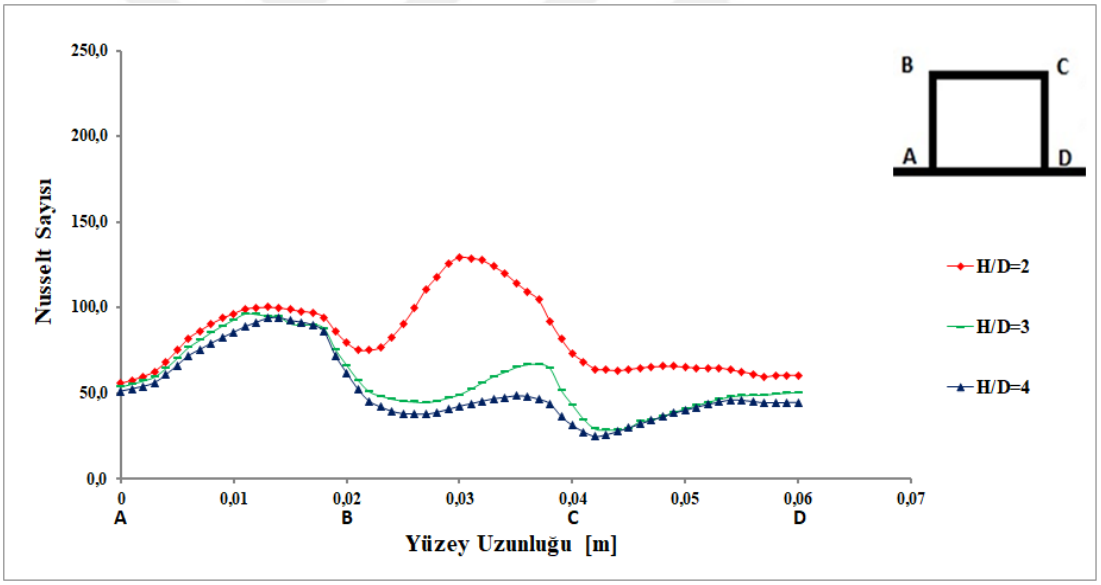


Şekil 5.24. Model 1 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

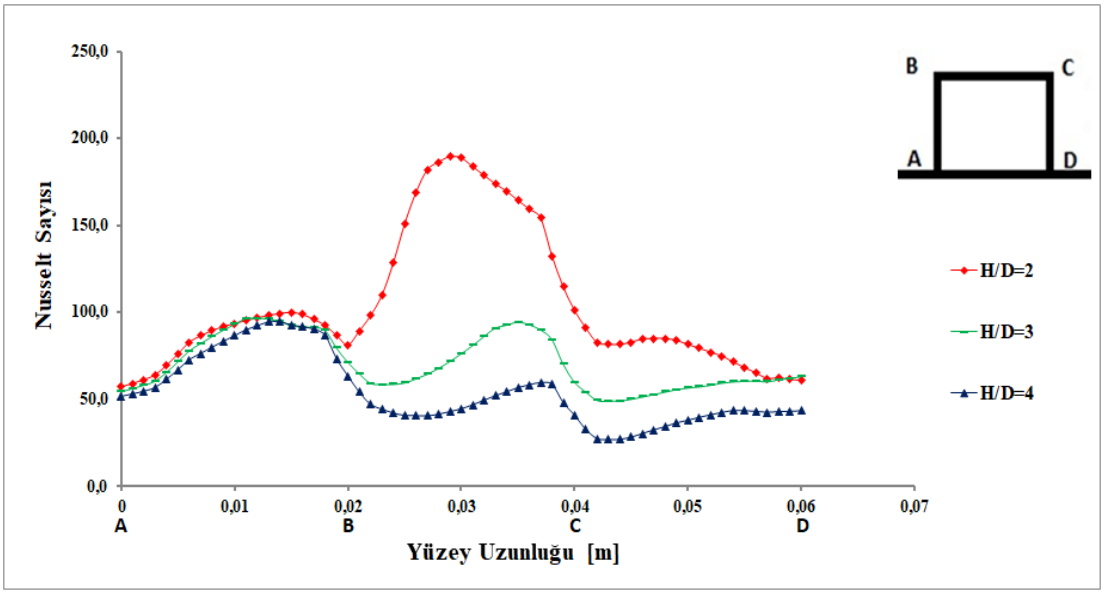
Birinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.25, 5.26, 5.27 ve 5.28 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, H/D oranının Nusselt sayısına etkisi daha net bir şekilde görülebilmektedir. H/D oranı azaldıkça artan V_j/V_k oranıyla birlikte Nusselt sayısı ciddi oranda artmıştır. Maksimum Nusselt sayısı genel olarak bütün H/D oranlarında elektronik elemanın üst yüzeylerinde gözlenmiştir. Ancak düşük V_j/V_k ve yüksek H/D oranlarında maksimum Nusselt sayısını elektronik elemanın sol yüzeyinde gözlemlendiği olmuştur. Bu durum Nusselt sayısının V_j/V_k ve H/D oranının değişmesinden ciddi miktarda etkilendiğini göstermektedir.



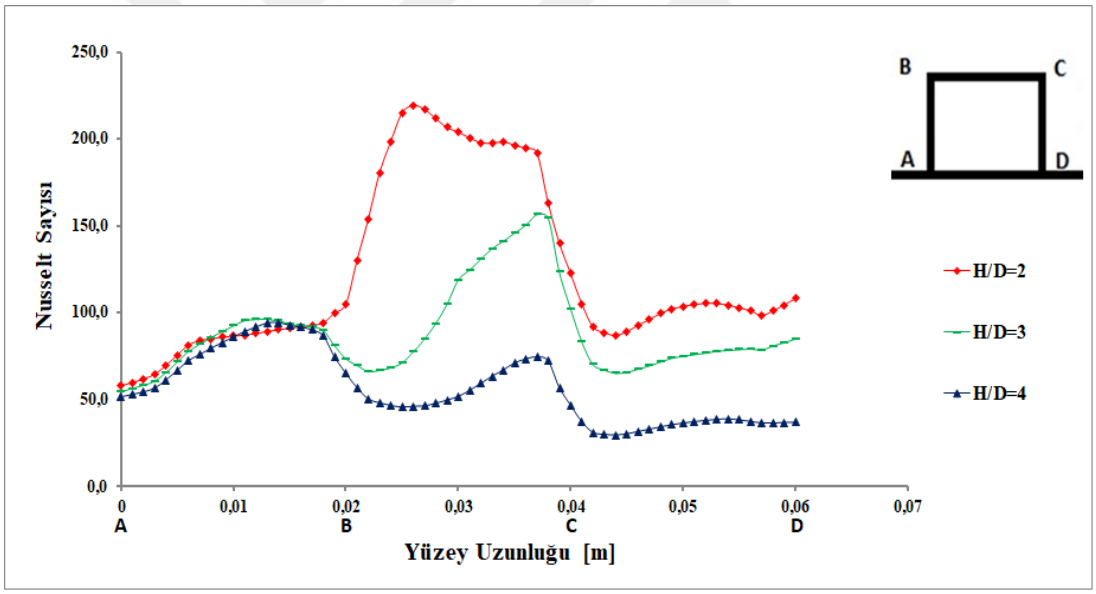
Şekil 5.25. Model 1 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.26. Model 1 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.27. Model 1 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.28. Model 1 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

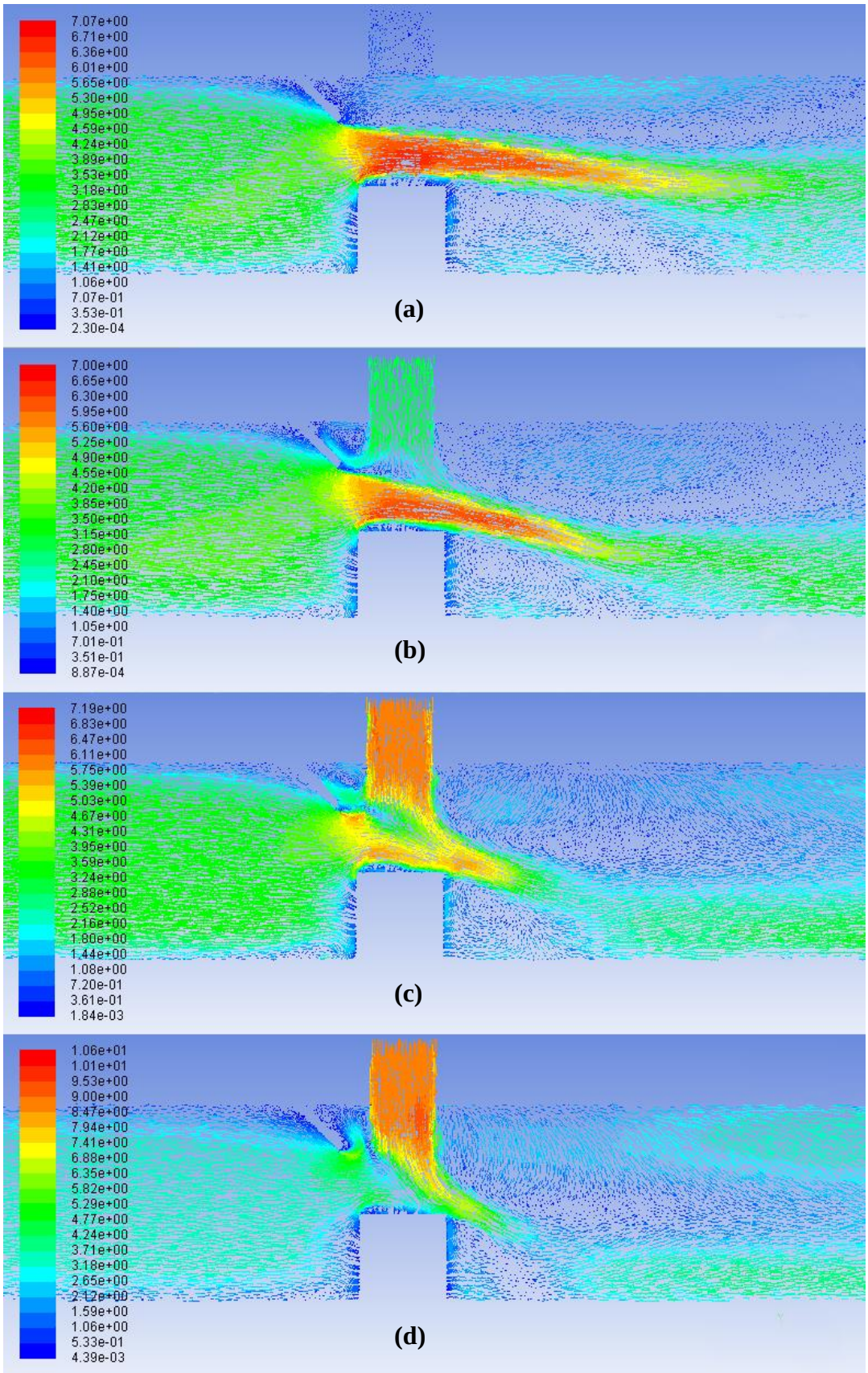
5.2.3. Model 2

Model 2 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu, durumda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları Şekil 5.29'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde V_j/V_k=0 için, herhangi bir jet akış girişi olmadığından kanal içi akış karakteristiklerinin oluştuğu görülmektedir. V_j/V_k=1, 2 ve 3 için ise genel akış profilinin benzer olduğu söylenebilir. Bu V_j/V_k oranları için genel olarak, kanatçığın etkisi ile elektronik elemanın üzerine gelen çapraz akış yoğunlaşmıştır ve jet ile elektronik elemanın üstünde kalan bir bölgede çarpışmışlardır. Bu çarpışmanın sonucunda elektronik elemanın sağ kısmında döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır. Kanatçığın etkisi ile döngüsel akış bölgelerinin yeri elektronik elemanın etrafında yoğunlaşmış ve V_j/V_k oranının artması ile de jetin durma noktası elektronik elemana doğru yaklaşmıştır. Bu döngüsel akış bölgeleri elektronik elemanın etrafına yoğunlaşması sonucunda ısı transferinde bir artış gözlemlenmiştir. Kanatçık kullanılmadığı duruma kıyasla ısı transferinde kayda değer miktarda bir artış sağlanmıştır.

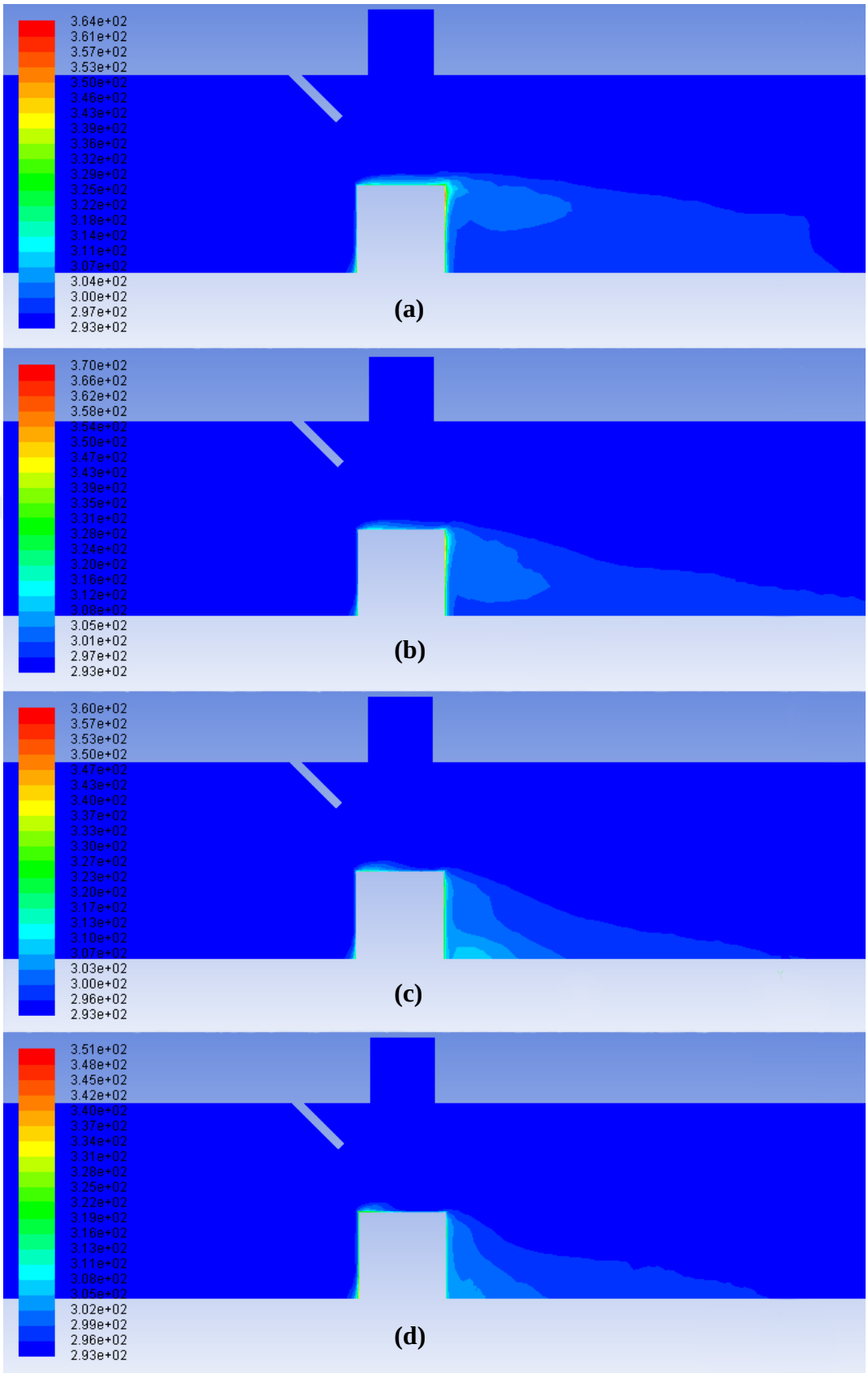
Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.30'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.31'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Kanal girişinden giren akışkan kanatçığın etkisi ile hızlanarak elektronik elemanın sol yüzeyine çarpması sonucu sınır tabakayı bozmuş ve çarptığı yüzeydeki sıcaklığı düşürmüştür. Jet ile gönderilen hava ise elektronik elemanın üstünden geçen havayı baskılamaya çalışarak elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığı azalmasını sağlamışlardır. Birbirine karışan çapraz ve jet akışların kanal çıkışına doğru giderken döngüsel akış bölgeleri oluşturduğu bu durumun elektronik elemanın sağ yüzeyinde ısıl sınır tabaka kalınlığını arttırdığı görülmektedir.

V_j/V_k oranının artması sonucunda ise ısıl sınır tabakanın incelmeye başlamıştır ama V_j/V_k=1 oranında maksimum sıcaklığın kanal akışına göre benzer seviyede olduğu görülmüştür. Bu durum çapraz akışın kanatçığın yarattığı etki jet akışına baskın gelmeye başladığı için elektronik elemanın üzerine gelen akışın azalmasına sebep olmuş ve elektronik elemanın maksimum sıcaklığını arttırmıştır. Bu ikinci model için

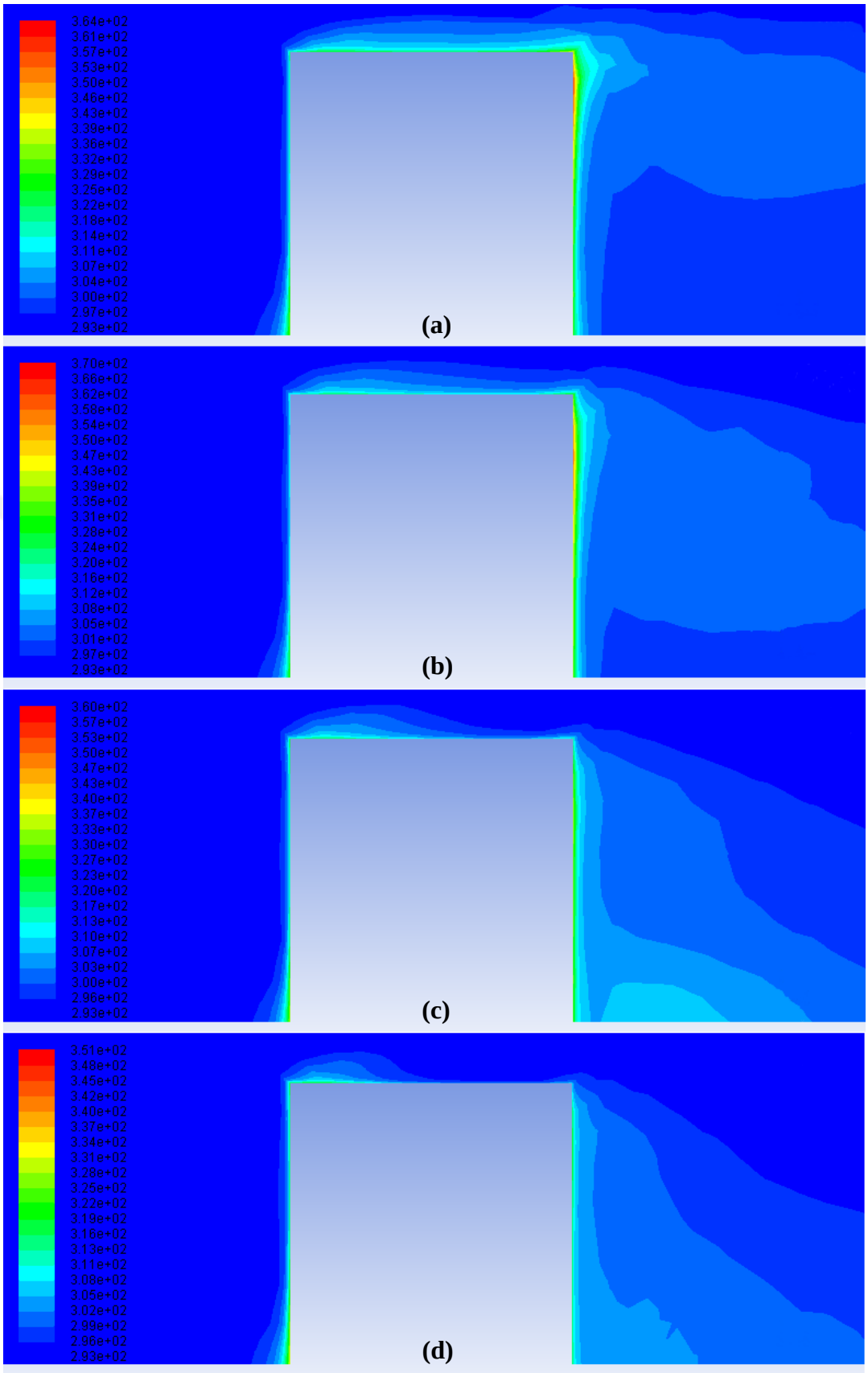
hesaplanan sıcaklık değerleri birinci modele kıyasla daha düşük çıkmıştır ve Şekil 5.10 ve 5.11 ile kıyaslandığında kanatçığın etkisini daha iyi görebilmemize olanak sağlamıştır.



Şekil 5.29. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

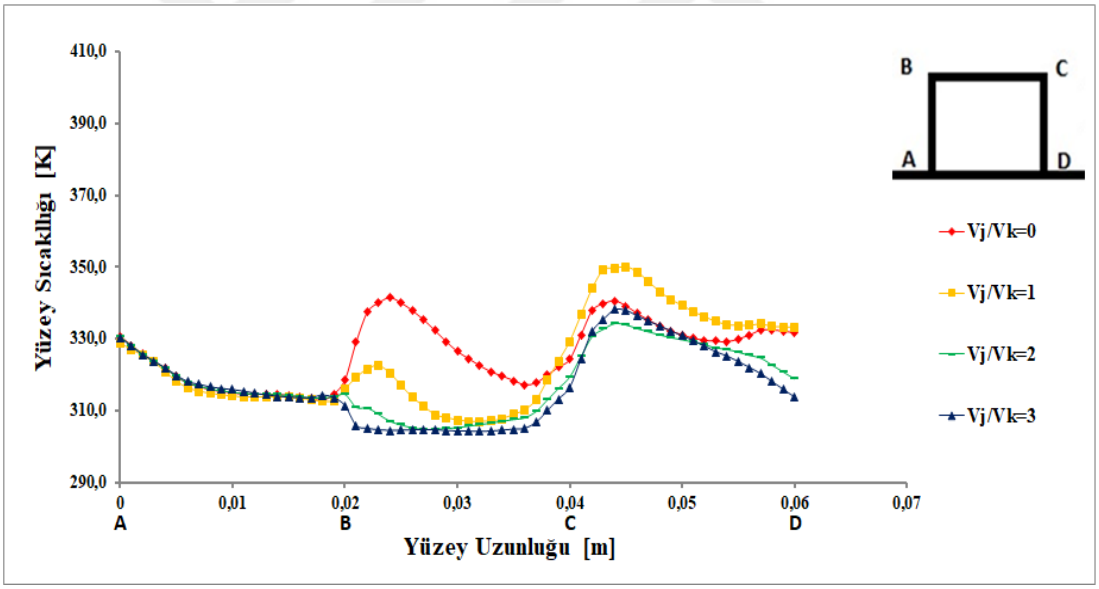


Şekil 5.30. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

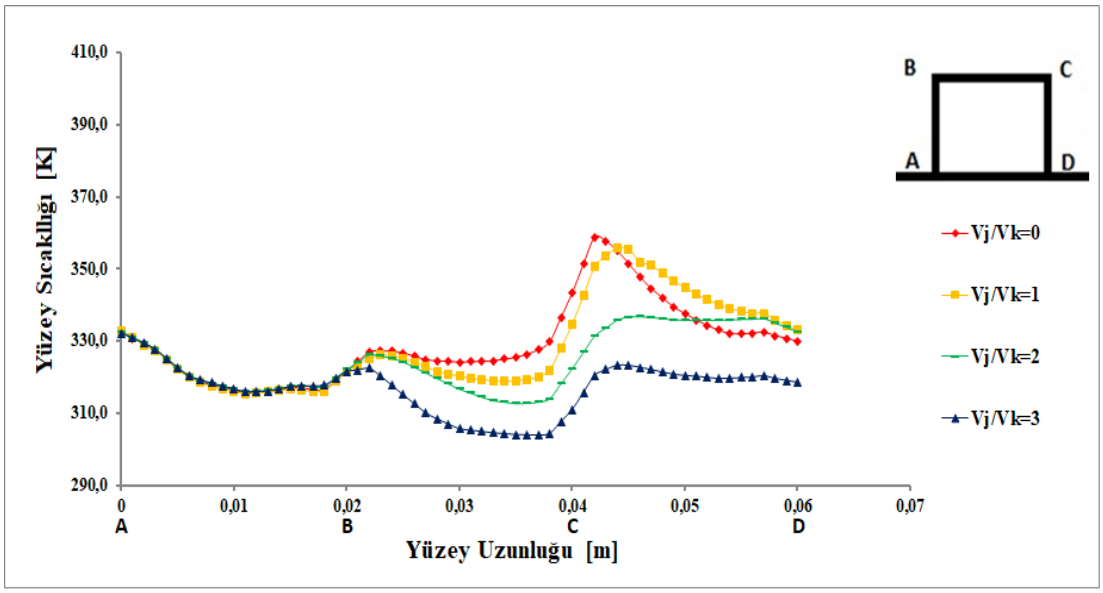


Şekil 5.31. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

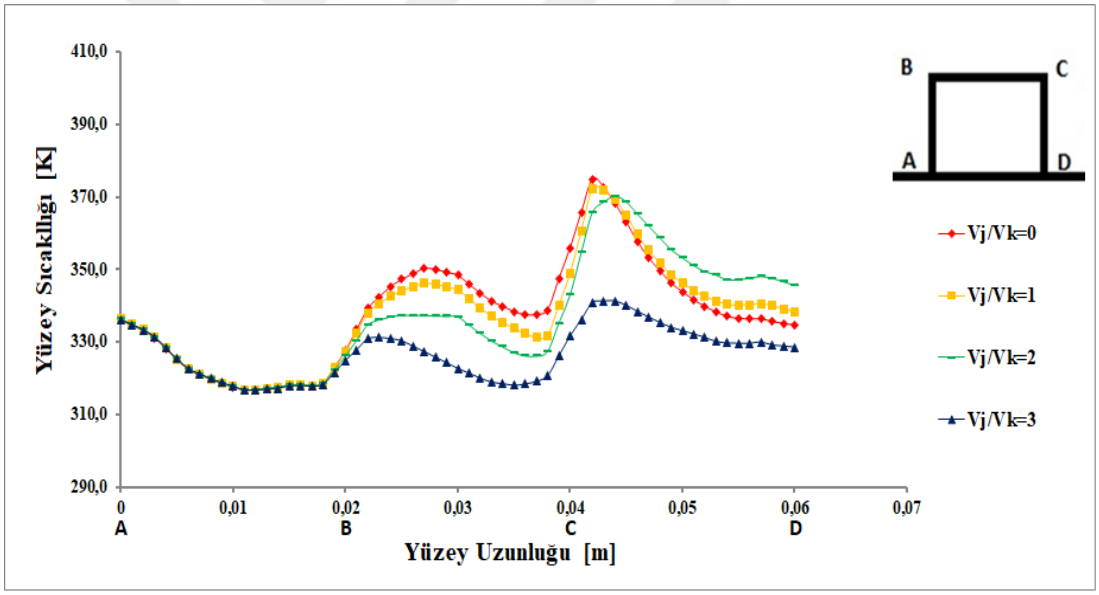
İkinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.32, 5.33 ve 5.34 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, V_j/V_k oranı arttıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığı düşmeye başladığı görülmüştür. Bu düşüş elektronik elemanın üst yüzeylerinde daha net bir şekilde görülebilmektedir. Elektronik elemanın sol yüzeyine bakıldığında bütün V_j/V_k oranlarında yaklaşık olarak aynı kaldığı görülmüştür. Ancak elektronik elemanın sağ yüzeyinde V_j/V_k oranıyla tam olarak bir orantı görülememektedir. Bu durumun önceden de bahsedildiği gibi, jetin giriş hızının yeterince güçlü olmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. V_j/V_k oranı artmaya başladıkça elektronik elemanın sağ yüzeyindeki sıcaklık düşmeye başlamıştır. H/D oranı artması ile elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklık artmaya başlamıştır. Çünkü kanal yüksekliğinin fazla yüksek olmasından dolayı akışın elektronik elemanın yüzeylerine ulaşması zorlaşmıştır. H/D=4'de bu olay daha net bir şekilde görülebilmektedir. Bu durum bize H/D oranının önemi göstermektedir.



Şekil 5.32. Model 2 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



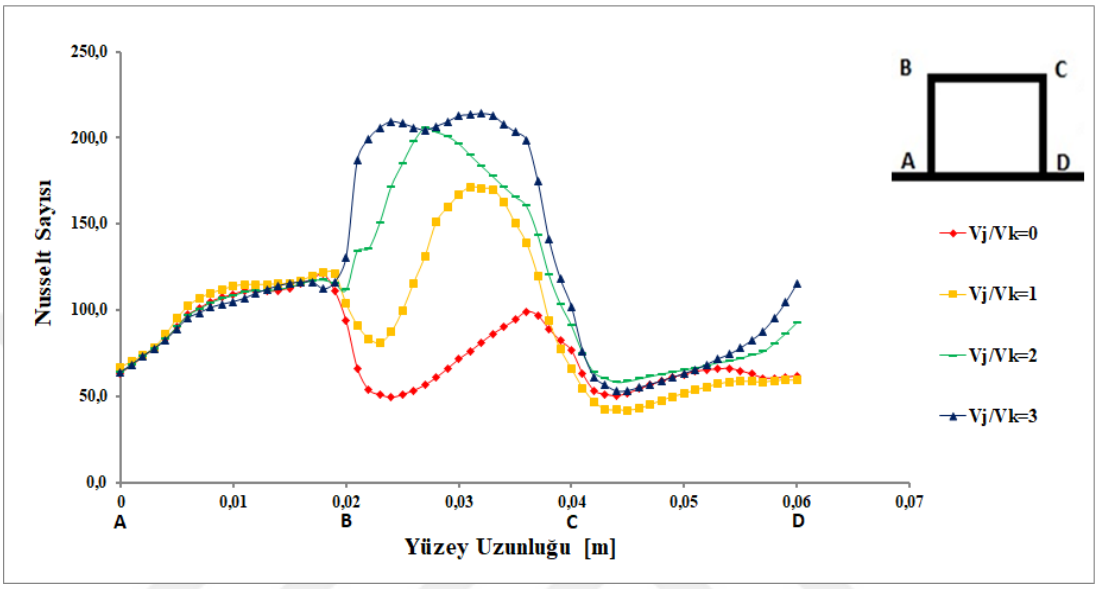
Şekil 5.33. Model 2 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



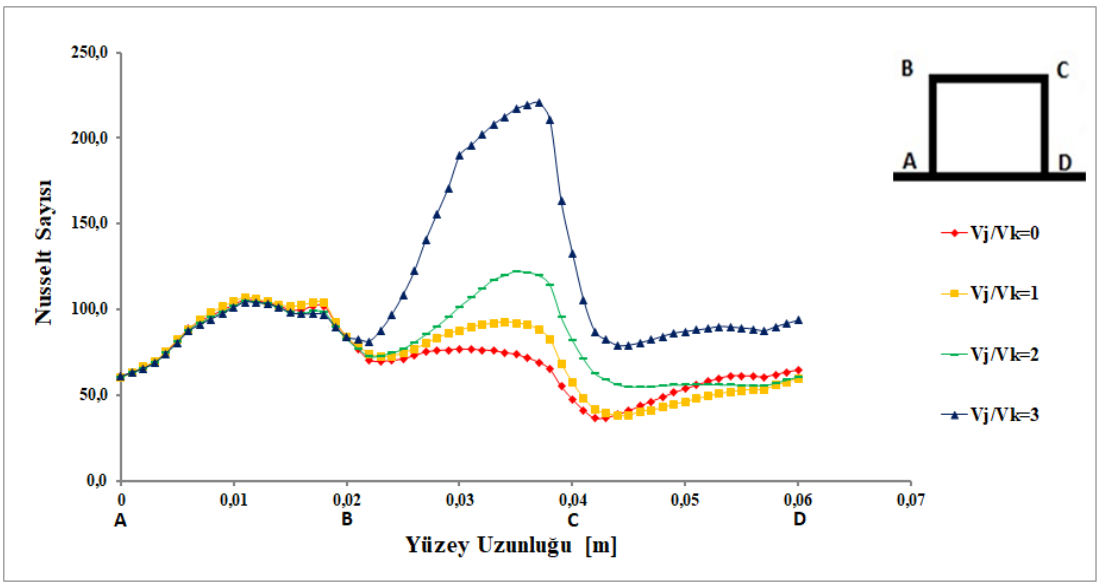
Şekil 5.34. Model 2 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

İkinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.35, 5.36 ve 5.37 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, V_j/V_k oranının artması elektronik elemanın üst yüzeyinde hesaplanan Nusselt sayısını ciddi oranda arttırmaktadır. H/D oranın artması sonucunda ise maksimum Nusselt sayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Maksimum Nusselt sayısı jet

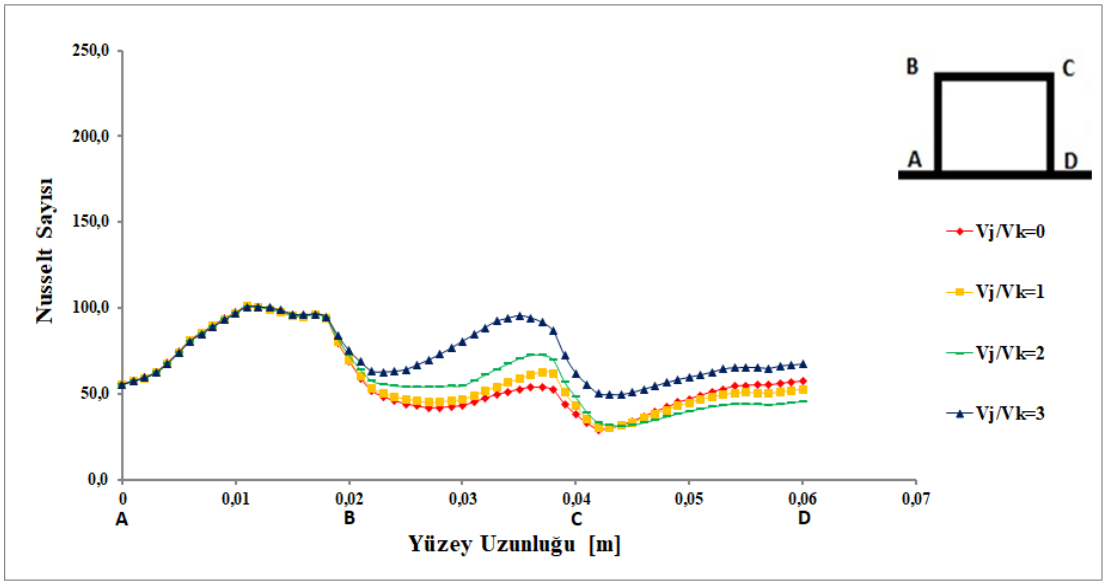
giriş hızı en yüksek hızdayken genellikle elektronik elemanın üst yüzeyinde görülmüştür. Ancak H/D=4 oranındayken maksimum Nusselt sayısı elektronik elemanın üst yüzeyinde değil sol yüzeyinde görülmüştür. Bu durum kanalın yüksekliğinden dolayı jet akışının elektronik eleman ile etkileşiminin az olduğunu ve bundan dolayı yeterli miktarda ısı transferinin gerçekleşemediğini göstermektedir.



Şekil 5.35. Model 2 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



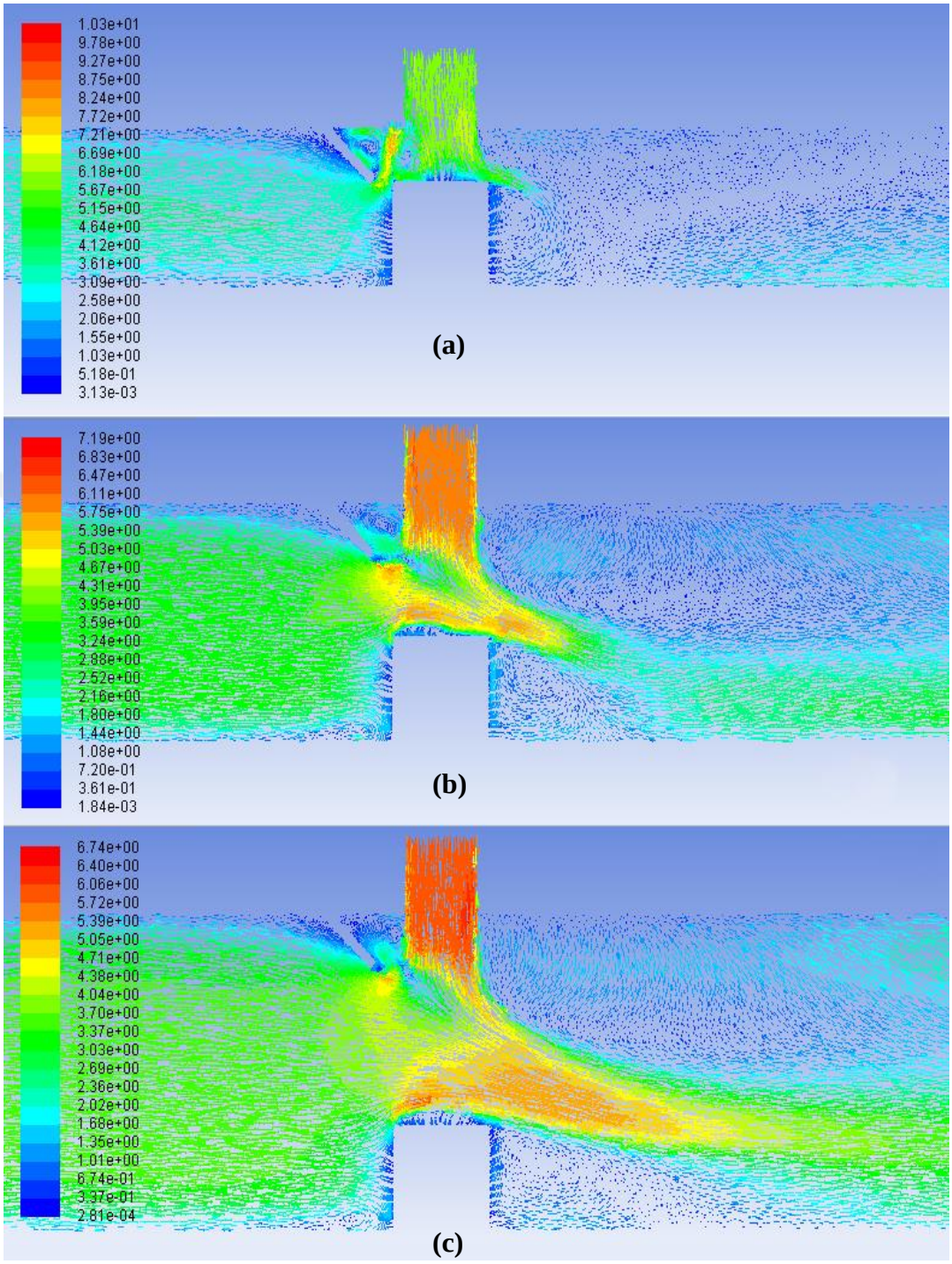
Şekil 5.36. Model 2 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



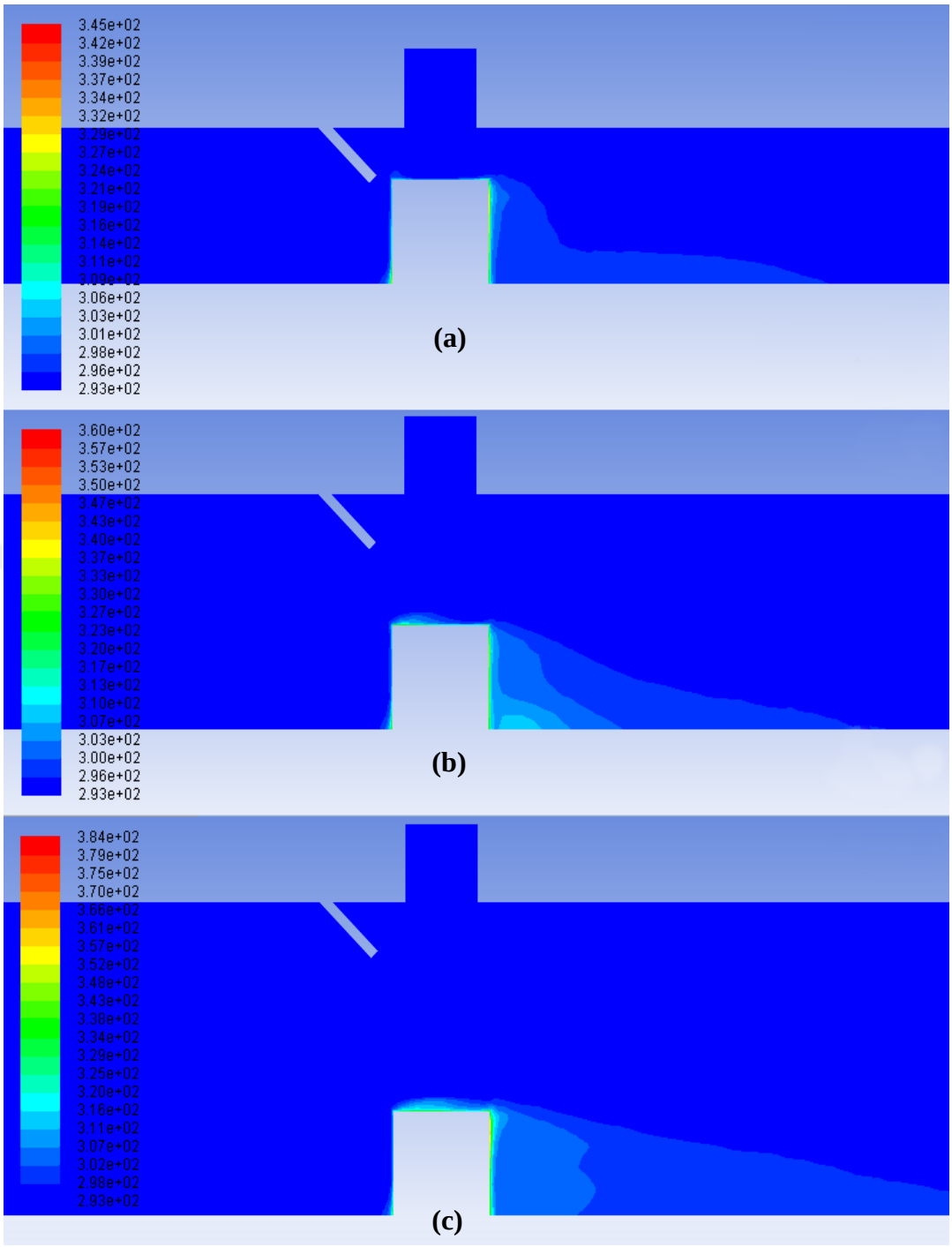
Şekil 5.37. Model 2 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

İkinci model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen hız vektör dağılımları Şekil 5.38'de verilmiştir. H/D oranının azalması kanatçığın etkisi ile birlikte elektronik elemanın üst bölgesindeki hız vektörlerinin yoğunlaşmasına neden olmaktadır. Bu yoğunlaşma sonucunda ısı transferinde ciddi miktarda artış sağlanmıştır. Ancak H/D oranın artması sonucunda bu hız vektörlerinin azaldığı görülmüştür. Çünkü kanalın yüksekliği arttığı için kanatçığın ve jetin etkisi azalmaya başlamış, jetin durma noktası elektronik elemanın sağına doğru kaymış ve bunun sonucunda ısı transferinde azalma gözlemlenmiştir.

