

KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIMININ
ÜÇ BOYUTLU SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖMER ONUR KARABULUT

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
2011

CUMHUR YET ÜN VERS TES
FEN B L MLER ENST TÜSÜ

KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIMININ ÜÇ BOYUTLU
SAYISAL OLARAK NCELENMES

ÖMER ONUR KARABULUT

YÜKSEK L SANS TEZ

MAK NE MÜHEND SL ANAB L M DALI

TEZ DANI MANI

PROF. DR. ERTAN BUYRUK

S VAS
2011

Bu çalı ma Cumhuriyet Üniversitesi Fen/Sa lık Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanmı ve jürimiz tarafından Makine Mühendisli i Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmi tir.

Ba kan	Yrd. Doç. Dr. Yavuz TÜRKAY	_____
Üye	Yrd. Doç. Dr. Ahmet FERTELL	_____
Üye (Danı man)	Prof. Dr. Ertan BUYRUK	_____

ONAY

Bu tez çalı ması, /07/2011 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulu tarafından belirlenen ve yukarıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından kabul edilmi tir.

Prof. Dr. Mustafa DE RMENC
FEN B L MLER ENST TÜSÜ
MÜDÜRÜ

Bu tez Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 24.09.2008 tarihli ve 7 sayılı toplantısında kabul edilen Fen/Sa lık Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

ÖZET

KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIMININ ÜÇ BOYUTLU SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖMER ONUR KARABULUT

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği ve Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ertan BUYRUK

2011, 139 sayfa

Bu çalışmada, plaka tipi ısı de i tircilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkilerinin birleştirilmiş ısı transferi yaklaşımlarıyla incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla FLUENT paket programı yardımıyla ısı transferinin sayısal çözümü zamandan bağımsız olarak elde edilerek sıcaklığın ve hızın de i mi görselleştirilmiştir. İki ve üç boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanalların, geniş duvarlı kanatçıklı yüzeyler tarafından geliştirilmiştir. Reynolds sayısının 300 'den 800 'e de i tirildi i düz kanal için laminar akış oranında ve kanatçıklı kanallarda standart k- türbülans modeliyle çeşitli kurulumlar için (kanatçık için: eğilim, boyut, aralık ve model için) araştırılmıştır. İki boyutlu incelemelerde 15, 30 ve 45 mm, üç boyutlu incelemelerde 20 mm kanatçık aralığında, 2 ve 4 mm kanatçık yüksekliğinde sonuçlar elde edilmiştir. Üst kanal ve alt kanaldaki akışkanların sıcaklıkları sırasıyla 300 K, 600 K 'dir. Öncelikle bu kanal için hız ve sıcaklık dağılımı zamandan bağımsız olarak elde edilmiştir. Daha sonra aynı sınır koşullarında farklı kanatçık açılarının ve boyutlarının, hız ve sıcaklık dağılımı üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmanın devamında çeşitli kanatçık modellerinde farklı geometrilerin, sıcaklık dağılımına olan etkileri incelenmiş ve farklı kanatçık aralık ve yüksekliğiyle kıyaslanmıştır. Akışkan hızının ısı transferine etkisini görebilmek için Nusselt sayısının de i mi incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı aktarımı, kanatçık, plaka tipi ısı de i tircileri, sayısal akışkanlar dinamiği, sonlu hacimler metodu, Fluent.

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER ON FINNED SURFACES WITH THREE DIMENSIONAL

ÖMER ONUR KARABULUT

Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ertan BUYRUK

2011, 139 pages

In this study, it is aimed to investigate effect of heat transfer for finned surface placed on plate at plate type heat exchanger by using conjugated heat transfer approach. For this aim Fluent package program was used to solve the heat transfer numerically and temperature and velocity distribution independing on time were illustrated. The heat transfer is enhanced by finned surfaces applied to the long side of wall (x-direction) of the two and three Dimensional duct. Various configurations such as fin; shape, size, spacing duct were investigated for Reynolds number which was varied from 300 to 800 on the condition of laminar flow rate for Smooth duct and with standard k- turbulence model in duct that has fin. Results were obtained for two Dimensional investigations with 15, 30, 45 mm and 20 mm spacing duct for Three Dimensional both and 2 and 4 mm fin heighth. Top and bottom duct fluid temperatures were assumed as 300 K and 600 K respectively. Firstly, problem is solved numerically for flow in flat channel to obtain correct results. And then, at the same boundary conditions effects of different fin angles and dimensions on velocity and temperature distributions were researched. Then, effects of various geometries at the different fin models on the temperature distribution were investigated and compared with diffrent fin spacing and heighth. Variation of Nusselt number is investigated to see the effect of flow velocity on heat transfer.

Key words: Heat transfer, fin, plate heat exchanger, computational fluid dynamics, finite volume method, Fluent.

TE EKKÜR

Danı manım çok de erli hocam Prof. Dr. Ertan BUYRUK' a tez boyunca yaptı ı katkılardan dolayı, bana inanıp, güvendi i ve her konuda, her zaman yanımda oldu u için sonsuz te ekkürlerimi sunarım.

Tezin paket programı FLUENT 'de çözülmesi a amasında bilgi ve deneyimlerini esirgemeyen Dr. K. Melih GÜLEREN' e, Ar . Gör. Ümit N. TEMEL 'e, Ar . Gör. Ferhat KILINÇ 'a ve Yük. Mak. Müh. Ata A IR 'a te ekkür ederim.

Çalı ma boyunca bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren abim Ar . Gör. Koray KARABULUT ' a te ekkür ederim.

Bana inanan, güvenen, maddi ve manevi her zaman yanımda olan annem Hatice KARABULUT ve babam Hüseyin KARABULUT' a desteklerinden dolayı te ekkür ederim.

Manevi destekleriyle hep yanımda olan Mer. Tek. Umut DEM REL 'e ve ismini yazamadı ım tüm de erli arkadaş larıma te ekkür ederim.

Ç İNDEK İLER D Z İN

ÖZET.....	
ABSTRACT	
TE EK KÜR	
EK LLER D Z İN	
TABLolar D Z İN	
S MGELER D Z İN	
1 GİRİŞ	
1.1 Giriş	1
1.2 Literatür Taraması.....	2
2 GEN İLETİM İSİ AKTARIM YÜZEYLER	
2.1 Giriş	11
2.2 Geni İletimli İSİ Aktarım Yüzeyleri (Kanatçıklar).....	12
2.2.1 Kanatlarda İSİ İletiminin Genel Çözümlemesi	14
2.2.2 Kanat Etkenli İ	17
2.2.3 Toplam Yüzey Verimi.....	20
2.3 İSİ De İtiricileri	21
2.3.1 Plakalı İSİ De İtiricileri.....	22
2.3.1.1 Plakalı İSİ De İtiricilerinin Çalı İma Prensipleri	23
2.3.1.2 Plakalı İSİ De İtiricilerinin Avantajları.....	25
3 KULLANILAN SAYISAL YÖNTEM VE TEMEL DENKLEMLER	
3.1 Kullanılan Sayısal Yöntem	26
3.1.1 Sonlu Hacimler Yöntemi.....	26
3.1.2 Sonlu Hacimler Formülasyonları	28
3.1.3 Laminer Sıkı İtılamaz Akı	28
3.1.4 Türbülanslı Akı	29
3.1.4.1 Standart k- Modeli	30
3.1.4.2 RSM Modeli	31
4 SONUÇLAR	
4.1 Giriş	34
4.2 Literatürle Kar İla İtırma	37
4.3 İki Boyutlu İnceleme	38
4.3.1 Analitik Çözüm	38
4.3.2 Düz Kanalda Hız Da İlımının İncelenmesi.....	40
4.3.3 30° Açılı Kanatçık Eklenmi Düz Kanaldaki Hız Da İlımının İncelenmesi.....	41
4.3.3.1 I. Geometri (b = 15 mm, e = 4 mm)	41
4.3.3.2 II. Geometri (b = 15 mm, e = 2 mm).....	42
4.3.4 60° Açılı Kanatçık Eklenmi Düz Kanaldaki Hız Da İlımının İncelenmesi.....	42
4.3.4.1 I. Geometri (b = 15 mm, e = 4 mm)	42
4.3.4.2 II. Geometri (b = 15 mm, e = 2 mm).....	43
4.3.5 90° Açılı Kanatçık Eklenmi Düz Kanaldaki Hız Da İlımının İncelenmesi.....	44

4.3.5.1 I. Geometri (b = 15 mm, e = 4 mm)	44
4.3.5.2 II. Geometri (b = 15 mm, e = 2 mm).....	45
4.4 Sonuçların Karşılaştırılması.....	47
4.5 Üç Boyutlu İnceleme	50
4.5.1 Dikeyde Farklı Açılarda Yatayda 10 mm Ötelenmiş Kanatçıklı Isı Değiştiricisi Modelleri.....	50
4.5.1.1 Grid Ölçümü	52
4.5.1.2 Fiziksel Özellikler	52
4.5.1.3 Sınır Katmanları	53
4.5.1.4 Yüzey Sınır Katmanları	54
4.5.2 Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	54
4.5.3 30° Açılı Kanatçık Eklenmiş Düz Kanaldaki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	58
4.5.3.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	58
4.5.3.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	64
4.5.4 60° Açılı Kanatçık Eklenmiş Düz Kanaldaki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	66
4.5.4.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	66
4.5.4.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	71
4.5.5 90° Açılı Kanatçık Eklenmiş Düz Kanaldaki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	74
4.5.5.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	74
4.5.5.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	79
4.5.6 Sonuçların Karşılaştırılması	82
4.5.7 Farklı Yerleştirilmiş Kanatçıklı Isı Değiştiricisi Modelleri.....	89
4.5.7.1 Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	93
4.5.7.1.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	93
4.5.7.1.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	95
4.5.7.2 D ₁ Zikzak - Düz - D ₁ Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	97
4.5.7.2.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	97
4.5.7.2.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	100
4.5.7.3 Ç Zikzak - Düz - Ç Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	102
4.5.7.3.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	102
4.5.7.3.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	105
4.5.7.4 Ç Zikzak - Düz - D ₁ Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	107
4.5.7.4.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	107
4.5.7.4.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	110
4.5.7.5 D ₁ Zikzak - Ç Zikzak - Düz - D ₁ Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	112
4.5.7.5.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	112
4.5.7.5.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	115
4.5.7.6 Ç Zikzak - D ₁ Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	117
4.5.7.6.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)	117
4.5.7.6.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm).....	120
4.6 Sonuçların Karşılaştırılması.....	122

5 SONUÇLAR VE ÖNERLER.....	124
KAYNAKLAR.....	128
ÖZGEÇM	132
EKLER	
EK	
I. SAYISAL AKI KANLAR D NAM	133
I.1 FLUENT Programının Genel Tanıtımı	133
I.2 GAMB T Programının Genel Tanıtımı	134
I.3 Sonlu Hacimler Ayır tırma (Diskritizasyon) Metodu	135
II. SONLU HAC MLER YÖNTEM	138
II.1 Sonlu Hacimler Formülasyonları	138
II.1.1 Kütleinin Korunumu	138
II.1.2 Momentumun Korunumu	138
II.1.3 Enerjinin Korunumu	139

EKLER DİZİNİ

ekil 2.1	İletim, ta 1 mm ve 1 mm ile ısı aktarımı.....	1
ekil 2.2	Bir düzlemsel duvardan ısı aktarımının artırılmasında kanat kullanımı.....	1
ekil 2.3	Tipik kanatlı - borulu ısı de i tiricileri.....	13
ekil 2.4	Kanat türleri.....	14
ekil 2.5	Geni letilmi yüzeyde enerji dengesi.....	15
ekil 2.6	Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri.....	20
ekil 2.7	Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri.....	20
ekil 2.8	Temsili kanat dizileri.....	21
ekil 2.9	Plakalı ısı de i tiricisinin yapısı.....	22
ekil 2.10	Plakalı ısı de i tiricileri.....	23
ekil 2.11	Plakalı ısı de i tiricilerinin çalış ma prensibi.....	23
ekil 2.12	Isı de i tiricilerinde sıcaklık da ılımı.....	24
ekil 2.13	Türbülanslı ve laminer akı ta film tabakası.....	24
ekil 2.14	Göreve uygun plaka ekileri.....	24
ekil 4.1	ki boyutlu kanatçıklı düz kanal geometrisi.....	34
ekil 4.2	Üç boyutlu dikeyde = 30° açılı yatayda 10 mm ötelenmi kanatçıklı düz kanal geometrisi.....	35
ekil 4.3	Zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	35
ekil 4.4	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	35
ekil 4.5	Sayısal sonuçlar ile literatür sonuçlarının karşılaştırılması.....	37
ekil 4.6	ki boyutlu kanatçıklı düz kanal geometrisi.....	39
ekil 4.7	Düz kanalda paralel ve ters akı için hız da ılımı.....	40
ekil 4.8	= 30°, b = 15 mm, e = 4 mm 'deki hız da ılımı.....	41
ekil 4.9	= 30°, b = 15 mm, e = 2 mm 'deki hız da ılımı.....	42
ekil 4.10	= 60°, b = 15 mm, e = 4 mm 'deki hız da ılımı.....	43
ekil 4.11	= 60°, b = 15 mm, e = 2 mm 'deki hız da ılımı.....	43
ekil 4.12	= 90°, b = 15 mm, e = 4 mm 'deki hız da ılımı.....	44
ekil 4.13	= 90°, b = 15, 30 ve 45 mm, e = 4 mm 'de eksenindeki hız da ılımı.....	45
ekil 4.14	= 90°, b = 15 mm, e = 2 mm 'deki hız da ılımı.....	46
ekil 4.15	= 90°, b = 15, 30 ve 45 mm, e = 2 mm 'de eksenindeki hız da ılımı.....	47
ekil 4.16	= 30°, 60° ve 90° b = 15 mm, e = 4 mm 'de eksenindeki hız da ılımı.....	48
ekil 4.17	= 30°, 60° ve 90° b = 15 mm, e = 2 mm 'de eksenindeki hız da ılımı.....	48
ekil 4.18	Düz kanal ile = 30°, b = 15 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta Re-Nu da ılımı.....	49
ekil 4.19	Üç boyutlu düz kanal geometrisi.....	50
ekil 4.20	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi.....	51
ekil 4.21	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi.....	51
ekil 4.22	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi.....	51
ekil 4.23	Üç boyutlu düz kanalda a yapısı.....	52
ekil 4.24	Standart k- Türbülans Modeli ile RSM 'nin karşılaştırılması.....	53
ekil 4.25	Düz kanal sıcaklık da ılımı.....	55

ekil 4.26	Düz kanalda paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka da ılımı.....	56
ekil 4.27	Düz kanalda üç boyutlu sıcaklık da ılımı	57
ekil 4.28	Düz kanalda paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	58
ekil 4.29	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı	58
ekil 4.30	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka da ılımı	59
ekil 4.31	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta ınım katsayısının de i imi.....	60
ekil 4.32	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de Reynolds sayısının sıcaklı a etkisi	61
ekil 4.33	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	62
ekil 4.34	= 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	63
ekil 4.35	= 30°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı	64
ekil 4.36	= 30°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	64
ekil 4.37	= 30°, e = 4 mm, b = 20, 40 ve 60 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı.....	65
ekil 4.38	= 30°, e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı	66
ekil 4.39	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı	66
ekil 4.40	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka da ılımı	67
ekil 4.41	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta ınım katsayısının de i imi	68
ekil 4.42	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de Reynolds sayısının sıcaklı a etkisi	69
ekil 4.43	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	70
ekil 4.44	= 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	71
ekil 4.45	= 60°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı	71
ekil 4.46	= 60°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	72
ekil 4.47	= 60°, e = 4 mm, b = 20, 40 ve 60 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı.....	73
ekil 4.48	= 60°, e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı	73
ekil 4.49	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı	74
ekil 4.50	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka da ılımı	75
ekil 4.51	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta ınım katsayısının de i imi	76
ekil 4.52	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de Reynolds sayısının sıcaklı a etkisi	77
ekil 4.53	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	78
ekil 4.54	= 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	79
ekil 4.55	= 90°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı	79
ekil 4.56	= 90°, b = 20 mm, e = 2 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	80
ekil 4.57	= 90°, e = 4 mm, b = 20, 40 ve 60 mm 'de sıcaklık da ılımı	81
ekil 4.58	= 90°, e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı	81
ekil 4.59	= 30°, 60°, 90°, b = 20 mm, e = 4 mm ve Re = 400 'de kanal boyunca katı yüzey sıcaklık da ılımı	83

ekil 4.60	$\alpha = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ ve $Re = 400$ 'de noktasal ısı ta nım katsayısının kanal boyunca da ılımı.....	84
ekil 4.61	Paralel akı ta düz kanal ile $\alpha = 30^\circ, 60^\circ$ ve $90^\circ, e = 2$ ve 4 mm 'de so uk akı kan sıcaklık da ılımının kar ıla tırılması.....	86
ekil 4.62	Ters akı ta düz kanal ile $\alpha = 30^\circ, 60^\circ$ ve $90^\circ, e = 2$ ve 4 mm 'de so uk akı kan sıcaklık da ılımının kar ıla tırılması.....	87
ekil 4.63	$\alpha = 30^\circ, 60^\circ$ ve $90^\circ b = 20 \text{ mm}, e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta so uk akı kan sıcaklık da ılımı.....	88
ekil 4.64	Göreve uygun plaka ekileri.....	89
ekil 4.65	Zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	89
ekil 4.66	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	90
ekil 4.67	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	90
ekil 4.68	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	91
ekil 4.69	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	91
ekil 4.70	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi.....	92
ekil 4.71	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	93
ekil 4.72	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	94
ekil 4.73	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı grafi i.....	95
ekil 4.74	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	95
ekil 4.75	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	96
ekil 4.76	Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	97
ekil 4.77	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	98
ekil 4.78	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	98
ekil 4.79	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	99
ekil 4.80	Dı zikzak - düz - dı kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	100
ekil 4.81	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	101
ekil 4.82	Dı zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	102
ekil 4.83	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı.....	102
ekil 4.84	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	103
ekil 4.85	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}, e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı grafi i.....	104

ekil 4.86	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de sıcaklık da ılımı	105
ekil 4.87	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	106
ekil 4.88	ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	107
ekil 4.89	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı	107
ekil 4.90	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	108
ekil 4.91	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i	109
ekil 4.92	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de sıcaklık da ılımı	110
ekil 4.93	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	111
ekil 4.94	ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı	112
ekil 4.95	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı.....	112
ekil 4.96	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	113
ekil 4.97	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i.....	114
ekil 4.98	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de sıcaklık da ılımı.....	115
ekil 4.99	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı.....	116
ekil 4.100	Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı	117
ekil 4.101	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı	117
ekil 4.102	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	118
ekil 4.103	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i	119
ekil 4.104	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de sıcaklık da ılımı	120
ekil 4.105	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı	121
ekil 4.106	ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı.....	122
ekil I.1	GAMB T ve FLUENT programları akı eması	134
ekil I.2	Sonlu hacimler metodu için çözüm önerileri	136
ekil I.3	Sonlu hacimler metodunu tanımlamak için kullanılan bir hücre.....	137

TABLolar D Z N

Tablo 2.1	Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı kaybı	17
Tablo 4.1	Düz kanal ile $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $b = 15$ mm ve $e = 4$ mm 'de Re-Nu değerlerinin karşılaştırılması	49
Tablo 4.2	Düz kanalda paralel ve ters akı ta ısı sınır tabaka değerleri.....	56
Tablo 4.3	Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de soğuk akı kan çıkışı sıcaklıklarının karşılaştırılması	82
Tablo 4.4	Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de sıcak akı kan çıkışı sıcaklıklarının karşılaştırılması.....	82
Tablo 4.5	Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 20, 40$ ve 60 mm ve $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması.....	83
Tablo 4.6	Paralel akı ta soğuk akı kanın $b = 20$ mm, $e = 4$ mm, $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin düz kanalla karşılaştırılması.....	85
Tablo 4.7	Ters akı ta soğuk akı kanın $b = 20$ mm, $e = 4$ mm, $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin düz kanalla karşılaştırılması.....	85
Tablo 4.8	Zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması.....	96
Tablo 4.9	Dış zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması	101
Tablo 4.10	Çiz zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması	106
Tablo 4.11	Çiz zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması	111
Tablo 4.12	Dış zikzak - iç zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması	116
Tablo 4.13	Çiz zikzak - dış zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması	121
Tablo 4.14	Farklı ekillerde eklenmiş kanatçık modellerinde $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta soğuk akı kan çıkışı sıcaklıklarının karşılaştırılması.....	123

SİMGELER DİZİNİ

ϕ	Açı
ε	Birim ekleme değeri
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
ψ	Genel akı değeri
A_c	Kesit alanı (m ²)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m ²)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
V_m	Hız (m/s)
U	Toplam ısı geçi katsayısı (W/m ² K)
Pr	Prandtl sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Q	Toplam ısı geçi (W)
η_o	Toplam yüzey verimi
dV	Diferansiyel hacim (m ³)
σ	Gerilme (N)
η_f	Kanat verimi
P	Basınç (Pa)
u, v, w	x, y ve z bileşenlerindeki hızlar (m/s)
R	Yarıçap (m)
RSM	Reynold Stres Model
Re	Reynolds sayısı
t	Zaman (s)
A	Alan (m)
e	Kanatçık yüksekliği (m)
b	Kanatçık aralığı (m)
H	Kanal yüksekliği (m)
W	Kanal genişliği (m)
dx	Her bir elemanın uzunluğu (m)
dA	Isı geçi yüzey alanı (m ²)
k_f	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m-K)
D_H	Hidrolik çap (m)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
x, y, z	Kartezyen koordinatları
T	Sıcaklık (K)
c_p	Sabit basınç altındaki özgül ısı (J/kgK)
$c_{p,i}$	Sabit basınç altındaki özgül ısı (J/kgK)
g_i	Yerçekimi ivmesi (m/sn ²)
h	Duyulur entalpi (J/m ³) taınım (konveksiyon) katsayısı (W/m ² K)
k_{eff}	Efektif kondüktivite (ısı iletkenlik) (W/m K)
p	Statik basınç (Pa)
u_i	Hız vektörü (m/s)
τ	Kayma gerilmesi (N)
τ_{ij}	Gerilme tensörü (N)

KISALTMALAR D Z N

SAD	Sayısal Akı kanlar Dinami i
SE	Sonlu Elemanlar
CFD	Hesaplmalı Akı kanlar Dinami i
c	So uk akı kan
h	Sıcak akı kan
m	Ortalama
s	Yüzey

BÖLÜM 1

G R

1.1 Giri

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve artan çevre kirliliği, günümüzde enerjinin verimli olarak kullanılmasına yönelik çalışmaların büyük bir önem kazanmasını gerektirmektedir. Enerji tasarrufu, öncelikle insan ve daha sonra teknik bir sorundur. Teknik sorunlar ise, teknolojik bakımdan bilinmekte olup, bu sorunların üstesinden gelmek için sistematik bir yaklaşım gereklidir. Bu amaçla araştırmacılar enerjiyi daha faydalı kullanabilecek yeni makineler tasarlamakta veya mevcut makinelerde iyileştirme çalışmaları yapmaktadırlar. Böylece enerjinin maliyeti düşmekte, kaynakların kullanım süreleri uzamaktadır. Bu kapsamda düşünüldüğünde, yapılan araştırmalar dünyamızı hem enerji darlığından uzaklaştırmakta hem de çevreyi korumada yararlı olmaktadır.

Günümüz teknolojisinde ısı aktarımı miktarını artıracak çalışmalar çok fazladır. Bu amaçla en yaygın kullanılan yöntemlerden biri kanatçıklar (geni letimli ısı aktarım yüzeyleri) 'dir. Geni letimli yüzeyler tanımı genellikle sınırları içinde iletimde ısı geçişi sınırları ile çevresi arasında ise taşınım ve/veya taşınım ile ısı geçişi olan bir katı için kullanılır. Bir cisimden transfer edilen ısı miktarı, akan akışkan ile temas eden yüzeyin artırılması ile artırılabilir. Çeşitli uygulama yerlerine göre cismin boyutlarını uygun bir şekilde artırmak çoğu kez zor olabilir. Bunun için cismin akan akışkan ile temas eden yüzeye kanatçıklar eklemek suretiyle ısı transfer yüzeyi artırılabilir. Yani taşınım ve iletimin birçok farklı durum olmakla birlikte, en sık karşılaşılan uygulamalardan biri katı ve çevresindeki akışkan arasında ısı geçişini artırmak için kullanılan geniş letimli yüzeylerdir. Kanatçıklı (geni letimli) yüzeyler yüzey alanını artırmak ve akışkanın türbülansını artırmak suretiyle konvektif ısı ve kütle aktarımını artırır. Kanatçıklı yüzeylerin uygulama alanı çok çeşitlidir. Başlıca kullanım alanları olarak gaz türbin motorlarında türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihazların soğutulması ile havacılık, uçak ve kimyasal üretim tesislerindeki çeşitli ısı deşerj cihazları sayılabilir. Kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Kanatçık malzemesinin, tipinin, yerleştirilme

düzenlerinin, yüzeye monte ediklerinin ve ortam artlarının her birinin ele alınarak incelenmesi ve ısı geçişini artıracak şekilde değerlendirilmeleri gerekir.

Isı deşiricilerinde transfer edilen ısı miktarının düşmesi ısı deşiricinin performansının düşmesine neden olur. Bu da ısı deşiricisi kullanan sistemde kapasite kaybı anlamına gelmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi, sistem boyutlarının uygun ölçülerde tutulmasına ve dolayısıyla sistem maliyetinin ve işletme giderlerinin azaltılmasına olanak sağlar.

Bu çalışmada plakalı ısı deşiricisi kullanılmıştır. İlk adım olarak plakalı ısı deşirici sisteminin belirli hız ve sıcaklık değerleri açısından, FLUENT paket programı ile teorik olarak boyutlandırılması ve deşirici sistem parametreleri göz önüne alınarak ısı aktarımı analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

Sonlu hacimler yöntemi ile yapılan bu tezde; öncelikle düz kanal için uygun sınır koşullarında sıcaklık dağılımının zamandan bağımsız deşiriminin literatürdeki çalışmaları ile karşılaştırılması yapılmıştır. Bu model için literatürdeki sonuçlara yakınlık sağlayabilmek için uygun ağ yapısı belirlenmeye çalışılmıştır. Aynı zamanda akı kanın giriş hızlarının, sıcaklık dağılımı üzerine etkisi incelenmiştir. Daha sonra farklı kanatçık açlarından ve modellerinden elde edilen farklı geometrilerin, ısı aktarımına ve sıcaklık dağılımına olan etkisi zamandan bağımsız olarak incelenmiştir ve sonuçların deşirimi kıyaslanmıştır. Sınır koşulları olarak soğuk akı kanın ve sıcak akı kanın kanala giriş sıcaklıkları sırasıyla 300 K ve 600 K olarak seçilmiştir. Kanal alt ve üst yüzeyinden ısı transferinin olmadığı kabul edilmiştir.

Çalışmanın devamında kanatçıklar arası mesafe ve kanatçık açısı deşirtilerek ısı aktarımına etkisi incelenmiştir. Yapılan tüm çalışmalarda, duvarda ısı üretiminin olmadığı, zamandan bağımsız ve sabit ısı iletim katsayılı olarak kabul edilmiştir.

1.2 Literatür Taraması

Bu bölümde, kanatçıklı yüzeylerle ilgili daha önce yapılmış, sayısal ve deneysel çalışmaları incelenip, yapılacak çalışmaları keşif edilmiştir.

Bu çalışmaya temel oluşturan çalışmalardan biri; R. Tauscher, F. Mayinger [2] tarafından Plaka tipi ısı deşiricilerinde, farklı kurulumlardan oluşturulan genişletilmiş yüzeylerle ısı aktarımının artırılmasını laminar ve düşük türbülanslı

akı oranlarında deneysel ve sayısal olarak incelendi i çalı madır. Bu çalı mada kanatçıkların türbülans olu turucu etkilerinin gözlemlendi i ve böylece ısı aktarımını artırdı ı, artım için en uygun kurulumun belirlendi i ve deneysel sonuçlarla sayısal sonuçların uyumu gösterilmi tir.

Bu çalı maya temel olu turan çalı malardan bir di eri; Nesrin Kayata , Mustafa İba [3] tarafından yapılan iç içe borulu ısı de i tiricisine yerle tirilen kare kanatçı ın, üçgen kanatçı ın, girdaplı akı ın ve kanatçıksız ısı de i tiricisinin aynı yönlü ve zıt yönlü akı uygulanarak sıcaklık da ılımları, hız da ılımları ve akım çizgileri da ılımı detaylı olarak elde edilen, ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenen çalı madır. Modelleme bir Hesaplama Akı kanlar Dinami i programı olan ve sonlu farklar (hacimler) metodunu uygulayan FLUENT kullanılarak yapılmı tir. Simülasyon için yukarıda ifade edilen artlara göre dört de i ik model geli tirilmi tir. Isı de i tiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu ve eksenel-simetrik olarak gerçekleştirilmi tir.

Bu çalı maya temel olu turan çalı malardan bir di erise; Derya Kaya [4] tarafından yapılan plaka tipi ısı de i tiricilerinde levha yüzeylerine yerle tirilen kanatçıkların ısı transferine etkilerinin birle ik ısı transferi yakla ımıyla incelenen çalı madır. ki boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanallara yerle tirilen kanatçıkların, Reynolds sayısının 500 'den 2500 'e de i tirildi i laminer ve dü ük türbülanslı akı oranlarında çe itli kurulumlar için çözümler sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS ve sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programlarıyla kar ıla tırılmı tir.

O uz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbey [5] yamuk kesit alanına sahip bir kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak geli mekte olan üç boyutlu zorlanmı konveksiyon ısı transferi kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklı ı artlarında sayısal olarak incelenmi lerdir. Sayısal çalı ma Reynolds sayısının 100 Re 800 aralı ında gerçekleştirilmi tir. Çalı ma akı kanı olarak hava ($Pr=0.7$) kullanılmı tir. Sayısal çalı ma ticari Sayısal Akı kanlar Dinami i yazılımı olan Ansys Fluent 6.3.26 ile gerçekleştirilmi tir. Ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları Reynolds sayısının fonksiyonu olarak sunulmu tur. Yerel Nusselt sayıları ve Fanning sürtünme faktörleri kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmi tir. Hız ve sıcaklık da ılımları kanal boyunca farklı pozisyonlarda sunulmu tur.

Nafiz Kahraman, Ufuk Sekmen, Bilge Çeper, S. Orhan Akansu [6] boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığı $b=0.1$ ve 0.2 m) ve üç farklı kanatçık açısına ($\alpha=30^\circ$, 45° ve 60°) sahip türbülötör kullanılarak ısı geçi indeki artış üç boyutlu olarak ele alınmıştır. Akış ve sıcaklık alanları FLUENT CFD kodu yardımı ile nümerik olarak hesaplanmıştır. Sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model (RSM) türbülans modeli kullanılmıştır. İncelenen tüm durumlarda, boru içerisinde türbülötör kullanıldıkça zaman Nu sayısının arttığı ve ayrıca türbülötörün kanatçık mesafesi ve kanatçık açısının ısı transferini etkilediğini belirlemiştir.

Muhittin Kirazlı, [7] yatay konumda bulunan sonlu iki paralel levhadan oluşan bir sistemde levhalar arası mesafenin, levhalar ile ortam arası sıcaklık farkının ve levha boyutlarının doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir.

Tayfun Menlik [8] eksenli-borulu ısı deşiricilerde sudan suya türbülanslı akışlı ısı transferi ile ilgili deneyler yapılmış ve sistem genel performansı araştırılmıştır. Deneylerden elde edilen verilerle logaritmik ortalama sıcaklık farkı, toplam ısı transfer katsayısı, iç ve dış yüzey ısı transfer katsayıları ile zıt ve paralel akılardaki ısı transfer miktarları grafikler yardımıyla karşılaştırılmıştır.

Rasim Behçet ve Cumali İkiliç [9] helisel yay elemanların paralel akışlı ısı deşiricilerinin performansını nasıl etkilediklerini deneysel olarak incelemek için bir deney düzeni kurmuşlardır. Farklı adımlardaki helisel yaylar ile yapılan deneylerde Reynolds sayısının artmasıyla basınç kayıpları da arttığından, kullanılan iyileştirme tekniğinin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek için, entropi üretimi hesaplanmıştır.

Hüseyin Benli, Hasan Gül ve Aydın Durmuş [10] $PHE_{\text{ondulın}}$ ve $PHE_{\text{yıldız}}$ olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı deşiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkilerini deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için iki tip ısı deşiricisi imal edilmiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı deşiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış için, ısı deşiricisi etkinliğinin, NTU 'ya göre değişimi bulunmuştur. Laminer akış şartlarında yapılan bu çalışmada

Reynolds sayısı 50 Re 1000 ve Prandtl sayısı ise 3 Pr 7 arasında seçilmiştir. Deneysel sonuçlarından, ısı transferi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel veriler elde edilmiştir.

Mustafa Atmaca [11] e-merkezli, iç içe borulu ısı değiştiricisinde; sıcak akışkan ve soğuk akışkan tarafında ısı transfer katsayıları ve toplam ısı transfer katsayısı (U_{top}) deneysel olarak bulunmuş ve aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisi tipleri için birbirleriyle mukayese edilmiştir. Deneysel sonuçlar, türbülanslı akışkanlarda $19000 < Re < 34000$ aralıklarında yapılmıştır. Deneysel sonuçlarda sıcak ve soğuk akışkan olarak su kullanılmıştır. Deneysel sonuçlarda Re sayısının, Nu sayısına ve Basınç Kayıp katsayısına göre değerlendirilmiştir.

Hikmet Doğan, Mustafa Akta, Tayfun Menlik [12] güneş enerjili tabii dolaşım dolaylı sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık yüzeyindeki sıcaklık dağılımının sonlu-farklar yöntemi ile analizini yapmışlardır. Bu amaç için tasarlanan tabii dolaşım dolaylı sıcak su hazırlama sisteminde sınır şartlarına göre sonlu-fark yöntemleri yazılarak bu yöntemlerde bilinmeyen kanatçık yüzey sıcaklıkları Gauss Seidel iterasyonu kullanılarak bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. Hesaplanan kanatçık yüzey sıcaklıklarına göre kanatçık yüzeyinden geçen ısı miktarının önemli miktarda olduğu ve kanatçık kullanımının ısı verim bakımından çok faydalı olabileceği görülmüştür.

Nihal Uralbilek [13] yarı küresel bir engelin varlığında iki boyutlu bir kanal içerisinde ısı geçişi ve akışkan türbülanslı akış rejiminde ($Re=10\,000-100\,000$) sayısal olarak incelemiştir. Navier-Stokes ve enerji denklemleri Simple algoritması ve türbülanslı akışkan Standart k -epsilon modeli kullanılarak çözülmüştür. Korunum denklemlerinin sayısal çözümü için Fluent programı kullanılmıştır.

Doğan, M., Sivrioğlu, M., Bakaya, . [14]. Laminer karışık ısı transferi kanallarında akışkanlara paralel kanatçıklar yerleştirilmiş yatay kanallarda karışık ısı transferi ile olan ısı aktarımını Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) kullanarak incelemiştir. Isı aktarımına Rayleigh sayısının ve dikey kanal geometrilerinin etkilerini araştırmışlardır.

Örfan Kurtbaşı, Fevzi Gülçimen ve Aydın Durmuş [15] sabit ısı akışı uygulanan bir bakır boru içerisine yerleştirilen türbülantörlerin ısı geçişi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışma akışkanı olarak hava seçilmiştir. Altı farklı kütledebide, Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında

deneyler yapılmı tır. Deneyler sonunda elde edilen veriler kullanılarak Reynolds sayısı, kanat çapı, kanatlar arası mesafe ve kanat açısına ba lı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için geçerli ba ntılar türetilmi tir.

sak Kotçio lu ve Abdurrahim Bölükba ı [16] dü ey dikdörtgen kesitli bir kanalda kanal içerisine yerle tirilen düzlem yüzey, silindirik ve hava akı yönüne 60^0 'lik açı yapan daralan-geni leyen üç tür kanatçık ile ısı transferini deneysel olarak incelemi lerdir. Kanal içerisine farklı ekilde yerle tirilen kanatçık tiplerine ait Nusselt sayıları arasındaki de i imi ve her bir tip kanatçık modeli için kanatçık sıcaklı ı ve kanatçık boyu arasındaki deneysel sonuçları incelemi lerdir.

Aydın Durmu ve Apdullah Akbulut [17] sabit yüzey sıcaklı ına sahip bir boru içerisine farklı kanat açısı ve konstrüksiyonunda yerle tirilen çubuk kanatlı türbülatorlerin kanat açısı ve hıza ba lı olarak, ısı transferini ve basınç kayıplarını artırdı nı incelemi lerdir. Maksimum ısı transferi ve minimum basınç kaybı sa layacak optimum parametreler elde etmi lerdir.

Önder Kızılkın [18] gövde borulu bir ısı de i tiricisinde bulunan a irtma levhası kesmesinin ve aralı mın ısı tasınım katsayısı ve basınç dü ümüne etkisi ara tırılmı tır. Standart boyutlarda bir ısı de i tiricisi için farklı a irtma levhası kesmesi ve araklıklarında analizler yapılmı tır.

Leu vd; [19] yuvarlak ve oval sekle sahip kanatlı - borulu ısı de i tiricisinde hava tarafının performansını nümerik olarak incelemi lerdir. Elde edilen sonuçlarla, basınç dü ümünün kanat açısı ile, ısı transferi ve sürtünmenin ise kanat uzunlu u ile arttı nı göstermi lerdir.

Hasan Gül, Duygu Evin ve Vedat Tanyıldızı [20] dikdörtgen kesitli bir kanalın içerisinde ısıtma bölgesi önüne akı a dik ve kanal tabanına paralel olarak yerle tirilen kare kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme kayıp karakteristikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmi lerdir. Reynolds sayısının $3.10^3 < Re < 15.10^3$ aralı mında incelendi i çalı mada, yatay ve dü ey do rultuda konumu de i tirilen engelin konumunun ve boyutlarının ısı transferi üzerinde etkili oldu u ve maksimum ısı transferinin elde edildi i optimum parametreler tespit edilmi tir. Kanal içerisine yerle tirilen engelin optimum konum ve boyutta ısı transferinde % 142 gibi bir iyile me sa ladı ı ancak, sürtünme kayıplarında % 200 oranında bir artı n oldu u belirlenmi tir.

Ça da Ye il, [21] kanatlı boru demetleri üzerindeki zamana ba lı ve türbülanslı dı akı ile kanatlardaki konjuge ısı transferi mekanizmaları sayısal olarak incelenmi tir.

Lee vd. (2001) [22] plakalı ısı e anjörlerinin kanallarının optimal ekillendirilmesi ve düzenlenmesi üzerine çalı mı lardır. Bu çalı mada mesafe (L), hacim (V), açısı () ve e im (G) olmak üzere dört adet boyutsuz geometrik parametre kullanılmı lardır. 500 - 1500 arasında Reynold sayısını kullanarak $L=0,272$, $V=0.106$, $=0.44$, $G=0.195$ olarak belirlenmi tir. Plakalı ısı e anjörlerindeki basınç dü üümü ve ısı transfer özelliklerini incelemi lerdir.

Wang vd. (2002) [23] klasik plakalı ısı e anjörü dizayn metodları olan NTU veya temel logaritmik sıcaklık farkı metodundan farklı olan basınç dü üümü ayrıntıları olmayan optimum plakalı ısı e anjörü dizaynı metodu üzerinde çalı mı lardır. Kullandıkları metodun iki akı lı sistemler için basınç dü üümü de erlerini, yapılması uygun optimize de erler olarak garanti etti ini belirlemi lerdir. Buna ek olarak ço u ortak ısı e anjör tipi için oluk açısını da belirlemi lerdir.

Kim vd. (2005) [24] deneysel bilgilerden sa ladıkları verilerle optimum düz plakalı kanatlı boru tipi ısı e anjörlerinin dizaynındaki kanat e imleri üzerine çalı mı lardır. Çalı malarında yirmi iki adet ısı e anjörünün farklı kanat e imi, boru sıra sayısı ve boru hizasını test etmi lerdir. Çalı maları sonucunda boruları basamak seklinde hizaya getirmenin ısı transfer performansının, boruları sıralı hizaya getirmeden %10 daha fazla verim sa ladı nı bulmu lardır.

Ciofolo vd. (2006) [25] plakalı ısı e anjörlerinde ki boyuna ısı iletiminin lokal etkileri üzerinde çalı mı lardır. Çalı malarında plakalı ısı e anjörlerinin boyutlandırılması üzerinde durmu lardır ve boyutlandırmanın ısı e anjörünün performansı ve etkinli i üzerindeki etkilerini ara tırmı lardır.

Chen vd. (2006) [26] Taguchi metodunu kullanarak akı kan miktarı, kanat sayısı ve kanat kalınlı ı, boru sayısı, plaka sayısı ve plaka açısından olu an be deneysel faktörün ısı e anjöründe ısı transferine ve basınç dü üümüne olan etkilerini ara tırmı lardır. Deneysel verilerden on be örnek seçmi ler ve ısı transfer ve akı nın karakteristi ini analiz etmi lerdir. Akı kan miktarı, kanat sayısı ve kanat kalınlı ı, plaka sayısının ısı e anjörünün performansına temelde etki etti ini bulmu lardır. Bunun yanında bu üç faktörün optimum ısı e anjörü dizaynında önemli rol oynadı nı belirlemi lerdir.

Wang vd (2001) [27]; çapraz akı lı ve sürtünmeli akı ko ulları için kanatlı - borulu ısı de i tiricisinde, ısı transferini veren deneysel korelasyonlar üzerine çalı mı lar ve çalı mada, 570 veri noktasını içeren toplam 61 örnek kullanılmı lardır. Bu çalı ma, model kanatın hava tarafının performansını tanımlayan deneysel bir korelasyonu içermektedir.

Tatsumi vd. (2006) [28] kar ıt akı lı oluklu ince plakalı ısı e anjörünün bir model biriminde akı ve ısı l alan için sayısal olarak simüle ederek iletim ve ta nımmla ısı transferini iki boyutlu olarak ara tırmı lardır. $100 < Re < 400$ için plaka kalınlı ındaki de i im ve farklı plaka malzemesi için ısı e anjöründeki performans de i ikli ini belirlemi lerdir.

Ayla Do an, Mecit Sivrio lu ve enol Ba kaya [29] en/yükseklik oranı (W/H) 8 olan, alt ve üst yüzeylerine ayrı k ısı kaynakları yerle tirilmi , dikdörtgen kesitli yatay bir kanalda laminer karı ık konveksiyon artlarında ısı transferi deneysel olarak incelenmi tir. Alt ve üst yüzeyinde üniform ısı akısına maruz bırakılmı ayrı k ısı kaynakları bulunan kanalın, alt, üst ve yan yüzeyleri dı tan yalıtılmı tır. De i ik Reynolds ve Grashof sayılarında deneyler yapılmı tır. Kanal alt ve üst yüzey sıcaklık da ılımının zamanla de i imi gözlenerek, akı ın sürekli hale geldi i zaman belirlenmi tir. Kanalın alt kısmında bulunan ısı kaynakları için, ilk ısıtıcı sıralarında akı zorlanmı konveksiyon özelli i göstermi , son sıralara do ru ise kaldırma kuvveti etkili ikincil akı ın etkisiyle Nusselt sayılarında artı gözlenmi tir. Grashof sayısının artmasıyla, kaldırma kuvveti etkili ikincil akı daha etkili hale gelmi tir. Üst kısım ısıtıcılarının, yüksek Grashof sayılarında alt kısımdan yükselen hava hareketinden etkilendi i görölse de, daha çok zorlanmı konveksiyon etkisinde kaldı ı görölmü tür.

brahim Uzun, Nur Terlemezo lu ve Battal Do an [30] sabit duvar sıcaklı ı sınır artı altında dikey bir plakada zamana ba lı do al ısı ta nımını problemi sayısal olarak incelenmi lerdir. Çalı mada Bousinesq varsayımı ile elde edilen laminer sınır tabaka denklemlerinin çözümleri yapılmı tır. Hesaplamalarda Gr ve Re sayısı de i ken olarak alınmı tır. Çözülecek denklemlerin sonlu fark ve sonlu eleman kar ılıkları yazılarak geli tirilen programlar kullanılarak çözüm düzlemindeki hız, sıcaklık ve basınç da ımları elde edilmi tir. Elde edilen sayısal sonuçlar grafik ve tablolarla verilmi tir. Benzerlik ve integral çözümleriyle ne denli uyu tu u kar ıla tırmalı olarak verilmi tir.

Nuri Yücel ve enay Demiralay [31] bir duvarı üzerine ısıtıcı elemanlar yerle tirilmi , alt ve üst yüzeyi yalıtılmı e ik bir kanalda, ısıtıcı eleman yüksekli inin, Grashof sayısının, Reynolds sayısının ve e im açısının akı kan akı ı ve ısı transferi üzerine etkileri sayısal olarak incelenmi tir. Kontrol hacmi esasına dayalı S MPLE algoritması kullanılarak bir bilgisayar programı geli tirilmi tir.

Acharya ve çalı ma arkada ları [32] kanatçıklı kanalda periyodik olarak geli en akı alanı için akı ve ısı aktarımının deneysel ve sayısal incelemelerini gerçekte tirmi lerdir.

Sparrow ve Prakash, (1980) [33] kısa boylu dü ey kanalda do al konveksiyonla Nusselt sayısının arttı mı fakat uzun boylu dü ey kanalda azaldı mı ifade etmi lerdir.

Lee (1986) [34], dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerle tirilen kanatçıkların ısı transferine etkisi ve basınç dü ümünü incelemi lerdir.

Jang ve Chen (1997) [35]; Reynolds sayısının 400 ile 1200 aralı nda, boru sıra sayılarının 1 ile 4 arasında de i ti i durumlarda, farklı geometrik parametrelerin ısı de i tiricisi performansına etkilerini ara tırmı lardır.

Lee ve Oh (2004) [36]; tek geçi li paralel akı lı bir ısı de i tiricisinde, ısı transferi ve akı kanın akı karakterlerini incelemek ve optimum seklini elde etmek için nümerik bir benze im yapmı lar ve parametrelerin optimum de erlerinin, Reynolds sayısının 5000 ile 20000 aralı ndaki de erleri için geçerli oldu unu göstermi lerdir.

Bayram Kılıç [37] plakalı ısı e anjörü kullanılan bir ısıtma-so utma sistemi deneysel olarak tasarlanmı ve imal edilmi tir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı e anjörü, farklı sıcaklık ve debi de erlerinde analizlere tabi tutulmu tur. Tüm analizler dört farklı çalı ma durumu için yapılmı tir. Farklı çalı ma durumlarında e anjörde dola an akı kanların optimum sıcaklıkları, debileri belirlenmi tir. Ayrıca sistemin 2. yasa ve ANSYS bilgisayar programı ile analizleri yapılmı tir.

Gut vd. (2003) [38] genelle mi bir contalı plakalı ısı e anjörünü algoritmik formda matematiksel olarak simüle ederek geli tirmi lerdir. Konfigürasyonu kanal sayısı, akı kan geçiş sayısı, besleme ba lantı yeri ve akı kan geçi tipi olarak belirlemi lerdir. Bu modeli olu turarak konfigürasyonun plakalı ısı e anjörü üzerindeki etkilerini ve optimum ısı e anjörü dizaynını belirlemeyi amaçlamı lardır. Simülasyonun sonucunda bütün kanalların sıcaklık grafiklerini,

ısıll etkinliklerini, toplam ısı transfer katsayısını ve basınç düümelerini bulmu lardır ve toplam ısı transfer katsayısının analizini yapmı lardır.

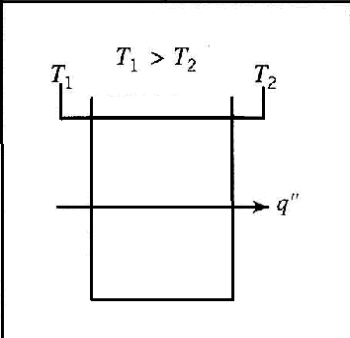
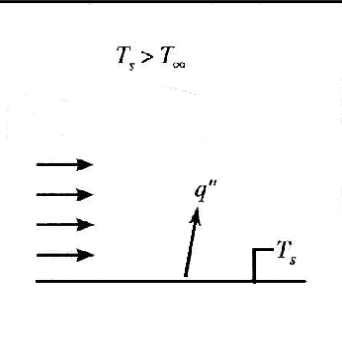
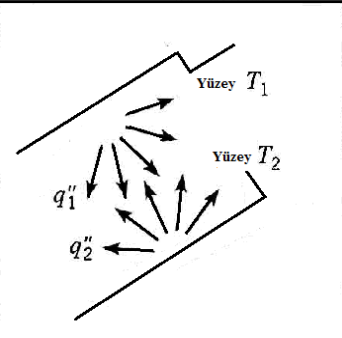
BÖLÜM 2

Giri

2.1 Giri

Termodinamikten bilindi i gibi bir sistemle çevresi arasındaki i ve ısı etkileimleri sonucu enerji aktarımı gerçekleşmektedir. Termodinamik bu etkileimin olduğu sistemin başlangıç ve son halleri ile ilgilenir, etkileimin neden kaynaklandığı veya hangi hızla geliştiği konusunda bilgi vermez. Burada 'Isı Aktarımı' devreye girer ve bütün bu konuları tek tek ele alarak inceler. Isı aktarımında termodinamik yasalarından da yararlanarak birim zamanda aktarılacak ısı miktarını belirleyebilmek için, deneysel sonuçlardan gerekli teoriler geliştirilir, eşitlikler türetilir.

Isı aktarımı sıcaklık farkı nedeniyle iki sistem arasındaki veya bir sistem ile çevresi arasındaki enerji aktarımının incelenir. Şekilde görüldüğü gibi, ısı aktarımına yol açan farklı mekanizmalar, ısı aktarımının türleri olarak adlandırılır. Katı veya durgun bir akışkan ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı aktarımı için, iletim terimi kullanılır. Buna karşın, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı aktarımı, taşınım terimi ile anılır. Isı aktarımının üçüncü türü ise ışıltı taşınım olarak adlandırılır. Sonlu sıcaklığa sahip tüm maddeler, elektromagnetik dalgalar halinde enerji yayarlar. Dolayısıyla, farklı sıcaklıklardaki iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel olan bir ortam yoksa, ışıltı ile net ısı alışverişi gerçekleşir.

Bir katı veya durgun akışkan içinde iletim	Bir yüzeyden üzerindeki akışkanın taşınım	İki yüzey arasında ışıltı ile net ısı alışverişi
		

Şekil 2.1 İletim, taşınım ve ışıltı ile ısı aktarımı

Isı aktarımı ilemlerini uygun an denklemleri ile incelemek mümkündür. Bu denklemler birim zamanda aktarılan enerji miktarını hesaplamak için kullanılabilir.

Isı iletimi için an denklemi, Fourier Yasası olarak bilinir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Isı ta nım için an denklemi, Newton 'un So utma Yasası olarak bilinir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Isı ı nım için an denklemi, Stefan Boltzman Yasası olarak bilinir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

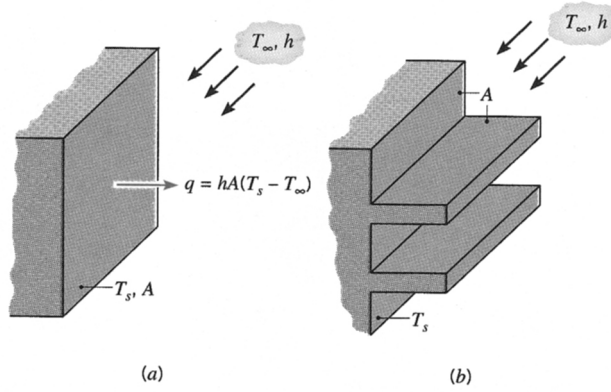
$$q_{1 \text{ nım}}'' = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b - \alpha G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.3)$$

2.2 Geni letilmi Isı Aktarım Yüzeyleri (Kanatçıklar)

Geni letilmi yüzeyler tanımı genellikle sınırları içinde iletimle ısı aktarımı, sınırları ile çevresi arasında ise ta nım ve/veya ı nım ile ısı geçi i olan bir katı için kullanılır. Ta nım ve iletimin birlikte gerçekleşti i birçok farklı durum olmakla birlikte, en sık kar ıla ılan uygulamalardan biri katı ve çevresindeki akı kan arasında ısı aktarımını artırmak için kullanılan geni letilmi yüzeylerdir. Bu tür yüzeylere kanat adı verilir.

ekil 2.1 (a) 'daki düzlem duvarda duvar yüzeyi ile etrafındaki akı kan arasında ta nımla ısı aktarımını artırmak için iki yol vardır (duvar yüzey sıcaklı ı T_s sabit kalmak üzere). Akı kan hızı yükseltilerek ısı ta nım katsayısı artırılabilir ve/veya akı kan sıcaklı ı T azaltılabilir. Bununla beraber, h 'ın en yüksek de ere artırılması bile istenen ısı transferini elde etmeye yeterli olmayabilir veya yüksek maliyetlerle kar ıla ılabilir. Bu maliyetler akı kan hareketinin artırılması için gerek duyulan fan veya pompa gücü ile ilgilidir. Bundan ba ka T seçene i ço u kez pek pratik de ildir. ekil 2.1 (b) incelendi inde üçüncü bir seçene inde

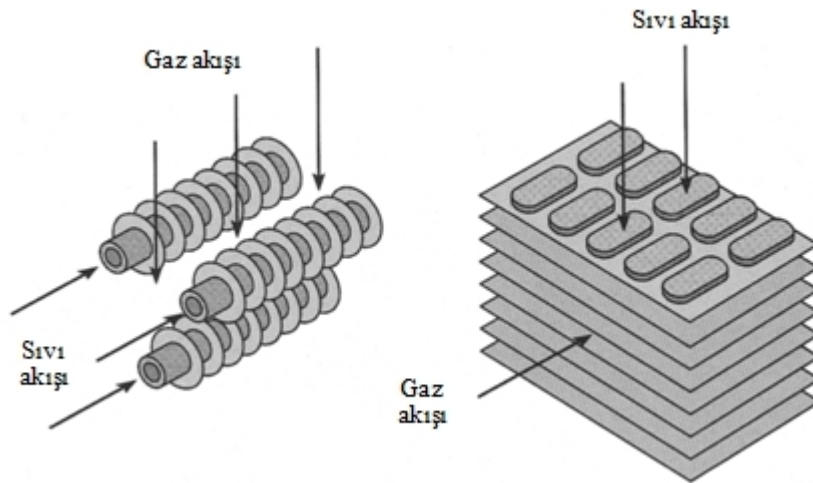
olabilece i görölür. Ba ka bir deyi le ısı aktarımı ta mımıla ısı aktarımının gerçekte ti i yüzeylerin (A) artırılması ile artırılabilir. Bu cidardan etrafındaki akı kan içine geni leyen kanatlar kullanılarak yapılabilir. Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanat boyunca sıcaklık da ılımını etkiler ve bundan ısı aktarımı da etkilenir. deal olarak, kanat dibinden ucuna kadar sıcaklık de i iminin en az olması için kanat malzemesi yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmalıdır. Isı iletim katsayısının sonsuz olması durumunda, tüm kanat, yüzey sıcaklı ında olacak, en fazla ısı aktarımı artı ı sa lanacaktır.



(a) Çıplak Yüzey (b) Kanatlı Yüzey

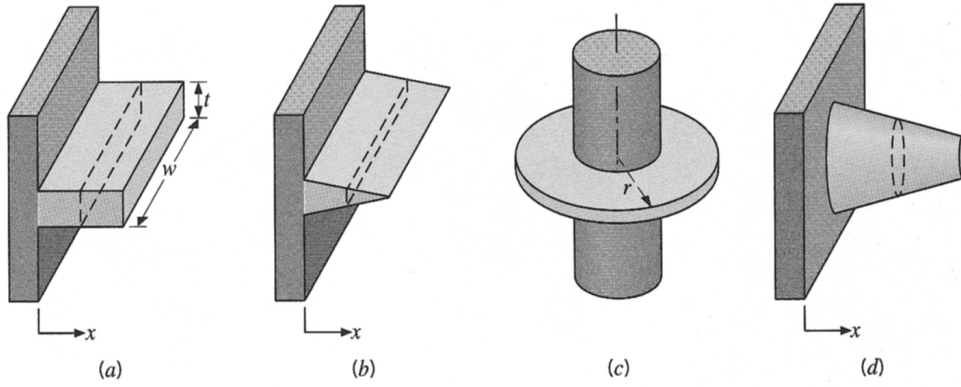
ekil 2.2 Bir düzlemsel duvardan ısı aktarımının artırılmasında kanat kullanımı

Bir iklimlendirme cihazında kullanılan akı kan ile hava arasındaki ısı aktarımını artırmak için kullanılan kanatlı borular kanat uygulamalarına örnek olarak verilebilir. Yaygın kullanılan tipik kanatlı boru düzene i ekil 2.3. 'de gösterilmektedir.



ekil 2.3 Tipik kanatlı - boru ısı de i tiricileri

Farklı kanat biçimleri ekil 2.4 'de verilmi tir. Bir düz kanat, düzlemsel duvara tutturulan herhangi bir geni letilmi yüzeydir [1]. Kesit alanı sabit olabilir veya de i ebilir. Dairesel kanat bir silindir çevresine tutturulmu tur ve kesit alanı silindirin eksenine göre yarıçap ile de i mektedir. Bu kanatlar dikdörtgen kesitli olup alanları düz kanatlar için kanat kalınlı ı t ile geni li w 'nin çarpımı, dairese kanatlar için kanat kalınlı ı t ile çevresi $2\pi r$ 'nin çarpımı olarak ifade edilir. Buna kar ın, i ne kanat veya diken kanat dairese kesitli geni letilmi bir yüzeydir. ne kanatlar sabit kesitli olabilir veya olmayabilir. Herhangi bir uygulamada, belirli bir kanat türünün seçimi, kanatların ısı ta nım katsayısını azaltma ve kanat üzerindeki akı için basınç dü ü ünü artırma gibi etkenlerin yanında kullanılacak yere, a ırlı a, imalat yöntemi ve maliyete ba lıdır.

