



**ÇATININ BELİRLİ BİR BÖLGESİNE YERLEŞTİRİLEN GÜNEŞ  
KOLEKTÖRÜNÜN ÜST YÜZEYİNDEN ÇEVREYE OLAN ISI  
TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**Hakkı ERŞAHİN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2024**

## ETİK BEYAN

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

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
  - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
  - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
  - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
  - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Hakkı ERŞAHİN  
12/07/2024

ÇATININ BELİRLİ BİR BÖLGESİNE YERLEŞTİRİLEN GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN  
ÜST YÜZEYİNDEN ÇEVREYE OLAN ISI TRANSFERİNİN SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans Tezi)

Hakkı ERŞAHİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Temmuz 2024

ÖZET

Sürdürülebilirliğin sağlanması ve günümüzün tüketim dünyasına katkı sağlanması açısından, şimdinin ve geleceğin en önemli faktörlerinden biri olarak yenilenebilir enerji kaynakları öngörülmektedir. Bu bağlamda sınırlarını tahmin bile edemeyeceğimiz, en önemli kaynaklardan biri ise güneştir. Bu kaynaktan yararlanabilmek için günümüzde birçok teknoloji geliştirilmiştir. Güneş enerjisinin toplanması için kullanılan kolektörler ve bu kolektörlerin çeşitli şartlar altında gösterdikleri ısı performans, bu neden ile çalışmanın ana konusunu şekillendirmiştir. Literatüre baktığımızda ilk başlarda doğrudan rüzgâr hızı ile ilişkilendirilen panellerin ısı performans, gün geçtikçe literatürdeki yeni çalışmalar ile başka faktörlere de bağlı olduğunu göstermiştir. Sayısal olarak gerçekleştirilmiş bu çalışmada, indirgenmiş ve gerçek boyutlarda bir konut ölçeklendirilmiş ve bu konut çatısının belirli bir bölgesine güneş kolektörü yerleştirilerek bir çalışma ortamı yaratılmıştır. ANSYS Fluent sayısal analiz programı yardımı ile bu panel farklı rüzgâr hızları, farklı çatı eğim açıları, farklı hücum açıları, farklı ölçek şartları altında analiz edilmiş ve çıkan sonuçlar ile hız ve hız dışındaki değişkenlerin ısı performans etkileri raporlanmıştır. Öncelikle literatürde mevcut çalışmalar modellenerek analiz edilmiş ve çalışmanın validasyonu sağlanmıştır. Ardından 1:200 ölçekli model bir ev ve 1:1 gerçek ölçekli ev oluşturulup çatının belirli bir bölgesine kare kolektör yerleştirilerek çalışma ortamı yaratılmış ve bu kolektör yüzeyinden konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferi, rüzgârın farklı geliş açıları için incelenmiştir. Çatının belirli bir bölgesine yerleştirilen kare tip kolektör, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  iken rüzgârın kolektöre 8 farklı açıdan ( $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) gelme durumu ve farklı ölçekler için sayısal olarak analiz edilmiştir. 10 farklı Reynolds sayısında bu analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, yapılan analizlerde panel üzerindeki ortalama ısı akısı değeri bulunmuş ve bu değer kullanılarak ısı transfer katsayısı (h), Nusselt sayısı (Nu) ve Colburn j-faktörü hesaplanmıştır. Elde edilen denklemler ve grafiklere göre ısı performansın sadece hıza değil kolektör özellikleri, karakteristik uzunluk, eğim, geliş yönü, hücum açısı, akışkanın fiziksel özellikleri, akış türü vb. özelliklere de bağlı olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca çatı eğim açıları ve geliş açılarına göre alınan sonuçlarda birbiri ile kıyaslanarak raporlanmıştır.

Bilim Kodu : 91412  
Anahtar Kelimeler : Isı transferi katsayısı, Güneş kolektörü, Zorlanmış taşınım, Isı kaybı, Sayısal analiz, Ansys fluent, Güneş enerjisi.  
Sayfa Adedi : 101  
Danışman : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER FROM THE TOP SURFACE  
OF A SOLAR COLLECTOR TO THE ENVIRONMENT PLACED ON A SPECIFIC  
AREA OF THE ROOF

(M. Sc. Thesis)

Hakkı ERŞAHİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2024

ABSTRACT

Renewable energy sources are foreseen as one of the most critical factors in the present and the future in terms of ensuring sustainability and contributing to today's world of consumption. In this context, the sun is one of the most critical resources, the limits of which we cannot even predict. Today, many technologies have been developed to benefit from this resource. For this reason, the collectors used to collect solar energy and the thermal performance of these collectors under various conditions have shaped the main subject of this study. When the literature was reviewed, it was seen that the thermal performance of panels was initially directly associated with wind speed. Still, new studies have gradually been shown to depend on other factors. In this numerical study, a house with reduced and actual dimensions was scaled, and a working environment was created by placing a solar collector on a particular area of the roof. The ANSYS Fluent numerical analyzed this panel under different wind speeds, roof slope angles, angles of attack, and scale conditions. With the results, the effects of speed and variables other than speed on thermal performance were reported. First of all, existing studies in the literature were modeled and analyzed, and the validation of the study was ensured. Then, a 1:200 scale model house and 1:1 real scale house were created, and a square collector was placed on a particular roof area to create a working environment. Then, the heat transfer by convection from this collector surface was examined for different wind attack angles. In the model houses, the square-type collector placed on a particular area of the roof is numerically calculated for the wind attack to the collector from 8 different angles ( $\beta = 0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) when the roof slope angle is  $\alpha = 25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  has been analyzed. These analyses were conducted at ten different Reynolds numbers. As a result, in the study performed, the average heat flux value on the panel was calculated, and using this value, the heat transfer coefficient (h), Nusselt number (Nu), and Colburn-j factor were calculated. According to the equations and graphs obtained, it has been determined that thermal performance depends not only on speed but also on collector properties, characteristic length, slope, direction of incidence, angle of attack, physical properties of the fluid, flow type, etc. In addition, the results obtained according to roof slope angles and wind attack angles are reported by comparing them.

Science Code : 91412

Key Words : Heat transfer coefficients, Solar collector, Forced convection, Heat loss, Numerical analysis, Ansys fluent, Solar energy.

Page Number : 101

Supervisor : Prof. Dr. Oğuz TURGUT

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda benden desteğini esirgemeyen değerli eşim ve kızıma, eğitim hayatım boyunca hep yanımda olan annem, babam, kardeşim ve değerli aileme, ayrıca bilgi ve birikimiyle bana yol gösteren değerli hocam Prof. Dr. Oğuz TURGUT’a teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

|                                                                          | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------|-------|
| ÖZET .....                                                               | iv    |
| ABSTRACT.....                                                            | v     |
| TEŞEKKÜR.....                                                            | vi    |
| İÇİNDEKİLER .....                                                        | vii   |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....                                                | ix    |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....                                                  | x     |
| SİMGELER VE KISALTMALAR.....                                             | xv    |
| 1. GİRİŞ .....                                                           | 1     |
| 2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....                                              | 3     |
| 3. YÖNTEM VE SAYISAL METOT.....                                          | 11    |
| 3.1. Sayısal Yöntem Giriş .....                                          | 11    |
| 3.2. Temel Denklemler.....                                               | 11    |
| 3.3. Hesaplamalar İçin Kullanılan Eşitlikler .....                       | 14    |
| 3.4. Analiz Sınır Şartları.....                                          | 15    |
| 3.5. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması .....                 | 17    |
| 3.5.1. Validasyon çalışması için kullanılan model .....                  | 17    |
| 3.5.2. Sayısal çalışma için kullanılan model .....                       | 18    |
| 3.6. Hesaplama Alanı .....                                               | 19    |
| 3.6.1. 1:235 ölçekli ve 1:200 ölçekli model evlerin hesaplama alanı..... | 19    |
| 3.6.2. 1:1 ölçekli model evin hesaplama alanı.....                       | 20    |
| 3.7. Analiz Yakınsama Kriteri.....                                       | 21    |
| 3.8. Ağ (Hücre) Yapısı .....                                             | 23    |
| 3.9. Kullanılan Ağ Sayısının Belirlenmesi.....                           | 25    |

**Sayfa**

|                                                                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4. ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR .....                                                                                                                | 29  |
| 4.1. Sayısal Çalışma .....                                                                                                                              | 29  |
| 4.1.1. 1:200 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçlar .....                                                                                        | 29  |
| 4.1.2. Çatı eğim açıları $\alpha=25^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ iken 1:200 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçların karşılaştırılması ..... | 71  |
| 4.1.3. 1:1 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçlar .....                                                                                          | 78  |
| 4.1.4. Çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ iken 1:200 ve 1:1 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçların karşılaştırılması .....                      | 79  |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....                                                                                                                           | 81  |
| 5.1. Validasyon Çalışması .....                                                                                                                         | 81  |
| 5.1.1. Validasyon çalışması - 1 .....                                                                                                                   | 81  |
| 5.1.2. Validasyon çalışması - 2 .....                                                                                                                   | 85  |
| 5.1.3. Validasyon çalışması - 3 .....                                                                                                                   | 88  |
| 5.2. Sayısal Çalışma Sonuçları .....                                                                                                                    | 89  |
| 6. TARTIŞMA .....                                                                                                                                       | 93  |
| KAYNAKLAR .....                                                                                                                                         | 97  |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                                                                                                                          | 101 |

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge                                                                                    | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 3.1. Havanın özellikleri.....                                                      | 14    |
| Çizelge 3.2. Hücre sayısı ile Nusselt sayısının değişimi .....                             | 26    |
| Çizelge 5.1. Sonuç korelasyonları .....                                                    | 90    |
| Çizelge 6.1. $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi ..... | 93    |
| Çizelge 6.2. $\alpha=45^\circ$ çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi ..... | 94    |
| Çizelge 6.3. $\alpha=60^\circ$ çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi ..... | 94    |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil                                                                                                                                                                                                                                               | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 1.1. Sayısal çalışmada kullanılan problemin görünüşü .....                                                                                                                                                                                    | 2     |
| Şekil 3.1. Çalışma alanı içerisindeki sınır şartlarının görünümü .....                                                                                                                                                                              | 16    |
| Şekil 3.2. İki katlı evin görünümü (Uzunluklar = m'dir).....                                                                                                                                                                                        | 18    |
| Şekil 3.3. İki katlı evin görünümü (Uzunluklar = m'dir).....                                                                                                                                                                                        | 19    |
| Şekil 3.4. Rüzgâr tüneli boyutları ve model konumlandırması (Uzunluklar = mm'dir). .....                                                                                                                                                            | 20    |
| Şekil 3.5. Rüzgâr tüneli boyutları ve model konumlandırması .....                                                                                                                                                                                   | 20    |
| Şekil 3.6. Kalıntı (residual) grafiği .....                                                                                                                                                                                                         | 21    |
| Şekil 3.7. Panel üzerindeki ısı akısının iterasyon sayısı ile değişimi.....                                                                                                                                                                         | 22    |
| Şekil 3.8. Panel üzerindeki basıncın iterasyon sayısı ile değişimi.....                                                                                                                                                                             | 23    |
| Şekil 3.9. (a) Modelin genel hücre yapısı görünüşü (b) Model evin yakınından hücre yapısı görünüşü (c) Hücrelerin yoğunlaştığı model evin bir bölümünün görünüşü (d) Modelin inflation yapısının yakın görünüşü.....                                | 24    |
| Şekil 3.10. Hücre sayısı ile Nu sayısının değişimi.....                                                                                                                                                                                             | 26    |
| Şekil 3.11. Türbülans kinetik enerjinin hücre sayısı ile değişimi .....                                                                                                                                                                             | 27    |
| Şekil 3.12. Basıncın hücre sayısı ile değişimi.....                                                                                                                                                                                                 | 27    |
| Şekil 4.1. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ .....     | 31    |
| Şekil 4.2. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ .....              | 32    |
| Şekil 4.3. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ ..... | 34    |
| Şekil 4.4. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ .....          | 35    |
| Şekil 4.5. $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=30^\circ$ , (b) $\beta=45^\circ$ . .....                                                                                                           | 36    |

| Şekil                                                                                                                                                                                                                                | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 4.6. $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=120^\circ$ ,<br>(b) $\beta=135^\circ$ , (c) $\beta=150^\circ$ .....                                                                 | 37    |
| Şekil 4.7. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre önden gelme durumu $\beta=0^\circ$ için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                    | 38    |
| Şekil 4.8. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=30^\circ$ gelme durumu için Re sayısı<br>ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                         | 38    |
| Şekil 4.9. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=45^\circ$ gelme durumu için Re sayısı<br>ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                        | 39    |
| Şekil 4.10. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=90^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                        | 39    |
| Şekil 4.11. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=120^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                       | 40    |
| Şekil 4.12. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=135^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                      | 40    |
| Şekil 4.13. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=150^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                      | 41    |
| Şekil 4.14. Eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=180^\circ$ arkadan gelme durumu<br>için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                               | 41    |
| Şekil 4.15. $\alpha=25^\circ$ eğimli modelde havanın panele farklı açılardan gelmesi<br>koşulundaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişimi .....                                                                                       | 42    |
| Şekil 4.16. $\alpha=25^\circ$ eğim açısında $\beta=0^\circ$ ve $\beta=180^\circ$ havanın panele gelme<br>durumlarındaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişiminin karşılaştırılması....                                                | 43    |
| Şekil 4.17. Çatı eğim açısı $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki<br>( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ ,<br>(c) $Re=80 \times 10^3$ .....     | 45    |
| Şekil 4.18. Çatı eğim açısı $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki<br>( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ ....                  | 46    |
| Şekil 4.19. Çatı eğim açısı $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki<br>( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ ,<br>(c) $Re=80 \times 10^3$ ..... | 48    |
| Şekil 4.20. Çatı eğim açısı $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki<br>( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ ,<br>(c) $Re=80 \times 10^3$ .....          | 49    |

| Şekil                                                                                                                                                                                                                                | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 4.21. $\alpha=45^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=30^\circ$ ,<br>(b) $\beta=45^\circ$ .....                                                                                          | 50    |
| Şekil 4.22. $\alpha=45^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=120^\circ$ ,<br>(b) $\beta=135^\circ$ , (c) $\beta=150^\circ$ .....                                                                | 51    |
| Şekil 4.23. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre önden gelme durumu $\beta=0^\circ$ için<br>Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                   | 52    |
| Şekil 4.24. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=30^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                        | 52    |
| Şekil 4.25. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=45^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                       | 53    |
| Şekil 4.26. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=90^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                        | 53    |
| Şekil 4.27. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=120^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                      | 54    |
| Şekil 4.28. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=135^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                       | 54    |
| Şekil 4.29. Eğim açısı $\alpha=45^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=150^\circ$ gelme durumu için Re<br>sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                       | 55    |
| Şekil 4.30. $\alpha=45^\circ$ çatı eğim açısında ve $\beta=180^\circ$ rüzgârın kolektöre arkadan gelme<br>durumundaki Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                        | 55    |
| Şekil 4.31. $\alpha=45^\circ$ çatı eğim açısında havanın panele değişik açılarda gelme<br>durumundaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişimi.....                                                                                      | 56    |
| Şekil 4.32. $\alpha=45^\circ$ eğim açısında $\beta=0^\circ$ ve $\beta=180^\circ$ havanın panele gelme<br>durumlarındaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişiminin karşılaştırılması....                                                | 57    |
| Şekil 4.33. Çatı eğim açısı $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki<br>( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ ,<br>(c) $Re=80 \times 10^3$ .....     | 59    |
| Şekil 4.34. Çatı eğim açısı $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki<br>( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ ....                  | 60    |
| Şekil 4.35. Çatı eğim açısı $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki<br>( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ ,<br>(c) $Re=80 \times 10^3$ ..... | 62    |

| Şekil                                                                                                                                                                                                                                          | Sayfa |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 4.36. Çatı eğim açısı $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=17 \times 10^3$ , (b) $Re=52 \times 10^3$ , (c) $Re=80 \times 10^3$ .....                          | 63    |
| Şekil 4.37. $\alpha=60^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=30^\circ$ , (b) $\beta=45^\circ$ .....                                                                                                       | 64    |
| Şekil 4.38. $\alpha=60^\circ$ çatı eğim açısında $Re=80 \times 10^3$ hız akış dağılımı (a) $\beta=120^\circ$ , (b) $\beta=135^\circ$ , (c) $\beta=150^\circ$ .....                                                                             | 65    |
| Şekil 4.39. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre önden gelme durumu $\beta=0^\circ$ için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                               | 66    |
| Şekil 4.40. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=30^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                                     | 66    |
| Şekil 4.41. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=45^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                                    | 67    |
| Şekil 4.42. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=90^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                                     | 67    |
| Şekil 4.43. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=120^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi .....                                                                                                   | 68    |
| Şekil 4.44. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=135^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                                    | 68    |
| Şekil 4.45. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre $\beta=150^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                                    | 69    |
| Şekil 4.46. Eğim açısı $\alpha=60^\circ$ ve havanın kolektöre arkadan $\beta=180^\circ$ gelme durumu için Re sayısı ile Colburn j'nin değişimi.....                                                                                            | 69    |
| Şekil 4.47. $\alpha=60^\circ$ çatı eğim açısında rüzgârın kolektöre farklı açılarda geliş koşulundaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişimi.....                                                                                                | 70    |
| Şekil 4.48. $\alpha=60^\circ$ çatı eğim açısında havanın panele $\beta=0^\circ$ ve $\beta=180^\circ$ gelme koşulundaki Colburn j'nin Re sayısı ile değişiminin karşılaştırılması.....                                                          | 71    |
| Şekil 4.49. $\beta=0^\circ$ rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....                                                       | 72    |
| Şekil 4.50. $\beta=180^\circ$ rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumundaki $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.....                                                   | 72    |
| Şekil 4.51. $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında ve havanın $\beta=0^\circ$ geliş açısındaki $Re=80 \times 10^3$ iken hız dağılımı ve vektörleri (a) $\alpha=25^\circ$ , (b) $\alpha=45^\circ$ , (c) $\alpha=60^\circ$ . | 74    |

| Şekil                                                                                                                                                                                                                                                | Sayfa |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 4.52. $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında ve havanın $\beta=180^\circ$ geliş açısındaki $Re=80 \times 10^3$ iken hız dağılımı ve vektörleri (a) $\alpha=25^\circ$ , (b) $\alpha=45^\circ$ , (c) $\alpha=60^\circ$ ..... | 75    |
| Şekil 4.53. $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında ve havanın $\beta=0^\circ$ geliş açısındaki $Re=80 \times 10^3$ iken sıcaklık dağılımı (a) $\alpha=25^\circ$ , (b) $\alpha=45^\circ$ , (c) $\alpha=60^\circ$ .....            | 76    |
| Şekil 4.54. $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ çatı eğim açılarında ve havanın $\beta=180^\circ$ geliş açısındaki $Re=80 \times 10^3$ iken sıcaklık dağılımı (a) $\alpha=25^\circ$ , (b) $\alpha=45^\circ$ , (c) $\alpha=60^\circ$ .....          | 77    |
| Şekil 4.55. $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında ve havanın panele $\beta=0^\circ$ gelme durumundaki 1:1 ölçek için Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi .....                                                                          | 79    |
| Şekil 4.56. (1:235) ve (1:1) ölçekli panel için $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında $\beta=0^\circ$ rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması $17 \times 10^3 \leq Re \leq 80 \times 10^3$ .....                        | 80    |
| Şekil 4.57. (1:235) ve (1:1) ölçekli panel için $\alpha=25^\circ$ çatı eğim açısında $\beta=0^\circ$ rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması $17 \times 10^3 \leq Re \leq 1806 \times 10^3$ .....                      | 80    |
| Şekil 5.1. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı (a) $Re=84\,596$ validasyon çalışması, (b) $Re=84\,596$ sayısal çalışma [32] .....                   | 83    |
| Şekil 5.2. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a) $Re=84\,596$ validasyon çalışması, (b) $Re=84\,596$ sayısal çalışma [32] .....              | 84    |
| Şekil 5.3. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) Re sayısı ile Colburn j-katsayısının değişimi .....                                                               | 85    |
| Şekil 5.4. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki sıcaklık dağılımı (a) $Re=84\,596$ validasyon çalışması, (b) $Re=84\,596$ sayısal çalışma [32] .....                                  | 87    |
| Şekil 5.5. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) Re sayısı ile Colburn j-katsayısının değişimi .                                                               | 88    |
| Şekil 5.6. 1:200 ölçekli ev kare tip model kolektör ve Onur'un [6] deneysel sonuçlarının $\alpha=30^\circ$ çatı eğim açısında ve $\beta=0^\circ$ havanın kolektöre önden gelme durumunda elde edilen Nu sayılarının Re sayıları ile değişim .....    | 89    |
| Şekil 5.7. $\beta=0^\circ$ kolektör üzerindeki hız dağılımları sırasıyla $\alpha=25^\circ, 45^\circ$ ve $60^\circ$ çatı eğim açıları için (a) $Re = 17 \times 10^3$ (b) $Re = 80 \times 10^3$ .....                                                  | 91    |
| Şekil 5.8. $\beta=180^\circ$ kolektör üzerindeki hız dağılımları sırasıyla $\alpha=25^\circ, 45^\circ$ ve $60^\circ$ çatı eğim açıları için (a) $Re = 17 \times 10^3$ (b) $Re = 80 \times 10^3$ .....                                                | 92    |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Çalışmada kullanılan simgeler ve kısaltmalar aşağıda açıklanmıştır.

| Simgeler                                       | Açıklamalar                                                        |
|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| $A_0, A_s$                                     | Sabitler                                                           |
| $a, b$                                         | Sabitler                                                           |
| $C_1, C_2, C_{1\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ | Türbülans modeli sabitleri                                         |
| $C_\mu$                                        | Realizable k- $\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan katsayı |
| $C_p$                                          | Özgül ısı, (J/kg·K)                                                |
| $D_h$                                          | Rüzgâr tüneli giriş kesitine göre hidrolik çap, (m)                |
| $G_k$                                          | Türbülans kinetik enerji üretimi, (kg/m·s <sup>3</sup> )           |
| $G_b$                                          | Kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerji üretimi        |
| $h$                                            | Isı transfer katsayısı, (W/m <sup>2</sup> ·K)                      |
| $j$                                            | Colburn j-faktörü                                                  |
| $j_s$                                          | Colburn j-faktörü (literatür sayısal)                              |
| $j_m$                                          | Colburn j-faktörü (mevcut)                                         |
| $j_d$                                          | Colburn j-faktörü (literatür deneysel)                             |
| $k$                                            | Türbülans kinetik enerji, (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )        |
| $k$                                            | Isı iletim katsayısı, (W/m·K)                                      |
| $L$                                            | Kolektörün karakteristik uzunluğu, (m)                             |
| $Nu$                                           | Nusselt sayısı                                                     |
| $n$                                            | Yüzey normali                                                      |
| $Pr$                                           | Prandtl sayısı                                                     |
| $p$                                            | Ortalama basınç, (Pa)                                              |
| $Re$                                           | Reynolds sayısı                                                    |
| $S_k, S_\varepsilon$                           | Tanımlanan kaynaklar                                               |
| $S_{ij}$                                       | Ortalama gerilim tensörü oranı, (1/s)                              |
| $T$                                            | Sıcaklık, (K)                                                      |
| $T_w$                                          | Kolektör yüze sıcaklığı, (K, C)                                    |
| $T_\infty$                                     | Çevredeki akışkan sıcaklığı, (K, C)                                |
| $T_f$                                          | Film sıcaklığı. (K)                                                |
| $t$                                            | Zaman, (s)                                                         |

**Simgeler****Açıklamalar**

|                       |                                                               |
|-----------------------|---------------------------------------------------------------|
| <b>U</b>              | Serbest akış hızı, (m/s)                                      |
| <b>u</b>              | Serbest akış hızı, (m/s)                                      |
| <b>u<sub>i</sub></b>  | x-yönündeki ortalama hız, (m/s)                               |
| <b>u<sub>j</sub></b>  | y-yönündeki ortalama hız, (m/s)                               |
| <b>u'<sub>i</sub></b> | i-yönündeki hız dalgalanması, (m/s)                           |
| <b>u'<sub>j</sub></b> | j-yönündeki hız dalgalanması, (m/s)                           |
| <b>V</b>              | Hız, (m/s)                                                    |
| <b>v</b>              | Kinematik viskozite, (m <sup>2</sup> /s)                      |
| <b>v</b>              | y-yönündeki serbest akış hızı, (m/s)                          |
| <b>Y<sub>M</sub></b>  | Dilatasyon dağılma terimi                                     |
| <b>x, y, z</b>        | Kartezyen koordinat sistemi                                   |
| <b>w</b>              | z-yönündeki serbest akış hızı, (m/s)                          |
| <b>ρ</b>              | Yoğunluk, (kg/m <sup>3</sup> )                                |
| <b>μ</b>              | Dinamik viskozite, (kg/m·s)                                   |
| <b>μ<sub>t</sub></b>  | Türbülans viskozitesi, (kg/m·s)                               |
| <b>ε</b>              | Türbülans disipasyon oranı, (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ) |
| <b>σ<sub>k</sub></b>  | Türbülans kinetik enerji için Prandtl sayısı                  |
| <b>σ<sub>ε</sub></b>  | ε için türbülans Prandtl sayısı                               |
| <b>Ω</b>              | Dönme tensörünün ortalama değeri, (1/s)                       |
| <b>ω</b>              | Spesifik disipasyon oranı, (1/s)                              |
| <b>Ø</b>              | Denklik oranı,                                                |
| <b>α</b>              | Model evin çatı eğim açısı, (°)                               |
| <b>β</b>              | Rüzgârın kolektöre geliş açısı, (°)                           |
| <b>q"</b>             | Kolektör yüzeyindeki ısı akısı, (W/m <sup>2</sup> )           |

**Kısaltmalar****Açıklamalar**

|            |                                 |
|------------|---------------------------------|
| <b>atm</b> | Atmosfer                        |
| <b>CFD</b> | Hesaplamalı akışkanlar dinamiği |
| <b>GW</b>  | Giga watt                       |
| <b>HGK</b> | Havalı güneş kolektörü          |

| <b>Kısaltmalar</b> | <b>Açıklamalar</b>          |
|--------------------|-----------------------------|
| <b>kg</b>          | Kilogram                    |
| <b>m</b>           | Metre                       |
| <b>mm</b>          | Milimetre                   |
| <b>PV</b>          | Fotovoltaik (Photo voltaic) |
| <b>Pa</b>          | Pascal                      |
| <b>s</b>           | Saniye                      |
| <b>W</b>           | Watt                        |
| <b>vb.</b>         | Ve benzeri                  |



## 1. GİRİŞ

Tarihte insanoğlu her zaman bir enerji kaynağına ihtiyaç duymuştur. Bu ihtiyaç ise milyonlarca yılda evrilerek çeşitli proseslere göre şekillenmiş ve amaca uygunluğunu arttırmıştır. İlk başlarda, doğal enerji kaynaklarından ısınma, kurutma, korunma gibi ihtiyaçlar karşılanmış, yıllar içerisinde ise ihtiyaçlarda evrilerek doğada var olan enerji rezervleri kullanılmaya başlanmıştır. Kömür, doğal gaz ve petrolün temelini oluşturduğu bu rezervler ise yıllar boyu giderek artan enerji ihtiyacı karşısında erimiş ve tükenme eşiğine gelmiştir. Bu tüketim ise enerji kaynaklarının birim fiyatlarını günden güne arttırmıştır. Ayrıca fosil yakıtların kullanılması sonucu oluşan sera gazları, küresel iklim değişiklikleri meydana getirerek çevre için önemli bir tehdit oluşturmaya başlamışlardır. Bu sebeplerin kesişimi ile insanlar son yıllarda yenilenebilir temiz enerji arayışı içine girmişlerdir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının ise çevre ve insan hayatı için oldukça fazla olan avantajları ve süreklilikleri, fosil kaynaklara karşı cazibelerini ciddi oranda arttırmıştır.

İnsan nüfusunun giderek artması, teknolojiye olan bağımlılık, konfor ihtiyacı, giderek hızlanan ve globalleşen dünya gibi girdiler, enerjiye olan ihtiyaç eğilimini sürekli arttırmaktadır. Enerji tüketimindeki bu artış mevcut olan doğal enerji kaynaklarını da hızla tüketmektedir. Sınırlı sayıda rezervlere sahip Türkiye, enerji talebini karşılamakta yaklaşık %74 oranında dışa bağımlıdır. Buna karşılık ise ülkemiz, yenilenebilir enerji kaynakları açısından oldukça zengindir fakat bu kaynaklar yeterince değerlendirilmemektedir.

Yenilebilir enerji kaynaklarının önemli bir üyesi de güneş enerjisidir. Günümüzde güneş enerjisi üzerine ciddi çalışmalar yapılmakta, birçok farklı alanda temiz ve sürekliliği olan bu kaynaktan maksimum düzeyde yararlanılmaya çalışmaktadır. Literatürde yapılan son taramalara göre 2023 yılında Türkiye'nin kurulu gücünün kaynaklara göre dağılımının %10,1'ini güneş enerjisi oluşturmakta ve Türkiye'de 10.344 adet güneş enerji santrali bulunmaktadır [1]. Dünyada ise 2022 yılında üretilen 362 GW'lık yenilenebilir enerji kaynaklarının %66'sını güneş enerjisi oluşturmaktadır [2].

Temelde güneş kolektörleri vasıtası ile bu kaynak toplanmakta ve iletilmektedir. Güneş kolektörlerinden sağlanan bu transfer sırasında ise birçok ısı kayıpları yaşanmaktadır. Bu kayıpları en aza indirmek ise temelde verimi arttırmanın ilk yoludur. Günümüzde yatırımlar

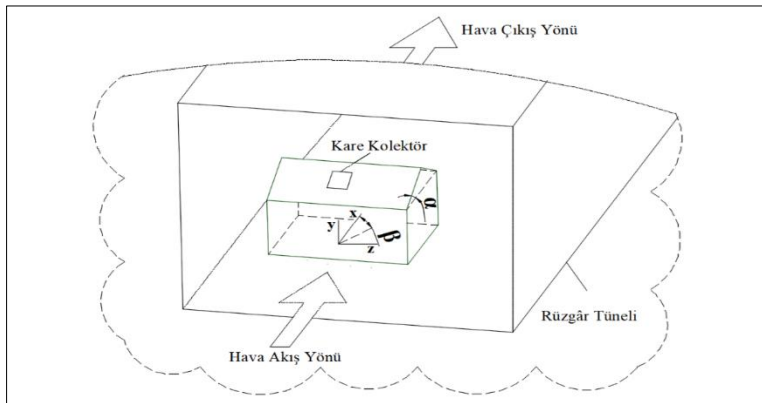
için maliyetlerin ne kadar önemli olduğunu düşündüğümüzde verimi yüksek kolektörlerin kullanılması bu tip yatırımlarda hayati önem taşımaktadır. Bu çalışmanın amacı ise çatının belirli bir bölgesine yerleştirilen güneş kolektörünün üst yüzeyinden çevreye olan ısı transferini incelemektir.

Kolektör üzerinden ısı transferinin literatürde hangi değişkenlere bağlı olduğu ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan en çok bilineni ise McAdams'ın, Jurges'ün oda sıcaklığında 0,5 m<sup>2</sup>'lik düz bir yüzey üzerinden gerçekleşen akış koşulunda yaptığı deneylerden hareketle ortaya koyduğu;

$$h = a + bV \quad (1.1)$$

denklemdir [3]. Denkleme bakıldığında  $a$  ve  $b$ 'yi sabit olarak düşünersek ısı transfer katsayısı ( $h$ ) sadece plakaya paralel gelen rüzgârın hızına bağlı bir değer olarak ifade edilmektedir. Fakat bu tip koşullarda ısı transferi katsayısını sadece rüzgârın hızı ile ilişkilendirmek mümkün değildir. Kolektörün yapısal özellikleri, karakteristik uzunluk, eğim, geliş yönü, hücum açısı, akışkanın fiziksel özellikleri, akış türü vb. bir çok parametreye bağlıdır [4].

Bu çalışmada farklı çatı eğim açılarında ( $\alpha$ ) ve farklı ölçeklerde bir ev modellenmiş bu ev ise farklı rüzgâr hücum açıları ( $\beta$ ) ve farklı rüzgâr hızlarında analiz edilerek, çevreye olan ısı transferi üzerinde sayısal incelemeler yapılmıştır. Literatürde bulunan 1.1 Denklemi dışında nelerin ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve hangi koşullarda hangi değişkenleri gösterdiği raporlanmıştır.



Şekil 1.1. Sayısal çalışmada kullanılan problemin görünüşü

## 2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu çalışmada ülkemiz, Avrupa ve Amerika başta olmak üzere yapılan birçok çalışma incelenmiştir. Literatürde bu alanda bilimsel anlamda hangi çalışmaların yapıldığı, mevcut problemlerin neler olduğu ve bu problemler için yapılan çözüm yöntemleri irdelenmiştir. Tezin mevcudiyetinde de önemli bir yeri olan literatürün yaptığı çalışmalar, bilimsel yaklaşımlar ve metotlar olabildiğince önem arz etmekte, tezin mevcudiyetini ve özgüllüğünü korumada temel oluşturmaktadır. Bu bağlamda, literatürde yapılan çalışmalar tez konusu paralelinde araştırılmış, yol gösterici, aydınlatıcı ve fikir verici olan bu derleme bir araya getirilmiştir.

Düz bir levha üzerinden taşınım ile ısı transferi; iki boyutlu, sürekli rejimde, sıkıştırılamaz, üniform özellikte ve sabit sıcaklıkta akışkan özelliklerinin sabit kaldığı bir akış düşünülerek analitik olarak hesaplanarak aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir [5].

$$\text{Laminer Akış; } Re < 5 \times 10^5, Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.1)$$

$$\text{Türbülanslı Akış; } 5 \times 10^5 < Re < 10^8, Nu = 0,037 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2.2)$$

Onur, yaptığı çalışmada, model bir evin çatısına yerleştirilmiş düz plaka kolektörün üzerinden zorlanmış hava taşınımı ile olan ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. 2,5 m/s ile 15 m/s rüzgâr hızı aralığında 30° ve 45° eğim açılarındaki 0°, 90° ve 180° rüzgâr hücum açılarındaki deneyler gerçekleştirmiştir. Elde ettiği sonuçları, literatürde yapılan başka çalışmalar ile kıyaslamış ve buna göre bazı sonuçlar elde etmiştir. Ayrıca rüzgârın 0° hücum açısı ile gelme durumunda, 180° hücum açısı ile gelme durumuna göre daha fazla ısı kayıpları olduğu ifade edilmiştir [6].

Turgut ve Onur, dikdörtgen düz bir kolektör üzerinden zorlanmış konveksiyonla oluşan ortalama ısı transfer katsayılarının belirlenmesi amacıyla deneysel ve üç boyutlu sayısal çalışmalar yapmışlardır. Fluent 6.3 ticari programı kullanarak üç boyutlu sayısal simülasyonlar elde etmişlerdir. Deneyleri ise naftalin süblimasyon tekniği kullanarak kütle aktarımı için gerçekleştirmişlerdir. Sonuçları, ısı ve kütle transferi arasındaki bağıntıları kullanarak ısı transferi parametreleri açısından sunmuşlardır. Tüm deneysel sonuçları  $\pm 12\%$ 'lik bir doğrulukla sayısal çalışmadan elde ettikleri sonuçlarla uyum göstermiştir [7].

Turgut ve Onur, bir konut evinin çatısına gömme monte edilmiş dikdörtgen düz plakalı model kolektörün yüzeyinden zorlanmış taşınım ile ısı transferi için ortalama ısı transfer katsayılarını değerlendirmek üzere deneysel ve üç boyutlu sayısal çalışma yapmışlardır. Çatı eğim ve rüzgâr hücum açılarını değiştirerek çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Naftalin süblimasyon tekniği ile deneysel çalışmalarını, Ansys Fluent 6.3 kullanarak ise sayısal çalışmalarını yapmışlardır. Deneysel çalışmalarının sonuçlarının sayısal çalışmalarının sonuçlarıyla uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir. Hücum açısının artmasıyla birlikte ısı transfer katsayısının çok yavaş azaldığını gözlemlemişler, incelenen aralıkta hücum açısının ısı transfer katsayıları üzerinde güçlü bir etkisinin olmadığını ifade etmişlerdir [8].

Turgut, model evin çatısına yerleştirilmiş kolektörden olan ısı transferini; farklı kolektör tipleri, farklı eğim açıları, farklı Reynolds sayıları için incelemiştir. Çalışmada naftalin süblimleştirme tekniği kullanmış ve sonuçları Colburn j-faktörü cinsinden korelasyonlarla göstermiştir [9].

Defraeye ve Carmeliet, kübik bir bina modelleyerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizi ile bina yüzeylerindeki konveksiyonel ısı transferi katsayısının, yerel rüzgâr koşulları ve rüzgâr geliş yönleri ile olan ilişkisini gözlemlemişlerdir. Bir bina yüzeyi için, uzun bir zaman aralığı boyunca (örneğin binanın ömrü) geçici olarak ortalama konvektif ısı transferi katsayısını temsil eden istatistiksel ortalama konvektif ısı transfer katsayısı hakkında bilgi, örneğin güneş kolektörlerinin ve havalandırılmalı fotovoltaiik dizilerin performansının optimizasyonu veya kültürel miras alanlarının koruma analizi için yararlı olabilir. Bu metodoloji, ısı transferi katsayısı korelasyonlarının CFD simülasyonları (CFD kodu Fluent 6.3, gerçekleştirilebilir k- $\epsilon$  türbülans modeli) aracılığıyla elde edildiği belirli bir rüzgâr iklimi için kübik bir binaya uygulanmıştır. Isı transferi katsayısının oldukça anizotropik rüzgâr koşullarından dolayı bina yüzeyinin oryantasyonu ile önemli ölçüde değiştiği gösterilmiştir; burada hakim rüzgâr yönlerine yönelik yüzeyler, dolayısıyla rüzgâr yönü koşulları için yüksek değerler bulunmuştur [10].

Alıç, Daş ve Akpınar, gıda kurutmada kullanılan güneş enerjili hava ısıtıcısının termal ve akış özelliklerini araştırmışlardır. İki farklı tip HGK için optimum verimi araştırmışlardır ve bu iki tip kolektörün enerji ve ekserji verimlerini karşılaştırmışlardır. Analiz sonucu, havalı güneş kolektörü (HGK) uzunluğunun artmasının termal verimde azalmaya sebep olduğu gözlemlenmiştir. Kütleli debinin artmasının HGK'nın termal verimini arttırdığı

gözlemlenmiştir. Analiz sonucu elde edilen verilerinde literatür ile uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir [11].

Defraeye ve arkadaşları, türbülanslı bir sınır katmanına batırılmış duvara monte edilen küp, binaların etrafındaki atmosferik akıştaki uygulamalar için araştırmışlardır. İki farklı konfigürasyonu analiz etmişlerdir. İlk konfigürasyon, orta derecede düşük Reynolds sayılarında türbülanslı kanal akışına yerleştirilen bir küptür. Küpün yüzeylerindeki konvektif ısı transferine ilişkin deneysel verileri, sayısal simülasyonların doğruluğunu doğrulamak için kullanmışlardır. İkinci konfigürasyon olarak da yüksek Reynolds'a yerleştirilmiş bir küpü ele almışlardır [12].

Wu ve arkadaşları, parabolik çanak güneş enerjisi sistemindeki kavite alıcısından konveksiyon ile olan ısı kaybını değerlendirmek ve ardından alıcının termal performansını iyileştirmek için yapılan çalışmaları incelemişlerdir. Bu makalenin en önemli özelliklerinden biri, elektronik soğutma cihazları ve binalar gibi diğer çeşitli mühendislik sistemlerinde karşılaşılan çok sayıda kavite literatürünü kapsamaktadır [13].

Anderson ve arkadaşları, üçgen mahfazalarda doğal konveksiyonla ısı transferini geniş çapta incelemişlerdir. Çatı katı şeklindeki bir mahfazadaki havanın doğal taşınımıyla ısı transfer katsayıları, Grashof Sayıları için  $10^7$  ila  $10^9$  aralığında belirlenmiştir. Ölçülen ısı transfer katsayılarının Ridouane ve Campo tarafından %5 dahilinde tahmin edilebildiği bulunmuştur [14].

Sparrow ve Tien, eğimli kare bir plaka üzerindeki zorlanmış konveksiyonlu hava akışı için ortalama ısı transfer katsayılarını belirlemek için deneyler yapılmışlardır. Deneylerinde naftalin süblimleştirme tekniğini kullanarak ısı ve kütle transferi arasındaki korelasyonlar sayesinde sonuçları doğrudan ısı transferi uygulamalarında kullanılabilir bir biçimde sunmuşlardır. Deneylerini yaklaşık olarak  $2 \times 10^4$  ila  $10 \times 10^4$  arasındaki Reynolds sayısı aralığında yürütmüşlerdir. Üç boyutlu akış etkileri nedeniyle transfer katsayılarının hem hücum açısına hem de sapma açısına dikkat çekici derecede duyarsız olduğunu saptamışlardır [15].

Kumar ve Mullic, Delhi'de enstitü binalarının çatısında 2 yıl süren dış koşullardaki test plakası (yaklaşık 0,9 m kare büyüklüğünde) kullanılarak rüzgâr kaynaklı konvektif ısı

transfer katsayısının tespiti için bir çalışma yapmışlardır. Sonuçlarını Sharples ve Charlesworth'un 1998 yılında yaptıkları çalışmaları ile karşılaştırmışlardır [16].

Avcı ve arkadaşları, model bina çatısı üzerine yerleştirilen güneş kolektörleri üzerinden meydana gelen konveksiyonel ısı kayıplarını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında kolektör tipi, rüzgâr hızı vb. parametreleri değiştirerek analizler yapmışlar ve çıkan sonuçları literatürde bulunan deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır [17].

Sparrow ve arkadaşları, çatı benzeri bir yapının rüzgâr altı yüzü için zorlanmış konveksiyon ısı transfer katsayılarını belirlemek amacıyla rüzgâr tüneli deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneyler çeşitli yüzey konfigürasyonlarını kapsamıştır. Düz plakalı kolektörlerin çalışma aralığında, rüzgâr yönündeki ısı transfer katsayılarının rüzgâr altı yönündeki katsayıları aştığını bulmuşlardır. Adyabatik çerçeveleme yüzeylerinin termal olarak aktif bir bölgenin yan kenarları boyunca yerleştirildiği bir rüzgâr altı yüz için, ısı transfer katsayıları çerçevesiz durum için olanlardan daha yüksek olduğunu saptamışlardır [18].

Shemelin ve Matuska, aynı rüzgâr hızı altında farklı rüzgâr koşullarının neden olduğu termal performans belirsizliğinin büyüklüğünü göstermek için sıvı güneş termal kolektörleri için gerçekleştirilen teorik bir analizi sunmuşlardır. Isı transfer akışkanı giriş sıcaklığının ortam hava sıcaklığına eşit veya bundan düşük olduğu çalışma koşulları için, farklı rüzgâr koşullarından kaynaklanan belirsizliğin nispeten küçük olduğunu ve ihmal edilebileceğini tespit etmişlerdir [19].

