

**ALTİGEN KESİTLİ KANALDA HİDRODİNAMİK OLARAK TAM  
GELİŞMİŞ, ISIL OLARAK GELİŞMEKTE OLAN AKIŞIN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ**

**Umut Barış YILMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2012**

**ANKARA**

Umut Barış YILMAZ tarafından hazırlanan ALTİGEN KESİTLİ KANALDA HİDRODİNAMİK OLARAK TAM GELİŞMİŞ, ISIL OLARAK GELİŞMEKTE OLAN AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

.....

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

.....

Makine Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

.....

Makine Mühendisliği, TOBB Üniversitesi

Tarih: 20/06/2012

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

U.Barış YILMAZ

**ALTİGEN KESİTLİ KANALDA HİDRODİNAMİK OLARAK TAM  
GELİŞMİŞ, ISIL OLARAK GELİŞMEKTE OLAN AKIŞIN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Umut Barış YILMAZ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Haziran 2012**

**ÖZET**

Bu çalışmada, altıgen kesitli kanal içinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan türbülanslı akışın, sabit yüzey sıcaklığı ve kararlı rejim şartlarında sayısal analizi yapılmıştır. Çalışmada akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmış olup, analizler Reynolds sayısı  $10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3$  için gerçekleştirilmiştir. Aynı kesite sahip ardışık iki kanaldan ilkinde akışkanın hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmış, ikinci kanalda ise kanala uygulanan sabit yüzey sıcaklığı ile havanın ısı olarak gelişmesi sağlanmıştır. Çözümler, kanalın yatay simetri eksenine göre yapılmış olduğu  $90^\circ$  (EBO  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen),  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$ 'lik açılar için yapılmıştır. Türbülans modeli olarak Standard k- $\epsilon$  modeli kullanılarak ısı transferi ve akışın üç boyutlu sayısal analizi yapılmıştır. Korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapabilen ANSYS Fluent 12.1 paket programında SIMPLE algoritması kullanılarak çözdürülmüştür. Çalışma sonucunda ortalama yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi incelenmiş, sonuçlar  $Nu = aRe^b$  ve  $f = cRe^d$  biçiminde ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu gösterilmiştir. Neticede, eşkenar altıgen kanalın Nusselt sayısının en yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca literatürde dairesel kanallar

için verilen bazı formüllerin %5'lik bir fark olacağı göz önünde bulundurularak aynı hidrolik çapa sahip altıgen kesitli kanallar için de kullanılacağı gösterilmiştir.

**Bilim Kodu** : 914.1.065

**Anahtar Kelimeler** : türbülanslı akış, altıgen kesitli kanal, dikdörtgen kesitli kanal, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış, ısı olarak gelişmekte olan akış, fluent, ısı transferi

**Sayfa Adedi** : 115

**Tez Yöneticisi** : Yrd. Doç. Dr. Oğuz TURGUT

**NUMERICAL INVESTIGATION OF HYDRODYNAMICALLY FULLY  
DEVELOPED, THERMALLY DEVELOPING FLOW IN HEXAGONAL  
DUCT  
(M.Sc. Thesis)**

**Umut Barış YILMAZ**

**GAZİ UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY  
June 2012**

**ABSTRACT**

**In this study, hydrodynamically fully developed, thermally developing turbulent flow in hexagonal duct was numerically investigated under constant wall temperature and steady flow conditions. Air ( $Pr \approx 0.7$ ) is used as the working fluid and the study was carried out in the Reynolds number range of  $10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3$ . Hydrodynamically fully developed flow obtained in the first of two consecutive channels with the same cross-section and thermally developing flow were investigated in the second channel under constant wall temperature. Solutions were made for different lateral angle such as  $90^\circ$  (rectangular with aspect ratio  $\frac{1}{2}$ ),  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (honeycomb hexagonal),  $45^\circ$  and  $30^\circ$ . Heat transfer and three-dimensional numerical analysis was carried out with standard  $k-\epsilon$  model. Three dimensional continuity, momentum and energy equations are numerically solved via Ansys Fluent 12.1 software using finite volume method and Simple algorithm. At the result of the study, average Nusselt number (Nu) and Darcy friction factor (f) are presented in term of Reynolds number (Re) in form of empirical  $Nu = aRe^b$  and  $f = cRe^d$  equations. The results were compared with the literature and shown compatible. As a result, it was shown that the Nusselt number is the highest in the equilateral hexagonal ducts. In addition, some of the formulas given in the literatur for circular channel can be**

**used for hexagonal cross section ducts with the same hydraulic diameter considering a difference of 5%.**

**Science Code : 914.1.065**

**Key Words : Turbulent flow, hexagonal cross-section duct, rectangular cross-section duct, hydrodynamically fully developed flow, thermally developing flow, fluent, heat transfer**

**Page Number : 115**

**Adviser : Assist. Prof. Dr. Oğuz TURGUT**

**TEŞEKKÜR**

Çalışmalarım boyunca ayırmış olduğu değerli zamanı ve değerli yardımlarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Yrd. Doç Dr. Oğuz TURGUT’a, ve aktardığı bilgiler ve katkılarından ötürü hocam Prof. Dr. Nevzat ONUR’a, teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmalarımnda beni her zaman destekleyen Eşim Ogun Kula YILMAZ ve Kızım Alkım YILMAZ’a teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

|                                                                | <b>Sayfa</b> |
|----------------------------------------------------------------|--------------|
| ÖZET.....                                                      | iv           |
| ABSTRACT .....                                                 | vi           |
| TEŞEKKÜR.....                                                  | viii         |
| İÇİNDEKİLER .....                                              | ix           |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....                                      | xi           |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....                                       | xii          |
| SİMGELER VE KISALTMALAR.....                                   | xviii        |
| 1. GİRİŞ .....                                                 | 1            |
| 2. LİTERATÜR TARAMASI.....                                     | 3            |
| 3. ISI TAŞINIMI.....                                           | 12           |
| 4. ÇALIŞMANIN AMACI VE PROBLEMİN TANIMI .....                  | 19           |
| 5. MATEMATİKSEL MODEL VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....                    | 21           |
| 5.1. Fiziksel Model.....                                       | 21           |
| 5.2. Temel Denklemler.....                                     | 23           |
| 5.3. Sınır Şartları .....                                      | 25           |
| 5.4. Hücre (Ağ) Yapısı ve Optimizasyonu .....                  | 28           |
| 5.5. Türbülans Modelleri ve Türbülans Modelinin Seçilmesi..... | 31           |
| 5.6. Sayısal İnterpolasyon Şemaları .....                      | 34           |
| 5.7. Yakınsama Kriterleri .....                                | 35           |
| 6. ÇALIŞMADA HESAPLANAN BOYUTSUZ BÜYÜKLÜKLER.....              | 37           |
| 6.1. Reynolds Sayısı .....                                     | 37           |
| 6.2. Nusselt Sayısı .....                                      | 38           |

**Sayfa**

|                                                                                                     |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 6.3. Sürtünme Faktörleri.....                                                                       | 40  |
| 6.4. Prandtl Sayısı.....                                                                            | 41  |
| 7. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI .....                                                                  | 43  |
| 7.1. Literatür ile Kıyaslama ( $\Theta=90^\circ$ Dikdörtgen Kesitli Kanal).....                     | 43  |
| 7.2. $75^\circ$ Kenar Açılı Altıgen Kesitli Kanal .....                                             | 54  |
| 7.3. $60^\circ$ Kenar Açılı Altıgen Kesitli Kanal .....                                             | 64  |
| 7.4. $45^\circ$ Kenar Açılı Altıgen Kesitli Kanal .....                                             | 74  |
| 7.5. $30^\circ$ Kenar Açılı Altıgen Kesitli Kanal .....                                             | 84  |
| 7.6. Kenar Açısındaki Değişimin Akış Yapısı ve Isı Transferine Etkisinin<br>Karşılaştırılması ..... | 94  |
| 8. SONUÇ VE ÖNERİLER .....                                                                          | 107 |
| KAYNAKLAR .....                                                                                     | 111 |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                                                                      | 115 |

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge                                                                                                                                                                                                                          | Sayfa |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 5.1. Kanalların kenar uzunlukları .....                                                                                                                                                                                  | 22    |
| Çizelge 5.2. Havanın 300 °K'deki özellikleri .....                                                                                                                                                                               | 28    |
| Çizelge 5.3. Çözümlerde kullanılan interpolasyon şemaları.....                                                                                                                                                                   | 34    |
| Çizelge 5.4. Relaksasyon parametreleri ve değerleri .....                                                                                                                                                                        | 35    |
| Çizelge 5.5. Eşkenar altıgen kesitli kanaldaki Nu ve f değerlerinin kalıntı ile değişimi .....                                                                                                                                   | 36    |
| Çizelge 7.1. Dikdörtgen kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                                 | 44    |
| Çizelge 7.2. Kenar açısı 75° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                       | 55    |
| Çizelge 7.3. Kenar açısı 60° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                       | 64    |
| Çizelge 7.4. Kenar açısı 45° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                       | 74    |
| Çizelge 7.5. Kenar açısı 30° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                       | 84    |
| Çizelge 7.6. Çalışılan kanallarda Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                                                                 | 97    |
| Çizelge 7.7. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.13 ile literatürde dairesel kanallar için verilen bağıntılardan elde edilen sonuçlar arasındaki farklar.....                                                                | 99    |
| Çizelge 7.8. Çalışılan kanallarda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....                                                                                                                                            | 103   |
| Çizelge 7.9. Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi için mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ile literatürde dairesel kanallar için verilen bağıntıların karşılaştırılması ve sonuçlar arasındaki farklar..... | 105   |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil                                                                                                                                              | Sayfa |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 3.1. Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi .....                                                                                | 12    |
| Şekil 3.2. Boru içindeki laminar, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri .....                                                                        | 14    |
| Şekil 3.3. Boru içindeki laminar ve türbülanslı akışların hız profillerinin gelişmesi .....                                                        | 16    |
| Şekil 3.4. Isı taşınım katsayısının grafiksel gösterimi .....                                                                                      | 17    |
| Şekil 3.5. Dairesel kanal içindeki akışın ısı olarak gelişmesi .....                                                                               | 17    |
| Şekil 4.1. İncelenen kanalların, (a) kesitleri (b) yandan ve izometrik görünüşleri ....                                                            | 20    |
| Şekil 5.1. Fiziksel model ve koordinat sistemi .....                                                                                               | 22    |
| Şekil 5.2. Eşkenar altıgen kanalın sınır şartları.....                                                                                             | 25    |
| Şekil 5.3. Eşkenar altıgen kanalın mesh yapısının, (a) izometrik ve (b) karşıdan görünüşü .....                                                    | 30    |
| Şekil 5.4. Altıgen kanal için yapılan bir çözümde kalıntı miktarının iterasyonla değişimi .....                                                    | 35    |
| Şekil 7.1. Literatür ile karşılaştırılan dikdörtgen kesitli kanalın boyutları.....                                                                 | 43    |
| Şekil 7.2. Dikdörtgen kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                        | 44    |
| Şekil 7.3. Dikdörtgen giriş ve test kanallarındaki yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi.....    | 45    |
| Şekil 7.4. Dikdörtgen kanalda hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullardaki ortalama Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi..... | 46    |
| Şekil 7.5. Dikdörtgen kesitli kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi .....                  | 47    |
| Şekil 7.6. Dikdörtgen kesitli kanalda tam gelişmiş koşullardaki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                      | 48    |
| Şekil 7.7. Dikdörtgen kesitli kanalda, a) $y=0$ – yatay, b) $x=0$ - düşey düzlemdeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi .....                 | 49    |

| <b>Şekil</b>                                                                                                                                                       | <b>Sayfa</b> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 7.8. Dikdörtgen kanalda havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                                     | 50           |
| Şekil 7.9. Dikdörtgen kanaldaki ısı transfer miktarının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                                      | 50           |
| Şekil 7.10. Dikdörtgen test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı.....                                                   | 51           |
| Şekil 7.11. Dikdörtgen test kanalda, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları.....                                              | 52           |
| Şekil 7.12. Dikdörtgen test kanalda, $Re=10 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları.....                                              | 53           |
| Şekil 7.13. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanalın kesiti .....                                                                                                       | 54           |
| Şekil 7.14. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                      | 55           |
| Şekil 7.15. Kenar açısı $75^\circ$ olan giriş ve test kanallarındaki yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi ..... | 56           |
| Şekil 7.16. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                            | 57           |
| Şekil 7.17. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanaldaki yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi .....                      | 57           |
| Şekil 7.18. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                      | 58           |
| Şekil 7.19. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanalda, a) $y=0$ – yatay, b) $x=0$ - dikey düzlemdeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi .....                       | 59           |
| Şekil 7.20. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanaldaki havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                 | 60           |
| Şekil 7.21. Kenar açısı $75^\circ$ olan kanaldaki ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi .....                                                   | 60           |
| Şekil 7.22. Kenar açısı $75^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı .....                                 | 61           |

| <b>Şekil</b>                                                                                                                                                                       | <b>Sayfa</b> |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 7.23. Kenar açısı $75^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları .....                                          | 62           |
| Şekil 7.24. Kenar açısı $75^\circ$ olan test kanalında, $Re=10 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları.....                                           | 63           |
| Şekil 7.25. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalın kesiti .....                                                                                                                       | 64           |
| Şekil 7.26. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalın (eşkenar altıgen) giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                    | 65           |
| Şekil 7.27. Kenar açısı $60^\circ$ olan giriş ve test kanallarında (eşkenar altıgen) yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi ..... | 66           |
| Şekil 7.28. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalda (eşkenar altıgen) ortalama Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                                          | 67           |
| Şekil 7.29. Kenar açısı $60^\circ$ olan test kanalında (eşkenar altıgen) yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi .....               | 67           |
| Şekil 7.30. Kenar açısı $60^\circ$ olan test kanalında (eşkenar altıgen) tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                             | 68           |
| Şekil 7.31. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalda (eşkenar altıgen) havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                 | 69           |
| Şekil 7.32. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalda (eşkenar altıgen) ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi .....                                                   | 69           |
| Şekil 7.33. Kenar açısı $60^\circ$ olan kanalda, a) $y=0$ – yatay, b) $x=0$ - düşey düzlemdeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi .....                                       | 70           |
| Şekil 7.34. Kenar açısı $60^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı. ....                                                 | 71           |
| Şekil 7.35. Kenar açısı $60^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları. ....                                          | 72           |
| Şekil 7.36. Kenar açısı $60^\circ$ olan test kanalında, $Re=10 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları. ....                                          | 73           |
| Şekil 7.37. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalın kesiti .....                                                                                                                       | 74           |

| Şekil                                                                                                                                                         | Sayfa |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 7.38. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                 | 75    |
| Şekil 7.39. Kenar açısı $45^\circ$ olan giriş ve test kanalında yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi.....  | 76    |
| Şekil 7.40. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                       | 76    |
| Şekil 7.41. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi .....                   | 77    |
| Şekil 7.42. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                 | 78    |
| Şekil 7.43. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanaldaki havanın kanaldan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi.....                                    | 78    |
| Şekil 7.44. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalda ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi .....                                                | 79    |
| Şekil 7.45. Kenar açısı $45^\circ$ olan kanalda, a) $y=0$ – yatay, b) $x=0$ - dikey düzlemdeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi .....                  | 80    |
| Şekil 7.46. Kenar açısı $45^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı .....                            | 81    |
| Şekil 7.47. Kenar açısı $45^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları .....                     | 82    |
| Şekil 7.48. Kenar açısı $45^\circ$ olan test kanalında, $Re=10 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık kontürleri .....                     | 83    |
| Şekil 7.49. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalın kesiti .....                                                                                                  | 84    |
| Şekil 7.50. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                 | 85    |
| Şekil 7.51. Kenar açısı $30^\circ$ olan giriş ve test kanalında yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi ..... | 86    |
| Şekil 7.52. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş akış şartlarındaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                | 87    |

| <b>Şekil</b>                                                                                                                                                                                                       | <b>Sayfa</b> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 7.53. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi .....                                                                        | 87           |
| Şekil 7.54. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                      | 88           |
| Şekil 7.55. Kenar açısı $30^\circ$ olan altıgen kanalda, a) $y=0$ – yatay, b) $x=0$ – düşey düzlemdeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi .....                                                               | 89           |
| Şekil 7.56. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanaldaki havanın kanaldan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                                                        | 90           |
| Şekil 7.57. Kenar açısı $30^\circ$ olan kanalda ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi .....                                                                                                     | 90           |
| Şekil 7.58. Kenar açısı $30^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı .....                                                                                 | 91           |
| Şekil 7.59. Kenar açısı $30^\circ$ olan test kanalında, $Re=50 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları .....                                                                          | 92           |
| Şekil 7.60. Kenar açısı $30^\circ$ olan test kanalında, $Re=10 \times 10^3$ için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları .....                                                                          | 93           |
| Şekil 7.61. $\Theta$ kenar açısına göre hidrolik çapın değişimi .....                                                                                                                                              | 94           |
| Şekil 7.62. $\Theta$ kenar açısına bağlı giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısına göre değişimi .....                                                                                    | 95           |
| Şekil 7.63. $\Theta$ kenar açısına bağlı tam gelişmiş şartlardaki Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                     | 95           |
| Şekil 7.64. Çalışılan kanalların ve Eşitlik 7.13'deki Fanning sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                              | 97           |
| Şekil 7.65. Çalışılan kanallar, mevcut çalışmadan elde edilen bağıntı (Eşitlik 7.13) ve literatürde dairesel kanallar için $C_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren denklemlerin karşılaştırılması ..... | 98           |
| Şekil 7.66. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.13 ile literatürde dairesel kanallar için $C_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması.....                               | 99           |
| Şekil 7.67. $\Theta$ kenar açısına bağlı akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                                             | 100          |

| <b>Şekil</b>                                                                                                                                                                                             | <b>Sayfa</b> |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 7.68. Farklı $\Theta$ kenar açısına sahip kanalların, ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi.....                                                                                | 101          |
| Şekil 7.69. $\Theta$ kenar açısı ve Reynolds sayılarına göre değişen ısı transfer katsayısı                                                                                                              | 101          |
| Şekil 7.70. $\Theta$ kenar açısına bağlı tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                                   | 102          |
| Şekil 7.71. Çalışılan kanallar ve mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18'deki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....                                                                    | 103          |
| Şekil 7.72. Çalışılan kanallar, mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ve literatürde dairesel kanallar için $Nu_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması..... | 104          |
| Şekil 7.73. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ile literatürde dairesel kanallar için $Nu_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması.....                    | 105          |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

| Simgeler  | Açıklama                                            |
|-----------|-----------------------------------------------------|
| $a$       | Kanal kenar uzunluğu, m                             |
| $A_w$     | Kanalın alt yüzey alanı, $m^2$                      |
| $A_g$     | Kanalın giriş kesit alanı, $m^2$                    |
| $A_s$     | Kanal yüzey alanı, $m^2$                            |
| $b$       | Kanal kenar uzunluğu, m                             |
| $C_f$     | Fanning sürtünme faktörü, -                         |
| $C_{ffd}$ | Tam gelişmiş şartlardaki Fanning s. faktörü, -      |
| $C_{fm}$  | Ortalama Fanning sürtünme faktörü, -                |
| $C_{fx}$  | Yerel Fanning sürtünme faktörü, -                   |
| $C_p$     | Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı, J/kg.K        |
| $D_h$     | Hidrolik çap, m                                     |
| $f_m$     | Ortalama Darcy sürtünme faktörü, -                  |
| $f_x$     | Yerel Darcy sürtünme faktörü, -                     |
| $H$       | Kanal yüksekliği, m                                 |
| $h$       | Isı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$                    |
| $h_m$     | Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$           |
| $\bar{h}$ | Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$           |
| $G$       | Normalizasyon iterasyon sayısı                      |
| $k$       | Havanın ısı iletim katsayısı, $W/m.K$               |
| $k$       | Türbülans kinetik enerjisi, $m^2/s^2$               |
| $k_{in}$  | Kanal girişindeki türb. kinetik enerjisi, $m^2/s^2$ |
| $k_{eff}$ | Efektif ısı iletim katsayısı, $W/m.K$               |
| $L_E$     | Giriş kanalının uzunluğu, m                         |
| $L_T$     | Test kanalının uzunluğu, m                          |
| $M$       | Kanal hava kütle akış hızı, kg/s                    |

| Simgeler               | Açıklama                                         |
|------------------------|--------------------------------------------------|
| $Nu$                   | Nusselt sayısı, -                                |
| $Nu_{fd}$              | Tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısı, -       |
| $Nu_z$                 | Yerel Nusselt sayısı, -                          |
| $Nu_m$                 | Ortalama Nusselt sayısı, -                       |
| $\Delta P$             | Basınç farkı, Pa                                 |
| $P$                    | Basınç, Pa                                       |
| $Pr$                   | Prandtl sayısı, -                                |
| $Re$                   | Reynolds sayısı, -                               |
| $Q$                    | Taşıyım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W |
| $q''$                  | Isı akısı, $W/m^2$                               |
| $R^\varphi$            | Kalıntı terimi                                   |
| $\overline{R^\varphi}$ | Normalize edilmiş kalıntı                        |
| $R^2$                  | Belirleme katsayısı                              |
| $ST$                   | Sıcaklık, K                                      |
| $T_w$                  | Duvar sıcaklığı, K                               |
| $T_i$                  | Kanal giriş kesitindeki ortalama sıcaklık, K     |
| $T_o$                  | Kanal çıkış kesitindeki ortalama sıcaklık, K     |
| $T_b$                  | Ortalama akışkan sıcaklığı, K                    |
| $U$                    | Ortalama hız, m/s                                |
| $U_o$                  | Akışkanın kanala giriş hızı, m/s                 |
| $u$                    | x yönündeki hız bileşeni, m/s                    |
| $x_{fd,h}$             | Hidrodinamik giriş uzunluğu, m                   |
| $x_{fd,t}$             | Isıl giriş uzunluğu, m                           |
| $v$                    | y yönündeki hız bileşeni, m/s                    |
| $w$                    | z yönündeki hız bileşeni, m/s                    |
| $W$                    | Kanal genişliği, m                               |
| $\alpha_r$             | Relaksasyon faktörü                              |
| $\Gamma$               | Difüzyon katsayısı                               |
| $\Theta$               | Kenar açısı                                      |

**Simgeler****Açıklama**

|                    |                                                      |
|--------------------|------------------------------------------------------|
| $\varphi$          | Skaler değişken                                      |
| $\varepsilon$      | Türbülans yayılım oranı, $m^2/s^3$                   |
| $\varepsilon_{in}$ | Kanal girişindeki türbülans yayılım oranı, $m^2/s^3$ |
| $\rho$             | Havanın yoğunluğu, $kg/m^3$                          |
| $\nu$              | Kinematik viskozite, $m^2/s$                         |
| $\mu$              | Dinamik viskozite, $kg/m.s$                          |
| $\mu_{eff}$        | Efektif dinamik viskozite, $kg/m.s$                  |
| $\mu_t$            | Türbülans eddy viskozite, $kg/m.s$                   |
| $\tau_w$           | Duvardaki kayma gerilmesi, $N/m^2$                   |
| $\eta$             | Isıl performans faktörü, -                           |
| $y^+$              | Duvara olan boyutsuz uzaklık                         |

**Kısaltmalar****Açıklama**

|               |                                              |
|---------------|----------------------------------------------|
| <b>EBO</b>    | En boy oranı ( $EBO = W/H$ )                 |
| <b>MEMS</b>   | Microelectromechanical systems               |
| <b>RANS</b>   | Reynolds Averaged Navier-Stokes              |
| <b>SAD</b>    | Sayısal akışkanlar dinamiği                  |
| <b>SIMPLE</b> | Semi Implicit Method for Pressure-Linked Eq. |
| <b>SST</b>    | Shear Stress Transport                       |

**İndisler****Açıklama**

|                |                   |
|----------------|-------------------|
| <b>i, j, l</b> | x, y ve z yönleri |
| <b>b</b>       | Ortalama          |
| <b>lam</b>     | Laminer akış      |
| <b>tur</b>     | Türbülanslı akış  |

## 1. GİRİŞ

Yenilenemeyen enerjinin kaynaklarının giderek azalması, enerji fiyatlarının dolayısıyla işletme giderlerinin artmasına neden olmuştur. Bu nedenle bina ve endüstri sektöründe kullanılan tüm cihazların verimliliğinin artırılması, temel tasarım kriteri haline gelmiştir. Günümüzde ısıнын bir ortamdan diğer bir ortama verimli bir şekilde aktarılmasının en iyi yolu ısı değıştircileri ile gerçekleştirildiğı bilinmektedir. Pek çok sektörde geniş kullanım alanı bulan ısı değıştircilerin, ısı transferini arttıracak daha yüksek verimli, daha küçük ve farklı kesitlerdeki kanallara sahip cihazların dizayn edilmesi kaçınılmazdır. Farklı geometrilere sahip kanallar içindeki akışın davranışı ve kanal yüzeyi ile akışkan arasında, akışkanın hareketi neticesinde oluşan ısı transferi miktarının belirlenmesi, mühendislik çalışmalarında büyük önem teşkil etmektedir. Özellikle akışın içinden geçeceği kanal geometrisinin tespit edilmesi uygulama çalışmaları için gereklidir.

Dairesel geometriye sahip kanalların kanal geometrisinden dolayı yüksek basınç değışimlerine; buna karşın dairese geometriye sahip olmayan kanalların ise daha düşük basınç değışimlerine mukavim olduğı bilinmektedir [2]. Silindirik olmayan geometrilerin kullanılması zorlanmış konveksiyonu ve dolayısı ile ısı transferini arttırdığından, kompakt ısı değıştircilerde tercih edilmektedir. Bahsedilen durum göz önünde bulundurularak endüstri uygulamalarında gereksinim duyulan koşullar için uygun kanal geometrisinin seçimi ve boyutlandırılması, akış davranışının incelenerek, ısı transferi hesaplamalarının yapılması süreçleri gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada incelenecek olan altıgen kesitli kanallar, kağıt, alkol, petrokimya ve diğer pekçok kimya endüstrisinde kullanılan plakalı eşanjörlerde (lamelli) tercih edilmekte olup elektronik cihazların soğutma sistemlerinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Altıgen kesitli kanallar, duvar yalıtımında ve başta gıda sektörü olmak üzere kimyasal proses, soğutma ve atık ısı geri dönüşümünde sıklıkla kullanılmaktadır [3].

Yapılan bu çalışmada, hidrolik çapı  $D_h=0,052$  cm olan altıgen kesitli kanalda, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan türbülanslı akış, sayısal

olarak incelenmiştir. Kanal uzunluğu kanal çıkışındaki akışın ısı ve hidrodinamik olarak gelişmesini sağlayacak uzunlukta seçilmiştir. Aynı kesite sahip ardışık iki kanaldan ilkinde adyabatik sınır şartları uygulanmış ve akışın hidrodinamik olarak gelişmesi sağlanmıştır. Daha sonra sabit yüzey sıcaklığı uygulanan 2. kanala giren akışkanın ısı değişimi incelenmiştir. Sayısal çalışma kararlı rejim şartlarında yapılmış ve akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmıştır. Reynolds sayısı  $10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3$  için gerçekleştirilen çalışma, kanal kesiti simetri ekseninin yatayla yaptığı  $90^\circ$  (En boy oranı  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen),  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$ 'lik açılar için ayrı ayrı ele alınmıştır. Türbülans modeli olarak Standard k- $\epsilon$  modeli kullanılarak ısı transferi ve akışın üç boyutlu sayısal analizi yapılmıştır. Türbülans ve korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapabilen ANSYS Fluent 12.1 paket programında SIMPLE algoritması kullanılarak çözdürülmüştür. Çalışma sonucunda ortalama yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi incelenmiştir.

Bu çalışmanın literatüre katkıda bulunması ayrıca elde edilen sonuçların kompakt ısı değiştirici tasarımı çalışmalarında kullanılması amaçlanmıştır.

## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Yapılan literatür taraması sonucunda dairesel ve dairesel olmayan kanallarda tam gelişmiş akışta zorlanmış ve doğal konveksiyon ile ısı transferi konusunda çalışmaların olduğu görülmüş fakat altıgen kesitli kanallardaki akışın henüz detaylı olarak incelenmediği anlaşılmıştır. Aşağıda, bu konu ile ilgili literatürde yeralan çalışmalardan bahsedilmiştir.

Sadasivam , Manglik ve Jog'un (1999) yapmış olduğu bu çalışmada yamuk ve altıgen kanal içindeki laminar, tam gelişmiş zorlanmış konveksiyon koşullarındaki akışın nümerik analizi yapılmıştır. Altıgen ve yamuk kanallar pekçok en-boy oranına ve 4'er farklı köşegen açısına göre çözümleri yapılmış, sıcaklık ve hız değerleri elde edilmiş, grafik ve bağıntılar ile ifade edilmiştir. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının sonuçları değerlendirilmiş, kanal geometrisine bağlı olduğu gösterilmiştir [3].

Al-Arabi (1982) tarafından yapılan çalışmada, ısı değiştiricilerde yaygın olarak kullanılan giriş bölümü üzerinde türbülanslı akış ile kanalın giriş bölgesi arasındaki ısı transferi ilişkisi ele alınmıştır. Çalışma sonucunda, kanal uzunluğu, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına bağlı olarak değişen ortalama ısı transferi denklemleri vermiştir. Çalışmada ısı transfer kanalının girişindeki hız dağılımına göre, tam gelişmiş, uniform ve giriş geometrisinin neden olduğu ilave türbülanslı olmak üzere 3 giriş koşulu genel olarak ele alınmıştır. Ayrıca duvar-sınır koşulları sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık olarak ele alınmıştır [4].

Yapılan bir diğer deneysel çalışmada Gnielinski (1976), sabit yüzey sıcaklığı uygulanan dairesel kanal içindeki türbülanslı akışı incelemiştir. Literatürdeki farklı Reynolds ve Prandtl sayısı için yapılan çalışmalardan yararlanarak geçiş ve tam gelişmiş türbülanslı akış bölgelerini de birleştiren, hidrolik çapa bağlı ampririk bağıntılar geliştirmiştir. Dairesel kesitli kanallarda ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartlarında ısı ve kütle transferi karakteristikleri incelenmiş ve kanal çapına bağlı denklemler türetilmiştir [5].

Diğer bir çalışmada Wen ve arkadaşları (2006), bir yüzeyi sabit ısı akısı ile ısıtılan ve zorlanmış hava konveksiyonu ile soğutulan petek yapılı sandviç metal kanalın ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma, farklı hücre yapısı ve ısı iletim katsayısına sahip malzemeler için ayrı ayrı yapılmış, metal petek yapısının çok iyi bir soğutucu olduğunu ortaya koymuştur [6].

Hirota ve arkadaşlarının (1997) yapmış oldukları deneysel çalışmada, kare kesitli düz bir kanaldaki türbülanslı akışın ısı transferi incelenmiştir. Kare kesitli kanalda, zorlanmış konveksiyon koşullarında elde edilen sıcaklık yoğunluğundaki dalgalanma, hız ve sıcaklık dalgalanmaları arasındaki çapraz ilişki katsayıları, ve türbülanslı ısı akılarının deneysel sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlardan, girdap-viskozite, girdap ısı yayılımı, ve türbülanslı Prandtl sayıları da elde edilmiştir. Kare kanalın simetrik aksındaki girdap-yayılımı ve türbülans Prandtl sayıları dağılımının dairesel kanaldakiyle benzer olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, kare kanallardaki türbülanslı ısı transferinde, kanal köşesine bakıldığında girdap-yayılımı küçülmekte ve türbülans Prandtl sayısı büyümektedir. Bu nedenle türbülans Prandtl sayısının sabit kabul edilemeyeceği ifade edilmiştir [7].

Bir başka çalışmada Leung ve Propert (1997), kompakt ısı değiştiricilerde kullanılan, elektrikle ısıtılmış üçgen kesitli kanallar içindeki türbülanslı hava akışının ısı davranışları incelemiştir. Çalışma  $5 \times 10^3$  ile  $20 \times 10^3$  arasındaki Reynolds sayıları ve 3 farklı tepe açısı için yapılmıştır. Ölçümlerden boyutsuz bağıntılar elde edilmiş buda, üçgen duvarından havaya olan ortalama taşınım ile ısı transferi katsayısının öngörülmesini sağlamış ayrıca konveksiyonla ısı transferi miktarının eşkenar üçgen kesitli kanalda en yüksek olduğu sonucunu elde etmiştir [8].

Şara ve Yapıcı'nın (2007) yapmış olduğu çalışmada mikro kanallarda ısı/kütle aktarımı çalışmalarının bir değerlendirmesi yapılmış, ayrıca makro kanallarda yaygın olarak kullanılan ısı aktarımı bağıntıları da toplu olarak verilmiştir [9].

Hoagland 'ın (1960) doktora tezinde, en-boy oranı 1:1, 1:2 ve 1:3 olan dikdörtgen kesitli kanal içindeki tam gelişmiş şartlardaki türbülanslı akış deneysel olarak incelenmiş, birincil ve ikincil hız dağılımları verileri elde edilmiştir. Duvar köşelerine yakın yerlerdeki maksimum ikincil hızların, merkez eksendeki hızın yaklaşık %1-1,5 'i olduğu ve duvar kayma gerilmesi gradyanının büyüdüğü gözlenmiştir. Eksenel momentum taşınımı ile oluşan ikincil akışların, birincil akış dağılımı üzerinde önemli etkisi olduğu, buna özellikle köşe bölgeleri hariç kanal çevresinde yaklaşık olarak eşit dağılmış duvar kayma gerilmesinin neden olduğu görülmüştür. Deneysel ölçümlerden elde edilen eksenel momentum verilerinin değerlendirilmesi neticesinde, ikincil taşınım terimlerinin akış boyunca önemli olduğu sonucuna varılmıştır [10].

Leutheusser (1963) yapmış olduğu bu çalışmada, tam gelişmiş koşullardaki sıkıştırılamaz akış, en-boy oranı 1:1, 1:2 ve 1:3 olan pürüzsüz dikdörtgen kesitli kanallarda, Reynolds sayısı  $10 \times 10^4$  ile  $10 \times 10^5$  arasındaki değerler için ele alınmıştır. Eksenel hız, statik basınç, ve duvar kayma gerilmesi dağılımları grafiksel olarak ifade edilmiştir. Dikdörtgen kanaldaki sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi, dairesel kanallardaki akış için kullanılan Karman-Prandtl yasasıyla karşılaştırılmış ve sonuçların farklı olduğu bulunmuştur. Ayrıca yeni bir eşdeğer çap yorumlama kavramı önermiştir [11].

Başka bir çalışmada Launder ve Spalding (1974), türbülanslı akış için yapılan nümerik tahmin problemlerini değerlendirmiştir. Hesaplama ekonomikliği, uygulama alanı ve fiziksel gerçekliği nedeniyle  $k-\epsilon$ 'un en iyi türbülans modeli olduğunu savunmuştur. Modelin uygulanabilirliğini, dokuz farklı türbülanslı akış üzerinde göstermiştir [12].

Jones bu çalışmasında (1976), dikdörtgen kanallardaki sürtünmeyle basınç düşümünü incelemiş, elde ettiği verileri dairesel kanal ile karşılaştırmıştır. Sabit Reynolds sayısı ve hidrolik çaptaki sürtünme faktörünün en-boy oranındaki artışla tekdüze olarak arttığını bulmuştur. Bununla birlikte hidrolik çapın, dairesel ve dikdörtgen kanallar arasındaki benzerliği bulmak için Reynolds sayısında kullanılabilecek doğru uzunluk

boyutu olmadığı sonucuna varmıştır. Bunun yerine değiştirilmiş Reynolds sayısının  $Re^*$  elde edilmesi durumunda, geometrik benzerlik laminar akışlarda  $f=64/Re^*$  bağıntısıyla tüm geometriler için sağlandığını, bunun aynı zamanda %5 sapma ile tam gelişmiş türbülanslı akışlarda da geçerli olduğu ortaya koymuştur [13].

Melling ve Whitelaw'ın yapmış olduğu deneysel çalışmada (1976), dikdörtgen kanaldaki gelişmekte olan türbülanslı akış, lazer-Doppler anemometresi kullanılarak detaylı olarak ele alınmıştır. Gelişmekte olan akıştaki ortalama eksenel hız ve türbülans yoğunluğu konturleri ölçülmüş, hemen hemen tam gelişmiş akış için hız ve Reynolds stress değerleri elde edilmiştir. Ayrıca Laser-Doppler anemometresinin ikincil akışları ölçmekte avantajlı olduğu sonucuna varmışlardır [14].

Churchill'in çalışmasında (1977), tam gelişmiş prüzsüz kanal akışlarında, uniform duvar sıcaklığı yada ısı akısında tüm Reynolds ve Prandtl sayıları için geçerli olan, ortalama Nusselt sayısını veren tek bir denklem geliştirmiştir. Tam gelişmiş taşınım kadar gelişmekte olan taşınımı da göz önüne almıştır. Bununla ilgili, tüm Reynolds sayıları için sürtünme faktörü denklemi geliştirmiştir [15].

Hunt ve Joubert'in (1977) yapmış olduğu çalışmada, yüksek en-boy oranına sahip prüzsüz yüzeyli düz dikdörtgen kanallardaki, ortalama hız profillerinin ve türbülans yoğunluk dağılımlarının özeti verilmiştir. Tam gelişmiş ve iki boyutlu merkez-plaka akışını incelemiştir. Türbülans yoğunluk bileşenlerine bağlı olarak değişen düzenli Reynolds sayılarını belirlemiş, ve bunun iki bileşenli duvar türbülans yapısıyla tutarlı olduğunu göstermiştir. Dış akışlardaki değişimin devam ettiğini fakat toplam türbülans enerji dağılımının Reynolds sayısı ile değişmediğini göstermiştir. Ayrıca tam gelişmiş ortalama akışı ve türbülans yapısını elde etmek için, kanal boyunun, eninin en az 60 katı olması gerektiğini göstermiştir [16].

F.B. Gessner ve A.F. Emery'nin yapmış olduğu bu çalışmada, farklı en-boy oranına sahip üç boyutlu dikdörtgen kanal içindeki gelişmekte olan türbülanslı akışın, deneysel ve nümerik sonuçlarını karşılaştırmıştır. Kullanılan uzunluk-ölçek modelinin, dikdörtgen kanallardaki yerel akış gelişimlerini öngörebilmek için,

yüksek mertebeden kapalı modellere alternatif olarak kullanılabileceğini göstermiştir [17].

Nakayama ve arkadaşlarının yapmış olduğu bu çalışmada ise,  $k-\epsilon$  modeli ile Launder ve Ying'in ikinci türden ikincil akışlar için geliştirdiği cebirsel stres modelini kullanılarak farklı kesitlere sahip kare, dikdörtgen ve üçgen kanallardaki tam gelişmiş türbülanslı akış incelenmiştir. Sonuçları mevcut deneysel verilerle karşılaştırmışlar ve kullanılan türbülans model çiftinin, dairesel olmayan kanallardaki ortalama-hız alanında daha doğru sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [18].

Niederschulte doktora tezinde, dikdörtgen kanaldaki türbülanslı akışı deneysel ve nümerik olarak kapsamlı bir şekilde ele almıştır. Kanalda yer alan küçük dalgalar üzerindeki diferansiyel basınçları, basınç profillerini ve aynı zamanda kanal boyunca türbülanslı akışın iki bileşenli hız değerlerinin hassas ölçümlerini yapmıştır [19].