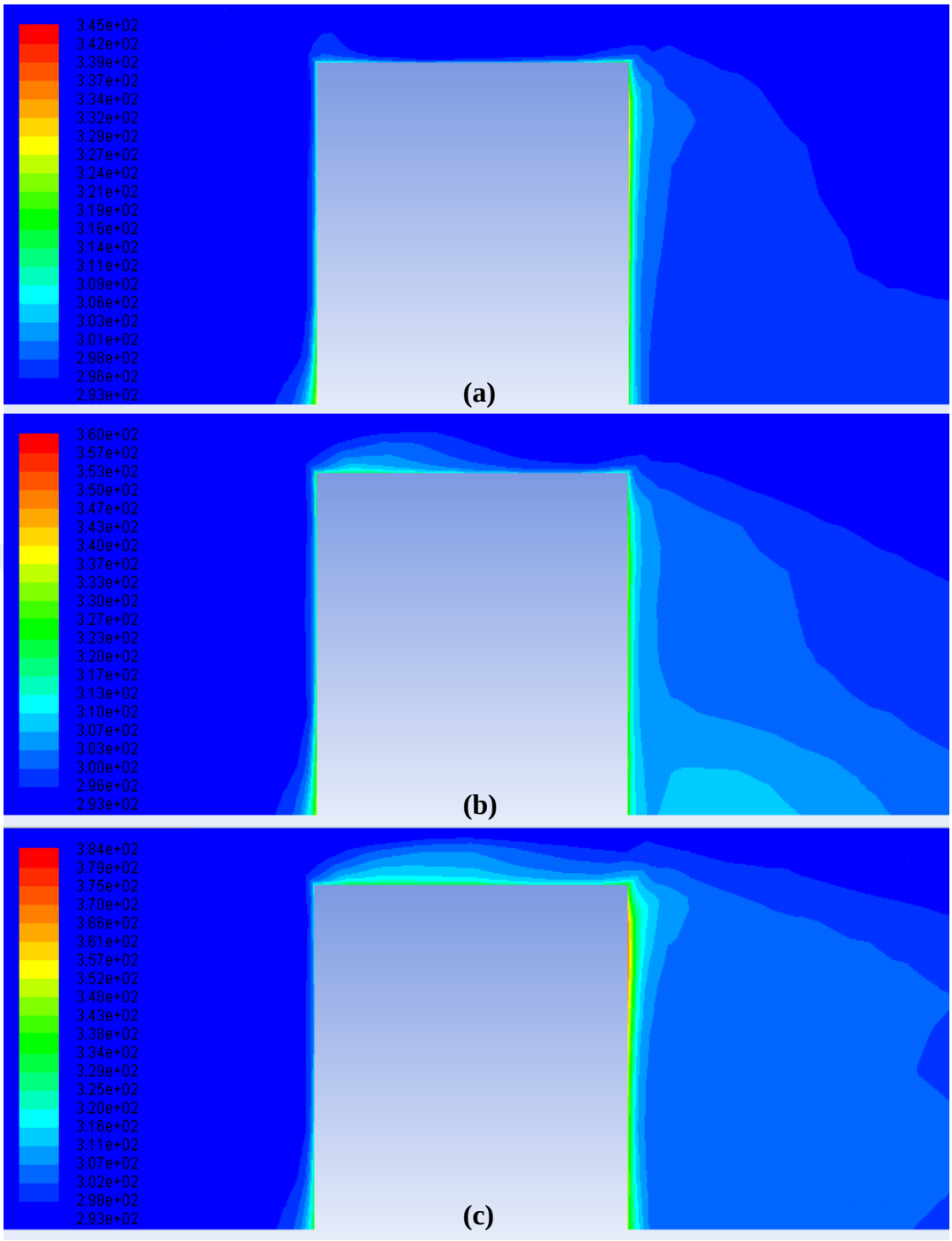
İkinci model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.39'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.40'da ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm H/D oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzeri bir yapıda olduğu görülmektedir. H/D oranı azalmaya başladıkça jet elektronik elemana yaklaşmaya başladığı için elektronik elemanın çevresindeki ısıl sınır tabakanın kademeli olarak incelmeye başlamıştır. Bu incelme H/D=2 oranında elektronik elemanın üst ve sağ yüzeylerinde net bir şekilde görülebilmektedir. Isıl sınır tabakanın incelmesi sonucunda elektronik elemanın maksimum sıcaklığı azalmış ve birinci model ile kıyaslandığında ısı transferinde artış görülmüştür.



Şekil 5.38. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



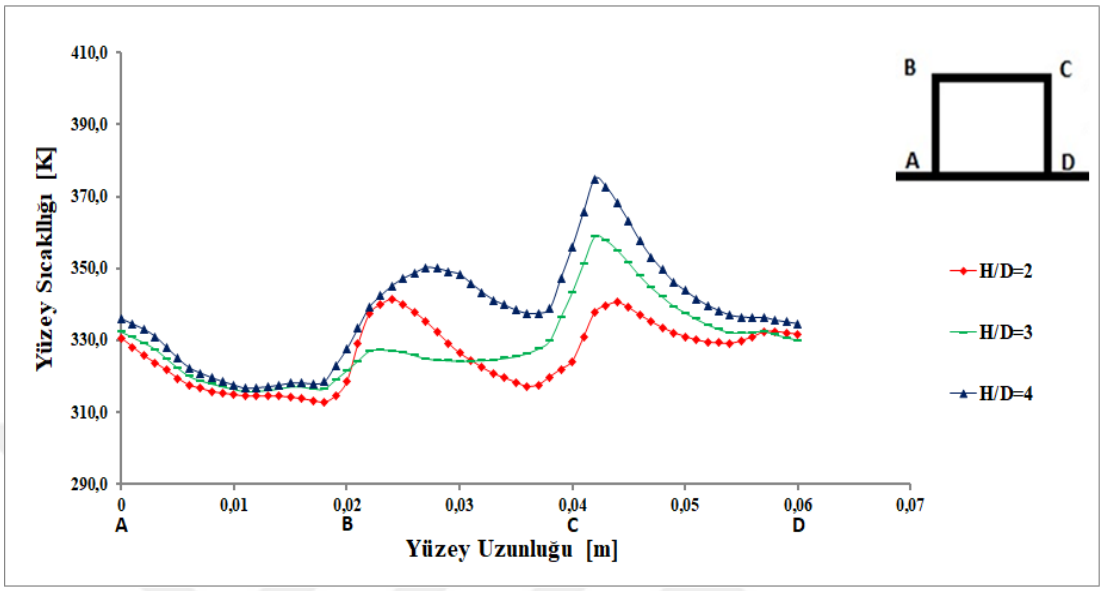
Şekil 5.39. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



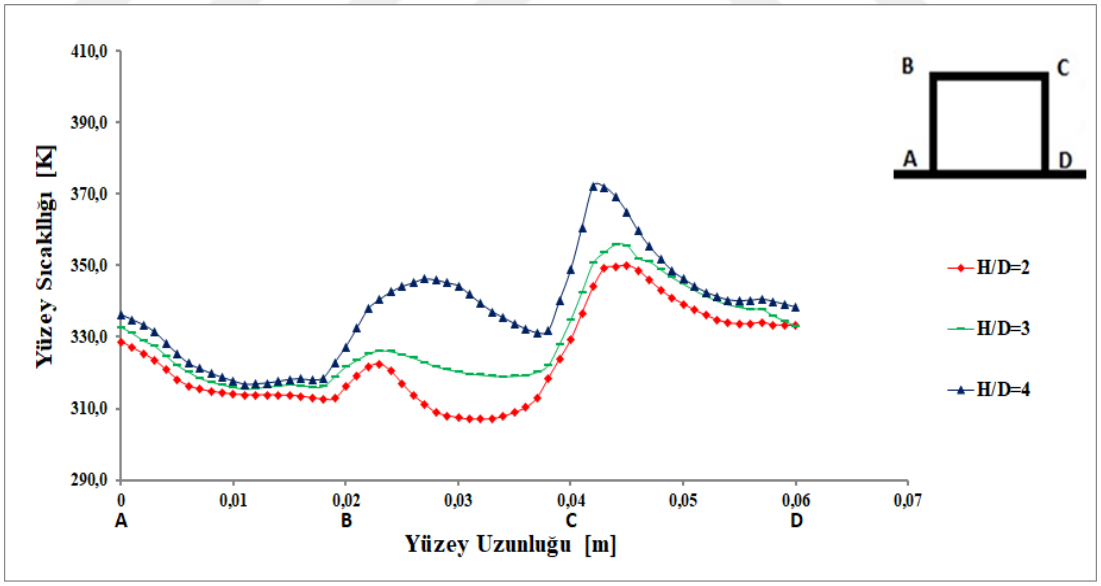
Şekil 5.40. Model 2 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

İkinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan H/D ve V_j/V_k oranına göre değişimi Şekil 5.41, 5.42, 5.43 ve 5.44 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, H/D oranının azalması ile bütün V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın sıcaklığı düşmeye başladığı görülmüştür. Jet giriş hızının artması ile

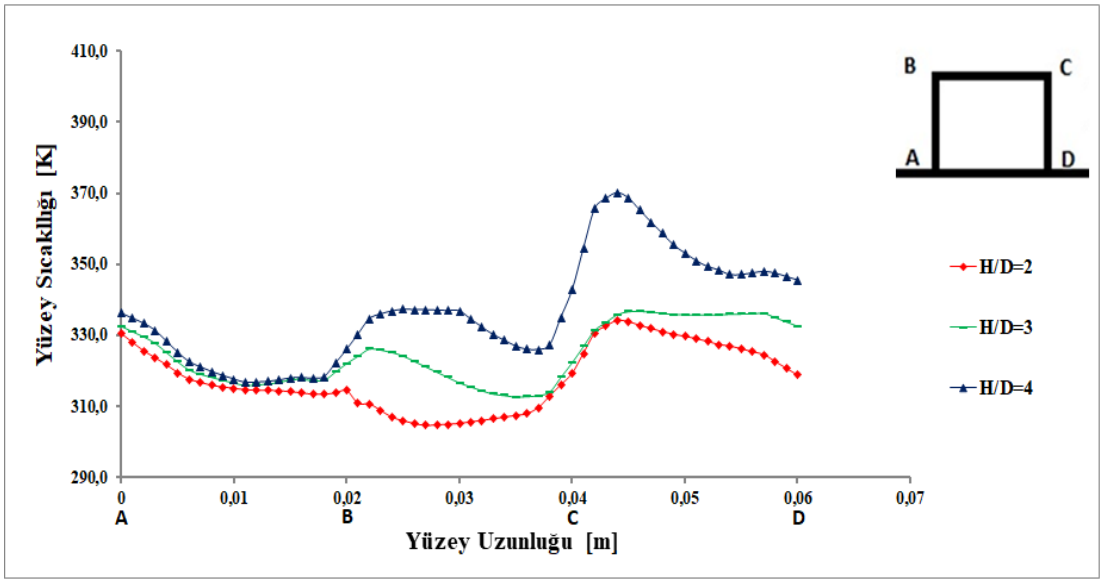
birlikte elektronik eleman yüzeylerinde minimum sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Sıcaklık genel olarak H/D oranına bağlı azalmasına rağmen V_j/V_k=3 oranın da minimum yüzey sıcaklıkları H/D=2 ve H/D=3 oranların da görülmüştür.



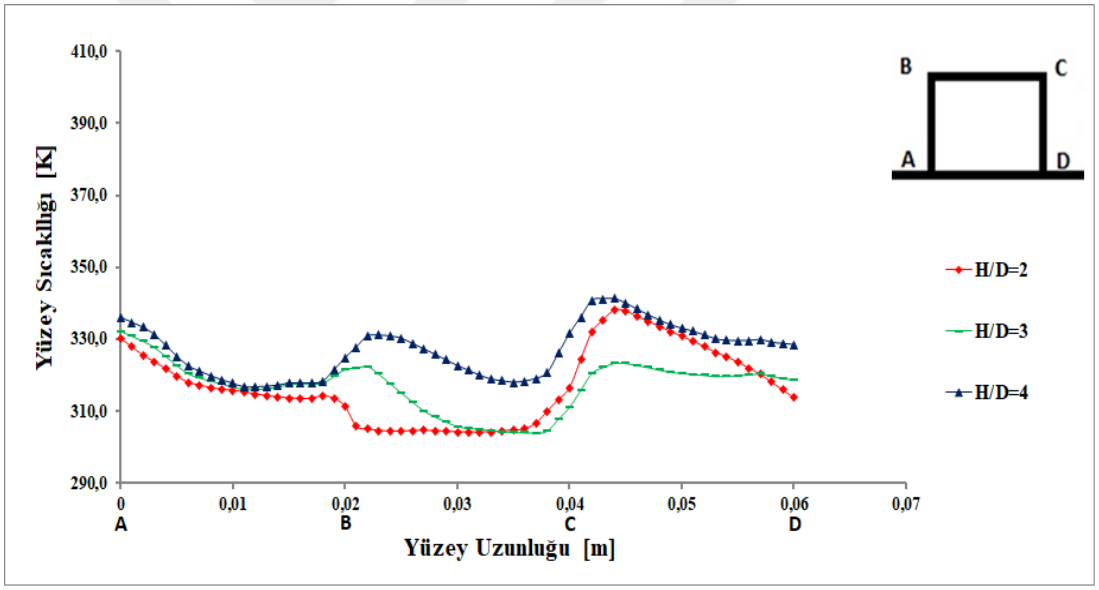
Şekil 5.41. Model 2 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.42. Model 2 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



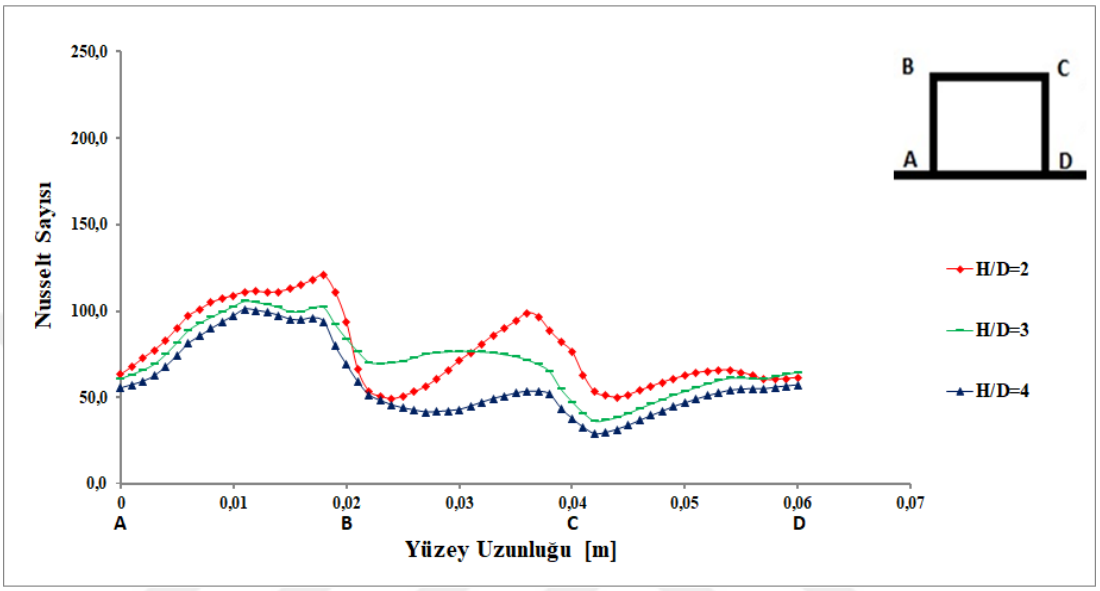
Şekil 5.43. Model 2 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



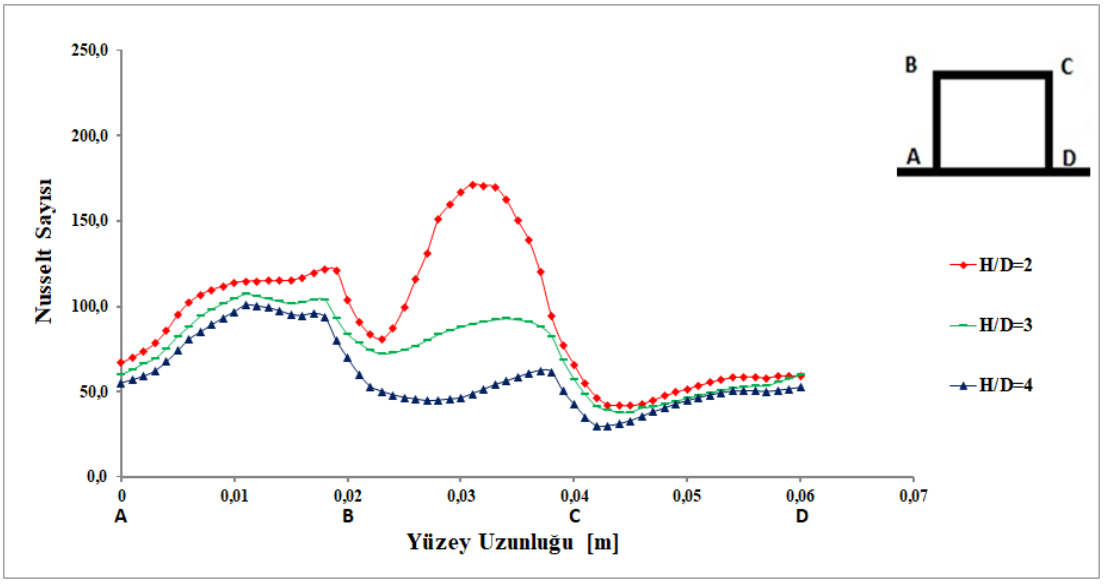
Şekil 5.44. Model 2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

İkinci model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.45, 5.46, 5.47 ve 5.48 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızının artması elektronik elemanın üst yüzeyinde hesaplanan Nusselt sayısını ciddi oranda arttırmaktadır. Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayılarına bakıldığında ise bütün H/D ve V_j/V_k oranlarında en

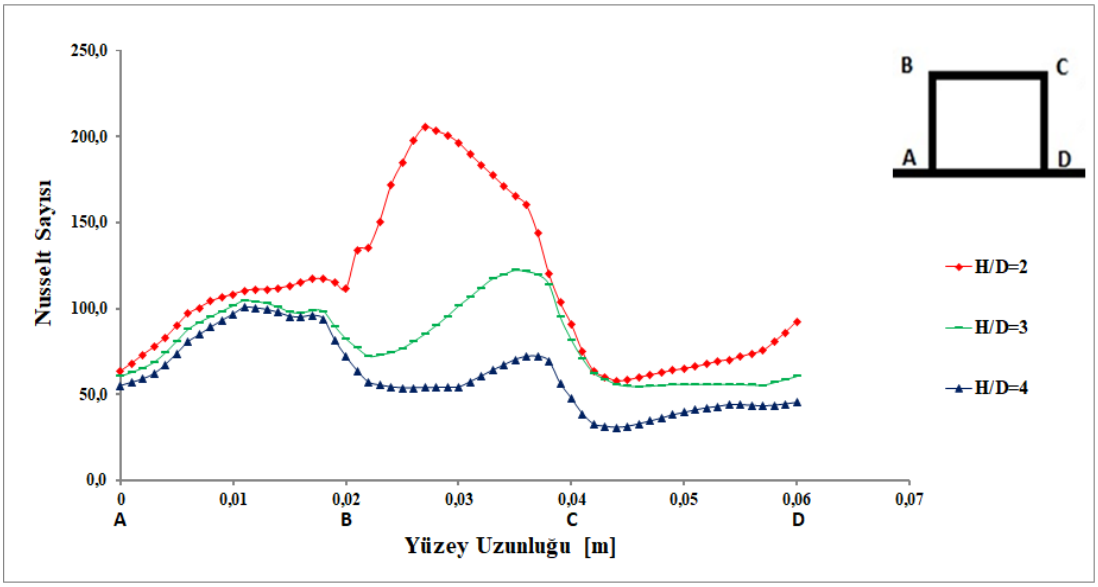
düşük Nusselt sayılarının elektronik elemanın sağ yüzeyinde elde edilmiştir. Maksimum Nusselt sayısının genelde düşük H/D oranlarında elektronik elemanın üst yüzeyinde gerçekleştiği görülmüştür. Ancak kanatçığın etkisi ile maksimum Nusselt sayısı H/D=2 ve H/D=3 oranlarında hesaplandığı görülmüştür. Bu durum kanatçığın ısı transferini arttırdığını göstermektedir.



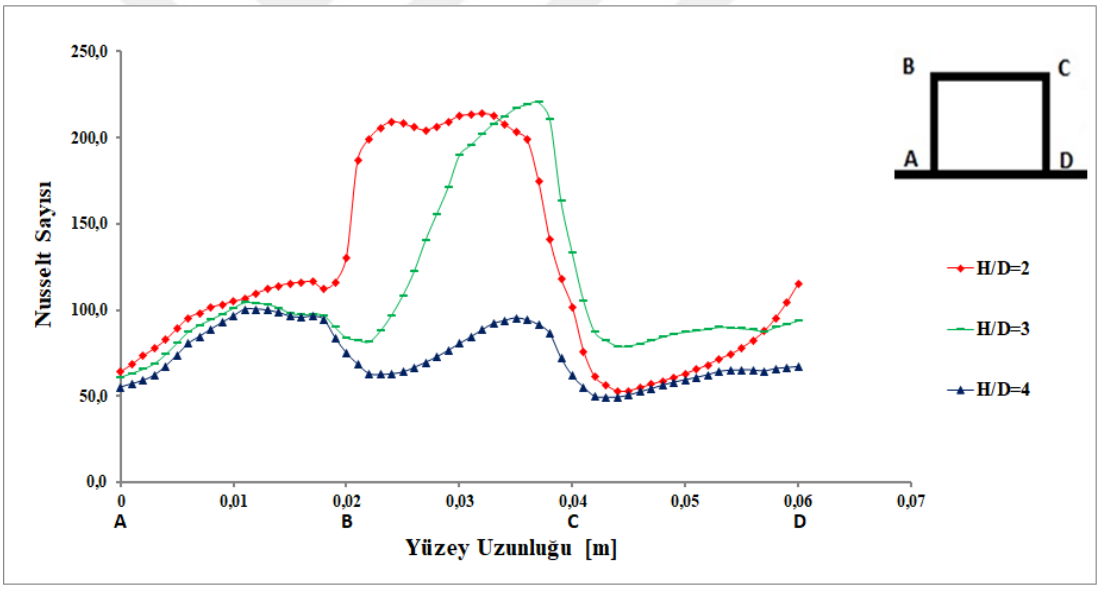
Şekil 5.45. Model 2 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.46. Model 2 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.47. Model 2 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

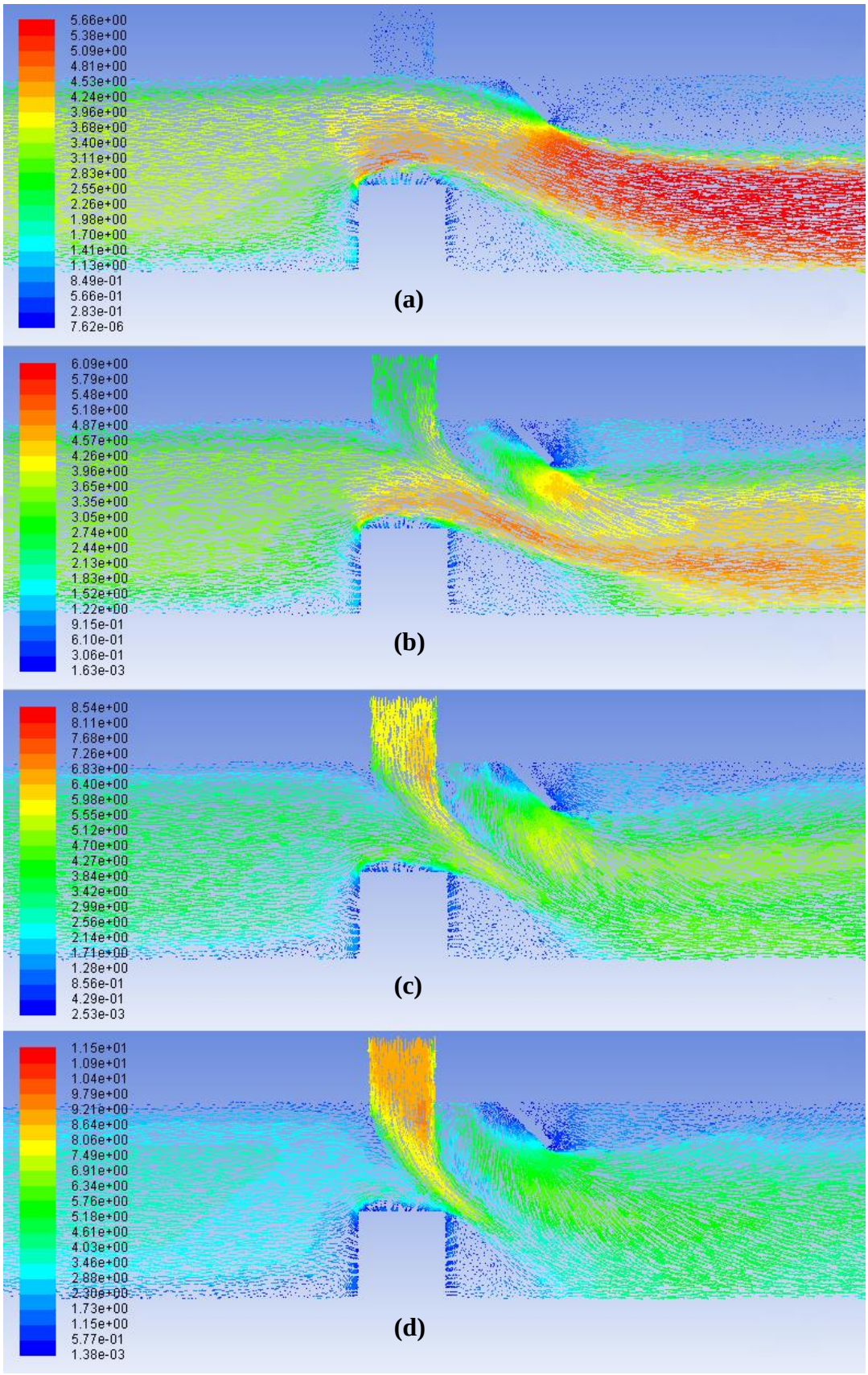


Şekil 5.48. Model 2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

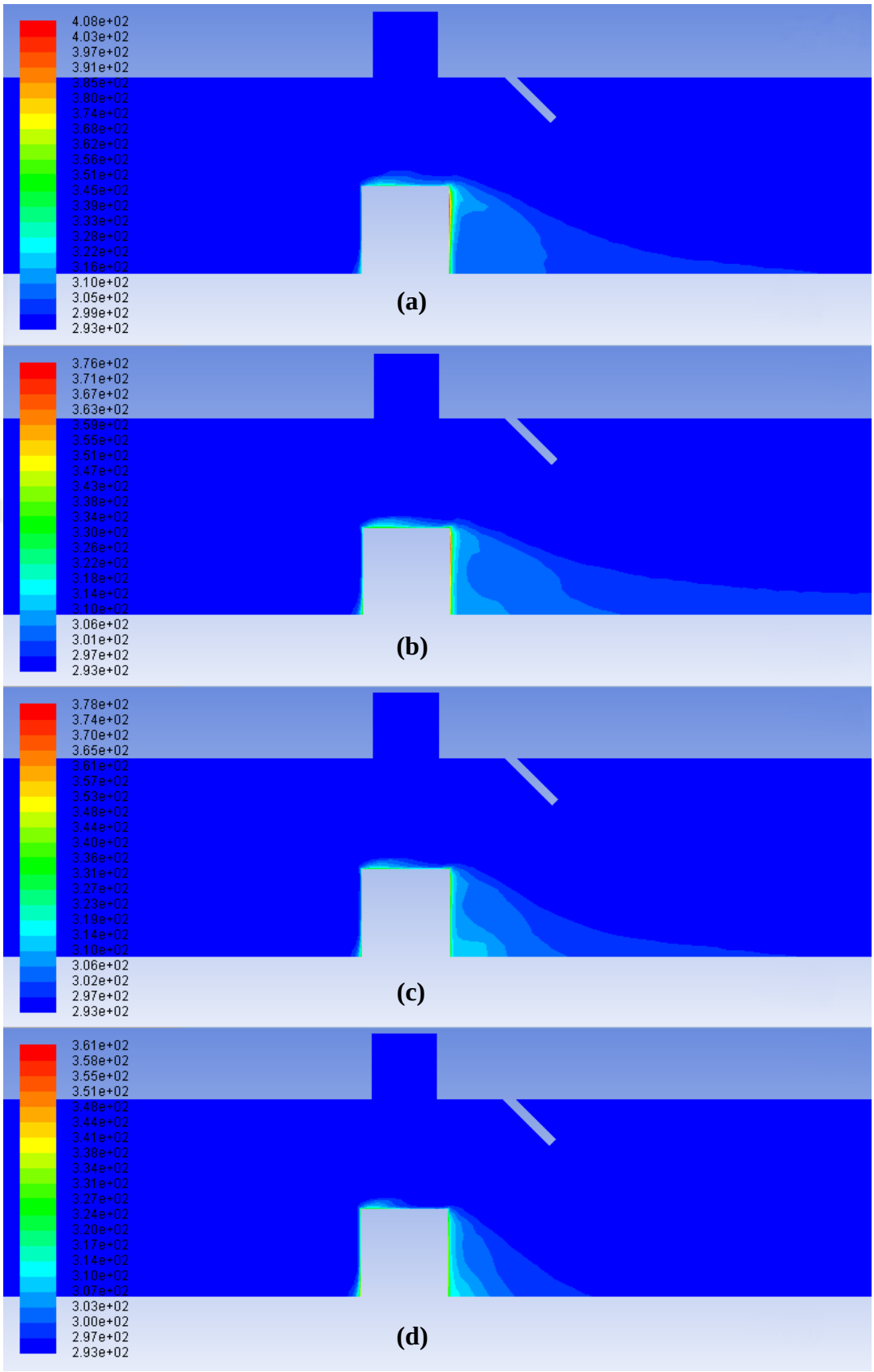
5.2.4. Model 3

Model 3 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu, durumda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları Şekil 5.49'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde V_j/V_k=0 için, herhangi bir jet akış girişi olmadığından kanal içi akış karakteristiklerinin oluştuğu görülmektedir. V_j/V_k=1, 2 ve 3 için ise genel akış profilinin benzer olduğu söylenebilir. Çapraz akış ile jet akışın elektronik elemanın üst tarafında bir yerde çarpışmaları sonucu elektronik elemanın sağ yüzeyinde döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır. V_j/V_k oranı arttıkça elektronik elemanın üzerine gelen hız vektörleri yoğunlaşmış ve jetin durma noktası elektronik elemana doğru yaklaşmaya başlamıştır. Kanatçığın etkisi ile de düşük V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın üst bölgesindeki hız vektörleri yoğunlaşmıştır. Ancak bütün V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın sağ yüzeyindeki döngüsel akış bölgelerinin etkisinin azaldığı görülmektedir. Bunun sonucunda V_j/V_k oranına bağlı olarak ısı transferinde bir miktar düşüş gözlemlenmiştir.

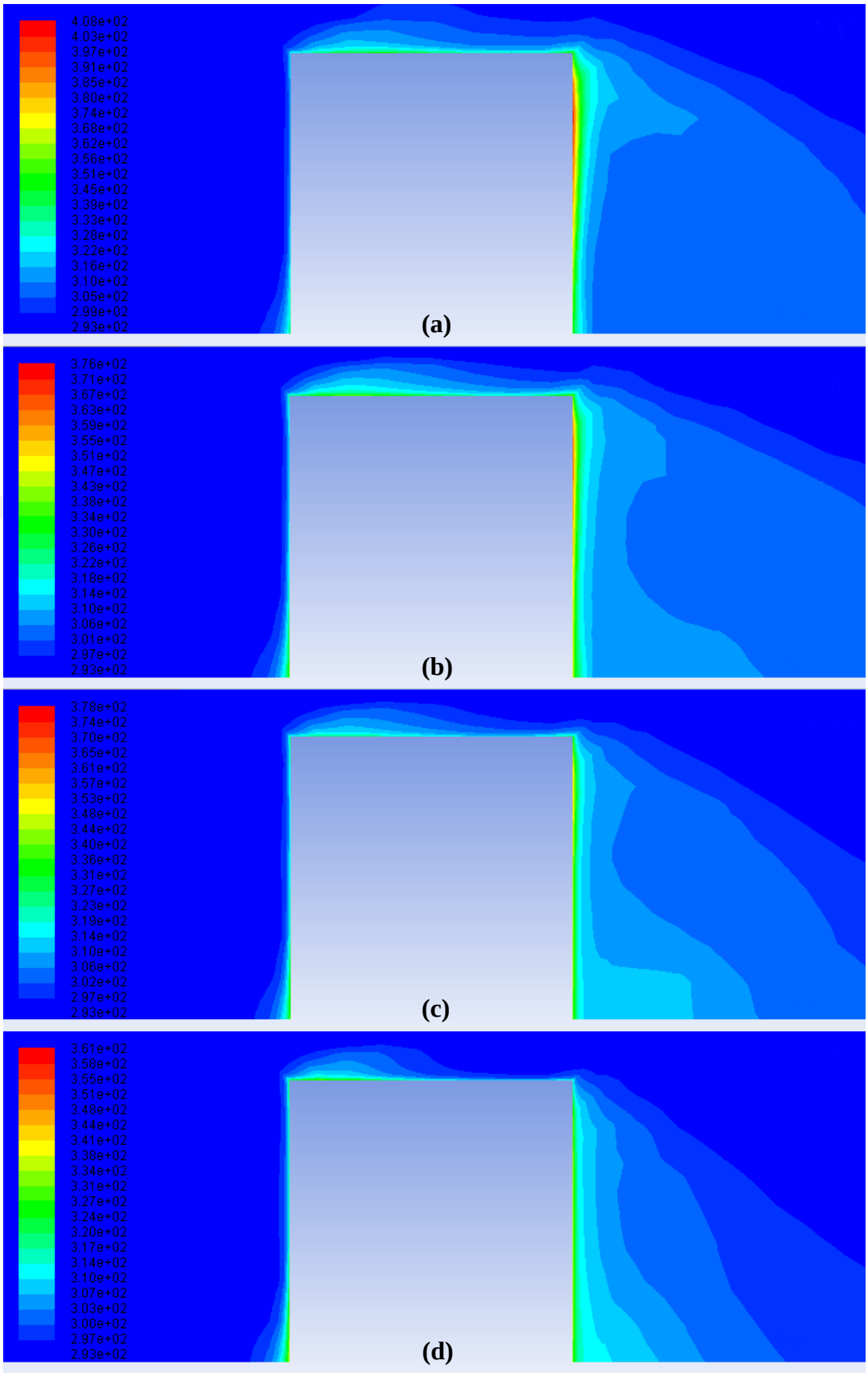
Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.50'de, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.51'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Kanal boyunca akan havanın elektronik elemanın sol yüzeyine çarparak ısıl sınır tabakayı incelterek sıcaklığın düşmesini sağlamıştır. Jet ise elektronik elemanın üst bölgesinde çapraz akış ile karşılaşarak elektronik elemanın üst yüzeyindeki ısı transferini arttırmıştır ve bu iki akışın karışması sonucu elektronik elemanın sağ yüzeyinde döngüsel akış bölgeleri oluşturduğu bu durumun kanatçığın etkisi ile de elektronik elemanın sağ yüzeyinde ısıl sınır tabaka kalınlığını normalden daha fazla arttırdığı görülmüştür. V_j/V_k oranı artmaya başladıkça ise elektronik elemanın çevresindeki ısıl tabakada bozulma ve elektronik elemanın maksimum sıcaklığında azalma gözlemlenmiştir. Bu üçüncü model için hesaplanan sıcaklık değerleri birinci modele kıyasla daha yüksek çıkmıştır ve Şekil 5.10 ve 5.11 ile kıyaslandığında kanatçığın daha iyi optimize edilmesi gerektiğini göstermiştir.



Şekil 5.49. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

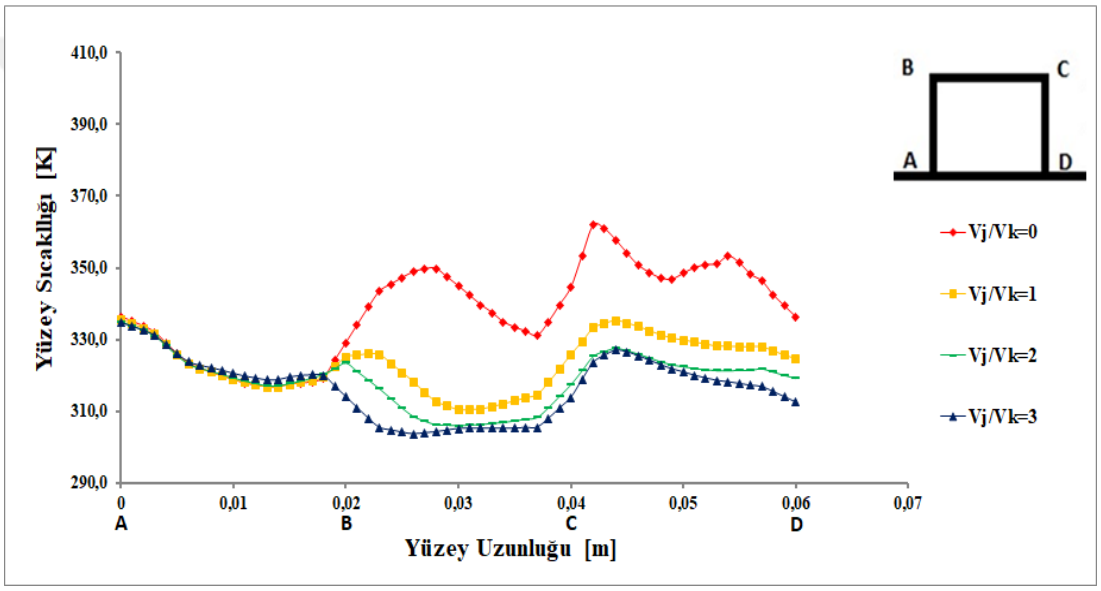


Şekil 5.50. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

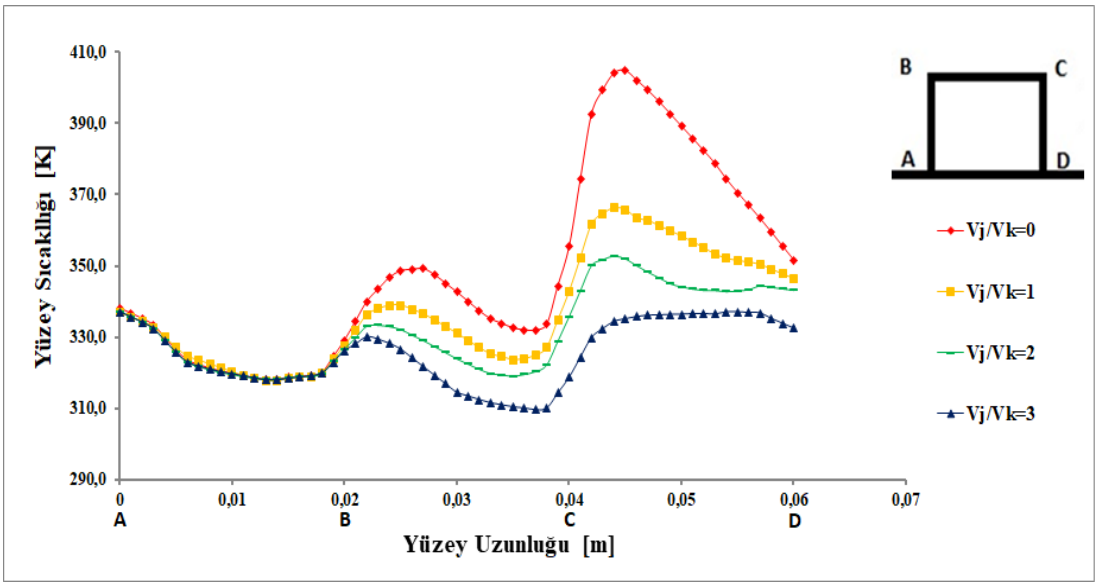


Şekil 5.51. Model 3 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

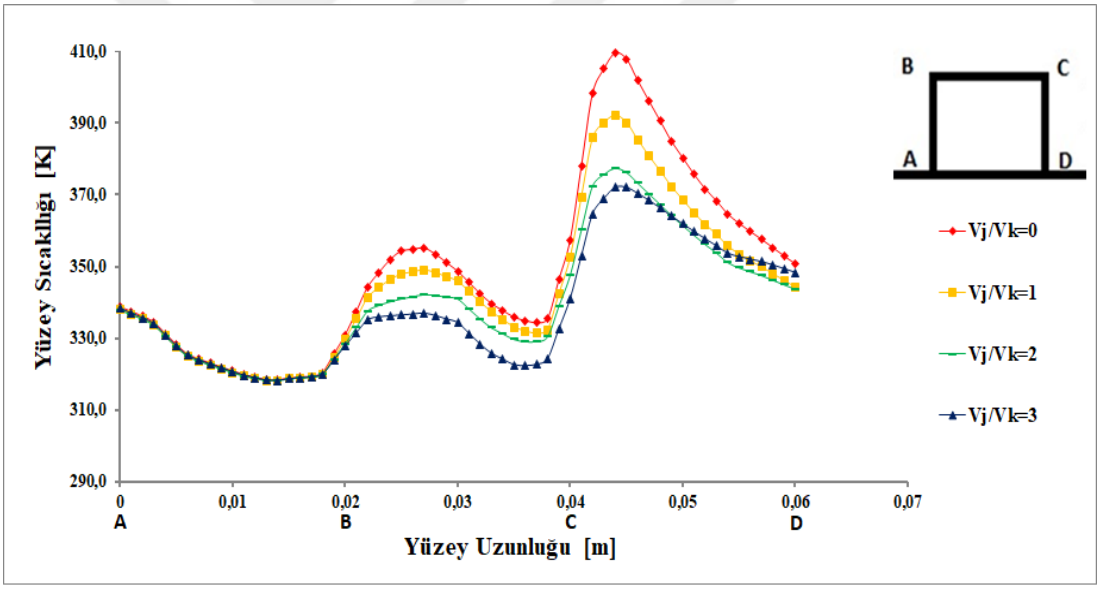
Üçüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.52, 5.53 ve 5.54 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızı artmaya başladıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığı düşmeye başlamıştır. Elektronik elemanın yüzey sıcaklıkları incelendiğinde birinci modele benzer sonuçlar görülmüştür. Ancak elektronik elemanın sağ yüzeyinde normalden büyük sıcaklık değerleri okunmuştur. H/D oranı artmaya başladıkça elektronik elemanın sıcaklığının da arttığı görülmüştür. Kanalın yüksekliğinden dolayı jet etkisini kaybetmeye başlamış ve elektronik elemanın sağ tarafındaki akışın kötü etkilemesine neden olmuştur. Bu durumlar H/D=3 ve H/D=4'de düşük jet hızlarında daha belirgin olarak görülmektedir.



