

**T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇERİSİNE KESKİN UÇLU DİSK YERLEŞTİRİLMİŞ BORULARDA
KARMA TAŞINIM ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Betül TURAN

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Programı: Enerji Eğitimi

AĞUSTOS - 2010

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak hazırlamış olduğum bu çalışma, içerisine keskin uçlu disk yerleştirilmiş borularda karma taşınım ısı transferinin incelenmesi hakkında ayrıntılı çözümler içermektedir. Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilmiş pasif elemanların ısı transferine etkisi hakkında fikir verilmesi hedeflenmiştir.

Bu konuda araştırma yapmamı sağlayan, çalışmalarımı takip eden ve yönlendiren tez danışmanım Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP' a, sonuçların elde edilmesinde ve analizinde bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım kıymetli hocam Prof. Dr. Yasin VAROL' a ve tezin tamamlanmasında desteğini esirgemeyen Arş. Gör. Müjdat FIRAT' a teşekkür ederim.

Betül TURAN

ELAZIĞ-2010

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	V
SUMMARY	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ	VII
TABLolar LİSTESİ	XI
SEMBOLLER LİSTESİ	XII
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması.....	3
1.2. Isı Transfer Teorisi	11
1.2.1. Isı Transferi Şekilleri	11
1.2.1.1 Isı İletimi.....	11
1.2.1.2. Isı Taşınımı	12
1.2.1.3. Işınım	13
1.2.2 Birleşik Isı Transferi	13
1.2.3. Isı Transferi Artırma Yöntemleri	14
2. MATERYAL VE METOT	16
2.1. SAYISAL ÇALIŞMA	16
2.1.1. Ağ Yapısının Test Edilmesi.....	18
2.1.2. Yönetici Denklemler.....	18
2.1.2.1. Kütlenin Korunumu Denklemi	19
2.1.2.2. Momentumun Korunumu Denklemi.....	19
2.1.2.3. Enerji Denklemi.....	19
2.1.2.4. Sınır Şartları.....	20
2.1.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	20

	<u>Sayfa No</u>
2.1.2.1. Eleman Tipleri	24
2.1.2.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi	27
2.1.2.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi.....	28
2.1.2.4. Sistemin Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi	28
2.1.2.5. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması	28
2.1.2.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi	29
2.1.2.7. Sistem Denkleminin Çözümü	29
2.1.2.8. Koordinatlar ve Şekil Fonksiyonları.....	29
2.1.2.9. İki Boyutlu Problemler	33
2.1.3. ANSYS Yazılımının Kullandığı Sonlu Elemanlar Yöntemi Denklemleri	34
2.1.3.1. İletim ve Taşınım Denklemleri	34
2.1.3.2. Isı Akısı Matrislerinin Çıkarılması	36
2.1.4. Çözümün Geçerliliği.....	38
2.2. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	39
2.2.1. Deneysel Hesaplamalar	42
2.2.2. Belirsizlik Analizi	43
3. BULGULAR.....	45
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	114
5. ÖNERİLER.....	115
KAYNAKLAR.....	116
ÖZGEÇMİŞ.....	120

ÖZET

Endüstride ısı transferinin sayısal ve deneysel olarak kontrolü büyük önem taşımaktadır. Bilgisayarların ve yazılımların geliştirilmesiyle birlikte, ısı transferi ve akışkanlar dinamiğinde sayısal çalışmaların sayısı artmıştır. Sayısal çalışmalar, bilimsel çalışmalar için gerekli maliyeti ve zamanı azaltmıştır.

Bu çalışmada, boru içerisine keskin uçlu bir engel yerleştirilerek ısı transferi hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada, akışkan olarak hava kullanılmıştır. Borunun test bölgesine sabit ısı akısı uygulanmıştır. Hesaplamalar ve deneyler 450, 785, 1125 olmak üzere üç farklı Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. Kaldırma kuvvetlerinin etkili olduğu sayısal çalışmada Rayleigh sayısı 46237 olarak hesaplanmıştır. Böylece birleşik ısı transferi problemi çözülmüştür. Sonlu elemanlar kodu kullanılarak, Navier-Stokes ve Enerji denklemleri çözülmüştür. ANSYS ticari kodu kullanılarak problemin simülasyonu yapılmıştır. Sonuç olarak, hız çizgileri, basınç çizgileri, hız ve sıcaklık profilleri, ortalama ve yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılarak, elde edilen sonuçların birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Çalışmada elde edilen bir sonuç ise eklenen pasif elemanların pozisyonlarının, ısı transferi ve akışı kontrol eden bir parametre olarak kullanılmasıdır.

Anahtar kelimeler: Hesaplı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ısı transferi artırma, keskin uçlu engel

SUMMARY

Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in Pipe with Sharp Edged Disc Insertion

Heat transfer control and its evaluation of numerically and experimentally are important issue in industry. Due to increasing of powerful of computers and computer codes in computational heat transfer and fluid Dynamics, numbers of numerical works are also increased. Numerical works save time and decrease the cost of scientific studies.

In this work, a sharp edged circular body is inserted into a circular pipe. Heat transfer is investigated both numerically and experimentally. Air was used as working fluid. Partial constant heat flux was applied onto outer side of pipe. Computations and experiments were made for different Reynolds number as 450, 785 and 1125. Buoyancy force is also included to study and value of Rayleigh number is taken as 46237 for whole study. Thus, mixed convection problem is solved. Finite element code was used to solve governing equations of Navier-Stokes and energy equations. ANSYS commercial code was used to simulate the problem. Results are presented by isotherms, velocity contours, pressure contours, velocity and temperature profiles and mean and local Nusselt numbers. A comparison was compared between experimental and numerical results. It is obtained that a good agreement was formed between them. Another finding in the study is that the inserting of body can be used a control element for both heat transfer and fluid flow. Its position to the flow direction is also another control parameter.

Key Words: Computational Fluid Dynamics (CFD), Heat transfer enhancement, sharp edged baffle

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. Örnek fiziksel model.....	16
Şekil 2.2. Çalışmada kullanılan pasif engeller.....	17
Şekil 2.3. Örnek model için ağ yapısı (Durum 1(a)).....	17
Şekil 2.4. SEY' in tasarım ve modelleme aşamasındaki yeri.....	21
Şekil 2. 5. Doğrusal kenarlı basit üçgen.....	22
Şekil 2.6. Tek boyutlu elemanlar.....	25
Şekil 2.7. Çeşitli iki boyutlu elemanlar, a) üç düğümlü üçgen eleman b) dikdörtgen eleman, c) dörtgen eleman.....	25
Şekil 2. 8. Çeşitli üç boyutlu elemanlar a) üçgen piramit, b) dikdörtgenler prizması c) altı yüzlü eleman.....	26
Şekil 2.9. Dönel elemanlar.....	26
Şekil 2.10. Bir elemanın a) x ve b) r koordinatında gösterimi.....	29
Şekil 2.11. Bir elemanda lineer interpolasyon fonksiyonunun değişimi.....	30
Şekil 2.12. (a) N_1 şekil fonksiyonu (b) N_2 şekil fonksiyonu (c) N_1 ve N_2 kullanılarak elde edilen lineer interpolasyon.....	31
Şekil 2.13. İki boyutlu problem.....	33
Şekil 2.14. Elde edilen sonuçların literatürle karşılaştırılması.....	38
Şekil 2.15. Deney düzeneği şematik görüntüsü a) Radyal fan, b) Bakır boru, c) Isıtıcı rezistans, d) Isıl çiftler, e) Veri derleyici, f) Bilgisayar, g) Varyak, h) Avometre.....	39
Şekil 2.16. Test bölgesinin ısıtıcı ve ısıl çiftler bağlı iken görüntüsü.....	40
Şekil 2.17. Test bölgesinin dışarıdan yalıtıldıktan sonra görüntüsü.....	40
Şekil 2.18. Pasif elemanın boru içerisine yerleştirilme mekanizması.....	41
Şekil 2.19. Deney setinin genel görünümü.....	42
Şekil 3.1. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, boş boru.....	52
Şekil 3.2. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, boş boru.....	54

Şekil 3.3. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, boş boru	56
Şekil 3.4. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R=0.8$, $b/R=0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(a)	58
Şekil 3.5. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R=0.8$, $b/R=0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(a)	60
Şekil 3.6. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1 (a)	62
Şekil 3.7. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$, $a/R = 0.425$, durum 1(b)	64
Şekil 3.8. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(b)	66
Şekil 3.9. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(b)	68
Şekil 3.10. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (a)	70
Şekil 3.11. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (a)	72
Şekil 3.12. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (a)	74
Şekil 3.13. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (b)	76
Şekil 3.14. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (b)	78
Şekil 3.15. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$,durum 2 (b)	80
Şekil 3.16. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3	82
Şekil 3.17. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3	84
Şekil 3.18. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3	86

Sayfa No

Şekil 3.19. Re = 450 için $x/L=0.2'$ de hız profili	87
Şekil 3.20. Re = 450 için $x/L = 0.4'$ de hız profili	87
Şekil 3.21. Re = 450 için $x/L=0.6'$ da hız profili	88
Şekil 3.22. Re = 450 için $x/L=0,8'$ de hız profili	88
Şekil 3.23. Re = 450 için $x/L=1$ de hız profili	89
Şekil 3.24. Re=450 için $x/L = 0.2'$ de sıcaklık profili	89
Şekil 3.25. Re=450 için $x/L = 0.4'$ de sıcaklık profili	90
Şekil 3.26. Re=450 için $x/L = 0.6'$ da sıcaklık profili	90
Şekil 3.27. Re=450 için $x/L = 0.8'$ de sıcaklık	91
Şekil 3.28. Re = 450 için, $x/L = 1'$ de sıcaklık profili	91
Şekil 3.29. Re = 450 için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Boş boru).....	92
Şekil 3.30. Re = 450 için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Durum 1).....	92
Şekil 3.31. Re = 450 için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık (Durum 2)	93
Şekil 3.32. Re = 450 için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Durum 3).....	93
Şekil 3.33. Re = 785 için $x/L = 0.2'$ de hız profili	94
Şekil 3.34. Re = 785 için $x/L = 0.4'$ de hız profili	94
Şekil 3.35. Re = 785 için $x/L = 0.6'$ da hız profili	95
Şekil 3.36. Re = 785 için $x/L = 0.8'$ de hız profili	95
Şekil 3.37. Re = 785 için $x/L = 1'$ de hız profili	96
Şekil 3.38. Re = 785 için $x/L = 0.2'$ de sıcaklık profili	96
Şekil 3.39. Re = 785 için $x/L = 0.4'$ de sıcaklık profili	97
Şekil 3.40. Re = 785 için $x/L = 0.6'$ da sıcaklık profili	97
Şekil 3.41. Re = 785 için $x/L = 0.8'$ de sıcaklık profili	98
Şekil 3.42. Re = 785 için $x/L = 1'$ de sıcaklık profili	98
Şekil 3.43. Re = 1125 için $x/L = 0.2'$ de hız profili	99
Şekil 3.44. Re = 1125 için $x/L = 0.4'$ de hız profili	99

Sayfa No

Şekil 3.45. $Re = 1125$ için $x/L = 0.6'$ de hız profili	100
Şekil 3.46. $Re = 1125'$ de $x/L = 0,8'$ de hız profili	100
Şekil 3.47. $Re = 1125$ için $x/L = 1'$ de hız profili	101
Şekil 3.48. $Re = 1125$ için $x/L = 0.2'$ de sıcaklık profili	101
Şekil 3.49. $Re = 1125'$ de $x/L = 0.4'$ de sıcaklık profili	102
Şekil 3.50. $Re = 1125'$ de $x/L = 0.6'$ de sıcaklık profili	102
Şekil 3.51. $Re = 1125$ için $x/L = 0.8'$ de sıcaklık profili	103
Şekil 3.52. $Re = 1125$ için $x/L = 1'$ de sıcaklık profili	103
Şekil 3.53. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Boş boru).....	104
Şekil 3.54. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 1)	104
Şekil 3.55. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 2)	105
Şekil 3.56. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 3)	105
Şekil 3.57. $X/L = 0.4$ için boş boruda Re sayısına göre hız değişimi (Boş boru).....	106
Şekil 3.58. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 1 (a))	106
Şekil 3.59. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 1 (b)).....	107
Şekil 3.60. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 2 (a))	107
Şekil 3.61. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 2 (b)).....	108
Şekil 3.62. $X/L = 0.4'$ de, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 3).....	108
Şekil 3.63. $x/L = 0.4$ için boş boruda Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Boş boru)	109
Şekil 3.64. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 1 (a)).....	109
Şekil 3.65. $x/L = 0.4$ için Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 1 (b))	110
Şekil 3.66. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 2 (a)).....	110
Şekil 3.67. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 2 (b))	111
Şekil 3.68. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 3)	111
Şekil 3.69. $Re = 450$ için yerel Nusselt sayılarının değişimi	112
Şekil 3.70. $Re = 1125'$ de yerel Nusselt sayılarının değişimi	112

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1. Durumlara göre boru içerisindeki basınç düşümü.....	113
---	-----

SEMBOLLER LİSTESİ

- A** : Alan (m^2)
- C_p** : Özgül ısı (J/kgK)
- D** : Boru çapı (m)
- H** : Isı transfer katsayısı (W/m^2K)
- k** : Isı iletkenlik katsayısı ($W/(mK)$)
- L** : Borunun uzunluğu (m)
- P** : Basınç (N/m^2)
- q''** : Isı akısı (W/m^2)
- Q** : Isı transferi (W)
- T** : Sıcaklık (K)
- v** : Hız (m/sn)
- μ** : Dinamik viskozite (kg/ms)
- ν** : Kinematik viskozite (m^2/s)
- ρ** : Yoğunluk (kg/m^3)
- Gr** : Grashof sayısı (-)
- Nu** : Nusselt sayısı (-)
- Pr** : Prandtl sayısı (-)
- Ra** : Rayleigh sayısı (-)
- Re** : Reynolds sayısı (-)
- Ri** : Richardson sayısı (-)

1. GİRİŞ

Günümüzde enerjinin elde edilebilmesi için kullanılan kaynakların giderek azalması, buna karşılık artan enerji tüketimi, enerjinin daha verimli bir şekilde kullanılmasını zorunlu kılmıştır. Enerji verimliliği yeni bir enerji kaynağı olarak düşünülmektedir. Bu kapsamda endüstrinin hemen her alanında ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalar enerji ekonomisi açısından önemlidir.

Isı transferini artırmaya yönelik çalışmalar genel olarak “pasif” ve “aktif” yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen dönmeli akış cihazları, pürüzlü yüzeyler, borunun içine yerleştirilen iyileştirme elemanları gibi teknikleri içerir. Aktif yöntemler ise, dış güç kaynağının kullanılmasını gerektiren yöntemlerdir ve örnek olarak mekanik karıştırıcılar, akışkan titreşimi, yüzey titreşimi, elektrostatik alanlar verilebilir [1-4].

Endüstride sıkça çalışılan konulardan biri olan ısı değiştirgeçleri, enerjinin daha iyi kullanılabilmesi adına, aynı kapasitede fakat farklı boyut ve düzeneklerde denenerek ilk yatırım maliyetleri düşürülmeye çalışılmaktadır. Böylece kullanılan ısı değiştirgeçlerinde malzeme ve enerji tasarrufu yapılabilmektedir. Endüstride kullanılan ısı değiştiricilerinde ısıl performansı artırmaya yönelik değişik konfigürasyonlar denenmekte olup, konu güncelliğini korumaktadır.

Boru ve kanal akışları endüstrinin birçok alanında karşılaşılan uygulamalardır. Özellikle bu akımların karşılaştığı engellerin akım özellikleri üzerinde ne şekilde etkili olduğu son yıllarda yaygın olarak araştırılmaktadır. Akım yolunun daralması, genişlemesi, bağlantı bölgeleri devreler üzerindeki çeşitli amaçlı valfler, ısı değiştirgeçlerinde ısı transferinin ayrıştırılması için kullanılan kanatçıklar, kanal içine yerleştirilerek üzerinden geçen hava akımıyla soğutulan elektronik devreler veya sızdırmazlık teknolojisinde yaygın olarak kullanılan labirent salmastralardaki sızdırmazlık halkaları akımın karşılaştığı engellere tipik örneklerdir [11].

Boru cidarından iletim ile ısı transferi ve akışkan içindeki taşınım ile ısı transferini birleştiren problemler, literatürde, “birleşik ısı transferi (conjugate heat transfer)” adı altında incelenmektedir. Boru cidarları kalın ve ısı iletkenlik katsayısı küçük ise, toplam ısı transferi büyük ölçüde etkilenir. Bu nedenle, problemde, iletim ve taşınım birlikte incelenmelidir.

İnce cidarlı borularda, cidar akışkan ara yüzeyindeki sınır şartının dış yüzeydekine eşit olduğu ve dolayısıyla önceden bilindiği kabul edilebilir. Bu, kabul kalın cidarlı borular için gerçekçi değildir. Bilinen ısı transferi simülasyonlarının çoğunda, ısı transferinin sadece bir şekli incelenir ve cidar akışkan ara yüzeyindeki sınır şartının önceden bilindiği kabul edilir. Bu kabul pratik bir problem için uygun değildir. Bu tür problemlerin gerçeğe daha yakın olabilmesi için birleşik ısı transferi analizinin de yapılması gerekir.

Cidar ile akışkan arasında ısı değişiminin olduğu yerde ortaya çıkan birleşik ısı transferi problemleri ile ilgili çalışmalarda, boru cidarının dış yüzeyinde sınır şartı olarak, sabit yüzey ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı kullanılmıştır. Ancak, uygulamada bazı özel durumlar dışında çoğunlukla bu iki sınır şartından başka bir üçüncü sınır şartı ile karşılaşılır. Bu durumda boru içinden akan akışkan genellikle boru dış yüzeyinden doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı kaybına veya ısı kazancına maruz kalır. Endüstriyel uygulamalarda genellikle söz konusu ısı kaybının veya kazancının kontrolü amaçlanır. Bu veya buna benzer bir konu, boru akışında zorlanmış taşınım ile ısı transferi olarak ele alındığı takdirde, ısı transferinde, cidarın kalınlığı ve ısı iletkenliğine ek olarak, akışkanın fiziksel özelliklerinin ve akış karakterlerinin de etkili olduğu görülür. Böylece problem, tipik bir birleşik ısı transferi olarak değerlendirilir. Isı transferi uygulamalarının çoğunda; ısı eşanjörleri, kanatlar ve nükleer yakıt çubukları vs. birleşik ısı transferi meydana gelmektedir.

Mühendislik problemleri analitik, nümerik ve deneysel olarak çözülebilmektedir. Deneysel çalışma, gerçek çalışma şartlarına daha uygun olduğundan ve analizle ilgili kabuller fazla olmadığından tercih edilen bir yöntemdir fakat çoğu zaman maliyetlidir ve deneylerin aynı şartlarda tekrar edilme şansı zayıftır. Bu nedenle analitik çözüm aranır. Genellikle bir diferansiyel denklemin çözümünü gerektiren analitik çözüm, diferansiyel denklemin yapısına bağlı olarak her zaman çözüm vermez. Bu durumda, diferansiyel denklemin sayısal olarak çözülmesi gereklidir. Sayısal çözümün hassasiyeti ise kullanılan yöntem ve bilgisayarın kapasitesine bağlıdır. Günümüzde bir çok disiplinde sıkça kullanılan sayısal analiz yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar yöntemi, özellikle eğrisel sınırlı fiziksel modeller için çok kullanılan bir yöntemdir. Dolayısıyla bir deneysel çalışma yapmadan veya bir tasarım işlemine başlamadan nümerik çözümün ortaya çıkarılması tasarıma yönelik pek çok ekonomik ve teknolojik fayda sağlayacaktır.

Bu çalışmada, içerisine keskin uçlu pasif eleman yerleştirilen bir boruda birleşik ısı transferi (iletim ve taşınım) problemi incelenmiştir. Problem hem sayısal hem de deneysel olarak çalışılmıştır. Akışkan-boru cidarı sıcaklık farkının, giriş Reynolds sayısının ve akışkan içerisine yerleştirilen diskin farklı pozisyonlarının akışa ve ısı transferine etkisi incelenmiştir.

1.1. Literatür Araştırması

Yukarıda da ifade edildiği gibi, maliyet ve gürültü gibi sebeplerden dolayı aktif yöntemlerle ısı transferi artırmaya yönelik çalışmalardan ziyade, ilave bir enerjiye gerek duymadan ısı transferinde artış sağlayan pasif yöntemler literatürde daha çok tercih edilmiştir. Bu kapsamda, Mohammed [5], farklı giriş geometrilerinin laminar akış şartlarında karma taşınım ısı transferi üzerine etkisini yatay silindirik boruda deneysel olarak incelemiştir. Çalışma, Reynolds sayısının $400 \leq Re \leq 1600$ ve Grashof sayısı $3 \times 10^5 - 10^6$ değerleri için yapılmıştır. 30 mm çapında ve 900 mm uzunluğunda alüminyum bir boru kullanılmıştır ($L/D=30$). Borunun çapı aynı kalırken uzunluğu; $L=600$ mm ($L/D=20$), $L=1200$ mm ($L/D=40$), $L=1800$ mm ($L/D=60$) ve $L=2400$ mm ($L/D=80$) olmak üzere dört farklı uzunluk için sonuçlar elde edilmiştir. Keskin uçlu ve çan biçimli olmak üzere iki farklı giriş ağzı kullanılmıştır. Boru boyunca yüzey sıcaklık dağılımı, yerel ve ortalama Nusselt sayısı, boyutsuz aksel uzaklık (Z) için verilmiştir. Yüzey sıcaklık dağılımı, $L/D=80$ 'de düşük kütle akışı ve yüksek akış direnci nedeniyle diğerlerinden daha yüksek bulunmuştur. Farklı giriş geometrileri ve uzunluklarının ısı transferini etkilediği gözlemlenmiştir.

Mohammed ve Salman [6], eğimli bir silindir içerisinde, sabit ısı akısı sınır şartında karma ısı transferinde açının ısı transferi üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. 30 mm çapında ve 900 mm uzunluğunda ($L/D=30$) alüminyum bir boru üzerinde çalışmalar yapmışlar ve kararlı duvar ısı akısı sınır şartı kullanmışlardır. Reynolds sayısı 400-1600, ısı akısı $70-400$ W/m² aralığında alınmış ve 30° , 45° ve 60° olmak üzere üç farklı açı için çalışılmıştır. Çapı aynı kalan alüminyum borunun uzunluğu; 180 cm ($L/D=60$) ve 240 cm ($L/D=80$) olmak üzere uzun, 60 cm ($L/D=20$) ve 120 cm ($L/D=40$) olmak üzere kısa olarak değiştirilmiştir. Bütün giriş parçaları için; eğim $\theta=60^\circ$ 'den $\theta=0^\circ$ 'e doğru hareket ettirildiğinde ve ısı akısı arttırıldığında Nusselt sayısı değerlerinde de artış olduğunu gözlemişlerdir. Aynı araştırmacılar bir başka çalışmalarında, yatay bir silindirde termal gelişen yukarı doğru akış için birleşik ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır.

Sonlu elemanlar metodu ve Gauss eliminasyon tekniğiyle iki boyutlu model için (Navier Stocks denklemleri) kısmi diferansiyel denklemleri ile çözmüşlerdir. Reynolds sayısını 400-1600, ısı akısını 70-400 W/m² aralığında değiştirmişlerdir. Sonuçlar Z^+ boyutsuz eksenel uzaklık ile yerel Nusselt sayısının değişimi, silindir boyunca boyutsuz yüzey sıcaklığı, boyutsuz hız profili, boyutsuz sıcaklık profili çalışmışlardır. Isı akısının artırılmasıyla Nusselt sayısında artış görmüşlerdir [7]. Yine aynı araştırmacılar bir diğer araştırmalarında, yatay dairesel bir silindirde birleşik ısı transferini deneysel olarak çalışmışlardır. Nusselt sayısını 400 - 1600, ısı akısını 60 - 400 W/m² aralığında değiştirmişler ve birleşik ısı transferinde silindirin eğim açısının etkisini incelemişlerdir. 30 mm iç çapında 900 mm ($L/D = 30$) uzunluğunda olan alüminyum borunun çapını sabit tutarak dört farklı uzunlukta deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta $\theta = 90^\circ$ 'den $\theta = 0^\circ$ 'e doğru hareket ettirildiğinde silindir yüzey sıcaklık değerlerinde bir azalma gözlemlemişlerdir [8].

Orfi ve Galanis [9], yatay borularda kütle ve ısı transferiyle birleşik ısı transferi problemini çalışmışlardır. Katı-sıvı arasında sabit ısı akısıyla yatay bir boruda laminar karma taşınım ısı transferi ve kütle transferinde Lewis sayısının etkisini araştırılmıştır.

Nguyen vd. [10], içi çıkıntılar verilerek pürüzlendirilmiş bir boruda ısı transferi ve akışı sayısal olarak çalışmışlardır. Sabit duvar sıcaklığıyla laminar akışta boruda ısı iletimini hesaplamışlardır. Isı transferinin akışkan duvar termal iletkenlik oranıyla etkilendiğini bulmuşlardır. Yüksek Prandtl sayısı için, ısı transferinde önemli bir artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Bayraktar [11], içerisine düşey bir engel yerleştirilen bir boruda akış ve ısı transferini sayısal olarak çalışmıştır. Boru içerisindeki akışı modellemek için süreklilik, enerji, momentum denklemlerinin yatay ve düşey yöndeki bileşenleri girdap-akım fonksiyonu formunda dönüştürülmüştür. Denklemler, sonlu farklar metoduyla ayrıştırılıp, FORTRAN dilinde yazılmış bir bilgisayar programı ile çözülmüştür. Engelin değişik geometrik oranları ve boru girişine uzaklığının akım alanı ve ısı transferi üzerindeki etkileri gösterilmiştir.

Yu vd. [12], içi dalga gibi kıvrımlı olan boruların ısı transfer karakteristiklerini ve basınç düşüşlerini deneysel olarak çalışmışlardır. Deneylerde içi dalga gibi kıvrımlı olan boruların tam gelişen alanlarda ve giriş bölgesinde basınç düşüş karakteristiklerini ve ısı transferini incelemişlerdir. Borunun içerisine yerleştirilen bir başka boruyla test borusu oluşturulmuştur.

İçerideki boru bloklı (hava geçişi yok) ve bloksuz (hava geçişi var) olmak üzere iki farklı şekilde deneyler yapılmıştır. Yüksek olan bloklı durum ile dalga gibi olan kıvrımların çoğaltılmasının ısı transferinde önemli bir artışa sebep olduğunu bulmuşlardır.

Nouar [13], silindirik yatay bir boruda laminer birleşik ısı transferini ve sıcaklığa bağlı viskozitenin etkisini incelemiştir. Yatay boruda Newtonian akışın zorlanmış laminer akışta değişken viskozitesi ve doğal taşınımın etkisini incelemiştir. Süreklilik denklemi, üç boyutlu momentum denklemleri ve enerji denklemleri sonlu farklar kullanılarak sayısal olarak çözüm alınmıştır.

Kayataş ve İlbaş [14], iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçıksız ısı değiştiricisinin aynı yönlü ve zıt yönlü akış uygulanarak ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Çözümleri, bir HAD programı olan ve sonlu hacimler metodunu kullanan FLUENT ticari programını kullanarak yapmışlardır. İnceleme, kanatçıksız, kare kanatçıklı, üçgen kanatçıklı ve girdaplı akış olmak üzere dört değişik model için aynı ve zıt yönlü olarak sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve akım çizgileri dağılımını detaylı olarak elde etmişlerdir. Bütün modeller için çıkış sıcaklıkları incelendiğinde maksimum ısı transferinin girdaplı akış durumunda gerçekleştiği ve girdaplı akış kullanılmasının ısı transferini büyük ölçüde iyileştirdiği görölmüştür.

Mujumdar ve Nassef [15], viskoz, non-newtonian, akışkanın iletimle ısı transferini yarı-dairesel ve eşkenar üçgen borularda deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transferinde, Rayleigh sayısının etkisini araştırmışlardır.

Coutier ve Greif [16], sıvı bir ortamla çevrilen yatay bir boruyla ısı transferi ve laminer akışı hem deneysel hem de sayısal olarak çalışmışlardır. Borunun dış yüzeyini çevreleyen duvar ve sıvı arasındaki sıcaklık farkından da doğal taşınımı incelemişlerdir. Detaylı olarak çeşitli akışkan durumları, giriş sıcaklıkları ve sıvı akışkanlar için denemişlerdir.

Choi ve Choi [17], silindirik bir boruda birleşik ısı transferini sabit ısı akışı şartlarında çalışmışlardır. Hesaplamalar $Re = 250$ ve $Pr = 0.7-5$ için yapmışlardır. Grashof sayısının 10^6 ve 10^7 değerleri için ısı transferinde büyük oranda artış olduğunu görmüşlerdir.

Albayrak [18], bir boru içerisinde birleşik ısı transferini yani silindirler içerisinde ısı iletimi ve silindirlerin yüzeyinden akışkan ortamına ısı taşınımını sayısal olarak çözmüştür. Çözümler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kodu olan FLUENT ile yapılmıştır.

Eşkenar üçgen şeklinde düzenlenmiş, içerisinde ısı üretimi olan üç adet silindir kullanılmış, bu geometride zorlanmış taşınım da ısı transferi ve akış analizi beş farklı serbest akış hızı ($u_{\infty} = 1, 2, 3, 4$ ve 5 m/sn) ve altı farklı eksenel dönme açısı ($\alpha = 0, \pi/6, \pi/4, 5\pi/12$ ve $\pi/2$) için yapılmıştır.

Chong vd. [19], kesitin ortasına boyuna monte edilmiş ısıtılan bir plak ile açılı ve yatay dikdörtgen bir boruda ısı transferi ve akışı deneysel olarak incelemiştir. Isıtılan plaka sabit ısı akısında çalışmışlardır. Prandtl sayısı ≈ 0.7 , $Re = 334-1911$, $Gr = 5.26 \times 10^2 - 5.78 \times 10^6$ aralığında ve açı -60° den $+60^\circ$ ye doğru değiştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayıları ve basınç düşüşlerinin Reynolds sayısı ile değiştiğini gözlemlemiştir. Ortalama Nusselt sayıları ve basınç düşüşleri Reynolds sayısı 1500'den aşağıya düşürüldüğünde -60° den $+60^\circ$ eğim açısının artmasıyla azaldığını, fakat Reynolds sayısı 1800'e doğru artırıldığında ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşlerinin eğim açısıyla bağımsız seyrettiğini görmüşlerdir.

Dağtekin ve Öztop [20], iç içe yerleştirilmiş borularda laminer akış ve ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Dört farklı çap oranı için çözümler almışlardır. Hesaplamalar, Reynolds sayısının 100, 500 ve 1000, Prandtl sayısının 0.1, 0.7, 7 ve 10 değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Atmaca [21], cidarları ısıtılan bir boruda, sabit yüzey ısı akısı sınır şartında ve türbülanslı hava akışında girişte yerleştirilen çeşitli açıdaki dirseklerin ısı transferine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Alt akış tarafında, ayrılma, yeniden tutuma ve yeniden gelişme bölgelerindeki yerel ısı transferi karakteristikleri belirlenerek, düz girişli boru deney sonuçlarıyla kıyaslamışlardır. Deneyler altı farklı dirsek açısında ve Reynolds sayısının 5000-25000 değerleri arasında yapmışlardır. Sonuçlar, Nusselt sayısının, eksenel ve çevresel dağılımının dirsek açısına ve Reynolds sayısına bağlı olduğunu ve düz girişli boru değerlerine göre daha büyük olduğunu göstermiştir.

Hwang vd. [22], bir kanal içerisine yerleştirilen bir engel üzerinden türbülanslı akışı sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, kanal yüzeyine farklı dikdörtgen engel uzunluklarında uzunluklarda kanatçıklar yerleştirilerek sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Engel boyutlarının değişiminin akışa etkisini gözlemlemiştir.

Akpınar vd. [23], bir ısı değiştirgecinin, içteki borusunun girişine türbülans üreticiler yerleştirerek ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sıcak hava ve soğuk su sırasıyla içteki borudan ve halkadan geçirilmiştir.

Deneyler 8500 ve 17500 arası Reynolds sayılarında akışkanın hem paralel hem karşı akım akış modelleri için uygulanmıştır. Sonuçlar bu elemanlar olmayan ısı değiştirgeçleri ile kıyaslandığında türbülans üreticilerin %130 oranında ısı transferinde artış sağladığını tespit etmişlerdir.

Lei ve Trupp [24], yarısı alınan dairesel yatay bir borunun giriş alanında birleşik ısı transferini deneysel olarak çalışmışlardır. Akışkan olarak su kullanılmıştır ve akış laminerdir. Reynolds sayısı 400 ile 1600 aralığında değiştirilmiştir. Tam ve yerel olarak gelişen Nusselt sayıları sirküferansiyel değişimlerle ve ısı akısının artışıyla artış göstermiştir.

Hwang ve Lai [25], yüksek Rayleigh sayıları için yatay izotermal borularda laminer ısı transferini incelemişlerdir. Prandtl sayıları ve yüksek Rayleigh sayıları için yatay izotermal soğutulan bir boruda laminer birleşik konveksiyon ısı transferini incelemişlerdir. $Z = 0-0,8$ arasında ve $Ra = 0-5 \cdot 10^8$ ile Nu değişimi elde edilmiştir.

Darıcı [26], borularda akış tıkanmasının ısı transferine etkisini incelemiştir. Cidarları direnç kullanılarak ısıtılan bir boruda, sabit yüzey ısı akısı sınır şartında ve türbülanslı hava akışında, girişe yerleştirilen orifis şeklindeki bir tıkanma elemanının ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, Reynolds sayısının 6500-26400 aralığında üç farklı tıkanma oranı 1/4, 1/2 ve 3/4 için tekrarlanmıştır. Sonuçlar, ayrılma ve yeniden tutunma bölgelerinde yerel taşınım katsayılarının, tam gelişmiş bölge değerlerine göre belirgin oranda arttığı görülmüştür.

Durmuş vd. [27], akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülötörlerin sabit yüzey sıcaklığına sahip bir tüpte ısı transferi ve ekserji kaybına etkisini incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanmış ve Reynolds sayısının 5000-3000 aralığında çalışılmıştır. Türbülötörler de koniklik açısı büyüdükçe ısı transferinde ve basınç kaybında artış olduğunu görmüşlerdir. Belirli bir noktadan sonra ısı transferinin artışıyla birlikte basınç kaybındaki artışlardan dolayı koniklik açısına belirli bir sınır getirilmesi gerektiği kanısına varmışlardır.

Çelikkan [28], türbülötör boru olarak bilinen yüzeyine belirli geometrik şekiller verilmiş boru ve aynı çaptaki düz dairesel kesitli boru içindeki akışın sıcaklık, hız ve basınç dağılımının, FLUENT programını kullanarak sayısal çözümlemesini yapmıştır. Bulunan sonuçlar ışığında türbülötör boru ve düz dairesel kesitli borular için ısı transferi ve Nusselt sayısındaki değişimi analitik olarak incelemiştir.

Promvonge vd. [29], kanal içinden sabit ısı akısıyla geçen türbülanslı hava akışı için sürtünme kayıpları ve ısı transferinde zorlanmış konveksiyon, kanatçık tip girdap üreticileri ve çıkıntılarının birlikte olan etkisi deneysel olarak çalışmıştır. İkizkenar şeklindeki modelin kesitinin karşılıklı duvarlarına yerleştirilmiş çıkıntılarla ters bir akış meydana getirilmiştir. Test borusu girişine yerleştirilen iki parça kanatçık tip girdap üreticisiyle (WVG) 30°, 45° ve 60° olmak üzere çeşitli atak açılarıyla test kanalı boyunca boylamsal bir girdap yaratımı sağlanmıştır. Re sayısı akış oranı hidrolik çap girişinde 5000' den 22000' e değişmiştir. Deneysel sonuçlar engelsiz kanal duvarı üzerinde sürtünme kayıpları ve ısı transfer oranı WVG' ler de ve çıkıntı karıştırıcılarının varlığının önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir. Hem çıkıntı hem de WVG' lerin kullanımı için sürtünme katsayısı ve Nu sayısı değerlerinin yalnız WVG' lerin ya da çıkıntılarının kullanımı karşılaştırıldığında daha yüksek olduğu bulunmuştur. Çizgi üzerinde WVG' ler ile birlikte çıkıntılar aynı şartlar için dağılımından ısı transferi ve sürtünme kayıpları daha yüksek elde edilmiştir. WVG' ler ile birlikte çıkıntı çözümleri hem Nu sayısı hem de sürtünme katsayısında daha büyük bir artış olduğu görülmüştür.

Özceyhan [30], sabit ısı akısıyla dışarıdan ısıtılan halka biçiminde sarılan telin ısı gerilme ve birleşik ısı transferi analizini yapmıştır. Birleşik ısı transferi ve ısı gerilme, ısı transfer ekipmanlarının boruya halka biçiminde sarılan telde ısı farklılıklarına bağlıdır. Üç farklı şekilde sarılan tel, farklı aralıklı, düşünülmüştür. Aynı boru, karşılaştırmalar için de kullanılmıştır. Isıl gerilme analizlerinde sonlu elemanlar metodu (FEM) kullanılmıştır. Isıl gerilmede farklı sarılan tellerin etkisi FEM' den çıkarılan sonuçların şartlarında tartışılmıştır.

Doğan [31], laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmış ve akışkan olarak da hava kullanılmıştır. Reynolds sayısı aralığı $250 < Re < 2300$, uyarlanmış Grashof sayısı aralığı $5 \times 10^7 < Gr < 1 \times 10^9$ ve Richardson sayısı aralığı ise $0.05 < Ri < 342$ ' dir. Kanatçıklar arası mesafe $4 < S < 18$ mm aralığında, kanatçık yüksekliği ise $25 < H_f < 80$ m arasında değiştirilmiştir. Problem FLUENT paket programı ile çözülmüştür. Reynolds sayısının artması, kanatçıklar arası mesafe ve her bir kanatçık yüksekliğinde ısı transfer katsayısının artırdığı, yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar sonucu görülmüştür.

Kahraman vd. [32], boru içi akışlarda türbülatorlerin ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilen iki farklı kanatçık açıklığında ($b = 0.1$ ve $0.2m$) ve üç farklı kanatçık açısına ($\theta = 30,45,60$) sahip türbülator kullanılarak ısı geçişindeki artış üç boyutlu olarak ele alınmıştır. FLUENT ile çözümler yapılmıştır. Boru içerisinde türbülator kullanıldığı zaman Nu sayısının arttığı ve kanatçık mesafesiyle kanatçık açısının ısı transferini etkilediği görülmüştür. Reynolds sayısı artarken Nusselt sayısı artmakta ve sürtünme katsayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı $\theta = 60^\circ$ kanatçık açılı türbülator yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir.

Kaptan [33], birleşik ısı transferi yaklaşımı ile çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde kirlilik modellemelerini çalışmıştır. İncelemede sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleri olan, sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS ve sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programları kullanılmıştır.

Güneş [34], yeni bir çalışma olarak, zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında, dairesel bir boru içerisine cidardan ayrıklı yerleştirilen helisel sarılmış eşkenar üçgen kesitli tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında cidardan iki farklı ayrıklık durumu ($s=1$ mm ve $s=2$ mm), üç farklı hatve oranı ($P/D=1$, $P/D=2$ ve $P/D=3$) ve tel kesitindeki üç farklı kenar uzunluğu ($a=4$ mm, $a=5$ mm ve $a=6$ mm) için gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, boru içerisine yerleştirilen helisel tellerin ısı transferinde artış sağlamanın yanı sıra basınç düşümünde de kayda değer artışlara sebep olduğu görülmüştür.

Güneş vd. [35], türbülanslı akış şartlarında boru içerisine yerleştirilmiş üçgen kesitli tellerin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Borunun dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulamış ve akışkan olarak hava kullanmışlardır. Çalışmalarında Reynolds sayısını 3500 ile 27.000 aralığında değiştirmişlerdir. Deneyler boş boru ile kıyas edilerek üçgen kesitli teller yerleştirilmiş olan boruların ısı transferinde ve basınç düşümlerinde artışa sebep olduğunu görmüşlerdir.