Rokni, Olsson ve Sunden, en-boy oranı 1:8 olan dikdörtgen kanal içindeki türbülanslı akışı nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma Reynolds sayısı yaklaşık 5800 için yapılmıştır. Üç boyutlu ortalama hız alanı ve normal stres değerleri, girişin 50 çap aşağısına yerleştirilen lazer doppler hız ölçer ile ölçülmüştür. Aynı koşullar altında ve akışın tam geliştiği kabul edilerek sonlu hacimler yöntemiyle nümerik analizi yapılmış, basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLEC algoritması kullanılmıştır. Nümerik analizde doğrusal ve doğrusal olmayan  $k-\epsilon$  türbülans modeli Lam-Bremhorst sönmüleme fonksiyonları ile birlikte kullanılmış ve sonuçların deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum gösterdiği görülmüştür. Bununla birlikte normal gerilme farklarının, simülasyon verilerinde ölçümlerden daha az olduğu görülmüştür [20].

Aravinth yapmış olduğu çalışmada, seri direnç modeli kullanarak sabit duvar sıcaklığı uygulanan düz dairesel kanal içindeki türbülanslı akışı incelemiştir. Isı, kütle ve momentum transferi arasında, Fanning sayısı kullanılarak bir bağıntı önerilmiştir. Önerilen bağıntıyı, kapsamlı deneysel verilerde kullanılan Chilton-Colburn benzeşimi ve diğer yarı teorik modeller ile kıyaslamıştır [21].

Rokni ve arkadaşları, kare, dikdörtgen, ikizkenar yamuk, üçgen ve dalgalı kanallarda tam gelişmiş üç-boyutlu türbülanslı akışın izotermal koşullardaki nümerik analizlerini yapmışlardır. Türbülans gerilimi, açık cebirsel stres modeli (EASM) kullanılarak, türbülanslı ısı akısını ise basit girdap yayılım modeli (SED), genelleştirilmiş gradyan difüzyon hipotezi (GGDH) ve Lanuder'in deneysel WET hipotezi (Lauder) kullanılarak modellenmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında ( $\geq 10^5$ ) hız ve sıcaklık alanları için duvar fonksiyonları bununla birlikte düşük Reynolds sayılarında ise sönümleme fonksiyonları modelde tanımlanmıştır. Modeller arasındaki karşılaştırmayı hidrolik parametreler, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı bakımından yapmış olup aynı zamanda kanalda oluşan ikincil akışları da karşılaştırmıştır [22].

Fukushima ve Kasagi, kare ve elmas kanaldaki tam gelişmiş türbülanslı hız ve sıcaklık alanlarını simüle etmiş ve duvar etkilerini incelemişlerdir. Elmas kanalın, kare ve dairesel kanala göre ısı transferini daha verimli gerçekleştirdiğini göstermişlerdir. Elmas kanaldaki momentum ve ısı transferi arasındaki benzeşmezliğin kare kanaldakinden kuvvetli olduğu görülmüştür. Geniş açılı kanala sahip ısıl mekanik cihazların, dar açılı olanlara göre daha verimli olacağını belirtmişlerdir [23].

Rokni ve Gatski'nin yapmış olduğu bir diğer çalışmada, açık cebirsel stres modeli (EASM) kullanılarak, dikdörtgen, yamuk ve üçgen kesitli, düz ve dalgalı kanallarda, tam gelişmiş koşullarda türbülanslı akış ve ısı transferi incelenmiştir. Dalgalı yapının akış dinamiği üzerindeki etkisini göstermek için, hız vektörleri ve hız-sıcaklık kontürlerini içeren ikincil akışların modelleri karşılaştırılmıştır. Fanning sürtünme faktörü ve Nusselt sayılarının karşılaştırması da ayrıca bu çalışmada yer almaktadır. Tüm çözümlerde, kanal duvarları izotermal alınmış ve gradyan-yayılım tipi modellerle türbülanslı ısı akısı modellenmiştir. Reynolds sayısı  $10 \times 10^5$  'e kadar geçerli olan bir formül türetilmiş ayrıca ısı transfer katsayısı ve Darcy sürtünme faktörüne bağlı olarak optimum dalgalı kanal geometrisi bulunmuştur [24].

Diğer bir nümerik çalışmada Rokni ve Sunden yamuk, üçgen ve dikdörtgen kanallardaki tam gelişmiş türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarındaki ısı transferini ve akışı farklı Reynolds sayıları için incelemişlerdir. Çözümlerde, doğrusal olmayan girdap viskozite modelinin düşük Reynolds sayısı versiyonu ile girdap yayılımlı iki denklemlilik ısı akışı modelini birleştirmişlerdir. Bu modelin teorik olarak farklı akışkanlarda ve Prandtl numaraları için kullanılabileceği görülmüştür. Sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğunu göstermişlerdir [25].

Rokni ve Sunden'in yapmış oldukları çalışmada ise farklı türbülans modelleri kullanarak kare, dikdörtgen ve yamuk kanallardaki Reynolds gerilimlerini ve türbülanslı ısı akısını öngörmek için hesaplama metodu geliştirmişlerdir [26].

Abraham ve arkadaşlarının yapmış olduğu bu çalışmada, dairesel kanallardaki tüm akış tipleri için (laminar, geçiş ve türbülanslı) geçerli, ısı transfer katsayısının sayısal sonuçlarını sağlayabilen bir tahmin teorisi sunulmaktadır. Yapılan çalışmalar deneysel veriler ve literatürle karşılaştırılmış,  $Re > 4800$  için sonuçların uyumlu olduğu gösterilmiştir [27].

Turgut, Onur, Arslan ve Günbey'in yapmış olduğu çalışmada, yamuk kesit alanına sahip bir kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon ısı transferi, kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Kullanılan akışkan hava ( $Pr \approx 0,7$ ) olup çalışma Reynolds sayısı  $100 \leq Re \leq 800$  aralığında gerçekleştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme katsayıları Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur [28].

Hartnett ve Kostic'in çalışmasında, dikdörtgen kanallardaki laminar ve türbülanslı akışlar ele alınmıştır. Dikdörtgen kanallar için farklı en/boy oranı, sınır şartları, Reynolds sayıları ve akışkanlarda yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır [29].

Rokni ve Sunden'in yapmış olduğu bir diğer sayısal çalışmada, yamuk, kare ve dikdörtgen kesitli düz kanallarda, zorlanmış konveksiyon koşullarındaki akış farklı

türbülans modelleri ile ele alınmış, tam gelişmiş akış ve sıcaklık alanları incelenmiştir. Basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLEC algoritması kullanılmıştır. Standart k- $\epsilon$  türbülans modeli ise referans olarak değerlendirilmiştir [30].

Sarı yüksek lisans tezinde, altıgen kesitli kanaldaki türbülanslı ve kararlı rejim şartlarındaki akışı deneysel olarak incelemiştir. Akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmış, sabit yüzey sıcaklığında ve Reynolds sayısı  $2322 < Re \leq 8980$  için deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Sonuçların literatür ile uyumlu olduğu gösterilmiş ayrıca Nusselt sayısının ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir [31].

Arslan yapmış olduğu deneysel çalışmada, yamuk kesitli kanal içerisinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan türbülanslı akışı, sabit yüzey sıcaklığı ve kararlı rejim şartlarında incelemiştir. Deneylerde akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmıştır. Deneyler türbülanslı akışın geçiş bölgesi ve tam türbülanslı bölge koşulları için yapılmıştır. Çalışma sonucunda Nusselt sayısının ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi bağıntılar ile ifade edilmiştir [32].

Uslu'nun yüksek lisans tezi için yapmış olduğu sayısal çalışmada, yatay eşkenar üçgen kanallarda hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan zorlanmış konveksiyon koşullarındaki akışı ve ısı transferini incelemiştir. Çalışmada kanal duvarlarına sabit ısı akısı uygulanmış, akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmış ve çözümler Reynolds sayısı  $3 \times 10^3 \leq Re \leq 10 \times 10^3$  arasındaki değerler için yapılmıştır. Ayrıca Nusselt sayısının ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir. Çalışmanın 2. aşamasında ise üçgen kanal tabanına kanatçıklar yerleştirilerek basınç düşümünün ve ısı aktarım performansının arttığı gösterilmiştir [33].

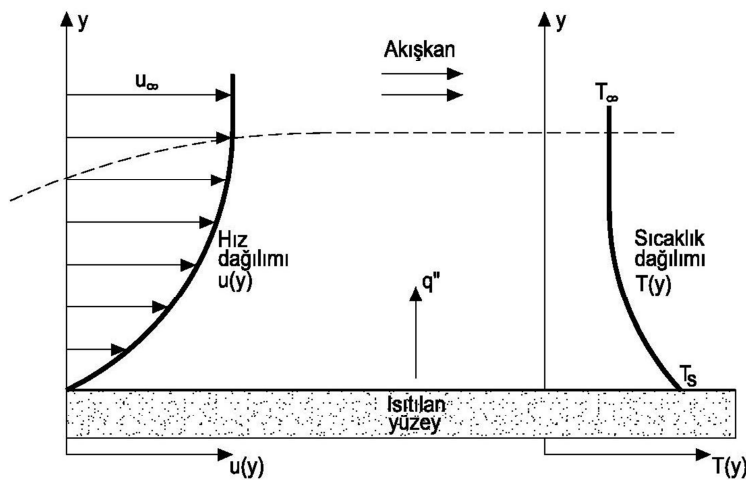
Dökmeci tarafından yapılmış olan deneysel çalışmada yamuk kesitli kanalların içerisindeki hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan akış, kararlı rejim şartları altında ele alınmıştır. Deneyde akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmış,

deneyler sabit yüzey sıcaklığında ve Reynolds sayısı  $2483 \leq Re \leq 71735$  arasındaki değerler için yapılmıştır. Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme katsayısının (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimleri incelenmiştir [34].

### 3. ISI TAŞINIMI

Isı transferi, iki farklı ortam arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Isı, iletim, taşınım ve ışıma olmak üzere üç farklı şekilde transfer olmaktadır. Isı taşınımı iki mekanizmadan oluşmaktadır. Bunlar, rastgele hareket eden moleküller nedeniyle meydana gelen enerji aktarımı ve akışkanın kütle veya makroskopik hareketiyle oluşan enerji aktarımıdır. Bu akışkan hareketi herhangi bir anda, çok sayıda molekülün, topluca veya kümelenmiş olarak hareket etmesi ile mümkündür. Böyle bir hareket, sıcaklık gradyanı olması durumunda ısı geçişini artırır. Toplam ısı geçişini, akışkanın kütle hareketi enerjisi ve moleküllerin rastgele hareketiyle oluşan enerji oluşturmaktadır. Bu toplam aktarım söz konusu olduğunda taşınım terimi, kütle hareketi ile oluşan aktarım söz konusu olduğunda ise adveksiyon terimi kullanılır [1].

Şekil 3.1’de gösterildiği gibi ısıtılmış bir yüzey üzerindeki akışın hızı yüzeyde sıfır değerinden  $u_\infty$  hızına ulaşır ve bu bölgeye hidrodinamik veya hız sınır tabakası denir. Akış ve yüzey arasında sıcaklık farkı olduğunda ise akışkan sıcaklığı  $y=0$ ’da  $T_w$ ’dan dış akış bölgesinde  $T_\infty$  olan bir akışkan bölgesi oluşurki bu bölgeye de ısı sınır tabaka denir. Yüzeyin akışkandan sıcak olduğu durumlarda taşınım ile ısı transferi gerçekleşir.



Şekil 3.1 Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi

Taşıyım ile ısı transferi, doğal taşıyım ve zorlanmış taşıyım olmak üzere ikiye ayrılır. Doğal taşıyım, akışkan içinde varolan sıcaklık farkı nedeniyle akışkanın hareket etmesi ile ortaya çıkan taşıyımdır. Örnek olarak radyatörün ısıttığı sıcak havanın yukarı doğru hareketi verilebilir. Zorlanmış taşıyımda ise akışkan hareketi kompresör, pompa vb. dıştan gelen bir etki ile oluşur. Buna da örnek olarak fanlı konvektörler verilebilir.

Taşıyım ile ısı transferinin temel denklemi olan Newton'un soğutma kanunu aşağıda verilmiştir:

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad [3.1]$$

Burada;

$q''$  = Yerel ısı akısı, (W/m<sup>2</sup>)

$h$  = Yerel ısı taşıyım katsayısı, (W/m<sup>2</sup>.K)

$T_w$  = Duvar sıcaklığı, (K)

$T_\infty$  = Akışkan sıcaklığı, (K)

Taşıyım ile gerçekleşen toplam ısı transferi ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q} = h_m A_s (T_w - T_\infty) \quad [3.2]$$

Burada;

$\dot{Q}$  = Taşıyım ile gerçekleşen toplam ısı transferi, (W)

$h_m$  = Ortalama ısı taşıyım katsayısı, (W/m<sup>2</sup>.K)

$A_s$  = Yüzey alanı, (m<sup>2</sup>)

$T_w$  = Duvar sıcaklığı, (K)

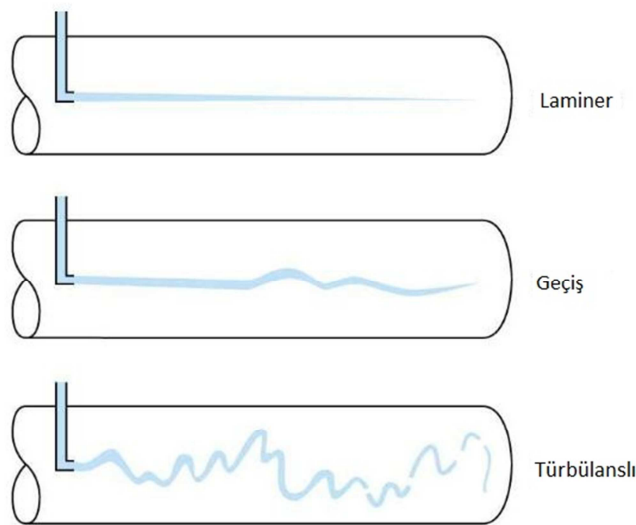
$T_\infty$  = Akışkan sıcaklığı, (K)

Eşitlik 3.2'deki ortalama ısı taşınım katsayısı ise aşağıdaki formülle hesaplanabilmektedir:

$$h_m = \frac{1}{A_s} \int_A h dA_s \quad [3.3]$$

Ortamına göre akışlar ikiye ayrılmaktadır. Dış akışlarda komşu yüzey olmadığı için sınır tabakalar serbestçe oluşur. Örnek olarak düz bir levha üzerindeki akış verilebilir. Bu tip akışlarda plaka sıcaklığı ile plakadan uzak bölgenin sıcaklığı arasındaki fark, taşınım ile ısı transferi miktarı ile orantılıdır. Buna karşın bu çalışmada da ele alınan iç akışlarda akışkan ve dolayısıyla sınır tabaka gelişimi yüzey tarafından sınırlandırılmıştır. Örnek olarak fan yardımıyla hareket eden kanallardaki hava akışı verilebilir.

Bu tip problemlerde göz önünde bulundurulacak bir diğer önemli parametre akışın laminar, geçiş yada türbülanslı olması durumudur. Laminer, düzgün akım çizgileriyle gösterilen düzenli bir akıştır. Eğer akış düzensiz ve hız değişimleri var ise türbülanslıdır. Akışın laminardan türbülanslı hale geçmeden önce, iki faz arasında gidip geldiği bölgeye geçiş bölgesi denmektedir. Düşük hızlarda laminar olan akış hız arttıkça önce geçiş akışına ve daha sonra türbülanslı akışa dönüşmektedir.



Şekil 3.2 Boru içindeki laminar, geçiş ve türbülanslı akış rejimleri [35]

Her üç akış için sürtünme kuvveti, ısı transferi, basınç düşümü vb. değerleri farklı şekilde hesaplanmaktadır. Düzenli olması nedeniyle laminar akış problemleri analitik denklemler ile çözülebilir. Türbülanslı akışların karmaşık ve düzensiz yapısı nedeniyle bilinmeyenler için bazı kabuller ve modeller yapmak gerekir. Fakat yinede çözümlerde net sonuçlar elde edilemeyebilir. Bu nedenle günümüzdeki akış ve ısı transferi çalışmalarının büyük bir kısmını türbülanslı akışlar oluşturmaktadır.

Bir boru, kanal vb. iç akışın, laminar veya türbülanslı olması Reynolds sayısına bağlı olarak ifade edilir;

$Re < 2300$  laminar akış,  
 $2300 \leq Re \leq 4000$  türbülansa geçiş,  
 $4000 < Re < 10 \times 10^3$  türbülanslı akış,  
 $Re > 10 \times 10^3$  tam türbülanslı akış olarak kabul edilmektedir [1].

Çalışmada türbülansa geçiş, türbülanslı ve tam türbülanslı akışa karşılık gelen Reynolds sayıları için bulunan sonuçların literatürle karşılaştırılabilmesi için akışın hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmesi gerekmektedir. Akışkanın kanal yüzeyiyle olan teması neticesinde sürtünme kuvveti oluşur ve akışın kanal içinde ilerleyişiyle sınır tabaka da gelişir. Akışın hidrodinamik olarak gelişmesi, sürtünmenin olmadığı akış bölgesinin küçülerek kanal ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle neticelenir. Giriş ile bu nokta arasındaki mesafeye ise hidrodinamik giriş uzunluğu denir.

Laminar akışın hidrodinamik olarak tam gelişmesi için gerekli kanal uzunluğu:

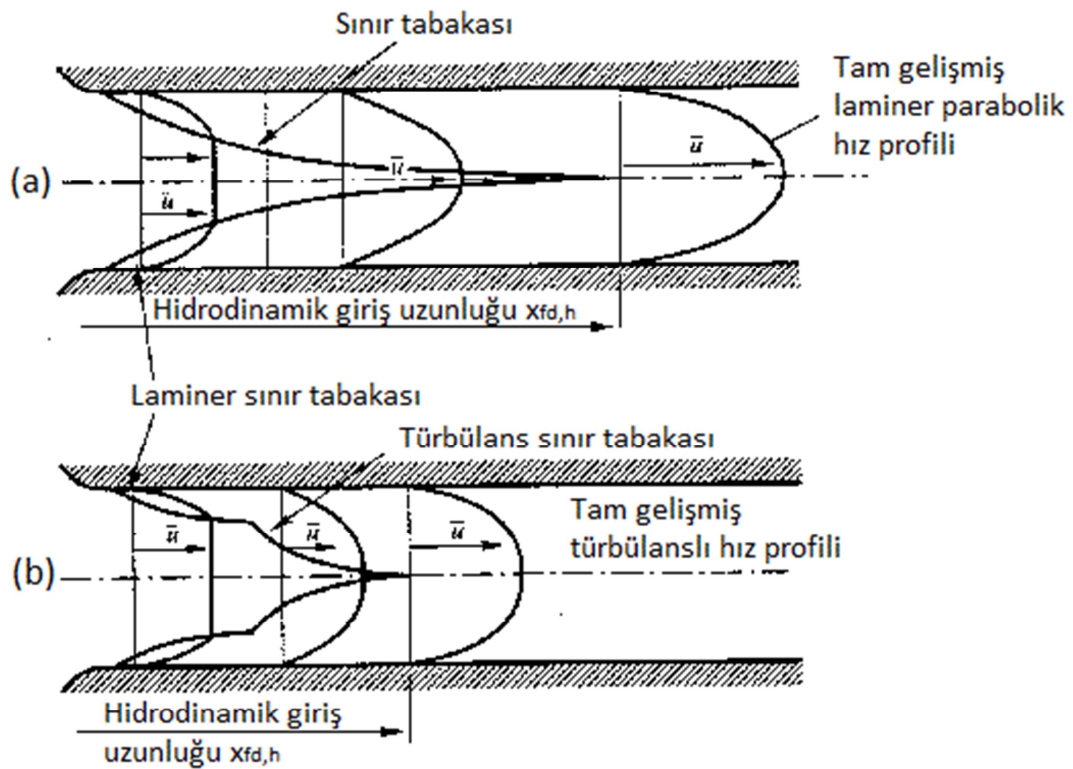
$$\frac{x_{fd,h}}{D_h} \approx 0,05Re \quad [3.4]$$

bağıntısı ile hesaplanabilmektedir [1].

Türbülanslı akışlarda ise bu uzunluk Reynolds sayısından bağımsız olarak aşağıdaki şekilde elde edilebilir [36]:

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D_h}\right) \leq 60 \quad [3.5]$$

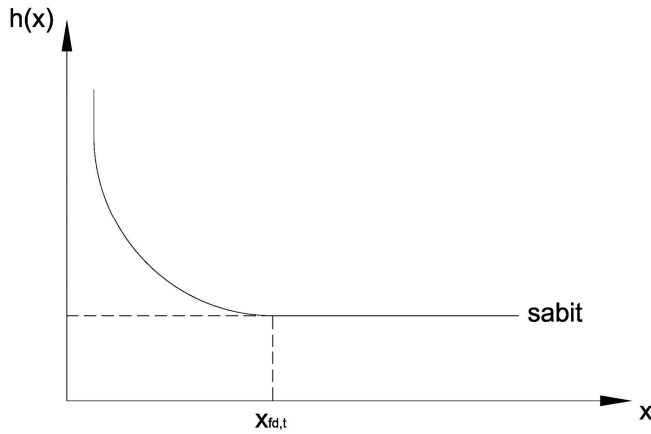
Kanal uzunluğunun, hidrolik çapa oranının 10'un üzerinde olan bir kanalda akışı hidrodinamik olarak geliştirmek mümkündür. Dairesel kanallardaki hız profillerinin gelişimi her iki tür akış için aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Boru içindeki laminar ve türbülanslı akışların hız profillerinin gelişmesi

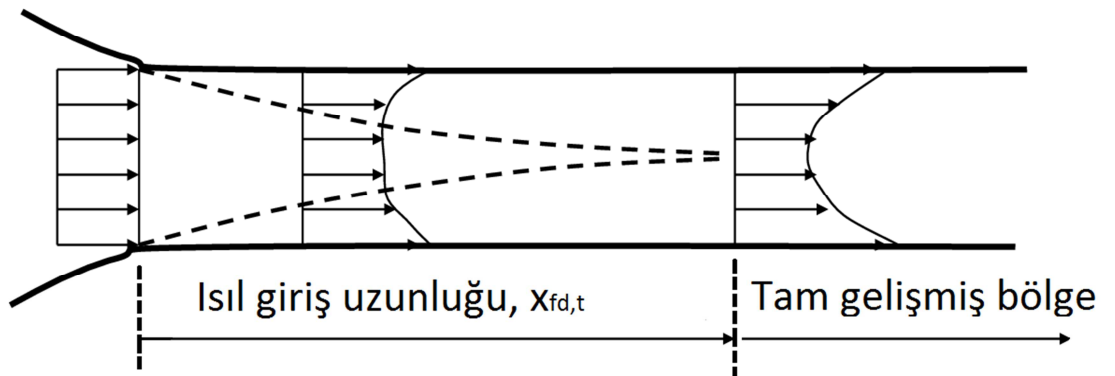
Laminer akışlardaki tam gelişmiş hız profili paraboliktir. Buna karşılık tam gelişmiş türbülanslı akışın hız profili daha düzdür. Türbülanslı akıştaki düzensizlik, duvar kenarındaki akışın daha hızlı, kanal merkezindeki akışın ise daha yavaş olmasına neden olmaktadır.

Akışkan sıcaklığı ile kanal sıcaklığının birbirinden farklı olması durumunda ise akışkanın kanalla temas ettiği bölgelerde taşınım ile ısı transferi oluşur ve kanaldaki ısı sınır tabaka gelişmeye başlar. Bu akışkanın ısı olarak tam gelişmesine kadar devam eder. Isıl sınır tabakanın gelişip kanal merkezine vardığı bölümdeki akış bölgesi ısı giriş bölgesi, bu bölgenin uzunluğu ise ısı giriş uzunluğu ( $x_{fd,t}$ ) olarak ifade edilir. Akışın hidrodinamik ve ısı olarak gelişmiş olması durumuna tam gelişmiş akış olarak adlandırılır. Tam gelişmiş boru akışlarında, ısı ve akış özellikleri sabit olduğu sürece ısı taşınım katsayısı ( $h$ ) kanal boyunca sabit hale gelir.



Şekil 3.4 Isı taşınım katsayısının grafiksel gösterimi

Literatürde, genellikle tam gelişmiş akışlar için bağıntılar mevcuttur. Şekil 3.5’de dairesel kanal içindeki akışın ısı olarak gelişmesi gösterilmektedir:



Şekil 3.5 Dairesel kanal içindeki akışın ısı olarak gelişmesi

Laminer akışlarda ısı giriş uzunluğu aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilmektedir:

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D_h}\right)_{lam} \approx 0,05 Re Pr \quad [3.6]$$

Bu durumda Pr sayısının 1'den büyük olması durumunda hidrodinamik, 1'den küçük olması durumunda ise ısı sınır tabakanın daha hızlı gelişeceği söylenebilir. Türbölanslı akışlarda ise ısı giriş uzunluğu  $(x_{fd,t}/D_h) \approx 10$  olarak alınmalıdır.

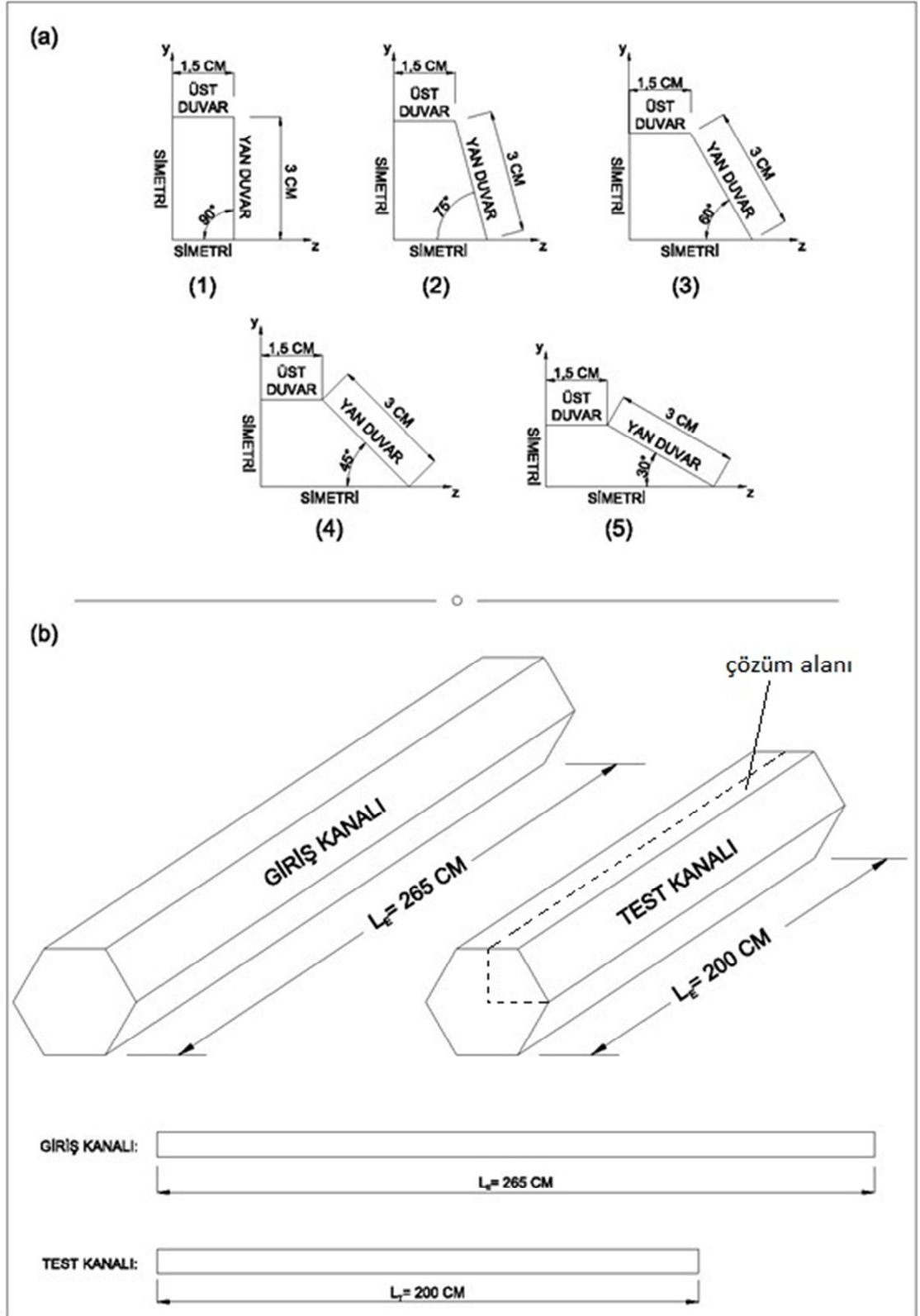
#### 4. ÇALIŞMANIN AMACI VE PROBLEMİN TANIMI

Altıgen kesitli kanallar, zorlanmış konveksiyon şartlarındaki endüstriyel uygulamalarda kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinde, sensör uygulamalarında, ısı yalıtımında ve mikro elektromekanik (MEMS) sistemlerin soğutulmasında kullanılmaktadır. En büyük avantajı, birbirleriyle boşluksuz bir yapı oluşturabilmeleri (petek yapısı), diğer geometrik yapılara göre daha fazla yüzey alanına sahip olmaları ve dolayısıyla daha fazla/verimli ısı transferi yapabilmeleridir. Çalışmanın amacı, kompakt ısı değiştiricilerin tasarımında, seçilen kanal geometrisine ait boyutsal ölçülerin belirlenebilmesi için gerekli olan bilgi ve denklemlerin elde edilmesidir.

Yapılan çalışmada, kenar açıları  $90^\circ$  (EBO  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen),  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$  olan kanallarda, türbülanslı zorlanmış konveksiyon ısı transferinde akış ve ısı transferi karakteristikleri sabit yüzey sıcaklığı ( $T_w: 325K$ ) sınır şartı için sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmış olup, Reynolds sayısı  $10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3$  aralığında gerçekleştirilmiştir. Aynı kesite sahip ardışık iki kanaldan ilkinde akışkanın hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmış, ikinci kanalda ise kanala uygulanan sabit yüzey sıcaklığı ile havanın ısı olarak gelişmesi sağlanmıştır. Türbülans modeli olarak Standard k- $\epsilon$  modeli kullanılarak ısı transferi ve akışın üç boyutlu sayısal analizi elde edilmiştir. Sınır şartları ile türbülans ve korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapabilen ANSYS Fluent 12.1 paket programında SIMPLE algoritması kullanılarak çözdürülmüştür. Çalışma sonucunda ortalama yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi incelenmiş, sonuçlar  $Nu = aRe^b$  ve  $f = cRe^d$  biçiminde ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir. Ayrıca  $\Theta$  kenar açısına bağlı olarak bağıntılar verilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Şekil 4.1 gösterilen 5 farklı kenar açısına sahip kanal için hesaplar yapılmıştır. Akışın önce 265 cm uzunluğundaki giriş kanalında hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmış, daha sonra 200 cm'lik kanalda ısı gelişimi gözlenmiştir. Akış simetrik

olduğu için, çözüm  $\frac{1}{4}$  hacminde yapılarak hesaplama süresi kısaltılmıştır.



Şekil 4.1 İncelenen kanalların, (a) kesitleri (b) yandan ve izometrik görünüşleri

## 5. MATEMATİKSEL MODEL VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Akış ve ısı transferi problemleri deneysel, sayısal veya analitik yöntemlerden biri ile çözülebilmektedir. Deneysel yöntem güvenilir sonuç vermekle birlikte pahalı ve zaman alan bir metottur. Analitik yöntemde ise bazı kabuller yapılarak fiziksel olayları matematiksel ifadelerle tanımlar ve sadece lineer problemleri çözümünde kullanılabilir. Türbülanslı akış gibi lineer olmayan problemlerin lineer hale getirerek Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözmenin en hızlı ve ekonomik yolu sayısal yöntemdir. Son dönemde gelişen bilgisayar teknolojisi, iteratif olarak çözüm yapabilen sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) paket programlarına olan ilgiyi arttırmıştır.

Bu çalışmada, akış ve ısı transferi ile ilgili süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin sayısal olarak hesaplanabilmesi için, sonlu hacimler metodunu kullanarak çözüm yapabilen, ANSYS FLUENT 12.1 paket programı kullanılmıştır. Çözümlerde SIMPLE algoritması kullanılmış denklemler ikinci mertebe upwind metodu ile interpolate edilmiştir.

Problemdeki modeller, problemin tanımı, çözümde kullanılan temel denklemler, sınır şartları ve kabuller aşağıda verilmektedir.

### 5.1. Fiziksel Model

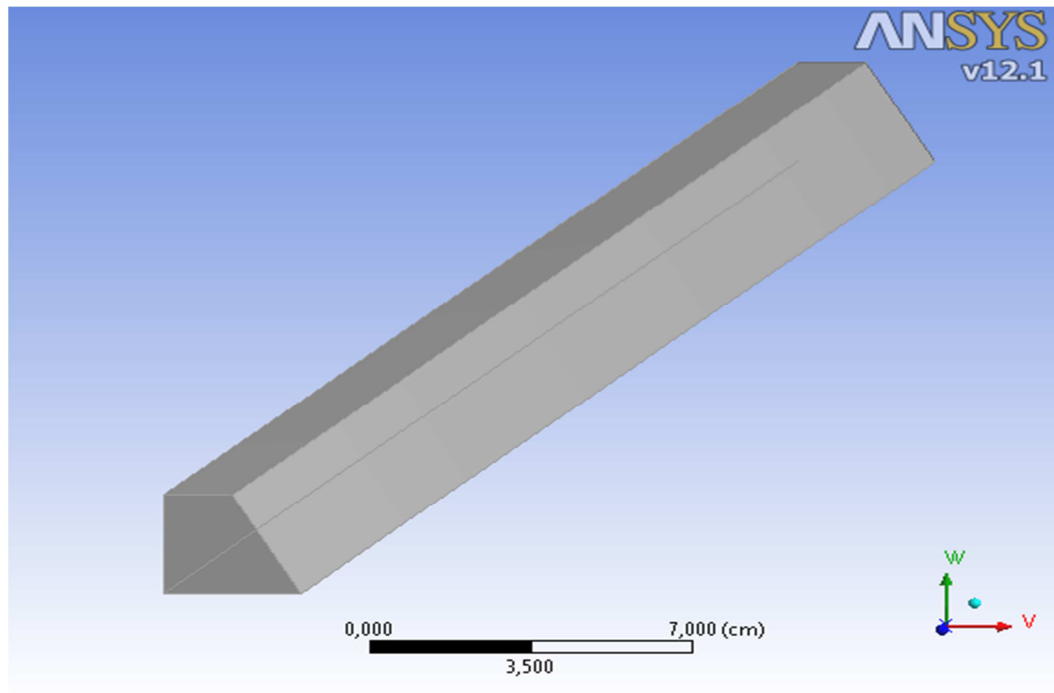
Çalışmalar kenar açıları  $90^\circ$  (Dikdörtgen),  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$  olan beş farklı kanal için yapılmıştır. Akış önce  $L_E=265$  cm uzunluğundaki giriş kanalına sokularak hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmış, daha sonra sabit yüzey sıcaklığında ve  $L_T=200$  cm uzunluğundaki test kanalına sokularak akışın ısısal olarak gelişimi gözlenmiştir. Çözümler kararlı rejim ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Sayısal çözümler önce  $90^\circ$ 'lik kenar açısı olan kanal (EBO  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen) için yapılmış ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra kenar açısı  $15^\circ$ 'lik aralıklarla düşürülerek beş farklı kanalda ve Reynolds  $10 \times 10^3$ ,  $15 \times 10^3$ ,  $20 \times 10^3$ ,  $25 \times 10^3$ ,  $30 \times 10^3$ ,  $35 \times 10^3$ ,  $40 \times 10^3$ ,  $45 \times 10^3$  ve  $50 \times 10^3$  değerleri için çözümler

yapılmıştır. Böylece Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına ve  $\Theta$  kenar açısına göre değişimi incelenmiştir. Tüm hesaplarda akışkan olarak hava ( $Pr \approx 0,7$ ) kullanılmıştır. Belirtilen kanalların kesit ebatları aşağıda tablo halinde verilmektedir:

Çizelge 5.1 Kanalların kenar uzunlukları

| KANAL NO | KANAL TANIMI          | ÜST DUVAR | YAN DUVAR | YAN SİMETRİ | ALT SİMETRİ |
|----------|-----------------------|-----------|-----------|-------------|-------------|
|          |                       | [CM]      | [CM]      | [CM]        | [CM]        |
| 1        | 90° (DİKDÖRTGEN)      | 1,5       | 3         | 3           | 1,5         |
| 2        | 75°                   | 1,5       | 3         | 2,898       | 2,277       |
| 3        | 60° (EŞKENAR ALTIGEN) | 1,5       | 3         | 2,598       | 3           |
| 4        | 45°                   | 1,5       | 3         | 2,121       | 3,621       |
| 5        | 30°                   | 1,5       | 3         | 1,5         | 4,098       |

Şekil 5.1’de çalışılan kanallardan biri olan altıgen kanal için kullanılan çözüm alanının görünümü ve koordinat sistemi görülmektedir. Akış simetrik olduğu için kanal alt ve sol tarafı simetrik tanımlanmıştır.



Şekil 5.1 Fiziksel model ve koordinat sistemi

## 5.2. Temel Denklemler

Bu bölümde anlatılan akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerinden süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Fluent 12.1 paket programı ile hesaplanmıştır. Süreklilik ve momentum yani Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerinin (RANS) oluşturulmasında kararlı rejim, sıkıştırılmaz ve sabit akışkan özellikleri göz önünde bulundurulmuştur. Korunum denklemleri aşağıda verilmekte olup, momentum denklemindeki üstü çizili son terim türbülans kayma gerilimini göstermektedir. Denklemlerdeki  $i, j=1, 2$  ve  $3$ 'tür.

Süreklilik:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad [5.1]$$

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad [5.2]$$

Enerji:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \rho \overline{u_j T} \quad [5.3]$$

Burada;

$u$  = Hız, (m/s)

$p$  = Basınç, (Pa)

$\rho$  = Yoğunluk, (kg/m<sup>3</sup>)

$T$  = Sıcaklık, (K)

$\mu$  = Dinamik viskozite, (kg/m<sup>3</sup>)

$Pr$  = Prandtl sayısı, -

Eşitlik 5.2'deki ortalama Reynolds gerilimi terimi ( $-\overline{\rho u_i u_j}$ ) ile enerji denklemindeki türbülans ısı akısı teriminin ( $\overline{\rho u_j T}$ ) uygun bir türbülans modeli ile ifade edilmesi gerekmektedir.

RANS denklemlerindeki Boussinesq Hipotezi olarakta adlandırılan Reynolds gerilimi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i u_j} = -\rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} + \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad [5.4]$$

Burada;

$\mu_t$  = Türbülans girdap viskozitesi, (kg/m.s)

$\delta_{ij}$  = Kronectecer delta, -

k = Türbülans kinetik enerjisi, (kg/m<sup>3</sup>)

i,j = Akışkanın x,y yönlerini göstermektedir.