Poulek ve arkadaşları, çatıya entegre fotovoltaik (PV) panelleri ile bağımsız PV panellerini karşılaştırmışlardır. Çatıya entegre ve bağımsız PV paneller arasındaki yıllık 3,2 K sıcaklık ve %3,5 enerji üretimi farkı olduğunu belirtmişlerdir. Çatıya entegre panellerin ölçümünün deneysel sonuçları, Çek Teknik Üniversitesi'nde geliştirilen PV panelinin yeni basitleştirilmiş termal modelini doğruladığı ifade edilmiştir. Model, farklı iklimlerde PV panel performansının daha ileri analizi için kullanılmıştır. Soğuk, ılıman ve sıcak iklimlerde (Stockholm, Prag, Atina) PV panelin çatıya entegrasyonu enerji üretiminde yalnızca yüzde birkaç azalma sağlarken, sıcak iklimde (Riyad) çok yüksek sıcaklıklara maruz kalmaya ve bozulmanın hızlanmasına neden olabileceğini belirtmişlerdir [20].

Ata ve Acır, Taguchi metodunu kullanarak hava akışkanlı güneş kolektörlerinde meydana gelen ısı transferine etkiyen parametrelerin optimizasyonunu sağlamışlardır. Deney girdisi olarak 4 farklı Reynolds sayısı, 2 farklı kanatçık tipi ve iki farklı kolektör eğim açısı belirlemişlerdir. Taguchi metodu kullanılarak ısı transferinin maksimum olması için gerekli olan optimum deney dizilimini tespit etmeyi amaçlamışlardır [21].

Yıldız ve Güngör, düzlemsel havalı güneş kolektöründe ısı verimlilik değerlerini göstermek için lineer ve ikinci derece ısı verimlilik denklem takımı önermişler ve değişik çalışma parametrelerine göre ısı verimlilik denklemleri türetmişlerdir [22].

Leow ve arkadaşları, rüzgâr hızı etkisi altında güneş paneli davranışını anlamayı amaçlamışlardır. Bu çalışmada güneş panelinin üç boyutlu (3 boyutlu) modeli yapılmıştır. Güneş paneli modelini farklı rüzgâr hızları altında simüle etmişlerdir. Güneş paneli performansını incelemek için 0 m/s, 0,43 m/s, 2,5 m/s ve 6,95 m/s olmak üzere dört farklı rüzgâr hızı seçmişlerdir. Güneş paneli sıcaklığının rüzgâr hızından önemli ölçüde etkilendiğini gözlemlemişlerdir [23].

Hu ve arkadaşları, toz birikmesi olan ve olmayan yeni bir taşınım ısı transfer katsayısı modeli oluşturmuştur. Sonuçları, fotovoltaik panel (PV) panelin taşınım ısı transfer katsayısının sadece rüzgâr hızı ve toz yoğunluğundan etkilenmediğini, aynı zamanda panelin eğim açısıyla da ilişkili olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca tozlu PV modülün ortalama ısı transfer katsayısı, temiz PV panellerden %4,13 oranında biraz daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışma ile tozun konvektif ısı transfer özellikleri üzerindeki etkisini doğrulamışlar ve daha pratik bir PV paneli modeli oluşturmak için önemli bir temel sağlamışlardır [24].

Ceylan ve arkadaşları, panellerin bulunduğu ortamdaki sıcaklık ve güneş ışıınımına bağlı olarak arka panel hava hızının soğutmadaki etkinliğini araştırmışlardır. Arka panel sıcaklık değişimleri 0 – 5 m/s hava hızlarında ve 10 – 40°C'de gözlemlenmiştir. Hesaplamalar, kış hava koşullarında panellerin sıcaklığının soğutma gerektirecek düzeyde artmadığını ortaya koymuştur [25].

Hassanian ve arkadaşları, fotovoltaik (PV) modül çalışma sıcaklığının verimlilikle ilişkisini sayısal bir ısı transfer modeli aracılığıyla değerlendirmişlerdir. Literatür, daha yüksek PV

modül çalışma sıcaklıklarının PV modül verimliliğini etkilediğini bildirmektedir. Çıkan sonuçlar literatür değerleri ile karşılaştırılmıştır [26].

Hayakawa ve arkadaşları, arabaya entegre fotovoltaiik modüllerin termal tasarımını geliştirmek için araç hızına göre araç tavan yüzeyi ile çevredeki hava arasındaki konvektif ısı transfer katsayısının özelliklerini açıklığa kavuşturmak için çalışma yapmışlardır. Farklı gövde şekillerine sahip iki tip araç üzerinde yaptıkları deneyler, ısı transfer katsayısının araç hızından güçlü bir şekilde etkilendiğini ve ayrıca tavandaki konuma bağlı olarak gövde şeklinden de etkilendiğini göstermişlerdir [27].

Li ve arkadaşları, rüzgâr hızının ve rüzgâr hücum açısının katı parçacıklı güneş alıcısının termal performansı üzerindeki etkilerini sayısal simülasyonla incelemişlerdir. Ayrıca hava penceresinin güneş alıcısının verimliliği üzerindeki etkisini de araştırmışlardır. Sonuçlar, farklı rüzgâr hızları ve hücum açıları altında rüzgârın, sıcak havanın dışarı akmasını ve soğuk havayı güneş alıcısına taşımasını farklı şekilde önleyebildiğini göstermektedir. Mevcut çalışmanın simülasyon koşulları altında, hava penceresinin koruma etkisini en üst düzeye çıkarmak için optimal bir hava jeti hızı olduğunu belirtmişlerdir. Rüzgârın 2,5 m/s olduğu ve rüzgârın hücum açısının  $135^\circ$  olduğu durumlarda ısı alıcı verimliliğinin %41,7'den %58,2'ye çıktığını göstermişlerdir [28].

Tekkalmaz ve arkadaşları, cam ve plastik kapaklı düz güneş kolektörlerinden birleşik termal radyasyon ve doğal taşınım ile ısı transferi, değişen eğim açısı ve kapak malzemeleri kullanarak incelemişlerdir. Düz plakalı güneş kolektörünün eğim açısı  $0^\circ$  ile  $45^\circ$  arasındadır. Cam, leksan ve akrilik kaplama malzemelerinin performansı araştırılmıştır [29].

Kumar ve Prakash, modül yüzeylerindeki taşınım ısı kaybı katsayısının güneş pili sıcaklığını ve sistem verimliliğini nasıl etkilediğini göstermişlerdir. Sıcaklığın çeşitli PV modül katmanları arasında nasıl dağıldığını belirlemek için sonlu eleman termal analizinin nasıl yapılacağını açıklamışlardır [30].

Turgut ve Kızılırmak, boru içine saptırma plakaları eklenmiş dairesel bir borudaki kararlı durum 3 boyutlu türbülanslı zorlanmış taşınım akışı ve ısı transferi özelliklerini, sabit duvarlı ısı akısı sınır koşulu altında sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı  $3 \times 10^3 - 50 \times 10^3$ , Prandtl sayısı 0,71, bölme mesafeleri 1, 2, 3 ve bölme açısı  $30^\circ - 150^\circ$  için sayısal çalışma

yapmışlardır. Saptırma plakalı dairesel borunun, saptırma plakasız düz dairesel boruya göre daha yüksek Nusselt sayısına ve sürtünme faktörüne sahip olduğunu gözlemlemişlerdir [31].

Özcan, ev çatısı üzerinde modellenen kare ve dikdörtgen güneş panellerinden olan ısı kaybının sayısal olarak incelenmesini gerçekleştirmiş ve sonuçları literatürde bulunan bir deneysel çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmıştır. Farklı tip kolektörler için farklı çatı eğim açıları ve rüzgâr geliş açılarında sayısal çalışmalarını yürütmüş, çıkan sonuçları literatürde bulunan çalışmalar ile birlikte değerlendirmiştir [32].

Yapılan bu çalışmada ise literatürden farklı olarak çatının tümüne değil belirli bir bölgesine kolektör yerleştirilmiştir. 3 farklı çatı eğim açısı, 10 farklı Reynolds sayısı ve 2 farklı ölçek kullanılarak analizler yapılmıştır. Sonuçlar ise literatürdeki benzer çalışma değerleri ve kendi içinde karşılaştırılarak sonuçlar elde edilmiştir.



### 3. YÖNTEM VE SAYISAL METOT

#### 3.1. Sayısal Yöntem Giriş

Analitik olarak çözümü mümkün olmayan koşullarda mühendislikte sayısal ve deneysel yöntemler kullanılmaktadır. Mevcut çalışmada ANSYS Fluent paket programı kullanılarak sayısal çözümler elde edilmiştir.

Literatürde bulunan mevcut deneysel çalışmalar birebir bilgisayar ortamında modellenmiş ve sayısal yöntemler ile çözümleri gerçekleştirilmiştir. Çıkan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak izlenecek yöntemin doğruluğu teyit edilmiştir; yani ana çalışma öncesi bir validasyon süreci yürütülmüştür. Akabinde mevcut çalışma için modelleme ve ortam koşulları oluşturulmuş ve bu doğrultuda sayısal çözümler elde edilerek sonuç çıkarımları yapılmıştır.

İlgili çalışmada kullanılacak model, ağ yapısı, sınır şartları, yapılan kabuller, kullanılan denklemler, ilgili terim açıklamaları ve gerekli tüm teknik bilgiler bu bölümde özetlenmiştir.

#### 3.2. Temel Denklemler

Akışın ve ısı transferinin analizi için hareket denklemleri olan; süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denklemleri kullanılmıştır.

İki boyutlu, sürekli rejimde, yerçekimi ihmal, sıkıştırılamaz ve sabit özellikli akış kabulleri ile türbülanslı akış için ilgili denklemler aşağıdaki şekildedir [31, 33].

$$\text{Süreklilik Denklemi} \quad : \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j) = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{Momentum Denklemi} \quad : \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( v \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (3.2)$$

$$\text{Enerji} \quad : \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - u'_j T \right) \quad (3.3)$$

İlgili denklemlerde  $x$  ve  $y$  yönlerindeki ortalama hızlar sırasıyla  $u_i$  ve  $u_j$  (m/s)'dir. Ortalama basınç  $p$  (Pa), yoğunluk  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>), kinematik viskozite  $\nu$  (m<sup>2</sup>/s) ve  $Pr$  ise Prandtl sayısıdır.  $u'_i$  (m/s) i-yönündeki hız dalgalanması ve  $T$  (K) sıcaklıktır [31, 33].

Yukarıda verilen hareket denklemleri türbülans modelinden kaynaklanan türbülans denklemleri ile çözülmüştür. Türbülans modeli olarak özellikle duvar diplerinde iyi çözümler alınabilen enhanced wall treatment, realizable  $k$ - $\varepsilon$  modeli kullanılmıştır. Realizable  $k$ - $\varepsilon$  türbülans denklemleri  $k$  ve  $\varepsilon$  için aşağıdaki şekildedir [34].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.4)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.5)$$

Sıkıştırılabilir bir akış olmadığı için ( $Y_M$ ), yerçekimi ihmal kabulü ile ( $G_b$ ) ve kullanıcı tarafından tanımlanacak kaynaklar olan ( $S_\varepsilon$ ) ve ( $S_k$ ) sıfır olarak kabul edilir. Böylece 3.4 ve 3.5 Denklemleri sırası ile aşağıdaki gibi sadeleştirilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (3.7)$$

Burada  $k$  (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>) türbülans kinetik enerji ve  $\varepsilon$  (m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>) türbülans disipasyon oranıdır.  $G_k$  (kg/m<sup>3</sup>·s<sup>3</sup>) hız gradyanlarına bağlı oluşan türbülans kinetik enerji üretimi olup şu şekilde tanımlanır:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.8)$$

$k$ - $\varepsilon$  modelinde  $\mu_t$  türbülans viskozitesi olup aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.9)$$

Standart ve  $k-\varepsilon$  modellerine göre realizable modelinin farkı artık  $C_\mu$ 'nün sabit olmamasıdır.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.10)$$

Burada;

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.11)$$

ve

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (3.12)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (3.13)$$

$\overline{\Omega_{ij}}$ , açısal hız  $\omega_k$  ile dönen bir referans çerçevesinde görüntülenen dönme hızı tensörüdür.

Model sabitleri ise aşağıdaki gibidir.

$$A_0 = 4,04 \quad , \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.14)$$

Burada

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (3.15)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.16)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (3.17)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.18)$$

Model sabitleri şu şekildedir;

$$C_2 = 1,9 \quad , \quad \sigma_k = 1,0 \quad , \quad \sigma_\varepsilon = 1,2 \quad (3.19)$$

Sayısal çözüm metodu olarak coupled algoritması ve Rhie-Chow: Distance based akış tipi kullanılmıştır. Denklemlerdeki taşınım terimlerinin diskritizasyonuna yönelik gradyant için en küçük kareler metodu, basınç için 2. mertebe, momentum için 2. mertebe upwind, türbülans kinetik enerji için 2. mertebe upwind, türbülanslı dağılım oranı için 2. mertebe upwind, enerji için 2. mertebe upwind metodları; pseudo time method, warped-face gradient correction, high order term relaxation ilaveleri ile birlikte kullanılmıştır [34].

### 3.3. Hesaplamalar İçin Kullanılan Eşitlikler

Yapılan sayısal analiz sonuçları ayrıca literatürdeki deneysel çalışma ile kıyaslanmıştır. Deneysel çalışmada kütle transferi prensibi kullanılmış, sayısal çalışmada da direkt ısı transferi oranları hesaplanmıştır. Sonuçların basit şekilde analiz edilmesi için korelasyonların ortak bir katsayı ile ifade edilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle boyutsuz geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü kullanılmıştır. Kullanılan formül ve alınan değerler aşağıda belirtilmiştir.

1 atm basınç, 52 °C kolektör yüzey sıcaklığı ve 20 °C ortam sıcaklığı koşulları altında film sıcaklığında havanın fiziksel özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir [36].

Çizelge 3.1. Havanın özellikleri

| Açıklama                       | Değer                                      |
|--------------------------------|--------------------------------------------|
| Basınç (P)                     | 101 325 Pa                                 |
| Havanın özkütlesi ( $\rho$ )   | 1,13 kg/m <sup>3</sup>                     |
| Özgül ısı ( $C_p$ )            | 1007,37 J/kg·K                             |
| Dinamik viskozite ( $\mu$ )    | 1,889 x 10 <sup>-5</sup> kg/m·s            |
| Kinematik viskozite ( $\nu$ )  | 1,681 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s |
| Isı iletim katsayısı ( $k$ )   | 0,027 W/m·K                                |
| Prandtl sayısı (Pr)            | 0,71                                       |
| Panel sıcaklığı ( $T_w$ )      | 325,15 K                                   |
| Ortam sıcaklığı ( $T_\infty$ ) | 293,15 K                                   |

Akışkan olarak hava ele alınmış ve sıcaklıkla özelliklerinin değişmediği kabul edilmiştir. Buna göre akışkan özellikleri film sıcaklığında hesaplanır.  $T_\infty$  (K) serbest akışkan sıcaklığı ve  $T_w$  (K) kolektör yüzey sıcaklığıdır. Havanın Prandtl sayısı  $Pr \approx 0,71$ ’dir.

$$T_f = (T_\infty + T_w) / 2 \quad (3.20)$$

$h$  ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ) kolektörün üst yüzeyindeki ortalama konveksiyon ısı transferi katsayısıdır.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_\infty} \quad (3.21)$$

$L$  (m) kolektörün karakteristik uzunluğu aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$L = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre}} \quad (3.22)$$

Boyutsuz Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (3.23)$$

Boyutsuz Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.24)$$

Boyutsuz geçiş katsayısı Colburn j-faktörü aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (3.25)$$

### 3.4. Analiz Sınır Şartları

İlgili analizlerde hareket ve türbülans denklemlerinin efektif çözümü için kabul kriterlerinin detaylı belirlenmesi gerekmektedir. Doğru olarak belirlenen kabul kriterleri hem çözümü kolaylaştıracak hem de gerçeğe en yakın çözüme ulaşmayı sağlayacaktır.

Analizler, ANSYS CFD programı ile modellenen rüzgâr tüneline yapılmıştır ve zorlanmış taşınım ile ısı transferi başlığı altında probleme yaklaşmıştır.

Akışkan olarak hava kabulü yapılmış ve havanın fiziksel özellikleri olarak Çizelge 3.1’de belirtilen kabuller yapılmıştır.

Havanın hızı ve sıcaklığı ilgili model için üniform kabul edilmiştir.

Geri akış toplam sıcaklığı olarak 20 °C alınmıştır. Rüzgâr tünelinin çıkışına basınç çıkış sınır şartı uygulanmıştır. Akış yönündeki değerlerin değişimi sıfır olarak kabul edilmiştir.

Rüzgâr tüneli duvarlarına hız sınır şartı olarak kaymama (no slip) ve adyabatik ısıl sınır şartı uygulanmıştır.

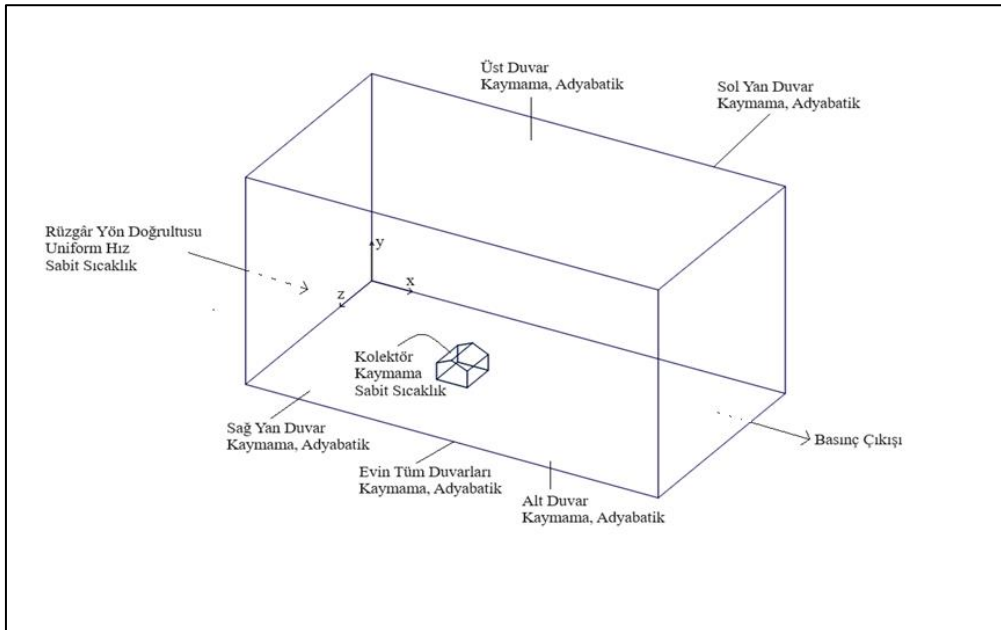
Model evin duvarlarına hız sınır şartı olarak kaymama (no slip) ve adyabatik ısıl sınır şartı uygulanmıştır.

Panel yüzeyine kaymama (no slip) hız sınır şartı ve sabit ısıl sınır şartı uygulanmıştır.

Kolektör yüzey sıcaklığı 52 °C olarak kabul edilmiştir.

Ortam sıcaklığı 20 °C olarak alınmıştır.

Model için kullanılan çalışma alanına uygulanan sınır şartların grafiği Şekil 3.1’de belirtilmiştir.



Şekil 3.1. Çalışma alanı içerisindeki sınır şartlarının görünümü

Yukarıda özetlenen sınır şartların matematiksel ifadesi ise aşağıdaki gibidir.

Rüzgâr Tüneli Girişi ( $x=0$ ) üniform hız, üniform sıcaklık;

$$u = U, v = 0, w = 0, T = T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}, k = 0,005U^2, \varepsilon = \frac{C_{\mu}k^{1,5}}{0,07D_h} \quad (3.26)$$

$C_{\mu}$  sabit olup değeri 0,09'dur.

Rüzgâr Tüneli Çıkışı ( $x=\text{Tünel boyu}$ );

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial k}{\partial x} = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (3.27)$$

Tünel ve evin tüm duvarları adyabatik ve kaymama sınır şartı;

$$u = 0, v = 0, w = 0, k = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (3.28)$$

Burada  $n$  yüzeyin normalini ifade etmektedir.

Kolektör yüzeyi üniform sıcaklık;

$$u = 0, v = 0, w = 0, k = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0, T = T_W = 52^{\circ}\text{C} \quad (3.29)$$

### 3.5. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması

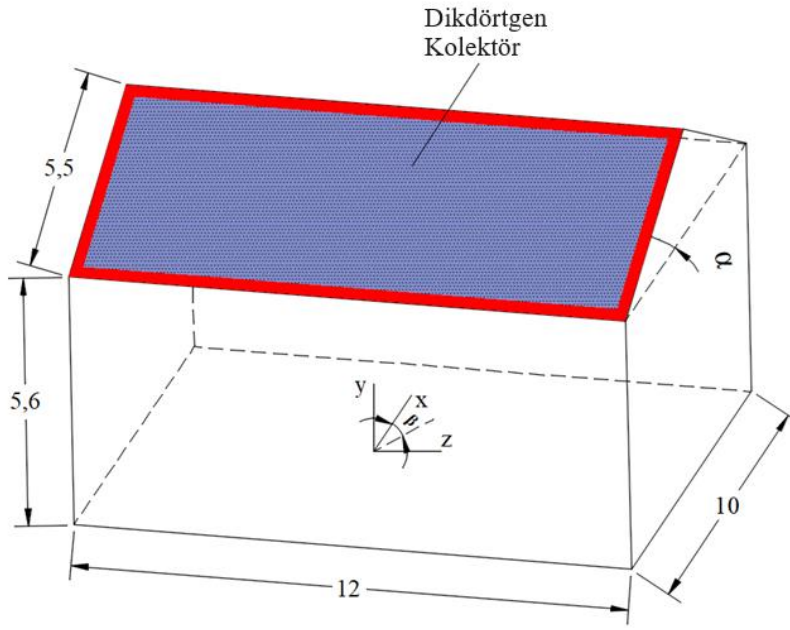
Validasyon ve ana çalışmanın yürütülmesi için 3 farklı ölçekte ev modeli oluşturulmuştur.

#### 3.5.1. Validasyon çalışması için kullanılan model

Validasyon çalışması için Şekil 3.2'de belirtilen 2 katlı ev, çatısının güneşe bakan yüzünü tam kaplayan dikdörtgen kesitli güneş kolektör ile modellenmiştir. Bu model üzerinde analiz yapılarak literatür ile kıyaslanmış ve validasyon sağlanmıştır. Modellenen dikdörtgen kolektörlü evin 1:1 ölçek için Şekil 3.2'de belirtildiği gibi; yüksekliği 5,6 m, taban boyutları 12 m  $\times$  10 m kolektör boyutu da çatının tamamını kaplamaktadır. Validasyon çalışması  $\alpha=25^{\circ}$  çatı eğim açısı için yapılmıştır. Rüzgâr, pozitif x-ekseni yönünde modellenen eve üniform

olarak gelmektedir. Çözüm oluşumunun merkezi model tabanının orta noktasıdır. Validasyon çalışması 1:235 ölçek ve rüzgârın eve  $\beta=0^\circ$ ,  $180^\circ$  açıları ile gelmesi durumu için yapılmıştır.

$\beta=0^\circ$  hücum açısında akışkan kolektöre önden,  $\beta=180^\circ$  hücum açısında durumunda akışkan kolektöre arkadan gelmektedir. Ayrıca validasyon çalışmalarında 1:200 ölçekli,  $\alpha=30^\circ$  çatı eğim açılı evde ekstra bir doğrulama için kullanılmıştır.



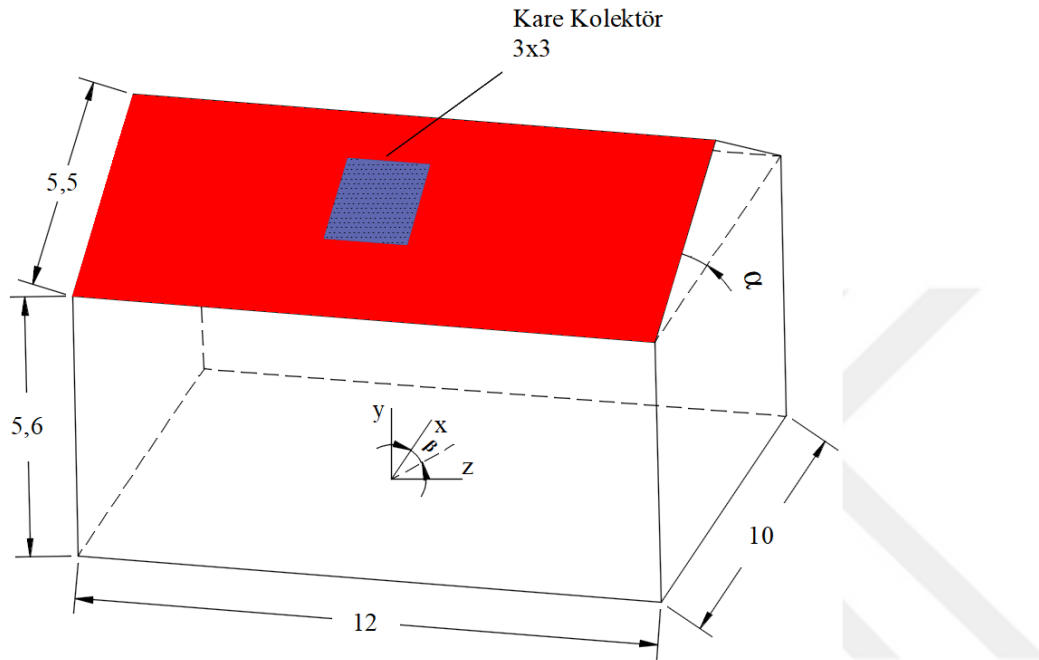
Şekil 3.2. İki katlı evin görünümü (Uzunluklar = m'dir)

### 3.5.2. Sayısal çalışma için kullanılan model

Sayısal çalışma için Şekil 3.3'te belirtilen 2 katlı ev, çatının belirli bir kısmını kaplayan kare kesitli güneş kolektör ile kullanılmıştır. Bu model üzerinde sayısal analiz çalışmaları yürütülmüştür. Modellenen kare kolektörlü evin 1:1 ölçek için Şekil 3.3'te belirtildiği gibi; modelin yüksekliği 5,6 m, modelin alt kısmı 12 m×10 m, kolektör boyutu da 3 m×3 m'dir.

Sayısal çalışma 1:200 ölçekli evde  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  olmak üzere üç farklı çatı eğim açısı için 1:1 gerçek boyutlu ölçekte ise  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısı için yapılmıştır. Rüzgâr, pozitif  $x$ -ekseni yönünde modellenen eve üniform olarak gelmektedir. Çözüm oluşumunun merkezi model tabanının orta noktasıdır.

Sayısal çalışmada  $\beta$  açısında model ev y-ekseni etrafında döndürülerek akışkanın kolektöre farklı açılarda gelmesi sağlanmıştır. Akışkan modellenen evlere sekiz farklı açı ile  $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ$  ve  $180^\circ$  gelmektedir.  $\beta=0^\circ$  durumu önden,  $\beta=180^\circ$  durumu akışkanın ilgili modele arkadan gelmesini ifade etmektedir.



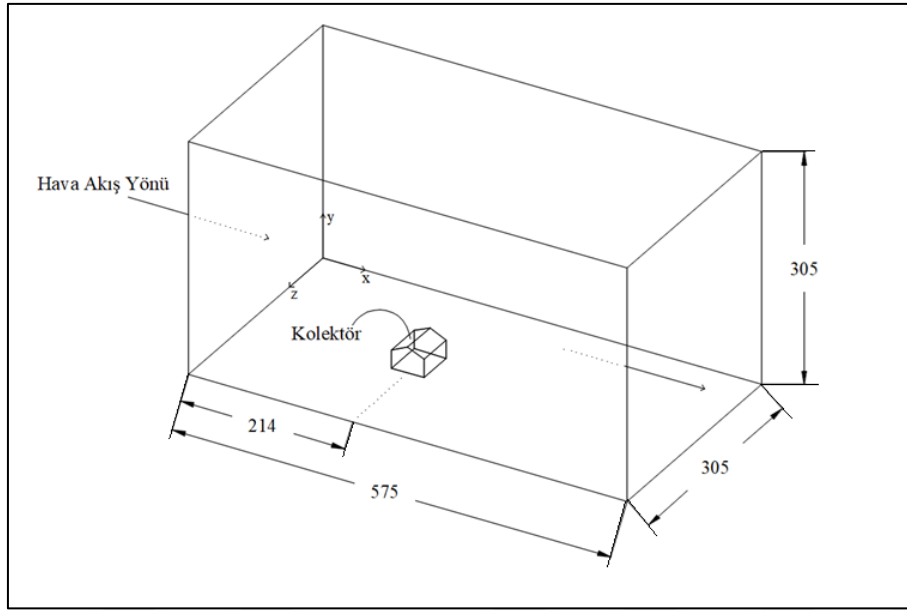
Şekil 3.3. İki katlı evin görünümü (Uzunluklar = m'dir)

### 3.6. Hesaplama Alanı

ANSYS SpaceClaim bilgisayar destekli çizim programı ile 1:1 tam ölçekli ev, 1:200 ölçekli model ev ve 1:235 ölçekli model ev analiz hacimleri oluşturulmuştur.

#### 3.6.1. 1:235 ölçekli ve 1:200 ölçekli model evlerin hesaplama alanı

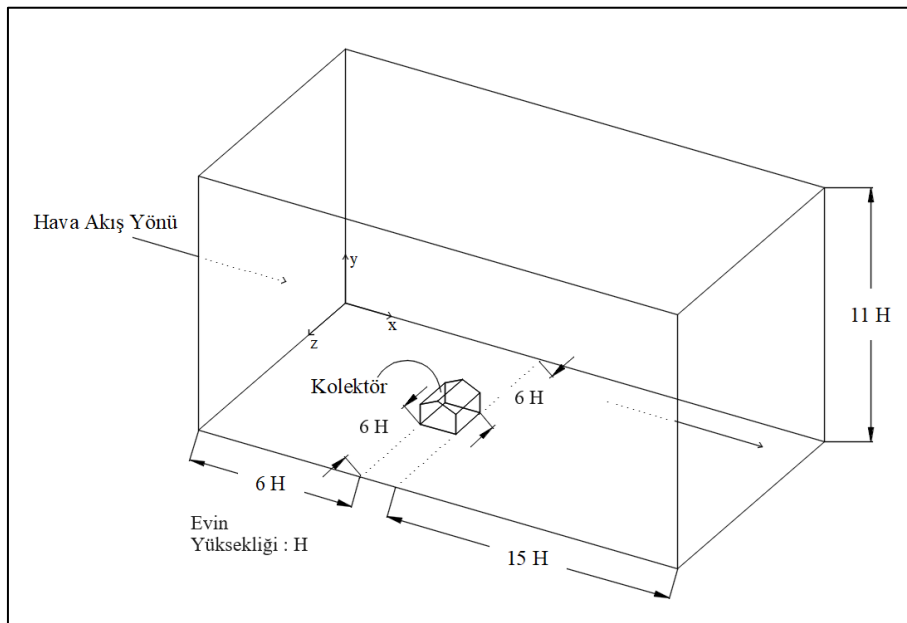
1:235 ölçekli ve 1:200 ölçekli model evler boyutları aynı olan eş rüzgâr tüneline yerleştirilmiştir. Tünel boyutları ve tünel içindeki konumlandırma Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Rüzgâr tüneli boyutları ve model konumlandırması (Uzunluklar = mm'dir)

### 3.6.2. 1:1 ölçekli model evin hesaplama alanı

Gerçek ölçekli model için rüzgâr tüneli boyutları ve konumlandırma Şekil 3.5'te gösterilmiştir.

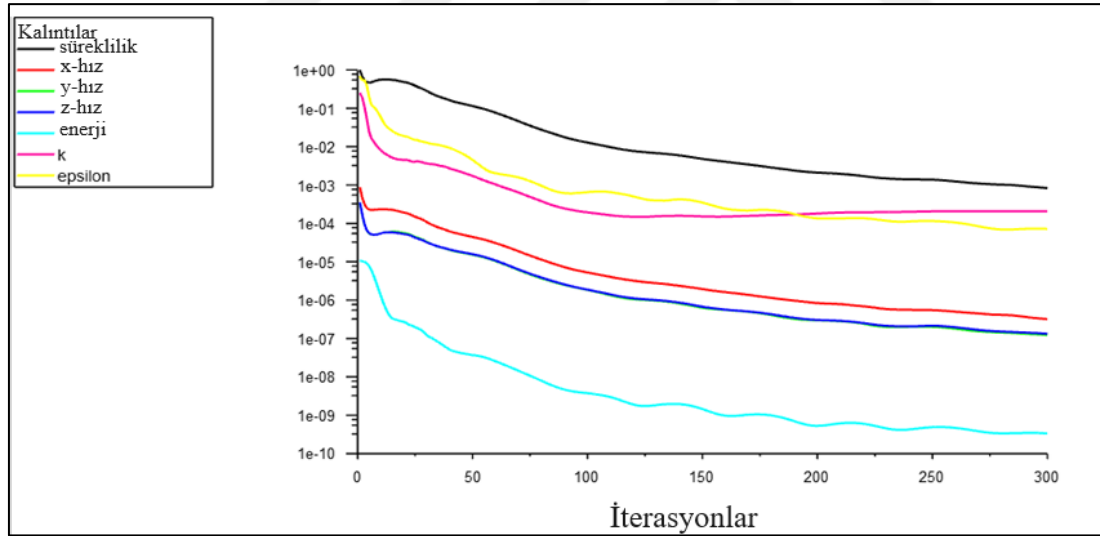


Şekil 3.5. Rüzgâr tüneli boyutları ve model konumlandırması

### 3.7. Analiz Yakınsama Kriteri

Bilgisayar ortamında yapılan analizlerde elde edilen değerlerin doğruluğundan emin olmak için analiz esnasında bazı parametrelerin kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin grafikleri, analiz esnasında detaylıca izlenmeli ve belirlenen yakınsama kriterlerini beklediği şekilde karşılamalıdır.

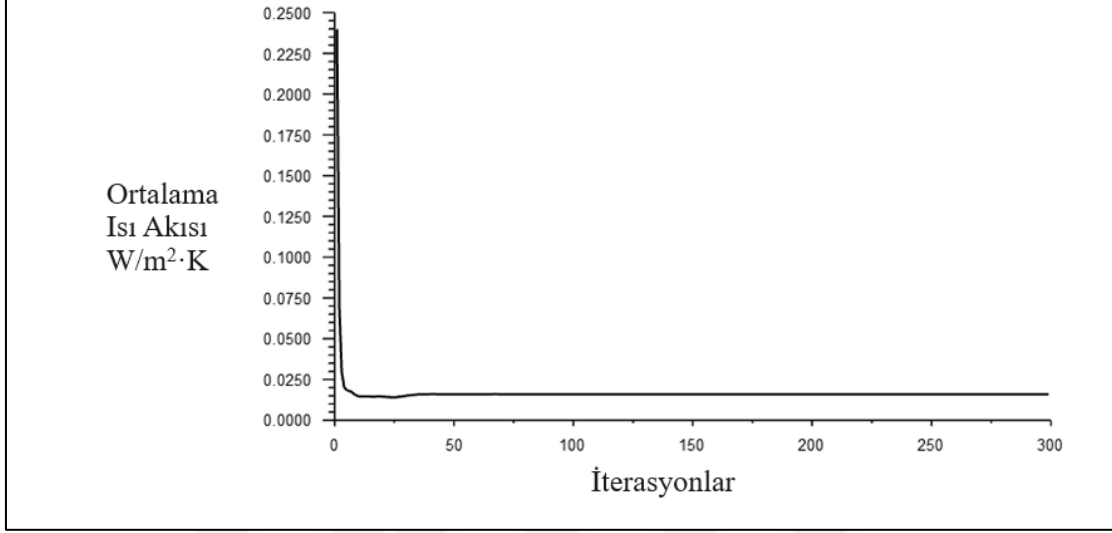
Yapılan çalışmada ilk olarak kalıntı (residual) grafiği kontrol edilmiştir. Enerji, süreklilik, epsilon, k, x-y-z hız değerleri bu grafik ile çizdirilmiştir. Enerji yakınsama kriteri  $1 \times 10^{-6}$  ve diğer terimler için  $1 \times 10^{-5}$  altında olacak şekilde analizler yapılmıştır. Doğru kabul edilebilecek bir çalışmada ise bu yakınsama değerlerinin, iterasyon sayısı arttıkça stabil olarak düşmesi gerekmektedir. 1:235 ölçekli model için kalıntı (residual) eğrileri, çatı açısı  $\alpha=25^\circ$ , rüzgârın kolektöre gelme yönü  $\beta=0^\circ$  ve Reynolds sayısı  $Re=80 \times 10^3$  olması durumu için Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. Kalıntı (residual) grafiği

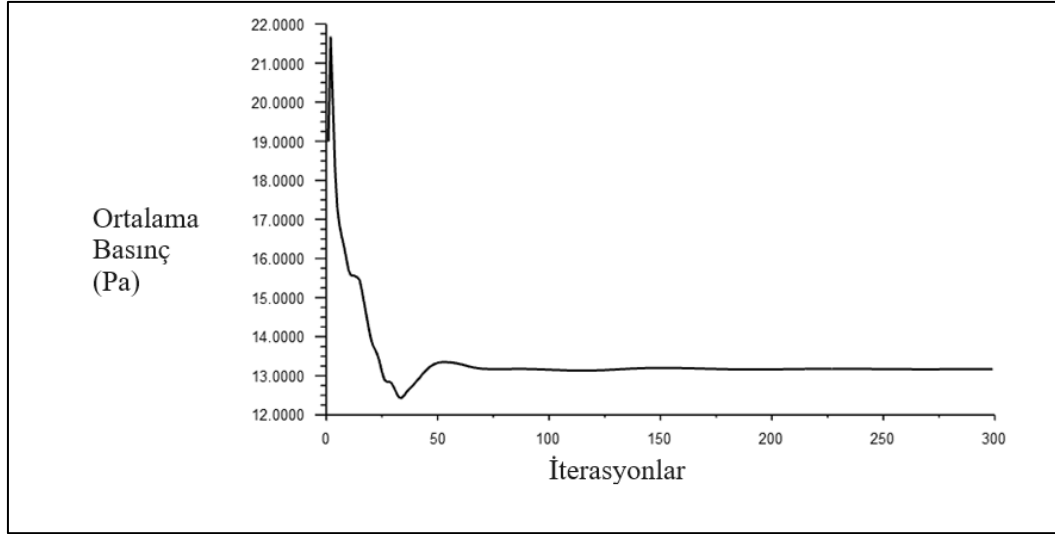
Yapılan çalışmada ikinci olarak ise çözüm hacminde xy eksenini orta noktasında bir yüzey oluşturulmuş ve bu yüzeyden olan ısı transferinin iterasyona bağlı değişiminin grafiği kontrol edilmiştir. Doğru kabul edilebilecek bir analiz için belli bir iterasyon sayısından sonra bu değerin sabitlenmesi gerekmektedir. Isı akısı eğrisi, 1:235 ölçekli model için çatı açısı  $\alpha=25^\circ$ , rüzgârın kolektöre gelme yönü  $\beta=0^\circ$  ve Reynolds sayısı  $Re=80 \times 10^3$  olması

durumu için Şekil 3.7’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iterasyon sayısı 50’den sonra kolektör yüzeyindeki ısı akısı sabitlenmiştir.



Şekil 3.7. Panel üzerindeki ısı akısının iterasyon sayısı ile değişimi

Yapılan çalışmada üçüncü olarak ise çözüm hacminde  $xy$  eksenini orta noktasında bir yüzey oluşturulmuş ve bu yüzeyden olan basınç değişiminin iterasyona bağlı değişiminin grafiği kontrol edilmiştir. Doğru kabul edilebilecek bir analiz için belli bir iterasyon sayısından sonra bu değerin sabitlenmesi gerekmektedir. Basınç eğrisi, 1:235 ölçekli model için çatı açısı  $\alpha=25^\circ$ , rüzgârın kolektöre gelme yönü  $\beta=0^\circ$  ve Reynolds sayısı  $Re=80 \times 10^3$  olması durumu için Şekil 3.8’de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi iterasyon sayısı 150’den sonra kolektör yüzeyindeki basınç sabitlenmiştir.



Şekil 3.8. Panel üzerindeki basıncın iterasyon sayısı ile değişimi

### 3.8. Ağ (Hücre) Yapısı

Günümüzde birçok mühendislik problemi bilgisayar destekli programlar ile analiz edilebilmektedir. Mevcut çalışmamızda ilgili analizler ANSYS Fluent programı ile yapılmıştır. Bu analizlerin ise efektifliği büyük ölçüde hazırlanan modelin ağ yapısına bağlıdır. Analiz işlemine geçmeden önce durum modellenmeli ve hesaplamalar için gerekli ağ yapısı oluşturulmalıdır.

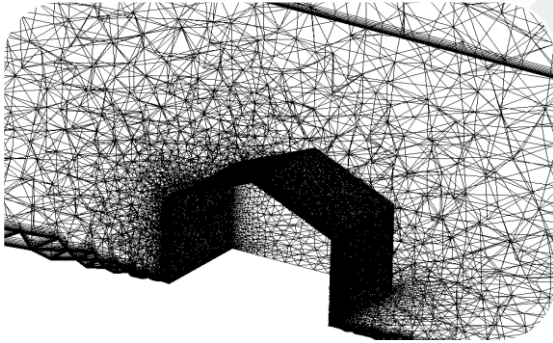
Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenen çalışma küçük parçalardan oluşan temel elemanlara ayrılır buna ağ (mesh) işlemi denir. Ağ (mesh) üretme fiziksel bir tanım aralığını daha küçük tanım aralıklarına (elemanlara) bölme işlemi olarak tanımlanabilir. Burada amaç bir diferansiyel denklemin çözümünü kolaylaştırmaktır. Her elemanın köşelerinde düğümler (node) vardır. Hesaplamalar bu düğüm noktaları üzerinde gerçekleştirilir.

İlgili çalışmada ANSYS Mesh programı kullanılarak sayısal ağ oluşturulmuştur. Quadratic elemanlarla CFD fizik koşulları altında global mesh atılmıştır. Analiz metodumuz  $k-\epsilon$  enhanced wall treatment olduğu için mesh işlemlerinde inflation özelliği kullanılmış ve  $y^+$  değeri 1 civarı alınmıştır. Modellenen evin tüm yüzeyleri inflation sınırları olarak alınmış ve ilk kat kalınlığı özelliği ile maksimum 20 kat kullanılmıştır. Ayrıca patch conforming methodu ile üçgen prizma (tetrahedrons) elemanlar kullanılmıştır. Analizde değerlerin

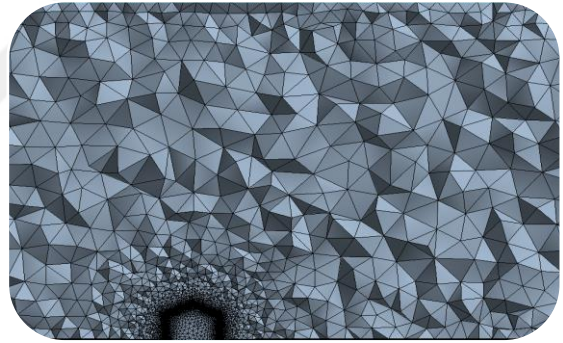
okunmasında önem arz eden model evin bazı bölgelerine ise face sizing metodu ile mesh atılmıştır.

