

**ÇOK YONGALI VE DEĞİŞKEN KESİTLİ ELEKTRONİK
SİSTEMLERİN ISIL ANALİZİ**

Mehmet Emre GÜNGÖR



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇOK YONGALI VE DEĞİŞKEN KESİTLİ ELEKTRONİK SİSTEMLERİN ISIL
ANALİZİ**

Mehmet Emre GÜNGÖR
0000-0002-9656-4411

Prof. Dr. Habib UMUR
0000-0002-8732-5283

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

Mehmet Emre GÜNGÖR tarafından hazırlanan “Çok Yongalı ve Değişken Kesitli Elektronik Sistemlerin Isıl Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Habib UMUR

Başkan : Prof. Dr. Habib UMUR
0000-0002-8732-5283
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ
0000-0002-7442-2746
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ
0000-0002-1987-5750
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

11.02.2020


Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

17/02/2020

Mehmet Emre GÜNGÖR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇOK YONGALI VE DEĞİŞKEN KESİTLİ ELEKTRONİK SİSTEMLERİN ISIL ANALİZİ

Mehmet Emre GÜNGÖR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Habib UMUR

Bu çalışmada, çok yongalı ve değişken kesitli bir elektronik devre kartını simüle eden, bloklar üzerinden olan akış ve ısı transferi Ansys-Fluent programı yardımıyla hesaplamalı olarak analiz edilmiştir.

Elektronik elemanların ısııl açıdan kontrolünün ana hedefi, eleman sıcaklığının belirlenen sınırlar içerisinde tutabilmektir. Çalışma sıcaklığının limitleri aşması, performansın azalmasına ve mantıksal hataların oluşmasına neden olur. Arzu edilmeyen bu çalışma ortamının oluşmasını önlemek için elektronik elemanların uygun şekilde tasarlanması gerekmektedir.

Zorlanmış taşınım esaslı ve akışkan olarak havanın kullanıldığı soğutma yöntemi incelenmiştir. Düz ve farklı kesitlerdeki (dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire) yongaların yüzeyleri üzerinden akışta, hız ve ısı transferi karakteristikleri $u_1 = 0,03$ m/s (Re 50) ve $u_2 = 0,12$ m/s (Re 200) akış hızına, 30 °C, 40 °C ve 60 °C sıcaklık değerlerine bağlı olarak incelenmiştir. Analizler sonucunda elde edilen Stanton sayıları farklı kesitlerdeki geometrik modellerin karşılaştırılmasında kullanılmıştır.

Geometrik modellerde; Stanton sayısındaki değişimlere paralel olarak ısı transferi üçgen şeklindeki yonga modelinde en fazla olduğu tespit edilmiştir. Bu sayede elektronik sistemlerin tasarımında üçgen şeklindeki yongalar kullanıldığında diğer geometrik modellere kıyasla yüksek çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek hata ve performans azalmalarının önüne geçileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Sonlu elemanlar analizi, yonga (chip) taşıyıcı, elektronik sistemler, bloklu yüzeyler, ısı transferi

2020, ix + 79 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THERMAL ANALYSIS OF MULTI-CHIP AND VARIABLE SECTION ELECTRONIC SYSTEMS

Mehmet Emre GÜNGÖR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Habib UMUR

In this study, the flow and heat transfer over the blocks simulating a multi-chip and variable cross-section electronic circuit board is analyzed computationally using the Ansys-Fluent program.

The main objective of the thermal control of electronic elements is to keep the temperature of the element within the specified limits. Operating temperatures exceeding limits will result in decreased performance and logical errors. In order to prevent this undesired working environment from forming, electronic elements should be designed appropriately.

The method of cooling based on forced transport and using fluid as a air was investigated. The speed and heat transfer characteristics in flat and different sections (rectangular, trapezoidal, triangular and semicircular) have been investigated depending on the flow rate of $u_1 = 0,03$ m/s (Re 50) and $u_2 = 0,12$ m/s (Re 200) and 30 °C, 40 °C and 60 °C temperature values. Stanton numbers obtained from the analyzes are used to compare geometric models in different sections.

In geometric models; In parallel with the changes in the number of stantons, heat transfer was found to be the highest in the triangular chip model. In this way, when using triangular chips in the design of electronic systems, it is observed that errors and performance decreases that may occur at high operating temperatures compared to other geometric models are prevented.

Key words: Finite element analysis, chip carrier, electronic systems, surfaces with blocks, heat transfer

2020, ix + 79 pages.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarımı yönlendiren, araőtırmalarımın her aőamasında bilgi, öneri ve yardımlarını esirgemeyen, akademik olarak gelişmeme katkıda bulunan Prof. Dr. Habib UMUR' a, aynı zamanda tez çalıőmam boyunca yardımlarını benden esirgemen Bursa Uludağ Üniversitesi'ndeki hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Çalıőmalarım süresince maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme, sevinçlerimi ve üzüntülerimi paylaşan, anlayışıyla her zaman yanımda olan sevgili niőanlım Ayőe Tuğba YILDIZHAN' a ve çalıőmalarımın her aőamasında bilgisiyle bana destek olan sınıf arkadaşım Sami Sefa ÇAĐLAR' a teşekkürlerimi sunarım.

Mehmet Emre GÜNGÖR
17/02/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Kaynak Araştırması	3
2.2. Kuramsal Temeller	15
3. MATERYAL VE YÖNTEM	19
3.1. Ansys-Fluent Hakkında	19
3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	20
3.2.1. Akış analizi için korunum denklemleri	20
3.2.2. Yaklaşık yöntemler	22
3.3. Ayrılmış Akışlar ve Blok Geometrileri	24
3.3.1. Arka (geri) basamak akışı	25
3.3.2. Ön (ileri) basamak akışı	25
3.3.3. Boşluk akışı	26
3.3.4. Tek blok üzerinden akış	26
3.3.5. Ardışık bloklar üzerinden akış	27
3.4. Analizlerde Kullanılan Geometriler ve Ölçüleri	28
3.5. Sınır Şartlarının Tanımlanması	30
3.6. Ağ Yapısı	31
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	34
4.1. Dikdörtgen Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler	35
4.2. İkizkenar Yamuk Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler	45
4.3. İkizkenar Üçgen Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler	55
4.4. Yarım Daire Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler	65
5. SONUÇ	75
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	79

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
h_{film}	Isı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
k	İletim katsayısı ($W/m.K$)
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
μ	Dinamik viskozite ($Pa.s$)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
q	Isı akısı (W/m^2)
T_{∞}	Hava girişindeki sıcaklık ($^{\circ}K$)
u_{∞}	Hava giriş hızı (m/s)
h	Blok yüksekliği (cm)
H	Kanal yüksekliği (cm)
S	Bloklar arası mesafe (cm)
l	Blok uzunluğu (cm)
v_{son}	Son blok çıkışındaki hız (m/s)
Re	Reynolds sayısı
T_{ref}	Referans sıcaklığı ($^{\circ}K$)
τ	Kayma gerilmesi (Pa)
St	Stanton sayısı
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)

Kısaltmalar	Açıklama
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Elektronik sistemlerin soğutulması.....	15
Şekil 2.2. Elektronik cihazlarda oluşan arızaların ana nedenleri.....	16
Şekil 2.3. Sıcaklığa bağlı olarak hata oranının değişimi.....	17
Şekil 2.4. Yonga taşıyıcısı.....	18
Şekil 3.1. Arka (geri) basamak üzerinden akışın şematik gösterimi.....	25
Şekil 3.2. Ön (ileri) basamak üzerinden akışın şematik gösterimi.....	25
Şekil 3.3. Dikdörtgen şeklindeki bir boşlukta akış bölgeleri.....	26
Şekil 3.4. Tek blok üzerindeki akış bölgeleri.....	26
Şekil 3.5. Ardışık bloklar üzerindeki akış bölgeleri.....	27
Şekil 3.6. Ardışık bloklu yüzeyin şematik gösterimi.....	27
Şekil 3.7. Dikdörtgen kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri.....	28
Şekil 3.8. İkizkenar yamuk kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri.....	29
Şekil 3.9. İkizkenar üçgen kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri.....	29
Şekil 3.10. Yarım daire kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri.....	30
Şekil 3.11. Dikdörtgen kesitli modelin ağ yapısı (35495 Eleman, 36397 nod).....	32
Şekil 3.12. İkizkenar yamuk kesitli modelin ağ yapısı (66522 Eleman, 67587 nod).....	32
Şekil 3.13. İkizkenar üçgen kesitli modelin ağ yapısı (52217 Eleman, 53346 nod).....	32
Şekil 3.14. Yarım daire kesitli modelin ağ yapısı(52023 Eleman, 53410 nod).....	33
Şekil 4.1. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	35
Şekil 4.2. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	36
Şekil 4.3. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	37
Şekil 4.4. Dikdörtgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 50$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	38
Şekil 4.5. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	40
Şekil 4.6. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	41
Şekil 4.7. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	42
Şekil 4.8. Dikdörtgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 200$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	43
Şekil 4.9. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	45
Şekil 4.10. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	46

Şekil 4.11. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	47
Şekil 4.12. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 50$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	48
Şekil 4.13. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	50
Şekil 4.14. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	51
Şekil 4.15. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	52
Şekil 4.16. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 200$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	53
Şekil 4.17. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	55
Şekil 4.18. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	56
Şekil 4.19. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	57
Şekil 4.20. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 50$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	58
Şekil 4.21. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	60
Şekil 4.22. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	61
Şekil 4.23. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	62
Şekil 4.24. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de $Re = 200$ 'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	63
Şekil 4.25. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	65
Şekil 4.26. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	66
Şekil 4.27. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	67

Şekil 4.28. Yarım daire kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 50’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	68
Şekil 4.29. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları (T _y = 303,15 K, Re = 200’deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	70
Şekil 4.30. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları (T _y = 313,15 K, Re = 200’deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	71
Şekil 4.31. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları (T _y = 333,15 K, Re = 200’deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri).....	72
Şekil 4.32. Yarım daire kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 200’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi.....	73

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar.....	7
Çizelge 3.1. Blasius hız profili değerleri.....	23

1. GİRİŞ

Elektronik alanındaki hızlı gelişmeler, günlük hayatımızı önemli derecede etkilemektedir. Elektronik cihazlar oyunculardan yüksek güçlü bilgisayarların uygulama alanlarına kadar modern yaşamın her alanına girmiştir. Elektronik cihazların minyatürleştirilmesi birim hacim başına üretilen ısı miktarında belirgin bir artışa neden olmuştur. Bu yüzden elektronik sistemler düzgün şekilde tasarlanmaz ve kontrol edilmezse ısı üretiminin yüksek oranları ve artan kullanım sıcaklıkları emniyet ve güvenilirlik için tehlike oluşturmaktadır. Bu nedenle, daha fazla ıyıyı transfer edebilmek için daha verimli ısı transfer elemanlarının geliştirilmesine hız verilmiştir. Son yıllarda ısı transferini arttırmak için, aktif yöntemler ve pasif yöntemler olmak üzere, birçok yöntem geliştirilmiştir. Akışkanın hızının arttırıldığı aktif yöntemler hızın düşük olması gereken sistemlerde kullanılmaz. Akış oranı sabit tutularak ısı transferini arttıran pasif yöntemlerde yüzey pürüzlülüğü oluşturularak, yüzeye farklı geometrilerdeki bloklar ekleyerek akış yapısı değiştirilir akışta ayrılma ve yeniden birleşme oluşturulur. Yeniden birleşmeyle ayrılmış bir akışın varlığı ısı ve kütle transferini arttırır. Bloklu yüzeylerde ısı transferi artışı yüzey alanının artması, blokların varlığının türbülansı arttırması ve ısıl sınır tabakanın gelişimine engel olmasıyla sağlanır. Hem aktif hem de pasif yöntemlerle ısı transferi arttırılabilir. Ancak tüm sistem performansını arttıracak optimum değerler elde edilmelidir.

Akışkanla temas eden her türlü taşıtın hareketlerini emniyetli ve en uygun şekilde yapılabilmesi için, düz yüzeyler üzerinde hidrodinamik ve ısıl sınır tabakalar analiz edilmelidir. Bloklu yüzeyler üzerindeki akışlarda ise bloğun varlığının ısı transferi, akış yapısı ve sürüklenme üzerine etkileri, ısıtma ve soğutmanın gerektiği birçok mühendislik probleminin analizi ve çözümü için incelenmesi gerekmektedir. Literatürde bu konuda yapılmış oldukça fazla çalışma bulunmaktadır. Tek bir seramik mikro elektronik paketin soğutulmasını üç boyutlu sürekli laminer akış şartlarında Ansys-Flotran programını kullanarak analiz etmişlerdir. Elde edilen nümerik sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu rapor edilmiştir (Zahn ve ark. 1996). Farklı geometrilerdeki çukurdan oluşan dört farklı yüzey üzerinde türbülanslı akışta, yüzeylerin sürtünme katsayıları arttırılmıştır. Bu durumda çukurlu yüzeylerde düz yüzeye göre sürtünmenin daha fazla olduğu tespit

edilmiştir (Wahidi ve ark. 2005). Üstü ve altı ısıtılmış bloklardan oluşan bir dikdörtgen kanalda, iki boyutlu, süresiz, laminar akışta akış karakteristikleri ve Nusselt sayılarını, Re sayısının değiştirilmesiyle sayısal olarak incelemiştir. Düşük Re sayılarında sürekli ve kararlı bir akış saptanmış, Re sayının artırılmasıyla akışın salınımlar yaptığı ve vortekslerin olduğu gözlemlenmiştir. (Korichi ve Oufar 2006). 51-169 mm aralığındaki hidrolik çaplara sahip ikizkenar yamuk şeklindeki mikro kanallarda akan suyun basınç ve debi değişimlerini deneysel yöntemlerle incelemiştir. İncelemeler sonucunda deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki farklılıklar gözlenmiştir; laminar akış teorisine göre basınç düşüşü ve sürtünme değerlerinde yüksek değerler görülmüştür. Bu gözlemleri açıklamak için, kanallarda bulunan yüzey pürüzlülüğündeki değişimler vurgulanmıştır (Qu ve ark. 2000).

Bu tez çalışmasında elektronik sistemlerin yüksek çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek performans azalmalarını önleyebilmek için farklı geometrik yonga tasarımları üzerinde durularak akış ve ısı transferini blok geometrisine bağlı olarak Ansys-Fluent yardımıyla analiz edilmiştir. Yonga geometrileri iki boyutlu olarak dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire şeklinde değişmektedir. Analizler sonucunda elde edilen Stanton sayıları farklı kesitlerdeki geometrik modellerin karşılaştırılmasında kullanılmıştır. Stanton sayısındaki değişimler yonga yüzeylerindeki ısı transferini nasıl etkilediği incelenmiştir. Buna bağlı olarak ısı transferinin farklı kesitlerdeki yongalar kullanıldığında nasıl değiştiği görülmüştür. Bu geometrilerin seçilmiş oluşturma sistemlerinin geliştirilmesi ve yeni araştırmaların yapılabilmesi için önem arz etmektedir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürlerde bloklu yüzeylerde akış ve ısı transferi üzerinde çalışmalar deneysel ve sayısal olarak ele alınmıştır. Ele alınan bu çalışmalardan bir kısmı ayrı ayrı laminar, geçiş ve türbülanslı akış tipleri için, bir kısmı da her üç akışı da kapsayacak şekilde incelenmiştir. Bloklu yüzeyler üzerinden akışta blokların geometrisi, aralıkları, giriş kanal yükseklik ve boyu gibi farklı parametre değişiklikleri analiz çalışmalarına çeşitlilik getirmiştir.

2.1. Kaynak Araştırması

Düz bir yüzey üzerinde tümsek şeklinde oluşturulan geometriler üzerinde ayrılan ve yeniden birleşen akışlarda, hız ve ısı transferi analizleri literatürlerde oldukça geniş yer tutmaktadır. Tümsek şeklinde oluşturulan geometriler daha çok kare kesitli bloklar şeklinde oluşturulmuştur. Bloklar üzerinden akışta ayrılma ve yeniden birleşme, ön basamak akışı, arka basamak akışı ve boşluk akışı olarak alt modellere ayrılabilir. Araştırmacılardan bazıları ön basamak akışı, arka basamak akışı veya boşluk akışı tek tek ele alırken bazıları da tümünü kapsayan çalışmalar yapmışlardır. Bu bölümde bu çalışmaların bir kısmı özet olarak, daha sonra bu çalışmaların daha iyi anlaşılabilmesi için Çizelge 2. 1' de kronolojik sıraya göre verilmiştir.

Aung (1983), rüzgâr tüneline, dikdörtgen bir çukur üzerindeki laminar akışı, limit hız değerini ve çukur geometrisini değiştirerek incelemiştir. Akışın laminar kalabilmesi için limit hız değerinin, boşluk genişliği/boşluk uzunluğu oranının 4/1 olan çukurlarda, 1/1 olan çukurlara kıyasla daha düşük olduğu saptanmıştır.

Higdon (1985), silindirik, dikdörtgen basamak ve çukur akışlarındaki akım çizgileri, hız profilleri ve kayma gerilmelerini incelemiştir. Silindirik çukur akışta silindir merkez açısı 65.12° , 90° , 135° alınarak ve silindir basamak üzerinde akışta ise 34° ve 90° alınarak incelemeler yapılmıştır. Silindirik çukur akışta 65.12° ' de çukurun ana akış üzerinde etkileri azdır ve kayma gerilmesi düşüktür. Dikdörtgen bir çukur üzerinden akışta çukur uzunluğunun yüksekliğine oranı 1, 2, 3, 4 için, dikdörtgen basamak üzerindeki akışta ise

basamak uzunluğunun yüksekliğine oranı 2, 1 ve 0,1 durumlar üzerinde incelemeler yapılmıştır.

Tropea ve Gackstatter (1985), deneysel çalışmalarda tam gelişmiş laminer kanal akışında bir çit ve blok üzerinden olan akışı Reynolds sayısının, blok yüksekliği/kanal yüksekliği ve blok genişliği/blok yüksekliği oranının bir fonksiyonu olarak araştırmışlardır.

Öztürk (1996), iki boyutlu boşluk ve geri basamak üzerinden akış ve ısı transferlerini nümerik olarak incelemiştir. Akışa dik cisimler üzerinde yüksek Reynolds sayılarında oluşan ve cismin arka tarafında kalan ayrılmış vorteksli akışın ısı transferine etkilerini inceleyen çalışmaları ele almıştır.

Barton (1997), laminer geri basamak akışı için giriş etkilerini nümerik olarak incelemiştir. İki boyutlu sayısal model olarak, sürekli rejimde, sıkıştırılmaz akış için korunum denklemlerini SIMPLE yöntemi, QUICK algoritması yardımıyla hesaplamıştır.

Qu ve ark. (2000), hidrolik çapları 51-169 μ m aralığındaki değerlerde ikizkenar yamuk şeklindeki silikon mikro kanallarda akan suyun debi ve basınç kayıplarını deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Geleneksel laminer akış teorisinde tahmin edilen basınç kaybı ve sürtünme değerlerinden daha yüksek değerler saptanmıştır. Bu değerleri açıklamak için, hidrolik çapları 62-169 μ m aralığında değişen ikizkenar yamuk şeklindeki silikon mikro kanallarda deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Katı ve sıvı alanlarda sıcaklık dağılımının eş zamanlı belirlenebilmesini içeren sayısal bir çözüm elde etmişlerdir.

Bilen ve Yapıcı (2001), kanal içindeki 1x2x2 cm³ boyutlu alüminyum dikdörtgen bloklar üzerinden akışta, akış yönü ve bloklar arasındaki mesafelerin ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bloklu ve bloksuz yüzeylerden olan ısı transferi için istatistiksel yaklaşımlar geliştirmişlerdir.

Lee ve Moneim (2001), bloklar üzerinden olan akışı nümerik ve deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Ayrılmış akış bölgesinde ısı transferindeki azalmaların sebebinin boşluk

akışındaki hız bileşenlerinin düşük olması ve maksimum Nusselt değerinden sonra, sınır tabakanın tekrar gelişmeye başlaması şeklinde açıklamışlardır.

Stalio ve Nobile (2003), türbülanslı ve laminer akışı üçgen kesitli geometrik bloklu bir kanal içindeki akışı, direk sayısal çözümleme yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir. Üçgen kesitli çıkıntılar akışa 45° ve kesit sırt açısı 45° ve 60° , boyutsuz boşluk genişliği 20 ve 60'dır. Boşluk genişliği 20'den küçük değerlerde sürüklenme azaldığı, boşluk genişliği 40'dan büyük değerlerde arttığı görülmüştür. Geometrik çıkıntıların, laminer akışta sürtünme katsayısını azalttığı yönünde etkisinin olmadığı görülmüş. Isı transferi karakteristiklerinin düz yüzeyin biraz daha altında, üçgen açılarının artırıldığı durumlarda verimin düştüğü belirlenmiştir.

Fu ve Tong (2004), kanal içinde bloklar üzerinde akışta, akışın başladığı noktada belirli bir genlikte salınım yapan silindirin ısı transferi üzerindeki etkisinin ne olduğunu incelemişlerdir. Doğal yayılma frekansı ile salınım frekansı eşit olduğu durumda ısı transferinde artışın olduğunu, frekansların birbiriyle eşit olmadığında ise genliğin ısı transferini artırmada etkisiz olduğunu gözlemlemişlerdir. Reynolds sayılarının artması ile ısı transferinde artışın olduğunu belirtmişlerdir.

Tsay ve Cheng (2008), plakalara yerleştirilmiş, ısı üreten blokların bulunduğu bir kanal akışında zorlanmış taşınım 2 boyutlu olarak nümerik yöntemle incelemişleridir. Blok yüksekliklerinin, bloklar arasındaki mesafelerin, plakanın ve bloğun akışkana ısı iletim oranlarının ve Reynolds sayısının belli değerlerde değiştirilmesiyle çözümler yapılmıştır.

Liu ve ark. (2011), mikro kanallarda meydana gelen zorlanmış taşınım ile ısı transferi, CFD (hesaplama akışkanlar dinamiği) ve LB (Lattice Boltzmann) yaklaşımları kullanılarak, sayısal olarak incelenmiştir. Bu iki metodun simülasyon sonuçları, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyuşmanın olduğu gözlemlenmiştir. Mikro kanalların geometrik şeklinin ısı transfer performansı üzerindeki etkisinin, sıvı termofiziksel parametrelerin ve yüzeyin yüksek sıcaklık değerlerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Chatterjee ve Mondal (2012), Prandtl ve Reynolds sayılarının iki eşit izotermal kare silindir etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristiklerine olan etkilerini numerik olarak sonlu elemanlar yöntemiyle incelemiştir. Silindirler arasındaki mesafe karenin dört katı ($GAP=4d$) olacak şekilde ele alınmıştır. İki farklı senaryo üzerinde çalışma yapmışlardır.

Wang ve ark. (2016), geometrik parametrelerin dikdörtgen, ikizkenar yamuk ve üçgen şekilli mikro kanal ısı alıcılarının akış ve ısı transfer özellikleri üzerindeki etkisini araştırmak için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Su viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alındığında, sayısal sonuçlar ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum olduğu saptanmıştır. Dikdörtgen mikro kanal için 8,904–11,442 arasında en boy oranıyla en iyi performansa ulaşıldığı görülmüştür. Üç çeşit mikro kanal arasında, dikdörtgen en düşük termal dirence sahiptir, bunu ikizkenar yamuk ve üçgen mikro kanal izlemektedir. Kanal sayısı ayrıca termal direnci ve basınç düşüşünü de etkiler. Kanal sayısının artması, yüksek basınç düşüşüne rağmen termal direnci azalttığı görülmüştür.

Kılıç ve Başkaya (2017), sabit ısı akılı yüzeyde ısı transferinin, çarpan akışkan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesi üzerindeki çalışmaları sayısal olarak incelemiştir. Kanal içindeki akışı ve ısı transferini çeşitli Reynolds sayıları ve kanal yüksekliğinin jet hidrolik çapa oranını akış yönlendirici olmadan incelemiştir. Daha sonra iki adet silindirik kare ve üçgen kesitli yönlendirici kullanarak akışa ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Son aşamada dört adet üçgen yönlendirici kullanarak ısı transferine olan etkisini incelemiştir. Sonuç olarak ısı transferinde, farklı kesitlerdeki yönlendiriciler kullanıldığında kullanılmadığı duruma göre %28'e kadar bir artış gözlenmiştir. Reynolds sayısının artması ile ısı transferinde artış gözlemlendiği, kanal yüksekliğindeki azalma sonucu yerel Nusselt sayısında belirgin bir artışın olmadığı görülmüştür. Isı transferinin en etkili olduğu durum, üçgen kesitli yönlendirici kullanıldığında saptanmıştır.

Lak ve ark. (2019), dairesel eğik bir jet kullanılarak bir yüzey üzerindeki hidrodinamik ve ısı transferi özellikleri PHOENICS sayısal akışkanlar dinamiği programı ile hesaplanarak sayısal olarak incelemiştir. Farklı Reynolds sayıları ve nozul-plaka

mesafelerinde jet açısının ısı transferi ve akış alanına etkileri iki boyutlu olarak incelemiştir. Eğik jet altındaki yüzeyler üzerinden olan ısı transferinin numerik yöntemler kullanılarak hidrodinamik ve ısı transfer özelliklerine olan etkilerini incelemeyi amaçlamışlardır. Belli aralıkta alınan Re sayılarında ve H/D değerlerinde jet açısının azalmasıyla ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir. Düşük Reynolds sayıları için nozul-plaka mesafesi arttıkça ısı transferinin azaldığını saptamışlardır.

Çizelge 2.1. Bloklü yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar

Yazar, Yıl	Akış Konfigürasyonu	Temel Bulgular
Aung (1983)	-Isıtılmış bir çukur üzerinde laminer akışta zorlanmış taşınım incelenmiştir. -Deneyler, hız 0,28-4,45 m/s, çukur derinliği 1,27 cm, cidar ve serbest akış sıcaklığı farkı 180C, çukur derinliğinin yüksekliğe oranı 4 ve 1 değerleri alınarak çalışılmıştır.	-Akışın laminer kalabilmesi için limit hız değerlerinin çukur derinliğinin yüksekliğe oranı 4 olduğu durumda, çukur derinliğinin yüksekliğe oranı 1 olduğu duruma göre daha düşük kaldığı saptanmıştır. -Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve çukur derinlik/uzunluk oranına bağlı olarak ampirik bir ifade elde etmişlerdir.
Higdon (1985)	-Silindirik, dikdörtgen basamak ve çukur üzerindeki akışı incelemiştir.	-Silindirik çukur akışında 65,12° için ayrılma olmadığı, açı arttıkça vorteks hâkimiyetinin arttığı saptanmıştır. -Silindirik basamak üzerindeki akışta 34°'de ayrılma olmazken 90°'de basamağın alt köşesinde vorteksler oluşur. -Dikdörtgensel çukur akışlarında derinlik arttıkça çukur içindeki vorteks sayılarında artma olduğu saptanmıştır.