Türbülans viskozitesi, tek denklemlilerdeki değişmiş viskozitenin transport denklemleri ile dolaylı olarak çözülmektedir. İki denklemlilerde ise türbülans viskozitesi türbülans kinetik enerjisi (k) ve yayılım oranı (ε) ile ilişkilidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mu_t \equiv \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [5.5]$$

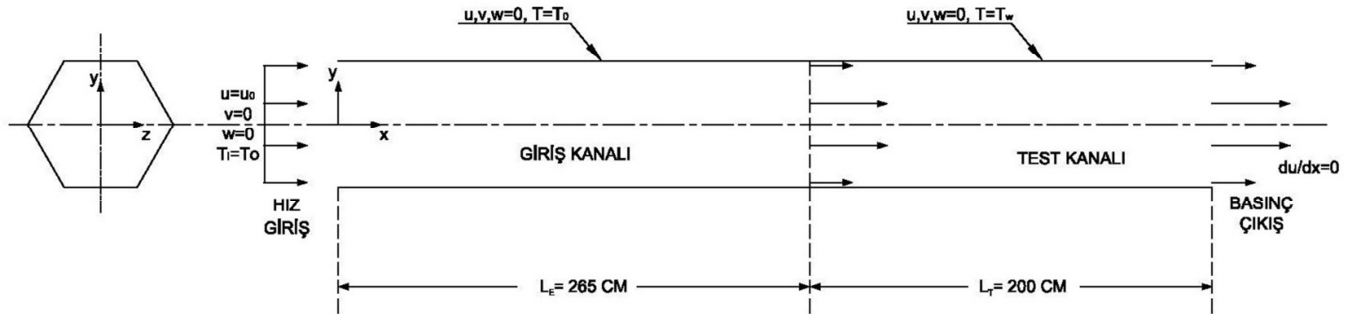
Kinetik enerji ve yayılım oranı için transport denklemleri çözülür, böylece türbülans viskozitesi RANS denklemleri ile hesaplanabilir. Türbülans kinetik enerji ve yayılım oranı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$k \equiv \overline{u_i u_i} / 2 \quad [5.6]$$

$$\varepsilon \equiv \overline{v \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \quad [5.7]$$

### 5.3. Sınır Şartları

Sınır şartları giriş ve test kanalları için ayrı ayrı belirlenmiştir. Her iki kanalda kaymanın olmadığı sınır şartları uygulanmıştır. Akışkan test kanalına  $T_0 = 300$  K sıcaklığında ve sabit hızla girmiştir. Kanal duvarları adyabatiktir (ısı ve kütle kaybı veya kazancı yok) ve akışın bu kanalda hidrodinamik olarak gelişmesi sağlanmıştır. Daha sonra giriş kanalının x,y ve z yönündeki hızları ile k türbülans kinetik enerjisi ve  $\varepsilon$  yayılım oranı değerleri alınarak test kanalının girişine okutulmuştur. Test kanalının duvarına  $T_w = 325$  °C sabit sıcaklık uygulanmış ve akışın ısıl olarak gelişimi incelenmiştir. Bir önceki bölümde de belirtildiği gibi kanalın 2 duvarı simetrik olarak tanımlanmış ve çözüm hızlandırılmıştır.



Şekil 5.2 Eşkenar altıgen kanalın sınır şartları

#### Giriş Kanalı:

Giriş Sınır Şartı ( $x=0$ );

Kanala giren havanın özellikleri sabit olup, üniform hız ve 300 K sabit sıcaklıktadır.

$$u = u_0, v = 0, w = 0, \quad T = T_0 = 300 \text{ K}, P = P_i \quad [5.8]$$

Giriş kanalı için  $k_{in}$  türbülans kinetik enerjisi ve  $\varepsilon_{in}$  yayılım oranı aşağıdaki formüllerden hesaplanmıştır:

$$k_{in} = 0,005 U_{in}^2 \quad [5.9]$$

$$\varepsilon_{in} = \frac{0,1643 k_{in}^2}{0,07 D_h} \quad [5.10]$$

Çıkış Sınır Şartı ( $x=265\text{cm}$ );

$x=L_E=265\text{cm}$ 'de, giriş kanalının çıkışında hidrodinamik olarak tam gelişmişlik elde edildiğinden, akış istikametinde hız bileşenlerinin değişimi sıfırdır.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad [5.11]$$

Simetri Sınır Şartı;

Kanal geometrisinin aksenel simetrik olması nedeniyle  $y=0$  ve  $z=0$  eksenleri simetri sınır şartı ile tanımlanmıştır.

$y=0$  (alt plaka) için;

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, v=0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad [5.12]$$

$z=0$  (düşey plaka) için;

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w=0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad [5.13]$$

Duvar Sınır Şartı;

Giriş kanalının duvarları adyabatik olarak tanımlanmıştır ve ısı olarak herhangi bir etkileşim yoktur. Hızlar için ise kaymanın olmadığı sınır şartı uygulanmıştır.

$$u = 0, v = 0, w = 0 \quad [5.14]$$

### Test Kanalı:

Giriş Sınır Şartı ( $x=265\text{cm}$ );

Giriş kanalının çıkışındaki ( $x=265\text{cm}$ ) hız bileşenleri ve  $k-\epsilon$  türbülans değerleri test kanalının girişine okutulmuştur. Böylece giriş bölgesi çıkışındaki hız ve türbülans değerleri test bölgesi girişi ile aynı ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için bu değerler test bölgesinde akış boyunca sabit olacaktır.

Çıkış Sınır Şartı ( $x=465\text{cm}$ );

$x=L_E+L_T=465\text{cm}$ 'deki akışkanın kanaldan çıkış koşulu için Ansys Fluent 12.1 programında bulunan basınç sınır koşulu (pressure outlet) uygulanmış ve çıkış basıncı  $P_e=0$  Pa olarak girilmiştir. Ayrıca test kanalı çıkışında ısı olarak tam gelişmişlik sınır şartı elde edildiğinden dolayı kanal duvar sıcaklığı ile ortalama akışkan sıcaklığı akış istikametinde değişmemektedir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad [5.15]$$

Simetri Sınır Şartı;

Giriş kanalıyla aynı olup kanal geometrisinin eksenel simetrik olması nedeniyle  $y=0$  ve  $z=0$  eksenleri simetri sınır şartı ile tanımlanmıştır.

$y=0$  (alt plaka) için;

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0, v=0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad [5.16]$$

$z=0$  (düşey plaka) için;

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w=0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad [5.17]$$

Duvar Sınır Şartı;

Giriş kanalının duvarları  $T_w=325$  K sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Hızlar için ise

kaymanın olmadığı sınır şartı uygulanmıştır.

$$u = 0, v = 0, w = 0, T_w = 325 \text{ K} \quad [5.18]$$

Sınır şartları belirlenirken ve temel denklemler çözülürken yapılan kabuller aşağıda verilmiştir:

- Akış üç boyutlu, tam türbülanslı, sıkıştırılamaz ve kararlıdır (zamandan bağımsızdır ve denklemlerdeki bağımsız sayısı 3'e düşmüştür)
- Akışkan havadır ( $Pr \approx 0.7$ ). Özellikleri giriş sıcaklığı  $T_0 = 300 \text{ K}$  için alınmış olup, tüm akış boyunca sabittir.

Çizelge 5.2 Havanın 300 °K'deki özellikleri [1]

| Akışkan | Sıcaklık, T | Yoğunluk, $\rho$           | Özgül ısı, $C_p$        | Dinamik viskozite, $\mu$        |
|---------|-------------|----------------------------|-------------------------|---------------------------------|
|         | [K]         | [kg/m <sup>3</sup> ]       | [kJ/kg.K]               | [N.s/m <sup>2</sup> ]           |
| Hava    | 300         | 1,1614                     | 1,007                   | $1,846 \times 10^{-5}$          |
| Akışkan | Sıcaklık, T | Kinematik viskozite, $\nu$ | Isı iletim katsayısı, k | Isı yayılım katsayısı, $\alpha$ |
|         | [K]         | [m <sup>2</sup> /s]        | [W/mK]                  | [m <sup>2</sup> /s]             |
| Hava    | 300         | $1,589 \times 10^{-5}$     | 0,0263                  | $2,25 \times 10^{-5}$           |

- Kanal özellikleri ve test kanalının duvar sıcaklığı 325 °K sabittir.
- Işıma ile ısı transferi dikkate alınmamıştır.
- Gövde kuvvetleri ihmal edilmiştir.

#### 5.4. Hücre (Ağ) Yapısı ve Optimizasyonu

Bilindiği gibi sayısal akışkanlar dinamiğinde kısmi diferansiyel denklemler, cebirsel denklemlere dönüştürülmektedir. Bu işlem Ansys Fluent 12.1'de sonlu hacimler metodu kullanılarak yapılır. Diğer bir deyişle üç boyutlu olarak hazırlanan modellerin sayısal analizlerinin yapılabilmesi için sonlu sayıda hücreye (ağ) bölünmesi gerekmektedir. Grid sistemi oluşturularak akış alanı sonlu sayıda küçük hücreye bölünür ve daha sonra alanın içindeki her hücrede cebirsel olarak

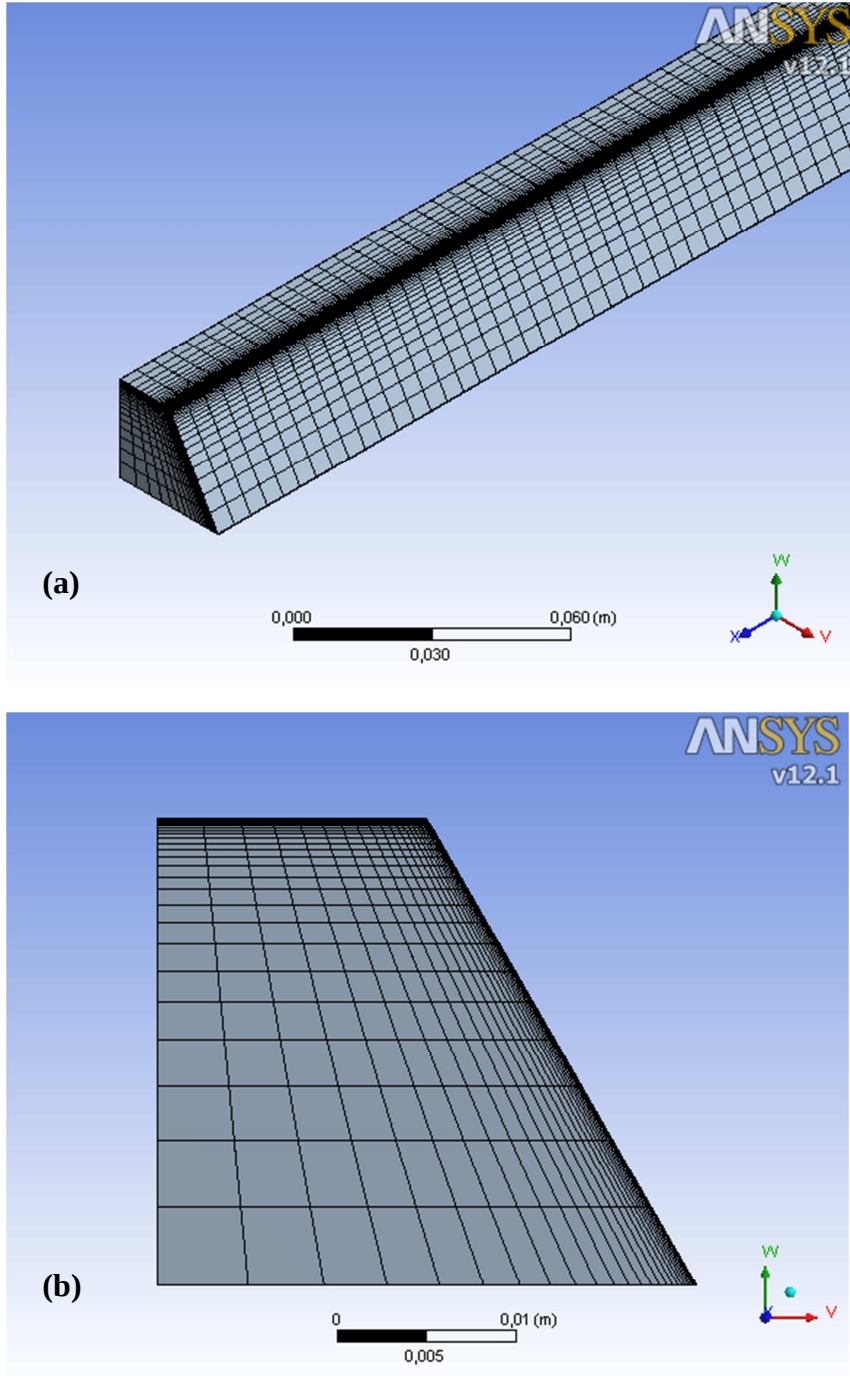
diferansiyel denklemlerin çözümü yapılır. Ağ yapısının oluşturulması Ansys Fluent 12.1 programının ağ segmesinde gerçekleştirilmiştir ve hücre yapısı dikdörtgendir. Sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsız hale gelebilmesi için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Kanal duvarına yakın bölgelerde viskoz sönümleme türbülans dalgalanmalarını azaltmakta buna karşılık duvardan uzaklaştıkça yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artış gösterecektir. k-ε ailesi ve RSM türbülans modelleri duvara yakın bölgelerde geçerli değildir. Bu nedenle duvar fonksiyon yaklaşımı veya gelişmiş duvar yakını opsiyonlarından birini türbülans modeliyle birlikte kullanmak gerekmektedir. Dolayısıyla çözümün doğru yapılabilmesi için duvara yakın bölümlerdeki hücre sayısının daha sık olması gerekmektedir. Böylece kapasitesi çok yüksek olmayan bir bilgisayar ile hesaplar yapılabilmiştir. Ağ yapısı ile kanal duvarı arasındaki boyutsuz uzaklık  $y^+$  olarak anılır. Duvar sınır koşullarından gelişmiş duvar yakını opsiyonu kullanılması durumunda bu değerin 1'e yakın olması istenir. Bununla birlikte  $y^+ < 4-5$  değeri de kabul edilmektedir [37].

$$y^+ = \frac{\rho u_T}{\mu} \quad [5.19]$$

Burada  $u_T$  sürtünme hızı,  $\rho$  akışkanın yoğunluğu,  $\mu$  dinamik viskoziteyi,  $y^+$  ilk kontrol hacminin duvardan uzaklığını göstermektedir. İlk tabaka kalınlığı ( $\Delta y$ ) ise aşağıdaki formülden hesaplanabilir:

$$\Delta y = D_H y^+ \sqrt{80 Re^{(-\frac{13}{14})}} \quad [5.20]$$

Altıgen kanal için belirlenen optimum hücre yapısı aşağıda verilmektedir.



Şekil 5.3 Eşkenar altıgen kanalın hücre yapısının, (a) izometrik ve (b) karşıdan görünüşü

Reynolds  $50 \times 10^3$  için farklı hücre adetleri çözülmüş, hesaplanan Nusselt ve sürtünme faktörleri değişiminin %1'in altına düştüğü hücre sayısı optimum hücre sayısı olarak kabul edilmiştir.

### 5.5. Türbülans Modelleri ve Türbülans Modelinin Seçilmesi

ANSYS Fluent 12.1 paket programındaki bazı türbülans modelleri ve seçilen model bu bölümde kısaca anlatılmaktadır.

Spalart-Allmaras, duvar sınırı akışlarını da içeren uzay uygulamaları için özel olarak dizayn edilmiştir. Tek denklemlilik bir model olup modellenmiş transport denklemini kinematik girdap için çözer [38]. Düşük Reynolds sayılarında sınır tabakanın viskoz etkili bölgesinin çözümlenmesi için kullanılabilir. Zıt basınç gradyanlarına uğrayan sınır tabakalar için iyi sonuçlar vermektedir. Türbülans vizkozitesi aşağıdaki gibidir:

Standart k-ε modeli, Launder ve Spalding (1974) [39] tarafından kurulan pratik mühendislik hesaplarının ve iki-denklemlilik modellerin temelidir. Endüstride ve ısı transferinde en yaygın olarak kullanılan model olup güçlü ve zayıf yönleri iyi bilinmektedir. Sadece tam türbülanslı akışlarda geçerlidir. Yarı-ampirik bir modeldir. k denklemi mekanik enerji denkleminin zaman-ortalaması değerinden çıkarılarak elde edilir. ε denklemi ise fiziksel nedenlerden oluşmuştur. Türbülans kinetik enerjisi k ve yayılım oranı ε denklemleri aşağıda sırasıyla verilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad [5.21]$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_\varepsilon - Y_\varepsilon \quad [5.22]$$

Burada;

$G_k$  = Türbülans kinetik enerji üretimi (hız gradyanından)

$Y_k$  = Türbülans kinetik enerji dağılımı

$G_\varepsilon$  = Türbülans kinetik enerji üretimi

$Y_\varepsilon$  = ε değeri için türbülans kinetik enerji dağılımı

$G_k$  türbülans kinetik enerji üretimi aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır;

$$G_k = (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad [5.23]$$

$G_k$  'nin Boussinesq hipoteziyle değerlendirilmesi durumunda ise;

$$G_k = \mu_t S^2 \quad [5.24]$$

Eşitlik 5.24'teki  $S$  değeri, ortalama uzama oranı katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \rightarrow S = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) \quad [5.25]$$

$Y_k$  türbülans kinetik enerji dağılımı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$Y_k = \rho \varepsilon \quad [5.26]$$

$\varepsilon$  değeri için türbülans kinetik enerji üretimi  $G_\varepsilon$  ve türbülans kinetik enerji dağılımı  $Y_\varepsilon$  aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$G_\varepsilon = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) \quad [5.27]$$

$$Y_\varepsilon = C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad [5.28]$$

Denklemdaki  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ 'dir.

Yukarıdaki bilgilere ilave olarak k- $\varepsilon$  türbülans modelinin diğer türbülans modellerine göre daha ekonomik olması ve pekçok sayısal analiz programında yer alması ayrıca mühendislik uygulamalarındaki en yaygın model olması nedeniyle bu çalışmada standart k- $\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır.

Diğer bir türbülans modeli olan Gerçekleşebilir  $k-\epsilon$  (Realizable  $k-\epsilon$ ) Standart  $k-\epsilon$  modeliyle aynı kinetik enerji denklemini kullanır. Düzlemsel ve yuvarlak jet akışlarında, güçlü-ters basınç gradyanlarında ve ayrımlardaki sınır tabakalarda, rotasyon ve sirkülasyon akışlarında ayrıca güçlü kavisli akışlarda çok iyi sonuçlar vermektedir. Türbülans viskozitesi ve yayılım oranı denklemleri Standart  $k-\epsilon$  modelinden farklıdır.

Bir başka iki denklemlilik model ise RNG  $k-\epsilon$  modelidir.  $k-\epsilon$  denklemleri anlık Navier-Stokes denklemleri için titiz bir istatistik tekniği uygulaması (RNG - Renormalization Group Method) ile türetilmiştir. Standart  $k-\epsilon$  denklemlerinin yapısına benzemektedir. Ayrıca, hızla gerilen akışların analizi için ilave yayılım oranı denklemi, türbülans girdap etkisi, türbülanslı Prandtl sayısı için analitik formül, etkin viskozite için diferansiyel formülü içermektedir. Yüksek akıllı kavisli ve gerilme oranına sahip akışlarda, geçiş bölgesi akışlarında ve duvardan ısı ve kütle transferlerinde kullanılabilir.

Bir diğer türbülans modeli Reynolds gerilim modelidir (RSM – Reynolds Stress Model). RSM modeli Reynolds gerilmeleri için ilave transport denklemleri çözmesiyle Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemine benzemektedir. Transport denklemleri, dalgalanma özelliğine sahip momentum denklemlerinin bir ürünü olan Reynolds ortalamasından türetilmiştir. RANS denklemlerinde olduğu gibi türbülans yayılımını hesaplamak için denkleme ihtiyaç duyar. İzotropik (her yönde aynı özelliği gösteren) girdap viskozitesi varsayımı geçerli değildir. Ortaya çıkan denklemlerdeki basınç gerilmesinin yeniden dağılımı ve türbülans yayılımı terimlerinin modellenmesi gerekmektedir. RSM, siklon akışları, dönen yanma odası akışları, ikincil akışlar gibi karmaşık akışların tahmin edilmesi için iyi bir türbülans modelidir.

Büyük girdap simülasyon türbülans modeli (LES-Large Eddy Simulation) büyük girdapları zamana bağlı olarak hesaplayan ve sadece küçük girdapları modelleyebilen bir modeldir. Çok fazla grid noktasına ihtiyaç duyması ve zamana bağlı çözüm yapması nedeniyle çözümleri zaman almaktadır. Büyük girdaplarda doğrudan ortalama alanı etkileyen momentum, enerji ve diğer sayısalı transport eder. Ayrıca

akış yapısına, sınır koşullarına ve akış parametrelerine kuvvetle bağlıdır. Küçük girdaplarda ise daha izotropik ve daha az akış bağımlı olma eğilimindedir. Ayrıca büyük girdaplardan daha kolay modellenenirler.

Wilcox modeli olarakta bilinen k-w türbülans modeli,  $10 \times 10^3$ 'den küçük Reynolds sayıları için etkin ve doğru sonuçlar vermektedir. k türbülansın kinetik enerjisini, w ise özgül yayılım oranını ifade etmektedir.

### 5.6. Sayısal İnterpolasyon Şemaları

İnterpolasyon, varolan sayısal değerleri kullanarak, boş noktalardaki değerlerin tahmin edilmesi olarak ifade edilebilir. Sonlu hacimler metodunda akış alanı kontrol hacimlerine ayrılır ve daha sonra her bir kontrol hacmi için yazılan cebirsel denklemler integre edilir. Sayısal çözümlerde skalar değişkenler kontrol hacim merkezinde hesaplanmakta, interpolasyon yoluyla kontrol hacmi sınırları için de değerleri bulmaktadır. Bu çalışmada Ansys Fluent 12.1 programında bulunan dört interpolasyon şemasından “İkinci Dereceden Ayırıklaştırma” şeması kullanılmış, momentum, enerji, türbülans yayılım oranı ve türbülans kinetik enerjisi denklemleri bu şema ile interpolate edilmiştir. İkinci derece ayırıklaştırma şemasında kontrol hacmi yüzeyindeki değerler çok boyutlu lineer yaklaşım ile hesaplanmaktadır. Bu yaklaşımla hücre yüzeylerinde, Taylor serisinin hücre merkezli çözüm açılımı ile üst düzey bir doğruluk elde edilmiştir [37].

Çizelge 5.3 Çözümlerde kullanılan interpolasyon şemaları

| Parametreler              | İnterpolasyon Şeması  |
|---------------------------|-----------------------|
| Basınç                    | Standard              |
| Momentum                  | İkinci Mertebe Upwind |
| Türbülans Kinetik Enerji  | İkinci Mertebe Upwind |
| Türbülanslı Yayılım Oranı | İkinci Mertebe Upwind |
| Enerji                    | İkinci Mertebe Upwind |

Lineer olmayan denklemlerdeki değişkenlerin kontrol edilmesi ve iterasyon esnasında yakınsama davranışlarının dengelenmesi gerekmektedir. Bu ise relaksasyon ile

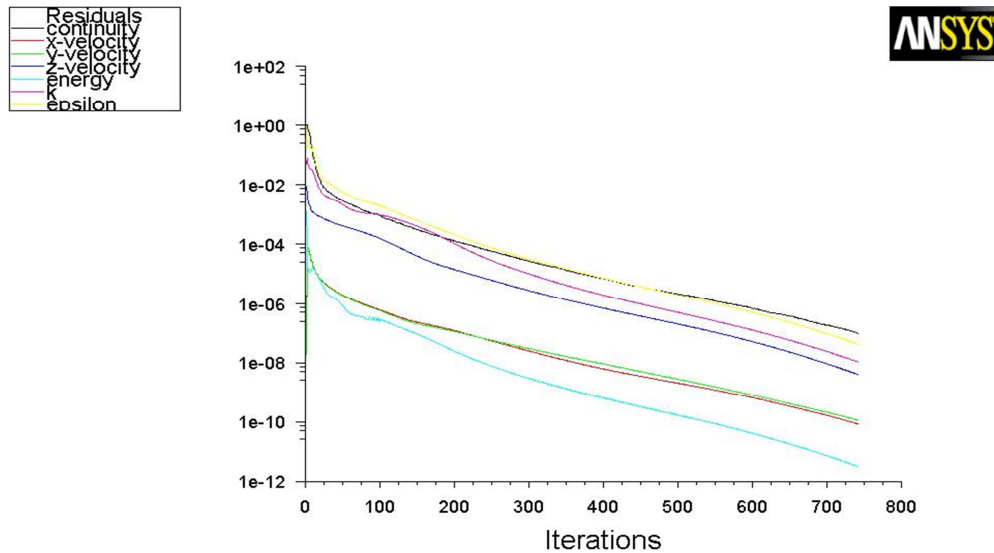
sağlanmaktadır. Çözümlerde kullanılan relaksasyon parametreleri aşağıda sırasıyla verilmiştir:

Çizelge 5.4 Relaksasyon parametreleri ve değerleri

| Relaksasyon Parametreleri | Relaksasyon |
|---------------------------|-------------|
| Basınç                    | 0,3         |
| Yoğunluk                  | 1           |
| Gövde Kuvvetleri          | 1           |
| Momentum                  | 0,7         |
| Türbülans Kinetik Enerji  | 0,8         |
| Türbülanslı Yayılım Oranı | 0,8         |
| Türbülans Viskozite       | 1           |
| Enerji                    | 1           |

### 5.7. Yakınsama Kriterleri

Çözümler esnasında iterasyon sayısına bağlı olarak akış değişkenlerine ait kalıntılar grafikte gösterilmektedir.



Scaled Residuals

Apr 05, 2012  
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, dp, pbns, ske)

Şekil 5.4 Altıgen kanal için yapılan bir çözümde kalıntı miktarının iterasyonla değişimi

Bu kalıntılar normalize edilerek korunum denklemleri için hesaplanır. Akış değişkenleri çözüm alanındaki her hücrede dengeye ulaştığında, kalıntı değerlerinin iterasyona bağlı olarak değişiminin çok küçük olması istenir ve bu değişim ihmal edilebilir seviyelere ulaştığında çözüm yakınsamış kabul edilir. Kanala giren ve çıkan kütle debilerinin birbirlerine eşit oldukları yani çözümün kütlenin korunumu yasasını sağladığı ayrıca kontrol edilmiştir. Altıgen kanalda, hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş akış bölgesinden alınan değerlerin ortalamasıyla hesaplanan Nusselt ve sürtünme faktörü değerlerine göre çözümün kalıntı değerinden bağımsız hale getirilmesi ve seçilen kalıntı değeri Çizelge 5.5’te verilmiştir.

Çizelge 5.5 Eşkenar altıgen kesitli kanaldaki Nu ve f değerlerinin kalıntı ile değişimi

| Kalıntı Değeri     | Nusselt Sayısı | Sürtünme Faktörü | % Nu Değişimi | % f Değişimi |
|--------------------|----------------|------------------|---------------|--------------|
| $1 \times 10^{-2}$ | 92,6067528     | 0,006794396      | -             | -            |
| $1 \times 10^{-3}$ | 103,2169164    | 0,005270841      | 11,457        | -22,424      |
| $1 \times 10^{-4}$ | 106,5907853    | 0,005150665      | 3,269         | -2,280       |
| $1 \times 10^{-5}$ | 106,8680958    | 0,005148603      | 0,260         | -0,040       |
| $1 \times 10^{-6}$ | 106,8819641    | 0,005147734      | 0,013         | -0,017       |
| $1 \times 10^{-7}$ | 106,8821650    | 0,005147665      | 0,0002        | -0,0013      |

Yukarıdaki tablodan da görüldüğü gibi  $1 \times 10^{-5}$  kalıntı değerinden sonraki değişimlerin çok düşük olması nedeniyle x-hızı, y-hızı, z-hızı, süreklilik, enerji, türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı hesaplarının kalıntı değeri  $1 \times 10^{-5}$  olarak kabul edilmiştir.

## 6. ÇALIŞMADA HESAPLANAN BOYUTSUZ BÜYÜKLÜKLER

Matematikte boyutlu parametrelerle oluşturulan pekçok boyutsuz sayı bulunmaktadır. Bu sayıların hesaplanması hem problem çözümünü basitleştirir hemde problem hakkında yorum yapabilmenizi sağlar. Yapılan sayısal çalışmada Reynolds sayısı (Re), ortalama Nusselt sayısı (Nu), yerel Nusselt sayısı (Nu<sub>x</sub>), yerel Darcy sürtünme faktörü (f<sub>x</sub>) ve ortalama Darcy sürtünme faktörü (f<sub>m</sub>) bulunmaktadır.

### 6.1. Reynolds Sayısı

Üçüncü bölümde akış türlerinin Reynolds sayısı ile ifade edildiğinden bahsetmiştik. Osborn Reynolds yaptığı deneysel araştırmalardan sonra akış karakteristiğinin akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlı olduğunu ortaya koymuştur. Reynolds sayısı iç akışlar için aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad [6.1]$$

Burada;

Re = Reynolds sayısı

U = Havanın kanal içerisindeki ortalama hızı, [m/s]

μ = Akışkanın dinamik viskozitesi, [kg/m.s]

ρ = Akışkanın yoğunluğu, [kg/m<sup>3</sup>]

D<sub>h</sub> = Hidrolik çap, [m]

Eşitlik [6.1] 'deki hidrolik çap aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad [6.2]$$

Burada;

A = Akışa dik alan, [m]

P = Islak çevre, [m]

## 6.2. Nusselt Sayısı

Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanı olarak da ifade edilebilmekte olup, taşınım ile ısı transferinin, iletimle olan ısı transferine oranıdır. Yüksek Nusselt sayılarında taşınım ile olan ısı transferi fazladır. Nusselt 1'e eşit olduğunda taşınım ile ısı transferi iletimle ısı transferine eşit demektir. Nusselt sayısının büyümesi ısı transferinde taşınımın etkisinin arttığını göstermektedir. Yerel Nusselt sayısı şu şekilde hesaplanır:

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad [6.3]$$

Burada;

$Nu_x$  = x kesitindeki yerel Nusselt sayısını, -

$h_x$  = x kesitindeki taşınım ısı transfer katsayısını, [W/m<sup>2</sup>K]

$D_h$  = Hidrolik çap, [m]

$k$  = Akışkanın ısı iletim katsayısı, [W/mK]

Yerel Nusselt sayısının bulunması için, x kesitindeki yerel taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$h_x = \frac{q_x}{(T_w - T_{b(x)})} \quad [6.4]$$

Burada;

$q_x$  = x-kesitindeki yerel ısı akısı, [W/m<sup>2</sup>]

$T_w$  = Duvar sıcaklığı, [K]

$T_{b(x)}$  = x-kesitindeki ortalama akışkan sıcaklığı, [K]

Kanaldaki ortalama Nu sayısı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_H}{k} \quad [6.5]$$

Buradaki  $\bar{h}$  [W/m<sup>2</sup>K], kanaldaki ortalama taşınım ısı transfer katsayısı olup aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q} = \bar{h}A_w\Delta T_{ln} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad [6.6]$$

Buradaki  $\dot{m}$  kanalın girişindeki kütle debisi [kg/s] ve aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir:

$$\dot{m} = A_g\rho U \quad [6.7]$$

Kanala giren ve çıkan akışkanın sıcaklık farkı, yüzeyden kaybettiği ısı miktarına eşit olacaktır. Buraki  $\Delta T_{ln}$  logaritmik sıcaklık farkı olup denklemden  $\bar{h}$  çekilirse:

$$\bar{h} = \frac{\dot{Q}}{A_s\Delta T_{ln}} \quad [6.8]$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln\left[\frac{T_w - T_i}{T_w - T_o}\right]} \quad [6.9]$$

Buradaki  $T_i$ ,  $T_o$  ve  $T_w$  sırasıyla akışkanın kanala giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve kanal duvarının sıcaklığıdır.  $Q$  [W], kanalın duvarından kanaldaki akışkana taşınım ile gerçekleşen ısı miktarı,  $A_w$  ise ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını ifade etmektedir.

Dikdörtgen kesitli kanaldan çıkan Nusselt sayısının karşılaştırıldığı, literatürdeki Nusselt sayısı için verilen bağıntı aşağıdadır [29]:

$$Nu = 0,90x0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad [6.10]$$

Burada;

Re = Reynolds sayısı, -

Pr = Prandtl sayısı, -

Bu eşitlik Newtonsal akışkanların tam gelişmiş türbülanslı akış koşulları için, Reynolds sayısı  $10^4 - 10^6$  arasında geçerlidir.

### 6.3. Sürtünme Faktörleri

Kanal içindeki akışın boyutsuz basınç düşümüdür. Akışkan ile yüzey arasındaki sürtünmeden oluşan bu katsayı iki şekilde hesaplanabilir. Darcy (Moody) sürtünme katsayısı, akışkanın kanala girişindeki ve çıkışındaki basınç farkından aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$f = \frac{D_H}{L} \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad [6.11]$$

$$\Delta P = P_i - P_o \quad [6.12]$$

Burada;

$\Delta P$  = Basınç farkı, [Pa]

$P_i$  = Giriş basıncı, [Pa]

$P_o$  = Çıkış basıncı, 0 [Pa]

$L$  = Kanal uzunluğu, [m]

Birim yüzeye etkiyen net bileşke kuvvetin yüzeye paralel bileşeninin yüzeyde oluşturduğu gerilme olan kayma gerilmesi  $\tau_w$  ile hesaplanan Fanning sürtüne katsayısı  $C_f$  ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad [6.13]$$

$$C_f = \frac{f}{4} \quad [6.14]$$

Eşitlik 6.14'te gösterildiği gibi Darcy sürtünme katsayısı, Fanning sürtünme katsayısının 4 katına eşittir. Dikdörtgen kanal için Fluent 12.1'den elde edilen yerel kayma gerilmeleriyle Fanning sürtünme katsayısı hesaplanmış ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Literatürden elde edilen bağıntılar aşağıda verilmiştir:

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 4 \log(Re_N^* \sqrt{C_f}) - 0,4 \quad [6.15]$$

Eşitlik 6.10 'daki [29]  $C_f$ , fanning sürtünme katsayısı olup  $Re_N^*$  aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$Re_N^* = \varphi(\alpha^*) \cdot Re \quad [6.16]$$

Eşitlik 6.11'de kullanılan  $\varphi(\alpha^*)$  daki  $\alpha^*$  terimi en boy oranı olup aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Denklemden verilen  $a^*$  ve  $b^*$  değerleri sabittir ve en boy oranı  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen kanal için aşağıda verilmektedir:

$$\varphi(\alpha^*) = \frac{1}{a^* - b^*} \quad [6.17]$$

$$a^* = 0,2439$$

$$b^* = 0,7278 \text{ 'dir.}$$

#### 6.4. Prandtl Sayısı

Momentum yayınının termal yayınıma oranını veren ve akışkanın ısı geçiş özelliğini belirten Prandtl sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{V}{\alpha} \quad [6.18]$$

Burada;

$$\alpha = \text{Akışkanın ısıl yayılım katsayısı, [m}^2\text{/s]}$$

$$C_p = \text{Akışkanın özgül ısısı, [J/kg.K]}$$

$k$  = Akışkanın ısı iletim katsayısı, [W/m.K]

Bu durumda çözümlerde kullanılacak Pr sayısı;

$$Pr = \frac{1,846 \times 10^{-5} \times 1,007}{0,0263} \cong 0,71 \text{ olarak bulunmaktadır.}$$

$Pr=1 \rightarrow$  Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı = Isıl sınır tabaka kalınlığı

$Pr<1 \rightarrow$  Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı < Isıl sınır tabaka kalınlığı

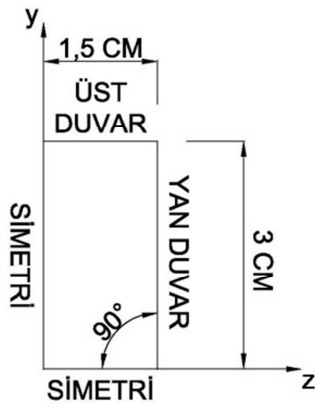
$Pr>1 \rightarrow$  Hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı > Isıl sınır tabaka kalınlığı olmaktadır.

## 7. SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI

### 7.1. Literatür İle Karşılaştırma (90° - Dikdörtgen Kesitli Kanal)

Yapılan çalışmanın doğruluğunu göstermek ve kenar açısına göre değişimi ifade edebilmek için ilk olarak en boy oranı  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen kanal sonuçları literatür ile karşılaştırılmıştır. Yapılan hesapların literatür ile karşılaştırılması sonucunda sayısal çalışmanın doğruluğu görülmüş, daha sonra kenar açısı  $15^\circ$  düşürülerek sırasıyla  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$ 'lik açılar için hesaplar yapılarak ortalama yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi incelenmiş, sonuçlar  $Nu=aRe^b$  ve  $C_f=cRe^d$  biçiminde ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir. Çalışma sonunda tüm kanallar için elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısı ve kenar açısı ile değişimi incelenmiş, sonuçlar  $Nu=eRe^f$  ve  $C_f=gRe^h$  biçiminde ampirik bağıntılar ile ifade edilmiştir.

En boy oranı  $\frac{1}{2}$  olan dikdörtgen kesitli kanal için karşılaştırılacak literatür çalışmalarının denklemleri Bölüm 6'da verilmişti. Sayısal hesapları yapılan kanalın kesiti ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.1. Literatür ile karşılaştırılan dikdörtgen kesitli kanalın boyutları

Çözümlerin daha hızlı yapılabilmesi için sol ve alt kısımlar simetrik olarak tanımlanmış yani kanalın  $\frac{1}{4}$  'lük hacmi ele alınmıştır.

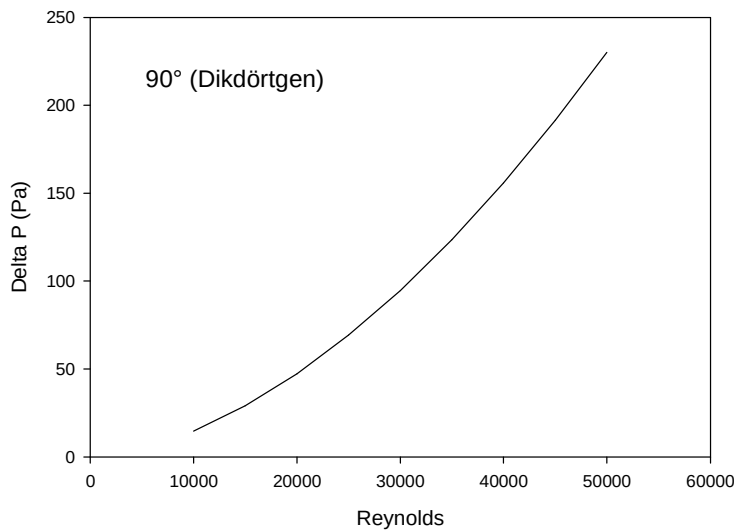
Dikdörtgen kanal için öncelikle hesapların hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda yer alan hücre sayıları, hesaplarında yapıldığı test kanalı için verilmiştir.

Çizelge 7.1. Dikdörtgen kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

| Hücre Sayısı (x,y,z) | $Nu_{fd}$ | $C_{ffd}$ |
|----------------------|-----------|-----------|
| 200x20x10            | 107,5743  | 0,0052    |
| 400x30x15            | 103,3239  | 0,0050    |
| 500x30x15            | 103,4364  | 0,0050    |
| 600x40x20            | 103,4116  | 0,0050    |

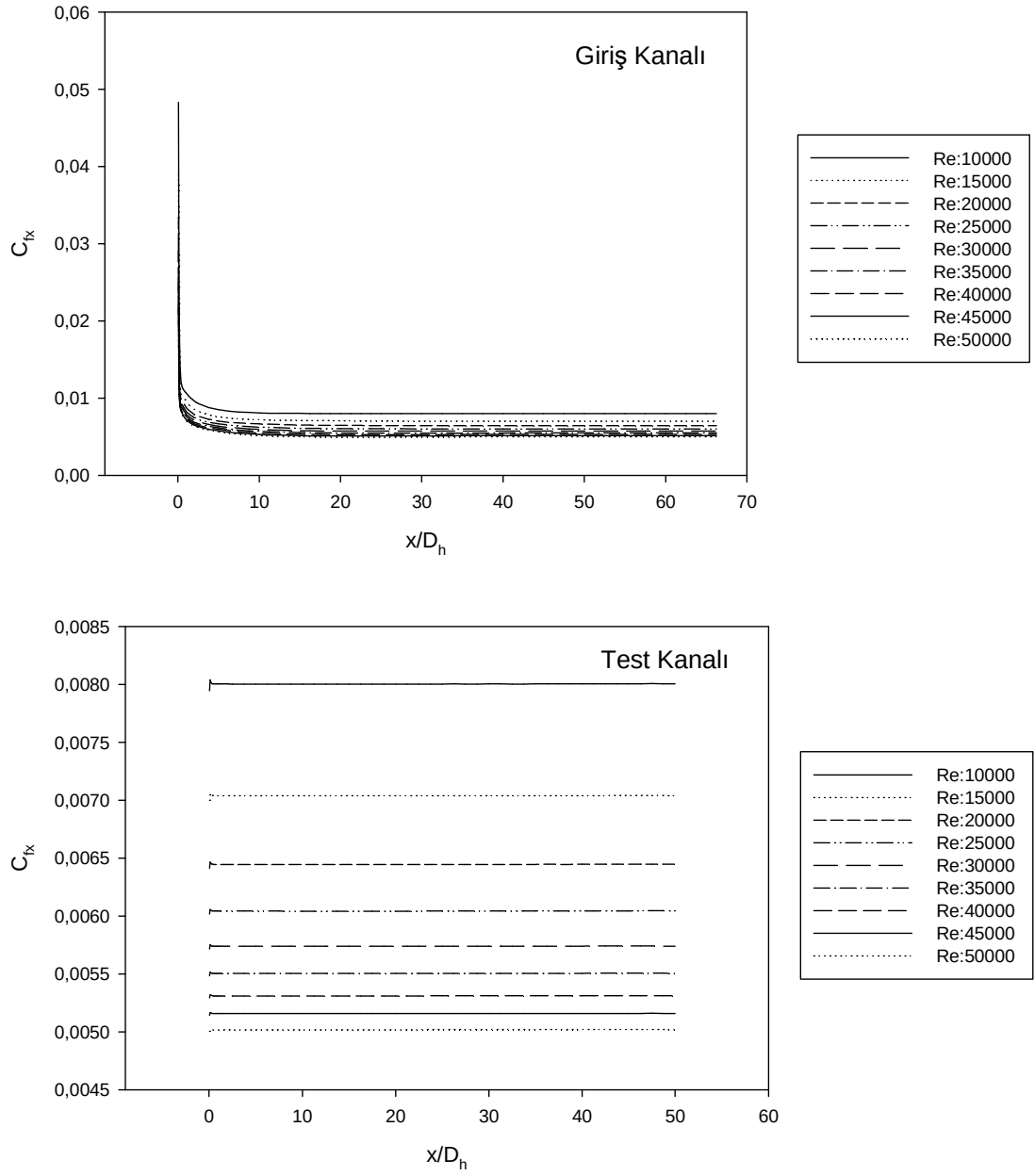
Hücre sayısının 400x30x15'den 600x40x20 'ye artması durumunda Nusselt sayısında %0,085 oranında değişim, Fanning sürtünme faktörü ise %0,019 oranında değişmiştir. Bu nedenle optimum hücre sayısı 400x30x15 olarak belirlenmiştir.

Basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir. Çalışmalar neticesinde Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artışı ile kanalın giriş ve çıkışından hesaplanan basınç farkının da logaritmik olarak arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.2. Dikdörtgen kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

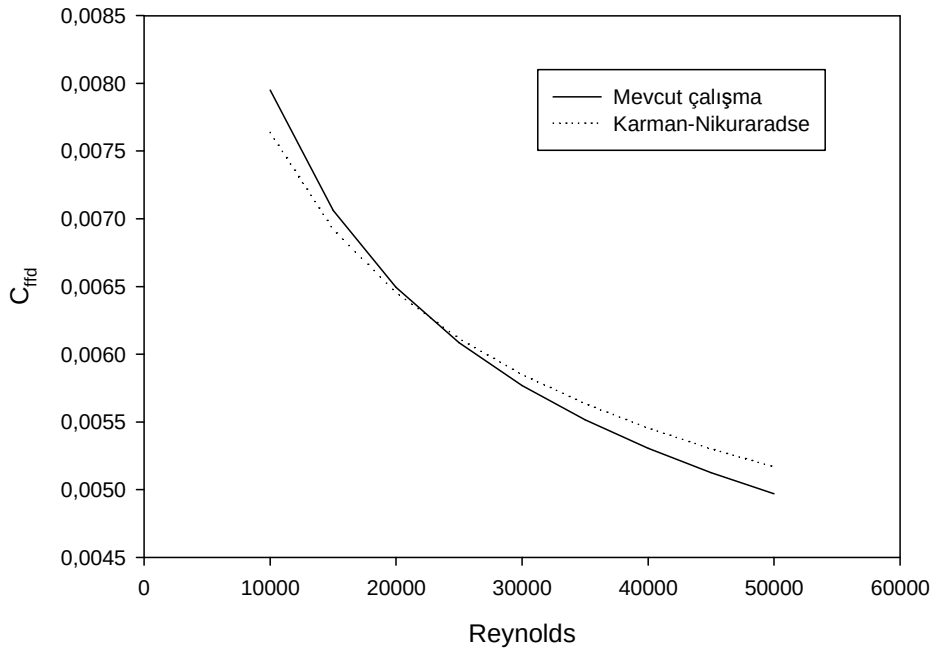
Yerel sürtünme faktörü değerlerinin farklı Reynolds sayıları için giriş ve test kanalı boyunca değişimi aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.3. Dikdörtgen giriş ve test kanalındaki yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Şekil 7.3 'den görüldüğü gibi test kanalına akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının dolayısıyla hızın artmasıyla sürtünme faktörü değerinin azaldığı görülmüştür.

Ortalama Fanning sürtünme faktörü, test kanalında akışın hidrodinamik olarak tam geliştiği bölgede  $25 \leq x/D_h \leq 35$  arasındaki değerler için hesaplanmış olup Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.4'de verilmiştir. Ayrıca literatürde, tam gelişmiş akışlardaki ortalama Fanning sürtünme faktörünü veren Karman-Nikuradse [29] bağıntısından elde edilen sonuçlar da aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.4. Dikdörtgen kanalda hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullardaki ortalama Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 7.4'ten, mevcut çalışma ile literatürün uyumlu olduğu görülmektedir. Yapılan karşılaştırma neticesinde Reynolds  $10 \times 10^3$  için aralarındaki fark %4,4, Reynolds  $50 \times 10^3$  için ise %3,4 'tür.

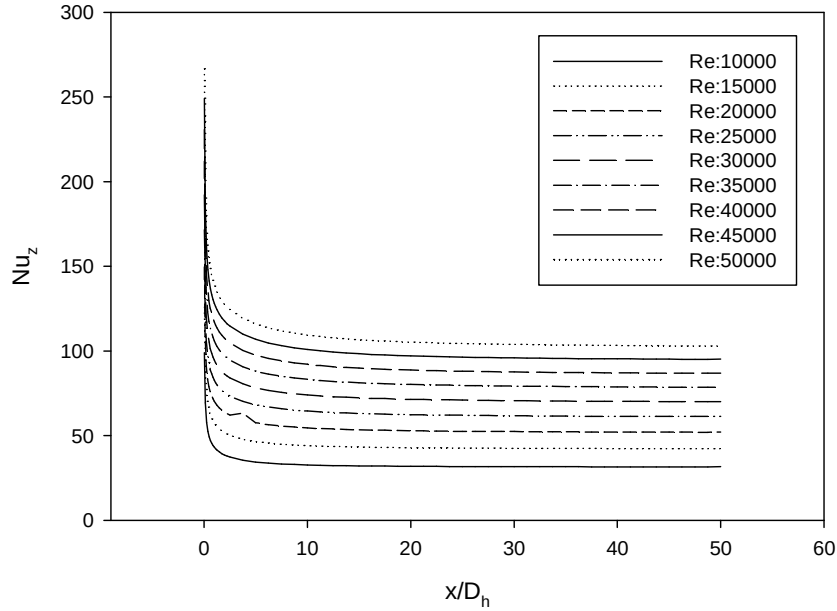
Mevcut çalışma için Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda verilmiştir:

$$C_{ffd}=0,1169Re^{-0,2918} \quad [7.1]$$

Karman-Nikuradse [29] eşitliğine göre Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem ise şu şekildedir:

$$C_f=0,0714Re^{-0,2427} \quad [7.2]$$

Yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir.

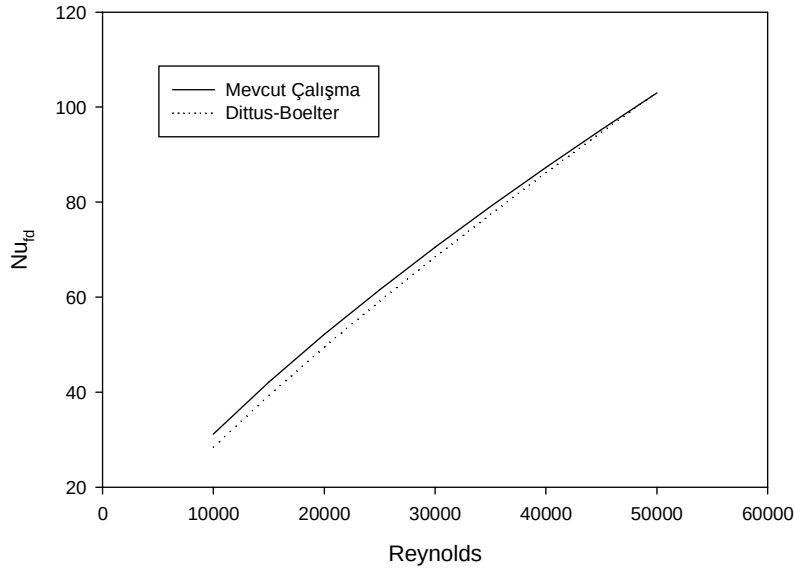


Şekil 7.5. Dikdörtgen kesitli kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikten Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ayrıca test kanalındaki yerel Nusselt sayısının  $x/D_h = 20$ 'den sonraki değişiminin ihmal edilebilir ve Reynolds sayısının sabit olduğu görülmüştür.

Bu durumda hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgeden ( $x/D_h=25$  ile  $x/D_h=35$  arası) alınan değerlerin ortalaması ile, literatürde hidrodinamik ve ısıl olarak tam

gelişmiş akışlar için verilen Dittus-Boelter [28] eşitliği aşağıdaki grafikte karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.6. Dikdörtgen kesitli kanalda tam gelişmiş koşullardaki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Yukarıdaki grafikten mevcut çalışma sonuçları ile literatürün uyumlu olduğu görülmüştür. Yapılan karşılaştırma neticesinde Reynolds  $10 \times 10^3$  için aralarındaki fark %11, Reynolds  $50 \times 10^3$  için ise %0,2 'dir.

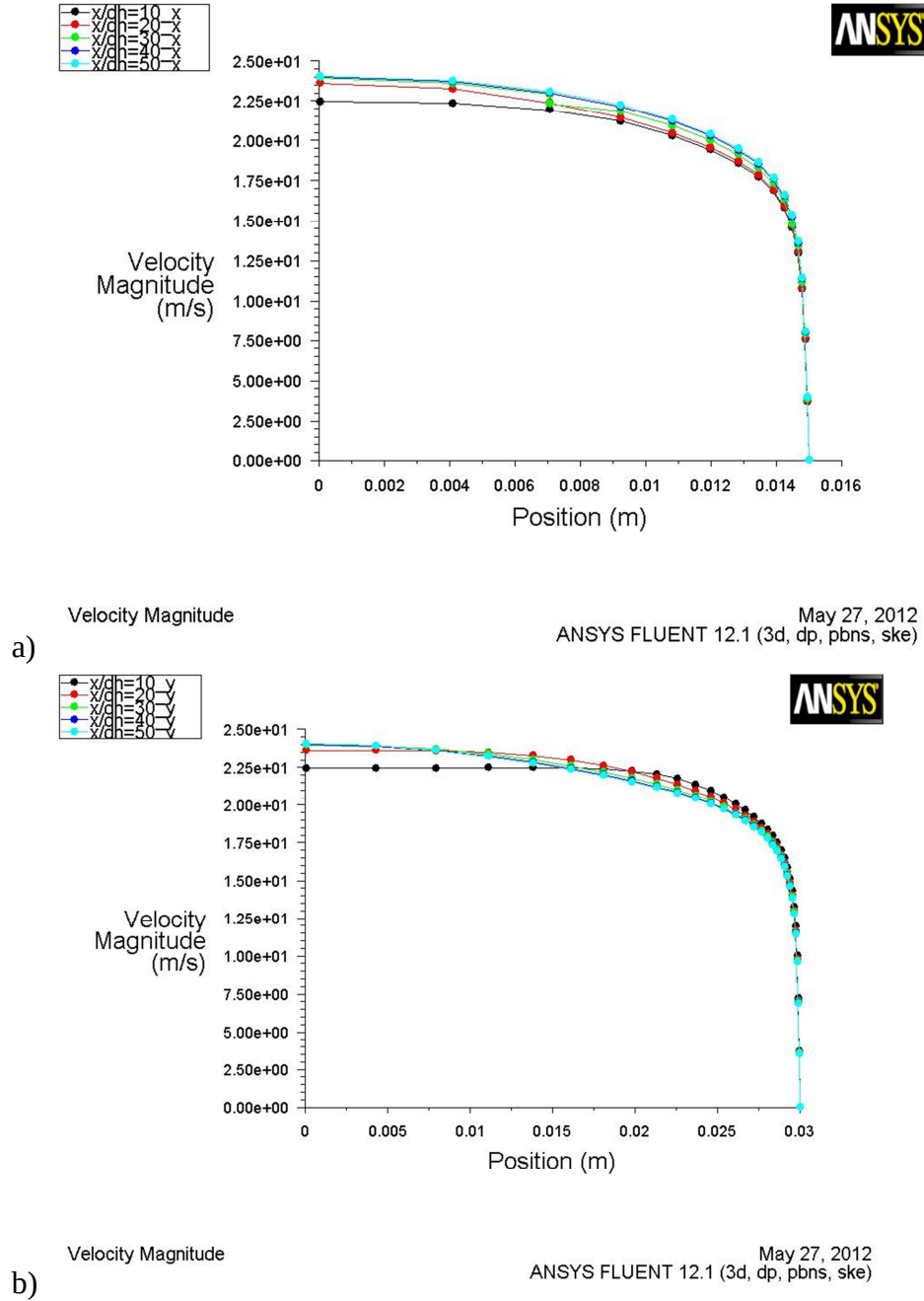
Mevcut çalışmadan elde edilen ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem aşağıdaki gibidir:

$$Nu_{fd} = 0,0336 Re^{0,7421} \quad [7.3]$$

Dittus-Boelter eşitliğine göre çıkan denklem ise şu şekildedir:

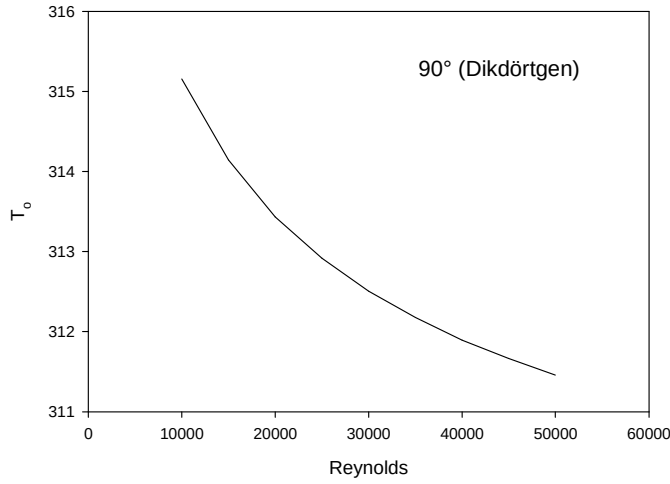
$$Nu = 0,0179 Re^{0,8} \quad [7.4]$$

Kanalın simetri eksenleri boyunca  $x/D_h=10,20,30,40$  ve 50 mesafelerindeki hız büyüklükleri aşağıda verilmiştir. Buna göre her iki ekseninde  $x/D_h=20$ 'den sonraki hız değişiminin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.



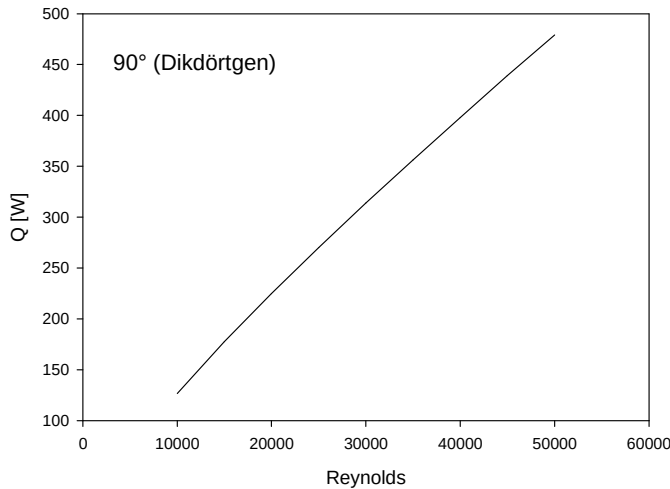
Şekil 7.7. Dikdörtgen kesitli kanalda, a)  $y=0$  – yatay, b)  $x=0$  - düşey düzlemindeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi

Sonuçlardan elde edilen diğer bir grafik ise test kanalı çıkışındaki sıcaklığın Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7,8’de verilmiştir.



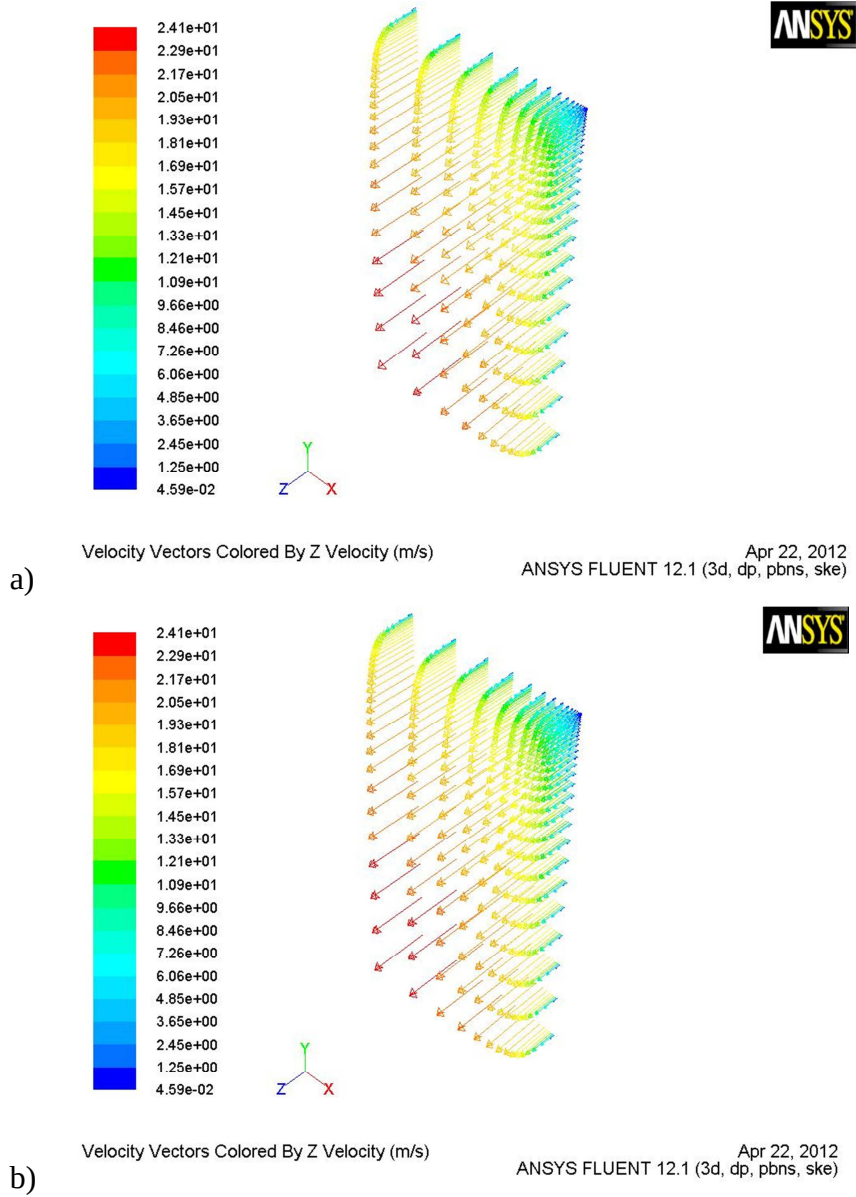
Şekil 7.8. Dikdörtgen kanalda havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artmasıyla havanın kanaldan çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Artan akış hızı havanın kanal duvarından gelen ısıyı transfer etme süresini düşürmüştür, buda çıkış sıcaklığına etki etmiştir. Fakat bu durum transfer edilen ısı miktarının da düşmesi anlamına gelmemektedir. Aksine Reynolds sayısının artışı ile ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. İlgili grafik aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.9. Dikdörtgen kanaldaki ısı transfer miktarının Reynolds sayısına göre değişimi

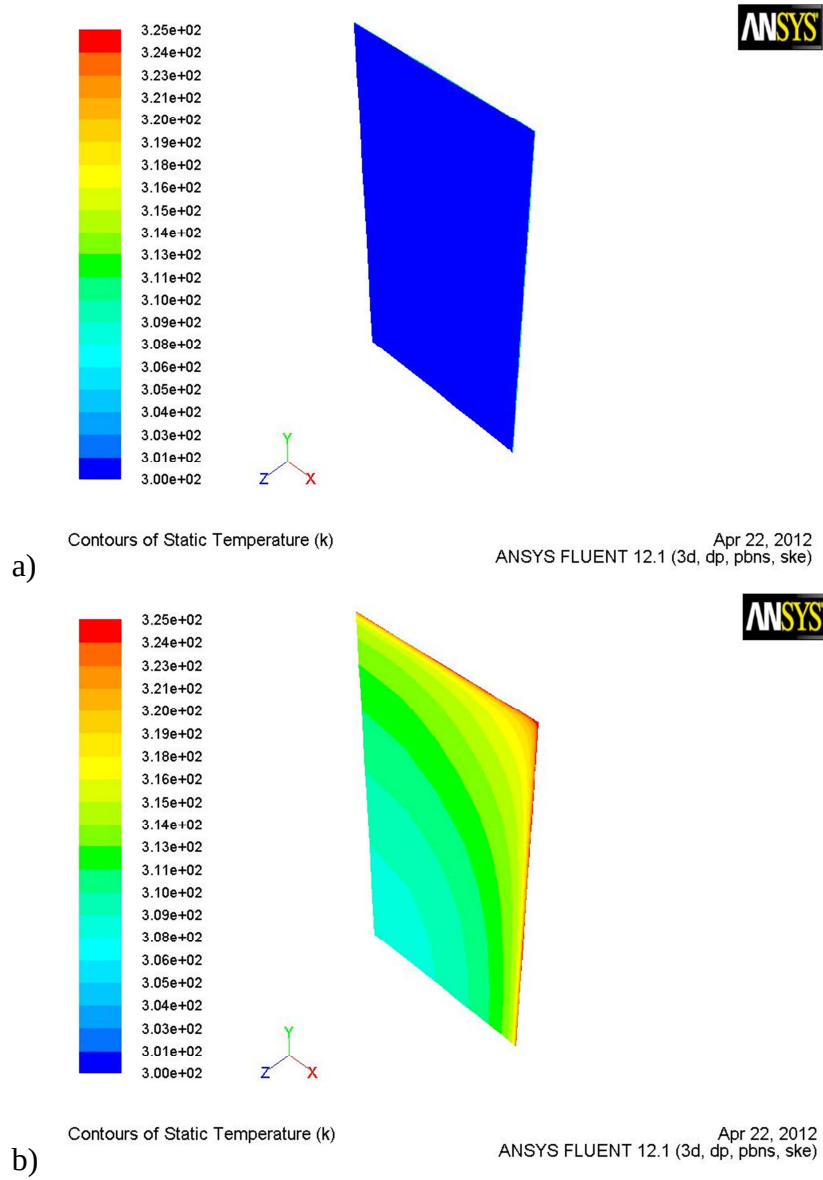
Dikdörtgen test kanalında  $Re=50 \times 10^3$  için giriş ve çıkış hız vektörleri aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.10. Dikdörtgen test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı.

Görüldüğü gibi test kanalına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan akışın giriş ve çıkış kesitlerindeki hızlarında fark görülmemektedir. Yani akış test kanalı girişinde hidrodinamik olarak tam gelişmiştir.

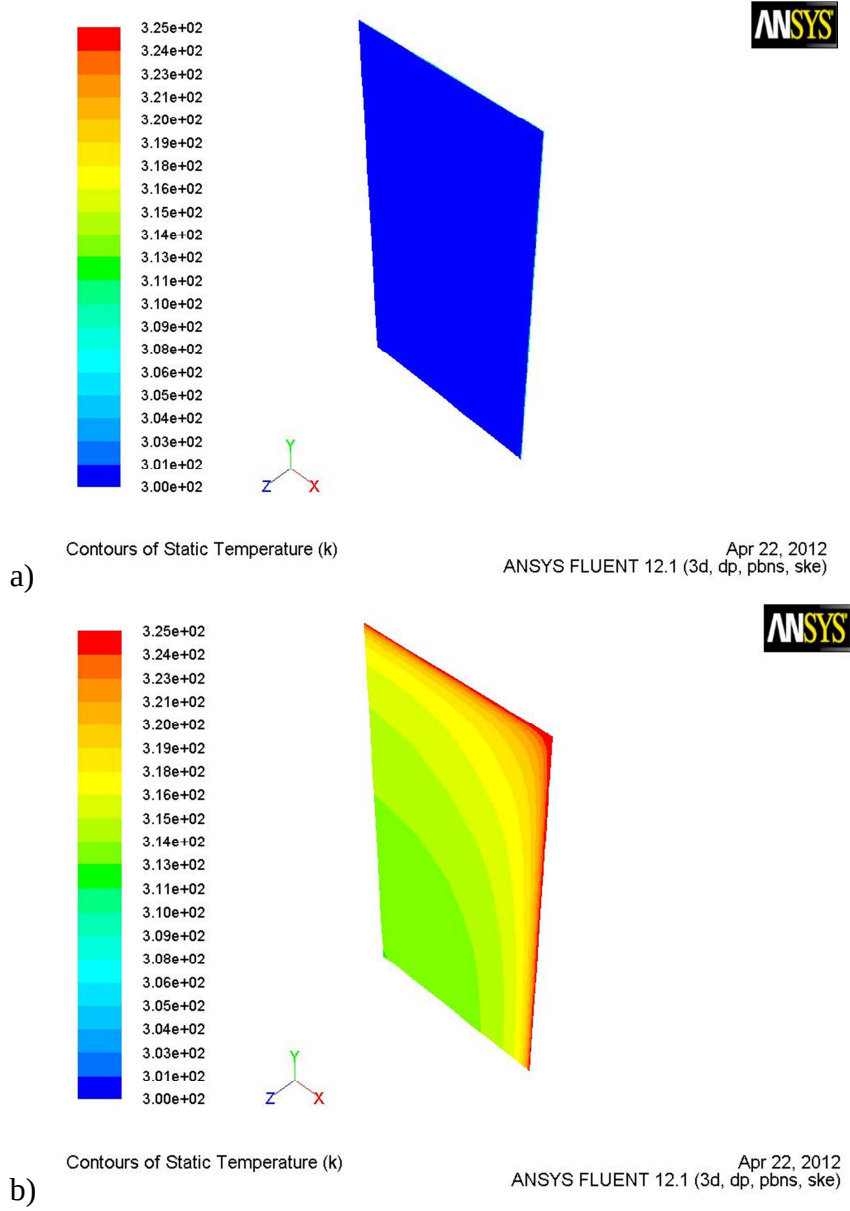
$Re=50 \times 10^3$  için dikdörtgen test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.11. Dikdörtgen test kanalda,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

Görüldüğü gibi test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K'dir. Bu noktadan sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

$Re=10 \times 10^3$  için dikdörtgen test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık kontürleri aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.12. Dikdörtgen test kanalda,  $Re=10 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

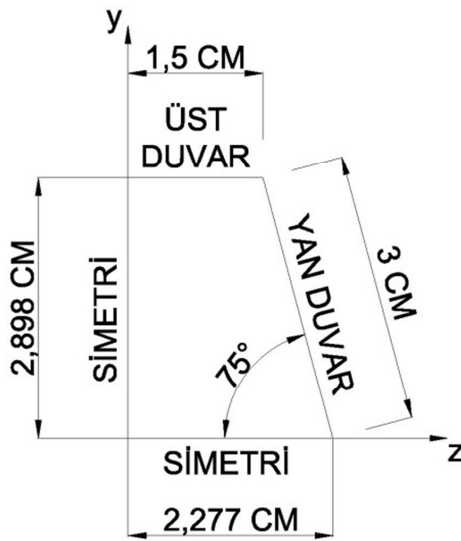
$Re=10 \times 10^3$ 'de aynı şekilde test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K daha sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

Reynolds sayısının azalmasıyla akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süresi ve buda ısı transferine maruziyet süresini arttırmaktadır. Şekil 7.11 ve 7.12 den görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmektedir. Bu durum ısı transfer miktarının artması anlamına gelmemektedir.

Dikdörtgen kanal için elde edilen sonuçların literatür ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Şimdi kenar açısı düşürülerek diğer kanal geometrileri için hesaplar yapılacak, kanallar arasında Reynolds sayısı ve  $\Theta$  kenar açısına bağlı denklemler oluşturulacaktır.

## 7.2. Kenar Açısı 75° Olan Altıgen Kesitli Kanal

Yatayla yaptığı aç 75° olan kanalın kesiti ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.13. Kenar açısı 75° olan kanalın kesiti

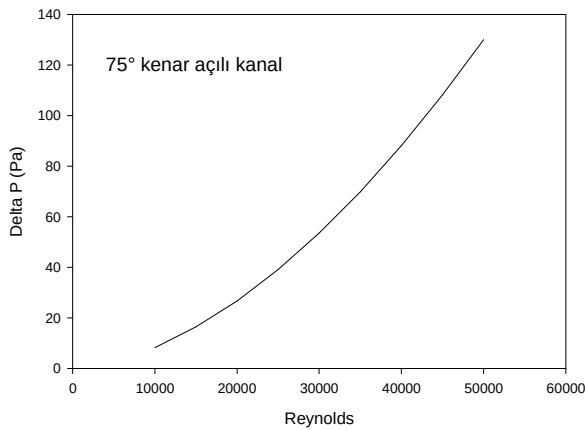
Sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda yeralan hücre sayıları, test kanalı için verilmiştir.

Çizelge 7.2. Kenar açısı 75° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

| Hücre Sayısı (x,y,z) | $Nu_{fd}$ | $C_{ffd}$ |
|----------------------|-----------|-----------|
| 200x15x15            | 112,491   | 0,0054    |
| 400x25x25            | 105,826   | 0,0051    |
| 500x25x25            | 105,914   | 0,0051    |
| 600x30x30            | 105,910   | 0,0051    |

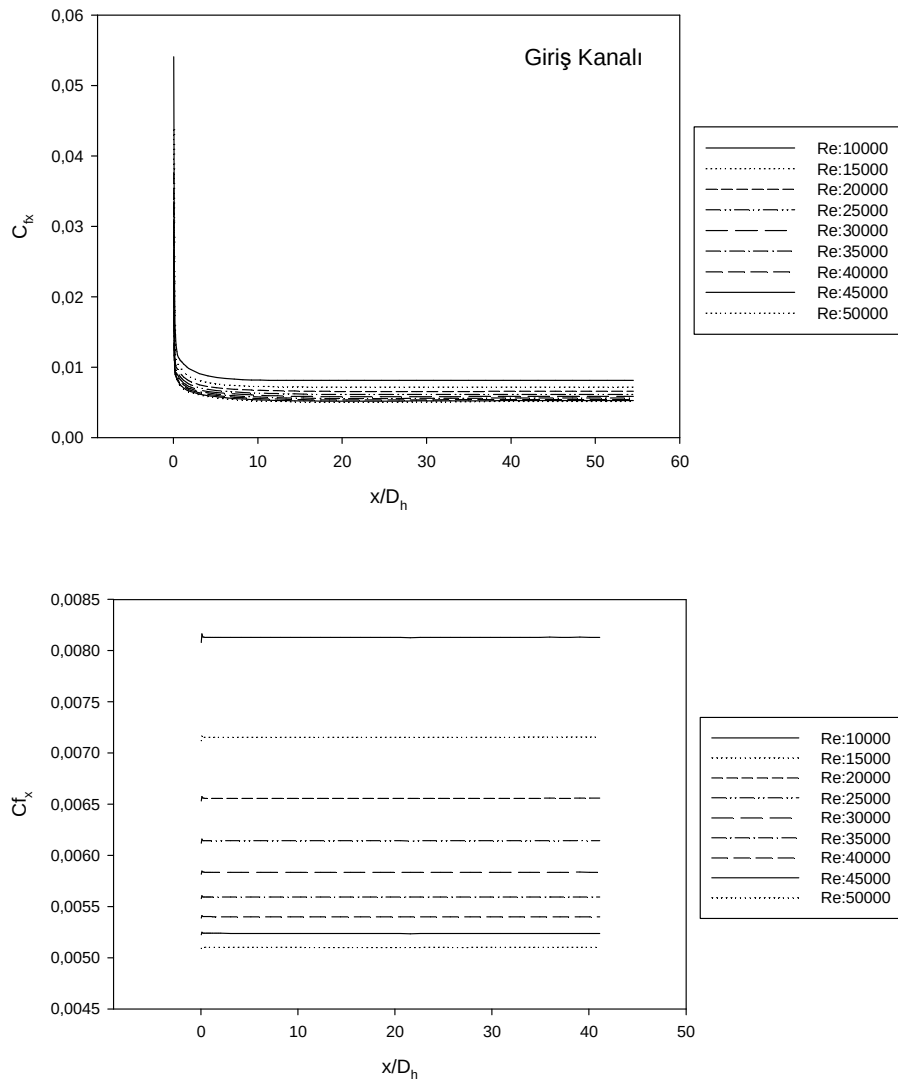
Hücre sayısının 400x25x25'den 600x30x30'e artması durumunda Nusselt sayısı %0,079 oranında, Fanning sürtünme faktörü ise %0,02 oranında değişmiştir. Değişimin çok düşük olması nedeniyle optimum hücre sayısı 400x25x25 olarak belirlenmiştir.

Basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir. Çalışmalar neticesinde Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artışı ile kanalın giriş ve çıkışından hesaplanan basınç farkının da logaritmik olarak arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.14. Kenar açısı 75° olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Yerel sürtünme faktörü değerlerinin farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir.

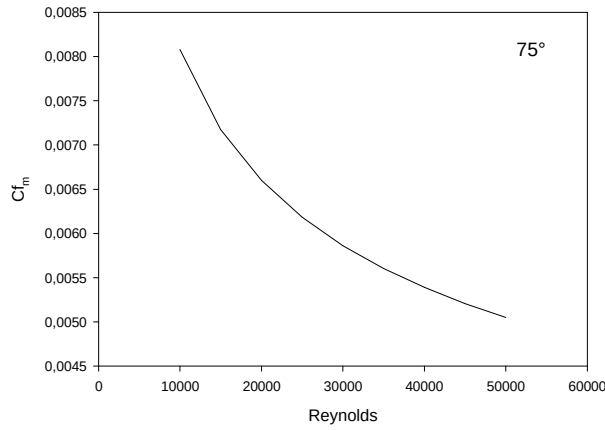


Şekil 7.15. Kenar açısı  $75^\circ$  olan giriş ve test kanallarındaki yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Şekil 7.15'ten görüldüğü gibi test kanalına akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının dolayısıyla hızın artmasıyla sürtünme faktörü değerinin azaldığı görülmüştür.

Ortalama Fanning sürtünme faktörü, test kanalında akışın hidrodinamik ve ısıl olarak tam geliştiği bölgedeki 10 kesitten alınan yerel kayma gerilmesi değerleriyle hesaplanmış olup Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda verilmiştir.  $25 \leq x/D_h \leq 35$  arasındaki yerel değerlerin ortalaması alınarak tam gelişmiş akıştaki değerler

bulunmuştur. Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün azaldığı gözlenmiştir.

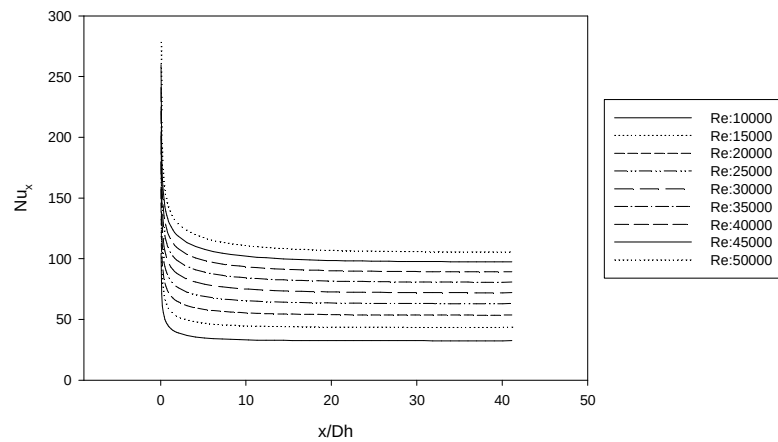


Şekil 7.16. Kenar açısı 75° olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Kenar açısı 75° olan kanaldaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda sırasıyla verilmiştir:

$$C_{ffd}=0,1189Re^{-0,2919} \quad [7.5]$$

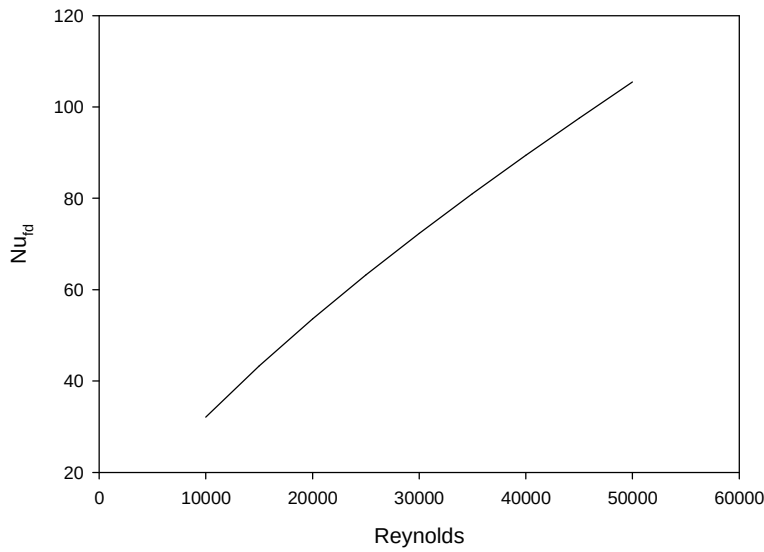
Yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.17. Kenar açısı 75° olan kanaldaki yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikten Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ayrıca test kanalındaki yerel Nusselt sayısının  $x/D_h = 20$ 'den sonraki değişiminin ihmal edilebilir olduğu söylenebilir.

Farklı Reynolds sayıları ile hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş bölgeden ( $x/D_h=30$  ile  $x/D_h=40$  arası) alınan ortalama Nusselt değerinin değişim grafiği aşağıda verilmiştir.

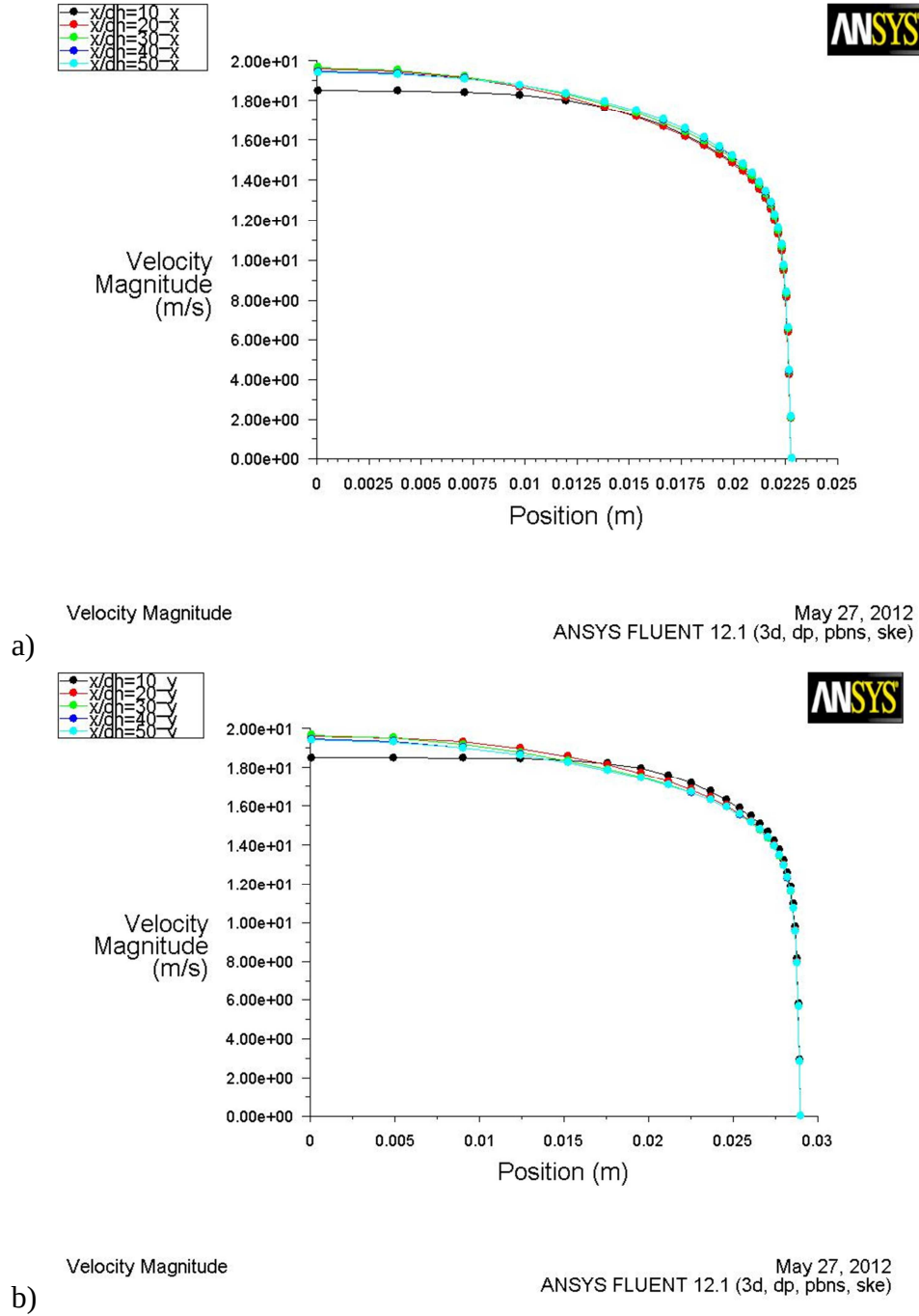


Şekil 7.18. Kenar açısı  $75^\circ$  olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. Kenar açısı  $75^\circ$  olan altıgen kanal için elde edilen ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem aşağıdaki gibidir:

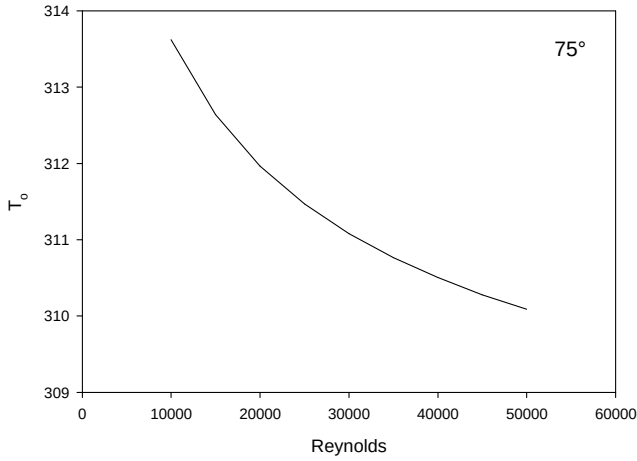
$$Nu_{fd} = 0,0354 Re^{0,7393} \quad [7.6]$$

Kanalın simetri eksenleri boyunca  $x/D_h=10,20,30,40$  ve  $50$  mesafelerindeki hız büyüklükleri aşağıda verilmiştir. Buna göre her iki eksende  $x/D_h=20$ 'den sonraki hız değişiminin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.



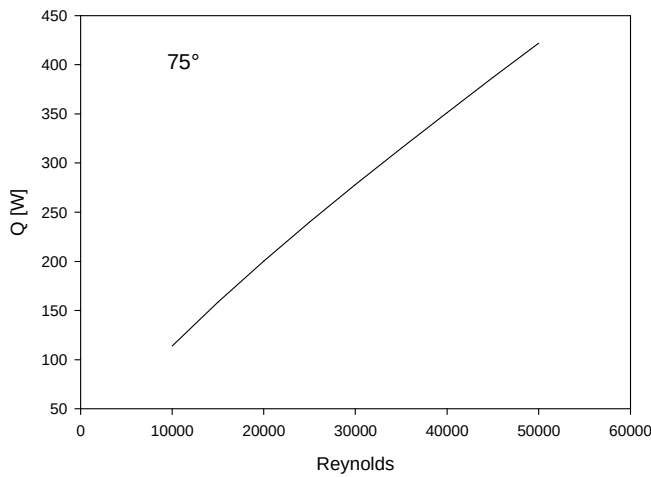
Şekil 7.19. Kenar açısı  $75^\circ$  olan altıgen kanalda, a)  $y=0$  – yatay, b)  $x=0$  – düşey düzlemindeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi

Sonuçlardan elde edilen diğer bir grafik ise test kanalı çıkışındaki sıcaklığın Reynolds sayısıyla değişimi Şekil 7.20’de verilmektedir.



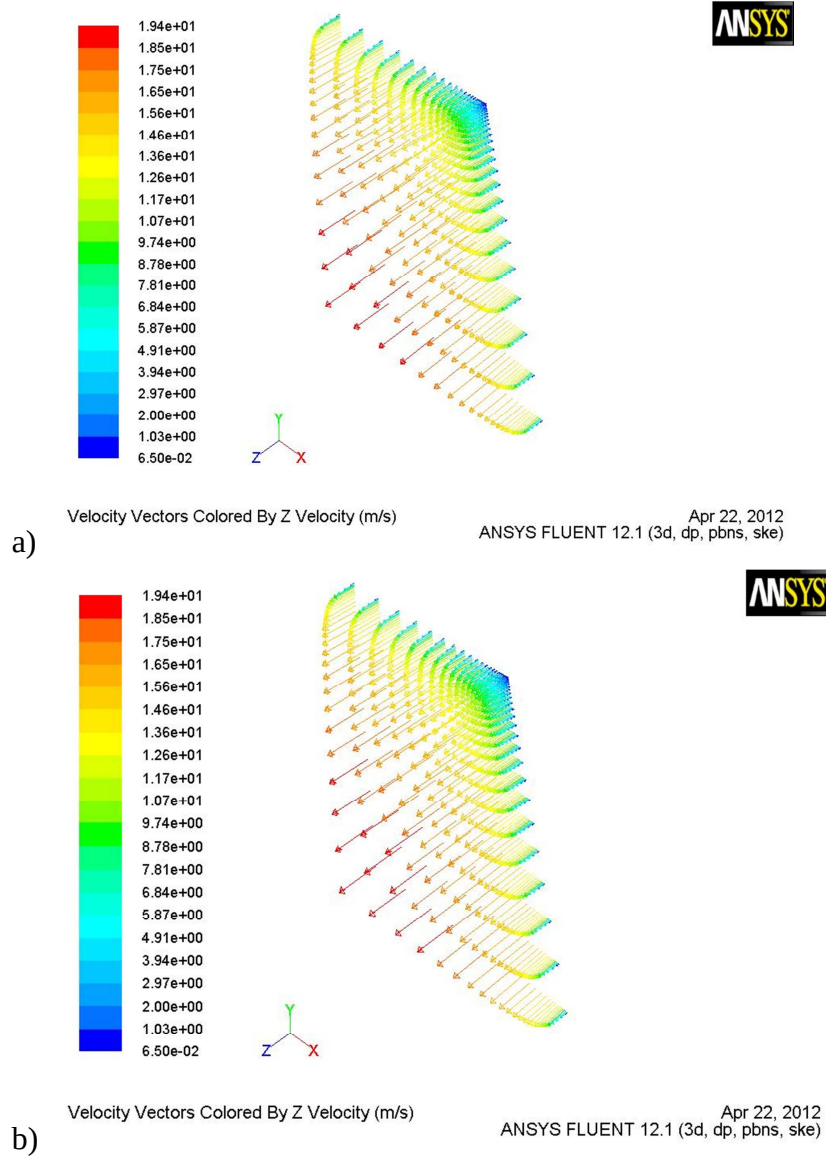
Şekil 7.20. Kenar açısı 75° olan kanaldaki havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

Bir önceki kanaldaki sonuçlara benzer şekilde, Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artmasıyla havanın kanaldan çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Artan akış hızı havanın kanal duvarından gelen ısıyı transfer etme süresini düşürmüştür, buda çıkış sıcaklığının azalmasına neden olmuştur. Fakat bu durum transfer edilen ısı miktarının da düşmesi anlamına gelmemektedir. Aksine Reynolds sayısının artışı ile ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. İlgili grafik aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.21. Kenar açısı 75° olan kanaldaki ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

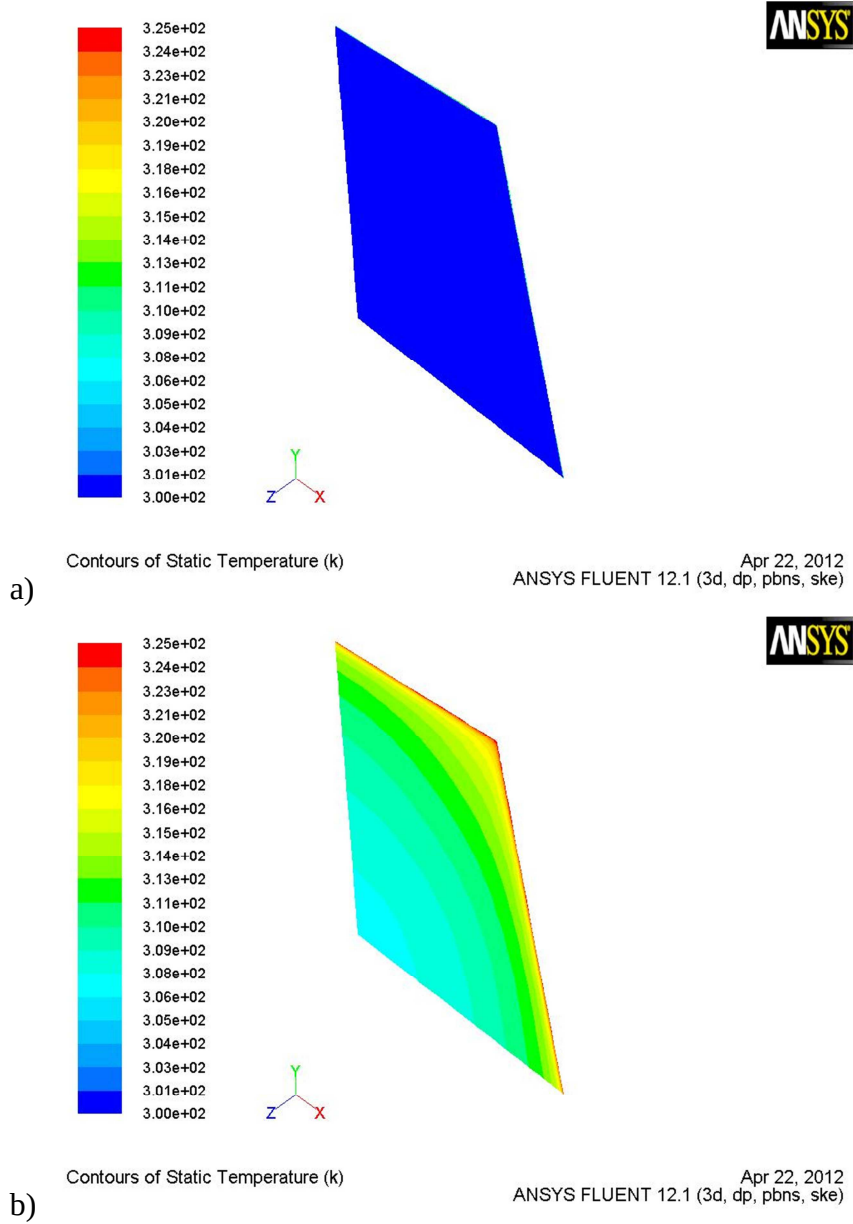
Kenar açısı  $75^\circ$  olan test kanalında  $Re: 50 \times 10^3$  için giriş ve çıkış hız vektörleri aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.22. Kenar açısı  $75^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı

Görüldüğü gibi test kanalına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan akışın giriş ve çıkış kesitlerindeki hızlarında fark görülmemektedir. Yani akış test kanalı girişinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlardadır.

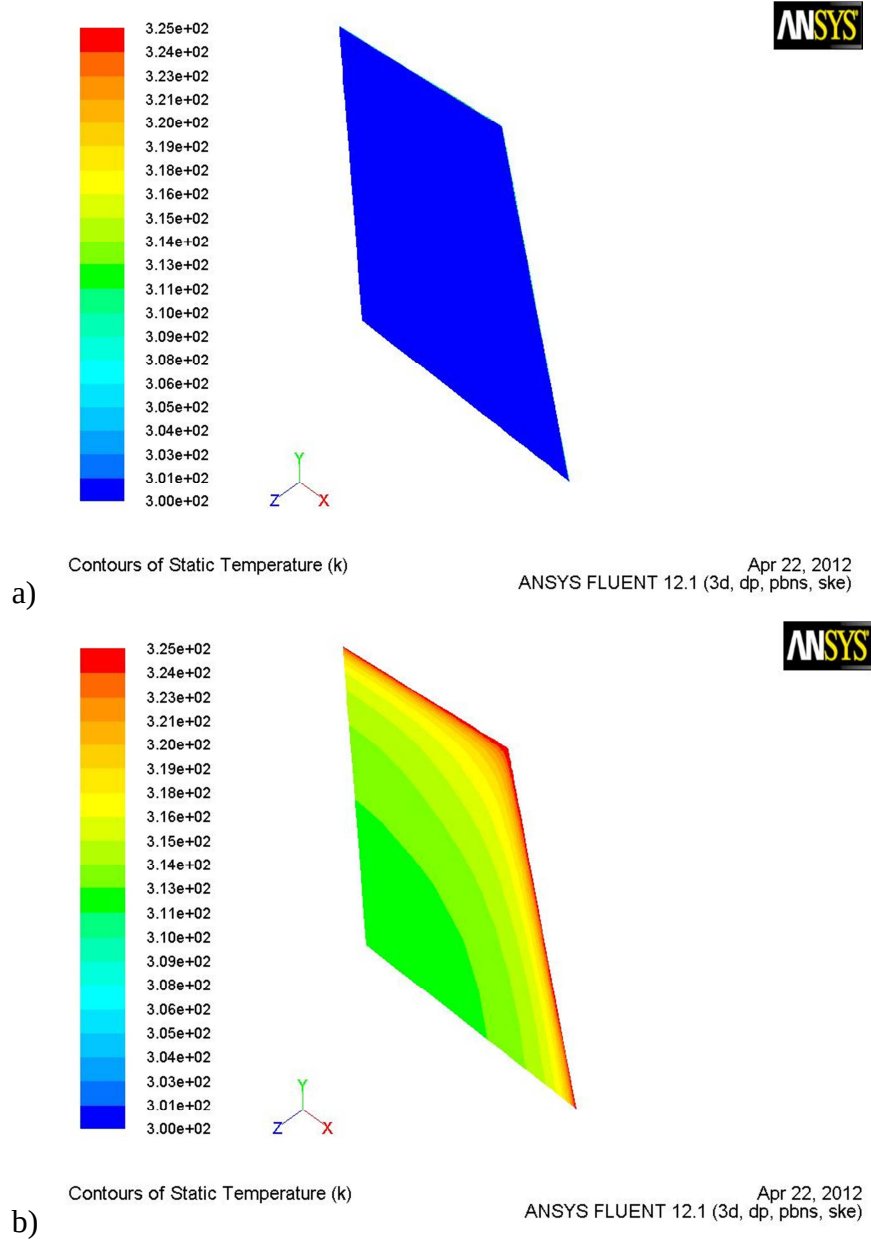
$Re=50 \times 10^3$  için  $75^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.23. Kenar açısı  $75^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

Görüldüğü gibi test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K'dir. Bu noktadan sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

$Re=10 \times 10^3$  için  $75^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



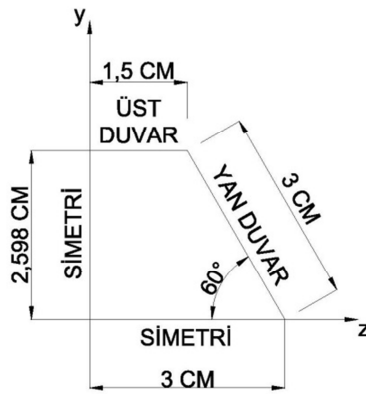
Şekil 7.24. Kenar açısı  $75^\circ$  olan test kanalında,  $Re=10 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

$Re=10 \times 10^3$ 'de aynı şekilde test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K daha sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

Reynolds sayısının azalmasıyla akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süresi ve buda ısı transferine maruziyet süresini arttırmaktadır. Şekil 7.23 ve 7.24'ten görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmektedir. Bu durum ısı transfer miktarının artması anlamına gelmemektedir.

### 7.3. Kenar Açısı 60° Olan Altıgen Kesitli Kanal

Yatayla yaptığı açı 60° olan kanalın kesiti ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.25. Kenar açısı 60° olan kanalın kesiti

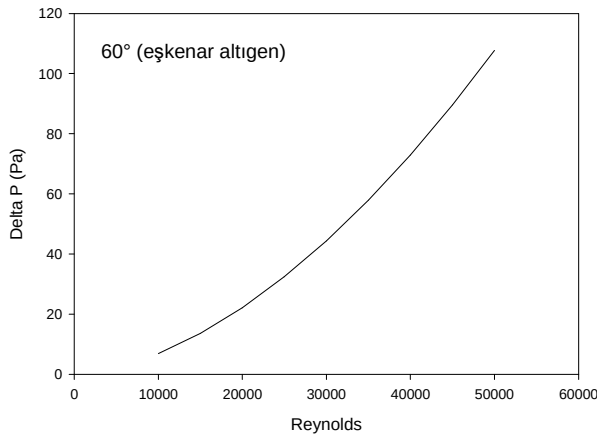
Sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda yer alan hücre sayıları, test kanalı için verilmiştir.

Çizelge 7.3. Kenar açısı 60° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

| Hücre Sayısı (x,y,z) | $Nu_m$  | $Cf_m$ |
|----------------------|---------|--------|
| 200x15x15            | 113,771 | 0,0055 |
| 400x25x25            | 106,868 | 0,0051 |
| 500x25x25            | 106,948 | 0,0051 |
| 600x25x25            | 106,931 | 0,0051 |
| 700x27x27            | 107,017 | 0,0051 |

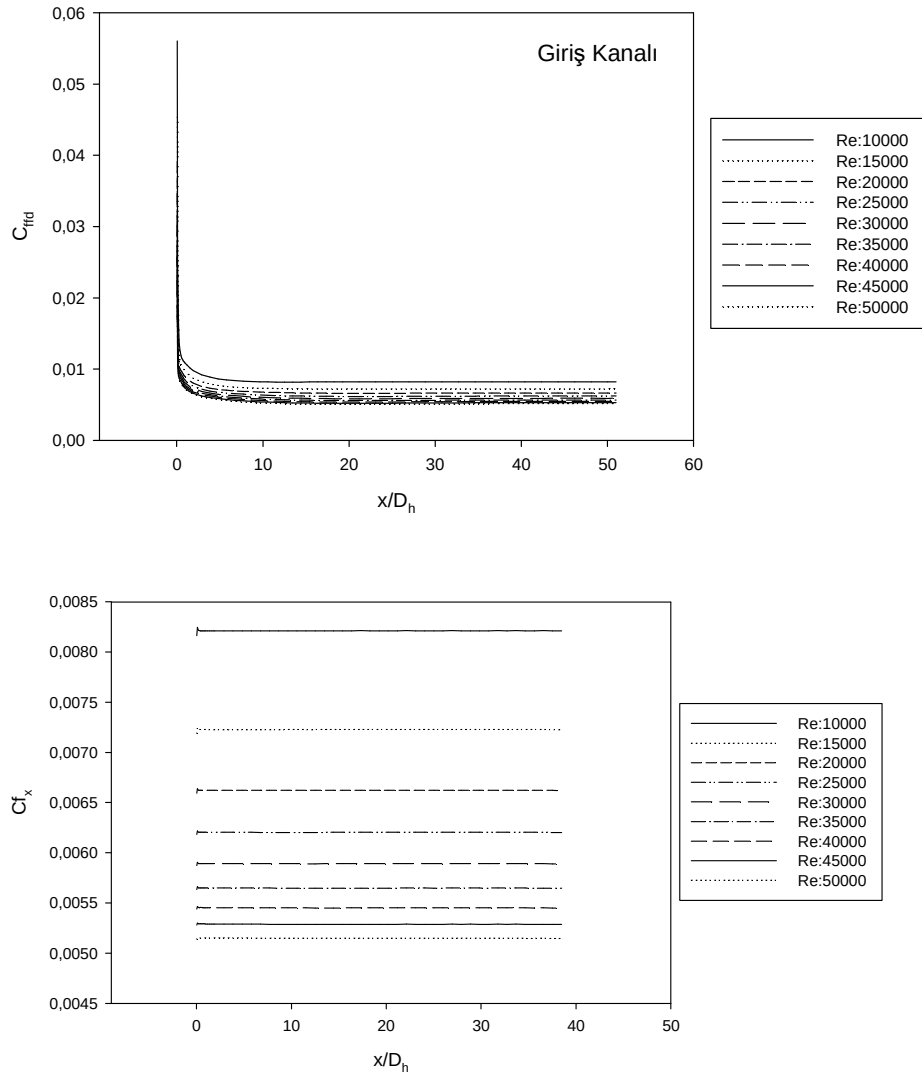
Hücre sayısının 400x25x25'den 700x27x27'e artması durumunda Nusselt sayısı %0,139 oranında, Fanning sürtünme faktörü ise %0,013 oranında değişmiştir. Değişimlerin %1'in altında olması nedeniyle optimum hücre sayısı 400x25x25 olarak belirlenmiştir.

Basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir. Çalışmalar neticesinde Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artışı ile kanalın giriş ve çıkışından hesaplanan basınç farkının da logaritmik olarak arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.26. Kenar açısı 60° olan kanalın (eşkenar altıgen) giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

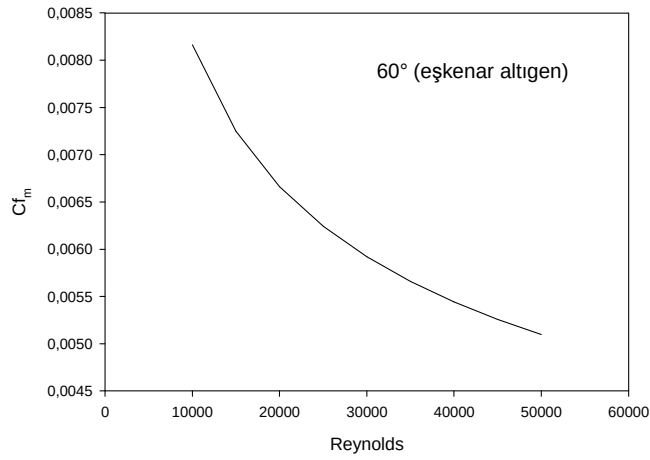
Yerel sürtünme faktörü değerlerinin farklı Reynolds sayıları için giriş ve test kanalı boyunca değişimi aşağıda sırasıyla verilmektedir.



Şekil 7.27. Kenar açısı  $60^\circ$  olan giriş ve test kanallarında (eşkenar altıgen) yerel sürtünme f. farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Şekil 7.27’de görüldüğü gibi test kanalına akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının dolayısıyla hızın artmasıyla sürtünme faktörü değerinin azaldığı görülmüştür.

Akışın tam gelişmiş şartlarındaki Fanning sürtünme faktörü, test kanalında akışın hidrodinamik ve ısıl olarak tam geliştiği bölgedeki ( $25 \leq x/D_h \leq 35$ ) yerel kayma gerilmesi değerlerinden elde edilen yerel Fanning sürtünme faktörü değerlerinin ortalaması ile hesaplanmış olup Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda verilmiştir.

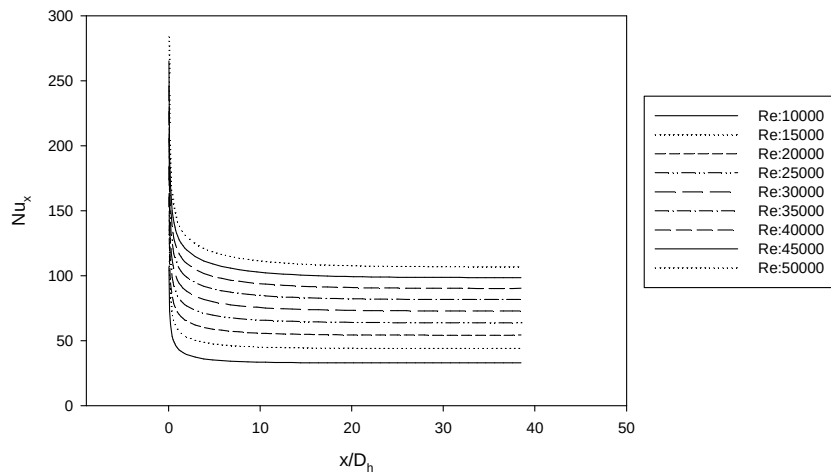


Şekil 7.28. Kenar açısı 60° olan kanalda (eşkenar altıgen) ortalama Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün azaldığı gözlenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, kenar açısı 60° olan kanaldaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntı aşağıda verilmektedir:

$$C_{ffd}=0,1206Re^{-0,2924} \quad [7.7]$$

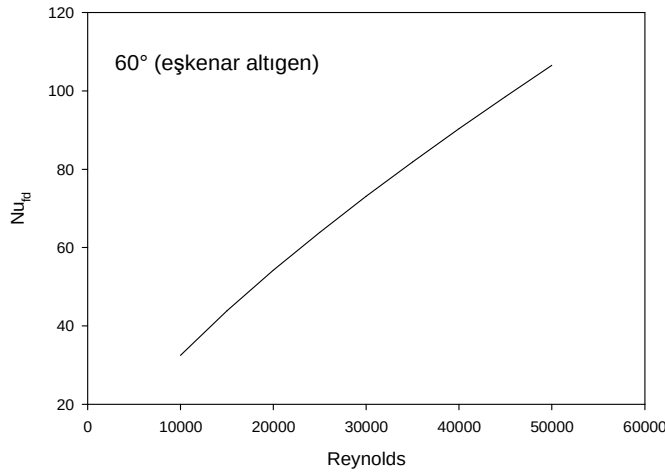
Yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir:



Şekil 7.29. Kenar açısı 60° olan test kanalında (eşkenar altıgen) yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikten Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ayrıca test kanalındaki yerel Nusselt sayısının  $x/D_h = 20$ 'den sonraki değişiminin ihmal edilebilir olduğu söylenebilir. Reynolds sayısının dolayısı ile kanal içindeki akış hızının artması, zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmasına neden olmaktadır..

Farklı Reynolds sayıları ile hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgeden ( $x/D_h=25$  ile  $x/D_h=35$  arası) alınan tam gelişmiş şartlardaki Nusselt değerinin değişim grafiği aşağıda verilmiştir.

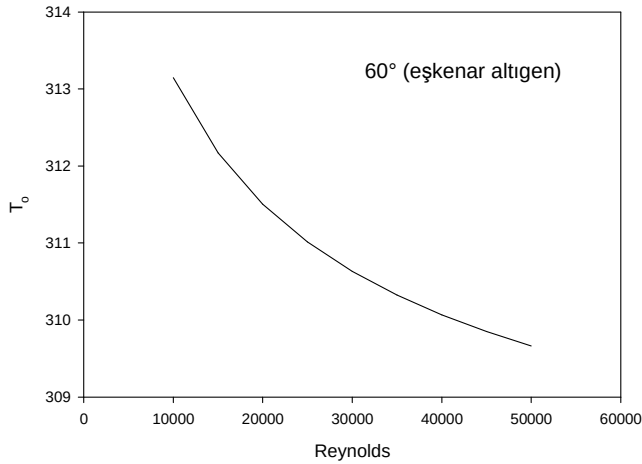


Şekil 7.30. Kenar açısı 60° olan test kanalındaki (eşkenar altıgen) tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Nu sayısının Re sayısı ile artmaktadır. Kenar açısı 60° olan altıgen kanal için elde edilen ve tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem aşağıdadır:

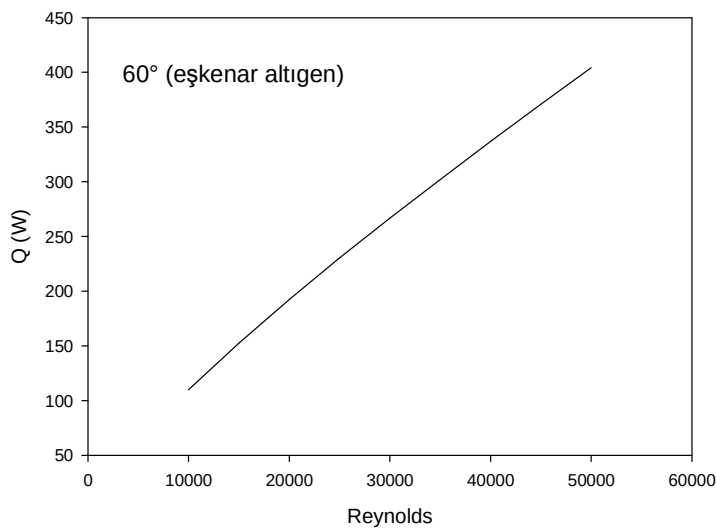
$$Nu_{fd} = 0,0365 Re^{0,7374} \quad [7.8]$$

Sonuçlardan elde edilen diğer bazı grafikler aşağıda verilmektedir. Test kanalı çıkışındaki sıcaklığın Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.31'de verilmiştir.



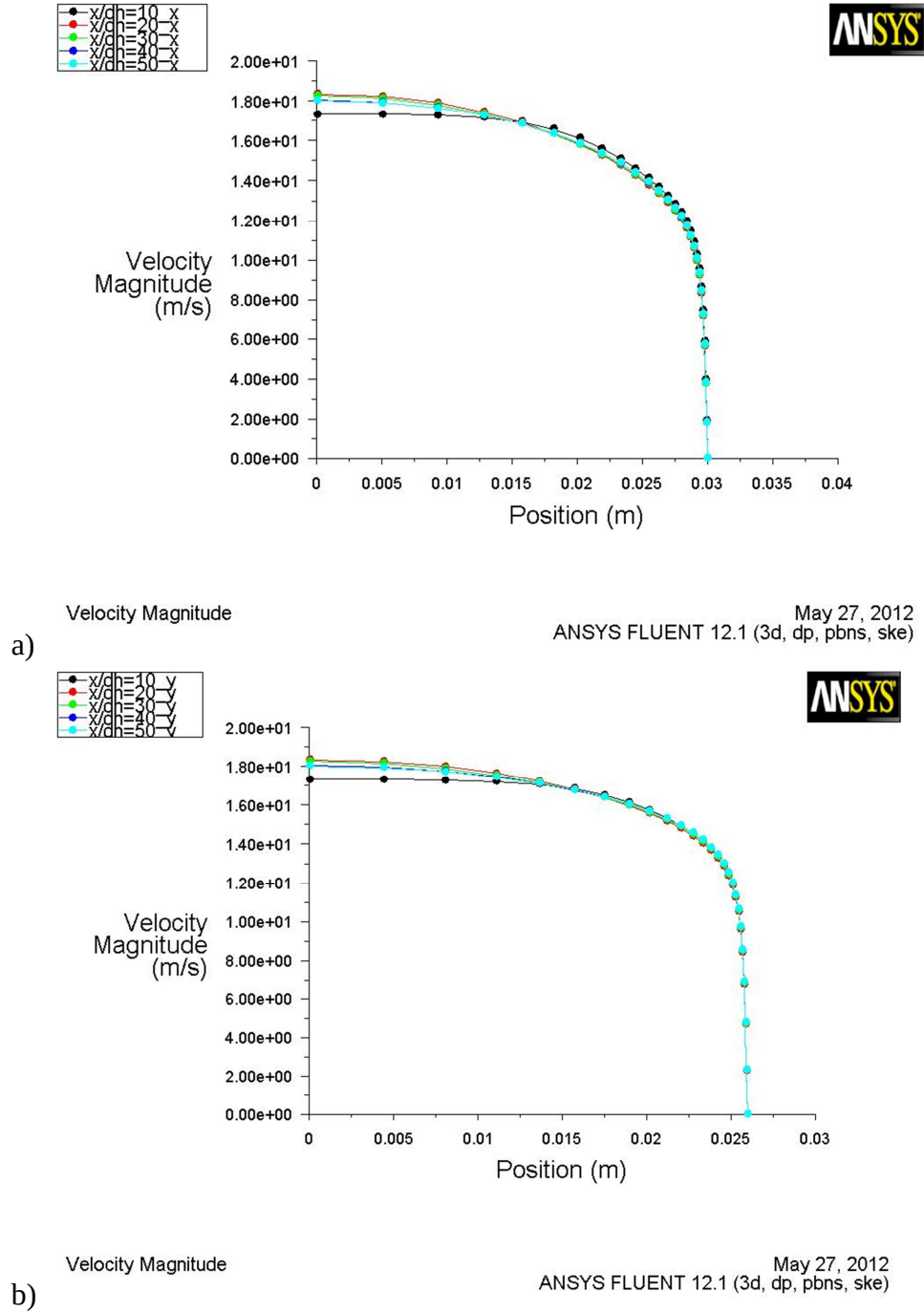
Şekil 7.31. Kenar açısı 60° olan kanalda (eşkenar altıgen) havanın çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

Şekil 7.31’de görüldüğü gibi, bir önceki kanaldaki sonuçlara benzer şekilde, Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artmasıyla havanın kanaldan çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Artan akış hızı havanın kanal duvarından gelen ısıyı transfer etme süresini düşürmüştür, buda çıkış sıcaklığının azalmasına neden olmuştur. Fakat bu durum transfer edilen ısı miktarının da düşmesi anlamına gelmemektedir. Aksine Reynolds sayısının artışı ile ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. İlgili grafik aşağıda verilmektedir.



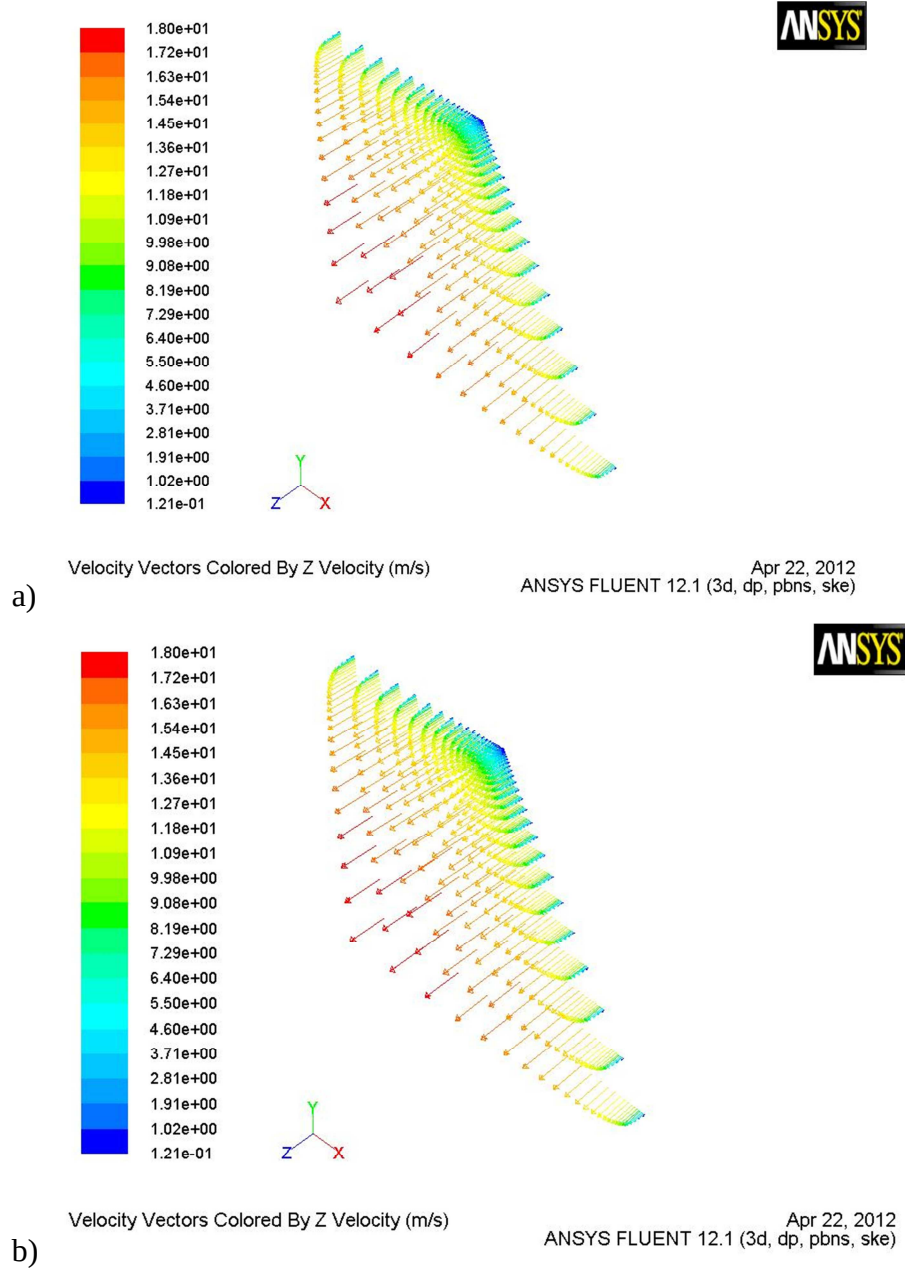
Şekil 7.32. Kenar açısı 60° olan kanalda (eşkenar altıgen) ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanalın simetri eksenleri boyunca  $x/D_h=10,20,30,40$  ve 50 mesafelerindeki hız büyüklükleri aşağıda verilmiştir. Buna göre her iki eksen de  $x/D_h=20$ 'den sonraki hız değişiminin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.