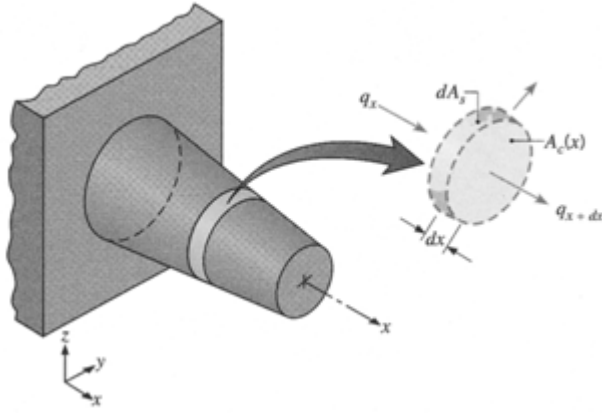


(a) sabit kesitli düz kanat, (b) de i ken kesitli düz kanat, (c) dairese kanat, (d) i ne kanat
ekil 2.4 Kanat türleri

2.2.1 Kanatlarda letimin Genel Çözümlemesi

Bir kanattan olan ısı aktarımının belirlenebilmesi için kanat boyunca sıcaklık da ılımının bilinmesi gerekir. ekil 2.4. 'de görülen geni letilmi yüzeyden alınan diferansiyel eleman üzerinde enerji dengesi ile ba lanır. Çözümlemenin basitle tirilmesi için bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Kanat içersinde iletim gerçekte iki boyutlu oldu u halde aksel (x) yönde bir boyutlu kabul edilebilir. Kanat üzerindeki herhangi bir noktada akı kana ta ınan enerji dik (y, z) yöndeki iletim ile dengelenmek zorundadır. Ancak uygulamada, kanat incedir ve uzunlamasına sıcaklık de i imi dik yöndekine oranla çok daha büyüktür. Bu nedenle, ısı iletimi x yönünde bir boyutlu alınabilir. Ayrıca sürekli rejim sabit ısı iletim katsayısı ve ısı ta nım katsayısının yüzey üzerinde düzgün da ımlı

oldu u kabul edilecektir. Bunlara ek olarak kanat içinde ısı üretimi ve kanat yüzeyinden ı nımla ısı aktarımı ihmal edilecektir.



ekil 2.5 Geni letimli yüzeyde enerji dengesi

ekil 2.5 'deki diferansiyel elemana enerji korunum kuralları uygulanarak;

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{ta} \quad (2.4)$$

elde edilir ve Fourier Yasası 'ndan

$$q_x = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

yazılabilir. Burada, A_c , x ile de i ebilen kesit alanıdır. $x + dx$ 'de ısı iletimi;

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad (2.6)$$

olarak gösterilebilir ve buradan,

$$q_{x+dx} = -kA_c \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (2.7)$$

elde edilir. T_a ınımla geçen ısı,

$$dq_{ta} = h dA_s (T - T_\infty) \quad (2.8)$$

ba ntısıyla verilmektedir. Burada, dA_s diferansiyel elemanın yüzey alanıdır. Bu denklemler enerji dengesinde (2.1) yerine konursa,

$$\frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) - \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} (T - T_\infty) = 0$$

veya;

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad (2.9)$$

elde edilir. Bu sonuç, geni letilmi bir yüzeyde, bir boyutlu enerji denkleminin genel gösterimidir. Bu denklemin belirli sınır ko ulları için çözümü, sıcaklık da ılımını x 'in fonksiyonu olarak verecektir.

Denklem 2.9 'u çözmek için geometriyi daha açık belirtmek gerekir. Sabit kesit alanlı düz dikdörtgen ve i ne kanatlı en basit durum ile ba lanabilir. Her bir kanat $T(0) = T_b$ sıcaklı ındaki taban yüzeyine oturtulmu olup T_∞ sıcaklı ındaki bir akı kan içinde bulunmaktadır. Denklemde $\theta(x) = T(x) - T_\infty$ de i ken dönü ümü ile basitle tirme yapılarak çözüme ba lanır. Sonuca ula abilmek için sınır artlarının belirlenmesi gerekir. Bu artlardan birincisi kanadın tabanındaki ($x = 0$) sıcaklık olabilir. kinci sınır ko ulu, kanadın ucunda ($x = L$) tanımlanır ve dört ayrı fiziksel durumdan birine kar ı gelebilir.

Birincisinde (A), kanadın ucundan ta nımımla ısı aktarımı göz önüne alınır. Yani kanadın ucundan ta nımımla akı kana geçen enerji kanat içinden uca iletilen enerjiye e it olmalıdır.

$$h\theta(L) = -k \frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L} \quad (2.10)$$

kincisinde (B), kanadın ucu adyabatik varsayılır.

$$\frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L} = 0 \quad (2.11)$$

Üçüncüsünde (C), kanat ucu sıcaklı ı biliniir. $\theta(L) = \theta_L$

Dördüncü (D) durum ise çok uzun kanat olması durumudur. Bu durumda L iken 0 olur. Yukarıdaki sınır artları ile Denklem 2.6. 'nın çözümlenmesi sonucu elde edilen sonuçlar Tablo 2.1 'de verilmiştir.

Durum	Sınır ko ulu	Sıcaklık Da ılımı	Isı geçi i
A	Isı ta nımını $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk)\sinh m(L-x)}{\cosh mL + (H/mk)\sinh mL}$	$M \frac{\sinh mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL}$
B	Adyabatik $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$	$M \tanh mL$
C	Belirli sıcaklık $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b)\sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$
D	Sonsuz kanat ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx}	M
$\theta \equiv T - T_\infty$ $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$		$m^2 \equiv hP/kA_c$ $M \equiv \sqrt{hPkA_c}\theta_b$	

Tablo 2.1 Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık da ılımı ve ısı kaybı

2.2.2 Kanat Etkenli i

Kanat kullanımı, bir yüzeyden ısı geçi ini artırmak için etkin yüzey alanını artırmayı amaçlar. Bununla birlikte, kanadın kendisi orijinal yüzeyden ısı geçi ine bir iletim direnci gösterir. Bu nedenle, kanat kullanımının ısı aktarımını mutlaka artıracağı önceden söylenemez. Bu husus kanat etkenli i tanımlanarak değerlendirilebilir. Kanat etkenli i, ε_f , kanatlı halde geçen ısıya kanatsız halde geçebilecek ısıya oranı olarak tanımlanır. Böylece,

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{hA_{c,b}\theta_b} \quad (2.12)$$

olup, $A_{c,b}$ tabanındaki kanat kesit alanıdır. Gerçekçi her tasarımda ε_f 'nin de eri mümkün oldu unca büyük olmalıdır ve genel olarak, $\varepsilon_f \geq 2$ olmadıkça kanat kullanımını uygun de ildir.

Göz önüne alınan dört uç sınır ko ulundan herhangi biri için sabit kesit alanlı bir kanadın etkenli i, Tablo 2.1 'de verilen ilgili q_f ba ntısını $h A_{c,b} \theta_b$ ile bölerek elde edilebilir. Kanatların yerle tirme düzeni ısı ta nım katsayısını de i tirebilir ancak bu etki genellikle göz ardı edilir. Bu nedenle, kanatlı yüzeyin ta nım katsayısının kanatsız yüzeydekine e it sayılması, sonsuz kanat yakla ımı için,

$$\varepsilon_f = \frac{kP}{hA_c} \quad (2.13)$$

sonucunu verir.

Bu sonuçtan çe itli gözlemler yapılabilir. Kanat etkenli i, yüksek ısı iletim katsayılı malzemelerin seçilmesi ile yükseltilir. Alüminyum ala ımları ve bakır ilk akla gelen malzemelerdir. Bakırın ısı iletim katsayısı yüksektir, ancak alüminyum ala ımları daha hafif ve ucuzdur, bu nedenle tercih edilir. Kanat etkenli i, çevre uzunlu unun kesit alanına oranının artırılması ile de yükseltilir. Bu nedenle ince, fakat yakın aralıklı kanatları kullanılır. Kanat aralı ının, akı ı engelleyecek ölçüde azaltılmaması gerekir.

Denklem 2.13 ayrıca ısı ta nım katsayısının küçük oldu u durumlarda kanat kullanımının yararını göstermektedir. Çe itli akı kan ortamlarının ısı ta nım katsayılarına bakıldı nda, akı kan gaz oldu u zaman ve özellikle yüzeyden ısı geçi i do al ta nımla oldu unda kanatlara daha çok gerek duyulaca ını göstermektedir. Kanatlar bir gaz ile bir sıvıyı ayıran yüzeylerde kullanılacaksa, genellikle dü ük ısı ta nım katsayısının bulundu u taraf olan gaz tarafına yerle tirilir. Bilinen bir örnek, otomobil radyatörünün borularıdır. Kanatlar, içinden su akı ı olan boruların iç yüzeyine de il, üzerinden ortam havasının aktı ı dı yüzeyine uygulanır.

Denklem 2.13 ε_f için, bir üst sınır belirler. Bu sınıra L sonsuza giderken yakla ılır. Bununla beraber, ısı geçi inde maksimum artı ı elde etmek için çok uzun kanatların kullanılması elbette art de ildir.

Kanat verimi bir ısı direnç ile de nicelle tirilebilir. Taban ve akı kan sıcaklıkları arasındaki fark potansiyel farkı olarak ele alınır, kanat direnci a a ıdaki gibi tanımlanabilir;

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} \quad (2.14)$$

Bu sonuç, özellikle kanatlı yüzey bir ısı devre ile gösterildi i zaman son derece yararlıdır. Kanat uç sınır ko uluna ba lı olarak, q_f için uygun bir ba ıntının Tablo 2.1 'den elde edilebilir.

Kanatsız taban alanındaki ta ınım direnci,

$$R_{t,b} = \frac{1}{hA_{c,b}} \quad (2.15)$$

2.14 numaralı denklem, bu denklem ile bölünür ve 2.12 numaralı denklem kullanılırsa,

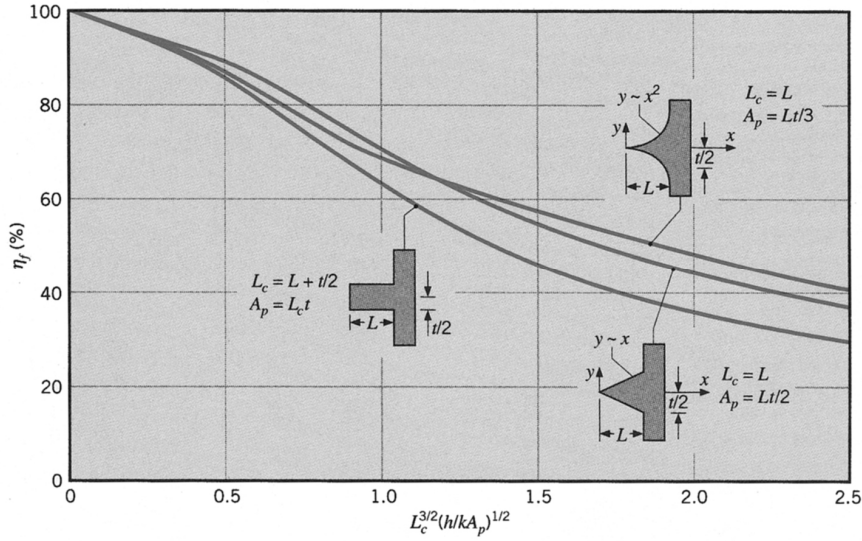
$$\varepsilon_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \quad (2.16)$$

bulunur. Bu sonuca göre kanat etkenli i ısı dirençlerin bir oranı olarak yorumlanabilir ve ε_f 'yi artırmak için kanadın iletim/ta ınım direncini azaltmak gerekir. Kanat ısı geçi ini artıracaksa, direnci kanatsız taban alanındaki ta ınım direncini a mamalıdır.

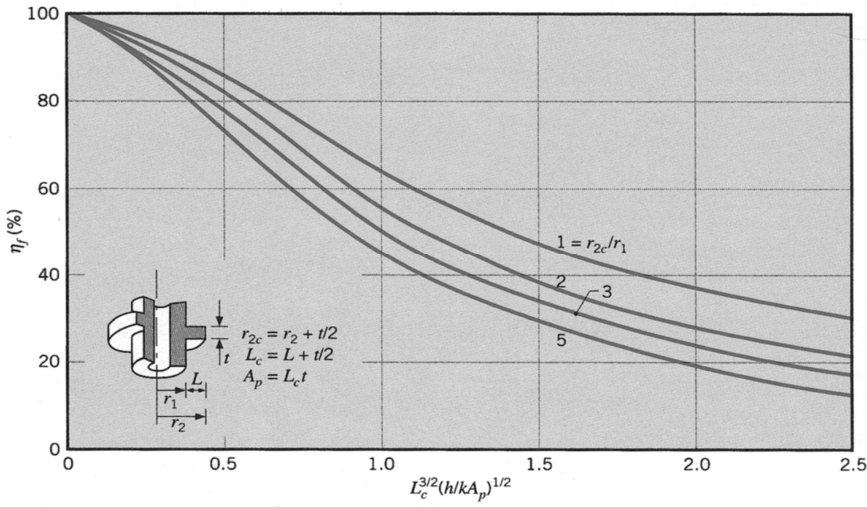
Kanat ısı performansının bir di er ölçüsü kanat verimi η_f 'dir. Ta ınım için en yüksek sıcaklık farkı, $\theta_b = T_b - T_\infty$ ve akı kan arasındaki sıcaklık farkıdır, $\theta_b = T_b - T_\infty$. Bu nedenle bir kanadın yayabilece i enerjinin en yüksek de eri bütün kanat yüzeyi taban sıcaklı ında oldu u zaman gerçekleşecektir. Ancak bu ideal bir durumdur ve kanat içinde bir sıcaklık de i imi her zaman vardır. Bu dü ünceden yola çıkarak kanat verimi,

$$\eta_f \equiv \frac{q_f}{q_{\max}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \quad (2.17)$$

biçiminde tanımlanabilir. Burada A_f kanadın yüzey alanıdır. Denklem 2.17 'nin de iki kanat profilleri için elde edilen sonuçları ekil 2.6 ve 2.7 'de verilmiştir.



ekil 2.6 Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri



ekil 2.7 Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri

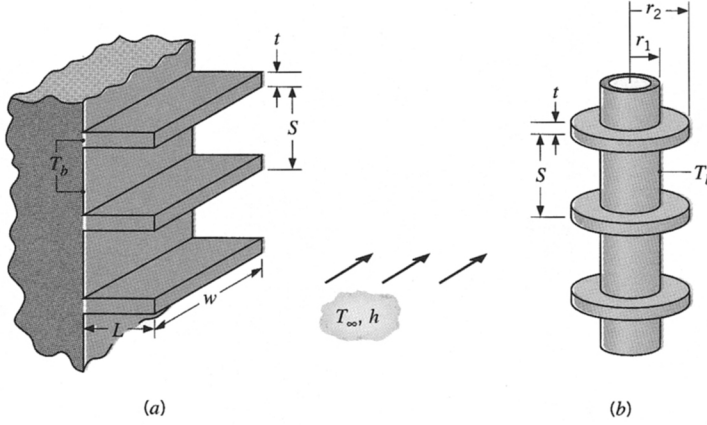
2.2.3 Toplam Yüzey Verimi

Tek bir kanadın ısı transferini gösteren kanat verimi η_f yerine, bir kanat dizisi ve üzerine yerleştirildiği yüzeyin ısı transferini gösteren toplam yüzey verimi η_o kullanılabilir. ekil 2.8 'de gösterilen örnek kanat dizilerinde S kanat hatvesidir.

Toplam yüzey verimi,

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{\max}} = \frac{q_t}{hA_t\theta_b} \quad (2.18)$$

olarak tanımlanır. Burada, Burada, A_t , kanatların ve üzerine yerle tikleri yüzeyin (asal yüzey) toplam alanı, q_t ise kanatlar ve asal yüzeyden olan toplam ısı aktarımıdır.



(a) Dikdörtgen kanatlar

(b) Dairesel kanatlar

ekil 2.8 Temsili kanat dizileri

Denklem 2.18 'den yararlanarak bir kanat dizisinin ısı direncini veren bir ba ıntı elde edilebilir;

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \quad (2.19)$$

olup $R_{t,o}$ asal yüzeyden ta nımıla kanatlarda iletim/ta nım ile paralel ısı aktarımını göz önüne alan toplam dirençtir.

Kanatlar asal yüzeyle tek parça olarak üretilirse, tabanda temas direnci olmayacaktır. Ancak genellikle kanatlar ayrı olarak yapılıp, asal yüzeye metalürjik veya yapı kan ba layıcı ile tutturulur.

2.3 Isı De i tircileri

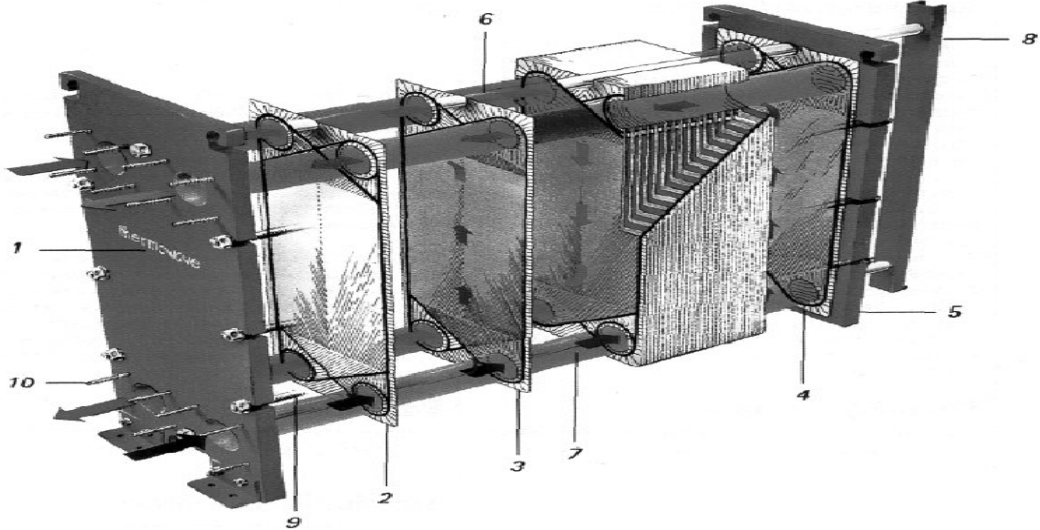
Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidarla ayrılan iki veya daha fazla akı kan arasındaki ısı geçi i, birçok mühendislik uygulamasında önem ta ır. Bu tür bir ısı geçi ini gerçekle tirmek için kullanılan cihaz, ısı de i tircisi olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal i lemlerde uygulama alanı bulur.

Uygulama alanlarına örnekler olmak üzere, bir su borulu buhar kazanında, bir mekanik so utma devresinde, bir iklimlendirme tesisatının çe itli

kademelerinde, bilgisayar i lemcsinin so utulmasında kullanılabilen ısı de i tirici tipleri vardır. Verilen bu örneklerden anla lılabilece i gibi pratikte çe itli yerlerde kullanılan bu ısı de i tiricileri kullanım gayelerine göre de i ik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler [47].

2.3.1 Plakalı ısı De i tiricileri

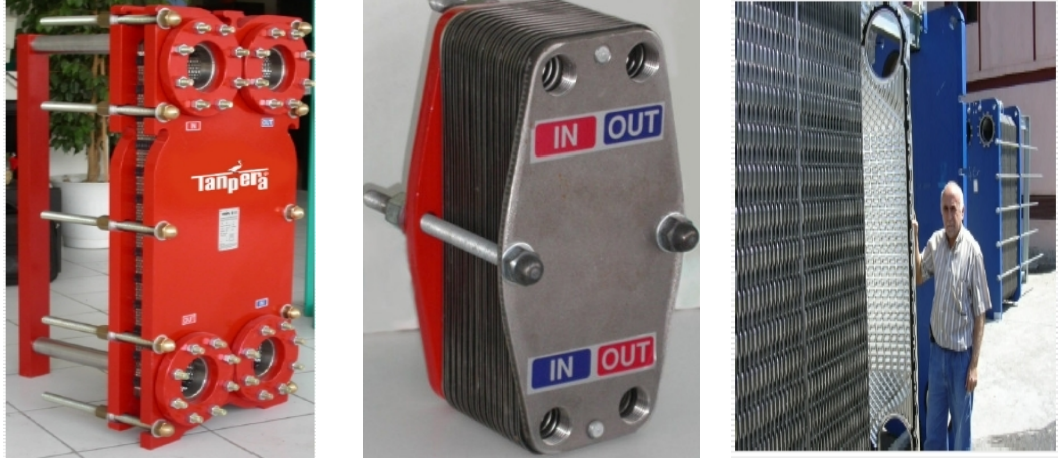
Plakalı ısı de i tiricilerinde esas ısı geçi inin oldu u yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilirler. Genellikle gövde-borulu tip ısı e anjörlerine göre daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahiptirler. ekil 2.9 'da plakalı bir ısı de i tiricinin yapısı görölmektedir [47].



ekil 2.9 Plakalı ısı de i tiricisinin yapısı

1. Sabit baskı plakası – Ön gövde
2. Ba langıç plakası
3. Plaka
4. Son plaka
5. Hareketli baskı plakası – Arka gövde
6. Üst tasıma kolonu
7. Alt tasıma kolonu
8. Destek kolonu
9. Burulmaya karsı gergin vida koruması
10. Ba lantı

Aynı veya farklı özelliklere sahip iki akı kan arasında birbirine karı maksızın, hızlı ve yüksek etkinlikle ısı transferi gerçekle tirebilen ekipmanlardır [50].



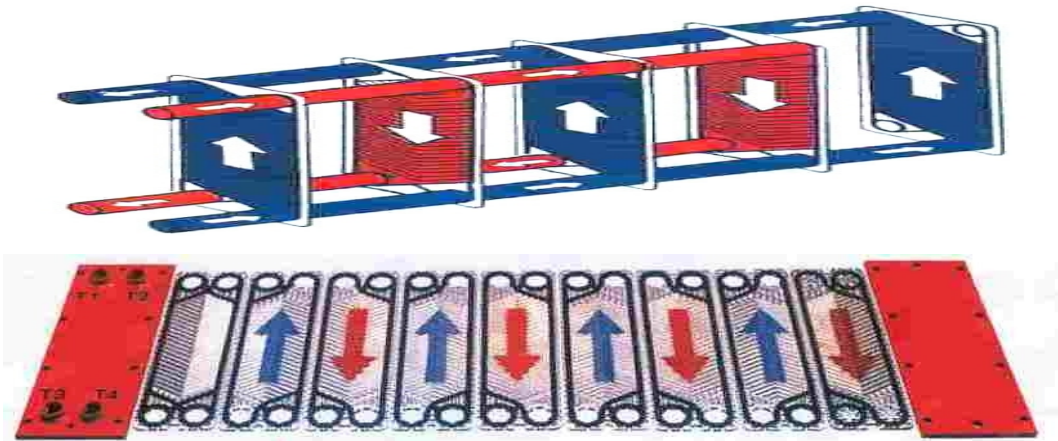
ekil 2.10 Plakalı ısı de i tiricileri

Plakalı ısı de i tiricilerde de, di er tüm indirekt ısı de i tiricilerinde oldu u gibi, birbirine karı madan dola an, ancak birbirine ısı transferi yapabilen iki ayrı akı kan devresi mevcuttur:

Isıtın veya so utan akı kanın dola tı ı: PRIMER DEVRE

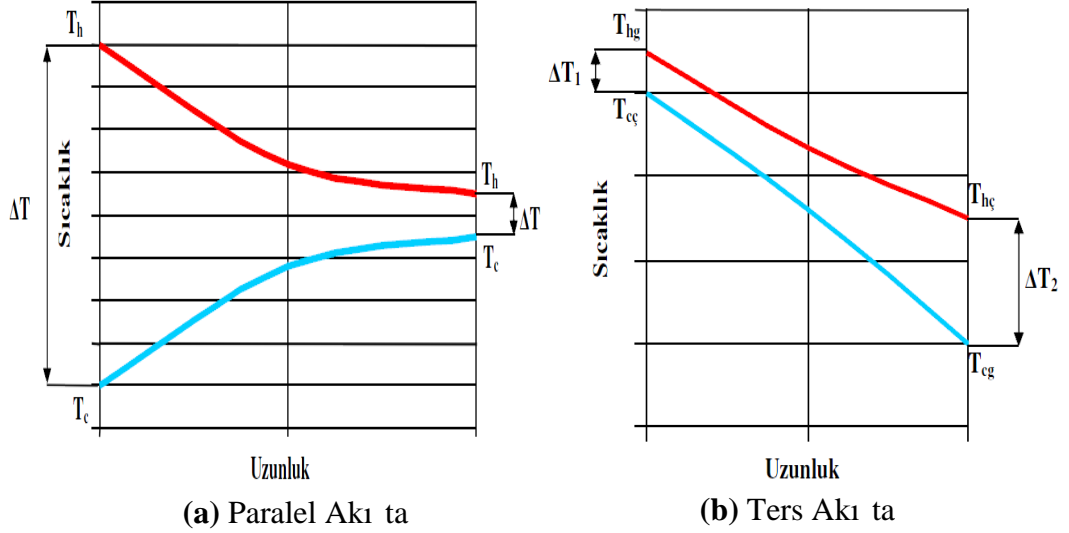
Isıtılan veya so utulan akı kanın dola tı ı: SEKONDER DEVRE

2.3.1.1 Plakalı ısı De i tiricilerin çalı ma Prensibi



ekil 2.11 Plakalı ısı de i tiricilerin çalı ma prensibi

Plakalı ısı de i tiricileri genelde karıt akılı yapıdadır. Birim zaman ve transfer yüzeyi baına daha fazla ısı transfer edilir. Kendine özgü yapısı sayesinde hızlı ve yüksek etkinlikle ısı transferi sa lar [47].



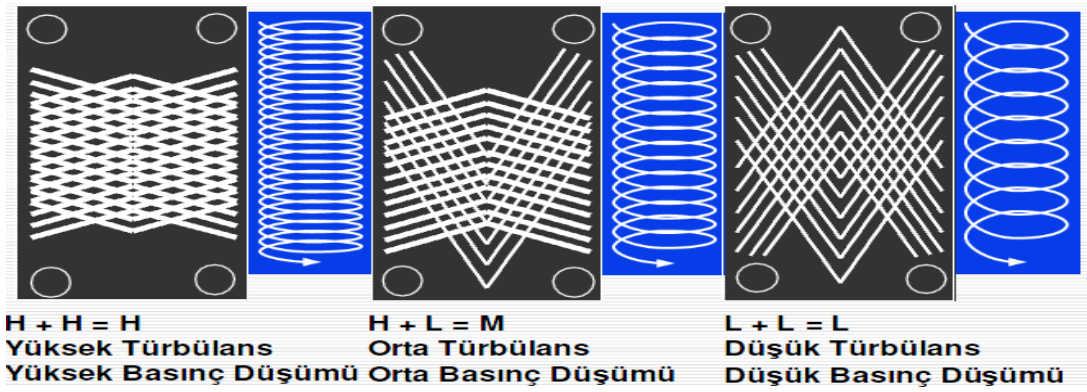
ekil 2.12 Isı de i ticilerinde sıcaklık da ılımı

Kar ıt akı ile maksimum sıcaklık yakla ımı elde edilebilir.



ekil 2.13 Türbülanslı ve laminer akı ta film tabakası

Türbülanslı akı ta katı cisme temas eden film tabakası laminer akı a göre daha incedir. Film tabakası inceldikçe ısı transferi artar. Isı üniform yayılır. Sıvı içindeki katı partiküller hareket eder, tortu olu turmaz [47].



(a) Geni Açılı Kanal (b) Geni ve Dar Açılı Kanal (c) Dar Açılı Kanal

ekil 2.14 Göreve uygun plaka ekileri

2.3.1.2 Plakalı Isı De ğ i tircilerinin Avantajları

- Dü ğ ük yatırım maliyeti:
 - 1- Plakalı ısı de ğ i tirciler, aynı görev için tasarlanmı ş boru-gömlük tip ısı de ğ i tircilerin 1/5 'i kadar ısı transferi alanına ihtiyacı duyar.
 - 2- Daha ince malzemeler kullanılır.
 - 3- Yapımda kaynak kullanılmaz.
 - 4- Standart parçalar kullanılır.
 - 5- Daha kolay tasarım yapılır.
- Dü ğ ük montaj maliyeti.
- Dü ğ ük bakım maliyeti: Isı transferi yüzeylerinin her iki tarafının da mekanik temizli ğ i mümkündür.
- Az yer gereksinimi ve hafiflik.
- Makul bir fiyatla korozyona dayanıklı malzeme kullanılabilirli ğ i: Titanyum plakalar, çok fazla korozyona u rayabilen Jeotermal suya ve deniz suyuna direnmek için kullanılabilir.
- Yakın sıcaklık uygulamalarında yüksek sıcaklık elde edebilme.
- Kolay onarım ve kapasite artırımı.
- Yüksek ısı transfer kabiliyeti: nce ısı transfer plakaları ve plakalar arasındaki türbülanslı akı sayesinde yüksek ısı transfer kabiliyetine sahiptir.
- Özel conta yapısı: Contaların özel yapısı sayesinde, yüksek basınca maruz kalındı ğ ında olu şabilecek bir hasar durumunda akı kanları birbirine karı şmaz ve do ğrudan dı şarıya sızarak kolayca gözlenebilir

BÖLÜM 3

KULLANILAN SAYISAL YÖNTEM VE TEMEL DENKLEMLER

3.1 Kullanılan Sayısal Yöntem

Son yıllarda teknolojinin hızla gelişimi ile birlikte artık problemlerin çözümü, tasarımların oluşturulması ve geliştirilmesi gibi birçok mühendislik uygulamasında sayısal analiz yöntemlerinin kullanımı yaygınlaşmıştır. Deneysel yöntemlerin ekonomik olmaması ve zorlukları mühendislerin sayısal analiz yöntemlerine yönelmelerine neden olmuştur. Aynı zamanda sayısal analiz yöntemlerinin deneysel yöntemlere göre; kısa zamanda ve ekonomik sonuç alınabilmesi, geniş çapta veri elde etme olanağı ve deneysel çalışmalarında karşılaşılabilecek zor ve tehlikeli durumlarda kullanılabilmesi gibi birçok avantajı bulunmaktadır. Ancak bütün bu avantajlarına rağmen, mühendisler deneysel çalışmalarını kesinlikle vazgeçmemelidirler. Her çalışmanın sayısal çözümlerle desteklenmesi deneysel çalışmalar oldu u rahatlıkla söylenebilir.

Son yıllarda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemleri çözümü için geliştirilmiş birçok sayısal yöntem bulunmaktadır. Bu tezde analizler, sonlu hacimler esasına dayalı çözümleme yapan FLUENT programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma esasına dayanır. Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için kontrol hacim esaslı bir teknik kullanır. Bu teknik her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonunun alınması sonucunda, denklemler için kontrol hacmini sağlayan ayrıntılı denklemlerin elde edilmesini içerir. Ayrıntılı denklemlerin doğrusallaştırılması ile elde edilen, doğrusal denklem sistemlerinin iterasyona bağlı çözümü ile hız, basınç ve sıcaklık gibi denklemler verilen yakınsaklık ölçüsünü sağlayanlayıncaya kadar güncellenir.

Sonlu hacimler yöntemi ile problem çözümü için genellikle üç adımlar kullanılır.

- Çalı ılacak bölgenin a programları sayesinde olu turulacak sayısal analize uygun a ile kontrol hacimlere bölünmesi.
- Sırasıyla momentum denkleminin, süreklilik denklemlerinin ve daha sonra enerji veya türbülans gibi di er aranan denklemlerin çözümü.
- Sonuçlandırılan denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha do ru de erlere yükseltilmesi.
- Yakınsaklı ın kontrolü.
- Çözümün elde edilmesi.

Kontrol hacminin integrasyonunu içeren ilk adım, sonlu hacimler yöntemini di er tüm sayısal yöntemlerden ayırmaktadır. Sayısal algoritma ile fiziksel korunum ilkesi arasındaki bu açık ve anla ılır ili ki, sonlu hacimler yönteminin dikkat çekici en temel özelli ini olu turur ve kullanıcılar için daha anla ılır kılar. Sonlu kontrol hacmindeki hız bile eni veya entalpi gibi genel bir akı de i keninin () korunumu bu de i kenin de erini artıran veya azaltan farklı i lemlerin dengesi olarak ifade edilebilir.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmindeki} \\ \phi' \text{nin zamana ba lı} \\ \text{de i imi} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \phi' \text{nin konveksiyonla} \\ \text{kontrol hacmine net} \\ \text{akı 1} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \phi' \text{nin difüzyonla} \\ \text{kontrol hacmine net} \\ \text{akı 1} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmindeki} \\ \phi' \text{nin net artı} \\ \text{orarı} \end{array} \right]$$

Yukarıdaki korunum denklemi kolay anla ılabilir olmakla beraber lineer olmayan ve karma ık bir yapıya sahiptir. Bu nedenle bu denklemin çözümü iteratif bir çözüm yakla ımı gerektirmektedir. Basınç ve hız arasında ili ki kurmak amacıyla yaygın olarak kullanılan TDMA, SIMPLE, SIMPLEC gibi çözüm yöntemleri bu yakla ımlara örnek olarak verilebilir.

Sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT programı ile problem çözümü yapmak için ise a a ıdaki adımlar takip edilmelidir.

- Problemin geometrisi GAMBIT paket programı ile olu turulmalıdır.
- Geometri GAMBIT paket programında elemanlara ayrılmalıdır.
- Duvar, simetri, hız gibi sınır ko ulları GAMBIT paket programında tanımlanmalı ve olu turulan dosya FLUENT içine dahil edilmelidir.
- Dosya FLUENT paket programında açılarak a yapısı kontrol edilmelidir.
- Hangi denklemlerin çözülece i ve çözüm yöntemi seçilmelidir.
- Ba langıç ve sınır ko ulları tanımlanmalıdır.

- teratif çözüm yöntemi ko turulmalıdır.

3.1.2 Sonlu Hacimler Formülasyonları

Bilindi i gibi laminer ve sürekli akan bir akı kanın akı nı tanımlamak için üç temel denklem mevcuttur.

- Kütleinin korunumu
- Momentumun korunumu
- Enerjinin korunumu

Sonlu hacimler esasına dayalı bir teknik kullanan FLUENT, çözülemeye ba langıç hız ve basınç de erlerini kullanarak ba lar. Her bir iterasyon için bir önceki iterasyonda elde edilen hız ve basınç de erleri kullanılarak momentum denklemleri çözüür. x ve y yönündeki momentum denklemlerinin çözüümü, sadece hızların güncellenmesini sa lar, basınç güncellenmez. Dolayısıyla basıncın güncellenmesi için ek bir e itli e ihtiyaç vardır. Bunun için süreklilik ve momentum denklemlerinden elde edilen basınç düzeltme e itli i çözüerek, basınç düzeltme faktörü elde edilir. Bu faktör, süreklilik denklemini sa layacak ekilde basınç ve hız alanlarının güncellenmesi için kullanılır. Elde edilen veriler dahilinde enerji denklemleri çözüür ve sıcaklık alanları elde edilir. Bir önceki iterasyonda elde edilen de erlerle kar ıla tırma yapılarak belirlenen yakınsaklık ölçüsünü sa layıncaya kadar iterasyona devam edilir.

Bu bölümde FLUENT paket programının çözücüsü tarafından hazırlanan denklemlere yer verilecektir.

3.1.2.1 Laminer Sıkı tırlamaz Akı

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

x momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{P} \frac{dP}{dx} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (3.2)$$

y momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

z momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

Enerji denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

3.1.3 Türbülanslı Akı

Türbülanslı akı , akı ın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerinden yeterince fazla oldu u zaman ortaya çıkar. Türbülans, bir akı bölgesindeki her noktada ani hızın salınım göstermesi anlamına gelir. Dolayısıyla türbülanslı akı bölgesindeki hız a a ıdaki gibi tanımlanır.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3.6)$$

Zaman ortalamaları;

$$\bar{u}' = \frac{1}{T} \int_i^{i+1} [u(t) - \bar{u}] dt = \frac{1}{T} \int_i^{i+1} u'(t) dt = 0 \quad (3.7)$$

Türbülanslı akı , laminar akı tan daha karı ık yapılı oldu u için genellikle deneysel çalı malara gidilmi tir. Türbülans modelleri uygulanarak de i ik geometriler için deneysel çalı malara en yakın sayısal çalı malar yapılabilir.

Zaman ortalama Navier Stokes denklemi;

$$\begin{aligned} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = \\ -\frac{1}{P} \frac{dP}{dx} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial \overline{u^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Denklem (3.6) 'da tanımlanan hız ifadesinin Navier Stokes denklemlerine uygulanması sonunda ortaya Reynolds gerilmeleri terimlerini veren ifadeler çıkar.

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u v'}) \quad (3.9)$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho v u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v v'}) \quad (3.10)$$

Eddy 'nin türbülanslı akı önerisine göre, bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi adı verilen bilinmeyen bir katsayıyla ifade edilebilir. Örnek olarak aşağıdaki ifade verilebilir;

$$-\overline{\rho u v} = \mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.11)$$

3.1.3.1 Standart k- Modeli

Belki de bilinen en yaygın model standart k- modelidir. Bu modele göre kullanılacak türbülans viskozitesi denklem (13) 'de verilmiştir. Bu modelde türbülans kinetik enerjisi ve viskoz kaybolma terimleri kullanılmaktadır.

Daimi akı için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

Kinetik enerji (k), a a ıda denklemler (3.14) 'de ifade edilmiştir.

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right) \quad (3.14)$$

Denklemler (3.12) 'daki ϕ , viskoz kaybolma fonksiyonu olarak bilinir ve ifadesi a a ıda denklemler (3.15) 'de verilmiştir.

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (3.15)$$

Ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı denklemleri,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.16)$$

C_μ , C_1 , C_2 , σ_ε ve σ_k katsayıları sabit olup $C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 'dür.

3.1.3.2 RSM Modeli

Reynolds gerilme modeli (RSM), Reynolds gerilmelerinin $(\rho \overline{u_i' u_j'})$ do rudan transport denklemlerinin çözümleriyle hesaplanması esasına dayanır (Gibson ve Launder, 1978; Launder, 1989). Bu denklemler bazı kabuller altında momentum denklemlerinin salınım büyüklüğü ile çarpılması ve Reynolds ortalamasının alınması ile elde edilirler. Kaldırma kuvvetlerinin etkisi ihmal edildi inde bu transport denklemleri a a ıdaki formda yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u_i' u_j'}) = D_{t,ij} + D_{ij} + P_{ij} + \phi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (3.17)$$

Denklemin sağ tarafındaki terimler sırası ile
türbülans difüzyon terimi:

$$D_{t,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u_i' u_j' u_k'} + p(\delta_{kj} \overline{u_i'} + \delta_{ik} \overline{u_j'}) \right] \quad (3.18)$$

moleküler difüzyon terimi:

$$D_{i,j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (3.19)$$

türbülans gerilmeleri üretim terimi:

$$P_{i,j} = -\rho \left(\overline{u_i' u_k'} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k} + \overline{u_j' u_k'} \frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \quad (3.20)$$

basınç-uzama terimi:

$$\phi_{i,j} = p \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right) \quad (3.21)$$

dissipasyon terimi:

$$\varepsilon_{i,j} = -2\mu \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \frac{\partial u_j'}{\partial x_i}} \quad (3.22)$$

Bu terimlerden $D_{t,ij}$, ϕ_{ij} ve ε_{ij} terimleri yeni ve bilinmeyen korelasyonlar içermekte olup hesaplanabilmeleri için modellenmeleri gerekmektedir. Genelleştirilmiş gradyent difüzyon hipotezinin basitleştirilmiş formu kullanılarak türbülans gerilmelerinden kaynaklanan üretim terimi

$$D_{t,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} \right) \quad (3.23)$$

eklinde modellenenebilir. Lineer yakla ım kullanılırsa basınç-uzama terimi üç bile enin toplamı ekinde yazılabilir. Bu bile enler yava ve hızlı basınç-uzama bile enleri ile cidar etkisini ifade eden $\phi_{ij,w}$ bile enidir. Buna göre basınç-uzama terimi

$$D_{t,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \quad (3.24)$$

$$-C_2 \left[\left(P_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \overline{u_i u_j} \right) \right) - \frac{1}{3} \left(P_{kk} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \overline{u_k u_k} \right) \right) \delta_{ij} \right] + \phi_{ij,w}$$

eklinde yazılabilir. Burada $C_1 = 1.8$, $C_2 = 0.6$ alınmı tır. Cidara dik olan normal gerilmeleri sönümlerken kayma gerilmelerini artıran $\phi_{ij,w}$ teriminin hesabı ilgili literatürde verilmi tir (Fluent Inc., 1998).

Dissipasyon terimi ise sıkı tırılabilirlik ihmal edilerek

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \rho \varepsilon \delta_{ij} \quad (3.25)$$

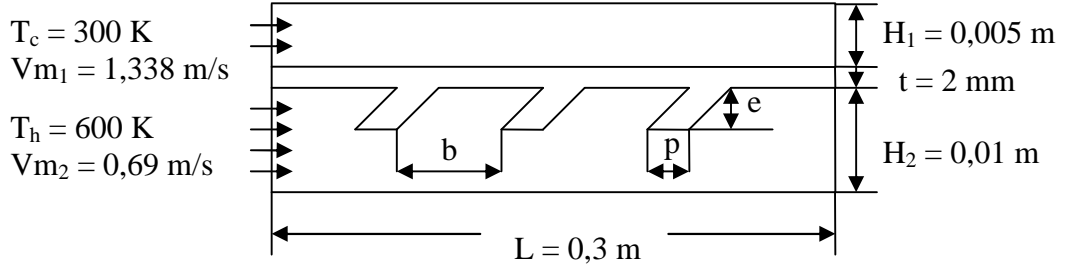
alınmı tır. Bu denklemlerde geçen türbülans kinetik enerjisi $k = \overline{u_i u_i} / 2$ ifadesinden bulunabilirken bunun dissipasyonu olan fonksiyonu $R = 0$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$ ve türbülans üretimi terimi $G_k = 0.5 P_{ii}$ alınarak elde edilir.

BÖLÜM 4

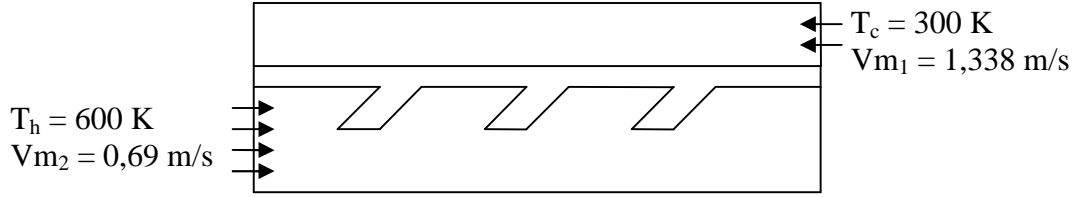
SAYISAL ÇÖZÜM

4.1 Giri

Türbülansolu turucu ve ısı aktarım yüzeylerini genişletici etkileri ile ısı aktarımını artıran kanatçıkların incelendiği bu çalışmada yapılanlar sıralanacak olursa;



(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

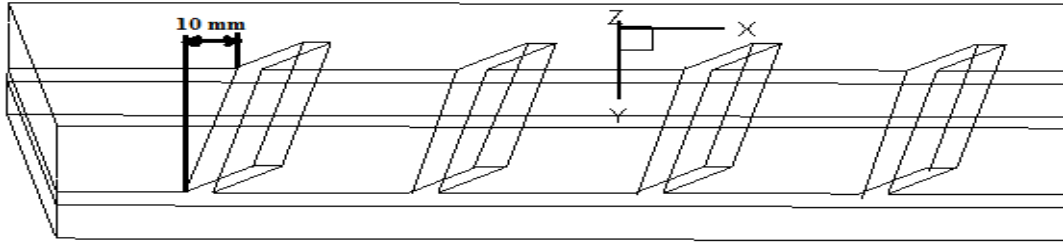
ekil 4.1 ki boyutlu kanatçıklı düz kanal geometrisi

Farklı kanatçık kurulumları için çözümler yapılmıştır. Kurulumların oluşturulmasında kanatçık yüksekliği temel parametre olarak seçilmiştir. Farklı kanatçık yükseklikleri ($e = 2 \text{ mm}$ (I. Geometri) ve $e = 4 \text{ mm}$ (II. Geometri)) için çeşitli oranlarla ($b/e = 3,75 - 5 - 7,5 - 10 - 11,25 - 15$) geometriler oluşturulmuştur. Oluşturulan bu farklı geometriler için gerçekleştirilen sayısal çözüm sonuçlarından; en iyi ısı artırımının elde edilebilmesi için, uygun geometri ve boyutlar belirlenmiştir.

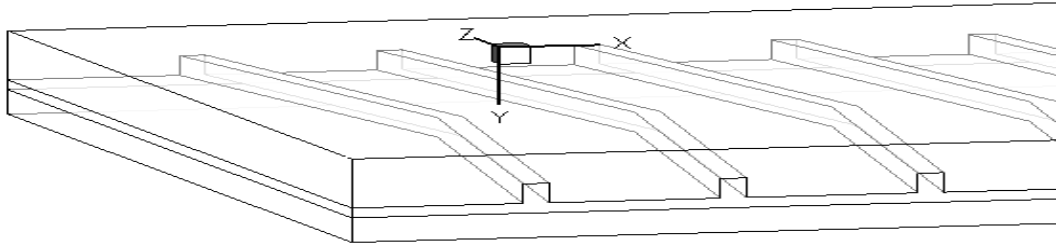
Oluşturulan geometrilerde literatüre [2], [3], [4], [5] ve boyutlara uygun olarak seçilen sınır şartları; soğuk akı kanının (hava) üst kanala giriş sıcaklığı ve hızı $T_c = 300 \text{ K}$ ve $V_{m1} = 1,338 \text{ m/s}$, sıcak akı kanının alt kanala giriş sıcaklığı ve hızı ise $T_h = 600 \text{ K}$ ve $V_{m2} = 0,69 \text{ m/s}$ 'dir. Kanal boyu, yüksekliği ve

kanatçıkların boyutlarını dikkate alarak literatüre uygun ekilde [2] [4] [5] seçilen, farklı Reynolds sayılarında ($300 \leq Re \leq 800$) çözümler yapılmıştır. Düşük hızlarda kanatçıkların ısı aktarımına etkilerini görmek amacıyla, bu çalışmada Reynolds sayısının 400 olduğu durumdaki çözümler sunulmuştur.

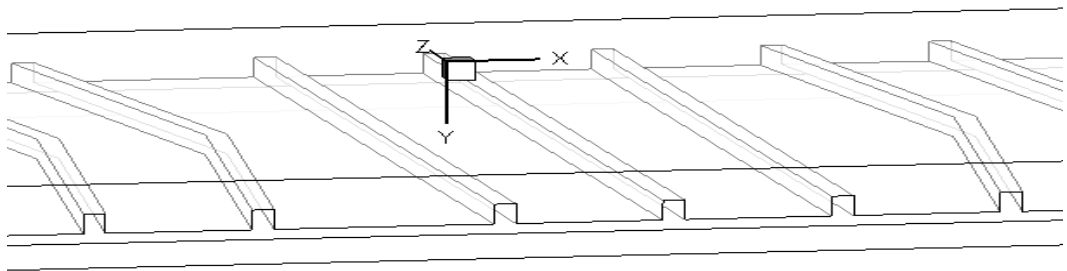
Kanal yüzeyine farklı kanatçık açılı geometriler için ($\alpha = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90°) iki boyutlu (ekil 4.1) çözümler yapılarak farklı kanatçık açılarının, hız dağılımına etkileri belirlenmiştir.



ekil 4.2 Üç boyutlu dikeyde $\alpha = 30^\circ$ açılı yatayda 10 mm ötelenmi kanatçıklı düz kanal geometrisi



ekil 4.3 Zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi



ekil 4.4 Dış zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi

Kanal yüzeyine yatayda 10 mm ötelenmi olarak eklenen (ekil 4.2) farklı kanatçık açılı geometriler ($\alpha = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90°) ve farklı sıralanmış kanatçık modelleri için (zikzak yerleştirilmiş kanatçıklı (ekil 4.3), dış zikzak - düz - dış zikzak yerleştirilmiş kanatçıklı (ekil 4.4), iç zikzak - düz - iç zikzak yerleştirilmiş kanatçıklı, iç zikzak - düz - dış zikzak yerleştirilmiş kanatçıklı, iç

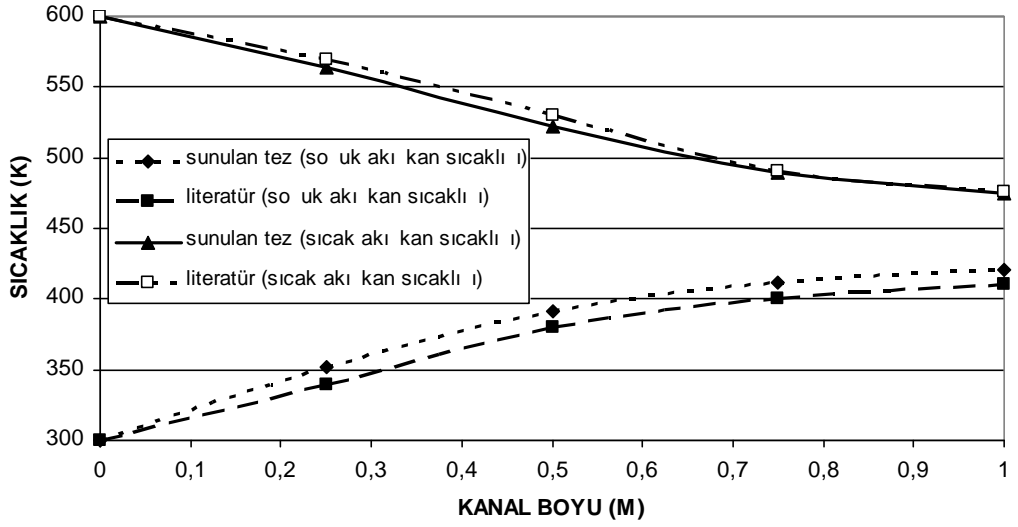
zizzak - dı zizzak yerle tirilmi kanatçıklı, dı zizzak - iç zizzak - düz - dı zizzak yerle tirilmi kanatçıklı modeller) üç boyutlu çözümler yapılmı tır. Böylece farklı kanatçık açılarının ve modellerinin ısı transferine etkileri belirlenmi tir.

Bu bölümde yapılan uygulamalar;

- Kısım (4.2) 'de kanatçıklı düz kanal için, sayısal ve literatür çözümleri kar ıla tırılmı tır.
- Kısım (4.3) 'de 30°, 60° ve 90° açılı kanatçık eklenmi kanallar için; farklı kanatçık yükseklikleri ve aralıklarında Fluent paket programı ile iki boyutlu çözümler yapılmı ve kısım (4.4) 'de sonuçlar kar ıla tırılmı tır.
- Kısım (4.5) 'de kanal yüzeyine yatayda 10 mm ötelenmi olarak dikeyde 30°, 60° ve 90° açılı kanatçık eklenmi kanallarda farklı kanatçık yükseklikleri, farklı Reynolds sayılarında ve zizzak, dı zizzak - düz - dı zizzak, iç zizzak - düz - iç zizzak, iç zizzak - düz - dı zizzak, iç zizzak - dı zizzak, dı zizzak - iç zizzak - düz - dı zizzak kanatçık eklenmi modellerde farklı kanatçık yükseklikleri için Fluent paket programı ile üç boyutlu çözümler yapılmı ve kısım (4.6) 'da sonuçlar kar ıla tırılmı tır.

4.2 Literatürle Karşılaştırma

Şekil 4.5 'de bu çalışmaya referans alınan Nesrin KAYATA, Mustafa LBA tarafından yapılan çalışmaya tekrar yapılarak denemi ve elde edilen sonuçlar grafik halinde sunulmuştur. Elde edilen sonuçların literatürle uyum içinde olduğunu görülmüştür. Tüm deneylerin aynı verildiği çalışmanın doğrulanmasında, soğuk akı kan sıcaklığındaki farklılık; mesh yapısının hassaslığından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 4.5 Sayısal sonuçlar ile literatür sonuçlarının karşılaştırılması

4.3 ki Boyutlu nceleme

4.3.1 Analitik Çözüm

T_c : So uk akı kan sıcaklı 1

T_h : Sıcak akı kan sıcaklı 1

T_m : Ortalama sıcaklık

$$T_m = \frac{T_c + T_h}{2} = \frac{300 + 600}{2} = 450K$$

$T_m = 450 K$ için Havanın Özellikleri:

$$= 0,774 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1021 \text{ J/kg-K}$$

$$k_f = 0,0373 \text{ W/m-K}$$

$$= 32,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sn}$$

$$Pr = 0,686$$

$$\mu = 2,507 \times 10^{-5} \text{ N-sn/m}^2$$

Kütlesel Debi:

So uk akı kan için,

$$\dot{m}_1 = \rho \cdot V_{m_1} \cdot A_{c_1} = 0,774 \times 1.338 \times (0,005 \times 0,15) = 0,000776 \text{ kg / sn}$$

Sıcak akı kan için;

$$\dot{m}_2 = \rho \cdot V_{m_2} \cdot A_{c_2} = 0,774 \times 0,69 \times (0,01 \times 0,15) = 0,00080109 \text{ kg / sn}$$

Hidrolik Çap:

So uk akı kan için;

$$D_{H_1} = \frac{4A_{c_1}}{P_1} = \frac{4(0,15 \times 0,005)}{2(0,15 + 0,005)} = 9,677419355 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sıcak akı kan için,

$$D_{H_2} = \frac{4A_{c_2}}{P_2} = \frac{4(0,15 \times 0,01)}{2(0,15 + 0,01)} = 0,01875 \text{ m}$$

Hız:

Soğuk akı kan için;

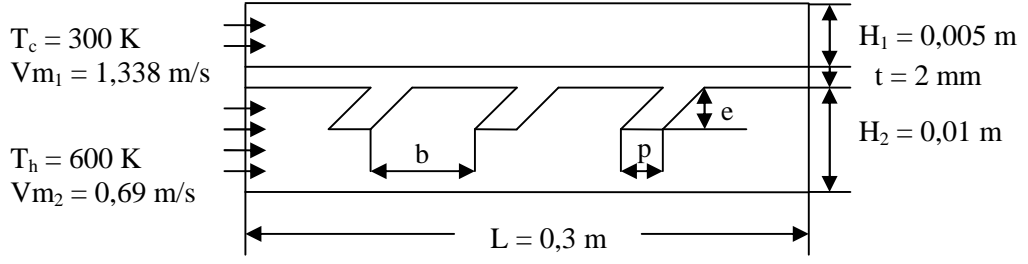
$$Re_{D_1} = \frac{V_{m_1} \cdot D_{H_1}}{\nu} = \frac{V_{m_1} \cdot 9,677419355 \times 10^{-3}}{32,39 \times 10^{-6}} = 400$$

$$V_{m_1} = 1,338 \text{ m/sn}$$

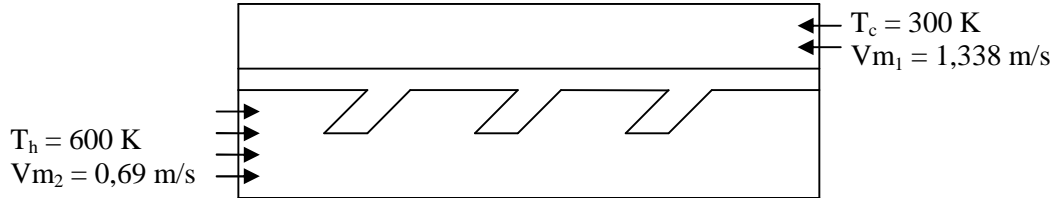
Sıcak akı kan için,

$$Re_{D_2} = \frac{V_{m_2} \cdot D_{H_2}}{\nu} = \frac{V_{m_2} \cdot 0,01875}{32,39 \times 10^{-6}} = 400$$

$$V_{m_2} = 0,69 \text{ m/sn}$$



(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.6 ki boyutlu kanatçıklı düz kanal geometrisi

L : Kanal boyu (300 mm)

H₁ : Üst kanal yüksekli i (5 mm)

H₂ : Alt kanal yüksekli i (10 mm)

t : Katı yüzey kalınlı ı (2 mm)

b : Kanatçık aralı ı (15 , 30 ve 45 mm)

e : Kanatçık yüksekli i (2 ve 4 mm)

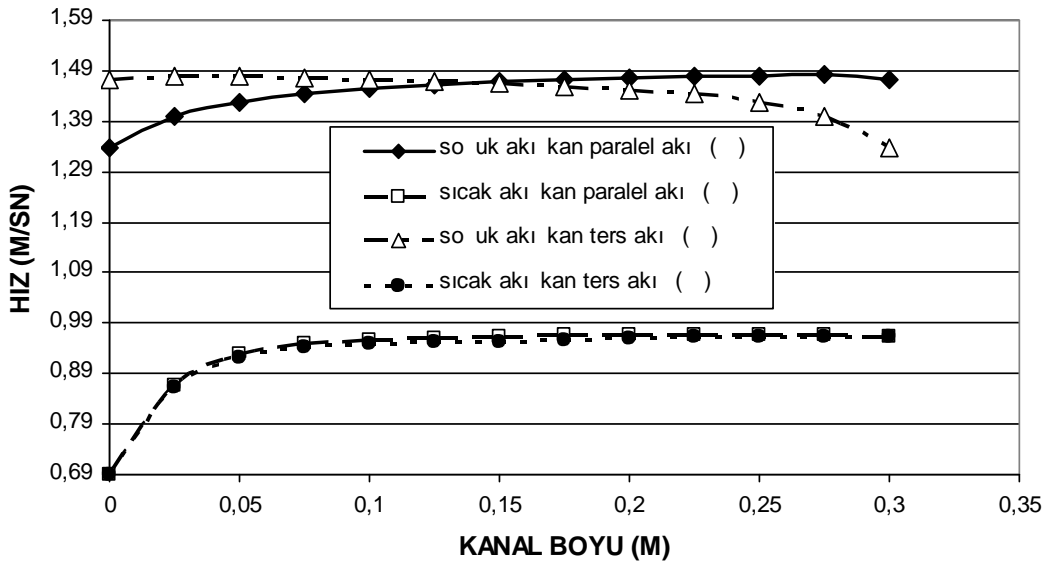
p : Kanatçık geni li i (3 mm)

: Açı (30°, 60°, 90°)

Yapılan çalı mada 0,3 m aksnel mesafeye, her bir ısı de i tiricisine e it aralıklarla 16 tane kanatçık yerle tirilmi tir.

