



**KANAL İÇİ AKIŞ VE ÇARPAN JET İLE BİRLİKTE ELEKTRONİK
ELEMEN SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Sühan MERGEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2014

Sühan MERGEN tarafından hazırlanan “KANAL İÇİ AKIŞ VE ÇARPAN JET İLE BİRLİKTE ELEKTRONİK ELEMAN SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Haşmet Türkoğlu

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Başkan: Prof. Dr. Halit Karabulut

Otomotiv Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye: Doç. Dr. Oğuz Turgut

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 17/12/2014

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

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

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

Sühan MERGEN

17/12/2014

KANAL İÇİ AKIŞ VE ÇARPAN JET İLE BİRLİKTE ELEKTRONİK ELEMAN SOĞUTULMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Sühan MERGEN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2014

ÖZET

Gün geçtikçe mikro işlemcilerin hızları ve yetenekleri artmaktadır. Bu artışla birlikte elektronik elemanların ısı kontrolü kritik bir konu haline gelmiştir. Günümüzde elektronik elemanların ısı kontrolünde değişik yöntemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada bu yöntemlerden kanal içi akış ve çarpan jet ile elektronik eleman soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. ANSYS FLUENT (v15.0) CFD yazılımı ile akış ve sıcaklık alanları simüle edilerek, eleman yüzey sıcaklığı, Nusselt sayısı ve basınç kaybı belirlenmiştir. Türbülans modeli olarak, İyileştirilmiş duvar fonksiyonlu, *Realizable* k-ε modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, literatürdeki sonuçlar ile [2, 3, 21] karşılaştırılarak doğrulanmıştır. İncelenen soğutma yönteminin etkinliğini analiz edebilmek için, farklı kanal ve jet Reynolds sayıları ve farklı H/D (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) oranları için sayısal çözümler yapılmıştır. Analizler kanal Reynolds sayısının 2000, 5000 ve 8000; jet Reynolds sayısının 10000, 17500 ve 25000; H/D'nin 1,5, 1,75 ve 2 değerleri için gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, artan jet Reynolds sayısının toplam ısı transferine pozitif etki ettiğini göstermiştir. Bununla birlikte jet Reynolds sayısının kanal akışı Reynolds sayısına oranı azaldıkça (kanal akışı Reynolds sayısı arttıkça), jet çarpma noktası eleman merkezinden akış yönünde kaymaktadır. Bunun sonucu olarak eleman yüzeyine yakın bir bölgede akış döngüsü oluşmakta ve eleman yüzey sıcaklığı artmaktadır. Bu da ısı transferini olumsuz yönde etkilemektedir.

Bilim Kodu : 914.1.002
Anahtar Kelimeler : Elektronik soğutma, çarpan jet, kanal akışı
Sayfa Adedi : 67
Danışman : Prof. Dr. Haşmet Türkoğlu

NUMERICAL INVESTIGATION OF COOLING OF AN ELECTRONIC COMPONENT
WITH CROSSFLOW AND IMPINGING JET

(M. Sc. Thesis)

Sühan MERGEN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2014

ABSTRACT

The speed and capabilities of microprocessors have been increasing day by day. With this increase, the thermal management of the electronic components has become a major issue for designers. Recently, different techniques have been used for cooling of electronic components. In this study, cooling of an electronic component by the combination of an impinging jet and channel flow was numerically studied. The flow and temperature fields were simulated using ANSYS FLUENT (v15.0) CFD code. The surface temperature of the electronic component, Nusselt number at the surface of the component and the pressure loss in the channel were analyzed. Turbulence was modeled by *Realizable* k - ϵ turbulence model. To validate the simulations, the results were compared with the data from the literature [2, 3, and 21]. Effects of the channel flow Reynolds number, jet Reynolds number and H/D ratio (Jet-impingement surface to jet diameter ratio) on surface Nusselt number, surface temperature and pressure loss were investigated. Simulations were performed for the channel Reynolds numbers of 2000, 5000, and 8000; jet Reynolds numbers of 10000, 17500 and 25000, and H/D values of 1,5, 1,75, 2. It has been observed that when the ratio of the jet Reynolds number to the channel flow Reynolds number decrease, the jet impingement point moves in the direction of channel flow and a recirculating flow region next to the electronic component forms. As a result of these, Nusselt number decreases and the surface temperature increases.

Science Code : 914.1.002
Keywords : Electronic cooling, impinging jet, cross flow
Page Number : 67
Supervisor : Prof. Dr. Haşmet Türkoğlu

TEŞEKKÜR

Lisans öğrenimimden bu yana, profesyonel yaşantımda ve tez çalışmamda değerli görüş ve katkıları ile yol gösterici olan, kişisel meselelerde dahi desteklerini hiç bir zaman esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım esnasında hoşgörü ve desteğini eksik etmeyen Çankaya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Başkanı Sayın Hocam Prof. Dr. S. Kemal İDER'e, Sayın Hocam Yard. Doç. Dr. Ender YILDIRIM'a ve diğer tüm Çankaya Üniversitesi iş arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca hayatımın hiç bir aşamasında desteklerini esirgemeyen annem Ayşe MERGEN'e, çalışmalarım esnasında teknik imkânlarını sonuna kadar kullanımına açan Kadim Dostum Ersen TÖREDİ'ye, manevi desteğini ve anlayışını eksik etmeyen Sevgili Dostum İlknur ASLAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON....	11
3.1. Temel Denklemler.....	12
3.1.1. Süreklilik denklemi	12
3.1.2. Momentum denklemi	12
3.1.3. Enerji denklemi	12
3.1.4. Türbülans modeli.....	13
3.1.5. Türbülans kinetik enerji denklemi.....	15
3.1.6. Türbülans kinetik enerji yutulumu denklemi	15
3.1.7. Türbülans viskozitesi.....	15
3.1.8. Türbülans kinetik enerji üretimi	16
3.2. Sınır Şartları	16
3.2.1. Nozul girişi.....	17

	Sayfa
3.2.2. Kanal girişi sınır şartları	17
3.2.3. Eleman yüzeyi sınır şartı	17
3.2.4. Kanal ıkışı sınır şartı.....	17
3.2.5. Kanal duvarları sınır şartı	17
3.3. Çalışmada Kullanılan Diğer Parametrelerin Hesabı	18
3.3.1. Yüzey ısı transfer katsayısının ve Nusselt sayısının hesaplanması.....	18
3.3.2. Kanal hidrolik apı	18
3.3.3. Reynolds sayısı.....	19
4. SAYISAL ÇÖZÜM.....	21
4.1. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	21
4.2. Yakınsama Kontrolü	24
4.3. Doğrulama Simülasyonları.....	24
4.3.1. Birinci doğrulama: Isıtılan düzlemsel yüzeye çarpan dairesel jet.....	25
4.3.2. İkinci doğrulama simülasyonu: Sabit yüzey sıcaklığına sahip küpün çarpan jet ve kanal içi akış ile birlikte soğutulması	28
5. BULGULAR VE TARTIşMALAR	31
5.1. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler ve Geometrik Ölçüler	31
5.2. Akış ve Sıcaklık Alanlarının Analizi	34
5.3. Eleman Üzerindeki Sıcaklık Dağılımının Analizi.....	49
5.4. Nusselt Sayısı Değişiminin Analizi	56
5.5. Basınç Kaybı	60
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	65
ÖZGEçMİş	67

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Birinci doğrulama simülasyonlarında elde edilen Nusselt sayılarının deneysel veriler ile kıyaslanması.....	27
Çizelge 4.2. İkinci doğrulama simülasyonları hata yüzdeleri.....	30
Çizelge 5.1. Geometrik ölçüler, sıcaklık, basınç ve ısı akısı sınır şartları değerleri.....	31
Çizelge 5.2. Yapılan simülasyonlar ve temel parametrelerin değerleri.....	33
Çizelge 5.3. Ortalama, en yüksek, en düşük eleman yüzey sıcaklıkları ve ortalama Nusselt sayıları.....	59

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Çarpan jet şematik görünümü ve farklı akış bölgeleri.....	2
Şekil 1.2. Çalışma konusu problemin genel görünümü	3
Şekil 3.1. Çalışma konusu problemin genel görünümü	11
Şekil 3.2. Türbülans modellemede kullanılan yaklaşımların şekilsel gösterimi (a) Direkt çözüm, (b) Ölçeğe bağlı, (c) Reynolds ortalamaları.....	14
Şekil 3.3. Problemin koordinat sistemi, çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik gösterimi.....	16
Şekil 4.1. Örnek ağ yapısı (a) Simetri yüzeyinde ağ yapısı, (b) Elaman yüzeyinde yoğun hücre katmanları	21
Şekil 4.2. Örnek yakınsama kontrolü penceresi görünümü	24
Şekil 4.3. Birinci doğrulama simülasyonunda kullanılan deneysel çalışmanın şematik gösterimi	25
Şekil 4.4 Birinci doğrulama simülasyonunda çalışılan problemin çözüm alanı.....	26
Şekil 4.5. Farklı düğüm noktası sayıları ile elde edilen sıcaklığın x-ekseni üzerinde değişimi	26
Şekil 4.6. İkinci doğrulama simülasyonunda kullanılan geometri ve sınır şartları.....	28
Şekil 4.7. İkinci doğrulama için farklı yüzeylerde farklı düğüm noktası sayıları ile elde edilen ortalama taşınım ısı transferi katsayısı değişimleri.....	29
Şekil 4.8. İkinci doğrulama simülasyonlarında, üst, yan ve ön yüzeyler için eleman yüzeyi ortalama taşınım ısı transfer katsayıları	30
Şekil 5.1. $H/D=2$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$	35
Şekil 5.2. $H/D=1,75$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$	36
Şekil 5.3. $H/D=1,5$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$	37
Şekil 5.4. $Re_j=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	38

Şekil	Sayfa
Şekil 5.5. $H/D=2$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	40
Şekil 5.6. $H/D=2$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	41
Şekil 5.7. $H/D=2$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	42
Şekil 5.8. $H/D=1,75$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	43
Şekil 5.9. $H/D=1,75$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	44
Şekil 5.10. $H/D=1,75$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	45
Şekil 5.11. $H/D=1,5$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	46
Şekil 5.12. $H/D=1,5$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	47
Şekil 5.13. $H/D=1,5$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	48
Şekil 5.14. Yüzey sıcaklıklarının ölçüldüğü A-B ve C-D doğruları.....	49
Şekil 5.15. $H/D=2$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	50
Şekil 5.16. $H/D=1,75$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	51
Şekil 5.17. $H/D=1,5$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı, (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	52
Şekil 5.18. $H/D=2$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	53
Şekil 5.19. $H/D=1,75$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	54
Şekil 5.20. $H/D=1,5$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$	55

Şekil	Sayfa
Şekil 5.21 $Re_k=0$ için, farklı Re_j değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları.....	56
Şekil 5.22. Re_j/Re_k 'ye bağlı olarak farklı H/D değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$	57
Şekil 5.23. $Re_j=0$ için farklı Re_k değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları.....	58
Şekil 5.24. Kanal içi akışın ve jet akışın bir arada bulunduğu durumlarda, H/D oranlarında bağlı olarak, kanal giriş ve çıkışı arasında basınç kaybı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$	61

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılan simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

A_c	Kanal kesit alanı, [m^2]
A_e	Elektronik elemanın üst yüzey alanı, [m^2]
c_p	Havanın özgül ısısı, [$J/(kg \cdot K)$]
C_f	Sürtünme katsayısı, [–]
D	Jet çapı, [m]
D_{kh}	Kanal hidrolik çapı, [m]
H	Jet-eleman arası mesafe, [m]
h	Ortalama taşınım ısı transferi katsayısı, [$W/m^2 \cdot K$]
H/D	Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı, [–]
k	Türbülanslı akış kinetik enerjisi, [J]
k_h	Havanın ısı iletim katsayısı, [$W/m \cdot K$]
L	Elektronik elemanın uzunluğu, [m]
L/D	Elemanın boyunun jet çapına oranı, [–]
L_{kr}	Sürtünme katsayısına esas karakteristik uzunluk, [m]
\dot{m}_{ht}	Toplam kütleli hava debisi, [m^3/s]
\dot{m}_{jet}	Jet kütleli hava debisi, [m^3/s]
\dot{m}_{kanal}	Kanal girişindeki kütleli hava debisi, [m^3/s]
Nu	Nusselt sayısı, [–]
\overline{Nu}	Eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı, [–]
Nu_0	Durma noktası Nusselt sayısı, [–]
P_c	Kanal çevresi, [m]
P_ζ	Kanal çıkış basıncı, [Pa]
P_{atm}	Atmosfer basıncı, [Pa]
\dot{Q}	Elektronik elemandan yayılan toplam ısı, [W]
\dot{q}''	Isı akısı, [W/m^2]
r	Çarpma yüzeyi merkezinden radyal uzaklık, [m]

Simgeler	Açıklamalar
r/D	Çarpma merkezinden uzaklığın jet çapına oranı, [–]
Re_k	Kanal Reynolds sayısı, [–]
Re_{kr}	Sürtünme katsayısı hesabına esas Reynolds sayısı, [–]
Re_j	Jet Reynolds sayısı, [–]
ρ_e	Epoksi tabakanın yoğunluğu, [kg/m^3]
ρ_h	Havanın yoğunluğu, [kg/m^3]
σ_e	Türbülans kinetik enerji yutulumu Prandtl sayısı, [–]
σ_k	Türbülans kinetik enerji Prandtl sayısı, [–]
T	Elektronik eleman yüksekliği, [m]
ΔT	Hava sıcaklık artışı, [K]
T_g	Hava giriş sıcaklığı, [K]
T_ζ	Hava çıkış sıcaklığı, [K]
T_e	Eleman ortalama yüzey sıcaklığı, [K]
$T_{e,maks}$	Eleman yüzeyinde oluşan en yüksek sıcaklık, [K]
$T_{e,min}$	Eleman yüzeyinde oluşan en düşük sıcaklık, [K]
τ_w	Kayma gerilmesi, [Pa]
u	x -ekseni yönünde hız bileşeni, [m/s]
U_t	Sürtünmesel hız, [m/s]
v	y -ekseni yönünde hız bileşeni, [m/s]
V_j	Jet çıkış hızı, [m/s]
V_k	Kanal girişinde akış hızı, [m/s]
\overline{V}_k	Ortalama kanal akış hızı, [m/s]
w	z -ekseni yönünde hız bileşeni, [m/s]
W	Elektronik elemanın genişliği, [m]
y^+	Boyutsuz sınır tabaka ağ yoğunluğu, [–]
Δy	İlk düğüm noktası yüksekliği, [m]

Kısaltmalar**Açıklamalar****HAD**

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

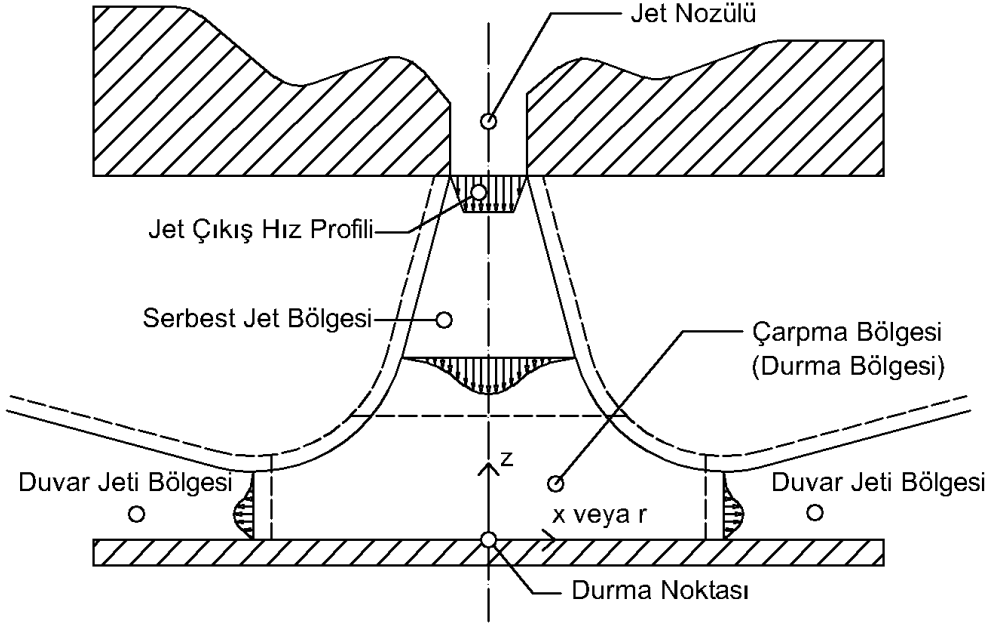
1. GİRİŞ

Çok geniş uygulama alanına sahip olan çarpan jetler, endüstride elektronik cihazların soğutulmasından cam temperlemeye, metal kesiminden türbin kanatlarının soğutulmasına kadar çok farklı alanlarda kullanılmaktadır. Günümüzde elektronik cihazların ısı kontrolü, tasarımda ciddi sınırlamalar oluşturmaktadır. Bundan dolayı elektronik cihazların soğutulmasında değişik yöntemler geliştirilmiştir. Elektronik eleman soğutmada en yaygın ve geleneksel uygulama, kanatçık kullanımıyla birlikte kanal içi cebri hava akış ile soğutmadır. Ancak bu tekniğin bazı olumsuz yanları bulunmaktadır. Bunlardan başlıcaları; rastgele yerleşmiş şekilde bulunan elektronik elemanlar etrafında akışın kestirilemez olması, tüm elemanların aynı başarıyla soğutulmasının zor olması, fan seçiminin en büyük ısı yüküne göre yapılmak zorunda olması, elektronik elemanların etrafında akış ayrılmalarının oluşması olarak sıralanabilir. Çarpan jetlerin elektronik eleman soğutmada kullanılması elemana özel çözümler sunmaktadır. Sistem, bütün olarak ve her bir eleman için optimize edilebilmektedir. Bu özellikleri nedeniyle, çarpan jetler yüksek ısı yoğunluğa sahip elektronik elemanların soğutulması için uygun bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır.

Jet Akış ve Çarpan Jetler

Jet akış, bir akışkanın dörtgen veya dairesel kesitli bir açıklıktan geçirilerek, yüksek hızla bir başka akışkan ortama girdiği akış türüdür. Çarpan jet ise jet akışın bir yüzeye yönlendirilmiş halidir. Çarpan jetlerin temel kullanım nedeni çarptıkları yüzeydeki ısı ve hidrodinamik sınır tabakayı bozarak veya incelterek taşınım ısı transferini arttırmasıdır.

Çarpan jetler, Şekil 1.1'de gösterildiği gibi serbest jet bölgesi, durma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olarak üç bölgede incelenir [1].

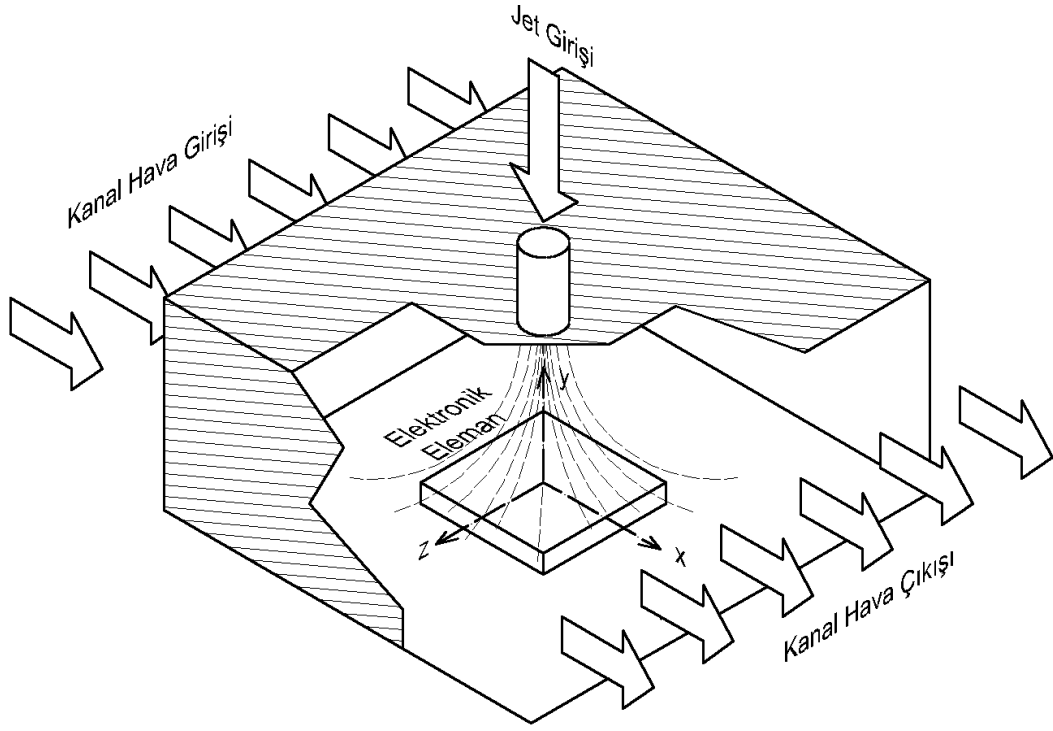


Şekil 1.1. Çarpan jet şematik görünümü ve farklı akış bölgeleri [1]

Serbest jet bölgesi, jet akışın çarpma yüzeyinden henüz etkilenmediği bölümdür. Bu bölgede hız vektörleri, jetin akış eksenine doğrultusunda, jet çıkışından uzaklaşır yödedir. Serbest jet bölgesinde çevre akışkan ve jet akışkanı arasındaki momentum transferinden dolayı jet akış çekirdeği nozuldan uzaklaştıkça genişler. Çarpma bölgesi (durma bölgesi) jet akışın çarpma yüzeyinden etkilendiği bölümdür. Bu bölgede hız vektörleri yön değiştirirler ve bir noktadan sonra tamamen yatay hale gelirler. Jet akışkanı çarpma bölgesinden sonra jet çekirdeğinden uzaklaşır ve momentumu sıfır olan ortam akışkanı ile karşılaşır. Bir süre sonra ivmelenmesini sürdüremeyecek hale gelir ve yavaşlar. Bu yavaşlamanın olduğu bölge ise duvar jeti bölgesi olarak adlandırılır [1].

Çalışmanın Amacı

Çalışmanın amacı, kanal içi akış ile birlikte çarpan jet kullanarak elektronik eleman soğutma tekniğinin, kanal Reynolds sayısına, jet Reynolds sayısına ve farklı H/D (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) oranlarına bağlı olarak soğutma etkinliğini incelemektir. Problemin genel görünümü Şekil 1.2’de verilmiştir.



Şekil 1.2. Çalışma konusu problemin genel görünümü

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde çarpan jetler ile ilgili çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda çarpan jetlerin akış alanları ve sıcaklık dağılımları zamana bağlı veya zamandan bağımsız olarak incelenmiştir.

Larraona ve diğerleri [2] sabit ısı akısına sahip elektronik elemanın kanal içi akış ve çarpan jet ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Eleman yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranının, kanal yüksekliğinin jet çapına oranının, jet merkezinin eleman merkezinden kayıklığının, jet akış hızının kanal akış hızına oranının ve kanal Reynolds sayısının, eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısına ve kanal basınç kaybına etkilerini incelemişlerdir. Kanal Reynolds sayısının 3410, 4580 ve 5750 değerleri için analizler gerçekleştirmişlerdir. Jet hızının kanal hızına oranının artışıyla, eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının ve kanal basınç kaybının belirgin şekilde arttığını, H/D (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) oranının azalmasıyla kanal basınç kaybının arttığını gözlemlemişlerdir.

Rundstorm ve Moshfegh [3] kanal içerisine yerleştirilmiş, sabit yüzey sıcaklığına ($70\text{ }^{\circ}\text{C}$) sahip küpün çarpan jet ve kanal içi akış ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal ve jet Reynolds sayılarına bağlı olarak, küp yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısının değişimini irdelenmiştir. Kanal Reynolds sayısının 2054, 4725 ve 5752 değerlerini, jet Reynolds sayısının 4000, 6000 ve 8000 değerlerini çalışmışlardır. Türbülans modeli olarak $v2f$ türbülans modelini kullanmışlardır. Jet Reynolds sayısının artışı ortalama yüzey Nusselt sayılarını doğru orantılı etkilemiştir. Kanal Reynolds sayısının 2054 değerinde Nusselt sayıları en düşük değerlerini almıştır. Kanal Reynolds sayısının 4725 ve 5752 değerlerinde ise Nusselt sayıları birbirine yakın ve $Re_k=2054$ 'teki değerlerinden yüksek değerler almıştır. Tüm simülasyonlarında jet Reynolds sayısının artışıyla Nusselt sayısı artmıştır.

Sahoo ve Sharif [4] sabit ısı akısına sahip yüzeyin kanal içi akış ve çarpan jet ile soğultmasında akış alanını ve sıcaklık dağılımını, doğal taşınım etkilerini dikkate alarak, iki boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Simülasyonlarını 100-500 arasında değişen jet Reynolds sayılarında ve 0-10 arasında değişen Richardson sayılarında gerçekleştirmişlerdir. Richardson sayısını sabit tutup, jet Reynolds sayısını değiştirdikleri

simülasyonlarda ısı yayan yüzeyde Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile arttığını gözlemlemişlerdir. Jet Reynolds sayısını sabit tutup, değişen Richardson sayıları için gerçekleştirdikleri simülasyonlarda ise ısı transferinin ciddi şekilde değişmediğini gözlemlemişlerdir.