Şekil 7.33. Kenar açısı  $60^\circ$  olan altıgen kanalda, a)  $y=0$  – yatay, b)  $x=0$  – düşey düzlemindeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi

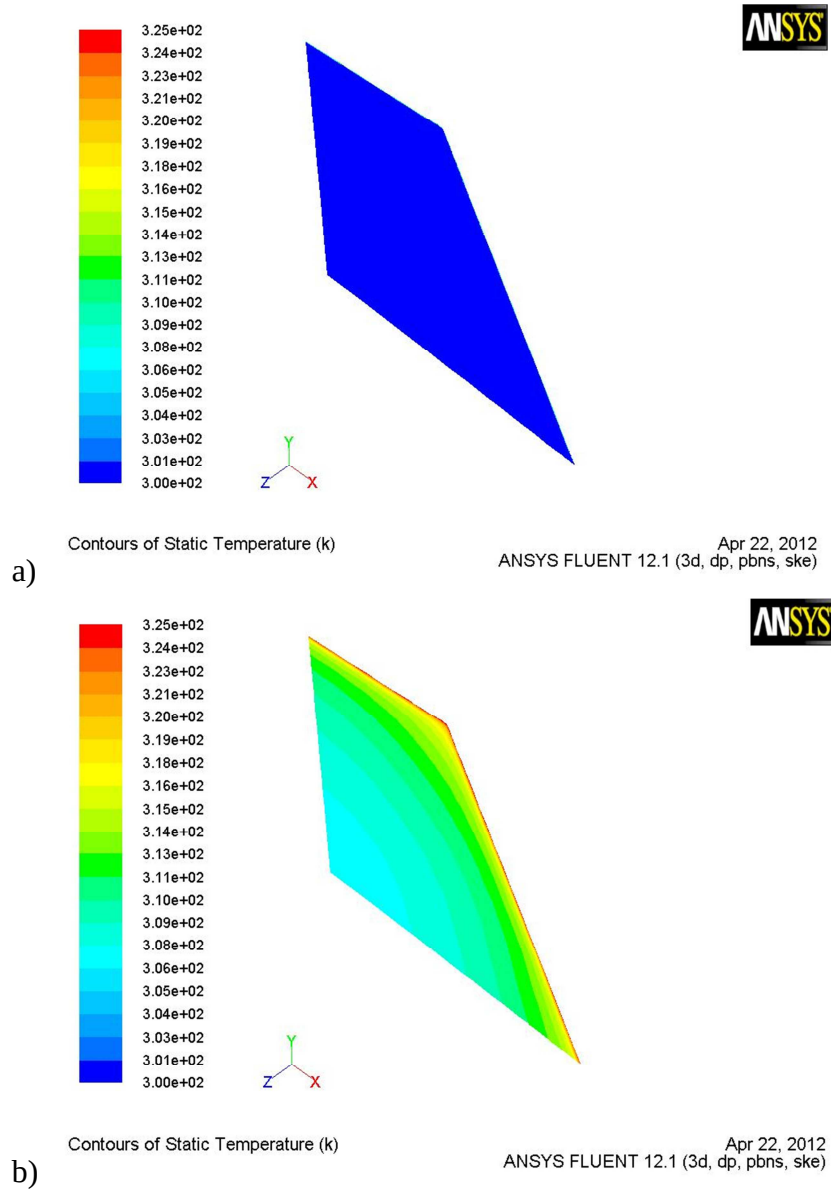
Kenar açısı  $60^\circ$  olan kanalda  $Re=50 \times 10^3$  için giriş ve çıkış hız vektörleri aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.34. Kenar açısı  $60^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı.

Görüldüğü gibi test kanalına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan akışın giriş ve çıkış kesitlerindeki hızlarında fark yoktur.

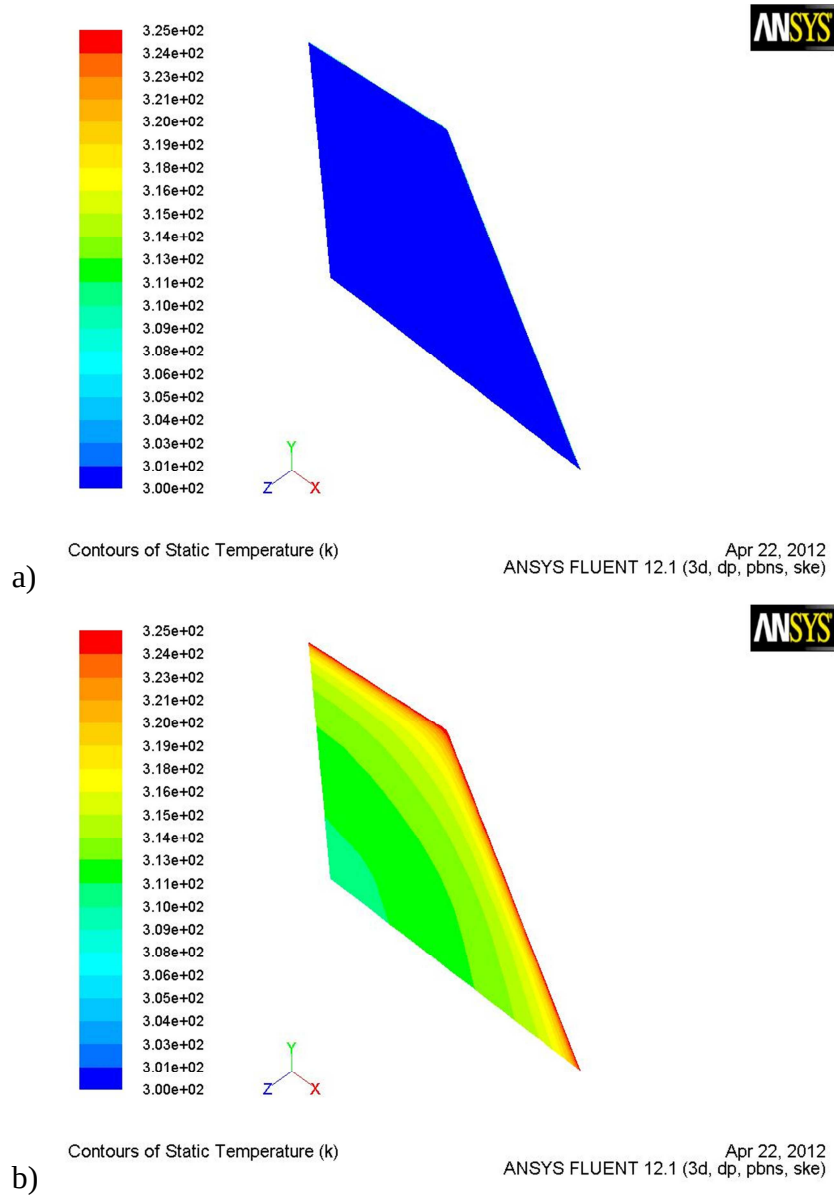
$Re=50 \times 10^3$  için  $60^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.35. Kenar açısı  $60^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

Görüldüğü gibi test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K'dir. Bu noktadan sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

$Re=10 \times 10^3$  için  $60^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



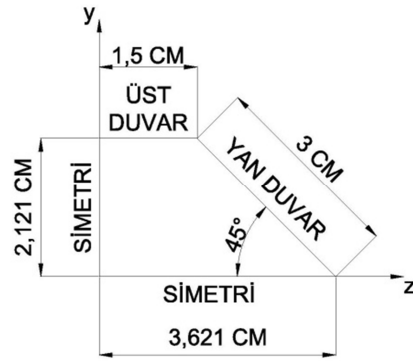
Şekil 7.36. Kenar açısı  $60^\circ$  olan test kanalında,  $Re=10 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

$Re=10 \times 10^3$ 'de aynı şekilde test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K daha sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde

akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir. Reynolds sayısının azalmasıyla akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süresi ve buda ısı transferine maruziyet süresini arttırmaktadır. Şekil 7.35 ve 7.36'dan görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmektedir. Bu durum ısı transfer miktarının artması anlamına gelmemektedir.

#### 7.4. Kenar Açısı 45° Olan Altıgen Kesitli Kanal

Yatayla yaptığı açı 45° olan kanalın kesiti ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.37. Kenar açısı 45° olan kanalın kesiti

Sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda yeralan hücre sayıları, test kanalı için verilmiştir.

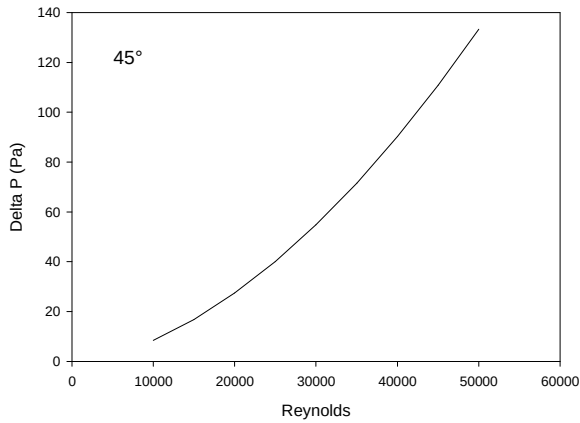
Çizelge 7.4. Kenar açısı 45° olan kanal için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

| Hücre Sayısı (x,y,z) | $Nu_{fd}$ | $C_{ffd}$ |
|----------------------|-----------|-----------|
| 200x15x15            | 112,333   | 0,0054    |
| 400x22x22            | 105,289   | 0,0051    |
| 500x22x22            | 105,384   | 0,0051    |
| 600x30x30            | 105,466   | 0,0051    |

Hücre sayısının 400x22x22'den 600x30x30'a artması durumunda Nusselt sayısı %0,168 oranında, Fanning sürtünme faktörü ise %0,042 oranında değişmiştir.

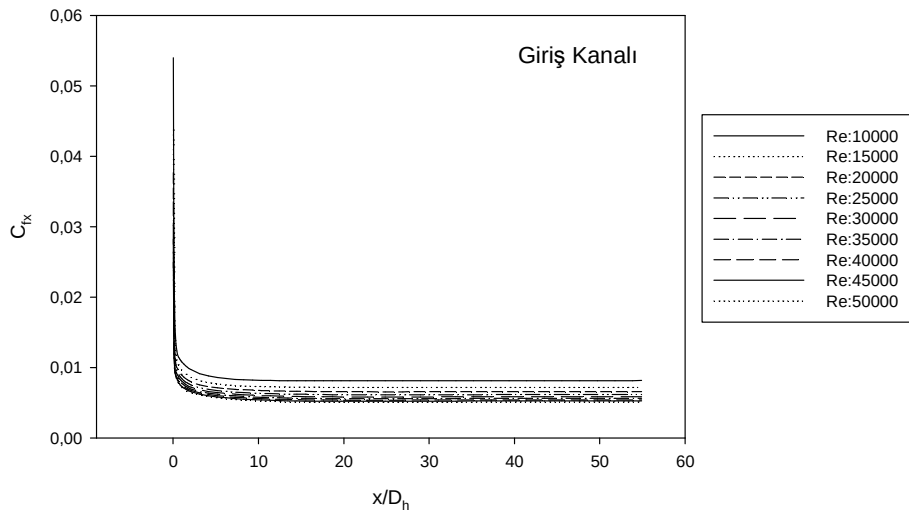
Değişimlerin çok küçük (<%1) olması nedeniyle optimum hücre sayısı 400x22x22 olarak belirlenmiştir.

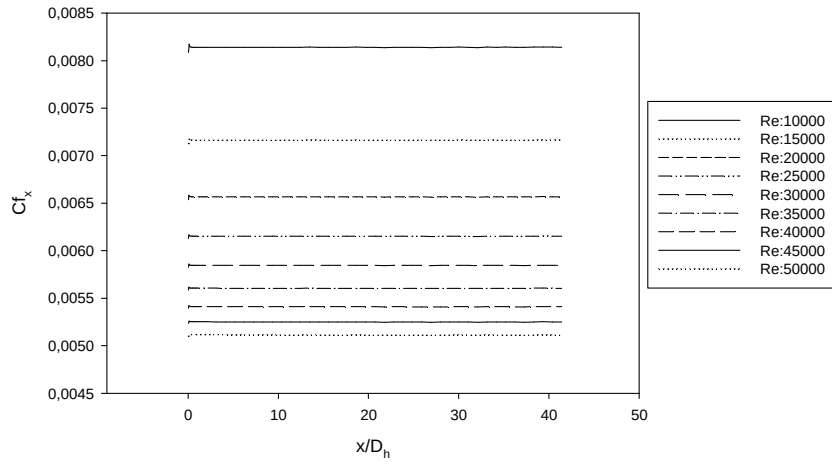
Basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir. Çalışmalar neticesinde Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artışı ile kanalın giriş ve çıkışından hesaplanan basınç farkının da logaritmik olarak arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.38. Kenar açısı 45° olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

Yerel sürtünme faktörü değerlerinin farklı Reynolds sayıları için giriş ve test kanalı boyunca değişimi aşağıda sırasıyla verilmiştir.

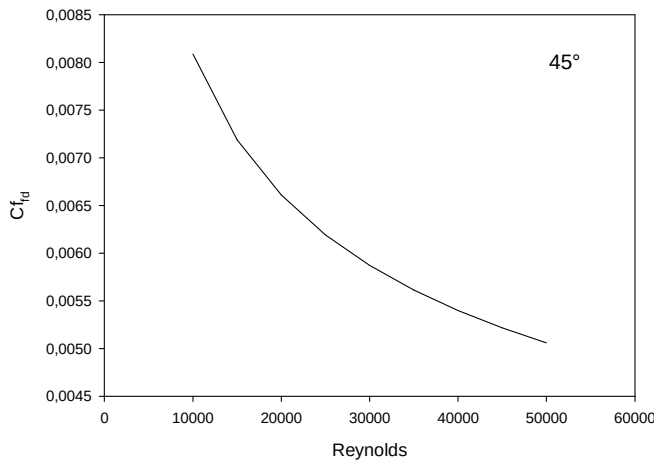




Şekil 7.39. Kenar açısı 45° olan giriş ve test kanalında yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi test kanalına akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının dolayısıyla hızın artmasıyla sürtünme faktörü değerinin azaldığı görülmüştür.

Tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörü, test kanalında akışın hidrodinamik ve ısıl olarak tam geliştiği bölgen ( $25 \leq x/D_h \leq 35$ ) alınan yerel kayma gerilmesi değerleriyle hesaplanmış olup Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda verilmiştir.

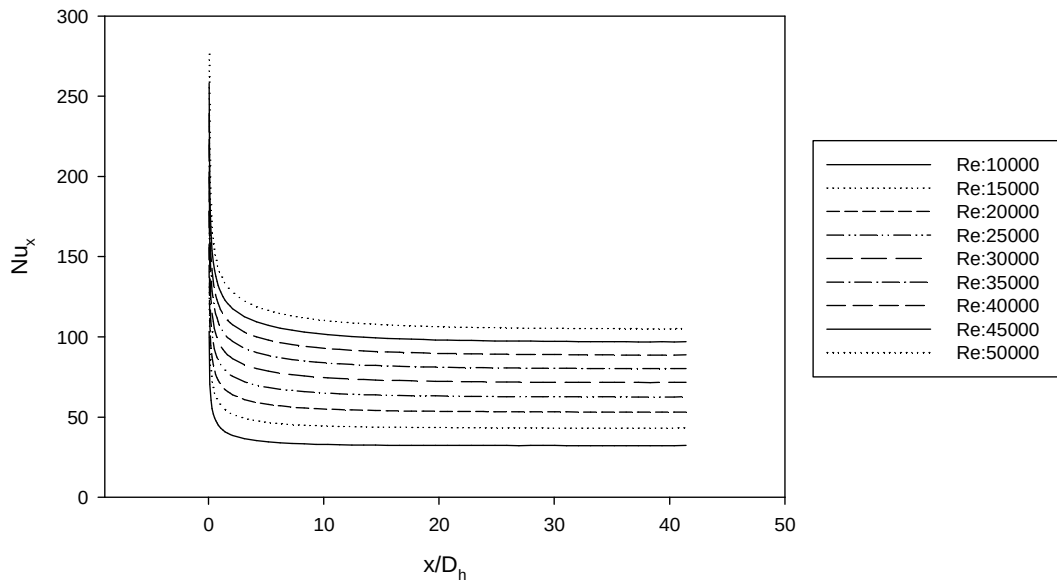


Şekil 7.40. Kenar açısı 45° olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen, 45° kenar açılı kanaldaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntı aşağıdadır:

$$C_{ffd}=0,1184Re^{-0,2914} \quad [7.9]$$

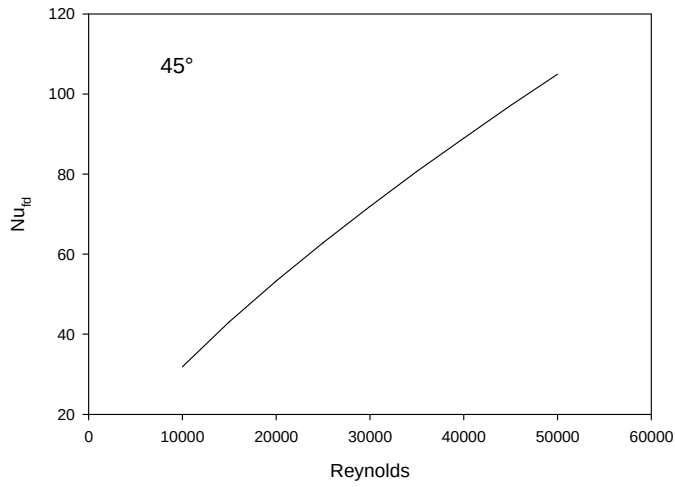
Yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir:



Şekil 7.41. Kenar açısı 45° olan kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikten Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ayrıca test kanalındaki yerel Nusselt sayısının  $x/D_h = 20$ 'den sonraki değişiminin ihmal edilebilir olduğu söylenebilir.

Farklı Reynolds sayıları ile hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş bölgeden ( $x/D_h=25$  ile  $x/D_h=35$  arası) alınan tam gelişmiş şartlardaki Nusselt değerinin değişim grafiği aşağıda verilmiştir.

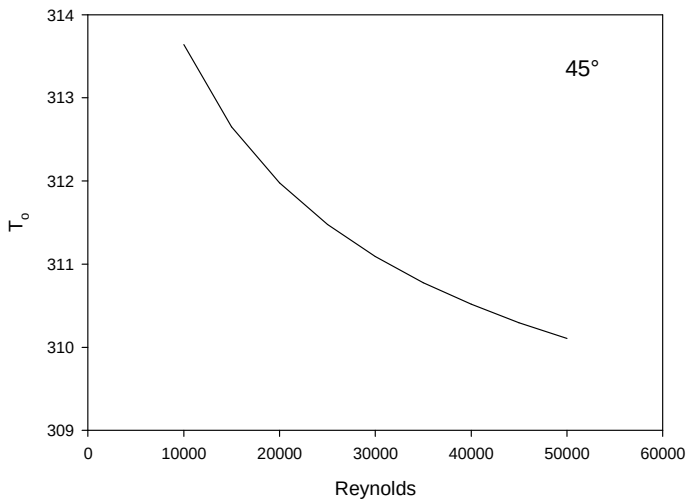


Şekil 7.42. Kenar açısı 45° olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Kenar açısı 45° olan altıgen kanal için elde edilen ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem aşağıdaki gibidir:

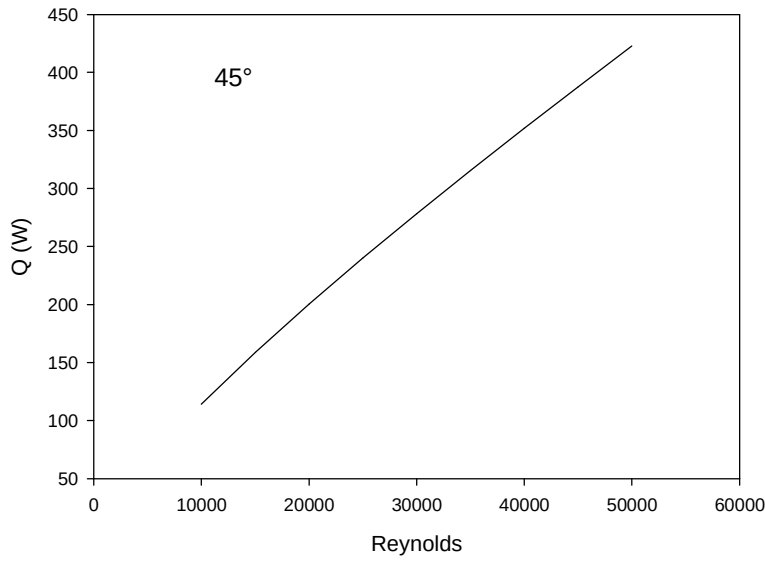
$$Nu_{fd} = 0,035 Re^{0,74} \quad [7.10]$$

Sonuçlardan elde edilen diğer bazı grafikler aşağıda verilmektedir. Test kanalı çıkışındaki sıcaklığın Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.43’de verilmiştir.



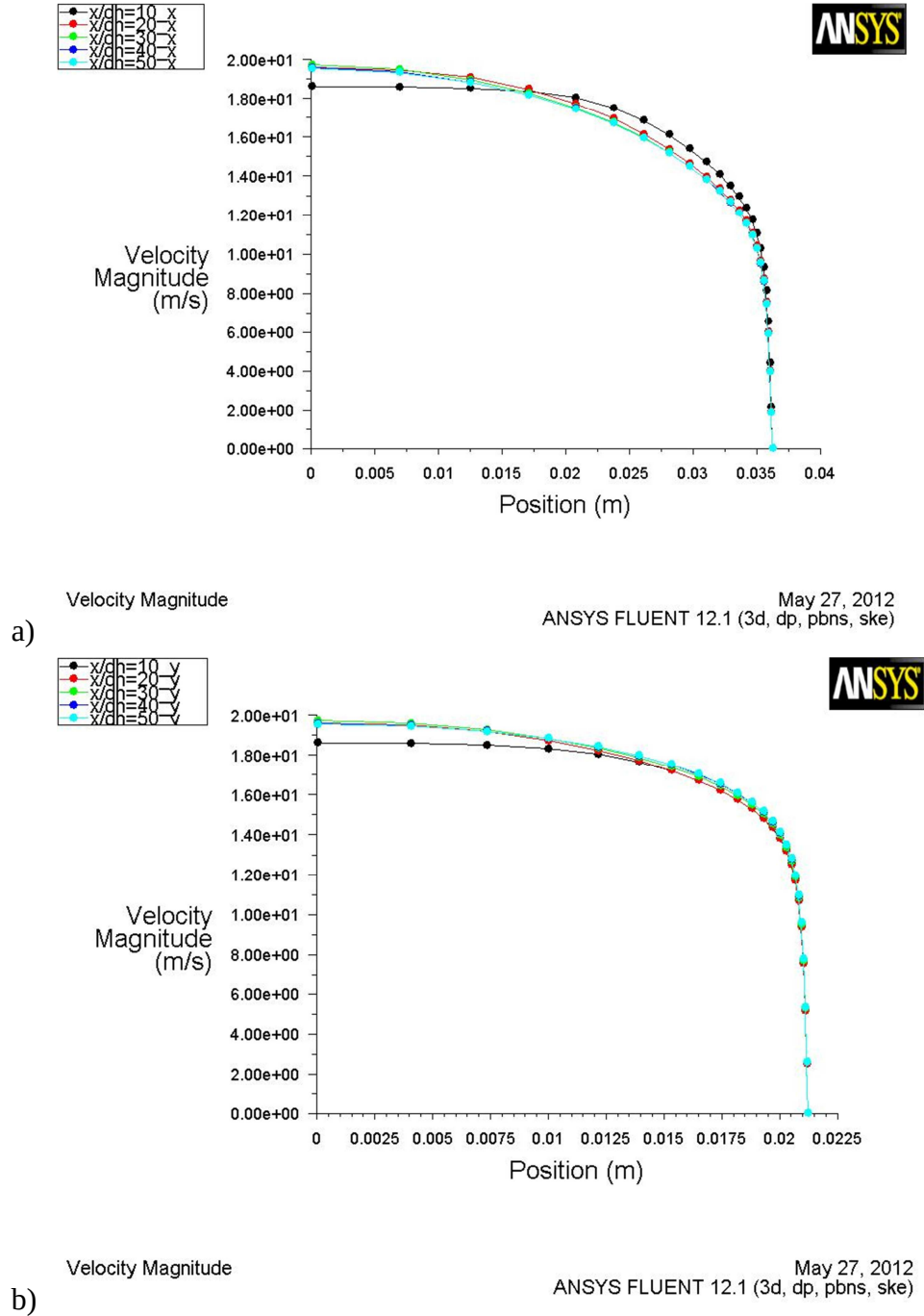
Şekil 7.43. Kenar açısı 45° olan kanaldaki havanın kanaldan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

Bir önceki kanaldaki sonuçlara benzer şekilde, Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artmasıyla havanın kanaldan çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Artan akış hızı havanın kanal duvarından gelen ısıyı transfer etme süresini düşürmüş, buda çıkış sıcaklığının azalmasına neden olmuştur. Fakat bu durum transfer edilen ısı miktarının da düşmesi anlamına gelmemektedir. Aksine Reynolds sayısının artışı ile ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. İlgili grafik aşağıda verilmektedir.



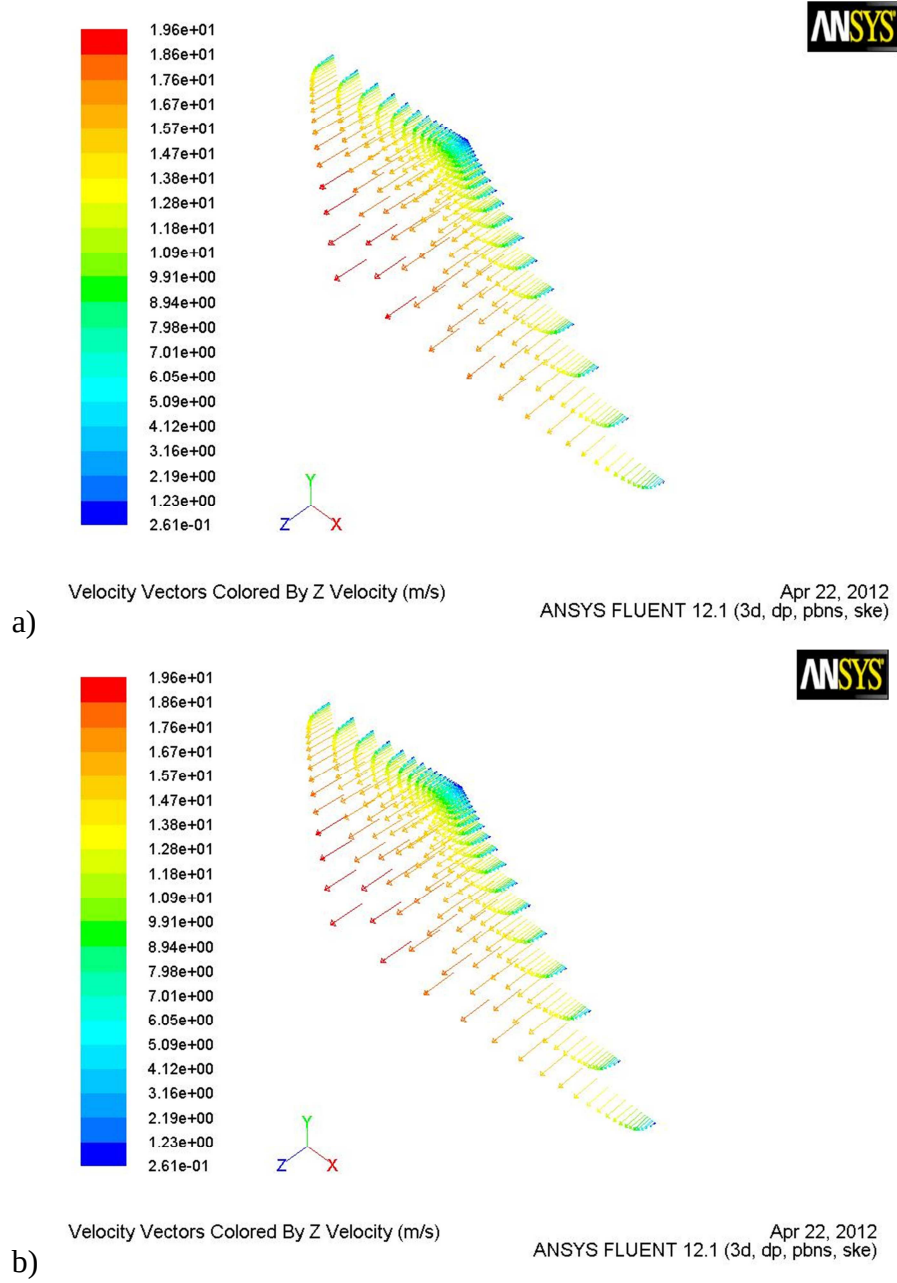
Şekil 7.44. Kenar açısı  $45^\circ$  olan kanalda ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanalın simetri eksenleri boyunca  $x/D_h=10,20,30,40$  ve 50 mesafelerindeki hız büyüklükleri aşağıda verilmiştir. Buna göre her iki eksen de  $x/D_h=20$ 'den sonraki hız değişiminin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.



Şekil 7.45. Kenar açısı  $45^\circ$  olan altıgen kanalda, a)  $y=0$  – yatay, b)  $x=0$  – düşey düzlemindeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi

Kenar açısı  $45^\circ$  olan test kanalında  $Re:50 \times 10^3$  için giriş ve çıkış hız vektörleri aşağıda verilmektedir.

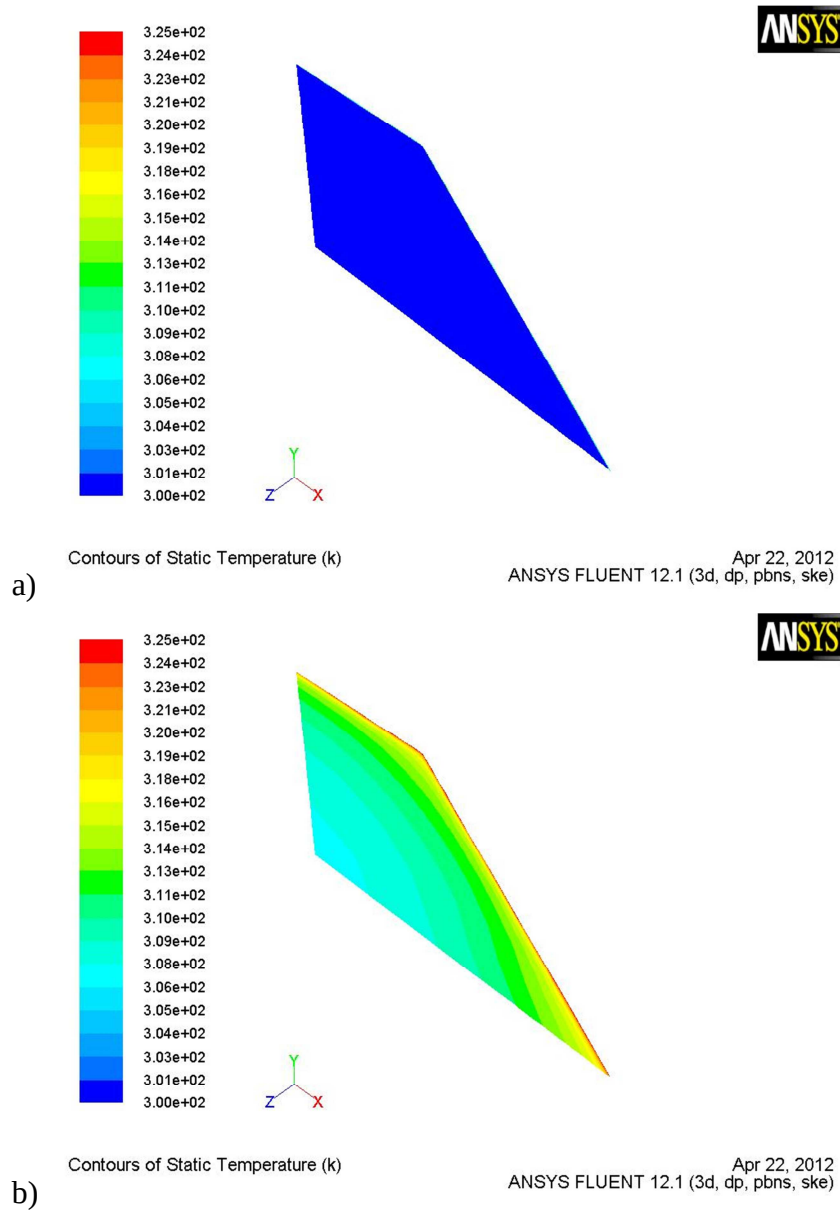


Şekil 7.46. Kenar açısı  $45^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı.

Görüldüğü gibi test kanalına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan

akışın giriş ve çıkış kesitlerinde hız farkı bulunmamaktadır. Yani akış test kanalı girişinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlardadır.

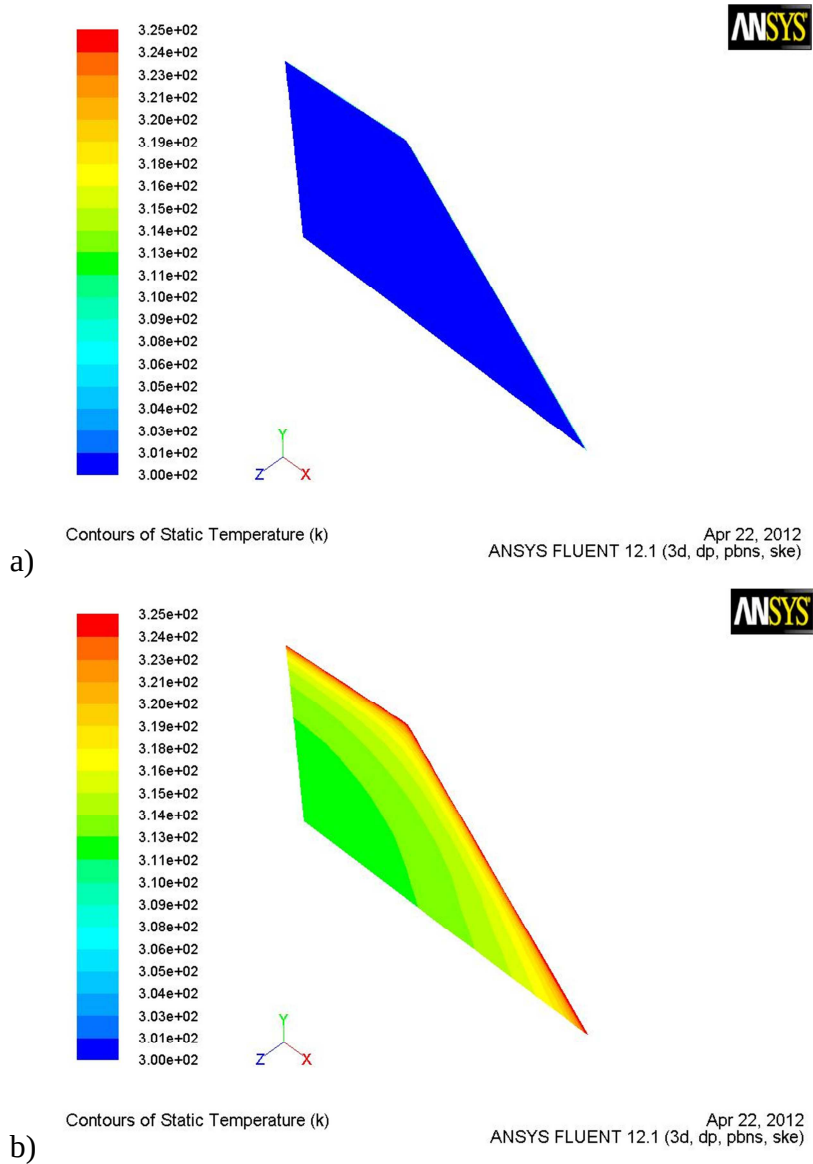
$Re=50 \times 10^3$  için  $45^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.47. Kenar açısı  $45^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

Görüldüğü gibi test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K'dir. Bu noktadan sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

$Re=10 \times 10^3$  için  $45^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



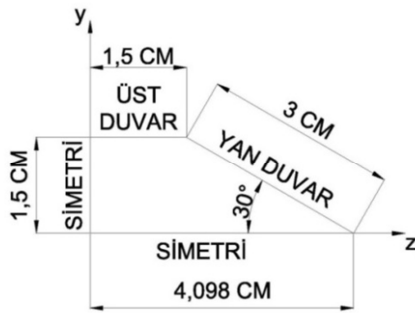
Şekil 7.48. Kenar açısı  $45^\circ$  olan test kanalında,  $Re=10 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

$Re=10 \times 10^3$ 'de aynı şekilde test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K daha sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

Reynolds sayısının azalmasıyla akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süresi ve buda ısı transferine maruziyet süresini arttırmaktadır. Şekil 7.47 ve 7.48' den görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmektedir. Bu durum ısı transfer miktarının artması anlamına gelmemektedir.

### 7.5. Kenar Açısı 30° Olan Altıgen Kesitli Kanal

Yatayla yaptığı açı 30° olan kanalın kesiti ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.49. Kenar açısı 30° olan kanalın kesiti

Sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için optimum hücre sayısı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda yer alan hücre sayıları, test kanalı için verilmiştir.