4.3.2 Düz Kanalda Hız Da ılımının ncelenmesi

ekil 4.7 'de paralel ve ters yönlü akı ta iki boyutlu kanatçiksız düz kanalda hem so uk akı kanın hem de sıcak akı kanın hız da ılımları gösterilmektedir. Paralel ve ters akı ta 1.338 m/sn hızla üst kanala giren so uk akı kan, kanal giri indeki ve çıkı ındaki sıcaklık farkından dolayı olu an moleküler hareketlenme ile hızı bir miktar artmaktadır. Daha sonra yakla ık olarak aynı de erde düzgün bir formda kanalı paralel akı ta 1,45284 m/sn hız ile ters akı ta ise 1.47255 m/sn hız ile terk etmektedir. Paralel ve ters akı ta so uk akı kan çıkı hızları yakla ık olarak aynı olmakla birlikte ters akı ta sıcaklık farkının kanal boyunca süreklilik göstermesi sebebiyle so uk akı kan çıkı hızı daha yüksek de erde olmaktadır. 0,69 m/sn hızla alt kanal giren sıcak akı kan ise hem paralel hem de ters akı ta kanal giri indeki sıcaklık farkı nedeniyle 0,1 m aksnel mesafeye kadar bir miktar hızlanarak yakla ık olarak aynı hız de eri ile paralel akı ta 0,964303 m/sn, ters akı ta 0,963327 m/sn hız de eriyle kanalı terk etmektedir.

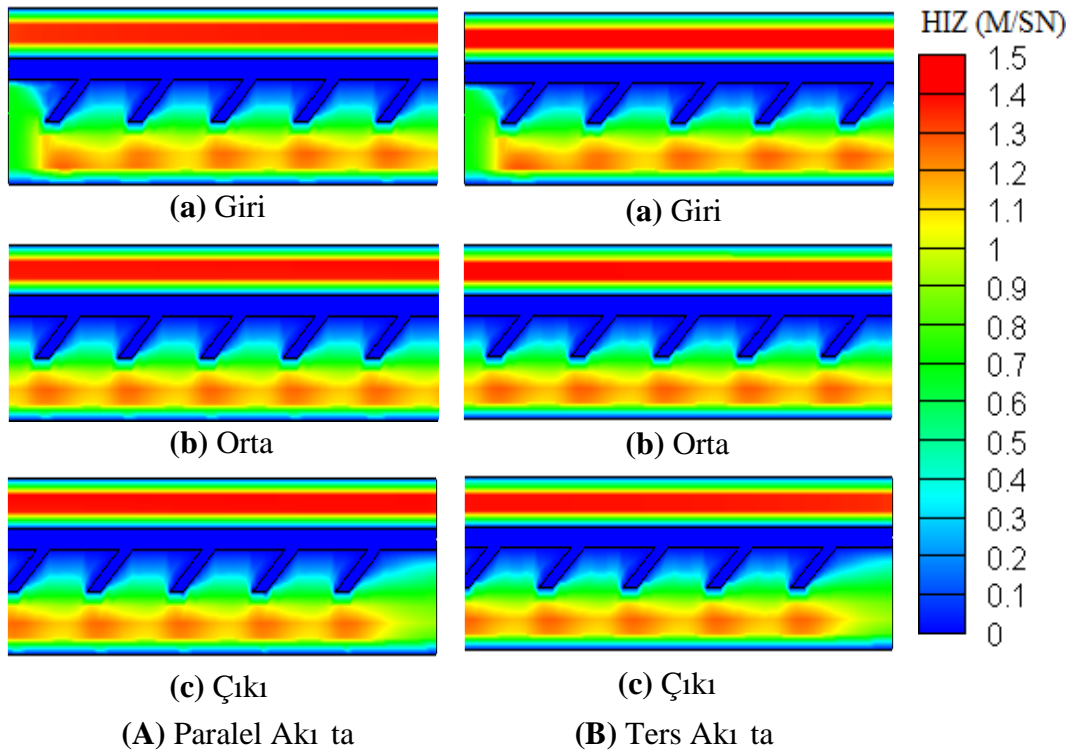


ekil 4.7 Düz kanalda paralel ve ters akı için hız da ılımı

4.3.3 30° Açılı Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi

4.3.3.1 I. Geometri ($b = 15 \text{ mm}$, $e = 4 \text{ mm}$)

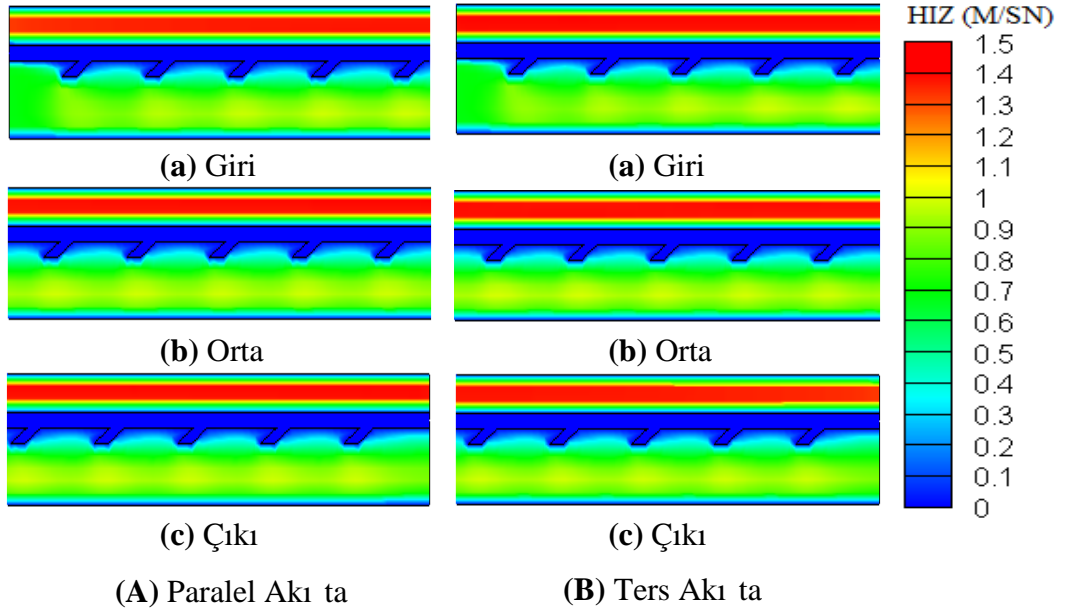
Şekil 4.8 'de 30° açılı kanatçık eklenmiş iki boyutlu düz kanalda paralel ve ters akı türünde düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akı etkileri gösterilmektedir. Şekil 4.8 'deki hız konturlarından, kanatçık yüzeyine çarpan akının kanatçıkla yüzeyin birleştiği noktada hızının ani bir şekilde düştüğü devam eden genişleyen yüzey boyunca hızının arttığı uç noktada maksimum değere ulaştığı, kanatçık arka yüzeyinde ilerlerken hızının azaldığı kanatçığın yüzeyle birleştiği köşelerde ise ölü bölgelerin oluşmasıyla buralarda akının hızı minimum değere düşmektedir. Kanal içerisinde ilerledikçe sonraki kanatçıklarda bu köşelerde oluşan ölü bölgelerin akının karışması ve artan hızın etkisiyle yoklaştığı görülmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn aksel hızla girerken, alt kanala hava 0,69 m/sn aksel hızla girmektedir. Kanatçığın başlama noktasından itibaren radyal yönde kanatçığın yerleştirildiği bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı hız 0,69 m/sn 'den merkezde paralel akıda 0,09 m aksel mesafede 0,871253 m/sn 'ye, ters akıda ise 0,24 m aksel mesafede 0,880517 m/sn 'ye kadar çıkmaktadır.



Şekil 4.8 $\alpha = 30^\circ$, $b = 15 \text{ mm}$, $e = 4 \text{ mm}$ 'de hız dağılımı

4.3.3.2 II. Geometri (b = 15 mm, e = 2 mm)

ekil 4.9 'da 30° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda b = 15 mm kanatçık aralı ında ve e = 2 mm kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta hız da ılımları gösterilmektedir. Kanatçık yüksekli inin azalması ile ölü bölgeler azalmakta ve kanal boyunca daha az türbülans olu tu undan yüksek hız de erlerine eriilmektedir. Kanatçık yüksekli inin 4 mm oldu undaki de erlerle kar ıla tırıldı ında, kanatçık yüksekli i azaldıkça e = 2 mm 'de e = 4 mm ' e göre daha yüksek hız de erlerine ula ılmaktadır.

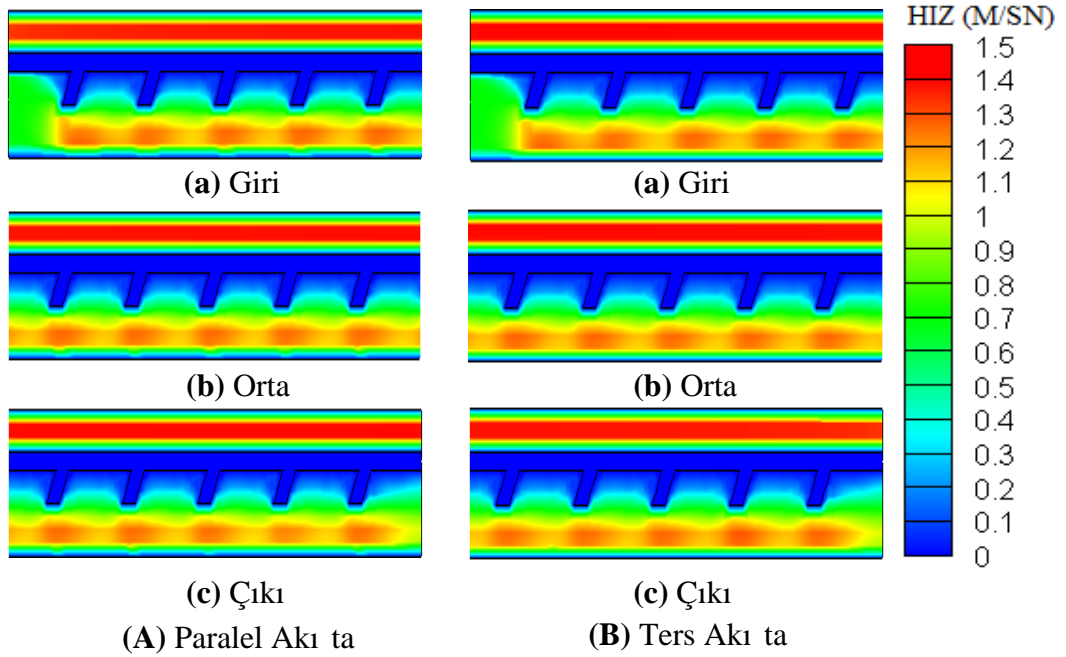


ekil 4.9 = 30° b = 15 mm, e = 2 mm 'de hız da ılımı

4.3.4 60° Açılı Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Hız Da ılımının ncelenmesi

4.3.4.1 I. Geometri (b = 15 mm, e = 4 mm)

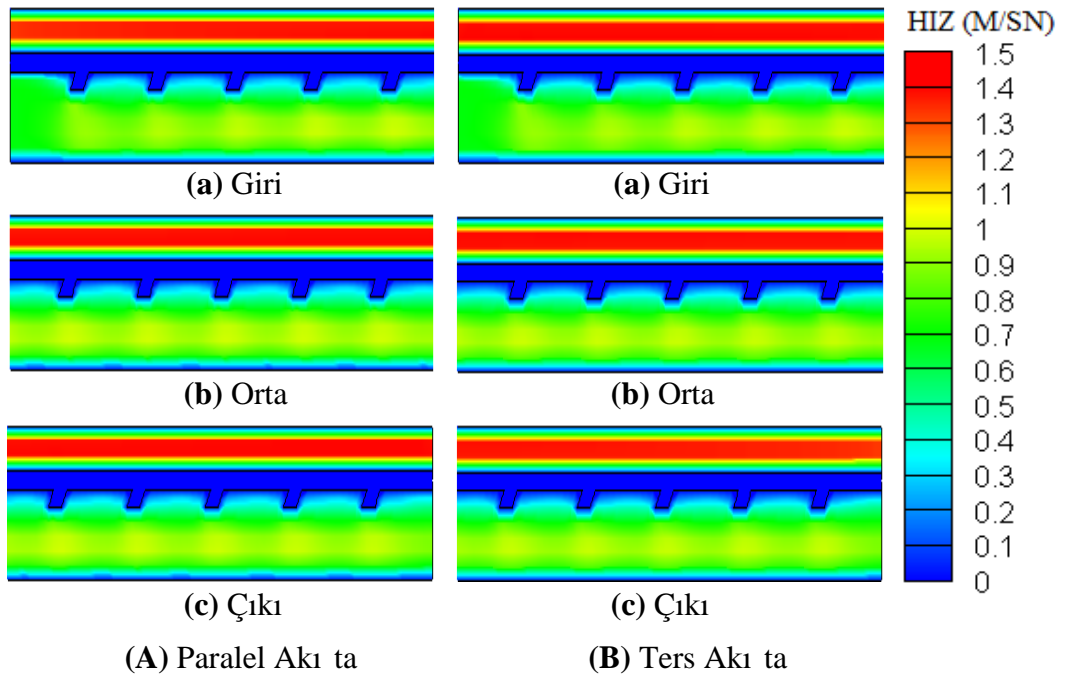
ekil 4.10 'da 60° açılı kanatçık eklenmi iki boyutlu düz kanalda paralel ve ters akı ta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla geni leyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların olu turdu u kar ık akı etkileri gösterilmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn eksenel hızla girerken, alt kanala hava 0,69 m/sn eksenel hızla girmektedir. Kanatçı ın ba lama noktasından itibaren radyal yönde kanatçı ın yerle tirildi i bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı hız 0,69 m/sn 'den merkezde paralel akı ta sıcaklık farkının kanal giri inde fazla olması nedeniyle 0,01 m eksenel mesafede 0,88866 m/sn 'ye ters akı ta ise sıcaklık farkının kanal çıkı ında fazla olması nedeniyle 0,27 m eksenel mesafede 0,891289 m/sn 'ye kadar çıkmaktadır.



ekil 4.10 $\alpha = 60^\circ$, $b = 15$ mm, $e = 4$ mm 'de hız dağılımı

4.3.4.2 II. Geometri ($b = 15$ mm, $e = 2$ mm)

ekil 4.11 'de 60° açılı kanatçık eklenmiş düz kanalda $b = 15$ mm kanatçık aralığında ve $e = 2$ mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akıta hız dağılımı gösterilmektedir. 30° açılı kanatçık eklenmiş düz kanalda olduğu gibi kanatçık yüksekliği azaldıkça daha yüksek hız değerlerine ulaşmıştır.

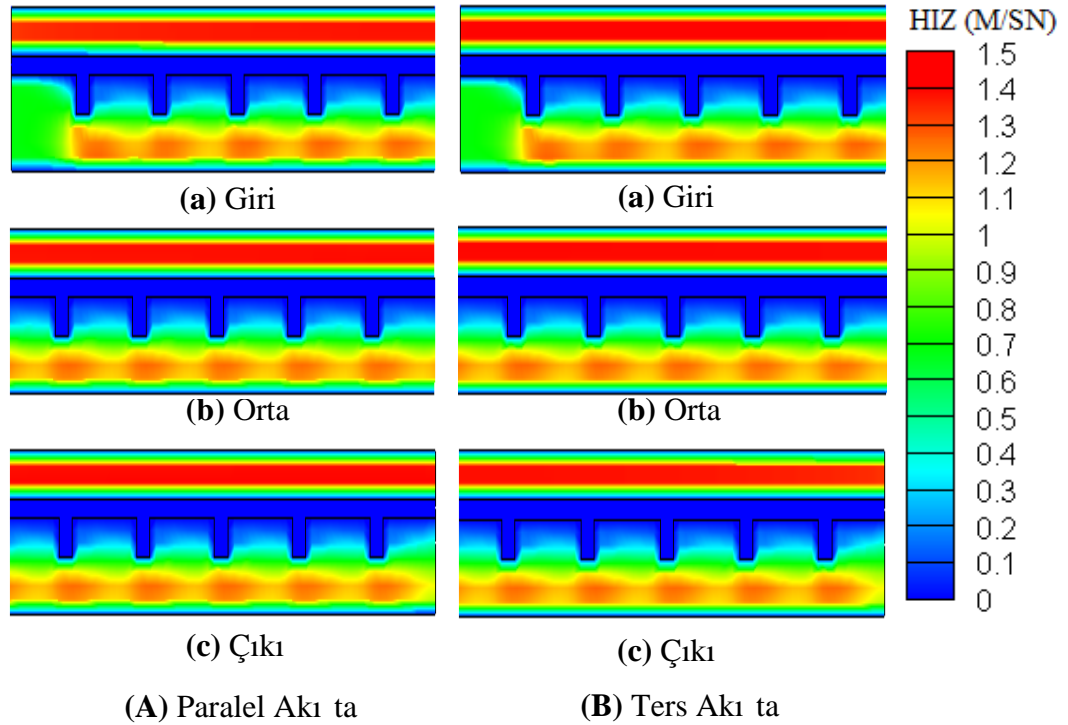


ekil 4.11 $\alpha = 60^\circ$, $b = 15$ mm, $e = 2$ mm 'de hız dağılımı

4.3.5 90° Açılı Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Hız Da ılımının ncelenmesi

4.3.5.1 I. Geometri (b = 15 mm, e = 4 mm)

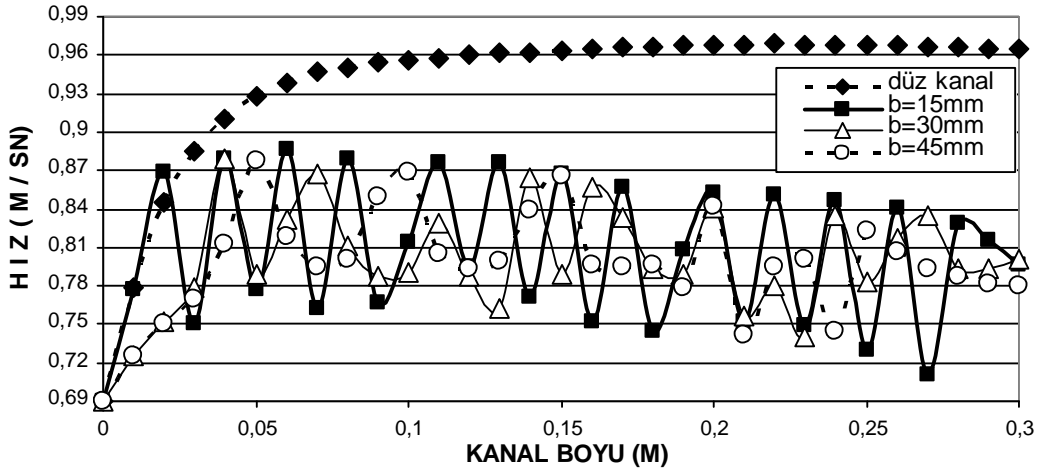
ekil 4.12 'de 90° açılı kanatçık eklenmi iki boyutlu düz kanalda paralel ve ters akı ta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla geni leyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların olu turdu u karı ık akı etkileri gösterilmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn eksenel hızla girerken, alt kanala hava 0,69 m/sn eksenel hızla girmektedir. Kanatçı n ba lama noktasından itibaren radyal yönde kanatçı n yerle tirildi i bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı hız 0,69 m/sn 'den merkezde paralel akı ta sıcaklık farkının kanal giri inde fazla olması nedeniyle 0,01 m eksenel mesafede 0,889885 m/sn 'ye ters akı ta ise sıcaklık farkının kanal çıkı nda fazla olması nedeniyle 0,29 m eksenel mesafede 0,891706 m/sn 'ye kadar çıkmaktadır.



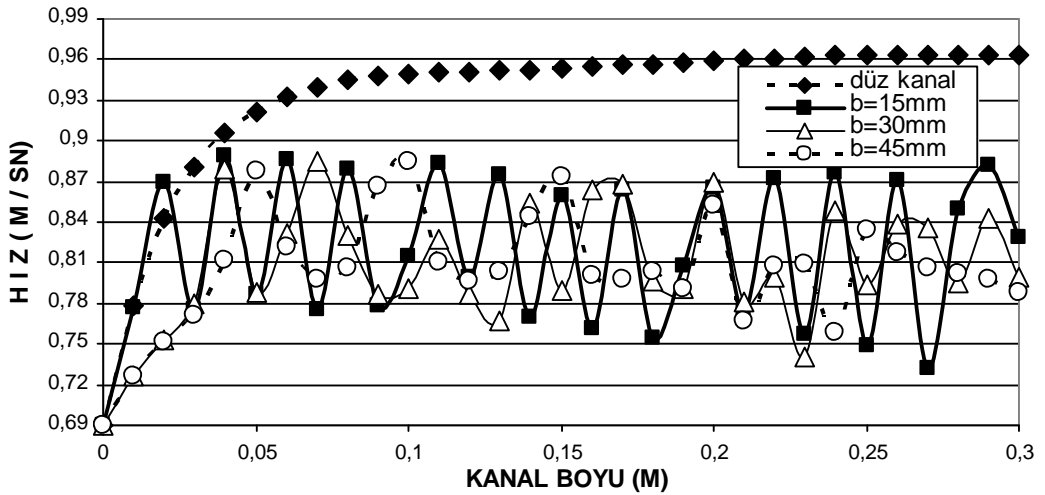
ekil 4.12 = 90°, b = 15 mm, e = 4 mm 'de hız da ılımı

ekil 4.13 'de 90° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda üç farklı kanatçık aralı na göre (b = 15, 30 ve 45 mm) kanatçıkların bulundu u kanal eksenindeki paralel ve ters akı taki hız de erlerinin kanal boyunca de i im grafi i gösterilmektedir. 90° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda en yüksek hız de erlerine 15 mm kanatçık aralı nda (siyah çizgiyle belirtilen da ılım)

ula ılmı tır. Kanatçık aralı ı azaldıkça hız de erlerinde daha fazla dalgalanmalar oldu u görölmektedir. ekil 4.13 (b) ‘de ters akı ta kanal çıkı ında paralel akı a göre hız de erlerinde daha fazla dalgalanma olması, kanal çıkı ında sıcaklık farkının artması nedeniyle akı kanın moleküler hareketlenmesinden kaynaklanmaktadır. Kanal boyunca ters akı ta paralel akı a göre daha yüksek hız de erlerine ula ılmı tır.



(a) Paralel Akı ta

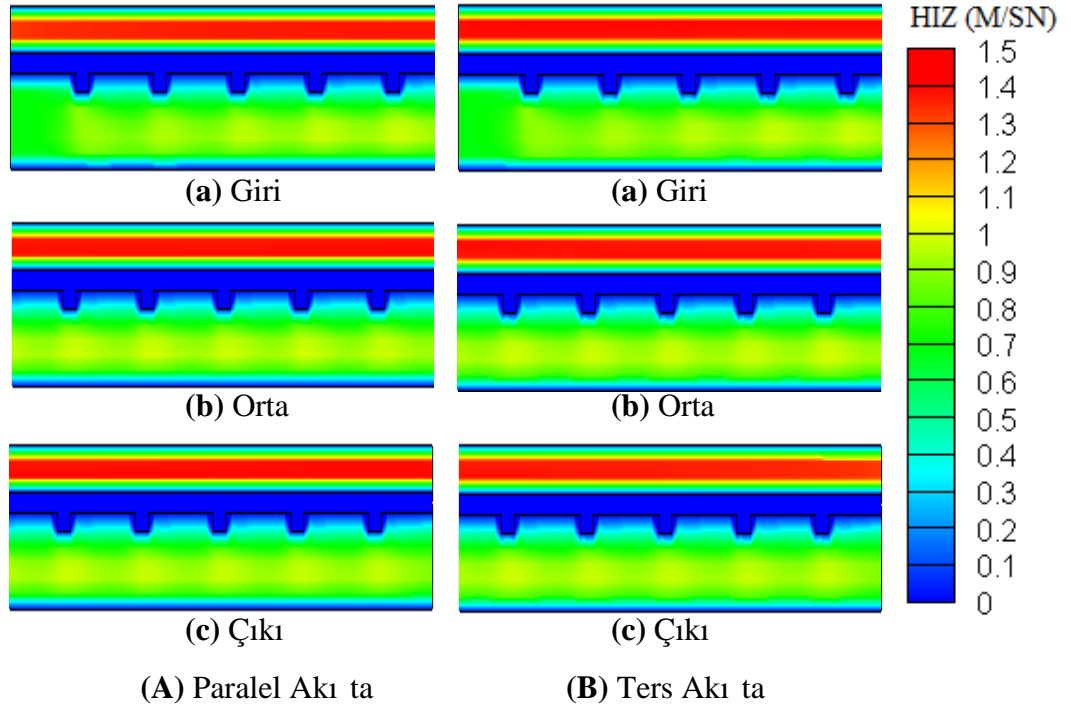


(b) Ters Akı ta

ekil 4.13 $\theta = 90^\circ$, $b = 15, 30$ ve 45 mm, $e = 4$ mm ‘de eksendeki hız da ılımı

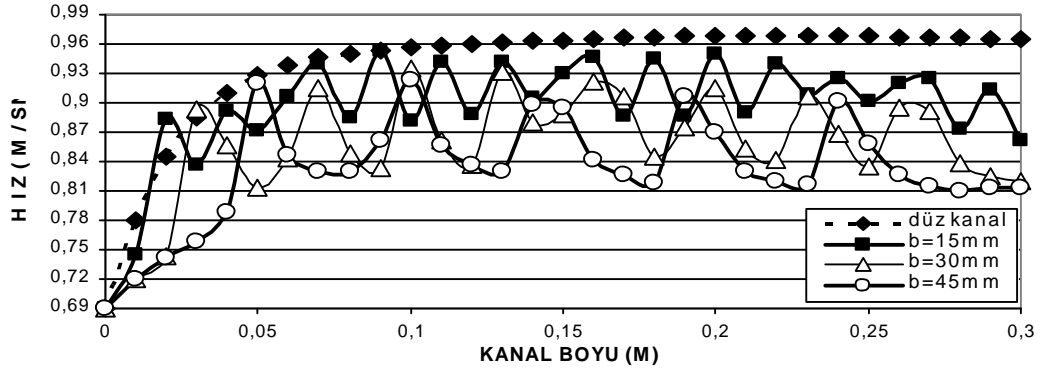
4.3.5.2 II. Geometri ($b = 15$ mm, $e = 2$ mm)

ekil 4.14 ‘de 90° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda $b = 15$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 2$ mm kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta hız da ılımı gösterilmektedir. 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda oldu u gibi kanatçık yüksekli i azaldıkça daha yüksek hız de erlerine ula ılmı tır.

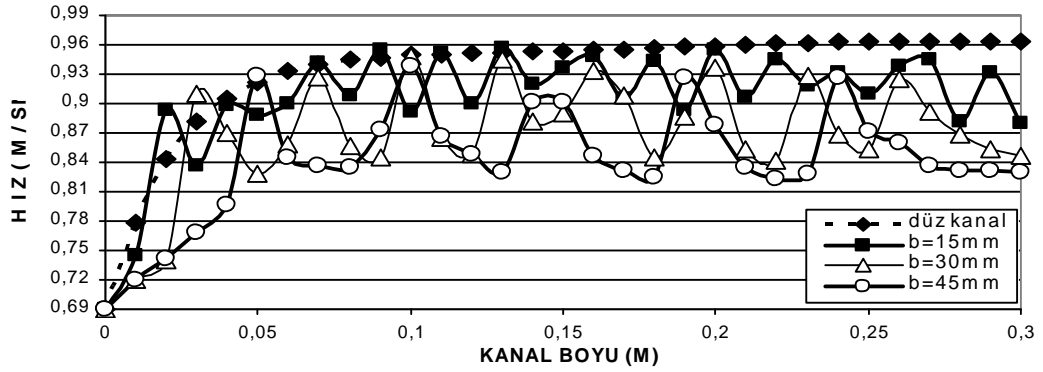


ekil 4.14 $\theta = 90^\circ$ $b = 15$ mm, $e = 2$ mm 'de hız dağılımı

ekil 4.15 'de 90° açılı kanatçık eklenmiş düz kanalda 15, 30 ve 45 mm kanatçık aralıklarında 2 mm kanatçık yüksekliğinde kanal boyunca paralel ve ters akıdaki hız dağılımlarının değişimi incelenmiştir. Grafik incelendiğinde kanatçık yüksekliğinin azalmasının hız dalgalanmalarını düşürdüğü yani türbülansı azalttığı görülmektedir. Bu yüzden her üç kanatçık aralığında da yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır. Buna karşın kanatçık aralığı azaldıkça türbülansın arttığı ve 4 mm kanatçık yüksekliğinde olduğu gibi en fazla karışık akı etkisine 15 mm kanatçık aralığında varılmaktadır. Ters akıta paralel akıya göre sıcaklık farkının kanal boyunca süreklilik göstermesi ile daha yüksek hız değerleri elde edilmektedir.



(a) Paralel Akı ta

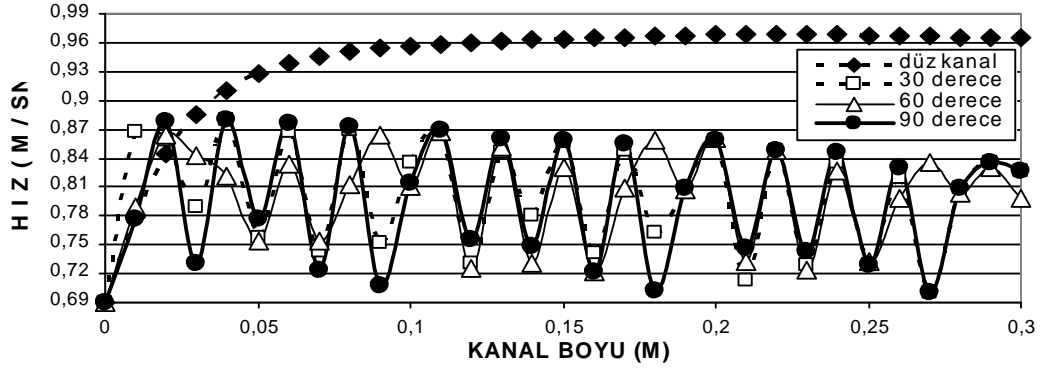


(b) Ters Akı ta

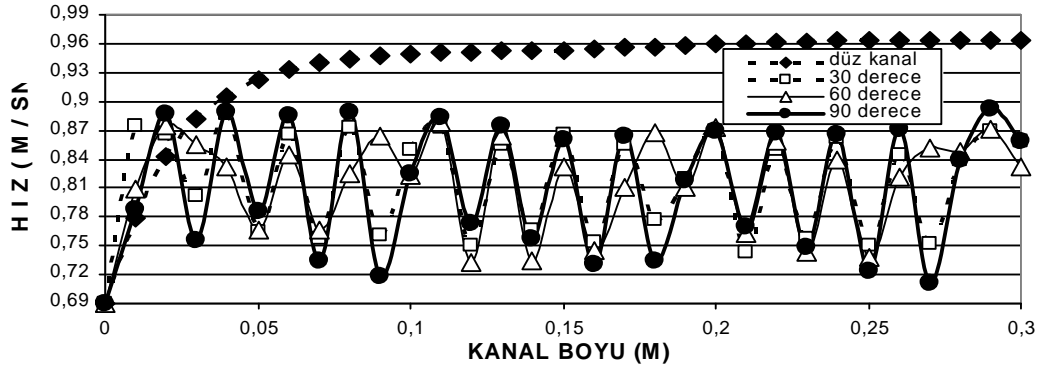
ekil 4.15 $= 90^\circ$, $b = 15, 30$ ve 45 mm, $e = 2$ mm 'de eksendeki hız da ılımı

4.4 Sonuçların Kar ıla tırılması

ekil 4.16 'da 30° , 60° ve 90° açılı kanatçık eklenmi kanallarda 15 mm kanatçık aralı nda 4 mm kanatçık yüksekli inde ve ekil 4.17 'de ise 2 mm kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta kanal boyunca kanatçıklı kanal eksenindeki hız da ılımları kar ıla tırılmı tır. Grafiklerden de görüldü ü gibi kanat açısı arttıkça hem yüksek hem de dü ük hızlar belirgin bir ekilde görülmektedir. Kanatçıklı kanallarda, kanatçıklar sayesinde türbülans olu turulmakta ve kanatçık aralarındaki ölü bölgeler nedeniyle düz kanala göre daha dü ük de erler elde edilmektedir. Kanat açısı arttıkça kanal içersindeki eksendeki hız da ılımlarındaki dalgalanmalar yani türbülans artmaktadır. Analiz sonuçlarına göre kanal boyunca en yüksek hız de erlerine ve dalgalanmalarına her iki kanatçık yüksekli inde de ($e = 2$ ve 4 mm) hem paralel hem de ters akı ta 90° açılı kanatçık eklenmi kanallarda ula ılmaktadır. Kanatçık yüksekli i azaldıkça akı kan akı nı engelleyecek yüzey alanı azaldı ı için ölü bölgeler ve türbülans azalmakta ve daha yüksek hız de erlerine eri ilmektedir.

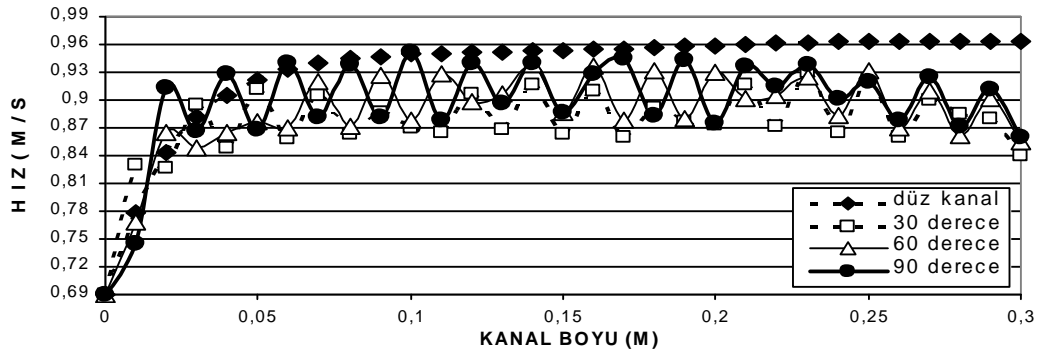


(a) Paralel Akı ta

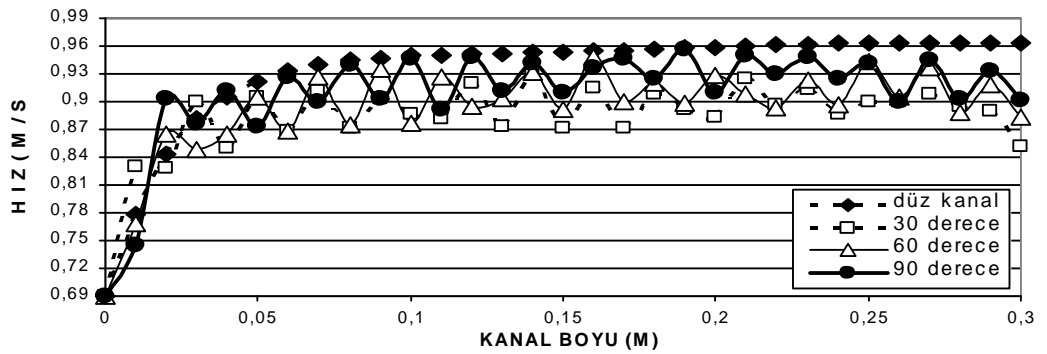


(b) Ters Akı ta

ekil 4.16 $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 15$ mm, $e = 4$ mm 'de eksenindeki hız dağılımı



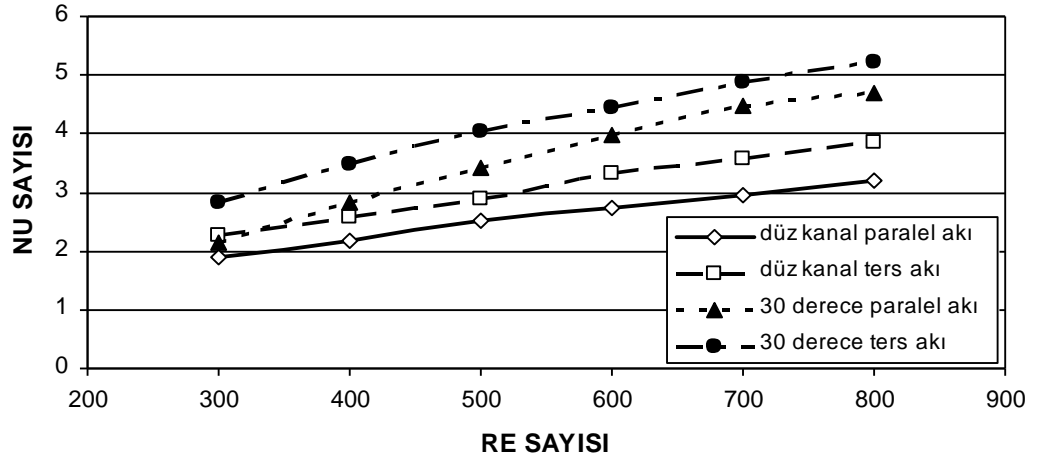
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.17 $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 15$ mm, $e = 2$ mm 'de eksenindeki hız dağılımı

ekil 4.18 'de düz kanal ile 30° açılı kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akıta 15 mm kanatçık açıklığında ve 4 mm kanatçık yüksekliğinde kanal ortasında 8. ile 9. kanatçıklar arasında alınan noktasal ısı transfer katsayısına göre hesaplanan Nu değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimi grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından beklenildiği gibi kanatçık ilave edilmiş kanallarda düz kanala göre, ters akıta ise paralel akıya göre daha fazla ısı aktarımı elde edilmiştir. Ayrıca kanatçık açısı arttıkça hem paralel hem de ters akıta daha fazla ısı aktarımı olmaktadır. Tablo 4.1 'deki değerler incelendiğinde bulunan sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Kanatçık açısı arttıkça ısı aktarımının arttığı, 90° açılı kanatçık eklenmiş kanalda hem paralel hem de ters akıta daha fazla ısı aktarımı olduğu görülmektedir.



ekil 4.18 Düz kanal ile $\alpha = 30^\circ$, $b = 15$ mm, $e = 4$ mm 'deki paralel ve ters akıta Re-Nu dağılımı

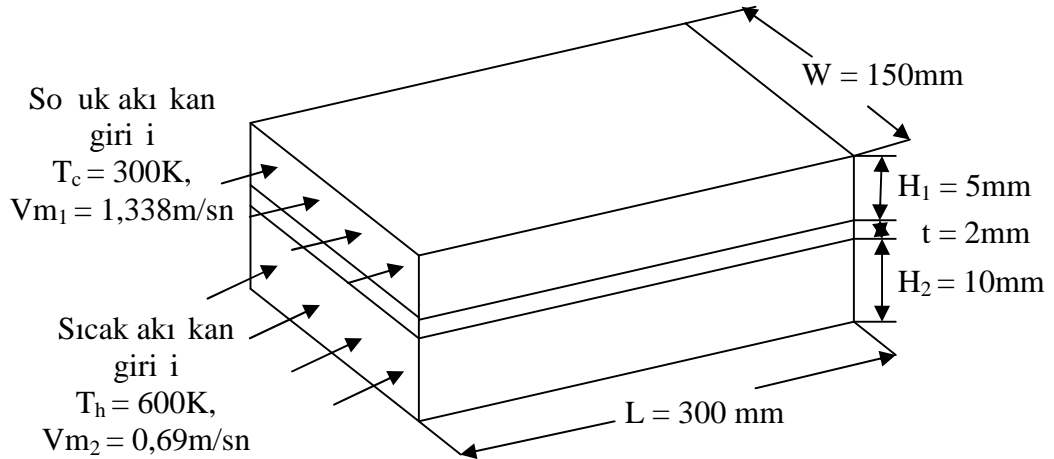
RE SAYISI	NUSSELT SAYISI							
	PARALEL AKI				TERS AKI			
	DÜZ KANAL	30 DERECE	60 DERECE	90 DERECE	DÜZ KANAL	30 DERECE	60 DERECE	90 DERECE
300	1,8931	2,1557	2,1657	2,1715	2,05591	2,8261	2,8304	2,8402
400	2,1073	2,844	2,8669	2,8897	2,58314	3,4803	3,4902	3,5091
500	2,5141	3,4316	3,4459	3,4673	2,79321	4,0436	4,0515	4,0655
600	2,7333	3,9058	3,9143	3,9498	3,31591	4,4523	4,4618	4,4735
700	2,9402	4,4739	4,4904	4,5297	3,57563	4,8261	4,8366	4,8525
800	3,1934	4,6963	4,7356	4,7650	3,84039	5,2147	5,2310	5,2474

Tablo 4.1 Düz kanal ile $\alpha = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $b = 15$ mm ve $e = 4$ mm 'de Re-Nu değerlerinin karşılaştırılması

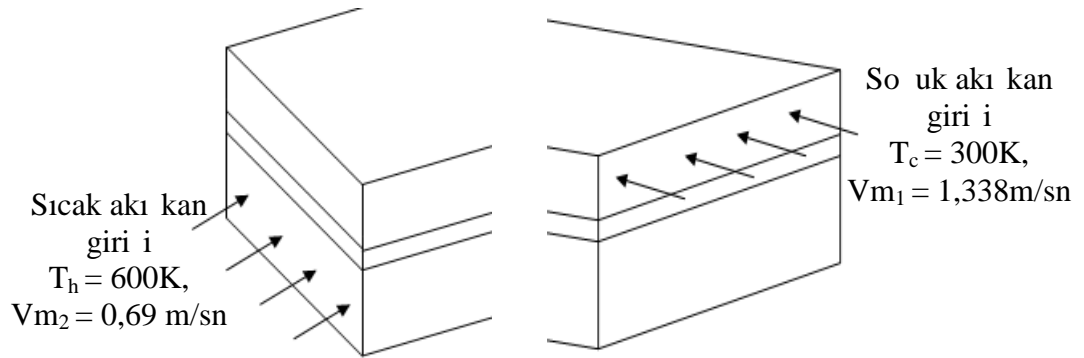
4.5 Üç Boyutlu İnceleme

4.5.1 Dikeyde Farklı Açılarda Yatayda 10 mm Ötelenmiş Kanatçıklı Isı Değiştiricisi Modelleri

Çalışmanın bu kısmında plakalı ısı değiştiricisine yerleştirilen 30° , 60° ve 90° açılı kanatçıkların ve kanatçiksiz ısı değiştiricisinin paralel ve ters yönlü akı uygulanarak ısı transferine etkisi üç boyutlu sayısal olarak incelenmiştir. Isı değiştiricileri CFD programı olan FLUENT paket programı kullanılarak referans alınan çalışmalardaki [2], [3], [4], [5] sınır şartları dikkate alınarak modellenmiştir. Düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı aktarımına etkisini görebilmek amacıyla bu çalışmada Reynolds sayısının 400 olduğu durumdaki sonuçlar sunulmuştur. Reynolds sayısının 400 olduğu durumdaki analitik sonuçlarından bulunan soğuk ve sıcak akı kanının kanala girme sıcaklıkları ekil 4.19 (a) ve (b) 'de model üzerinde gösterilmiştir.



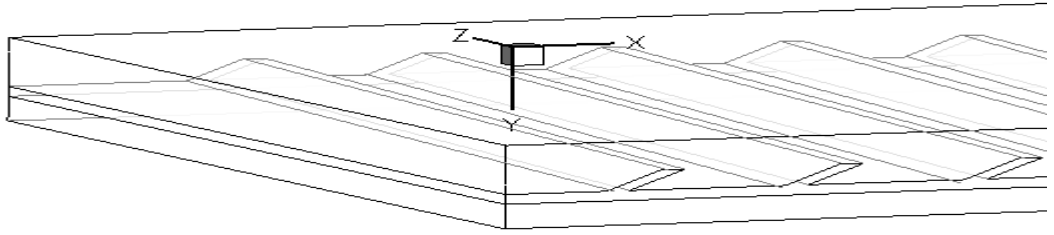
(a) Paralel Akı ta



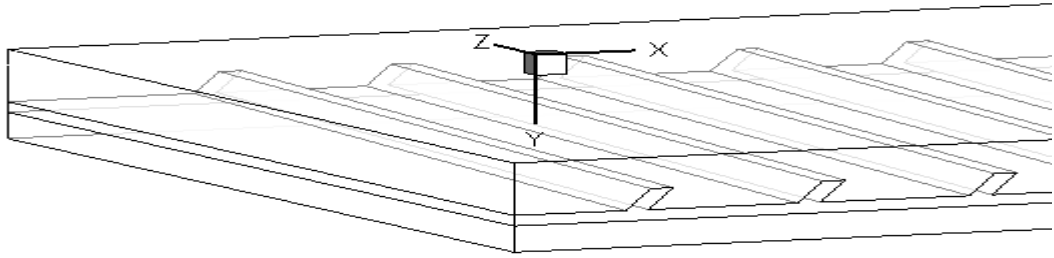
(b) Ters Akı ta

ekil 4.19 Üç boyutlu düz kanal geometrisi

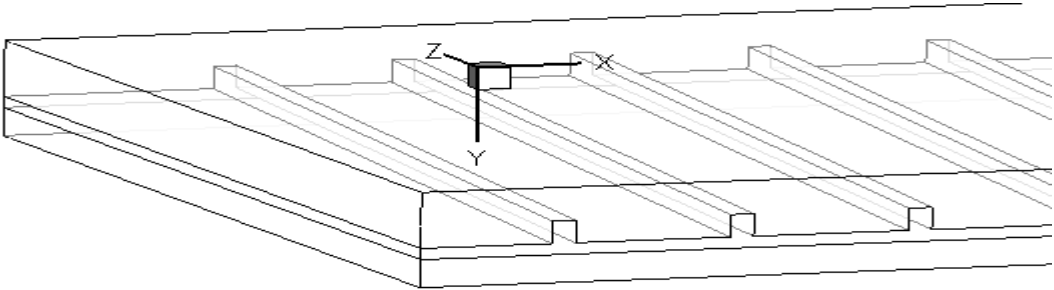
Sayısal alı manın yapıldı ı modeller, ekil 4.20,21 ve 22 'de 0,3 m aksnel mesafede 4 mm kanatçık ykseklinde dikeyde 30°, 60° ve 90° açılı, yatayda 10 mm ötelenmi ekilde kanal yüzeyine yerle tirilmi kanatçık modelleri gösterilmektedir. ekillerde, modellerdeki farklılıkların bilinmesi için 3-4 tane kanatçık kullanılması durumu grlmektedir. Yapılan bu çalı mada referans alınan çalı malardaki [2], [3], [4], [5] de erler neticesinde 0,3 m aksnel mesafeye, her bir ısı de i tiricisine e it aralıklarla 12 tane kanatçık yerle tirilmi tir.



ekil 4.20 = 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi



ekil 4.21 = 60°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi



ekil 4.22 = 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de düz kanal geometrisi

Çalı mada kullanılan plakalı ısı de i tiricisinin referans alınan çalı malara [2], [3], [4], [5] uygun ekilde boyu 0,3 m, so uk akı kanın geçti i kanalın (st kanal) ykseklide i 0,005 m, sıcak akı kanın geçti i kanalın (alt kanal) ykseklide i ise 0,01 m 'dir. Ortadaki katı yüzeyin alt kısmına monte edilen kanatçıkların ebatları 0,004

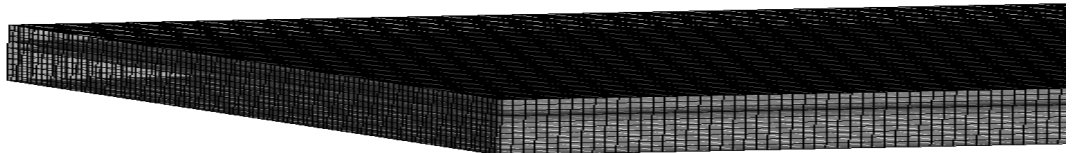
x 0,003 m 'dir. 30°, 60° ve 90° açılı kanatçıklı modellerde iç bölgede giri kısmıyla birinci kanatçık arasındaki mesafe 0,025 m, di er kanatçıklar arası mesafe ise 0,02 m 'dir. Ayrıca kanatçıklar türbülansı artırıcı etkileri nedeniyle yatayda 0,01 m 'lik ötelemeye katı yüzeye yerle tirilmi tir.

4.5.1.1 Grid Olu umu

Modelde simülasyona ba lamadan önce uygun grid yapısının olu turulması gereklidir. Grid hesaplama alanının çok küçük alt hesaplama alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu gridlerde ayrı ayrı yapılp daha sonra hepsinin birle tirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümlün elde edilmesi için kullanılır.

Grid yapısının, simülasyonun sayısal çözüm dengesi ve do rulu u üzerinde geni bir etki olu turdu u bilinmektedir. Model geometrisi grid tarafından tanımlanan kontrol hacimlerinden olu ur. Hesaplama alanı içindeki grid yo unlu u ne kadar fazla olursa, genel olarak akı kan dinami i çözümünün hassasiyeti de o kadar artar denilebilir.

En uygun a modelinin hazırlanabilmesi için; hız, basınç, sıcaklık gibi de i kenlerin yo un olabilece i dü ünülen bölgelerde sık a olu turulmalıdır. Bu nedenle geometride kanatçık eklenmi kanal yüzeylerinde daha sık, di er bölgelerde daha seyrek a tercih edilmi tir. Analizlerde belirlenen modele uygunlu u, kolay olu turulabilmesi ve çözülebilmesi gibi avantajlarından dolayı a elemanı olarak dörtgensel eleman kullanılmı tir. Kullanılan a yapısı olu turulan model için ekil 4.23 'de gösterilmi tir. Kullanılan a sayısı, düz kanalda katı yüzey, üst kanal ve alt kanal için sırasıyla 11 250, 22 500 ve 45 000 olmak üzere toplamda 78 750 elemandan olu maktadır.



ekil 4.23 Üç boyutlu düz kanalda a yapısı

4.5.1.2 Fiziksel Özellikler

Akı kanın fiziksel özellikleri, akı problemlerinin çözülmesi için gereklidir. Akı kanın fiziksel özellikleri, sıcaklı ın bir fonksiyonu, bir sabit vs. de i ik yollarla tanımlanabilir. Fluent, kg/m-s biriminde dinamik viskozite gibi

viskoziteyi cevaplar. Akı kan viskozitesini, ısı iletkenli k ve özgül ısı kapasitesini sıcaklık T ın bir fonksiyonu gibi tanımlar.

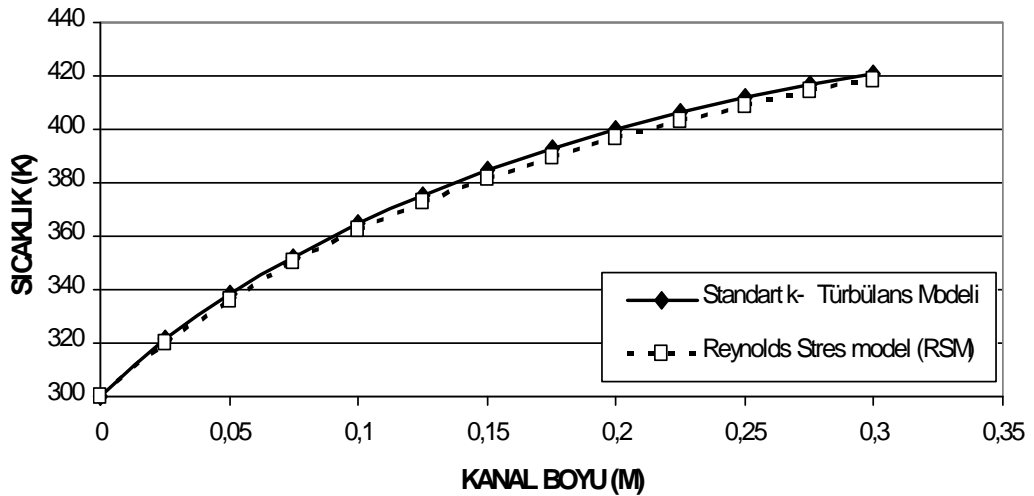
Akı kan yo unlu ρ , ideal gaz kanunu yoluyla tanımlanır. Her bir türün moleküler a ırlıkları ve kütle oranları yerel sıcaklık ve P iletme basıncı kullanılarak akı içindeki her bir noktanın yo unlu ρ nu hesaplamak için kullanılır.

Bu çalı mada akı daimi ve üç boyutludur. Kanatçık ve ara yüzey malzemesi olarak alüminyum, kanalın üst ve alt kısmında akı kan olarak hava kullanılmı tır. Isı iletim katsayısı sıcaklıktan ve yönden ba ımsızdır. Akı kanın ve malzemenin yo unluk ve özgül ısıları de ği memektedir. Yüzeylerde ısı üretimi yoktur. Isı akımı zamandan ba ımsızdır.

4.5.1.3 Sınır artları

Giri ve yüzeyler için sınır artları tanımlanmı tır. Giri artları için, giri hızı, bile imi ve sıcaklık T tanımlanmı tır. Türbülans modeli olarak standart k- model seçilmi tir.

So uk akı kan sıcaklık T ının kanal boyunca de ği imini hem standart k- türbülans modeli hem de Reynolds Stres Model 'e göre çözümlendi imizde elde edilen grafik ekil 4.24 'de gösterilmektedir. Grafik incelendi inde bu çalı mada Standart k- Türbülans Modeli 'nin kullanılmasının do rulu u görölmektedir. Standart k- Türbülans Modeli 'nde daha yüksek so uk akı kan sıcaklık de ğerlerine eri ilmektedir.



ekil 4.24 Standart k - Türbülans Modeli ile RSM Modeli 'nin kar ıla tırılması

4.5.1.4 Yüzey Sınır artları

Yüzey sınırlarında, kayma gerilmesi, akı kan ve yüzey arasındaki ısı transferi program tarafından hesaplanır. Bu çalı mada yüzeyler sabittir. Bu yüzden yüzeylerdeki hızlar sıfırdır. Isıl sınır artları yüzeylerde tanımlanabilir.

Bütün modellerde literatüre uygun ekilde üst kanala giri te 300 K, alt kanala giri te 600 K sıcaklık verilmi tir. $Re = 400$ de erinden hesaplanarak kanatçıkların bulundu u alt kısma 0,69 m/sn, üst kısma ise 1,338 m/sn eksenel hız verilmi tir. Giri te verilen bu sınır artları neticesinde çıkı kısmında sıcaklıklarda meydana gelen de i imler ve kullanılan farklı kanatçıkların ısı transferine etkileri gözlenmi tir.