Şekil 5.52. Model 3 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



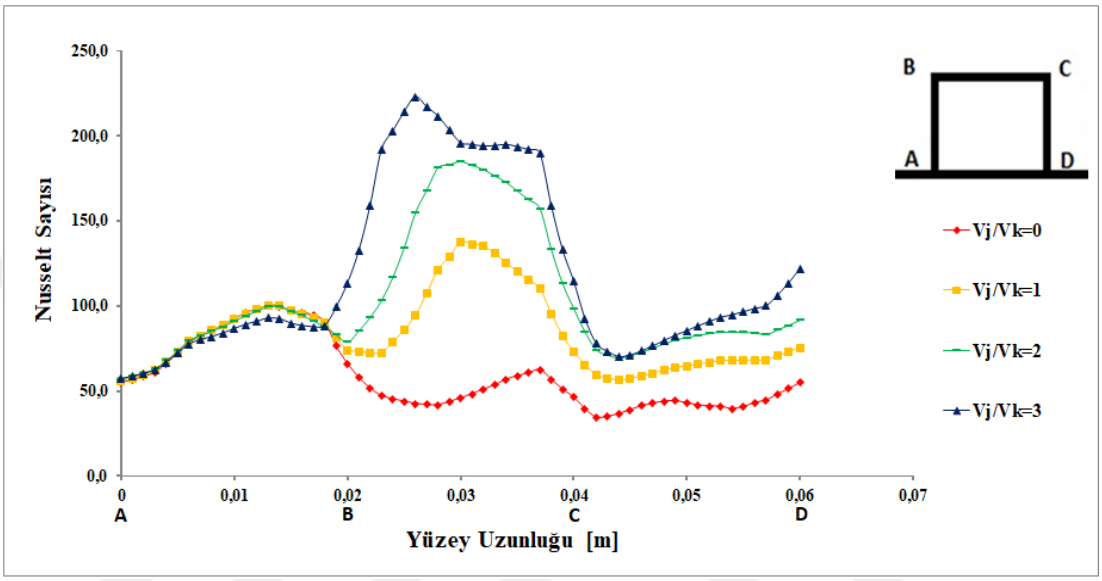
Şekil 5.53. Model 3 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



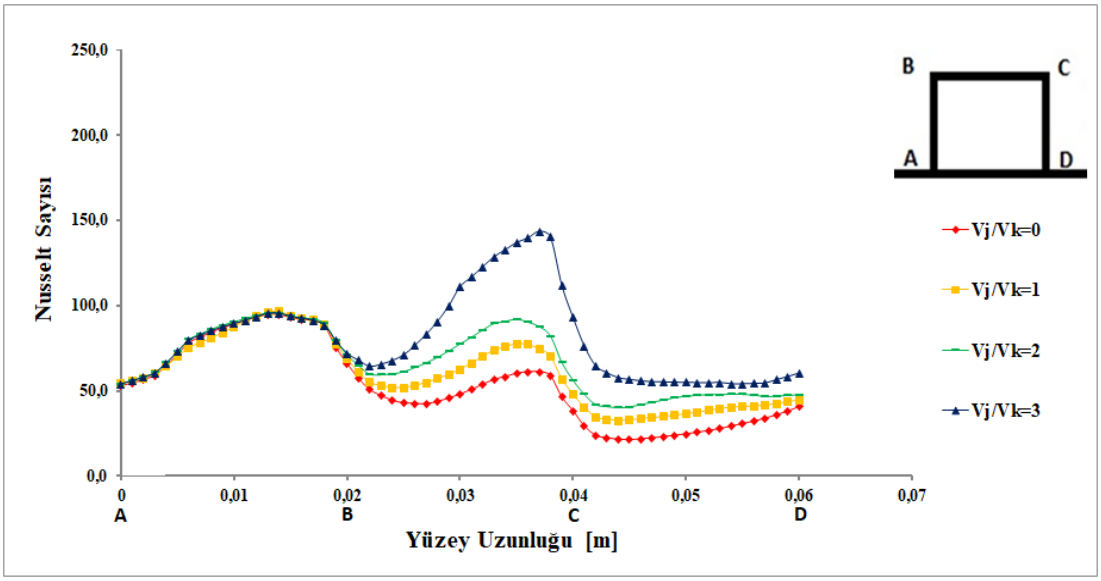
Şekil 5.54. Model 3 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

Üçüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.55, 5.56 ve 5.57 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızının artması elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısını arttırmıştır ve bu artış elektronik elemanın üst yüzeyinde daha net şekilde görülmektedir. Elektronik elemanın sol yüzeyi ise H/D ve V_j/V_k oranından kayda

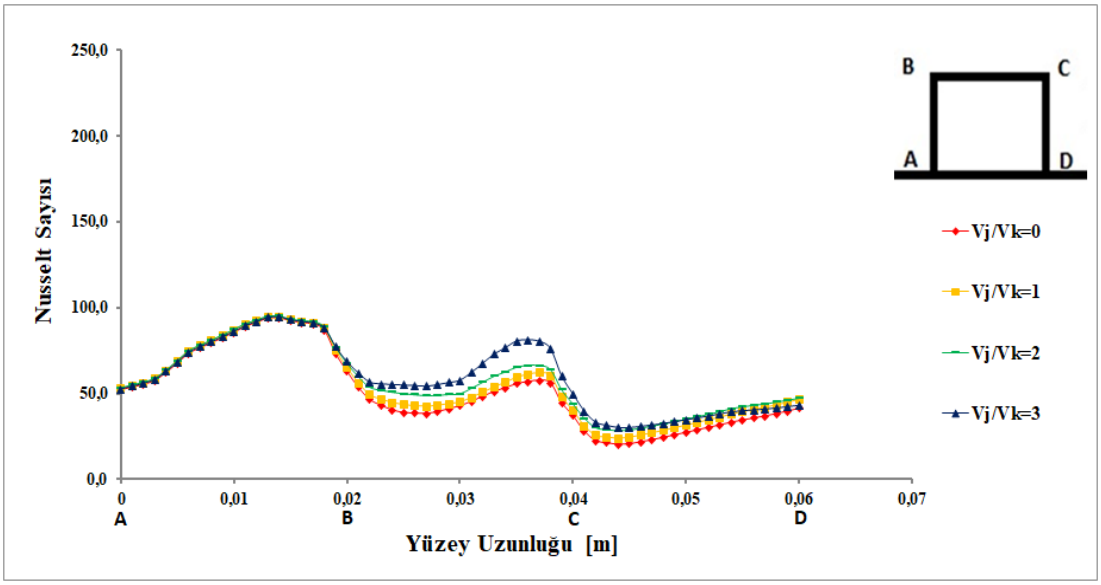
değer bir miktarda etkilenmediği görülmüştür. Elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığında ise, bütün H/D oranlarında elemanın sağ yüzeyindeki Nusselt sayısı genellikle normalden az hesaplandığı görülmüştür. Bu durum kanatçığın artan H/D oranıyla birlikte elektronik elemanın sağ tarafındaki akışı kötü etkilemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu durumlar H/D=3 ve H/D=4 oranlarında daha belirgin olarak görülebilmektedir.



Şekil 5.55. Model 3 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



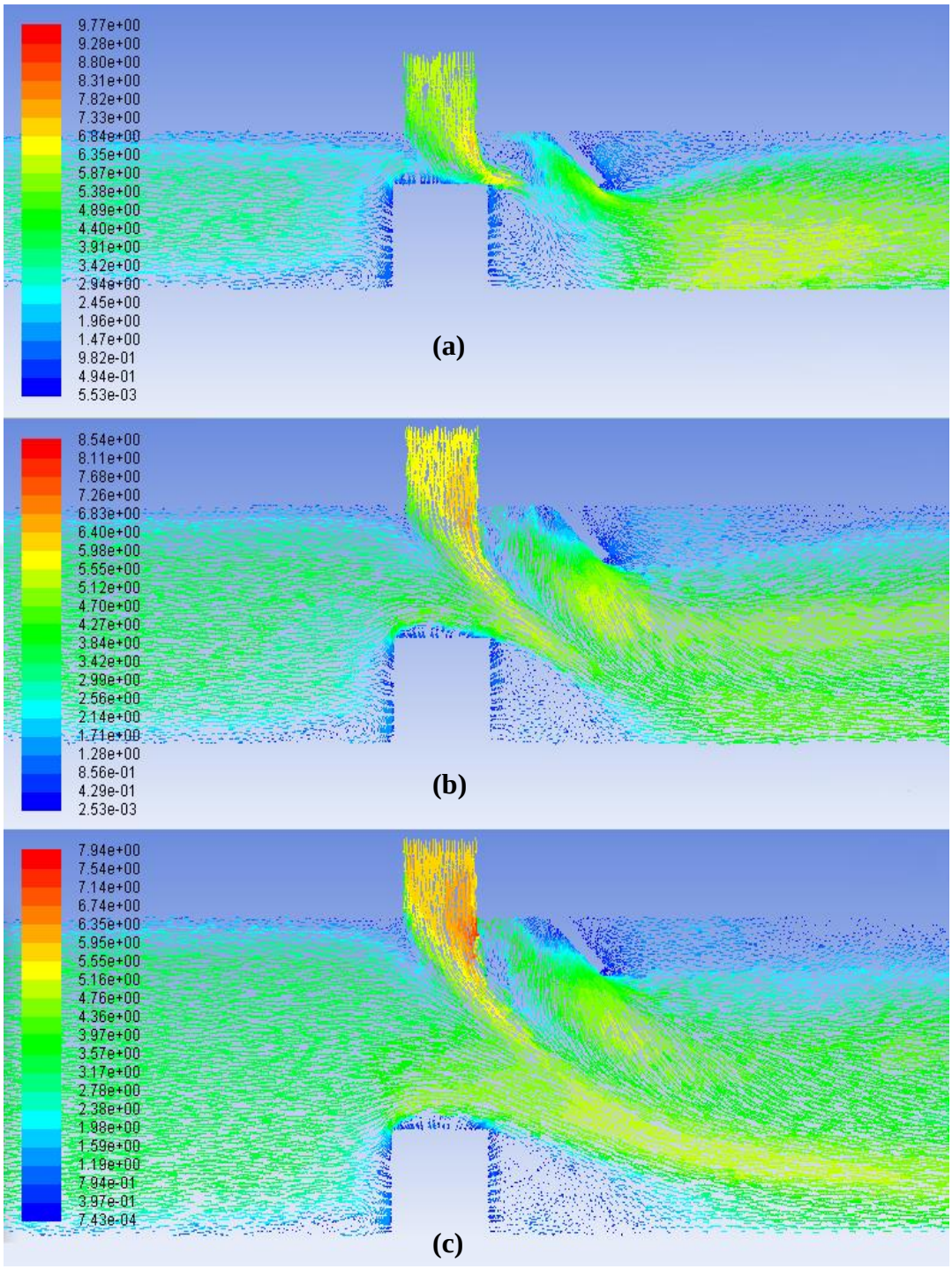
Şekil 5.56. Model 3 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



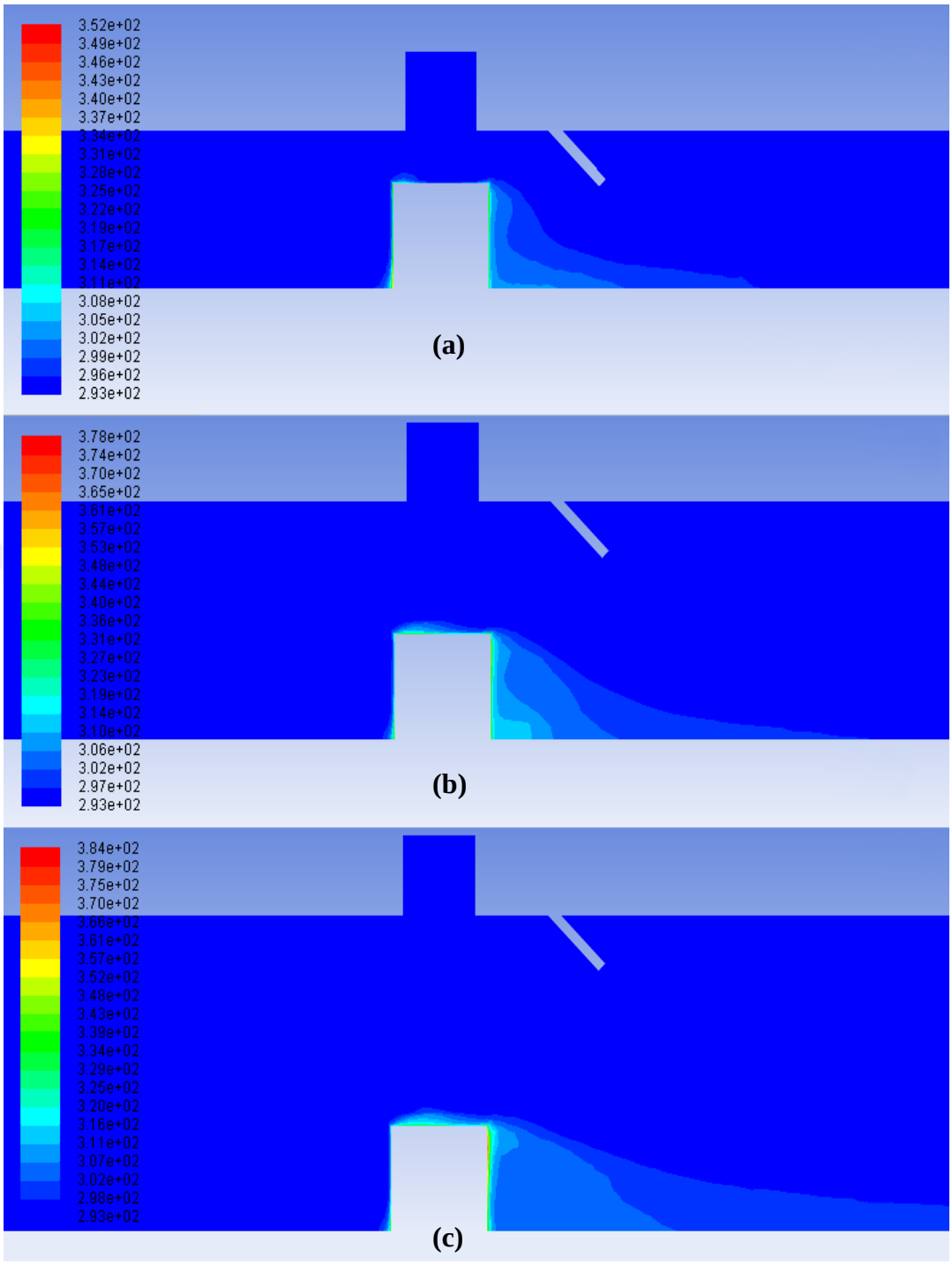
Şekil 5.57. Model 3 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

Üçüncü model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen hız vektör dağılımları Şekil 5.58 ile ele alınmıştır. Şekillerin tüm şıklarında V_j/V_k oranı sabit olduğu için, H/D oranı azalmaya başladıkça jetin elektronik elemana doğru yaklaşmasından dolayı, elektronik elemanın etrafındaki hız vektörlerinin yoğunlaşmasını sağlamıştır. Bu yoğunlaşma sonucunda ısı transferinde artış sağlanmıştır. H/D oranının artmaya başladıkça jet ve kanatçıklar etkisini kaybetmeye başlamış ve jetin durma noktası elektronik elemanın sağına doğru kaymıştır.

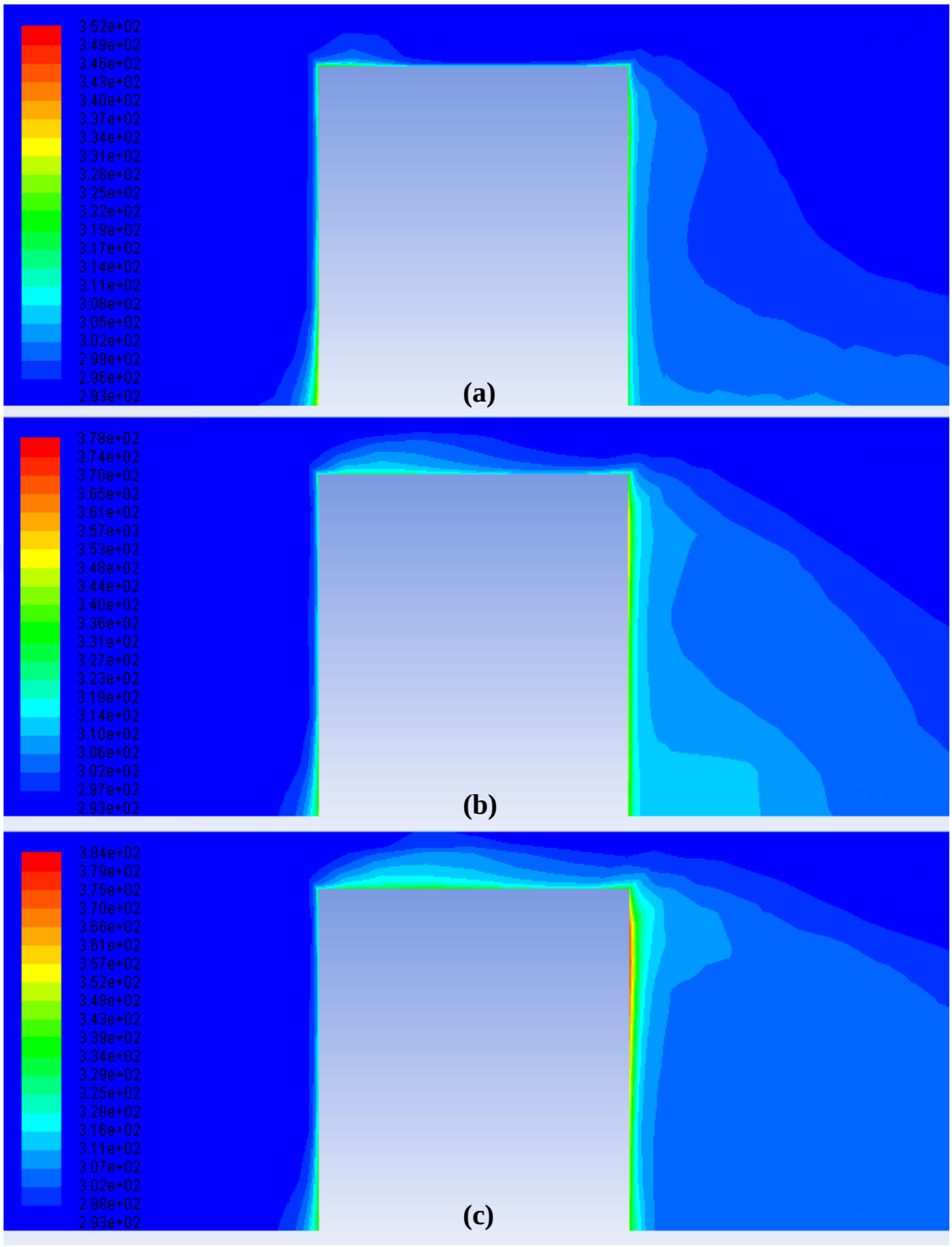
Üçüncü model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.59'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.60'da ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm H/D oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzeri bir yapıda olduğu görülmektedir. H/D oranın azalması ile elektronik elemanın etrafındaki ısıl sınır tabaka incelmeye başladığı görülmüş ve elektronik elemanın maksimum sıcaklığında düşmeye başlamıştır. Isıl sınır tabakanın incelmesi H/D=2 oranında net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 5.58. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



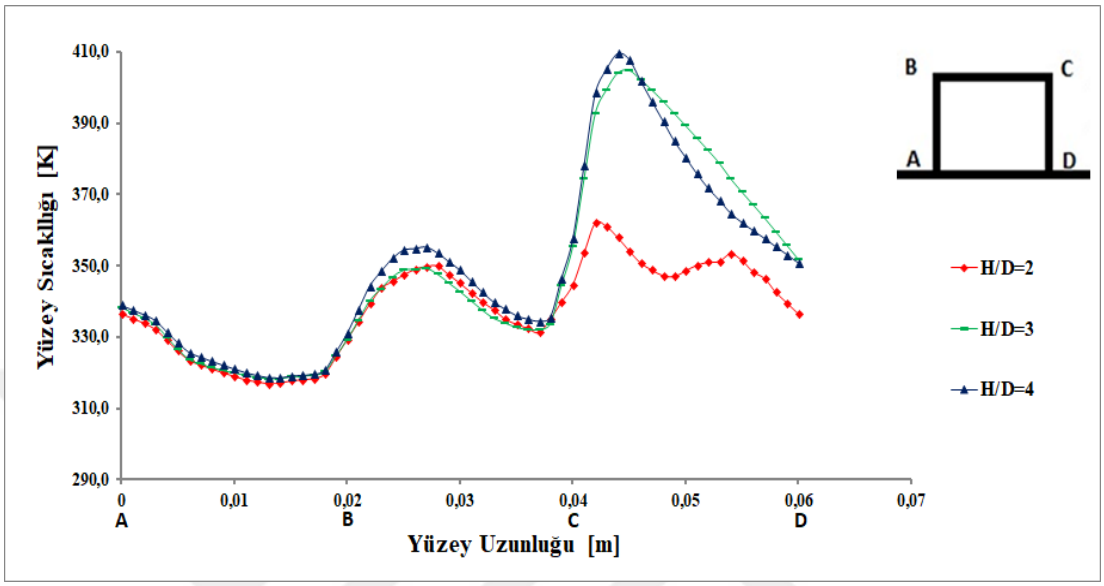
Şekil 5.59. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



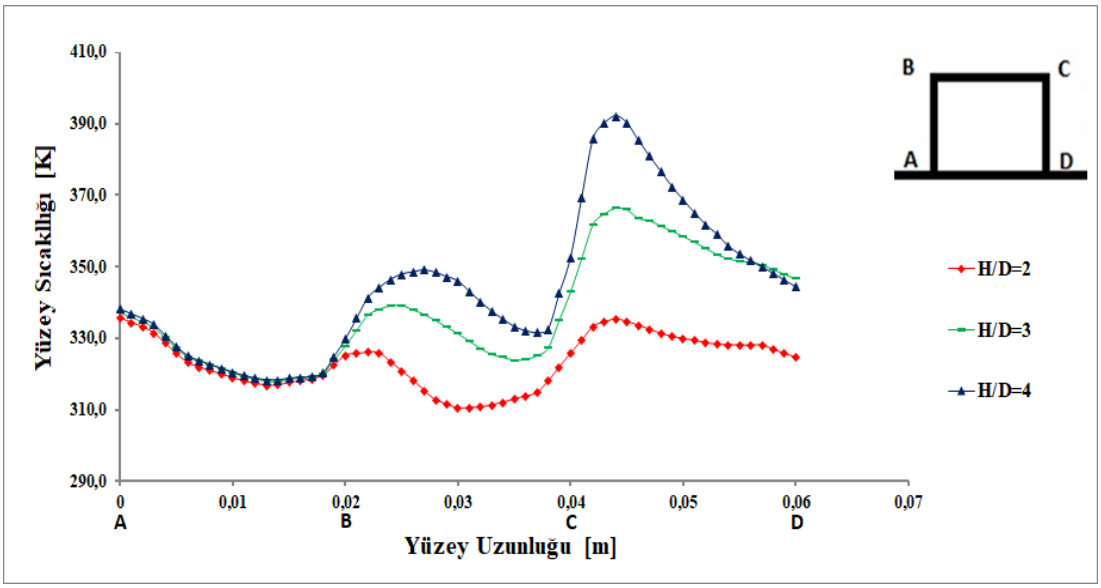
Şekil 5.60. Model 3 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

Üçüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan H/D ve V_j/V_k oranına göre değişimi Şekil 5.61, 5.62, 5.63 ve 5.64 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızı artmaya başladıkça elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı yavaş yavaş azalmaya başladığı görülmüştür. Yüksek H/D

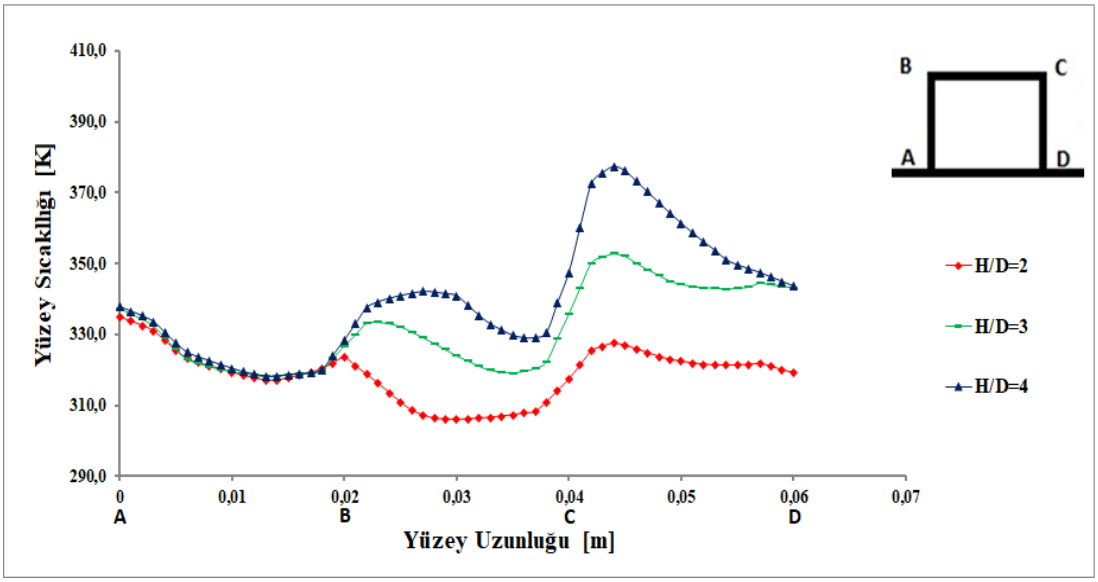
oranlarında elektronik elemanın sağ yüzeyinde yüksek sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Ancak H/D=2 oranının diğer H/D oranları kadar çok etkilenmediği görülmüştür. Bu durum elektronik elemanın sağ tarafına yerleştirilmiş kanatçığın düşük H/D oranlarında kullanılabileceğini göstermektedir.



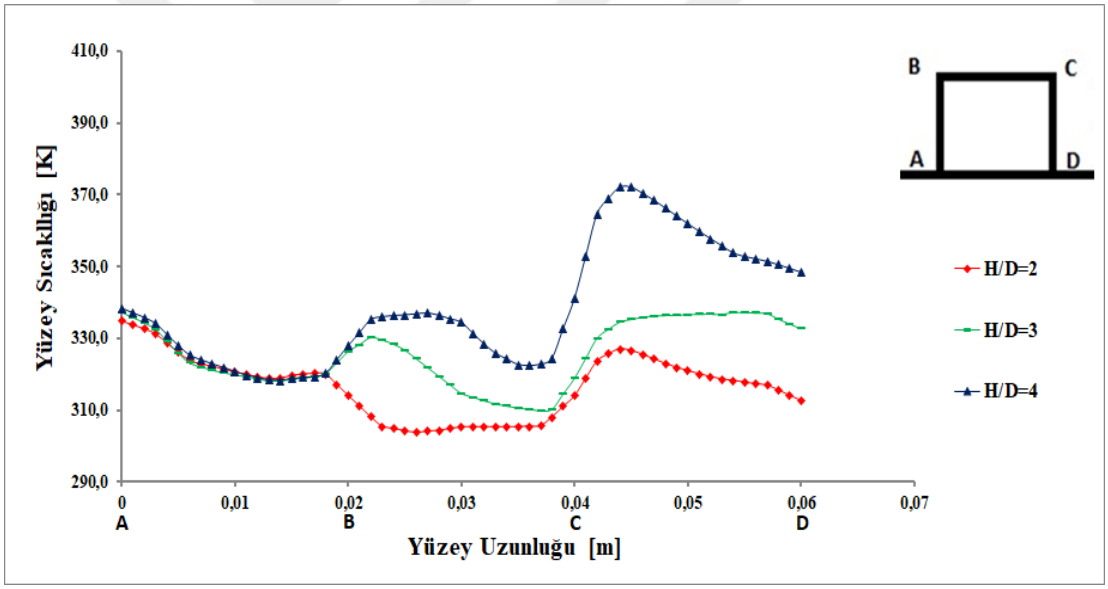
Şekil 5.61. Model 3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.62. Model 3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



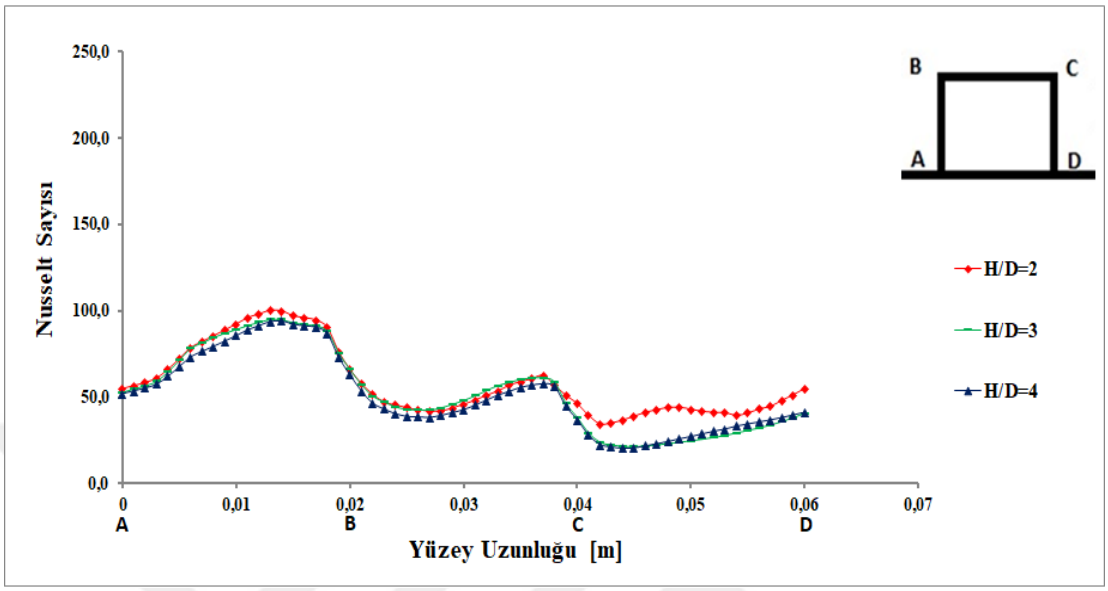
Şekil 5.63. Model 3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



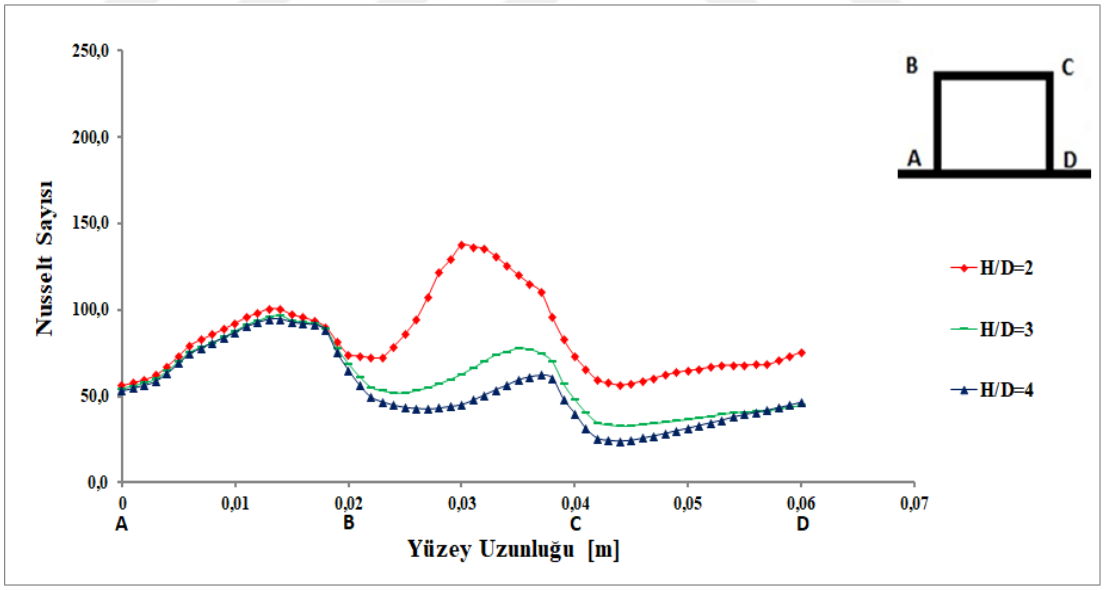
Şekil 5.64. Model 3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

Üçüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.65, 5.66, 5.67 ve 5.68 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızı artmaya başladıkça elektronik elemanın yüzeyindeki Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. H/D oranın artması sonucunda jetin etki alanı azaldığı için özellikle elektronik elemanın sağ yüzeyinde düşük Nusselt

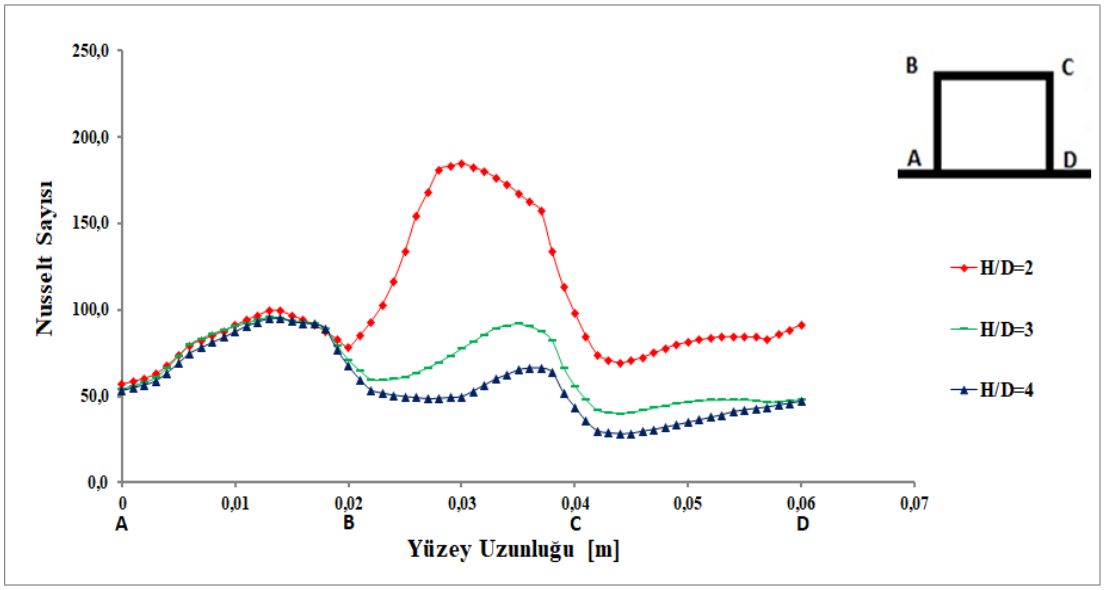
sayılarının hesaplanmasına neden olmuştur. Ancak H/D=2 oranında normale göre ufak artışlar görülmüştür. Bu durum elektronik elemanın sağ tarafına yerleştirilmiş kanatçığın düşük H/D oranlarında etkili olabileceğini göstermektedir.



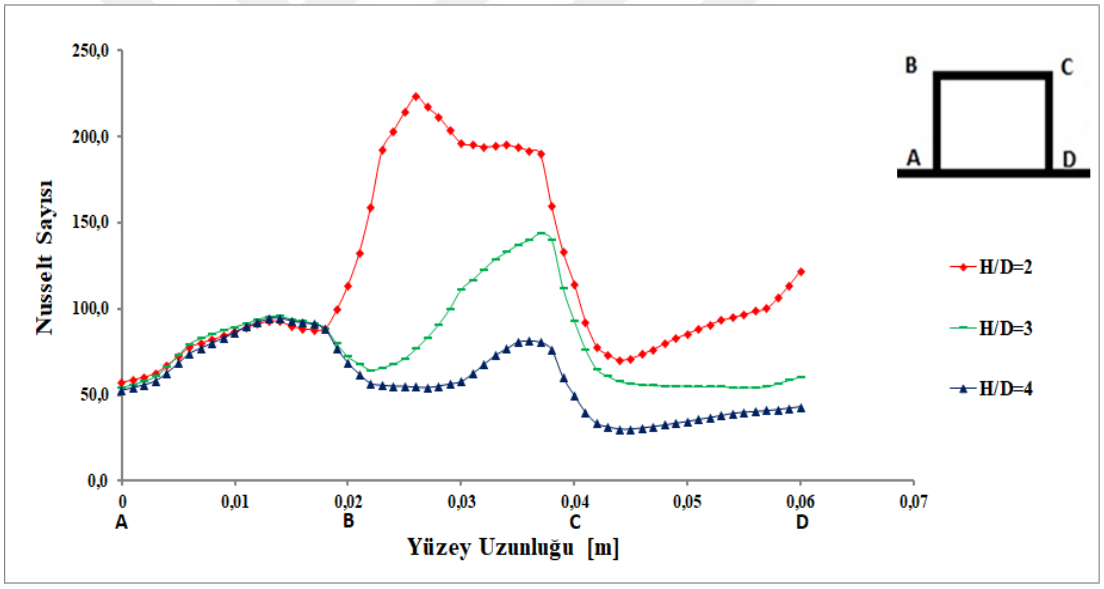
Şekil 5.65. Model 3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.66. Model 3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.67. Model 3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



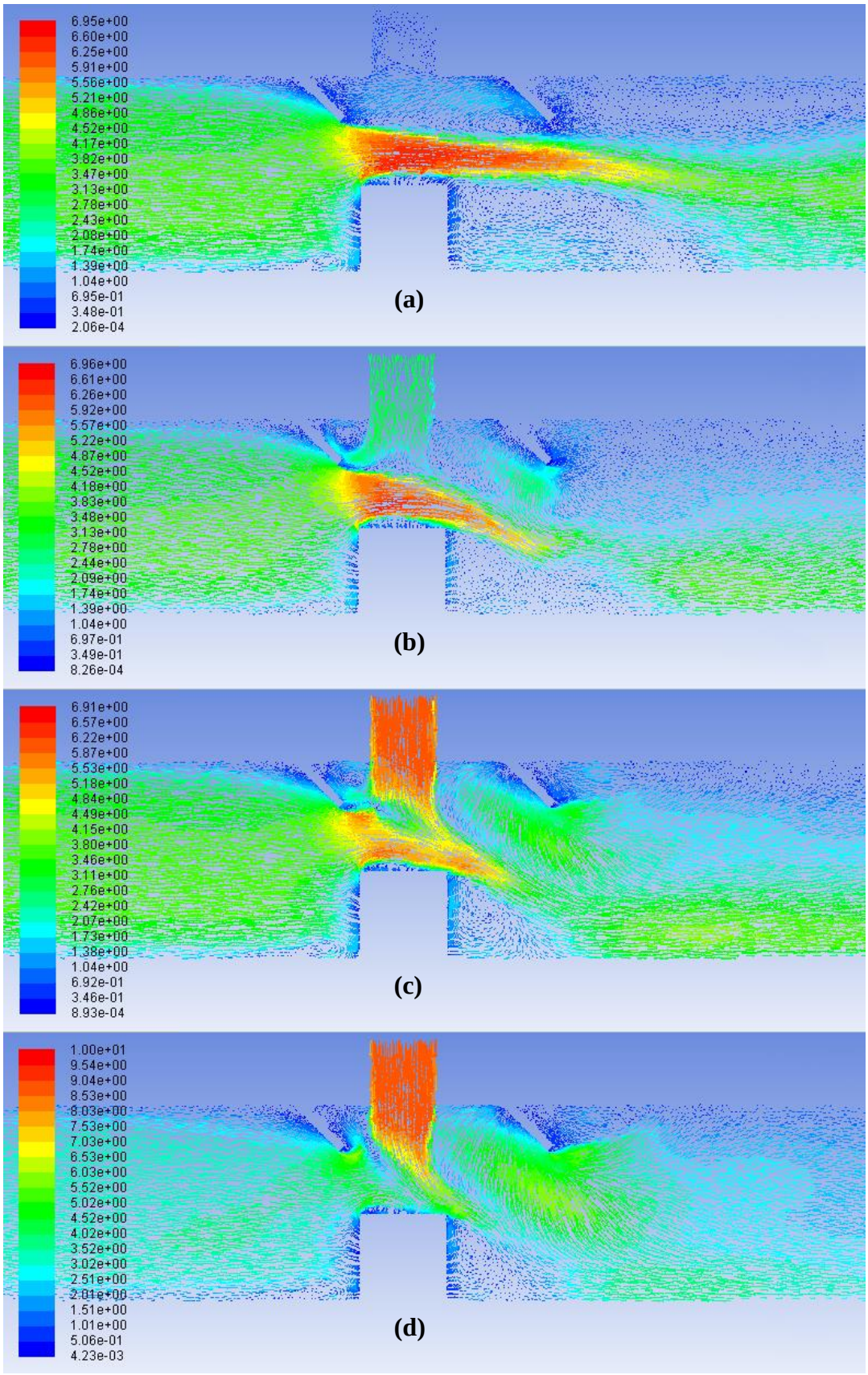
Şekil 5.68. Model 3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

5.2.5. Model 4

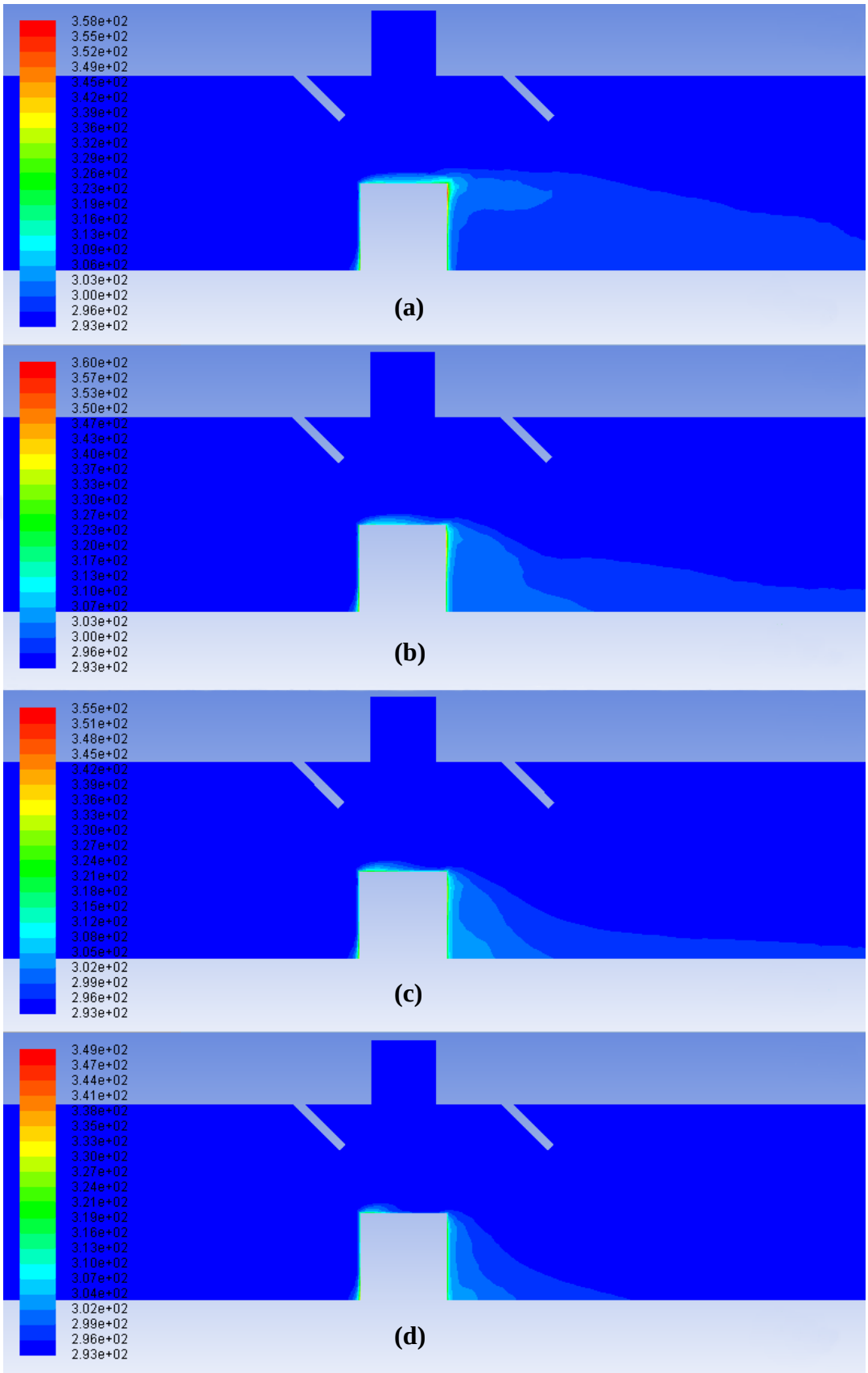
Model 4 geometrisinde kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu, durumda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları Şekil 5.69'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde V_j/V_k=0 için, herhangi bir jet akış girişi olmadığından kanal içi akış karakteristiklerinin oluştuğu görülmektedir. V_j/V_k=1, 2 ve 3 için ise genel akış profilinin benzer olduğu söylenebilir. Bu V_j/V_k oranları için genel olarak, elektronik elemanın solunda kalan kanatçığın etkisi ile elektronik elemanın üzerine gelen çapraz akış yoğunlaşmıştır ve jet akışı ile elektronik elemanın üst kısmında kalan bir yerde çarpışmaları sonucu elektronik elemanın sağ yüzeyinde döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır ve V_j/V_k oranının artması ile de jetin durma noktası elektronik elemana doğru yaklaşmıştır.

Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.70'de, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.71'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Kanal boyunca akan hava elektronik elemanın solunda kalan kanatçığın etkisi ile hızlanıp elektronik elemanın sol yüzeyindeki ısıl sınır tabakayı incelterek o yüzdeki sıcaklığın azalmasına neden olmuştur. Jet ise çapraz akış ile karışarak elektronik elemanın üst yüzeyindeki ısı transferini attırmıştır. Ancak çarpışmaları sonucunda elektronik elemanın sağ yüzeyindeki ısıl sınır tabakayı bozdukları için elektronik elemanın o yüzeyinde sıcaklık artışı görülmüştür. V_j/V_k oranı artmaya başladıkça elektronik elemanın çevresindeki ısıl sınır tabaka incelmeye başlamış ve elektronik elemanın maksimum sıcaklığının düşmesine yardımcı olmuştur.

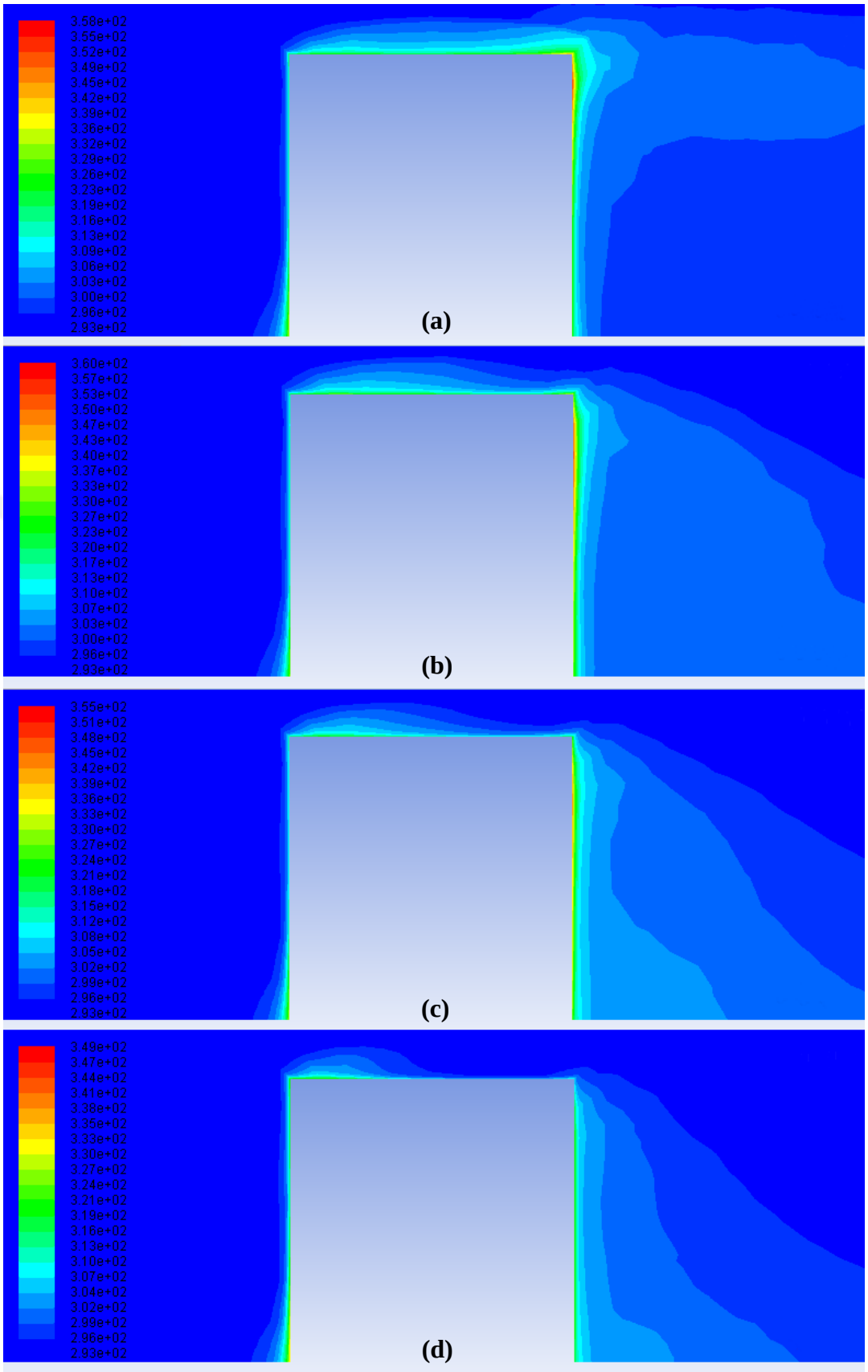
Bu dördüncü model için hesaplanan sıcaklık değerleri birinci modele kıyasla daha düşük çıkmıştır. Ancak V_j/V_k oranına bağlı olarak ikinci modele kıyasla elektronik elemanın sağındaki kanatçığın etkisi ile ısı transferinin bir miktar azalmasına neden olmuştur. Bu durum dördüncü modelin uygun V_j/V_k oranlarında ısı transferini ikinci modele göre arttırabileceğini göstermektedir.



Şekil 5.69. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için hız vektör dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

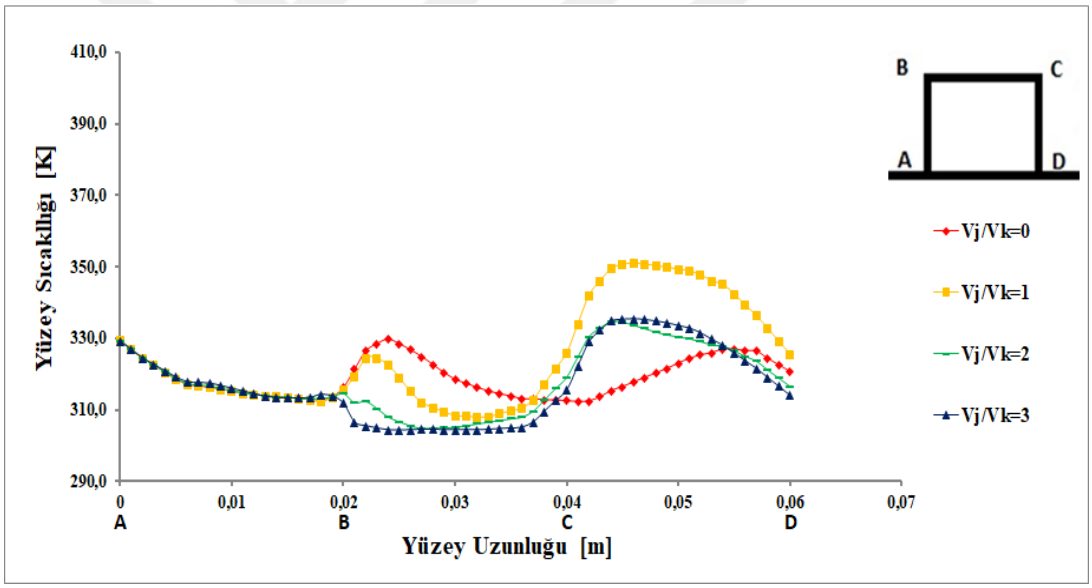


Şekil 5.70. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

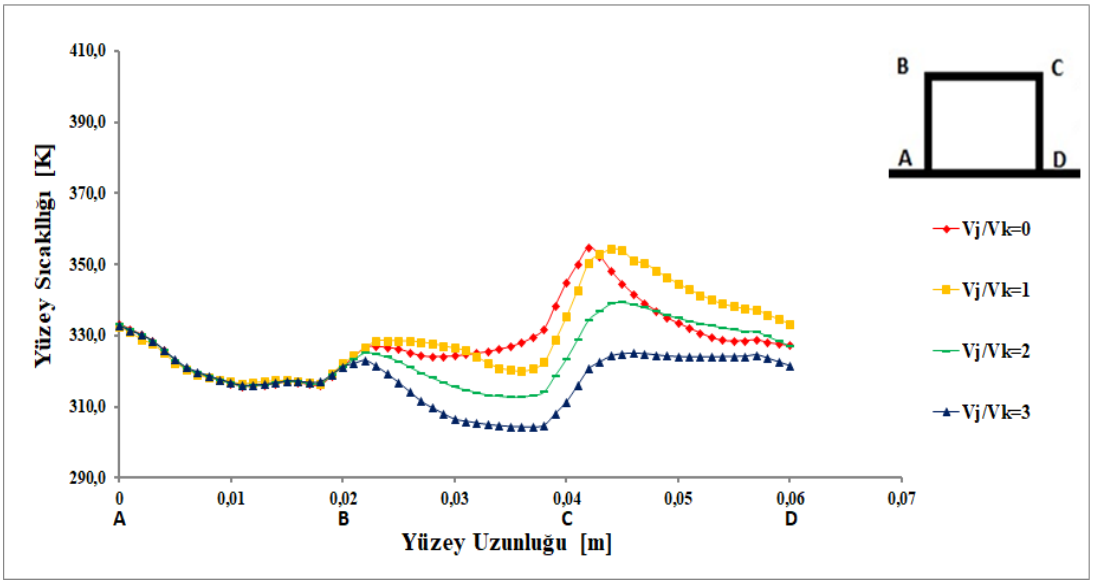


Şekil 5.71. Model 4 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

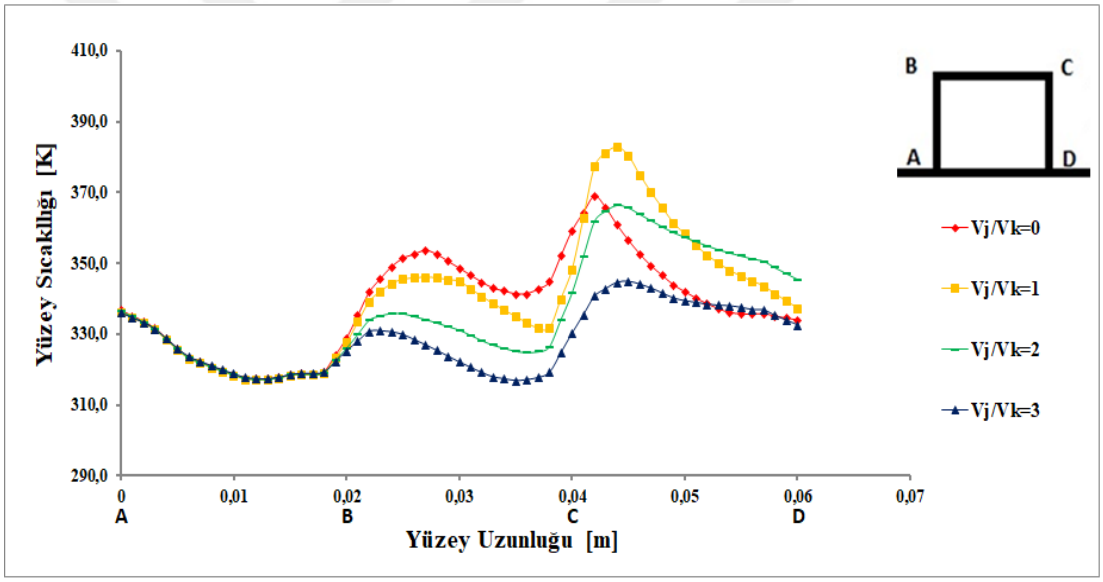
Dördüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.72, 5.73 ve 5.74 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, jet giriş hızının elektronik elemanın sol yüzeyindeki sıcaklığa etkisi görülmemiştir. Jet giriş hızı artmaya başladıkça elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığın kademeli olarak düşmeye başladığı görülmüştür. V_j/V_k=0 oranında bütün H/D oranlarında elektronik elemanın sağ yüzeyindeki sıcaklığın düşmeye başladığı görülmüştür. V_j/V_k oranı bu değeri geçmeye başladıkça elektronik elemanın sağ yüzeyindeki sıcaklığın artmaya başladığı fark edilmiştir. Elektronik elemanın sağ yüzeylerindeki sıcaklığın H/D oranına ve jet giriş hızına bağlı olarak çok etkilendiği gözlemlenmiştir. Minimum sıcaklık değerleri maksimum jet giriş hızındayken ve H/D=2 oranında hesaplanmıştır. Ancak elektronik elemanın sadece sağ yüzeyine bakıldığında ise minimum sıcaklık değerleri V_j/V_k=0, H/D=2 ve H/D=3, V_j/V_k=3 oranlarında görülmüştür.



Şekil 5.72. Model 4 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



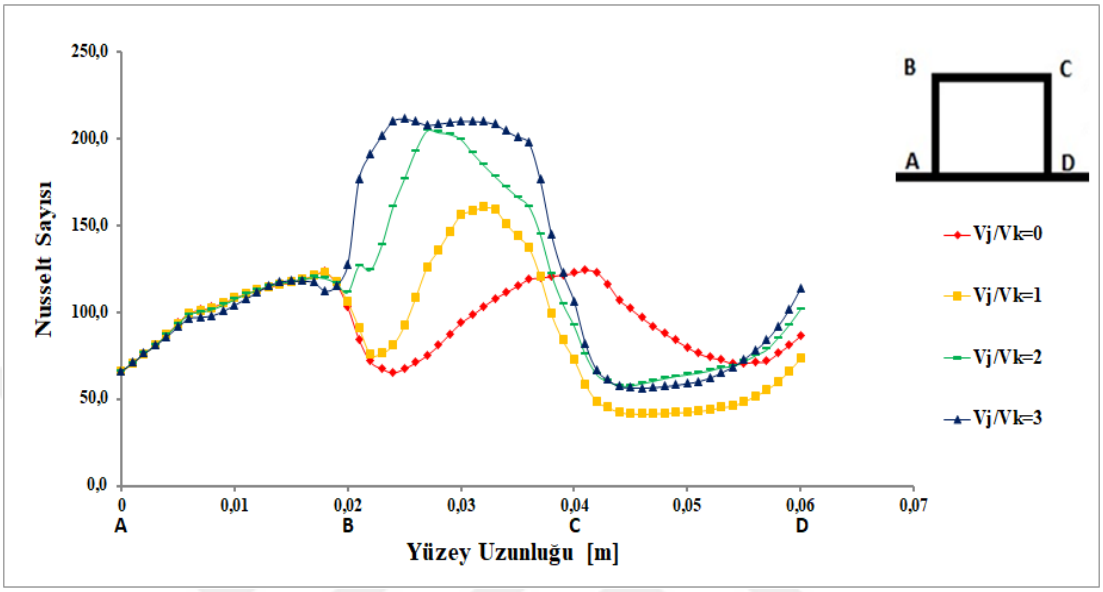
Şekil 5.73. Model 4 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



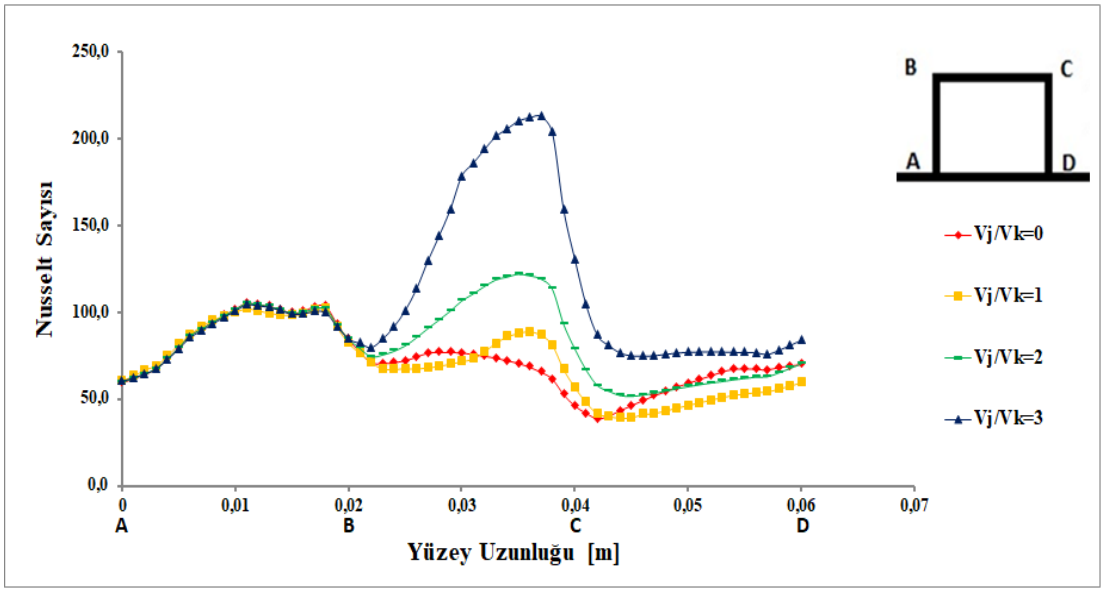
Şekil 5.74. Model 4 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

Dördüncü model için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.75, 5.76 ve 5.77 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, beklenildiği gibi V_j/V_k oranı artmaya başladıkça Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Genellikle maksimum Nusselt sayısı elektronik elemanın üst yüzeylerinde elde edilmiştir. H/D oranının artması ile jetin elektronik elemanın üzerindeki etkisi azaldığından dolayı Nusselt sayısında ciddi miktarda

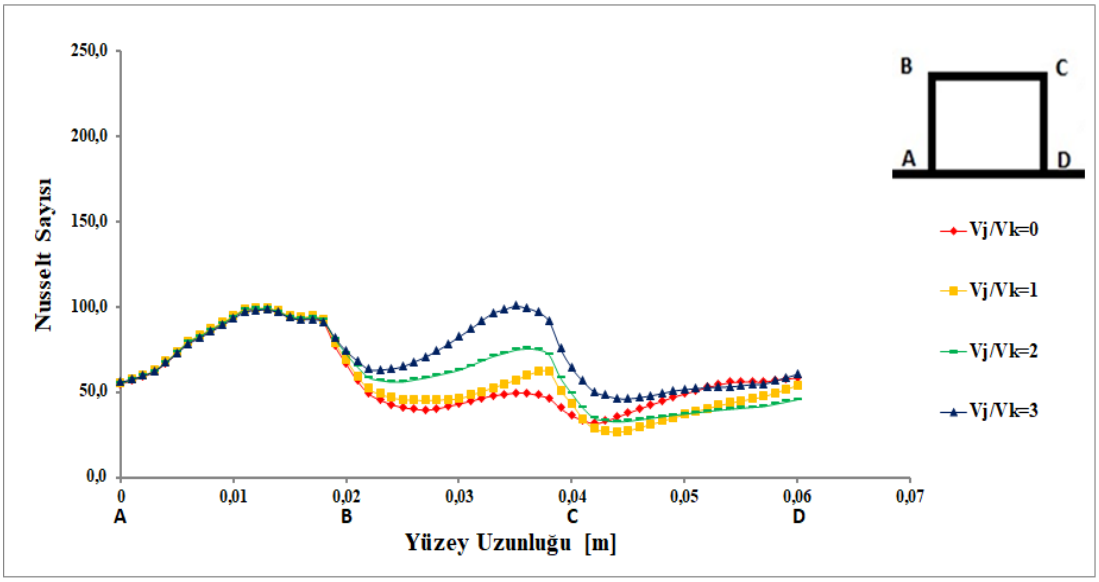
azalma sağlanmıştır ve bu azalma ile maksimum Nusselt sayısının elektronik elemanın üst yüzeyi yerine sol yüzeyinde hesaplanmıştır. Elektronik elemanın sadece sağ yüzeyi incelendiğinde ise maksimum Nusselt sayısının V_j/V_k=0, H/D=2 ve H/D=3, V_j/V_k=3 oranlarında görülmüştür.



Şekil 5.75. Model 4 ve H/D=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.76. Model 4 ve H/D=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

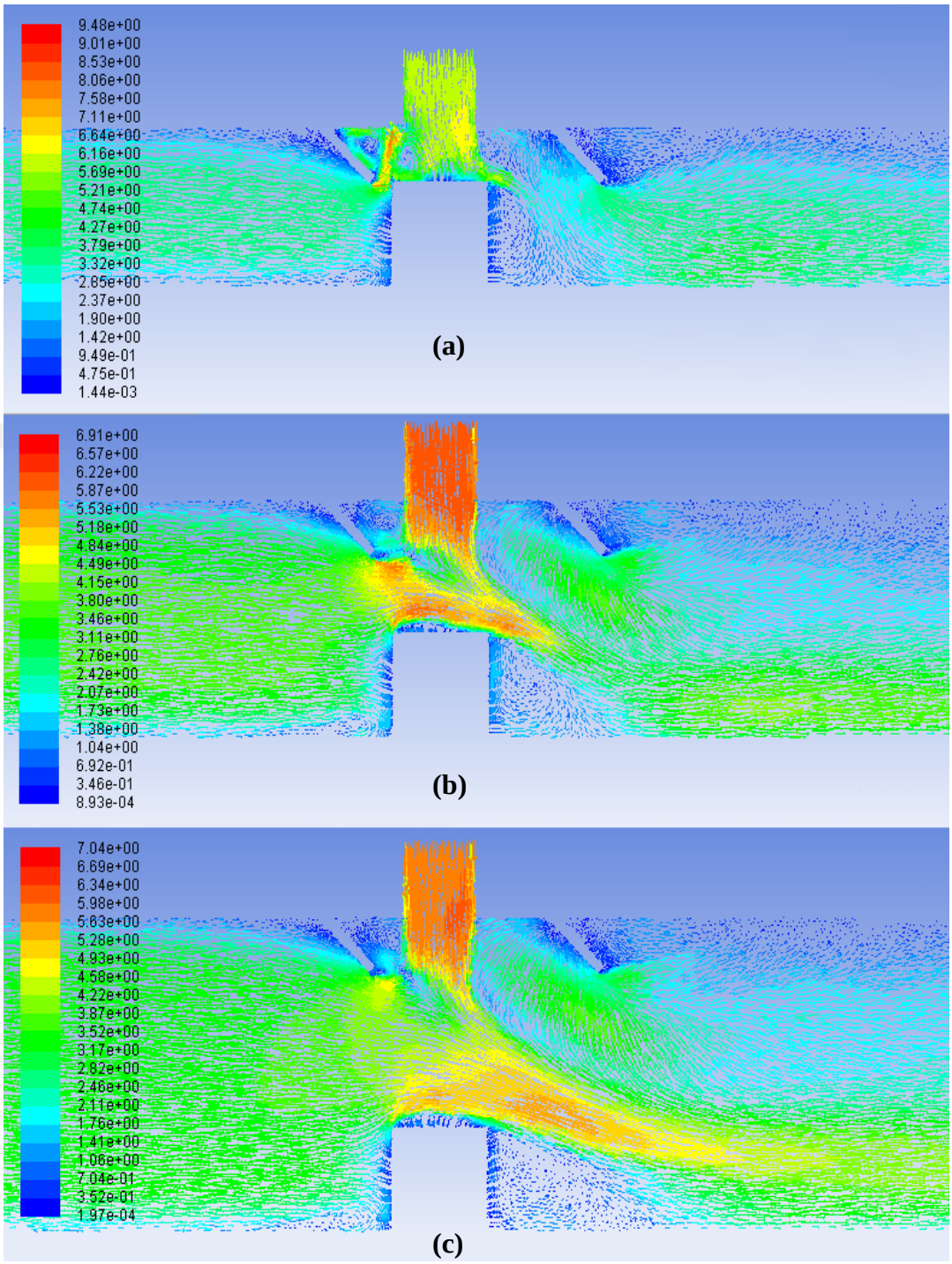


Şekil 5.77. Model 4 ve H/D=4 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

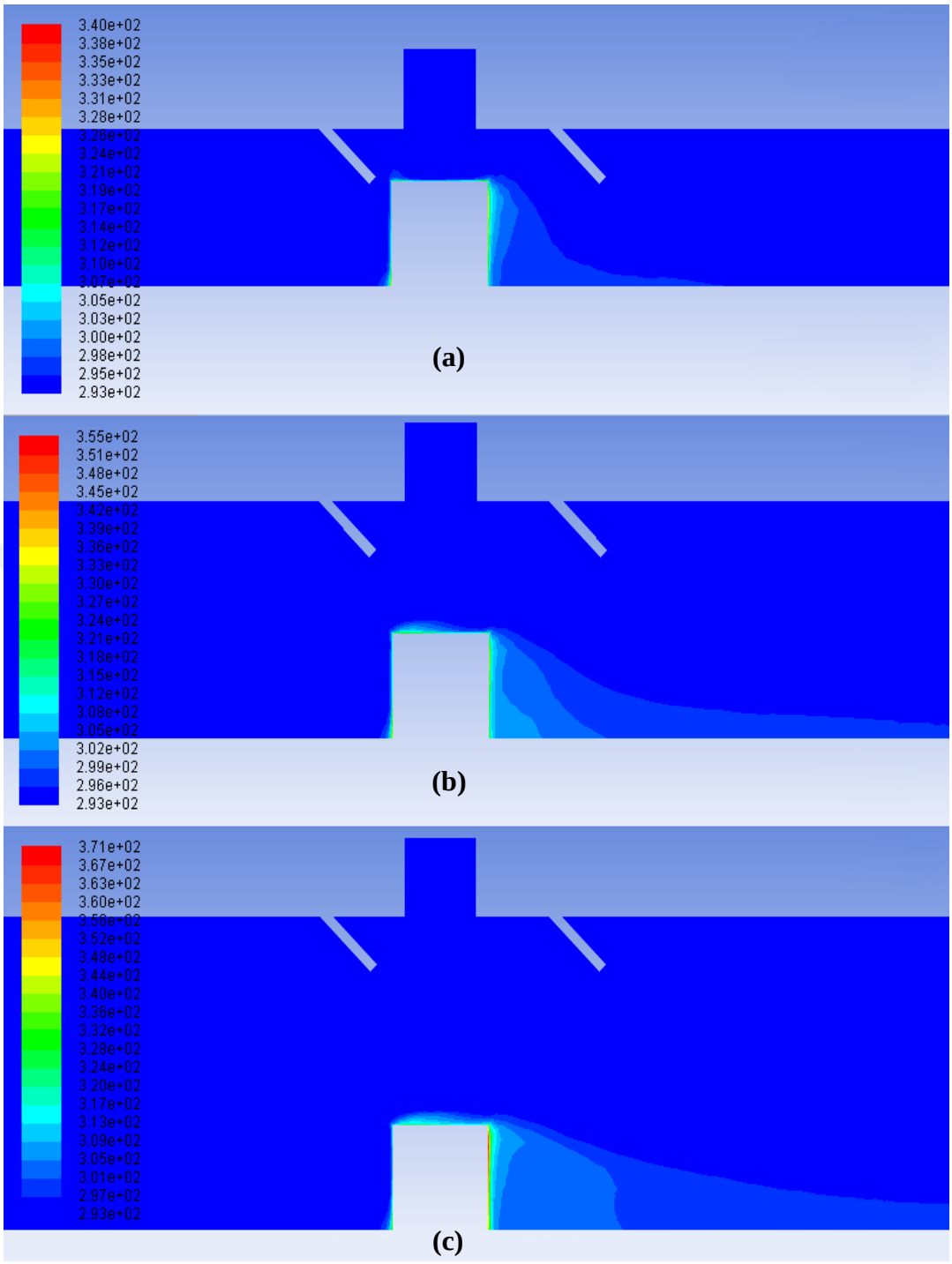
Dördüncü model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen hız vektör dağılımları Şekil 5.78'de verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, H/D oranının azalması sonucunda jet elektronik elemana doğru yaklaştığı için elektronik elemanın üzerine gelen akışın arttığı görülmüştür. Elektronik elemanın solundaki kanatçık etkisi ile elektronik elemanın üzerine gelen akış miktarı artmıştır. Akışın elektronik elemanın üzerine doğru hızlanması sonucu jet akışı ile karşılaşıp sağdaki kanatçığa daha hızlı bir şekilde çarpmışlardır. Bu çarpışma sonucunda elektronik elemanın sağ yüzeyinde döngüsel akış bölgeleri oluşmuştur. Düşük H/D oranlarında bu döngüsel akış bölgeleri ısı transferini ufak da olsa bir miktar arttırabileceği gözlemlenmiştir. Ancak H/D oranı yükselmeye başladıkça kanatçık etkisini kaybetmeye başlamış ve ısı transferinde ufak bir miktar düşüş görülmüştür.

Dördüncü model ve V_j/V_k oranı 2 olduğunda, farklı H/D oranları için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.79'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.80'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm H/D oranları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzeri bir yapıda olduğu görülmektedir. Şekil 5.78'de H/D oranının azalmasına bağlı olarak elektronik elemanın üzerine gelen akışın arttığı ve uygun H/D oranı ile elektronik elemanın sağ yüzeyinin az da olsa soğutulabileceği görülmüştür. H/D oranının artması sonucunda jet elektronik elemandan uzaklaştığı için maksimum

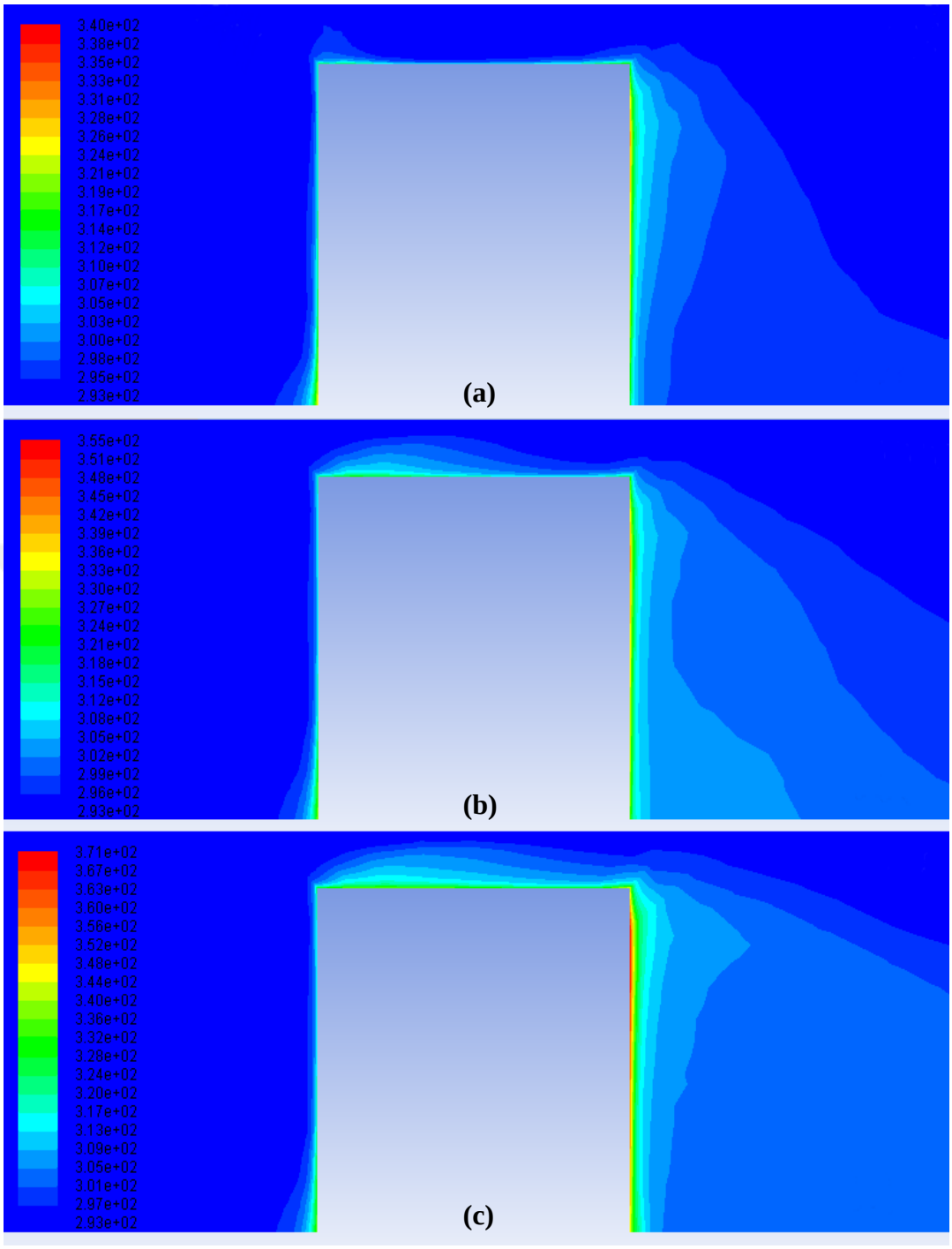
sıcaklık artmış ve elektronik elemanın sağındaki kanatçık etkisini kaybetmiş. Bunun sonucunda elektronik elemanın sağ yüzeyinin ısındığı görülmüştür.



Şekil 5.78. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için hız vektör dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



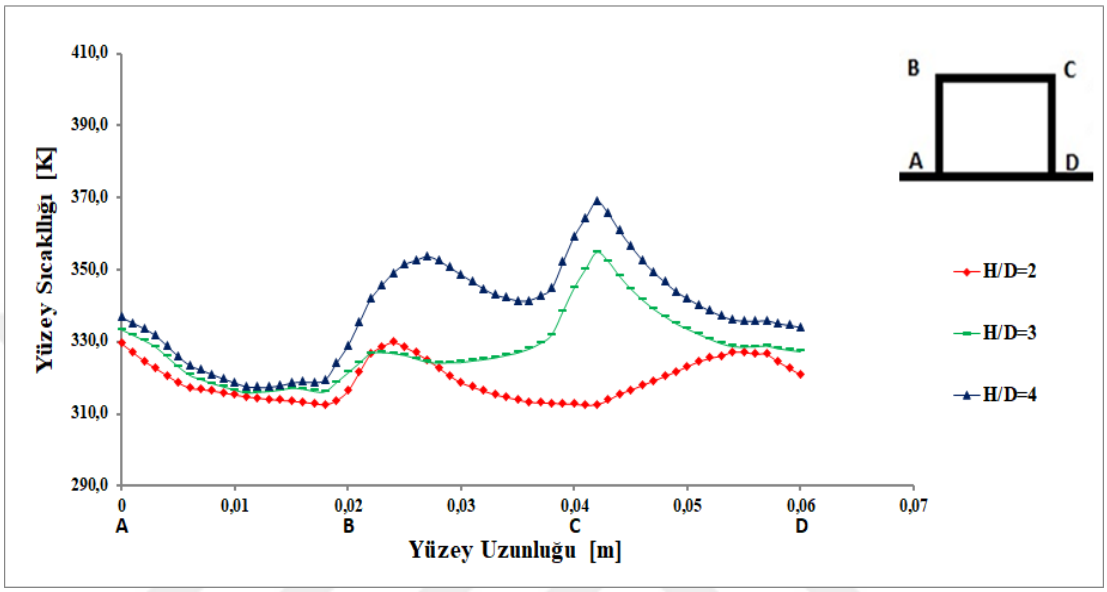
Şekil 5.79. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4



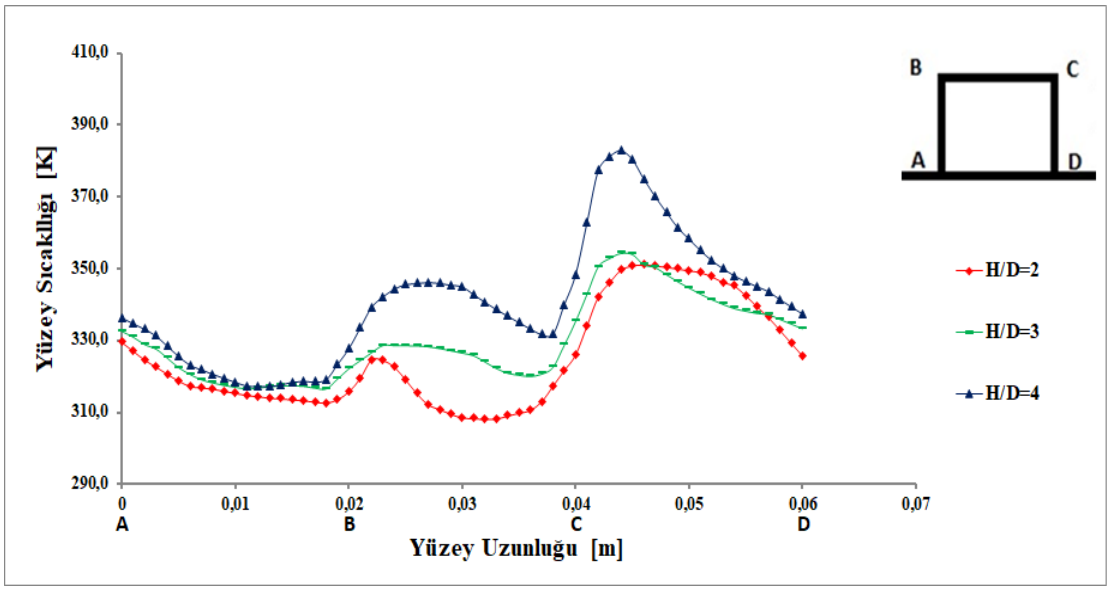
Şekil 5.80. Model 4 ve V_j/V_k=2 olduğunda, farklı H/D oranları için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** H/D=2, **b)** H/D=3 ve **c)** H/D=4

Dördüncü model için elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklığın artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.81, 5.82, 5.83 ve 5.84 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde jet hızı arttıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığının düşmeye başladığı görülmüştür. H/D oranın artması sonucunda bütün jet

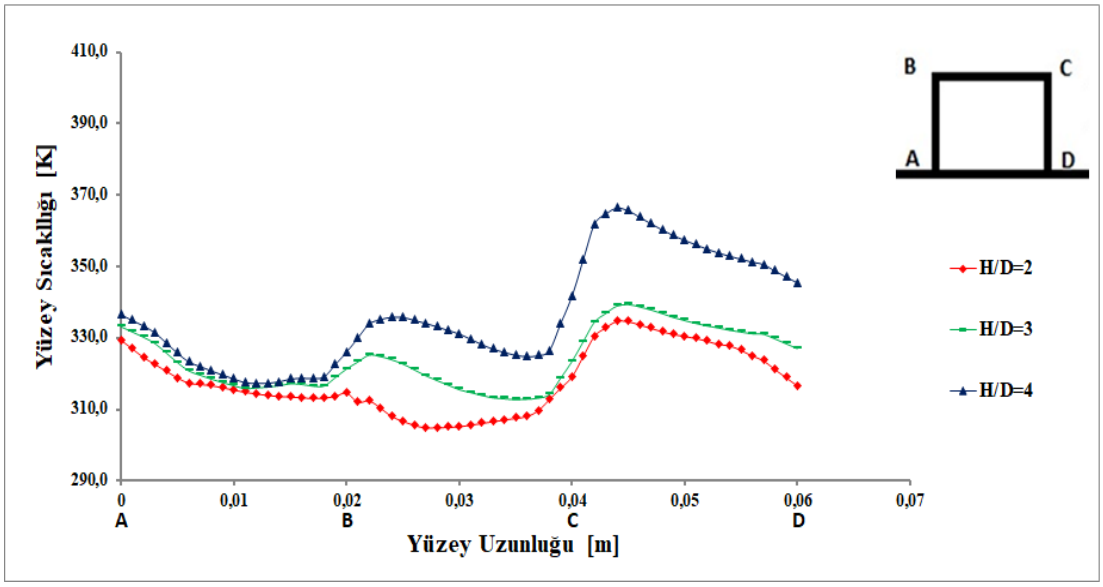
giriş hızları için elektronik elemanın sıcaklığı artmıştır. Elektronik elemanın üst yüzeyinin sıcaklığı soldaki kanatçığın etkisi ile düşmeye başlamıştır. Ancak sağdaki kanatçığın ve artan H/D oranının etkisi ile elektronik elemanın sağ yüzey sıcaklığının artmaya başladığı görülmüştür. Maksimum ısı transferi V_j/V_k=3 ve H/D=2 oranlarında gerçekleşmiştir.



