

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

**GİRDAP ÜRETİCİLİ BİR KANALDA
ISI VE AKIŞ OLAYLARININ
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Uğur AY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

**MART 2019
ÇORUM**

**GİRDAP ÜRETİCİLİ BİR KANALDA ISI VE AKIŞ OLAYLARININ
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Uğur AY

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Yüksek Lisans Tezi

**TEZ DANIŞMANI
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

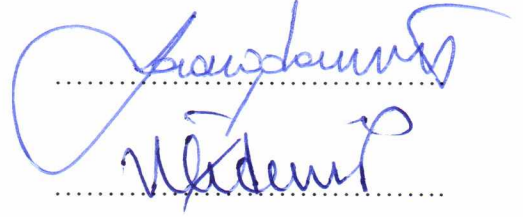
Çorum 2019

Uğur AY tarafından hazırlanan “Girdap Üreticili Bir Kanalda Isı Ve Akış Olaylarının Sayısal Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 20/03/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı ‘nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

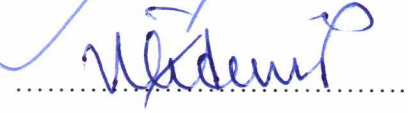
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN




Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN



Doç. Dr. Veysel ÖZDEMİR



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 23/05/2019 tarihli ve 2019/100... sayılı kararı ile Uğur AY 'ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

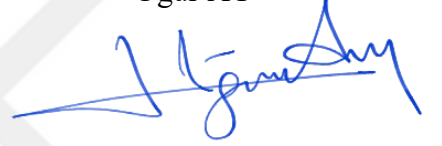


Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

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

Uğur AY



GİRDAP ÜRETİCİLİ BİR KANALDA ISI VE AKIŞ OLAYLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Uğur AY

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2019

ÖZET

Isı transferini arttırmak için pasif yöntemlerden olan taşınım yüzey alanının artırılması veya akışta sınır tabaka kalınlığının azaltılması yıllar boyu bilim adamları tarafından kullanılan yöntemlerden olmuştur. Taşınım yüzeyini arttırmak ısı transferini arttırdığı gibi basınç düşmesine sebep olmaktadır. Birçok sistemde basınç kayıpları, sistemin verimini azalttığı için ısı transferinin artırılması kanatçık kullanımı ile sağlanmaktadır. Kanatçık kullanımı ile basınç kaybı ve ısı transferi arasındaki oranın en optimize hale getirilmesi amaçlanmaktadır. Bu sayede basınç kaybı tolere edilebilir oranda kaldığı gibi ısı transferi de istenilen seviyelere çıkabilmektedir. Bu tez çalışmasında, aynı uzunluğa (L) sahip delikli, deliksiz, üçgen ve dikdörtgen kanatçıklara sahip kanatlar, akış hızı, kanat yüksekliği (e), kanatçık açısı (α), kanatçığın yerden yüksekliği (b) ve kanatlar arası mesafe (g) parametre olarak tanımlanmış, toplamda 16 farklı model ve farklı Reynolds sayıları kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca bu çalışmada Taguchi tasarım metodu kullanılarak tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar boş kanal verileri ile karşılaştırılmış ve ısı transferine olan etkileri değerlendirilmiştir. Boş kanal ile karşılaştırıldığında en iyi artışın %65 oranında ve P9 modelinde olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: HAD, Ansys Fluent, kanatçık, ısı transferi

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN THE VORTEX GENERATOR CHANNEL

Uğur AY

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
March 2019

ABSTRACT

In order to increase the heat transfer, increasing the surface area of the convection or reducing the boundary layer thickness in the flow has been used by scientists for many years as passive methods. Increasing the surface area of the convection leads to a pressure drop, it also increases heat transfer. In many systems, increasing the heat transfer is achieved by the use of fins, thus pressure losses reduce the efficiency of the system. By using fin is aimed to optimize the ratio between pressure loss and heat transfer. In this way, the pressure loss remains at a tolerable rate, and heat transfer can reach the desired levels. In this thesis, same length (L) fins that are examined numerically for different Reynolds numbers, with punch, without punch, triangular or rectangular for different Reynolds numbers. These parameters are the fin height (e), fin angle (α), the height of the blade from the ground (b) and the distance between the fins (g) sixteen different models were analyzed in this work. The optimum values of design parameters were tried to be determined by using Taguchi design method. The obtained results were compared with the empty channel data, and their effects on heat transfer were evaluated. As it is compared to the empty channel, it is observed that the best increase in the heat transfer is observed in P9 model with %65.

Keywords: CFD, Ansys Fluent, fin, heat transfer

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım süresince her konuda benden desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübesiyle tez çalıőmama yön veren çok değerli danıőmanım Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a sonsuz teőekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Çalıőmalarım boyunca kullanmıő olduğum yazılımlar ve bilgisayar donanımı konusunda bana desteğini sunan ANOVA'ya,

Yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında desteklerini benden esirgemeyen değerli mesai arkadaşlarım Gökhan DEVECİ ve őafak DOğRU'ya sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE METOT.....	10
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	10
3.1.1. Analiz amacının belirlenmesi.....	11
3.1.2. Analizde kullanılacak geometrinin oluşturulması.....	11
3.1.3. Sayısal ağ (mesh) oluşturulması.....	12
3.1.4. Analiz için gerekli sınır şartların tanımlanması	13
3.1.5. Analizin çözdürülmesi.....	14
3.1.6. Sonuçların incelenmesi	14
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR	15
4.1. Problemin Genel Tanımı	15
4.1.1. Kanatçık geometrileri.....	16
4.1.2. Parametreler ve analizlerde kullanılacak modeller	18

Sayfa

4.2. Sayısal Denklemler	28
4.2.1. Korunum denklemleri	28
4.2.2. Türbülans modellemesi	29
4.3. Analiz Çalışmaları.....	31
4.3.1. Boş kanal analizleri	33
4.3.2. Parametrik model analizleri	35
4.4. Taguchi Dizayn Metodu.....	70
4.5. Taguchi Dizayn Metodu Sonuçları	73
4.6. Isı Transfer Analizi	81
4.7. Sürtünme Faktörü.....	100
4.8. Isıl Performans Faktörü.....	103
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	105
KAYNAKLAR	108
ÖZGEÇMİŞ	112

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Modeller ve parametrik değerleri.....	19
Çizelge 4.2. Analizlerde incelenen parametreler ve değerleri	72
Çizelge 4.3. Analiz planı.....	72
Çizelge 4.4. Ortogonal dizi ve SNR değerleri.....	74
Çizelge 4.5. Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	75
Çizelge 4.6. Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	75
Çizelge 4.7. Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı	75
Çizelge 4.8. Optimum değerler	76

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri.....	12
Şekil 4.1. Sayısal çözüm alanı ve ağ yapısı	15
Şekil 4.2. Kanatçık tipleri	17
Şekil 4.3. Sayısal çalışma parametreleri	18
Şekil 4.4. P1 modeli	19
Şekil 4.5. P2 modeli	20
Şekil 4.6. P3 modeli	20
Şekil 4.7. P4 modeli	21
Şekil 4.8. P5 modeli	21
Şekil 4.9. P6 modeli	22
Şekil 4.10. P7 modeli	22
Şekil 4.11. P8 modeli	23
Şekil 4.12. P9 modeli	23
Şekil 4.13. P10 modeli	24
Şekil 4.14. P11 modeli	24
Şekil 4.15. P12 modeli	25
Şekil 4.16. P13 modeli	25
Şekil 4.17. P14 modeli	26
Şekil 4.18. P15 modeli	26
Şekil 4.19. P16 modeli	27
Şekil 4.20. Boş kanal analiz modeli	33

Şekil	Sayfa
Şekil 4.21. Nu sayısının mesh sayısına bağlı değişimi	34
Şekil 4.22. Yapılan analizlerin karşılaştırması.....	35
Şekil 4.23. P1 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	36
Şekil 4.24. P2 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	36
Şekil 4.25. P3 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	37
Şekil 4.26. P4 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	37
Şekil 4.27. P5 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	38
Şekil 4.28. P6 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	38
Şekil 4.29. P7 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	39
Şekil 4.30. P8 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	39
Şekil 4.31. P9 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	40
Şekil 4.32. P10 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	40
Şekil 4.33. P11 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	41
Şekil 4.34. P12 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	41
Şekil 4.35. P13 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	42
Şekil 4.36. P14 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	42
Şekil 4.37. P15 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	43
Şekil 4.38. P16 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri.....	43
Şekil 4.39. P1 modeli z=8mm kesiti üzerinde akış vektörleri	44
Şekil 4.40. P2 modeli z=8,5mm kesiti üzerinde akış vektörleri	44
Şekil 4.41. P3 modeli z=10,5mm kesiti üzerinde akış vektörleri	45
Şekil 4.42. P4 modeli z=12,5mm kesiti üzerinde akış vektörleri	45

Şekil	Sayfa
Şekil 4.43. P5 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	46
Şekil 4.44. P6 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	46
Şekil 4.45. P7 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	47
Şekil 4.46. P8 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	47
Şekil 4.47. P9 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	48
Şekil 4.48. P10 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	48
Şekil 4.49. P11 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri.....	49
Şekil 4.50. P12 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	49
Şekil 4.51. P13 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri.....	50
Şekil 4.52. P14 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	50
Şekil 4.53. P15 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	51
Şekil 4.54. P16 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri	51
Şekil 4.55. P1 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	53
Şekil 4.56. P1 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 4.57. P2 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.58. P2 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	54
Şekil 4.59. P3 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	55
Şekil 4.60. P3 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	55
Şekil 4.61. P4 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	56
Şekil 4.62. P4 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	56
Şekil 4.63. P5 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	57
Şekil 4.64. P5 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	57

Şekil	Sayfa
Şekil 4.65. P6 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	58
Şekil 4.66. P6 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	58
Şekil 4.67. P7 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	59
Şekil 4.68. P7 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	59
Şekil 4.69. P8 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	60
Şekil 4.70. P8 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	60
Şekil 4.71. P9 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	61
Şekil 4.72. P9 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	61
Şekil 4.73. P10 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	62
Şekil 4.74. P10 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	62
Şekil 4.75. P11 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	63
Şekil 4.76. P11 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	63
Şekil 4.77. P12 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	64
Şekil 4.78. P12 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	64
Şekil 4.79. P13 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	65
Şekil 4.80. P13 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	65
Şekil 4.81. P14 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	66
Şekil 4.82. P14 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	66
Şekil 4.83. P15 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	67
Şekil 4.84. P15 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	67
Şekil 4.85. P16 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı	68
Şekil 4.86. P16 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	68

Şekil	Sayfa
Şekil 4.87. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri.....	76
Şekil 4.88. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri	77
Şekil 4.89. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri	77
Şekil 4.90. Seviyelerin Nusselt sayısına katkı oranı	78
Şekil 4.91. Seviyelerin sürtünme faktörüne katkı oranı	78
Şekil 4.92. Seviyelerin ısı performansına katkı oranı	79
Şekil 4.93. Üçgen delikli model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi.....	81
Şekil 4.94. Üçgen deliksiz model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi	82
Şekil 4.95. Dikdörtgen delikli model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi.....	82
Şekil 4.96. Dikdörtgen deliksiz model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi.....	83
Şekil 4.97. Boyutsuzlaştırma ifadeleri	83
Şekil 4.98. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,09$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri.....	84
Şekil 4.99. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,28$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri.....	86
Şekil 4.100. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,33$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri.....	88
Şekil 4.101. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,09$) (a) $Re=3\ 000$, (b) $Re=10\ 000$, (c) $Re=20\ 000$, (d) $Re=30\ 000$	90
Şekil 4.102. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,28$) (a) $Re=3\ 000$, (b) $Re=10\ 000$, (c) $Re=20\ 000$, (d) $Re=30\ 000$	92

Şekil	Sayfa
Şekil 4.103. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,33$) (a) $Re=3\ 000$, (b) $Re=10\ 000$, (c) $Re=20\ 000$, (d) $Re=30\ 000$	94
Şekil 4.104. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,09$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu.....	96
Şekil 4.105. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,28$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu.....	97
Şekil 4.106. Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/D_h=0,33$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu.....	98
Şekil 4.107. Üçgen delikli model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi	100
Şekil 4.108. Üçgen deliksiz model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi	101
Şekil 4.109. Dikdörtgen delikli model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi..	101
Şekil 4.110. Dikdörtgen deliksiz model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi	102
Şekil 4.111. Isıl performans faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi	103

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan
b	Kanatçığın yerden yüksekliği
C_p	Özgül ısı
Dh	Hidrolik çap
e	Kanat yüksekliği
f	Sürtünme faktörü
g	Kanatlar arası mesafe
k	Isıl iletkenlik katsayısı
k- ϵ	Türbülans modeli
k- ω	Türbülans modeli
L	Kanal uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Q	Toplam ısı transferi
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık
T_1	Kanal giriş sıcaklığı
T_2	Kanal çıkış sıcaklığı
T_w	Kanal yüzey sıcaklığı
u, v, w	Hız bileşenleri
x/D_h	Boylamasına boyutsuz mesafe
y/D_h	Enlemesine boyutsuz mesafe
α	Kanatçık açısı
$\theta_{eaç}$	Eş açılı çarpıklık
$\theta_{eşit}$	Hücrenin ideal açısı
θ_{maks}	Hücrenin maksimum açısı

θ_{\min}	Hücrenin minimum açısı
ν	Kinematik viskozite
ρ	Hava yoğunluğu
ω	Sönümlenme oranı

Kısaltmalar

BDT	Bilgisayar Destekli Tasarım
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
D-DK	Dikdörtgen Delikli Kanatçık
D-K	Dikdörtgen Kanatçık
U-DK	Üçgen Delikli Kanatçık
U-K	Üçgen Kanatçık

1. GİRİŞ

Son yıllarda gerçekleştirilen hemen hemen bütün endüstriyel çalışmalarda, yüksek sıcaklıkların sistem çalışma parametreleri üzerindeki olumsuz etkisi en önemli mühendislik problemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Bilindiği üzere bir cihazın çalışması esnasında ürettiği ısıyı dışarıya atamamasına bağlı olarak sıcaklıklarda artışlar gözlemlenmektedir. Karşılaşılan yüksek sıcaklıklar cihaz performansının azalmasına, üretimde kullanılan malzemede bozukluklara neden olmaktadır. Özellikle elektronik cihazlarda bu problemle oldukça sık karşılaşılmaktadır. Günümüz teknolojisi, minimum maliyet, maksimum verim prensibini dikkate alarak her geçen gün daha ileriye gitmektedir. Bu aşamalarda yüksek sıcaklık nedeniyle karşılaşılan sorunları minimize edebilmek için ısı transferi artışını sağlamak amaçlanmaktadır.

Isı transferinin en iyi tanımı, farklı sıcaklıklarda ortaya çıkan enerji transferidir. Isı transferinin gerçekleşmesine bağlı olarak ısı geçişi türleri ortaya çıkmaktadır. Katı veya akışkanın bulunduğu durgun bir ortamda malzemeler arasında sıcaklık farkı olması durumunda gerçekleşen ısı geçişi “iletim ile ısı geçişi”, farklı sıcaklıklardaki bir yüzey ve hareket halindeki akışkan arasında gerçekleşen ısı geçişi “taşınım ile ısı geçişi” olarak adlandırılmaktadır. Isı geçişinin üçüncü bir türü ise sonlu sıcaklığa sahip olan yüzeylerden elektromanyetik dalgalar halinde enerji yayılımı ile gerçekleşmekte ve “ışınım ile ısı geçişi” olarak adlandırılmaktadır.

Geliştirilen tasarımlarda ısı geçiş türleri ve cihazların şematik yapıları göz önüne alınarak en ideal cihazın ortaya çıkarılmasının amaçlandığı görülmektedir. Bu amaç gerçekleştirilirken en önemli kriter olarak dışarıdan herhangi bir ek gücün kullanılmaması dikkate alınmaktadır. Tabi ki bazı durumlarda amaca ulaşılırken dezavantajlar ile karşılaşılmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken en önemli husus kayıp-kazanç arasındaki ideal durumu yakalayabilmektir. Bu konu ile alakalı olarak akışkan kaynaklı ısı geçişi gerçekleşen tasarımlarda, akışkan hızının değişimine bağlı olarak cihazda basınç kayıpları ve gürültü kirliliği örnek olarak verilebilir.

Yapılan bu çalışma ile akışkan-yüzey etkileşimin ısı geçişi üzerindeki etkileri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu ile hesaplanmıştır. Bu metot, kabaca akışkanların hareketini ve katıyla olan etkileşimini tanımlayan matematiksel denklemlerin nümerik metotlarla çözülmesi olarak tanımlanabilir. HAD analizleri genel olarak üç aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar;

- Katı model ve sayısal ağ tabakasının oluşturulması,
- Sınır şartlarının ve çözüm ayarlarının tanımlanması, çözümün yapılması,
- Sonuçların işlenmesi ve yorumlanması,

olarak sıralanabilir.

Gerçekleştirmiş olduğumuz bu tez çalışmasında Reynolds Sayısı (Re), kanatçık tipi, kanatçık açısı (α), kanatçığın yerden yüksekliği (b), kanat yüksekliği (e), kanatlar arası mesafe (g) ve akış yönü parametreleri dikkate alınarak 16 farklı model için HAD analizleri yapılmıştır. Mevcut parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine olan etkileri belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür taraması sonucunda farklı tip ve ölçülerdeki kanatçıkların, bir kanal içerisine yerleştirilerek deneysel ve numerik çalışmalarının birçok araştırmacı tarafından gerçekleştirildiği görülmüştür. Bu çalışmalardan bazılarına ait özetler aşağıda sunulmuştur.

Wang (2000), ısı transferinin artırılmasında, mümkün olan en küçük hacim ile yüksek verim, hafif olan bir kütle ile düşük maliyet sağlamanın büyük bir öneme sahip olduğunu ve bu alanda 1960'lardan beri çok miktarda araştırma yapıldığını belirtmiştir. Kanatçıkların ısı ve hidrolik performansı şekil, açı, boyut ve aralık dahil olmak üzere birçok faktörden etkilenir. Han ve Dutta (2001), gaz türbini iç soğutma sistemini gözden geçirmişler, kanatçık açısı, kanal en-boy oranı ve 180° keskin dönüşler, rotasyon ve benzerlerinin etkilerini analiz etmişlerdir.

Çalışkan (2014), 15°, 45°, 75° açılarda, üçgen ve dikdörtgen tipteki girdap üreticilerini dikdörtgen bir kanala yerleştirmiş ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Söz konusu çalışmada Reynolds sayısı 3 288-37 817 aralığında, enine kanatçık aralığının (S), kanatçık yüksekliğine (h) oranını $S/h=0,59$ ve kanatçık yüksekliğinin (h) kanal yüksekliğine (H) oranı $h/H=0,6$ olarak kullanmıştır. Yapmış olduğu bu çalışmaları düz yüzey girdap üreticileri ile karşılaştırmış ve en iyi ısı transfer performansının üçgen tip girdap üreticilerde olduğunu, ısı transferinde %23-%55 arasında bir iyileşme olduğunu saptamıştır.

Turgut ve ark. (2009), yamuk kesitli bir kanal içerisinde, Reynolds sayısının 100-800 aralığındaki değişimini dikkate alarak ısı transferini kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartlarında incelemişlerdir. Yapmış oldukları literatür araştırmaları ile değişik kesitlerdeki kanallar için yapılan sayısal çalışmalarda, köşe açılarında yapılan değişikliklerin, akış şartlarını etkilediğini görmüşlerdir. Sadasivam'ın (1999) yaptığı çalışmada kanal içerisindeki Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün kanal

geometrisine bağılı olarak değişim gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Geçmiş yıllarda Shah ve London (1978), Kakaç vd. (1987) ve Kakaç ve Liu (2002) tarafından yapılan çalışmaları, bu tür çalışmalar için referans kaynak olarak belirtmişlerdir. Tüm bu araştırmaları dikkate alan araştırmacılar, yapmış oldukları çalışmada Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini arttırırken, sürtünme faktöründe azalışa neden olduğunu görmüşlerdir. Kanal içerisinde hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş şartlarda Nusselt sayısının 2,7'ye, $C_f Re$ değerinin ise 13,391'e ulaştığını tespit etmişlerdir.

Chang ve ark. (2008), 4'e 4'lük çentikli yapıya sahip bir kanat modelini kanal içerisinde deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısını 1 500-11 000 aralığında değerlendirirken kanat fin uzunluğunu (L), kanal hidrolik çapını (d) parametre ölçüsü olarak kullanmışlardır. Reynolds sayısı veya L/d oranındaki artışın akışkanın dinamik vizkozitesini azaltırken, ısı geçişi performansını olumsuz etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Du ve ark. (2014), 4 farklı tipteki uzunlamasına engelin, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisindeki ısı geçişi etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında her bir engel açısını 10° - 25° aralığında, hava hızını 1 m/s-5 m/s aralığında almışlardır. Yapmış oldukları sayısal analizleri deneyler ile doğrulayan araştırmacılar, engellerin açısının 25° olması durumunda en iyi performansın alınabileceğini tespit etmişlerdir. Bununla birlikte engellerin sayısının artmasıyla ısı geçişinin arttığını, ancak basıncın hızlı bir şekilde düştüğünü gözlemlemişlerdir.

He ve ark. (2012), ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan girdap üretici engel çiftlerini sürekli ve süreksiz düzen durumu için sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada Reynolds sayısı, 600 ile 2 600 arasında değişim gösterirken, kanat hücum açıları 10° , 20° ve 30° olarak alınmıştır. Yapmış oldukları bu çalışmada köşelerde oluşan girdapların ana girdap özelliklerini taşıdığını, akışkan ve ısı geçişi karakteristiğine göre daha önemli rol oynadığını belirlemişlerdir. Girdap üreticilerinin

yan yana diziliş durumunda ısı transferinde %33,8-%70,6'ya varan artış, bununla birlikte basınç kaybında da %43,4-%97,2 oranında artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Xin-Yi Tang ve ark. (2013), 3 farklı kanatçık dizisi için eğik kırılmış yivli dikdörtgen bir kanal içerisinde, Reynolds sayısının 6 700-13 400 arasında olduğu durumu k- ω türbülans modelini kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanatçık yüksekliği, kanatçık zemini gibi geometrik parametreler kullanılmış ve analiz edilmiştir. Sayısal sonuçlar, eğimli kırık oluklu kanalın ısı geçişinde, kanalın enine kesiti üzerinde birlikte dönen uzunlamasına girdaplar oluşması sebebiyle, pürüzsüz kanala göre yaklaşık %160-%230 oranında iyileşme olduğunu görmüşlerdir. Aynı zamanda bu çalışmada k- ω SST ve RNG k- ϵ modelleri ile yapılan analizlerde elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış, k- ω SST modelinin daha uygun olduğu görülmüştür.

Hung-Yi Li ve ark. (2013), çapraz akışlı bir kanalda bulunan çift girdap üreticileri ile düz yüzü ısı alıcısının termal-akışkan karakteristiklerini araştırmak için deney ve sayısal analiz çalışması gerçekleştirmişlerdir. Girdap üreticilerinin termal performans üzerindeki etkisine ilişkin olarak, üreticilerin arka kenarları arasındaki mesafenin çok küçük olması durumunda, akışanın girişini etkilemesi nedeniyle kötüleşme olduğunu görmüşlerdir. Girdap üreticilerinin arka kenarları arasındaki mesafenin ısı emici uzunluğunu aşması veya eşit olması durumunda ise performansın ideal olduğunu belirlemişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında (5 000 ve 10 000), girdap üreticilerinin kurulması, ısı transferini arttırıp basınç farkını azaltırken, yüksek Reynolds sayılarında (20 000, 30 000 ve 40 000), girdap üreticilerin ısı transferini daha az arttırıp basınç farkını önemli ölçüde arttırdığı görmüşlerdir.

M.R. Shaeri ve ark. (2009), düz bir levha üzerine monte edilen bir dizi katı ve delikli yüzgeçlerden oluşan bir sistemde, üç boyutlu akışı incelemişler ve konveksiyonel ısı transferi için sayısal araştırma yapmışlardır. Akışkan olarak sıkıştırılamaz havayı tercih etmişler ve Navier Stokes denklemleri ile modelleme yapmışlardır. Türbülans

akış parametrelerini tahmin etmek için RNG k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Kanat uzunluğu boyunca, akış yönünde ve sayıları 1'den 3'e kadar değişen kare kesitli küçük delikler yerleştirmişler ve sayısal hesaplamalar yaparak deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Delikli kanatların, katı yüzgeçle kıyaslandığında akışkan ile daha yüksek temas alanına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu nedenle, perfore yüzgeçler için ortalama sürtünmenin, katı yüzgeçlere kıyasla daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Deliklerin artması ile ağırlık önemli ölçüde azalmış ve ekonomik olarak iyileştirme sağlamışlardır.

Saha ve ark. (2014), plakalı bir ısı eşanjörünün performansını değerlendirmek amacıyla dikdörtgen kesitli bir kanala girdap üreticiler yerleştirmişler ve sayısal olarak incelemişlerdir. Yapmış oldukları literatür araştırmasında farklı tiplerdeki girdap üreticilerinin performans etkilerinin Jacobi (1995), Fiebig (1997) ve Bisvas (2012) tarafından değerlendirildiğini görmüşlerdir. Araştırmacılar farklı çıkıntı biçimlerini, akış koşullarını ele alarak, minimum akış kaybı ile ısı transferi artışını optimize etmeye çalışmışlardır. Gentry ve ark. (2002), 'nın yapmış olduğu çalışmayı incelediklerinde deneysel sonuçlara göre basınç kaybı ve ısı transferi artışının girdap üreticilerin saldırı açısına bağlı olarak oldukça hassas değişim gösterdiğini görmüşlerdir. Bunları dikkate alarak yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli ve delta kesitli olmak üzere iki tip girdap üretici kullanmışlar ve akış yapılarını, ısı transferini, hız vektörlerini, akış çizgilerini, sıcaklık konturlarını ve Nusselt sayısı dağılımlarını incelemişlerdir. Performans analizi sonucunda dikdörtgen kesitli modelin, delta kesitli modele göre ısı transferi açısından daha etkili olduğunu belirlemişlerdir.

Eiamsa-ard ve ark. (2008), iki boyutlu periyodik olarak modelledikleri bir kanal içerisinde, farklı türbülans modellerinin etkilerini görmek amacıyla çalışma yapmışlardır. Çalışmada Reynolds sayısını 6 000-8 000 arasında alarak Standart k- ϵ , RNG k- ϵ , Standart k- ω ve kayma gerilmeli transport (SST) k- ω türbülans modellerini kullanmışlardır. Modellerin seçiminde Chaube (2006) 'nin k- ω modeli ile yaptığı çalışmayı, Yang ve Hwang (2004) 'ın k- ϵ modeli kullandıkları duvara monte

edilen yarık ve kanatçıkların etkisini gösteren çalışmayı, Luo ve ark. (2005) 'nın Standart k-ε modeli kullanarak yaptığı çalışmayı dikkate almışlardır. Yapmış oldukları değerlendirmelerde moleküler viskozitenin tersine olarak, eddy viskozitenin akış özelliğine daha çok bağlı olduğunu, bu nedenle her bir uygulamaya göre türbülans modelinin seçilmesinin çok önemli olduğunu belirtmişlerdir.

Wang ve ark. (2016), dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine dairesel kesitli engeller yerleştirmişler, bu engellerin ısı transferi ve basınca olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferinin engel çapı ve engelin zeminden yüksekliği oranına bağlı olarak değişim gösterdiğini belirtmişlerdir.

Wu ve Tao (2008), delikli ve dikdörtgen kanatçık kalınlığının, akışa ve ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Delikli durumda, girdap üreticiye yakın bölgede daha fazla ısı transferi olduğunu gözlemlemişlerdir. Delikli ve deliksiz durumlar karşılaştırıldığında, delikli modelin sürtünme katsayısının daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Dikdörtgen kanatçıkların kalınlığının, girdap üreticilerinin yakınındaki bölgede daha az ısı transferine neden olabileceği ve toplam basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkisi olamayacağı sonucuna ulaşmışlardır.

K. Yongsiri ve ark. (2014), farklı açılarda kanatçıkların bulunduğu bir kanalda türbülanslı akış ve ısı transferi üzerine araştırma yapmışlardır. Atak açıları (θ) 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° , 105° , 120° , 135° , 150° ve 165° olan kanatçıkların ısı transferi, basınç kaybı ve ısıl performansını incelenmişlerdir. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre, yüksek Reynolds sayısında 60° ve 120° olan kanatçıkların termal performanslarının diğerlerine göre daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Diğer taraftan düşük Reynolds sayısında, kanatçık atak açısının etkisinin önemsiz olduğunu belirtmişlerdir.

Peng ve ark. (2011), üçgen şekilli, 90° açılı kanatçığı bir kanala yerleştirerek konveksiyon ile olan ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçlara göre 90° açılı ve üçgen şekilli kanatçıkların, kanatçık içermeyen düz bir

yüzeğe kıyasla ısı transferini arttırdığını, basınç düşüşüne neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Du ve ark. (2013), yapmış oldukları araştırmalarda, hava soğutmalı kondenserlerde, plakalı iğne, kanatçıklı borular... vb. uzunlamasına girdap üretici sistemlerin ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini görmüşlerdir. Kanat yüzeylerine delinmiş delta kanatçık çiftlerini ekleyerek akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını 1 500 ile 4 500 arasında değiştirerek yaptıkları çalışmalarda, Nusselt sayısının %21-%60, sürtünme faktörünün %13-%83 arasında artış gösterdiğini belirlemişlerdir.

Hosseini ve ark. (2016), dalgalı kanatçık, panjur tip iğne uçlu, oluklu iğne uçlu gibi yapıların ısı transfer hızını arttırmasını dikkate alarak, sinüzoidal, dalga ve kırık yapılı engellerin, dikdörtgen ve üçgen tip dekor çubukları üzerine olan soğutma etkisini görebilmek amacıyla deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda bekledikleri gibi tam daraltma durumunda maksimum ısı transferi ile karşılaşmışlardır. Çalışmalarında üçgen tip dekor çubuklarında kullanılan dalga yapılı engellerin ve dikdörtgen tip dekor çubuklarında kullanılan sinüzoidal yapılı engellerin en yüksek ısı transferini, üçgen tip dekor çubuklarında kullanılan kırık engellerin en düşük ısı transferini sağladığını görmüşlerdir. Bu duruma sıcak dekor çubuklarının çevresinde oluşan girdapları neden olarak göstermişlerdir.

Antoniou ve Bergeles (1988), Durst ve ark. (1988), Tropea ve Gackstatter (1985) ve Liou ve Kao (1988), farklı Reynolds değerlerinde ve farklı şiddetlerde, yüzeğe monte edilen iki boyutlu kanatçıkların üzerindeki akışı incelemişlerdir. Yeniden akışa katılım uzunluğunun, kanatçık şekline, kanat açısına ve akış rejimine (Reynolds) bağlı olarak, kanatçık yüksekliğinin 16 katına kadar değiştiğini görmüşlerdir. Aynı zamanda yeniden akışa katılım durumunun, kanatçık yüksekliğinin 1,5 katı kadar olan mesafelerde, türbülans yoğunluğundaki pik değerlere ulaştığını gözlemlemişlerdir.

Lee ve Abdel-Monetm (2001), eşit bir ısı akısı ile ısıtılan, farklı yüksekliklere sahip kanatçık dizisinden geçen türbülanslı hava akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçları enine levha ve düz bir levha ile karşılaştırdıklarında, ısı transferinde önemli bir artış sağlandığını ve elde edilen sonuçların deney sonuçları ile iyi bir uyum sergilediğini görmüşlerdir.

Yukarıda belirtilen çalışmalar ile bir ısı değiştiricisinde basınç düşüşünün azaltılması ve ısı transferinin artırılması yönünde girdap üreticilerinin önemli bir etkiye sahip olduğunu görülmüştür. Literatürde genellikle tek/çoklu bir kanatçık geometrileri, delikli kanatçıklar ve farklı dizilimler konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Ancak yeni oluşturulmuş olan delikli ve deliksiz kanatçıklar ile ilgili olarak yapılmış olan çalışma yeterince bulunmamaktadır. Bu amaca yönelik olarak dört farklı kanatçık tipi, kanatçıkların yerden yüksekliği, kanatçık açısı, kanal yüksekliği, kanatlar arası mesafe ve akış yönü ele alınarak ısı transferi ve sürtünme faktörleri sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca Taguchi dizayn metodu kullanılarak, çalışmada elde edilen en optimum parametreler belirlenmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

Bu tez çalışmasında HAD metodu kullanılmış ve ANSYS Fluent yazılımı ile hesaplamalar yapılmıştır. Bu bölümde problemin genel tanımına, HAD metodu detaylarına, çözümlerde kullanılan matematiksel denklemlere, analizleri gerçekleştirilen kanat geometrilerine, sınır şartlarına ve çözüm metotlarına yer verilmiştir.

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımında deney yapma ve hesaplama olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. Deney yapma, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka yerlerde test edilecek modelleri gerektirirken, hesaplama, diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümünü içerir. Günümüz mühendisleri hem deneysel çalışmaları hem de HAD analizlerini birlikte uygulayarak iki yaklaşımı tamamlamaktadırlar.

HAD analizlerinin günümüzdeki durumu şu şekilde özetlenebilir. HAD ile laminer akışlar kolaylıkla çözümlenebilirken, uygulamadaki türbülanslı akışları ideal türbülans modellerini kullanmadan çözmek imkansızdır. Genel bir türbülans modeli bulunmamakta olup, iyi bir HAD çözümü, seçilen türbülans modelinin uygunluğuna bağlıdır. Bu sınırlamaya rağmen standart türbülans modelleri uygulamadaki çoğu mühendislik problemlerinde makul sonuçlar verir.

Bir HAD çalışmasında izlenilmesi gereken temel adımlar vardır. Bunlar;

- Analizin amacının belirlenmesi,
- Analizde kullanılacak geometrinin oluşturulması,
- Sayısal ağ (mesh) oluşturulması,
- Analiz için gerekli sınır şartların tanımlanması,
- Analizin çözdürülmesi,
- Sonuçların incelenmesi,

olarak sıralanabilir.

3.1.1. Analiz amacının belirlenmesi

Bir HAD çalışmasına başlamadan önce analiz amacının belirlenmesi ve buna göre gerekli kabullerin yapılması gerekir. Başlangıçta yapılacak bu kabuller ilerleyen aşamalarda kullanılacak tüm değişkenleri belirleyici faktör olacaktır. Özellikle tasarım iyileştirme çalışmalarında sonuçların değerlendirilmesi ve karşılaştırılması açısından yapılan kabuller oldukça önemlidir.

3.1.2. Analizde kullanılacak geometrinin oluşturulması

HAD çalışmasının ikinci aşamasında bilgisayar ortamında geometrinin oluşturulması gerekir. Karmaşık modellerin hazırlanması Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) yazılımları ile hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir.

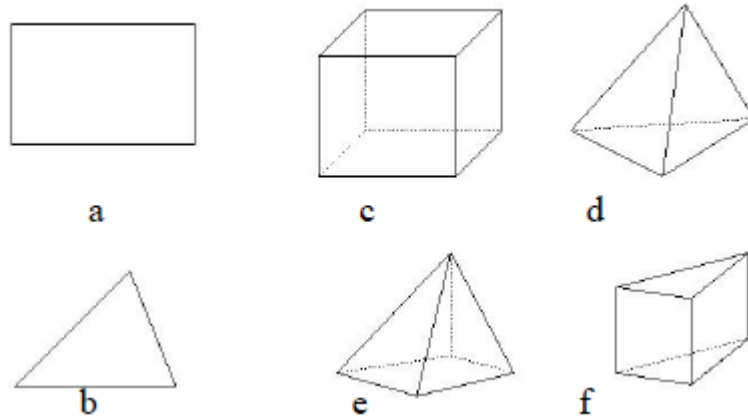
BDT modeli oluşturulduktan sonra birinci aşamada belirtilen amaç ve kabuller doğrultusunda analiz modelinin akış hacmi oluşturulur. Birinci aşamaya ek olarak sayısal ağ kalitesini düşürebilecek geometrik noktalar da dikkate alınmalıdır. Oluşturulan ve akış hacmi olarak ifade edilen bu geometri, akışkanın kapladığı bölgeleri temsil eder. Ayrıca üzerinde çalışılacak problemin doğası gereği katı

bölgelerdeki sıcaklık değişimleri, termal gerilmeler gibi etkiler incelenmek isteniyorsa katı bölgelerde akış hacmine ek olarak analiz modeline dahil edilmelidir.

3.1.3. Sayısal ağ (mesh) oluşturulması

HAD yazılımlarında temel mantık akışkan ve/veya katı modellerde kontrol hacimlerinin oluşturulması ile problemi yöneten denklemlerin bu hacimlerde çözdürülmesidir. Oluşturulan BDT modelinin üzerinde, sonlu sayıda kontrol hacimlerinin oluşturulması işlemine sayısal ağın oluşturulması adı verilir. Oluşturulan sayısal ağ özellikleri ile analiz sonucunun hassasiyeti ve doğruluğu direkt olarak bağlantılıdır.

Sayısal ağ oluşturulurken temel olarak kare veya üçgen şekillerinden yararlanır. 2 boyutlu ortamda kullanılan bu geometrilerden yararlanılarak 3 boyutlu ortama da geçiş yapılabilir. Şekil 1'de HAD yazılımlarında sayısal ağ oluşturmak için kullanılan başlıca elemanlar görülmektedir. Bu elemanlardan 2 boyutlu modelleme için kare (a) ve üçgen (b) geometrileri kullanılır. 3 boyutlu sayısal ağ modellerinde ise küp (c), düzgün dört yüzlü (d), piramit (e), kama/prizma (f) geometrik elemanları kullanılır.



Şekil 3.1. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri

Ağ sayısı, kontrol hacimlerini arttıracığından dolayı çözümün doğruluğunu etkileyecektir. Ancak sayısal ağ sayısını arttırmak belli bir noktadan sonra analiz

sonrası elde edilen sonuçlarda değişiklik göstermeyecektir. Bunun nedeni sayısal ağ miktarının artmasına rağmen hesaplama platformu olan bilgisayardaki kesme ve yuvarlama hatalarıdır. Ayrıca sayısal ağ miktarının artması, çözümü yapılan denklem matrisini de arttırmaktadır. Bu nedenle HAD çalışmalarında sayısal ağa duyarlılık denilen terime dikkat edilir. Buna göre, sayısal ağ miktarı iki farklı analiz dikkate alındığında, istenilen toleransın altında olması koşuluyla çözümü hızlı olan model kabul edilir. Bu yöntem özellikle karşılaştırmalı tasarım geliştirme çalışmalarında yüksek işlevsellik sağlamaktadır.

Oluşturulan sayısal ağın çözüm hassasiyeti üzerine bir diğer etkisi ise elemanların kalitesidir. Şekil 3.1'de görülen geometrik tanımların her birinin ideal durumdaki eleman kaliteleri bellidir. Buna göre, dörtgen elemanlar kare, üçgen elemanlar ise eşkenar üçgen olmak durumundadır. Oluşturulan elemanların ideal duruma göre bağlı farkları, eleman kalitesi olarak tanımlanmaktadır. Bu kalite ölçeklerinden birisi olan eleman çarpıklık oranları, Eş. 3.1 ile hesaplanmaktadır.

$$\theta_{\text{eaç}} = \text{maks} \left[\frac{\theta_{\text{maks}} - \theta_{\text{eşit}}}{180^\circ - \theta_{\text{eşit}}}, \frac{\theta_{\text{eşit}} - \theta_{\text{min}}}{\theta_{\text{eşit}}} \right] \quad (3.1)$$

Eş. 3.1'de bulunan θ terimleri, seçili geometrik model içerisindeki iç açılardır. Bu durumda en büyük ve en küçük açılardan, geometrinin ideal iç açısıyla hesaplanan değişkenin kontrolü söz konusudur. İdeal iç açı, yani $\theta_{\text{eşit}}$, kare için 90° , üçgen için ise 60° 'dir.

3.1.4. Analiz için gerekli sınır şartların tanımlanması

Analiz çalışmalarında modellenen akışın türü, uygulanan sınır şartı tarafından tayin edilir. Doğru bir HAD çözümü elde etmek için en uygun sınır şartlarını tanımlamak gerekir. Malzeme özellikleri, ortam şartları, akışkanın hareketi gibi bilgiler problemin

fiziğine ne kadar uygun tanımlanırsa sonuçlar da gerçeğe o kadar yakın elde edilecektir.

3.1.5. Analizin çözdürülmesi

Problem sayısal analiz yazılımına uygun bir şekilde tanımlandıktan sonra bilgisayar ortamında hesaplamalara geçilir. Sonuçların gerçeğe yakın olarak elde edilebilmesi için en uygun çözüm metodu belirlenir. Çözüm sırasında kullanılan denklemlerin yakınsamaları, yazılım ara yüzündeki monitörler ile kontrol edilir. Monitörler üzerinden yapılan takip ile yakınsamanın sağlandığı belirlendiğinde çözüm işlemi sona erdirilir.

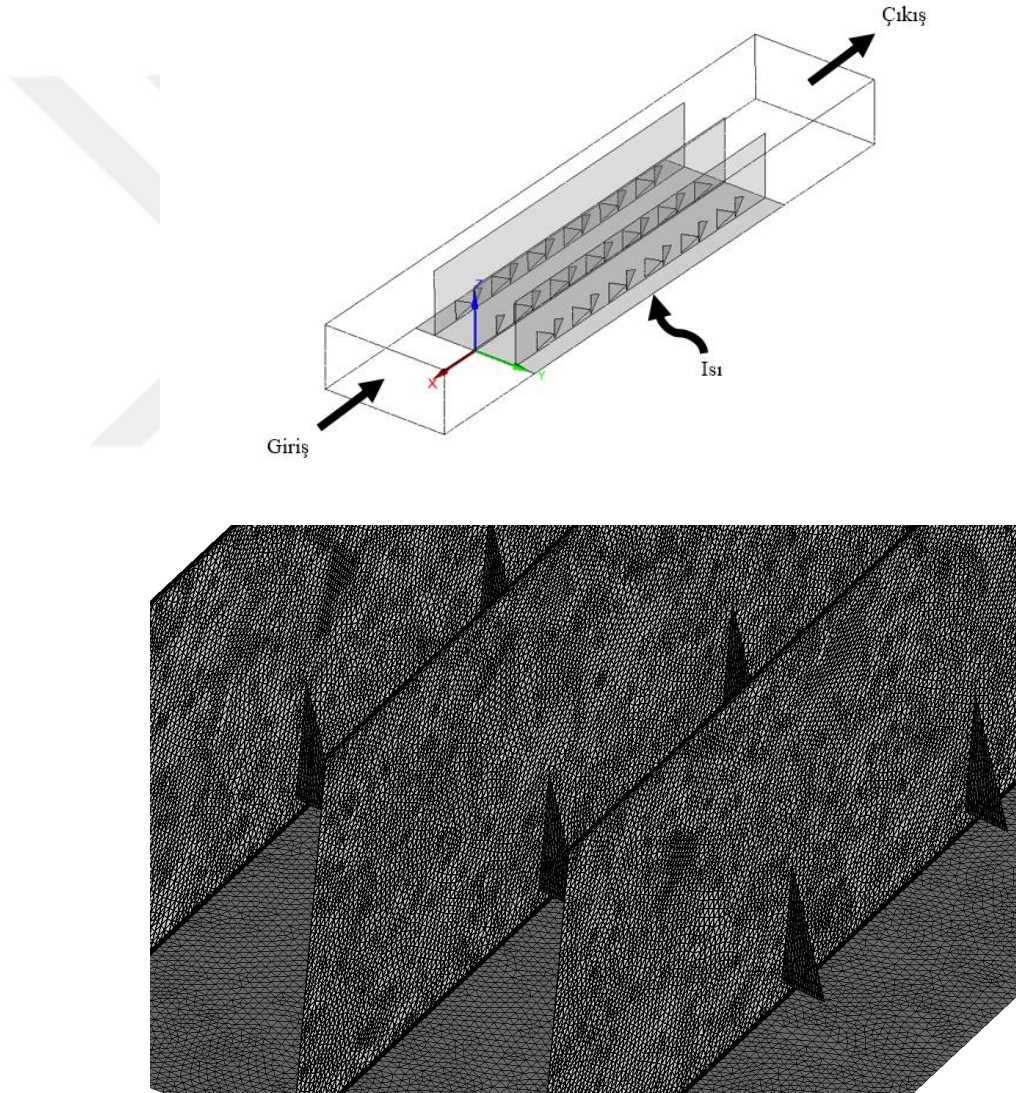
3.1.6. Sonuçların incelenmesi

Tamamlanan analizde elde edilen temel değerlerin, gerçeğe aykırı olup olmadığı kontrol edildikten sonra detaylı olarak sonuçlar incelenir. Bu bölümde vektörler, akım iplikleri, konturlar oluşturularak akışkanın hareketini olumsuz etkileyen bölgeler belirlenir. Karşılaştırmalı olarak yapılan analiz çalışmalarında ise sayısal değerler yardımıyla performans hesabı yapılarak en ideal tasarım belirlenebilir.