En son olarak yapılan ağ (mesh) çalışmasının kalitesi kontrol edilmiştir. İyi bir ağ (mesh) işleminde en yüksek skewness değeri 0,9'un aşağısında ve ortogonal quality değeri ise 0,1'in üzerinde olmalıdır [35]. Kullanılan modelin ağ yapısına bakıldığında; 0,9 maksimum skewness değerinin altında ve 0,1 minimum ortogonal quality değerini üstünde kalite verileri elde edilmiştir. Şekil 3.9'da yapılan mesh işlemine ait görseller bulunmakta olup bu görsellerden evin etrafında daha hassas mesh yapısının kurulduğu ve yine evin etrafında inflation işlemlerinin yapıldığı görülebilir.

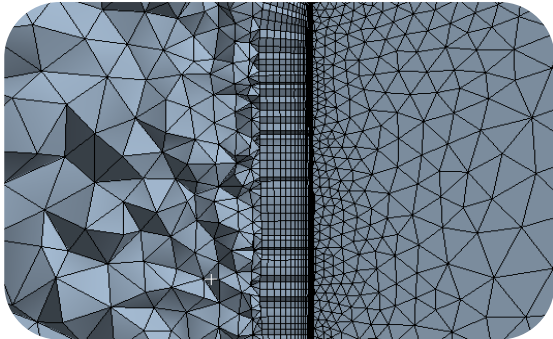
Ağ yapısının düzgün kurulması doğrudan analiz sonuçların etkileyecektir. Bu nedenle modele uygun ağ yapılarının belirlenmesi ve doğru yerlerde uygulanması çok önem arz etmektedir. Bu neden ile yapılan ağ çalışmaları sonucu mevcut yapının kalitesi vb. parametreler kesinlikle kontrol edilmeli ve analizlere bu şekilde başlanmalıdır.



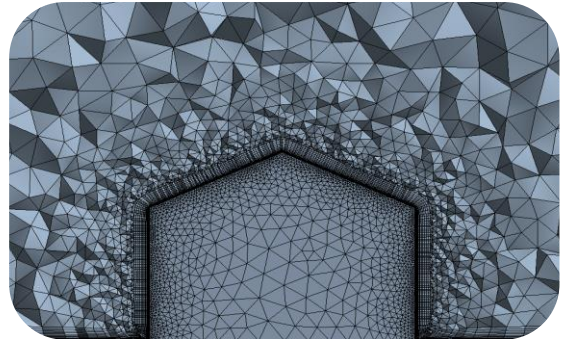
(a)



(b)



(c)



(d)

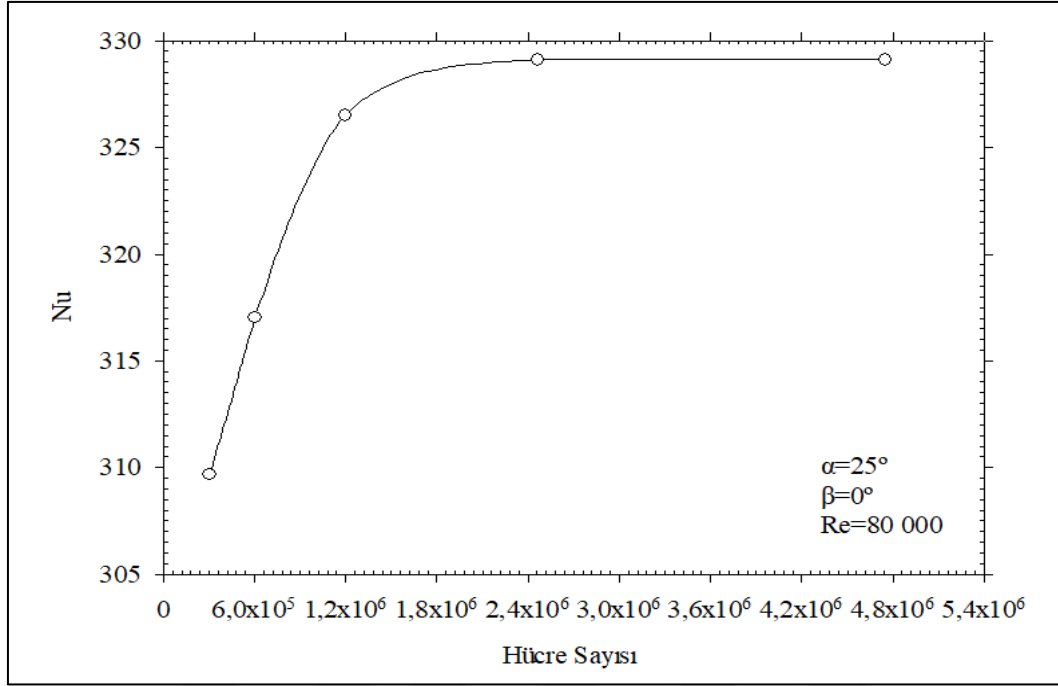
Şekil 3.9. (a) Modelin genel hücre yapısı görünüşü (b) Model evin yakınından hücre yapısı görünüşü (c) Hücrelerin yoğunlaştığı model evin bir bölümünün görünüşü (d) Modelin inflation yapısının yakın görünüşü

### 3.9. Kullanılan Ağ Sayısının Belirlenmesi

Bilgisayar desteği ile yapılan sayısal çalışmaları birçok parametre etkilemektedir. Bu parametreler, elde edilen sonuçların değişmesine yol açmaktadır. Bunların başında ise modele uygulanan ağ sayısı gelmektedir. Bu sayı hem analiz sonuçlarının doğruluğunu etkilemekte hem de analiz süresini değiştirmektedir. Ağ sayısının fazla olması analiz sürelerini çok fazla uzatmakta, az olması ise doğru sonuçlardan olan sapmayı oldukça arttırmaktadır. Bu neden ile ağ yapısı optimizasyonu ayrıca önem arz etmekte ve bunun için ayrıca bir çalışma yapılması gerekmektedir. Analizde kullanılan herhangi bir parametre değiştiğinde ise optimizasyon işlemi tekrar edilmelidir.

Ağ sayısı optimizasyonu için 1:235 ölçekli ev modellenmiş,  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında,  $\beta=0^\circ$  rüzgârın kolektöre geliş açısı ile ve  $Re=80 \times 10^3$  olduğu durum için farklı ağ sayılarında analizler yapılarak Nusselt sayıları elde edilmiştir. Yaklaşık  $300 \times 10^3$  hücre sayısı ile ilk analiz yapılmış ve her seferinde hücre sayısı 2 katına çıkacak şekilde 5 farklı analiz elde edilmiştir.

Analizler sonucu model evde bulunan panel üzerinden meydana gelen ısı akısı değerleri bulunmuş ve Bölüm 3.3'te bulunan ilgili eşitlikler vasıtası ile  $Nu$  sayıları elde edilmiştir. Sonuç olarak yaklaşık 2,4 milyon hücre sayısı ile yaklaşık 4,8 milyon hücre sayısı için bulunan Nusselt parametreleri arasındaki fark %0,004 olarak elde edilmiştir. Bu değer %0,5'ten oldukça aşağıda olduğu görülmüş ve çalışma sonuçlarına çok fazla etki etmeyeceğine karar verilmiştir. İki değer arasındaki analiz süreleri de hesaba katılmış ve optimum hücre sayısı olarak yaklaşık 2,4 milyon hücre sayısı uygun görülmüştür. Şekil 3.10'da hücre sayısı ile Nusselt sayısının değişim grafiği verilmiş olup buradan da görüleceği gibi 2,4 milyon hücre sayısından sonra Nusselt sayısının değişimi oldukça azdır.



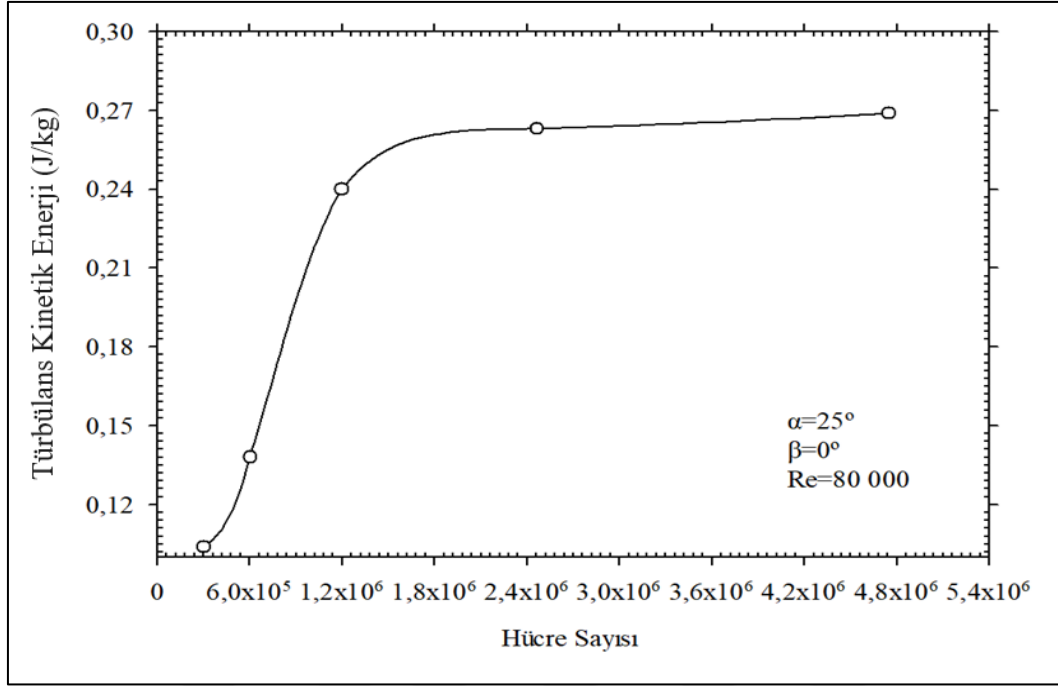
Şekil 3.10. Hücre sayısı ile  $Nu$  sayısının değişimi

Hücre sayısına göre yapılan analizler sonucu elde edilen Nusselt sayıları ve yüzdesel değişimleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Hücre sayısı ile Nusselt sayısının değişimi

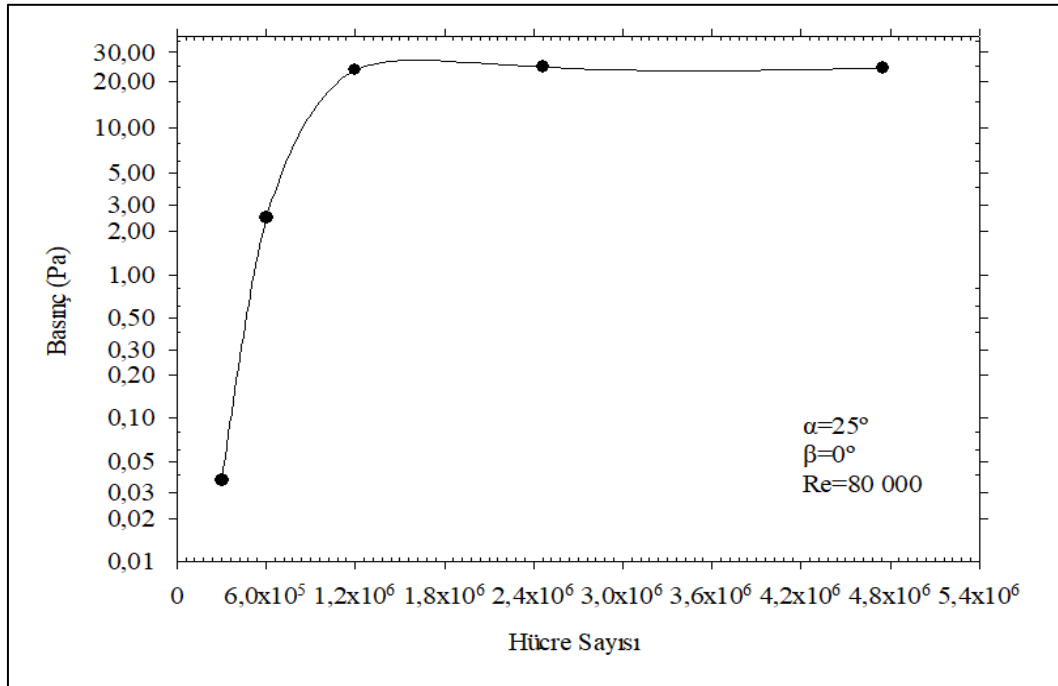
| Nu     | Hücre Sayısı | Yüzde Değişim (%) |
|--------|--------------|-------------------|
| 309,67 | 302 363      | -                 |
| 317,03 | 601 651      | 2,38              |
| 326,51 | 1 196 543    | 2,99              |
| 329,10 | 2 461 834    | 0,79              |
| 329,12 | 4 748 991    | 0,004             |

Model ev paneli üzerindeki ortalama türbülans kinetik enerji değerlerine de bakılmış ve aşağıdaki hücre sayısı ile değişim gösteren grafik elde edilmiştir. Şekil 3.11’e göre de yaklaşık 2,4 milyon hücresi sayısı uygun görülmüştür.



Şekil 3.11. Türbülans kinetik enerjinin hücre sayısı ile değişimi

Model üzerinde ((x)-0,02 / (y)0,05 / (z)0) koordinatlarında seçilen noktadan ölçülen basınç değerlerine de bakılmış ve aşağıdaki hücre sayısı ile değişim gösteren grafik elde edilmiştir. Şekil 3.12'ye göre de yaklaşık 2,4 milyon hücresi sayısı uygun görülmüştür.



Şekil 3.12. Basıncın hücre sayısı ile değişimi



## 4. ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR

Yapılan çalışma sonucu elde edilen veriler bu kısımda detaylıca incelenmiş, literatürde bulunan çalışmalar ile kıyaslanmıştır.

### 4.1. Sayısal Çalışma

1:200 ve 1:1 tam ölçekli model evlerde çatının belirli bir bölgesine yerleştirilen kare kolektör için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiş ve ısı performans incelenmiştir.

#### 4.1.1. 1:200 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçlar

1:200 ölçekli modelde, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  iken  $Re$  sayısı aralığı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında 10 farklı  $Re$  sayısında, havanın panele 8 farklı açıdan ( $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) gelme durumu için sayısal analizler yapılmıştır. Analiz sonuçları detaylı olarak ilgili bölümlerde verilmiş ve yorumlanmıştır.

Sonuçların daha iyi yorumlanabilmesi için boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü kullanılmıştır. Colburn j-faktörünü hesaplamak için bir eşitlik oluşturulmuş ve bu korelasyon  $j = aRe^{-0.5}$  şeklinde belirlenmiştir. Bu eşitlik doğrultusunda bilgisayar destekli bir program yardımı ile çalışmada bulunan grafikler çizdirilmiştir.

#### Çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ olduğunda ilgili sonuçlar

$\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında rüzgârın kolektöre ( $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) gelme durumları için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında ( $Re$ ) analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansy Fluent 'den hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüller de kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn j-faktörü ( $j$ ) hesaplanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyonlar Eşitlik 4.1 ve 4.8 arasında verilmiştir.

$$j_{mevcut} = 0,832 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (4.1)$$

$$j_{mevcut} = 0,997 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=30^\circ \text{ için}) \quad (4.2)$$

$$j_{mevcut} = 1,057 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=45^\circ \text{ için}) \quad (4.3)$$

$$j_{mevcut} = 0,441 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=90^\circ \text{ için}) \quad (4.4)$$

$$j_{mevcut} = 0,595 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=120^\circ \text{ için}) \quad (4.5)$$

$$j_{mevcut} = 0,571 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=135^\circ \text{ için}) \quad (4.6)$$

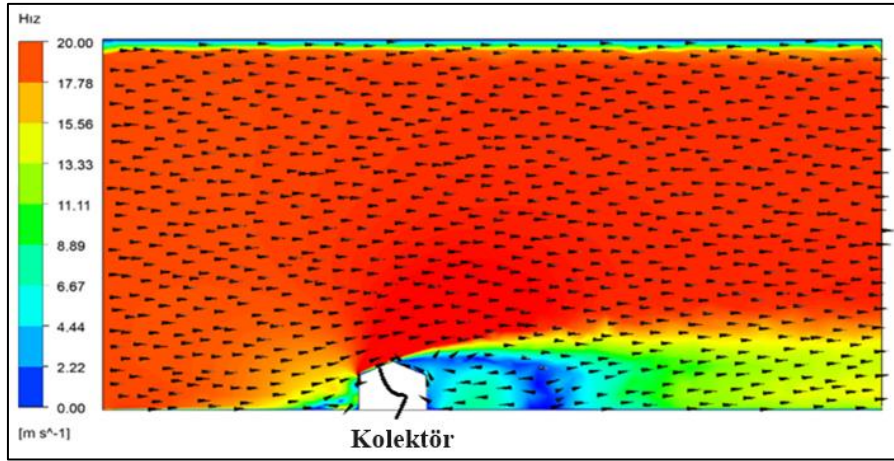
$$j_{mevcut} = 0,466 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=150^\circ \text{ için}) \quad (4.7)$$

$$j_{mevcut} = 0,390 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (4.8)$$

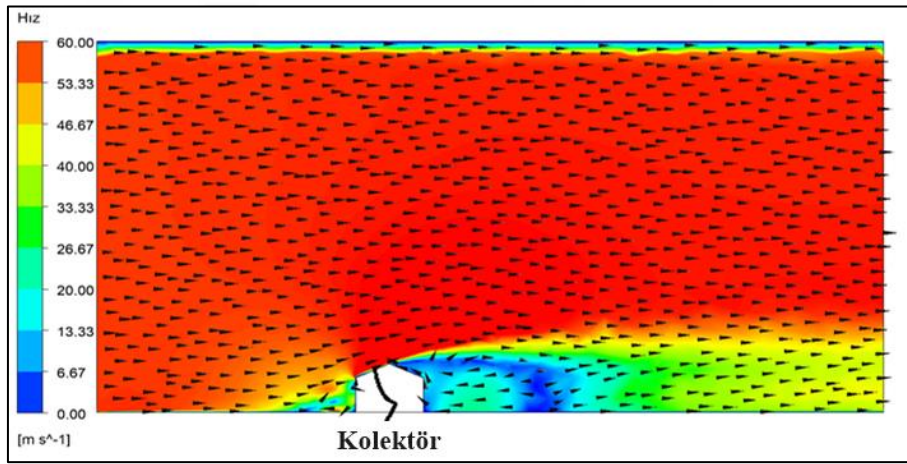
1:200 ölçekli modelde çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken havanın panele önden gelme ( $\beta=0^\circ$ ) durumu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı için incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.1'de havanın panele önden gelme ( $\beta=0^\circ$ ) durumu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hız artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir.

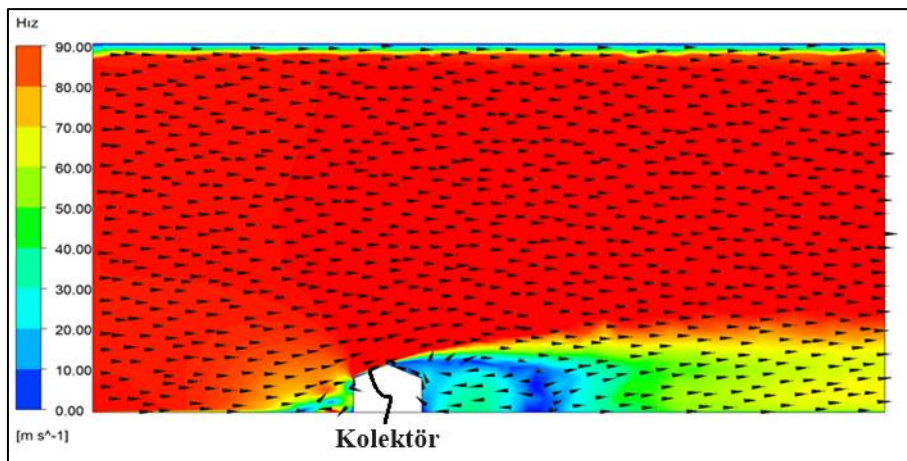
Şekil 4.2'de ise havanın panele önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumu için farklı  $Re$  sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Rüzgârın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısıl sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir.



(a)

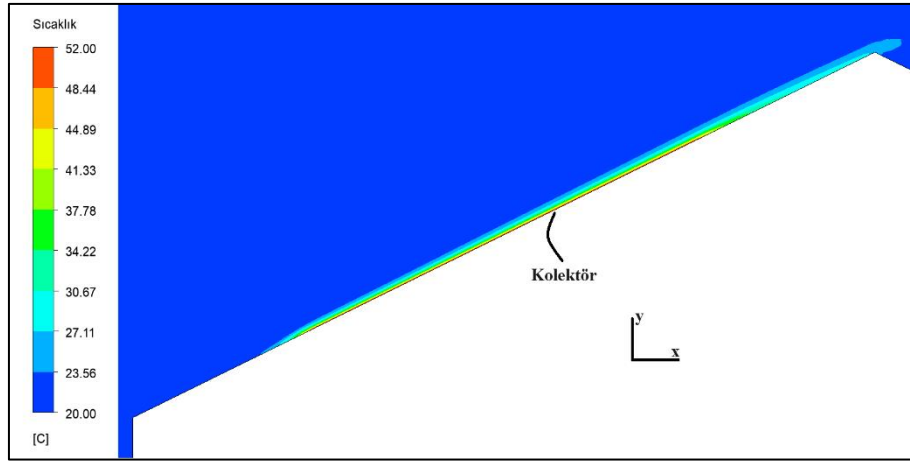


(b)

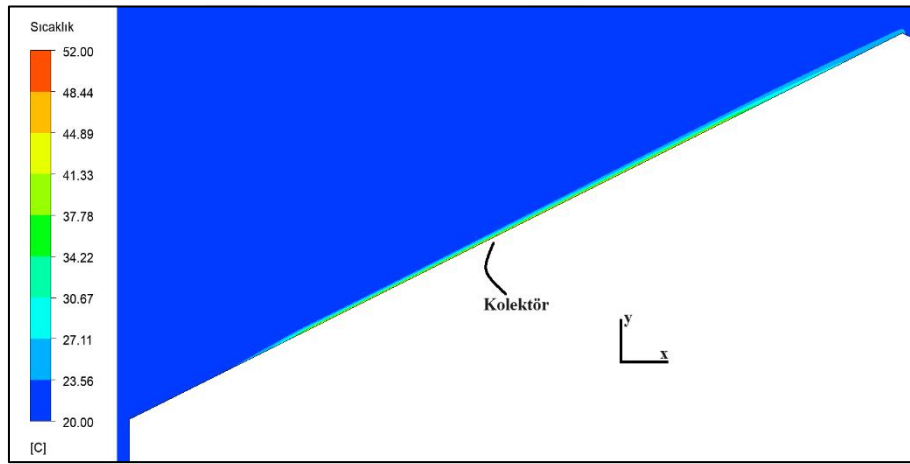


(c)

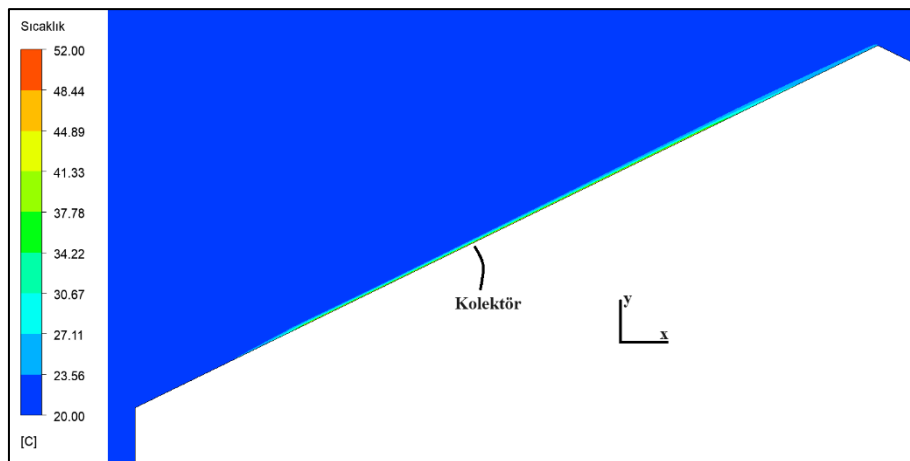
Şekil 4.1. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$



(a)



(b)



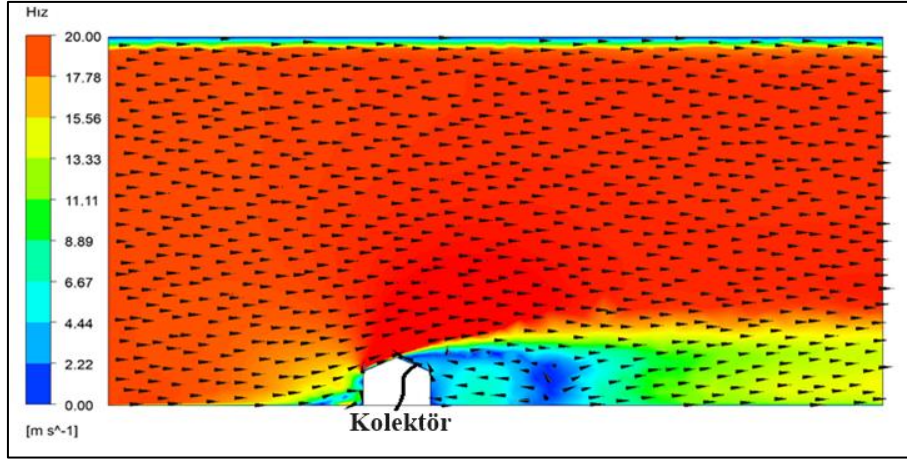
(c)

Şekil 4.2. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

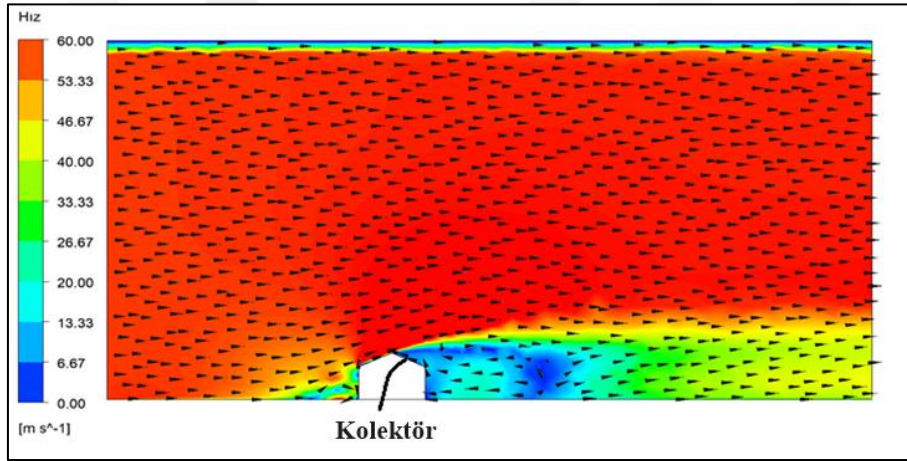
İlave olarak 1:200 ölçekli modelde çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken havanın panele arkadan gelme ( $\beta=180^\circ$ ) koşulu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı içinde incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.3'te havanın panele arkadan gelme ( $\beta=180^\circ$ ) koşulu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hızı artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir. Rüzgâr hızında ve geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.

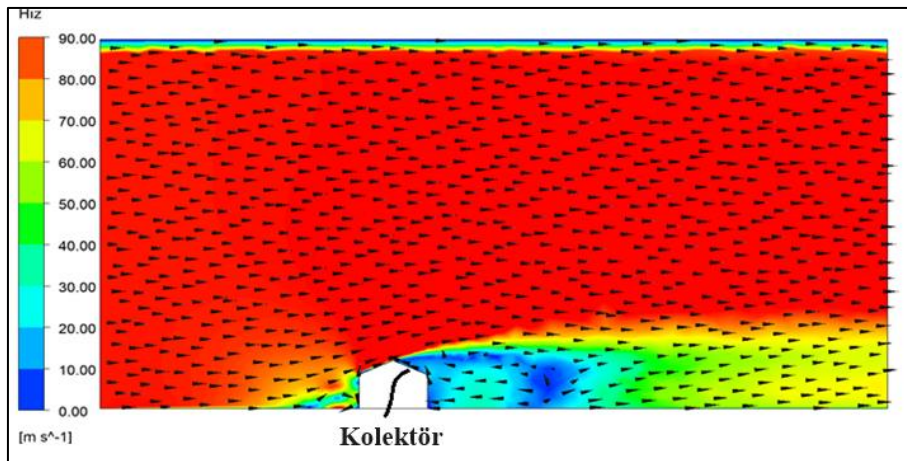
Şekil 4.4'te ise havanın panele arkadan ( $\beta=180^\circ$ ) gelme koşulu için farklı  $Re$  sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Havanın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısı sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir. Rüzgâr hızında ve geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.



(a)

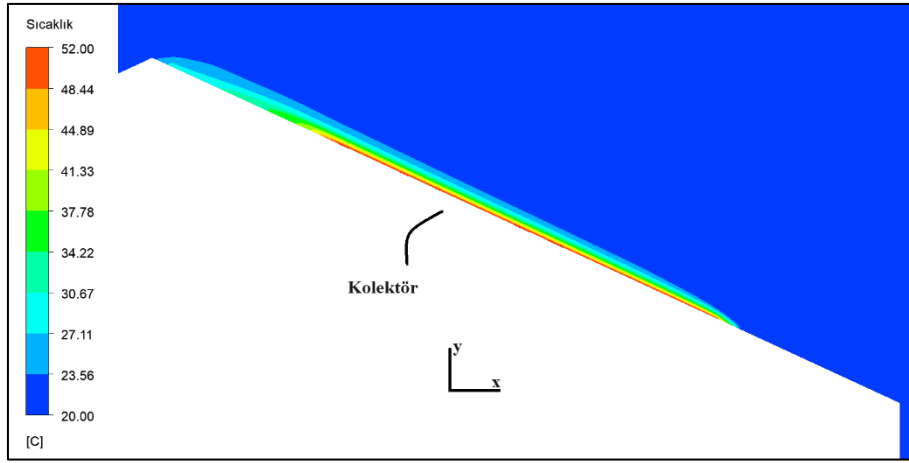


(b)

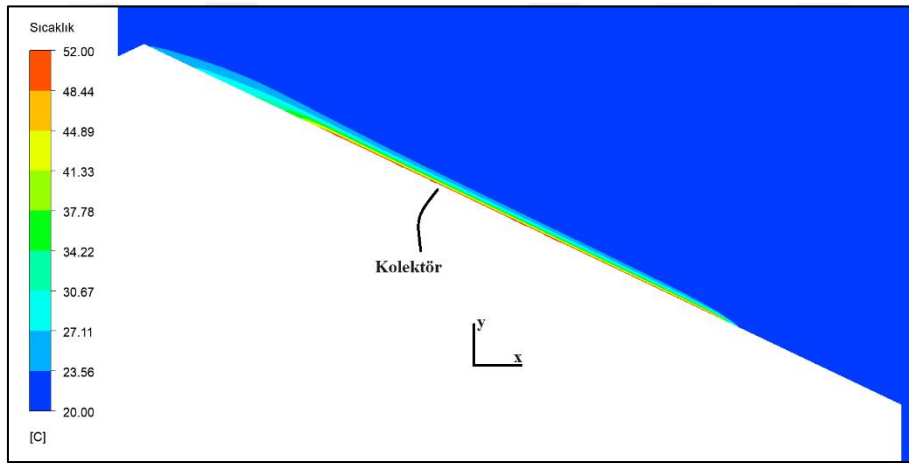


(c)

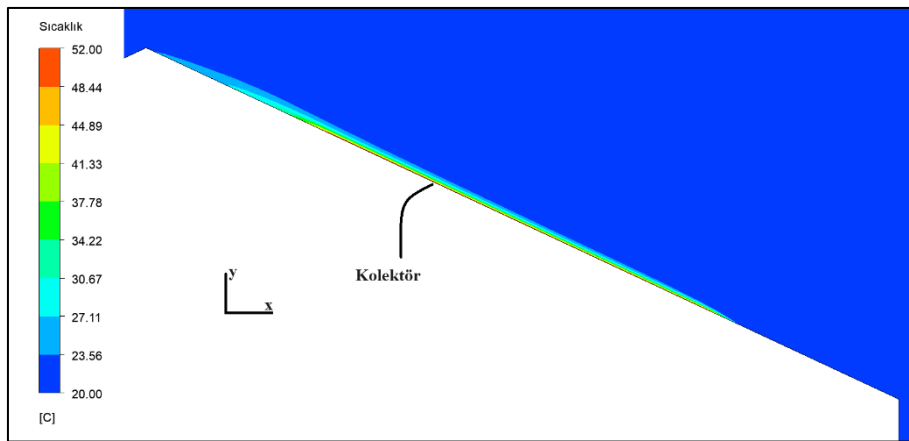
Şekil 4.3. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$



(a)



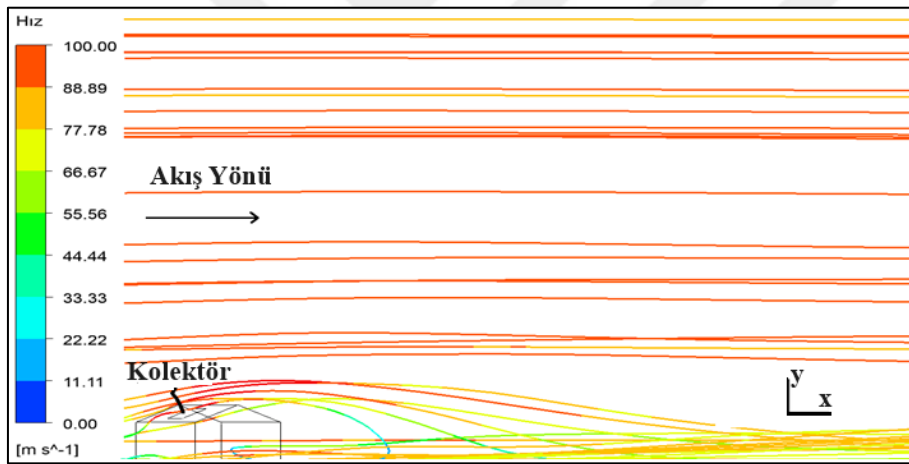
(b)



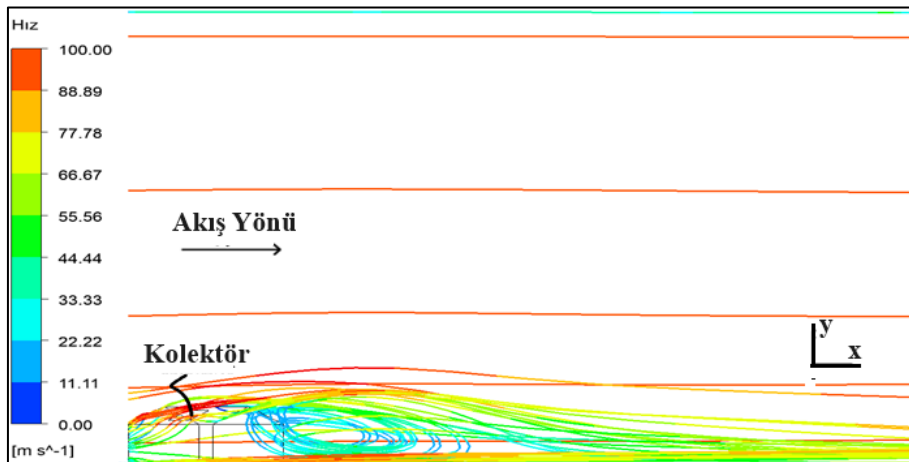
(c)

Şekil 4.4. 1:200 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

Rüzgârın önden gelme durumundan ( $\beta=0^\circ$ ) arkadan gelme durumuna ( $\beta=180^\circ$ ) kadar rüzgârın geliş açısı artırılarak görüldüğü gibi 8 farklı geliş açısında çalışma yapılmıştır. Yukarıda da bahsedildiği gibi açı arttıkça ısı kaybı azalmaktadır. Fakat Şekil 4.15'ten ve Eşitlik 4.1-4.8'den görüleceği üzere bazı ara açılarda ısı kaybı artmakta veya azalmaktadır. Bunun nedeni ise rüzgârın geliş açılarına göre çatı üzerine yerleştirilen kolektöre olan teması geliş açısı değiştikçe artmakta veya azalmakta olup bu nedenle ısı kaybı da artıp azalmaktadır. Ayrıca geliş açılarına göre oluşan türbülans bölgeleri de artıp azalmakta ve buna göre de ısı kaybında değişiklikler meydana gelmektedir. Bundan dolayı ara geliş açılarında ( $\beta=30^\circ, 45^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ$ ) ısı kaybı sürekli değişkenlik göstermekte tam açılarda ise ( $\beta=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ ) beklendiği gibi azalmakta ve arkadan gelme durumu için minimum olmaktadır. Ara açılar için Şekil 4.5 ve 4.6'da kolektör bölgesine etki eden akışın dağılımı ve hız grafikleri verilmiştir.

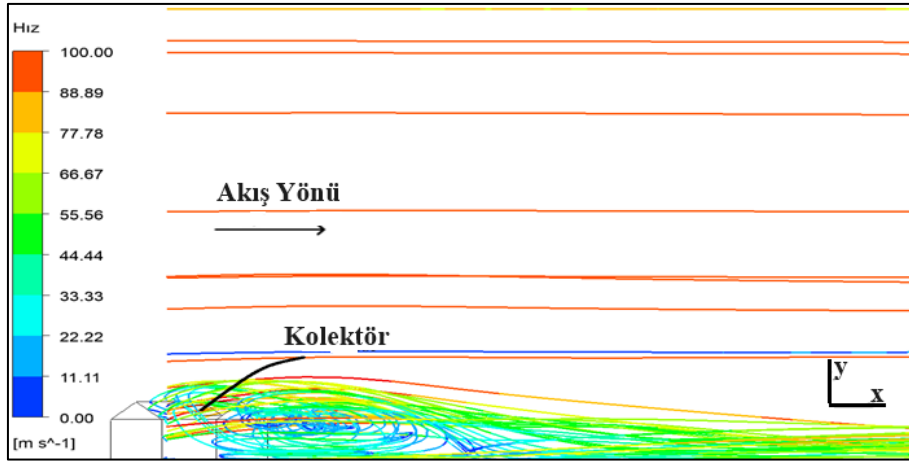


(a)

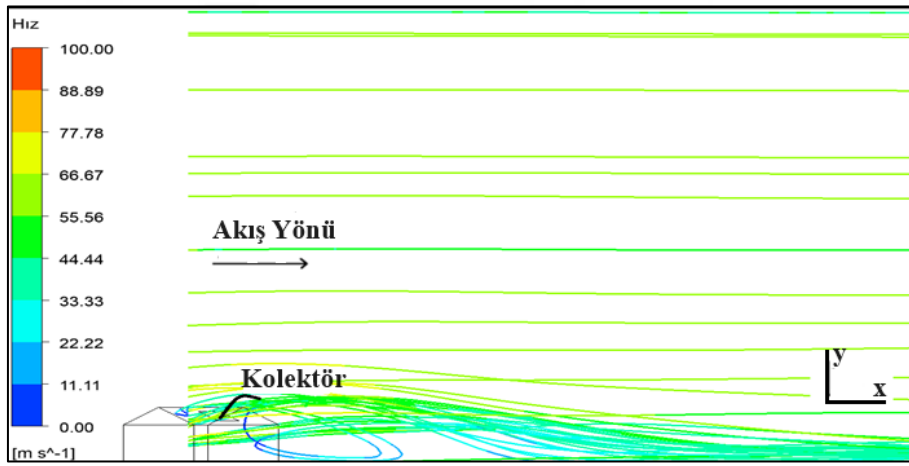


(b)

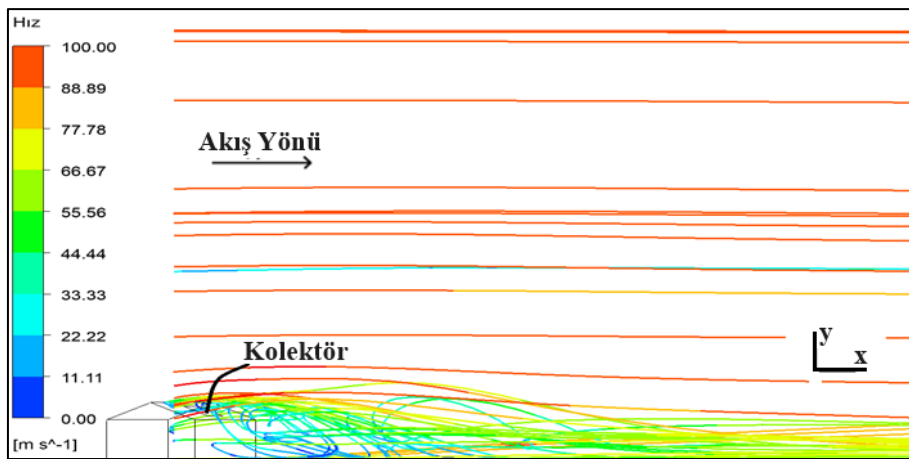
Şekil 4.5.  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=30^\circ$ , (b)  $\beta=45^\circ$



(a)



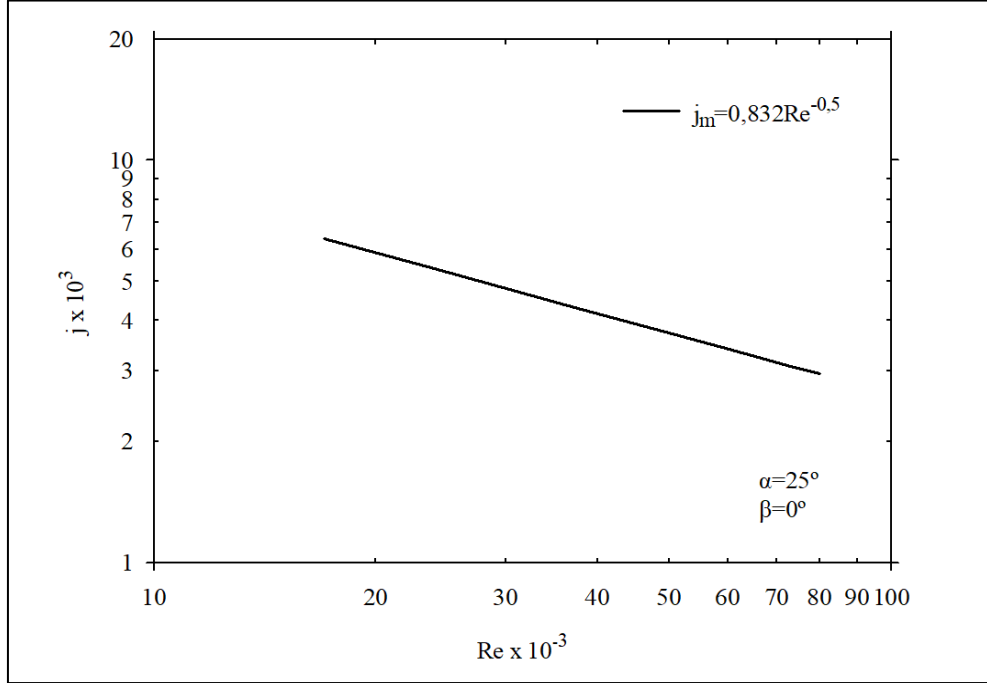
(b)



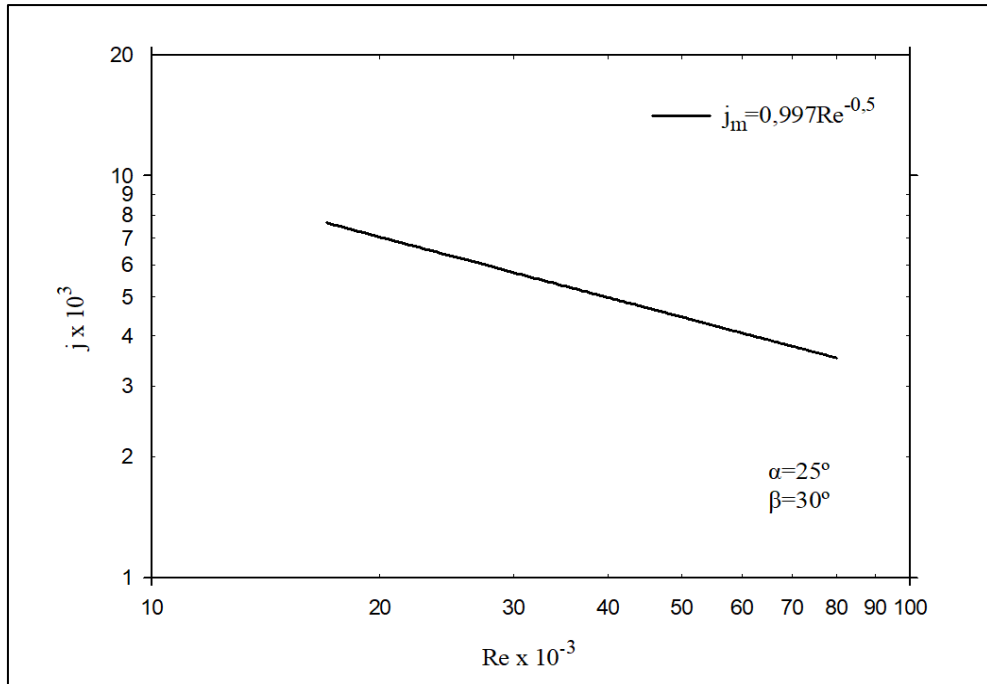
(c)

Şekil 4.6.  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=120^\circ$ , (b)  $\beta=135^\circ$ , (c)  $\beta=150^\circ$

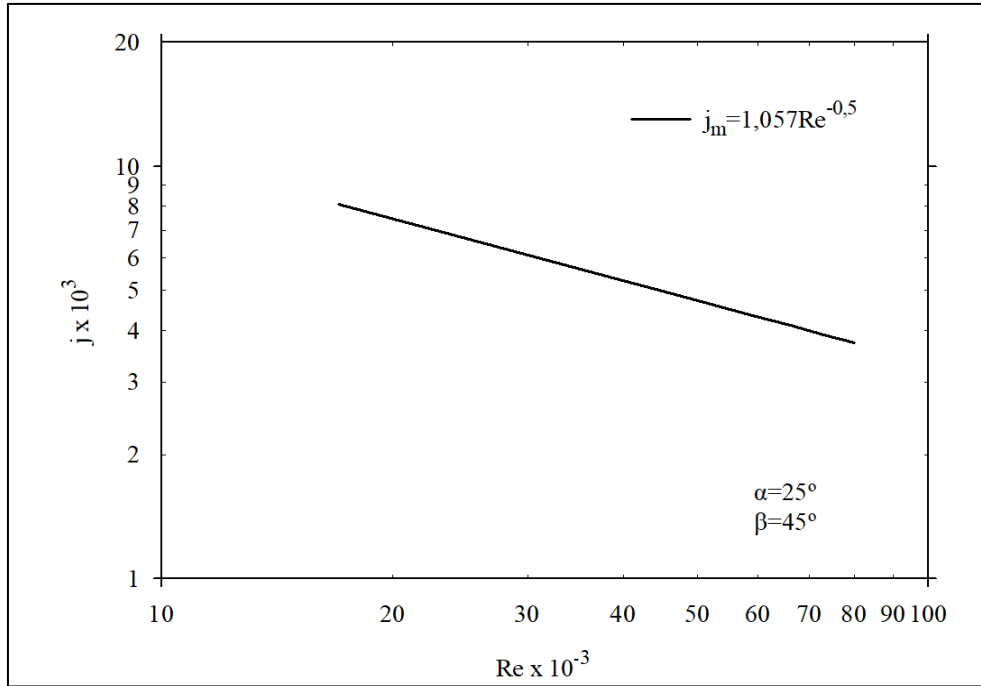
Ayrıca bu verilere göre oluşturulan Colburn j-faktörünün  $Re$  sayısı ile değişimi grafikleri sırası ile Şekil 4.7 – 4.14’te sunulmuştur.