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Tropea ve Gackstatter (1985)	<p>-Rüzgâr tüneli; deneylerde kullanılan 1 mm kalınlığında çit ve 20 mm kalınlığında blok kullanılmıştır. Kanal yüksekliği elde edilen $ReH=150-4500$, blokaj oranları 0,21, 0,5, 0,75, kanal genişliğinin engel yüksekliğine oranı 24-72 arasındadır.</p> <p>-Deneylerde Lazer Doppler Anemometresi kullanılarak hız ölçümleri yapılmıştır.</p>	<p>-Blok yüksekliğinin azalması sonucu, yeniden birleşme uzunluğunda artışa ve türbülanslı akışlarda yeniden birleşme uzunluğunun kısaldığı saptanmıştır.</p> <p>-Düşük blokaj oranlı çitlerde yeniden birleşme uzunlunda artış olduğu gözlenmiştir.</p>
Öztürk (1996)	<p>-İki boyutlu ayrılmış boşluk ve arka basamak akışlarını dik ve açılı geometriler üzerinde incelemiştir.</p> <p>-Isı transferi karakteristikleri üzerine yapılan çalışmalarda ayrılmış laminer sınır tabaka akışları incelenmiştir.</p>	<p>-Ayrılma noktasında ısı transferi azalmaktadır</p> <p>-Boşluk içerisindeki vorteks şiddetinin azalması ısı transferini olumsuz etkilediği görülmüştür.</p> <p>-Kapalı bir akışta ayrılmış bölgedeki vorteksin şiddetinin düşük olması durumunda ısı transferinin azalma, yüksek olması durumunda ise artış gözlenmiştir.</p>
Barton (1997)	<p>-Kanal içinde laminer aka basamak akışı için giriş kanalı etkisi sayısal olarak ele alınmıştır.</p> <p>-Reynolds sayısı 200, 400, 600 değerlerinde alınarak analizler yapılmıştır.</p>	<p>-Düşük Re sayılarında üst sınırdaki viskoz kuvvetlerin, yüksek Reynolds değerlerinde oluşan dönümlü akıştan dolayı alt birleşme uzunluğu Re sayısı ile lineer olmayacak şekilde arttığı gözlemlenmiştir.</p>

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Kılıçarslan ve ark. (2000)	<p>-Elektronik yonga dizilişlerinin zorlanmış taşınım ile soğutulmasını deneysel olarak incelemiştir.</p> <p>-Çalışmalarında iki farklı dizilişteki yongalar soğutma performansı açısından karşılaştırılmıştır.</p> <p>-Çalışmada yongalar iki paralel levha arasında alttaki üzerine monte edilmiştir.</p>	<p>-Kanal ve yonga dizilişlerinin elektronik sistemlerin soğutulmasında taşınım ile ısı transferi için önemli bir parametre olduğu anlaşılmıştır</p>
Qu ve ark. (2000)	<p>-Hidrolik çapları 51-169µm aralığındaki ikizkenar yamuk şeklinde silikon mikro kanallarda akan suyun debi ve basınç düşümünün deneysel ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir.</p> <p>-Hidrolik çapları 62-169µm aralığında değişen ikizkenar yamuk şeklindeki mikro kanallardaki su akışı üzerine deneysel çalışmalar yapmışlar.</p>	<p>-Bu incelemede, deneysel sonuçlarla teorik tahminler arasında belirgin bir farklılık gözlenmiştir; geleneksel laminer akış teorisine göre tahmin edilen basınç düşüşü ve sürtünme değerlerinden daha yüksek değerler görülmüştür.</p> <p>-Bu etkileri açıklamak için, kanallarda bulunan yüzey pürüzlülüğündeki değişimlere dikkat çekilmiştir.</p>
Bilen ve Yapıcı (2001)	<p>-Alüminyum dikdörtgen bloklarla oluşturulmuş, 1x2x2 cm³ boyutlara sahip olan bloklar ısıtılmış bir yüzey üzerindeki akışta ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir.</p>	<p>-Blok yerleşim açısının artmasıyla akış içerisinde türbülans ve ikincil akışların arttığı dolayısıyla ısı transferinin arttığı, bloklar arasındaki mesafedeki artış sebebiyle ısı transferinde olumlu yönde etkilediği görülmüştür.</p>

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Bilen ve Yapıcı (2001)	-Kesit alanı 18x20cm ² olan bir kanala sahip rüzgâr tüneline, çapraz akış doğrultusundaki bloklar arasındaki mesafe 3,81 cm de sabit tutulurken, akış doğrultusunda bloklar arasındaki mesafe değiştirilerek deneyler yapılmıştır.	-Akış doğrultusundaki bloklar arasındaki mesafe 4,33cm, blokların dönme açısı 450° ve Re _{dh} =15000-22500 olduğu koşullarda ısı transferi maksimum değerlerine ulaşılmış olduğu görülmüştür.
Lee ve Moneim (2001)	-3,6 ve 27 m/s giriş hızlarında bloklar üzerinden akışı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir.	-Isı transferindeki iyileşmenin akışta sirkülasyon, ayrılma ve birleşmenin blok arkasında gerçekleşmesinden dolayı olduğunu bildirmişlerdir. -Ayrılmış akış bölgelerinde ısı transferinin azalmasını boşluk akışında düşük hız bileşenlerinin oluşması ve Nusselt sayısının maksimum değerden sonra, sınır tabakanın tekrar gelişmesi şeklinde açıklamışlardır.
Stalio ve Nobile (2003)	-Türbülanslı ve laminer akışı üçgen kesitli geometrik bloklı bir kanal içindeki akışı, direk sayısal çözümleme yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir.	-Boşluk genişliği 20'den küçük değerlerde sürüklenme azaldığı, boşluk genişliği 40'dan büyük değerlerde arttığı görülmüştür. -Geometrik çıkıntılarının, laminer akışta sürtünme katsayısını azalttığı yönünde etkisinin olmadığı görülmüş. -Isı transferi karakteristiklerinin düz yüzeyin biraz daha altında, üçgen açılarının artırıldığı durumlarda verimin düştüğü belirlenmiştir.

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Stalio ve Nobile (2003)	<p>-Üçgen kesitli çıkıntılar akışa 45° ve kesit sırt açısı 45° ve 60°, boyutsuz boşluk genişliği 20 ve 60'dır.</p> <p>-Prandtl sayısı 0,71'dir.</p>	<p>-Akışın türbülanslı olduğu durumlarda, sürüklenme oranının ve türbülans değerlerinin daha önceden yapılan deneysel çalışmalara benzediği, ısı transfer parametrelerinin ise bu deneysel çalışmalar ile örtüşmediği anlaşılmıştır.</p>
Fu ve Tong (2004)	<p>-Bloklı bir kanal içindeki akışta, akış girişine salınımlar yapan bir silindir konularak, bu salınımların ısı transferine olan etkisini gözlemlemişlerdir.</p> <p>-Reynolds sayıları sırasıyla 100, 250 ve 500 alınmıştır.</p> <p>-Silindir frekansları sırasıyla 0,1, 0,2 ve 0,4 alınmıştır.</p>	<p>-Doğal yayılma frekansı ile salının frekansı eşit olduğu durumda ısı transferinde artış saptanmıştır.</p> <p>-Eşit olmadığı durumlarda ise genliğin ısı transferinde arttırıcı bir eğilimde olmadığı görülmüştür.</p> <p>-Artan Reynolds sayıları ile ısı transferinde artış olduğu saptanmıştır.</p>
Tsay ve Cheng (2008)	<p>-Plakalara yerleştirilmiş, ısı üreten blokların bulunduğu bir kanal akışında zorlanmış taşınım 2 boyutlu olarak numerik yöntemle incelemişleridir.</p> <p>-0,05-0,15 blok yüksekliklerinde, 0,5-2,5 bloklar arasındaki mesafede, 0-200 alt yüzeyin ısı iletkenliğinin akışkanınkine oranında, 100-200 bloğun ısı iletkenliğinin akışkanınkine oranında ve 200-1000 arasındaki Reynolds sayısında değerler alınarak çözümler yapılmıştır.</p>	<p>-Farklı plakalara yerleştirilmiş blokların ısı transfer karakteristiklerinin birbirinden oldukça farklı olduğu görülmüştür.</p> <p>-Farklı plakalardaki blokların maksimum sıcaklıklarında fark %61 iken ortalama Nusselt sayısındaki farkın %51 olduğu görülmüştür.</p> <p>-Yeniden birleşme uzunlukları blokların arka yüzeylerine çok yakın olduğundan blokların arka yüzeylerindeki Nusselt sayıları ön yüzeylerinkinden daha küçük olur.</p>

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Tsay ve Cheng (2008)	-SIMPLER algoritması ile korunum denklemleri ve sınır şartlar çözülmüştür.	-Blok yükseklikleri ve bloklar arasındaki mesafeler sabit tutulduğunda Reynolds sayısı azaldıkça, yeniden birleşme uzunlukları küçüldüğü saptanmıştır.
Liu ve ark. (2011)	<p>-Mikro kanallarda meydana gelen zorlanmış taşınım ile ısı transferi, CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) ve LB (Lattice Boltzmann) yaklaşımları kullanılarak, sayısal olarak incelenmiştir.</p> <p>-Mikro kanalların geometrik şeklinin ısı transfer performansındaki etkisinin, sıvı termofiziksel parametrelerin ve yüzeyin yüksek sıcaklık değerlerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.</p> <p>-Kullanılan kanal geometrileri; mahya şeklindeki kanal, V şeklindeki kanal, kalkan şeklindeki kanal, dar dikdörtgen şeklindeki kanal ve düz yüzeylerdir.</p>	<p>-Hem CFD hem de LBM, deneysel verilerle kıyaslandığında doğru sonuçlar verdiği saptanmıştır.</p> <p>-Farklı geometrilerdeki mikro kanallardan kalkan şeklindeki kanal toplamda en yüksek Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısına sahiptir. Düz yüzeyli mikro kanalda en düşük ısı transfer katsayısına sahiptir.</p> <p>-Çeşitli yüzey mikro yapılarının hepsi ısı transfer seviyesini arttırmaya yönelik yöntemler olarak ele alınabilir. Kalkan şeklindeki mikro yapı, tüm Reynolds sayılarını kapsayan en yüksek ısı transferi seviyesine sahiptir. Düz yüzeyli mikro kanal en düşük ısı transfer verimliliğine sahiptir.</p>

Çizelge 2.1. Bloklü yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Chatterjee ve Mondal (2012)	<p>-Prandtl ve Reynolds sayılarının iki eşit izotermal kare silindir etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristiklerine olan etkilerini numerik olarak sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir.</p> <p>-Silindirler arasındaki mesafe karenin dört katı ($GAP=4d$) olacak şekilde ele alınmıştır.</p> <p>-İki farklı senaryo üzerinde çalışma yapmışlardır. ($\beta=0,05$ ve $\beta=0,5$)</p>	<p>-Çeşitli Reynolds sayıları ve aralık değerleri için yapılan hesaplamalar sonucunda, sürüklenme ve kaldırma katsayılarına olan etkileri incelenmiştir.</p> <p>-Strauhal sayısı ve Nusselt sayıları gibi küresel akış ve ısı transferi değerleri çeşitli Reynolds sayıları ve aralık değerleri için hesaplanıp tartışılmıştır.</p>
Wang ve ark. (2016)	<p>-Geometrik parametrelerin dikdörtgen, ikizkenar yamuk ve üçgen şekilli mikro kanal ısı alıcılarının akış ve ısı transfer özellikleri üzerindeki etkisini araştırmak için sayısal simülasyonlar yapılmıştır.</p>	<p>-Su viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alındığında, sayısal sonuçlar ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum olduğu saptanmıştır.</p> <p>-Dikdörtgen mikro kanal için 8,904–11,442 arasında en boy oranıyla en iyi performansa ulaşıldığı görülmüştür.</p> <p>-Dikdörtgen, üçgen ve ikizkenar yamuk kesitli mikro kanalların kanal sayısı, kesit alanı ve hidrolik çapı sırasıyla aynı değerlere sahip olduğunda, akış ve ısı transfer karakteristikleri farklıdır.</p> <p>-Dikdörtgen mikro kanal en düşük termal dirence, ardından ikizkenar yamuk ve üçgen mikro kanallarda oldu saptanmıştır.</p>

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

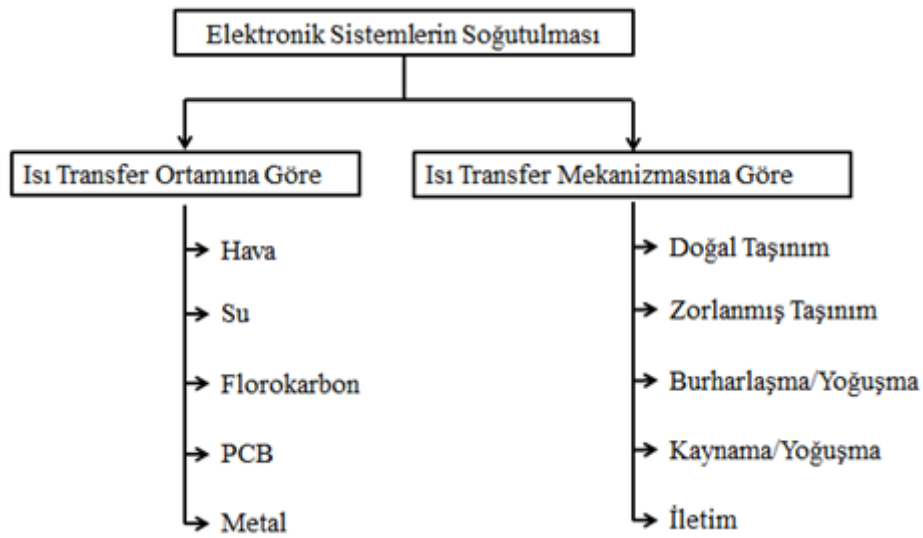
<p>Kılıç ve Başkaya (2017)</p>	<p>-Isı akısı yüksek olan bir yüzeyde ısı transferinin, akışkan jet ve farklı kesitli yönlendiriciler kullanılarak iyileştirilmesi üzerinde sayısal çalışmalar yapılmıştır.</p> <p>-Reynolds sayısı 8000-43000, akış yönlendiricinin jet merkezine olan mesafesi nozul hidrolik çapa oranı (L/D_h) 1,3-2,0 aralığında alınarak sayısal olarak incelenmiştir.</p>	<p>-Yerel Nu sayısı $L/D_h=1,4$ olduğunda maksimum olmuştur.</p> <p>-Üçgen akış yönlendirici kullanıldığında ortalama Nu sayısı en yüksek değerine ulaşmıştır.</p> <p>-Reynolds sayısının artması ile ısı transferinde artış gözlenmiştir.</p> <p>-Çarpan akışkan jet birlikte farklı geometrilerde kullanılan akış yönlendiricilerinin hedef plaka yüzeyinde sıcaklığın azaldığı, akış yönlendiricinin kullanılmaması durumuna göre ısı transferinde %28'e kadar bir artış olduğu görülmüştür.</p> <p>-Üçgen akış yönlendiricinin; kare kesitli yönlendiriciye göre %7, silindir kesitli yönlendiriciye göre %12 ve akış yönlendirici olmaması durumuna göre %28 oranlarında ortalama Nu sayısında artış gözlenmiştir.</p>
<p>Lak ve ark. (2019)</p>	<p>-Dairesel eğik bir jet kullanılarak bir yüzey üzerindeki hidrodinamik ve ısı transferi özellikleri PHOENICS sayısal akışkanlar dinamiği programı ile hesaplanarak sayısal olarak incelemiştir.</p>	<p>-Jetin durma noktası farklı açılar için aynı değildir ve $\alpha=90^\circ$ durumunda durma noktası tam plakanın ortasıdır. Ancak, açının azalması durma noktasını plakanın sağına doğru kaydırmaktadır.</p>

Çizelge 2.1. Bloklı yüzeyler üzerinde yapılan çeşitli çalışmalar (devam)

Lak ve ark. (2019)	- Jet açıları ($45^\circ < \alpha < 90^\circ$), nozul-plaka arası mesafe ($2 < H/D < 8$) ve Re sayısı ise ($1500 < Re < 30000$) aralıklarında modellenmiştir. -Çalışmada bütün parametreler için jetin farklı açılarında irdelenmiştir.	-Açılı durumlarda durma noktası merkezden sağa doğru kaymakta ve açığa göre durma noktası değişmektedir. O noktada Nu sayısı ve ısı transferi maksimuma ulaştığı gözlemlenmiştir. -Bütün H/D, Re sayıları için jet açısı azaldıkça ısı transferi azalmaktadır.
--------------------	--	---

2.2. Kuramsal Temeller

Elektronik cihazların soğutulması işlemi, ısı transferi ortamı ve mekanizmasına göre Şekil 2.1’de sınıflandırılmıştır.

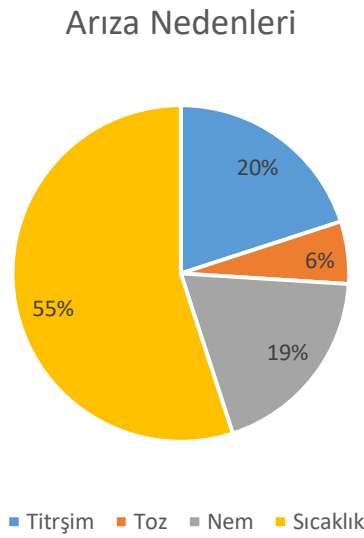


Şekil 2.1. Elektronik sistemlerin soğutulması

Elektronik elemanların ısısal açıdan kontrolünün ana hedefi, eleman sıcaklığının belirlenen sınırlar içerisinde tutabilmektir. Çalışma sıcaklığının limitleri aşması, performansın azalmasına ve mantıksal hataların oluşmasına neden olur. Arzu edilmeyen bu çalışma ortamının oluşmasını önlemek için uygun bir soğutma metodu kullanılmalıdır. Şekil 2.1’de görüleceği üzere, elektronik elemanların soğutulmasında değişik metotlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılabilir. Bu çalışmada, zorlanmış taşınım esaslı

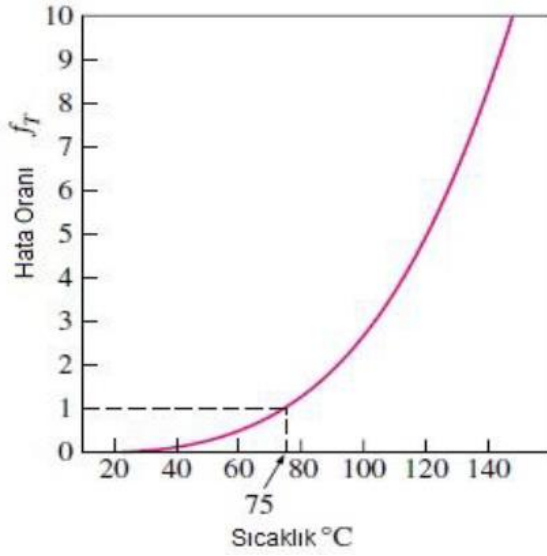
ve akışkan olarak havanın kullanıldığı soğutma yöntemi incelenmiştir. Bu yöntem en yaygın olarak kullanılan soğutma metodudur. Çünkü hava istenilen miktarda atmosferde mevcuttur. Ayrıca, tasarım ve bakım kolaylığı, düşük fiyatı ve yüksek güvenilirliğini havayı iyi bir seçenek haline getirmektedir.

Elektronik ekipmanlar mekanik herhangi bir eleman içermediklerinden sürtünme gibi olumsuz mekanik etkilere sahip değildir. Bundan dolayı, oluşan arızalar yüksek sıcaklıklardan ötürü olmaktadır. Oluşan muhtemel arızaların nedenlerinin yüzeysel dağılımları Şekil 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.2. Elektronik cihazlarda oluşan arızaların ana nedenleri

Sıcaklıktaki artışın, hata oranını nasıl arttırdığı Şekil 2.3’de gösterilmektedir. Etkin bir soğutma elektronik sistemlerin sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi açısından önemlidir.

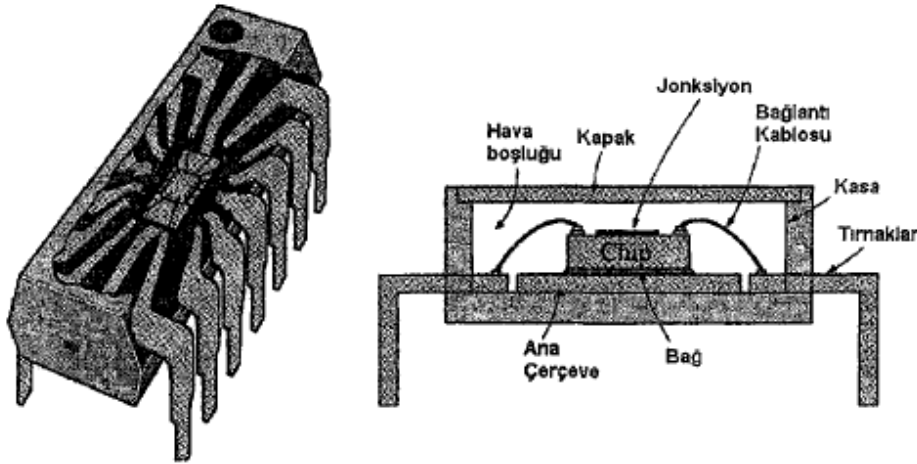


Şekil 2.3. Sıcaklığa bağlı olarak hata oranının değişimi (Çengel 2003)

Elektronik sistemlerin ısı tasarımı, ısı transferinin uygulama alanlarından birisi olup, incelemek üzere alınan sistem tek bir yongadan (chip) oluşabileceği gibi birden fazla yongadan da oluşabilir. Her iki durumda da yonga veya yongalar baskı devre üzerine, baskı devre ile aynı hizada olacak şekilde ya da baskı devre üzerinde çıkıntı oluşturacak şekilde monte edilebilirler. Buradan hareketle, gerçek sisteme benzer olarak, fiziksel sistemdeki yongaları simüle eden bloklar, düzlem levha üzerinde modellenebilirler. Böylece birer ısı kaynağı olan ve levhalardan biri üzerine monte edilmiş bloklar için, iki paralel levha arasındaki akış halinde ısı transferi analizi yapılabilir. Bloklarda ve blokların monte edildiği levhada iletimle olan ısı transferi önemli ise analizde bu etkinin de ilave edilmesi gerekmektedir ve o zaman bu özel ısı transferi analizi eşlenik ısı transferi analizi olarak adlandırılmaktadır. Çünkü blokları da üretilen ısının bir bölümü, taşınım yanında iletimle çekilmektedir. Birinci durumda ısıtılmış bloklardan olan ısı kaybı sadece soğutucu akışkanı taşınım, ancak monte edildiği levhaya iletim ile olmaktadır. Bundan dolayı elektronik devreler tasarlanırken devrelerle birlikte, bu devrelerin yapıldığı malzemeler ve monte edildiği plakaların yapıldığı malzemeler de önem kazanmaktadır. Böylece daha önce elektronik imalatında kullanılmayan malzeme ve metotlar elektronik sistemlerin soğutulmaları önem kazandıkça birer birer bu sahaya girmektedir (“ ve ark. 2004).

Günümüzde özellikle tüketici elektroniği ne yönelik birçok uygulamada çok yongalı elektronik sistemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca çok fazla rekabetin olduğu bu alanda gerek tek yongalı gerekse çok yongalı sistemlerin ısıl tasarımında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanımında ‘virtual prototyping’ tasarım mantığı çerçevesinde artmaktadır (Etemoğlu ve ark. 2004).

Yonga, beklenmedik çevresel etkilerden hassas devreyi korumak için, plastik, seramikten yapılmış katmandan veya taşıyıcı ile muhafaza edilir. Yonga bir bağ ile taşıyıcı içerisinde taban yüzeyine bağlanır. Şekil 2.4’de bir yonga taşıyıcısı görülmektedir. Yongayı, termal genişmeden dolayı meydana gelecek gerilmeleri önlemek için silikonun ısıl genişleme katsayısına yakın bakır alaşımından meydana gelmiş levhaya yapıştırılır (Şen ve ark. 2008).



Şekil 2.4. Yonga taşıyıcısı (Çengel 2003)

Yongada oluşan ısıyı taşıyıcıya atmak ilk adım olduğundan, elektronik elemanların ısıl konforu için taşıyıcı tasarımı ilk seviyedir. Üretilen ısı, yongadan taşıyıcıya iletim, taşınım ve radyasyonla atılabilir. Fakat taşıyıcılar tasarlanırken ısıl yönünden çok elektriksel yönü göz önünde bulundurulmaktadır. Mesela taşıyıcının boşlukları, ısıl iletimi çok kötü olan gazla doldurulur. Bu nedenle yonga ile taşıyıcı yüzeyi arasında büyük bir ısıl direnç oluşur. Bu dirence, junction- taşıyıcı direnci denir. Bu durumda büyük bir sıcaklık farkı oluşur. Bu direnç yonga ve taşıyıcının geometrisine ve boyutuna bağlıdır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, farklı geometrik kesitli bloklı yüzeylerden akışlar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) teknolojisi kullanılarak analizler yapılmıştır. Sistem kabulleri akışın sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve sürekli rejimde olduğu şeklindedir.

3.1. Ansys-Fluent Hakkında

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımıdır. 1983 ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbo makine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesi sağlayarak kullanıcısının zorlu rekabet şartlarında emsallerinden bir adım önde olmasına katkıda bulunur.

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminer, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır.

Fluent sıkıştırılmaz (düşük sabsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ metoduyla beraber çoklu çözücü seçenekleri ile Fluent geniş hız rejimleri aralıklarında optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Fluent'deki fiziksel modellerin zenginliği, laminer, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çokfazlı akışların ve diğer olguların sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözümlerine olanak sağlar.

3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Genel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği, her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözümlerle akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır. Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırma geliştirme ve ürün tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak bir uçak kanadının üzerindeki basınçlar, bir yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımı, bir ortamdaki hava akımı dağılımı veya hareketli bir arabanın etrafındaki hava hızı gibi akış ile ilgili birçok parametre bulunabilir. Son yıllardaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği teorisi ve bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin nümerik olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca, tek fazlı akışların yanında çok fazlı akışlar da artık çözülebilir hale gelmiştir.

3.2.1. Akış analizi için korunum denklemleri

Sürekli iki-boyutlu, laminer akışı ifade eden denklemler kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibidir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Süreklilik veya kütle korunumu kanunu olarak bilinen bu denklem, bir kontrol hacmine giren ve çıkan kütle toplamının sıfır olması şeklinde ifade edilir. Burada u ; x yönündeki hız bileşeni v ; y eksen yönündeki hız bileşenidir. Sıkıştırılamaz bir akış için ($\rho = \text{sabit}$) bu değer basitleşir ve sürekli rejimde sabit özellikli, iki boyutlu ve sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi şu şekilde yazılır:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.2)$$

Momentum denklemleri;

x - yönünde;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

y - yönünde;

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Momentum denklemleri, Navier-Stokes denklemleri olarak da bilinir. Momentum denklemleri akış alanında Newton'un ikinci kanununun uygulanmasıyla bulunur. Bu kanuna göre, bir cisme etki eden kuvvetlerin toplamı, cismin kütlesi ile ivmesi çarpımına eşittir. Bir akış alanında bunlar incelendiğinde, akışkan kütlelerine etki eden iç ve dış kuvvetler vardır. Dış kuvvetler olarak elektrik alan, yer çekimi ve manyetik alan örnek gösterilebilir. İç kuvvetler ise normal ve kayma girmeleri sonucunda ortaya çıkan kuvvetlerdir. Eşitlik sırası ile x ve y yönündeki momentum denklemlerinin göstermektedir. Bu eşitliklerin, fiziksel anlamı tartışılacak olursa, eşitliğin sol tarafındaki terim atalet kuvvetlerini, sağ tarafındaki ilk terim dış kuvvetleri, ikinci terim basınç kuvvetlerini, son terim de viskoz kuvvetleri göstermektedir.

Enerji denklemi;

$$\rho c_p (u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}) = k (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}) + q_v \quad (3.5)$$

Sol taraftaki terim, taşınım, sağ taraftaki ilk terim iletim ve ikinci terim ise sürtünme nedeniyle açığa çıkan enerji gösterir. Akış hızı çok küçük olduğundan sürtünme nedeniyle açığa çıkan enerji ihmal edilebilir.

3.2.2. Yaklaşık yöntemler

Laminer akışlar için düz yüzeylerde, iki boyutlu, sıfır basınç gradyanında ve sürekli rejimde momentum denklemlerini Blasius sayısal olarak çalışmış ve sınır tabaka gelişimini eşitliklerle ifade etmiştir. Momentum denkleminin çözümünü süreklilik şartını sağlayacak bir akım fonksiyonu ψ olarak aşağıdaki eşitlikler gibi tanımlanır.