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

4.1. Problemin Genel Tanımı

Çalışmanın genel amacı akışkan hızı, kanatçık tipi, kanatçıkların yerden yüksekliği, kanatçık açısı, kanal yüksekliği, kanatlar arası mesafe ve akış yönü gibi parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelenmesidir.



Şekil 4.1. Sayısal çözüm alanı ve ağ yapısı

Şekil 4.1’de sayısal çözümde kullanılan genel akış hacmi, ağ yapısı ve sınır şart girdileri belirtilmiştir. Kanal 277x50mm boyutlarında ve ısıtma yüzeyi 0,02mm kalınlıktadır. Sayısal analiz çalışmalarında kullanılacak sınır şartlarda, giriş kısmında akışın dengeye ulaşması ve çıkışta geri dönüşler ile karşılaşmamak amacıyla belirtilen ölçülere ek olarak giriş ve çıkıştan 100mm uzatılma yapılmıştır. Kanatlar paslanmaz çelik olup 8030 kg/m^3 yoğunluğa, $502,48 \text{ J/kgK}$ özgül ısıya ve $16,27 \text{ W/mK}$ ısı iletim katsayısına sahiptir. Girişteki havanın sıcaklığı bütün çözümlerde $22 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmış ve bu sıcaklıktaki hava özellikleri kullanılmıştır. Analizlerde dört farklı Reynolds sayısı için farklı hava hızları tanımlanmıştır. Her bir modele ait parametreler ilerleyen bölümlerde detaylı olarak verilecektir. Kanal altından 1200 W/m^2 ısı tanımlanmıştır. Tüm bu girdilere ek olarak problemin çözümünde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

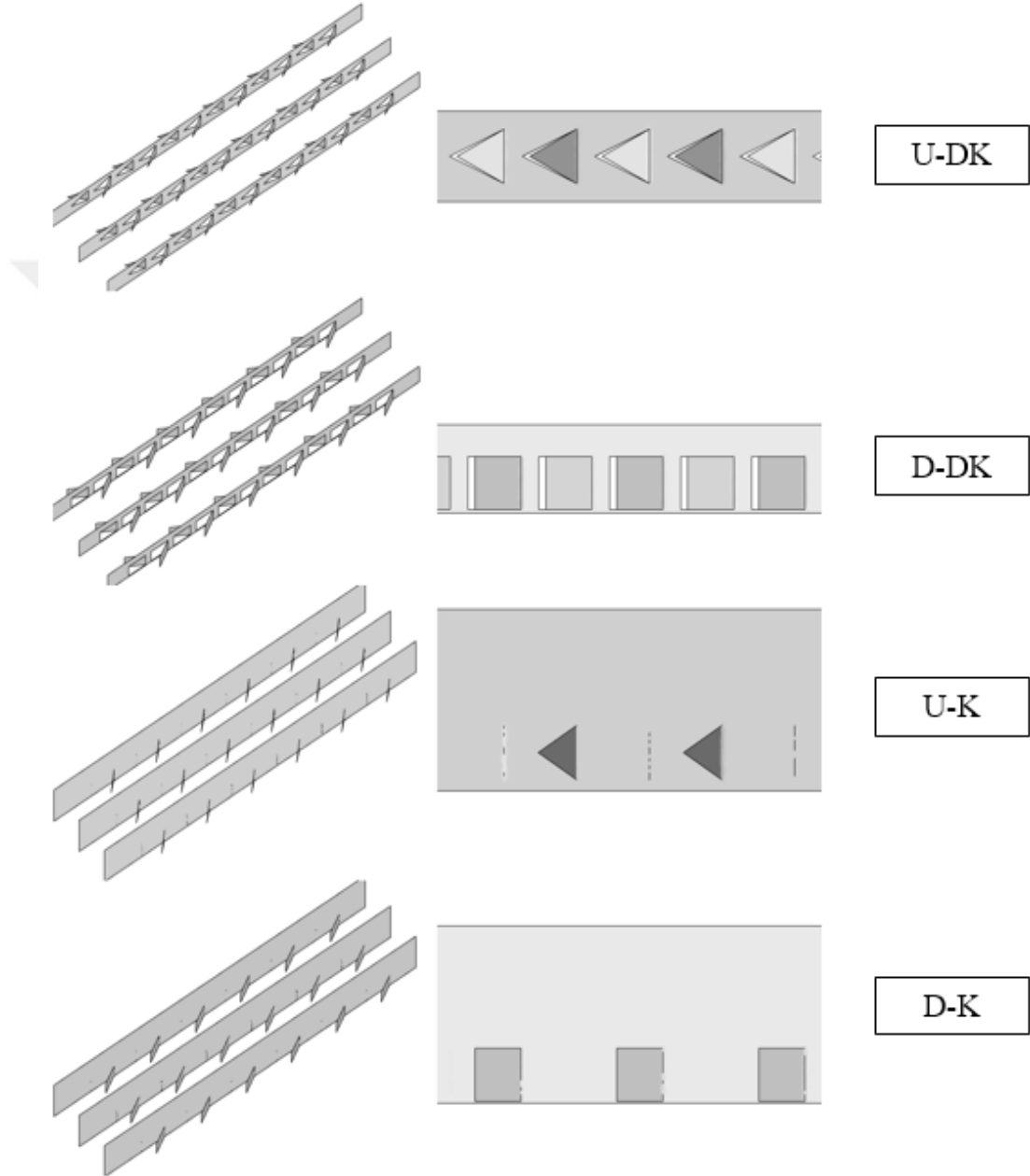
- Akış türbülanslı ve zamandan bağımsızdır.
- Yerçekimi etkileri ihmal edilmiştir.
- Kanal duvarları adyabatik olarak tanımlanmıştır.
- Kanat kalınlıkları geometrik olarak modellenmemiş, yazılım içerisindeki “wall thickness” metodu ile çözüm yapılmıştır.

Bunlara ek olarak, ilgili geometriler için sayısal analiz çalışmalarına geçmeden önce, aynı özelliklere sahip boş bir kanal için mesh bağımsızlığı çalışması yapılmış ve seçilen türbülans metodunun uygunluğu Çalışkan (2012) tarafından gerçekleştirilen doktora çalışmasında yapılan deneyler ile karşılaştırılmıştır.

4.1.1. Kanatçık geometrileri

16 farklı parametre için yapılan sayısal analiz çalışmalarında delikli, deliksiz, üçgen ve dikdörtgen olmak üzere 4 farklı kanatçık tipi kullanılmıştır. Bütün kanatlar aynı uzunluğa (L), kanallar ise aynı hidrolik çap değerine (D_h) sahiptir. Geometrik parametreler ise kanat yüksekliğine (e), kanatçık açısına (α), kanatçığın yerden

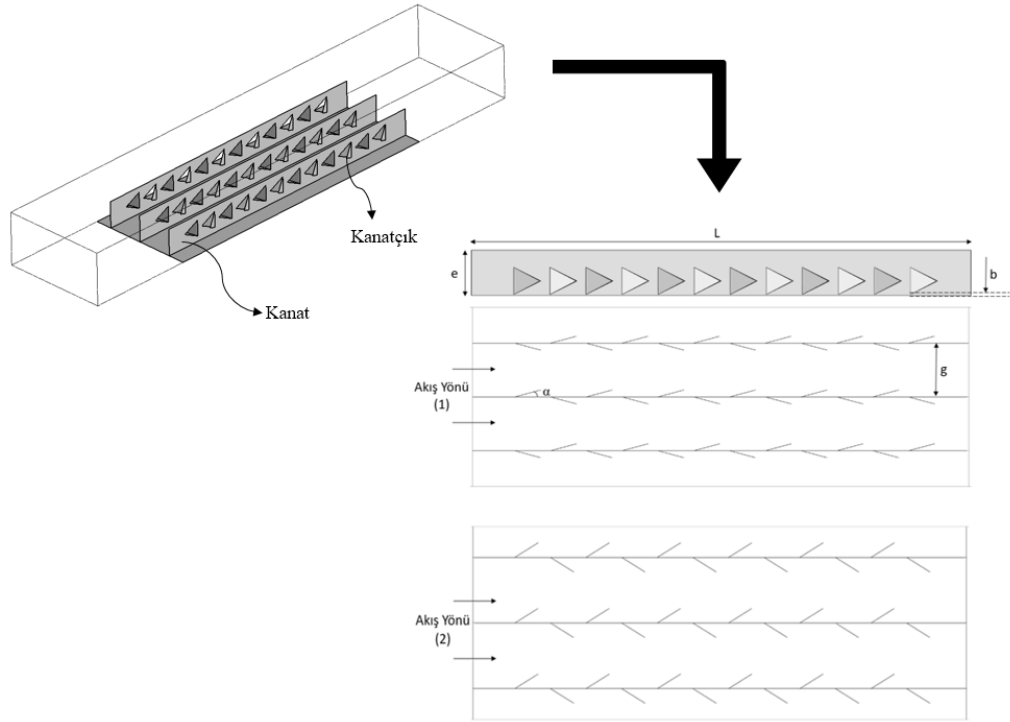
yüksekliğine (b) ve kanatlar arası mesafeye (g) bağlı değişim göstermektedir. Kanat tipleri ve parametrelerin değişimi ile oluşturulan geometriler aşağıda şekillerde belirtilmiştir.



Şekil 4.2. Kanatçık tipleri

4.1.2. Parametreler ve analizlerde kullanılacak modeller

Kanat geometrileri başlığı altında belirtildiği üzere 16 farklı parametrik model oluşturularak analizler gerçekleştirilmiştir. Bu modellerin oluşturulmasında, kanat tipi, Reynolds sayısı, kanatçık açısı (α), kanatçığın yerden yüksekliği (b), kanat yüksekliği (e), kanatlar arası mesafe (g) ve akış yönü dikkate alınmıştır. Kanat uzunluğu (L) tüm çalışmalarda 277mm olarak sabit tutulmuştur. Bu parametreler Şekil 4.3'te detaylı olarak gösterilmiş ve Çizelge 4.1'de değerleri belirtilmiştir.

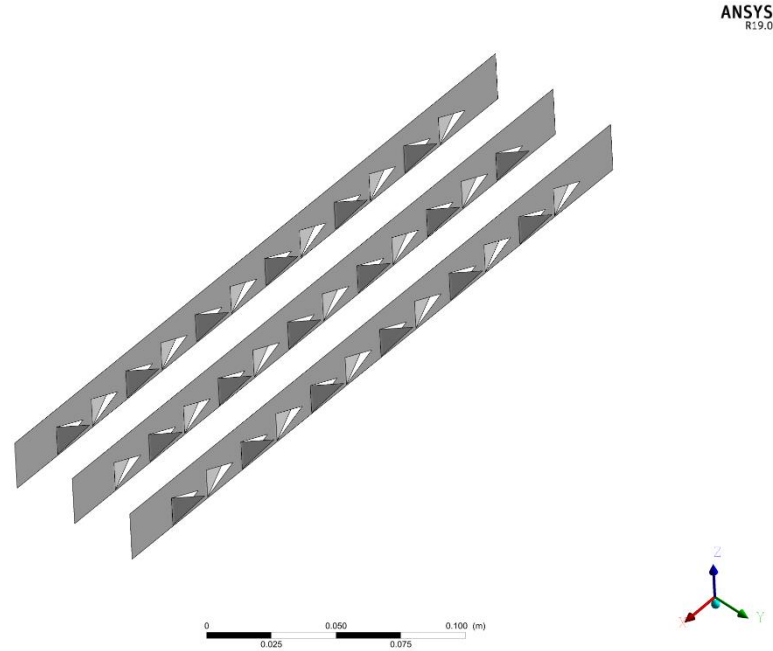


Şekil 4.3. Sayısal çalışma parametreleri

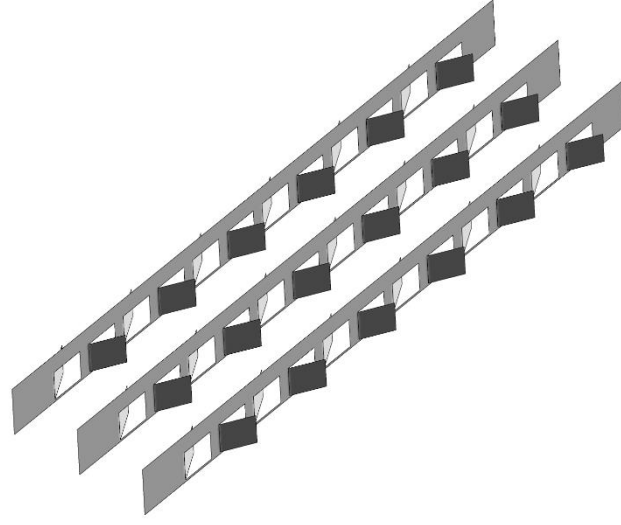
Çizelge 4.1. Modeller ve parametrik değerleri

Model	Reynolds Sayısı	Kanatçık Tipi	Kanatçık Açısı (α)	Kanatçığın Yerden Yüksekliği (b)	Kanat Yüksekliği (e)	Kanatlar Arası Mesafe (g)	Akış Yönü
P1	3 000	U-DK	15	0,5	25	30	1
P2	3 000	D-DK	30	1	25	34	2
P3	3 000	U-K	45	3	50	30	2
P4	3 000	D-K	75	5	50	34	1
P5	10 000	U-DK	30	3	50	34	1
P6	10 000	D-DK	15	5	50	30	2
P7	10 000	U-K	75	0,5	25	34	2
P8	10 000	D-K	45	1	25	30	1
P9	20 000	U-DK	30	5	25	34	2
P10	20 000	D-DK	75	3	25	30	1
P11	20 000	U-K	15	1	50	34	1
P12	20 000	D-K	30	0,5	50	30	2
P13	30 000	U-DK	75	1	50	30	2
P14	30 000	D-DK	45	0,5	50	34	1
P15	30 000	U-K	30	5	25	30	1
P16	30 000	D-K	15	3	25	34	2

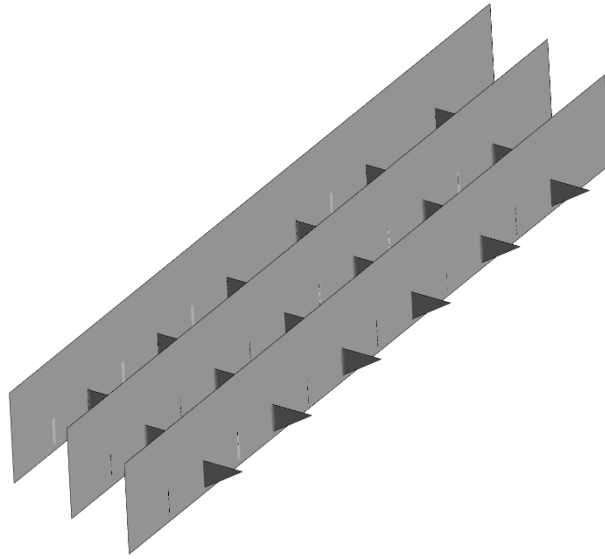
Parametrelerin tanımlanması sonucu oluşturulan modeller aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.4. P1 modeli

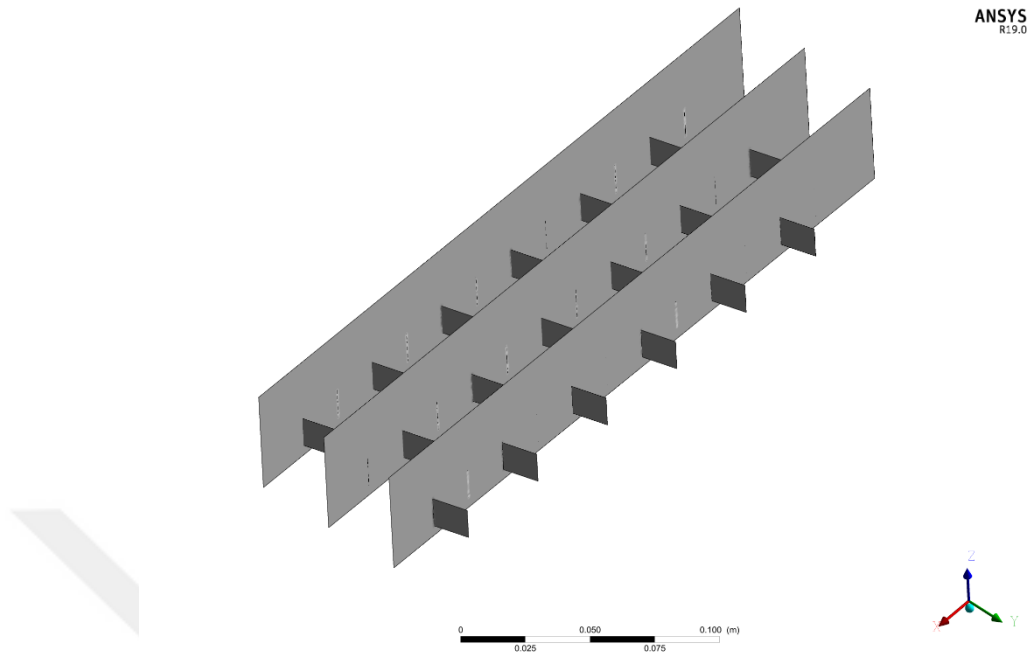
ANSYS
R19.0

0 0.025 0.050 0.075 0.100 (m)

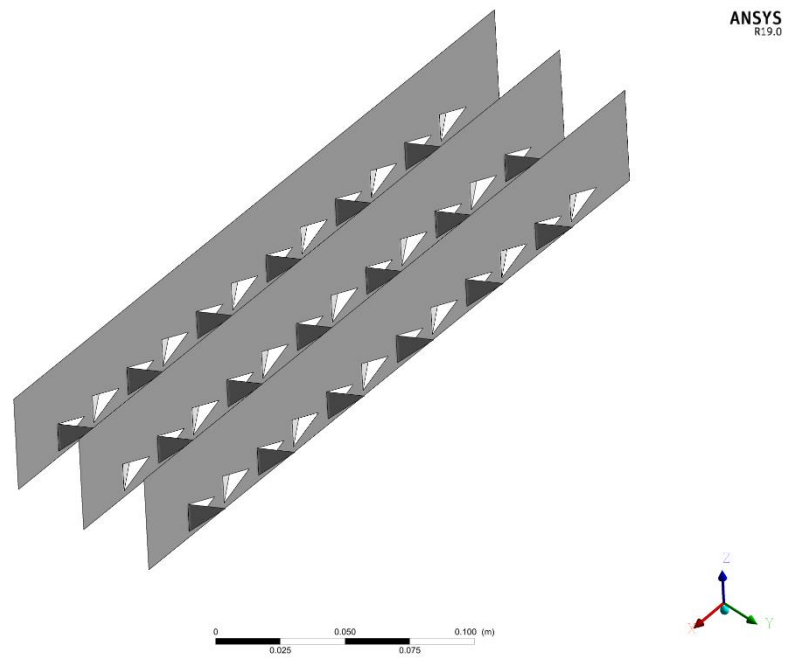
**Şekil 4.5. P2 modeli**ANSYS
R19.0

0 0.025 0.050 0.075 0.100 (m)

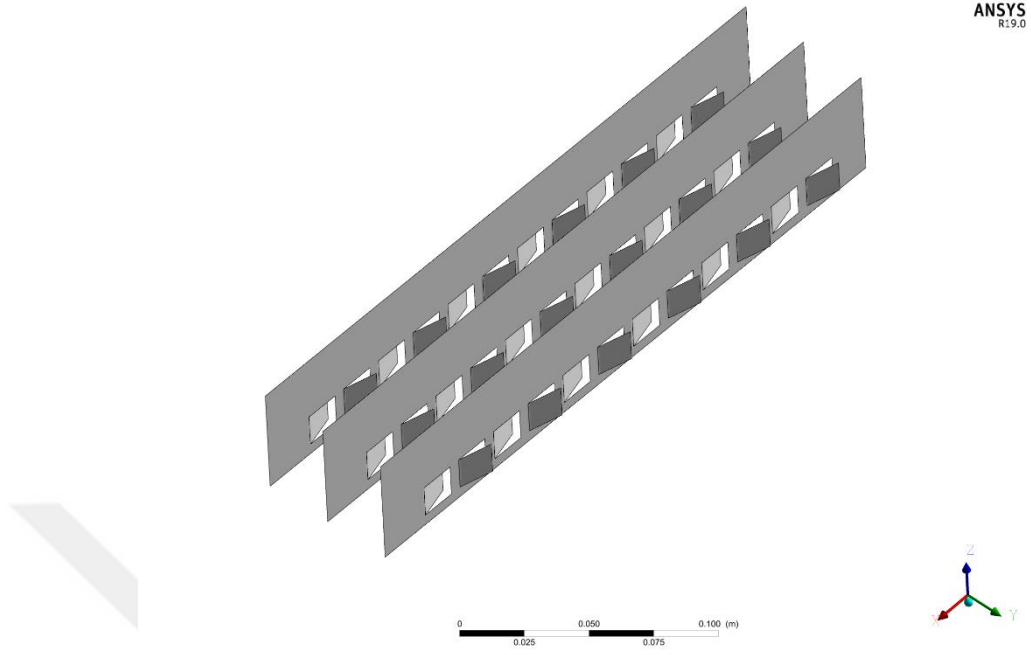
**Şekil 4.6. P3 modeli**



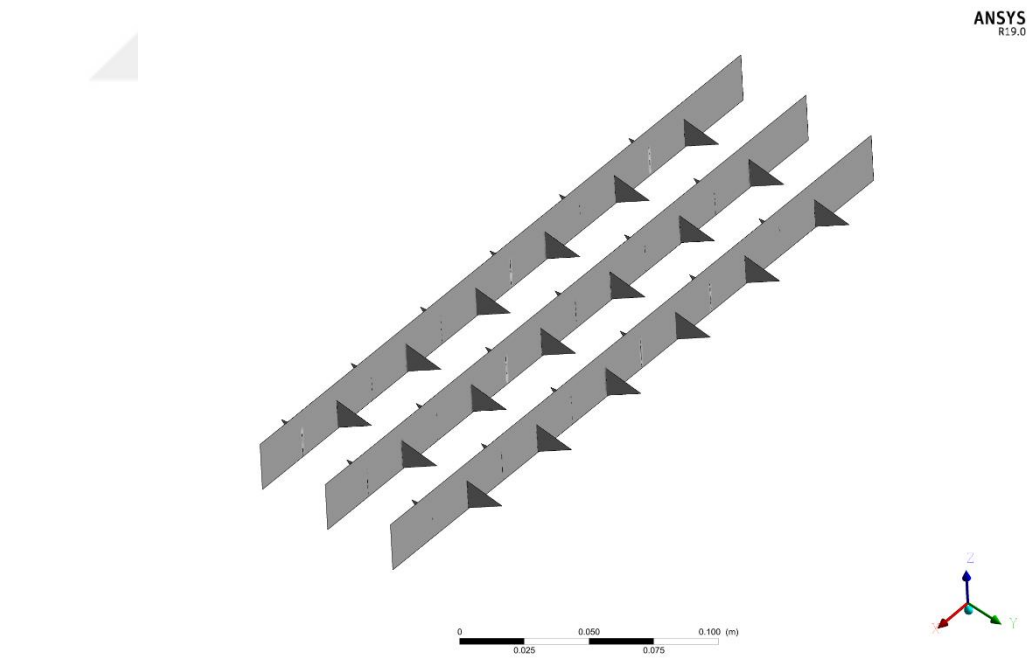
Şekil 4.7. P4 modeli



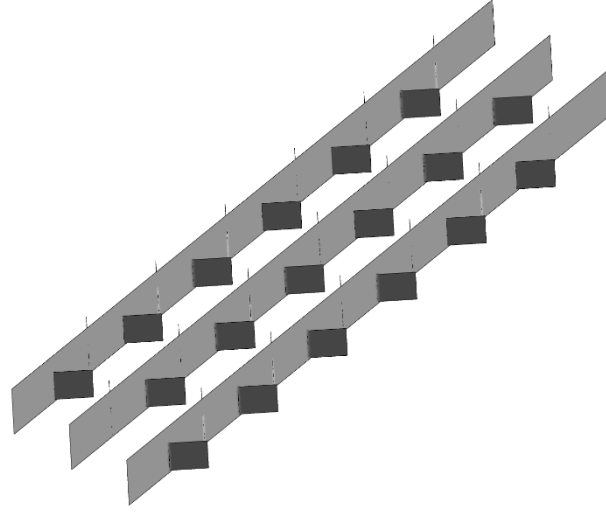
Şekil 4.8. P5 modeli



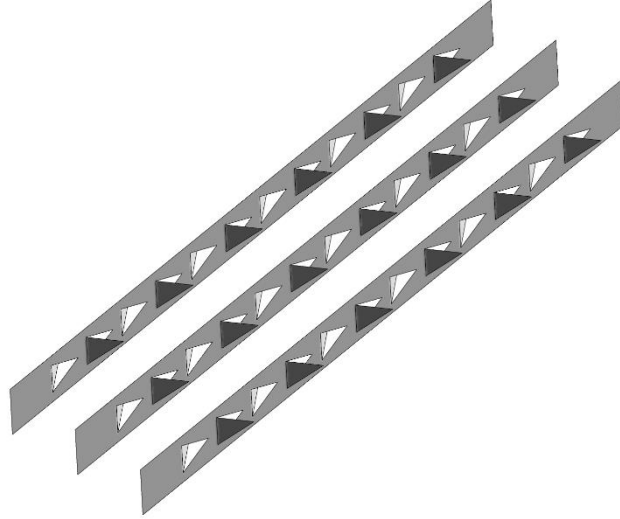
Şekil 4.9. P6 modeli



Şekil 4.10. P7 modeli

ANSYS
R19.0

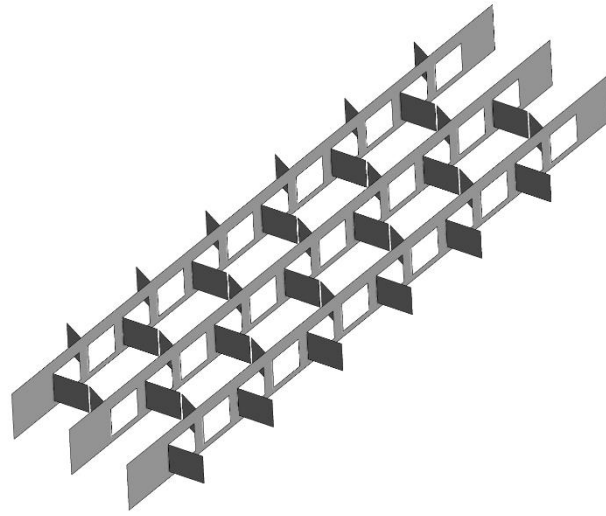
0 0.025 0.050 0.075 0.100 (m)

**Şekil 4.11. P8 modeli**ANSYS
R19.0

0 0.025 0.050 0.075 0.100 (m)

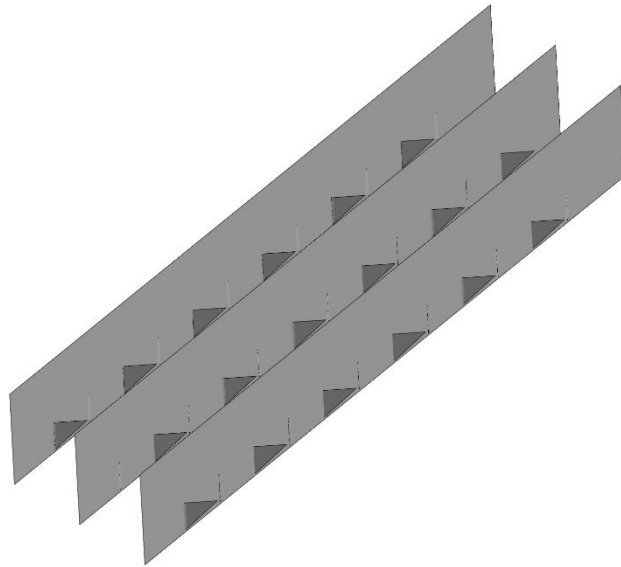
**Şekil 4.12. P9 modeli**

ANSYS
R19.0



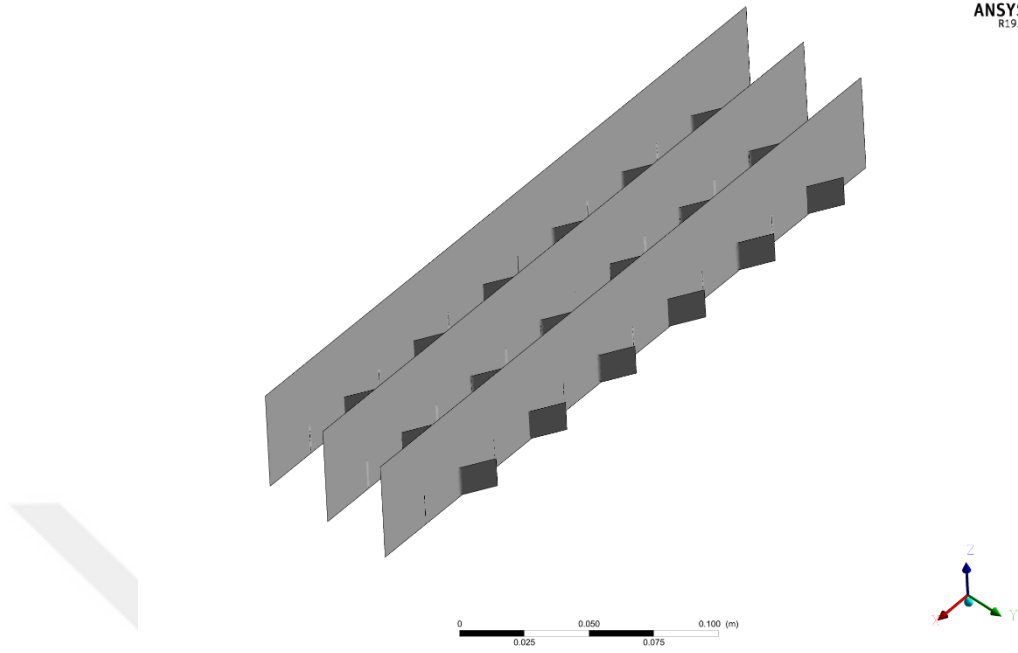
Şekil 4.13. P10 modeli

ANSYS
R19.0



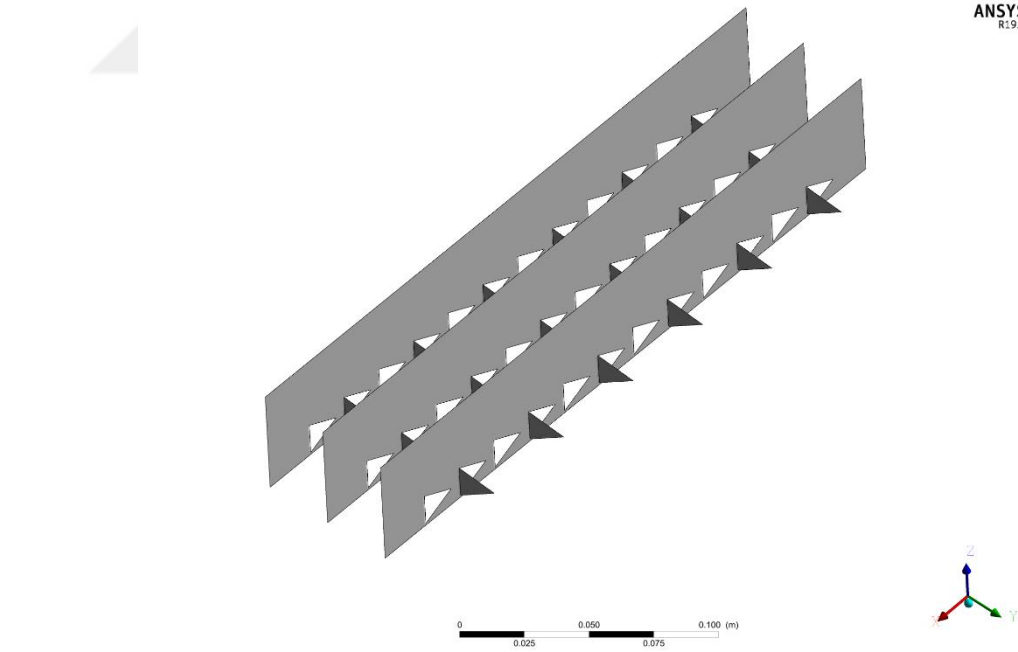
Şekil 4.14. P11 modeli

ANSYS
R19.0



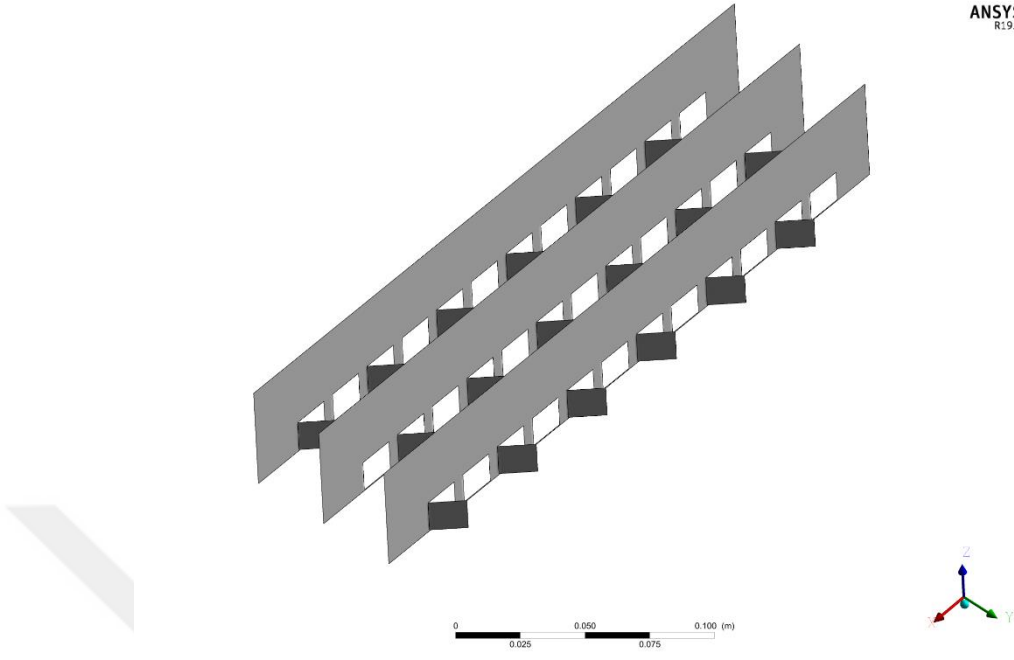
Şekil 4.15. P12 modeli

ANSYS
R19.0



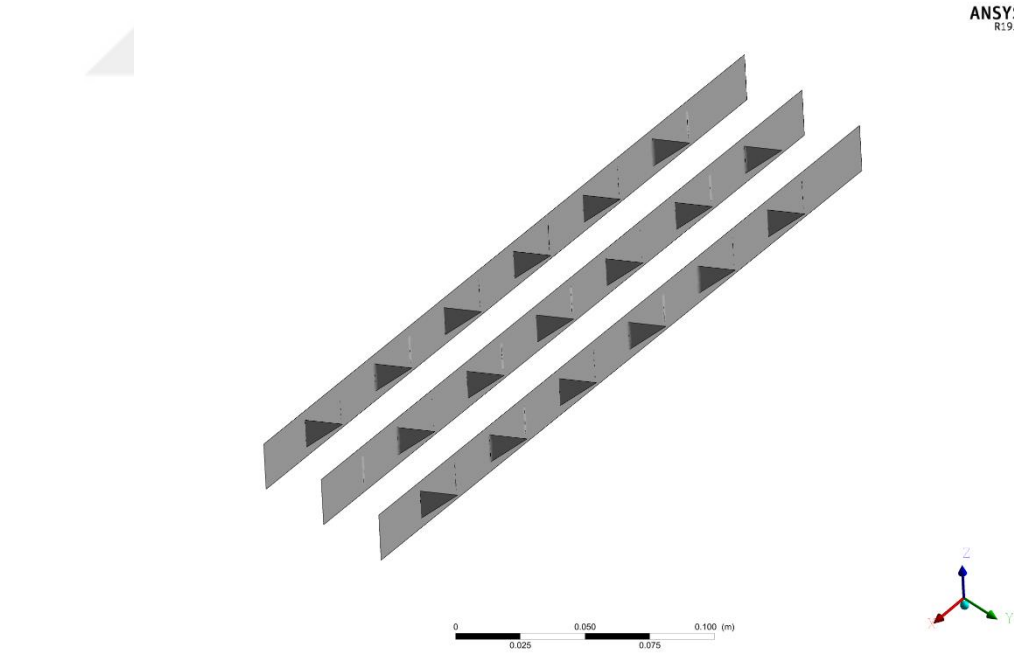
Şekil 4.16. P13 modeli

ANSYS
R19.0

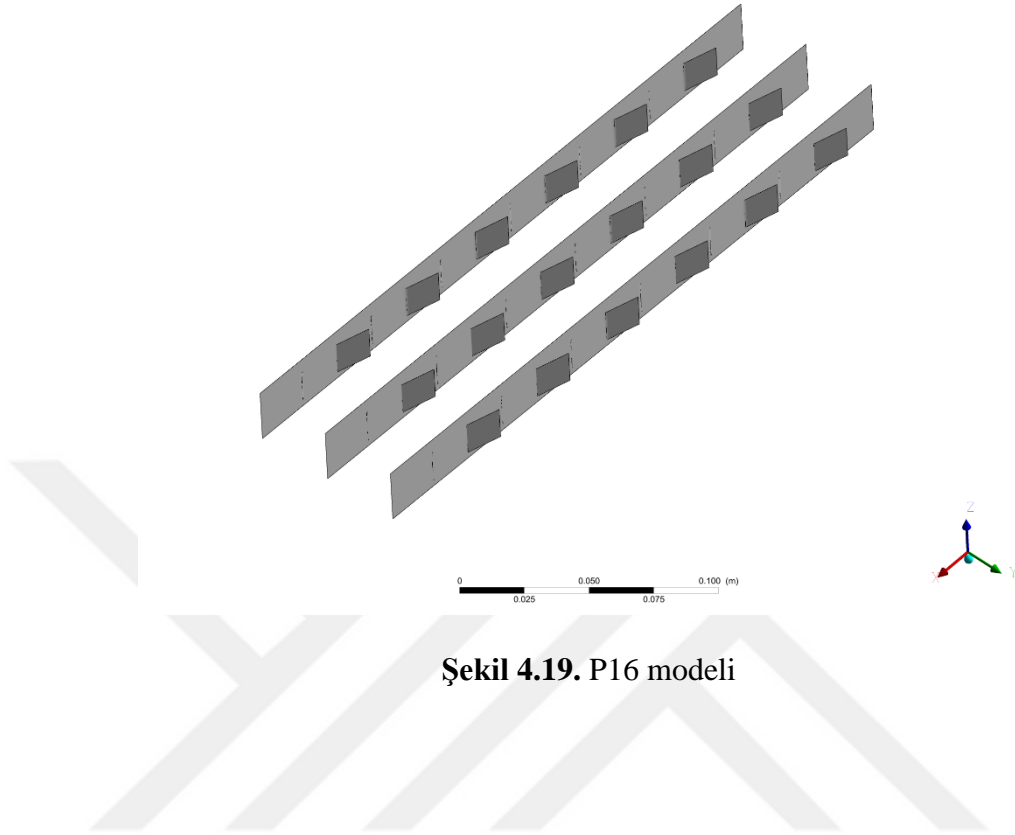


Şekil 4.17. P14 modeli

ANSYS
R19.0



Şekil 4.18. P15 modeli

ANSYS
R19.0

Şekil 4.19. P16 modeli

4.2. Sayısal Denklemler

4.2.1. Korunum denklemleri

Bu bölümde hareketi hız, basınç, sıcaklık ve bunların zamana ve konuma göre türeviyle ifade edilen akışkanın korunum denklemleri verilmiştir. Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılamaz akışlar için korunum denklemleri aşağıdaki gibidir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemi

x, y ve z yönündeki momentum denklemleri sırasıyla;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (4.2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (4.3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4.4)$$

olarak elde edilir. Eşitliklerdeki ν kinematik viskozite olup dinamik viskozitenin yoğunluğa bölünmesiyle elde edilmiştir.

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4.5)$$

Burada u , v ve z [m/s] sırası ile x -, y - ve z -yönlerindeki hız bileşenleri, p [Pa] basınç, ρ [kg/m³] yoğunluk, ν [m²/s] kinematik viskozite, k [W/mK] ısı iletim katsayısı, C_p [J/kgK] özgül ısı ve T [K] sıcaklıktır.

4.2.2. Türbülans modellemesi

Türbülanslı akış modellemesi Reynolds'un 1895 yılında yapmış olduğu Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalamalarının elde edilmesine dayanır. Bu çalışma ile türbülans tanımlayan terimler elde edilmiş ve Reynolds gerilmeleri olarak isimlendirilmiştir. Bu gerilmeleri matematiksel olarak ifade edebilmek amacıyla Boussinesq, eddy viskozitesi kavramını ortaya çıkarmıştır. 1904 yılında yapmış olduğu çalışma ile sınır tabakasını keşfetmiş, türbülans konusunda gelişme olmasını sağlamıştır. Boussinesq 'in eddy viskozitesini hesaplamak için kullandığı "mixing length" yaklaşımı, Prandtl tarafından geliştirilmiştir. Daha sonra bu çalışma referans alınarak türbülans modelleme üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Günümüzde "mixing length" yaklaşımını temel alan modellere "zero equation model" ismi verilmektedir. Türbülans gerilmeleri için daha gerçekçi matematiksel ifadeler elde edebilmek, türbülanslı akışın özelliklerinin belirlenebilmesinde oldukça önemlidir. Bu amaçla Prandtl 'ın önerdiği "one equation model" olarak bilinen ve akışın geçmişinin etkisinin hesaba katıldığı modelde, eddy viskozitesi, türbülans salınımlarının kinetik enerjisi (k) cinsinden ifade edilmiştir. 1942 yılında Komogorov türbülans kinetik enerjisine ek olarak, birim zaman ve hacimde enerjinin sönümlenme oranı (ω) için yeni bir denklem önermiştir. Sonuç olarak k - ω modeli, korunum denklemlerine ek olarak eddy viskozitesinin elde edilmesine ve türbülansın modellenmesine yönelik olarak iki tane daha denklemi içermiştir. Zaman içerisinde bu model "two equation model" olarak geliştirilmiştir (Wilcox, 1998).