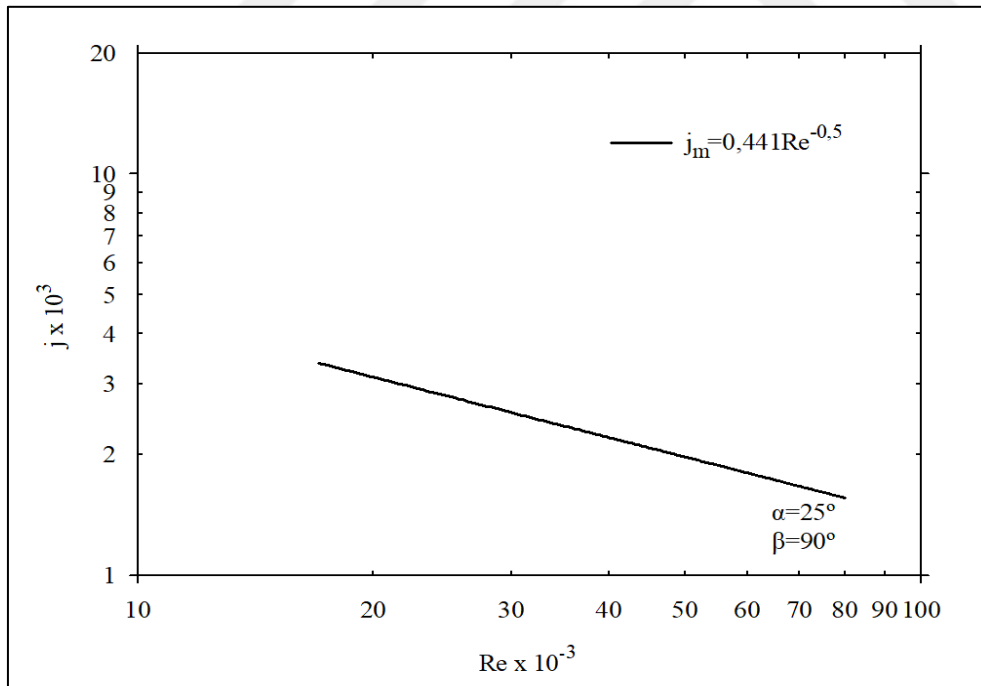
Şekil 4.7. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre önden gelme durumu  $\beta=0^\circ$  için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



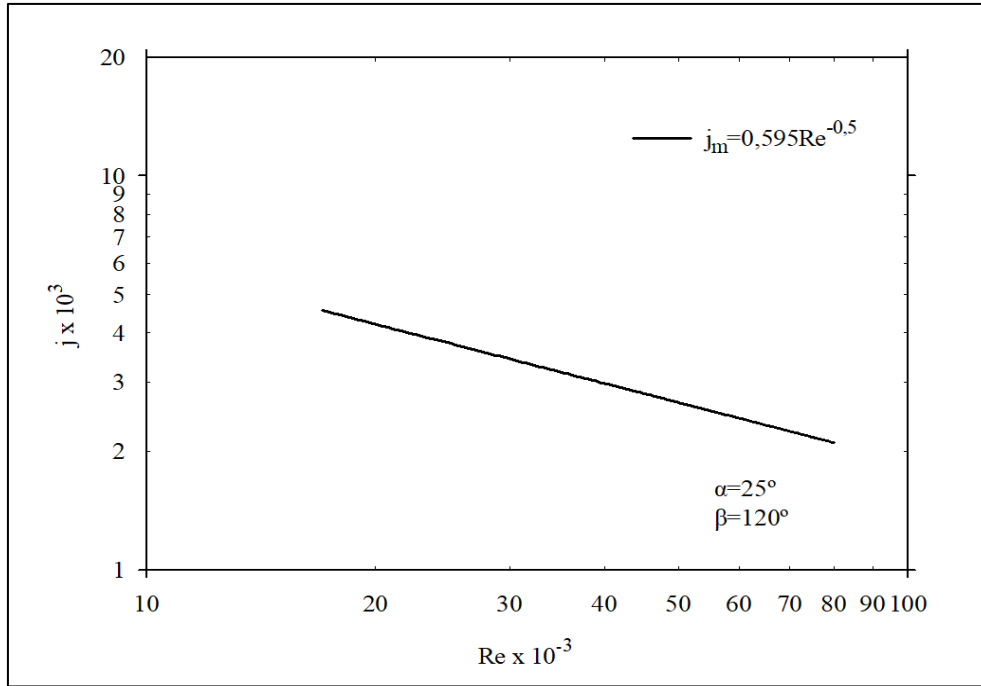
Şekil 4.8. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=30^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



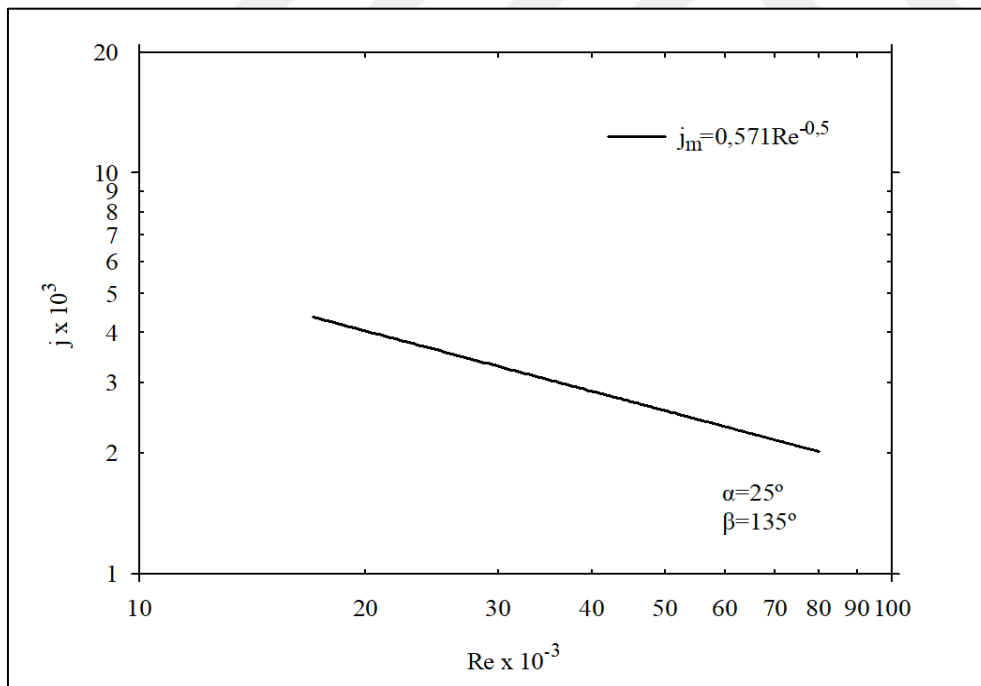
Şekil 4.9. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=45^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



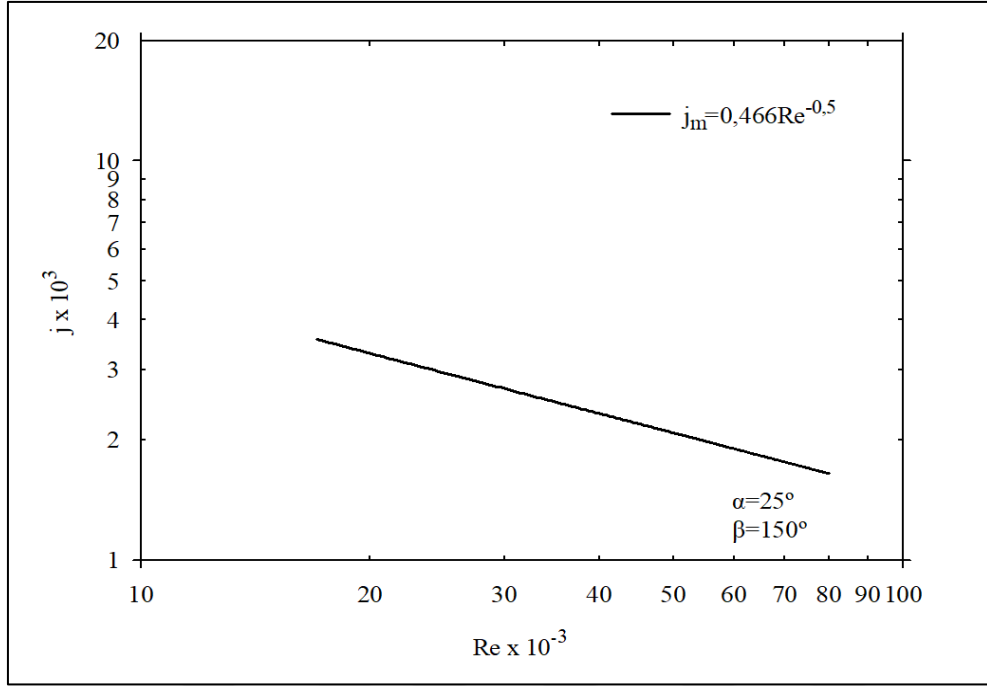
Şekil 4.10. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=90^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



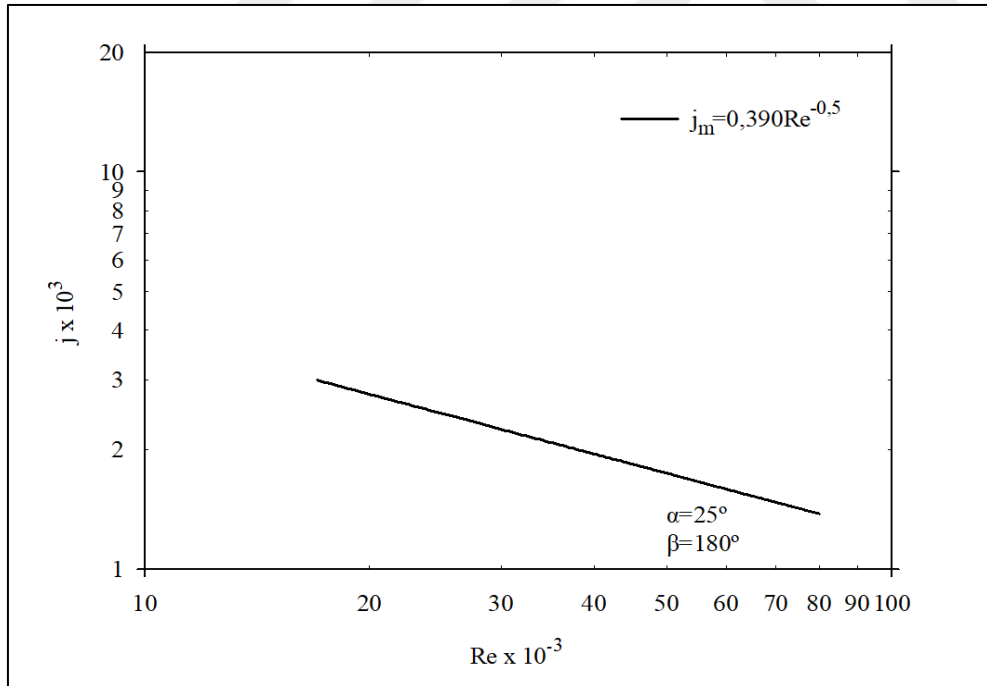
Şekil 4.11. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=120^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



Şekil 4.12. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=135^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



Şekil 4.13. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=150^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi

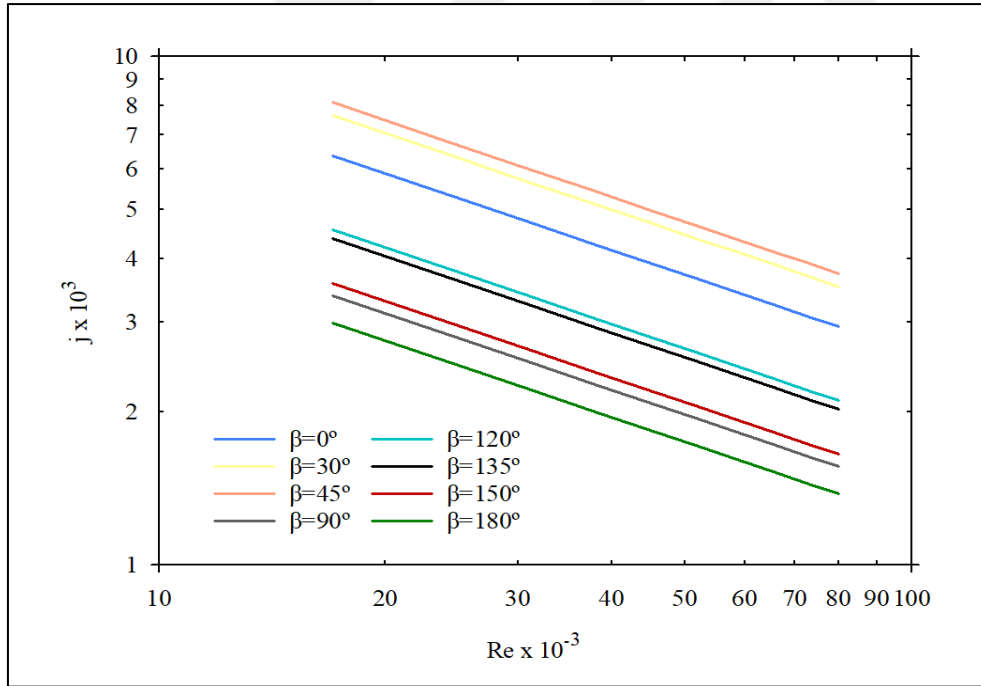


Şekil 4.14. Eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=180^\circ$  arkadan gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi

Şekil 4.15'te rüzgârın incelenen kolektöre tüm geliş açıları için Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişim grafiği verilmiş ve bu grafiğe göre geliş açılarının ısı transferine etkisi gösterilmiştir.

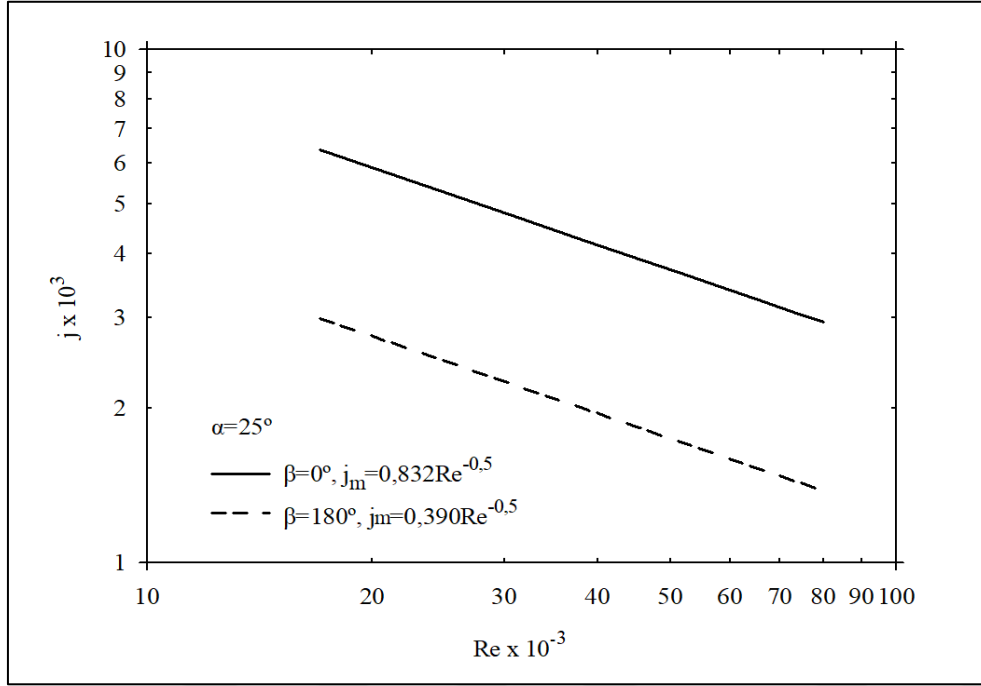
Şekilden de görüldüğü gibi havanın geliş açısı olan ( $\beta$ ) açısının artması ile panelin üst yüzeyinden olan ısı kaybı azalmaktadır.

Şekil 4.15'ten görüleceği gibi Bölüm 3.3'te verilen formüller doğrultusunda, Reynolds sayısı ( $Re$ ) arttıkça rüzgârın geliş hızı artmakta, hız arttıkça kolektör üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri artmaktadır. Isı akısı değeri arttıkça ısı transfer katsayısı ( $h$ ) artmaktadır. Isı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı ( $Nu$ ) artmaktadır. Böylece Eşitlik 3.25'ten görüleceği üzere Colburn- $j$  faktörü ( $j$ ) azalmaktadır. Sonuç olarak Reynolds sayısı arttıkça kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı artmaktadır.



Şekil 4.15.  $\alpha=25^\circ$  eğimli modelde havanın panele farklı açılardan gelmesi koşulundaki Colburn  $j$ 'nin  $Re$  sayısı ile değişimi

Ayrıca Şekil 4.16’da ki kıyaslamadan görüldüğü üzere havanın panele önden  $\beta=0^\circ$  koşulunda gelmesi halinde %113 daha fazla ısı kaybını, arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumuna göre yaratmaktadır.



Şekil 4.16.  $\alpha=25^\circ$  eğim açısında  $\beta=0^\circ$  ve  $\beta=180^\circ$  havanın panele gelme durumlarındaki Colburn  $j$ 'nin  $Re$  sayısı ile değişiminin karşılaştırılması

#### Çatı eğim açısı $\alpha=45^\circ$ olduğunda ilgili sonuçlar

Çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  iken rüzgârın kolektöre ( $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) geliş durumları için çalışmalar yapılmıştır. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansys Fluent programından hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüller de kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn  $j$ -faktörü ( $j$ ) hesaplanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyonlar Eşitlik 4.9 ve 4.16 arasında verilmiştir.

$$j_{mevcut} = 0,858 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (4.9)$$

$$j_{mevcut} = 0,916 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=30^\circ \text{ için}) \quad (4.10)$$

$$j_{mevcut} = 0,957 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=45^\circ \text{ için}) \quad (4.11)$$

$$j_{mevcut} = 0,448 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=90^\circ \text{ için}) \quad (4.12)$$

$$j_{mevcut} = 0,323Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=120^\circ \text{ için}) \quad (4.13)$$

$$j_{mevcut} = 0,396Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=135^\circ \text{ için}) \quad (4.14)$$

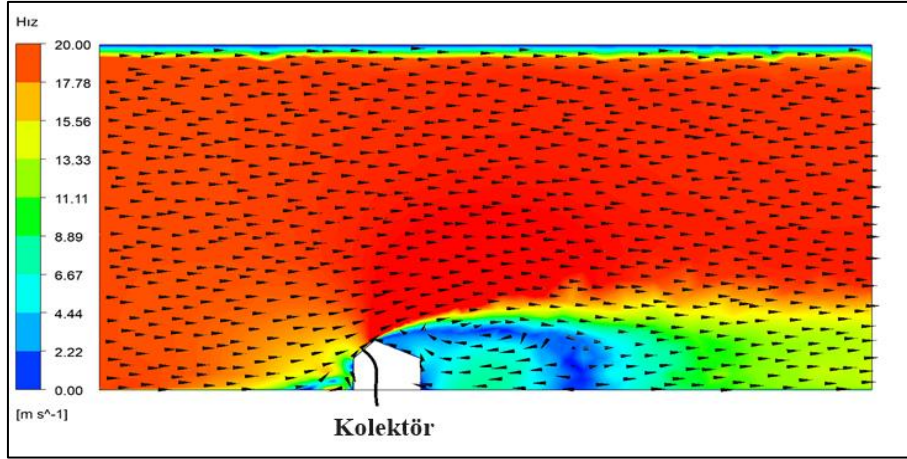
$$j_{mevcut} = 0,441Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=150^\circ \text{ için}) \quad (4.15)$$

$$j_{mevcut} = 0,418Re^{-0,5}, \quad (\alpha=45^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (4.16)$$

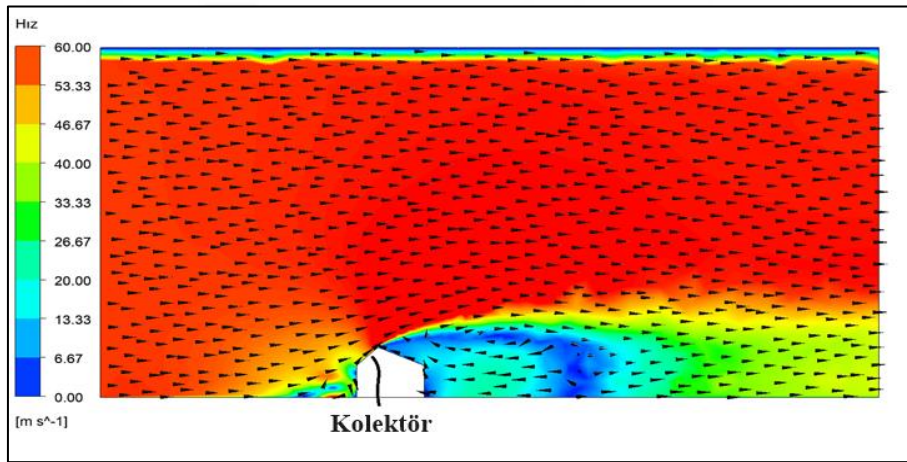
1:200 ölçekli modelde çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  iken rüzgârın kolektöre  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı için incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.17’de havanın panele önden gelme ( $\beta=0^\circ$ ) koşulu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hız artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir.

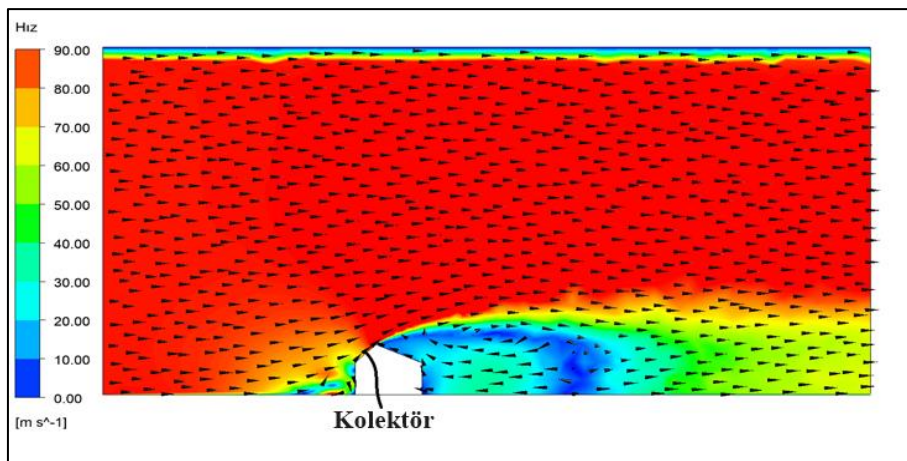
Şekil 4.18’de ise havanın panele önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme koşulu için farklı Reynolds sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Rüzgârın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısı sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir.



(a)

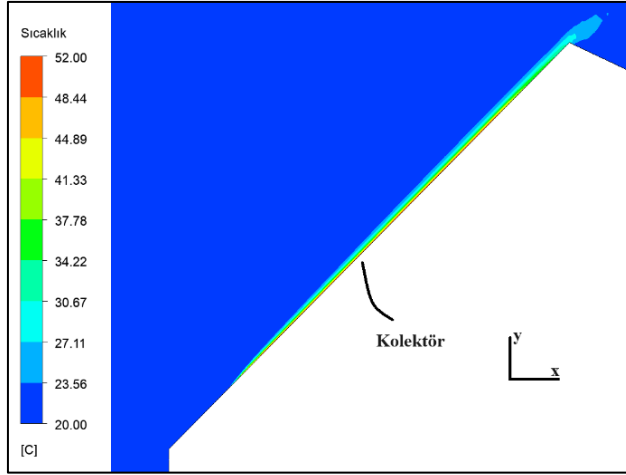


(b)

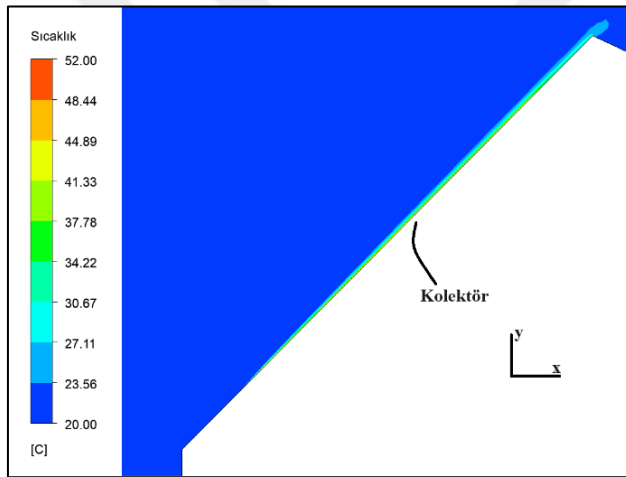


(c)

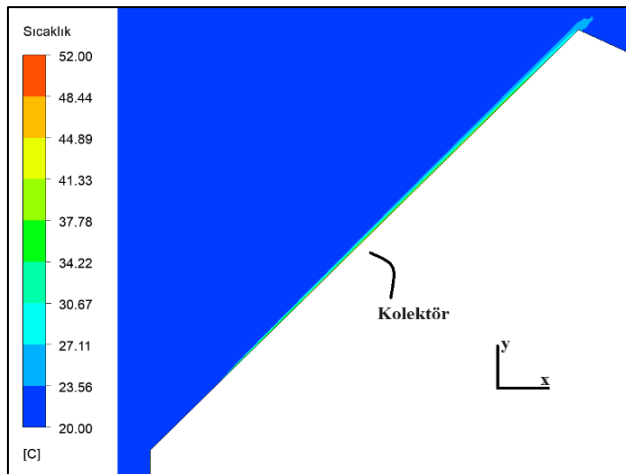
Şekil 4.17. Çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$



(a)



(b)



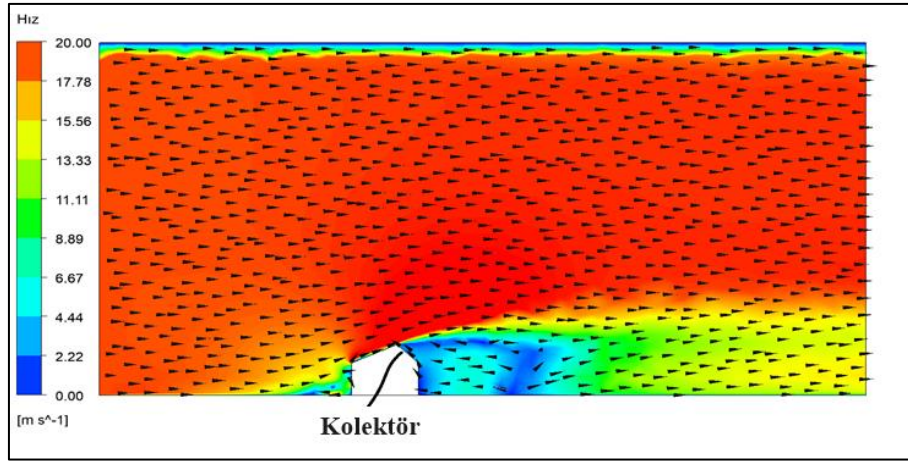
(c)

Şekil 4.18. Çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

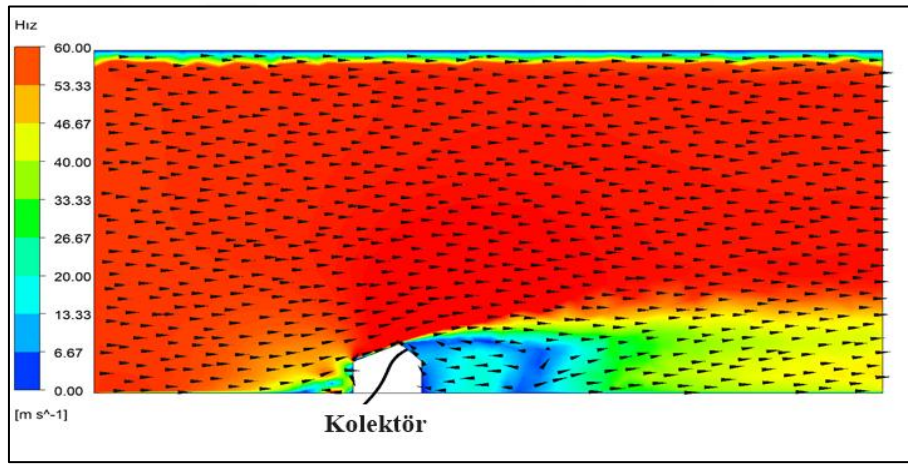
İlave olarak 1:200 ölçekli modelde çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  iken havanın panele arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı içinde incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.19'da havanın panele arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hızı artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir. Rüzgâr hızında ve geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.

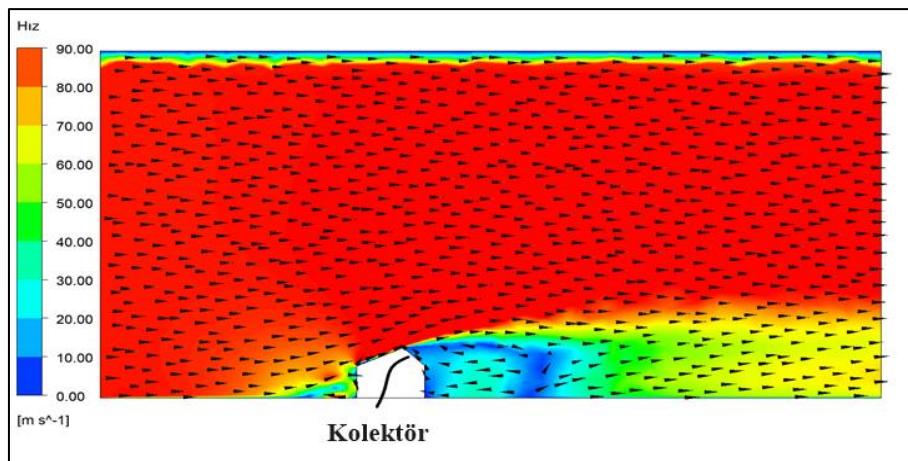
Şekil 4.20'de ise havanın panele arkadan ( $\beta=180^\circ$ ) geliş koşulu için değişik Reynolds sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Havanın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısı sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir. Rüzgâr hızında ve geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.



(a)

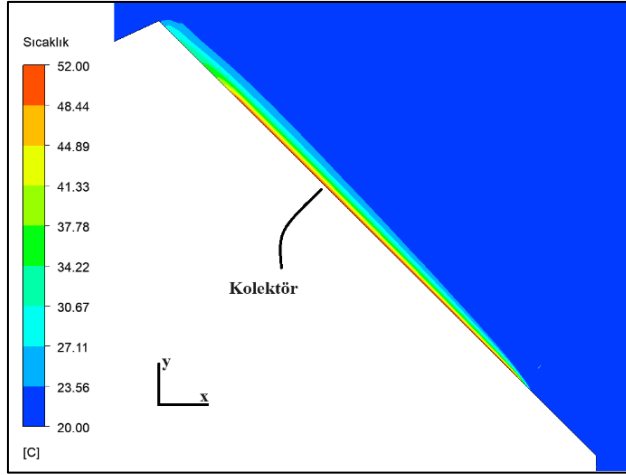


(b)

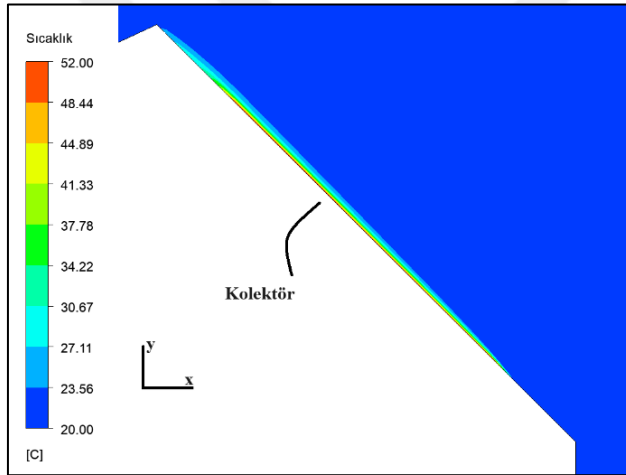


(c)

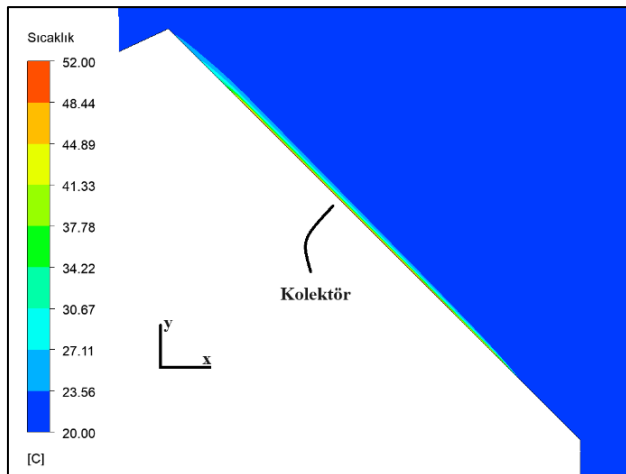
Şekil 4.19. Çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$



(a)



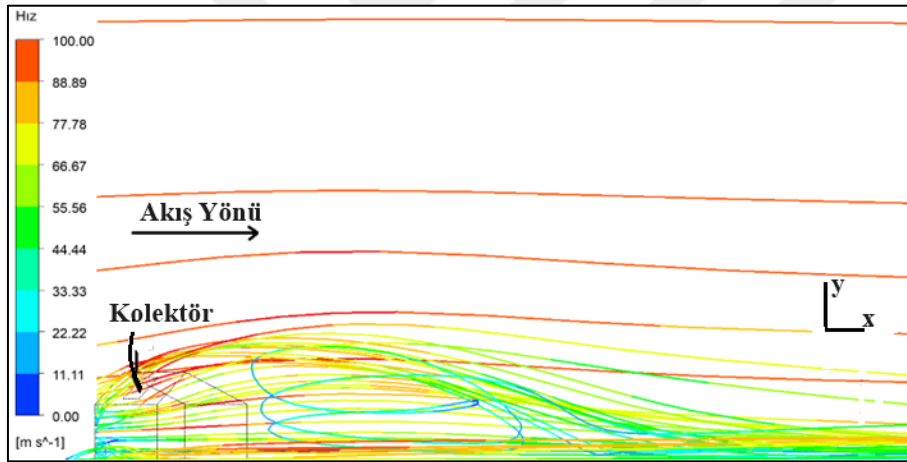
(b)



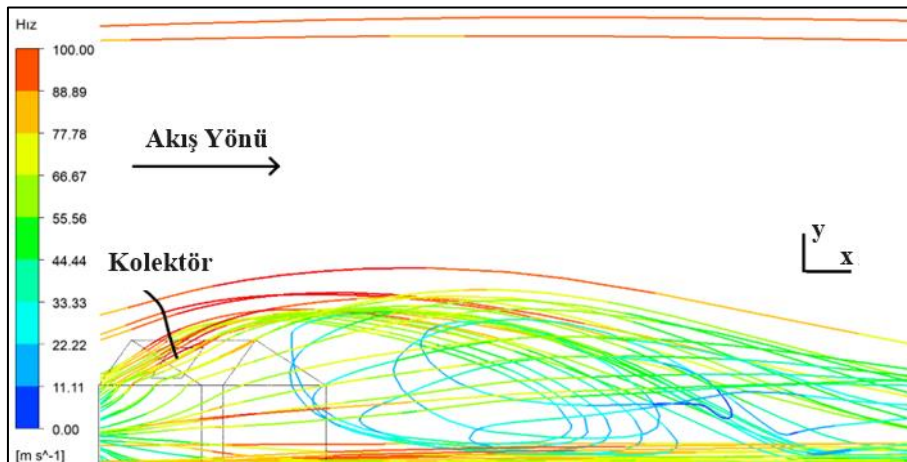
(c)

Şekil 4.20. Çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

Rüzgârın önden gelme durumundan ( $\beta=0^\circ$ ) arkadan gelme durumuna ( $\beta=180^\circ$ ) kadar rüzgârın geliş açısı arttırılarak görüldüğü gibi 8 farklı geliş açısında çalışma yapılmıştır. Yukarıda da bahsedildiği gibi açı arttıkça ısı kaybı azalmaktadır. Fakat Şekil 4.31'den ve Eşitlik 4.9-4.16'dan görüleceği üzere bazı ara açılarda ısı kaybı artmakta veya azalmaktadır. Bunun nedeni ise rüzgârın geliş açılarına göre çatı üzerine yerleştirilen kolektöre olan teması geliş açısı değiştikçe artmakta veya azalmakta olup bu nedenle ısı kaybı da artıp azalmaktadır. Ayrıca geliş açılarına göre oluşan türbülans bölgeleri de artıp azalmakta ve buna göre de ısı kaybında değişiklikler meydana gelmektedir. Bundan dolayı ara geliş açılarında ( $\beta=30^\circ, 45^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ$ ) ısı kaybı sürekli değişkenlik göstermekte tam açılarda ise ( $\beta=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ ) beklendiği gibi azalmakta ve arkadan gelme durumu için minimum olmaktadır. Ara açılar için Şekil 4.21 ve 4.22'de kolektör bölgesine etki eden akışın dağılımı ve hız grafikleri verilmiştir.