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad (3.6)$$

$$v = - \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (3.7)$$

Bu denklemlere aşağıdaki iki yeni değişkenin ilave edilmesiyle

$$\eta = y \sqrt{\frac{U}{\nu x}} \quad (3.8)$$

$$f = \frac{\psi}{U \sqrt{\frac{\nu x}{U}}} \quad (3.9)$$

Bu denklem adi diferansiyel denkleme dönüşür ve η ile tanımlanan hız profili x ve y 'nin fonksiyonu olduğuna göre u ve v hızları aşağıdaki denklemler gibi ifade edilirler.

$$u = U \frac{df}{d\eta} \quad (3.10)$$

$$v = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\nu U}{x}} (\eta \frac{df}{d\eta} - 1) \quad (3.11)$$

Çizelge 3.1. Blasius hız profili değerleri

$\eta = y\sqrt{\frac{U}{\nu x}}$	f	$\frac{df}{d\eta} = \frac{u}{U}$	$\frac{d^2f}{d\eta^2}$
0	0	0	0,332
0,2	0,0066	0,0664	0,3319
0,4	0,0266	0,0132	0,323
1	0,166	0,329	0,317
1,6	0,420	0,517	0,297
2	0,650	0,630	0,267
2,4	0,922	0,729	0,228
2,8	1,231	0,812	0,184
3,2	1,569	0,876	0,139
4	2,306	0,956	0,064
4,4	2,692	0,976	0,039
4,8	3,085	0,988	0,022
5	3,283	0,991	0,016
6	4,280	0,999	0,002
7	5,279	1	0

Çizelge 3.1’de η ’nın fonksiyonu olarak hız dağılımı ve ona bağlı diğer değerler verilmiştir.

Momentum integral denklemleriyle sınır tabaka sınır tabaka parametrelerini incelersek Polhausen, uygun bir hız profili kullanarak yaptığı çalışmalarda basınç gradyanı parametresini Eşitlik 3.8’de λ olarak tanımlamıştır. $-12 \leq \lambda \leq 12$ aralığında olmak üzere yer değiştirme ve momentum kalınlıklarını aşağıdaki eşitliklerde tanımlamıştır.

$$k = \frac{\delta^2}{\nu} \frac{dU}{dx} \quad (3.12)$$

$$\delta^* = \delta \left(\frac{3}{10} - \frac{\lambda}{120} \right) \quad (3.13)$$

$$\theta = \frac{\delta}{63} \left(\frac{37}{5} - \frac{\lambda}{15} - \frac{\lambda^2}{144} \right) \quad (3.14)$$

Polhausen laminer akıştaısı transferi analizi için hız sıcaklık profillerinin analitik çözümüyle elde edilen ve Stanton sayısı değişimini ifade eden eşitlik aşağıda verilmiştir. Sabit yüzey sıcaklığında B sabiti 0,332 alınmıştır. Yaptığım çalışmada nümerik çözümlerle analitik çözümleri karşılaştırmak için bu denklemden faydalanılmıştır.

$$St_x = BRe_x^{-0,5} Pr^{-0,666} [1-(x_1/x)^{0,75}]^{-0,333} \quad (3.15)$$

Zorlanmış akış için Stanton sayısı aşağıdaki bulunur.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{Momentum difüzyonu}}{\text{Isıl difüzyon}} \quad (3.16)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{\text{Akışkanın taşınım ile aktardığı ısı}}{\text{Akışkanın iletim ile aktardığı ısı}} \quad (3.17)$$

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} \quad (3.18)$$

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{\frac{hL}{k}}{\frac{\rho VL}{\mu} \frac{\mu C_p}{k}} = \frac{h}{\rho V C_p} \quad (3.19)$$

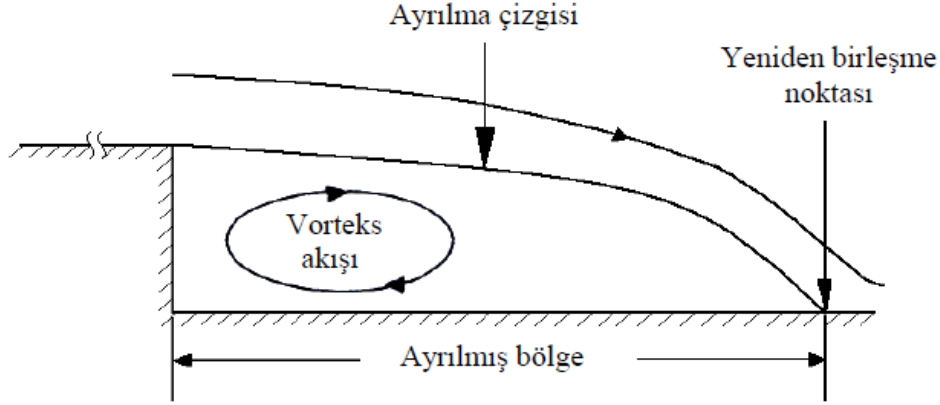
3.3. Ayrılmış Akışlar ve Blok Geometrileri

Ardışık bloklar üzerinden akıştaki akış alanı, vortekslerden kaynaklanan ölü bölgeler ve akış ayrılmasından dolayı çok karmaşık bir yapıya sahiptir. Blokların varlığından dolayı akış çizgileri bozulur, akış yüzeyden ayrılır ve tekrar birleşir. Yeniden birleşmeyle birlikte ayrılmış akışın varlığı sürekli rejimden sapmaya, basınç salınımlarına, titreşim ve gürültüye sebep olurken aynı zamanda akışkanın karışmasını sağlayarak ısı ve kütle transferini arttırdıkları için tercih edilirler. Yapay olarak bloklarla oluşturulan bu yüzey pürüzlülüğü, akışın rahatsız edilmesiyle türbülans karışımını arttırarak, ısıl sınır tabakayı kırarak ve ısı transfer yüzey alanını arttırarak ısı transferini arttırır. Bu durum dirençteki istenmeyen artışı da beraberinde getirir. Isı transferindeki artış, basınç düşümündeki artışla birlikte olur ki ısı transfer artışından kaynaklanan enerji kazancını, bu basınç düşümündeki artış yok edebilir. Bu nedenle bloklarla pürüzlendirilmiş yüzeyin şekli ısıl performans analizi yapılarak optimize edilmelidir.

Arka (geri) basamak, ön (ileri) basamak ve boşluk geometrileri gibi basit iki boyutlu geometriler üzerinden akışlar, akış ve ısı transferi analizi bakımından ayrı ayrı incelenebilecekleri gibi, tek blok üzerinden akış, çoklu bloklar üzerinden akış şeklinde de ele alınabilir. Bu çalışmada ardışık bloklu yüzeyler üzerinden akış incelendiğinden ayrılmış akışlar, blok geometrileri ve bu geometriler üzerinden akış bölgeleri sırasıyla incelenecektir.

3.3.1. Arka (geri) basamak akışı

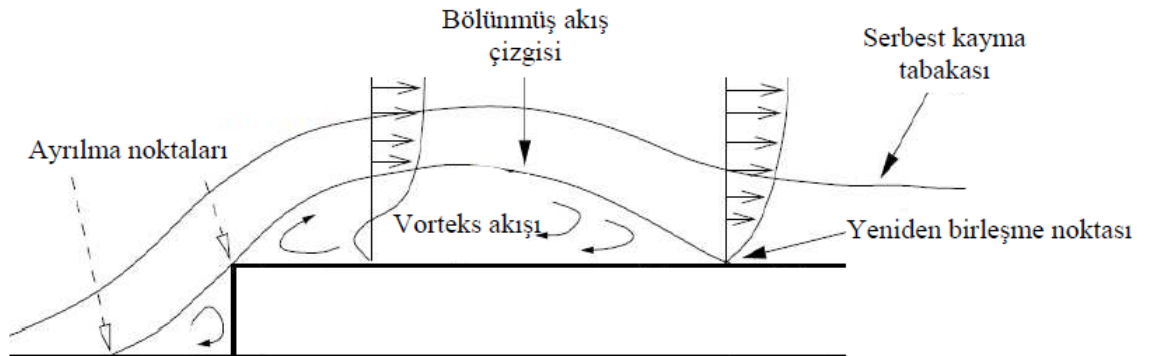
Arka (geri) basamak akışında, sınır tabaka basamak kenarında yüzeyden koparak basamağın arkasındaki alt yüzeye birleşir. Ayrılmış akış çizgisiyle basamak yüzeyi arasında Şekil 3.1’de görüldüğü gibi vorteks akışı oluşur.



Şekil 3.1. Arka (geri) basamak üzerinden akışın şematik gösterimi (Aung 1983)

3.3.2. Ön (ileri) basamak akışı

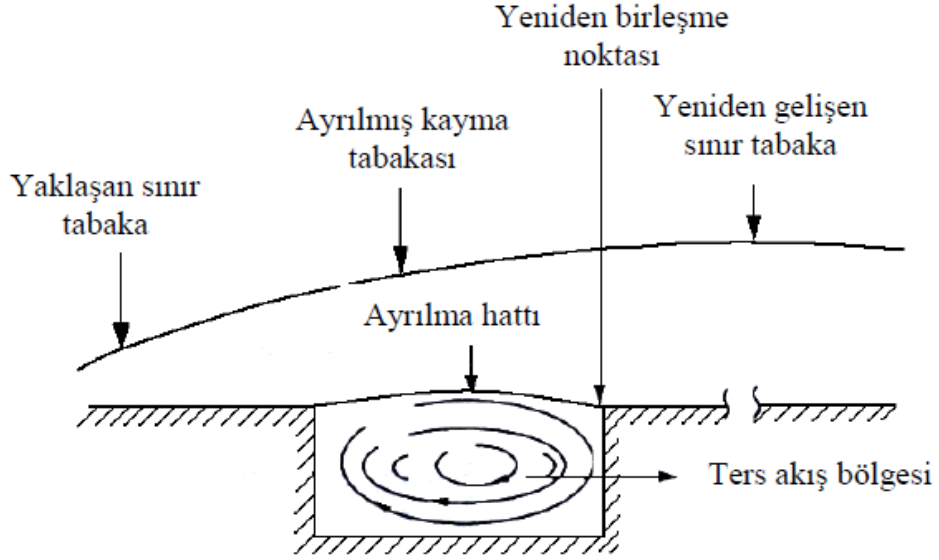
Ön (ileri) basamak akışında, Şekil 3.2’de görüldüğü gibi serbest kayma tabakası içinde, basamak üzerinde ve basamak ön yüzünde, yeniden birleşmede etkili olan ve akışa ters yönde hareket eden vorteksler oluşur. Serbest kayma tabakası, düşük hızlı akışkanla örtülen yeniden dolaşım kabarcığından bölünmüş akış çizgisiyle ayrılır. Bölünmüş akış çizgisinin altında ise bir yeniden birleşme bölgesi oluşur.



Şekil 3.2. Ön (ileri) basamak üzerinden akışın şematik gösterimi (Sherry 2009)

3.3.3. Boşluk akışı

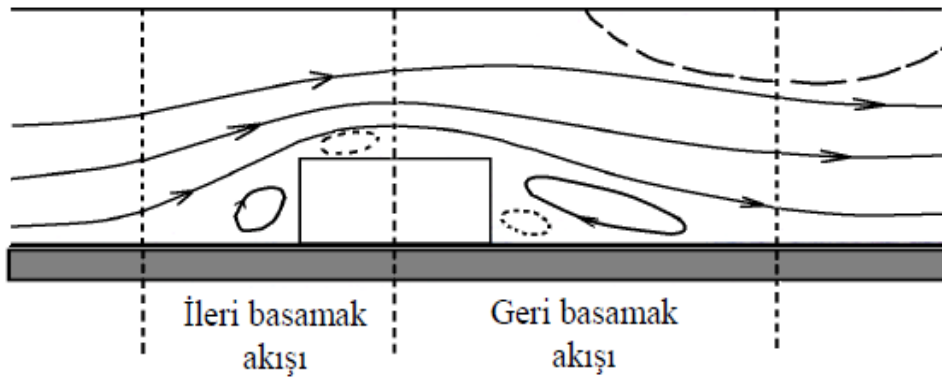
Boşluk üzerinden akışta, sınır tabaka çukur ya da boşluğun kenarından itibaren ayrılır ve akış yönündeki karşı duvarda yeniden birleşir. Boşluk içinde arka basamak akışındaki gibi vorteks oluşur (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Dikdörtgen şeklindeki bir boşlukta akış bölgeleri (Aung 1983)

3.3.4. Tek blok üzerinden akış

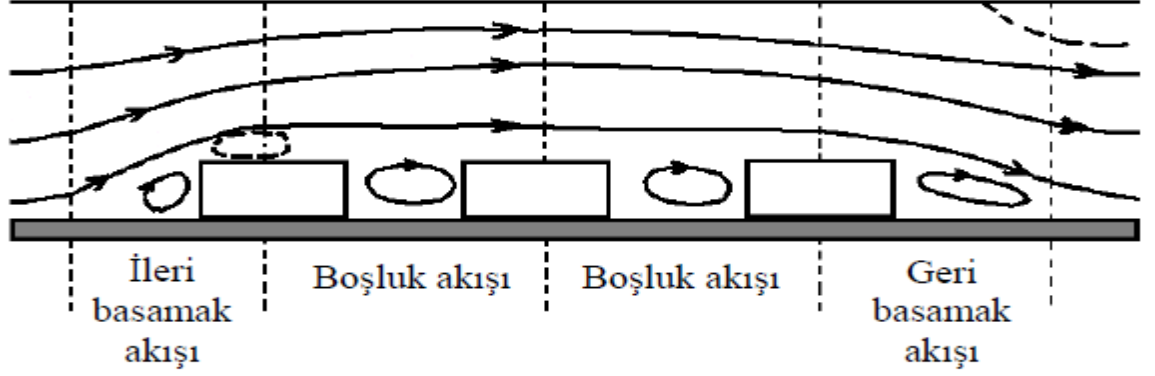
İki paralel levha arasında alt yüzeye monte edilmiş blok üzerinden akışta iki farklı akış görülür (Şekil 3.4). Bloğun ön (ileri) kısmında ön basamak akışı, arka (geri) kısmında ise arka basamak akışıdır.



Şekil 3.4. Tek blok üzerindeki akış bölgeleri

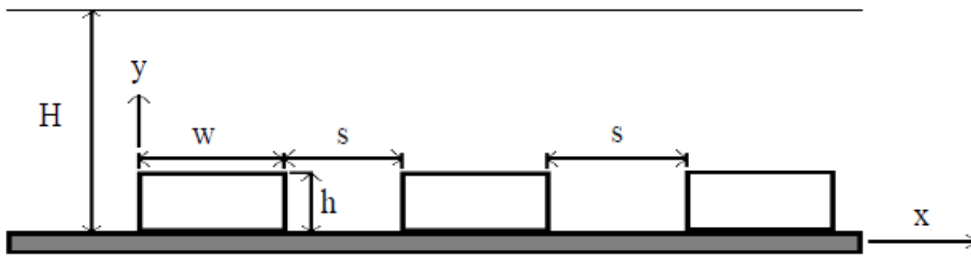
3.3.5. Ardışık bloklar üzerinden akış

İki paralel levha arasında alt yüzeye ardışık olarak yerleştirilmiş bloklar üzerinden akış analizinde ön (ileri) basamak akışı, boşluk akışı ve arka (geri) basamak akışı olmak üzere akış üç kısma ayrılabilir (Şekil 3.5). Bloklar tam gelişmiş akış bölgesinde olabileceği gibi gelişmekte olan akış bölgesinde de olabilir.



Şekil 3.5. Ardışık bloklar üzerindeki akış bölgeleri

Yüze monte edilmiş birden fazla blok üzerinden akış ve ısı transferi analizinde kullanılan geometri Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Yüze monte edilmiş bloklar üzerinden akışta, akış ve ısı transferi analizi açısından, blok boyutları olarak en genel şekliyle Tropea ve Gackstatter (1985) tarafından incelenmiştir.



Şekil 3.6. Ardışık bloklu yüzeyin şematik gösterimi

$$\frac{h}{H} = \text{Blok yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranı (Blokaj oranı)} \quad (3.20)$$

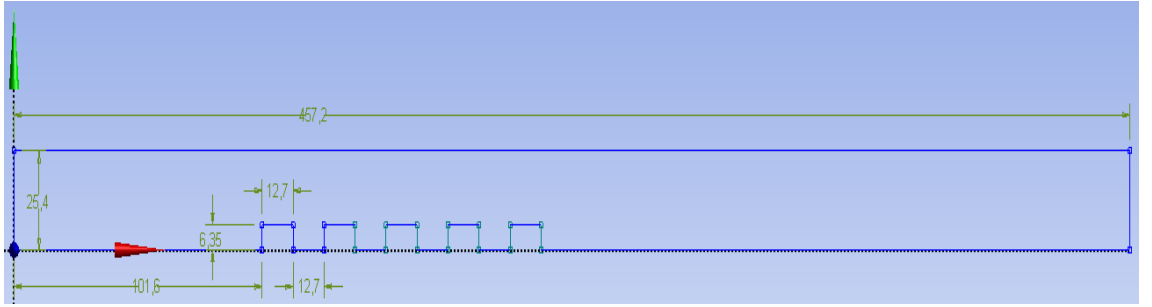
$$\frac{w}{h} = \text{Blok uzunluğunun blok yüksekliğine oranı} \quad (3.21)$$

$$\frac{H}{H-h} = \text{Kanal genişleme alanı} \quad (3.22)$$

$$\frac{s}{w} = \text{Bloklar arası mesafenin blok uzunluğuna oranı} \quad (3.23)$$

3.4. Analizlerde Kullanılan Geometrilere ve Ölçüleri

İki paralel levhadan alttaki düzlem levha üzerine monte edilmiş farklı kesitlerdeki bloklar etrafındaki akış analiz edilmiştir. Şekil 3.7., Şekil 3.8., Şekil 3.9. ve Şekil 3.10'da ısı transferi analizinde kullanılan geometrik büyüklükler görülmektedir. Geometride verilen uzunluklar mm cinsinden verilmiştir.



Şekil 3.7. Dikdörtgen kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri

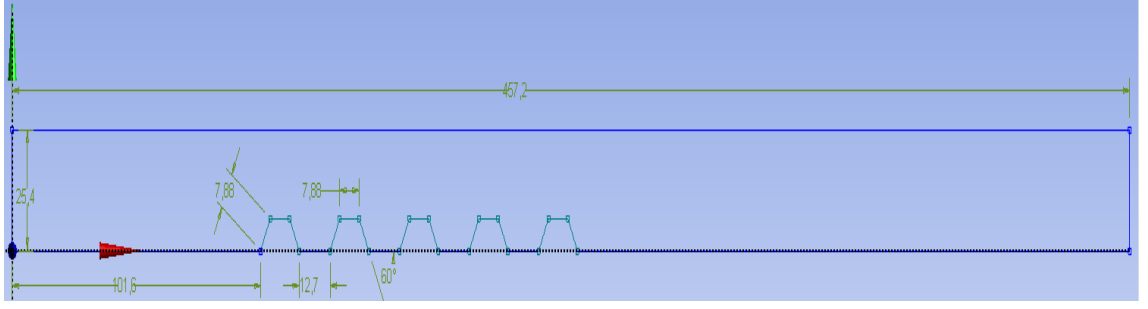
$H = 25,4 \text{ mm}$, $w = 12,7 \text{ mm}$, $s = 12,7 \text{ mm}$, $h = 6,35 \text{ mm}$

$$\frac{h}{H} = 0,25 \quad (3.24)$$

$$\frac{w}{h} = 2 \quad (3.25)$$

$$\frac{H}{H-h} = 1,333 \quad (3.26)$$

$$\frac{s}{w} = 1 \quad (3.27)$$



Şekil 3.8. İkizkenar yamuk kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri

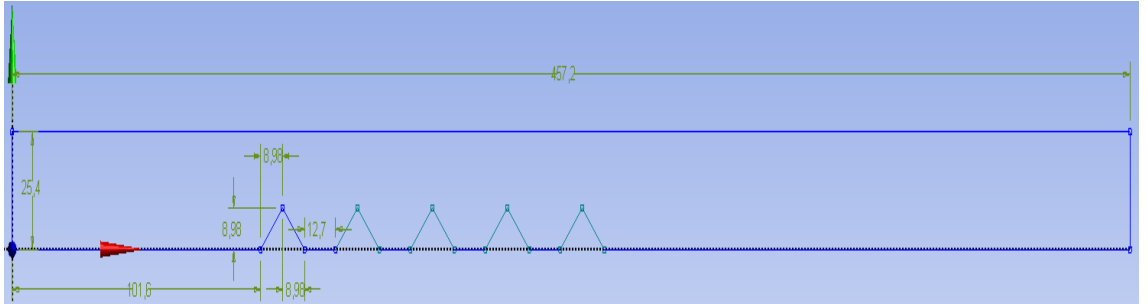
$H= 25,4 \text{ mm}$, $w= 15,76 \text{ mm}$, $s= 12,7 \text{ mm}$, $h= 6,82 \text{ mm}$

$$\frac{h}{H} = 0,26 \quad (3.28)$$

$$\frac{w}{h} = 2,3 \quad (3.29)$$

$$\frac{H}{H-h} = 1,36 \quad (3.30)$$

$$\frac{s}{w} = 0,80 \quad (3.31)$$



Şekil 3.9. İkizkenar üçgen kesitli, beş bloklu geometri ve ölçüleri

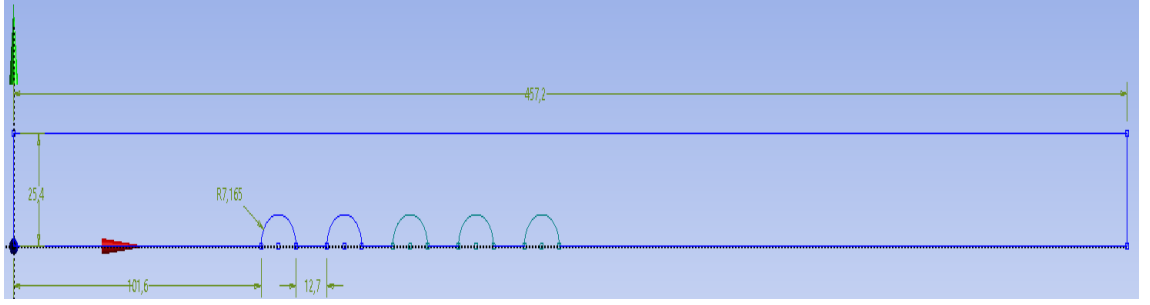
$H= 25,4 \text{ mm}$, $w= 17,96 \text{ mm}$, $s= 12,7 \text{ mm}$, $h= 8,98 \text{ mm}$

$$\frac{h}{H} = 0,35 \quad (3.32)$$

$$\frac{w}{h} = 2 \quad (3.33)$$

$$\frac{H}{H-h} = 1,54 \quad (3.34)$$

$$\frac{s}{w} = 0,70 \quad (3.35)$$



Şekil 3.10. Yarım daire kesitli, beş bloklü geometri ve ölçüleri

$H= 25,4$ mm, $w= 14,33$ mm, $s= 12,7$ mm, $h= 7,165$ mm

$$\frac{h}{H} = 0,28 \quad (3.36)$$

$$\frac{w}{h} = 2 \quad (3.37)$$

$$\frac{H}{H-h} = 1,39 \quad (3.38)$$

$$\frac{s}{w} = 0,88 \quad (3.39)$$

3.5. Sınır Şartlarının Tanımlanması

ANSYS-FLUENT programında yapılacak hesaplama ve analizler için belirlenen sınır şartları aşağıda ifade edilmiştir:

Bütün geometriler için giriş hızı ve kinematik viskozite;

$$T_g = T_\infty = 293,15 \text{ K}, \nu = 15,27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reynolds sayılarına göre hız değerlerinin bulunması;

$$Re = 50 \text{ için } Re = \frac{u_0.H}{\nu} \Leftrightarrow u_0 = \frac{Re.\nu}{H} = \frac{(50)(15,27.10^{-6}) \frac{m^2}{s}}{0,0254 \text{ m}} = u_0 \cong 0,030 \text{ m/s} \quad (3.40)$$

$$Re = 200 \text{ için } Re = \frac{u_0.H}{\nu} \Leftrightarrow u_0 = \frac{Re.\nu}{H} = \frac{(200)(15,27.10^{-6}) \frac{m^2}{s}}{0,0254 \text{ m}} = u_0 \cong 0,12 \text{ m/s} \quad (3.41)$$

Bütün geometriler için blok yüzey sıcaklıkları;

$$T_{y1} = 303,15 \text{ K}, T_{y2} = 313,15 \text{ K}, T_{y3} = 333,15 \text{ K}$$

Referans sıcaklıklarının hesaplanması;

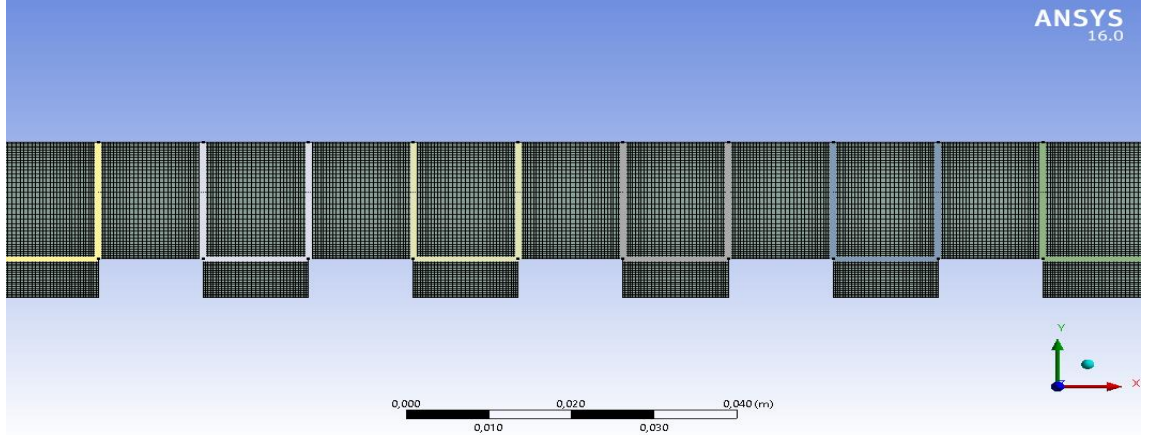
$$T_{ref1} = \frac{T_g + T_{y1}}{2} = \frac{293,15 + 303,15}{2} = 298,15 \text{ K} \quad (3.42)$$

$$T_{ref2} = \frac{T_g + T_{y2}}{2} = \frac{293,15 + 313,15}{2} = 303,15 \text{ K} \quad (3.43)$$

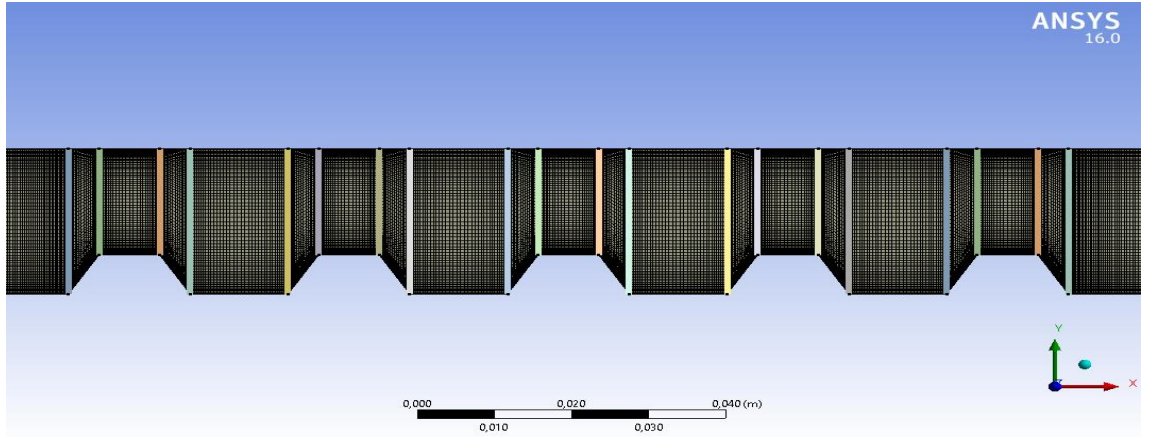
$$T_{ref3} = \frac{T_g + T_{y3}}{2} = \frac{293,15 + 333,15}{2} = 313,15 \text{ K} \quad (3.44)$$

3.6. Ağ Yapısı

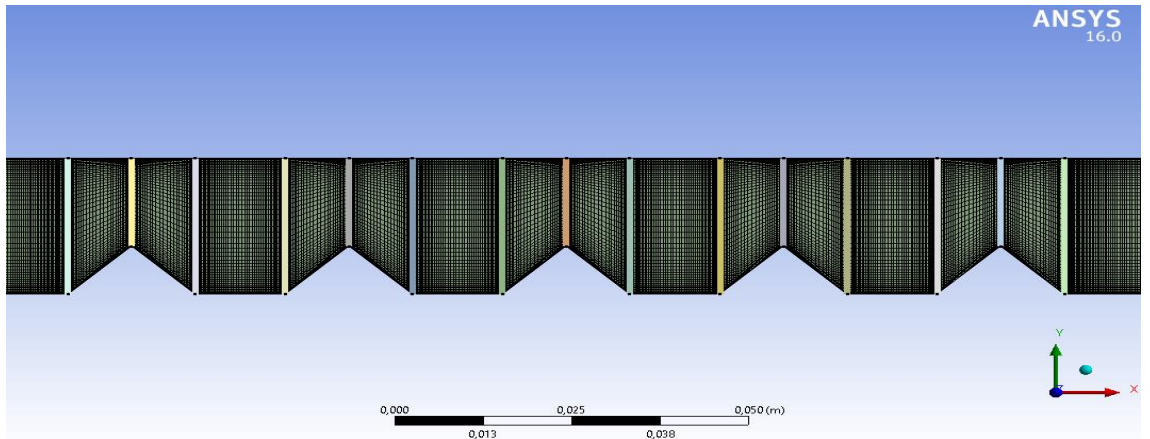
Şekil 3.11, Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'de Ansys Meshing yardımı ile oluşturulan farklı kesitlerdeki geometriler için akış alanına ait ağ yapısı gösterilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi, ağ yapısı akış alanının girişinden bloklara doğru, çıkış yüzeyinden bloklara doğru ve blokların etrafında sıklaşmaktadır. Bunun nedeni de bloklara yakın bölgelerde çözümlerinin çoğaltılması ile daha doğru sonuçlara ulaşmaktır. Bu şekilde bazı bölgelerde sık bazı bölgelerde seyrek ağ yapısı oluşturmak, analizlerin daha kısa sürede yapılması için avantaj sağlamaktadır.



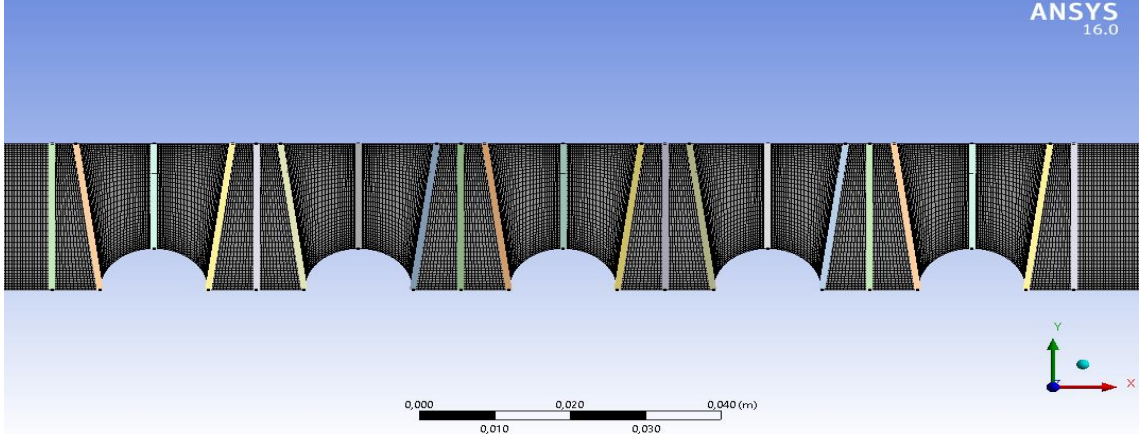
Şekil 3.11. Dikdörtgen kesitli modelin ağ yapısı (35495 Eleman, 36397 nod)



Şekil 3.12. İkizkenar yamuk kesitli modelin ağ yapısı (66522 Eleman, 67587 nod)



Şekil 3.13. İkizkenar üçgen kesitli modelin ağ yapısı (52217 Eleman, 53346 nod)



Şekil 3.14. Yarım daire kesitli modelin ağ yapısı(52023 Eleman, 53410 nod)

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde, bloklu yüzeyler ve düz yüzeyler üzerinde laminar akışta hız ve ısı transferi parametreleri incelenmiştir. Materyal ve yöntem kısmında sınır şartları ve geometrik ölçüleri verilen bloklu yüzeylerde, laminar akışta sonlu elemanlar yöntemi ile çalışan Ansys-Fluent programı yardımıyla sayısal çözümler yapılmıştır.

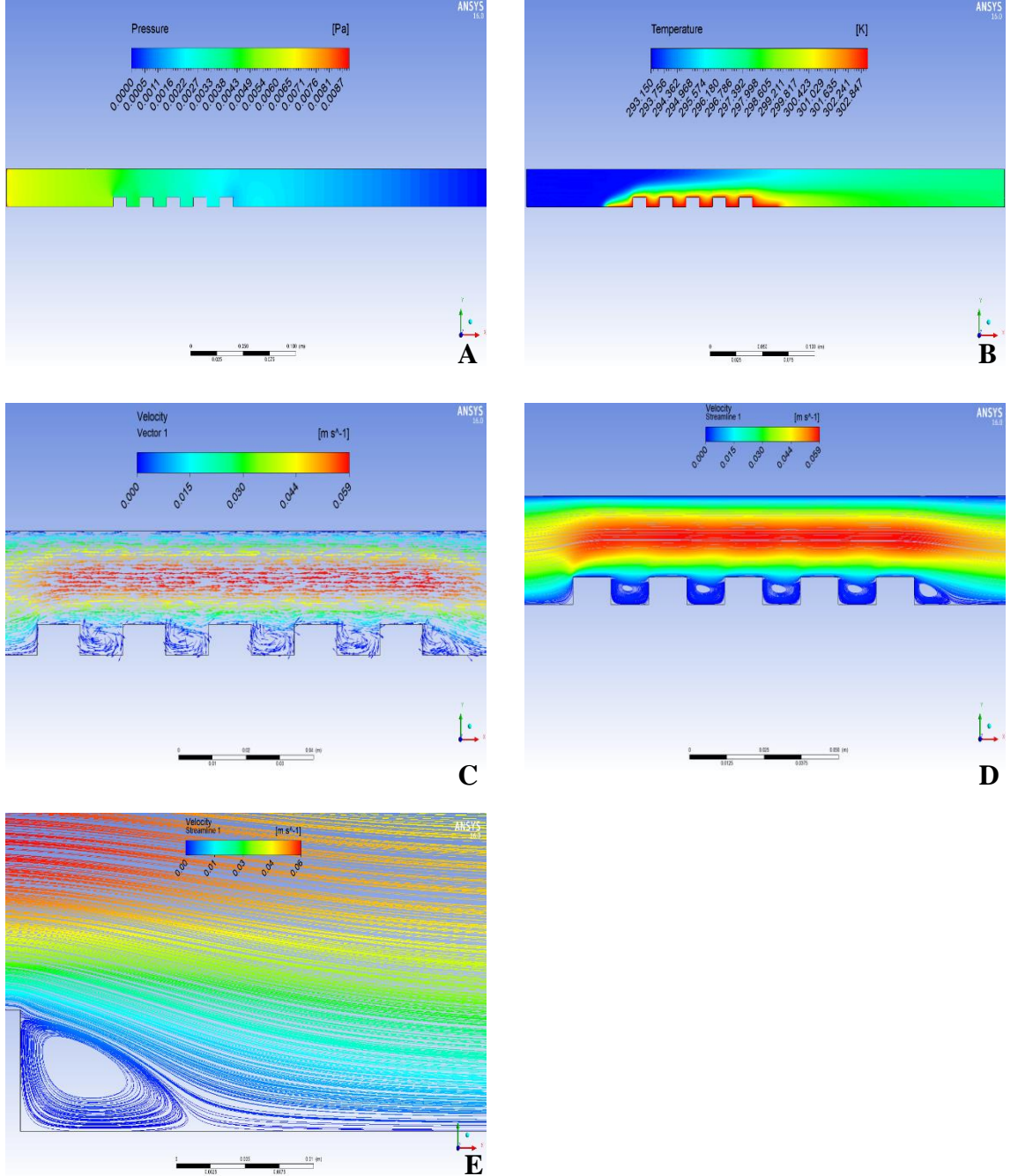
Beş yongalı elektronik sistemlerin iki boyutlu modellerinin analizleri yapılırken dikdörtgen kesitli, ikizkenar yamuk, ikizkenar üçgen ve yarım daire kesitli olmak üzere 3 farklı sıcaklık ve 2 farklı Reynolds değerlerinde toplamda 24 adet analiz yapılmıştır. Analizlerin sonunda her bir analiz için sıcaklık dağılımı ve hız dağılımı elde edilmiştir.

Blokların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılarak ilgili grafikler çizilmiştir. Grafikler farklı kesitlerdeki geometriler için ayrı ayrı çizilip değişen sıcaklık ve Reynolds değerleri ele alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır.

Aşağıda analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları ve hız dağılımları (vektörel ve akış çizgileri halinde) gösterilmiştir.

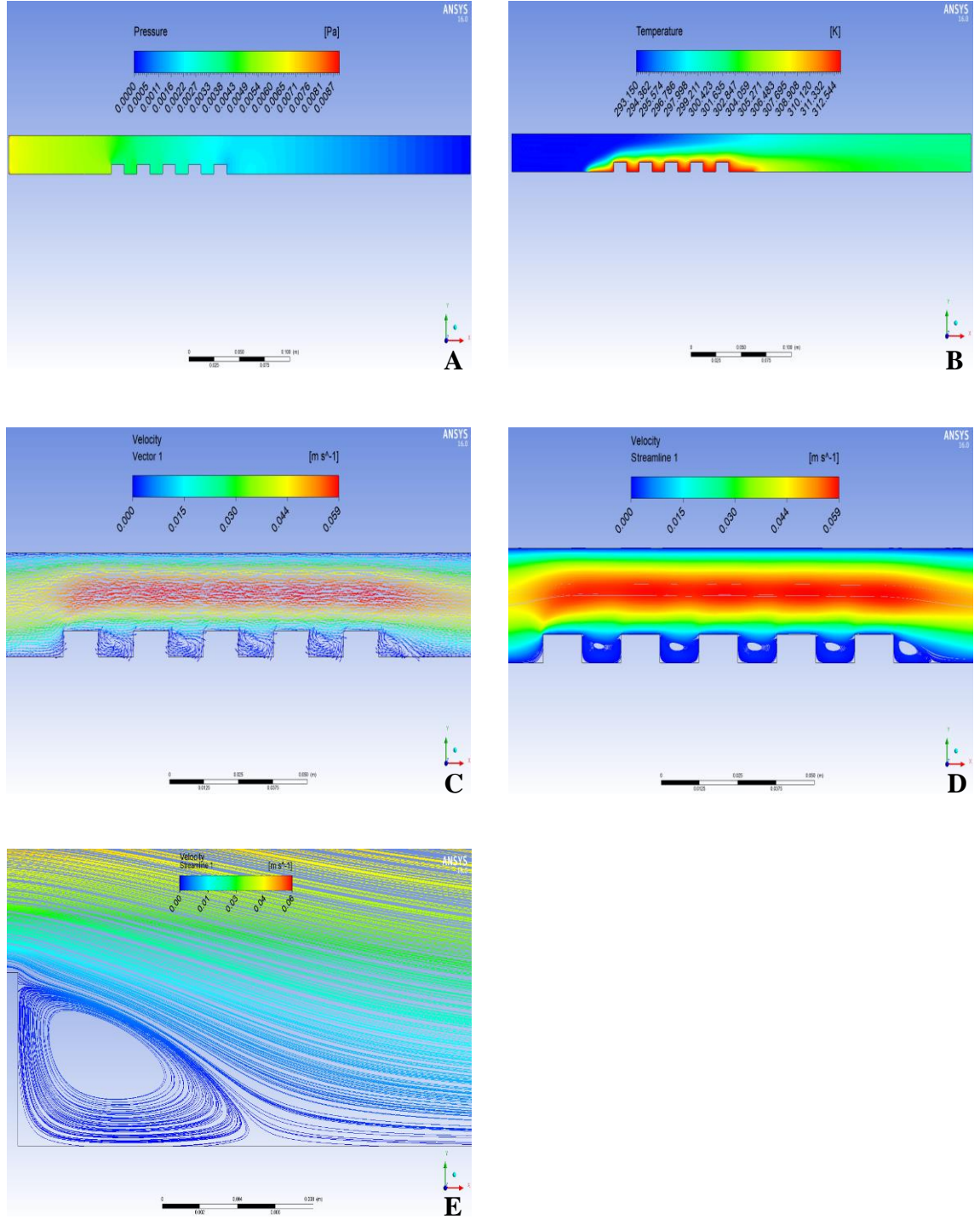
4.1. Dikdörtgen Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.1):



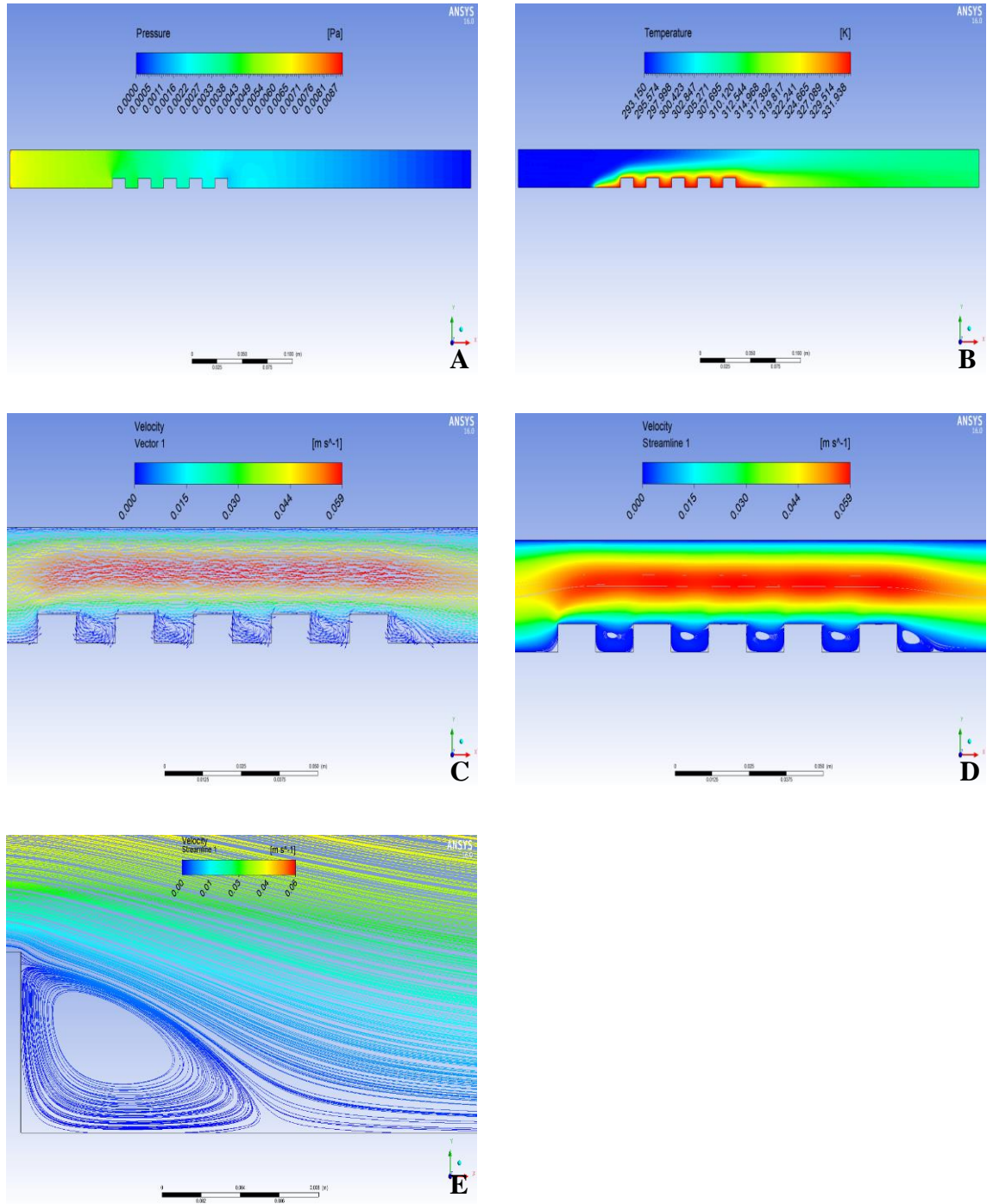
Şekil 4.1. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.2):



Şekil 4.2. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri)

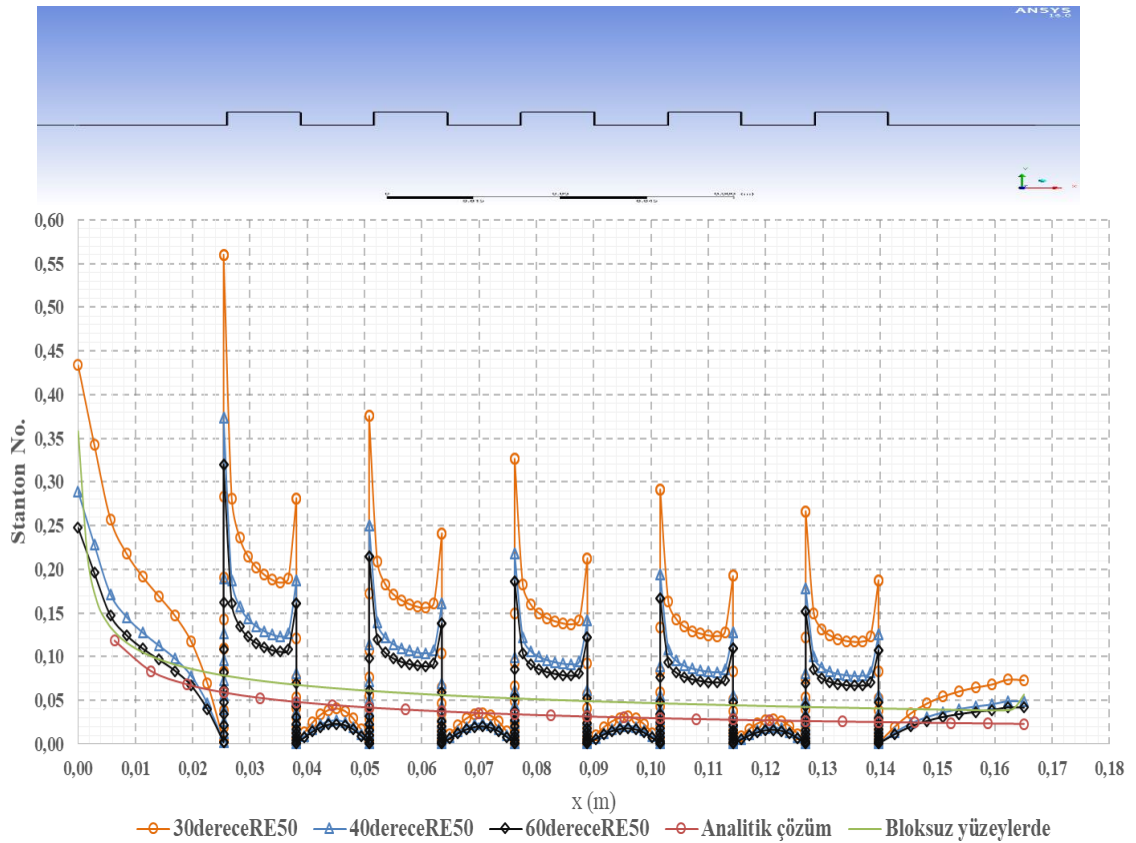
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.3):



Şekil 4.3. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslere gözle görülür bir değişim olmamıştır.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.4'de grafik üzerinden gösterilmiştir.



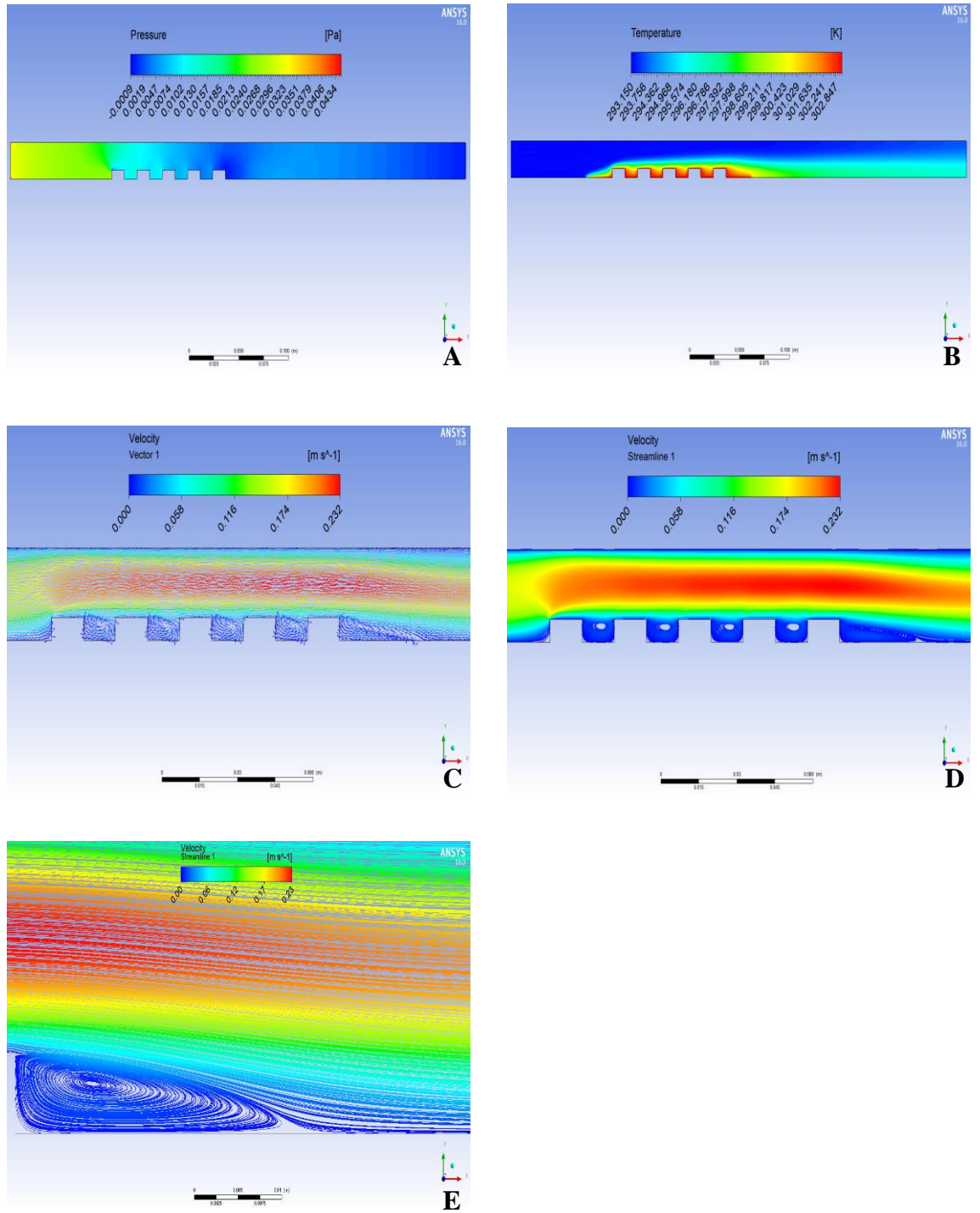
Şekil 4.4. Dikdörtgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de Re 50'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

Dikdörtgen kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,03$ m/s ($Re = 50$) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.4'de karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.4'den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

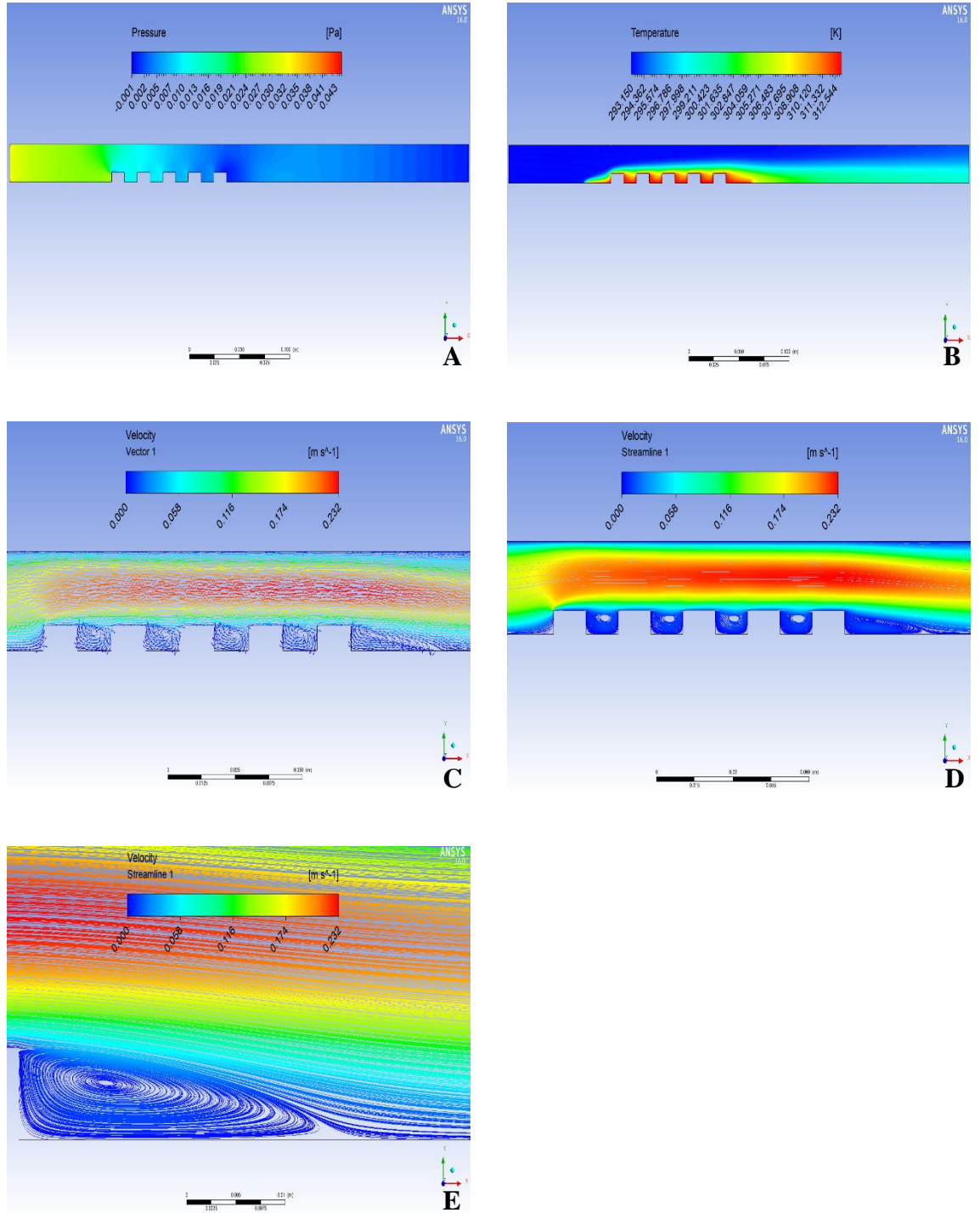
Şekil 4.4'de görüldüğü üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.5):



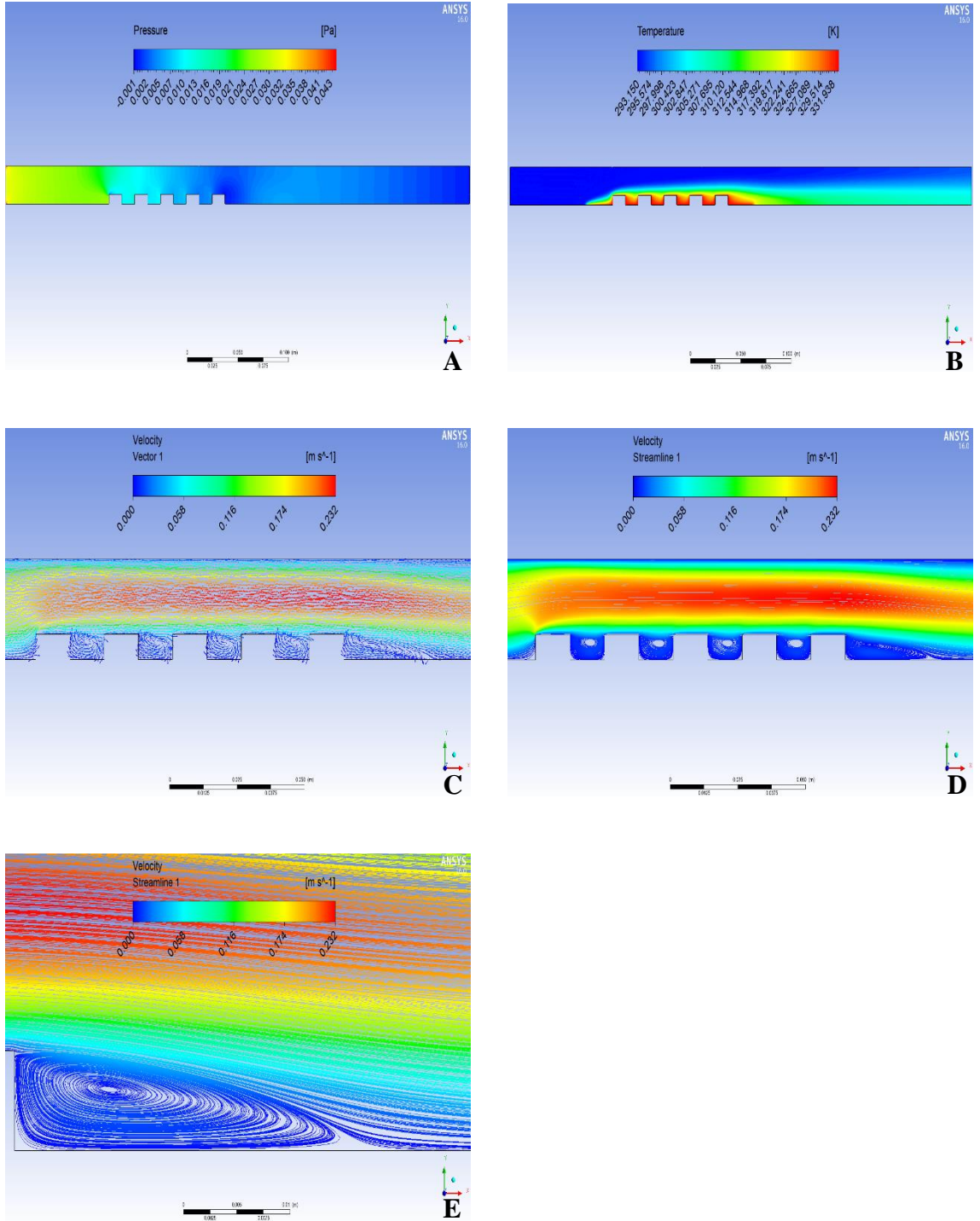
Şekil 4.5. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.6):



Şekil 4.6. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

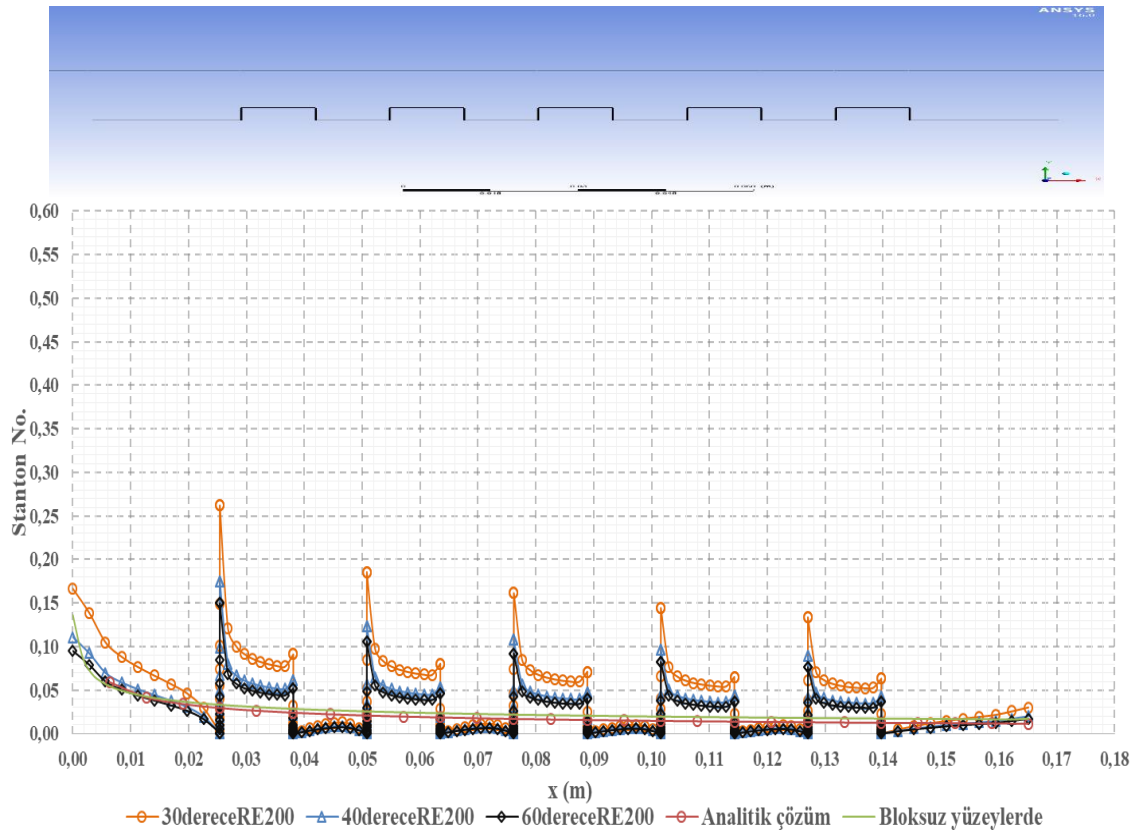
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.7):



Şekil 4.7. Dikdörtgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır. Ancak Re 200 ile yapılan analizler Re 50 ile yapılan analizlere göre son yonganın arkasında oluşan vorteksler uzamıştır.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.8’de grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Dikdörtgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 200’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

Dikdörtgen kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,12$ m/s (Re 200) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.8'de karşılaştırılmıştır.

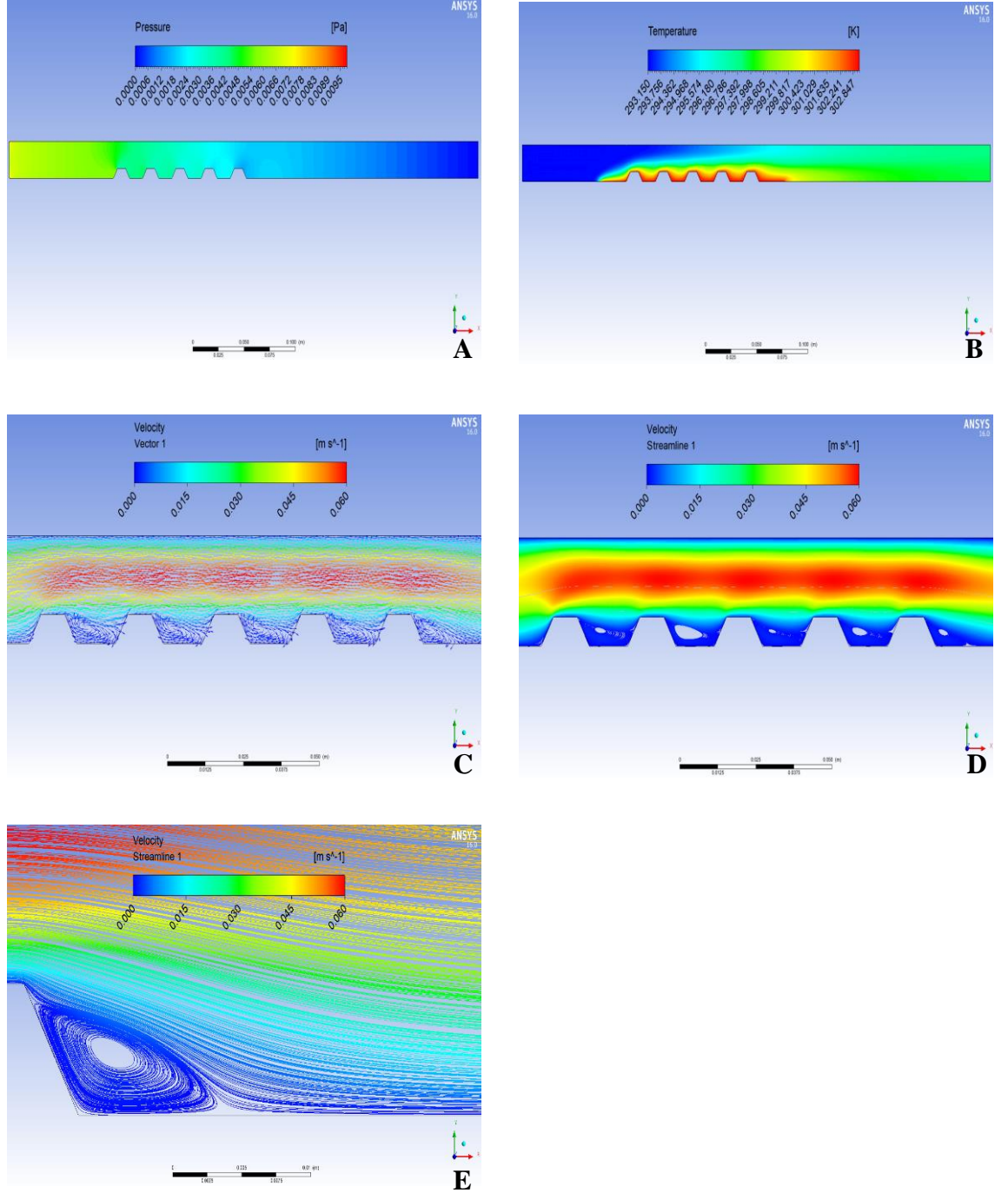
Şekil 4.8'den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağlı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

Re 50 deki çözümle karşılaştırıldığında Stanton sayılarındaki azalma net bir şekilde görülmektedir. Stanton sayısındaki bu azalma yongalar üzerinden olan ısı transferini de azaltmaktadır.

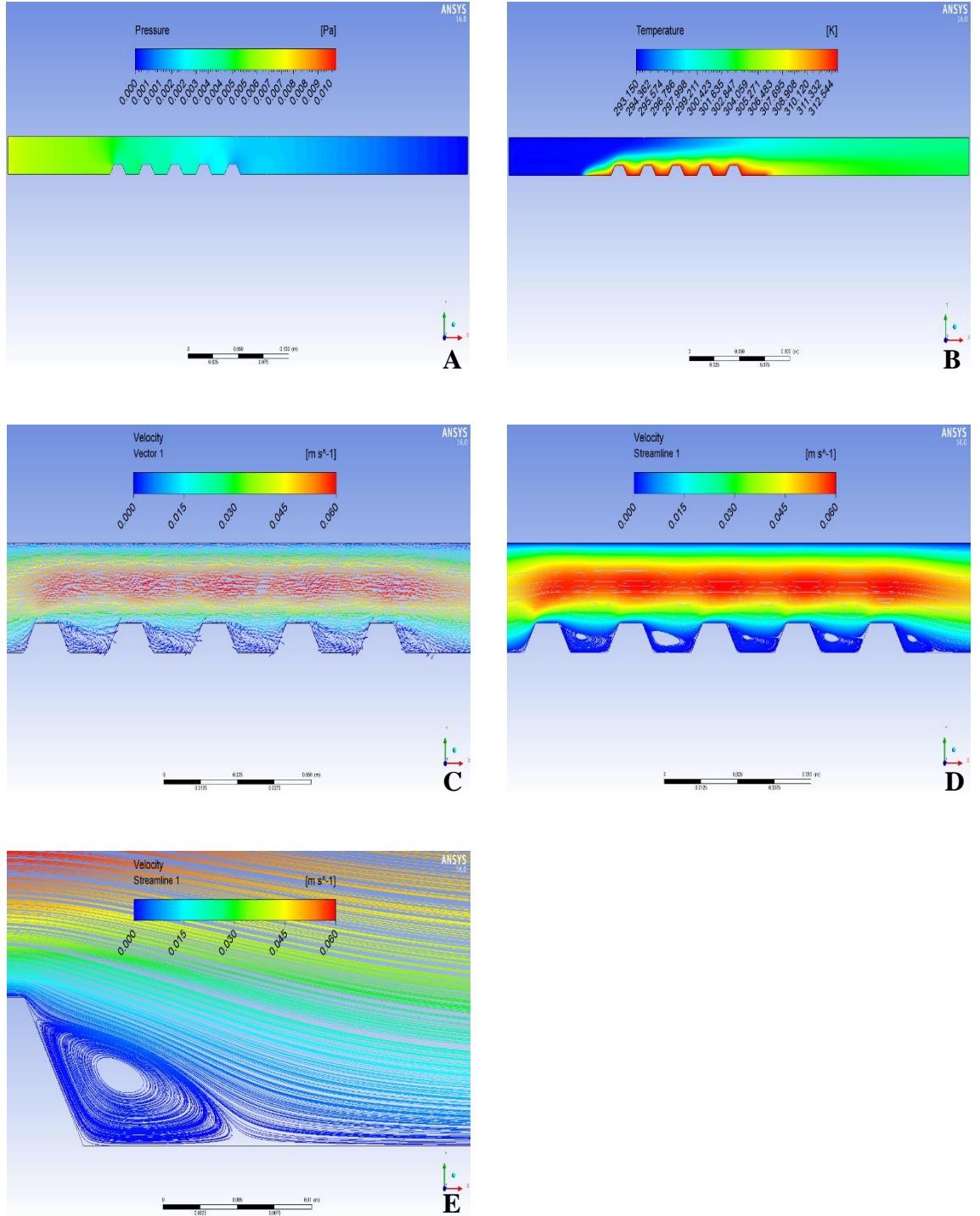
4.2. İkizkenar Yamuk Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.9):



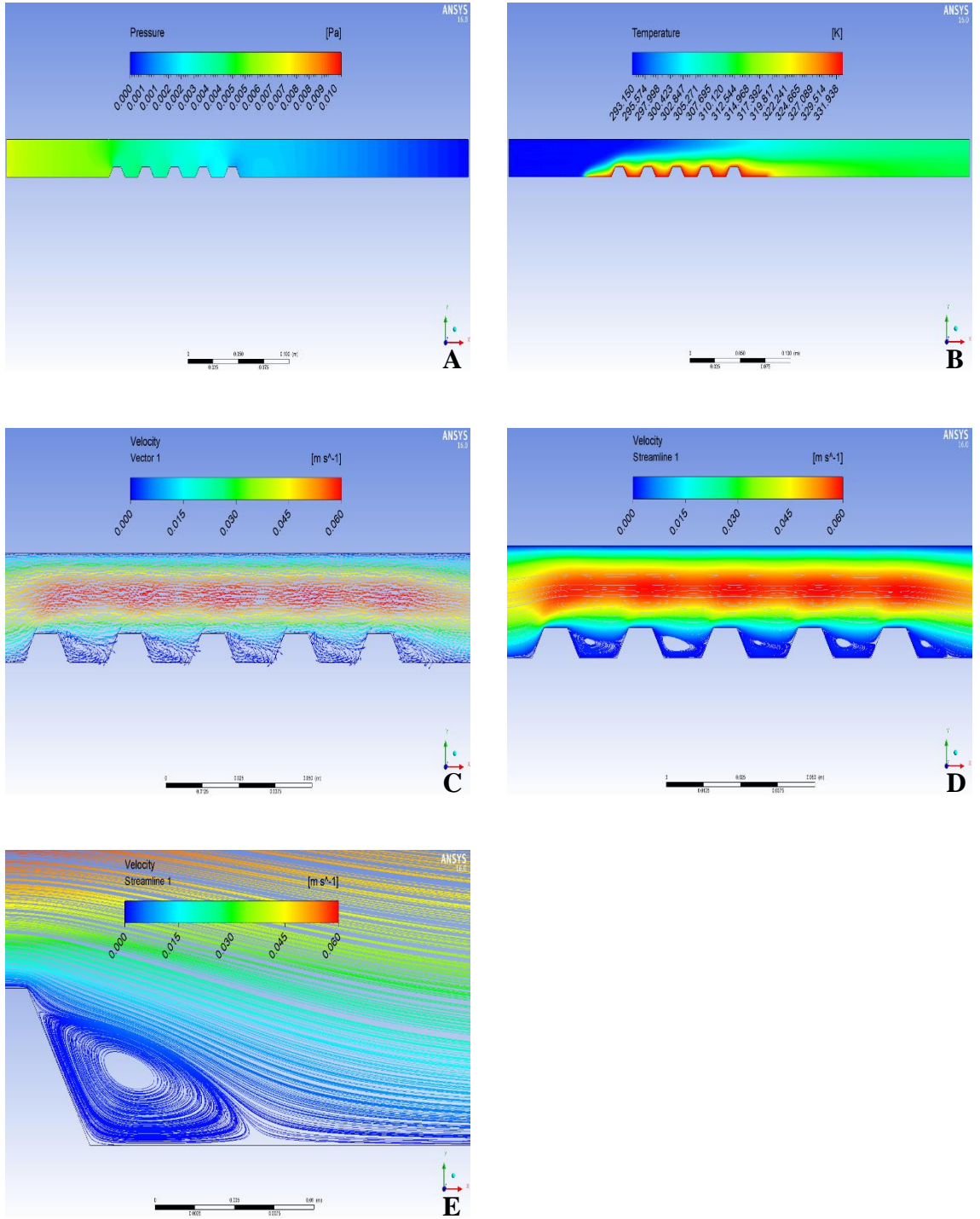
Şekil 4.9. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.10):



Şekil 4.10. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

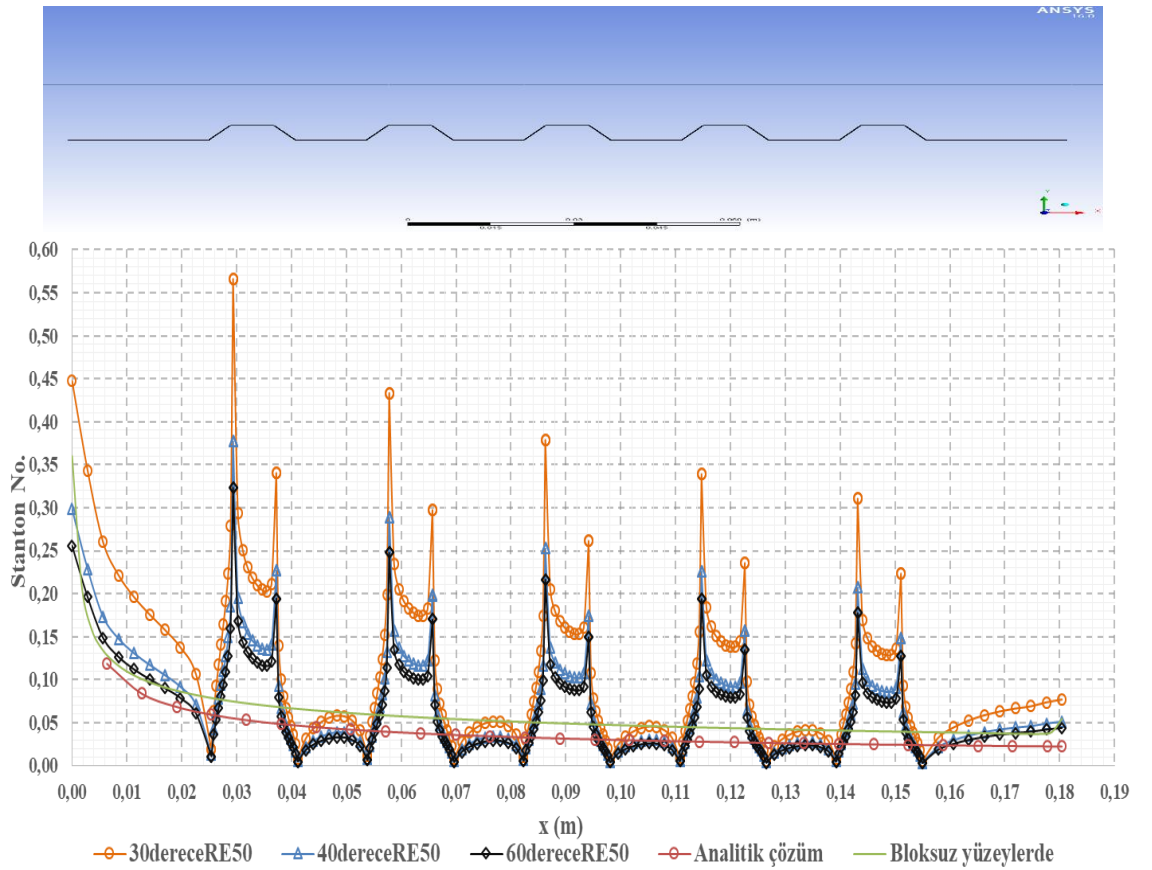
Sınır şartları $T_y = 333,15 \text{ K}$, $T_{ref} = 313,15 \text{ K}$ ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.11):



Şekil 4.11. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15 \text{ K}$, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analiz hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.12’de grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.12. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 50’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

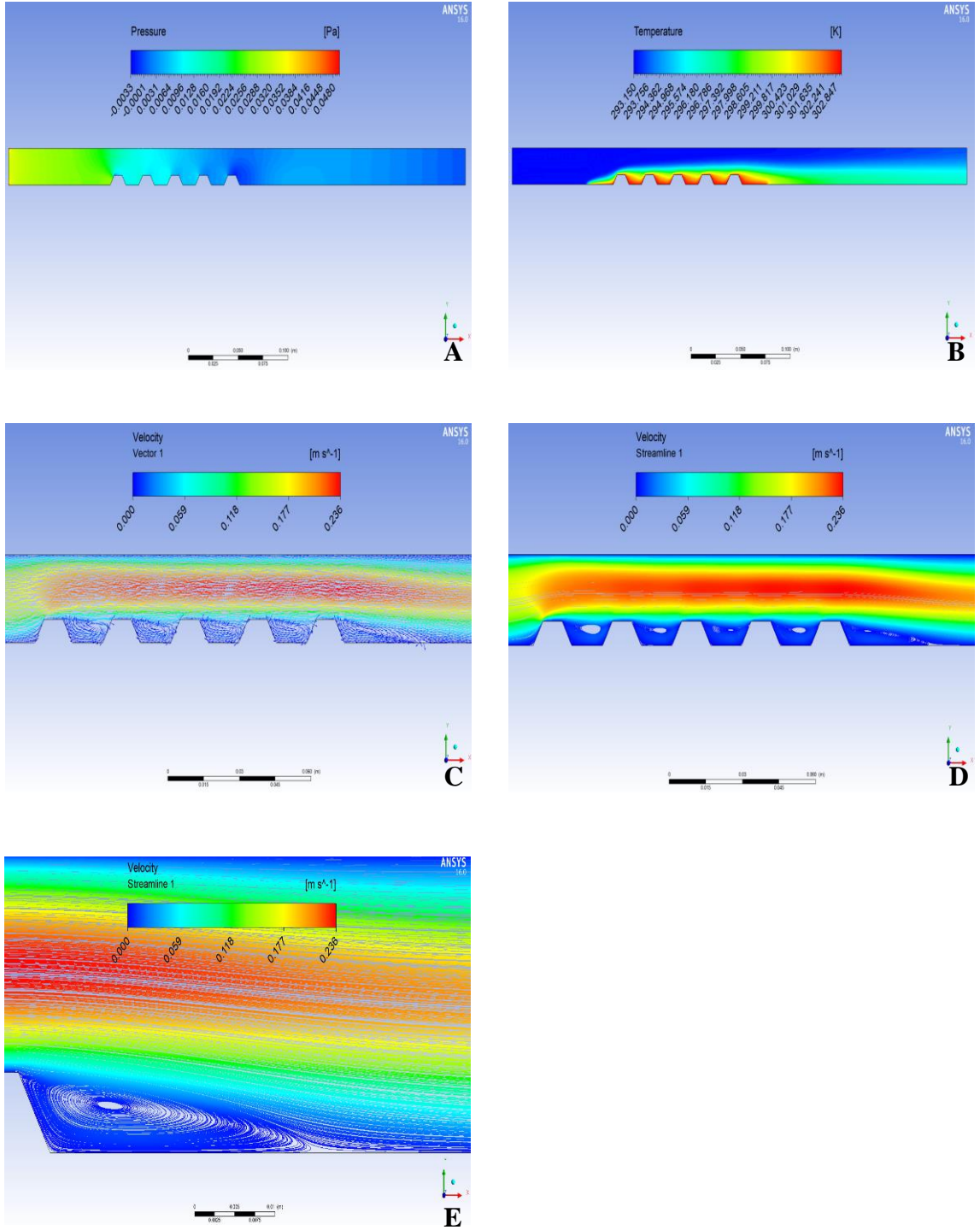
İkizkenar yamuk kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,03$ m/s ($Re = 50$) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.12’de karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.12’den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

Şekil 4.12’deki grafikten anlaşılacağı üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

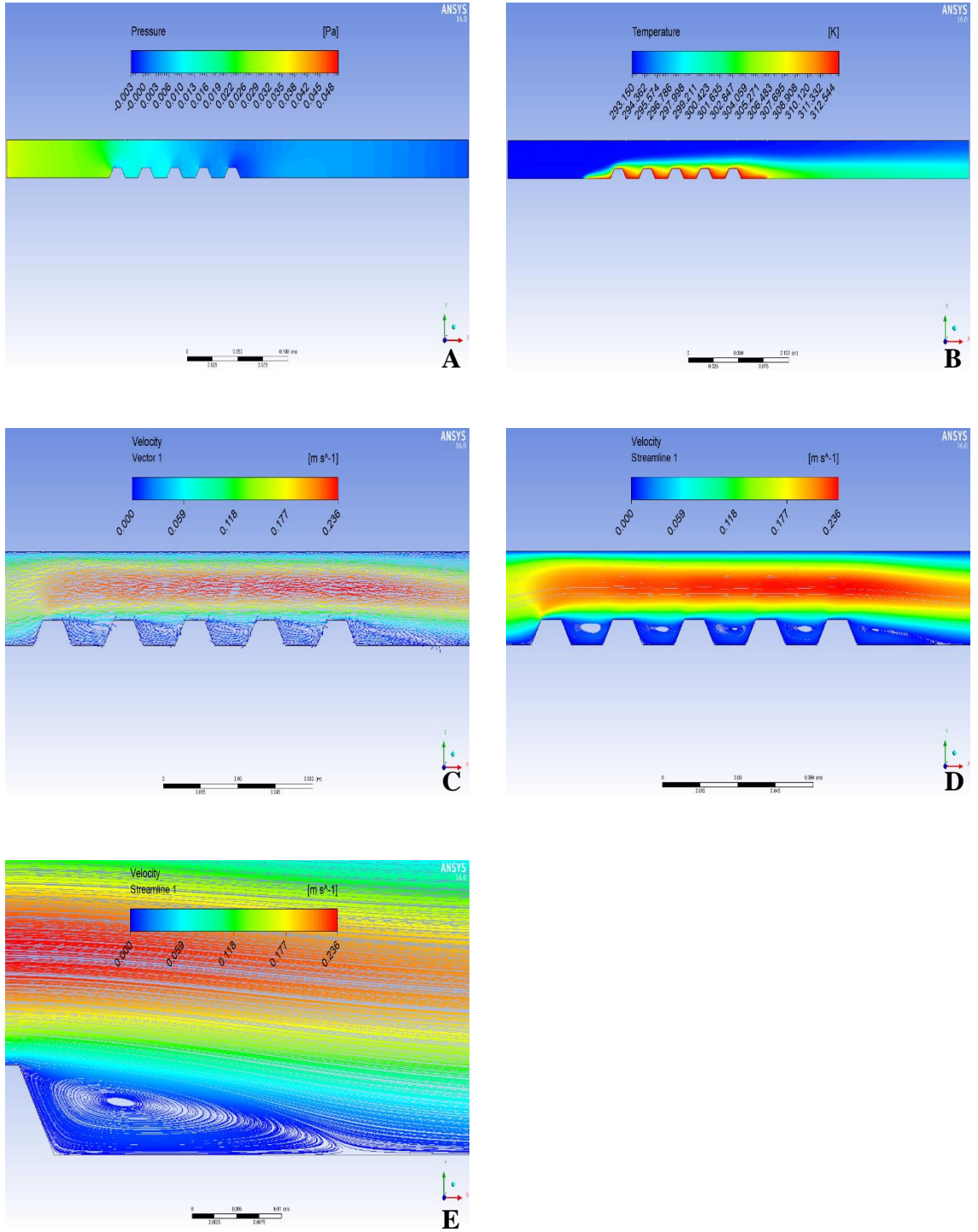
Şekil 4.12’deki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında ikizkenar yamuk kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı dikdörtgen kesitli geometrik modele göre, her yonganın yüzeyinde daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize ısı transferinin yamuk kesitli modelde daha iyi olduğunu göstermektedir.

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.13):



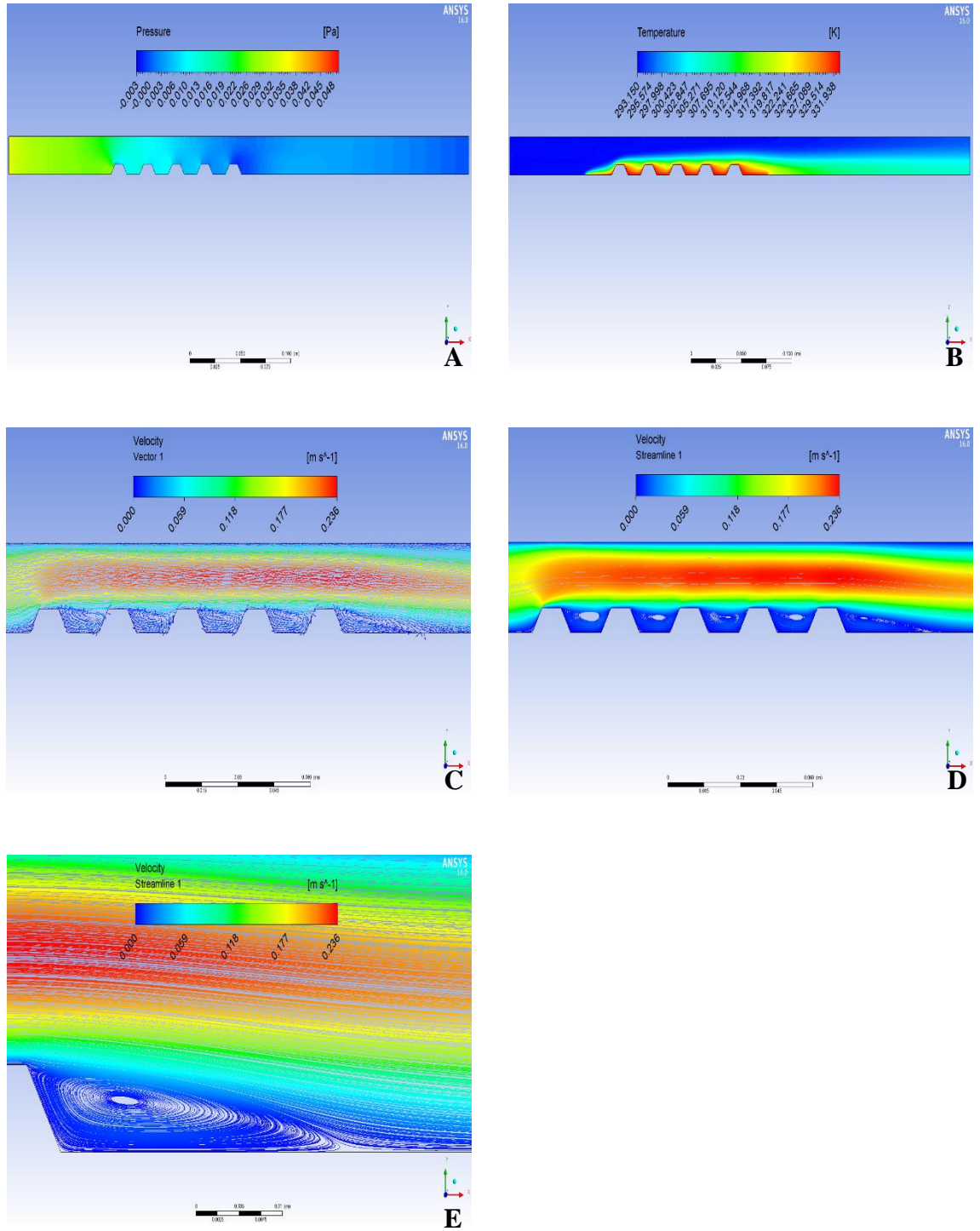
Şekil 4.13. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.14):



Şekil 4.14. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

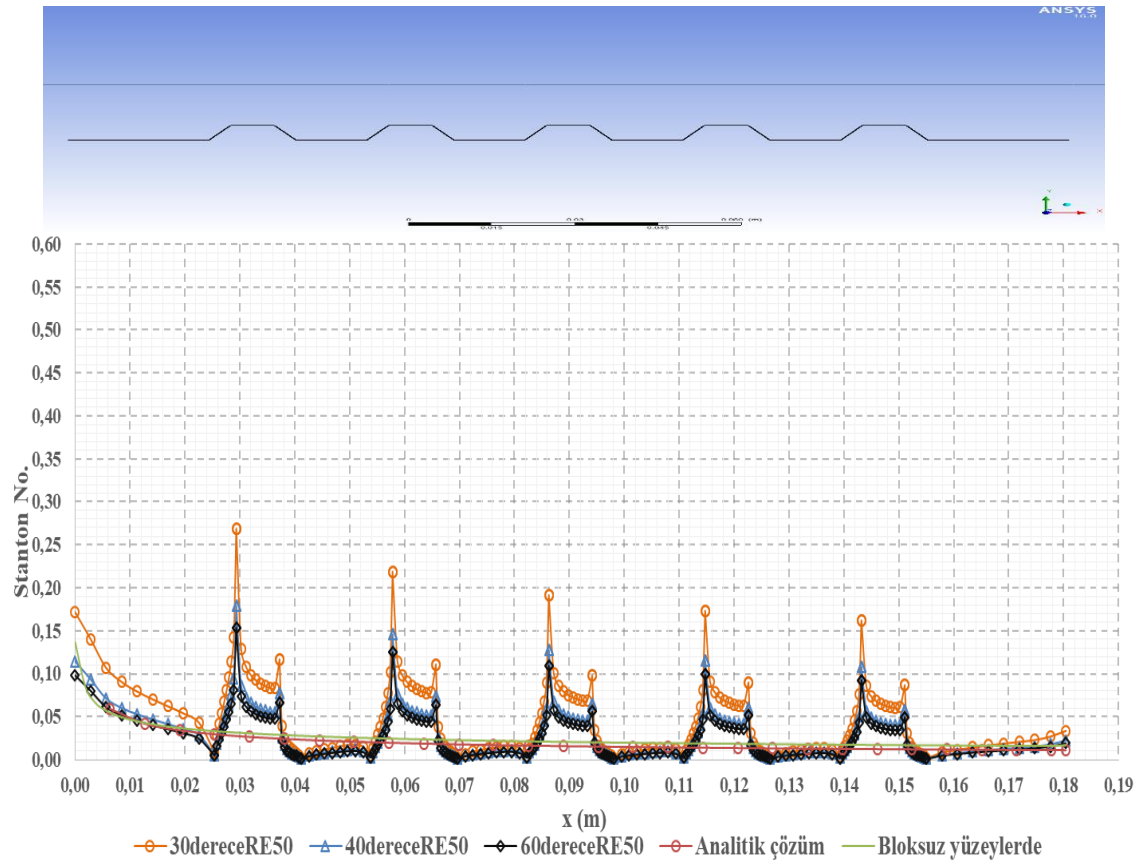
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.15):



Şekil 4.15. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır. Ancak Re 200 ile yapılan analizler Re 50 ile yapılan analizlere göre son yonganın arkasında oluşan vorteksler uzamıştır. Sıcaklık ve hız dağılımları değişmiştir.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.16'da grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.16. İkizkenar yamuk kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de Re 200'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

İkizkenar yamuk kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,12$ m/s (Re 200) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.16'da karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.16'dan de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

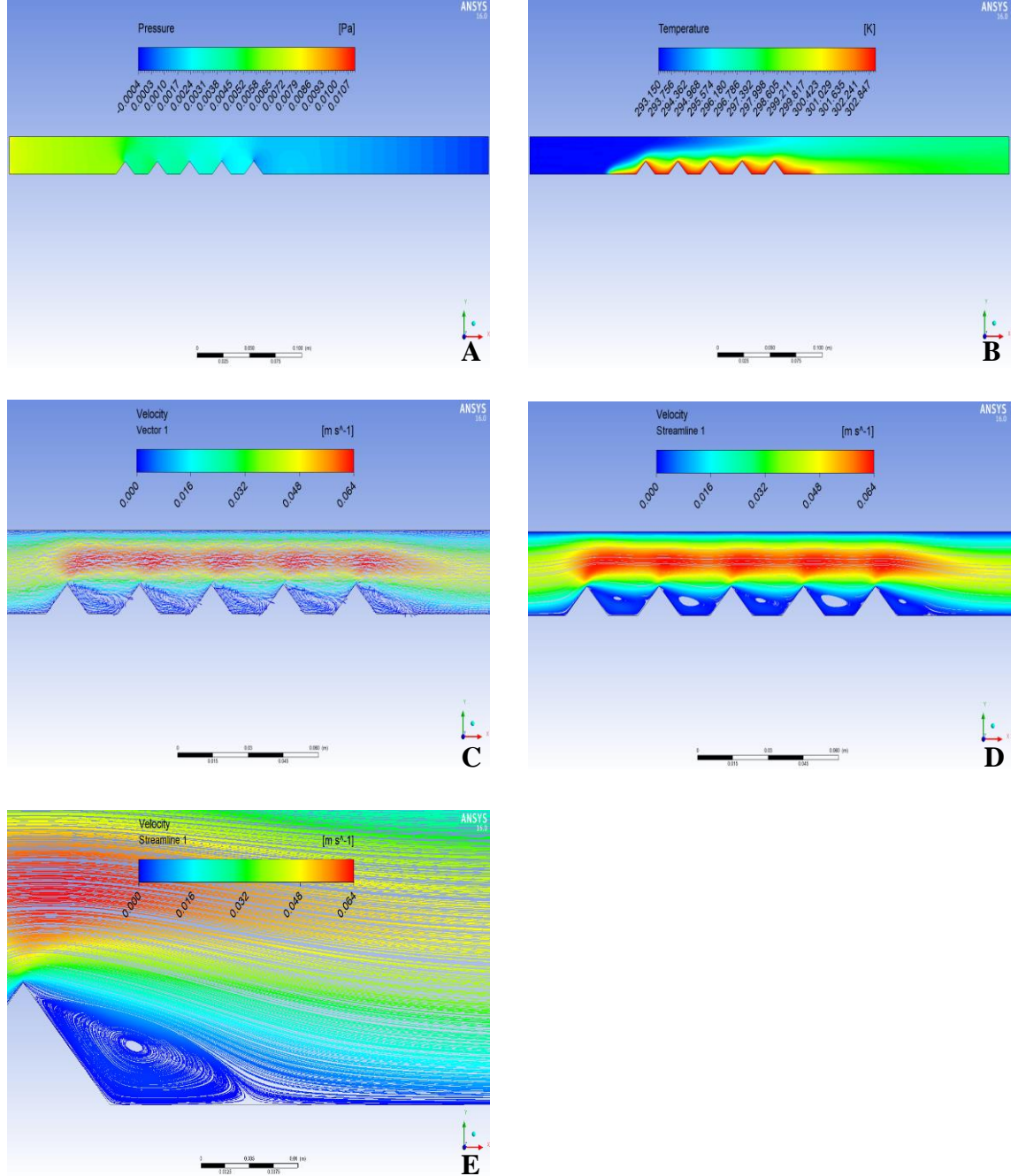
Şekil 4.16'da görüldüğü üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağlı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

Re 50 deki çözümle karşılaştırıldığında Stanton sayılarındaki azalma net bir şekilde görülmektedir. Stanton sayısındaki bu azalma yongalar üzerinden olan ısı transferini de azaltmaktadır.

Şekil 4.16'daki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında ikizkenar yamuk kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı dikdörtgen kesitli geometrik modele göre, her yonganın yüzeyinde daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize ısı transferinin yamuk kesitli modelde daha iyi olduğunu göstermektedir.

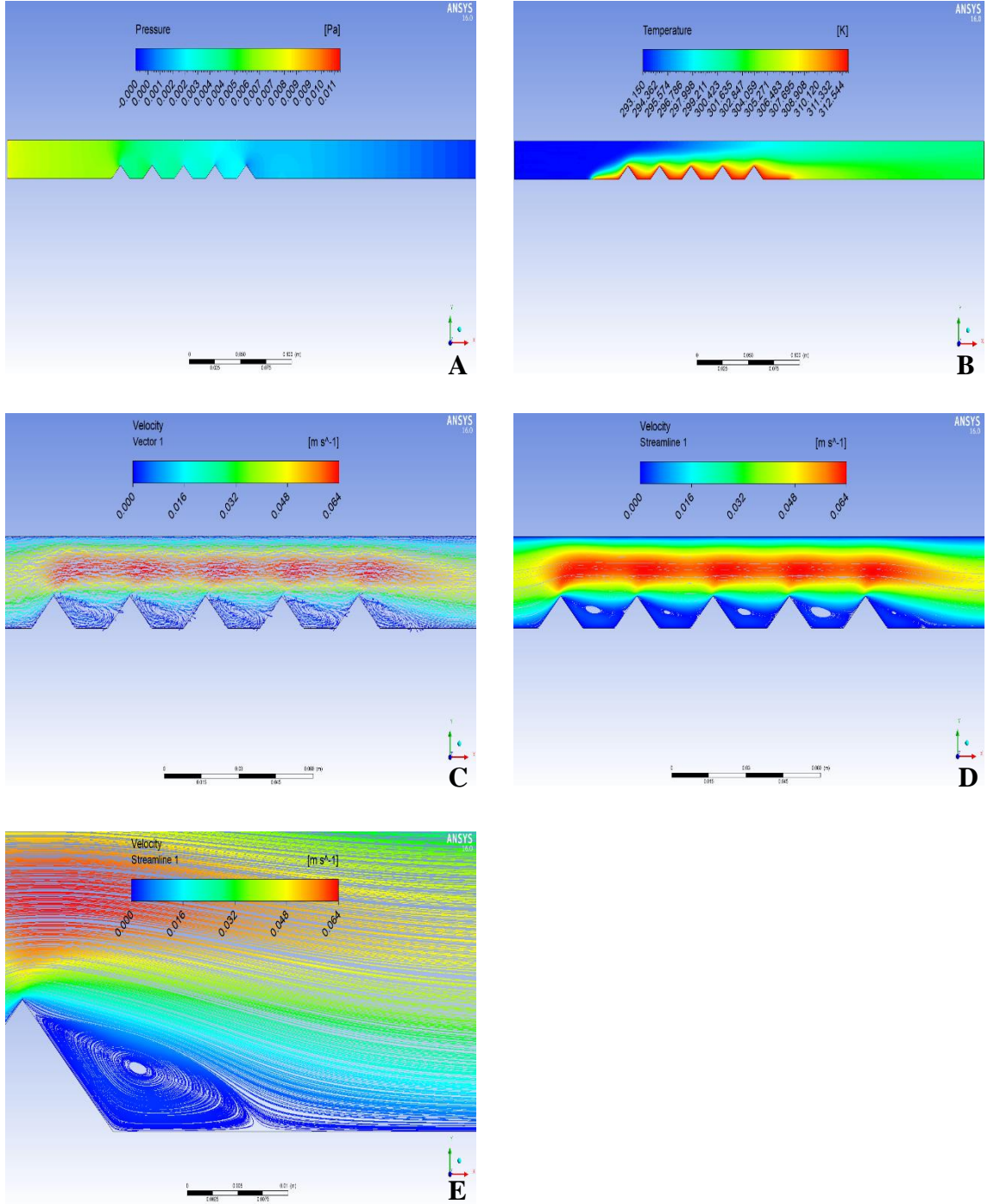
4.3. İkizkenar Üçgen Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.17):



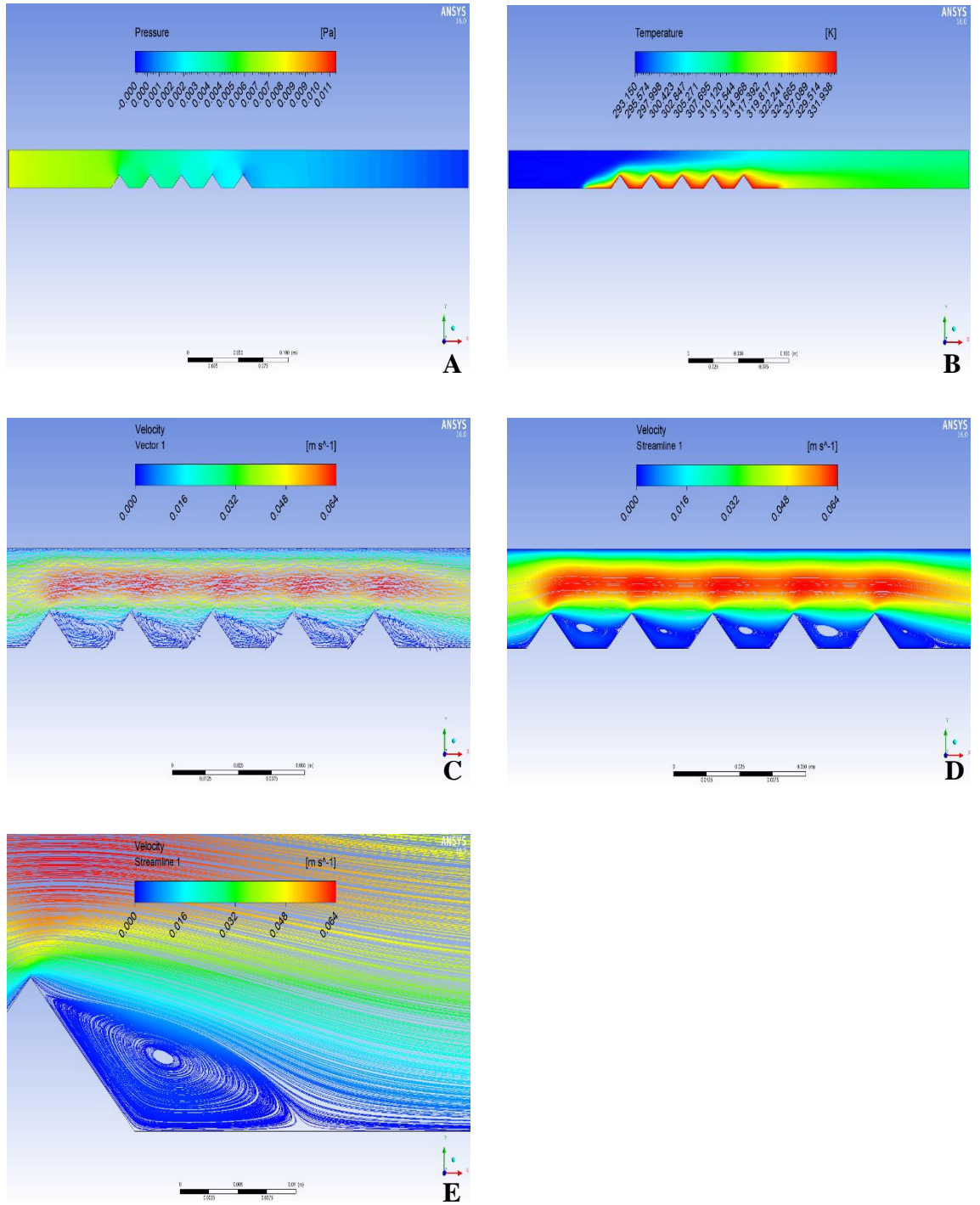
Şekil 4.17. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) A) Basınç dağılımı B) Sıcaklık dağılımı C) Hız dağılımı (vektörel) D) Hız dağılımı (akış çizgileri) E) Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15 \text{ K}$, $T_{\text{ref}} = 303,15 \text{ K}$ ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.18):



Şekil 4.18. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15 \text{ K}$, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

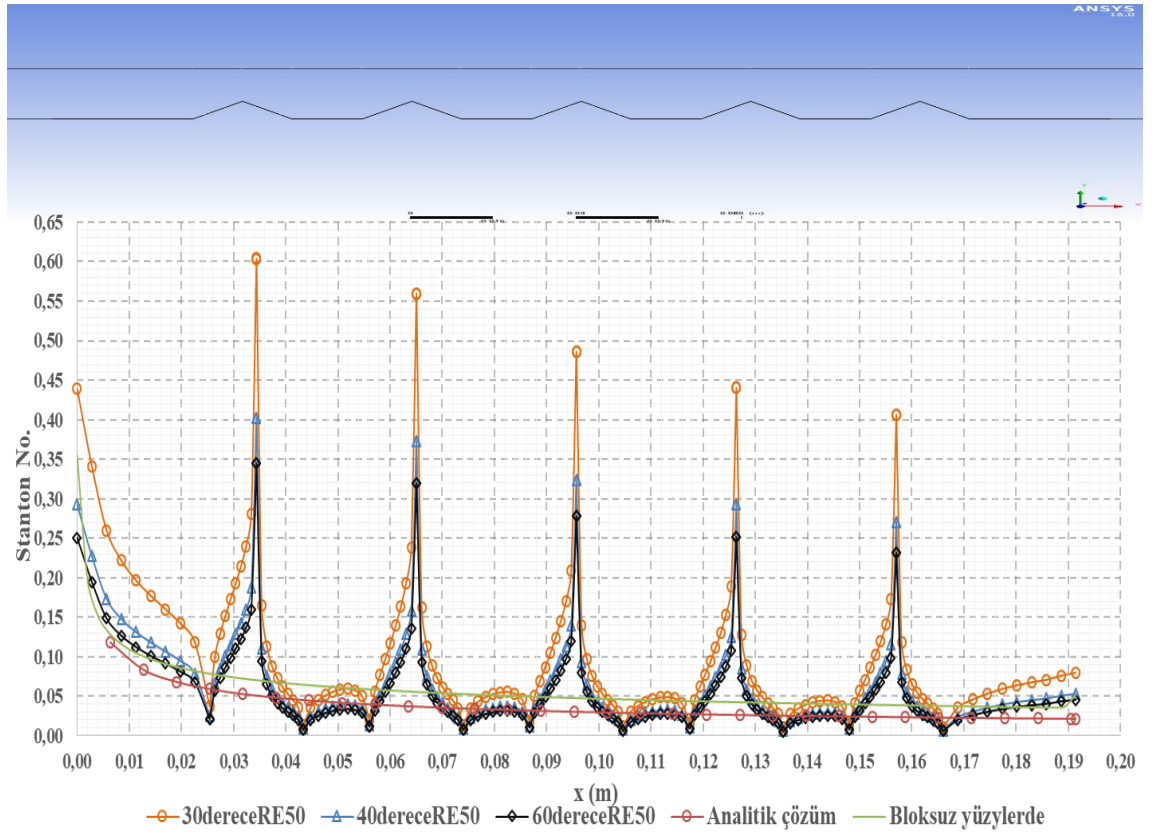
Sınır şartları $T_y = 333,15 \text{ K}$, $T_{ref} = 313,15 \text{ K}$ ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.19):



Şekil 4.19. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15 \text{ K}$, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.20’de grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.20. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 50’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

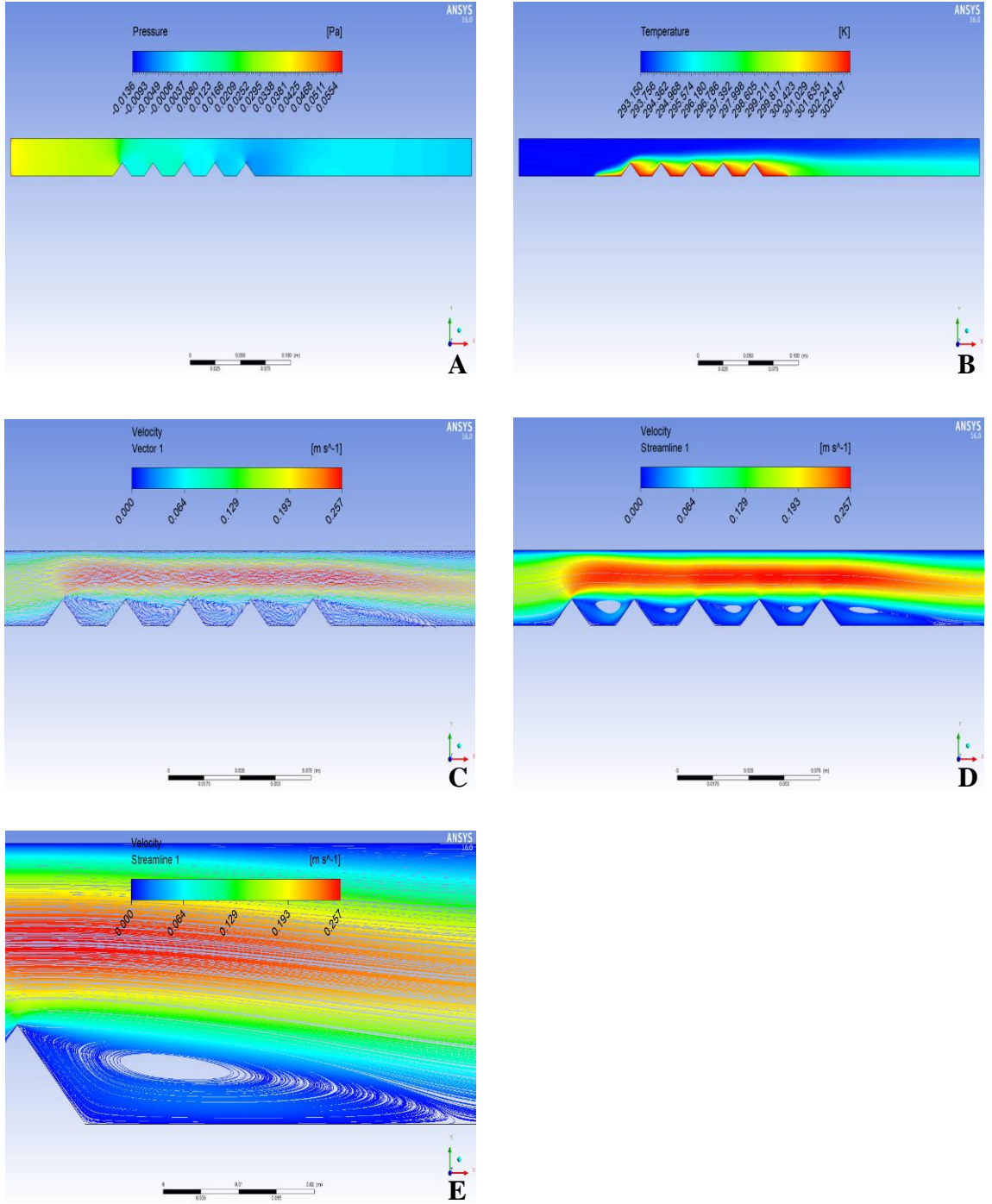
İkizkenar üçgen kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,03$ m/s (Re 50) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.20'de karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.20'den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