Yang ve Tsai (2007), yapmış oldukları çalışmada bir hava jetinin yatay dairesel disk yüzeyine çarptırılmasını incelemiş, iki boyutlu silindirik koordinatlarda, zamana bağlı türbülanslı akış ve ısı transferini “k- ω ” modeli ile çözerek teorik modelin doğruluğunu test etmişlerdir. Modellemelerinde durma noktası bölgesi yaklaşımını ve türbülansa geçişi kullanmışlardır. Bunun uygun bir türbülans modeli oluşturmada güvenilir olduğunu belirtmişlerdir. Bu modelin çözümünde kullanılan genel denklemler;

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_T \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.6)$$

$$\mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.7)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* f_\beta k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.8)$$

$$\rho \frac{D\omega}{Dt} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \beta f_\beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (4.9)$$

şeklindedir.

4.3. Analiz Çalışmaları

Bölüm 3'te belirtildiği üzere yapılacak çalışmalarda, amaç belirlenmiş, geometriler hazırlanmış ve her bir modelin sayısal ağı oluşturulmuştur. Bu işlemlerden sonra sistemin çalışma koşulları ve analiz sonrasında hesaplanacak çıktılar belirlenmiştir. Analizlerde kanal girişindeki akışın uniform hız ve sıcaklıkta olduğu kabul edilmiş ve buna uygun olarak tanımlanmıştır.

Kanal girişi;

$$u=u_0, v=0, w=0, T=22 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.10a)$$

Duvar yüzeyleri;

$$u=0, v=0, w=0, T=\text{Adyabatik} \quad (4.10b)$$

Belirtilen sınır şartları altında sayısal çalışmalar yapılarak kanaldaki Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) sırasıyla Eş. 4.11 ve Eş. 4.12'deki eşitlikler ile hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.11)$$

Burada h , ortalama ısı taşınım katsayısı, D_h , hidrolik çap, k ise ısı iletim katsayısıdır.

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \rho \frac{u_0^2}{2}} \quad (4.12)$$

Burada ΔP , basınç düşümü, L , kanal uzunluğu, ρ , akışkan yoğunluğu, u_0 , akışkanın kanal girişindeki hızını ifade etmekte olup, hesaplanan Darcy sürtünme faktörü, kanal içerisindeki ortalama sürtünme faktörüdür.

Denklemlerde kullanılan ısı taşınım katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{Q}{A\Delta T_{in}} \quad (4.13)$$

Burada Q, toplam ısı transferini, A, ısı transferi yüzey alanını, ΔT_{in} ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Toplam ısı transferini hesaplamak için ise;

$$Q = mc_p(T_2 - T_1) \quad (4.14)$$

eşitliği kullanılmaktadır. Burada m, akışkanın kütleli debisini, c_p , akışkanın özgül ısısını, T_2 ve T_1 ise sırasıyla akışkanın kanal çıkış ve girişindeki ortalama sıcaklıklarıdır.

Eş. 4.13'te belirtilen logaritmik sıcaklık farkı, kanal yüzey sıcaklığı T_w ve kanal giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklıkları olan T_2 ve T_1 yardımı ile şu şekilde hesaplanır.

$$\Delta T_{in} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.15)$$

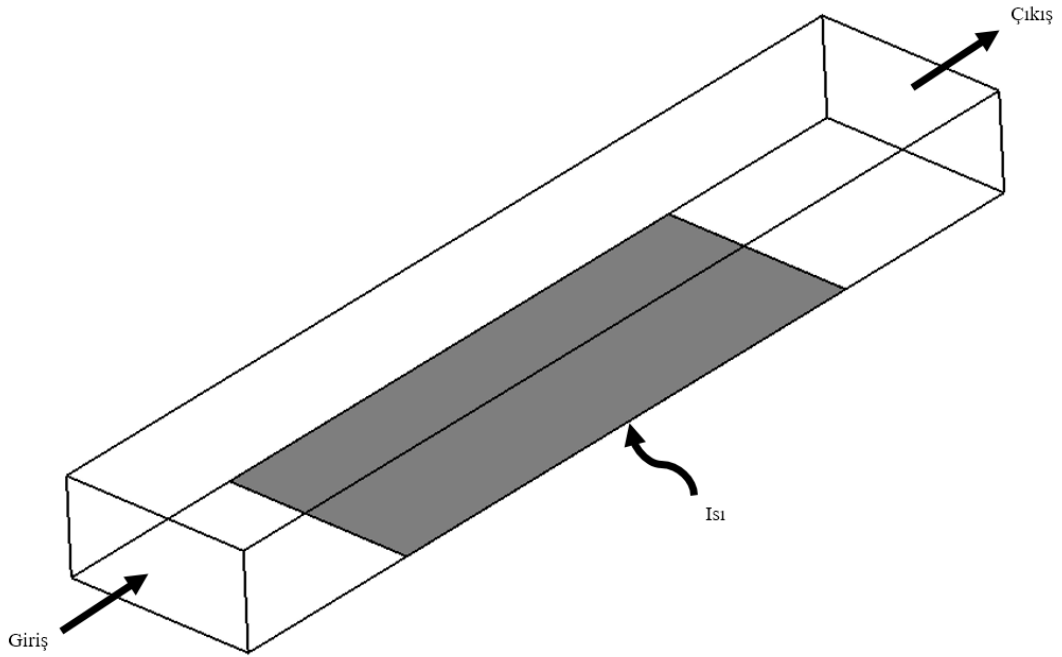
Burada;

$$\Delta T_1 = T_w - T_1, \quad \Delta T_2 = T_w - T_2 \quad (4.16)$$

şeklindedir.

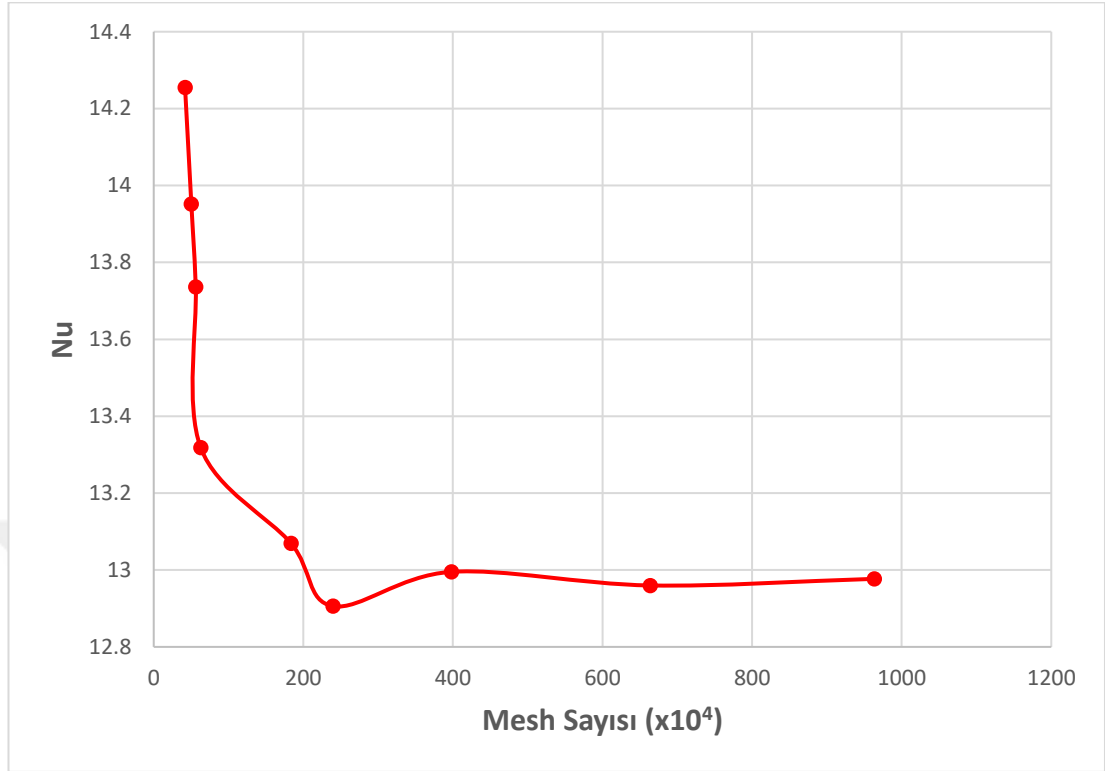
4.3.1. Boş kanal analizleri

Mevcut kanal tipleri ile analizler gerçekleştirilmeden önce, gerek ideal mesh sayısını, gerek seçilen türbülans metodunun uygunluğunu belirlemek amacıyla Şekil 4.20'de gösterilen boş kanal kullanılmış ve analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.20. Boş kanal analiz modeli

Mesh bağımsızlığı analizlerinde ideal mesh sayısını belirleyebilmek amacıyla, farklı sayılarda hücreler kullanılmış, analizler gerçekleştirilmiş, Nu sayısının değişimi incelenmiş ve Nu sayısı değerindeki değişimin azalması durumunda ideal mesh sayısına ulaşıldığı kabul edilmiştir. Şekil 4.21'de elde edilen grafik için yapılan çalışmalarda, Reynolds sayısı 3 000 alınmış ve kanal zemininden 240 W/m^2 ısı yükü tanımlanmıştır. Hava giriş sıcaklığı $22 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmış ve bu şartlardaki hava özellikleri kullanılmıştır. 9 farklı mesh sayısı için yapılan bu analizlerde ideal mesh sayının 4 000 000-10 000 000 arasında olduğu belirlenmiştir.

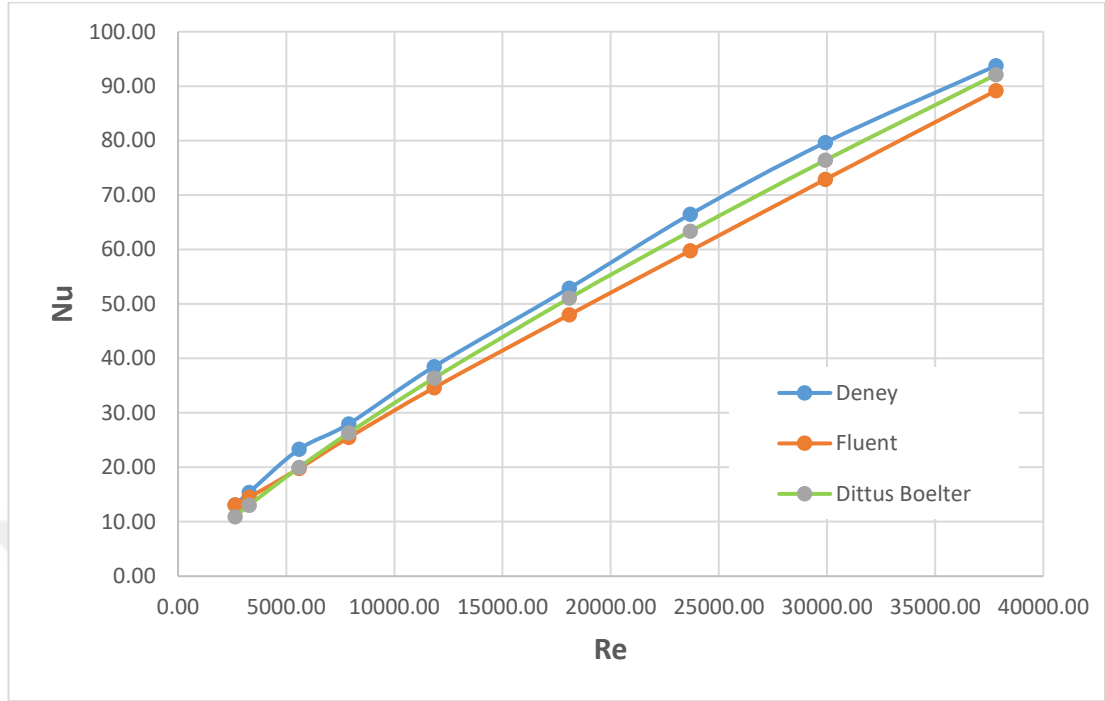


Şekil 4.21. Nu sayısının mesh sayısına bağlı değişimi

İdeal mesh sayısı belirlendikten sonra seçilen türbülans metodunu doğrulamak amacıyla farklı Reynolds sayısı ve ısı yükü şartları için analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar aynı şartlarda yapılan testler ve Eş. 4.17 ile hesaplanan Dittus Boelter yöntemi ile karşılaştırılmıştır.

$$Nu=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (4.17)$$

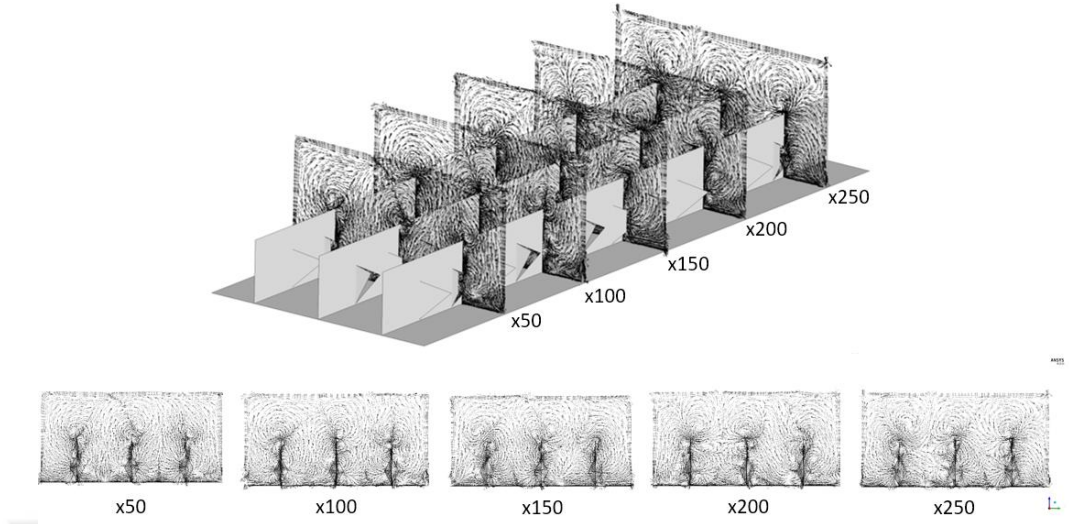
Çalışkan (2014), yapmış olduğu çalışmada boş kanalı farklı Reynolds sayıları için deneysel olarak incelemiştir. Yapılan sayısal analizler ile elde edilen sonuçlar bu deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve Şekil 4.22'deki grafik elde edilmiştir. Grafikten anlaşılacağı üzere sayısal çalışma ile deneysel çalışmaların uyum içerisinde olduğu görülmüştür.



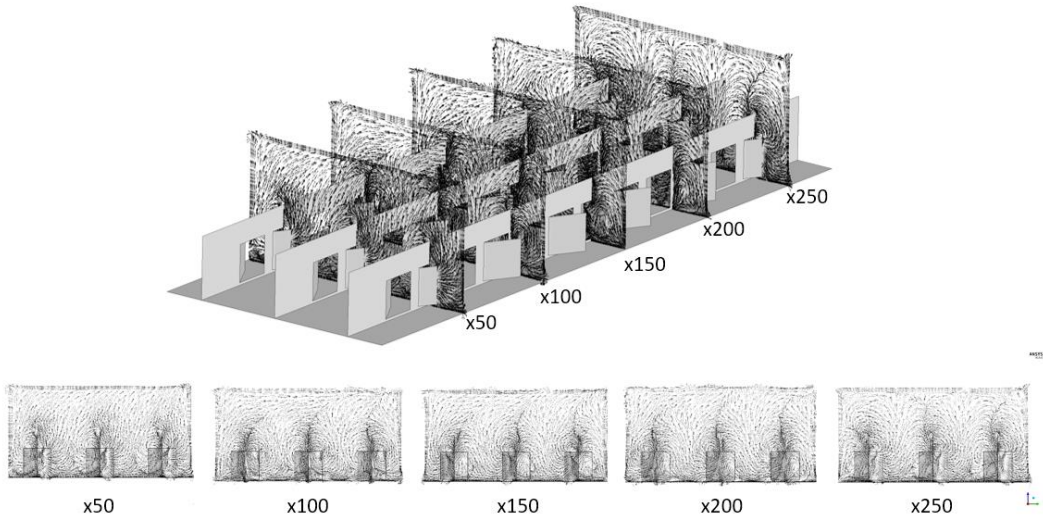
Şekil 4.22. Yapılan analizlerin karşılaştırması

4.3.2. Parametrik model analizleri

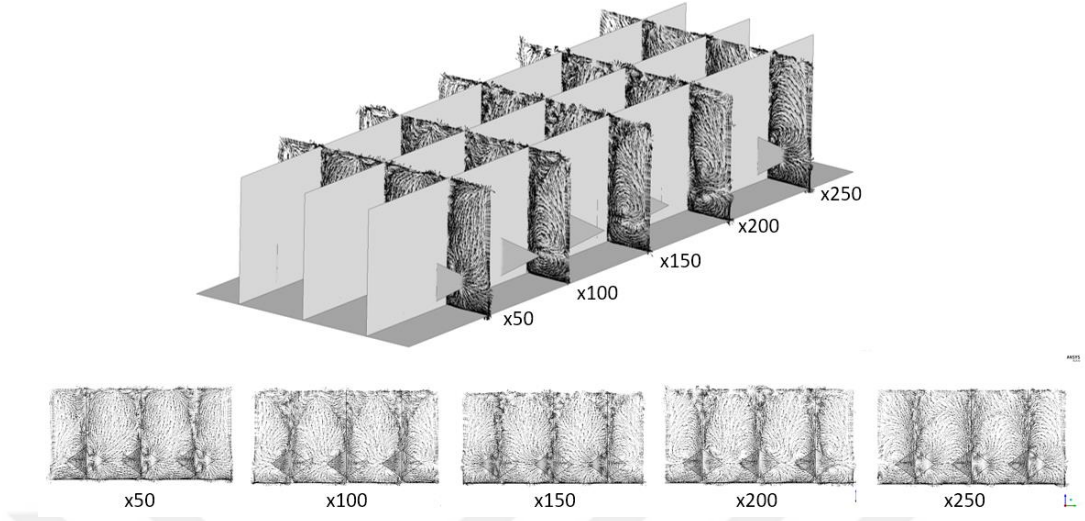
Boş kanal analizleri sonrasında elde edilen sonuçlar dikkate alınarak ideal mesh boyutları ile parametrik modellerin sayısal ağları oluşturulmuş ve her bir model için ayrı ayrı analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler sonrasında akış vektörleri, sıcaklık dağılımları detaylı olarak incelenmiş, Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri hesaplanmış, Nu sayısının y/D_h boyutsuz mesafelerine göre değişimi grafikler ile belirtilmiştir. Tüm modeller için akışa dik yönde elde edilen akış vektörleri Şekil 4.23-Şekil 4.38'de verilmiştir.



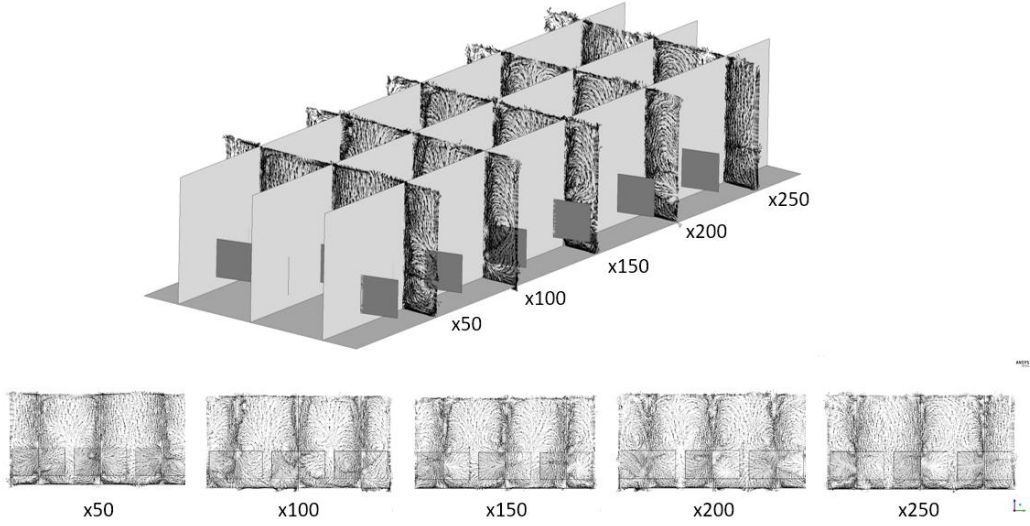
Şekil 4.23. P1 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



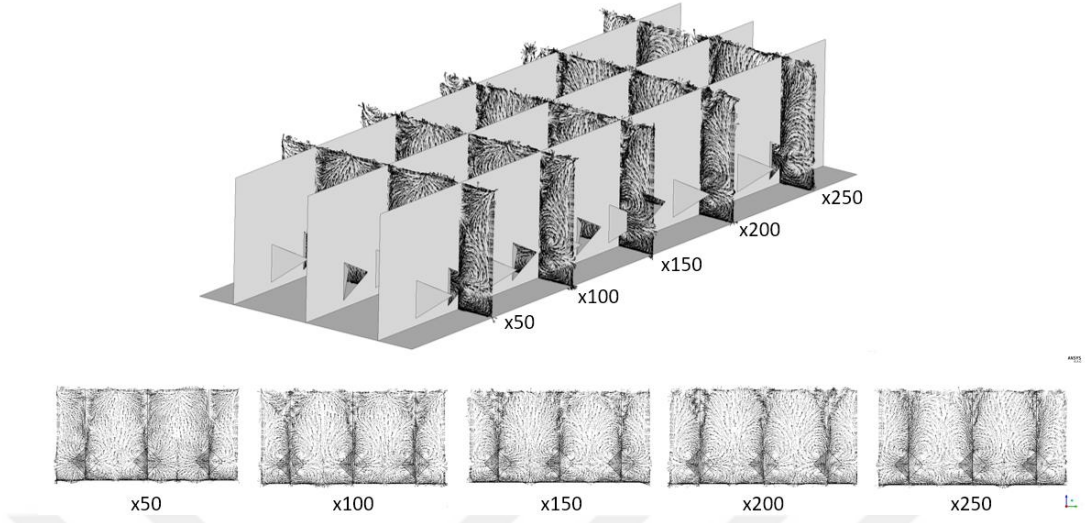
Şekil 4.24. P2 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



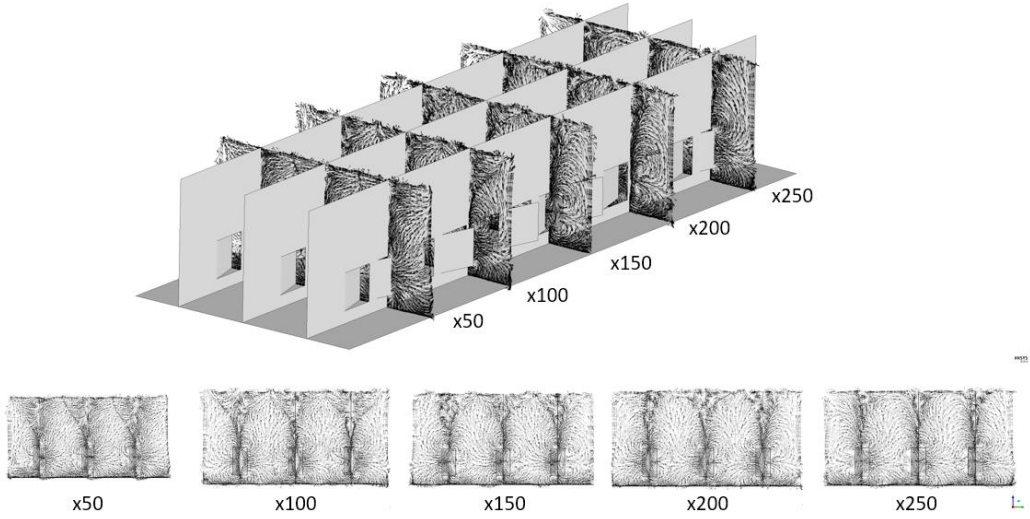
Şekil 4.25. P3 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



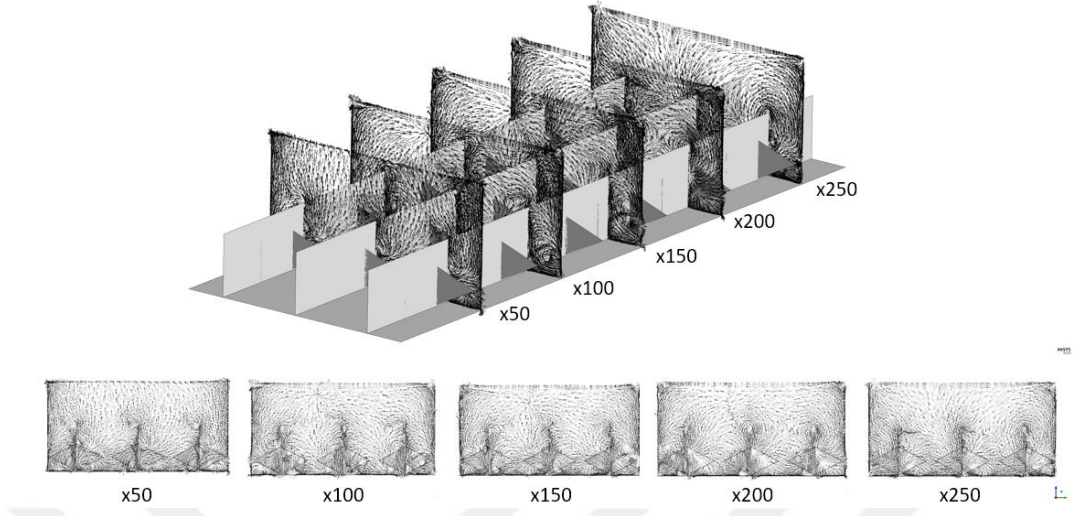
Şekil 4.26. P4 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



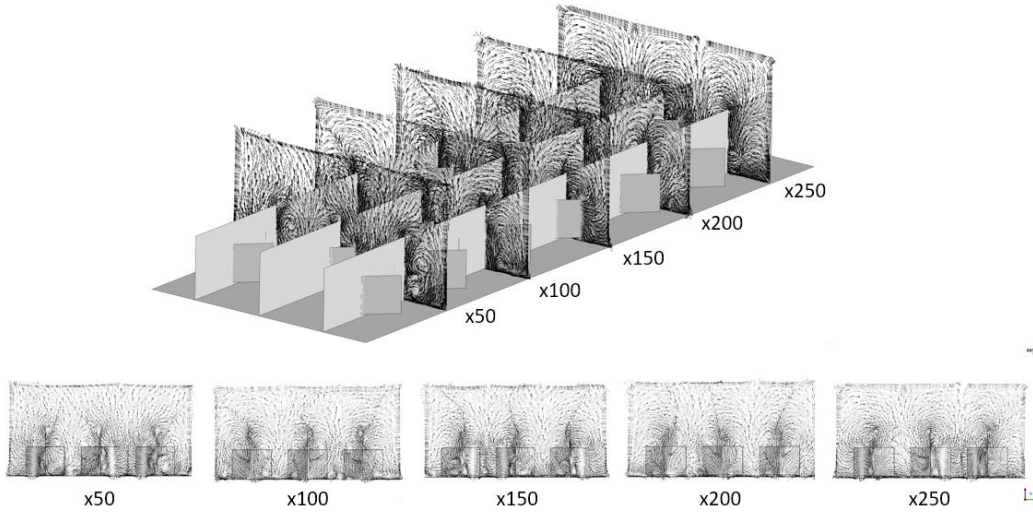
Şekil 4.27. P5 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



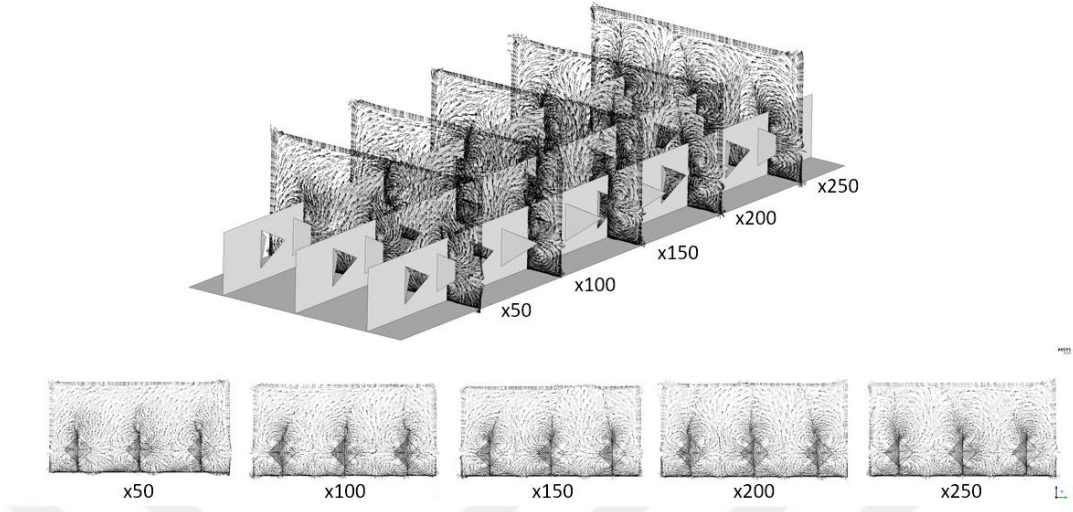
Şekil 4.28. P6 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



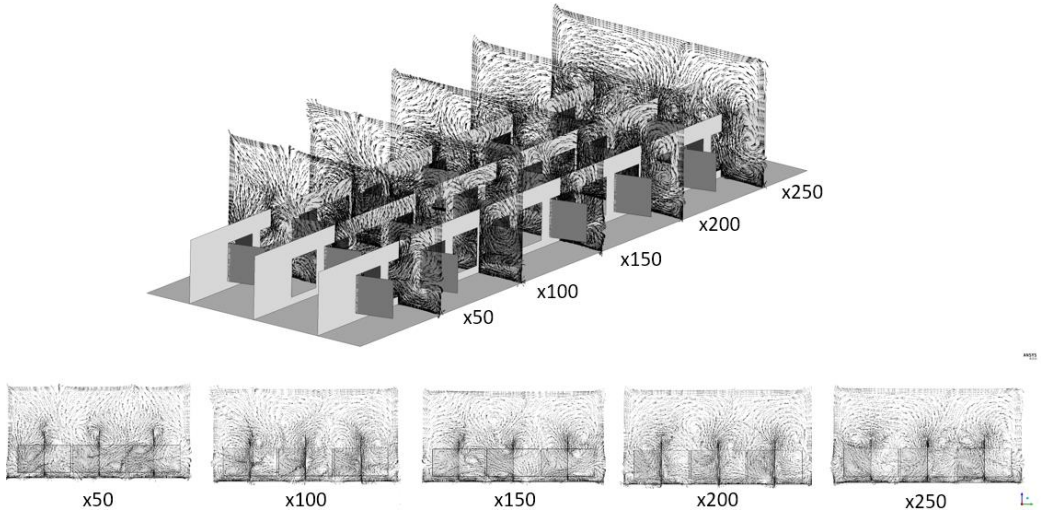
Şekil 4.29. P7 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



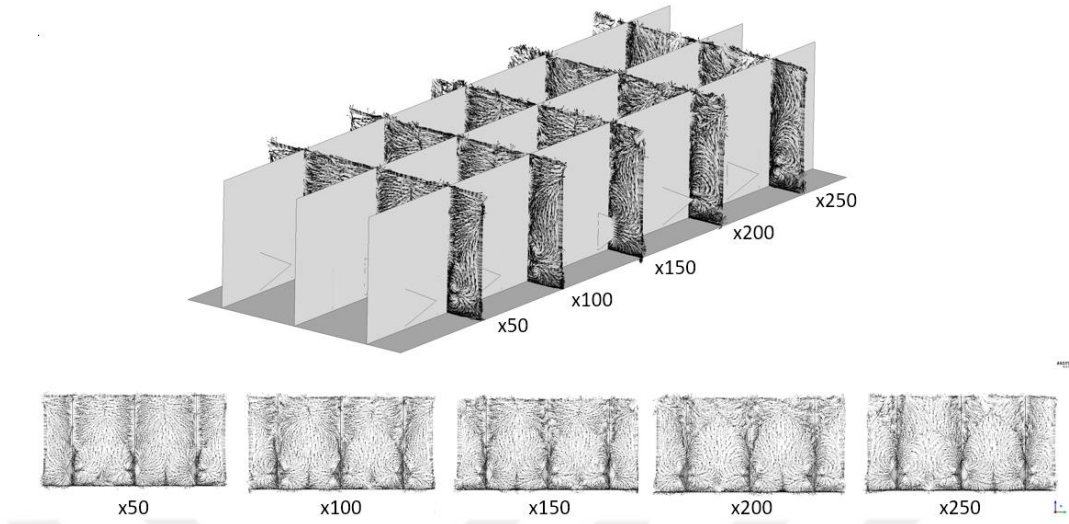
Şekil 4.30. P8 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



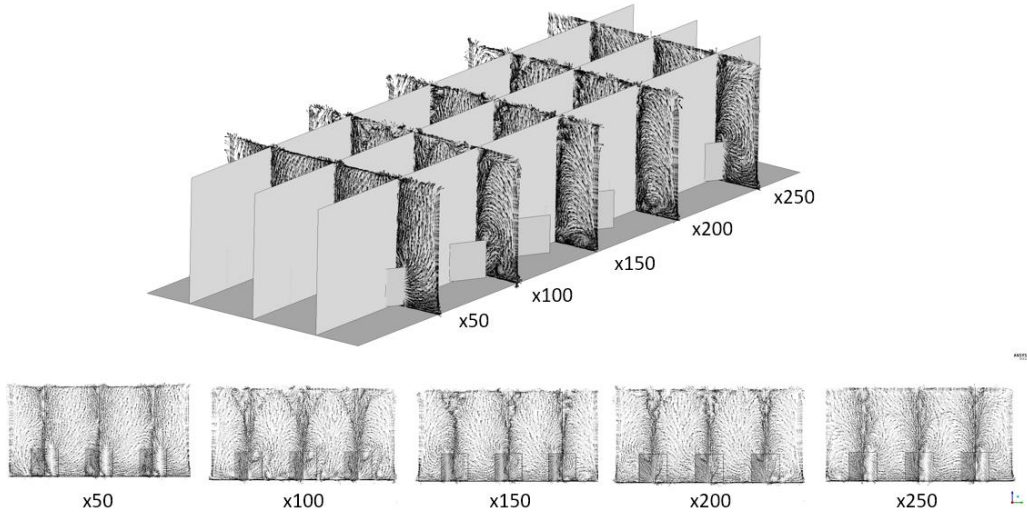
Şekil 4.31. P9 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



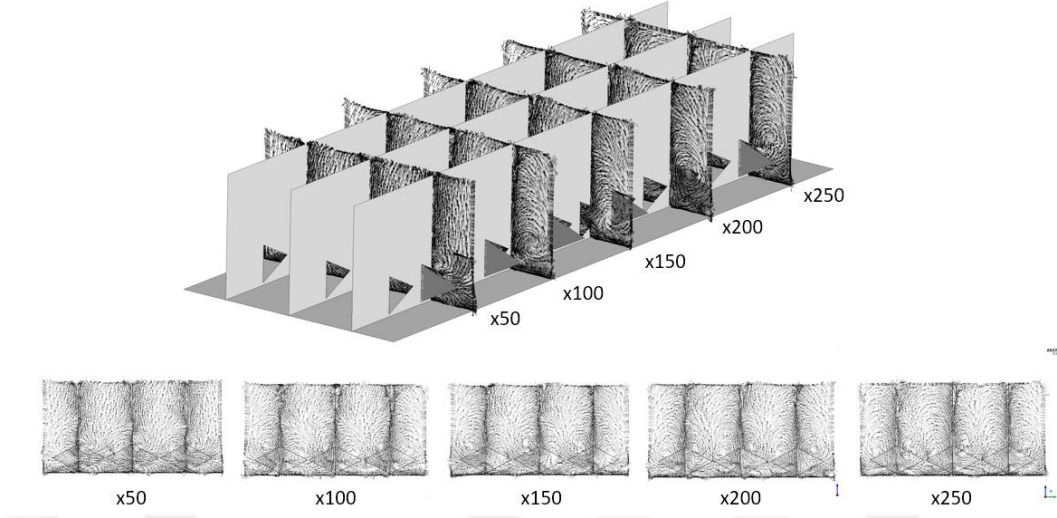
Şekil 4.32. P10 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



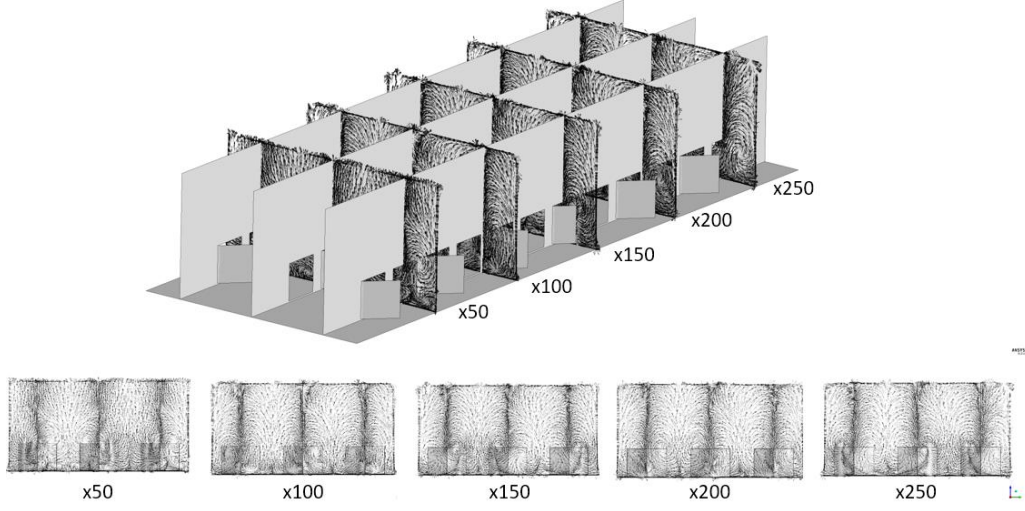
Şekil 4.33. P11 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



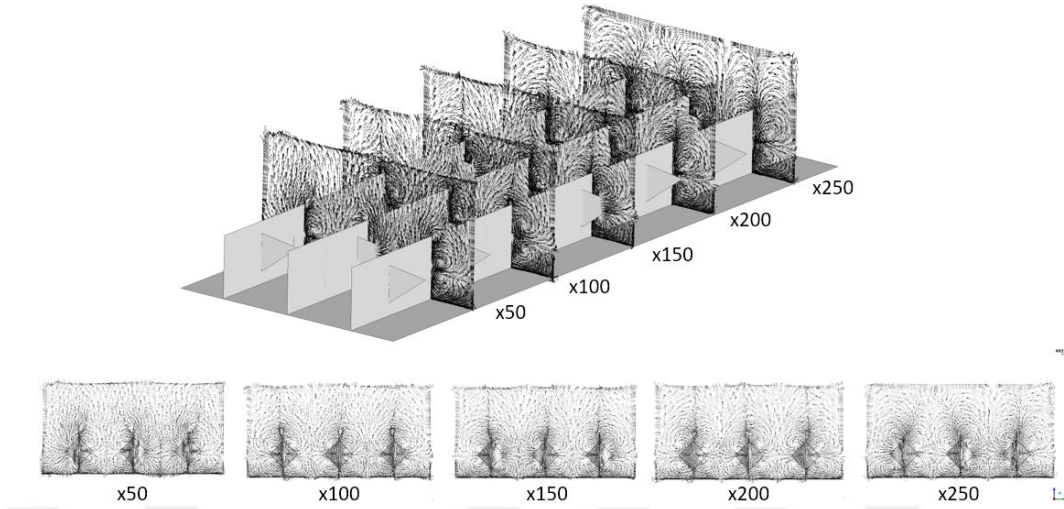
Şekil 4.34. P12 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



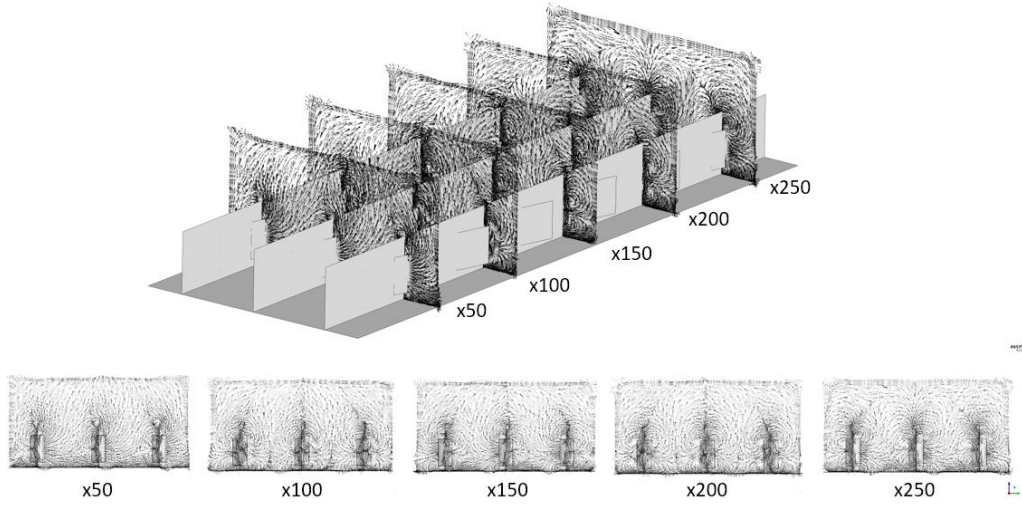
Şekil 4.35. P13 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



Şekil 4.36. P14 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



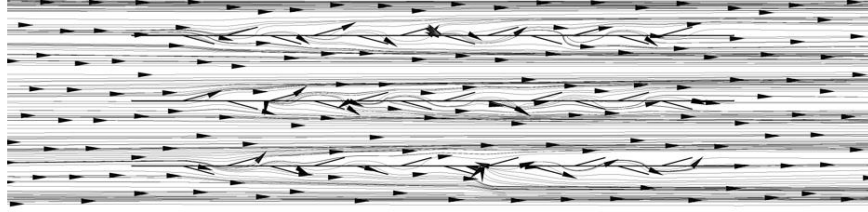
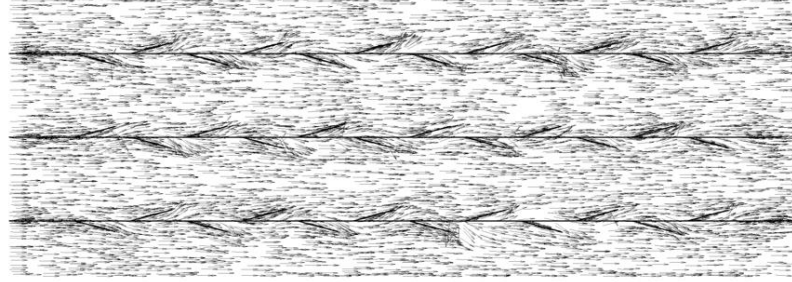
Şekil 4.37. P15 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri



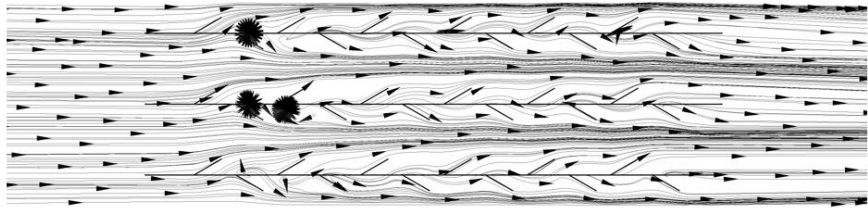
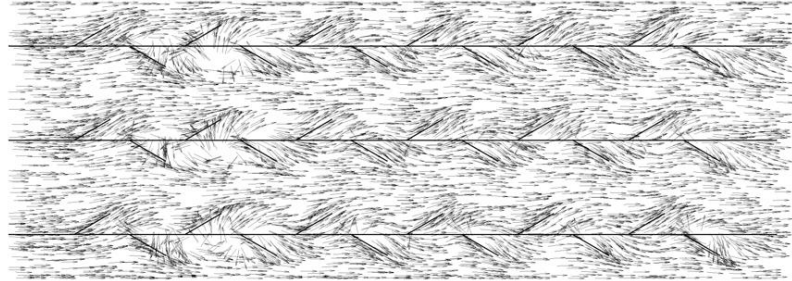
Şekil 4.38. P16 modeli - farklı x koordinatları üzerinde akış vektörleri

Yapılan analiz çalışmaları sonucunda akış vektörleri Şekil 4.23-Şekil 4.38'de farklı dikey kesitlerde detaylı olarak incelenmiştir. Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak girdaplarda artış gözlenmiştir. Kanat boyunun kanal yüksekliğine eşit olması durumu girdap büyüklüklerini önleyici yönde etki ederken kanatçık açılarındaki artış girdap oluşumunu arttırmıştır.