Yan ve Sanaiei [5] ısı yayan düzlemsel levhanın iki adet eğimli jet (ikiz jet) ile soğutulmasını deneysel olarak çalışmışlardır. Yüzey normali ve jet merkez eksenindeki açının 90, 75, 60 ve 45 değerleri için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında Jet Reynolds sayısını 10000 ile 23000 arasında değiştirmişlerdir. H/D oranının (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) ve jet açısının kombinasyonları için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Artan eğimin ısı transferini azalttığını, H/D oranının azalmasının ısı transferini arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Sharif [6] sayısal çalışmasında sabit ısı akısına sahip yüzeye çarptırılan eğimli iki jeti çalışmıştır. Sharif çalışmasında çarpma yüzeyine dik olan jetlerin sadece çarpma bölgesinde etkin soğutma yaptığını ve çarpma bölgesinin dışında kalan bölgelerde etkin soğutmanın gerçekleşmediğini ifade etmiştir. Bu sebepten yüzeye belli oranda açı yapan ikiz çarpan jeli sayısal olarak incelemiştir. Çalışmasında 45^0 'lik çarpma açısı için yüzey ısı transferinin makul derecede düzgün dağıldığını ancak toplam ısı transferinin %36 azaldığını gözlemlemiştir.

Baydar [7] aşağıdan yukarı doğru çarptırılan jetin oluşturduğu akış alanını deneysel olarak incelemiştir. Jet Reynolds sayısının 300-10000 arasında değişen değerlerinde, H/D oranının (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) 0,25 ve 4,0 değerleri arasında deneyler gerçekleştirmiştir. Jet Reynolds sayısının 2700 ve üzeri değerleri için çarpma yüzeyinde atmosfer basıncından düşük basınçlı bölgelerin oluştuğunu göstermiştir. Jet Reynolds sayısının artmasıyla ve H/D oranının azalmasıyla bu düşük basınçlı bölgelerde basınç farkının yükseldiğini göstermiştir.

Caggese ve diğerleri [8] sabit ısı akısına sahip yüzeye çarpan jetin oluşturduğu akış alanını ve sıcaklık dağılımını, sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarının deneysel bölümünde yüzey sıcaklık dağılımını sıvı-kristal tekniği kullanarak elde etmişlerdir. Sayısal bölümde ise FLUENT HAD yazılımı ile çözümler yapmışlardır. Çarpma yüzeyi Nusselt sayısını, farklı H/D oranları ve jet Reynolds sayılarına bağlı olarak elde

etmişlerdir. H/D oranının 0,5-1,5 arasındaki değerlerini, jet Reynolds sayısının 16500 ve 41800 değerlerini çalışmışlardır. H/D 'nin 1,0 ve 1,5 değerlerinde sayısal çözümün deneysel veriler ile paralellik gösterdiğini, H/D 'nin 0,5 değerinde ise sayısal çözümün deneysel çalışmadan saptığını gözlemlemişlerdir. Sayısal çözümde, $k-\varepsilon$ modelinin kullanımı ile durma bölgesi eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının, deneysel çalışmaya göre %7-8 civarında daha yüksek hesaplandığı sonucuna varmışlardır.

Popovac ve Hanjalic [9] bir yüzeye sıra halinde monte edilmiş, sabit ısı akısına sahip küplerin, çarpan jet ve kanal içi akış ile soğutulmasını sayısal olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında türbülans modeli olarak *Large Eddy Simulations* modelini kullanmışlardır. Reynolds sayısının belirlenmesinde pratikte mümkün olabilecek değerleri tercih etmişlerdir. Kanal Reynolds sayısının 4800, jet Reynolds sayısının 5200 değerini çalışmışlardır. Jet akışı ve kanal içi akışın karşılaşmasının ve akışın küpler ile etkileşiminin karmaşık akış döngüleri oluşturduğunu gözlemlemişlerdir. En düzgün dağılıma sahip ve en güçlü soğutmanın en öndeki küpün ön yüzünde olduğunu gözlemlemişlerdir.

Masip ve diğerleri [10] kanal içine yerleştirilmiş sabit ısı akısına sahip küpün kanal içi akış ve jet akışı ile birlikte soğutulmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal Reynolds sayısı için 3410, 5752, 8880 değerlerini çalışmışlardır. Jet Reynolds sayısını kanal Reynolds sayısının 0,5, 1,0 ve 1,5 katı olacak şekilde seçerek 9 deney gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısının yarısı olduğu deneylerde jet akışın küp ile temas etmeden kanal içi akışa karıştığını gözlemlemişlerdir. Re_k/Re_j oranının ısı transferinde en büyük etkiye sahip parametre olduğunu göstermişlerdir.

San ve Chen [11] sabit ısı akısına sahip düzlemsel yüzeye çarptırılan beş jetin akış alanlarını ve sıcaklık dağılımlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Jet-Jet arası mesafenin jet çapına oranının 2-8 arasındaki değerlerini, jet-elaman yüksekliğinin jet çapına oranının 0,5-3,0 arasındaki değerleri ve jet Reynolds sayısının 20000 değeri için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Bu değerlerin kombinasyonlarında eleman yüzeyi Nusselt sayısının nasıl değiştiğini incelemişlerdir. Çalışmalarında jetler arası mesafe ve jet yüksekliği azaldıkça eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının arttığını, jetler arası mesafenin artışıyla jetler arası akış etkileşiminin ve eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının azaldığını

gözlemlemiştir. Jetler arası mesafenin jet çapına oranının 6 ve üzerindeki değerlerinde ise her bir jetin bağımsız birer jet gibi davrandığını gözlemlemiştir.

Buchlin [12] çalışmasında ısıtılan cisimlere çarpan tek ve çoklu jet sistemlerinin akış ve sıcaklık alanlarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında farklı geometrileri göz önüne aldığı gibi farklı dış ortam koşullarını da değerlendirmiştir. Çarpma yüzeyinde yerel Nusselt sayısının iki noktada tepe değere ulaştığını göstermiştir. Nozül geometrisindeki değişikliklerin ısı transferini etkilediğini ve yüzey üzerinde heterojen Nusselt sayısı dağılımına sebep olduğu sonucuna varmıştır.

Nakamura ve diğerleri [13] kanal içi akış ile soğutulmakta olan, sabit ısı akısına sahip küp etrafında, akış alanını ve sıcaklık dağılımını deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 4200 ve 33000 değerleri arasında çalışmışlardır. Kanal girişine yerleştirdikleri silindir ile akışı türbülanslı hale getirmişlerdir ve bu sayede küpün olduğu noktada türbülans sınır tabaka kalınlığını küp yüksekliğinin 1,5 katı olacak şekilde ayarlamışlardır. Küpün ön yüzünde (akışın geldiği yön) en büyük Nusselt sayısı elde etmişlerdir. Küpün ön yüzünün üst köşesinde akış ayrılmaları gerçekleşmiştir ve üst yüzün arka kenarında akış tekrar birleşmiştir. Üst yüzeyde ayrılmanın olduğu bölümde yüzey Nusselt sayısının düştüğünü gözlemlemiştir. Küpün tüm yüzeyleri için Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasında bağıntılar elde etmişlerdir.

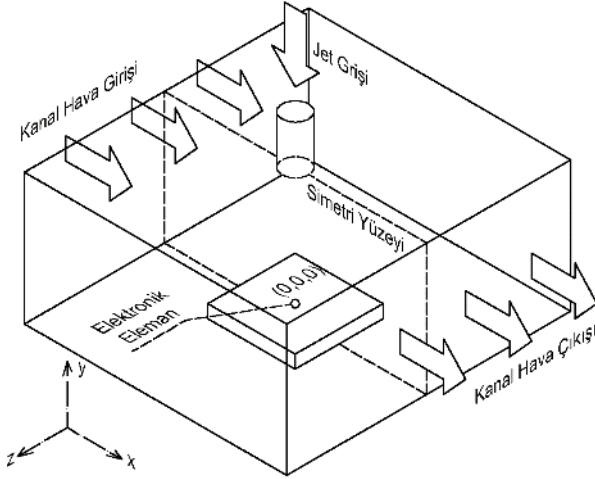
Meinders ve diğerleri [14] kanal içerisine arka arkaya, tek sıra halinde yerleştirilmiş, sabit yüzey sıcaklığına sahip küpler etrafında akış ve sıcaklık alanlarını, doğal taşınım etkilerini dikkate alarak deneysel olarak incelemiştir. Kanal Reynolds sayısının 795, 2086, 3278 ve 5066 değerlerini çalışmışlardır. Akış alanını duman ve yağ filmi görselleştirme teknikleri kullanarak görselleştirmişlerdir. Küp yüzeylerindeki sıcaklık dağılımını sıvı kristal tekniği ile görselleştirmişlerdir. Küp yüzeylerinde yerel taşınım katsayısını hesaplamışlardır. Çalışmalarında küpler üzerinde akışın, dolayısıyla taşınım ısı transferinin çok düzensiz olduğunu, akış ayrılmalarının gerçekleştiği bölgelerde ısı transferinin düşük olduğunu, Reynolds sayısının en düşük değerinde (795) doğal taşınım etkilerinin belirgin olduğunu gözlemlemiştir.

Young ve Vafai [15] sabit ısı akısına sahip elektronik elemanın, kanal içi laminar akış ile soğutulmasını sayısal olarak çalışmışlardır. Kanal Reynolds sayısının, eleman

yüksekliğinin ve genişliğinin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Simülasyonlarını Reynolds sayısının 200-2000 değerleri için gerçekleştirmişlerdir. Kanal Reynolds sayısının ısı transferini doğru orantılı etkilediğini, eleman yüksekliğinin eleman genişliğine oranındaki artışın ısı transferini olumsuz etkilediğini göstermişlerdir.

3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, bu çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanal ve kanalın tabanında bulunan ısı yayan bloktan oluşan bir yapı ele alınmıştır. Bir elektronik elemanı temsil eden, sabit ısı akısına sahip bloğun soğutulması için kanal içinde hava akarken, kanalın üst yüzeyinde bulunan bir nozuldan gelen hava jeti, blok üst yüzeyine çarpmaktadır. Hava, kanala belirlenmiş bir üniform V_k hızıyla girmekte kanal boyunca akmaktadır ve jet nozuluna üniform V_j hızıyla giren hava, nozuldan çıkarak ısı yayan elemana çarpmaktadır. Kanal ve jet akışlarının birleşmesi sonunda kanal içinde karmaşık bir akış yapısı oluşmaktadır. Kanal ve jet girişinde hava sıcaklığı aynı olup çevre sıcaklığına ($20\text{ }^\circ\text{C}$) eşittir. Kanalın bütün yüzeyleri ısı olarak yalıtılmıştır.



Şekil 3.1. Çalışma konusu problemin genel görünümü

Akış, üç-boyutlu (x, y, z), zamandan bağımsız ve türbülanslıdır. Akış alanı içerisinde, sıcaklık değişiminin küçük değerlerde gerçekleştiği varsayılarak, akışkanın yoğunluğu, viskozitesi ve ısıl iletkenliğinin sıcaklıkla değişimi ve doğal taşınım ihmal edilmiştir. Akış, jet ekseninden geçen kanal akışı doğrultusundaki düşey düzleme göre simetrik olduğu kabul edilmiştir.

3.1. Temel Denklemler

Problemin akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sayısal olarak incelenebilmesi için, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin uygun sınır şartları ile türbülanslı akış için çözülmesi gerekmektedir. Korunum ve türbülans model denklemlerinin çözülmesi sonunda sıcaklık, hız ve basınç dağılımı elde edilmiştir. Bu dağılımlar kullanılarak, eleman yüzeyinde Nusselt sayısı ve kanal içesindeki basınç kaybı hesaplanmıştır. Yukarıda yapılan kabullere göre, problemin temel denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

3.1.1. Süreklilik denklemi

Kartezyen koordinat sisteminde sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi Eş.3.1'de gösterildiği gibi verilir [16].

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (3.1)$$

Burada u , v ve w sırasıyla x , y ve z yönlerindeki hız bileşenleridir.

3.1.2. Momentum denklemi

Türbülanslı akış için momentum denklemi Eş. 3.2'de verilmiştir [16]. Bu denklemlerde, u , v ve w ortalama hız bileşenlerini, u' , v' ve w' hız bileşenlerindeki çarpıntıları (fluctuation) temsil etmektedir. Alt indisler ise x , y ve z eksenlerini temsil etmektedir. Denklemlerdeki ρ akışkanın yoğunluğu ve p ise basıncıdır.

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

3.1.3. Enerji denklemi

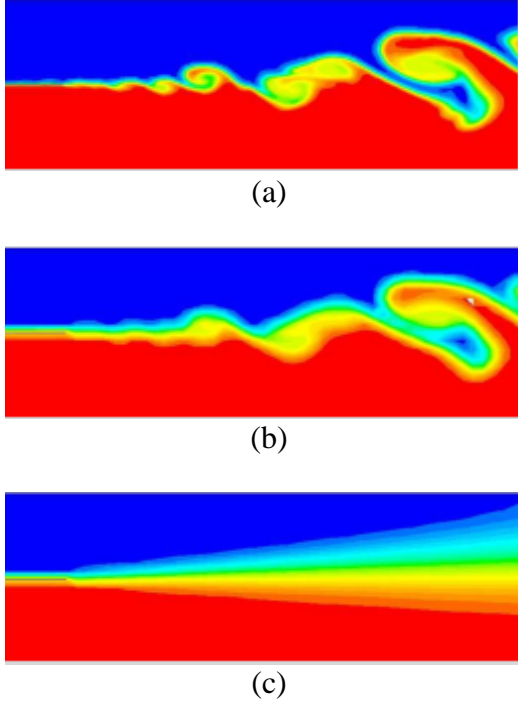
Enerji denklemi, ortalama değerler ve türbülans dalgalanmaları göz önüne alındığında Eş 3.5'teki gibi yazılabilir [16].

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

Burada T akışkanın sıcaklığı ve k ise ısı iletim katsayısıdır.

3.1.4. Türbülans modeli

Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin türbülanslı akış için çözümü özel yaklaşımlar gerektirir. HAD yöntemi ile türbülanslı akışın çözümü için mevcut olan yaklaşımlar üç temel grupta toplanabilir. Bunlar; *Doğrudan Sayısal Çözüm Yaklaşımı*, *Ölçeğe Bağlı Yaklaşım* ve *Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes* çözümüdür. Doğrudan sayısal metot herhangi bir türbülans modeli gerektirmez ve üç yaklaşım içerisinde en detaylı ve doğru sonucu veren yöntemdir. Çözüm alanı içerisinde tüm akış olayları doğrudan çözüme katılır. Bu yöntemin kullanımında türbülanslı akış içerisinde oluşan girdapları eksiksiz simüle edebilmek için, düğüm noktası sayısının çok yüksek ve zaman adımının çok küçük olması gerekir. Ölçeğe bağlı sayısal metotta ise çözüm alanı içerisinde hesaplamaya katılacak döngüler, büyüklüklerine göre seçilirler. Yerel hücre boyutundan küçük girdaplar hesaplamaya ortalama değerleri ile katılırlar. Yerel hücre ölçülerinden daha büyük olan girdaplar ise doğrudan hesaba katılarak çözüme eklenirler. Bu yaklaşıma “Large Eddy Simulations” tekniği örnek olarak verilebilir. Üçüncü yöntem olan Reynolds ortalamaları yönteminde ise türbülanslı akışın oluşturduğu karmaşık akış yapısını bütün detaylarını göz önüne almak yerine, ortalama değerler ve salınım (*fluctuation*) değerleri ile hesaplama yapılır. Bu yöntem birçok endüstriyel uygulamada yeterli doğrulukta sonuç vermektedir ve hesaplama maliyeti en düşük yöntemdir [18]. Yukarıda bahsedilen üç yöntemin temsili bir gösterimi Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Türbülans modellemede kullanılan yaklaşımların şekilsel gösterimi
 (a) Direkt çözüm yaklaşımı, (b) Ölçeğe bağlı yaklaşım, (c) Reynolds ortalamaları yaklaşımı [18]

Şekil.4.1a'da direkt çözüm yaklaşımı ile yüksek hesaplama maliyeti ile akış olayları bütün detayları ile görülebilmektedir. Şekil 4.1b'de ağ çözünürlüğünden küçük olan akış olayları ortalama olarak hesaplanmıştır, ağ çözünürlüğünden büyük olanlar ise doğrudan çözülmüştür. Şekil 4.1c'de tüm akış olayları ortalama ve salınım değerleri ile çözüme katılmıştır.

Bu çalışmada, iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu, *Realizable* $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. İki denklemlilik bir türbülans modeli olan $k-\varepsilon$ türbülans modeli, türbülanslı akışın sayısal çözümünde en yaygın kullanılan yaklaşımdır. Mühendislik problemlerinin büyük bir kısmında yeterli doğrulukta sonuç vermektedir ve hesaplama maliyeti düşük bir yaklaşımdır. Bu yaklaşımda türbülanslı akışın sahip olduğu kinetik enerji ve bu kinetik enerjinin yutulumu, akış denklemlerine ek, iki kısmî diferansiyel denklem ile hesaplanarak çözüme katılır. Diğer Reynolds ortalamaları yaklaşımlarında olduğu gibi, $k-\varepsilon$ modelinde de akış alanı parametrelerinde ortalama değerler ve salınım değerleri dikkate alınarak çözüm yapılır. Çözüm öncesinde tüm hücrelerdeki k ve ε değerleri 1 olarak alınmıştır.

3.1.5. Türbülans kinetik enerji denklemi

Türbülanslı akışın sahip olduğu kinetik enerji Eş. 3.4'ten hesaplanabilir [17].

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

Burada ρ yoğunluğu, k türbülanslı akış kinetik enerjisini, u_i , x , y ve z eksenleri doğrultusundaki hız bileşenini, μ viskoziteyi, μ_t türbülans viskozitesini, σ_k türbülans kinetik enerji Prandtl sayısını ($\sigma_k = 1.0$), G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan kinetik enerji üretimini ifade etmektedir.

3.1.6. Türbülans kinetik enerji yutulumu denklemi

Türbülanslı akış için kinetik enerjinin yutulumu Eş. 3.5'ten hesaplanabilir [17].

$$\frac{\partial}{\partial y}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.5)$$

Burada, ϵ türbülanslı akış kinetik enerji yutulumunu, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan kinetik enerji üretimini, σ_ϵ türbülans yutulumu Prandtl sayısını, $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ model katsayılarını ifade etmektedir. Türbülans yutulumu Prandtl sayısı, σ_ϵ 'nin, ve model katsayılarının değerleri aşağıda verilmiştir.

$$C_{1\epsilon} = 1.44$$

$$C_{2\epsilon} = 1.92$$

$$\sigma_\epsilon = 1.3$$

3.1.7. Türbülans viskozitesi

Türbülans kinetik enerji denkleminde ve kinetik enerji yutulumu denkleminde kullanılan türbülans viskozitesi Eş. 3.6'da verilmiştir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.6)$$

Burada μ_t türbülans viskozitesini, k türbülans kinetik enerjisini, ϵ , türbülans kinetik enerji yutulumunu göstermektedir.

3.1.8. Türbülans kinetik enerji üretimi

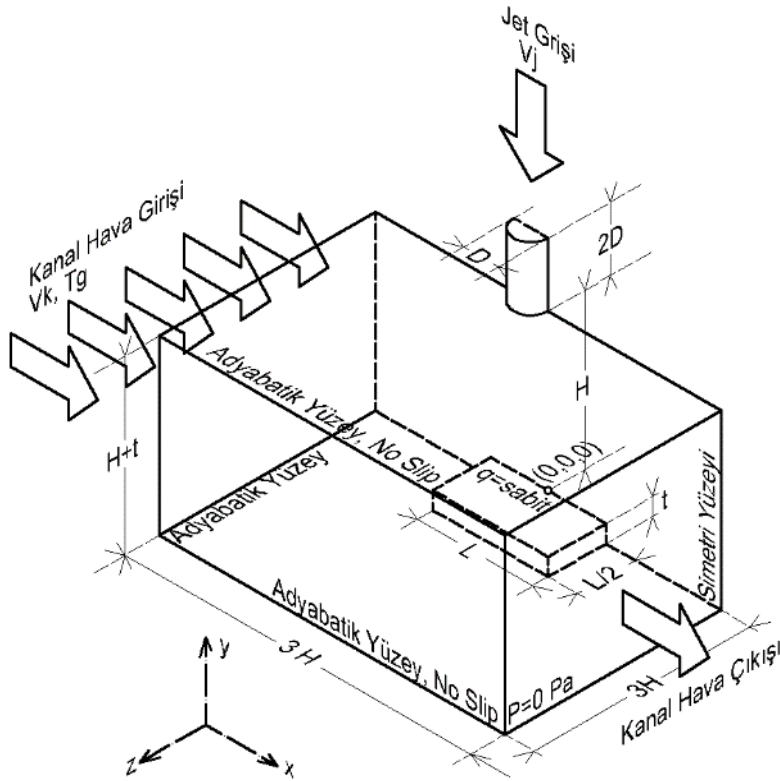
Türbülans kinetik enerji üretimi Eş. 3.7'de verilmiştir.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.7)$$

Burada G_k türbülans kinetik enerji üretimi göstermektedir.

3.2. Sınır Şartları

Problem alanında hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının belirlenebilmesi için yukarıda verilen temel denklemlerin uygun sınır şartları ile çözülmesi gerekir. Bu bölümde, çözüm alanının bütün sınırlarında hız, basınç ve sıcaklık gibi temel değişkenlerle ilgili sınır şartları verilmiştir. Çözüm alanı, koordinat sistemi ve sınırlar Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Problemin koordinat sistemi, çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik gösterimi

3.2.1. Nozul girişi

Nozul giriřinde akıřın hızı (V_j) ve sıcaklıęı (T_g) belirlidir ve yzeye boyunca uniform alınmıřtır. Hızın dūřey bileřeni $v=-V_j$ ve dięer hız bileřenleri sıfır olarak alınmıřtır. Tūrbūlans yoęunluęu %5, tūrbūlans viskozite oranı 10 olarak tanımlanmıřtır. Jet hızı V_j çzūmlere esas alınan jet Reynolds sayısı ve nozul çapından hesaplamıř ve Çizelge 5.2'de verilmiřtir.

3.2.2. Kanal girişi sınır şartları

Kanal giriş hızı V_k ve sıcaklığı T_g belirlidir ve yzeye boyunca uniform alınmıştır. Hızın yatay bileşeni $u=V_k$ ve diğer hız bileşenleri sıfır olarak alınmıştır. Tūrbūlans yoğunluğu %5, tūrbūlans viskozite oranı 10 olarak tanımlanmıştır. Kanal giriş hızı V_k çzūmlere esas alınan kanal Reynolds sayısı ve kanal hidrolik çapından hesaplamış ve Çizelge 5.2'de verilmiştir.

3.2.3. Eleman yzeyei sınır şartı

Eleman yzeyeinde \dot{q}'' sabit ısı akısı sınır řartı tanımlanmıřtır. Bu deęer tūm simūlasyonlarda 3500 W/m^2 olarak sabit tutulmuřtur. Eleman yzeyeinde kaymasızlık (no-slip) řartı mevcuttur. Eleman yzeyeinde būtūn hız bileřenleri sıfır olarak alınmıřtır.

3.2.4. Kanal çıkışı sınır şartı

Kanal çıkışı atmosfere aēık kabul edilmiş ve çıkışta basınç atmosfer basıncına eřit ($P_\varphi=P_{atm}$) ve sabit alınmıştır. Kanal çıkışında sıcaklık değişiminin ihmal edilebilecek dūzeyde olduğu kabul edilmiş ve $\partial T/\partial x=0$ alınmıştır.

3.2.5. Kanal duvarları sınır şartı

Kanal duvarlarında kaymasızlık şartının (no-slip) sağlandığı kabul edilmiş ve būtūn hız bileşenleri sıfır alınmıştır. Kanal duvarlarının yalıtılmış olduğu kabul edilmiş ve būtūn kanal duvarlarında $\partial T/\partial n=0$ alınmıştır.

3.3. Çalışmada Kullanılan Diğer Parametrelerin Hesabı

Çalışmada kullanılan Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, konveksiyon ısı transferi katsayısı, basınç kayıp katsayısı gibi parametrelerin hesaplanmasında kullanılan ifadeler aşağıda verilmiştir.

3.3.1. Yüzey taşınım ısı transferi katsayısının ve Nusselt sayısının hesaplanması

Elektronik eleman yüzeyindeki ortalama taşınım ısı transferi katsayısı Eş. 3.8'de verildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$h = \frac{\dot{q}''}{T_e - T_g} \quad (3.8)$$

Burada h elektronik eleman yüzeyindeki taşınım ısı transferi katsayısı, T_g hava giriş sıcaklığı, T_e elektronik eleman ortalama yüzey sıcaklığı ve q'' ise elemanın yüzey ısı akısıdır.

Eleman yüzeyi için ortalama Nusselt sayısı Eş. 3.9 ile hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu} = \frac{hL}{k_h} \quad (3.9)$$

Burada L , elektronik elemanın kanal akışı doğrultusundaki boyutu (40 mm) ve k_h ise havanın ısı iletim katsayısıdır (0,0242 W/m·K).

3.3.2. Kanal hidrolik çapı

Kanal hidrolik çapı Eş. 3.10 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} \quad (3.10)$$

Burada A_k kanal kesit alanıdır ve Eş.11'deki gibi hesaplanabilir. P_k ise kanal ıslak çevresidir ve Eş. 3.12'de verildiği gibi hesaplanabilir.

$$A_k = (H + t)(6H) \quad (3.11)$$

$$P_k = 2 \times [(H + t) + (6H)] \quad (3.12)$$

3.3.3. Reynolds sayısı

Kanal Reynolds sayısı hesabında kanal hidrolik çapı karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. Jet Reynolds sayısının hesabında jet çapı karakteristik uzunluk olarak kullanılmıştır. Jet ve kanal Reynolds sayılarının hesabı sırasıyla Eş. 3.13 ve Eş. 3.14 ile verilmiştir.

$$Re_j = \frac{\rho V_j D}{\mu} \quad (3.13)$$

$$Re_k = \frac{\rho V_k D_{kh}}{\mu} \quad (3.14)$$

Burada V_j nozul girişindeki, V_k ise kanal girişindeki hava akış hızıdır. D jet çapı, μ havanın dinamik viskozitesi, ρ havanın yoğunluğudur.