Şekil 4.20'deki grafikten anlaşılacağı üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

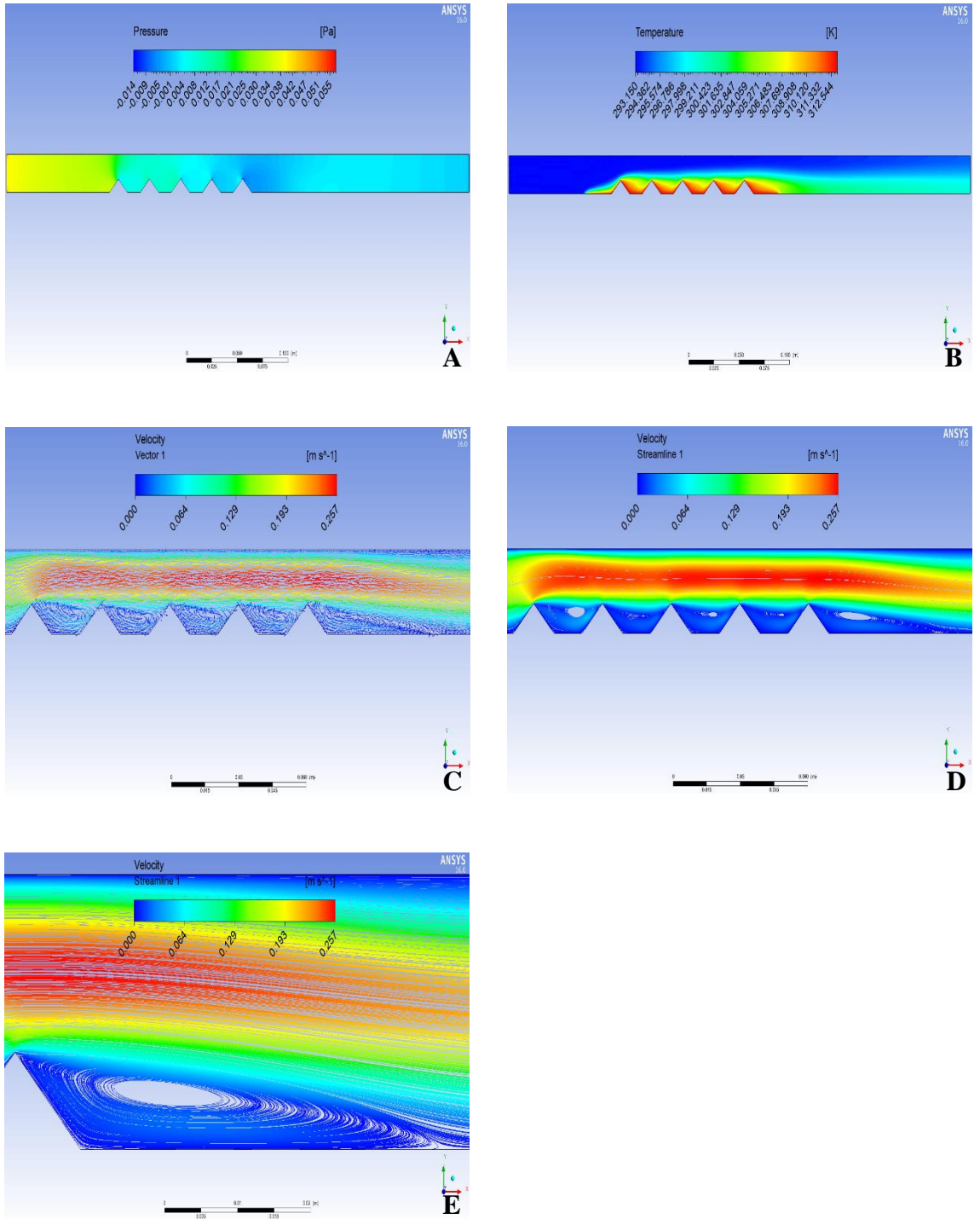
Şekil 4.20'deki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında ikizkenar üçgen kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı dikdörtgen kesitli ve ikizkenar yamuk kesitli geometrik modellere göre, her yonganın yüzeyinde daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize ısı transferinin üçgen kesitli modelde daha iyi olduğunu göstermektedir.

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.21):



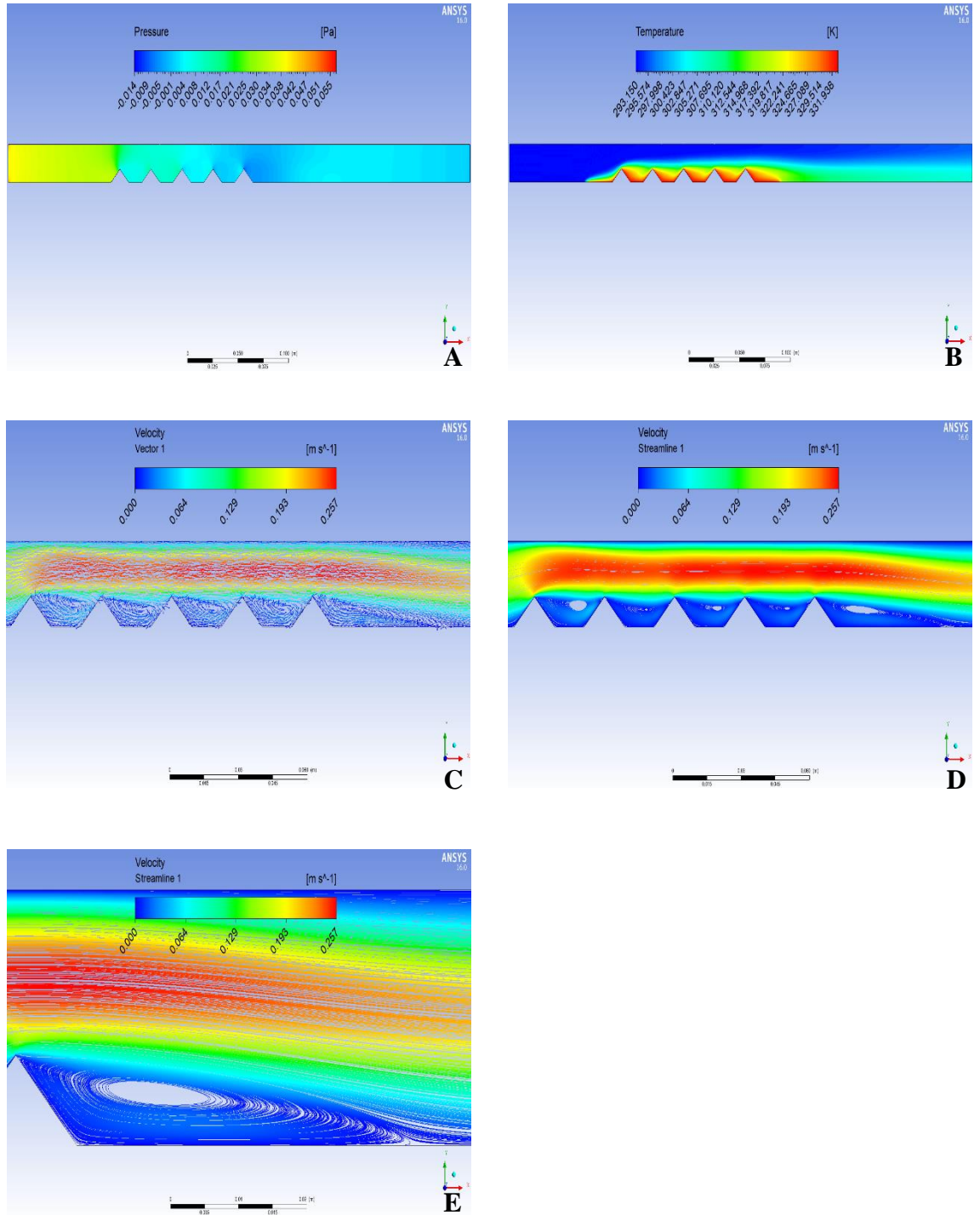
Şekil 4.21. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15 \text{ K}$, $T_{\text{ref}} = 303,15 \text{ K}$ ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.22):



Şekil 4.22. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15 \text{ K}$, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

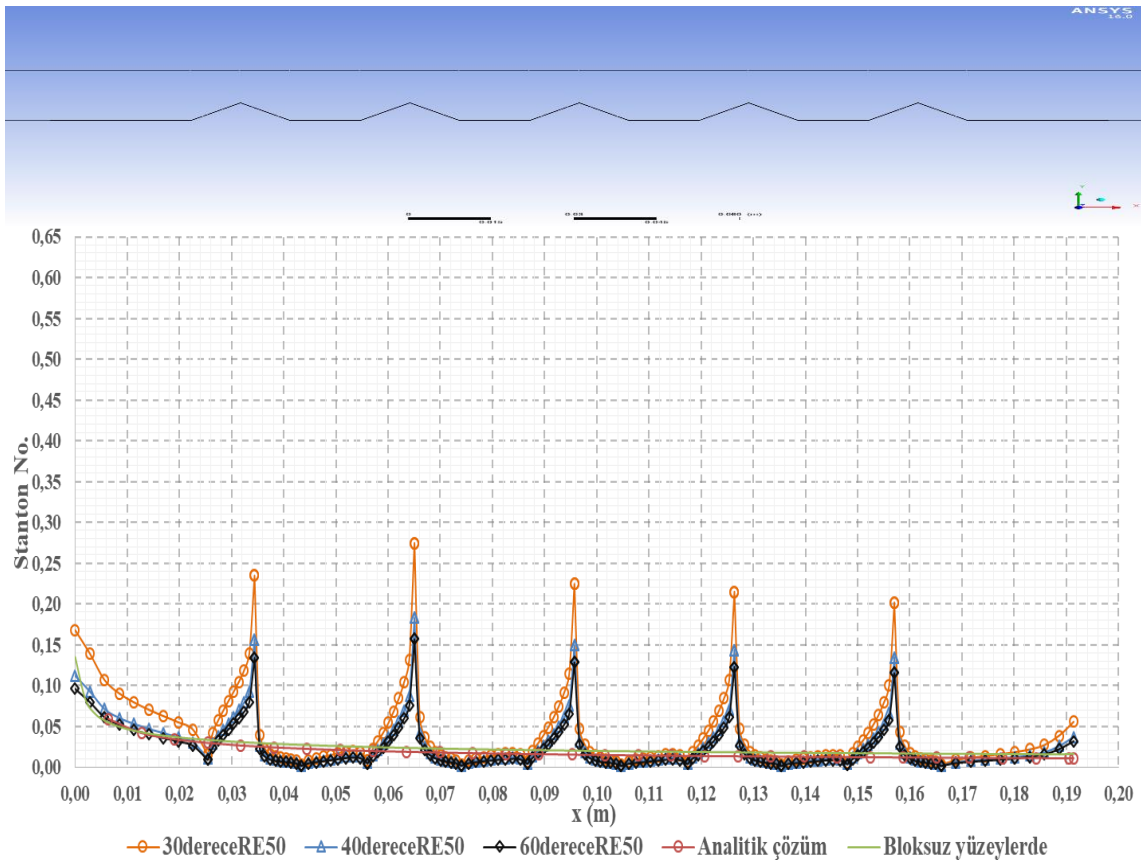
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.23):



Şekil 4.23. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır. Ancak Re 200 ile yapılan analizler Re 50 ile yapılan analizlere göre son yonganın arkasında oluşan vorteksler uzamıştır. Sıcaklık ve hız dağılımları değişmiştir.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.24'da grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.24. İkizkenar üçgen kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C'de Re 200'de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

İkizkenar üçgen kesitli geometrik model için; düz ve bloklü yüzeyler üzerinde $U=0,12$ m/s (Re 200) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.24'da karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.24'dan de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

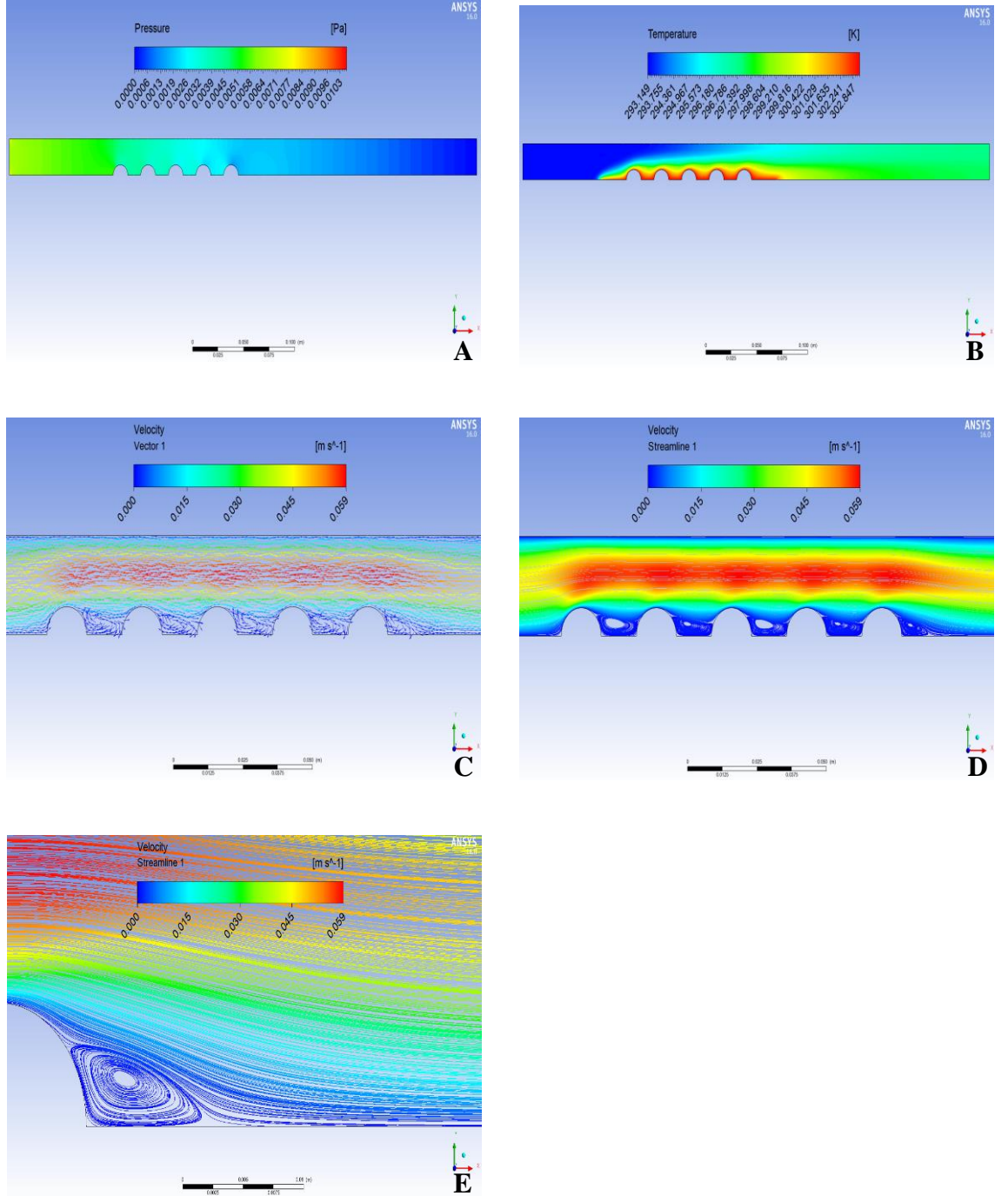
Şekil 4.24'da görüldüğü üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağlı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine nerdeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklü yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

Re 50 deki çözümle karşılaştırıldığında Stanton sayısındaki azalma net bir şekilde görülmektedir. Stanton sayısındaki bu azalma yongalar üzerinden olan ısı transferini de azaltmaktadır.

Şekil 4.24'deki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında ikizkenar üçgen kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı dikdörtgen kesitli ve ikizkenar yamuk kesitli geometrik modellere göre, her yonganın yüzeyinde daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize diğer iki geometrik modele göre, üçgen kesitli modelin ısı transferinde daha iyi olduğunu göstermektedir.

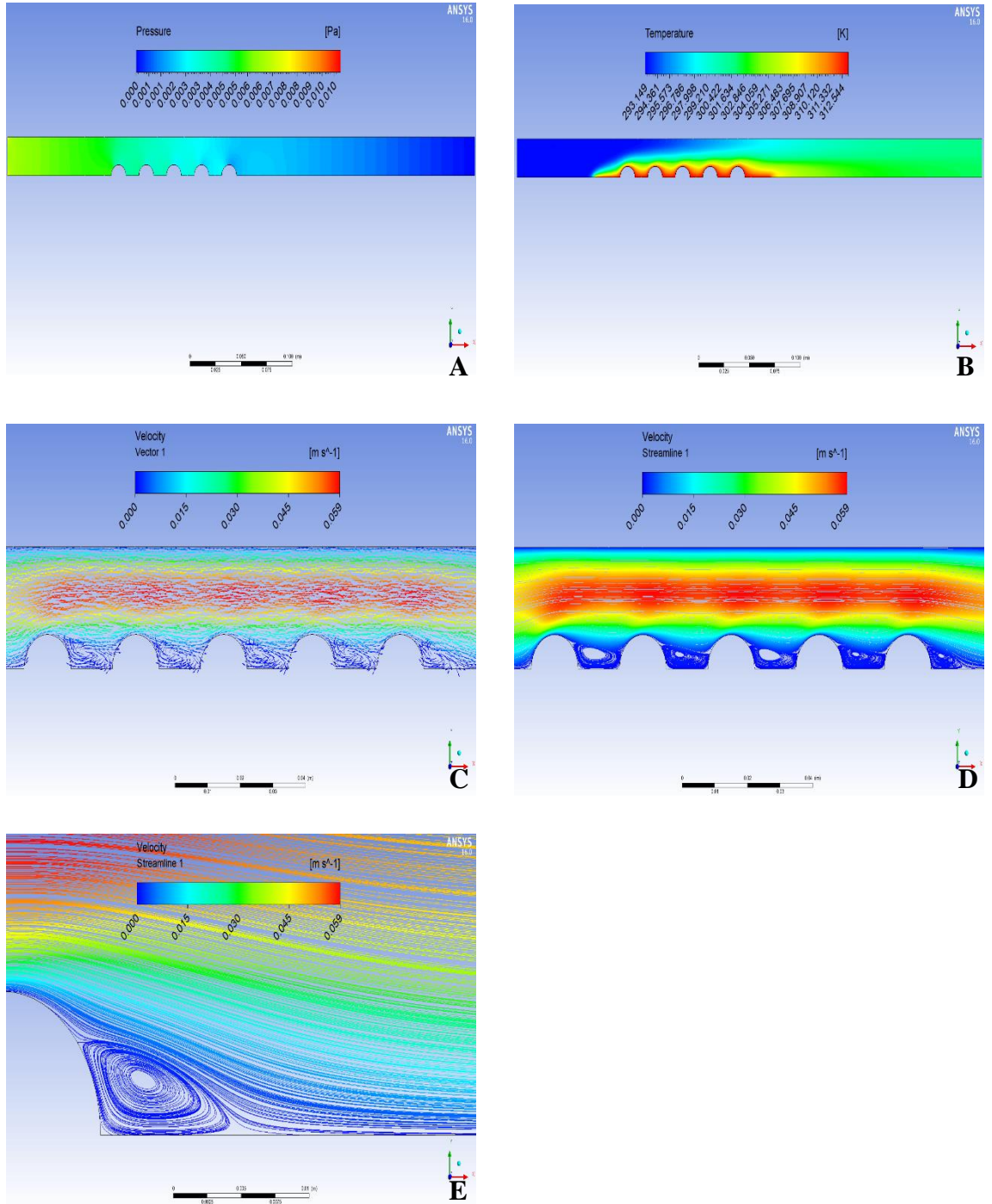
4.4. Yarım Daire Kesitli Yongalar İçin Hız, Sıcaklık, Basınç Dağılımları ve Stanton Sayısındaki Değişimler

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.25):



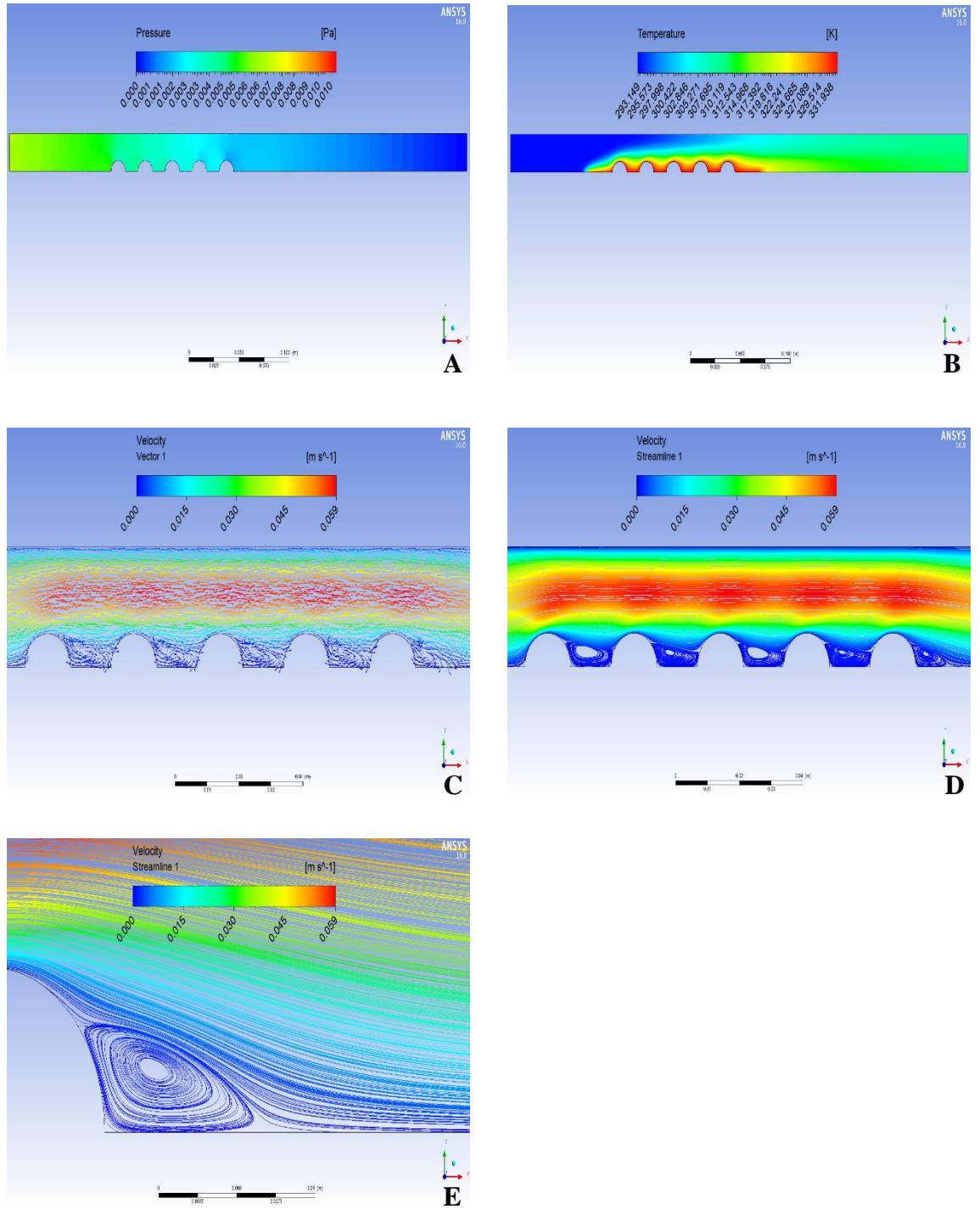
Şekil 4.25. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.26):



Şekil 4.26. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

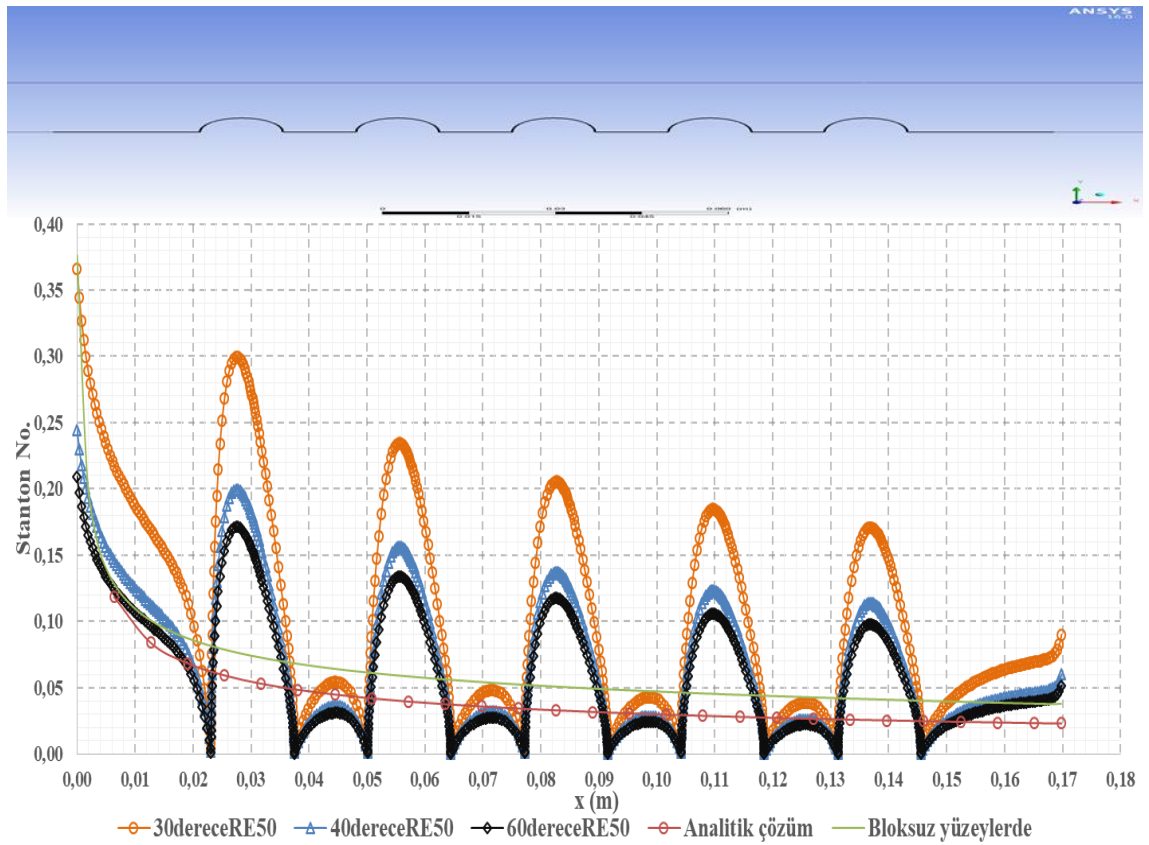
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 50$ 'deki çözüm için (Şekil 4.27):



Şekil 4.27. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 50$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.28’de grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.28. Yarım daire kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 50’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