Giri ($x = 0$)

$$u = u_1 = 1,338\text{m/sn}, v = 0, w = 0, T_c = 300\text{K}$$

$$u = u_2 = 0,69\text{m/sn}, v = 0, w = 0, T_h = 600\text{K}$$

Çıkı ($x = L$)

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Simetri ($z = 0$)

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

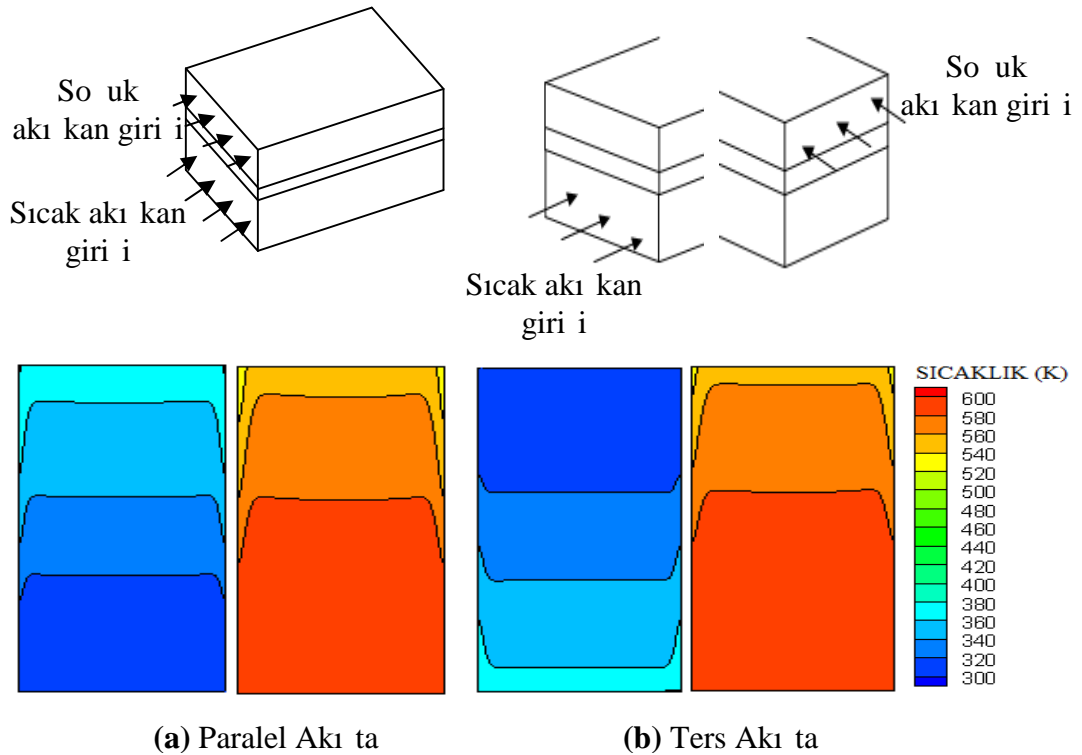
Yüzey

$$u = 0, v = 0, w = 0$$

4.5.2 Düz Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

Bu çalı manın amacı kanatçık eklenmi yüzeylerde ısı aktarımı yapılarının incelenmesi oldu undan ba langıç olarak pürüzsüz yüzeye sahip düz kanal için çözümler yapılmı tır. Düz kanal için yapılan çözümlerin amacı; hem kanatçık eklenmi yüzeylerle kar ıla tırma yapılabilmesi için hem de çalı ma yöntemlerinin belirlenebilmesi ve do rulanabilmesi içindir.

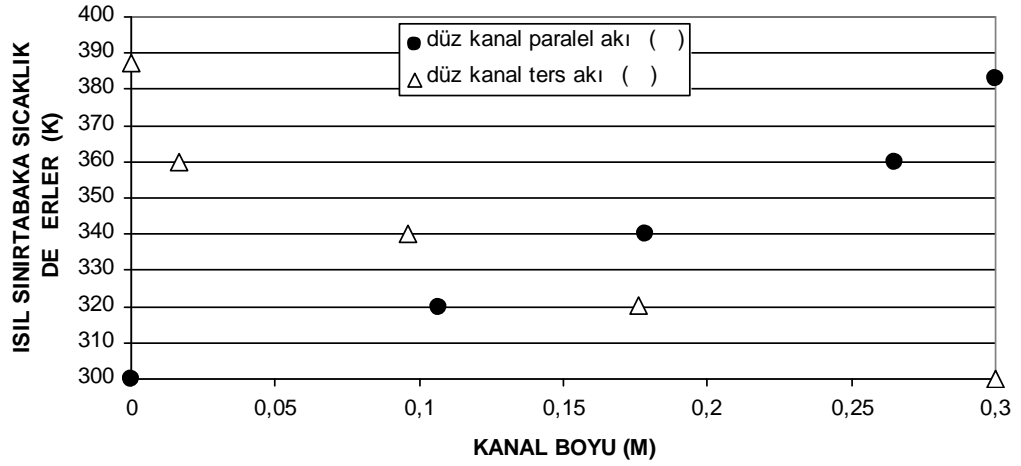
ekil 4.25 'deki düz kanal için paralel ve ters akı taki FLUENT paket programı çözümlerine ait sıcaklık konturlarına bakıldığında ısı sınır tabaka rahat bir şekilde görülmektedir. Her iki akı türünde de soğuk akı kanla sıcak akı kanı birbirinden ayıran katı yüzeyin, sıcak akı kanla temasta olan alt yüzeyine sıcak akı kandan tabanla, alt yüzeyinden üst yüzeyine iletimle ve üst yüzeyden soğuk akı kana tabanla ısı aktarımı gerçekleştirilmektedir. Soğuk akı kanın ısınması ve sıcak akı kanın soğumasıyla ısı sınır tabaka gelişmeye başlamakta ve kanal boyunca ilerledikçe ısı açısından gelişim koşullarına ulaşmaktadır. Isıl sınır tabaka; içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgelerdir. Bu bölgelerde kalan kısımlarda söz konusu gradyanlar ve bunlara bağlı ısı aktarımları ihmal edilebilir ölçülerdedir. Bu durum sıcaklık konturlarındaki renk değişimlerinden net bir şekilde görülebilmektedir.



ekil 4.25 Düz kanal sıcaklık dağılımı

ekil 4.26 'da düz kanal için paralel ve ters akı ta soğuk akı kana ait soğuk akı kanın geçtiği kanalın üst yüzeyindeki ısı sınır tabaka dağılımı gösterilmektedir. Grafikte her iki akı türünde de akı kanın akı yönü oklarla gösterilmiştir. Tablo 4.2 'de ise düz kanal için paralel ve ters akı ta noktasal olarak yüzeydeki eksen boyunca kanal boyundaki ölçülen sıcaklık değerleri

verilmektedir. Grafik ve tablo de erleri incelendi inde so uk akı kanın kanal giri inde paralel akı ta ısıl açıdan daha erken geli meye ba ladı ı görülmektedir. Bunun nedeni kanal giri inde paralel akı ta ters akı a göre sıcaklık farkının daha fazla olmasıdır. Tablo 4.2 ‘den de görüldü ü gibi daha geç geli en ısıl sınır tabakalardaki sıcaklık de erleri ısı aktarımı için uygun zaman bulundu undan dolayı daha fazladır. Dolayısıyla ters akı ta paralel akı a göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleştirilmiştir sonucuna varılmaktadır.



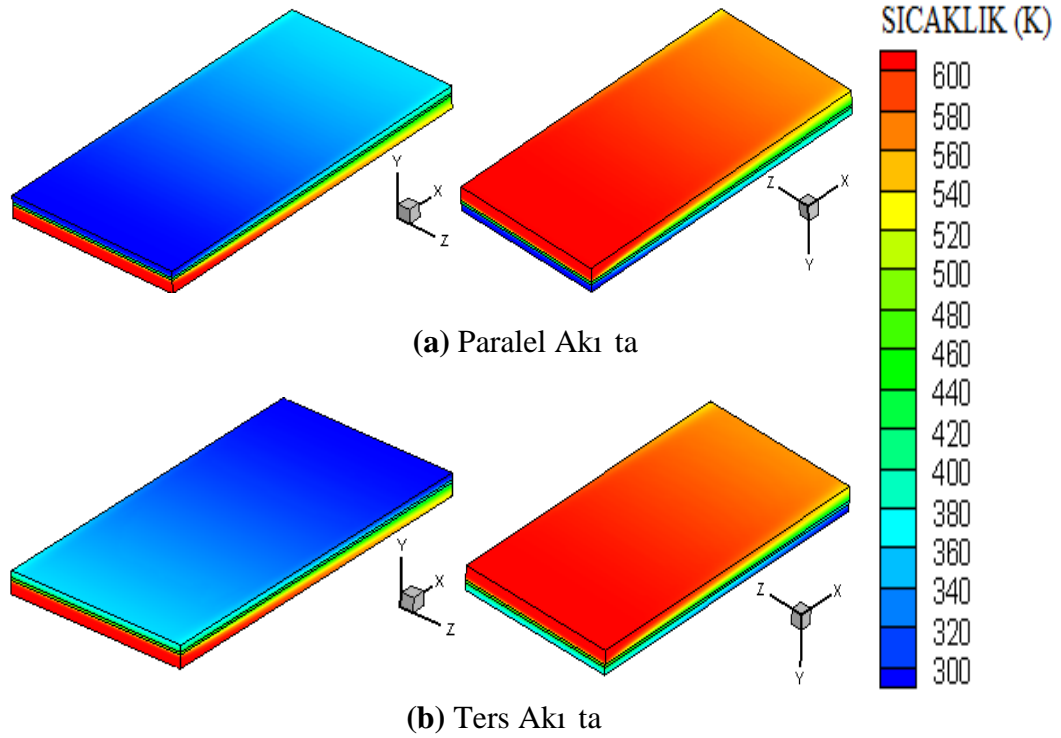
ekil 4.26 Düz kanalda paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka da ılımı

DÜZ KANAL			
PARALEL AKI TA		TERS AKI TA	
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0	300	0	387,046
0,106713	319,987	0,016475	360,106
0,178433	339,937	0,096254	340,208
0,265306	359,994	0,176109	320,088
0,3	383,088	0,3	300

Tablo 4.2 Düz kanalda paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka de erleri

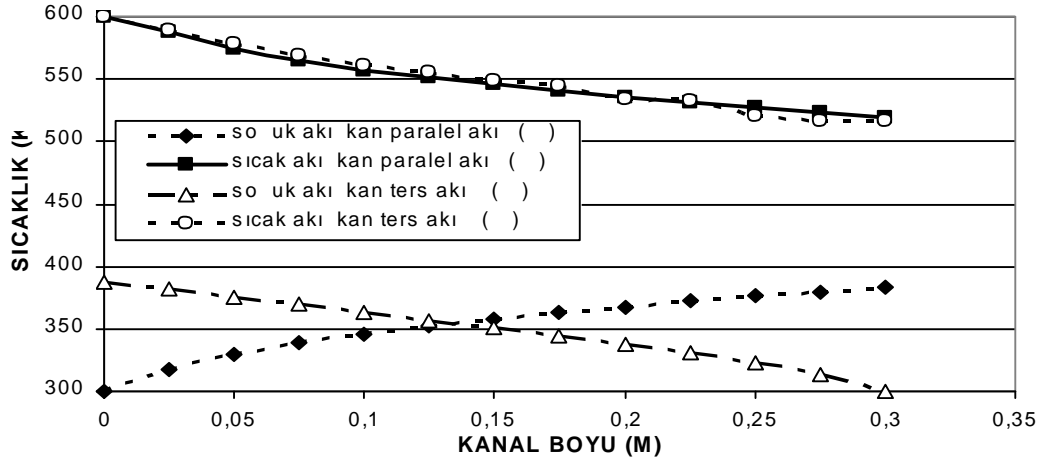
ekil 4.27 ‘de düz kanalda paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. So uk akı kan ile sıcak akı kan arasındaki sıcaklık farkı paralel akı ta kanal giri inde, ters akı ta ise kanal çıkı nda maksimumdur. Dolayısıyla paralel akı ta kanal giri inde, ters akı ta ise kanal çıkı nda daha fazla ısı aktarımı olmaktadır. Paralel akı ta kanal

boyunca ilerlerken sıcaklık farkının azalmasıyla ısı aktarımı azalmaktadır. Ters akı ta ise kanal giri inde de var olan sıcaklık farkı kanal boyunca ilerlerken daha da artmaktadır. Böylece kanal boyunca sıcaklık farkı yüksek de erlerde seyretti i için ters akı ta paralel akı a göre daha fazla ısı aktarımı olmaktadır.



ekil 4.27 Düz kanalda üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.28 'deki düz kanalda paralel ve ters akı ta soğuk ve sıcak akı kanının sıcaklık dağılımı grafiği gösterilmektedir. 300 K sıcaklığında kanala giren soğuk akı kanı paralel akı ta kanal çıkışında 383,088 K, ters akı ta ise 387,046 K de erine ulaşmaktadır. Kanal giri inde paralel akı ta ısı aktarımı daha fazla olduğu için sıcak akı kanı 0,23 m aksenal mesafeye kadar daha düşük de erlerde dir. Bu aksenal mesafeden sonra ters akı ta sıcaklık farkı daha fazla olduğu için ısı aktarımı ters akı ta daha fazla olmakta ve sıcak akı kanı ters akı ta daha düşük de erlerde seyretmektedir. 600 K sıcaklığında kanala giren sıcak akı kanı paralel akı ta 519,181 K, ters akı ta ise 516,285 K de erinde kanalı terk etmektedir.

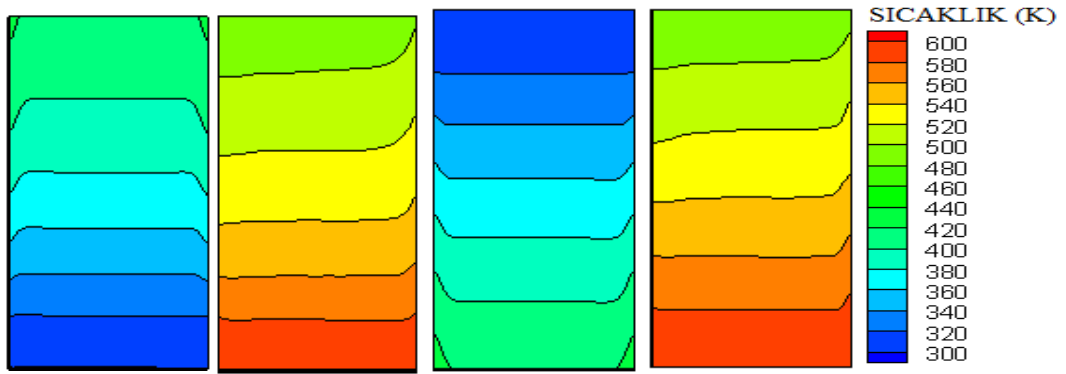
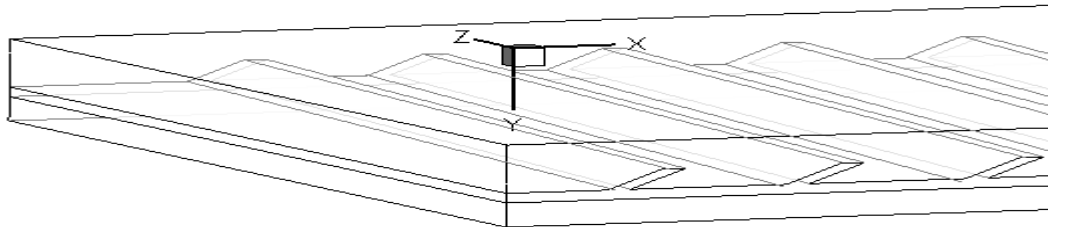


ekil 4.28 Düz kanalda paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı

4.5.3 30° Açılı Kanatçık Eklenmi Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

4.5.3.2 I. Geometri (b = 20mm, e = 4mm)

ekil 4.29 'da 30° açılı kanatçık eklenmi kanaldaki paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. 30° açılı kanatçıkların bulundu u kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklı ındaki hava paralel akı ta 484,676 K 'e ters akı ta ise 478,2 K 'e dü mektedir. 300 K sıcaklı ında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta 421,027 K 'e ters akı ta ise 426,914 K 'e çıkmaktadır.

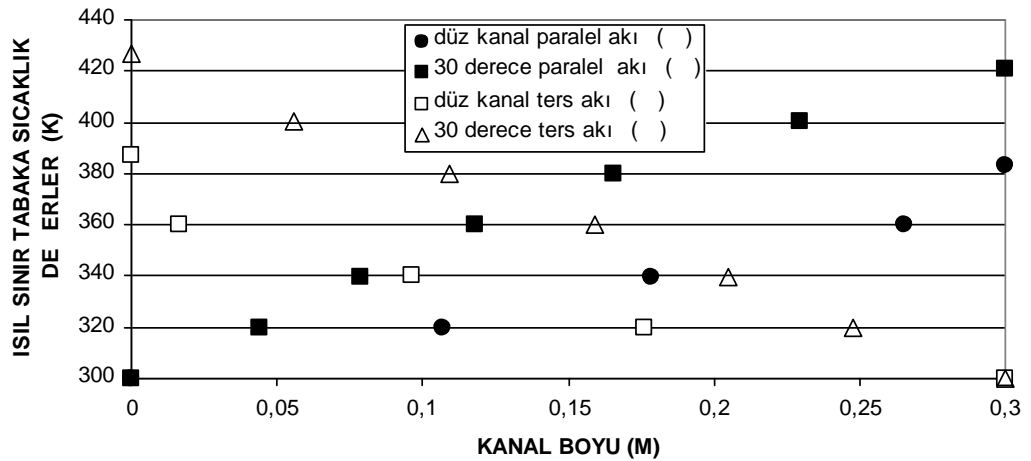


(a) Paralel Akı ta

(b) Ters Akı ta

ekil 4.29 = 30°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı

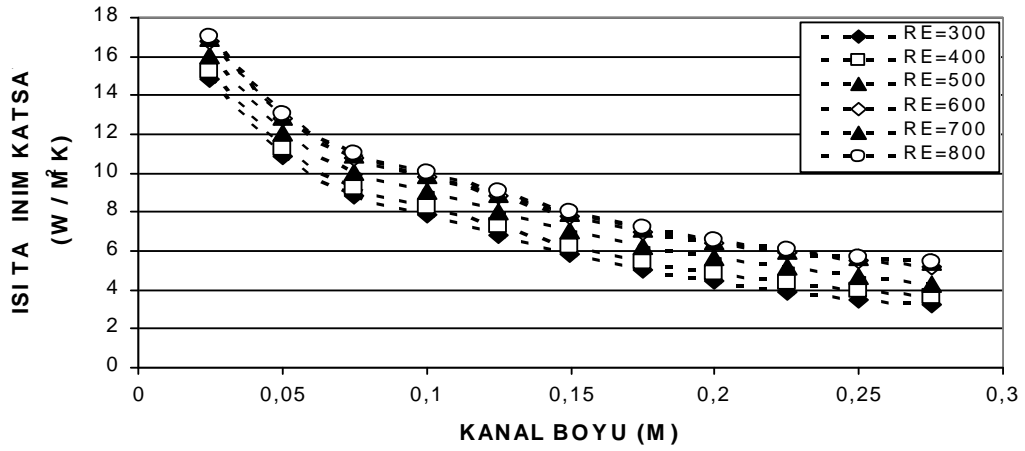
ekil 4.30 'da 30° açılı $b = 20$ mm kanatçık aralı ında $e = 4$ mm kanatçık yüksekli indeki modelde, paralel ve ters akı ta so uk akı kanın geçti i kanalın üst yüzeyindeki ısı sınır tabaka da ılımı grafi i gösterilmektedir. Paralel ve ters akı ta kanatçıkların ilave edilmesiyle kanatçiksız düz kanala göre ısı sınır tabakanın daha erken geli ti i ve daha fazla sayıda geli im gösterdi i görülmektedir. Kanatçiksız düz kanalda paralel akı ta ilk ısı sınır tabaka $0,106713$ m 'de geli irken 30° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda $0,043956$ m 'de geli mektedir. Ters akı ta ise kanatçiksız düz kanalda ilk ısı sınır tabaka $0,176109$ m 'de geli irken 30° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda $0,247529$ m 'de geli mektedir. Ters akı ta akı kan kanala $0,3$ m eksenel mesafede girdi inden kanatçıklı modelde daha erken geli im gösterdi i sonuca varılmaktadır. Kanatçıkların ilave edilmesiyle yüzey artmakta ve olu an türbülans neticesinde ısı aktarımı daha hızlı ve daha fazla gerçekleşmektedir.



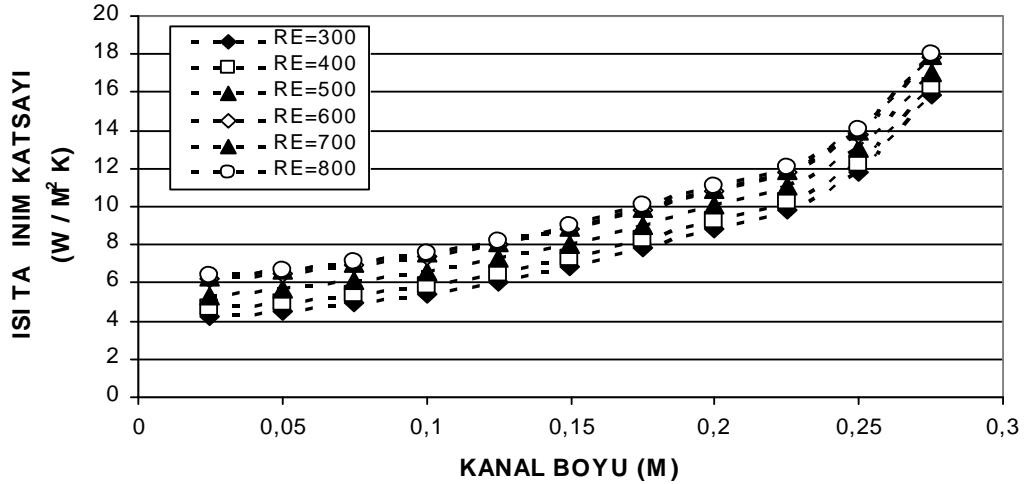
ekil 4.30 $\alpha = 30^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta ısı sınır tabaka da ılımı

ekil 4.31 'de 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde, paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeydeki noktasal ısı ta nım katsayısının Reynolds sayısı ile de i imi grafi i gösterilmektedir. ekilden de görüldü ü ve beklenildi i üzere hem paralel hem de ters akı ta kanal giri indeki noktasal ısı ta nım katsayısı de erleri tüm Reynolds sayıları için yüksek de erler almı tır. Ayrıca kanal boyunca noktasal ısı ta nım katsayısı de erleri yüksek Reynolds sayıları için yüksek de erler almı tır. Bununla birlikte, noktasal ısı ta nım katsayısı

de erleri tüm Reynolds sayıları için sıcaklık farkının azalmasıyla kanal boyunca dü ü gösterdi i görülmektedir [5].



(a) Paralel Akı ta

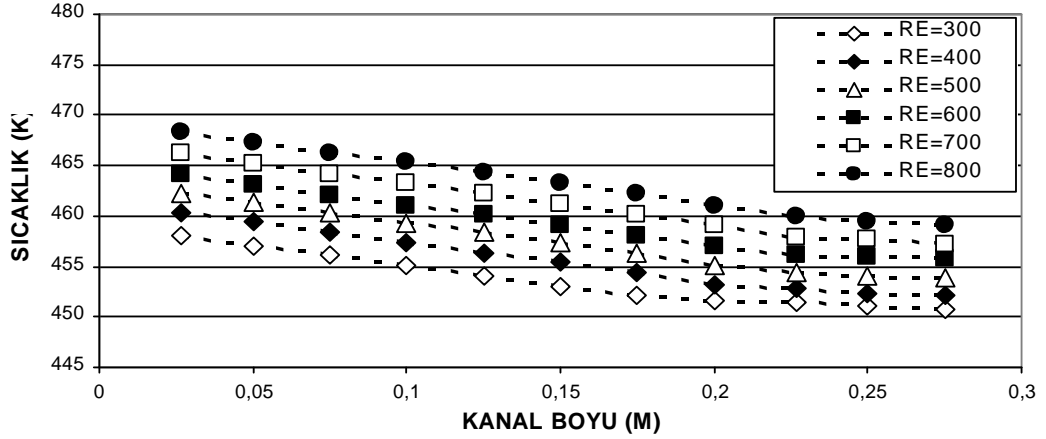


(b) Ters Akı ta

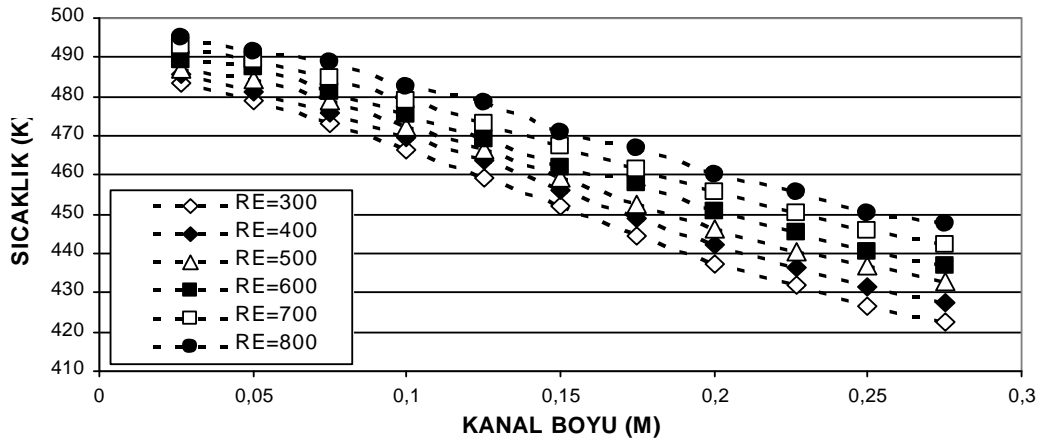
ekil 4.31 $\theta = 30^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta ınım katsayısının de i imi

ekil 4.32 'de 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı nda ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeyin kanal boyunca sıcaklık de erlerinin Reynolds sayısı ile de i imi grafi i gösterilmektedir. ekilden görüldü ü gibi artan Reynolds sayısı ile ısı ta ınım katsayısı yani ısı aktarımı arttı ından hem paralel hem de ters akı ta kanal boyunca katı yüzey sıcaklık de erleri artmaktadır. Ayrıca tüm Reynolds sayılarında kanal çıkı ına do ru sıcaklık de erleri ısı aktarımının etkisiyle azalmaktadır. Kanal çıkı ına do ru sıcaklık farkının azalması

ile ısı aktarımı azaldı. İndan katı yüzey sıcaklık değerleri hem paralel hem de ters akı ta birbirine yaklaştırmaktadır. Ters akı ta sıcaklık farkı paralel akı a göre kanal boyunca daha yüksek değerlerde seyrettiğinden ters akı ta daha fazla ısı aktarımı olmaktadır ve paralel akı a göre daha yüksek katı yüzey sıcaklık değerlerine ulaşmaktadır [5].



(a) Paralel Akı ta

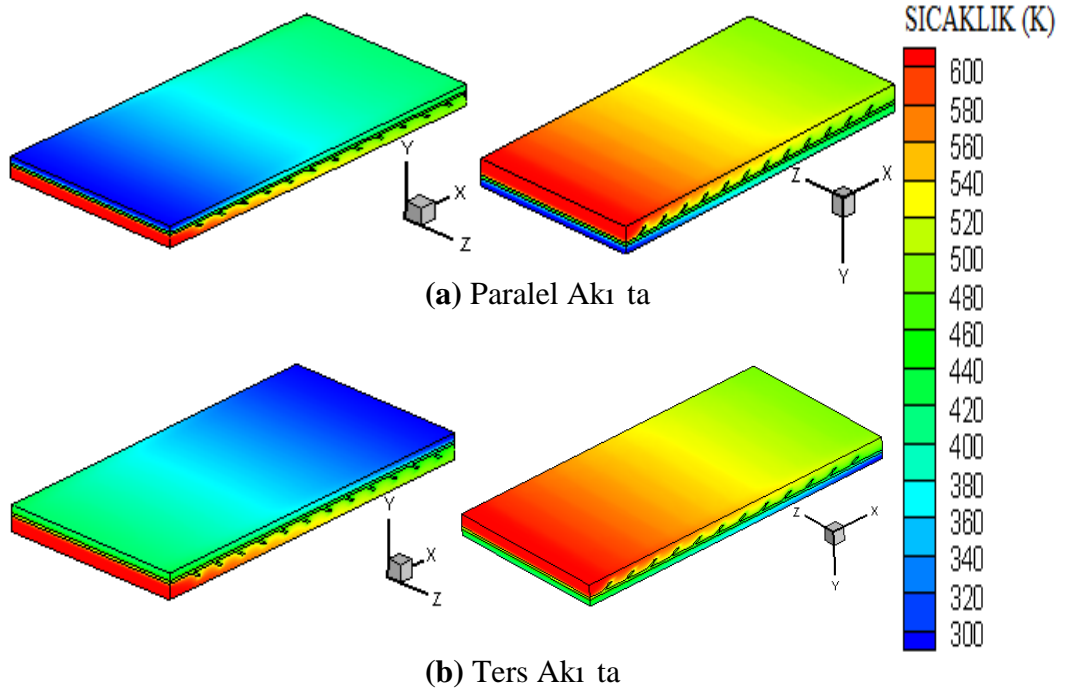


(b) Ters Akı ta

ekil 4.32 $\theta = 30^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de Reynolds sayısının sıcaklık a etkisi

ekil 4.33 'de 30° açılı kanatçık eklenmiş kanalda paralel ve ters akı ta soğuk ve sıcak akı kanının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Paralel akı ta merkez sıcaklık gradyanı birinci kanatçıkta minimum iken, en son kanatçıkta maksimum değerini almaktadır. Bunun sebebi ise birinci kanatçığın bulunduğu bölgede iç akı kanı ile dış akı kanı arasındaki farkın çok büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla 0,033 m aksel mesafede 0,3 m aksel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Ters yönlü akı ta ise, alt kanalın girişiindeki havanın sıcaklığı ve üst kanalın çıkışıındaki

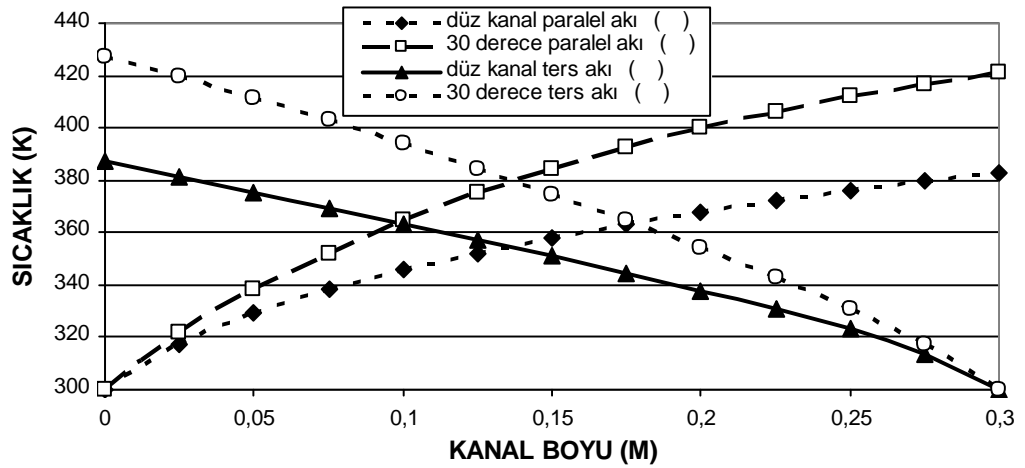
havanın sıcaklığı aynı aksel mesafede olduğu için ikisi arasındaki sıcaklık farkı çok yüksek değildir ve böylece maksimum katı yüzey sıcaklığına 0,033 m aksel mesafeye kadar olan bölgede ulaşılmaktadır. Katı yüzey sıcaklığı maksimum olmasına rağmen akı kanalları arasındaki sıcaklık farkı en son kanatçıkta daha fazladır. Dolayısıyla katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi ters akıta 0,283 ile 0,3 m arasında gerçekleşmektedir.



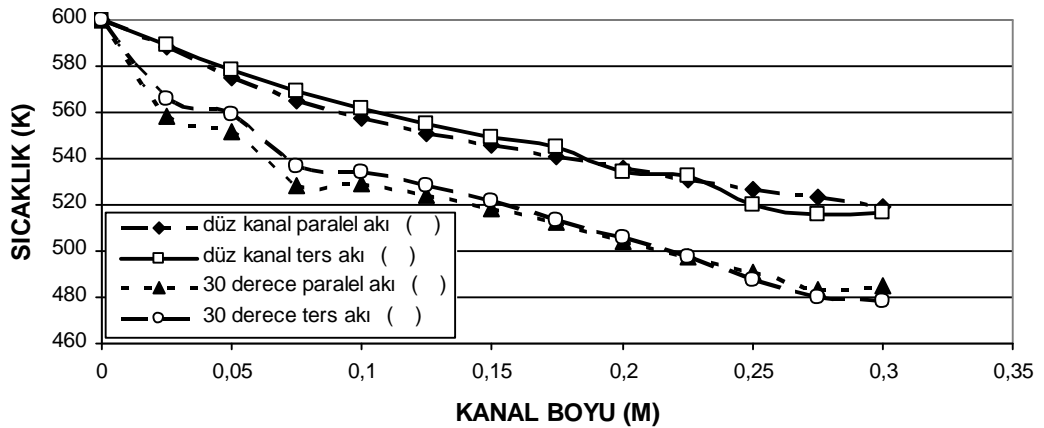
ekil 4.33 $\alpha = 30^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.34 'de 30° açılı kanatçık eklenmiş modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde soğuk ve sıcak akı kanının kanal boyunca sıcaklık dağılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için karşılaştırılmıştır. Soğuk akı kanalı olan ısı aktarımı kanatçıklar yardımıyla artmıştır ekil 4.34 (a) 'da görülmektedir. ekil 4.34 (b) 'de sıcak akı kanının dağılımı gösterilmektedir. Paralel akıta soğuk akı kanalı ile sıcak akı kanının kanal girişi aynı aksel mesafede olduğundan sıcaklık farkı en yüksek bu bölgededir. Dolayısıyla kanal girişiinde ısı aktarımı paralel akıta daha fazla olduğundan sıcak akı kanı bu bölgelerde daha düşük değerlerde seyretmektedir. Kanal çıkışına doğru sıcaklık farkı ters akıta paralel akıa göre daha fazla olduğu için bu sefer kanal çıkışında en fazla ısı aktarımı ters akıta gerçekleşmiştir ve sıcak akı kanı daha düşük değerlerde seyretmiştir. Ters akıta kanal girişiinde sıcak akı kanı girişi ile soğuk

akı kan çıkışı aynı aksel mesafede oldu undan sıcaklık farkı çok yüksek de ildir ve böylece bu bölgelerdeki katı yüzey sıcaklığı ters akı ta daha fazladır. Bu yüzden ters akı ta kanal çıkışı nda oldu u gibi 0 ile 0,033 m aksel mesafede de ısı aktarımı yüksek de erlerde seyretmektedir. Hem paralel hem de ters akı ta kanal giri inde yüksek ısı aktarımı oldu u için sıcak akı kan sıcaklığı her bir kanatçı n etkisiyle belirli basamaklarla hızlı bir ekilde azalmakta ve daha sonra düzgün bir azalma göstermektedir. Merkez sıcaklık gradyanı kanal giri inde minumdur. Çünkü kanal giri inde merkezdeki sıcaklık de erleri yüzeye göre çok daha fazladır ve katı yüzeye do ru sıcaklık azalmaktadır. Bunun tersine eksenden alt kanalın alt yüzeyine do ru yakla tıkça sıcaklık artmaktadır. Aynı ekilde üst kanal ekseninden katı yüzeye yakla tıkça so uk akı kan sıcaklığı artmakta eksenden üst yüzeye do ru çıkıldıkça sıcaklık azalmaktadır.



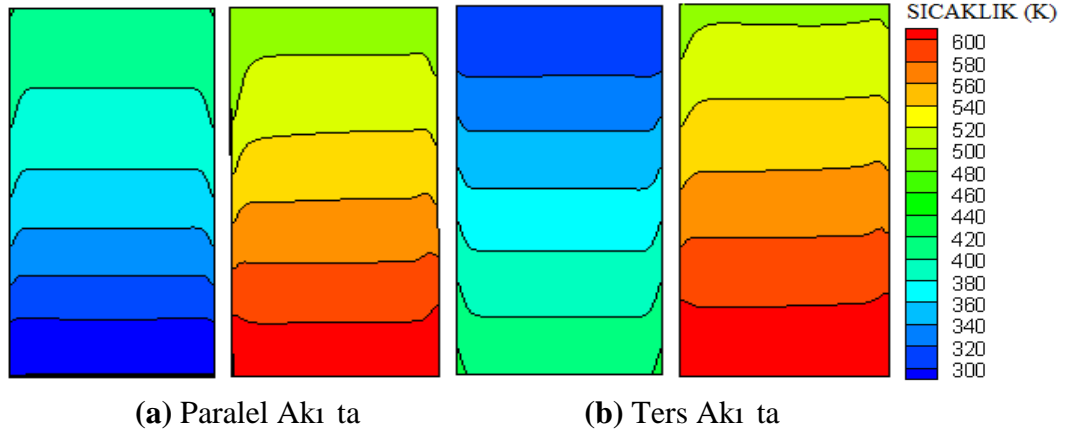
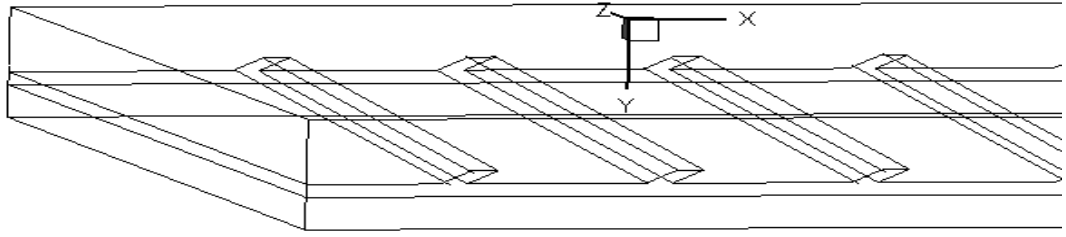
(a) So uk akı kan



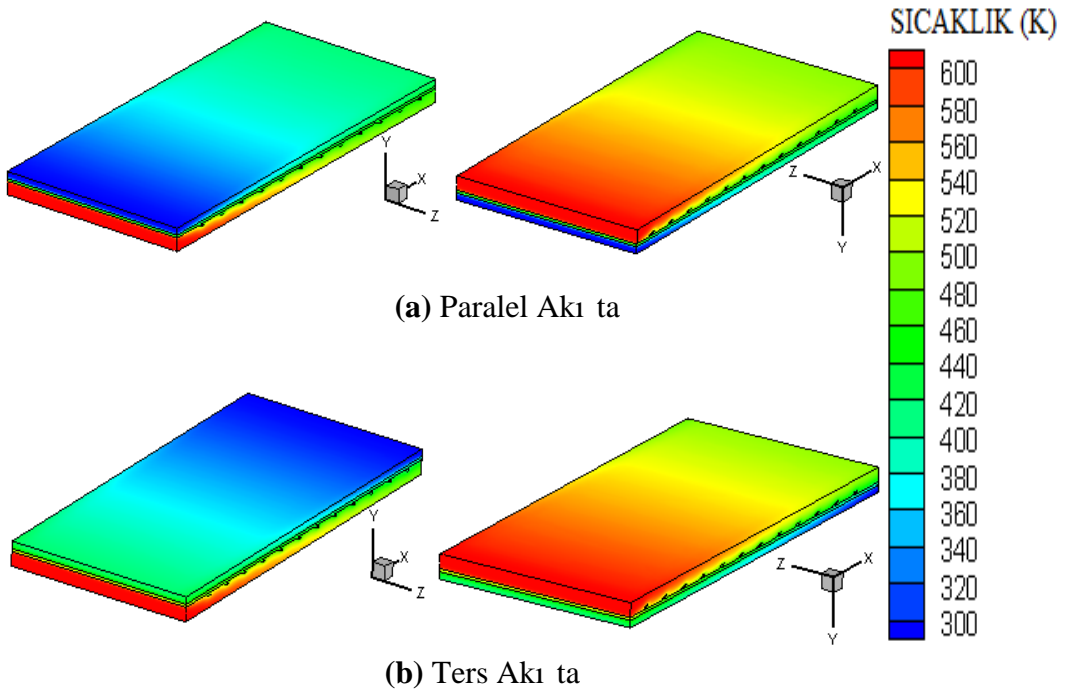
(b) Sıcak akı kan

ekil 4.34 $\theta = 30^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı

4.5.3.2 II. Geometri ($b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$)



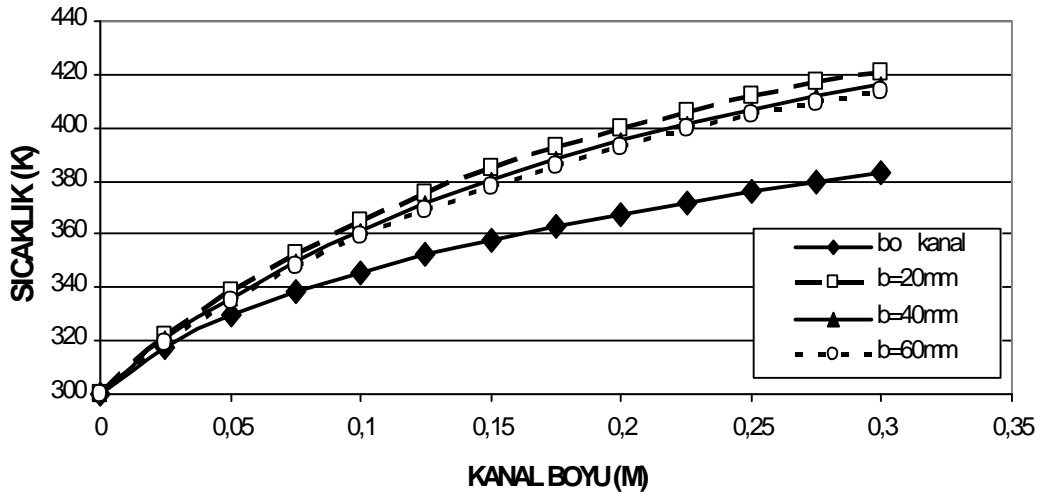
ekil 4.35 $\alpha = 30^\circ$, $b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık dağılımı



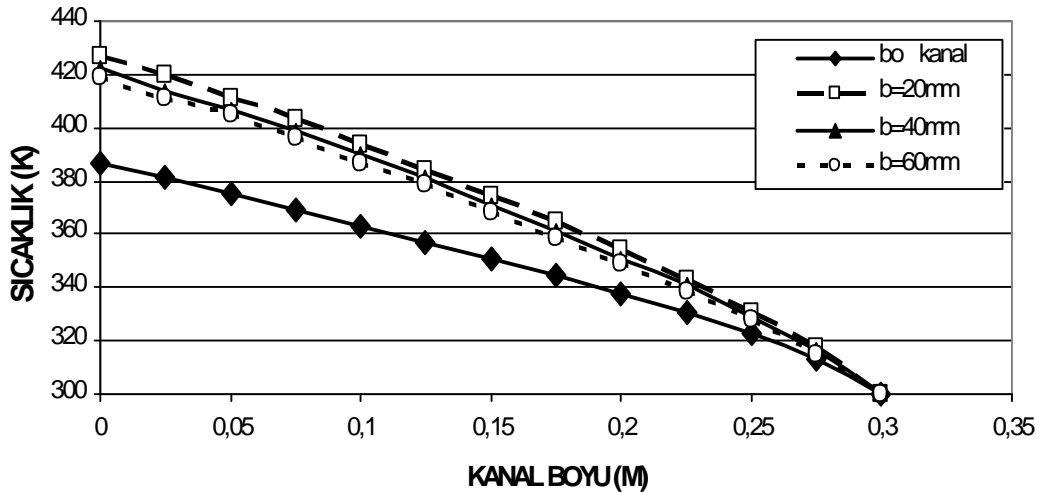
ekil 4.36 $\alpha = 30^\circ$, $b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$ 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.37 'de 30° açılı kanatçık eklenmiş kanalda soğuk akı kan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında ($b = 20, 40$ ve 60 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı

kanatçık yüksekli inde ($e = 4$ mm) kanatçık aralı ı arttıkça yüzey alanı azaldı ı için ısı aktarımının azaldı ı sonucuna varılmaktadır. Isı aktarımının en iyi ekilde iyile tirildi i kanatçık aralı ının $b = 20$ mm oldu u anla ılmaktadır. Akı kanın iki kanatçık arasına rahat bir ekilde nüfus etti i, türbülansın en iyi ekilde artırıldı ı optimum kanatçık aralı ının 20 mm oldu u görülmektedir.



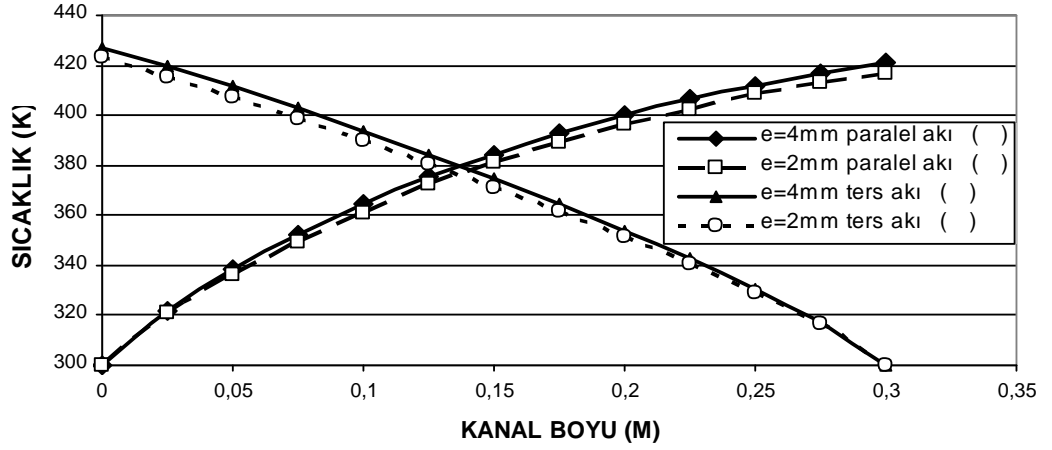
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.37 $\theta = 30^\circ$, $e = 4$ mm, $b = 20, 40$ ve 60 mm 'de sıcaklık da ılımı

ekil 4.38 'de 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı nda so uk akı kan sıcaklı ının iki farklı kanatçık yüksekli inde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca de i im grafi i gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekli i arttı nda, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla so uk akı kan sıcaklı ının arttı ı sonucuna varılmı tır.

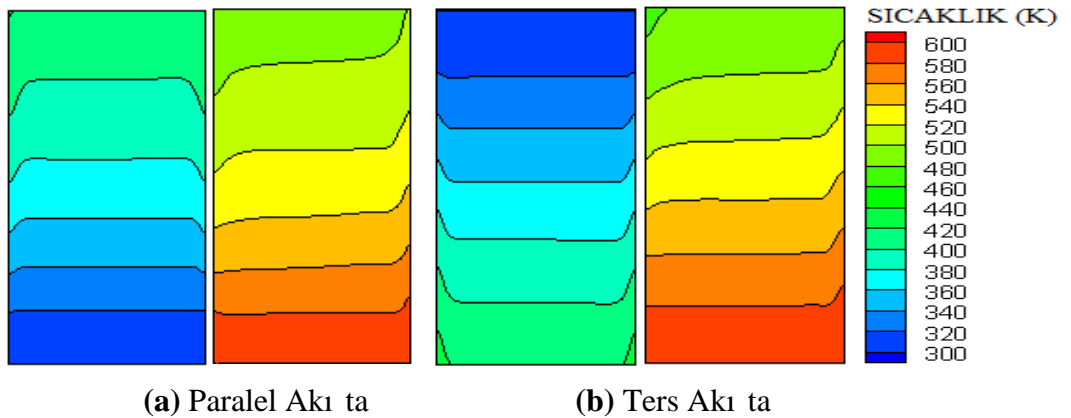
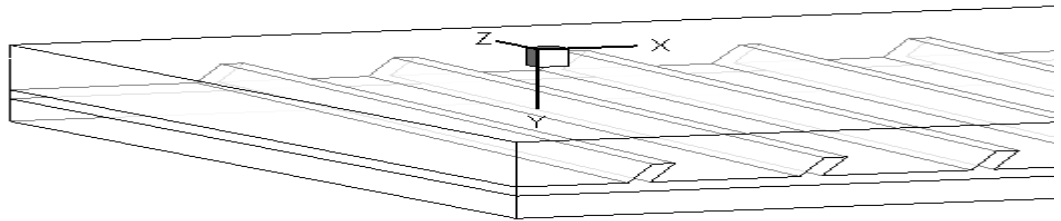


ekil 4.38 $\theta = 30^\circ$, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı

4.5.4 60° Açılı Kanatçık Eklenmi Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

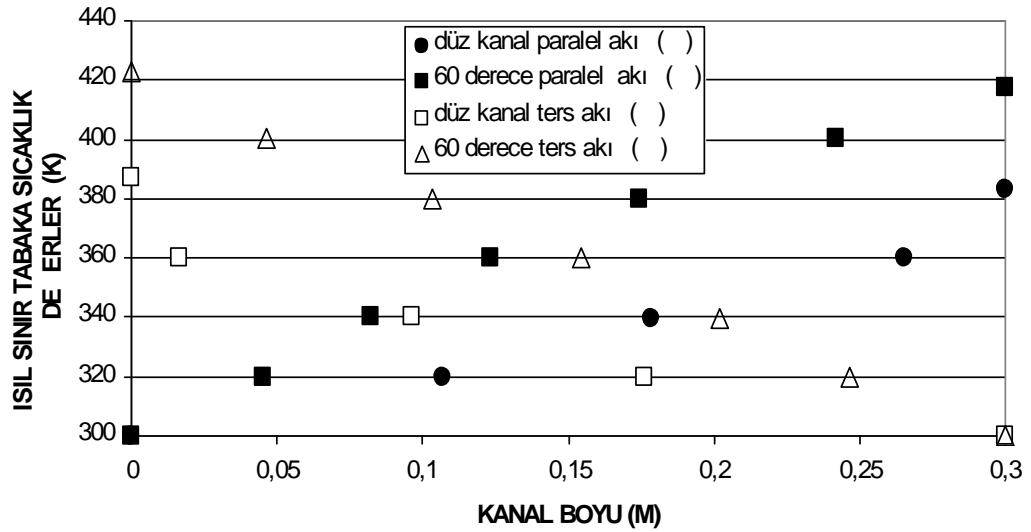
4.5.4.1 I. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 4$ mm)

ekil 4.39 'da 60° açılı kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. 60° açılı kanatçıkların bulundu u kanal hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklı ındaki hava paralel akı ta $486,787$ K 'e ters akı ta ise $478,987$ K 'e dü mektedir. 300 K sıcaklı ında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta $417,639$ K 'e ters akı ta ise $423,048$ K 'e çıkmaktadır.



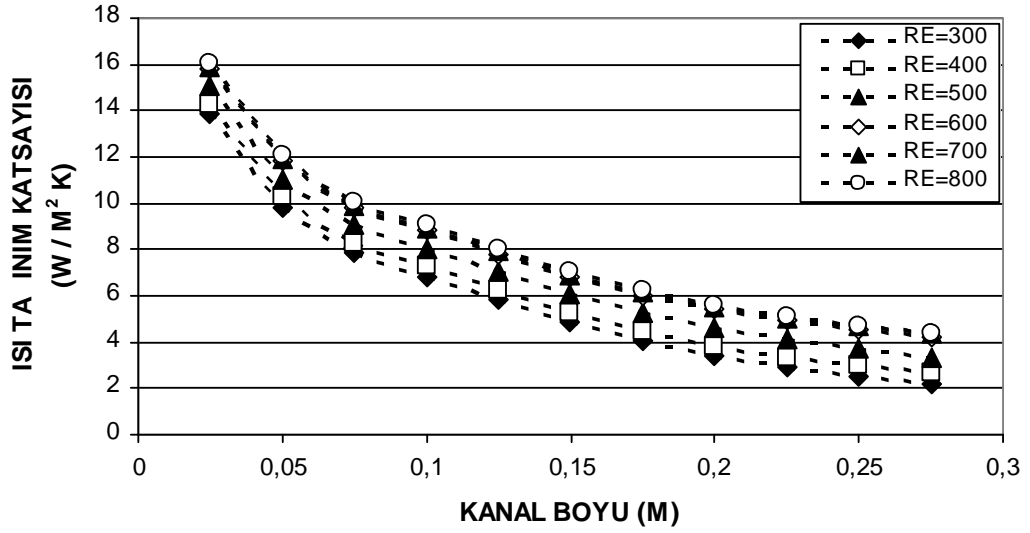
ekil 4.39 $\theta = 60^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı

ekil 4.40 'da 60° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda, paralel ve ters akı ta so uk akı kanın geçti i kanalın üst yüzeyindeki ısı sınır tabaka da ılımı grafi i gösterilmektedir. Kanatçiksız düz kanalda paralel akı ta ilk ısı sınır tabaka 0,106713 m 'de geli irken 60° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda 0,044987 m 'de geli mektedir. Ters akı ta ise kanatçiksız düz kanalda ilk ısı sınır tabaka 0,176109 m 'de geli irken 60° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda 0,246294 m 'de geli mektedir. Ters akı ta akı kan kanala 0,3 m eksenel mesafede girdi inden kanatçıklı modelde daha erken geli im gösterdi i sonuca varılmaktadır.

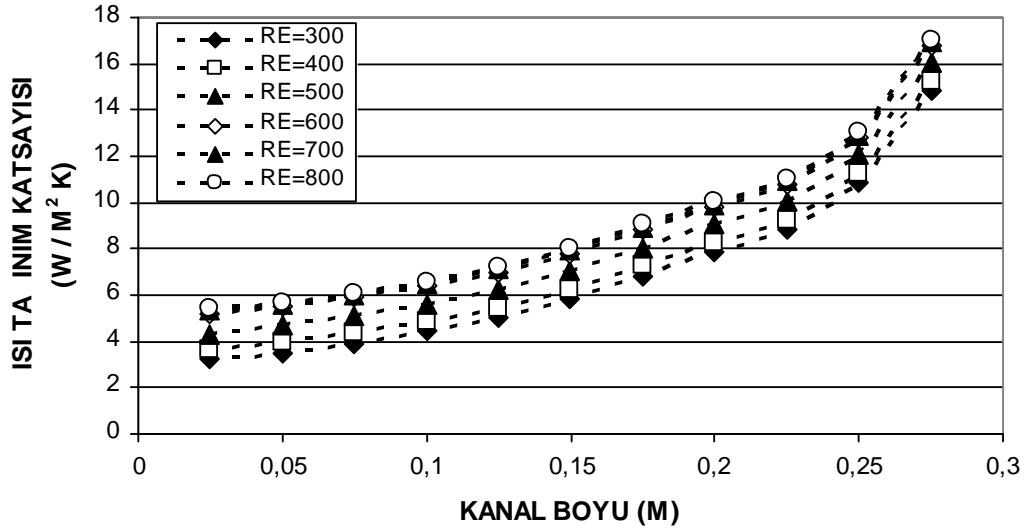


ekil 4.40 $\alpha = 60^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta ısı sınır tabaka da ılımı

ekil 4.41 'de 60° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeydeki noktasal ısı ta nım katsayısının kanal boyunca Reynolds sayısı ile de i imi grafi i gösterilmektedir. 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda oldu u gibi hem paralel hem de ters akı ta noktasal ısı ta nım katsayısı de erleri yüksek Reynolds sayıları için yüksek de erler almı tır. Fakat 60° açılı kanatçık eklenmi kanalda 30° açılı kanatçık eklenmi kanala göre yüzey alanı daha az oldu undan daha dü ük noktasal ısı ta nım katsayısı de erleri elde edilmi tir.