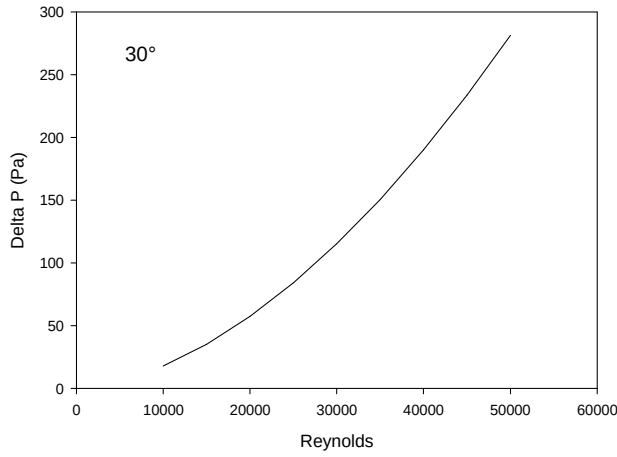
Çizelge 7.5. Kenar açısı 30° olan kanal için tam gelişmiş akış şartlarındaki Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

| Hücre Sayısı (x,y,z) | $Nu_{fd}$ | $C_{ffd}$ |
|----------------------|-----------|-----------|
| 200x15x15            | 107,889   | 0,0053    |
| 400x17x17            | 100,708   | 0,0050    |
| 500x17x17            | 100,585   | 0,0050    |
| 600x25x25            | 99,873    | 0,0049    |

Hücre sayısının 400x17x17'den 600x25x25'e artması durumunda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısı %0,8 oranında, Fanning sürtünme faktörü ise %0,3 oranında değişmiştir.

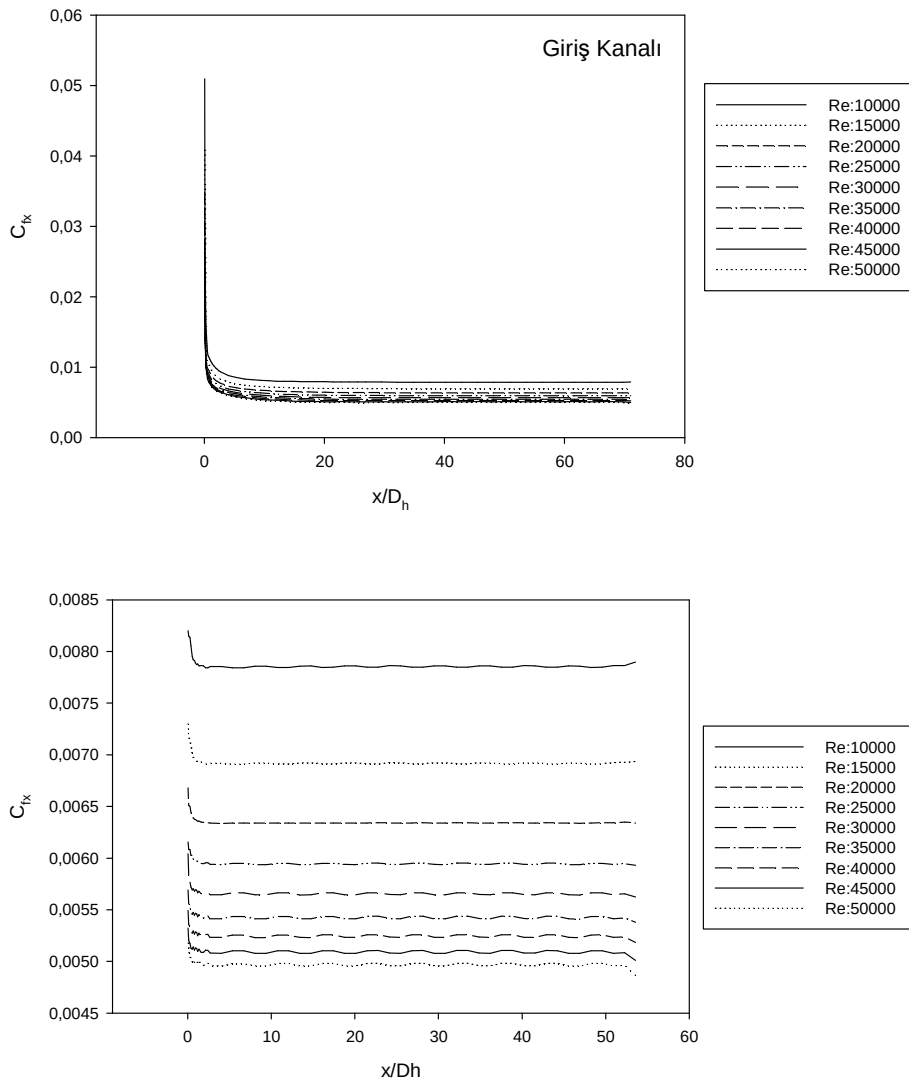
Değişimlerin %1'in altında olması nedeniyle optimum hücre sayısı 400x17x17 olarak belirlenmiştir.

Basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir. Çalışmalar neticesinde Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artışı ile kanalın giriş ve çıkışından hesaplanan basınç farkının da logaritmik olarak arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.50. Kenar açısı 30° olan kanalın giriş ve çıkış kesitindeki basınç farkının Reynolds sayısı ile değişimi

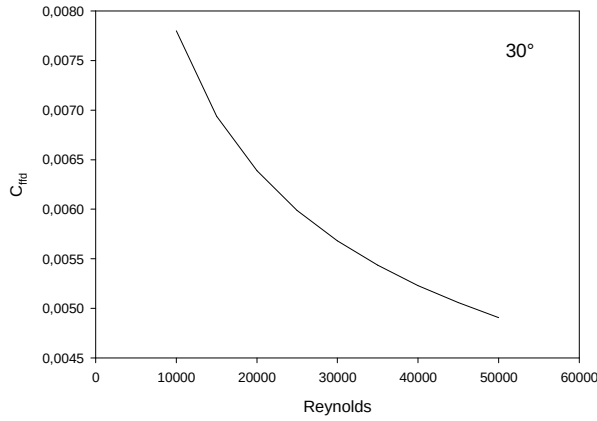
Yerel sürtünme faktörü değerlerinin farklı Reynolds sayıları için giriş ve test kanalı boyunca değişimi aşağıda sırasıyla verilmiştir.



Şekil 7.51. Kenar açısı  $30^\circ$  olan giriş ve test kanalında yerel sürtünme faktörünün farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi test kanalına akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş olarak girmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının dolayısıyla hızın artmasıyla sürtünme faktörü değerinin azaldığı görülmüştür.

Tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörü, test kanalında akışın hidrodinamik ve ısıl olarak tam geliştiği bölgeden ( $25 \leq x/D_h \leq 35$ ) alınan yerel kayma gerilmesi değerleriyle hesaplanmış olup Reynolds sayısı ile değişimi aşağıda verilmiştir.

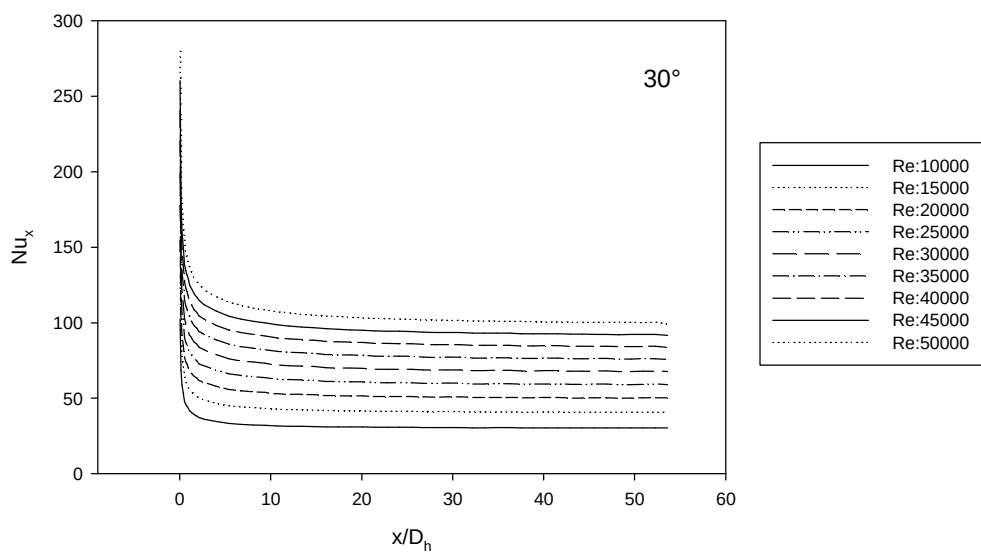


Şekil 7.52. Kenar açısı 30° olan kanalda tam gelişmiş akış şartlarındaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen, 30° kenar açılı kanadaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntı aşağıdaki gibidir:

$$C_{ffd} = 0,1108 Re^{-0,2881} \quad [7.11]$$

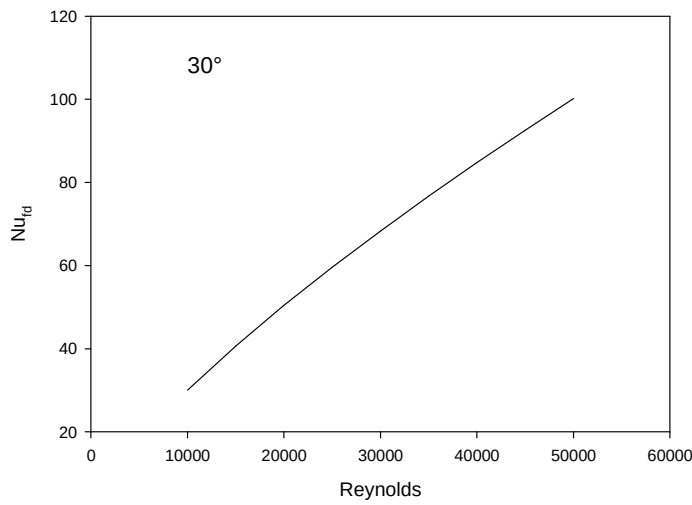
Yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimi aşağıda verilmiştir:



Şekil 7.53. Kenar açısı 30° olan kanalda yerel Nusselt sayısının farklı Reynolds sayıları için boyutsuz uzunluğa göre değişimi

Yukarıdaki grafikten Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı görülmüştür. Ayrıca test kanalındaki yerel Nusselt sayısının  $x/D_h = 20$ 'den sonraki değişimlerin ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmektedir.

Farklı Reynolds sayıları ile hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bölgeden ( $x/D_h=35$  ile  $x/D_h=45$  arası) alınan ortalama Nusselt değerinin değişim grafiği aşağıda verilmiştir.

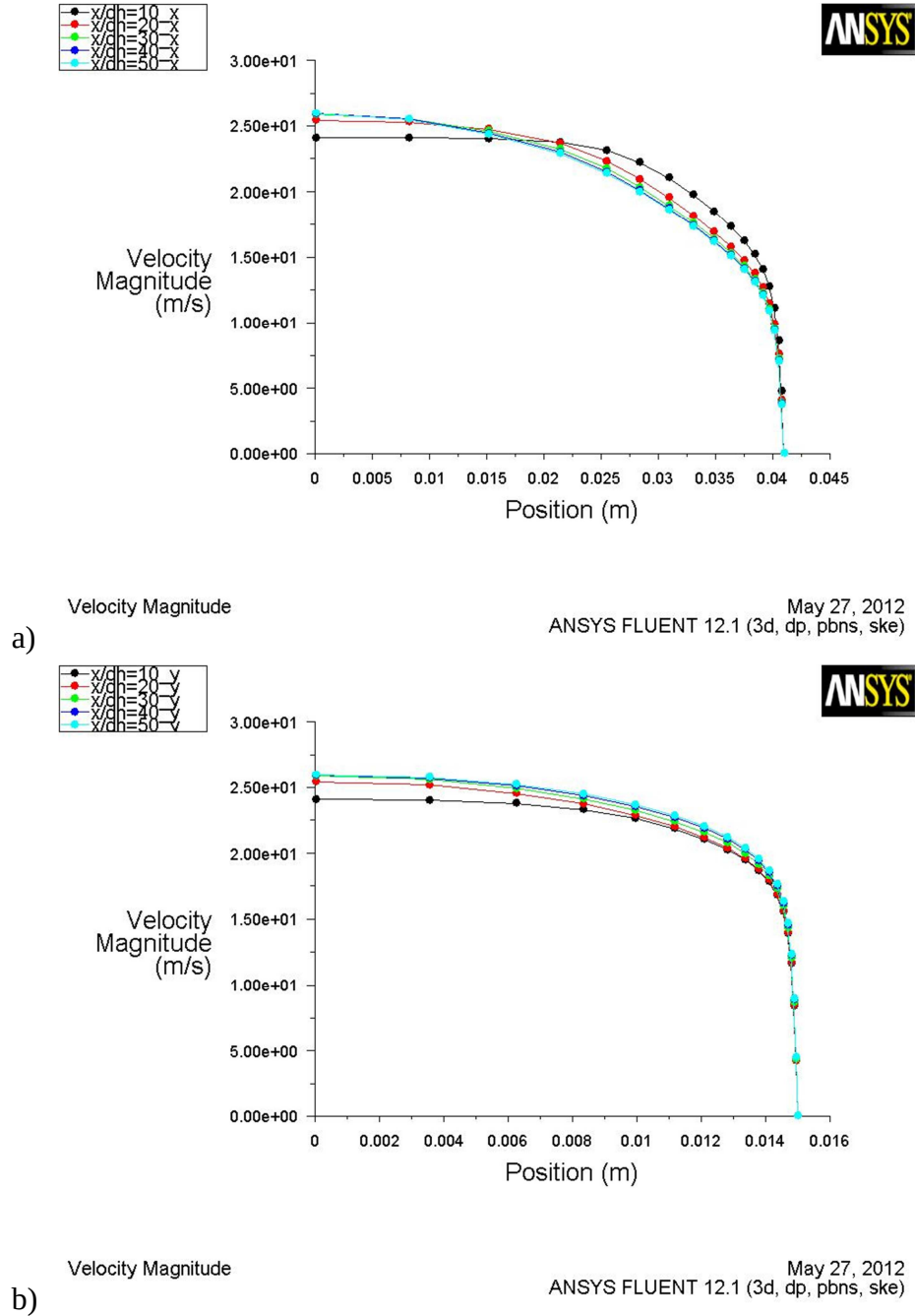


Şekil 7.54. Kenar açısı 30° olan kanalda tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Kenar açısı 30° olan altıgen kanal için elde edilen ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren denklem aşağıdaki gibidir:

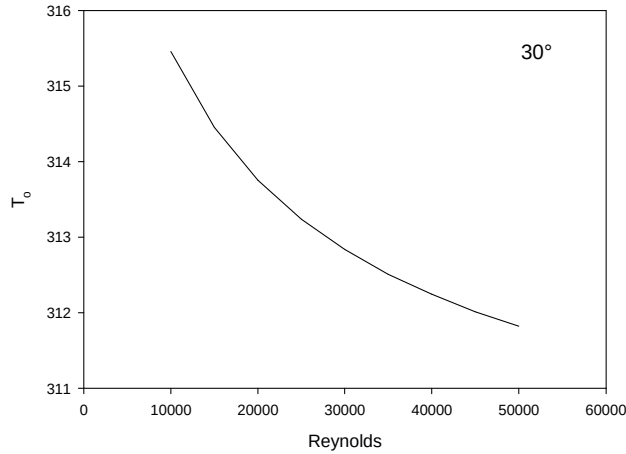
$$Nu_{fd}=0,0303Re^{0,749} \quad [7.12]$$

Kanalın simetri eksenleri boyunca  $x/D_h=10,20,30,40$  ve  $50$  mesafelerindeki hız büyüklükleri aşağıda verilmiştir. Buna göre her iki eksen de  $x/D_h=20$ 'den sonraki hız değişiminin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.



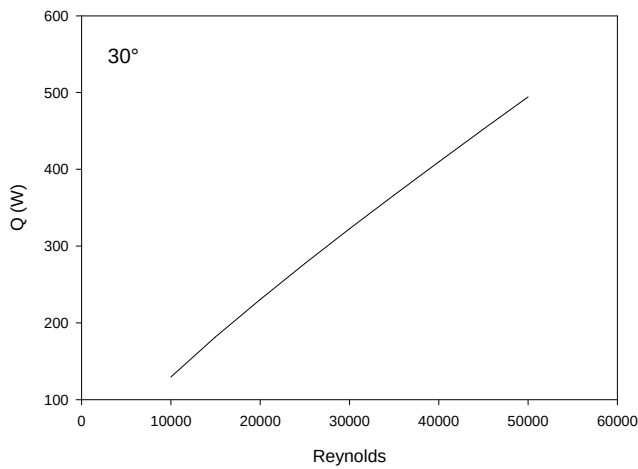
Şekil 7.55. Kenar açısı  $30^\circ$  olan altıgen kanalda, a)  $y=0$  – yatay, b)  $x=0$  – düşey düzlemindeki hız büyüklüğünün kanal boyunca değişimi

Sonuçlardan elde edilen diğer bazı grafikler aşağıda verilmektedir. Test kanalı çıkışıındaki sıcaklığın Reynolds sayısı ile değişimi grafiği Şekil 7.56’da verilmiştir.



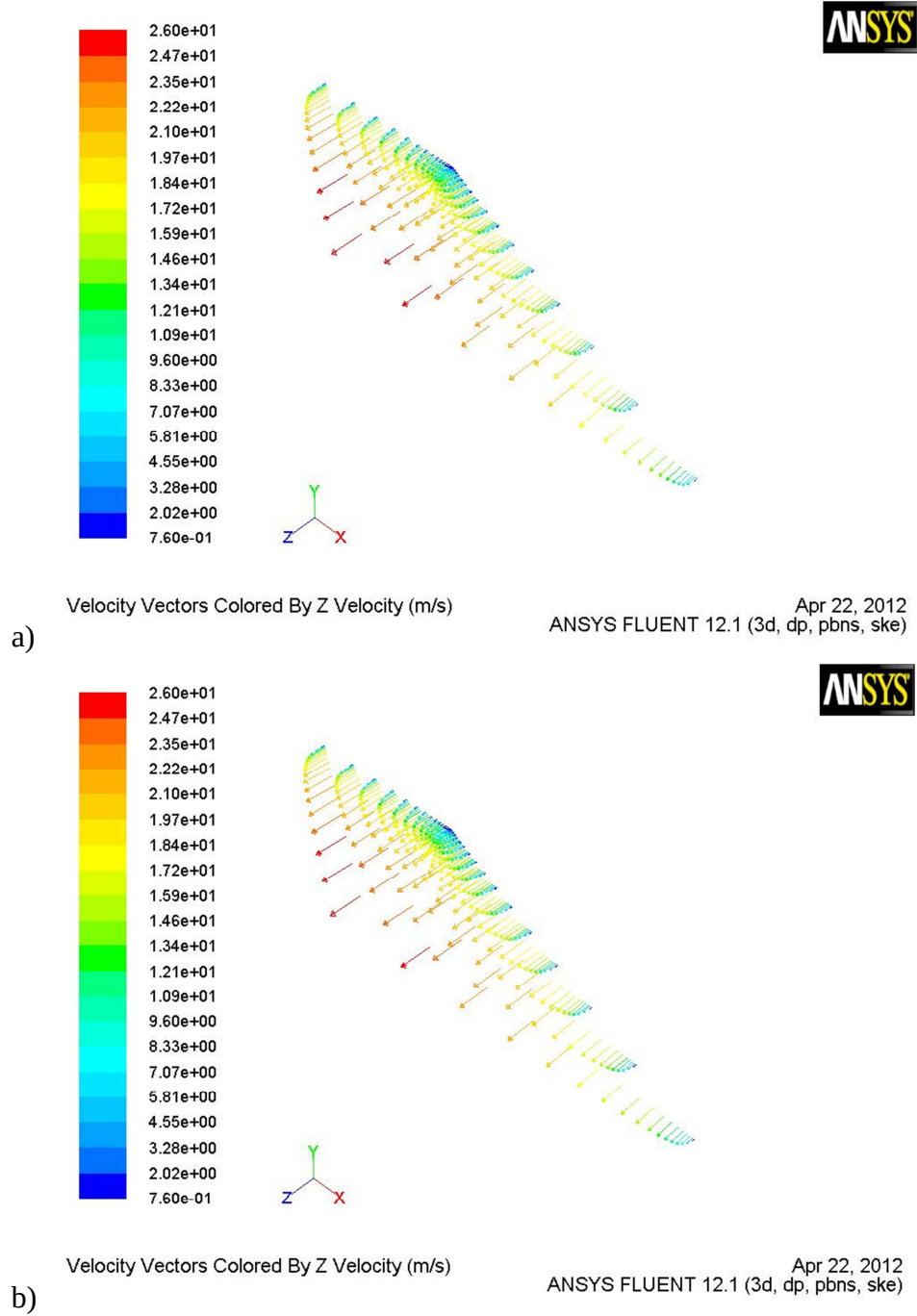
Şekil 7.56. Kenar açısı 30° olan kanaldaki havanın kanaldan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimi

Daha önceki kanallardaki sonuçlara benzer şekilde, Reynolds sayısının ve dolayısıyla hızın artmasıyla havanın kanaldan çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Artan akış hızı havanın kanal duvarından gelen ısıyı transfer etme süresini düşürmüştür, buda çıkış sıcaklığının azalmasına neden olmuştur. Fakat bu durum transfer edilen ısı miktarının da düşmesi anlamına gelmemektedir. Aksine Reynolds sayısının artışı ile ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. İlgili grafik aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.57. Kenar açısı 30° olan kanalda ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

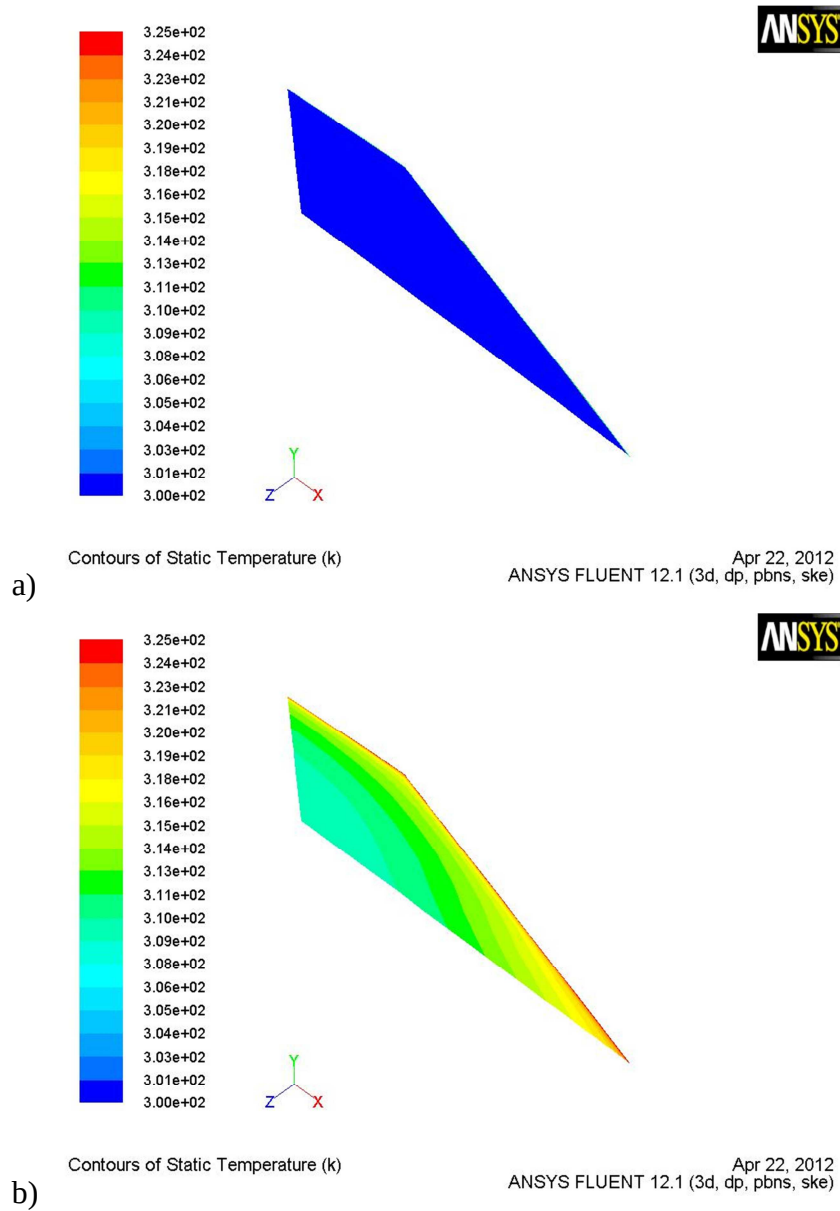
Kenar açısı  $30^\circ$  olan test kanalında  $Re:50 \times 10^3$  için giriş ve çıkış hız vektörleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 7.58. Kenar açısı  $30^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki hız dağılımı.

Görüldüğü gibi test kanalına girmeden önce hidrodinamik olarak tam gelişmiş olan akışın giriş ve çıkış kesitlerindeki hızlarında fark görülmemektedir.

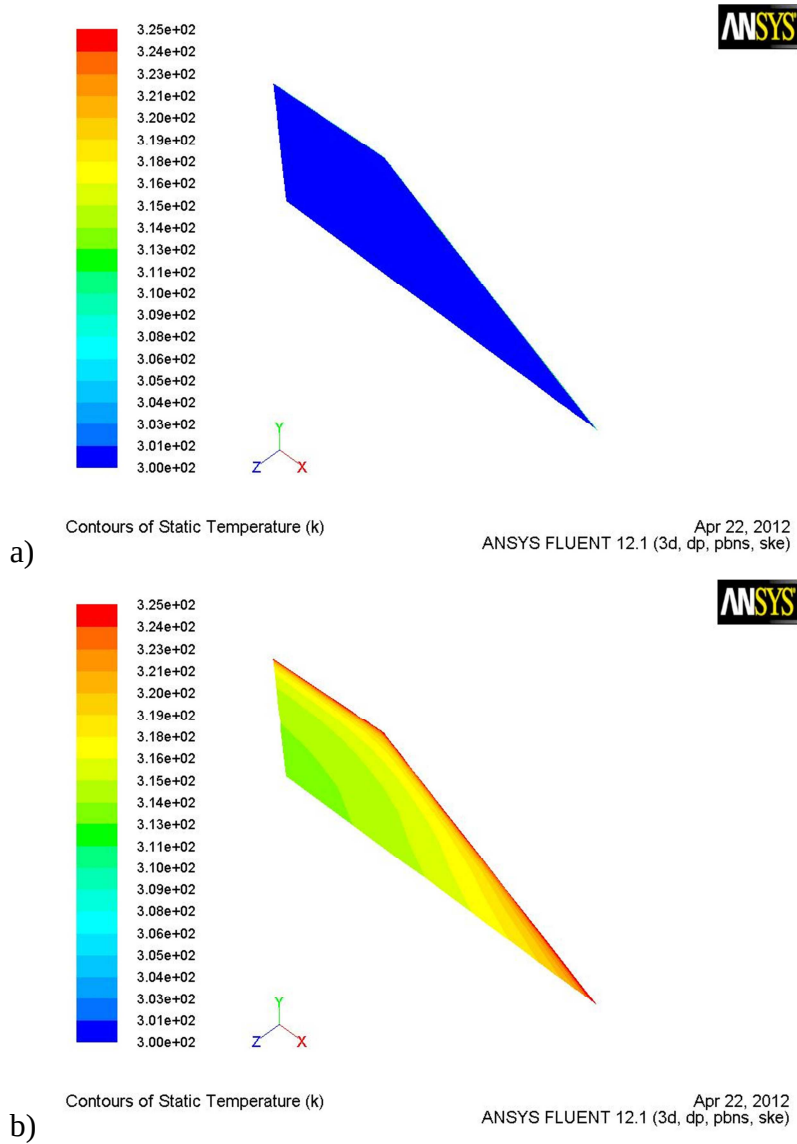
$Re=50 \times 10^3$  için  $30^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



Şekil 7.59. Kenar açısı  $30^\circ$  olan test kanalında,  $Re=50 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

Görüldüğü gibi test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K'dir. Bu noktadan sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

$Re=10 \times 10^3$  için  $30^\circ$  kenar açılı test kanalının giriş ve çıkışındaki sıcaklık konturları aşağıda verilmektedir.



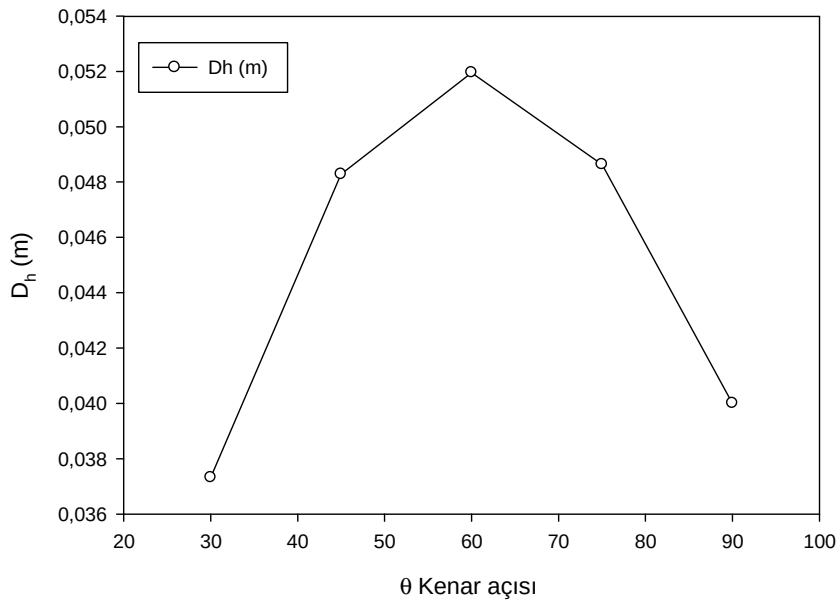
Şekil 7.60. Kenar açısı  $30^\circ$  olan test kanalında,  $Re=10 \times 10^3$  için (a) girişteki ve (b) çıkıştaki sıcaklık konturları

$Re=10 \times 10^3$ 'de aynı şekilde test kanalının girişinde akışkan sıcaklığı 300 K daha sonra akış ısı olarak gelişmeye başlamakta ve sıcaklığı artmaktadır. Çıkış kesitinde akışkan sıcaklığının yüzey yakınına doğru arttığı görülmektedir.

Reynolds sayısının azalmasıyla akışkanın akış hacmine girişi ile çıkışı arasındaki süresi ve buda ısı transferine maruziyet süresini arttırmaktadır. Şekil 7.59 ve 7.60' dan görüldüğü gibi düşük Reynolds sayısına doğru çıkıştaki sıcaklık profilinde artış görülmektedir. Bu durum ısı transfer miktarının artması anlamına gelmemektedir.

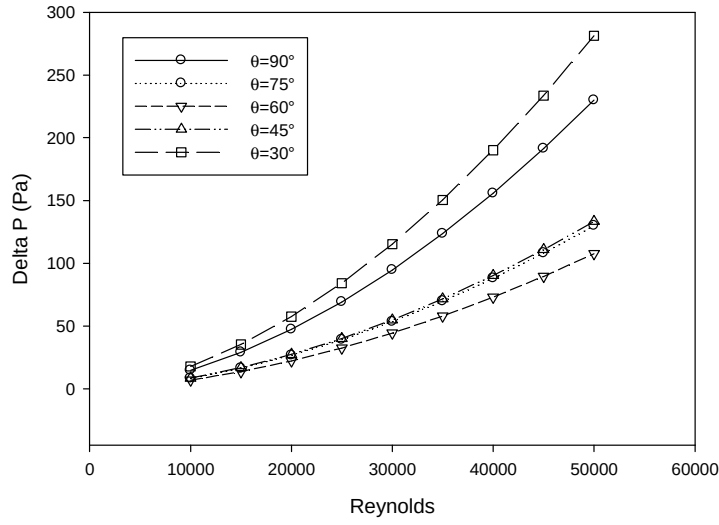
#### 7.6. Kenar Açısındaki Değişimin Akış Yapısı ve Isı Transferine Etkisinin Karşılaştırılması

$\Theta$  kenar açısının değişimine göre, giriş ve test kanalının hidrolik çapının değişimi aşağıdaki grafikte verilmiştir.  $\Theta=60^\circ$  için hidrolik çap en büyük değeri almaktadır. Kenar uzunlukları değişmediği için  $A_s$  kanal yüzey alanı değişmemektedir.



Şekil 7.61.  $\Theta$  kenar açısına göre hidrolik çapın değişimi

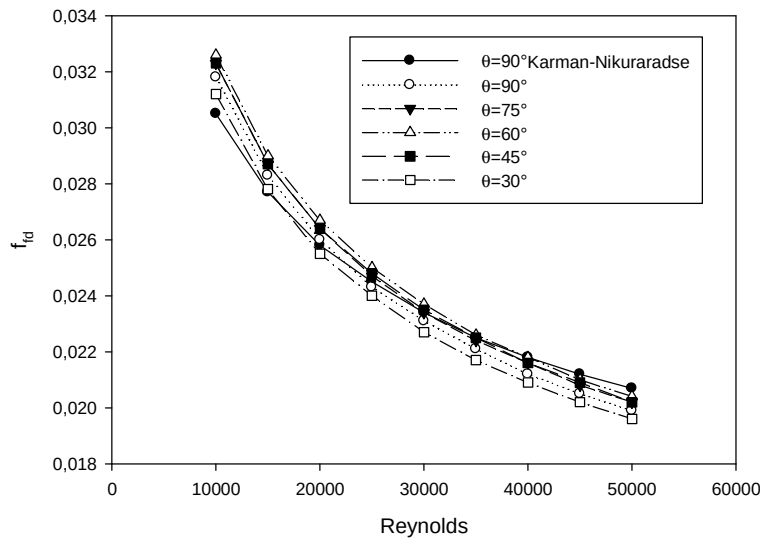
Test kanalı giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısına göre değişimi, farklı  $\Theta$  kenar açılı kanallar için Şekil 7.62'de gösterilmiştir.



Şekil 7.62.  $\theta$  kenar açısına bağlı giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının Reynolds sayısına göre değişimi

Yukarıdaki şekilden görüldüğü gibi,  $\theta=60^\circ$  kenar açılı kanalın (eşkenar altıgen) giriş ve çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının en düşük olduğu görülmüştür.

Farklı  $\theta$  kenar açısı ve Reynolds sayılarına göre test kanalındaki tam gelişmiş akış şartlarındaki Darcy sürtünme faktörü değerleri aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 7.63.  $\theta$  kenar açısına bağlı tam gelişmiş akış şartlarındaki Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi .  $\Theta=60^\circ$  (eşkenar altıgen) olması durumunda tam gelişmiş akış şartlarındaki Darcy sürtünme faktörü en büyük değeri almıştır.  $\Theta$  kenar açısının  $60^\circ$ 'den fazla yada az olması durumlarında ise tam gelişmiş akış şartlarındaki Darcy sürtünme faktörü değeri azalmaktadır. Bu durumda  $\Theta =60^\circ$  kenar açılı altıgen kesitli kanallardaki basınç kayıpları en azdır. Sirkülasyonu yapan pompa basma yüksekliği ve dolayısıyla çektiği elektrik gücünde diğer kanallardakinden daha düşük olacaktır. Ayrıca artan Reynolds sayılarında beklendiği gibi sürtünme faktöründe de azalma görülmüştür.

Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı ve ayrıca  $\Theta$  kenar açısı ve Reynolds sayısına bağlı kolerasyonları aşağıda sırasıyla sunulmuştur.

$$\Theta =90^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1169Re^{-0,291} \quad [7.1]$$

$$\Theta =75^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1189Re^{-0,2919} \quad [7.5]$$

$$\Theta =60^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1206Re^{-0,2924} \quad [7.7]$$

$$\Theta =45^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1184Re^{-0,2914} \quad [7.9]$$

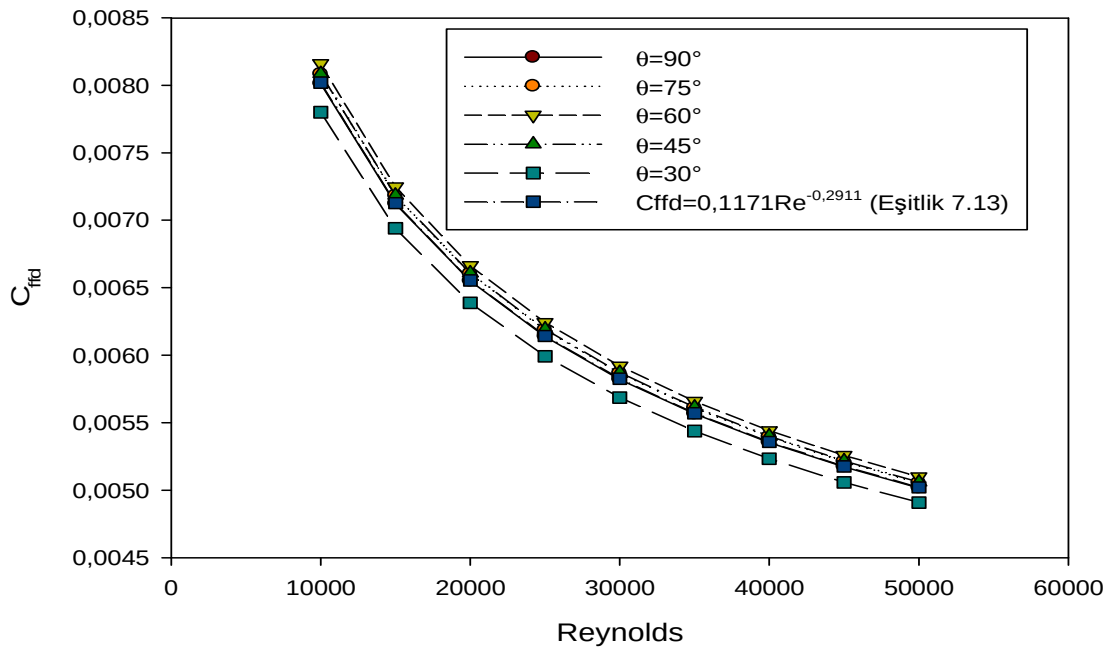
$$\Theta =30^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1108Re^{-0,2881} \quad [7.11]$$

$$30^\circ \leq \Theta \leq 90^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } C_{ffd}=0,1171Re^{-0,2911} \quad [7.13]$$

Eşitlik 7.13'deki bağıntıda %-3,4 ile %+2,5 arasında bir sapma mevcuttur. Regresyon değeri ise  $r^2=0,989$  'dur. Farklı kenar açılara sahip kanallarda, tam gelişmiş akış şartlarındaki Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi gösteren Çizelge 7.6 ve Şekil 7.64 aşağıda sırasıyla verilmektedir. Sonuçlara göre, Fanning sürtünme faktörünün  $\Theta$  kenar açısına göre önemli bir değişim (%5'ten az) göstermediği söylenebilir.