Fu ve Tong [36], duvarları ısıtılan bir kanal içerisinde titreşen bir silindirin blokaj oranının ve silindirin kaçıklığının ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Duvarları ısıtılan kanalda blokaj ve silindir oran kaçıklığının ısı transferindeki etkilerini gözlemlemişlerdir. Araştırmalarında, kanal içerisinde ki silindirin çapı ve pozisyonunun ısıtılan alanlarda ve akışta büyük bir etkisi olduğunu görmüşlerdir.

Varol [37] segman yerleştirilmiş borularda laminer akışta, akış ve ısı transferi; segmanın cidara yapışık, cidardan ayrık ve eksende olması durumları için çalışmıştır. Reynolds sayısı 10, 100, 500 ve 1000 değerleri için aksel hız değerleri hesaplamıştır. Navier-Stokes denklemleri çözülerek segmanlı borudaki akım ve girdap fonksiyonları, hız dağılımları, basınç dağılımları, basınç kaybı ve sabit akım çizgilerini incelemiştir.

Kongkaitpaiboon vd. [38], boru içerisine yerleştirilen delikli konik halkaların türbülanslı akışta sürtünme ve ısı transferi üzerinde ki etkilerini deneysel olarak gözlemlemiştir. Çalışmada, delikli konik halkaların, ısı transferi (Nu), sürtünme katsayısı (f) ve ısıl performans etkisi (η) incelemiştir. Sabit duvar ısı akısı sınır şartında ve akışkan olarak hava kullanılan deneylerde, Reynolds sayısı 4000 ile 20.000 aralığında değişmiştir. Isı değiştirgeci sistemlerinde sıkça kullanılan konik halkalara göre delikli konik halkaların ısı transferinde artış yarattığı görülmüştür. Aynı araştırmacılar bir başka çalışmalarında, dairesel halka türbülatorlerle boruyu çevreleyen parçaların, basınç düşüşlerini ve ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Dairesel halka türbülatorler, üç farklı çapta ve üç farklı aralıkta denenmiştir. Boru boyunca 27°C hava geçirilmiş ve sabit duvar ısı akısı sınır şartında çalışılmıştır. Reynolds sayısı 4.000-20.000 aralığında değişmiştir. Düz borularla kıyaslandığında dairesel halka türbülatorlerin ısı transferinde ciddi bir artış sağladığı gözlemlenmiştir [39].

Kaptan vd. [40], ısı değiştirgeci boru geometrilerinde çapraz akış için akış yapıları ve ısı transferi üzerinde kirliliğin etkilerini sayısal olarak gözlemlemiştir. Yaptıkları analizde, Reynolds sayısı ve blokaj oranı, sırasıyla 100 ve 0.1' dir. Sıcaklık dağılımları, kirli yüzeyde ısı akısı ve ısı transfer katsayısı, tek ve çift tabaka kirli durumlar için elde edilmiştir.

Fu and Ching [41] boru içerisine konsantrik şekilde boru yerleştirerek, ısı transferi değişimini sayısal olarak incelemişler, daha sonra aynı çalışmayı deneysel olarak tekrarlamışlardır [42]. Yılmaz ve Varol [43] benzer şekilde boru içerisine segman yerleştirerek ve segmanın farklı yerleşim yerine göre akış ve ısı transferini incelenmiş ve özellikle segmanın boyutlarının akış ve ısı transferi üzerinde önemli bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir.

Öztop ve Dağtekin [44], Öztop [45] ve Fu ve Ching [41]' in çalışmasına benzer bir model kullanarak, SIMPLEM çözüm algoritmasının uygulamasını yapmışlardır. Daralan-genişleyen ve tekrar daralan borular için çözümler elde etmişlerdir.

Elde edilen sonuçlar, daralan-genişleyen-daralan boruların farklı çap oranlarına, Reynolds sayısına ve Prandtl sayısına göre ısı transferinde iyileşme görülmekte buna karşılık pompalama gücünde ise aşırı bir artış olduğu görülmüştür.

Bu çalışmanın temel amacı ise, silindirik kalın cidarlı bir boru içerisine yerleştirilen keskin uçlu disklerin akış ve ısı transferine etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemektir. Yazarın bilgisi ve yapılan araştırmalar doğrultusunda, hem iletim hem de taşınımın bir arada gerçekleştiği karma taşınım problemlerine literatürde rastlanmamaktadır. Literatürdeki bir çok çalışmada, boru cidar kalınlığı ihmal edilirken, bu çalışmada, boru cidar kalınlığı da hesaplara dahil edilmiş ve birleşik (conjugate) ısı transferi problemi çözülmüştür. Çalışmada, hız profilleri, sıcaklık profilleri, akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, eş basınç eğrileri farklı Reynolds sayıları için ileride yer alan bölümlerde verilecektir.

1.2. Isı Transfer Teorisi

1.2.1. Isı Transferi Şekilleri

Isı geçişi (veya ısı), sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkı mevcut olan her durumda ısı geçişi mutlaka gerçekleşir.

Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için iletim terimi kullanılır. Buna karşın, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı geçişi, taşınım terimi ile anılır. Isı geçişinin üçüncü türü ise ısı ışınım olarak adlandırılır. Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler, elektromanyetik dalgalar halinde enerji yayarlar. Dolayısıyla, farklı sıcaklıklardaki iki yüzey arasında, birbirini görmeye engel olan bir ortam yoksa, ışınım ile net ısı alışverişi gerçekleşir [50].

1.2.1.1 Isı İletimi

İletim kelimesi atomik ve moleküler faaliyeti çağrıştırmalıdır, çünkü ısı geçişinin bu türü, atomik ve moleküler düzeyde hareketle ilişkilidir. İletim, bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklarından daha düşük enerji parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucunda enerjinin aktarılması olarak düşünülebilir.

Yüksek enerjili moleküller, daha yüksek sıcaklığa sahiptir ve komşu moleküller sürekli olarak çarpışırken, daha çok enerjili moleküllerden daha az enerjili moleküllere bir enerji aktarımı gerçekleşir. Böylece bir sıcaklık farkı olması durumunda, sıcaklığın azaldığı yönde iletim ile enerji transferi gerçekleşmektedir [50].

Isı iletim çözümlemesinde asıl amaç, verilen sınır koşulları için bir ortamda sıcaklık dağılımını belirlemektir. Yani, ortamda sıcaklığın yerel olarak nasıl değiştiğini bulmaktır. Bu dağılım bilindiğinde, ortam içinde veya yüzeyinde herhangi bir noktadaki iletimle ısı akısı, Fourier yasasından hesaplanabilir.

Genel ısı denklemi;

$$\nabla^2 T + \frac{q'''}{k} = \frac{1}{\alpha} + \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada ∇^2 ; Silindirik koordinatlarda,

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (1.2)$$

olarak alınır.

1.2.1.2. Isı Taşınımı

Gaz veya sıvı haldeki akışkan ile akışkanın temas ettiği yüzey arasındaki moleküllerin makroskobik hareketleri ile meydana gelen ısı transferi şekline ısı taşınımı denilmektedir. Akışkanın hareketi, örneğin hava akımının vantilatör, su akımının pompa ile meydana getirildiği gibi, dıştan bir enerji harcanarak yapılması durumunda ısı taşınımı zorlanmış ısı taşınımı, eğer akışkan hareketi, örneğin bir ısıtıcının etrafındaki havanın yükselmesi gibi, sıcaklık farkı nedeniyle yoğunluktaki değişimlerden meydana geliyorsa doğal taşınım veya serbest taşınım adını alır.

Taşınım ile ısı transferinde ısı bir yüzeyden hareket halindeki bir akışkana transfer edildiğinden, ısı transfer işlemi akışkan içerisindeki ısı iletimi mekanizmasına ek olarak hareket halindeki akışkan tarafından taşınmasını da içerir.

Akışkan hareket etmiyorsa taşınım ile ısı transferi aynıdır. Taşınım ile ısı transferinde bir yüzey üzerinde akan akışkana geçen veya akışlardan yüzeye geçen ısı akısı hesaplanır. Akışkan bir katı yüzey ile temas halindedir [50]. Yüzey sıcaklığı T_w , yüzey ile temasta bulunan akışkanın sıcaklığı T_f ise, yüzey ile akışkan arasındaki ısı akısı;

$$q = h(T_w - T_f) = h \cdot \Delta T \quad (1.3)$$

ifadesi ile hesaplanır. Bu ifade Newton'un soğutma kanunu olarak da bilinir. Bu ifade de h yüzey ile akışkan arasındaki ısı taşınım katsayısı (film katsayısı), T_f kanal içerisinde akışkanın ortalama sıcaklığı (yüzey üzerindeki akış da, yüzeyden uzakta akışkan sıcaklığı T_∞) ve T_w yüzey sıcaklığıdır. Isı akısı, q [W/m^2], sıcaklık farkı, ΔT [K] ve ısı taşınım katsayısı, h [$W/(m^2K)$]’dir.

1.2.1.3. Işınım

Isıl ışınım, sonlu sıcaklığa sahip bir cismin yaydığı enerjidir. Işınım yayma, cismin yapısından bağımsız olarak, cisim oluşturan atomların ve moleküllerin elektron düzenlerindeki değişmelere yorumlanabilir. Işınım alanının enerjisi, elektromagnetik dalgalar (veya fotonlar) ile aktarılır. İletim ve taşınım ile enerji aktarımı, bir maddi ortamın varlığını şart kılarken, ışınım için böyle bir şart yoktur. Hatta boşlukta daha etkin olarak gerçekleşir [50].

1.2.2 Birleşik Isı Transferi

İletim, katı bir cismin içinde gerçekleşen ısı transfer şeklidir. Taşınım, bir katı ile bir akışkan arasındaki ısı transferidir. Katı cisim içinde iletimle ve onun çevresinde akan akışkanda taşınım ile ısı transferinin olmasıyla iki ısı transfer şekli birlikte ele alınır. İki ısı transfer şeklinin aynı anda meydana gelmesine birleşik ısı transferi denir.

Boru içi akışlarda birleşik ısı transferi, cidar iletimini ve cidar ile akışkan arasındaki taşınımını birlikte ele alan problemlerdir. İnce cidarlı borularda cidar-akışkan ara yüzeyindeki sınır şartının dış yüzeyine eşit olduğu ve dolayısıyla önceden bilindiği kabul edilebilir. Bu kabul kalın cidarlı borular için gerçekçi değildir ve birleşik ısı transferi analizi yapılması gerekir.

1.2.3. Isı Transferi Artırma Yöntemleri

Giriş bölümünde de ifade edildiği gibi, ısı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileşmeyi sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem denir. Bu nedenle yüksek ısı transfer katsayısına ulaşmak için, imalatlarda uygulanan yöntemlerin farklılığı ile beraber plakaların yüzey geometrileri de karmaşık bir hale gelmiştir. Isı transferini artırmak için; mekanik yardımcı elemanların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanda titreşim oluşturulması, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler aktif yöntemlere örnek olarak verilebilir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyinin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntılarının oluşturulması gibi işlemlerin yapılması da pasif yöntemlere örnek olarak verilebilir.

Isı transferini artırmak için, yüzey alanlarının büyütülmesi bir çok ısı değiştirgeçlerinde kullanılan bir tekniktir. Kanatçıklı yüzeylerin ve sabit yönlendirici kanatların imal güçlüğü ve ısı değiştirgecinin boyutlarının artırılması ve bakımlarının zorluğu gibi sebeplerden dolayı son yıllarda yerini türbülötörlere bırakmaktadır.

Türbülötörlerde ısı transferindeki artış yüzey alanının büyütülmesinden çok ısı taşınım katsayısının artırılmasıyla sağlanır. Isı taşınım katsayısını artırmak için, ısı değiştirgecinde türbülans artırıcı teknikler denenir. Türbülötörlere uygulamada; duman borulu sıcak su ve katı yakıtlı kazan, ısı değiştirgeçleri, gaz soğutmalı reaktör yakıt elemanları, elektronik sistemlerin havalandırma donanımları gibi sistemlerde karşılaşılr. Özellikle kurulu kazan sistemlerinde kazana ilave ek bir masraf getirmeden, kazan duman borularının içerisine yerleştirilerek kazan veriminin iyileştirilmesi sağlanır. Türbülötörler, konik halka yüzeyli, spiral ve delikli palet karıştırıcı, vb. olmak üzere bir çok çeşide sahiptirler [27, 28, 29, 32].

Enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılan ısı değiştirgeçlerinde, ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli kullanılması giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında daha da büyük önem kazanmaktadır. Pasif yöntemlerden biri olan ısı değiştirgeçine kanatçık yerleştirme ısı transferini iyileştirilmeye yönelik çalışmalardan biridir [10, 11, 22, 31, 37].

Genişletilmiş yüzey, dönmeli akış cihazları gibi ilave güce gereksinim duymayan pasif yöntemlerden biride iç içe yerleştirilen borulardır. Örnek olarak soğutma sistemleri, buhar kazanları verilebilen ısı değiştirgeçleri tasarımında yüksek basınç kaybı oluşturmaksızın ısı transferini artırmak amacıyla dairesel kesitli iç içe yerleştirilen borular çalışılmıştır [20, 14, 23].

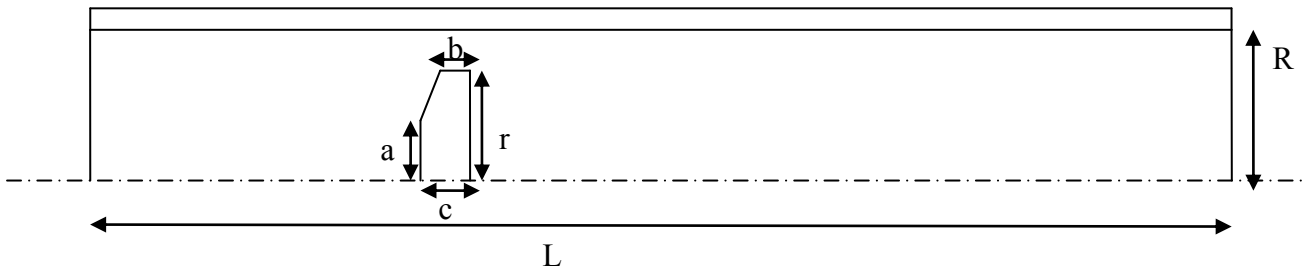
2. MATERYAL VE METOT

2.1. SAYISAL ÇALIŞMA

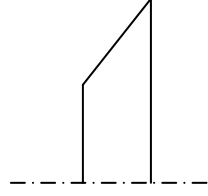
Pasif yöntemlerle ısı transferi artırma çalışmalarında, yaygın olarak kanatçıklar, türbülötörler gibi pasif elemanlar kullanılmaktadır. Sayısal metotlar, deneysel çalışmaların maddi ve fiziksel uygulama sıkıntılarından kurtarmaktadır. Problemin çözümü ve problem çözüldükten sonra yorumlanması işlemi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile kolayca yapılabilir. Böylece, problem hakkında gerçeğe yakın veriler elde edilir.

Her sayısal metodun başlangıç noktası kısmi diferansiyel ya da integral denklemler ve sınır şartlarıyla oluşturulmuş matematiksel modeldir. HAD uygulamalarında da çözüm aşamasında temel denklemler kullanılarak matematiksel bir model oluşturulur. Modelin çözümü ve analizler sonraki aşamada yapılır.

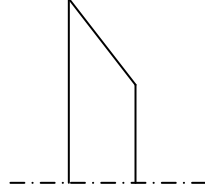
Yapılan çalışmada, bir borunun içerisine keskin uçlu bir pasif eleman yerleştirilmiştir. Engelli boru $L= 2500$ mm uzunluğunda, $r= 20$ mm yarıçapındadır. Boru cidarı ise 1 mm kalınlığındadır. Boruya, $x/L=0.380$ ile $x/L=0.382$ arasında farklı geometrilerde engeller yerleştirilmiştir. Engelli boru içerisinden akışkan olarak hava geçirilmektedir. Havanın boruya giriş sıcaklığı 300 °K olup çalışma $Re= 450, 785$ ve 1125 olmak üzere üç farklı Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. Boru $x/L = 0.32$ ile $x/L = 0.44$ aralığında ki test bölgesi boyunca sabit ısı akışıyla ısıtılmaktadır.



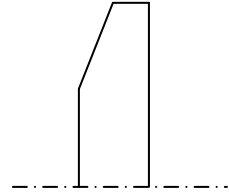
Şekil 2.1. Örnek fiziksel model



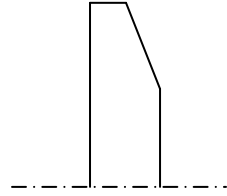
Durum 1 (a)



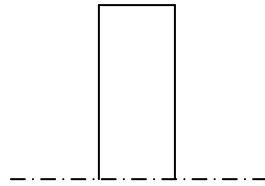
Durum 1 (b)



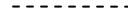
Durum 2 (a)



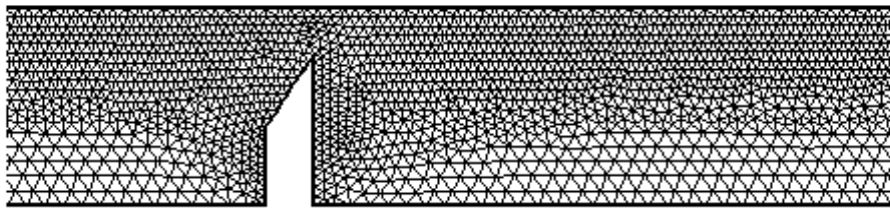
Durum 2 (b)



Durum 3



Şekil 2.2. Çalışmada kullanılan pasif engeller



Şekil 2.3. Örnek model için ağ yapısı (Durum 1(a))

2.1.1. Ağ Yapısının Test Edilmesi

Ağ yapısının düzgün ve kaliteli olması, sayısal analiz sonuçlarının hassasiyeti üzerinde önemli rol oynar. Aynı zamanda ağ yapısı çözüm süresini belirleyen temel parametrelerden biridir. Elamanların dağılımı, düzgünlüğü, çarpıklığı ağ yapısının kalitesini etkileyen önemli parametrelerdir. Yukarıda bahsedilen modeller için ağ yapıları, belirtilen parametreler göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Ağ yapıları oluşturulurken, komşu hücrelerin boyutları arasındaki hızlı değişim hataya neden olmaktadır. Buna karşılık hücreler arasındaki düzgün değişim, hassasiyeti artırmaktadır [53]. Yapılan çalışmada ağ yapısı ANSYS ticari yazılımı vasıtasıyla oluşturulmuştur. Özellikle engel bölgesinde ve boru iç cidarında ağ yapısı sıkılaştırılmıştır. Bu şekilde çözüm hassasiyeti sağlanmaya çalışılmıştır. Çözümün ağ yapısından (eleman sayısı, düğüm noktası vs.) bağımsızlığını sağlamak için farklı eleman sayısı ve şekli kullanılarak birçok çözüm yapılmıştır. Üçgen ve kare olmak üzere, iki farklı eleman şeklinde problemin sınır şartları kullanılarak çözüm yapılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda üçgen elemanların problem için daha uygun olduğu belirlenmiştir. Belirlenen eleman şekli için farklı eleman sayıları denenmiştir. Çalışma öncelikle 1000 ile 30.000 arasında eleman sayıları kullanılarak tekrarlanmıştır. Sonra, 30.000 ile 80.000 eleman sayılarında çözümler tekrarlanmıştır. Daha sonra ise 80.000 ile 200.000 eleman kullanılan çözümler yapılmıştır. Bu denemeler neticesinde 30.000 ile 60.000 eleman sayılarında yapılan çalışmalarda daha yakınsamanın iyi olduğu görülmüştür. Bu eleman sayıları arasında daha hassas çözümler yapılmıştır. Neticede, tüm durumlar için 40.000 ile 50.000 arasında eleman kullanılarak doğru çözümler elde edilmiştir.

2.1.2. Yönetici Denklemler

Bütün HAD uygulamalarında temel yönetici denklemler olarak akışkanlar dinamiğinin süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılır. Denklemler temel fizik kurallarına bağlı olarak farklı şekillerde türetilir.

Bu çalışmada, sıcaklık dağılımı ve akışın analizi için kütle korunumu, momentumun korunumu ve enerji denklemleri kullanılmıştır. Denklemler aşağıdaki kabuller yapılarak yazılmıştır.

- Çözüm alanı iki boyutludur.
- Akış ve ısı transferi sürekli rejim şartlarında gerçekleşmektedir.
- Akışkan sıkıştırılmaz akışkandır.
- Radyasyon ısı transferinin olmadığı kabul edilmiştir.

2.1.2.1. Kütlein Korunumu Denklemi

Kütlein korunumu denklemi genel olarak aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\nabla(\rho.V) = 0 \quad (2.1)$$

2.1.2.2. Momentumun Korunumu Denklemi

Momentumun korunumu denklemi silindirik koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılır.

x momentum

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (2.2)$$

r momentum

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} \right) + g_r \beta \Delta T \quad (2.3)$$

2.1.2.3. Enerji Denklemi

Enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.4)$$

Doğal taşınım etkisi için ise Grashof ve Rayleigh sayıları aşağıdaki gibi hesaplanır

$$Gr = \frac{g \beta q d^4}{v^2 k} \quad (2.5)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.6)$$

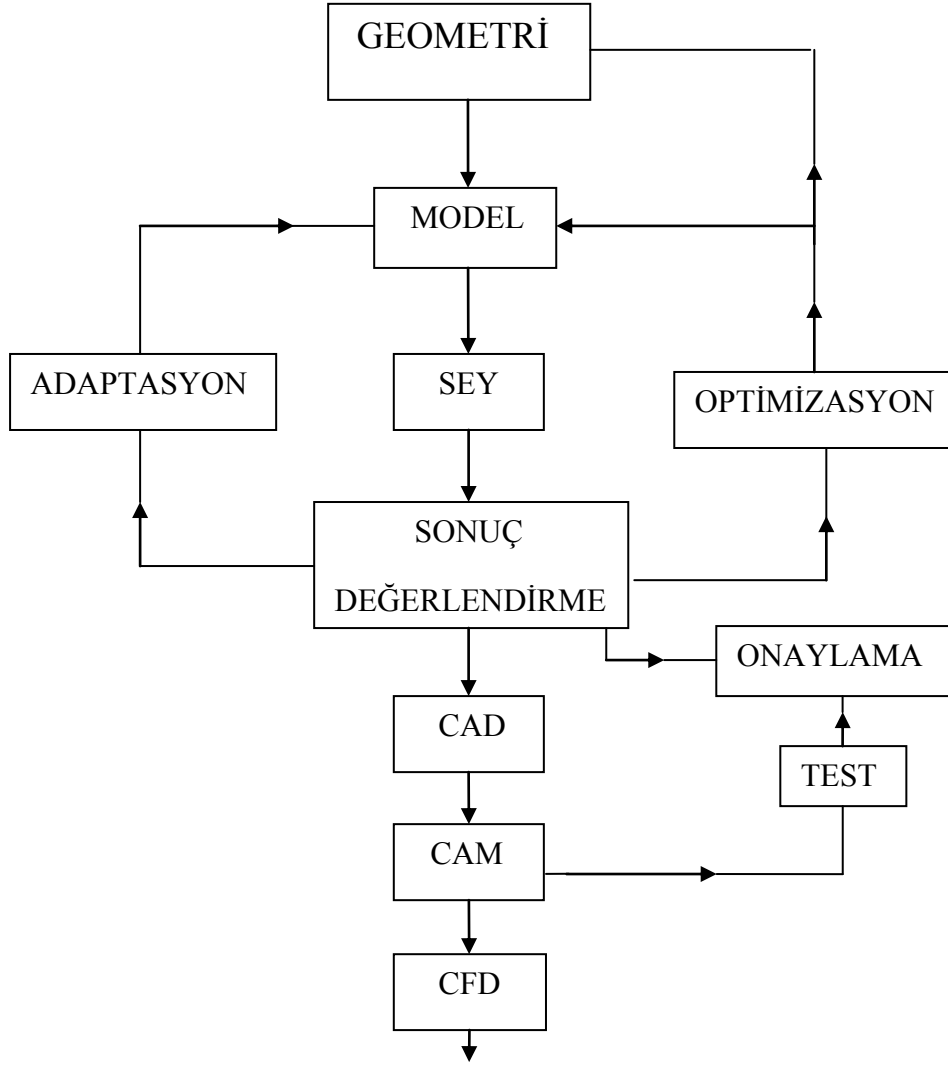
2.1.2.4. Sınır Şartları

Problemin çözümünde en önemli noktalardan biriside uygun sınır şartlarının belirlenmesidir. Çalışmada, akışkan yoğunluğu ($\rho= 1,225 \text{ kg/m}^3$) özgül ısı ($C_p= 1006,43 \text{ J/kgK}$) ve viskozitesi ($\nu= 1,78.10^{-5}$) ANSYS veri tabanından sabit olarak alınmıştır. Test bölgesine sabit ısı akısı uygulanırken akışkanın boruya giriş sıcaklığı $T_{\text{giriş}} = 300 \text{ K}$, boru cidarında ve engel üzerinde hızlar sıfır ($u_x = 0, u_y = 0$) ve boru ekseninde u_x maksimum olarak belirlenmiştir. Eksende simetrik çözüm yapılmıştır. Boru malzemesi bakır olarak tanımlanmış ve bakırın termofiziksel özellikleri ($\rho= 8978 \text{ kg/m}^3, C_p= 381 \text{ J/kgK}, k= 387,6 \text{ W/mK}$) sayısal çalışmada kullanılmıştır. Boru çıkışında hidrodinamik olarak tam gelişmiş sınır şartları uygulanmıştır ($P = \frac{\partial u}{\partial x} = 0$).

2.1.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor problemleri kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla çözebilen sayısal çözüm metotlarından biridir. Sonlu elemanlar yöntemi, (SEY) karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Sonlu elemanlar metodu modellemede sağladığı esneklikler ve yazılımların metodun tatbikinde sağladığı kolaylıklar nedeniyle de tercih edilmektedir.

SEY' i kullanan çok sayıda bilgisayar programı vardır; ALGORTM, NASTRANTM, ADINATM, COSMOS/MTM ve ANSYSTM bunlara örnek programlardır. SEY mühendislikte disiplinler arası bir yöntem olup, elektrik müh., enerji müh., inşaat müh., kimya müh. problemlerinin analizinde yaygın olarak kullanılır. SEY geçmişte tasarımın onaylanmasında kullanılmasına rağmen günümüze tasarım aşamasının bir ögesi haline gelmiştir (Şekil 2.4).

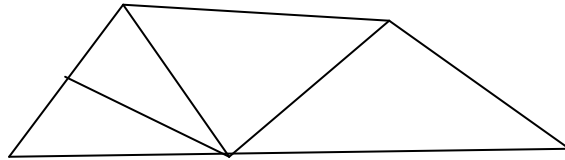


Şekil 2.4. SEY' in tasarım ve modelleme aşamasındaki yeri

Sonlu elemanlar yönteminin temel kavramı sıcaklık, basınç veya deplasman gibi herhangi bir sürekli niceliğin küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Bu yöntemle göre; orijinal geometri, malzemenin yüzeyinde ve içinde noktalar içeren elemanlar dizisi tarafından yerleştirilir. Model cevabı tekil bir eleman için ele alınır. Şöyle ki; fonksiyonun sürekliliği, içeride düzenleyici olan denklemlere uyan noktalar arasında sağlanır. Örneğin, bir elastik problem için sonlu elemanlar formülasyonu noktasal yer değişimleri belirlemek için gerçek iş prensibi kullanılarak çıkarılır. Uyumluluk içerideki dengede hemen hemen sağlanır. Önce tekil bir elemanın noktasal cevabı çıkarılır, daha sonra katının bütünüdürün davranışı her bir elemanın katkısı birleştirilerek elde edilir [51].

Sonlu elemanlar metodunun en önemli özelliklerinden biri; kıvrılmış, eğrilmiş sınırların yüksek izoparametrik elemanlar kullanılarak, gerçekçi olarak tanımlanabilmesidir. Gerçek çözüm, ağı tanımlayan ortalama eğimin yerleştirildiği bölgede elde edilir. Sonuçlar noktasal serbestlik dereceleri ağı düzenleyerek artırıldığını gösterir. Sonlu elemanlar ilk olarak geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit bölgelere ayrılır. Bu aşamada probleme konu olan çözüm bölgesi uygun şekilde elemanlara ayrılır. Elemanlara ayırma işlemi, problemin çözümünün yakınsaması açısından oldukça önemlidir [51].

Elemanlar çözüm bölgesinin geometrik yapısına ve problemin tipine göre farklılıklar gösterebilir. Analiz yapılacak alanın elemanlara ayrılması işlemi şekli uygun biçimde uygun elemanlar kullanarak bölmek ve bu elemanlar üzerindeki düğüm noktalarını en uygun şekilde numaralandırmak üzere iki önemli adımdan meydana gelir. İki boyutlu bir şekil, en basit olarak üçgen elemanlara bölünebilir. Bunun için şekil önce dört kenarlı elemanlara, sonrada bu dörtgen elemanlar, üçgenlere ayrılır. İkinci ayrıştırma sırasında, geometrik değişiklikler, yük uygulanan yerler ve malzeme özelliklerinin değişiklik gösterdiği bölgeler göz önünde tutulur. Eğer ele alınan cismin kenarları doğrusal değil ise, bu eğrilik küçük elemanlar kullanılarak belli bir yaklaşıklıkla ifade edilebilir [51].



Şekil 2. 5. Doğrusal kenarlı basit üçgen

İkinci olarak her elemandaki sürekli fonksiyonların, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, her eleman içinde düğüm noktalarındaki değerlerin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli görülebilmesidir. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları, interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır [51].

Günümüzde diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzeşiklerinin oluşturulması ve elde edilen ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en kapsamlı ve evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemin klasik sonlu farklar yönteminden temel farkı, bunun sınır değer problemi değil, değişken problemi temel almasıdır. Bu nedenle SEY, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. SEY' in kapsamının ne kadar geniş olduğunu göstermek için, bunun matematiksel analiz, diferansiyel denklemler, sayısal yöntemle bilgisayara bilimleri ve farklı mühendislik bilim dallarıyla iç içe olduğunu söylemek yeterli olacaktır.

Sonlu elemanlar yönteminin yararları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- a) Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olabilir. Bu özellik birkaç malzemenin birleştirdiği cisimlerde uygulanmasına imkan vermektedir.
- b) Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilir.
- c) Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilirler. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılabilir.
- d) Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla ele alınabilir.

Sonlu elemanlar metodunun kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen birçok makine elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim sırasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum tasarımın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir. Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan başlıca özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- a) Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- b) Bir ve ya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- c) Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- d) Genel rijitlik matrisi kullanılarak cisme etki eden kuvvetler, deplasmanlar cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözümlenmesini hem mümkün hale getirir hem de basitleştirir.

e) Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi ile problem çözümünde izlenecek adımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- a) Cismin sonlu elemanlara bölünmesi
- b) İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi
- c) Eleman rijitlik matrisinin oluşturulması
- d) Sistem rijitlik matrisinin oluşturulması
- e) Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması
- f) Sınır şartlarının belirlenmesi ve uygulanması
- g) Sistem denklemlerinin çözümü

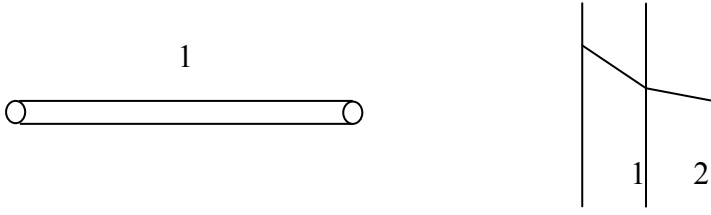
Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında, elde edilecek sonuçlar gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır.

İki boyutlu bir şekil, en basit olarak üçgen elemanlara bölünebilir. Bunun için şekil önce dört kenarlı elemanlara, sonrada bu dörtgen elemanlar üçgenlere ayrılır. İkinci ayırma sırasında, geometrik değişiklikler, yük uygulanan yerler ve malzeme özelliklerinin değişiklik gösterdiği bölgeler göz önünde tutulur. Eğer ele alınan cismin kenarları doğrusal değilse, bu eğrilik küçük elemanlar kullanılarak belli bir yaklaşıklıkla ifade edilebilir [52].

2.1.2.1. Eleman Tipleri

a) Tek Boyutlu Elemanlar

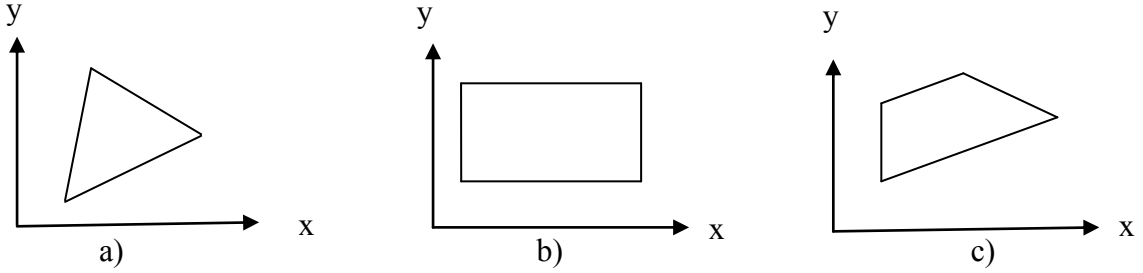
Tek boyutlu ifade edilen problemlerin çözümünde kullanılır. Tek boyutlu elemanlar geometrik olarak diğer iki boyutu tek boyutuna göre ihmal edilebilen geometrik yapıların analizinde ve problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu inceleme yapmayı gerektiren durumlarda kullanılır. İlk duruma örnek olarak kafes sistemleri, ikinci duruma örnek olarak da tek boyutlu ısı transferi gösterilebilir. Şekil 2.6' da tek boyutlu eleman gösterilmiştir [47].



Şekil 2.6. Tek boyutlu elemanlar

b) İki Boyutlu Elemanlar

İki boyutlu (düzlem) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı dokuz ve daha fazla düğüm içeren çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir.

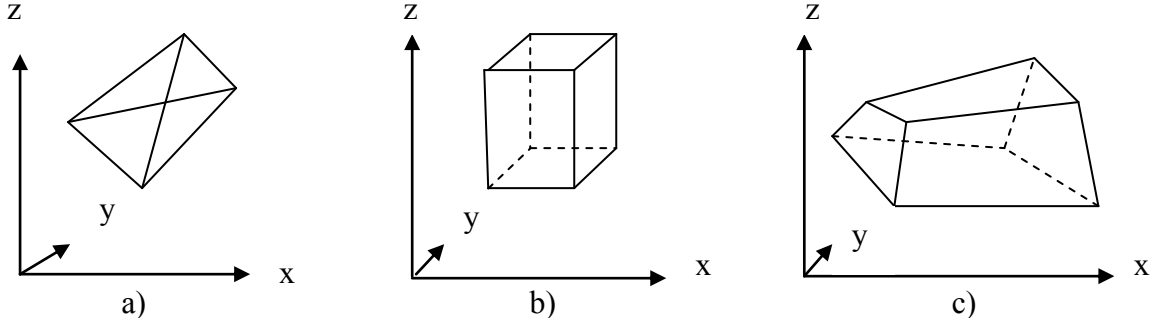


Şekil 2.7. Çeşitli iki boyutlu elemanlar, a) üç düğümlü üçgen eleman b) dikdörtgen eleman, c) dörtgen eleman

Bu grubun diğer bir elemanı dörtgen elemandır. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanılabilir. Dikdörtgen elemanlarla çözüm bölgesini taramak oldukça kolaydır. Ancak çözüm bölgelerinin ifade edilmesi bakımından üçgen elemanlar daha kullanışlıdır [51], (Şekil 2.7).

c) Üç Boyutlu Elemanlar

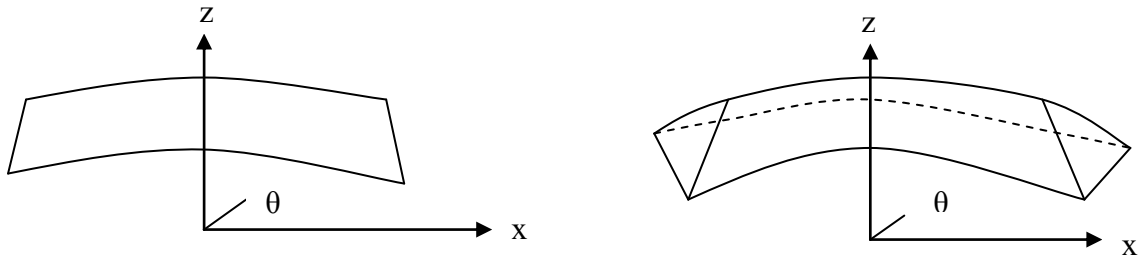
Bu grupta en çok kullanılan eleman üçgen piramittir. Ayrıca dikdörtgen prizması ve altı yüzlü elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan diğer eleman tipleridir (Şekil 2.8).



Şekil 2. 8. Çeşitli üç boyutlu elemanlar a) üçgen piramit, b) dikdörtgenler prizması c) altı yüzlü eleman

d) Dönel Elemanlar

Eksenel simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel eleman kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapması ile elde edilirler. Dönel eleman yardımı ile üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenel simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözmeye olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.



Şekil 2.9. Dönel elemanlar

e) İzoparametrik Elemanlar

Çözüm bölgesinin eğri kenarlı olduğu durumlarda gerçeğe yakın olması amacıyla izoparametrik elemanlar kullanılır. Elemanı geometrik olarak tanımlayan fonksiyon ile alan değişkenin çözüm bölgesi içerisindeki değişimini tanımlayan fonksiyonun aynı dereceden olmasından dolayı bu tür elemanlara izoparametrik elemanlar denir.

Sonlu elemanlar yönteminde birbirinden farklı büyüklükte elemanlar kullanılabilceği gibi düğüm noktaları arasındaki uzaklıklarda farklı olabilir. Ani sıcaklık farkları ve gerilmelerin yoğun olduğu yerler gibi değişimleri daha iyi izleyebilmek için böyle değişkenlerin beklenildiği bölgelere daha küçük ve fazla sayıda eleman yerleştirilir. Analizi yapan kişi eleman tipini, eleman geometrisini, sonlu eleman sayısını, düğüm noktaları yerleşimini ve problemi kaç boyutta göz önüne alacağını kendi bilgi ve tecrübesine dayanarak belirler. Örneğin bir eksene göre simetrik bir parçanın düzgün yayılı bir yük altında gerilmeleri araştırılıyorsa problemi üç boyutta incelemeye gerek yoktur [48].

2.1.2.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

İnterpolasyon fonksiyonu, alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Ayrıca interpolasyon fonksiyonları şu şartları sağlamalıdır;

- a) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeni ve alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir önceki mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.
- b) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları limitte sıfıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.
- c) Seçilen interpolasyon fonksiyonunu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

Hem yukarıdaki şartları sağlamaları hem de türev ve integral almadaki kolaylığından dolayı interpolasyon fonksiyonu olarak genelde polinomlar seçilir. Seçilen polinom yukarıdaki şartların gerçekleşmesi için uygun terimleri ifade etmelidir [49].

2.1.2.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi

Eleman rijitliğinin bulunması, elemana etki eden dış kuvvetler ile alan değişkenleri arasında bir ilişki kurmak anlamına gelmektedir. Eleman rijitliğini elde ederken çözülecek problemin konusu; alan değişkeni, seçilen eleman tipi, seçilen interpolasyon fonksiyonu, eleman özelliklerini elde ederken kullanılan metot gibi pek çok faktör göz önüne alınmak zorundadır. Etki eden bu faktörlere göre de eleman rijitliğinin elde edilmesinde değişik yollar izlenir [49].

2.1.2.4. Sistemin Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi

Sistem rijitlik matrisi sistemin düğüm sayısı ve her düğümdeki serbestlik derecesine bağlı olarak belirlenir. Elemanlar için hesaplanan rijitlik matrisleri, eleman üzerindeki düğüm numaralarına bağlı olarak genel rijitlik matrisinde ilgili satır ve sütuna yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerdeki terimler genel rijitlik matrisinin ilgili satır ve sütununda üst üste toplanmalıdır. Elemanların düğüm numaralanması bir sisteme göre yapılırsa genel rijitlik matrisinde elemanlar köşegen üzerinde üst üste toplanır. Genelde rijitlik matrisi simetriktir [49].