(a) Paralel Akı ta

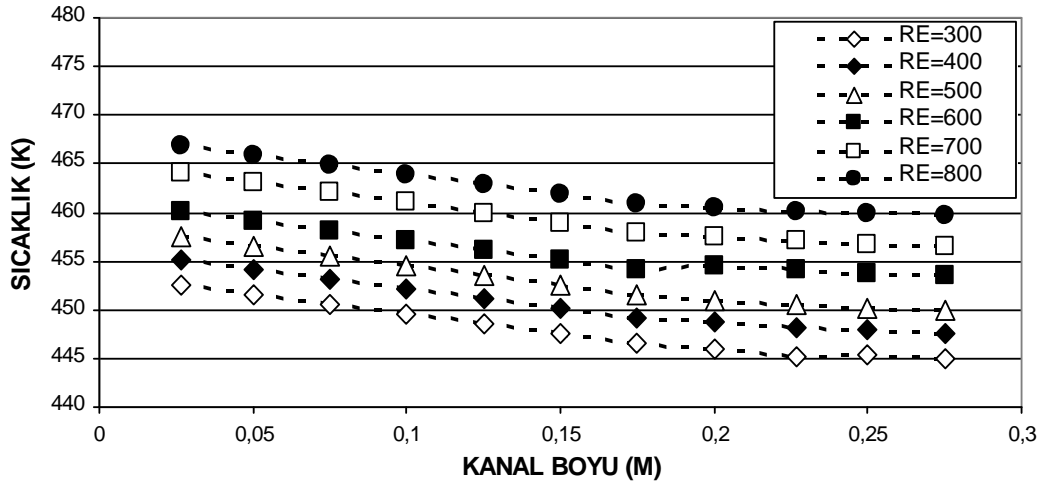


(b) Ters Akı ta

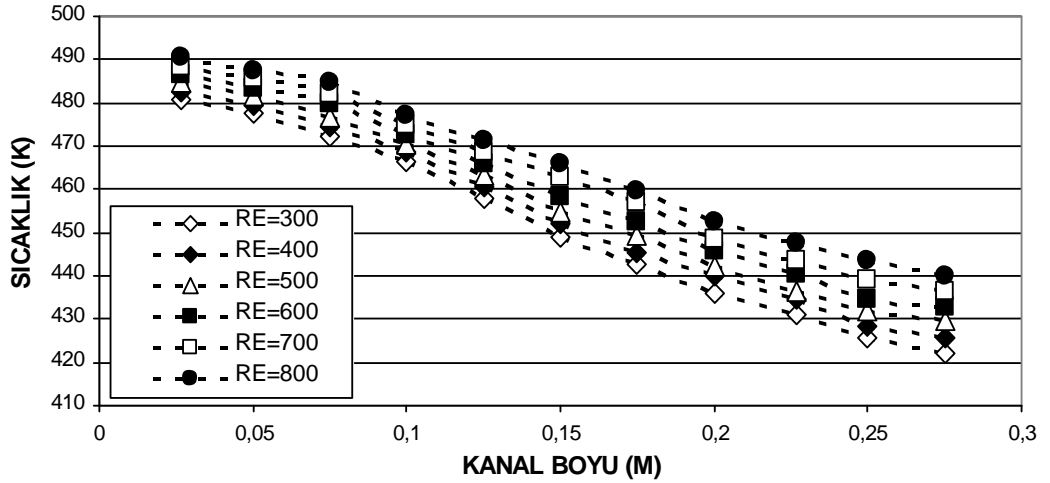
ekil 4.41 $\theta = 60^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta nım katsayısının de ğeri

ekil 4.42 'de 60° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı ğında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli ğinde, paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeyin kanal boyunca sıcaklık de ğerlerinin Reynolds sayısı ile de ğeri mi grafi ği gösterilmektedir. 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda oldu ğu gibi artan Reynolds sayısı ile ısı ta nım katsayısı yani ısı aktarımı arttı ğından hem paralel hem de ters akı ta kanal boyunca katı yüzey sıcaklık de ğerleri artmaktadır. Isı aktarımının iyile tirilmesi için öncelikle önemli olan yüzey alanının artırımı oldu ğundan, 60° açılı kanatçık eklenmi kanalda yüzey

alanı daha az oldu u için katı yüzey sıcaklık de erleri de 30° açılı kanatçık eklenmi kanala göre daha dü ük de erlerdedir.



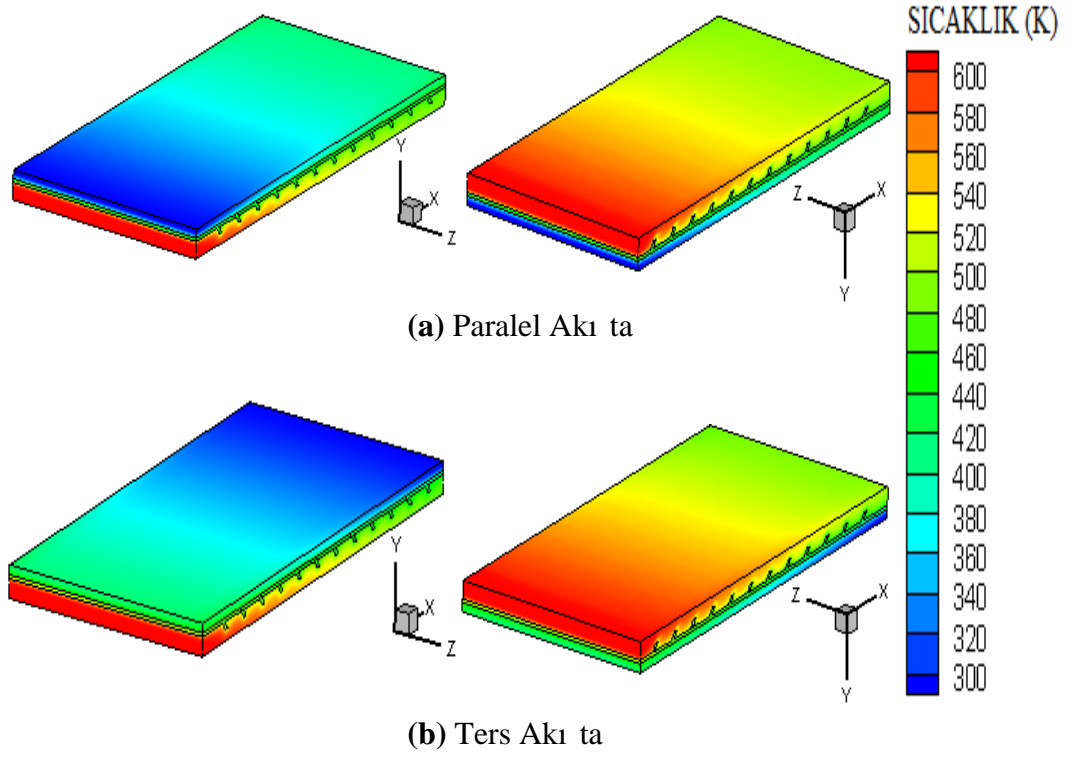
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

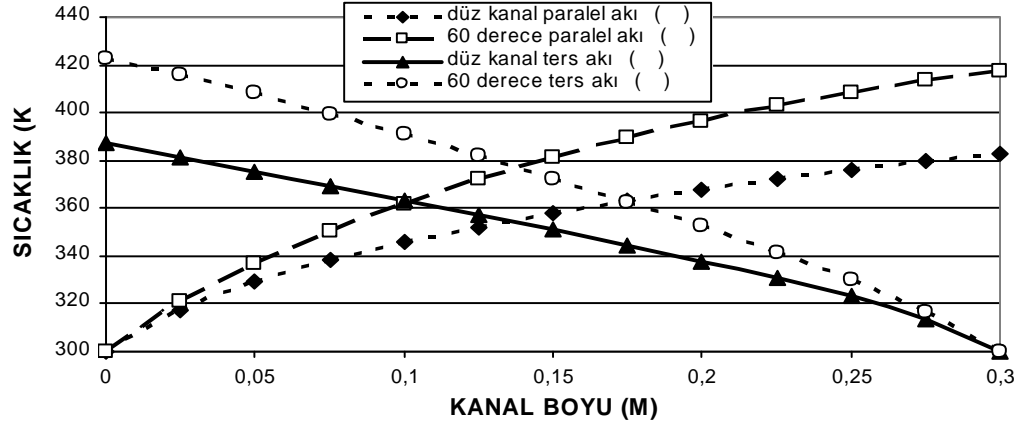
ekil 4.42 $\alpha = 60^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de Reynolds sayısının sıcaklık a etkisi

ekil 4.43 'de 60° açılı kanatçık eklenmi kanalda paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. 60° açılı kanatçık eklenmi modelde 30° açılı kanatçık eklenmi modelde oldu u gibi birinci kanatçı ın bulundu u $0,031$ m eksenel mesafede $0,3$ m eksenel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Ters yönlü akı ta ise, maksimum katı yüzey sıcaklı ına $0,031$ m eksenel mesafeye kadar olan bölgede ula ılmasına rağmen sıcaklık farkının daha fazla olmasından dolayı katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi $0,281$ m ile $0,3$ m arasında gerçekleşmektedir.

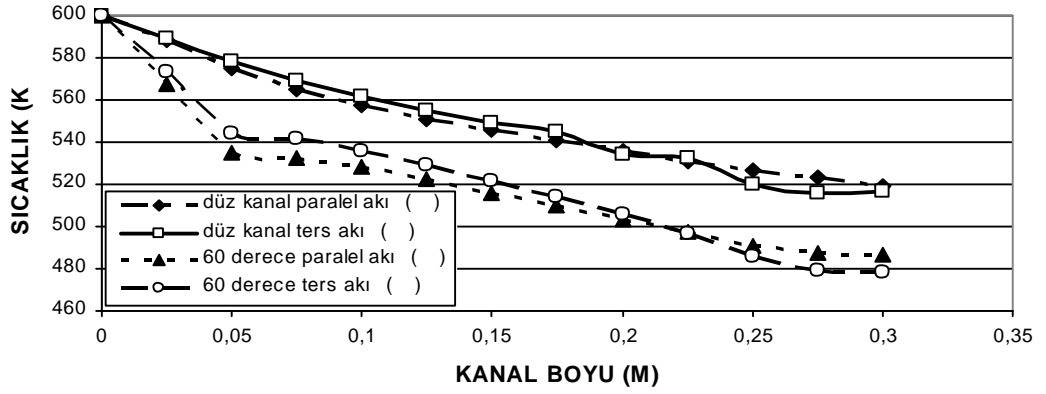


ekil 4.43 $\theta = 60^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.44 'de 60° açılı kanatçık eklenmiş modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde soğuk ve sıcak akı kanının kanal boyunca sıcaklık dağılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için karşılaştırılmıştır. Soğuk akı kanaletine olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttığı ekil 4.44 (a) 'da, sıcak akı kanının dağılımı ise ekil 4.44 (b) 'de görülmektedir. Hem paralel hem de ters akıta 30° açılı kanatçık eklenmiş modelde olduğu gibi kanal girişinde sıcaklık farkının etkisiyle kanatçıkların bulunduğu kanalda sıcak akı kan sıcaklığı hızlı bir şekilde azalmakta ve daha sonra düzgün bir azalma göstermektedir.



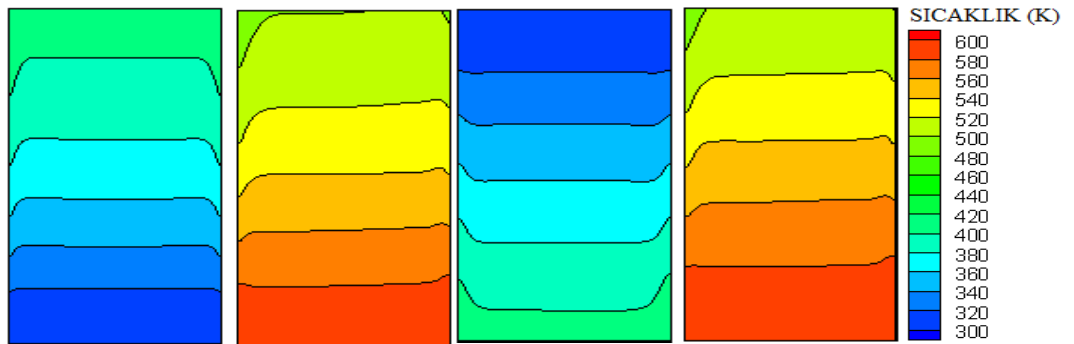
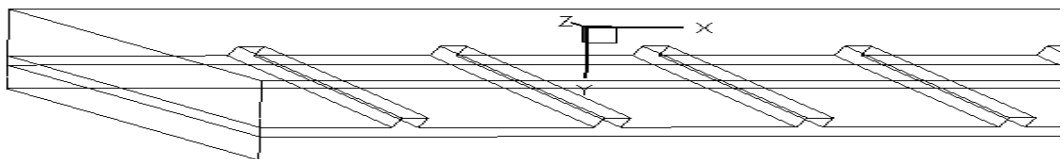
(a) So uk akı kan



(b) Sıcak akı kan

ekil 4.44 = 60°, b = 20 mm ve e = 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı

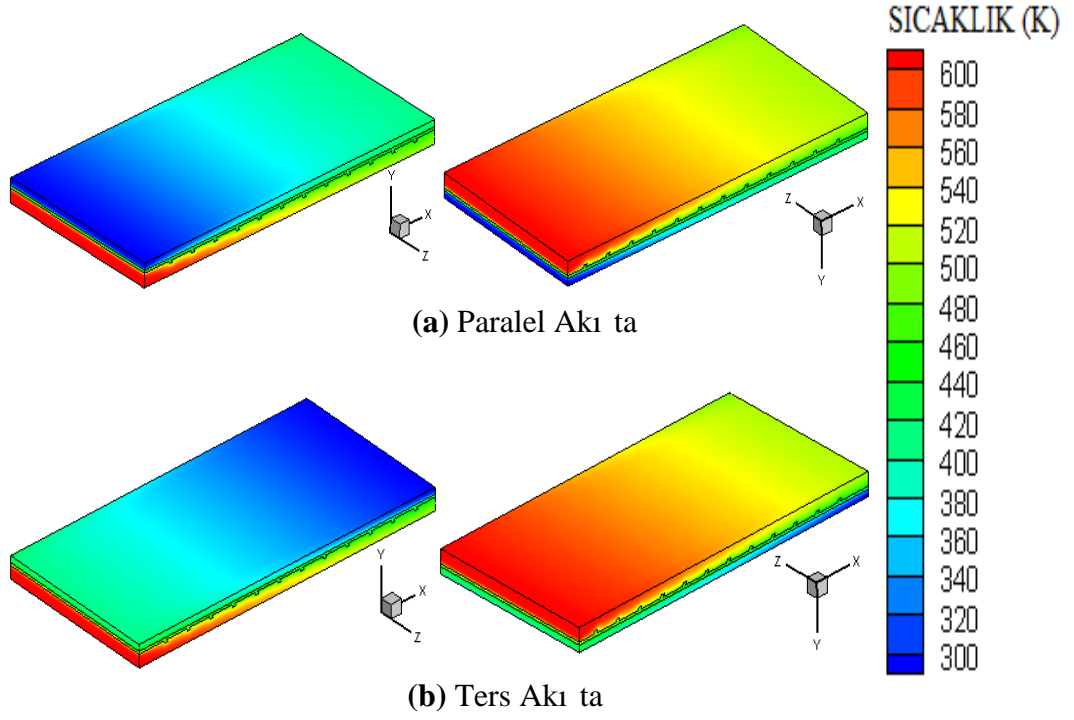
4.5.4.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm)



(a) Paralel Akı ta

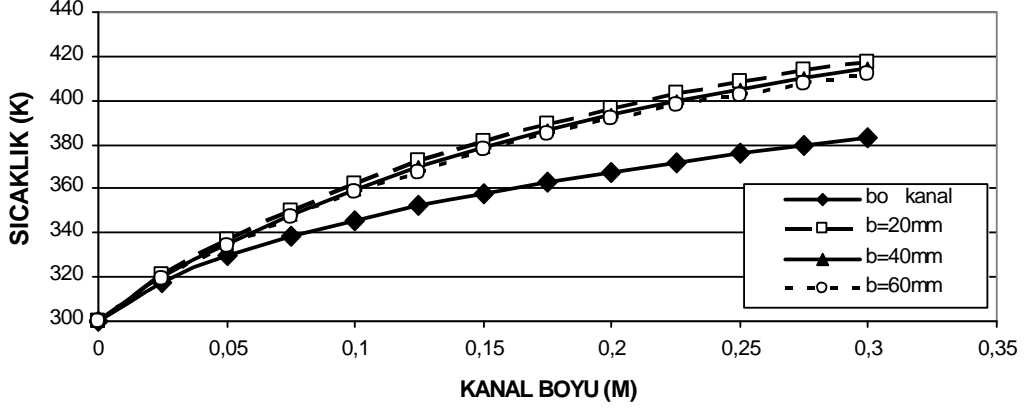
(b) Ters Akı ta

ekil 4.45 = 60°, b = 20 mm ve e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı

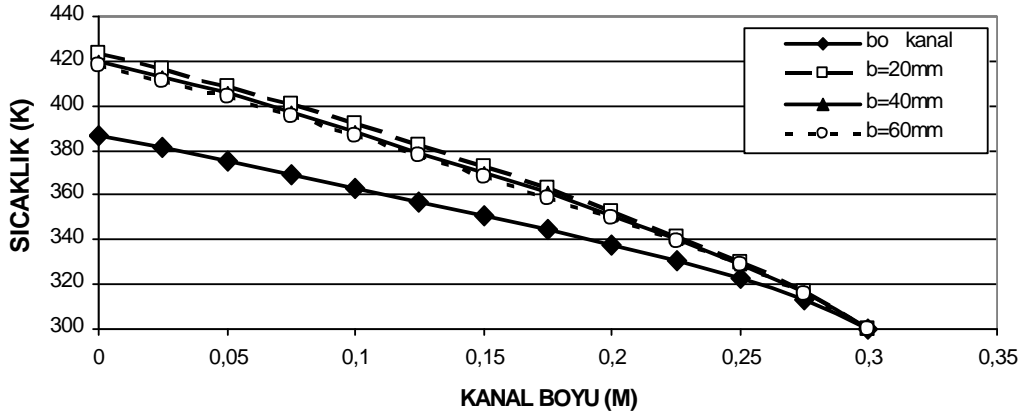


ekil 4.46 $\alpha = 60^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.47 'de 60° açılı kanatçık eklenmiş kanalda soğuk akı kan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında ($b = 20, 40$ ve 60 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ mm) 30° açılı kanatçık eklenmiş modelde olduğu gibi kanatçık aralığı arttıkça ısı aktarımının azaldığı, ısı aktarımının iyileştirilmesi için en uygun kanatçık aralığının 20 mm olduğu sonucuna varılmaktadır.



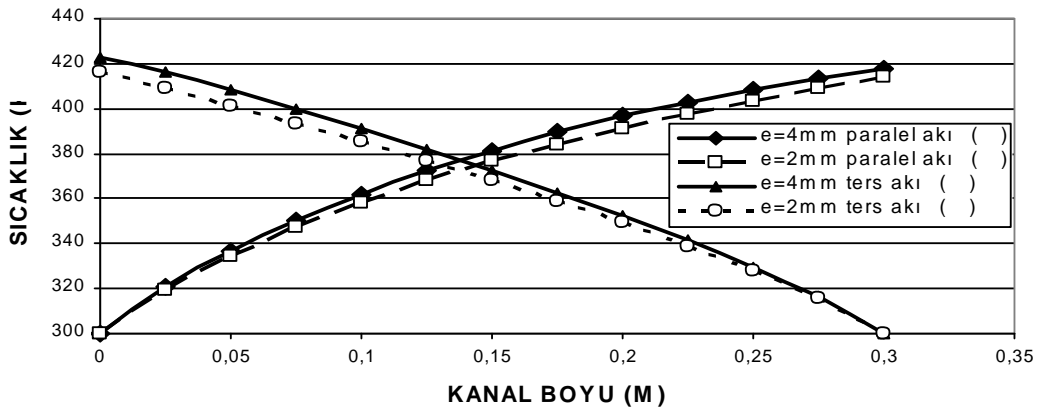
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.47 $\alpha = 60^\circ$, $e = 4$ mm, $b = 20, 40$ ve 60 mm 'de sıcaklık dağılımı

ekil 4.48 'de 60° açılı kanatçık eklenmiş kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttıkça, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür.

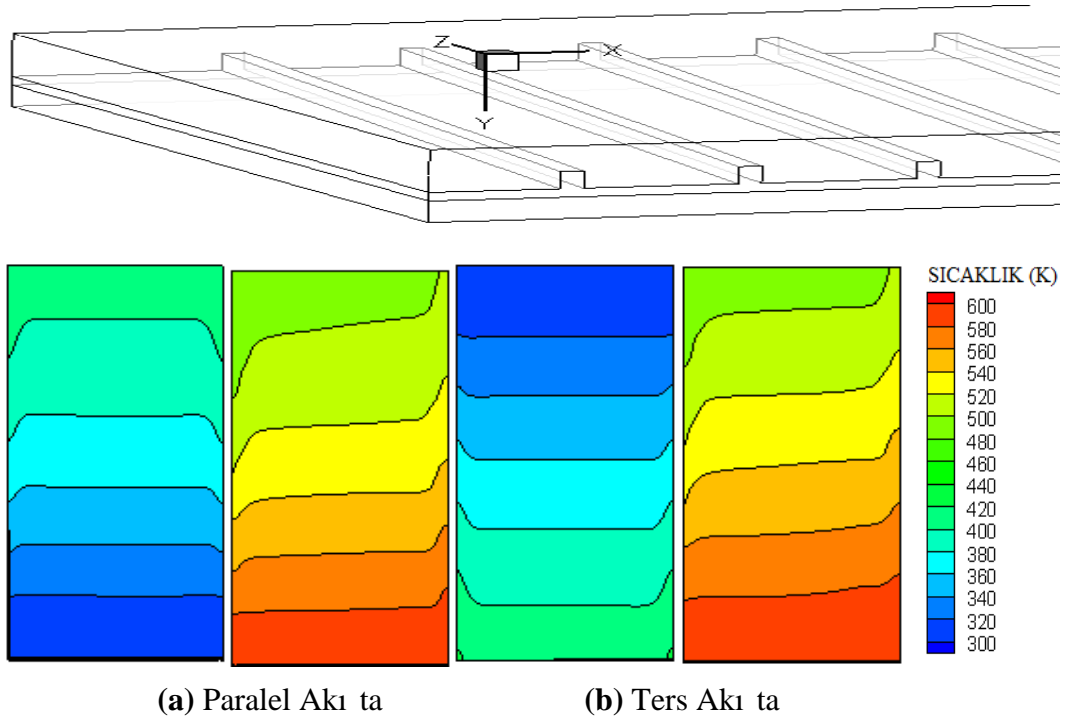


ekil 4.48 $\alpha = 60^\circ$, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı

4.5.5.1 90° Açılı Kanatçık Eklenmi Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

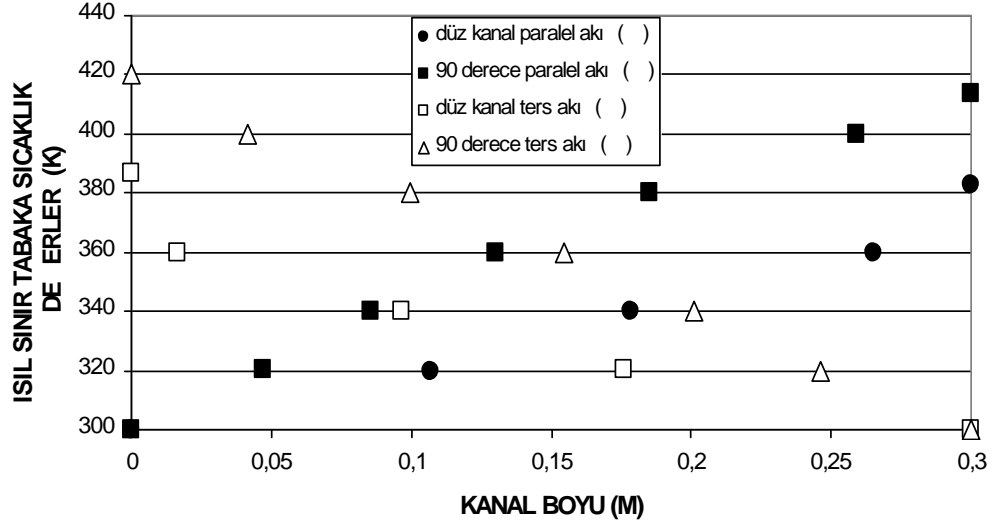
4.5.5.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)

Şekil 4.49 'da 90° açılı kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. 90° açılı kanatçıkların bulunduğu kanal hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklığındaki hava paralel akıta 486,982 K 'e ters akıta ise 482,735 K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığındaki üst kanala giren hava ise, paralel akıta 413,397 K 'e ters akıta ise 420,525 K 'e çıkmaktadır.



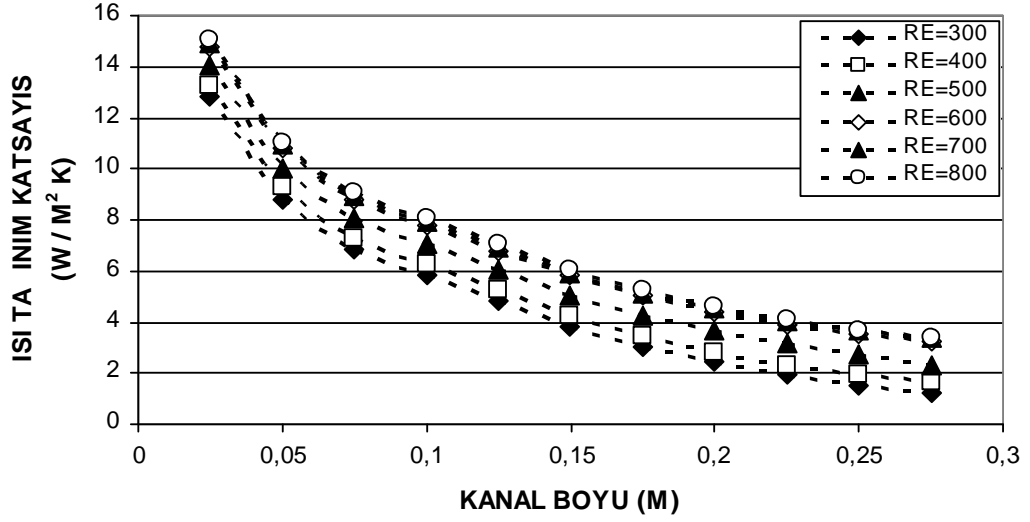
Şekil 4.49 = 90°, b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık dağılımı

Şekil 4.50 'de 90° açılı b = 20 mm kanatçık aralığında e = 4 mm kanatçık yüksekliğindeki modelde, paralel ve ters akıta soğuk akı kanının geçtiği kanalın üst yüzeyindeki ısı sınır tabaka dağılımı grafiği görülmektedir. Kanatçıksız düz kanalda paralel akıta ilk ısı sınır tabaka 0,106713 m 'de gelişirken 90° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda 0,047156 m 'de gelişmektedir. Ters akıta ise kanatçıksız düz kanalda ilk ısı sınır tabaka 0,176109 m 'de gelişirken 90° açılı kanatçık eklenmi düz kanalda 0,245931 m 'de gelişmektedir.

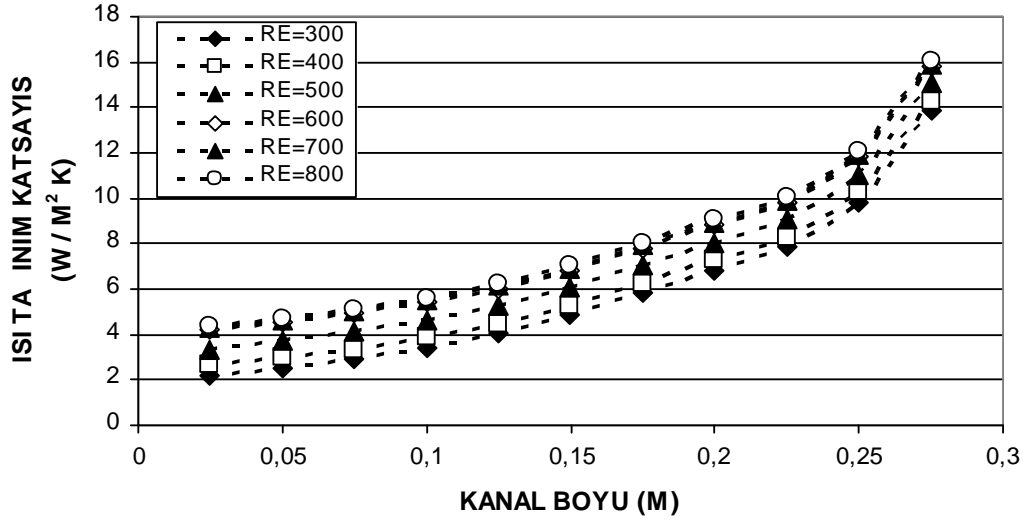


ekil 4.50 $\alpha = 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta ısı sınır tabaka da ılımlı

ekil 4.51 'de 90° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde, paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeydeki noktasal ısı ta ınım katsayısının kanal boyunca Reynolds sayısı ile de i imi grafi i gösterilmektedir. 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi kanallarda oldu u gibi hem paralel hem de ters akı ta kanal boyunca noktasal ısı ta ınım katsayısı de erleri yüksek Reynolds sayıları için yüksek de erler almı tır. Fakat 90° açılı kanatçık eklenmi kanalda 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi kanallara göre yüzey alanı daha az oldu undan daha dü ük noktasal ısı ta ınım katsayısı de erleri elde edilmi tir.



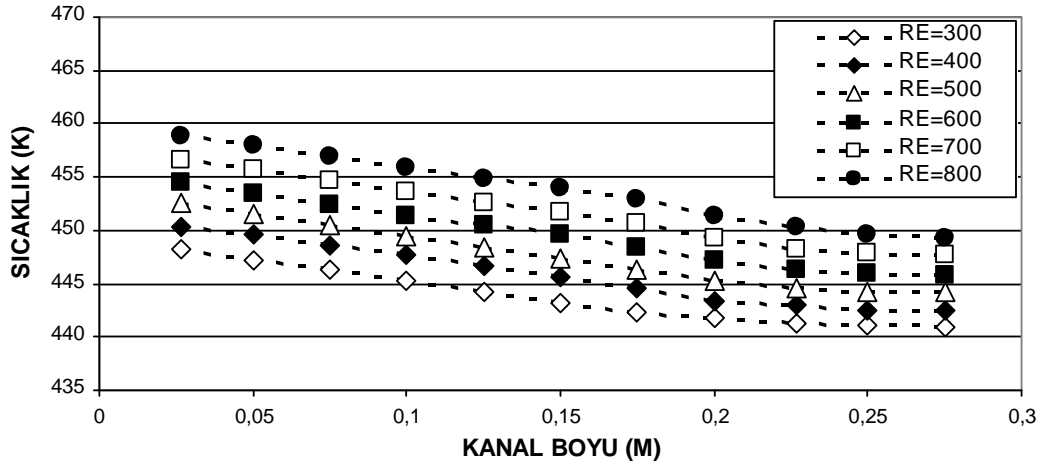
(a) Paralel Akı ta



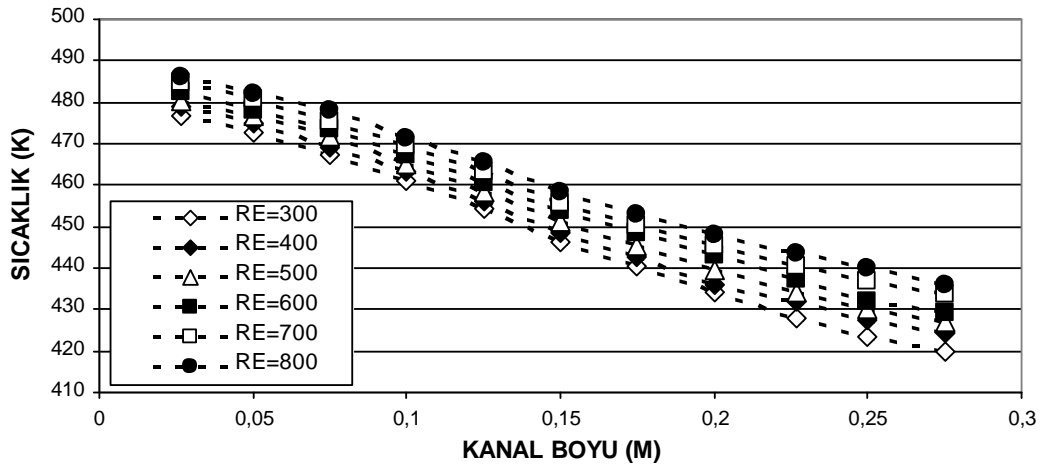
(b) Ters Akı ta

ekil 4.51 $\theta = 90^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de kanal boyunca noktasal ısı ta nım katsayısının de ğeri

ekil 4.52 'de 90° açılı kanatçık eklenmi kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralı ğında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli ğinde, paralel ve ters akı ta so uk akı kanla temasta olan katı yüzeyin kanal boyunca sıcaklık de ğerlerinin Reynolds sayısı ile de ğeri grafi ği gösterilmektedir. 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi kanallarda oldu ğu gibi artan Reynolds sayısı ile ısı ta nım katsayısı yani ısı aktarımı arttı ğından hem paralel hem de ters akı ta kanal boyunca katı yüzey sıcaklık de ğerleri artmaktadır. Isı aktarımının iyile tirilmesi için öncelikle önemli olan yüzey alanının artırımı oldu ğundan, 90° açılı kanatçık eklenmi kanalda yüzey alanı daha az oldu ğu için katı yüzey sıcaklık de ğerleri de 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi kanallara göre daha dü ük de ğerlerdedir.



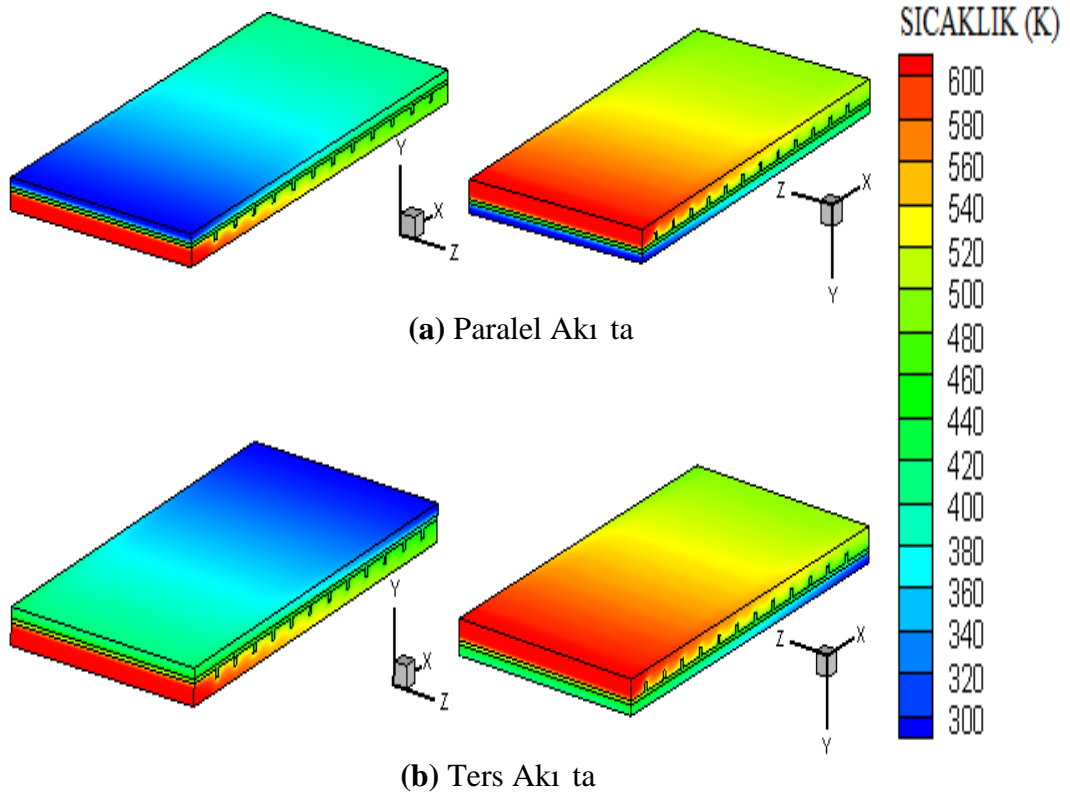
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

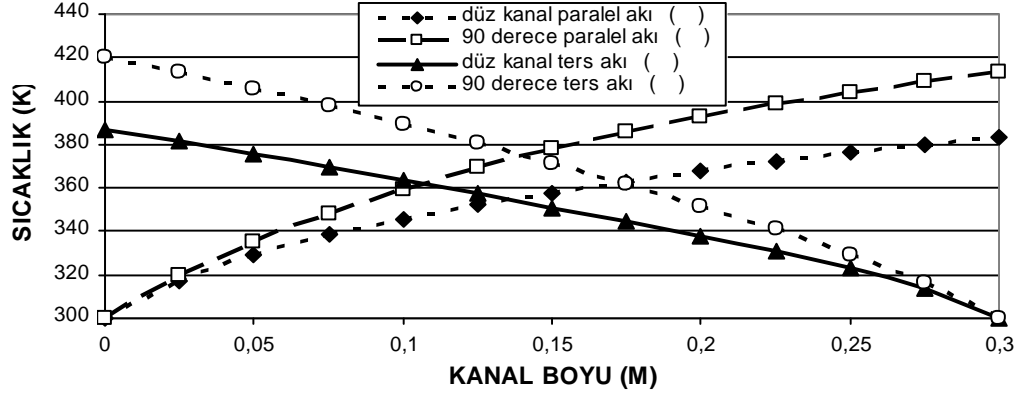
ekil 4.52 = 90° , $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de Reynolds sayısının sıcaklık a etkisi

ekil 4.53 'de 90° açılı kanatçık eklenmi kanalda paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. 90° açılı kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçık ın bulundu u $0,03$ m aksenal mesafede $0,3$ m aksenal mesafeye göre 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmi modelde oldu u gibi daha fazla ısı aktarımı gerçekleştirilmektedir. Ters yönlü akı ta ise, maksimum katı yüzey sıcaklığı na $0,03$ m aksenal mesafeye kadar olan bölgede ulaşılmasına rağmen $0,28$ m aksenal mesafedeki sıcaklık farkı daha fazla olduğundan katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi ters akı ta $0,28$ ile $0,3$ m arasında gerçekleştirilmektedir.

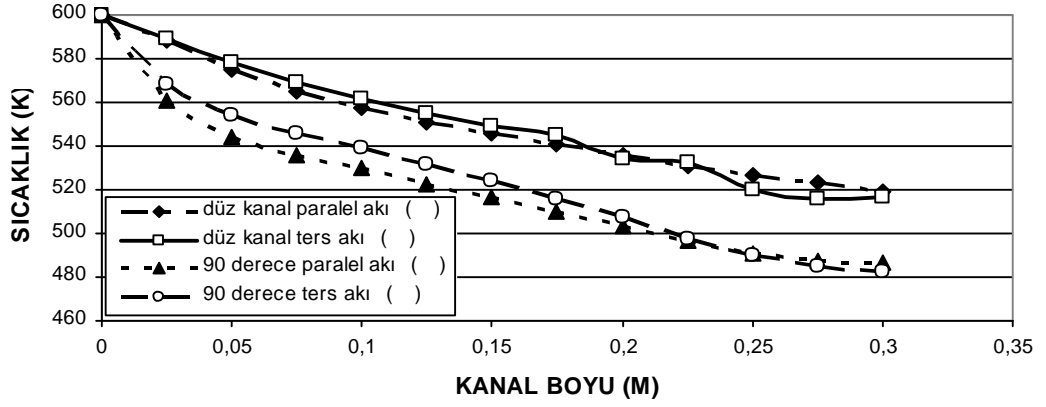


ekil 4.53 $\theta = 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.54 'de 90° açılı kanatçık eklenmiş modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde soğuk ve sıcak akı kanının kanal boyunca sıcaklık dağılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için karşılaştırılmıştır. Soğuk akı kanaletindeki ısı aktarımını kanatçıklar yardımıyla arttırmıştır. ekil 4.54 (a) 'da görülmektedir. ekil 4.54 (b) 'de sıcak akı kanının dağılımı görülmektedir. Hem paralel hem de ters akıta kanal girişinde kanatçıkların bulunduğu kanalda sıcak akı kan sıcaklığı 30° ve 60° açılı kanatçık eklenmiş kanallarda olduğu gibi hızlı bir şekilde azalmakta ve daha sonra düzgün bir şekilde azalma göstermektedir.



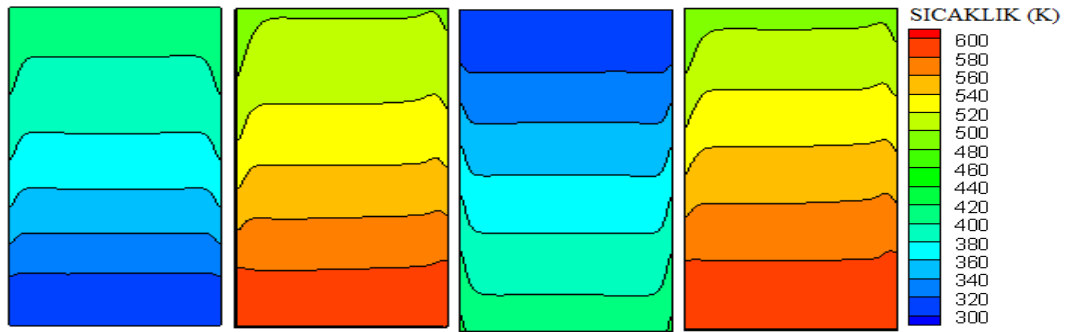
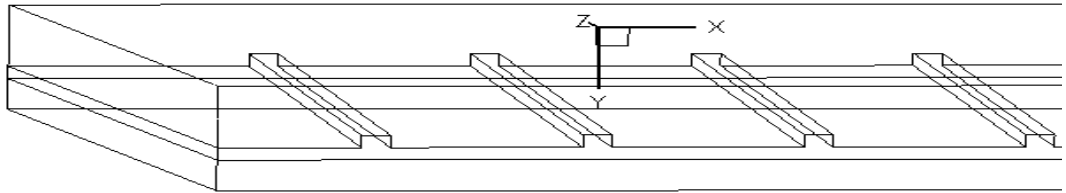
(a) Soğuk Akı kan



(b) Sıcak Akı kan

ekil 4.54 $\theta = 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı

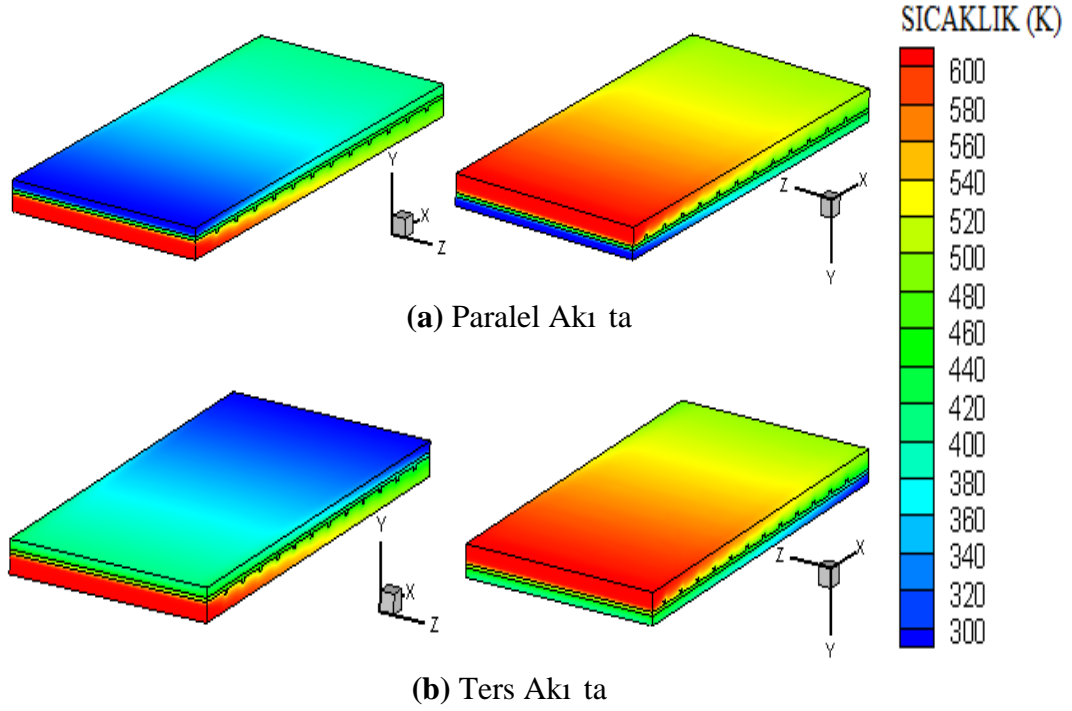
4.5.5.2 II. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 2$ mm)



(a) Paralel Akı ta

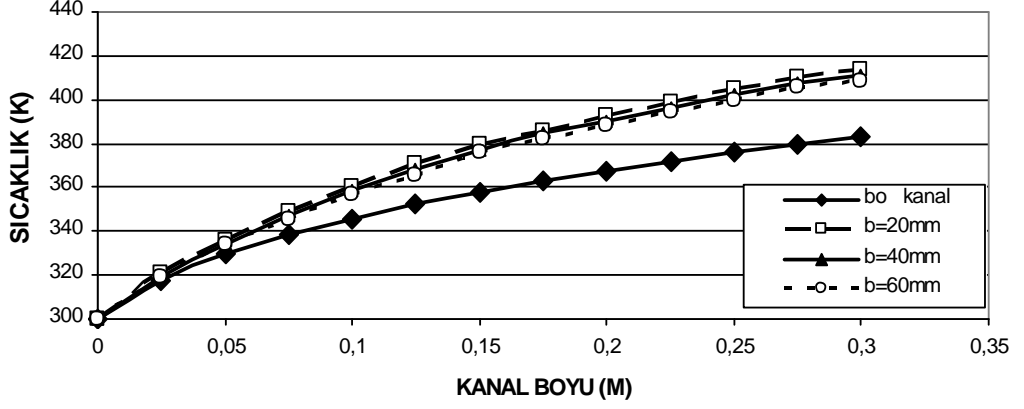
(b) Ters Akı ta

ekil 4.55 $\theta = 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 2$ mm 'de sıcaklık dağılımı

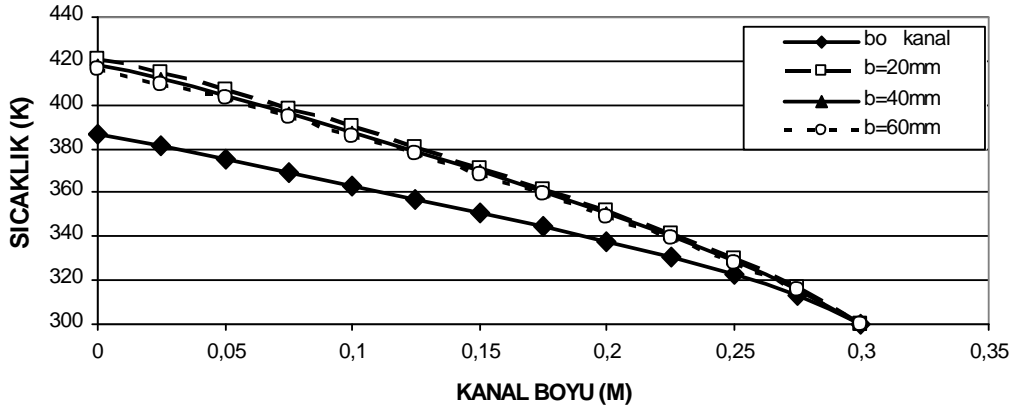


ekil 4.56 $\theta = 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.57 'de 90° açılı kanatçık eklenmiş kanalda soğuk akı kan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında ($b = 20, 40$ ve 60 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ mm) kanatçık aralığı arttıkça ısı aktarımının azaldığı sonucuna varılmaktadır. 30° ve 60° açılı kanatçıklı modellerde olduğu gibi ısı aktarımının iyileştirildiği en uygun kanatçık aralığının $b = 20$ mm olduğu anlaşılmıştır. Akı kanının iki kanatçık arasına rahat bir şekilde nüfus ettiği, türbülansın en iyi şekilde artırıldığı optimum kanatçık aralığının 20 mm olduğu görülmektedir.



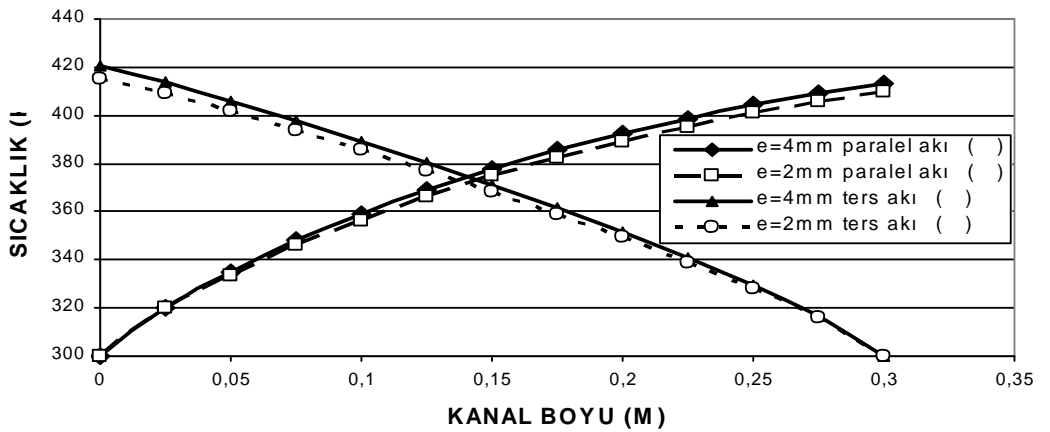
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.57 $\theta = 90^\circ$, $e = 4$ mm, $b = 20, 40$ ve 60 mm 'de sıcaklık dağılımı

ekil 4.58 'de 90° açılı kanatçık eklenmiş kanalda $b = 20$ mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttığında, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür.



ekil 4.58 $\theta = 90^\circ$, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı

4.5.6 Sonuçlar ve Kar ıla tırma

Tablo 4.3 ve 4.4 ‘de düz kanal ile 30°, 60°, 90° açılı kanatçık eklenmi modellerde so uk ve sıcak akı kanın paralel ve ters akı ta çıkı sıcaklık de erleri kar ıla tırılmı tır. Üç farklı kanatçık açısında da düz kanala göre paralel ve ters akı ta ısı aktarımının arttı ı grlmektedir. En fazla ısı aktarımına yüzeyinin daha fazla olması neticesinde hem paralel hem de ters akı ta 30° açılı kanatçık eklenmi modelde ula ılmı tır. Isı aktarımı bu modelde daha fazla oldu u için dolayısıyla sıcak akı kan sıcaklı ı da bu modelde daha dk de erlerdedir.

	SO UK AKI KAN ÇIKI SICAKLI I (K)	
	PARALEL AKI TA	TERS AKI TA
DÜZ KANAL	383,088	387,046
30° KANATÇIK	421,027	426,914
60° KANATÇIK	417,639	423,048
90° KANATÇIK	413,397	420,525

Tablo 4.3 Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm ‘de so uk akı kan çıkı sıcaklıklarının kar ıla tırılması

	SICAK AKI KAN ÇIKI SICAKLI I (K)	
	PARALEL AKI TA	TERS AKI TA
DÜZ KANAL	519,181	516,285
30° KANATÇIK	484,676	478,2
60° KANATÇIK	486,787	478,987
90° KANATÇIK	486,982	482,735

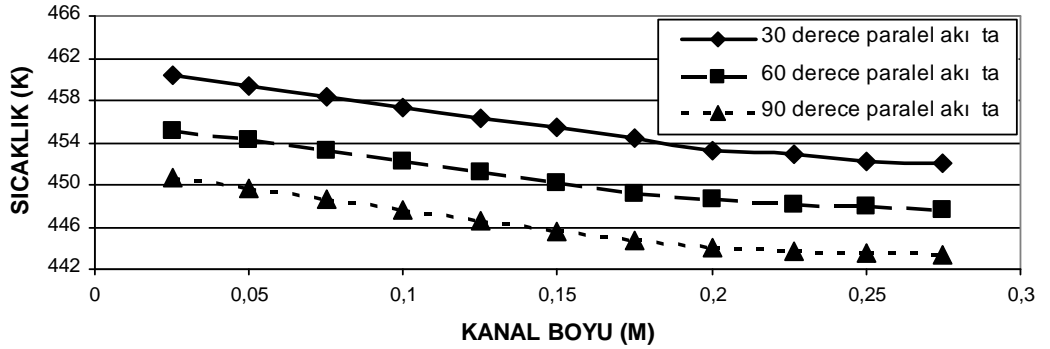
Tablo 4.4 Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ ‘de $b = 20$ mm ve $e = 4$ mm ‘de sıcak akı kan çıkı sıcaklıklarının kar ıla tırılması

Tablo 4.5 ‘de düz kanal ve 30°, 60°, 90° açılı kanatçık eklenmi kanallardaki paralel ve ters akı ta $b = 20, 40$ ve 60 mm kanatçık aralıklarında so uk akı kan çıkı de erleri kar ıla tırılmı tır. Bütün durumlarda 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda ısı aktarımının en fazla oldu u grlmektedir. Aynı kanatçık ysekli inde ($e = 4$ mm) kanatçık aralı ı arttıca ısı aktarımdaki artı ta azalma olmaktadır. Bu yüzden en uygun kanatçık aralı ının tüm durumlarda $b = 20$ mm oldu u sonucuna varılmı tır.

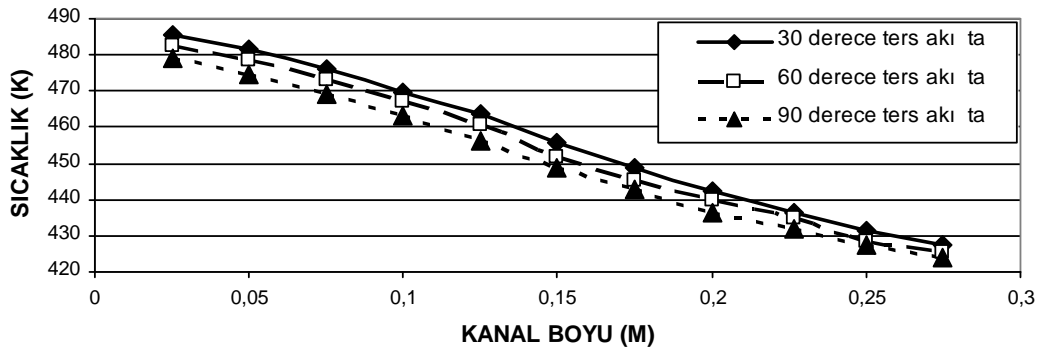
	PARALEL AKI			TERS AKI		
	e = 4 mm					
	b = 20mm	b = 40mm	b = 60mm	b = 20mm	b = 40mm	b = 60mm
30 DERECE	421,027	416,004	414,893	426,914	422,072	420,265
60 DERECE	417,639	414,398	412,823	423,048	419,673	417,964
90 DERECE	413,397	412,205	410,819	420,525	418,327	416,812
DÜZ KANAL	383,088			387,046		

Tablo 4.5 Düz kanal ve $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $b = 20, 40$ ve 60 mm, $e = 4$ mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık değerleri

ekil 4.59 'da $30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ açılı $b = 20$ mm kanatçık aralığında, $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde ve $Re = 400$ 'de kanatçık eklenmiş kanallardaki paralel ve ters akı ta soğuk akı kanaletimle ısı aktarımının olduğu katı yüzeydeki kanal boyunca sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması gösterilmektedir. Hem paralel hem de ters akı için katı yüzeyden soğuk akı kanaletimle ısı aktarımının etkisiyle katı yüzey sıcaklık değerleri kanal boyunca azalmaktadır. Kanatçık açısı azaldıkça yüzey alanı arttığından ısı aktarımı için en uygun kanatçık açısının hem paralel hem de ters akı ta 30° olduğu sonucuna varılmıştır.



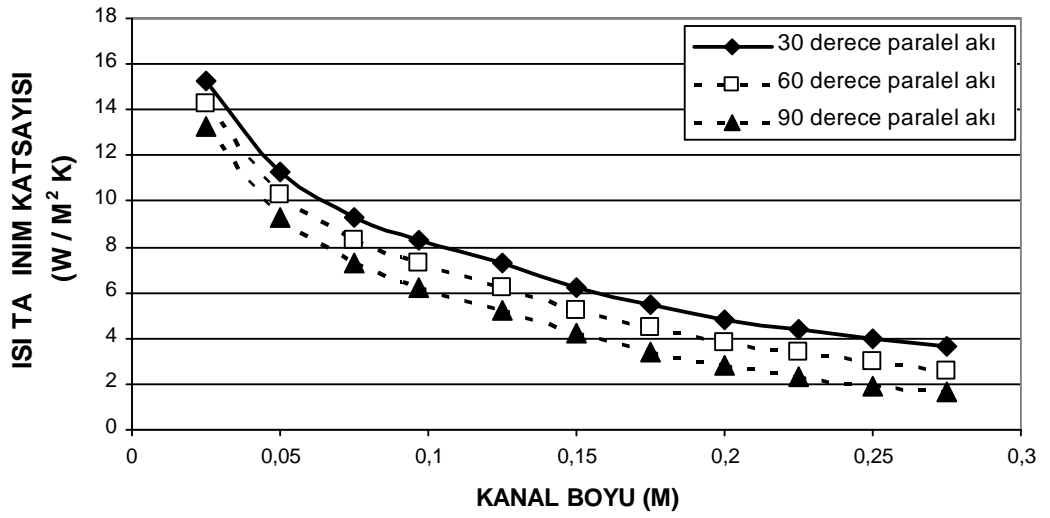
(a) Paralel Akı ta



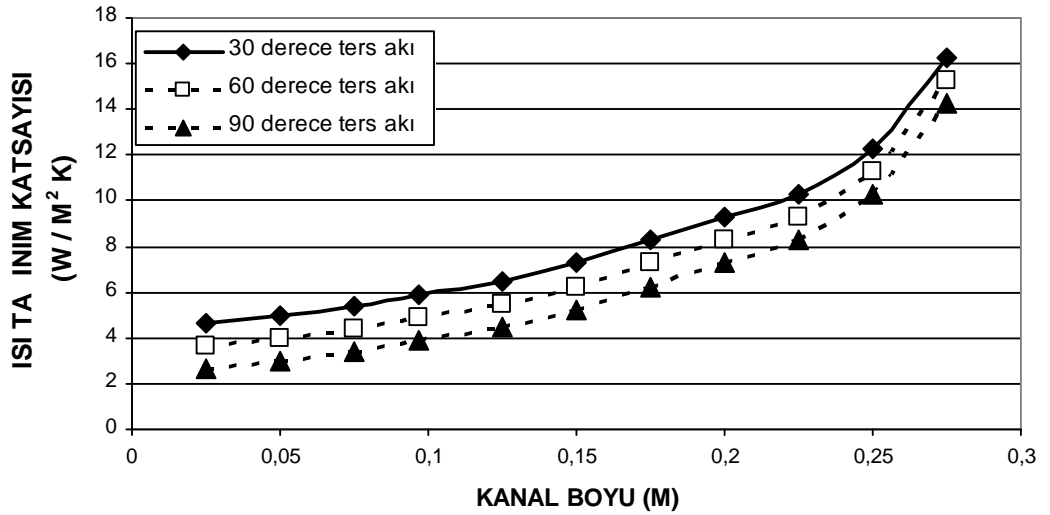
(b) Ters Akı ta

ekil 4.59 $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm ve $Re = 400$ 'de kanal boyunca katı yüzey sıcaklık dağılımı

ekil 4.60 'da 30° , 60° , 90° açılı $b = 20$ mm kanatçık aralı ında, $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde ve $Re = 400$ 'de kanatçıklı kanallardaki paralel ve ters akı ta so uk akı kana ta nımmla ısı aktarımının oldu u katı yüzeydeki noktasal ısı ta nım katsayısının kanal boyunca da ılımlarının kar ıla tırılması gösterilmektedir. Hem paralel hem de ters akı için katı yüzeyden so uk akı kana ısı aktarımının etkisiyle noktasal ısı ta nım katsayısı de erleri kanal boyunca azalmaktadır. Kanatçık açısı azaldıkça yüzey alanı arttı ından ısı aktarımı için en uygun kanatçık açısının hem paralel hem de ters akı ta 30° oldu u sonucuna varılmı tır.