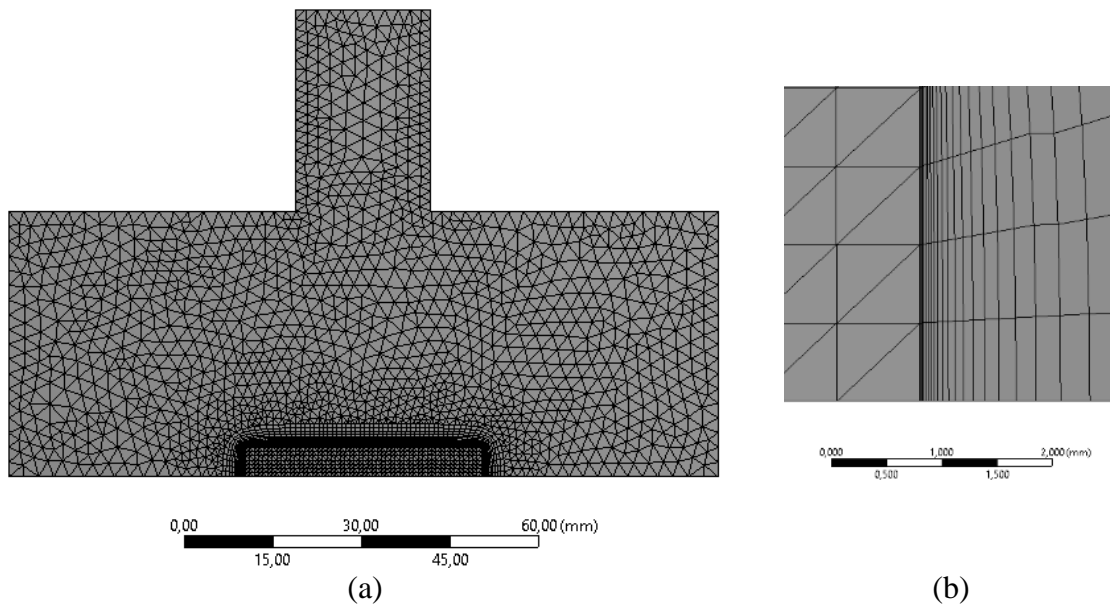
4. SAYISAL ÇÖZÜM

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile akışı tanımlayan diferansiyel denklemler çözüm alanı içerisinde sonlu sayıda noktada ayrıklaştırılarak çözülür. Bu noktalarda problemin temel bağımlı değişkenleri için değerler elde edilir. Bu çalışmada süreklilik, momentum, enerji ve türbülans modeli denklemlerinin çözümü ile çözüm alanında hız, basınç, sıcaklık için değerler elde edilmiştir.

Analizler ANSYS FLUENT (v15.0) HAD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$ modeli seçilmiştir. Ayrıklaştırma yöntemi olarak ise “1st Order Upwind” yöntemi kullanılmıştır.

4.1. Ağ Yapısının Oluşturulması

HAD yöntemlerinde kullanılan türbülans modelleri, türbülans sınır tabakanın çözümü için farklı yaklaşımlar kullanmaktadır. Bu yaklaşımlara bağlı olarak da sınır tabaka içerisinde ağ yapısı ihtiyacı farklılık göstermektedir. Dolayısıyla türbülanslı akışın sayısal çözümünde, ağ yapısı, kullanılan türbülans modeline uygun olarak oluşturulmalıdır. Bu çalışmada türbülans modeli olarak iyileştirilmiş duvar fonksiyonlu $k-\varepsilon$ modeli kullanıldığından bu modele uygun ağ yapısı, ANSYS Meshing (v15.0) yazılımı ile tetrahedral hücreler kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.1. Örnek ağ yapısı (a) Simetri yüzeyinde ağ yapısı, (b) Elaman yüzeyinde yoğun hücre katmanları

İyileştirilmiş duvar fonksiyonları kullanan $k-\varepsilon$ modelinde düğüm noktalarının tüm sınır tabaka katmanlarını modelleyebilecek çözünürlükte olması gerekmektedir. Düzlemsel yüzey üzerinde türbülanslı akış dört katmanda incelenir. Yüzeyin hemen üzerindeki çok ince bir bölgede akış, yüzeyden olan mesafe ile doğrusal olarak değişir. Bu bölgeye *viskoz alt tabaka* adı verilir. Viskoz alt tabakadan sonra *tampon bölge* başlar. Tampon bölgede akış türbülanslı hale dönüşmeye başlar ve sonunda türbülanslı hale gelir. Tampon bölgenin ardından ortalama akış hızının duvardan olan mesafenin logaritması ile değiştiği *log kuralı bölgesi* başlar. Log kuralı bölgesinden sonra da *serbest akış bölgesi* başlar [19].

İyileştirilmiş duvar fonksiyonlarına sahip $k-\varepsilon$ modelinde ağ yapısı oluşturulurken yüzeyden sonraki ilk düğüm noktasının viskoz alt tabaka içerisinde kalacak şekilde olması gerekmektedir [19,20]. Bu gerekliliği yerine getirmek için (ilk düğüm noktasını viskoz alt tabaka içine yerleştirebilmek) için evrensel bir yaklaşım geliştirilmiştir. Bu yaklaşımda boyutsuz bir y^+ değeri ilk düğüm noktası uzaklığını tanımlamak için kullanılır ve Eş. 4.1’de verildiği gibi hesaplanır [21].

$$y^+ = \frac{\rho U_t \Delta y}{\mu} \quad (4.1)$$

Burada y^+ boyutsuz bir sınır tabaka ağ yapısı yoğunluğu katsayısını ifade etmektedir. Δy ilk düğüm noktasının yüzeyden olan uzaklığını ifade etmektedir. ρ , μ ve U_t ise sırasıyla yoğunluk, viskozite ve sürtünmesel hızı ifade etmektedir. y^+ değeri farklı türbülans modellerinde farklı değerler almaktadır. y^+ değeri iyileştirilmiş duvar fonksiyonlarının kullanıldığı $k-\varepsilon$ modeli simülasyonlarında bu y^+ değerinin 1 civarında olması gerekmektedir [20].

Eş.4.2’teki U_t sürtünmesel hız değeri Eş. 4.2’den aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$U_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.2)$$

Burada τ_w duvar üzerindeki kayma gerilmesidir ve Eş. 4.3’te verildiği şekilde hesaplanabilir.

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U^2 \quad (4.3)$$

Eş. 4.3'te C_f , sürtünme katsayısıdır. İç akışlar için ve Eş. 4.4'ten yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$C_f = 0,079 \cdot Re_{kr}^{-0,25} \quad (4.4)$$

Burada Re_{kr} Δy 'nin hesaplanmasında esas alınacak Reynolds sayısıdır. Eş. 4.5'te verilmiştir.

$$Re_{kr} = \frac{\rho \bar{V}_k L_{kr}}{\mu} \quad (4.5)$$

Yukarıdaki eşitlikte L_{kr} karakteristik uzunluktur ve elektronik elemanın kanal akış doğrultusundaki uzunluğu olan, 40 mm olarak alınmıştır. \bar{V}_k kanal içerisindeki ortalama hızdır ve Eş. 4.6'da verildiği gibi hesaplanmıştır.

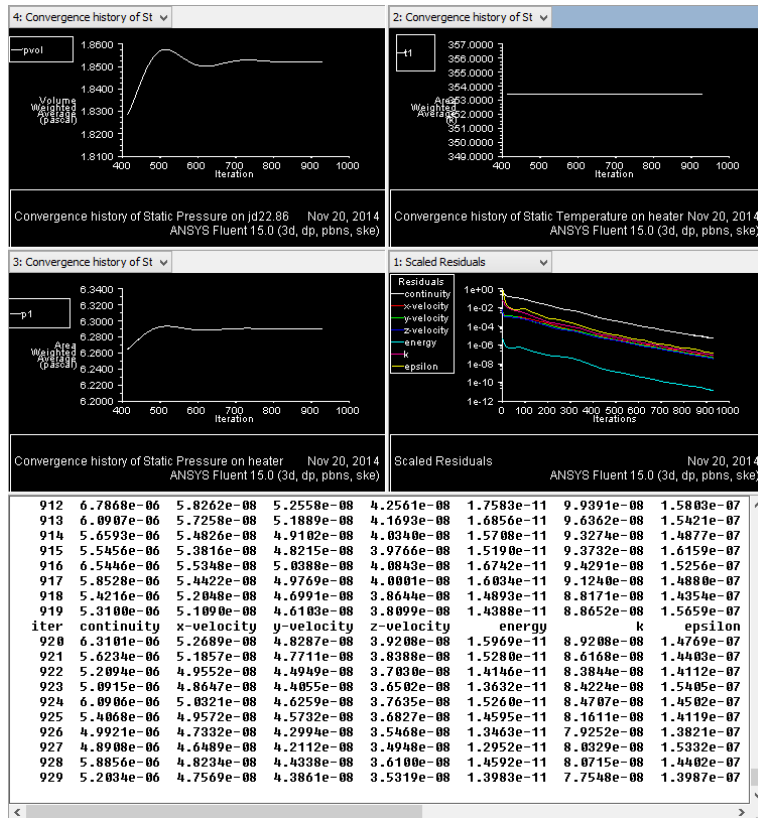
$$\bar{V}_k = \frac{V_k + V_j}{2} \quad (4.6)$$

Emniyetli olması açısından \bar{V}_k değerinin hesaplanmasında çalışmada seçilen en yüksek kanal ve jet hızları esas alınmıştır.

Çalışmada kullanılan değerler Eş. 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6'da yerine konulduğunda $y^+ = 1$ için ilk düğüm noktası yüksekliği Δy , 0,05 mm olarak hesaplanmıştır. İlk düğüm noktasının yüzeyden uzaklığı 0,05 mm veya daha az olduğu takdirde türbülans sınır tabakanın en alt katmanı olan viskoz alt tabaka doğru şekilde modellenecektir. Simülasyonlarda kullanılan çözüm ağları, bu kriter sağlanacak şekilde oluşturulmuştur.

4.2. Yakınsama Kontrolü

Sayısal çözümlerde yakınsama dört noktada kontrol edilmiştir. Birinci nokta rezidülerin yakınsamasıdır. İkinci yakınsama ölçütü eleman yüzeyi ortalama sıcaklığıdır. Üçüncü yakınsama ölçütü eleman yüzeyi ortalama statik basıncıdır. Dördüncü yakınsama ölçütü ise akış alanı içerisinde basıncın hacimsel ortalamasıdır. Tüm benzetimlerde yakınsamanın gerçekleştiğini söylemek için rezidülerin 10^{-3} 'ün altına, monitor noktaların değerlerindeki değişimin ise 10^{-2} 'nin altına inmesi şartı aranmıştır. Şekil 4.2'de örnek bir yakınsama kontrolü gözlem penceresi verilmiştir.



Şekil 4.2 Örnek yakınsama kontrolü penceresi görünümü

4.3. Doğrulama Simülasyonları

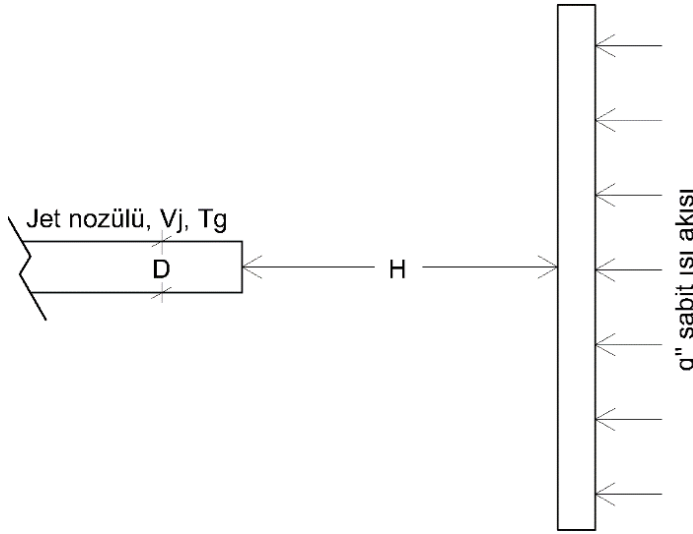
Literatürdeki benzer sayısal ve deneysel çalışmalar bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların doğrulanmasında referans olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçları doğrulamak için, literatürde bulunan bir deneysel çalışmada [21] ve bir sayısal çalışmada [3] esas alınan problemler ele alınmıştır. Bu çalışmada kullanılmış olan ANSYS FLUENT yazılımı ile aynı problemler çözülmüş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Birinci durumda sabit ısı akısına sahip düzlemsel yüzeye çarpan jetin olduğu durum göz önüne alınmıştır ve Lee, S. ve Lee, J.'nin deneysel çalışmaları [21] doğrulama için kullanılmıştır. İkinci durumda kanal içerisine yerleştirilen sabit yüzey sıcaklığına sahip küp şeklinde kanal içi akış ve çarpan jet ile soğutulması çalışılmıştır. Bu durumun kıyaslaması için ise Rundstrom ve Moshfegh'in sayısal çalışmaları [3] kullanılmıştır.

4.3.1. Birinci doğrulama: Isıtılan düzlemsel yüzeye çarpan dairesel jet

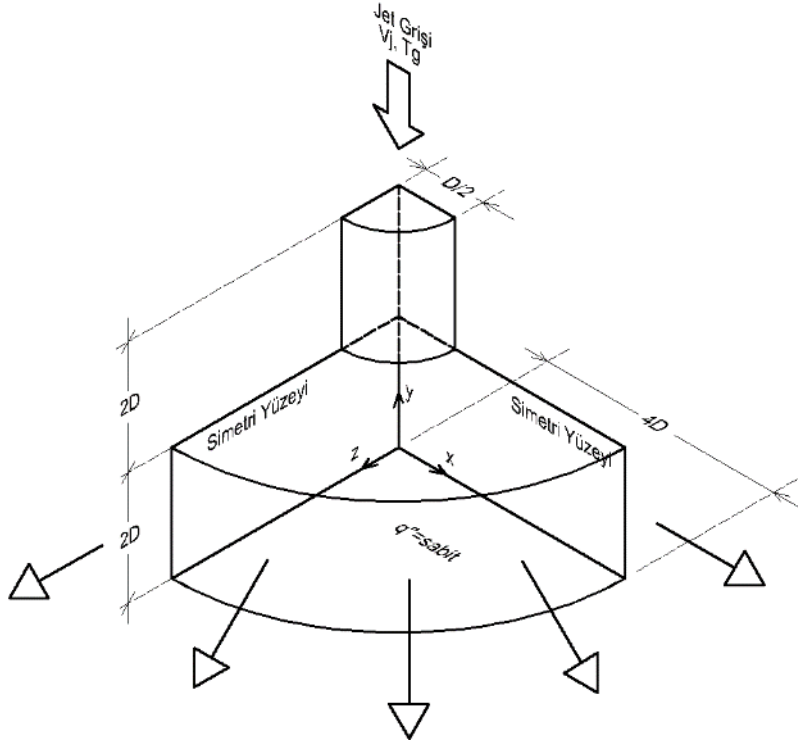
Bu doğrulama çalışmasında, Lee, S. ve Lee, J. tarafından yapılmış olan deneysel çalışma esas alınmıştır [21]. Bu çalışmada, sabit ısı akısına sahip yüzeye çarpan jetin akış ve sıcaklık alanlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Problemin şematik görünümü

Şekil 4.3'de verilmiştir. Jet Reynolds sayısının 5000-30000 arasındaki değerleri, H/D 'nin 2, 4, 6 ve 10 değerlerinde deneysel incelemeler yapılmıştır. Doğrulama için Lee, S. ve Lee, J.'nin çalışmasında H/D 'nin 2 ve jet Reynolds sayısının 7000 ve 15000 olduğu durumlar ele alınmış ve sayısal olarak çözümler elde edilmiştir.



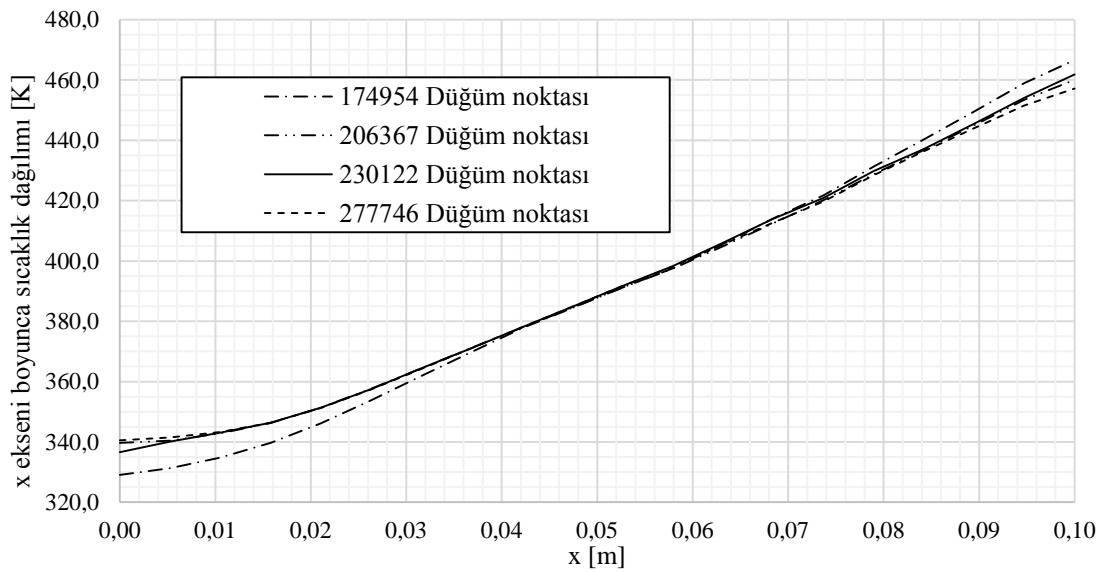
Şekil 4.3. Birinci doğrulama simülasyonunda kullanılan deneysel çalışmanın [21] şematik gösterimi

Akışın açisal yönde değişmediği kabul edilmiş ve yer çekiminin etkisi ihmal edilmiştir. Bu kabullere uygun olarak belirlenmiş sayısal çözüm alanı ve koordinat sistemi Şekil 4.4'te verilmiştir. Jet çapı, Lee, S. ve Lee, J.'nin çalışmasına sadık kalınarak 25 mm alınmıştır. H/D değeri 2, r/D 'nin (çarpma yüzeyi merkezinden radyal uzaklığın jet çapına oranı) en büyük değeri 4 olacak şekilde model oluşturulmuştur.



Şekil 4.4. Birinci doğrulama simülasyonunda çalışılan problemin çözüm alanı

Doğrulama simülasyon sonuçlarının düğüm noktası sayısından bağımsız olduğu ağ yapısını belirlemek için, 174954, 206367, 230122 ve 277746 düğüm sayısı ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda ısı yayan düzlem üzerinde, x ekseninde boyunca sıcaklık çizgisel olarak okunmuştur ve sonuçlar Şekil 4.5'te verilmiştir



Şekil 4.5. Farklı düğüm noktası sayıları ile elde edilen sıcaklığın x -ekseni üzerinde değişimi.

Şekil 4.5'te görüldüğü gibi, 206397, 230122 ve 277476 düğüm sayısı için sonuçlar neredeyse aynıdır. Dolayısıyla 277476 düğüm noktasının sayısal simülasyon için uygun olduğuna karar verilmiş ve doğrulama simülasyonları bu ağ yapısı ile gerçekleştirilmiştir.

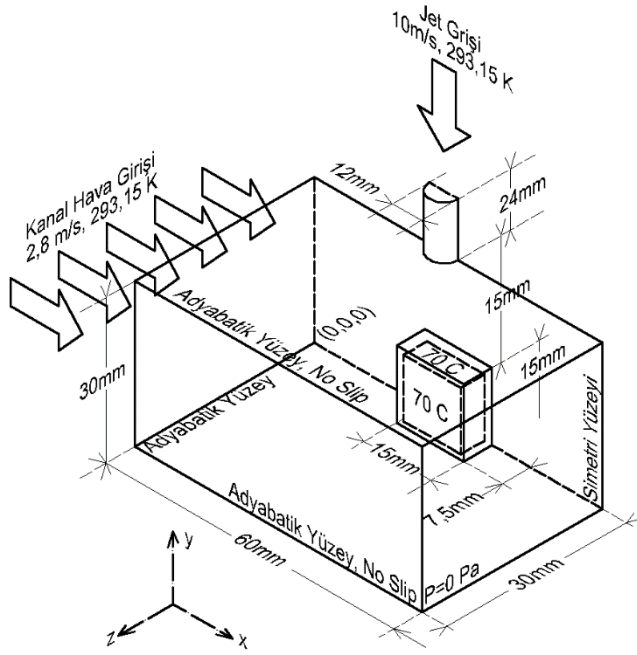
Doğrulama için, deneysel çalışmadan elde edilen çarpma yüzeyi ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}) ve durma noktası Nusselt sayısı (Nu_0) kullanılmıştır. Doğrulama simülasyonlarından elde edilen sayısal ve deneysel çalışmadan [21] alınan Nusselt sayıları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Birinci doğrulama simülasyonlarında elde edilen Nusselt sayılarının deneysel veriler ile kıyaslanması

		Nu_0	Hata [%]	$\overline{Nu} (0 \leq \frac{r}{D} \leq 2)$	Hata [%]
Deneysel Çalışma [21]	$Re_j=7000$	67,7	8,7	52,5	11,5
Mevcut Çalışma		73,6		46,7	
Deneysel Çalışma [21]	$Re_j=15000$	104,1	1,2	85,2	12,1
Mevcut Çalışma		105,3		74,9	

4.3.2. İkinci doğrulama simülasyonu: Sabit yüzey sıcaklığına sahip küpün çarpan jet ve kanal içi akış ile birlikte soğutulması

İkinci bir doğrulama için Ründstorm ve Moshfegh'in [3] sayısal çalışmaları kullanılmıştır. Ründstorm ve Moshfegh çalışmalarında kanal içerisine yerleştirilen, sabit yüzey sıcaklığına sahip küp şeklinde bir bloğun çarpan jet ve kanal içi akış ile birlikte soğutulmasını sayısal olarak incelemiştirlerdir. Problemin geometrik yapısı şematik olarak Şekil 4.6'te verilmiştir. Kanal akışı Reynolds sayısının, 2054, 4725 ve 5752 değerlerini, jet Reynolds sayısının 4000, 6000 ve 8000 değerleri için simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Kanal akışı ve jet Reynolds sayısının tüm kombinasyonları için küp yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısını hesaplamışlardır.

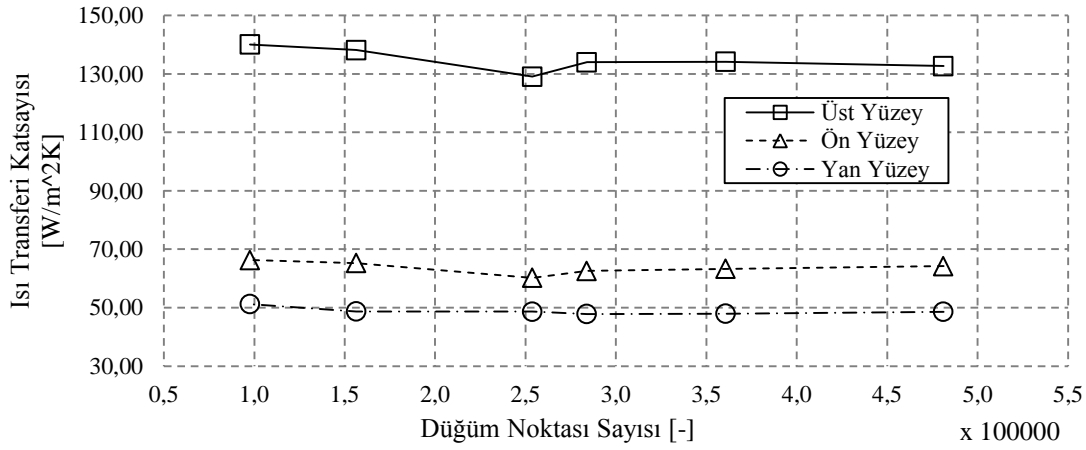


Şekil 4.6. İkinci doğrulama simülasyonunda kullanılan geometri ve sınır şartları

Doğrulama simülasyonu için Rundstorm ve Moshfegh'in çalışmalarında, kanal Reynolds sayısının 5752 ve jet Reynolds sayısının 8000 olduğu durum ele alınmıştır. Küpün boyutları 15 mm'dir ve küp yüzeyinde sıcaklık sabittir (70 °C). Küpün yüzeyi 1,5 mm kalınlığında epoksi tabaka ile kaplanmıştır. Epoksi tabakanın ısıl iletkenliği 0,236 W/mK, yoğunluğu 1150 kg/m³ olarak alınmıştır. Simülasyonu yapılan durum için, kanal girişinde $u = V_k$ (2,8 m/s) hız sınır şartı mevcuttur ve hava giriş sıcaklığı ortam sıcaklığına (20 °C) eşittir. Jet girişinde $v = -V_j$ sabit hız (10 m/s) sınır şartı mevcuttur ve hava giriş sıcaklığı

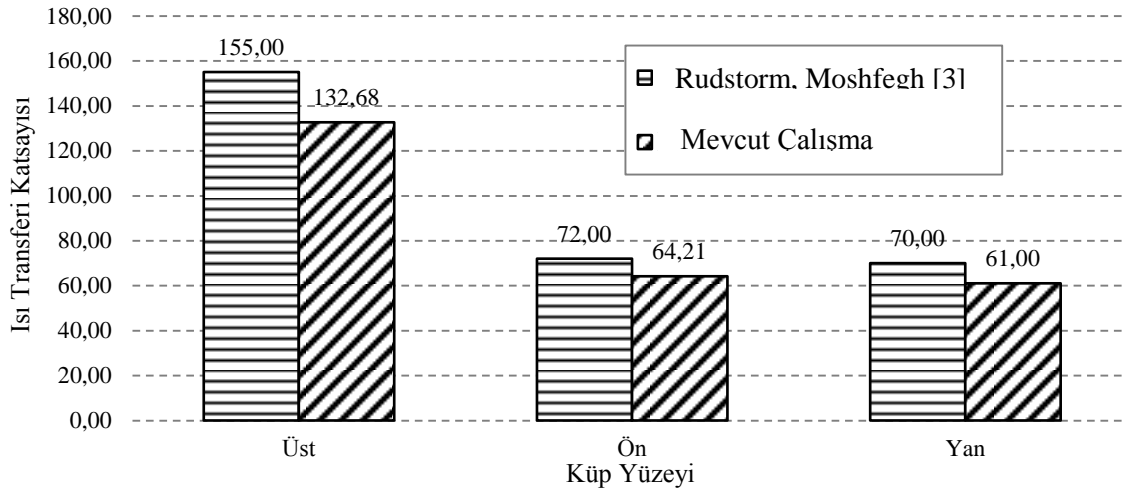
ortam sıcaklığına (20 °C) eşittir. Kanal yüzeylerinde kaymasızlık sınır şartı (no-slip) mevcuttur ve tüm kanal yüzeylerinde hız bileşenleri sıfır ($u=0$, $v=0$, $w=0$) olarak alınmıştır. Kanal yüzeyleri ısı olarak yalıtılmıştır ve $\partial T/\partial n=0$ olarak alınmıştır. Kanal çıkışında ise basıncın atmosfer basıncına eşit olduğu kabul edilmiştir ve tüm yüzeyde $P_{\zeta}=0$ olarak alınmıştır.