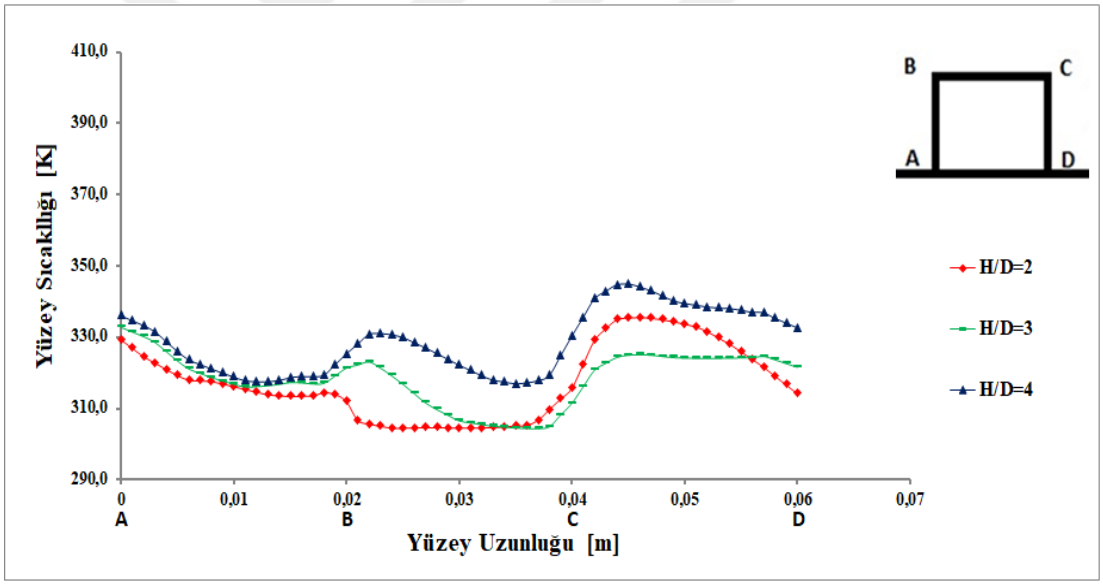
Şekil 5.81. Model 4 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.82. Model 4 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



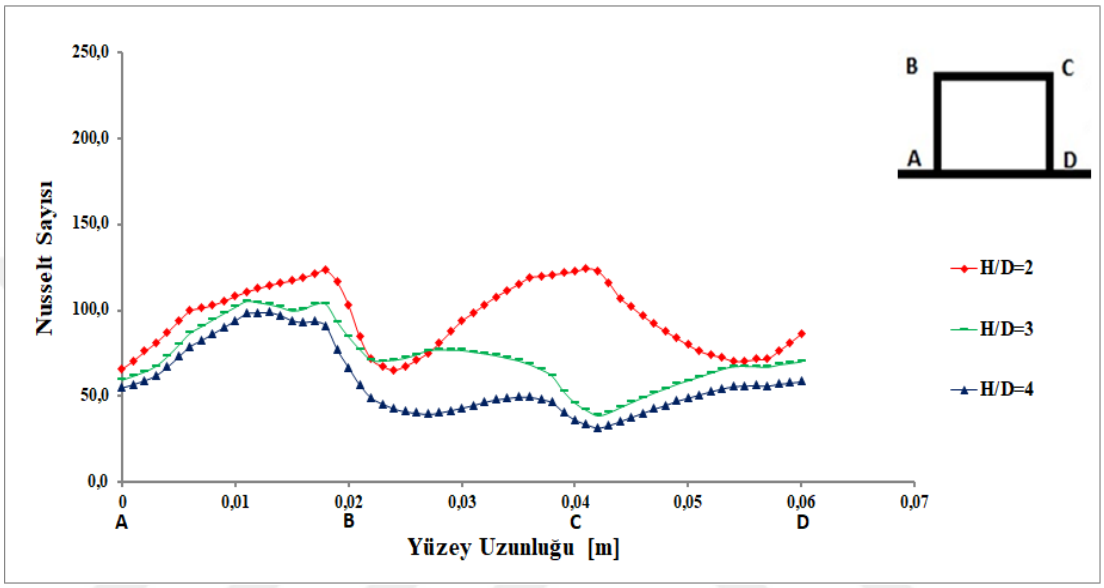
Şekil 5.83. Model 4 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



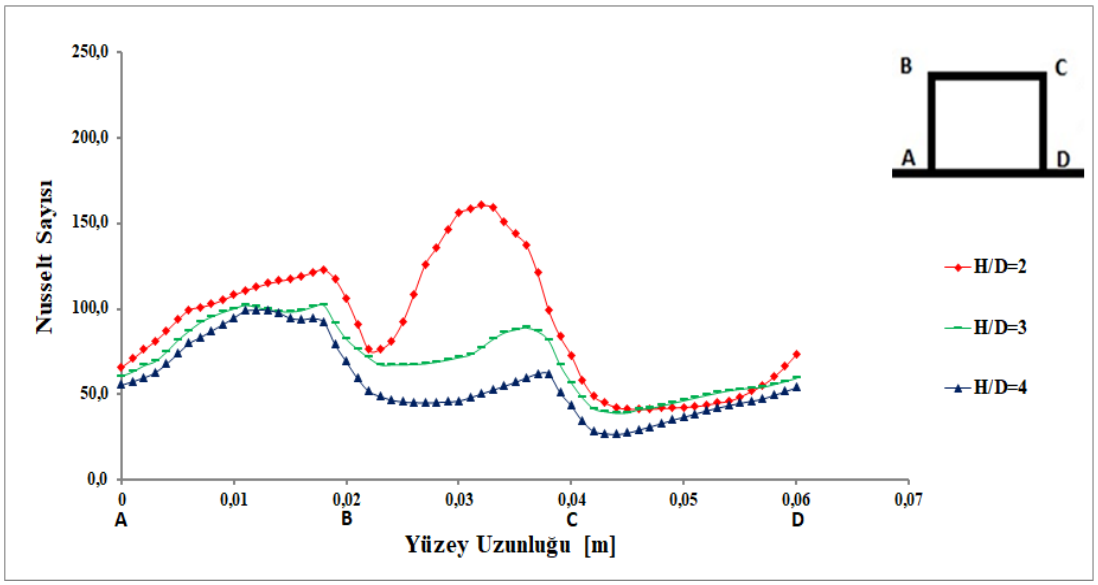
Şekil 5.84. Model 4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

Dördüncü model için elektronik elemanın yüzeyindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k ve H/D oranına göre değişimi Şekil 5.85, 5.86, 5.87 ve 5.88 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde beklenildiği gibi jet giriş hızının artması ile maksimum Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Genel olarak H/D oranının azalması sonucunda maksimum Nusselt sayısı artmıştır ama V_j/V_k=3 ve H/D oranı 2 ve 3 olan iki

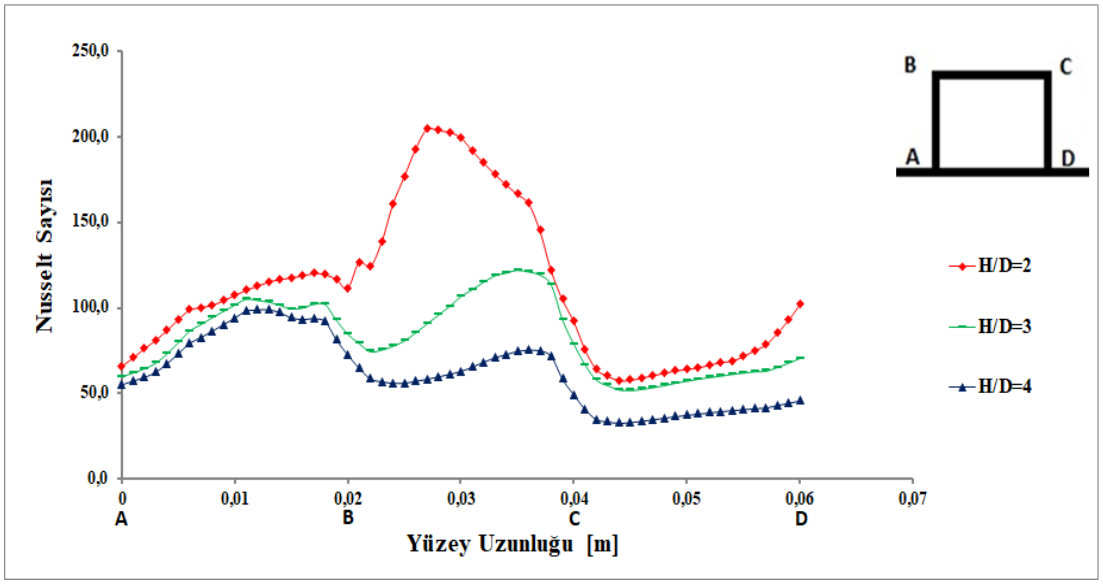
çalışmada maksimum Nusselt sayılarının birbirlerine çok yaklaştığı görülmüştür. Elektronik elemanın sağ yüzeyindeki Nusselt sayıları incelendiğinde, zaman zaman H/D oranı 3 ve H/D oranı 2 olan durumdan daha yüksek değerler verdiği gözlemlenmiştir. Bu durum bize elektronik elemanın etrafındaki kanatçıkların uygun jet hızlarında ve H/D oranlarında ayarlanması sonucu ısı transferini arttırabileceğini göstermektedir.



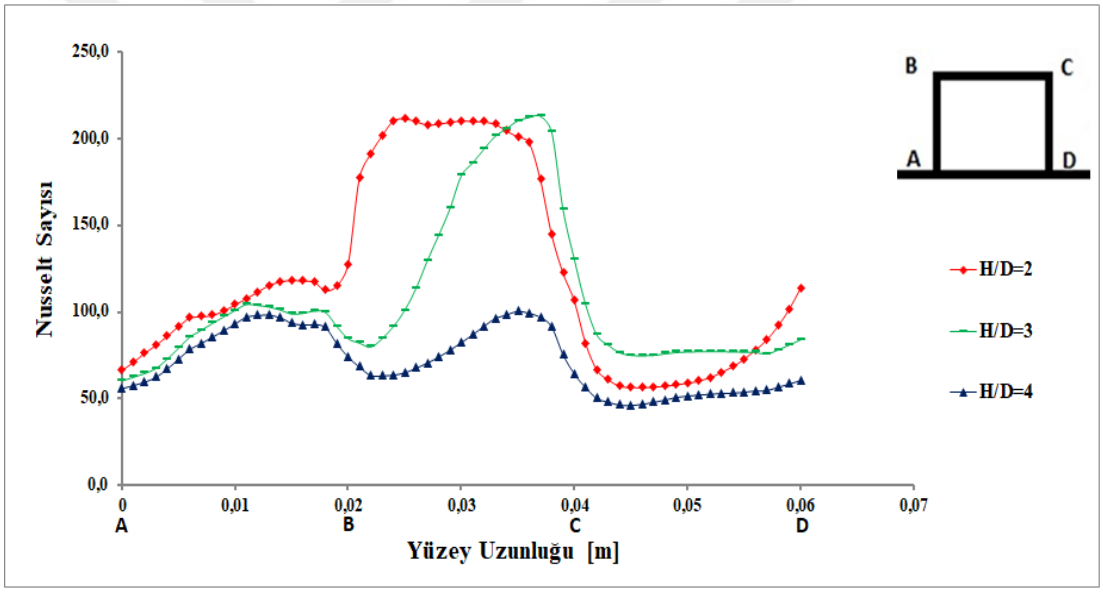
Şekil 5.85. Model 4 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.86. Model 4 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.87. Model 4 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

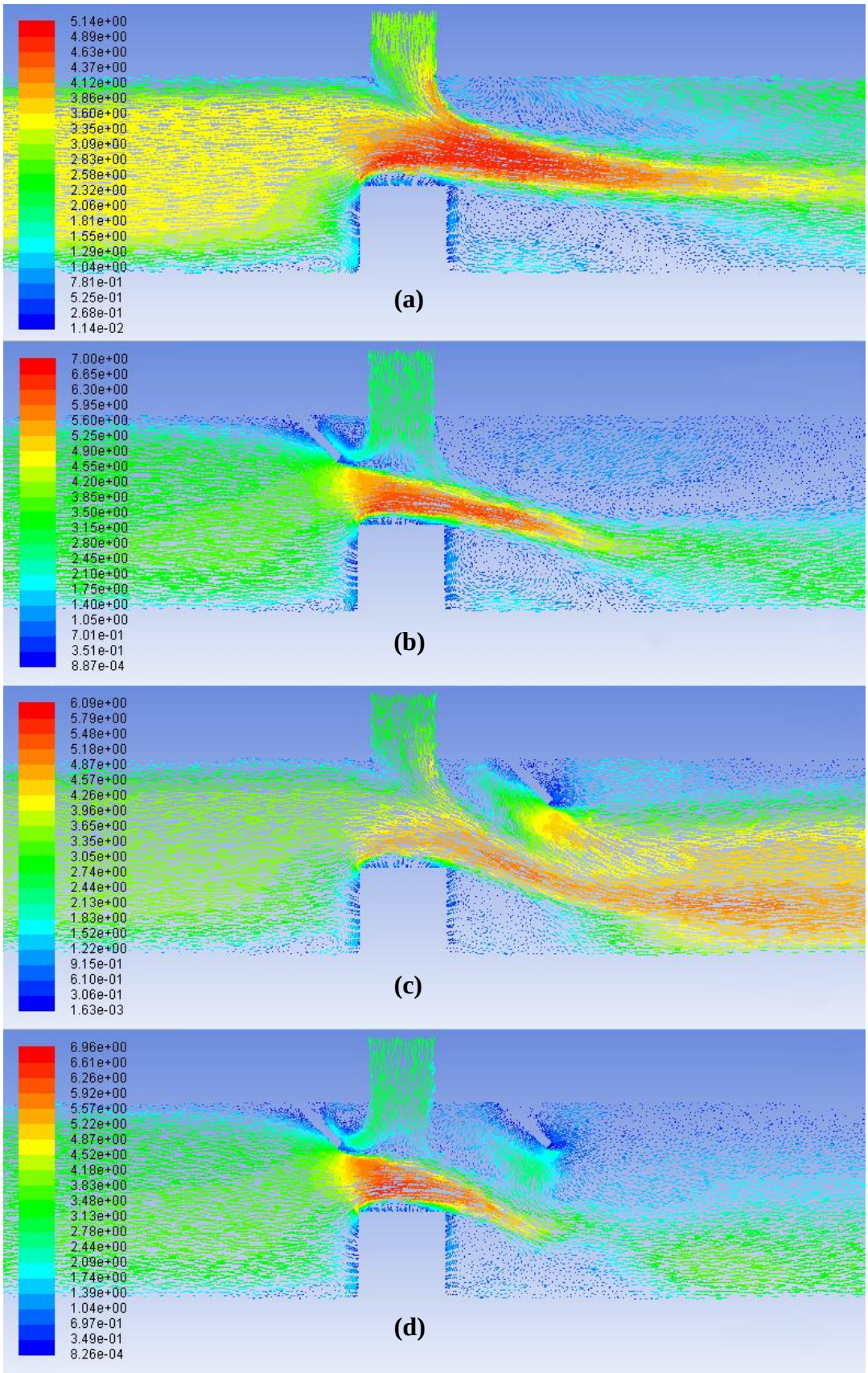


Şekil 5.88. Model 4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

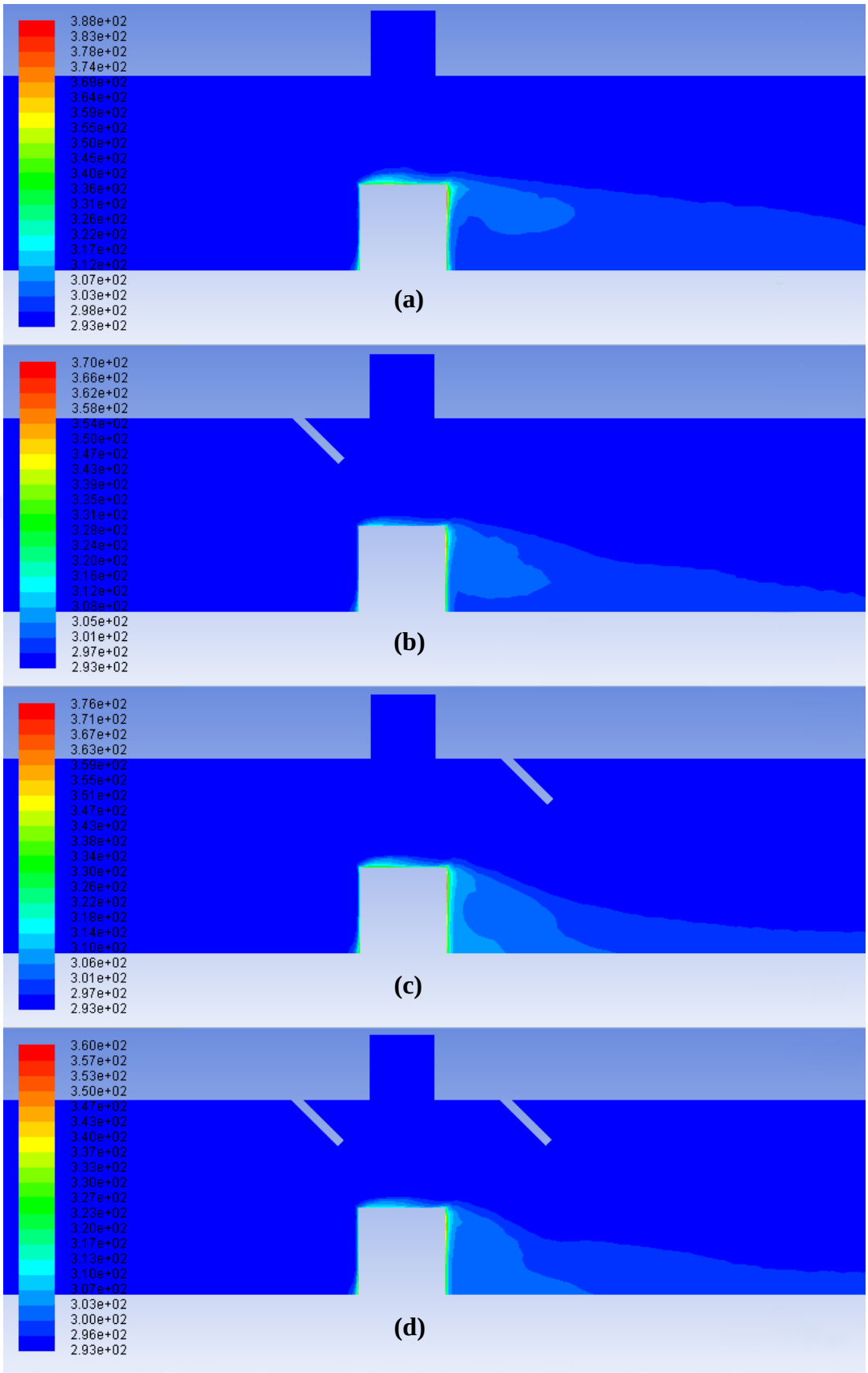
5.2.6. Modellerin Karşılaştırılması

V_j/V_k=1 oranı için kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu durumda, farklı modeller için hız vektör dağılımları Şekil 5.89'da verilmiştir. Sol kanatçığın kullanıldığı ikinci ve dördüncü modellerde elektronik elemanın çevresindeki hız vektörlerinin birinci ve üçüncü modellere kıyasla yoğunlaştığı görülmüştür. Sağ kanatçığın tek başına kullanıldığı üçüncü modelde ise elektronik elemanın üst tarafında kalan hız vektörlerini birinci modele kıyasla yoğunlaştırdığı ama bu etki ikinci ve dördüncü modellere kıyasla çok az olduğu görülmüştür. Ancak elektronik elemanın sağ yüzeyindeki ısı transferini birinci modele göre bir miktar düşürmüştür. Son olarak iki kanatçığın beraber kullanıldığı dördüncü modelde ise ikinci modeldeki gibi ısı transferini arttırmıştır. Ancak elektronik elemanın üst yüzeyindeki ısı transferini ikinci modele kıyasla az bir miktar düşürdüğü fark edilmiştir. Bu dört modelden en yüksek ısı transferi ikinci modelin kullanılmasıyla en düşük ısı transferi ise birinci modelin kullanılmasıyla elde edilmiştir.

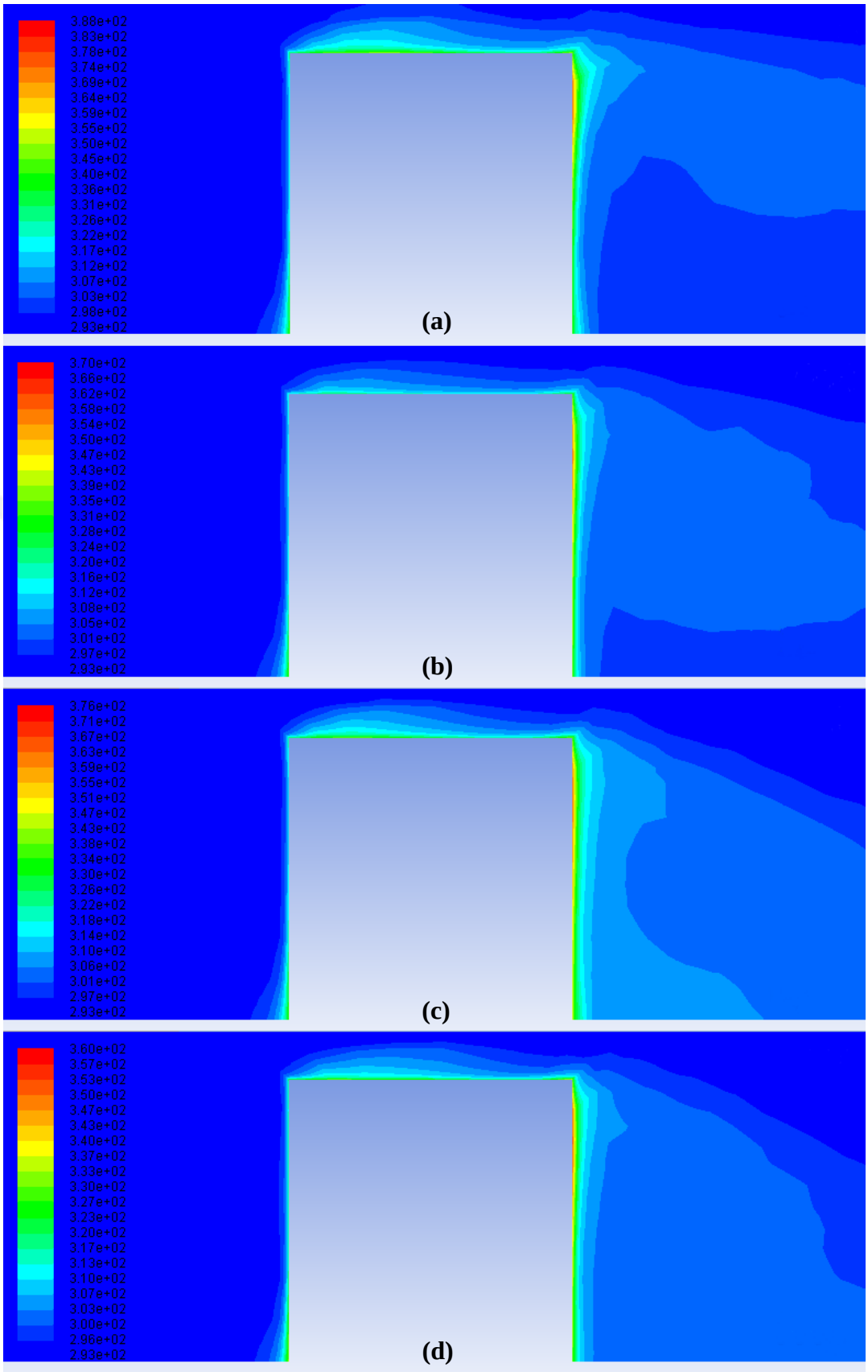
V_j/V_k=1 ve H/D=3 olduğunda, farklı modeller için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.90'da, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.91'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm modeller için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Sol kanatçığın kullanıldığı ikinci ve dördüncü modellerde ısıl sınır tabaka kalınlığı diğer modellere kıyasla daha ince olduğu görülmüştür. Elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklıklara bakıldığında ise birinci ve üçüncü modelin elektronik elemanın yüzeylerini yeterince soğutamadığı görülmüştür ve maksimum ısı transferine başta ikinci model olarak üzere ikinci ve dördüncü modellerde ulaşılmıştır.



Şekil 5.89. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4



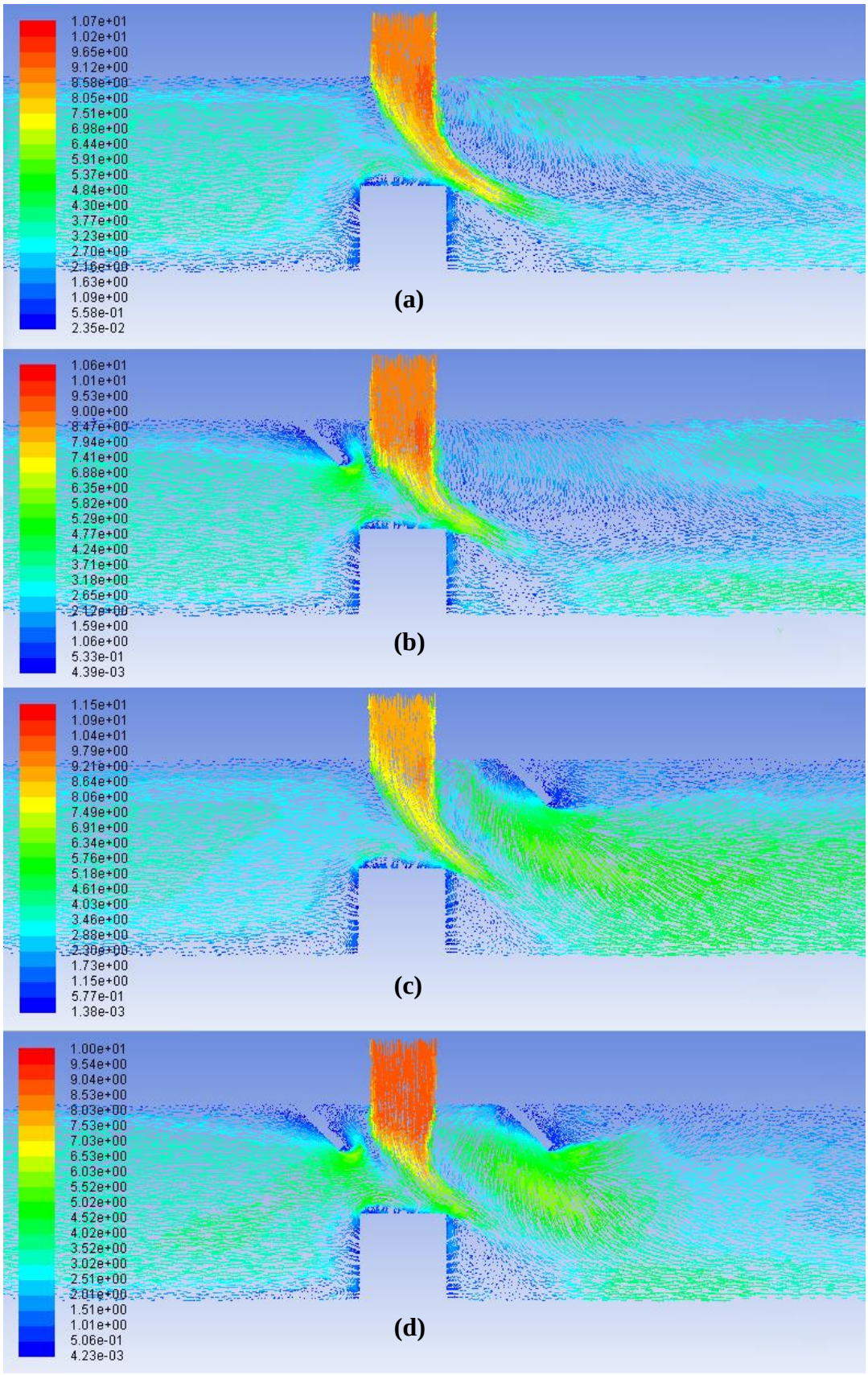
Şekil 5.90. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4



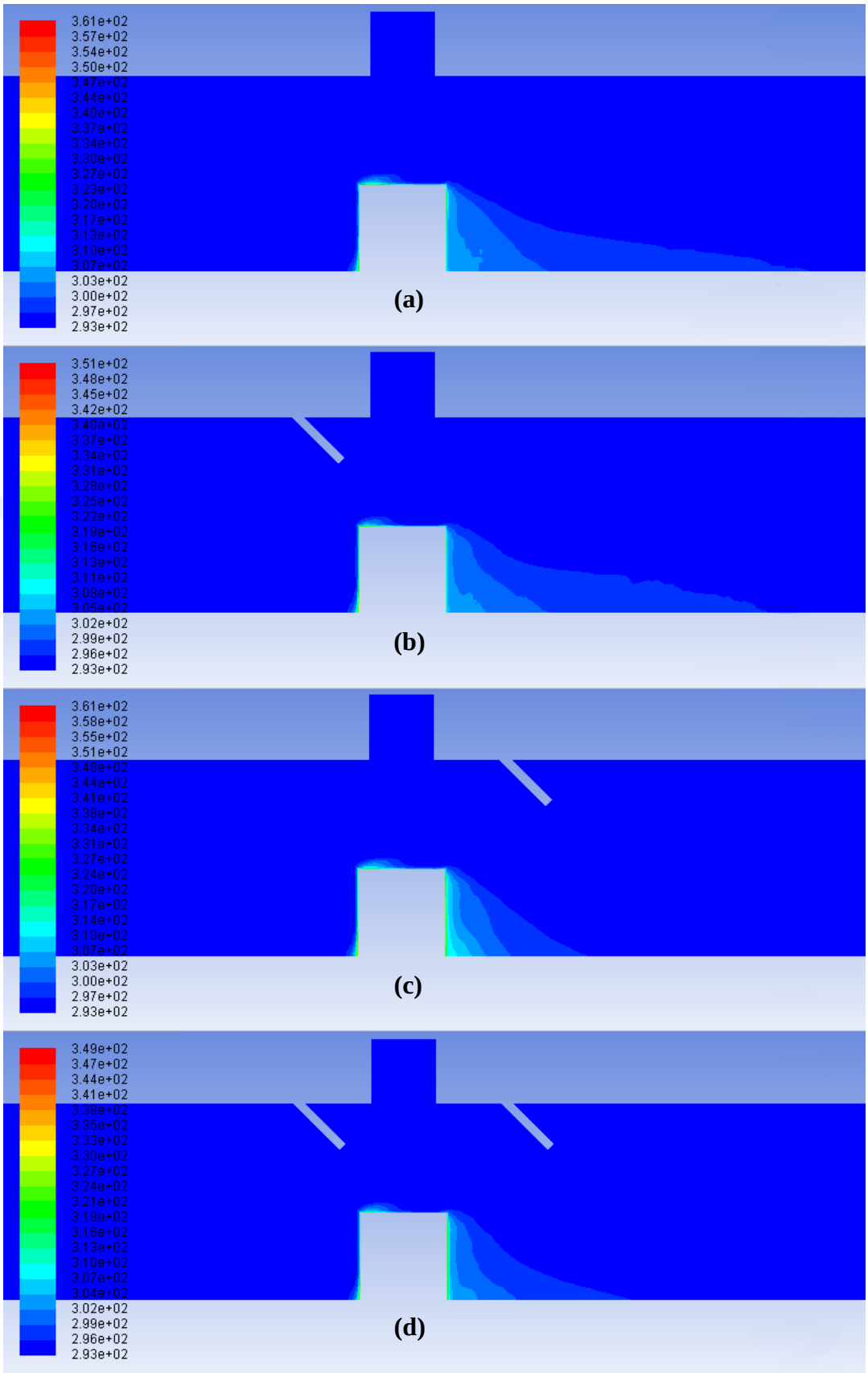
Şekil 5.91. H/D=3 ve V_j/V_k=1 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

V_j/V_k=3 oranı için kanal yüksekliğinin jet çapına oranı (H/D) 3 olduğu durumda, farklı modeller için hız vektör dağılımları Şekil 5.92'de verilmiştir. Sol kanatçığın kullanıldığı ikinci ve dördüncü modellerde elektronik elemanın çevresindeki hız vektörlerinin birinci ve üçüncü modellere kıyasla yoğunlaştığı görülmüştür. Sağ kanatçığın tek başına kullanıldığı üçüncü modelde ise elektronik elemanın etrafındaki hız vektörlerinin diğer modellere kıyasla azaldığı görülmüştür. Son olarak iki kanatçığın beraber kullanıldığı dördüncü modelde ise ikinci modeldeki gibi ısı transferini arttırmıştır. Ancak sağ kanatçığın yarattığı etki ile elektronik elemanın etrafındaki hız vektörlerinin ikinci modele kıyasla bir miktar azalmasına neden olmuştur. Bu dört modelden en yüksek ısı transferi ikinci modelin kullanılmasıyla en düşük ısı transferi ise üçüncü modelin kullanılmasıyla elde edilmiştir.

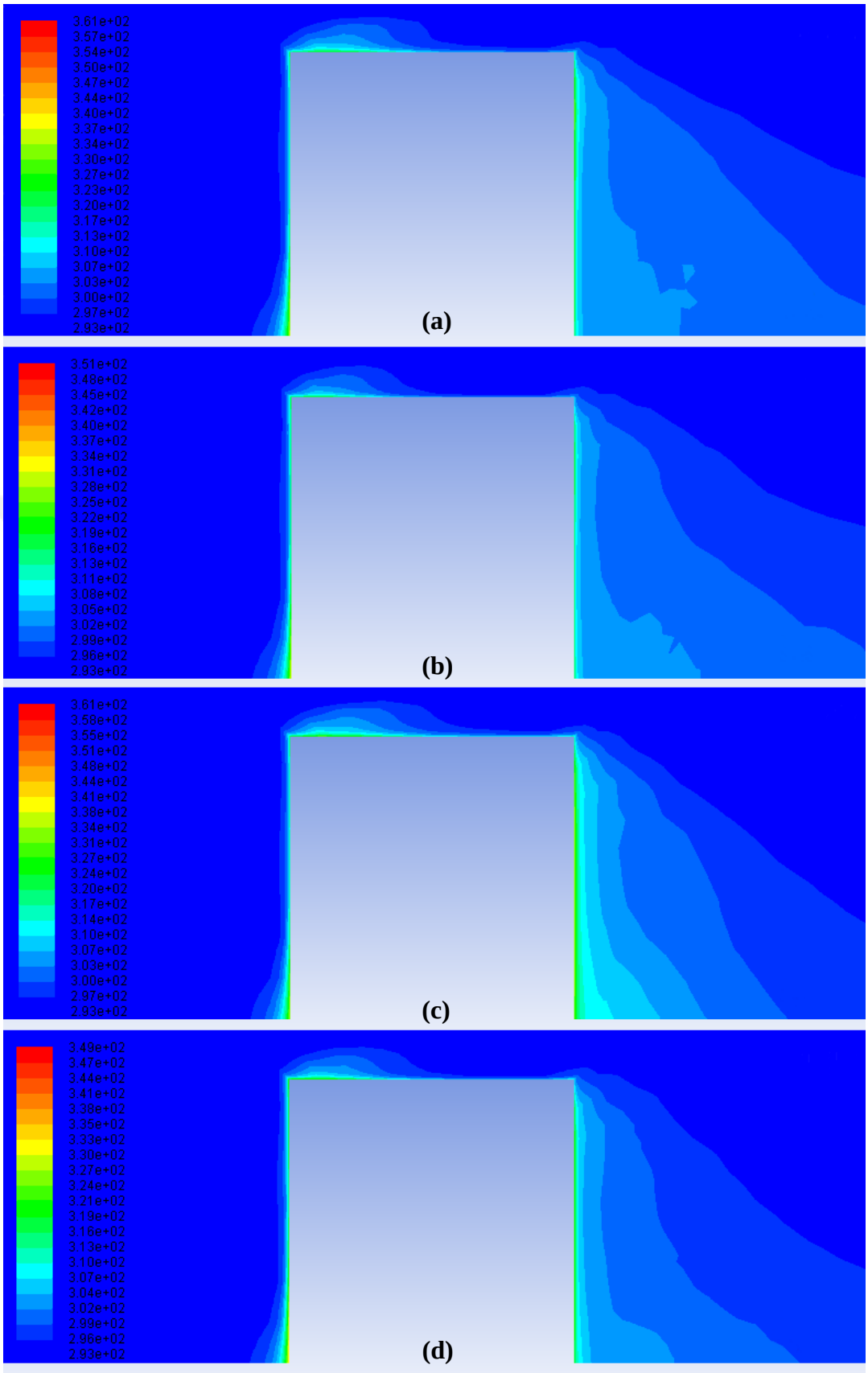
V_j/V_k=3 ve H/D=3 olduğunda, farklı modeller için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.93'te, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.94'te ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm modeller için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Sonuçların Şekil 5.90 ve 5.91'deki sonuçlarla benzer olduğu görülmüştür. Bu dört model için hesaplanan sıcaklık değerlerinden en yüksek sıcaklık değerleri üçüncü modelin kullanılması durumunda en düşük sıcaklık değerleri ise başta ikinci model olmak üzere ikinci ve dördüncü modellerde görülmüştür.



Şekil 5.92. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

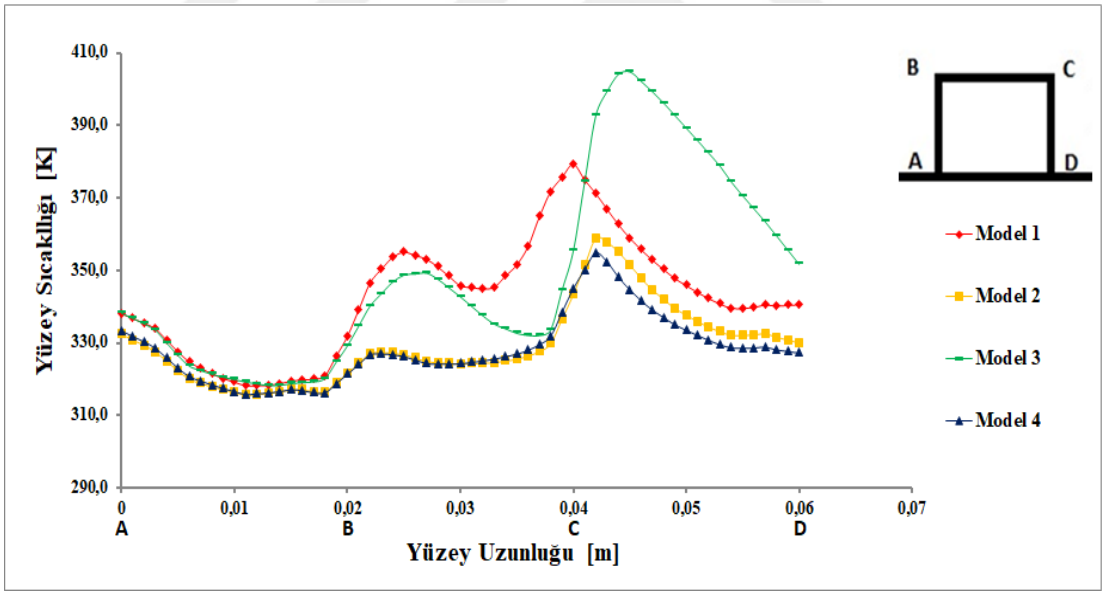


Şekil 5.93. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

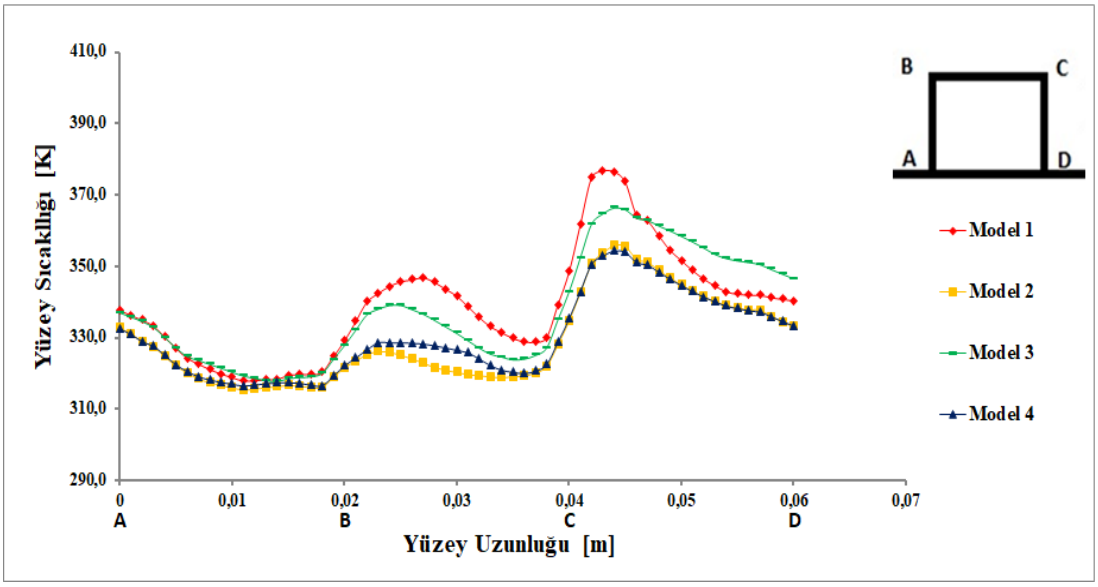


Şekil 5.94. H/D=3 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

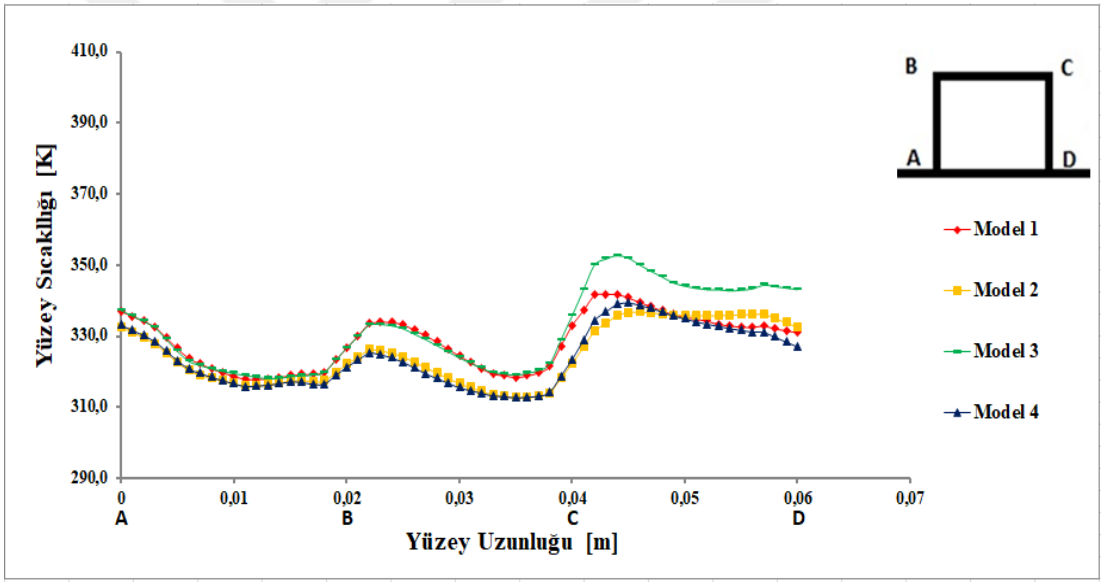
H/D=3 olduğunda, eleman yüzeylerindeki sıcaklığın farklı V_j/V_k oranlarına ve modellere göre değişimi Şekil 5.95, 5.96, 5.97 ve 5.98 ile ele alınmıştır. Jet giriş hızının artması ile elektronik elemanın yüzeyindeki sıcaklık beklenildiği gibi düşmüştür. Birinci modelin kullanılması ile elektronik elemanın üst ve sağ yüzeyindeki sıcaklıklar yüksek bulunduğu için diğer modeller ile kıyaslanıp en yüksek ısı transferi sağlayan model seçilmeye çalışılmıştır. İkinci modelin kullanılması ile genellikle elektronik elemanın bütün yüzeylerinde diğer modellerden daha düşük sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Üçüncü model sadece düşük V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın üst yüzeyindeki sıcaklığı düşürebilmiştir ama ikinci ve dördüncü model ile kıyaslandığında etkisi biraz az olarak görülmüştür. Üçüncü modelde elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığı zaman sıcaklığı düşürmek yerine bir miktar arttığı görülmüştür. Bu iki modelin karışımı olan dördüncü modelde ise düşük V_j/V_k oranlarında en düşük sıcaklıkları veren model olmuştur. Ancak V_j/V_k oranı yükselmeye başladıkça sağ kanatçık etkisini yitirmiştir ve en yüksek ısı transferi ikinci modelde ortaya çıkmıştır.