(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.60 = 30° , 60° , 90° , $b = 20$ mm, $e = 4$ mm ve $Re = 400$ 'de noktasal ısı ta nım katsayısının kanal boyunca da ılımı

Tablo 4.6 ve 4.7 'deki de erler incelendi inde; öncelikle üç farklı açılı kanatçık eklenmi modelde ($\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$) kanatçıkların etkisiyle düz kanala göre, paralel akı ta sıcaklık farkının etkisiyle ters akı a göre ısı sınır tabaka daha erken geli mektedir. 30° açılı kanatçık eklenmi modelde yüzey alanı daha fazla oldu u için ısı transferi daha fazla olmakta ve ısı sınır tabaka daha erken dengeye ula maktadır. Daha erken dengeye ula an ısı sınır tabakalardaki sıcaklık de erleri daha dü üktür. Çünkü so uk akı kan kanal boyunca ısınarak ilerlemektedir.

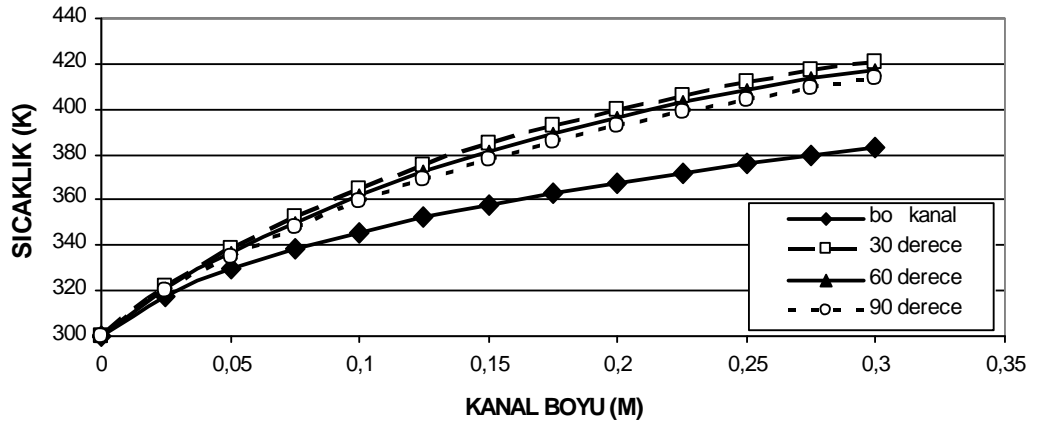
PARALEL AKI TA							
DÜZ KANAL		30° KANATÇIK		60° KANATÇIK		90° KANATÇIK	
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0	300	0	300	0	300	0	300
0,106713	319,987	0,043956	319,069	0,044987	319,803	0,047156	320,056
0,178433	339,937	0,078884	339,875	0,082124	340,089	0,085735	340,682
0,265306	359,994	0,118172	359,97	0,123504	360,029	0,130067	360,064
0,3	383,088	0,165845	379,957	0,174255	380,083	0,185338	380,12
		0,229388	400,021	0,24163	400,07	0,259312	400,118
		0,3	421,027	0,3	417,639	0,3	413,397

Tablo 4.6 Paralel akı ta so uk akı kanın $b = 20$ mm, $e = 4$ mm, $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 'de ısı sınır tabaka geli imlerinin düz kanalla kar ıla tırılması

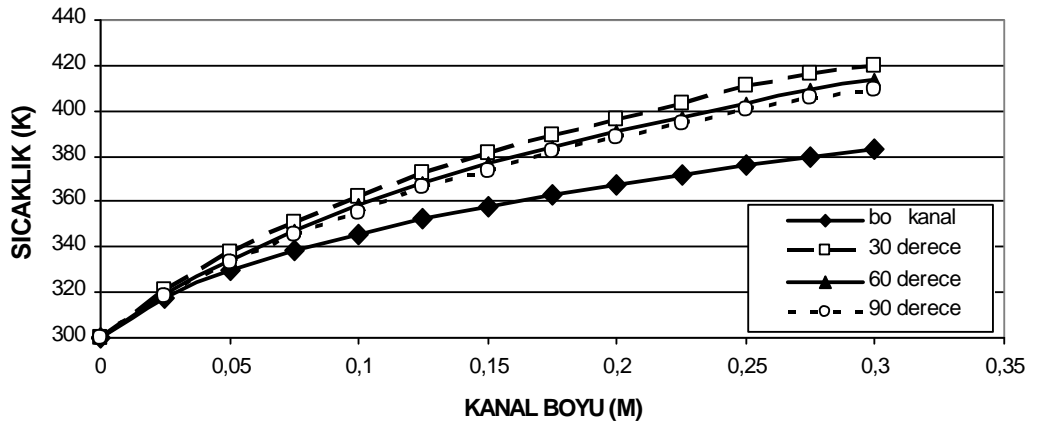
TERS AKI TA							
DÜZ KANAL		30° KANATÇIK		60° KANATÇIK		90° KANATÇIK	
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0	387,046	0	426,914	0	423,048	0	420,525
0,016475	360,106	0,055926	400,062	0,046238	400,316	0,041403	400,417
0,096254	340,208	0,109363	380,094	0,103228	380,369	0,099534	380,972
0,176109	320,088	0,159237	360,078	0,154538	360,222	0,152408	360,982
0,3	300	0,204971	340,74	0,202119	340,857	0,200775	340,921
		0,247529	319,799	0,246294	319,815	0,245931	319,826
		0,3	300	0,3	300	0,3	300

Tablo 4.7 Ters akı ta so uk akı kanın $b = 20$ mm, $e = 4$ mm, $\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 'de ısı sınır tabaka geli imlerinin düz kanalla kar ıla tırılması

ekil 4.61 ve ekil 4.62 'de düz kanal ile 30° , 60° ve 90° açılı kanatçık eklenmiş modellerde iki farklı kanatçık yüksekliği için ($e = 4 \text{ mm}$ ve $e = 2 \text{ mm}$) soğuk akı kan sıcaklıklarının paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişiminin karşılaştırılması için grafikler çizilmiştir. ekil 4.61, 4.62 (a) 'da $e = 4 \text{ mm}$ ve ekil 4.61, 4.62 (b) 'deki $e = 2 \text{ mm}$ kanatçık yüksekliği için analiz sonuçları incelendiğinde, her iki akı türünde ve her iki kanatçık yüksekliği için de yüzey alanının daha fazla olması nedeniyle 30° açılı kanatçık eklenmiş kanalda ısı aktarımının daha fazla olduğu sonucuna varılmaktadır. Açılı arttıkça türbülans artmasına rağmen, üç boyutlu incelemelerde açıdan çok yüzey alanının ısı aktarımına etkisi daha fazla olmaktadır. Isı denetimi modelleri, geometrisi gereği yatayda 10 mm 'lik ötelenmiş olarak oluşturuldu ve için açılı azaldıkça yüzey alanı artmaktadır.

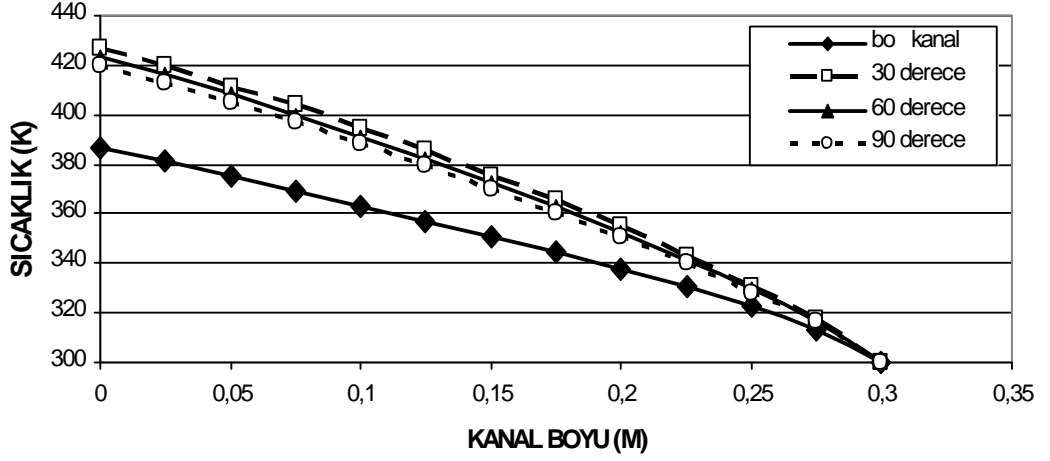


(a) $e = 4 \text{ mm}$

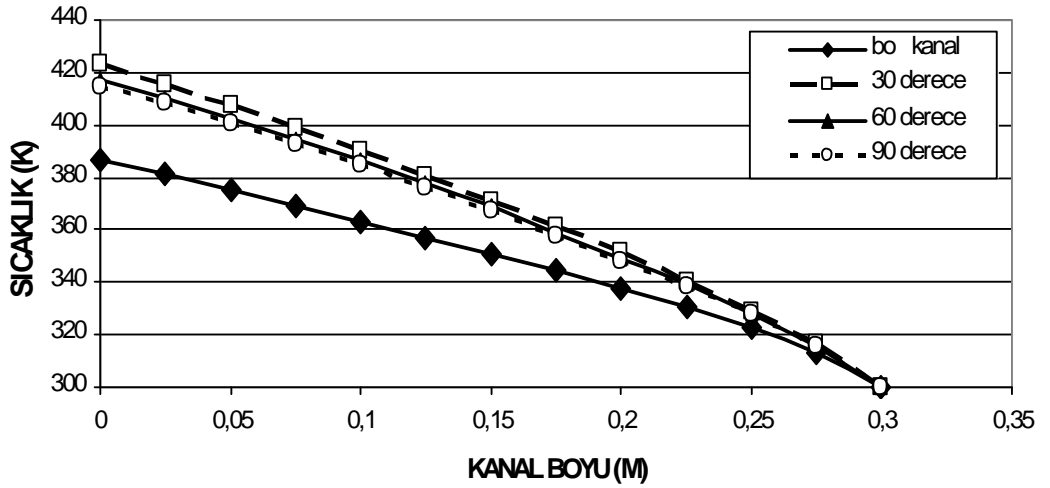


(b) $e = 2 \text{ mm}$

ekil 4.61 Paralel akı ta düz kanal ile 30° , 60° ve 90° , $e = 2$ ve 4 mm 'deki soğuk akı kan sıcaklık dağılımının karşılaştırılması



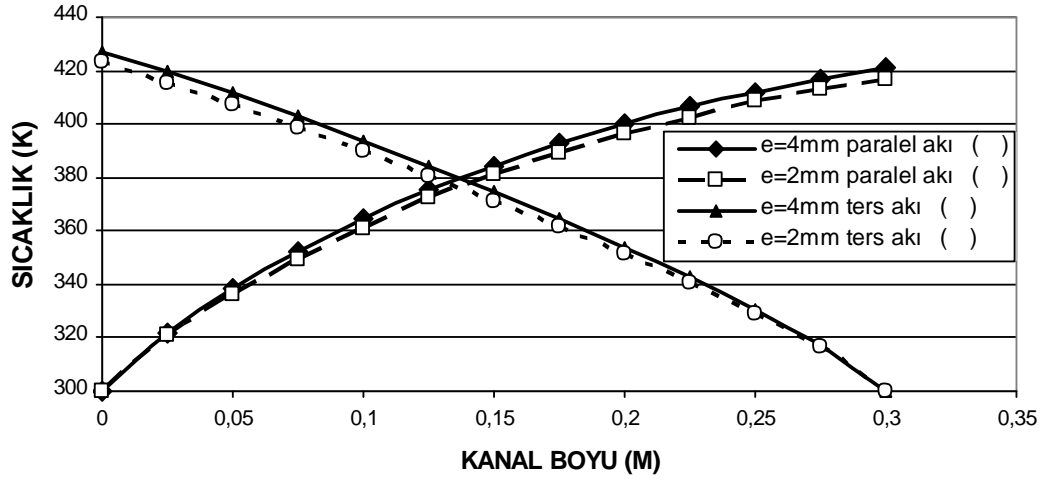
(a) e = 4 mm



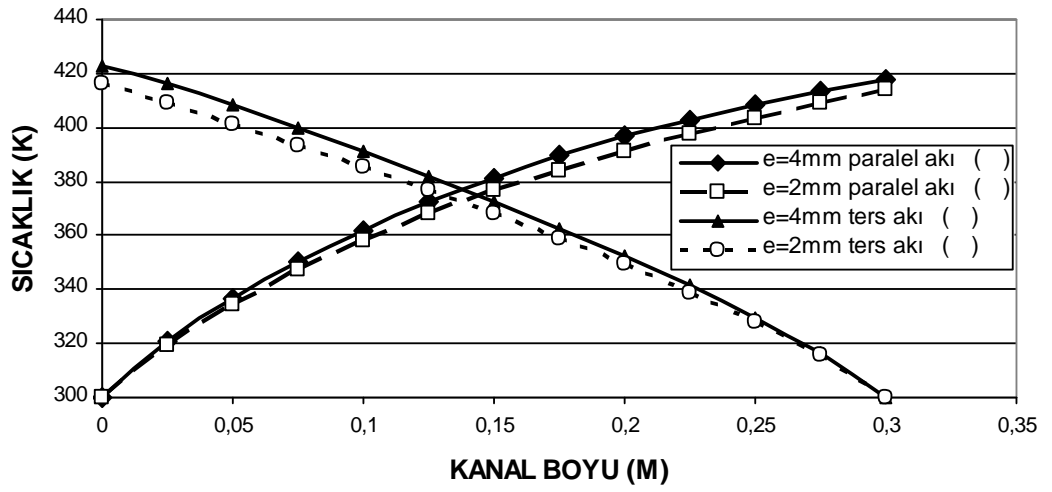
(b) e = 2 mm

ekil 4.62 Ters akı ta düz kanal ile $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , e = 2 ve 4 mm 'deki so uk akı kan sıcaklık da ılımının kar ıla tırılması

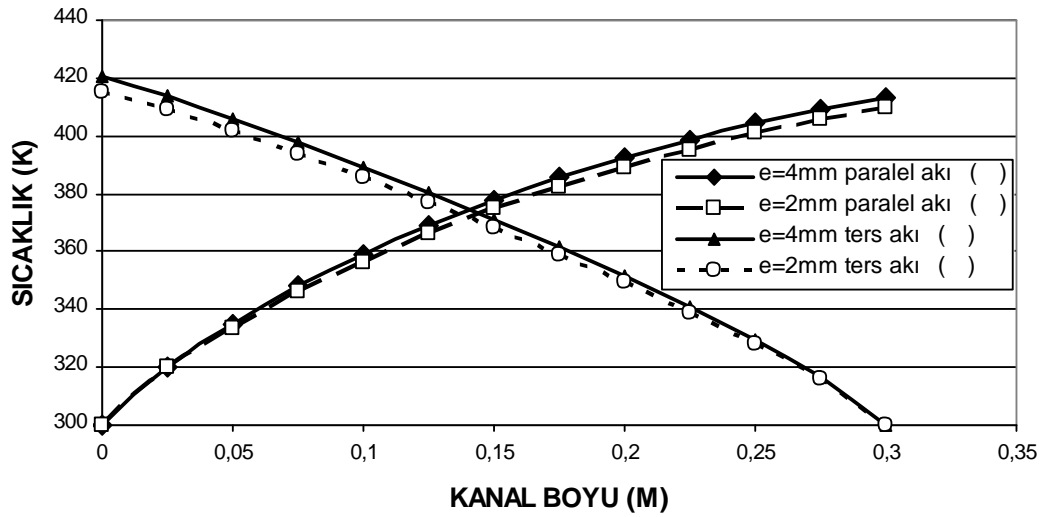
ekil 4.63 (a, b, c) 'de $30^\circ, 60^\circ$ ve 90° açılı kanatçık eklenmi modellerde paralel ve ters akı ta b = 20 mm kanatçık aralı nda kanatçık yüksekli inin so uk akı kan sıcaklık da ılımına etkisi incelenmi tir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekli i arttı nda, üç faklı kanatçık açısında ve iki farklı akı türünde de kanal boyunca so uk akı kan sıcaklık de erlerinin arttı ı görülmü tür. Kanatçık yüksekli i e = 4 mm 'de e = 2 mm 'e göre yüzey alanı daha fazla oldu u için e = 4 mm kanatçık yüksekli inde ısı aktarımı daha fazla olmaktadır. Ayrıca kanatçık açısı azaldıkça yüzey alanı arttı ndan 30° açılı kanatçıklı kanalda, iki farklı kanatçık yüksekli inde ve iki farklı akı türünde de daha yüksek so uk akı kan sıcaklık de erlerine ula ılmı tir.



(a) $\theta = 30^\circ$



(b) $\theta = 60^\circ$

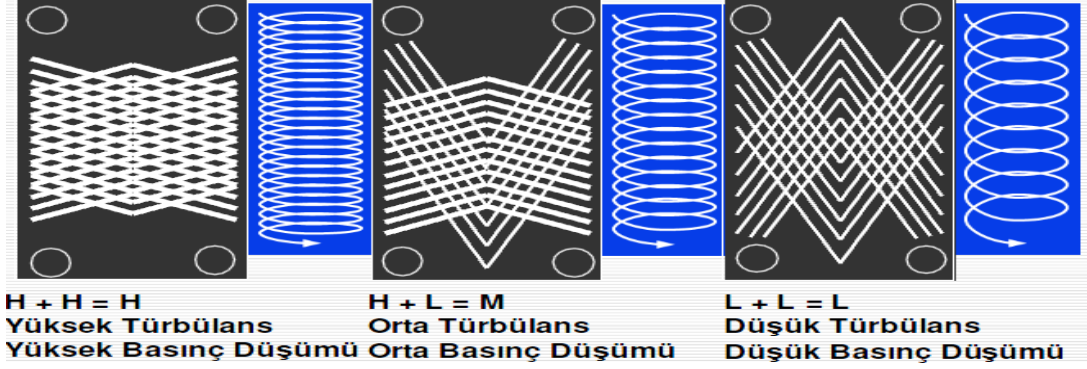


(c) $\theta = 90^\circ$

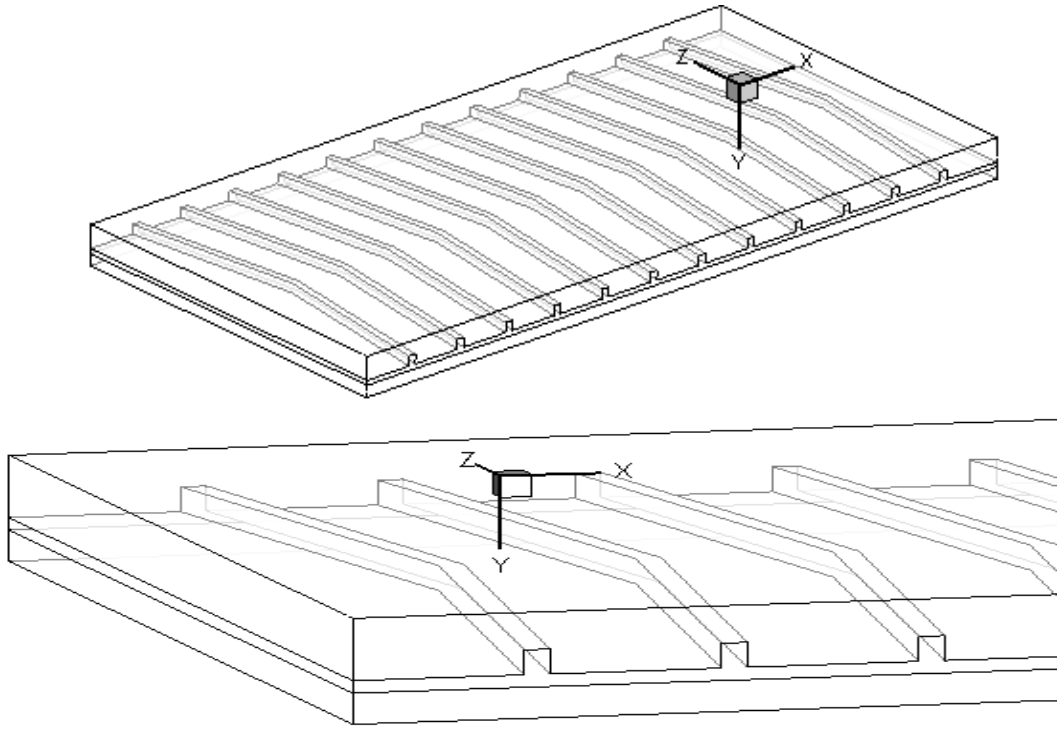
ekil 4.63 $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° , $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta so uk akı kan sıcaklık da ılımı

4.5.7 Farklı Yerle tirilmi Kanatçıklı Isı De i tiricisi Modelleri

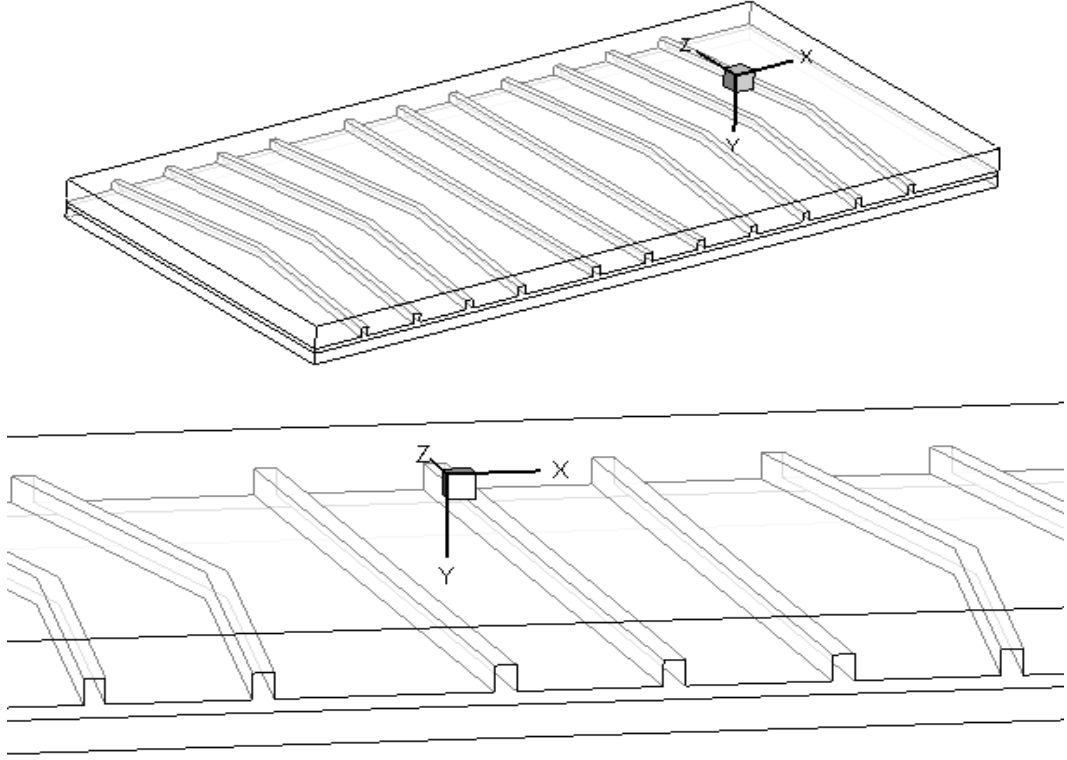
Bu bölümdeki ısı de i tirici modelleri, ekil 4.61 'deki modellerden yararlanılarak olu turulmu tur.



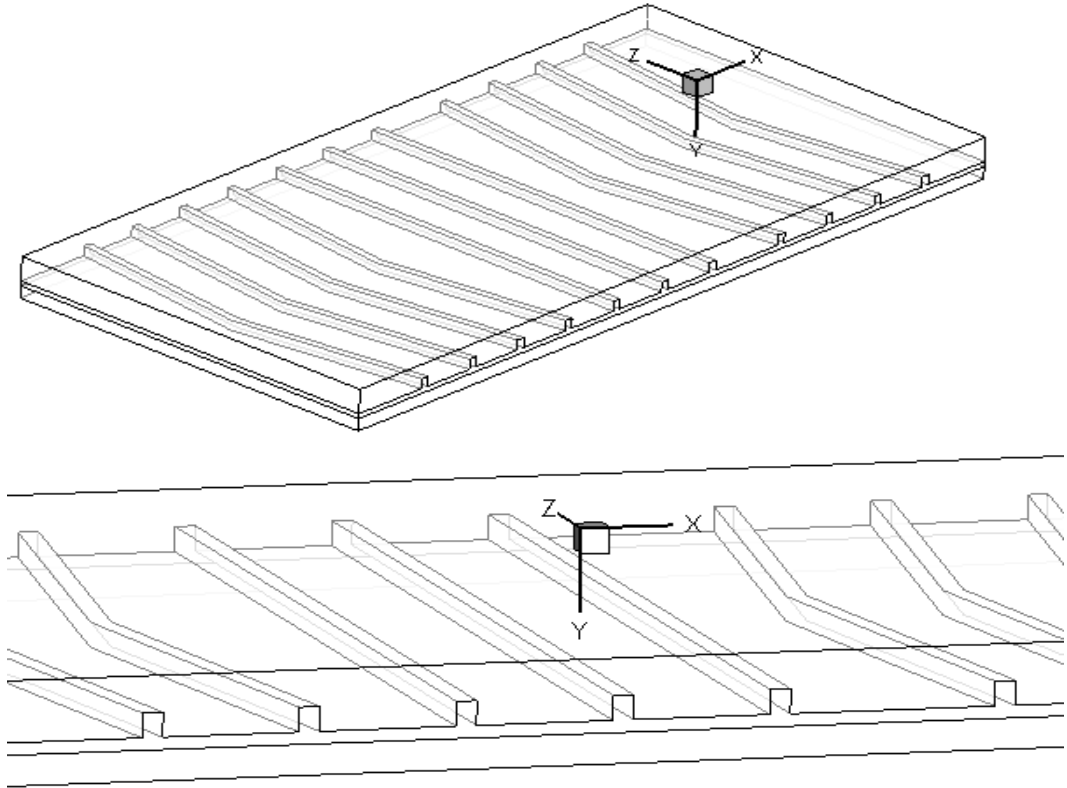
(a) Geni Açılı Kanal (b) Geni ve Dar Açılı Kanal (c) Dar Açılı Kanal
ekil 4.64 Göreve uygun plaka ekilleri



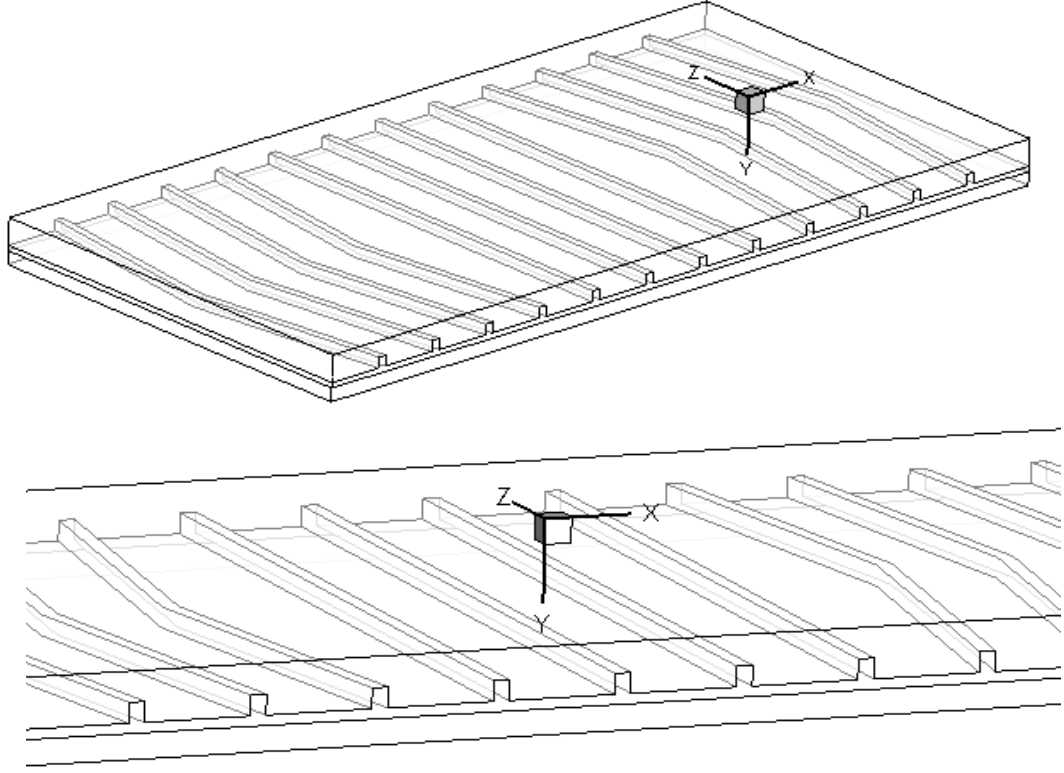
ekil 4.65 Zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi



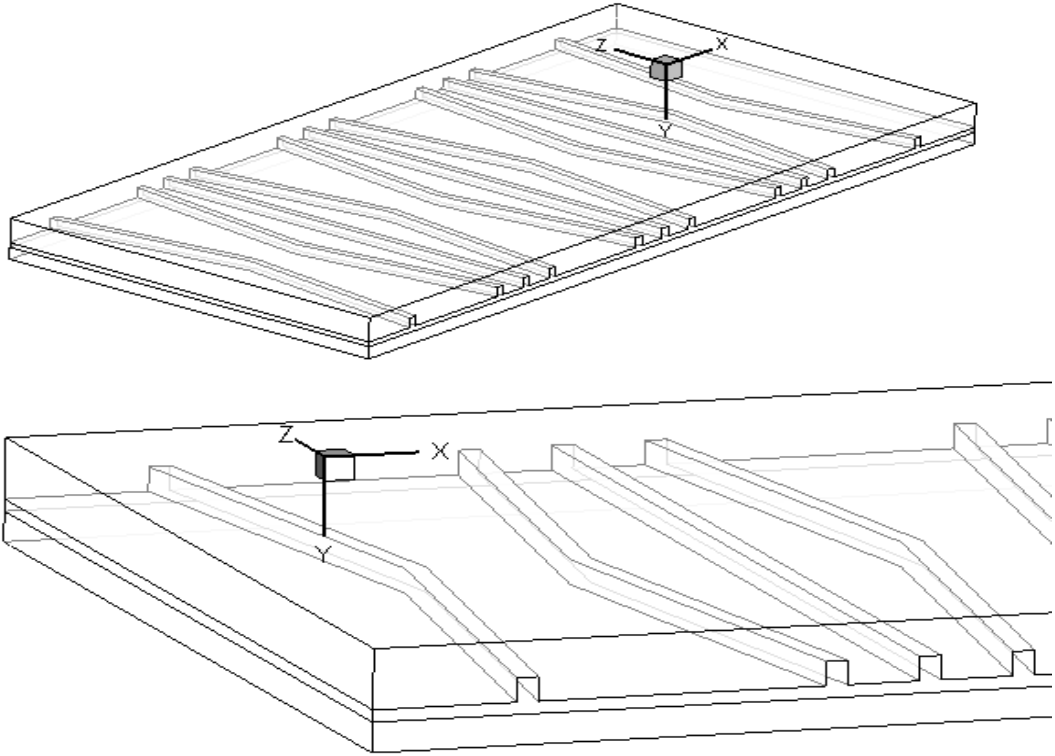
ekil 4.66 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi



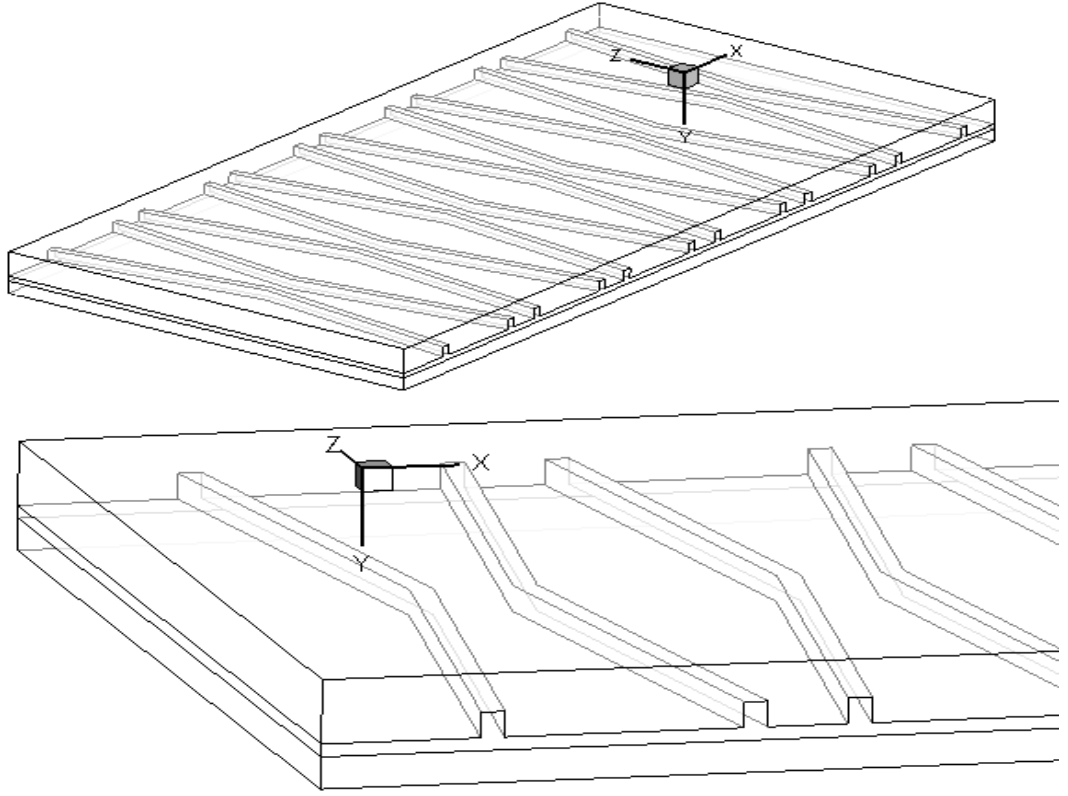
ekil 4.67 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi



ekil 4.68 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi



ekil 4.69 D1 zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi

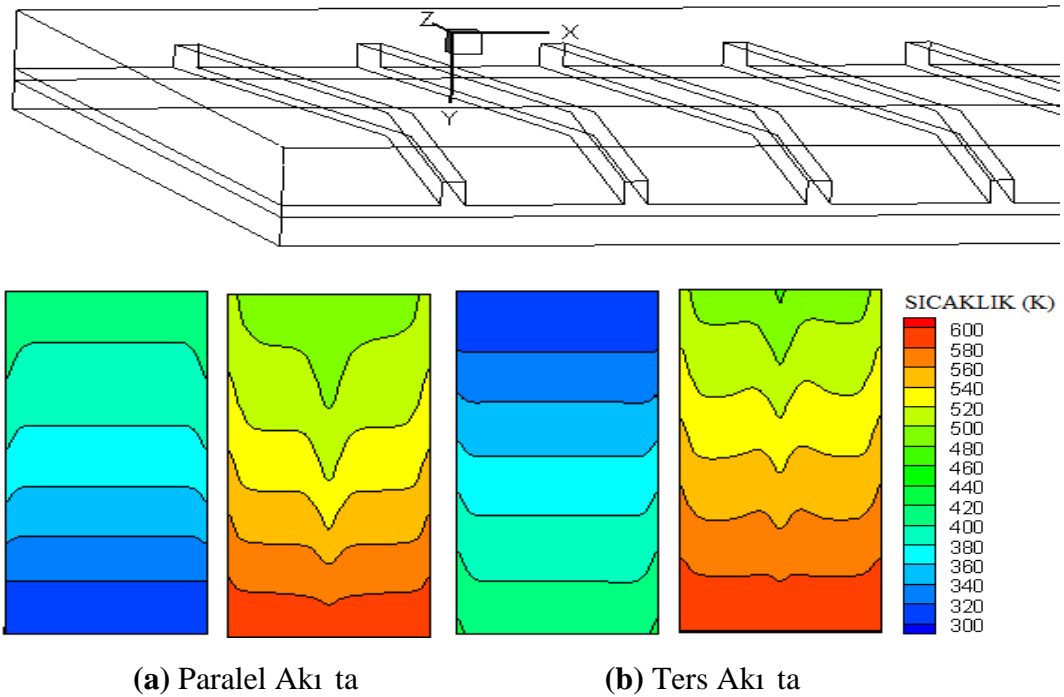


ekil 4.70 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi düz kanal geometrisi

4.5.7.1. Zikzak Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

4.5.7.1.1 I. Geometri ($b = 20 \text{ mm}$, $e = 4 \text{ mm}$)

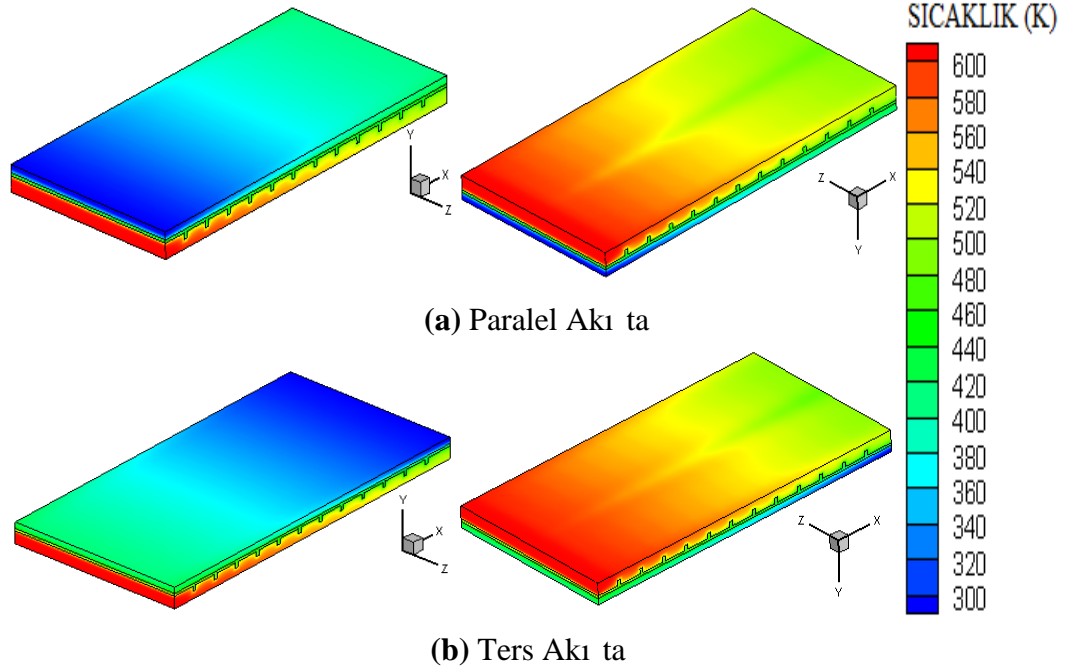
Şekil 4.71 'de zikzak kanatçık yerleştirilmiş modeldeki paralel ve ters akı sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Zikzak kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklığındaki hava paralel akıta $475,871 \text{ K}$ 'e ters akıta ise $467,983 \text{ K}$ 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında üst kanala giren hava ise, paralel akıta $413,953 \text{ K}$ 'e ters akıta ise $421,492 \text{ K}$ 'e çıkmaktadır.



Şekil 4.71 Zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20 \text{ mm}$, $e = 4 \text{ mm}$ 'de sıcaklık dağılımı

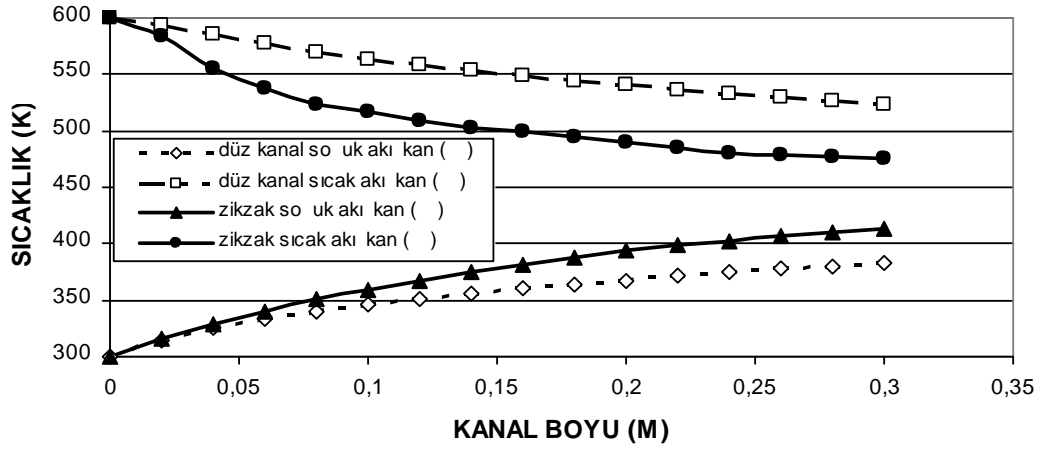
Şekil 4.72 'de zikzak kanatçık eklenmiş modelde paralel ve ters akıta soğuk ve sıcak akı kanının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Paralel akıta merkez sıcaklık gradyanı birinci kanatçıkta minimum iken, en son kanatçıkta maksimum değerini almaktadır. Bunun sebebi ise, birinci kanatçığın bulunduğu bölgede iç akı kanı ile dış akı kanı arasındaki sıcaklık farkının çok büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla $0,023 \text{ m}$ aksel mesafede $0,3 \text{ m}$ aksel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Ters yönlü akıta ise, alt kanalın girişindeki havanın sıcaklığı ve üst kanalın çıkışındaki havanın sıcaklığı aynı aksel mesafede olduğu için ikisi arasındaki sıcaklık farkı

çok yüksek de ildir ve böylece maksimum katı yüzey sıcaklığına 0,023 m aksenal mesafeye kadar olan bölgede ulaşmaktadır. Fakat kanal çıkışında sıcak akı kan ile soğuk akı kan arasındaki sıcaklık farkı daha fazla olduğu için ters akı ta katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,273 ile 0,3 m arasında gerçekleşmektedir.

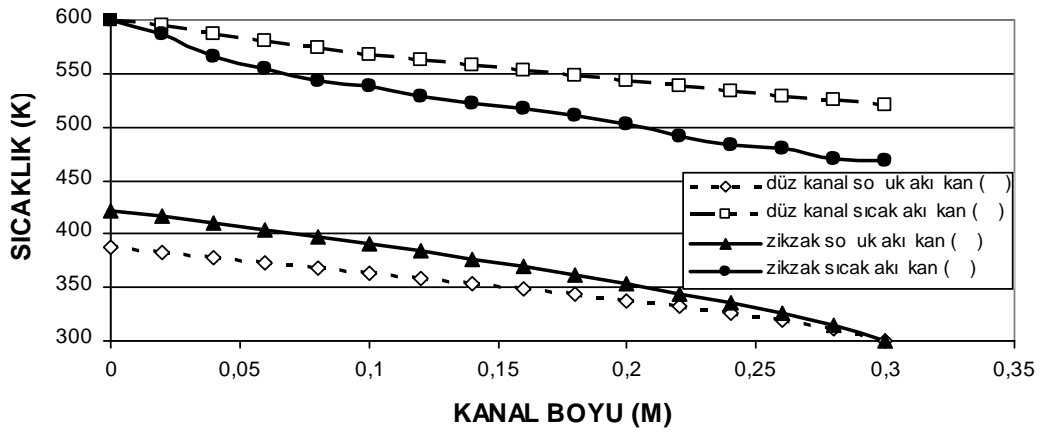


ekil 4.72 Zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.73 'de zikzak kanatçık eklenmiş modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde soğuk ve sıcak akı kanının kanal boyunca sıcaklık dağılımını düz kanalla, paralel ve ters akı için karşılaştırılmıştır. Soğuk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttığı ve sıcak akı kanının ise sıcaklığının azaldığı paralel akı için ekil 4.73 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.73 (b) 'de görülmektedir. Paralel akı ta soğuk akı kan ile sıcak akı kanın kanal girişini aynı aksenal mesafede olduğundan sıcaklık farkı en yüksek bu bölgededir. Dolayısıyla kanal girişinde ısı aktarımı paralel akı ta daha fazla olduğundan sıcak akı kan bu bölgelerde hızlı bir azalma ile daha düşük değerlerde seyretmekte ve daha sonra düzgün bir azalma göstermektedir. Kanal çıkışına doğru sıcaklık farkı ters akı ta paralel akı a göre daha fazla olduğu için bu sefer kanal çıkışında en fazla ısı aktarımı ters akı ta gerçekleşmiş ve sıcak akı kan kanal çıkışında ani düşümlerle daha düşük değerlerde seyretmiştir.



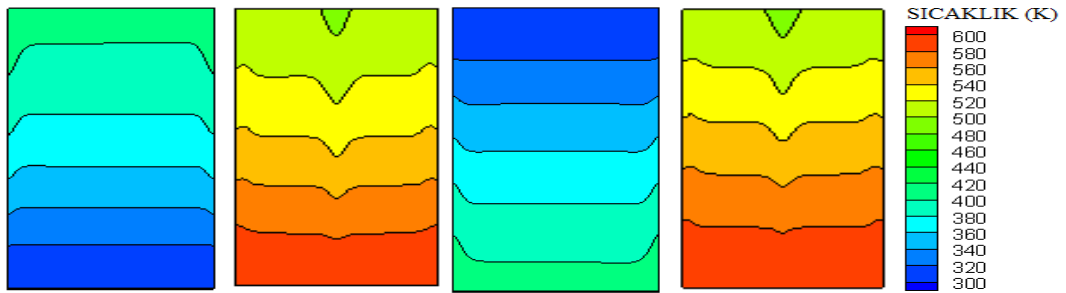
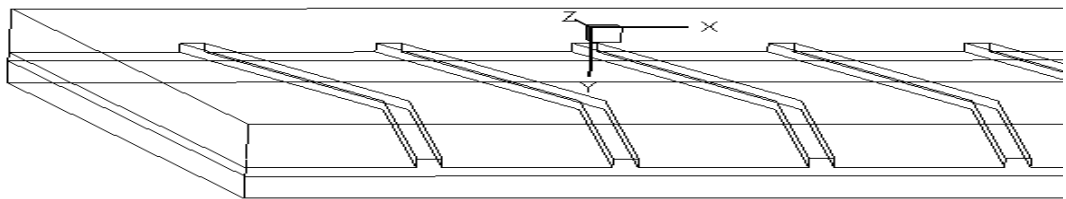
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.73 Zikzak kanatçıklı modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık dağılımı grafiği

4.5.7.1.2 II. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 2$ mm)



(a) Paralel Akı ta

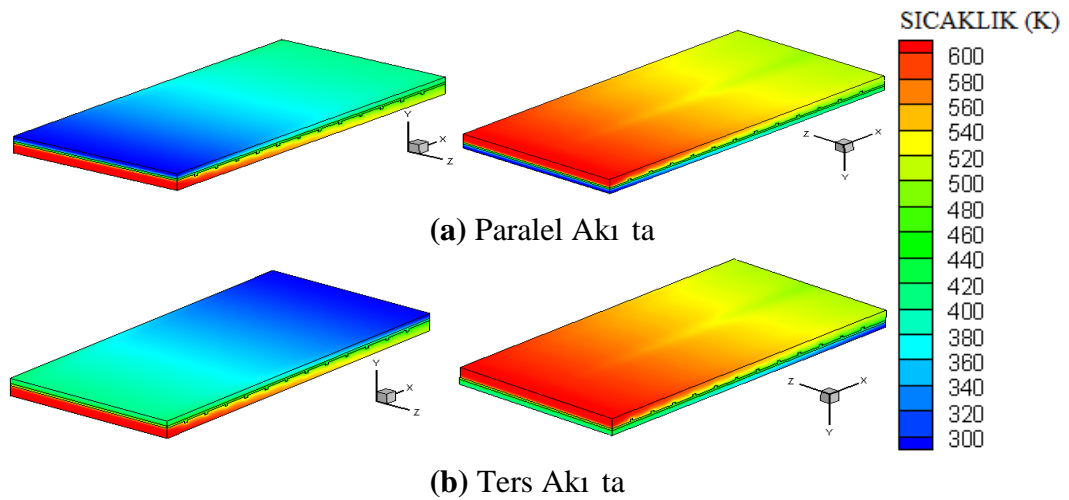
(b) Ters Akı ta

ekil 4.74 Zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de sıcaklık dağılımı

Tablo 4.8 'de zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta farklı kanal boylarındaki ısı sınır tabaka sıcaklık de erleri verilmi tir. Hem paralel hem de ters akı ta $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde $e = 2$ mm 'e göre yüzey ve türbülans arttı ı için ısı sınır tabaka daha erken geli mektedir. 2 mm kanatçık yüksekli inde ısı sınır tabaka dengeye daha geç ula tı ndan sıcaklık de erleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta olu an ısı sınır tabaka sıcaklık de erleri paralel akı a göre daha fazla ölçülmü tür.

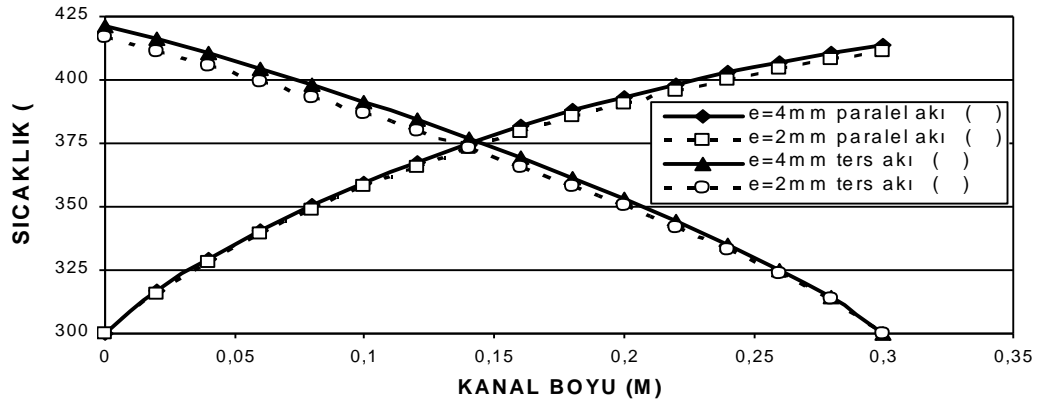
Z KZAK			
e = 4 mm		e = 2 mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,046631	319,863	0,046690	319,884
0,084546	339,639	0,086035	339,896
0,128187	359,828	0,130141	359,879
0,18184	379,775	0,186109	379,882
0,255526	399,724	0,261755	399,78
TERS AKI TA			
0,047017	399,792	0,031879	399,799
0,104384	379,944	0,092539	379,977
0,156689	359,851	0,148755	359,881
0,203492	339,904	0,198473	339,954
0,246836	319,958	0,244673	319,97

Tablo 4.8 Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka geli imlerinin paralel ve ters akı ta kar ıla tırılması



ekil 4.75 Zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı

ekil 4.76 'da zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttığında, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür. Ters akı ta paralel akı a göre sıcaklık farkının daha fazla olması ve zikzak kanatçıkların bu sıcaklık farkını kullanması ile kanatçık yüksekliği arttıkça soğuk akı kan sıcaklık değerlerinde ters akı ta daha fazla artış olmuştur.

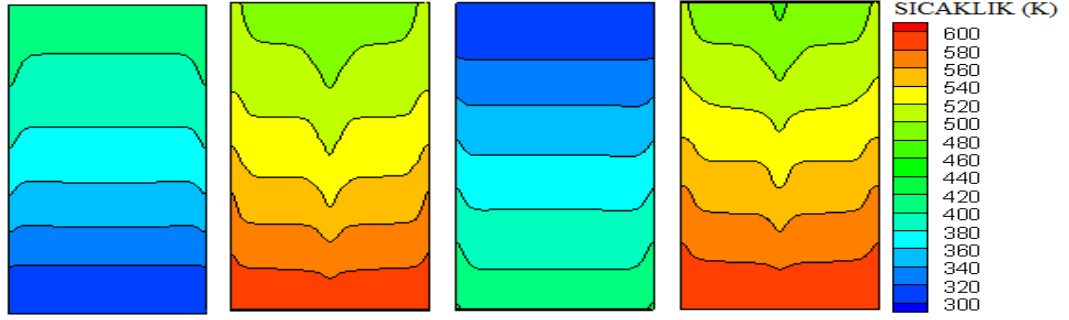
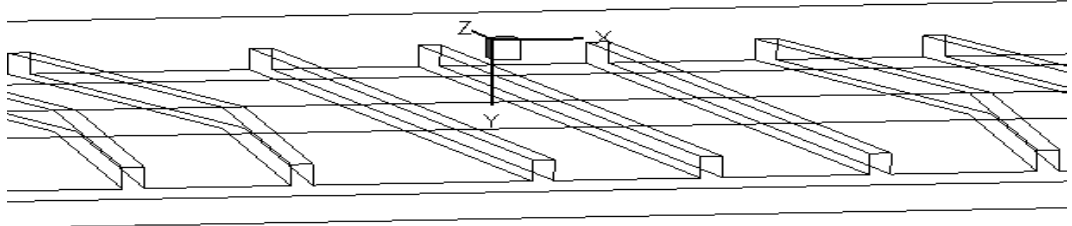


ekil 4.76 Zikzak kanatçık eklenmi modelde $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı

4.5.7.2 Dış Zikzak - Düz - Dış Zikzak Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

4.5.7.2.1 I. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 4$ mm)

ekil 4.77 'de dış zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Dış zikzak - düz - dış zikzak kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklığındaki hava paralel akı ta $477,909$ K 'e ters akı ta ise $468,82$ K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta $415,019$ K 'e ters akı ta ise $419,516$ K 'e çıkmaktadır.

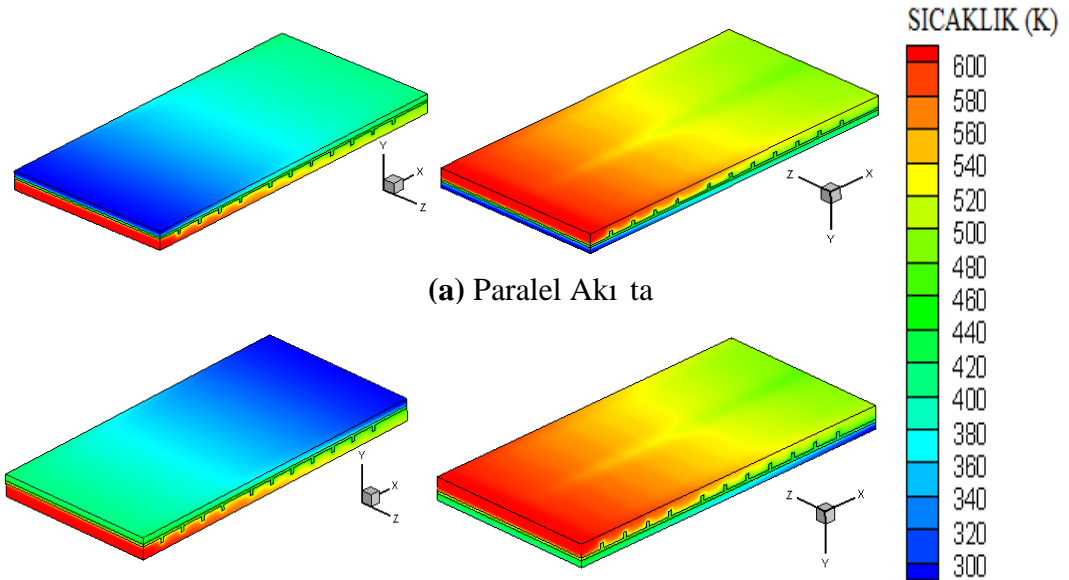


(a) Paralel Akı ta

(b) Ters Akı ta

ekil 4.77 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı

ekil 4.78 'de d₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçık ın bulundu u 0,023 m eksenel mesafede 0,3 m eksenel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Ters yönlü akı ta ise, katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,26 ile 0,3 m arasında gerçekleşmektedir.