2.1.2.5. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması

Bir problemde sisteme etki edebilecek kuvvetler; tekil, yayılı ve kütle kuvvetleri olmak üzere üçe ayrılır.

- a) Tekil kuvvetler: Tekil kuvvetler hangi elemanın hangi düğümüne ne yönde etki ediyorsa genel kuvvet vektöründe etki ettiği düğüme karşılık gelen satıra yerleştirilir. Problemin cinsine göre tekil yük kavramı değişebilir. Örneğin; ısı iletimi probleminde elastisite problemindeki tekil yük yerine noktasal ısı kaynağı veya tanımlı ısı akışı yükleri kullanılmaktadır.
- b) Yayılı kuvvetler: Bu kuvvetler bir kenar boyunca yada sonlu bir alanda etkili olurlar.
- c) Kütle kuvvetleri: Eleman hacmi için geçerli olan merkezkaç kuvveti ve ağırlık kuvvetleri gibi kuvvetlerdir [49].

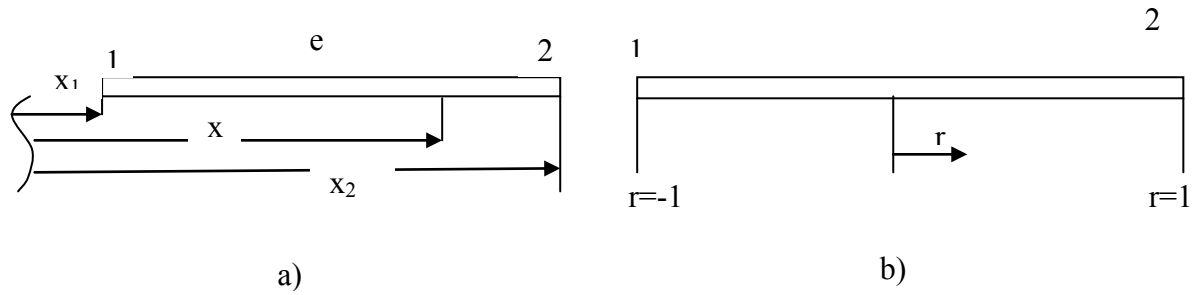
2.1.2.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Her problemin doğal ya da yapay sınır şartları vardır. Bir cismin çeşitli kısımlarındaki elastik yer değiştirmeler ölçülerek bir referans sağlanır. Sınır şartları cismin belli parçasında yapılan kısıtlamalardır. Bu kısıtlamalar cismin yer değiştirmesine engel olur ve uygulanan dış yüklerin cisim tarafından taşınmasını sağlar. Aynı sınır şartları, problemin cinsine göre sonlu elemanlar metodunun uygulandığı diğer vektörel ve skaler alan problemleri içinde tanımlanır[49].

2.1.2.7. Sistem Denkleminin Çözümü

Çözüm için, sistemin sınır şartları uygulandıktan sonra rijitlik matrisinin tersini almak yeterlidir. Fakat bilgisayar kapasitesi ve zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters alma işlemi yapmak yerine, Gauss eliminasyon metodu ile çözümü, daha az kapasite kullanarak daha kısa sürede elde etmek mümkün olur.

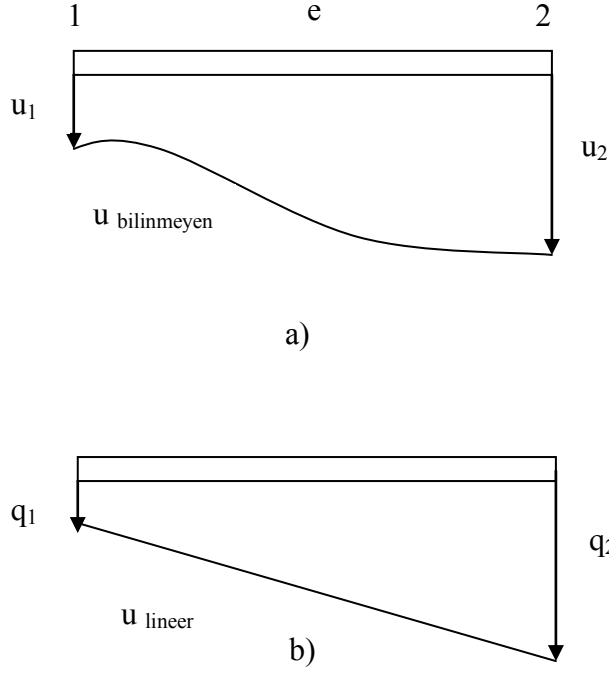
2.1.2.8. Koordinatlar ve Şekil Fonksiyonları



Şekil 2.10. Bir elemanın a) x koordinatında gösterimi, b) r koordinatında gösterimi

$$r = \frac{2}{x_2 - x_1} (x - x_1) - 1 \quad (2.7)$$

Şekil 2.10 (a) da ki gibi bir çubuk eleman ele alınır. Lokal numaralandırma ile ilk düğüm numarası 1, diğerini ise 2 olarak numaralandırılır. Birinci düğümün koordinatı x_1 ve ikinci düğümün koordinatı ise x_2 ' dir. Buradan elemanın orta noktasına göre herhangi bir noktanın yerini -1 ile 1 değerleri arasında bulmak için r ile gösterilen bir doğal koordinat sistemi tanımlanır.



Şekil 2.11. Bir elemanda lineer interpolasyon fonksiyonunun değişimi [51]

Şekil 2.11 (b)' den görüleceği gibi 1. Düğümde $r = -1$, ikinci düğümde $r = 1$ değerini almaktadır. Bu koordinat sistemi, şekil fonksiyonlarının tanımlanmasında kullanılmaktadır.

Bir eleman içindeki bilinmeyen yer değiştirmeler lineer bir interpolasyon fonksiyonu ile hesaplanmaya çalışılır (Şekil 2.12).

Yaklaşık bir çözüm olan bu yöntemde doğruluk değeri ancak daha fazla sayıda elemana bölmekle artırılabilir. Bu lineer interpolasyonu uygulamak için aşağıdaki şekilde lineer şekil fonksiyonları tanımlanır.

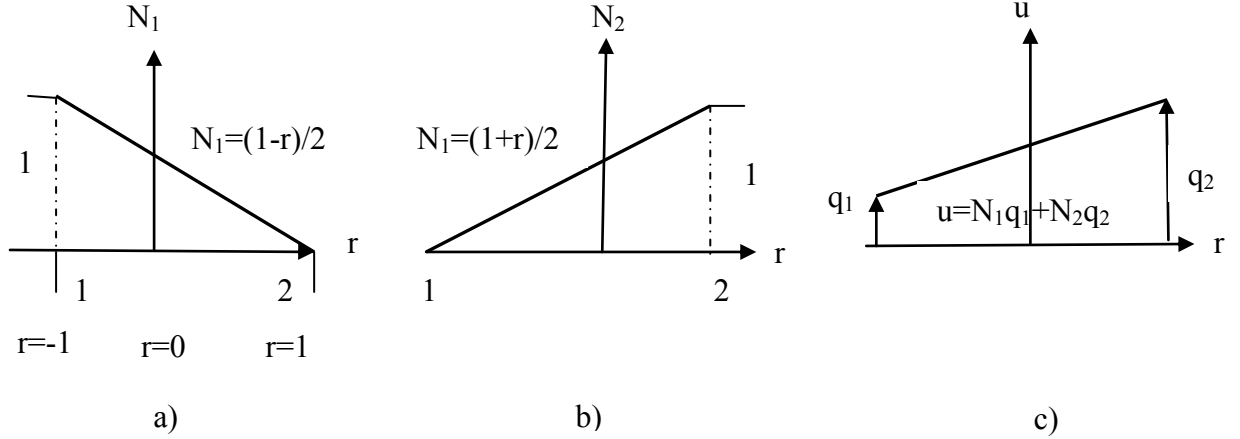
$$N_1(r) = \frac{1-r}{2} \quad (2.8)$$

$$N_2(r) = \frac{1+r}{2} \quad (2.9)$$

Şekil 2.11(a) ve 2.11(b) de N_1 ve N_2 şekil fonksiyonları gösterilmiştir. N_1 şekil fonksiyonunun grafiği denklem (2.7)' den yararlanılarak çizilmiştir.

Burada;

$r=-1$ ' de $N_1=1$ ve $r=1$ ' de $N_1=0$ değerini almaktadır. İki noktadan bir doğru geçtiği dikkate alınarak Şekil 2.12 çizilmiştir.



Şekil 2.12. (a) N_1 şekil fonksiyonu (b) N_2 şekil fonksiyonu (c) N_1 ve N_2 kullanılarak elde edilen lineer interpolasyon [51].

Benzer şekilde, N_2 şekil fonksiyonunun grafiği olan şekil 2.11(b), denklem 2.7' den elde edilir. Şekil fonksiyonları tamamlandıktan sonra elemandaki yer değiştirmeler, düğüm deplasmanları q_1 ve q_2 ye bağlı olarak elde edilir.

$$u = N_1 q_1 + N_2 q_2 \quad (2.10 a)$$

veya matris formunda;

$$\{u\} = [N] \{q\} \quad (2.10b)$$

şeklinde gösterilir. Burada,

$$[N] = [N_1, N_2] \text{ ve } \{q\} = \{q_1, q_2\}^T \quad (2.11)$$

şeklindedir.

Eleman yer değiştirme vektörü olan $\{q\}$, (2.10a)' da verildiği gibi birinci düğümde $u = q_1$ ve ikinci düğümde $u = q_2$ durumunu sağlamaktadır. Şekil fonksiyonlarının gereği iki düğüm arasında u lineer olarak değişmektedir. Denklem (2.7)' den yararlanılarak global ve lokal koordinatlar arasında dönüşüm şekil fonksiyonları yardımıyla,

$$x = N_1 x_1 + N_2 x_2 \quad (2.12)$$

şeklinde yazılır.

Deplasmanlar ve koordinatlar aynı şekil fonksiyonları yardımıyla ifade edilebilmektedir. Bu durum izoparametrik formülasyon olarak adlandırılır.

Bir şekil fonksiyonundan iki durum beklenir;

1. Eleman içerisinde birinci türev sonlu olmalı
2. Eleman sınırında deplasmanlar sürekli olmalıdır.

Verilen şekil değiştirme, yer değiştirme ilişkisi ve zincir kuralı kullanılarak,

$$\varepsilon = \frac{du}{dr} \frac{dr}{dx} \quad (2.13)$$

elde edilir. (2.7)' de verilen x ve r arasındaki bağıntıdan;

$$\frac{dr}{dx} = \frac{2}{x_2 - x_1} \quad (2.14)$$

olur. Ayrıca; $u = N_1q_1 + N_2q_2 = \frac{1-r}{2}q_1 + \frac{1+r}{2}q_2$ olduğundan,

$$\frac{du}{dx} = \frac{-q_1 + q_2}{2} \quad (2.15)$$

elde edilir. (2.13) ifadesinden,

$$\varepsilon = \frac{1}{x_2 - x_1} (-q_1 + q_2) \quad (2.11)$$

olur. Matris formülasyonu ile,

$$\{\varepsilon\} = [B] \{q\} \quad (2.14)$$

şeklinde yazılır. Burada [B] (1x2), boyutlarında olup eleman şekil değiştirme yer değiştirme matrisi olarak adlandırılır ve

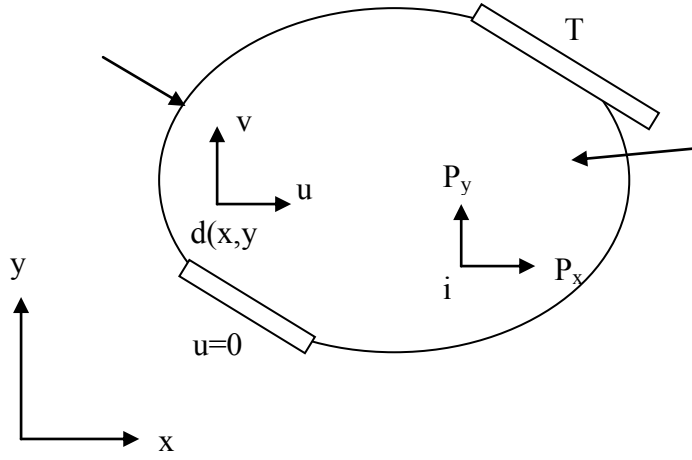
$$[B] = \frac{1}{x_2 - x_1} (-1 \ 1) \quad (2.15)$$

şeklinindedir. Lineer şekil fonksiyonları kullanımı sebebiyle [B] sabit bir matrisdir. Dolayısıyla bir eleman içindeki şekil değiştirme sabittir. Hooke yasasından,

$$\{\sigma\} = E[B] \{q\} \text{ olur.} \quad (2.16)$$

Burada elde edilen gerilmenin, elemanın merkezinden geçen eksen üzerindeki gerilme olduğu kabul edilmektedir. (2.10b), (2.14) ve (2.16) ifadeleri sırasıyla, düğümlerdeki deplasman, şekil değiştirme ve gerilme arasındaki ilişkiyi ortaya koyar. Bu ifadeler çubuk eleman için potansiyel enerji ifadesinde yerleştirilerek eleman rijitlik matrisi ve yük vektörünü bulmak için kullanılmaktadır.

2.1.2.9. İki Boyutlu Problemler



Şekil 2.13. İki boyutlu problem [51].

İki boyutlu problemde yer değiştirme, yüzey kuvvetleri, yayılı kuvvetler ve tekil kuvvet bileşeni, (x,y) ile verilen koordinatın fonksiyonlarıdır.

Yer değiştirme vektörü $\{u\}$,

$$\{u\}=[u,v]^T \quad (2.17)$$

şeklinde verilir.

Burada u ve v , deplasman vektörünün x,y doğrultusundaki bileşenleridir. Gerilme ve şekil değiştirme bileşenleri ise,

$$\{\sigma\}=[\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}]^T \quad (2.18)$$

$$\{\varepsilon\}=[\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}]^T \quad (2.19)$$

şeklinde olup σ gerilme, ε ise şekil değiştirmedir.

Şekil 2.13' de genel olarak gösterilen iki boyutlu problemdeki kütle kuvveti, yüzey kuvvet vektörü ve diferansiyel hacim,

$$\{f\}=[f_x, f_y]^T \quad \{T\}=[T_x, T_y]^T, dV=t.dA \text{ dır.} \quad (2.20)$$

Burada f kütle kuvveti, T yüzey kuvveti, dV diferansiyel hacim, t ise z yönündeki kalınlıktır. Kütle kuvveti birim hacme düşen kuvvet, yüzey kuvveti ise birim yüzey alanına düşen kuvvettir. Şekil değiştirme yer ilişkisi,

$$\{\varepsilon\} = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (2.21)$$

olarak verilir. Gerilme ve şekil değiştirme ilişkisi ise,

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \quad (2.22)$$

olarak verilir.

Burada D elastisite matrisi olup, problemin düzlem gerilme veya düzlem şekil değiştirme durumlarına göre değişir.

2.1.3. ANSYS Yazılımının Kullandığı Sonlu Elemanlar Yöntemi Denklemleri

2.1.3.1. İletim ve Taşınım Denklemleri

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumunu bildirir. Bu yasa diferansiyel bir kontrol hacme uygulanırsa aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = \ddot{q} \quad (2.23)$$

Burada ρ yoğunluk, c özgül ısı, t zaman, T sıcaklık, $\{L\}$ vektör operatörü, $\{v\}$ ısıнын kütle transportu için hız vektörü, $\{q\}$ ısı akısı vektörü, \ddot{q} birim hacim başına ısı üretim oranını ifade eder.

Daha sonra termal gradyanlar ile ısı akısı vektörü arasında bağıntı kurmak amacıyla Fourier yasası kullanılır.

$$\{q\} = -[D] \{L\} T \quad (2.24)$$

Bu denklemde kondüktivite matrisi,

$$[D] = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zz} \end{bmatrix}$$

K_{xx} , K_{yy} , K_{zz} sırasıyla x, y ve z doğrultusundaki kondüktiviteyi ifade eder.

(2.23) ve (2.24) denklemleri birleştirilerek;

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.25)$$

denklemini elde edilir. Denklemde üç çeşit sınır koşulu göze çarpmaktadır. S_1 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış sıcaklık koşulu;

$$T = T^* \quad (2.26)$$

Burada T^* tanımlanmış olan sıcaklık değeridir. S_2 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış ısı akısı değerleri koşulu,

$$\{q\}^T \{\eta\} = -q^* \quad (2.27)$$

Bu denklemde $\{\eta\}$ birim normal vektör, q^* ise tanımlanmış olan ısı akısıdır.

S_3 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış konveksiyon yüzeyleri koşulu;

$$\{q\}^T \{\eta\} = h_f (T_s - T_B) \quad (2.28)$$

Burada h_f yüzey film katsayısı, T_B temasta olan akışkanın termometre sıcaklığı ve T_s yüzey sıcaklığını belirtir.

(2.24), (2.27) ve (2.28) denklemleri birleştirilirse,

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = q^* \quad (2.29)$$

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = h_f (T_B - T) \quad (2.30)$$

(2.25) denklemini ise (2.27) ve (2.28) denklemleri birlikte yazılarak elamanın hacmi boyunca integre edilirse şu denklem bulunur;

$$\int_{vol} \left(\rho c \delta T \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T (\delta T) ([D] \{L\} T) \right) d(vol) = \quad (2.31)$$

$$\int_{S_2} \delta T q^* d(S_2) + \int_{S_3} \delta T h_f (T_B - T) d(S_3) + \int_{vol} \delta T \ddot{q} d(vol)$$

Bu denklemde vol eleman hacmini ve δT izin verilen virtüel sıcaklık değeridir.

2.1.3.2. Isı Akısı Matrislerinin Çıkarılması

T değişkeni zaman ve konum ile değişiklik göstermektedir. Bu bağıllık şu şekilde ayrılabilir;

$$T = \{N\}^T \{T_e\} \quad (2.32)$$

Bu denklemde T sıcaklık $\{N\}$ eleman şekil fonksiyonu ve T_e düğüm noktası şekil faktörüdür. Bu denklemden zaman aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t} = \{N\}^T \left\{ \dot{T}_e \right\} \quad (2.33)$$

δT , T ile aynı formda olmaktadır.

$$\delta T = \{\delta T_e\}^T \{N\} \quad (2.34)$$

$\{L\}T$ kombinasyonu ise şu şekilde yazılır,

$$\{L\}T = [B] \{T_e\} \quad (2.35)$$

Bu denklemde $[B] = \{L\} \{N\}^T$ olmaktadır. (2.31) ifadesi (2.32), (2.33), (2.34) ve (2.35) ile birleştirilirse aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\rho \int_{vol} c \{N\} \{N\}^T d(vol) \left\{ \dot{T}_e \right\} + \rho \int_{vol} c \{N\} \{v\}^T [B] d(vol) \{T_e\} + \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol) \{T_e\} =$$

$$\int_{S_2} \{N\} q^* d(S_2) + \int_{S_3} T_B h_f \{N\} d(S_3) - \int_{S_3} h_f \{N\} \{N\}^T \{T_e\} d(S_3) + \int_{vol} \ddot{q} \{N\} d(vol) \quad (2.36)$$

Elde edilen denklem ise şu formda yazılabilir;

$$[C_e^t] \left\{ \dot{T}_e \right\} + ([K_e^{tm}] + [K_e^{tb}] + [K_e^{tc}]) \{T_e\} = \{Q_e^f\} + \{Q_e^c\} + \{Q_e^s\} \quad (2.37)$$

Bu denklemdeki parametreler;

$[C_e^t]$: eleman özgül ısısı

$[K_e^{tm}]$: eleman kütle transferi kondüktivite matrisi

$[K_e^{tb}]$: eleman difüzyon kondüktivite matrisi

$[K_e^{tc}]$: eleman konveksiyon yüzeyi kondüktivite matrisi

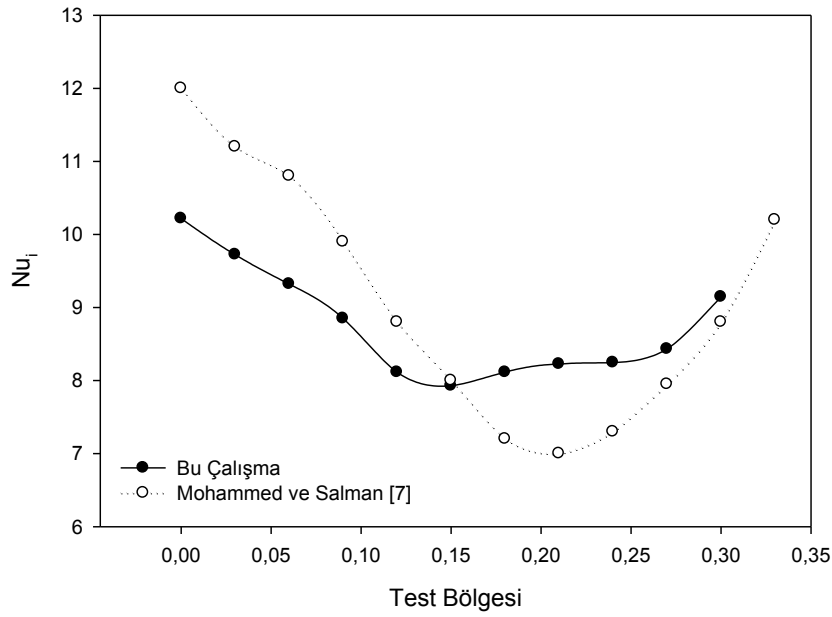
$\{Q_e^f\}$: eleman kütle akısı vektörü

$\{Q_e^c\}$: eleman konveksiyon yüzeyi ısı akısı vektörü

$\{Q_e^s\}$: eleman ısı üretimi yükü

şeklinde açıklanabilir.

2.1.4. Çözümün Geçerliliği

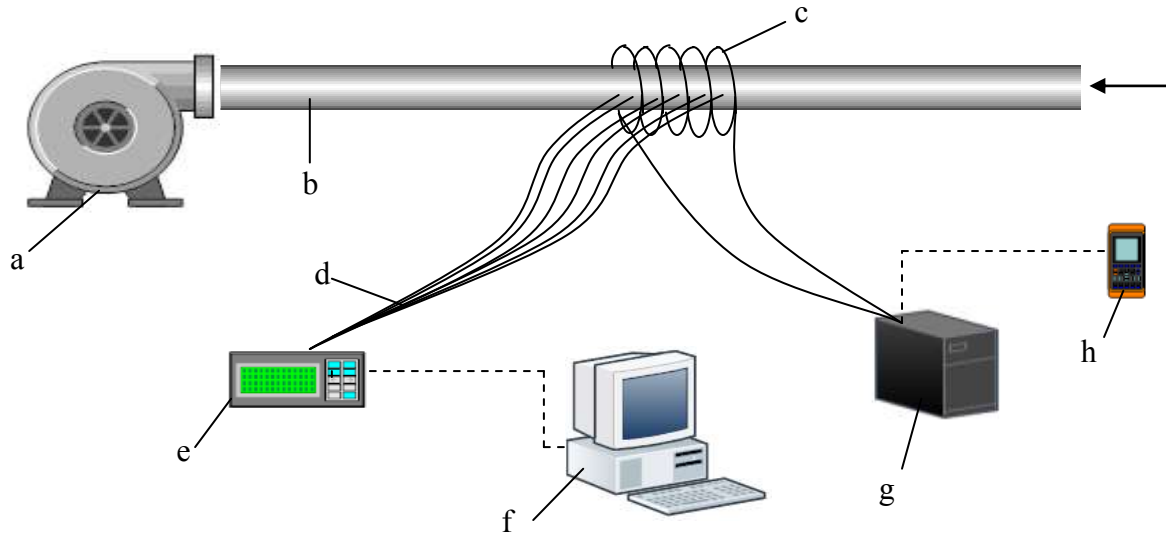


Şekil 2.14. Elde edilen sonuçların literatürle karşılaştırılması

Şekil 2.14' de Mohammed ve Salman [7] tarafından yapılan çalışmada elde edilen yerel Nusselt sayıları ile bu çalışmada elde edilen yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü üzere düşük Reynolds sayısında ve sabit ısı akısı sınır şartında elde edilen yerel Nusselt sayıları her iki çalışmada da yakın değerler ve eğilimler göstermektedir. Bu karşılaştırmaya göre çözümün geçerliliği test edilmiş ve farklı parametreler kullanılarak çalışmaya devam edilmiştir.

2.2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deney setinin genel görünümü Şekil 2.15’ de verilmektedir. Radyal bir fan yardımıyla emilen hava bakır borudan geçirilmektedir. Bir varyak yardımıyla elde edilen akım ısıtıcı rezistanslara aktarılarak bu rezistansların ısınması sağlanmaktadır. Bu şekilde borunun bir bölümü ısıtılmakta ve ısıtılan test bölgesi boyunca ısı çiftleri (11 adet) yardımıyla sıcaklık ölçümü yapılmaktadır.



Şekil 2.15. Deney düzeneği şematik görüntüsü a) Radyal fan, b) Bakır boru, c) Isıtıcı rezistans, d) Isıl çiftler, e) Veri derleyici, f) Bilgisayar, g) Varyak, h) Avometre

Kalınlığı 0.13mm olan T tipi ısı çiftlerinden ölçülen sıcaklıklar, KEITLEY ® veri derleyici aracılığı ile bilgisayara aktarılmıştır. Borunun rezistanslarla ısıtılması sırasında elektrik kaçaklarını ve borunun etkilenmesini önlemek için Şekil 2.16’ de görülen yalıtım halkaları vasıtasıyla elektrik yalıtımı yapılmıştır. Varyak, bir avometre kontrolünde çalıştırılarak akım ve gerilim ölçülerek ısı akısı hesaplanmıştır. Bakır boru dış yüzeyinden yalıtılmıştır. Isıl çiftlerin ve ısıtıcı rezistansın boru yüzeyine yerleştirilmesinden sonra test bölgesi de Şekil 2.17’ de görüldüğü gibi dışarıdan yalıtılmıştır. Borunun girişi ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri yardımıyla da giriş ve çıkış sıcaklıkları sürekli olarak kaydedilmiştir.



Şekil 2.16. Test bölgesinin ısıtıcı ve ısıtıcı çiftler bağlı iken görüntüsü



Şekil 2.17. Test bölgesinin dışarıdan yalıtıldıktan sonra görüntüsü

Çalışma, öncelikle boru içerisine herhangi bir engel yerleştirilmeden boş boru için yapılmıştır. Daha sonra boru içerisine, Şekil 2.18’ de görülen, 32 mm çapındaki ve 5 mm kalınlığındaki, polyamid malzemedeki imal edilmiş pasif engeller yerleştirilmiştir. Engeller bir metrenin ucuna dik olarak yerleştirilerek boru içerisine sürülmüştür (Şekil 2.18). Bu şekilde hem boru içerisinde büyük bir engel oluşturulmamış hem de engelin istenilen noktaya yerleştirilmesi metre yardımıyla tespit edilmiştir.



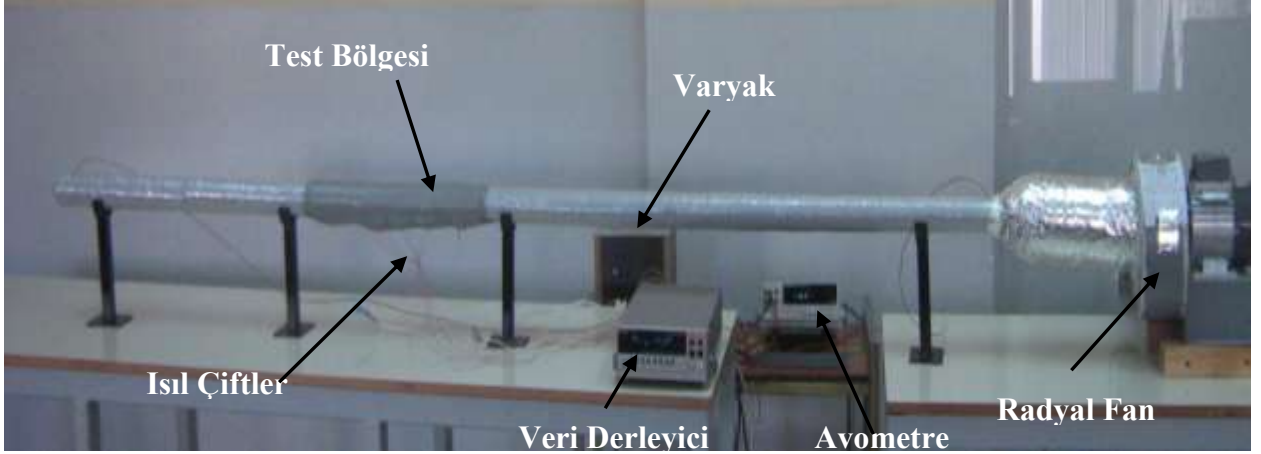
a)



b)

Şekil 2.18. Pasif elemanın boru içerisine yerleştirilme mekanizması

Dış yüzeyinden yalıtılan bakır boru, eşit yüksekliklerde yapılmış dört adet destek sehpası yardımıyla dengelenmiştir. Ölçüm cihazları ve veri derleyici de deney setine uygun uzaklıklardaki noktalara konumlandırılmıştır. Deneyler esnasında boru giriş ve çıkışından anemometre yardımıyla hızlar ölçülmüştür. Bu şekilde Reynolds sayıları ve giriş - çıkış hız değişimleri belirlenmiştir. Deney setinin çalışır durumdaki bir resmi Şekil 2.19' da gösterilmiştir.



Şekil 2.19. Deney setinin genel görünümü

2.2.1. Deneysel Hesaplamalar

Deneysel çalışmada bir varyak yardımıyla elde edilen akım ısıtıcı rezistanslara aktarılarak boru dış yüzeyinden ısıtılırken, varyak akımı ve gerilimi bir avometre yardımıyla ölçülmüştür. Elde edilen değerlerin çarpımıyla güç hesabı yapılmıştır.

$$Q = V \cdot I \quad (2.38)$$

Verilen ısı akısı hesaplandıktan sonra 2.39 denklemi yardımıyla ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (2.39)$$

Hesaplanan ısı transfer katsayısı 2.40 denkleminde yerine yazılarak Nusselt sayıları hesap edilmiştir.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2.40)$$

2.2.2. Belirsizlik Analizi

Yapılan deneylerde, ölçülen büyüklükler (R) ve bu büyüklüklere etki eden n tane bağımsız değişken ($x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$) olarak ifade edilir. Her bir bağımsız değişkenin ve hesaplanan büyüklüğün hata oranı aşağıdaki gibi hesaplanır. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı W_R ,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.38)$$

Deneyler sonucunda elde edilen Nusselt sayısının hata oranını bulmak için Nusselt sayısına etki eden bağımsız değişkenlerin hata oranları bulunmuş, sonuç olarak Nusselt sayısının hata oranı hesaplanmıştır. Ölçümlerin alınmasında kullanılan ölçüm aletlerinin hassasiyetleri aşağıdaki gibidir;

Veri derleyici (Dataloger) = ± 0.001

Isı kontrol cihazı (Varyak) = ± 0.02

Ampermetre ve voltmetre = ± 0.025

Sıcaklık farkının hata oranı;

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (2.39)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.40)$$

Isı akımının hata oranı;

$$Q = V \cdot I \quad (2.41)$$

$$\frac{W_Q}{Q} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.42)$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı;

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (2.43)$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.44)$$

Nusselt Sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı;

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (2.45)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.46)$$

Nusselt sayısının toplam belirsizliği %2.54 olarak hesaplanmıştır.

3. BULGULAR

Bu çalışmada, içerisine keskin uçlu dairesel disk yerleştirilmiş borularda, akış ve ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Sayısal olarak elde edilen sonuçlar, eş sıcaklık eğrileri, hız eş eğrileri ve basınç eş eğrileri ile ifade edilmiştir. Sonuçlar, dairesel diskin farklı geometrik oranları ve yerleşim şekli için üç ayrı Reynolds sayısında ($Re = 450, 785$ ve 1125) sunulmuştur. Sayısal sonuçların tümünde düşük Reynolds sayısından dolayı, simetrik çözüm yapılmıştır. Literatürdeki bir çok çalışmada, boru cidar kalınlığı ihmal edilirken, bu çalışmada, boru cidar kalınlığı da hesaplara dahil edilmiş ve böylece birleşik ısı transferi problemi çözülmüştür. Aynı Reynolds sayıları deneysel çalışmada da elde edilmiş ve sıcaklık dağılımı ve Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Şekil 2.18' de verildiği gibi yerleştirilen engelin beş ayrı durumu için incelemeler yapılmıştır.

Şekil 3.1, 3.2 ve 3.3' de verildiği gibi, öncelikle içerisine her hangi bir engel yerleştirilmeyen borularda, Reynolds sayısının $450, 785$ ve 1125 değerlerinde eş sıcaklık eğrileri, eş basınç eğrileri ve hız eş eğrileri sırasıyla verilmektedir. Burada, amaç bilinen sonuçlarla testler yapmak ve engelin yerleştirilmesi halinde, engelin akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerini daha net bir şekilde ortaya koymaktır. Reynolds sayısının artışı ile beraber, maksimum sıcaklıkta da artış gözlenmektedir. Hız eş eğrileri ve akım çizgileri birbirine paralel olarak değişmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte, Şekil 3.4 (a)-(d)' de engelin 1a. durumu için $r/R = 0.8, b/R = 0, a/R = 0.425, Re = 450$ değerinde, sırasıyla, sıcaklık eş eğrileri, basınç eş eğrileri, akım çizgisi ve hız dağılımı verilmiştir. Reynolds sayısı hem deneysel ve hem de sayısal çalışmada, giriş hızı ayarlanarak değiştirilmiştir. Engel bölgesel olarak ($0.8-1.1m$) arasında sabit ısı akısı sınır şartında ısıtılmaktadır. Boru et kalınlığı $1mm.$ olup, sayısal hesaplamalarda, boru et kalınlığı da hesaba katılmıştır. Şekil 3.4 (a)' da eş sıcaklık eğrilerinde de görüldüğü üzere, sıcaklık dağılımı engelin bulunduğu yere kadar gelişmekte ve engelden dolayı akışkan büyük ölçüde, ısıtılan cidara çarpmakta ve engelden sonra, akışkanın büyük bir miktarı engel öncesine göre daha yüksek sıcaklığa sahip olmaktadır. Bununla birlikte, engelden dolayı akışkan içerisinde basınç yükselmekte, engelin arka kısmında ise basınç düşüşü meydana gelmektedir (Şekil 3.4. (b)). Akım çizgilerine bakıldığından (Şekil 3.4. (d)), engelin üst kısmının eğimli olmasından dolayı, engelin ön kısmında akışkanda herhangi bir dönme meydana gelmemektedir. Engele çarpan akışkan üst sıcak cidara çarpmakta ve kısa bir mesafe üst cidara paralel olarak gitmektedir.

Engel arkasında üst kısımda hızlanan akışkandan dolayı, bir sirkülasyon oluşmakta ve akım engel boyunun yaklaşık üç katı kadar bir mesafede yeniden tutunmaktadır. Tabana çarpan akışkan az da olsa sıçrama yapmakta ve boru merkezinde düşük hızda seyretmektedir. Bu durum Şekil 3.4. (c)' de verilen, hız eş eğrilerinden de net olarak görülmektedir. $Re = 785$ değerinde, sonuçlar Şekil 3.5. (a) – (d)' de sunulmaktadır. Eş sıcaklık eğrilerine bakıldığında engele kadar olan bölgede, artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı sınır tabakanın incelendiği görülmektedir. Maksimum sıcaklığın yeri değişmezken, minimum sıcaklık boru merkezine doğru kaymıştır. Basınç değerlerinde de Şekil 3. 4. (b) ile karşılaştırıldığında, düşük Reynolds sayısından dolayı, aşırı bir fark göze çarpmamaktadır. Akım çizgilerine bakıldığında (Şekil 3.5. (d)), artan Reynolds sayısı ile birlikte, yeniden tutunma mesafesinin çok az da olsa kısaldığı görülmektedir. Çalışmada kullanılan maksimum Reynolds sayısında ise, engel arkasındaki hızda artış daha belirgin olarak gözükmemektedir (Şekil 3.5. (c) ve (d)). $Re = 1125$ için sıcaklık eş eğrilerine bakıldığında (Şekil 3.6.), özellikle engelin üst kısmında ısı sınır tabakanın incelendiği görülmektedir. Kanal çıkışına doğru engelden dolayı, iz akımları benzeri dönmeler oluşmaktadır.

Şekil 3.7' de durum 1b için sonuçlar verilmektedir. Bu durumda, yerleştirilen engelin eğimli cidara arka tarafa gelmekte ancak, yerleştirilen cisim akışa karşı küt cisim gibi davranmaktadır. Bu durum aynı Reynolds sayısında, engel pozisyonunun etkisini görmek için Şekil 3.4 ile karşılaştırılabilir. 1(b) durumunda, engel arkasında yeniden tutunma mesafesi 1 (a) durumuna göre daha kısa olmaktadır.

3. durumda ise, dairesel kesitli disk yerleştirilmiş durum için, sonuçlar alınmıştır. Bu durum, literatürde sıkça çalışılan bir problemdir ve temel bir durum olarak alınmış olup, diğer durumlarla karşılaştırmak için önemlidir. 3. durumda, engel arkasındaki dönme bölgesi uzunluğu, diğer durumlara göre, daha uzun olmaktadır. Çünkü, engel üstü ve cidar arasındaki akışkan debisi yükselmektedir (Şekil 3.16 (c)). Bunun yanında, basınç eş eğrilerine bakıldığında (Şekil 3.16 (b)), basınç değerleri de daha yüksektir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte akım çizgilerinde maksimum noktasının yeri değişmektedir. Düşük Reynolds sayılarında üst cidara yakın uzun bir dönme merkezi oluşurken, yüksek Reynolds sayılarında dönme merkezinde kopmalar olmaktadır. Katı içerisindeki sıcaklık dağılımı (boru cidarı), engelden ve Reynolds sayısından etkilenmekte ve özellikle artan Reynolds sayılarında, katı içerisindeki maksimum sıcaklıklar azalmakta ve katı içerisinde soğuma meydana gelmektedir.

Şekil 3.8 ve 3.7' de verilen akım çizgileri karşılaştırıldığında, maksimum akım fonksiyonunun $Re = 450$ değerinde boru cidarına yakın bir yerde iken, $Re = 785$ ' de hemen hemen keskin uçlu diskin uç hizasına indiği ve artan Reynolds sayısı ile birlikte, engel arkasındaki yeniden tutunma mesafesinin de arttığı görülmektedir. $Re = 1125$ değerinde de benzer sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 3.9). Bununla birlikte, minimum akım fonksiyonu da Reynolds sayısına bağlı olarak değişmektedir. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak engel önündeki basınç değeri de artmakta ancak tüm Reynolds sayıları için basıncın boru boyunca değişimi sıfır olmaktadır. Şekil 3.6 ve 3.9 ($Re = 1125$, yüksek Reynolds sayısı) karşılaştırıldığında, diskin boru içerisine yerleşim şeklinin özellikle akış üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmektedir. $b/R = 0.1$ alındığı durumda ise, (Şekil 3.10), engelin üst kısmında meydana getirilen düz kısım, engel arkasında oluşan dönme merkezinin yerini ve şeklini etkilemektedir. Aynı şekilde, engel ve boru cidarı arasındaki akışın hız dağılımı da geometriden etkilenmektedir (Şekil 3.12 (c) ve Şekil 3.6 (c)). Durum 2 (b) için eş eğriler Şekil 3. 13-15' de verilmektedir. Eş eğrilere bakıldığında, disk geometrisinden dolayı engel arkasındaki dönmeli akış yaklaşık dikdörtgen şeklini almaktadır. Bu durum için maksimum Reynolds sayısı değerine ulaşıldığında, saat ibresinin ters yönünde dönen maksimum akım çizgilerinin dönme merkezi küçülmektedir.