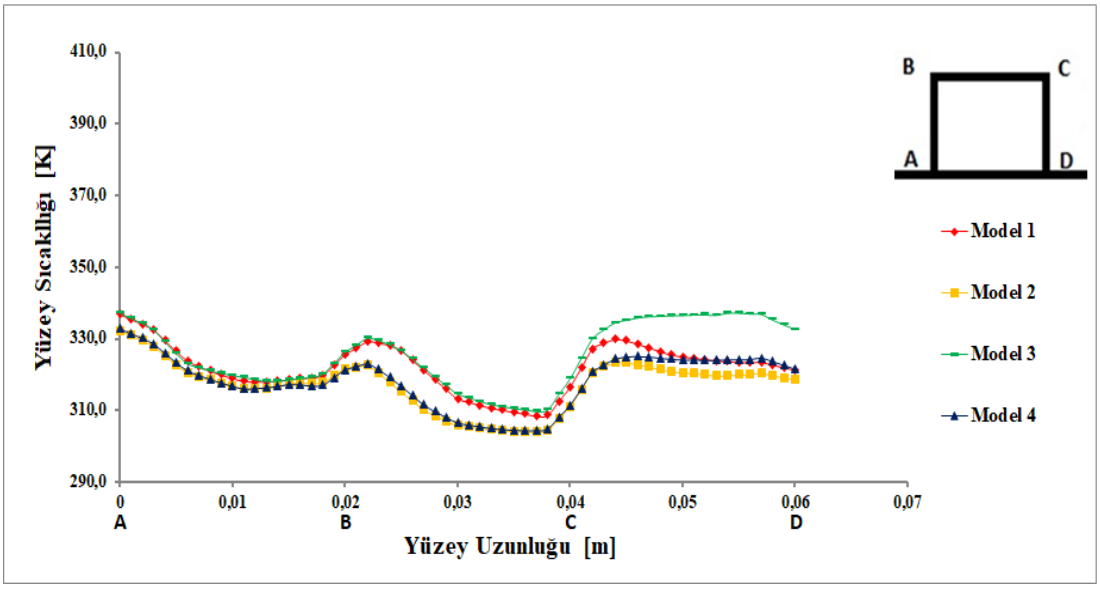
Şekil 5.95. H/D=3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.96. H/D=3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

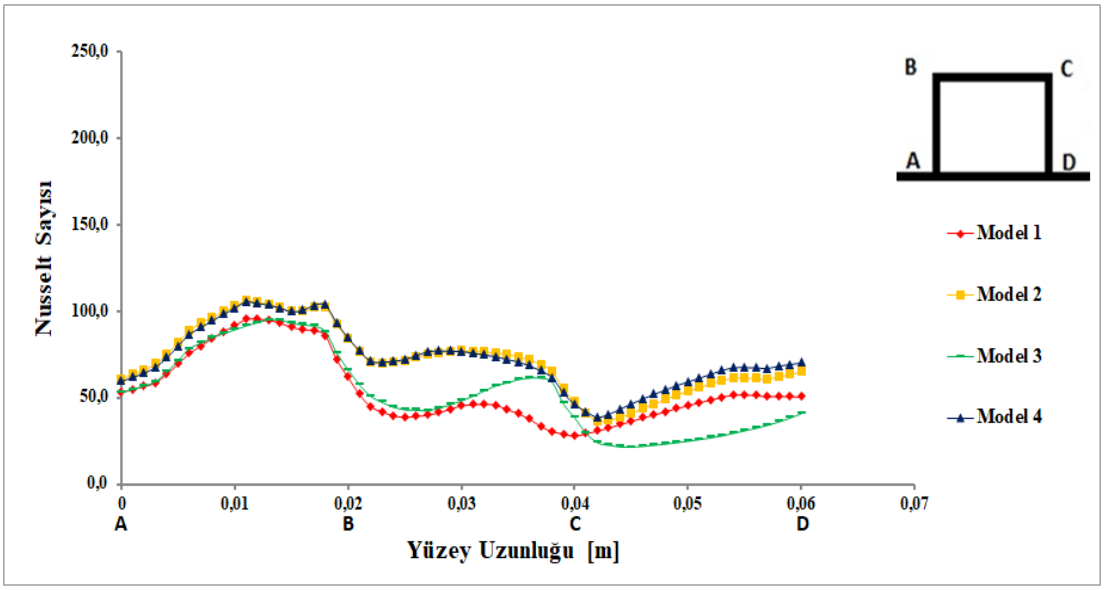


Şekil 5.97. H/D=3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

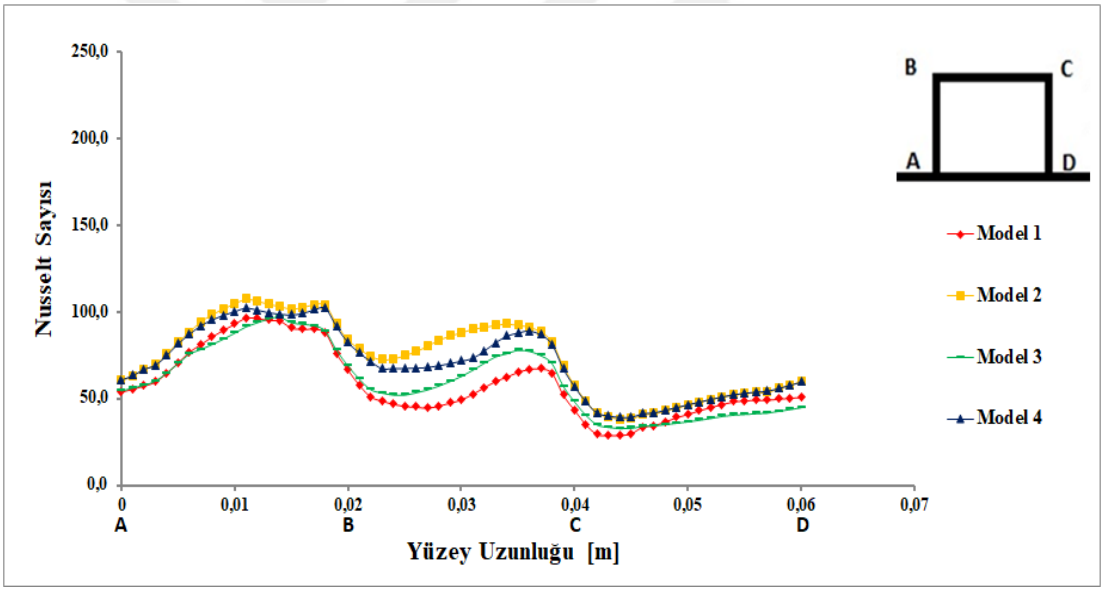


Şekil 5.98. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

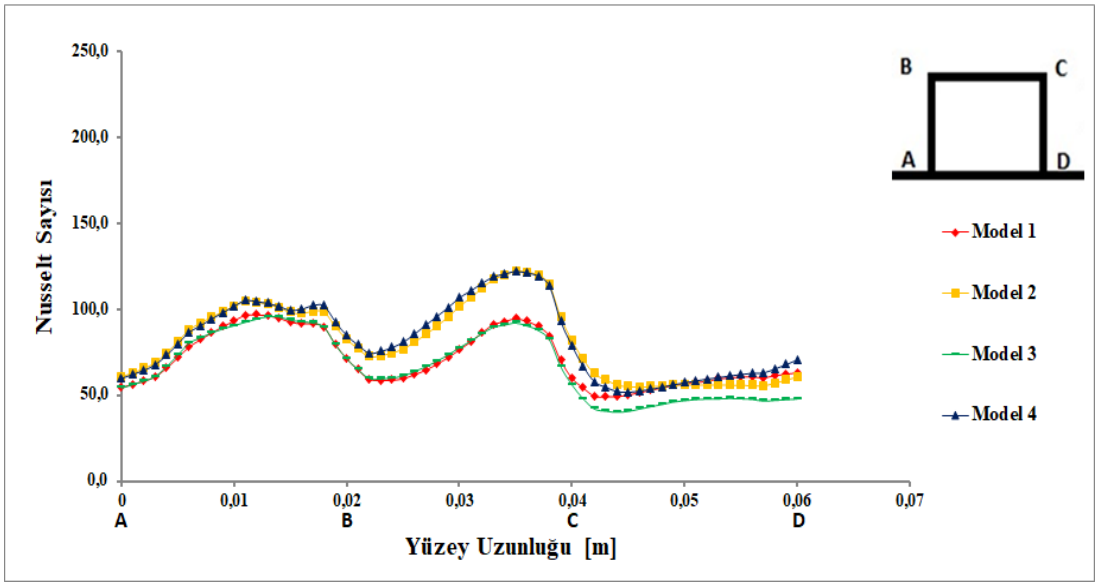
H/D=3 olduğunda, eleman yüzeylerindeki Nusselt sayısının farklı V_j/V_k oranlarına ve modellere göre değişimi Şekil 5.99, 5.100, 5.101 ve 5.102 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde jet giriş hızının artmasıyla beklenildiği gibi Nusselt sayısı da artmıştır. Maksimum Nusselt sayısı sol kanatçığın etkisi ile olarak ikinci ve dördüncü modellerde elde edilmiştir. Üçüncü modelde ise genel olarak en düşük Nusselt sayılarını veren model olmuştur. Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayılarına bakıldığı zaman, elektronik elemanın sol yüzeyinde ikinci ve dördüncü modelin birbirlerine yakın olduklarını, üst yüzeylerinde ise genel olarak ikinci modelin etkili olduğunu ve son olarak elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığında ise düşük V_j/V_k oranlarında dördüncü modelin etkili olduğunu gözlemlenmiştir.



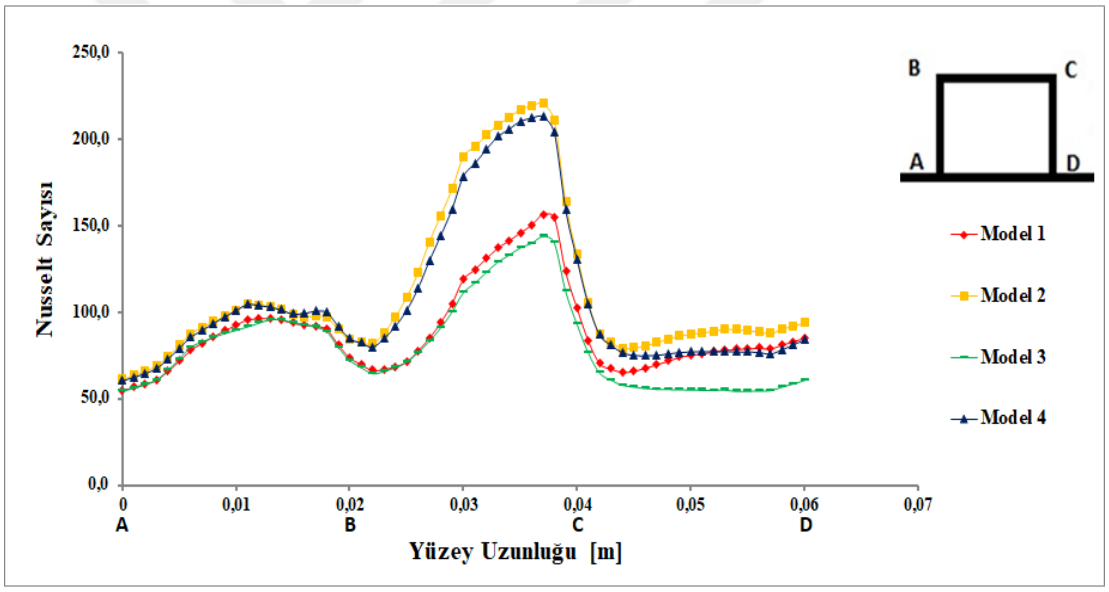
Şekil 5.99. H/D=3 ve V_j/V_k=0 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.100. H/D=3 ve V_j/V_k=1 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



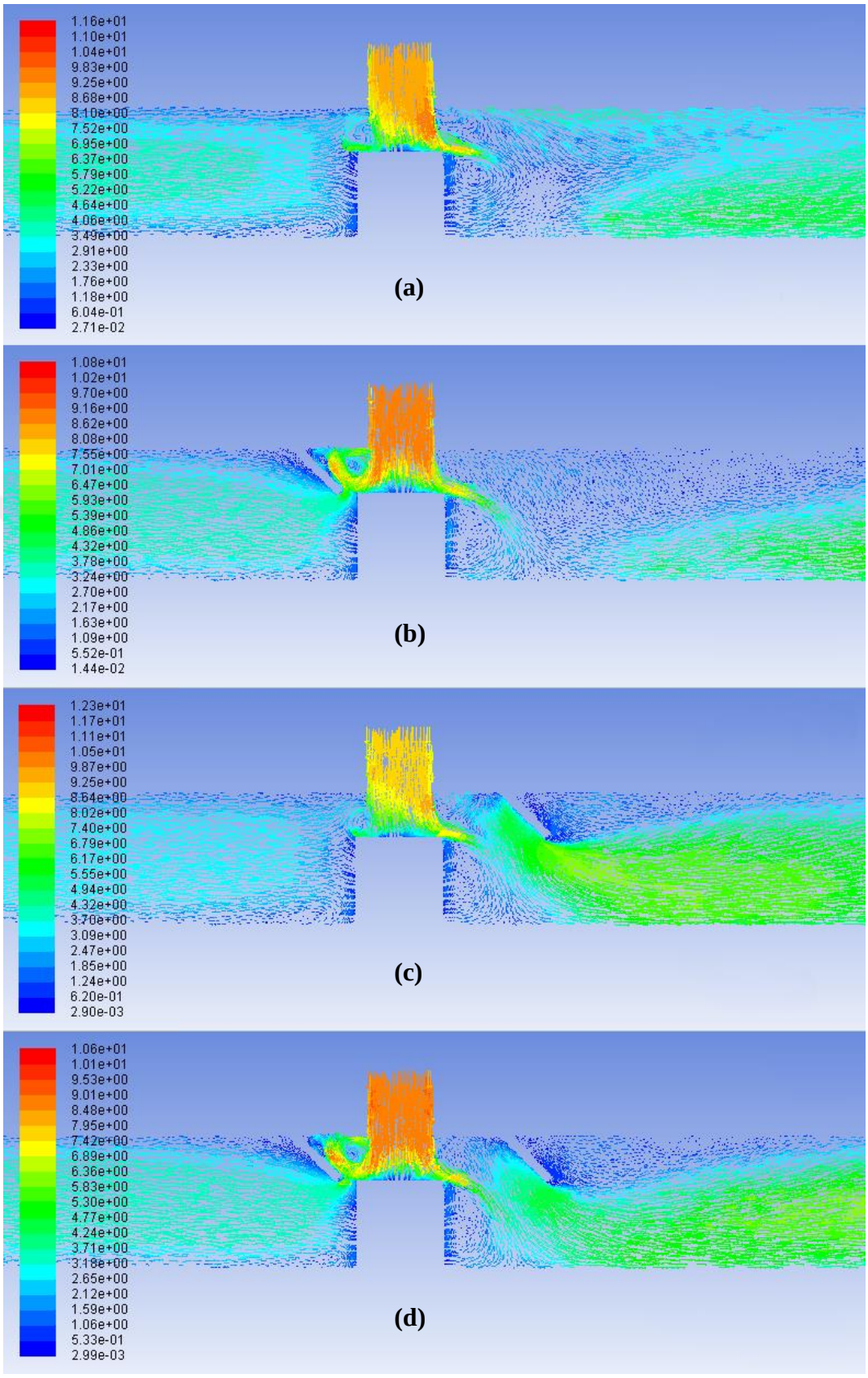
Şekil 5.101. H/D=3 ve V_j/V_k=2 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



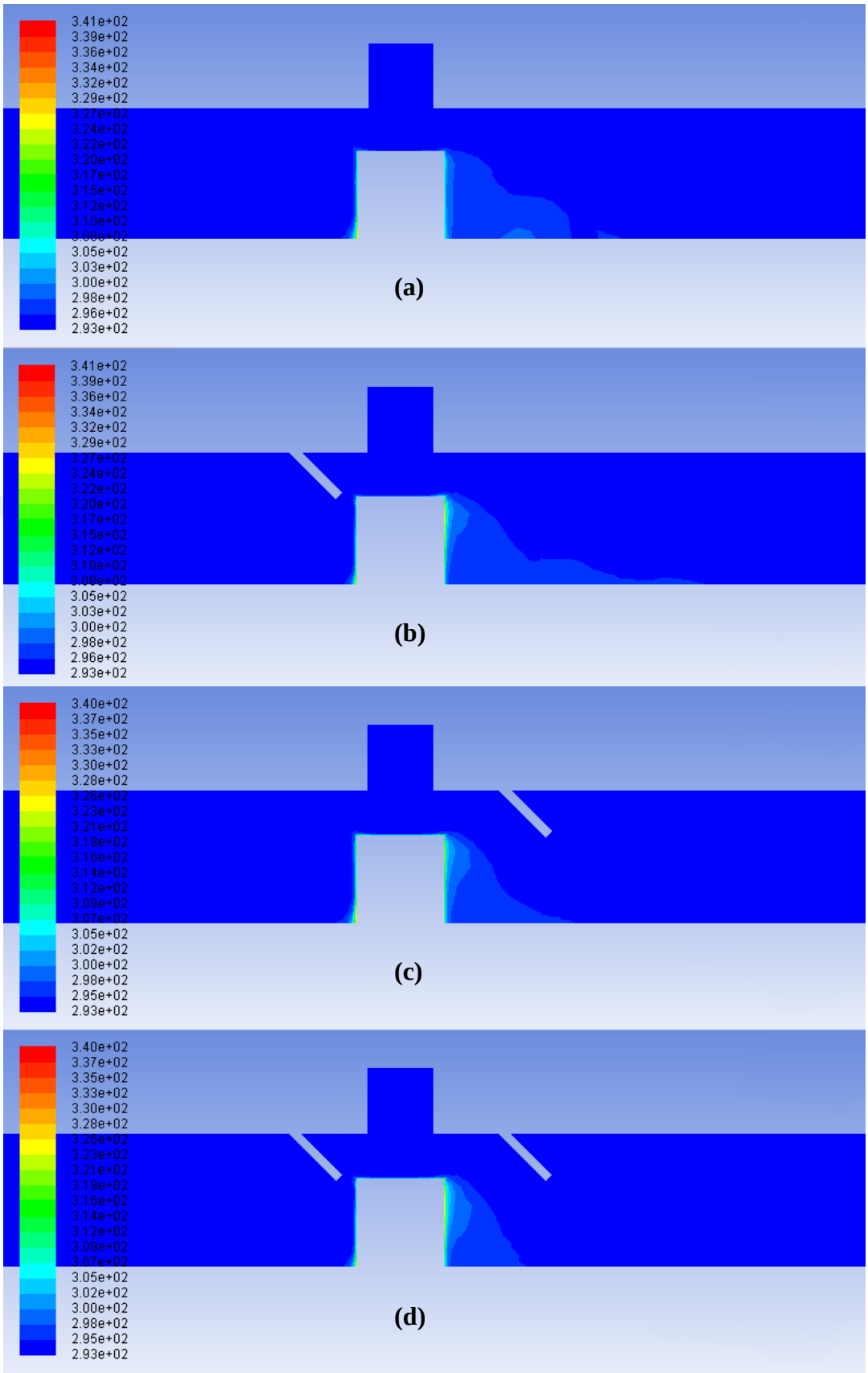
Şekil 5.102. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

H/D=2 ve V_j/V_k=3 için hız vektörünün modele göre değişimi Şekil 5.103 ile ele alınmıştır. Jet elektronik elemana diğer çalışmalardan daha yakın olduğu için bütün modellerde elektronik elemanın üst yüzeyinde akışın yoğunlaştığı görülmüştür. Elektronik elemanın sol yüzeyindeki akışlar incelendiğinde sol kanatçığın kullanıldığı ikinci ve dördüncü modellerde kanalın kesit alanı azaldığı için elektronik elemanın sol yüzeyindeki akışın yoğunlaştığı görülmüştür. Bu yoğunlaşmanın sonucunda elektronik elemanın sol yüzeyindeki ısı transferi artmıştır. Son olarak elektronik elemanın sağ yüzeyindeki akışlar incelenmiştir. İkinci ve dördüncü modellerde elektronik elemanın sol yüzeyinden gelen hızlanmış akışın normalden daha hızlı olması nedeniyle elektronik elemanın sağ yüzeyindeki akışı diğer iki modele kıyasla azalttığı görülmüştür. Sonuç olarak elektronik elemanın sağ yüzeyindeki ısı transferini azalmıştır.

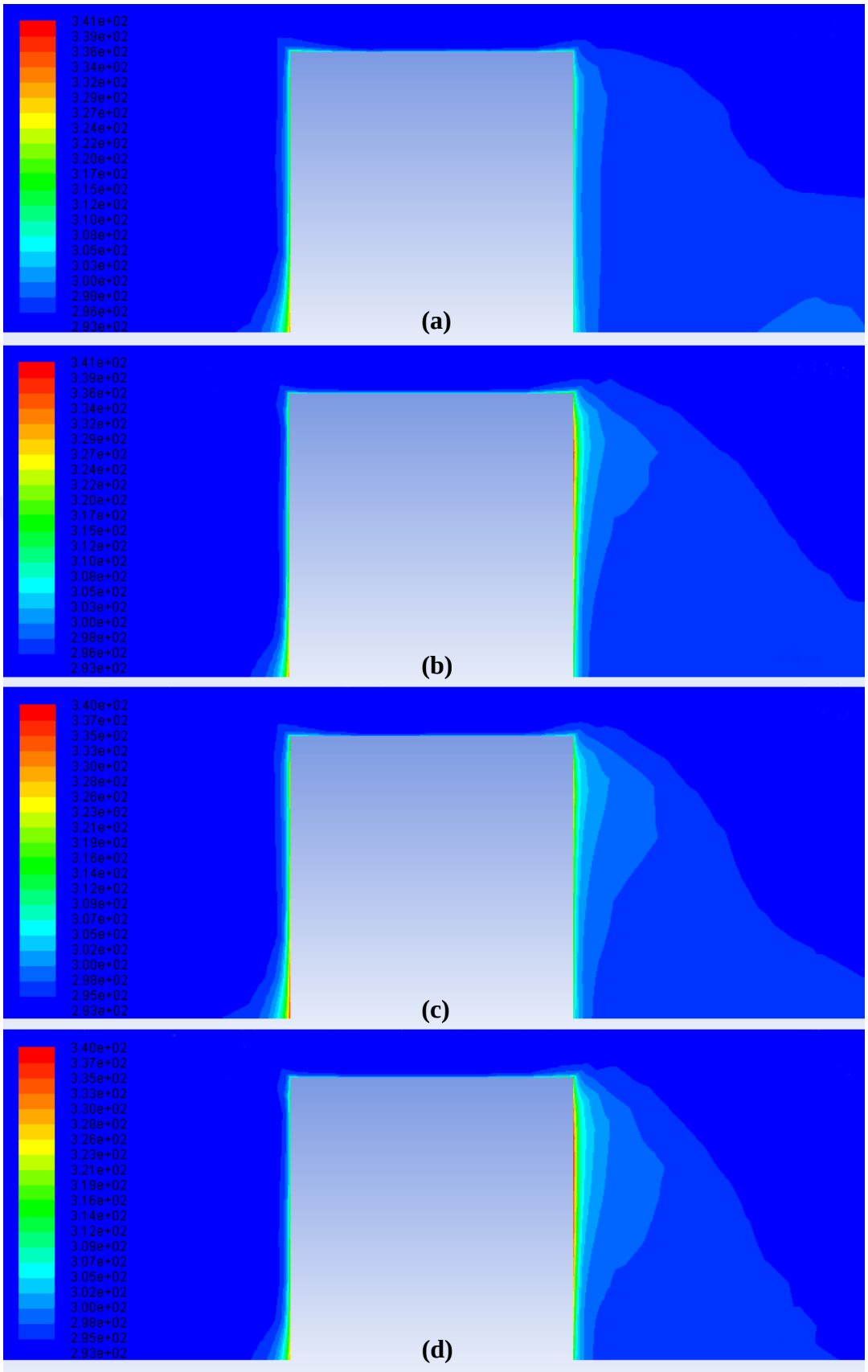
V_j/V_k=3 ve H/D=2 olduğunda, farklı modeller için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.104'te, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.105'te ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm modeller için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Jetin etkisi kanal akışına oranla çok güçlü olmasından dolayı bütün modellerde elektronik elemanın üst yüzeyinin sıcaklığın yaklaşık olarak aynı hesaplanmıştır. Şekil 5.105 ayrıntılı incelendiğinde, birinci ve üçüncü modellerdeki elektronik elemanın sol yüzeyindeki sıcaklığın diğer modellere kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığında bu defada birinci ve üçüncü modellerin daha düşük sıcaklık değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Bu durumun temel nedeni ikinci ve dördüncü modellerin sol kanatçığın etkisi ile elektronik elemanın sol yüzeyindeki akışı yoğunlaştırmalarına rağmen elektronik elemanın sağ yüzeyine giden akışın azalmasına neden olmuşlardır. Bu dört modelden en yüksek ısı transferini elektronik elemanın sol yüzeyi için ikinci ve dördüncü modellerde, sağ yüzeyini ise başta birinci model olmak üzere birinci ve üçüncü modellerde görülmüştür.



Şekil 5.103. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları **(a)** Model 1, **(b)** Model 2, **(c)** Model 3 ve **(d)** Model 4



Şekil 5.104. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

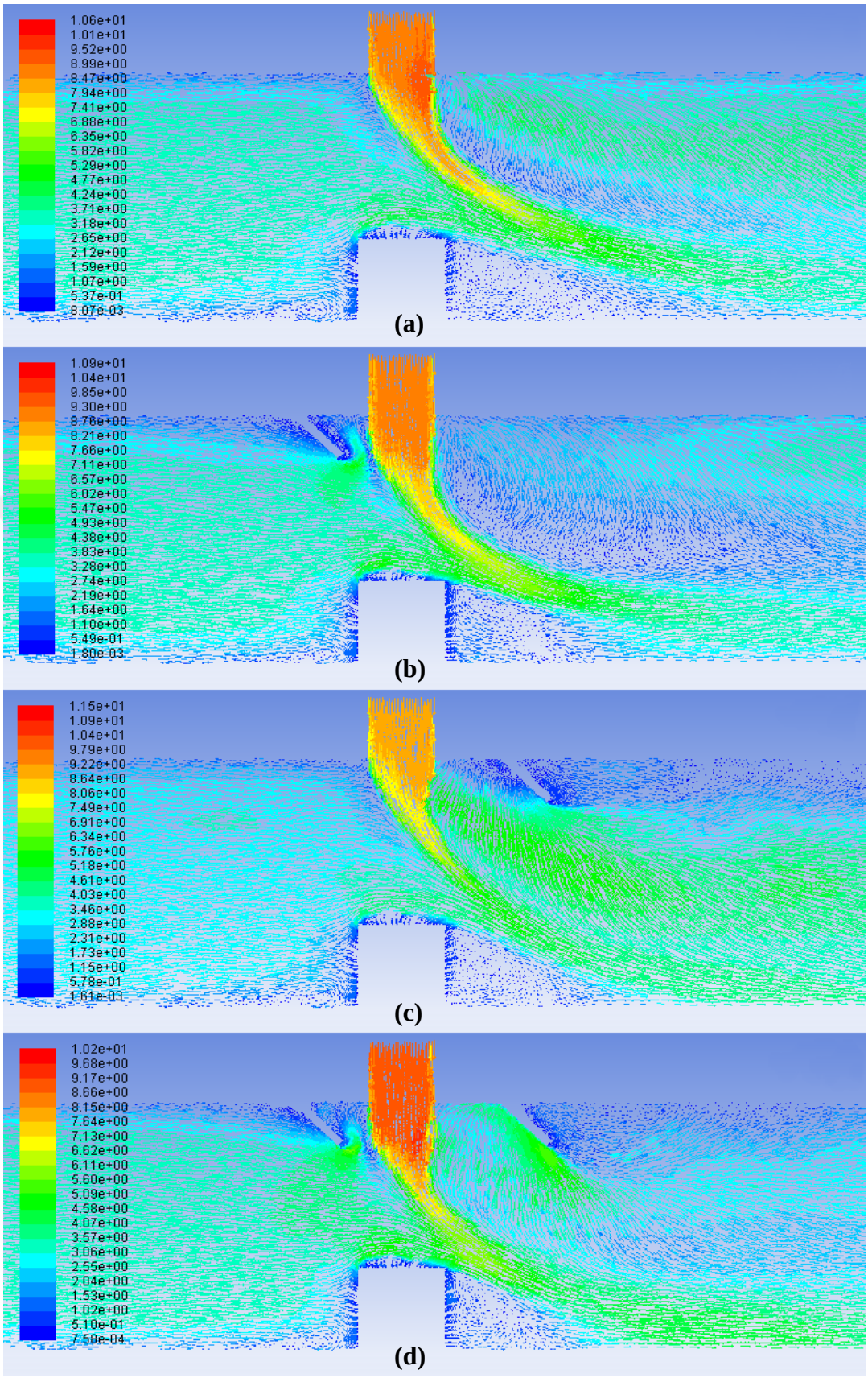


Şekil 5.105. H/D=2 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

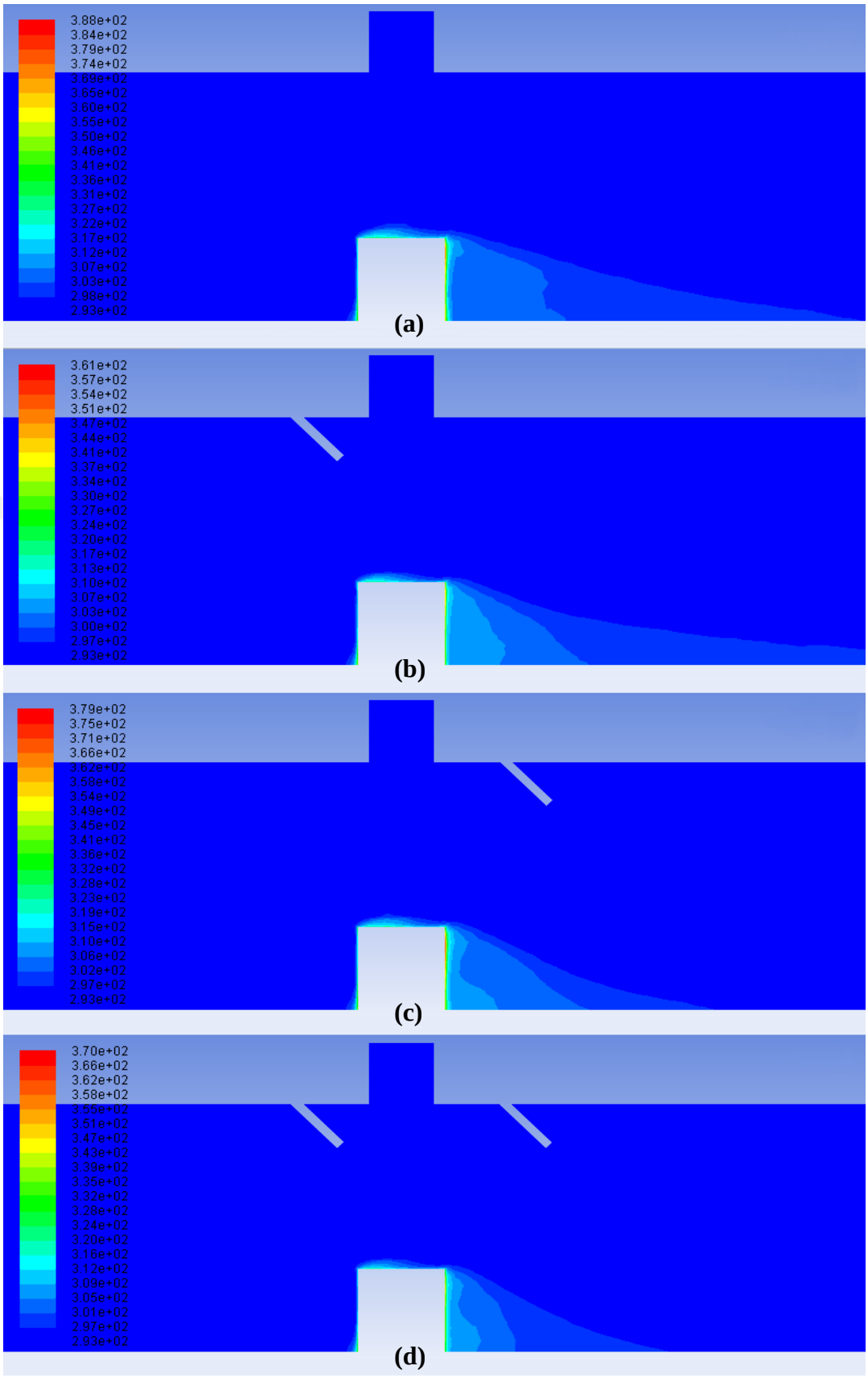
H/D=4 ve V_j/V_k=3 için hız vektörünün modele göre değişimi Şekil 5.106 ile ele alınmıştır. Jet elektronik elemana diğer çalışmalardan daha uzak olduğu için bütün modellerde elektronik elemanın çevresindeki hız vektörlerinin diğer H/D oranlarına göre azaldığı için ısı transferinde ciddi miktarda azalma görülmüştür. Elektronik elemanın yüzeylerindeki akışlar incelendiğinde, Sol kanatçığın kullanıldığı ikinci ve dördüncü modellerde kanatçık kanalın kesit alanını daralttığı için elektronik elemanın sol yüzeyine gelen akışı hızlandırmışlardır ve sol yüzeydeki ısı transferini arttırmışlar.

Elektronik elemanın üst yüzeyinde ise ikinci, üçüncü ve dördüncü modellerde elektronik kanatçıkların etkisi ile elektronik elemanın üst yüzeyindeki akışı güçlendirdikleri için ısı transferini arttırmışlardır. Son olarak elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığında ise ikinci, üçüncü ve dördüncü modellerin elektronik elemanın sağ yüzeyindeki akışı güçlendirerek ısı transferini arttırmışlardır. Ancak üçüncü modelin diğer 2 modele kıyasla çok az bir miktarda ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Sonuç olarak bu 3 modelin bu H/D oranında ısı transferini arttırdıklarını ve maksimum ısı transferine ikinci model ile ulaşıldığı görülmüştür.

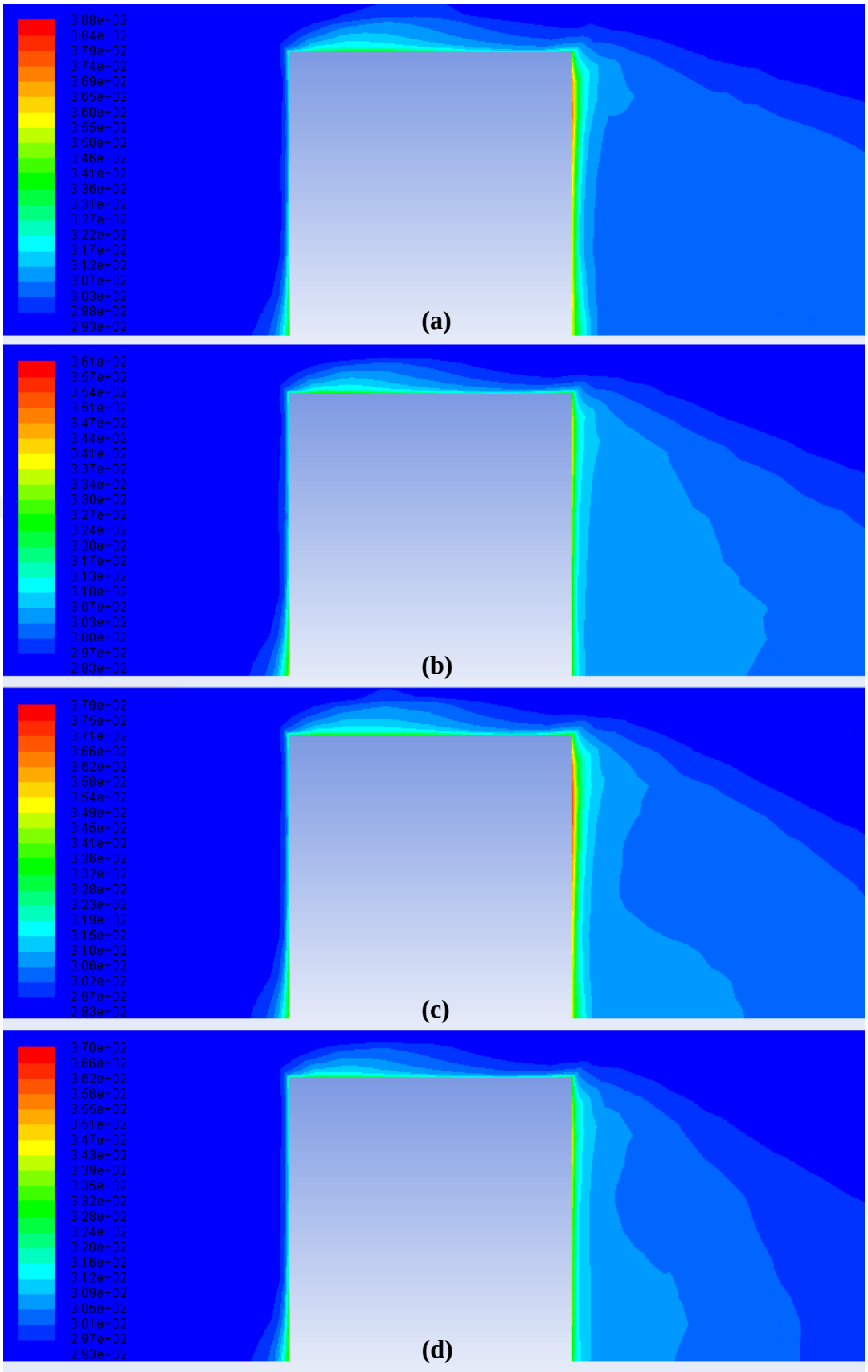
H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için çizilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.107'de, aynı şartlar için bu sefer elektronik elemanın olduğu bölgenin yakınlaştırılarak verilmiş hali ise Şekil 5.108'de ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, tüm modeller için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Tüm kanatçıklı modellerin kanatçıksız modele göre elektronik elemanın sıcaklığını düşürerek ısı transferini arttırdıkları görülmüştür. Ancak üçüncü model bu iki modele kıyasla ısı transferini az bir miktar arttırdığı gözlemlenmiştir. Bu üç modelden maksimum ısı transferini ikinci modelde elde edilmiştir. Çünkü dördüncü modeldeki sağ kanatçığın etkisi ile elektronik elemanın sıcaklığı ikinci modele göre bir miktar artmasına neden olmuştur.



Şekil 5.106. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için hız vektör dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

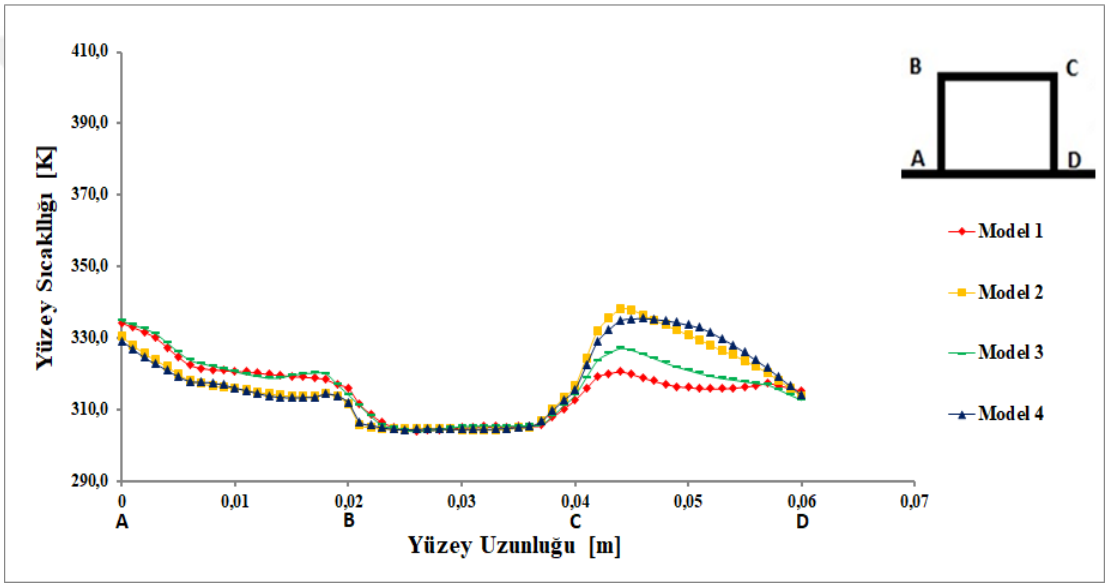


Şekil 5.107. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

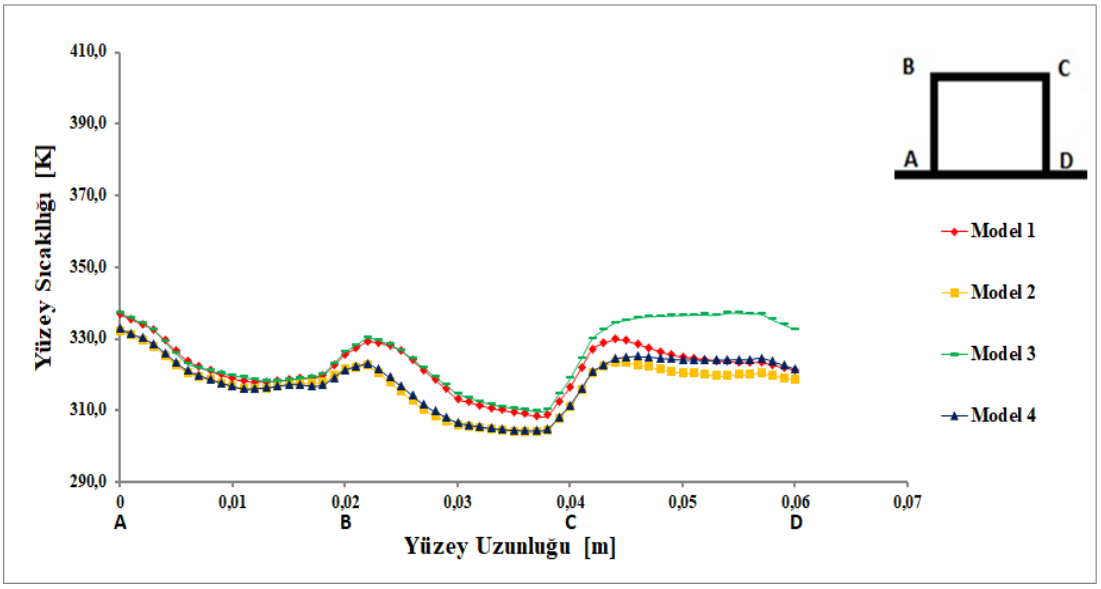


Şekil 5.108. H/D=4 ve V_j/V_k=3 olduğunda, farklı modeller için küpe yakın bölgedeki sıcaklık dağılımları **a)** Model 1, **b)** Model 2, **c)** Model 3 ve **d)** Model 4

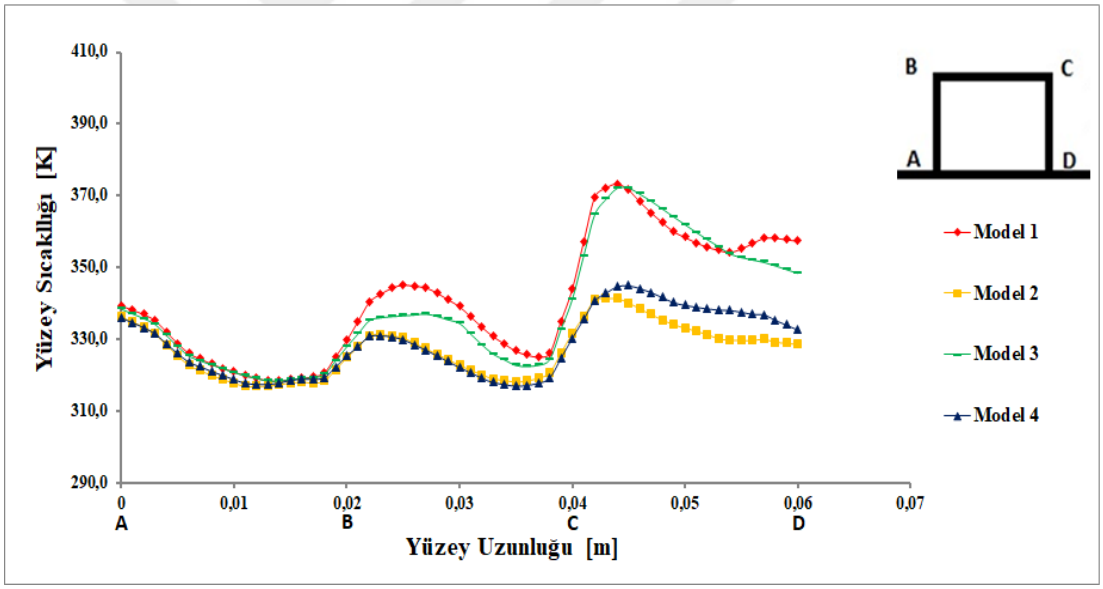
V_j/V_k=3 için elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın H/D oranına ve modele göre değişimi Şekil 5.109, 5.110 ve 5.111 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, H/D oranın azalması ile elektronik elemanın ısı transferi bütün modellerde azaldığı görülmüştür. H/D oranı artmaya başladıkça ikinci ve dördüncü modellerin elektronik elemanın üzerindeki etkileri artmaya başlamıştır. Ancak H/D=2 oranındayken kanal yüksekliğinin yeterince yüksek olmamasından dolayı ikinci ve dördüncü modellerin elektronik elemanın ısı transferini azalttıkları görülmüştür ve bu H/D oranında maksimum ısı transferini birinci model ile ulaşılmıştır. Üçüncü modelin genel olarak yüksek H/D oranlarında ısı transferini arttırabileceği gözlemlenmiştir. Ancak ikinci ve dördüncü modeller kadar ısı transferini arttıramadığı görülmüştür.