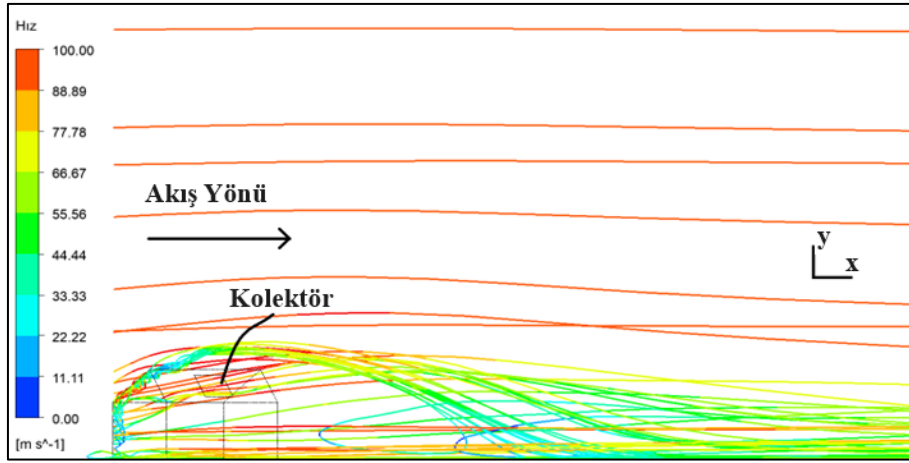


(a)

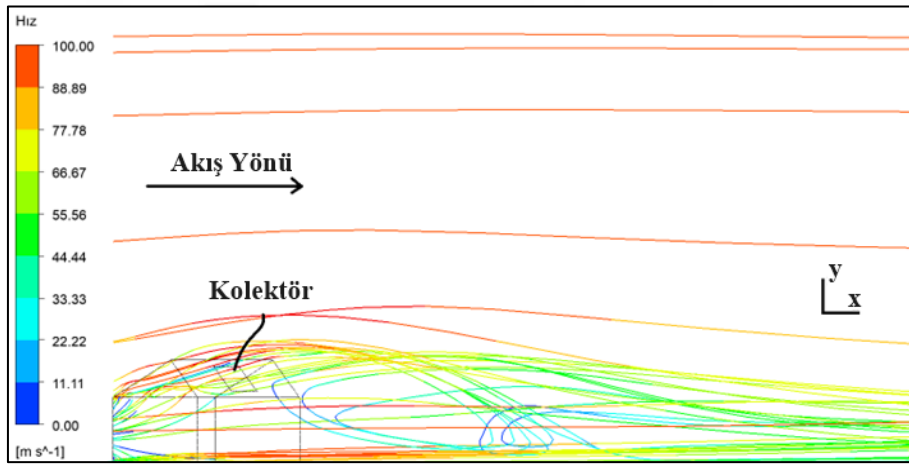


(b)

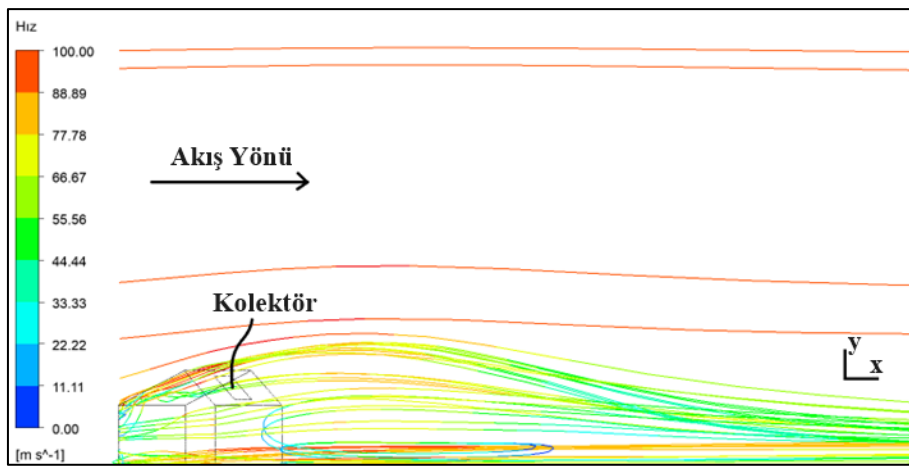
Şekil 4.21.  $\alpha=45^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=30^\circ$ , (b)  $\beta=45^\circ$



(a)



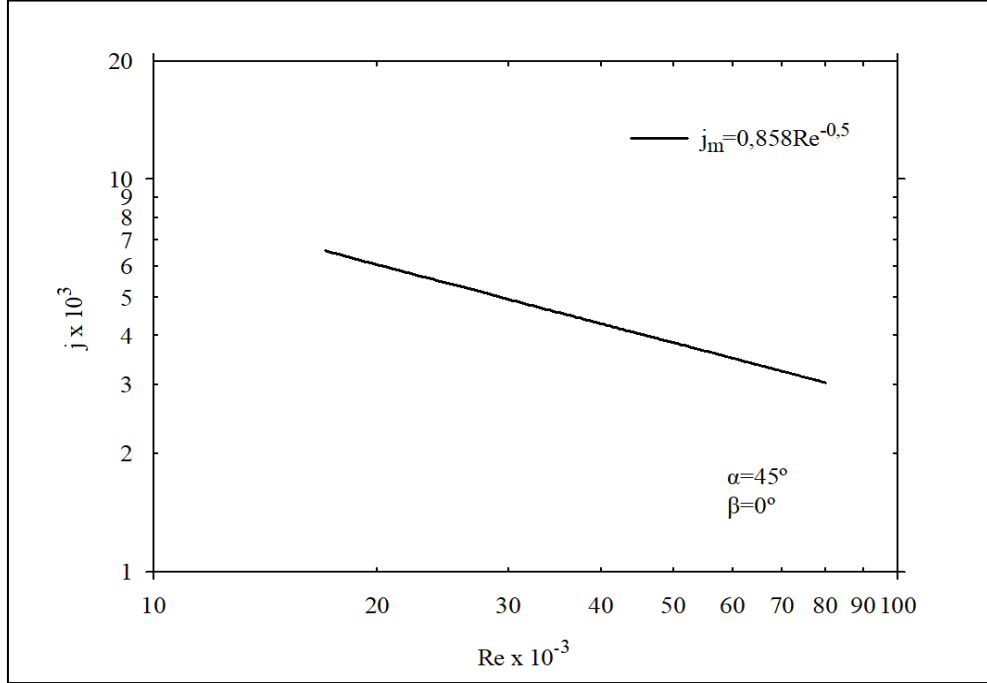
(b)



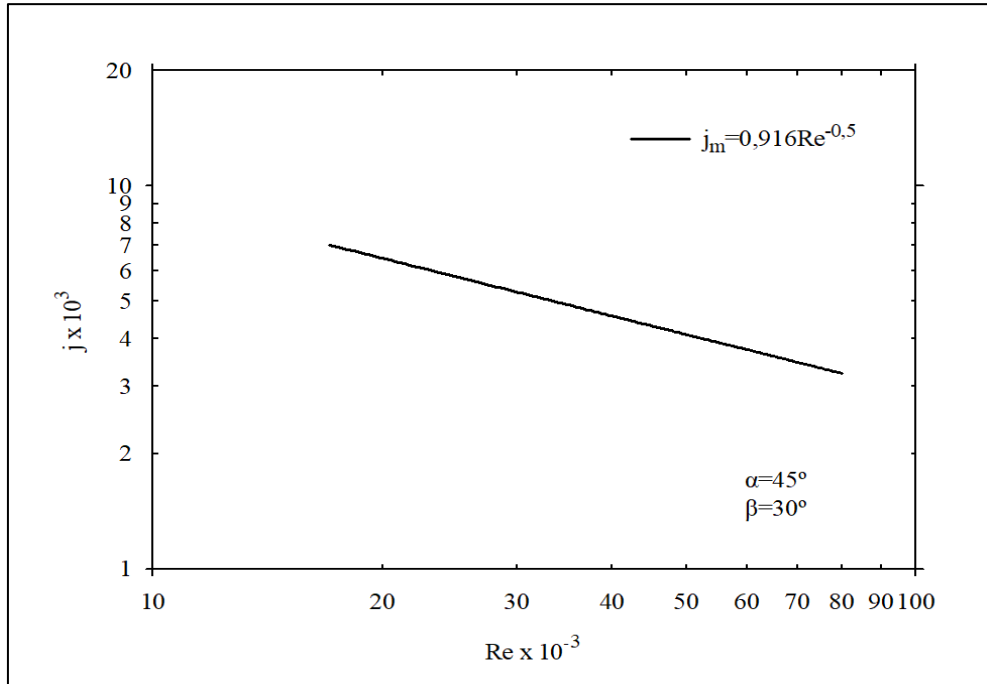
(c)

Şekil 4.22.  $\alpha=45^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=120^\circ$ , (b)  $\beta=135^\circ$ , (c)  $\beta=150^\circ$

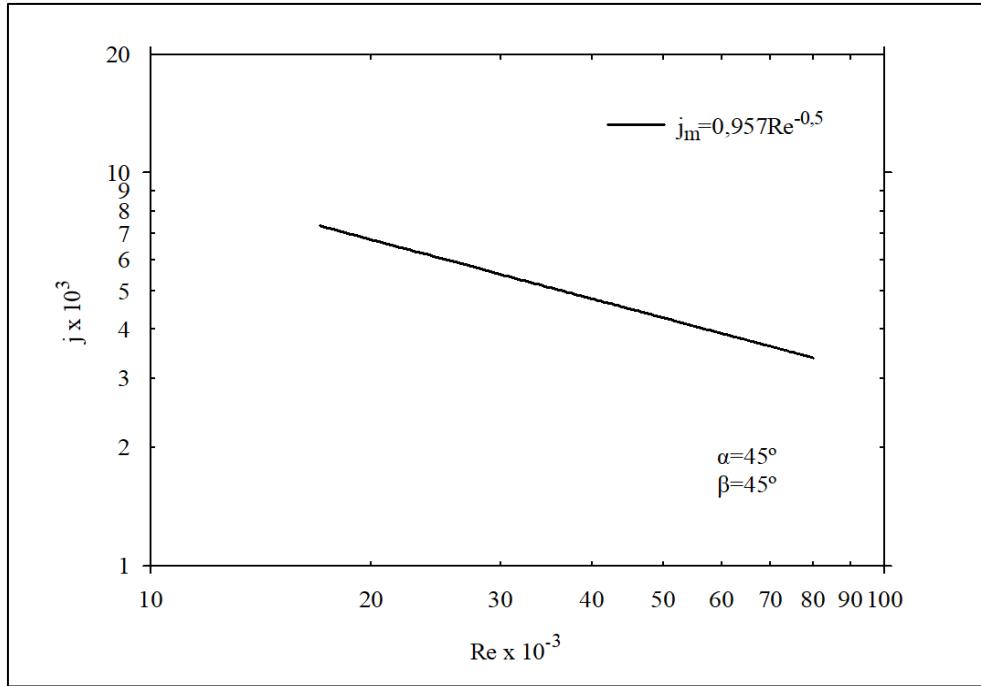
Ayrıca bu verilere göre oluşturulan Colburn  $j$ -faktörünün  $Re$  sayısı ile değişimi grafikleri sırası ile Şekil 4.23 – 4.30’da sunulmuştur.



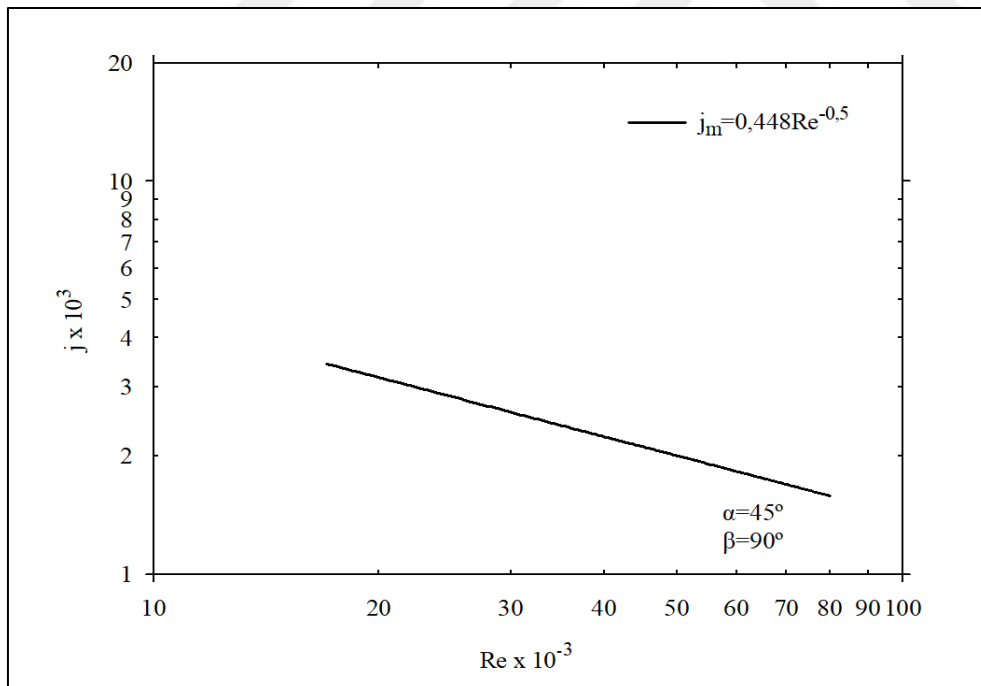
Şekil 4.23. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre önden gelme durumu  $\beta=0^\circ$  için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



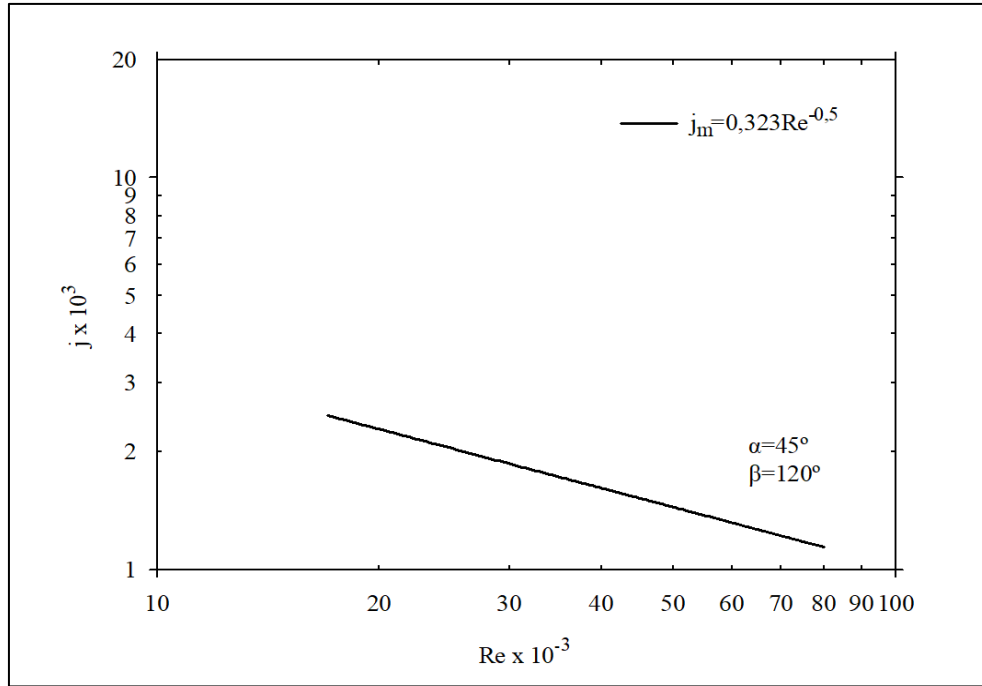
Şekil 4.24. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=30^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



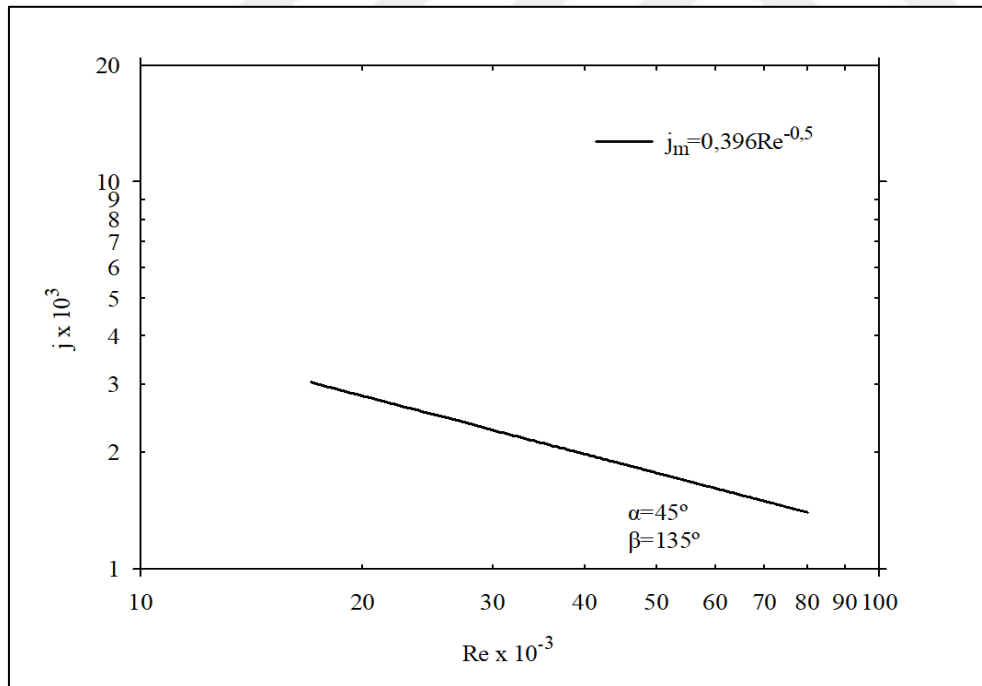
Şekil 4.25. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=45^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



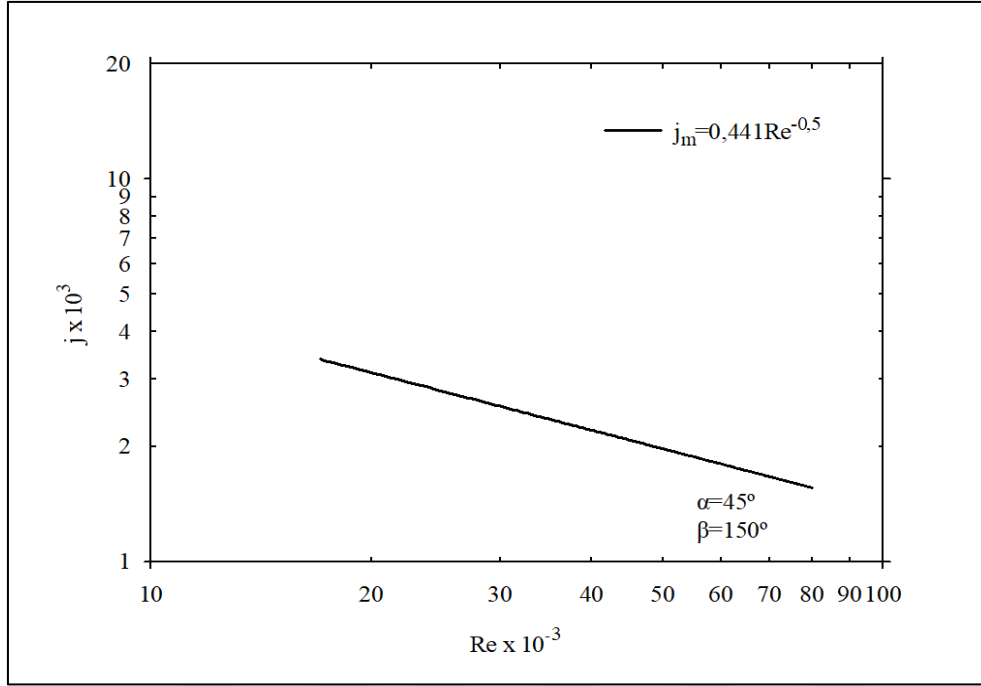
Şekil 4.26. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=90^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



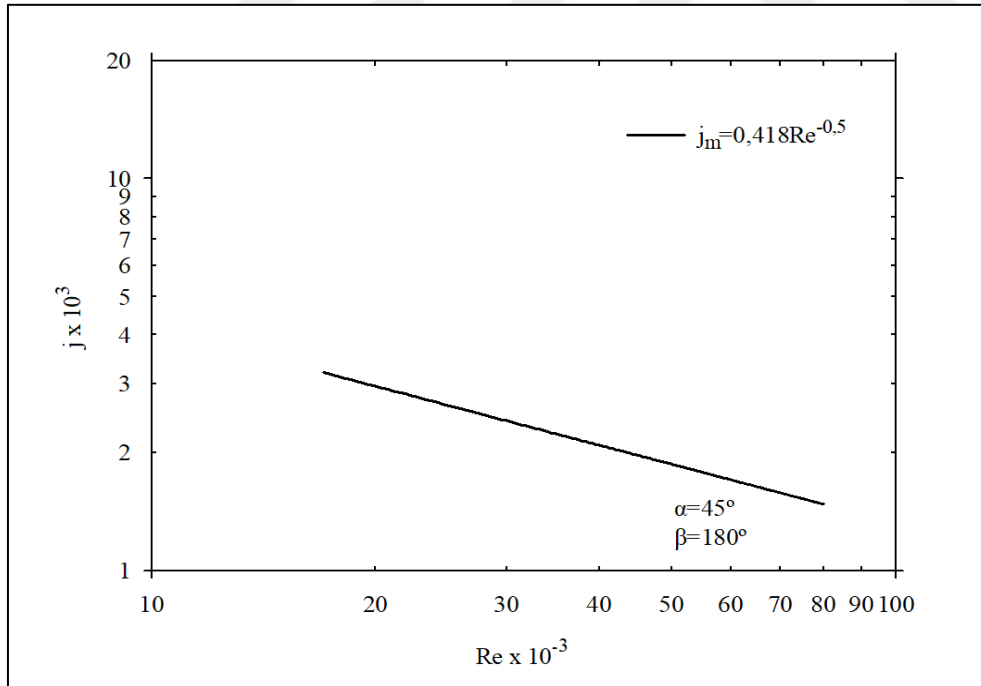
Şekil 4.27. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=120^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi



Şekil 4.28. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=135^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi



Şekil 4.29. Eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=150^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi

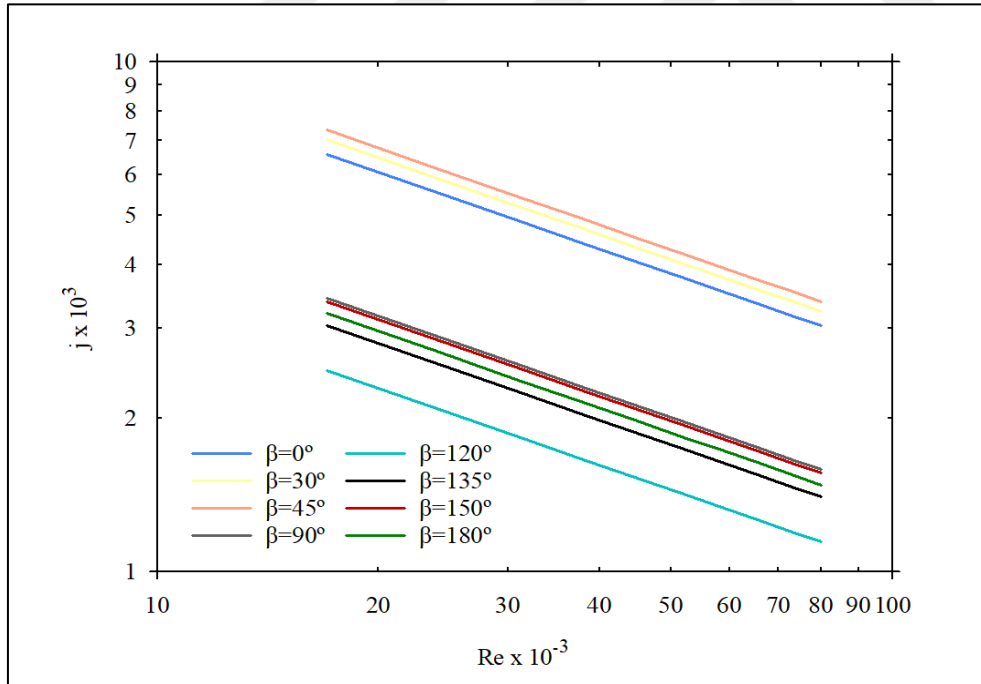


Şekil 4.30.  $\alpha=45^\circ$  çatı eğim açısında ve  $\beta=180^\circ$  rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumundaki Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 4.31’de rüzgârın incelenen kolektöre tüm geliş açıları için Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişim grafiği verilmiş ve bu grafiğe göre geliş açılarının ısı transferine etkisi gösterilmiştir.

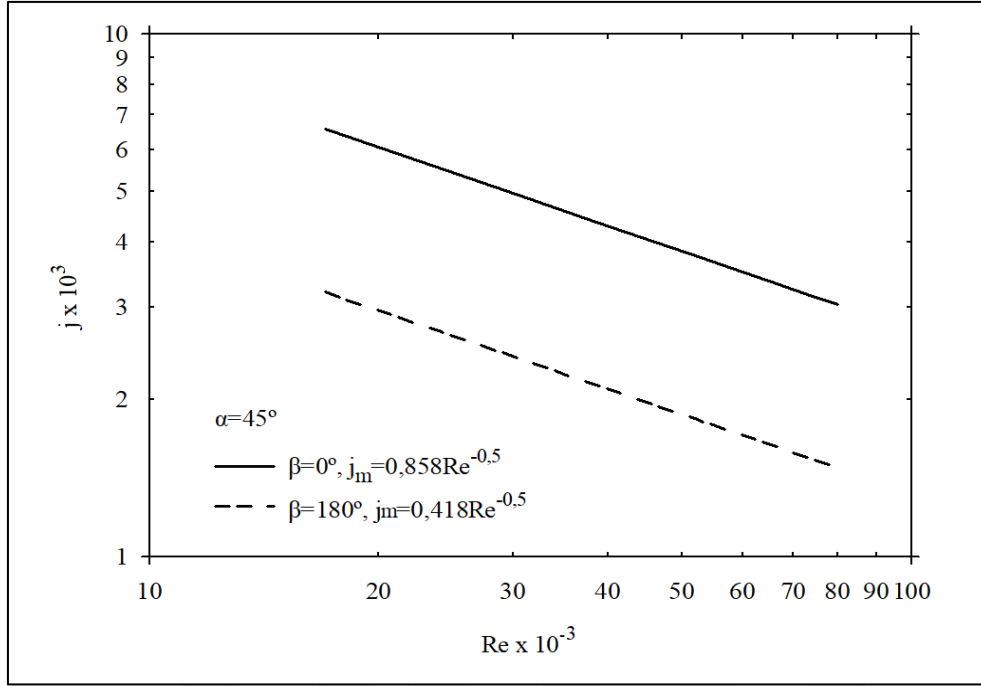
Şekilden de görüldüğü gibi havanın panele gelme açısı olan ( $\beta$ ) açısının artması ile panelin üst yüzünden olan ısı kaybı azalmaktadır.

Eşitlik 3.24’ten görüleceği gibi Reynolds sayısı ( $Re$ ) arttıkça rüzgârın geliş hız artmakta, Yapılan sayısal analizlerden elde edilen verilere göre hız arttıkça kolektör üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri artmaktadır. Eşitlik 3.21’den görüleceği üzere ısı akısı değeri arttıkça ısı transfer katsayısı ( $h$ ) artmaktadır. Eşitlik 3.23’ten görüleceği üzere ısı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı ( $Nu$ ) artmaktadır. Böylece Eşitlik 3.25’ten görüleceği üzere Colburn- $j$  faktörü ( $j$ ) azalmaktadır. Sonuç olarak Şekil 4.31’de belirtildiği gibi Reynolds sayısı arttıkça kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı artmaktadır.



Şekil 4.31.  $\alpha=45^\circ$  çatı eğim açısında havanın panele değişik açılarda gelme durumundaki Colburn  $j$ 'nin  $Re$  sayısı ile değişimi

Ayrıca Şekil 4.32’de ki kıyaslamadan görüldüğü üzere havanın panele önden  $\beta=0^\circ$  koşulunda gelmesi halinde %105 daha fazla ısı kaybını, arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumuna göre yaratmaktadır.



Şekil 4.32.  $\alpha=45^\circ$  eğim açısında  $\beta=0^\circ$  ve  $\beta=180^\circ$  havanın panele gelme durumlarındaki Colburn  $j$ 'nin  $Re$  sayısı ile değişiminin karşılaştırılması

#### Çatı eğim açısı $\alpha=60^\circ$ olduğunda ilgili sonuçlar

Çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  iken havanın panele  $\beta=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) geliş durumları için numerik çalışmalar yapılmıştır. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında ( $Re$ ) analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansys Fluent programından hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüller de kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn  $j$ -faktörü ( $j$ ) hesaplanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyonlar Eşitlik 4.17 ve 4.24 arasında verilmiştir.

$$j_{mevcut} = 0,725 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (4.17)$$

$$j_{mevcut} = 0,834 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=30^\circ \text{ için}) \quad (4.18)$$

$$j_{mevcut} = 0,896 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=45^\circ \text{ için}) \quad (4.19)$$

$$j_{mevcut} = 0,465 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=90^\circ \text{ için}) \quad (4.20)$$

$$j_{mevcut} = 0,305 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=120^\circ \text{ için}) \quad (4.21)$$

$$j_{mevcut} = 0,365 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=135^\circ \text{ için}) \quad (4.22)$$

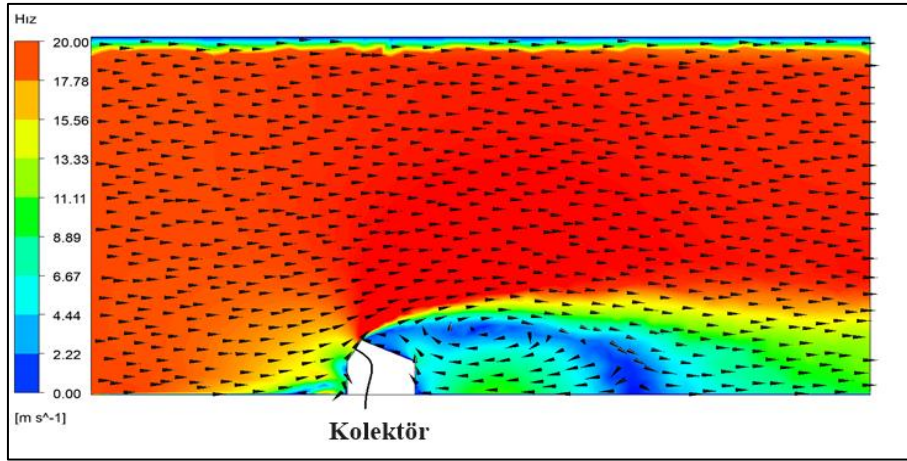
$$j_{mevcut} = 0,449 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=150^\circ \text{ için}) \quad (4.23)$$

$$j_{mevcut} = 0,447 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=60^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (4.24)$$

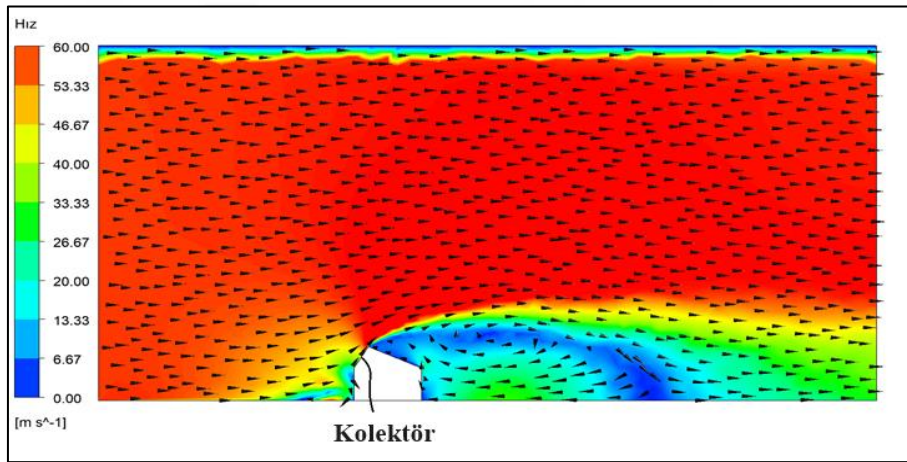
1:200 ölçekli modelde eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  iken havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı içinde incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.33'te havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hızı artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir.

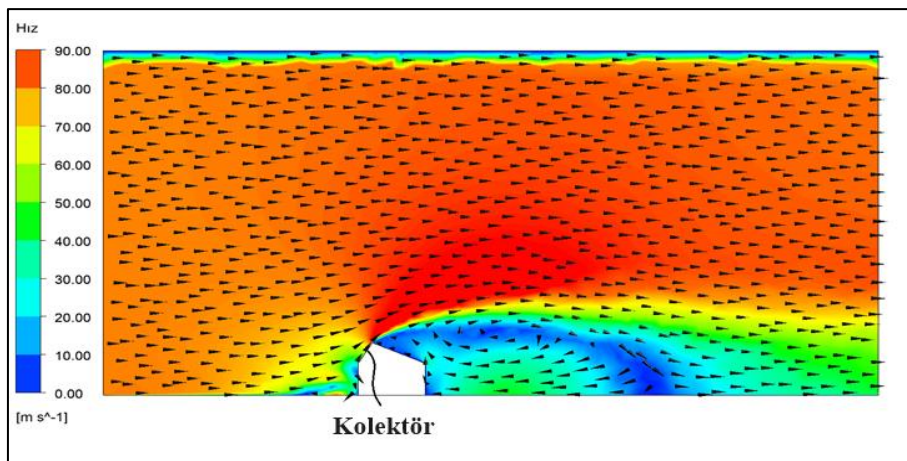
Şekil 4.34'te ise havanın panele önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme koşulu için değişik  $Re$  sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Havanın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısı sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir.



(a)

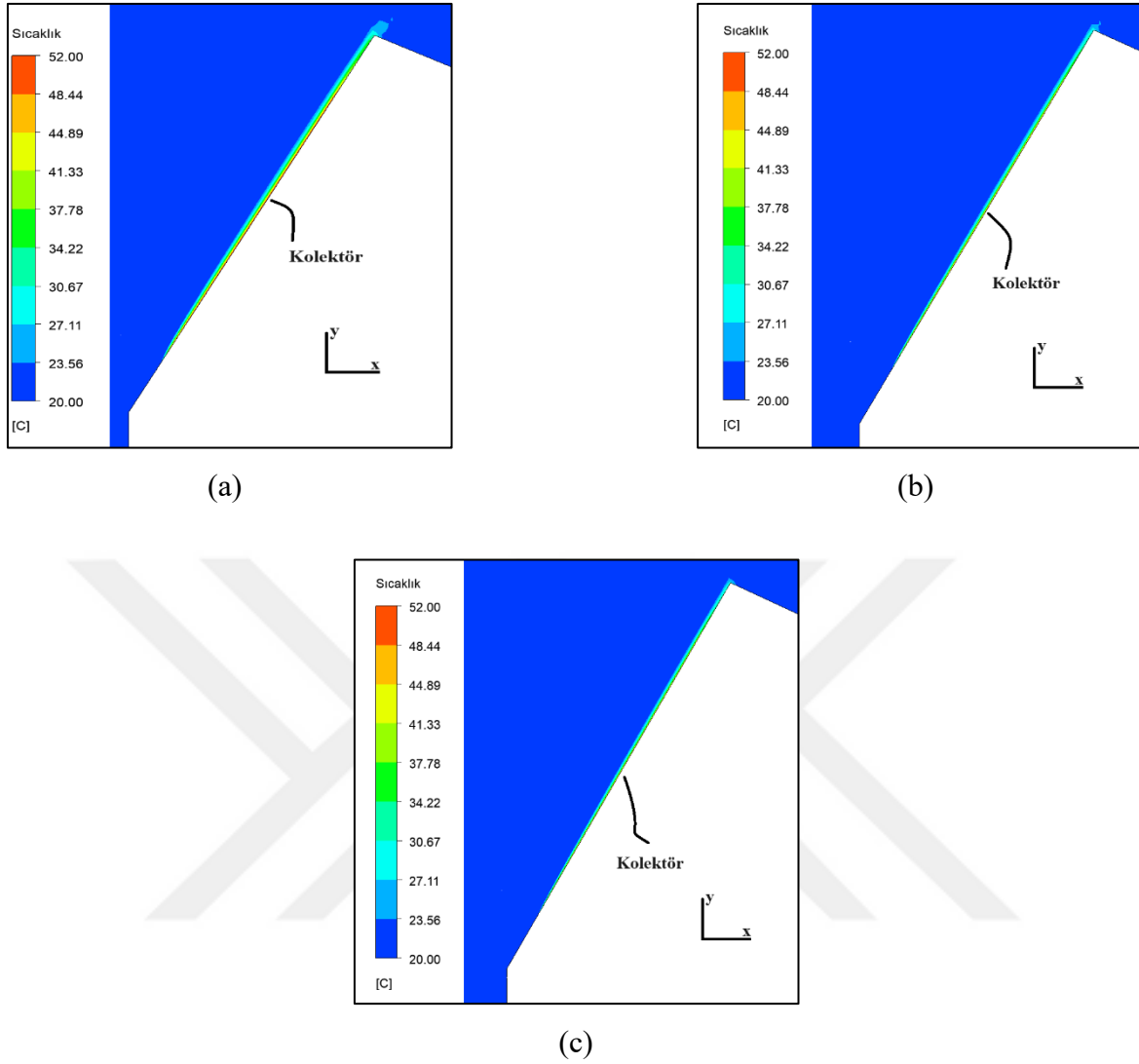


(b)



(c)

Şekil 4.33. Çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$



Şekil 4.34. Çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

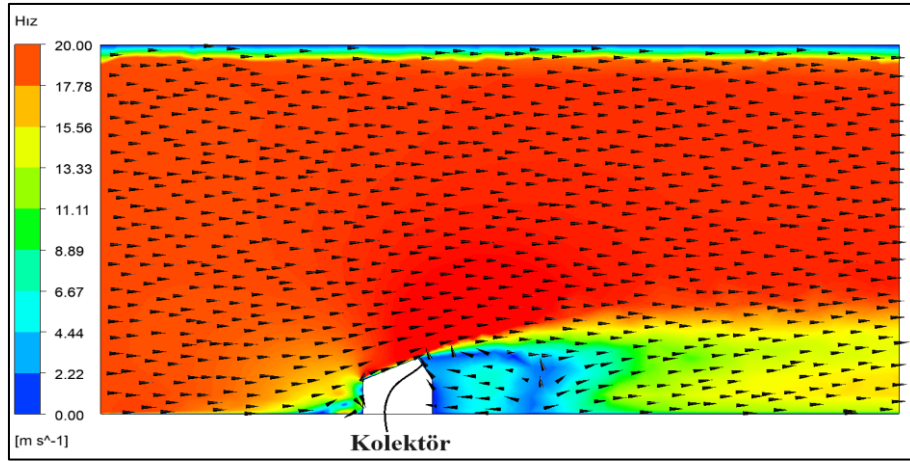
İlave olarak 1:200 ölçekli modelde çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  iken havanın panele arkadan  $\beta=180^\circ$  geliş koşulu için geliş hızları ve sıcaklık dağılımı içinde incelemeler yapılmış ve ilgili grafikler ile aşağıda yorumlanmıştır.

Şekil 4.35'te havanın panele  $\beta=180^\circ$  gelme durumu için hız ve akış vektörleri gösterilmiştir. 3 farklı Reynolds sayısında ilgili grafikler verilmiş olup, Reynolds sayısı arttıkça rüzgârın giriş hızı artmaktadır. Fakat artan hıza rağmen, farklı hızlarda akış karakteristikleri çok benzer özellikler göstermektedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi tüm hızlarda duvar diplerinde türbülanslar meydana gelmekte olup, kolektörün bulunduğu bölgenin karşı kesitinde düşük hız ve türbülans bölgesi meydana gelmiştir. Hızların artması akış karakteristiklerinde dikkate değer bir değişiklik meydana getirmemiştir. Rüzgâr hızında ve

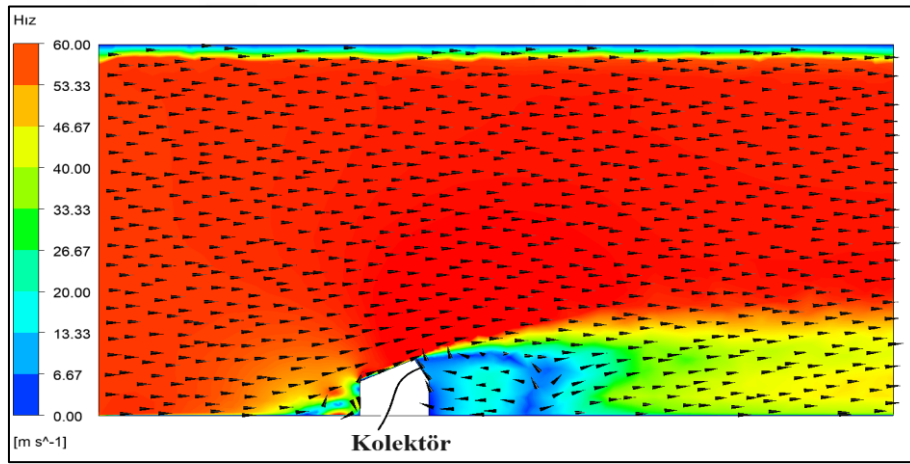
geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.

Şekil 4.36’da ise havanın panele arkadan ( $\beta=180^\circ$ ) geliş koşulu için değişik Reynolds sayılarındaki sıcaklık grafikleri verilmiştir. Havanın hızı Reynolds sayısı ile paralel olarak artmakta ve grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça da kolektör yüzeyinde oluşan ısı sınır tabakası incelmektedir. Bu bağlamda ise Reynolds sayısı ile paralel olarak ısı kaybının arttığı söylenebilir. Rüzgâr hızında ve geometride bir değişiklik olmadığı için rüzgârın önden gelme durumu içinde tespit edilen hususlara çok benzer grafikler elde edilmiştir.

