



**TAVAN TİPİ SULU RADYANT ISITMA PANELİNİN NÜMERİK OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

Tahir DİKMEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
SİLAH SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2020

Tahir DİKMEN tarafından hazırlanan “TAVAN TİPİ SULU RADYANT ISITMA PANELİNİN NÜMERİK OLARAK ARAŞTIRILMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Silah Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

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

Başkan: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

.....

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

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Ali İbrahim ATILGAN

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

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

Tez Savunma Tarihi: 15/01/2020

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

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

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

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

Tahir DİKMEN
15/01/2020

TAVAN TİPİ SULU RADYANT ISITMA PANELİNİN NÜMERİK OLARAK ARAŞTIRILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Tahir DİKMEN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2020

ÖZET

Bu çalışmada, yeni bir teknoloji olan tavan tipi sulu radyant ısıtma panel sisteminin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile nümerik analizleri gerçekleştirilmiştir. Tavan tipi sulu radyant panel sisteminin ısıtma performansı değişik parametreler altında üç boyutlu ve sayısal olarak incelenmiştir. Nümerik analizler hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın başlangıcında literatürden benzer bir problem seçilmiş ve yöntem doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Ardından ticari olarak temin edilebilen bir tavan tipi sulu radyant panel seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Radyant panelin seçilmesinin ardından çalışmanın gerçekleştirileceği odanın ve radyant panelin üç boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Modeller oluşturulduktan sonra Reynolds sayısı, su giriş sıcaklığı, oda duvar sıcaklığı, yayıcılık katsayısı, boru malzemesi, boru çapı, boruların saca gömülme mesafesi, boru geçiş sayısı ve kolektör genişliği parametrelerinin sistemin ısıtma performansı üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiştir ve toplam ısı güç ile radyasyon yayıcı yüzeyin radyasyon miktarı ve ortalama yüzey sıcaklığına etkileri grafikler yardımıyla sunulmuştur. Sonuçlar her bir parametre için karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir ve incelenen bu parametrelerin oda ve panel bölgesindeki sıcaklık dağılımları, hız vektörleri, saclara ve yalıtım malzemesine etkileri analiz edilerek incelenmiştir.

Bilim Kodu : 91412
Anahtar Kelimeler : HAD, ısıtma, radyant panel
Sayfa Adedi : 165
Danışman : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

NUMERICAL INVESTIGATION OF CEILING TYPE RADIANT PANEL HEATER

(M. Sc. Thesis)

Tahir DİKMEN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2020

ABSTRACT

In this study, a numerical analyzes of a ceiling type radiant panel heater system, which is a new technology, was performed by using Computational Fluid Dynamics (CFD). The heating performance of the ceiling type radiant panel system has been examined under different parameters three dimensional and numerically. Numerical analyzes was performed by using the FloEFD code which is a computational fluid dynamics code. At the beginning of the study, a similar problem was taken from the literature and validation studies were carried out. Then, a commercially available heater was selected and analyzed. After the selection of the radiant panel, three-dimensional models of the room and radiant panel heater were created. After that, the effects of Reynolds number, water inlet temperature, room wall temperature, emissivity, pipe material, pipe diameter, pipe embedding distance on metal sheet, number of pipe runs and collector width parameters on heating performance of this system were examined in detail, and the effects of these parameteres on total heat load, net radiation rate and average surface temperature have been presented with the help of graphical representations. The results were evaluated comparatively for each parameter. The effects of these parameters on temperature distribution and velocity vectors were analyzed inside the room and panel region. In addition to the temperature distributions and velocity vectors in the room and panel regions, the effects of these parameters on the sheets and insulation materials were also investigated.

Science Code : 91412

Key Words : CFD, heating, radiant ceiling panel

Page Number : 165

Supervisor : Prof. Dr. Senol BASKAYA

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında doğrudan veya dolaylı olarak çok sayıda kişinin emeği vardır. Öncelikle, bana sayısal çalışmanın inceliklerini sabırla öğreten, tüm bilgi birikimini ve tecrübeleri cömertçe paylaşan, tezin her aşamasında bana destek olan tez danışmanım hocam Sayın Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA' ya teşekkürlerimi sunarım. Tezimi yazarken bana zaman ve emek harcayan, değerli fikirleri, bilgi birikimi ve tecrübesiyle bana destek olan hocam Dr. Tamer ÇALIŞIR'a çok teşekkür ederim.

Bu süreçte bana maddi ve manevi olarak desteklerini esirgemeyen annem Yurdanur DİKMEN'e, babam Mehmet DİKMEN'e ve kardeşim Altuğ Erdem DİKMEN'e çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xxi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. ÇALIŞMA YÖNTEMİ	11
3.1. Sayısal Model.....	11
3.2. Panel Yapısı	13
3.3. Matematiksel Formülasyon.....	19
4. ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI.....	29
4.1. Nümerik Çalışmanın Hücre Sayısından Bağımsızlaştırılması	30
4.2. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması	31
4.3. Analizlerde Kullanılan Model.....	32
5. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR.....	35
5.1. Reynolds Sayısının Performans Üzerindeki Etkisi	36
5.1.1. Reynolds sayısının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	39
5.1.2. Reynolds sayısının boruyu çevreleyen saclar üzerindeki etkisi.....	53

Sayfa

5.1.3. Reynolds sayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	56
5.2. Su Giriş Sıcaklığının Performans Üzerindeki Etkisi.....	57
5.2.1. Su giriş sıcaklığının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	60
5.2.2. Su giriş sıcaklığının boruyu çevreleyen saclar üzerindeki etkisi	69
5.2.3. Su giriş sıcaklığının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına Etkisi	70
5.3. Oda Duvar Sıcaklığının Performans Üzerindeki Etkisi	70
5.3.1. Oda duvar sıcaklık değerinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	73
5.3.2. Oda duvar sıcaklığının boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi	80
5.3.3. Oda duvar sıcaklığının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	81
5.4. Yayıcılık Katsayısının Performans Üzerindeki Etkisi	82
5.4.1. Yayıcılık katsayısı değerinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	84
5.4.2. Yayıcılık katsayı değerinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi.....	91
5.4.3. Yayıcılık katsayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	92
5.5. Boru Malzemesinin Performans Üzerindeki Etkisi.....	93
5.5.1. Boru malzemesinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	94
5.5.2. Boru malzemesinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi.....	102
5.5.3. Boru malzemesinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına Etkisi	103
5.6. Boru Çapının Performans Üzerindeki Etkisi.....	104
5.6.1. Boru çapının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi	106
5.6.2. Boru çapının boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi	113
5.6.3. Boru çapının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi	114

Sayfa

5.6.4. Boru çapının basınç düşümüne etkisi.....	115
5.7. Gmlme Mesafesinin Performans zerindeki Etkisi.....	116
5.7.1. Gmlme mesafesinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	120
5.7.2. Gmlme mesafesinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi.....	126
5.7.3. Gmlme mesafesinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	127
5.8. Geçiş Sayısının Performans zerindeki Etkisi	127
5.8.1. Boru geçiş sayısının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi	131
5.8.2. Boru geçiş sayısının boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi	137
5.8.3. Boru geçiş sayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	138
5.8.4. Boru geçiş sayısının basınç düşümüne etkisi	139
5.9. Kolektör Genişliğinin Performans zerindeki Etkisi	140
5.8.1. Kolektör genişliğinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi.....	146
5.9.2. Kolektör genişliğinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi.....	152
5.9.3. Kolektör genişliğinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi.....	154
5.9.4. Kolektör genişliğinin basınç düşümüne etkisi	154
5.10. Korelasyon Oluşturulması.....	155
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	157
KAYNAKLAR	161
ZGEMİş	165

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. x-y-z koordinatlarındaki hücre sayıları.....	30
Çizelge 5.1. Reynolds sayısı analizinde kullanılan parametreler	37
Çizelge 5.2. Re çalışması için hesaplanan değerler	37
Çizelge 5.3. T_g çalışmasında kullanılan parametreler.....	58
Çizelge 5.4. T_g çalışması için hesaplanan değerler.....	58
Çizelge 5.5. Oda duvar sıcaklığı analizinde kullanılan parametreler	71
Çizelge 5.6. T_d çalışması için hesaplanan değerler.....	71
Çizelge 5.7. Yayıcılık katsayısı çalışmasında kullanılan parametreler.....	82
Çizelge 5.8. Yayıcılık katsayısı çalışması için hesaplanan değerler.....	83
Çizelge 5.9. Boru malzemesi çalışmasında kullanılan parametreler	93
Çizelge 5.10. Boru malzemesi çalışması için hesaplanan değerler	93
Çizelge 5.11. Boru malzemesi için T_s , Q_R ve Q_T değerleri	94
Çizelge 5.12. Boru çapı çalışmasında kullanılan parametreler.....	104
Çizelge 5.13. Boru çapı çalışması için hesaplanan değerler.....	104
Çizelge 5.14. Gömülme mesafeleri.....	117
Çizelge 5.15. Gömülme mesafesi çalışmasında kullanılan parametreler	117
Çizelge 5.16. Gömülme mesafesi çalışması için hesaplanan değerler.....	118
Çizelge 5.17. Geçiş sayısına bağlı boru merkezleri arasındaki uzaklık.....	128
Çizelge 5.18. Geçiş Sayısı çalışmasında kullanılan parametreler.....	129
Çizelge 5.19. Geçiş sayısı çalışması için hesaplanan değerler	129
Çizelge 5.20. Kolektör genişlik hesaplaması	143
Çizelge 5.21. Kolektör genişliği çalışmasında kullanılan parametreler	144

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.22. Kolektör genişliği çalışması için hesaplanan değerler.....	144

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Sistemin 3 boyutlu modeli	12
Şekil 3.2. Panelin oda içinde yerleşimi	13
Şekil 3.3. Tavan tipi sulu radyant panelin 3 boyutlu modeli	14
Şekil 3.4. Panelin patlatılmış görünüşü.....	14
Şekil 3.5. Boru modelinin çap ve uzunluk gösterimi	15
Şekil 3.6. Üst ve alt sac modeli ve ölçüleri	16
Şekil 3.7. Sacların ve boruların montajı.....	16
Şekil 3.8. Çerçevenin görünüşü	17
Şekil 3.9. Çerçevenin montajı.....	17
Şekil 3.10. Kolektörün yapısı ve montajı.....	18
Şekil 3.11. Yalıtım malzemesinin boyutları	18
Şekil 3.12. Yalıtım malzemesinin montajı.....	19
Şekil 3.13. İncelenen çözüm bölgeleri	21
Şekil 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma sonuçları.....	30
Şekil 4.2. Doğrulama çalışması (Toplam ısı transfer miktarı).....	31
Şekil 4.3. Doğrulama Çalışması (Radyasyon miktarı).....	32
Şekil 4.4. Doğrulama çalışması (Ortalama yüzey sıcaklığı).....	32
Şekil 4.5. 3 boyutlu modele ait x-y-z koordinatları hücre yapısı gösterimi.....	33
Şekil 4.6. Çözümlerde kullanılan hücre yapısının detaylı gösterimi	34
Şekil 5.1. Kesitlerin gösterimi	36
Şekil 5.2. Toplam ısı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi	38
Şekil 5.3. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının Reynolds sayısı ile değişimi.....	39

Şekil	Sayfa
Şekil 5.4. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının Reynolds sayısıyla değişimi	39
Şekil 5.5. A1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	40
Şekil 5.6. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımının Re değeriyle değişimi.....	41
Şekil 5.7. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	42
Şekil 5.8. A3 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	42
Şekil 5.9. B1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	43
Şekil 5.10. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	44
Şekil 5.11. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	44
Şekil 5.12. B3 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	45
Şekil 5.13. C1 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	46
Şekil 5.14. A1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi.....	47
Şekil 5.15. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi	48
Şekil 5.16. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi.....	49
Şekil 5.17. A3 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi.....	49
Şekil 5.18. B1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi	50
Şekil 5.19. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi.....	51
Şekil 5.20. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi	52
Şekil 5.21. B3 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi	52
Şekil 5.22. C1 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi.....	53
Şekil 5.23. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	55
Şekil 5.24. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	55
Şekil 5.25. B1 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	56
Şekil 5.26. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	56

Şekil	Sayfa
Şekil 5.27. B3 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	57
Şekil 5.28. Yalıtım malzemesinin Y-Z kesitinde sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi	57
Şekil 5.29. Toplam ısı transfer miktarının su giriş sıcaklığı ile değişimi	59
Şekil 5.30. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının su giriş sıcaklığı ile değişimi	59
Şekil 5.31. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi	60
Şekil 5.32. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	61
Şekil 5.33. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	62
Şekil 5.34. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	62
Şekil 5.35. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	63
Şekil 5.36. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	64
Şekil 5.37. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi	65
Şekil 5.38. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi	66
Şekil 5.39. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi	67
Şekil 5.40. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi	68
Şekil 5.41. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi	68
Şekil 5.42. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	69
Şekil 5.43. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	69
Şekil 5.44. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi	70
Şekil 5.45. Toplam ısı transfer miktarının oda duvar sıcaklığı ile değişimi	72
Şekil 5.46. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının oda duvar sıcaklığı ile değişimi	72
Şekil 5.47. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının oda duvar sıcaklığı ile değişimi	73

Şekil	Sayfa
Şekil 5.48. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi	74
Şekil 5.49. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	75
Şekil 5.50. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	75
Şekil 5.51. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	76
Şekil 5.52. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	76
Şekil 5.53. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi	77
Şekil 5.54. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi	77
Şekil 5.55. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi	78
Şekil 5.56. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi.....	79
Şekil 5.57. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi.....	79
Şekil 5.58. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi	80
Şekil 5.59. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	81
Şekil 5.60. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi.....	81
Şekil 5.61. Toplam ısı transfer miktarının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi.....	83
Şekil 5.62. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi	84
Şekil 5.63. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi	84
Şekil 5.64. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	85
Şekil 5.65. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	86
Şekil 5.66. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	86
Şekil 5.67. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi.....	87
Şekil 5.68. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi.....	87
Şekil 5.69. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına ε_p değerinin etkisi.....	88

Şekil	Sayfa
Şekil 5.70. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ε_p değerinin etkisi	89
Şekil 5.71. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına ε_p değerinin etkisi	89
Şekil 5.72. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ε_p değerinin etkisi	90
Şekil 5.73. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ε_p değerinin etkisi	90
Şekil 5.74. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	91
Şekil 5.75. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	92
Şekil 5.76. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi	92
Şekil 5.77. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	95
Şekil 5.78. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	96
Şekil 5.79. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	97
Şekil 5.80. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	98
Şekil 5.81. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	98
Şekil 5.82. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına malzemenin etkisi	99
Şekil 5.83. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi	100
Şekil 5.84. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına malzemenin etkisi	100
Şekil 5.85. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi	101
Şekil 5.86. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi	101
Şekil 5.87. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	102
Şekil 5.88. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	103
Şekil 5.89. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi	103
Şekil 5.90. Toplam ısı transfer miktarının boru çapı ile değişimi	105
Şekil 5.91. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının boru çapı ile değişimi	105

Şekil	Sayfa
Şekil 5.92. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının boru çapı ile değişimi	106
Şekil 5.93. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi	107
Şekil 5.94. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi.....	108
Şekil 5.95. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi.....	108
Şekil 5.96. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi.....	109
Şekil 5.97. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi.....	109
Şekil 5.98. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına D değerinin etkisi	110
Şekil 5.99. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi	111
Şekil 5.100. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına D değerinin etkisi	111
Şekil 5.101. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi	112
Şekil 5.102. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi	112
Şekil 5.103. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi	113
Şekil 5.104. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi.....	114
Şekil 5.105. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi	114
Şekil 5.106. Basınç düşümünün boru çapı ile değişimi	115
Şekil 5.107. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne D değerinin etkisi	116
Şekil 5.108. Gömülme mesafesi ölçülendirilmesi	116
Şekil 5.109. Gömülme tipleri.....	117
Şekil 5.110. Toplam ısı transfer miktarının gömülme mesafesi ile değişimi	118
Şekil 5.111. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının gömülme mesafesi ile değişimi	119
Şekil 5.112. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının gömülme mesafesi ile değişimi	119
Şekil 5.113. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	120

Şekil	Sayfa
Şekil 5.114. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	121
Şekil 5.115. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	121
Şekil 5.116. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	122
Şekil 5.117. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	122
Şekil 5.118. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi.....	123
Şekil 5.119. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi.....	124
Şekil 5.120. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi.....	124
Şekil 5.121. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi	125
Şekil 5.122. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi	125
Şekil 5.123. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	126
Şekil 5.124. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi.....	126
Şekil 5.125. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi	127
Şekil 5.126. Boru geçiş sayıları ve görselleri	128
Şekil 5.127. Toplam ısı transfer miktarının geçiş sayısı ile değişimi	130
Şekil 5.128. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının geçiş sayısı ile değişimi	130
Şekil 5.129. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının geçiş sayısı ile değişimi.....	131
Şekil 5.130. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi	132
Şekil 5.131. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi.....	132
Şekil 5.132. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi	133
Şekil 5.133. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi.....	134
Şekil 5.134. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi.....	134

Şekil	Sayfa
Şekil 5.135. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına n değerinin etkisi.....	135
Şekil 5.136. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi	135
Şekil 5.137. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına n değerinin etkisi	136
Şekil 5.138. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi	137
Şekil 5.139. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi	137
Şekil 5.140. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi	138
Şekil 5.141. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi.....	138
Şekil 5.142. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi	139
Şekil 5.143. Basınç düşümünün geçiş sayısı ile değişimi.....	139
Şekil 5.144. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne n değerinin etkisi	140
Şekil 5.145. Çalışmada kullanılan 3 boyutlu model	140
Şekil 5.146. Kolektör şekli ve konumu.....	141
Şekil 5.147. Kolektörün ölçülendirilmesi	142
Şekil 5.148. Kolektör boru yapısı	142
Şekil 5.149. Kolektörlere ait yan görünüşler	143
Şekil 5.150. Toplam ısı transfer miktarının kolektör genişliği ile değişimi	145
Şekil 5.151. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının kolektör genişliği ile değişimi	145
Şekil 5.152. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının kolektör genişliği ile değişimi	146
Şekil 5.153. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	147
Şekil 5.154. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	147
Şekil 5.155. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	148
Şekil 5.156. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	149

Şekil	Sayfa
Şekil 5.157. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	149
Şekil 5.158. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi.....	150
Şekil 5.159. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi.....	150
Şekil 5.160. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi.....	151
Şekil 5.161. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi	152
Şekil 5.162. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi	152
Şekil 5.163. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	153
Şekil 5.164. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi.....	153
Şekil 5.165. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi	154
Şekil 5.166. Basınç düşümünün kolektör genişliği ile değişimi.....	154
Şekil 5.167. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne W_k değerinin etkisi	155
Şekil 5.168. Toplam ısı transfer miktarı için oluşturulan korelasyon.....	155

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Modellemesi yapılan tavan tipi radyant panel	29

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A	Yüzey alanı (m^2)
A_s	Alt sac yüzey alanı (m^2)
c_p	Özgül ısı (J/kgK)
D	Boru dış çapı (mm)
D_i	Boru iç çapı (mm)
D_k	Kolektör boru çapı (mm)
E	Gri cismin ışıyım enerjisi
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
h	Isı taşınım katsayısı
h_ç	Çıkış entalpi değeri (kJ/kg)
h_g	Giriş entalpi değeri (kJ/kg)
H_k	Kolektör yüksekliği (mm)
I	Radyasyon şiddeti
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
n	Boru geçiş sayısı
k_f	Akışkanın ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
K	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Yükseklik (m)
L_b	Boru uzunluğu (mm)
L_k	Kolektör uzunluğu (mm)
P	Basınç (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
q_r	Radyasyon ısı transfer miktarı (W)
Q_{CFD}	Toplam ısı güç için çalışma sonuçları (W)
Q_{korelasyon}	Toplam ısı güç için korelasyon sonuçları (W)
Q_R	Radyasyon miktarı (W)
Q_T	Toplam ısı yükü (W)

Simgeler**Açıklamalar**

P_d	Basınç düşümü (Pa)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
t_b	Boru et kalınlığı (mm)
T_ç	Çıkış sıcaklık değeri (°C)
T_d	Oda duvar sıcaklığı (°C)
T_f	Film sıcaklığı (°C)
T_g	Giriş sıcaklık değeri (°C)
T_s	Ortalama yüzey sıcaklığı (°C)
T_∞	Oda sıcaklığı (°C)
X_b	Boru merkezleri arasındaki mesafe (mm)
x-y-z	Koordinat eksenleri
u-v-w	Hız bileşenleri (m/s)
W_k	Kolektör genişliği (mm)
α	Isı yayılım katsayısı (m ² /s)
β	Hacimsel genleşme katsayısı (1/K)
ε	Yüzey yayıcılık katsayısı
ε_d	Duvar yayıcılık katsayısı
ε_p	Alt sac yayıcılık katsayısı
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ρ_h	Havanın yoğunluğu (kg/m ³)
σ	Stefan-Boltzman sabiti (W/m ² K ⁴)

Kısaltmalar**Açıklamalar**

HAD	Hesaplama akışkanlar dinamiği
CFD	Computational fluid dynamics

1. GİRİŞ

Enerji üretimi toplumların varlığında en önemli faktörlerden biridir. Küresel enerji fiyatlarının, satın alma maliyetlerinin ve kullanılmasının önemi; yeterli seviyede olmayan kaynakların en etkin şekilde değerlendirilmesi açısından bilinçli şekilde enerji tüketimini gerektirmektedir. Bu anlamda harcanan enerji miktarını sınırlandırmak, tüketilen enerji miktarını en aza indirmek ve enerji tasarrufu için önlemler almak kaçınılmazdır.

İstenilen konfor koşullarını elde etmek için sağlanan enerjiden en iyi şekilde yararlanmak ve ısıtmanın en ucuza indirilmesine ihtiyaç duyulmasından dolayı yeni teknolojiler üretilmekte veya geliştirilmektedir. Bunlardan biri radyant ısıtmadır. Yüksek ve büyük hacimli alanlarda geleneksel ısıtma yöntemleri etkisiz kalmaktadır veya yüksek enerji maliyetlerine sebebiyet vermektedir. Bu durum radyant ısıtma sistemlerinin geliştirilmesine ve yaygın şekilde kullanılmasına neden olmuştur. Bu amaç doğrultusunda tavan tipi radyant ısıtma sistemleri, son yıllarda dünya genelinde gelişmeye ve yaygınlaşmaya devam etmektedir. Fakat teknolojinin yeni olmasından dolayı ülkemizde henüz benzer ve yeterli sayıda çalışma yapılmamıştır.

Radyant ısı geçişi veya diğer ifadeyle ışınlama ısı geçişi, geleneksel sıcak hava ile ısıtma sistemlerinden farklı şekilde gerçekleşmektedir. Bilindiği gibi ısı geçişi iletim, taşınım ve ışınlama olarak üç farklı prensipte gerçekleşmektedir. Radyant sistemler, ışınlama prensibiyle ısıtma kaynağının sahip olduğu ısı enerjisini, elektromagnetik dalgalar aracılığıyla ısıtılması amaçlanan ortamdaki cisimlere yönlendirerek gerçekleştirir. İletim ve taşınım prensiplerinden farkı ise ışınların herhangi bir aracı ortama ihtiyaç duymadan gaz ortamda havayı ısıtmadan direkt cisimlere doğru yönelerek cisimleri ısıtmasıdır. Bu sistemlerde ortamın havası, ışınları soğuran cisimlerle aralarında olan ısı transferi ile ısınmaktadır.

Endüstride geleneksel ısıtma sistemleri, gazlı ve elektrikli radyant ısıtma sistemleri sıklıkla kullanılmaktadır. Bu sistemler sıklıkla kullanılmalarına rağmen birçok dezavantaja sahiptirler. Hidronik tavan tipi radyant ısıtma panelleri ise yaygın olarak kullanılan bu sistemlerin dezavantajlarını ortadan kaldırıp verimlilik, enerji maliyeti ve güvenlik gibi birçok açıdan da olumlu katkılar sağlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı yeni bir teknoloji olan tavan tipi sulu radyant panel ısıtma sisteminin, birçok farklı parametresinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile nümerik analizlerini gerçekleştirerek ısıtma performansını belirlemektir.

Bu çalışma kapsamında, literatürden benzer bir problem ele alınarak ticari olarak mevcut olan bir ısıtıcı seçilip yöntem doğrulama çalışmaları ve analizler gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar ve analizler birçok farklı parametrenin değişimleriyle gerçekleştirilmiş olup söz konusu parametrelerin sistemin ısıtma performansına etkileri tespit edilmiştir.

Çalışılan problem üç boyutlu olarak modellenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Problem sayısal akışkanlar dinamiği (HAD) programlarından FLOEFD kullanılarak çözülmüştür. Ticari olarak mevcut olan 1500x1880x50 mm ölçüsünde ve 10 boruya sahip tavan tipi sulu radyant panel, 4000x5000x2500 mm ölçülerindeki oda içerisine tavan ile arasında 65 mm mesafe olacak şekilde yerleştirilmiştir. Tavan tipi radyant panelin ışınları odaya yayan yüzeyi 0.8 mm kalınlığında alüminyum sac olup panelin tavana bakan üst yüzeyi ise olası ısı kayıplarını engellemek amacıyla 50 mm kalınlığında ve panel yüzeyleriyle arasında herhangi bir boşluk olmayacak şekilde yerleştirilmiş olan cam yünü ile izole edilmiştir. Çıkış sınır şartı olarak atmosferik basınç seçilmiştir. Reynolds sayısı, sisteme giren su giriş sıcaklığı, oda sıcaklığı, yayıcılık (emissivity) değeri, boru malzemesinin türü, boru çapı, boruların saca gömülerek yerleştirilme mesafesi, boru geçiş sayısı ve kolektör tipi değişimlerinin; sistemin toplam ısıtma gücüne, radyasyonla ısı transfer oranına ve radyasyon yayıcı yüzeyin ortalama yüzey sıcaklığına etkileri simülasyonlar ve analizler ile gerçekleştirilerek incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde araştırma konusuyla ilgili literatürde bulunan çalışmalar hakkında bilgiler verilmiştir. Bu kapsamda detaylı bir literatür araştırması yapılmıştır.

Koca, çalışmasında tasarlamış olduğu sulu radyant panelin hem ısıtma hem de soğutma durumlarındaki performansını hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanarak analiz etmiştir. Tasarlanan boru malzemesi plastiktir ve analizlerde alüminyum folyolu ve folyosuz olarak yapılmıştır. Plastik boru 2 mm et kalınlığına sahiptir. Kullanılan panel 2mm kalınlığa sahip alüminyum plakadır. Isıtma analizleri için sisteme giren suyun sıcaklığı 40 °C ve hızı ise 0,5 m/s'dir. Aynı zamanda 1000x1500 mm ve 600x500 mm boyutlarında iki farklı panel kullanılmıştır. Panel boyunca sıcaklık dağılımı incelendiğinde ise alüminyum folyo ile yalıtılmış sistemde daha homojen sonuçlar elde edilmiştir. Yalıtımsız durumda borular arası mesafenin 100mm ve 50mm olduğu her iki durum için sisteme giren suyun sıcaklığının etkisi incelendiğinde hem elde edilen ısı akısı hem de ortalama yüzey sıcaklığı değerleri artmaktadır. Panel içerisine giriş yapan suyun debisi arttırıldığında ise ısı transferinin düşük oranda artmaktadır. Boru çapının etkisi incelendiğinde ise çap azaldığı zaman ısı transfer yüzeyi azalmakta ve dolayısıyla yüzeyden elde edilen ısı miktarı ve yüzey sıcaklığı azalmaktadır. Boru et kalınlığının artmasıyla yüzeylerdeki ortalama sıcaklıkta artmaktadır [1]. Zhang, Liu ve Jiang yapmış oldukları çalışmada biri diğerinden 5m daha yüksek olan 2 test odası kullanmışlardır. 45° eğim açısına sahip, 2500x1300x3 mm ölçülerinde 14 adet tavan tipi sulu panel kullanarak panel performansını hesaplamayı amaçlamışlardır. Su giriş sıcaklığı 40 °C olup oda yüksekliği arttıkça ısıtma kapasitesinin de arttığı sonucu elde edilmiştir [2]. Tye-Gingras ve Gosselin hidronik radyant panelin ölçüsünün, konumunun ve giriş su sıcaklığının, termal konfor ve sistemin enerji tüketimi üzerindeki etkilerini görmeyi amaçlamışlardır. Bu kapsamda Kanada'nın Quebec şehrinin kış şartlarını kullanarak nümerik bir çalışma sunmuşlardır. Modellenen oda 4000x2750x1400 mm ölçülerinde olup tavana 2 adet ve tek bir duvara 1 adet olmak üzere serpantin kesitli panel yerleştirilmiştir. Paneller alüminyum ve borular bakır seçilmiş olup boru çapı ve et kalınlığı sırasıyla 22mm ve 3mm ölçülerindedir. Giriş su sıcaklığı 295-310 K aralığında ve giriş kütle debisi 0,05 kg/s şartlarında 8 farklı panel düzenlemesinde analizler gerçekleştirilmiş olup su giriş sıcaklığının, panel düzenlemesine göre daha etkili bir parametre olduğu sonucuna varılmıştır [3]. Kegel, 4000x4000x3000 mm boyutlarındaki test odasının tavan bölümüne yerleştirilmiş

olan radyant panel ile performans testleri gerçekleştirmiştir. Analitik modeli doğrulamak için testlerinde 610 mm genişliğinde 4 geçişli ve 610 mm genişliğinde 0,9 mm kalınlığında 8 geçişli olmak üzere iki tip alüminyum panel kullanmıştır. 50 °C ve 100 °C aralığında seçtiği 5 farklı su giriş sıcaklığı belirlemiştir ve su giriş debisi 0,057 L/s'dir. Her iki panel tipi için su giriş sıcaklığı arttıkça panel sıcaklığı ve toplam ısı gücü de artmaktadır. Bu değerleri hem analitik hem de deneysel sonuçlar ile doğrulamıştır. Deneysel ve analitik olarak elde edilen ortalama radyant ısı güçleri ise %2'lik gibi küçük bir değer içerisinde değişmekte ve sonuçlar birbirini doğrulamıştır [4]. Fonseca, Cuevas ve Lemort yapmış oldukları çalışmada debi, su giriş sıcaklığı gibi bazı önemli parametrelerin tavan tipi radyant panel kapasitesi ve konfor şartları üzerindeki etkisini değerlendirmek için kullanılan sistem performansı ve ölçüm yöntemlerinin sonuçlarını sunmuştur. Parametrelerin etkilerini görmek için 46 adet test yapılmıştır. Sırasıyla 1,1 mm, 1 mm ve 0,8 mm kalınlıklarında 3 adet üst bölümü çelik plaka olan alüminyum panel kullanılmıştır. Boru malzemesi ise bakırdır. Panellerin uzunlukları, izolasyon malzemelerinin kalınlıkları ve boru çapları da farklılıklar göstermektedir. Çalışma sonucunda, ısıtma modunda elde edilen toplam ısıtma yükünün ortalama %95'lik kısmının radyant paneller tarafından sağlandığı sonucu elde edilmiştir [5]. Fonseca başka bir deneysel çalışmasında ise su debisine bağlı toplam basınç düşümü ve sıcaklık farklarının, tavan tipi hidronik panel ile olan soğutma sisteminin performansına etkisini incelemiştir. Test odası olarak 5300x3600x2600 mm boyutlarındaki hastane odası kullanılmıştır. Toplam 21 adet panel kullanılmış olup giriş suyu kütle debisi 150 L/h ve 700 L/h nominal değerler arasında seçilmiştir. Ayrıca su giriş sıcaklığı 11,4 °C ve 17,7 °C arasında 6 değer için yapılmış olup giriş debisi arttıkça basınç farkının arttığı sonucuna varılmıştır. Aynı şekilde ortalama sıcaklık farkı arttıkça global ısı transfer katsayısı da artmaktadır [6]. Dudkiewicz ve Jezowiecki bir depoda tavanına yerleştirilmiş olan tavan tipi hidronik radyant panelin ısıtma performansını değerlendirmiştir. Kullanılan boruların çapları 28 mm olup 1,5 mm et kalınlığına sahiptir. Çalışmada panel zeminden 3 m yüksekliğe yerleştirilmiş olup giriş su sıcaklığı 40 °C ve 85 °C arasında arttırılarak yapılmıştır ve sıcaklık arttıkça elde edilen radyasyon sıcaklığının arttığı sonucuna varılmıştır [7]. Dudkiewicz, Jadwiszczak ve Jezowiecki, Dudkiewicz'in diğer çalışmasındaki [7] paneli ve su giriş sıcaklıklarını aynı değerlerde kullanarak sulu radyant panelin çalışma dinamiklerini incelemiştir. Su giriş sıcaklığı 85 °C'ye ulaştığında çevre sıcaklığında ortalama değerlerin üstünde bir artış elde edildiği gözlemlenmiştir. Ayrıca ısıtma testlerinde panel yüzey sıcaklığının, giriş su sıcaklığında 4 °C'ye kadar farklılık gösterebileceği sonucuna da varmıştır [8]. Drojetzki ve Wojtkowiak tavan tipi hidronik radyant panelin enerji

performansını belirlemek için teorik ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında alüminyum panel yüzeyini boyayarak yayma (emissivity) değerinin etkisini ve panel şeklinin etkisini çalışmışlardır. Yayma değeri 0,95, 0,7 ve 0,05 seçilmiş olup ısıtma ve soğutma testlerinde bu değer azaldıkça ısı transfer katsayısının azaldığını fakat sıcaklık farkı arttıkça ısı transfer katsayısının arttığı da ortaya konulmuştur. Panel şekli için panelin kenar uzunluğuyla oranı 1:10 ve 1:2 olmak üzere 2 tip; bunlara ilave kare ve yuvarlak olmak üzere toplamda 4 şekil üzerinde çalışmışlardır. En yüksek performans ise 1:10 oranlı olan şekilde, en düşük performansın ise dairesel şekilde olduğu sonucuna varılmıştır [9]. Chae, Lee ve Park boru şekli optimizasyonunun hidronik radyant panel ısıtma sistemin termal performansına etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanarak incelemiştir. Çalışmada su giriş sıcaklığı 50 °C ve debisi 0,028 kg/s; kullanılan boruların dış çapı 20 mm ve kalınlığı ise 3 mm olarak seçilmiştir. Borulara eklenen finlerin kalınlıkları ve sayısı ile boruların termal iletkenliklerinin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiş olup fin kalınlığının ve sayısının artmasıyla ısı transfer oranının belirgin şekilde arttığı sonucuna varılmıştır. Boruların termal iletkenliğinin ise belli bir değerden sonra sabitlenme eğiliminde olduğu görülmüştür [10].

Koca, Gemici, Topaçoğlu, Çetin, Acet ve Kanbur'un yapmış oldukları deneysel çalışmada kurulan test odasında, radyant panellerini değişik konumlarda yerleştirerek radyant ısı transfer oranını, konveksiyon değerlerini ve ısı transfer katsayılarını hesaplamışlardır. Çalışmalarını gerçekleştirdikleri test odası 6000x4000x3000 mm ölçülerinde olup 3 farklı duvar (batı, kuzey, batı ve kuzey birlikte) durumları için paneller yerleştirerek ve 30- 42 °C arasında değişen 7 farklı su akışında deneyler yapılmıştır. Çalışmada radyant ısı transfer oranını ortalama %68 olarak hesaplayarak hem konveksiyon ısı transferine göre daha iyi olduğunu hem de yerden ısıtmaya iyi bir alternatif olduğu sonucu elde edilmiştir [11]. Bojic, Cvetkovic, Marjanovic, Blagojevic ve Djordjevic yapmış oldukları çalışmada 4 farklı panel ısıtma sisteminin etkilerini karşılaştırmayı amaçlamışlardır. Bu 4 panel durumları sırasıyla zemin, duvar, tavan ve zemin ile tavanın aynı anda kullanıldığı durumlardır. Çalışma 190 m² yaşam alanına, 50 mm termal yalıtıma sahip ev için simüle edilmiştir. Her durum için su giriş sıcaklığı 37 °C olarak belirlenmiş olup dış hava koşulu Sırbistan ülkesindeki ocak ayı baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada tavan tipi durumunun, daha fazla maliyete neden olduğu ve 4 durum için evdeki ortalama sıcaklığın 17,5 - 20 °C arasında olduğu sonuçlarına varmışlardır [12]. Bojic, Cvetkovic ve Bojic ısıtma panellerini kullanarak zemin, tavan, duvar ve zemin ile tavanda 37 °C su giriş sıcaklığı ayarlanan

çalışmalarında, radyant panel ısıtmanın enerji verimliliğini incelemişlerdir. Çalışmada yüksek ve düşük sıcaklıklı olarak 2 farklı ısı kaynağı için testler yapılmış olup; toplam enerji tüketimi, toplam emisyon değerleri ve toplam ısıtma maliyetleri göz önüne alınarak değerlendirildiğinde tavan ve zemin ısıtmanın en iyi karakteristiklere sahip olduğu sonucuna varılmıştır [13]. Catalina, Virgone ve Kuznik radyant soğutma panelinin termal konfor için deneysel ve nümerik hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmasını gerçekleştirmişlerdir ve çalışmalarında oda içerisindeki hava hız alanlarını elde etmişlerdir. Hava hızının önemli bir parametre olduğu sonucuna varmışlardır [8]. Aynı zamanda Myhren ve Holmberg ısıtma için, deneysel verilerle doğrulanmış hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında tavan, zemin ve duvar ısıtma için termal konfor ve enerji tüketimini araştırmışlardır. Radyasyon için yüzeyden yüzeye metodu kullanılmıştır fakat ortalama radyant sıcaklığının oda alanından nasıl elde edilebileceğine dair yeterli bir açıklama elde edilememiştir [14]. Sayam, Huzayyin, El-Batsh ve Nada modelledikleri bir odada, radyant panel ısıtıcının yerleştirildiği konum ve ölçülerinin performansa etkilerini incelemişlerdir. Oda 1800x2800x1600 mm boyutlarındadır. Panel ise 400x600 mm boyutlarında olup odanın tavanın tam ortasına yerleştirilmiştir. Yatay ve dikey eksenlerde yerleştirilen ölçüm cihazları yardımıyla ölçümler yapılmıştır. Isıtıcının yerleştirildiği tüm konumlarda yaklaşık 35,5 °C'lik sıcaklık dağılımı ölçülmüş ve panel yüzey sıcaklığının ise en az 29 °C olduğu sonucu ortaya çıkmıştır [15]. Karaçavuş ve Aydın çalışmalarında farklı dış ortam sıcaklıkları ve ısı akısı durumlarının genel ve yerel konfor seviyesine etkilerini incelemişlerdir. 3000x6000x3500 mm ölçülerindeki odada nümerik çalışmalar gerçekleştirilmiş olup panelin pencerenin altına ve tavana yerleşimi olmak üzere iki durum incelenmiştir. Ayrıca odanın tam ortasına birbirleriyle yan yana olacak şekilde iki adet manken yerleştirmişlerdir. Birinci durumda panel ısı akısındaki artışın iç ortam sıcaklığını daha homojen hale getirdiği sonucuna varılmıştır. Tavana yerleştirilen ikinci durumda ise sıcaklık dağılımındaki homojenliğin ilk duruma kıyasla ısı akısının artışından daha az etkilendiği gözlemlenmiştir [16].

Şengül çalışmasında radyant panellerin çalışma prensiplerini, ısı konfor parametrelerini ve termal koşullarını çalışarak belirlemiş olduğu bir bölgede kullanılmak üzere tavan tipi sulu radyant panel imal etmiştir. Boruları 16 mm çapında 1,25 mm et kalınlığına sahip alüminyum malzemedir. Boruları alüminyum folyo ile kapladıktan sonra, yayıcı yüzey olarak 0,6 mm kalınlığında alüminyum sac malzeme kullanılmıştır. İmalatı tamamlanan

paneller daha sonra İstanbul'da bulunan bir alışveriş merkezine monte edilip hem ısıtma hem de soğutma uygulamaları için kullanıma geçmiştir [17].

Koca, Gemici, Bedir, Böke, Topaçoğlu ve Kanbur modelledikleri 4000x4000x3000 mm boyutundaki odada radyant panellerden elde edilen ısı akısına göre hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla ısıl konforunu araştırmışlardır. 600x1200 mm boyutlarındaki panel, yatay olacak şekilde modellenen odanın çeşitli bölgelerine yerleştirilerek panel yüzey sıcaklığı ortalama hesaplamalar sonucu 302 K olarak seçilmiştir. 60 ve 70 W/m² ısı akısı uygulanan durumlar için ısıl konforun sağlandığı sonucuna varılmıştır [18]. Kanbur, Atayılmaz, Koca, Gemici ve Teke borular arası mesafeleri sırasıyla 100, 150 ve 200 mm olan 3 farklı radyant ısıtma panelinin, monte edildiği bir duvar için, elde edilen değerlere göre ısı akılarını incelemiştir. Çalışmasında hem yazılım hem de hesaplamalı akışkanlar dinamiği programını kullanarak nümerik çalışma gerçekleştirmiştir. Su giriş sıcaklığının artmasıyla ısı akısının arttığını gözlemlemiştir (300 K için yaklaşık 10 W/m²; 310 K için yaklaşık 13 W/m²) [19]. Bedir, 6000x4000x3000 mm ölçülerinde modellemiş olduğu odada, 600x1200 mm ölçülerindeki panelleri odanın çeşitli noktalarına yerleştirilerek ısıtma ve soğutma çalışmasını hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı yardımıyla gerçekleştirmiştir. Isıtma için 6 farklı oda durumunda, farklı panel ısı akıları için ısıl konforu incelemiştir. Duvardan radyant ısıtma durumunda 22 °C'lik ideal hava sıcaklığından daha düşük sıcaklıklarda ısıl konforun sağlandığı görülmüştür [20].

Li, Yoshidomi, Ooka ve Olesen 103,7 m² ve 174,1 m² tavan yüzey alanlarına sahip test odalarında hem ısıtma hem de soğutma durumları için 2100x600x27 mm ölçülerindeki tavan tipi panelini kullanarak çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Gündüz saatlerinde gerçekleştirilen soğutma testlerinde su giriş sıcaklığı 18-20 °C, gece saatlerinde gerçekleştirilen ısıtma testlerinde ise su giriş sıcaklığı 28-40 °C arasında seçilerek testler gerçekleştirilmiştir. Teorik ve ölçülen değerler arasında ısıtma için %4, soğutma için %7 gibi uyumlu sonuçlar elde edilmiş olup her iki durum için odadaki sıcaklık farkının 1.5 °C'den az olduğu gözlemlenmiştir [21]. Zmrhal, Hensen ve Drkal yapmış oldukları modelleme ve simülasyon çalışmasında, tavan tipi panel kullanarak termal konfor şartlarını ve oda yüksekliğinin termal konfora etkisini belirlemeyi amaçlamıştır. Modellenen test odası 4200x3600x2700 mm ölçülerinde olup tavanın tam ortasına yerleştirilen tavan tipi panel 3000x2800 mm ölçülerindedir. Test odasının merkezinden itibaren 100 mm aralıklarla yapılan ölçümler sonucunda, oda yüksekliğinin az olmasının ortalama oda sıcaklığı

açısından (26°C) daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır [22]. Miriel, Serres ve Trombe tavandan ısıtma ve soğutma için kullanılan radyant panelleri kullanarak yaz ve kış aylarında yaptığı deneysel çalışmalarla enerji performanslarını belirlemiştir. Çalışma sonucunda sulu radyant ısıtma panellerinin yalıtımının iyi yapıldığında uygulama için verimli olduğunu ortaya çıkarmıştır. Soğutma testlerinde ise yoğunlaşma problemiyle karşılaşmamak için panel yüzey sıcaklığının minimum 17 °C sıcaklıkta olması gerekmektedir [23]. Raimundo, Oliveira, Gaspar ve Quintela 11800x8600x6700 mm boyutlarındaki yüksek tavanlı bir oda için hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanarak nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Modellemelerinde ısıtmasız sistem, tavanın %30'luk bölümünü kullanan radyant panel ve geleneksel sıcak havalı ısıtma sistemi olmak üzere 3 farklı durumu çalışmışlardır. Tavan tipi ısıtma panelinin kullanıldığı durum için panel sıcaklığı 90 °C olarak belirlenmiştir. Termal konfor açısından bu üç durum karşılaştırıldığında, tavan tipi ısıtma paneliyle olan durumda insan vücudundan gerçekleşen radyasyon kayıplarının önemli ölçüde azaldığı sonucuna varmıştır [24]. Fonseca hidronik tavan tipi panelin ısıtma ve soğutma durumları için geçici (transient) modelini geliştirmiştir. Bakır ve metal yüzeye gömülmüş plastik borulu olmak üzere iki tip panel kullanmıştır. Yaptığı simülasyon ve ölçüm çalışmaları sonucunda yüzey sıcaklık değerleri arasındaki farkın 0,5 K'den az olduğunu hesaplamıştır [25]. Catalina, Virgone ve Kuznik radyant soğutma panelinin termal konfor için deneysel ve nümerik hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmasını gerçekleştirmişlerdir ve çalışmalarında oda içerisindeki hava hız alanlarını elde etmişlerdir. Hava hızının önemli bir parametre olduğu sonucuna varmışlardır [26].

Okamoto, Kitora, Yamaguchi ve Oka, tavan tipi panellerde boru geçiş sıklığını, oda sıcaklığını ve su giriş sıcaklığını kullanarak yeni bir çözüm modeli geliştirmiştir. Matematiksel modelden elde ettikleri sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırarak ısıtma modunda panelden gerçekleşen ısı transferinin ve soğutma durumunda gerçekleşen ısı transferinin sırasıyla %70 ve %60'ının radyasyon ile gerçekleştiği sonucuna ulaşmıştır [27]. Strand ve Baumgartner, radyant panel sisteminin bir binaya uygulandığında gerekli termal hesaplamaları, debi ve sıcaklık kontrolü gibi parametreleri hesaplamak üzere bir algoritma geliştirmişlerdir. Geliştirdiklerin simülasyonun ilerleyen zamanlarda, radyant panel sisteminin bir binanın tamamına uygulandığında uygun sonuçlar verebileceği sonucuna varmışlardır [28]. Fakat Okamoto, Kitora, Yamaguchi ve Oka'nın yapmış olduğu çalışmanın aksine [27], herhangi bir doğrulama çalışması yapılmamıştır.

Çalışmamızda, yeni bir teknoloji olan tavan tipi sulu radyant ısıtma panel sisteminin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile nümerik analizleri gerçekleştirilmiş ve söz konusu panel sisteminin birçok farklı parametresinin analizi gerçekleştirilerek ısıtma performansı belirlenmiştir.

Bu tür bir çalışma teknolojinin yeni olmasından dolayı ülkemizde henüz gerçekleştirilmemiş olup literatürde bulunan çalışmalar da dikkate alındığında bu tür bir çalışmanın eksikliğini doldurması ve fayda sağlaması açısından önemlidir. Çalışmamız kapsamında birçok farklı parametrenin detaylı olarak incelenmesi tezin kapsamını ve önemini oluşturmaktadır. Çalışmamızın literatüre ve uygulamada bulunacak kullanıcılara önemli katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

3. ÇALIŞMA YÖNTEMİ

Bu bölümde araştırılan problemin sayısal çözümü için gereken tanımlamalar, çözüm için kullanılan denklemler ve korunum denklemleri sunulmuş olup sınır şartları hakkında da bilgiler verilmiştir.

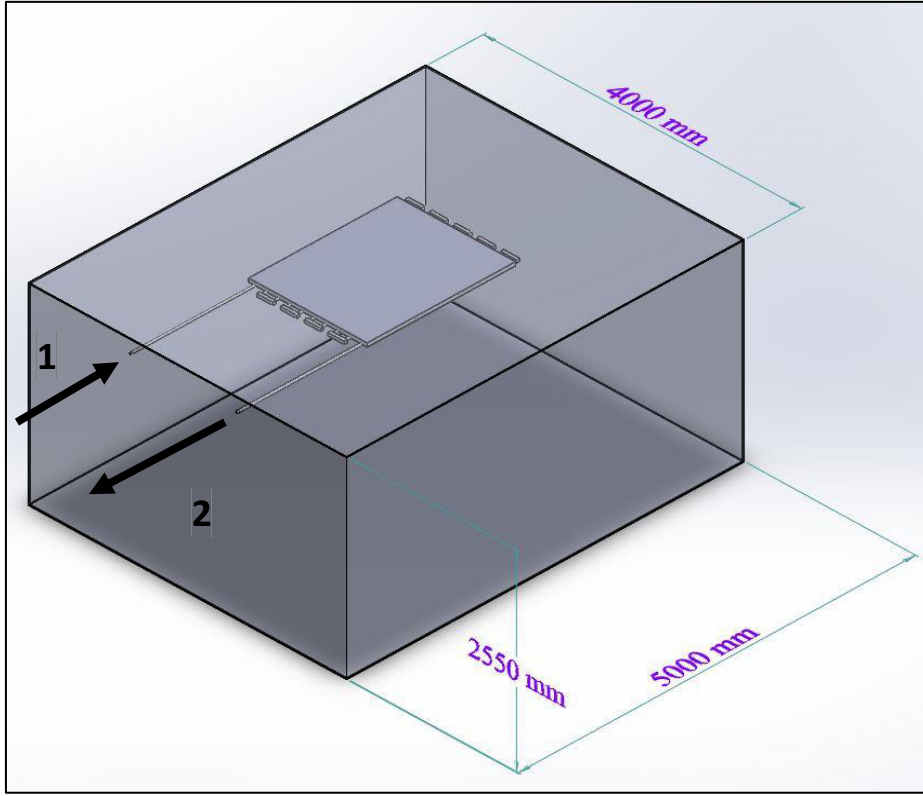
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), belirlenen alanda ayrıntılı hesaplamaların yapılabildiği ve fiziksel detayların gösterilebildiği bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. Birçok mühendislik dalında çok geniş bir uygulama alanına sahiptir. Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodlarından biri olan FloEFD paket programı kullanılmıştır. FloEFD paket programı, kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini içine alan, akışkan özelliklerinin tanımıyla desteklenen Navier-Stokes denklemlerini kullanmaktadır. FloEFD hem laminar hem de türbülanslı akışların incelenmesine olanak tanımakla beraber, gerekli korunum denklemleri belirtilen sınır şartlarını kullanarak sonlu hacimler yöntemi ile çözmektedir.

Bu çalışmanın sayısal çözümünün doğruluğu, akredite olmuş test laboratuvarlarından elde edilen test sonuçlarıyla kontrol edilecek olup doğruluğu sağlandıktan sonra çalışma kapsamında parametrik çalışmalar gerçekleştirilecektir.

3.1. Sayısal Model

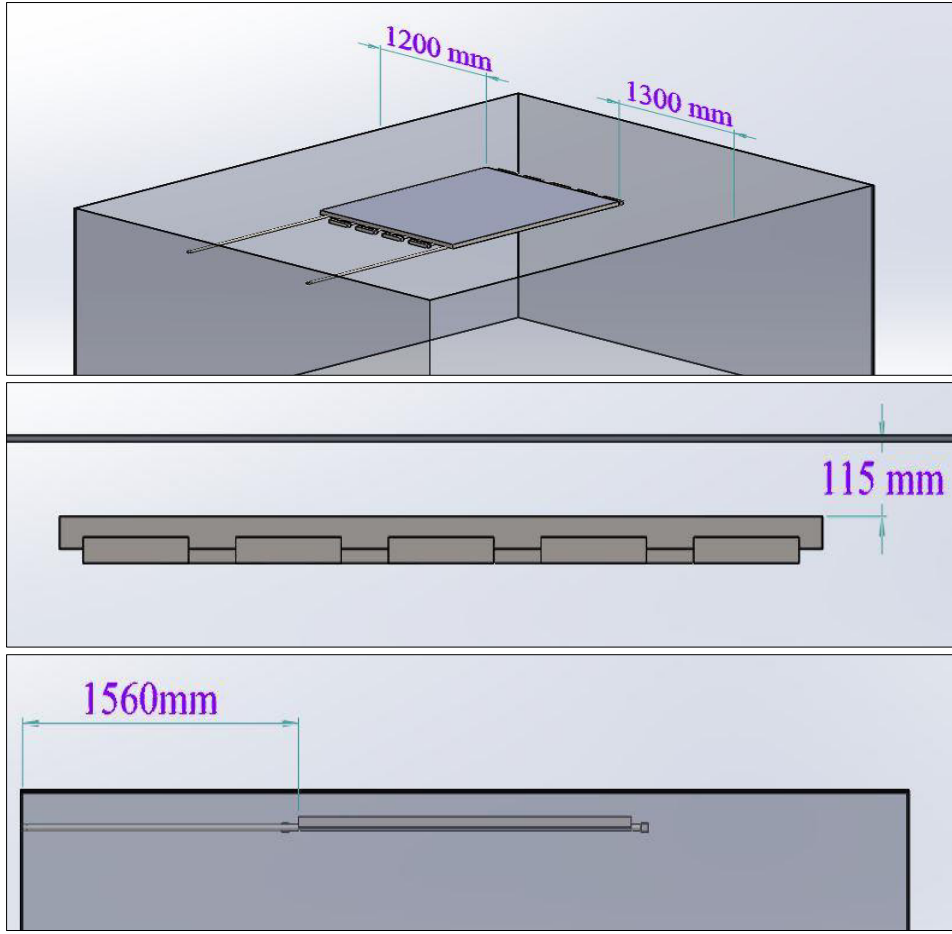
Bu bölümde tez çalışması kapsamında oluşturulan model hakkında bilgiler sunulmuştur. Simülasyon çalışmaları FloEFD hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu kullanılmıştır.

Şekil 3.1’de çalışma kapsamında incelenecek olan modelin 3 boyutlu görüntüsü yer almaktadır. Modelde tavan tipi sulu radyant panel, 4000x5000x2550 mm boyutlarındaki oda içerisine yerleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Sistemin 3 boyutlu modeli

Şekil 3.1’de sistemde çalışan suyun giriş ve çıkış yaptığı borular sırasıyla 1 ve 2 numaralı oklar yardımıyla gösterilmiştir. Belli bir sıcaklıkta sisteme verilen su, 1 numara ile gösterilen borudan giriş yaparak tavan tipi radyant panel içerisindeki borularda akışını sürdürdükten sonra 2 numaralı bölgeden çıkış yapmaktadır. Çıkış sınır şartı olarak atmosferik ortam basıncı seçilmiştir. Sistem içerisinde dolaşan su, sahip olduğu ısı enerjisi panele aktarır, panel de ısı enerjisini ışıyım çevredeki cisimlere transfer etmektedir. Sistemde panel dışında kalan borular ve sistemin üst bölümü, ısı kayıplarını önlemek amacıyla yalıtılmıştır. İş akışkanı olarak su kullanılmış olup akış karakteristiği türbülanslı seçilmiştir. Nem etkisi ihmal edilmiştir. Çalışmalarda toplam ısı transfer miktarını ve alt sacdan elde edilen radyasyon miktarını program üzerinden hesaplayabilmek için katılar arasındaki ısı iletimi, radyasyon ve yerçekimi etkileri kullanılmıştır. Radyasyon modeli olarak daha hassas ve doğru sonuçlar alabilmek için discrete transfer radyasyon modeli seçilmiştir. Bahsedilen bu özellikler, tez çalışması kapsamında sabit tutulmuştur.



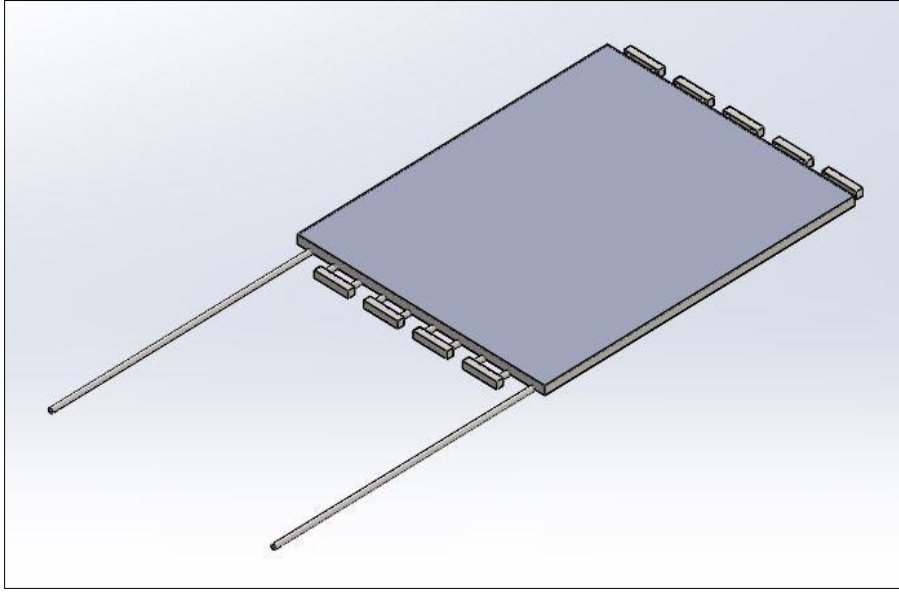
Şekil 3.2. Panelin oda içinde yerleşimi

Şekil 3.2’de tavan tipi sulu radyant panelin oda içerisindeki yerleşimi ve ölçüleri gösterilmiştir. Yan duvarlardan sırasıyla 1200 mm ve 130 mm, tavandan 115 mm ve ön duvardan 1560 mm mesafede olacak şekilde konumlandırılmıştır.

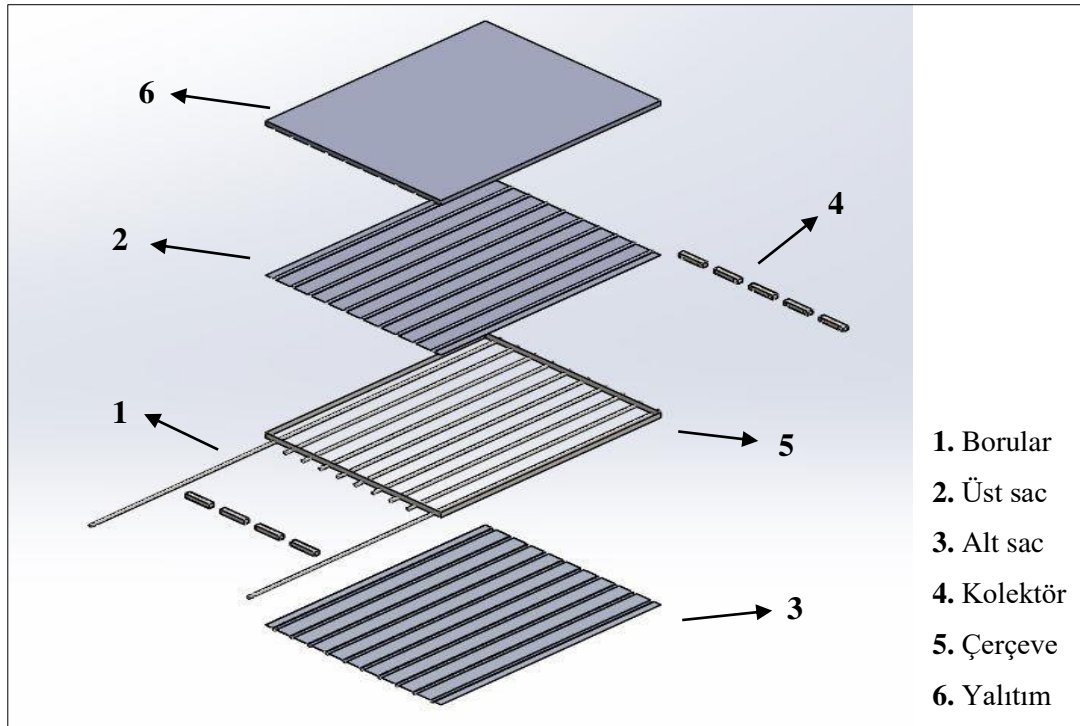
Şekil 3.1’de gösterilmiş olan oda boyutları ve Şekil 3.2.’de gösterilmiş olan radyant panel yerleşim mesafeleri, bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen tüm parametrik çalışmalarda değiştirilmeden kullanılmıştır.

3.2. Panel Yapısı

Tavan tipi sulu radyant panele ait 3 boyutlu model Şekil 3.3’de, panelin patlatılmış görünüşü Şekil 3.4’te sunulmuştur.



Şekil 3.3. Tavan tipi sulu radyant panelin 3 boyutlu modeli

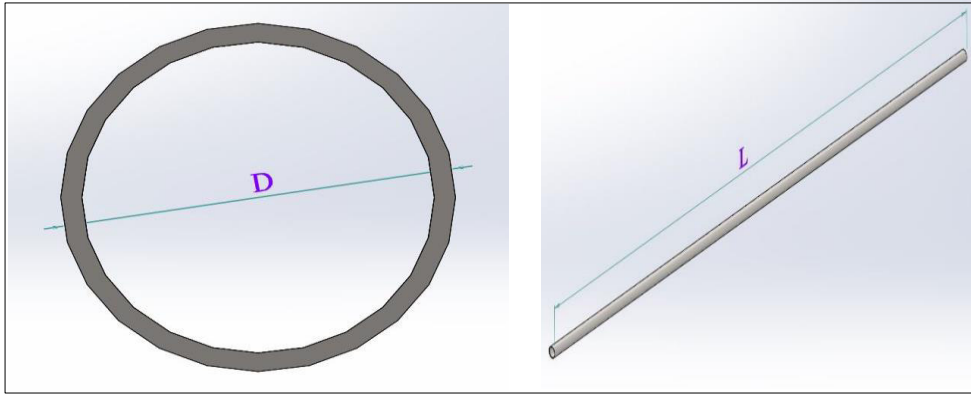


Şekil 3.4. Panelin patlatılmış görünüşü

Şekil 3.5’de, 1 numara ile gösterilen boruların detayı gösterilmiştir. Boruların malzemesi çeliktir. Sistem toplam 10 adet borudan oluşmaktadır. 2 ve 3 numara ile üst ve alt saclar gösterilmiş olup malzemesi alüminyumdur. Kalınlıkları ise sırasıyla 0,5 ve 0,8 mm olup boruları iki taraftan sarmaktadır. Sacların boruların üstüne gelen kısımları boruların formundadır ve aralarında herhangi bir boşluk kalmayacak şekilde monte edilmiştir. Sistem

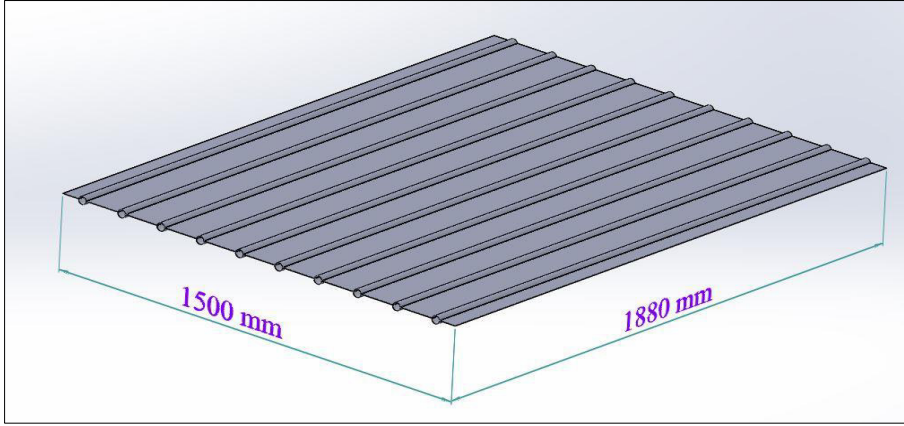
içerisinde su dolaşımının devam etmesini sağlayan kolektörler 4 numara ile gösterilmiş olup boruların uç kısımlarına monte edilmiştir. Malzemesi ise çeliktir. 5 numara ile 1 mm kalınlığa sahip, sistemin etrafını saran alüminyum çerçeve gösterilmiştir. 6 numara ile panelin üst bölümünde gerçekleşebilecek olası ısı kayıplarını engellemek amacıyla 45 mm kalınlığında cam yünü yalıtım malzemesi bulunmaktadır. Çerçeve kenarlarıyla ve 2 numara ile gösterilen üst sac panel ile aralarında herhangi bir boşluk kalmayacak şekilde sisteme yerleştirilmiştir.

Tavan tipi sulu radyant panelde kullanılan borulara ait dış çap (D) ve uzunluk (L) Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Sistem 10 adet çelik borudan oluşmaktadır ve modelde kullanılan tüm boruların et kalınlıkları 1,5 mm'dir. Su girişinin ve çıkışının sağlandığı borular 352 mm uzunluğundadır. Panel içinde kalan diğer 8 boru ise 176 mm uzunluğundadır. Boruların merkezleri arası mesafe 150 mm'dir.



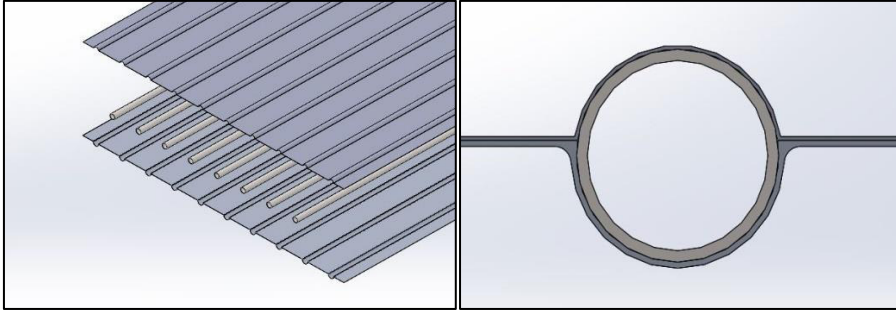
Şekil 3.5. Boru modelinin çap ve uzunluk gösterimi

Şekil 3.4'te 2 ve 3 numara ile gösterilen üst ve alt saclara ait ayrıntılı görünüş Şekil 3.6'da verilmiştir. Saclar alüminyum olup 1500x1880 mm ölçülerindedir. Üst sacın ve alt sacın kalınlıkları sırasıyla 0,5 mm ve 0,8 mm'dir.



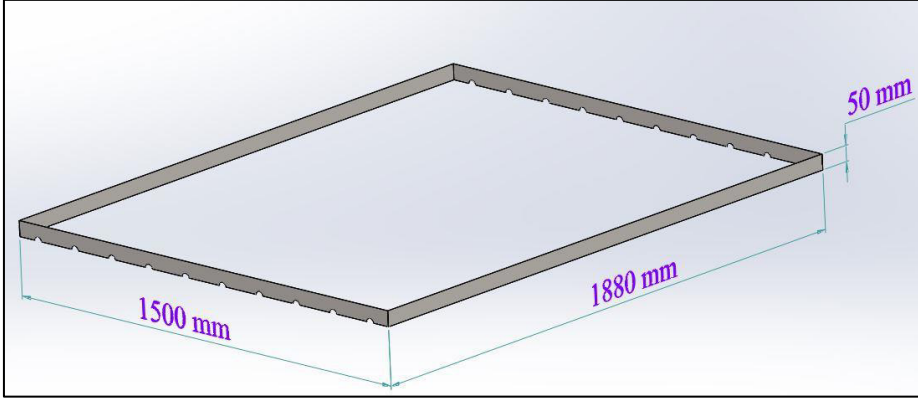
Şekil 3.6. Üst ve alt sac modeli ve ölçüleri

Tavan tipi sulu radyant panelinde kullanılan sacların ve boruların montajına ait görünüş Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Borular, merkezleri arasında 150 mm mesafe olacak şekilde iki sac arasında, sacların düz yüzeyleri birbirlerini karşılayacak şekilde monte edilmiştir. Sacların boru hizasında kalan bölümleri ise borunun dış çap formunda olup yine arada herhangi bir boşluk kalmayacak şekilde yerleştirilmiştir. Aralarında herhangi bir yalıtım malzemesi olmamakla beraber, borulardaki ısı enerjisi yüzeylerin teması sayesinde saclara aktarılmaktadır.