Şekil 3.19, akışkan test bölgesine girmeden $x/L = 0.2$ mesafesinde hız profilini vermektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, akış tam gelişmektedir ve engelin yerleşimi bu bölgede akış profilini etkilememektedir. Şekil 3.20' de $Re = 450$ için $x/L = 0.4$ ' de farklı durumlar için aksenal hız profilleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, engelin yerleştirilmesinden dolayı, boş boruya göre maksimum hızlarda ciddi bir artış söz konusudur. Ayrıca, akımdaki dönme bölgelerinden dolayı, negatif hızlarda oluşmaktadır. Engelden uzaklaştıkça, akım tekrar eski haline dönmektedir (Şekil 3.21). $x/L = 0.6$ noktasında maksimum hız durum 2(b) için oluşmaktadır. Çıkışa yakın yerde ise akım yine tam gelişmeye doğru yaklaştığı, bu noktada engellerin akımı etkilemediği görülmektedir (Şekil 3.22). Boru çıkışında ise, akımın tekrar hidrodinamik olarak tam geliştiği görülmektedir (Şekil 3.23). Aynı Reynolds sayısı için, $x/L = 0.2$ ' de farklı durumlarda sıcaklık profili Şekil 3. 24' de verilmektedir. Engelin bulunduğu durumda, engelin sıcaklık dağılımını etkilediği ve bu noktada, boş boruya göre sıcaklıkların düştüğü görülmektedir (Şekil 3.25). Engelin hemen üzerindeki sıcaklık profillerine de bakıldığında, girişte düşük sıcaklıkta giren akışkanın cidara saptırılmasından ve bu noktadaki debi artışından dolayı, sıcaklıklar düşmekte fakat engel tipi ve yerleşim şekli sıcaklık dağılımı üzerinde etkili olmaktadır.

Bu nedenle hem engelin yerleştirilme biçimi hem de engel tipi sıcaklık dağılımı kontrol parametresi olarak kabul edilmektedir. Engelin eğimli kısmının akış yönüne olduğu durumda, (Durum 1(b) ve 2(a))' da boş boruya nazaran borunun üst cidarına doğru yüksek sıcaklıklar elde edilmiştir. Şekil 3.26-3.28' de verilen sıcaklık profillerine baktığımızda, simetri ekseninin üst kısmının yaklaşık %75' ine kadar olan kısımda, boş boruya nazaran daha yüksek sıcaklıklar elde edilmekte, maksimum sıcaklığın ise, Durum 2 (b) için olduğu görülmektedir. Durum 2 (a)' da ise hemen hemen her noktada, boş boruya nazaran daha düşük sıcaklıklar olduğu, bunun da akışkanın sıcak cidara saptırılmasında durum 2(a)' nın etkin olmaması elde edilen bir sonuçtur (Şekil 3. 28). Şekil 3. 29' da $Re = 450$ ' de ısıtılan bölge boyunca boş boru için sıcaklıklar sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Sıcaklık değişimindeki eğilimin hem sayısal hem de deneysel çalışmalarda aynı olduğu, sıcaklıklar arasındaki farkın ise, deneysel çalışmada, kullanılan ısıl direnç, uygulanan ısı akısı ve sayısal çalışmadaki ısı akısının deney şartlarından kaynaklanmaktadır. Şekil 3.30 – 3.32' de $Re = 450$ için, test bölgesi boyunca sayısal ve deneysel olarak elde edilen sıcaklık değerleri verilmiştir. En yüksek sıcaklık değeri durum 3 için elde edilmiştir. Test bölgesinin orta noktasına kadar sıcaklık lineer olarak artmaktadır.

Şekil 3.33' de $Re = 785$ için hız profili verilmekte ve $x/L = 0.20$ ' de akışın hidrodinamik olarak tam geliştiği görülmektedir. Şekil 3.34' de bakıldığında, engelin az ilerisinde akışkan debisindeki artıştan dolayı, hızda ciddi bir artış meydana gelmektedir. Maksimum hız durum 2 (b) için oluşmaktadır. Engel arkasındaki akışta meydana gelen dönme hareketi yerleştirme durumunda ziyade, engel geometrisi ile ilişkilidir. 2 (a), 3 ve 2 (b) durumlarında, $r/R = 0.5$ ' e kadar hemen hemen doğrusal olarak değişmektedir. Akışkan engeli terk ettikten sonra (Şekil 3.36), $x/L = 0.6$ ' da verilen hız profilleri, akımın tekrar düzelmeye eğiliminde olduğunu, ve profillerin giderek boş borudaki hız profilinin şeklini almaya meyilli olduğu görülmekte ve çıkışa doğru da hidrodinamik olarak tam gelişmektedir (Şekil 3. 36 ve 3. 37).

$Re = 785$ için $x/L = 0.2$ 'de sıcaklık profili Şekil 3.38' de verilmektedir. Şekil 3.24' de ki değişime benzer şekilde ($Re = 450$) sıcaklık profili elde edilmekte, ancak, yüksek Reynolds sayısında, engelden dolayı akışkanda geriye doğru daha fazla ısınma meydana gelmektedir. $Re = 450$ ' de en yüksek sıcaklık için durum 1(b)' de elde edilirken (Şekil 3.25) $Re = 785$ ' de (Şekil 3.39) 2(a) durumu için oluşmaktadır. Durum 1(a)' da ise sıcaklıklar düşmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte, genel sıcaklık değişiminde de azalma görülmektedir. Şekil 3.40' da, $x/L = 0.6$, Şekil 3.41' de $x/L = 0.8$ ve Şekil 3.42' de $x/L = 1$ için sıcaklık profili verilmiştir.

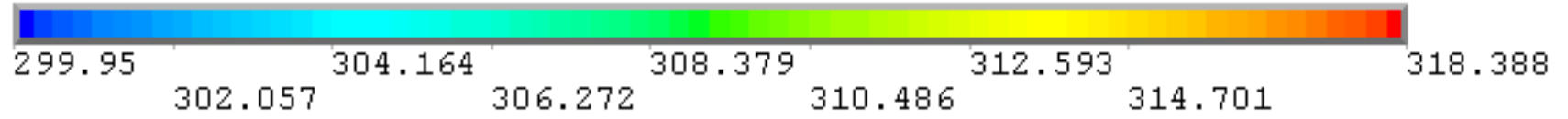
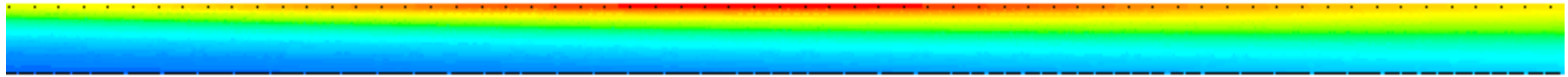
Sonuçlar boş boru ile kıyaslandığında, $r/R = 0.65$ değerine kadar tüm durumlar için engel yerleştirmede daha yüksek sıcaklık elde edilmektedir. Özellikle, durum 2 (a)' da daha yüksek sıcaklık değerleri oluşur. Düşeyde sıcaklık değişimi çıkışa doğru giderek doğrusallaşmaktadır. Hız profiline boş boru değerinden düşük olduğu yerlerde sıcaklık değerleri yüksek olarak elde edilmektedir. Diğer sonuçlara benzer olarak Reynolds sayısının etkisini göstermek amacıyla, Şekil 3.43 – 3.48 ' de 5 farklı istasyonda hız profilleri verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü üzere, özellikle $x/L = 0.4$ için negatif hızların şiddeti artan Reynolds sayısı ile birlikte artmıştır. Benzer şekilde dönme bölgesinin etkisi $x/L = 0.6$ ' ya kadar da devam etmektedir. Durum 1(a) için dönme bölgesi hızları daha yüksek çıkmaktadır (Şekil 3.45). Bununla birlikte, Şekil 3.44' de Durum 3 için maksimum hız daha fazla olup, tüm durumlarda engelden sonra boru üst cidarına yakın bölgede de üçüncü bir dönme merkezi oluşmakta ve bu durum akım çizgilerinden de açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 3. 48 – 3.52' de, $Re = 1125$ için boru boyunca beş farklı istasyonda sıcaklık eş eğrileri verilmiştir. Engelin hemen arkasında ($x/L = 0.4$) boru içerisindeki mevcut soğuk akışkan bulunduğundan engel, arka bölgede ısınmayı engellemekte, ancak, cidara akışkanın çarpmasından dolayı, $r/R = 0.55 - 0.9$ arasında akışkan engel yerleştirilmemiş duruma Şekil 3.50' de görüldüğü gibi göre daha fazla ısınmaktadır. Bu durum $x/L = 0.6$ ' da tersine dönmekte ve $r/R = 0-0.65$ aralığın da ısınma boş boruya nazaran daha fazla olmaktadır (Şekil 3.51). Bu durum çıkışta da devam etmekte olup, en fazla ısınma Durum 3' de gerçekleşmektedir (Şekil 3. 52). Sayısal ve deneysel olarak elde edilen test bölgesi sıcaklıkları $Re = 1125$ için Şekil 3.53 – 3.56' de verilen şekillerde karşılaştırılmıştır. Buna göre hem deneysel hem de sayısal olarak elde edilen sonuçlardan en yüksek sıcaklığın durum 2 için elde edildiği görülmektedir. Burada da test bölgesinin orta kısmında, sıcaklıklarda artış olmakta ve test bölgesi çıkışına doğru sıcaklıklar düşmektedir.

Şekil 3. 57- 3.62' de tüm durumlar için üç farklı Reynolds sayısında hız profilleri verilmiştir. Beklenildiği üzere, boş boruda, artan Re sayısı ile birlikte, daha yüksek hız değerleri elde edilmiştir. Durum 1 (a)' da maksimum hız $r/R = 0.5$ için maksimum Reynolds sayısında oluşmuş, yine engel arkasındaki minimum hızda maksimum Re sayısında meydana gelmiştir (Şekil 3.60). Durum 1 (b)' de maksimum hız durum 1(a)' ya göre, biraz daha düşük olarak elde edilmiştir. Durum 2 (a) ve 2 (b)' de maksimum hızlar hemen hemen aynı kalmış ve durum 3' de diğer durumlara göre en yüksek hız değerine ulaşılmıştır. Şekil 3. 63 – 3.67' da $x/L = 0.4$ için, farklı durumlarda test bölgesi boyunca sıcaklık değişimi verilmektedir.

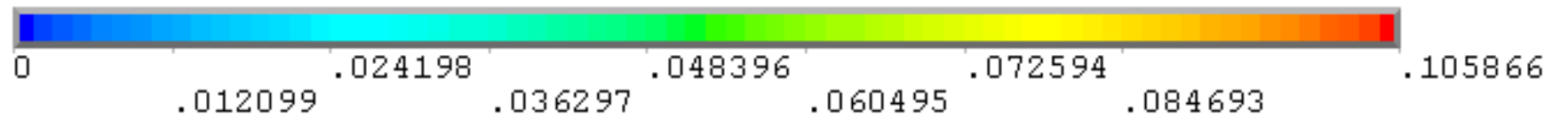
Artan Reynolds sayısı ile birlikte, debide de artış olduğundan, akışkan ısıtılan bölgeden daha çabuk süpürülmekte ve dolayısıyla, sıcaklık değerleri artan Reynolds sayısına paralel olarak azalmaktadır (Şekil 3.63). Durum 1 (a) için sıcaklık değişimine bakıldığında, $Re = 450$ ve 785 değerlerinde benzer eğilimler gözlenirken, $Re = 1125$ değerinde sıcaklıkta özellikle orta noktada bir artış kaydedilmekte ve daha sonra sıcaklık diğer Reynolds sayılarına göre düşmektedir. Durum 1(b) ve 2(a)' da ise, sıcaklık eş eğrileri birbirine paralel olarak değişmektedir (Şekil 3.65 ve 3.66). Şekil 3.67' de $Re = 450$ ve 785 için sıcaklıklar sabit kalmakta 1125 değerinde ise çalkantılı akıştan dolayı, sıcaklık profili farklı bir değişim göstermektedir. Özellikle boru ekseninin üzerinde $\frac{3}{4}$ ' lük kısımda, bir sıcaklık artışı olurken daha sonrasında yine sıcaklık azalmaktadır. Durum 3'de en yüksek hızda dahi düzgün bir dağılım elde edilmekte ve sıcaklık eş eğrileri birbirine paralel olarak değişmektedir (Şekil 3.68).

Şekil 3. 69' de $Re = 450$ için yerel Nusselt sayılarının test bölgesi boyunca değişimi verilmektedir. Deneysel çalışmalar, $Re = 450$ ve 1125 değerlerinde yapılabilmiş, $Re = 785$ değerinde fan devri ayarlanamadığından deneyler gerçekleştirilememiştir. Düşük Reynolds sayılarında, en iyi ısı transferi durum 1 için elde edilmiştir. Tüm durumlar için yerel Nusselt sayısının değişimi biri birine paralel olarak değişmektedir. Reynolds sayısının artışı ile birlikte, Durum (2) için yerel Nusselt sayılarında düşme meydana geldiği gözlenmiştir (Şekil 3.70).

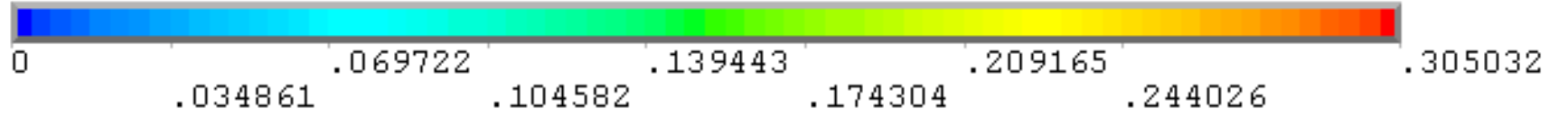
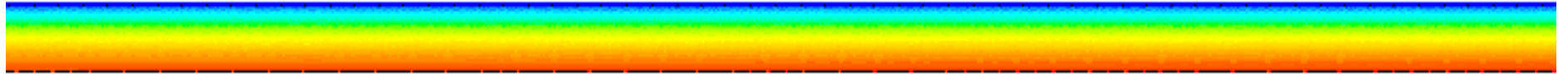
MX



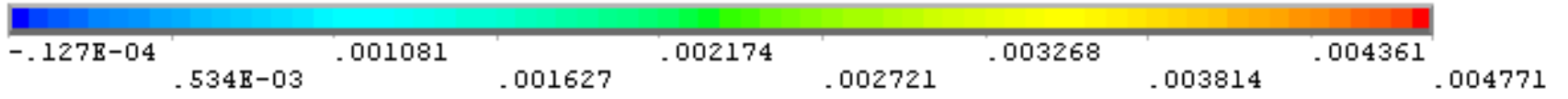
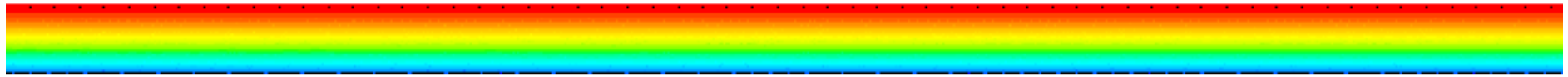
a)



b)



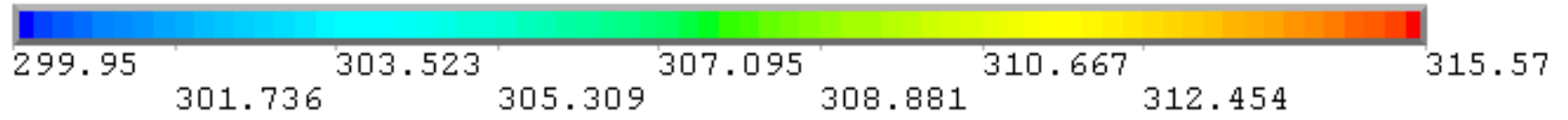
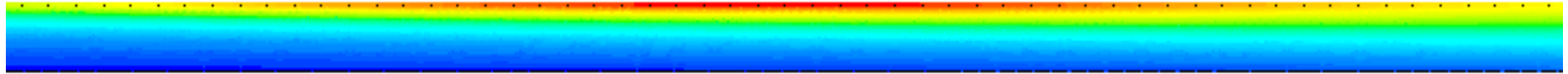
c)



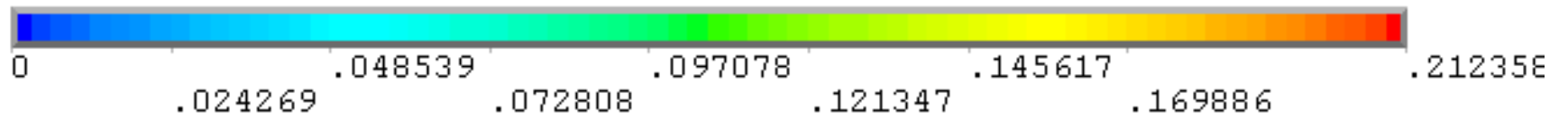
d)

Şekil 3.1. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, boş boru

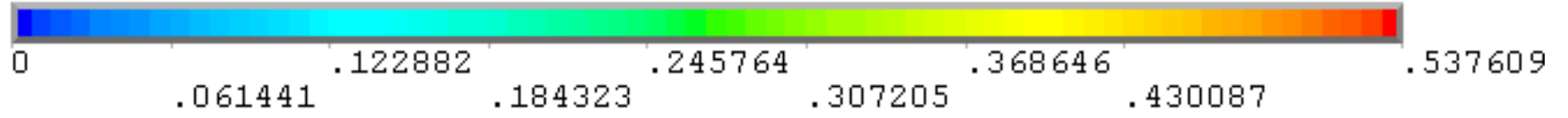
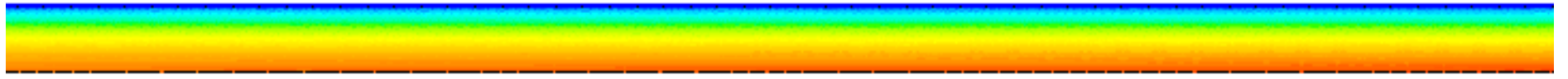
MX



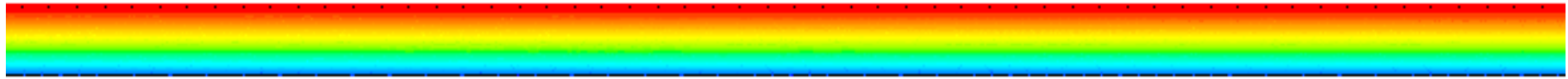
a)



b)

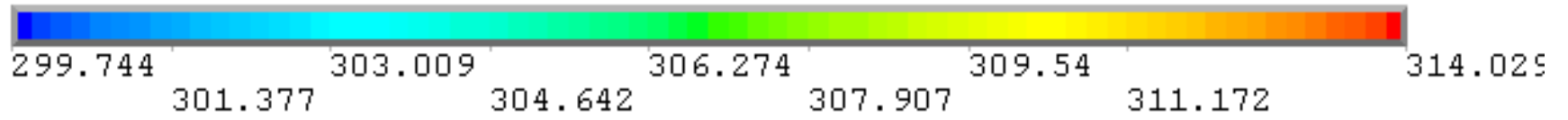
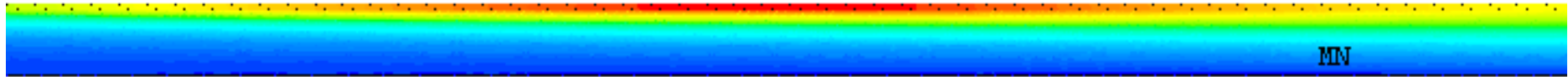


c)

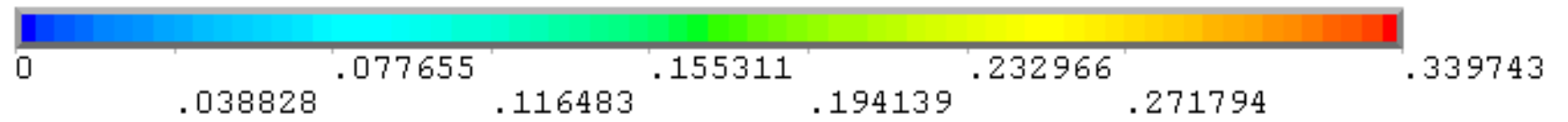


d)

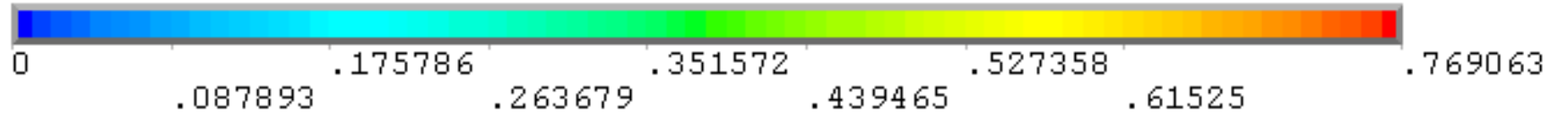
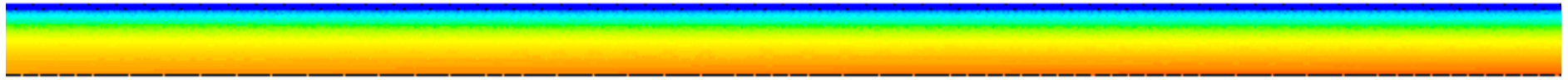
Şekil 3.2. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, boş boru



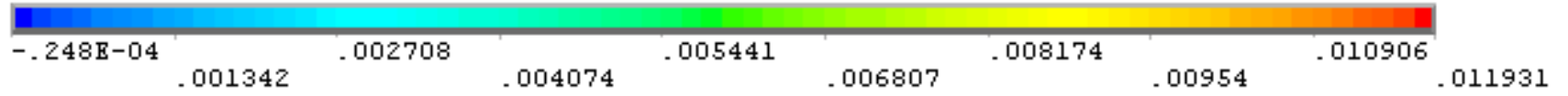
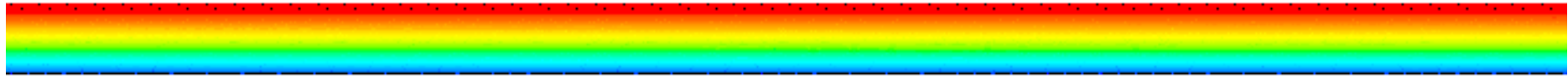
a)



b)

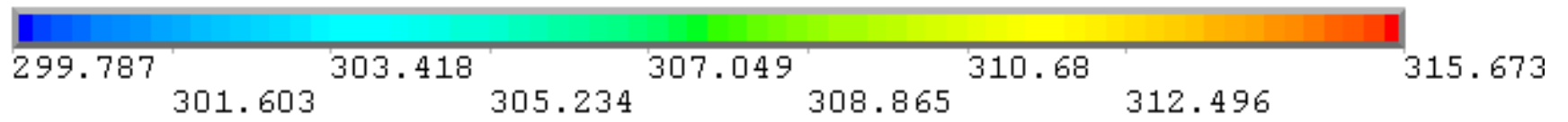
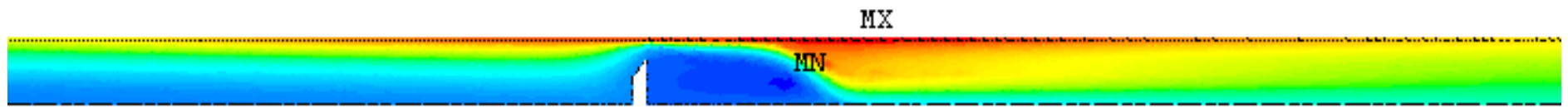


c)

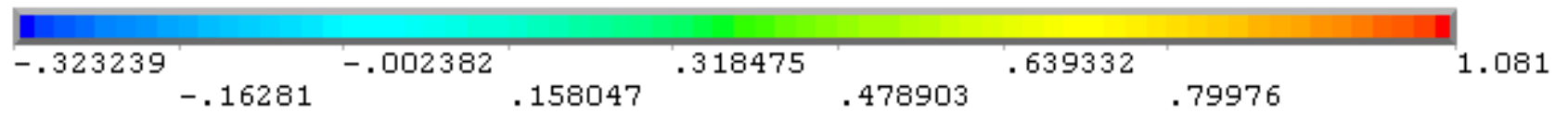
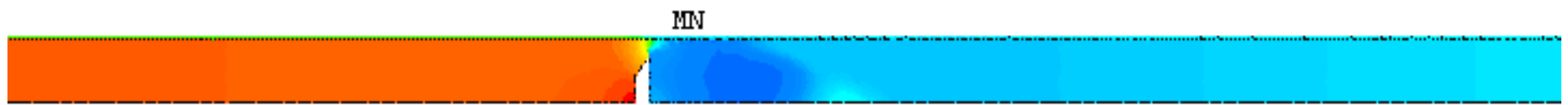


d)

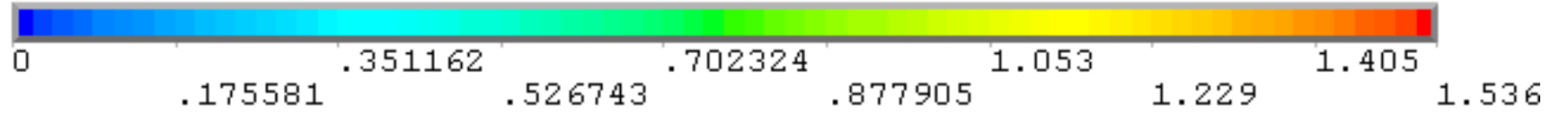
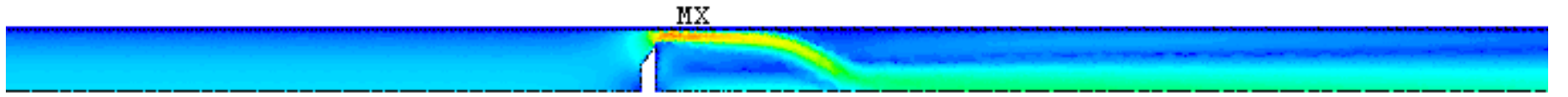
Şekil 3.3. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, boş boru



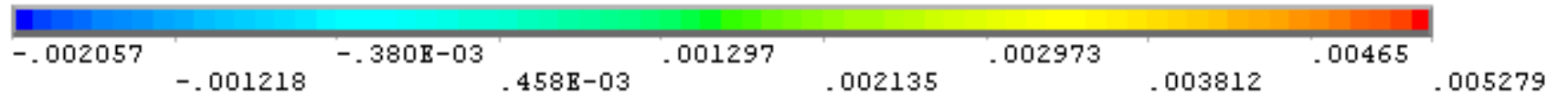
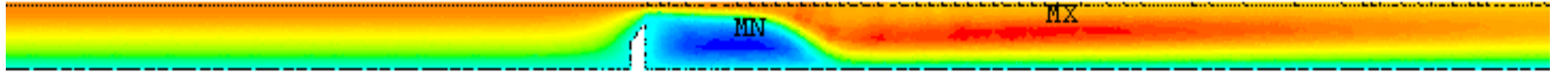
a)



b)

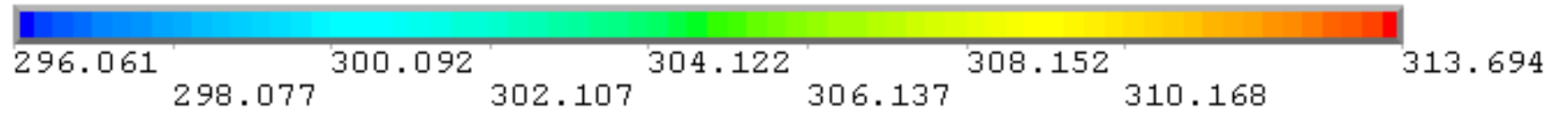
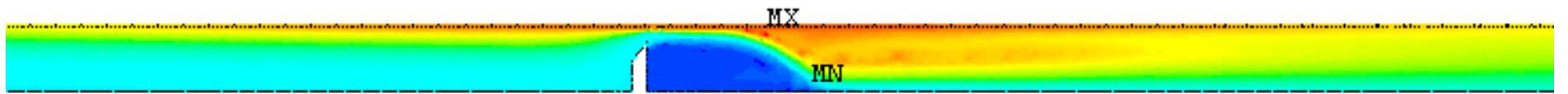


c)

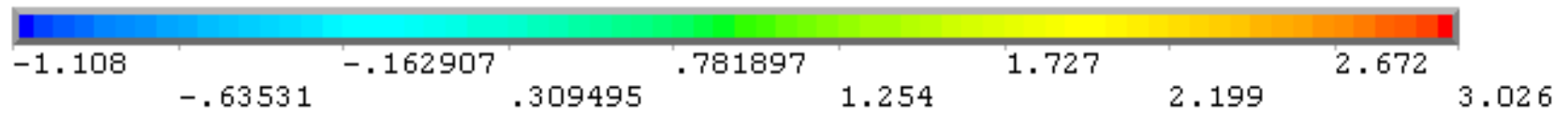


d)

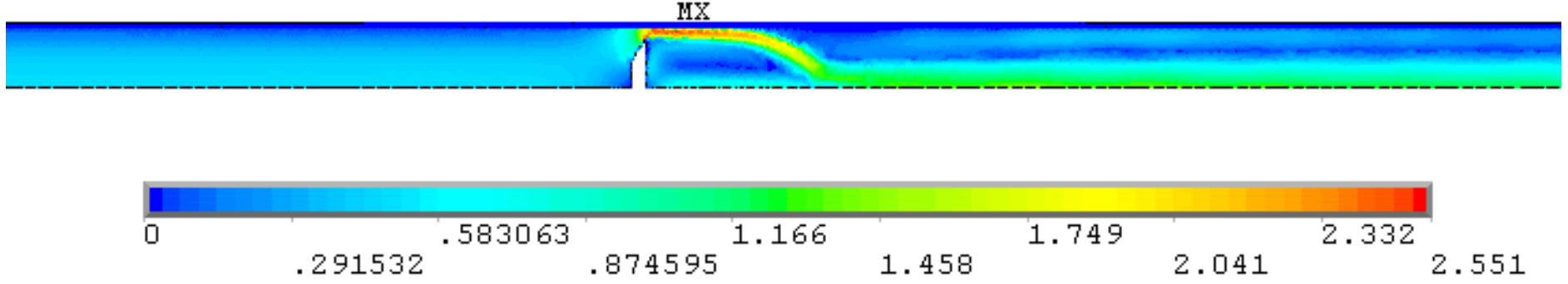
Şekil 3.4. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(a)



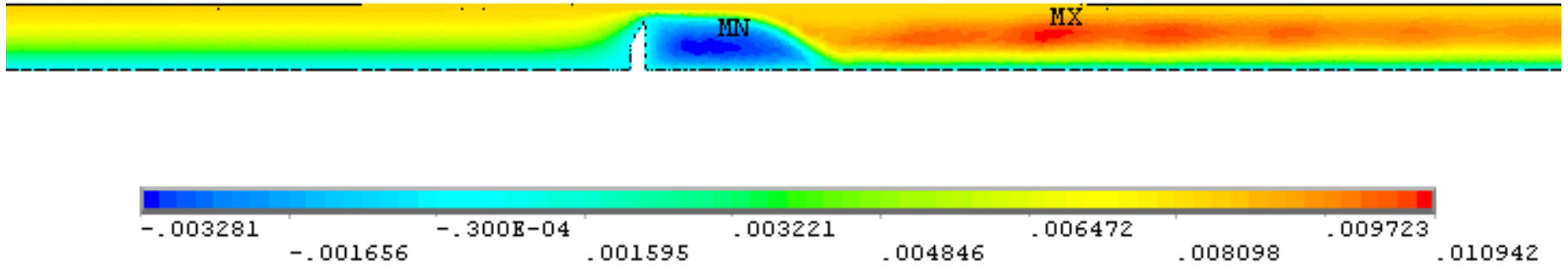
a)



b)

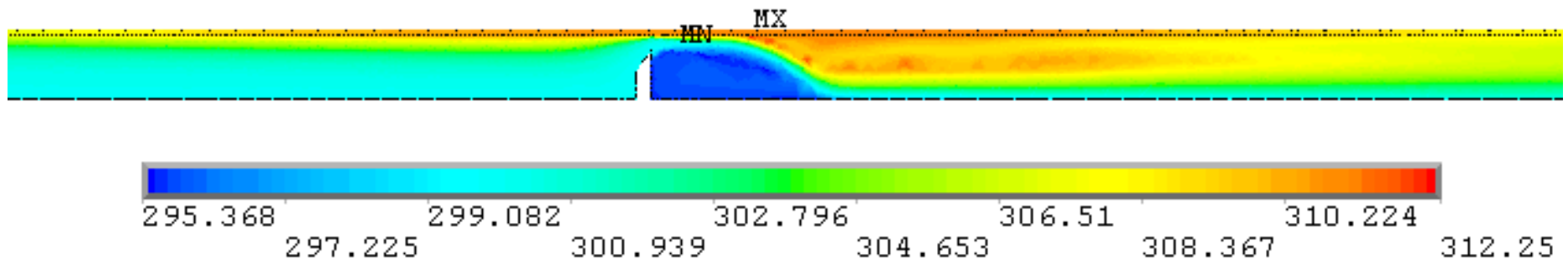


c)

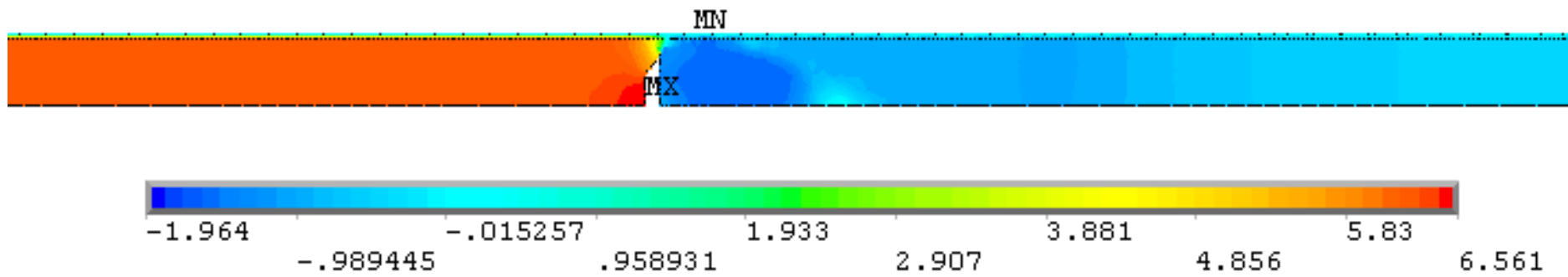


d)

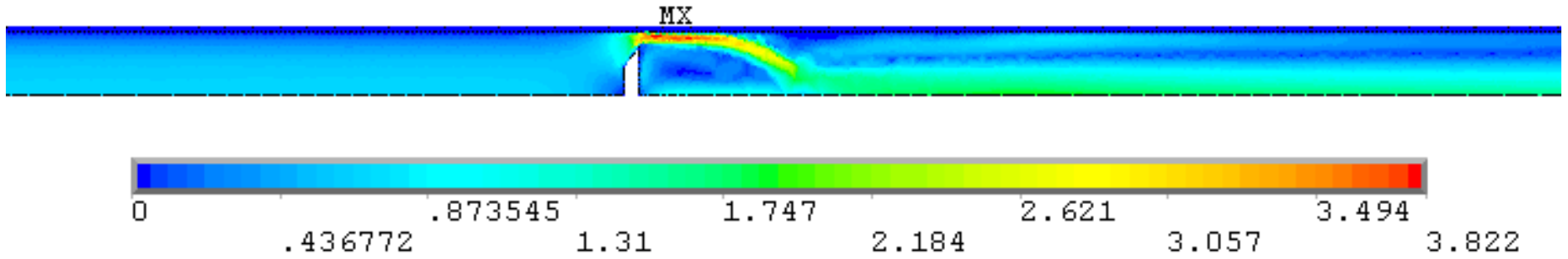
Şekil 3.5. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(a)



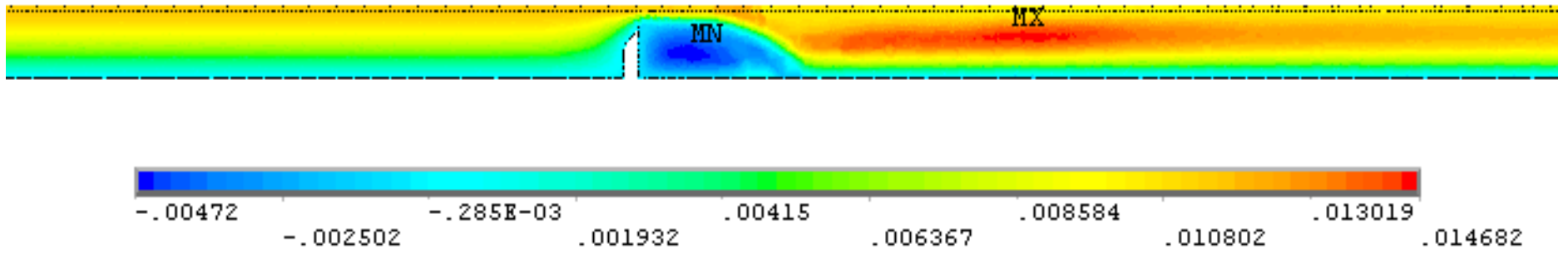
a)



b)

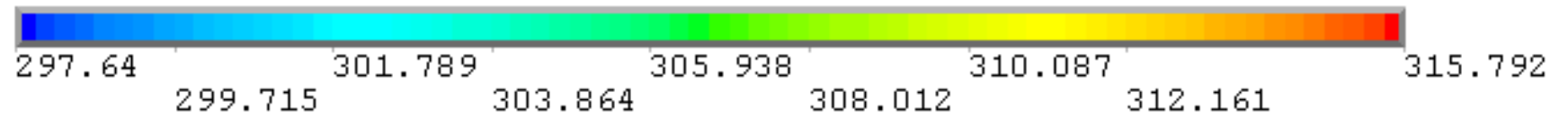
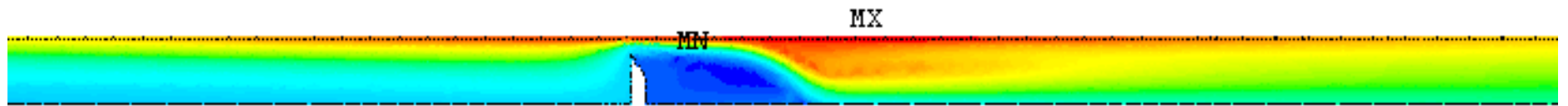


c)



d)

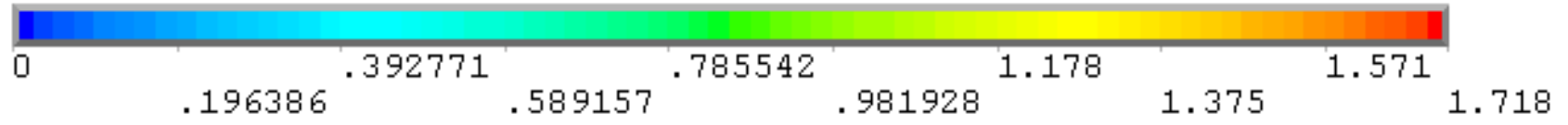
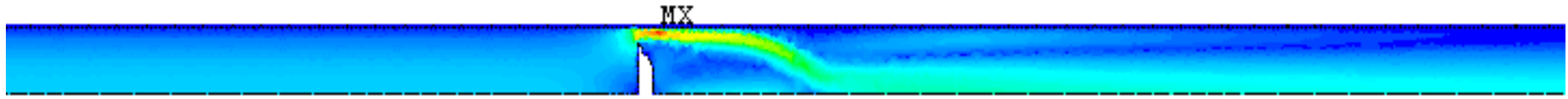
Şekil 3.6. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1 (a)



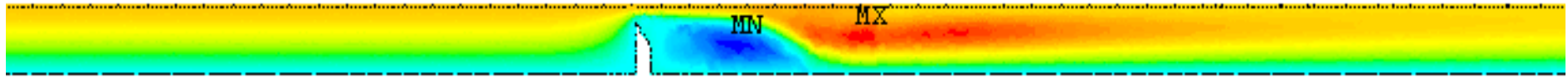
a)



b)

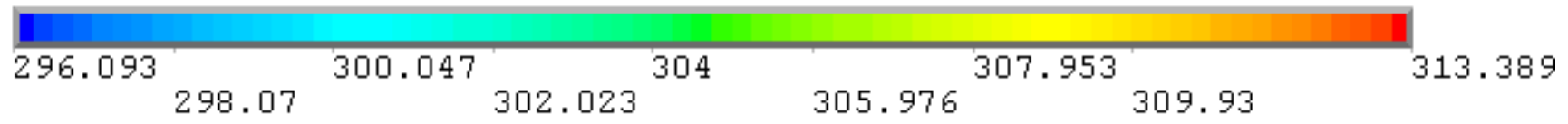
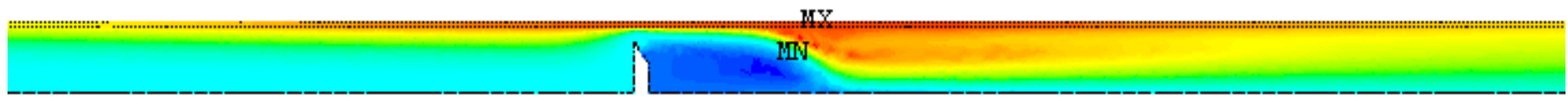


c)