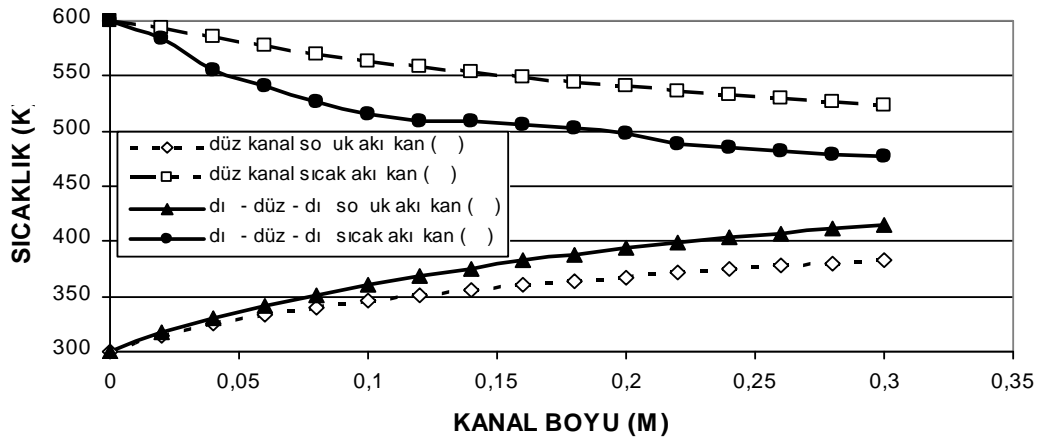


(a) Paralel Akı ta

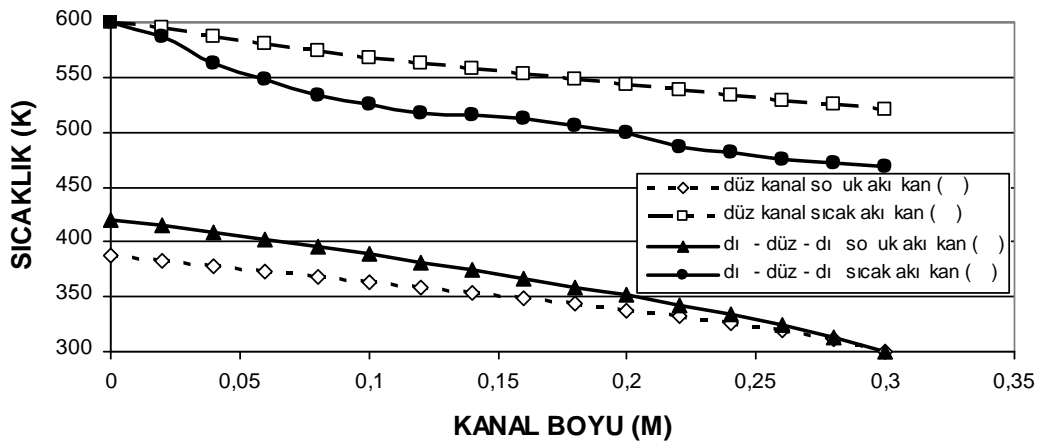
(b) Ters Akı ta

ekil 4.78 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 4 mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı

ekil 4.79 'da d_1 zikzak - düz - d_1 zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli ında so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca sıcaklık da ılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için kar ıla tırılmı akı yönleri belirtilmi tir. So uk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttı ı ve sıcak akı kanın ise sıcaklı ının azaldı ı paralel akı için ekil 4.79 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.79 (b) 'de görölmektedir. Paralel akı ta kanal giri ında sıcaklık farkı maksimum oldu u için sıcak akı kan sıcaklı ı kanal giri ında ani bir azalma göstermekte ve ters akı a göre daha dü ük de erler almaktadır. Ters akı ta, hem kanal giri ında katı yüzey sıcaklı ının yüksek olması hem de kanal çıkı ında so uk akı kanla sıcak akı kan arasındaki sıcaklık farkının fazla olmasından dolayı sıcak akı kan sıcaklı ı hem kanal giri ında hem de kanal çıkı ında ani dü ü ler göstermekte ve kanal çıkı ında paralel akı a göre daha dü ük de erler elde edilmektedir.



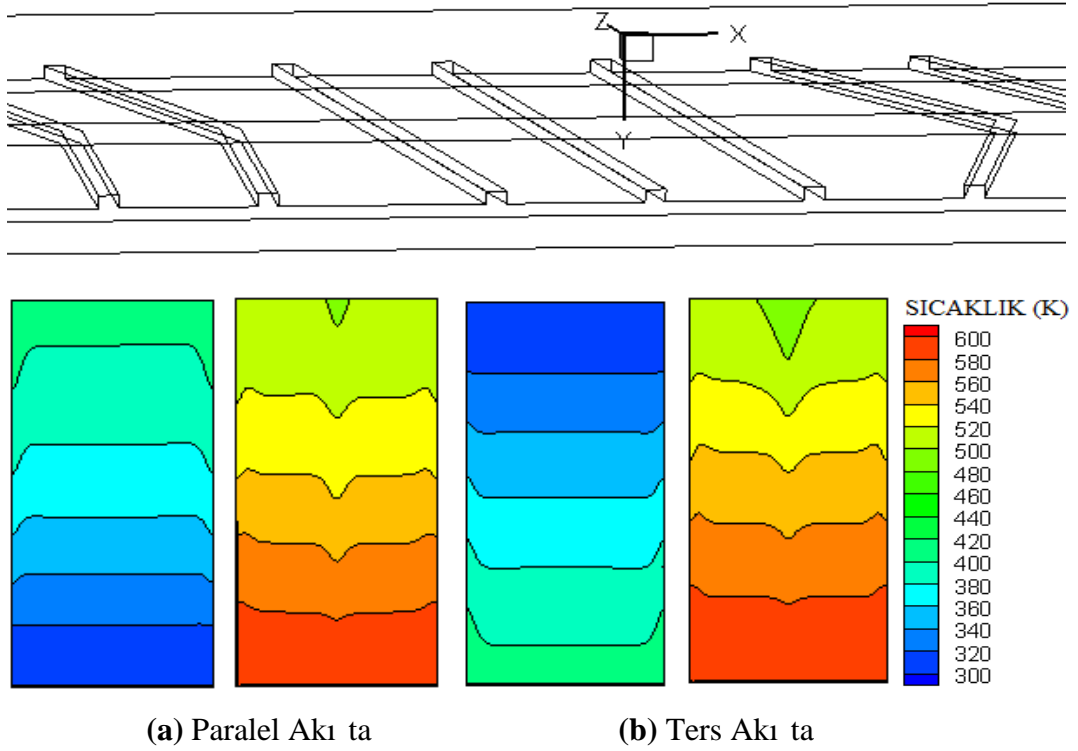
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.79 D_1 zikzak - düz - d_1 zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.2.2 II. Geometri ($b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$)

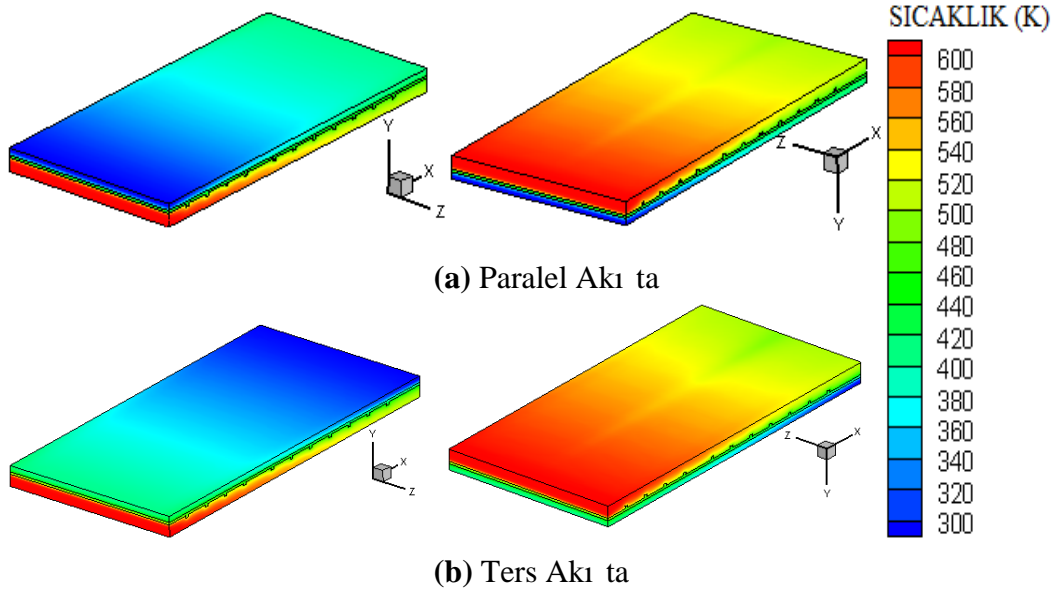


ekil 4.80 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık dağılımı

Tablo 4.9 'da d₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta ısı sınırları ve sıcaklık değerleri verilmiştir. Hem paralel akı ta hem de ters akı ta $e = 4 \text{ mm}$ kanatçık yüksekli inde $e = 2 \text{ mm}$ 'e göre yüzey ve türbülans artışı için ısı sınırları daha erken gelişmektedir. Daha geç gelişen ısı sınırlarında ısı aktarımı için uygun zaman bulunduğundan (daha geç dengeye ulaştığından) $e = 2 \text{ mm}$ 'deki ısı sınırlarındaki sıcaklık değerleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta oluşan ısı sınırları sıcaklık değerleri paralel akı ta göre daha fazla ölçülmüştür.

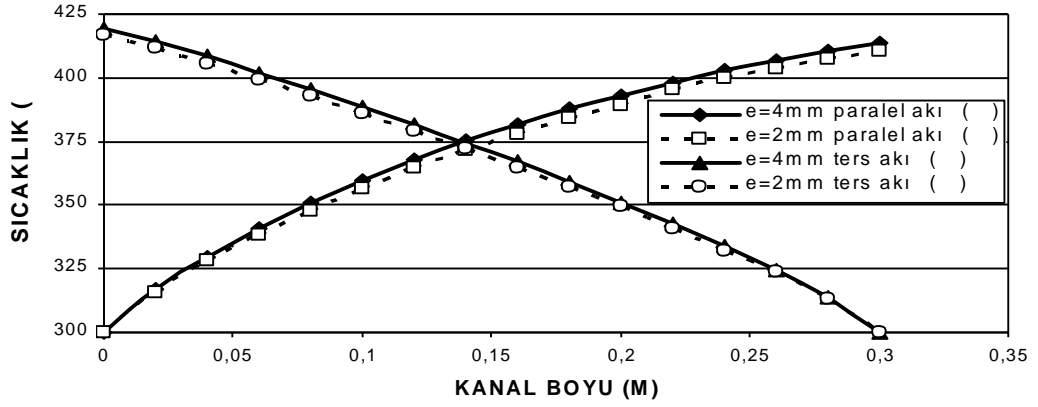
D ₁ Z KZAK - DÜZ - D ₁ Z KZAK			
e = 4 mm		e = 2 mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,046051	319,719	0,046877	319,82
0,084251	339,783	0,085635	339,819
0,127527	359,919	0,130348	359,952
0,18091	379,904	0,187209	379,911
0,253027	399,897	0,265031	399,978
TERS AKI TA			
0,245368	319,83	0,245298	319,848
0,199844	339,953	0,198881	339,961
0,150994	359,978	0,14719	359,984
0,097156	380,127	0,091287	380,336
0,039986	399,935	0,030493	399,981

Tablo 4.9 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçıklı modelde b = 20 mm, e = 2 ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması



ekil 4.81 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmiş modelde b = 20 mm, e = 2 mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.82 'de d₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmiş modelde b = 20 mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde (e = 4 ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliğini arttırmada, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının artışı görülmüştür.

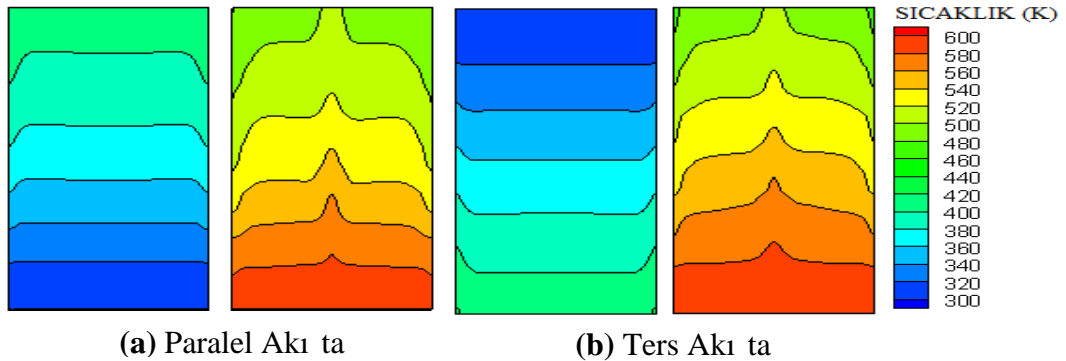
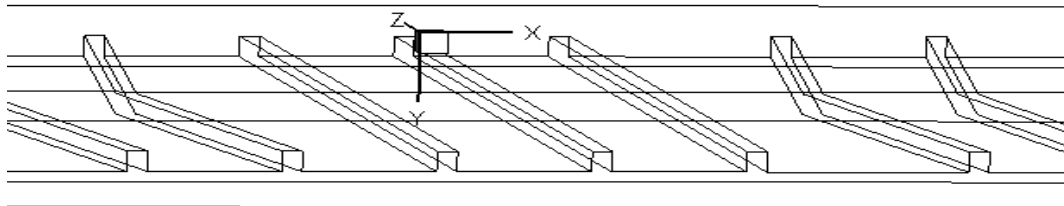


ekil 4.82 D₁ zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.3 ç Zikzak - Düz - ç Zikzak Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

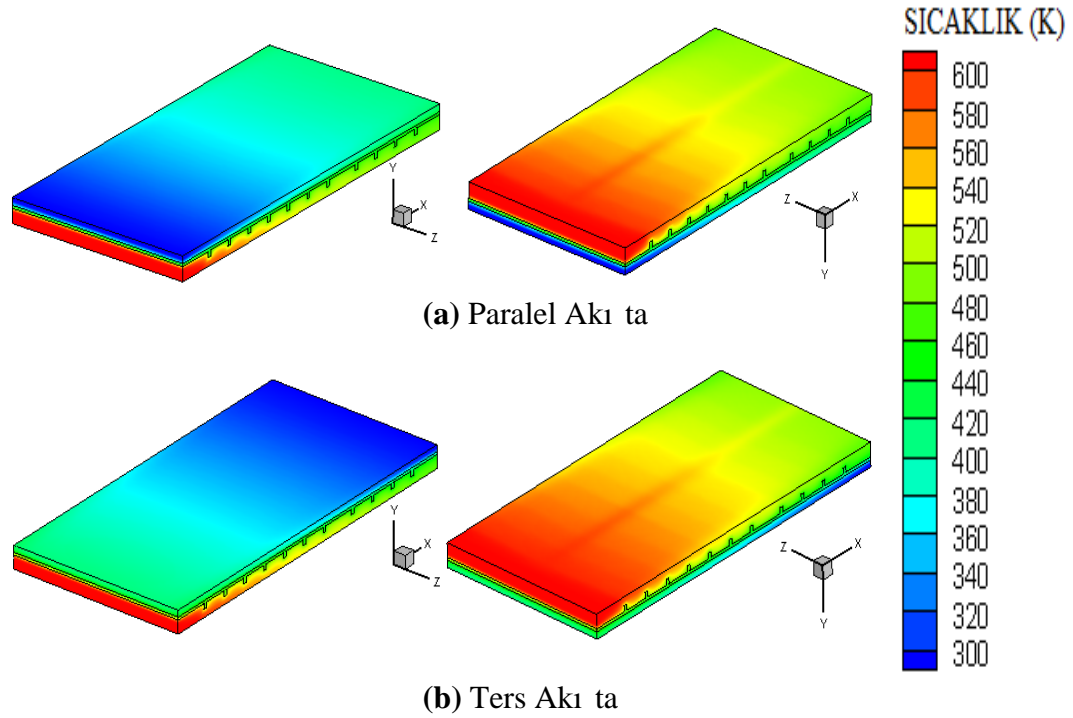
4.5.7.3.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)

ekil 4.83 'de iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçıkların bulundu u kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklı ındaki hava paralel akı ta 498,637 K 'e ters akı ta ise 496,323 K 'e dü mektedir. 300 K sıcaklı ında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta 414,381 K 'e ters akı ta ise 420,325 K 'e çıkmaktadır.



ekil 4.83 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı

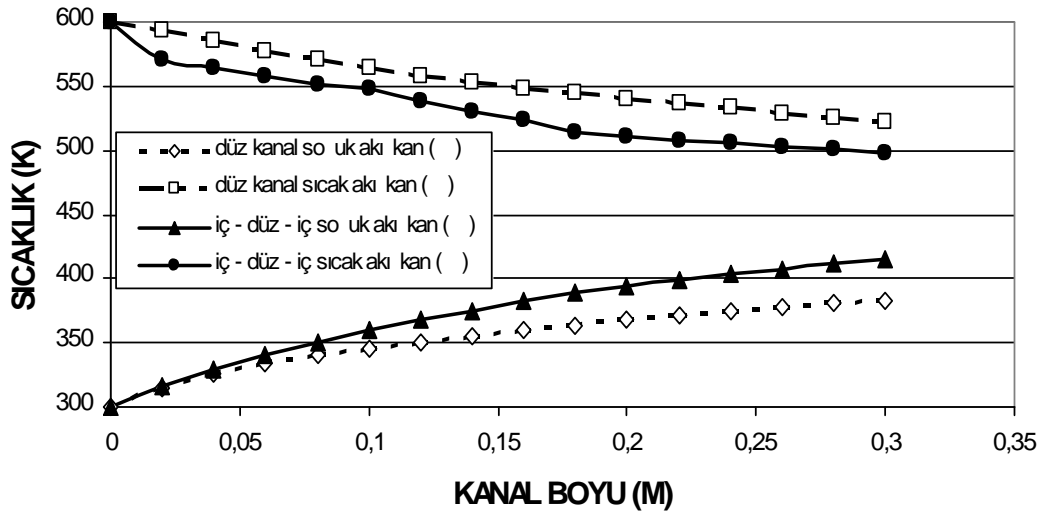
ekil 4.84 'de iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçı m bulundu u 0,023 m eksenel mesafede 0,3 m eksenel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekle mektedir. Ters yönlü akı ta ise, katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,27 ile 0,3 m arasında gerçekle mektedir.



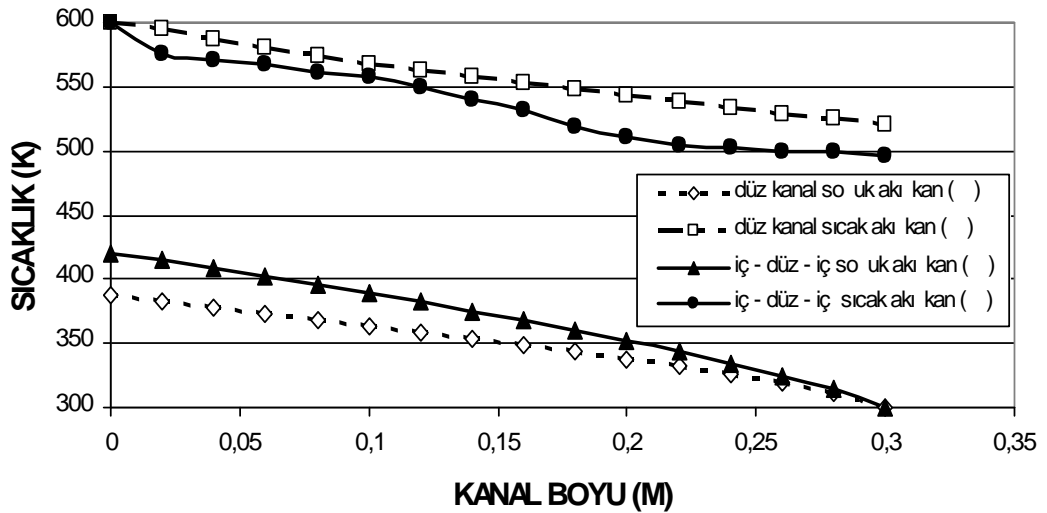
ekil 4.84 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı

ekil 4.85 'de iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralı nda ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca sıcaklık da ılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için kar ıla tırılmı akı yönleri belirtilmi tir. So uk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttı ı ve sıcak akı kanın ise sıcaklı mın azaldı ı paralel akı için ekil 4.85 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.85 (b) 'de görölmektedir. Paralel akı ta kanal giri inde sıcak akı kan sıcaklı ı yava bir azalma ile ters akı a göre daha dü ük de erlerde seyretmektedir. Kanal ortasında 0,1 ile 0,175 m eksenel mesafe arasında sıcaklı nda hızlı bir azalma evresi geçiren sıcak akı kan tekrar 0,175 m eksenel mesafeden sonra akı kan akı na ters yönde yerle tirilen kanatçıklar nedeniyle kanal çıkı na do ru düzgün ve yava bir azalma

göstermektedir. Kanal ortasındaki bu hızlı azalmanın nedeni; modelin ortasındaki düz kanatçıklardır. Kanala de i ik ekillerde yerleştirilen bu kanatçıklar sayesinde ısı aktarımının hızlı olduğu türbülansın yoğunla tı ı bölgeleri seçebilmek mümkündür. Ters akı ta da kanal girişinde düzgün ve yavaş bir azalma gösteren sıcak akı kan kanal ortasında 0,1 m ile 0,225 m eksenel mesafe arasında hızlı bir azalma göstermektedir. 0,225 m eksenel mesafeden sonra yine yavaş ve düzgün bir azalma görülmekte ve buralarda ısı aktarımı daha fazla olduğu için paralel akı a göre daha düşük sıcak akı kan sıcaklığına ulaşmıştır.



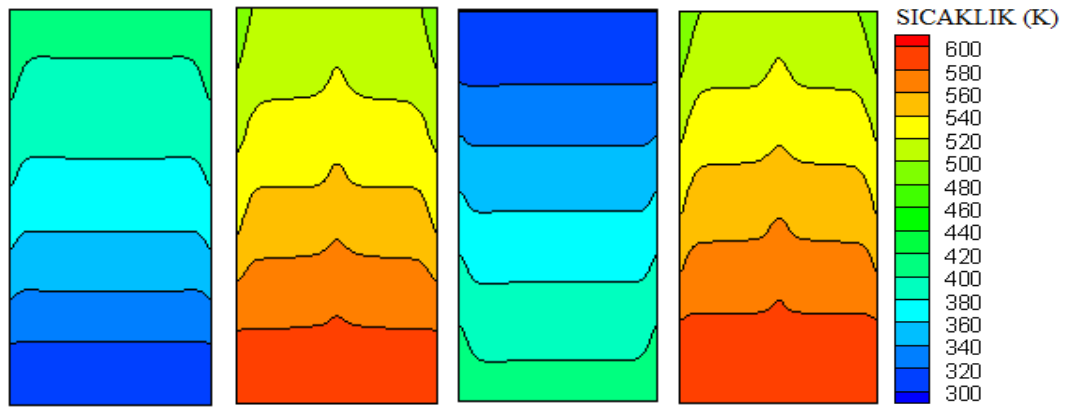
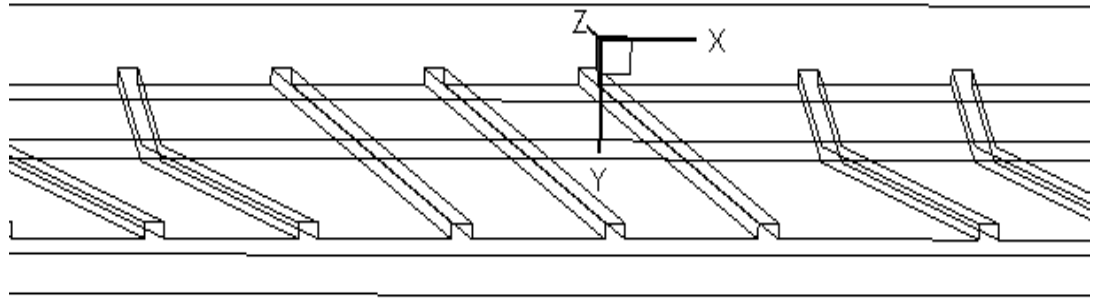
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.85 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.3.2 II. Geometri ($b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$)



(a) Paralel Akı ta

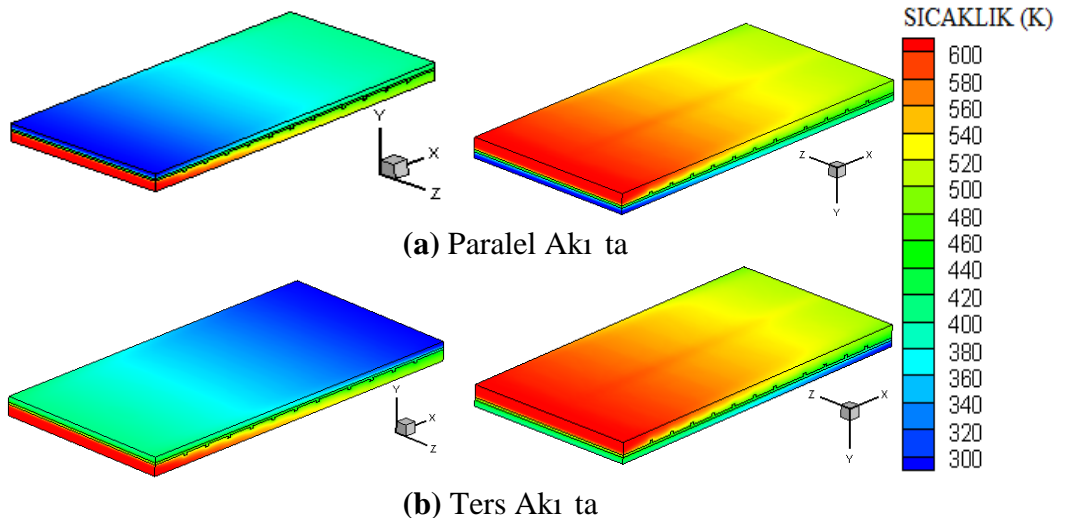
(b) Ters Akı ta

ekil 4.86 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık dağılımı

Tablo 4.10 'da iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta ısı sınır tabaka boyu ve sıcaklık değerleri verilmiştir. Hem paralel akı ta hem de ters akı ta $e = 4 \text{ mm}$ kanatçık yüksekli inde $e = 2 \text{ mm}$ 'e göre yüzey ve türbülans artışı için ısı sınır tabaka daha erken gelişmektedir. Daha geç gelişen ısı sınır tabaka ısı aktarımı için uygun zaman bulunduğundan (daha geç dengeye ulaştığından) $e = 2 \text{ mm}$ 'deki ısı sınır tabakalardaki sıcaklık değerleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta olu an ısı sınır tabaka sıcaklık değerleri beklenildiği gibi paralel akı a göre daha fazla ölçülmüştür.

Ç Z KZAK - DÜZ - Ç Z KZAK			
e = 4 mm		e = 2 mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,0464652	319,822	0,046797	319,84
0,084613	339,752	0,085784	339,811
0,128229	359,919	0,130539	359,952
0,182215	379,98	0,186455	379,988
0,254376	399,959	0,26222	399,996
TERS AKI TA			
0,245986	319,81	0,244235	319,878
0,20069	340,004	0,197549	340,025
0,152549	359,923	0,147196	359,957
0,099497	379,994	0,091736	380,042
0,042241	399,965	0,031906	399,997

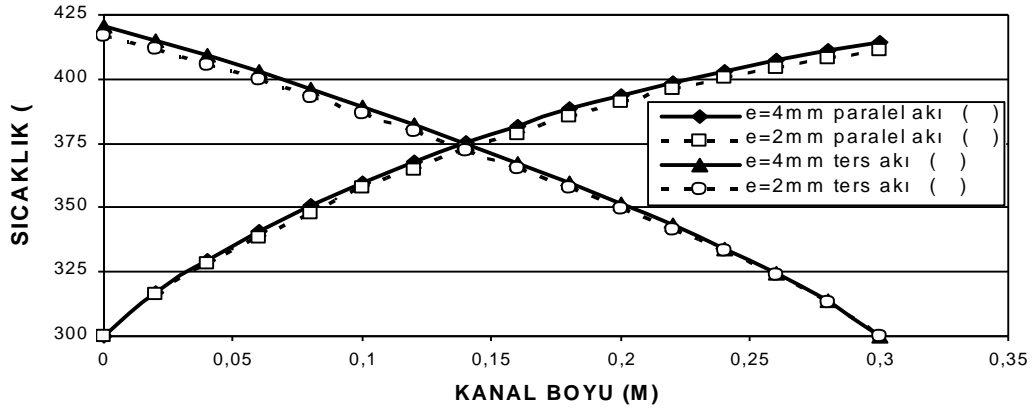
Tablo 4.10 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin paralel ve ters akı ta karşılaştırılması



ekil 4.87 ç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 2$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık dağılımı

ekil 4.88 'de iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca gelişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliğini arttırmada, iki

farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür.

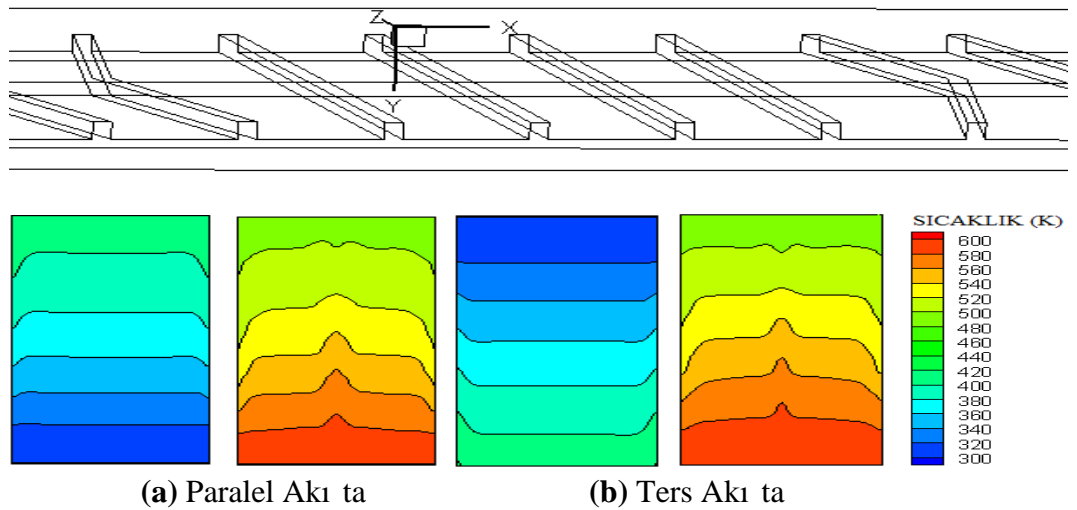


ekil 4.88 ç zikzak - düz - iç zikzak modelde $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı grafiği

4.5.7.4 ç Zikzak - Düz - Dış Zikzak Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

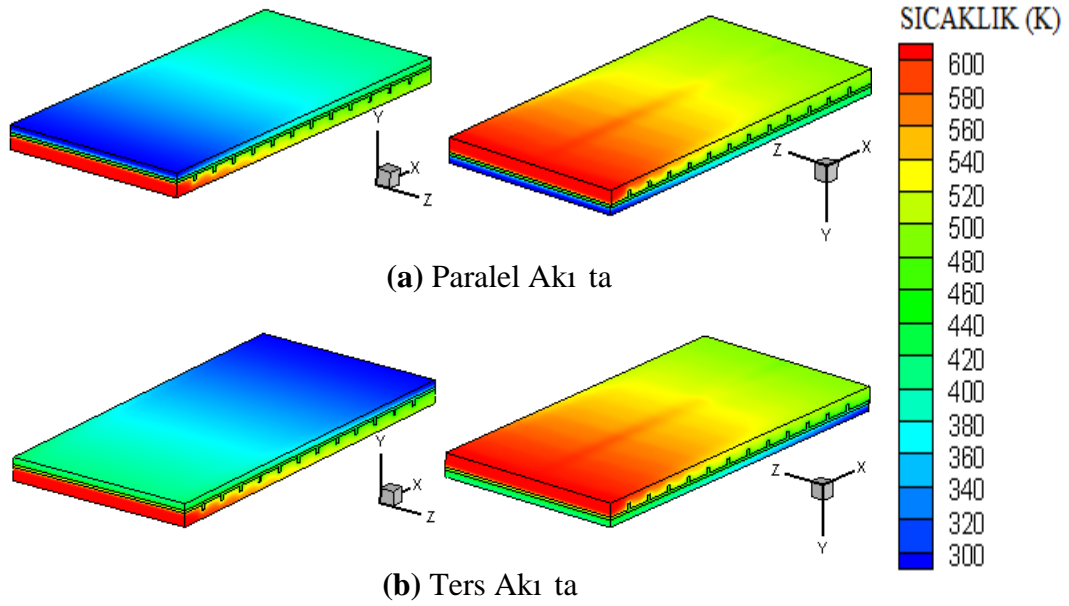
4.5.7.4.1 I. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 4$ mm)

ekil 4.89 'da iç zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmiş modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. ç zikzak - düz - dış zikzak kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklığındaki hava paralel akı ta $484,582$ K 'e ters akı ta ise $476,31$ K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta $414,319$ K 'e ters akı ta ise $420,251$ K 'e çıkmaktadır.



ekil 4.89 ç zikzak - düz - dış zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık dağılımı

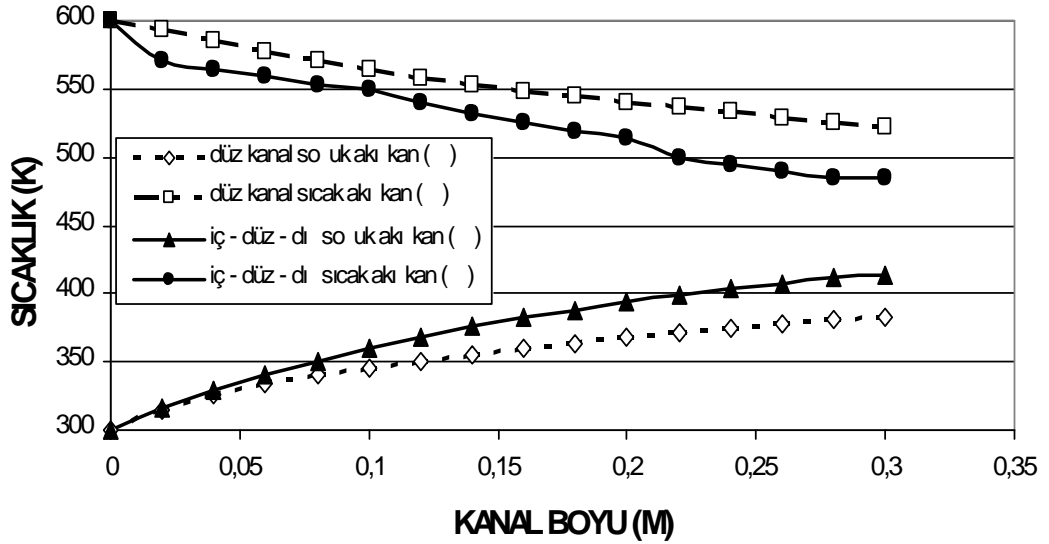
ekil 4.90 'da iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçı m bulundu u 0,023 m eksenel mesafede 0,3 m eksenel mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekte mektedir. Ters yönlü akı ta ise, katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,273 ile 0,3 m arasında gerçekte mektedir.



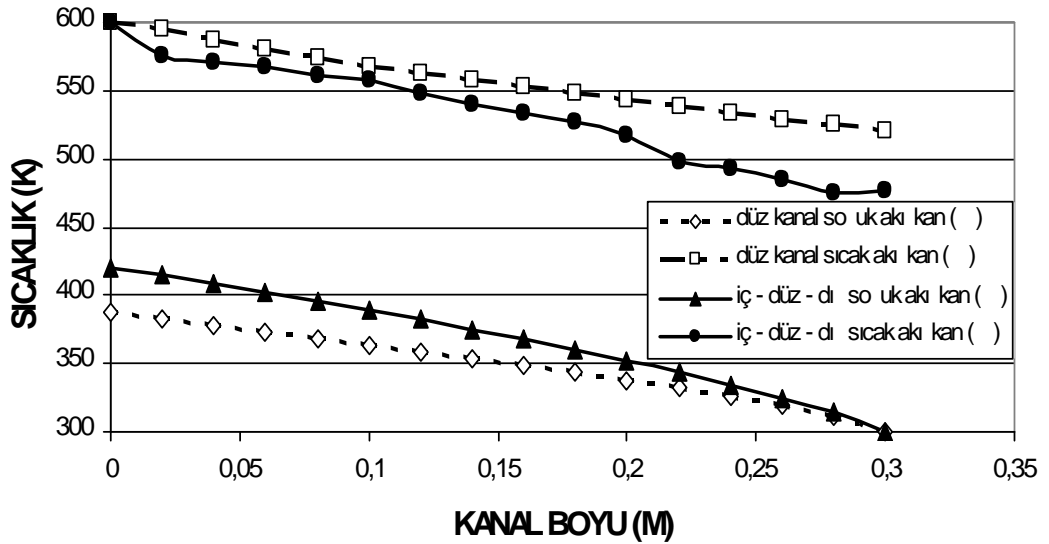
ekil 4.90 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de üç boyutlu sıcaklık da ılımı

ekil 4.91 'de iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca sıcaklık da ılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için kar ıla tırılmı akı yönleri belirtilmi tir. So uk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttı ı ve sıcak akı kanın ise sıcaklı nın azaldı ı paralel akı için ekil 4.91 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.91 (b) 'de görölmektedir. Kanal giri inde ısı aktarımı paralel akı ta daha fazla oldu undan sıcak akı kan bu bölgelerde kanatçık geometrisi gere i yava bir azalma ile ters akı a göre daha dü ük de erlerde seyretmektedir. Kanal ortasındaki düz kanatçıklar sayesinde 0,1 ile 0,22 m eksenel mesafe arasında sıcaklı ında hızlı bir azalma evresi geçiren sıcak akı kan tekrar 0,22 m eksenel mesafeden sonra akı kan akı ıyla aynı yönde yerle tirilen kanatçıklar nedeniyle kanal çıkı na do ru düzgün ve yava bir azalma göstermektedir. Kanala de i ik ekillerde yerle tirilen bu kanatçıklar

sayesinde ısı aktarımının hızlı olduğu türbülansın yollarıyla ilgili bölgeleri seçebilmek mümkündür. Ters akıta da kanal giriinde ve kanal çıkışında düzgün ve yavaş bir azalma gösteren sıcak akıkan kanal ortasında düz kanatçıklar nedeniyle 0,1 m ile 0,22 m aksel mesafe arasında hızlı bir azalma göstermektedir. 0,22 m aksel mesafeden sonra paralel akıya göre sıcaklık farkı daha fazla olduğundan sıcak akıkan sıcaklığı daha düşük değerlerde seyretmektedir.



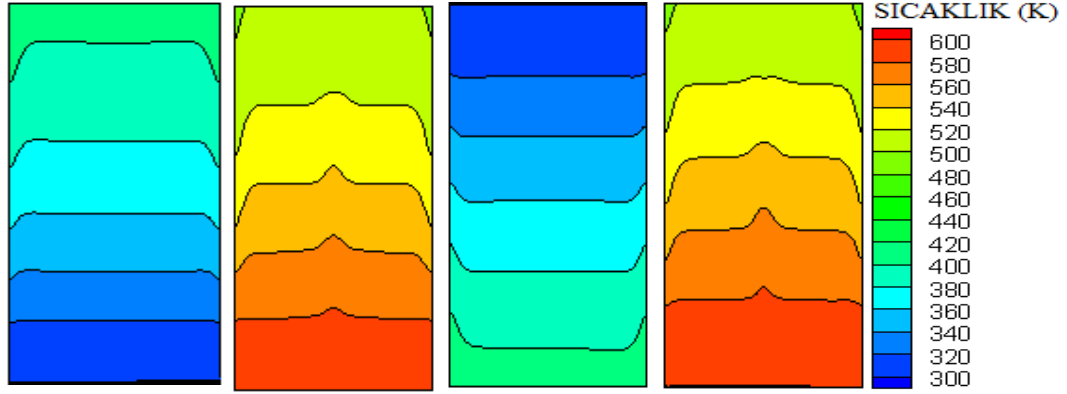
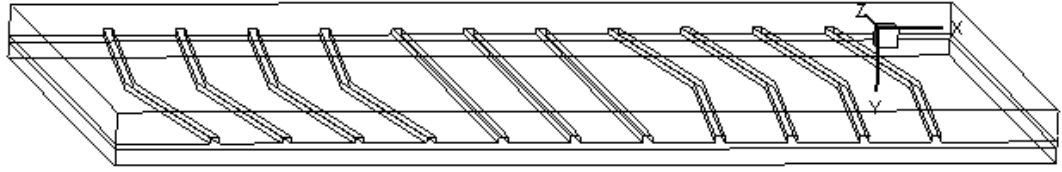
(a) Paralel Akıta



(b) Ters Akıta

ekil 4.91 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmiş modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık dağılımı grafiğidir

4.5.7.4.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm)



(a) Paralel Akı ta

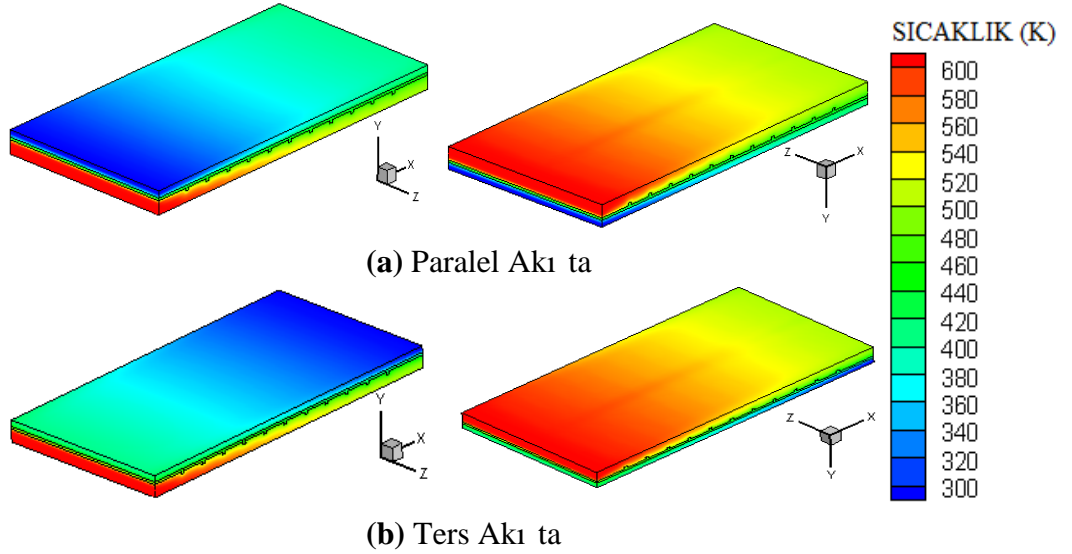
(b) Ters Akı ta

ekil 4.92 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı

Tablo 4.11 'de iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta ısı sınırları tabaka boyu ve sıcaklık de erleri verilmi tir. Hem paralel akı ta hem de ters akı ta e = 4 mm kanatçık yüksekli inde e = 2 mm 'e göre yüzey ve türbülans arttı ı için ısı sınırları tabaka daha erken geli mektedir. Daha geç geli en ısı sınırları tabaka ısı aktarımı için uygun zaman bulundu undan (daha geç dengeye ula tı ından) e = 2 mm 'deki ısı sınırları tabakalardaki sıcaklık de erleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta olu an ısı sınırları tabaka sıcaklık de erleri paralel akı a göre daha fazla ölçülmü tür.

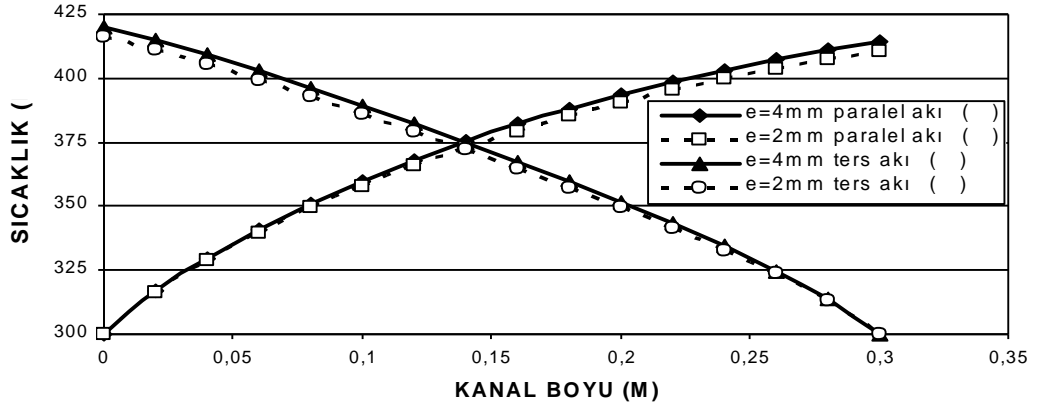
Ç Z KZAK - DÜZ - DI Z KZAK			
e = 4mm		e = 2mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,046508	319,901	0,047697	319,931
0,084887	340,002	0,087268	340,018
0,127693	359,863	0,13285	359,941
0,181511	379,949	0,190213	378,964
0,25447	400,002	0,268865	400,012
TERS AKI TA			
0,245334	320,085	0,243259	320,185
0,200341	340,188	0,19666	340,191
0,151863	360,137	0,145774	360,158
0,099115	380,109	0,090627	380,113
0,0411	400,179	0,030227	400,193

Tablo 4.11 ç zikzak - düz - dı zikzak modelde paralel ve ters akı ta e = 2 ve 4 mm 'de ısı sınır tabaka gelişimlerinin karşılaştırılması



ekil 4.93 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmiş modelde b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık dağılımı

ekil 4.94 'de iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmiş modelde b = 20 mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde (e = 4 ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca gelişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliğini arttırmada, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür.

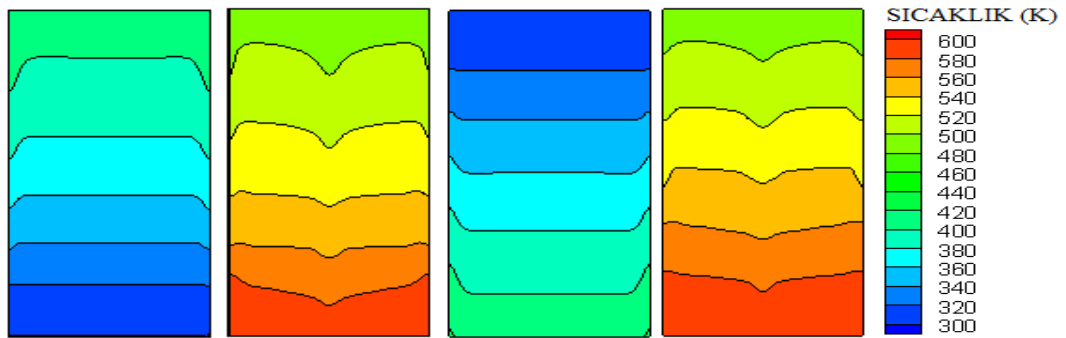
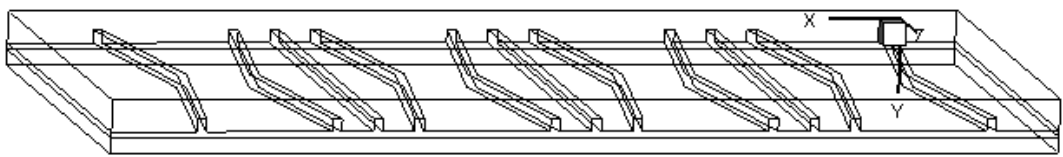


ekil 4.94 ç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $e = 2$ ve 4 mm paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.5 Dı Zikzak - ç Zikzak - Düz - Dı Zikzak Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

4.5.7.5.1 I. Geometri ($b = 20$ mm, $e = 4$ mm)

ekil 4.95 'de dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçıkların bulundu u kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklı ındaki hava paralel akı ta $484,712$ K 'e ters akı ta ise $480,784$ K 'e dü mektedir. 300 K sıcaklı ında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta $413,805$ K 'e ters akı ta ise $419,642$ K 'e çıkmaktadır.

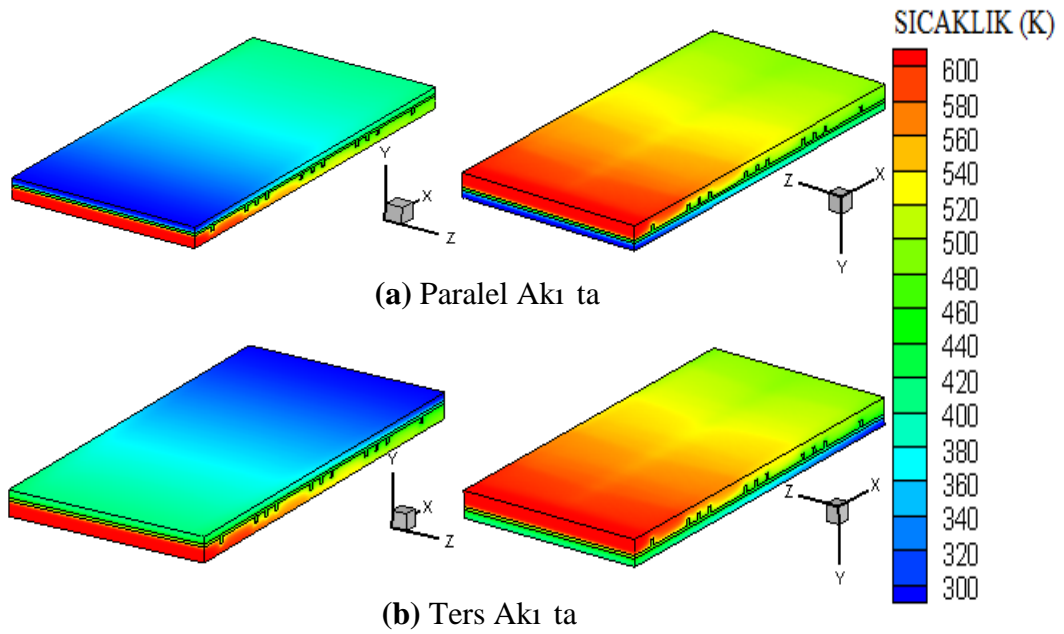


(a) Paralel Akı ta

(b) Ters Akı ta

ekil 4.95 Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı

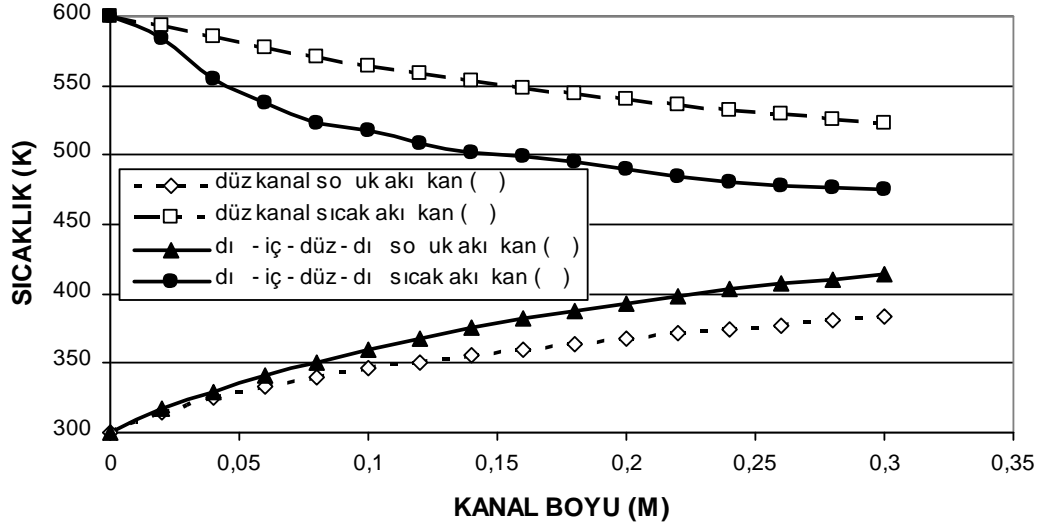
ekil 4.96 'da dı zikzak - iç zikzak - düz - iç zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçı m bulundu u 0,023 m aksenal mesafede 0,3 m aksenal mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleştirilmektedir. Ters yönlü akı ta ise, katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,27 ile 0,3 m arasında gerçekleştirilmektedir.



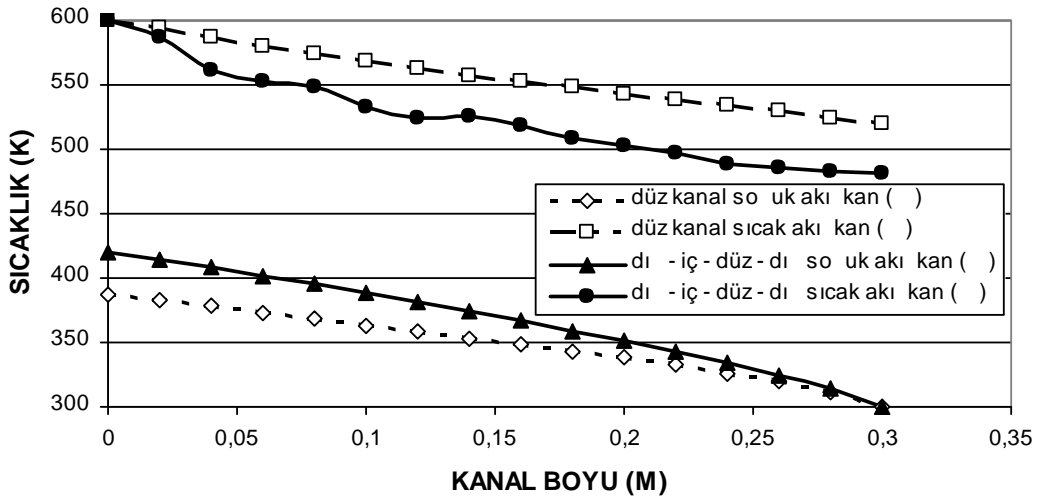
ekil 4.96 Dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı

ekil 4.97 'de dı zikzak - iç zikzak - düz - dı zikzak kanatçık eklenmi modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralı ında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca sıcaklık da ılımı düz kanalla, paralel ve ters akı için kar ıla tırılmı akı yönleri belirtilmi tir. So uk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttı ı ve sıcak akı kanın ise sıcaklı mının azaldı ı paralel akı için ekil 4.97 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.97 (b) 'de görülmektedir. Kanal giri inde ısı aktarımı paralel akı ta daha fazla olmakta ve sıcak akı kan bu bölgelerde hızlı bir azalma ile ters akı a göre daha dü ük de erlerde seyretmektedir. Kanal giri inde 0,1 m aksenal mesafeye kadar sıcaklı ında hızlı bir azalma evresi geçiren sıcak akı kan kanal çıkı ına kadar düzgün ve yava bir azalma göstermektedir. Ters akı ta da kanal giri inde hızlı bir azalma gösteren sıcak akı kan kanal çıkı ına do ru yava ve düzgün bir azalma

göstermektedir. Kanal çıkışı na do ru sıcaklık farkı ters akı ta paralel akı a göre daha fazla oldu u için bu sefer kanal çıkışı nda en fazla ısı aktarımı ters akı ta gerçekleş mi ve sıcak akı kan kanal çıkışı nda 0,22 m eksenel mesafeden sonra paralel akı a göre daha dü ük de erlerde seyretmi tir.