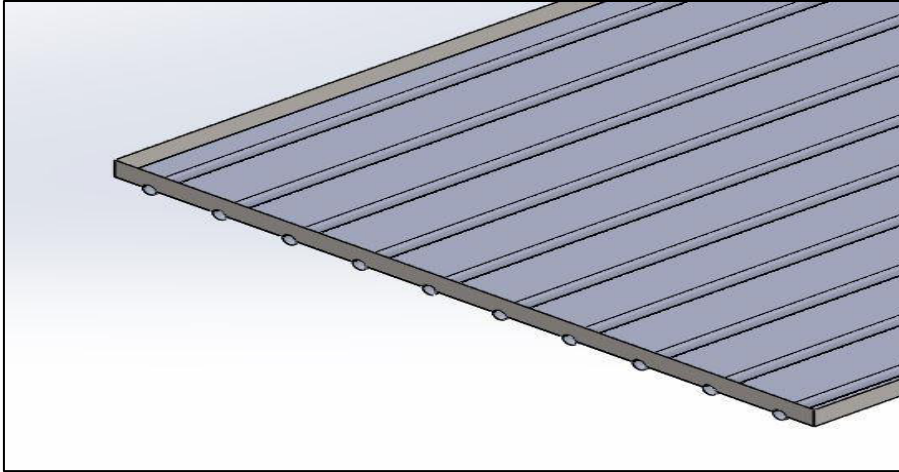
Şekil 3.7. Sacların ve boruların montajı

Şekil 3.8’de panel sisteminin etrafını çevreleyen 1500x1880x50 mm boyutlarındaki alüminyum çerçeve gösterilmiştir. Çerçeve 1 mm kalınlığındaki alüminyum saclardan oluşmaktadır.



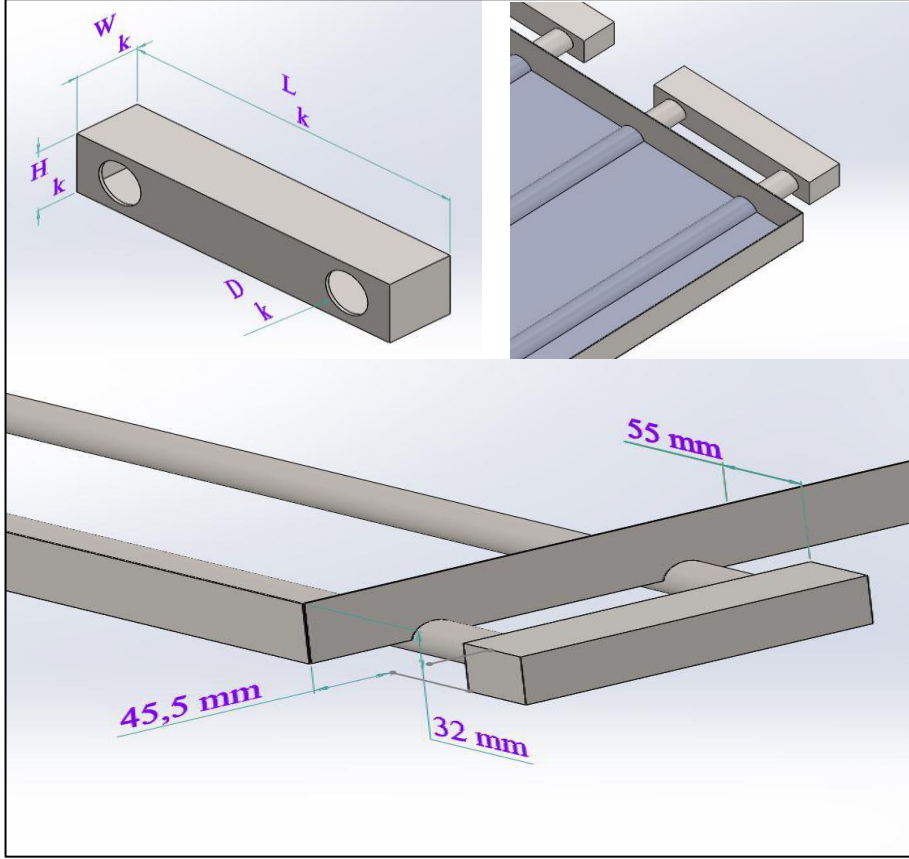
Şekil 3.8. Çerçevenin görünüşü

Şekil 3.9’da çerçevenin saclara montaj görüntüsü verilmiştir. Çerçevenin, üst sacın boru formunu alan yerleri ve kesişen bölgeleri, aynı dairesel şekli almaktadır. Çerçeve üst saca aralarında boşluk kalmayacak şekilde monte edilmiştir.



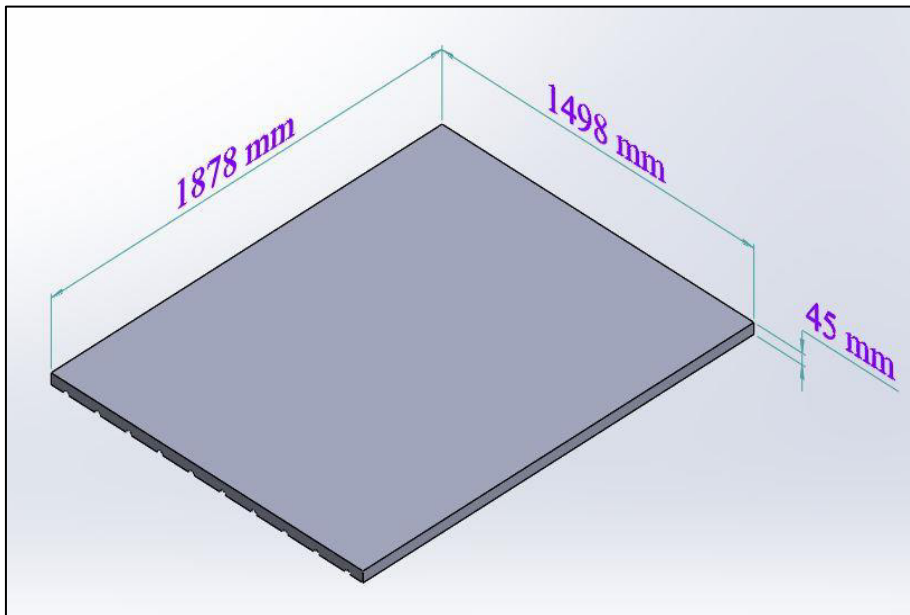
Şekil 3.9. Çerçevenin montajı

Şekil 3.10’da sistemde bir borudan diğer boruya suyun aktarılmasını sağlayan kolektör gösterilmiştir. Kolektör 2 mm kalınlığındadır ve malzemesi çeliktir. Kolektörün uzunluğu (L_k), genişliği (W_k), yüksekliği (H_k) ve delik çapı (D_k) şekilde gösterilmiştir. Delik çapı, sistemde kullanılan boruların dış çapına eşittir.



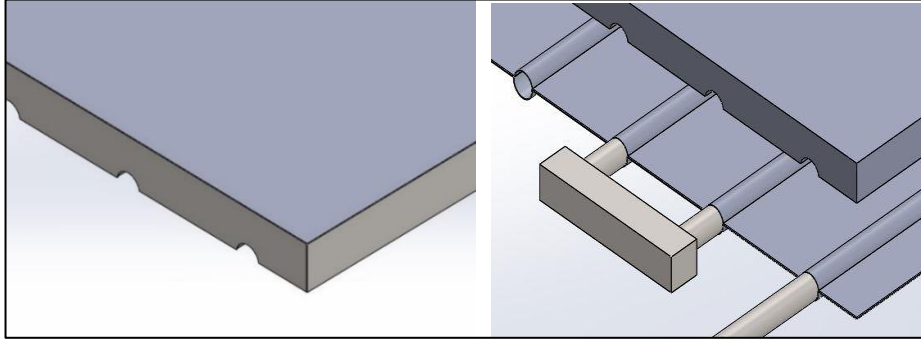
Şekil 3.10. Kolektörün yapısı ve montajı

Şekil 3.11’de sistemde kullanılan yalıtım malzemesinin modeli verilmiştir. Yalıtım malzemesi cam yünü olup 1878x1498x45 mm boyutlarındadır.



Şekil 3.11. Yalıtım malzemesinin boyutları

Yalıtım malzemesinin montajı Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Yalıtım malzemesi, çerçevenin iç yüzeyleriyle aralarında boşluk olmayacak şekilde ve boruların üstünde yer alan 0,5 mm kalınlığındaki alüminyum sacın yüzeyiyle de aralarında boşluk olmayacak şekilde monte edilmiştir. Yalıtım malzemesinin altında kalan sacın, boru formunda olan bölgeleriyle karşılaşan bölgeleri, aralarında boşluk olmayacak şekilde aynı formdadır.



Şekil 3.12. Yalıtım malzemesinin montajı

3.3. Matematiksel Formülasyon

Gerçekleştirilen parametrik çalışmalarda boru içi akış ele alındığında, Reynolds sayısı 4000’in üzerinde değerler için kullanılmıştır. Bu değer ve üstü durumlar için türbülanslı akış söz konusudur. Belirlenen şartlarda gerçekleştirilen simülasyonlarda gerekli çıkış sıcaklık değerini elde etmek için kütleli debi hesaplanmış ve çalışmalarda kullanılan debi değerleri elde edilmiştir. Bu debi değerleri Eş. 3.1’de Re değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4 \dot{m}}{D_i \pi \mu} \quad (3.1)$$

Burada $\dot{m}$ suyun kütleli debisidir (kg/s), μ ise suyun dinamik viskozitesidir (kg/ms) ve D_i ise borunun iç çapıdır (m). Re değerleri ve diğer değerler yerine konulduğunda çalışmalarda belirlenen Re değerine karşılık gelen kütleli debi değeri hesaplanmıştır. Tüm çalışmalarda $Re > 2300$ kullanıldığı için bu da panel içindeki akışın türbülanslı olduğunu göstermiştir. Dinamik viskozite değeri de tablolar yardımıyla elde edilmiştir [29].

Sistemde gerçekleşen doğal taşınım, sıcaklık değişimi sebebiyle akışkanın yoğunluğundaki değişimle gerçekleşmektedir. Yoğunluk değişimi ve yer çekimi etkisiyle akış gerçekleşir.

Doğal taşınım ile ısı transferinde akış rejimini belirlemede boyutsuz Rayleigh sayısı kullanılmaktadır ve şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr \quad (3.2)$$

Burada L panel yüksekliği (m) olup levha alanının levha çevresine oranı olarak kullanılmıştır. T_∞ odadaki hava sıcaklığını, T_s ortalama yüzey sıcaklığını, ν kinematik viskoziteyi (m^2/s), Pr havanın Prandtl sayısını ve β hacimsel genleşme katsayısını ($1/K$) göstermektedir. Bu denklemde doğal taşınım etkilerinin hacimsel genleşme katsayısına bağlı olduğu görülmektedir. Hacimsel genleşme katsayısı akışkanın türüne bağlı olarak belirlenmektedir.

Havanın ilgili tüm özelliklerini elde edebilmek amacıyla film sıcaklığı (T_f) kullanılmıştır ve şu şekilde hesaplanmıştır:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3.3)$$

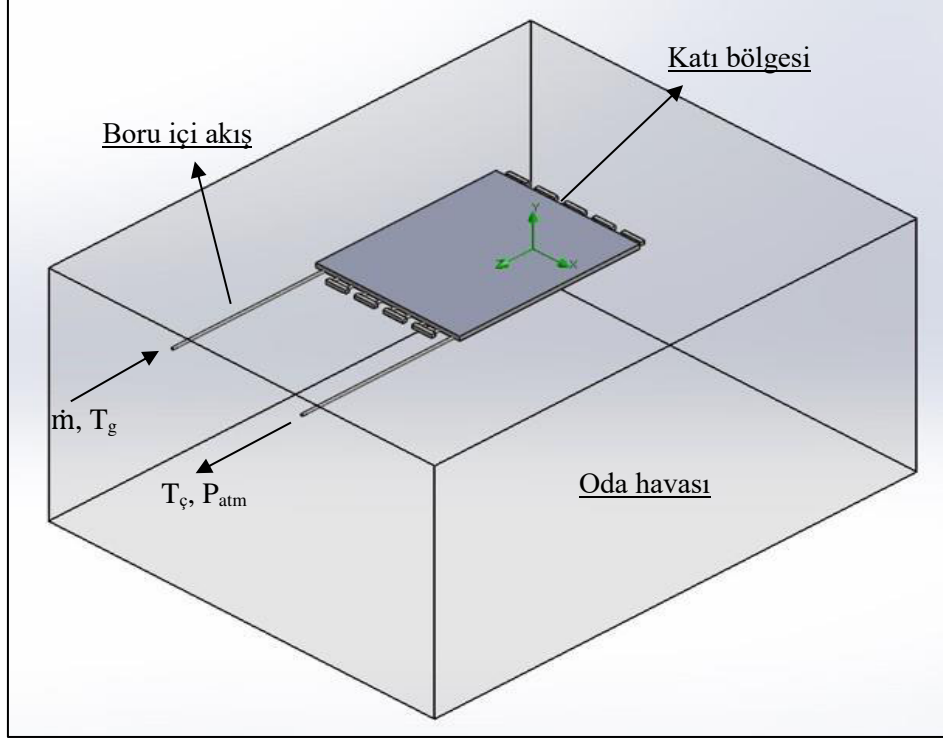
C. Teodosiu, Kuznik ve R. Teodosiu gerçekleştirdikleri çalışmada akış geçişinin $Ra = 2,1-2,2 \times 10^6$ değerleri arasında olduğunu belirtmişlerdir [30]. Bu çalışmada, Ra değeri 10^8 ve 10^9 mertebelerinde hesaplanmıştır. Dolayısıyla oda içerisindeki akışta türbülanslı çözülmüştür.

Sınır şartı olarak sisteme giriş yapan suyun sıcaklığı tüm parametrik çalışmalarda tanımlanmış ve çıkıştaki sıcaklık değeri elde edilmiştir. Giriş ve sıcaklık değerleri ile kütleli debi kullanılarak Eş. 3.4 ile toplam transfer miktarı hesaplanmıştır. Bu denklemde h_g ve h_c sırasıyla giriş ve çıkış entalpi değeridir (kJ/kg) ve termodinamik tablolar yardımıyla elde edilmiştir [31]. Tüm parametrik çalışmalarda bu hesaplama kullanılmıştır.

$$Q_T = \dot{m}(h_g - h_c) \quad (3.4)$$

Nümerik çalışma kapsamında kullanılmış olan üç boyutlu, sürekli, laminar, türbülanslı ve sıkıştırılmaz akış için korunum denklemleri sunulmuş olup radyant panelde, borular içinde dolaşan su ısınıp zorlanmış taşınım ile borulara iletmektedir. Borular ise saclar yardımıyla

ısıyı oda havasına iletmektedir. Oda havasının ısınması ile birlikte doğal taşınım başlamaktadır ve buna radyasyonun da eklenmesiyle oda havası ısınmaktadır. Sistemde farklı ısı transfer mekanizmaları söz konusudur. Şekil 3.13'te nümerik çalışma kapsamında incelenen çözüm bölgeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.13. İncelenen çözüm bölgeleri

Boru içi akış bölgesi

Boru içi akış için üç boyutlu zorlanmış konveksiyon için korunum denklemleri sunulmuştur. Panele sabit kütleli debi ve sıcaklıkta su girmektedir. Çıkışta ise atmosfer koşulları kabul edilmiştir. Boru kanallarında kaymama sınır şartından dolayı tüm hız bileşenleri sıfırdır.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.5)$$

x-y-z yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.6)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.7)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.8)$$

Enerjinin korunumu denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.9)$$

Burada u, v ve w sırasıyla x, y, z eksenlerindeki hız bileşenleridir (m/s). ρ yoğunluk (kg/m^3), P basınç (Pa) ve T ise sıcaklıktır (K). Suyun giriş yaptığı bölgede $T=T_g$ ve kütleli debinin sabit olduğu sınır şartı kullanılmıştır. Çıkış için ise tüm hız gradyanlarının sıfır olduğu ve basıncın atmosferik basınca eşit olduğu kabulü yapılmıştır. Ayrıca suyu panele ve taşıyan giriş ve çıkış boruları yalıtılmıştır. Bu sınır şartı tanımlamalarıyla oda içerisindeki tek ısı kaynağı olarak tavan tipi sulu radyant panel olmuştur. Bu denklemler laminar bölge için tanımlanmaktadır.

Boru içindeki su akışında zorlanmış taşınım söz konusudur ve boru yüzeyleri ile su arasında şu sınır şartı söz konusudur;

$$k_{su} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{su} = k_{boru} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{boru} \quad (3.10)$$

Denklemden k ısı iletim katsayısını, n ise yüzey normalini ifade etmektedir.

Tüm çalışmalarda $Re > 2300$ kullanıldığı için boru içi akış türbülanslıdır ve bunun için türbülanslı korunum denklemleri sunulmuştur.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.11)$$

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right] \quad (3.12)$$

$$\rho c_p \bar{u}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \bar{u}_i' \bar{T}' \right] \quad (3.13)$$

Enerji denklemindeki c_p özgül ısı (J/kgK) ve K ise ısı iletim katsayısıdır (W/mK).

Katı bölgesi

Boru ve sac arasındaki yüzeylerde iletim ile ısı transferi söz konusudur. Zamandan bağımsız ve ısı üretimi olmayan borular için Fourier ısı iletim yasası x-y-z yönlerinde sunulmuştur.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_{panel} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_{panel} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{panel} \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.14)$$

Paneldeki ısı iletim katsayısı sabit olduğu için eşitlikteki ısı iletim katsayısı sadeleşir ve şu hali alır.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.15)$$

Boru ile panel yüzeyleri arasında şu sınır şartı oluşmaktadır

$$k_{boru} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{boru} = k_{panel} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{panel} \quad (3.16)$$

Oda havası

Oda havası bölgesi incelenecek olursa panellerden odaya doğal taşınım olmaktadır. Radyant panelin odaya bakan yüzeylerinde sıcaklık farkından dolayı havanın yoğunluğunda değişim

meydana gelmektedir ve bu değişimden dolayı hava yukarı yönde hareket etmektedir. Modellemede doğal taşınım etkileri tanımlanmıştır ve -z yönünde 9,81 m/s²'lik yer çekim ivmesi uygulanmaktadır. Oda duvar sıcaklığının ayrıca değerlendirildiği parametrik çalışma dışında oda duvar sıcaklığı sabit 20 °C olarak tanımlanmıştır. Radyant panelin tüm yüzeylerinde ve oda duvarlarında kaymama sınır şartı vardır ve bu yüzden tüm hız bileşenleri sıfırdır.

Sabit özelliklere sahip oda içindeki hava için sürekli ve üç boyutlu doğal taşınım için süreklilik, x-y-z yönlerindeki momentum ve enerji korunum denklemleri sunulmuştur.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.17)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.18)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.19)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - g\rho \quad (3.20)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3.21)$$

Kayma kuvveti ve ivmenin olmadığı durumda Eş. 3.19 sadeleşir ve şu hale gelir:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -g\rho \quad (3.22)$$

Sınır tabaka dışında kalan havanın yoğunluğuna ρ_h tanımı yapar ve kayma sınır tabakası içinde ve dışındaki basınç değerlerinin aynı olduğunu kabul edersek şu eşitlik elde edilir:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - g(\rho_h - \rho) \quad (3.23)$$

Doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde yoğunluk değişimi düşük olduğu için g terimi dışındaki yerlerde yoğunluk aynı kabul edilip Eş. 3.22'nin son hali şu şekilde olur.

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] - g\beta(T - T_h) \quad (3.24)$$

Radyant panelin odaya bakan ve hava ile temasta olan yüzeylerinde bileşik ısı transferi olmaktadır ve şu sınır şartı uygulanır.

$$k_{panel} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{panel} = k_{hava} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{hava} + q_r \quad (3.25)$$

Eş. 3.24'de bulunan q_r değeri radyant panel yüzeyinden gerçekleşen radyasyon ısı transferini temsil etmektedir.

Oda havası için türbülanslı süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri şu şekilde verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.26)$$

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right] \quad (3.27)$$

$$\rho c_p \bar{u}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \bar{u}_i' \bar{T}' \right] \quad (3.28)$$

Enerji denklemindeki c_p özgül ısı (J/kgK) ve K ise ısı iletim katsayısıdır (W/mK). Sunulan bu denklemler Lem-Bremhorst k - ϵ türbülans modeli denklemleri yardımıyla çözülmüştür.

Hem oda içerisindeki hava hem de borular içindeki su akışında türbülanslı denklemler söz konusudur. Türbülanslı korunum denklemlerinde bilinmeyen sayısı çok fazladır. Dolayısıyla türbülans modellemesinin ana amacı; Reynolds gerilmelerini ve transport denklemlerini elde etme amacıyla sayısal yöntemler geliştirmektir.

Mevcut çalışmada Lem-Bremhorst k-ε türbülans modeli kullanılmıştır ve bu modelde Reynolds gerilmeleri aşağıdaki eşitlik kullanılarak modellenir.

$$-\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' = \mu_k \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta \quad (3.29)$$

Sönümlenme fonksiyonları, sınır tabakasını daha iyi çözebilmek amacıyla yazılıma ilave edilmiş olup laminar, türbülanslı ve geçiş akışını çözmekte kullanışlıdır. Türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε için sırasıyla aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + G_k - \rho \epsilon \quad (3.30)$$

$$\rho \bar{u}_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\epsilon}{K} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_1 G_k - f_2 C_2 \rho \epsilon \frac{1}{k} \quad (3.31)$$

Eşitliklerde kullanılan türbülanslı kinetik viskozitesi (μ_t) şu şekilde elde edilir.

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.32)$$

Denklemlerdeki G_k terimi kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans üretimini gösterir ve Eş.3.33 ile hesaplanır. Boru içi akışta zorlanmış taşınım olduğu için bu terim sadeleşir.

$$G_k = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (3.33)$$

Bu türbülans modelinde duvar fonksiyonları kullanılmamakta olup standar türbülans modelinden farklı olarak deneysel sabitlerin (C_1 , C_2 ve C_μ) sırayla sönümlenme fonksiyonlarıyla çarpılmasıyla elde edilir. Sönümlenme fonksiyonları standart modeldekiyle aynıdır.

$$f_\mu = [1 - \exp(-0,0165 Re_z)]^2 \left(1 + \frac{20,5}{Re_t} \right) \quad (3.34)$$

$$f_1 = \left[1 + \frac{0,05}{f_\mu} \right]^3 \quad (3.35)$$

$$f_2 = 1 - \exp[-Re_t]^2 \quad (3.36)$$

Eşitliklerde gösterilen Re_t türbülans Reynolds sayısını; Re_z ise duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısının göstermektedir.

Seçilen türbülans modelinde duvar fonksiyonları uygulanmadığı için hem boru içinde hem de oda duvarlarında kinetik enerji ve dissipasyon oranı 0'a eşittir.

Radyasyon modeli olarak Discrete Transfer modeli kullanılmıştır. Bu model bir yüzeyi farklı açılarda terk eden ışınların hepsini, tek bir ışın kabulü yaklaşımına sahiptir. Bu modelin avantajları ise uygulamasının basit olması ve ışın sayısını arttırarak çözümün doğruluğunun arttırılmasıdır. Bu modelde radyasyon şiddeti, bir yüzeyi yarıküresel şekilde kapsayarak terk eden belirli sayıdaki ışındaki radyasyon yoğunluğu değişiminin takibi ile hesaplanmaktadır. Formülü şu şekildedir:

$$I_{n+1} = I_n(1 - \varepsilon) + \varepsilon \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (3.37)$$

Bu denklemde I radyasyon şiddetini, ε yüzeyin yayıcılık katsayısını, σ Stefan-Boltzmann sabitini ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) ve T (K) ise sıcaklığı göstermektedir.

Bir cisim, üzerine gelen ışıının enerjisinin tamamını yutuyorsa o cisme siyah cisim; tamamını yansıtıyorsa beyaz cisim denir. Fakat uygulamada bütün cisimler ikisinin arasında olduğu için gri cisim tanımı yapılmıştır. Siyah cisimlerin yayıcılık katsayısı 1'dir, gri cisimlerin ise 0 ile 1 arasındadır. Gri cismin yaydığı ışıının enerjisi ise şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.38)$$

4. ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI

Bu bölümde FloEFD kodu ile gerçekleştirilen sayısal çalışmanın, akredite test laboratuvarından alınan test sonuçlarıyla karşılaştırılması ve doğrulanması yapılmıştır. Bir önceki bölümde üç boyutlu modellemesi anlatılan tavan tipi sulu radyant panel, 10 borulu ticari bir üründür. Bu ticari ürünün DIN EN 14037 -1, -2, -3 standartlarına göre yapılmış olan test sonuçları karşılaştırma ve doğrulama için kullanılmıştır.

Karşılaştırma ve doğrulama için test sonuçları kullanılmak üzere seçilen ve modellemesi yapılan tavan tipi sulu radyant panel Resim 4.1’de sunulmuştur.



Resim 4.1. Modellemesi yapılan tavan tipi radyant panel

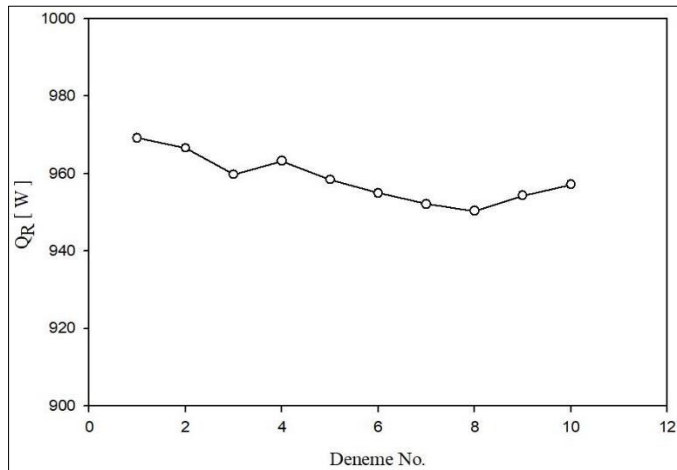
Sayısal çalışmada kullanılan FloEFD kodunun tekniği oldukça güvenilirdir. Yazılımda korunum denklemleri, sonlu hacimler yöntemine dayalı bir sayısal yöntem ile çözdürülmekte olup çözümlemelerde kartezyen koordinatları kullanılmaktadır. Kontrol hacimleri paralel yüzeylerden oluşmaktadır ve geometrinin sınırlarında cut cell yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşımdan dolayı sınıra yakın hücreler çokgen şeklinde olup yüzeyleri düzensiz şekildedir. Bu sayede FloEFD yazılımı kullanmış olduğu dikdörtgen yapıdaki hücreler ile sınır hücrelerini ve bunlara ilave olarak belirtildiğinde bölgesel hücre sıkıştırmalarıyla istenilen bölgelerde detaylı inceleme yapabilmektedir.

4.1. Nümerik Çalışmanın Hücre Sayısından Bağımsızlaştırılması

Karşılaştırma ve doğrulama çalışmasını yapmak amacıyla ilk aşama olarak referans çalışmasına uygun olarak oluşturulmuş olan modelin, hücre sayısından bağımsızlaştırılması yapılmıştır. Bu amaçla 10 farklı hücre yapısı değerlendirilmiş olup çözümlerde kullanılan hücre sayıları Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Buna göre hücre sayıları her çalışmada düzenli olarak arttırılmıştır. Çözümlerin sonuçları Şekil 4.1’de, hücre sayısının alt sacdan elde edilen radyasyon miktarına (Q_R) göre değişimi grafiğinde gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere 6 numaralı hücre yapısından sonra çözümler yaklaşık hale gelmektedir. Bu yüzden çözüm süresini kısa tutmak ve kullanılan bilgisayar kapasitesini zorlamamak amacıyla en uygun hücre yapısı olan 6 numaralı hücre sayısı kullanılarak doğrulama işlemine geçilmiştir.

Çizelge 4.1. x-y-z koordinatlarındaki hücre sayıları

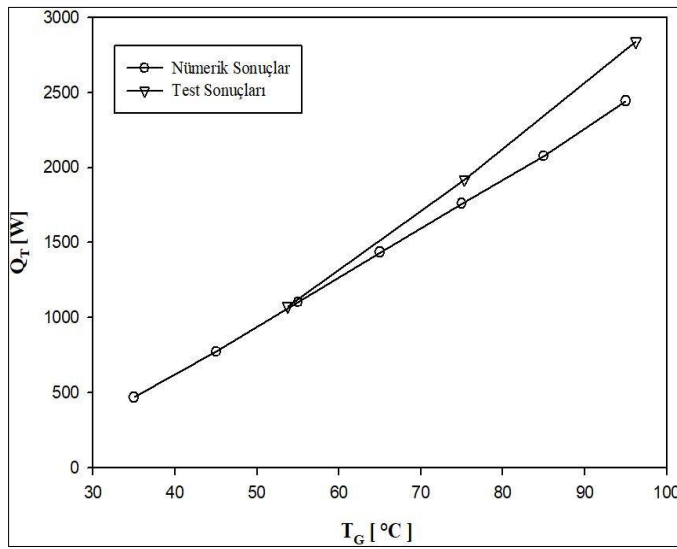
	X	Y	Z	Toplam Hücre Sayısı
Çalışma 1	7	8	7	99813
Çalışma 2	20	20	20	196152
Çalışma 3	40	38	40	333860
Çalışma 4	45	41	45	396242
Çalışma 5	60	49	60	504429
Çalışma 6	68	56	68	601952
Çalışma 7	72	59	72	704583
Çalışma 8	76	67	76	800922
Çalışma 9	77	71	77	910425
Çalışma 10	80	73	80	995595



Şekil 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma sonuçları

4.2. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması

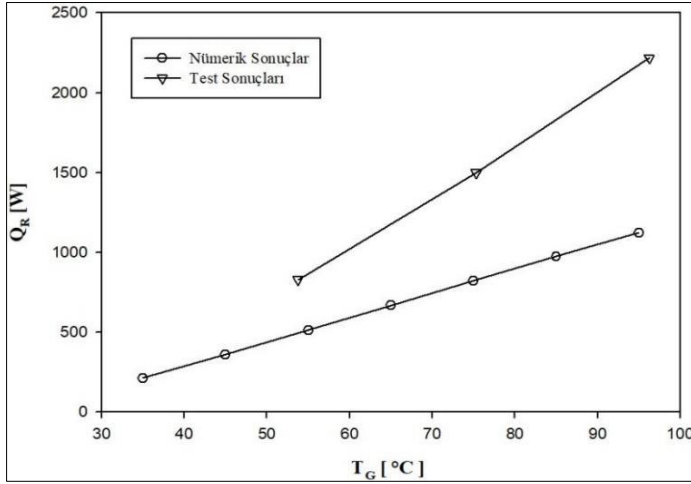
Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışmasından sonra sayısal çalışmanın akredite test laboratuvarından alınan sonuçlar ile doğrulanmasına geçilmiştir. Doğrulamalar, su giriş sıcaklığının (T_g) toplam ısı güç (Q_T), alt yüzeyden elde edilen radyasyon miktarı (Q_R) ve alt yüzeyin ortalama yüzey sıcaklığı (T_s) üzerindeki etkileri değerlendirilerek yapılmıştır. Testlerde 53,74 °C, 75,31 °C ve 96, 27 °C kullanılmıştır. Sayısal çalışmada ise 35 °C – 95 °C arasında düzenli olarak arttırılarak gerçekleştirilmiştir.



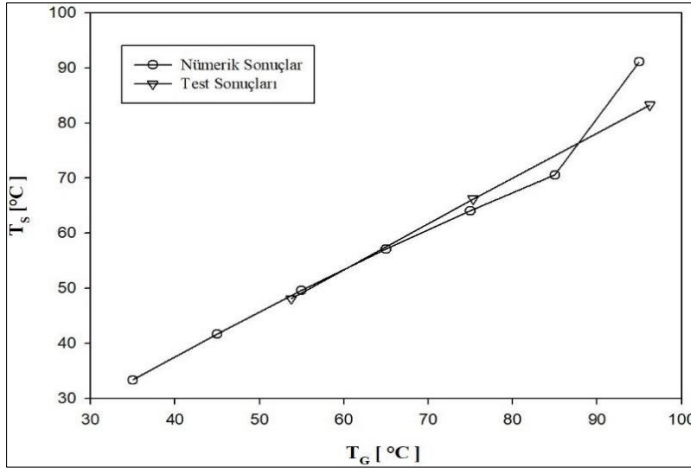
Şekil 4.2. Doğrulama çalışması (Toplam ısı transfer miktarı)

Şekil 4.2’de su giriş sıcaklığının toplam ısı transfer miktarı üzerindeki etkisi test ve nümerik sonuçlarla birlikte gösterilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde, nümerik sonuçların test sonuçlarıyla yakın ve uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Şekil 4.3’te su giriş sıcaklığının alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarı üzerindeki etkisi test ve nümerik sonuçlarla birlikte gösterilmiştir. Şekil 4.4’te ise su giriş sıcaklığının radyasyon yayıcı alt sac yüzeyinin ortalama yüzey sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiş olup test ve nümerik sonuçların birbirlerine yakın ve uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.3. Doğrulama Çalışması (Radyasyon miktarı)



Şekil 4.4. Doğrulama çalışması (Ortalama yüzey sıcaklığı)

Doğrulama çalışmalarının tamamlanmasından sonra parametrik çalışmalarda kullanılacak model oluşturulmuştur.

4.3. Analizlerde Kullanılan Model

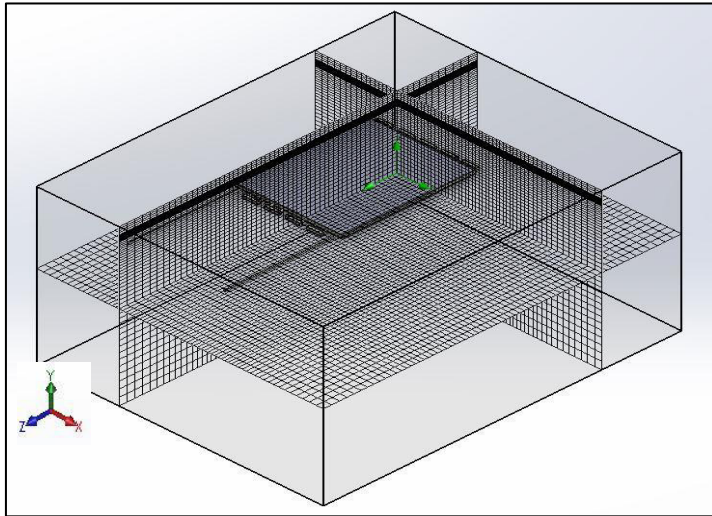
Parametrik çalışmalarda kullanılacak olan 3 boyutlu model Şekil 3.1’de gösterilmiştir. 3 boyutlu modele ait geometrik özellikler şu şekildedir: Modelde tavan tipi sulu radyant panel, 4000x5000x2550 mm boyutlarındaki oda içerisine yerleştirilmiştir. Tavan tipi sulu radyant panele ait 3 boyutlu model Şekil 3.3’te gösterilmiştir. Panel 1500x1800x50 mm boyutlarında olup 10 adet çelik borudan oluşmaktadır. Borular 28 mm dış çapa (D) sahip olup 1,5 mm et kalınlığındadır. (t_b) Boruların merkezleri arasındaki mesafe (X_b) ise 150 mm’dir. Boruların

üst ve alt kısmında kullanılan alüminyum saclar ise sırasıyla 0,8 mm ve 0,5 mm kalınlığa sahiptir. Boruların merkezi üst ve alt sacların tam ortasında yer almaktadır. Paneli kapsayan alüminyum çerçeve 1500x1800x50 mm boyutlarında olup 1 mm kalınlığa sahiptir. Sistemde 2 mm kalınlıkta çelik malzemeden oluşan kolektörlerin uzunluğu (L_k) 207 mm, genişliği (W_k) 40 mm, yüksekliği (H_k) 40 mm ve delik çapı (D_k) ise boruların dış çapına eşit olup 28 mm ölçüsündedir. Tavan tipi panelin üst tarafında gerçekleşebilecek ısı kayıplarını önlemek amacıyla kullanılan yalıtım malzemesi cam yünü olup 1878x1498x45 mm boyutlarındadır.

Tavan tipi sulu radyant panel su çıkışında sınır şartı atmosferik basınç olacak şekilde tanımlanmıştır. Hareketsiz duvar sınır koşulu olduğu için radyant panelin yüzeylerinde hız sıfırdır. Radyasyon modeli olarak discrete transfer modeli, katılar arasında taşınım ve yerçekimi etkileri, tüm analizler için programda seçilmiş ve uygulanmıştır. Boruların panel dışında kalan bölümleri yalıtılmıştır.

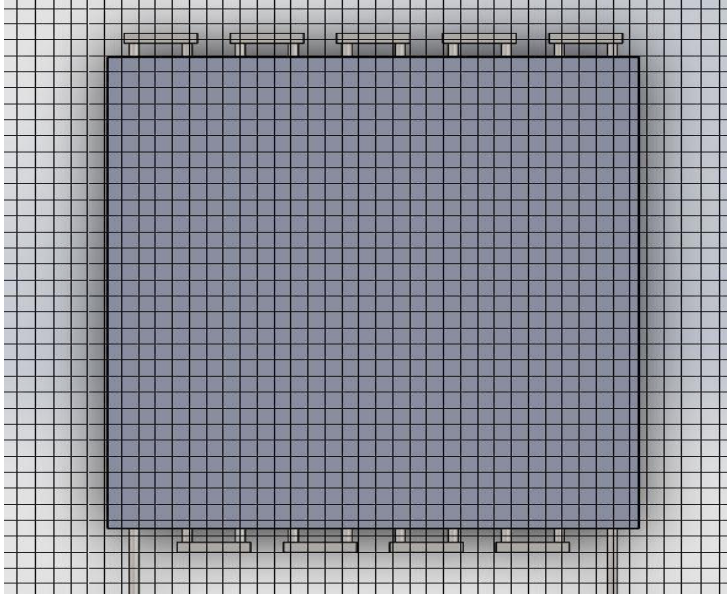
Tavan tipi sulu radyant ısıtma panelinin alt bölümündeki 0,8 mm kalınlığındaki sac, radyasyon yayıcı yüzey olup yayıcılık katsayısı (ϵ_p) 0,93 olarak seçilmiştir. Yine aynı değer oda duvarlarının yayıcılık katsayısı (ϵ_d) olarak seçilmiştir.

Çözüm süresini uzatmamak, bilgisayar kapasitesini zorlamamak ve en hassas çözüm sonuçlarını elde etmek amacıyla Çizelge 4.1’de gösterilen 6 numaralı çalışmaya ait hücre yapısı analizlerde kullanılmıştır. Kullanılan hücre yapısı Şekil 4.5’te gösterilmiştir.

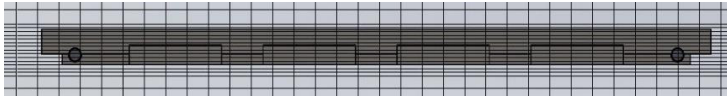


Şekil 4.5. 3 boyutlu modele ait x-y-z koordinatları hücre yapısı gösterimi

Şekil 4.6’da kullanılan hücre yapısına ait detaylı gösterimi düzlemleriyle birlikte sunulmuştur. Hücre yapısı daha hassas sonuç elde etmek amacıyla panel bölgesinde sıklaştırılmıştır.



a) Üst görünüm. (x-z düzlemi)



b) Su giriş ve çıkış bölümü. (x-y düzlemi)



c) Yan görünüm. (y-z düzlemi)

Şekil 4.6. Çözümlerde kullanılan hücre yapısının detaylı gösterimi

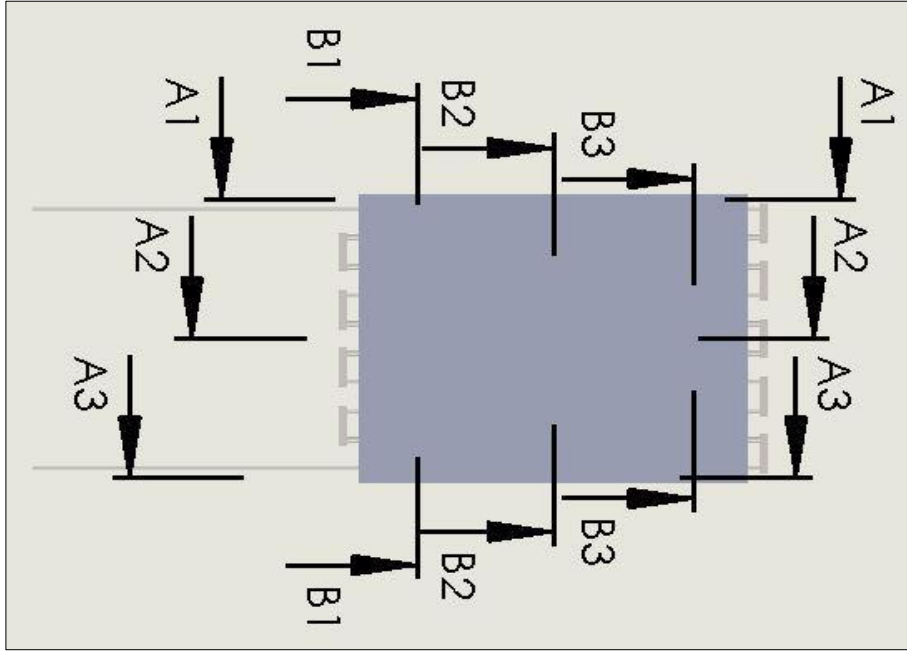
5. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

Modele uygun hücre yapısı elde edildikten sonra farklı değişkenlerin, tavan tipi sulu radyant panelin ısıtma performansına etkilerini analiz etmek amacıyla parametrik çalışmalara geçilmiştir. Bu bölümde FloEFD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları, farklı parametreler ele alınarak incelenmiş ve simülasyon sonuçları sunulmuştur.

Her parametre için elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Çalışmalarımızda enerji, kütle ve süreklilik denklemleri sağlanmış olup değerler yazılımın sonuç kütüğünden okunmuştur ve bölümlerin içerisinde gösterilmiştir. Tavan tipi sulu radyant ısıtma paneline ait birçok farklı parametresinin ısıtma performansı üzerindeki etkisini belirlemeyi amaçlayan bu çalışmamızda Reynolds sayısı, su giriş sıcaklığı, oda sıcaklığı, yayıcılık katsayısı, boru malzemesi, boru çapı, boruların saca gömülme mesafesi, boru geçiş sayısı ve kolektör geometrisi değiştirilmiş ve bu değişimlerin sistemin ısıtma performansına olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Sayısal analizler yardımıyla değerlendirmeler yapılmıştır.

Bütün parametreler için oda ve panel boyutları, panelin oda içerisindeki yerleşim mesafesi ve yalıtım malzemesinin boyutu sabit tutulmuş olup çıkış sınır şartı atmosferik basınç kullanılmıştır. Bir parametre incelenirken diğer parametreler sabit tutulmuştur.

İncelenen parametrelerin tavan tipi sulu radyant panelin ısıtma performansına etkileri incelenirken sonuçlar grafik halinde sunulmuş olup FloEFD yazılımı yardımıyla elde edilen sıcaklık konturu dağılımları ve vektörel hız dağılımları Şekil 6.1’de gösterilen kesitler kullanılarak gösterilmiştir.



a) x-z düzlemi



b) y-z düzlemi

Şekil 5.1. Kesitlerin gösterimi

5.1. Reynolds Sayısının Performans Üzerindeki Etkisi

Hücre sayısından bağımsızlaştırma tamamlandıktan sonra, parametrik çalışmalara Şekil 3.1'deki ana model kullanılarak başlanmıştır ve ilk olarak Reynolds sayısının performans üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Çizelge 5.1'de analizde kullanılan sabit değerler ve değişken değerler gösterilmiştir. Çalışmada Reynolds sayısının performans üzerindeki etkisini incelemek amacıyla Reynolds sayısı 3000 ve 16000 aralığında arttırılarak toplam 14 analiz gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.1. Reynolds sayısı analizinde kullanılan parametreler

Parametre	Değer
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,93
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Re	3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6500, 7000, 7500, 8000, 10000, 12000, 16000

Su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabit 75 °C'dir ve bu sıcaklık değerine karşılık gelen dinamik viskozite (μ) değeri 0,000378 kg/ms'dir. Bu değerler kullanılarak Eş.3.14. yardımıyla her bir Reynolds sayısına karşılık gelen kütleli debi ($\dot{m}$) değeri elde edilmiştir.

75 °C su giriş sıcaklığı için giriş entalpi (h_g) değeri 314,03 kJ/kg'dır. Çözümün ardından çıkış sıcaklık değeri (T_c) programdan elde edilir ve çıkış entalpi (h_c) değeri her durum için termodinamik tablolar yardımıyla elde edilir.

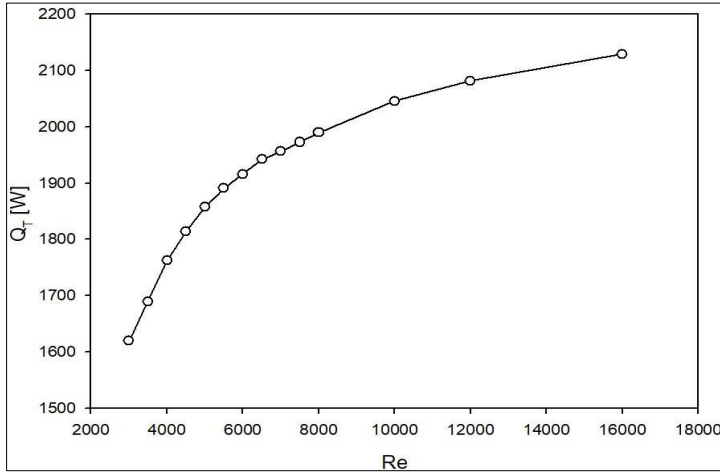
Çizelge 5.2. Re çalışması için hesaplanan değerler

Re	$\dot{m}$ (Kg/s)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
3000	0,022	57,58	241,26	1619,47
3500	0,025	59,39	248,97	1689,21
4000	0,029	60,83	254,65	1761,98
4500	0,033	62,03	259,68	1914,32
5000	0,037	63,05	263,95	1857,53
5500	0,040	63,94	267,68	1891,09
6000	0,044	64,73	270,98	1916,13
6500	0,048	65,39	273,75	1942,24
7000	0,051	66,01	276,35	1956,63
7500	0,055	66,54	278,57	1972,88
8000	0,059	67	280,5	1989,87
10000	0,074	68,42	286,449	2046,02
12000	0,089	69,42	290,639	2082,24
16000	0,118	70,72	296,088	2129,57

Kütleli debi, giriş ve çıkış entalpi değerleri elde edildikten sonra Eş.3.15 yardımıyla toplam ısı güç (Q_T) değeri elde edilmiştir.

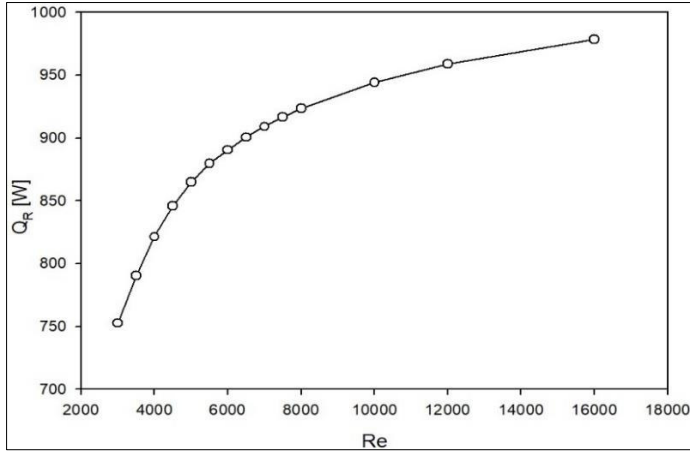
Çizelge 5.2’de her bir Reynolds değeri için elde edilen kütleli debi ($\dot{m}$), çıkış sıcaklık (T_c), çıkış entalpi (h_c) ve toplam ısı güç (Q_T) değerleri sunulmuştur.

Toplam ısı transfer miktarı sonuçlarına ait grafik Şekil 6.2’de gösterilmiştir. Grafikte gösterilen ısı güç değerleri, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 6.2’de sunulan değerler kullanılarak sunulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere, Re değeri arttıkça su giriş debi değeri de artmaktadır ve elde edilen toplam ısı transfer miktarı artış göstermektedir. Bunun nedeni ise belli bir sıcaklığa sahip olan giriş suyunun, yüksek kütleli debi sayesinde daha fazla yol alarak borular aracılığıyla daha fazla yüzeye ısı aktarabilmesidir. Çünkü sistem içerisinde dolaşan su, çıkışa doğru sıcaklığını kaybetmektedir ve ne kadar hızlı yol alabilirse yüksek sıcaklığını kaybetmeden daha fazla yüzeye yüksek ısı aktarabilmektedir.

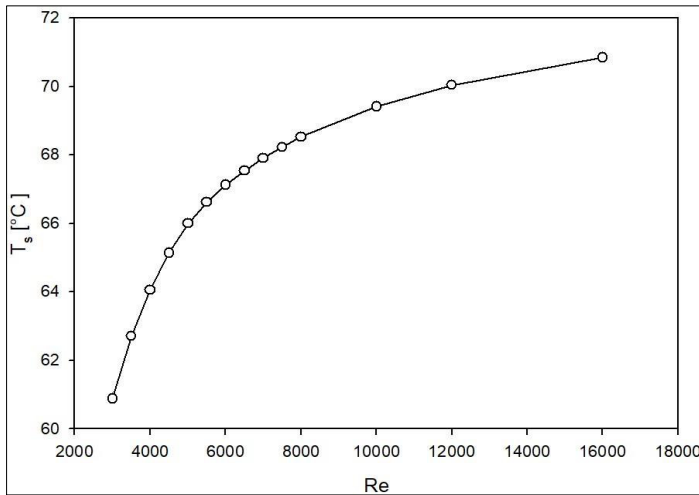


Şekil 5.2. Toplam ısı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi

Re sayısına bağlı olarak, alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarındaki değişimi gösteren grafik Şekil 5.3’de sunulmuştur. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarı programdan elde edilmiş olup toplam ısı transfer miktarının değişimine benzer bir değişiklik beklenmektedir. Çünkü toplam ısı transfer miktarına benzer şekilde, yüksek sıcaklıktaki su ne kadar hızlı bir şekilde sistem içerisinde yol alabilirse, sıcaklığını çıkış bölümüne kadar minimum oranda kaybederek, ısısını daha fazla yüzeye aktarır ve bu sayede tavan tipi sulu radyant panelin radyasyon yayan alt sac yüzeyinden elde edilen toplam radyasyon miktarı da artmış olur.



Şekil 5.3. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 5.4. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

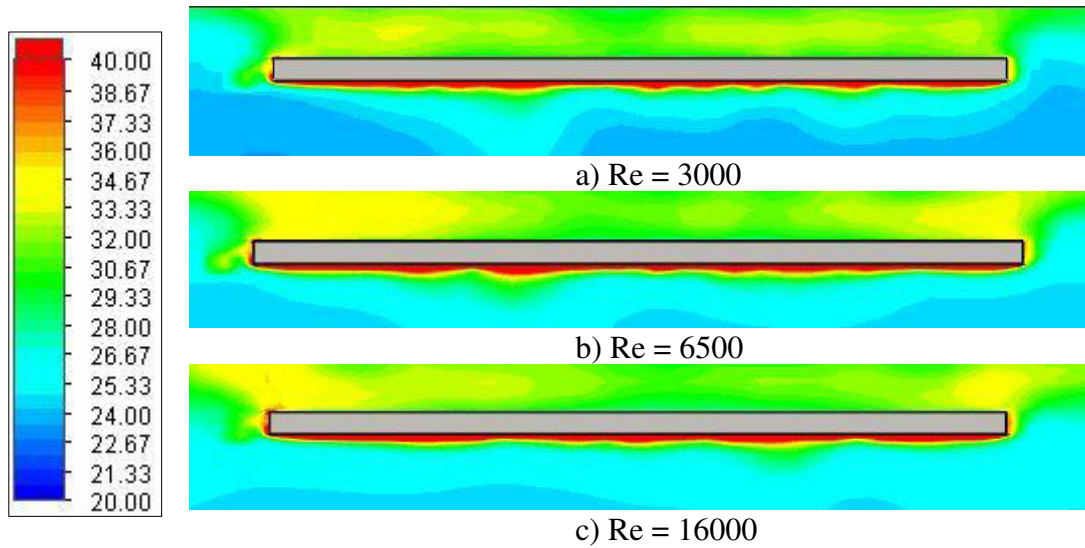
Radyasyon yayıcı alt sac yüzey ortalama sıcaklığının Reynolds sayısına bağlı değişimi gösteren grafik Şekil 5.4'te sunulmuştur. Toplam ısı transfer ve radyasyon miktarları değişimlerini gösteren grafiklerdekine benzer bir sonuç grafikte görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça dolayısıyla sisteme giriş yapan suyun kütleli debisi arttıkça yüksek sıcaklıklı suyun enerjisi daha fazla yüzeye aktarılmakta ve daha fazla yüzey alanı ısınmaktadır.

5.1.1. Reynolds sayısının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

Bu bölümde Reynolds sayısının oda içerisindeki sıcaklık ve hız konturlarının dağılımına etkisi Şekil 5.1'de gösterilen kesitler kullanılarak, Reynolds sayısının 3000, 6500 ve 16000 olduğu durumlar için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Kullanılan tüm kesitlerde panel

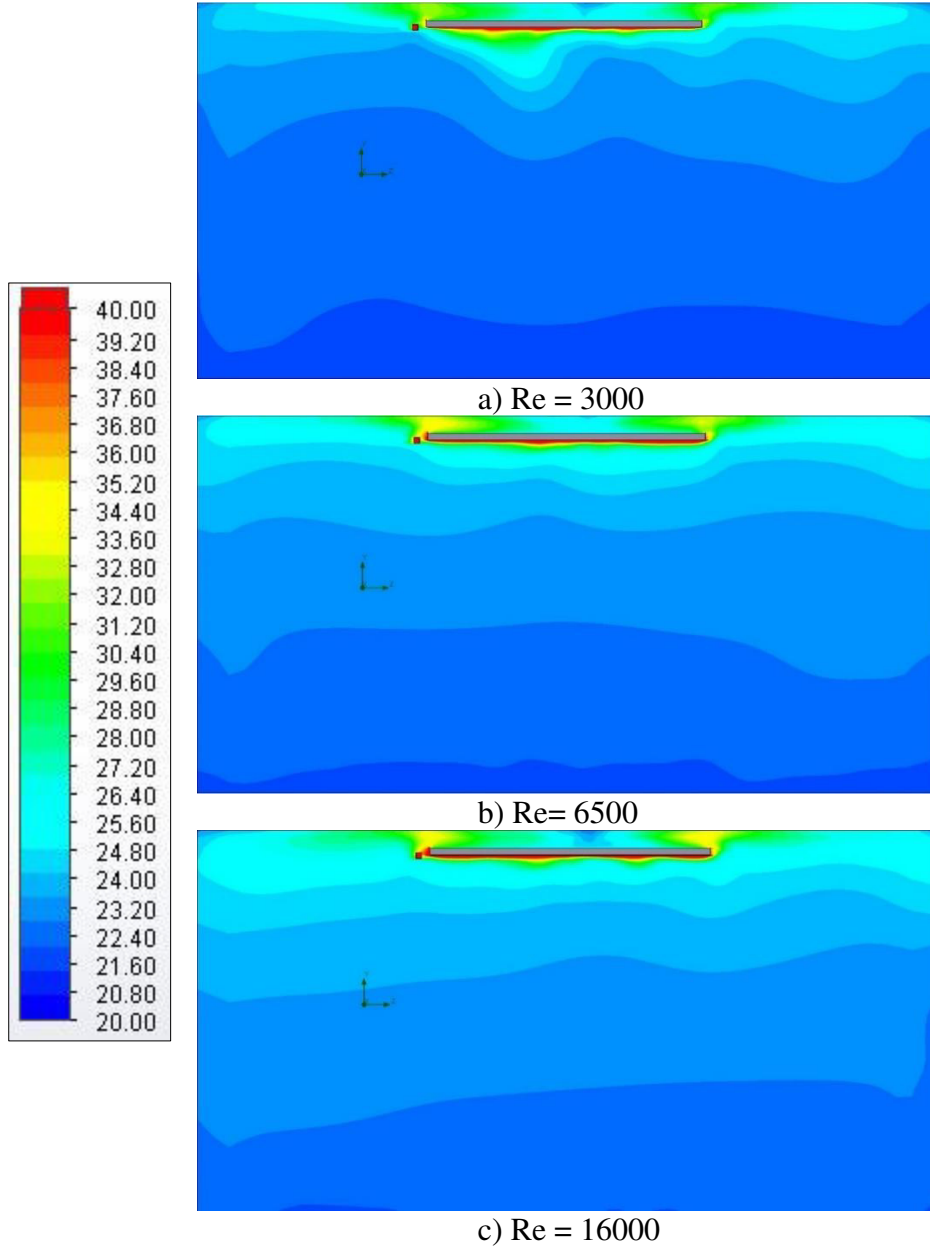
etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımları daha net incelenebilmesi amacıyla yakınlaştırılmış olarak verilmiştir. A2 ve B2 kesitleri sistemin ortasında bulundukları için yakınlaştırılmış görüntülerine ek olarak oda içerisindeki sıcaklık konturlarının dağılımı da gösterilmiştir.

Şekil 5.5'te A1 kesiti için oda içindeki sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. Sıcaklık konturları incelendiğinde Reynolds sayısının artmasıyla beraber panel etrafındaki sıcaklık değerlerinin de artmaya başladığı görülmektedir. Bunun sebebi Reynolds sayısı arttığında kütsel debi değeri de artmaktadır ve yüksek sıcaklıklı su daha fazla yüzey alanına sıcaklığının koruyarak temas etmekte ve ısını aktarabilmektedir. A1 kesiti sistemin giriş bölgesindeki boruya daha yakında bulunmaktadır ve bu yüzden Re değeri arttıkça sıcaklık panelin alt yüzeyindeki sıcaklık değeri de artış göstermektedir.



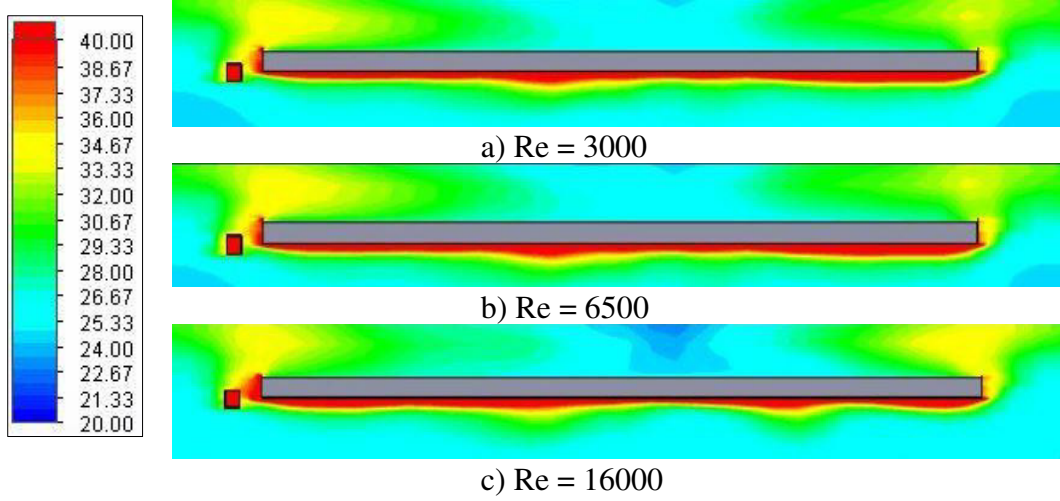
Şekil 5.5. A1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

A2 kesitine ait oda içerisindeki sıcaklık konturlarının dağılımları Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Re değeri arttıkça oda içerisindeki sıcaklık değerinin oda zemine doğru arttığı görülmektedir.



Şekil 5.6. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımının Re değeriyle değişimi

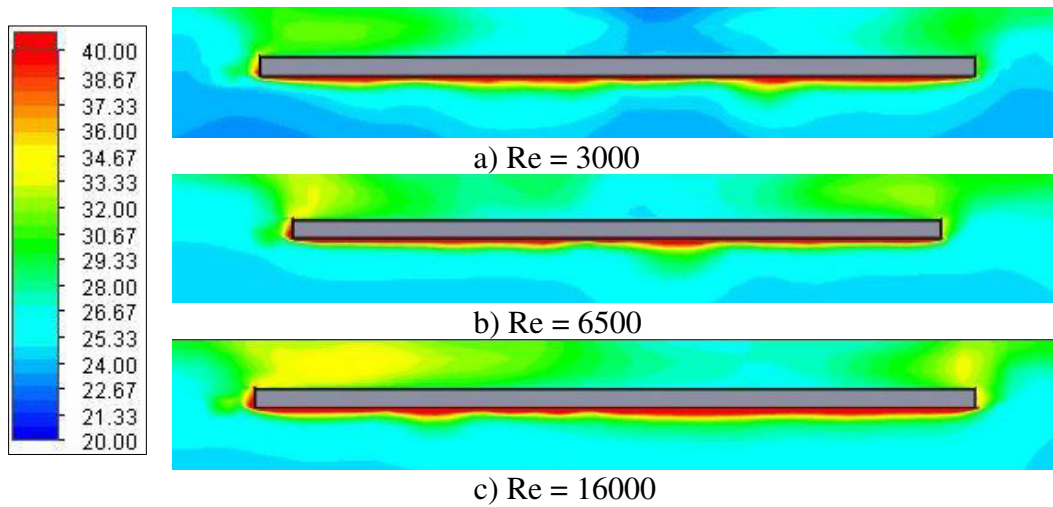
A2 kesiti sistemin x-z eksenine göre tam ortasında yer almakta olup Re değeri arttıkça sisteme giriş yapan suyun kütesel debisi artmakta ve sıcak su ısısını çok yüksek değerlerde kaybetmeden daha fazla yüzey alanına temas ederek ısısını panel alt yayıcı yüzeye aktarmaktadır. Dolayısıyla Re değeri arttıkça panel bölgesi etrafında da daha kararlı sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Panel bölgesi etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımını daha net incelemek amacıyla yakınlaştırılmış görüntüleri alınmıştır ve bu görüntüler Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

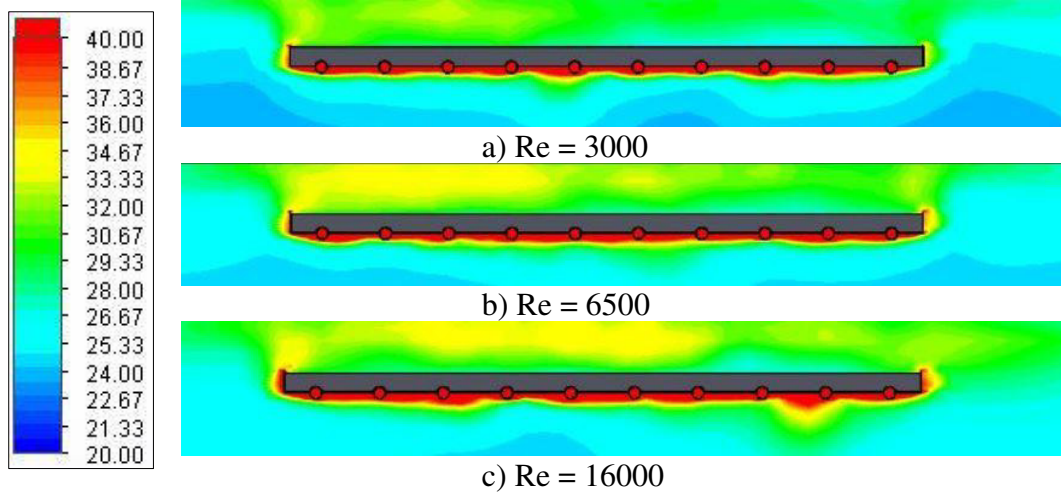
Re değeri arttıkça sıcak su daha fazla yüzey alanına temas etmekte ve ısıısını aktarmaktadır. Panelin alüminyum malzeme olan alt radyasyon yayıcı yüzeyinde ve yan saclarında da Re değeri arttıkça panel etrafına yayılan sıcaklık değeri artmaktadır. Bu sebeple de Şekil 5.6'da görülen daha kararlı sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.

Şekil 5.8'de A3 kesiti için panel bölgesi etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. A3 kesiti sistemin çıkış bölgesine yakın olduğu için bu bölgeye yaklaştıkça sıcaklık değerleri giriş bölümündeki değerlere göre düşmektedir. Re değeri arttıkça A3 kesiti için panel bölgesi etrafında sıcaklık değeri düzgün bir şekilde artmaktadır ve daha kararlı sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 5.8. A3 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

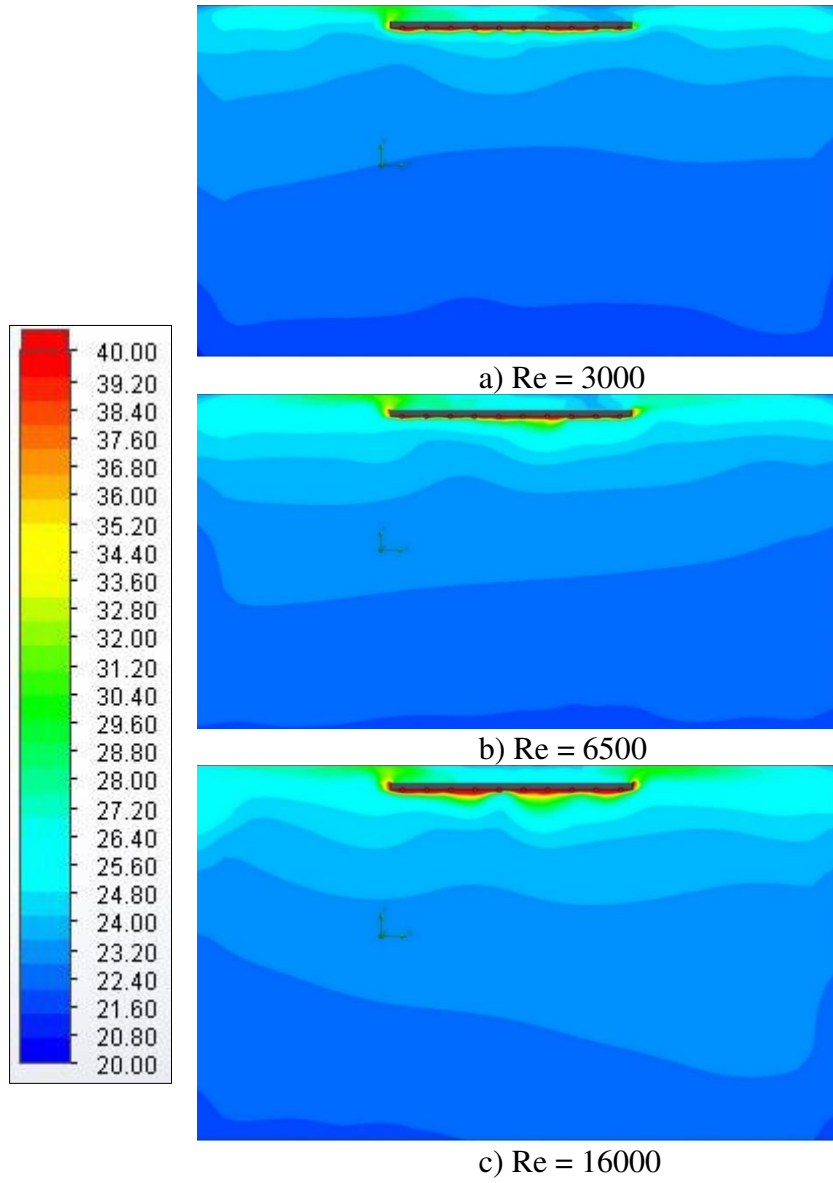
Şekil 5.9'da B1 kesiti için panel bölgesi etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. Re değeri arttıkça panel bölgesi etrafında sıcaklık değerleri de artmakta ve daha kararlı bir hale gelmektedir. Aynı şekilde Re değeri arttıkça radyasyon yayıcı alt yüzeyde çıkış bölümüne doğru da sıcaklık değeri artmaktadır.