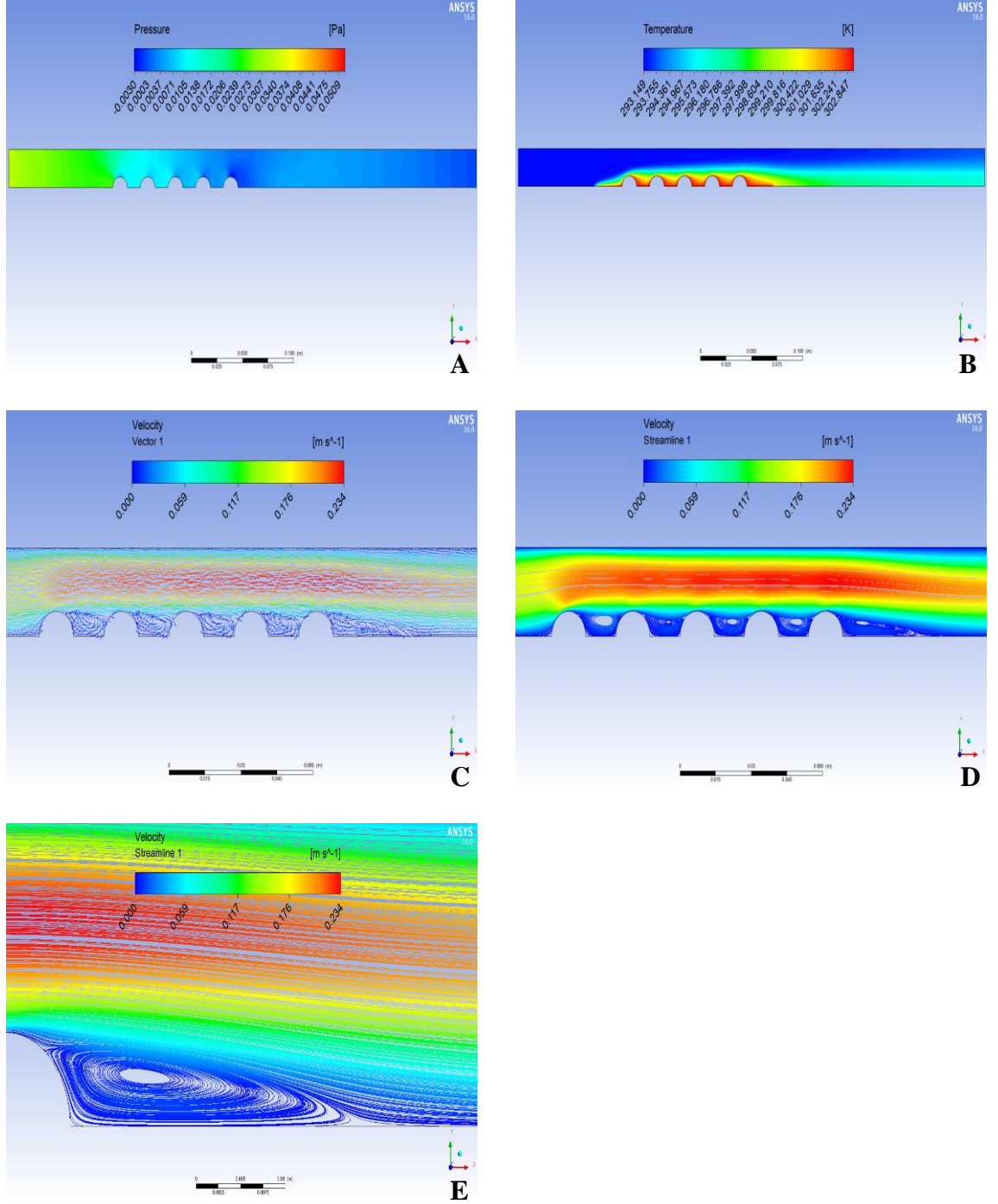
Yarım daire kesitli geometrik model için; düz ve bloklı yüzeyler üzerinde $U=0,03$ m/s ($Re = 50$) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.28'de karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.28'den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

Şekil 4.28'deki grafikten anlaşılacağı üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağlı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine neredeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklı yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

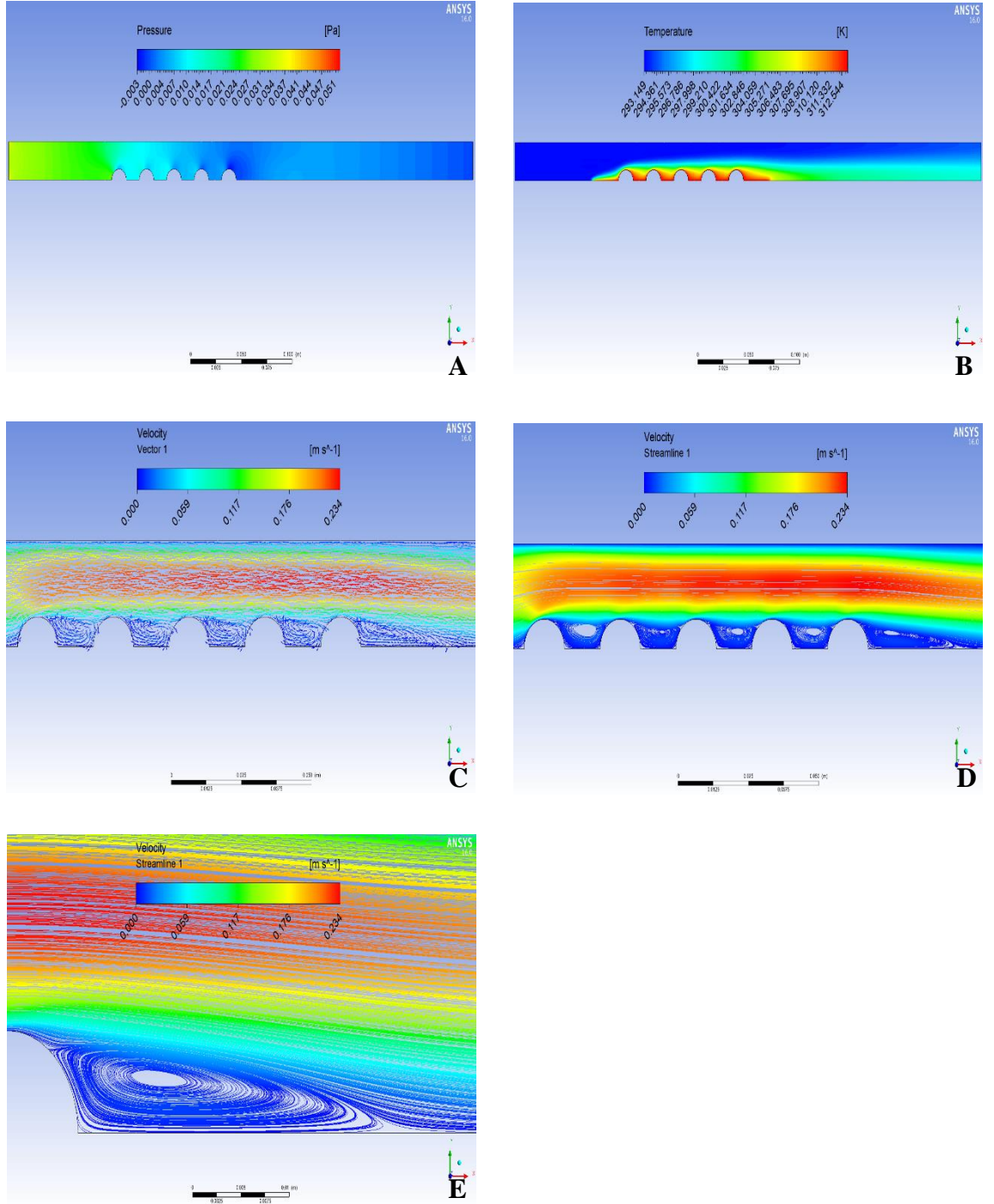
Şekil 4.28'deki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında yarım daire kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı diğer geometrik modellere göre, her yonganın yüzeyinde daha küçük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize ısı transferinin, diğer geometrik modellere göre daha kötü olduğunu göstermektedir.

Sınır şartları $T_y = 303,15$ K, $T_{ref} = 298,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.29):



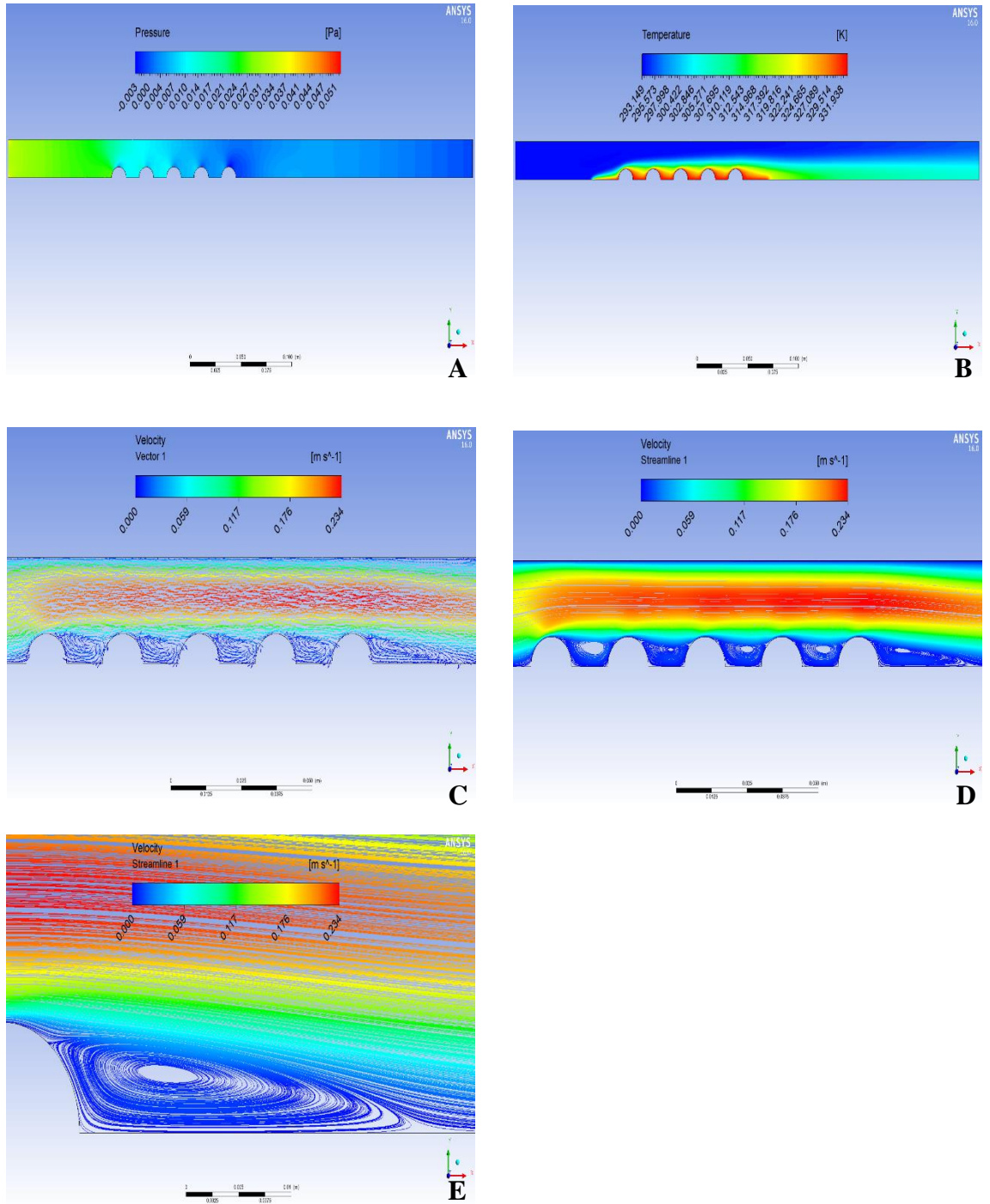
Şekil 4.29. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 303,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Sınır şartları $T_y = 313,15$ K, $T_{ref} = 303,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.30):



Şekil 4.30. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 313,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

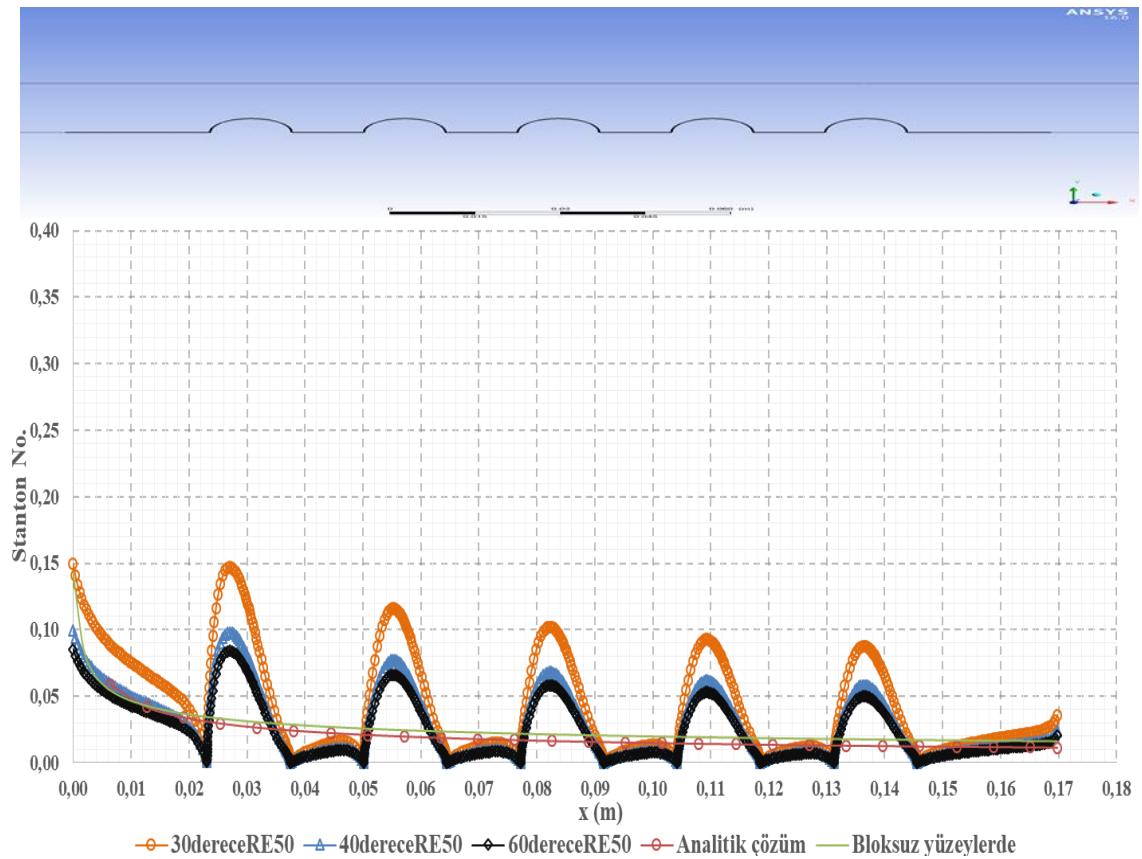
Sınır şartları $T_y = 333,15$ K, $T_{ref} = 313,15$ K ve $Re = 200$ 'deki çözüm için (Şekil 4.31):



Şekil 4.31. Yarım daire kesitli yongalarda hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ($T_y = 333,15$ K, $Re = 200$ 'deki çözüm) **A)** Basınç dağılımı **B)** Sıcaklık dağılımı **C)** Hız dağılımı (vektörel) **D)** Hız dağılımı (akış çizgileri) **E)** Son yonga (akış çizgileri)

Şekillerden de görüldüğü üzere yonganın ön bölgesinde ve boşluktaki akışta, akış durmaya zorlandığından buralarda hızın düştüğü basıncın ise yükseldiği görülmektedir. Blokaj etkisinden dolayı yongaların üst bölgesindeki akışkan hızı boşluktaki akışkan hızına göre bir miktar artmıştır. Şekillerde son yonganın arka bölgesinde ise ani kesit genişlemesi nedeniyle hızda bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca bu bölgede akış ayrılmasından dolayı vorteks oluşmuştur. Aynı Reynolds değerlerinde yapılan üç analizin hız dağılımlarında ve buna bağlı olarak oluşan vortekslerde gözle görülür bir değişim olmamıştır. Ancak Re 200 ile yapılan analizler Re 50 ile yapılan analizlere göre son yonganın arkasında oluşan vorteksler uzamıştır. Sıcaklık ve hız dağılımları değişmiştir.

Yongaların üzerlerinden veriler alınarak Stanton sayısının uzaklığa bağlı olarak değişimi düz yüzeylerdeki analiz sonuçları ve analitik çözüm sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4.32’de grafik üzerinden gösterilmiştir.



Şekil 4.32. Yarı daire kesitli yongalarda 30, 40, 60 °C’de Re 200’de Stanton sayılarının uzaklığa (x (m)) bağlı değişimi

Yarım daire kesitli geometrik model için; düz ve bloklı yüzeyler üzerinde $U = 0,12$ m/s ($Re = 200$) akış hızında, farklı sıcaklık değerlerindeki Stanton sayısı Şekil 4.32’de karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.32’den de anlaşıldığı üzere Stanton sayısındaki değişim aynı Reynolds değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile belli bir oranda arttığı gözlenmektedir.

Şekil 4.32’de görüldüğü üzere düz (bloksuz) yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı uzaklığa bağlı olarak belli periyotlarla azalarak devam etmektedir. Düz yüzeylerde ve analitik çözümle elde edilen Stanton sayısı değişimi birbirine neredeyse yakındır. Bu benzerlik bize sonlu elemanlar yöntemiyle yaptığımız analizlerin gerçeğe yakın olduğunu göstermektedir. Bloklı yüzeylerdeki Stanton sayısı, düz yüzeyinkilerden daha büyük olduğu görülmektedir.

$Re = 50$ deki çözümle karşılaştırıldığında Stanton sayısındaki azalma net bir şekilde görülmektedir. Stanton sayısındaki bu azalma yongalar üzerinden olan ısı transferini de azaltmaktadır.

Şekil 4.32’deki grafikten de görüldüğü üzere aynı Reynolds sayılarında yarım daire kesitli geometrik modeldeki Stanton sayısı diğer geometrik modellere göre, her yonganın yüzeyinde daha küçük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da bize ısı transferinin, diğer geometrik modellere göre daha kötü olduğunu göstermektedir.

5. SONUÇ

Bu çalışmada, elektronik sistemlerin yüksek çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek performans azalmalarını önleyebilmek için farklı geometrik yonga tasarımları üzerinde durularak analizler yapılmıştır.

Düz ve farklı kesitlerdeki (dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire) yongaların yüzeyleri üzerinden akışta, hız ve ısı transferi karakteristikleri $u_1 = 0,03$ m/s (Re 50) ve $u_2 = 0,12$ m/s (Re 200) akış hızına, 30 °C, 40 °C ve 60 °C sıcaklık değerlerine bağlı olarak incelenmiştir. Yongaların üzerinden olan akış, iki boyutlu çözüm ağı oluşturularak Ansys-Fluent programı ile çözdürülmüştür.

Analizler sonucunda elde edilen St sayıları farklı kesitlerdeki geometrik modellerin karşılaştırılmasında kullanılmıştır. St sayısı; geometrik modellere, yüzey sıcaklığına ve Re sayısına bağlı olarak değişmektedir. Analizler sonucunda elde edilen grafiklerden anlaşılacağı üzere Re sayısı artışı her geometrik modelde St sayısında azalmaya sebep olmuştur.

Farklı geometrideki yongalar üzerinde maksimum sıcaklıklar her bloğun üst yüzeyinde oluşmuştur. Maksimum ısı transferi ilk bloğun üst başlangıç köşesinde elde edilirken, minimum değer son bloğun arkasındaki yüzeyde elde edilmiştir. Bloklar arasındaki boşlukların ısı transfer değerleri blokların üst yüzeylerindeki değerlerden daha küçüktür. Bloklu yüzey 30 °C Re 50 deki çözümler için ortalama St değerleri Eşitlik 3.15'e göre analitik çözümle hesaplanan düz yüzeylerdeki ortalama St değerlerinden dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire için sırasıyla %63, %65, %68 ve %61 daha büyüktür. Tüm blok yüksekliklerinde bloklu yüzeyler üzerindeki ısı transferi düz yüzeydekenden büyük çıkmıştır. Bloklu yüzey 30 °C Re 200 deki çözümler için ortalama St değerleri Eşitlik 3.15'e göre analitik çözümle hesaplanan düz yüzeylerdeki ortalama St değerlerinden dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire için sırasıyla %55, %58, %61 ve %53 daha büyüktür. Tüm blok yüksekliklerinde bloklu yüzeyler üzerindeki ısı transferi düz yüzeydekenden büyük çıkmıştır. Lee ve Moneim (2001) tarafından bu artışın nedeni

laminer alt tabakanın engellenmesi ve bloklarla ısı transfer yüzey alanının arttırılmasıyla açıklanmıştır.

30 °C Re 50 deki çözümler için elde edilen sonuçlar, Eşitlik 3.15'e göre analitik çözümlerle hesaplanan düz yüzeylerdeki akışta aynı hız ve uzaklıkta bulunan St değerleriyle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmayla ilk bloğun üst ön yüzeyindeki St değeri düz yüzey değerinden, dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire geometrileri için sırasıyla, %89, %90, %91 ve %82 daha fazladır. Son bloğun üst yüzeyindeki St değerleri düz yüzeyle karşılaştırıldığında, aynı sıralama için sırasıyla %87, %91 %94 ve %85 daha büyüktür. 30 °C Re 200 deki çözümler için elde edilen sonuçlar, Eşitlik 3.15'e göre analitik çözümlerle hesaplanan düz yüzeylerdeki akışta aynı hız ve uzaklıkta bulunan St değerleriyle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmayla ilk bloğun üst ön yüzeyindeki St değeri düz yüzey değerinden, dikdörtgen, yamuk, üçgen ve yarım daire geometrileri için sırasıyla, %88, %90 %91 ve %82 daha fazladır. Son bloğun üst yüzeyindeki St değerleri düz yüzeyle karşılaştırıldığında, aynı sıralama için sırasıyla %80, %87, %94 ve %85 daha büyüktür. Bu karşılaştırmalardan anlaşılacağı üzere en yüksek St değeri üçgen kesitli geometrideki yongada en fazla olduğu anlaşılmaktadır.

St sayısındaki değişim aynı Re değerlerinde, yüzey sıcaklığının azalması ile ters orantılı olarak artış gözlenmektedir. St sayısındaki değişimler blok yüzeylerindeki ısı transferini etkilemektedir. En yüksek ısı transferi ilk bloğun önünde ve üstünde görülmektedir. Artan yatay mesafe (x) ile hem blok üst yüzeyinde hem de bloklar arasındaki boşluk yüzeylerinden olan ısı transferi azalmaktadır.

Geometrik modellerde; St sayısındaki değişimlere paralel olarak ısı transferi üçgen şeklindeki yonga modelinde en fazla olduğu tespit edilmiştir. Bu sayede elektronik sistemlerin tasarımında üçgen şeklindeki yongalar kullanıldığında diğer geometrik modellere kıyasla yüksek çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek hata ve performans azalmalarının önüne geçileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Aung, W. 1983.** An Interferometric Investigation of Separated Forced Convection in Laminar Flow Past Cavities. *Journal of Heat Transfer of the ASME*, 105: 505-512.
- Barton, I. E. 1997.** The Entrance Effect of Laminar Flow over a Backward-facing Step Geometry. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 25: 633-644.
- Bilen, K., Yapıcı, S. 2001.** Heat Transfer Form a Surface Fitted with Rectangular Blocks at Different Orientation Angle. *Heat and Mass Transfer*, 38: 649-655.
- Chatterjee, D., Mondali B. 2012.** Forced convection heat transfer from tandem square cylinders for various spacing ratios. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 61(5): 381-400.
- Çengel, Y.A. 2003.** Heat Transfer a Practical Approach. McGraw-Hill Company, New York, USA, pp: 758-853.
- Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Pulat, E., Can, M. 2004** Tek Yongalı Elektronik Cihazların Laminar ve Türbülanslı Akışta Soğutulmalarının Analizi. *Mühendislik ve Makine*, 45(535): 18-28.
- Fu, W., Tong, B. 2004.** Numerical Investigation of Heat Transfer Characteristics of the Heated Blocks in the Channel with a Transversely Oscillating Cylinder. *International Journal of Heat and Heat Mass Transfer*, 47: 341-351.
- Higdon, J. J. L. 1985.** Stokes Flow in Arbitrary Two-Dimensional Domains Shear Flow over Ridges and Cavities. *Journal Fluid Mech*, 159: 195-226.
- Kılıçarslan, İ., Yiğit, S.K., Sayın, C. 2000.** Forced Convective Cooling Enhancement by Elektronik Chip Configuration. ULIBTK'99 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildirisi, 28-29 Şubat 2000, Sakarya, 411-416.
- Korichi, A., Oufier, L. 2006.** Heat Transfer Enhancement in Oscillatory Flow in Channel with Periodically Upper and Lower Walls Mounted Obstacles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 52: 1138-1148.
- Kılıç, M., Başkaya, Ş. 2017.** Farklı geometride akış yönlendiriciler ve çarpan jet kullanarak yüksek ısı akılı bir yüzeyden olan ısı transferinin iyileştirilmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32(3): 693-707.
- Lee, C.K., Moneim, S.A. 2001.** Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs. *International Comm. Heat Mass Transfer*, 28: 161-170.
- Liu, Y., Cui, J., Jiang, Y.X., Li, W.Z. 2011.** A numerical study on heat transfer performance of microchannels with differentsurface microstructures. *Journal of Applied Thermal Engineering of the ELSEVIER*, 31: 921-931.

Lak, A., Çalışır, T., Başkaya, Ş. 2019. Çarpan eğik akışkan jet kullanarak düz plaka üzerindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(1): 165-176.

Öztürk, A. 1996. Ayrılmış Akışlarda Isı Transferi. *Termodinamik Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yalıtım ve Doğal Gaz Teknolojisi Aylık Bilimsel Sektör Dergisi*, 50.

Qu, W., Mala, G.M., Li, D. 2000. Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(3): 353-364.

Staho, E., Nobile, E. 2003. Direct Numerical Simulation of Heat Transfer over Riblets. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24: 356–371.

Sherry, M.J., Jacono, D.L., Sheridan, J. 2009. Flow Separation Characterisation of a Forward Facing Step Immersed in a Turbulent Boundary Layer. Sixth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, 22-24.

Şen, F., Aldaş, K., Palancıoğlu, H. 2008. Çift örtü kullanılarak yaptırılmış metal levhalarda ısı gerilme analizi. *Fırat Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 20: 649-659.

Tropea, C.D., Gackstatter, R. 1985. The Flow over Two-Dimensional Surface-Mounted Obstacles at Low Reynolds Numbers. *Journal of Fluids Engineering*, 107: 489-494.

Tsay, Y., Cheng, J. 2008. Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for a Channel Containing Short Multi-Boards Mounted with Heat Generating Blocks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 145–154.

Wahidi, R., Chakrouni, W., Alfahed, S. 2005. The Behavior of the Skinfriction Coefficient of a Turbulent Boundary Layer Flow Over a Flat Plate with Differently Configured Transverse Square Grooves. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1-12.

Wang, H., Chen, Z., Gao, J. 2016. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks. *Journal of Applied Thermal Engineering of the ELSEVIER*, 107: 870-879.

Zahn, B.A., Stout, R.P., Billings, D. 1996. A Thermal Comparative Study of a Ceramic Dual In-Line Pressed Microelectronics Package Using Both Computational Fluid Dynamics and Solid Modelling Techniques on the ANSYS Finite Element Analysis System. *ANSYS Conference Proceedings*, 371-380.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet Emre GÜNGÖR
Doğum Yeri ve Tarihi : Alanya / 22.02.1991
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Feyzi Alaettinoğlu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : OYAK Renault Otomobil Fabrikası A.Ş. (2018-2020)

İletişim (e-posta) : m.emre.gungorr@gmail.com