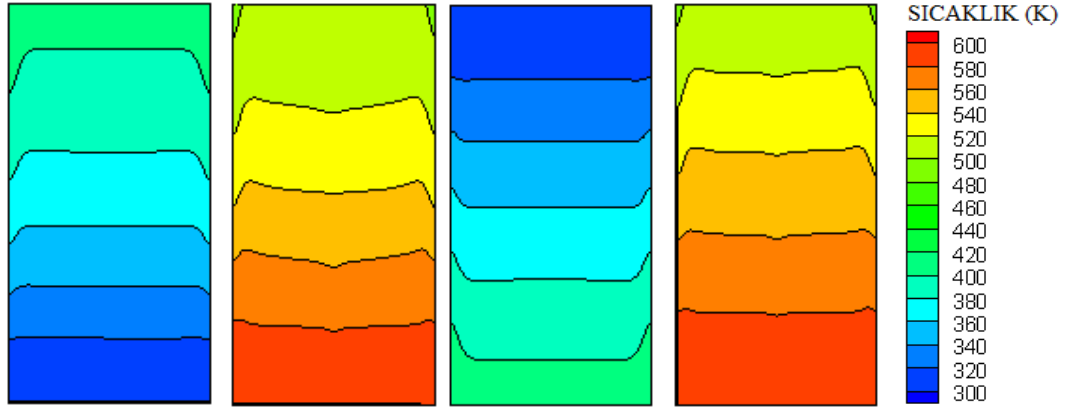
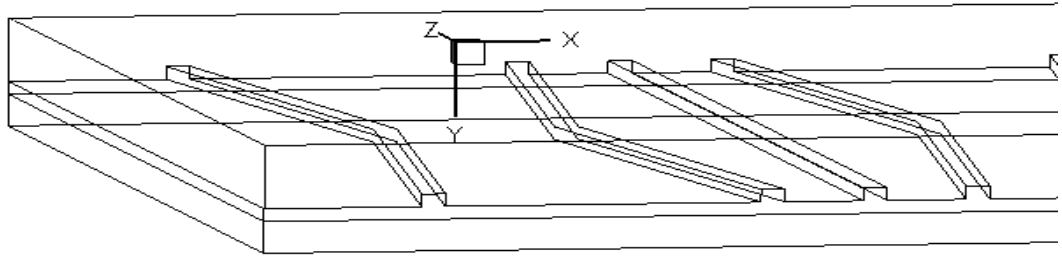
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.97 D₁ zikzak - iç zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 4 mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.5.2 II. Geometri (b = 20 mm, e = 2 mm)



(a) Paralel Akı ta

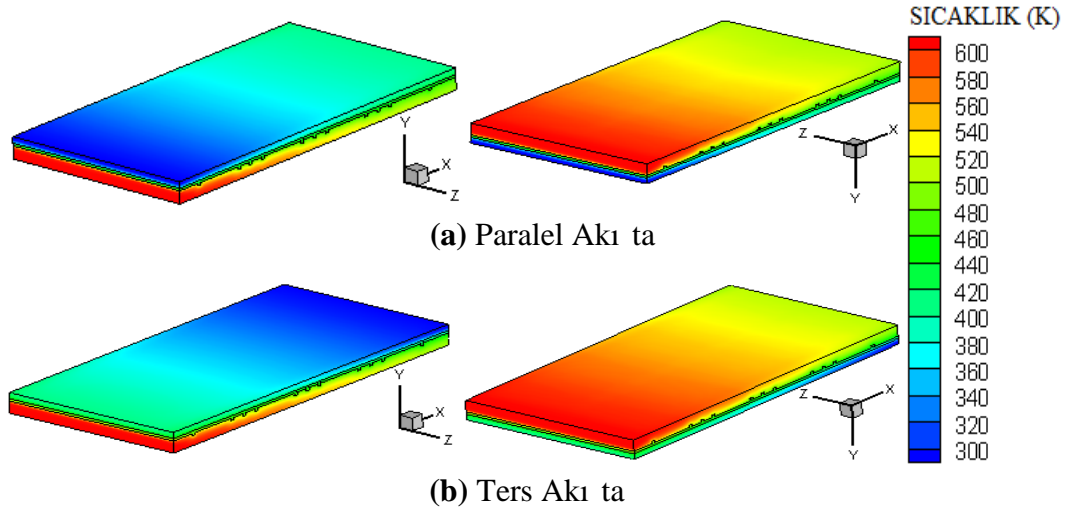
(b) Ters Akı ta

ekil 4.98 D₁ zikzak - iç zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık da ılımı

Tablo 4.12 'de d₁ zikzak - iç zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta ısı sınırları ve sıcaklık de erleri verilmi tir. Hem paralel akı ta hem de ters akı ta e = 4 mm kanatçık yüksekli inde e = 2 mm 'e göre yüzey ve türbülans arttı ı için ısı sınırları daha erken geli mektedir. Daha geç geli en ısı sınırları ısı aktarımı için uygun zaman bulundu undan (daha geç dengeye ula tı ından) e = 2 mm 'deki ısı sınırları tabakalardaki sıcaklık de erleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta olu an ısı sınırları tabaka sıcaklık de erleri paralel akı a göre daha fazla ölçülmü tür.

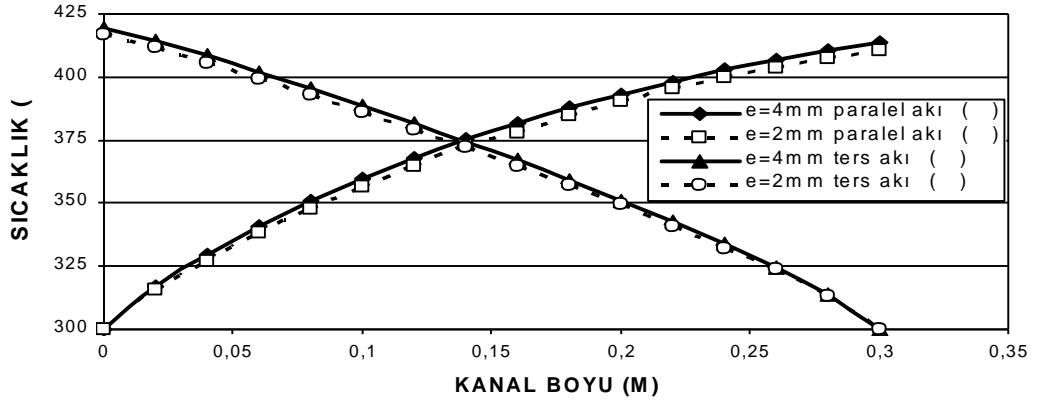
Dİ Z KZAK - Ç Z KZAK - DÜZ - Dİ Z KZAK			
e = 4 mm		e = 2 mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,046332	319,785	0,046495	319,792
0,084825	339,869	0,086313	339,879
0,128246	359,851	0,130991	359,860
0,182682	379,956	0,187348	379,971
0,255716	399,927	0,265053	399,948
TERS AKI TA			
0,244982	319,98	0,244378	319,99
0,19983	339,956	0,198392	339,966
0,151237	359,91	0,14883	359,919
0,097742	379,98	0,942322	379,992
0,039388	399,948	0,034606	399,963

Tablo 4.12 D1 zikzak - iç zikzak - düz - d1 zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta e = 2 ve 4 mm ısı sınır tabaka gelişimlerinin karşılaştırılması



ekil 4.99 D1 zikzak - iç zikzak - düz - d1 zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 2 mm 'de sıcaklık dağılımı grafiği

ekil 4.100 'de d1 zikzak - iç zikzak - düz - d1 zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde (e = 4 ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttıkça, iki farklı akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akı kan sıcaklığının arttığı görülmüştür.

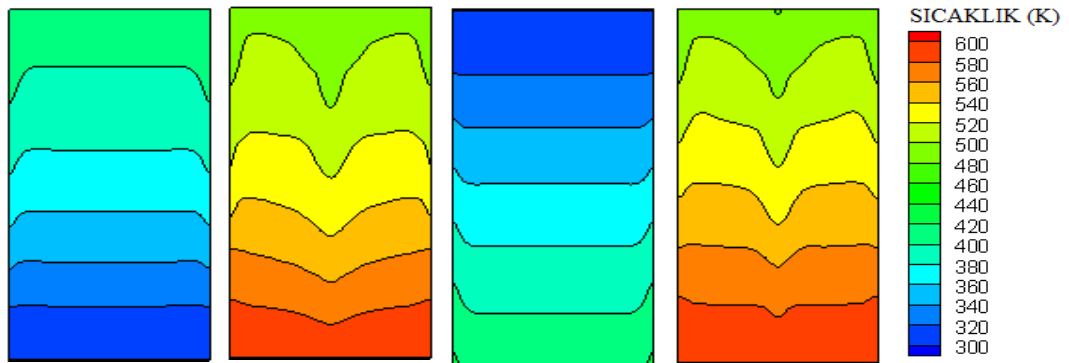
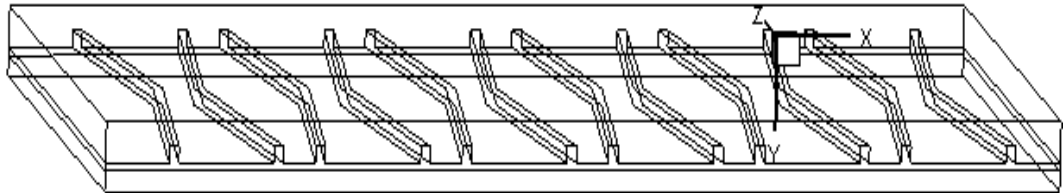


ekil 4.100 D₁ zikzak - iç zikzak - düz - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.6 ç Zikzak - D₁ Zikzak Kanatçık Eklenmi Düz Kanalda Sıcaklık Da ılımının ncelenmesi

4.5.7.6.1 I. Geometri (b = 20 mm, e = 4 mm)

ekil 4.101 'de iç zikzak - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modeldeki paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. ç zikzak - d₁ zikzak kanatçıkların bulundu u kanala hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, üst kanala hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. 600 K sıcaklı ındaki hava paralel akı ta 480,371 K 'e ters akı ta ise 471,908 K 'e dü mektedir. 300 K sıcaklı ında üst kanala giren hava ise, paralel akı ta 415,082 K 'e ters akı ta ise 420,947 K 'e çıkmaktadır.

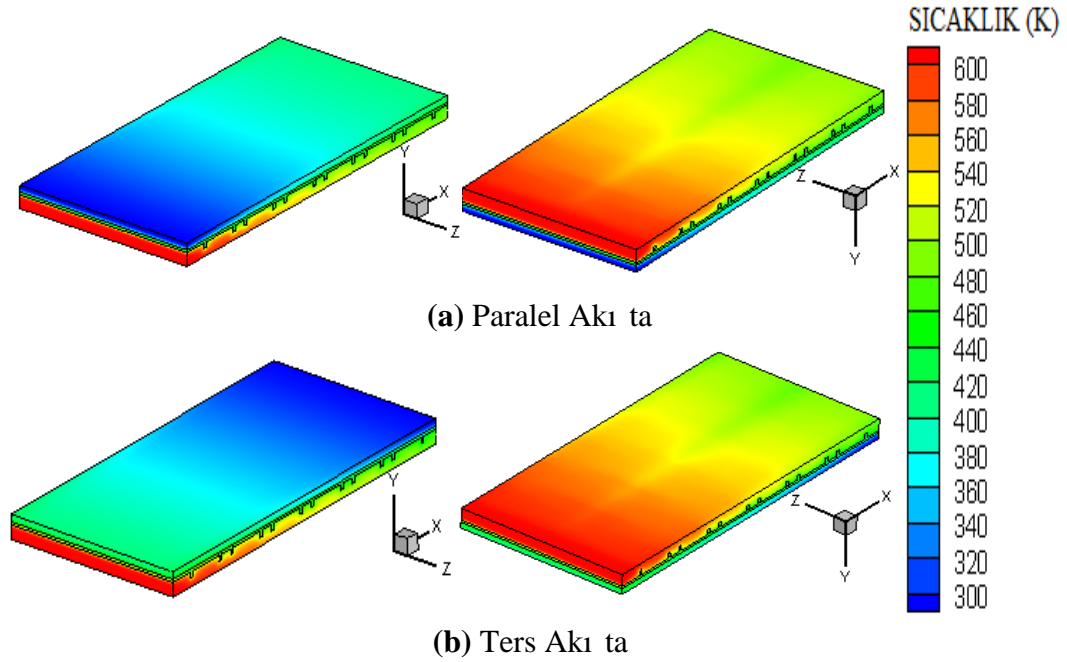


(a) Paralel Akı ta

(b) Ters Akı ta

ekil 4.101 ç zikzak - d₁ zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 4 mm sıcaklık da ılımı

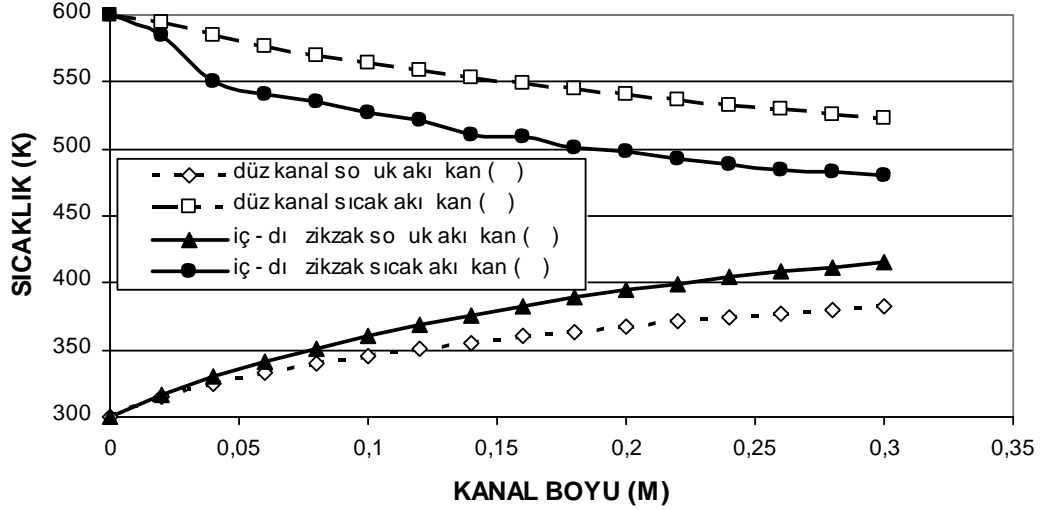
ekil 4.102 'de iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde paralel ve ters akı ta so uk ve sıcak akı kanın üç boyutlu sıcaklık da ılımı gösterilmektedir. ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde; birinci kanatçı ın bulundu u 0,023 m aksenal mesafede 0,3 m aksenal mesafeye göre daha fazla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Ters yönlü akı ta ise, katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi 0,283 ile 0,3 m arasında gerçekleşmektedir.



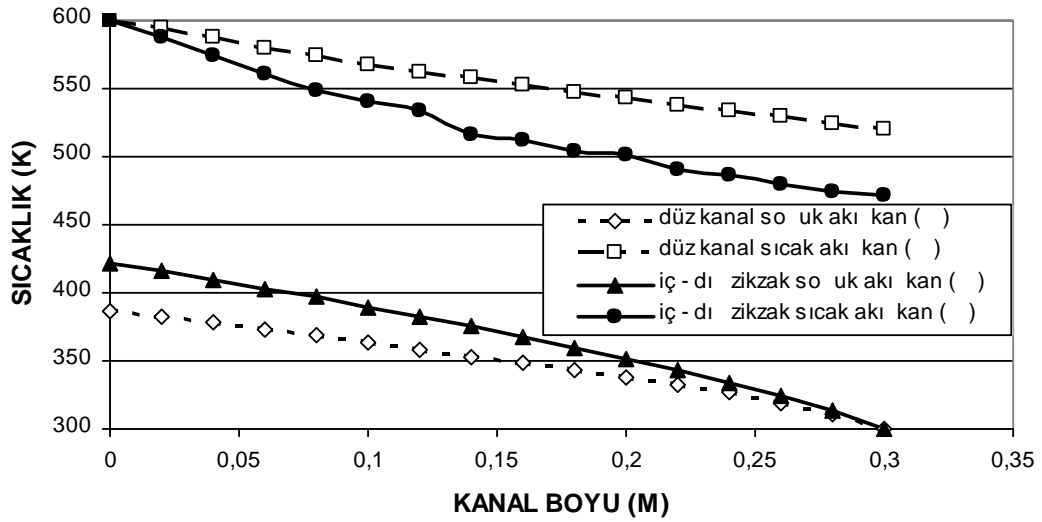
ekil 4.102 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı

ekil 4.103 'de iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modeldeki $b = 20$ mm kanatçık aralı nda ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekli inde so uk ve sıcak akı kanın kanal boyunca sıcaklık da ılımı dü z kanalla, paralel ve ters akı için kar ıla tırılmı akı yönleri belirtilmi tir. So uk akı kana olan ısı aktarımının kanatçıklar yardımıyla arttı ı ve sıcak akı kanın ise sıcaklı ının azaldı ı paralel akı için ekil 4.103 (a) 'da ters akı için ise ekil 4.103 (b) 'de görülmektedir. Kanal giri inde ısı aktarımı paralel akı ta daha fazla oldu undan sıcak akı kan bu bölgelerde hızlı bir azalma ile ters akı a göre daha dü ü k de erlerde seyretmektedir. Kanal giri inde 0,14 m aksenal mesafeye kadar sıcaklı ında hızlı bir azalma evresi geçiren sıcak akı kan kanal çıkı ına kadar dü zgün ve yava bir azalma göstermektedir. Ters akı ta ise kanal giri inde ve çıkı ında sıcak akı kan sıcaklı ı dü zgün ve hızlı bir azalma göstermektedir. Kanal çıkı ına do ru sıcaklık

farkı ters akı ta paralel akı a göre daha fazla oldu u için bu sefer kanal çıkı ında en fazla ısı aktarımı ters akı ta gerçekleş mi ve sıcak akı kan kanal çıkı ında 0,2 m aksel mesafeden sonra paralel akı a göre daha dü ük de erlerde seyretmi tir.



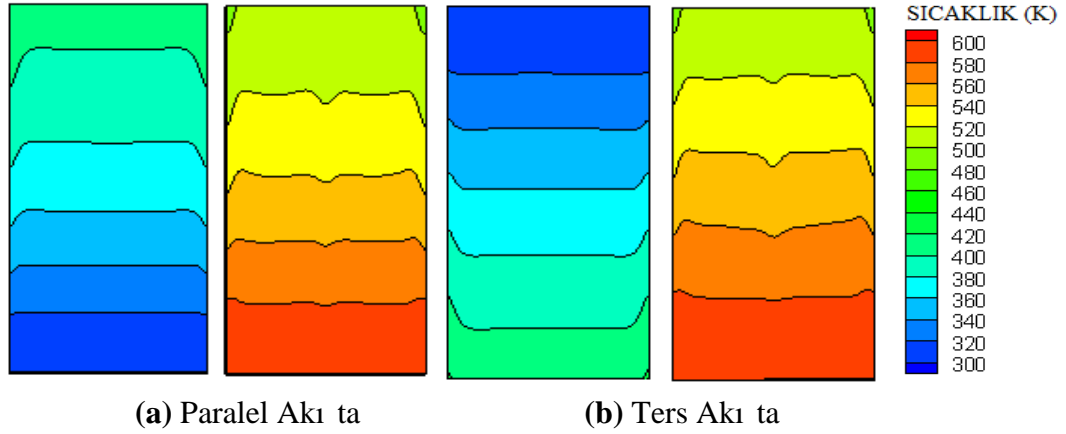
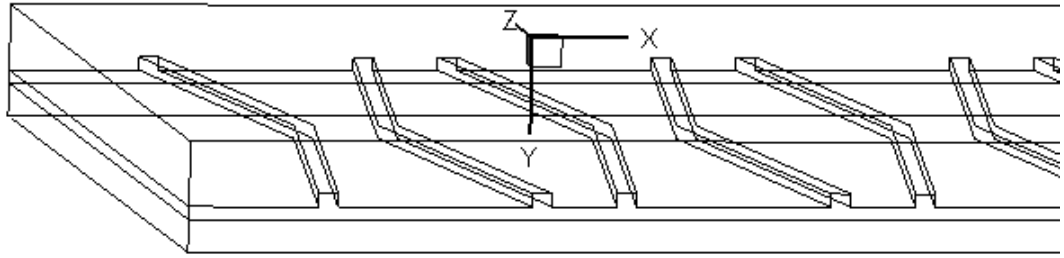
(a) Paralel Akı ta



(b) Ters Akı ta

ekil 4.103 ç zikzak - dı zikzak modelde $b = 20$ mm, $e = 4$ mm 'de sıcaklık da ılımı grafi i

4.5.7.6.2 II. Geometri ($b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$)

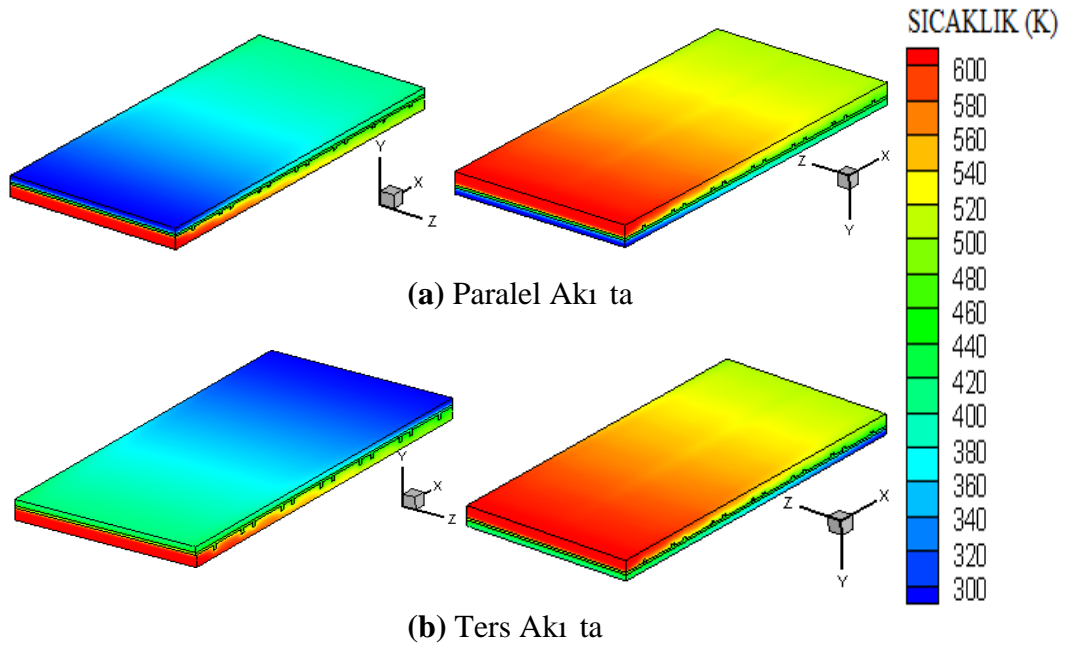


ekil 4.104 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde $b = 20 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$ 'de sıcaklık da ılımı

Tablo 4.13 'de iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde iki farklı kanatçık yüksekli inde paralel ve ters akı ta ısıl sınır tabaka boyu ve sıcaklık de erleri verilmi tir. Hem paralel akı ta hem de ters akı ta $e = 4 \text{ mm}$ kanatçık yüksekli inde $e = 2 \text{ mm}$ 'e göre yüzey ve türbülans arttı ı için ısıl sınır tabaka daha erken geli mektedir. Daha geç geli en ısıl sınır tabakalarda, ısı aktarımı için uygun zaman bulundu undan (daha geç dengeye ula tı ından) $e = 2 \text{ mm}$ 'deki ısıl sınır tabakalardaki sıcaklık de erleri daha yüksektir. Ayrıca ters akı ta olu an ısıl sınır tabaka sıcaklık de erleri paralel akı a göre daha fazla ölçülmü tür.

Ç Z KZAK- DI Z KZAK			
e = 4 mm		e = 2 mm	
PARALEL AKI TA			
KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)	KANAL BOYU (M)	ISIL SINIR TABAKA SICAKLIK DE ERLER (K)
0,0462404	319,981	0,047103	319,992
0,083613	339,769	0,086245	339,967
0,12632	359,811	0,130622	359,879
0,179695	379,978	0,187016	379,986
0,250459	399,912	0,263053	399,947
TERS AKI TA			
0,245793	319,986	0,246336	319,998
0,201438	339,867	0,201673	339,913
0,153407	359,896	0,153142	359,969
0,10081	379,989	0,099843	379,998
0,043061	399,961	0,040418	399,972

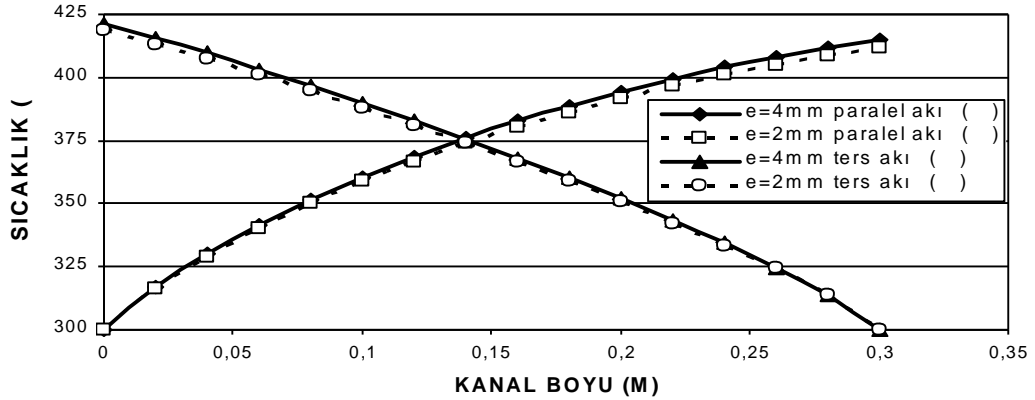
Tablo 4.13 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi kanalda paralel ve ters akı ta e = 2 ve 4 mm 'de ısıl sınır tabaka geli imlerinin kar ıla tırılması



ekil 4.105 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm, e = 2 mm sıcaklık dağılımı

ekil 4.106 'da iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde b = 20 mm kanatçık aralığında soğuk akı kan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde (e = 4 ve 2 mm) paralel ve ters akı ta kanal boyunca de i im grafi i gösterilmektedir. Analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttı nda, iki farklı

akı türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla so uk akı kan sıcaklı mın arttı ı görülmü tür.



ekil 4.106 ç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde e = 4 ve 2 mm ‘de paralel ve ters akı ta sıcaklık da ılımı

4.6 Sonuçların Kar ıla tırılması

Tablo 4.14 ‘de aynı kanatçık açıklı ındaki 6 farklı modelin iki farklı kanatçık yüksekli indeki so uk akı kan çıkı sıcaklı ı de erlerinin paralel ve ters akı ta kar ıla tırılması gösterilmektedir. Tüm modellerde düz kanala göre kanatçıkların ısı transferini iyile tirdi i görülmektedir. Paralel akı ta e = 4 mm kanatçık yüksekli inde en yüksek çıkı sıcaklı ına kanatçık modeli sayesinde di er modellere göre daha fazla türbülans olu turması ile iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde, e = 2 mm kanatçık yüksekli inde ise; aynı kanatçık aralı ında kanal yüzeyine daha fazla kanatçık yerle tirilebilmesi sayesinde zikzak kanatçık eklenmi modelde ula ılımı tır.

Ters akı ta e = 4 mm kanatçık yüksekli inde so uk akı kanın en yüksek çıkı sıcaklı ına aynı kanatçık aralı ında kanal yüzeyine daha fazla kanatçık yerle tirilebilmesi sayesinde zikzak kanatçık eklenmi modelde, e = 2 mm kanatçık yüksekli inde ise; türbülans artırıcı yapısı sayesinde iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modelde ula ılımı tır. Bu sonuçlar da gösteriyor ki; en uygun iki kanatçıklı modelimiz zikzak ve iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmi modellerdir. En yüksek türbülans olu umuna ve en yüksek ısı transferine bu iki modelde ula ılımı tır.

	PARALEL AKI		TERS AKI	
	e = 4 mm	e = 2 mm	e = 4 mm	e = 2 mm
Z KZAK	413,953	412,108	421,492	416,953
DI Z KZAK - DÜZ - DI Z KZAK	415,019	411,524	419,516	416,251
DI Z KZAK - Ç Z KZAK - DÜZ - DI Z KZAK	413,805	411,596	419,642	417,86
Ç Z KZAK - DI Z KZAK	415,082	411,592	420,947	419,416
Ç Z KZAK - DÜZ - DI Z KZAK	414,319	410,707	420,251	416,173
Ç Z KZAK - DÜZ - Ç Z KZAK	414,381	412,032	420,325	416,646
DÜZ KANAL	383,088		387,046	

Tablo 4.14 Farklı ekillerde eklenmi kanatçık modellerinde e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akı ta so uk akı kan çıkı sıcaklıklarının kar ıla tırılması

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Isı aktarımının artırılabilmesinin en uygulanabilir yöntemi olan kanatçıklar (geni letimli yüzeyler), günümüzde yoğun uygulama alanına sahip olması nedeniyle bu yüksek lisans çalışmasına konu olarak seçilmiştir.

Bu çalışmada; türbülansolu turuncu ve ısı aktarım yüzeylerini genişletici etkileri ile ısı aktarımını artıran kanatçıklar için; farklı kanatçık kurulumlarında, farklı geometrilere, farklı Reynolds sayılarında (300 Re 800), kanal yüzeyine eklenen farklı kanatçık açılarında (30°, 60°, 90°) ve farklı yerleştirilmiş kanatçık modellerinde (zikkaz, dış zikkaz - düz - dış zikkaz, iç zikkaz - düz - dış zikkaz, iç zikkaz - düz - iç zikkaz, dış zikkaz - iç zikkaz - düz - dış zikkaz, iç zikkaz - dış zikkaz kanatçık eklenmiş modellerde), farklı akı türlerinde (paralel ve ters akı) çözümler yapılmıştır. Yapılan çözüm sonuçlarından bu parametrelerin sıcaklık dağılımına ve hız dağılımına etkileri zamandan bağımsız olarak incelenmiş ve ısı aktarımına etkileri belirlenmiştir. Sonuçlar için sonlu hacimler esasına dayanan FLUENT paket programı kullanılmıştır.

Çalışmada incelenen modellerde, kanatçıklı kanal geometrileri için yapıları ihtiyaçları karşılayacak düzeyde oluşturulmuş, kanatçıklı yüzeylerde daha sık gerçekleştirilmiştir. Geometriye uygunluğu nedeniyle dörtgenel eleman kullanılmıştır. Elde edilen hız ve sıcaklık konturları oldukça net gözlenerek değerlendirilebilmiştir.

Kanatçıkların ısı aktarımını, ısı aktarım yüzeylerini genişletme ve karışık akı oluşturma özellikleriyle gerçekleştirdikleri, kanatçık tasarımında bu iki durumun birbirini dengeleyecek şekilde göz önüne alınması gerekliliğinden uygun boyutlar araştırılarak geometriler oluşturulmuştur.

Kanatçıklar yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemelerden yapılmalıdır. Isı iletkenlik katsayısının küçük olduğu durumlarda kanatçık kullanımı daha yararlı olacaktır. Buradan yüzeyden ısı geçişinin doğrudan iletkenlikle olduğu durumlarda kanatçıklara daha çok gereksinimi söyleyebiliriz.

Yeni bir akademik çalışmanın deneysel ve sayısal verilerle doğrulanması gerekliliğinden yola çıkılarak; bu çalışmada öncelikle, daha önce yapılmış ve bu

çalı manın ekillendirilmesinde referans alınan [3] yayındaki veriler tekrar çözümlenerek kar ıla tırma yapılmı ve çalı ma yönlendirilmi tir.

Sunulan çalı mada öncelikle, iki boyutlu düz kanalda hız da ılımı ve bununla kar ıla tırma yapabilece imiz 30° , 60° ve 90° açılı farklı kanatçık geometrileri olu turulmu tur. Düz kanal hız da ılımında paralel ve ters akı için incelemeler yapılmı tir. Üst kanalda dola an so uk akı kanın ve alt kanalda dola an sıcak akı kanın neredeyse aynı hız de erine sahip oldu u ve üniform bir da ılım oldu u belirlenmi tir. Kanatçık açısının türbülans olu umuna etkisini daha net görebilmek için kanatçıklı kanal eksenindeki hız da ılımı kanal boyunca farklı kanatçık aralı ı ve yüksekli i için grafik halinde sunulmu tur. Bu da ılımlardan ısı aktarımı için en uygun kanatçık açısının hem paralel hem de ters akı ta 90° oldu u belirlenmi tir. Ayrıca iki ayrı akı türü kar ıla tırılarak karı ık akı etkisinde ters akı nın daha uygun oldu u belirlenmi tir. Kanatçık açısı arttıkça kanatçık aralıklarında olu an ölü bölgeler arttı , kanatçık ucunda ise keskin kö eler sayesinde hız da anı artmalar görülmü tür. Bu da türbülansı arttırdı ndan kanatçık açısının artmasının hız de erlerindeki dalgalanmaları arttırdı ı sonucuna varılmı tir. Kanal yüzeyine yerle tirilen bu üç tür kanatçık açılı modellerde de düz kanal göre ölü bölgeler, keskin kö eler ve karı ık akı etkileri nedeniyle daha dü ük fakat daha de i ken hız de erlerine ula ılmı tir.

Çalı manın devamında üç boyutlu sıcaklık da ılımı incelemeleri yapılmı tir. Öncelikle üç boyutlu düz kanalda sıcaklık da ılımı paralel ve ters akı için incelenmi tir. Ters akı ta paralel akı a göre daha fazla ısı aktarımı oldu u için ters akı ta so uk akı kan sıcaklı ı daha yüksek, sıcak akı kan sıcaklı ı ise daha dü ük de erler aldı ı görülmü tür. Kanal giri inde paralel akı ta sıcaklık farkı ters akı a göre daha fazla oldu undan paralel akı ta kanal giri inde sıcak akı kan sıcaklı ı daha dü ük de erlerde seyretmektedir. Kanal çıkı nda ise ters akı ta sıcaklık farkı daha yüksek oldu u için sıcak akı kan ters akı ta, kanal çıkı nda paralel akı a göre daha dü ük de erlerdedir. Paralel akı ta kanal giri inde sıcaklık farkının daha fazla olması ısı aktarımını kanal giri inde maksimum yapmaktadır. Ters akı ta ise sıcak akı kan giri i ile so uk akı kan çıkı ı aynı eksenel mesafede oldu undan bu bölgelerde katı yüzey sıcaklı ı en yüksek de erlerdedir. Fakat kanal çıkı nda sıcaklık farkı kanal giri ine göre daha yüksek oldu undan ısı aktarımı ters akı ta kanal çıkı nda maksimum olmaktadır. Düz kanal sıcaklık da ılımı incelemelerinden sonra, kanal yüzeyine 30° , 60° ve 90° açılı yatayda 10

mm ötelenmi olarak kanatçıklar ilave edilmi tir. Yapılan incelemelerde kanatçık açısı dü tükçe ısı aktarımının iyile ti i, so uk akı kan çıkı sıcaklı ının arttı ı görülmü tür. En yüksek so uk akı kan çıkı sıcaklı na yüzeyinin daha fazla olması nedeniyle hem paralel hem de ters akı ta 30° açılı kanatçık eklenmi kanalda ula ılmı tir. Üç tür kanatçık açısında da düz kanal göre ısı aktarımının iyile ti i sonucuna varılmı tir. Daha sonra üç farklı kanatçık açısında da kanatçık aralı ı ve kanatçık yüksekli i de i tirilerek incelemeler yapılmı , kanatçık aralı ı, yüksekli i ve Reynolds sayısının ısı aktarımına etkileri incelenmi tir. Kanatçık aralı ının 20 mm ve kanatçık yüksekli inin 4 mm oldu u modellerde en yüksek ısı aktarımına ula ılmı tir. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça, Nusselt sayısının (ısı ta nım katsayısının) arttı ı sonucuna varılmı tir. Çünkü Reynolds sayısı arttıkça hız artmakta ve bu nedenle ısı aktarımı artmaktadır. Yapılan bu çalı mada düz kanalda laminar ve kanatçıklı kanallarda dü ük Reynolds sayılarında Standart k-Türbülans Modeli ile çalı ılmı tir. Dü ük hızlarda kanatçıkların ısı aktarımına etkilerini görebilmek amacıyla $Re = 400$ de erindeki sonuçlar çalı mada sunulmu tur.

Daha sonra, tipik plakalı ısı de i tiricilerinde göreve uygun farklı kanatçık modelleri olu turulmu tur. Kanal yüzeyine farklı ekillerde ve farklı türlerde türbülansı artırması için kanal giri ine veya çıkı na do ru yatayda ötelenmi olarak konumlandırılmı kanatçık modelleri (zikkak, dı zikkak - düz - dı zikkak, iç zikkak - düz - iç zikkak, iç zikkak - düz - dı zikkak, dı zikkak - iç zikkak - düz - dı zikkak ve iç zikkak - dı zikkak kanatçık eklenmi modeller) ilave edilerek sıcaklık da ılımına etkileri incelenmi tir. Bu altı farklı modelde bir önceki çalı mada en iyi ısı aktarımı için bulunan 20 mm kanatçık açıklı ında, kanatçık yüksekli i ve akı türü de i tirilerek sıcaklık da ılımına olan etkileri ara tırılmı tir. Paralel akı ta 4 mm kanatçık yüksekli inde; en yüksek so uk akı kan sıcaklı na türbülansı artırıcı etkisiyle iç zikkak - dı zikkak kanatçık eklenmi modelde, 2 mm kanatçık yüksekli inde ise; aynı kanatçık aralı ında kanal yüzeyine daha fazla kanatçık eklenebilmesi sayesinde zikkak kanatçık eklenmi modelde ula ılmı tir. Ters akı ta tüm modellerde ve iki farklı kanatçık açısında da paralel akı a göre daha yüksek so uk akı kan çıkı sıcaklı na eri ilmi tir. Ters akı ta en yüksek so uk akı kan sıcaklı na 4 mm kanatçık yüksekli inde; aynı kanatçık aralı ında daha fazla kanatçık yerle tirilebilen zikkak kanatçık eklenmi modelde, 2 mm kanatçık açıklı ında ise yine di er

modellere göre daha fazla türbülans sağlanabilen iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmiş modelde ulaşılmıştır. Bu sonuçlarda gösteriyor ki, altı farklı modelde ısı aktarımını en çok iyileştiren iki model zikzak ve iç zikzak - dı zikzak kanatçık eklenmiş modellerdir. Tüm modellerde ve durumlarda düz kanala göre ters akı ta paralel akı a göre ısı aktarımını iyileştiren sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR D Z N

- 1) Incropera. F.P. De Witt. D.P. (2001) “Isı ve Kütle Geçi inin Temelleri”. Literatür Yayıncılık.
- 2) R.Tausher, F.Mayingner,(1991). “Heat Transfer Enhancement In a Plate Heat Exchanger With Rib-Roughened Surfaces” Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, 207-221.
- 3) Nesrin KAYATA , Mustafa LBA (2005). ç çe Borulu Model Isı De i tiricisinde Isı Transferinin yile tirilmesinin Sayısal Olarak ncelenmesi Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 21 (1-2), 128-139.
- 4) Derya KAYA, (2004). Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımının Sayısal Olarak ncelenmesi Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- 5) O uz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbey (2009). Yamuk Kesitli Kanal çerisinde Laminer Akı ta Hidrodinamik ve Isıl Olarak Geli mekte Olan Isı Transferi Probleminin Sayısal Olarak ncelenmesi, Isı Bilimi ve Tekni i Dergisi, 29, 2, 59-66.
- 6) Nafiz Kahraman, Ufuk Sekmen, Bilge Çeper, S. Orhan Akansu (2008). Boru ç i Akı larda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal ncelenmesi, Erciyes Üniversitesi Isı Bilimi ve Tekni i Dergisi, 28, 2, 51-59.
- 7) Muhittin Kirazlı (2006). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- 8) Tayfun Menlik (2006). TEKNOLOJ , Cilt 9, Sayı 3, 197-205.
- 9) Rasim Behçet ve Cumali İkılıç (2006). Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi 18 (4), 559-564.
- 10) Hüseyin Benli, Hasan Gül ve Aydın Durmu (2006). Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi 18 (4), 569-575.
- 11) Mustafa Atmaca (2006). Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (4) 1-14.
- 12) Hikmet Do an Mustafa Akta Tayfun Menlik (2004). TEKNOLOJ , Cilt 7, Sayı 3, 407-414.
- 13) Nihal U urlubilek (2009). Eski ehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt: 22, Sayı: 3,

- 14) Do an, M., Sivrio lu, M., Ba kaya, ., ‘Akıma Paralel Kanatçıklar Yerle tirilmi Yatay Kanallarda Laminer Karı ık Konveksiyon artlarında Isı Transferinin Sayısal Olarak ncelenmesi’.
- 15) Kurtba , ., Gülçimen, F., Durmu , A., (2004). “De i ik Tip Kanatçıklar Kullanarak Sabit Isı Akısına Sahip Bir Isı De i tiricisinin Etkenli ini Artırma”, Isı Bilimi ve Tekni i Dergisi, 24 117-125.
- 16) sak Kotçio lu ve Abdurrahim Bölükba ı (2003). Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi Cilt 5, Sayı 2, Sayfa 89-102.
- 17) Aydın Durmu ve Apdullah Akbulut (2003). Do u Anadolu Bölgesi Ara tırmaları 4.
- 18) Önder Kızılkıan (2007). Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11-3,246-251.
- 19) Leu, J. S., Liu, M. S., Liaw, J. S., and Wang, C. C., (2001). A Numerical Investigation of Louvered Fin and Tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations. International Journal of Heat and Mass Transfer, 44: 4235 – 4243.
- 20) Hasan Gül, Duygu Evin, Vedat Tanyıldızı (2006). Journal of Engineering and Natural Sciences Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi Ara tırma Makalesi.
- 21) Ça da Ye il, (2007). Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- 22) Lee, K., Kim, W., Si, J., (2001) Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 1373–1378.
- 23) Wang, C.C., Hwang, Y.M., and Lin, Y.T., (2002) Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. Refrigeration, 25: 673 - 680.
- 24) Kim, Y., and Kim, Y., (2005). Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned – Tube Heat Exchangers with Large Fin Pitch. International Journal of Refrigeration, 28: 851 - 858.
- 25) Flavio, Ciofolo .C.G., Raquel, Y.M., Jorge, A.W.G., Carmen, C.T., (2006). Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. Chemical Engineering Science, 61, 7133-7138.
- 26) Michele, Chen., (2006). Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 26, 3605-3612.

- 27) Wang, C. C., Hwang, Y. M., and Lin, Y. T., (2001). Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristic of Herringbone Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 25: 673 – 680.
- 28) Iwai, H., Tatsumi, K., Suziki, K., (2006). Effect of the plate thermal resistance on the heat transfer performance of a corrugated thin plate heat exchanger. *Heat Transfer-Asian Research*, 35, 209-223.
- 29) Ayla Do an, Mecit Sivrio lu ve enol Ba kaya (2006). Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt 21, No 2, 311-318.
- 30) brahim Uzun, Nur Terlemezo lu, Battal Do an (2005). Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi Cilt 11, Sayı 1, Sayfa 153-159.
- 31) Nuri Yücel ve enay Demiralay (1999). Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt 14, No 2, 57-72.
- 32) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., (1994). *ASME Journal of Fluids Engineering*, 116, 238.
- 33) Sparrow E.M, Prakash C. (1980). ‘*Journal Of Heat Transfer*’, V. 102, 215.
- 34) Lee Y.N. (1986). ‘Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Array of Plates Aligned at Angles to the Flow in a Rectangular’. *Int. J. Heat Mas Transfer*, p. 1533 -1563.
- 35) Jang, J.Y., and Chen L.K., (1997). Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow in a Three – Dimensional Wavy – Fin and Tube Heat Exchanger. *Heat Mass Transfer*, 40: 3981 – 3990.
- 36) Seçil irin, Kemal Altını ık, Ali Ate (2009). 5. Uluslararası leri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük.
- 37) Bayram Kılıç Plakalı (2008). Isı E anjörlerinin Isıtma ve So utma Uygulamaları için Optimum Çalı ma artlarının Ara tırılması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- 38) J. A. W. Gut, J. M. Pinto, (2003) Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations, *International journal of heat and mass transfer*, pp. 2571-2585.
- 39) Abdel-Moneim, S.A., El-Shamy, A.R., ve Atwan, E.F., (2004). *Eng. Research Jour.*, 50,13.
- 40) brahim Bayraktar, ‘Dalgalı Yüzeyle Levhalar Arasındaki Isı Geçi i’, ITU Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.

- 41) Yüncü, H., Kakaç, S. (1999). ‘Temel Isı Transferi’, Bilim yayıncılık.
- 42) Doğan, B. (2002). “Dikey Bir Levhada Laminer Akı şartlarında Doğal Isı Taınımının ncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi.
- 43) Acharya, S. ve Mehrotra, A., (1993). “Natural Convection Heat Transfer in Smooth and Ribbed Vertical Channels”, Int. J. Heat and Mass Transfer, 36, 236-241.
- 44) Lee, C.K. ve Abdel-Moneim, S.A.(2001). Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 28, no. 2, 161–170.
- 45) Lee, K. S., and Oh, S. J., (2004). Optimal Shape of The Multi – Passage Branching System in a Single – Phase Parallel – Flow Heat Exchanger. International Journal of Refrigeration, 27: 82-88.
- 46) Gülay YAKAR (2007). Delinmi Kanatlı Boru Kanat Tipi Isı De i tiricilerinde Yaratılan Türbülansın Isı Transferi ve Basınç Dü ümüne Etkisi, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- 47) Kayata , N., (2003). ç çe Borulu Bir Isı de i tiricisinde Isı Transferinin yile tirilmesinin Nümerik Olarak ncelenmesi, Y. Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.
- 48) Genceli, O., ‘Isı De i tiricileri’, Birsen Yayınevi, 1999.
- 49) Sparrow, E.M., and Chaboki, A., (1984). Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, ASME Journal of Heat Transfer, 106, 766-773.
- 50) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., and Baker, R.S. (1993). Int. J. Of Heat and Mass Transfer, 36, 2069.
- 51) Ulusal web sayfası: (<http://www.isidegisticileri.org.tr> , www.esanjor.com.tr)

ÖZGEÇM

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı Ömer Onur KARABULUT
Doğum Yeri ve Tarihi Samsun, 22/11/1987
Medeni Hali Bekar
Yabancı Dil İngilizce
İletişim Adresi
E-posta Adresi omeronurkarabulut@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise Samsun 100.Yıl Lisesi, 2004
Lisans Cumhuriyet Üniversitesi, 2009
Yüksek Lisans Cumhuriyet Üniversitesi, 2009-

Tecrübesi

Ödüller, Teşvikler ve Üyelikler

EKLER

I. SAYISAL AKI KANLAR DİNAMIĞI (SAD) YÖNTEMİ

Sayısal Akı kanlar Dinamiği yöntemi (SAD) sıvı ve gazlarla ilgili problemlerin sayısal teknikler uygulanarak çözüldüğü bir yöntemdir. Bu çalışmada, daha önceden gerçekleştirilmiş olan deneysel ve sayısal çalışmalara bağlı olarak, GAMBIT ve FLUENT isimli paket programları kullanılarak modellenmiştir. Bu programların çalışma sistemleri aşağıda verilmiştir.

I.1. FLUENT Programının Genel Tanıtımı

FLUENT sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Sayısal Akı kanlar Dinamiği (SAD) yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki SAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen FLUENT, en ileri teknolojiye sahip ticari SAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

FLUENT, genel amaçlı bir SAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akı kanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile FLUENT, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçer, performansı doğrudan etkileyen etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesini sağlar.

FLUENT, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı deneysel fiziksel modeller sayesinde laminar, geçiş ve türbülanslı akımlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akı kaynağı gürültü, çok fazlı akımları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üretebilmektedir.

I.2. GAMBIT Programının Genel Tanıtımı

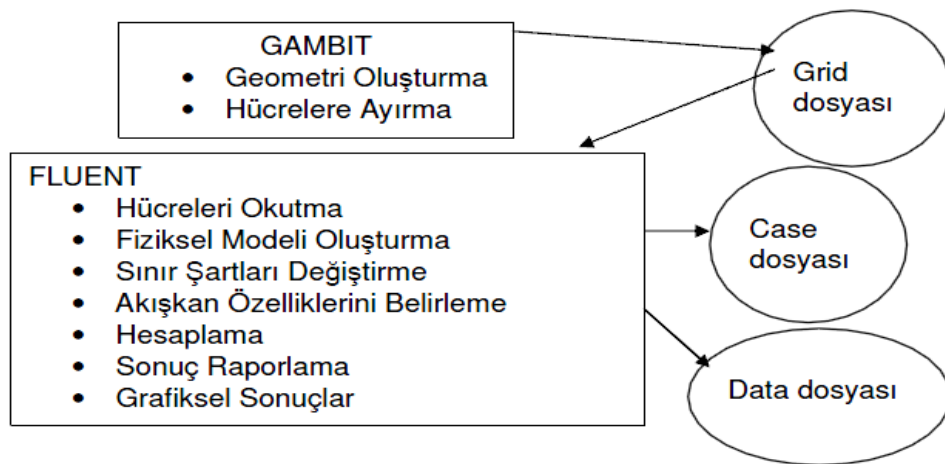
GAMBIT, Sayısal Akıkanlar Dinamiği (SAD) ve Sonlu Elemanlar (SE) analizlerinde kullanılabilen genel amaçlı bir ön i lemcidir.

GAMBIT, SAD ve SE analizlerinin üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal a oluşturma i lemlerini, bünyesinde barındırdı ı araçların da yardımıyla, kolayla tırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır. GAMBIT, sundu u araçlarla, kullanıcıya kaliteli bir çözüm için gerekli ilk art olan kaliteli sayısal a a sahip olma imkanı tanır.

Di er ön i lemcilerin aksine GAMBIT, sahip oldu u katı modelleme araçları sayesinde hem orta derecede karma ık geometrilerin olu turulmasına hem de geli mi geometri alım kapasitesi sayesinde profesyonel katı modelleme programlarından model alımına olanak tanıyarak kullanıcıya büyük bir esneklik sa lar.

Ayrıca kendisine ait “sanal geometri” kavramıyla dı arıdan alınmı modellerdeki en büyük sorun olan geometri temizleme i lemini kolayla tırarak sayısal a olu umuna uygun modellerin elde edilmesine olanak sa lar.

GAMBIT, iki boyutta dörtgen ve üçgen elemanların, üç boyutta ise altı yüzlü, dört yüzlü ve geçi elemanları olarak kama tipi ve piramit tipi elemanların kullanımına izin vererek istenilen tipteki sayısal a ın basit ve hızlı bir ekilde olu turulmasına imkan verir. A a ıda GAMBIT ve FLUENT Programlarının birlikte çalı masını gösteren bir akı eması verilmi tir.



ekil I.1 GAMBIT ve FLUENT programları için akı eması

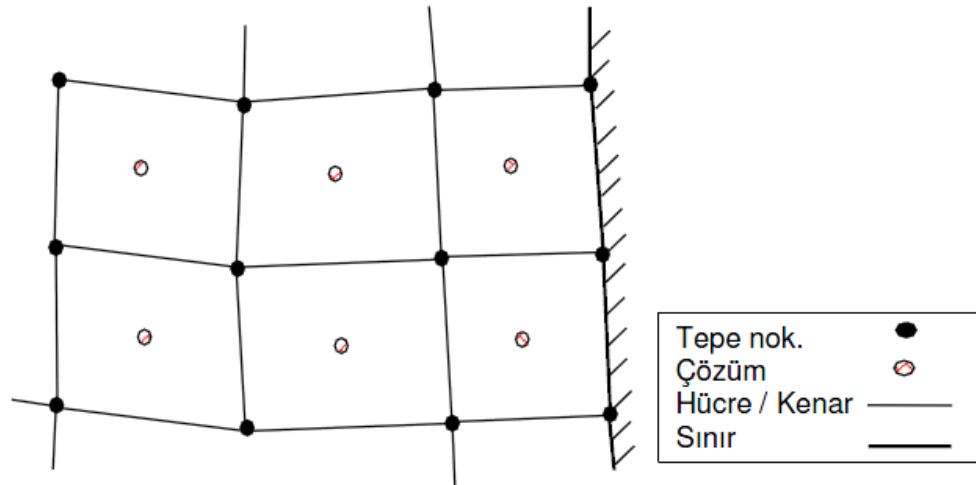
I.3. Sonlu Hacimler Ayırma (Diskritizasyon) Metodu

FLUENT ısı transferi, kütle transferi, akı kanlar mekaniği, kimyasal karışım ve yanma gibi olayların simülasyonunu yapabilen bir paket programdır.

Matematiksel denklemleri nümerik bir prosese dönüştürerek, yani matematik modelde tanımlanan kısmi diferansiyel denklemleri ayırarak lineer cebirsel denklemlere dönüştürür. Çünkü, kısmi diferansiyel denklemler bilgisayarda doğrudan çözülemezler. Dönüştürülen denklemler SAD programları vasıtasıyla çözümlenerek sonuçlara ulaşırlar.

Lineer denklemlerin oluşturulmasında sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar gibi yöntemler bulunmaktadır. FLUENT bunlardan sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

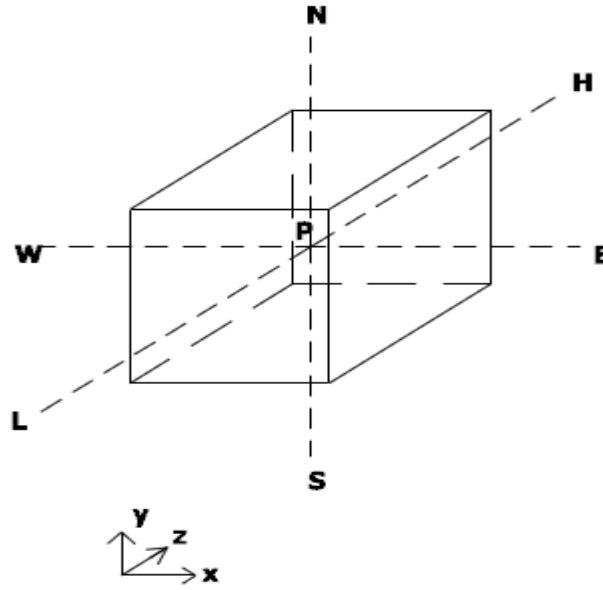
Bu metotta, çözüm alanı sonlu sayıda küçük hacimlerde hücelere ayrılır. Hücre kontrol hacminin sınırlarını tanımlarken sayısal sonuç kontrol hacminin merkezinde yer alır. Skaler büyüklüklerin, yani basınç, entalpi ve konsantrasyon çözümünde hücre merkezlerinden, vektörel büyüklük yani hız çözümünde ise hücre yüzeylerinden yararlanılır.



ekil I.2 Sonlu hacimler metodu için çözüm hücreleri

Yöntem, kontrol hacimlerinin merkezleri arasında iterasyon yaparak merkez noktası için hesaplamaları yapmaktadır.

Tek bir hücre üzerinde sonlu hacimler metodunu tanımlayacak olursak,



ekil I.3 Sonlu hacimler metodunu tanımlamak için kullanılan bir hücre

Bu hücre için genel halde bir lineer denklem yazılacak olursa,

$$a_p \Phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \Phi_{nb} + b \quad (I.1)$$

bu denklemlerde;

$n_b = P$ 'ye kom u hücreleri (N, W, E, S, H, L, T)

a = katsayıyı

b = kaynak terimini

= fonksiyonun o noktadaki de erini tanımlar.

Denklemdaki katsayı “a” sıfır ya da pozitifdir. Hücre geometrisine, akı kanın bir hücreden di erine geçi hızına ve akı kanın yerel özelliklerine ba lıdır. Kaynak terimi “b” lineerize edilirken negatif bir e imle lineerize edilmelidir. Isı transferi problemlerinde bir kaynak “b” ;

$$S_p = S_c(T_v - T_p) \quad (I.2)$$

eklinde bir lineer ifade ile modellenirse, S_c pozitif olmalıdır. Burada T_v , sabit bir sıcaklık, S_c kaynak katsayısı, T_p ise "P" noktasındaki sıcaklıktır. Zamandan bağımsız durumlarda ve kaynak terimi olmadığı anda katsayılar için şu ifade yazılabilir.

$$a_p = \sum a_{nb} \quad (I.3)$$

Böylece komşu hücrelerde sıcaklıkların aynı olduğu anda T_p sıcaklığının bu hücre sıcaklıklarına eşit olma durumu sağlanmıştır.

II. SONLU HACİMLER YÖNTEMİ

II.1 Sonlu Hacimler Formülasyonları

Bilindiği gibi laminar ve sürekli olarak akan bir akışkanın akışını tanımlamak için üç temel denklem mevcuttur.

- Kütle korunumu
- Momentum korunumu
- Enerji korunumu

Bu bölümde FLUENT paket programının çözücüsü tarafından kullanılan denklemlere yer verilecektir.

II.1.1 Kütle Korunumu

FLUENT paket programı tarafından kullanılan kütle korunumu yani devir adıyla süreklilik denklemi aşağıda verilmiştir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = S_m \quad (\text{II.1})$$

Burada: u_i hız vektörlerini, ρ yoğunluğu, t zamanı ve S_m dışarıdan eklenen kütle kaynağını göstermektedir.

II.1.2 Momentumun Korunumu

FLUENT paket programı tarafından kullanılan kütle korunumu denklemi aşağıda verilmiştir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (\text{II.2})$$

Burada ise; p statik basınç, τ_{ij} gerilme tensörü, g_i yer çekimi ivmesi ve F_i cisim kuvvetlerini sembolize etmektedir. τ_{ij} ifadesinin açılımı ise aşağıdaki gibidir;

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{II.3})$$

Burada μ moleküler viskoziteyi göstermektedir.

II.1.3 Enerjinin Momentumun Korunumu

FLUENT paket programı tarafından kullanılan enerjinin korunumu denklemini u ekli ile çözer;

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + p)) \\ & = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j=1}^i h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{ef} \right) + S_h \end{aligned} \quad (II.4)$$

Burada, k_{ef} efektif konduktivite, J difüzyon akısı, T sıcaklık, τ_{ij} viskoz gerilme tensörü eklinde açıklanabilir. S_h kimyasal reaksiyon ısını ve tanımlanan di er volümetrik ısı kaynaklarını içermektedir. Bu denklemlerle kullanılan di er parametreler ise a a ıdaki ekilde gösterilebilir;

$$E = h - \frac{P}{\rho} + u_i^2 \quad (II.5)$$

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dt \quad (II.6)$$

Bu denklemlerde, h entalpiyi, P basıncı, u hızı, T_{ref} referans alınan sıcaklık de erini ve son olarak $c_{p,i}$ sabit basınç altındaki özgül ısıyı göstermektedir.