Şekil 5.109. H/D=2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



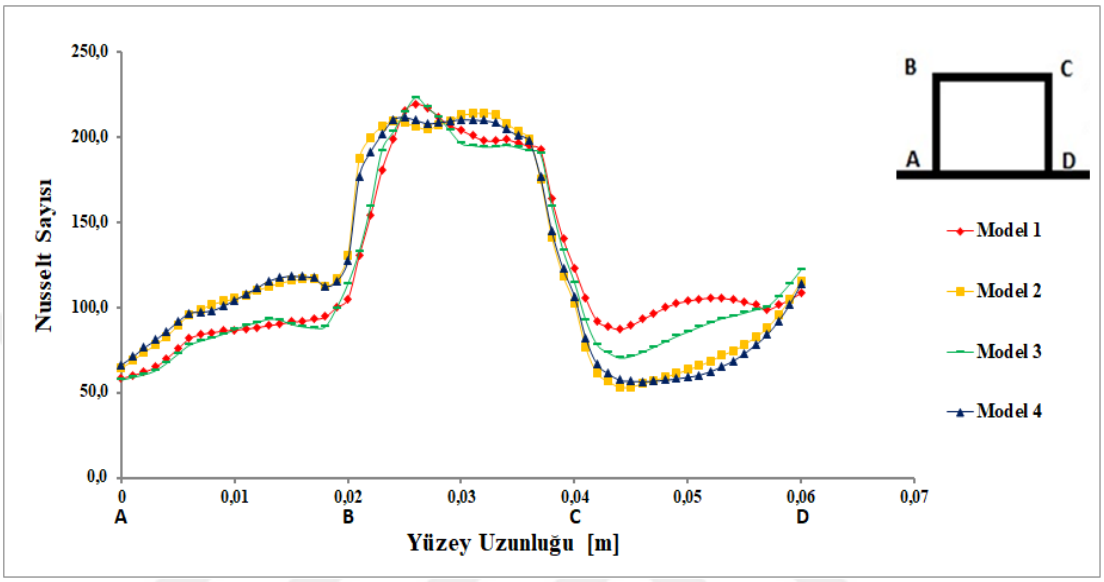
Şekil 5.110. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi



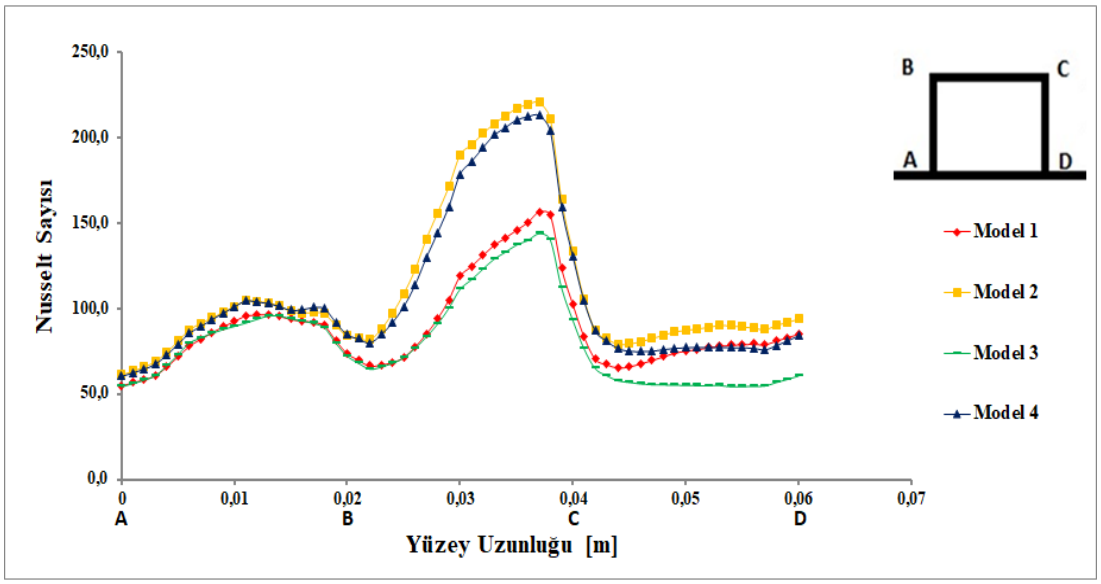
Şekil 5.111. H/D=4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi

V_j/V_k=3 için elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının H/D oranına ve modele göre değişimi Şekil 5.112, 5.113 ve 5.114 ile ele alınmıştır. Şekiller incelendiğinde, H/D oranın azalması ile bütün modellerdeki maksimum Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Genellikle maksimum Nusselt sayısı ikinci ve dördüncü modellerde elektronik elemanın üst yüzeyinde hesaplanmıştır. Ancak H/D=2

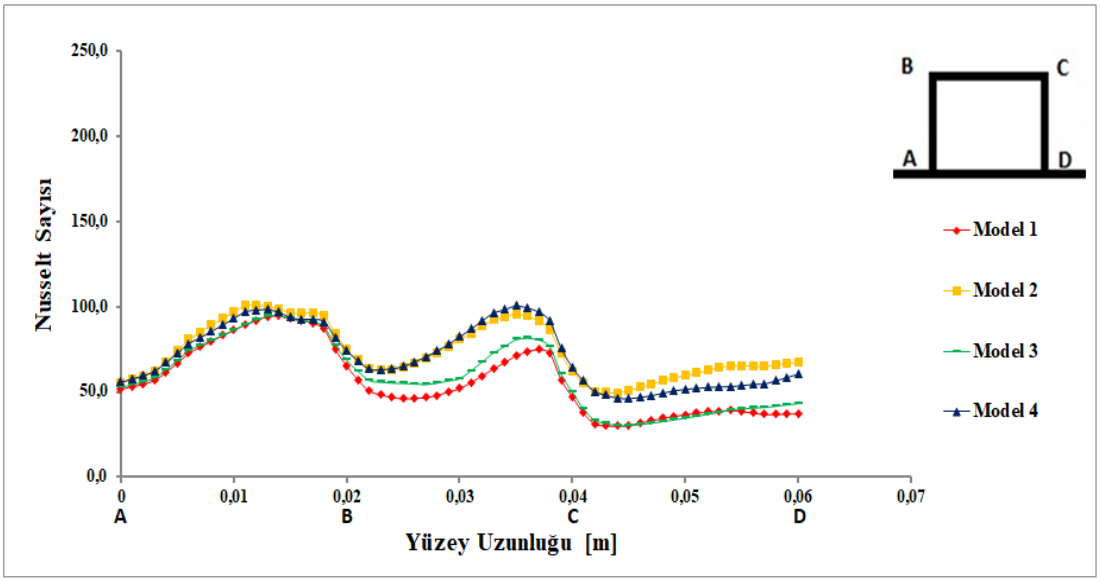
oranındayken maksimum Nusselt sayısı birinci model ile hesaplanmıştır. Çünkü düşük H/D oranlarında kanatçıklı modellerde elektronik elemanın etrafındaki akışı kontrol etmek zor olduğu için Nusselt sayılarında düşüş görülmüştür. Üçüncü modelde ise yüksek H/D oranlarında birinci modele kıyasla Nusselt sayısında bir miktar artış görülmüştür.



Şekil 5.112. H/D=2 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



Şekil 5.113. H/D=3 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi



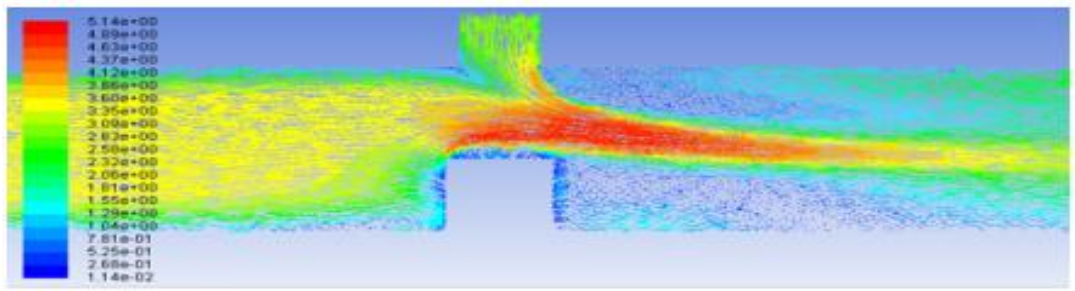
Şekil 5.114. H/D=4 ve V_j/V_k=3 için küp yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi

5.2.7. Kanat Açısının Etkisi

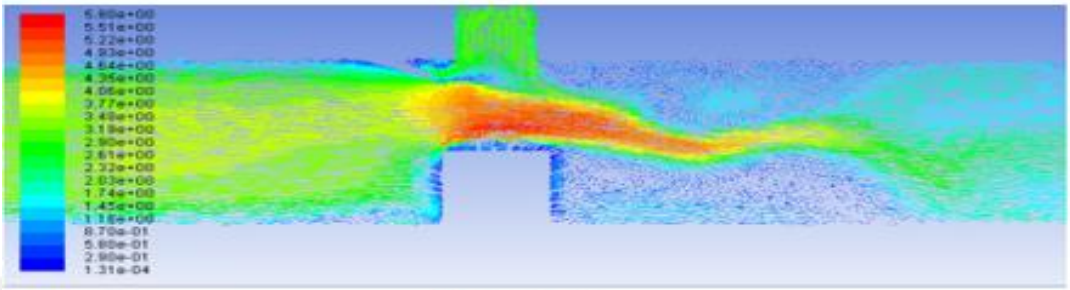
Bu bölümde Model 2 ve H/D (jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin jet çapına oranı) oranı 3 için, V_j/V_k (jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı) oranı 0, 1, 2 ve 3, kanatçık açısının ise (α) 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° değerleri için incelenmiştir. Kanatçık açısının değişimi ile akışı elektronik elemanın üzerine doğru yoğunlaştırmak amaçlanmıştır.

V_j/V_k=1 olduğunda, farklı kanatçık açıları için hız vektör dağılımları Şekil 5.115'de verilmiştir. Şekiller incelendiğinde bu V_j/V_k oranı için genel olarak, jet akış ile çapraz akış elektronik elemanın üstünde kalan bölgede çarpışmakta ve sağ kısmında döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır. Kanatçık açısının artması ile elektronik elemanın etrafındaki hız vektörlerinin yoğunlaştığı görülmüştür. Bu yoğunlaşma kanatçık açısı 45°'deyken maksimuma ulaşmıştır ve bu değeri geçtikten sonra bu yoğunlaşmanın çok az bir miktar azaldığı görülmüştür. Ancak kanatçık açısı 90°'deyken elektronik elemanın üst yüzeyindeki hız vektörlerinin normale göre çok fazla azaltmıştır. Bu azalma sayesinde elektronik elemanın sağ yüzeyinde oluşan döngüsel akış bölgeleri yoğunlaşmış ve yerel ısı transferinin arttırdığı görülmüştür.

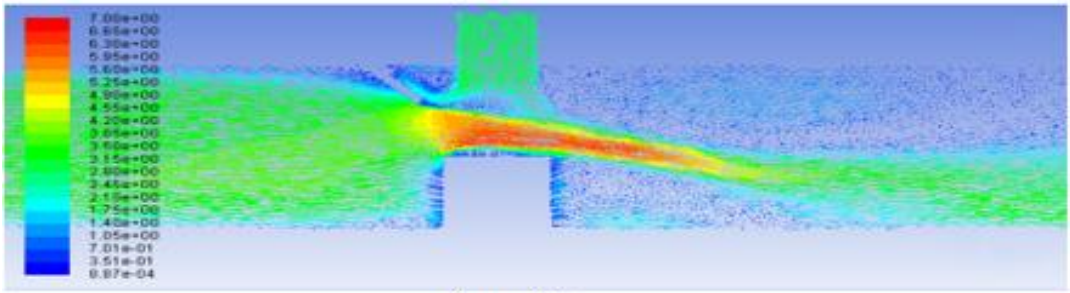
V_j/V_k=1 olduğunda, farklı kanatçık açıları için çizilen sıcaklık dağılımları ise Şekil 5.116'da verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, tüm kanatçık açıları için sıcaklık dağılımlarının genel olarak birbirine benzer bir yapıda olduğu görülmektedir. Genel olarak, kanal girişinden giren akışkanın elektronik elemanın sol yüzeyine çarpması sonucu sınır tabakayı bozduğu ve bu yüzeyde sıcaklığı düşürdüğü, ayrıca üst lüleden gönderilen havanın ise elektronik elemanın üst bölgesinden geçen çapraz akışı baskılayarak elektronik elemanın üst yüzey sıcaklığının azalmasını sağladığı, birbirine karışan çapraz ve jet akışların kanal çıkışına doğru giderken döngüsel akış bölgeleri oluşturduğu bu durumun elektronik elemanın sağ yüzeyinde ısıl sınır tabaka kalınlığını arttırdığı görülmektedir. Kanatçık açısının artması sonucunda ise ısıl sınır tabakanın bozulmasından kaynaklı elektronik elemanın maksimum sıcaklığı azalmaya başlamıştır. Ancak kanatçık açısı 45°'yi geçtikten sonra elektronik elemanın sıcaklığı artmaya başlamış ve maksimum ısı transferine kanatçık açısı 45°'deyken ulaşılmıştır.



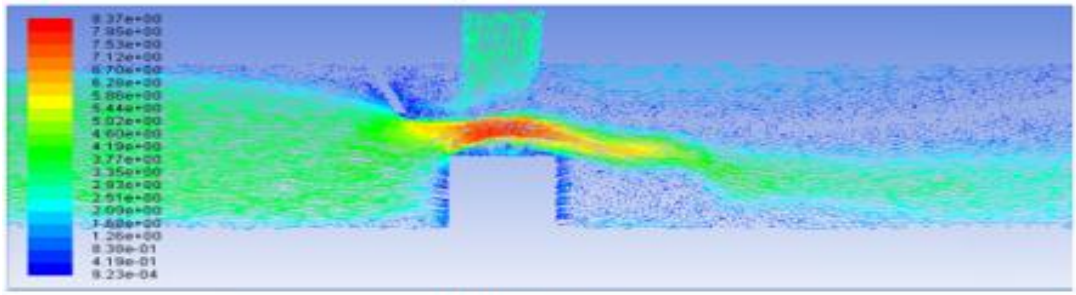
a) α=0°



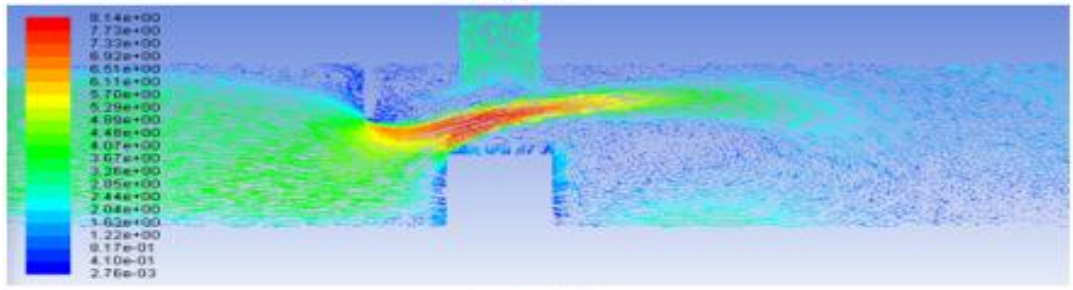
b) α=22.5°



c) α=45°

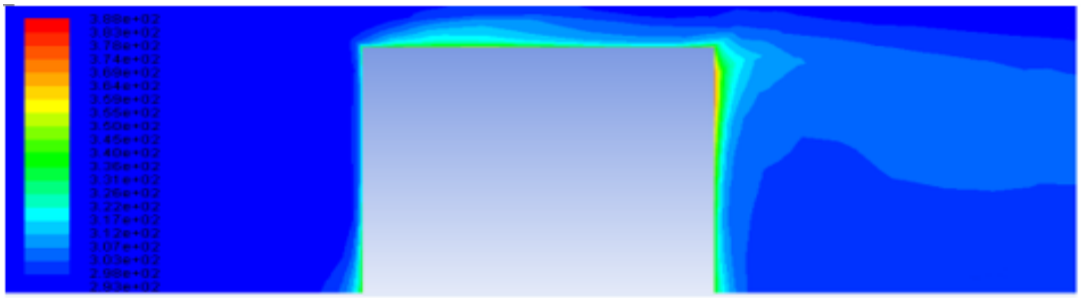


d) α=67.5°

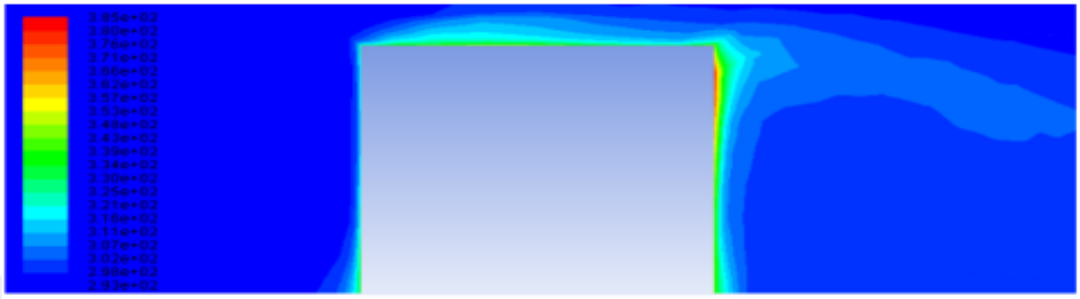


e) α=90°

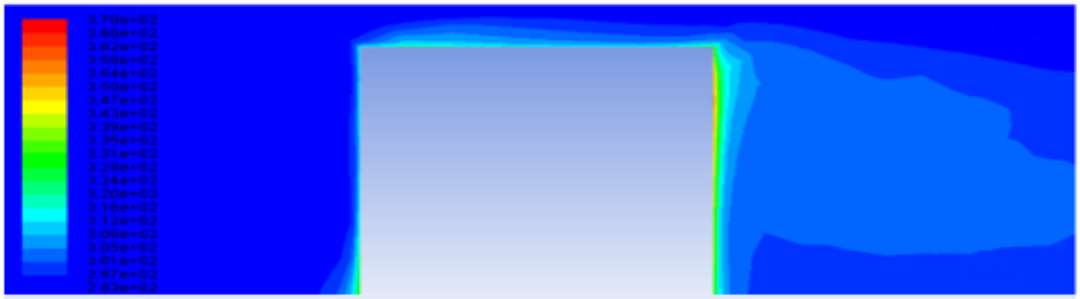
Şekil 5.115. V_j/V_k=1 olduğunda, farklı kanatçık açıları için hız vektör dağılımları **a)** α=0°, **b)** α=22,5°, **c)** α=45°, **d)** α=67,5° ve **e)** α=90°



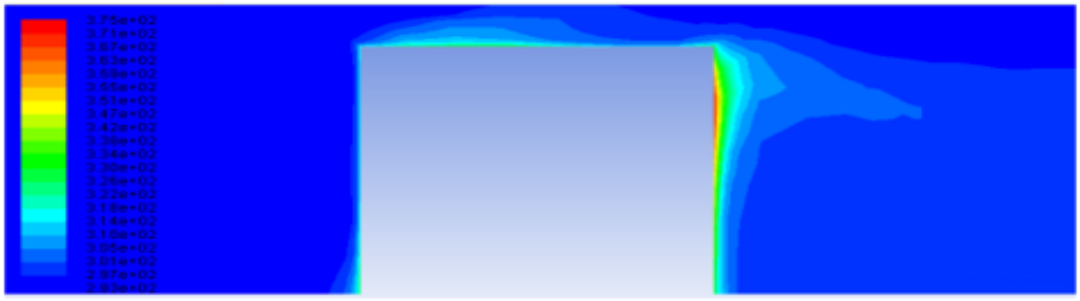
a) α=0°



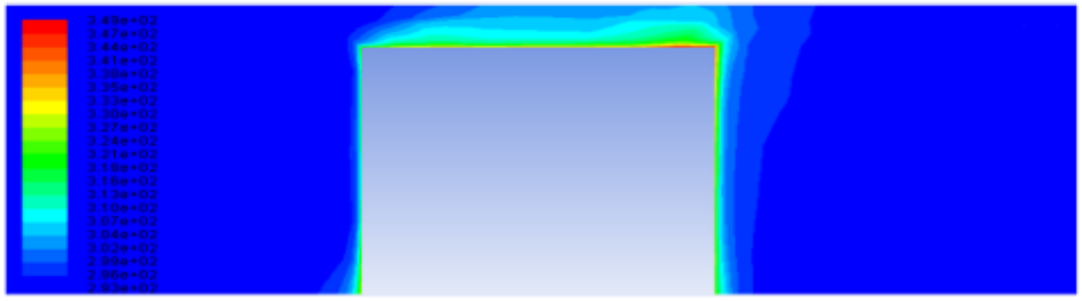
b) α=22.5°



c) α=45°



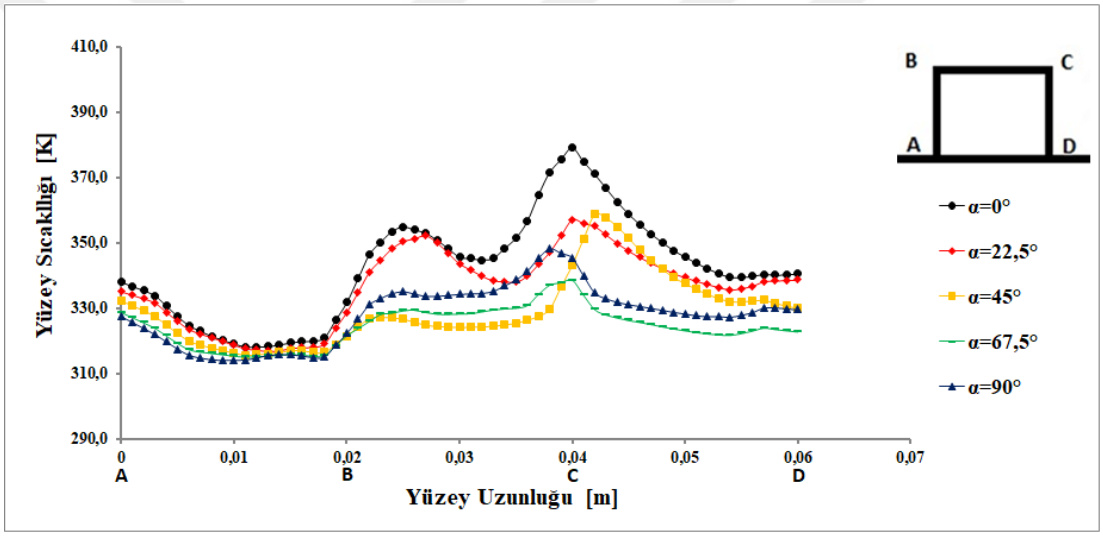
d) α=67.5°



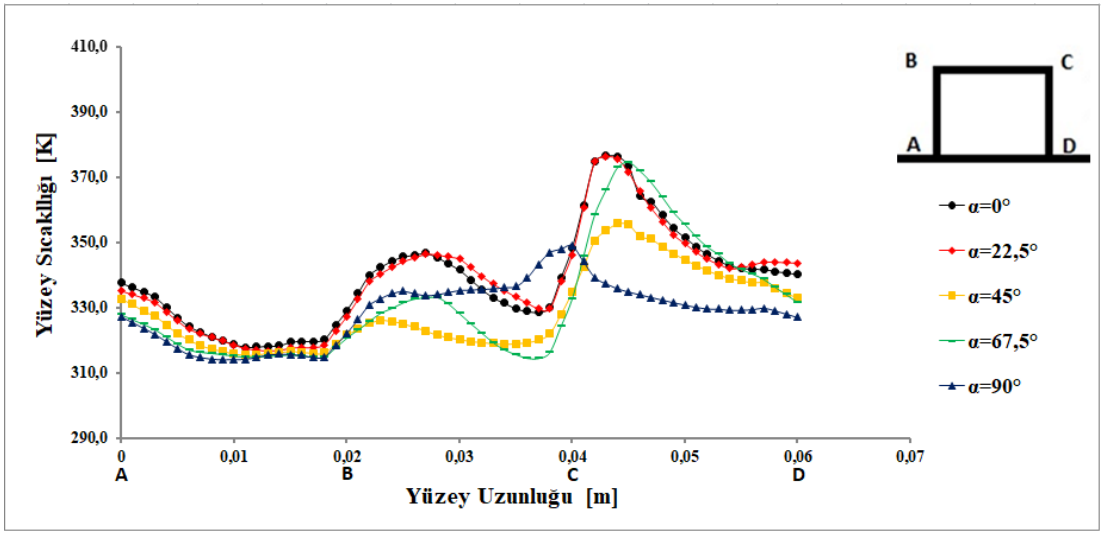
e) α=90°

Şekil 5.116. V_j/V_k=1 için sıcaklığın kanatçık açısı ile değişimi **a)** α=0°, **b)** α=22,5°, **c)** α=45°, **d)** α=67,5° ve **e)** α=90°

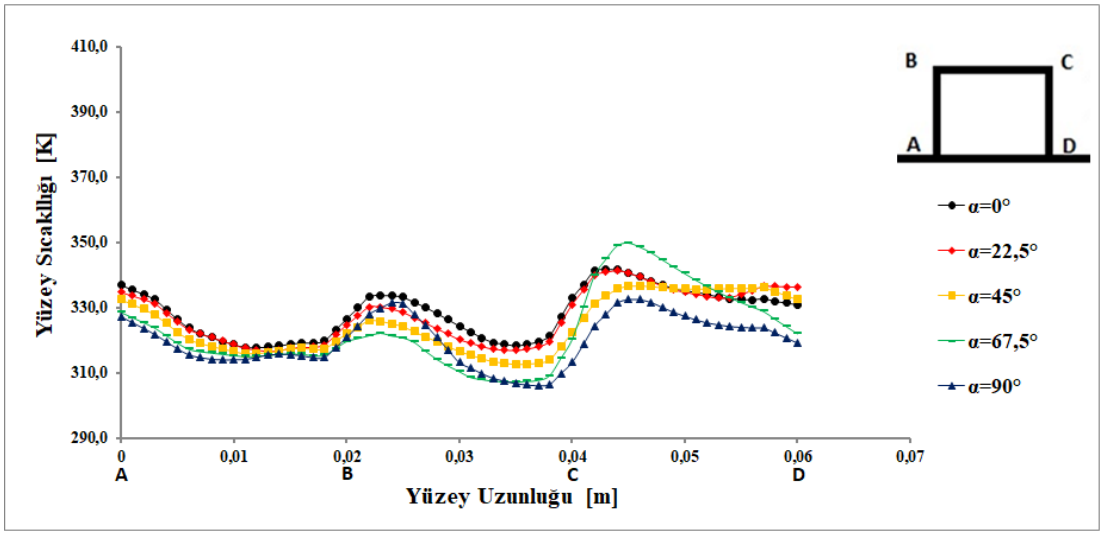
Elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın artan V_j/V_k oranına ve kanatçık açısına göre değişimi Şekil 5.117'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, V_j/V_k oranı arttıkça beklenildiği gibi elektronik elemanın yüzey sıcaklığının düşmeye başladığı görülmüştür. Kanatçık açsının artması ile bütün V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın sol yüzeyindeki sıcaklıkların düştüğü görülmüştür. Düşük V_j/V_k oranlarında kanatçık açısının artması ile elektronik elemanın üst ve sağ yüzeylerindeki sıcaklığın kanatçık açısı 45°'ye ulaşana kadar azaldığı bu açıyı geçtikten sonra ise sıcaklığın artmaya başladığı görülmüştür. V_j/V_k oranı yükselmeye başladıkça bu olumsuz etkilerin kaybolmaya başladığı görülmüş ve kanatçık açısı arttıkça genel olarak elektronik elemanın sıcaklığının düştüğü gözlemlenmiştir. Maksimum ısı transferine V_j/V_k=3 oranında kanatçık açısı 90°'deyken ulaşılmıştır.



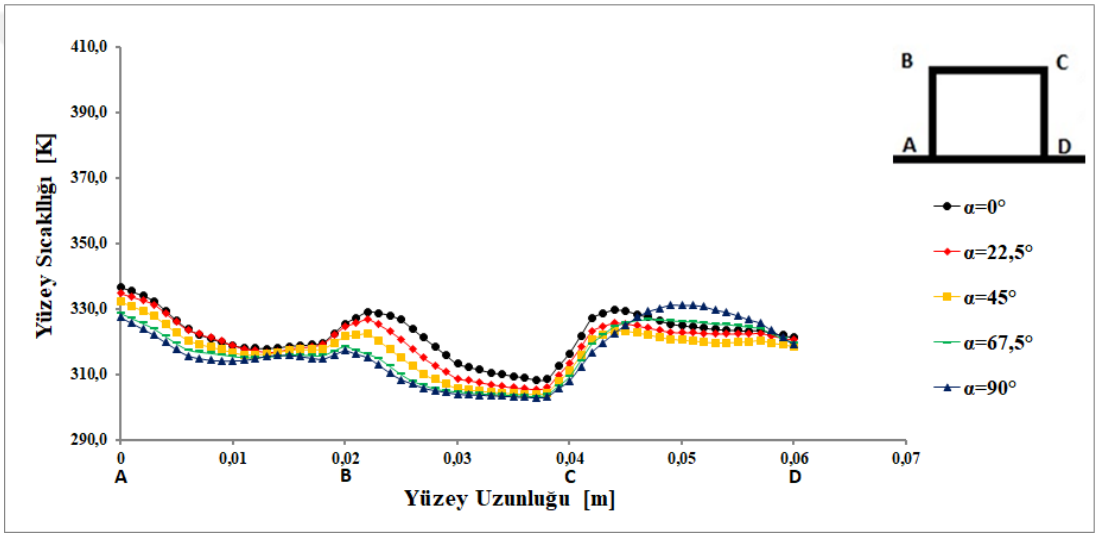
a) V_j/V_k=0



b) V_j/V_k=1



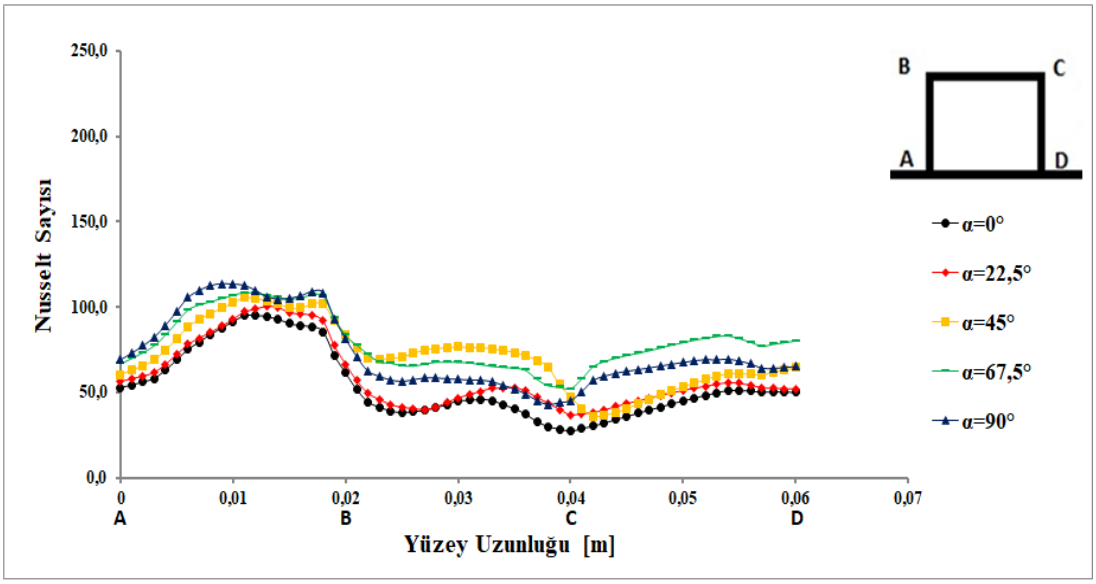
c) $V_j/V_k=2$



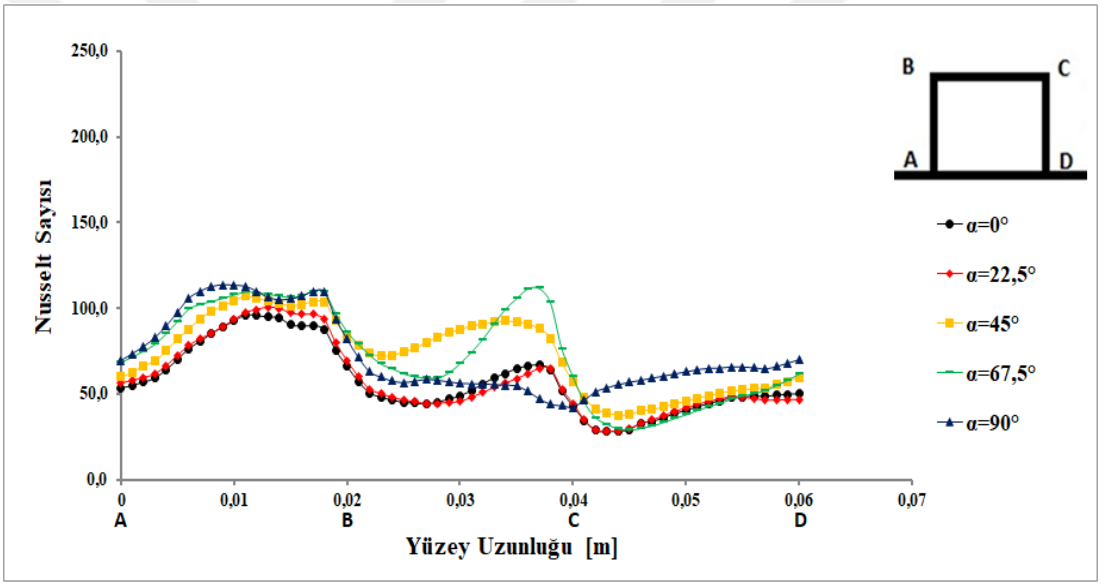
d) $V_j/V_k=3$

Şekil 5.117. Elektronik elemanın yüzeylerindeki sıcaklığın yüzey uzunluğu ile değişimi **a)** $V_j/V_k=0$, **b)** $V_j/V_k=1$, **c)** $V_j/V_k=2$ ve **d)** $V_j/V_k=3$

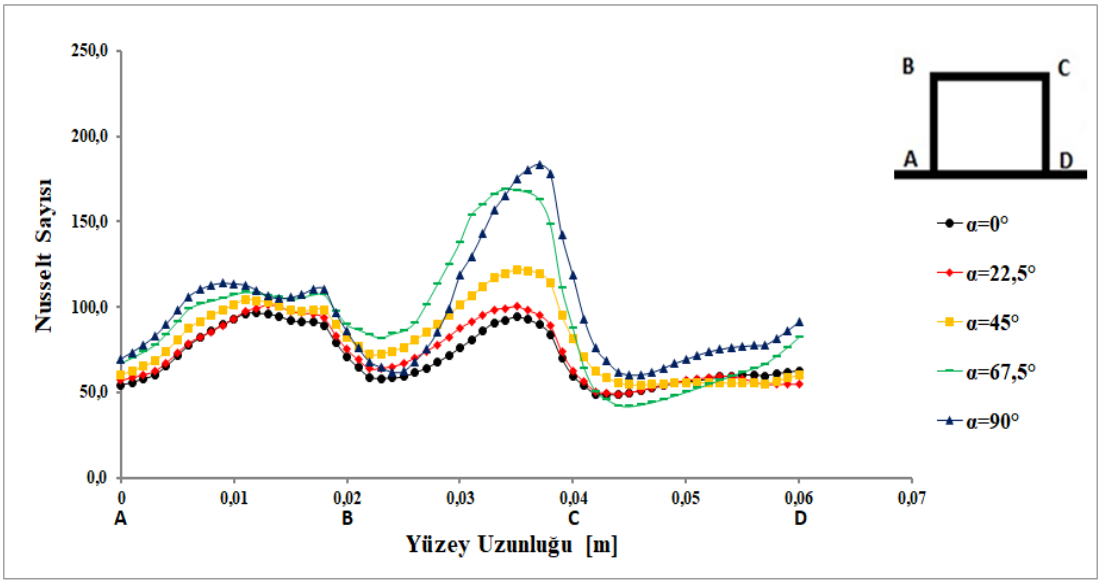
Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının artan V_j/V_k oranına ve kanatçık açısına göre değişimi ise Şekil 5.118'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, V_j/V_k oranı arttıkça beklenildiği gibi Nusselt sayısının artmaya başladığı görülmüştür. Kanatçık açsının artması ile bütün V_j/V_k oranlarında elektronik elemanın sol yüzeyindeki Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. V_j/V_k oranı 2 ve üzerine çıktığında ise Nusselt sayısında ciddi miktarda arttığı görülmüştür. $V_j/V_k=2$ ve üzeri oranlarında genel olarak kanatçık açısının artması Nusselt sayısını arttığı gözlemlenmiştir. Maksimum ısı transferine $V_j/V_k=3$ oranında kanatçık açısı 90°'deyken ulaşılmıştır.



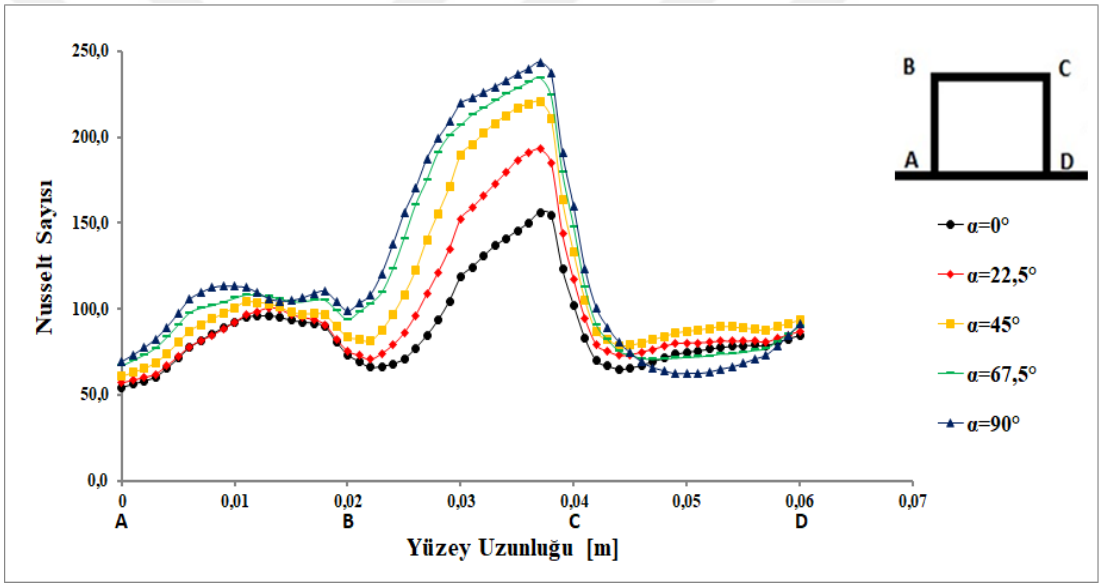
a) $V_j/V_k=0$



b) $V_j/V_k=1$



c) V_j/V_k=2

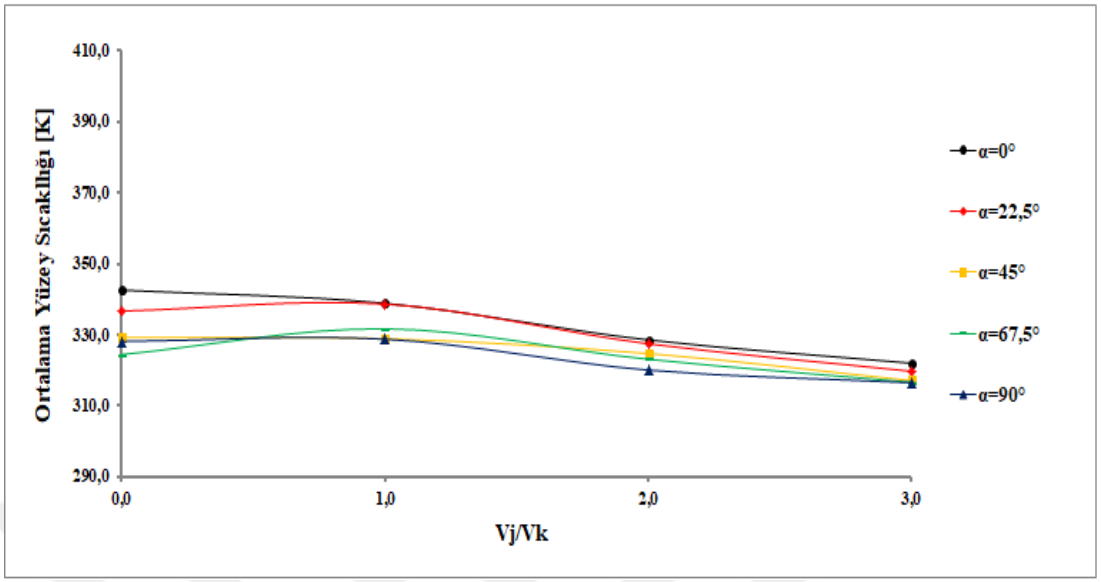


d) V_j/V_k=3

Şekil 5.118. Elektronik elemanın yüzeylerindeki Nusselt sayısının yüzey uzunluğu ile değişimi **a)** V_j/V_k=0, **b)** V_j/V_k=1, **c)** V_j/V_k=2 ve **d)** V_j/V_k=3

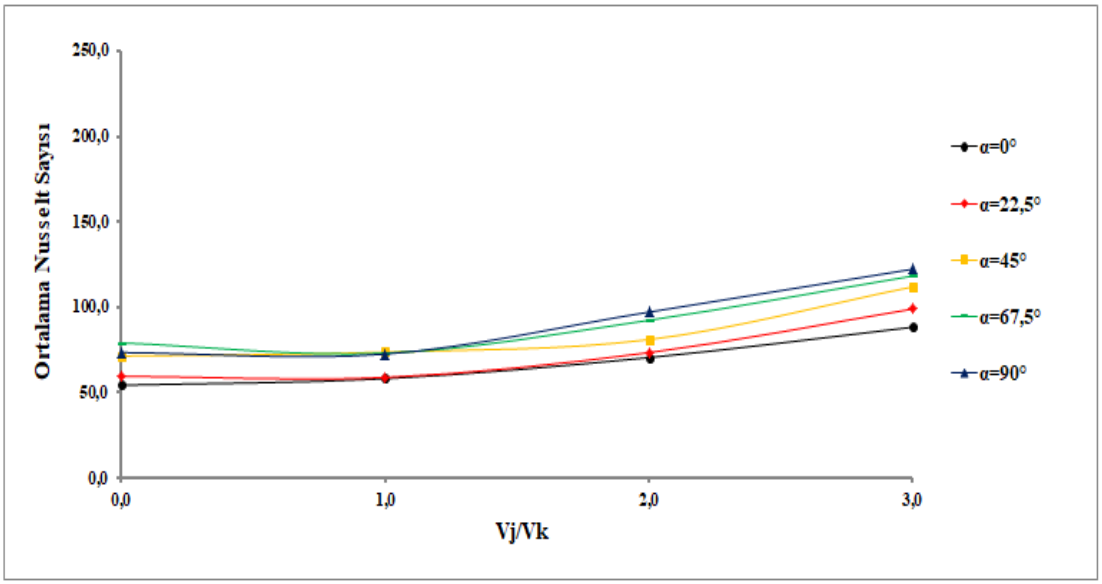
Şekil 5.119'da ortalama yüzey sıcaklığının V_j/V_k oranıyla değişimi farklı kanatçık açıları için birlikte verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, tüm kanat açıları için V_j/V_k oranının artması ile yüzey sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi kanal giriş hızı sabit iken jet giriş hızının artması sonucu, akım çizgilerinin elektronik elemana doğru sıkışması ve o bölgede sınır tabakayı bozması olarak söylenebilir. Ayrıca sabit V_j/V_k oranları için, kanat açısının etkisi incelendiğinde, $\alpha=0^o$ ve $\alpha=22,5^o$ için elektronik eleman yüzeylerinde yüksek değerlerde ortalama sıcaklık

gözlemlenmiştir. Kanat açısının artması ile yüzey ortalama sıcaklık değerinin azaldığı $\alpha=90^o$ olduğunda ise minimum seviyeye ulaştığı belirlenmiştir.



Şekil 5.119. Elektronik elemanın yüzeylerindeki ortalama yüzey sıcaklığının V_j/V_k oranıyla değişimi

Şekil 5.120'de ise ortalama Nusselt sayısının V_j/V_k oranıyla değişimi farklı kanatçık açıları için birlikte verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, tüm kanat açıları için V_j/V_k oranının artması ile ortalama Nusselt sayısının değerinin arttığı görülmektedir. Özellikle V_j/V_k oranının değeri 1'den sonra lineer bir artış söz konusudur. Bu durum V_j/V_k oranının 1 olması durumlarında, kanal üst yüzeyinde bulunan delikten jet akışının devreye girmesi ve V_j/V_k oranının artması ile bu jet akışın kanal akışa göre daha baskın hale gelmesi olarak açıklanabilir. Ayrıca sabit V_j/V_k oranları için, kanat açısının etkisi incelendiğinde, $\alpha=0^o$ için elektronik eleman yüzeylerinde en düşük seviyede ortalama Nusselt sayısının değeri gözlemlenmiştir. Kanat açısının artması ile yüzey ortalama Nusselt sayısının değerinin arttığı ve $\alpha=90^o$ olduğunda ise en yüksek seviyeye ulaştığı belirlenmiştir. Dolayısıyla bu bölümde incelenen Model 2 geometrisi ve sabit H/d=3 oranı için, kanatçık açısı $\alpha=90^o$ olduğunda maksimum ısı transferinin gerçekleştiği dolayısıyla yüksek sıcaklıktaki elektronik elemandan maksimum soğutma sağlanabildiği söylenebilir. Bu durumun ele alınan tüm V_j/V_k oranları için geçerli olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.120. Elektronik elemanın yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısının V_j/V_k oranıyla değişimi

Bu çalışmada ele alınan tüm parametreler için yapılan analizlerde, ısıtıcı eleman için ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Bulunan bu değerler Model 1, Model 2, Model 3 ve Model 4 için sırasıyla Çizelge 5.2, Çizelge 5.3, Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5'te verilmiştir.

İlgili çizelgeler incelendiğinde, tüm modeller için ortalama Nusselt sayısının minimum değeri, kanal yüksekliğinin en yüksek olduğu H/D oranı 4 ve jet akışın hiç olmadığı V_j/V_k oranı 0 için gözlemlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısının maksimum değeri ise kanal yüksekliğinin en düşük olduğu H/D oranı 2 ve jet akış hızının en yüksek olduğu V_j/V_k oranı 3 için gerçekleşmiştir. Bu durum bu çalışmada ele alınan tüm modeller için benzerlik göstermektedir. Yapılan analizler sonucunda sabit model geometrisi için V_j/V_k oranının ve H/D oranının değiştirilmesi ile, en yüksek ortalama Nusselt sayısı değerinin en düşük Nusselt sayısının değerinin, Model 1, Model 2, Model 3 ve Model 4 geometrileri için sırasıyla yaklaşık olarak %235, %204, %230 ve %206'sı kadar olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla sabit model geometrisi için bir kıyaslama yapıldığında elektronik elemanın tüm yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısına bakıldığında Model 1'in ısı transferi açısından daha avantajlı olduğu görülmektedir.

Ancak geometrik modeller kendi aralarında sabit V_j/V_k oranları ve sabit H/D oranları için kıyaslandığında ise, ısı transferinin daha iyi gerçekleştiği geometrinin Model 2 ve Model 4 geometrileri olduğu görülmektedir. Daha öncede belirtildiği üzere, çarpan jetler genellikle yüksek sıcaklığa çıkan elemanların lokal bölgelerinin soğutulması için kullanılmaktadır. Bu çalışmada elde edilen veriler ışığında sadece üst yüzey için lokal soğutma düşünüldüğünde ise en iyi geometrinin Model 2 geometrisi olduğu görülmüştür. Dolayısıyla kanal geometrisinin sol tarafına yönlendirici bir kanatçık eklentisinin ısı transferini olumlu yönde etkilediği söylenebilir.

Çizelge 5.2. Model Geometri 1 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri

Model No	**H/D**	**V_j/V_k**	**Ortalama Yüzey Sıcaklığı [K]**	**Ortalama Nusselt Sayısı**
1	2	0	339,198	58,085
		1	323,404	83,900
		2	319,073	103,753
		3	315,518	122,560
	3	0	342,6	54,415
		1	338,882	58,239
		2	328,572	70,588
		3	322,002	88,368
	4	0	344,513	52,127
		1	344,354	52,796
		2	342,525	54,502
		3	340,817	56,600

Çizelge 5.3. Model Geometri 2 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri

Model No	**H/D**	**V_j/V_k**	**Ortalama Yüzey Sıcaklığı [K]**	**Ortalama Nusselt Sayısı**
2	2	0	326,233	77,736
		1	323,509	93,600
		2	318,11	111,179
		3	317,307	121,097
	3	0	329,26	71,485
		1	328,92	73,787
		2	324,751	81,136
		3	317,134	111,990
	4	0	338,174	59,283
		1	337,506	59,847
		2	336,948	61,223
		3	327,033	73,736

Çizelge 5.4. Model Geometri 3 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri

Model No	**H/D**	**V_j/V_k**	**Ortalama Yüzey Sıcaklığı [K]**	**Ortalama Nusselt Sayısı**
3	2	0	337,996	58,623
		1	323,447	84,153
		2	318,877	103,079
		3	316,793	118,475
	3	0	348,906	52,961
		1	337,475	60,239
		2	331,871	66,892
		3	325,621	80,384
	4	0	349,458	51,357
		1	344,37	54,274
		2	340,319	57,131
		3	338,549	59,556

Çizelge 5.5. Model Geometri 4 olduğunda, tüm analizler için belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri

Model No	**H/D**	**V_j/V_k**	**Ortalama Yüzey Sıcaklığı [K]**	**Ortalama Nusselt Sayısı**
4	2	0	319,308	95,193
		1	325,055	90,112
		2	318,019	111,255
		3	317,394	120,500
	3	0	328,166	72,614
		1	329,966	70,582
		2	324,141	82,584
		3	318,386	106,919
	4	0	338,493	58,279
		1	340,536	57,618
		2	336,665	61,702
		3	328,74	71,409

Bu çalışmada ayrıca, Model 2 geometrisi ve H/D oranı 3 olduğu durumda, farklı V_j/V_k oranları için akış yönlendirici kanatçığın açısının değişiminin ısı transferi üzerindeki etkileri de ele alınmıştır. Bu kapsamda yapılan analizlerde, ısıtıcı eleman için ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Bulunan bu değerler Çizelge 5.6'da verilmiştir. Çizelge incelendiğinde tüm sabit V_j/V_k oranları için, en düşük ortalama Nusselt sayısı değerlerinin kanatçık açısının $\alpha=0^o$ olduğu durumda, yani geometride hiçbir yönlendirici kanatçık olmadığı durumda gerçekleştiği görülmüştür.

En yüksek ortalama Nusselt sayıları ise sabit $V_j/V_k=0$, $V_j/V_k=1$, $V_j/V_k=2$, ve $V_j/V_k=3$ oranları için sırasıyla kanatçık açısı $\alpha=67,5^o$, $\alpha=45^o$, $\alpha=90^o$ ve $\alpha=90^o$ olduğu durumlarda gerçekleşmiştir. En yüksek ortalama Nusselt sayısının değeri, en düşük Nusselt sayısının değerinin, $V_j/V_k=0$, $V_j/V_k=1$, $V_j/V_k=2$, ve $V_j/V_k=3$ oranları için sırasıyla yaklaşık olarak %145, %126, %137 ve %138'i kadardır.

Dolayısıyla kanal içerisinde, elektronik elemanın sol tarafına yerleştirilen akış yönlendirici bir kanatçığın gerçekleşen ısı transferini artırdığı söylenebilir. Ayrıca kanatçığın açısının değiştirilmesinin ise gerçekleşen ısı transferini etkilediği, genel olarak kanatçığın kanal üst yüzeyi ile yaptığı açı değerinin artışı ile gerçekleşen ısı transferinin olumlu yönde etkilendiği görülmüştür.

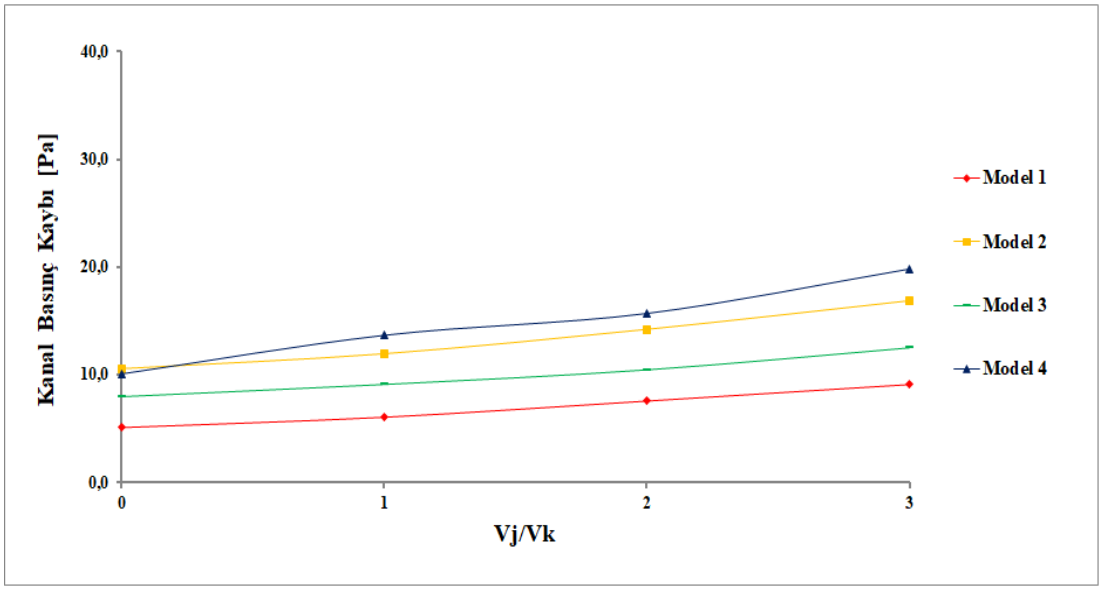
Çizelge 5.6. Model Geometri 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı kanat açıları için yapılan tüm analizlerin belirlenen ortalama yüzey sıcaklığı ve ortalama Nusselt sayısı değerleri

Kanatçık Açısı [α]	**Vj/Vk**	**Ortalama Yüzey Sıcaklığı**	**Ortalama Nusselt Sayısı**
0	0	342,6	54,415
	1	338,882	58,239
	2	328,572	70,588
	3	322,002	88,368
22,5	0	336,687	59,710
	1	338,664	58,964
	2	327,489	73,500
	3	319,731	99,010
45	0	329,26	71,485
	1	328,92	73,787
	2	324,751	81,136
	3	317,134	111,990
67,5	0	324,471	79,193
	1	331,708	73,187
	2	323,123	92,452
	3	316,654	118,356
90	0	328,149	73,528
	1	328,783	72,644
	2	320,087	97,223
	3	316,513	122,346

5.3. Basınç Kaybı Analizi

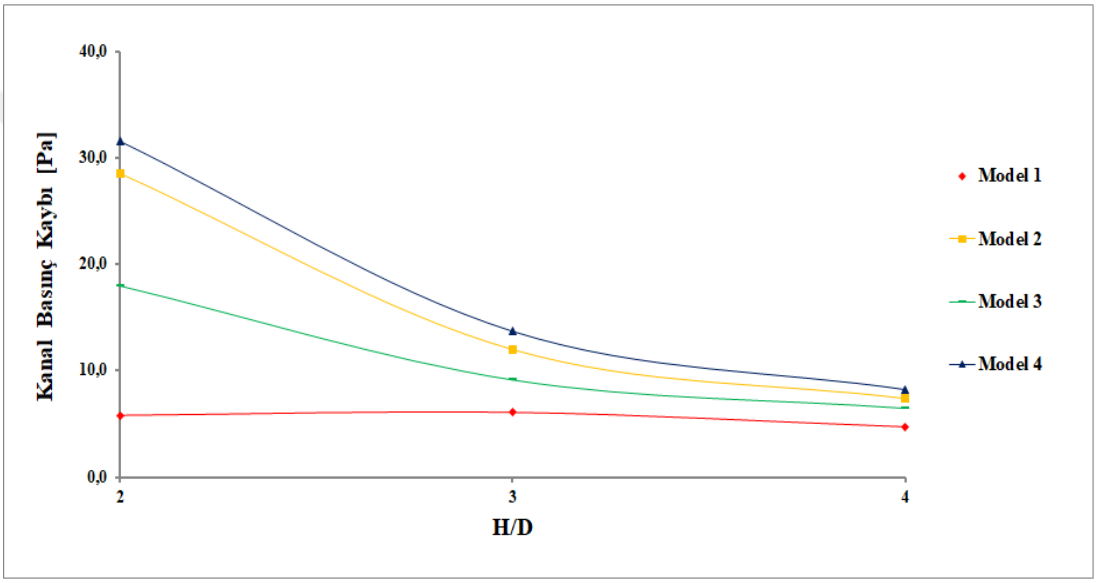
Bu bölümde kanal giriş ve çıkışındaki ortalama basınç değerleri okunarak, kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları (kayıpları) belirlenmiştir. Yapılan analizlerde V_j/V_k oranı 0, 1, 2 ve 3, H/D oranı 2, 3 ve 4 ve tüm model geometrilerinin kanal girişinde ve çıkışında oluşturduğu basınç kayıpları hesaplanmıştır. Ayrıca kanatçık açısındaki değişimin basınç kaybına etkisi incelenmiştir. Hesaplanan sonuçlar grafiklere dökülmüştür ve bir kısmı aşağıda verilmiştir.

H/D=3 olduğunda, basınç kayıplarının V_j/V_k oranları ile değişimi farklı model geometrileri için Şekil 5.121'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, V_j/V_k oranının artması ile jet akışı kanal akışını bastırmaya başladığından dolayı jet akışı kanal akışına karşı bir direnç oluşturmakta ve kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybının artmasına neden olmaktadır. Modellerin basınç kaybı üzerindeki etkisi incelendiğinde ise en yüksek basınç kayıplarının kanatçıklı modellerde oluştuğu görülmüştür. Kanatçıklar kanal içerisindeki akışkanın hızını arttırmakta ve kanal içerisinde oluşan direncin artmasına da neden olmaktadırlar. Kanal içerisindeki direncin artmasından dolayı kanatçıklı modellerde yüksek basınç kayıplarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada incelenen diğer H/D oranları için de benzer davranışlar gözlemlenmiştir. Bu incelenen 4 model geometrisinden en yüksek basınç kayıpları sırasıyla 4., 2., 3. ve 1. modelde gözlemlenmiştir.



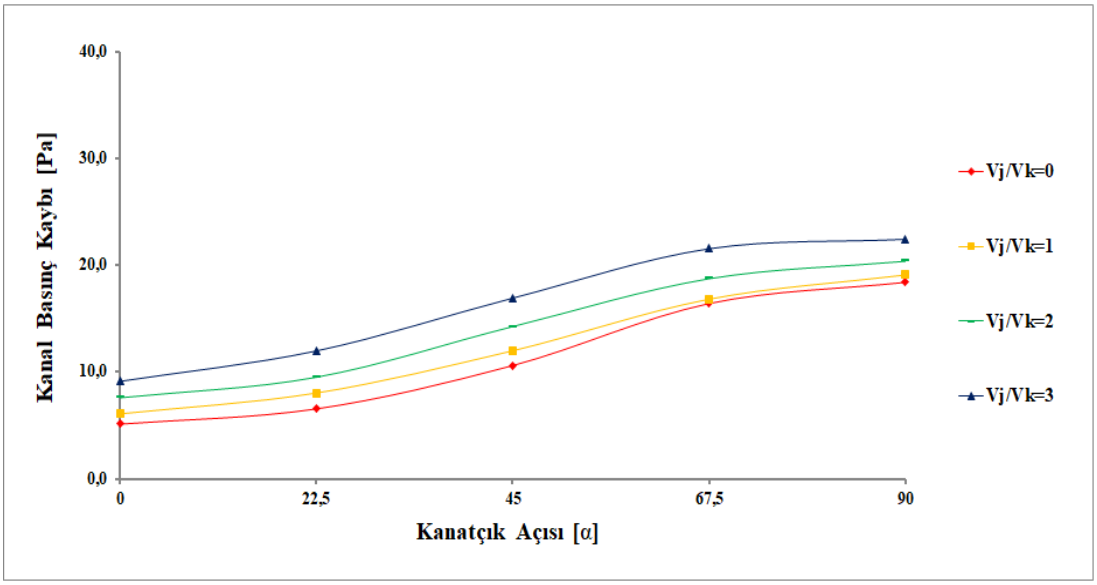
Şekil 5.121. H/D=3 olduğunda, farklı model geometrileri için basınç kayıplarının V_j/V_k oranları ile değişimi

V_j/V_k=1 olduğunda, basınç kayıplarının H/D oranları ile değişimi farklı model geometrileri için Şekil 5.122'de verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, H/D oranı artmaya başladıkça jetin etkisi azalmaya başladığından dolayı kanal akışı jet akışına karşı üstün gelmeye başlamakta ve jet akışının kanal akışına karşı oluşturduğu direncin azalmasına neden olmaktadır. Bundan dolayı, kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkının ciddi miktarda düşmesine neden olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada incelenen diğer V_j/V_k oranları için de benzer davranışlar gözlemlenmiştir. Kanatçıklı modellerde daha yüksek basınç kaybı görüldüğü için basınç kaybındaki azalış kanatçıklı modellerde daha net bir şekilde görülebilmektedir.



Şekil 5.122. V_j/V_k =1 olduğunda, farklı model geometrileri için basınç kayıplarının H/D oranları ile değişimi

Model 2 ve H/D=3 olduğunda, basınç kayıplarının akış yönlendirici kanatçık açısı ile değişimi farklı V_j/V_k oranları için Şekil 5.123'te verilmiştir. Şekiller incelendiğinde, V_j/V_k oranının artması ile jet akışı kanal akışını bastırmaya başladığından dolayı jet akışı kanal akışına karşı bir direnç oluşturmakta ve kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybının artmasına neden olmaktadır. Kanatçık açısı arttıkça kanal içerisindeki akım çizgileri sıkışmaya başladığı için jetin kanal akışına karşı oluşturduğu direncin artmasına neden olmaktadır. Kanatçık açısı arttıkça direncinde artmasından dolayı basınç kaybının arttığı görülmüştür ve en yüksek basınç kaybı 90°'lik kanatçık açısında ve V_j/V_k=3 oranında görülmüştür.



Şekil 5.123. Model 2 ve H/D=3 olduğunda, farklı V_j/V_k oranları için basınç kayıplarının kanatçık açısı ile değişimi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. Jet giriş hızının kanal giriş hızına (V_j/V_k) oranı, kanal yüksekliğinin jet çapına (H/D) oranı, dört farklı model ve 5 farklı kanatçık açısının elektronik elemanın çevresinde oluşan akış yapılarına, sıcaklık dağılımına, Nusselt sayısına ve basınç kaybına etkileri irdelenmiştir.

V_j/V_k oranının düşük değerlerinde elektronik elemanın üzerine gelen akışta kanal akışı daha baskın olduğu için jetin durma noktası kanal akışının aktığı yöne doğru kaymaya başladığı görülmüştür. Bunun sonucunda elektronik elemanın yüzey sıcaklığı artmaya başladığı ve ısı transferinin azalmasına neden olduğu söylenebilir. V_j/V_k oranı artmaya başlaması ile jetin elektronik elemanın üzerindeki etkisi artmaya başlamaktadır. Bu durumda elektronik elemanın yüzey sıcaklığının düşmeye başladığı ve ısı transferinde önemli bir miktarda artmanın gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Elektronik elemanın yüzeyleri incelendiğinde ise bütün analizlerde sol yüzeyin V_j/V_k oranıyla kayda değer bir miktarda değişmediği üst yüzeyin ise Nusselt sayısı ile doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür. Son olarak elektronik elemanın sağ yüzeyine bakıldığında ise V_j/V_k oranının artması ile genel olarak Nusselt sayısında artış sağlanmıştır. Ancak elektronik elemanın sağ yüzeyinin H/D oranından ve model seçiminden elektronik elemanın diğer yüzeylerine kıyasla daha çok etkilendiği fark edilmiştir.

V_j/V_k oranının sabit olduğu durumlar incelendiğinde, H/D oranı artmaya başladıkça jet elektronik elemandan uzaklaştığı için jetin elektronik elemanın üzerindeki etkisi kademeli olarak azalmaya başlamıştır. Bunun sonucunda elektronik elemanın yüzey sıcaklığının artmaya başladığı ve Nusselt sayısının ise ciddi miktarda azaldığı belirlenmiştir.

Modellerin elektronik elemanın üzerindeki etkileri incelendiğinde genellikle maksimum ortalama Nusselt sayılarının ikinci ve dördüncü modellerde hesaplandığı

görülmüştür. H/D oranı arttıkça da ikinci modelin dördüncü modele kıyasla bir miktar daha avantajlı olduğu fark edilmiştir. H/D oranının çok düşük olduğu durumlarda ise elektronik elemanın sağ yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının birinci modele kıyasla daha düşük çıktığı görülmüştür. Bu durum ikinci ve dördüncü modellerin düşük H/D oranlarında elektronik elemanın sağ yüzeyini yeterince etki edemediğini göstermektedir.

Elektronik elemanın yüzeylerinde hesaplanan ortalama Nusselt sayısının birinci modele göre etkisi incelendiğinde ise ikinci ve dördüncü modellerde elektronik elemanın sol yüzeyinin ortalama Nusselt sayısında ciddi miktarda artış olmuştur, üçüncü modelde ise kayda değer bir değişik gözlenmemiştir. Elektronik elemanın üst yüzeyine bakıldığında ise bütün modeller elektronik elemanın ortalama Nusselt sayısını arttırmıştır. Ancak üçüncü modelin düşük H/D oranlarında ve yüksek V_j/V_k oranlarında ortalama Nusselt sayısında bir miktar azalış görülmüştür. Son olarak elektronik sağ yüzeyine bakıldığında ise ikinci ve dördüncü modellerin yüksek H/D oranlarında üçüncü modelin ise düşük H/D oranlarında etkili olduğu görülmüştür.

Tüm model geometrileri için ortalama Nusselt sayısının minimum değeri, kanal yüksekliğinin en yüksek olduğu H/D oranı 4 ve jet akışın hiç olmadığı V_j/V_k oranı 0 için gözlemlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısının maksimum değeri ise kanal yüksekliğinin en düşük olduğu H/D oranı 2 ve jet akış hızının en yüksek olduğu V_j/V_k oranı 3 için gerçekleşmiştir. Bu durum bu çalışmada ele alınan tüm modeller için benzerlik göstermektedir. Yapılan analizler sonucunda sabit model geometrisi için V_j/V_k oranının ve H/D oranının değiştirilmesi ile, en yüksek ortalama Nusselt sayısının değeri en düşük ortalama Nusselt sayısının değerinin, Model 1, Model 2, Model 3 ve Model 4 geometrileri için sırasıyla yaklaşık olarak %235, %204, %230 ve %206'sı kadarı olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla sabit model geometrisi için bir kıyaslama yapıldığında elektronik elemanın tüm yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısına bakıldığında Model 1'in ısı transferi açısından daha avantajlı olduğu görülmektedir.

Ancak geometrik modeller kendi aralarında sabit V_j/V_k oranları ve sabit H/D oranları için kıyaslandığında ise, ısı transferinin daha iyi gerçekleştiği geometrinin Model 2 ve Model 4 geometrileri olduğu görülmektedir. Daha öncede belirtildiği üzere,

çarpan jetler genellikle yüksek sıcaklığa çıkan elemanların lokal bölgelerinin soğutulması için kullanılmaktadır. Bu çalışmada elde edilen veriler ışığında sadece üst yüzey için lokal soğutma düşünüldüğünde ise en iyi geometrinin Model 2 geometrisi olduğu görülmüştür. Dolayısıyla kanal geometrisinin sol tarafına yönlendirici bir kanatçık eklentisinin ısı transferini olumlu yönde etkilediği söylenebilir.

Bu çalışmada ayrıca, Model 2 geometrisi ve H/D oranı 3 olduğu durumda, farklı V_j/V_k oranları için akış yönlendirici kanatçığın açısının değişiminin ısı transferi üzerindeki etkileri de ele alınmıştır. Bu kapsamda, tüm sabit V_j/V_k oranları için, en düşük ortalama Nusselt sayısı değerlerinin kanatçık açısının $\alpha=0^o$ olduğu durumda, yani geometride hiçbir yönlendirici kanatçık olmadığı durumda gerçekleştiği görülmüştür.

En yüksek ortalama Nusselt sayıları ise sabit $V_j/V_k=0$, $V_j/V_k=1$, $V_j/V_k=2$, ve $V_j/V_k=3$ oranları için sırasıyla kanatçık açısı $\alpha=67,5^o$, $\alpha=45^o$, $\alpha=90^o$ ve $\alpha=90^o$ olduğu durumlarda gerçekleşmiştir. En yüksek ortalama Nusselt sayısının değeri, en düşük Nusselt sayısının değerinin, $V_j/V_k=0$, $V_j/V_k=1$, $V_j/V_k=2$, ve $V_j/V_k=3$ oranları için sırasıyla yaklaşık olarak %145, %126, %137 ve %138'i kadardır.

Dolayısıyla kanal içerisinde, elektronik elemanın sol tarafına yerleştirilen akış yönlendirici bir kanatçığın gerçekleşen ısı transferini artırdığı söylenebilir. Ayrıca kanatçığın açısının değiştirilmesinin ise gerçekleşen ısı transferini etkilediği, genel olarak kanatçığın kanal üst yüzeyi ile yaptığı açı değerinin artışı ile gerçekleşen ısı transferinin olumlu yönde etkilendiği görülmüştür.

Tüm model geometrileri için basınç kayıpları incelendiğinde, V_j/V_k oranının artması ile jet akışı kanal akışını bastırmaya başladığından dolayı, jet akışı kanal akışına karşı bir direnç oluşturmakta ve kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybının artmasına neden olmaktadır. H/D oranı artmaya başladıkça jetin etkisinin azalmaya başlamasından dolayı, kanal akışı jet akışına karşı üstün gelmeye başlamakta ve jet akışının kanal akışına karşı oluşturduğu direncin azalmasına neden olmaktadır. Bundan dolayı kanal giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybının bir miktar düştüğü gözlemlenmiştir.

Modellerin basınç kaybı üzerindeki etkisi incelendiğinde ise en yüksek basınç kayıplarının kanatçıklı modellerde oluştuğu görülmüştür. Kanatçıklar, kanal kesit alanının daralmasına neden olarak kanal içerisindeki akışkanın hızını arttırmakta ve kanal içerisinde oluşan akış direncin artmasına neden olmaktadırlar. Kanal içerisindeki akış direncin artmasından dolayı kanatçıklı modellerde yüksek basınç kayıplarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu incelenen 4 model geometri için, basınç kayıpları büyükten küçüğe doğru dördüncü, ikinci, üçüncü ve birinci modellerde gözlemlenmiştir. Kanatçık açısı arttıkça kanal içerisindeki akım çizgileri sıkışmaya başlamakta ve akışa karşı oluşan direncin artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla kanatçık açısı arttıkça akış direncinin artmasından dolayı basınç kaybının da arttığı görülmüştür.

Bu çalışmada elektronik bir elemanın çarpan jet ve çapraz akış kombinasyonu ile soğutulması sayısal olarak incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada birçok parametrenin ısı transferine etkisi birlikte incelenmiştir. Bu amaçla 3 farklı H/D oranı, 4 farklı V_j/V_k oranı ve 4 farklı model geometrisi birlikte incelenmiştir. Ayrıca literatürde, çapraz akış ve jet akış kombinasyonuna, akış yönlendirici kanatçık eklentisinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkilerinin incelendiği başka bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu nedenle, bu çalışmanın özgünlüğünü daha da artırabilmek amacıyla, model geometrilerden en çok ısı transferini arttıran ikinci model sabit tutularak akış yönlendiricinin açısı değiştirilerek kanatçık açısının ısı transferine etkisi de incelenmiştir. Bu kapsamda, literatüre katkı sağlayabilecek birçok özgün sonuç elde edildiği düşünülmektedir. Dolayısıyla bu çalışmanın çıktılarının, gelecekte yapılabilecek yeni geometrik tasarımların, analizlerin ve deneysel çalışmaların gelişmesine ışık tutabileceği umut edilmektedir. Ayrıca bu çalışmada elde edilen verilerin, makine ve elektronik sanayi çalışmalarında yeni sistemlere eklenerek yeni tasarımların oluşmasına katkı sağlayabileceği öngörülebilmektedir.

Gelecekte bu konu ile ilgilenen araştırmacılar, çalışmalarında kanal akış ile jet akışının karşılaşması sonucunda, kanal akışının jet akışa yaptığı olumsuz etkileri değiştirmek için araştırmalar yapabilirler. Daha düşük veya daha yüksek Reynolds sayılarında incelemeler yapılabilir. Bu çalışmada H/D oranının ısı transferini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Gelecek çalışmalarda optimum bir H/D oranı

belirlenerek ısı transferini arttırmaya yönelik farklı parametrelerin değişiminin incelendiği çalışmalar yapılabilir. Yine bu çalışma kapsamında 4 farklı model için 3 farklı kanatçık yapısı ve 5 farklı kanatçık açısı incelenmiştir. Gelecek çalışmalarda, bu kanatçıkların boyunun, kalınlığının, jetten uzaklığının ve açılarının değişimi ile ilgili çalışmalar yapılabilir. Ayrıca, elektronik eleman üzerinde gerçekleşen ısı transferinin, akışkan seçimine, lüle geometrisine, püskürtme açısına ya da jet sayısına göre değişimi için çalışmalar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

[1] Incropera, F.P., Dewit, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., Fundamentals of Heat and Mass Transfer (Sixth Edition), John Wiley&Sons, Indiana, 447-487, 2007.

[2] S. Mergen, Kanal İçi Akış Ve Çarpan Jet İle Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2014.

[3] Hadipour, A., Zargarabadi, M.R., Heat transfer and flow characteristics of impinging jet on a concave surface at small nozzle to surface distances. Applied Thermal Engineering 138, 534-541, 2018.

[4] Wongchareea, K., Chuwattanakul, V., Eiamsa-ard, S., Influence of CuO/water nanofluid concentration and swirling flow on jet impingement cooling. International Communications in Heat and Mass Transfer 88, 277-283, 2017.

[5] Eggenspieler, G., Turbulent flow in Fluent. ANSYS, Inc, 2012.

[6] T. Çalışır, Çarpan Akışkan Jetleri Kullanarak Kanatçıklı Yüzeyler Üzerindeki Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2011.

[7] Jing, Q., Zhang, D., Xie, Y., Numerical investigations of impingement cooling performance on flat and non-flat targets with dimple/protrusion and triangular rib. International Journal of Heat and Mass Transfer 126, 169-190, 2018.

[8] Zuckerman, N., Lior, N., Jet impingement heat transfer: Physics, correlations, and numerical modeling. Advances in Heat Transfer 39, 565-631, 2006.

[9] Saleha, N., Fadela, N., Abbes, A., Improving cooling effectiveness by use chamfers on the top of electronic components. Microelectronics Reliability 55, 1067-1076, 2015.

[10] M. F. Köseoğlu, Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2007.

[11] Choo, K., Kang, T.Y., Kim, S.J., The effect of inclination on impinging jets at small nozzle-to-plate spacing. International Journal of Heat and Mass Transfer 55, 3327-3334, 2012.

[12] Maghrabie, H.M., Attalla, M., Fawaz, H.E., Khalil, M., Numerical investigation of heat transfer and pressure drop of in-line array of heated obstacles cooled by jet impingement in cross-flow. Alexandria Engineering Journal 56, 285-296, 2017.

[13] N. Çelik, Optimum Lüle Şeklinin Çarpan Jet Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. Doktora Tezi. Fırat Üniversitesi, Elazığ, 2006.

[14] Kim, Y.H., Lee, D.H., Han, S.H., Investigation of impingement surface geometry effects on heat transfer in a laminar confined impinging slot jet. International Journal of Heat and Mass Transfer 115, 347-353, 2017.

[15] A. Bölek, Farklı Düzlemler Üzerine Çarpan Jetlerin Akış Ve Isı Transfer Analizleri. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2007.

[16] Baydar, E., Confined impinging air jet at low Reynolds numbers. Experimental Thermal and Fluid Science 19, 27-33, 1999.

[17] Zhang, Y., Li, P., Xie, Y., Numerical investigation of heat transfer characteristics of impinging synthetic jets with different waveforms. International Journal of Heat and Mass Transfer 125, 1017-1027, 2018.

[18] Taghinia, J., Rahman, M.M., Siikonen, T., CFD study of turbulent jet impingement on curved surface. Chinese Journal of Chemical Engineering 24, 588-596, 2016.

[19] S. Çalışkan, Farklı Jet Ve Çarpma Plakası Özelliklerinde Çarpmalı Akışkan Jetlerinin Isı Transferi Ve Akışının Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2012.

[20] A. Kabakuş, Kanal Akışında Optimize Edilmiş Isı Alıcılarda Çarpan Jetle Isı Ve Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi, Erzurum, 2012.

[21] Hatami, M., Tehrani, F.B., Abouata, A., Ahmar, A.M., Investigation of geometry and dimensionless parameters effects on the flow field and heat transfer of impingement synthetic jets. International Journal of Thermal Sciences 127, 41-52, 2018.

[22] Ç. B. Telışık, Lüle Hedef Yüzey Arası Uzaklığın Çarpan Jet Akış Ve Isı Transferi Karakteristiklerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2007.

[23] Kuraan, A. M., Moldovan, S. I., Choo, K., Heat transfer and hydrodynamics of free water jet impingement at low nozzle-to-plate spacings. International Journal of Heat and Mass Transfer 108, 2211-2216, 2017.

[24] San, J.Y., Chen, J.J., Effects of jet-to-jet spacing and jet height on heat transfer characteristics of an impinging jet array. International Journal of Heat and Mass Transfer 71, 8-17, 2014.

[25] E. Türker, Dönen Bir Disk Yüzeyine Çarpan Jet Akımının Sayısal İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2006.

[26] E. Örs, Kanal İçi Akış Ve Çarpan Jet Kullanımı İle Elektronik Elemanların Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2017.

[27] Sun, B., Qu, Y., Yang, D., Heat transfer of Single Impinging Jet with Cu Nanofluids. Applied Thermal Engineering 102, 701-707, 2016.

[28] Lv, J., Hu, C., Bai, M., Zeng, K., Chang, S., Gao, D., Experimental investigation of free single jet impingement using SiO2-water nanofluid. Experimental Thermal and Fluid Science 84, 39-46, 2017.

[29] K. Bilen, Isıtılan Düzlem Bir Plakaya Dik Ve Eğik Hava Jeti Çarpmasında Isı Transfer Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi. Doktora Tezi. Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 1994.

[30] R. Yakut, Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcılarda Çarpan Jetle Isı Ve Akış Karakteristiklerinin Deneysel Ve Sayısal Olarak Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi, Erzurum, 2013.

[31] Yu, P., Zhu, K., Shi, Q., Yuan, N., Ding, J., Transient heat transfer characteristics of small jet impingement on high-temperature flat plate. International Journal of Heat and Mass Transfer 114, 981-991, 2017.

[32] N. Yıldız, Optimize Edilmiş Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcılarda Çarpan Jet İle Isı Transferinde Isı Ve Akım Karakteristiklerinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi. Atatürk Üniversitesi, Erzurum, 2012.

[33] Selimefendigil, F., Öztop, H.F., Pulsating nanofluids jet impingement cooling of a heated horizontal surface. International Journal of Heat and Mass Transfer 69, 54-65, 2014.

[34] A. Lak, Çarpan Eğik Akışkan Jet Kullanarak Düz Plaka Üzerindeki Akış Ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2016.

[35] Barewar, S.D., Tawri, S., Chougule, S.S., Heat transfer characteristics of free nanofluid impinging jet on flat surface with different jet to plate distance: An experimental investigation. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 136, 1-10, 2019.

[36] M. Kılıç, Çarpmalı Akışkan Jetlerle Kanal İçine Yerleştirilmiş Elemanlardan Olan Konveksiyonla Isı Transferinin Sayısal Ve Deneysel Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2013.

[37] Markal, B., Aydin, O., Experimental investigation of coaxial impinging air jets. Applied Thermal Engineering 141, 1120-1130, 2018.

[38] Tang, Z., Liu, Q., Li, H., Min, X., Numerical simulation of heat transfer characteristics of jet impingement with a novel single cone heat sink. Applied Thermal Engineering 127, 906-914, 2017.

[39] Mallor, F., Vila, C.S., Ianiro, A., Discetti, S., Wall-mounted perforated cubes in a boundary layer: Local heat transfer enhancement and control.

International Journal of Heat and Mass Transfer 117, 498-507, 2018.

[40] Zhu, K., Yu, P., Yuan, N., Ding, J., Transient heat transfer characteristics of array-jet impingement on high-temperature flat plate at low jet-to-plate distances. International Journal of Heat and Mass Transfer 127, 413-425, 2018.

[41] Kılıç, M., Elektronik Sistemlerin Soğutulmasında Nano Akışkanlar Ve Çarpan Jetlerin Müşterek Etkisinin İncelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33(3), 121-132, 2018.

[42] Kılıç, M., Özcan, O., Farklı Parametreler İçin Nano Akışkanlar Ve Çarpan Jetlerin Müşterek Etkisinin Sayısal İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 34(3), 1501-1515, 2019.

[43] Kılıç, M., Başkaya, Ş., Farklı Geometride Akış Yönlendiriciler Ve Çarpan Jet Kullanarak Yüksek Isı Akılı Bir Yüzeyden Olan Isı Transferinin İyileştirilmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 32(3), 693-707, 2017.

[44] Ingole, S.B., Sundaram, K.K., Experimental average Nusselt number characteristics with inclined non-confined jet impingement of air for cooling application. Experimental Thermal and Fluid Science 77, 124-131, 2016.

[45] Ravanji, A., Zargarabadi, M.R., Effects of elliptical pin-fins on heat transfer characteristics of a single impinging jet on a concave surface. International Journal of Heat and Mass Transfer 152, 119532, 2020.

[46] Larraona, G.S., Rivas, A., Antón, R., Ramos, J.C., Pastor, I., Moshfegh, B., Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications. Applied Thermal Engineering 52, 428-438, 2013.

[47] Masip, Y., Rivas, A., Larraona, G.S., Anton, R., Ramos, J.C., Moshfegh, B., Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet. International Journal of Heat and Fluid Flow 38, 50-71, 2012.

[48] Çengel, Y.A., Ghajar, A.J., Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications (Fifth Edition). McGraw-Hill Education, the United States of America, 926, 2015.

[49] N. T. Obot, An Apparatus For Study Of The Effect Of Suction On Heat Transfer For İmpinging Round Jets. Yüksek Lisans Tezi, McGill Üniversitesi, Montreal, 1975.

[50] Brdlik, P.M., Savin, V.K., Heat Transfer Between An Axisymmetric Jet And A Plate Normal To The Flow. Journal Of Engineering Physics 8, 91-98, 1965.

[51] S. Konecni, Flow Measurements And Heat Transfer Studies Of İmpinging Jets On Simulated Electronic Packages. Yüksek Lisans Tezi, Texas Üniversitesi, Arlington, 1990.

[52] Ma, C.F., Bergles, A.E., Boiling Jet Impingement Cooling of Simulated Microelectronic Chips. Heat Transfer in Electronic Equipment HTD 28, 5-12, 1983.

[53] Ansys Fluent Turbulent Module Lecture Note. ANSYS, Inc, 2017.

EKLER

EK A1

TABLE A–15

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. T, °C	Density ρ, kg/m³	Specific Heat c_p, J/kg·K	Thermal Conductivity k, W/m·K	Thermal Diffusivity α, m²/s	Dynamic Viscosity μ, kg/m·s	Kinematic Viscosity ν, m²/s	Prandtl Number Pr
−150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
−100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
−50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
−40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
−30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
−20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
−10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Şekil A.1. Havanın termofiziksel özellik tablosu [48]

EK A2

Örnek bir y^+ değeri hesaplaması:

V_k=2,9474 m/s

V_j=8,8422 m/s

$\overline{V_k} = \frac{V_k + V_j}{2} = \frac{2,9474 + 8,8422}{2}$ = 5,8948 m/s

$Re_{kr} = \frac{\rho \overline{V_k} L_{kr}}{\mu} = \frac{1,204 * 5,8948 * 0,02}{0,00001825}$ = 7777,9

c_f = 0,079 · $Re_{kr}^{-0,25}$ = 0,00841

$T_w = \frac{1}{2} c_f \rho U^2 = \frac{1}{2}$*0,00841*1,204*$(2,9474)^2$ = 0,04398 Pa

$U_t = \sqrt{\frac{T_w}{\rho}} = \sqrt{\frac{0,04398}{1,204}}$ = 0,1911 m/s

Eğer $y^+ = 1\ ise\ \Delta y = \frac{y^+ \mu}{\rho U_t} = \frac{1 * 0,00001825}{1,204 * 0,1911}$ = 0,079 mm olmalıdır.