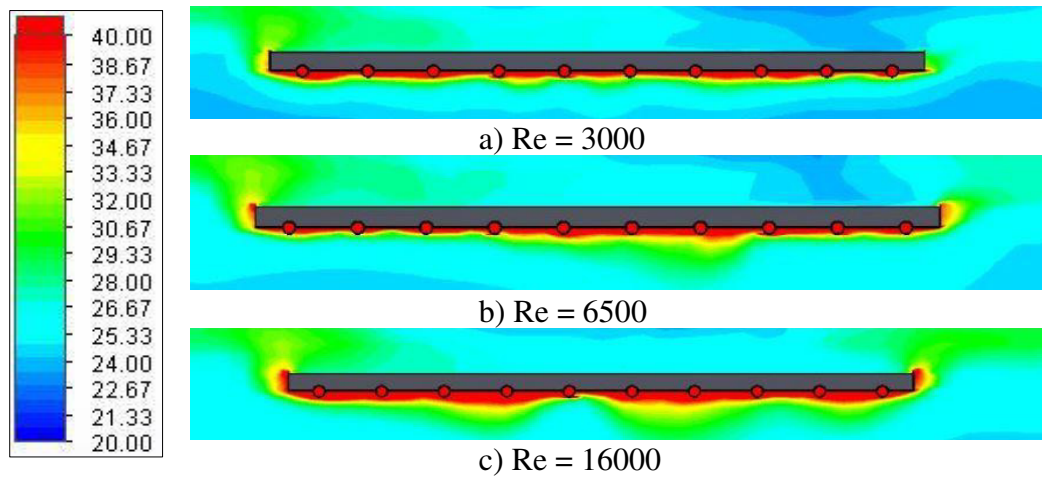
Şekil 5.9. B1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

B2 kesiti x-z düzleminde sistemin ortasında bulunmaktadır ve bu kesite ait oda içerisindeki sıcaklık konturlarının dağılımı aşağıda bulunana Şekil 5.10.'da gösterilmiştir.

Re değeri arttıkça oda içerisinde tavandan zemine doğru sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir. Panel çevresindeki sıcaklık dağılımı ise daha düzenli hale gelmektedir. Panel bölgesi etrafındaki sıcaklık kontur dağılımını daha net incelemek amacıyla kullanılan yakınlştırılmış görüntü Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Diğer kesitlerdeki duruma benzer şekilde Re değeri arttıkça sisteme giren suyun kütsel debisi artmakta; sıcak su daha fazla mesafe alarak ısısını aktardığı yüzey alanını genişletmektedir. Re değerinin 3000 olduğu durumda çıkış bölgesine doğru sıcaklık değeri azalmakta iken; Re değeri arttıkça sıcaklık değeri artmaktadır. Buna ek olarak alt ve yan yüzeylerden odaya aktarılan sıcaklık değeri de artmaktadır.

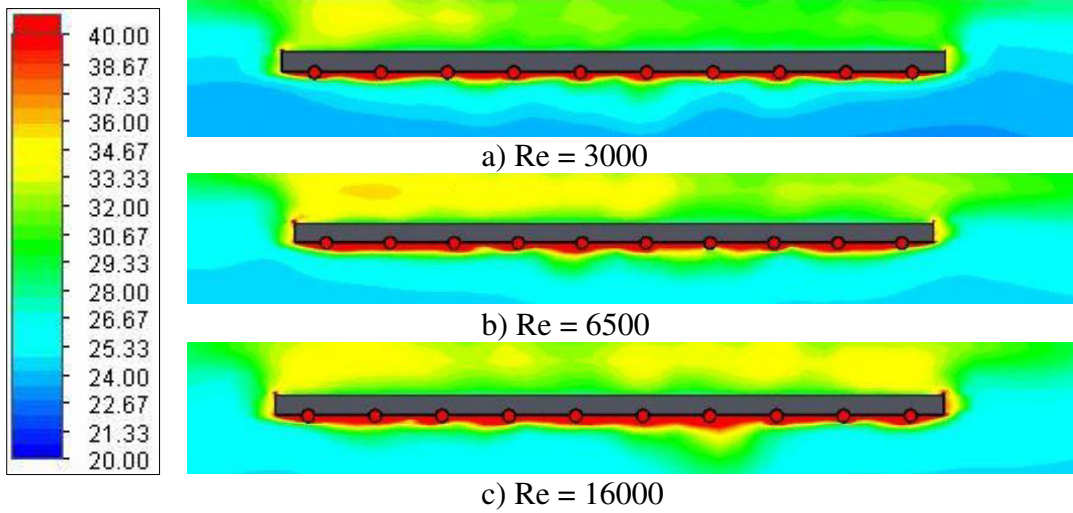


Şekil 5.10. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi



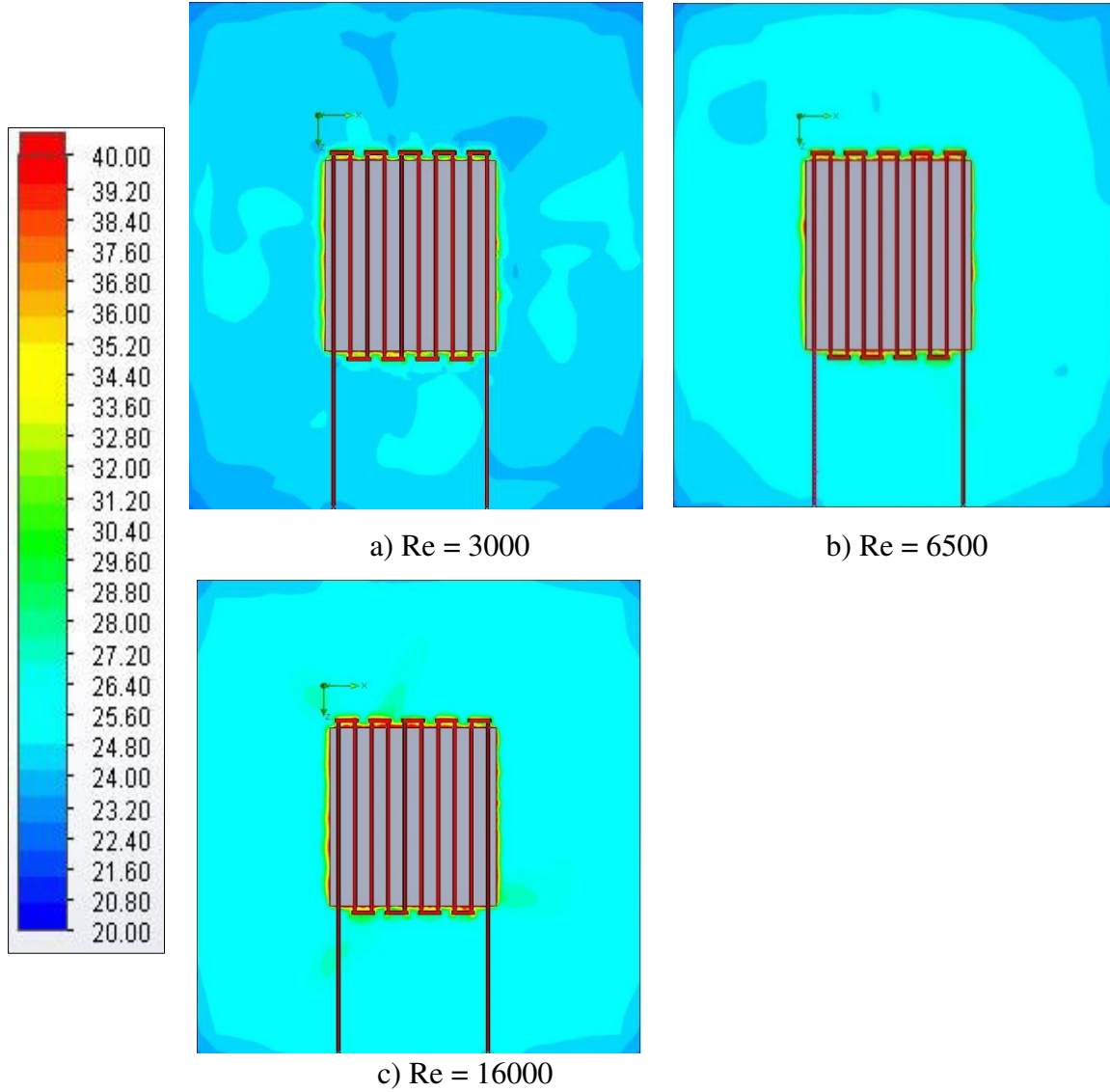
Şekil 5.11. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

Şekil 5.12’de B3 kesiti için sıcaklık konturlarının dağılımı verilmiştir. Re değeri arttıkça panel etrafındaki sıcaklık değerinin özellikle panelin alt bölümünde arttığı gözlemlenmektedir. Yine panelin alt bölümünden odaya yayılan sıcaklık değeri de Re değeri arttıkça artmaktadır. Panelin üst bölümünde ise Re değerinin 6500 olduğu durumda sol bölümde, 16000 olduğu durumda ise üst bölümünde düzgün bir sıcaklık artışı elde edilmiştir.



Şekil 5.12. B3 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

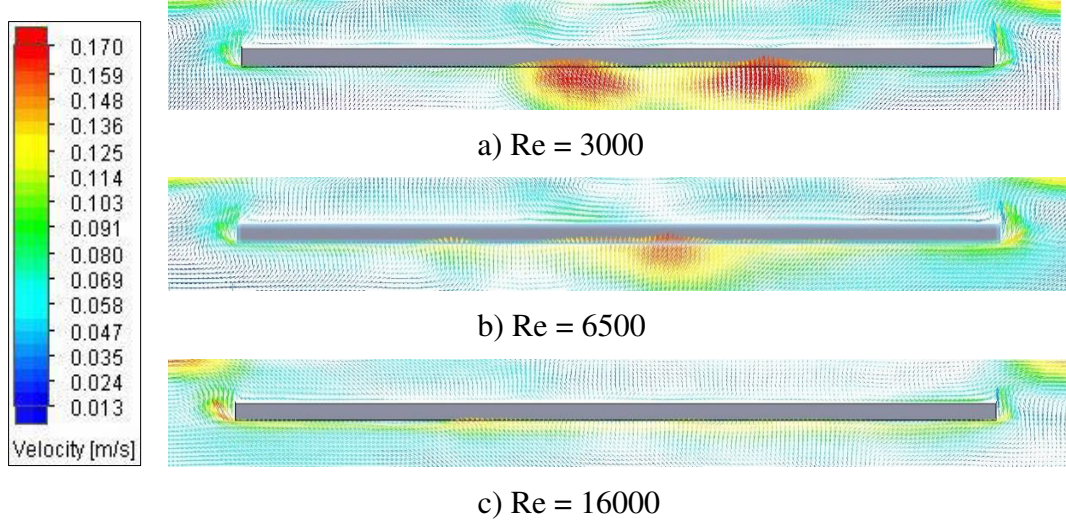
C1 kesiti sistemi y-z düzleminde kesmektedir ve Şekil 5.13’te sistemin C1 kesitinde oda içindeki sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. Re değerinin 3000 olduğu durumda sadece panel etrafında sıcaklık artışı görülmektedir ve panelden uzaklaştıkça sıcaklık azalmaktadır. Re değeri sırayla 6500 ve 16000 değerlerine yükseltildiğinde ise sistem içindeki sıcak su, ısısını daha fazla yüzey alanına aktarmaktadır ve y-z eksenini boyunca 3000 değerindeki durumun aksine Re değeri arttıkça sıcaklık değerleri de artmaktadır. Odanın köşelerindeki kör noktalarda ise sıcaklık değeri kısmen düşüktür.



Şekil 5.13. C1 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

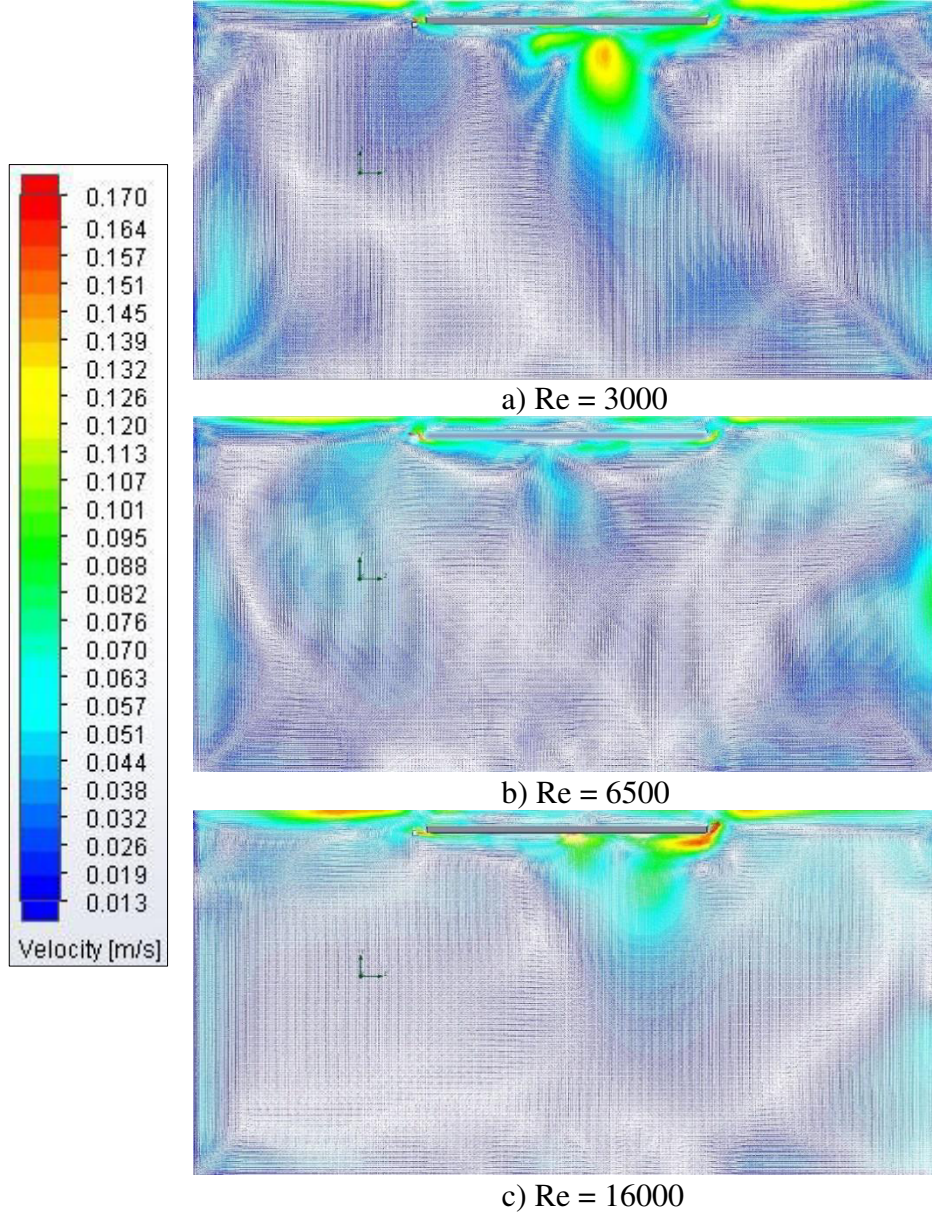
Sıcaklık konturlarının gösteriminden sonra hız konturlarının gösterimi sunulmuştur. Hız kontur gösterimlerinde Şekil 5.1’de gösterilen eksenler kullanılmış olup panel bölgesi etrafındaki hız konturları gösterilmiştir. Bunlara ek olarak sistemin ortasından geçen A2 ve B2 kesitleri için ayrıca oda içerisindeki hız kontur dağılımı gösterilmiştir.

Şekil 5.14’te A1 kesiti için Reynolds sayısının 3000, 6500 ve 16000 olduğu durumlar için panel bölgesindeki hız kontur dağılımları gösterilmiştir. Re değeri arttıkça panelin alt bölümündeki hız değerlerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Panelin alt bölümünde hız değeri azalırken yan bölümlerde ise hız değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Benzer şekilde Re değeri arttıkça panelin üst bölümündeki vorteks oluşumlarının kaybolarak daha düzenli bir hız vektör dağılımı gözlemlenmiştir.



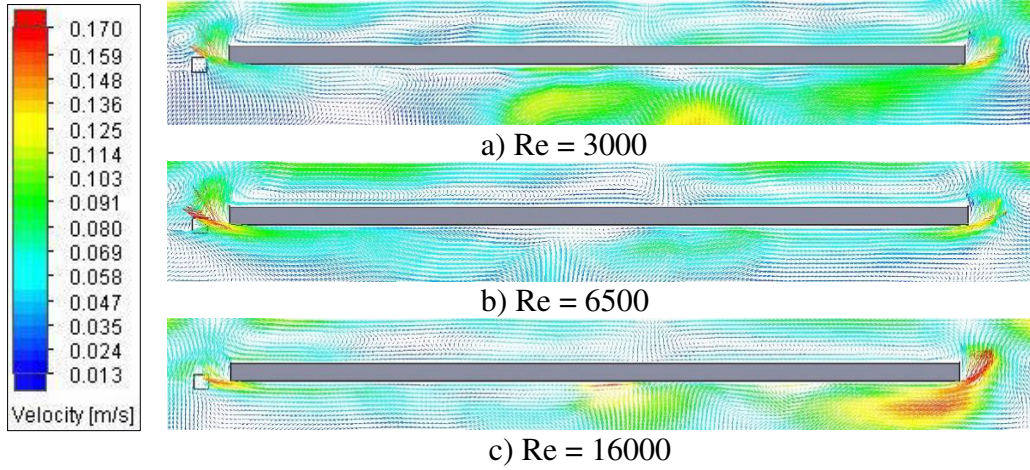
Şekil 5.14. A1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

A2 kesiti x-z düzleminde sistemin tam ortasında bulunmaktadır ve bu kesite ait hız kontur dağılımı Şekil 5.15'te gösterilmiştir. Hız dağılımı değişik konumlarda farklılıklar göstermektedir. Re değeri arttıkça panelin alt bölümündeki hız değerleri azalmakta iken panelin sağ tarafında artmakta ve yine benzer şekilde odanın alt bölümlerine doğru kenar odanın yan duvarlarında belli artışlar göstermektedir. Oda ölçülerinin büyük olması ve hız vektörlerinin boyutlarından dolayı vektör hareketleri net görülememektedir. Daha net görebilmek amacıyla panel bölgesindeki hız kontur dağılımı da incelenmiştir.



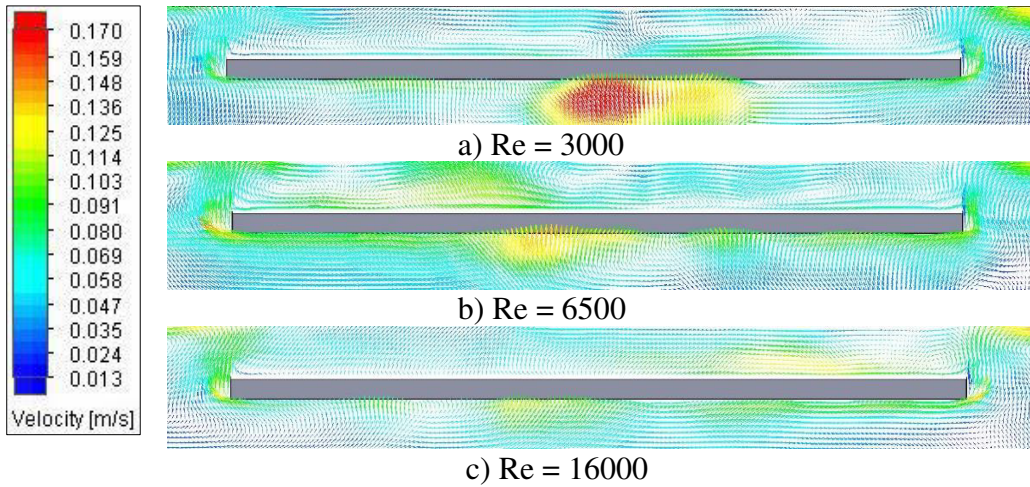
Şekil 5.15. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

Şekil 5.16'da A2 kesiti için panel bölgesindeki hız kontur dağılımı gösterilmiştir. Panel bölgesi yakından incelendiğinde Re değerinin 3000 olduğu durumda panelin alt bölümündeki hız değerlerinin diğer iki duruma kıyasla daha yüksek olduğu ve panelin üst bölümünde belli bölgelerde vortekslerin oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu vorteksler Re değeri arttıkça ortadan kaybolmakta ve hız vektörleri daha düzenli bir hâle gelmektedir. Re değerinin 16000 olduğu durumda panelin sağ tarafında hız değerlerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.16. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

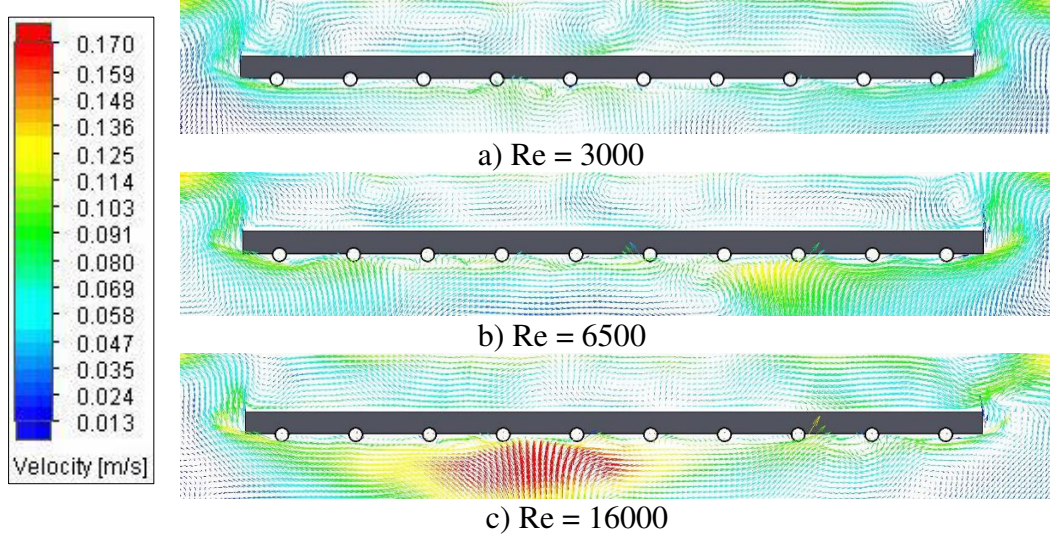
Şekil 5.17’de A3 kesiti için panel bölgesindeki hız kontur dağılımı gösterilmiştir. Bu kesitte de A2 kesitindeki duruma benzer şekilde Re değeri arttıkça panelin alt bölümündeki hız değerleri azalmakta ve panelin üst bölümündeki vorteks oluşumları azalarak daha düzenli bir yapıya geçtiği gözlemlenmektedir.



Şekil 5.17. A3 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

Şekil 5.18’de B1 kesiti için panel bölgesindeki hız kontur dağılımı gösterilmiştir. B1 kesiti sisteme giriş ve çıkış bölgesine yakın olan kesittir ve Re değeri arttıkça özellikle panelin alt bölümünde orta bölüme doğru hız değeri artmaktadır. Aynı şekilde hız vektörleri de özellikle panelin üst bölümünde daha düzenli bir yapıya geçmektedir. Panelin yan bölümlerinde ise hız değerleri Re değeri arttıkça 3000 olan duruma göre kısmen daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. A3 kesiti sistemin çıkış bölümüne yakın olduğu için bu bölüme doğru sistem

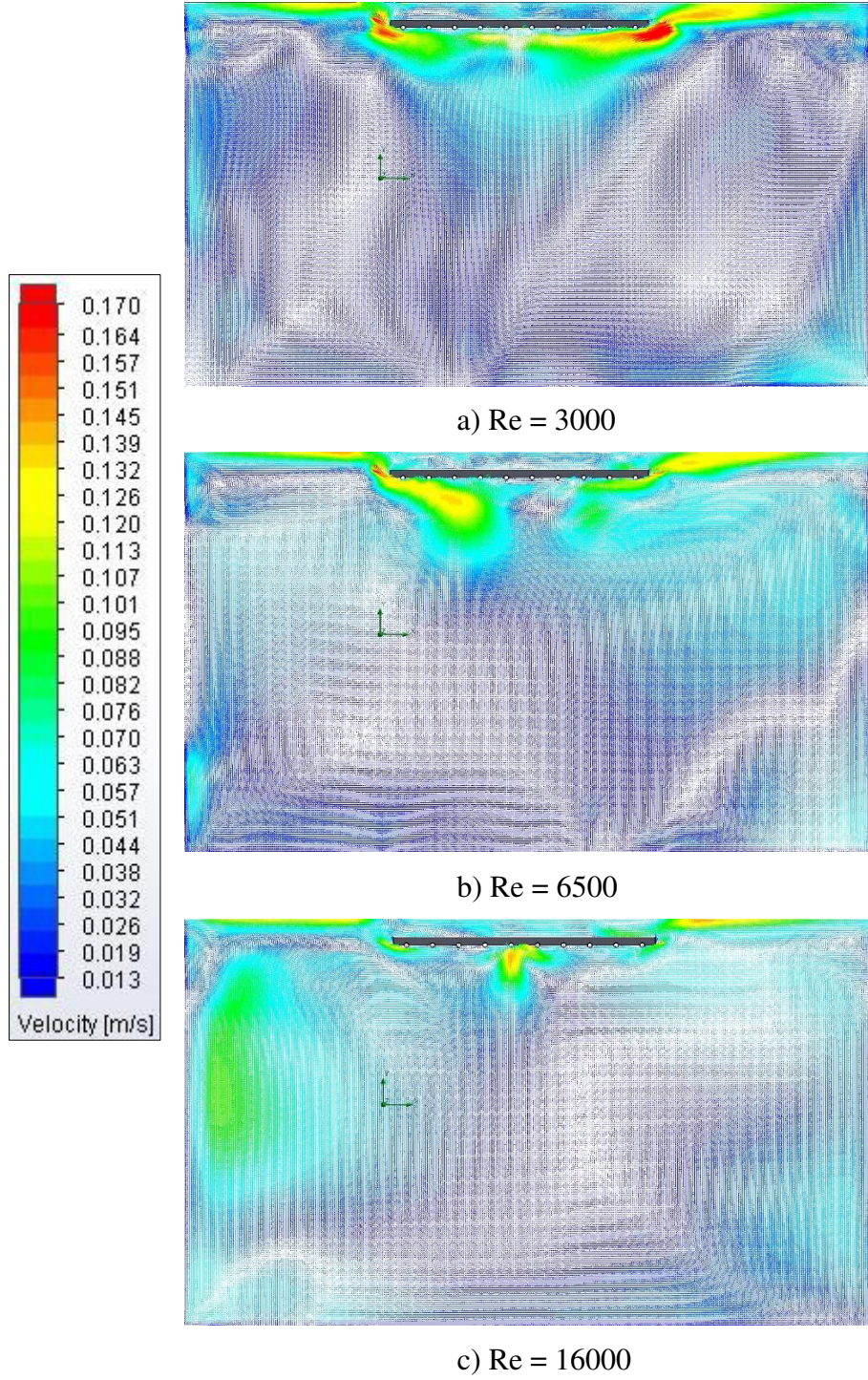
içerisinde çalışan sıcak su sıcaklığını kaybetmekte ve ısı transfer oranı azalmaktadır. Dolayısıyla konveksiyon oranı da azalmaktadır ve bu farklılıklara sebep olmaktadır.



Şekil 5.18. B1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

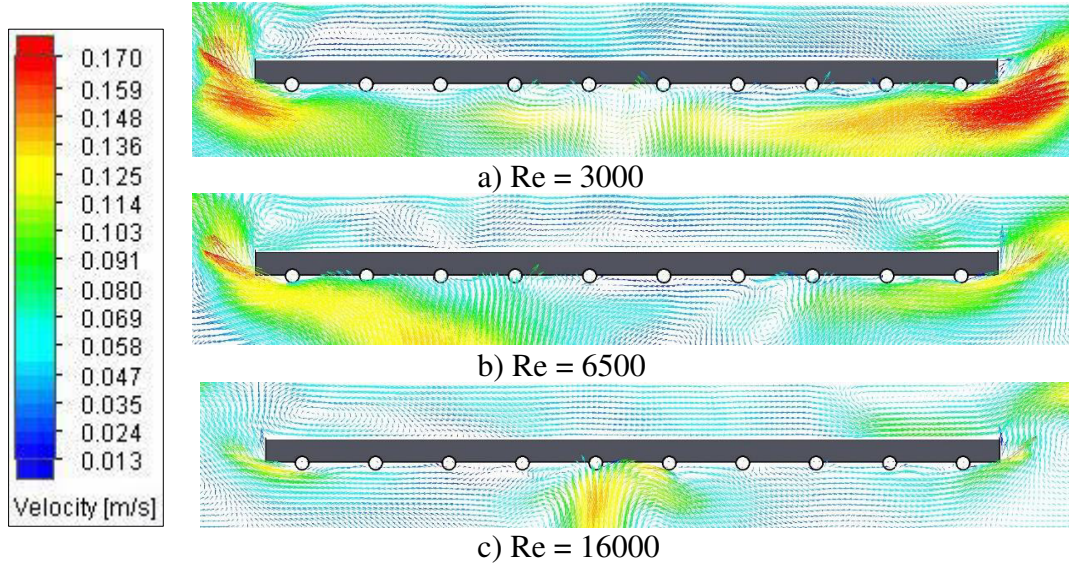
Panelin yan bölümlerinde ise hız değerleri Re değeri arttıkça 3000 olan duruma göre kısmen daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. A3 kesiti sistemin çıkış bölümüne yakın olduğu için bu bölüme doğru sistem içerisinde çalışan sıcak su sıcaklığını kaybetmekte ve ısı transfer oranı azalmaktadır. Dolayısıyla konveksiyon oranı da azalmaktadır ve bu farklılıklara sebep olmaktadır.

B2 kesiti x-z kesitinde sistemin tam ortasında bulunmaktadır ve bu kesite ait oda içerisindeki hız konturlarının dağılımı Şekil 5.19’da gösterilmiştir. Re değerinin 3000 olduğu durumda özellikle panelin kenar bölümlerinde hız değeri yüksektir ve Re değeri arttıkça bu bölgedeki hız değeri de azalmaktadır. Oda içerisinde ise Re değeri arttıkça odanın belli bölgelerinde hız değerleri de artış göstermektedir. Oda boyutunun büyük olmasından ve hız vektörlerinin küçük olmasından dolayı vektör hareketleri net görülememektedir. Daha net görebilmek amacıyla panel bölgesindeki hız kontur dağılımı da incelenmiştir.



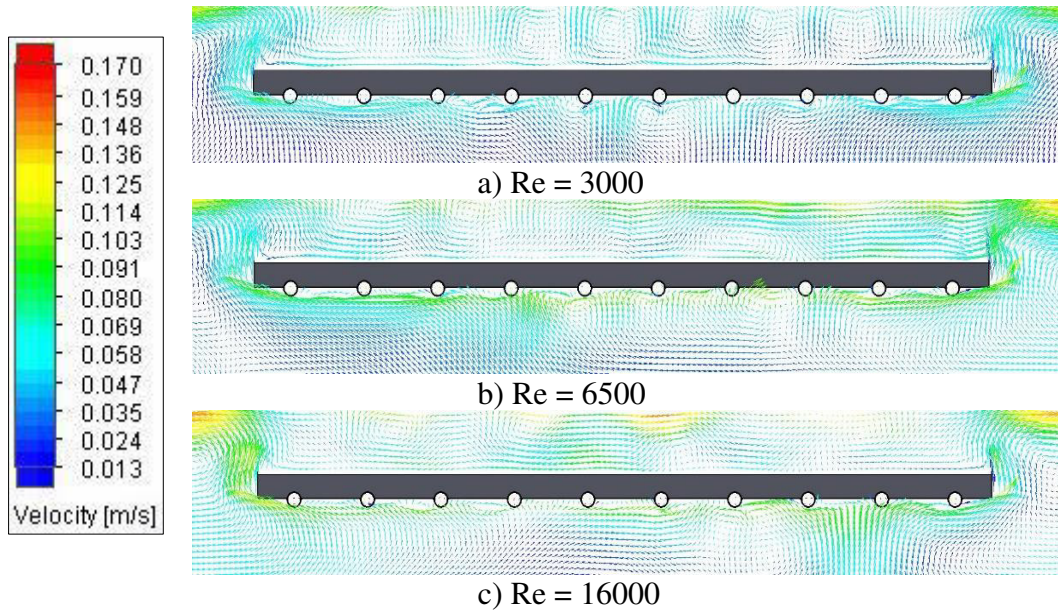
Şekil 5.19. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

B2 kesitinde panel bölgesindeki hız konturlarını daha net inceleyebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlştırılmış görüntü Şekil 5.20’de gösterilmiştir. Re değeri arttıkça kenar bölgelerdeki yüksek hız yoğunluğu azalırken 16000 değerinde orta bölümde artış göstermektedir.

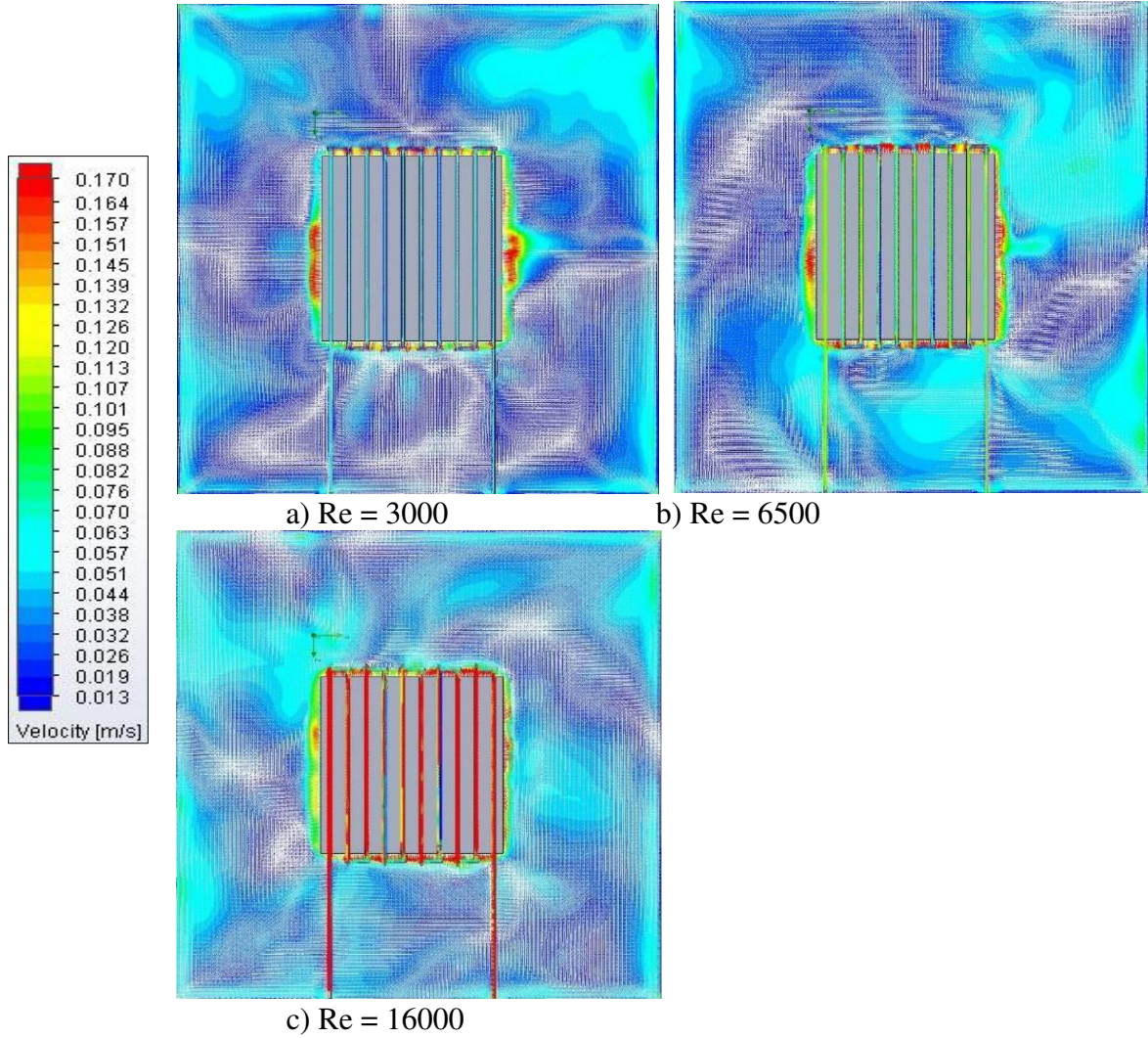


Şekil 5.20. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

B3 kesitine ait panel bölgesindeki hız kontur dağılımı Şekil 5.21’de gösterilmiştir. Re değerinin artmasıyla sisteme giriş yapan su, ısısını daha fazla yüzeye aktarmaktadır ve bunun neticesinde konveksiyon oranı da artmaktadır. Dolayısıyla panel bölgesindeki hız değerleri de Re değeri arttıkça artmaktadır. Özellikle Re değerinin 3000 olduğu durumda panelin üst bölümünde gözlemlenebilen düzensiz vektör hareketi, Re değeri arttıkça kaybolmakta ve hız değerini arttırarak daha düzenli bir yapıya geçmektedir.



Şekil 5.21. B3 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi



Şekil 5.22. C1 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına Re değerinin etkisi

C1 kesiti sistemi y-z düzleminde kesmektedir ve Şekil 5.22’de sistemin C1 kesitinde oda içindeki hız konturlarının dağılımı gösterilmiştir. Re değerinin 3000 olduğu durumda panele yakın bölümlerde hız değerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Re değeri arttıkça panele yakın bölümlerdeki hız değeri düşerken panelden uzaklaşmaya başladıkça hız değerleri de bölgesel olarak artmaktadır. Re değerinin artışıyla boru içerisindeki hız değeri de net bir şekilde artmakta ve 16000 değerinde en yüksek değerlere ulaştığı net bir şekilde görülmektedir. Re değeri arttıkça debi miktarı artmaktadır ve bu durum doğrulanmaktadır.

5.1.2. Reynolds sayısının boruyu çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Tavan tipi sulu radyant panel içerisindeki suyun dolaşmasını sağlayan borular ve bu boruları alt ve üst bölümünden çevreleyen saclarla ait bilgiler daha önceki bölümlerde verilmiştir ve

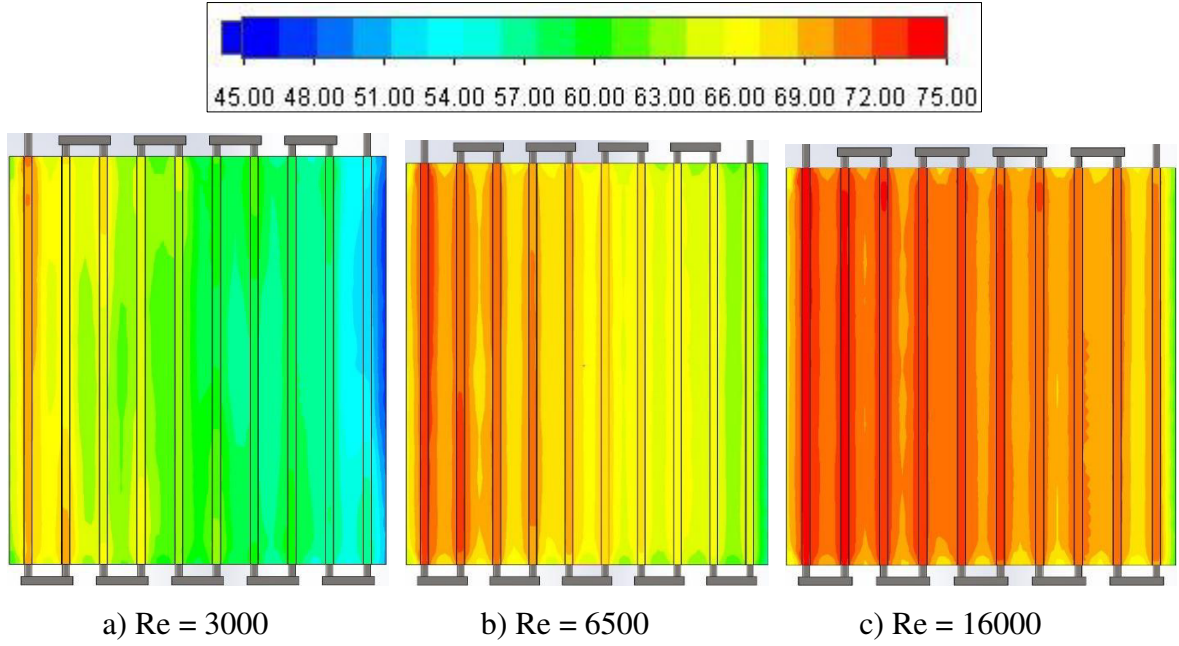
Şekil 3.7’de gösterilmiştir. 0,8 mm kalınlığındaki alüminyum alt sac, boruların ve sistemin alt bölümünde yer almakta olup radyasyon yayıcı yüzey olarak adlandırılmıştır. Işınlar bu sac üzerinden odaya ve odadaki cisimlere yayılmaktadır. Reynolds sayısının radyasyon yayıcı alt sac üzerindeki etkisi incelemek; saclar üzerindeki sıcaklık dağılımı, ısı transferi ve radyasyon miktarı hakkında yorumlar yapılabilmesine olanak tanımaktadır. Üst sac ise boruların üst bölümünde yer almaktadır ve 0,5 mm kalınlığındadır. Üstünde ise cam yünü yalıtım malzemesi bulunmaktadır. Bu sac üzerindeki etkilerde ise sistemde oluşan kayıplar hakkında yorum yapılabilmesine olanak tanımaktadır.

Bu amaçla alt ve üst sac üzerinde Reynolds sayısına bağlı olarak yüzeydeki sıcaklık kontur dağılımları incelenmiştir. Reynolds sayısının 3000, 6500 ve 16000 değerleri için sıcaklık kontur dağılımları karşılaştırmalı olarak verilmiş ve değerlendirilmiştir.

Şekil 5.23’te Reynolds sayısına bağlı, tavan tipi sulu radyant panelin alt bölümündeki radyasyon yayıcı alüminyum sacdaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. 75 °C sıcaklıkla sisteme giriş yapan su, Reynolds sayısının 3000, 6500 ve 16000 olduğu 3 durumda da giriş bölümünde sıcaklığını korumuştur. Fakat akış devam ettikçe su sıcaklığını kaybetmekte ve çıkış bölgesi etrafında da en düşük değerlerine ulaşmaktadır. Reynolds sayısı arttırıldıkça, dolayısıyla sisteme giren suyun kütsel debisi arttıkça sıcak suyun enerjisi daha fazla yüzeye etki etmektedir. Bu durum Reynolds sayısı 3000’den 16000’e arttırıldığında kademeli olarak görülebilmektedir ve en yüksek sıcaklıkların Re değerinin 16000 olduğu durumda olduğu gözlemlenmektedir.

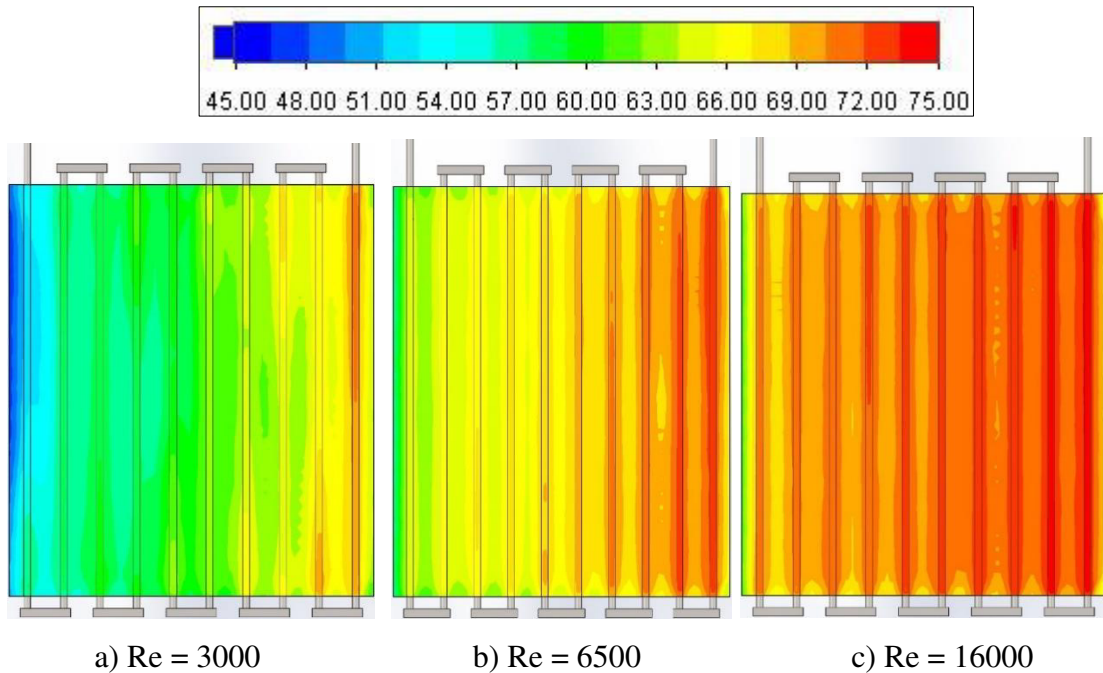
Re değerinin 3000 olduğu durumda sağ tarafta bulunan çıkış bölümüne yaklaştıkça yeterli su sıcaklığını kaybetmekte ve yeterli ısı transferi sağlanamamaktadır. Dolayısıyla çıkış bölümüne doğru üç durum arasında en düşük sıcaklık değerine ulaşılmaktadır. Fakat Re değeri arttıkça yeterli ısı transferi sağlanmakta ve çıkış bölümüne doğru elde edilen sıcaklık değeri de artmaktadır.

Şekildeki sıcaklık kontur dağılımları ile toplam ısı transfer miktarı, radyasyon miktarı ve alt sac ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin Reynolds sayısına bağlı değişimini gösteren grafikler birbirlerini doğrulamaktadır.



Şekil 5.23. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

Şekil 5.24'te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Re değeri arttıkça alt sacdaki duruma benzer şekilde sağda bulunan giriş bölümünde sıcaklık değerleri artmaktadır. Çıkışta ise en düşük değer $Re=3000$ olan durumda olmaktadır. Bu sebeple sac üzerinde bulunan yalıtım malzemesine de özellikle giriş bölgesi hizasında bulunan kısımlardan daha fazla ısı iletimi olması beklenmektedir.

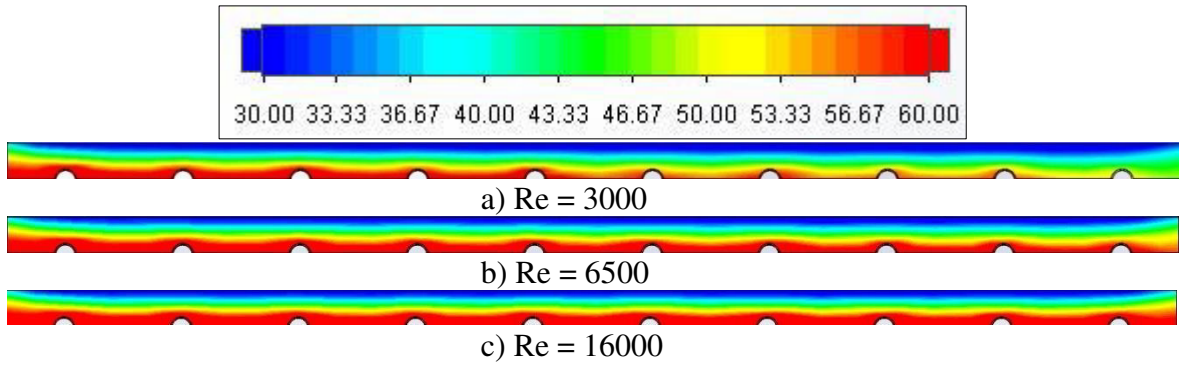


Şekil 5.24. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

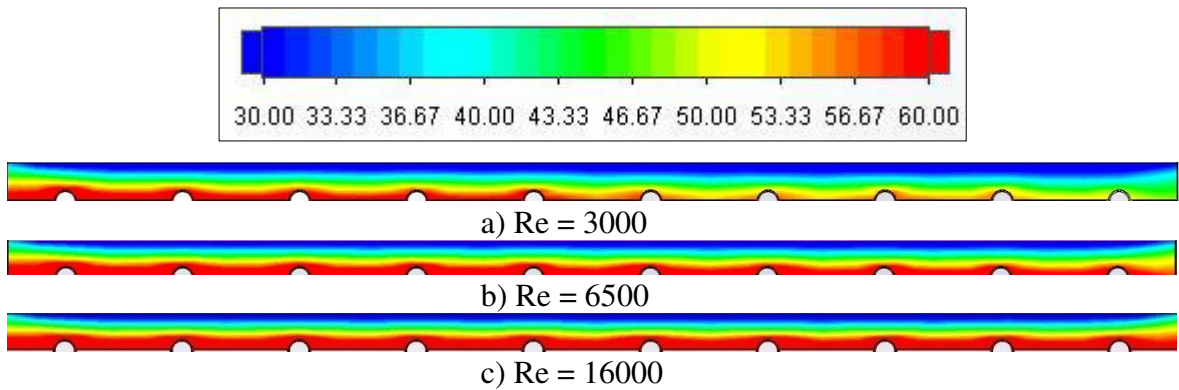
5.1.3. Reynolds sayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Reynolds sayısının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu kapsamda Reynolds sayısının 3000, 6500 ve 16000 olduğu 3 durum için Şekil 5.1’de gösterilen x-z düzlemi üzerindeki B1, B2, B3 kesitleri ve bunlara ek olarak y-z ekseninde cam yünü yalıtım malzemesinin tam ortasından geçen kesit kullanılarak sıcaklık dağılımları elde edilmiştir ve üç farklı durum için karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

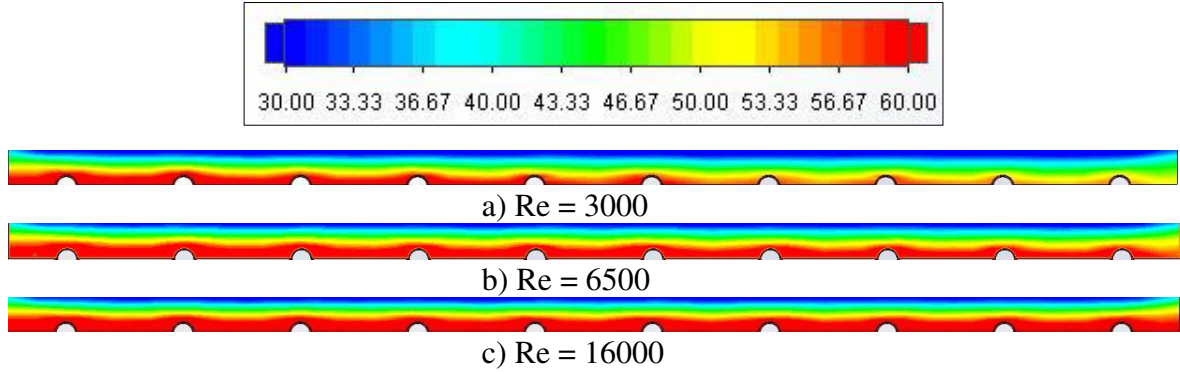
Şekil 5.25 – Şekil 5.27 arasında sırasıyla B1, B2 ve B3 kesitleri için sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Re değeri arttıkça suyun kütesel debisi artmakta ve daha fazla yüzeye ısıyı transfer etmektedir. Isı borulardan üst saca, ardından yalıtım malzemesine iletilmektedir. Şekil incelendiğinde ise üç durumda da sol taraftaki giriş bölümünde sıcaklık değerleri birbirleriyle benzerlik göstermektedir. Fakat çıkış bölümünde ise Re değeri arttıkça sıcaklık değeri artmaktadır. Bu da açıklaması yapılan durumu doğrulamaktadır.



Şekil 5.25. B1 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

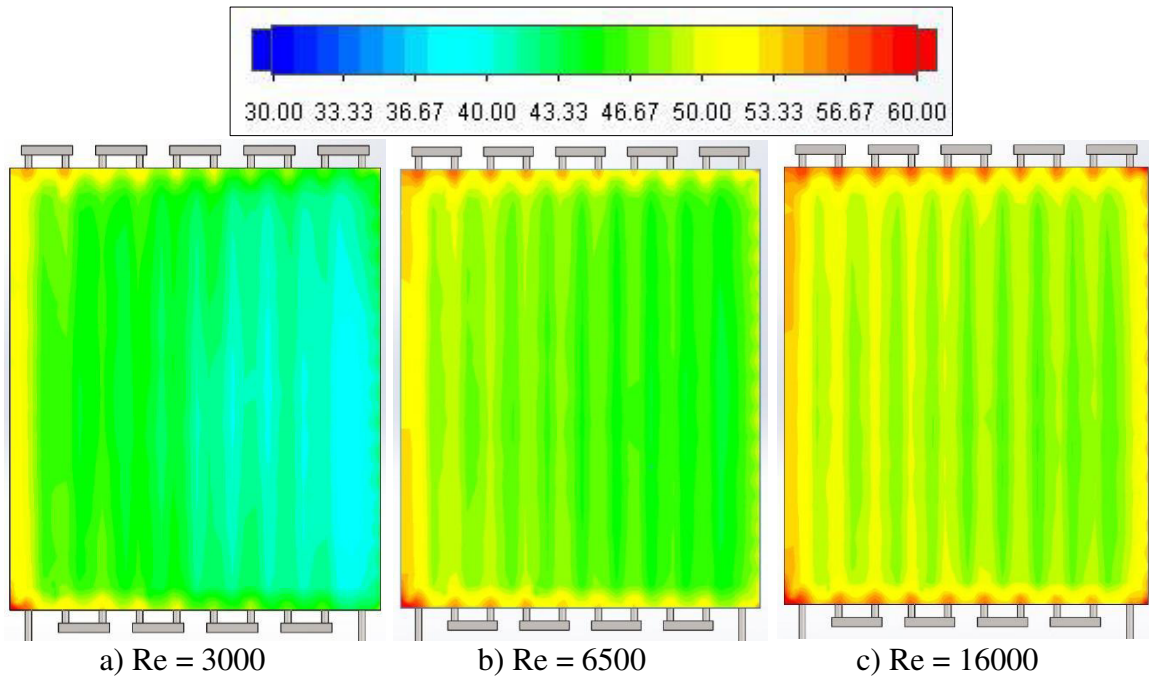


Şekil 5.26. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi



Şekil 5.27. B3 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

Şekil 5.28’de ise y-z düzleminde yalıtım malzemesinin tam ortasından geçen kesite göre yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımları üç farklı Re değeri için gösterilmiştir. Re değeri arttıkça borulardan üst saca ısı iletimi artmakta, dolayısıyla üst sacdan da yalıtım malzemesine ısı iletimi artmaktadır.



Şekil 5.28. Yalıtım malzemesinin Y-Z kesitinde sıcaklık dağılımına Re değerinin etkisi

5.2. Su Giriş Sıcaklığının Performans Üzerindeki Etkisi

Reynolds sayısı çalışmasının ardından, sisteme giriş yapan suyun sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda Çizelge 5.2’de çalışmada

kullanılan sabit ve değişken değerler gösterilmiştir. Su giriş sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisini görmek amacıyla giriş sıcaklığı 35  C ve 95  C aralığında arttırılarak toplam 7 analiz gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.3. T_g çalışmasında kullanılan parametreler

Parametre	Değer
Re	4000
Duvar Sıcaklığı T_d (�C)	20
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,93
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Su Giriş Sıcaklığı T_g (�C)	35, 45, 55, 65, 75, 85, 95

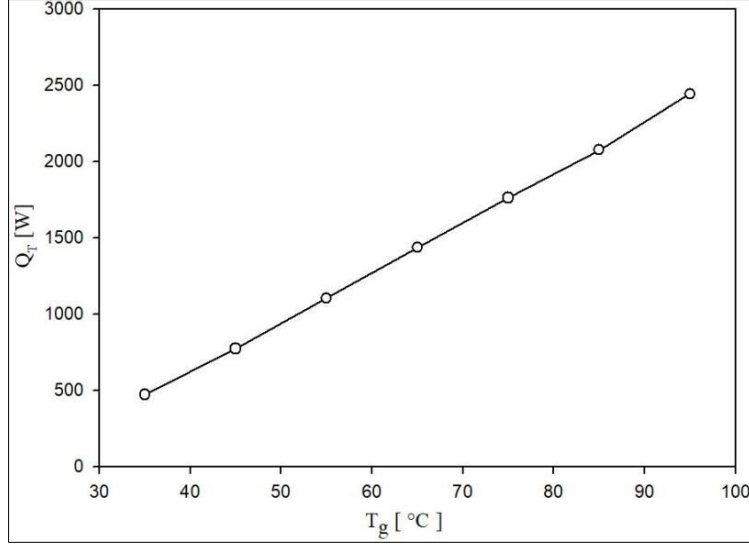
Su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için değiştirilmiştir ve bu sıcaklık değerlerine karşılık gelen dinamik viskozite (μ) değeri de değişmektedir. Bu değerler kullanılarak Eş.3.14. yardımıyla her bir giriş sıcaklık değerine karşılık gelen kütlesel debi ($\dot{m}$) değeri elde edilmiştir.  ıkış sıcaklık değeri (T_c), programdan elde edilmiş olup; çıkış entalpi (h_c) ve giriş entalpi (h_g) değerleri her durum için termodinamik tablolar yardımıyla elde edilir. Elde edilen entalpi değerleri Q_T değerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Kütlesel debi, giriş ve çıkış entalpi değerleri elde edildikten sonra Eş.3.15. yardımıyla toplam ısıl güç (Q_T) değeri elde edilmiştir. Elde edilen Q_T değerleri yardımıyla grafik oluşturulmuştur. Çizelge 5.4'te her bir giriş sıcaklık değeri için elde edilen giriş entalpi (h_g), kütlesel debi ($\dot{m}$), çıkış sıcaklık (T_c), çıkış entalpi (h_c) ve toplam ısıl güç (Q_T) değerleri sunulmuştur.

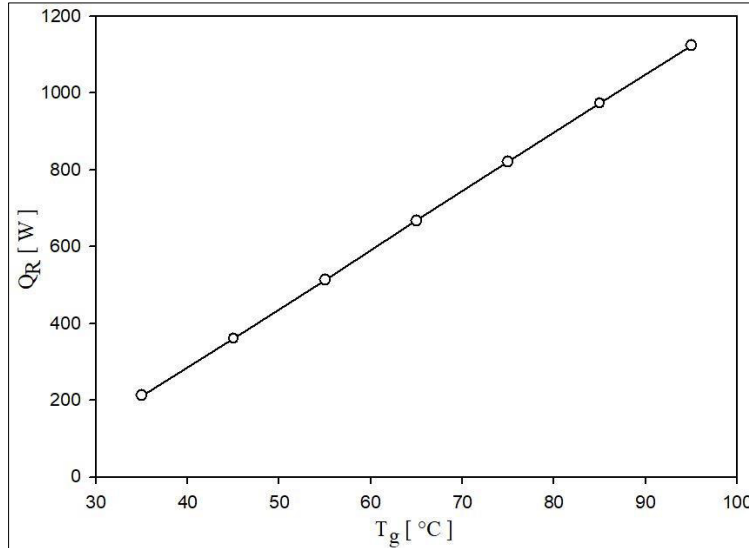
Çizelge 5.4. T_g çalışması için hesaplanan değerler

T_g (�C)	h_g (kJ/kg)	$\dot{m}$ (Kg/s)	T_c (�C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
35	146,64	0,056	33,1	138,32	470,18
45	188,44	0,046	41,05	171,92	772,85
55	230,26	0,039	48,33	202,35	1103,87
65	272,12	0,033	54,91	229,88	1435,65
75	314,03	0,029	60,83	254,65	1761,98
85	356,02	0,026	66,06	276,56	2077,09
95	398,09	0,023	70,05	293,27	2443,61

Toplam ısı transfer miktarının değişimine ait grafik Şekil 5.29’da gösterilmiştir. Grafikte gösterilen ısı transfer miktarları, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 5.3’te sunulan değerler kullanılarak sunulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere, su giriş sıcaklık değeri arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarı artış göstermektedir.



Şekil 5.29. Toplam ısı transfer miktarının su giriş sıcaklığı ile değişimi

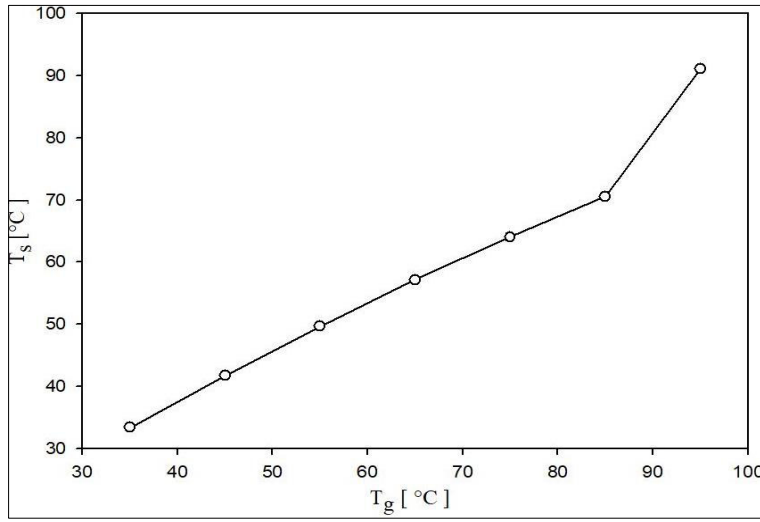


Şekil 5.30. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının su giriş sıcaklığı ile değişimi

Şekil 5.30’da alt yüzeyden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), su giriş sıcaklığına bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Toplam ısı transfer miktarı durumuna benzer şekilde, su giriş sıcaklık değeri arttıkça elde edilen net radyasyon değeri de artmaktadır.

Çünkü radyasyon yayıcı alt saca, borulardan aktarılan ısı değeri arttıkça alt sacdan da elde edilen net radyasyon değeri artmaktadır.

Radyasyon yayıcı yüzey sıcaklığının su giriş sıcaklığına bağlı değişimi gösteren grafik Şekil 5.31’de sunulmuştur. Toplam ısı transfer miktarı ve radyasyon miktarı değişimlerini gösteren grafiklerdekine benzer bir sonuç, grafikte görülmektedir. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça yüksek sıcaklıklı suyun enerjisi daha fazla yüzeye aktarılmakta ve daha fazla yüzey alanı ısınmaktadır.

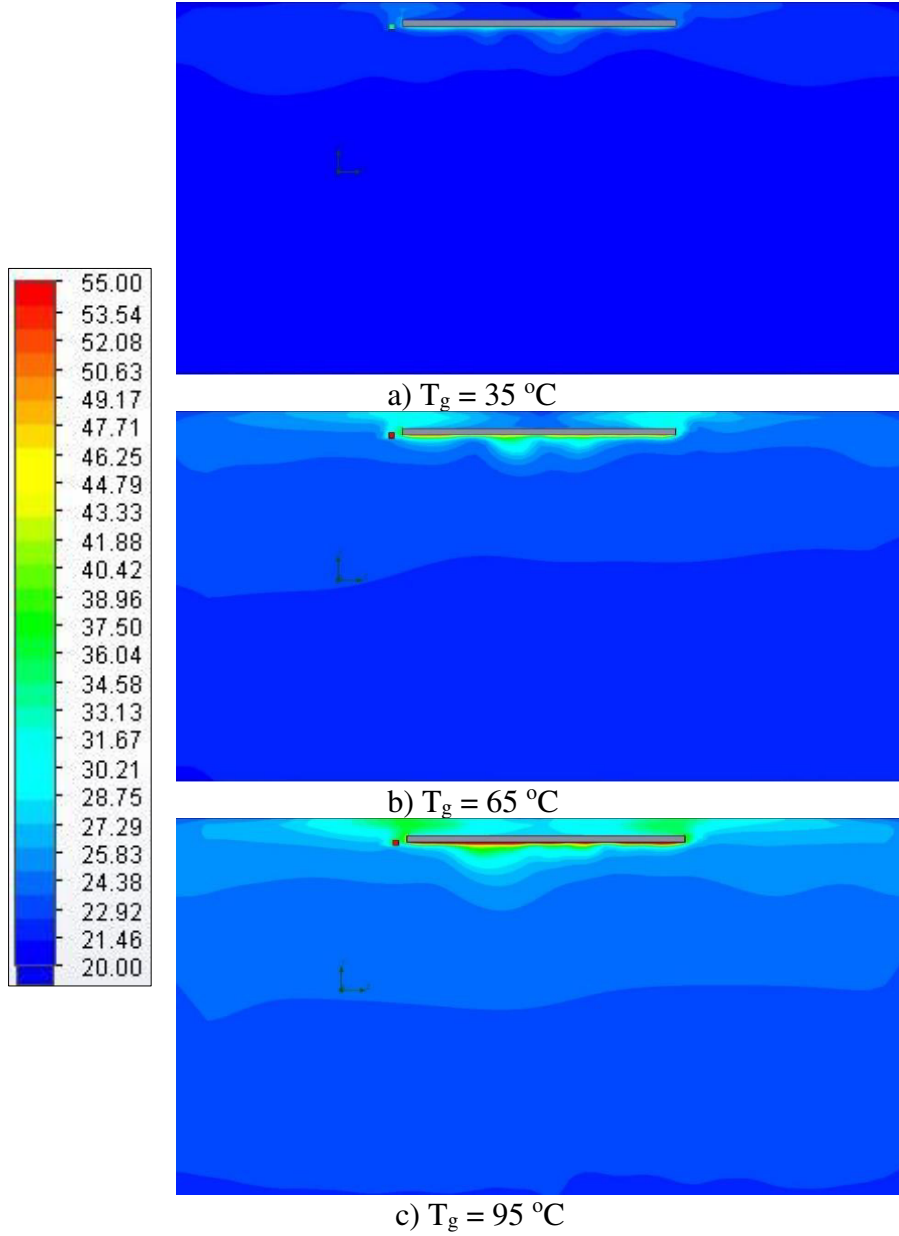


Şekil 5.31. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi

5.2.1. Su giriş sıcaklığının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

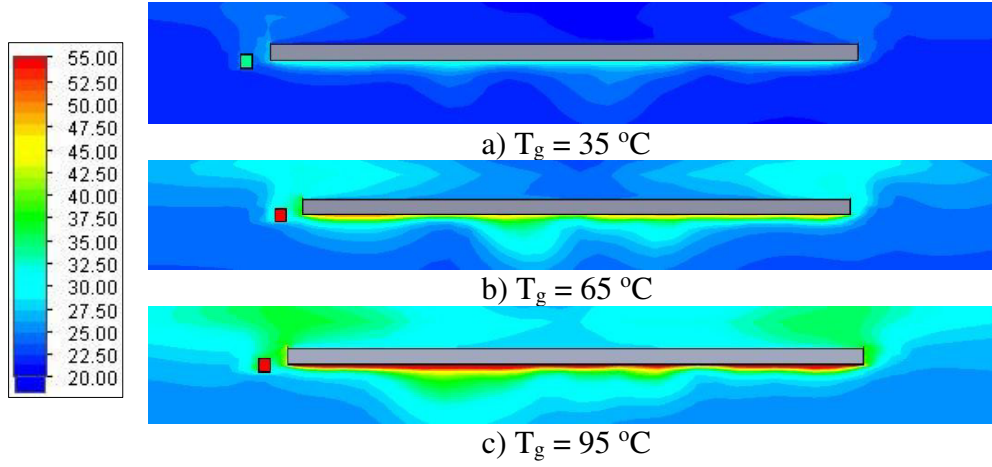
A2 kesitine ait oda içerisindeki sıcaklık konturlarının dağılımı Şekil 5.32’de gösterilmiştir. Su giriş sıcaklığı arttıkça oda içerisindeki sıcaklık değerleri de artmaktadır.

Panel bölgesi etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımını daha net incelemek amacıyla yakınlştırılmış görüntüleri alınmıştır ve bu görüntüler Şekil 5.33’te gösterilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı da artmaktadır. Bu artış özellikle 95 °C değerinde daha net olarak görülmektedir. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan panel yüzeylerine iletilen ısı miktarı artmakta ve odaya yayılan ısı miktarı da artmaktadır.

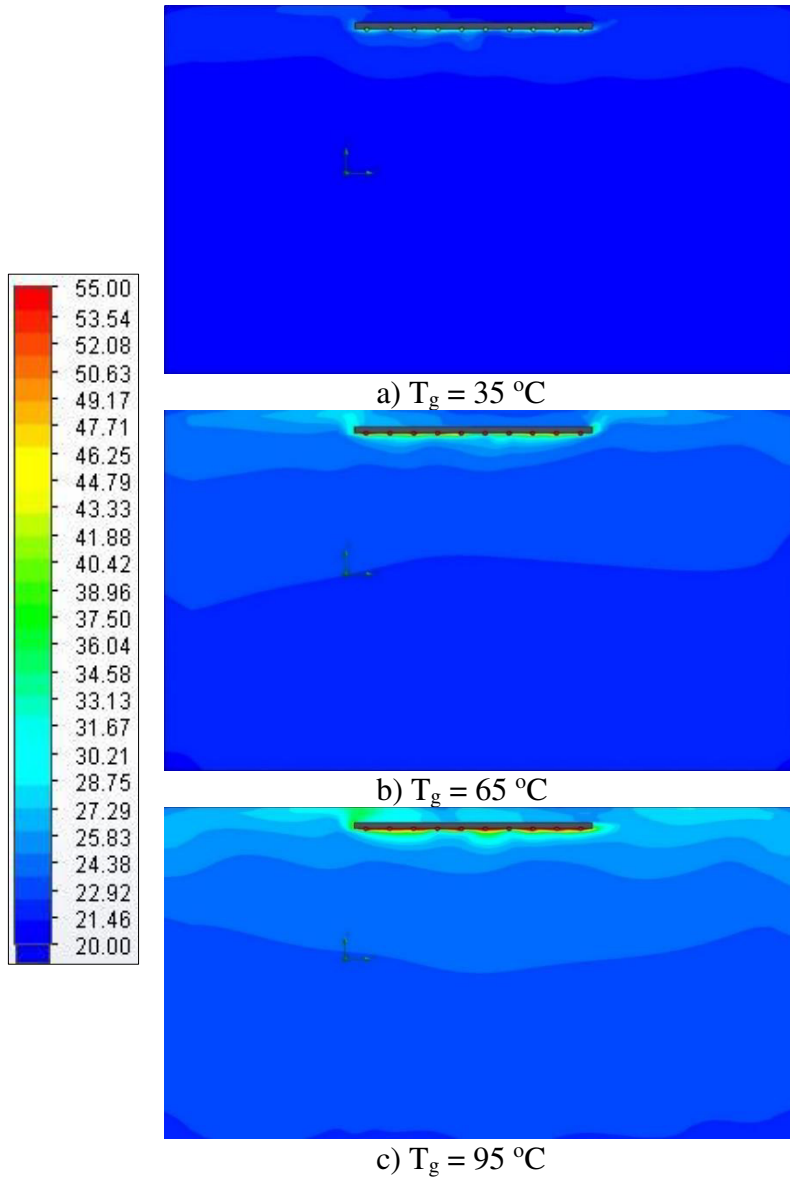


Şekil 5.32. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

Panel bölgesi etrafındaki sıcaklık konturlarının dağılımını daha net incelemek amacıyla yakınlştırılmış görüntüleri alınmıştır ve bu görüntüler Şekil 5.33'te gösterilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı da artmaktadır. Bu artış özellikle 95 °C değerinde daha net olarak görülmektedir. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan panel yüzeylerine iletilen ısı miktarı artmakta ve odaya yayılan ısı miktarı da artmaktadır. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı da artmaktadır. Bu artış özellikle 95 °C değerinde daha net olarak görülmektedir. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan panel yüzeylerine iletilen ısı miktarı artmakta ve odaya yayılan ısı miktarı da artmaktadır.



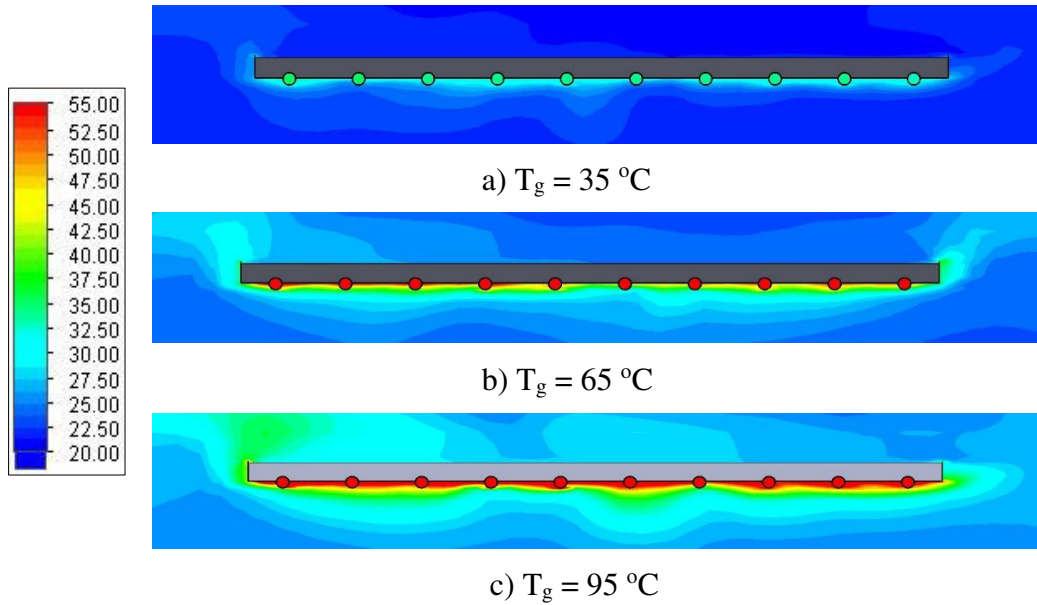
Şekil 5.33. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi



Şekil 5.34. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

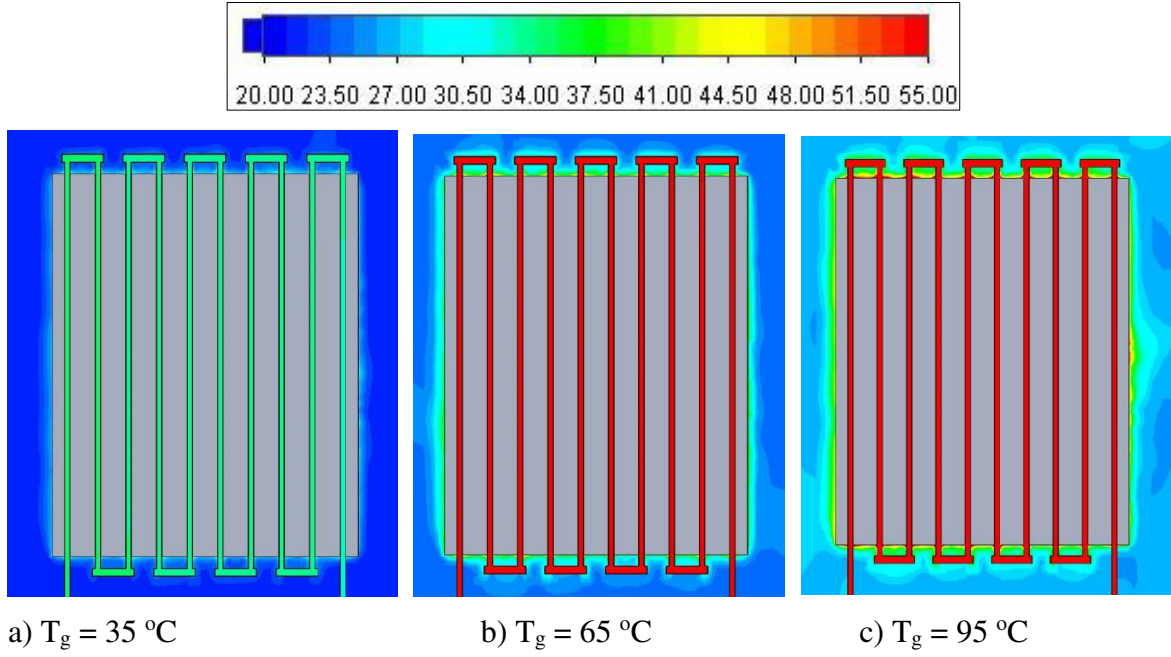
B2 kesitine ait oda içerisindeki sıcaklık konturlarının dağılımı Şekil 5.34'te gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde A2 kesitindeki duruma benzer şekilde su giriş sıcaklığı arttıkça oda içerisinde sıcaklık değeri de artmaktadır. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan panel yüzeylerine iletilen ısı miktarı artmakta ve odaya yayılan ısı miktarı da artmaktadır. Bu durum su giriş sıcaklığının 35 °C ve 95 °C olduğu durumlar kıyaslandığında net olarak gözlemlenmektedir. İlk durumda oda sıcaklık değeri düşük iken, ikinci durumda ise oda zemininden tavana doğru sıcaklık değerinin giderek arttığı görülmektedir. Özellikle de panel bölgesindeki artış net olarak görülmektedir.

B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla yakınlştırılmış görüntüleri Şekil 5.35'te gösterilmiştir. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan panel yüzeylerine iletilen ısı miktarı artmakta ve panellerden odaya yayılan ısı miktarı da artmaktadır.



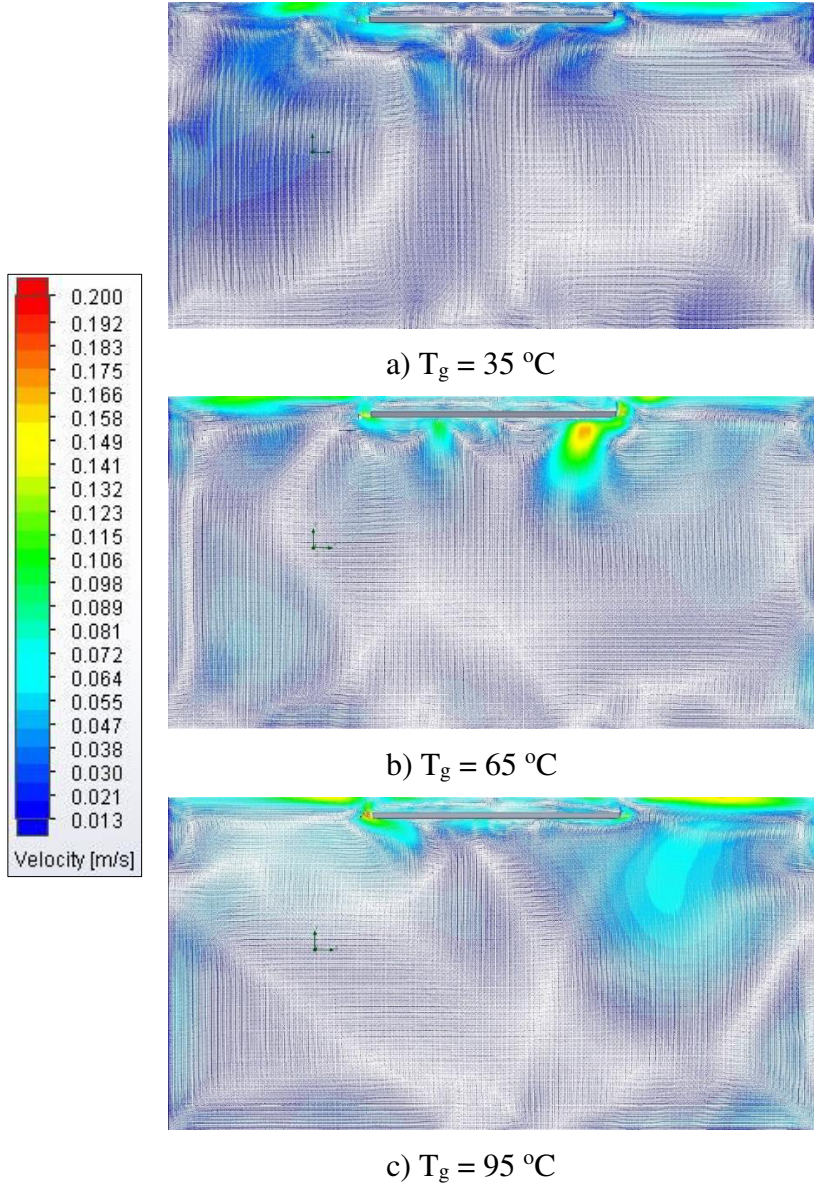
Şekil 5.35. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

C1 kesiti sistemdeki boruların tam ortasından kesmekte olup bu kesite ait panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.36'da gösterilmiştir. A2 ve B2 kesitleri için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımlarındaki durumlara benzer şekilde su giriş sıcaklık değeri arttıkça panel bölgesindeki sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir.



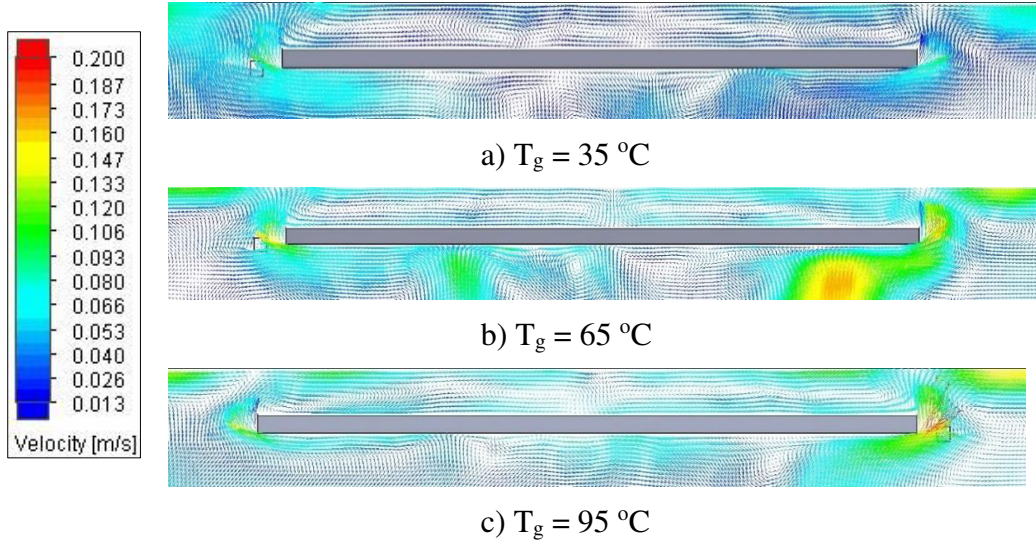
Şekil 5.36. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

Sıcaklık dağılımlarının ardından aynı kesitler için hız dağılımları sunulmuştur. A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.37’de gösterilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panelin üst bölgesiyle oda tavanı arasındaki bölgede hız değerlerinin artış gösterdiği görülmektedir. Sıcaklık değerinin $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda panelin alt bölgesinde, sağ taraftaki giriş bölümüne yakın bölümünde hız değerinin artış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 5.37. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi

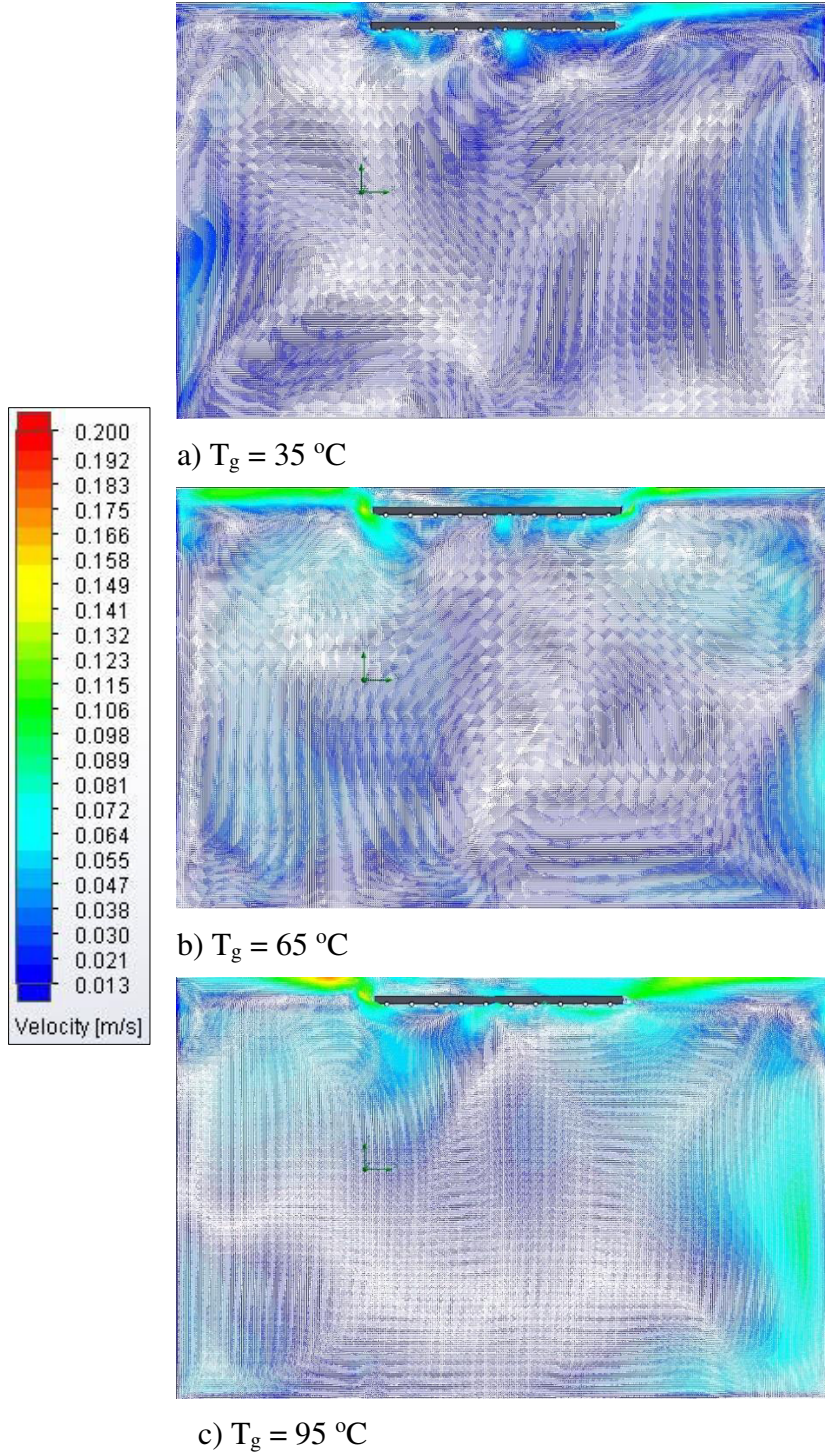
Şekil 5.37’de özellikle panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesinde yakınlaştırılmış görüntü Şekil 5.38’de sunulmuştur. Panelin sağ ve sol bölümündeki sıcaklık değerlerinin, su giriş sıcaklık değeri arttıkça arttığı görülmektedir. Su giriş sıcaklığı arttıkça panelin alt yüzey ortalama yüzey sıcaklığı ve çerçevenin sıcaklığı artmaktadır ve bu bölgelerde hava ısınarak ve hız değeri artarak tavana doğru yükselmektedir. Sıcaklığın $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda panelin alt ve üst bölgesinde düzensizlikler görülmektedir. Fakat sıcaklık değeri arttıkça hem yüzey sıcaklık değerinin artmasıyla hem de taşınım etkilerinden dolayı hız vektörleri daha düzenli bir duruma geçmektedir. Panelin üst bölgesinde ise yalıtım malzemesi ısıyı tuttuğundan dolayı sıcaklık farkı fazla olmamakta ve çok yüksek sıcaklık artışı gözlemlenmemektedir.



Şekil 5.38. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi

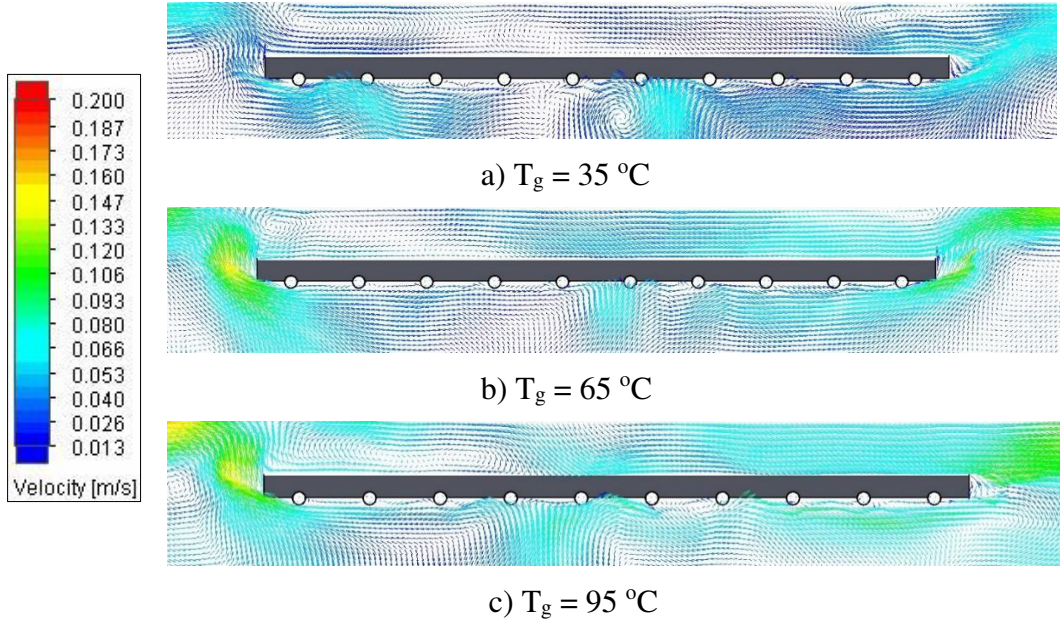
B2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.39’da gösterilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça hem panel bölgesinde hem de odanın belli bölgelerinde hız değerlerinin arttığı görülmektedir. Sıcaklığın $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu durumda odanın sağ duvar bölgesinde sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir.

Oda boyutlarının büyük olmasından dolayı hız vektörleri net olarak görülememektedir. Oda içindeki hız dağılımı gösteriminin ardından, hız vektörlerini daha net görebilmek amacıyla panel bölgesindeki hız vektör dağılımı ayrıca sunulmuştur.



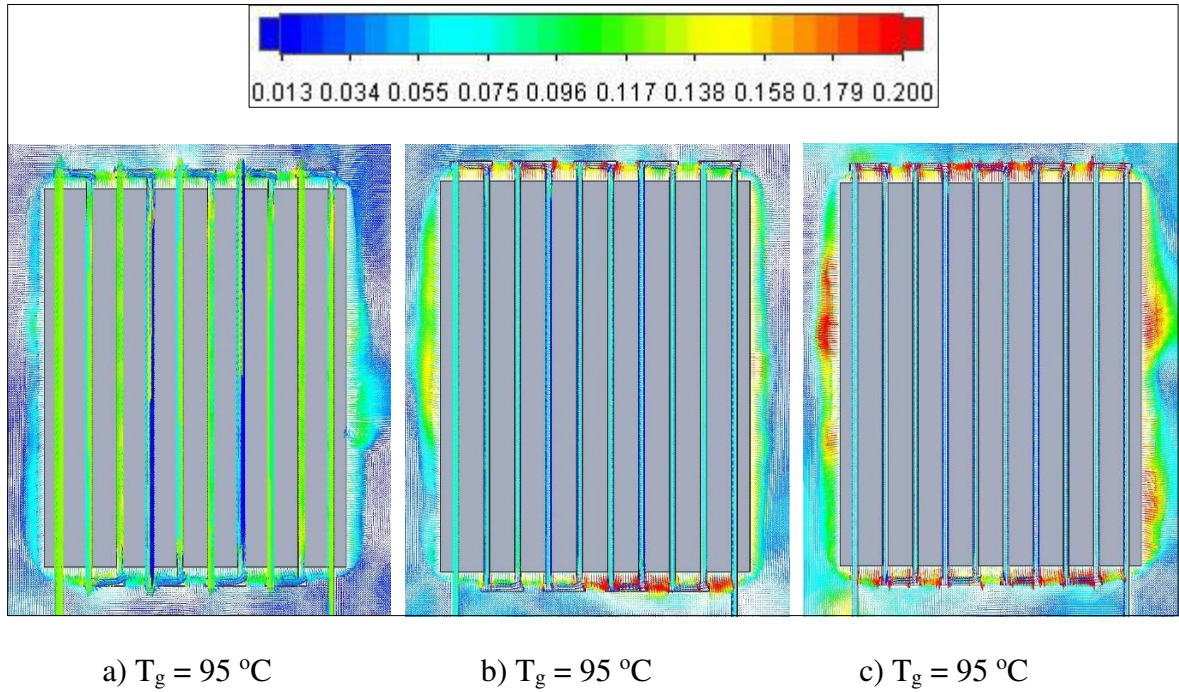
Şekil 5.39. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi

Şekil 5.40'da B2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panele ve çerçeveye aktarılan ısı miktarı artmakta, dolayısıyla yüzeylerdeki sıcaklık artmaktadır. Yalıtım malzemesinin ve tanımının olmadığı yan ve alt bölgelerde yüzey sıcaklığının artışından dolayı hız vektörleri artmakta ve yükselmektedir.



Şekil 5.40. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi

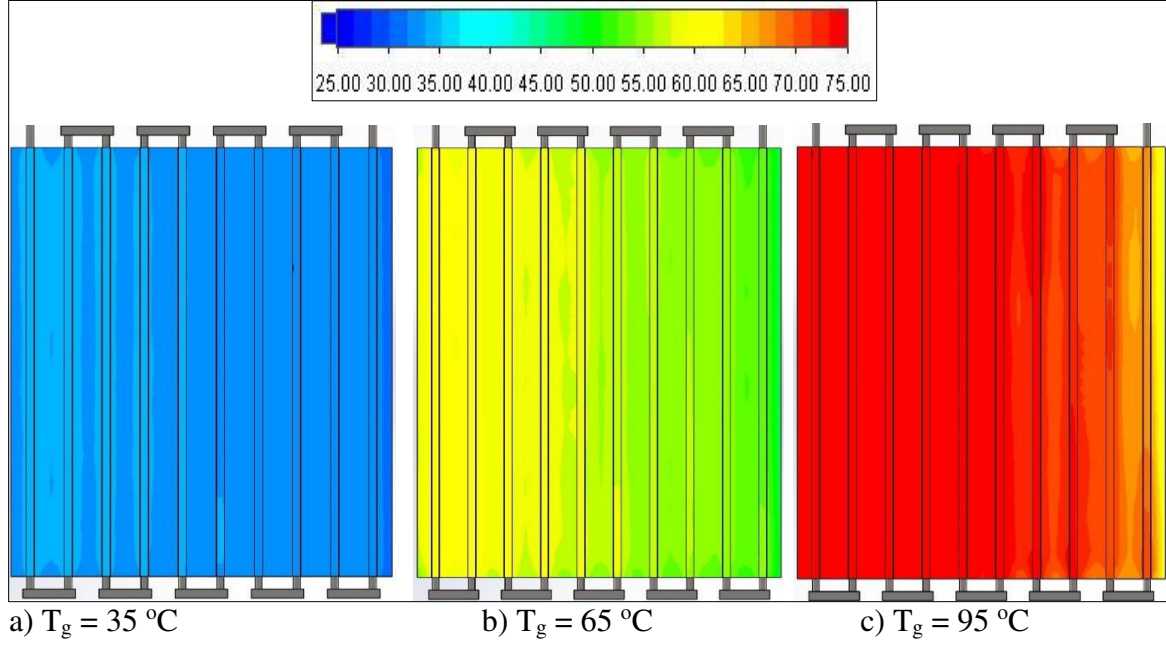
C1 kesitine ait panel bölgesindeki hız dağılımları Şekil 5.41’de sunulmuştur. Su giriş sıcaklık değeri arttıkça panel etrafındaki hız değerleri de artmaktadır.



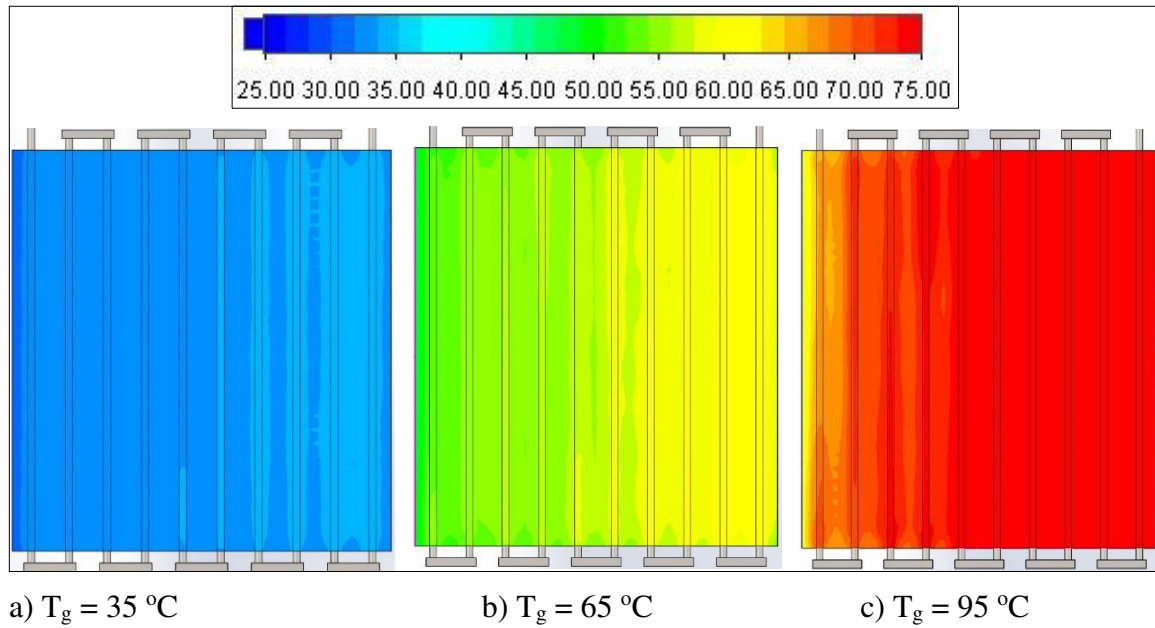
Şekil 5.41. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_g değerinin etkisi

5.2.2. Su giriş sıcaklığının boruyu çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Şekil 5.42’de su giriş sıcaklığına bağlı, tavan tipi sulu radyant panelin alt bölümündeki radyasyon yayıcı alüminyum sacdaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Su giriş sıcaklığı arttıkça borulardan saca iletilen ısı miktarı da artmaktadır.



Şekil 5.42. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

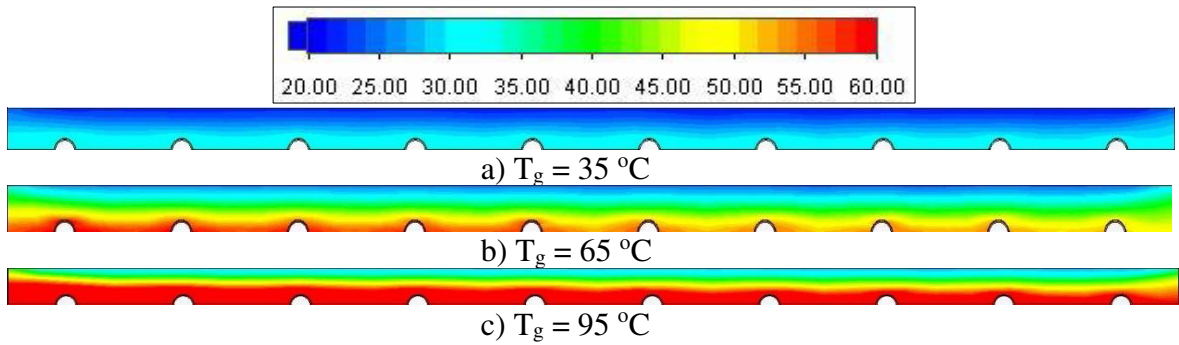


Şekil 5.43. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

Şekil 5.43'te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup giriş sıcaklık değeri arttıkça üst saca iletilen ısı miktarı da artmaktadır.

5.2.3. Su giriş sıcaklığının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Su giriş sıcaklığının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.44'te sunulmuştur. Sıcaklık değerinin düşük olduğu durumda yalıtım malzemesindeki sıcaklık değerleri düşük iken su giriş sıcaklık değeri arttıkça yalıtım malzemesindeki sıcaklık değeri de artmaktadır. Özellikle giriş bölümünde sıcaklık değerlerinin çıkışa kıyasla yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.44. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına T_g değerinin etkisi

5.3. Oda Duvar Sıcaklığının Performans Üzerindeki Etkisi

Su giriş sıcaklığı çalışmasının ardından, oda duvar sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda Çizelge 5.5'te çalışmada kullanılan sabit ve değişken değerler gösterilmiştir. Oda duvar sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisini görmek amacıyla giriş sıcaklığı 5 °C ve 25 °C aralığında arttırılarak toplam 5 analiz gerçekleştirilmiştir.

Oda duvar sıcaklığı (T_d) her durum için değiştirilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı transfer miktarı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.5. Oda duvar sıcaklığı analizinde kullanılan parametreler

Parametre	Değer
Re	4000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,93
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	5, 10, 15, 20, 25

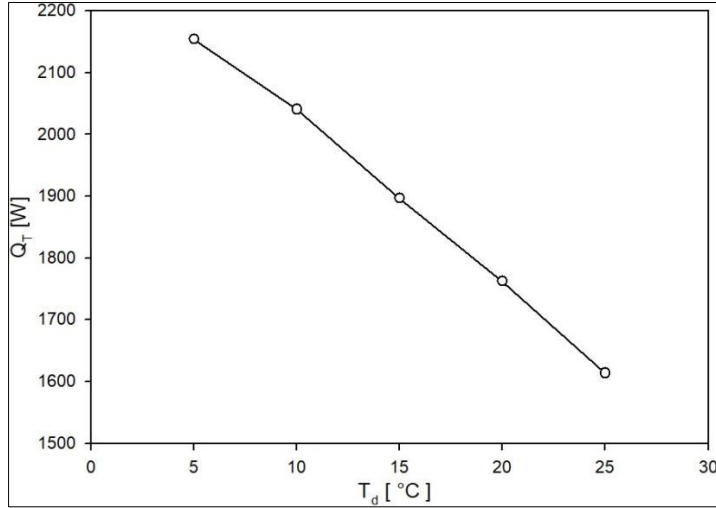
Kütleli debi, giriş ve çıkış entalpi değerleri elde edildikten sonra Eş.3.15. yardımıyla toplam ısı güç (Q_T) değeri elde edilmiştir. Elde edilen Q_T değerleri yardımıyla grafik oluşturulmuştur.

Çizelge 5.6’da her bir oda duvar sıcaklık değeri için elde edilen giriş entalpi (h_g), kütleli debi ($\dot{m}$), çıkış sıcaklık (T_c), çıkış entalpi (h_c) ve toplam ısı transfer (ısı güç) (Q_T) değerleri sunulmuştur.

Çizelge 5.6. T_d çalışması için hesaplanan değerler

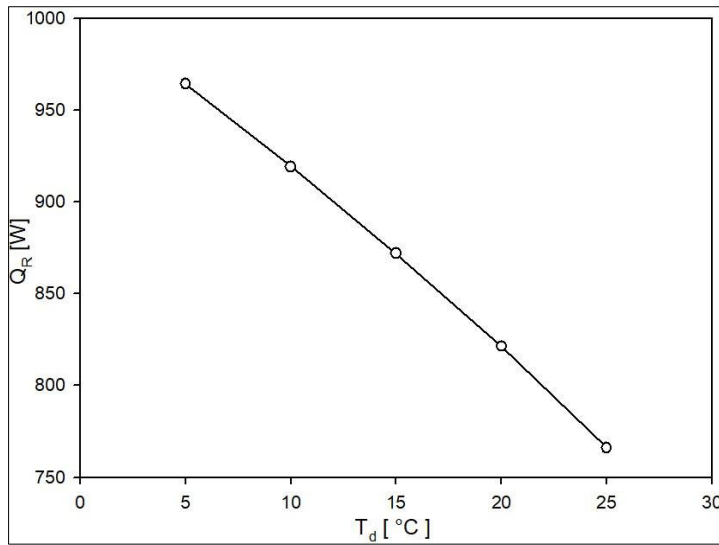
T_d (°C)	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	$\dot{m}$ (Kg/s)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
5	75	314,03	0,029673	57,34	241,45	2153,66
10	75	314,03	0,029673	58,49	245,26	2040,61
15	75	314,03	0,029673	59,65	250,11	1896,69
20	75	314,03	0,029673	60,83	254,65	1761,98
25	75	314,03	0,029673	62,04	259,64	1613,91

Toplam ısı transfer miktarının değişimine ait grafik Şekil 5.45’te sunulmuştur. Grafikte gösterilen ısı güç değerleri, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 5.6’da sunulan değerler kullanılarak oluşturulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere, oda duvar sıcaklık değeri arttıkça elde edilen toplam ısı transfer değeri azalmaktadır. Bunun nedeni, sisteme giriş yapan su sıcaklığı sabit olduğu için radyasyon yayıcı alt sac yüzeyinin sıcaklık değeri her durumda aynı kalmakta iken oda duvar sıcaklık değerinin değişimiyle yüzey ile oda sıcaklık değerleri arasındaki farkın azalmasıdır. Dolayısıyla grafikteki gibi elde edilen toplam ısı transfer miktarı oda duvar sıcaklığı arttıkça azalmaktadır.



Şekil 5.45. Toplam ısı transfer miktarının oda duvar sıcaklığı ile değişimi

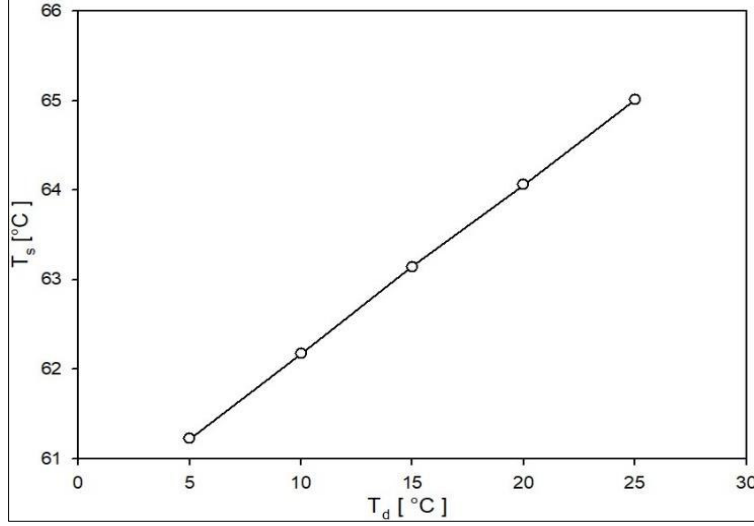
Şekil 5.46'da alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), oda duvar sıcaklığına bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Toplam ısı transfer değişimine benzer şekilde, oda duvar sıcaklık değeri arttıkça elde edilen radyasyon miktarı da azalmaktadır. Çünkü radyasyon yayıcı alt sac yüzey ile oda sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça elde edilen radyasyon miktarı azalmaktadır.



Şekil 5.46. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının oda duvar sıcaklığı ile değişimi

Radyasyon yayıcı alt yüzey ortalama sıcaklığının oda duvar sıcaklığına bağlı değişimi gösteren grafik Şekil 5.47'de sunulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere oda duvar

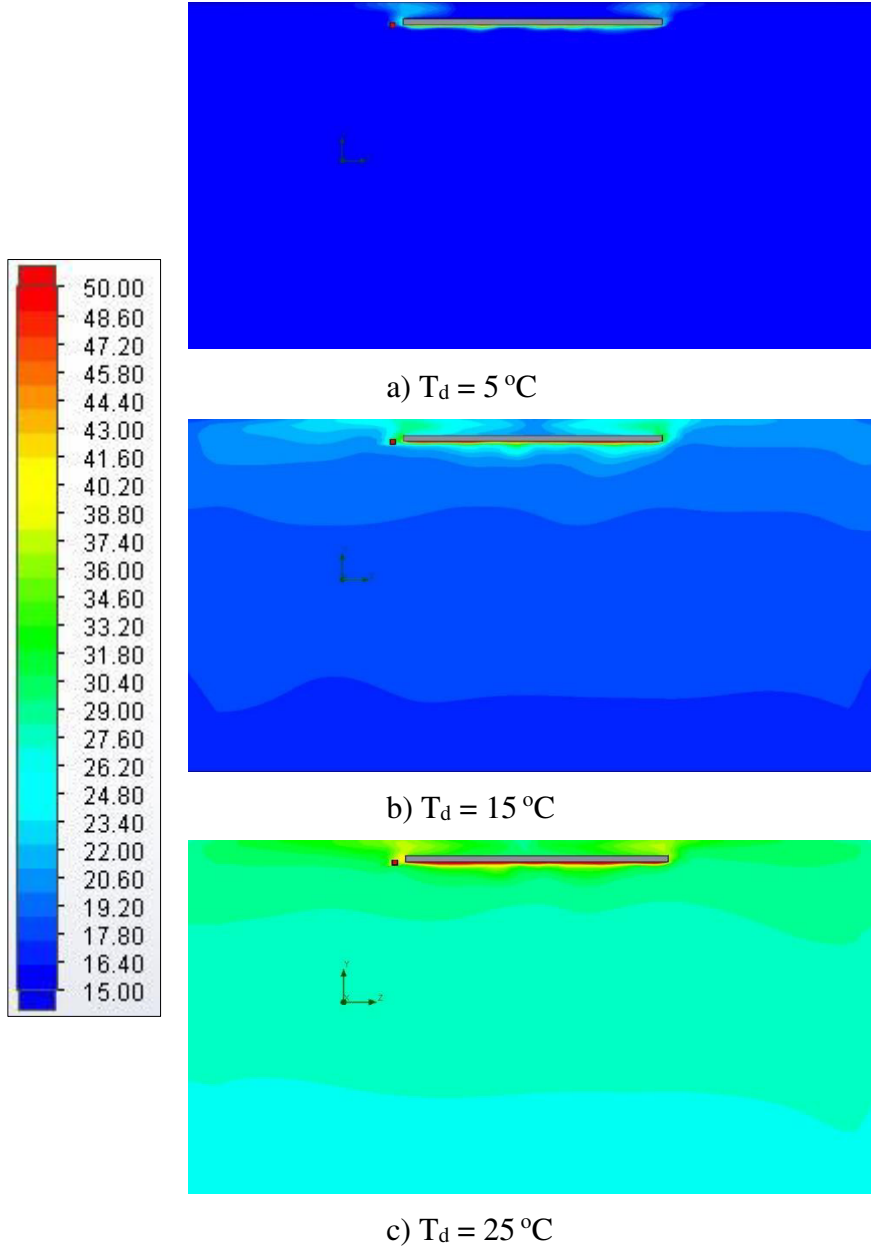
sıcaklığındaki 20 °C’lik artışa karşılık alt yüzey ortalama sıcaklığında yaklaşık 4 °C’lik artış gözlemlenmiştir.



Şekil 5.47. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının oda duvar sıcaklığı ile değişimi

5.3.1. Oda duvar sıcaklık değerinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

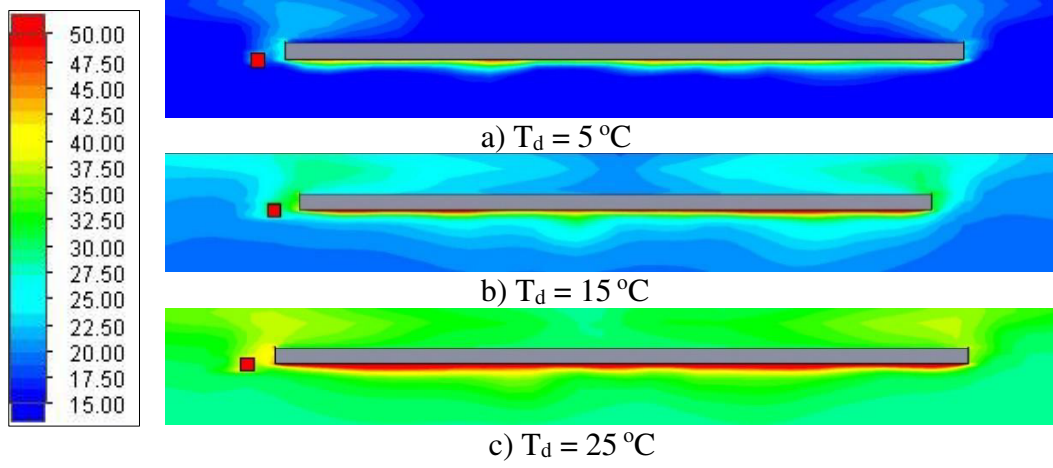
Grafiklerin gösteriminin ardından oda duvar sıcaklık değerinin hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla oda sıcaklık değerinin 5 °C, 15 °C ve 25 °C değerleri için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.



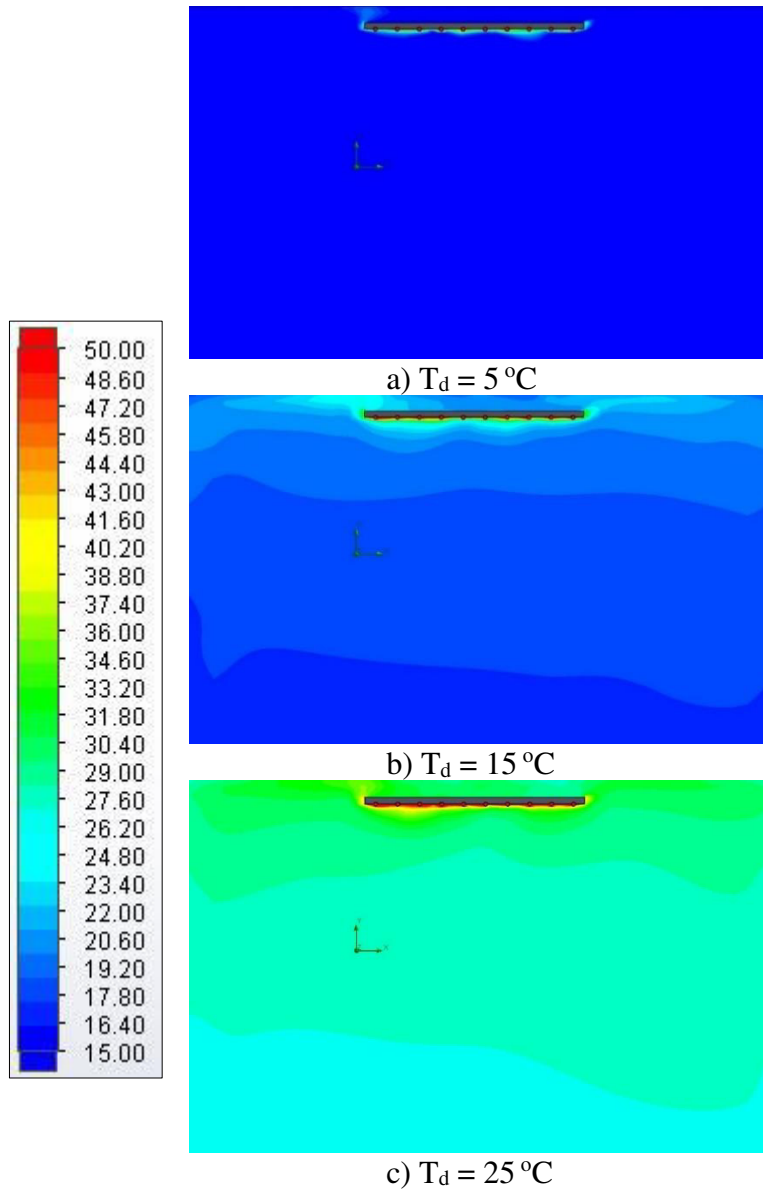
Şekil 5.48. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

Şekil 5.48’de A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekilden de net bir şekilde görülebildiği üzere oda duvar sıcaklık değeri arttıkça hem oda hem de panel bölgesi etrafındaki sıcaklık değerleri artmaktadır.

Panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla yakınlaştırılmış görüntüleri Şekil 5.49’da sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığının artmasıyla beraber radyant panel bölgesindeki sıcaklık değerleri belirgin bir şekilde artmaktadır.



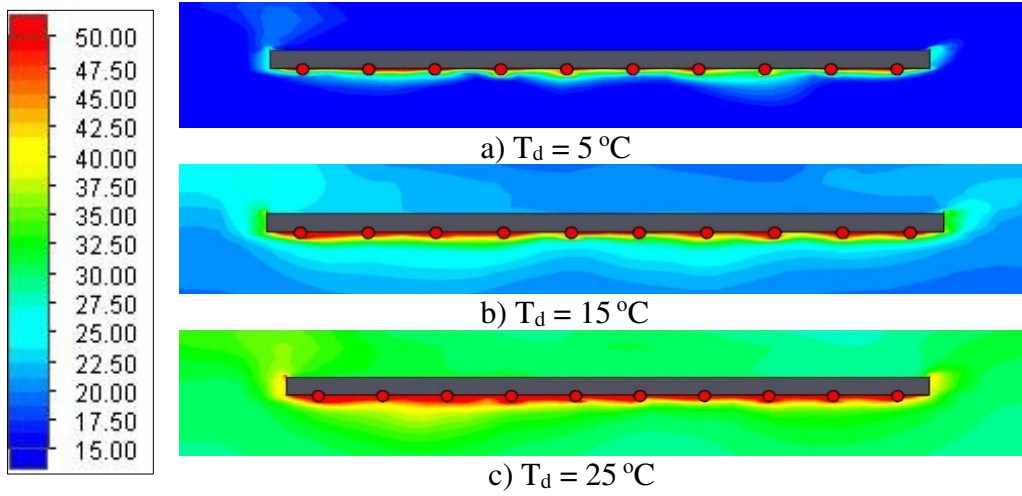
Şekil 5.49. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi



Şekil 5.50. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

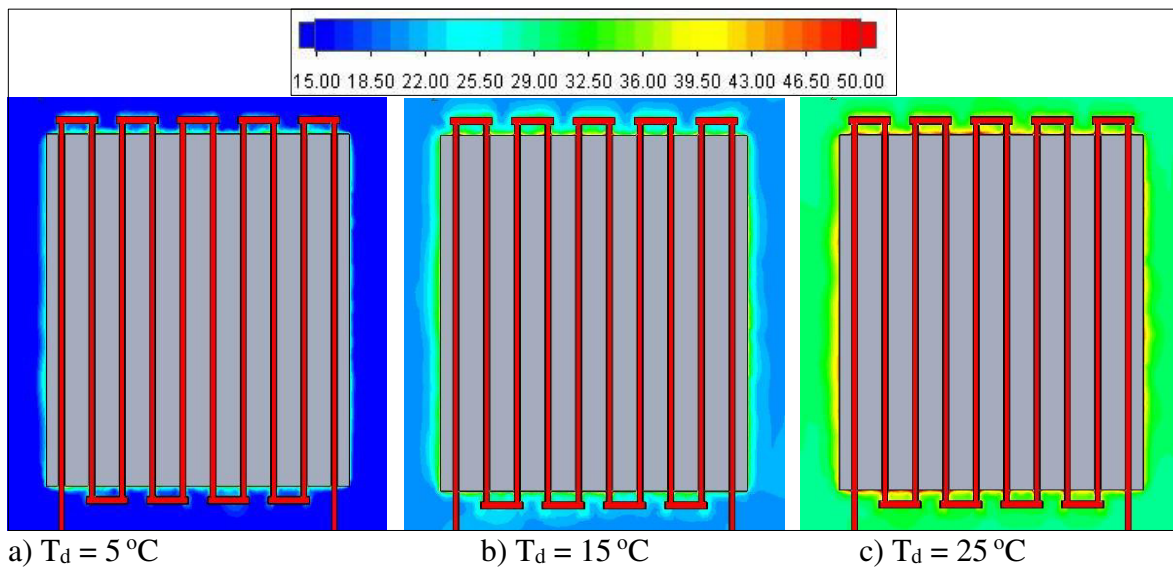
Şekil 5.50’de B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. A2 kesitindeki duruma benzer şekilde oda duvar sıcaklık değeri arttıkça hem oda hem de panel bölgesindeki sıcaklık değerleri artmaktadır.

B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla yakınlştırılmış görüntüleri Şekil 5.51’de sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığının artışıyla panel bölgesindeki sıcaklık değerlerinin arttığı görülmektedir.



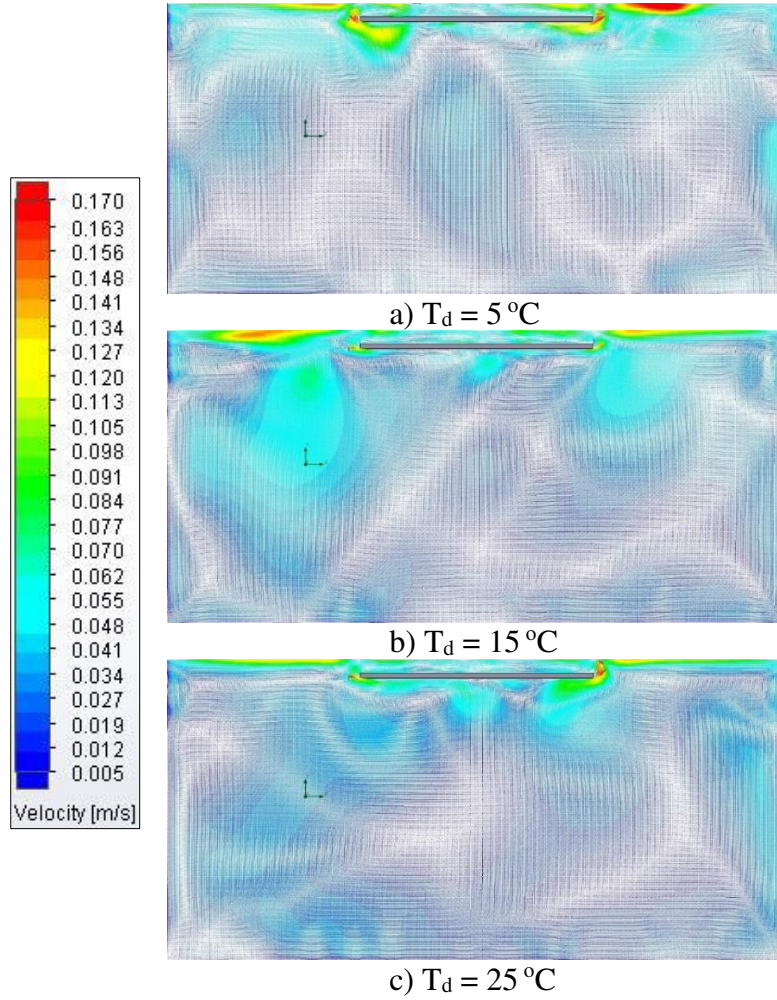
Şekil 5.51. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

C1 kesiti sistemdeki boruların tam ortasından geçmektedir ve bu kesite ait panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.52’de sunulmuştur

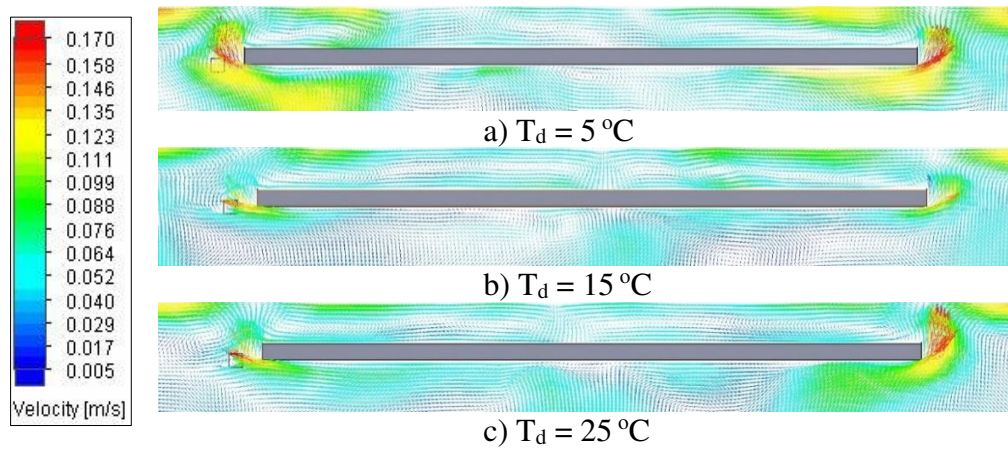


Şekil 5.52. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.53'te A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir.



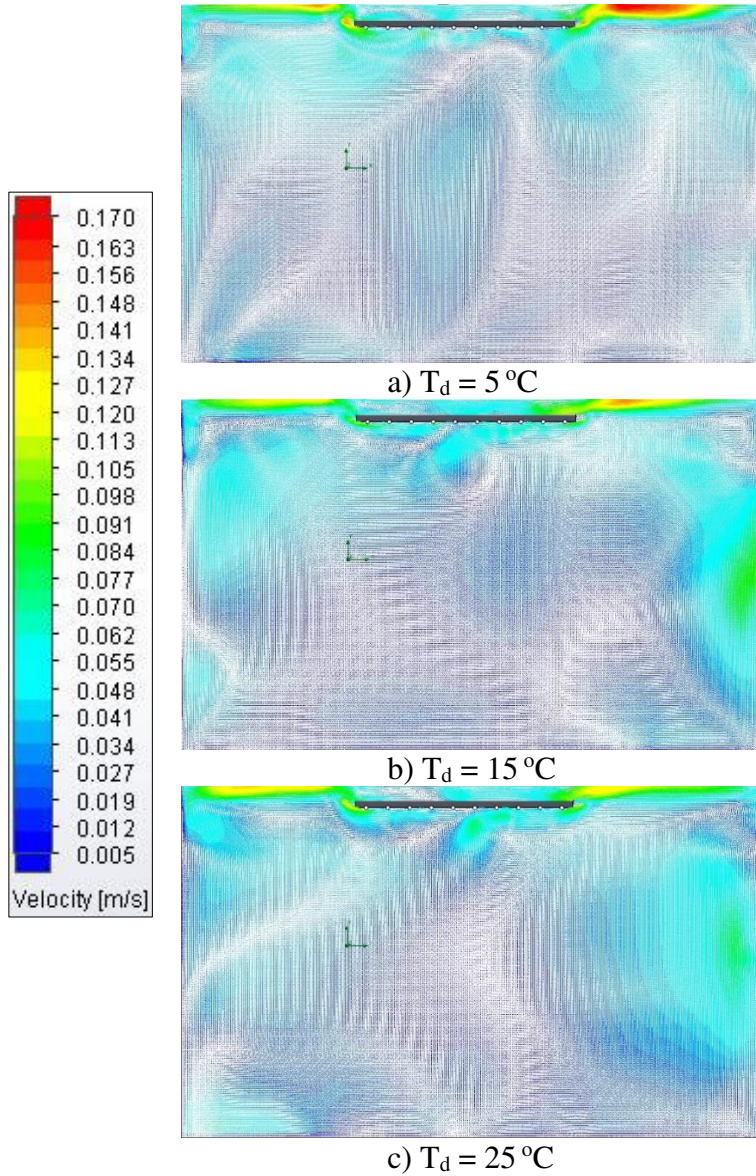
Şekil 5.53. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi



Şekil 5.54. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi

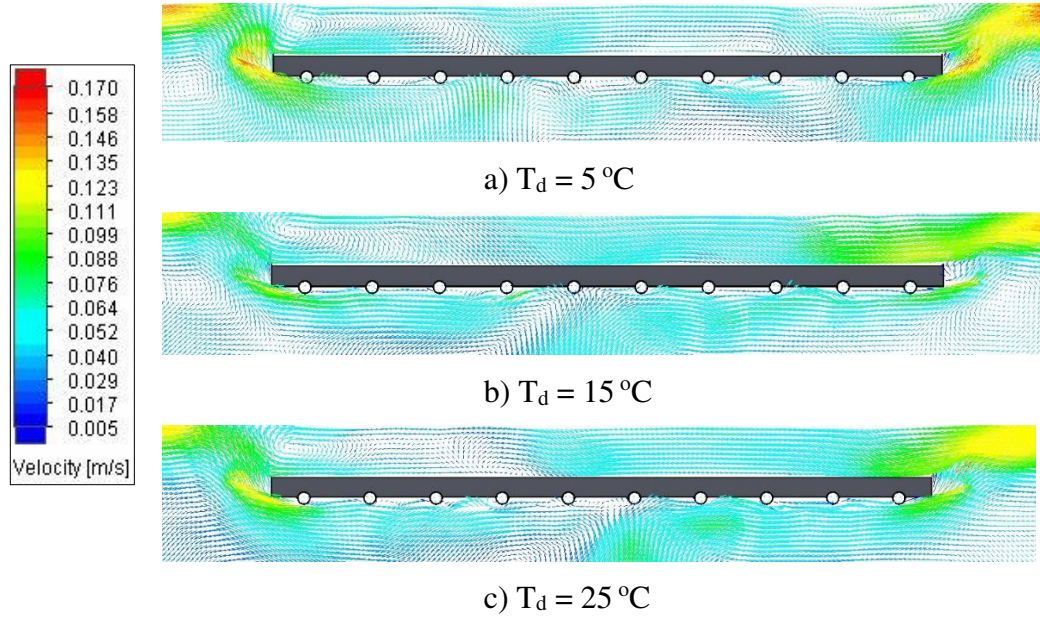
Oda ölçülerinden dolayı panel bölgesindeki hız dağılımı net görülememektedir. Bu amaçla Şekil 5.54'te panel bölgesinin yakınlaştırılmış görüntüleri sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığının 5 °C olduğu durumda panelin giriş bölümüne yakın sağ tarafında ve kolektöre yakın sol tarafında sıcaklık değerinin yüksek olduğu ve tavana doğru yükselmekte olduğu görülmektedir. Bu durum sıcaklığın 15 °C olduğu durumda gözlemlenmemekte fakat sıcaklık 25 °C olduğu durumda giriş bölümüne yakın olan sağ tarafta benzer bir durum görülmektedir.

Şekil 5.55'te B2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı sunulmuştur. 3 durum için de hız değerlerinin birbirlerine yakın olduğu gözlemlenmiştir



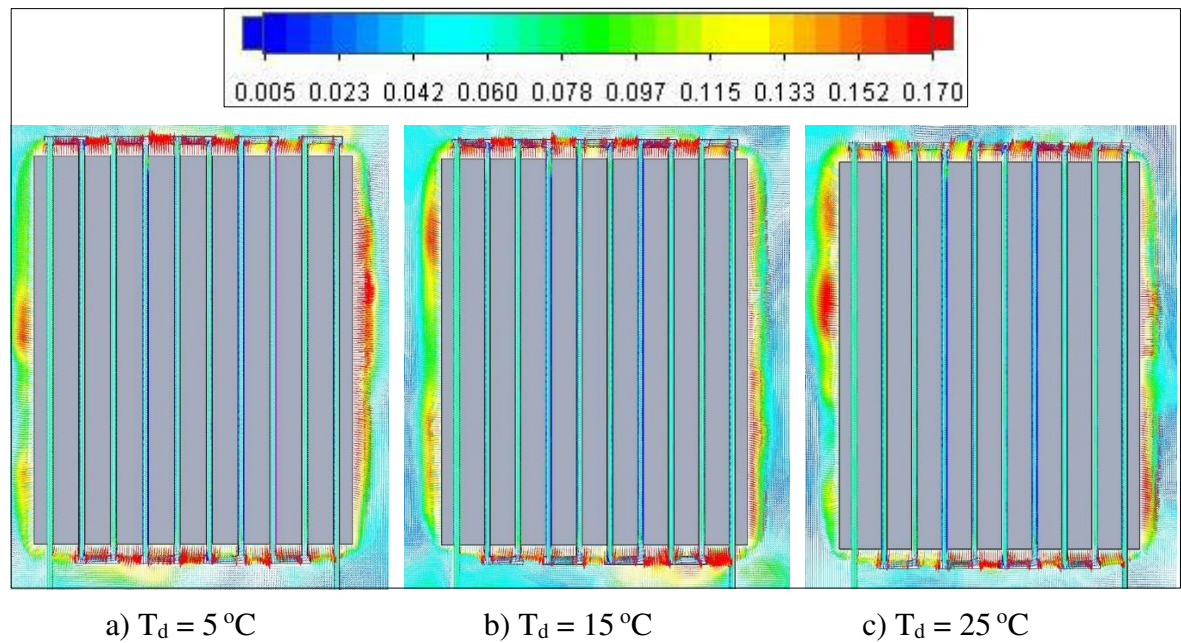
Şekil 5.55. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi

B2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine ait yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.56'da sunulmuştur. 3 durumda da hız değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmüştür.



Şekil 5.56. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi

Şekil 5.57'de ise C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. 3 durumda birbirleriyle benzerlik göstermektedir.

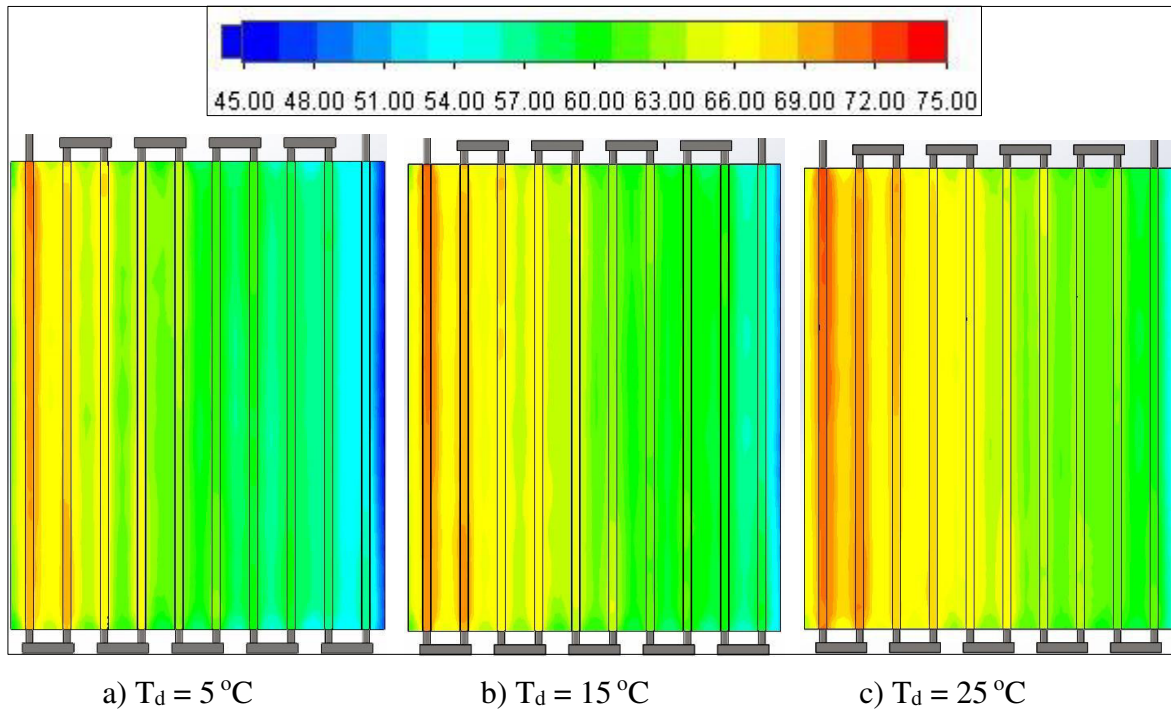


Şekil 5.57. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına T_d değerinin etkisi

Oda sıcaklık değeri farklı olduğu 3 durumda da kolektör bölgelerindeki hız değerleri birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Panele giriş yapan suyun taşındığı sol taraftaki boru tarafında sıcaklığın 25 °C olduğu durumda hız değerinin arttığı görülmekte iken çıkış borusuna yakın olan sol tarafta ise hız değerleri düşüş göstermektedir.

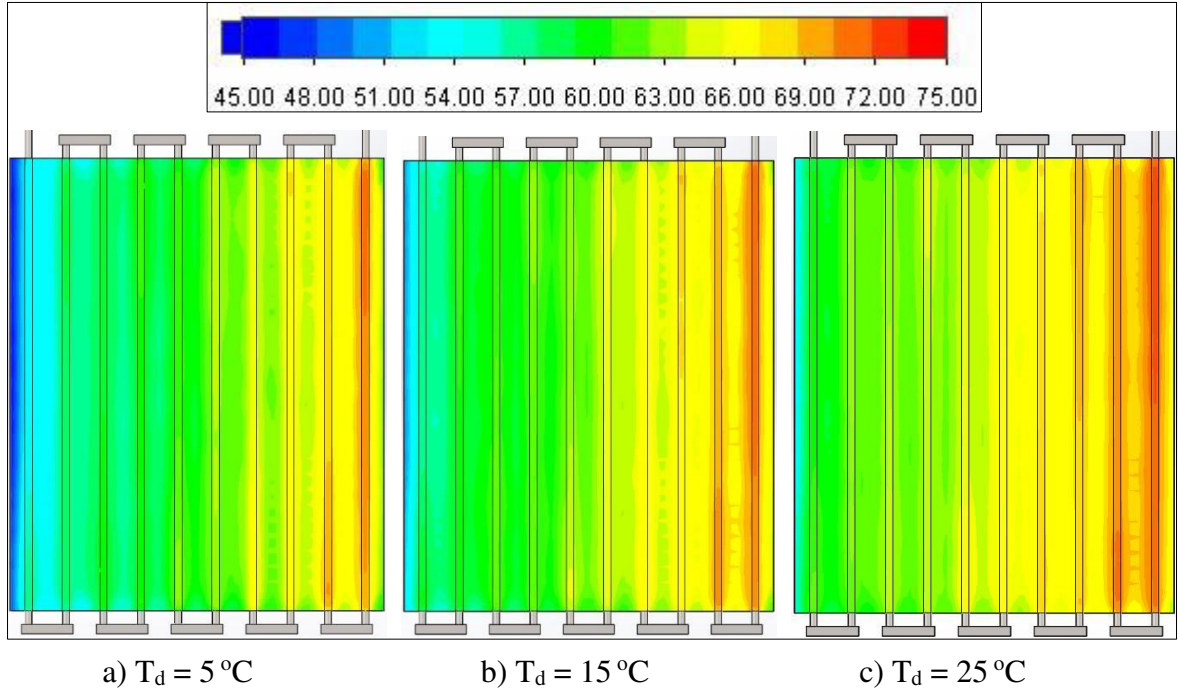
5.3.2. Oda duvar sıcaklığının boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, oda duvar sıcaklığının radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.58’de alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığının 3 durumda da belirgin bir etki göstermediği gözlemlenmiştir. Sac üzerindeki sıcaklık değerleri tüm durumlarda benzerlik göstermektedir.



Şekil 5.58. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

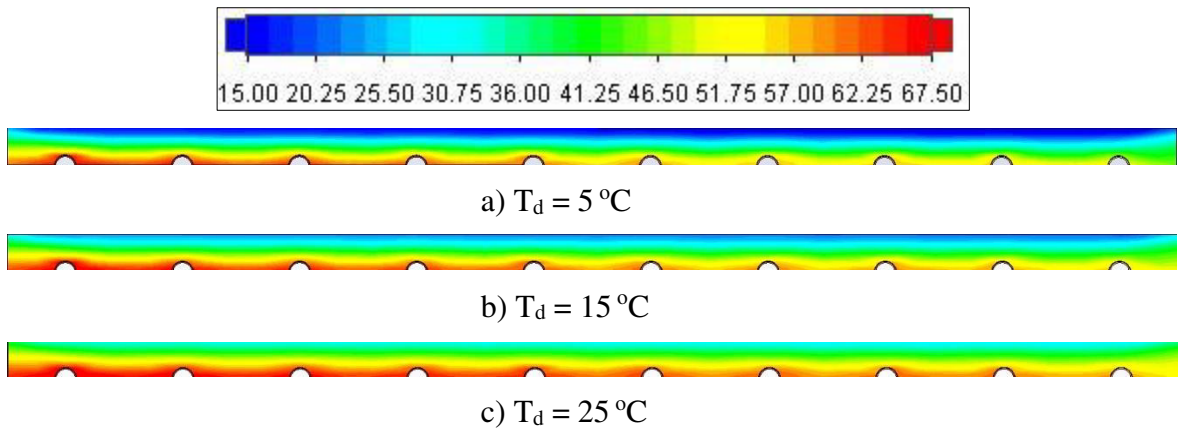
Şekil 5.59’da borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerinde oda duvar sıcaklığının etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup tüm durumlarda değerler birbirleriyle benzerlik göstermektedir. Alt sacda olduğu gibi su giriş bölgesi etrafında sıcaklık değerinde artış olduğu görülmektedir.



Şekil 5.59. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

5.3.3. Oda duvar sıcaklığının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Oda duvar sıcaklığının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.60'ta sunulmuştur. Oda duvar sıcaklık değeri arttıkça yalıtım malzemesinin üst bölgesindeki sıcaklık değeri de artmaktadır. Solda kalan giriş bölümünde sıcaklık değerlerinin çıkış bölgesine göre daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.60. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına T_d değerinin etkisi

5.4. Yayıcılık Katsayısının Performans Üzerindeki Etkisi

Oda duvar sıcaklığı çalışmasının ardından, yayıcılık katsayısının ısıtma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Gerçekleştirilen tüm çalışmalarda oda duvarları ve panel için yayıcılık katsayısı ayrı ayrı belirlenmiştir. Bu çalışmada ise oda duvarlarının yayıcılık katsayısı sabit tutulmuş olup panel yayıcılık katsayısının (ϵ_p) ısıtma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla panel yayıcılık katsayısı 0,80 ve 1,00 aralığında arttırılarak toplam 5 analiz gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.7’de çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur.

Oda duvar sıcaklığı (T_d) ve su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabittir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı transfer miktarı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.7. Yayıcılık katsayısı çalışmasında kullanılan parametreler

Parametre	Değer
Re	4000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,80 – 0,85 – 0,90 – 0,95 – 1,00

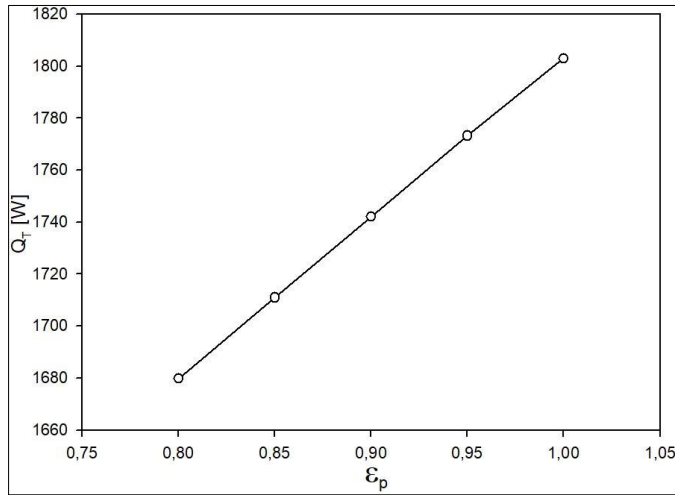
Kütlesel debi, giriş ve çıkış entalpi değerleri elde edildikten sonra Eş.3.15. yardımıyla toplam ısı gücü (Q_T) değeri elde edilmiştir. Elde edilen Q_T değerleri yardımıyla grafik oluşturulmuştur.

Çizelge 5.8’de her bir yayıcılık katsayısı değeri için elde edilen giriş entalpi (h_g), çıkış sıcaklık (T_c), çıkış entalpi (h_c) ve toplam ısı transfer miktarı (Q_T) değerleri sunulmuştur.

Çizelge 5.8. Yayıcılık katsayısı çalışması için hesaplanan değerler

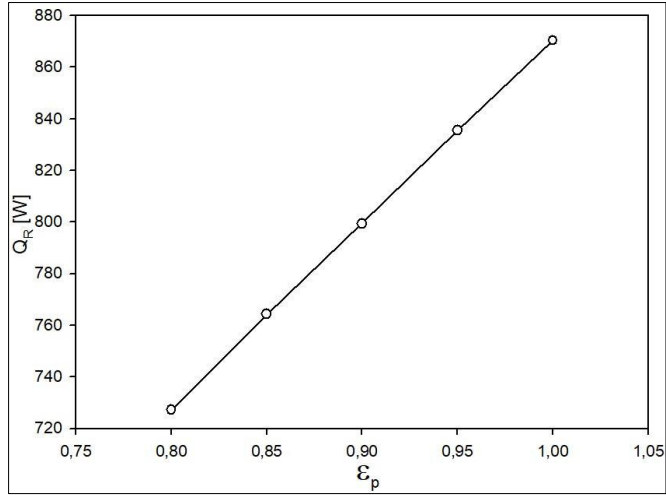
$T_g (^{\circ}\text{C})$	$h_g (\text{kJ/kg})$	$T_c (^{\circ}\text{C})$	$h_c (\text{kJ/kg})$	$Q_T (\text{W})$
75	314,03	61,49	257,42	1679,78
75	314,03	61,24	256,37	1710,94
75	314,03	60,99	255,32	1742,10
75	314,03	60,74	254,27	1773,25
75	314,03	60,50	253,27	1802,93

Toplam ısı transfer miktarı sonuçlarına ait grafik Şekil 5.61’de sunulmuştur. Grafikte gösterilen değerler, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak çizelge 5.8’de sunulan değerler kullanılarak oluşturulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere, panelin yayıcılık katsayısı değeri arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarı artmaktadır. Bunun nedeni ise yayıcılık katsayısı değeri arttıkça radyasyon ısı transfer miktarının artması ve dolayısıyla elde edilen toplam ısı transfer miktarının artmasıdır.



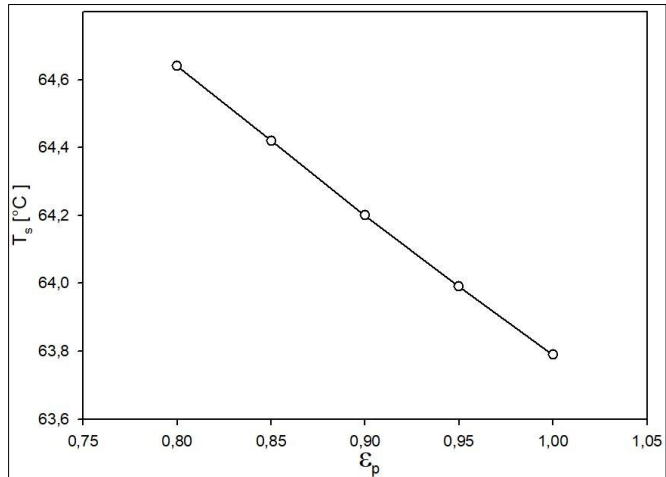
Şekil 5.61. Toplam ısı transfer miktarının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi

Şekil 5.62’de alt sac yüzeyden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), panel yayıcılık katsayısına bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Toplam ısı transfer miktarı değişimine benzer şekilde, yayıcılık katsayısı değeri arttıkça elde edilen radyasyon miktarı da artmaktadır.



Şekil 5.62. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi

Radyasyon yayıcı alt sac yüzeyin ortalama sıcaklığının panel yayıcılık katsayısına bağlı değişimi gösteren grafik Şekil 5.63'te sunulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere yayıcılık katsayısının 0,80'den 1,00 değerine artışıyla yüzey sıcaklığında yaklaşık 1 °C' lik düşüş olmuştur. Panel yayıcılık katsayısının, panel yüzey sıcaklığına etkisi görüldüğü üzere ihmal edilebilecek değerdedir.

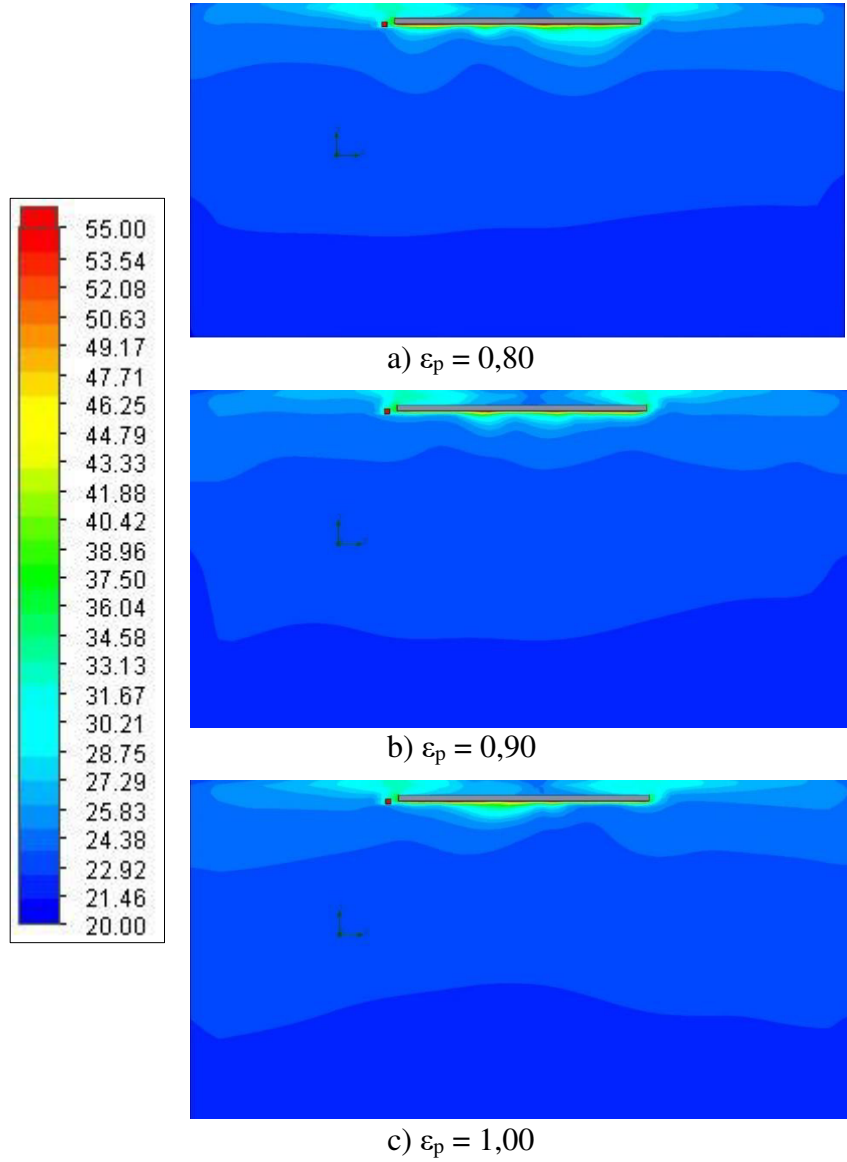


Şekil 5.63. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının panel yayıcılık katsayısı ile değişimi

5.4.1. Yayıcılık katsayısı değerinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

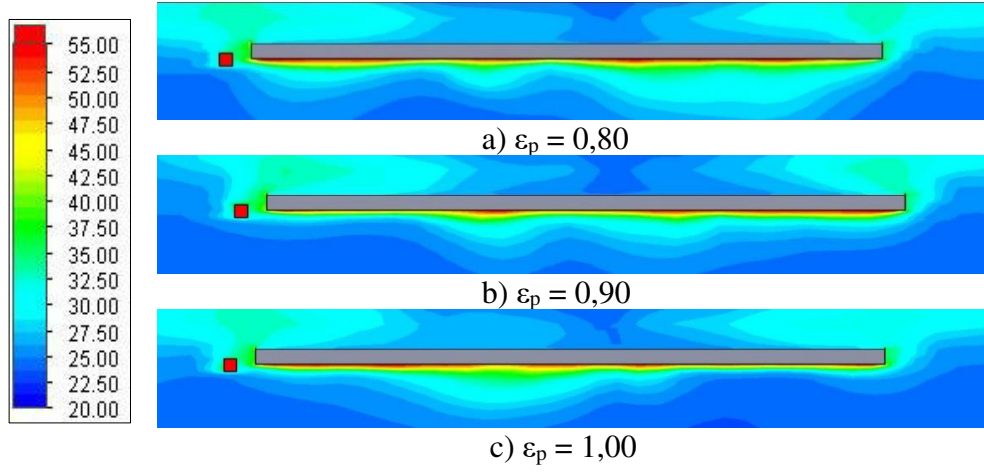
Grafiklerin gösteriminin ardından panel yayıcılık katsayısının hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla yayıcılık

katsayısının 0,80, 0,90 ve 1,00 değerleri için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.

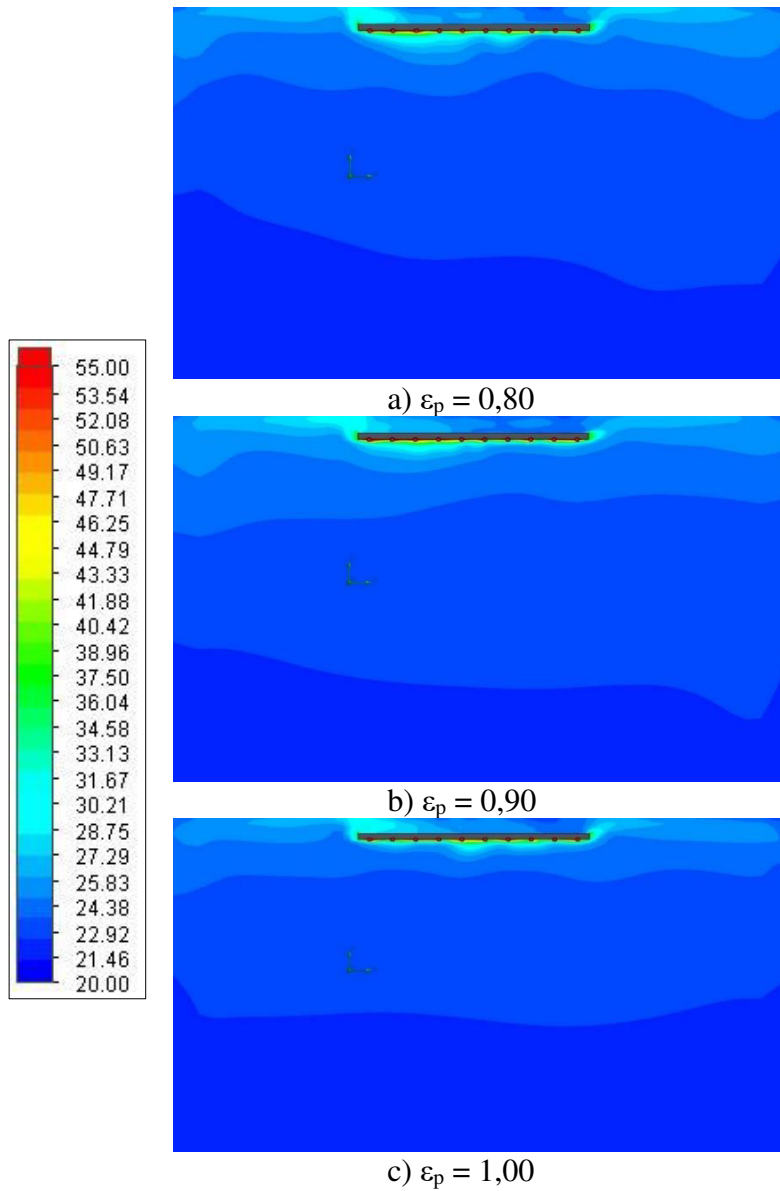


Şekil 5.64. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

Şekil 5.64'te A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekilden de net bir şekilde görülebildiği üzere yayıcılık katsayısı arttıkça tüm durumlar için oda içerisindeki sıcaklık dağılımında büyük değişimler gözlemlenmemiştir. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.65'te sunulmuştur. Görseller incelendiğinde oda içerisindeki dağılıma benzer şekilde panel bölgesinde de belirgin bir değişiklik gözlemlenmemiştir.



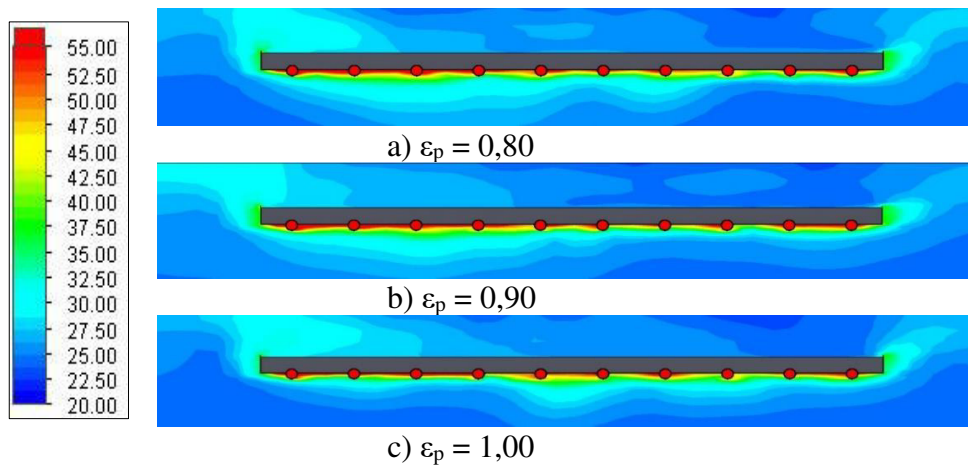
Şekil 5.65. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi



Şekil 5.66. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

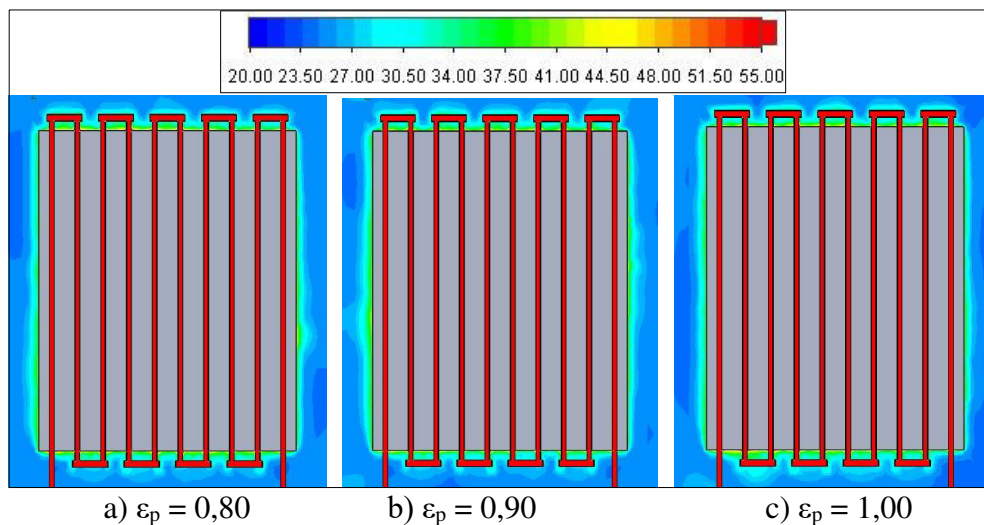
Şekil 5.66’da B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. A2 kesitindeki duruma benzer şekilde panel yayıcılık katsayısı arttıkça hem oda hem de panel belirgin bir sıcaklık değişimi gözlemlenmemiştir.

B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.67’de sunulmuştur. Görseller incelendiğinde oda içerisindeki dağılıma benzer şekilde panel bölgesinde de belirgin bir değişiklik gözlemlenmemiştir.



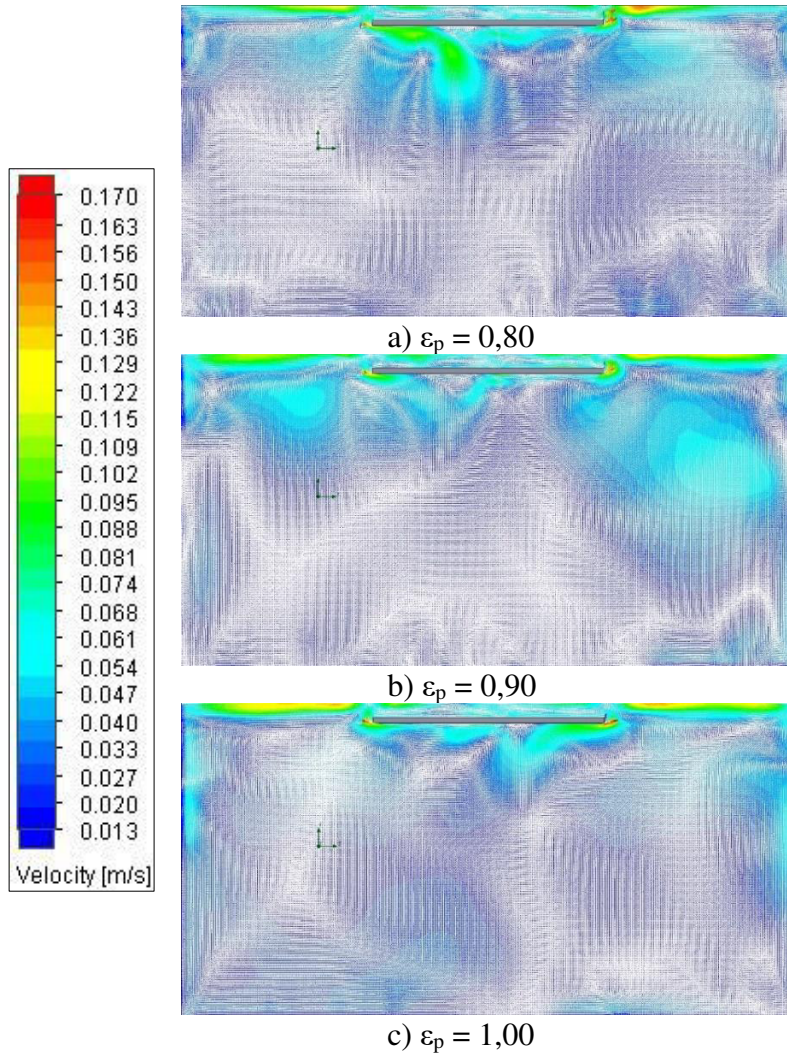
Şekil 5.67. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

C1 kesiti sistemdeki boruların tam ortasından geçmektedir ve bu kesite ait panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.68’de sunulmuştur.



Şekil 5.68. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

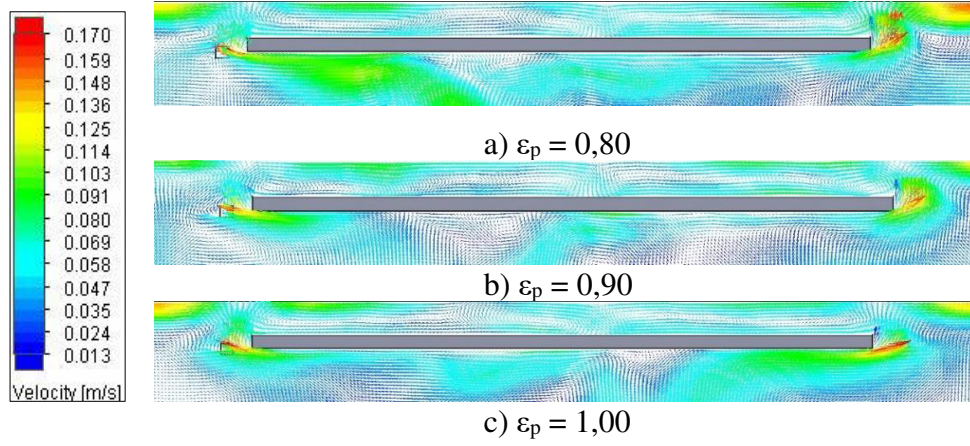
Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.69'da A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Panel yayıcılık katsayısının 0,80 olduğu ilk durum için panelin alt bölümünde kolektör bölgesine yakın yerlerde hız değerinin diğer durumlara kıyasla yüksek olduğu görülmektedir. Yayıcılık katsayısı 1,00 değerine geldiğinde ise bu yüksek değer in sağ taraftaki giriş bölümüne yakın yerlerde olduğu görülmektedir.



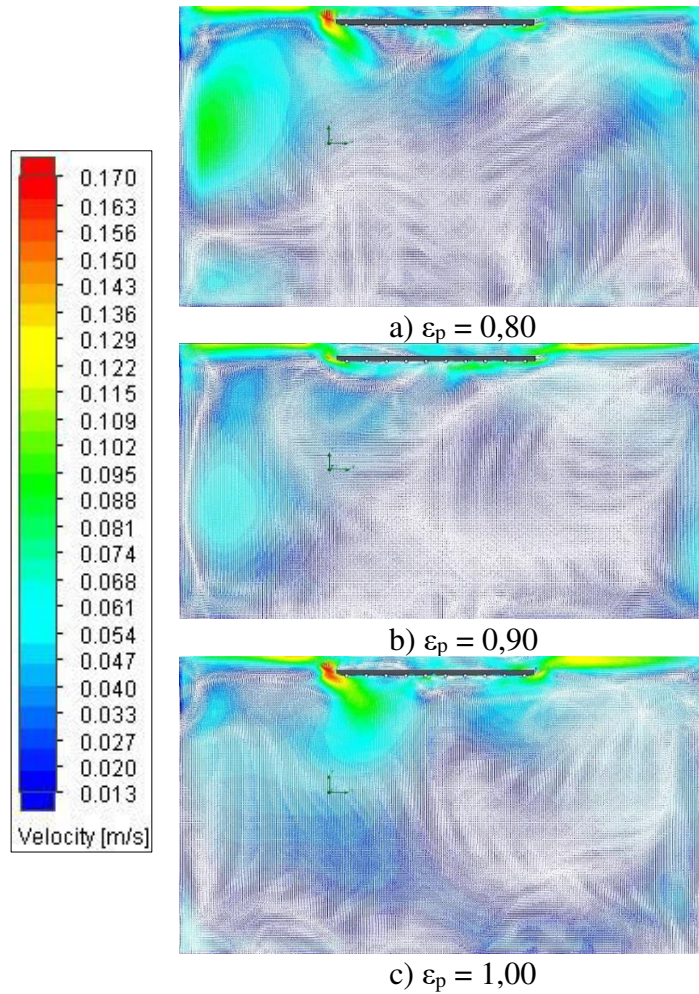
Şekil 5.69. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

Oda ölçülerinden dolayı panel bölgesindeki hız dağılımı net görülememektedir. Bu amaçla Şekil 5.70'de A2 kesiti için panel bölgesinin yakınlaştırılmış görüntüleri sunulmuştur. Panel yayıcılık katsayısı arttıkça radyasyon yayıcı alt sac yüzeyin ortalama sıcaklığı değişmemektedir fakat yüzeyden gerçekleşen radyasyon miktarı artmaktadır. Bu artışla beraber panel yüzeyinden havaya gerçekleşen taşınım ve ısıtım miktarı artmaktadır. Bu

yüzden panel yayıcılık katsayısı arttıkça ısısı artan hava panelin sağ ve sol taraflarından hızını arttırarak tavana doğru yükselmektedir. Ayrıca yayıcılık katsayısı arttıkça panelin alt bölümünde oluşan vortekslerin ortadan kalktığı görülmektedir.

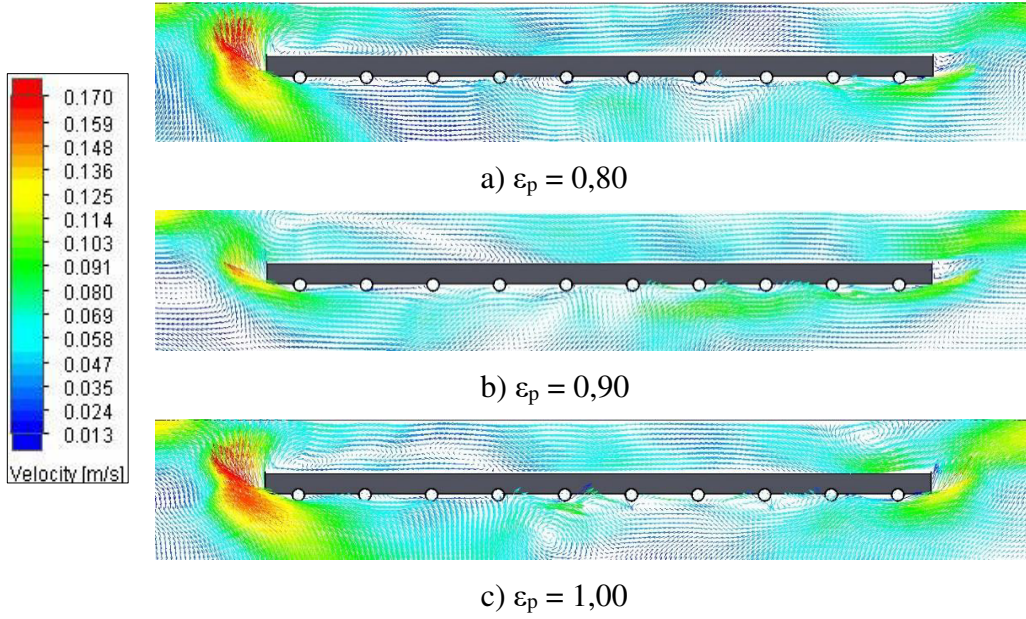


Şekil 5.70. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

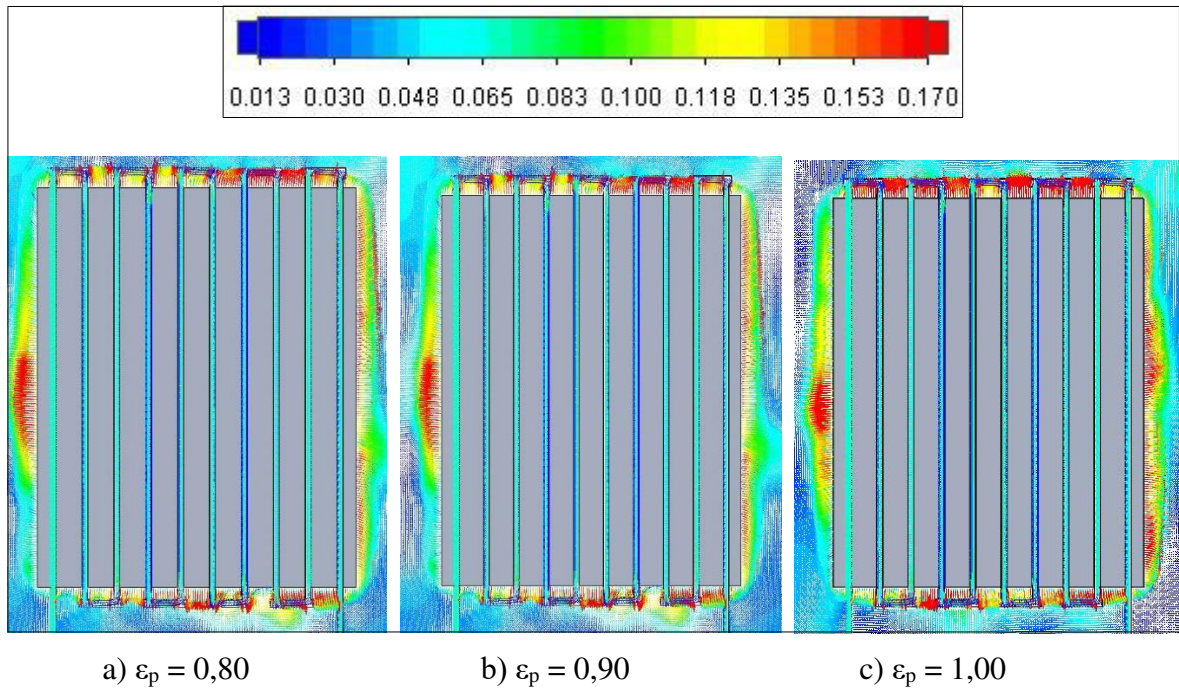


Şekil 5.71. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

B2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine ait yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.72’de sunulmuştur. 3 durumda da hız değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmüştür. Yayıcılık katsayısının 0,80 ve 1,00 olduğu durumlarda sol taraftaki giriş bölümüne yakın bölümlerde hız değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.72. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

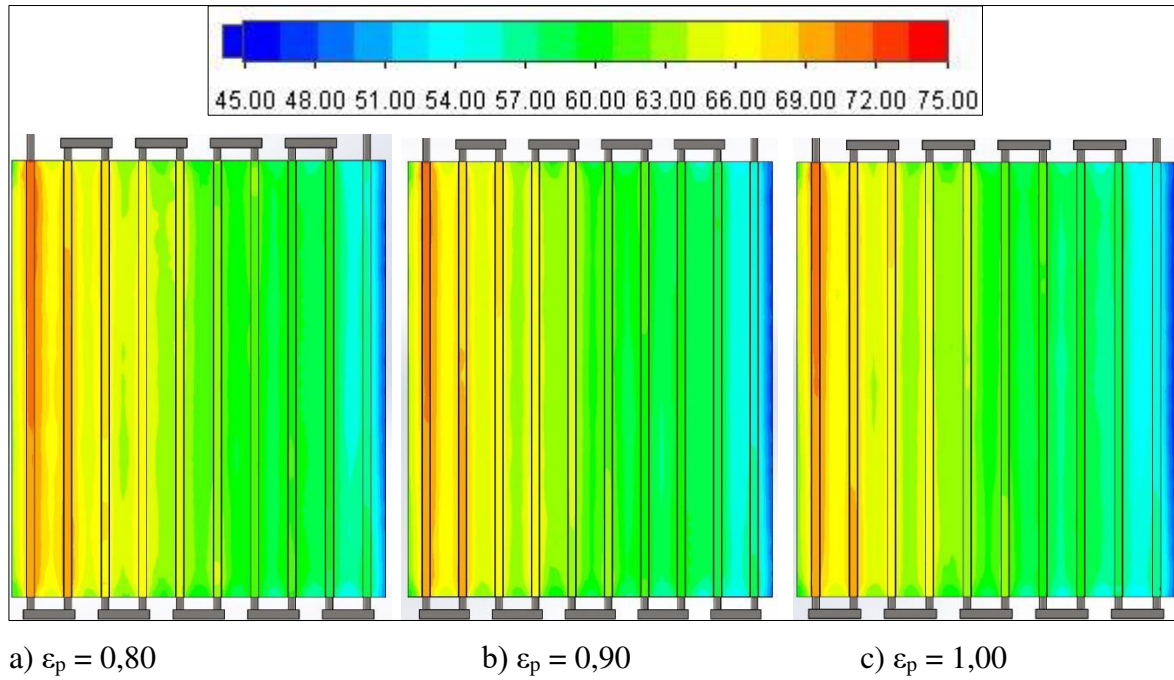


Şekil 5.73. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

Şekil 5.73'te ise C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. Yayıcılık katsayısının farklı olduğu 3 durumda da kolektör bölgelerindeki hız değerleri birbirlerine yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Sadece yayıcılık katsayısının 1,00 olduğu durumda panel yüzey sıcaklığının artmasından dolayı kolektör ve yan bölgelerde hız değerlerinin diğer iki duruma kıyasla daha yüksek olduğu ve homojen dağıldığı görülmektedir.

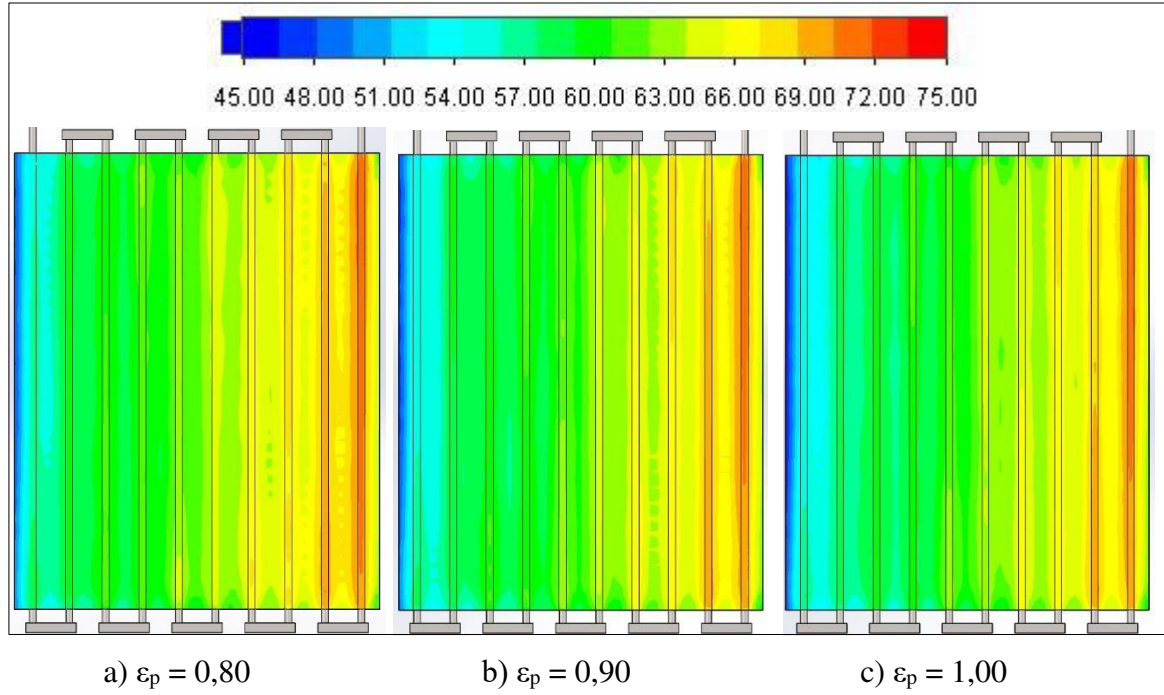
5.4.2. Yayıcılık katsayı değerinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, panel yayıcılık katsayısının radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.72'de alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Panel yayıcılık katsayısı arttıkça alt sac yüzey sıcaklığında yaklaşık 1 °C'lik düşüş olduğu Şekil 5.63'teki grafikte sunulmuştu. Şekil 5.74'teki görsellerle beraber grafik sonuçları doğrulanmaktadır. Panel yayıcılık katsayısının artmasıyla beraber yüzey sıcaklığında bir değişiklik gözlemlenmemiştir.



Şekil 5.74. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına ϵ_p değerinin etkisi

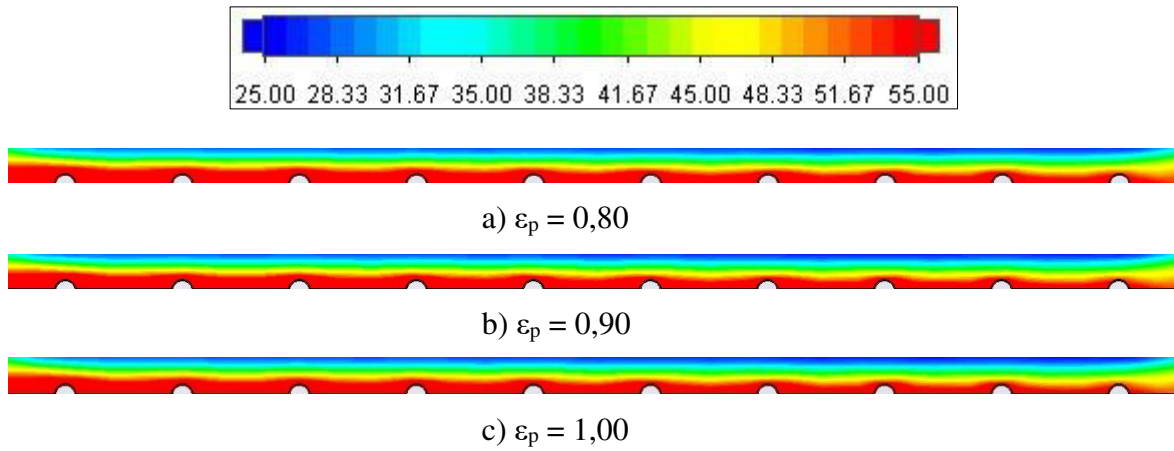
Şekil 5.75'te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerindeki panel yayıcılık katsayısının etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup yayıcılık katsayısının belirgin bir etkisi gözlemlenmemektedir.



Şekil 5.75. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi

5.4.3. Yayıcılık katsayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Panel yayıcılık katsayısının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.76’da sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü üzere panel yayıcılık katsayısının yalıtım malzemesi üzerinde bir etkisi olmamaktadır.



Şekil 5.76. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına ε_p değerinin etkisi

5.5. Boru Malzemesinin Performans Üzerindeki Etkisi

Bu çalışmada tüm parametreler sabit tutulmuş olup boru malzemesi değiştirilerek sistemin ısıtma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla boru malzemeleri program kütüphanesinden alüminyum, bakır ve st-321 paslanmaz çeliği olarak seçilmiştir ve toplam 3 analiz gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.9’da çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur.

Oda duvar sıcaklığı (T_d) ve su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabittir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı güç hesaplanmıştır.

Çizelge 5.9. Boru malzemesi çalışmasında kullanılan parametreler

Parametre	Değer
Re	5000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,95
Boru Malzemesi	Alüminyum – Bakır – St 321
Isı İletim Katsayısı k (W/mK)	
Alüminyum	321
Bakır	401
St-321	15,1

Çizelge 5.10. Boru malzemesi çalışması için hesaplanan değerler

Malzeme	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	t_c (°C)	h_c (kJ/kg)
Al	75	314,03	62,29	264,58
Cu	75	314,03	62,28	260,73
St 321	75	314,03	63,2	260,39

Boru malzemelerine ait giriş sıcaklık, giriş entalpi, çıkış sıcaklık ve çıkış entalpi değerleri Çizelge 5.10’da sunulmuştur.

Çizelge 5.11’de radyasyon yayıcı yüzeye ait ortalama yüzey sıcaklığı (T_s) ve aynı yüzeyden elde edilen radyasyon miktarı (Q_R) değerleri programdan elde edilerek sunulmuştur. Bunlara ek olarak Çizelge 5.10’daki değerler yardımıyla hesaplanan toplam ısı transfer miktarı da (Q_T) sunulmuştur.

Çizelge 5.11. Boru malzemesi için T_s , Q_R ve Q_T değerleri

Malzeme	T_s (°C)	Q_R (W)	Q_T (W)
Al	65,42	869,75	1834,16
Cu	65,58	873,71	1976,96
St 321	65,94	880,30	1989,57

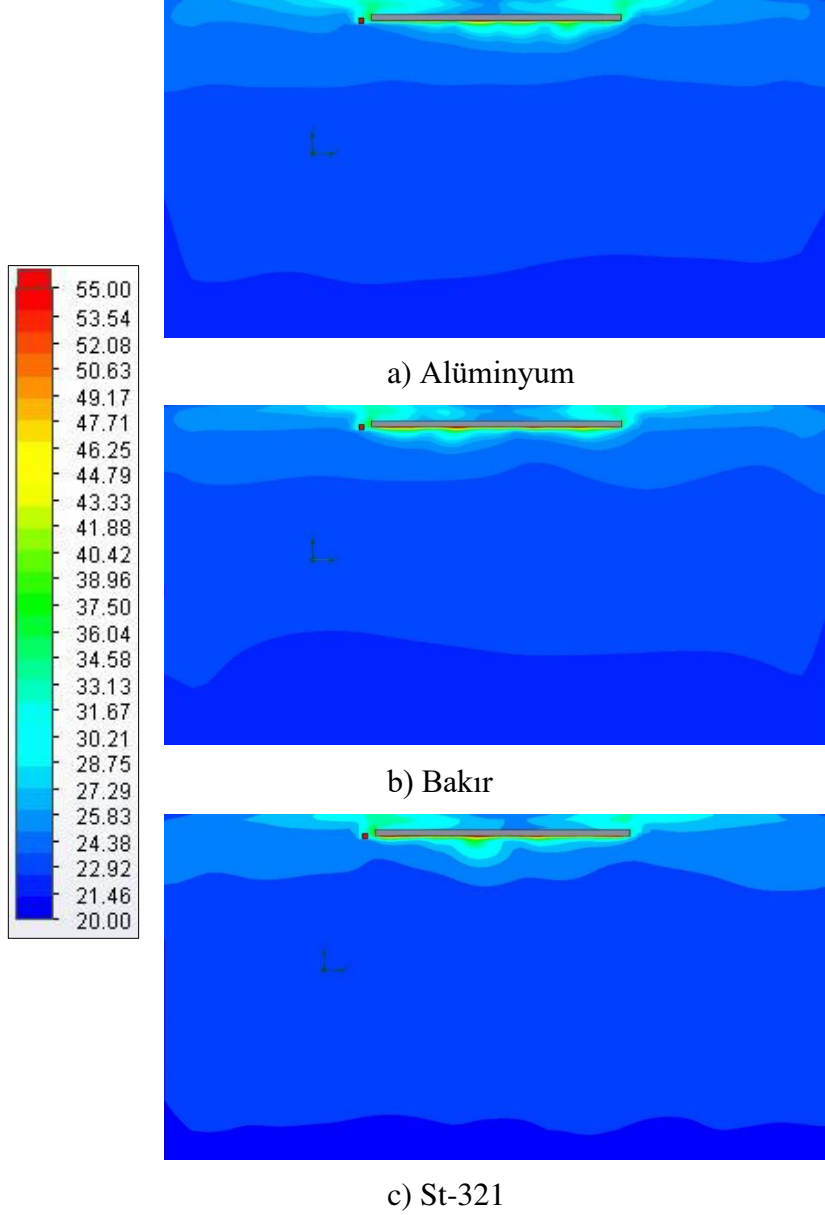
Sonuçlar incelendiğinde ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Alt yüzey radyasyon miktarı ise St 321 çeliğinde en yüksek değere sahiptir. Toplam ısı transfer miktarında da radyasyon değişimine benzer şekilde St 321 değerinde en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bunun nedeni ise malzemelerin ısı iletim katsayılarının farklı olmasıdır. St 321 paslanmaz çeliğinin ısı iletim katsayısı alüminyum ve bakırdan daha düşük olduğu için borulardan panele iletilen ısı miktarı daha fazladır. Dolayısıyla yüzey daha fazla ısınmakta ve yüzeyden elde edilen radyasyon ve toplam ısı transfer miktarı da artmaktadır.

5.5.1. Boru malzemesinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

Bu bölümde boru malzemesinin hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla boru malzemesinin alüminyum, bakır ve st 321 paslanmaz çeliği olduğu durumlar için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.

Şekil 5.77’de A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımları benzerlik göstermektedir. Fakat boru malzemesinin st-321 paslanmaz çeliği olduğu durumda borulardan radyasyon yayıcı alt sac yüzeye daha fazla ısı iletimi

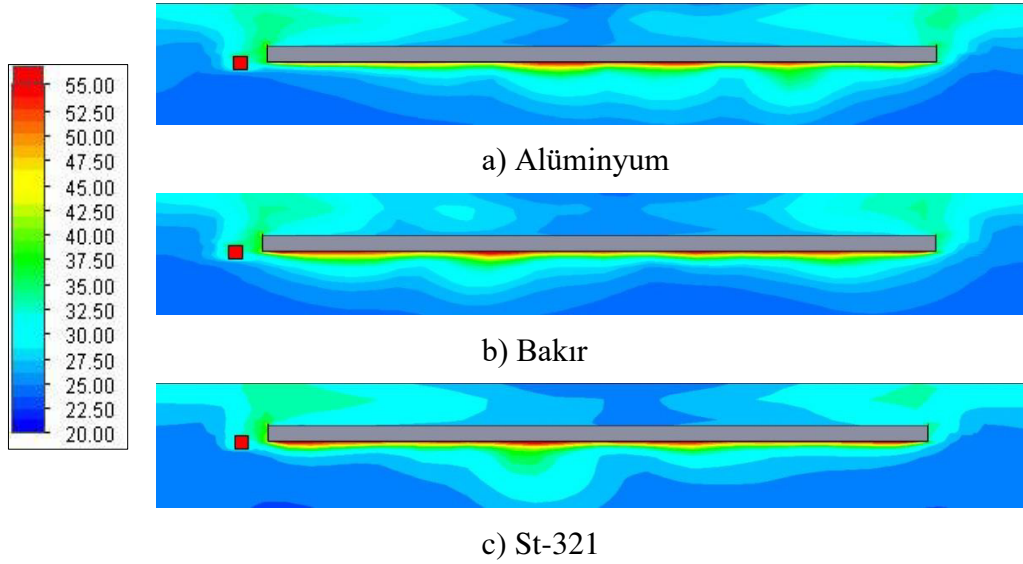
olduğu için özellikle panelin alt bölümünde sıcaklık değerlerinin daha yüksek ve yoğun olduğu görülmektedir.



Şekil 5.77. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.78’de sunulmuştur. Görseller incelendiğinde oda içerisindeki dağılıma benzer şekilde panel bölgesinde benzer ve birbirine yakın sıcaklık dağılımı gözlemlenmektedir. Boru malzemesinin alüminyum olduğu durumda sıcaklık değerleri kolektör bölümüne yaklaştıkça düşmekte iken bakır ve St-321 paslanmaz çeliği olduğu durumlarda panelin alt bölümünde sıcaklığın homojen dağıldığı görülmektedir.

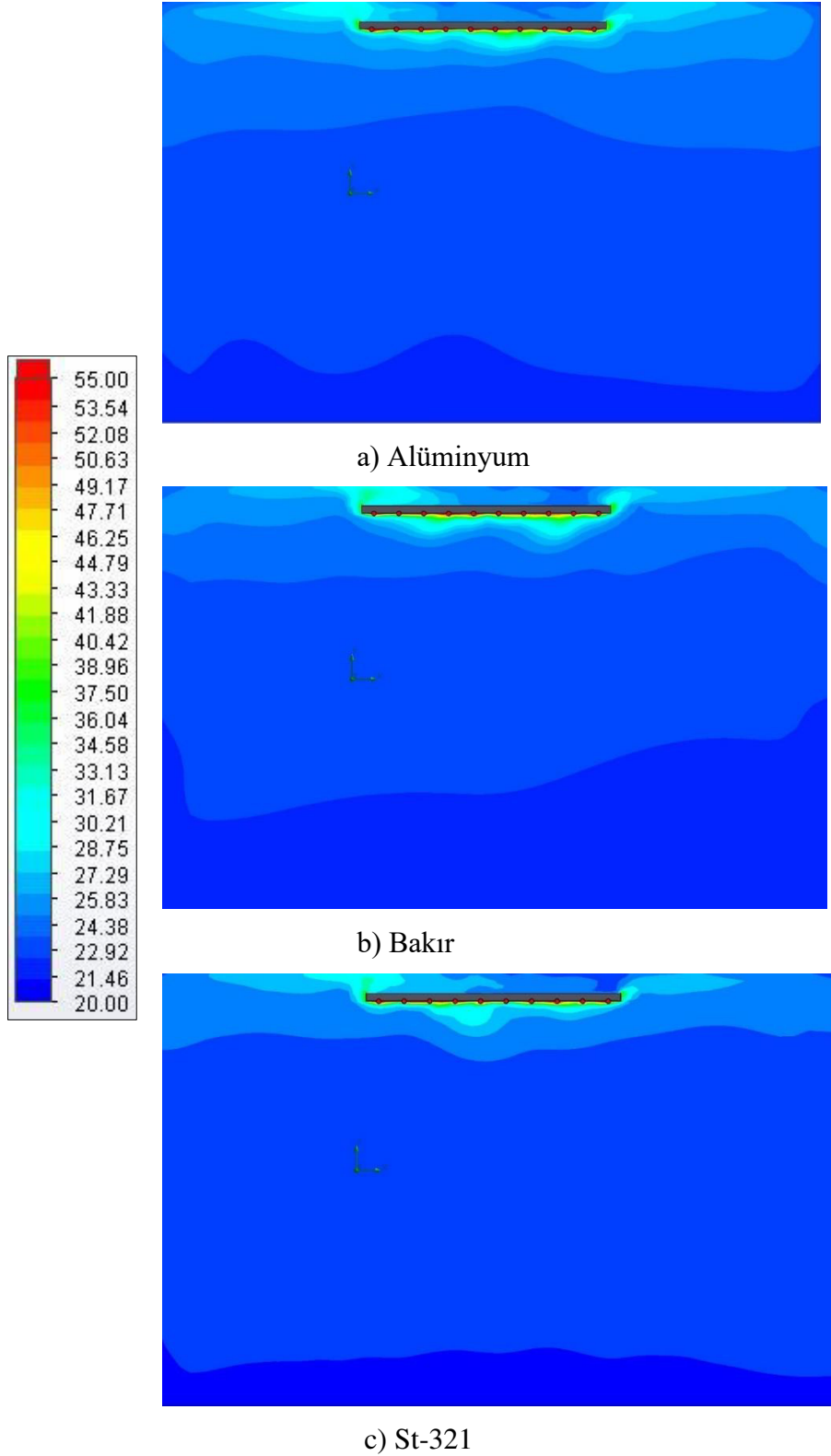
Fakat St-321 durumu için panelin alt tarafındaki orta bölümde sıcaklık yoğunluğu daha fazladır. Genel olarak ısı iletim katsayısı arttıkça borulardan panele iletilen ısı miktarı artmaktadır ve yüzeyden yayılan ısı değeri de artmaktadır.



Şekil 5.78. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

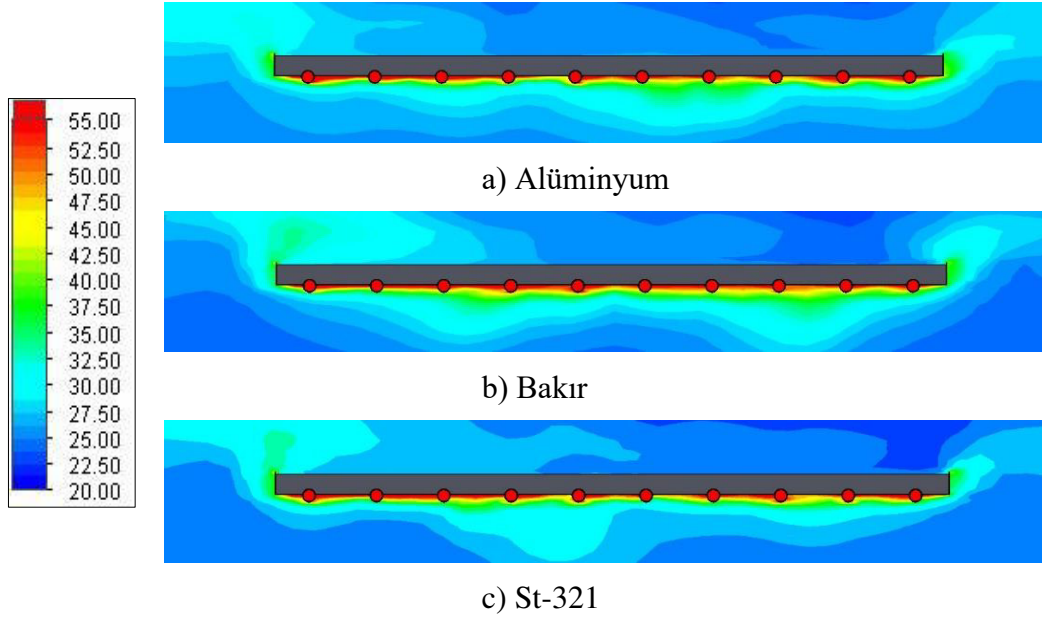
Şekil 5.79’da B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. A2 kesitindeki duruma benzer şekilde oda içerisindeki sıcaklık dağılımının benzerlik gösterdiği görülmektedir. Her üç durumda da sağdaki çıkış bölümünün üst tarafındaki sıcaklık değerlerinin soldaki giriş bölümüne göre daha düşük olduğu görülmektedir.

B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.80’de sunulmuştur. Her üç durumda da panelin alt bölümünde sıcaklığın tüm yüzeye yayıldığı, fakat üst tarafta çıkış tarafının olduğu bölgelerde değerlerin daha düşük olduğu görülmektedir.



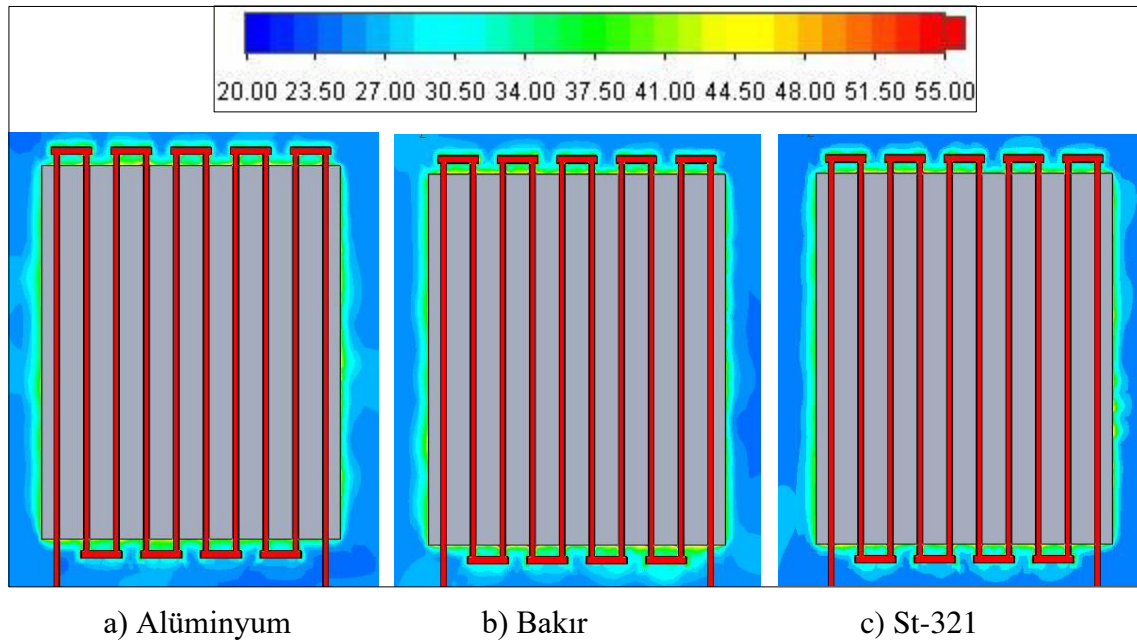
Şekil 5.79. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.80’de sunulmuştur.



Şekil 5.80. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

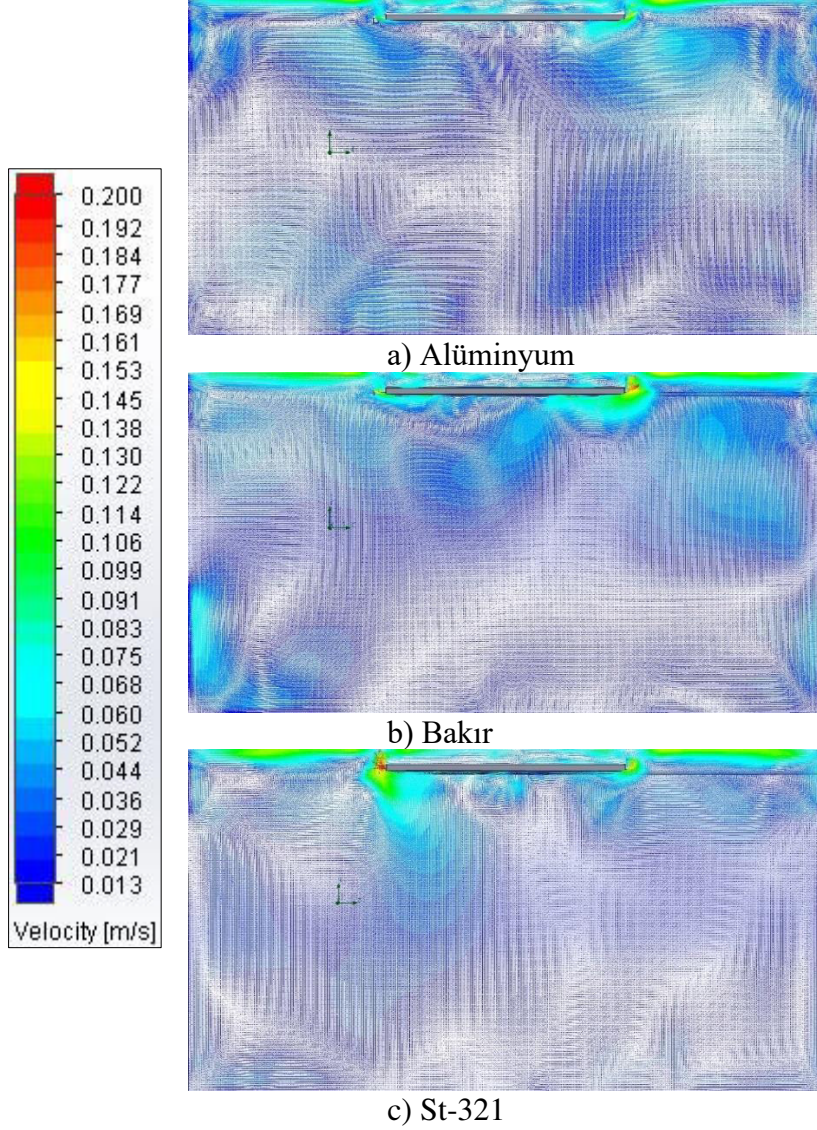
C1 kesiti sistemdeki boruların tam ortasından geçmektedir ve bu kesite ait panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.81’de sunulmuştur. A2 ve B2 kesitlerindeki duruma benzer şekilde panel etrafında benzer sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.81. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

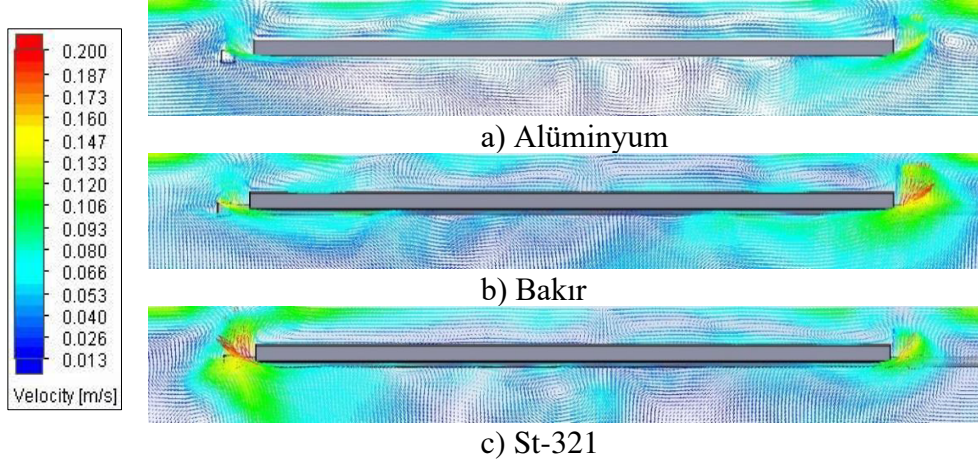
Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.82’de A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı

gösterilmiştir. Oda içerisindeki hız dağılımlarında benzerlikler gözlemlenirken özellikle bakır ve st-321 durumlarında oda tavanında sıcaklık değerlerinin arttığı görülmektedir.

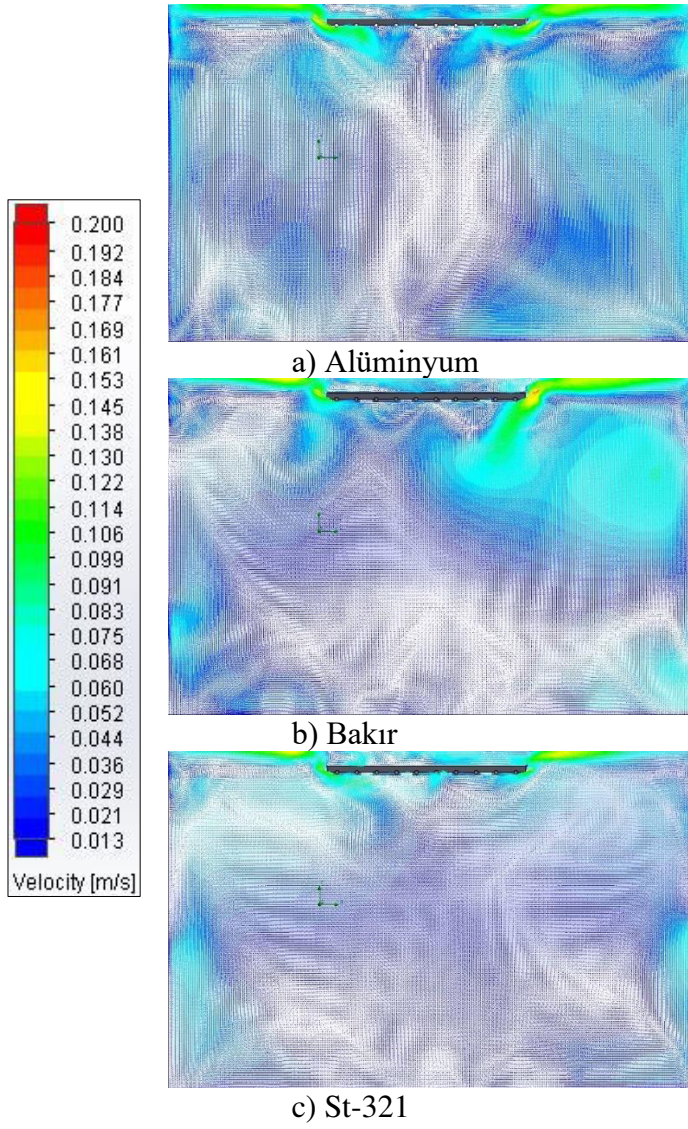


Şekil 5.82. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına malzemenin etkisi

Oda ölçülerinden dolayı panel bölgesindeki hız dağılımı net görülememektedir. Bu amaçla Şekil 5.83'te A2 kesiti için panel bölgesinin yakınlaştırılmış görüntüleri sunulmuştur. Yüzey sıcaklığı arttıkça hava ısınarak ve hızını arttırarak tavana doğru yükselmektedir. Bu durum özellikle bakır ve st-321 durumlarında panellerin yan taraflarında görülmektedir. Panel bölgesinde sıcaklık değerlerinin düşük olduğu alüminyum durumunda panel etrafında vorteksler oluşmaktadır. Hız değerleri arttıkça vortekslerin ortadan kalkarak daha düzgün hız profillerinin oluştuğu görülmektedir.

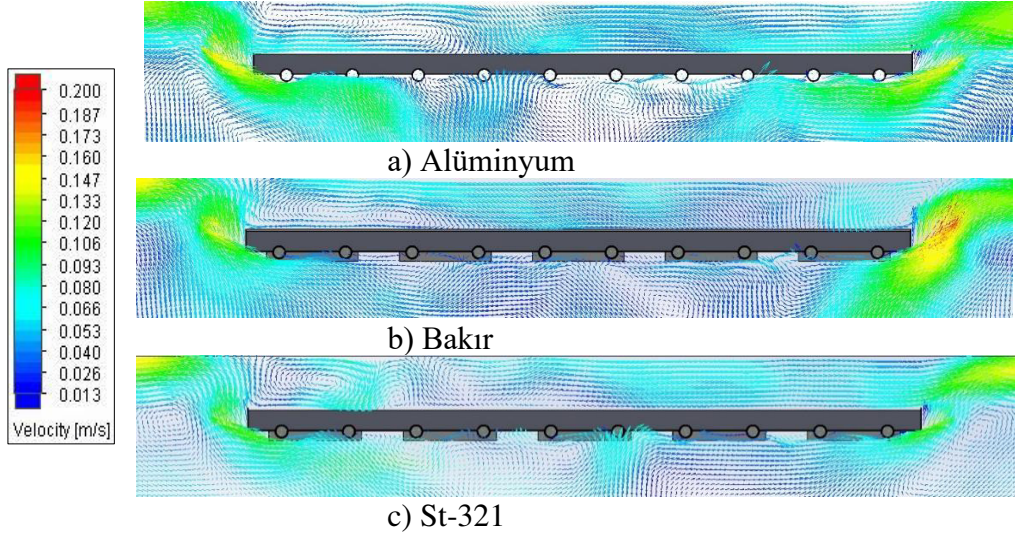


Şekil 5.83. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi



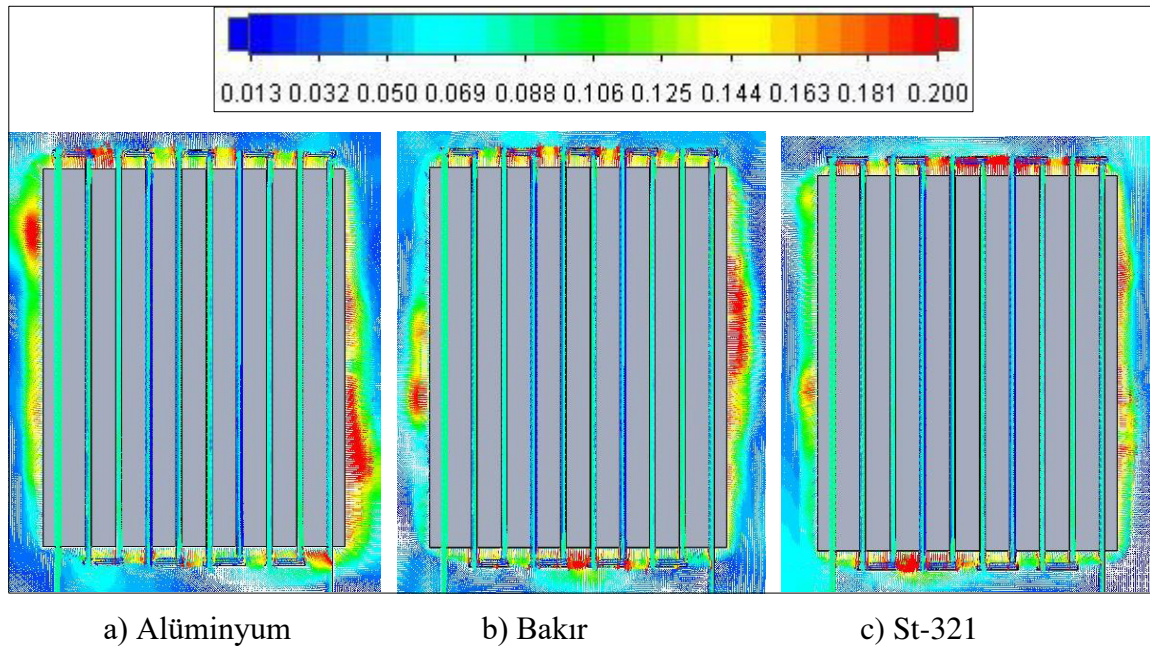
Şekil 5.84. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına malzemenin etkisi

Şekil 5.85'te B2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Hız dağılımları benzerlik göstermekle beraber boru malzemesinin bakır olduğu durumda panelin sağ bölümünde hız değerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.85. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi

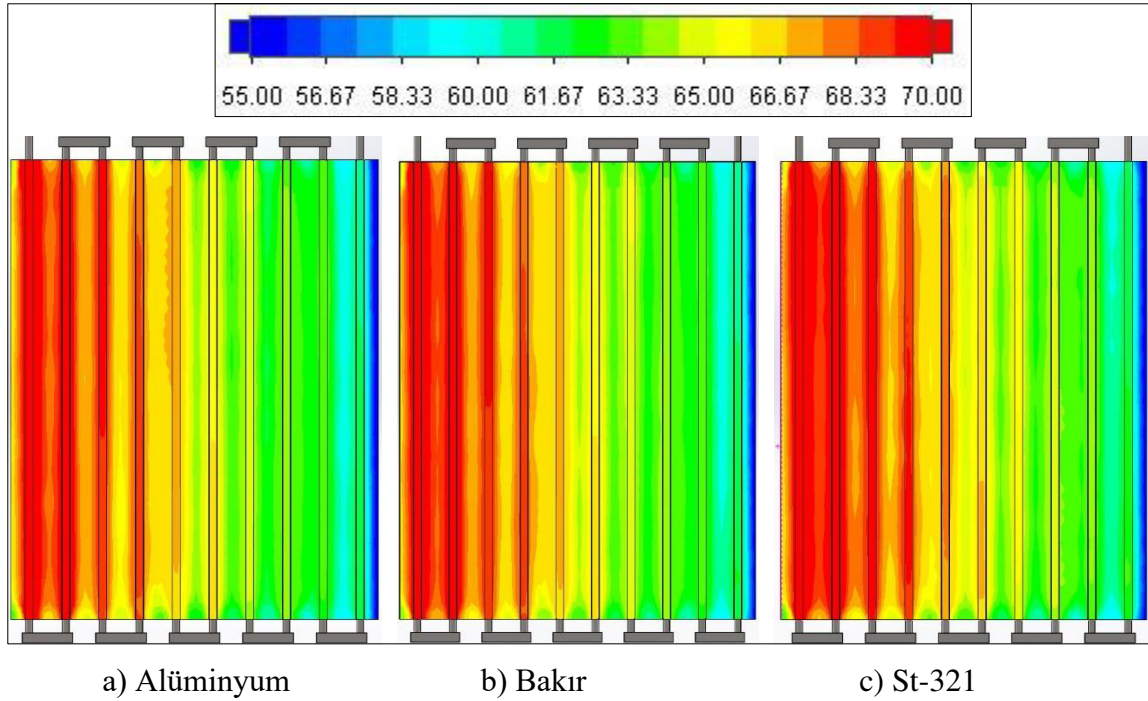
Şekil 5.86'da ise C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. Boru malzemesinin alüminyum ve bakır olduğu durumlarda panelin sağ tarafında hız değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.86. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına malzemenin etkisi

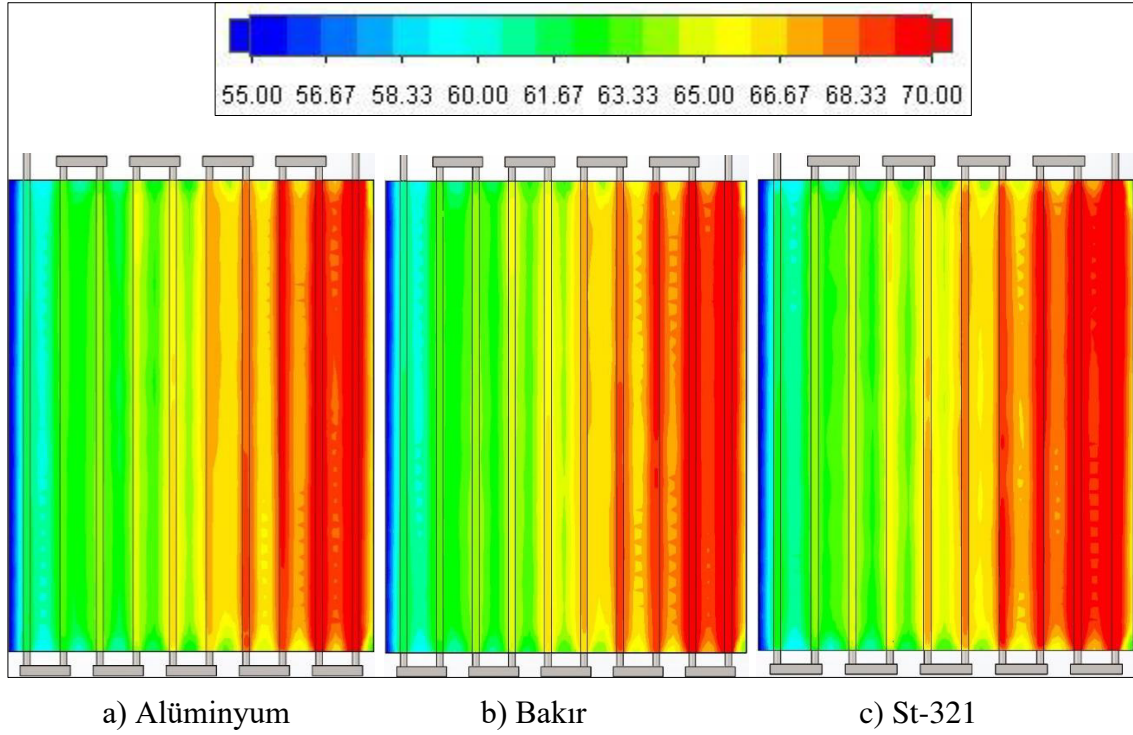
5.5.2. Boru malzemesinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, boru malzemesinin radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.87’de alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Genel olarak alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları benzerlik göstermektedir. Fakat boru malzemesinin st-321 olduğu durumda giriş bölgesinde sıcaklık yoğunluğunun diğer iki duruma kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir. Çıkış bölümleri incelendiğinde ise her üç durumda da benzerlik görülmektedir ve çıkışa doğru sıcaklık değeri azalmaktadır.



Şekil 5.87. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

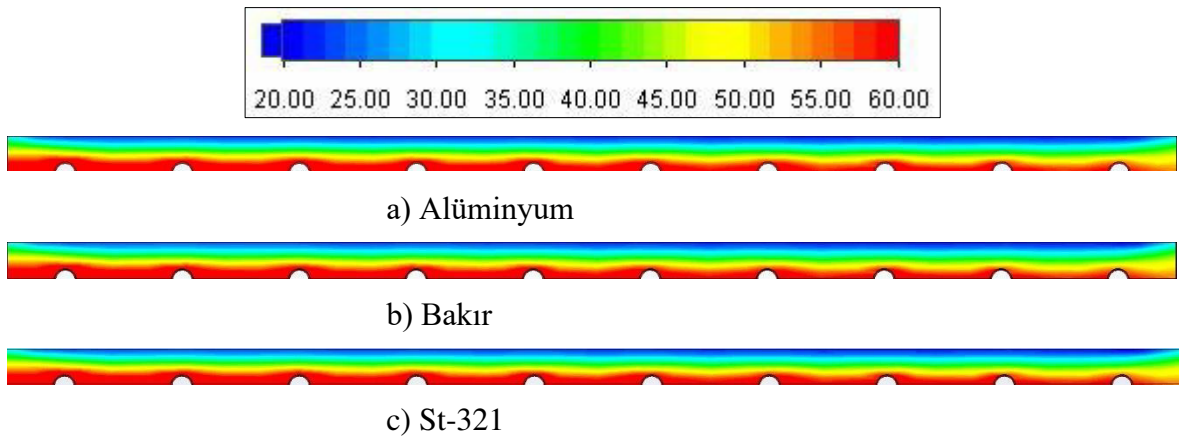
Şekil 5.88’de borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerindeki boru malzemesinin etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup st-321 durumunda giriş bölgesi üzerindeki bölgelerde sıcaklık yoğunluğunun arttığı görülmektedir.



Şekil 5.88. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

5.5.3. Boru malzemesinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Boru malzemesinin yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.89’da sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü üzere boru malzemesinin yalıtım malzemesi üzerinde belirgin bir etkisi görülememektedir.



Şekil 5.89. B2 kesitinde yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına malzemenin etkisi

5.6. Boru Çapının Performans Üzerindeki Etkisi

Bu çalışmada tüm parametreler sabit tutulmuş olup boru çapı değiştirilerek sistemin ısıtma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla boru çapları 15 mm ve 35 mm aralığında seçilmiştir ve toplam 5 analiz gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.11’de çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur.

Oda duvar sıcaklığı (T_d) ve su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabittir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı güç hesaplanmıştır. Boru çapı her durum için değiştiğinden dolayı kütleli debi değeri de her durum için değişmektedir.

Çizelge 5.12. Boru çapı çalışmasında kullanılan parametreler

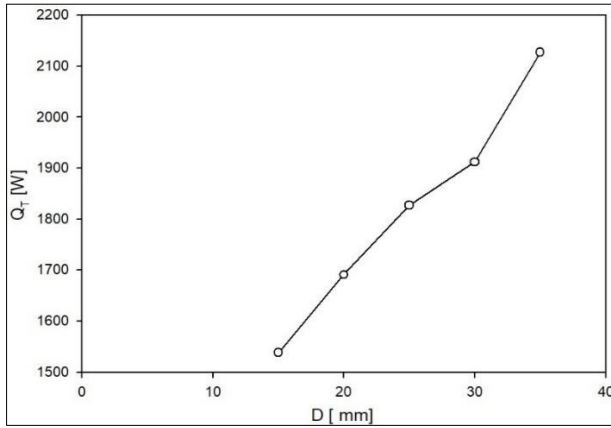
Parametre	Değer
Re	5000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,95
Boru Çapı D [mm]	15, 20, 25, 30, 35

Çizelge 5.12’de her bir boru çapı için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, entalpi değerleri, kütleli debi ve toplam ısı güç değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.13. Boru çapı çalışması için hesaplanan değerler.

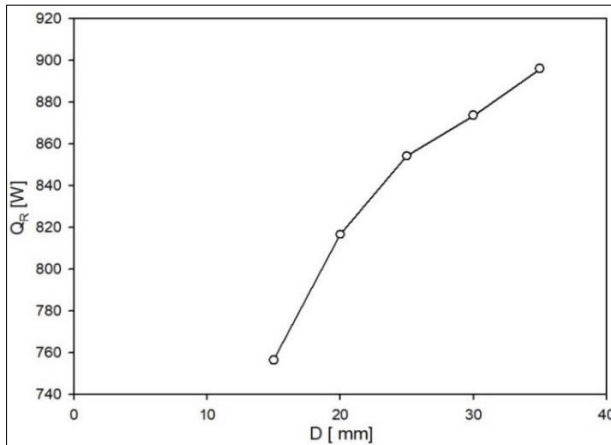
D (mm)	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
15	75	314,03	0,017	54,37	227,63	1538,24
20	75	314,03	0,025	58,92	246,98	1691,13
25	75	314,03	0,032	61,64	258,05	1827,20
30	75	314,03	0,040	63,61	266,3	1911,99
35	75	314,03	0,047	64,31	269,23	2126,96

Toplam ısıl güç değişimine ait grafik Şekil 5.90’da sunulmuştur. Grafikte gösterilen ısıl güç değerleri, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 5.12’de sunulan değerler kullanılarak oluşturulmuştur. Grafikten de görüldüğü üzere, boru çapı arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarı artmaktadır. Bunun nedeni, boru çapı arttıkça sisteme giriş yapan suyun kütsel debisi artmaktadır ve ısısını daha fazla yüzeye iletmektedir. Ayrıca boru çapı arttıkça, boruları çevreleyen alt ve üst sacların yüzey alanları artmaktadır. Artan yüzey alanları da toplam ısı transfer miktarının artmasını sağlamaktadır.



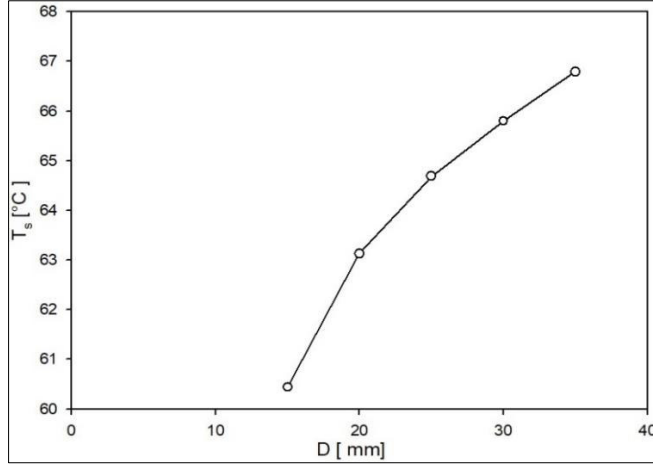
Şekil 5.90. Toplam ısı transfer miktarının boru çapı ile değişimi

Şekil 5.91’de alt sac yüzeyin radyasyon miktarının (Q_R), boru çapına bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Boru çapı arttıkça elde edilen radyasyon miktarı artmaktadır. Boru çapı arttıkça kütsel debi ve alt sac yüzey alanı artmaktadır. Debi artışıyla sıcak su ısısını daha fazla yüzeye aktarmakta elde edilen net radyasyon miktarı da artmaktadır.



Şekil 5.91. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının boru çapı ile değişimi

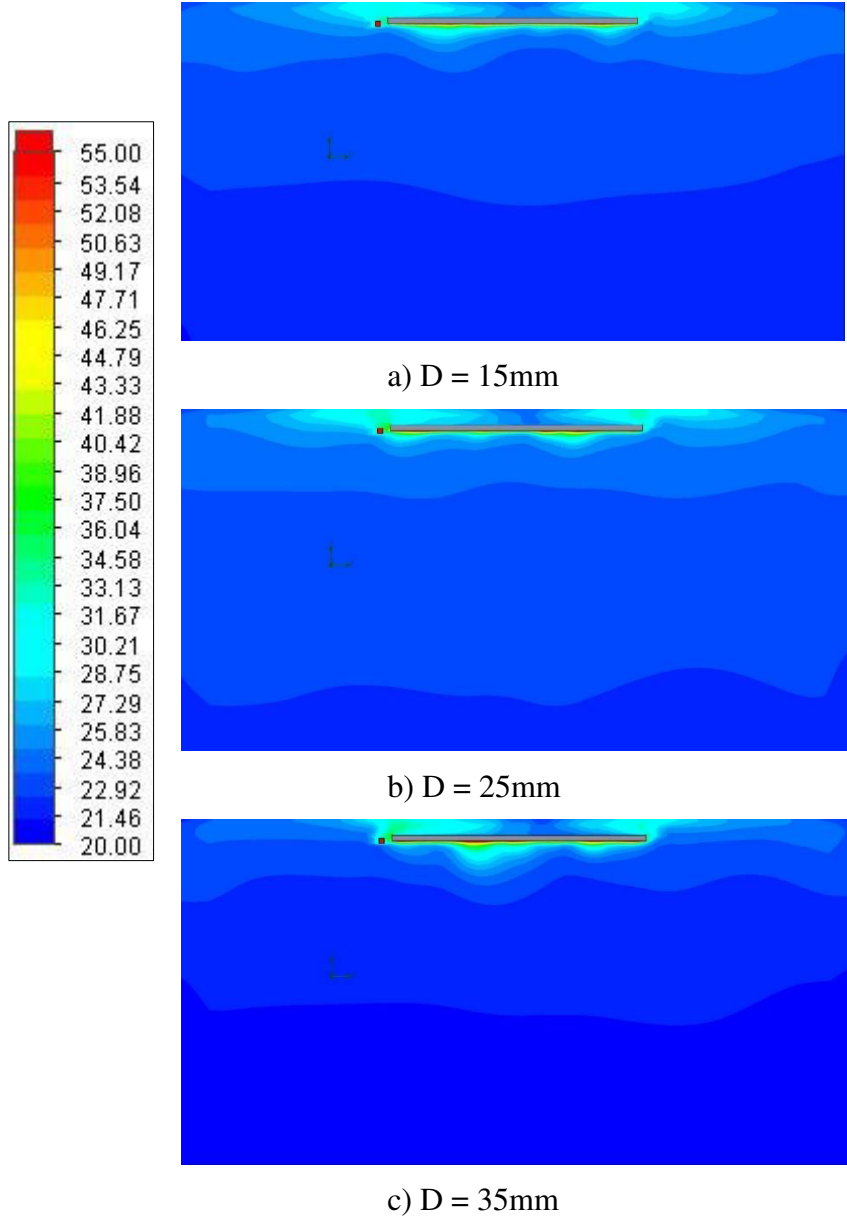
Radyasyon yayıcı yüzeyin ortalama sıcaklığının, boru çapına bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 5.92’de sunulmuştur. Diğer grafiklere benzer şekilde boru çapı arttıkça yüzey sıcaklık değeri de artmaktadır. Boru çapı arttıkça kütleli debi ve alt sac yüzey alanı artmaktadır. Debi artışıyla sıcak su ısınıpı daha fazla yüzeye aktarmakta ve aynı zamanda yüzey alanı da arttıkça elde edilen sıcaklık değeri de artmaktadır.



Şekil 5.92. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının boru çapı ile değişimi

5.6.1. Boru çapının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

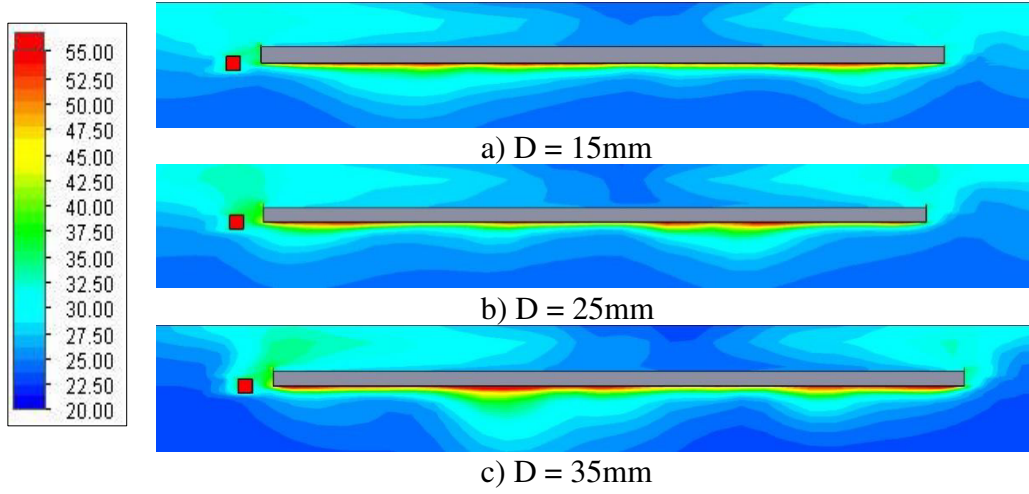
Grafiklerin gösteriminin ardından boru çapının hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla boru çapının 15 mm, 25 mm ve 35 mm değerleri için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.



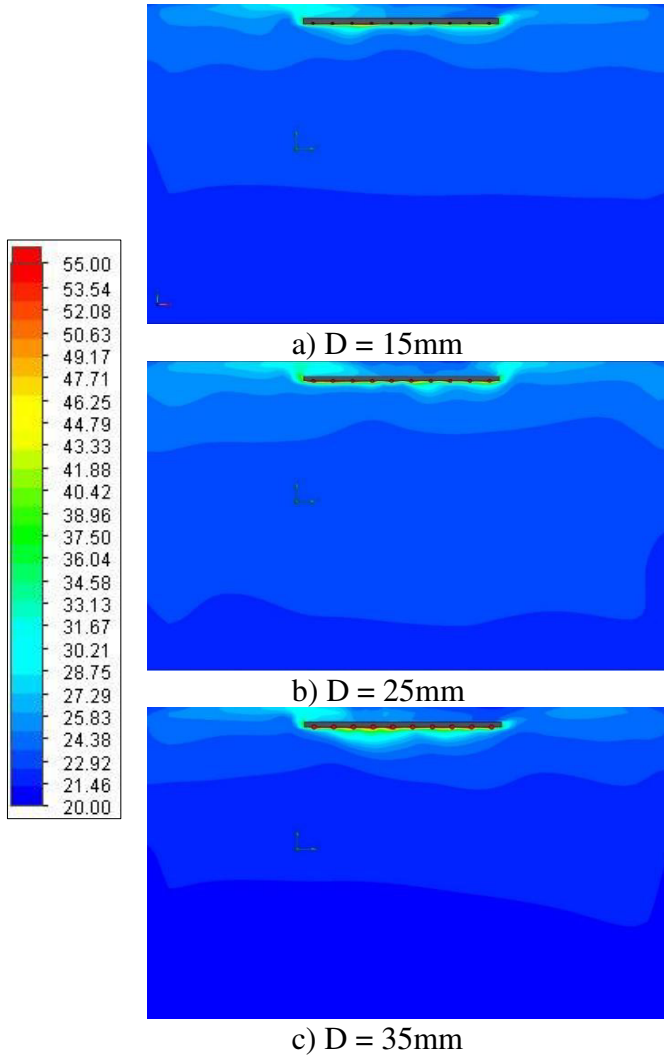
Şekil 5.93. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

Şekil 5.93'te A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde oda içerisindeki dağılımlarda ve sıcaklık değerlerinde benzerlikler görülmektedir.

A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.94'te sunulmuştur. Boru çapı arttıkça debi ve yüzey alanı artmaktadır. Bundan dolayı da boru çapının 35 mm olduğu durumda panelin alt bölümündeki sıcaklık değerlerinin arttığı görülmektedir.



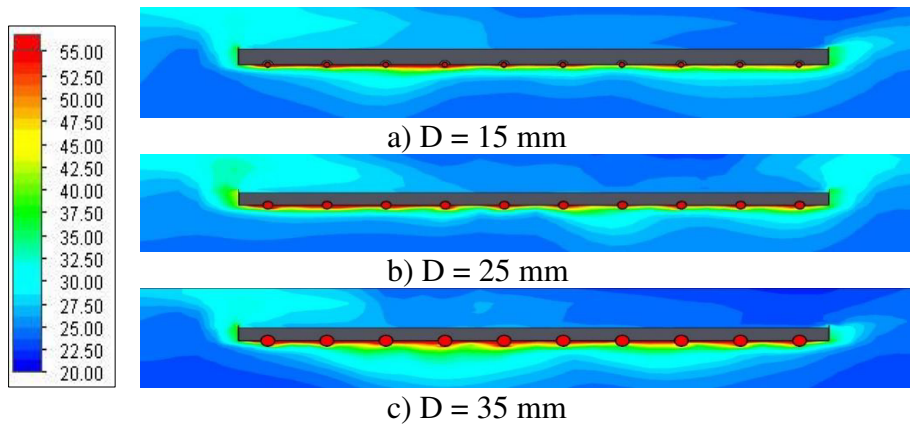
Şekil 5.94. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi



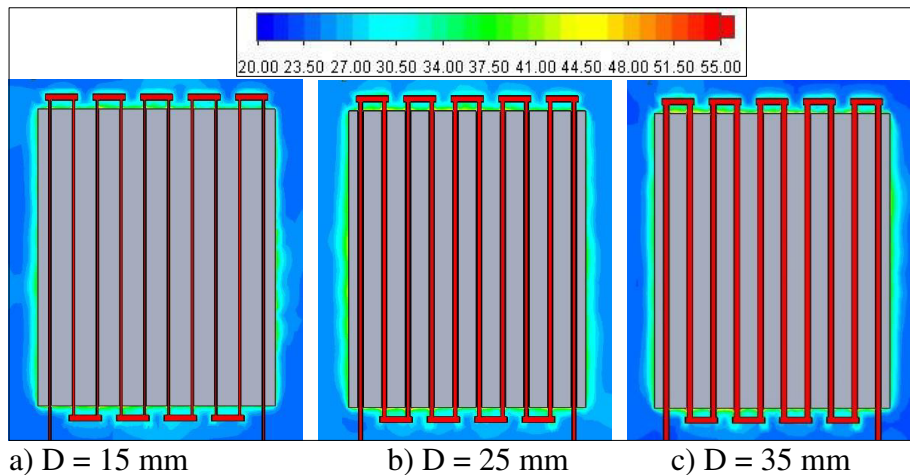
Şekil 5.95. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

Şekil 5.95'te B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımı benzerlik göstermekle beraber boru çapının 35 mm olduğu durumda A2 kesitindeki duruma benzer şekilde panel bölgesinde sıcaklık değerlerinin arttığı gözlemlenmektedir.

Şekil 5.96'da B2 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde boru çapının artmasıyla panelin alt tarafındaki sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir. Boru çapı arttıkça kütsel debi ve panel yüzey alanı artmaktadır ve dolayısıyla daha fazla yüzeye ısı yayılmaktadır. Fakat boru çapının 35 mm olduğu durumda sistemin sağındaki çıkış bölümüne yakın bölgede sıcaklık değerinin düştüğü görülmektedir. Bunun sebebi debi değerinin bu boru çapı değeri için üst bölgeye yeterli ısıyı iletmeye yetmediği düşünülmektedir. 25 mm olan durumda ise üst bölgelerde sıcaklık değerleri en yüksek değerlerine ulaşmaktadır.



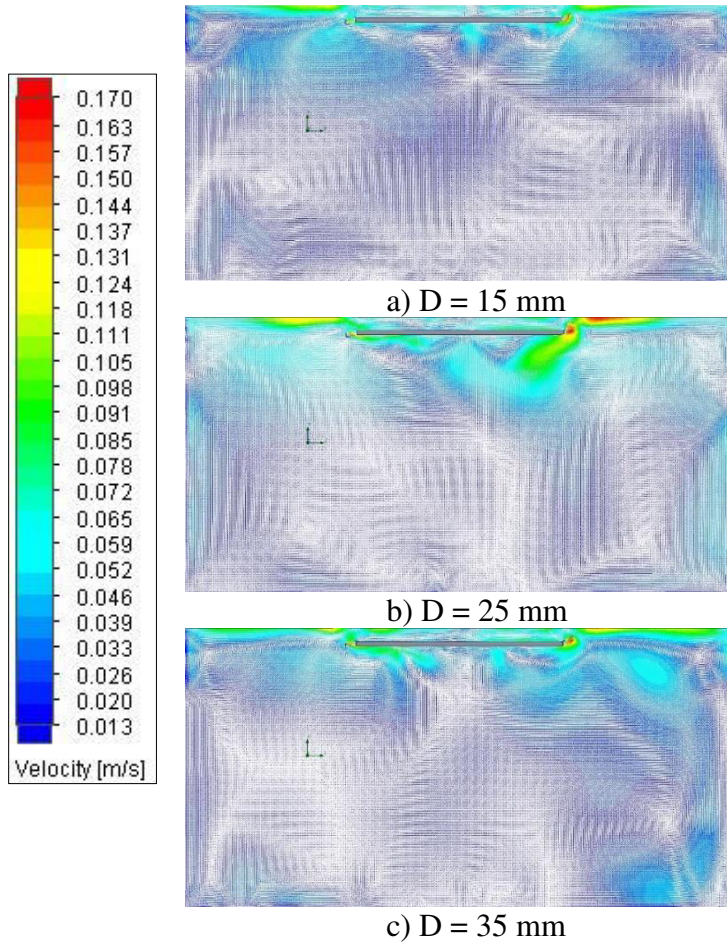
Şekil 5.96. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi



Şekil 5.97. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

Şekil 5.97’de C1 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Boru çapının 25 mm olduğu durumda panelin etrafındaki sıcaklık değerleri diğer iki duruma kıyasla daha yüksektir. Debinin yetersiz kalmasından dolayı 35 mm olan durumda panelden uzaklaştıkça değerler düşmektedir. Fakat panele yaklaştıkça değerler iki durumda da birbirine yakındır.

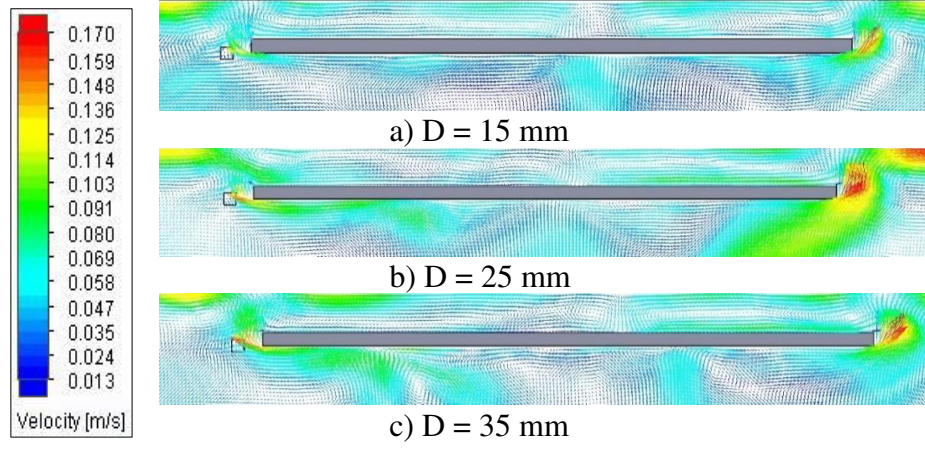
Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.98’de A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Oda içerisindeki hız dağılımlarında benzerlikler gözlemlenirken boru çapının 25 mm olduğu durumda panel bölgesinde hız değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir.



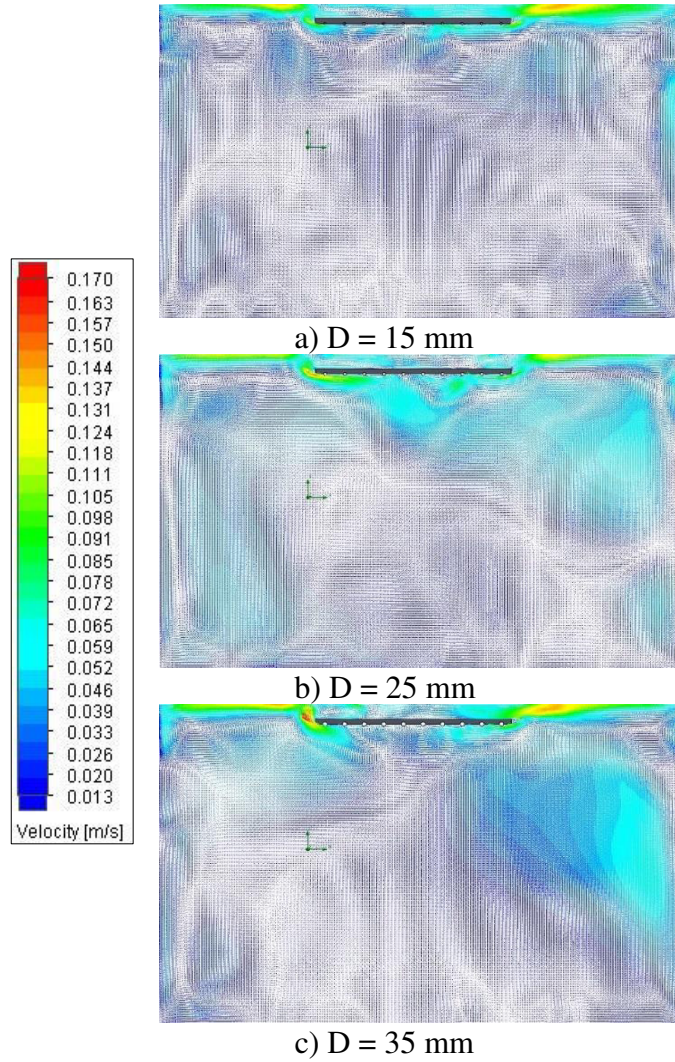
Şekil 5.98. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına D değerinin etkisi

Şekil 5.99’da A2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Boru çapının 25 mm olduğu durumda panelin giriş bölümüne yakın olan sağ tarafında hız değerlerinin diğer iki duruma göre daha yüksek olduğu ve havanın ısınarak yukarı yönlendiği görülmektedir.

Üç durumda da panelin üst bölümünde hız değerinin düşük olduğu yerlerde vortekslerin oluştuğu görülmektedir.



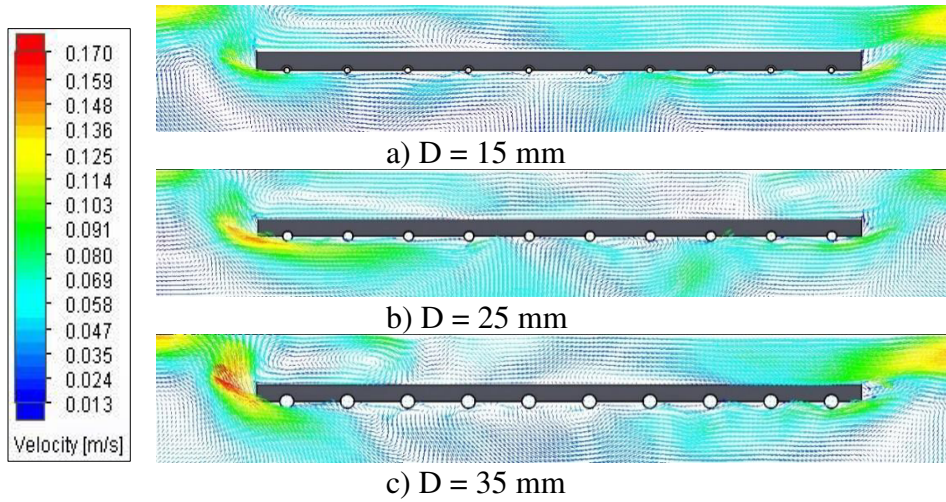
Şekil 5.99. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi



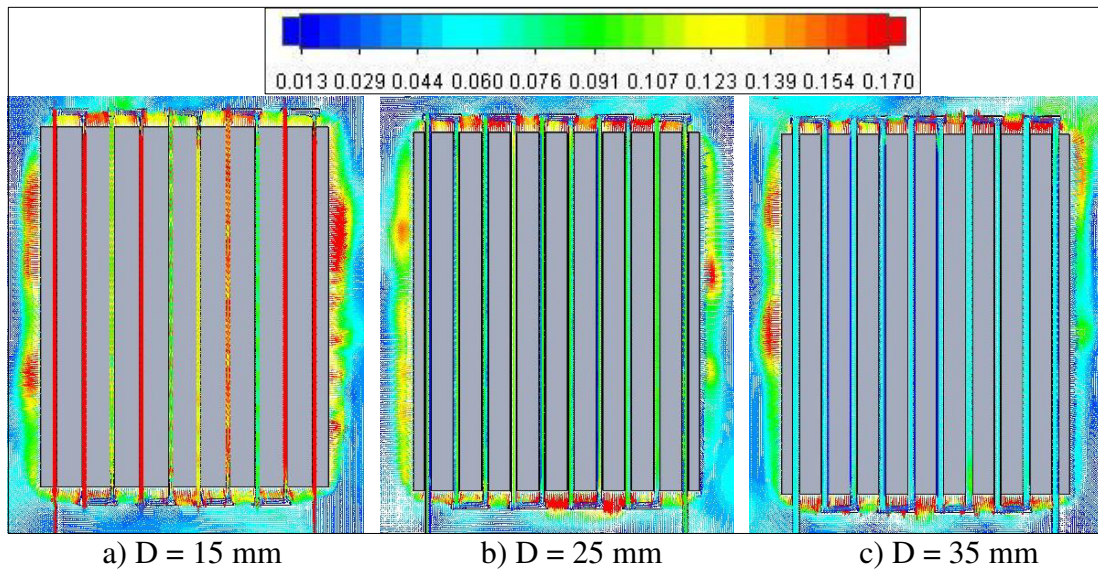
Şekil 5.100. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına D değerinin etkisi

B2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.100’de sunulmuştur. Odanın sağ tarafında boru çapı arttıkça zemine doğru gidildikçe hız değerinin arttığı görülmektedir. Boru çapının 25 mm olduğu durumda panelin alt bölümünde hız değerlerinin ve yoğunluğunun diğer iki duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.101’de sunulmuştur. Boru çapının 35 mm olduğu durumda sol tarafta giriş bölgesine yakın olan bölümde hız değerinin daha yüksek olduğu ve yüzeyden taşınım yoluyla ısınan havanın yukarıya doğru yükselmekte olduğu görülmektedir.



Şekil 5.101. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi

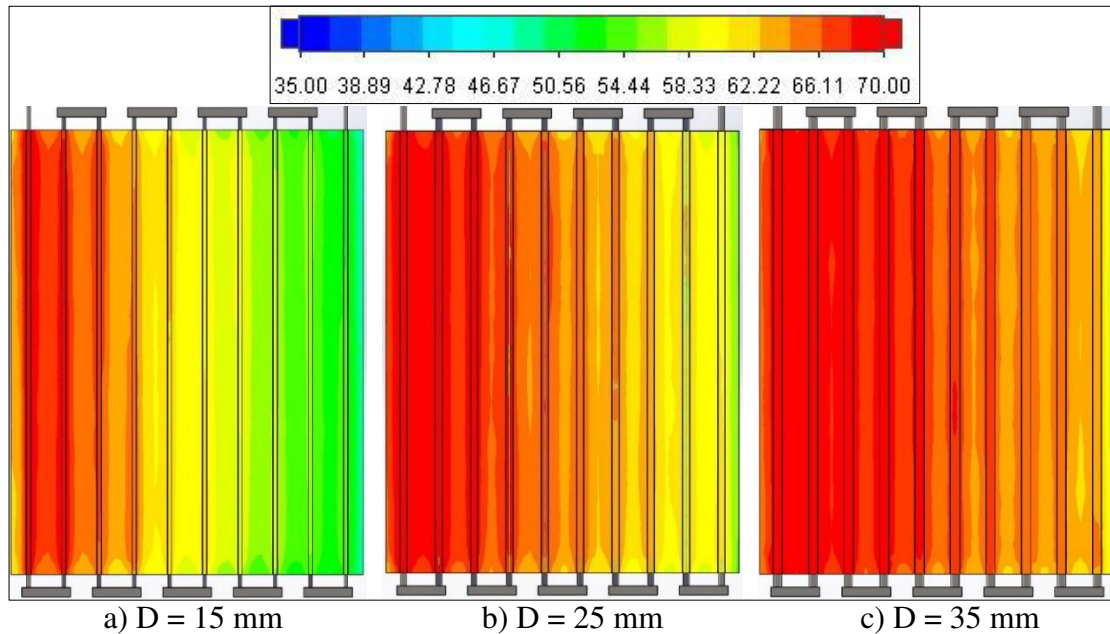


Şekil 5.102. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına D değerinin etkisi

Şekil 5.102’de ise C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde panel bölgesi etrafında boru çapının 15 mm olduğu durumda hız değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Boru çapı arttıkça ve çıkış bölümüne yaklaştıkça hız değerleri azalmaktadır. Bunun sebebi ise artan boru çapına karşılık debi değerinin yetersiz kalmasıdır. Bu nedenle yeterli ısı çıkış bölümüne kadar taşınamamakta ve yan yüzeye iletilememektedir. Boru çapının 25 mm olduğu durumda panel etrafında hız dağılımı diğer durumlara göre daha dengelidir.

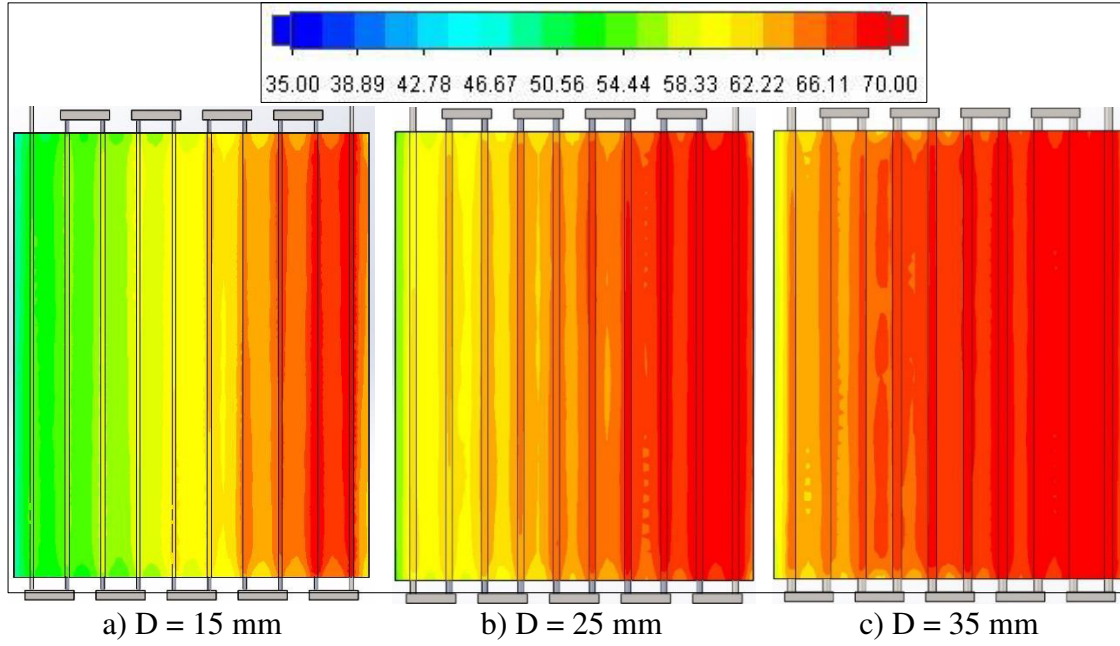
5.6.2. Boru çapının boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, boru çapının radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.103’te alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Boru çapı arttıkça yüzeydeki sıcaklık değerlerinin ve yoğunluğunun arttığı görülmektedir. Boru çapı arttıkça kütesel debi değeri ve alt sac yüzey alanı artmaktadır. Dolayısıyla sıcak su, yüksek debi ile sıcaklığını daha fazla yüzey alanına aktarmaktadır.



Şekil 5.103. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

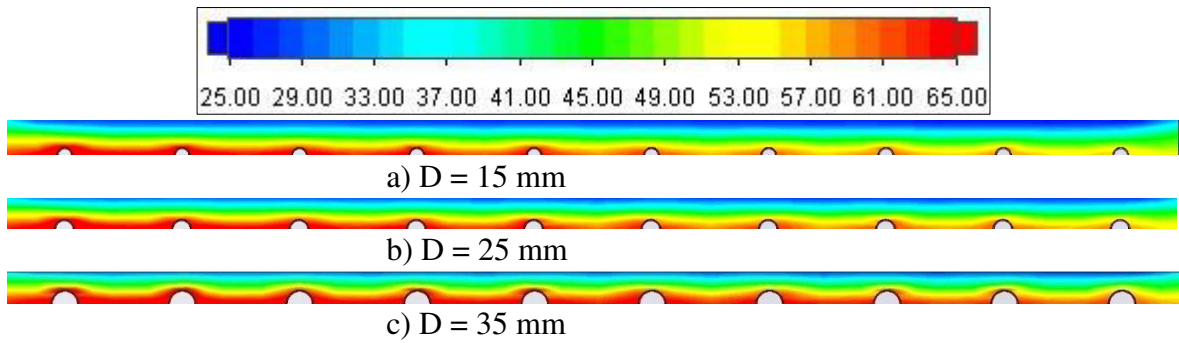
Şekil 5.104’te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerindeki boru malzemesinin etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup boru çapı arttıkça sıcaklık değeri ve yoğunluğu artmaktadır.



Şekil 5.104. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

5.6.3. Boru çapının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Boru çapının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.105'te sunulmuştur.



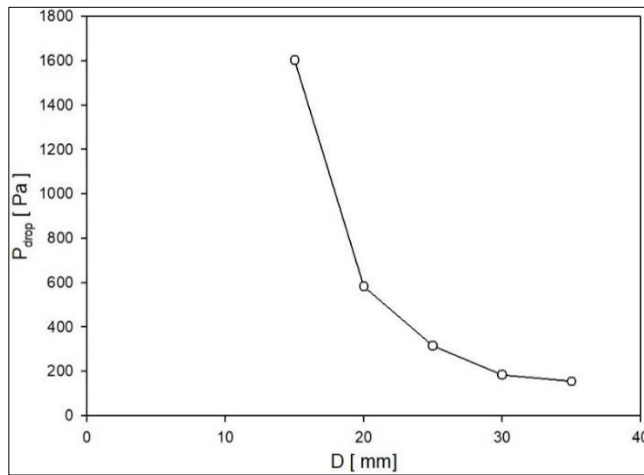
Şekil 5.105. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına D değerinin etkisi

Boru çapı arttıkça sol taraftaki giriş bölümüne yakın bölgelerde sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir. Ayrıca boru çapının düşük değerde olduğu durumda suyun ısısı özellikle çıkış bölümüne doğru yaklaştıkça yalıtım malzemesine yeterli miktarda iletilememekte ve sıcaklık değerlerinin düşük olduğu görülmektedir. Fakat boru çapı arttıkça bu durum ortadan kalkmakta ve suyun ısısı yalıtım malzemesine her bölümde yakın değerlerde aktarılmaktadır.

5.6.4. Boru çapının basınç düşümüne etkisi

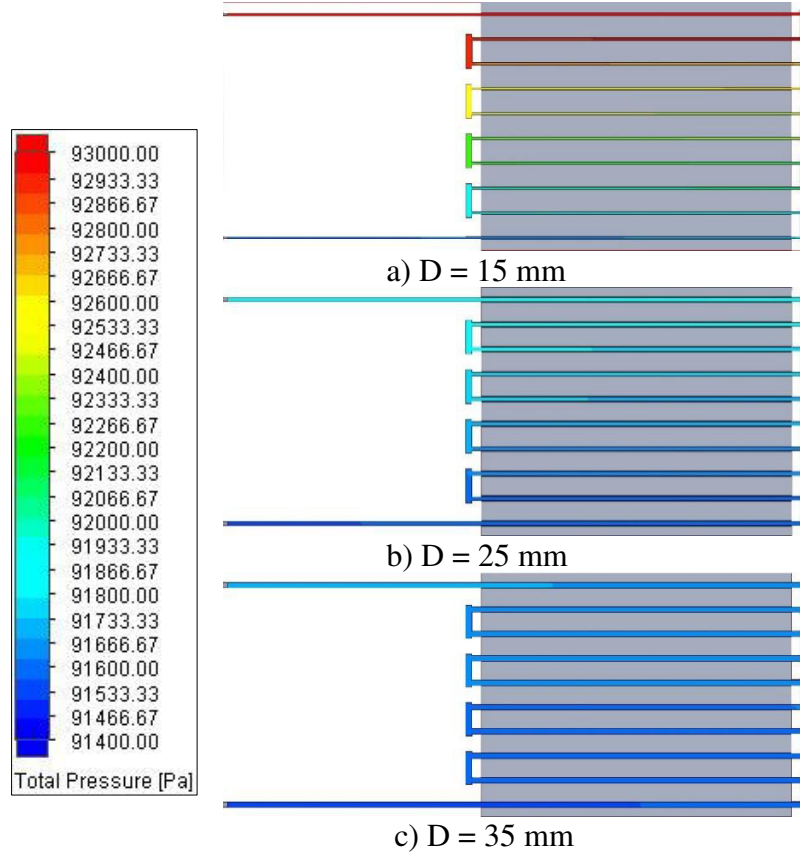
Boru apı çalışmasındaki bir diğér önemli nokta da basınç düşümüdür. Analizlerde ıkış bölümü atmosferik hava koşullarına göre tanımlanmıştır. Suyun sistem içerisindeki hareketi sırasında çıkışa doğru sıcaklığını ve basıncını kaybetmektedir.

şekil 5.106’da boru çapına bağlı basınç düşümü grafiği sunulmuştur. Boru çapının 15 mm’den 20 mm’ye çıkartılmasıyla yaklaşık 1000 Pa basınç düşümü gerçekleşmiştir. Bu düşüş çap arttıkça devam etmektedir fakat 30 mm – 35 mm aralığında düşük seviyelere gelmektedir. Diğér bir ifadeyle debi değeri arttıkça basınç farkı azalmaktadır.



şekil 5.106. Basınç düşümünün boru çapı ile değişimi

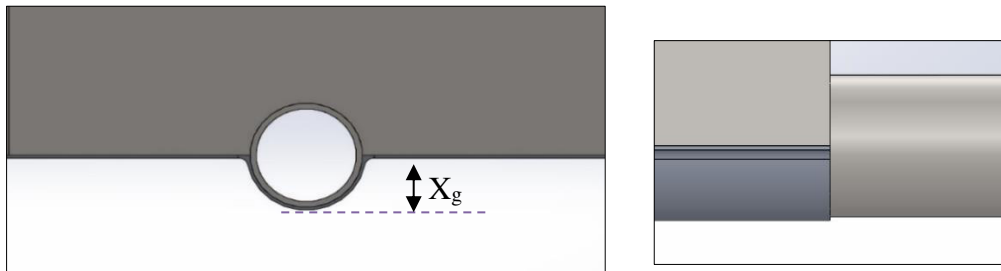
şekil 5.107’de 3 farklı boru çapı için giriş çıkış arasındaki basınç farkı sunulmuştur. Boru apı arttıkça giriş ve çıkış arasındaki basınç farkının düştüğünü görölmektedir. Boru çapının 15 mm olduğu durumda giriş bölgesindeki basınç değerinin diğér durumlara kıyasla daha yüksek olduğu görölmektedir.



Şekil 5.107. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne D değerinin etkisi

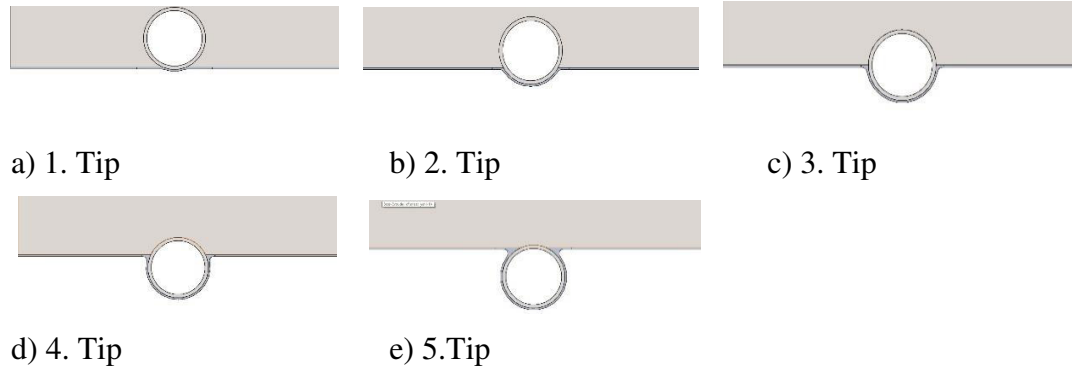
5.7. Gömülme Mesafesinin Performans Üzerindeki Etkisi

Boru çapı çalışmasının ardından, boruların radyasyon yayıcı alt saca gömülme mesafesinin sistemin ısıtma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla değişik gömülme mesafelerindeki durumlar incelenmiş olup boruların saca gömülme mesafesine bağlı olarak değişen yüzey alanlarının etkisini incelenmiştir. Gömülme mesafesinin 1 mm ve 27 mm aralığında değiştiği toplam 5 farklı durum üzerinde çalışılmıştır. Gömülme mesafesiyle ilgili ön ve yan görünüşler Şekil 5.108’de gösterilmiştir.



Şekil 5.108. Gömülme mesafesi ölçülendirilmesi

Çalışmalarda kullanılan 5 farklı tip Şekil 6.109’da sunulmuştur. Şekilde görüldüğü üzere gömülme mesafesi arttırıldıkça boruların radyasyon yayıcı alt sacdan çıkıntısı artmaktadır ve sacın yüzey alanı artmaktadır.



Şekil 5.109. Gömülme tipleri

Çizelge 5.14’te ise Şekil 5.109’da sunulan, çalışmalarda kullanılmış modellere ait gömülme mesafeleri verilmiştir.

Çizelge 5.14. Gömülme mesafeleri

Model	Gömülme Mesafesi X_g (mm)
1. Tip	1
2. Tip	7
3. Tip	14
4. Tip	20
5. Tip	27

Çizelge 5.15’de çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur.

Çizelge 5.15. Gömülme mesafesi çalışmasında kullanılan parametreler

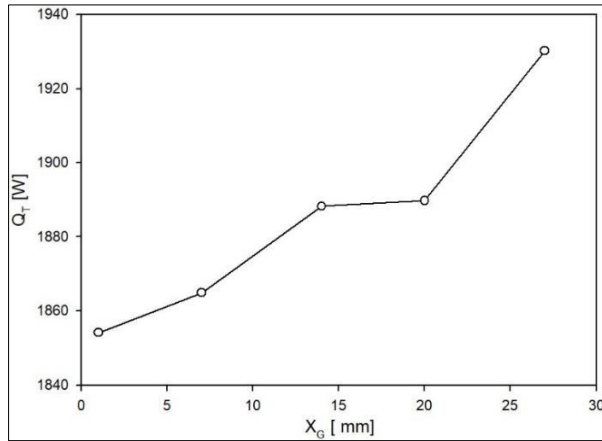
Parametre	Değer
Re	5000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,95
Gömülme Mesafesi X_g (mm)	1, 7, 14, 20, 27

Çizelge 5.16’te her bir gömülme mesafesi için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, entalpi değerleri ve toplam ısı transfer miktarları verilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip ısıl güç hesaplanmıştır.

Çizelge 5.16. Gömülme mesafesi çalışması için hesaplanan değerler

X_g (mm)	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
1	75	314,03	63,07	264,04	1854,19
7	75	314,03	63	263,75	1864,94
14	75	314,03	62,85	263,12	1888,31
20	75	314,03	62,84	263,08	1889,79
27	75	314,03	62,58	261,99	1930,22

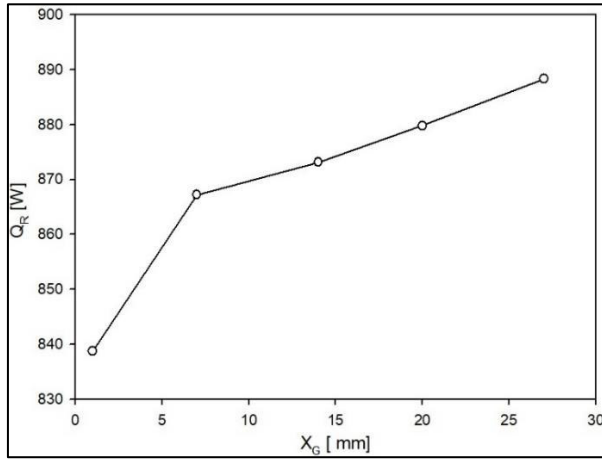
Toplam ısıl güç sonuçlarına ait grafik Şekil 5.110’da sunulmuştur. Grafikte gösterilen ısıl güç değerleri, eşitlikler yardımıyla hesaplanarak Çizelge 5.16’da sunulan değerler kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 5.110. Toplam ısı transfer miktarının gömülme mesafesi ile değişimi

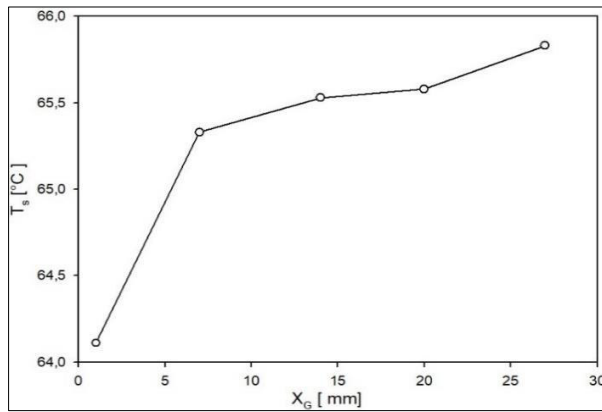
Grafikten de görüldüğü üzere, gömülme mesafesi arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarı artmaktadır. Bunun nedeni gömülme mesafesi arttıkça radyasyon yayıcı alt sacın yüzey alanının artması ve dolayısıyla sistemde dolaşan sıcak suyun ısısını daha fazla yüzey alanına aktarmasıdır.

Şekil 5.111’de alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), gömülme mesafesine bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Toplam ısı güç durumuna benzer şekilde gömülme mesafesi arttıkça elde edilen net radyasyon miktarı da artmaktadır. Boru çapı arttıkça kütleli debi ve alt sac yüzey alanı artmaktadır. Debi artışıyla sıcak su ısınıp daha fazla yüzeye aktarmakta ve aynı zamanda yüzey alanı da arttıkça elde edilen net radyasyon miktarı da artmaktadır.



Şekil 5.111. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının gömülme mesafesi ile değişimi

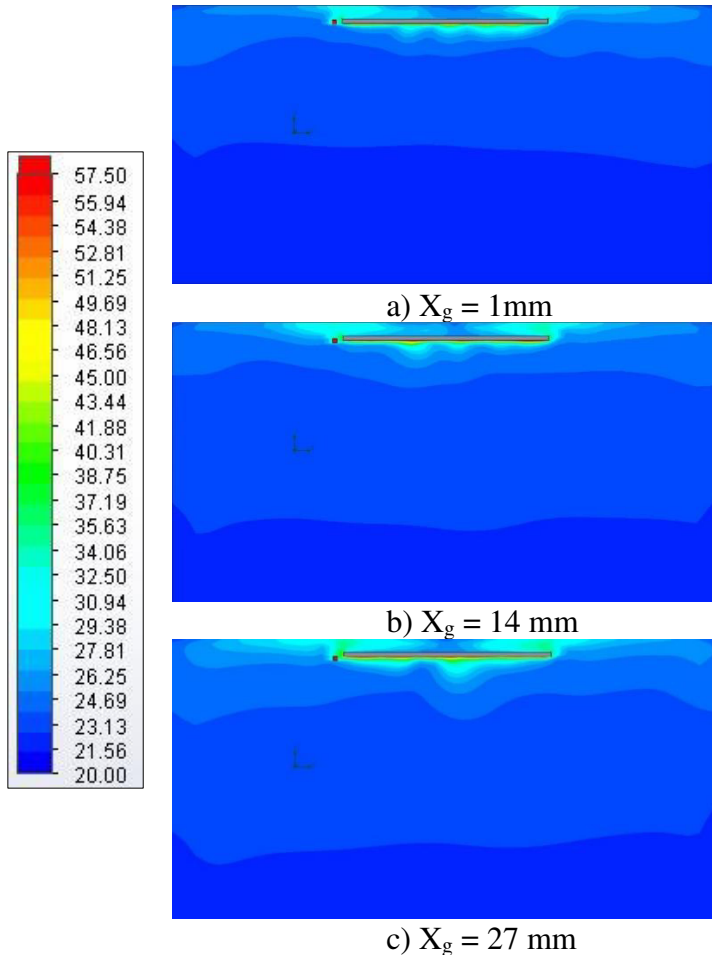
Radyasyon yayıcı alt sac yüzeyin ortalama sıcaklığının, boru çapına bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 5.112’de sunulmuştur. Gömülme mesafesi arttıkça yüzey sıcaklık değeri ilk ve son durum arasında yaklaşık 1,5 °C artmaktadır. Bu değer fazla olmamakla beraber ihmal edilebilir seviyelerdedir. Gömülme mesafesinin artması alt sac yüzey alanını arttırmakta fakat ortalama yüzey sıcaklığında belirgin bir değişime sebep olmamaktadır.



Şekil 5.112. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının gömülme mesafesi ile değişimi

5.7.1. Gömölme mesafesinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

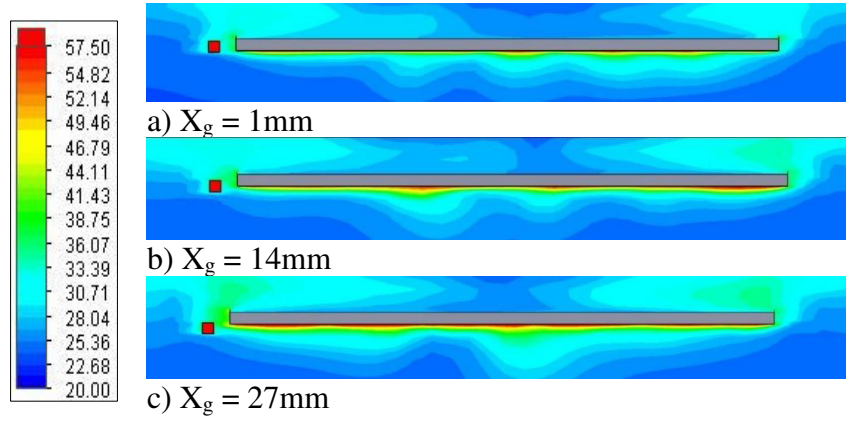
Grafiklerin gösteriminin ardından gömölme mesafesinin hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla gömölme mesafesinin 1 mm, 14 mm ve 27 mm değerleri için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur. Şekil 5.113'te A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde oda içerisindeki dağılımlarda ve sıcaklık değerlerinde benzerlikler görülmektedir. Panel bölgesine bakıldığı zaman gömölme mesafesi arttıkça panel etrafındaki yoğunluğun ve sıcaklık değerlerinin arttığı görülmektedir.



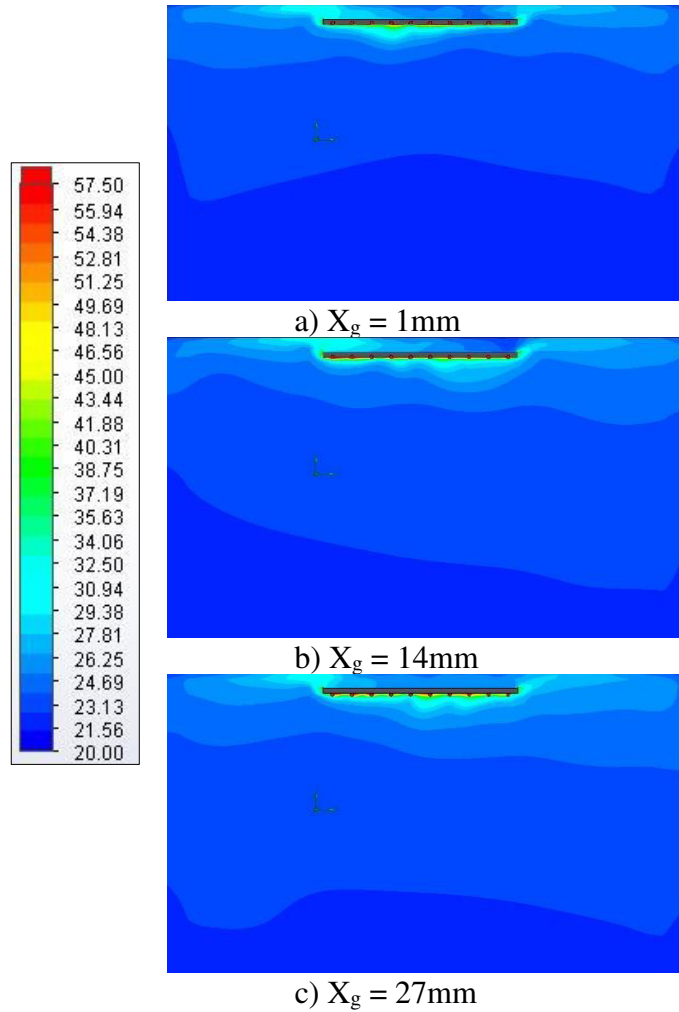
Şekil 5.113. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yaklaştırılmış görüntüler Şekil 5.114'te sunulmuştur. Gömölme mesafesi

arttıkça alt sac yüzey alanı artmaktadır, bundan dolayı da gömülme mesafesinin 27 mm olduğu durumda panelin alt bölümündeki sıcaklık değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir.

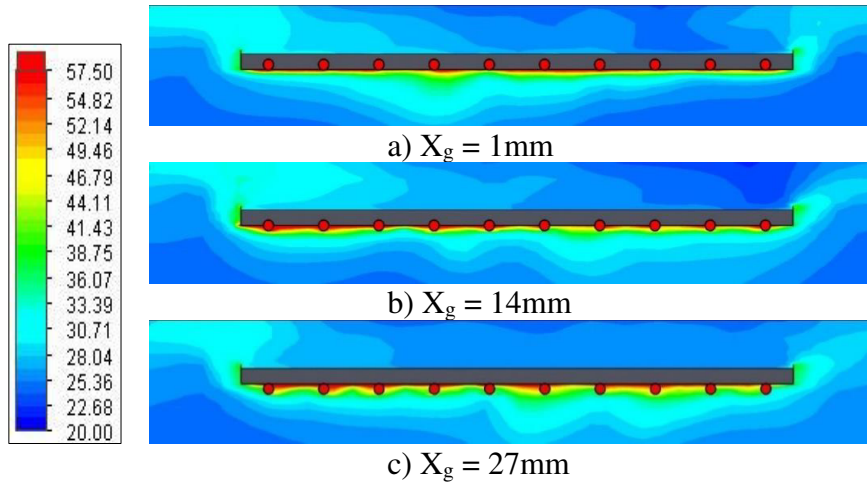


Şekil 5.114. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

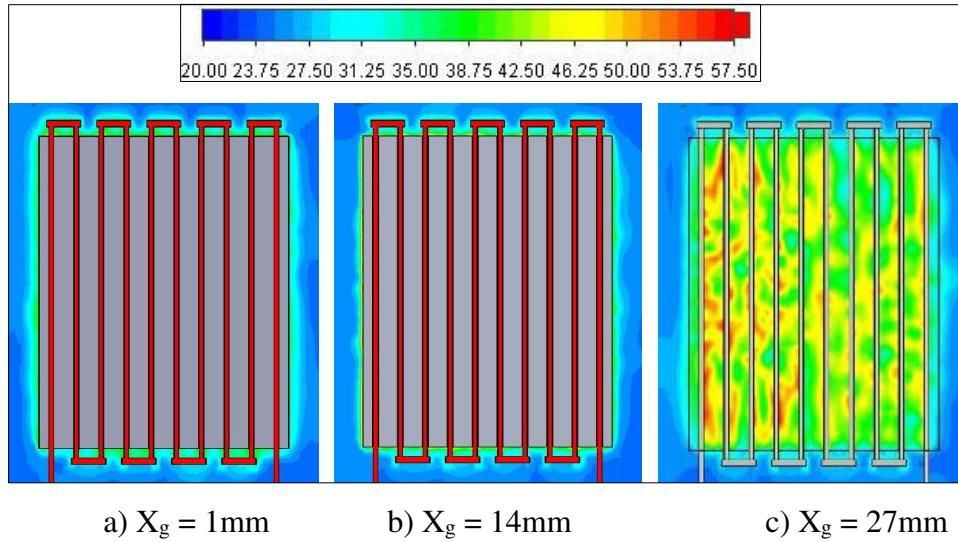


Şekil 5.115. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

Şekil 5.116'da B2 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde gömülme mesafesinin artmasıyla panelin alt tarafındaki sıcaklık değerinin arttığı görülmektedir. Gömülme mesafesi arttıkça alt sac yüzey alanı artmaktadır ve dolayısıyla daha fazla yüzeye ısı yayılmaktadır. Panelin üst bölümündeki sıcaklık dağılımları ise üç durumda birbirlerine benzerlik göstermektedir.



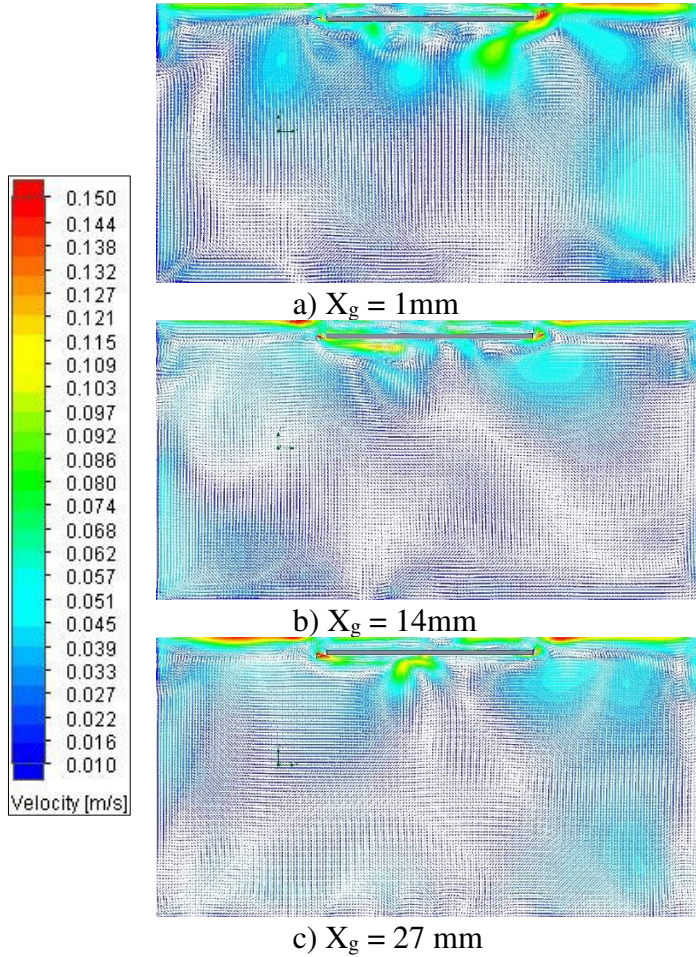
Şekil 5.116. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi



Şekil 5.117. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

Şekil 5.117'de C1 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. C1 kesiti tüm parametrik çalışmalar için boruların ortasından geçen düzlemdir. Diğer parametrik çalışmalarda gömülme mesafesi sabit olduğu için C1 kesiti hep aynı mesafededir. Bu çalışmada ise gömülme mesafesi değiştiği için boruların ortasından geçen kesitin y eksenini boyunca mesafesi değiştiği için gömülme mesafesinin 27 mm olduğu durumdaki görüntüde

borular arasındaki sıcaklık dağılımı da görülmektedir. Durumlar incelendiğinde ise gömülme mesafesinin bu kesitte panel bölgesi etrafında belirgin bir etkisi olmadığı görülmektedir ve üç durumda da sıcaklık dağılımlarının benzerlik gösterdiği görülmektedir.

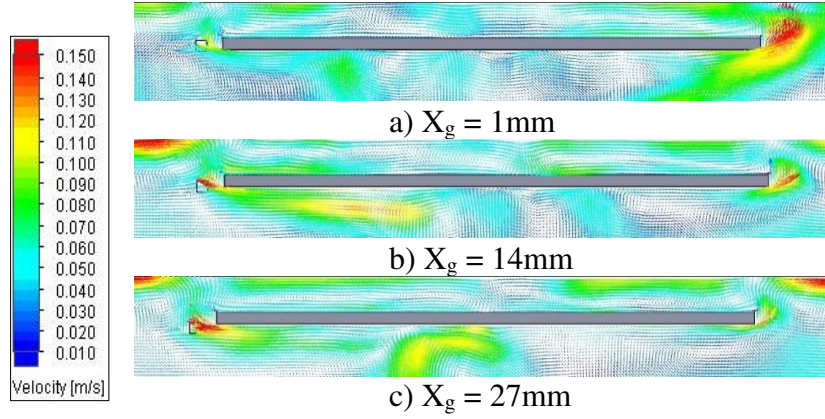


Şekil 5.118. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi

Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.118’de A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Oda içerisindeki hız dağılımlarında farklılıklar görülmektedir. Gömülme mesafesinin 1 mm olduğu durumda panelin giriş bölümüne yakın olan sağ bölümünde hız değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Fakat gömülme mesafesi arttıkça aynı bölgedeki yoğunluğun azaldığı görülmektedir. Benzer durum oda duvarları için de geçerlidir.

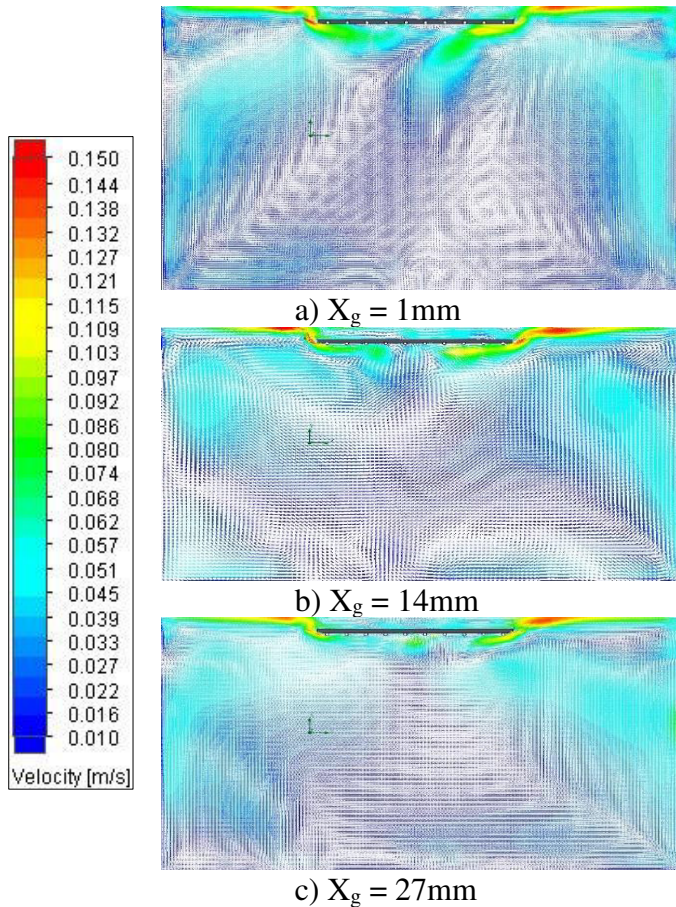
Şekil 5.119’da A2 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Gömülme mesafesinin 1 mm olduğu durumda borular yan saclara daha yakındır ve bu yüzden panelin giriş bölümüne yakın ve sıcaklık değerinin daha yüksek olduğu bölgede hava daha çok

ısınmaktadır. Dolayısıyla hava hızını arttırarak tavana doğru yönlendirilmektedir. Fakat gömülme mesafesi arttıkça bu bölgedeki hız değeri de düşmektedir.



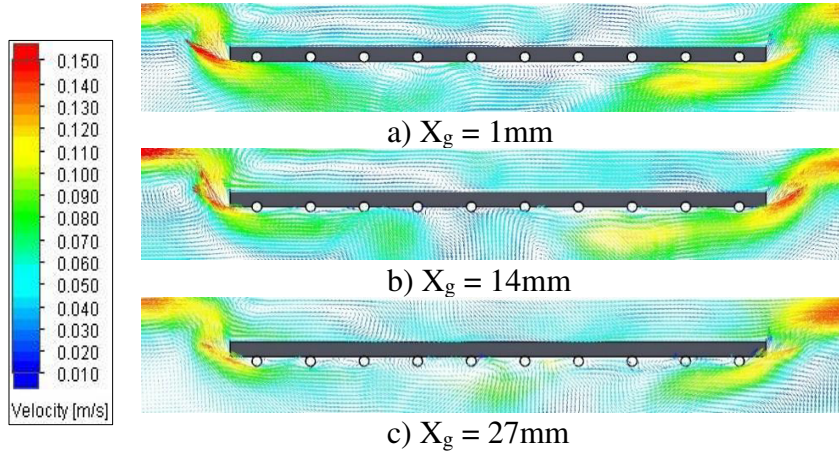
Şekil 5.119. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi

B2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.120’de sunulmuştur. Panel bölgesindeki hız yoğunluğunun ve değerlerinin gömülme mesafesi arttıkça azaldığı görülmektedir.

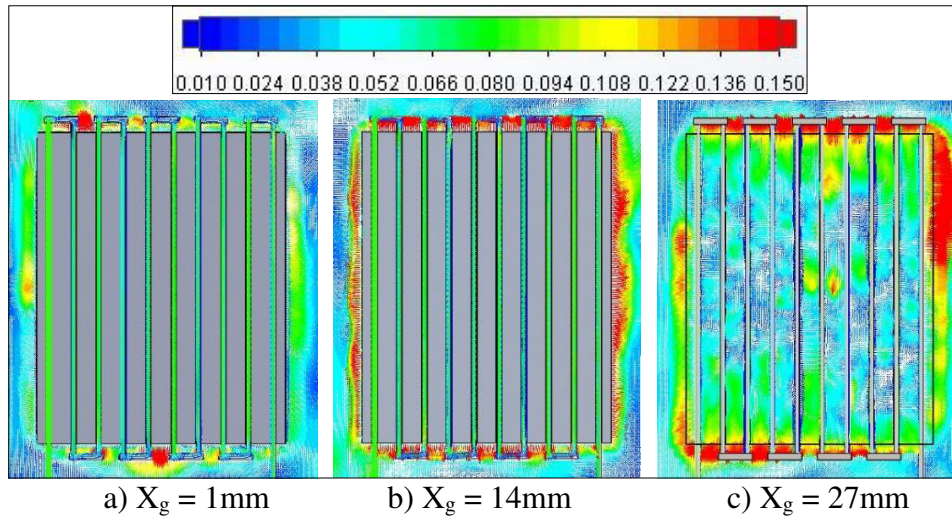


Şekil 5.120. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi

Panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.121’de sunulmuştur. Gömülme mesafesi arttıkça panelin yan taraflarındaki hız değerlerinin yakın olduğu fakat alt bölgelerde yoğunluğun azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.121. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi

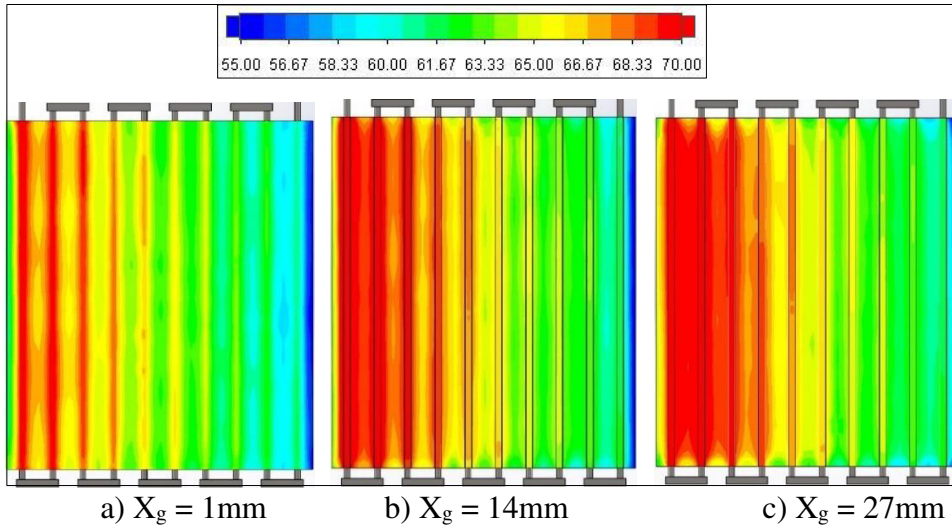


Şekil 5.122. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına X_g değerinin etkisi

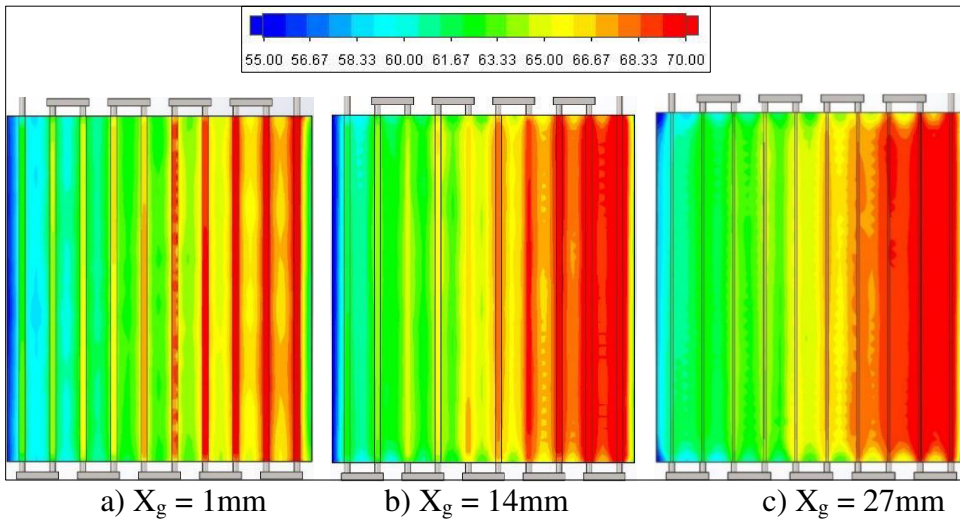
Şekil 5.122’de C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. C1 kesiti tüm parametrik çalışmalar için boruların ortasından geçen düzlemdir. Diğer parametrik çalışmalarda gömülme mesafesi sabit olduğu için C1 kesiti hep aynı mesafededir. Bu çalışmada ise gömülme mesafesi değiştiği için boruların ortasından geçen kesitin y eksenı boyunca mesafesi değiştiği için gömülme mesafesinin 27 mm olduğu durumdaki görüntüde borular arasındaki hız dağılımı da görülmektedir. Durumlar incelendiğinde gömülme mesafesi arttıkça panel ve kolektör bölgelerinde hız değerlerinin arttığı görülmektedir.

5.7.2. Gömölme mesafesinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, gömölme mesafesinin radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.123'te alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Gömölme mesafesi arttıkça giriş bölümüne yakın yerlerde sıcaklık yoğunluğunun ve değerlerinin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni ise gömölme mesafesi arttıkça yüzey alanının da artmasıdır. 14 mm ve 27 mm olan durumlar kıyaslandığında, 27 mm olan durumda sacdaki boru girintisi 14 mm olan duruma göre azaldığı için sıcaklık yoğunluğu giriş bölümünde daha fazladır. Orta bölümlere doğru etkisi ikinci duruma göre daha azdır.



Şekil 5.123. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

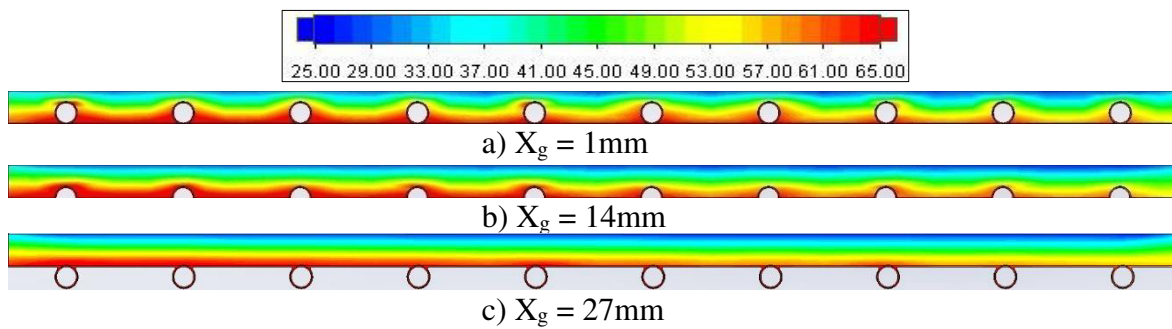


Şekil 5.124. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

Şekil 5.124'te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerinde gömülme mesafesinin etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup gömülme mesafesi arttıkça sağda kalan giriş bölümüne yakın yerlerde sıcaklık değeri ve yoğunluğu artmaktadır.

5.7.3. Gömülme mesafesinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.125'te sunulmuştur.



Şekil 5.125. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına X_g değerinin etkisi

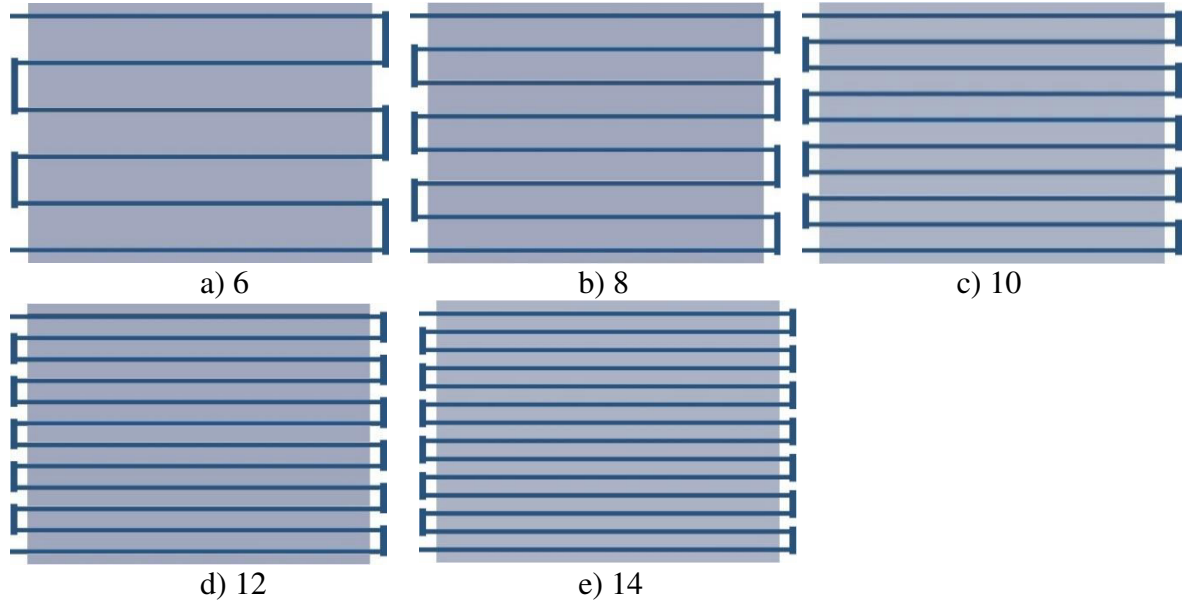
Gömülme mesafesi arttıkça boruların yalıtım malzemesi içindeki gömülme miktarı azalmaktadır. Dolayısıyla yalıtım malzemesi üzerindeki yoğunluk azalmaktadır.

5.8. Geçiş Sayısının Performans Üzerindeki Etkisi

Gömülme mesafesi çalışmasının ardından, boru geçiş sayısının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla değişik geçiş sayısı durumları incelenmiş olup değişen boru sayısı ve boruların merkezleri arasındaki mesafelerin etkisini incelenmiştir. Oda ve panel boyutları değiştirilmemiş olup giriş ve çıkış boru konumları da sabit tutularak geçiş sayısı değiştirilmiştir. Dolayısıyla alt sac ve üst sac şekilleri de değişmiştir.

Bundan önceki parametrik çalışmalarda 10 geçişli model kullanılmıştı. Bu çalışmada boru geçiş sayısı 6 ve 14 arasında değiştirilerek toplam 5 çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda kullanılan boru geçiş sayılarına ait görünüşler Şekil 6.126'da sunulmuştur. Boru geçiş sayısı arttırıldıkça boruların merkezleri arasındaki mesafe azalmakta, sacların

yüzey alanları boruların konumları değiştiği için değişmekte ve borular arası su geçişini sağlayan kolektörlerin de boyutları değişmektedir.



Şekil 5.126. Boru geçiş sayıları ve görselleri

Çizelge 5.17’de boru geçiş sayısına bağlı olarak boruların merkezleri arasındaki mesafe sunulmuştur. Çizelgeden de görüldüğü üzere geçiş sayısı arttıkça boruların merkezleri arasındaki mesafe azalmaktadır.

Çizelge 5.17. Geçiş sayısına bağlı boru merkezleri arasındaki uzaklık

Boru Geçiş Sayısı, n	X_b (mm)
6	270
8	192,86
10	150
12	122,73
14	103,85

Çizelge 5.18’de çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığı (T_d) ve su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabittir. Ayrıca boru çapı değiştirilmemiş olup 28 mm çapa ve 1,5 mm et kalınlığına sahiptir. Gömülme mesafesi ise 14 mm’dir.

Çizelge 5.18. Geçiş Sayısı çalışmasında kullanılan parametreler

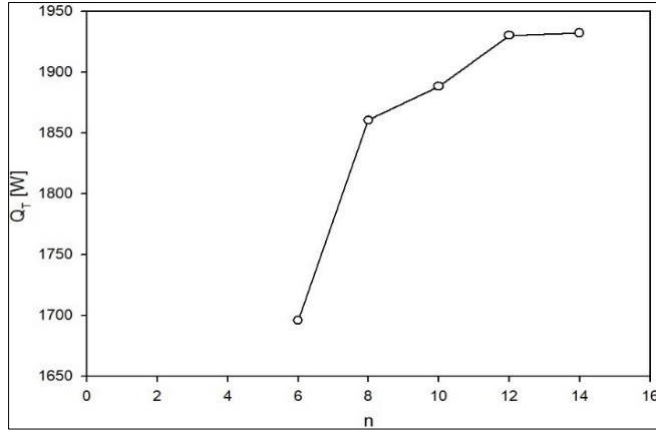
Parametre	Değer
Re	5000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,95
Boru Geçiş Sayısı n	6, 8, 10, 12, 14

Çizelge 5.19’da her bir geçiş sayısı için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, entalpi değerleri ve toplam ısı güç değerleri verilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı transfer miktarı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.19. Geçiş sayısı çalışması için hesaplanan değerler

X_g (mm)	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
1	75	314,03	64,09	268,31	1695,81
7	75	314,03	63,03	263,87	1860,49
14	75	314,03	62,85	263,12	1888,31
20	75	314,03	62,58	261,99	1930,22
27	75	314,03	62,57	261,94	1932,083

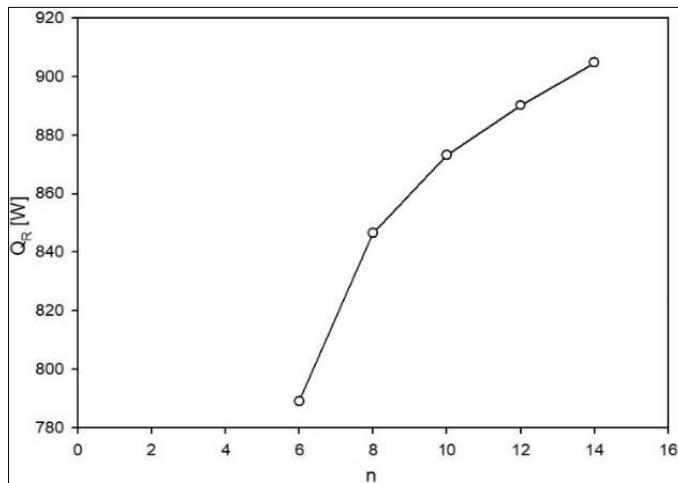
Toplam ısı transfer miktarının değişimine ait grafik Şekil 5.127’de sunulmuştur. Grafikte gösterilen ısı güç değerleri, Çizelge 5.19’da sunulan değerler kullanılarak eşitlikler yardımıyla hesaplanarak oluşturulmuştur.



Şekil 5.127. Toplam ısı transfer miktarının geçiş sayısı ile değişimi

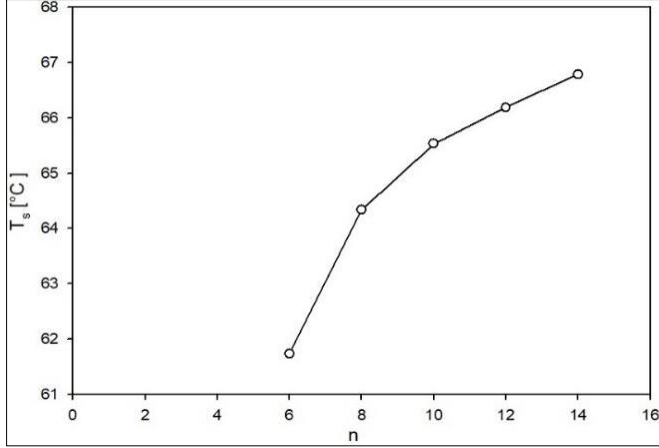
Grafik incelendiğinde geçiş sayısı arttıkça elde edilen toplam ısı güç değerinin de arttığı görülmektedir. Çünkü boru sayısının artması boruların merkezleri arasındaki mesafenin azalmasına ve alt sac yüzey alanının azalmasına sebep olmaktadır. Bunun sonucunda ısı transferi artmaktadır. 12 geçişten sonra grafiğin sabit olmasının sebebi ise 12 geçişte bu sistem için yeterli ısı transferinin sağlanmış olmasıdır.

Şekil 5.128’de alt sac yüzeyden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), boru geçiş sayısına bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Geçiş sayısı arttıkça borular arası mesafe azalmakta ve daha fazla ısı transfer yüzeyi elde edilmektedir. Toplam ısı transfer değişimi durumuna benzer şekilde, geçiş sayısı arttıkça elde edilen net radyasyon miktarı da artmaktadır.



Şekil 5.128. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının geçiş sayısı ile değişimi

Radyasyon yayıcı alt sac yüzeyin ortalama sıcaklığının, boru geçiş sayısına bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 5.129’da sunulmuştur. Boru geçiş sayısı arttıkça yüzey sıcaklık değeri ilk ve son durum arasında yaklaşık 5 °C artmaktadır. Bunun sebebi, boru geçiş sayısı arttıkça alt sacdaki ısı transfer yüzeyinin artmasıdır.

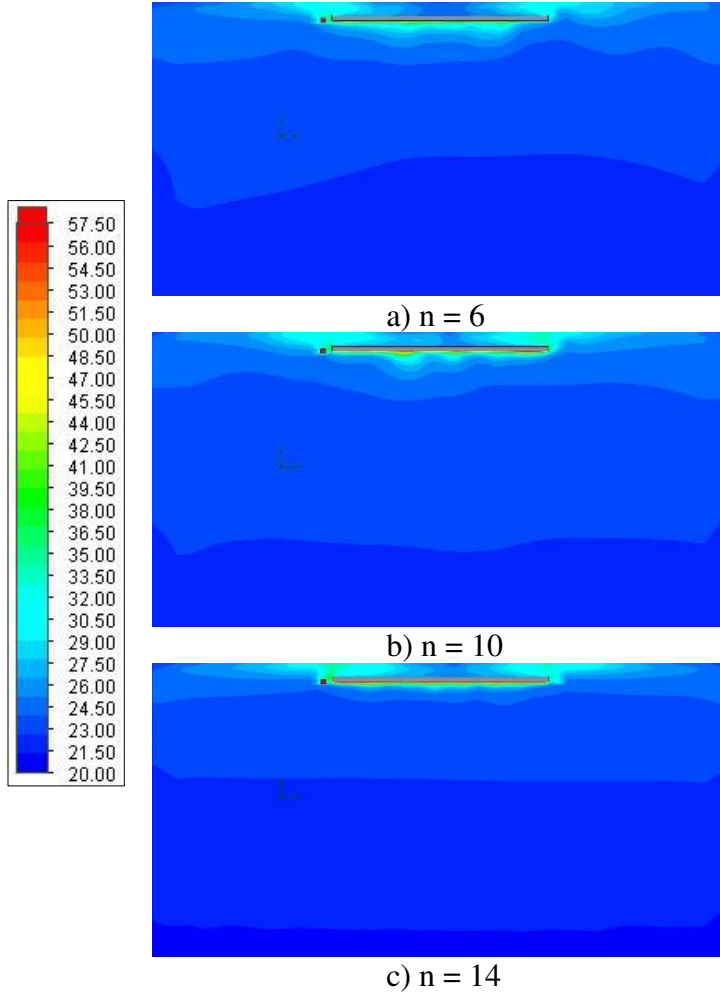


Şekil 5.129. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının geçiş sayısı ile değişimi

5.8.1. Boru geçiş sayısının sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

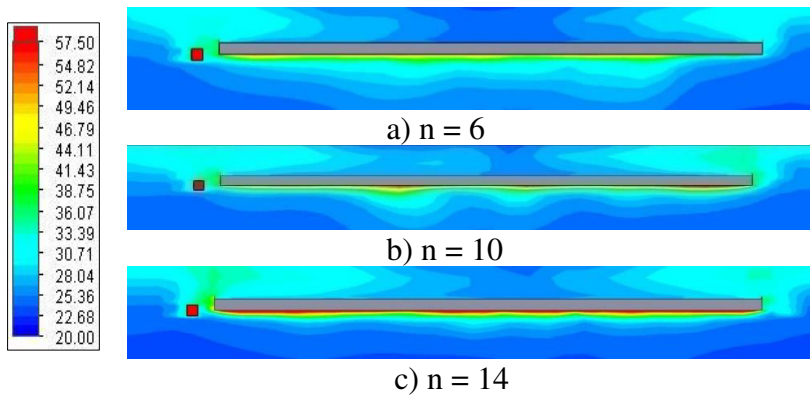
Grafiklerin gösteriminin ardından boru geçiş sayısının hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla geçiş sayısının 6, 10 ve 14 olduğu durumlar için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.

Şekil 5.130’da A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde oda içerisindeki dağılımlarda ve sıcaklık değerlerinde benzerlikler görülmektedir. 10 geçişli durumda panel bölgesinde, özellikle de panelin alt bölümünde, daha yoğun bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. 14 geçişli durumda ise bu yoğunluk azalmaktadır.



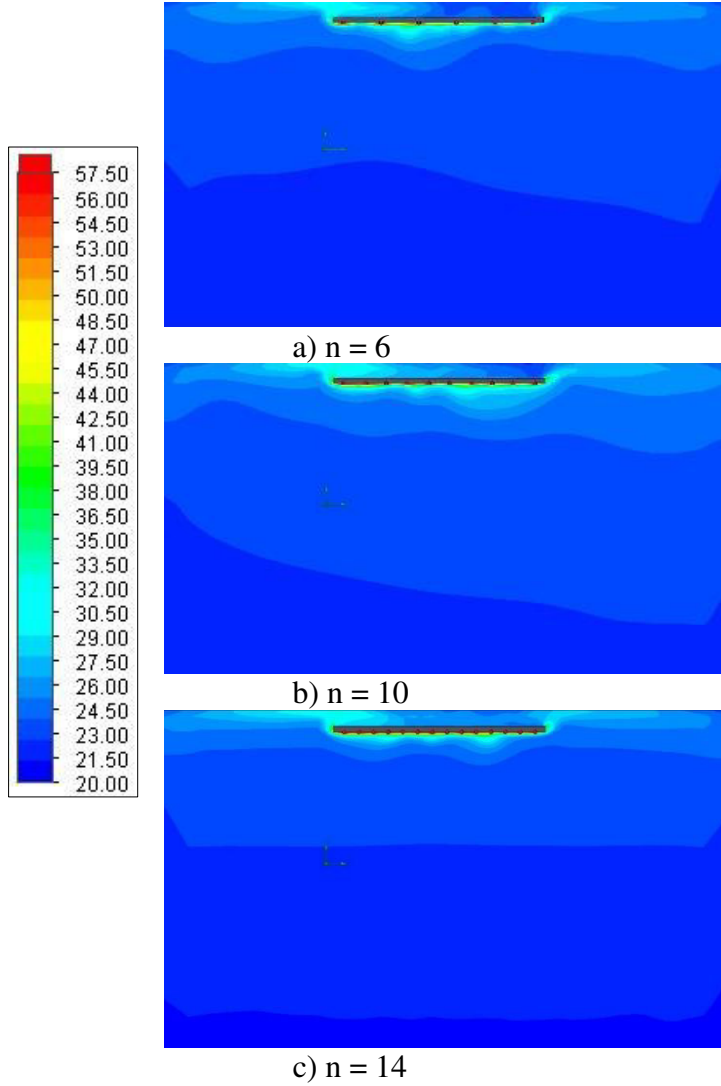
Şekil 5.130. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.131’de sunulmuştur. Boru geçiş sayısının 14 olduğu durumda alt sac yüzeyine yakın noktalarda sıcaklık değerinin yüksek olduğu; 10 geçişli durumda ise panel bölgesinde daha yoğun sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



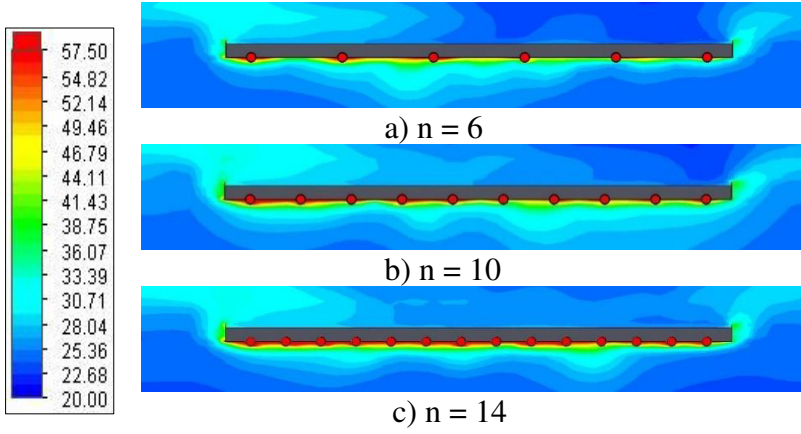
Şekil 5.131. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

Şekil 5.132’de B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımı benzerlik göstermekle beraber 10 geçişli durumda A2 kesitindeki duruma benzer şekilde panel bölgesinde sıcaklık değerlerinin arttığı ve daha yoğun olduğu görülmektedir.



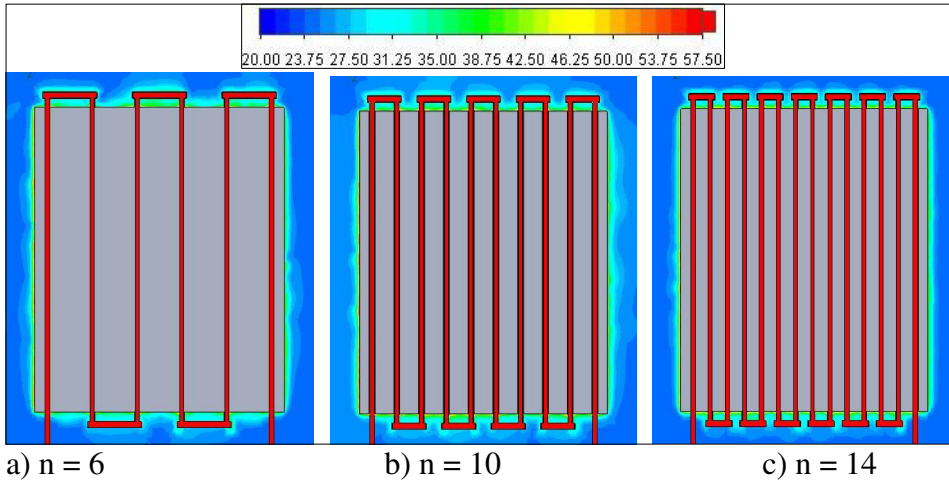
Şekil 5.132. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

Şekil 5.133’te B2 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde geçiş sayısı arttıkça panelin alt tarafındaki sıcaklık değerlerinin ve yoğunluğunun arttığı görülmektedir.



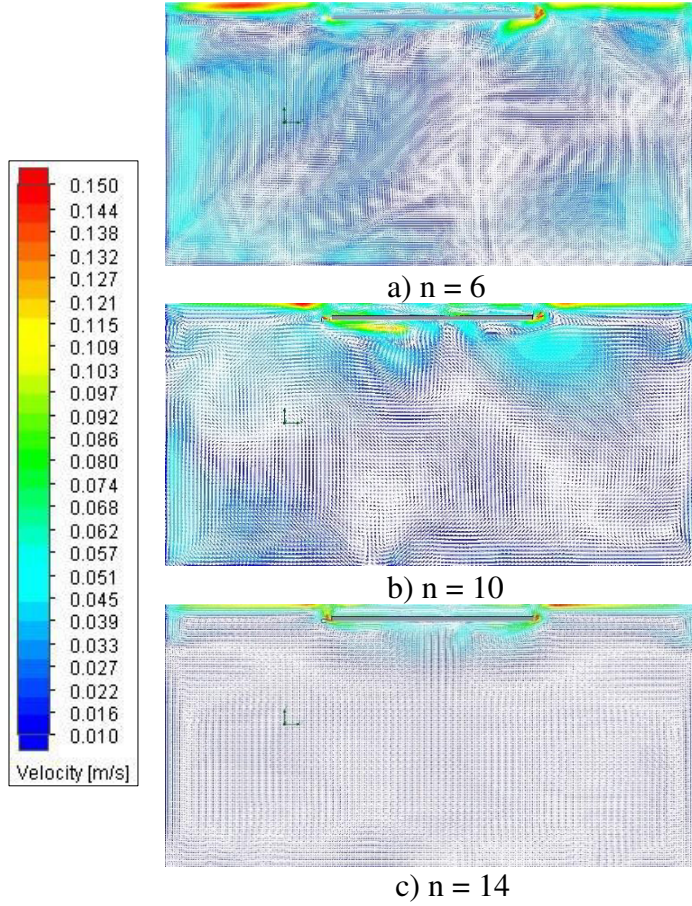
Şekil 5.133. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

Şekil 5.134.'te C1 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. C1 kesiti tüm parametrik çalışmalar için boruların ortasından geçen düzlemdir. Şekil incelendiğinde 10 geçişli durumda, diğer iki duruma kıyasla panel etrafındaki sıcaklık değerlerinin daha yüksek ve yoğunluğun daha fazla olduğu görülmektedir.



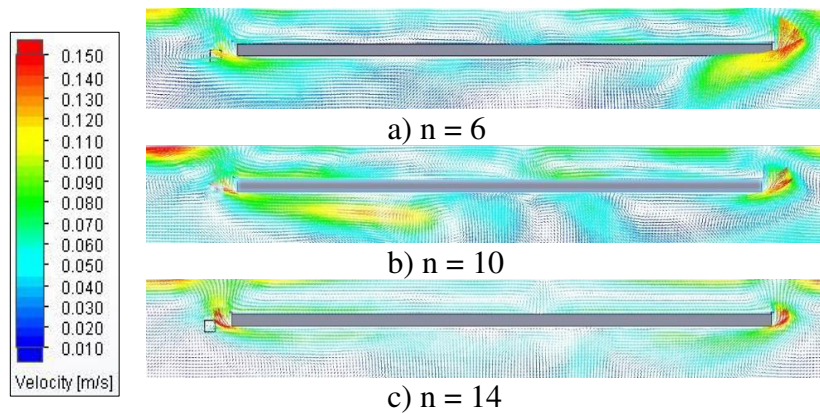
Şekil 5.134. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

Sıcaklık dağılımlarının ardından A2, B2 ve C1 kesitleri için oda ve panel bölgesindeki hız dağılımları sunulmuştur. Şekil 5.135'te A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Oda içerisindeki hız dağılımlarında farklılıklar görülmektedir. Boru geçiş sayısının 6 ve 10 olduğu durumlardada panel bölgesindeki hız değerlerinin 14 olan duruma kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir. Fakat boru geçiş sayısının 14 olduğu durumda özellikle oda içerisindeki hız değerlerinin diğer iki duruma kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir.



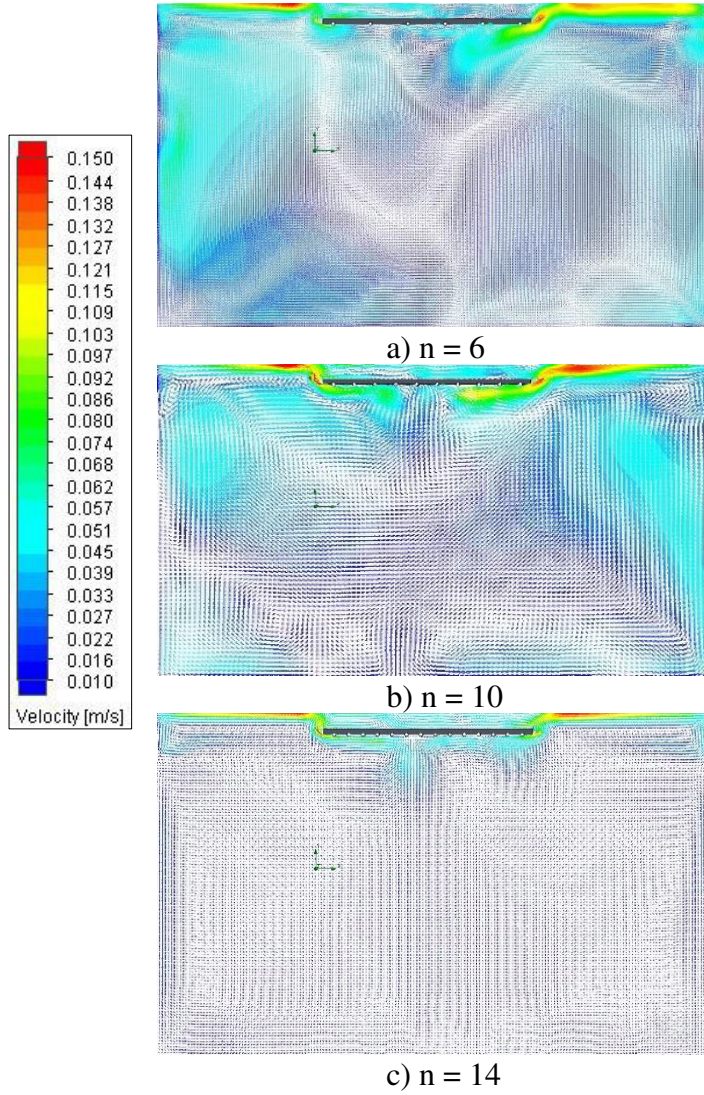
Şekil 5.135. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına n değerinin etkisi

Panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.136'da sunulmuştur. Boru geçiş sayısının 6 olduğu durumda panelin giriş bölümüne yakın olan sağ tarafında; 10 geçişli sistemde panelin alt tarafında hız değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. 14 boru geçiş sayılı sistemde değerler ve yoğunluklar diğer iki duruma göre daha düşüktür.



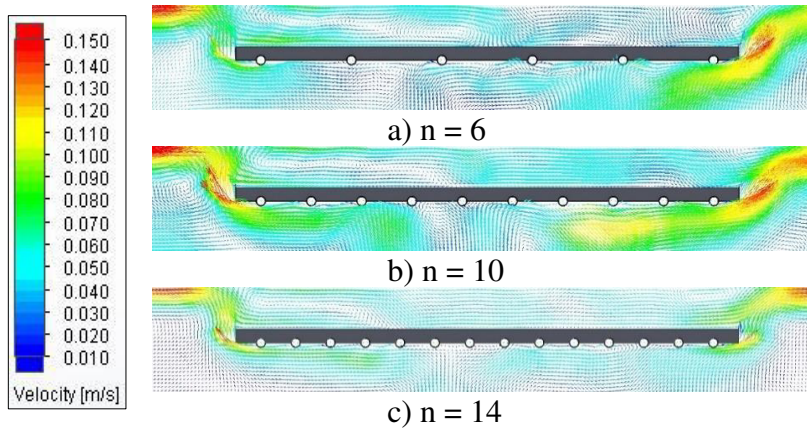
Şekil 5.136. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi

B2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.137’de sunulmuştur. Oda içerisindeki hız dağılımının geçiş sayısının 6 ve 10 olduğu durumlar için birbirlerine yakınen 14 geçiş sayılı durumda hem oda hem de panel bölgesinde hız değerlerinin düştüğü görülmektedir.



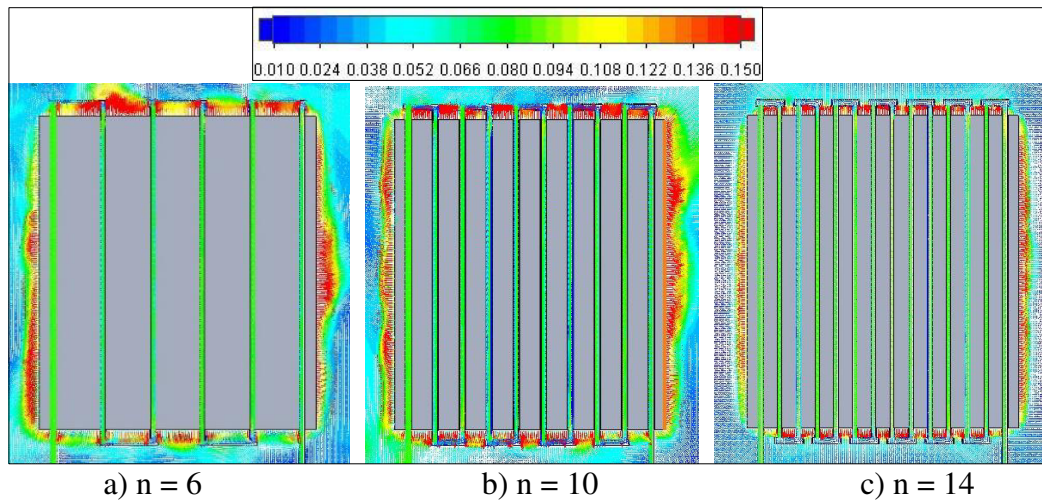
Şekil 5.137. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına n değerinin etkisi

B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.138’de sunulmuştur. Geçiş sayısının 10 olduğu durumda panel bölgesindeki hız değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Geçiş sayısının 14 olduğu durumda hız değerleri diğer iki duruma kıyasla daha düşüktür.



Şekil 5.138. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi

Şekil 5.139’da C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. 10 geçişli sistemde panel bölgesi etrafındaki hız değerleri hem daha yüksek hem de daha yoğundur. Fakat 14 geçişli sistemde hem yoğunluk hem de değerler azalmaktadır.

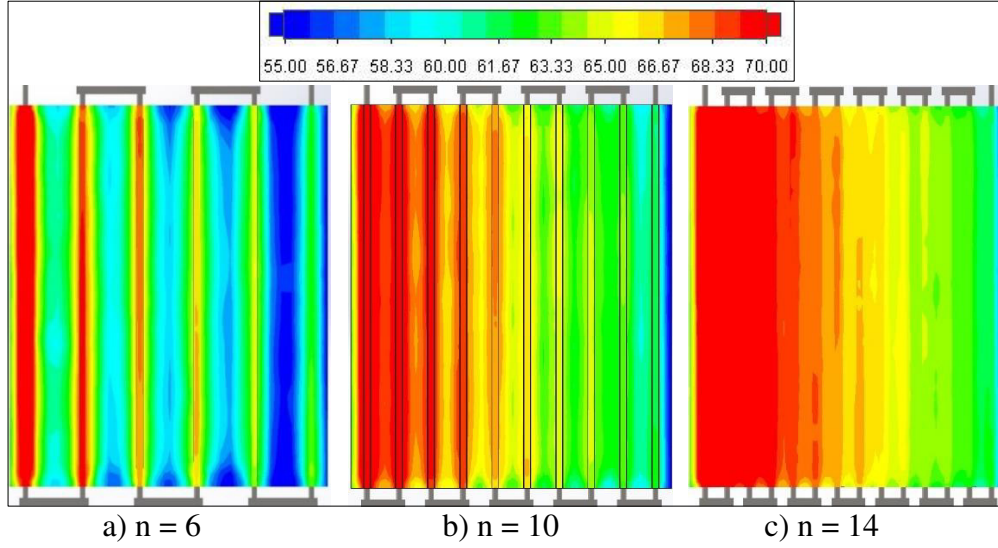


Şekil 5.139. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına n değerinin etkisi

5.8.2. Boru Geçiş Sayısının Boruları Çevreleyen Saclar Üzerindeki Etkisi

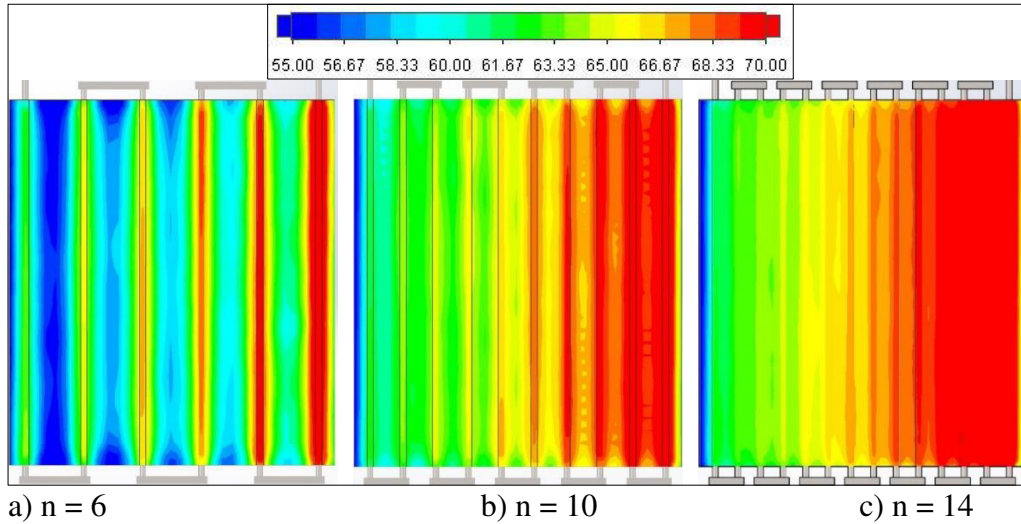
Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, boru geçiş sayısının radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 5.140’ta alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Su giriş bölgesine yakın yerlerde boru geçiş sayısının artışıyla daha yüksek sıcaklık değerleri ve yoğunluğu elde edilmektedir. Dolayısıyla çıkış bölgesine yakın yerler de 6 geçişli sisteme kıyasla diğer iki durumda daha yüksek sıcaklıklara sahiptir. Boru geçiş sayısının artışı ve

boru merkezleri arasındaki mesafenin azalmasıyla ısı transfer yüzeyi artmakta, dolayısıyla daha fazla yüzey ısınmaktadır.



Şekil 5.140. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

Şekil 5.141’de borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerinde boru geçiş sayısının etkisi sunulmuştur. Su giriş bölümüne yakın yerlerde sıcaklık değeri artmaktadır.

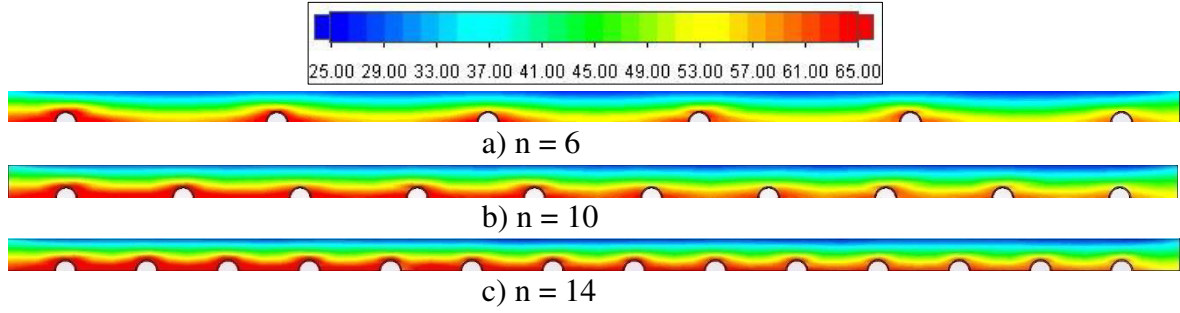


Şekil 5.141. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

5.8.3. Boru geçiş sayısının yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

Boru geçiş sayısının yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.142’de sunulmuştur. Boru geçiş sayısı

arttıkça borular arasındaki mesafe azalmakta ve ısı transfer miktarı artmaktadır. Bu durum yalıtım malzemesi üzerinde de görülmektedir ve geçiş sayısı arttıkça özellikle giriş bölümüne yakın yerlerdeki yoğunluk ve sıcaklık değerleri artmaktadır.

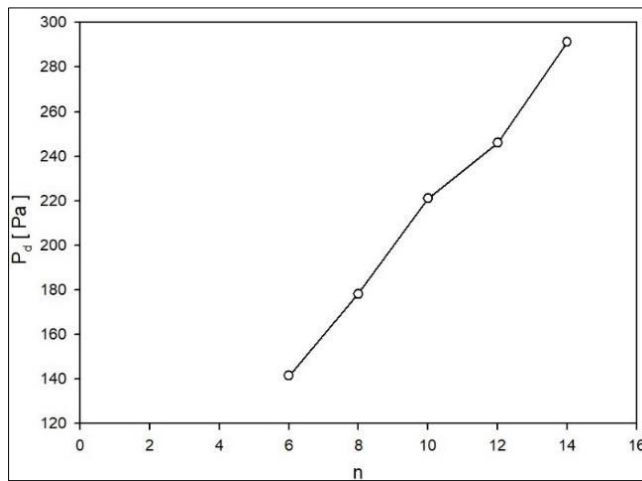


Şekil 5.142. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına n değerinin etkisi

5.8.4. Boru geçiş sayısının basınç düşümüne etkisi

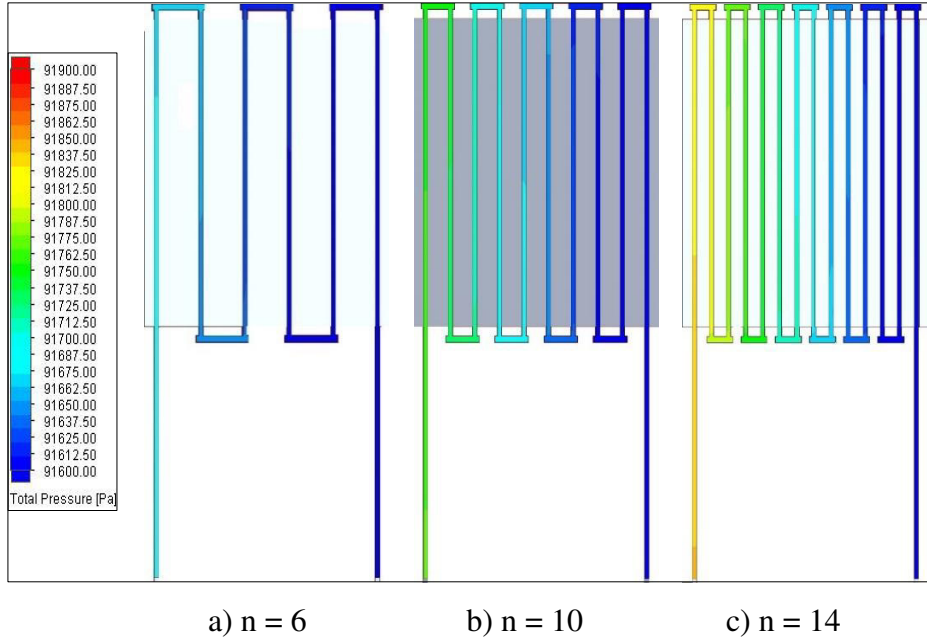
Boru geçiş sayısı çalışmasındaki bir diğer önemli nokta da basınç düşümüdür. Analizlerde çıkış bölümü atmosferik hava koşullarına göre tanımlanmıştır. Su sistem içerisindeki hareketi sırasında çıkışa doğru sıcaklığını ve basıncını kaybetmektedir.

Şekil 5.143'te boru geçiş sayısına bağlı basınç düşümü grafiği sunulmuştur. Boru geçiş sayısının artmasıyla beraber giriş ve çıkıştaki basınç farkı da artmaktadır.



Şekil 5.143. Basınç düşümünün geçiş sayısı ile değişimi

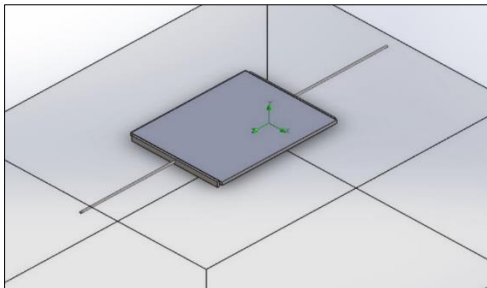
Şekil 5.144'te 3 farklı boru geçiş sayısı için giriş çıkış arasındaki basınç farkı görselleri sunulmuştur. Boru geçiş sayısı arttıkça girişteki basınç değerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.144. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne n değerinin etkisi

5.9. Kolektör Genişliğinin Performans Üzerindeki Etkisi

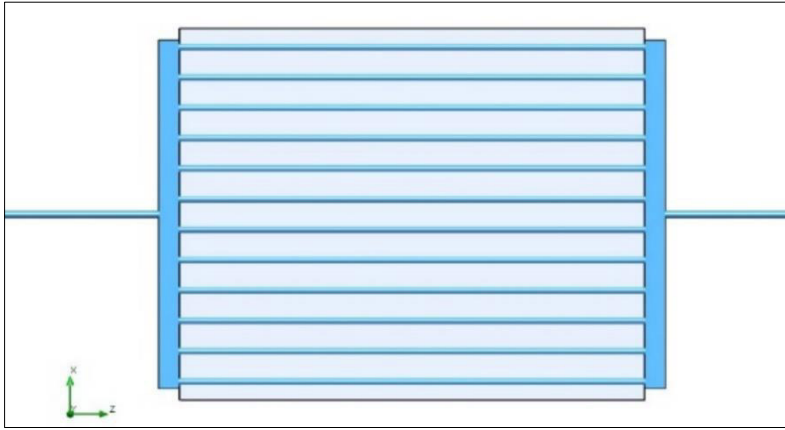
Boru geçiş sayısı çalışmasının ardından, kolektör genişliğinin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla değişik kolektör genişlikleri ve buna bağlı olarak değişen kolektör boyutları ve giriş çıkış boru düzeninin etkisi incelenmiştir. Oda ve panel boyutlarında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Önceki parametrik çalışmalarda sisteme gönderilen suyun giriş yaptığı ve çıkış yaptığı borular aynı duvardaydı. Bu çalışmada ise giriş ve çıkış yerleri karşılıklı duvarlarda konumlandırılmıştır. Bu durum Şekil 5.145'te sunulmuştur.



Şekil 5.145. Çalışmada kullanılan 3 boyutlu model

Şekilde görüldüğü gibi su bir duvar tarafında bulunan giriş bölümünden sisteme dahil olurken diğer duvar tarafındaki çıkış bölümünden sistemi terk etmektedir.

Bu çalışmada kolektör boyutlarıyla beraber kolektörün konumu da değiştirilmiştir. Diğer parametrik çalışmalarda iki boru arasındaki su geçişi, iki boruyu birbirine bağlayan kolektörler aracılığıyla olmaktadır ve bu kolektörler panelin yan saclarından 55 mm mesafede olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu çalışmada ise giriş ve çıkış bölümünde ayrı birer kolektör kullanılmıştır ve suyun sistem içerisindeki borulara taşınması tek kolektörle sağlanmıştır. Ayrıca kolektörler ile yan sac arasındaki mesafe kaldırılmış olup yan saca bitişik olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu durum Şekil 5.146’da sunulmuştur.

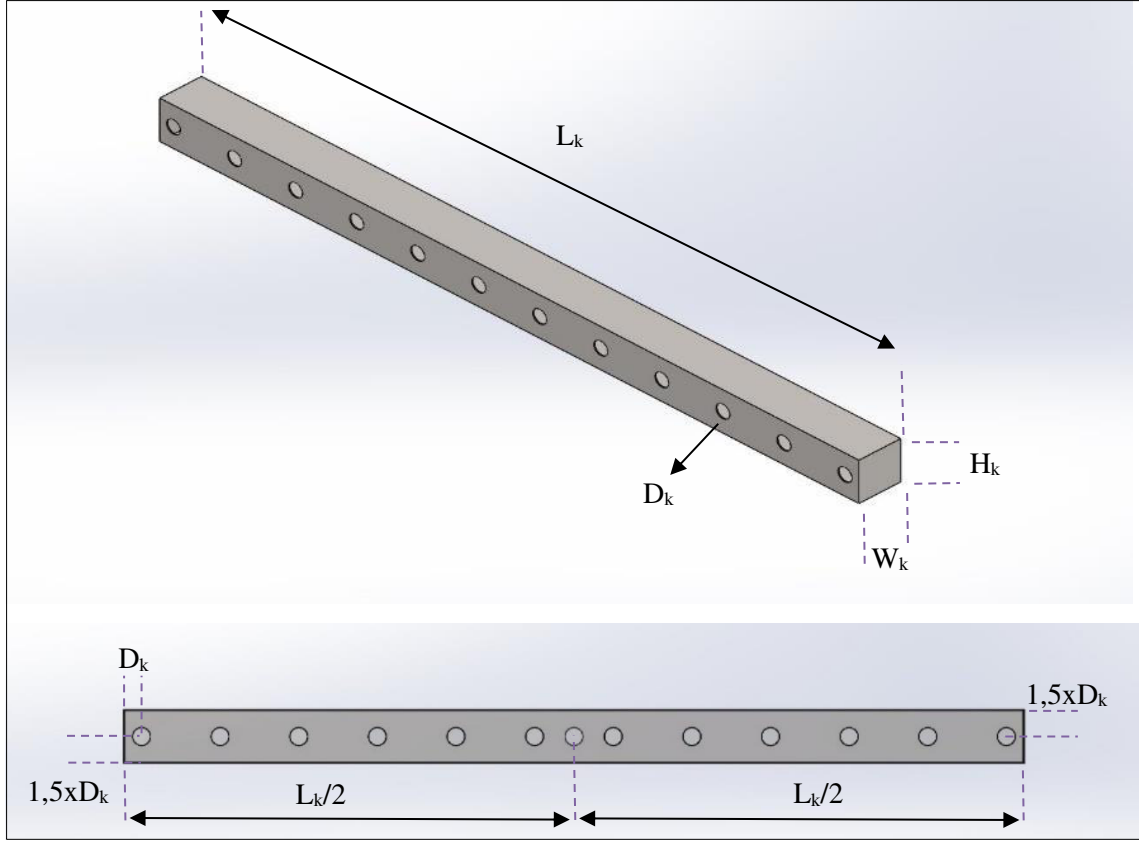


Şekil 5.146. Kolektör şekli ve konumu

Boru geçiş sayısı parametrik çalışmada 12 geçiş sayılı sistemde en yüksek ısı güç değeri elde edilmişti. Bundan dolayı bu çalışmada da 12 boru geçişi kullanılmış olup boruların saca gömülme mesafesi değiştirilmemiştir.

Şekil 5.147’de kolektöre ait ölçülendirmeler sunulmuştur. Kolektör uzunluğu (L_K) 1406 mm olup değiştirilmemiştir. Kolektör deliklerinin çapı (D_K) sistemde kullanılan boru çapına (D) eşit olup 28 mm’dir. Kolektör yüksekliği (H_K) ise kolektör delik çapının 3 katına eşittir. Kolektör genişliği (W_K) ise Eş. 5.1 ile hesaplanmaktadır. Eşitlikteki m değeri bir katsayı olup bu çalışmadaki kolektör genişliğini belirlemede kullanılmıştır.

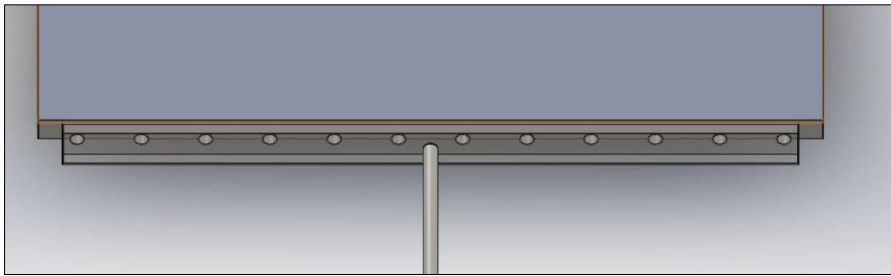
$$W_k = mD \quad (5.1)$$



Şekil 5.147. Kolektörün ölçülendirilmesi

Kolektörün arkasındaki giriş ve çıkış borularının bağlı olduğu delik ise kolektörün genişlik ve yükseklik ölçülerinin tam ortasında olacak şekilde konumlandırılmıştır. Kolektörün kenarlarında bulunan delikler ise, yan taraflarından kolektör delik çapı kadar mesafede konumlandırılmıştır.

Şekil 5.148’de kolektöre ve borulara ait 3 boyutlu görüntü sunulmuştur. Görüldüğü üzere su sisteme tek bir borudan giriş yaparak paneldeki 12 adet boruya tek kolektörden aktarılmakta ve aynı şekilde toplanarak tek boru ile sistemi terk etmektedir.



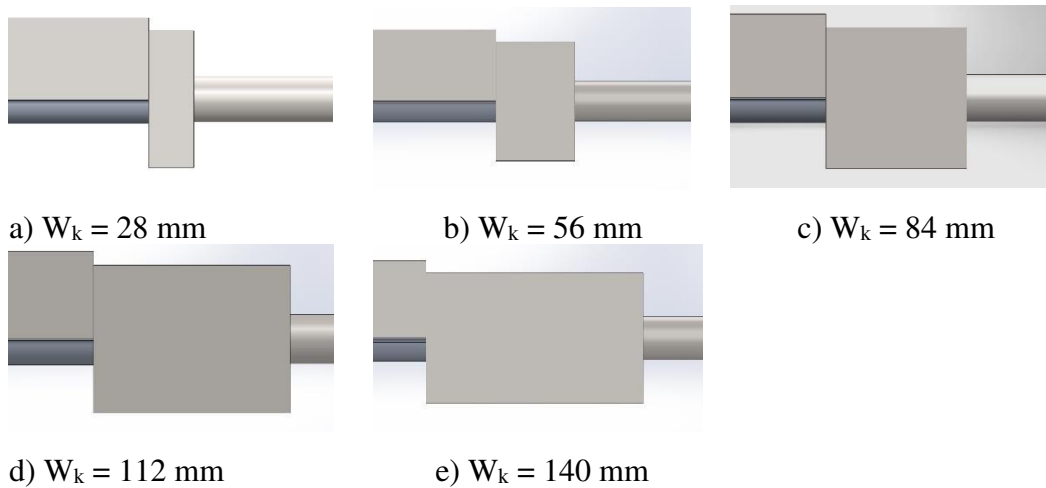
Şekil 5.148. Kolektör boru yapısı

Çizelge 5.20’de Eş. 5.1 yardımıyla hesaplanan ve çalışmalarda kullanılan kolektör genişlikleri sunulmuştur.

Çizelge 5.20. Kolektör genişlik hesaplaması

Model	Kolektör Genişliği W_k (mm)
1	28
2	56
3	84
4	112
5	140

Kolektör genişliğini çalışmasında Çizelge 5.20’de hesaplanmış olan 5 farklı ölçüdeki kolektörler kullanılmıştır. Bu kolektörlere ait yan görünüşler Şekil 5.149’da sunulmuştur.



Şekil 5.149. Kolektörlere ait yan görünüşler

Çizelge 5.21’de çalışmada kullanılan sabit ve değişken parametreler sunulmuştur. Oda duvar sıcaklığı (T_d) ve su giriş sıcaklığı (T_g) her durum için sabittir ve her bir kolektör genişliği için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, entalpi değerleri ve toplam ısı transfer miktarları verilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip toplam ısı transfer miktarı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.21. Kolektör genişliği çalışmasında kullanılan parametreler

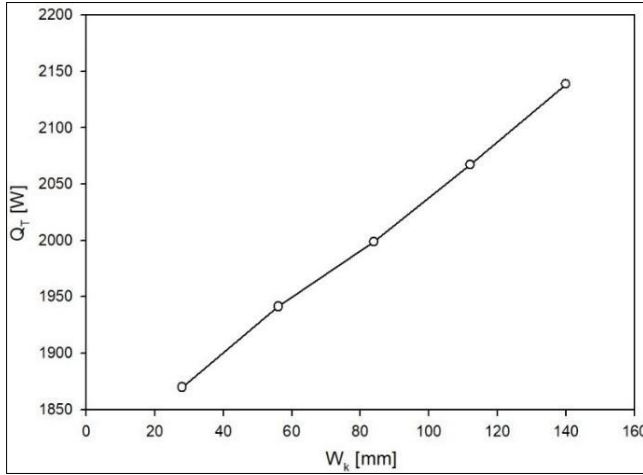
Parametre	Değer
Re	5000
Su Giriş Sıcaklığı T_g (°C)	75
Oda Duvar Sıcaklığı T_d (°C)	20
Oda Duvarları Yayıcılık Katsayısı ϵ_d	0,93
Panel Yayıcılık Katsayısı ϵ_p	0,95
Boru Geçiş Sayısı n	12
Kolektör Genişliği W_k (mm)	28, 56, 84, 112, 140

Çizelge 5.22’de her bir kolektör genişliği için su giriş ve çıkış sıcaklıkları, entalpi değerleri ve toplam ısı güç değerleri verilmiştir. Su giriş sıcaklık değeri ve debi değeri değişmediği için dinamik viskozite (μ) değeri tüm durumlar için aynıdır. Su giriş sıcaklık değeri aynı olduğu için her durumdaki giriş entalpi değeri de aynıdır. Su çıkış sıcaklık değeri her durumda değiştiği için, sıcaklık değerine karşılık gelen çıkış entalpi değerleri tablolar yardımıyla belirlenip, toplam ısı transfer miktarı hesaplanmıştır.

Çizelge 5.22. Kolektör genişliği çalışması için hesaplanan değerler

W_k (mm)	T_g (°C)	h_g (kJ/kg)	T_c (°C)	h_c (kJ/kg)	Q_T (W)
28	75	314,03	62,97	263,62	1869,76
56	75	314,03	62,51	261,69	1941,35
84	75	314,03	62,14	260,14	1998,84
112	75	314,03	61,7	258,3	2067,09
140	75	314,03	61,24	256,37	2138,68

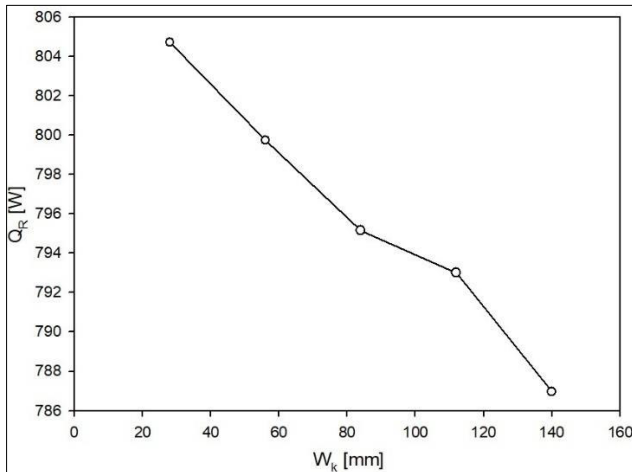
Toplam ısı transfer miktarının değişimine ait grafik Şekil 5.150’de sunulmuştur. Grafikte gösterilen ısı güç değerleri, Çizelge 5.22’de sunulan değerler kullanılarak eşitlikler yardımıyla hesaplanarak oluşturulmuştur.



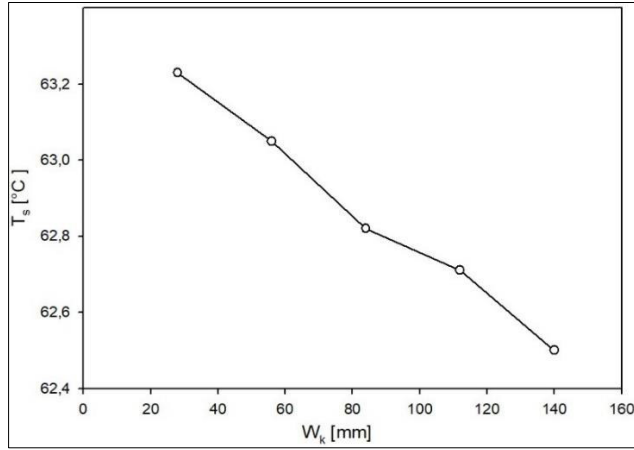
Şekil 5.150. Toplam ısı transfer miktarının kolektör genişliği ile değişimi

Grafik incelendiğinde kolektör genişliği arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarının da arttığı görülmektedir. Kolektör genişliği arttıkça kolektörden borulara aktarılan su miktarı artmakta ve su daha fazla panel yüzey alanına ısısını aktararak ısı transfer oranını yani toplam ısı transfer miktarını arttırmaktadır.

Şekil 5.151’de alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının (Q_R), kolektör genişliğine bağlı değişimini gösteren grafik sunulmuştur. Kolektör genişliği 28mm’den 140 mm’ye çıktığında, yüzeydeki radyasyon miktarının yaklaşık 20 W düştüğü görülmektedir.



Şekil 5.151. Alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının kolektör genişliği ile değişimi



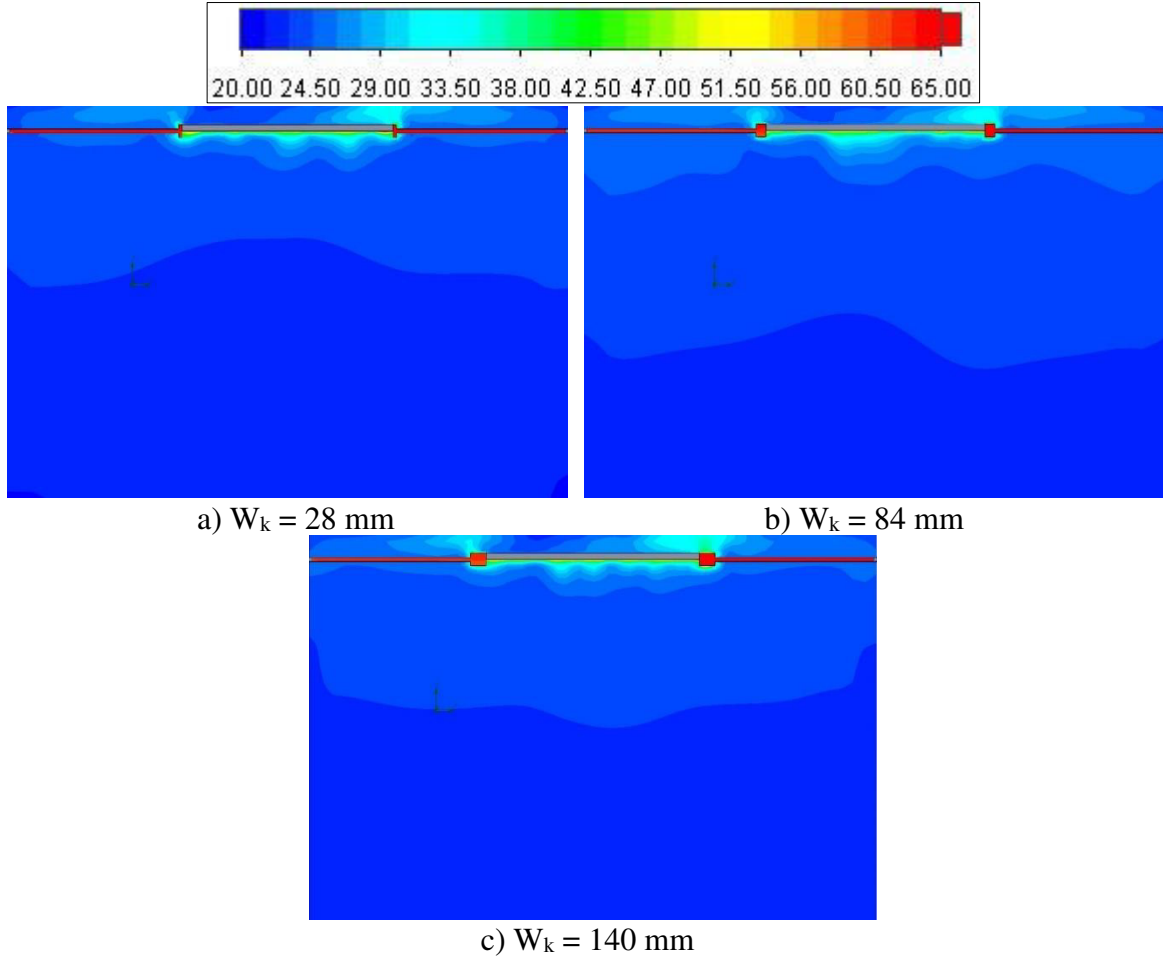
Şekil 5.152. Alt sac ortalama yüzey sıcaklığının kolektör genişliği ile değişimi

Radyasyon yayıcı alt sac yüzeyin ortalama sıcaklığının kolektör genişliğine bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 5.152’de sunulmuştur. Kolektör genişliği 28 mm’den 140 mm’ye çıkarıldığında yüzey sıcaklığında 1 °C’ den az bir değerde azalma olmaktadır.

5.8.1. Kolektör genişliğinin sıcaklık ve hız dağılımına etkisi

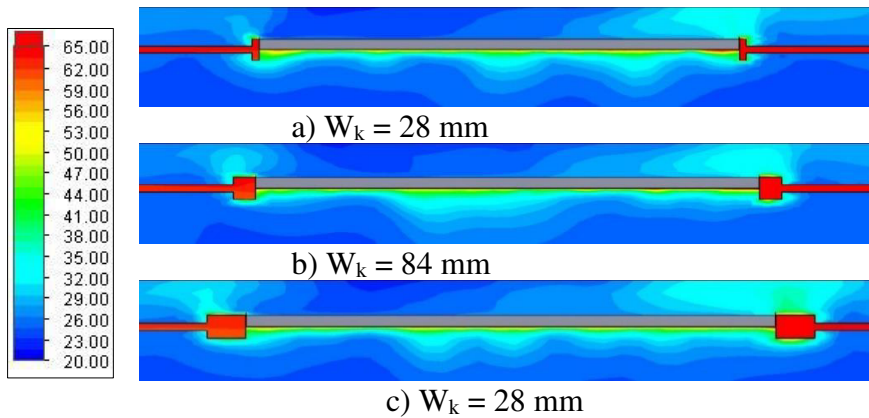
Grafiklerin kolektör genişliğinin hem oda içerisindeki hem de panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımına etkisi sunulmuştur. Bu amaçla kolektör genişliğinin 28 mm, 84 mm ve 140 mm olduğu durumlar için; sistemi ortadan kesen A2, B2 kesitlerinde hem oda hem de panel bölgesindeki dağılımlar kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak sistemdeki boruların tam ortasından geçen C1 kesiti için panel bölgesindeki dağılım da sunulmuştur.

Şekil 5.153’te A2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Şekil incelendiğinde oda içerisindeki dağılımlarda ve sıcaklık değerlerinde benzerlikler görülmektedir. Kolektör genişliğinin 84 mm ve 140 mm durumda panel bölgesinde sıcaklık yoğunluğunun ve değerlerinin arttığı görülmektedir. Sağ taraftaki giriş bölümünde bulunan kolektör etrafındaki sıcaklık dağılımlarına baktığımızda ise kolektör genişliği arttıkça sıcaklık değerlerinin ve yoğunluğunun arttığı görülmektedir.



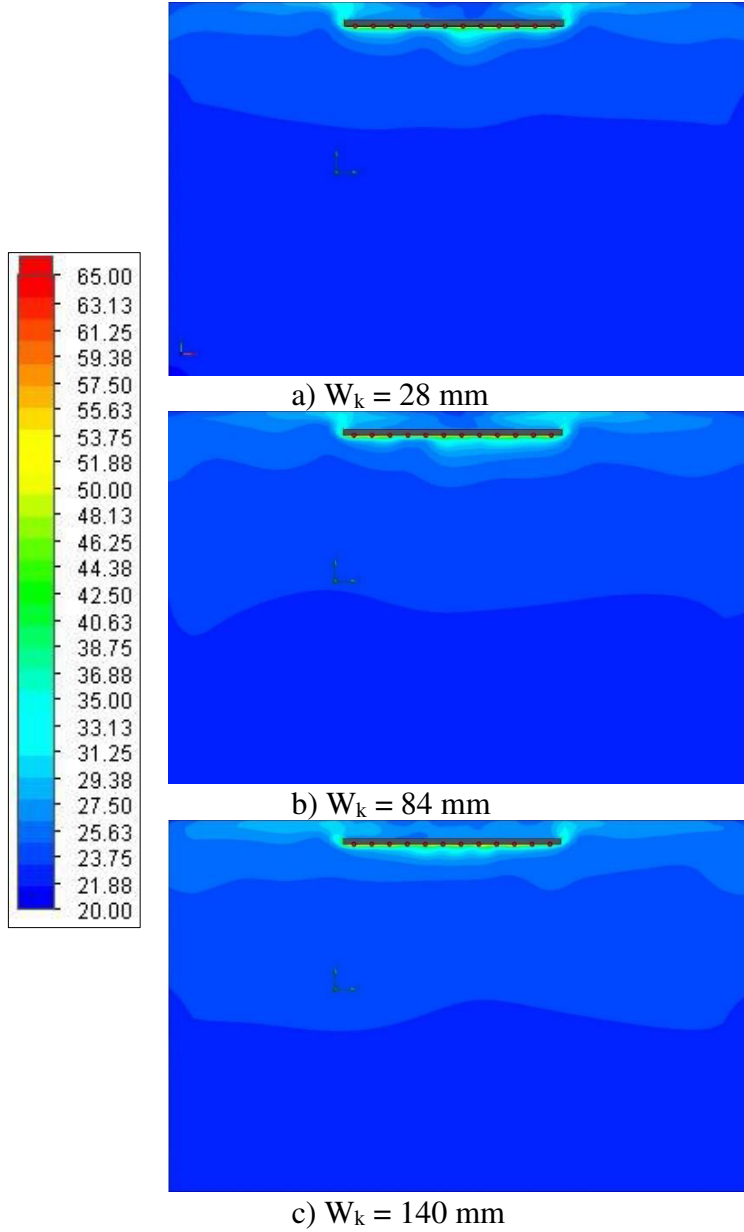
Şekil 5.153. A2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımını daha net görebilmek amacıyla panel bölgesine yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.154'te sunulmuştur. Sol taraftaki çıkış bölümünde bulunan kolektör bölgesi incelendiğinde, kolektör genişliği arttıkça o bölgede sıcaklık yoğunluğunun arttığı görülmektedir.



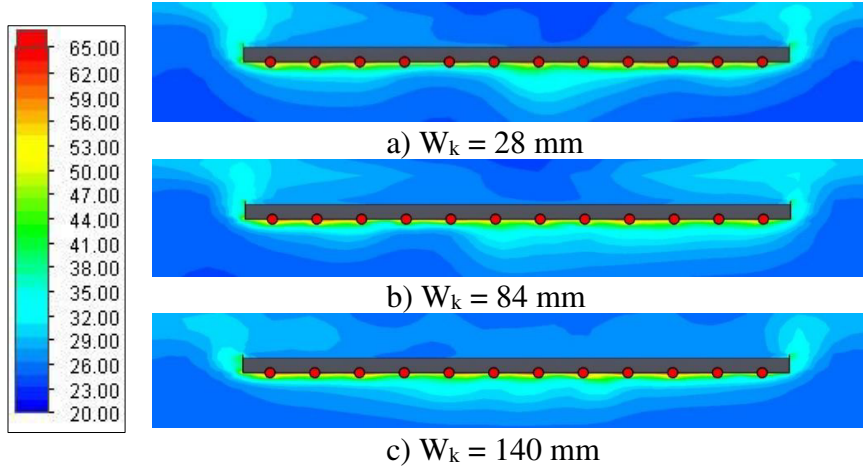
Şekil 5.154. A2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.155'te B2 kesiti için oda içerisindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımı benzerlik göstermekle beraber kolektör genişliğinin 84 mm olduğu durumda, diğer durumlara kıyasla panel bölgesinde sıcaklık değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir.



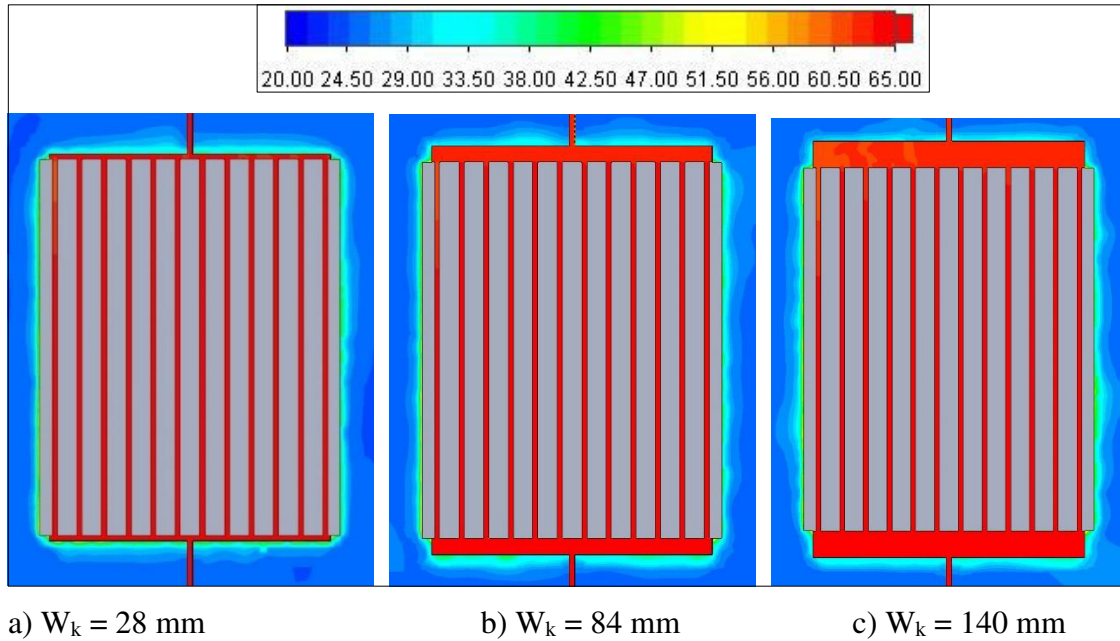
Şekil 5.155. B2 kesitinde oda içerisindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.156'da B2 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Kolektör genişliğinin 140 mm olduğu durumda panelin alt bölgesinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



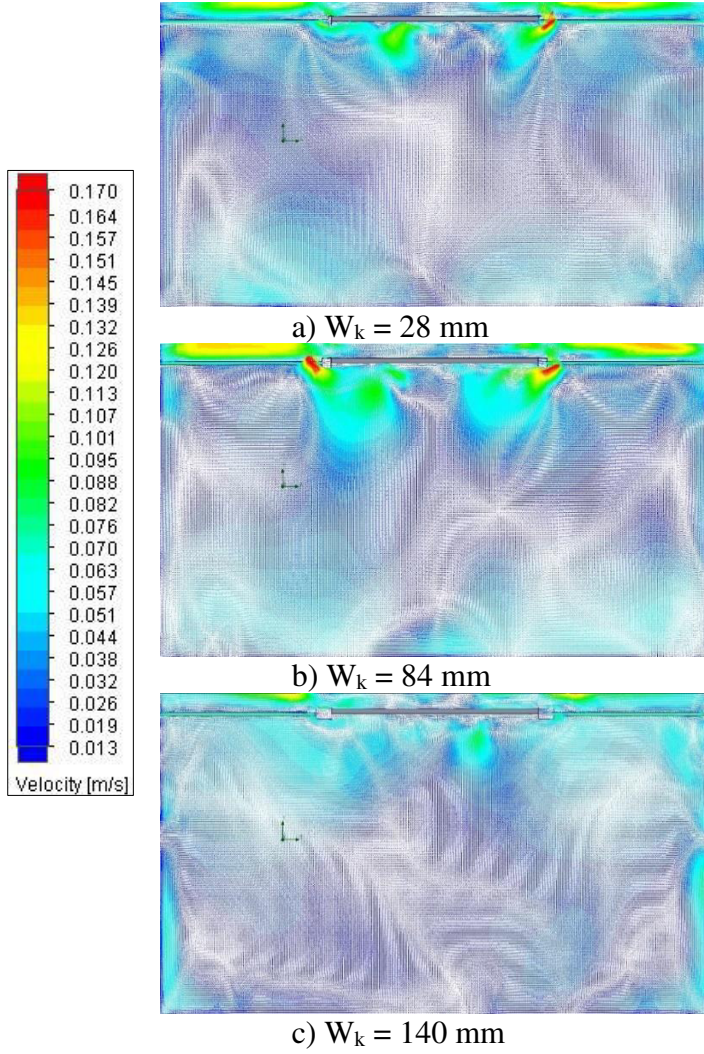
Şekil 5.156. B2 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.157’de C1 kesiti için panel bölgesindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur. C1 kesiti tüm parametrik çalışmalar için boruların ortasından geçen düzlemdir. Şekil incelendiğinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımlarının benzerlik gösterdiği görülmektedir.



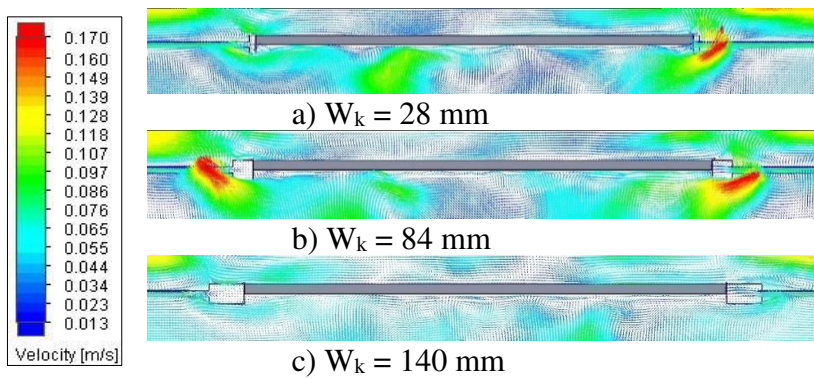
Şekil 5.157. C1 kesitinde panel bölgesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.158’de A2 kesiti için oda içerisindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Oda içerisindeki hız dağılımlarında farklılıklar görülmektedir. Kolektör genişliğinin 84 mm olduğu durumda panel bölgesi etrafında hız değerleri yükselirken; genişliğin 140 mm olduğu durumda hız değerleri düşüktür.



Şekil 5.158. A2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi

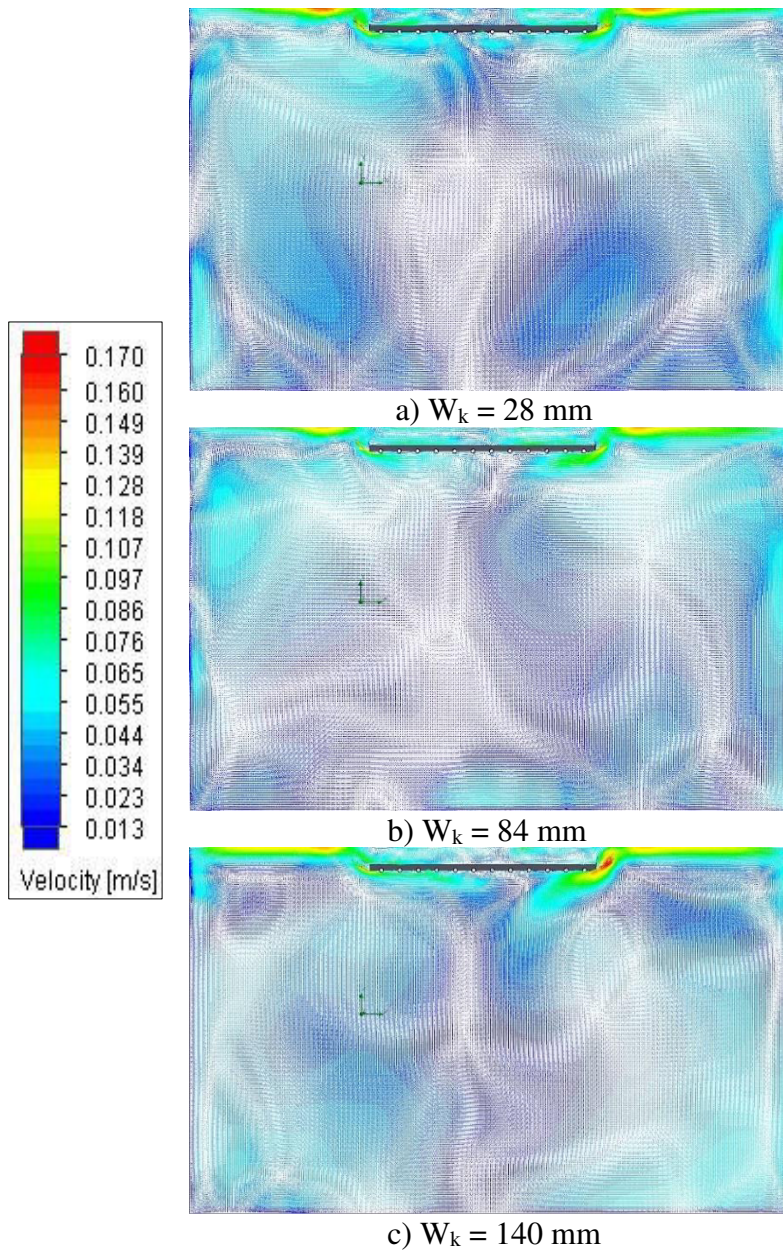
Panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlaştırılmış görüntüler Şekil 5.159’da sunulmuştur. Kolektör genişliğinin 84 mm olduğu durumda özellikle kolektör bölgesinde hız değerleri diğer durumlara göre daha yüksektir.



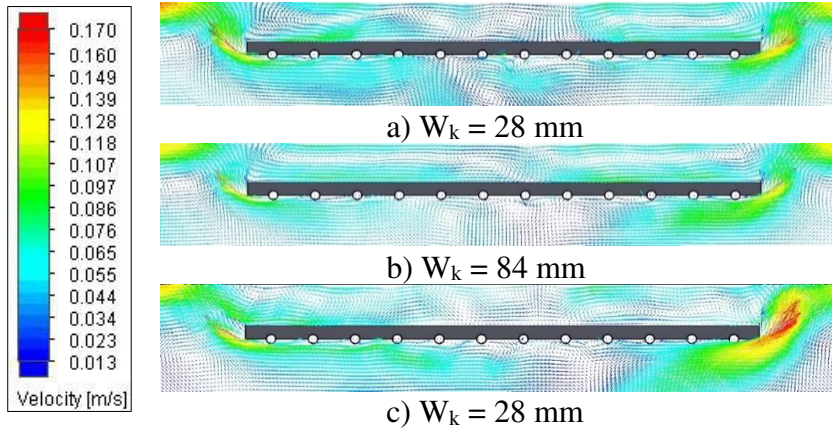
Şekil 5.159. A2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi

B2 kesitine ait oda içerisindeki hız dağılımı Şekil 5.160'da sunulmuştur. Dağılımlar benzerlik göstermekle beraber kolektör genişliği arttıkça panelin sağ tarafındaki çıkışa yakın olan bölgede hız değerlerinin arttığı gözlemlenmektedir.

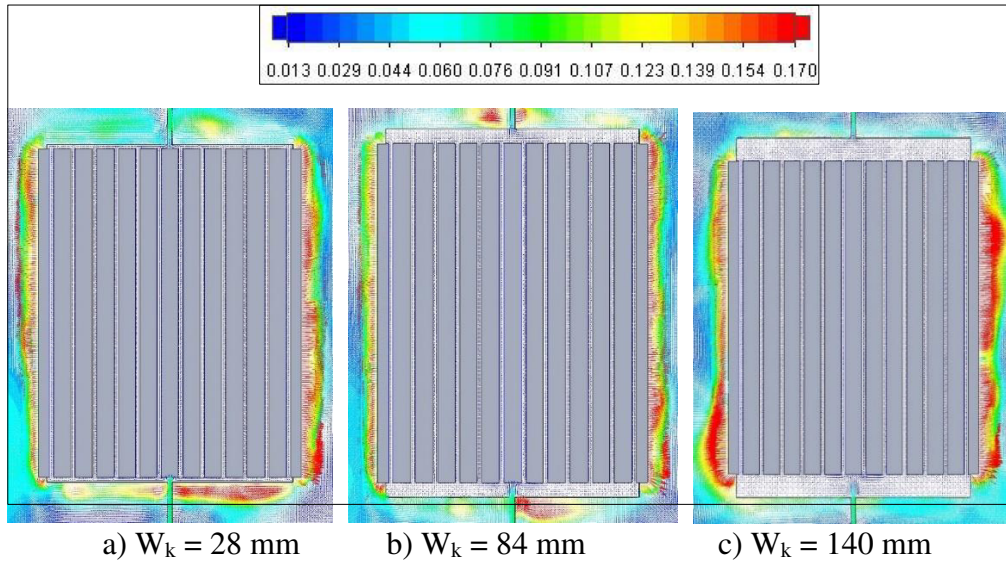
B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımını daha net görmek amacıyla yakınlştırılmış görüntüler Şekil 5.161'de sunulmuştur. Kolektör genişliği arttıkça panelin üst bölgesindeki hız vektörlerinin daha düzgün bir yapıya ulaştığı görülmektedir. Genişliğin 140 mm olduğu durumda panelin sağ tarafında hız değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.160. B2 kesitinde oda içerisindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi



Şekil 5.161. B2 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi



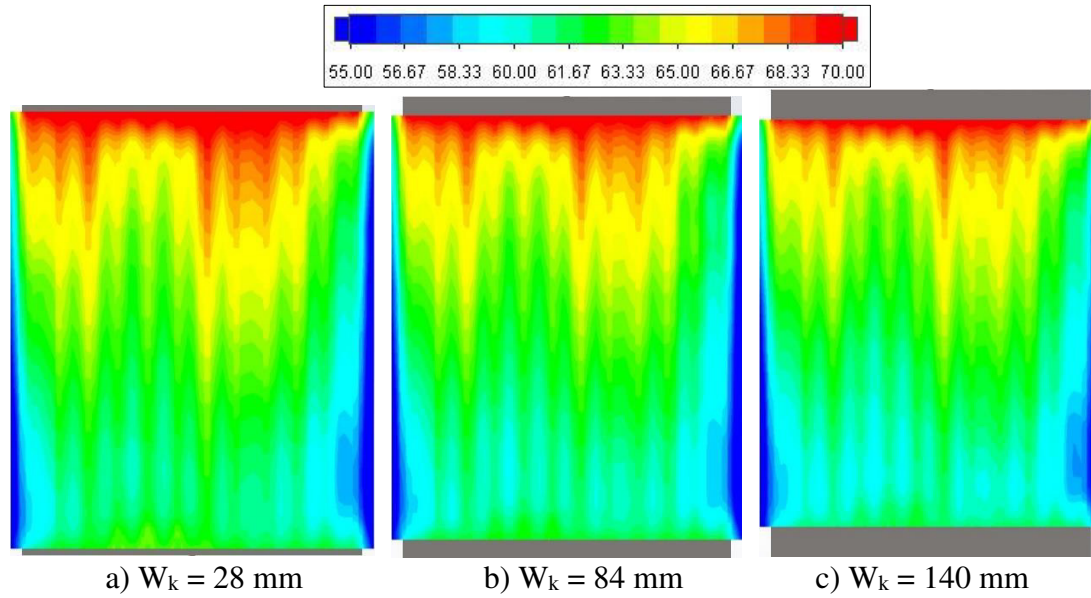
Şekil 5.162. C1 kesitinde panel bölgesindeki hız dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.162’de C1 kesiti için panel bölgesindeki hız dağılımı sunulmuştur. C1 kesiti tüm parametrik çalışmalar için boruların ortasından geçen düzlemdir. Üç durumda da panel bölgesindeki hız değerleri yüksek olmakla beraber kolektör genişliğinin 140 mm olduğu durumda en yüksek değerlere ve dağılıma sahiptir.

5.9.2. Kolektör genişliğinin boruları çevreleyen saclar üzerindeki etkisi

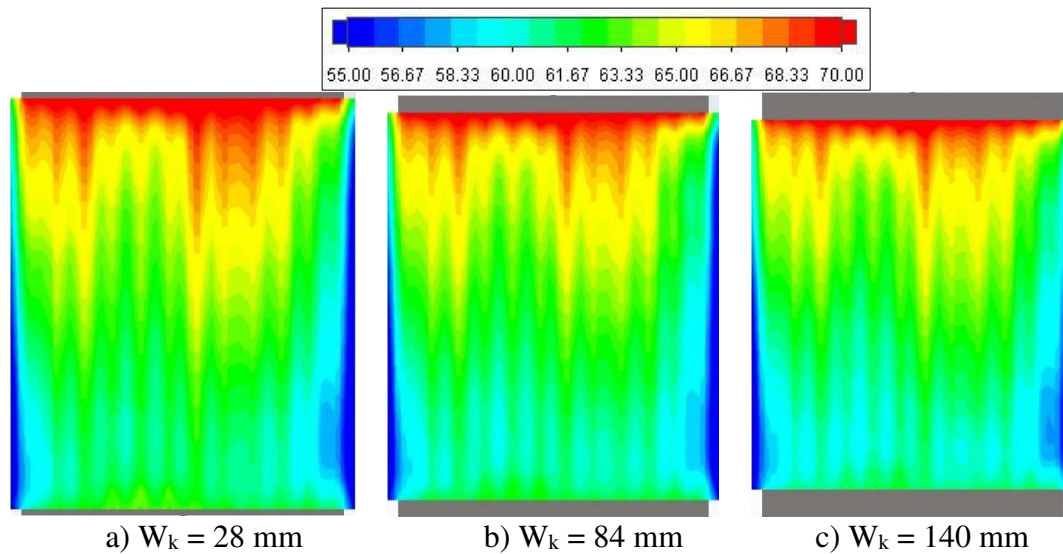
Oda içerisindeki ve panel bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının ardından, kolektör genişliğinin radyasyon yayıcı alt sac yüzeyine ve üst sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 6.163’te alt sac yüzeyindeki sıcaklık dağılımı sunulmuştur.

Suyun giriş yaptığı bölgelerde beklenildiği üzere sıcaklık değerleri yüksektir. Fakat kolektör genişliği arttıkça su borulara yeterli miktarlarda iletilememekte ve orta bölümlere doğru yoğunluk azalmaktadır.



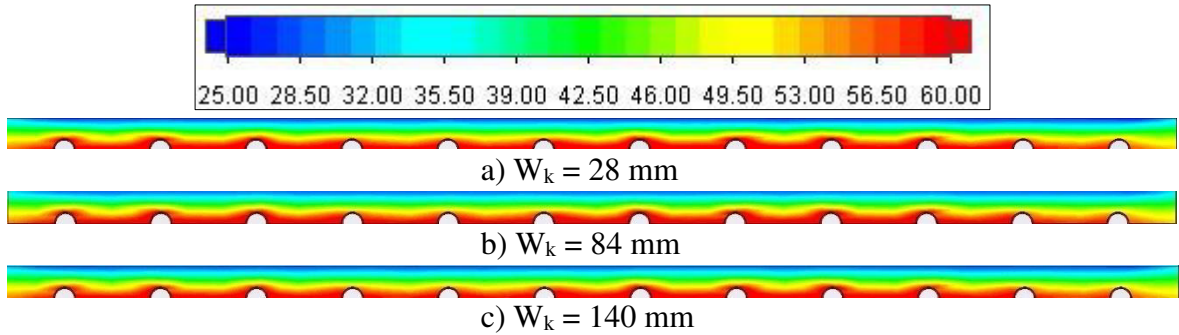
Şekil 5.163. Alt sacdaki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Şekil 5.164'te borular ile yalıtım malzemesi arasında kalan üst sac üzerinde kolektör genişliğinin etkisi sunulmuştur. Alt sacdaki duruma benzer bir sıcaklık dağılımı gözlenmekte olup kolektör genişliği arttıkça su borulara yeterli miktarlarda iletilememekte ve orta bölümlere doğru yoğunluk azalmaktadır.



Şekil 5.164. Üst sacdaki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

5.9.3. Kolektör genişliğinin yalıtım malzemesi içindeki sıcaklık dağılımına etkisi

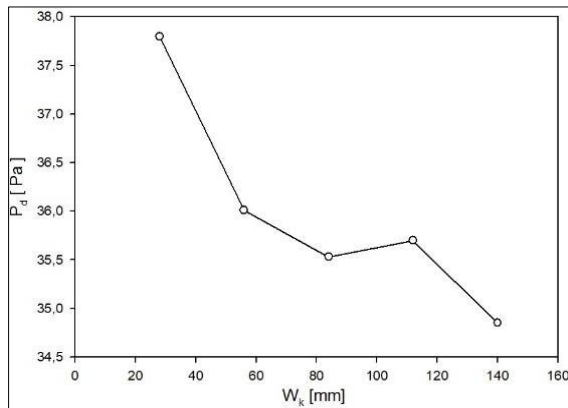


Şekil 5.165. B2 kesiti yalıtım malzemesindeki sıcaklık dağılımına W_k değerinin etkisi

Kolektör genişliğinin yalıtım malzemesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla yalıtım malzemesinin B2 kesitindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5.165'te sunulmuştur. Üç durumda da benzer sıcaklık dağılımları gözlemlenmekte olup kenarlara doğru sıcaklık değerlerinin düşmeye başladığı görülmektedir.

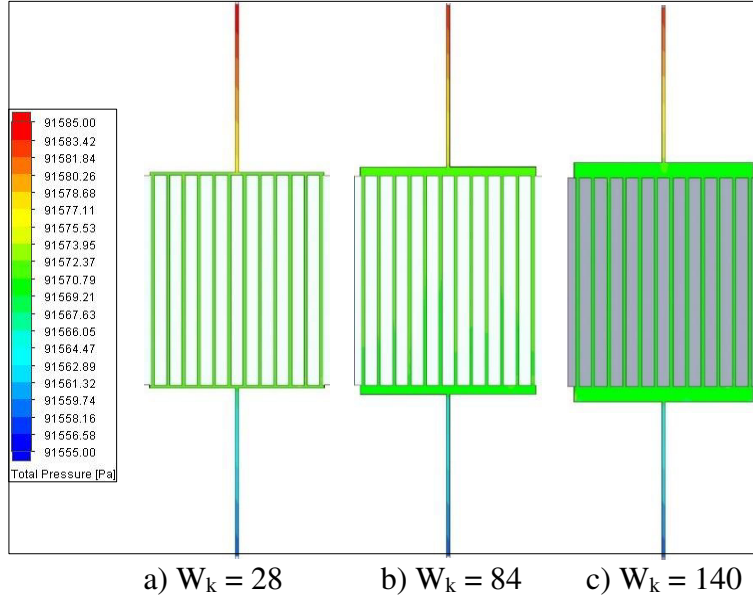
5.9.4. Kolektör genişliğinin basınç düşümüne etkisi

Kolektör genişliği çalışmasındaki bir diğer önemli nokta da basınç düşümüdür. Analizlerde çıkış bölümü atmosferik hava koşullarına göre tanımlanmıştır. Su sistem içerisindeki hareketi sırasında çıkışa doğru sıcaklığını ve basıncını kaybetmektedir. Şekil 5.166'da boru geçiş sayısına bağlı basınç düşümü grafiği sunulmuştur. Kolektör genişliği durumunda giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı yaklaşık 38 Pa iken genişliğin 140 mm olduğu durumda 35 Pa'dır.



Şekil 5.166. Basınç düşümünün kolektör genişliği ile değişimi

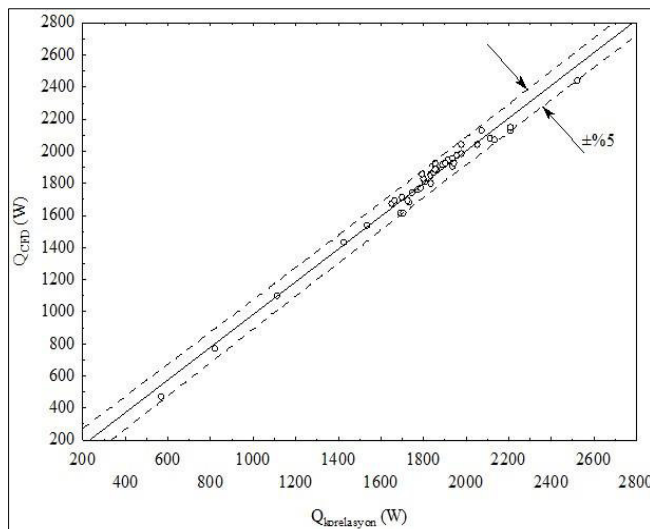
Şekil 5.167’de 3 farklı kolektör genişliği için giriş çıkış arasındaki basınç farkı görselleri sunulmuştur. Boru geçiş sayısı arttıkça girişteki basınç değerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.167. C1 kesitinde borulardaki basınç düşümüne W_k değerinin etkisi

5.10. Korelasyon Oluşturulması

Gerçekleştirilen parametrik çalışmaların ardından, toplam ısı gücü için performansa etkisi incelenen parametreleri kapsayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Şekil 5.168’de korelasyon sonuçları ile sayısal sonuçların karşılaştırılması sunulmuştur.



Şekil 5.168. Toplam ısı transfer miktarı için oluşturulan korelasyon

Grafikten de görüldüğü üzere parametrik çalışma sonuçları ile korelasyon sonuçları birbirleriyle oldukça uyumludur ve $\pm\%5$ aralığında birbirlerini sağlamaktadır. Eş. 5.2’de korelasyon denklemi sunulmuştur.

$$Q_T = 0,0971 * Re^{0,161} * \varepsilon_p^{0,47} * T_d^{-0,1599} * T_g^{1,499} * D^{0,654} * X_g^{0,0036} * n^{0,142} \quad (5.2)$$

Eşitlikte görülen Re Reynolds sayısını, ε_p panel yayıcılık katsayısını, T_d oda duvar sıcaklığını, T_g su giriş sıcaklığını, D boru çapını, X_g boruların alt saca gömülme mesafesini ve n boru geçiş sayısını ifade etmektedir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, tavan tipi sulu radyant ısıtma panelinin bir oda içerisindeki ısıtma performansı nümerik olarak incelenmiştir. İncelemede hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı olan FloEFD kullanılmıştır. Sonuçlar değerlendirilirken toplam ısı transfer miktarı, alt sac yüzeyden elde edilen radyasyon miktarı, alt sac yüzeyin ortalama yüzey sıcaklığı, sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve basınç düşümleri analiz edilmiştir. Bu kapsamda Reynolds sayısı, su giriş sıcaklığı, oda duvar sıcaklığı, panel yayıcılık katsayısı, boru malzemesi, boru çapı, gömülme mesafesi, boru geçiş sayısı ve kolektör genişliğinin etkileri incelenmiş ve her parametrenin ısıtma performansı üzerindeki etkilerini incelemek hedeflenmiştir.

Öncelikle literatürde ticari olarak mevcut olan bir ürün referans olarak seçilmiş olup modellemesi ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Doğruluğu sağlandıktan sonra oluşturulan model ile çalışmalara geçilmiştir. Parametrik çalışmalarda oda ve panel çerçevesinin boyutları sabit tutulmuştur. Diğer çalışmalarda ise incelenecek parametre değiştirilmiş, diğer parametreler sabit tutularak ısıtma performansı test edilmiştir.

Çalışmalar sonucunda elde edilen toplam ısı transfer miktarı, alt yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarı ve alt yüzeyin ortalama yüzey sıcaklık değerleri ile bazı çalışmalar için basınç düşümü sonuçları grafikler ile sunulmuş olup; sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerini gösteren şekillerle sonuçlar desteklenmiş ve karşılaştırılmalı olarak analiz yapılmıştır.

Bu çalışmada iş akışkanı olarak kullanılan su, sisteme 14 farklı Reynolds sayısı değeri altında gönderilmiş ve Reynolds sayısının etkisi incelenmiştir. Reynolds sayısı arttıkça kütleli debi değeri de arttığından sıcak su ısıtmasını daha fazla yüzeye iletmektedir. Dolayısıyla ısı transfer oranı artmaktadır. Bunun sonucunda toplam ısı transfer ve radyasyon miktarlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Su giriş sıcaklığının etkisi incelemek amacıyla iş akışkanı olarak kullanılan su, sisteme 7 farklı sıcaklık değerinde gönderilmiştir. Farklı sıcaklıklar için dinamik viskozite değeri de değiştiği için her durumda kütleli debi değişmiş olup sıcaklık değeri arttıkça kütleli debi

azalmıştır. Çalışma sonucunda su giriş sıcaklık değeri arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarının ve alt yüzeyden elde edilen radyasyon miktarının arttığı görülmüştür.

Bu çalışmada oda duvarlarına 5 farklı sıcaklık değeri uygulanarak oda duvar sıcaklığının etkileri incelenmiştir. Düşük sıcaklık değerlerinde ısı transfer oranlarının arttığı gözlemlenmiştir. Oda duvar sıcaklık değeri arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarının ve alt yüzeyden elde edilen radyasyon miktarının azaldığı görülmüştür.

Panelin alt bölümünde bulunan radyasyon yayıcı alt saca 5 farklı yayıcılık katsayısı uygulanarak ısıtma performansına etkileri incelenmiştir. Yayıcılık katsayısı özellikle radyasyon ısı transferi için önemli bir katsayı olup analizler düşük yayıcılık katsayısı değerinden siyah cisim katsayısı olan 1,00 değerine kadar gerçekleştirilmiştir. Yayıcılık katsayısı değeri arttıkça alt sac yüzeyden elde edilen radyasyon miktarı artmıştır ve dolayısıyla sistemden elde edilen toplam ısı transfer miktarının da arttığı görülmüştür. Fakat yüzey sıcaklığı açısından etkisinin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu gözlemlenmiştir.

Borular için paket program kütüphanesinden 3 farklı malzeme seçilerek boru malzemesinin ısıtma performansına etkileri incelenmiştir. Seçilen malzemelerden ısı iletim katsayısı daha düşük olan st-321 paslanmaz çeliğinde elde edilen toplam ısı transfer miktarının daha yüksek olduğu görülmüştür. Fakat alt yüzeyden elde edilen radyasyon miktarına etkilerinde ise aralarında fazla bir fark gözlemlenmemiştir.

Suyun panele taşındığı ve panel içinde dolaştığı boruların, ısıtma performansına etkisi 5 farklı çap değeri tanımlanarak incelenmiştir. Panel içindeki borular alt ve üst sacların arasındadır; dolayısıyla çap değeri değiştikçe sac geometrisi de değişmektedir. Boru çapı arttıkça radyasyon yayıcı alt sac yüzey alanı da artmaktadır. Çalışma sonucunda boru çapı arttıkça ısı transfer yüzeyi arttığı için ısı transfer oranının arttığı, sonuçta elde edilen toplam ısı transfer miktarı ile alt sac yüzeyin radyasyon miktarı ve ortalama yüzey sıcaklık değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada boruların radyasyon yayıcı alt saca gömülme mesafesinin ısıtma performansına etkisi incelenmiştir. Gömülme mesafesi arttıkça borular panelin içinden dışarıya doğru konumlanmakta ve sac geometrisi de değişmektedir. Bu duruma ek olarak boru sac geometrisi de değişmekte ve yüzey alanı artmaktadır. Çalışma sonucunda gömülme

mesafesi arttıkça ısı transfer yüzeyi artmakta ve ısı transfer oranı da artmaktadır. Dolayısıyla elde edilen toplam ısı transfer miktarı ve alt yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarının arttığı gözlemlenmiştir.

Suyun sistem içerisinde dolaştığı boruların geçiş sayılarının, ısıtma performansına etkisini görmek amacıyla 5 farklı geçiş sayısı üzerinde çalışılmıştır. Boru geçiş sayısı arttıkça borular arasındaki mesafe azalmakta ve ısı transfer alanı artmaktadır. Dolayısıyla elde edilen toplam ısı güç değeri ve alt yüzey radyasyon miktarı da artmaktadır. Geçiş sayıları incelendiğinde 12 boru geçişli sistemde yeterli ısı transferinin sağlandığı gözlemlenmiştir.

Kolektör yapısının ve boyutlarının sistemin ısıtma performansına etkisini görmek amacıyla belirlenen kolektör boyutlarında 5 farklı genişlik değeri için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kolektör genişliği arttıkça elde edilen toplam ısı transfer miktarının arttığı görülmüştür. Fakat alt sac yüzeyinden elde edilen radyasyon miktarında az da olsa azalma olduğu görülmüştür. Radyasyon yayıcı alt sac yüzeyinin ortalama yüzey sıcaklığına etkisi ihmal edilebilecek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, birçok farklı parametrenin detaylı olarak incelendiği bu tez çalışmasında; incelenen tüm parametrelerin ısı transferine etkileri görülmüştür. Elde edilen en yüksek değerler açısından değerlendirilirse; su giriş sıcaklığının artışıyla hem toplam ısı transfer hem de alt yüzey radyasyon miktarlarında en yüksek değerlere ulaşılmıştır.

Bu tez çalışmasında kullanılan parametrelerin kapsamı genişletilerek ve yenileri ilave edilerek ısıtma performansının daha da geliştirilebileceği değerlendirilmektedir. Bununla birlikte aşağıdaki öneriler yapılabilmektedir:

Bu sistem soğutma amaçlı da kullanılabildiği için soğutma performans testleri gerçekleştirilebilir.

Farklı paket programları ve farklı türbülans modelleriyle simülasyonlar gerçekleştirilip sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilebilir.

Reynolds sayısı daha düşük değerler için de test edilerek laminar akışın etkileri analiz edilebilir.

Oda boyutlarında değişiklik yapılarak yeni parametreler test edilebilir.

Panel boyutları ve panelin oda içerisindeki konumu ayrı ayrı veya aynı anda değiştirilerek test edilebilir.

Panel sayılarında değişiklik yapılarak farklı durumlar test edilebilir.

Farklı akışkan tiplerinin ısı transfer karakteristikleri incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Koca, A. (2011). *Duvar, Yerden, Tavandan Isıtma Soğutma Panellerinin Geliştirilmesi Performans Analizleri ve Örnek Bir Oda Modellemesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. Erişim adresi: <http://hdl.handle.net/11527/1882>
2. Zhang, L., Liu, X. and Jiang, Y. (2013). Experimental Evaluation of a Suspended Metal ceiling radiant panel with inclined fins. *Energy and Buildings*, 62, 522-529.
3. Tye-Gingras, M. and Gosselin L., (2012). Comfort and Energy Consumption of Hydronic Heating Radiant Ceilings and Walls Based on CFD Analysis. *Building and Environment*, 54, 1-13.
4. Kegel, M. (2006). *Experimental and Analytical Analysis of Perimeter Radiant Heating Panels*. Yüksek Lisans Tezi, Waterloo Üniversitesi, Kanada. Erişim adresi: <http://hdl.handle.net/10012/2867>
5. Fonseca, N., Cuevas C. and Lemort, V. (2010, July). Experimental Analysis of Radiant Ceiling Systems Coupled to its Environment. *Paper presented at International High-Performance Buildings Conference*, Paper 3. Purdue, India.
6. Fonseca, N. (2011). Experimental Study of Thermal Condition in a Room with Hydronic Cooling Radiant Surfaces. *International Journal of Refrigeration*, 34, 686-695.
7. Dudkiewicz, E. and Jezowiecki, J. (2008). Testing of Temperature Conditions at Work Post with a Heating-Cooling Radiant Ceiling Panel. *Polish Journal of Environmental Studies*, 17, 169-174.
8. Dudkiewicz, E., Jadwiszczak P. and Jezowiecki, J. (2011). Examination of Operational Dynamics of Radiant Ceiling Panel. *Central European Journal of Engineering*, 1(2), 159-167.
9. Drojetzki, L. and Wojtkowiak, J. (2018). Ceiling Mounted Radiant Panels- Calculations of Heat Output in Heating and Cooling Application. *Web of Conferences*. 44,00035. Doi: 10.1051/e3sconf/20184400035
10. Chae, Y.T., Lee, K.H. and Park, J.S. (2011). Improved Thermal Performance of a Hydronic Radiant Panel Heating System by the Optimization of Tube Shapes. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A: Applied Physics & Engineering*, 12(6), 428-437.
11. Koca, A., Gemici, Z., Topacoglu, Y., Cetin, G., Acet, R.C. and Kanbur, B.B. (2014). Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficients Between Hydronic Radiant Heated Wall and Room. *Energy and Buildings* 82, 211-221.
12. Bojic, M., Cvetkovic, D., Marjanovic, V., Blagojevic, M. and Djordjevic, Z. (2013). Performances of Low Temperature Radiant Heating Systems. *Energy and Buildings* 61, 233- 218.

13. Bojic, M., Cvetkovic, D. and Bojic, L. (2015). Decreasing Energy Use and Influence to Environment by Radiant Panel Heating Using Different Energy Sources. *Applied Energy*, 138, 404-413.
14. Myhren, J.A. and Holmberg, S. (2008). Flow Patterns and Phermal Comfort in a Room with Panel, Floor and Wall Heating. *Energy and Buildings*, 40, 524-536.
15. Seyam, S., Huzayyin, A. El-Batsh, H. and Nada, S. (2014). Experimental and Numerical Investigation of the Radiant Panel Heating System Using Scale Room Model. *Energy and Buildings*, 82, 130-141.
16. Karacavus, B. and Aydin, K. (2018). Numerical Investigation of General and Local Thermal Comfort of an Office Equipped with Radiant Panels. *Indoor and Built Environment*, 1-20.
17. Şengül, A.İ. (2007). *Sulu Radyant Sistemler*. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli. YÖK Ulusal Tez Merkezi veri tabanından elde edildi. (Tez no: 211996).
18. Koca, A., Gemici, Z., Bedir, K., Böke, E., Topaçoğlu, Y. ve Kanbur, B.B. (2013). Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isıl Konfor Analizleri. *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 2025-2042.
19. Kanbur, B.B., Atayılmaz Ş.Ö., Koca, A., Gemici, Z. ve Teke, İ. (2013). Radyant Isıtma Panellerinde Açığa Çıkan Isı Akılarının Sayısal Olarak İncelenmesi. *ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 1498-1502.
20. Bedir, K. (2012). *Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isıl Konfor ve Enerji Verimliliğinin Sayısal Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. YÖK Ulusal Tez Merkezi very tabanından elde edildi. (Tez no: 315217)
21. Li, R., Yoshidomi, T., Ooka, R. and Olesen, B.W. (2015). Field Evaluation of Performance of Radiant Heating/Cooling Panel System. *Energy and Buildings*, 86, 58-65.
22. Zmrhal, V., Hensen, J. and Drkal, F. (2003). Modelling and Simulation of a Room with a Radiant Cooling Ceiling. *Eighth International IBPSA Conference*, 1491-1496.
23. Miriel, J., Serres, L. and Trombe, A. (2002). Radiant Ceiling Panel Heating-Cooling Systems: Experimental and Simulated Study of the Performances, Thermal Comfort and Energy Comsumptions. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1861-1873.
24. Raimundo, A.M., Oliveira, A.V.M., Gaspar, A.R. and Quintela, D.A. (2015). Numeraical Evaluation of a Radiant Panel System for a High-Ceiling Room [abstract]. *15th International Conference on Environmental Ergonomics (ICEE XV)*. Doi: 10.1186/2046-7648-4-S1-A156
25. Fonseca, N. (2011). Experimental Analysis and Modelling of Hydronic Radiant Ceiling Panels Using Transient-State Analysis. *International Journal of Refrigeration*, 34, 958-967.

26. Catalina, T., Virgone, J. and Kuznik, F. (2009). Evaluation of Thermal Comfort Using Combined CFD and Experimentation Study in a Test Room Equipped with a Cooling Ceiling. *Building and Environment*, 44(8), 1740-1750.
27. Okamoto, S., Kitora, H., Tamaguchi, H. and Oka, T. (2010). A Simplified Calculation Method for Estimating Heat Flux from Ceiling Radiant Panels. *Energy and Buildings*, 42, 29-33.
28. Strand, R.K. and Baumgartner, K.T. (2005). Modeling Radiant Heating and Cooling Systems: Integration with a Whole-building Simulation Program. *Energy and Buildings*, 37, 389-397.
29. Çengel, Y.A. and Cimbala J.M. (2006). Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications (First Edition). New York: McGraw-Hill, 886-902.
30. Teodosiu, C., Kuznik F. and Teodosiu,R. (2014). CFD Modeling of Buoyancy Driven Cavities with Internal Heat Source – Application to Heated Rooms. *Energy and Buildings*, 68, 403-411.
31. Çengel, Y.A. and Boles M.A. (2002) Thermodynamics: An Engineering Approach (Fourth Edition). New York: McGraw-Hill, 884-932.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DİKMEN, Tahir
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 03.08.1991, Konya
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (506) 2161652
 e-mail : tahirdikmen@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Silah Sistemleri Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2015
Lise	Alparslan Anadolu Lisesi	2009

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2019-2019	Mikropor Makine San.	Ar-Ge Uzmanı
2016-2018	Hidroan Ankara Hidrolik Mak. San.	Ar-Ge Tasarım Müh.
2015-2016	KYK Yüce Makine İmalat San.	Üretim / Analiz Müh.

Yayınlar

Dikmen, T., Calisir, T. and Baskaya, S. (2019). A Numerical Investigation of a Ceiling Type Radiant Panel Heater. Karapınar R. And Soldatovic, T. (Ed.). *6th International Symposium on Academic Studies in Science, Engineering and Architecture Sciences*. Ankara, Turkey, 822-835.

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Seyahat etmek, Kitap okumak, Sinema, Tiyatro



GAZİ GELECEKTİR..