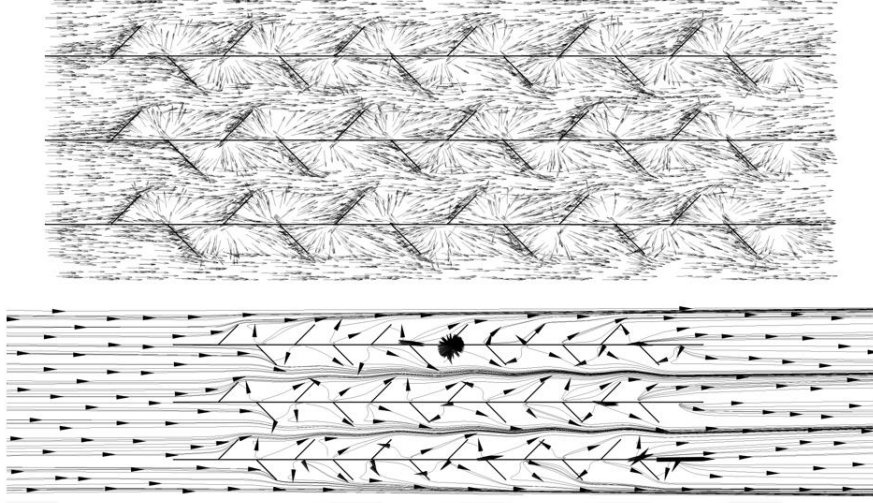
Tüm modeller için akış yönünde elde edilen akış vektörleri ve akış çizgileri Şekil 4.39-Şekil 4.54'te verilmiştir.



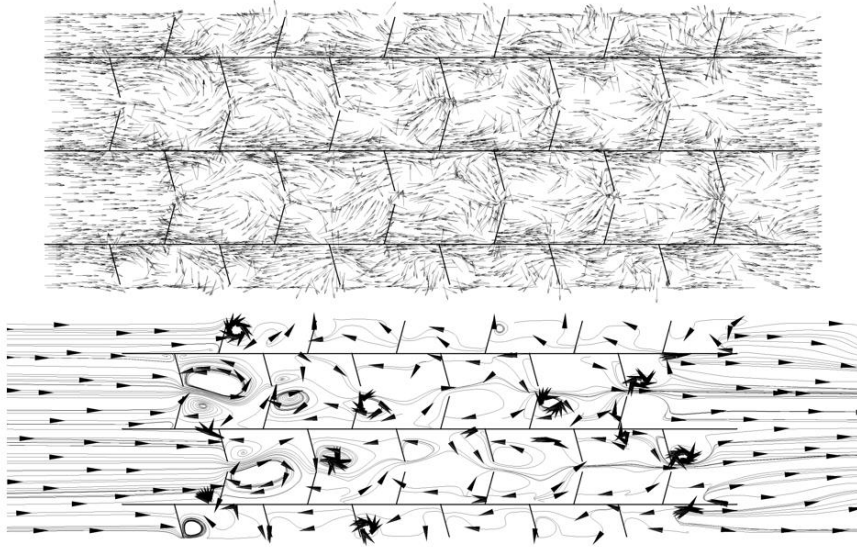
Şekil 4.39. P1 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



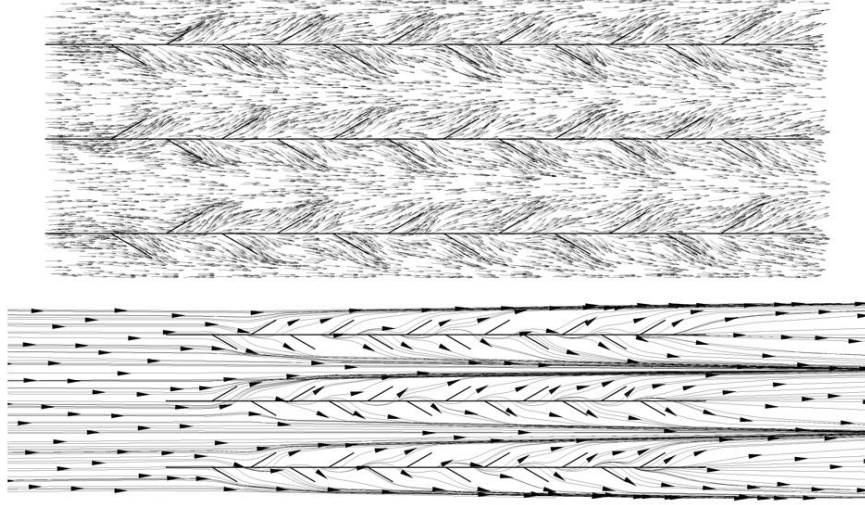
Şekil 4.40. P2 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



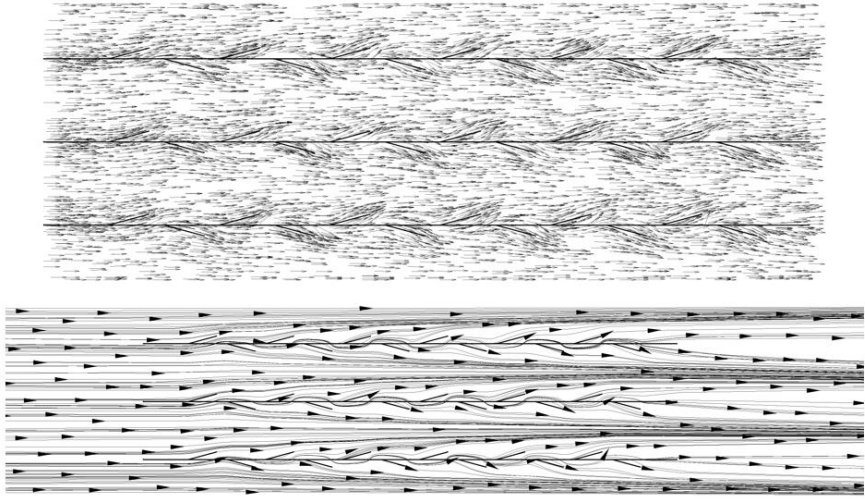
Şekil 4.41. P3 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



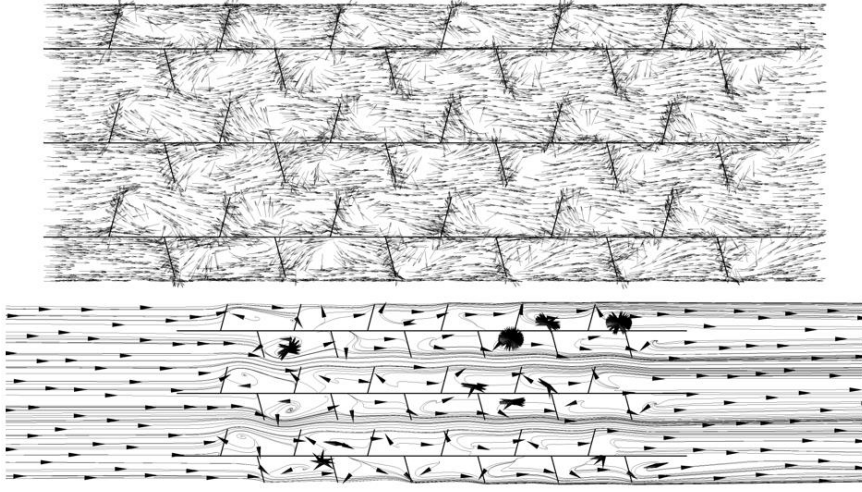
Şekil 4.42. P4 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



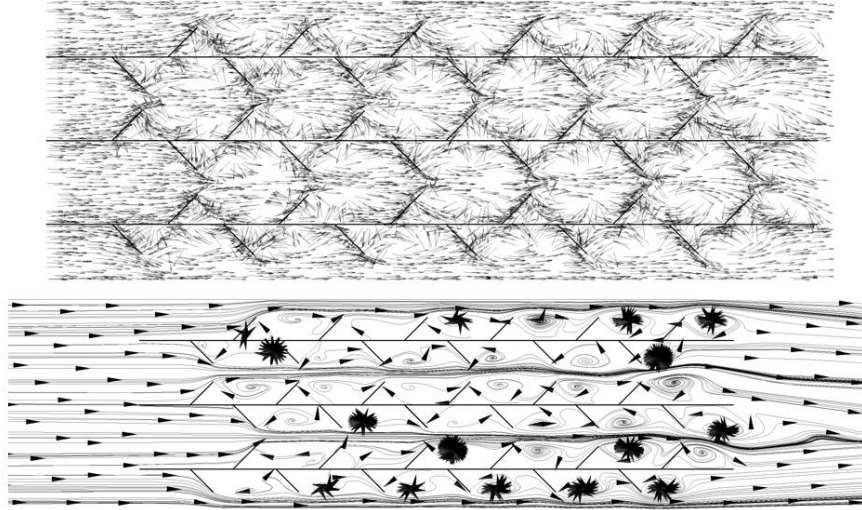
Şekil 4.43. P5 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



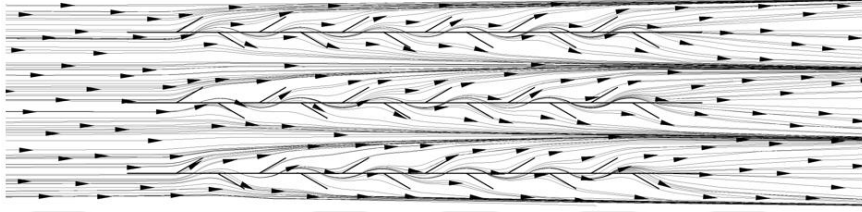
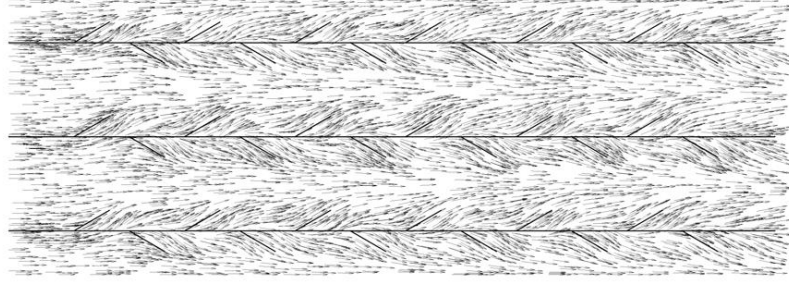
Şekil 4.44. P6 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



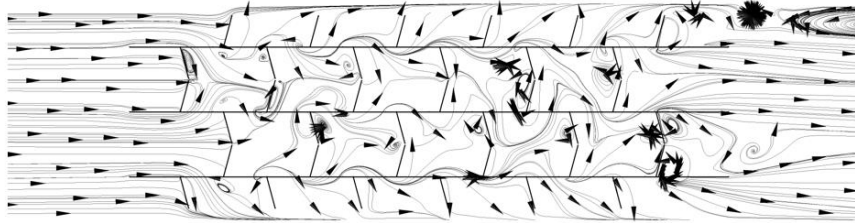
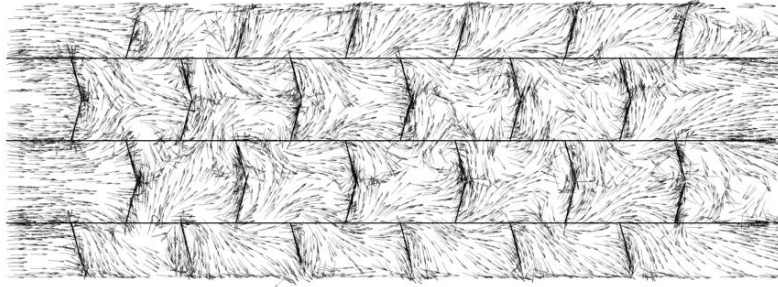
Şekil 4.45. P7 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



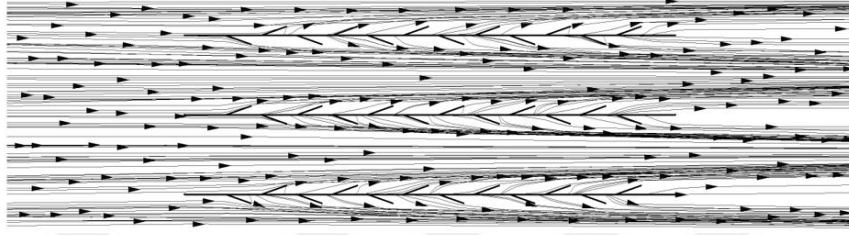
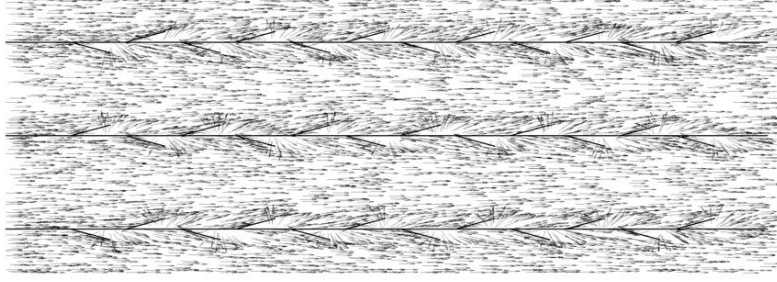
Şekil 4.46. P8 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



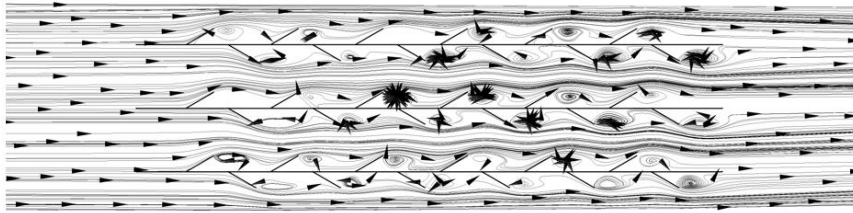
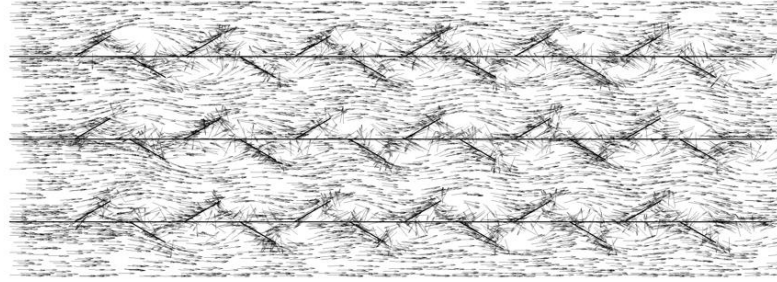
Şekil 4.47. P9 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



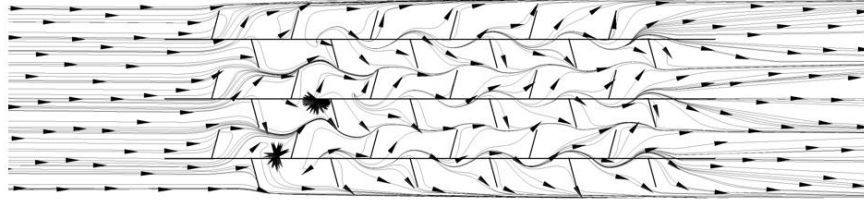
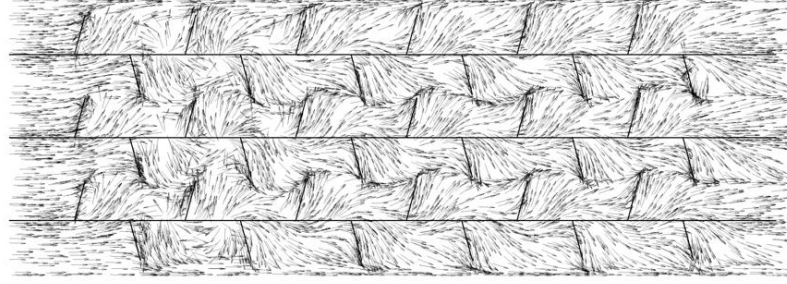
Şekil 4.48. P10 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



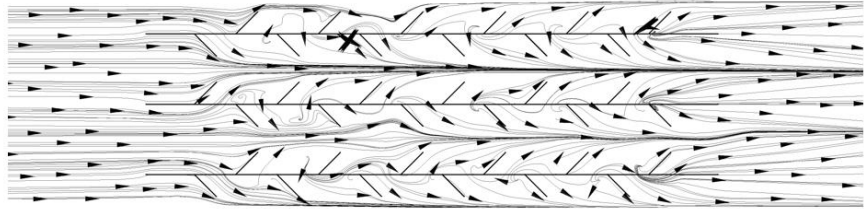
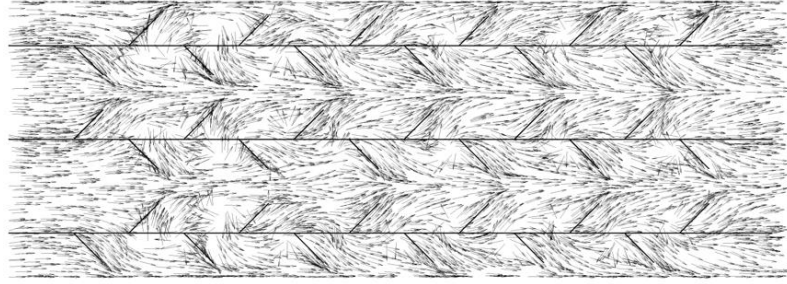
Şekil 4.49. P11 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



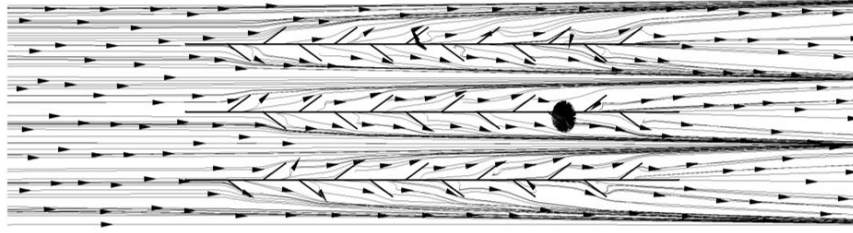
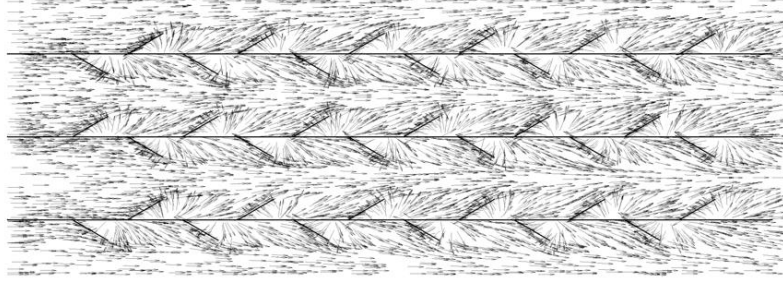
Şekil 4.50. P12 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



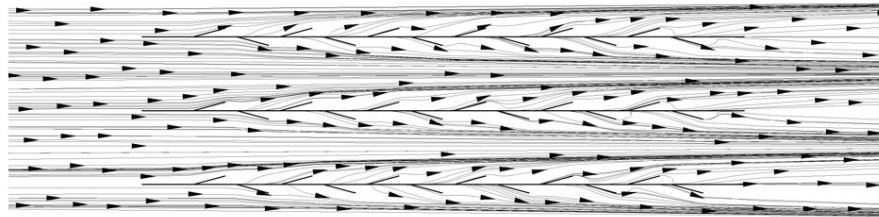
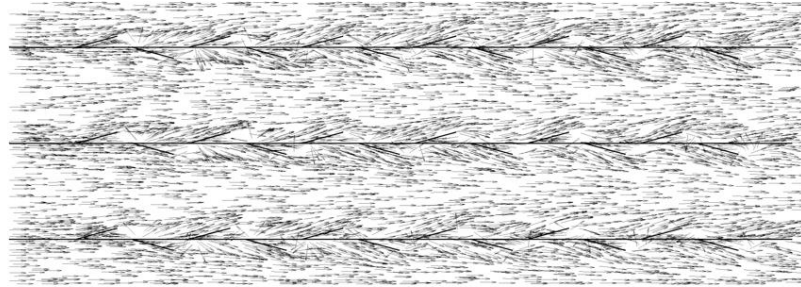
Şekil 4.51. P13 modeli $z=8,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



Şekil 4.52. P14 modeli $z=8\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



Şekil 4.53. P15 modeli $z=12,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri



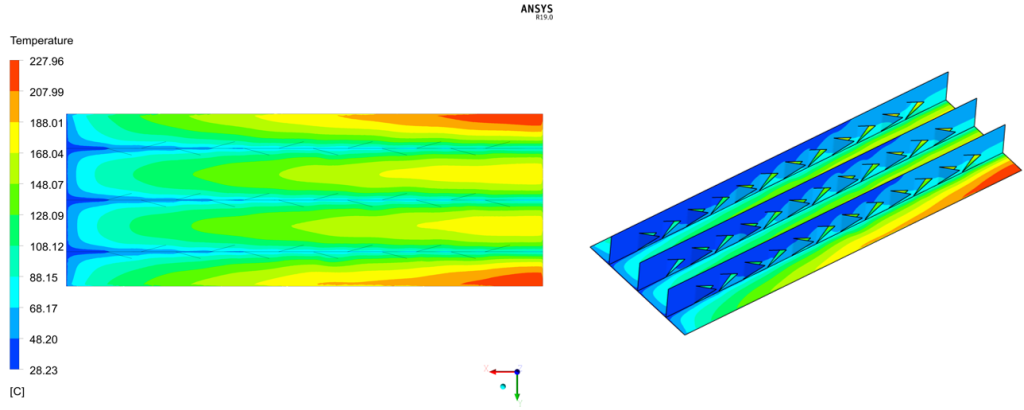
Şekil 4.54. P16 modeli $z=10,5\text{mm}$ kesiti üzerinde akış vektörleri

Yatay ve dikey kesitlerde her bir model için ayrı ayrı oluşturulan akış vektörleri ve akış çizgileri incelendiğinde özellikle girdap oluşumunda en önemli etkenin kanatçık açısı (α) olduğu görülmüştür. Bu durum açının artmasına bağlı olarak akışkanın geçiş alanının daralması ile bağlantılıdır. P4, P7, P10 ve P13 modellerinde oluşan girdapların diğer modellere oranla daha fazla olduğu şekillerde görülmektedir. Bu modeller hem üçgen hem de dikdörtgen kanatçıklara sahiptir. Ancak dikdörtgen tipteki kanatçıklara

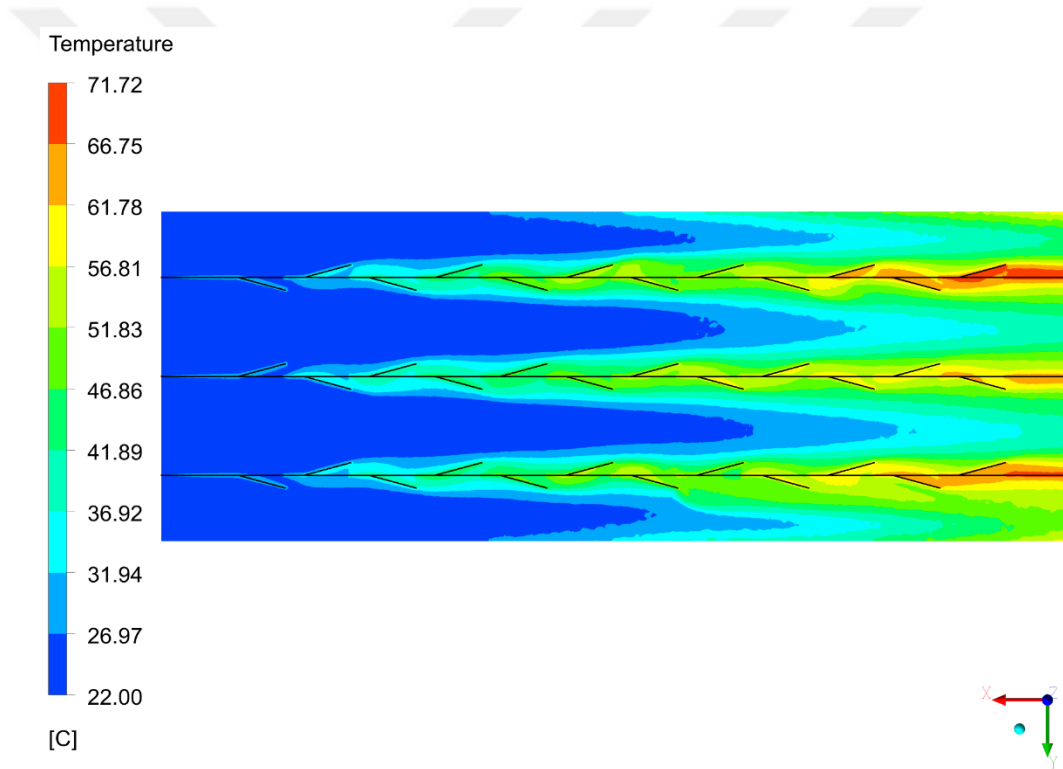
sahip modellerde girdap boyutları daha fazladır. Kanatçığın delikli veya deliksiz olması ise girdap oluşumunu etkileyen diğer önemli faktördür. P11 modeli detaylı olarak incelendiğinde, kanatçık açısının küçük ve deliksiz olması ile bağlantılı olarak neredeyse girdapsız bir akış profiline sahip olduğu görülmektedir.

Tüm modellerde zeminde, kanatlar üzerinde ve yatay ekseninde oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 4.55-Şekil 4.86'da verilmiştir.



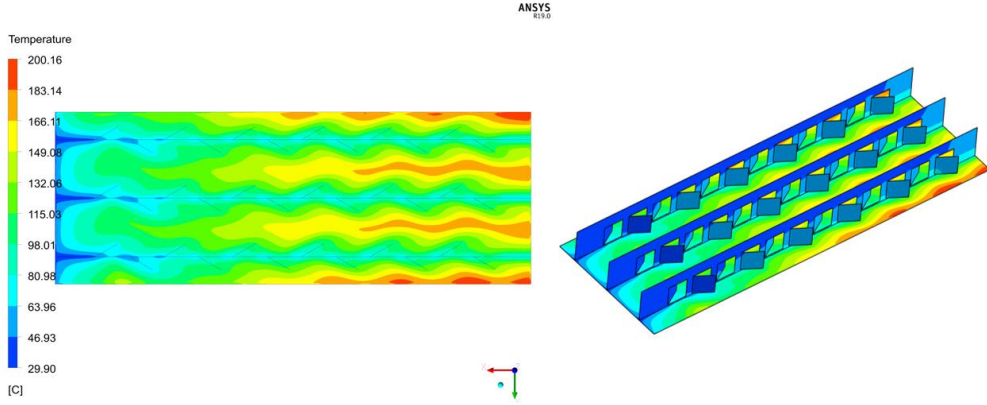


Şekil 4.55. P1 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

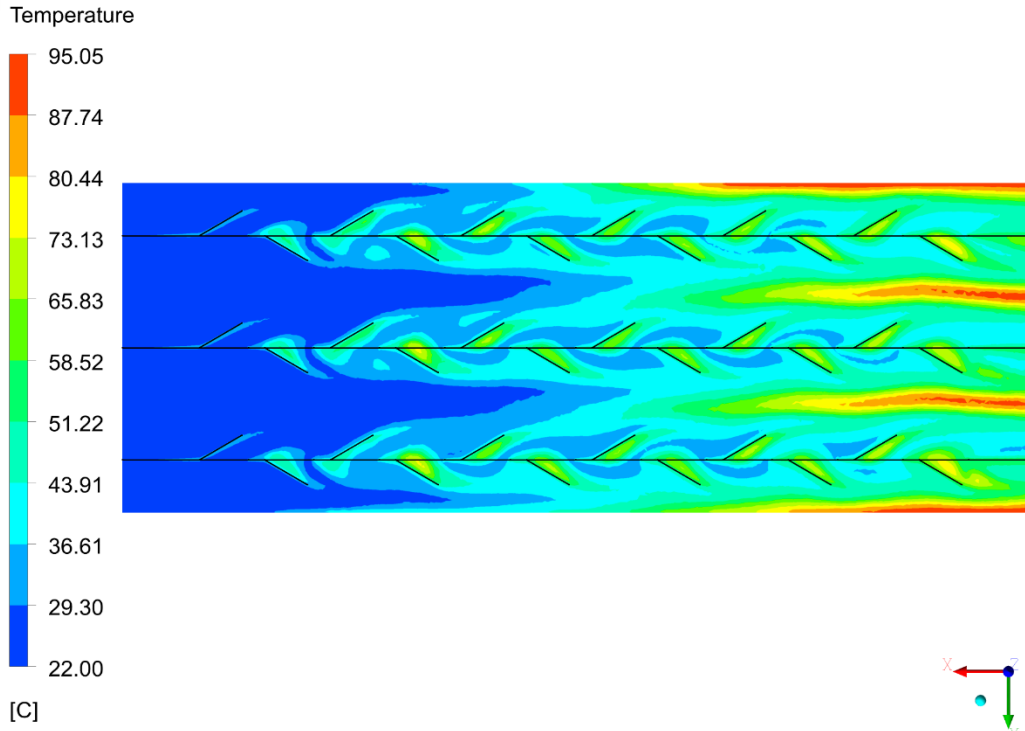


Şekil 4.56. P1 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.55 ve Şekil 4.56'da P1 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 28 °C ile 228 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 72 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

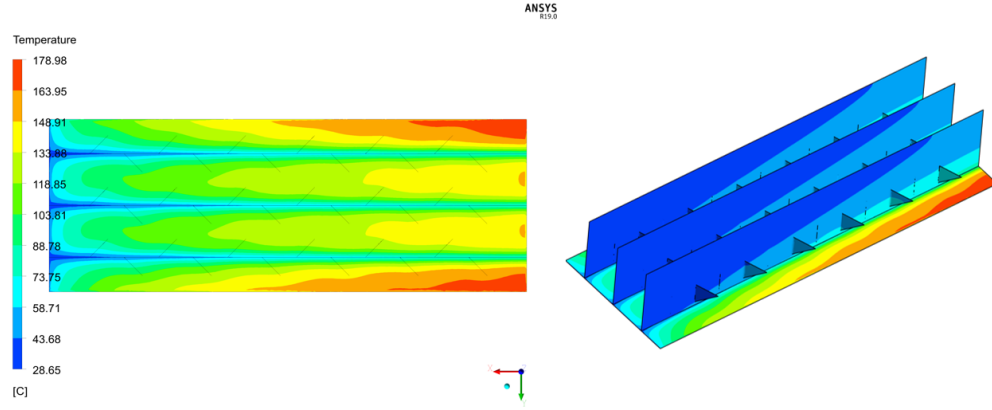


Şekil 4.57. P2 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

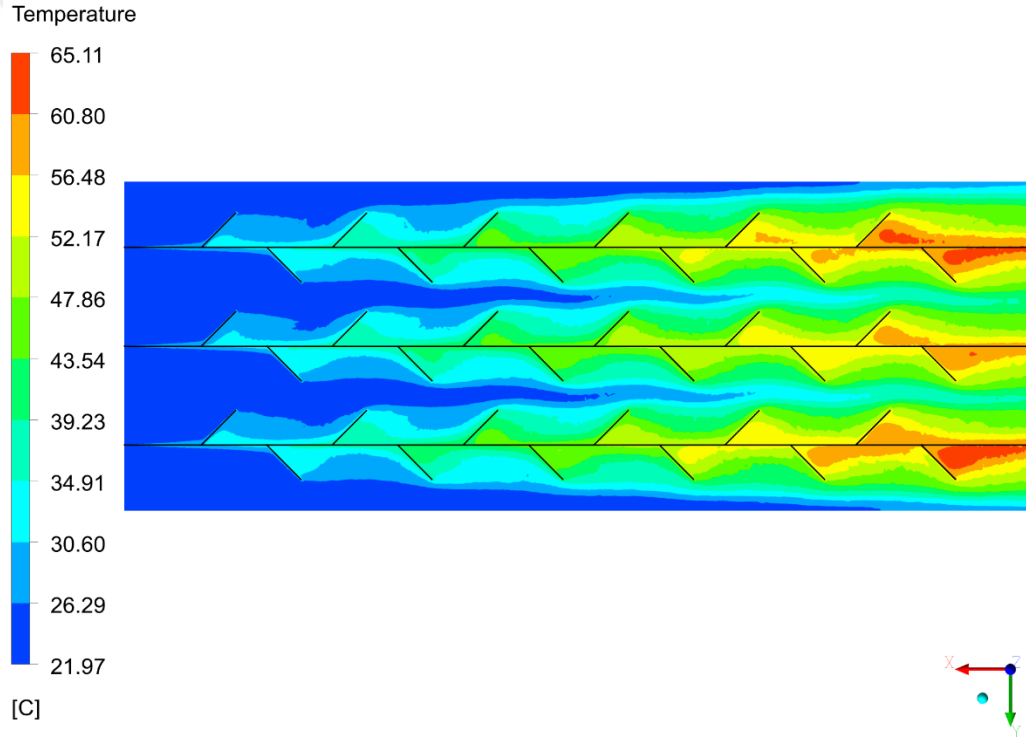


Şekil 4.58. P2 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.57 ve Şekil 4.58'de P2 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 30 °C ile 200 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 95 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

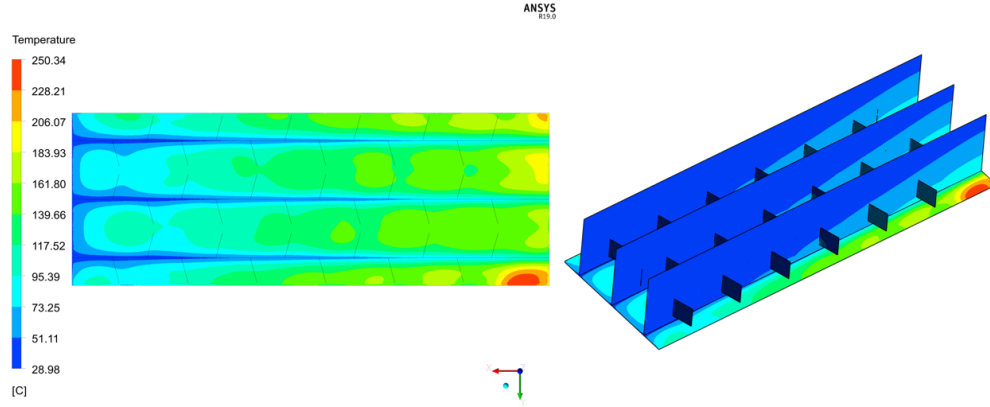


Şekil 4.59. P3 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

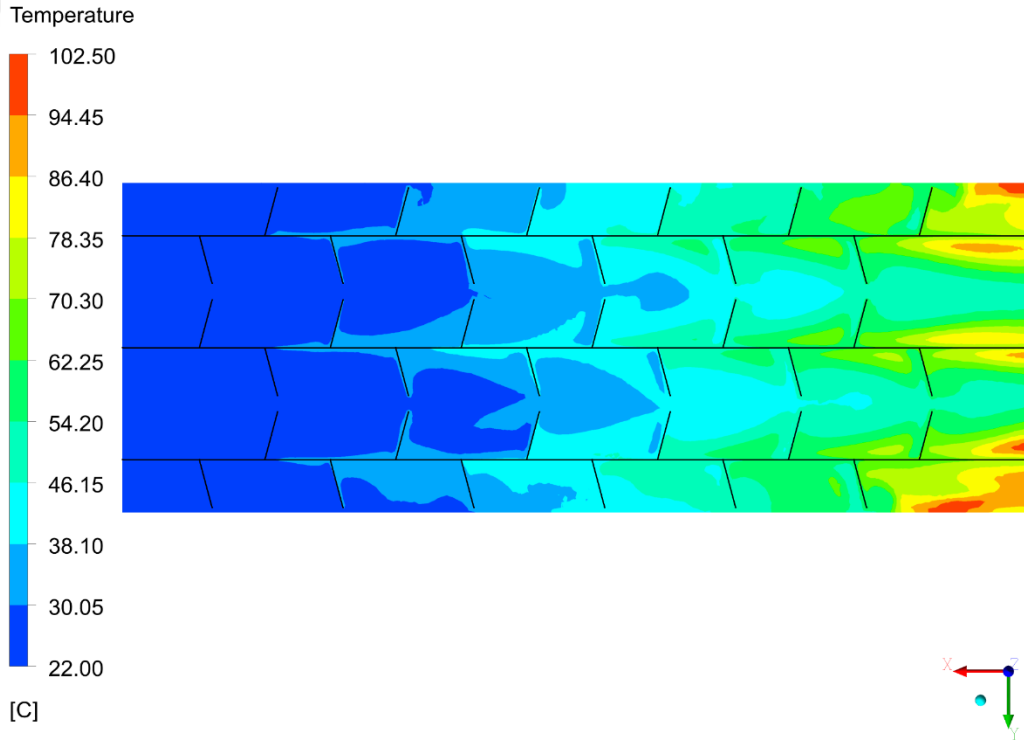


Şekil 4.60. P3 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.59 ve Şekil 4.60'ta P3 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 29 °C ile 179 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 65 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

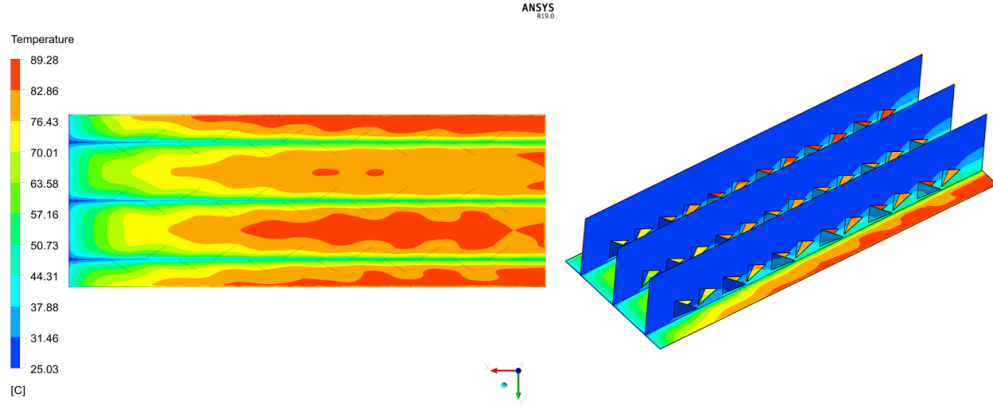


Şekil 4.61. P4 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

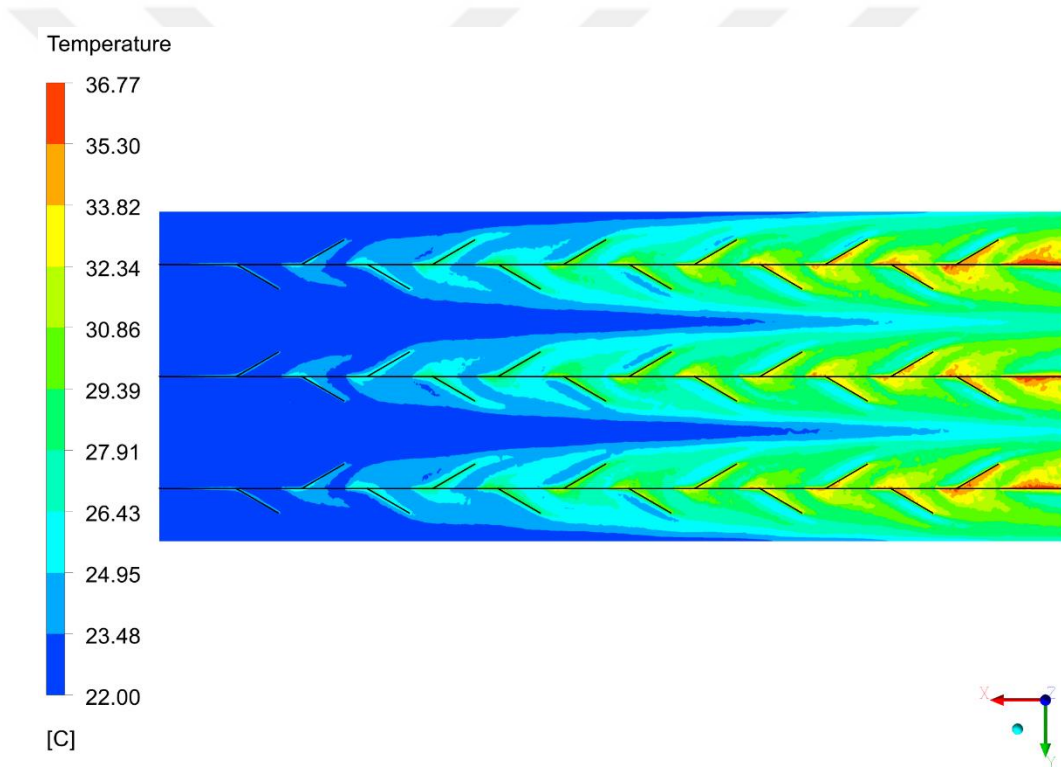


Şekil 4.62. P4 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.61 ve Şekil 4.62’de P4 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 29 °C ile 250 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 103 °C’ye kadar yükseldiği görülmüştür.