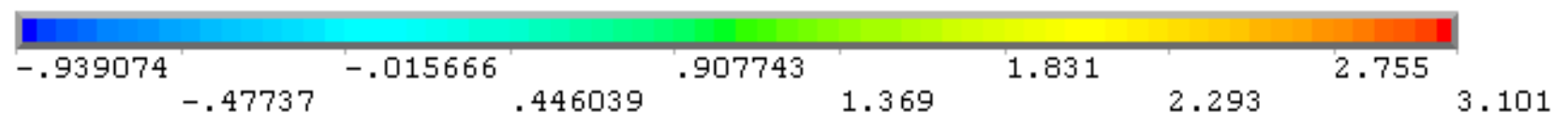
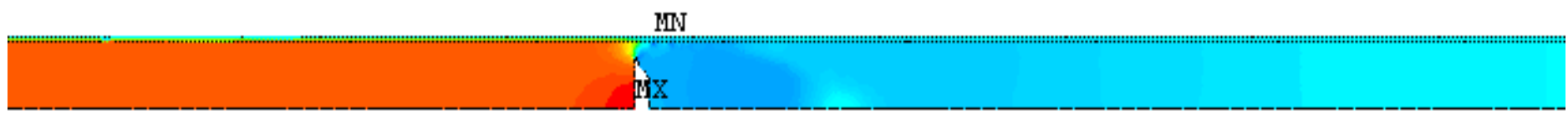


d)

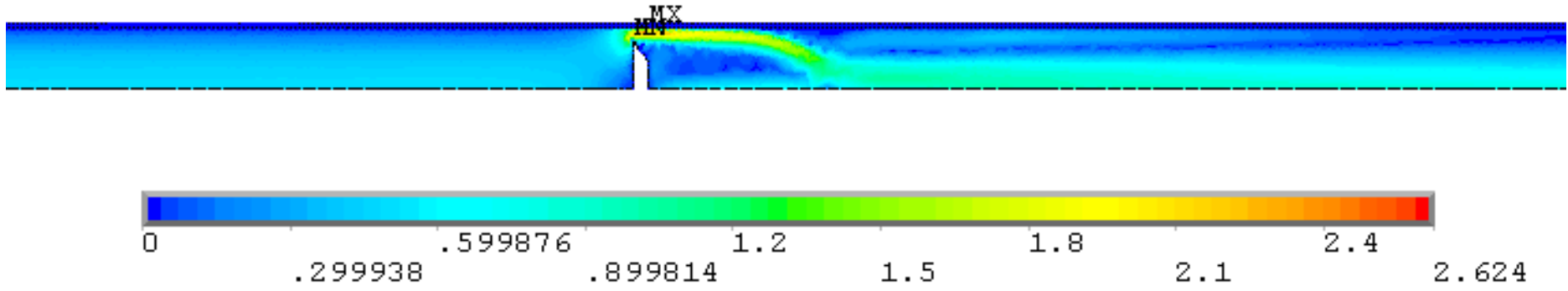
Şekil 3.7. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$, $a/R = 0.425$, durum 1(b)



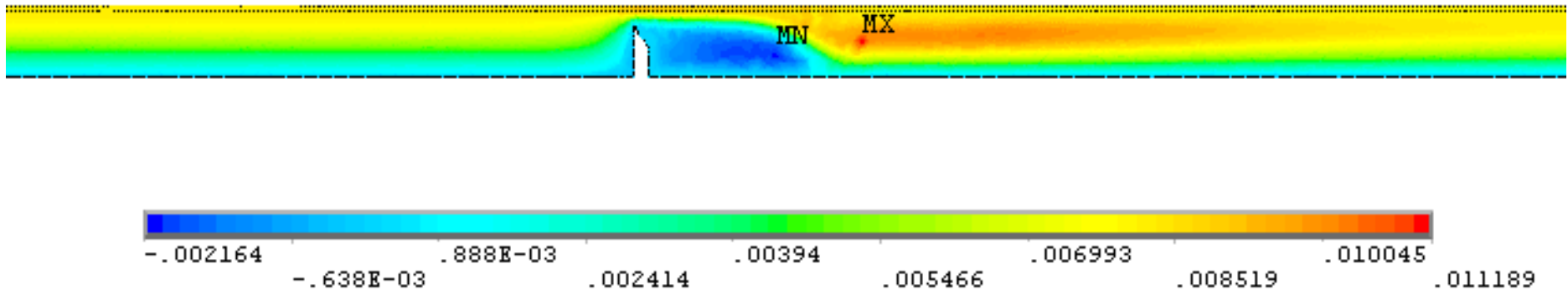
a)



b)

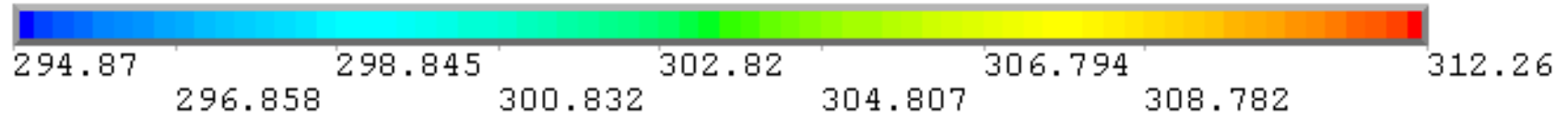
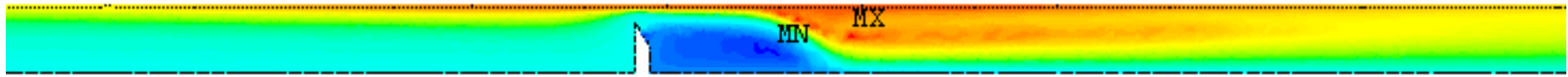


c)

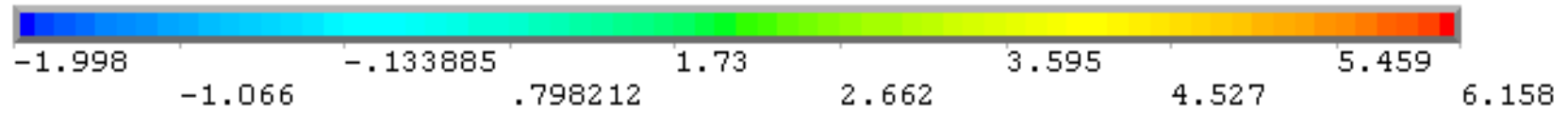


d)

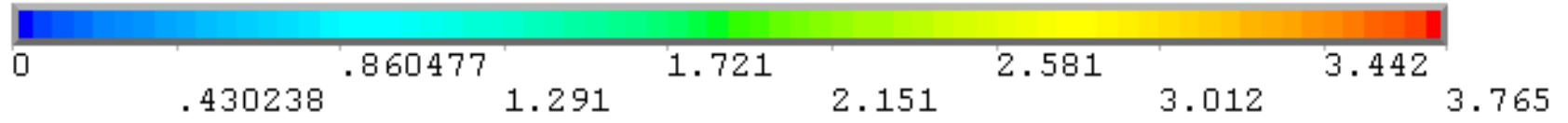
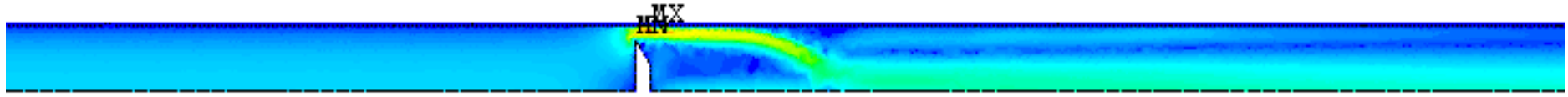
Şekil 3.8. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(b)



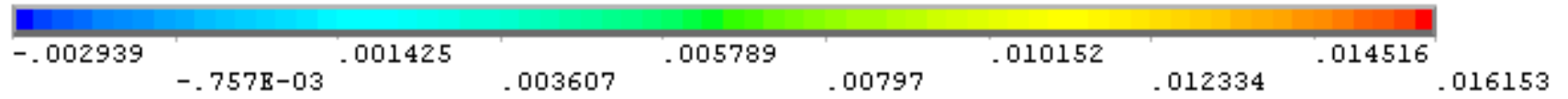
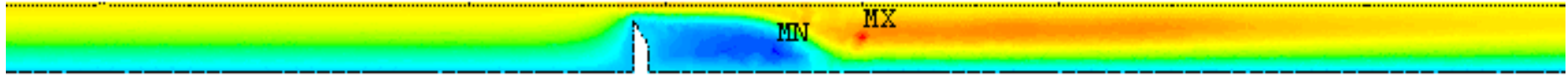
a)



b)

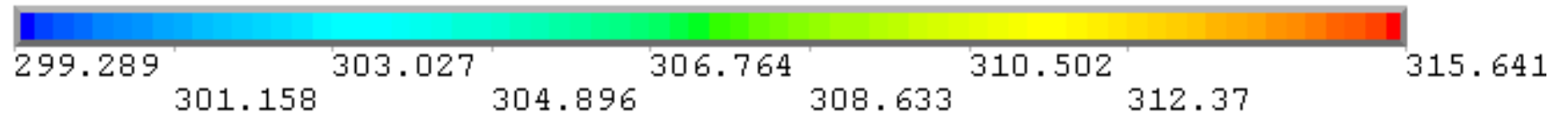
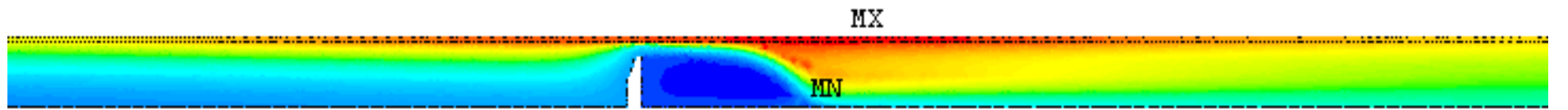


c)

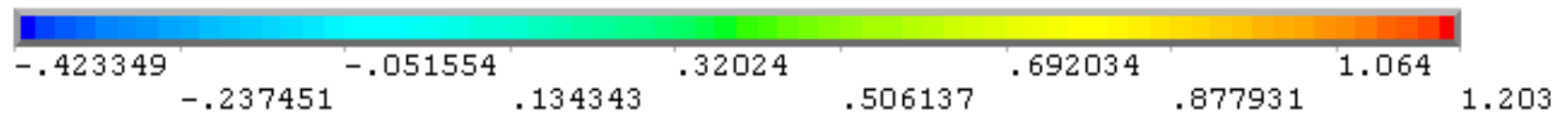
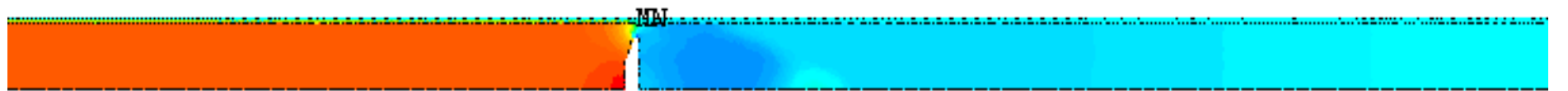


d)

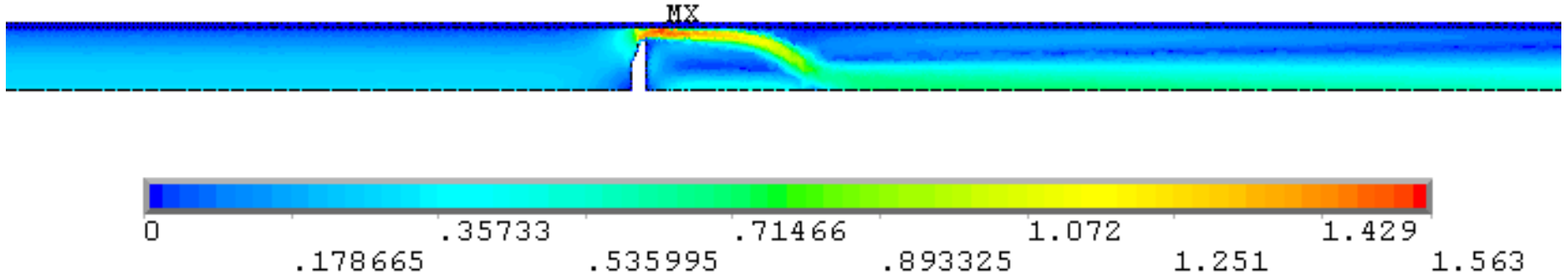
Şekil 3.9. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.425$, durum 1(b)



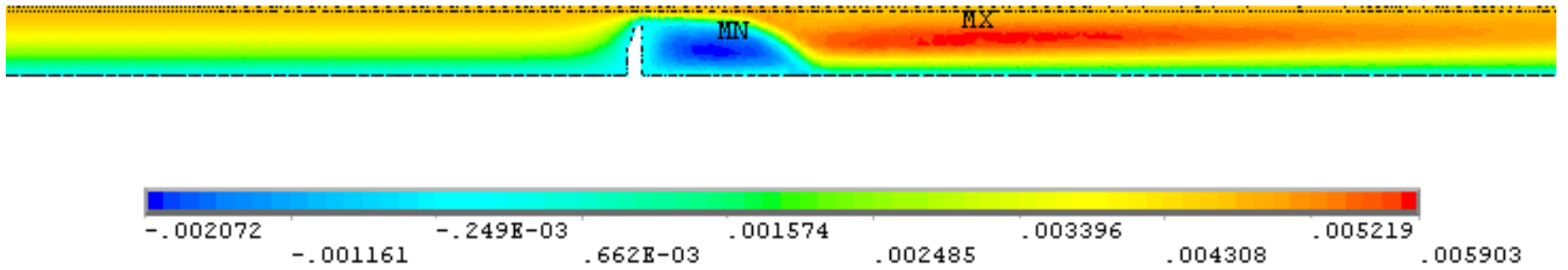
a)



b)

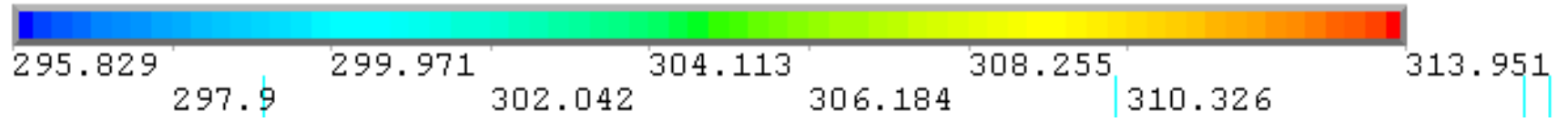
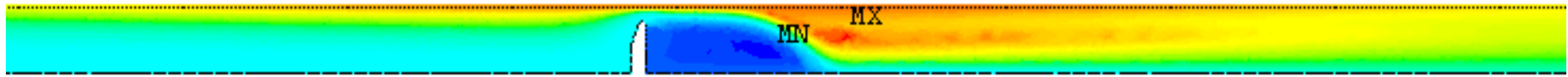


c)

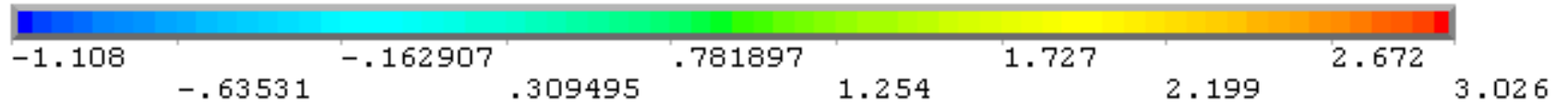


d)

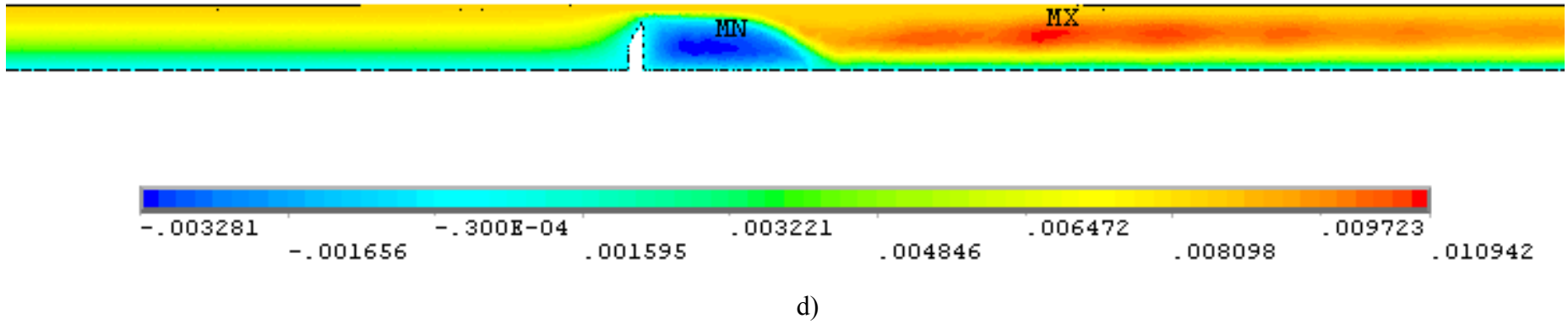
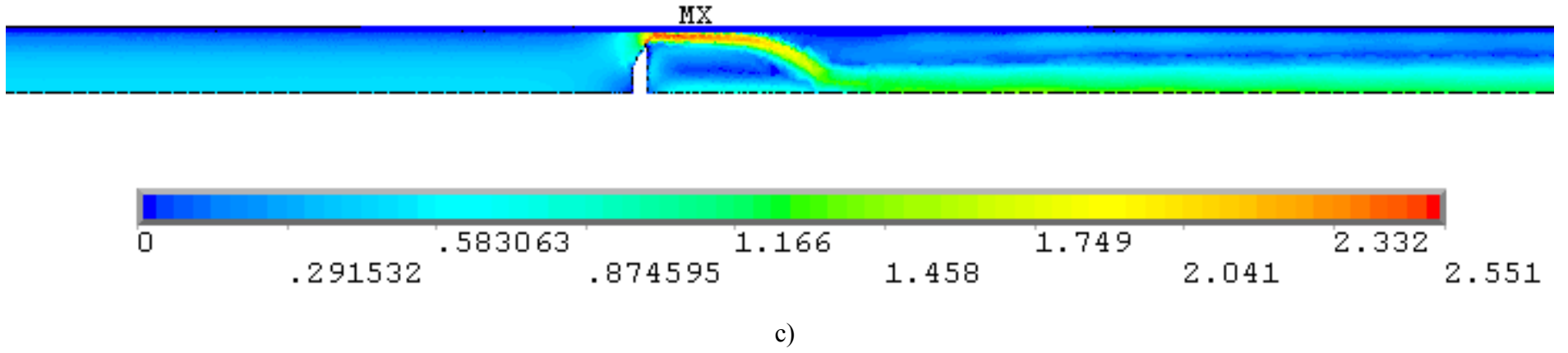
Şekil 3.10. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (a)



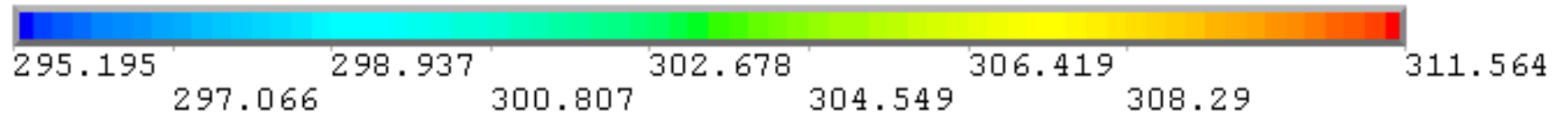
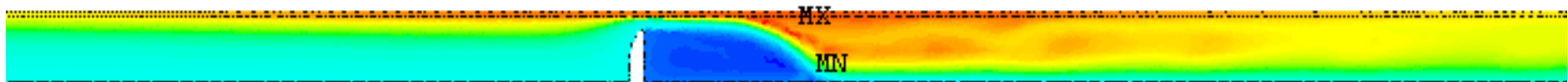
a)



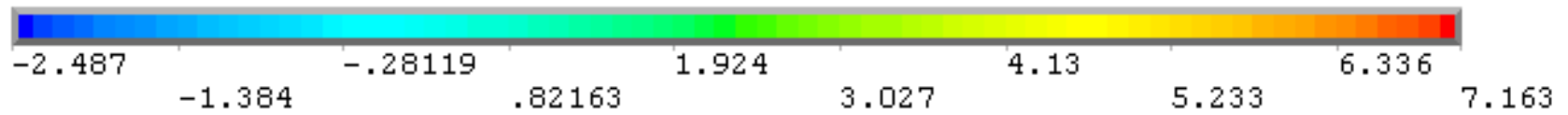
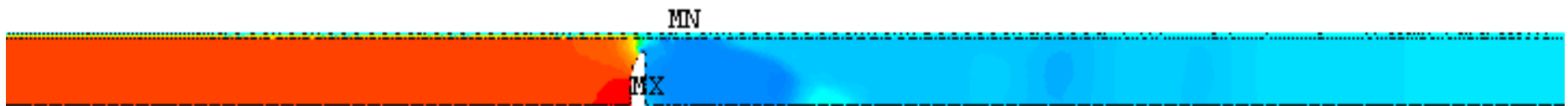
b)



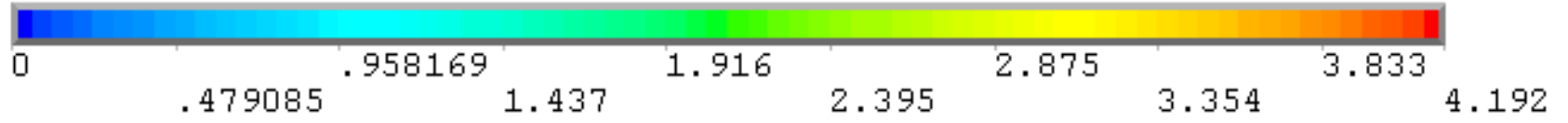
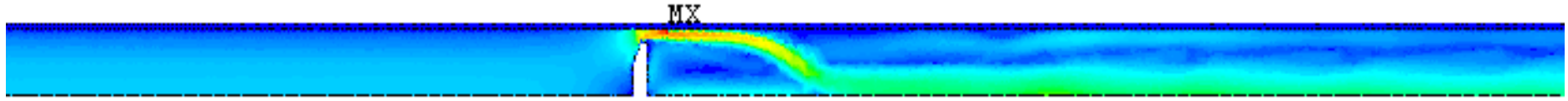
Şekil 3.11. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (a)



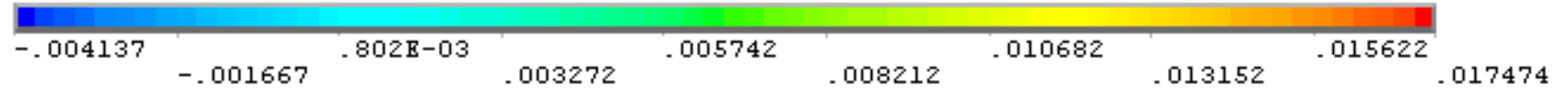
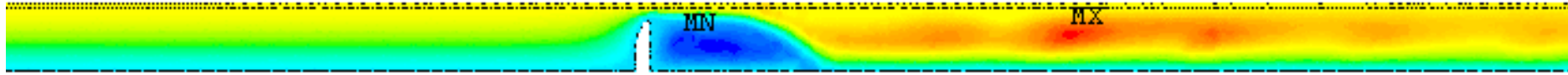
a)



b)

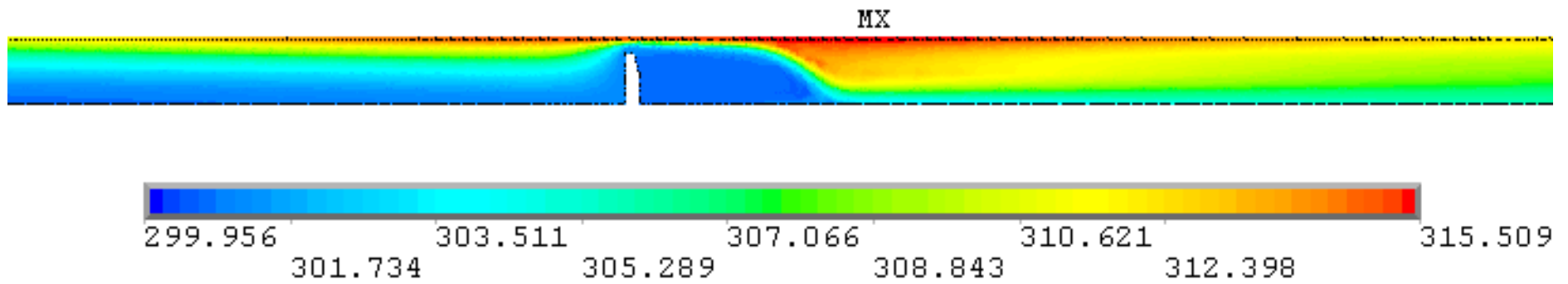


c)

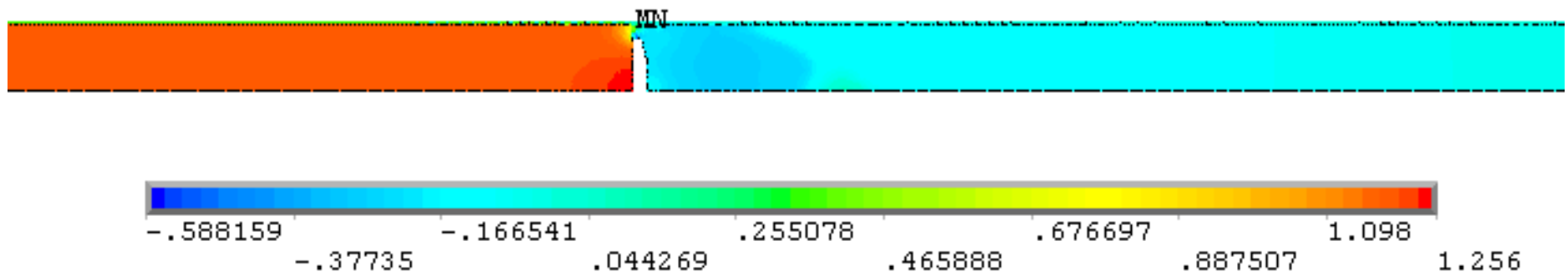


d)

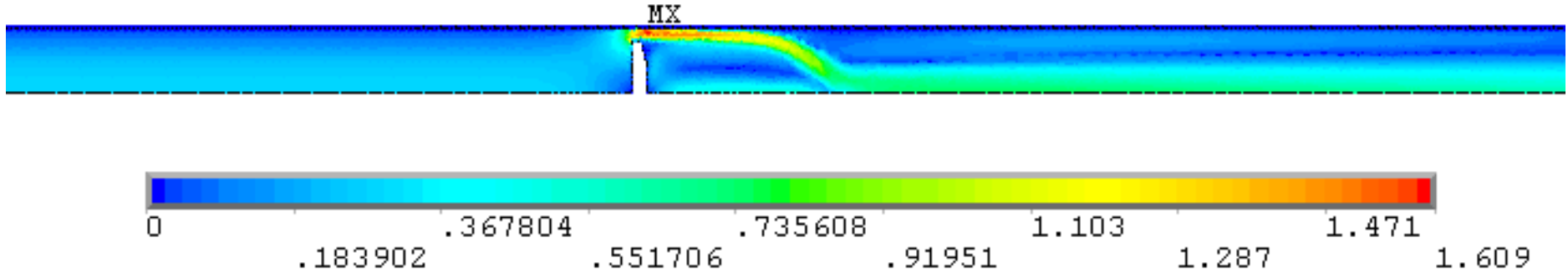
Şekil 3.12. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (a)



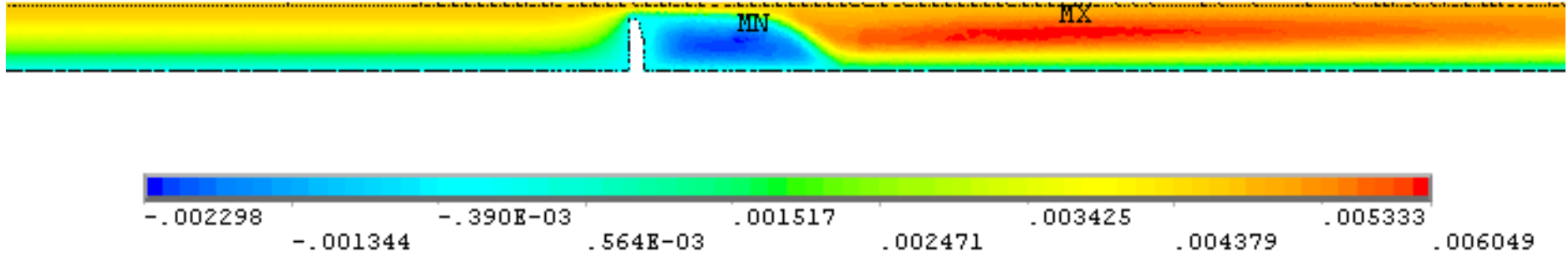
a)



b)

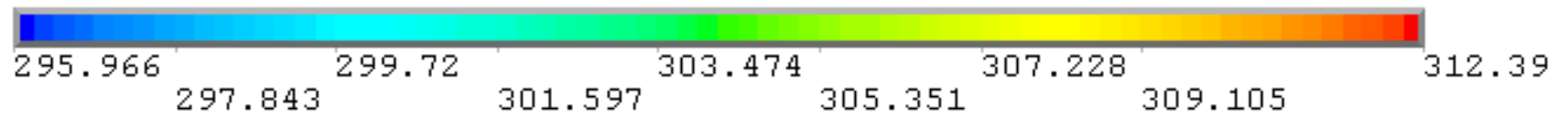
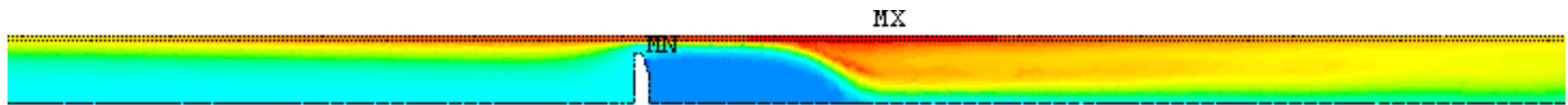


c)

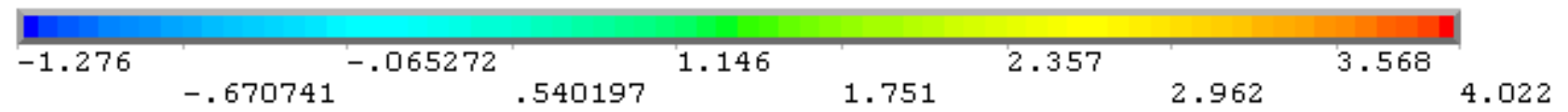
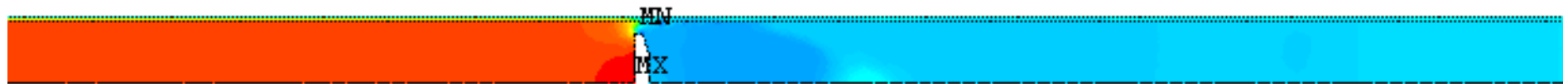


d)

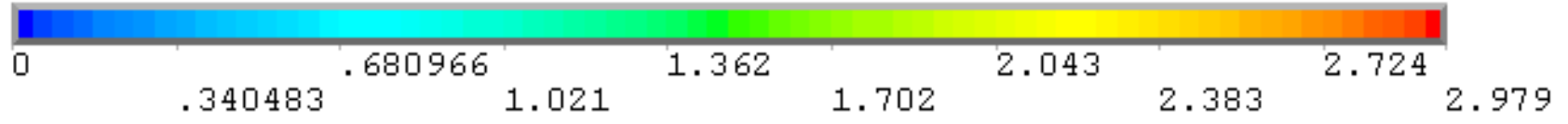
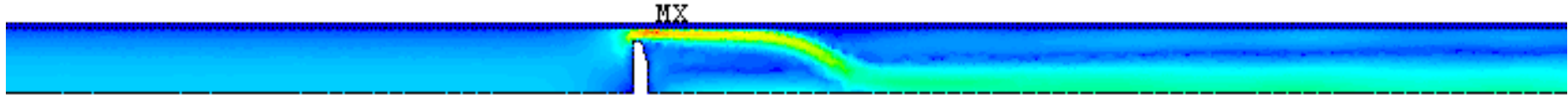
Şekil 3.13. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (b)



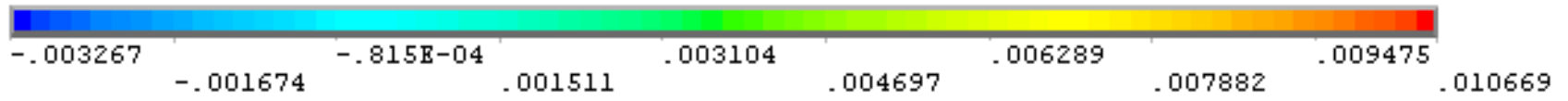
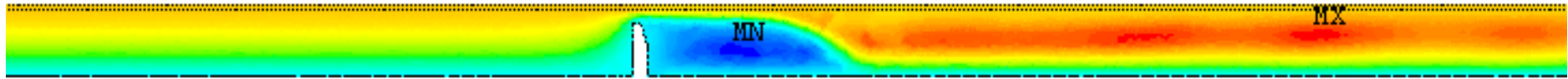
a)



b)

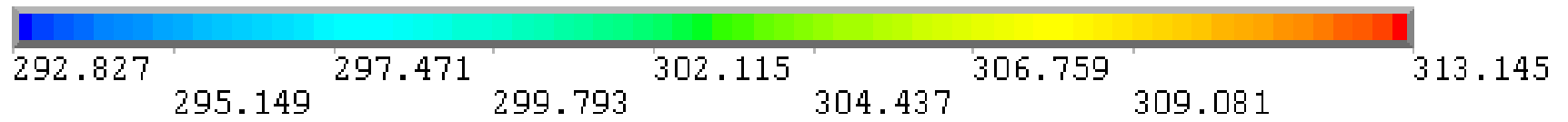
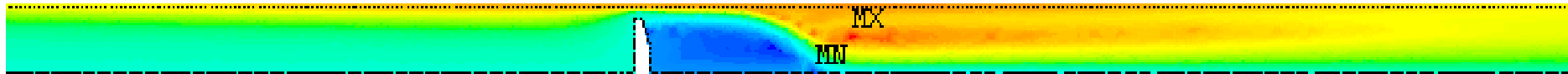


c)



d)

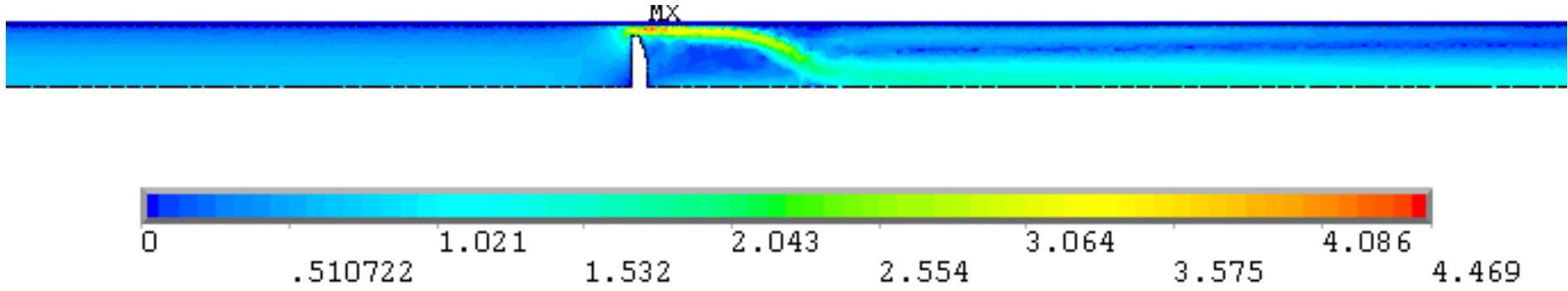
Şekil 3.14. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (b)



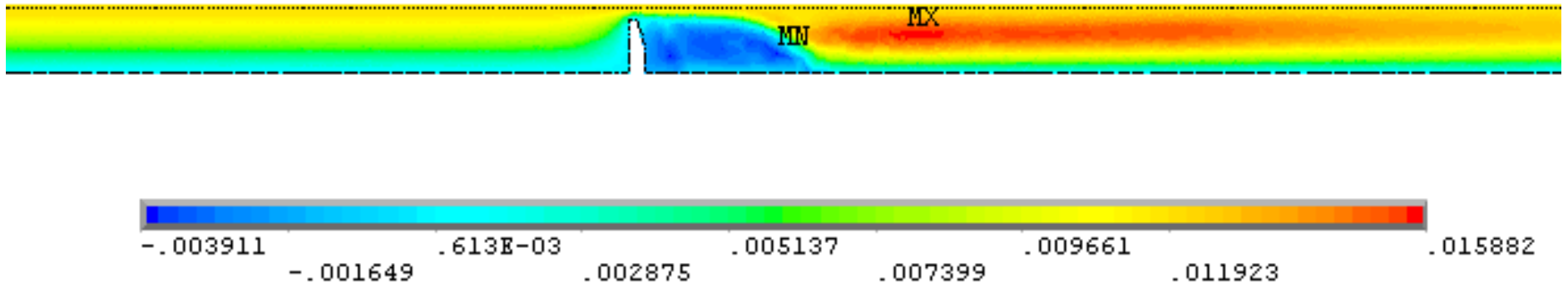
a)



b)

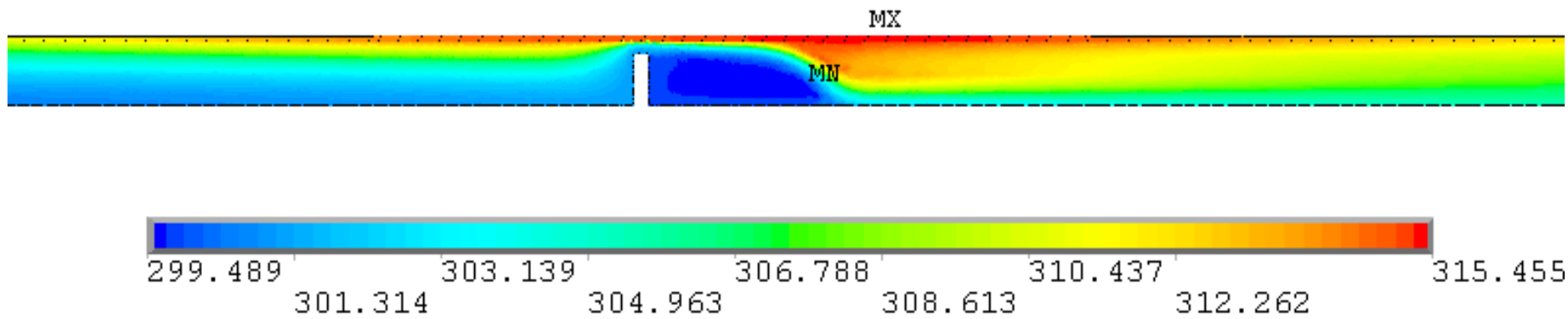


c)