Simülasyon sonuçlarının düğüm noktası sayısından bağımsızlığını belirlemek için, farklı düğüm noktası sayıları ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Her bir simülasyonda üst, ön ve yan yüzeylerde ortalama taşınım ısı transferi katsayısı hesaplanmıştır. Düğüm sayısına bağlı olarak ortalama taşınım ısı transferi katsayısının değişimi Şekil 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.7. İkinci doğrulama simülasyonları için farklı yüzeylerde farklı düğüm noktası sayıları ile elde edilen ortalama taşınım ısı transferi katsayısı değişimleri

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi 300000 düğüm noktasından sonra değerler çok küçük miktarlarda değişmiştir. Bu nedenle bu doğrulama simülasyonları, 360788 düğüm noktası ile gerçekleştirilmiştir. Rundstorm ve Moshfegh’in sayısal çalışmalarında kanal akışı Reynolds sayısının 5752 ve jet Reynolds sayısının 8000 değeri için elde ettikleri ortalama Nusselt sayıları ve aynı Reynolds sayıları için doğrulama simülasyonlarından elde edilen yüzey ortalama taşınım ısı transferi katsayısı Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8. İkinci doğrulama simülasyonlarında üst, yan ve ön yüzeyler için ortalama taşınım ısı transferi katsayıları

İkinci doğrulama simülasyonunda elde edilen Nusselt sayılarının, Rundstorm ve Moshfegh'in sayısal çalışmalarında elde ettikleri taşınım ısı transferi katsayılarına kıyasla içerdikleri hata miktarları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. İkinci doğrulama simülasyonları hata yüzdeleri

	Üst Yüzey	Ön Yüzey	Yan Yüzey
Hata [%]	14,4	10,8	12,7

Birinci doğrulama çalışmasında durma noktası Nusselt sayıları, çarpma yüzeyi ortalama Nusselt sayılarına kıyasla düşük hata oranlarıyla hesaplanmıştır. Durma noktası Nusselt sayısının hata oranı artan Jet Reynolds sayısı ile azalırken, çarpma yüzeyi ortalama Nusselt sayısı hata oranı artan jet Reynolds sayısı ile artmıştır. İkinci doğrulama çalışmasında ise küp yüzeyi ortalama taşınım ısı transferi katsayıları, tüm yüzeylerde birbirine yakın hata oranlarına sahiptir.

Çalışmada kullanılan sayısal çözüm yönteminin problemi yeterli doğrulukta hesapladığı kabul edilmiştir ve tez kapsamındaki simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Çalışmada, ısı yayan bir elemanın kanal akışı ve çarpan jet ile soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. Kanal akışı Reynolds sayısının Re_k , jet Reynolds sayısının Re_j ve jet-yüzey arası mesafenin jet çapına oranının (H/D) akış alanına, sıcaklık dağılımına, eleman yüzeyi sıcaklık dağılımına, Nusselt sayısına ve basınç kaybına etkilerini analiz edebilmek için, bu parametrelerin farklı değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik olarak sunulmuş ve irdelenmiştir.

5.1. Çalışmada Kullanılan Fiziksel Büyüklükler ve Geometrik Ölçüler

Bu çalışmada incelenen problemin geometrik ölçülerinin belirlenmesinde literatürdeki benzer çalışmalardan [2, 3, 21] faydalanılmıştır. Çalışma kapsamında tüm simülasyonlarda havanın fiziksel özellikleri sabit olarak alınmıştır. Havanın yoğunluğu ρ_h 1,225 kg/m³, ısı iletim katsayısı 0,0242 W/m·K, viskozitesi ise 1,789x10⁻⁵ Pa·s alınmıştır. Eleman yüzeyi ısı akısının, hava giriş sıcaklıklarının ve geometrik ölçülerin belirlenmesinde doğrulama simülasyonlarında da kullanılan çalışmalar [3,21] temel alınmıştır. Eleman yüzeyi ısı akısı 3500 W/m² olarak seçilmiş ve bütün simülasyonlarda sabit tutulmuştur. Kanal girişinde ve jet girişinde hava sıcaklıkları 20 °C'dir. Eleman genişliği 40 mm, eleman yüksekliği 5 mm'dir. Nozul-eleman arası mesafe (H) 40 mm'dir. H/D oranı 1,5, 1,75 ve 2,0 olarak seçilmiştir. H tüm simülasyonlarda sabit tutulmuştur. Farklı H/D oranlarını oluşturmak için jet çapı (D) 20 mm, 22,86 mm ve 26,66 mm değerlerini almıştır. Seçilen bu değerler Çizelge 5.1'de bir arada verilmiştir.

Çizelge 5.1. Geometrik ölçüler, sıcaklık, basınç ve ısı akısı sınır şartları değerleri

Jet Çapı D [mm]	Jet eleman arası mesafe H [mm]	Eleman uzunluğu L [mm]	Eleman yüksekliği t [mm]	Jet eleman arası mesafenin jet çapına oranı H/D [-]	Hava sıcaklığı T_g [K]	Eleman yüzeyi ısı akısı q'' $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	Kanal çıkış basıncı P_ζ [Pa]
20	40	40	5	2	293.15	3500	0 (Gösterge)
22,86				1,75			
26,66				1,5			

Çalışmada jet Reynolds sayısı 10000, 17500 ve 25000, kanal Reynolds sayısı 2000, 5000 ve 8000 değerleri için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Jet ve kanal akış hızları ise seçilen Reynolds sayılarına Bölüm 3’de verilen Reynolds sayısı tanımlarına bağlı olarak hesaplanmıştır. Jet hızının hesabında jet çapı, kanal hızının hesabında kanal hidrolik çapı karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. Bunlara göre, jet hızı ve kanal girişindeki hız sırasıyla Eş. 5.1 ve Eş. 5.2’den hesaplanmıştır.

$$V_j = \frac{Re_j \mu}{\rho_h D} \quad (5.1)$$

$$V_k = \frac{Re_k \mu}{\rho_h D_{kh}} \quad (5.2)$$

Burada V_j nozul girişinde hava hızı, V_k ise kanal girişinde hava hızıdır. D jet çapı, μ havanın dinamik viskozitesi ve ρ_h havanın yoğunluğudur.

Çalışmada Eş. 5.1 ve 5.2’den hesaplanan jet ve kanal akış hızlarının ve üç farklı jet çapının her kombinasyonunu içeren 27 durum, kanal akışının olmadığı 9 durum ve jet akışın olmadığı 3 durum çalışılmıştır. Toplamda 39 adet simülasyon gerçekleştirilmiştir. Her bir simülasyonda kullanılan jet çapları, kanal ve jet akış hızları, Reynolds sayıları ve H/D oranları Çizelge 5.2’de verilmiştir.

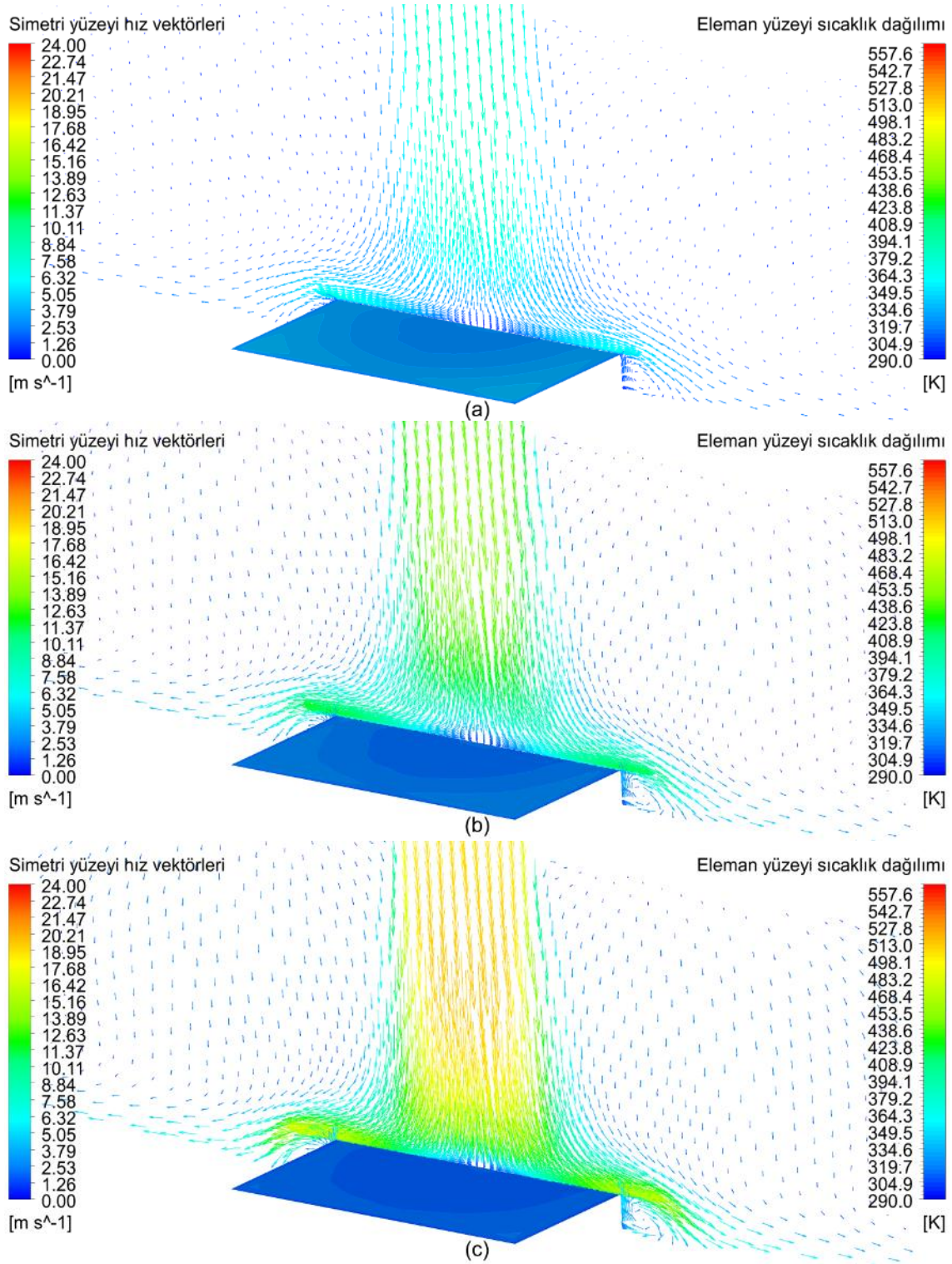
Çizelge 5.2. Yapılan simülasyonlar ve temel parametrelerin değerleri

Simülasyon No [-]	D [m]	H/D [-]	Re_j [-]	Re_k [-]	V_j [m/s]	V_k [m/s]
1	0,02000	2,00	10000	2000	7,30	0,446
2	0,02000	2,00	10000	5000	7,30	1,116
3	0,02000	2,00	10000	8000	7,30	1,785
4	0,02286	1,75	10000	2000	6,39	0,446
5	0,02286	1,75	10000	5000	6,39	1,116
6	0,02286	1,75	10000	8000	6,39	1,785
7	0,02666	1,50	10000	2000	5,48	0,446
8	0,02666	1,50	10000	5000	5,48	1,116
9	0,02666	1,50	10000	8000	5,48	1,785
10	0,02000	2,00	17500	2000	12,78	0,446
11	0,02000	2,00	17500	5000	12,78	1,116
12	0,02000	2,00	17500	8000	12,78	1,785
13	0,02286	1,75	17500	2000	11,18	0,446
14	0,02286	1,75	17500	5000	11,18	1,116
15	0,02286	1,75	17500	8000	11,18	1,785
16	0,02666	1,50	17500	2000	9,59	0,446
17	0,02666	1,50	17500	5000	9,59	1,116
18	0,02666	1,50	17500	8000	9,59	1,785
19	0,02000	2,00	25000	2000	18,26	0,446
20	0,02000	2,00	25000	5000	18,26	0,892
21	0,02000	2,00	25000	8000	18,26	1,785
22	0,02286	1,75	25000	2000	15,97	0,446
23	0,02286	1,75	25000	5000	15,97	1,116
24	0,02286	1,75	25000	8000	15,97	1,785
25	0,02666	1,50	25000	2000	13,69	0,446
26	0,02666	1,50	25000	5000	13,69	1,116
27	0,02666	1,50	25000	8000	13,69	1,785
28	0,02000	2,00	10000	0	7,30	0,000
29	0,02000	2,00	17500	0	12,78	0,000
30	0,02000	2,00	25000	0	18,26	0,000
31	0,02286	1,75	10000	0	6,39	0,000
32	0,02286	1,75	17500	0	11,18	0,000
33	0,02286	1,75	25000	0	15,97	0,000
34	0,02666	1,50	10000	0	5,48	0,000
35	0,02666	1,50	17500	0	9,59	0,000
36	0,02666	1,50	25000	0	13,69	0,000
37	0,02000	2,00	0	2000	0,00	0,446
38	0,02286	1,75	0	5000	0,00	1,116
39	0,02666	1,50	0	8000	0,00	1,785

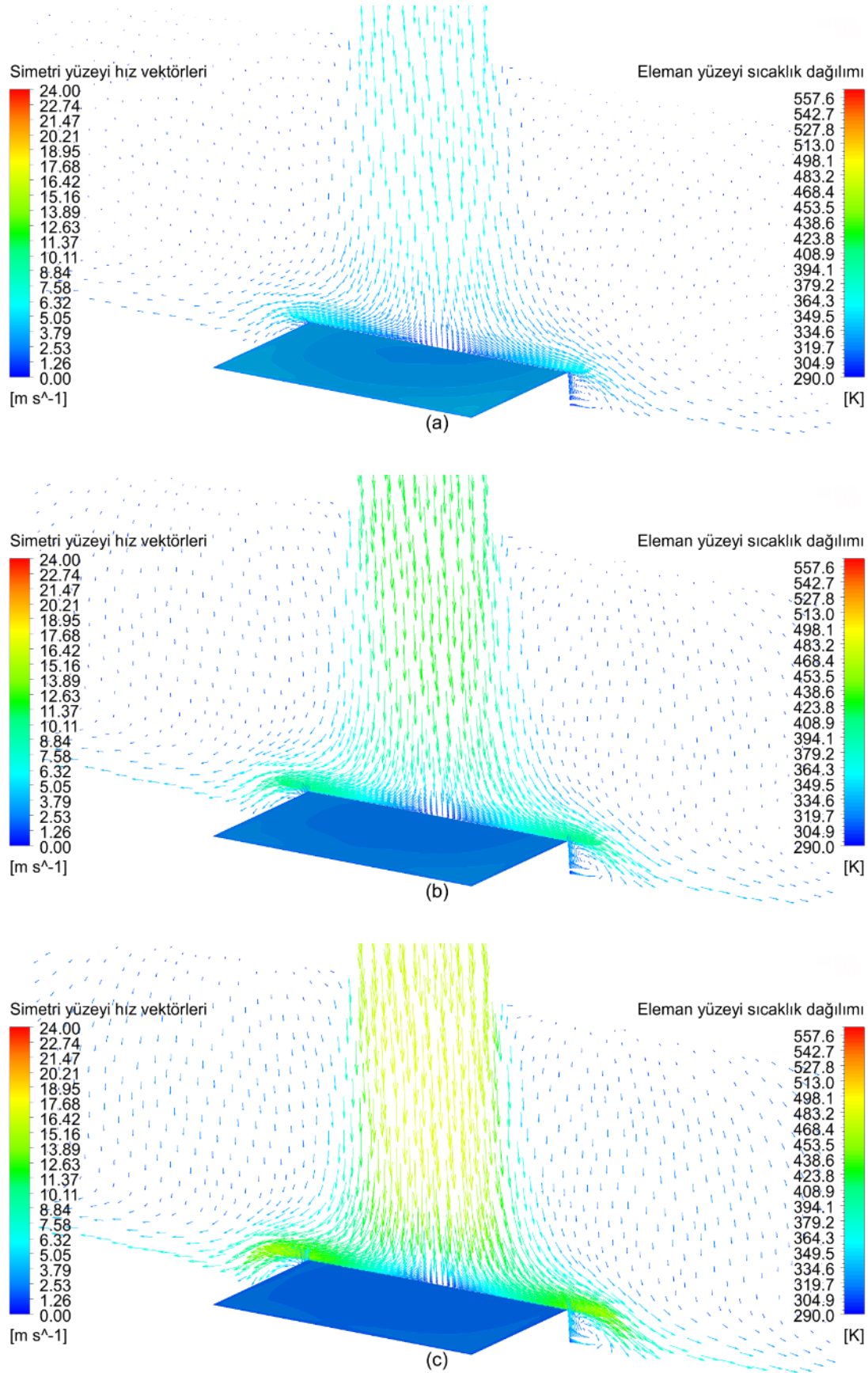
5.2. Akış ve Sıcaklık Alanlarının Analizi

Kanal akışının olmadığı sadece jet akışın olduğu durumlar için Re_j 'nin 10000, 17500 ve 25000 değerlerinde $H/D=2, 1,75$ ve $1,5$ için elde edilmiş olan simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzey sıcaklık dağılımları sırasıyla Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te verilmiştir.

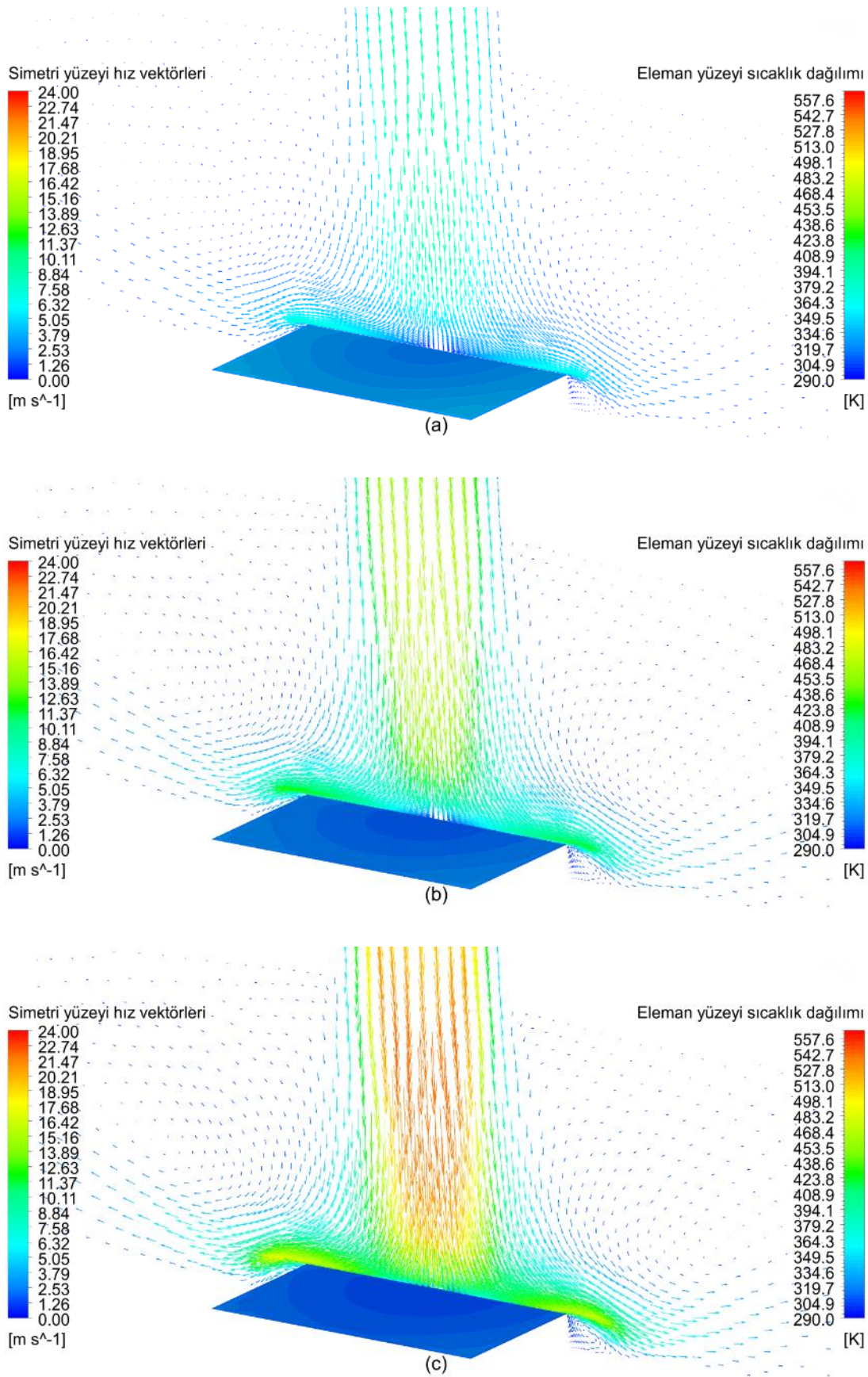
Bu şekillerde, akış alanının sınırlandırılmış çarpan jet akışın genel karakteristiklerine sahip olduğu görülmektedir. Hız vektör dağılımı, kanal doğrultusu ve kanala dik doğrultuda simetriktir. Eleman yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımı da her iki doğrultuda simetriktir. Yüzey sıcaklık eğrileri incelendiğinde, jet Reynolds sayısı arttıkça, yüzey sıcaklığının yüzeyin her noktasında azaldığı görülür.



Şekil 5.1. $H/D=2$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$

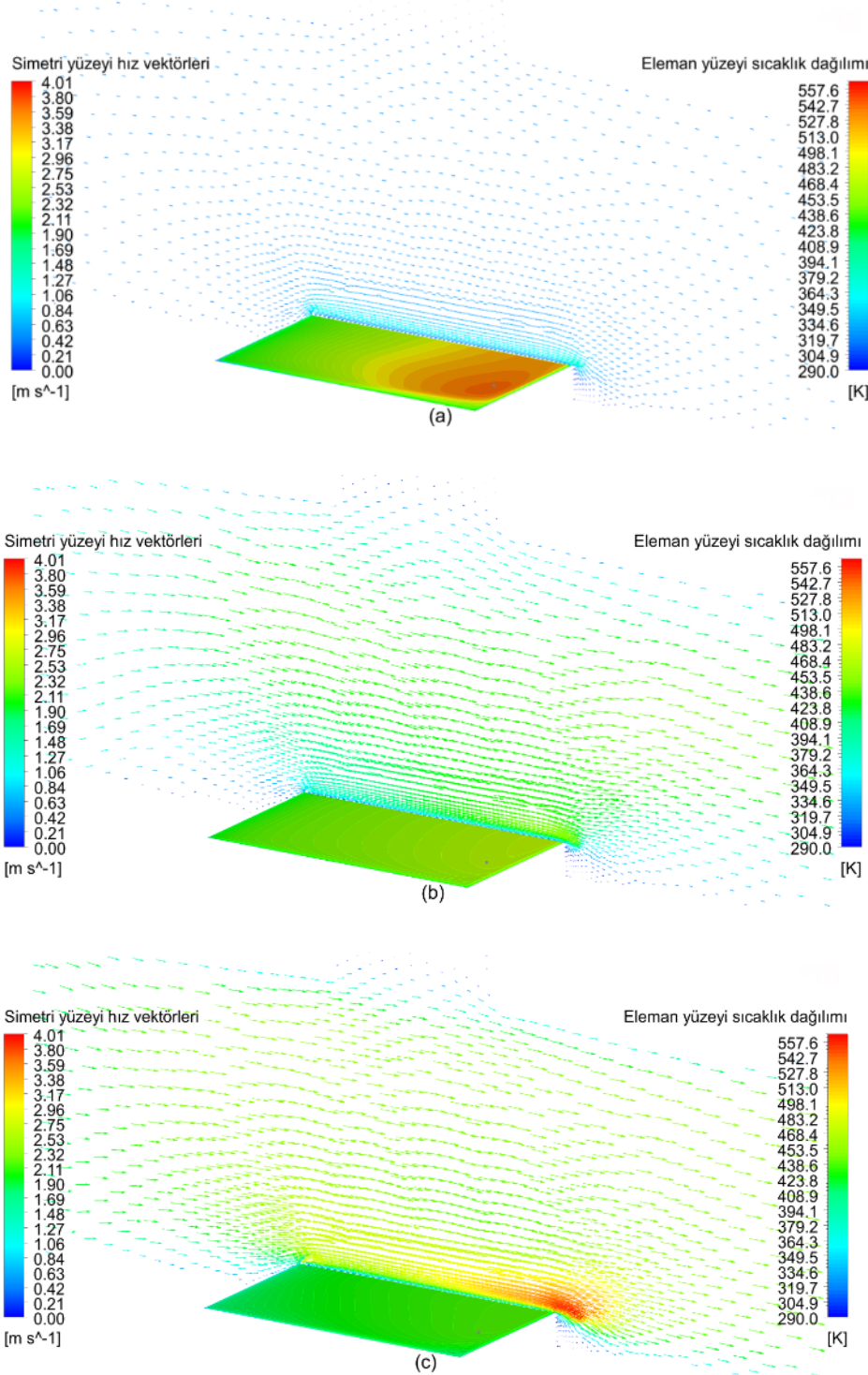


Şekil 5.2. $H/D=1,75$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$



Şekil 5.3. $H/D=1,5$ ve $Re_k=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$

Jet akışın olmadığı sadece kanal akışın olduğu durumda simetri düzlemi (x-y düzlemi) üzerindeki hız vektör dağılımı ve eleman yüzeyindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.4'te verilmiştir. Kanal Reynolds sayısı azaldıkça yüzey sıcaklığı artmaktadır. Aynı zamanda, bütün Reynolds sayılarında akışın yönünde yüzey sıcaklığı artmaktadır.