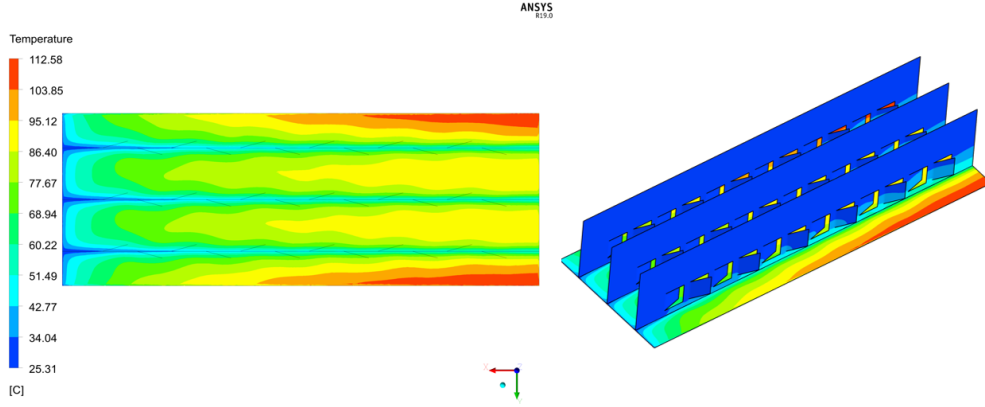


Şekil 4.63. P5 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

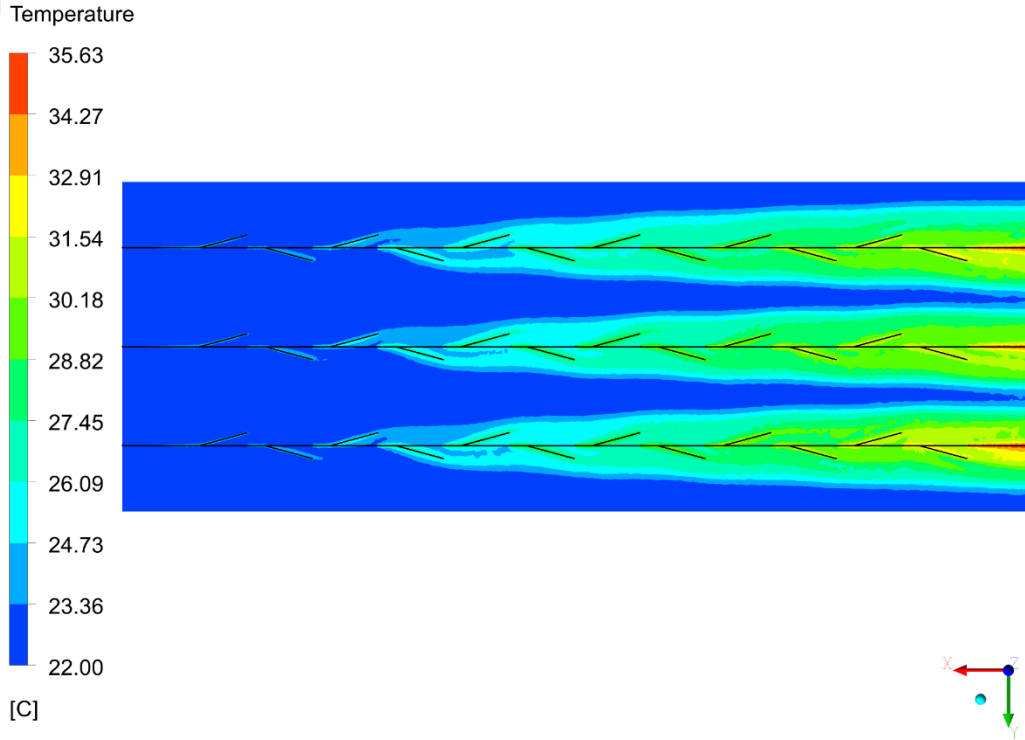


Şekil 4.64. P5 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.63 ve Şekil 4.64'te P5 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 25 °C ile 89 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 37 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

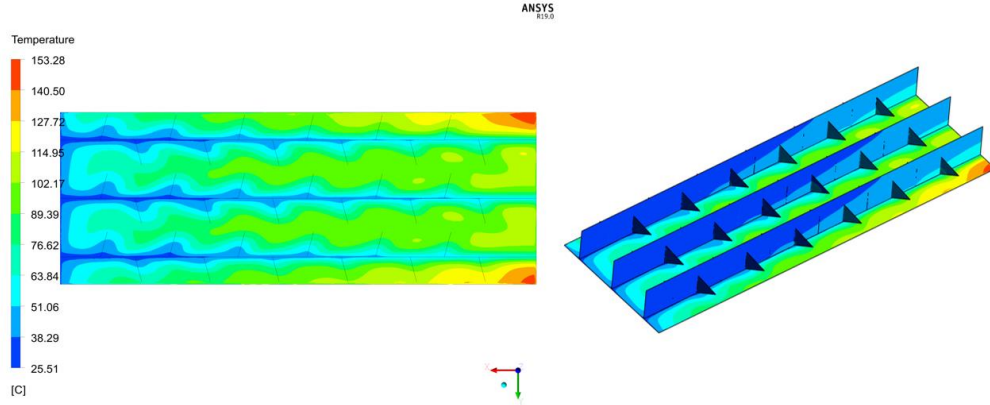


Şekil 4.65. P6 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

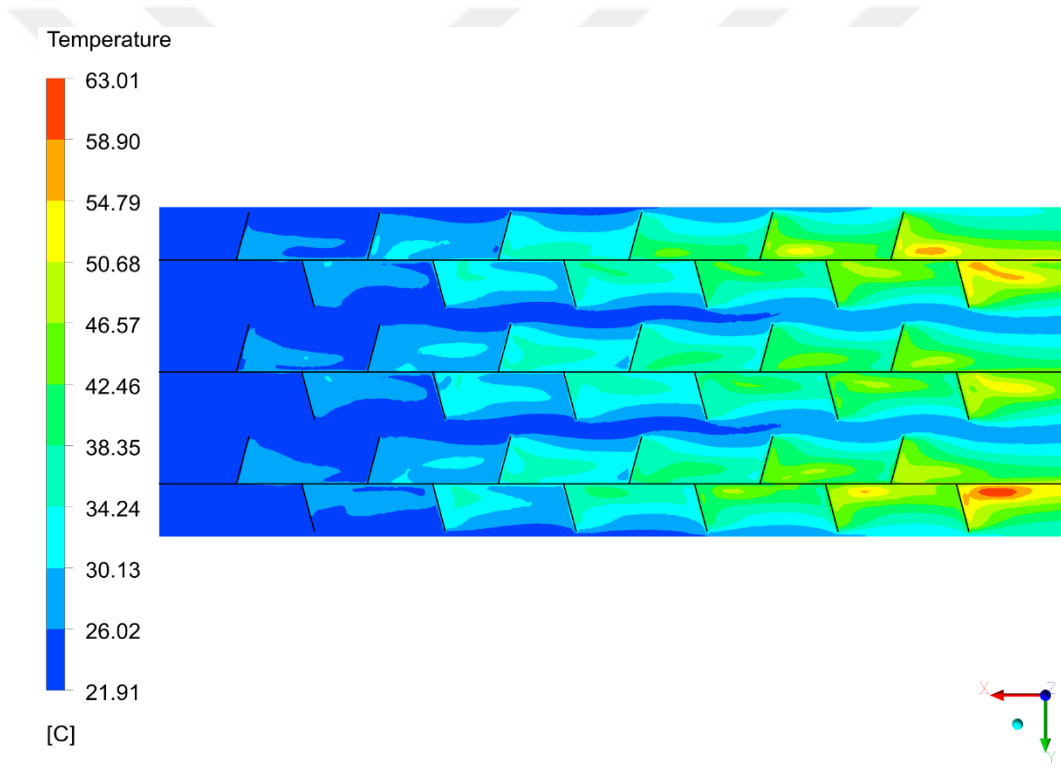


Şekil 4.66. P6 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.65 ve Şekil 4.66'da P6 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 25 °C ile 113 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 36 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

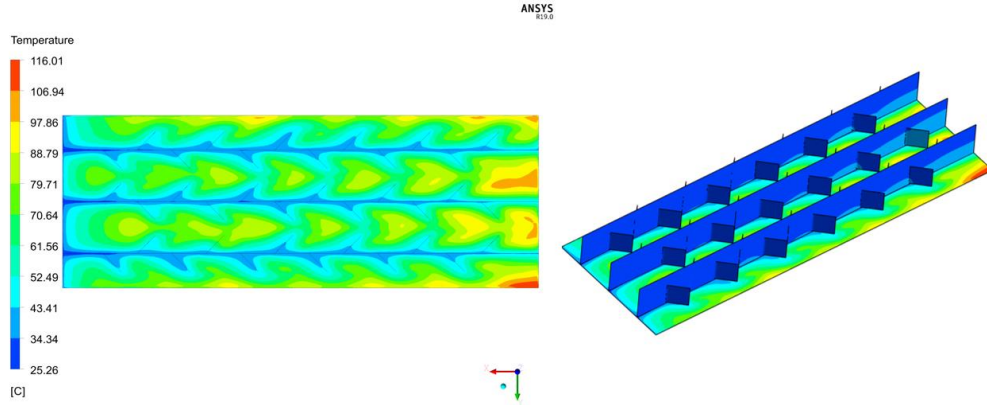


Şekil 4.67. P7 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

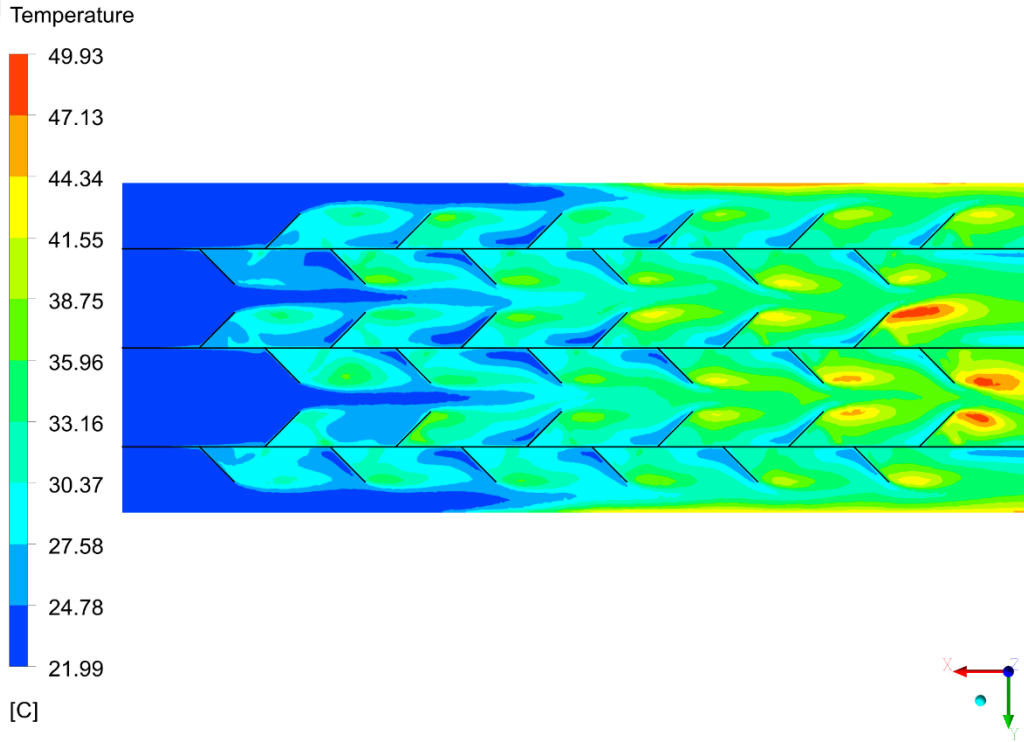


Şekil 4.68. P7 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.67 ve Şekil 4.68'de P7 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 25 °C ile 153 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 63 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

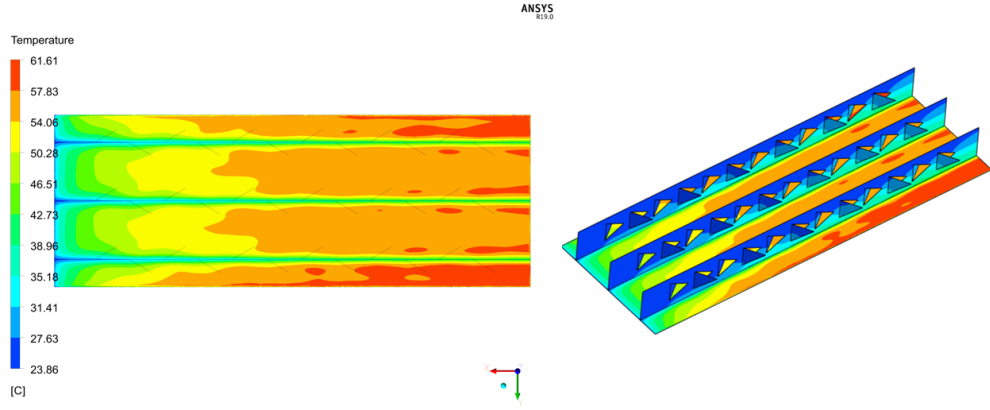


Şekil 4.69. P8 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

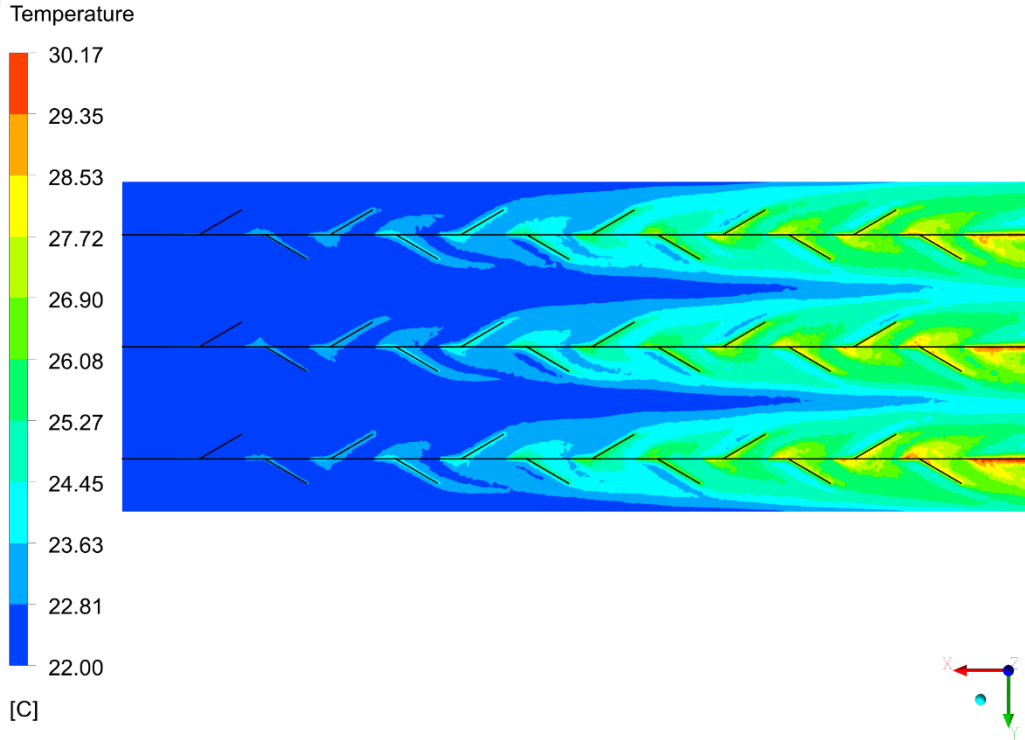


Şekil 4.70. P8 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.69 ve Şekil 4.70'te P8 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 25 °C ile 116 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 50 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

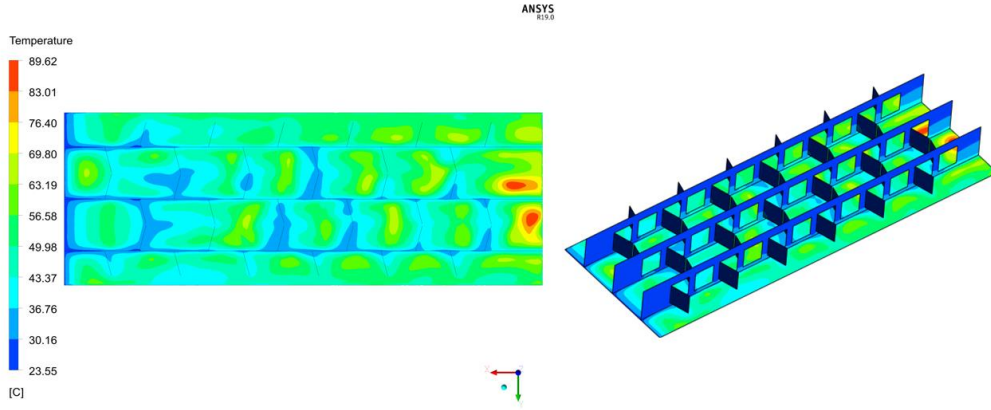


Şekil 4.71. P9 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

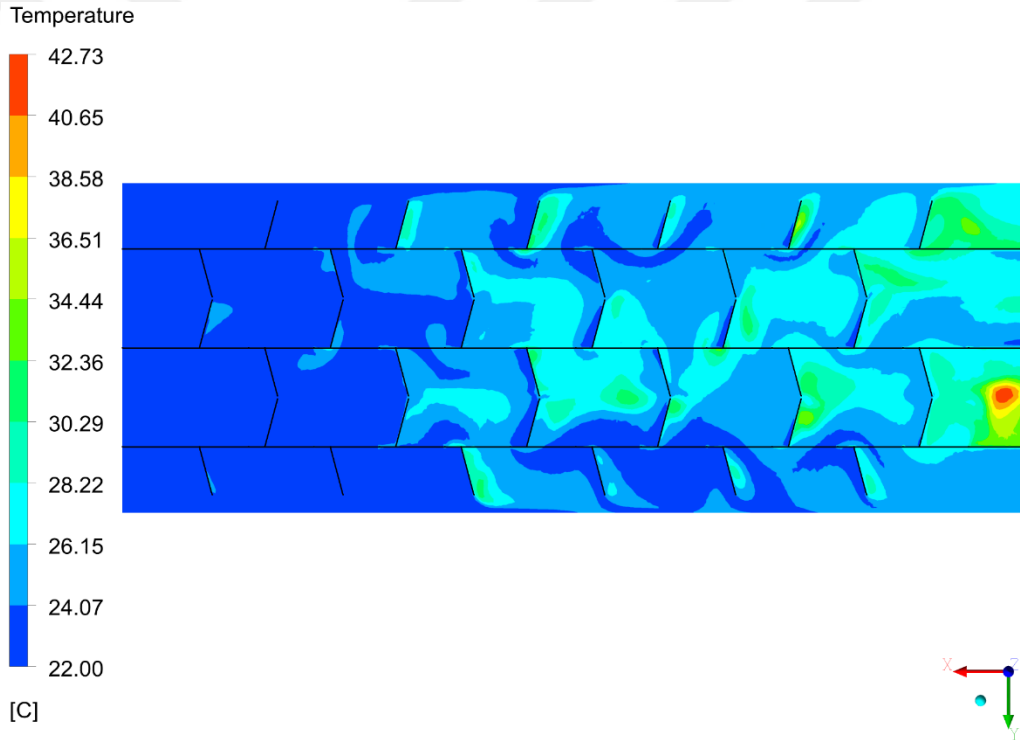


Şekil 4.72. P9 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.71 ve Şekil 4.72’de P9 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 62 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 30 °C’ye kadar yükseldiği görülmüştür.

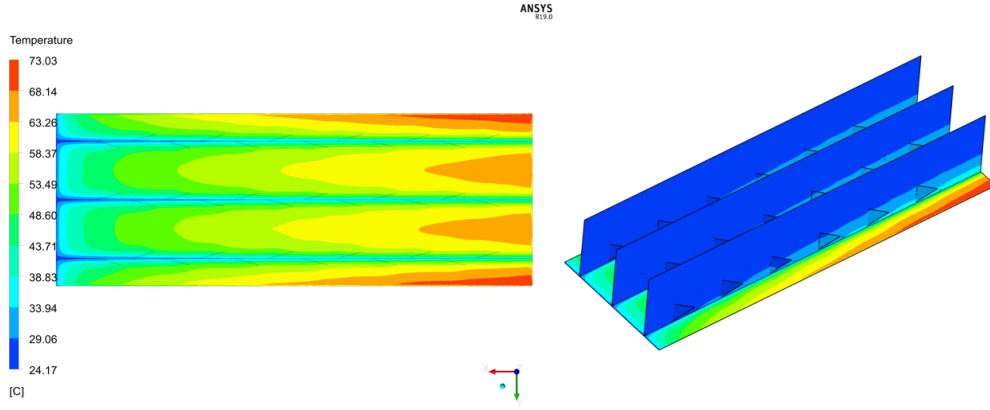


Şekil 4.73. P10 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

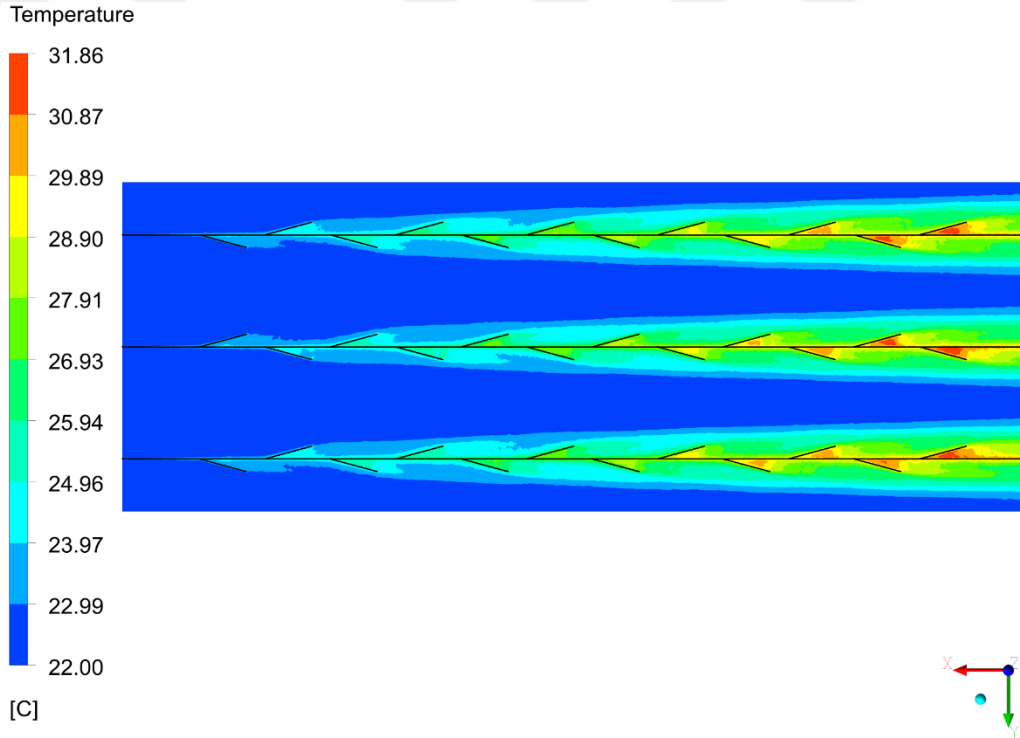


Şekil 4.74. P10 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.73 ve Şekil 4.74'te P10 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 90 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 43 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

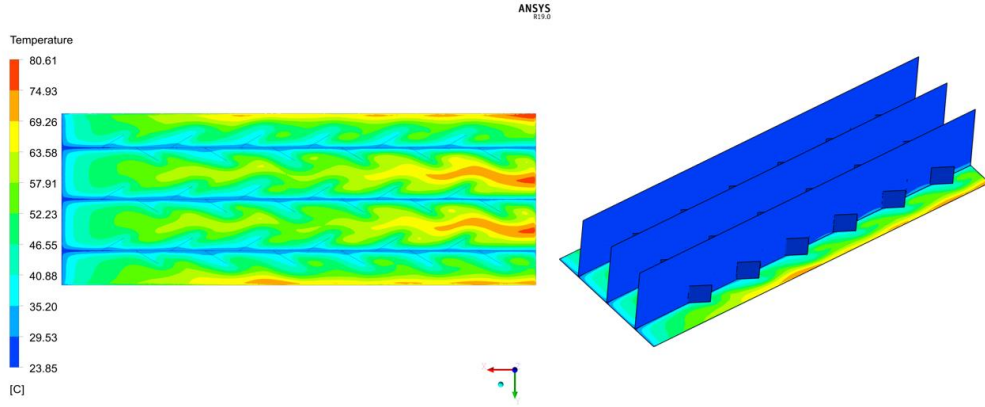


Şekil 4.75. P11 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

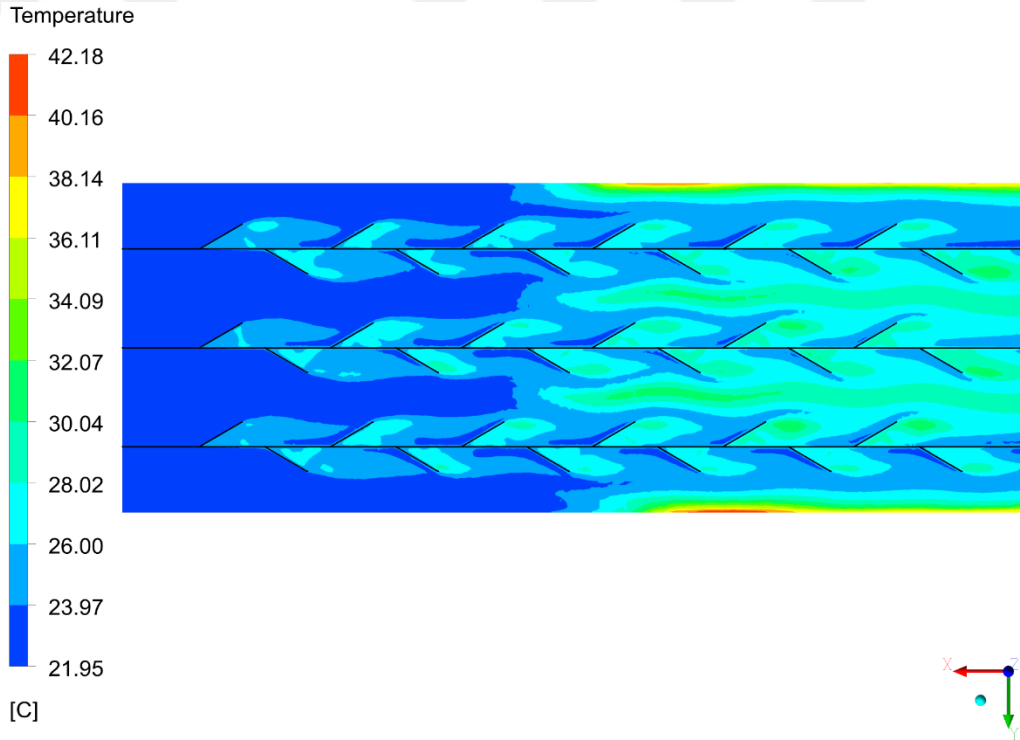


Şekil 4.76. P11 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.75 ve Şekil 4.76'da P11 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 24 °C ile 73 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 32 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

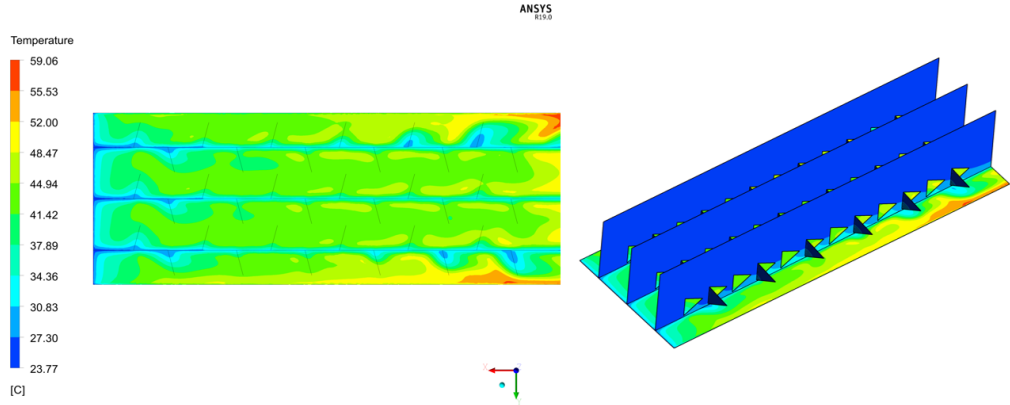


Şekil 4.77. P12 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

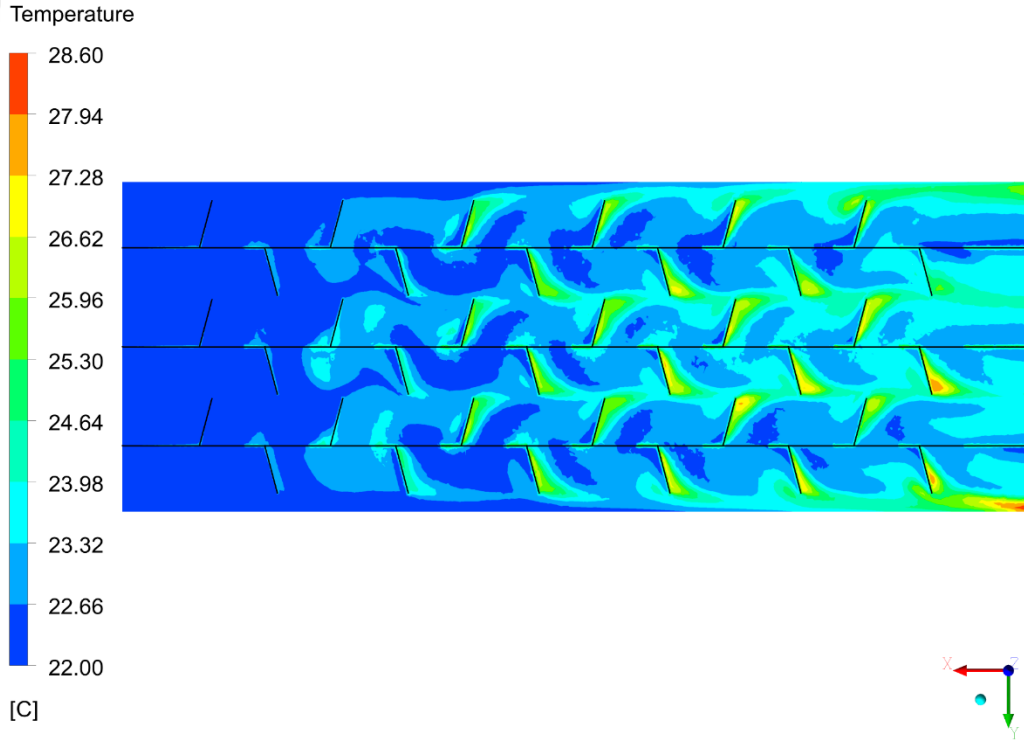


Şekil 4.78. P12 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.77 ve Şekil 4.78’de P12 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 81 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 42 °C’ye kadar yükseldiği görülmüştür.

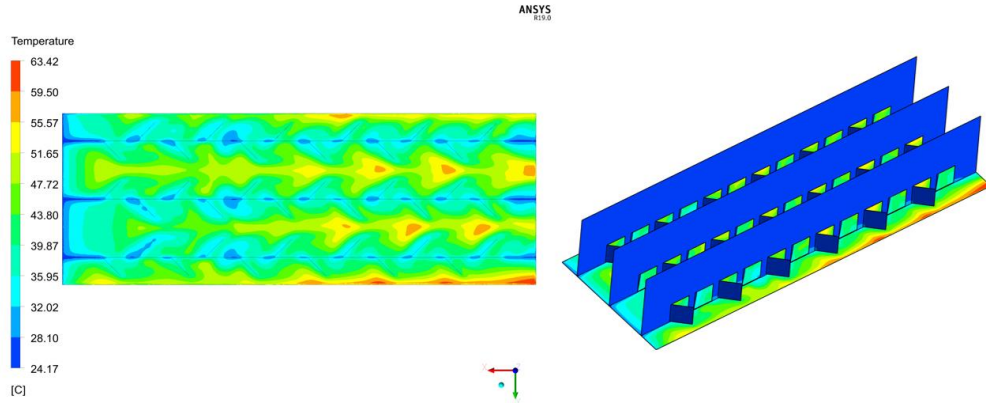


Şekil 4.79. P13 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

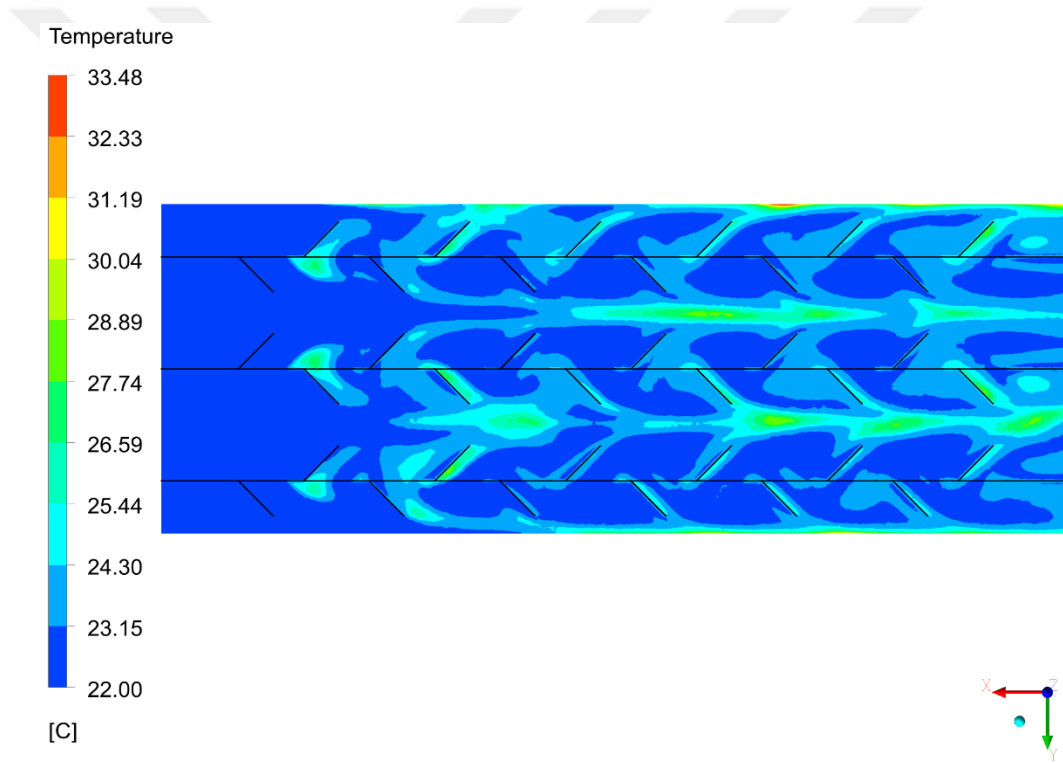


Şekil 4.80. P13 modeli z=8,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.79 ve Şekil 4.80'de P13 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 59 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 29 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

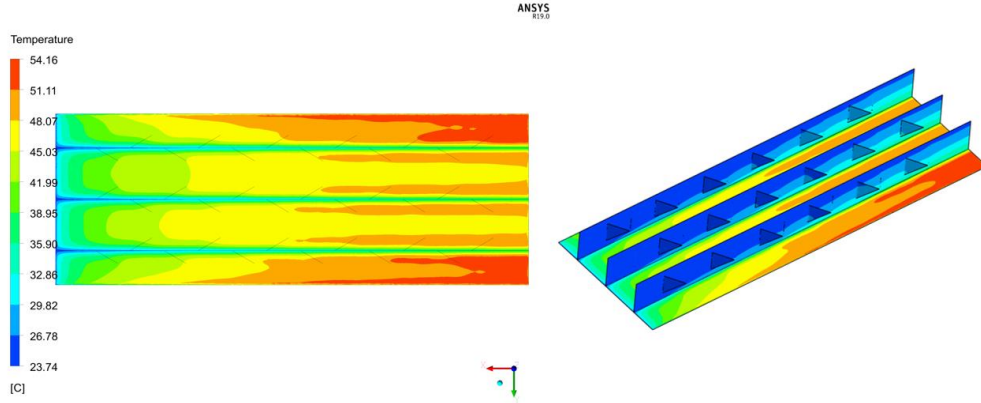


Şekil 4.81. P14 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

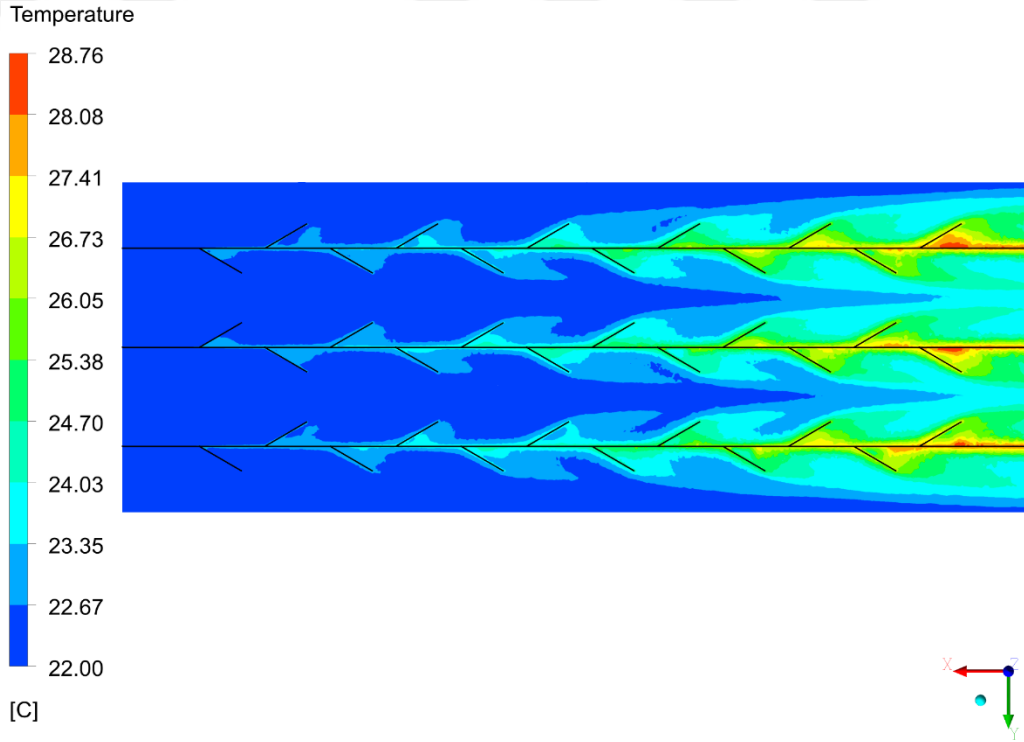


Şekil 4.82. P14 modeli z=8mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.81 ve Şekil 4.82’de P14 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 24 °C ile 64 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 34 °C’ye kadar yükseldiği görülmüştür.

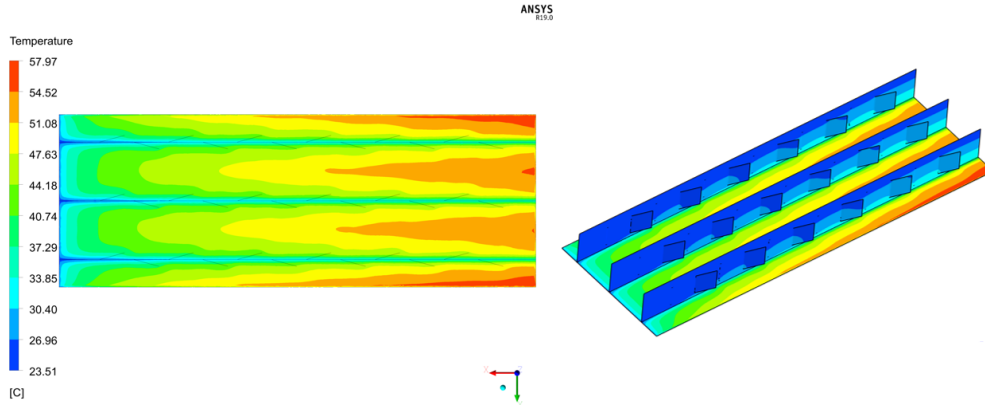


Şekil 4.83. P15 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı

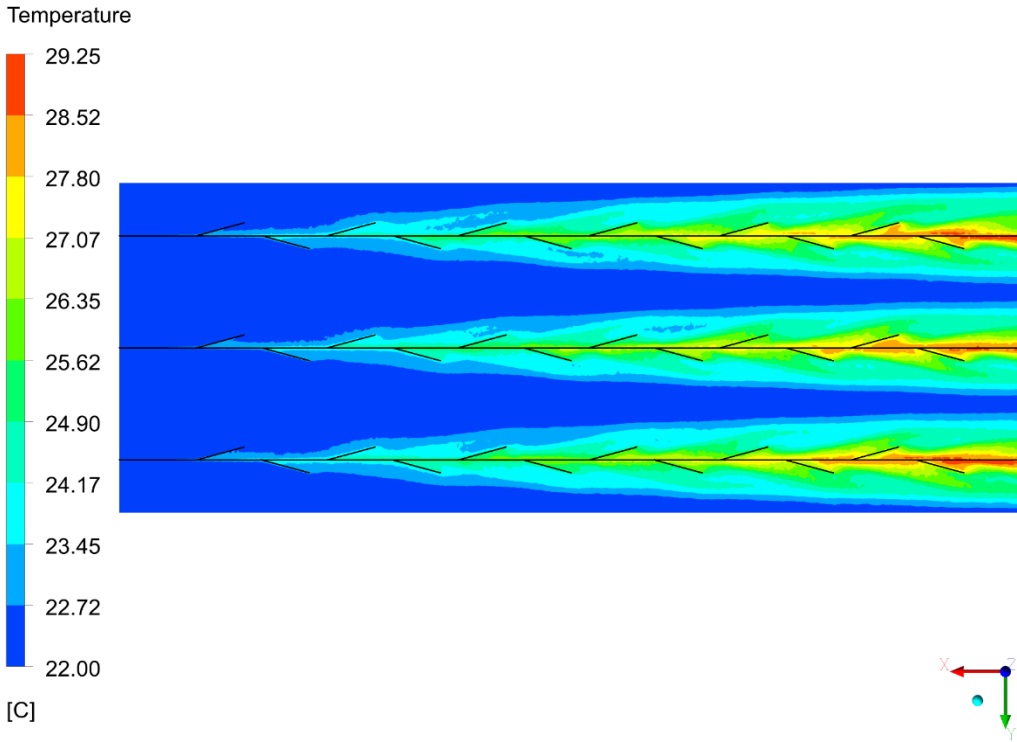


Şekil 4.84. P15 modeli z=12,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.83 ve Şekil 4.84'te P15 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 54 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 29 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.



Şekil 4.85. P16 modeli zemin ve kanatlardaki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.86. P16 modeli z=10,5mm kesiti üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.85 ve Şekil 4.86'da P16 modeli sıcaklık dağılımı, zemin sıcaklık dağılımı ve yatay bir kesitte havanın sıcaklık dağılımı incelendiğinde katı kısım sıcaklığı 23 °C ile 58 °C arasında değiştiği, akışkan sıcaklığının ise 29 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür.