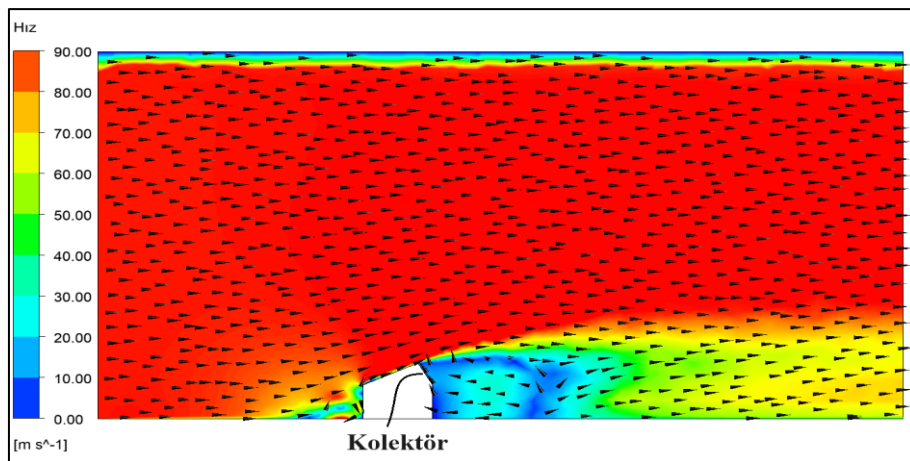




(a)

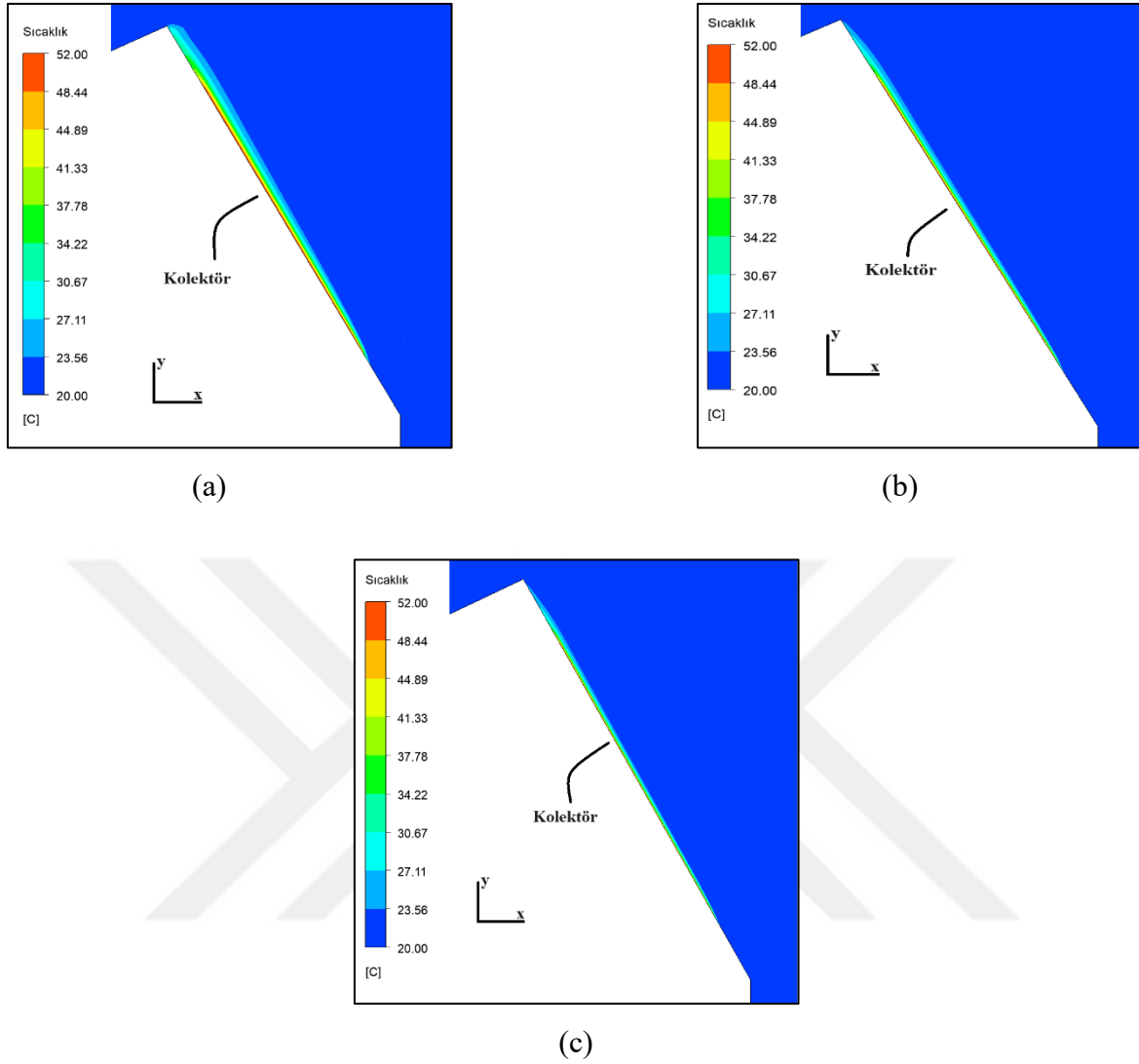


(b)



(c)

Şekil 4.35. Çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) hız dağılımı ve vektörleri (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

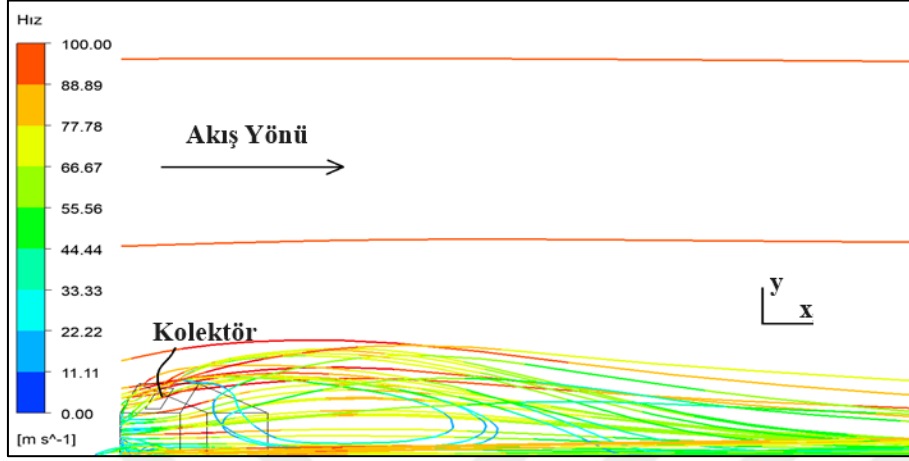


Şekil 4.36. Çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=17 \times 10^3$ , (b)  $Re=52 \times 10^3$ , (c)  $Re=80 \times 10^3$

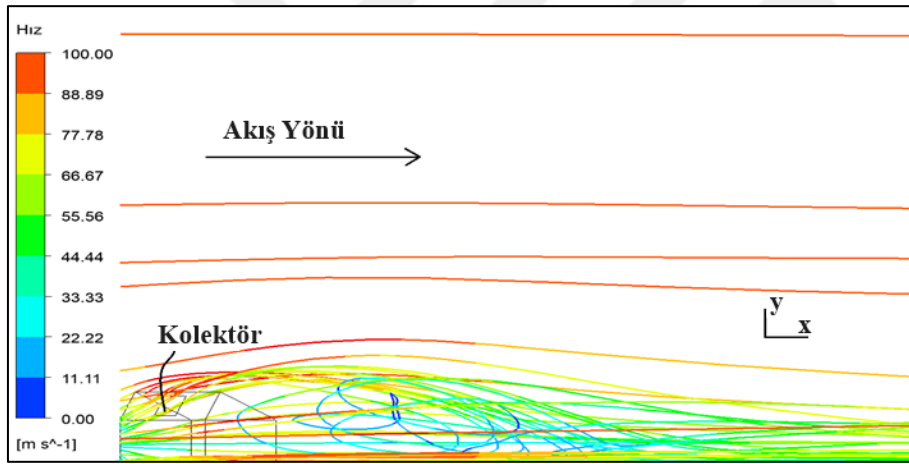
Rüzgârın önden gelme durumundan ( $\beta=0^\circ$ ) arkadan gelme durumuna ( $\beta=180^\circ$ ) kadar rüzgârın geliş açısı arttırılarak görüldüğü gibi 8 farklı geliş açısında çalışma yapılmıştır. Yukarıda da bahsedildiği gibi açı arttıkça ısı kaybı azalmaktadır. Fakat Şekil 4.47'den ve Eşitlik 4.17-4.24'ten görüleceği üzere bazı ara açılarda ısı kaybı artmakta veya azalmaktadır. Bunun nedeni ise rüzgârın geliş açılarına göre çatı üzerine yerleştirilen kolektöre olan teması geliş açısı değiştikçe artmakta veya azalmakta olup bu nedenle ısı kaybı da artıp azalmaktadır.

Ayrıca geliş açılarına göre oluşan türbülans bölgeleri de artıp azalmakta ve buna göre de ısı kaybında değişiklikler meydana gelmektedir. Bundan dolayı ara geliş açılarında ( $\beta=30^\circ, 45^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ$ ) ısı kaybı sürekli değişkenlik göstermekte tam açılarda ise ( $\beta=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ ) beklendiği gibi azalmakta ve arkadan gelme durumu için minimum olmaktadır. Ara açılar

için Şekil 4.37 ve 4.38’de kolektör bölgesine etki eden akışın dağılımı ve hız grafikleri verilmiştir.

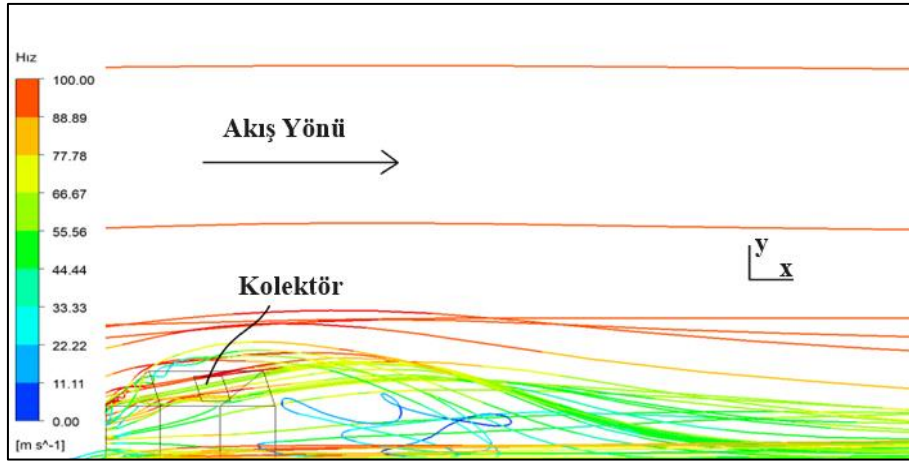


(a)

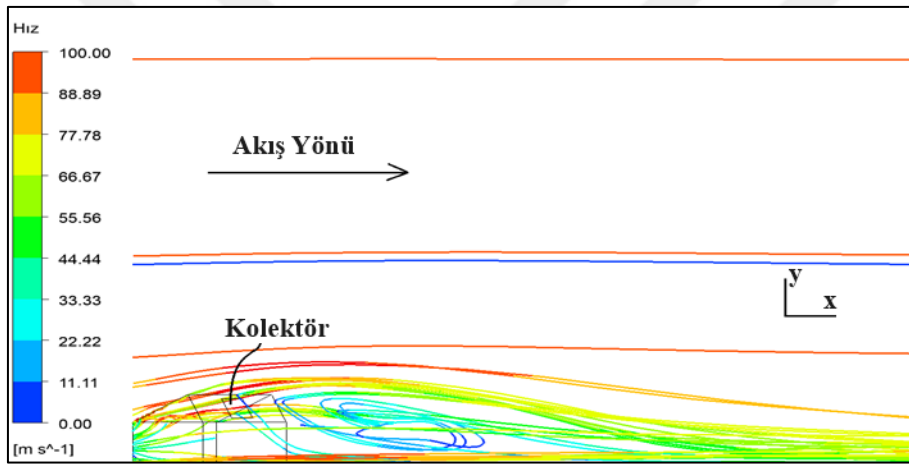


(b)

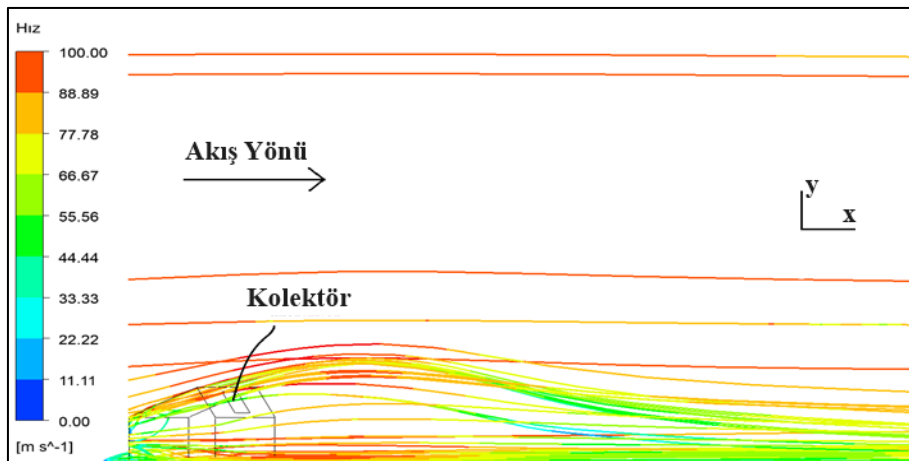
Şekil 4.37.  $\alpha=60^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=30^\circ$ , (b)  $\beta=45^\circ$



(a)



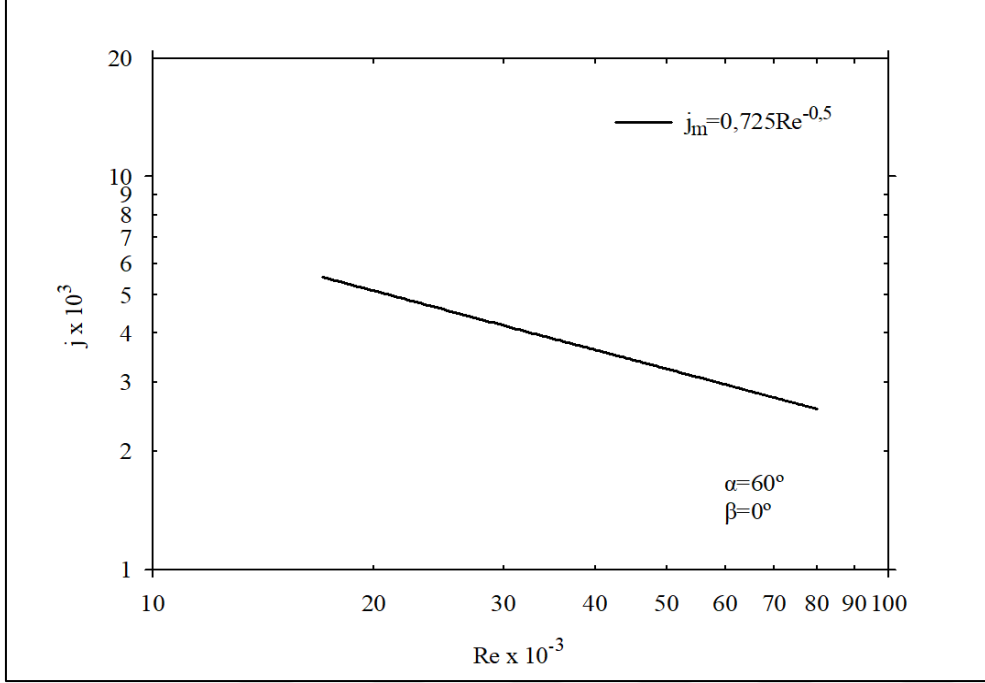
(b)



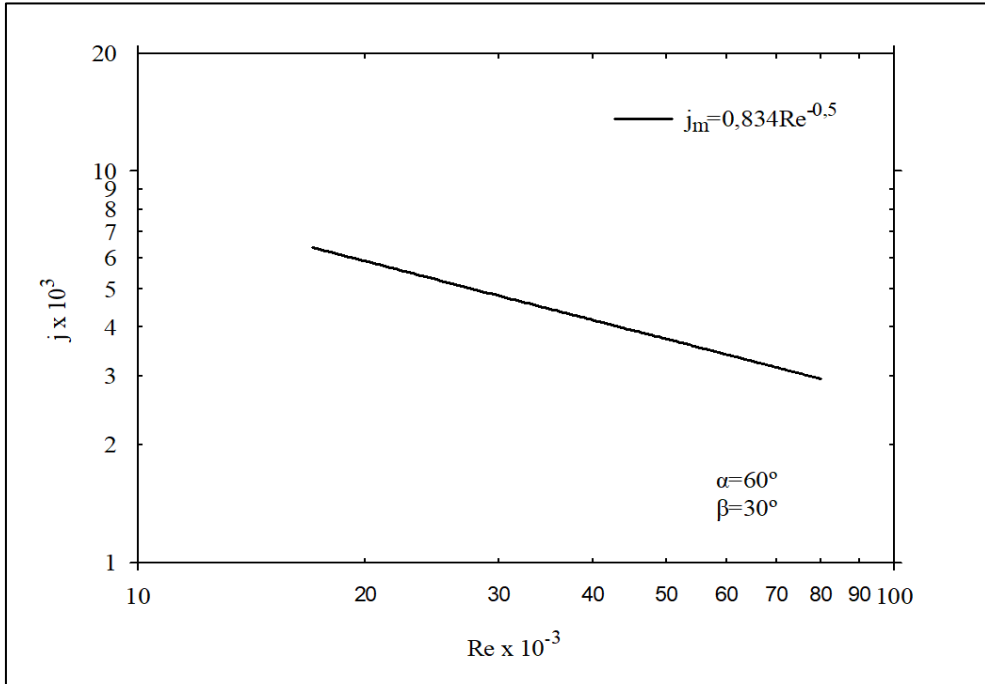
(c)

Şekil 4.38.  $\alpha=60^\circ$  çatı eğim açısında  $Re=80 \times 10^3$  hız akış dağılımı (a)  $\beta=120^\circ$ , (b)  $\beta=135^\circ$ , (c)  $\beta=150^\circ$

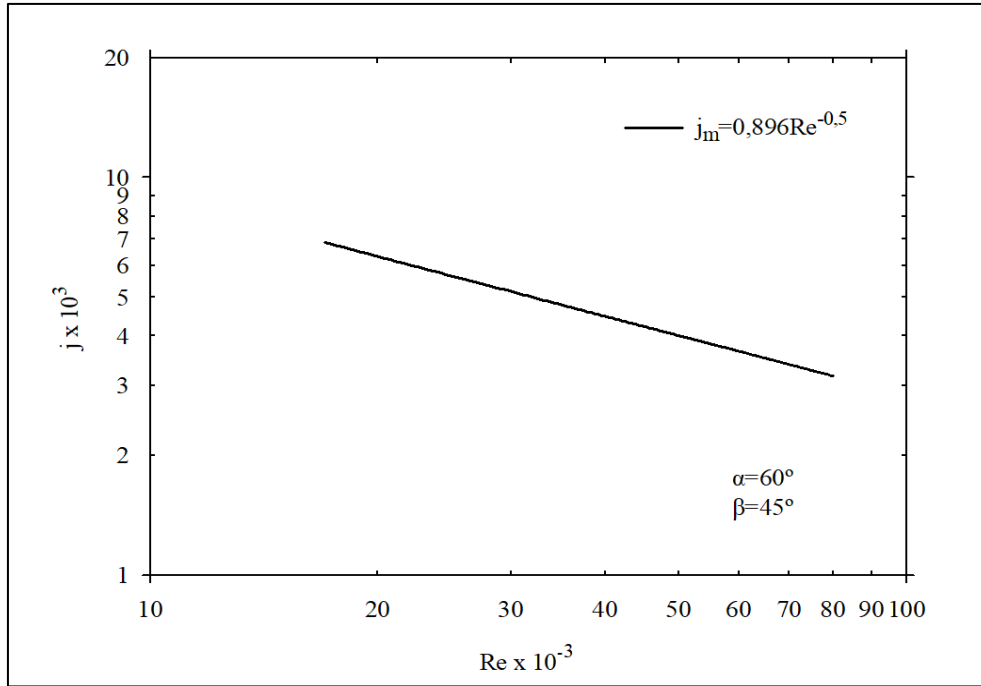
Ayrıca bu verilere göre oluşturulan Colburn j-faktörünün  $Re$  sayısı ile değişkenlik grafikleri sırası ile Şekil 4.39 – 4.46’da sunulmuştur.



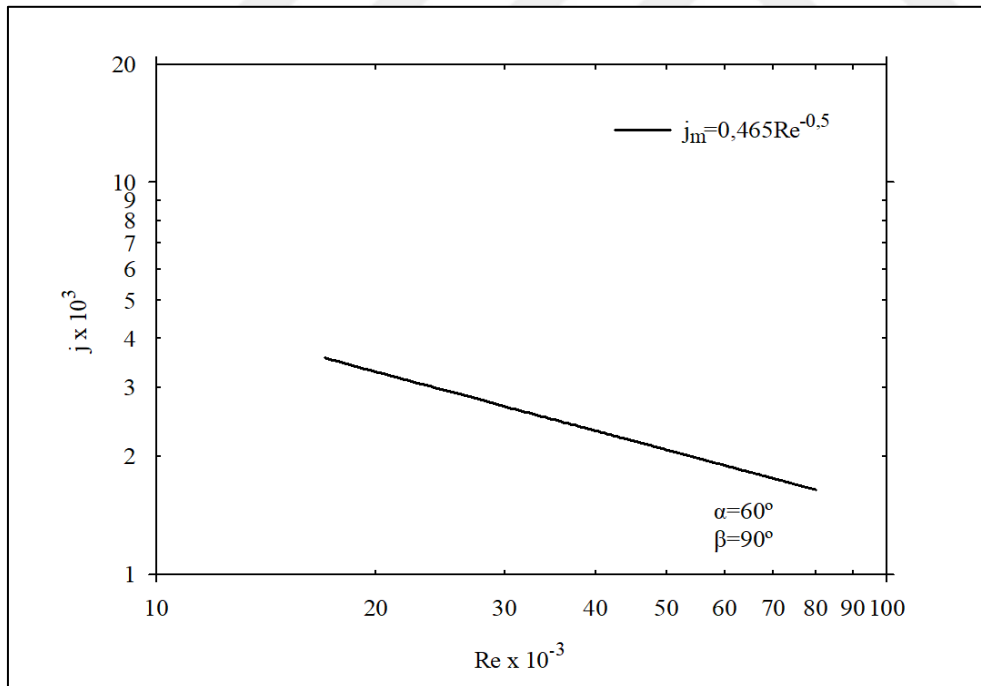
Şekil 4.39. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre önden gelme durumu  $\beta=0^\circ$  için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



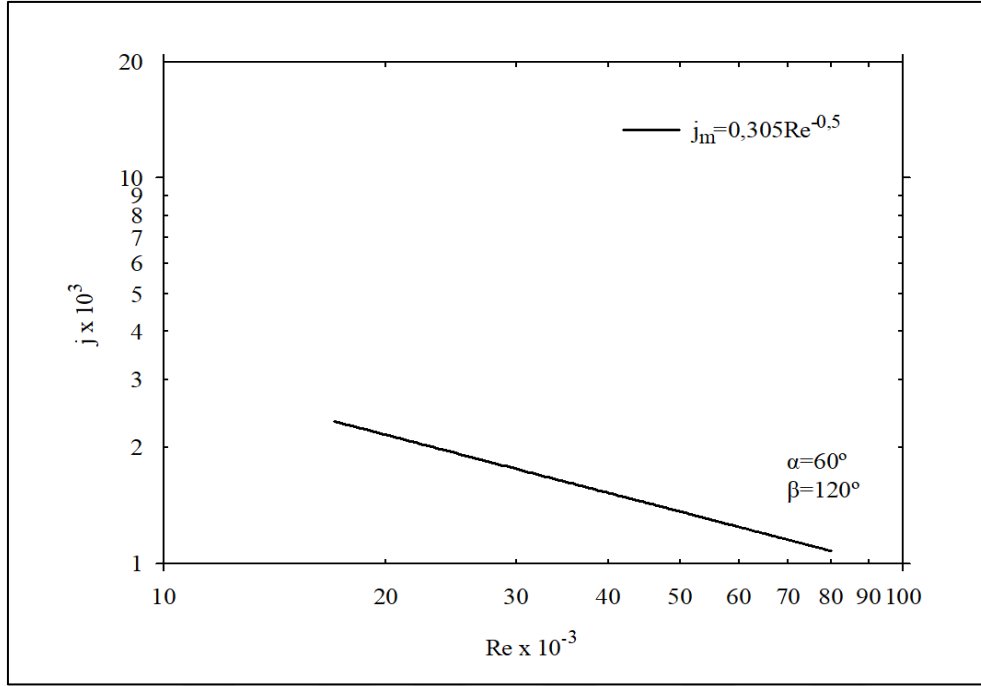
Şekil 4.40. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=30^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



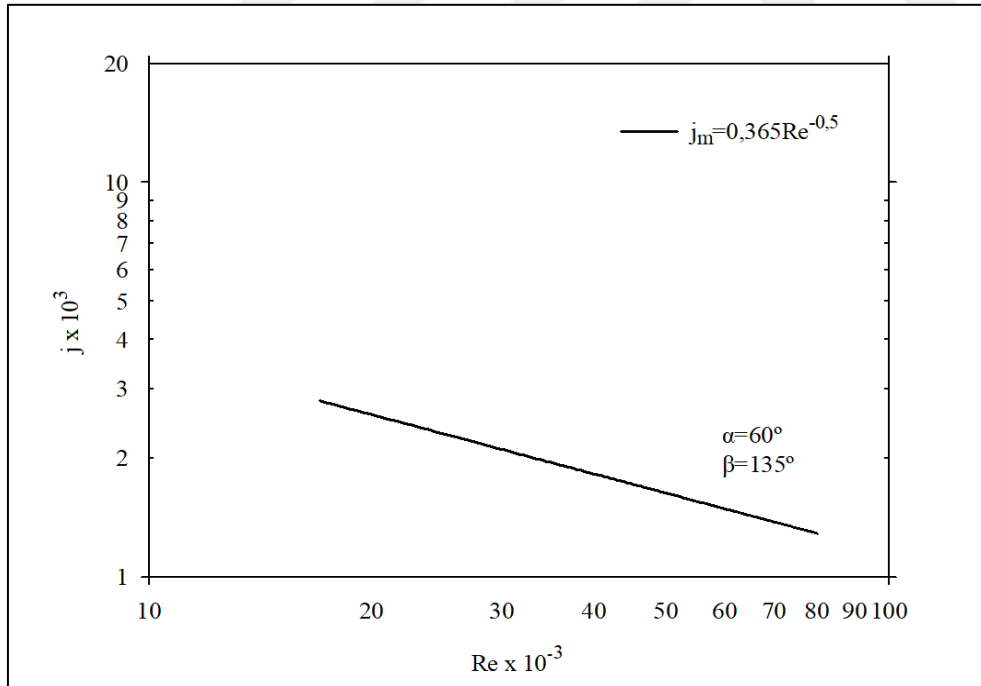
Şekil 4.41. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=45^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



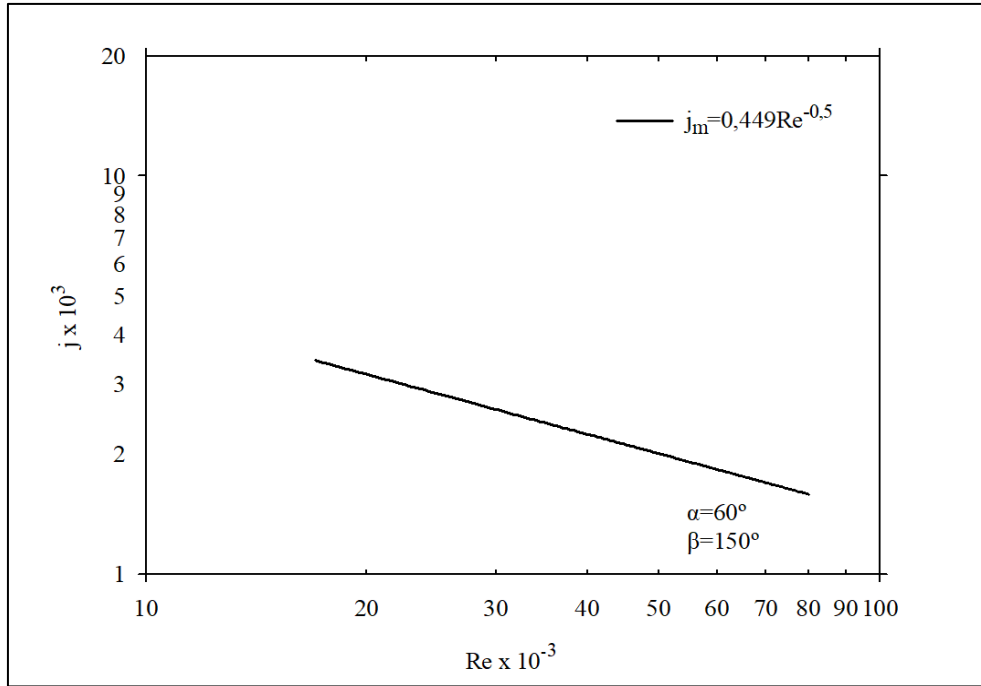
Şekil 4.42. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=90^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



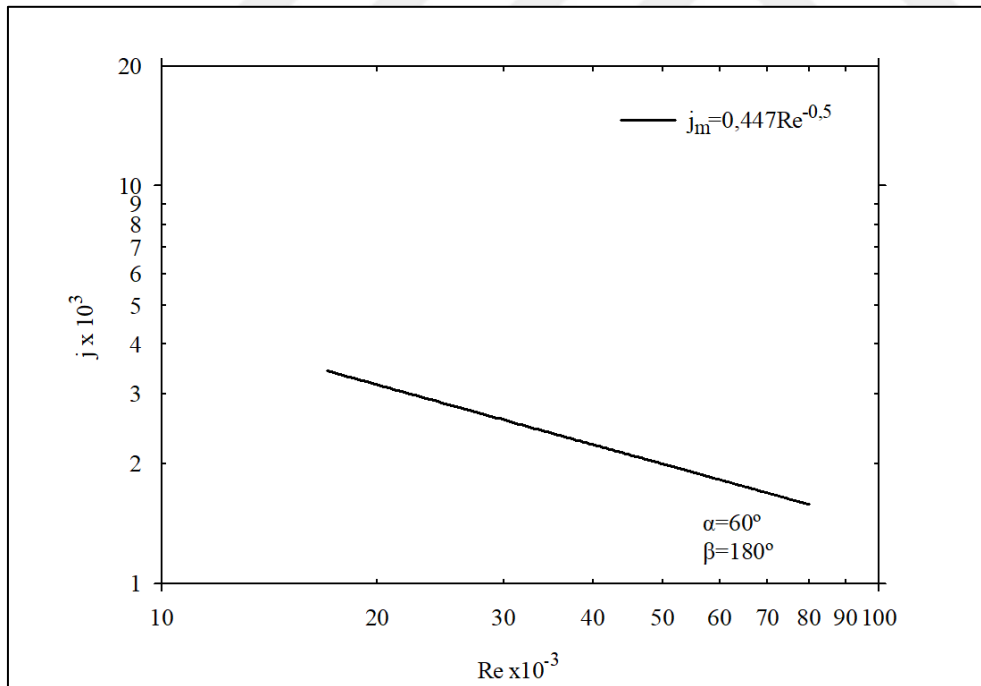
Şekil 4.43. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=120^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



Şekil 4.44. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=135^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ 'nin değişimi



Şekil 4.45. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre  $\beta=150^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi

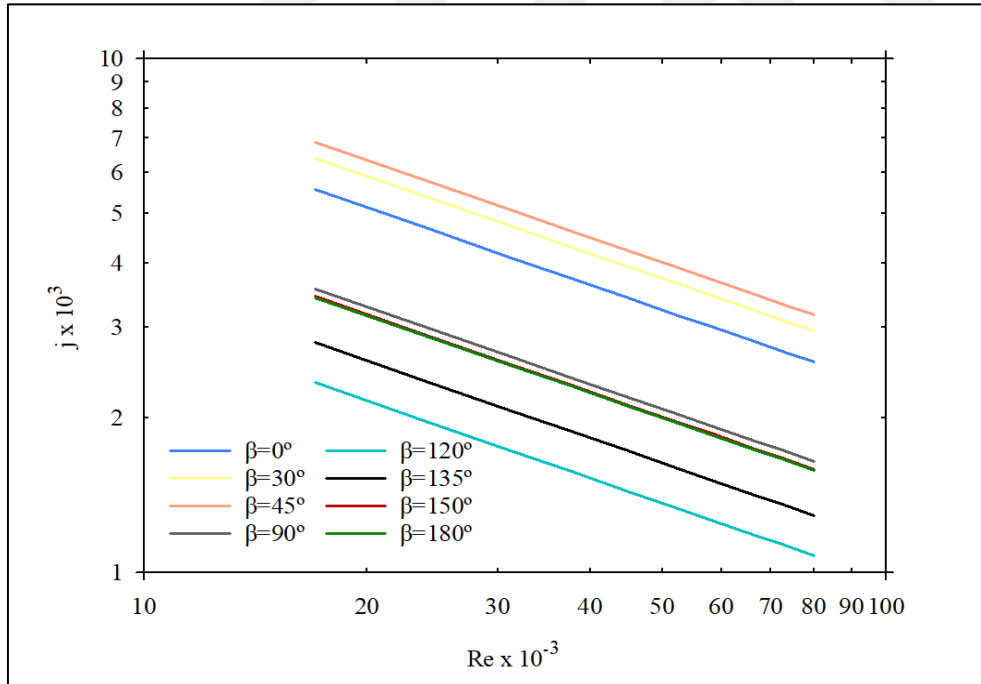


Şekil 4.46. Eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  ve havanın kolektöre arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumu için  $Re$  sayısı ile Colburn  $j'$ 'nin değişimi

Şekil 4.47’de rüzgârın incelenen kolektöre tüm geliş açıları için Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi grafiği verilmiş ve bu grafiğe göre geliş açılarının ısı transferine etkisi gösterilmiştir.

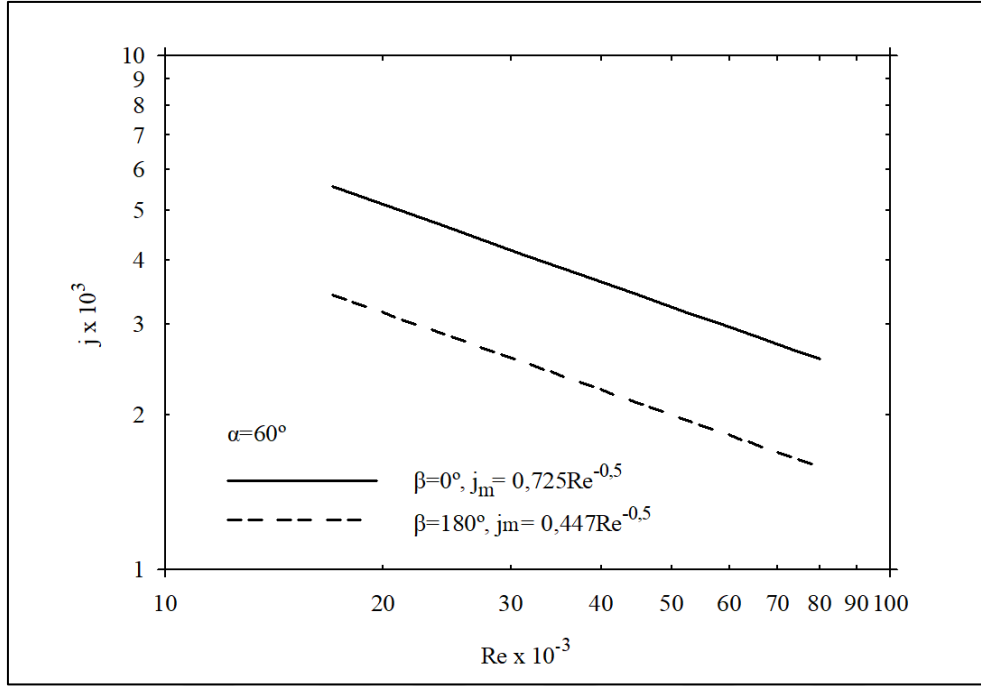
Şekilden de görüldüğü gibi havanın panele gelme açısı olan ( $\beta$ ) açısının artması ile panelin üstünden olan ısı kaybı azalmaktadır.

Eşitlik 3.24’ten görüleceği gibi Reynolds sayısı ( $Re$ ) arttıkça rüzgârın geliş hız artmakta, Yapılan sayısal analizlerden elde edilen verilere göre hız arttıkça kolektör üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri artmaktadır. Eşitlik 3.21’den görüleceği üzere ısı akısı değeri arttıkça ısı transfer katsayısı ( $h$ ) artmaktadır. Eşitlik 3.23’ten görüleceği üzere ısı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı ( $Nu$ ) artmaktadır. Böylece Eşitlik 3.25’ten görüleceği üzere Colburn- $j$  faktörü ( $j$ ) azalmaktadır. Sonuç olarak Şekil 4.47’de belirtildiği gibi Reynolds sayısı arttıkça kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı artmaktadır.



Şekil 4.47.  $\alpha=60^\circ$  çatı eğim açısında rüzgârın kolektöre farklı açılarda geliş koşulundaki Colburn  $j$ 'nin  $Re$  sayısı ile değişimi

Ayrıca Şekil 4.48’de ki kıyaslamadan görüldüğü üzere havanın panele önden  $\beta=0^\circ$  koşulunda gelmesi halinde %62 daha fazla ısı kaybını, arkadan  $\beta=180^\circ$  gelme durumuna göre yaratmaktadır.

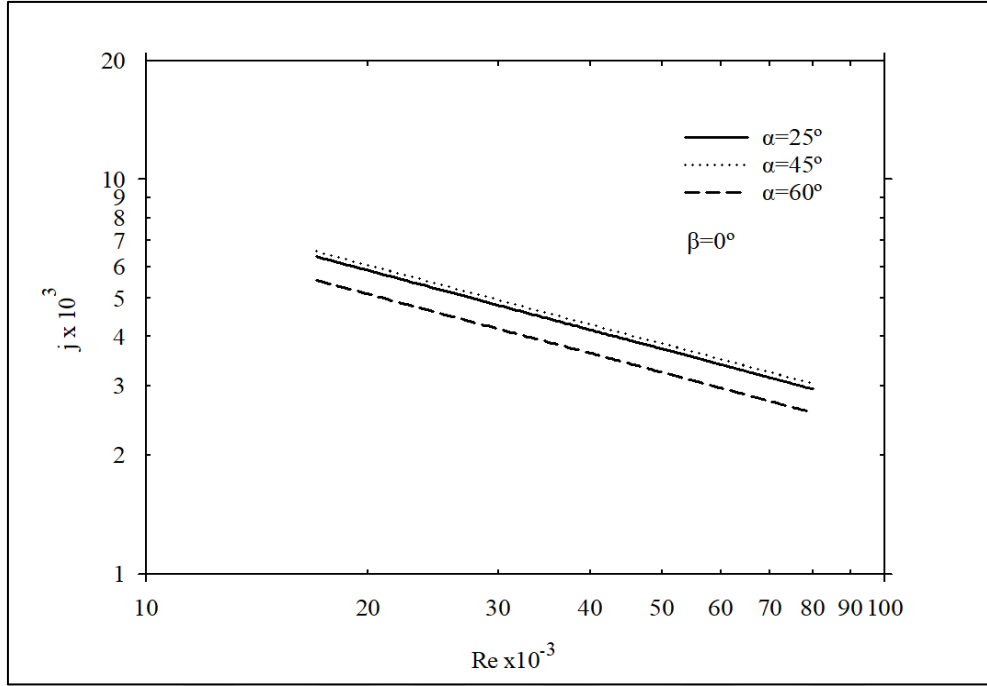


Şekil 4.48.  $\alpha=60^\circ$  çatı eğim açısında havanın panele  $\beta=0^\circ$  ve  $\beta=180^\circ$  gelme koşulundaki Colburn  $j$ 'nin Re sayısı ile değişiminin karşılaştırılması

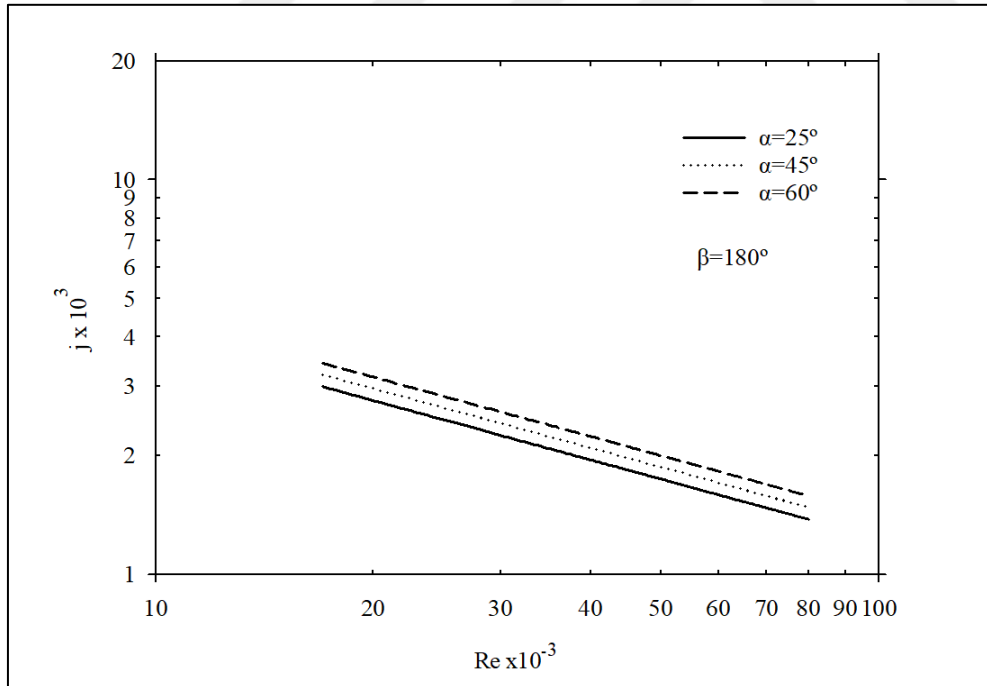
#### 4.1.2. Çatı eğim açıları $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ iken 1:200 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçların karşılaştırılması

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumundaki en çok ısı kaybı çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  iken yaşanmaktadır. Isı kaybı açısından eğim açısı sıralaması  $\alpha_{45} > \alpha_{25} > \alpha_{60}$ 'dır. Şekil 4.49'dan görülebilir.

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumunda ( $\beta=180^\circ$ ) en çok ısı kaybı çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  iken yaşanmaktadır. Isı kaybı açısından eğim açısı sıralaması  $\alpha_{60} > \alpha_{45} > \alpha_{25}$ 'dir. Şekil 4.50'de görülebilir.



Şekil 4.49.  $\beta=0^\circ$  rüzgârın kolektöre önden gelme durumundaki  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  çatı eğim açılarında Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 4.50.  $\beta=180^\circ$  rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumundaki  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  çatı eğim açılarında Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

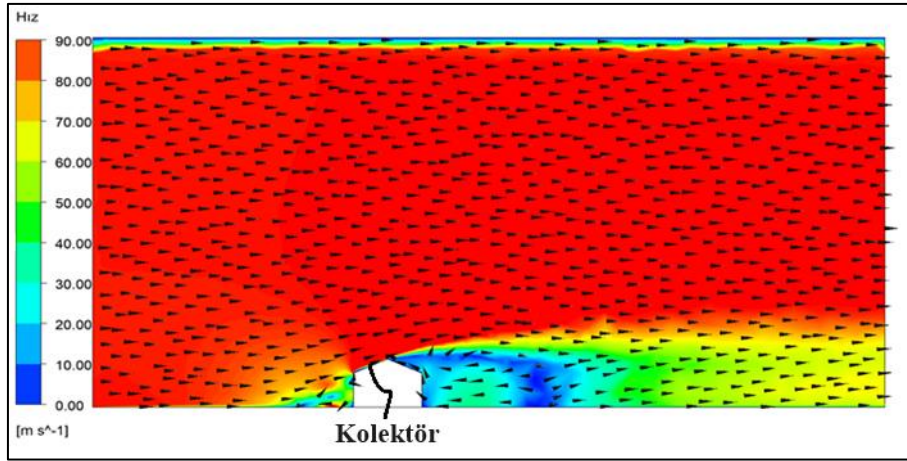
1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında havanın panele önden geliş durumunda ( $\beta=0^\circ$ ), Reynolds sayısı  $80 \times 10^3$  iken hız dağılımı ve vektörleri birbiri ile oldukça benzerlik

göstermektedir. Şekil 4.51’de görülebileceği üzere her açıda türbülans bölgeleri ve rüzgârın gösterdiği karakteristik birbirine benzerdir.

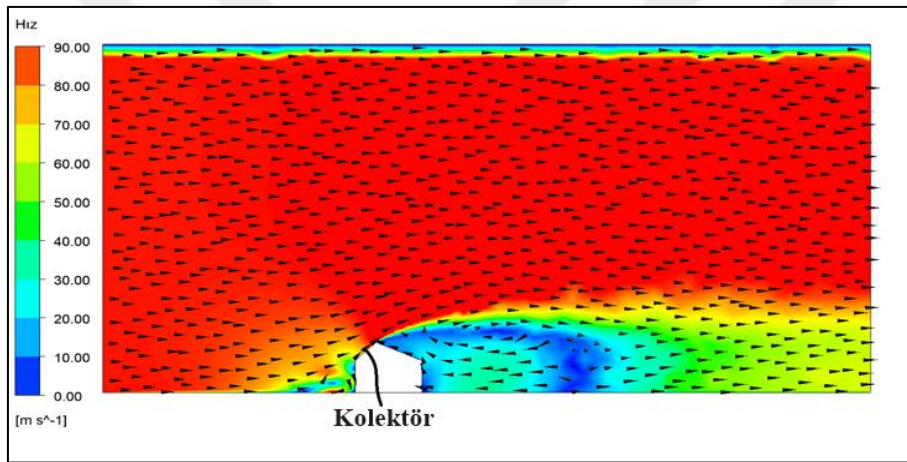
1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumunda ( $\beta=180^\circ$ ), Reynolds sayısı  $80 \times 10^3$  iken hız dağılımı ve vektörleri birbiri ile oldukça benzerlik göstermektedir. Şekil 4.52’de görülebileceği üzere her açıda türbülans bölgeleri ve rüzgârın gösterdiği karakteristik birbirine benzerdir.

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında havanın panele önden geliş durumunda ( $\beta=0^\circ$ ), Reynolds sayısı  $80 \times 10^3$  iken kolektör üzerindeki sıcaklık dağılımı birbiri ile oldukça benzerlik göstermektedir. Şekil 4.53’te görülebileceği üzere film sıcaklık tabakaları birbirine benzerdir.

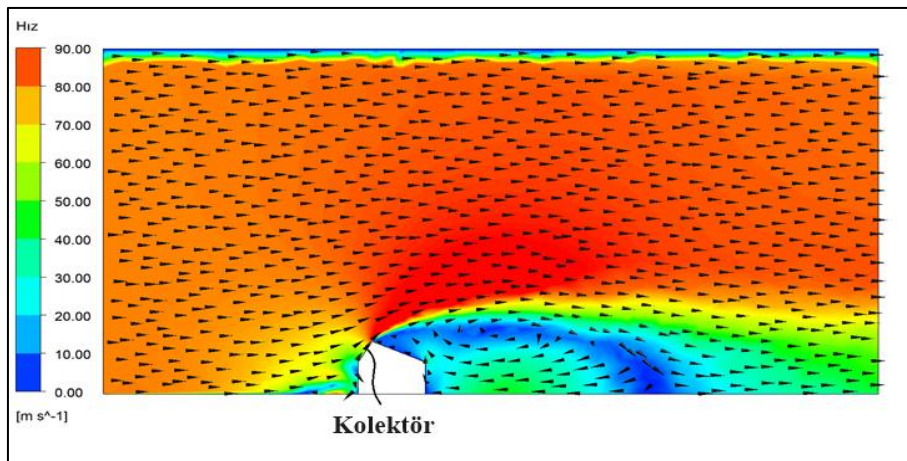
1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumunda ( $\beta=180^\circ$ ), Reynolds sayısı  $80 \times 10^3$  iken kolektör üzerindeki sıcaklık dağılımı birbiri ile oldukça benzerlik göstermektedir. Şekil 4.54’te görülebileceği üzere film sıcaklık tabakaları birbirine benzerdir.



(a)

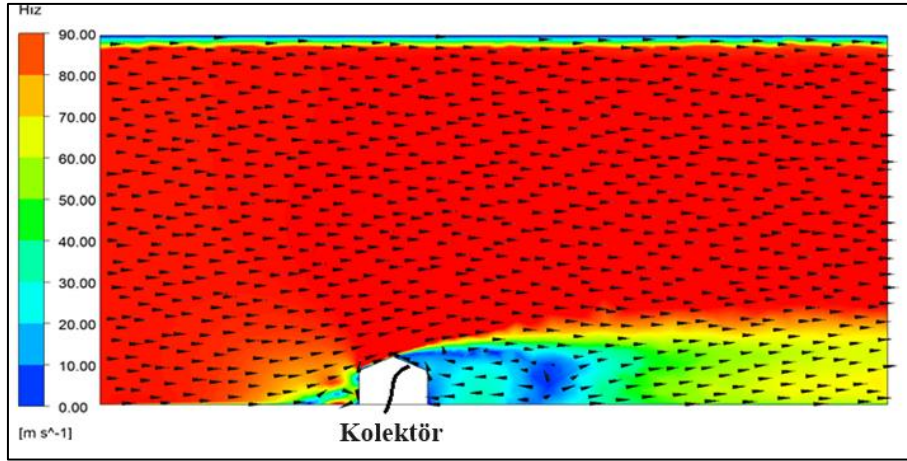


(b)

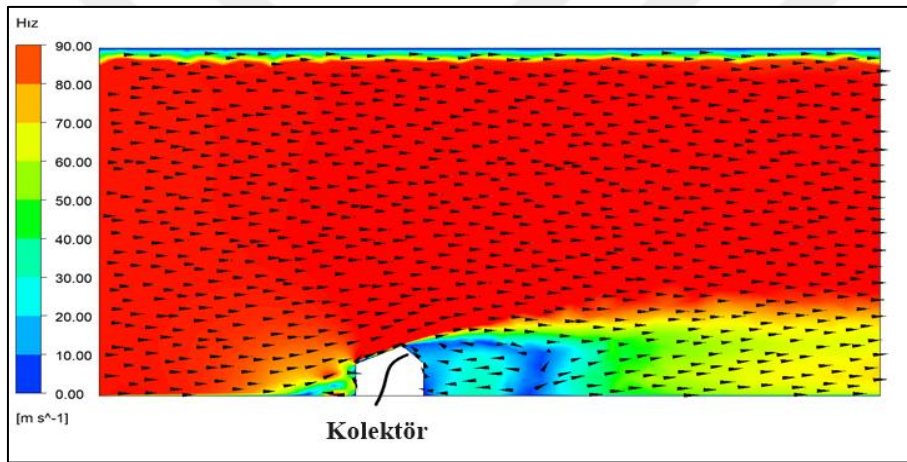


(c)

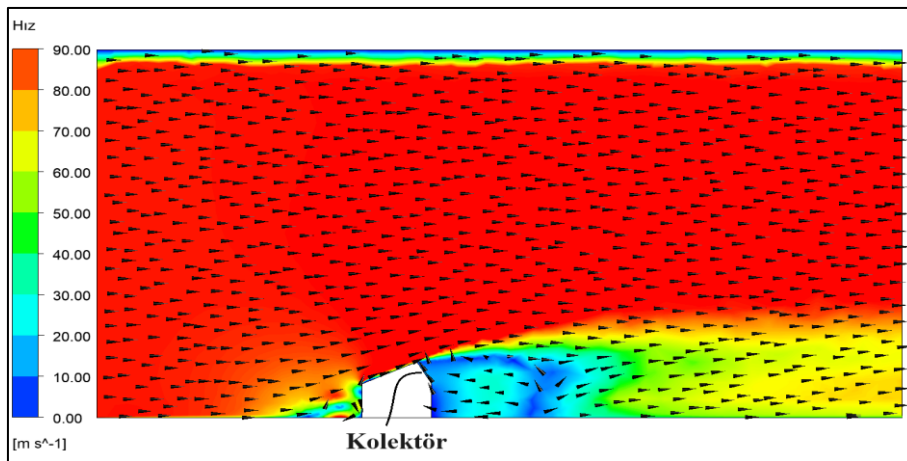
Şekil 4.51.  $\alpha = 25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  çatı eğim açılarında ve havanın  $\beta = 0^\circ$  geliş açısındaki  $Re = 80 \times 10^3$  iken hız dağılımı ve vektörleri (a)  $\alpha = 25^\circ$ , (b)  $\alpha = 45^\circ$ , (c)  $\alpha = 60^\circ$



(a)

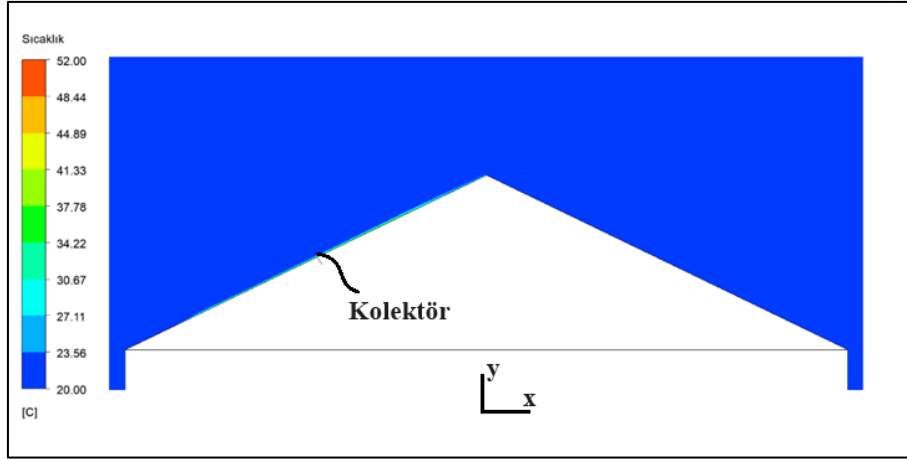


(b)

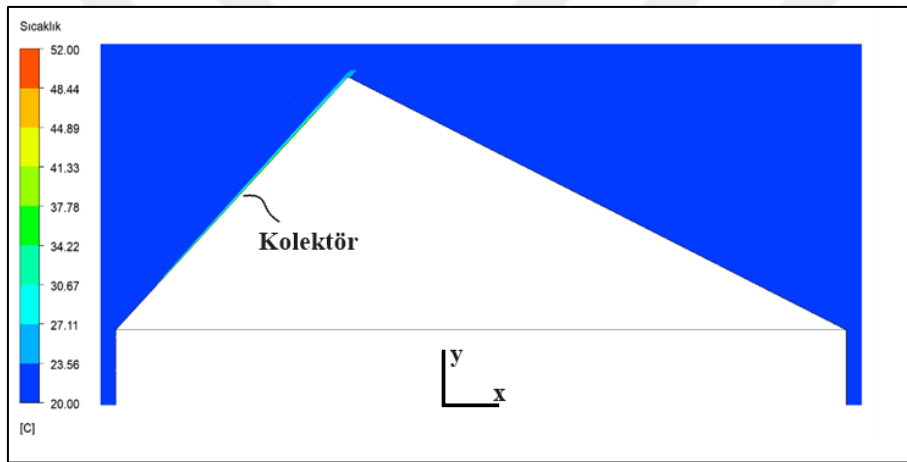


(c)

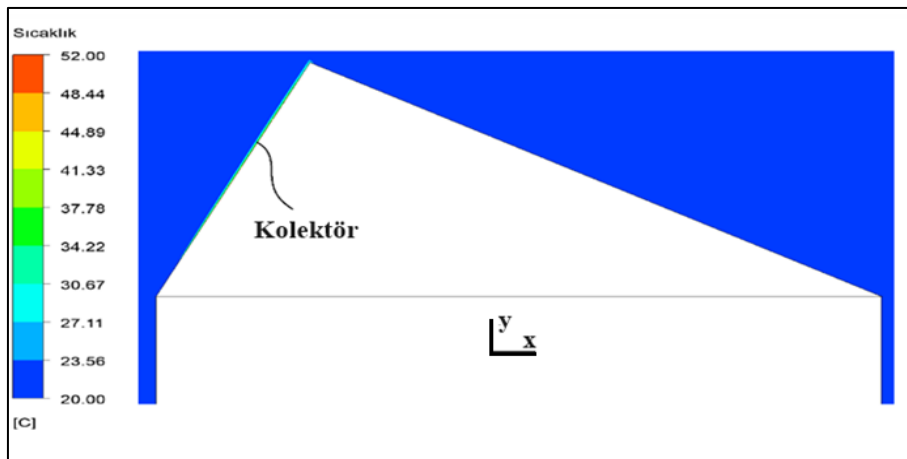
Şekil 4.52.  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  çatı eğim açılarında ve havanın  $\beta=180^\circ$  geliş açısındaki  $Re=80 \times 10^3$  iken hız dağılımı ve vektörleri (a)  $\alpha=25^\circ$ , (b)  $\alpha=45^\circ$ , (c)  $\alpha=60^\circ$



(a)

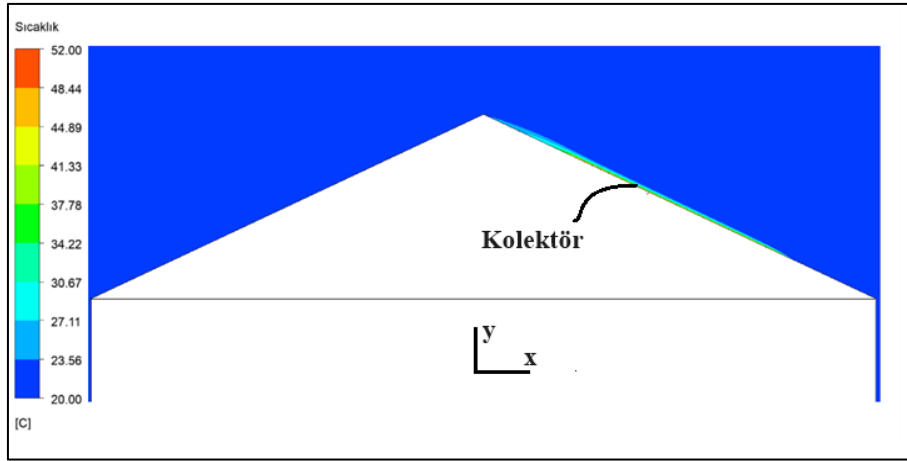


(b)

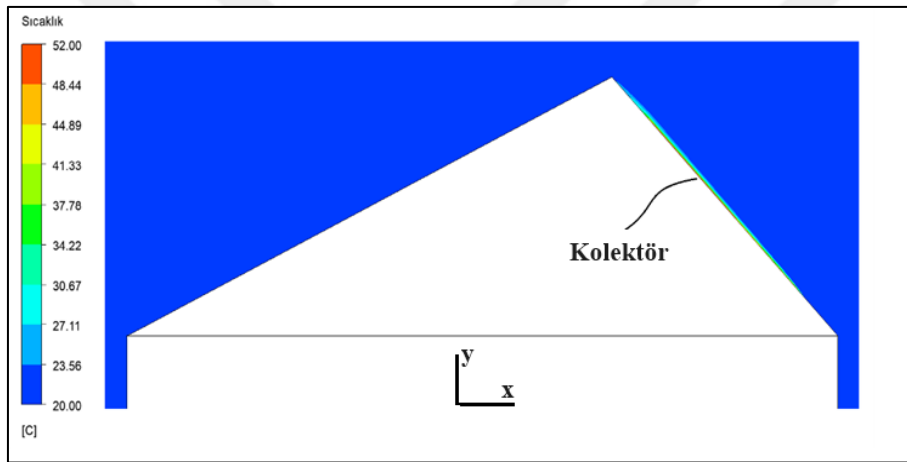


(c)

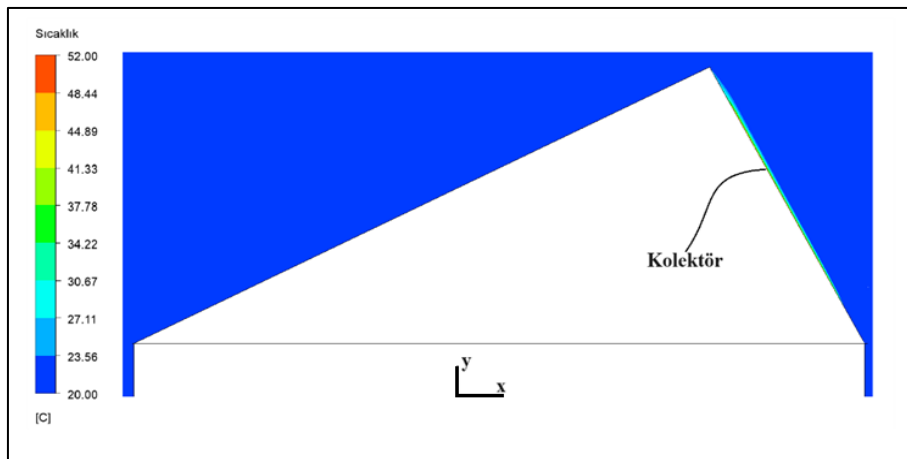
Şekil 4.53.  $\alpha=25^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  çatı eğim açılarında ve havanın  $\beta=0^\circ$  geliş açısındaki  $Re=80 \times 10^3$  iken sıcaklık dağılımı (a)  $\alpha=25^\circ$ , (b)  $\alpha=45^\circ$ , (c)  $\alpha=60^\circ$



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.54.  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  çatı eğim açılarında ve havanın  $\beta=180^\circ$  geliş açısındaki  $Re=80 \times 10^3$  iken sıcaklık dağılımı (a)  $\alpha=25^\circ$ , (b)  $\alpha=45^\circ$ , (c)  $\alpha=60^\circ$

#### 4.1.3. 1:1 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçlar

1:1 ölçekli model ile gerçekleştirilen hesaplamalar, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için sayısal olarak analiz edilmiştir. Analiz sonuçları detaylı olarak ilgili bölümlerde verilmiş ve yorumlanmıştır.  $Re$  sayısı aralığı  $17 \times 10^3$  ile  $1\ 806 \times 10^3$  arasında, havanın panele ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumu için analizler gerçekleştirilmiştir. 1:200 ölçekli modelde kullanılan Reynolds sayısı aralığı 1:1 ölçekli modelde kullanılmamıştır. Çünkü 200 kat ölçeğin büyümesi tüm hesaplama parametrelerini de 200 kat arttırmakta bu da rüzgâr hızlarını çok düşük değerlere getirmektedir. Bundan dolayı 1:1 ölçekte daha yüksek Reynolds sayısı aralığında çalışmalar yürütülmüştür. Sonuçların daha iyi yorumlanabilmesi için boyutsuz ısı geçiş katsayısı olan Colburn j-faktörü kullanılmıştır. Colburn j-faktörünü hesaplamak için bir eşitlik oluşturulmuş ve bu eşitlik ise  $j=a+bRe^{-c}$  şeklinde belirlenmiştir. Bu eşitlikler doğrultusunda bilgisayar destekli bir program yardımı ile çalışmada bulunan grafikler çizdirilmiştir.

#### Çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ ve $\beta=0^\circ$ olduğunda ilgili sonuçlar

1:1 ölçekli modelde gerçekleştirilen çalışmalar, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken havanın panele önden gelme durumu ( $\beta=0^\circ$ ) için sayısal olarak analiz edilmiştir. Analiz sonuçları detaylı olarak ilgili bölümlerde verilmiş ve yorumlanmıştır.

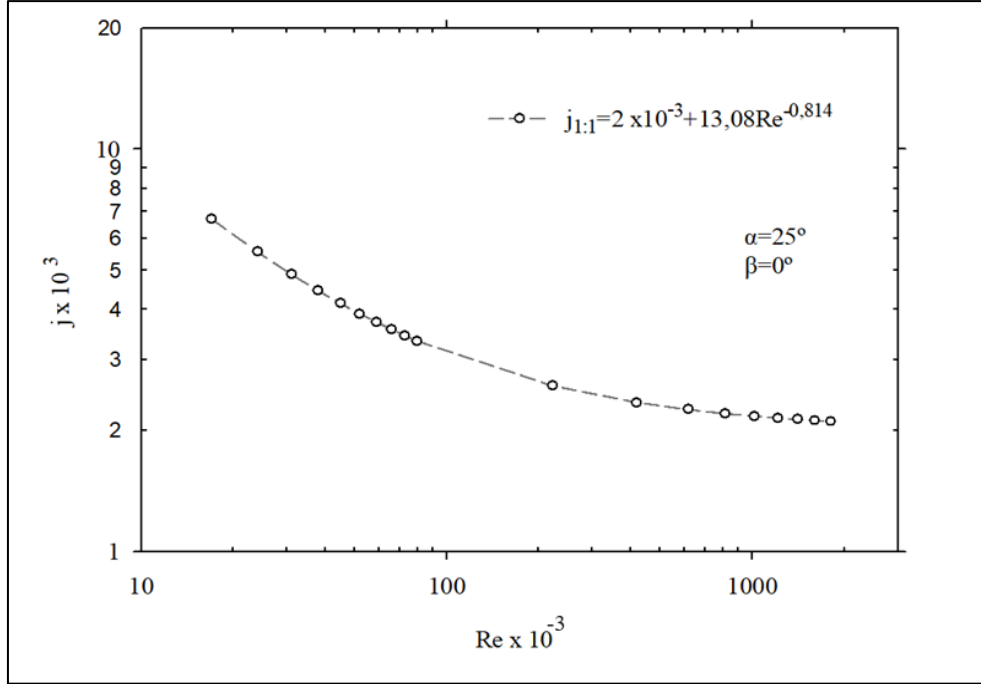
Çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.  $Re$  sayısı  $17 \times 10^3$  ile  $1\ 806 \times 10^3$  arasında olma koşulu ile 19 farklı Reynolds sayısında analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansys Fluent programından hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüller de kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn-j faktörü ( $j$ ) hesaplanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyon 1:1 ölçek için Eşitlik 4.25 ile verilmiştir.

$$j_{mevcut} = 2 \times 10^{-3} + 13,08 Re^{-0,814}, \quad (17 \times 10^3 < Re < 1\ 806 \times 10^3) \quad (4.25)$$

Şekil 4.55'ten görüleceği gibi Bölüm 3.3'te ki formüller doğrultusunda, Reynolds sayısı ( $Re$ ) arttıkça rüzgârın geliş hız artmakta, hız arttıkça kolektör üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ )

değeri artmaktadır. Isı akısı değeri arttıkça ısı transfer katsayısı ( $h$ ) artmaktadır. Isı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı ( $Nu$ ) artmaktadır. Böylece Eşitlik 3.25'ten görüleceği üzere Colburn-j faktörü ( $j$ ) azalmaktadır. Sonuç olarak Reynolds sayısı arttıkça kolektör yüzeyinden olan ısı kaybı artmaktadır.



Şekil 4.55.  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında ve havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumundaki 1:1 ölçek için Colburn j-faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

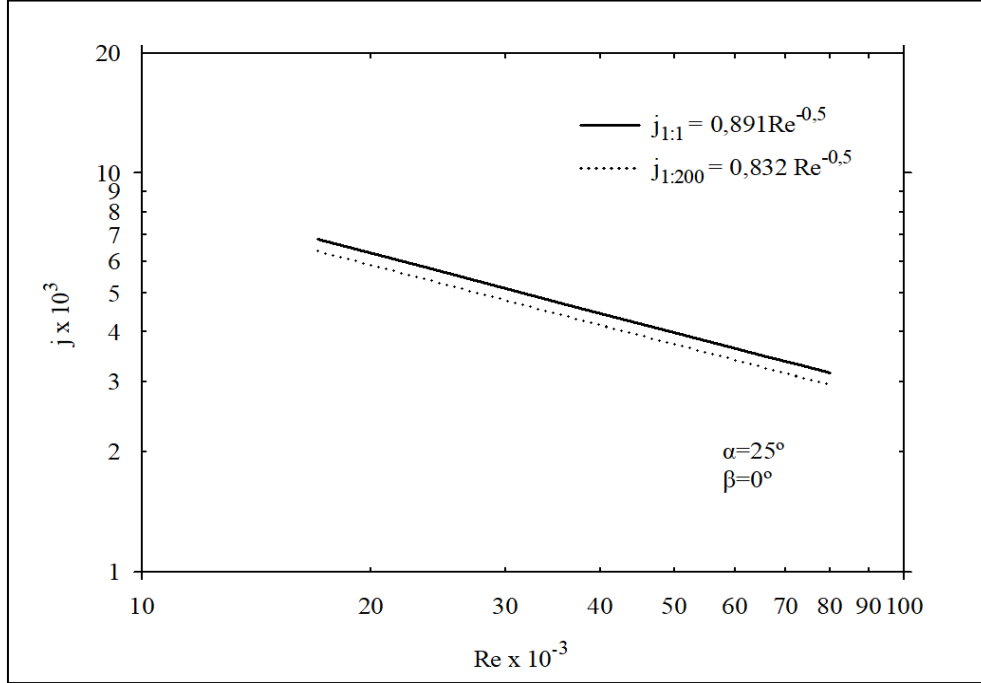
#### 4.1.4. Çatı eğim açısı $\alpha=25^\circ$ iken 1:200 ve 1:1 ölçekli model kare tip kolektör için sonuçların karşılaştırılması

1:1 tam ölçekli çalışmada 1:235 ölçekli çalışmada kullanılan  $Re$  sayısı aralığı ve korelasyonu kullanıldığında Şekil 4.56'dan görüleceği üzere tutarlı sonuçlar elde edilmektedir. İlgili korelasyon ise Eşitlik 4.26'da verilmiştir.

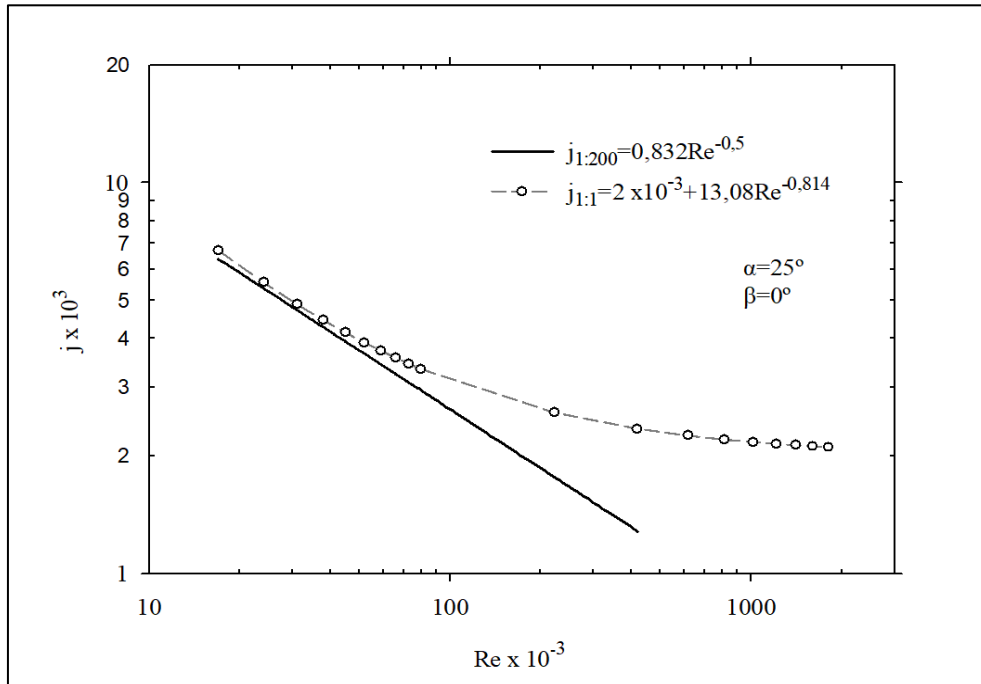
$$j_{mevcut} = 0,891 Re^{-0,5}, \quad (17 \times 10^3 < Re < 80 \times 10^3) \quad (4.26)$$

Fakat 1:1 tam ölçekte hızlar düşük Reynolds sayısı aralığında çok düşük kaldığı için ilgili analizler daha yüksek Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmelidir. Yüksek Reynolds sayıları kullanıldığında ise mevcut korelasyon, sonuçları ekstrapolasyon etkisinden dolayı efektif göstermemektedir. Bu neden ile 1:1 ölçek için farklı bir korelasyon ile sonuçlar hesaplatılmıştır. Bu doğrultuda meydana gelen aradaki fark ise Şekil 4.57'de gösterilmiştir.

Bu doğrultuda gerçek ölçek ile indirgenmiş ölçek arasında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu da çalışmanın gerçek boyutlarda da doğruya yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir.



Şekil 4.56. (1:235) ve (1:1) ölçekli panel için  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında  $\beta=0^\circ$  rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması  $17 \times 10^3 \leq Re \leq 80 \times 10^3$



Şekil 4.57. (1:235) ve (1:1) ölçekli panel için  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında  $\beta=0^\circ$  rüzgârın geliş yönü için sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması  $17 \times 10^3 \leq Re \leq 1\ 806 \times 10^3$

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Validasyon Çalışması

Planlanan analizler öncesi izlenecek metodun ve hesaplamaların doğrulunu teyit etmek için bir validasyon çalışması yapılmıştır. Bu validasyon çalışmasında Şekil 3.2’de verilen modelin 1:235 ölçekli hali Ansys SpaceClaim programında oluşturulmuş ve Şekil 3.4’te belirtilen rüzgâr tüneli içerisinde analizi gerçekleştirilmiştir.

#### 5.1.1. Validasyon çalışması - 1

1:235 ölçekle oluşturulan çözüm hacmi için yapılan çalışmalar, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken rüzgârın kolektöre önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumu için sayısal olarak çözümlenmiştir. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile 84 596 arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansys Fluent programından hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3’te ki formüllerde kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn-j ( $j$ ) faktörü hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar Turgut’un[7] deneysel sonuçları ve Özcan’ın[32] sayısal sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyon Eşitlik 5.1 ‘de verilmiştir. Ayrıca sırasıyla Eşitlik 5.2 ve 5.3’te de karşılaştırma yapılacak deneysel ve sayısal çalışmaların korelasyonları da bulunmaktadır.

$$j_{mevcut} = 1,195 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (5.1)$$

$$j_{deneyset} = 1,051 Re^{-0,5}[7], \quad (\alpha=25^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (5.2)$$

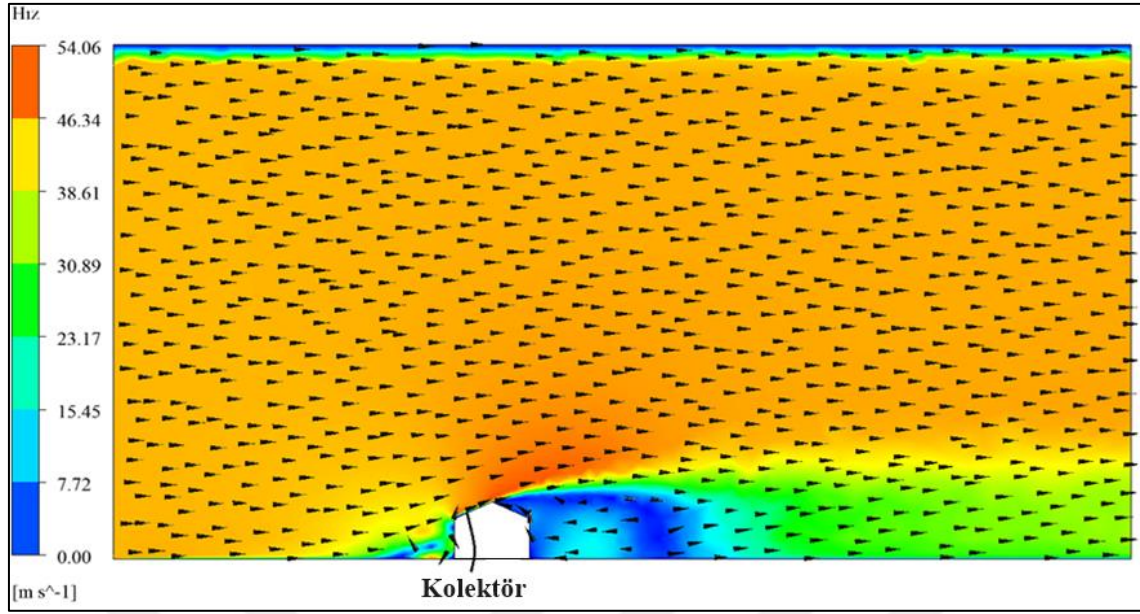
$$j_{sayısal} = 1,214 Re^{-0,5}[32], \quad (\alpha=25^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (5.3)$$

Şekil 5.1’de validasyon çalışmasına ve Özcan’ın[32] sayısal çalışmasına ait aynı Reynolds sayıları için rüzgârın kolektöre önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumunda çatı açısı  $\alpha=25^\circ$  iken  $x$ - $y$  ekseninin orta kesitinden alınan hız dağılımı ve hız vektörleri grafiği verilmiştir. İlgili sonuçlar Özcan’ın[32] sayısal çalışmasında bulunan benzer Reynolds sayılarındaki grafikler ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmaya göre de validasyon çalışması uygun bulunmuştur.

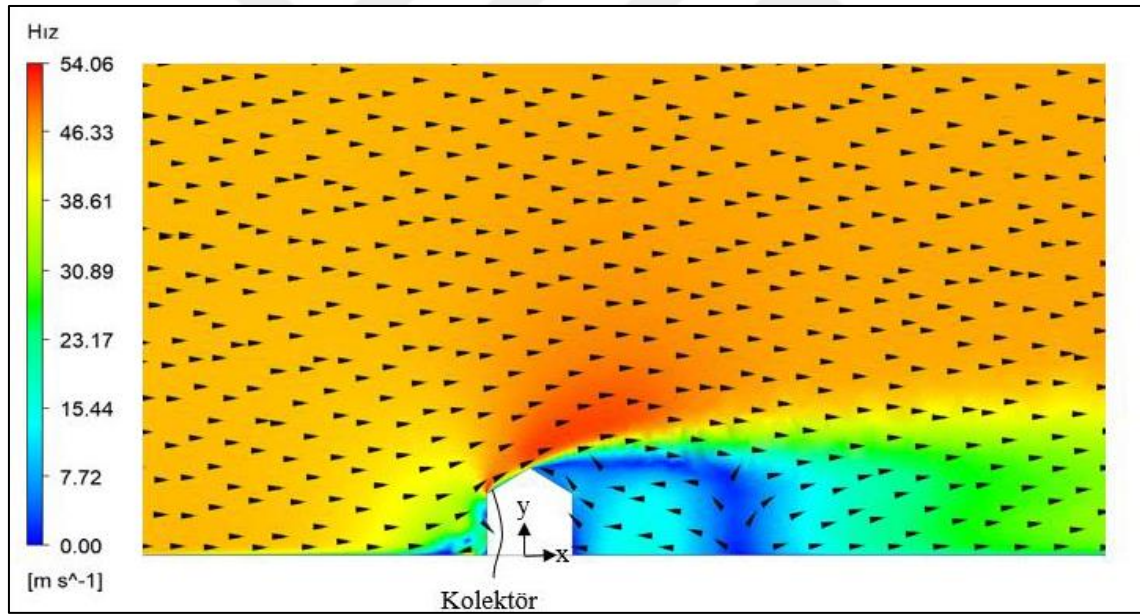
Yapılan karşılaştırmada her iki çalışmada tespit edilen noktalar; kolektöre gelen rüzgârın akış hacminde ve ev etrafındaki akış karakteristiği benzerdir. Rüzgâr geliş yönünün tam tersinde evin arka tarafında düşük bir hız bölgesi olduğu tespit edilmiştir. Evin yakın bölgelerinde türbülans kaynaklı girdaplar oluşmuştur.

Şekil 5.2’de validasyon çalışmasına ve Özcan’ın[32] sayısal çalışmasına ait aynı Reynolds sayıları için rüzgârın  $\beta=0^\circ$  gelme durumunda çatı açısı  $\alpha=25^\circ$  iken  $x$ - $y$  ekseninin orta kesitinden alınan sıcaklık grafiği verilmiştir. İlgili sonuçlar Özcan’ın[32] sayısal çalışmasında bulunan benzer Reynolds sayısındaki grafik ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmaya göre de validasyon çalışması uygun bulunmuştur. Yapılan karşılaştırmada her iki çalışmada tespit edilen noktalar; ev etrafındaki sıcaklık dağılım karakteristiği benzerdir. Panel etrafında oluşan sıcaklık film tabakası benzerdir.

Bulunan eşitliklere göre oluşturulan grafik Şekil 5.3’te sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel ve sayısal çalışma ile karşılaştırıldığında yakın sonuçların bulunduğu görülmüş ve istenilen validasyon yapılmıştır.

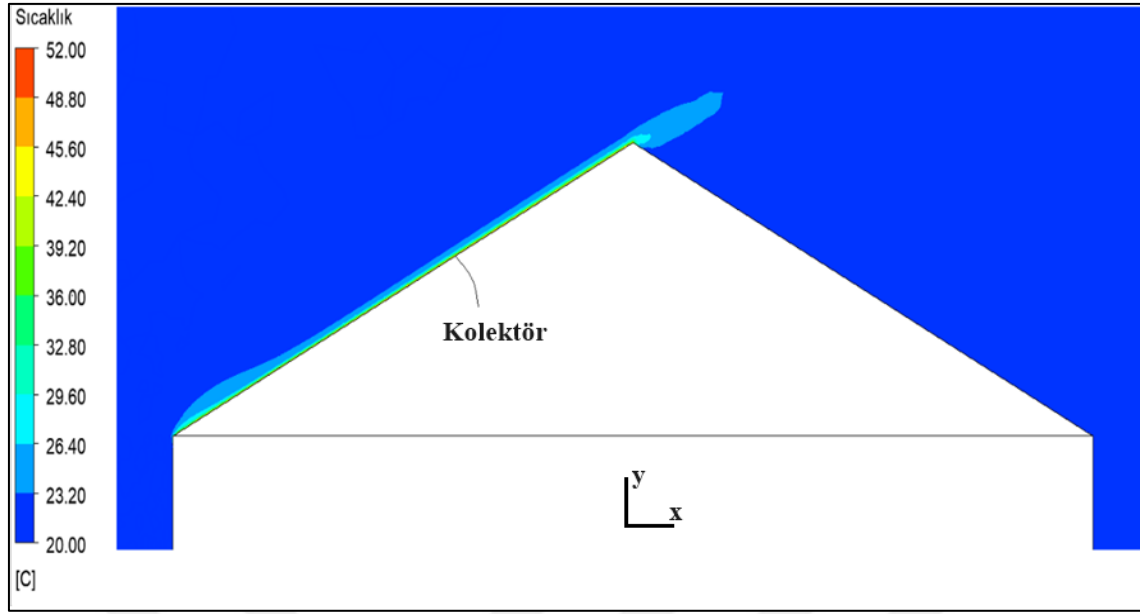


(a)

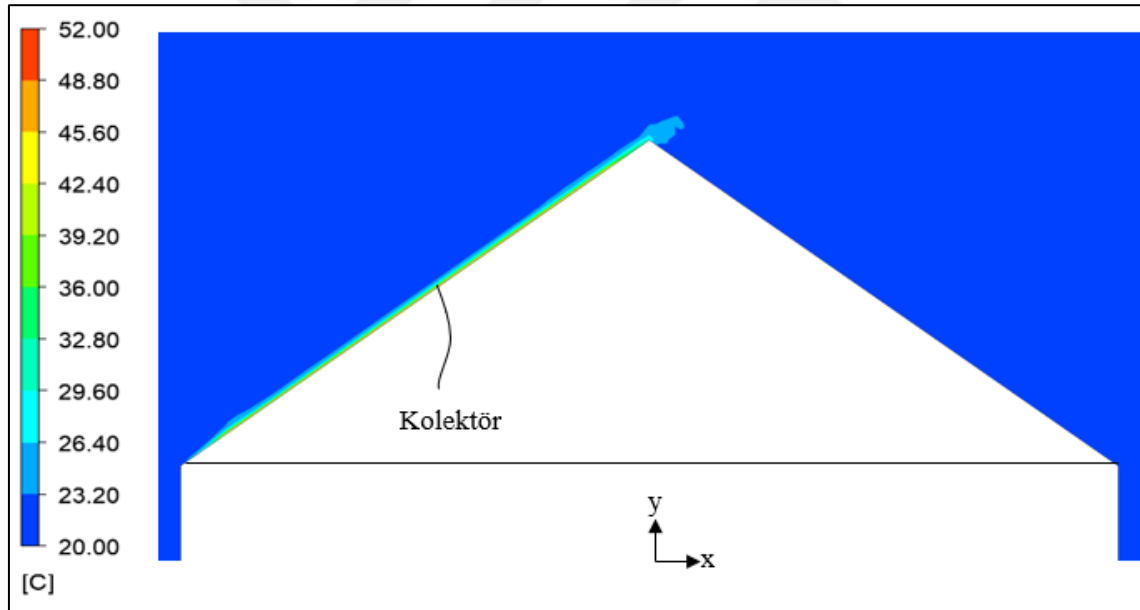


(b)

Şekil 5.1. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) hız dağılımı (a)  $Re=84\,596$  validasyon çalışması, (b)  $Re=84\,596$  sayısal çalışma [32]

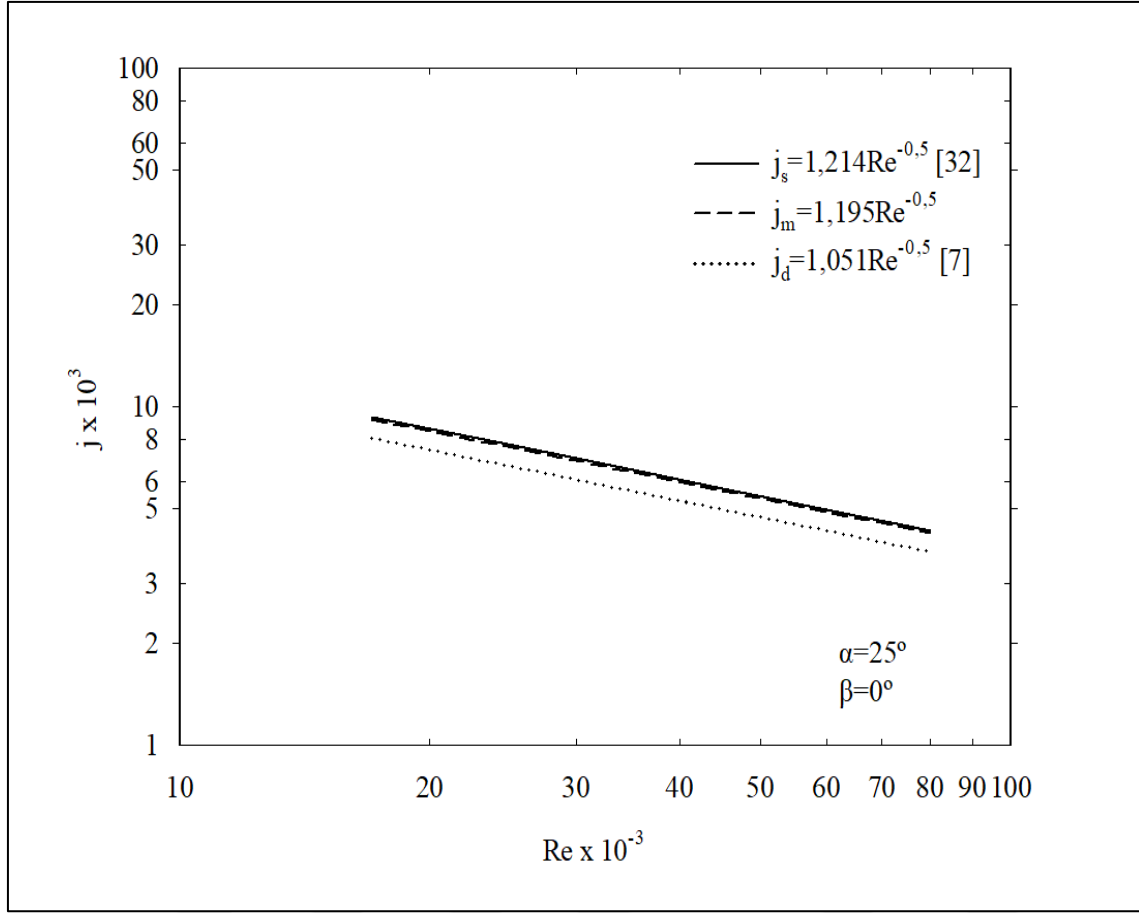


(a)



(b)

Şekil 5.2. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ ) sıcaklık dağılımı (a)  $Re=84\ 596$  validasyon çalışması, (b)  $Re=84\ 596$  sayısal çalışma [32]



Şekil 5.3. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki ( $\beta=0^\circ$ )  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ -katsayısının değişimi

### 5.1.2. Validasyon çalışması - 2

1:235 ölçekli modelde ilgili analizler, çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$  iken rüzgârın kolektöre arkadan ( $\beta=180^\circ$ ) gelme durumu için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile 84 596 arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri Ansys Fluent programından hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüllerde kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve Colburn- $j$  ( $j$ ) faktörü hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar Turgut'un[7] deneysel sonuçları ve Özcan'ın[32] sayısal sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyon Eşitlik 5.4 'de verilmiştir. Ayrıca sırasıyla Eşitlik 5.5 ve 5.6'da da karşılaştırma yapılacak deneysel ve sayısal çalışmaların korelasyonları bulunmaktadır.

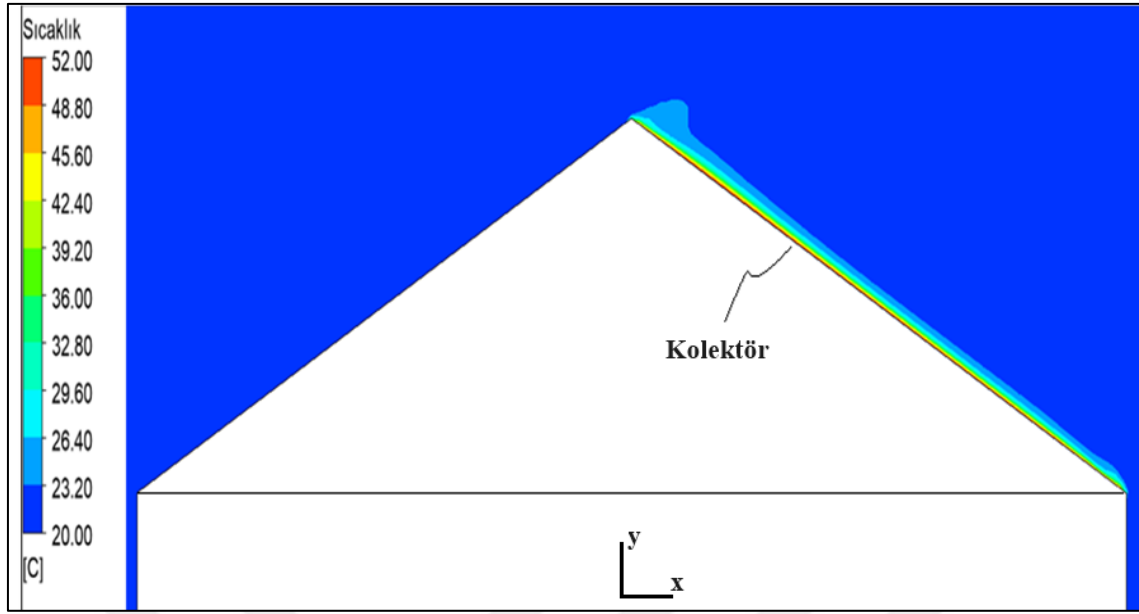
$$j_{mevcut} = 0,630 Re^{-0,5}, \quad (\alpha=25^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (5.4)$$

$$j_{deneyysel} = 0,620 Re^{-0,5} [7], \quad (\alpha=25^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (5.5)$$

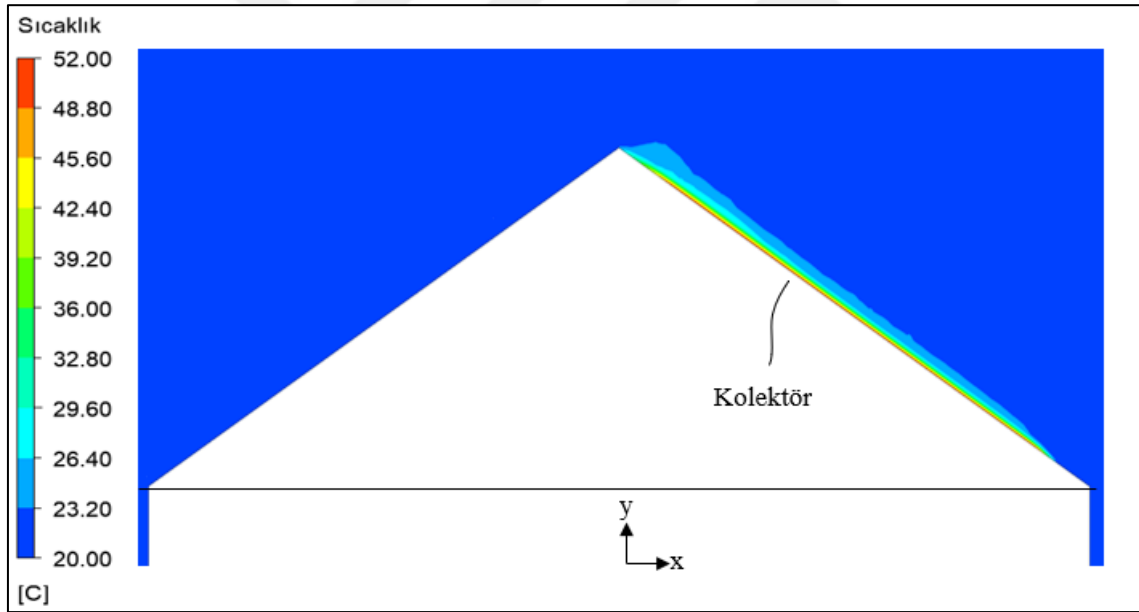
$$j_{sayısal} = 0,652 Re^{-0,5} [32], \quad (\alpha=25^\circ, \beta=180^\circ \text{ için}) \quad (5.6)$$

Şekil 5.4'te validasyon çalışmasına ve Özcan'ın[32] sayısal çalışmasına ait aynı Reynolds sayıları için rüzgârın kolektöre arkadan ( $\beta=180^\circ$ ) gelme durumunda çatı açısı  $\alpha=25^\circ$  iken  $x$ - $y$  ekseninin orta kesitinden alınan sıcaklık grafiği verilmiştir. İlgili sonuçlar Özcan'ın[32] sayısal çalışmasında bulunan benzer Reynolds sayısındaki grafik ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmaya göre de validasyon çalışması uygun bulunmuştur. Yapılan karşılaştırmada her iki çalışmada tespit edilen noktalar; ev etrafındaki sıcaklık dağılım karakteristiği benzerdir. Panel etrafında oluşan sıcaklık film tabakası benzerdir.

Bulunan eşitliklere göre oluşturulan grafik Şekil 5.5'te sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel ve sayısal çalışma ile karşılaştırıldığında yakın sonuçların bulunduğu görülmüş ve istenilen validasyon yapılmıştır.

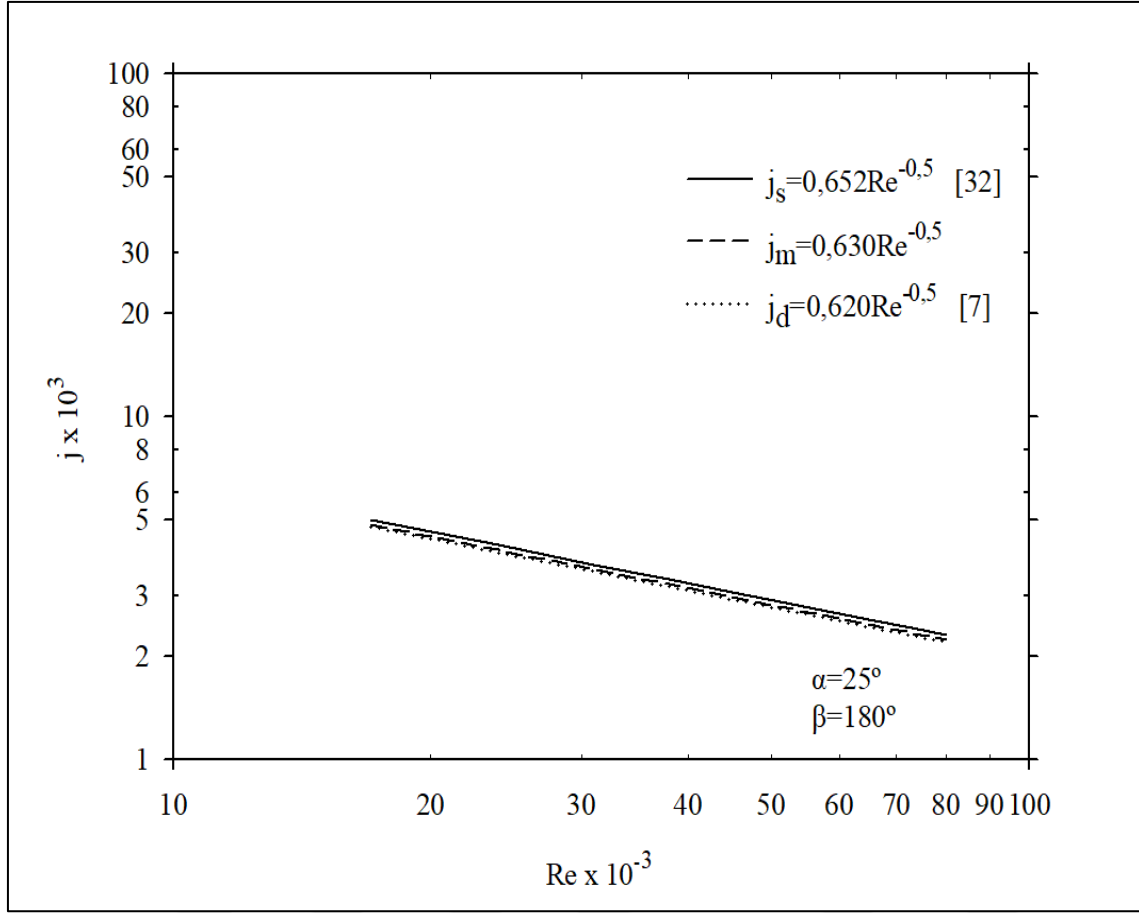


(a)



(b)

Şekil 5.4. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre önden gelme durumundaki sıcaklık dağılımı (a)  $Re=84\ 596$  validasyon çalışması, (b)  $Re=84\ 596$  sayısal çalışma [32]



Şekil 5.5. 1:235 ölçekli ev için çatı eğim açısı  $\alpha=25^\circ$ , havanın kolektöre arkadan gelme durumundaki ( $\beta=180^\circ$ )  $Re$  sayısı ile Colburn  $j$ -katsayısının değişimi

### 5.1.3. Validasyon çalışması - 3

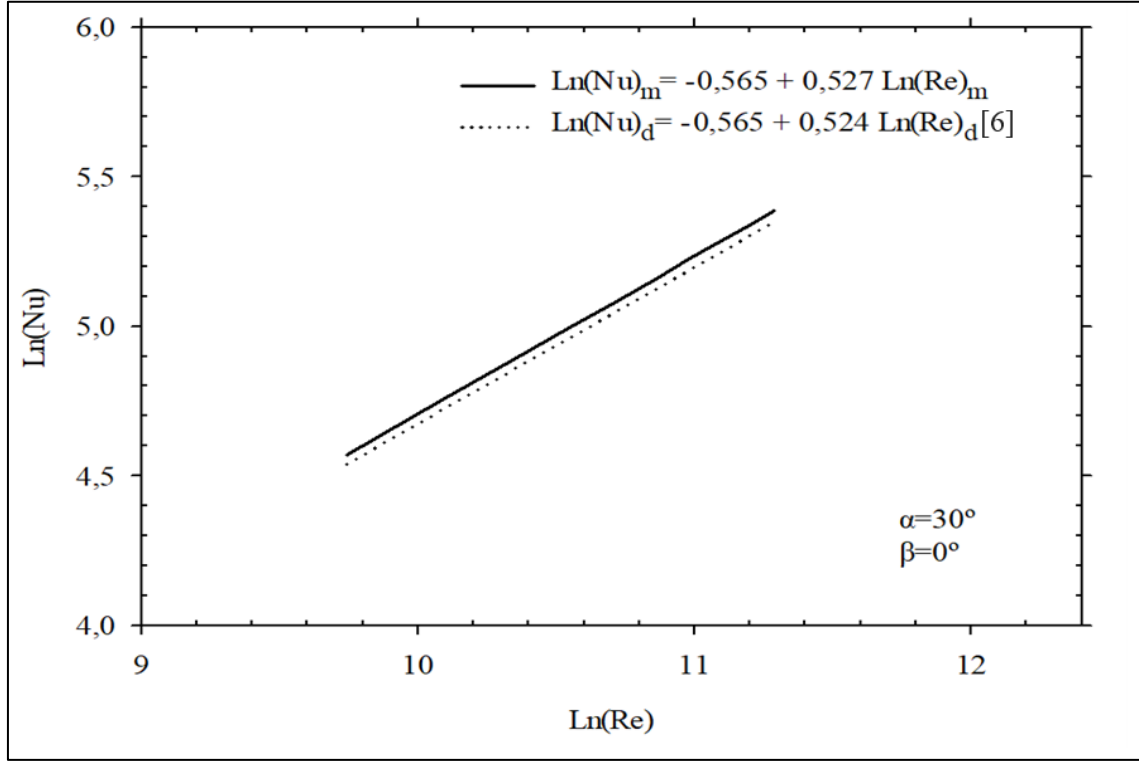
1:200 ölçekli modelde analizler, çatı eğim açısı  $\alpha=30^\circ$  iken rüzgârın kolektöre önden ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumu için sayısal olarak yapılmıştır. Reynolds sayısı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında olma koşulu ile 10 farklı Reynolds sayısında analizler yürütülmüştür. Yapılan analizler de Ansys Fluent programı ile panel üzerindeki ortalama ısı akısı ( $q''$ ) değeri hesaplatılmış ve bu değer, Bölüm 3.3'te ki formüllerde kullanılarak ısı transfer katsayısı ( $h$ ) ve Nusselt sayısı ( $Nu$ ) hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Onur'un[6] deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Sayısal çözüm sonucunda elde edilen korelasyon Eşitlik 5.8 'de verilmiştir. Ayrıca Eşitlik 5.7'de de karşılaştırma yapılacak deneysel çalışmanın korelasyonu bulunmaktadır.

$$\ln(Nu)_{deneysel} = -0,565 + 0,524 \ln(Re)_{deneysel} [6] \quad (\alpha=30^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (5.7)$$

$$\ln(Nu)_{mevcut} = -0,565 + 0,527 \ln(Re)_{mevcut} \quad (\alpha=30^\circ, \beta=0^\circ \text{ için}) \quad (5.8)$$

Bu verilere göre oluşturulan grafik Şekil 5.6’da sunulmuştur. Elde edilen sonuç, literatürdeki deneysel çalışma ile karşılaştırıldığında yakın sonuçların bulunduğu görülmüş ve istenilen validasyon yapılmıştır.



Şekil 5.6. 1:200 ölçekli ev kare tip model kolektör ve Onur'un [6] deneysel sonuçlarının  $\alpha=30^\circ$  çatı eğim açısında ve  $\beta=0^\circ$  havanın kolektöre önden gelme durumunda elde edilen  $Nu$  sayılarının  $Re$  sayıları ile değişim

## 5.2. Sayısal Çalışma Sonuçları

1:200 ölçekli ev modeline yerleştirilen kare kolektör ile 3 farklı çatı eğim açısında ( $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ) sayısal çalışmalar yapılmıştır.  $Re$  sayısı aralığı  $17 \times 10^3$  ile  $80 \times 10^3$  arasında, havanın panele 8 farklı açıdan ( $\beta=0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $180^\circ$ ) geliş koşulu için analizler yürütülmüştür.

1:1 ölçekli ev modeline yerleştirilen kare kolektör ile  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında sayısal çalışmalar yapılmıştır.  $Re$  sayısı aralığı  $17 \times 10^3$  ile  $1\,806 \times 10^3$  arasında, havanın panele ( $\beta=0^\circ$ ) gelme durumu için analizler gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenmiştir:

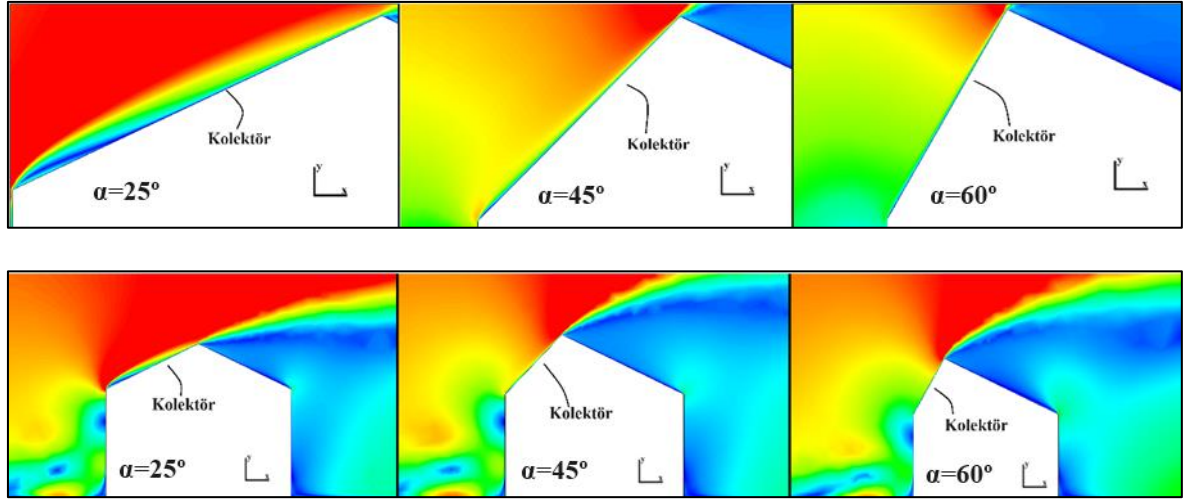
Farklı çatı eğim açılarından elde edilen analiz sonuçlarına göre oluşturulan korelasyonlar bir bütün halinde Çizelge 5.1’de verilmiştir. Farklı çatı eğim açıları, farklı rüzgâr geliş açıları ve farklı ölçeklerde elde edilen sonuçlar tezin amacını yansıtmaktadır. Çizelge sayesinde hız dışındaki değişkenlerin ısıl performansa etkileri rakamsal olarak anlaşılmaktadır.

Çizelge 5.1. Sonuç korelasyonları

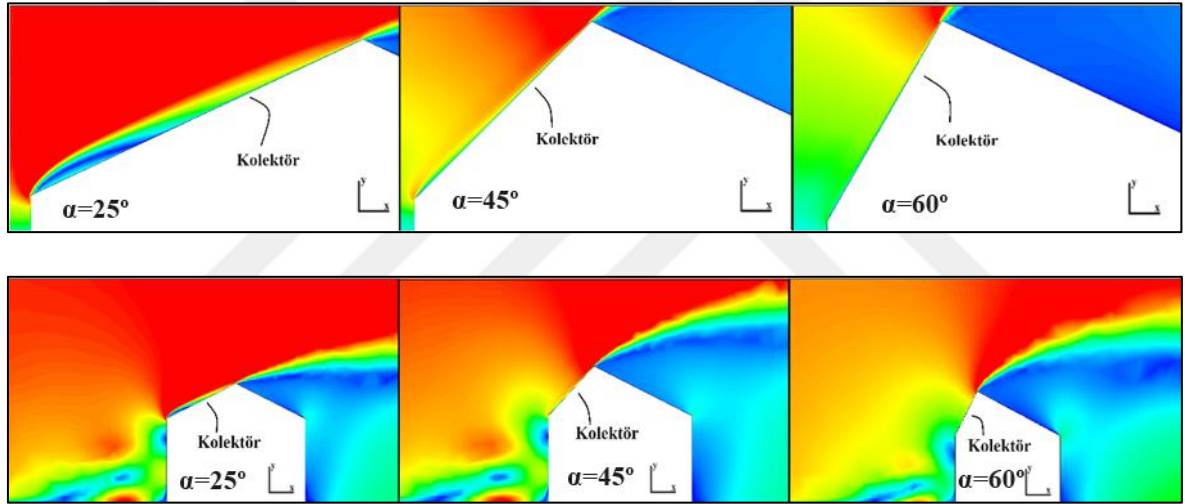
| $\alpha \backslash \beta$ | 1:200 Ölçek       |                   |                   | 1:1 Ölçek                              |
|---------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|----------------------------------------|
|                           | 25°               | 45°               | 60°               | 25°                                    |
| 0°                        | $0,832 Re^{-0,5}$ | $0,858 Re^{-0,5}$ | $0,725 Re^{-0,5}$ | $2 \times 10^{-3} + 13,08 Re^{-0,814}$ |
| 30°                       | $0,997 Re^{-0,5}$ | $0,916 Re^{-0,5}$ | $0,834 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 45°                       | $1,057 Re^{-0,5}$ | $0,957 Re^{-0,5}$ | $0,896 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 90°                       | $0,441 Re^{-0,5}$ | $0,448 Re^{-0,5}$ | $0,465 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 120°                      | $0,595 Re^{-0,5}$ | $0,323 Re^{-0,5}$ | $0,305 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 135°                      | $0,571 Re^{-0,5}$ | $0,396 Re^{-0,5}$ | $0,365 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 150°                      | $0,466 Re^{-0,5}$ | $0,441 Re^{-0,5}$ | $0,449 Re^{-0,5}$ |                                        |
| 180°                      | $0,390 Re^{-0,5}$ | $0,418 Re^{-0,5}$ | $0,447 Re^{-0,5}$ |                                        |

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında havanın panele önden gelme durumunda ( $\beta=0^\circ$ ) havanın panele arakadan gelme durumuna göre ( $\beta=180^\circ$ ) ısı kaybı daha fazladır. Bu ısı kaybı oranı  $\alpha=25^\circ$ ’de yaklaşık %113,  $\alpha=45^\circ$ ’de yaklaşık %105,  $\alpha=60^\circ$ ’de ise yaklaşık %62 daha fazladır. Sırası ile Şekil 4.16, 4.32 ve 4.48’de ilgili grafikler verilmiştir.

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında havanın panele önden gelme durumunda ( $\beta=0^\circ$ ) en çok ısı kaybı çatı eğim açısı  $\alpha=45^\circ$  iken yaşanmaktadır. Isı kaybı açısından eğim açısı sıralaması  $\alpha_{45} > \alpha_{25} > \alpha_{60}$ ’dır. Şekil 5.7’den de görülebileceği gibi çatı geometrisinden kaynaklı olarak havanın kolektöre teması farklılık göstermektedir. Böylece de ısı kaybı için çatı eğim açısında yukarıda belirtilen sıralama ortaya çıkmaktadır.



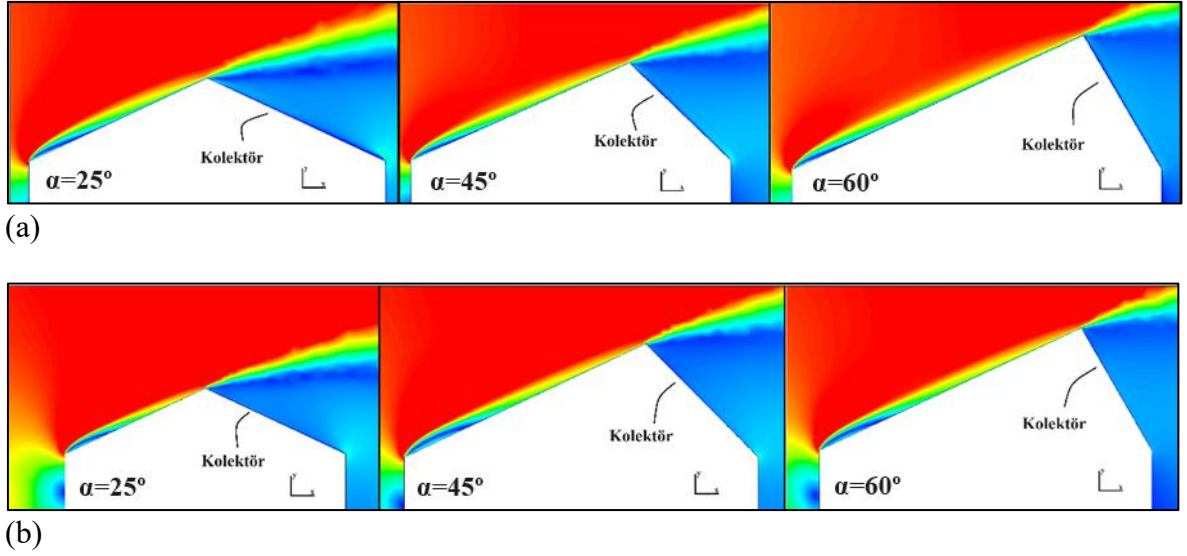
(a)



(b)

Şekil 5.7.  $\beta=0^\circ$  kolektör üzerindeki hız dağılımları sırasıyla  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  çatı eğim açıları için (a)  $Re = 17 \times 10^3$  (b)  $Re = 80 \times 10^3$

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında rüzgârın kolektöre arkadan gelme durumunda ( $\beta=180^\circ$ ) en çok ısı kaybı çatı eğim açısı  $\alpha=60^\circ$  iken yaşanmaktadır. Isı kaybı açısından çatı eğim açısı sıralaması  $\alpha_{60} > \alpha_{45} > \alpha_{25}$ 'dir. Şekil 5.8'den görüleceği üzere çatı geometrisindeki değişim bu sıralamaya neden olmuştur. Film sıcaklık tabakası azaldıkça ısı kaybı artmaktadır.



Şekil 5.8.  $\beta=180^\circ$  kolektör üzerindeki hız dağılımları sırasıyla  $\alpha=25^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $60^\circ$  çatı eğim açıları için (a)  $Re = 17 \times 10^3$  (b)  $Re = 80 \times 10^3$

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında ve tüm rüzgâr geliş açılarında hız dağılım vektörleri ve oluşan türbülans bölgeleri benzerlik göstermektedir. Duvar diplerinde türbülans bölgeleri oluşmaktadır. Hız arttıkça türbülans boyutları da artmaktadır.

1:200 ölçekte tüm çatı eğim açılarında ve tüm rüzgâr geliş açılarında sıcaklık dağılım grafikleri benzerlik göstermektedir. Artan Reynolds sayısı ile panel üzerinde oluşan film sıcaklık tabakası gittikçe azalmaktadır.

1:1 ölçek ile 1:200 ölçekte havanın panele  $\beta=0^\circ$  gelme durumu için yapılan analizler karşılaştırılmış ve karşılaştırma sonucu benzer sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir. Böylece indirgenmiş ölçekteki çalışmalar gerçek ölçekle de kıyaslanmış olup elde edilen sonuçların gerçeğe yakın olduğu teyit edilmiştir.

1:1 ölçekte hız dağılım vektörleri ve oluşan türbülans bölgeleri benzerlik göstermektedir. Duvar diplerinde türbülans bölgeleri oluşmaktadır.

1:1 ölçekte sıcaklık dağılım grafikleri benzerlik göstermektedir. Artan Reynolds sayısı ile panel üzerinde oluşan film sıcaklık tabakası gittikçe azalmaktadır.

## 6. TARTIŞMA

Farklı Reynolds sayılarında, farklı çatı eğim açıları ve farklı rüzgâr hücum açıları sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve analizler neticesinde elde edilen sonuçlar Bölüm 5.2’de verilmiştir. Analizler sonucu değişen parametreler ile ısı transfer katsayısının da değiştiği gözlemlenmiştir. Bölüm 4 ve 5’te ilgili sonuçlar detaylıca anlatılmıştır.

İlgili çalışmada, literatürde bulunan  $h = 5,7 + 3,8V$  eşitliğinden yola çıkılarak ısı kaybının sadece rüzgârın hızıyla orantılı olmadığı farklı parametrelerinde bu konuda etkili olduğu gösterilmiştir.

Ayrıca Eşitlik 1.1’de bulunan denklem ile de sonuçlar hesaplanmış ve analizlerle bulunan tüm sonuçlar ile kıyaslanmıştır. İlgili sonuçlar Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3’te verilmiş olup, bulunan değerler ısı transferi katsayısının yalnızca hıza bağlı değişmediğini çok net şekilde ortaya koymaktadır.

Çizelge 6.1, 6.2 ve 6.3’ten de görüleceği gibi Reynolds sayısı, rüzgâr hızı, çatı eğim açısı, akışkan hücum açısı vb. parametrelerin değişmesi ısı transferi katsayısını doğrudan etkilemektedir. Oysaki literatürde bulunan Eşitlik 1.1’den yola çıkarsak, hız değişmediği sürece ısı transfer katsayısı diğer parametrelere bağlı olmaksızın sabit kalmaktadır.

Çizelge 6.1.  $\alpha=25^\circ$  çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi

| $\alpha$                | Isı Transfer Katsayısı      |                             |                             |                             |                             |                             |                             |                           |                             |                            |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 25°                     | Re=17000<br>V=18,932<br>m/s | Re=24000<br>V=26,727<br>m/s | Re=31000<br>V=34,522<br>m/s | Re=38000<br>V=42,318<br>m/s | Re=45000<br>V=50,113<br>m/s | Re=52000<br>V=57,909<br>m/s | Re=59000<br>V=65,704<br>m/s | Re=66000<br>V=73,5<br>m/s | Re=73000<br>V=81,295<br>m/s | Re=80000<br>V=89,09<br>m/s |
|                         | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)     | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)      |
| 0,832Re <sup>-0,5</sup> | 150,57                      | 189,46                      | 226,86                      | 262,60                      | 298,50                      | 331,63                      | 363,28                      | 395,66                    | 426,73                      | 457,67                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,997Re <sup>-0,5</sup> | 171,81                      | 220,66                      | 270,60                      | 317,98                      | 364,36                      | 405,09                      | 440,13                      | 490,60                    | 535,15                      | 575,90                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 1,057Re <sup>-0,5</sup> | 185,17                      | 236,33                      | 289,33                      | 335,66                      | 380,64                      | 427,61                      | 474,67                      | 514,00                    | 552,37                      | 593,28                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,441Re <sup>-0,5</sup> | 88,24                       | 105,82                      | 121,50                      | 137,01                      | 151,40                      | 165,87                      | 178,95                      | 193,21                    | 207,09                      | 221,98                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,595Re <sup>-0,5</sup> | 109,91                      | 137,71                      | 164,70                      | 187,72                      | 211,36                      | 237,06                      | 258,45                      | 274,57                    | 291,05                      | 309,60                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,571Re <sup>-0,5</sup> | 83,69                       | 122,57                      | 132,05                      | 262,42                      | 157,78                      | 282,96                      | 409,00                      | 222,27                    | 253,45                      | 267,69                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,466Re <sup>-0,5</sup> | 93,47                       | 99,96                       | 141,56                      | 163,93                      | 159,67                      | 167,07                      | 188,88                      | 184,02                    | 187,45                      | 271,32                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,390Re <sup>-0,5</sup> | 75,93                       | 91,89                       | 105,53                      | 120,95                      | 136,57                      | 150,46                      | 150,46                      | 180,38                    | 194,94                      | 209,42                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |

Çizelge 6.2.  $\alpha=45^\circ$  çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi

| $\alpha$                | Isı Transfer Katsayısı      |                             |                             |                             |                             |                             |                             |                           |                             |                            |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 45°                     | Re=17000<br>V=18,932<br>m/s | Re=24000<br>V=26,727<br>m/s | Re=31000<br>V=34,522<br>m/s | Re=38000<br>V=42,318<br>m/s | Re=45000<br>V=50,113<br>m/s | Re=52000<br>V=57,909<br>m/s | Re=59000<br>V=65,704<br>m/s | Re=66000<br>V=73,5<br>m/s | Re=73000<br>V=81,295<br>m/s | Re=80000<br>V=89,09<br>m/s |
|                         | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)     | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)      |
| 0,858Re <sup>-0.5</sup> | 158,49                      | 197,72                      | 234,67                      | 271,38                      | 305,06                      | 340,13                      | 370,95                      | 399,51                    | 426,81                      | 455,96                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,916Re <sup>-0.5</sup> | 170,68                      | 213,76                      | 253,65                      | 290,37                      | 324,70                      | 357,41                      | 389,10                      | 420,01                    | 450,60                      | 480,32                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,957Re <sup>-0.5</sup> | 175,99                      | 221,36                      | 263,65                      | 303,07                      | 340,35                      | 376,04                      | 410,75                      | 444,74                    | 478,02                      | 511,63                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,448Re <sup>-0.5</sup> | 89,32                       | 107,14                      | 123,19                      | 138,61                      | 154,27                      | 169,10                      | 183,15                      | 197,28                    | 211,06                      | 224,32                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,323Re <sup>-0.5</sup> | 63,74                       | 75,83                       | 88,29                       | 100,25                      | 111,70                      | 122,93                      | 134,11                      | 145,20                    | 156,15                      | 166,89                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,396Re <sup>-0.5</sup> | 74,47                       | 90,87                       | 124,30                      | 119,85                      | 148,89                      | 138,41                      | 155,44                      | 179,00                    | 193,00                      | 206,44                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,441Re <sup>-0.5</sup> | 86,45                       | 106,55                      | 120,38                      | 138,00                      | 153,62                      | 162,41                      | 189,66                      | 186,21                    | 240,09                      | 198,78                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,418Re <sup>-0.5</sup> | 80,68                       | 96,44                       | 113,13                      | 129,82                      | 145,65                      | 161,78                      | 176,82                      | 192,40                    | 207,85                      | 223,10                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |

Çizelge 6.3.  $\alpha=60^\circ$  çatı eğim açısında ısı transfer katsayısının değişimi

| $\alpha$                | Isı Transfer Katsayısı      |                             |                             |                             |                             |                             |                             |                           |                             |                            |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 60°                     | Re=17000<br>V=18,932<br>m/s | Re=24000<br>V=26,727<br>m/s | Re=31000<br>V=34,522<br>m/s | Re=38000<br>V=42,318<br>m/s | Re=45000<br>V=50,113<br>m/s | Re=52000<br>V=57,909<br>m/s | Re=59000<br>V=65,704<br>m/s | Re=66000<br>V=73,5<br>m/s | Re=73000<br>V=81,295<br>m/s | Re=80000<br>V=89,09<br>m/s |
|                         | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)     | h(W/m <sup>2</sup> K)       | h(W/m <sup>2</sup> K)      |
| 0,725Re <sup>-0.5</sup> | 138,05                      | 168,51                      | 197,88                      | 225,99                      | 254,05                      | 281,65                      | 307,12                      | 333,70                    | 359,50                      | 384,72                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,834Re <sup>-0.5</sup> | 154,93                      | 193,29                      | 229,01                      | 262,89                      | 295,40                      | 326,86                      | 357,44                      | 387,21                    | 416,55                      | 445,88                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,896Re <sup>-0.5</sup> | 164,21                      | 206,24                      | 245,43                      | 282,74                      | 318,63                      | 353,40                      | 387,43                      | 420,76                    | 453,55                      | 486,01                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,465Re <sup>-0.5</sup> | 91,15                       | 111,30                      | 129,99                      | 146,14                      | 161,43                      | 176,75                      | 191,40                      | 204,74                    | 218,35                      | 231,79                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,305Re <sup>-0.5</sup> | 60,03                       | 71,59                       | 83,13                       | 94,40                       | 105,40                      | 116,25                      | 126,92                      | 137,63                    | 148,26                      | 158,73                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,365Re <sup>-0.5</sup> | 67,63                       | 82,52                       | 97,15                       | 110,86                      | 130,80                      | 141,45                      | 174,66                      | 164,17                    | 194,43                      | 194,43                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,449Re <sup>-0.5</sup> | 80,86                       | 102,35                      | 122,06                      | 120,23                      | 164,81                      | 180,07                      | 227,08                      | 223,85                    | 198,51                      | 278,84                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |
| 0,447Re <sup>-0.5</sup> | 85,00                       | 103,13                      | 121,29                      | 139,03                      | 156,53                      | 173,40                      | 190,39                      | 207,05                    | 223,62                      | 240,22                     |
| 5,7+3,8V                | 77,64                       | 107,26                      | 136,88                      | 166,51                      | 196,13                      | 225,75                      | 255,38                      | 285,00                    | 314,62                      | 344,24                     |

Sonuç olarak çalışmada konveksiyonla olan ısı kaybı incelenmiş olup çalışmanın içeriğinde belirtilen kabuller ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kabuller ile gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmiş olsa da doğal koşullar altında farklı parametrelerde hesaba katılarak (değişken rüzgâr hızı, yerçekimi, basınç kayıpları, değişken sıcaklıklar, rakım, atmosfer basıncı, çevresel faktörler, ışıınım, iletim) çok daha gerçekçi sonuçlar için analizler yapılabilir. Farklı

yapı ve yalıtım malzemelerinin ısı kayıplarına etkisi incelenebilir. Yağmur, kar gibi iklimsel etkilerin yaratacağı ilave kayıplar analiz edilebilir. Kabuller ile yapılan analiz sonuçları, doğal koşullarında dikkate alındığı analizler ile kıyaslanarak sonuçların ne derece değişkenlik gösterdiği bulunabilir.





## KAYNAKLAR

1. İnternet: Elektrik-T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. URL: <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-elektrik>, Son Erişim Tarihi: 09.04.2024.
2. SolarPower Europe. (2023): *Global Market Outlook for Solar Power 2023-2027*.
3. McAdams, W.A. (1954). *Heat transmission* (3. baskı). New York, USA: The Mc Graw Hill, 249.
4. Oosthuizen P.H., Naylor D. (1999). *Introduction to convective heat transfer analysis*. New York, USA: The McGraw-Hill, 11-15.
5. Kılıç, M., Yiğit, A. (2008). *Isı transferi* (3. baskı). Bursa: Alfa Aktüel Yayınevi, 199-208.
6. Onur, N. (1993). Forced convection heat transfer from a flat-plate model collector on roof of a model house. *Warme-und Stoffübertragung*. 28, 141-145.
7. Turgut, O., Onur, N. (2009). Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 274-279.
8. Turgut, O., Onur, N. (2010). An experimental and three dimensional numerical study on the wind-related heat transfer from a rectangular flat plate model collector flush mounted on the roof of a model house. *Heat Mass Transfer*, 46, 1345-1354.
9. Turgut, O. (2001). *Güneş kolektörü olarak kullanılan bir evin çatısının dış yüzeyinden zorlanmış konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
10. Defraeye, T., Carmeliet, J. (2010). A methodology to assess the influence of local wind conditions and building orientation on the convective heat transfer at building surfaces. *Environmental Modelling & Software*, 25, 1813-1824.
11. Alıç, E., Daş, M., Akpınar, E. K. (2023). Havalı güneş kolektörünün farklı akış debilerinde ısı verim değerlerinin sayısal araştırılması. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 38(1), 617-628.
12. Defraeye, T., Blocken, B., Carmeliet, J. (2010). CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 297-308.
13. Wu, S. Y., Xiao, L., Cao, Y., Li, Y. R., (2010). Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. *Solar Enrgy*, 84, 1342-1355.
14. Anderson, T. N., Duke, M., Carson, J. K. (2010). Experimental determination of natural convection heat transfer coefficients in an attic shaped enclosure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 360-363.

15. Sparrow, E. M., Tien, K. K. (1977). Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate - application to solar collectors. *Journal of Heat Transfer*, 99, 507-512.
16. Kumar, S., Mullick, S. C. (2010). Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions. *Solar Energy*, 84, 956-963.
17. Avcı, G., Aytaç, Z., Turgut, O., Onur, N. (2021). Wind-related heat transfer from triangular and trapezoidal flat-plate collectors flush mounted on the roof of a house. *Heat Transfer Research*, 52, 9.
18. Sparrow, E. M., Nelson, J. S., Tao, W. Q. (1982). Effect of leeward orientation, adiabatic framing surfaces, and eaves on solar-collector-related heat transfer coefficients. *Solar Energy*, 29(1), 33-41.
19. Shemelin, V., Matuska, T. (2023). The effect of the wind conditions on the thermal performance of an unglazed solar thermal collector. *Energy Reports*, 10, 2880-2888.
20. Poulek, V., Matuska, T., Libra, M., Kachalowski, E., J. Sedlacek. (2018). Influence of increased temperature on energy production of roof integrated PV panels. *Energy and Buildings*, 166, 418-425.
21. Ata, İ., Acır, A. (2020). Hava akışkanlı güneş kolektöründe ısı transferi iyileştirmesine etki eden parametrelerin taguchi metodu ile optimizasyonu. *Politeknik Dergisi*, 2(23), 527-535.
22. Yıldız, A., Güngör, A. (2007). Bir düzlemsel havalı güneş kolektörünün matematiksel modellenmesi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 1(27), 13-22.
23. Leow, W. Z., vd. (2016). Investigation of solar panel performance based on different wind velocity using ANSYS. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science*, 3(1), 456-463.
24. Hu, W., vd. (2022). Experimental research on the convective heat transfer coefficient of photovoltaic panel. *Renewable Energy*, 185, 820-826.
25. Ceylan, İ., vd. (2019). Determination of the heat transfer coefficient of PV panels. *Energy*, 175, 978-985.
26. Hassanian, R., Riedel, M., Helgadottir, A., Yeganeh, N., Unnthorsson, R. (2022). Implicit equation for photovoltaic module temperature and efficiency via heat transfer computational model. *Thermo*, 2, 39-55.
27. Hayakawa, Y., Sato, D., Yamada, N. (2022). Measurement of the convective heat transfer coefficient and temperature of vehicle-integrated photovoltaic modules. *Energies*, 15(13), 4818.
28. Li, Z., Wang, B., Xu, L., Wei, J., Bu, S., Chen, D. (2022). Numerical study on influence of wind on thermal performance of a solid particle solar receiver. *Frontiers in Energy Research*, 10, 1-14.

29. Tekkalmaz, M., Timuralp, Ç., Sert, Z. (2020). The effect of the use of different cover materials on heat transfer in flat solar collectors. *Journal of Thermal Engineering*, 5(6), 829-842.
30. Kumar, V., Prakash, P. (2023). Analysis of heat transfer in a solar pv module using finite elements analysis. *Research Square*, 10, 1-14.
31. Turgut, O., Kızıllırmak, E. (2015). Effects of reynolds number, baffle angle, and baffle distance on 3-d turbulent flow and heat transfer in a circular pipe. *Thermal Science*, 5, 19.
32. Özcan, A. C. (2019). *Çatı üzerine yerleştirilmiş kare ve dikdörtgen kolektörden olan ısı kaybının sayısal olarak incelenmesi*. Yüksek Lisans, Gazi Üniversitesi, Ankara.
33. Kılıç, M., Yiğit, A. (2008). *Isı transferi* (3. baskı). Bursa: Alfa Aktüel Yayınevi, 183-199.
34. Ansys fluent 12.0 theory guide. (2009). Fluent Inc., Lebanon, New Hampshire, USA.
35. Ansys meshing users guide. (2010). Ansys Inc, USA.
36. Kılıç, M., Yiğit, A. (2008). *Isı transferi* (3. baskı). Bursa: Alfa Aktüel Yayınevi, 350-355.



*Gazili olmak ayrıcalıktır*