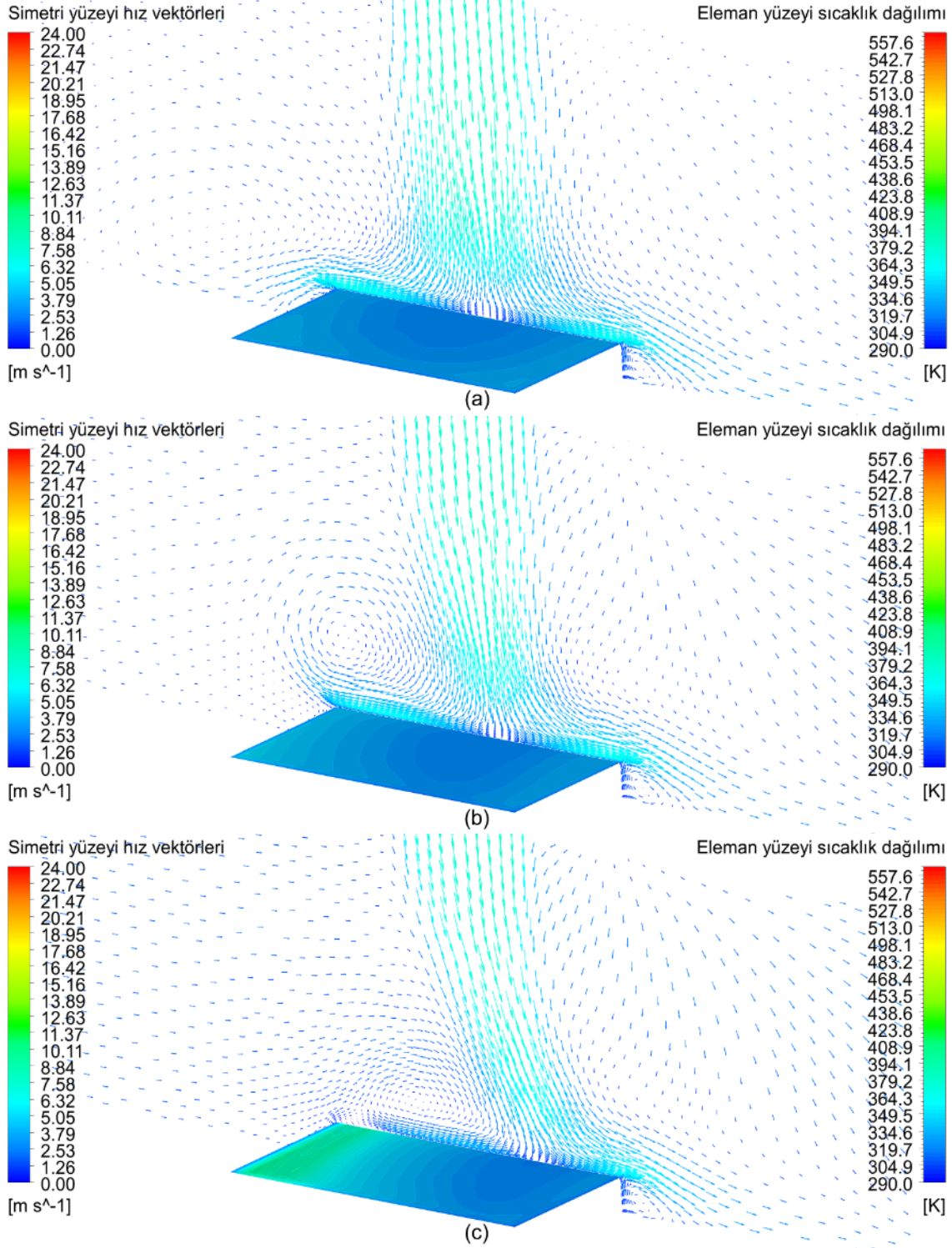


Şekil 5.4. $Re_j=0$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı
(a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$

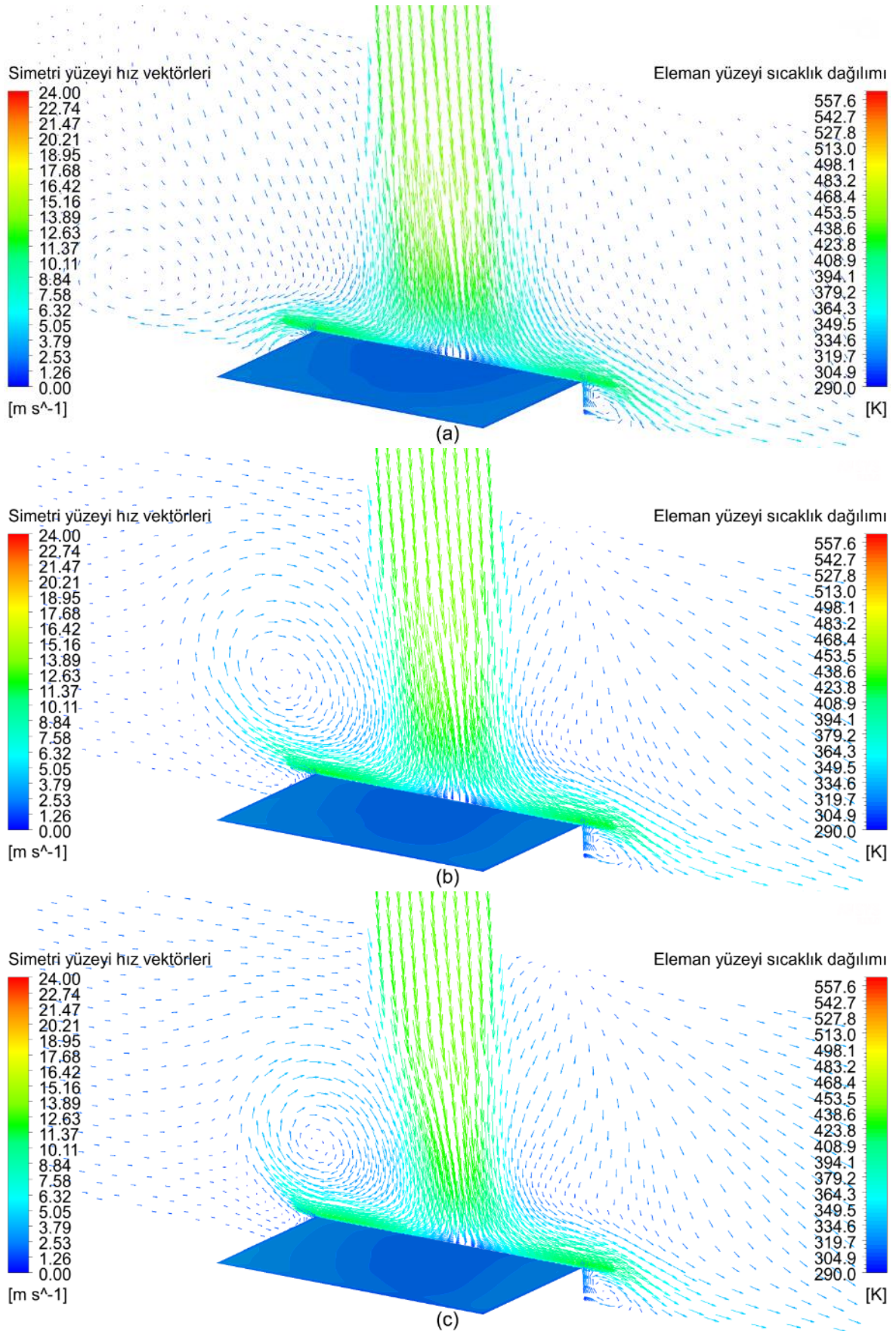
Verilen bir H/D ve jet Reynolds sayısında, kanal Reynolds sayısı ile akış ve sıcaklık alanının nasıl değiştiğini görebilmek için elde edilmiş olan simülasyon sonuçları analiz edilmiştir. $H/D=2$ 'de, Re_j 'nin 10000, 17500 ve 25000 ve Re_k 'nin 2000, 5000 ve 8000 değerleri için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de sırasıyla verilmiştir.

Bu şekillerde verilen hız vektör dağılımları incelendiğinde, kanal akışı ile jet akışın çarpmasının sonucu olarak çarpışmanın gerçekleştiği tarafta döngüsel akış bölgeleri oluşmaktadır. Kanal Reynolds sayısının küçük değerlerinde, bu döngüsel akış bölgeleri jetten uzaklaşırken (kanal girişine yaklaşmaktadır), kanal Reynolds sayısı arttıkça jete yaklaşmakta ve jeti, kanal akışının gidişi doğrultusunda saptırmaktadır. Dolayısıyla yüksek kanal Reynolds sayılarında jet akışın elemana çarpma noktası eleman kenarına doğru kaymaktadır. Bu kayma ve kanal akışının artan etkisi nedeniyle, eleman yüzeyinin kanal akışın geldiği taraftaki kısmında jetin etkisi azalmaktadır. Bundan dolayı, şekillerde verilen yüzey sıcaklık dağılımlarından da görüldüğü gibi, kanal Reynolds sayısı arttıkça, eleman yüzeyinin kanal akışın geldiği taraftaki kısmında sıcaklık artmaktadır. Jet Reynolds sayısı arttıkça, kanal akışın etkisi azalmakta ve yüzeyde sıcaklığı yüksek bir bölge oluşmamaktadır. Şekil 5.4'te görüldüğü gibi, jet Reynolds sayısı sıfır olduğunda ise elemanın yüzeyinin sağ tarafında sıcaklık yükselmektedir.

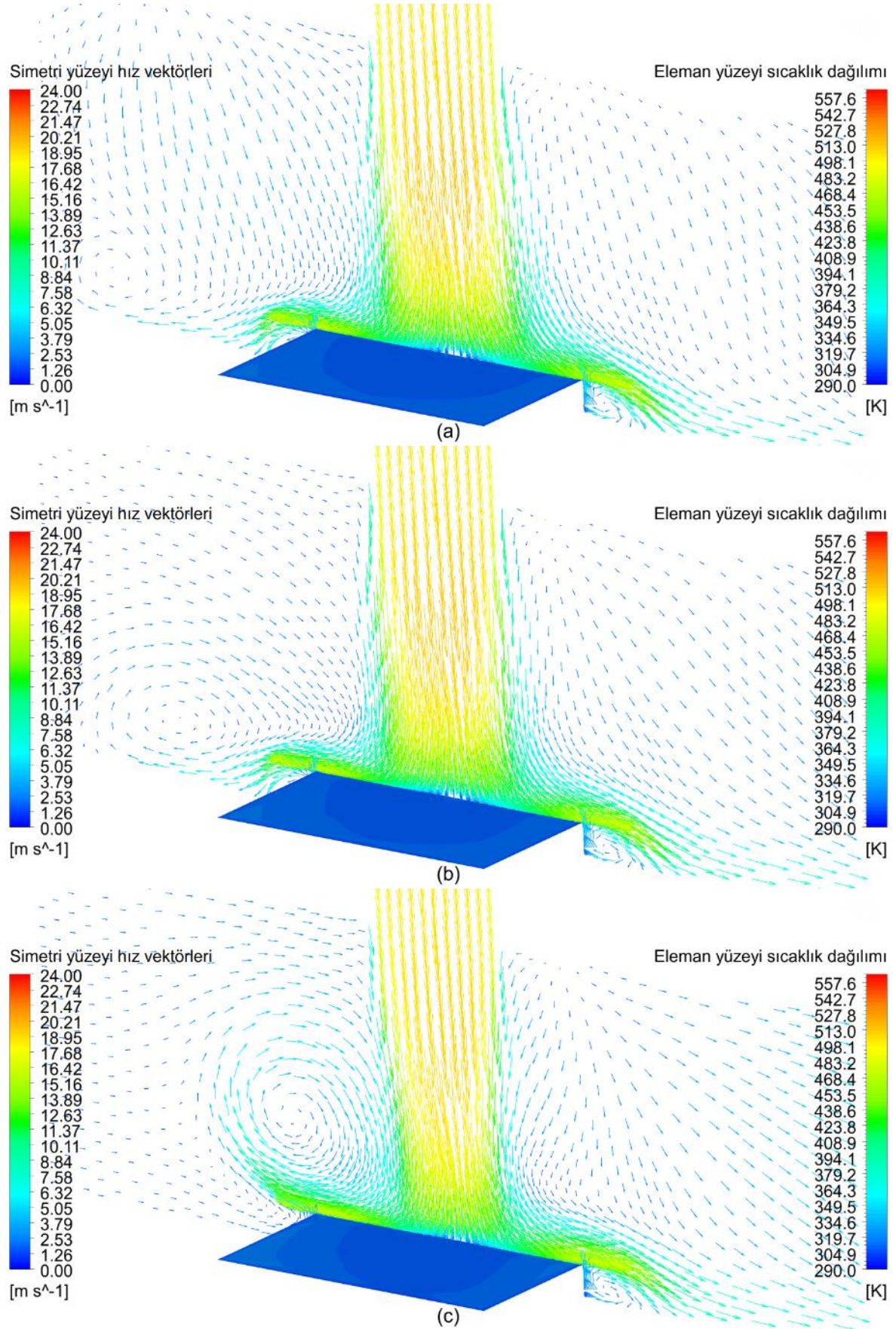
$H/D=1,75$ için benzer sonuçlar Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da $H/D=1.5$ için ise Şekil 5.11, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'te verilmiştir. Akış ve sıcaklık dağılımı ile ilgili yukarıda belirtilen karakteristik özellikler H/D 'nin bu değerlerinde de görülmektedir.



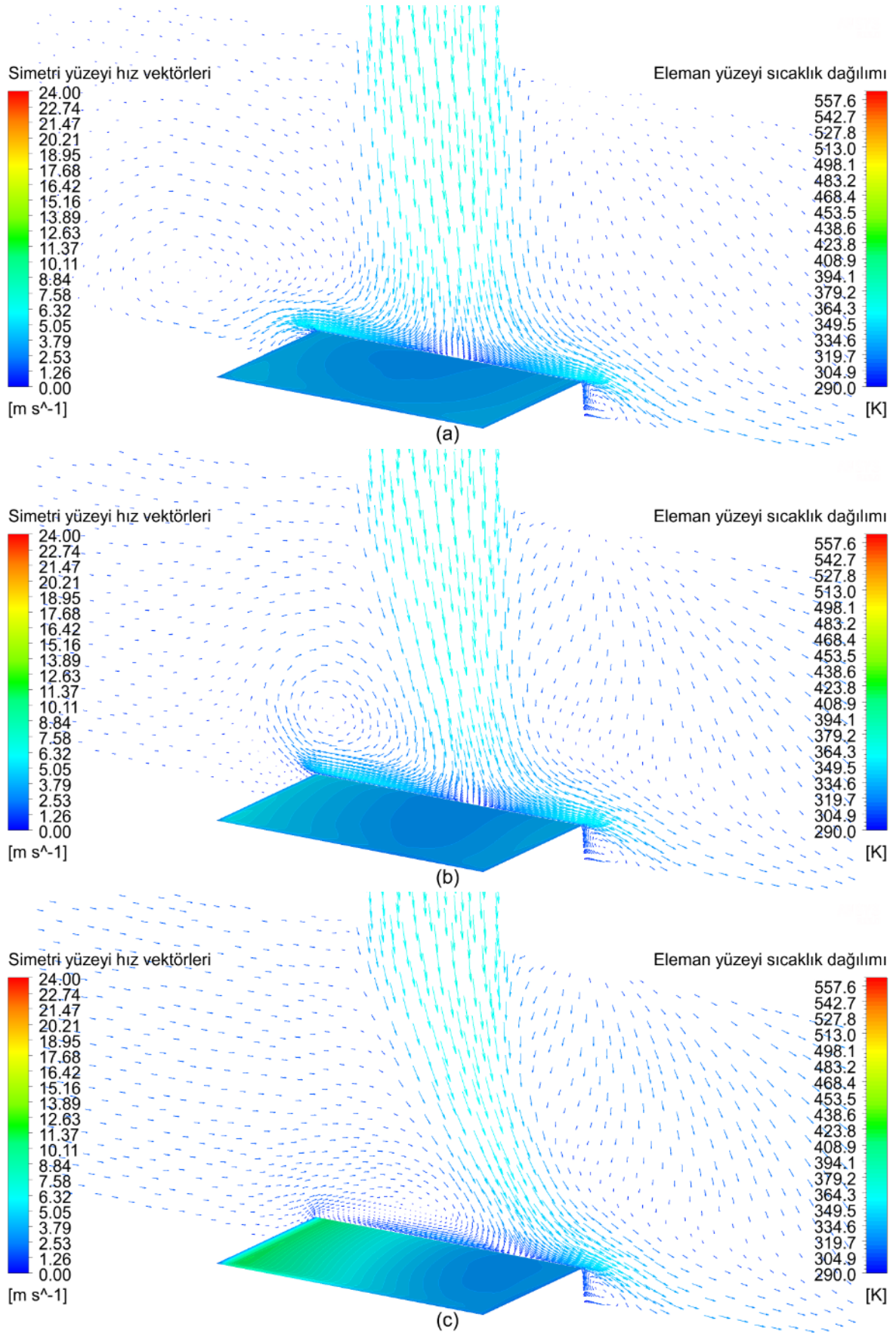
Şekil 5.5. $H/D=2$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



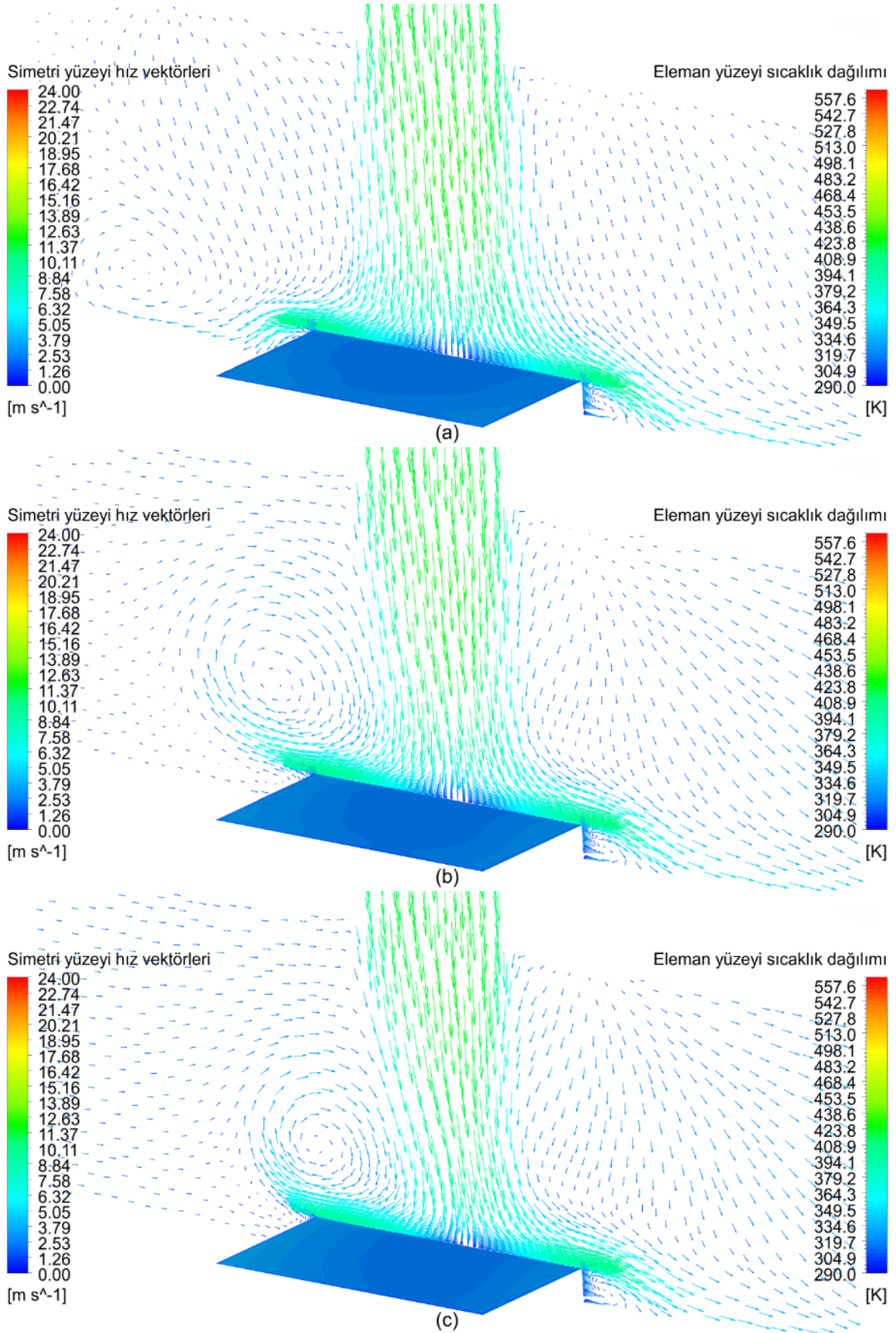
Şekil 5.6. $H/D=2$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



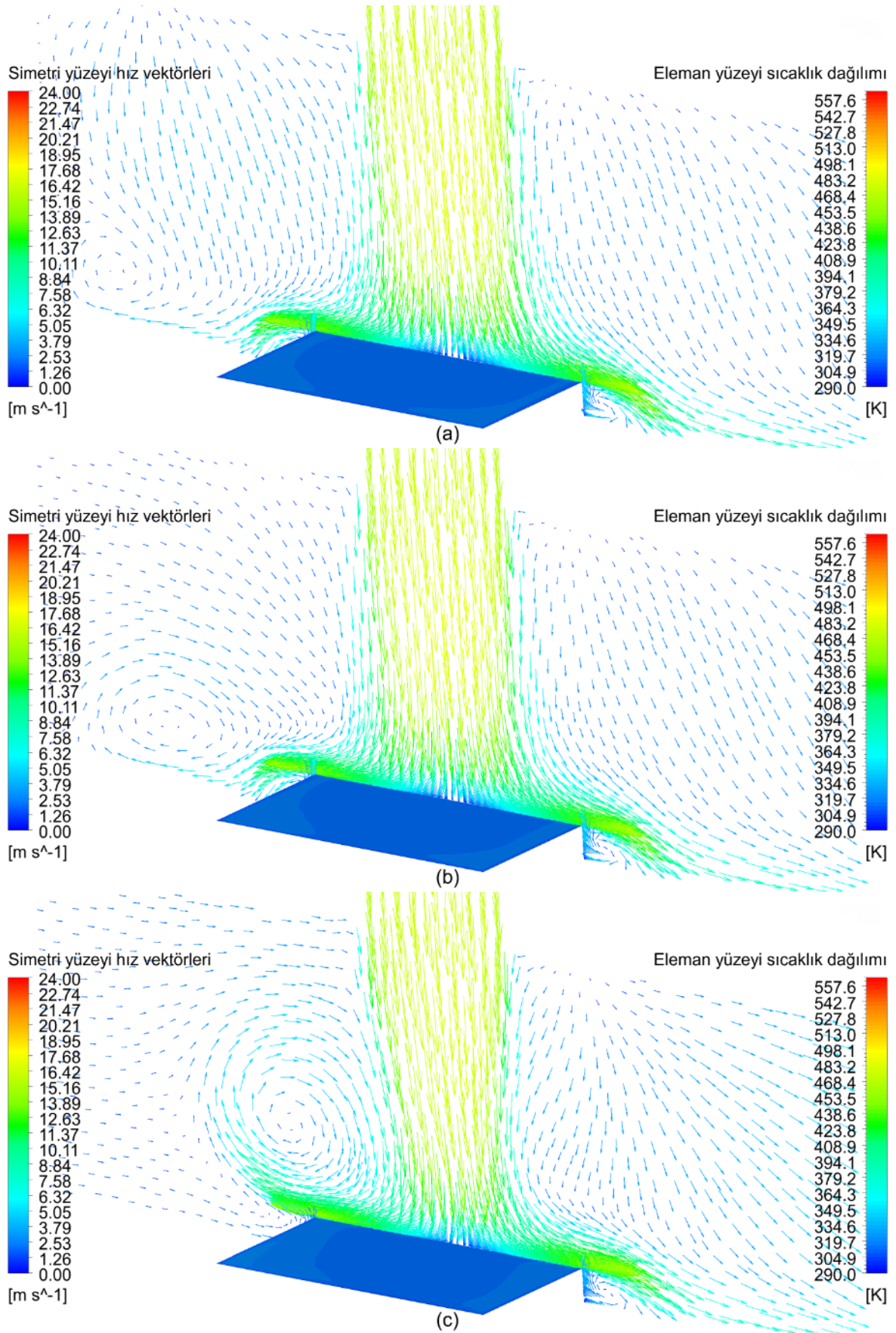
Şekil 5.7. $H/D=2$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