Her bir model üzerinde, zeminde ve yatay eksenlerde oluşan sıcaklık dağılımları incelendiğinde zeminde ve kanatlarda oluşan en yüksek sıcaklığın 250 °C, yatay ekseninde oluşan en yüksek sıcaklığın 102 °C olduğu görülmüştür. Bu sıcaklıklar yine girdap oluşumun fazla olduğu P4 modelinin sahip olduğu sıcaklıklardır. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde P1, P2, P3, P4 ve P7 modelleri sıcaklıklarının 150 °C üzerine çıktığı, P9, P13, P14, P15 ve P16 modelleri sıcaklıklarının 65 °C altında kaldığı görülmektedir. Reynolds sayısı, dolayısı ile akışkan hızının artması bu sıcaklık düşüşündeki en önemli etkenlerdir. Ancak her bir modelin parametreleri dikkate alındığında P9 modelinin P13, P14, P15 ve P16 modellerine göre daha düşük Reynolds sayısına sahip olduğu bilinmektedir. Bu durum P9 modeline ait parametrelerin diğer modellere göre daha ideal olduğunu göstermektedir.

4.4. Taguchi Dizayn Metodu

Endüstriyel şartlarda sistemlere etkiyen faktör sayılarının artması ile doğru orantılı olarak yapılması gereken analiz ve deney sayıları da artmaktadır. Bu duruma bağlı olarak süreçler uzamakta, maliyetler yükselmektedir. Bu sebeple verimli ve kısa sürede sonuçlar alabilmek için Taguchi metodu tercih edilebilir. Taguchi metodu, ortogonal dizileri (OA) kullanarak kontrol edilemeyen faktörlerin etkilerini en aza indirmeye çalışan bir tasarım metodudur. Bu metodun kullanımı ile hedef tasarıma ulaşmak, maliyet ve kalite değerlerinde optimum aralığı yakalamak, dış faktörlere karşı tasarımın duyarlılığını minimize etmek amaçlanmaktadır (Karabey, 2010). Bu metod, kapsamlı uygulamalarından dolayı mühendislik analizlerinde ve endüstri çalışmalarında geniş bir kullanım alanına sahiptir. Metodun ürüne müdahale yerine parametre tasarım aşamasında kullanılması, işletmeler için büyük kolaylıklar sağlamaktadır. İş başlamadan elde edilecek ürün hakkında fikir sahibi olmak, işletmelerin maliyet ve zaman kaybını ortadan kaldırmaktadır.

Taguchi metodunun kullanımındaki asıl amaç, hedef değer etrafındaki değişkenliğin azaltarak tasarım yöntemine, robust tasarımı ve ortogonal diziler gibi terimleri kazandırmaktır.

Taguchi metoduna göre ürün ve süreci etkileyen faktörler oldukça önemli olup kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen faktörler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Çok yüksek maliyete sebep olmaları nedeniyle kontrol edilemeyen faktörlerin olumsuz etkilerini belirleyip ortadan kaldırmak yerine, bunların olumsuz etkilerini azaltacak veya yok edebilecek kontrol edilebilen parametrelerin değerleri araştırılır.

Taguchi 'ye göre, incelenen probleme bağlı olarak kullanılacak en büyük en iyi ve en küçük en iyi durumları ile ifade edilen performans istatistikleri vardır.

Bu istatistiklerden en büyük en iyi durumu Eş. 4.18 ile, en küçük en iyi durumu ise Eş. 4.19 ile değerlendirilir. Denklemlerde Z_B ve Z_K , performans istatistiklerini, n , denemelerde yapılan tekrar sayısını ve y_i , i . deneyin performans değerini göstermektedir.

$$Z_B = -10 \log \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (4.18)$$

$$Z_K = -10 \log \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (4.19)$$

Optimum çalışma şartlarına karşı gelen veya sistem performansını etkileyen parametrelerin optimum değerlerini sağlayan modeller değerlendirilmemiş olabilir. Bu durumda optimum şartlara karşılık gelen performans değeri Eş. 4.20 kullanılarak tahmin edilebilir.

$$y_i = \mu + x_i + e_i \quad (4.20)$$

Eş. 4.20'de μ , performans değerinin toplam ortalama değerini, x_i , i . modelde kullanılan parametre kombinasyonunun etkisini, e_i , i . modelde kullanılan hata payını göstermektedir.

Çalışmamızda sistemin performansını etkileyen parametrelerin uyumlu olması sebebiyle ortogonal dizi (OA) tasarım yöntemi kullanılmış, Reynolds sayısı, kanal tipi, kanat açısı, kanadın yerden yüksekliği, plaka yüksekliği, plakalar arası mesafe ve akış yönü parametre olarak belirlenmiştir. Parametreler ve seviyeler, Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Bu parametrelerin kullanımı ile oluşturularak analizleri yapılacak modeller Çizelge 4.3'te belirtildiği gibidir.

Çizelge 4.2. Analizlerde incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler	Seviyeler			
	1	2	3	4
A: Reynolds Sayısı	3 000	10 000	20 000	30 000
B: Kanatçık Tipi	U-DK	D-DK	U-K	D-K
C: Kanatçık Açıcı	15	30	45	75
D: Kanatçığın Yerden Yüksekliği	0,5	1	3	5
E: Kanat Yüksekliği	25	50	-	-
F: Kanatlar Arası Mesafe	30	34	-	-
G: Akış Yönü	1	2	-	-

Çizelge 4.3. Analiz planı

Model	Parametreler						
	A	B	C	D	E	F	G
P1	1	1	1	1	1	1	1
P2	1	2	2	2	1	2	2
P3	1	3	3	3	2	1	2
P4	1	4	4	4	2	2	1
P5	2	1	2	3	2	2	1
P6	2	2	1	4	2	1	2
P7	2	3	4	1	1	2	2
P8	2	4	3	2	1	1	1
P9	3	1	3	4	1	2	2
P10	3	2	4	3	1	1	1
P11	3	3	1	2	2	2	1
P12	3	4	2	1	2	1	2
P13	4	1	4	2	2	1	2
P14	4	2	3	1	2	2	1
P15	4	3	2	4	1	1	1
P16	4	4	1	3	1	2	2

4.5. Taguchi Dizayn Metodu Sonuçları

Çalışmanın bu kısmında, Çizelge 4.3'te belirtilen kriterler çerçevesinde yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen Nusselt sayıları (Nu), sürtünme faktörleri (f) ve ısı performans faktörleri (η) kullanılmış, Varyans Analiz Yöntemi (ANOVA) hesaplamaları yapılmış ve SNR değerleri çıkarılmıştır. Hesaplamalarda Minitab 18 yazılımı kullanılmıştır. Çizelge 4.4'te elde edilen SNR değerleri yer almaktadır. SNR değerleri ile birlikte A, B, C, D, E, F, G parametreleri kullanılarak maksimum ve minimum değerler elde edilmiştir. Bu değerlerin toplamının her birinin maksimum ve minimum değerine bölünmesi ile katkı oranları belirlenmiş ve Çizelge 4.5-4.7'de gösterilmiştir. Nu , f ve η 'nın bir parametreye bağlı olarak değişimini gösteren istatistiksel grafikler Şekil 4.87-4.89'da, bütün parametrelerin Nu , f ve η 'ya olan katkı yüzdeleri Şekil 4.90-4.92'de gösterilmiştir.

Çalışmalarda temel amaç Nu sayısı ve ısı performans faktörünün maksimum olması, sürtünme faktörünün ise minimum olmasıdır. Bu amaç doğrultusunda sonuçlar birlikte değerlendirilerek optimum çalışma şartları belirlenmiş ve Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.4. Ortogonal dizi ve SNR değerleri

A	B	C	D	E	F	G	Nu	SNR _{Nu}	f	SNRA _f	η	SNRA _η
1	1	1	1	1	1	1	15,835	23,993	0,088	21,079	0,924	-0,690
1	2	2	2	1	2	2	18,333	25,265	0,126	17,984	0,950	-0,449
1	3	3	3	2	1	2	21,727	26,740	0,205	13,777	0,958	-0,376
1	4	4	4	2	2	1	14,673	23,330	0,448	6,965	0,498	-6,057
2	1	2	3	2	2	1	48,029	33,630	0,125	18,053	0,988	-0,107
2	2	1	4	2	1	2	36,480	31,241	0,108	19,363	0,789	-2,060
2	3	4	1	1	2	2	24,233	27,688	0,103	19,726	0,531	-5,492
2	4	3	2	1	1	1	33,948	30,616	0,150	16,456	0,657	-3,653
3	1	3	4	1	2	2	85,631	38,653	0,078	22,176	1,151	1,221
3	2	4	3	1	1	1	46,319	33,315	0,275	11,207	0,409	-7,772
3	3	1	2	2	2	1	65,182	36,283	0,074	22,629	0,891	-0,998
3	4	2	1	2	1	2	52,794	34,452	0,127	17,914	0,603	-4,400
4	1	4	2	2	1	2	75,001	37,501	0,213	13,415	0,488	-6,227
4	2	3	1	2	2	1	76,235	37,643	0,205	13,784	0,503	-5,962
4	3	2	4	1	1	1	105,597	40,473	0,073	22,756	0,984	-0,141
4	4	1	3	1	2	2	90,983	39,179	0,055	25,218	0,932	-0,614

Çizelge 4.5. Nusselt sayısı için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

Seviye	A	B	C	D	E	F	G
1	24,83	33,44	32,67	30,94	32,40	32,29	32,41
2	30,79	31,87	33,45	32,42	32,60	32,71	32,59
3	35,68	32,80	33,41	33,22	-	-	-
4	38,70	31,89	30,46	33,42	-	-	-
Delta	13,87	1,58	3,00	2,48	0,20	0,42	0,18
Rank	1	4	2	3	6	5	7
Katkı Oranı (%)	63,83	7,27	13,81	11,41	0,92	1,93	0,83

Çizelge 4.6. Sürtünme faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

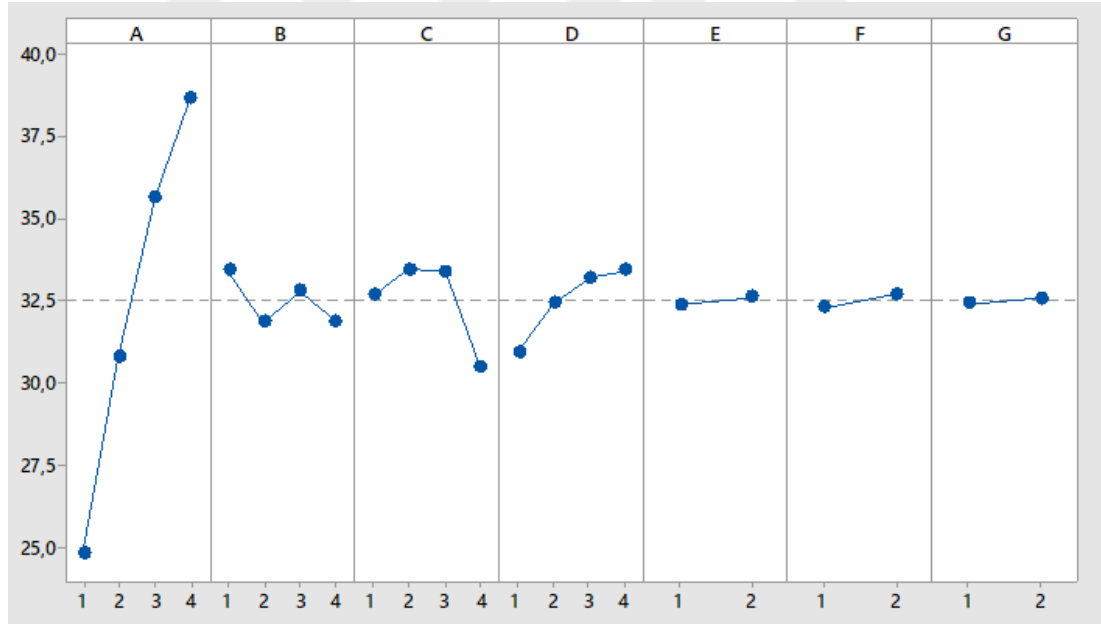
Seviye	A	B	C	D	E	F	G
1	14,95	18,68	22,07	18,13	19,58	17	16,62
2	18,4	15,58	19,18	17,62	15,74	18,32	18,7
3	18,48	19,72	16,55	17,06	-	-	-
4	18,79	16,64	12,83	17,81	-	-	-
Delta	3,84	4,14	9,24	1,06	3,84	1,32	2,08
Rank	3	2	1	7	4	6	5
Katkı Oranı (%)	15,05	16,22	36,21	4,15	15,05	5,17	8,15

Çizelge 4.7. Isıl performans faktörü için faktöriyel etkisi ve katkı oranı

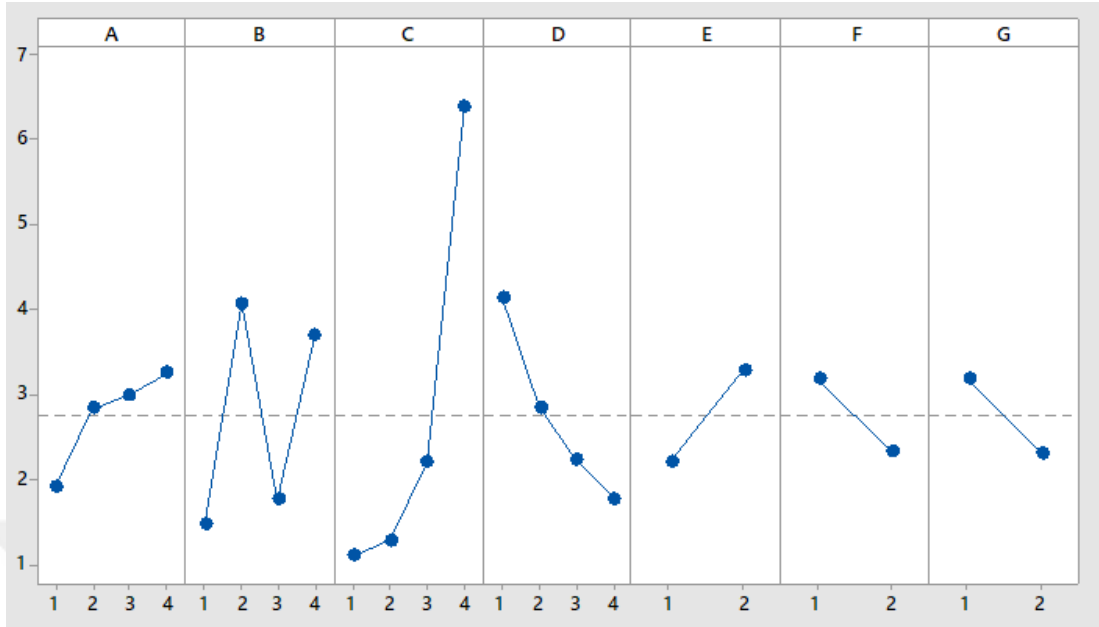
Seviye	A	B	C	D	E	F	G
1	-1,89	-1,45	-1,09	-4,14	-2,20	-3,17	-3,17
2	-2,83	-4,06	-1,28	-2,83	-3,27	-2,31	-2,30
3	-2,99	-1,75	-2,19	-2,22	-	-	-
4	-3,24	-3,68	-6,39	-1,76	-	-	-
Delta	1,34	2,61	5,30	2,38	1,07	0,86	0,87
Rank	4	2	1	3	5	7	6
Katkı Oranı (%)	9,31	18,09	36,70	16,47	7,44	5,95	6,05

Çizelge 4.8. Optimum değerler

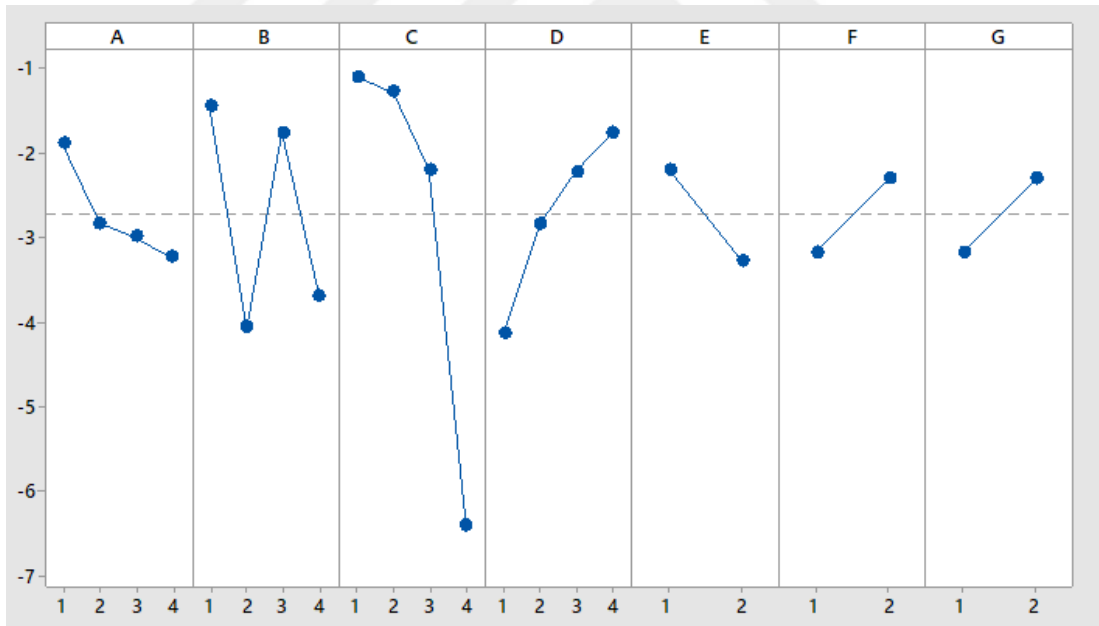
		A	B	C	D	E	F	G
		Reynolds Sayısı	Kanat tipi	Kanatçık Açısı	Kanatçık Yerden Yüksekliği	Kanat Yüksekliği	Kanatlar Arası Mesafe	Akış Yönü
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^a	1 ^d	2 ^a	4 ^c	2 ^f	2 ^e	2 ^g
	Optimum Değer	30000	U-DK	30	5	50	34	2
Sürtünme Faktörü	Optimum Seviye	4 ^c	3 ^b	1 ^a	1 ^g	1 ^d	2 ^f	2 ^e
	Optimum Değer	30000	U-K	15	0.5	25	34	2
Isıl Performans Faktörü	Optimum Seviye	1 ^d	1 ^b	1 ^a	4 ^c	1 ^e	2 ^g	2 ^f
	Optimum Değer	3000	U-DK	15	5	25	34	2



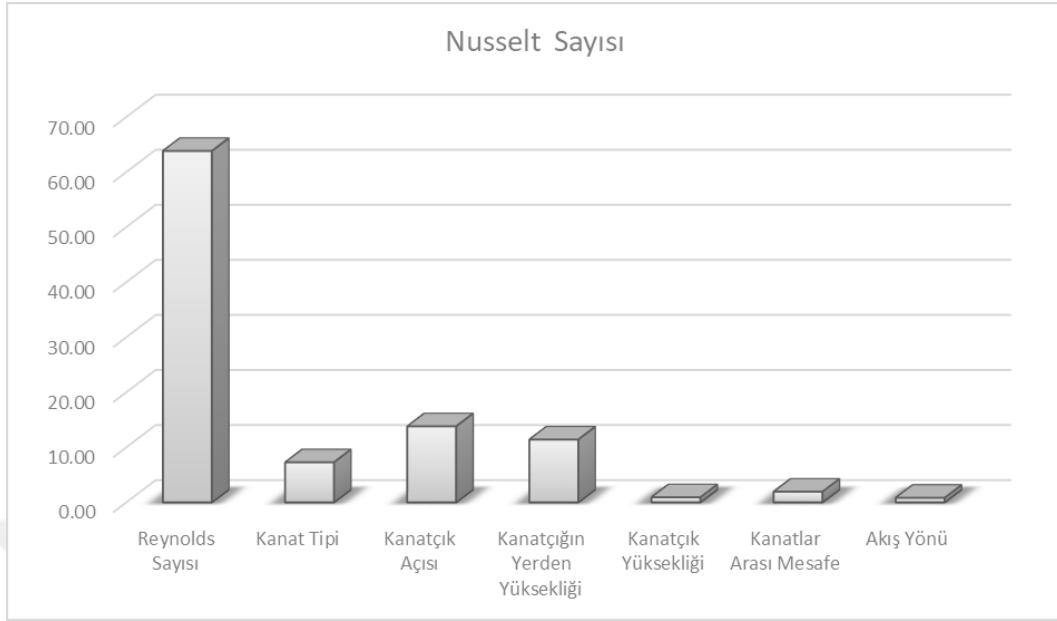
Şekil 4.87. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri



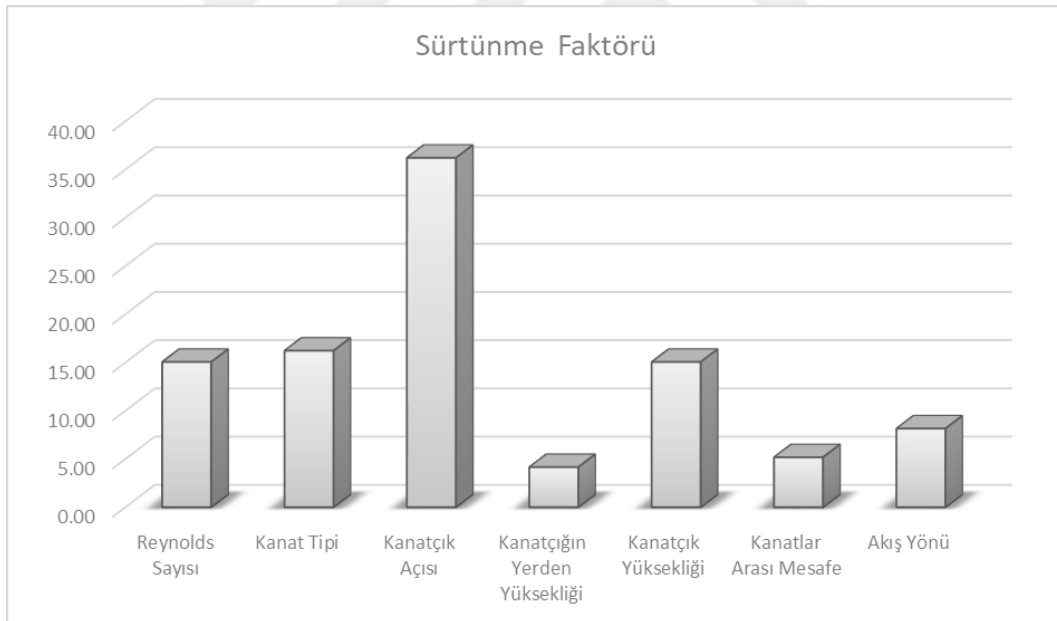
Şekil 4.88. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine etkileri



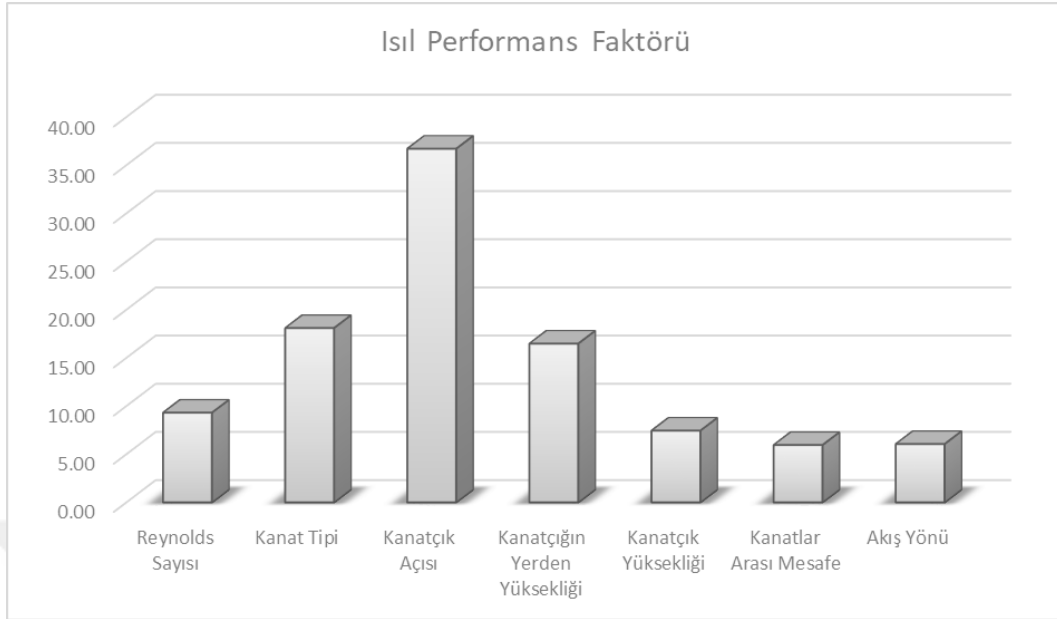
Şekil 4.89. Parametrelerin ısı performans faktörü üzerine etkileri



Şekil 4.90. Seviyelerin Nusselt sayısına katkı oranı



Şekil 4.91. Seviyelerin sürtünme faktörüne katkı oranı



Şekil 4.92. Seviyelerin ısı performansına katkı oranı

Yapılan varyans analizi (ANOVA) ile elde edilen sonuçlar detaylı olarak çizelge ve grafiklerle sunulmuştur.

Şekil 4.87 ve Şekil 4.90'da görüldüğü üzere Nusselt Sayısı üzerindeki en etkili parametre Reynolds sayısıdır. Çizelge 4.5'de belirtildiği gibi Reynolds sayısının Nusselt sayısına olan katkı oranı %63,83'tür. Reynolds sayısının 30 000 olduğu durumda ısı transferinin maksimum olduğu belirlenmiştir. Reynolds sayısından sonra ısı transferine en çok etkinin kanat açısı ve kanadın yerden yüksekliği kaynaklı olduğu Şekil 4.90'da görülmektedir. Yine Şekil 4.90'da görüldüğü üzere plaka yüksekliği, plakalar arası mesafe ve akış yönünün Nusselt sayısına etkisi yok denilebilecek kadar azdır.

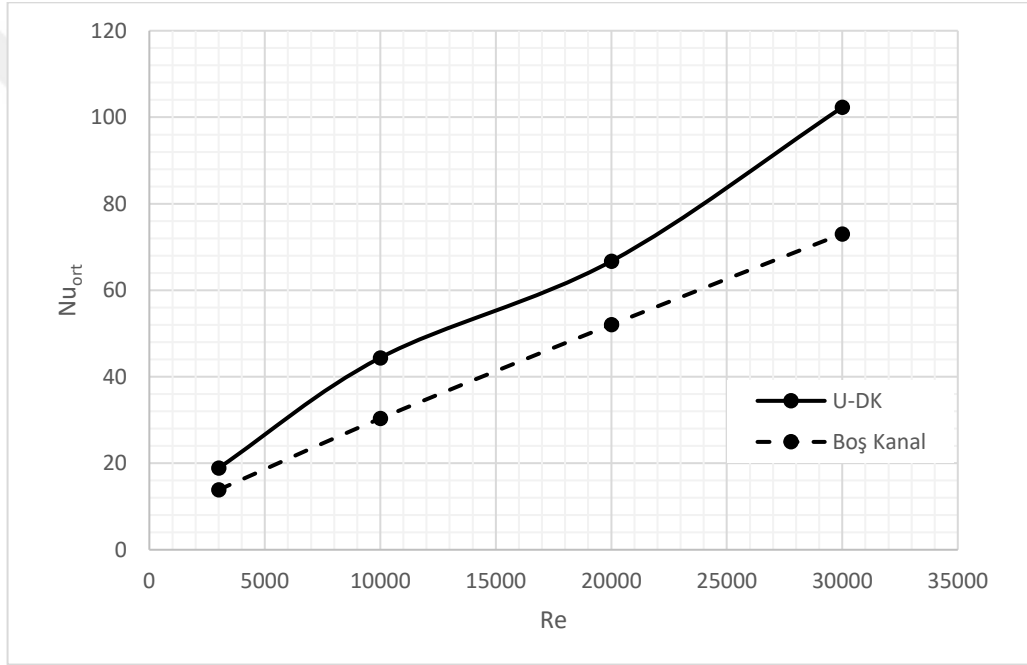
Şekil 4.87 ve Şekil 4.90'da görüldüğü üzere sürtünme faktörü üzerindeki en etkili parametre kanat açısıdır. Kanat açısının sürtünme faktörü üzerinde %36,21'lik bir katkı oranının olduğu Çizelge 4.7'de görülmektedir. Reynolds sayısı, kanal tipi ve

plaka yüksekliği parametrelerinin sürtünme faktörü üzerine olan katkı oranlarının ortalama olarak % 15 ile birbirine çok yakın olduğu yine izelge 4.7'de görülmektedir. Isıl performans faktörü üzerine olan etkile incelendiğinde en yüksek katkı oranının %36,70 ile kanat açısı parametresi kaynaklı olduğu izelge 4.8'de görülmektedir. Kanat tipi ve kanadın yerden yksekligi parametrelerinin, kanat açısından sonra en fazla etkiyi yaptığı Şekil 4.92'de görülmektedir. Reynolds sayısı, plaka yksekligi, plakalar arası mesafe ve akış yönü parametrelerinin etkileri %10'un altında kalmaktadır.

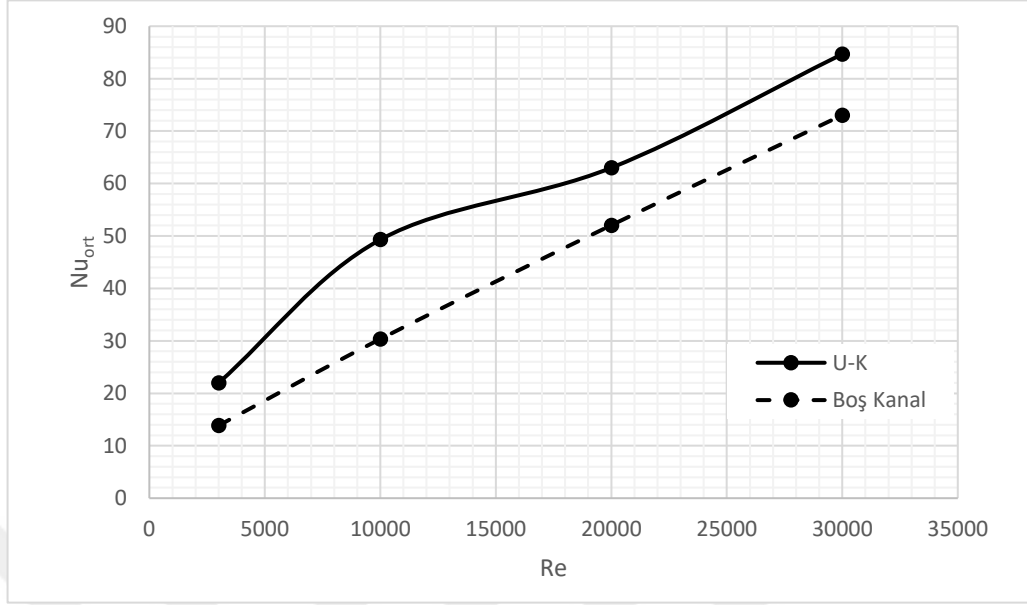


4.6. Isı Transfer Analizi

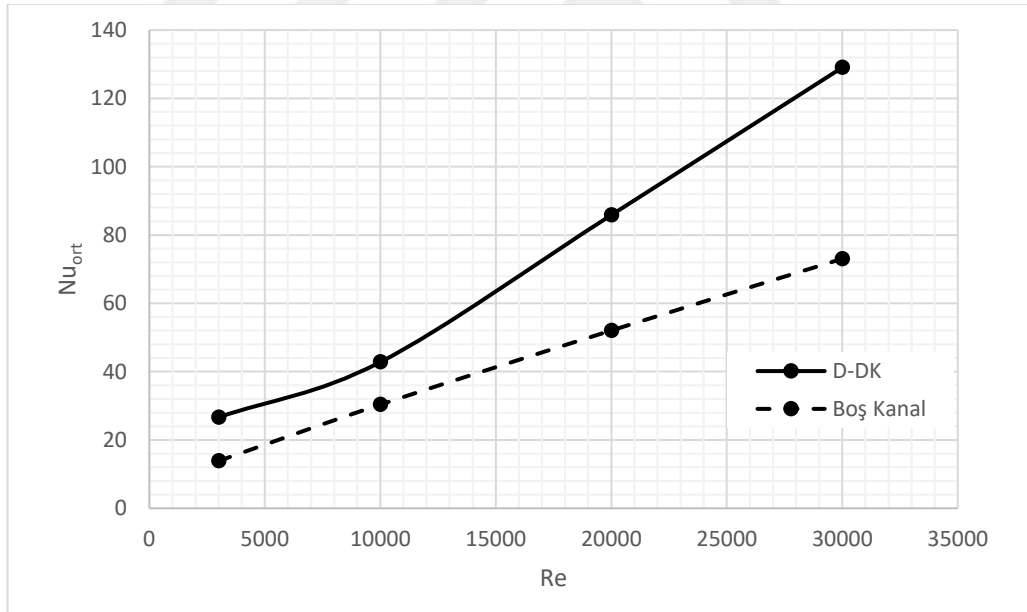
Bu kısımda birbirinden farklı geometrik özelliğe sahip kanallar için yapılan sayısal analizler sonucunda, kanalların boş kanala oranla göstermiş oldukları ısı transferi performansları değerlendirilmiştir. Üçgen delikli, üçgen deliksiz, dikdörtgen delikli ve dikdörtgen deliksiz olmak üzere 4 farklı kanala ait ortalama Nusselt sayılarının Reynolds sayısına bağlı değişimi grafik üzerinde gösterilerek boş kanal ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalara ait grafikler Şekil 4.93-4.96'da gösterilmiştir.



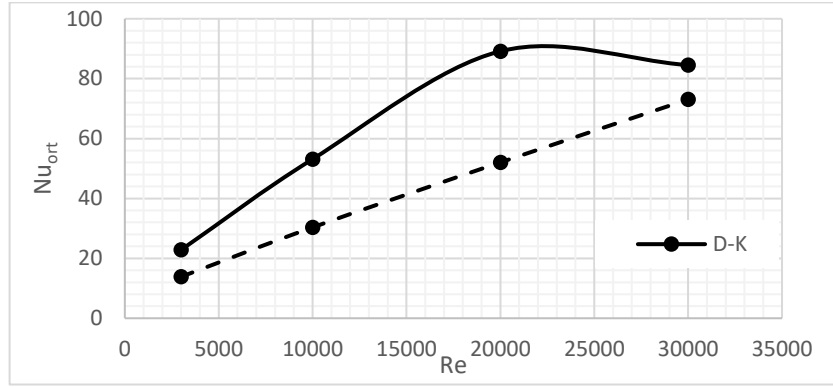
Şekil 4.93. Üçgen delikli model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi



Şekil 4.94. Üçgen deliksiz model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi



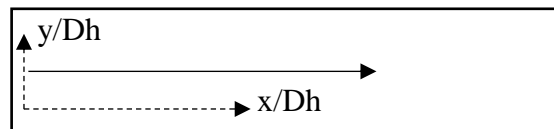
Şekil 4.95. Dikdörtgen delikli model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi



Şekil 4.96. Dikdörtgen deliksiz model ile boş kanalın Nusselt sayısı değişimi

Grafiklerde görüldüğü üzere, Reynolds sayısındaki artış ile birlikte Nusselt sayısı da artmaktadır. Şekil 4.95'te görüldüğü gibi dikdörtgen delikli modellerde Nusselt sayısı diğer modellere oranla daha fazladır. Bu durum dikkate alındığında, dikdörtgen delikli modellerde gerçekleşen ısı transferi daha yüksektir. Dikdörtgen delikli P14 modeli 129,04 ile en yüksek Nusselt değerine sahipken, P3 modeli 21,9 ile en düşük Nusselt değerine sahiptir. Reynolds sayısının 30 000 olduğu durumdaki Nusselt sayıları karşılaştırıldığında dikdörtgen delikli model diğer modellerden en az %26 daha yüksektir.

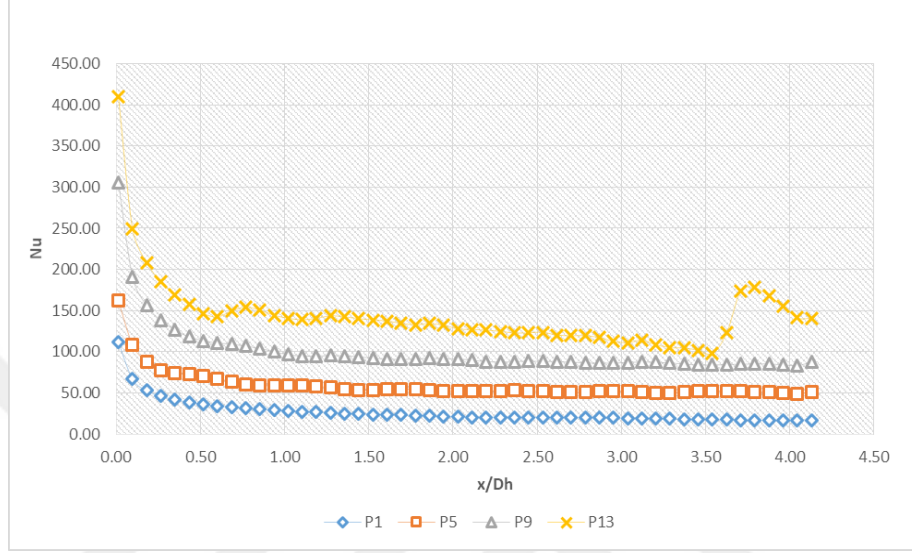
Yapılan tüm sayısal analiz çalışmalarında akış yönünde ve kanal uzunluğu boyunca Nusselts sayısının değişimi de detaylı olarak incelenmiştir. Tüm modeller için kanal boyunca 3 farklı noktadan yapılan bu boyutsuzlaştırma işlemi, Şekil 4.97'de detayları görülebileceği üzere, x/D_h ile, kanal kesit noktası ise y/D_h ile ifade edilmiştir.



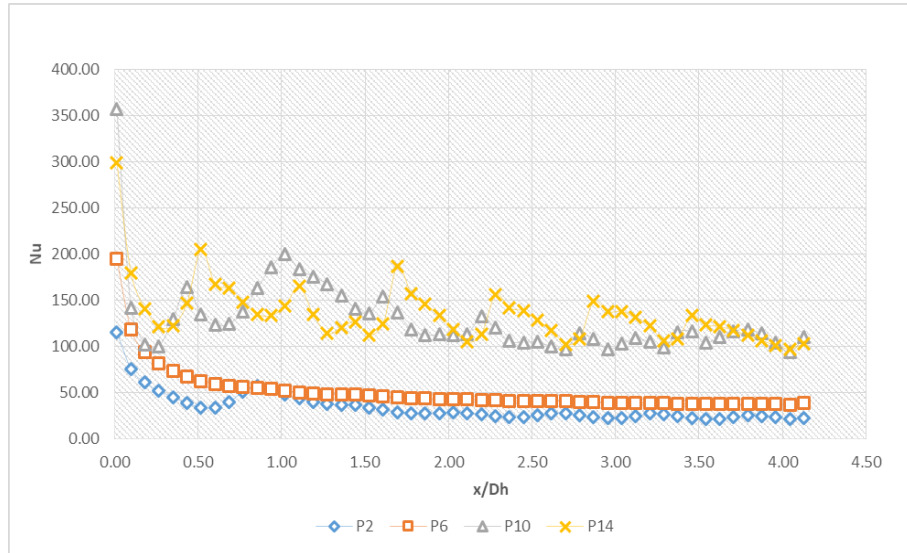
Şekil 4.97. Boyutsuzlaştırma ifadeleri

Boyutsuzlaştırma işleminde geometri tipi, Reynolds sayısı ve akış yönü gibi parametrelerin ortak noktaları dikkate alınarak grafikler oluşturulmuştur.

Şekil 4.98-Şekil 4.100'de geometri tipine göre, Şekil 4.101-Şekil 4.103'te Reynolds sayısına göre, Şekil 4.104-Şekil 4.106'da akış yönüne göre yerel Nusselt sayısının değişimi görülmektedir.