Çizelge 7.6. Çalışılan kanallarda Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

| Reynolds Sayısı | $C_{ffd}$         |                   |                   |                   |                   |
|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
|                 | $\Theta=90^\circ$ | $\Theta=75^\circ$ | $\Theta=60^\circ$ | $\Theta=45^\circ$ | $\Theta=30^\circ$ |
| 10000           | 0,00801           | 0,00808           | 0,00816           | 0,00809           | 0,00780           |
| 30000           | 0,00582           | 0,00587           | 0,00592           | 0,00587           | 0,00568           |
| 50000           | 0,00502           | 0,00505           | 0,00510           | 0,00506           | 0,00491           |



Şekil 7.64. Çalışılan kanalların ve Eşitlik 7.13'deki Fanning sürtünme faktörünün, Reynolds sayısı ile değişimi

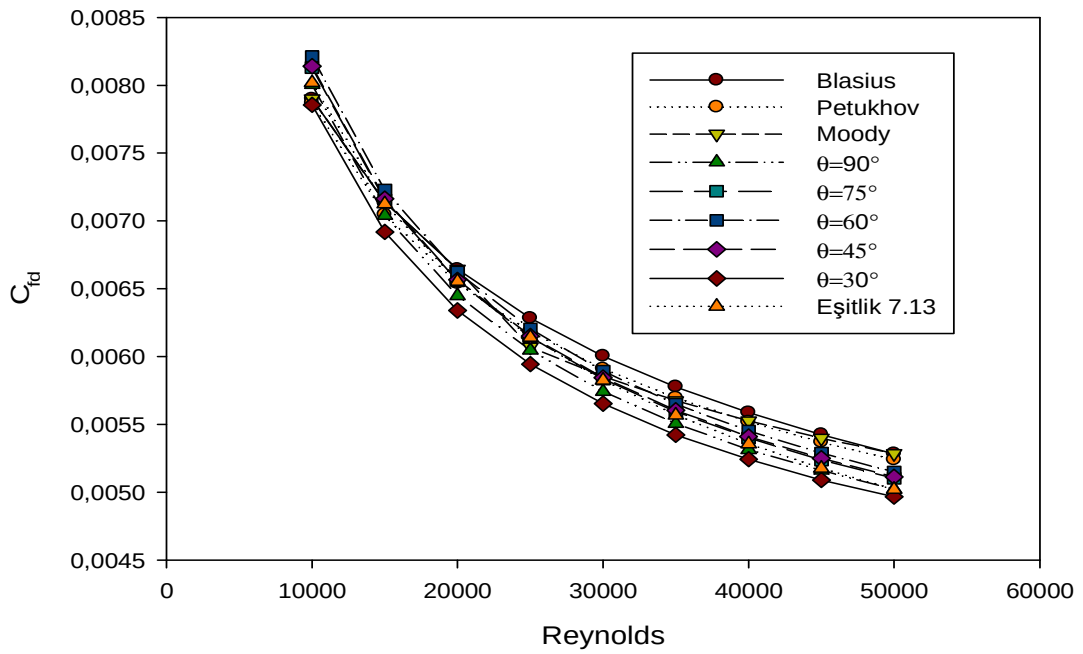
Tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında altıgen kesitli kanallar için elde edilen  $C_{ffd}$  Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntı ile yine aynı şartlardaki pürüzsüz dairesel kanallar için literatürden [2] alınan bağıntıların karşılaştırması aşağıda verilmiştir. Formüller, yanlarında belirtilen Reynolds değerleri için geçerli olup sırasıyla Blasius (Eşitlik 7.14), Petukhov (Eşitlik 7.15) ve Moody (Eşitlik 7.16 ve 7.17) denklemleridir.

$$f = 0,316Re^{-0,25} \quad Re \leq 1 \times 10^5 \text{ için} \quad [7.14]$$

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \text{ için} \quad [7.15]$$

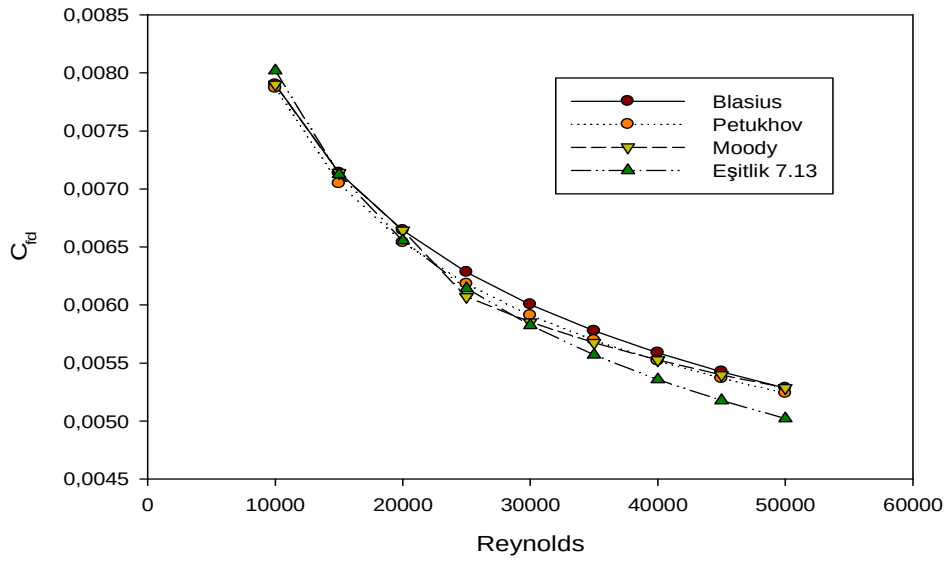
$$f = 0,316Re^{-0,25} \quad Re < 2 \times 10^4 \text{ için} \quad [7.16]$$

$$f = 0,184Re^{-0,20} \quad 2 \times 10^4 < Re < 3 \times 10^5 \text{ için} \quad [7.17]$$



Şekil 7.65. Çalışılan kanallar, mevcut çalışmadan elde edilen bağıntı (Eşitlik 7.13) ve literatürde dairesel kanallar için  $C_{fd}$  'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren denklemlerin karşılaştırılması

Şekil 7.65'deki eğrilerin yoğunluğu nedeniyle, Fanning sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi için mevcut çalışmadan elde edilen bağıntı ile literatürün karşılaştırılması Şekil 7.66'da ayrıca verilmiştir.



Şekil 7.66. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.13 ile literatürde dairesel kanallar için  $C_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması

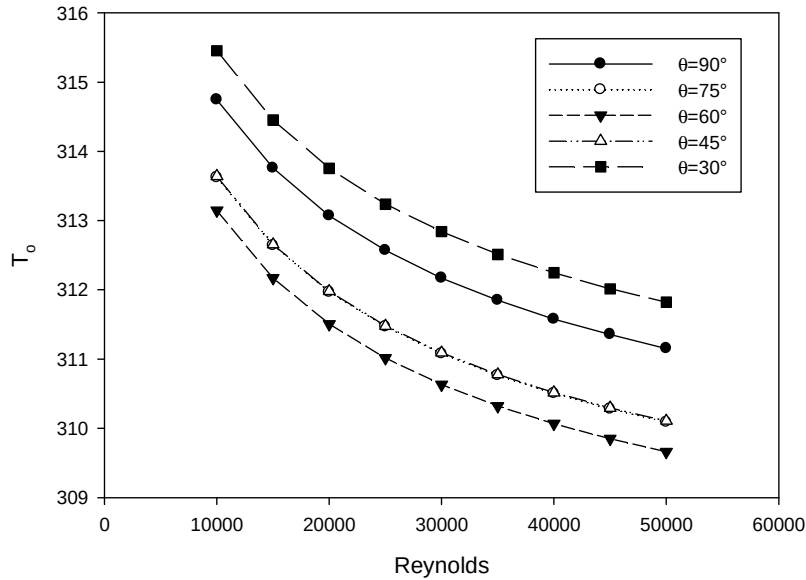
Yapılan karşılaştırma neticesinde mevcut çalışma ile literatür arasındaki farklar Çizelge 7.7'de verilmiştir.

Çizelge 7.7. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.13 ile literatürde dairesel kanallar için verilen bağıntılardan elde edilen sonuçlar arasındaki farklar

| Reynolds Sayısı | Eşitlik 7.13 – Blasius % Fark | Eşitlik 7.13 - Petukhov % Fark | Eşitlik 7.13 - Moody % Fark |
|-----------------|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|
| 10000           | -1,492                        | -1,867                         | -1,492                      |
| 30000           | 3,058                         | 1,462                          | 0,477                       |
| 50000           | 5,244                         | 4,375                          | 5,263                       |

Çizelge 7.7'den görüldüğü gibi mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.13 ile literatürden alınan bağıntıların farklı  $Re=10 \times 10^3$  için yaklaşık %1,5,  $Re=50 \times 10^3$  için ise yaklaşık %5 civarındadır. Bu durumda dairesel kanallar için literatürde verilen bağıntılar, %5'lik bir fark olacağı göz önünde bulundurularak altıgen kesitli kanallar için de kullanılabileceği söylenebilir.

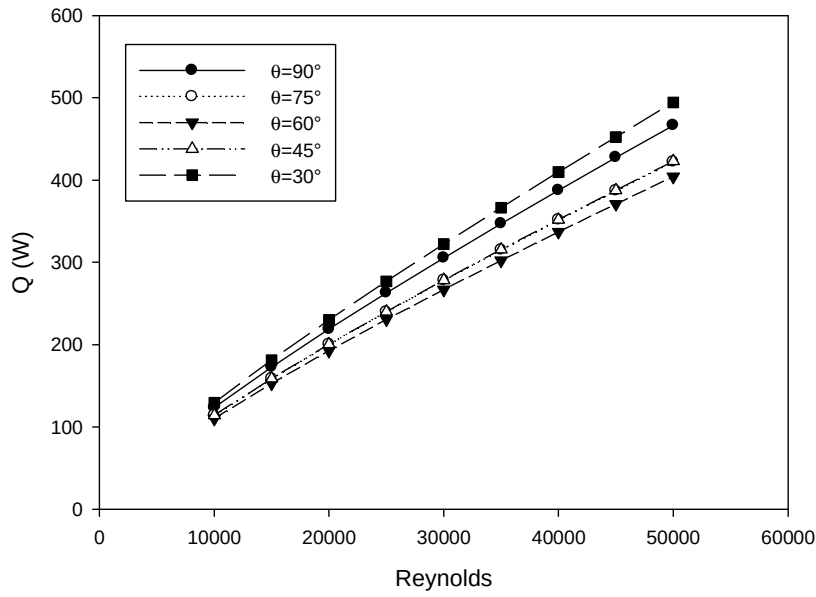
Test kanalının çıkışındaki akışkan sıcaklığının  $\Theta$  kenar açısına ve Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 7.67’de verilmiştir.



Şekil 7.67.  $\Theta$  kenar açısına bağlı akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

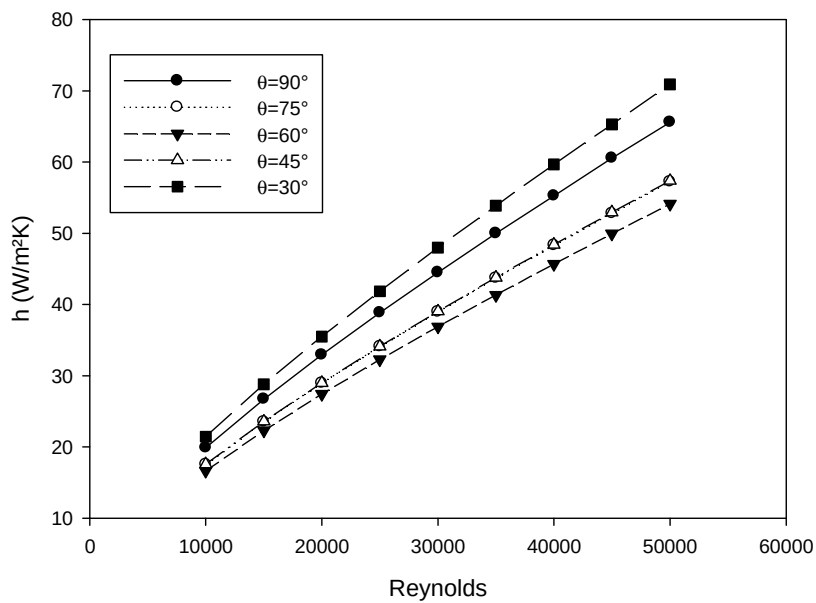
Şekil 7.67’den, kenar açısı  $\Theta=60^\circ$  olan eşkenar altıgen test kanalındaki çıkış sıcaklığının en düşük olduğu görülmüştür.  $\Theta$  kenar açısı  $60^\circ$ ’den arttıkça veya azaldıkça akışkan çıkış sıcaklığında artış olduğu görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarına doğru düşüş gözlenmesinin sebebi akışkan hızının artışı ile birlikte ısı transferine maruz kalma süresinin azalmasıdır. Bu durum ısı transferinin azaldığı anlamına gelmemektedir.

$\Theta$  kenar açısının değişimi ile gerçekleşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı gösterimi aşağıda verilmektedir. Eşkenar altıgen kanaldaki ısı transferi miktarının en az olduğu,  $\Theta$  kenar açısının  $60^\circ$ ’den arttıkça veya azaldıkça ısı transfer miktarının arttığı görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ısı transferinde artışı görülmektedir.



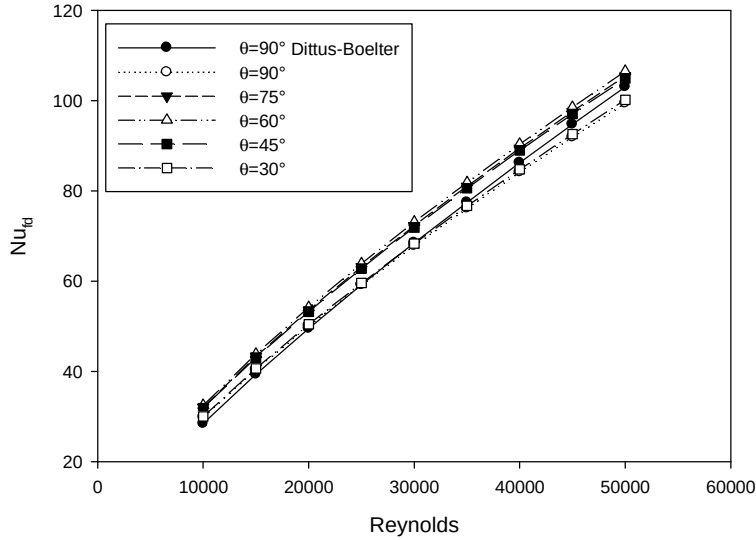
Şekil 7.68. Farklı  $\Theta$  kenar açısına sahip kanalların, ısı transfer miktarının Reynolds sayısına bağlı değişimi

Isı transferine bağlı ısı transfer katsayısının  $\Theta$  kenar açısı ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 69'da sunulmuştur. Beklendiği gibi ısı transfer miktarının artışına paralel akışkan ısı transfer katsayısının da arttığı görülmüştür.



Şekil 7.69.  $\Theta$  kenar açısı ve Reynolds sayılarına göre değişen ısı transfer katsayısı

$\Theta$  kenar açısı ve Reynolds sayısına bağlı tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısındaki değişim aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 7.70.  $\Theta$  kenar açısına bağlı tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Eşkenar altıgen kanalın Nusselt sayısının en yüksek olduğu görülmüştür. Nusselt sayısının büyümesi ısı transferinde taşınımın etkisinin arttığını göstermektedir. Dolayısıyla taşınım ile olan ısı transferi en yüksek olan kanal geometrisinin eşkenar altıgen olduğu söylenebilir.  $\Theta < 60^\circ$  veya  $\Theta > 60^\circ$  olması durumunda Nusselt sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısının farklı kanallar için Reynolds sayısına ve ayrıca tüm kanalların  $\Theta$  kenar açısı ve Reynolds sayısına bağlı korelasyonları aşağıda sırasıyla verilmektedir.

$$\Theta = 90^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,0336 Re^{0,7421} \quad [7.3]$$

$$\Theta = 75^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,0354 Re^{0,7393} \quad [7.6]$$

$$\Theta = 60^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,0365 Re^{0,7374} \quad [7.8]$$

$$\Theta = 45^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,035 Re^{0,74} \quad [7.10]$$

$$\Theta = 30^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,0303 Re^{0,749} \quad [7.12]$$

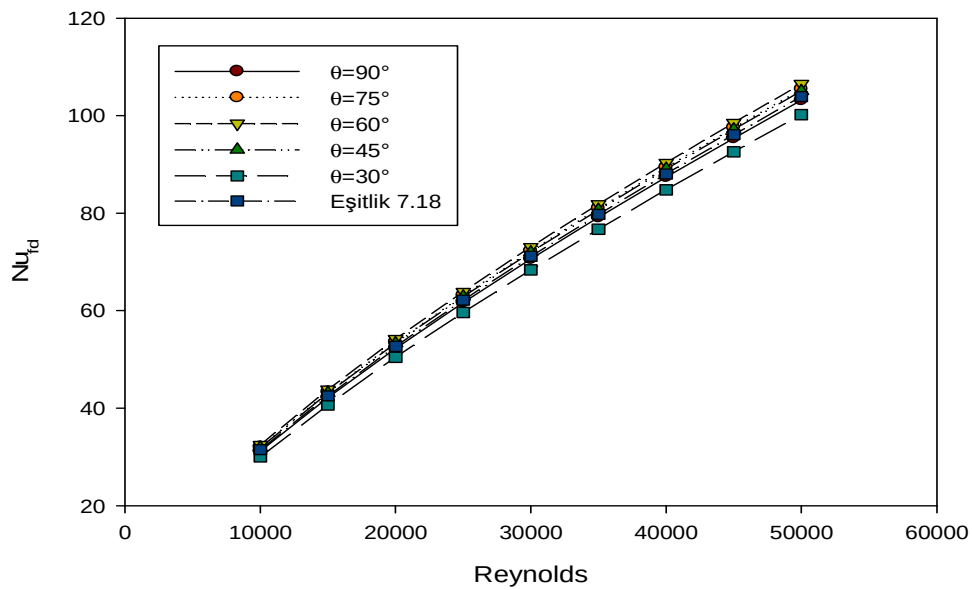
$$30^\circ \leq \Theta \leq 90^\circ \text{ ve } 10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3 \text{ için; } Nu_{fd} = 0,0341 Re^{0,7414} \quad [7.18]$$

Eşitlik 7.18'deki bağıntıda %-4,7 ile %+4,1 arasındaki maksimum sapma değerleri mevcuttur. Regresyon değeri ise  $r^2=0,995$  olarak hesaplanmıştır.

Farklı  $\Theta$  kenar açısına sahip kanallar ile Eşitlik 7.18'den elde edilen Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimini gösteren Çizelge 7.8 ve Şekil 7.71 aşağıda sırasıyla verilmektedir.

Çizelge 7.8. Çalışılan kanallarda Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

| Reynolds Sayısı | $Nu_{fd}$         |                   |                   |                   |                   |
|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
|                 | $\Theta=90^\circ$ | $\Theta=75^\circ$ | $\Theta=60^\circ$ | $\Theta=45^\circ$ | $\Theta=30^\circ$ |
| 10000           | 31,24203          | 32,07770          | 32,50071          | 31,92038          | 30,02221          |
| 30000           | 70,60102          | 72,26683          | 73,06713          | 71,96772          | 68,36069          |
| 50000           | 103,14423         | 105,42698         | 106,49111         | 105,02818         | 100,22387         |



Şekil 7.71. Çalışılan kanallar ve mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18'deki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

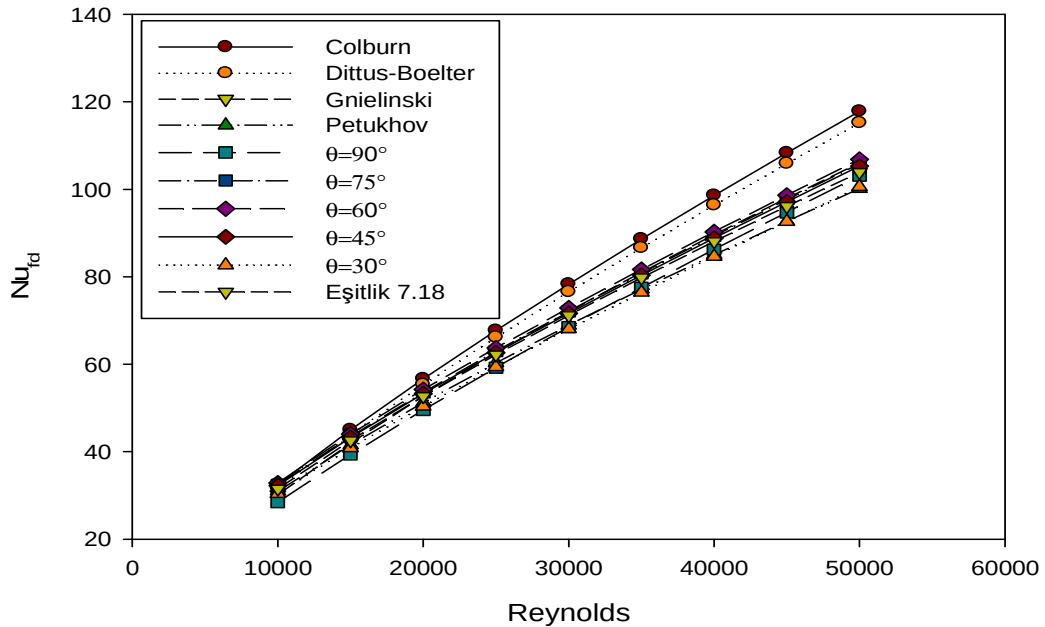
Tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında altıgen kesitli kanallar için elde edilen  $Nu$  sayısının Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntı ile yine aynı şartlardaki pürüzsüz dairesel kanallar için literatürden [2] alınan bağıntıların karşılaştırması aşağıda verilmiştir. Formüller, yanlarında belirtilen Reynolds sayıları için geçerli olup sırasıyla Colburn (Eşitlik 7.19), Dittus-Boelter (Eşitlik 7.20), Gnielinski [5] (Eşitlik 7.21) ve Petukhov (Eşitlik 7.22) denklemleri verilmektedir.

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3} \quad Re > 10 \times 10^3 \text{ için} \quad [7.19]$$

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad Re > 10 \times 10^3 \text{ için} \quad [7.20]$$

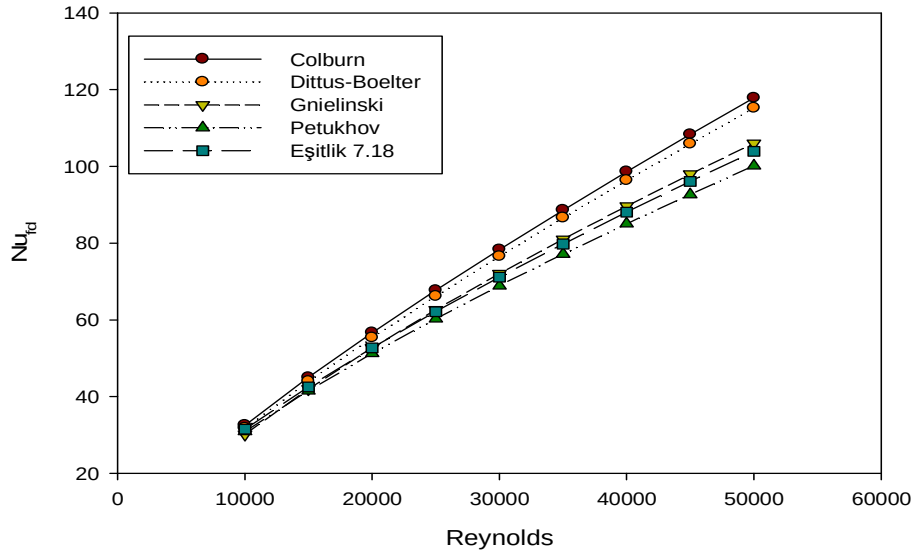
$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \text{ için} \quad [7.21]$$

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1,07+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \text{ için} \quad [7.22]$$



Şekil 7.72. Çalışılan kanallar, mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ve literatürde dairesel kanallar için  $Nu_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması

Şekil 7.72’deki eğrilerin yoğunluğu nedeniyle, Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi için mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ile literatürün karşılaştırılması Şekil 7.73’de ayrıca verilmiştir.



Şekil 7.73. Mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ile literatürde dairesel kanallar için  $Nu_{fd}$ 'nin Reynolds sayısı ile değişimini veren bağıntıların karşılaştırılması

Yapılan karşılaştırma neticesinde mevcut çalışma ile literatür arasındaki farklar aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 7.9. Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi için mevcut çalışmadan elde edilen Eşitlik 7.18 ile literatürde dairesel kanallar için verilen bağıntıların karşılaştırılması ve sonuçlar arasındaki farklar

| Reynolds Sayısı | Eşitlik 7.18 - Colburn % Fark | Eşitlik 7.18 - Dittus Boelter % Fark | Eşitlik 7.18 - Gnielinski % Fark | Eşitlik 7.18 - Petukhov % Fark |
|-----------------|-------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 10000           | 3,227                         | 0,897                                | -4,284                           | -1,856                         |
| 30000           | 10,091                        | 7,606                                | 1,253                            | -3,156                         |
| 50000           | 13,436                        | 10,876                               | 2,057                            | -3,642                         |

Çizelge 7.9’da görüldüğü gibi mevcut çalışmadan elde edilen bağıntı ile literatürden

alınan bağıntıların farklı  $Re:10 \times 10^3$  için yaklaşık %-4 ile %3 arasında olurken,  $Re:50 \times 10^3$  için yaklaşık %-4 ile %13 arasında değişmektedir. Bu durumda dairesel kanallar için literatürde verilen bağıntılardan Gnielinski'nin ve Petukhov'un, %5'lik bir fark olacağı göz önünde bulundurularak aynı hidrolik çapa sahip altıgen kesitli kanallar için de kullanılabileceği, bununla birlikte Colburn ve Dittus Boelter'in kullanılamayacağı söylenebilir.

## 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, türbülanslı, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan ve zorlanmış akış şartlarında dikdörtgen kesitli kanal (kenar açısı  $\Theta=90$  derece) içerisinde, sabit duvar sıcaklığı sınır şartındaki hava akışının, farklı Reynolds sayıları için tam gelişmiş akış şartlarındaki Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörlerinin değişimi standart k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak nümerik olarak incelenmiş, sonuçları literatürdeki çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma ile literatürün uyumlu olduğu görülmüş, daha sonra kenar açısı  $15^\circ$  düşürülerek sırasıyla  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  (Eşkenar altıgen),  $45^\circ$  ve  $30^\circ$ 'lik açılar için hesaplar yapılarak ortalama yüzey sürtünme faktörü ve ortalama Nusselt sayısının Re sayısına göre değişimi incelenmiş, Sonuçlar  $Nu=aRe^b$  ve  $f=cRe^d$  biçiminde ampirik bağıntılar ile 7. Bölümde ifade edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırılarak kanal geometrisinin akışa ve akışın ısıl performansına olan etkisi irdelenmiştir

Sayısal çalışma yapılırken sınır şartı olarak, havanın kanala giriş hızı, kanaldan çıkış basıncı, test kanalına girişindeki hava sıcaklığı ile test kanalındaki sabit duvar sıcaklığı göz önüne alınmıştır. Sınır şartları ile türbülans ve korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapabilen ANSYS Fluent 12.1 paket programında SIMPLE algoritması kullanılarak çözdürülmüştür.

Daha doğru ve kesin sonuçlar elde etmek için enerji, momentum, basınç, türbülans yayılım oranı, türbülans kinetik enerji, Reynolds gerilimleri gibi tüm değişkenler ikinci mertebe Upwind yöntemi kullanarak interpolate edilmiştir.

Hesaplar tüm kanallar için Reynolds sayısı  $10 \times 10^3 \leq Re \leq 50 \times 10^3$  aralığında 5000 gerçekleştirilmiştir. Tüm kanalların Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörleri ile Nusselt sayılarının değişimi şekiller ile 7. Bölümde gösterilmiştir.

Hesaplar, endüstride ve ısı transferindeki mühendislik uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan, sadece tam türbülanslı akışlarda geçerli ve diğer türbülans modellerine göre daha ekonomik olan Standart k- $\epsilon$  modeli ile yapılmıştır.

Tüm kanallar için yapılan sayısal hesapların hücre sayısından bağımsız hale gelebilmesi için optimum hücre sayısı bulunmuştur. k- $\epsilon$  türbülans modelleri duvara yakın bölgelerde kesin sonuçlar veremediği için gelişmiş duvar yakını yaklaşımı uygulanmış ve duvara yakın bölümlerdeki hücre sayısı sıklaştırılarak  $y^+$  değerinin 1'e yakın olması sağlanmıştır.

Sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- I. Tüm geometrilerde, ortalama Nusselt sayısı ve ısı transferi miktarı, Reynolds sayısı ile artmaktadır. Reynolds sayısının dolayısı ile kanal içerisindeki akış hızının zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi miktarını arttırmasından kaynaklanmaktadır.
- II. Tüm geometrilerde, ortalama yüzey sürtünme katsayısının değeri Reynolds sayısının artmasıyla azalmaktadır. Kanal yüzey sıcaklığının yükselmesi, kanal içerisindeki akışkanın sıcaklığının ve dolayısıyla viskozitesinin artmasına yol açmaktadır. Bu durumda kanal yüzeyi üzerindeki kayma gerilmesi artmış ve buda basınç düşümünü arttırmıştır. Bu nedenle artan basınç düşümü ile birlikte sürtünme faktörünün azaldığı çözümler sonucunda gözlemlenmiştir.
- III. 3cm olan kenar uzunlukları tüm kanallar için aynı olmakla birlikte, kenar açısı  $\Theta=60^\circ$  olan eşkenar altıgen kanalın hidrolik çapı en büyüktür.
- IV. Kenar açısı  $\Theta=60^\circ$  (eşkenar altıgen) olan kanalın giriş ve çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının en düşük olduğu görülmüştür.
- V. Kenar açısı  $\Theta=60^\circ$  (eşkenar altıgen) olan kanalın Fanning sürtünme faktörü

en büyük değeri almıştır. Kenar açısı  $\Theta < 60^\circ$  veya  $\Theta > 60^\circ$  olması durumunda tam gelişmiş şartlardaki Fanning sürtünme faktörü değeri azalmaktadır.

- VI. Eşkenar altıgen kanalın  $T_o$  çıkış sıcaklığının diğer kanallardan daha düşük olduğu görülmüştür. Kenar açısı  $\Theta < 60^\circ$  veya  $\Theta > 60^\circ$  olması durumunda  $T_o$  çıkış sıcaklığı artmaktadır.
- VII. Eşkenar altıgen kanalın  $Q$  ısı transfer miktarının ve  $h$  ısı transfer katsayısının en düşük olduğu görülmüştür. Kenar açısı  $\Theta < 60^\circ$  veya  $\Theta > 60^\circ$  olması durumunda bu iki değerde de artış gözlenmiştir.
- VIII. Eşkenar altıgen kanalın Nusselt sayısının en yüksek olduğu görülmüştür. Nusselt sayısının büyümesi ısı transferinde taşınımın etkisinin arttığını göstermektedir. Dolayısıyla taşınım ile olan ısı transferi en yüksek olan kanal geometrisinin eşkenar altıgen olduğu söylenebilir.  $\Theta < 60^\circ$  veya  $\Theta > 60^\circ$  olması durumunda Nusselt sayısı azalmaktadır.
- IX. Dikdörtgen kanal için yapılan literatür karşılaştırmasında, sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür. Bununla birlikte Nusselt sayıları için yapılan karşılaştırmada Reynolds  $10 \times 10^3$  için farkın %11 olduğu, Reynolds sayısı arttıkça literatüre daha çok yaklaştığı saptanmıştır. Budurumda Standart  $k-\epsilon$  türbülans modelinin yüksek Reynolds sayılarında literatüre daha yakın sonuç verdiği söylenebilir.
- X. Literatürde aynı hidrolik çaptaki dairesel kanallar için verilen bağıntılar ile yapılan karşılaştırmalar neticesinde, %5'lik bir fark olacağı göz önünde bulundurularak, Fanning sürtünme faktörü için Blasius (Eşitlik 7.14), Petukhov (Eşitlik 7.15) ve Moody (Eşitlik 7.16 ve 7.17) denklemleri ile Nusselt sayısı için Gnielinski (Eşitlik 7.21) ve Petukhov (Eşitlik 7.22) denklemlerinin kullanılabileceği söylenebilir.

Gerçekleştirilen bu sayısal çalışmada 200'e yakın çözüm gerçekleştirilmiştir. Çözümler standart bir bilgisayarda gerçekleştirildiği için uzun zaman almıştır. Bu tür üç boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği çözümlerinde yüksek kapasiteli işlemci ve hafızası olan bilgisayarlar tercih edilmelidir.

Aynı geometriler kullanılarak farklı akışkanlar (freon, su vb.) ile sayısal çözümler yapılması ve Pr sayısına bağlı amprik bağıntıların türetilmesi bir başka tez konusu olabilir. Ayrıca inceleme aralığı olarak Reynolds sayısının  $10 \times 10^3$ 'den küçük ve  $50 \times 10^3$ 'den büyük değerleri için veya farklı türbülans modelleri kullanılarak ısı transferi ve akış karakteristikleri değerlendirilebilir.

## KAYNAKLAR

1. Incropera, P. F. Ve Dewitt, D. P., “Isı ve kütle geçişinin temelleri”, **John Wiley & Sons**, New York, 452-516 (2002).
2. Çengel Y.A., “Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd Edition”, **McGraw Hill Companies Inc.**, Newyork, (2003).
3. Sadasivam Rajashankar, Manglik Raj M., Jog Miling A., “Fully developed forced convection through trapezoidal and hexagonal ducts” **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 42: 4321-4331 (1999).
4. Al-Arabi M., “Turbulent heat transfer in the entrance region of a tube”, **Heat Transfer Engineering**, 3:76-83 (1982).
5. Gnielinski V., “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, **Int. Chemical Engineering**, 16:359-367 (1976).
6. Wen T., Tian J., Lu T.J., Queheillalt, Wadley H.N.G., “Forced convection in metallic honeycomb structures” **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 49: 3313-3324 (2006).
7. Hirota M., Fujita H., Yokosawa H., Nakai H., Itoh H., “Turbulent heat transfer in square duct” **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 18: 170-180 (1997).
8. Leung C.W., Propert S.D., “Forced-convective turbulent-flows through horizontal ducts with isosceles-triangular internal cross-sections” **Applied Energy**, 57:13-24 (1997).
9. O.Nuri Şara, Sinan Yapıcı, “Mikro kanallarda basınç düşüşü ve ısı/kütle aktarımı” **Mühendis ve Makina**, 48 (571), (2007).
10. Lawrence C. Hoagland, “Fully developed turbulent flow in straight rectangular ducts – Secondary flow, its cause and effect on the primary flow” Ph.D Thesis **Massachusetts Institute of Technology**, (1960).
11. Hans J. Leutheusser, “Turbulent flow in rectangular ducts” **Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers**, Vol. 89, No. HY3, May, (1963).
12. B.E. Launder and D.B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows” **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, 3:269-289, (1974).
13. O.C. Jones, “An improvement in the calculation of turbulent friction in rectangular ducts” **Journal of Fluid Engineering**, 173-181,(June 1976).

14. A. Melling and J.H. Whitelaw, "Turbulent flow in a rectangular duct" ***Journal of Fluid Mechanics***, 78 (2) : 289-315, (1976).
15. Stuart W. Churchill, "Comprehensive correlating equations for heat, mass and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes" ***Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals***, 16 No. 1, (1977).
16. I.A. Hunt and P.N. Joubert, "Turbulent flow in a rectangular duct" ***6th Australasian Hydraulic and Fluid Mechanics Conference***, Adelaide, Australia, (5-9 December 1977).
17. F.B. Gessner and A.F. Emery, "The numerical prediction of developing turbulent flow in rectangular ducts" ***Journal of Fluid Engineering***, 103/445-453, (September 1981).
18. A. Nakayama, W.L. Chow and D. Sharma, "Calculation of fully developed turbulent flows in ducts of arbitrary cross-section" ***Journal of Fluid Mechanics***, 128, 199-217, (1983).
19. Mark Alan Niederschulte, "Turbulent flow through a rectangular channel" ***University of Illinois at Urbana-Champaign***, Ph.D Thesis (1989).
20. Masoud Rokni, Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén, "Numerical and experimental investigation of turbulent flow in a rectangular duct" ***International Journal for Numerical Methods in Fluids***, Int. J. Meth. Fluids 28: 225-242, (1998).
21. S. Aravinth, "Prediction of heat and mass transfer for fully developed turbulent fluid flow through tubes" ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, 43 pp 1399-1408, (2000).
22. M. Rokni and T.B. Gatski, "Predicting turbulent convective heat transfer in three-dimensional duct flows" ***NASA – National Aeronautics and Space Administration***, NASA/TM-1999-209843, (1999).
23. Naoya Fukushima and Nobuhide Kasagi, "The effect of walls on turbulent flow and temperature fields" ***UEF Conference on Turbulent Heat Transfer III***, Alaska, March 18-22, (2001).
24. M. Rokni and T.B. Gatski, "Predicting turbulent convective heat transfer in fully developed duct flows" ***International Journal of Heat and Fluid Flow***, 22: 381-392, (2001).
25. M. Rokni and Bengt Sundén, "Investigation of a two-equation turbulent heat transfer model applied to ducts" ***American Society of Mechanical Engineers ASME***, 125: 194–200, (2003).

26. M. Rokni and Bengt Sunden, "Calculation of turbulent fluid flow and heat transfer in ducts by a full Reynolds stress model" *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 42: 147-162, (2003).
27. J.P. Abraham, E.M. Sparrow and J.C.K. Tong, "Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 557-563, (2009).
28. Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbey, "Yamuk kesitli kanal içerisinde laminar akışta hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi probleminin sayısal olarak incelenmesi" *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29, 2, 59-66, (2009).
29. James P. Hartnett and Milivoje Kostic, "Heat transfer to newtonian and non-newtonian fluids in rectangular ducts", *Advances in Heat Transfer*, 19, 247-356, (1989).
30. Masoud Rokni and Bengt Sunden, "Numerical investigation of turbulent forced convection in ducts with rectangular and trapezoidal cross-section area by using different turbulence models", *Numerical Heat Transfer - Part A*, 30: 321-346, (1996).
31. Sarı, M., "Altıgen kesitli kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarında ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-79 (2010).
32. Arslan, K., "Yamuk kesitli kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış konveksiyon şartlarında ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-51 (2005).
33. Uslu, R., "Üçgen kesitli kanallarda zorlanmış akış ile ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-131 (2010).
34. Dökmeci S., "Yamuk kesitli kanalın giriş bölgesinde akış ve ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi", *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-97 (2006).
35. İnternet: "Laminar and Turbulent flows in pipes", *Charles Darwin University*.  
<http://www.cs.cdu.edu.au/homepages/jmitroy/eng243/sect09.pdf>
36. Kays, W.M. and Crawford, M.E., "Convective Heat and Mass Transfer 3<sup>rd</sup> Edition", *McGraw-Hill Inc.*, New York, 284-427, (1996).
37. Fluent 6 User Guide, *Fluent Inc.*, December 3 2001.

38. ANSYS Fluent Software Training, Modeling Trubulent Flows, **Fluent Inc.**, (2008).
39. ANSYS Fluent 12.0 Guide, **ANSYS Inc.**, (2008).

**ÖZGEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

Soyadı, adı : YILMAZ, Umut Barış  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 24.07.1979 Ankara  
Medeni hali : Evli  
e-mail : [ubyilmaz@gmail.com](mailto:ubyilmaz@gmail.com)

| Eğitim Derecesi | Eğitim Birimi                    | Mezuniyet tarihi |
|-----------------|----------------------------------|------------------|
| Lisans          | Mersin Üniversitesi/ Makine Müh. | 2003             |
| Lise            | Bahçelievler Deneme Lisesi       | 1996             |

**İş Deneyimleri**

| Yıl       | Çalışma Alanı                      | Görev           |
|-----------|------------------------------------|-----------------|
| 2005-2008 | Yangın ve sıhhi tesisat sistemleri | Satış Mühendisi |
| 2008-...  | Üst ve alt yapı                    | Proje Mühendisi |

**Yabancı Dil**

İngilizce