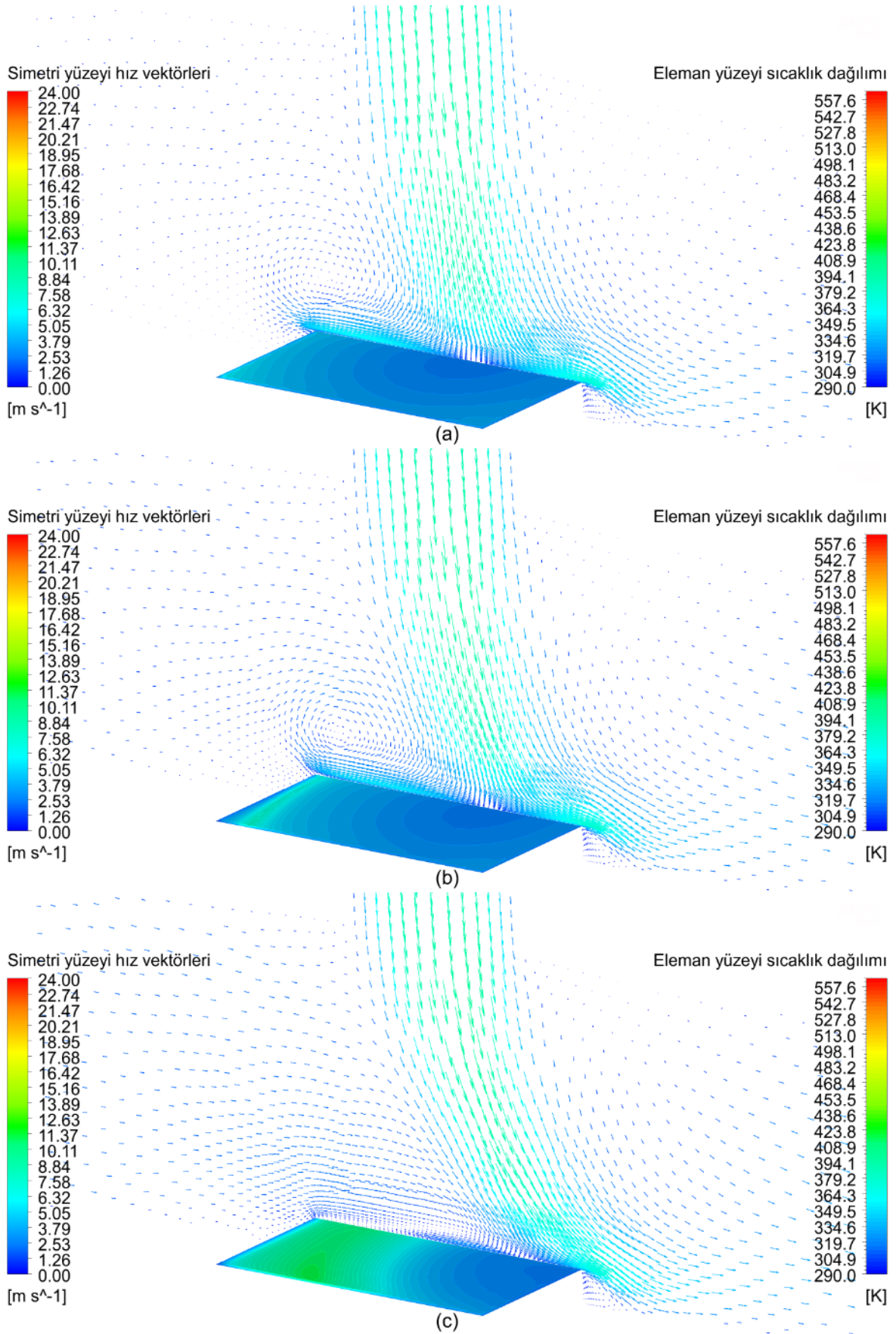
Şekil 5.8. $H/D=1,75$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



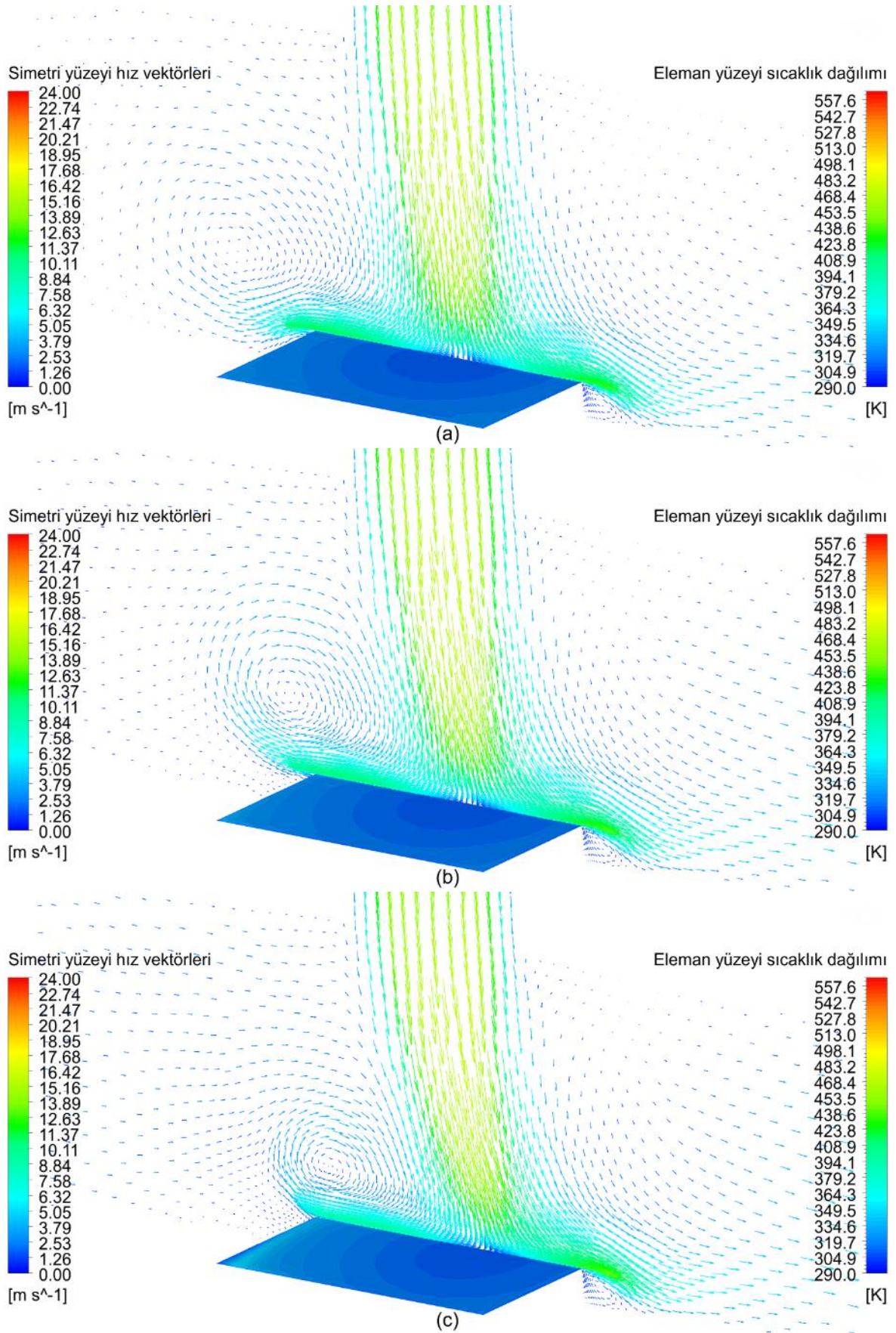
Şekil 5.9. $H/D=1,75$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



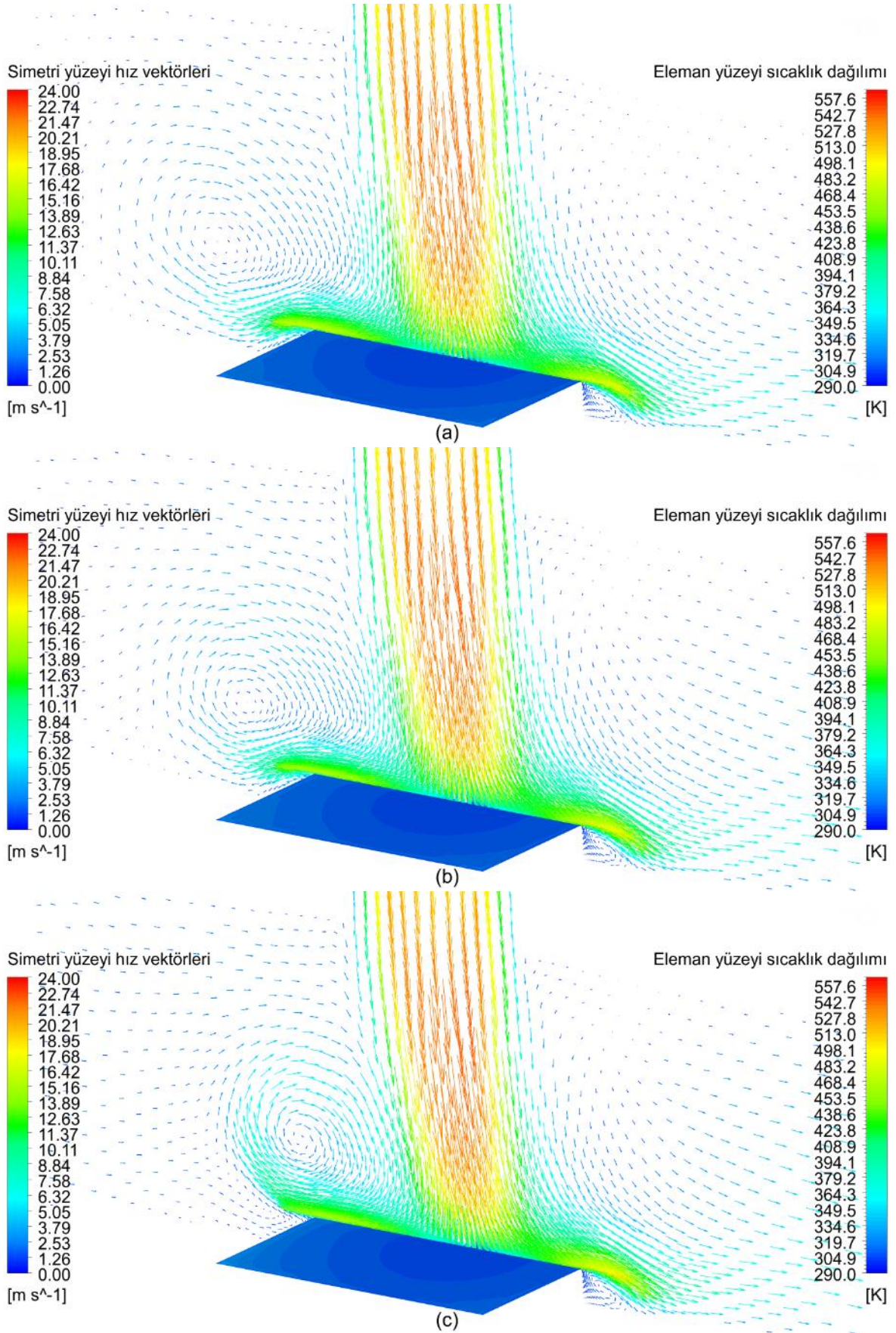
Şekil 5.10. $H/D=1,75$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



Şekil 5.11. $H/D=1,5$ ve $Re_j=10000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



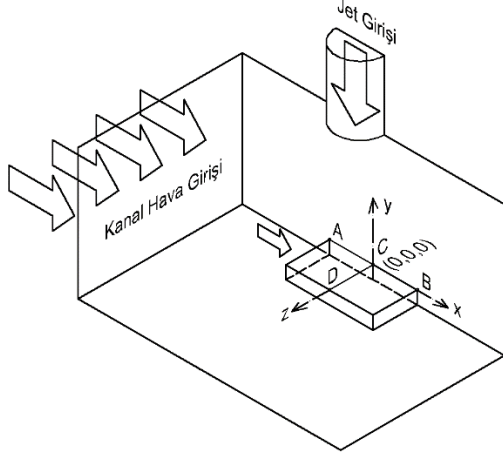
Şekil 5.12. $H/D=1,5$ ve $Re_j=17500$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



Şekil 5.13. $H/D=1,5$ ve $Re_j=25000$ için simetri yüzeyi hız vektörleri ve eleman yüzeyi sıcaklık dağılımı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$

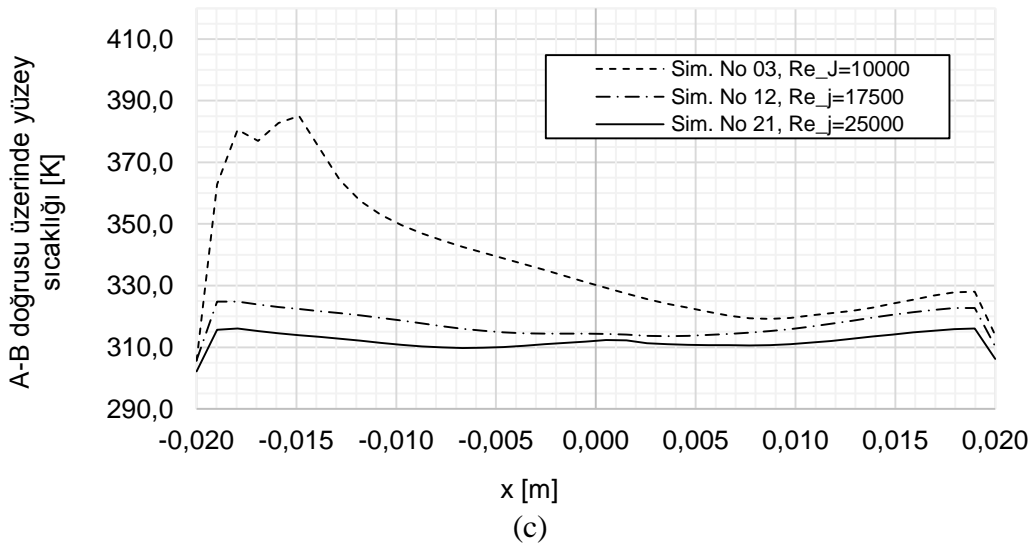
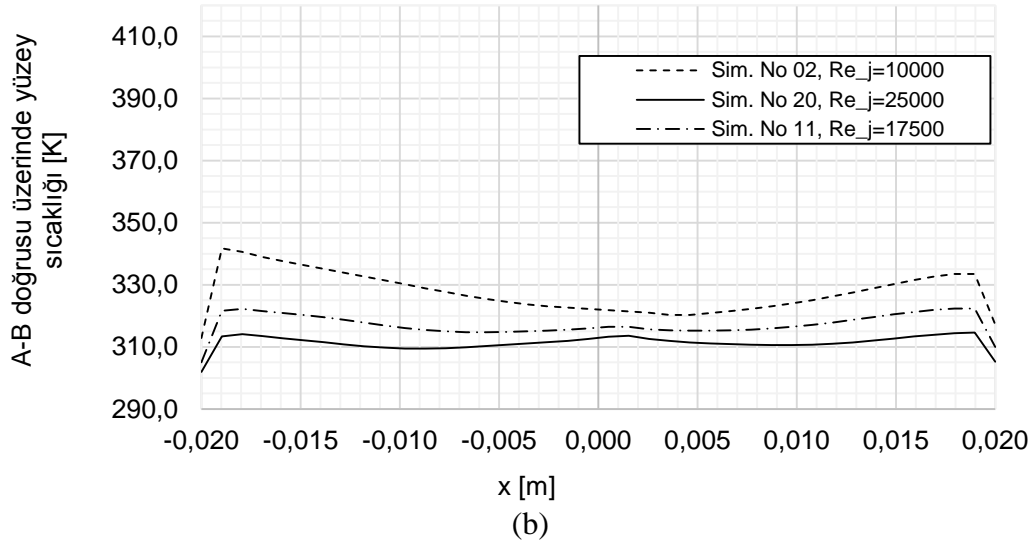
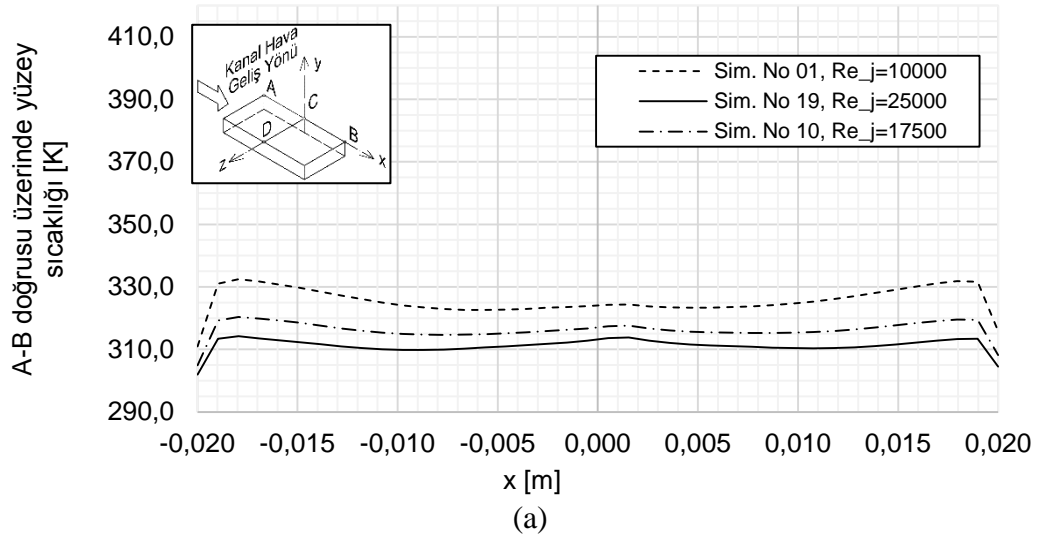
5.3. Eleman Üzerindeki Sıcaklık Dağılımının Analizi

Isı yayan eleman yüzeyi üzerinde sıcaklık dağılımı bir önceki bölümde eş sıcaklık eğrileri ile verilmişti. Burada ise eleman yüzeyi üzerinde sıcaklık dağılımı, kanal akışının ve jet akışın birlikte bulunduğu durumlarda, H/D 'nin 2, 1,75 ve 1,5 değerleri için Şekil 5.14'te gösterilen A-B ve C-D doğruları üzerinde okunmuş ve Şekil 5.15-5.20'de verilmiştir.

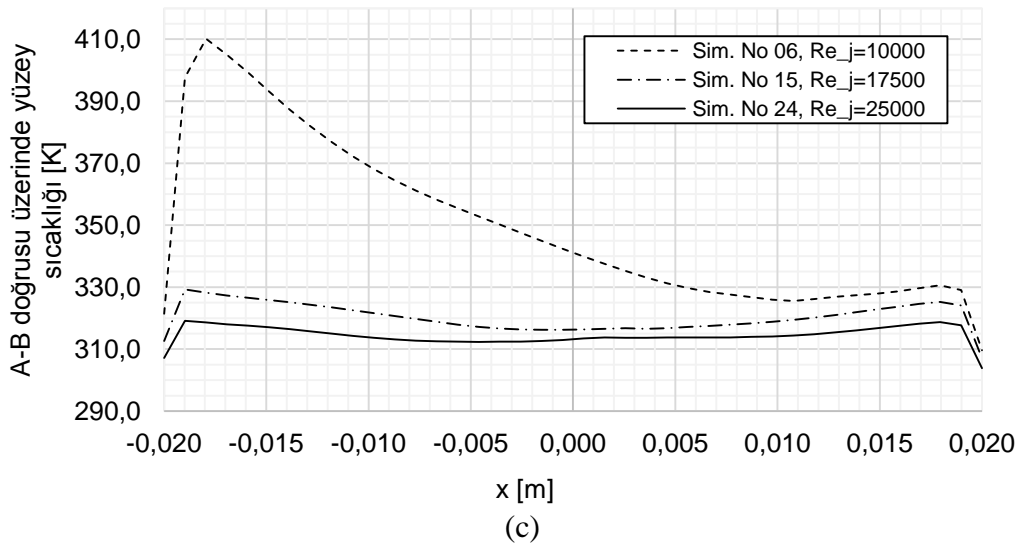
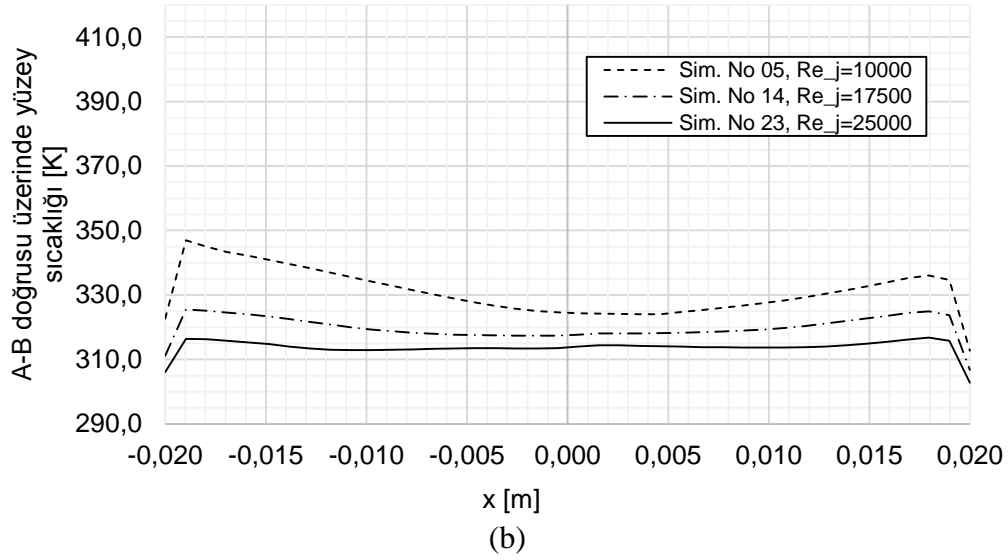
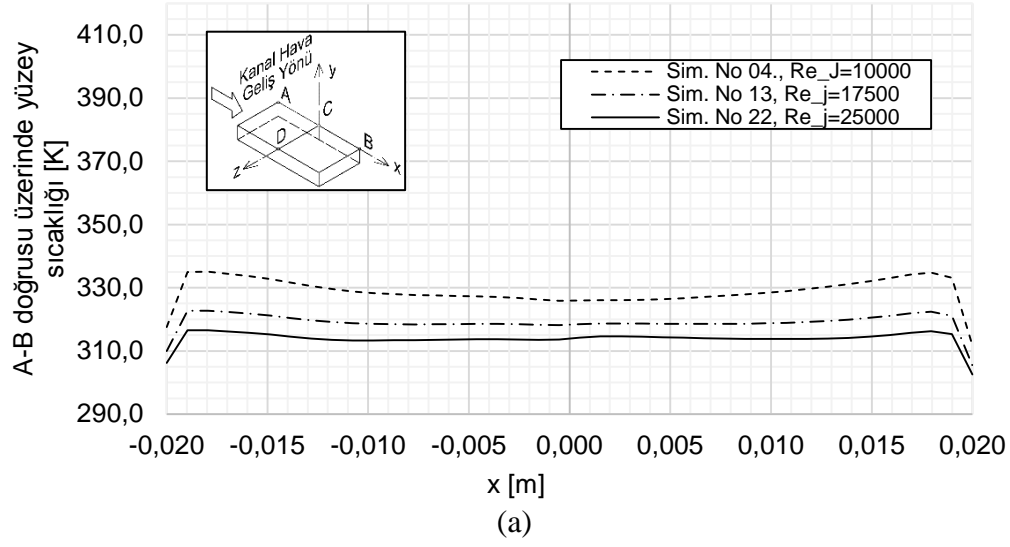


Şekil 5.14. Yüze sıcaklıklarının ölçüldüğü A-B ve C-D doğruları

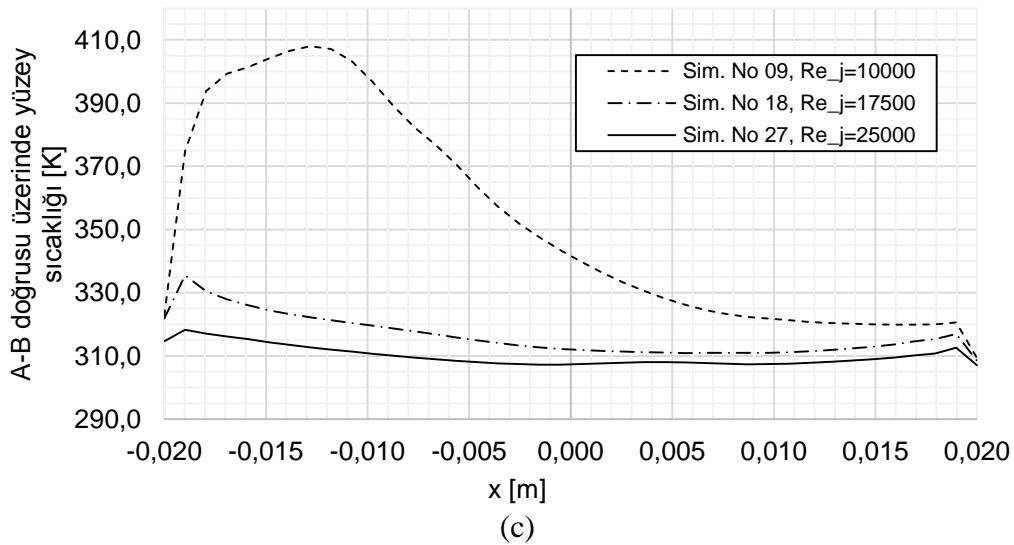
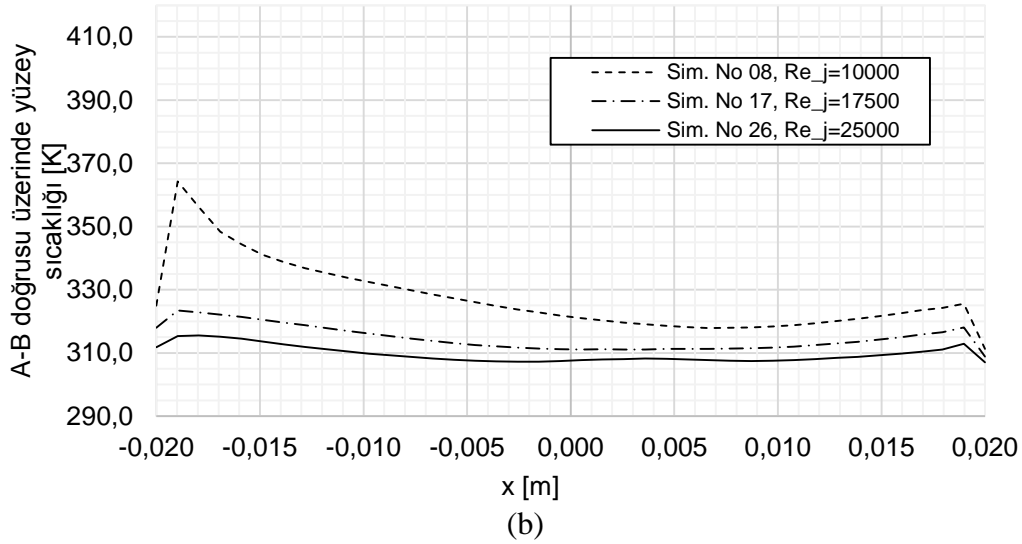
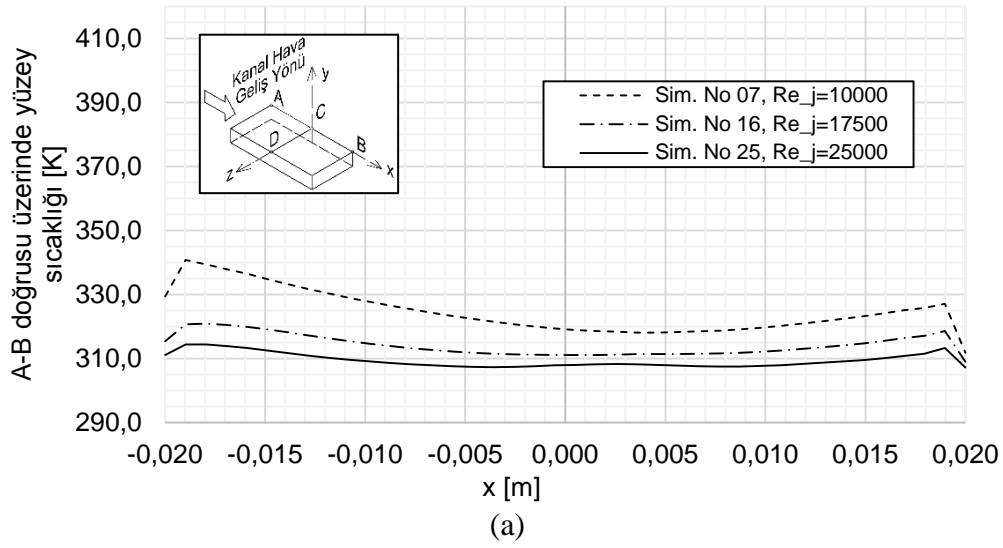
Kanal akışı Reynolds sayısı arttıkça, kanal içi akışın ve jet akışın çarpışması ile akış döngüleri oluştuğu ve jetin ısı yayan elemana çarpma noktasının kanal akışı yönünde kaydığı daha önce belirtilmişti. Bu kayma, eleman yüzeyi üzerinde ortalama sıcaklığın yükselmesine dolayısıyla ortalama Nusselt sayısının düşmesine sebep olmaktadır. Bu etki Şekil 5.15.c, Şekil 5.16.c ve Şekil 5.17.c'de belirgin şekilde gözlemlenebilmektedir.



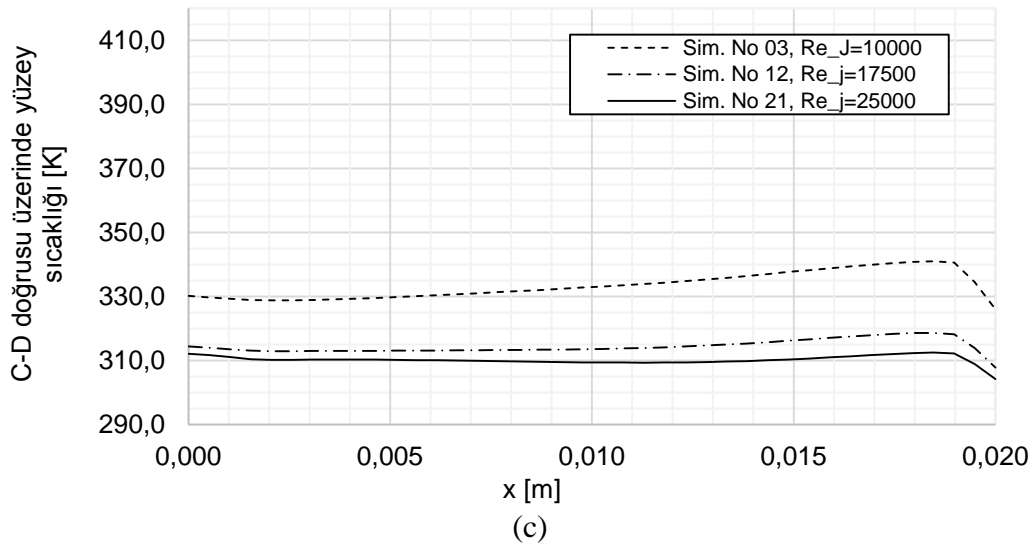
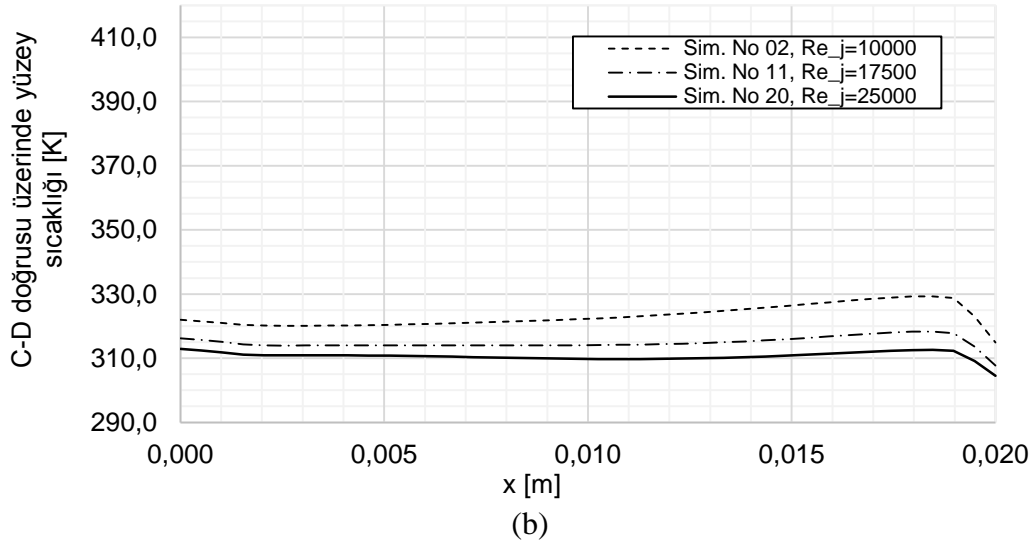
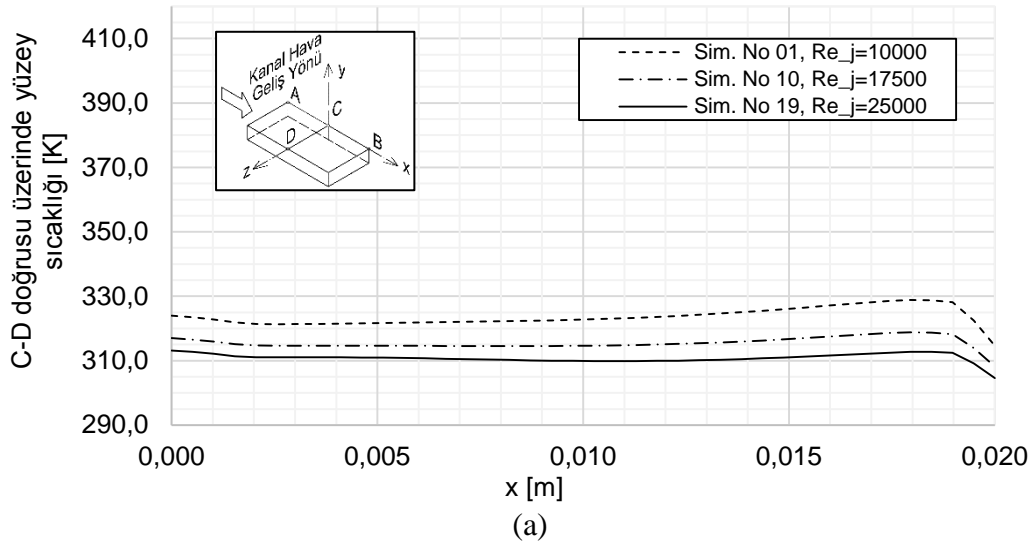
Şekil 5.15. $H/D=2$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



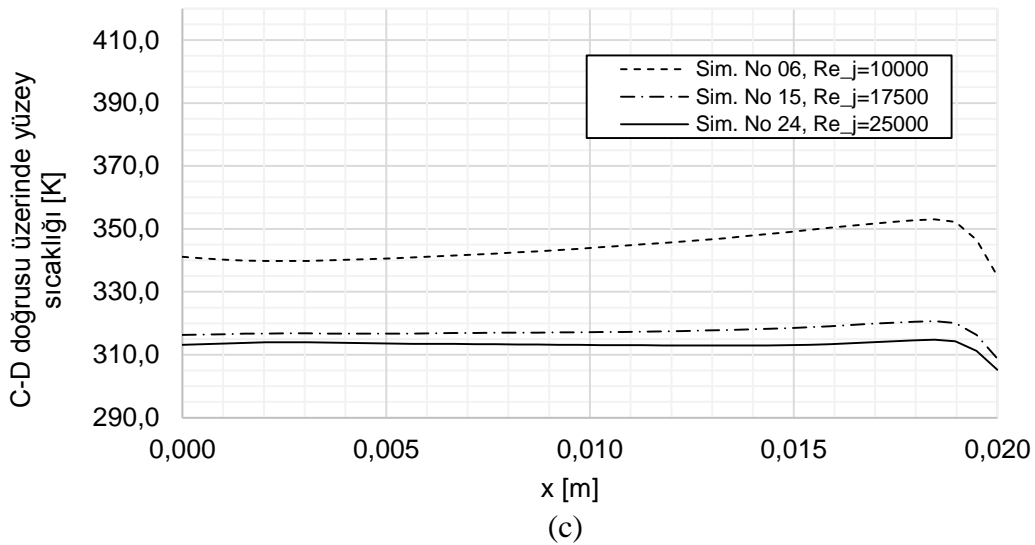
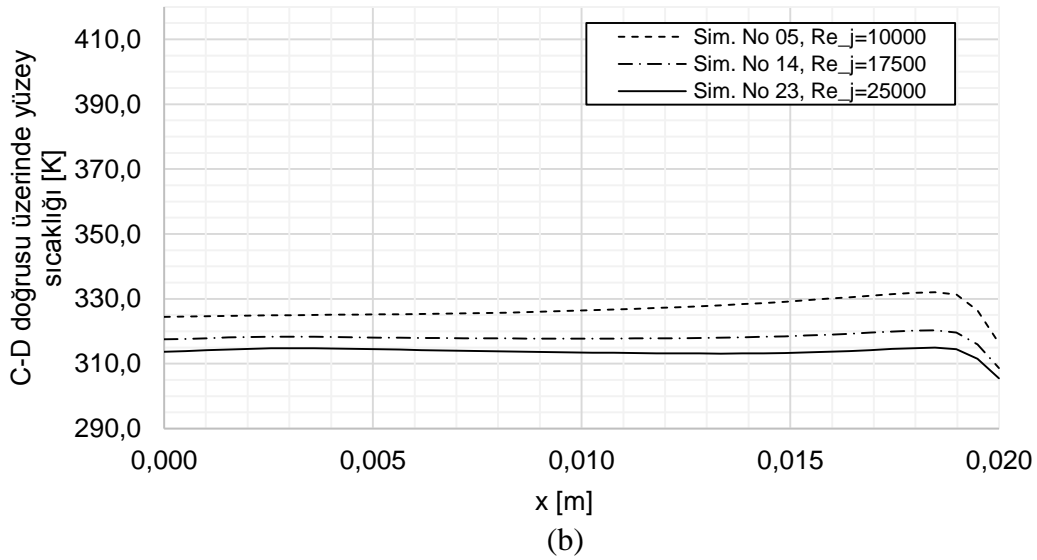
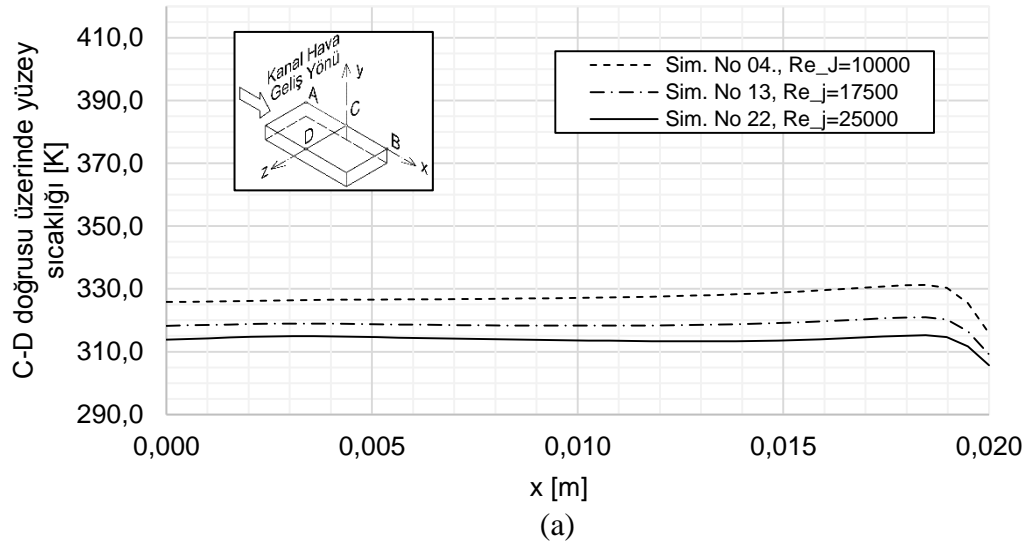
Şekil 5.16. $H/D=1,75$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



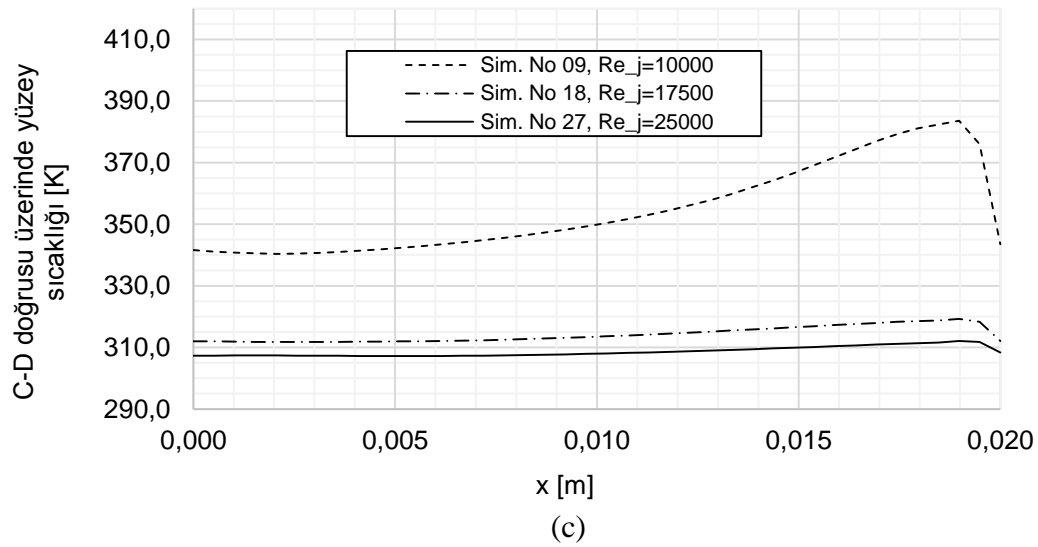
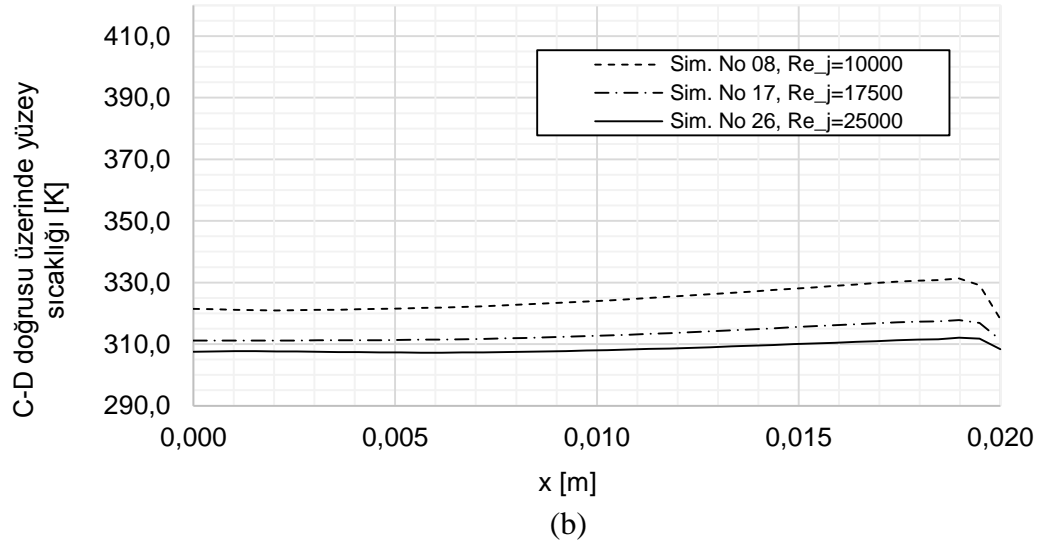
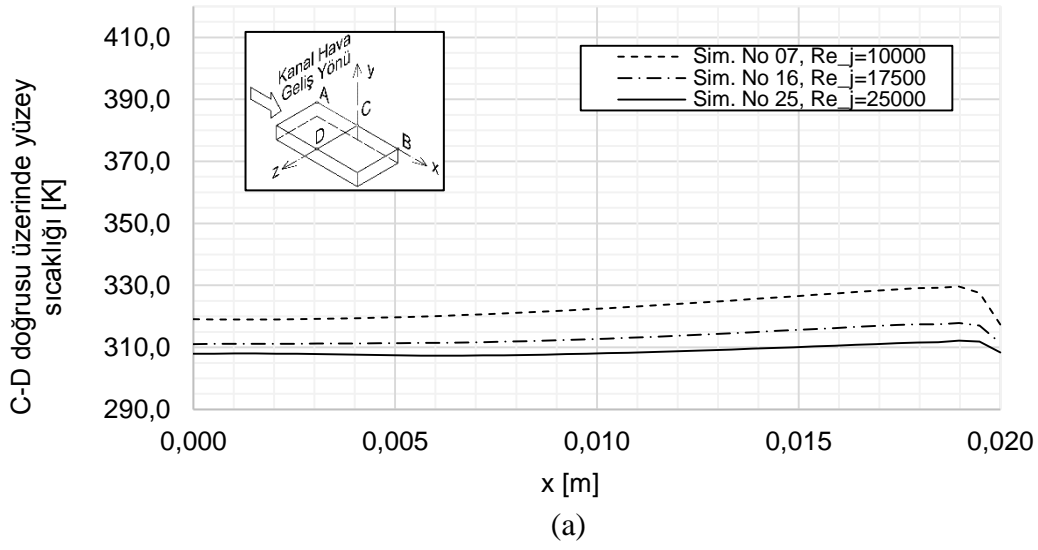
Şekil 5.17. $H/D=1,5$ için A-B doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



Şekil 5.18. $H/D=2$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$



Şekil 5.19. $H/D=1,75$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$

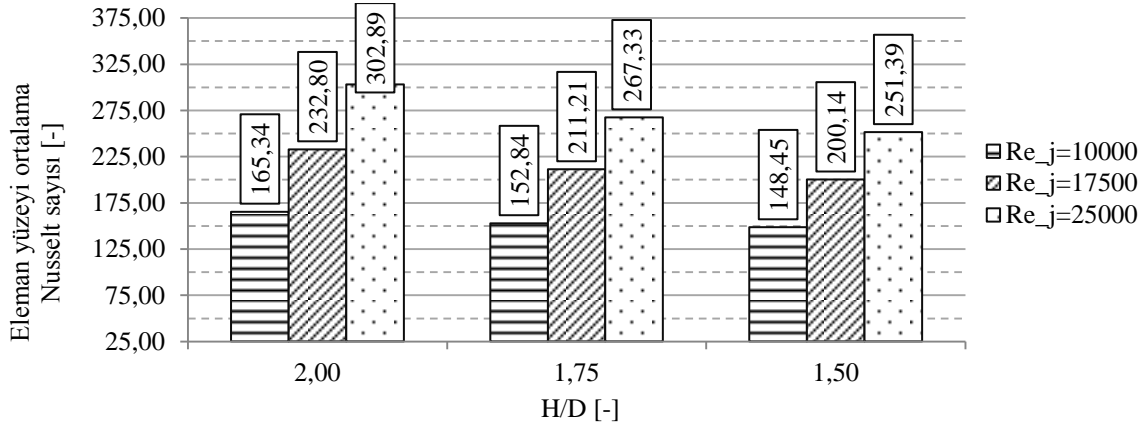


Şekil 5.20. $H/D=1,5$ için C-D doğrusu boyunca eleman yüzey sıcaklığı. (a) $Re_k=2000$, (b) $Re_k=5000$, (c) $Re_k=8000$

5.4. Nusselt Sayısı Değişiminin Analizi

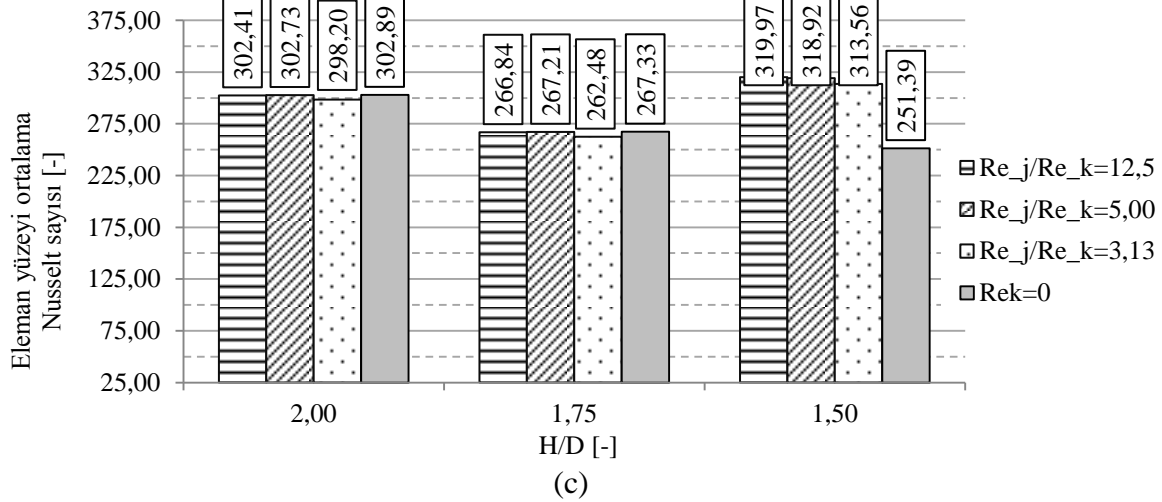
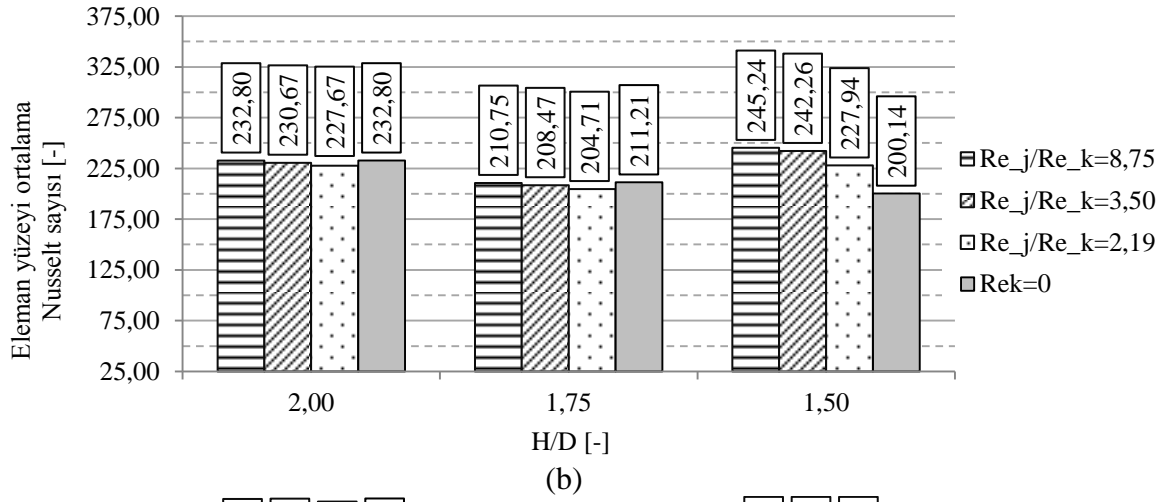
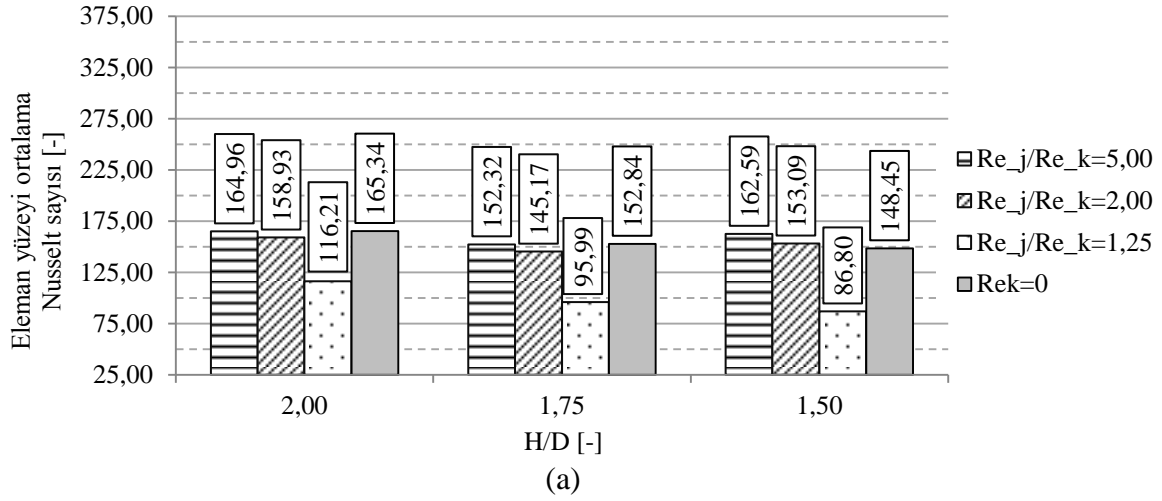
Kanal akışının olmadığı, sadece jet akışın olduğu durum için eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları Şekil 5.21’de verilmiştir. Şekil 5.21 incelendiğinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının tüm H/D oranlarında, Re_j değişimiyle doğru orantılı değiştiği görülmektedir.

H/D oranı azaldıkça eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı azalmıştır. Bunun sebebi jet Reynolds sayıları aynı olsa da, H (kanal yüksekliği) sabit olduğundan azalan H/D oranı ile jet çapı D ’nin büyümesi ve bundan dolayı jet hızının azalmasıdır. Azalan jet hızı sınır tabakayı yeterince bozamamakta ve çarpan jet etkisini azaltmaktadır. Dolayısıyla ortalama eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının düşmesine sebep olmuştur.



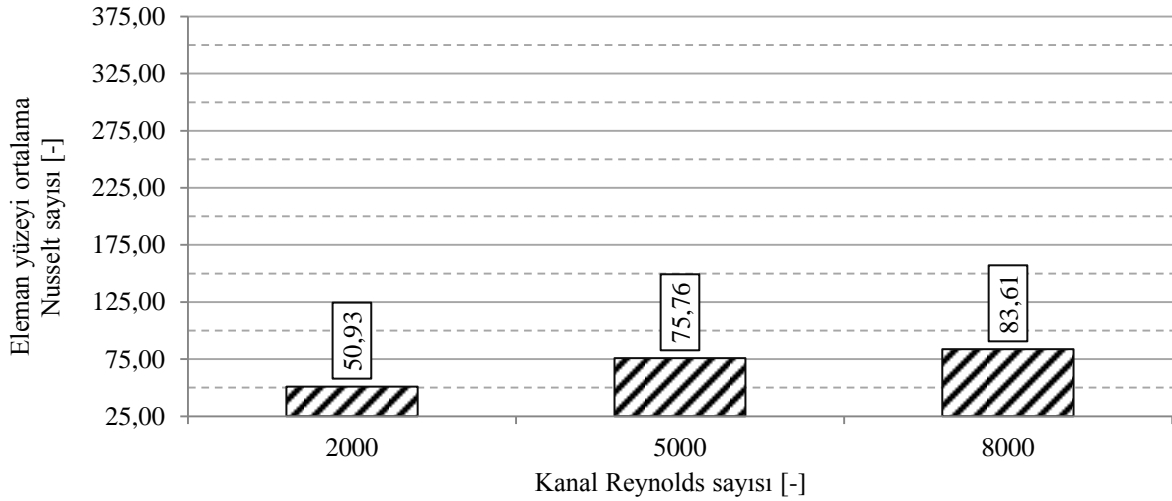
Şekil 5.21. $Re_k=0$ için farklı Re_j değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları

Kanal ve jet akışının birlikte bulunduğu simülasyonlardan elde edilen, eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları, Re_j/Re_k oranına bağlı olarak farklı H/D değerleri için Şekil 5.22’de verilmiştir. Jet Reynolds sayısının 10000 değerinde (Şekil 5.22.a) eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı H/D ’ye bağlı olarak küçük miktarlarda değişirken, Re_j/Re_k ile hissedilir şekilde değişmiştir. Jet Reynolds sayısının 17500 ve 25000 değerlerinde ise (Şekil 5.22.b ve Şekil 5.22.c) eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı Re_j/Re_k oranının değişimi ile belirgin şekilde değişmemiştir. Bunun sebebi, kanal Reynolds sayısının en yüksek değeri 8000’de dahi kanal akışının jet akışı çarpma noktasından çok küçük miktarda saptırıyor olmasıdır. Dolayısıyla Re_k ’nın artışı ile eleman yüzeyinde, Şekil 5.15.c, Şekil 5.16.c ve Şekil 5.17.c’dekine benzer yüksek sıcaklıklı bölgeler oluşmamakta ve ortalama Nusselt sayısı önemli ölçüde değişmemektedir.



Şekil 5.22. Re_j/Re_k oranına bağlı olarak farklı H/D değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$

Sadece kanal akışının olduğu durum için eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı dağılımı Şekil 5.23'te verilmiştir. Kanal akış hızının (veya kanal Reynolds sayısının) artışı ile eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Sadece kanal akışın olduğu durumda elde edilen en yüksek Nusselt sayısı, jet akışın kanal içi akışla birlikte bulunduğu durumlarda elde edilen en düşük Nusselt sayısından daha düşüktür. Sadece kanal içi akışın bulunduğu durumlarda en yüksek yüzey sıcaklıkları 440,83 K, 394,35 K ve 395,14 K olarak okunmuştur. Bu değerler bir elektronik elemanın uygun çalışma sıcaklığının üstündedir. Dolayısıyla çalışmada tanımlanan şartlarda sadece kanal içi akış ile soğutma yetersizdir.



Şekil 5.23. $Re_j=0$ için farklı Re_k değerlerinde eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayıları

Yukarıda verilen sonuçlara ek olarak tüm simülasyonlarda elde edilen ortalama, en yüksek, en düşük eleman yüzeyi sıcaklıkları ve ortalama Nusselt sayıları Çizelge 5.3'de verilmiştir. Çizelge 5.3 incelendiğinde, 19 numaralı simülasyonda eleman yüzeyi maksimum sıcaklığı tüm simülasyonlar arasında en düşük değeri almıştır. 19 numaralı simülasyon, kanal akışı ve jet akışın bir arada bulunduğu, jet Reynolds sayısının en büyük değeri (25000), kanal Reynolds sayısının en düşük değeri (2000) aldığı simülasyondur. Dolayısıyla 19 numaralı simülasyon, jet akışın kanal akış tarafından en az etkilendiği, çarpma noktasındaki kaymanın en az olduğu durumdur. 19 numaralı simülasyonda çarpan jetin ısıl sınır tabakaya etkisi en fazladır, bunun sonucu olarak da bu simülasyonda en etkin soğutma gerçekleşmiştir. 37 numaralı simülasyon jet akışın olmadığı, sadece kanal akışın olduğu simülasyondur ve eleman yüzeyi maksimum sıcaklığı tüm simülasyonlar arasında en yüksek değerini almıştır. Çarpan jetin olmadığı bu durumda, ısıl sınır tabaka korunmuştur ve eleman yüzeyi Nusselt sayısı tüm simülasyonlara kıyasla en düşük değeri almıştır.

Çizelge 5.3. Ortalama, en yüksek, en düşük eleman yüzey sıcaklıkları ve ortalama Nusselt sayıları

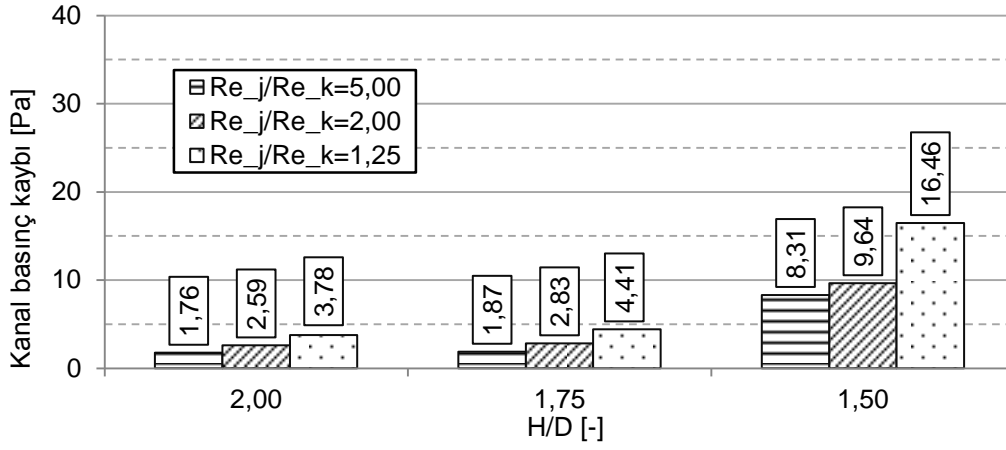
Sim. No. [-]	Ortalama sıcaklık T_e [K]	En yüksek sıcaklık $T_{e,max}$ [K]	En düşük sıcaklık $T_{e,min}$ [K]	Ortalama sıcaklık ve jet giriş sıcaklığı arasındaki fark $T_e - T_g$ [K]	Ortalama Nusselt sayısı [-]
1	328.22	338.34	321.00	35.07	164.96
2	329.55	350.76	319.58	36.40	158.93
3	342.93	401.74	317.98	49.78	116.21
4	331.13	340.22	325.65	37.98	152.32
5	333.00	357.24	322.98	39.85	145.17
6	353.42	417.05	321.74	60.27	95.99
7	328.73	370.45	317.76	35.58	162.59
8	330.94	382.77	317.52	37.79	153.09
9	359.80	419.18	315.83	66.65	86.80
10	318.00	324.18	314.14	24.85	232.80
11	318.23	326.45	313.62	25.08	230.67
12	318.56	330.49	312.23	25.41	227.67
13	320.60	326.01	316.36	27.45	210.75
14	320.90	328.59	315.09	27.75	208.47
15	321.41	334.35	313.75	28.26	204.71
16	316.74	344.02	310.86	23.59	245.24
17	317.03	348.71	310.84	23.88	242.26
18	318.53	354.71	310.71	25.38	227.94
19	312.28	316.85	309.51	19.13	302.41
20	312.26	316.95	309.22	19.11	302.23
21	312.55	319.17	308.87	19.40	298.20
22	314.83	318.48	311.28	21.68	266.84
23	314.80	318.71	311.17	21.65	267.21
24	315.19	321.28	310.17	22.04	262.48
25	311.23	335.62	307.11	18.08	319.97
26	311.29	336.52	306.96	18.14	318.92
27	311.60	338.31	306.83	18.45	313.56
28	328.14	336.88	321.57	34.99	165.34
29	318.00	323.60	314.44	24.85	232.80
30	312.25	316.37	309.81	19.10	302.89
31	331.00	339.47	326.01	37.85	152.84
32	320.54	325.97	316.37	27.39	211.21
33	314.79	318.55	311.13	21.64	267.33
34	327.21	353.00	317.98	34.06	169.85
35	316.69	341.72	311.14	23.54	245.76
36	311.17	334.38	307.15	18.02	321.04
37	406.73	440.83	315.47	113.58	50.93
38	369.51	394.35	312.52	76.36	75.76

39	362.34	395.14	309.19	69.19	83.61
----	--------	--------	--------	-------	-------

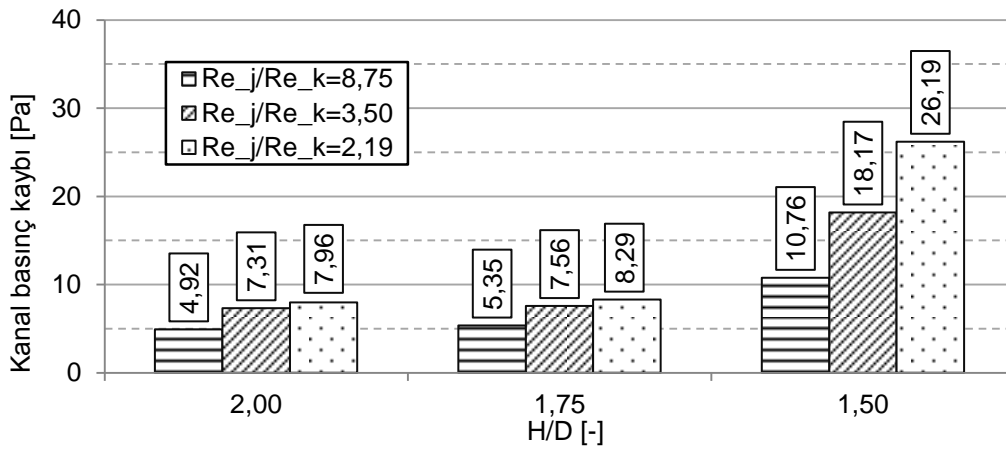
5.5. Basınç Kaybı

Kanal ve jet akışın bir arada bulunduğu simülasyonlarda kanal giriş ve çıkış yüzeylerinde ortalama basınç değerleri okunmuştur ve giriş ve çıkış noktaları arasında basınç düşümleri Şekil 5.24'te verilmiştir. Yapılan simülasyonlarda jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranının (Re_j/Re_k) ve H/D oranının azalmasıyla kanal giriş ve çıkışında basınç farkının (kanal basınç kaybının) arttığı görülmüştür. Re_j 'nin sabit olduğu durumlarda Re_j/Re_k oranının azalması kanal girişinde akış hızının (kanal Reynolds sayısının) artması anlamına gelmektedir. Kanal girişinde artan akış hızıyla birlikte jet akışın kanal girişi tarafında kalan bölümünde basınç yükselmektedir. Kanal yüksekliği H tüm simülasyonlarda sabit olduğundan H/D oranının azalması D 'nin büyümesi anlamında dolayısıyla jet çekirdeğinin kalınlaşması anlamına gelmektedir. Bu sebepten H/D 'nin azalmasıyla, jet akış kanal akışına daha büyük bir direnç oluşturmaktadır.

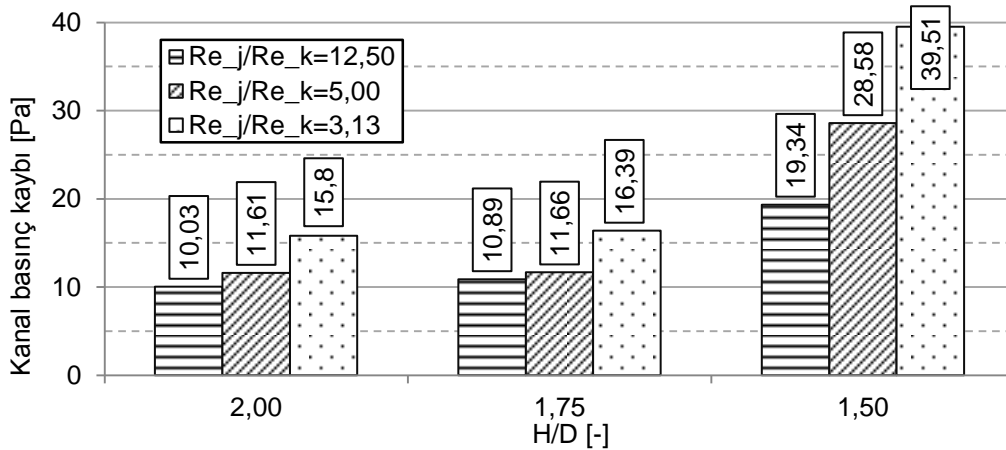
Şekil 5.24.a, Şekil 5.24.b ve Şekil 5.24.c incelendiğinde artan jet Reynolds sayılarının kanal basınç kaybını arttırdığı görülmektedir. Bunun sebebi yüksek jet Reynolds sayılarında (yüksek jet hızlarında) jet akışın kanal akışı ile sürüklenmesinin daha zor olmasıdır. Bu yüzden yüksek jet Reynolds sayılarında jet akış kanal akışına daha büyük bir direnç oluşturmakta ve kanal giriş ve çıkışı arasında yüksek basınç kayıplarına sebep olmaktadır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.24. Kanal içi akışın ve jet akışın bir arada bulunduğu durumlarda, H/D oranlarına bağlı olarak, kanal giriş ve çıkışı arasında basınç kaybı (a) $Re_j=10000$, (b) $Re_j=17500$, (c) $Re_j=25000$

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ısı yayan bir elemanın kanal akışı ve çarpan jet ile soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. Kanal akışı Reynolds sayısının, jet Reynolds sayısının ve jet-yüzey arası mesafenin jet çapına oranının akış alanına, sıcaklık dağılımına, eleman yüzeyinde Nusselt sayısına ve basınç kaybına etkileri sayısal olarak analiz edilmiştir.

Jet Reynolds sayısının kanal Reynolds sayısına oranı azaldıkça kanal akışının, jetin elemana çarpma noktasını kanal akışı doğrultusunda kaydıracağı, dolayısıyla elemanın ortalama yüzey sıcaklığının arttığı, ısı transferini olumsuz etkilediği görülmüştür.

Kanal içi akış ve jet akışı bir arada olduğunda, kanal akışı Reynolds sayısı yüksek ise eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısının, sadece jet akışın olduğu durumdaki Nusselt sayısından daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi, kanal içi akışın, Reynolds sayısının belli bir değerinden sonra, jet akışı eleman yüzeyinden uzaklaştırmasıdır. Dolayısıyla çarpan jet ve kanal içi akış bir arada kullanıldığında, jet akış Reynolds sayısının kanal içi akış Reynolds sayısına oranı dikkatlice seçilmelidir. Bir başka deyişle kanal akışı Reynolds sayısı, kanal içi akışın jet akışı eleman yüzeyinden uzaklaştırmasına imkan vermeyecek şekilde seçilmesi gerekmektedir.

Jet akışın olmadığı, sadece kanal içi akışın olduğu durumlarda ise eleman yüzeyi ortalama Nusselt sayısı en düşük değerlerini almıştır. Eleman yüzeyinde en yüksek sıcaklık 440 K seviyesine kadar ulaşmıştır. Bu da elektronik elemanların uygun çalışma sıcaklığı değerlerinin üzerinde bir değerdir. Dolayısıyla sadece kanal içi akış ile soğutma yapılması durumunda kanal Reynolds sayısının daha yüksek değerlerde seçilmesi gerekmektedir veya kanatçıklar ile ısı transferi arttırılmalıdır.

Gelecek çalışmalarda kanal akışının ve jet akışın birlikte bulunduğu durumlarda jet merkezi kanal akışının gelişi yönünde kaydırılarak, kanal akışının olumsuz etkilerinin ortadan kaldırılıp kaldırılamayacağı incelenebilir.

Kanal içi akışın yüksek hızlarda değil de, sadece ısınan jet havasını eleman çevresinden tahliye edecek seviyede olduğu durumlar da göz önüne alınarak çalışmalar yapılabilir.

Çalışmada $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Gelecek çalışmada bu model diğer türbülans modelleri ile kıyaslanabilir. Benzer şekilde diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasında kullanılan “1st Order Upwind” yöntemi diğer ayrıklaştırma yöntemleri ile kıyaslanabilir.

Çalışmada farklı H/D oranlarını elde etmek için, H sabit tutulurken jet çapı D değiştirilmiştir. Bu da H/D değerinin değişmesiyle jet Reynolds sayısının değişmesi sonucunu doğurmuştur. Gelecek çalışmalarda H/D 'nin farklı değerlerini elde etmek için jet çapı D sabit tutulurken kanal yüksekliği H değiştirilebilir.

Çalışmada akışı oluşturmak için harcanan mekanik enerji kayıpları dikkate alınmamıştır. Bu değerler dikkate alınarak ısı transferi ve mekanik enerji kaybı arasında bir ilişki kurulabilir. Bu ilişki soğutma yöntemlerinin kıyaslanmasında kullanılabilir. Bir başka deyişle aynı soğutma etkisi farklı tekniklerle elde edildiğinde, mekanik enerji kayıpları değerlendirilerek hangi tekniğin daha efektif olduğu belirlenebilir.

KAYNAKLAR

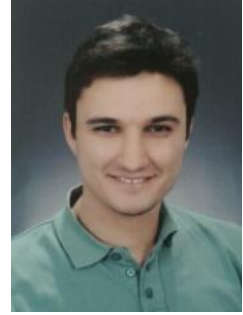
1. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman T. L. and Lavine A. S. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Sixth Edition). Indiana, John Wiley&Sons, 447-452
2. Larraona, Gorra S., Rivas, A., Anton, R., Ramos, J. C., Pastor, I. and Moshfegh, B. (2013). Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications. *Applied Thermal Engineering*, 52, 428-438.
3. Rundstrom, D. and Moshfegh, B. (2006). Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube. *Journal of Electronic Packaging*, 2, 150-157.
4. Sahoo, D. and Sharif, M., (2004). Numerical modeling of slot-jet impingement cooling of a constant heat flux surface confined by a parallel wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 43, 877-887.
5. Yan, X. and Saniei, N. (1997). Heat transfer from an obliquely impinging circular, air jet to a flat plate. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18, 591-599.
6. Sharif, M.A.R. (2013). Heat transfer from an isothermally heated flat surface due to twin oblique slot-jet impingement. *Procedia Engineering*, 56, 544-550.
7. Baydar, E. (1997). Confined impinging air jet at low Reynolds numbers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 19, 27-33.
8. Caggese, O., Gnaegi, G., Hannema G., Terzis, A. and Ott, P. (2013). Experimental and numerical investigation of a fully confined impingement round jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, 873-882.
9. Popovac, M. and Hanjalic, K. (2008). Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 4047-4062.
10. Masip, Y., Rivas, A., Larraona, G. S., Anton R., Ramos J. C. and Moshfegh B. Popovac, M. (2011). 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.
11. San, J. Y. and Chen, J. J. (2013). 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.
12. Buchlin, J. M. (2011). Convective heat transfer in impinging-gas-jet arrangements. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4, 137-149.

13. Nakamura, H., Igarashi, T. and Tsutsui T. (2000). Local heat transfer around a wall-mounted cube in the turbulent boundary layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3385-3395.
14. Meinders E. R., Van Der Meer T. H. and Hanjalic K. (1998). Local convective heat transfer from an array of wall-mounted cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 335-346.
15. Young T. J. and Vafai K. (1997). Convective cooling of a heated obstacle in a channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 3131-3148.
16. Zuckerman, N., Lior, N. (2006). Jet impingement heat transfer: Physics, correlations, and numerical modeling. *Advances in Heat Transfer*, 39, 565-631.
17. Eggenpieler G., (2012). Turbulent flow in Fluent. ANSYS, Inc. *Everything you always wanted to know about turbulence modeling webinar notes*.
18. Internet: Toossi, Reza; Zhang and Yuwen. Time-averaged governing equations for turbulence. URL: http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.themalfluidscentral.org%2Fencyclopedia%2Findex.php%2FTime-averagedgoverning_equations_for_turbulence&date=2014-11-06, Son Erişim Tarihi: 2014-11-06.
19. Internet: Frei, W. Which turbulence model should i choose for my cfd application?. 2014-11-29. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.comsol.com%2Fblogs%2Fwhich-turbulence-model-should-choose-cfdapplication%2F&date=2014-11-29>, Son Erişim Tarihi: 2014-11-29.
20. Internet: Leap CFD Team. Estimating the First Cell Height for correct Y+. URL:<http://www.computationalfluidynamics.com.au/tips-tricks-cfd-estimate-first-cell-height/>, Son Erişim Tarihi: 2014-11-29.
21. Lee, J. and Lee, S.J. (2010). Stagnation region heat transfer of a turbulent axisymmetric jet impingement. *Experimental Heat Transfer*, 156, 137-156.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : MERGEN, Sühan
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 25.11.1983, Kadıköy
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (312) 233 1305
 Faks : 0 (312) 233 10 26
 E-Posta : mergen@cankaya.edu.tr



Eğitim

Derece	Okul/Program	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2011
Lise	Küçükyalı End. Mes. Lisesi/Elektronik	2000

İş Deneyimi

Yıl	Çalıştığı Yer	Görev
2014-	Çankaya Üniversitesi	Arş. Gör.
2012-2014	Çakmanus Müh. LTD	Proje Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Sinema, Spor



GAZİ GELECEKTİR..