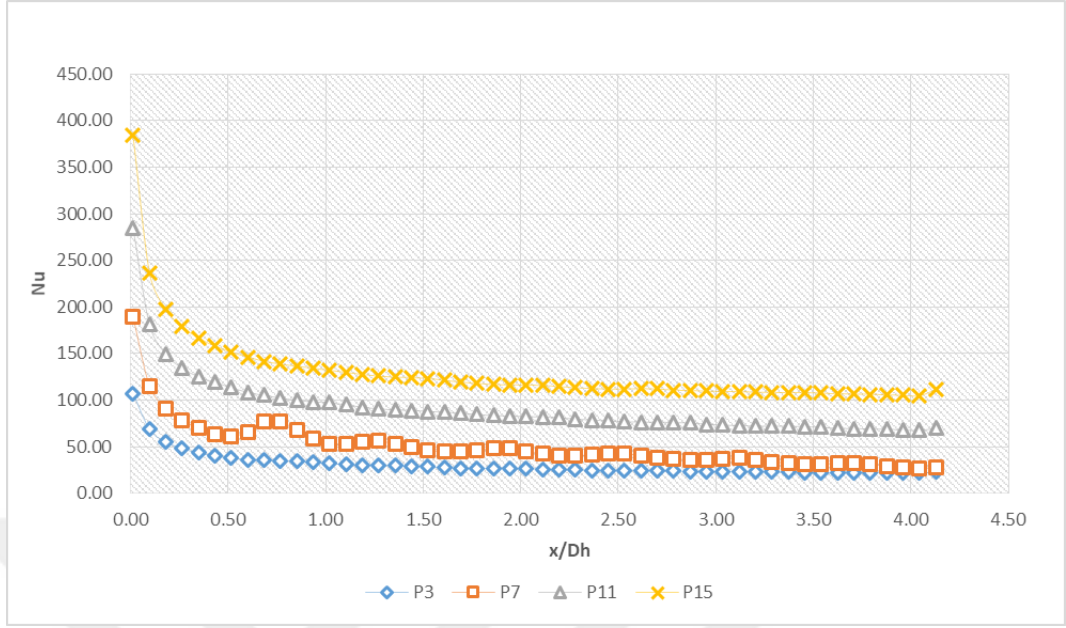


(a)

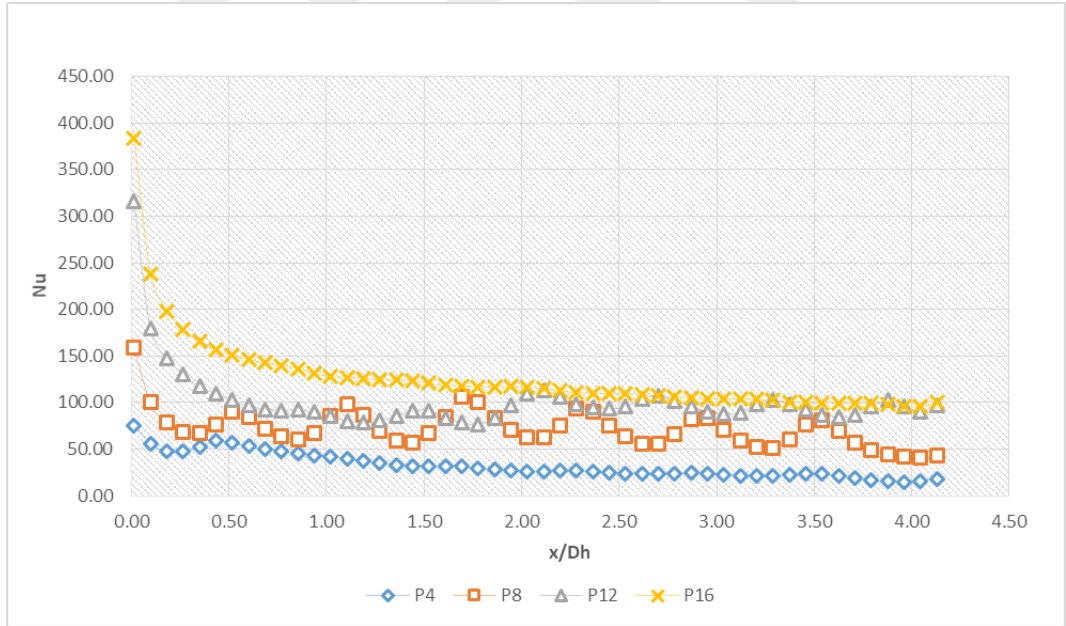


(b)

Şekil 4.98. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,09$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

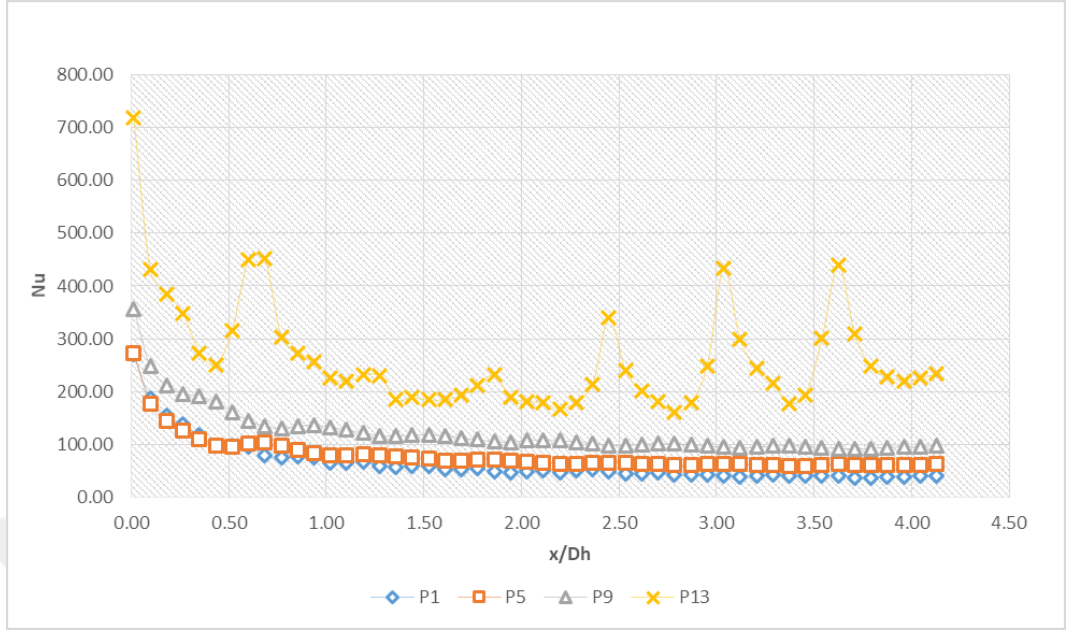


(c)

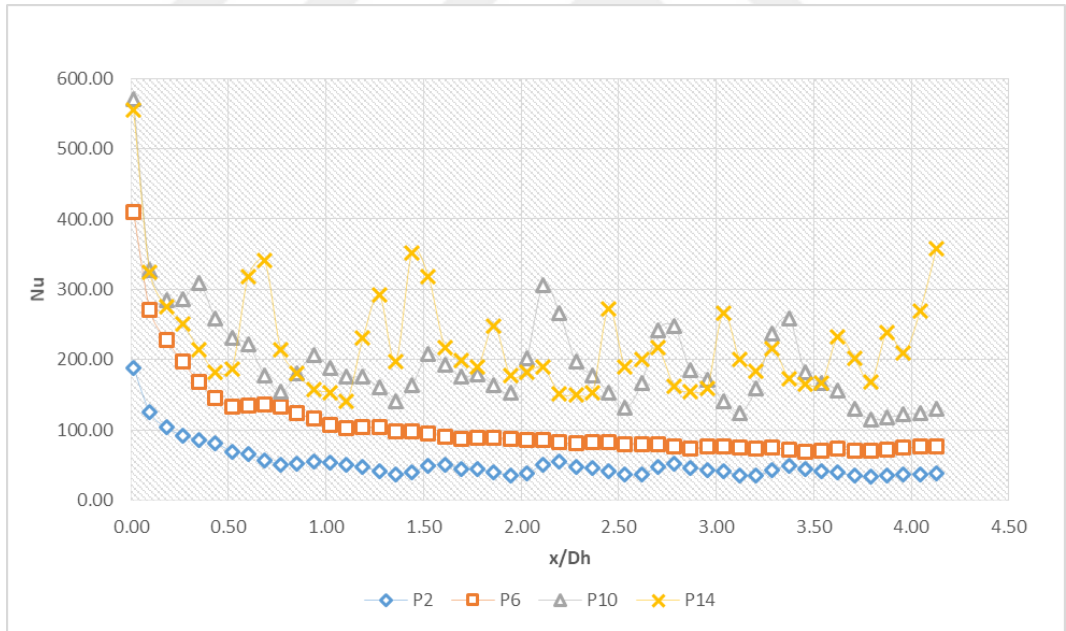


(d)

Şekil 4.98. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,09$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

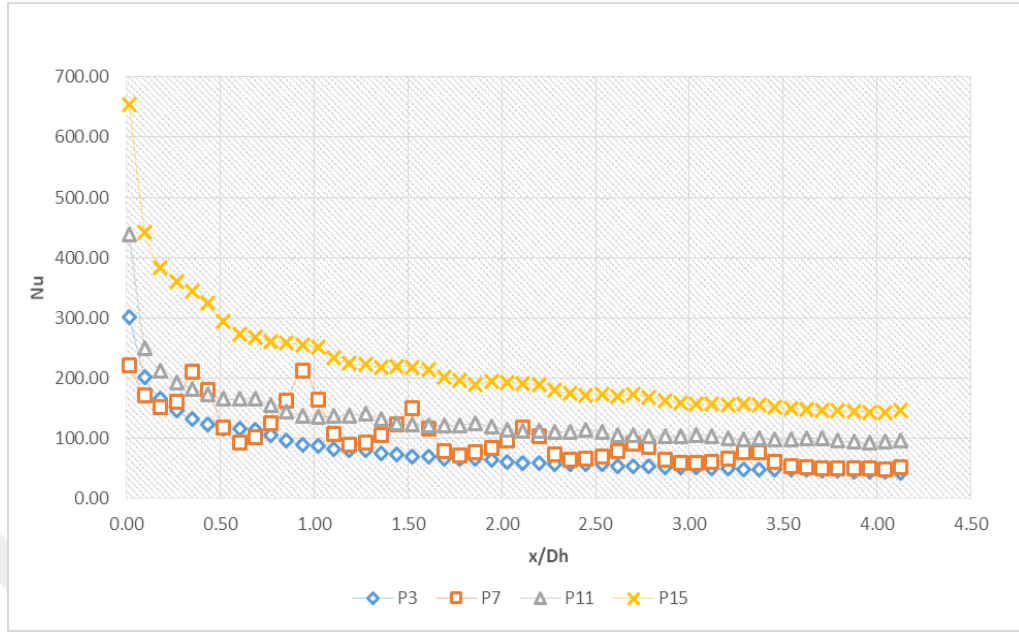


(a)

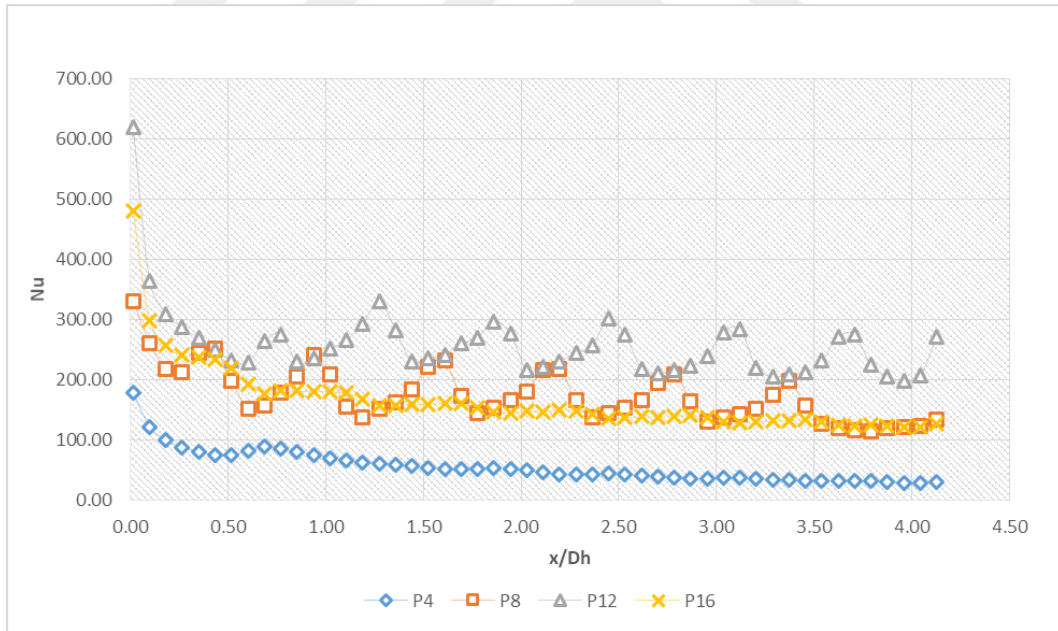


(b)

Şekil 4.99. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,28$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

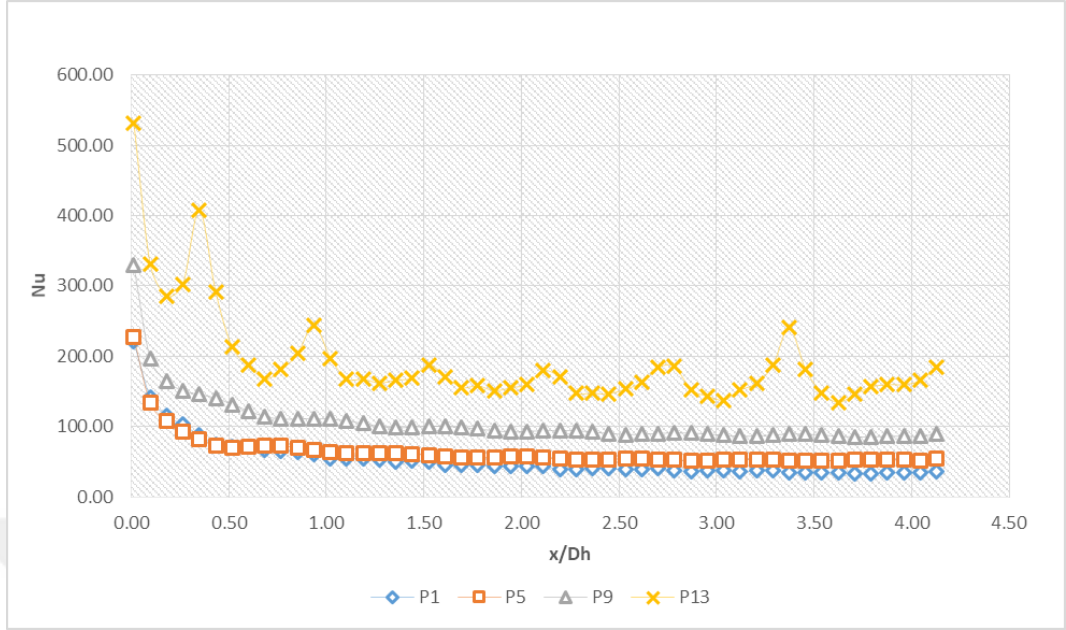


(c)

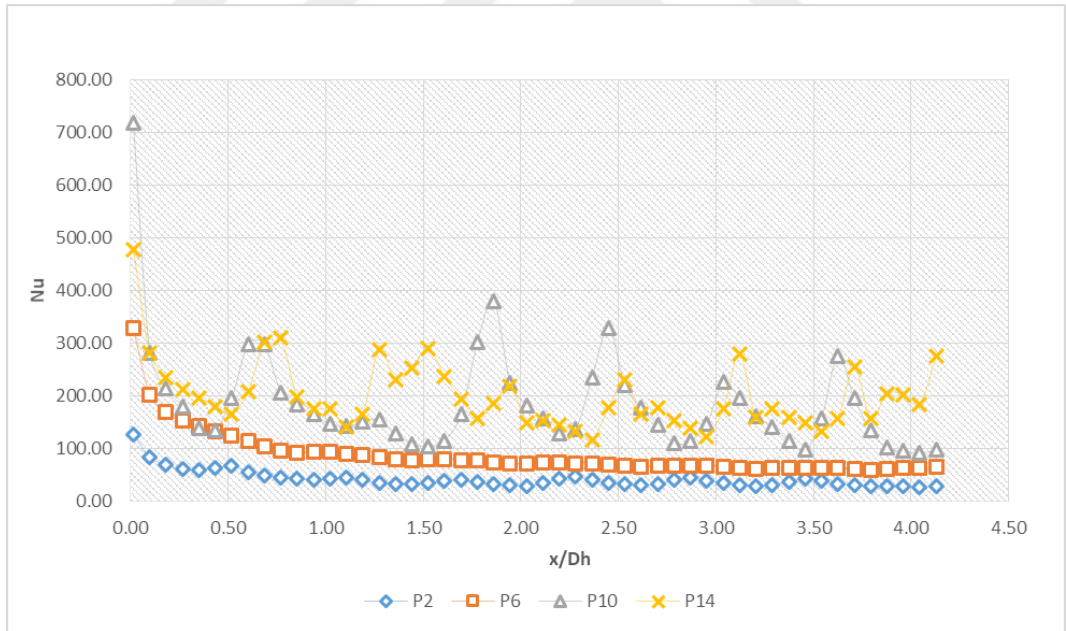


(d)

Şekil 4.99. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,28$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

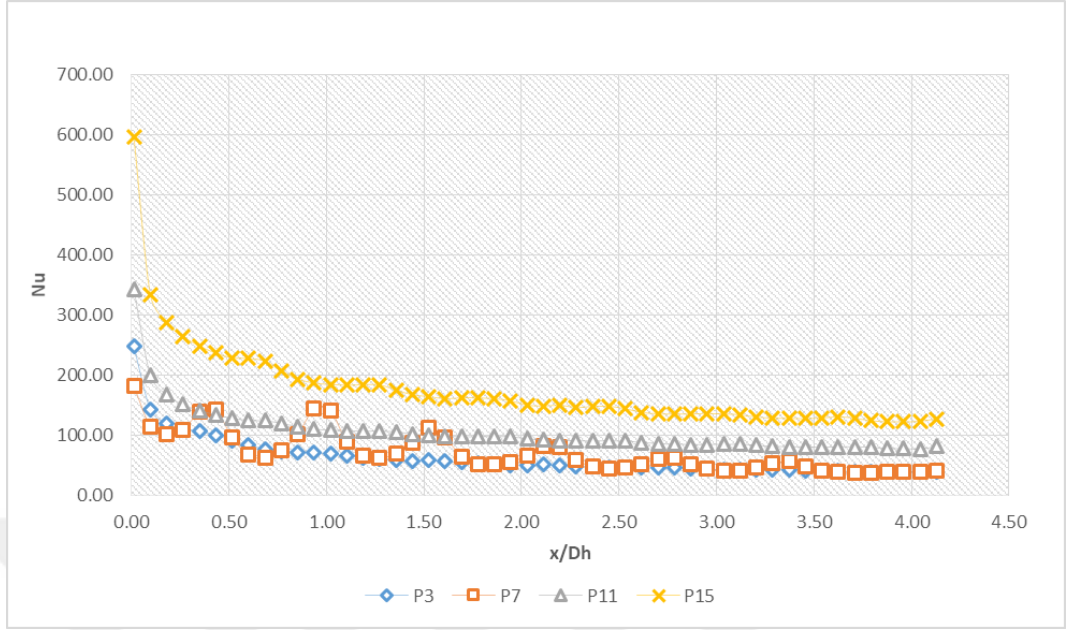


(a)

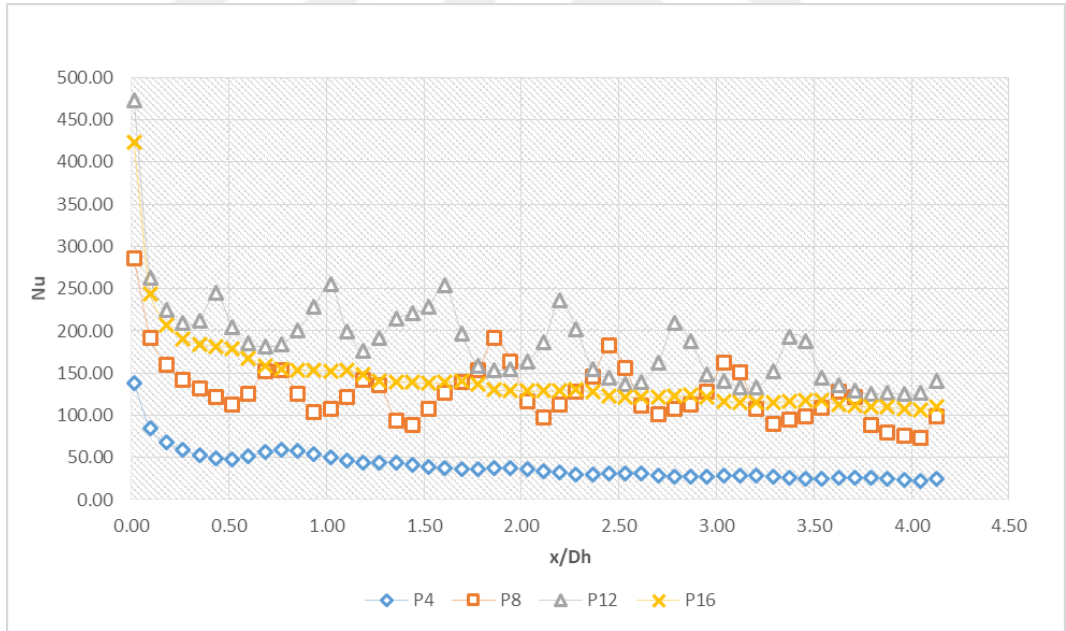


(b)

Şekil 4.100. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,33$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

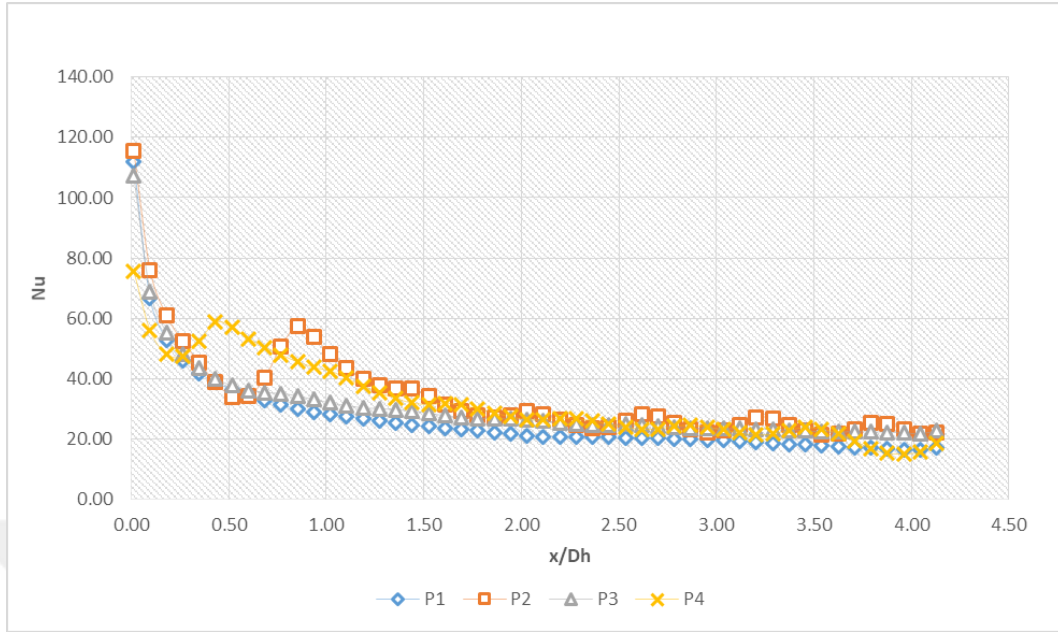


(c)

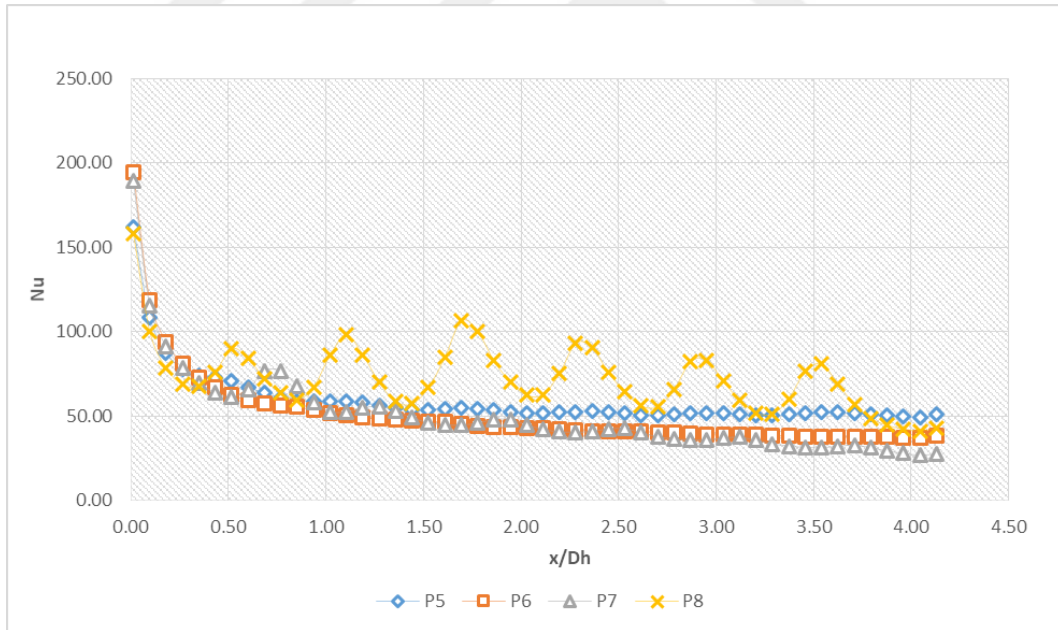


(d)

Şekil 4.100. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,33$) (a) U-DK modelleri, (b) D-DK modeller, (c) U-K modelleri, (d) D-K modelleri

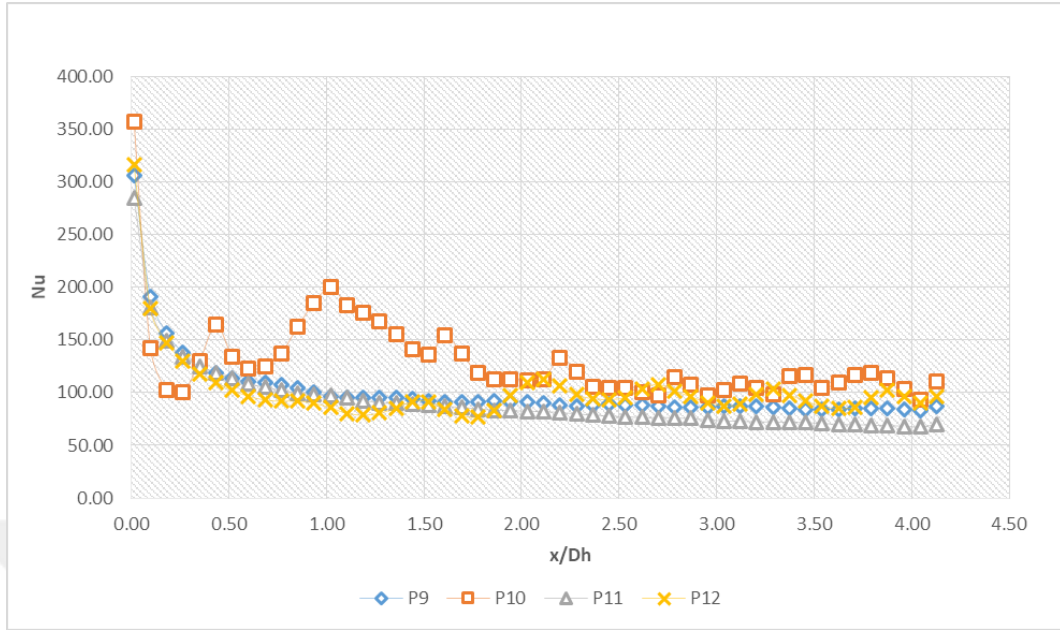


(a)

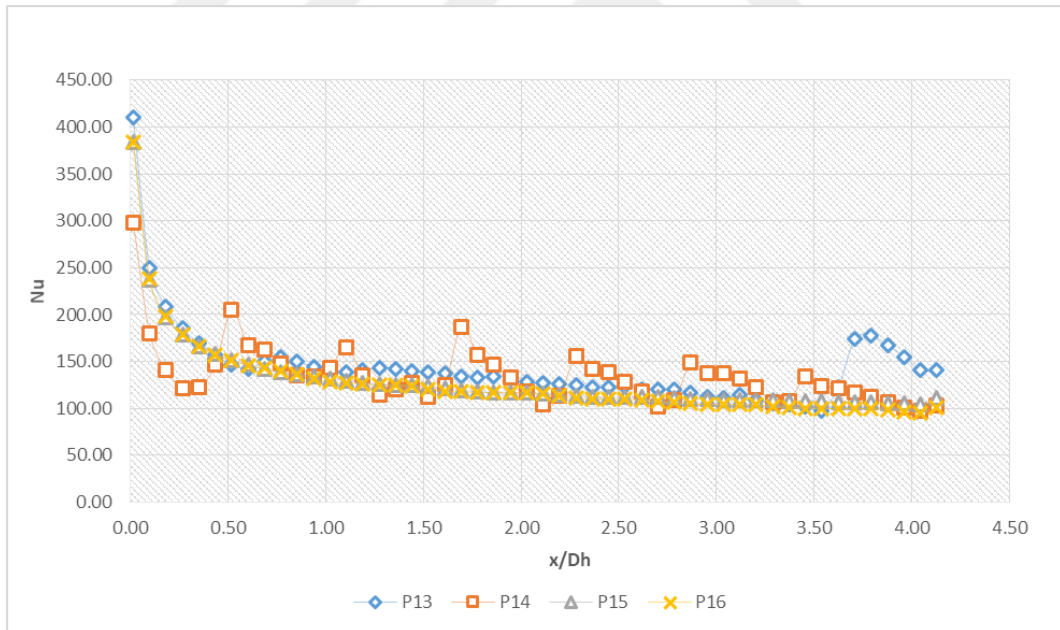


(b)

Şekil 4.101. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,09$) (a) $Re=3\ 000$, (b) $Re=10\ 000$, (c) $Re=20\ 000$, (d) $Re=30\ 000$

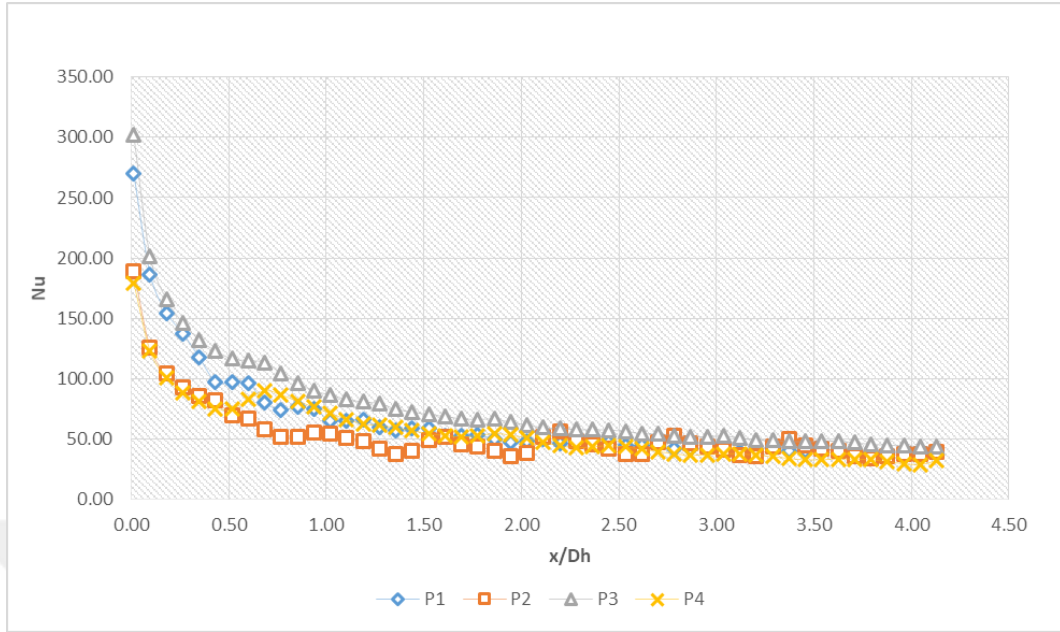


(c)

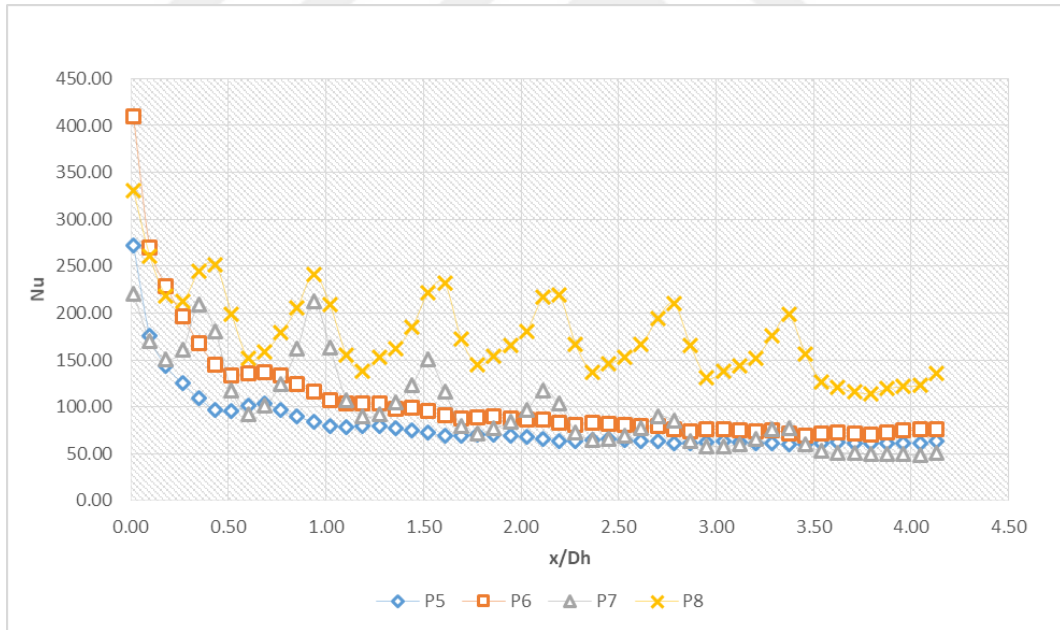


(d)

Şekil 4.101. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,09$) (a) $Re=3\,000$, (b) $Re=10\,000$, (c) $Re=20\,000$, (d) $Re=30\,000$

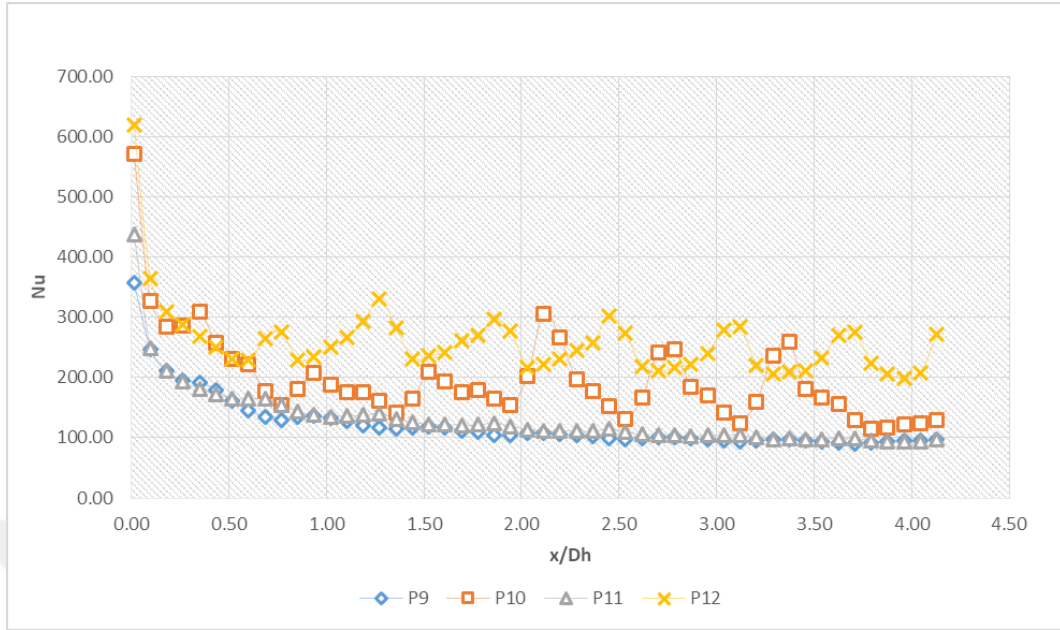


(a)

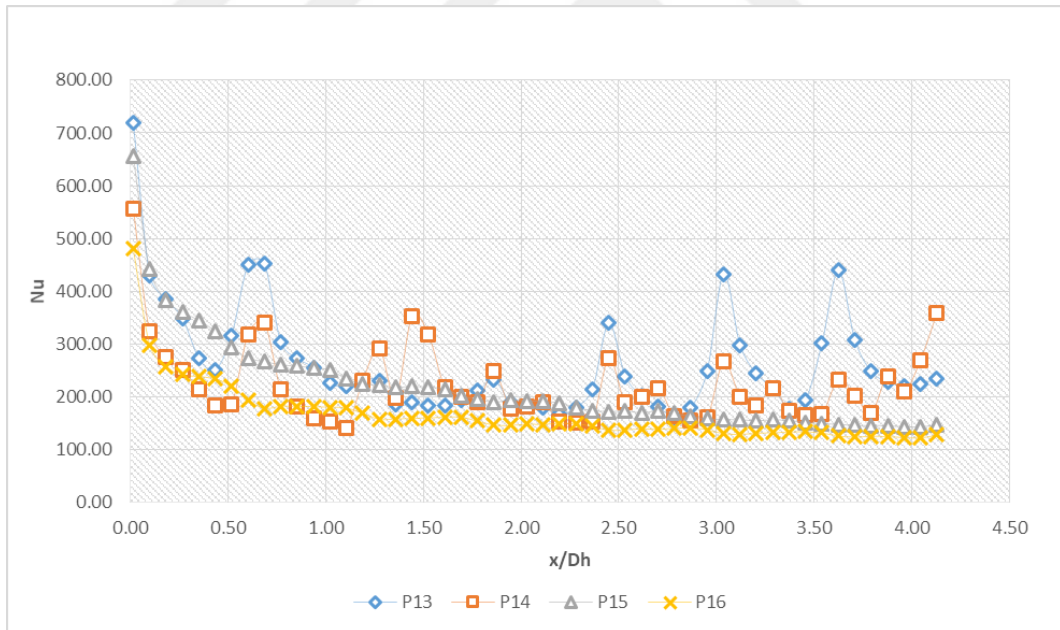


(b)

Şekil 4.102. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,28$) (a) $Re=3000$, (b) $Re=10000$, (c) $Re=20000$, (d) $Re=30000$

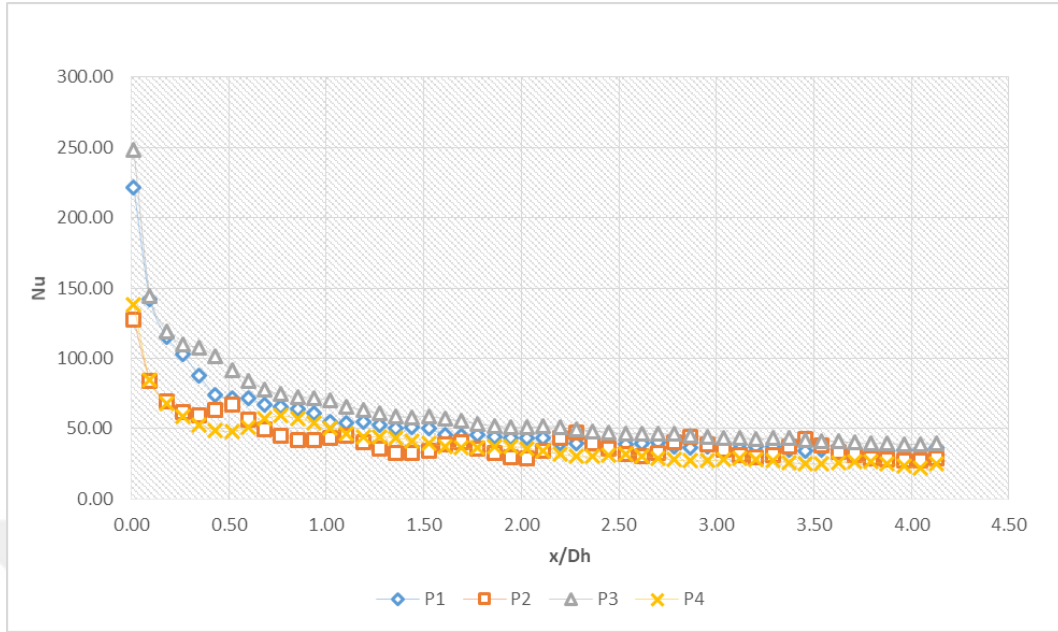


(c)

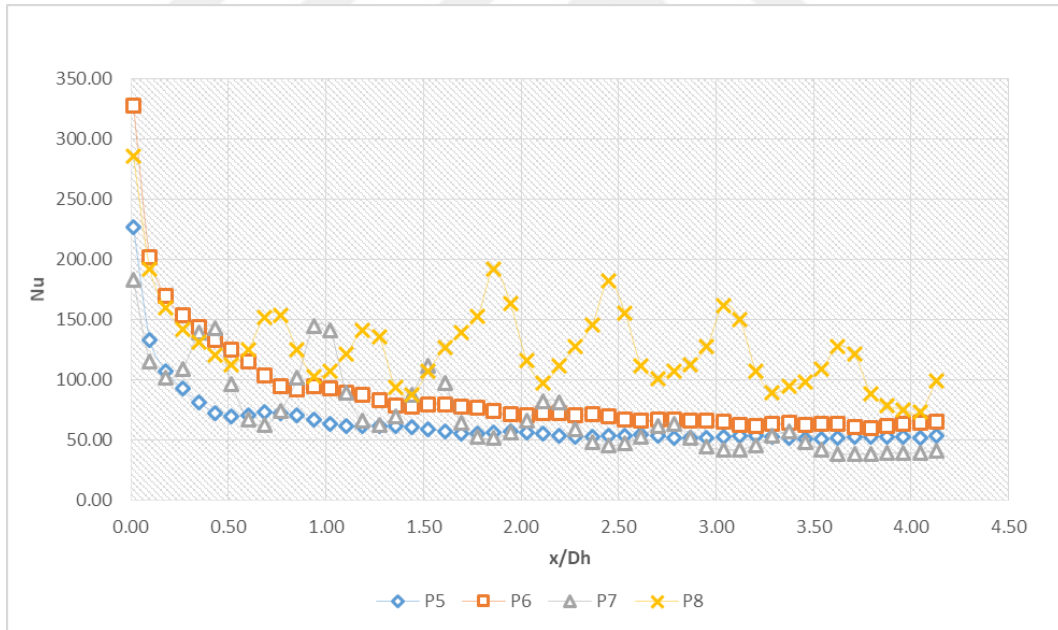


(d)

Şekil 4.102. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,28$) (a) $Re=3\,000$, (b) $Re=10\,000$, (c) $Re=20\,000$, (d) $Re=30\,000$

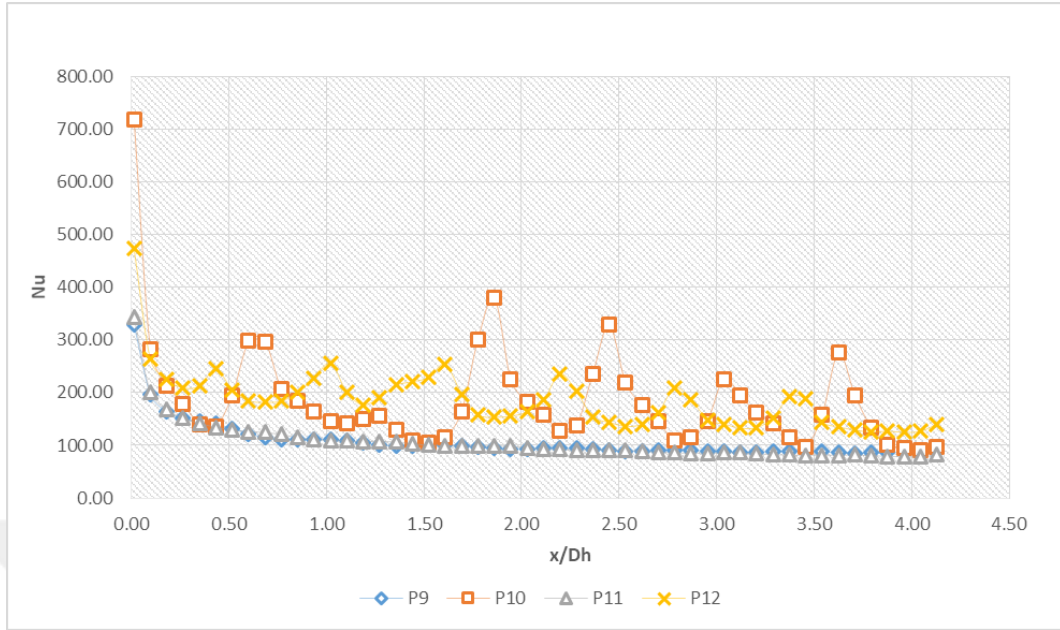


(a)