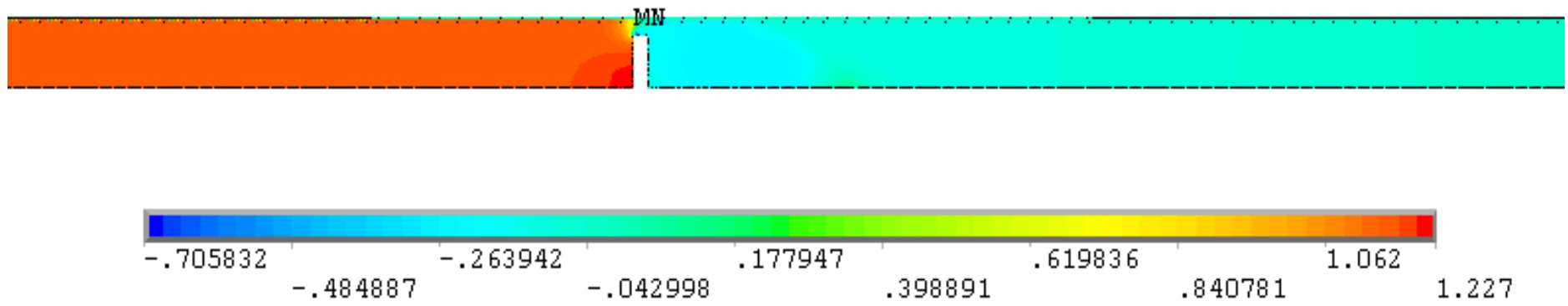


d)

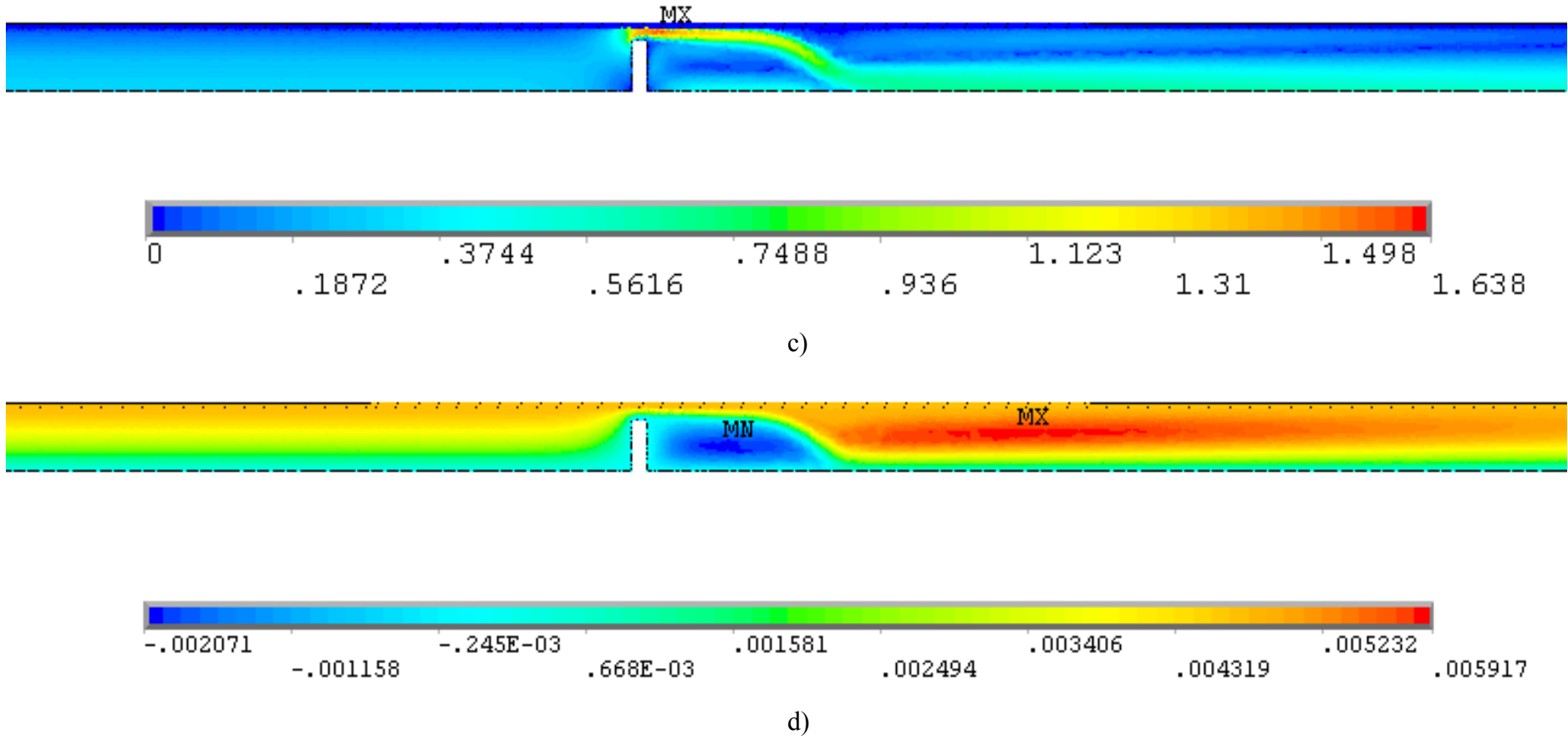
Şekil 3.15. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0.1$ ve $a/R = 0.425$, durum 2 (b)



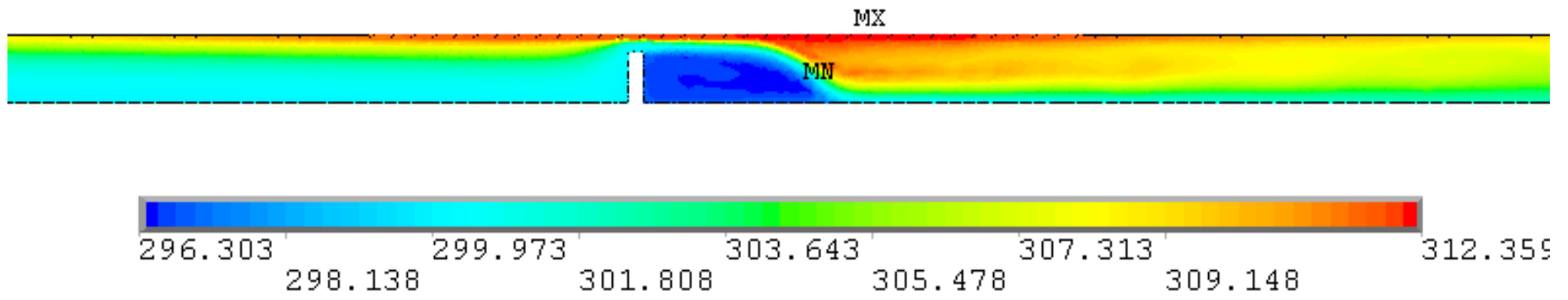
a)



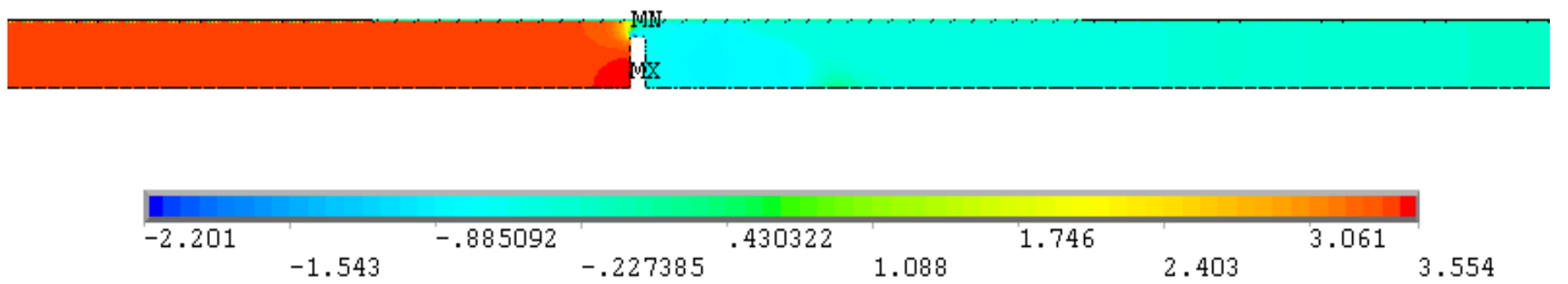
b)



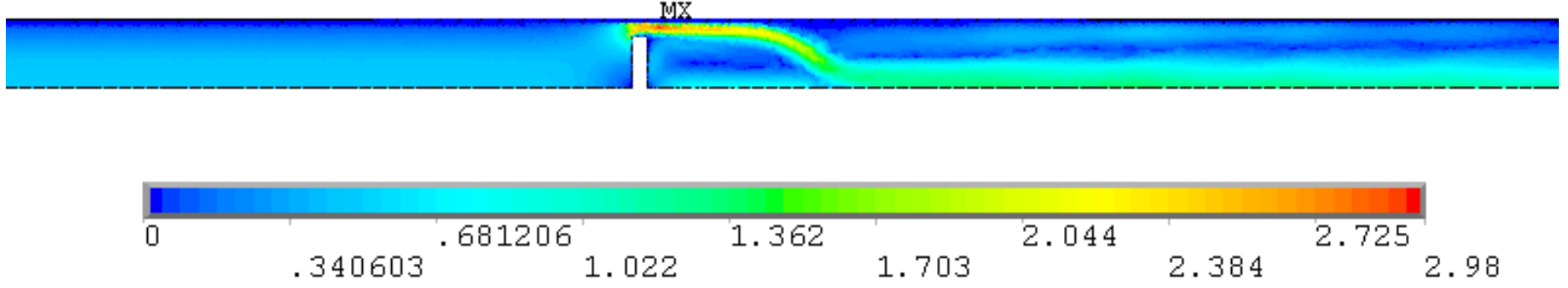
Şekil 3.16. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 450$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3



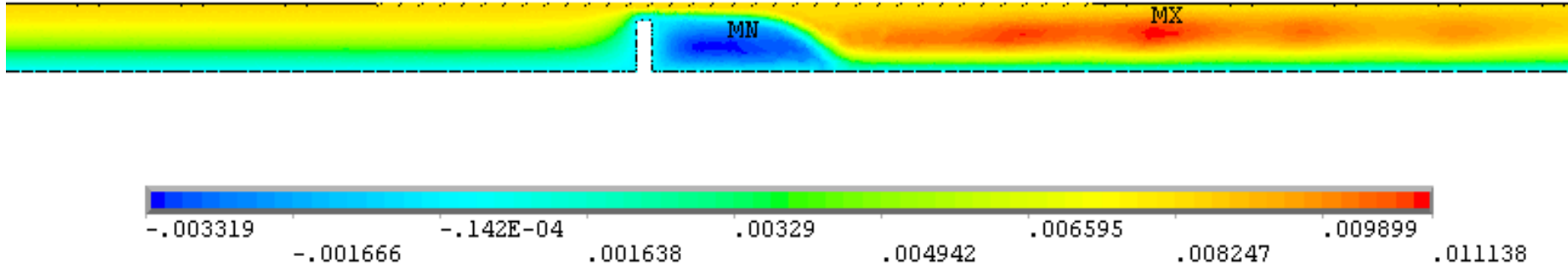
a)



b)

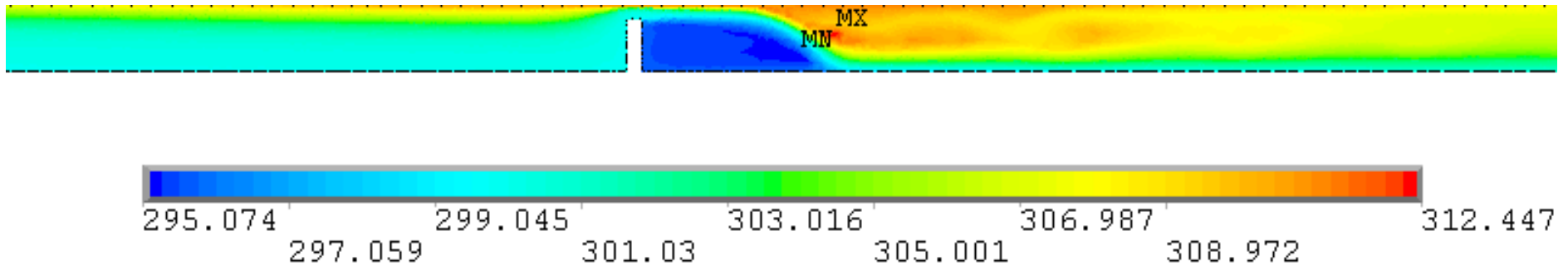


c)

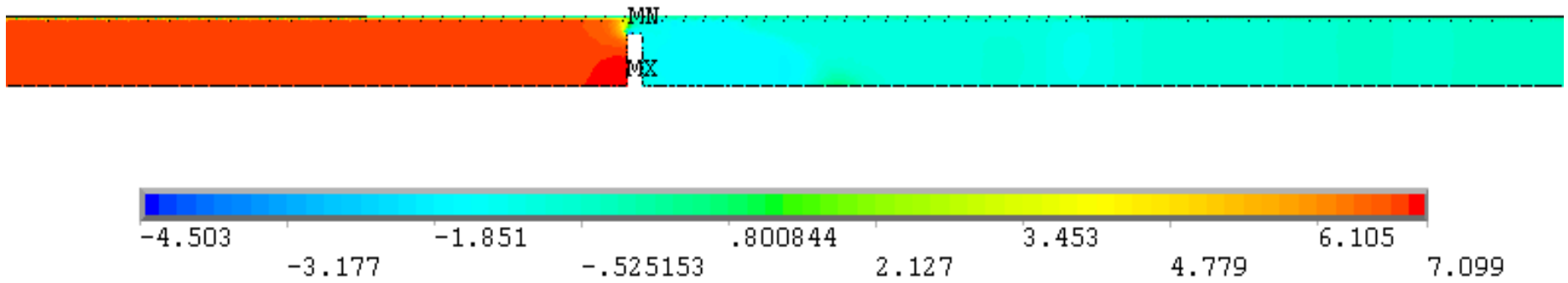


d)

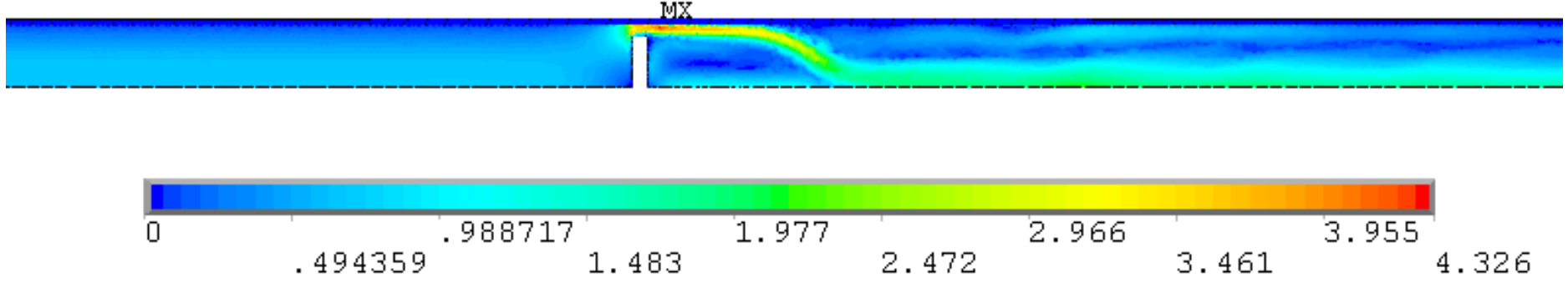
Şekil 3.17. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 785$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3



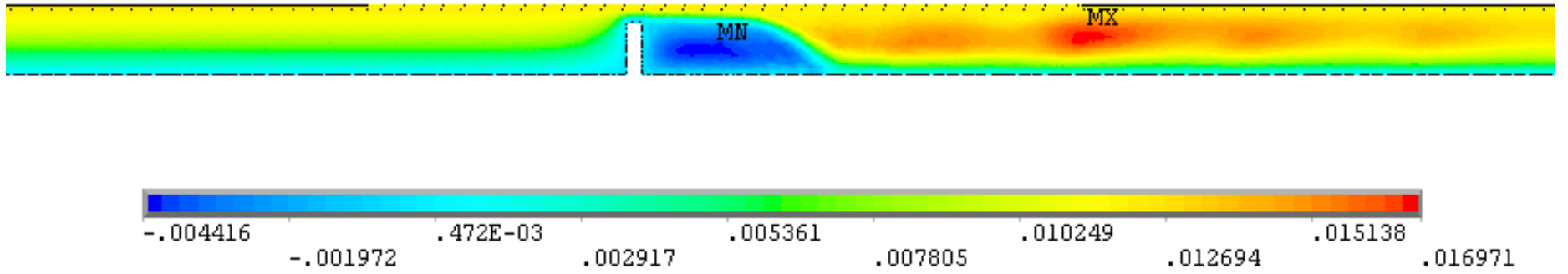
a)



b)

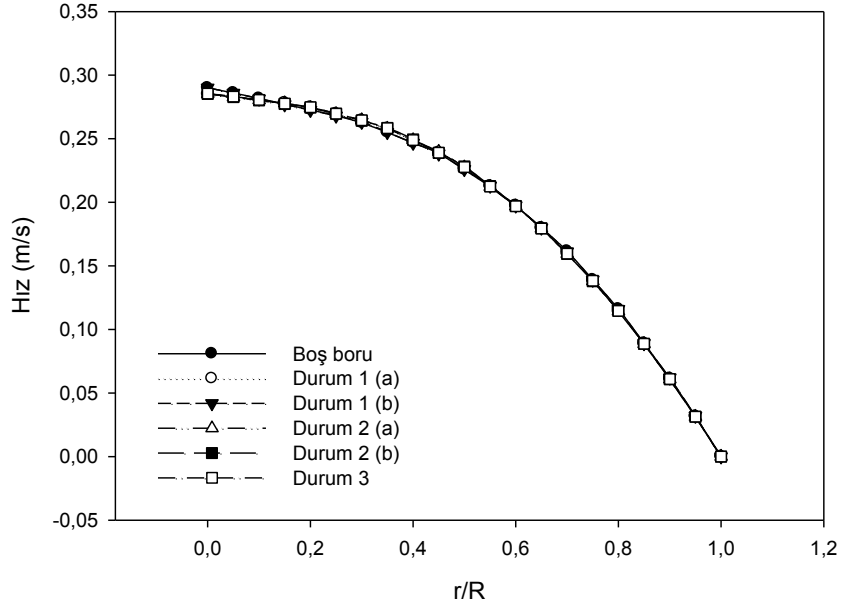


c)

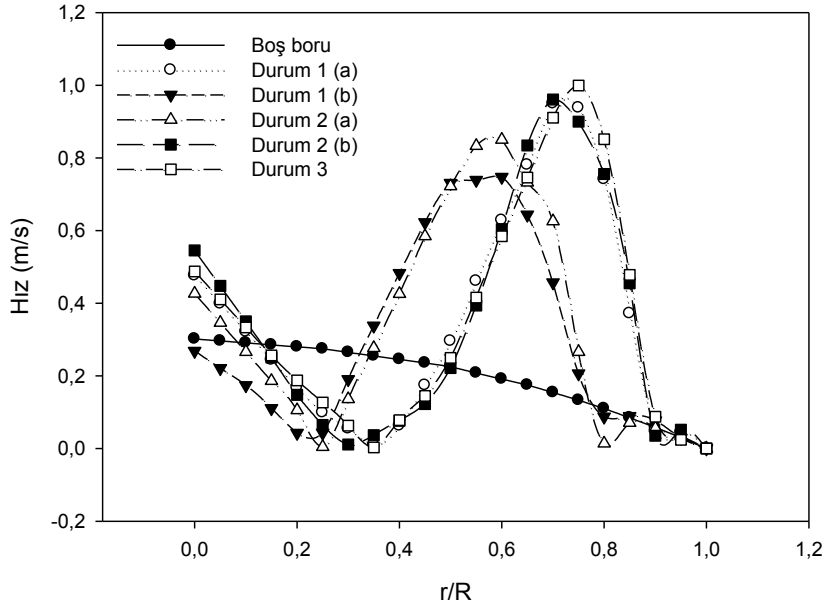


d)

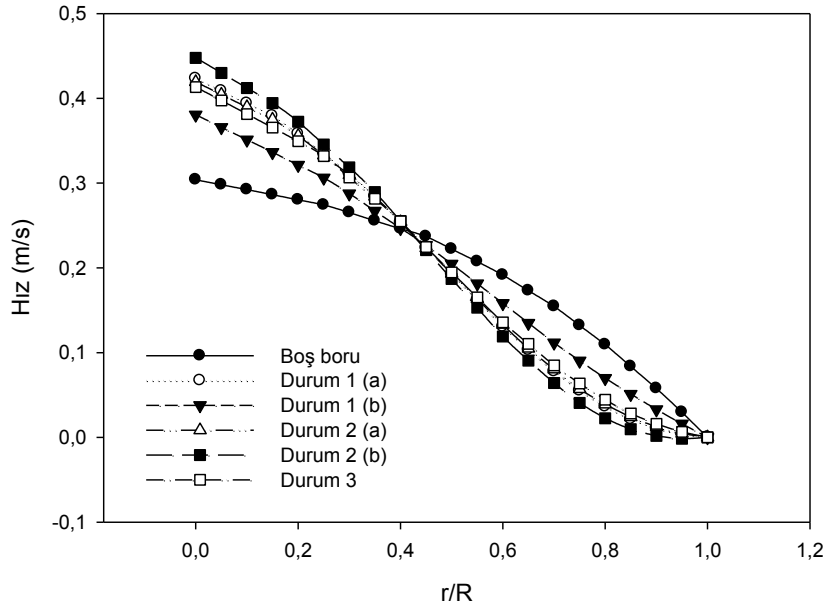
Şekil 3.18. a) Eş sıcaklık eğrileri, b) eş basınç eğrileri, c) Hız eş eğrileri, d) Akım çizgileri, $Re = 1125$, $r/R = 0.8$, $b/R = 0$ ve $a/R = 0.8$, durum 3



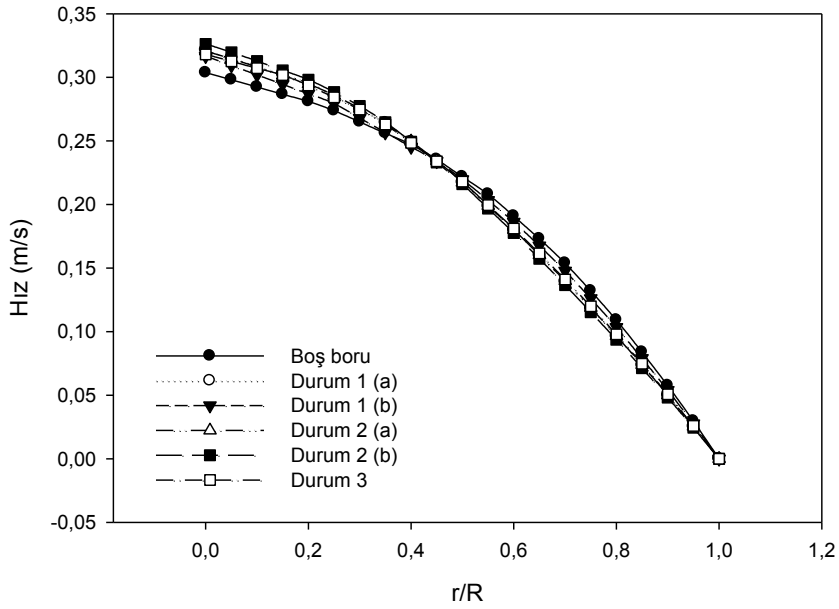
Şekil 3.19. $Re = 450$ için $x/L=0.2$ ' de hız profili



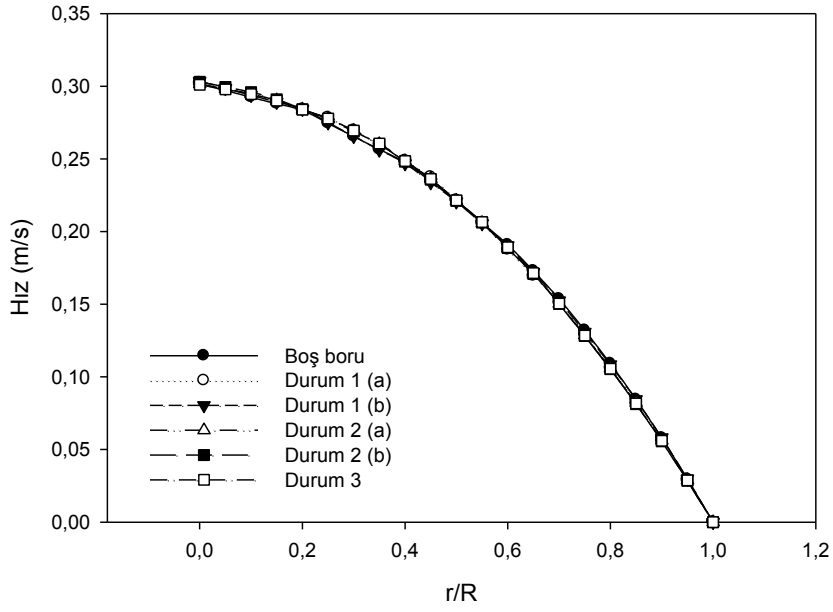
Şekil 3.20. $Re = 450$ için $x/L = 0.4$ ' de hız profili



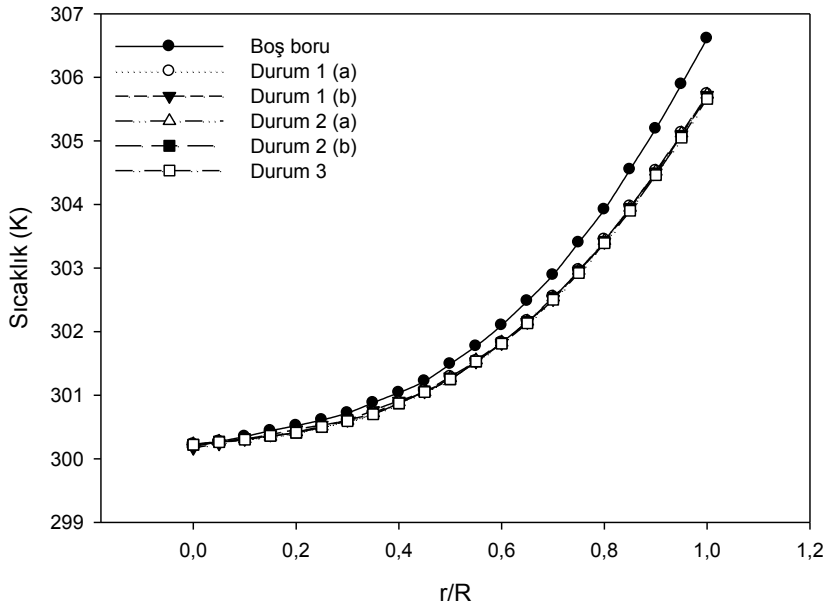
Şekil 3.21. $Re = 450$ için $x/L = 0,6$ ' da hız profili



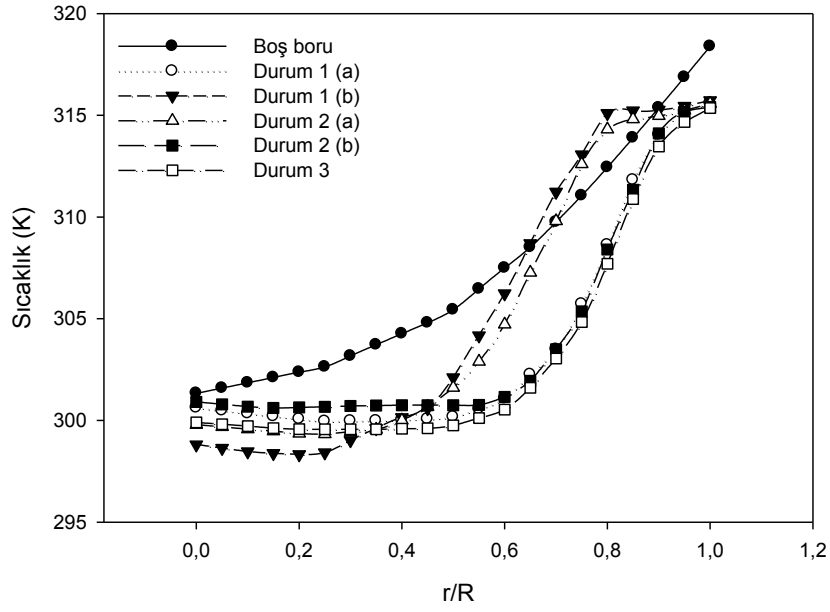
Şekil 3.22. $Re = 450$ için $x/L = 0,8$ ' de hız profili



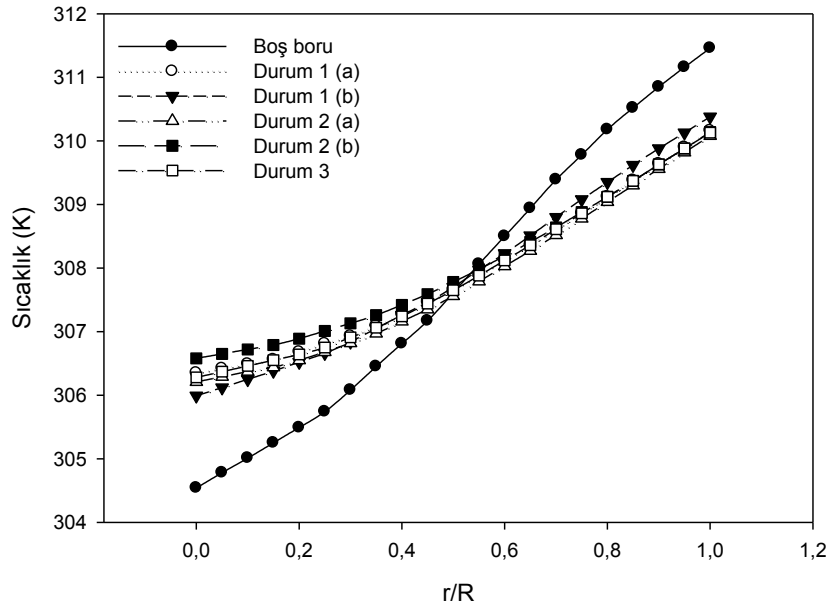
Şekil 3.23. Re = 450 için x/L=1 de hız profili



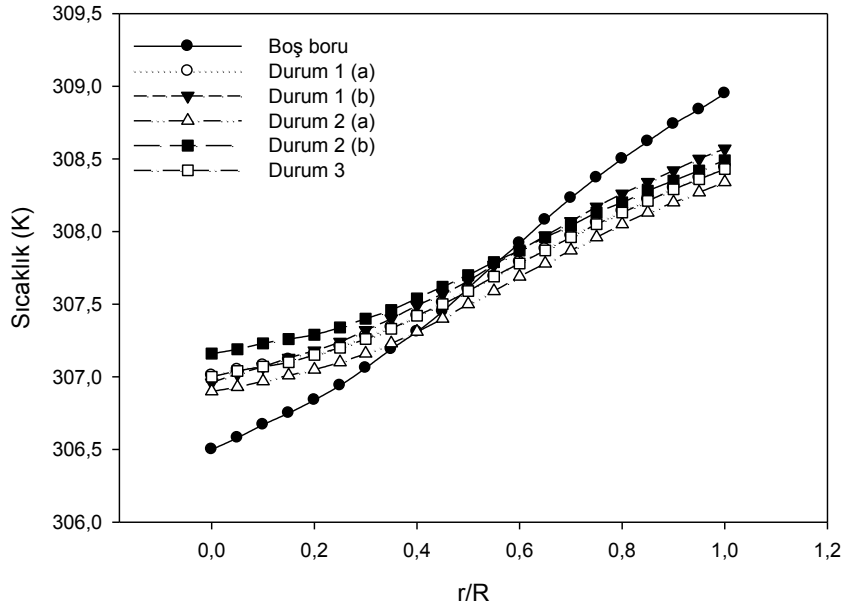
Şekil 3.24. Re=450 için x/L = 0.2' de sıcaklık profili



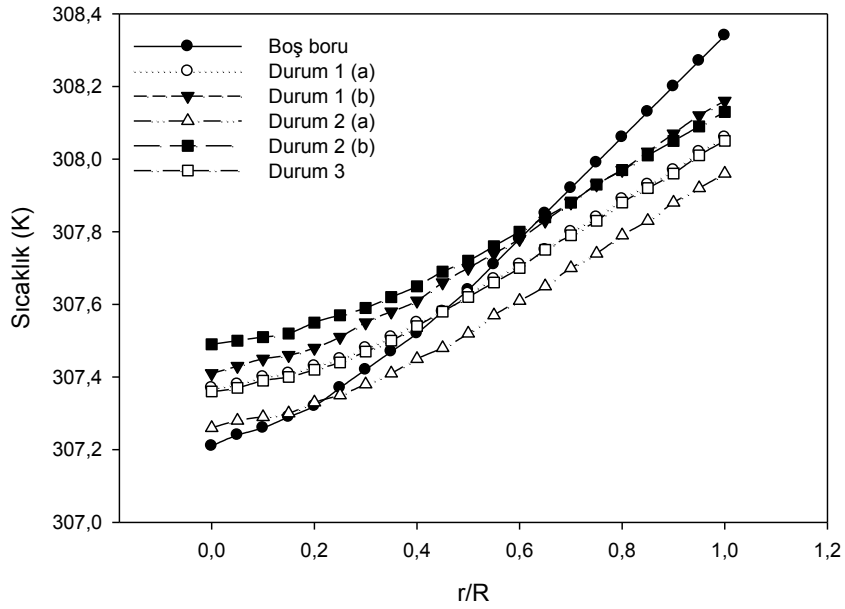
Şekil 3.25. $Re=450$ için $x/L = 0.4$ ' de sıcaklık profili



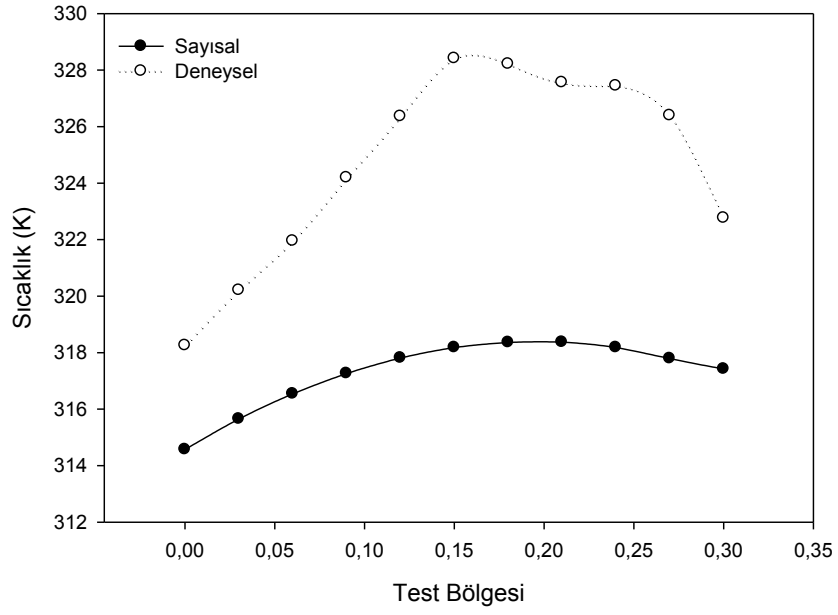
Şekil 3.26. $Re=450$ için $x/L = 0.6$ ' da sıcaklık profili



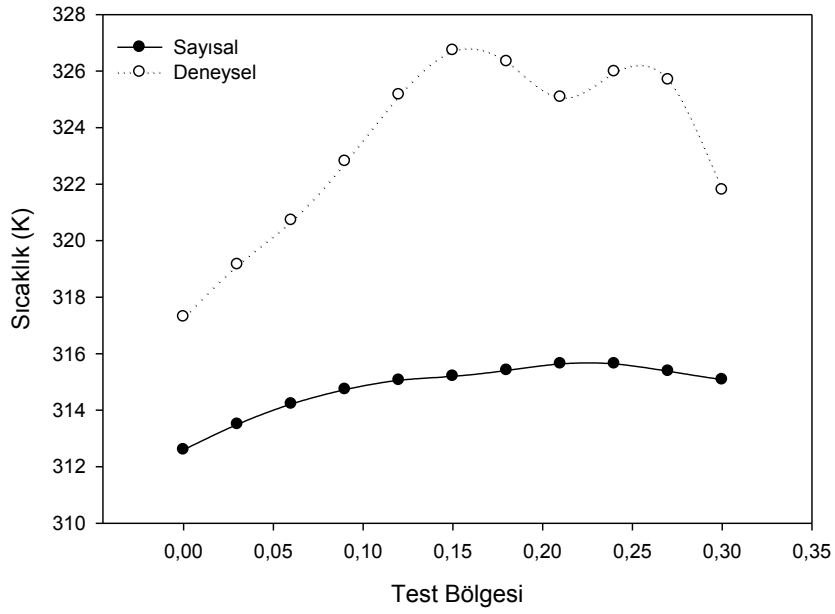
Şekil 3.27. $Re=450$ için $x/L = 0.8$ ' de sıcaklık



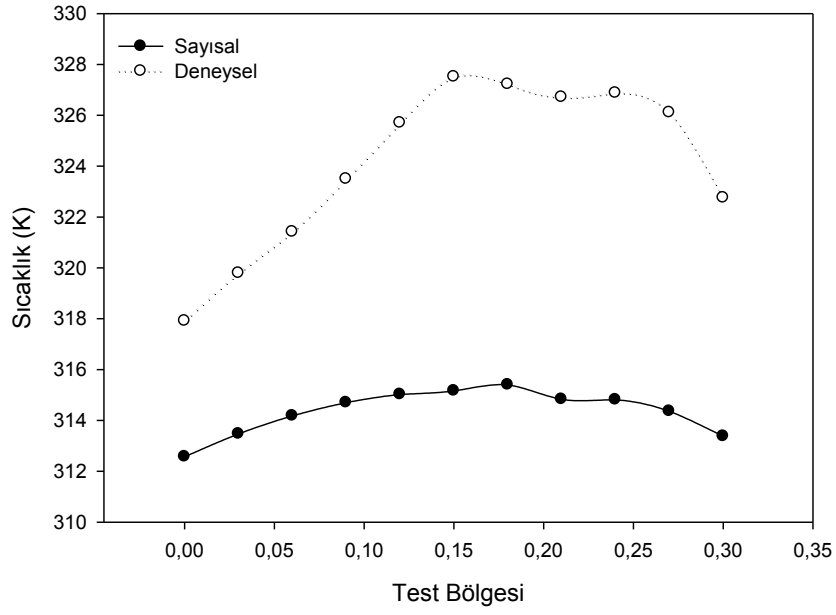
Şekil 3.28. $Re = 450$ için, $x/L = 1$ ' de sıcaklık profili



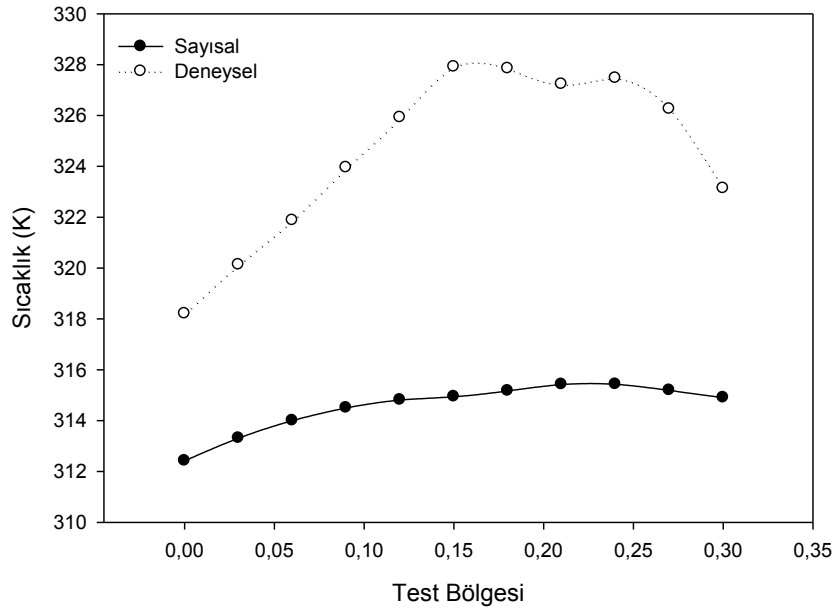
Şekil 3.29. $Re = 450$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Boş boru)



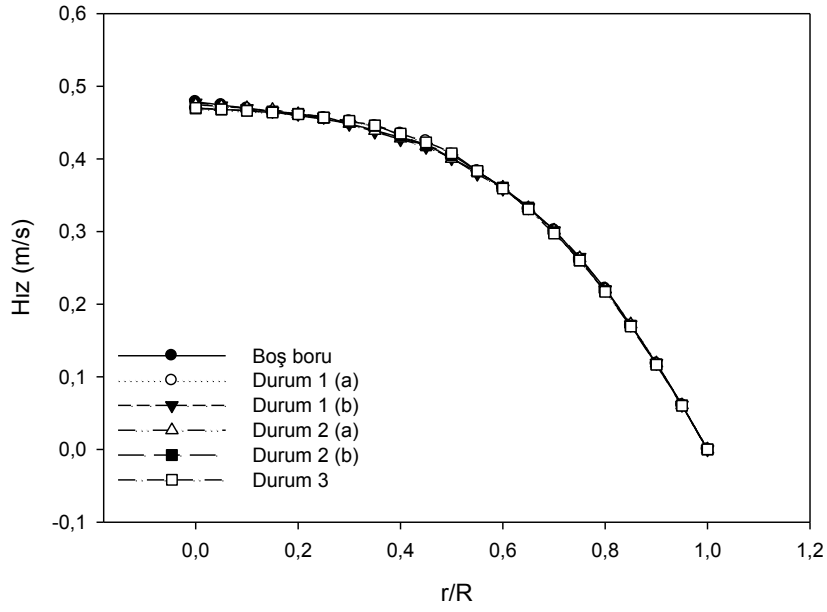
Şekil 3.30. $Re = 450$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Durum 1)



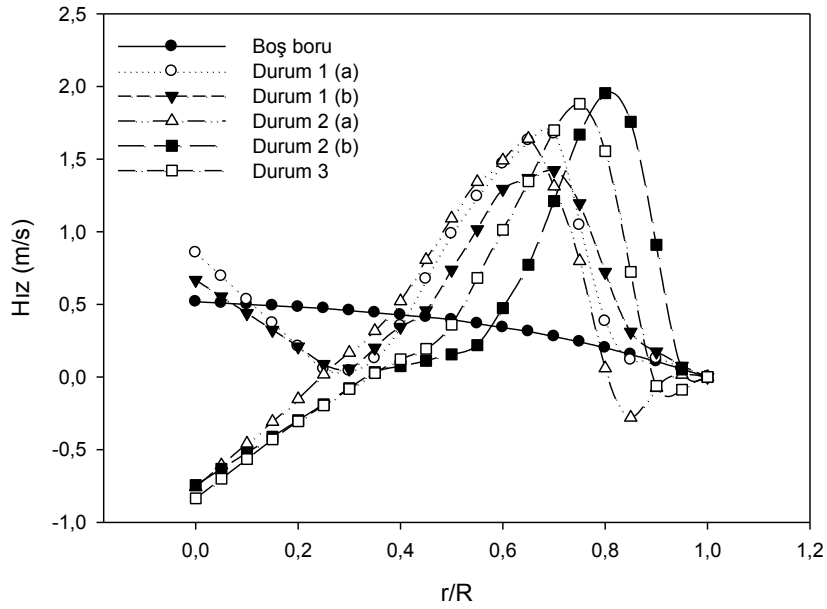
Şekil 3.31. $Re = 450$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık (Durum 2)



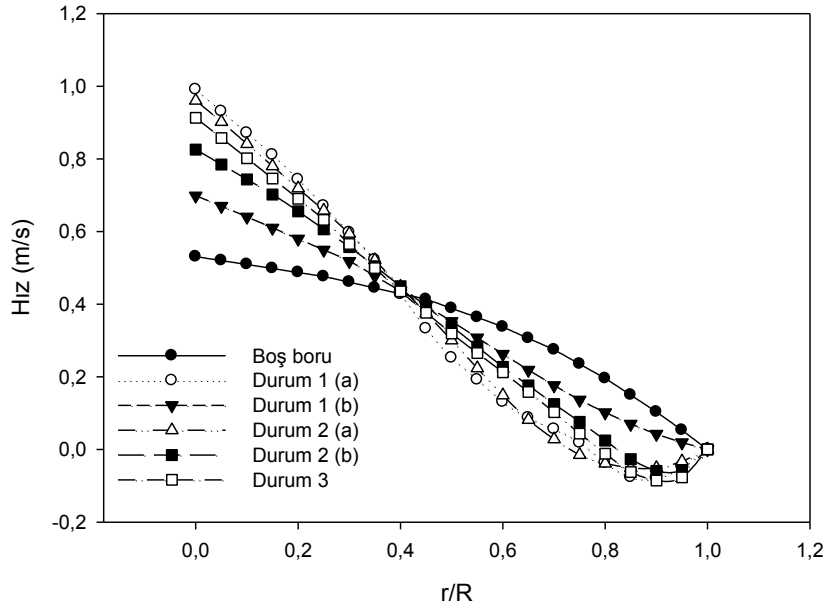
Şekil 3.32. $Re = 450$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Durum 3)



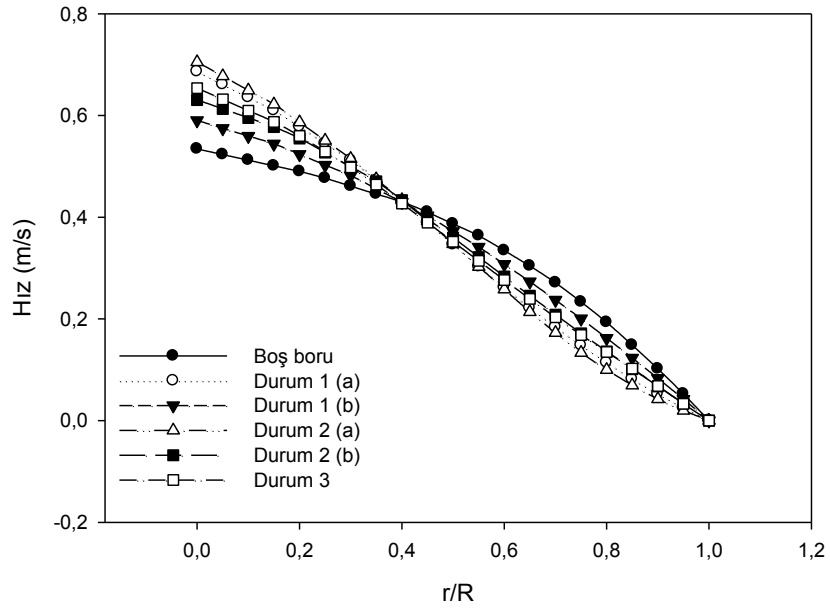
Şekil 3.33. $Re = 785$ için $x/L = 0.2$ ' de hız profili



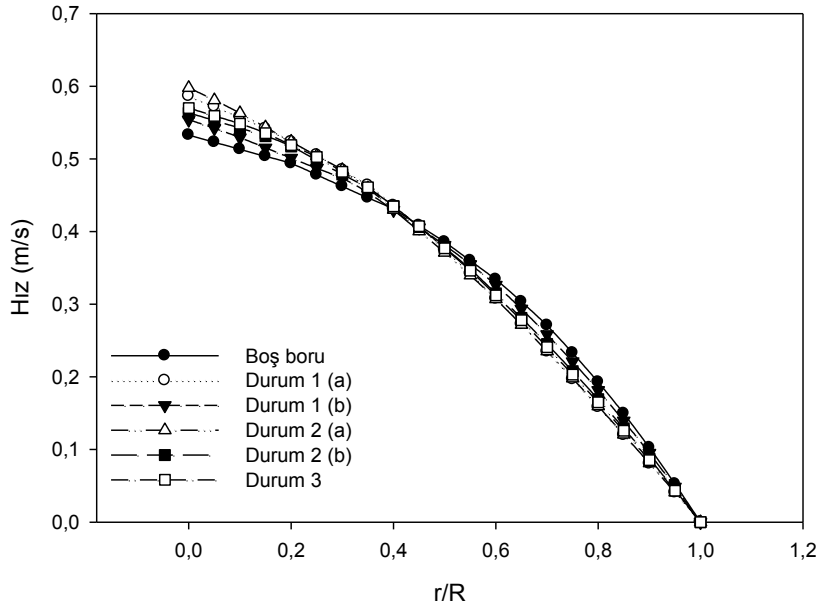
Şekil 3.34. $Re = 785$ için $x/L = 0.4$ ' de hız profili



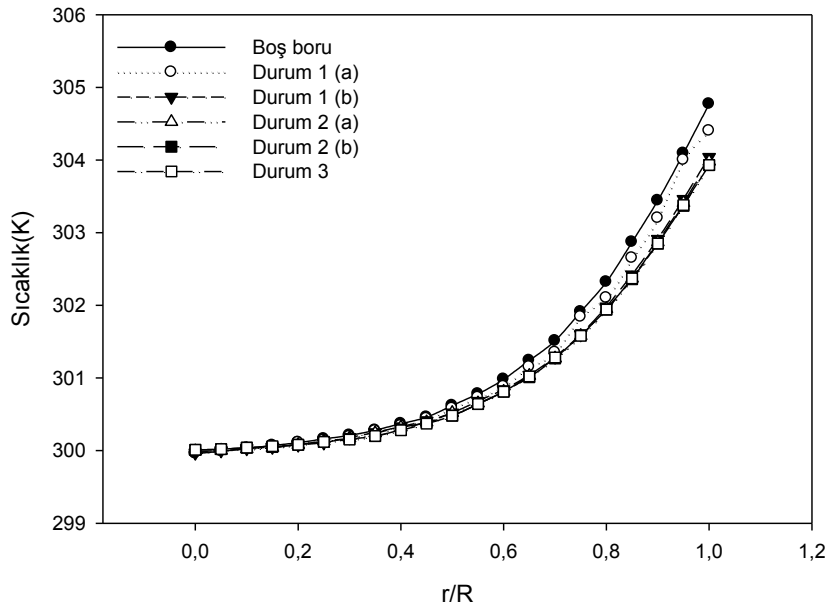
Şekil 3.35. $Re = 785$ için $x/L = 0.6$ ' da hız profili



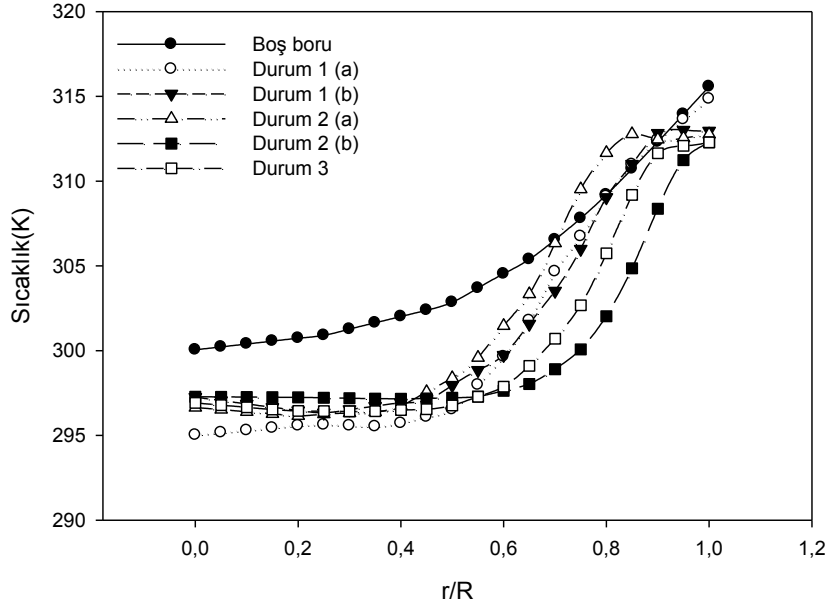
Şekil 3.36. $Re = 785$ için $x/L = 0.8$ ' de hız profili



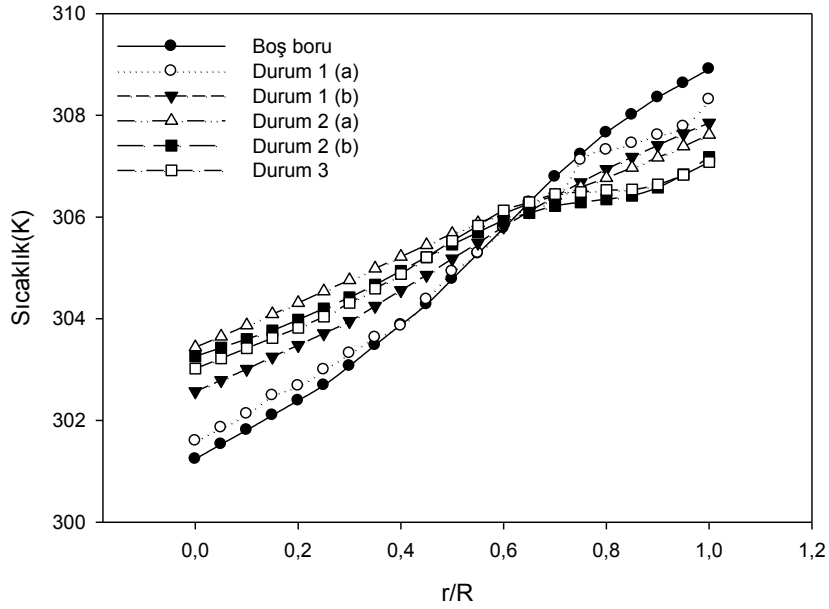
Şekil 3.37. $Re = 785$ için $x/L = 1$ ' de hız profili



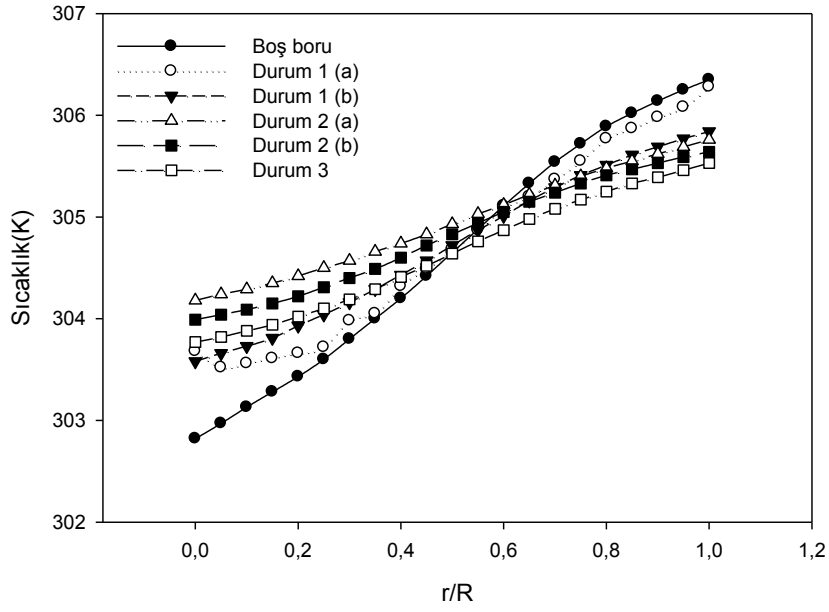
Şekil 3.38. $Re = 785$ için $x/L = 0.2$ ' de sıcaklık profili



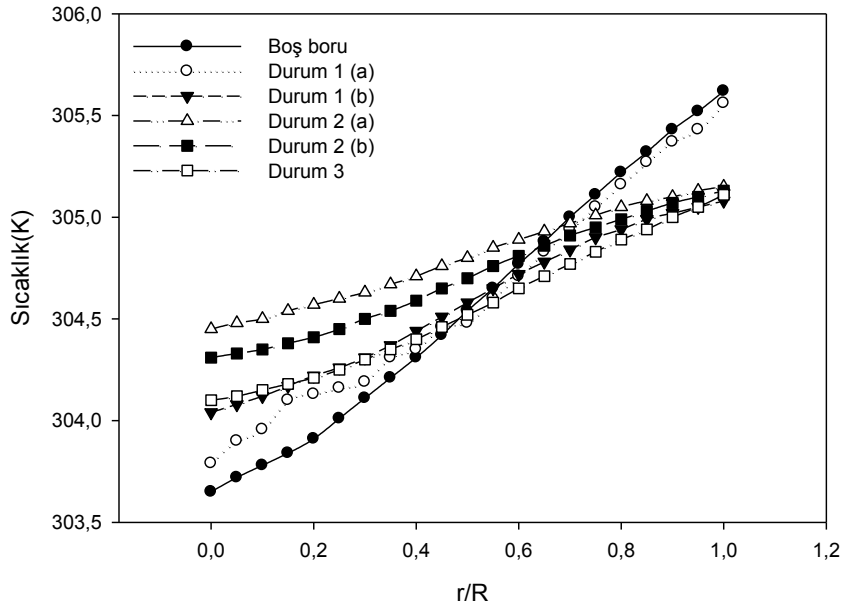
Şekil 3.39. $Re = 785$ için $x/L = 0.4$ ' de sıcaklık profili



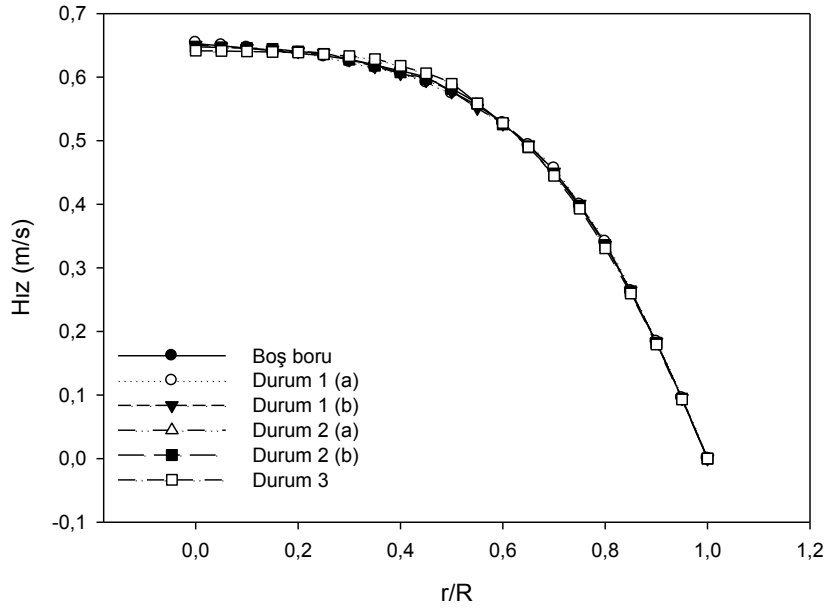
Şekil 3.40. $Re = 785$ için $x/L = 0.6$ ' da sıcaklık profili



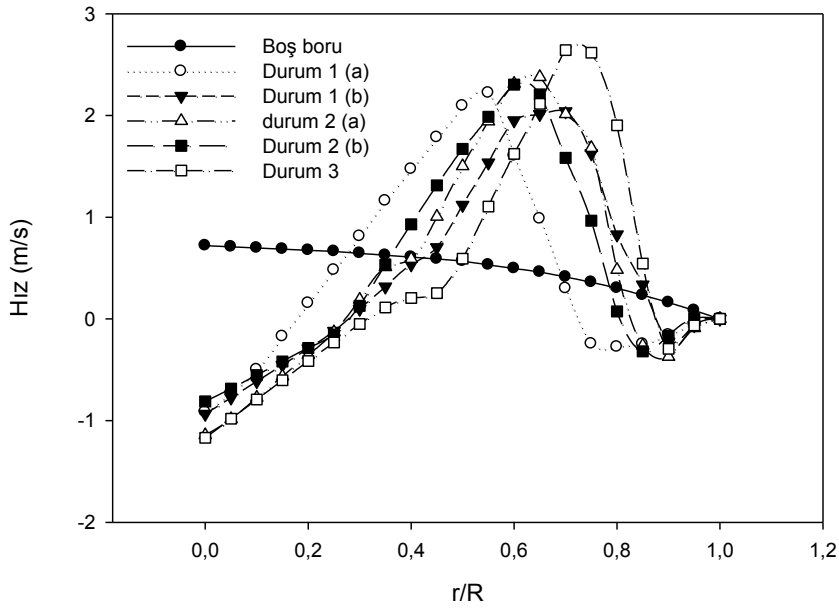
Şekil 3.41. $Re = 785$ için $x/L = 0.8$ ' de sıcaklık profili



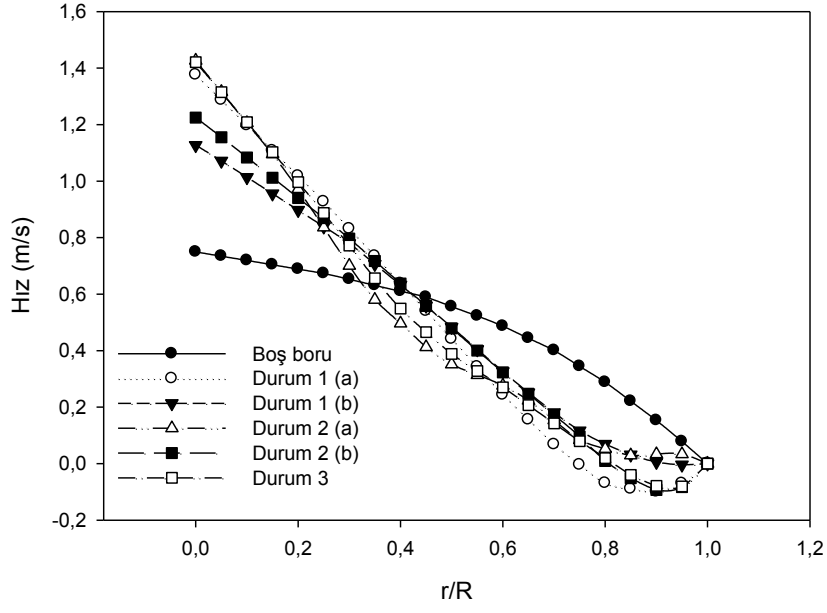
Şekil 3.42. $Re = 785$ için $x/L = 1$ ' de sıcaklık profili



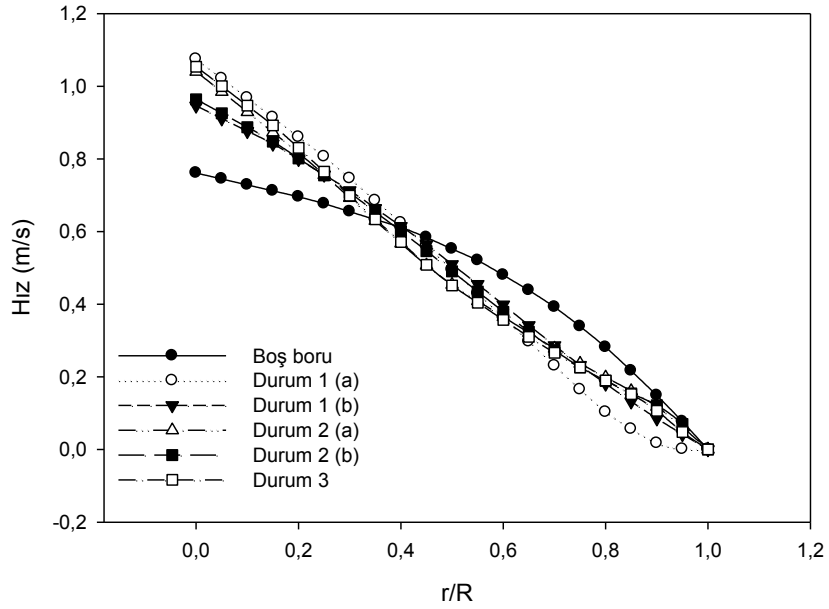
Şekil 3.43. $Re = 1125$ için $x/L = 0.2$ ' de hız profili



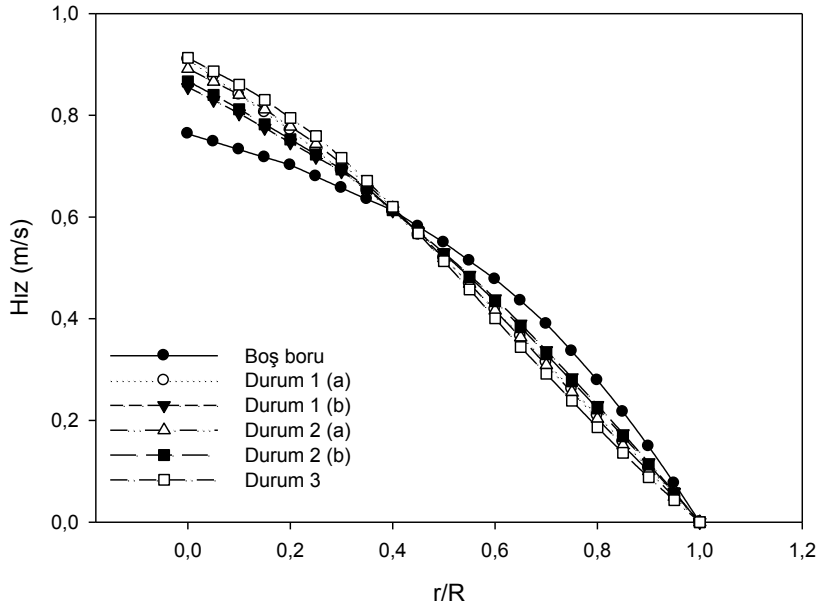
Şekil 3.44. $Re = 1125$ için $x/L = 0.4$ ' de hız profili



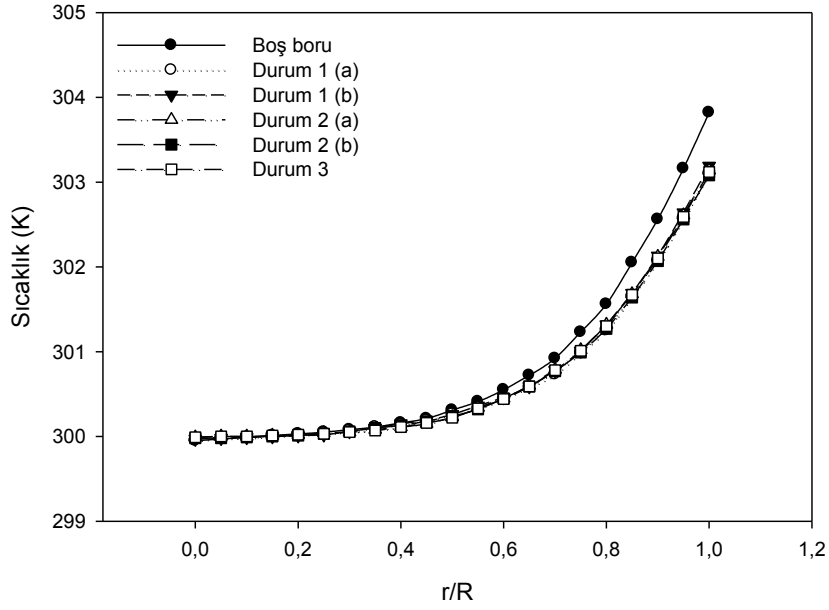
Şekil 3.45. $Re = 1125$ için $x/L = 0.6$ ' de hız profili



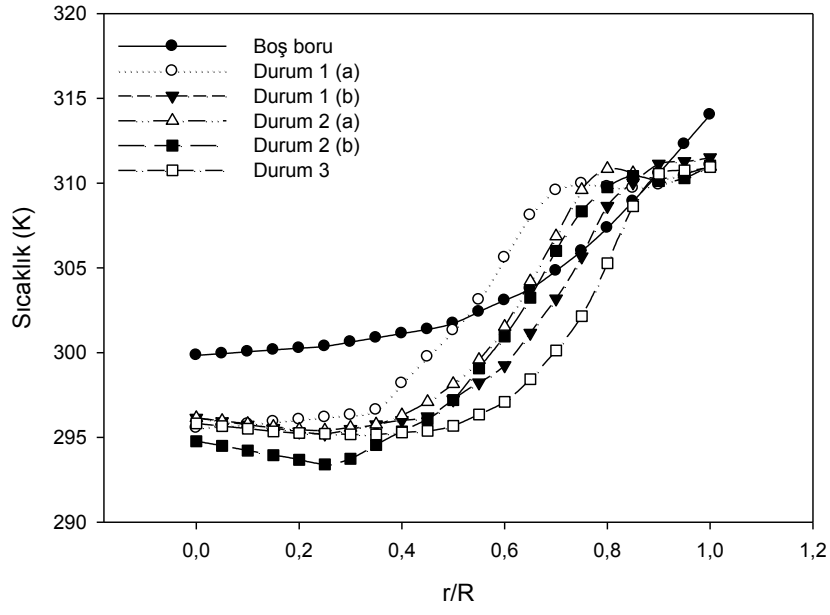
Şekil 3.46. $Re = 1125$ ' de $x/L = 0,8$ ' de hız profili



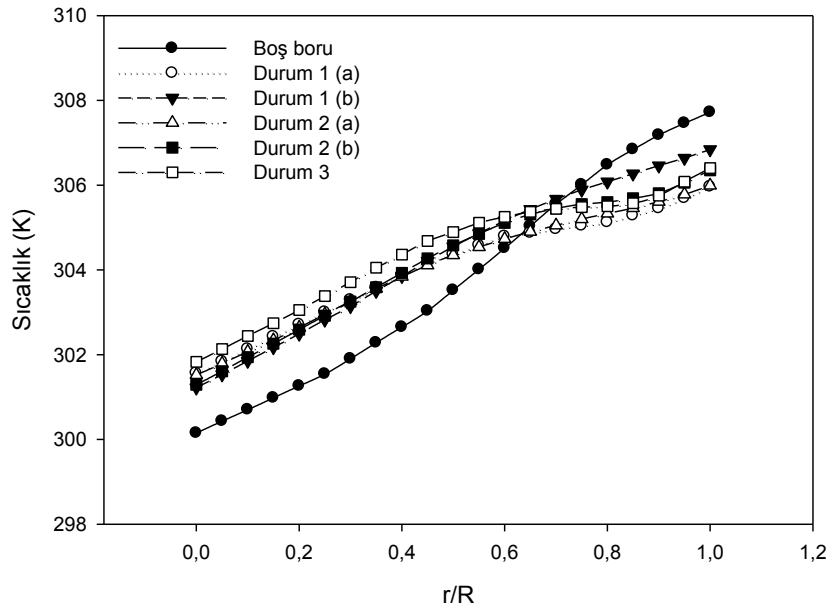
Şekil 3.47. $Re = 1125$ için $x/L = 1$ 'de hız profili



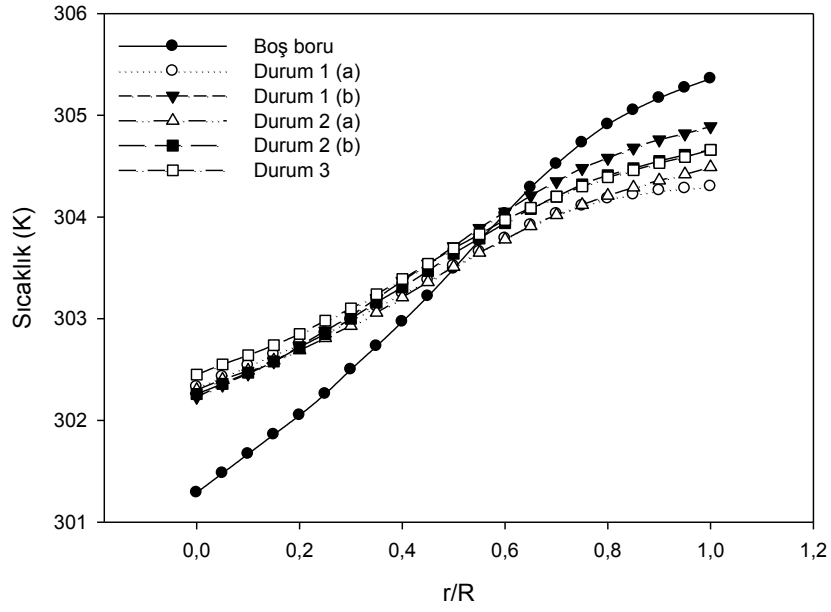
Şekil 3.48. $Re = 1125$ için $x/L = 0.2$ 'de sıcaklık profili



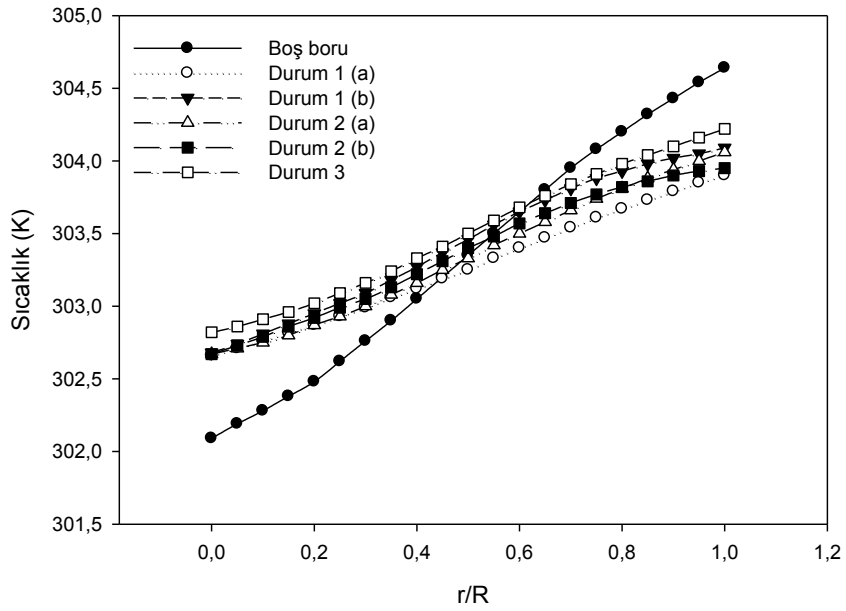
Şekil 3.49. $Re = 1125$ ' de $x/L = 0.4$ ' de sıcaklık profili



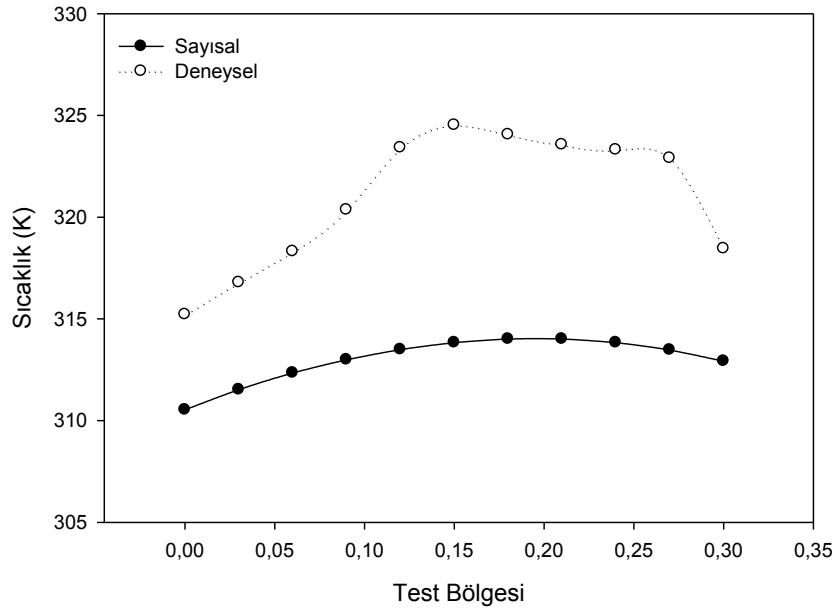
Şekil 3.50. $Re = 1125$ ' de $x/L = 0.6$ ' de sıcaklık profili



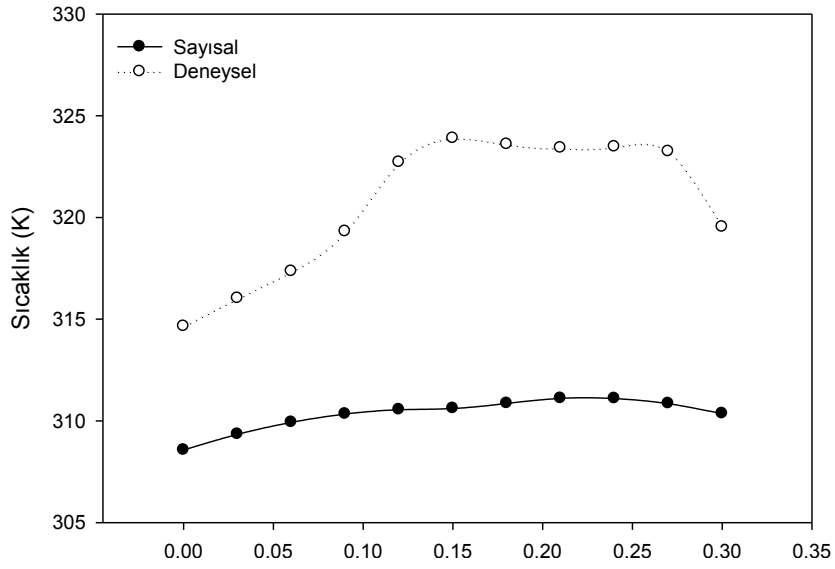
Şekil 3.51. $Re = 1125$ için $x/L = 0.8$ ' de sıcaklık profili



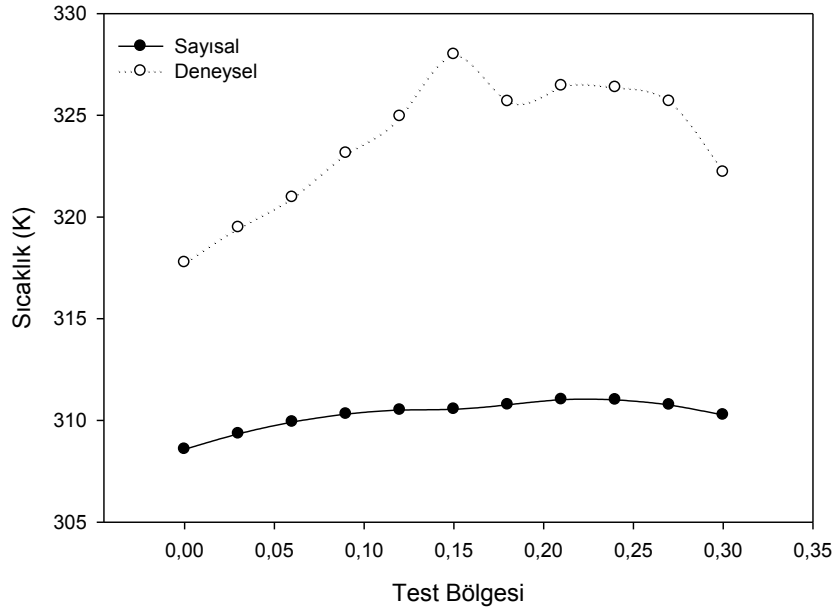
Şekil 3.52. $Re = 1125$ için $x/L = 1$ ' de sıcaklık profili



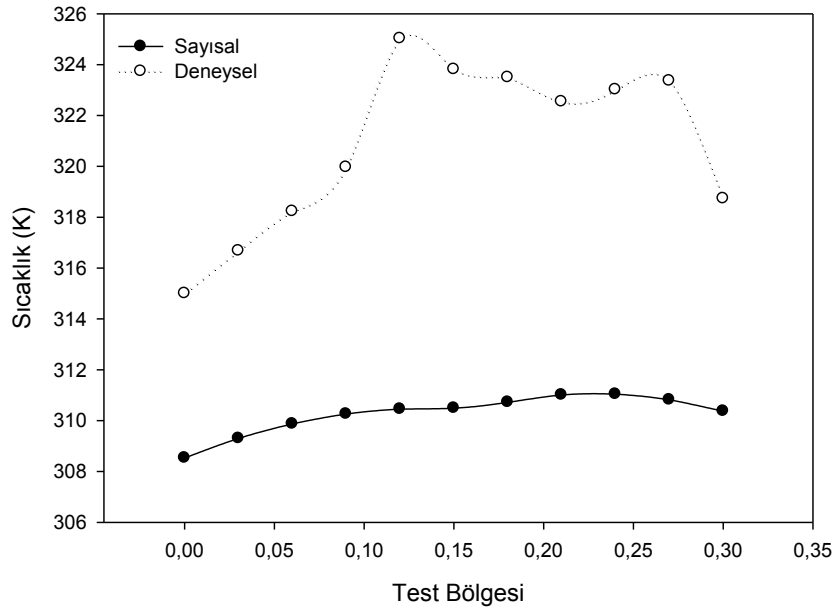
Şekil 3.53. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık profili (Boş boru)



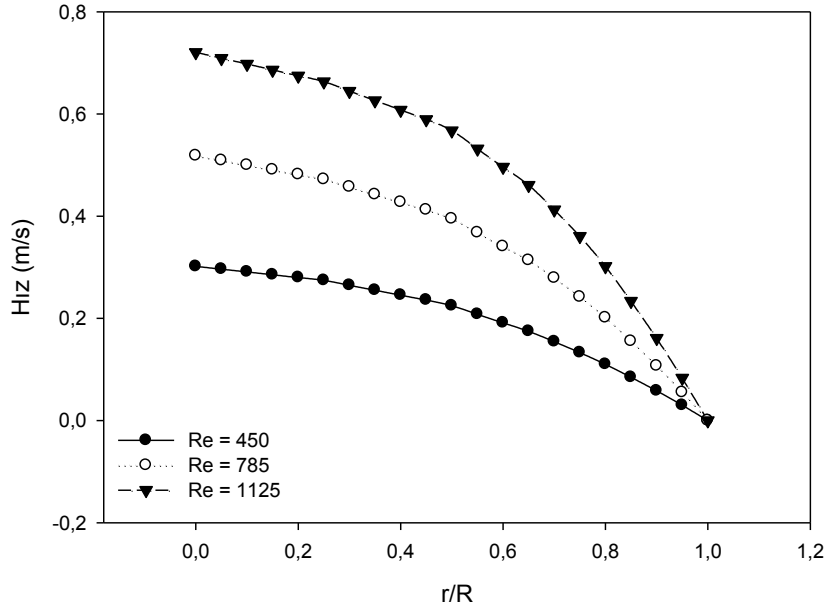
Şekil 3.54. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 1)



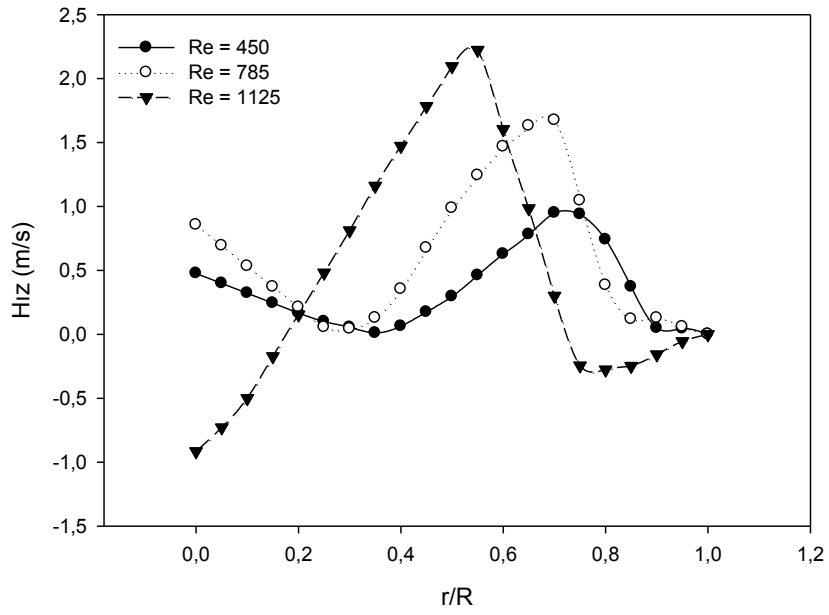
Şekil 3.55. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 2)



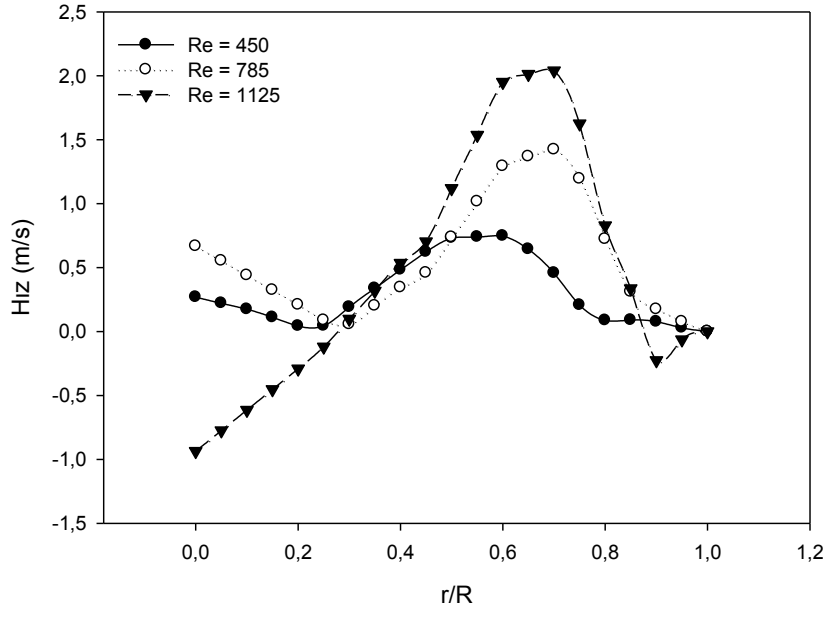
Şekil 3.56. $Re = 1125$ için ısıtılan bölge boyunca sıcaklık değişimi (Durum 3)



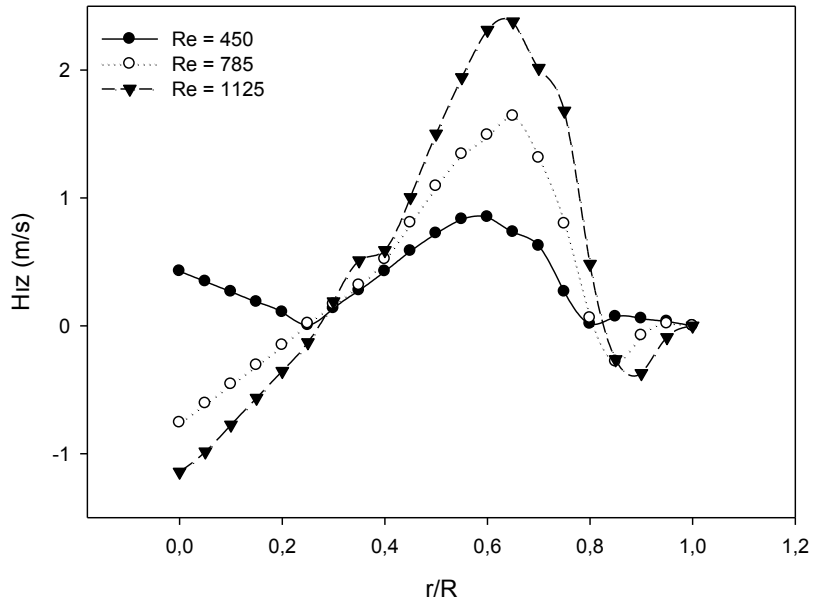
Şekil 3.57. X/L = 0.4 için boş boruda Re sayısına göre hız değişimi (Boş boru)



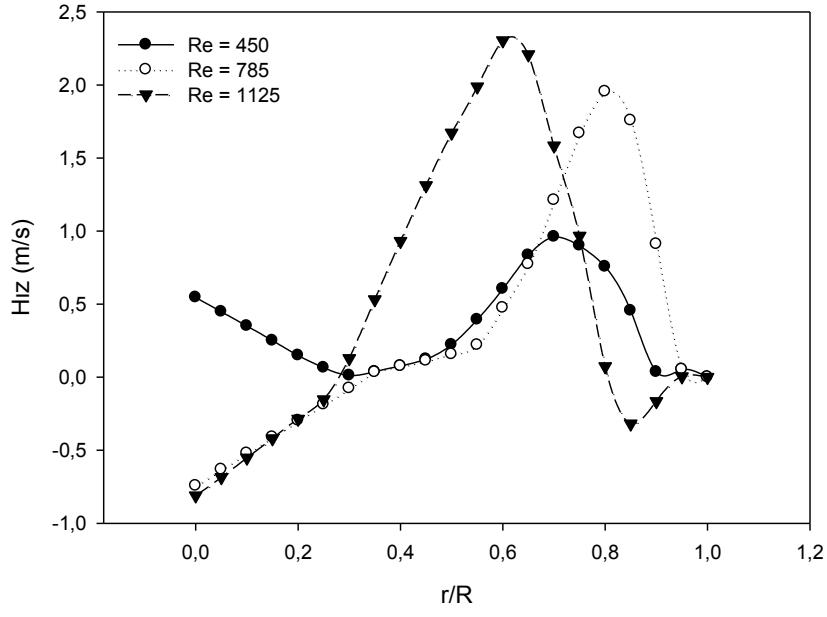
Şekil 3.58. X/L = 0.4 için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 1 (a))



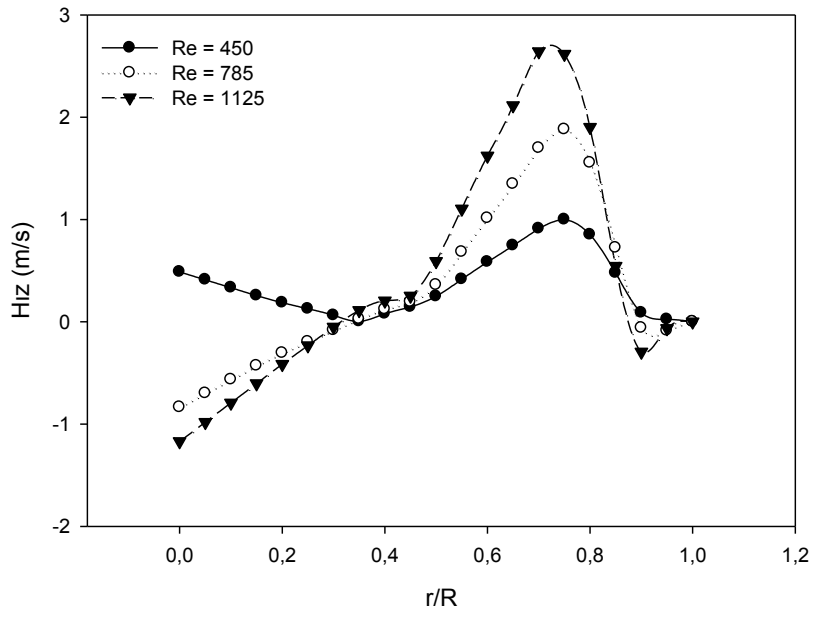
Şekil 3.59. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 1 (b))



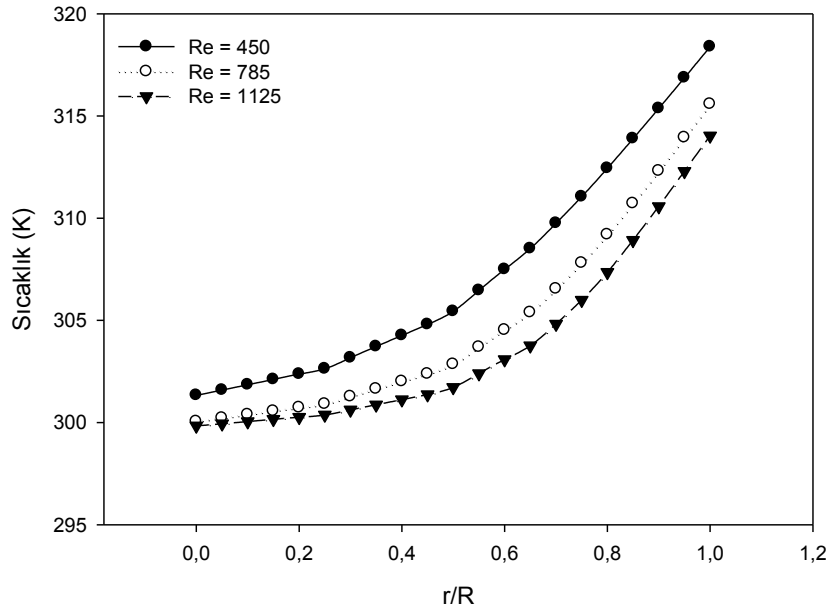
Şekil 3.60. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 2 (a))



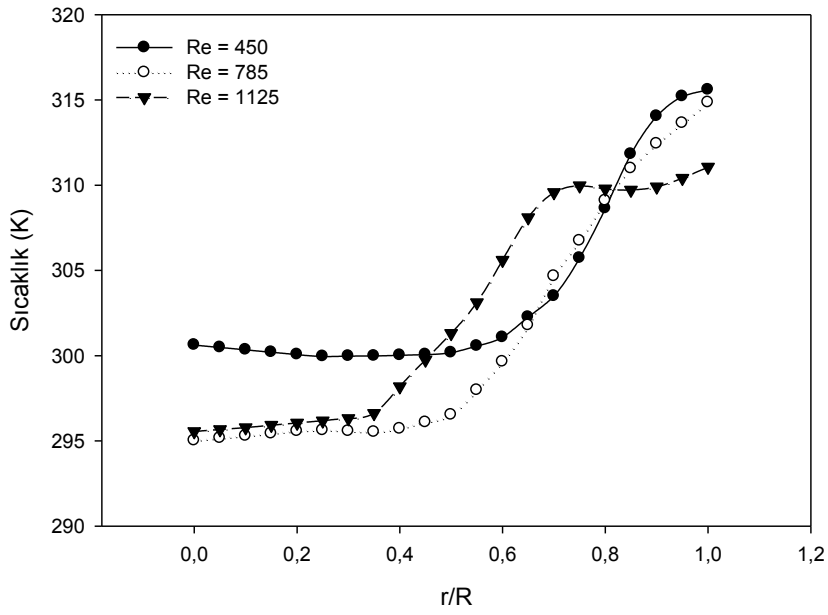
Şekil 3.61. $X/L = 0.4$ için, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 2 (b))



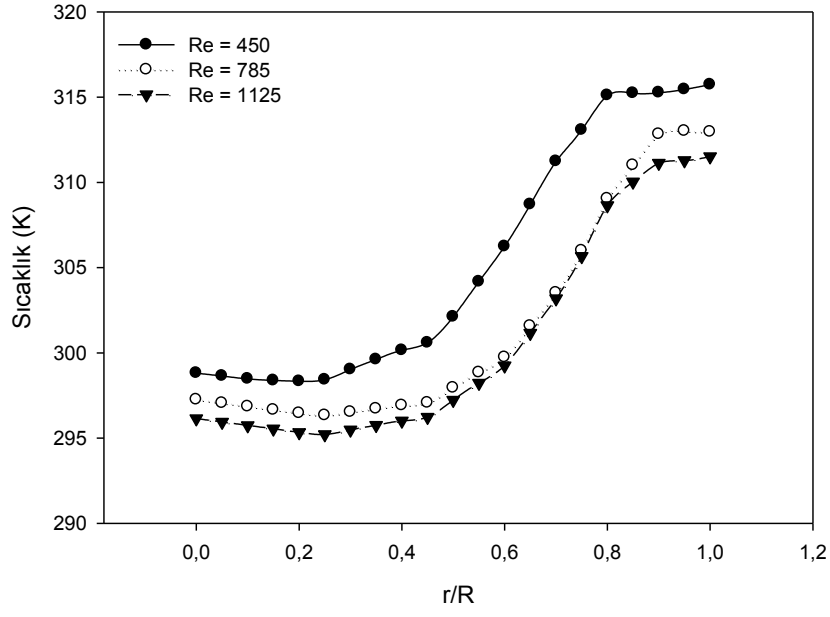
Şekil 3.62. $X/L = 0.4'$ de, Re sayısına göre hız değişimi (Durum 3)



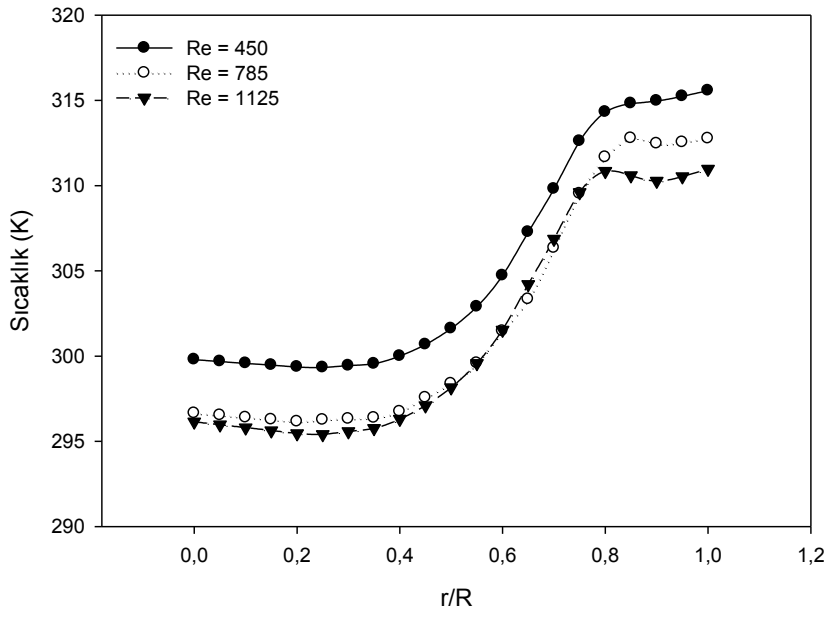
Şekil 3.63. $x/L = 0.4$ için boş boruda Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Boş boru)



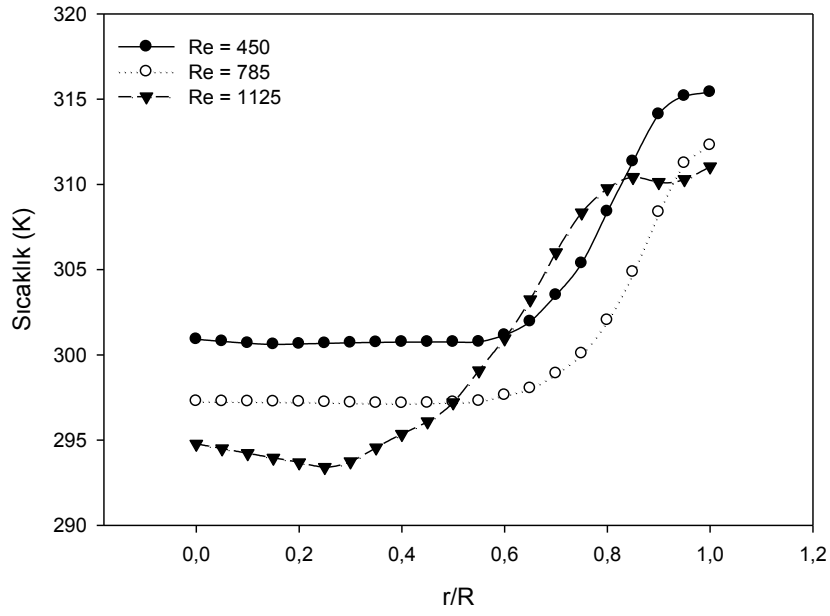
Şekil 3.64. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 1 (a))



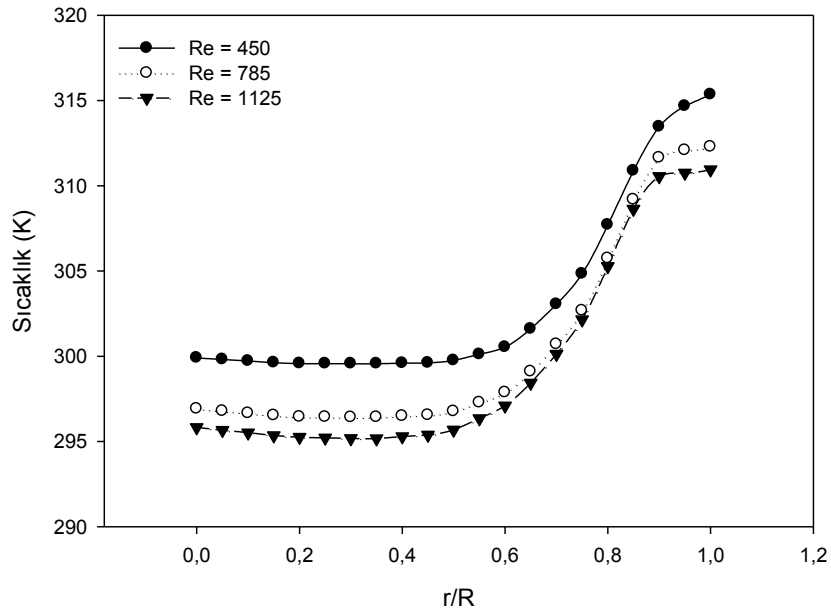
Şekil 3.65. $x/L = 0.4$ için Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 1 (b))



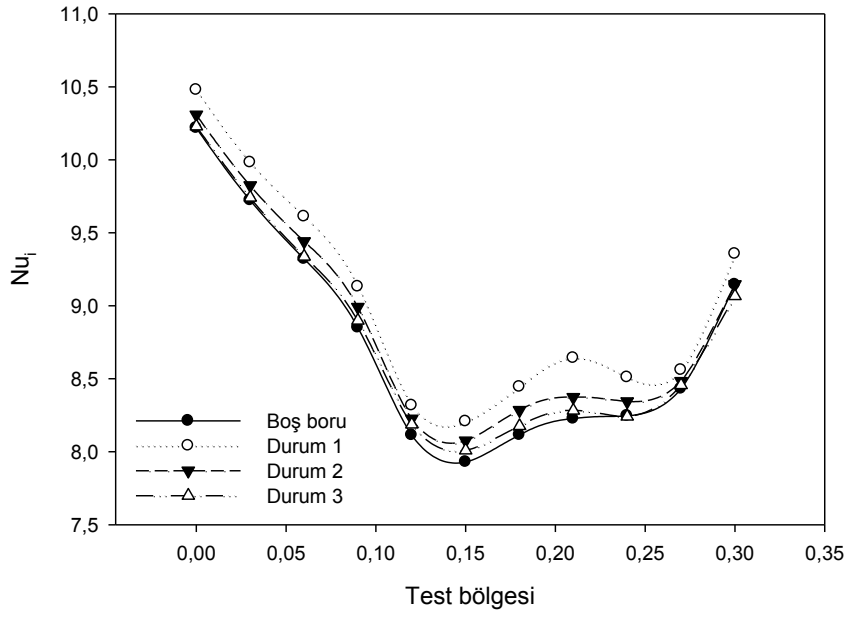
Şekil 3.66. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 2 (a))



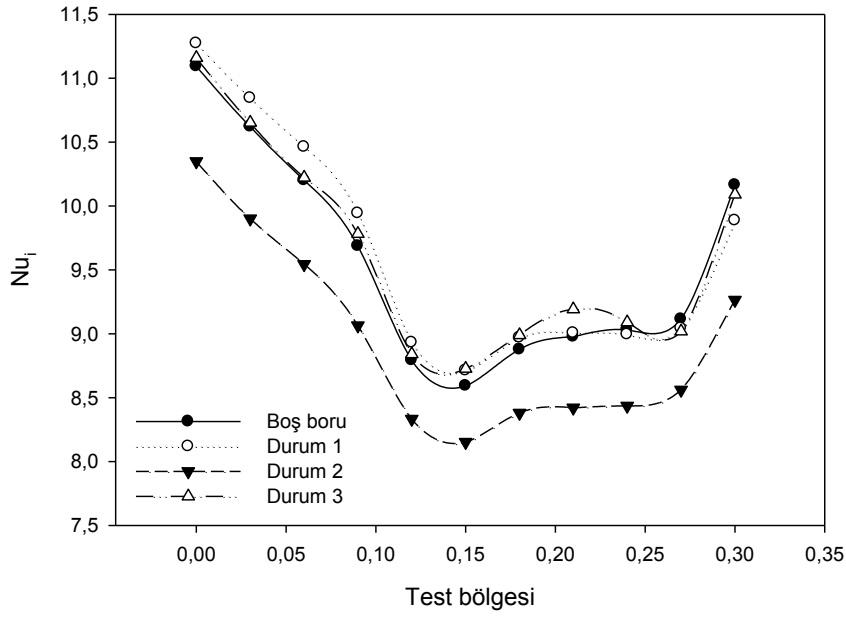
Şekil 3.67. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 2 (b))



Şekil 3.68. $x/L = 0.4$ için, Re sayısına göre sıcaklık değişimi (Durum 3)



Şekil 3.69. $Re = 450$ için yerel Nusselt sayılarının değişimi



Şekil 3.70. $Re = 1125$ ' de yerel Nusselt sayılarının değişimi

Çalışma neticesinde elde edilen bir diğer sonuç ise Reynolds sayısına göre boru içerisinde meydana gelen basınç düşümünün hesaplanmasıdır (Tablo 3.1). Bu şekilde boru içerisine yerleştirilen pasif engellerin meydana getirdiği basınç düşümü belirlenmiştir. Sayısal olarak basınç hesaplaması, üç farklı Re sayısı ve altı farklı durum için test bölgesinin başından ve sonundan yapılmıştır. Elde edilen tablo incelendiğinde, düz boru için yüksek bir basınç farkı görülmemektedir. Engel yerleştirilmiş durumlarda ise engelin önünde yüksek basınçların hemen arkasında ise negatif değerlerle ifade edilen düşük basınçların meydana geldiği görülmektedir. Re sayısı arttıkça basınç farkının arttığı ve basınç düşümünün pasif engelin şekliyle ilişkili olduğu tablonun ΔP sütunu incelendiğinde görülmektedir. Durum 3 gibi akışa karşı küt cisim gibi davranan durumlarda basınç farkının yüksek olduğu görülmektedir. Tablo genel olarak incelendiğinde ise düşük hızlarda, laminar akış şartlarında çalışıldığından, ciddi bir basınç düşüşü olmamaktadır.

Durumlar	Re	P₁	P₂	ΔP
Boş Boru	450	0,048804	0,037339	0,011465
	785	0,13766	0,090862	0,046798
	1125	0,14076	0,10357	0,03719
Durum1 (a)	450	1,0236	-0,075082	1,098682
	785	2,8962	-0,34347	3,23967
	1125	6,29	-0,59528	6,88528
Durum 1(b)	450	1,2622	-0,020001	1,282201
	785	2,9695	-0,095112	3,064612
	1125	5,9029	-0,37371	6,27661
Durum 2(a)	450	1,1463	-0,072436	1,218736
	785	3,3414	-0,29153	3,63293
	1125	6,928	-0,68841	7,61641
Durum 2(b)	450	1,201	-0,090354	1,291354
	785	3,8971	-0,33807	4,23517
	1125	8,0606	-0,57535	8,63595
Durum 3	450	1,1733	-0,062903	1,236203
	785	3,5279	-0,19389	3,72179
	1125	6,8761	-0,74066	7,61676

Tablo 3.1. Durumlara göre boru içerisindeki basınç düşümü

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışmada, içerisine farklı pozisyonlarda keskin uçlu disk yerleştirilen kalın cidarlı bir boruda, akış ve ısı transferi hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı, 5 farklı cisim geometrisi ve bu geometrilerin akım yönünde farklı yerleştirme yerleri için sayısal hesaplamalar ve deneysel sonuçlar alınmıştır. Boru cidar kalınlığı sayısal hesaplarda incelenmiş ve sıcaklık farkı ve yerçekiminden kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisi de hesaba katılmıştır. Çalışma neticesinde,

- Denejde hesaplanan ısı transferinin sayısal hesaplamalarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Sonuçlar literatürden elde edilen benzer çalışmalarla da karşılaştırılmış, sonuçların kabul edilebilir olduğu görülmüştür.
- Boru içerisine yerleştirilen engel akışkanı ısıtılan bölgeye doğru saptırmakta ve özellikle katı cidar içerisindeki sıcaklık dağılımını etkilemektedir.
- Hem akış hem de ısı transferi engelin eğim açısı ile ilgilidir. Engelin eğim açısının engel arkasında oluşan sirkülasyon bölgesini doğrudan etkilediği, cidar içerisindeki sıcaklık dağılımında ve genel sıcaklık dağılımında etkin olduğu görülmüştür.
- Reynolds sayısı akış ve ısı transferi üzerinde önemli bir parametredir. Reynolds sayısının artışı ile birlikte, sisteme daha fazla enerji verildiği için ısı transferinde de artış kaydedilmiştir. Reynolds sayısı 785' den yüksek olduğunda, oluşan dönme hareketinden dolayı, engelin tipinin etkisi daha net olarak gözükmemektedir.
- Yüksek Reynolds sayılarında durum 2' nin kullanılması ısı transferinde düşüşe neden olmakta, hem düşük hem de yüksek Reynolds sayılarında ise en yüksek ısı transferi durum 1' de meydana gelmektedir. Böylece, akış içerisine yerleştirilen engel akış ve ısı transferi için, dışarıdan ilave bir enerjiye gereksinim duymadan kullanılabilen, bir kontrol parametresi olarak değerlendirilebilir.
- Çalışmada, düşük hızlarda, laminar akış şartlarında çalışıldığından, engelin varlığından dolayı, ciddi bir basınç düşüşü olmamaktadır.
- Çalışmada, doğal taşınım etkisi Richardson sayısı ($Ri = Gr/Re^2$) hesaplanarak incelenmiştir. Kullanılan üç farklı Re sayısı içinde $Ri < 1$ olarak hesaplanmış ve doğal taşınım etkisinin oldukça düşük olduğu görülmüştür.

5. ÖNERİLER

Bu çalışmanın temel amacı yukarıdaki bölümlerde de belirtildiği üzere, içerisine pasif eleman yerleştirilmiş bir boru sisteminde, iletim ve taşınım (conjugate) probleminin sayısal ve deneysel incelenmesi, taşınım kısmında ise, hem doğal hem de zorlanmış taşınımın bir arada yer aldığı karma taşınım (mixed convection) probleminin çözümüdür. Problem ile ilgili öneriler aşağıda sıralanmıştır.

- Deneysel çalışmada, boru cidarındaki sıcaklıklar tespit edilememiştir. Bir sonraki çalışmada, daha kalın boru temin edilip, boru cidarındaki sıcaklıkların tespiti ve engelin boru cidar sıcaklığını nasıl etkilediği tespit edilebilir.
- Şeffaf bir boru ile çalışılmadığından, boru içi akışta, akım görüntülenememiştir. Deneysel ve sayısal bulguların karşılaştırılması açısından, bu çalışma tekrarlanabilir.
- Borunun farklı eğim açılarında deneyler yapılarak, eğim açısının akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri tespit edilebilir.
- Daha yüksek hızlı, türbülanslı akışlarda, çalışma tekrarlanabilir.
- Engel malzemesinin ısı iletim katsayısı da hesaba katılarak, engel içerisindeki sıcaklık dağılımı da hesaplanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Bergles A.E.**, 1981. Principles of Heat Transfer Augmentation, Heat Exchangers, Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere, New York, pp. 819–842.
- [2] **Bergles A.E.**, 1998. Heat exchanger, in: G.F. Hewitt (Ed.), Heat Exchanger Design Handbook—Part 1, Begell House, New York, (Chapter 2).
- [3] **R.L. Webb, in: S. Kakac, R.K. Shah, W. Aung (Eds.)**, 1987. Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley-Interscience, New York, (Chapter 17).
- [4] **Webb R.L., Kim N.H.**, 2005. Principles of Enhanced Heat Transfer, second ed., Taylor & Francis, New York.
- [5] **Mohammed H.A.**, 2007. The effect of different inlet geometries on laminar flow combined convection heat transfer inside a horizontal circular pipe, *Exp. Therm Fluid Sci.*, 29, 581-590.
- [6] **Mohammed H.A., Salman Y.**, 2007. Combined convection heat transfer for thermally developing aiding flow in an inclined circular cylinder with constant heat flux, *Appl. Therm. Eng.*, 27, 1236-1247.
- [7] **Mohammed H.A., Salman Y.K.**, 2008. Numerical study of combined convection heat transfer for thermally developing upward flow in a vertical cylinder, *Therm. Sci.*, 12, 89-102.
- [8] **Mohammed H.A. Salman Y.S.**, 2007. Combined natural and forced convection heat transfer for assisting thermally developing flow in a uniformly heated vertical circular cylinder, *International communications in heat and mass transfer*, 34, 474-491.
- [9] **Orfi J., Galanis N.**, 2005. Mixed convection with heat and mass transfer in horizontal tubes, *International communications in heat and mass transfer*, 32, 511-519.
- [10] **Nguyen T.M., Khodadadi J.M., Vlachos N.S.**, 1989. Laminar flow and conjugate heat transfer in rib roughened tubes, *Numerical heat transfer*, 15, 165-179.
- [11] **Bayraktar S.**, 2001. Boru ve silindirik kanallardaki engellerin akım üzerindeki etkilerinin simülasyonu”, *Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi*, 3.
- [12] **Yu B, J. Nie, J.H., Wang Q.W., Tao W.Q.**, 1999. Experimental study on the pressure drop and heat transfer characteristics of tubes with internal wave-like longitudinal fins, *Heat mass transfer*, 35, 65-73.
- [13] **Nouar C.**, 1999. Numerical solution for laminar mixed convection in a horizontal annular duct temperature-dependent viscosity effect, *Int. J. Num. Meth. Fluids*, 29, 894-864.

- [14] **Kayataş N., İlbaş M.**, 2005. İç içe borulu model bir ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin sayısal olarak incelenmesi, *Erciyes Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21 (1-2), 128-139.
- [15] **Mujumdar A.S., Nassef R.**, 1997. Viscous non-newtonian forced convection heat transfer in semi-circular and equilateral triangular ducts: an experimental study, *Int. Comm.Heat Mass Transfer*, 24, 609-620.
- [16] **Coutier J.P., Greif R.**, 1986. Mixed laminar convection in a horizontal tube with natural convection around its boundaries, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 391-402.
- [17] **Choi D.K., Choi D.H.**, 1994. Developing mixed convection flow in a horizontal tube under circumferentially non-uniform heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 1899-1913.
- [18] **Albayrak B.**, 2003. Zorlanmış yatay akışa maruz kalan ısı üretimli silindirik çubuklarda taşınım ve iletimle ısı transferinin sayısal analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, E. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [19] **Chong, D., Liu J., Yan, J.**, 2007. Experimental investigation of mixed convection in a rectangular duct with a heated plate in the middle of cross section, *Heat Mass Transfer*, 43, 1283-1291.
- [20] **Dağtekin İ., Öztop F.H.**, 2000. İç içe yerleştirilmiş borularda laminar akışta ısı transferinin incelenmesi, *Türk J Engin Environ Sci*, 24, 193-202.
- [21] **Atmaca Ş.U.**, 2003. Borularda türbülanslı akışta dirseklerin ısı transferine etkileri, *Yüksek Lisans Tezi*, S. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [22] **Hwang R.R., Chow Y.C., Peng Y.F.**, 1999. Numerical study of turbulent flow over two dimensional surface mounted ribs in a channel, *Int.J.Numer.Meth.Fluids*, 31, 767-785.
- [23] **Kavak Akpınar E., Biçer Y. Yıldız C., Pehlivan D.**, 2004. Heat transfer enhancements in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl elements, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31, 6, 857-868.
- [24] **Lei Q.M. Trupp A.C.**, 1991. Experimental study of laminar mixed convection in the entrance region of a horizontal semicircular duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34, 2361-2372.
- [25] **Hwang J., Lai H.J.**, 1994. Laminar convective heat transfer in a horizontal isothermal tube for high Rayleigh numbers, *Int. J. Heat mass transfer*, 37, 1631-1640.
- [26] **Darıcı S.**, 1998. Borularda akış tıkanmasının türbülanslı ısı transferine etkileri, *Yüksek Lisans Tezi*, S. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [27] **Durmuş A., Kurtbaş İ., Gülçimen F., Durmuş A.**, 2002. Akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülötörlerin sabit yüzey sıcaklığına sahip bir tüpte ısı transferi ve ekserji kaybı, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 3, 175-184.

- [28] **Çelikkan O.**, 2007. Türbülötör boru içinde akışın bilgisayar yardımı ile modellenmesi ve sonuçların düz boruyla karşılaştırılması, *Bitirme Projesi* D.E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [29] **Promvonge P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C.**, 2010. Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators, *Energy Conversion Management*, 51, 1242-1249.
- [30] **Özceyhan V.**, 2005. Conjugate heat transfer and thermal stress analysis of wire coil inserted tubes that are heated externally with uniform heat flux, *Energy Conversion Management*, 46, 1543-1559.
- [31] **Doğan M.**, 2007. Laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin sayısal ve deneysel incelenmesi, *Doktora Tezi*, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [32] **Kahraman N. Sekmen U., Çeper B. Akansu O.** 2008. Boru içi akışlarda türbülötörlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28, 51-59.
- [33] **Kaptan Y.**, 2003. Birleşik ısı transferi yaklaşımı ile çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde kirlilik modellemeleri, *Yüksek Lisans Tezi*, C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas.
- [34] **Güneş S.**, 2009. Çeşitli elemanlar yerleştirilmiş bir boruda ısı geçişinin incelenmesi, *Doktora Tezi*, E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [35] **Güneş S., Özceyhan V., Buyukalaca O.**, 2009. Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal Fluid Science*, 34, 684-691.
- [36] **Fu W.S., Tong B.H.**, 2003. Effects of eccentricity of cylinder and blockage ratio on heat transfer by an oscillating cylinder in a channel flow, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30, 401-412.
- [37] **Varol Y.**, 1996. İçerisine segman yerleştirilmiş borularda akış ve ısı transferi, *Doktora Tezi*, Ç. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- [38] **Kongkaitpaiboon V., Nanan K., Eimsa-ard S.**, 2010. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 560-567.
- [39] **Kongkaitpaiboon V., Nanan K., Eimsa-ard S.**, 2010. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 568-574.
- [40] **Kaptan Y., Buyruk E., Eceder A.**, 2008. Numerical investigation of fouling on cross-flow heat exchanger tubes with conjugated heat transfer approach, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 1153-1158.

- [41] **Fu W.S. Ching C. T.**, 1994. Enhancement of heat transfer for a tube with an inner tube insertion, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 499-509.
- [42] **Fu, W.S. Ching C. T., Huang C.S.**, 1995. Experimental study of the heat transfer enhancement of an outer tube with an inner-tube insertion, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 3443-3454.
- [43] **Yilmaz T., Varol Y.**, 1996. Segman yerleştirilmiş borularda Navier-Stokes denklemlerinin nümerik çözümü, *Çukurova Üni. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 11, 141-153.
- [44] **Oztop H. F., Dağtekin I.**, 2003. Enhancement of Heat Transfer in a Pipe with Inner Contraction-Expansion-Contraction Pipe Insertion, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30,8,1157-1168.
- [45] **Oztop, H.F.**, 1998. İçerisine özel dirençler yerleştirilmiş borularda akışın ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Fırat Üniv. Fen Bil. Enst., Elazığ.
- [46] **Oztop, H.F., Dağtekin, İ.**, 1999. İçerisine Isıtılmış Düşey Plaka Yerleştirilmiş bir dikdörtgen kanalda laminar akışta ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, 2. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 427-436.
- [47] **Henshow, D. W., I.**, 1992. Modeling, mesh generation adaptive numerical methods partial differential equations, *Springer-Verlag*.
- [48] **Bathe K. J.**, 1981. Finite element procedures in engineering analysis, Prentice-Hall, Inc., *Englewood Cliffs*, New Jersey.
- [49] **Topçu M., Taşgetiren S.**, 1998. Mühendisler için sonlu elemanlar metodu, *Pamukkale Üniversitesi Matbaası*, Denizli.
- [50] **Incropera F.P., DeWitt P. D.**, 2007. Isı ve kütle geçişinin temelleri, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul.
- [51] **Chandrupatla, T. R., Belegundu, A.D.**, 1991. Introduction to Finite Elements in Engineering, *Prentice-Hall*, Englewood Cliffs, New Jersey.
- [52] **Nath, B.**, 1993. Fundamentals of Finite Element for Engineers, *The Athlone Publishers*, London.
- [53] **ANSYS 12 User Guide**, 2009.

ÖZGEÇMİŞ

Betül TURAN, 1985 yılında Elazığ da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Elazığ' da tamamladı. 2008 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden mezun oldu. 2009 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme Fakültesi İşletme Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans çalışmalarına başladı. Halen yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.

İletişim Bilgileri;

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi

Makine Eğitimi Bölümü

ELAZIĞ

e-mail: btlturan@gmail.com