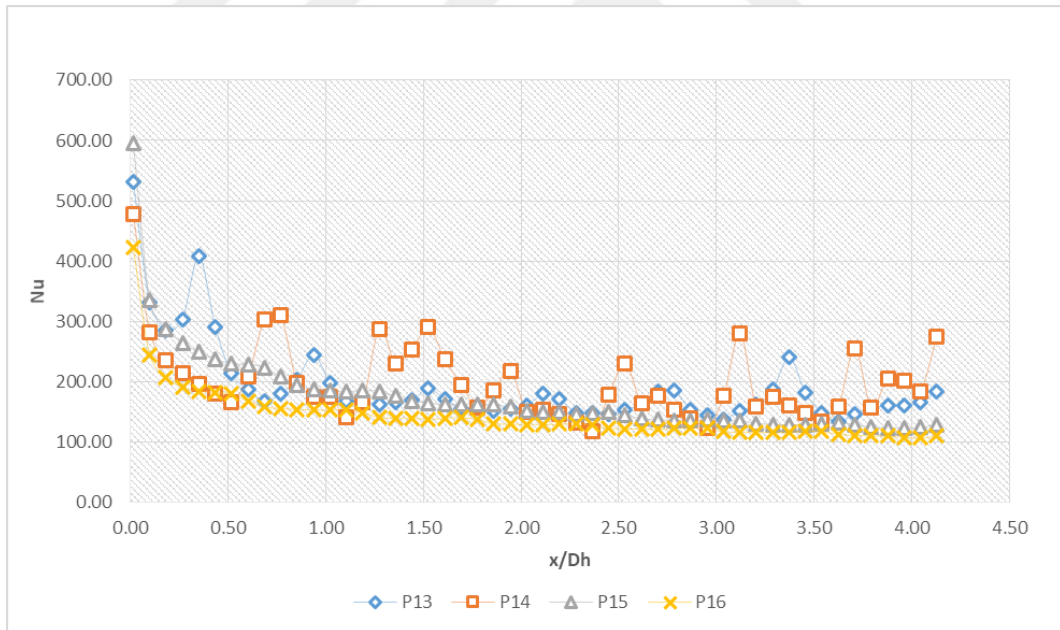


(b)

Şekil 4.103. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,33$) (a) $Re=3\ 000$, (b) $Re=10\ 000$, (c) $Re=20\ 000$, (d) $Re=30\ 000$

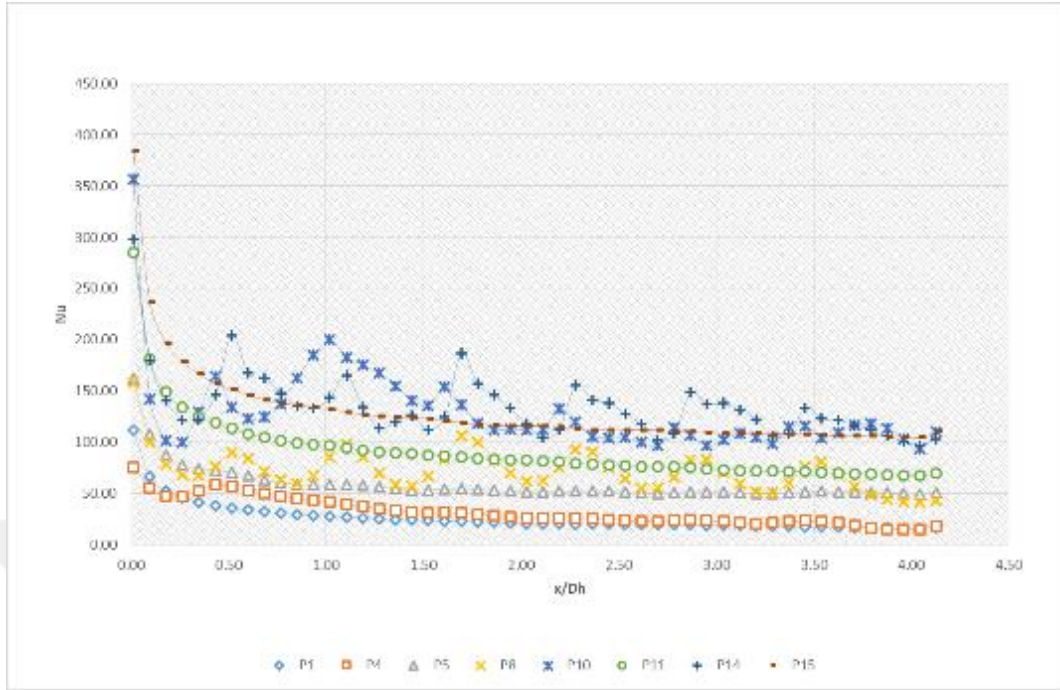


(c)

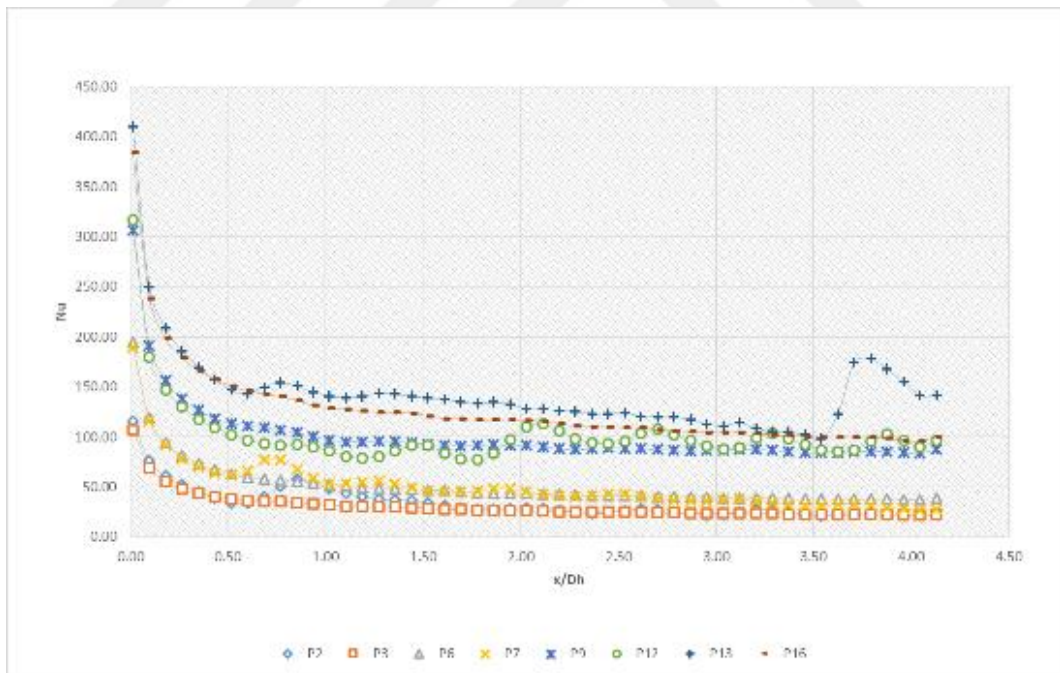


(d)

Şekil 4.103. (Devam) Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,33$) (a) $Re=3\,000$, (b) $Re=10\,000$, (c) $Re=20\,000$, (d) $Re=30\,000$

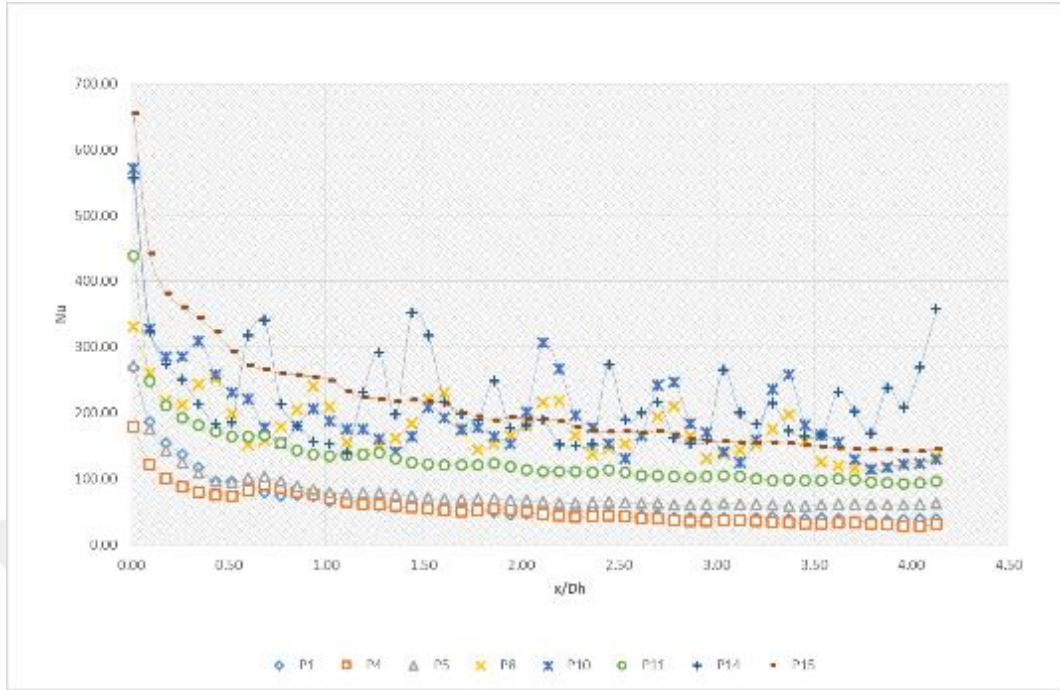


(a)

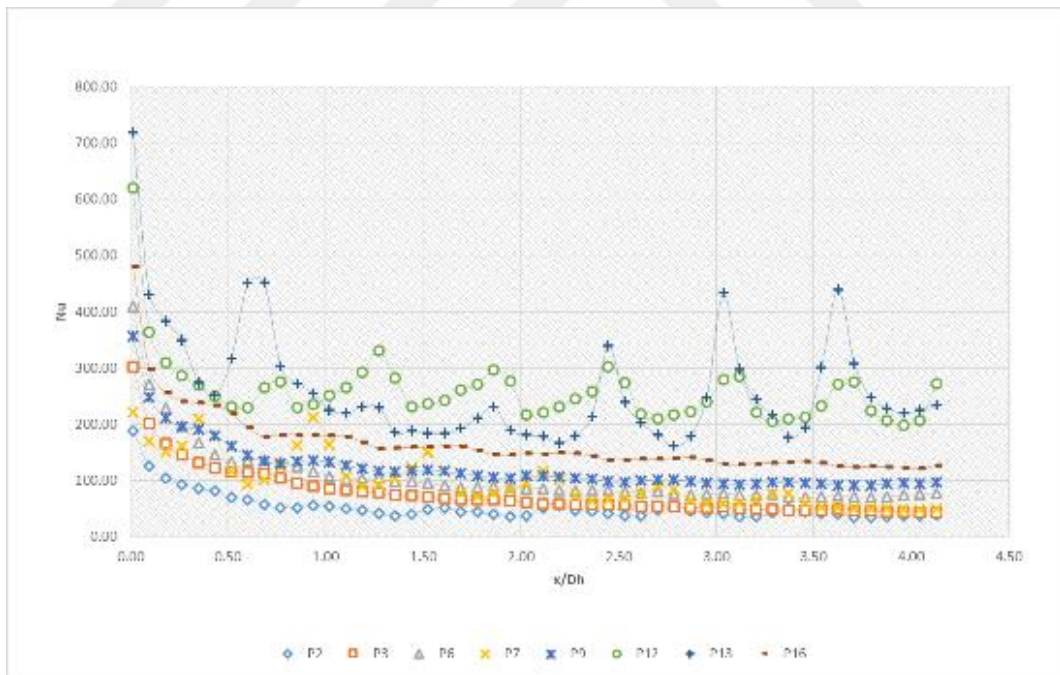


(b)

Şekil 4.104. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,09$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu

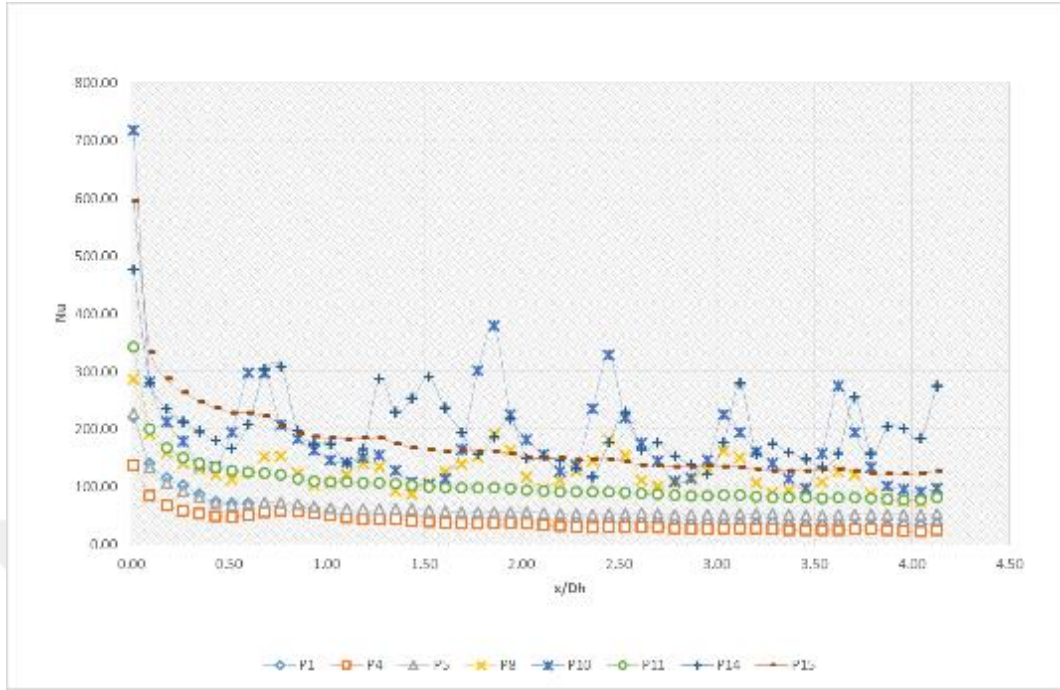


(a)

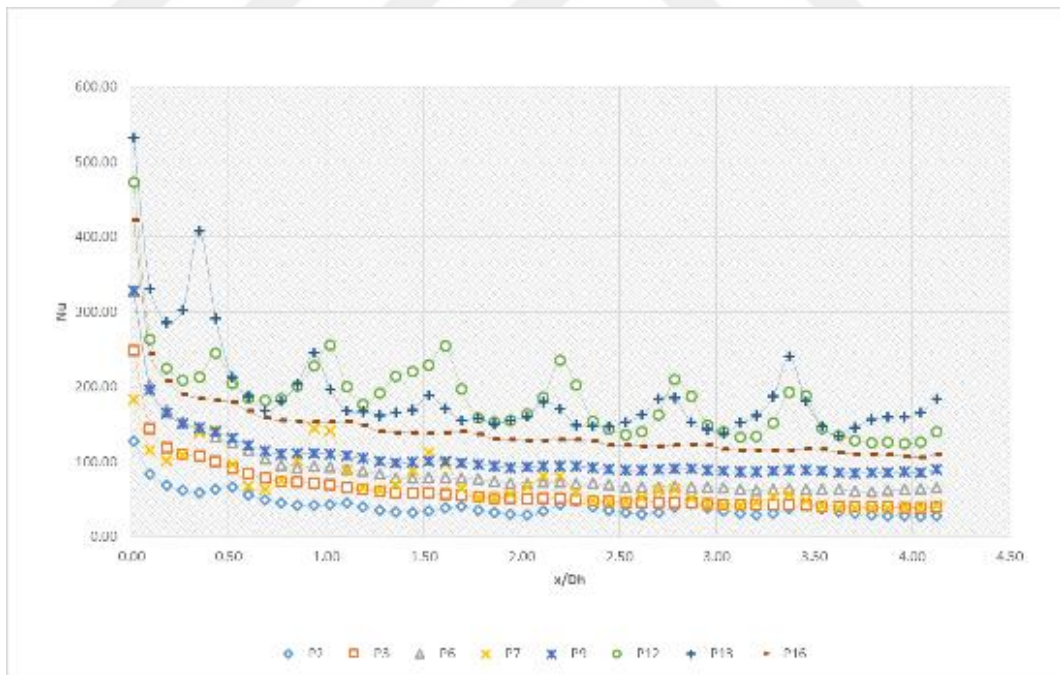


(b)

Şekil 4.105. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,28$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu



(a)



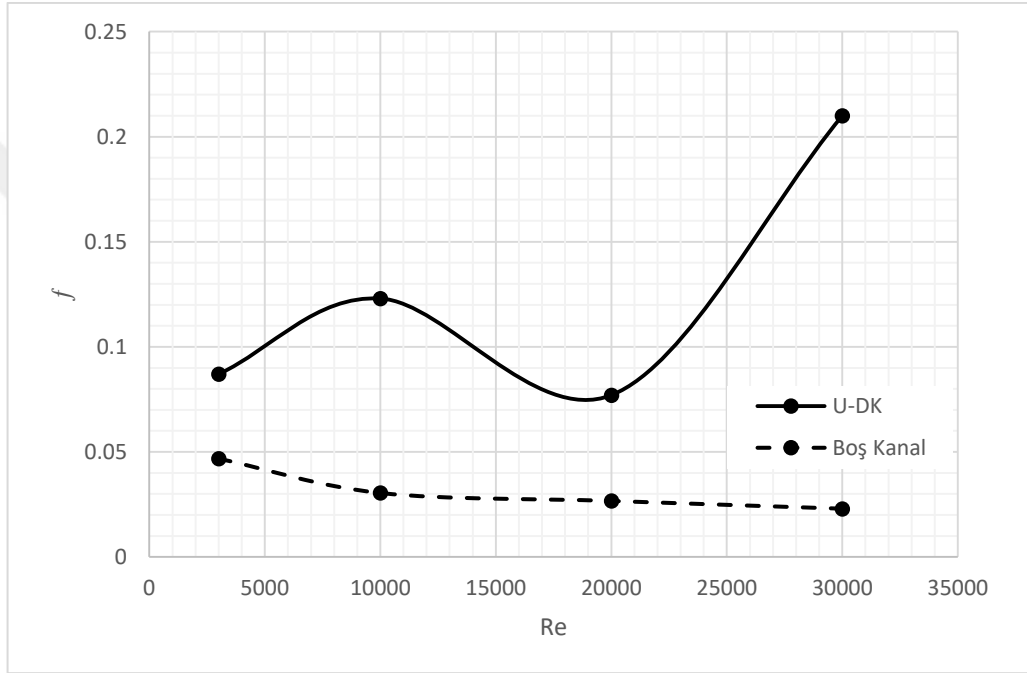
(b)

Şekil 4.106. Yerel Nusselt sayısının x/Dh boyutsuz mesafesine göre değişimi ($y/Dh=0,33$) (a) Akış yönü 1 durumu, (b) Akış yönü 2 durumu

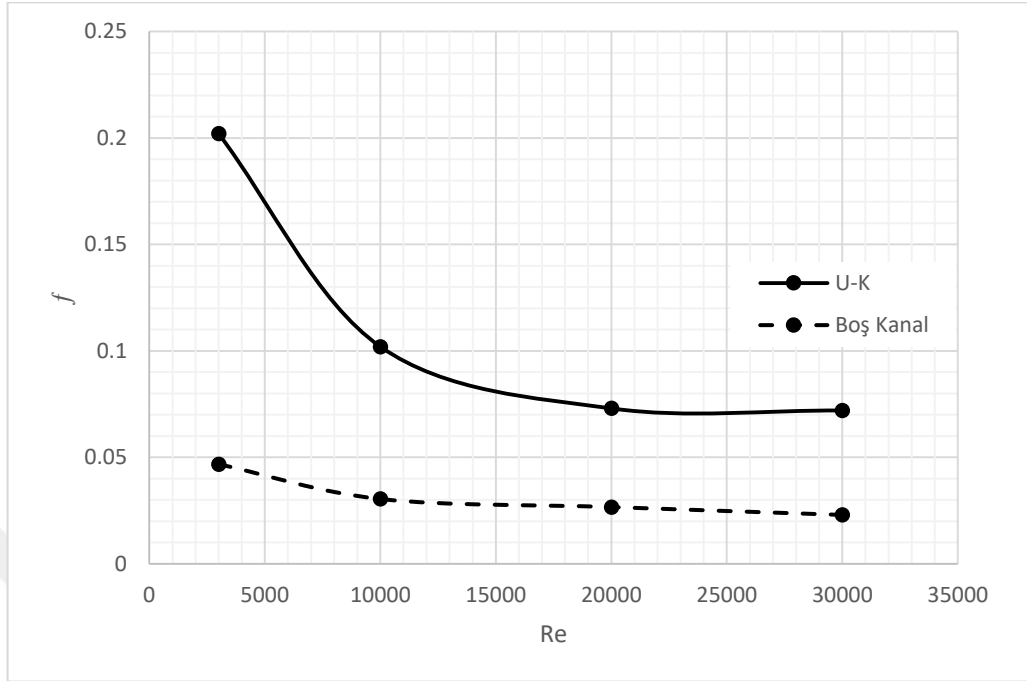
Yerel Nusselt sayısının x/D_h boyutsuz mesafesine göre değişim grafikleri incelendiğinde, tüm analizlerde özellikle kanal orta bölgelerinde oluşan girdapların etkisi ile Nusselt sayısında dalgalanmalar olduğu görölmüştür. Bununla birlikte tüm modellerde kanal çıkışında Nusselt sayısında, akışkanın yavaşlaması ve girdapların azalması kaynaklı olarak, azalma olmuştur. Daha önce belirtmiş olduğumuz P7, P10 ve P13 modellerinde görölen girdaplar burada da etkisini göstermiş ve yerel Nusselt sayısının değişiminde dalgalanmaları ortaya çıkarmıştır. Geometri tipine göre oluşturulan grafiklerde P7, P8, P10, P12, P13, P4 modellerinde, akış yönüne göre oluşturulan grafiklerde P7, P8, P10, P12, P13, P14 modellerinde, Reynolds sayısına göre oluşturulan grafiklerde ise P7, P8, P10, P12, P13 ve P14 modellerinde dalgalanmalar olduğu net bir şekilde görölmektedir. Bu durum dikkate alınarak modellerin kanatçık açıları incelendiğinde dalgalanmadaki en önemli etkenlerden birinin kanatçık açısı olduğu anlaşılmıştır.

4.7. Sürtünme Faktörü

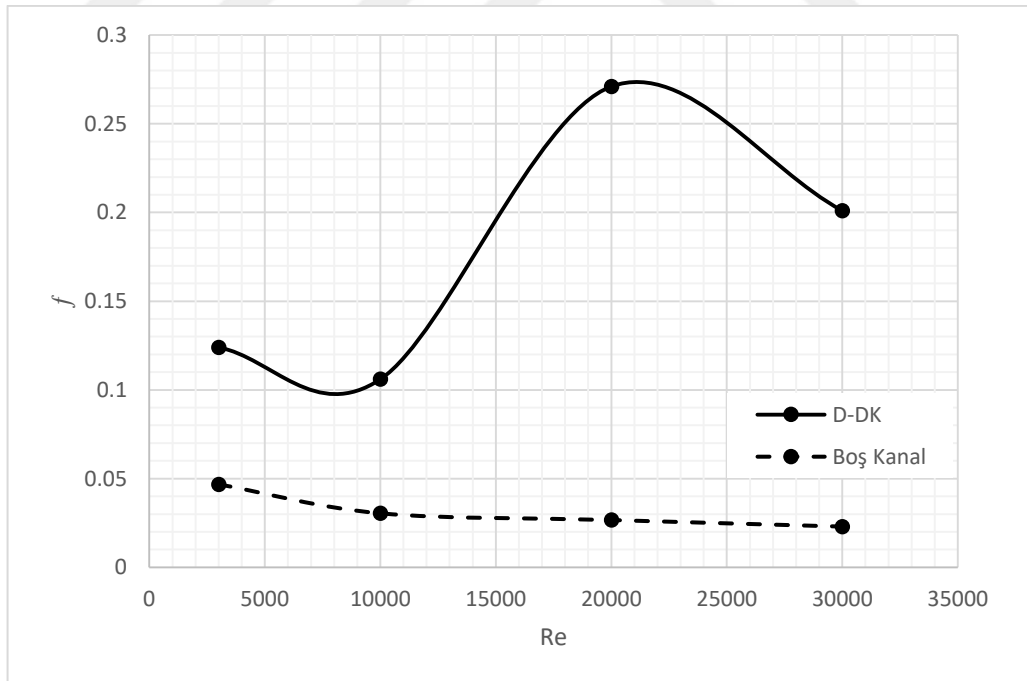
Yapılan analiz çalışmalarında boyutsuz basınç düşüşü olarak tanımlanan sürtünme faktörü değerini elde edebilmek amacıyla kanal giriş ve çıkışındaki basınç değerleri hesaplanmıştır. Şekil 4.107-Şekil 4.110'da her bir kanat tipinin sürtünme faktörü değerleri boş kanal ile karşılaştırılmalı olarak grafikler ile gösterilmiştir.



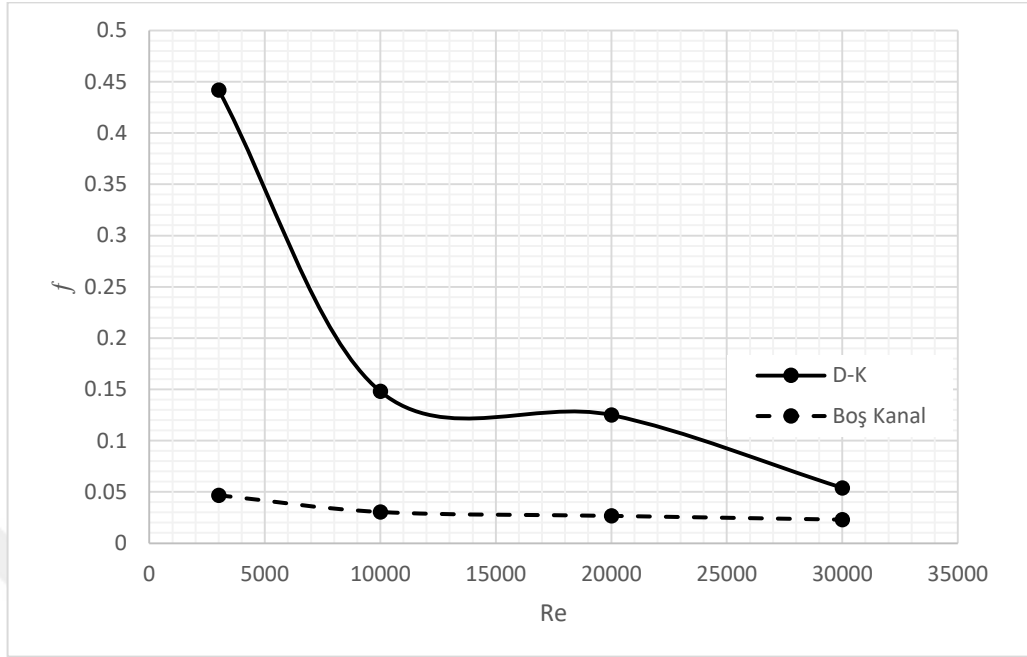
Şekil 4.107. Üçgen delikli model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi



Şekil 4.108. Üçgen deliksiz model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi



Şekil 4.109. Dikdörtgen delikli model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi



Şekil 4.110. Dikdörtgen deliksiz model ile boş kanalın sürtünme faktörü değişimi

Sayısal analiz çalışmalarında incelenen tüm geometri tipindeki engellere ve farklı akış yönüne ait verilerden elde edilen basınç düşüşü ve ısı geçişi değerlerine göre oluşan sürtünme faktörünün değişimine ait grafikler, her bir geometri tipi için ayrı ayrı çizilmiş, tüm durumlarda genel olarak Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün (f) azaldığı görülmüştür.

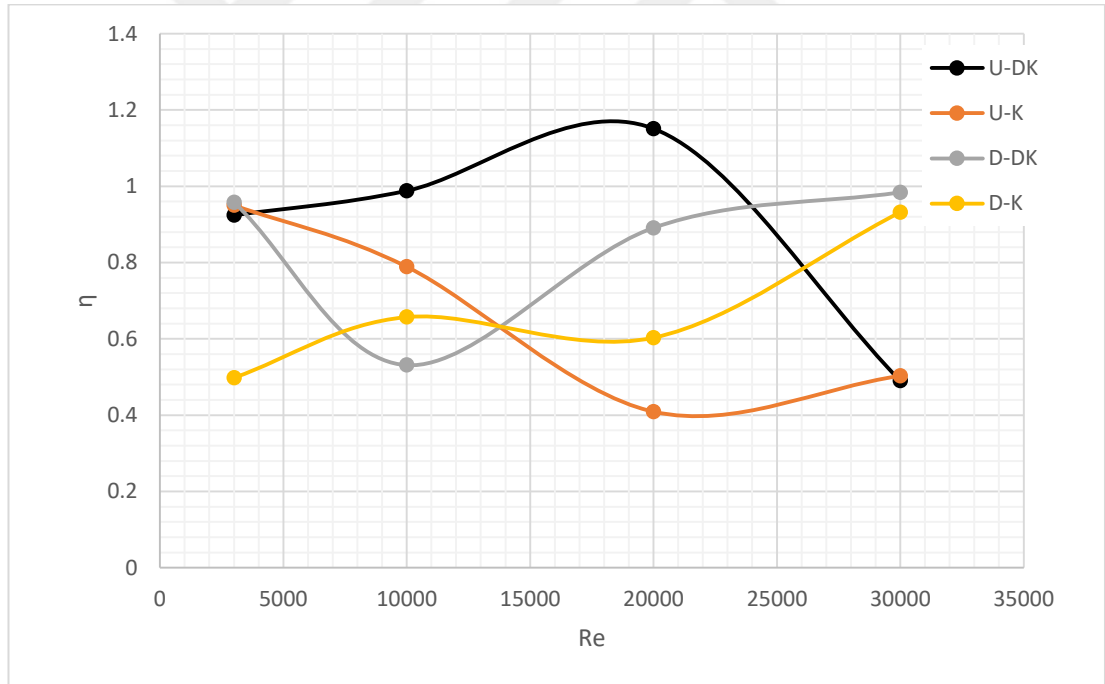
Grafikler ve analizler birlikte değerlendirildiğinde dikdörtgen delikli modelde kanatçık açısının (α) artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün yükseldiği görülmüştür. Maksimum sürtünme faktörü P13 modelinde görülmektedir.

4.8. Isıl Performans Faktörü

Isı transferindeki iyileştirme olarak ifade edebileceğimiz ısı performans faktörü (η) Eş. 4.21 ile hesaplanmaktadır. Eşitlikten de anlaşılacağı üzere engelli bir yüzeye ait ısı taşınım katsayısının, engelsiz bir yüzeye ait ısı taşınım katsayısına oranı ile genel olarak bu faktör bulunabilmektedir.

$$\eta = \frac{h}{h_0} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (4.21)$$

Eş. 21 'de belirtilen formül yardımıyla her bir parametre için ısı performans faktörü hesaplanmış ve Şekil 4.111'de belirtilen grafik elde edilmiştir.



Şekil 4.111. Isıl performans faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

Sayısal analiz çalışmaları ve Taguchi metodundan elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde ısı performans faktörüne en fazla etkinin kanatçık açısı (α)

kaynaklı olduğu görülmüştür. Akış yönü, kanatlar arası mesafe, kanatçık yüksekliği etkileri %10'un altında kalmıştır.

Yapılan her bir sayısal çalışmada parametrelerin verime olan etkileri oldukça önemlidir. Bazı durumlarda Nusselt sayısında artış olurken, bazı durumlarda sürtünme faktöründe de artış ile karşılaşılabilmektedir. Eğer Nusselt sayısındaki artış sürtünme faktöründen fazla ise modelin uygun olduğu söylenebilir. Aynı zamanda Eş. 4.21'den hesaplanan değerler ile de değerlendirme yapılabilir. Eğer $\eta > 1$ ise modelin uygun olduğu söyleyebiliriz. Şekil 4.111'den anlaşılabilceği üzere Reynolds sayısının 20 000 olduğu U-DK durumunda, yani P9 modelinde, η değeri 1'in üzerindedir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında farklı geometrik özelliklere sahip kanatçıkların farklı Reynolds sayısı durumlarındaki ısı performansları sayısal olarak incelenmiş ve Taguchi tasarım metodu kullanılarak tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmiştir. Bu çalışmalarda Reynolds sayısı (3 000-30 000), kanatçık tipi (U-DK, D-DK, U-K, D-K), kanatçık açısı ($\alpha=15^\circ$, $\alpha=30^\circ$, $\alpha=45^\circ$, $\alpha=75^\circ$), kanatçığın yerden yüksekliği ($b=0,5$, $b=1$, $b=3$, $b=5$), kanat yüksekliği ($e=25$, $e=50$), kanatlar arası mesafe ($g=30$, $g=34$) ve akış yönü parametre olarak seçilmiştir. Sayısal çalışmalar ile elde edilen sonuçlar, akış vektörleri, akış çizgileri, sıcaklık konturları, Nusselt sayıları, sürtünme faktörleri, ısı performans faktörleri ve yerel Nusselt sayıları grafikleri ile sunulmuştur.

Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda öncelikle boş kanal için yapılan sayısal ağ bağımsızlık çalışması ile ideal ağ yapısı belirlenmiştir. İdeal sayısal ağ ile yapılan analizler deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Deneysel sonuçlar ile karşılaştırılan bu çalışma ile ideal çözüm metodu da belirlenmiştir. Toplamda 16 farklı model için ayrı ayrı HAD analizleri yapılmıştır. Her bir analizde Reynolds sayısının artmasına bağlı olarak Nusselt sayısında artış olduğu, ancak U-K ve D-K modellerinde gözlemlenen Nusselt sayısı artışının U-DK ve D-DK modellerine göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu sebeple daha yüksek Nusselt sayısı artışı için U-DK ve D-DK modellerini kullanmanın daha avantajlı olduğu söylenilebilir.

U-DK modelleri için en yüksek Nusselt sayısı, en yüksek Reynolds sayısında ($Re = 30\ 000$), kanat açısının $\alpha=75^\circ$, kanatçığın yerden yüksekliği $b=1$, kanat yüksekliği $e=50$, kanatlar arası mesafe $g=30$ olduğu durumda 102,3 olarak hesaplanmıştır. Bu değer boş kanala oran ile yaklaşık 1,4 kat daha fazladır.

Benzer şekilde D-DK modelleri için en yüksek Nusselt sayısı, en yüksek Reynolds sayısında ($Re=30\ 000$), kanat açısının $\alpha=45^\circ$, kanatçığın yerden yüksekliği $b=0,5$,

kanat yüksekliği $e=50$, kanatlar arası mesafe $g=34$ olduğu durumda 129 olarak hesaplanmıştır. Bu değer boş kanala oran ile yaklaşık 1,77 kat daha fazladır.

Taguchi tasarım metodu ile parametrelere Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı performans faktörü üzerine olan etkileri değerlendirilerek optimum şartlar belirlenmiştir. Nusselt sayısı için en etkin parametrenin %63,83'lük katkı oranı ile Reynolds sayısının olduğu, sürtünme faktörü için %36,21'lik katkı oranı ile kanatçık açısının olduğu ve ısı performans faktörü için %36,70'lik katkı oranı ile yine kanatçık açısının olduğu görülmüştür. Buna ek olarak, kanat yüksekliği, kanatlar arası mesafe ve akış yönü faktörlerinin Nusselt sayısı değişimine etkisinin %2'nin altında olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle bu parametrelerin Nusselt sayısının artışına hiçbir etkisinin olmadığı söylenilebilir.

Yüksek yerel Nusselt sayısı, geometri tipine göre değerlendirildiğinde en yüksek değerin U-DK kullanılan durumda, $y/D_h=0,28$ olduğu durumda 718,82 değerine sahip olduğu belirlenmiştir.

Sayısal analizlerde Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak kanal içerisindeki basınç farkının arttığı görülmüştür. Ancak sürtünme faktöründe benzer bir durum ile karşılaşılmamıştır. U-DK ve D-DK modellerinde Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme faktöründe artış olurken, U-K ve D-K modellerinde bunun tersi durum ile karşılaşılmıştır. Bu duruma kanal içerisinde oluşan girdaplar neden olmuştur.

Reynolds ve ısı performans faktörü sayısı grafiğinde tüm geometri tipleri dikkate alınarak genel olarak değerlendirme yapılmıştır. Bu değerlendirme sonucunda ısı performans faktörünün (η), P9 modelinde ($\alpha=30$, $b=5$, $e=25$, $g=34$) 1'in üzerinde olduğu görülmüştür. Bu nedenle bu modelin verimli olduğu söylenilebilir.

Isıl performans faktörü (η) için parametrelerin katkı oranları incelendiğinde Reynolds sayısı, plaka yüksekliği, plakalar arası mesafe ve akış yönü parametreleri etkilerinin %10'un altında kaldığı tespit edilmiştir.



KAYNAKLAR

- A. Chaube, P.K. Sahoo, S.C. Solanki, 2006. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater, *Renewable Energy* 31 (2006) 317-331.
- A. Cortes, R. Piacentini, 1990. Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters, *Appl. Energy* 36 (1990) 253-261.
- A. Ridluan, S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, 2007. Numerical simulation of 3D turbulent isothermal flow in a vortex combustor, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 860-869.
- A.M. Jacobi, R.K. Shah, 1995. Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress, *ETF Sci.* 11 (1995) 295-309.
- Antoniou, J and Bergeles, G., 1988. Development of the Reattached Flow Behind Surface-Mounted Two-Dimensional Prisms, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 110, 127 (1988).
- C.C. Wang 2000. Technical review – a survey of recent patents of fin-and-tube heat exchangers, *J. Enhanced Heat Transfer* 7 (5) 333-345.
- C.K. Lee And S.A. Abdel-Monem, 2001. Computational Analysis Of Heat Transfer In Turbulent Flow Past A Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 2. Pp. 161-170, 2001.
- Çalışkan, S., 2012. Farklı Jet ve Çarpma Plakası Özelliklerinde Çarpmalı Akışkan Jetlerinin Isı Transferi ve Akışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Durst, F., Founti, M. And Obi, S., 1988. Experimental and Computational Investigation of the Two-Dimensional Channel Flow Over Two Fences in Tandem, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 110, 48 (1988).
- G. Biswas, H. Chattopadhyay, A. Singha, 2012. Augmentation of heat transfer by creation of streamwise longitudinal vortices using vortex generators, *Heat Transfer Eng.* 33 (4-5) (2012) 406-424.
- Hung-Yi Li, Ci-Lei Chen, Shung-Ming Chao, Gu-Fan Liang, 2013. Enhancing heat transfer in a plate-fin heat sink using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 67 (2013) 666-677.
- J.C. Han, 1988. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators, *ASME J. Heat Transfer* 110 (1988) 321-328.

- J.C. Han, L.R. Glicksman, W.M. Rohsenow, 1978. An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer* 21 (1978) 1143-1156.
- J.C. Han, S. Dutta, 2001. Recent developments in turbine blade internal cooling, *Annals of the New York Academy Sciences* 934 162-178.
- J.M. Wu, W.Q. Tao, 2008. Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator. Part A: Verification of field synergy principle. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 1179-1191.
- K. Yongsiri, 2014. Augmented heat transfer in a turbulent channel flow with inclined detached-ribs *Case Studies in Thermal Engineering* 3 1-10.
- Kakaç, S., and Liu, H., *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design* (Second Ed.), 81-127, CRC Press, USA, 2002. Kakaç, S., Shah, R. K., and Aung, W., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Chapter 3, John Wiley and Sons, USA, 1987.
- Karabey, A., 2010. Isı Alıcılarda Çarpan Jetin Isı Akım ve Karakteristiklerinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Liou, T. M. and Kao, C.F., 1988. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 110, 373.
- M. Fiebig, 1997. Vortices and heat transfer, *ZAMM Z. Angew. Math. Mech.* 77 (1) (1997) 3-18.
- M. Sohal, J. O'Brien, 2001. Improving air-cooled condenser performance using winglets and oval tubes in a geothermal power plant, *Geothermal Resources Council Transactions* 25.
- M.C. Gentry, A.M. Jacobi, 2002. Heat transfer enhancement by delta-wing-generated tip vortices in flat-plate and developing channel flows, *J. Heat Transfer (ASME)* 124 (2002) 1158-1168.
- M.Hosseini, D.D. Ganji, M. Aghajani Delavar, 2016. Experimental and numerical evaluation of different vortex generators on heat transfer. *Applied Thermal Engineering* 108 (2016) 905-915.
- M.R. Shaeri, M. Yaghoubi, 2009. Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30 (2009) 218–228.

- Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbey, 2009. Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Laminer Akışta Hidrodinamik Ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Isı Transferi Probleminin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29, 2, 59-66, 2009.
- P. Chu, Y. He, Y. Lei, L. Tian, R. Li, 2009. Three-dimensional numerical study on finned oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009).
- P. Eibeck, J. Eaton, 1987. Heat transfer effects of a longitudinal vortex embedded in a turbulent boundary layer, *Journal of Heat Transfer Transactions ASME* 109 (1987).
- Pankaj Saha, Gautam Biswas, Subrata Sarkar, 2014. Comparison of winglet-type vortex generators periodically deployed in a plate-fin heat exchanger – A synergy based analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 74 (2014) 292-305.
- Q. Wang, Q. Chen, L. Wang, M. Zeng, Y. Huang, Z. Xiao, 2007. Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators, *Nuclear Engineering Design* 237 (2007).
- Caliskan, S., 2014. Experimental investigation of heat transfer in a channel with newwinglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 78 (2014) 604-614.
- S. Tiwari, D. Maurya, G. Biswas, V. Eswaran, 2003. Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003).
- S.W. Chang, K.F. Chiang, T.L. Yang, C.C. Huang, 2008. Heat transfer and pressure drop in dimpled fin channels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2008) 23-40.
- Sadasivam, R., Manglik, R. M., and Jog, M. A., 1999. Fully Developed Forced Convection Through Trapezoidal and Hexagonal Ducts, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 42, 4321-4331, 1999.
- Shah, R. K., 1975. Laminar Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Geometry, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 18, 849-862, 1975.
- Shah, R. K., London, A. L., 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Chapter 10, Academic Press Inc., New York, 1978.

- Smith Eiamsa-ard a, Pongjet Promvonge, 2008. Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 844-852.
- Tropea, C.D. and Gackstatter, R., 1985. The Flow Over Two-Dimensional Surface-Mounted Obstacles at Low Reynolds Numbers, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 107, 489.
- Wang, J., Wang, C., 2016. Heat Transfer and flow characteristics of a rectangular channel with a small circular cylinder having slant-vent vortex generator. *International Journal of Thermal Science*, 104, 158-171.
- Wei Peng, 2011. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in channels with different types of ribs, *Applied Thermal Engineering* 31 2702-2708.
- Wilcox, D.C., 1998. "Turbulence Modeling for CFD", Second Edition, DCV Industries, 21-26.
- Xiaoze Du, Lili Feng, Li Li, Lijun Yang, Yongping Yang, 2014. Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 75 (2014) 368-380.
- Xiaoze Du, Lili Feng, Yongping Yang, Lijun Yang, 2013. Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 55-62.
- Xin-Yi Tang, Dong-Sheng Zhu, 2013. Flow structure and heat transfer in a narrow rectangular channel with different discrete rib arrays. *Chemical Engineering and Processing* 69 (2013) 1-14.
- Y.L. He, H. Han, W.Q. Tao, Y.W. Zhang, 2012. Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 5449-5458.
- Y.T. Yang, C.W. Hwang, 2004. Numerical calculations of heat transfer and friction characteristics in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 45 (4) (2004) 363-375.
- Yang, Y.T., Tsai, S.Y., 2007. "Numerical study of transient conjugate heat transfer of a turbulent impinging jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 799-807 (2007).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : AY, Uğur

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 27.07.1984 – Merzifon

Medeni hali : Bekar

Telefon : 0 (544) 539 03 84

e-posta : uguray05@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	İstanbul Üniversitesi Makine Müh. Bölümü	2008
Lise	Merzifon Lisesi (Y.D.A.)	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2017-	Anova	CFD Ekip Lideri
2013- 2017	Anova	Uzman CFD Mühendisi
2008- 2013	Anova	Proje ve Teknik Destek Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce