

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIM YAPILARININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Derya KAYA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

149946

149946

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIM YAPILARININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ

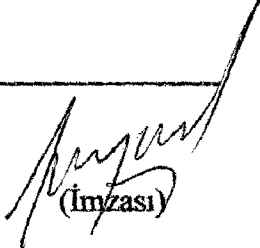
Derya KAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Ertan BUYRUK
(Danışman)

Makine Müh. Yrd. Doç. Dr.
(Bölümü – Ünvanı)


(İmzası)

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ'NE

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Gönenc ARIN
Üye: Doç. Dr. Ali PINARBAŞI
Üye: Yrd. Doç. Dr. Ertan BUZRUK
Üye:.....
Üye:.....

ONAY

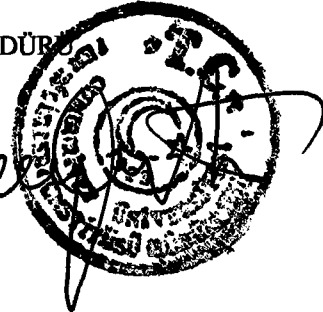
Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

13.10.2004

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

R. Mueev

Prof. Dr. Rauf AMİROV



Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12. 1993 tarihinde C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'nce hazırlanan ve yayınlanan "Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu" adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER DİZİNİ	xi

**BÖLÜM I
GİRİŞ**

1.1. Giriş	1
1.2. Geometrik Yapı	2
1.3. Önceki Çalışmalar	3

**BÖLÜM II
GENİŞLETİLMİŞ ISI AKTARIM YÜZEYLERİ**

2.1. Giriş	7
2.2. Genişletilmiş Isı Aktarım Yüzeyleri (Kanatçıklar)	8
2.2.1. Kanatlarda İletimin Genel Çözümlemesi	10
2.2.2. Kanat Etkenliği	13
2.2.3. Toplam Yüzey Verimi	16
2.3. Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri	17

BÖLÜM III

TEMEL DENKLEMLER VE KULLANILAN SAYISAL YÖNTEMLER

3.1. Temel Denklemler	18
3.1.1. Laminer Sıkıştırılamaz Akış	18
3.1.2. Türbülanslı Akış	19
3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi	
3.2.1. Giriş	20
3.3. Sonlu Hacimler Yöntemi	
3.3.1. Giriş	22
3.4. Türbülanslı Akış	24
3.4.1. Sıfır Denklem Modeli	24
3.4.2. Standart k- ϵ modeli	25
3.4.3. RNG Türbülans Modeli	26
3.4.4. NKE Türbülans Modeli	26
3.4.5. Grimaji Türbülans Modeli	27
3.4.6. SZL Türbülans Modeli	27

BÖLÜM IV

SONUÇLAR

4.1. Giriş	29
4.2. Düz Kanal	
4.2.1. Analitik Çözüm	31
4.2.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	33
4.2.3. FLUENT Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	38
4.2.4. Sonuçlar	42
4.3. Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal :	
4.3.1. Geometri	44
4.3.2. ANSYS Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar	44
4.3.2.1. I. Geometri	44
4.3.2.1.1. Ağ Yapısı	44
4.3.2.2. II. Geometri	50
4.3.3. FLUENT Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar	54
4.3.4. Sonuçlar	56
4.4. Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal	

4.4.1. Geometri	59
4.4.2. ANSYS Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar	59
4.4.2.1. I. Geometri	59
4.4.2.1.1. Ağ Yapısı	59
4.4.3. FLUENT Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar	65
4.4.4. Sonuçlar	67
4.5. Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal	
4.5.1. Geometri	69
4.5.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	69
4.5.3. FLUENT Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	74
4.5.4. Sonuçlar	76
4.6. Kanatçıklar arasına Yiv Eklenmiş Kanallar	
4.6.1. Üçgen Kanatçık Eklenmiş (YİVLİ)	78
4.6.1.1. Geometri	78
4.6.1.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	78
4.6.2. Dairesel Kanatçık Eklenmiş (YİVLİ)	82
4.6.2.1. Geometri	82
4.6.2.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar	82
4.6.3. Sonuçlar	87

BÖLÜM V

TARTIŞMA VE SONUÇ

5. Tartışma ve Sonuç	88
----------------------	----

BÖLÜM VI

KAYNAKLAR

6. Kaynaklar	90
7. Özgeçmiş	93

EK I

I. Sonlu Elemanlar Yöntemi	
I.1. Eleman Tipleri	94

I.1.1. Tek Boyutlu Elemanlar	94
I.1.2. İki Boyutlu Elemanlar	94
I.1.3. Üç Boyutlu Elemanlar	95
I.1.4. Dönel Elemanlar	95
I.1.5. İzoparametrik Elemanlar	95
I.1.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi	96
I.1.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi	96
I.1.4. Sistem Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi	97
I.1.5. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması	97
I.1.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi	97
I.1.7. Sistem Denkleminin Çözümü	97
I.1.8. Koordinatlar ve Şekil Fonksiyonları	98
I.1.9. İki Boyutlu Problemler	101
I.1.10. Ağ Oluşturma	
I.1.10.1. Giriş	102
I.1.10.2. Ağ oluşturma koşulları	103
I.1.10.2.1. Geometrik bilgi	103
I.1.10.2.2. Fiziksel bilgi	103
I.1.10.2.3. Düğüm noktası bölgesi	103
I.1.10.2.4. Ağ derecelendirilmesi	104
I.1.10.2.5. Ağ dönüşümü	104
I.1.10.3. Temsili şemalara uyarlılık	104
I.1.10.4. Maliyet geçerliliği	104
I.1.11. Ansys Paket Programını Kullanarak Ağ Oluşturma	
I.1.11.1. Giriş	105
I.1.11.2. Ağ Oluşturma	105
I.1.11.2.1. Serbest veya alan ağ oluşturma	105
I.1.11.2.2. Eleman şekli	106
I.1.12. ANSYS Paket Programının Kullandığı Sonlu Elemanlar	
Metodu Denklemleri	
I.1.12.1. Kondüksiyon ve Konveksiyon Denklemleri	107
I.1.12.2. Isı Akısı Matrislerinin Çıkarılması	110
I.1.12.3. Akışkanlar İle İlgili Denklemler	112
I.1.12.3.1. Süreklilik Denklemi	112
I.1.12.3.2. Momentum Denklemi	112
I.1.12.3.3. Sıkıştırılamaz Akış İçin Enerji Denklemi	113
I.1.12.3.4. Basınç	114

I.1.12.3.5.Akış Matrisinin Çıkarılması	114
--	-----

II. Sonlu Hacimler Yöntemi

II.1. Sonlu Hacimler Formülasyonları	115
II.1.1. Kütleinin Korunumu	115
II.1.2. Momentumun Korunumu	115
II.1.3. Enerjinin Korunumu	116



ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

**KANATÇIKLI YÜZEYLERDE ISI AKTARIM YAPILARININ SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Derya KAYA

Cumhuriyet Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Ertan BUYRUK

Bu çalışmada, plaka tipi ısı değiştiricilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkilerinin birleşik ısı transferi yaklaşımıyla incelenmesi amaçlanmıştır. İki boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanalların, geniş duvarlı kanatçıklı yüzeyler tarafından geliştirildi. Reynolds sayısının 500'den 2500'e değiştirildiği laminar ve düşük türbülanslı akış oranlarında çeşitli kurulumlar için (kanatçık için : şekil, boyut, aralık- kanal için: yükseklik, genişlik, duvar sıcaklığı) araştırıldılar. İncelemede sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleri olan, sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS ve sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar öncelikle farklı araştırmaların sonuçlarıyla ve daha sonra birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

ANAHTAR KELİMELELER : Isı Transferi Artırımı / Kanatçık / Plaka Tipi Isı Değiştiricileri / Sayısal Akışkanlar Dinamiği / Sonlu Elemanlar Metodu / ANSYS / Sonlu Hacimler Metodu / FLUENT

SUMMARY

M. Sc. Thesis

**NUMERICAL INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER STRUCTURES FOR
FINNED SURFACES**

Derya KAYA

Cumhuriyet University
Grade School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Dr. Ertan BUYRUK

In this study, it is aimed to investigate the effect of heat transfer for a finned surface placed on a plate in a plate type heat exchanger by using a conjugated heat transfer approach. The heat transfer is enhanced by finned surfaces applied to the long side of wall (x- direction) of the two dimensional duct. Reynolds number was varied between 500 and 2500 covering the range from laminar to low turbulent flow. Various configurations such as fin; shape, size, spacing – duct; width, height, wall temperature were investigated. In this investigation computational fluid dynamics methods called, ANSYS which uses finite element method and FLUENT which uses finite volume method were used. It was seen that obtained results were well comparable with each other.

KEY WORDS: Heat Transfer Enhancement / Fin / Plate Heat Exchanger / Computational Fluid Dynamics / Finite Element Method / ANSYS / Finite Volume Method / FLUENT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarında bana her zaman en büyük desteği vermiş olan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Ertan BUYRUK'a, değerli katkılardan dolayı Doç. Dr. Ali PINARBAŞI'na , desteklerini her zaman yanımda hissettiğim aileme özellikle ablam Arş. Gör. Sevda MUTLU'ya, çalışma arkadaşlarım Öğr. Gör. Deniz GÖLBAŞI ve Öğr. Gör. Nilüfer ÖZER'e teşekkür ederim.

Derya KAYA

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1 Kanatçık Yapılarına Ait Çalışma Modeli	2
Şekil 2.1. İletim, taşınım ve ışıma ile ısı transferi	7
Şekil 2.2. Bir düzlemsel duvardan ısı transferinin artırılmasında kanat kullanımı	9
(a) Çıplak Yüzey	
(b) Kanatlı Yüzey	
Şekil 2.3. Tipik kanatlı –boru ısı değiştiricileri	9
Şekil 2.4. Kanat türleri	10
(a) sabit kesitli düz kanat, (b) değişken kesitli düz kanat, (c) dairesel kanat, (d) iğne kanat	
Şekil 2.5. Genişletilmiş yüzeyde enerji dengesi	11
Şekil 2.6. Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri	16
Şekil 2.7 Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri	16
Şekil 2.8. Şekil 2.8. Temsili kanat dizileri	16
(a) Dikdörtgen kanatlar	
(b) Dairesel kanatlar	
Şekil 3.1. Doğrusal kenarlı basit üçgen	21
Şekil 4.1: Düz Kanala Ait Model	31
Şekil 4.2: Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	34
Şekil 4.3: Düz Kanalda Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	35
Şekil 4.4: Düz Kanalda Vektörel Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	37
Şekil 4.5: Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	39
Şekil 4.6: Düz Kanalda Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	40
Şekil 4.7: Düz Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılım Grafiği	41
Şekil 4.8: Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Geometrisi	44
Şekil 4.9: Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Ağ Yapısı	45
Şekil 4.10: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı	46
($Re = 500$, $T_s = 303\text{ K}$)	
Şekil 4.11: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı	48
($Re = 500$, $T_s = 303\text{ K}$)	
Şekil 4.12 : 5-6 ve 7. Kanatçıklar Üzerinde Isı Aktarım Katsayısının	48
Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	
Şekil 4.13: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım	49
Katsayısının Noktasal Dağılımı ($Re = 500$, $T_i = 350\text{ K}$)	
Şekil 4.14: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı	49
Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$)	

Şekil 4.15: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	50
Şekil 4.16: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	51
Şekil 4.17: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	52
Şekil 4.18: II. Geometride ($e = 3\text{ mm}$) Farklı Kanatçık Aralıkları (p/e) İçin Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımlarının Karşılaştırılması ($Re = 500$, $T_s = 303\text{ K}$)	53
Şekil 4.19: 1. Geometri İçin Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	54
Şekil 4.20 : 1. Geometri İçin Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	55
Şekil 4.21: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri	59
Şekil 4.22: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Ağ Yapısı	59
Şekil 4.23: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	61
Şekil 4.24: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	63
Şekil 4.25: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	63
Şekil 4.26: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	65
Şekil 4.27: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	66
Şekil 4.28 : Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri	69
Şekil 4.29: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	71
Şekil 4.30: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	72
Şekil 4.31: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	72
Şekil 4.32: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	74
Şekil 4.33 Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	75
Şekil 4.34: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri	78

Şekil 4.35: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	79
Şekil 4.36: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	80
Şekil 4.37 : Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Akatırım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	81
Şekil 4.38 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri	82
Şekil 4.39 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	83
Şekil 4.40 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	84
Şekil 4.41 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	85
Şekil 4.42 : Fraklı Kanatçık Tiplerine Ait Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımları ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)	86

SİMGELER DİZİNİ

x, y	:	Lokal koordinat sistemi
r, s	:	Doğal koordinat sistemi
u, v	:	Deplasman vektörünün x, y doğrultularındaki bileşenleri
q	:	Düğüm deplasmanı
ϵ	:	Birim şekil değiştirme
$\{\epsilon\}$:	Şekil değişim matrisi
$[B]$:	Şekil-yer değiştirme matrisi
$\{a\}$:	Eleman yer değiştirme vektörü
E	:	Elastisite modülü
$\{\sigma\}$:	Gerilme matrisi
$\{u\}$:	Yer değiştirme vektörü
$\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$:	Kartezyen koordinatlarda gerilme bileşenleri
$\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$:	Kartezyen koordinatlarda şekil değişim bileşenleri
T	:	Yüzey kuvveti
dV	:	Diferansiyel hacim
t	:	Üç boyutlu koordinat sisteminde z yönündeki kalınlık
$[D]$:	Elastisite matrisi
N_i	:	Langrange şekil fonksiyonu
$[N]$:	Şekil fonksiyonları matrisi
$[J]$:	Jakobiyen matrisi
A	:	Kartezyen koordinatlardaki alan
U	:	Elastik enerji
$\{f\}_e$:	Eleman kütle kuvveti
ND, NY	:	Y-D koordinat sisteminde düşeydeki ve yataydaki aralık sayıları
KD, KY	:	Aralıkların alt bölümleri
$NNY(KY)$:	Yataydaki toplam aralık sayıları
$NND(KD)$:	Düşeydeki toplam aralık sayıları
NNY, NND	:	Y ve D yönündeki toplam düğüm sayıları
NNT	:	Maksimum düğüm sayısı
$X(I), Y(I)$:	Temel düğümlerin koordinatları
R^2	:	Eğri denklemlerinin yaklaşımı
ρ	:	Yoğunluk
D_h	:	Hidrolik çap
k	:	Isı iletim katsayısı

ϕ	:	Açı
R	:	Yarıçap
P	:	Basınç
τ	:	Kayma Gerilmesi
H	:	Kanal yüksekliği
W	:	Kanal genişliği
H_{ort}	:	ortalama ısı transferi katsayısı
A	:	Alan
Re	:	Reynolds Sayısı
Nu	:	Nusselt Sayısı
Pr	:	Prandtl Sayısı
V	:	Akışkan Hızı
Φ	:	Viskoz Dağılım Fonksiyonu
ν	:	Kinematik viskozite
k_f	:	Akışkanın ısı iletim katsayısı
T_s	:	Yüzey sıcaklığı
T_i	:	Giriş sıcaklığı
T_o	:	Çıkış sıcaklığı
m	:	Kütleli Debi
As	:	Kesit Alanı
P	:	Yoğunluk
Ψ	:	Genel Akış Değişkeni

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. Giriş

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve artan çevre kirliliği, günümüzde enerjinin verimli olarak kullanılmasına yönelik çalışmaların büyük bir önem kazanmasını gerekli kılmıştır. Enerji tasarrufu, daha geniş anlamda enerji verimliliği, 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 yapmaktadır. Böylece enerjinin maliyeti düşmekte, kaynakların kullanım süreleri uzamaktadır. Bu kapsamda düşünüldüğünde, yapılan araştırmalar dünyamızı hem enerji dar boğazından daha uzaklaştırmakta hem de çevreyi korumada yararlı olmaktadır.

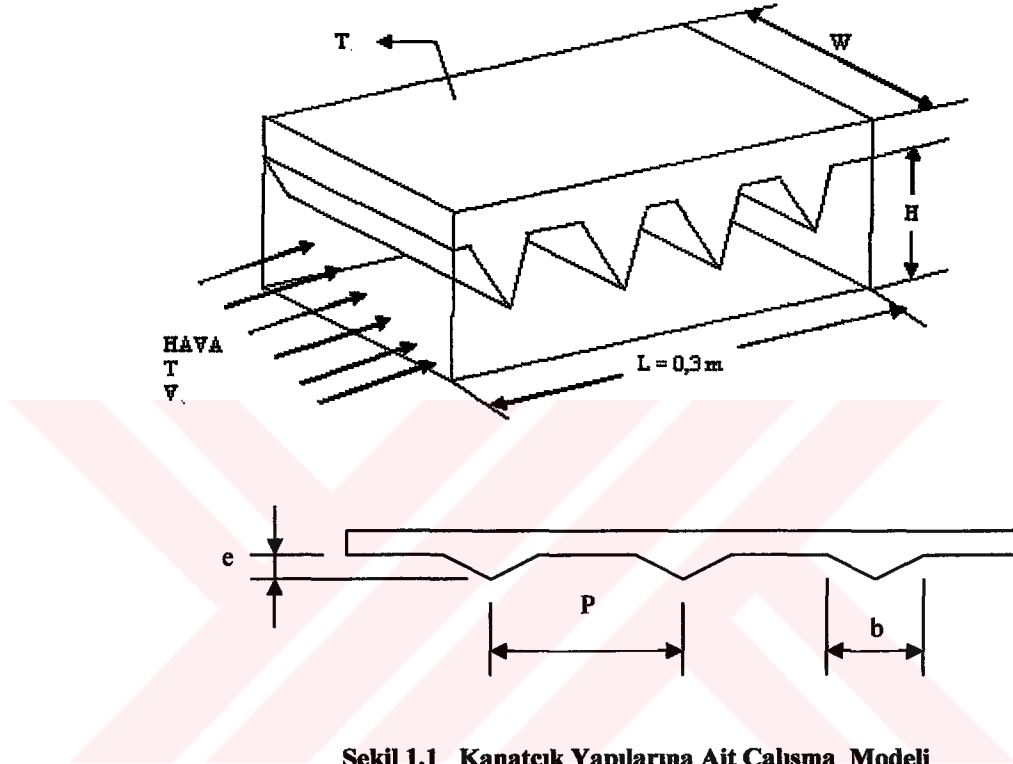
Günümüz teknolojisinde ısı aktarımı miktarını artırarak enerji tasarrufu çabaları çok fazladır. Bu amaçla en yaygın kullanılan yöntemlerden biri kanatçıklar (Genişletilmiş Isı Aktarım Yüzeyleri) dir. Kanatçıklı (genişletilmiş) yüzeyler yüzey alanını artırmak ve akımın türbülansını artırmak suretiyle konvektif ısı ve kütle aktarımını artırır. Kanatçıklı yüzeylerin uygulama alanları çok çeşitlidir. Başlıca kullanım alanları olarak gaz türbin motorlarında türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihazların soğutulması ile havacılık, uçak ve kimyasal üretim tesislerindeki çeşitli ısı değiştiricileri sayılabilir. Bu çalışmada, plaka tipi ısı değiştiricilerinin verimini artırmak için kullanılan kanatçıklar incelendiler. Kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Kanatçık malzemesinin, tipinin, yerleştirilme düzenlerinin, yüzeye monte şekillerinin ve ortam şartlarının her birinin ele alınarak incelenmesi ve ısı geçişini artıracak şekilde değerlendirilmeleri gerekir. Sunulan bu çalışmada kanatçıklara ait bu faktörler sayısal olarak incelendiler. Bu amaçla sonlu elemanlar yöntemi kullanan ANSYS-Flotran ve sonlu hacimler yöntemi kullanan FLUENT paket programları kullanıldılar. Bulunan sonuçlar öncelikle doğruluğunun kanıtlanması amacıyla başka araştırmacıların sonuçlarıyla daha sonra ise birbirleriyle karşılaştırıldılar. Özellikle yerli yayınlarda yeteri kadar yer alamayan birleşik ısı aktarımının sayısal olarak incelendiği bu çalışma, mevcut boşluğu doldurma ve yeni çalışmalara adım olması açısından tercih edilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan çalışmalar şu şekilde özetlenebilir. Plaka tipi ısı değiştiricilerinde levhalara eklenen kanatçıkların farklı tiplerinin (üçgen, dairesel, dörtgen, vb.), farklı geometrilerinin (kanatçık için; boyut, aralık-kanal için; yükseklik, genişlik ve duvar yüzey sıcaklığı) ve değişik Reynolds sayılarının ısı aktarımına etkileri incelenmiştir.

Sonlu hacimler yöntemi ile kanatçıkların farklı tip ve geometrileri için incelemeler ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

1.2. Geometrik Yapı :

Bu çalışmada kullanılan kanatçık yapılarına ait model Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1.1 Kanatçık Yapılarına Ait Çalışma Modeli

Düzenek üstten ısıtılan ve altta alüminyum duvar ($T_s = 20-90 \text{ }^\circ\text{C}$) ile dikdörtgenel oluktan ($L = 300 \text{ mm}$, $W = 30-150 \text{ mm}$, $H = 0-32 \text{ mm}$) oluşur.

Kanatçık Modellerine Ait Parametreler:

- ✓ Kanatçık biçimleri : Üçgen, dairesel, dörtgen, yiv eklenmiş üçgen ve dairesel
- ✓ Kanatçık genişliği: $b = 5-10 \text{ mm}$
- ✓ Kanatçık yüksekliği : $e = 1,5-3 \text{ mm}$
- ✓ Kanatçık aralıkları : $p/e = 10-30 \text{ mm}$
- ✓ Kanal genişliği : $W = 30-60-90-120-150 \text{ mm}$
- ✓ Kanal yüksekliği : $H = 7-14 \text{ mm}$
- ✓ Duvar yüzey sıcaklığı: $T_s = 30-50-70-90 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ Reynolds sayıları : $Re = 500-1500-2500$

Dikdörtgen kesitli düz kanallarda zorlanmış taşınım ısı aktarımının sayısal olarak araştırıldığı bu çalışmada, ısı aktarımı kanalının geniş duvarı kanatçıklar tarafından geliştirilir.

Kanatçık malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanatçık boyunca sıcaklık dağılımını etkileyeceğinden, kanatçık dibinden ucuna kadar sıcaklık değişiminin en az olması için, kanal malzemesi olarak yüksek ısı iletim katsayısına sahip, ucuz ve hafif olan alüminyum seçilmiştir. Ayrıca kanatçıkların kanal yüzeyiyle bütün olarak imal edildiği varsayımıyla, kanatçıklarla yüzey arasındaki ısıl temas direnci ihmal edilmiştir.

Akış oranları; Reynolds sayısının 500'den 2500'e değiştirildiği laminer ve düşük türbülanslı akış arasında değiştirilerek oluşturulan çeşitli kurulumlar (p/e, e/H) için ANSYS-Flotran ve FLUENT çözümleri sonuçları karşılaştırılmıştır. Kullanılan kanatçıklar türbülans oluşturduğu için sayısal incelemelerde k-ε türbülans modeli seçildi.

1.3 Önceki Çalışmalar:

Bu bölümde, kanatçıklı yüzeylerle ilgili daha önce yapılmış, sayısal ve deneysel çalışmalar incelenip , yapılacak çalışma şekillendirilmiştir.

Bu çalışmaya temel oluşturan; R. Tauscher, F. Mayinger (1999) [2] tarafından Plaka tipi ısı değiştiricilerinde, farklı kurulumlardan oluşturulan genişletilmiş yüzeylerle ısı aktarımının artırılmasını laminer ve düşük türbülanslı akış oranlarında deneysel ve sayısal olarak incelendiği çalışmadır. Bu çalışmada kanatçıkların türbülans oluşturu etkilerinin gözlemlendiği ve böylece ısı aktarımını artırdığı , artım için en uygun kurulumun belirlendiği ve deneysel sonuçlarla sayısal sonuçların uyumu gösterilmiştir.

C.K. Lee, S.A. Abdel-Moneim, (2001) [3] tarafından yapılan ; İki boyutlu enine ribler ile yatay yüzeyden akış davranışları ve ısı aktarımı, CFD modeli kullanılarak sayısal olarak araştırıldığı çalışmada, riblerin ısı aktarımını artırdığı ve bulunan sonuçların daha önce yapılan deneysel çalışma sonuçlarıyla uyumlu oldukları belirtilmiştir.

J. Antoniou , G. Bergeles[4], F. Durst, M. Founti, S. Obi [5], C.D. Tropea, Gackstatter [6] ve T.M. Liou, C.F. Kao [7], farklı kanatçık yoğunluklarında ve Reynolds sayılarında iki boyutlu kanatçık tepe yüzeylerinde akış davranışlarını incelemişlerdir.

Acharya ve çalışma arkadaşları [8,9,10,11] Kanatçıklı kanalda periyodik olarak gelişen akış alanı için akış ve ısı aktarımının deneysel ve sayısal incelemelerini gerçekleştirmişlerdir.

C.G., Speziale, [12] k-ε türbülans modelinin kullanılmasına ek olarak üç farklı duvar işlevi tanımlayarak, Nu sayılarının incelendiği modellemeyi gerçekleştirmiştir.

Liou, T. M., Chang, Y. Ve Hwang, D.W., [13] ve Liou, T. M., Hwang, J.J., [14] Kanal akımını ($1,2 \times 10^4 < Re < 12 \times 10^4$) geliştirmekte ard arda monte edilen iki çift türbülans destekleyici için kanatçık yükseklik ve eğim oranını(p/H) 100'e kadar ölçümlerle akış hızları ve türbülans yoğunluğu hesaplamalarını yönetmişlerdir.

El-Shamy , A.R., Abdel-Moneim, S.A., Abd-Rabo, M.F. ve Abdel-Salam, M.S., [15] ve Abdel-Moneim, S.A., El-Shamy , A.R., ve Atwan, E.F., [16] Türbülanslı akışta iki boyutlu kanatçık kullanımından dolayı ısı aktarımı artışını deneysel olarak araştırmışlardır.

Doğan, M., Sivrioğlu, M., Başkaya, Ş., [17] Laminer karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş yatay kanallarda karışık taşınım ile olan ısı aktarımını Sayısal Akışkanlar Dinamiği'ni (SAD) kullanarak incelemişlerdir. Isı aktarımına Rayleigh sayısının ve değişik kanal geometrilerinin etkilerini araştırmışlardır.

Rustum, I.M., Soliman, H.M., [18] içten kanatçıklı tüplerin termal giriş bölgesinde kararlı, laminar zorlanmış taşınım ile ısı aktarımını sayısal olarak araştırmışlardır. Sonuçları yerel Nusselt sayısını ve her bir sınır koşuluna uygun ısı gelişme uzunluğunu kapsayan 16 geometri için sunmuşlardır. Bu sonuçlar termal hidrolik çapta içten kanatçıklı tüplerde pürüzsüz tüp sonuçlarını farklılaştıran, termal gelişime iç kanatçıkların etkilerini göstermişlerdir.

Rustum, I.M., Soliman, H.M., [19] Kararlı , laminar, karma taşınımı, yatay içten kanatçıklı tüplerde tam gelişmiş bölgede aksel üniform ısı girişi ve üniform duvar sıcaklığı için araştırmışlardır. Akışkan akışı ve ısı aktarımı özelliklerini değiştirilen Grashof sayısı Gr , Prandtl sayısı Pr , kanatçıkların sayısı M , ve görel kanatçık yüksekliği H' 'a bağlı olarak bulmuşlardır. Sonuçlar ikincil akış bileşenleri, aksel hız ve sıcaklık dağılımlarını, duvar akısı, sürtünme faktörü, ve ortalama Nusselt sayısını içermektedir.

Wang, C.C., Jang, J.Y., Chiou, N.F., [20] Dalgalı kanat boru ısı değiştiricilerinde hava tarafı verimleri için tutarlı indirgeme yöntemlerini kurmuşlardır.

Tutar, M., Akkoca, A. [21] Seralarda kullanılan kanat-boru tipi ısı değiştiricilerinde ısı aktarımı ve ilgili türbülanslı akım özelliklerini CFD ile modelledikleri bu çalışmada 600'den 1400'e değişen Reynolds sayısı için tek sıra kanat boru tipi ısı değiştiricilerinde kanatçık aralıklarının değişiminin etkisini vurgulamışlardır. Akış denklemlerinin sonlu hacim çözümünü Fluent paket programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Isı değiştiricilerinin verimini gösteren akış durumları ve akış parametre dağılımlarında ısı değiştiricilerinin tipik geometrik parametrelerinin etkilerini elde etmişlerdir. Sayısal sonuçların deneysel verilerle uyum sağladığını söylemişlerdir.

Uzun, İ., Koçak, F., [22] Boru tipi ısı değiştiricilerinde boru boyunca yerleştirilmiş olan kanatçıkların, en boy oranları ve sayılarını değiştirerek ısı aktarımına etkilerini incelemişlerdir. Sistemin çözümü için sabit duvar sıcaklığı sınır şartını kullanarak sonuçları elde etmişlerdir. Sistemin sayısal çözümü için sonlu elemanlar esaslı bir analiz programı olan FIDAP kodlarını kullanmışlardır.

Prakash, C., Liu, Y.D., [23] kararlı, laminar, içten kanatçıklı kanallarda ısı aktarımı problemini giriş bölgesi için incelemişlerdir. İncelemede; kanatçıkları radyal, sürekli , kalınlıkları sıfır ve iletkenliği yüksek olan malzemeden yapılmış olarak dikkate almışlardır. Sabit duvar

sıcaklığı, farklı kanatçık sayıları ve en boy oranlarında yerel ve ortalama Nusselt sayılarını elde etmişlerdir.

Shome, B., Jensen, M.K., [24] İçten kanatçıklı tüplerde laminer akım ve ısı aktarımının deneysel araştırmasını yapmışlardır. Deneysel akışkanı olarak etil ve glikol kullandıkları düşük ve yüksek ısı akısı durumları için ısı gelişen akış için basınç düşümü ve ısı aktarımının ortalama uzunluk ölçümlerini yürütmüşlerdir.

Shome, B., Jensen, M.K., [25] Helisel kanatçıklar ve sabit duvar sıcaklık sınır koşulu ile içten kanatçıklı tüplerde değişken viskozite ile laminer karma taşınımında gelişen akışı ve ısı aktarımının sayısal araştırmasını yapmışlardır.

Masliyah, J.H., Nandakumar, K., [26] İçten üçgen geometrili kanatlı tüplerde zorlanmış taşınım ile ısı transferi özelliklerini sonlu elemanlar yöntemi ile elde etmişlerdir. En yüksek ısı aktarımı için kanatçık kurulumlarında optimum kanatçık sayısının olduğunu söylemişlerdir.

Giampietro Fabbri, [27] Asimetrik boyuna kanatçıklar ile halka şeklinde oluk geometrisinde laminer soğutucu akış şartları altında ısı aktarımının geliştirilmesini araştırmıştır. Halka şeklindeki oluk kesitinde hız ve sıcaklık dağılımları sonlu elemanlar modelinin yardımı ile belirlemiştir.

Shou, S.H., Ming, T.K. [28] Çapraz akış ısı değiştiricilerinde tüp etrafında ısı aktarımının yerleştirilen şerit tipleri vasıtasıyla artırımının deneysel araştırılmasını yapmışlardır. Üç çeşit şerit (boylamasına, çapraz ve düzenli kesilmiş) tipiyle çalışmışlardır. Ayrıca Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için ilişkiler geliştirmişlerdir.

Jubran, B.A., Hamdan, M.A., Abdualh, R.M., [29] Bu çalışmada iç kanatçık aralıklarının ısı aktarımına etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır.

Bengt Sunden, [30] gaz türbini sistemlerinde kompakt ısı değiştiricileri ve soğutma sistemlerinde uygulamalar için riblerle pürüzlendirilmiş oluklarda sürtünme faktörleri, yerel ve ortalama ısı aktarımı katsayılarını araştırmışlardır. Akış deseninin ayrıntıları ve rib kurulumlarının etkisini tartışmışlardır.

Ahn, S.W., [31] ısı aktarımı ve sürtünme faktörü özellikleri beş farklı kanatçık tarafından pürüzlendirilen dikdörtgen oluklarda karşılaştırmışlardır. Kanatçık geometrisi ve Reynolds sayılarının etkilerini incelemişler ve üçgen kanatçık geometrisinin ısı aktarımını artırmada daha etkin olduğunu söylemişlerdir.

Yayınlarda dalgalı yüzeyli kanallarda akış ve ısı geçişi ile ilgili deneysel ve sayısal çalışmalar ;

O'Brien, J. E. Ve Sparrow, E. M., [32] yüksek Reynolds sayıları için (1500-25000 ve Prandtl 4-5 su) ısı geçişi ve basınç düşüsünü,

Sparrow, E.M., ve Comb, J.W., [33] akışkan giriş şartlarının ısı geçişine etkisini,

Sparrow, E.M., ve Hossfeld, L.M., [34] yuvarlatılmış uçlu dalgalı geometrilerinin ısı geçişi ve basınç düşüsüne etkisini deneysel olarak,

Asako, Y., ve Faghri, M., [35] dalgalı yüzeyli kanallarda ısı geçişi ve basınç düşüşünü sayısal olarak ,

İslamoğlu, Y., Halıcı, F., Parmaksızoğlu, C., [36] hava için düşük Reynolds aralığında (1200-2400) ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü deneysel olarak,

Sobey I.J., [37] sinüzoidal dalgalı yüzeyli kanallar üzerindeki sürekli ve titreşimli akış halini sayısal olarak düşük Reynolds sayılarında,

Stephanoff (1979), [38]sinüzoidal yüzeyli kanallarda daha yüksek Reynolds sayılarında akış özelliklerini,

Wang (1994), yatay simetrik sinüzoidal dalgalı kanallarda hız, Re, Nu sayısı grafiklerini düz kanallardaki akış ile karşılaştırmasını vererek, ısı geçişini, incelemiştir.



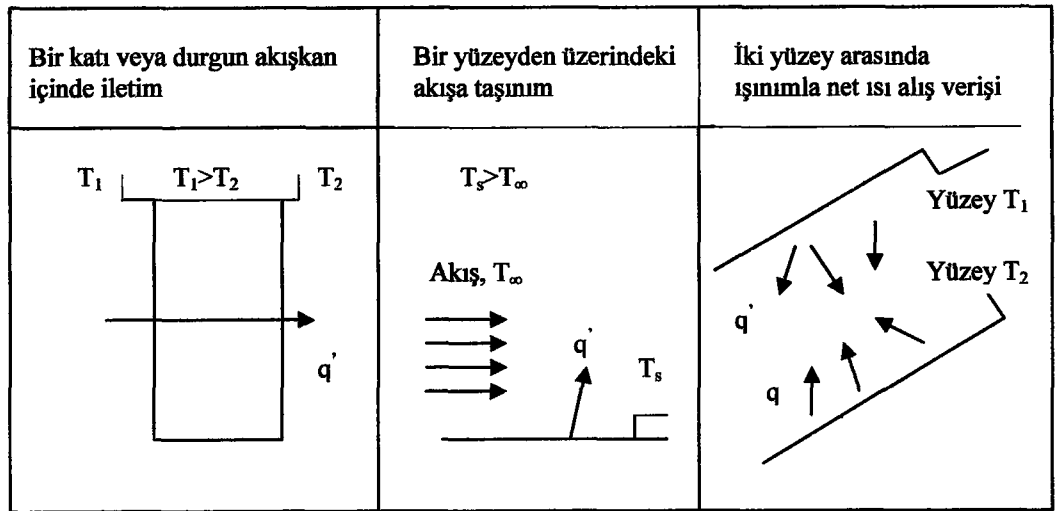
BÖLÜM II

GENİŞLETİLMİŞ ISI AKTARIM YÜZEYLERİ (KANATÇIKLAR)

2.1. Giriş

Termodinamikten bilindiği gibi bir sistemle çevresi arasındaki iş ve ısı etkileşimleri sonucu enerji aktarımı gerçekleşmektedir. Termodinamik bu etkileşimin olduğu sistemin başlangıç ve son halleri ile ilgilenir, etkileşimin neden kaynaklandığı veya hangi hızla geliştiği konusunda bilgi vermez. İşte 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 nedeni ile iki sistem arasındaki veya bir sistem ile çevresi arasındaki enerji aktarımını inceler. Şekil 2.1'de gösterildiği 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 ısı ışınım 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, ışınlımla net ısı alışverişi gerçekleşir.



Şekil 2.1. İletim, taşınım ve ışınlım ile ısı aktarımı

Isı aktarımı işlemlerini, 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.

$$Q''_{iletim} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Isı taşınımı için an denklemi, Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q''_{taşıma} = h(T_{\infty} - T_s) \quad (2.2)$$

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

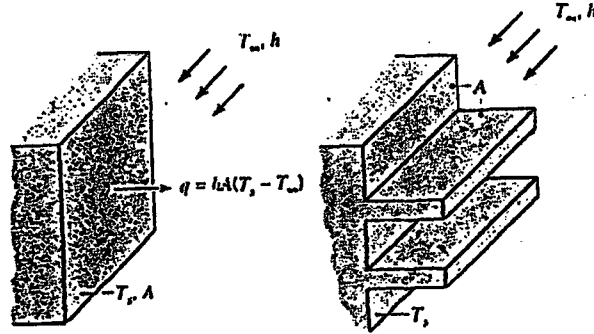
$$Q''_{ışınım} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{\varphi}^4) \quad (2.3)$$

2.2. Genişletilmiş Isı Aktarım Yüzeyleri (Kanatçıklar)

Genişletilmiş yüzeyler tanımı genellikle sınırları içinde iletimle ısı aktarımı, sınırları ile çevresi arasında ise taşınım ve/veya ışınım ile ısı geçişi olan bir katı için kullanılır. Taşınım ve iletimin birlikte gerçekleştiği bir çok farklı durum olmakla birlikte, en sık karşılaşılan uygulamalardan biri katı ve çevresindeki akışkan arasında ısı aktarımını arttırmak için kullanılan genişletilmiş yüzeylerdir. Bu tür yüzeylere kanat adı verilir.

Şekil 2.1.a'daki düzlem duvarda duvar yüzeyi ile etrafındaki akışkan arasında taşınım ile ısı aktarımını arttırmak için iki yol vardır (duvar yüzey sıcaklığı T_s sabit kalmak üzere). Akışkan hızı yükseltilerek ısı taşınım katsayısı artırılabilir ve/veya akışkan sıcaklığı T_{∞} azaltılabilir. Bununla beraber, h 'ın en yüksek değere artırılması bile istenen ısı transferini elde etmeye yeterli olmayabilir veya yüksek maliyetler ile karşılaşılabılır. Bu maliyetler akışkan hareketinin artırılması için gerek duyulan fan veya pompa gücü ile ilgilidir. Bundan başka T_{∞} seçeneği çoğu kez pek pratik değildir. Şekil 2.1.b incelendiğinde üçüncü bir seçeneğinde olabileceği görülür. Başka bir deyişle ısı aktarımı taşınım ile ısı aktarımının gerçekleştiği yüzeylerin (A) artırılması ile artırılabilir. Bu cıdardan etrafındaki akışkan içine genişleyen kanatlar kullanılarak yapılabilir. Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanat boyunca sıcaklık dağılımını etkiler ve bundan ısı aktarımını da etkilenir. İdeal olarak, kanat dibinden ucuna kadar sıcaklık değişiminin en az olması

için, kanat malzemesi yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmalıdır. Isı iletim katsayısının sonsuz olması durumunda, tüm kanat, yüzey sıcaklığında olacak, en fazla ısı aktarımı artışı sağlanacaktır.

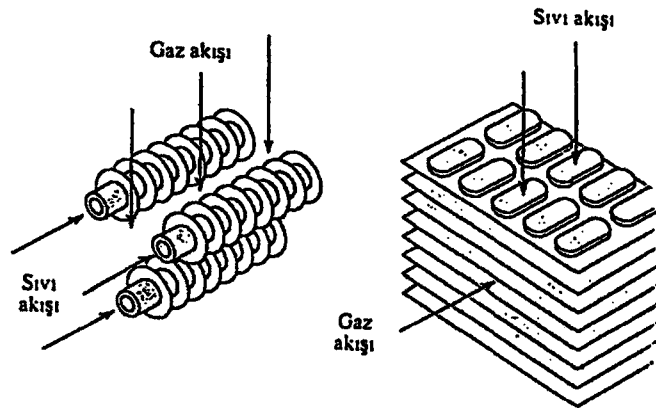


Şekil 2.2. Bir düzlemsel duvardan ısı aktarımının artırılmasında kanat kullanımı

(a) Çıplak Yüzey

(b) Kanatlı Yüzey

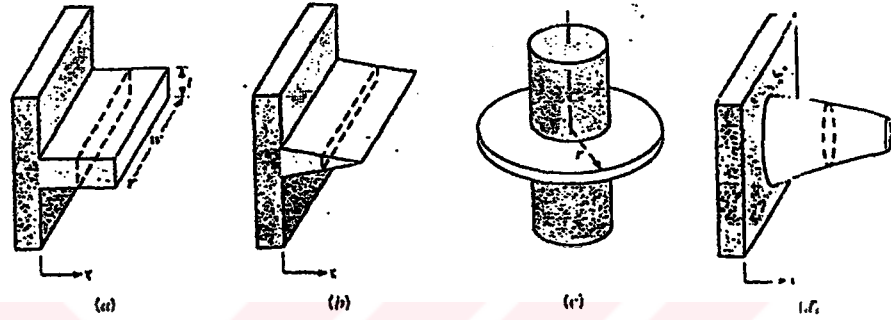
Bir iklimlendirme cihazında kullanılan akışkan ile hava arasındaki ısı aktarımını artırmak için kullanılan kanatlı borular kanat uygulamalarına örnek olarak verilebilir. Yaygın kullanılan tipik kanatlı boru düzeni Şekil 2.2.'de gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Tipik kanatlı-boru ısı değiştiricileri

Farklı kanat biçimleri Şekil 2.3.'de verilmiştir. Bir düz kanat, bir düzlemsel duvara tutturulan herhangi bir genişletilmiş yüzeydir. Kesit alanı sabit olabilir veya değişebilir. Dairesel kanat bir silindir çevresine tutturulmuştur ve kesit alanı silindirin eksenine göre yarıçapı ile değişmektedir. Bu kanatlar dikdörtgen kesitli olup alanları düz kanatlar için kanat kalınlığı t ile genişliği w 'nin çarpımı, dairesel kesitli kanatlar için kanat kalınlığı t ile çevresi $2\pi r$ 'nin çarpımı

olarak ifade edilir. Buna karşın iğne kanat veya diken kanat dairesel kesitli genişletilmiş yüzeydir. İğne kanatlar sabit kesitli olabilir. Herhangi bir uygulamada kanat türünün seçimi, kanatların katsayısını azaltma ve kanat üzerindeki akış için basınç düşüsünü artırma gibi etkilerin yanında kullanılacak yere, ağırlığa, imalat yöntemi ve maliyete bağlıdır.

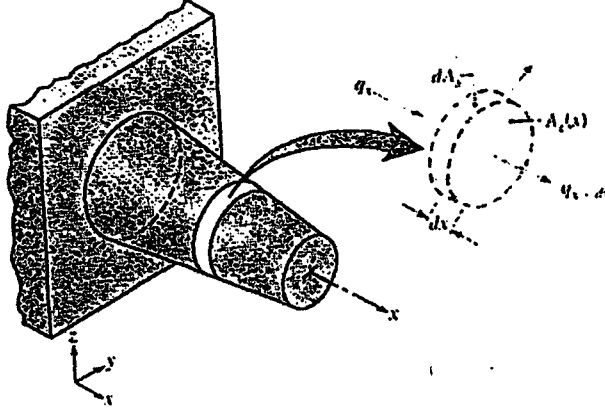


Şekil 2.4. Kanat türleri

(a) sabit kesitli düz kanat, (b) değişken kesitli düz kanat , (c) dairesel kanat , (d) iğne kanat

2.2.1. Kanatlarda İletimin Genel Çözümlemesi

Bir kanattan olan ısı aktarımının belirlenebilmesi için kanat boyunca sıcaklık dağılımının bilinmesi gerekir. Şekil 2.4'te görülen genişletilmiş yüzeyden alınan diferansiyel eleman üzerinde enerji dengesi ile başlanır. Çözümlemenin basitleştirilmesi için bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Kanat içerisinde iletim gerçekte iki boyutlu olduğu halde eksenel (x) yönde bir boyutlu kabul edilebilir. Kanat üzerindeki herhangi bir noktada akışkana taşınan enerji dik (y,z) yöndeki iletim ile dengelenmek zorundadır. Ancak uygulamada kanat incedir ve uzunlamasına sıcaklık değişimi dik yöndekine oranla çok daha büyüktür. Bu nedenle, ısı iletimi x yönünde bir boyutlu alınabilir. Ayrıca sürekli rejim, sabit ısı iletim katsayısı ve ısı taşınım katsayısının yüzey üzerinde düzgün dağılımlı olduğu kabul edilecektir. Bunlara ek olarak kanat içerisinde ısı üretimi ve kanat yüzeyinden ışımla ısı aktarımı ihmal edilecektir.



Şekil 2.5. Genişletilmiş yüzeyde enerji dengesi

Şekil 2.5 'deki diferansiyel elemana enerji korunum kuralları uygulanarak;

$$Q_x = Q_{x+dx} + dQ_{taşışta} \quad (2.4)$$

elde edilir. Ve Fourier yasasından;

$$Q_x = -k.A_c \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

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

$$Q_{x+dx} = Q_x + \frac{dQ_x}{dx} dx \quad (2.6)$$

olarak gösterilebilir ve buradan,

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

elde edilir. Taşınımla geçen ısı,

$$dQ_{taş} = h.d.A_s(T - T_\infty) \quad (2.8)$$

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

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

veya;

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

elde edilir. Bu sonuç, genişletilmiş bir yüzeyde, bir boyutlu enerji denkleminin genel gösterimidir. Bu denklemin belirli sınır koşulları için çözümü, sıcaklık dağılımını x 'in fonksiyonu olarak verecektir.

Denklem 2.9'u çözmek için geometriyi daha açık belirtmek gerekir. Sabit kesit alanlı düz dikdörtgen ve iğne kanatlı en basit durum ile başlanabilir. Her bir kanat $T(0)=T_b$ sıcaklığındaki taban yüzeyine oturtulmuş olup T_∞ sıcaklığındaki bir akışkan içinde bulunmaktadır. Denklemden $\theta(x) = T(x) - T_\infty$ değişken dönüşümü ile basitleştirme yapılarak çözüme başlanır. Sonuca ulaşabilmek için sınır şartlarının belirlenmesi gerekir. Bu şartlardan birincisi kanadın tabanındaki ($x=0$) sıcaklık olabilir. İkinci sınır koşulu, kanadın ucunda ($x=L$) tanımlanır ve dört ayrı fiziksel durumdan birine karşı gelebilir.

Birincisinde (A), kanadın ucundan taşınılma ısı aktarımı göz önüne alınır. Yani kanadın ucundan taşınım ile akışkana geçen enerji kanat içinden uca iletilen enerjiye eşit olmalıdır.

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

İkincisinde (B), kanadın ucu adyabatik varsayılır.

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

Üçüncüsünde (C) kanat ucu sıcaklığı bilinir. $\theta(L)=\theta_L$

Dördüncü (D) durum ise çok uzun kanat olması durumudur. Bu durumda $L \rightarrow \infty$ iken $\theta \rightarrow 0$ olur.

Yukarıdaki sınır şartları ile Denklem 2.6'nın çözümlenmesi sonucu elde edilen sonuçlar Tablo 2.1 'de verilmiştir.

Durum	Sınır koşulu	Sıcaklık Dağılımı	Isı geçişi
A	Isı taşınımı $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk)\sinh m(L-x)}{\cosh mL + (H/mk)\sinh mL}$ (3.70)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL}$ (3.72)
B	Adyabatik $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.75)	$M \tanh mL$ (3.76)
C	Belirli sıcaklık $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b)\sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.77)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.78)
D	Sonsuz kanat ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx} (3.79)	M (3.80)
$\theta \equiv T - T_\infty$		$m^2 \equiv hP/kA_c$	
$\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$		$M \equiv \sqrt{hPkA_c}\theta_b$	

Tablo 2.1. Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı kaybı

2.2.2. Kanat Etkenliği

Kanat kullanımı, bir yüzeyden ısı geçişini artırmak için etkin yüzey alanını artırmayı amaçlar. Bununla birlikte, kanadın kendisi orijinal yüzeyden ısı aktarımına bir iletim direnci gösterir. Bu nedenle, kanat kullanımının ısı aktarımını mutlaka artıracığı önceden söylenemez. Bu durum kanat etkenliği tanımlanarak değerlendirilebilir. Kanat etkenliği, ε_f , kanatlı halde geçen ısının kanatsız halde geçebilecek ısıya oranı olarak tanımlanabilir. 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 değeri mümkün olduğunca büyük olmalıdır ve genel olarak $\varepsilon_f > 2$ olmadıkça kanat kullanımı uygun değildir.

Göz önüne alınan dört uç sınır koşulundan herhangi biri için sabit kesit alanlı bir kanadın etkenliği, Tablo 2.1'de verilen ilgili Q_f bağıntısının $hA_{c,b}\theta_b$ ile bölerek elde edilebilir. Kanatların yerleşme düzenleri ısı taşınım katsayısını değiştirebilir ancak bu etki genellikle göz ardı edilir. Bu nedenle, kanatlı yüzeyin taşınım katsayısının kanatsız yüzeydekine eşit sayılması, sonsuz kanat yaklaşımı için;

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

sonucunu verir.

Bu sonuçtan çeşitli gözlemler yapılabilir. Kanat etkenliği, yüksek ısı iletim katsayılı malzemelerin seçilmesi ile yükseltilir. Alüminyum alaşımları ve bakır ilk akla gelen malzemelerdir. Bakırın ısı iletim katsayısı yüksektir, ancak alüminyum alaşımları daha hafif ve ucuzdur, bu nedenle tercih edilir. Kanat etkenliği, çevre uzunluğunun kesit alanına oranının artırılması ile de yükseltilir. Bu nedenle ince, fakat yakın aralıklı kanatlar kullanılır. Kanat aralığının, akışı engelleyecek ölçüde azaltılmaması gerekir.

Denklem 2.13 ayrıca ısı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda kanat kullanımının yararını göstermektedir. Çeşitli akışkan ortamların ısı taşınım katsayılarına bakıldığında, akışkan gaz olduğu zaman ve özellikle yüzeyden ısı geçişi doğal taşınım ile olduğunda kanatlara daha çok ihtiyaç duyulacağını göstermektedir. Kanatlar bir gaz ile bir sıvıyı ayıran yüzeylerde kullanılacaksa, genellikle düşük ısı taşınım katsayısının bulunduğu taraf olan gaz tarafına yerleştirilir. Bilinen bir örnek, otomobil radyatörünün borularıdır. Kanatlar, içinde su akışı olan boruların iç yüzeyine değil, üzerinden ortam havasının aktığı dış yüzeyine uygulanır.

Denklem 2.13 ε_f için, bir üst sınır belirler. Bu sınıra L sonsuza giderken yaklaşılır. Bununla beraber, ısı geçişinde maksimum artışı elde etmek için çok uzun kullanılması elbette şart değildir.

Kanat verimi bir ısı direnç ile de nicelleştirilebilir. Taban ve akışkan sıcaklıkları arasındaki fark potansiyel farkı olarak ele alınırsa, kanat direnci aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

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

Bu sonuç, özellikle kanatlı yüzey bir ısı devre ile gösterildiği zaman son derece yararlıdır. Kanat uç sınır koşuluna bağlı olarak, Q_f için uygun bir bağıntının Tablo 2.1 'den elde edilebilir.

Kanatsız taban alanındaki taşınım direnci,

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

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

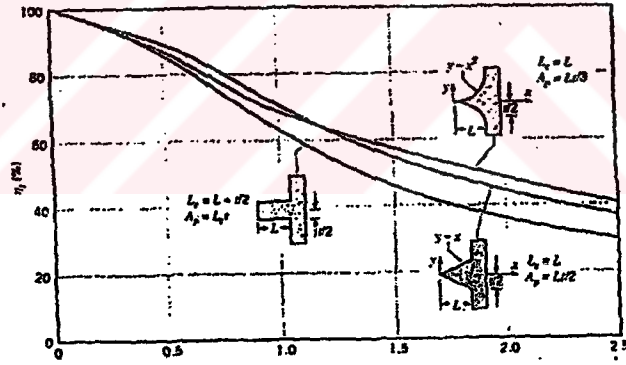
$$\varepsilon_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \quad (2.16)$$

bulunur. Bu sonuca göre kanat etkinliği ısı dirençlerin bir oranı olarak yorumlanabilir ve ϵ_f 'yi artırmak için kanadın iletim/taşınım direncini azaltmak gerekir. Kanat ısı aktarımını artıracaksa, direnci kanatsız taban alanındaki taşınım direncini aşmamalıdır.

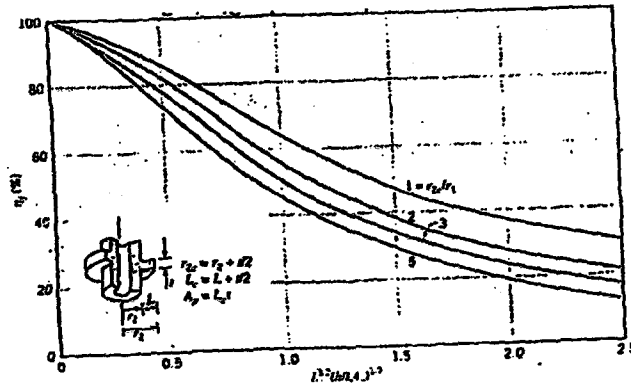
Kanat ısı performansının bir diğer ölçüsü kanat verimi η_f 'dir. Taşınım için en yüksek sıcaklık farkı, dip ($x=0$) ve akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır, $\theta_b = T_b - T_\infty$. Bu nedenle bir kanadın yayabileceği enerjinin en yüksek değeri bütün kanat yüzeyi taban sıcaklığında olduğu zaman gerçekleşecektir. Ancak bu ideal bir durumdur ve kanat içinde bir sıcaklık değişimi her zaman vardır. Bu düşünceden yola çıkarak kanat verimi

$$\eta_f \cong \frac{Q_f}{Q_{\max}} = \frac{Q_f}{hA_f\theta_b} \quad (2.17)$$

biçiminde tanımlanabilir. Burada A_f kanadın yüzey alanıdır. Denklem 2.17'nin değişik kanat profilleri için elde edilen sonuçları Şekil 2.6 ve 2.7'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri



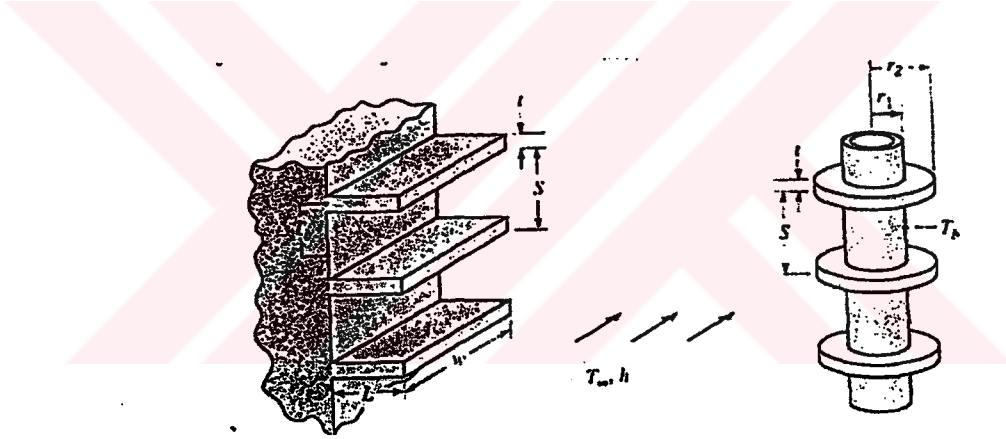
Şekil 2.7. Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri

2.2.3. Toplam Yüzey Verimi

Tek bir kanadın ısıl davranışını gösteren kanat verimi η_f yerine, bir kanat dizisi ve üzerine yerleştirildiği yüzeyin ısıl davranışını gösteren toplam yüzey verimi η_0 kullanılabilir. Şekil 2.8'de gösterilen örnek kanat dizilerinde S kanat hatvesidir. Toplam yüzey verimi;

$$\eta_0 = \frac{Q_t}{Q_{\max}} = \frac{Q_t}{hA_t\theta_b} \quad (2.18)$$

olarak tanımlanır. Burada A_t , kanatların ve üzerine yerleştikleri yüzeyin (asal yüzey) toplam alanı, Q_t , ise asal yüzeyden olan toplam ısı aktarımıdır.



Şekil 2.8. Temsili kanat dizileri

(a) Dikdörtgen kanatlar (b) Dairesel kanatlar

Denklem 2.18'den yararlanarak bir kanat dizisinin ısıl direncini veren bir bağıntı elde edilebilir;

$$R_{t,0} = \frac{\theta_b}{Q_t} = \frac{1}{\mu_0 h A_t} \quad (2.19)$$

olup $R_{t,0}$ asal yüzeyden taşınım ile kanatlarda iletim/taşınım 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 yapışkan bağlayıcı ile tutturulur.

2.3. Kanatlı Yüzeyle Isı Değiştiricileri:

Borulu ve levhalı ısı değiştiricilerinde genel olarak, β yüzeyle alan yoğunluğu (kompaktlık) $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinden, ısıl etkenlikleri ise %60 değerinden daha küçüktür. Bu tip ısı değiştiricilerin kompaktlığı ve ısıl etkenliği artırılmak istenirse, asıl ısıtma yüzeylelerine kanat adı verilen çıkıntılar ilave edilerek ısıtma yüzeyleleri büyütebilir. Prensip olarak ısı taşıma katsayısının küçük olduğu akışkan (genellikle gaz, bazen de sıvı) tarafına kanatlar konulur. Bu durumda, küçük hacimde daha fazla ısı geçişi sağlanabilmesine karşı, yüzeylelere ilave edilen çıkıntılarının oluşturduğu ilave basınç kayıpları gözden uzak tutulmamalıdır. Bu yüzden yapısal olarak en uygun yüzeyle ilaveleri (kanat profilleri) araştırılmalıdır.

2.3.1. Levhalı Kanatlı Isı Değiştiricileri:

Levhalı Kanatlı Isı değiştiricilerinde kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyleler arasında mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Bir tarafında gaz akışkan bulunan sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur. Isı değiştiricinin dayanıklılığının artırılması ve yüksek basınçlarda çalışmasını sağlayabilmesi bakımından levhalı kanatların önemli fonksiyonları vardır. Bazen kanatlara değişik formlar verilerek, akışkanın kendi içinde karışması da sağlanabilir.

Levhalı ısı değiştiricilerinin yapısal özellikleri olarak, kullanma basıncı ortalama 7 bar maksimum kullanma sıcaklığı $800 \text{ }^\circ\text{C}$, β yüzeyle alan yoğunluğu (kompaktlık) maksimum $5900 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerleri verilebilir. Gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleri levhalı ısı değiştiricilerinin uygulama alanı bulduğu alanlardır.

BÖLÜM III

TEMEL DENKLEMLER VE KULLANILAN SAYISAL YÖNTEMLER

3.1 Temel Denklemler

Sunulan bu çalışmada iki boyutlu laminar akım için süreklilik momentum ve enerji denklemleri kullanılarak hız ve sıcaklık sonuçlarına ulaşılmıştır. Çalışma boyunca kartezyen koordinatlar kullanılacağından temel denklemler de aşağıda kartezyen koordinatlarda verilmiştir. Aşağıda laminar sıkıştırılmaz akış için iki boyutlu diferansiyel denklemler (süreklilik, momentum, enerji denklemleri) verilmiştir.

3.1.1. Laminar Sıkıştırılmaz Akış

Süreklilik denklemi :

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

x – Momentum denklemi :

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \quad (3.2)$$

y- Momentum denklemi :

$$\frac{\partial P}{\partial y} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Enerji denklemi :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

3.1.2. Türbülanslı Akış:

Türbülans akışkan içinde gelişigüzel düzensiz değişimlerin varlığıdır ve en azından yerel ölçekte akış sürekli rejimde değildir. Bu nedenle akışın herhangi bir özelliği P 'nin, türbülanslı sınır tabakanın bir noktasındaki değişimi zamanın fonksiyonu olarak verilmelidir. P özelliği bir hız bileşeni, akışkan sıcaklığı veya derişiklik olabilir. Bu özellik herhangi bir anda, özelliğin zaman-ortalama değeri \bar{P} ve düzensiz değişimi P' , nin toplamı olarak ifade edilebilir. Eğer \bar{P} zamandan bağımsız ise zaman ortalaması alınmış akışın sürekli rejimde olduğu söylenebilir.

Türbülanslı akışın varlığı ısı ve kütle geçişini hızlandırmak bakımından yararlıdır. Bununla beraber bu akış son derece karmaşık olup teorik çözümlenmesi güçtür. Önceki bölümlerde geliştirilen sınır tabaka denklemleri burada da uygulanabilir, ancak bağımlı değişkenler anlık değerler olmalıdır ve bunların zamanla değişimini tahmin etmek olanaksızdır. Bu sorun uygulamada bir engel değildir; çünkü mühendisler için genelde yalnızca zamana göre ortalama özellikler \bar{P} önemlidir. Özellikler $P = \bar{P} + P'$ biçiminde ifade edilerek sınır tabaka denklemlerinde yerine konulabilir. Sürekli, sıkıştırılmaz, sabit özellikli akış için bilinen zaman-ortalama işlemlerini kullanarak x- momentum, enerji ve madde korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\rho \left(u \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = - \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \overline{\rho u' v'} \right) \quad (3.5)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho c_p \overline{v' T'} \right) \quad (3.6)$$

$$\left(u \frac{\partial \bar{C}_A}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{C}_A}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(D_{AB} \frac{\partial \bar{C}_A}{\partial y} - \overline{v' C'_A} \right) \quad (3.7)$$

3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

3.2.1. Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor problemleri kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla çözebilen yaklaşık çözüm yöntemlerinden biridir. Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir.

Bu teknik 1950'li yıllarda bilgisayarın gelişmesi ile kendini göstermiştir. Günümüzde de donanım ve yazılımdaki gelişmelere paralel olarak, mühendislik alanındaki gelişmelerle beraber sonlu elemanlar yöntemi de karmaşık problemlere uygulanmakta ve güvenli sonuçlar vermektedir. Kullanıldığı yerler bir uçağın yada bir otomobilin yapısal analizinden nükleer bir tesis gibi karmaşık bir termal sistemin veya kanal, su yolu, yada yeryüzü üzerinde bulunan herhangi bir akışkanın akış analizini içine alan çok geniş bir alanı kapsamaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin temel kavramı sıcaklık, basınç veya yer değiştirme gibi herhangi bir sürekli niceliğin küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Bu yöntemde göre; orijinal geometri, malzemenin yüzeyinde ve içinde noktalar içeren elemanlar dizisi tarafından yerleştirilir. Model cevabı tekil bir eleman için ele alınır. Şöyle ki; fonksiyonun sürekliliği, içeride düzenleyici olan denklemlere uyan noktalar arasında sağlanır. Örneğin bir elastik problem için sonlu elemanlar formülasyonu noktasal yer değişimleri belirlemek için gerçek iş prensibi kullanılarak çıkarılır. Uyumluluk tamamen içerideki dengede hemen hemen sağlanır. Önce tekil bir elemanın noktasal cevabı çıkarılır, daha sonra katının bütünüdürün davranışı her bir elemanın katkısı birleştirilerek elde edilir.

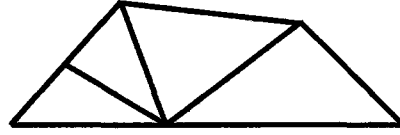
Sonlu elemanlar yönteminin en önemli özelliklerinden biri kıvrılmış, eğrilmiş sınırların yüksek izoparametrik elemanlar kullanılarak, gerçekçi olarak tanımlanabilmesidir. Gerçek çözüm, ağı tanımlayan ortalama eğimin yerleştirildiği bölgede elde edilir. Sonuçlar gösterir ki, noktasal serbestlik dereceleri ağı düzenleyerek artırılır. Genellikle çözüm, düzenleyici denklemin gerçek çözümüne dönüştürülebilir.

Sonlu Elemanlar yönteminin üç temel niteliği vardır. İlk olarak geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit bölgelere ayırılır. Bu aşamada probleme konu olan çözüm bölgesi uygun şekilde elemanlara ayrılır. Elemanlara ayırma işlemi, problemin çözümünün yaklaşıklığı açısından oldukça önemlidir.

Elemanlar çözüm bölgesinin geometrik yapısına ve problemin tipine göre farklılıklar gösterir. Analiz yapılacak alanın elemanlara ayrılması işlemi iki önemli adımdan meydana gelir.

- a) Şekli uygun biçimde uygun elemanlar kullanarak bölmek
- b) Bu elemanlar üzerindeki düğüm noktalarını en uygun şekilde numaralamak

İki boyutlu bir şekil , en basit olarak üçgen elemanlara bölünebilir. Bunun için şekil önce dört kenarlı elemanlara, sonrada bu dörtgen elemanlar üçgenler ayrılır. İkinci ayrıştırma sırasında , geometrik değişiklikler, yük uygulanan yerler ve malzeme özelliklerinin değişiklik gösterdiği bölgeler göz önünde tutulur. Eğer ele alınan cismin kenarları doğrusal değil ise, bu eğrilik küçük elemanlar kullanılarak belli bir yaklaşıklıkla ifade edilebilir.



Şekil 3.1. Doğrusal kenarlı basit üçgen

İkinci olarak her elemandaki sürekli fonksiyonların, cebirsel polinomların lineer bileşimi olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, her eleman içinde düğüm noktalarındaki değerlerin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli görülmesidir. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları, interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır (Chandrupatla, 1991).

Sonlu elemanlar yönteminin kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen birçok makine elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim sırasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum dizaynın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir. Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan başlıca özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya kışeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- Genel rijitlik matrisi kullanılarak cisme etki eden kuvvetler, deplasmanlar cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar yönteminin bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün hale getirir hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

Sonlu elemanlar yönteminin temel prensibi, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp, tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir (Zienkiewicz, 1985).

Sonlu elemanlar yöntemi ile problem çözümünde kullanılacak olan yaklaşım, çözüm işleminde izlenecek yolu değiştirmez. Çözüm yöntemindeki adımlar şunlardır.

- a) Cismin sonlu elemanlara bölünmesi
- b) İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi
- c) Eleman rijitlik matrisinin oluşturulması
- d) Sistem rijitlik matrisinin oluşturulması
- e) Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması
- f) Sınır şartlarının belirlenmesi ve uygulanması
- g) Sistem denklemlerinin çözümü

Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun gelecek elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında, elde edilecek sonuçlar gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır.

İki boyutlu bir şekil, en basit olarak üçgen elemanlara bölünebilir. Bunun için şekil önce dört kenarlı elemanlara, sonra da bu dörtgen elemanlar üçgenlere ayrılır. İkinci ayırma sırasında, geometrik değişiklikler, yük uygulanan yerler ve malzeme özelliklerinin değişiklik gösterdiği bölgeler göz önünde tutulur. Eğer ele alınan cismin kenarları doğrusal değilse, bu eğrilik küçük elemanlar kullanılarak belli bir yaklaşıklıkla ifade edilebilir (Nath, 1993).

Sonlu elemanlarla ilgili detaylar Ek I'de verilmiştir.

3.3. Sonlu Hacimler Yöntemi

3.3.1. Giriş

Sonlu hacimler yöntemi, sonlu elemanlar yöntemine benzer olarak çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma ilkesine dayanır. Sonlu hacimler yöntemi de, sonlu elemanlar yöntemine benzer olarak sonlu farklar metodunu temel olarak almıştır. Ancak gelişmişlik olarak sonlu farklar yönteminden oldukça hassastır. Sonlu elemanlardan farklı olarak bu yöntem akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanır. Yani bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar.

Sonlu hacimler yöntemi ile problem çözme işleminde genellikle şu adımlar kullanılır;

- Çalışılacak bölgenin ağ programları sayesinde oluşturulacak sayısal analize uygun ağ ile kontrol hacimlere bölünmesi.
- Sırasıyla momentum denkleminin, süreklilik denklemlerinin ve daha sonra enerji veya türbülans gibi diğer aranan denklemlerin çözümü
- Sonuçlandırılan denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi
- Yakınsaklığın kontrolü
- Çözümün elde edilmesi

Kontrol hacminin integrasyonunu içeren ilk adım, sonlu hacimler yöntemini diğer tüm sayısal yöntemlerden ayırmaktadır. Sayısal algoritma ile fiziksel korunum ilkesi arasındaki bu açık ve anlaşılır ilişki, sonlu hacimler yönteminin dikkat çekici en temel özelliğini oluşturur ve kullanıcılar için daha anlaşılır kılar. Sonlu kontrol hacmindeki hız bileşeni veya entalpi gibi genel bir akış değişkeninin (ψ) korunumu bu değişkenin değerini arttıran veya azaltan farklı işlemlerin dengesi olarak ifade edilebilir.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Kontrol} \\ \text{Hacmindeki} \\ \psi\text{'nin zamana} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \psi\text{'nin} \\ \text{konveksiyonla} \\ \text{kontrol hacmine} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \psi\text{'nin} \\ \text{difüzyonla} \\ \text{kontrol hacmine} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Kontrol} \\ \text{Hacmindeki} \\ \psi\text{'nin net} \end{array} \right]$$

Yukarıdaki korunum denklemini kolay anlaşılabilir olmakla beraber lineer olmayan ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu nedenle bu denklemin çözümü iteratif bir çözüm yaklaşımı gerektirmektedir. Basınç ve hız arasında ilişki kurmak amacıyla yaygın olarak kullanılan TDMA, SIMPLE, SIMPLEC gibi çözüm yöntemleri bu yaklaşımlara örnek olarak verilebilir.

Sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programı ile problem çözümü yapmak için ise aşağıdaki adımlar takip edilmelidir;

- Problemin geometrisi GAMBIT paket programı ile oluşturulmalıdır
- Geometri GAMBIT paket programında elemanlara ayrılmalıdır
- Duvar, simetri, hız gibi sınır koşulları GAMBIT paket programında tanımlanmalı ve oluşturulan dosya FLUENT için export edilmelidir
- Dosya FLUENT paket programında açılarak ağ yapısını kontrol edilmelidir
- Hangi denklemlerin çözüleceği ve çözüm yöntemi seçilmelidir
- Başlangıç ve sınır koşulları tanımlanmalıdır
- İteratif çözüm yöntemi koşturulmalıdır

Sonlu hacimlerle ilgili detaylar Ek I'de verilmiştir.

3.4. Türbülanslı Akış

Türbülanslı akış, akışın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerinden yeterince fazla olduğu zaman ortaya çıkar. Türbülans, bir akış bölgesindeki her noktada ani hızın salınım göstermesi anlamına gelir. Dolayısıyla türbülanslı akış bölgesindeki hız aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.8)$$

Türbülanslı akış, laminer akıştan daha karışık yapılı olduğu için genellikle deneysel çalışmalara gidilmiştir. Türbülans modelleri uygulanarak değişik geometriler için deneysel çalışmalara en yakın sayısal çalışmalar yapılabilir.

Yukarıda 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 türbülans akış önerisine göre, bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi adı verilen bilinmeyen bir katsayıyla ifade edilebilir. Örnek olarak aşağıdaki ifade verilebilir;

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

3.4.1. Sıfır Denklem Modeli

Bilim tarihindeki en basit ve en hızlı sonuç veren modeldir. Dolayısıyla diğer modellerle karşılaştırıldığında sonuçlar açısından en fazla hataya sebep olacak modeldir. Bu modele göre türbülans viskozitesi aşağıdaki gibidir.

$$\mu_t = \rho L_s^2 \sqrt{\Phi} \quad (3.12)$$

Burada Φ viskoz kaybolma fonksiyonu olarak bilinir ve ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$\Phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (3.13)$$

Bu modelde dikkati çekecek en önemli unsur, türbülans kinetik enerjisinin ve viskoz kaybolma teriminin tanımlı olmamasıdır. Dolayısıyla bundan sonraki türbülans modellerinde, türbülans viskozitesi için farklı bir formül geliştirilmiştir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

3.4.2. Standart k-ε Modeli

Bekliden bilinen en yaygın model standart k-ε modelidir. Bu modele göre kullanılacak türbülans viskozitesi (3.61) 'de verilmiştir. Yukarıda da belirtildiği gibi bu modelde türbülans kinetik enerjisi ve viskoz kaybolma terimleri kullanılmaktadır.

2-B daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon \\ &+ \frac{C_A \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) \\ &+ C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ &+ \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

olarak ifade edilmiştir.

Bundan sonraki verilecek türbülans modellerinde kullanılacak olan simetrik deformasyon gerilimi S ve simetrik olmayan rotasyon gerilimi W aşağıda ifade edilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2}(V_{i,j} + V_{j,i}) \quad (3.17)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2}(V_{i,j} - V_{j,i}) + C_r \Omega_m \epsilon_{mij} \quad (3.18)$$

Bu denklemlerde V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı, C_r , türbülans modele göre değişen katsayıyı, Ω_m , koordinat sistemindeki çevresel hızı, ϵ_{mij} , ise alternatör tensör operatörünü gösterir. Bu terimlerle ifade edilen iki yeni değişken ise şöyledir.

$$\eta = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.19)$$

$$\zeta = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ij}} \quad (3.20)$$

3.4.3. RNG Türbülans Modeli

Bu model FLOTRAN kodunda yer alan 6 adet türbülans modelinden birisidir. Re-Normalized Group Turbulence Model olarak bilinen bu modelde $C_{1\epsilon}$ katsayısı, standart k- ϵ modelindekinin aksine sabit değildir.

$$C_{1\epsilon} = 1,42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_\infty}\right)}{1 + \beta\eta^3} \quad (3.21)$$

Bu modelin diğerlerinden en büyük farklılığı C_μ değerinin sabit bir değer almasıdır. Aynı zamanda C_2 ve rotasyonel katsayı C_r değerleri de sabittir.

3.4.4. NKE Türbülans Modeli

NKE türbülans modeli, Shih'e dayanan yeni k- ϵ türbülans modeli olarak bilinir. Bu modelde ise C_μ , (3.66) ve (3.67) de verilen değişkenler cinsinden ifade edilmiştir.

$$C_{\mu} = \frac{1}{4 + 1,5\sqrt{\eta^2 + \zeta^2}} \quad (3.22)$$

Standart model için verilen (3.63) denklemindeki

$$C_{1\varepsilon}\mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi$$

terimi, NKE modelinde yerini,

$$\rho C_{\varepsilon,1} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \varepsilon \quad (3.23)$$

terimine bırakır. Ayrıca bu modelde $C_{\varepsilon,1}$ sabiti aşağıda verilen terimlerin maksimumuna eşittir.

$$C_{\varepsilon,1} = \max\left(C_{1M}, \frac{\eta}{\eta + 5}\right) \quad (3.24)$$

3.4.5. Grimaği Türbülans Modeli

Grimağinin lineer olmayan modeli olarak bilinir. NKE modeliyle birlikte döngüsel akışlar için tavsiye edilmektedir. Standart modelin gelişmiş bir versiyonu olarak kabul edilen model C_{μ} ve C_r katsayısının ayrıntılı bir şekilde bulunma ilkesine dayanır.

3.4.6. SZL Türbülans Modeli

Shi, Zhu ve Lumley'in isimlerinin baş harflerini taşıyan bu model C_{μ} katsayısının basit bir şekilde ifade edilmesi esasına dayanır.

$$C_{\mu} = \frac{A_{s1}}{A_{s2} + \eta + A_{s3}\zeta} \quad (3.25)$$

yapılan analizde kullanılan sabitler aşağıda verilmiştir.

Katsayı	Değeri
A_{s1}	0,66666
A_{s2}	1,25
A_{s3}	0,9

SZL modeli için kullanılan C_r katsayısı 4.0 değerine eşittir.



BÖLÜM IV

SAYISAL ÇÖZÜM

4.1. Giriş

Türbülans oluşturucu ve ısı aktarımı yüzeylerini genişletici etkileri ile ısı aktarımını artıran kanatçıkların incelendiği bu çalışmada yapılanlar sıralanacak olursa ;

- Farklı kanatçık kurulumları için çözümler yapılmıştır. Kurulumların oluşturulmasında kanatçık yüksekliği temel parametre olarak seçilmiştir. İki farklı kanatçık yüksekliği ($e = 1,5$ mm (I. Geometri) ve $e = 3$ mm (II. Geometri)) için çeşitli oranlarla ($p/e = 6,67 - 10 - 13,33 - 15 - 16,67 - 20 - 26,67$) diğer boyutların (b : kanatçık genişliği, H : kanal yüksekliği) belirlenmesiyle geometriler oluşturulmuştur. Oluşturulan bu farklı geometriler için gerçekleştirilen sayısal çözüm sonuçlarından; en iyi ısı aktarımı artırımının elde edilebilmesi için, uygun geometri ve boyutlar belirlenmiştir.
- Oluşturulan geometrilerde akışkanın (hava) kanala giriş sıcaklığı 350 K'de farklı Reynolds sayıları (500, 1500, 2500) ve yüzey (303, 323, 343, 363 K) sıcaklığı değerleri için çözümler yapılmıştır. Çözüm sonuçlarından; Reynolds sayısı ve yüzey sıcaklığı değerlerindeki değişimlerin ısı aktarımını nasıl etkiledikleri belirlenmiştir.
- Kanal yüzeyine eklenen farklı kanatçık geometrileri (üçgen, dairesel, dörtgen) için çözümler yapılmıştır. Böylece farklı kanatçık tiplerinin, ısı transferine etkileri belirlenmiştir.

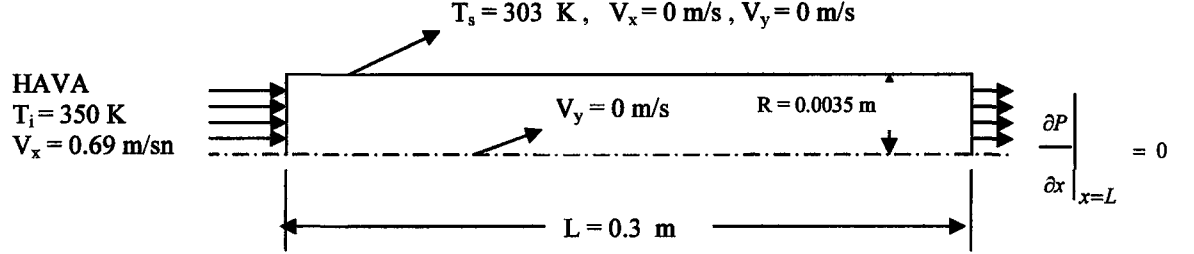
Bu bölümde yapılan uygulamalar;

- ✓ Kısım (4.2) de düz kanal için analitik ve sayısal (Ansys, Fluent) çözümler yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.
- ✓ Kısım (4.3) de üçgen kanatçık eklenmiş kanal için; farklı kanatçık yükseklikleri, kanatçık aralıkları, Reynolds sayıları ve yüzey sıcaklıkları için Ansys ve Fluent paket programları ile çözümler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.
- ✓ Kısım (4.4) de dairesel kanatçık eklenmiş kanal için Ansys ve Fluent paket programları ile çözümler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır
- ✓ Kısım (4.5) de dörtgen kanatçık eklenmiş kanal için Ansys ve Fluent paket programları ile çözümler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır

- ✓ Kısım (4.6) da üçgen ve dairesel kanatçıklar arasına yivlerin yerleştirildiği kanallar için Ansys paket programı ile çözümler yapılmış sonuçlar değerlendirilmiştir.
- ✓ Kısım (4.7) de genel olarak sonuçlar değerlendirilmiştir.



4.2. DÜZ KANAL



Şekil 4.1: Düz Kanala Ait Model

4.2.1 Analitik Çözüm

$T_0 = 303$ K kabul edelim

$$T_m = (T_i + T_0)/2 = (350 + 303)/2 = 327 \text{ K}$$

$T_m = 327$ K Hava için özellikler;

$$\rho = 1.071544 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.00808 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k = 28,298 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\nu = 18,606 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$m = \rho \cdot u \cdot A_c = 1,071544 \cdot 0,69 \cdot (0,15 \cdot 0,007) = 0,00078 \text{ kg/s}$$

Hidrolik Çap:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P} = \frac{4(0,15 \cdot 0,007)}{2(0,15 + 0,007)} = 0,0134 \text{ m}$$

Reynold Sayısı:

$$Re_D = \frac{V_m \cdot D_H}{\nu} = \frac{0,69 \cdot 0,0134}{18,606 \times 10^{-6}} = 497$$

$Re_D = 497$ old. Akış Laminerdir.

Hidrolik ve Isıl giriş uzunlukları ([53] Tablo 7.1'den)

$$\frac{x_g / D_h}{Re_{D_h}} = 0,011$$

$$\frac{x_g / 0,0134}{497} = 0,011$$

$$x_g = 0,0733 m$$

$$\frac{x_t / D_h}{\text{Re}_{D_h} \text{Pr}} = 0,008$$

$$\frac{x_t / 0,0134}{497 \cdot 0,7} = 0,008$$

$$x_t = 0,00373 m$$

$x_g \ll L$, ve $x_t \ll L$ olduğundan akış tam gelişmiştir. Tam gelişmiş laminer bölgede farklı kesitli kanal için Nu sayısı ([53] Tablo 7.1'den) sabit yüzey sıcaklığı ve $W/H = 0,15/0,007 = 21,47$ için

$$Nu_D = \frac{h \cdot D_h}{k} = 7,54$$

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D_h} = \frac{7,54 \cdot 28,298 \times 10^{-3}}{0,0134}$$

$$h = 15,92 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Çıkış Sıcaklığı;

$$T_o = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{h \cdot 2(W + H)L}{m \cdot C_p}\right)$$

$$T_o = 303 - (303 - 350) \exp\left(-\frac{15,92 \cdot 2 \cdot (0,15 + 0,007) \cdot 0,3}{0,00078 \cdot 1008 \cdot 0,8}\right)$$

$$T_o = 310 \text{ K}$$

$$q = h \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)}$$

$$\Delta T_o = T_s - T_i = 303 - 350 = -47$$

$$\Delta T_i = T_s - T_o = 303 - 315 = -12$$

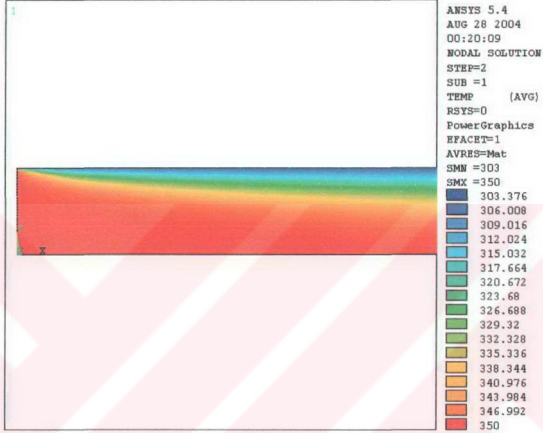
$$\Delta T_{lm} = \frac{-47 - (-12)}{\ln\left(\frac{-47}{-12}\right)} = -25,6$$

$$A_s = 2(W + H)L = 2 \cdot (0,15 + 0,007) \cdot 0,3 = 0,0942 \text{ m}^2$$

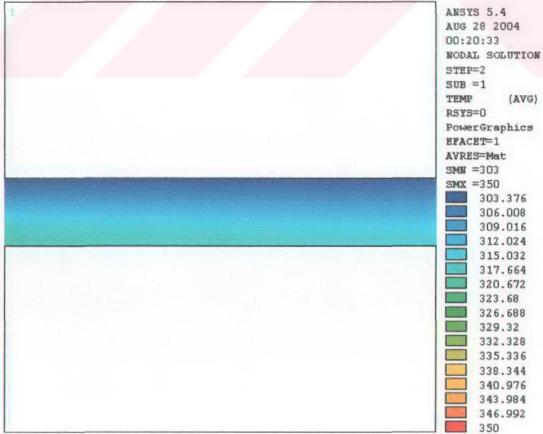
$$Q = 15,92 \cdot 0,0942 \cdot -25,6 = -38,39 \text{ W}$$

4.2.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar

SICAKLIK



(a) Giriş



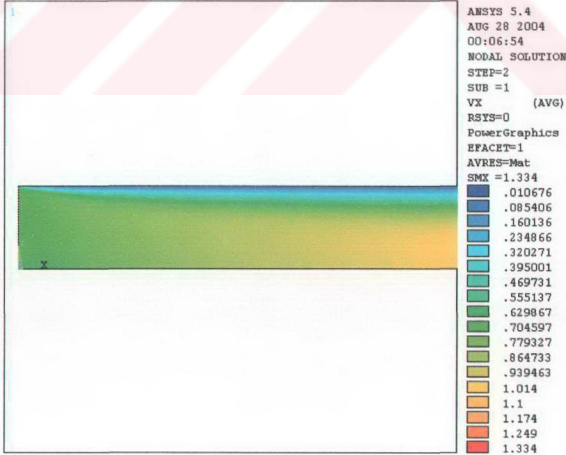
(b) Orta



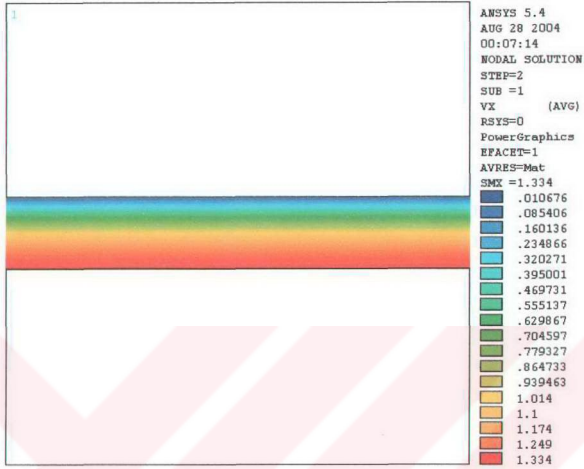
(e) Çıkış

Şekil 4.2: Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303$ K, $Re = 500$)

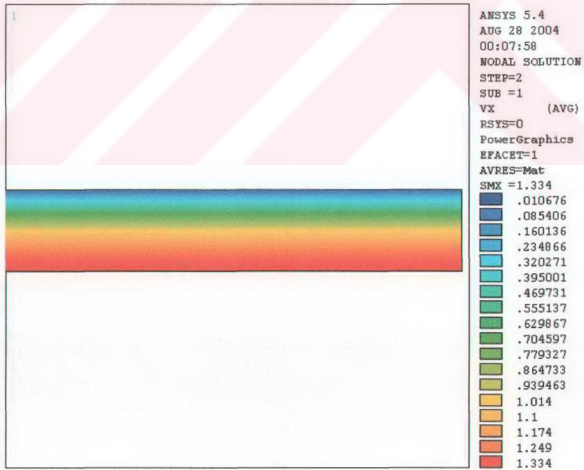
HIZ :



(a) Giriş



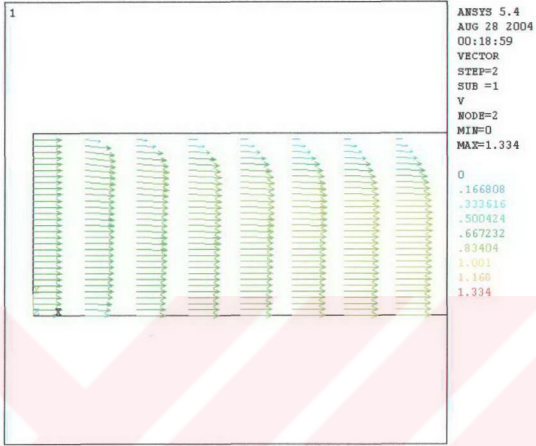
(b) Orta



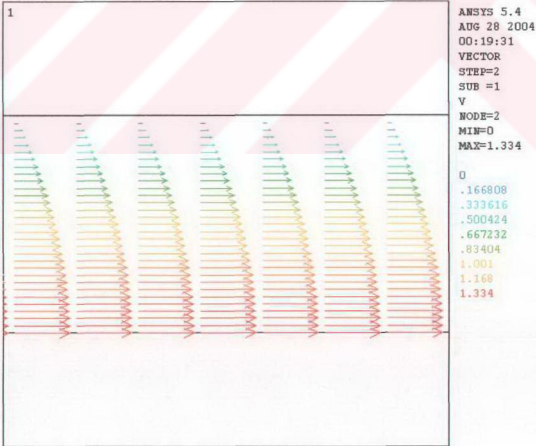
(c) Çıkış

Şekil 4.3: Düz Kanalda Hız Dağılımı ($T_s = 303$ K, $Re = 500$)

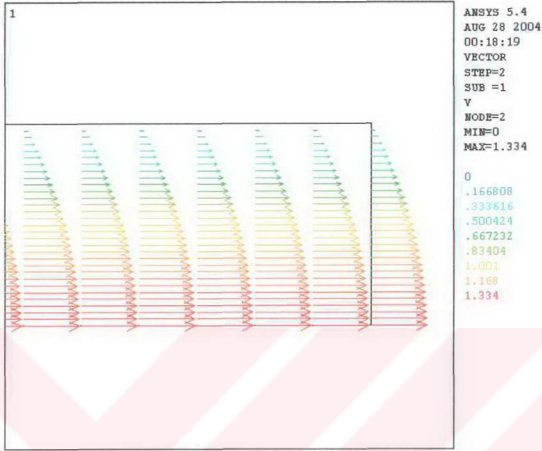
HIZ (VEKTÖR) :



(a) Giriş



(b) Orta

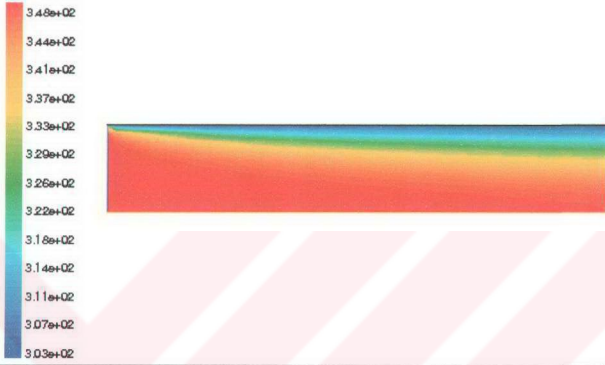


(e) Çıkış

Şekil 4.4: Düz Kanalda Vektörel Hız Dağılımı ($T_s = 303$ K, $Re = 500$)

4.2.3. FLUENT Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar

SICAKLIK



Contours of Static Temperature (K)

Aug 28, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, lam)

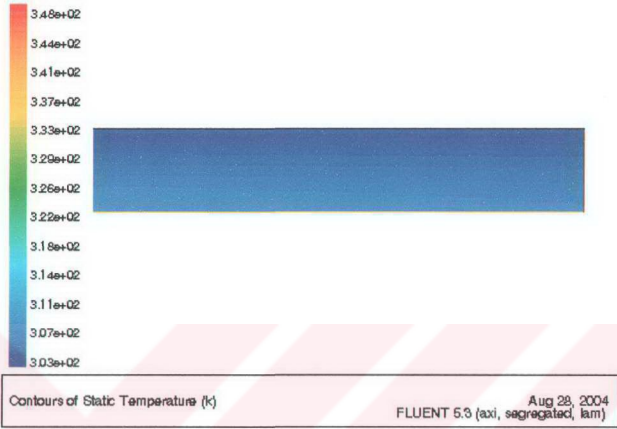
(a) Giriş



Contours of Static Temperature (K)

Aug 28, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, lam)

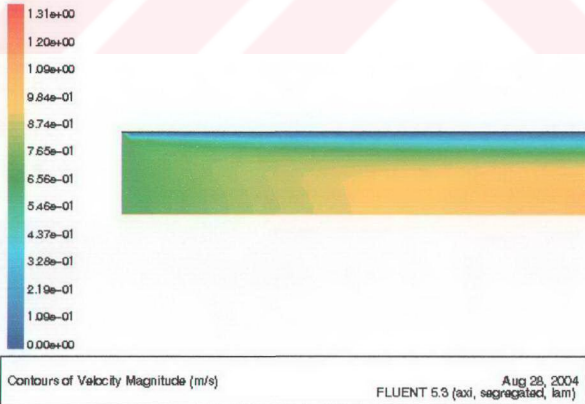
(b) Orta



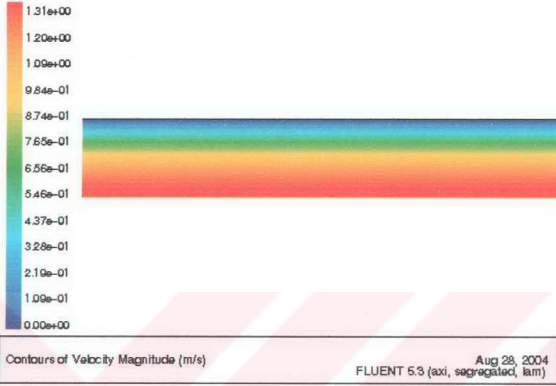
(c) Çıkış

Şekil 4.5: Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303$ K, $Re = 500$)

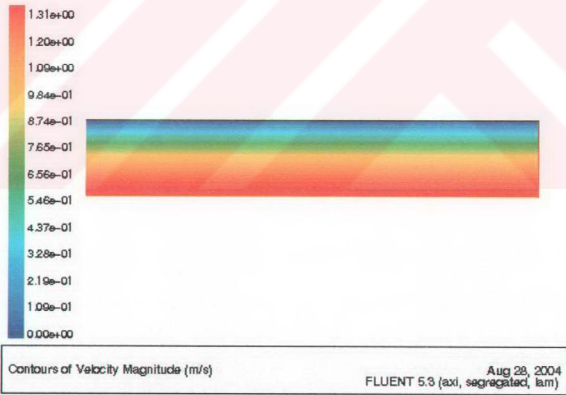
HIZ :



(a) Giriş



(b) Orta



(c) Çıkış

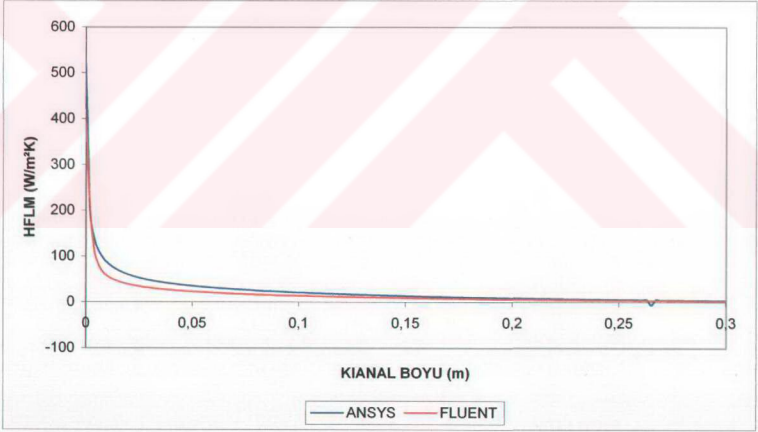
Şekil 4.6: Düz Kanalda Hız Dağılımı ($T_s = 303$ K, $Re = 500$)

**DÜZ KANAL İÇİN ANALİTİK VE SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARIN
KARŞILAŞTIRILMASI**

	ANALİTİK	ANSYS	FLUENT
ÇIKIŞ MAX HIZ (m/sn)	1,38	1,334	1,336
ÇIKIŞ SICAKLIĞI (K)	310	306,702	307,766
HFLM (W/M ² K)	15,92	20	14,9
HFLU	-	224,516	221,17

Tablo 4.1: Düz Kanal Sonuçlarının Karşılaştırılması

HFLM GRAFİĞİ



Şekil 4.7: Düz Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılım Grafiği

4.2.4. Sonuçların Yorumlanması :

Bu çalışmanın amacı kanatçık eklenmiş yüzeylerde ısı aktarımı yapılarının incelenmesi olduğundan başlangıç olarak pürüzsüz yüzeye sahip düz kanal için çözümler yapılmıştır. Düz kanal için yapılan çözümlerin amacı; hem kanatçık eklenmiş yüzeylerle karşılaştırma yapılabilmesi hem de çalışma yöntemlerinin belirlenebilmesi ve doğrulanabilmesi içindir.

Seçilen geometri (H : Kanal Yüksekliği = 0,007 m, W : Kanal Genişliği = 0,15 m, L: Kanal Boyu = 0,3 m) ve sınır şartları (T_1 : Akışkanın Kanala Giriş Sıcaklığı = 350 K, T_3 : Yüzey Sıcaklığı = 303 K, V_1 : Akışkanın Kanal Giriş Hızı = 0,69 m/sn) için öncelikle analitik çözüm yapılmıştır. Daha sonra aynı geometri ve sınır şartları için sonlu elemanlar esaslı ANSYS-Flotran ve sonlu hacimler esaslı FLUENT paket programlarıyla çözümler gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.2 ve 4.3'deki düz kanal için ANSYS-Flotran paket programı çözümlerine ait sıcaklık ve hız konturlarına bakıldığında ısı ve hidrodinamik sınır tabakaları rahat bir şekilde görülmektedir. Şekil 4.2'de soğuk yüzeye temas eden sıcak akışkanla yüzey arasında taşınımın ısı aktarımı gerçekleşmesiyle ısı sınır tabaka gelişmeye başlamakta ve kanal boyunca ilerledikçe ısı açısından gelişmiş koşullara ulaşılmaktadır. Isıl sınır tabaka; içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgelerdir. Bu bölgeler dışında kalan kısımlarda söz konusu gradyanlar ve bunlara bağlı ısı aktarımları ihmal edilebilir ölçülerdedir. Bu durum sıcaklık konturlarındaki renk değişimlerinden net bir şekilde gözlenebilmektedir. Şekil 4.3'te akışkanın yüzeye temas ettiği noktalarda sürtünme kuvvetlerinin etkileriyle bu bölgelerde hızın sıfır olduğu ve kanal içerisinde ilerledikçe sınır tabakanın geliştiği ve kanal ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle gelişmiş bölgeye ulaşıldığı görülmektedir. Hidrodinamik sınır tabaka; içerisinde hız gradyanlarının ve kayma gerilmelerinin olduğu bölgelerdir. Sınır tabakanın bittiği yani hidrodinamik olarak gelişmiş bölgeye ulaşıldığında, hız gradyanları en yüksek değeri kanal ekseninde olmak üzere x yönünde aynı kalmaktadır. Bu durum Şekil 4.4'teki vektörel hız dağılımlarında görülmektedir. Girişte düz bir profile sahip olan hız gradyanı x'le beraber kanal yüzeyinde sıfır değerinden kanal eksenine doğru artan bir profil oluşturduğu görülmektedir. Kanal içerisinde gittikçe düşen hız profilli, gelişmiş bölgeye ulaşıncaya kanal boyunca değişim göstermemektedir. Şekil 4.5 ve 4.6'daki FLUENT paket programı çözümlerine ait sıcaklık ve hız konturlarına bakıldığında Şekil 4.2 ve 4.3 ile benzerlik gösterdiği ve ANSYS ve FLUENT paket programı çözümlerinin büyük bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Yine Tablo 4.1'de analitik ve sayısal çözümlere ait rakamsal sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu görülmektedir.

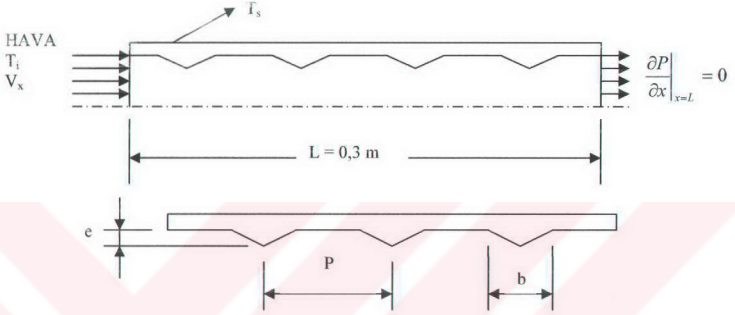
Şekil 4.7 düz kanal yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılım grafiğine aittir. Akışkanın yüzeye çarptığı noktada maksimum olan ısı aktarım katsayısı artan x ile beraber azalmakta ve gelişmiş bölgeye ulaşıncaya sabit bir gradyana ulaşmaktadır. Yüzey üzerinde akış koşullarının noktadan noktaya değişmesi nedeniyle, yüzey boyunca ısı aktarım katsayısı değişmektedir. Isı aktarım katsayısı yüzey geometrisine, akış şartlarına, akışkanın fiziki

özelliklerine ve akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Kanal girişinde sıcaklık farkının maksimum olması nedeniyle ısı aktarım katsayısı bu bölgede maksimum değerdedir. Kanal içerisinde ilerledikçe soğuyan akışkanla yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının azalmasıyla, azalan gradyana sahip olan ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımı, kanal çıkışına doğru akışkanla yüzey sıcaklıklarının birbirine çok yakın değerde devam etmesiyle, minimum ve sabit gradyana ulaşmaktadır. Yine aynı grafikte verilen ANSYS ve FLUENT paket programlarına ait ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımı eğrilerinin uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



4.3. Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal :

4.3.1. Geometri :



Şekil 4.8: Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Geometrisi

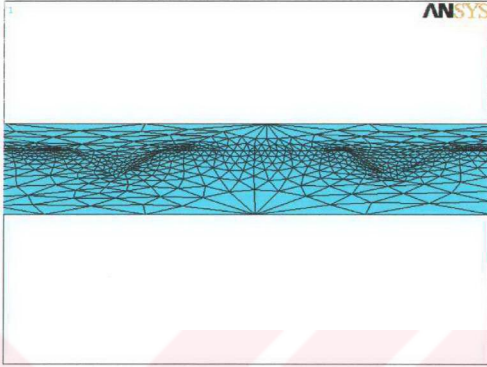
4.3.2. ANSYS Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar

4.3.2.1. I. Geometri :

$$P/e = 10, e/b = 0,3, e/H = 0,214, e = 1,5 \text{ mm}$$

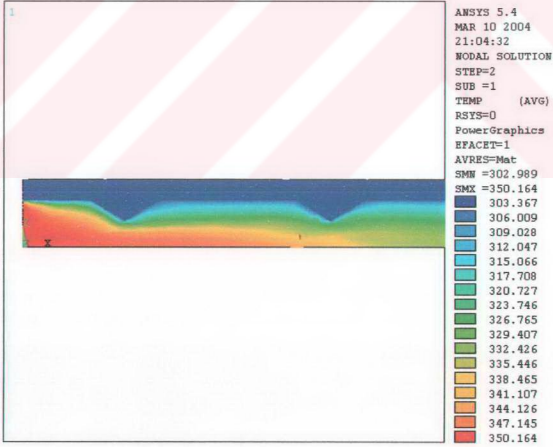
4.3.2.1.1. Ağ Yapısı :

En uygun ağ modelinin hazırlanabilmesi için; hız, basınç, sıcaklık gibi değişkenlerin yoğun olabileceği düşünülen bölgelerde sık ağ oluşturulmalıdır. Bu nedenle geometride kanatçık eklenmiş kanal yüzeylerinde daha sık, diğer bölgelerde daha seyrek ağ tercih edilmiştir. Şekil 4.8'den görülebileceği gibi ağ oluşumu için geometriye uygun olan üçgen eleman kullanılmıştır. 11200 üçgen elemandan oluşan ağ yapısının yeterli olacağı farklı eleman sayılarına (3000,6000) sahip çözümlerle karşılaştırılarak tespit edilmiştir. Eleman sayısı 3000 için bulunan ortalama ısı transferi katsayısı değeri $10,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, eleman sayısı 6000 için bulunan ortalama ısı aktarım katsayısı değeri $21,76 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. Bu değerlerden ilki düz kanala ait ortalama ısı aktarım katsayısı değeri $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den çok küçükken diğeri ise hemen hemen aynı değerdedir.

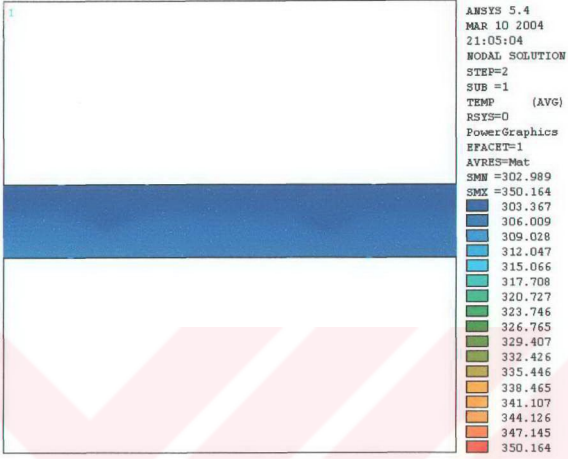


Şekil 4.9: Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Ağ Yapısı

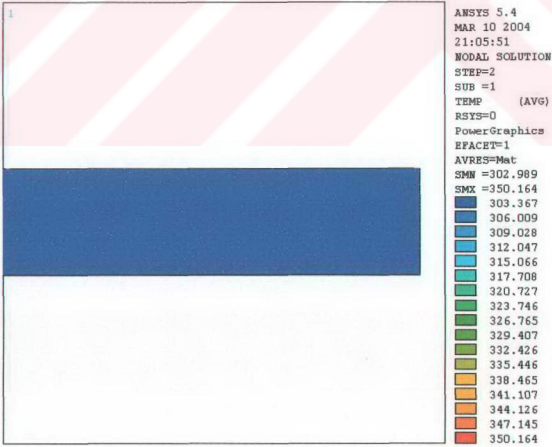
SICAKLIK :



(a) Giriş



(b) Orta

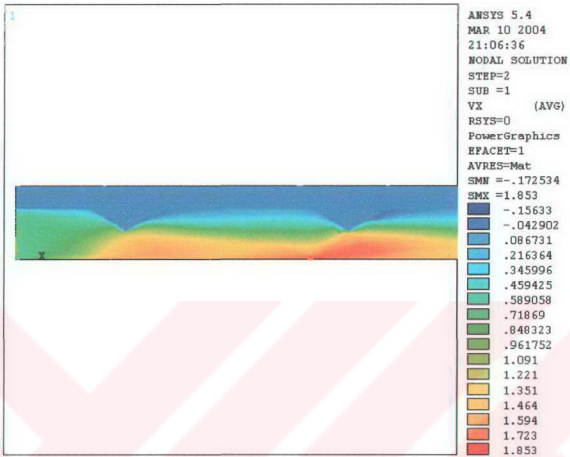


(c) Çıkış

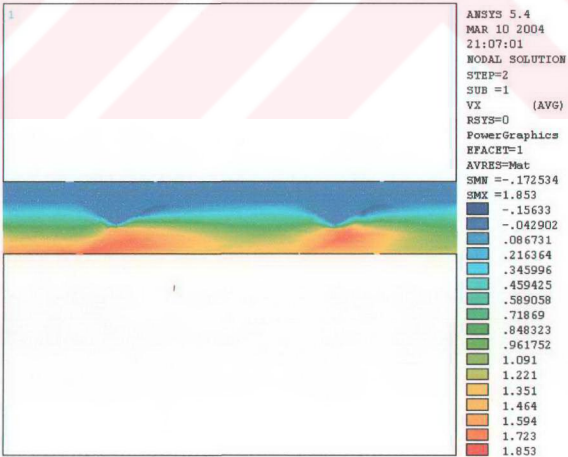
Şekil 4.10: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

(Re = 500 , T_s = 303 K)

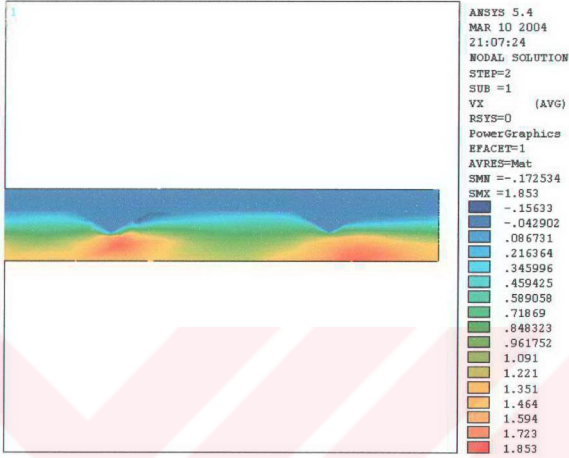
HIZ :



(a) Giriş

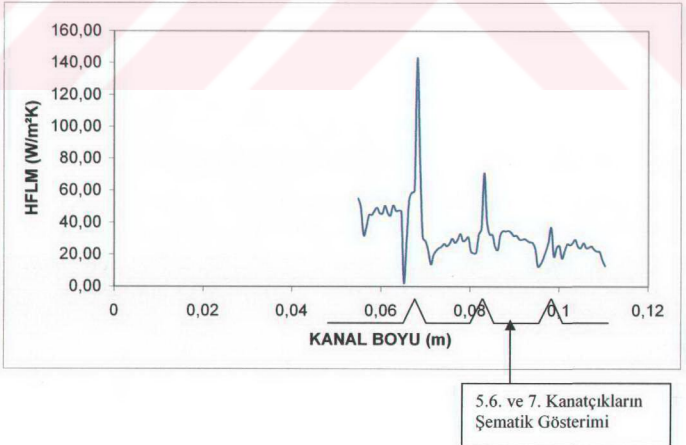


(b) Orta



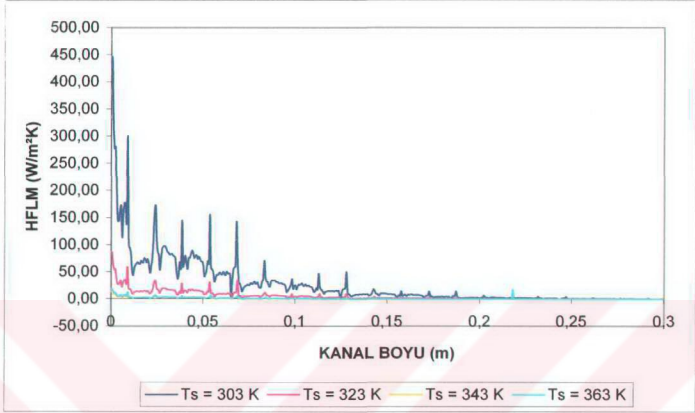
(c) Çıkış

Şekil 4.11: 1. Geometri Üçgen Kanatçık Eklmiş Kanal İçin Hız Dağılımı
($Re = 500$, $T_c = 303$ K)

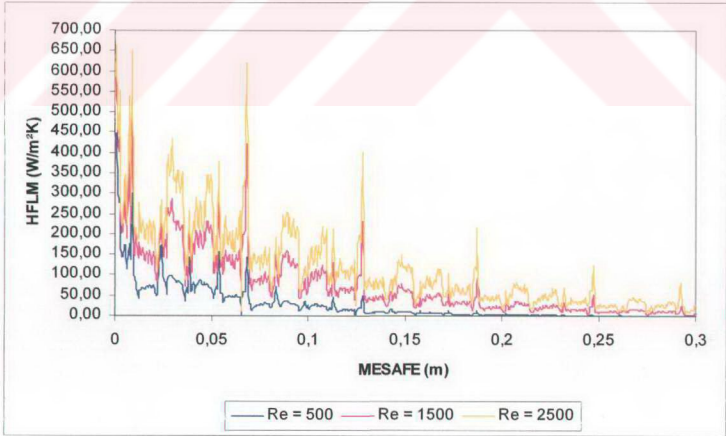


Şekil 4.12 : 5-6 ve 7. Kanatçıklar Üzerinde Isı Aktarım Katsayısının
Noktasal Dağılımı ($T_c = 303$ K, $Re = 500$)

HFLM GRAFİĞİ :



Şekil 4.13: Farklı Duvar Yüzey Sıcaklığı Değerlerinde Uçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($Re = 500$, $T_1 = 350\text{ K}$)

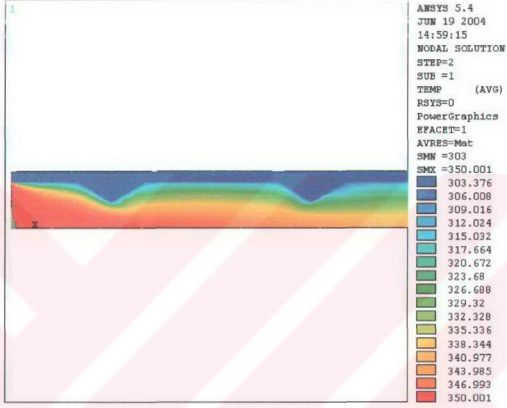


Şekil 4.14: Farklı Reynolds Sayılarında Uçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$)

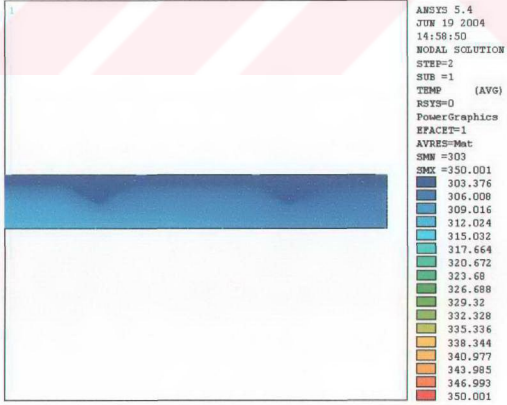
4.3.2.2. II. Geometri :

$P/e = 10$, $e/b = 0,3$, $e/H = 0,214$, $e = 3$ mm

SICAKLIK :



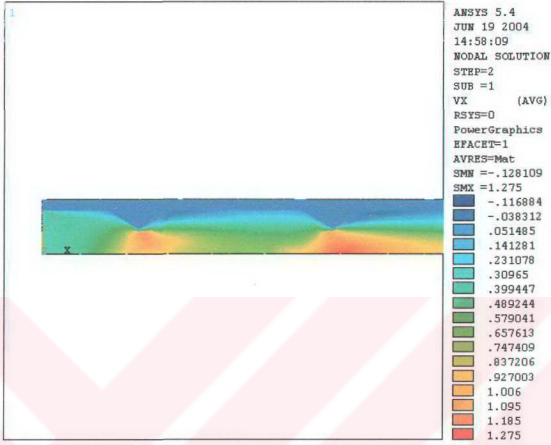
(a) Giriş



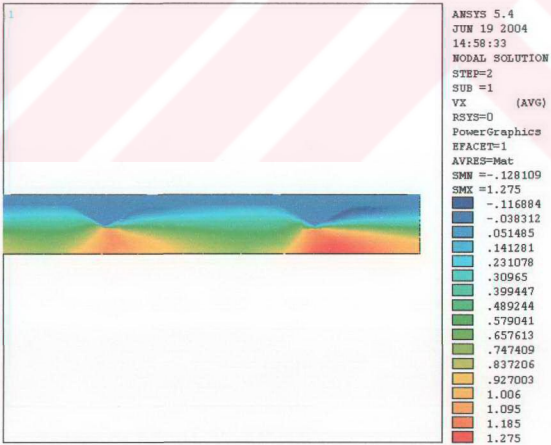
(b) Çıkış

Şekil 4.15: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklennmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303$ K , $Re = 500$)

HIZ :



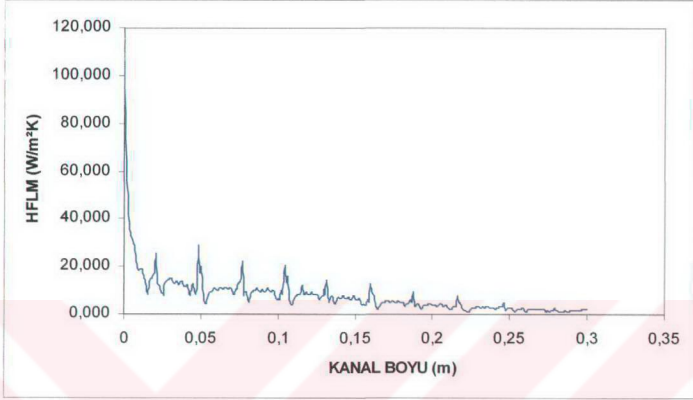
(a) Giriş



(b) Çıkış

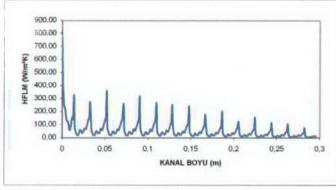
Şekil 4.16: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız

Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

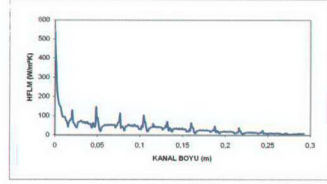
HFLM GRAFİĞİ :

Şekil 4.17: 2. Geometri Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyindeki Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

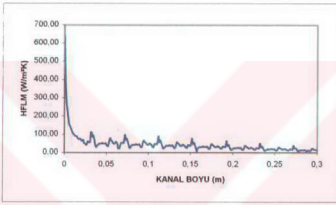
Farklı Kanatçık Aralıkları (p/e) İçin Sonuçların Karşılaştırılması :



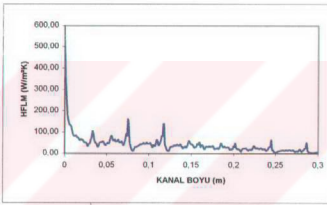
a) $p/e = 6,67$



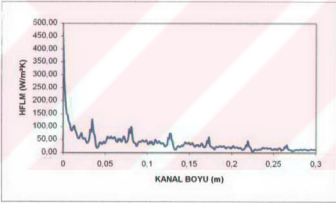
b) $p/e = 10$



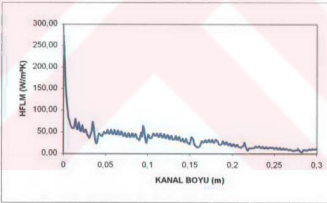
c) $p/e = 13,37$



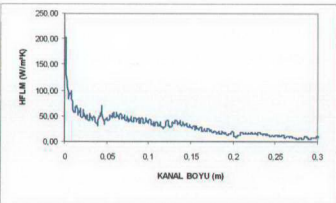
d) $p/e = 15$



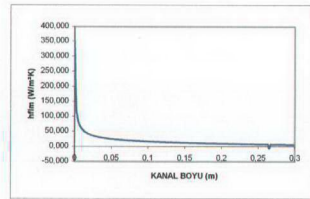
e) $p/e = 16,67$



f) $p/e = 20$



g) $p/e = 26,67$

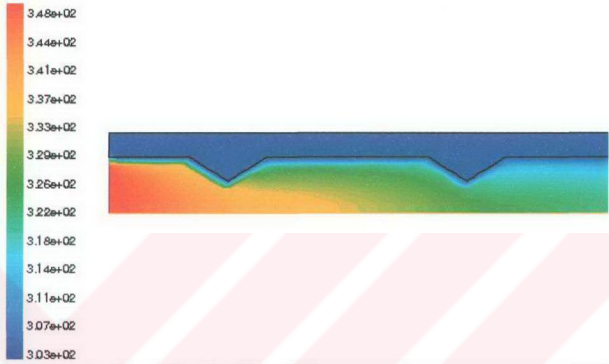


h) Düz Kanal

Şekil 4.18: II. Geometride ($e = 3$ mm) Farklı Kanatçık Aralıkları (p/e) İçin Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımlarının Karşılaştırılması ($Re = 500$, $T_s = 303$ K)

4.3.3. FLUENT Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar

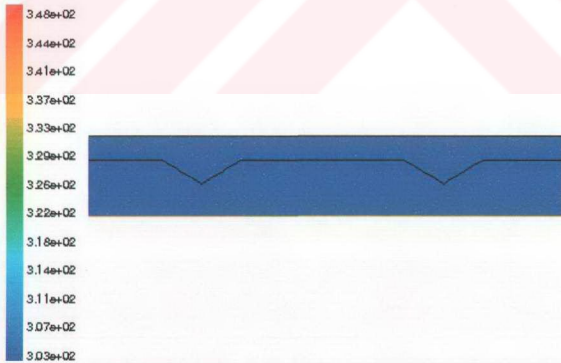
SICAKLIK :



Contours of Static Temperature (K)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, kb)

(a) Giriş



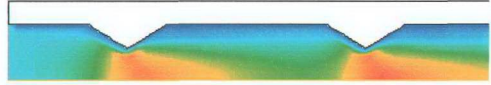
Contours of Static Temperature (K)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, kb)

(b) Çıkış

Şekil 4.19: 1. Geometri İçin Üçgenl Kanatçık Eklennmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

HIZ :



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(a) Giriş



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(b) Çıkış

Şekil 4.20 : 1. Geometri için Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı
($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

4.3.4. Sonuçlar

Çalışmanın bu bölümünde, düz kanal yüzeyine yerleştirilmiş üçgen kanatçıkların ısı transferine etkileri incelenmiştir. Kanal ve kanatçık boyutlarının ısı aktarımına etkilerinin incelenmesi için farklı geometriler oluşturulmuştur. Geometrilerin oluşturulmasında kanatçık yüksekliği (e) temel parametre olarak seçilmiştir. Öncelikle kanatçık yüksekliği $e = 1,5$ mm için ($p/e = 10$, $e/b = 0,3$, $e/H = 0,214$) oranlarıyla oluşturulan 1. geometri için incelemeler yapılmıştır. 1. geometri ile gerçekleştirilen çözümlerle farklı Reynolds sayıları ve yüzey sıcaklıkları için sonuçlar elde edilmiştir. Böylece Reynolds sayısı ve yüzey sıcaklığındaki değişimlerin ısı aktarımına etkileri incelenmiştir. Daha sonra kanatçık yüksekliği $e = 3$ mm için ($p/e = 10$, $e/b = 0,3$, $e/H = 0,214$) oranlarıyla oluşturulan 2. geometri için incelemeler yapılmıştır. Bu geometriyle gerçekleştirilen çözümlerde kanatçıklar arası mesafe değiştirilerek ($p/e = 6,67 - 10 - 13,37 - 15 - 16,67 - 20 - 26,67$) kanatçıklar arası mesafenin (kanatçık sayısı) ısı aktarımına etkileri incelenmiştir. FLUENT paket programıyla yapılan çözümler ANSYS paket programıyla gerçekleştirilen çözümleri karşılaştırmak içindir.

Kanatçık kullanılmasıdaki temel amacın ısı aktarımı yüzeyinin artırılması ve türbülans oluşumunun sağlanmasıyla ısı aktarımının artırılması olduğu bilinmektedir. Şekil 4.10' daki üçgen kanatçık eklenmiş kanala ait sıcaklık konturlarına bakıldığında ısı aktarımının düz kanala göre arttığını, düz kanal çıkışında 306,7 K olan sıcaklığın kanatçıklı kanal çıkışında hatta daha önce yüzey sıcaklığı ile aynı değere (303 K) ulaştığı, düz kanalda 21 W/m²K olan ortalama ısı aktarım katsayısı değerinin kanatçıklı kanalda 28 W/m²K 'e ulaştığı görülmektedir. Kanal içerisinde net bir şekilde takip edilebilen renk değişimi katı yüzeyde görülmemektedir. Yani kanal yüzeyi ile kanatçıklar hemen hemen aynı sıcaklık değerindedir. Yüzeyle kanatçıklar arasındaki sıcaklık farkının azlığı kanatçıkların akışkana aktarabileceği enerjinin en yüksek değerde olmasını sağlamaktadır. Bunu gerçekleştirebilmek için kanatçıklar yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemelerden (alüminyum, bakır) yapılmalıdır. Düşük ısı iletim katsayısına sahip kanatçık malzemeleri için yapılan çözüm sonuçlarında kanatçıklı yüzeylerdeki sıcaklık konturlarında renk dağılımları net bir şekilde gözlenebilmektedir. Yine Şekil 4.11' deki üçgen kanatçık eklenmiş kanala ait hız konturları incelendiğinde kanatçıkların akışı nasıl karıştırdıkları ve türbülans oluşturdukları, düz kanalda 1,334 m/sn olan maksimum hızın üçgen kanatçık eklenmiş kanalda 1,853 m/sn'ye çıktığı görülmektedir. Düz kanal yüzeyine eklenen üçgen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akış etkileriyle üçgen kanatçık eklenmiş kanalda düz kanala göre ısı aktarımının arttığı görülmektedir. Şekil 4.11'deki hız konturları ve Şekil 4.12'deki 5.6.ve 7. kanatçıklar yüzeyindeki ısı aktarımı katsayısının noktasal dağılımına ait grafikten kanatçık yüzeyine çarpan akışkanın kanatçıklı yüzeyin birleştiği noktada hızının ani bir şekilde düştüğü devam eden eğimli yüzey boyunca hızının arttığı tam uç noktada maksimum değere ulaştığı, kanatçık arka yüzeyinde ilerlerken hızının azaldığı kanatçığın yüzeyle

birleştiği köşede ise ölü bölgelerin oluşmasıyla buralarda hızının minimum değere düştüğü görülmektedir. Kanal içerisinde ilerledikçe sonraki kanatçıklarda bu köşelerde oluşan ölü bölgelerin akışın karışması ve artan hızın etkisiyle yoğunlaştığı görülmektedir

Şekil 4.13'deki üçgen kanatçık eklenmiş kanal yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımını veren grafiğe bakıldığında, grafiğin düz kanaldaki gibi maksimum değerden azalarak devam eden eğime sahip olduğu görülmektedir. Sayısal değerlerdeki artış ve kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalar düz kanala ait grafiğe göre beklenen farklılıklardır. Kanal boyunca ilerledikçe kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalardaki düşüş akışkanın soğumasıyla gerçekleşen sıcaklık farkının azalmasındandır. Yine aynı grafik farklı yüzey sıcaklığı değerlerindeki çözüm sonuçlarını vermektedir. Yüzey ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark arttıkça ısı aktarım katsayısı da artmaktadır.

Şekil 4.14 üçgen kanatçık eklenmiş kanalda farklı Reynolds sayıları için gerçekleştirilen çözüm sonuçlarına ait ısı aktarım katsayısının noktasal dağılım grafiklerine aittir. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla atalet kuvvetleri arttığından ısı aktarım katsayısı ve kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmaların da arttığı görülmektedir.

Kanatçık yüksekliği $e = 1,5$ mm (1. geometri) ile $e = 3$ mm (2. geometri) sonuçları karşılaştırıldığında ; 2. geometride kanatçık yüksekliğinin artmasıyla kanal yüksekliği ve genişliği artmakta ancak kanatçık sayısı azalmaktadır. Bu nedenle iki geometrinin ısı aktarımı yüzey alanları değişmemektedir. İki geometri içinde çözümler aynı Reynolds sayısında (500) gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.16'daki 2. geometriye ait hız konturlarına bakıldığında kanatçık boyutlarının artması nedeniyle hız değerlerinin daha fazla arttığı ve daha karmaşık bir akış oluştuğu görülmektedir. Buna rağmen ısı aktarımı oranının (Şekil 4.15) birinci geometriye göre daha az olduğu gözlenmiştir. 1. ve 2. geometrilerin ısı aktarım yüzey alanlarının eşit olmasına, 2. geometrinin daha karışık akış oluşturmasına rağmen, akışkan debisi artan 2. geometride ısı aktarım oranının daha düşük olması , artan kanal boyutlarına uygun ısı aktarım yüzeyinin oluşturulmamasından kaynaklanabileceği söylenebilir. Akış ne kadar karmaşık olursa olsun enerjisini aktarabileceği yeterli yüzey alanına ihtiyacı vardır. Buradan 1. geometrinin tercih edileceği görülmektedir.

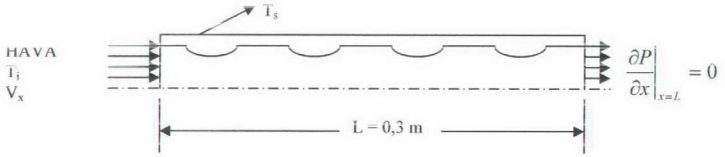
Şekil 4.18'de farklı kanatçık aralıklarında (p/e) ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımlarına ait grafikler verilmiştir. Grafiklerin ayrı ayrı verilmesinin nedeni her geometride değişen boyutlar nedeniyle ağ yapısının değişmesi nedeniyle yüzeydeki nokta sayılarının farklılığı ve birbirine yakın değerlerle tek grafikte net görüntü elde edilememesidir. p/e oranının küçük olduğu durumlarda kanatçık aralıklarının azalmasıyla aynı yüzeydeki kanatçık sayısı artmaktadır. Kanatçık sayısının fazla olması nedeniyle hem ısı aktarım yüzey alanı artar hem de türbülans oluşumu daha erken gelişir bu nedenlerle ısı aktarım katsayısının p/e oranının düşük olduğu durumlarda artması beklenir. Grafiklerden, p/e oranının artmasıyla ısı aktarım katsayısı

değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bu durumda en uygun kanatçık aralığı $p/e = 6,67$ olarak düşünülebilir. Kanatçıklar, ısı aktarımı yüzeylerini genişletmeleri ve oluşturacakları akış dalgalanmalarıyla aynı hacimde ısı aktarımı miktarını artırmak amacıyla tasarlanmaktadır. Uygun kanatçık aralıkları (kanatçık sayısı) belirlenmediği takdirde akışın fazla karışması nedeniyle akış gücünü artırmak için ekstra pompa veya fan gücüne ihtiyaç duyulacağından hedeflenen amaçtan uzaklaşılacaktır. Bu nedenle ısı aktarımındaki hedeflenen artış basınç düşüsünü karşılayabilmelidir. Bu gerekçelerle en fazla ısı aktarım katsayısı elde etmemize rağmen hem ısı aktarımı artışı hem de sürtünme faktörleri açısından düşünüldüğünde $p/e = 6,67$ oranının uygun olmayacağı görülmektedir. Çözümlerin hız konturlarına da bakılarak ısı aktarımı ve akış açısından em uygun kanatçık aralığı oranının $p/e = 10$ olduğu gözlenmektedir. Yine aynı şekilden p/e oranının gittikçe küçülmesiyle elde edilen grafiklerin düz kanala ait grafiğe (Şekil4.18.h) benzediği gözlenmektedir. Bu nedenlerle ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklı kanatçık tasarımının verimli olacağı söylenebilir.

Şekil 4.19 ve 4.20 1. geometri için gerçekleştirilen FLUENT paket programına ait çözüm sonuçlarıdır. FLUENT paket programı ile yapılan çözümler ANSYS paket programı ile yapılan çözümlerin karşılaştırılması amacıyla. Fluent paket programına ait hız ve sıcaklık konturlarına bakıldığında Ansys paket programı ile gerçekleştirilen çözüm sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

4.4. Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal

4.4.1. Geometri



Şekil 4.21: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri

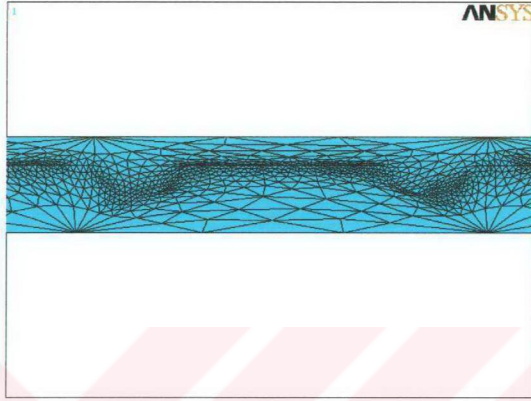
4.4.2. ANSYS Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar

4.4.2.1. I. Geometri :

$P/e = 10$, $c/b = 0,3$, $c/H = 0,214$, $e = 1,5 \text{ mm}$

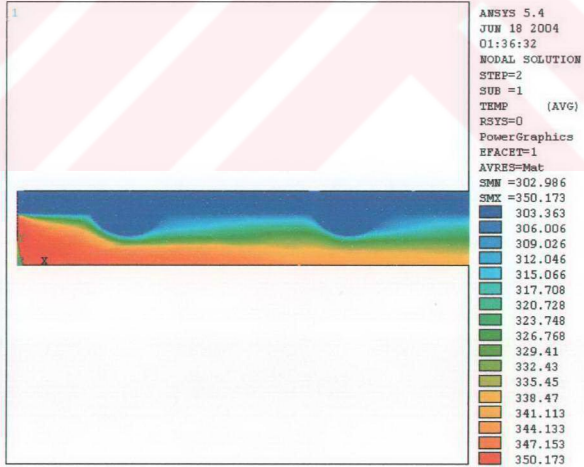
4.4.2.1.1. Ağ Yapısı :

Dairesel kanatçık eklenmiş kanal geometrisi için ağ yapısı şekillendirilirken, üçgen kanatçık eklenmiş kanal geometrisinde olduğu gibi, hız, basınç, sıcaklık gibi değişkenlerin yoğun olabileceğinin düşünüldüğü kanatçıklı kanal yüzeylerinde sık ağ oluşturulmuştur. Şekil 4.23'den görülebileceği gibi ağ oluşumu için üçgen (14954) eleman kullanılmıştır

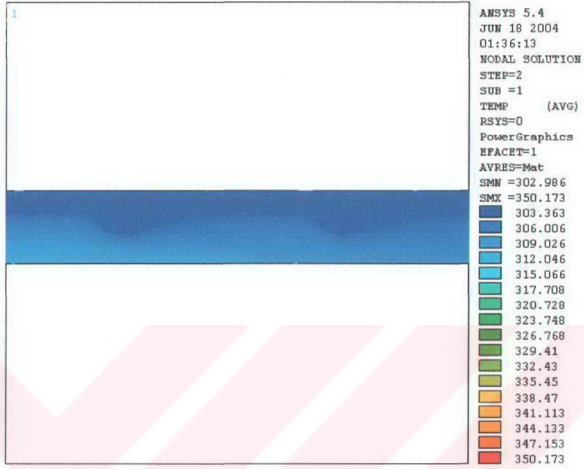


Şekil 4.22: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Ağ Yapısı

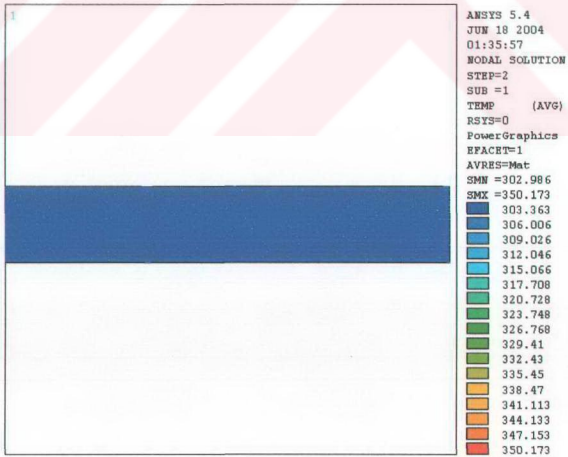
SICAKLIK :



(a) Giriş



(b) Orta

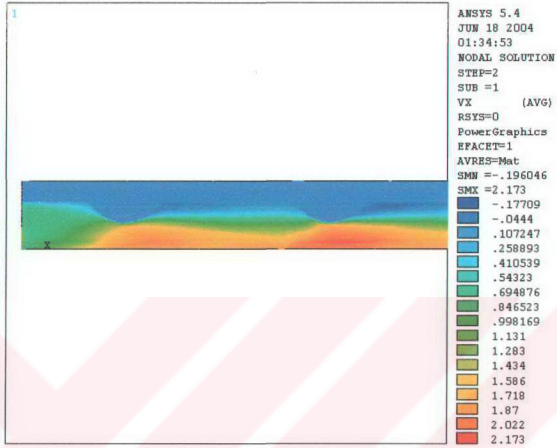


(c) Çıkış

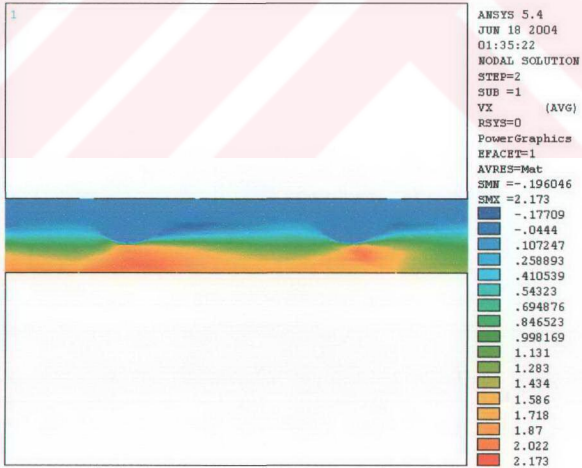
Şekil 4.23: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

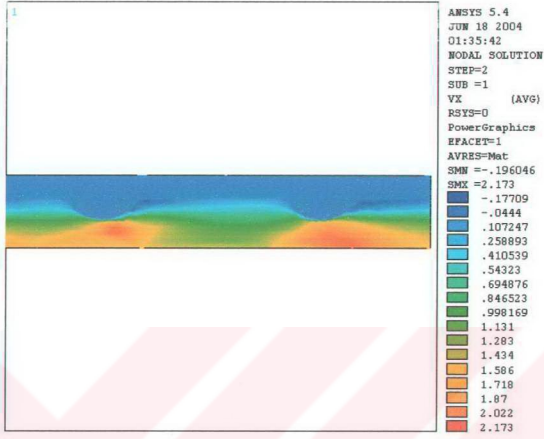
HIZ :



(a) Giriş



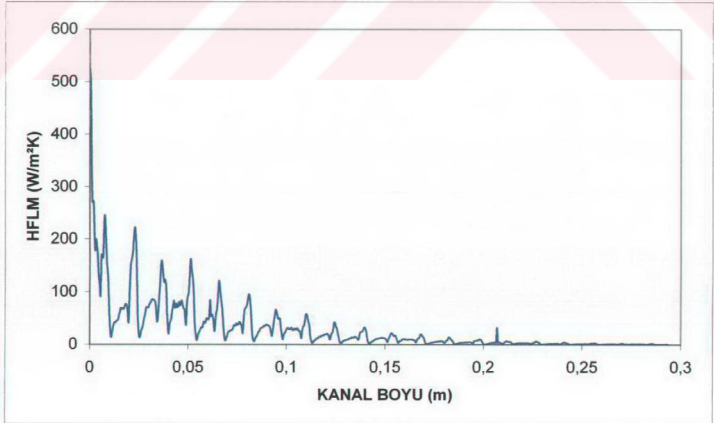
(b) Orta



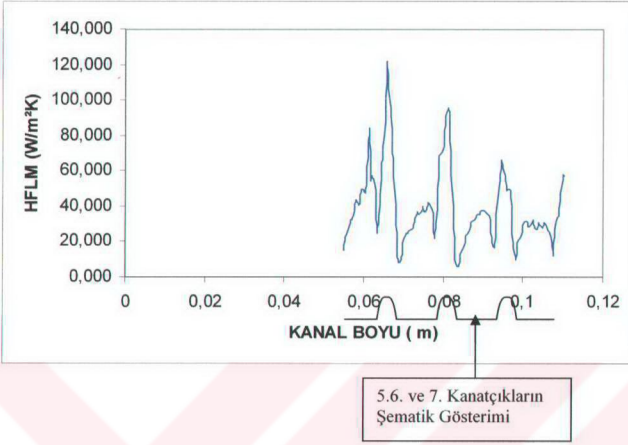
(c) Çıkış

Sekil 4.24: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı
 ($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

HFLM GRAFiÇİ :



(a) Tüm Kanal

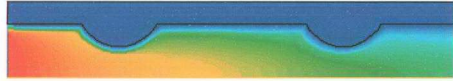


(b) 5.-6. ve 7. Kanatçıklar

Şekil 4.25: 1. Geometri Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_c = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

4.4.3. FLUENT Paket Programı ile Bulunan Sonuçlar

SICAKLIK :



Contours of Static Temperature (K)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ka)

(a) Giriş



Contours of Static Temperature (K)

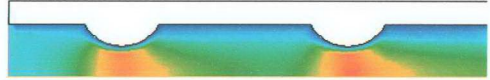
Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ka)

(b) Çıkış

Şekil 4.26: Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

HIZ :



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(a) Giriş



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 18, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(b) Çıkış

Şekil 4.27: Dairesel Kanaçlık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

4.4.4. Sonuçlar :

Bu bölümde düz kanal yüzeyine eklenen dairesel kanatçıkların ısı aktarımı yapılarına etkileri incelenmiştir. Bir önceki bölümde üçgen kanatçık eklenmiş kanalda farklı geometri, yüzey sıcaklıkları, Reynolds sayıları, kanatçık aralıkları için yapılan çözümler dairesel kanatçık eklenmiş kanal içinde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar temel olarak üçgen kanatçık eklenmiş kanal sonuçları ile aynı (artan Reynolds sayısı ve sıcaklık farkı ile ısı aktarımının artması, ısı aktarımı ve akış açısından en uygun kanatçık aralığının $p/e = 10$, uygun geometrinin $e = 1,5$ mm(1. geometri) olduğu) bulunmuştur. Şekil fazlalığı ve karmaşası olmaması için bu çözüm sonuçlarına ait şekiller bu bölümde verilmemiştir. Burada kanatçık tipinin dairesel olması durumunda ısı aktarımını nasıl etkilediği incelenmiştir. Fluetn paket programı sonuçları yine Ansys paket programı sonuçları ile karşılaştırma amaçlı yer almıştır.

Şekil 4.22'deki dairesel kanatçık eklenmiş kanala ait sıcaklık konturlarına bakıldığında ısı aktarımının düz ve üçgen kanatçık eklenmiş kanala göre arttığını, düz kanal çıkışında 306,7 K olan sıcaklığın üçgen kanatçıklı kanalda olduğu gibi kanal çıkışında hatta daha önce yüzey sıcaklığı ile aynı değere (303 K) ulaştığı, düz kanalda $21 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan ortalama ısı aktarım katsayısı değerinin üçgen kanatçıklı kanalda $28 \text{ W/m}^2\text{K}$ iken dairesel kanat eklenmiş kanalda ise $30,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerine ulaştığı görülmektedir. Kanal içerisinde net bir şekilde takip edilebilen renk değişimi yüksek ısı iletim katsayısına sahip kanatçık malzemesi (alüminyum) kullanıldığından katı yüzeyde görülmemektedir. Bu durum yüzeyle kanatçıklar arasındaki sıcaklık farkının azalmasıyla kanatçıkların akışkana aktarabileceği enerjinin en yüksek değerde olmasını sağlamaktadır. Şekil 4.23 üçgen kanatçık eklenmiş kanala ait sıcaklık konturlarının verildiği Şekil 4.10 ile karşılaştırıldığında, dairesel kanatçık eklenmiş kanalda sıcaklık konturunun tek renk haline dönüşmesinin daha erken oluştuğu görülmektedir. Dairesel kanatçığın yükseklik ($e = 1,5$ mm) , genişliği ($b = 5$ mm) üçgen kanatçık ebatları ile aynı olmasına rağmen geometrisi gereği yüzey alanı üçgen kanatçıktan daha fazladır. Böylece genişleyen ısı aktarım yüzey alanının dairesel kanatçıkta ısı aktarımını artırdığı gözlenmektedir. Şekil 4.24'deki dairesel kanatçık eklenmiş kanala ait hız konturları incelendiğinde kanatçıkların akışı nasıl karıştırdıkları ve türbülans oluşturdıkları, düz kanalda $1,334 \text{ m/sn}$ olan maksimum hızın üçgen kanatçık eklenmiş kanalda $1,853 \text{ m/sn}$ iken dairesel kanatçık eklenmiş kanalda $2,173 \text{ m/sn}$ 'ye çıktığı görülmektedir. Şekil 4.24'deki hız konturları ve Şekil 4.25.b'deki 5.6.ve 7. kanatçıklar yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımına ait grafikten kanatçık yüzeyine çarpan akışkanın kanatçıkla yüzeyin birleştiği noktada hızının ani bir şekilde düştüğü devam eden yüzey boyunca hızının arttığı tepe noktada maksimum değere ulaştığı, kanatçık arka yüzeyinde ilerlerken hızının azalarak kanatçığın yüzeyle birleştiği köşelerde ölü bölgelerin oluşmasıyla buralarda hızının minimum değere düştüğü görülmektedir. Kanal içerisinde ilerledikçe sonraki kanatçıklarda bu köşelerde oluşan ölü bölgelerin yoğunlaştığı görülmektedir. Bu şekiller üçgen kanatçık eklenmiş

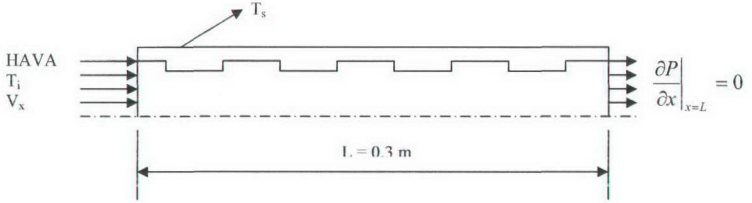
kanala ait hız konturları ve kanatçıklar üzerindeki ısı aktarım katsayılarının noktasal dağılım grafiğinin verildiği Şekil 4.11 ve 12 ile karşılaştırıldığında, üçgen kanatçıkların geometrileri nedeniyle akışın karşılaştığı sivri uçlar nedeniyle kayıpların ve ölü bölgelerin arttığı gözlenmektedir. Yine Şekil 4.12'den ilk kanatçıklarda ısı aktarım katsayısındaki artışın daha sonraki kanatçıklarda ani düşüşü net bir şekilde görülmektedir. Dairesel kanatçıkta bu artışın daha sonraki kanatçıklarda da uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Dairesel kanatçıklar için elde edilen hız ve sıcaklık değerleri üçgen kanatçıklarla yaklaşık değerlerdedir, dairese kanatçıkların hem üçgen kanatçıklara göre genişleyen ısı aktarım yüzey alanları hem de geometrileri gereği akışın karıştırılmasındaki oluşan ölü bölgeler ve kayıpların azlığı nedeniyle ısı aktarımını üçgen kanatçıklara göre daha fazla artırdıkları görülmektedir.

Şekil 4.25.b'deki dairese kanatçık eklenmiş kanal yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımını veren grafiğe bakıldığında, grafiğin düz kanaldaki gibi maksimum değerden azalarak devam eden eğime sahip olduğu görülmektedir. Sayısal değerlerdeki artış ve kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalar düz kanala ait grafiğe göre beklenen farklılıklardır. Kanal boyunca ilerledikçe kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalardaki düşüş akışkanın soğumasıyla gerçekleşen sıcaklık farkının azalmasındandır. Yine grafikteki dalgalanmaların birbirleri ile uyumu ve dalgalanmalardaki azalışın ani olmaması üçgen kanatçık eklenmiş kanala ait grafiğe göre en önemli farkıdır. Kanatçıkların üçgen ve dairese tipleri bu farklılıkların oluşumunun nedenleridir.

Şekil 4.26 ve 4.27 dairese kanatçık eklenmiş kanal için gerçekleştirilen FLUENT paket programına ait çözüm sonuçlarıdır. FLUENT paket programı ile yapılan çözümler ANSYS paket programı ile yapılan çözümlerin karşılaştırılması amacıyla. Fluent paket programına ait hız ve sıcaklık konturlarına bakıldığında Ansys paket programı ile gerçekleştirilen çözüm sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

4.5. Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal

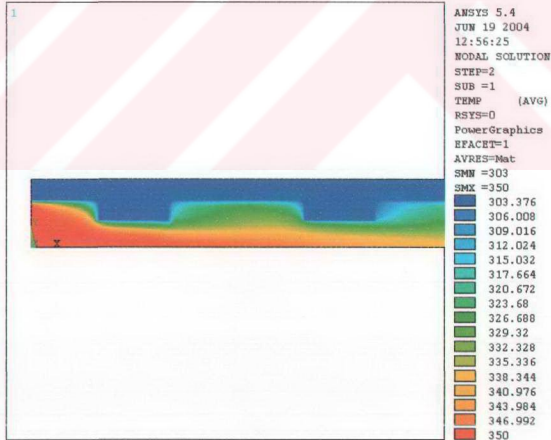
4.5.1. Geometri



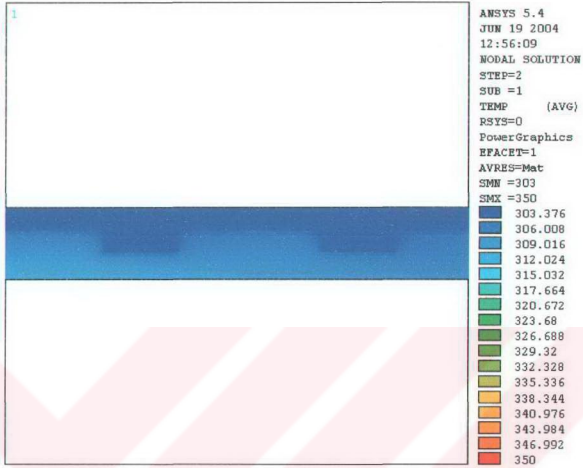
Şekil 4.28 : Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri

4.5.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar

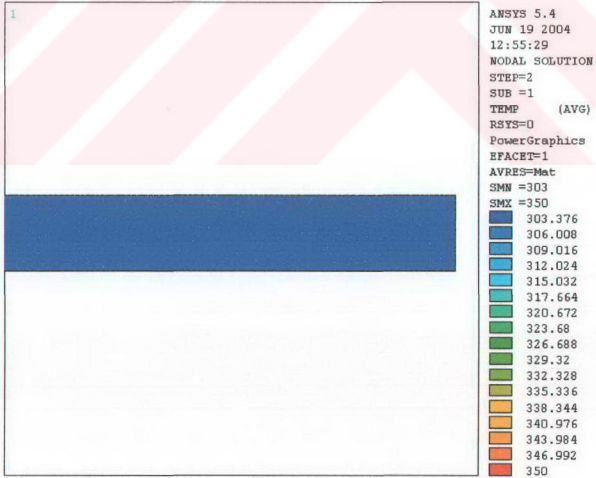
SICAKLIK :



(a) Giriş



(b) Orta

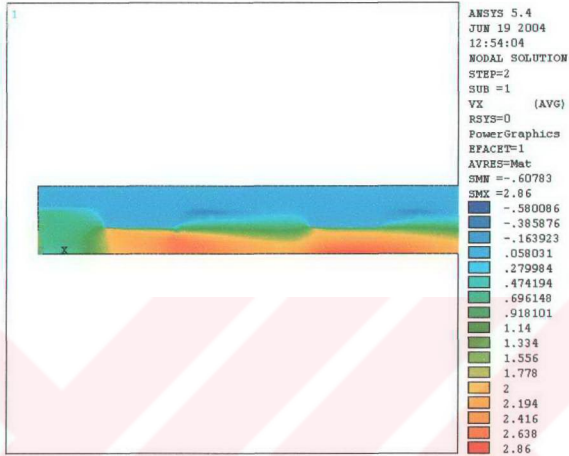


(c) Çıkış

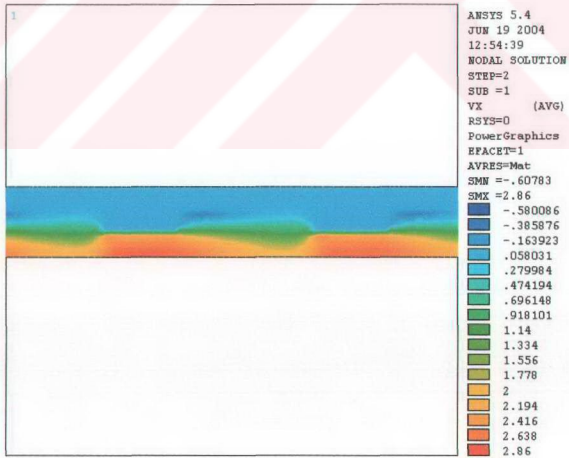
Şekil 4.29: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

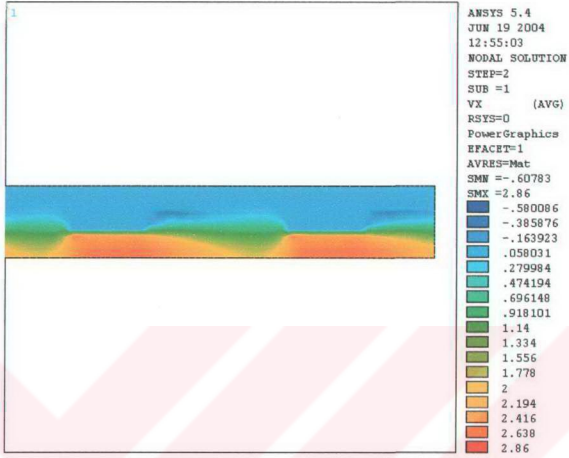
HIZ :



(a) Giriş



(b) Orta

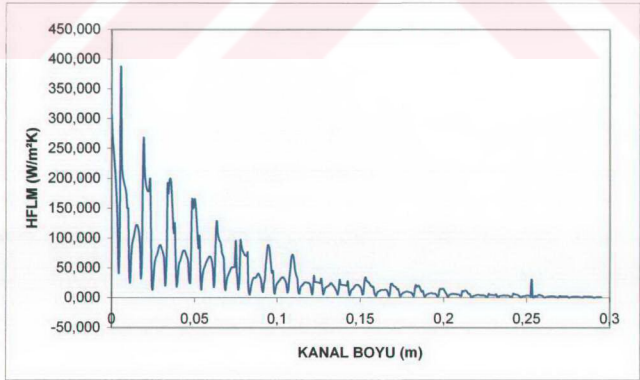


(c) Çıkış

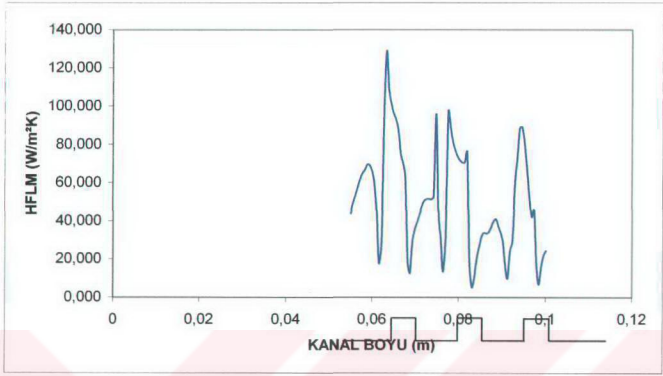
Şekil 4.30: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı

($T_s = 303\text{ K}$, $Re = 500$)

HFLM GRAFİĞİ



(a) Tüm Kanal

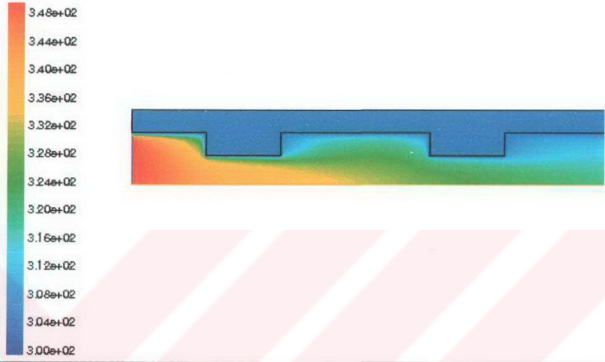


(b) 5.-6. ve 7. Kanatçıklar

Şekil 4.31: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

4.5.3. FLUENT Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar

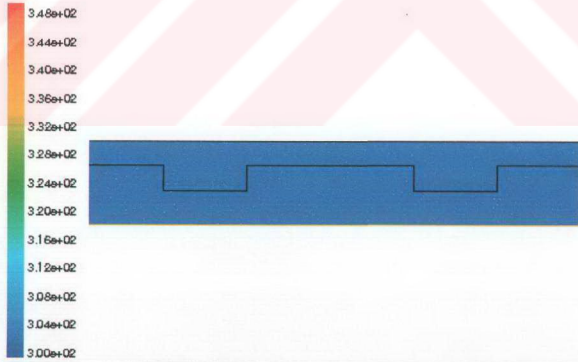
SICAKLIK :



Contours of Static Temperature (K)

Jun 19, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(a) Giriş



Contours of Static Temperature (K)

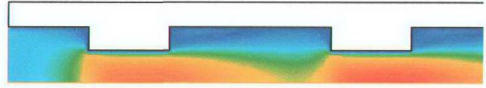
Jun 19, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(b) Çıkış

Şekil 4.32: Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

HIZ:



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 19, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(a) Giriş



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 19, 2004
FLUENT 5.3 (axi, segregated, ke)

(b) Çıkış

Şekil 4.33 Dörtgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

4.5.4. Sonuçlar

Bu bölümde düz kanal yüzeyine eklenen dörtgen kanatçıkların ısı aktarımı yapılarına etkileri incelenmiştir. Bu bölümdeki çalışmalar sadece kanatçık tipi dörtgen olduğunda ısı aktarımı davranışlarının incelenmesini kapsamaktadır. Daha önceki bölümlerde incelenen farklı parametreler (geometri, yüzey sıcaklığı, Reynolds sayısı, kanatçık aralıkları) elde edilen sonuçların temel olarak benzer (artan Reynolds sayısı ve sıcaklık farkı ile ısı aktarımının artması, ısı aktarımı ve akış açısından en uygun kanatçık aralığının $p/e = 10$, uygun geometrinin $e = 1,5$ mm (1. geometri) olduğu) olmasından dolayı bu bölümde tekrar yer almamışlardır. Fluent paket programı sonuçları yine Ansys paket programı sonuçları ile karşılaştırma amaçlı yer almıştır.

Şekil 4.29 daki dairesel kanatçık eklenmiş kanala ait sıcaklık konturlarına bakıldığında ısı transferinin düz ve üçgen – dairesel kanatçık eklenmiş kanallara göre arttığını, düz kanal çıkışında 306,7 K olan sıcaklığın üçgen-dairesel kanatçıklı kanalda olduğu gibi kanal çıkışında hatta daha önce yüzey sıcaklığı ile aynı değere (303 K) ulaştığı, düz kanalda 21 W/m²K olan ortalama ısı aktarımı katsayısı değerinin üçgen kanatçıklı kanalda 28 W/m²K, dairesel kanatçıklı kanalda 30,8 W/m²K iken dörtgen kanatçık eklenmiş kanalda 37 W/m²K değerine ulaştığı görülmektedir. Kanal içerisinde net bir şekilde takip edilebilen renk değişimi yüksek ısı iletim katsayısına sahip kanatçık malzemesi (alüminyum) kullanıldığından katı yüzeyde görülmemektedir. Bu durum yüzeyle kanatçıklar arasındaki sıcaklık farkının azalmasıyla kanatçıkların akışkana aktarabileceği enerjinin en yüksek değerde olmasını sağlamaktadır. Şekil 4.29 üçgen ve dairesel kanatçık eklenmiş kanallara ait sıcaklık konturlarının verildiği Şekil 4.10 ve 4.23 ile karşılaştırıldığında, dörtgen kanatçık eklenmiş kanalda sıcaklık konturunun tek renk haline dönüşmesinin daha erken olduğu görülmektedir. Dörtgen kanatçığın yüzey alanı üçgen ve dairesel kanatçıktan çok daha fazladır. Böylece genişleyen ısı aktarım yüzey alanının dörtgen kanatçıkta ısı aktarımını artırdığı gözlenmektedir. Şekil 4.30 daki dörtgen kanatçık eklenmiş kanala ait hız konturları incelendiğinde kanatçıkların akışı nasıl karıştırdıkları ve türbülans oluşturdıkları, düz kanalda 1,334 m/sn olan maksimum hızın üçgen ve dairesel kanatçık eklenmiş kanallarda 1,853 m/sn ve 2,173 m/sn iken dörtgen kanatçık eklenmiş kanalda 2,86 m/sn 'ye çıktığı görülmektedir. Şekil 4.30 daki hız konturları ve Şekil 4.31.b'deki 5.6.ve 7. kanatçıklar yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımına ait grafikten kanatçık yüzeyine çarpan akışkanın kanatçıkla yüzeyin birleştiği noktada hızının ani bir şekilde düştüğü devam eden yüzey boyunca hızının arttığı ilk köşede maksimum değere ulaştığı devam eden yüzeyde aniden azaldığı, ikinci köşede tekrar hızın ani artıp-azaldığı görülmektedir. Yine kanatçık arkalarında ölü bölgelerin oluştuğu ve kanal içerisinde ilerledikçe sonraki kanatçıklarda bu ölü bölgelerin yoğunlaştığı görülmektedir. Ayrıca dörtgen kanatçık eklenmiş kanala ait hız konturlarında diğer kanatçıklı kanallara göre çok daha karıştırdığı ve düzensizleştiği görülmektedir. Bu durumda akış gücünü artırabilmemiz için dışarıdan ekstra güç vermemiz gerekmektedir. Ayrıca aynı ısı transferi

miktarını sağlayacak bir dörtgen kanatçık yerine daha az hacim isteyen (kanatçık malzemesi) dairesel kanatçık tercih edilebilir.

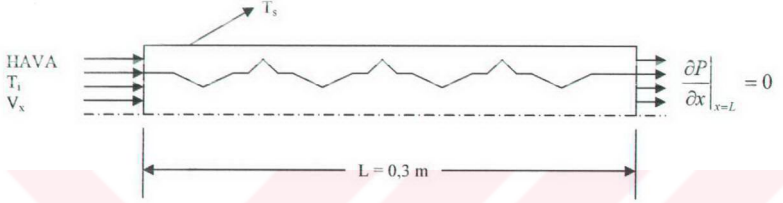
Şekil 4.31.b deki dörtgen kanatçık eklenmiş kanal yüzeyindeki ısı aktarımı katsayısının noktasal dağılımını veren grafiğe bakıldığında, grafiğin düz kanaldaki gibi maksimum değerden azalarak devam eden eğime sahip olduğu görülmektedir. Sayısal değerlerdeki artış ve kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalar düz kanala ait grafiğe göre beklenen farklılıklardır. Kanal boyunca ilerledikçe kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalardaki düşüş akışkanın soğumasıyla gerçekleşen sıcaklık farkının azalmasındandır. Yine grafikteki dalgalanmalardaki artış ve sıklık diğer kanatçık eklenmiş kanallara ait grafiklere göre en belirgin farklardır.

Şekil 4.32 ve 4.33 dörtgen kanatçık eklenmiş kanal için gerçekleştirilen FLUENT paket programına ait çözüm sonuçlarıdır. FLUENT paket programı ile yapılan çözümler ANSYS paket programı ile yapılan çözümlerin karşılaştırılması amacıyla. Fluent paket programına ait hız ve sıcaklık konturlarına bakıldığında Ansys paket programı ile gerçekleştirilen çözüm sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

4.6. Kanatçıklar Arasına Yiv Eklenmiş Kanallar

4.6.1. Üçgen Kanatçıklar Arasına Yiv Eklenmiş Kanal

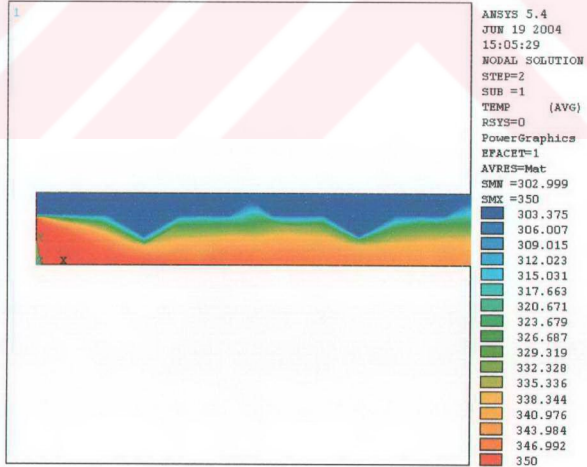
4.6.1.1. Geometri



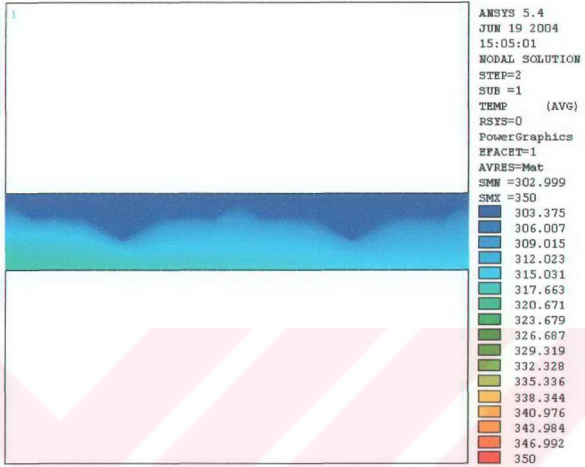
Şekil 4.34: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Geometri

4.6.1.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar

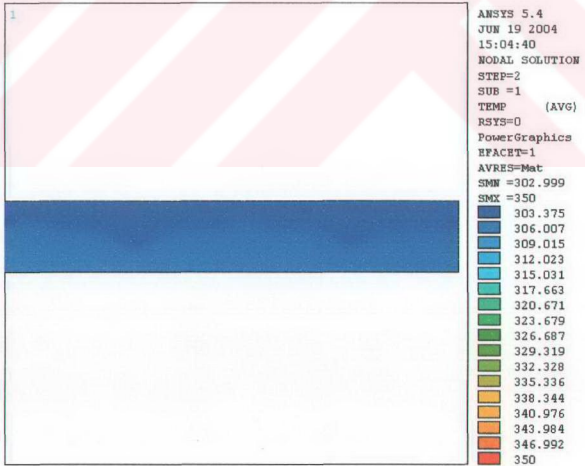
SICAKLIK :



(a) Giriş



(b) Orta

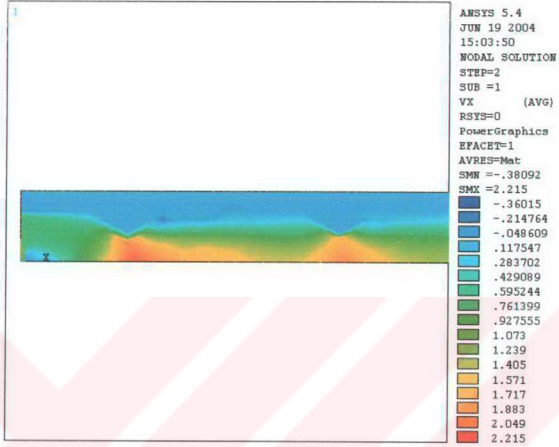


(c) Çıkış

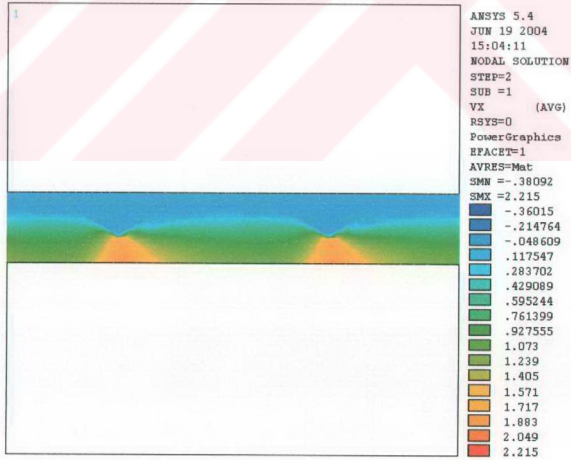
Şekil 4.35: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

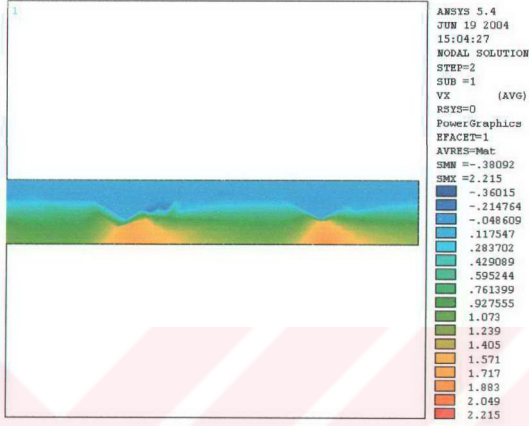
HIZ:



(a) Giriş



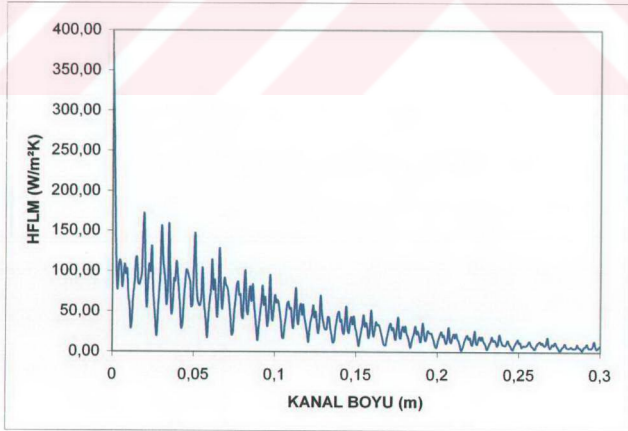
(b) Orta



(c) Çıkış

Şekil 4.36: Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı
 ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

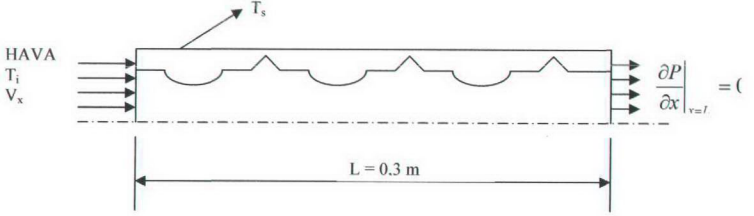
HFLM GRAFİĞİ :



Şekil 4.37 : Yivli Üçgen Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

4.6.2. Dairesel Kanatçıklar Arasına Yiv Eklmiş Kanal

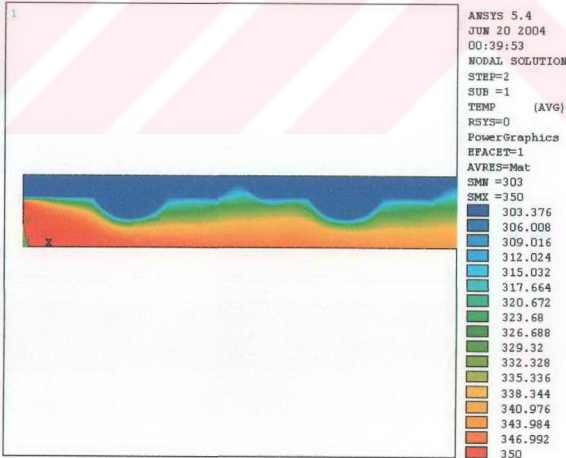
4.6.2.1. Geometri



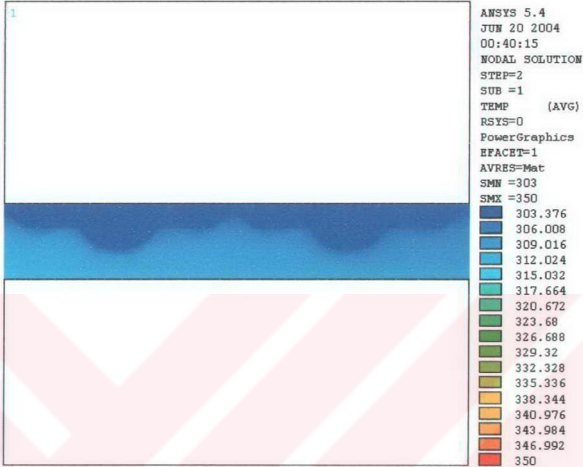
Şekil 4.38 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklmiş Kanal İçin Geometri

4.6.2.2. ANSYS Paket Programı İle Bulunan Sonuçlar

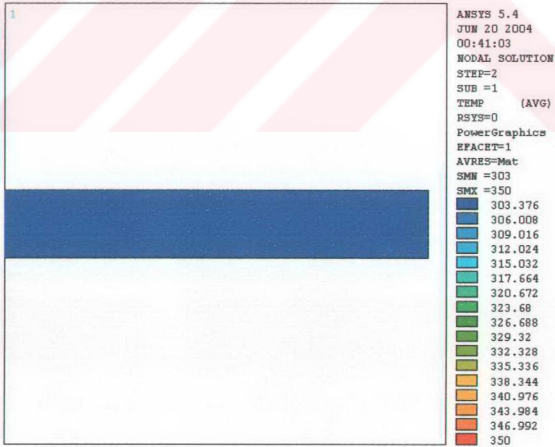
SICAKLIK :



(a) Giriş



(b) Orta

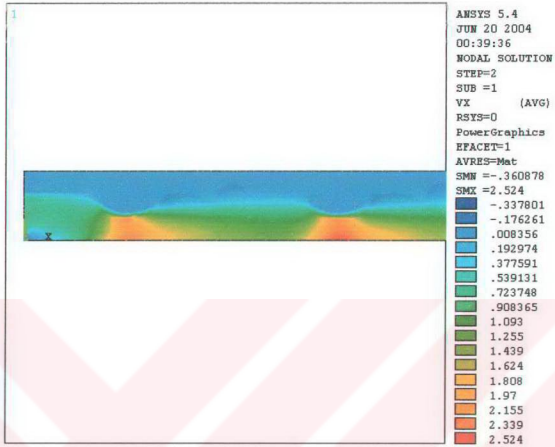


(c) Çıkış

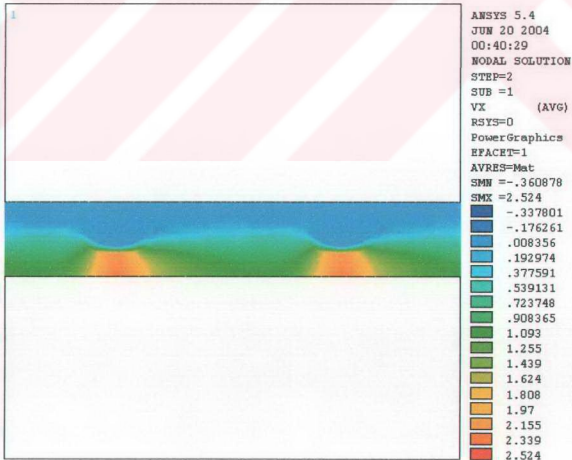
Şekil 4.39 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklennmiş Kanal İçin Sıcaklık Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

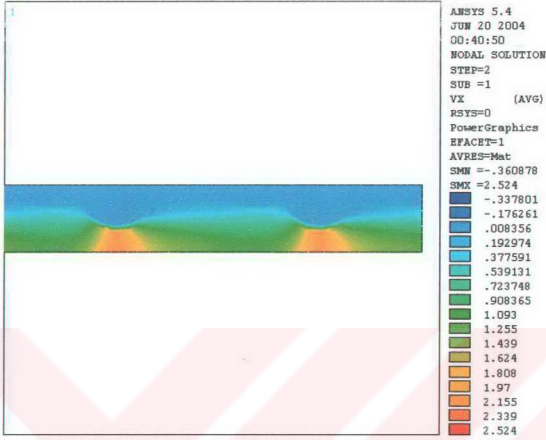
HIZ :



(a) Giriş



(b) Orta

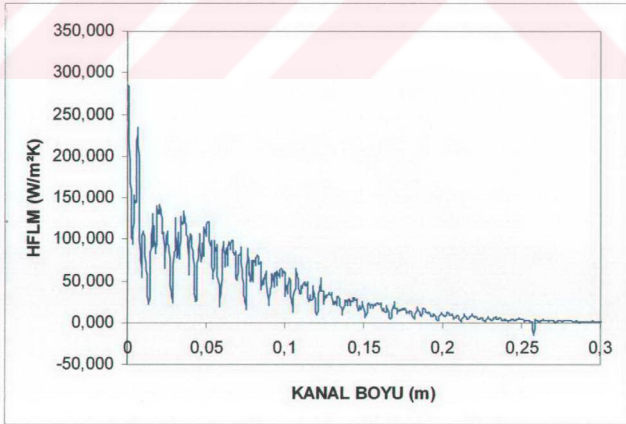


(c) Çıkış

Şekil 4.40 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal İçin Hız Dağılımı

($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

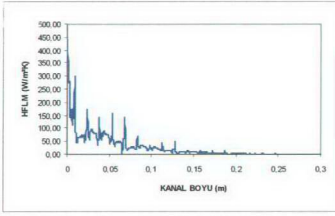
HFLM GRAFIĞİ :



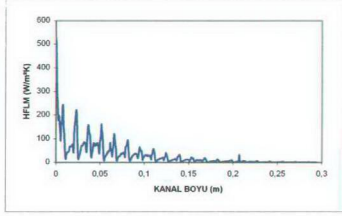
Şekil 4.41 : Yivli Dairesel Kanatçık Eklenmiş Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım

Katsayısının Noktasal Dağılımı ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)

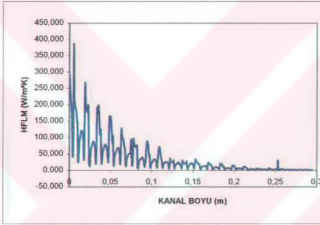
**FARKLI KANATÇIK TIPLERİNE AİT ISI AKTARIM KATSAYISININ
NOKTASAL DAĞILIM GRAFİKLERİ**



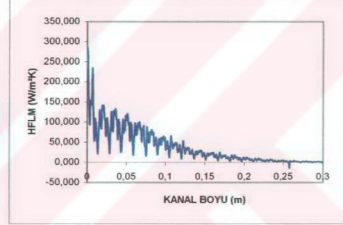
a) üçgen



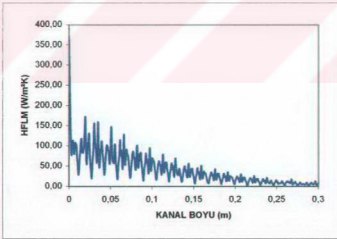
b) dairesel



c) dörtgen



d) daireselyivli



e) üçgenyivli

**Şekil 4.42 : Farklı Kanatçık Tiplerine Ait Kanal Yüzeyinde Isı Aktarım
Katsayısının Noktasal Dağılımları ($T_s = 303 \text{ K}$, $Re = 500$)**

4.6.3. Sonuçlar

Bu bölümde düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıkların aralarına yerleştirilen yivlerle hem ısı aktarım yüzeylerinin daha fazla genişletilmesi hemde yivlerin ince yapılarıyla akışı çok karıştırmaması hedeflenmiştir. Üçgen ve dairesele kanatçıklar arsına yivler yerleştirilerek yapılan incelemelerle bu yivlerin ısı aktarımına etkileri incelenmiştir.

şekil 4.35 ve 4.39 daki dairesele ve üçgen kanatçıklar arsına yiv eklenmiş kanallara ait sıcaklık konturlarına bakıldığında , kanal çıkışından önce akışkanın hemen hemen yüzey sıcaklığı ile aynı değere ulaştığı görülmektedir. Eklenen yivlerle ısı aktarım yüzeyleri artırıldığı için bu beklenen bir durumdur. şekil 4.36 ve 4.40 daki üçgen ve dairesele kanatçıklar arsına yiv yerleştirilmiş kanallara ait hız konturlarına bakıldığında akışın düzensizleştiği görülmektedir. Dairesele kanatçık yivleri biraz daha dengeleyebilirken sivri uçları nedeniyle üçgen kanatçıklı yivli kanalda akışın çok daha düzensizleştiği görülmektedir. şekil 4.37 ve 4.41 deki dairesele ve üçgen kanatçıklar arsına yivlerin eklendiği kanal yüzeyindeki ısı aktarım katsayısının noktasal dağılımını veren grafiğe bakıldığında, grafiğin düz kanaldaki gibi maksimum değerden azalarak devam eden eğime sahip olduğu görülmektedir. Sayısal değerlerdeki artış ve kanatçıkların oluşturduğu dalgalanmalar düz kanala ait grafiğe göre beklenen farklılıklardır. Yine grafikteki dalgalanmalardaki artış ve sıklık diğer kanatçık eklenmiş kanallara ait grafiklere göre en belirgin farklılıklardır. Diğer kanatçıklı kanallara ait ısı aktarım katsayısının noktasal dağılım grafikleri ile karşılaştırıldığında yivli kanallara ait grafikteki dalgalanmaların sıklığı dikkat çektiği görülmektedir. Dairesele kanatçıklar arsına yivlerin eklendiği kanalın performansının daha iyi olduğu görülmektedir. Yivli kanallarda elde edilen ısı aktarımındaki artışın basınç düşüsünü karşılayabilmesi gerekmektedir.

V. BÖLÜM

TARTIŞMA VE SONUÇ

Isı aktarımının artırılabilmesinin en uygulanabilir yöntemi olan kanatçıklar (genişletilmiş yüzeyler), günümüzde yoğun uygulama alanına sahip olması nedeniyle bu yüksek lisans çalışmasına konu olarak seçilmiştir. Yapılan yayın taramalarında hem birleşik ısı aktarımı hem de türbülanslı akışın sayısal olarak incelendiği çalışmaların yeteri kadar yer alamadıkları görüldüğünden, bu çalışmanın mevcut boşluğu doldurması ve sonraki çalışmalara temel oluşturması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, türbülans oluşturucu ve ısı aktarım yüzeylerini genişletici etkileri ile ısı aktarımını artıran kanatçıklar için ; Farklı kanatçık kurulumları için, farklı geometrilerde farklı Reynolds sayıları (500, 1500, 2500) ve yüzey (303, 323, 343, 363 K) sıcaklığı değerleri için , kanal yüzeyine eklenen farklı kanatçık tipleri (üçgen, dairesel, dörtgen) için çözümler yapılmıştır. Ve yapılan çözüm sonuçlarından bu parametrelerin ısı aktarımına etkileri belirlenmiştir.

İyi bir akademik çalışmanın deneysel ve sayısal verilerle doğrulanması gerekliliğinden yola çıkılarak; bu çalışmada yer alan sayısal çözümler daha önce yapılmış ve bu çalışmanın şekillendirilmesinde referans alınan [2] yayındaki verilerle karşılaştırılarak yönlendirilmiştir. Ayrıca iki ayrı paket programları ile (Ansys-Flotran, Fluent) gerçekleştirilen çözümlerde birbirlerini desteklemişlerdir.

Sayısal Çalışma

- ✓ Sonlu elemanlar koduyla çalışan Ansys-Flotran kodunu kullanarak yapılan inceleme sonuçları genel olarak akış ve ısı aktarımı parametreleri için yeterli fikir elde edilmesini sağlamıştır. Sonlu hacimler koduyla çalışan Fluent paket programıyla çözümler, sonuçları karşılaştırma amacıyla gerçekleştirilmiş ve iki paket programına ait çözüm sonuçlarının uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Fakat noktasal değerlere bakıldığında karşımıza çıkan bazı farklılıkların Ansys paket programında ağ yapısı oluşturulurken sınırlı kapasitesi nedeniyle sık ağ oluşumu sadece kanatçık yüzeylerinde gerçekleştirilirken Fluent paket programında geometrinin tamamı için sık ağ oluşturulabilmiştir.
- ✓ Kanatçıklı kanal geometrileri için ağ yapıları ihtiyaçları karşılayacak düzeyde oluşturulmuş, kanatçıklı yüzeylerde daha sık gerçekleştirilmiştir. Geometriye uygunluğu nedeniyle üçgen eleman kullanılmıştır.

- ✓ Elde edilen hız ve sıcaklık konturları oldukça net gözlenerek değerlendirilebilmiştir.

Elde Edilen Bulgular

- ✓ Kanatçıkların ısı aktarımını, ısı aktarım yüzeylerini genişletme ve karışık akış oluşturma özellikleriyle gerçekleştirdikleri, kanatçık tasarımında bu iki durumun birbirini dengeleyecek şekilde göz önüne alınması gerekliliği ortaya konulmuştur. Buradan kanatçıklarla ısı aktarımı artırımının gerçekleştirilebilmesi için gelişmiş güzel tasarım yapılamayacağı belirlenmiştir.
- ✓ Reynolds sayısının akış yapısı üzerindeki etkisi beklendiği gibi gözlenebilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile ısı aktarımı miktarı artmıştır.
- ✓ Yüzey ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark arttığında ısı aktarımı miktarı artmıştır.
- ✓ En uygun kanatçık tipi dairesel ve üçgen kanatçık olarak belirlenmiştir.
- ✓ Kanal yüzeyindeki kanatçık tasarımında; ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklarla oluşturulacak dizaynın ısı aktarımını artırmada en iyi sonucu vereceği belirlenmiştir.
- ✓ Kanatçıklar arasına yiv yerleştirilmesiyle ısı aktarım yüzeyleri daha fazla artırılmış, akışın türbülansa geçişi daha erken sağlanmıştır. Böylece ısı aktarımı artmıştır fakat bu artışın yivlerden dolayı oluşacak basınç düşüşünü karşılayabilmesi gerekmektedir. Bu konu farklı yiv tasarımları ve parametrelerin değerlendirilmesi için sonraki çalışmalara konu olabilir.
- ✓ Kanatçıklar yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemelerden yapılmalıdır. Isı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda kanatçık kullanımı daha yararlı olacaktır. Buradan yüzeyden ısı geçişinin doğal taşınım olduğu durumlarda kanatçıklara daha çok gerek duyulacağını söyleyebiliriz. Bu nedenle doğal taşınımında kanatçık kullanımının bundan sonraki çalışmalarda incelenmesi hedeflenebilir.

VI. KAYNAKLAR

- 1) Incropera. F.P.. De Witt. D.P.. "Isı ve Kütle Gecisinin Temelleri". Literatür Yayıncılık. 2001
- 2) R. Tauscher, F. Mayinger, "Heat Transfer Enhancement In a Plate Heat Exchanger With Rib-Roughened Surfaces" Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, 207-221,1999
- 3) C.K. Lee. S.A. Abdel-Moneim. "Computational Analvsis Of Heat Transfer In Türbülent Flow Past a Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs" Int. Comm. Heat Mass Transfer 28,161-170,2001
- 4) Antoniou,, J and Bergeles, G., ASME Journal of Fluids Engineering, 110, 127 (1988)
- 5) Durst, F.,Founti, M. And Obi, S., ASME Journal of Fluids Engineering, 110, 48 (1988)
- 6) Tropea,C.D. and Gackstatter, R., ASME Journal of Fluids Engineering, 107, 489 (1985)
- 7) Liou, T.M. and Kao, C.F., ASME Journal of Fluids Engineering, 110, 373 (1988)
- 8) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., and Baker, R.S., Int. J. Of Heat and Mass Transfer, 36, 2069 (1993)
- 9) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., ASME Journal of Fluids Engineering, 116, 238 (1994)
- 10) Acharya, S., Myrum, T.A., Qiu, X. and Sinha, S., Int. J. Of Heat and Mass Transfer, 40, 461 (1996)
- 11) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., ASME Journal of Heat Transfer, 120, 724 (1998)
- 12) Speziale, C.G., Journal of Fluid Mechanics, 178, 459 (1987)
- 13) Liou, T. M., Chang, Y. and Hwang, D.W., ASME Journal of Fluids Engineering, 112, 302 (1990)
- 14) Liou, T. M., Hwang, J.J., ASME Journal of Heat Transfer, 114, 56 (1992)
- 15) El-Shamy , A.R., Abdel-Moneim, S.A., Abd-Rabo, M.F. ve Abdel-Salam, M.S., Proceedings of Cario 5th Int. Conf. On Energy and Environment, 1, 197, (1996)
- 16) Abdel-Moneim, S.A., El-Shamy , A.R., ve Atwan, E.F., Eng. Research Jour., 50,13 (1996)
- 17) Doğan, M., Sivrioğlu, M., Başkaya, Ş., "Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Yatay Kanallarda Laminer Karışık Konveksivon Sartlarında Isı Transferinin Savısal Olarak İncelenmesi"
- 18) Rustum, I.M., Soliman, H.M., " Numerical Analysis of Laminar Forced Convection in the Entrence Region of Tubes With Longitudinal Internal Fins" Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, 110, 310-313 (1988)
- 19) Rustum, I.M., Soliman, H.M., " Numerical Analysis of Laminar Mixed Convection in Horizontal Internally Finned Tubes Int. J. Heat Mass Transfer, 33, 1485-1496 (1990)

- 20) Wang, C.C., Jang, J.Y., Chiou, N.F., "A Heat Transfer and Friction Correlation for Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1919-1924, (1999)
- 21) Tutar, M., Akkoca, A., "Cfd Modeling of Heat Transfer and Corresponding Turbulent Flow Characteristics of Plate-Fin and Tube Heat Exchangers Used in Greenhouses"
- 22) Uzun, I., Koçak, F., "Isı Değiştiricilerinde Borulara Kanatçık İlavesi İle Isı Artırımının Sonlu Elemanlarla Sayısal Olarak İncelenmesi"
- 23) Prakash, C., Liu, Y.D., "Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in the Entrance Region of an Internally Finned Circular Duct", *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, 107, 84-91, (1985)
- 24) Shome, B., Jensen, M.K., "Experimental Investigation of Laminar Flow and heat Transfer in Internally Finned Tubes", *Enhanced Heat Transfer*, 4,53-70, (1996)
- 25) Shome, B., Jensen, M.K., "Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes", *Enhanced Heat Transfer*, 4, 35-51, (1996)
- 26) Masliyah, J.H., Nandakumar, K., "Heat Transfer in Internally Finned Tubes", *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, 257-261, (1976)
- 27) Giampietro Fabbri, "Optimum Profiles for Asymmetrical Longitudinal Fins in Annular Ducts", *Heat Transfer Engineering*,21,40-52, (2000)
- 28) Shou, S.H., Ming, T.K., "An Experimental Investigation of the Augmentation of Tube-Side Heat Transfer in a Crossflow Heat Exchanger by Means of Strip-Type Inserts", *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, 116, 381-390, (1994)
- 29) Jubran, B.A., Hamdan, M.A., Abdualh, R.M., "Enhanced Heat Transfer, Missing Pin, and Optimization for Cylindrical Pin Fin Arrays", *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*,115, 576-581, (1993)
- 30) Bengt Sunden, "Heat transfer and Fluid Flow in Rib-Roughened Rectangular Ducts", *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*, 123-140, (1999)
- 31) Ahn, S.W., "The Effect of Roughness Types On Friction Factors And Heat Transfer In Roughened Rectangular Duct", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28, 933-942, (2001)
- 32) O'Brein, J.E., Sparrow, E.M., "Corrugated Duct Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Visualization", *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer*, 104, 410-416, (1982)
- 33) Sparrow, E.M., Comb, J.W., "Effect of Interwall Spacing and Fluid Flow Inlet Conditions on a Corrugated-Wall Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26, 993-1005, (1983)
- 34) Sparrow, E.M., Hossfeld, L.M., "Effect of Rounding and Protruding Edges on Heat Transfer and Pressure Drop in a Ducts", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 1715-1723, (1984)

- 35) Asako, Y., Faghri, M., "Finite Volume Solution for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct", *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer*, 109, 627-634, (1987)
- 36) Islamoğlu, Y., Halıcı, F., Parmaksızoğlu, C., "Dalgalı Yüzeyli Kanallarda ısı Geçişinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi"
- 37) Sobey, I.J., On flow through furrowed channels Part 1. Calculated flow patterns, *Journal of Fluid Mechanics*, 96, 1-26 (1980)
- 38) İbrahim Bayraktar, "Dalgalı Yüzeyli Levhalar Arasındaki Isı Geçişi", İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi
- 39) A.F., Miils, "Basic Heat and Mass Transfer"
- 40) Mikhe'yev, M.A., "Osnovi Teploperedachi.", Gosenergoizdat, Moskova, 1956: "Fundamentals of Heat Transfer.", Mir. Moskova, 1956: "Fundamentals of Heat Transfer.", Mir. Moskova, 1968
- 41) Kraus, A.D., Aziz, A., Welty J., "Extended Surface Heat Transfer"
- 42) Chandrupatla, T. R., Belegundu, A. D., "Introduction to Finite Elements in Engineering", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1991
- 43) Zienkiewicz, O. C., "The Finite Element Method.", Ed. McGraw-Hill, New York, 1985
- 44) Nath, B., "Fundamentals of Finite Element for Engineers.", The Athlone Publishers, London, 1993
- 45) Henshow, D. W., Babuska, I., "Modeling, Mesh Generation Adaptive Numerical Methods Partial Differential Equations.", Springer – Verlag, 1992
- 46) Bathe K. J., "Finite Element Procedures in Engineering Analysis.", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1981
- 47) Topçu, M., Taşgetiren S., "Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu.", Pamukkale Üniversitesi, Denizli, 1999
- 48) ANSYS Modeling, Meshing, and Operation Guide Release 5.7, 2001
- 49) Gölbası, D., "Eş Merkezli Borulu Isı Değiştirgeçlerinde Kirliliğin Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, 2003
- 50) Kaptan, Y., "Birleşik Isı Transferi Yaklaşımı ile Çapraz Akışlı Isı Değiştirgeçlerinde Kirlilik Modellemeleri", Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, 2003
- 51) ANSYS Theory Reference Release 5.6, 1999
- 52) Genceli, O., "Isı Değiştiricileri", Birsen Yayınevi, 1999
- 53) Yüncü, H., Kakaç, S. "Temel Isı Transferi", Bilim yayıncılık, 1999

VII. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Derya KAYA

Baba Adı : Yunus KAYA

Doğum Yeri : Sivas

Doğum Tarihi : 08 / 02 / 1978

İlk orta ve lise öğrenimini Sivas' ta tamamladı. 1998 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü' nü bitirdi. 1999 yılında C.U. Divriği Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak göreve başladı. 2001 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde yüksek lisans çalışmalarına başladı. Halen Öğretim Görevlisi olarak görevine devam etmektedir.

Adres : Cumhuriyet Üniversitesi

Divriği Meslek Yüksekokulu

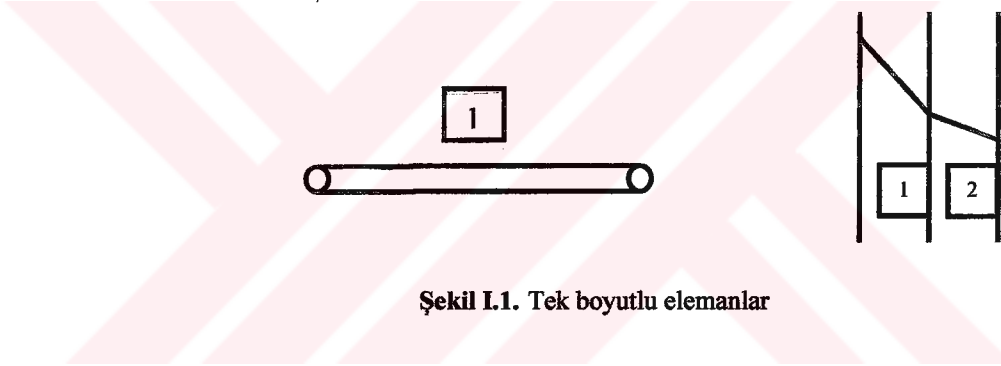
DİVRİĞİ

I. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

I.1 Eleman Tipleri

I.1.1. Tek Boyutlu Elemanlar

Tek boyutlu elemanlar geometrik olarak diğer iki boyutu tek boyutuna göre ihmal edilebilen geometrik yapıların analizinde ve problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu inceleme yapmayı gerektiren durumlarda kullanılır. İlk duruma örnek olarak kafes sistemleri, ikinci duruma örnek olarak da tek boyutlu ısı aktarımı gösterilebilir. Şekil I.1'de tek boyutlu eleman gösterilmiştir (Henshow, 1992).



Şekil I.1. Tek boyutlu elemanlar

I.1.2. İki Boyutlu Elemanlar

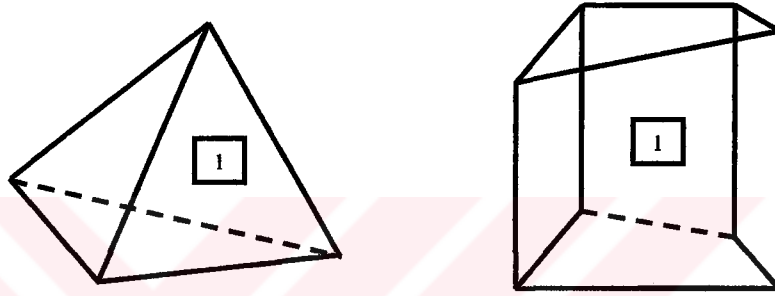
İki boyutlu (düzlem) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm içeren çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. Üçgen eleman, çözüm bölgesini aslına uygun olarak temsil etmesi bakımından kullanışlı bir eleman tipidir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlılığı olan elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman çoğu zaman özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır. Şekil I.2'de düzlem eleman tipleri gösterilmiştir. (Chandrupatla, 1991).



Şekil I.2. İki Boyutlu (Düzlem) eleman tipleri

I.1.3. Üç Boyutlu Elemanlar

Bu grupta temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyli elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir (Şekil I.3).



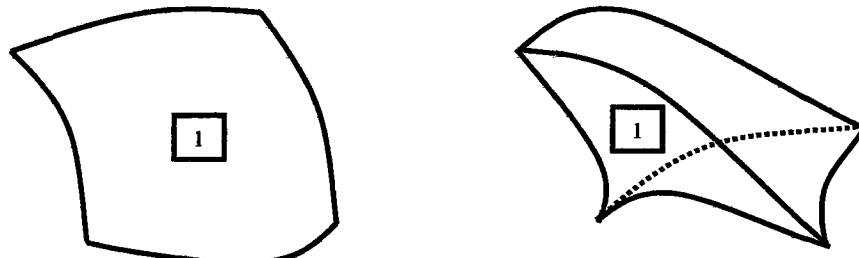
Şekil I.3. Üç boyutlu eleman tipleri

I.1.4. Dönel Elemanlar

Eksenel simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel eleman kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapması ile oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenel simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözmeye olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.

I.1.5. İzoparametrik Elemanlar

Çözüm bölgesinin eğri kenarlı olduğu durumlarda gerçeğe yakın olması maksadı ile izoparametrik elemanlar kullanılır. Elemanı geometrik olarak tanımlayan fonksiyon ile alan değişkeninin çözüm bölgesi içerisindeki değişimini tanımlayan fonksiyonun aynı dereceden olmasından dolayı bu tür elemanlara izoparametrik elemanlar denir (Şekil I.4).



Şekil I.4. İzoparametrik elemanlar

Sonlu elemanlar yönteminde birbirinden farklı büyüklükte elemanlar kullanılabilceği gibi düğüm noktaları arasındaki uzaklıklarda farklı olabilir. Ani sıcaklık farkları ve gerilmelerin yoğun olduğu yerler gibi değişimleri daha iyi izleyebilmek için böyle değişkenlerin beklenildiği bölgelere daha küçük ve fazla sayıda eleman yerleştirilir. Analizi yapan kişi eleman tipini, eleman geometrisini, sonlu eleman sayısını, düğüm noktalarını yerleşimini ve problemi kaç boyutta göz önüne alacağını kendi bilgi ve tecrübesine dayanarak belirler. Örneğin bir eksene göre simetrik bir parçanın düzgün dağılımlı bir yük altında gerilmeleri araştırılıyorsa problemi üç boyutta analiz etmeye gerek yoktur. (Bathe, 1981).

I.1.2. İnterpolasyon Fonksiyonlarının Seçimi

İnterpolasyon fonksiyonu, alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Ayrıca interpolasyon fonksiyonları şu şartları sağlamalıdır;

- a) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeni ve alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir önceki mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.
- b) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları limitte sıfıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.
- c) Seçilen interpolasyon fonksiyonu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

Hem yukarıdaki şartları sağlamaları hem de türev ve integral almadaki kolaylığından dolayı interpolasyon fonksiyonu olarak genelde polinomlar seçilir. Seçilen polinom yukarıdaki şartların gerçekleşmesi için uygun terimleri ifade etmelidir (Topçu, 1999).

I.1.3. Eleman Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi

Eleman rijitliğinin bulunması, elemana etki eden dış kuvvetler ile alan değişkenleri arasında bir ilişki kurmak anlamına gelmektedir. Eleman rijitliğini elde ederken çözülecek problemin konusu; alan değişkeni, seçilen eleman tipi, seçilen interpolasyon fonksiyonu, eleman özelliklerini elde ederken kullanılan yöntem gibi pek çok faktör göz önüne alınmak zorundadır. Etki eden bu faktörlere göre de eleman rijitliğinin elde edilmesinde değişik yollar izlenir (Topçu, 1999).

I.1.4. Sistem Rijitlik Matrisinin Elde Edilmesi

Sistem rijitlik matrisi sistemin düğüm sayısı ve her düğümdeki serbestlik derecesine bağlı olarak belirlenir. Elemanlar için hesaplanan rijitlik matrisleri, eleman üzerindeki düğüm numaralarına bağlı olarak genel rijitlik matrisinde ilgili satır ve sütuna yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerdeki terimler genel rijitlik matrisinin ilgili satır ve sütununda üst üste toplanmalıdır. Elemanların düğüm numaralaması bir sisteme göre yapılırsa genel rijitlik matrisinde elemanlar köşegen üzerinde üst üste toplanır. Genelde rijitlik matrisi simetriktir (Topçu, 1999).

I.1.5. Sisteme Etki Eden Kuvvetlerin Bulunması

Bir problemde sisteme etki edebilecek kuvvetler; tekil, yayılı ve kütle kuvvetleri olmak üzere üç gruba ayrılır.

a) Tekil kuvvetler : Tekil kuvvetler hangi elemanın hangi düğümüne ne yönde etki ediyorsa genel kuvvet vektöründe etki ettiği düğüme karşılık gelen satıra yerleştirilir.

Problemin cinsine göre tekil yük kavramı değişebilir. Örneğin ısı iletimi probleminde elastisite problemindeki tekil yük yerine noktasal ısı kaynağı veya tanımlı ısı akışı yükleri kullanılmaktadır.

b) Yayılı kuvvetler : Bu kuvvetler bir kenar boyunca ya da sonlu bir alanda etkili olurlar.

c) Kütle kuvvetleri : Eleman hacmi için geçerli olan merkezkaç kuvveti ve ağırlık kuvvetleri gibi kuvvetlerdir (Topçu, 1999).

I.1.6. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

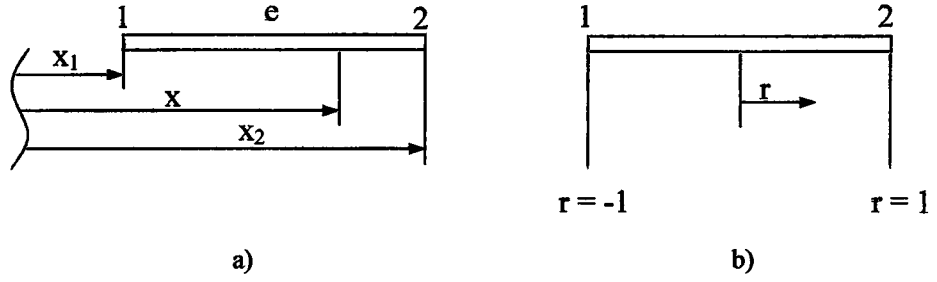
Her problemin doğal ya da yapay sınır şartları vardır. Bir cismin çeşitli kısımlarındaki elastik yer değiştirmeler ölçülerek bir referans sağlanır. Sınır şartları cismin belli parçasında yapılan kısıtlamalardır. Bu kısıtlamalar cismin yer değiştirmesine engel olur ve uygulanan dış yüklerin cisim tarafından taşınmasını sağlar. Aynı sınır şartları, problemin cinsine göre sonlu elemanlar metodunun uygulandığı diğer vektörel ve skalar alan problemleri içinde tanımlanır.

I.1.7. Sistem Denkleminin Çözümü

Çözüm için, sistemin sınır şartları uygulandıktan sonra rijitlik matrisinin tersini almak yeterlidir. Fakat bilgisayar kapasitesi ve zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters

alma işlemi ile yapmak yerine. Gauss eliminasyon yöntemi ile çözümü. daha az kapasite kullanarak daha kısa sürede elde etmek mümkün olmaktadır.

L1.8. Koordinatlar ve Şekil Fonksiyonları



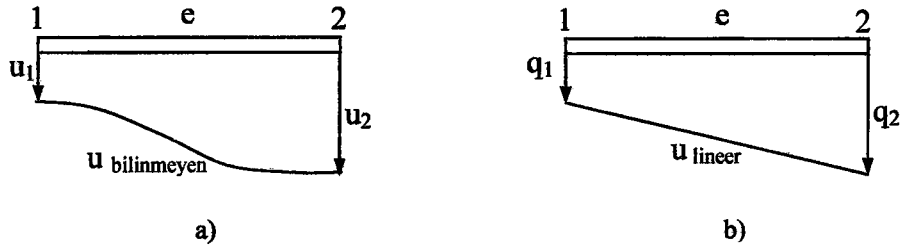
Şekil I.5. Bir elemanın x ve r koordinatında gösterimi

Şekil I.5 (a) 'da ki gibi bir çubuk eleman ele alırsak lokal numaralandırma ile ilk düğüm numarası 1, diğerininki ise 2 olarak numaralandırılır. Birinci düğümün koordinatı x_1 ve ikinci düğümün koordinatı x_2 dir. Buradan elemanın orta noktasına göre herhangi bir noktanın yerini -1 ile 1 değerleri arasında bulmak için r ile gösterilen bir doğal koordinat sistemi tanımlanır.

$$r = \frac{2}{x_2 - x_1} (x - x_1) - 1 \quad (L1)$$

Şekil I.5(b)'den görüleceği gibi 1. düğümde $r = -1$, ikinci düğümde $r = 1$ değerini almaktadır. Bu koordinat sistemi, şekil fonksiyonlarının tanımlanmasında kullanılmaktadır.

Bir eleman içindeki bilinmeyen yer değiştirmeler lineer bir interpolasyon fonksiyonu ile hesaplanmaya çalışılır (Şekil I.6.).



Şekil I.6. Bir elemanda lineer interpolasyon fonksiyonunun değişimi (Belegundu, 1991)

Yaklaşık bir çözüm olan bu yöntemde doğruluk değeri ancak daha fazla sayıda elemana bölmek suretiyle artırılabilir. Bu lineer interpolasyonu uygulamak için aşağıdaki şekilde lineer şekil fonksiyonları tanımlanır.

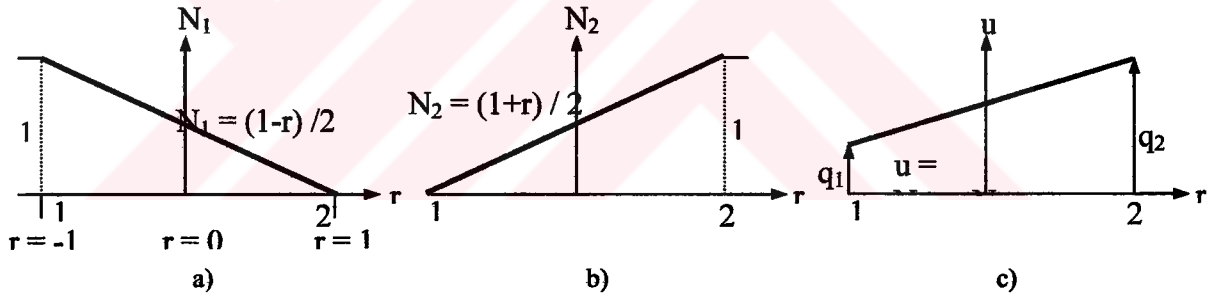
$$\tilde{N}_1(r) = \frac{1-r}{2} \quad (1.2)$$

$$\tilde{N}_2(r) = \frac{1+r}{2} \quad (1.3)$$

Şekil I.6.(a) ve I.6.(b) 'de N_1 ve N_2 şekil fonksiyonları gösterilmiştir. N_1 şekil fonksiyonunun grafiği denklem (1.2)'den yararlanılarak çizilmiştir.

Burada;

$r = -1$ ' de $N_1 = 1$ ve $r = 1$ ' de $N_1 = 0$ değerini almaktadır. İki noktadan bir doğru geçtiği dikkate alınarak Şekil I.7 çizilmiştir.



Şekil I.7. (a) N_1 şekil fonksiyonu (b) N_2 şekil fonksiyonu (c) N_1 ve N_2 kullanılarak elde edilen lineer interpolasyon (Belegundu, 1991)

Benzer olarak, N_2 şekil fonksiyonunun grafiği olan şekil I.7. (b), denklem (1.3)'den elde edilir. Şekil fonksiyonları tamamlandıktan sonra elemandaki yer değiştirmeler, düğüm deplasmanları q_1 ve q_2 ye bağlı olarak şu şekilde elde edilir.

$$u = N_1 q_1 + N_2 q_2 \quad (1.4a)$$

veya matris formunda;

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (1.4b)$$

şeklinde gösterilir. Burada,

$$[N] = [N_1, N_2] \quad \text{ve} \quad \{q\} = \{q_1, q_2\}^T \quad (1.5)$$

şeklindedir.

Eleman yer değiştirme vektörü olan $\{q\}$, (I.4.a)'da verildiği üzere birinci düğümde $u = q_1$ ve ikinci düğümde $u = q_2$ durumunu sağlamaktadır. Şekil fonksiyonlarının gereği iki düğüm arasında u lineer olarak değişmektedir. Denklem (I.1)'den yararlanılarak global ve lokal koordinatlar arasında dönuşüm Şekil fonksiyonları yardımıyla,

$$x = N_1 x_1 + N_2 x_2 \quad (I.6)$$

Şeklinde yazılır. Hem deplasmanlar, hem de koordinatlar aynı Şekil fonksiyonları yardımıyla ifade edilebilmektedir. Bu durum izoparametrik (eş parametrelili) formülasyon olarak adlandırılır.

Bir Şekil fonksiyonundan temelde iki durum beklenir;

1. Eleman içerisinde birinci türev sonlu olmalı
2. Eleman sınırlarında deplasmanlar süreklili olmalıdır

Verilen Şekli değiştirme-yer değiştirme ilişkisi ($\varepsilon = \frac{du}{dx}$) ve zincir kuralı kullanılarak,

$$\varepsilon = \frac{du}{dr} \frac{dr}{dx} \quad (I.7)$$

elde edilir. Denklem (I.1)'de verilen x ve r arasındaki ilişkiden;

$$\frac{dr}{dx} = \frac{2}{x_2 - x_1} \quad (I.8)$$

olur. Ayrıca; $u = N_1 q_1 + N_2 q_2 = \frac{1-r}{2} q_1 + \frac{1+r}{2} q_2$ olduğundan,

$$\frac{du}{dr} = \frac{-q_1 + q_2}{2} \quad (I.9)$$

elde edilir. (I.7) ifadesinden,

$$\varepsilon = \frac{1}{x_2 - x_1} (-q_1 + q_2) \quad (I.10)$$

olur. Matris formülasyonu ile,

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\} \quad (I.11)$$

Şeklinde yazılır. Burada $[B]$ (1x2), boyutlarında olup eleman Şekil değiştirme- yer değiştirme matrisi olarak adlandırılır ve

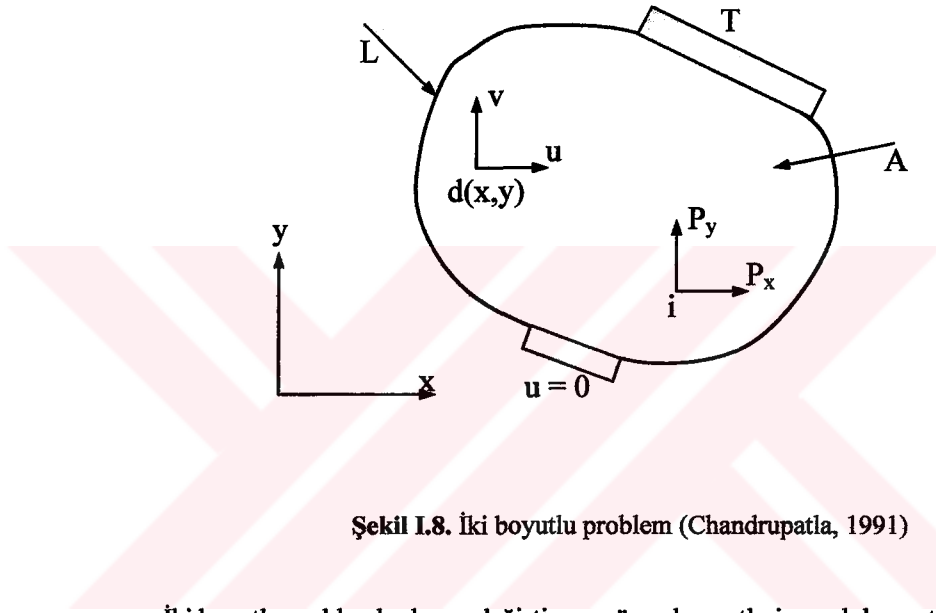
$$[B] = \frac{1}{x_2 - x_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (I.12)$$

Őeklinindedir. Lineer Şekil fonksiyonları kullanımı sebebiyle $[B]$ sabit bir matristir. Dolayısıyla bir eleman içindeki Şekil değiştirme de sabittir. Hooke yasasından gerilme;

$$\{\sigma\} = E [B]\{q\} \quad (I.13)$$

olur. Burada elde edilen gerilmenin elemanın merkezinden geçen eksen üzerindeki gerilme olduğu kabul edilmektedir. (I.4b), (I.11) ve (I.13) ifadeleri sırasıyla, düğümlerdeki deplasman, şekil değiştirme ve gerilme arasındaki ilişkiyi ortaya koyar. Bu ifadeler çubuk eleman için potansiyel enerji ifadesinde yerleştirilerek eleman rijitlik matrisi ve yük vektörünü bulmak için kullanılmaktadır.

I.1.9. İki Boyutlu Problemler



Şekil I.8. İki boyutlu problem (Chandrupatla, 1991)

İki boyutlu problemlerde yer değiştirme, yüzey kuvvetleri, yayılı kuvvetler ve tekil kuvvet bileşenleri, (x,y) ile verilen koordinatın fonksiyonlarıdır (Şekil I.8).

Yer değiştirme vektörü $\{u\}$,

$$\{u\} = [u, v]^T \quad (I.14)$$

şeklinde verilir.

Burada u ve v , deplasman vektörünün x,y doğrultularındaki bileşenleridir. Gerilme ve şekil değiştirme bileşenleri ise,

$$\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}]^T \quad (I.15)$$

$$\{\epsilon\} = [\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}]^T \quad (I.16)$$

şeklinde olup σ gerilme, ϵ ise birim şekil değiştirmedir.

Şekil I.8'de genel olarak gösterilen iki boyutlu problemdeki kütle kuvveti, yüzey kuvvet vektörü ve diferansiyel hacim,

$$\{f\} = [f_x, f_y]^T, \quad \{T\} = [T_x, T_y]^T, \quad dV = t.dA \text{ dir.} \quad (I.17)$$

Burada f kütle kuvveti, T yüzey kuvveti, dV diferansiyel hacim, t ise z yönündeki kalınlıktır. Kütle kuvveti birim hacme düşen kuvvet, yüzey kuvveti ise birim yüzey alanına düşen kuvvet olarak alınır. Şekil değiştirme- yer ilişkisi,

$$\{\epsilon\} = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (I.18)$$

olarak verilir.

Gerilmeler ve şekil değiştirmeler arasındaki ilişki ise,

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\epsilon\} \quad (I.19)$$

olarak verilir.

Burada D elastisite matrisi olup problemin düzlem gerilme veya düzlem şekil değiştirme olmasına göre değişen durumları vardır.

I.1.10. Ağ Oluşturma

I.1.10.1. Giriş

Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar yönteminin belkemiğini oluşturur. Mekanik, ısı, yapısal, akışkan ve elektromagnetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

Ön işlemcinin varlığından önce, sonlu elemanlar yönteminde ağ oluşturma işlemi elle yapılırdı. Elle ağ oluşturma, daha çok basit geometriye sahip modellerin analizinde kullanılır, karmaşık yapıdaki modellerin analizinde oldukça yetersiz kalırdı.

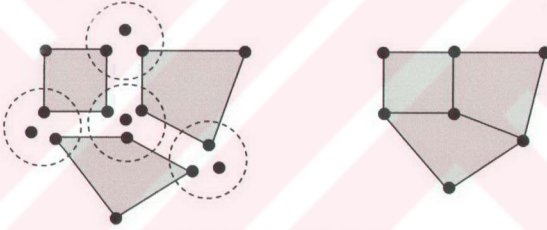
Bilgisayar tabanlı sonlu elemanlar yönteminde ağ oluşturma metodlarının erken gelişimi düğüm noktası koordinatları ve elle bir hazırlıktan gelen eleman düğüm noktalarının elde edilme çalışmaları başladı. CAD teknolojisi ve bilgisayar grafiklerinin geniş kullanım alanı ile ağ oluşturma işleminin otomatik hale getirilmesi, sonlu elemanlar yöntemi ile karmaşık problemlerin analizi oldukça basit hale getirildi.

1.1.10.2. Ağ Oluşturma Koşulları

Bir model üzerinde oluşturulmuş ağ, sayısal çözümlemenin farklı adımlarında; geometri, yükleme tanımları, matris çözümlemesi gibi problemin genelini içermeli ve bütün bilgileri kapsamalıdır. Ayrıca oluşturulmuş ağı geçerli kılmak için bazı gereksinimler vardır. Bu gereksinimler sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizi doğru ve ekonomik kılar.

1.1.10.2.1. Geometrik Bilgi

Elemanların birleşim bilgilerini ve düğüm noktalarının koordinatlarını ifade eder . Analizi yapılacak modelde hangi eleman geometrisinin kullanılacağı ile ilgili bilgidir. Model üzerinde doğru ve ekonomik bir ağ oluşturmak için oldukça geniş bir eleman kütüphanesine ihtiyaç vardır. Aşağıdaki şekilde üç ayrı elemanın ağ oluşturma sırasında yan yana gelerek nasıl birleştiği görülmektedir. Yüzlerce sonlu eleman , analiz sırasında şekildeki gibi yan yana gelerek model üzerinde ağ oluşturur.



Şekil 1.9. Düğüm noktaları bağlantı şekli

1.1.10.2.2. Fiziksel Bilgi

Bir modelin analizi esnasında uygulanan fiziksel büyüklükler; yük, sıcaklık kaynağı ve doğal olmayan sınır şartları gibi dışarıdan girilmesi gereken bilgi türünü kapsar.

1.1.10.2.3. Düğüm Noktası Bölgesi

Ağ oluşturulabilmesi için düğüm noktaları geometrik modelin sınırları üzerinde veya bir sınır dahilinde bulunmalıdır.

1.1.10.2..4. Ağ Derecelendirilmesi

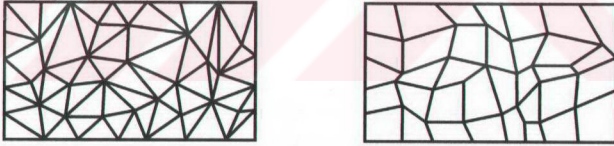
Bu koşul genellikle oluşturulan ağın derecelendirilmesi ve ağ yoğunluğunun kontrolünü ifade eder. Burada ağ yoğunluğunu düğüm noktalarının ve elemanların sayısını belirler. Eğer elemanların ve düğüm noktalarının sayısı fazla ise ağ yoğunluğu fazladır. Sayı fazla değilse yoğunluk azdır.

Genelde, analizi yapılacak modeller üzerinde delik ve keskin köşe olduğundan ağ yoğunluğu bu bölgelerde daha fazladır.

Ağ derecelendirilmesine genellikle geçiş bölgelerinde rastlanır. Bir geçiş bölgesi iki komşu alanın farklı tip eleman ile veya farklı düğüm noktası sayısına sahip aynı tip eleman ile birleştirilmesinden oluşur. Geçiş elemanları genelde, geçiş bölgesi içerisinde, diğer iki alan içindeki ağların birleştirilmesi için kullanılır.

1.1.10.2.5. Ağ Dönüşümü

Bu koşul, daha önceden üzerinde ağ oluşturulmuş bir modelin, ağ yoğunluğunun veya kullanılan eleman tipinin değiştirilmesi için gerekli bir ifadedir. Örneğin iki boyutlu katı bir model üzerinde üçgen elemanlar ile ağ oluşturulmuş olsun. Bu yapıya ağ dönüşümü ,dörtgen eleman için uygulanırsa ,üçgen eleman tipi değiştirilip ,dörtgen eleman tipi ile rahatlıkla model üzerinde ağ oluşturula bilinir.



Şekil 1.10. Ağ dönüşümü yapılmış bir model

1.1.10.3. Temsili Şemalara Uyarlılık

Ağ oluşturma yöntemi, ağ oluşturulan bir modelin geometrik tipine bağlıdır. Örneğin ağ oluşturma yöntemleri, tel iskelet veya yüzey üzerinde modelin topolojik yetersizliğinden dolayı tam otomatik ağ oluşturmaz.

1.1.10.4. Maliyet Geçerliliği

Ağ oluşturmak için gerekli zaman direkt olarak analiz performansını etkilediğinden dolayı, ağ oluşturmak için gerekli zaman ile analiz performansı zamanı, işlemin optimum olması

için minimum değerlerde alınmalıdır. Önemli olan kısa süre içinde analiz performansının yüksek, ağı oluşturan düğüm noktası sayılarının ve elemanların optimum düzeyde olmasıdır.

I.1.11. Ansys Paket Programını Kullanarak Ağ Oluşturma

I.1.11.1. Giriş

Bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmelere paralel olarak geliştirilen gene amaçlı paket programlar sonlu elemanlar yönteminin mühendislik problemlerinde yaygın olarak kullanılmasını sağlamıştır. ANSYS, MARC, NASTRAN, IDEAS ve ABAQUS modelleme, analiz ve sonuçların grafik değerlendirilmesi bakımından tercih edilen programlardır.

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mühendislik problemlerinin çözümü için geliştirilmiş ANSYS paket programı ile ağ oluşturma aşamaları aşağıda verilmiştir.

I.1.11.2. Ağ Oluşturma

ANSYS ' de ağ oluşturma üç ana adımdan meydana gelir;

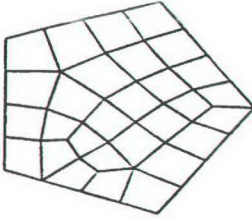
- a) Elemanların özelliklerini belirlemek
- b) Ağ kontrolünü belirlemek. Program, kullanıcıya ihtiyacına göre seçeceği geniş, bir ağ kontrol olanağını sunmaktadır.
- c) Ağ oluşturmak

İkinci adım olan ağ kontrolünü belirlemek çok fazla önemli bir adım değildir. Çünkü önceden tanımlanmış ağ kontrolleri bir çok modeller için uygun bir yapıdadır. Eğer özel bir kontrol yoksa, program serbest ağ yöntemi için DESIZE üzerinden önceden tanımlanmış olan kontrol sistemini kullanır.

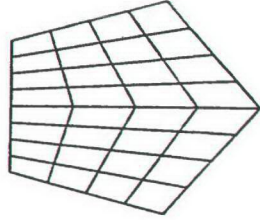
I.1.11.2.1. Serbest veya Alan Ağ Oluşturma

Model üzerinde ağ oluşmadan, hatta modeli oluşturmadan önce, öncelikle düşünülmesi gereken olay yapılacak analize uygun bir ağ oluşturma yöntemine karar vermektir. Serbest ağ yönteminde, eleman şekilleri içerisinde herhangi bir kısıtlama ve özel bir desen uygulaması yoktur.

Alan ağ oluşturma yöntemi serbest ağ oluşturma yöntemi ile karşılaştırılacak olursa alan ağ yönteminde eleman şekillerinde kısıtlama vardır. Alan ağ yöntemi ile ağ oluşturulacak modelde eleman olarak üçgen veya dörtgen elemanlar kullanılır (ANSYS Modeling, Meshing, and Operation Guide , 2000).



a) Serbest Yöntem



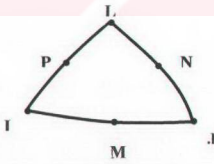
b) Alan Yöntemi

Şekil I. 11. Serbest ve alan ağ yöntemi ile oluşturulmuş ağ yapısı

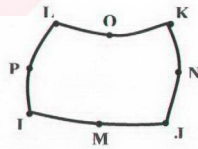
I.1.11.3. Eleman Şekli

Ağ oluşturma işlemi sırasında modelin analizine, yapısına ve büyüklüğüne uygun olan ve model ile eleman topolojisinin uyum içinde kalmasını sağlayan eleman şekillerinin seçilmesi oldukça önemli bir konudur. Genelde üçgen ve dörtgen elemanlar aynı ağ alanı içerisinde kullanılabilir.

Hacim elemanlarda ise dört yüzlü veya altı yüzlü elemanlar kullanılır. Özellikle iki boyutlu yapıdaki sekiz düğüm noktalı yapısal katı eleman hem dörtgen hem de üçgen formunda olabiliyorsa bu tür elemanlara dejenere olmuş elemanlar denir (Şekil I.12)



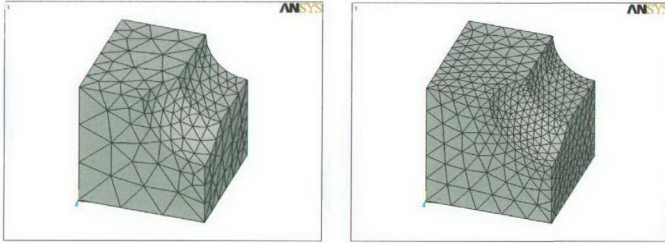
Üçgen Şekil



Dörtgen Şekil

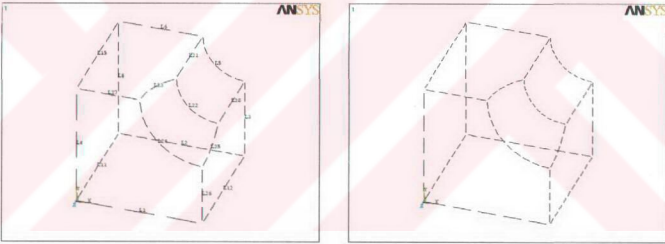
Şekil I.12. Dejenere eleman şekilleri

DESIZ komutu, ağ yoğunluğunu değiştirmeye veya başka bir ifade ile eleman büyüklüğüne müdahaleye imkan verir. Minimum ve maksimum elemanların sayısı bu komut sayesinde analize uygun olarak değiştirilebilir. Bu komut genellikle alan ağ yöntemi için eleman kontrol büyüklüğü olarak kullanılır. Şekil I.13'de gösterildiği gibi düz taraflardaki ağ yoğunluğu ile iç büküye taraftaki ağ yoğunluğu birbirinden farklıdır. İç büküye taraftaki ağ minimum eleman sayıları ve her eleman için maksimum uzanım açısı kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil I.13. Farklı eleman büyüklüğüne sahip hacimsel bir yapı

Aşağıdaki Şekil I.14 ise Şekil I.13'de gösterilen ağ yapısının ön aşamasıdır. Ağ kontrol münüsünden çizgi oluşturma (Line set) komutunu kullanarak elemanlara bölünen model üzerindeki çizgiler istenilen uzunlukta tutularak ağ yoğunluğuna dolayısıyla eleman büyüklüğüne dışardan müdahale edilebilir.



Şekil I.14. Farklı sayıda elemanlara bölünmüş hacimsel yapı

I.1.12. ANSYS Paket Programının Kullandığı Sonlu Elemanlar Yöntemi Denklemleri

Bu tezin yapılmasında kullanılan programlardan bir tanesi olan ANSYS paket programı bilindiği üzere sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır. Bu bölümde bu programın kullandığı denklem takımları verilecektir.

I.1.12.1. İletim ve Taşınım Denklemleri

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunduğunu belirtir. Bu yasa eğer diferansiyel bir kontrol hacmine uygulanırsa aşağıdaki denklem elde edilir;

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = \ddot{q} \quad (1.20)$$

Burada; ρ :yoğunluk

c :özgül ısı

t :zaman

T :sıcaklık (T(x,y,z,t))

$$\{L\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad \text{:vektör operatörü}$$

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{Bmatrix} \quad \text{:ısının kütle transportu için hız vektörü}$$

$$\{q\} \quad \text{:ısı akısı vektörü}$$

$$\ddot{q} \quad \text{:birim hacim başına ısı üretimi oranı}$$

şeklinde ifade edilir. Bilinmelidir ki $\{L\}T$ ve $\{L\}^T \{q\}$ terimleri sırasıyla ∇T ve $\nabla \cdot \{q\}$ olarak gösterilebilir. Bu gösterimlerde ∇ grad operatörünü ve $\nabla \cdot$ diverjans operatörünü temsil etmektedir.

Daha sonra termal gradyanlar ile ısı akısı vektörü arasında bağıntı kurmak amacıyla Fourier yasası kullanılır;

$$\{q\} = -[D]\{L\}T \quad (1.21)$$

Bu denklemde kondüktivite matrisi;

$$[D] = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zz} \end{bmatrix}$$

K_{xx}, K_{yy}, K_{zz} :sirasıyla elementin x,y ve z doğrultularındaki kondüktivitesi şeklinde gösterilebilir.

(1.20) ve (1.21) denklemleri birleştirilerek;

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = \{L\}^T \left([D] \{L\} T \right) + \dots \quad (1.22)$$

yada daha bilinen formuyla;

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \dots + \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

denklemini elde edilir. Bu denklemde tüm etkilerin global kartezyen sistemde olduğu kabul edilmiştir.

Denklemde üç çeşit sınır koşulu göze çarpmaktadır;

- S_1 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış sıcaklık değerleri koşulu;

$$T = T^* \quad (1.23)$$

Burada T^* tanımlanmış olan sıcaklık değeridir.

- S_2 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış ısı akısı değerleri koşulu;

$$\{q\}^T \{\eta\} = -q^* \quad (1.24)$$

Bu denklemde ise $\{\eta\}$ birim normal vektör, q^* ise tanımlanmış olan ısı akısıdır.

- S_3 yüzeyi boyunca etkiyen tanımlanmış konveksiyon yüzeyleri koşulu (Newton'un soğutma yasası);

$$\{q\}^T \{\eta\} = h_f (T_s - T_B) \quad (1.25)$$

Burada h_f yüzey film katsayısı, T_B temasta olunan akışkanın yaş termometre sıcaklığı ve T_s yüzey sıcaklığını sembolize etmektedir.

Bu denklemlerde pozitif ısı akısının sınırlardan içeriye doğru olduğu not edilmelidir.

(1.21) denklemi, (1.24) ve (1.25) denklemleri ile birleştirilirse aşağıdaki denklemler ortaya çıkar;

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = q^* \quad (1.26)$$

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = h_f (T_B - T) \quad (1.27)$$

(1.22) denklemi ise (1.26) (1.27) denklemleri ile birlikte yazılarak elemanın hacmi boyunca integre edilirse bazı dönüşümler ile şu denklem bulunabilir;

$$\int_{vol} \left(\rho c \delta T \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T (\delta T) ([D] \{L\} T) \right) d(vol) = \int_{S_2} \delta T q^* d(S)^2 + \int_{S_3} \delta T h_f (T_B - T) d(S)_3 + \int_{vol} \delta T \dot{q} d(vol) \quad (1.28)$$

Bu denklemde vol elemanın hacmini ve δT izin verilen vücut sıcaklık değeridir.

1.1.12.2. Isı Akısı Matrislerinin Çıkarılması

T değişkeni zaman ve konum ile değişiklik göstermektedir. Bu bağıllık şu şekilde ayrılabilir;

$$T = \{N\}^T \{T_e\} \quad (1.29)$$

Bu denklemde $T = T(x, y, z, t)$ sıcaklık, $\{N\} = \{N(x, y, z)\}$ eleman şekil fonksiyonu ve $\{T_e\} = \{T_e(t)\}$ düğüm noktası sıcaklık vektörüdür. Böylece denklem (1.29)'dan zaman şu şekilde yazılabilir;

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t} = \{N\}^T \left\{ \dot{T}_e \right\} \quad (1.30)$$

δT , T ile aynı formda olmaktadır;

$$\delta T = \{\delta T_e\}^T \{N\} \quad (1.31)$$

$\{L\}T$ kombinasyonu ise şu şekilde yazılabilir;

$$\{L\}T = [B] \{T_e\} \quad (1.32)$$

Bu denklemde $[B] = \{L\}\{N\}^T$ olmaktadır. Böylece (1.28) ifadesi (1.29), (1.30) ve (1.31) ile birleştirilirse ortaya aşağıdaki bağıntı çıkar;

$$\begin{aligned} & \int_{vol} \rho c \{\delta T_e\}^T \{N\}\{N\}^T \left\{ \overset{\circ}{T}_e \right\} d(vol) + \int_{vol} \rho c \{\delta T_e\}^T \{N\}\{v\}^T [B]\{T_e\} d(vol) \\ & + \int_{vol} \{\delta T_e\}^T [B]^T [D][B]\{T_e\} d(vol) = \int_{S_2} \{\delta T_e\}^T \{N\} q^* d(S_2) \quad (1.33) \\ & + \int_{S_3} \{\delta T_e\}^T \{N\} h_f (T_B - \{N\}^T \{T_e\}) d(S_3) + \int_{vol} \{\delta T_e\}^T \{N\} \overset{\circ}{q} d(vol) \end{aligned}$$

Bu denklem, sabit olan parametreler integral dışına çıkarılarak düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir;

$$\begin{aligned} & \rho \int_{vol} c \{N\}\{N\}^T d(vol) \left\{ \overset{\circ}{T}_e \right\} + \rho \int_{vol} c \{N\}\{v\}^T [B] d(vol) \{T_e\} \\ & + \int_{vol} [B]^T [D][B] d(vol) \{T_e\} = \int_{S_2} \{N\} q^* d(S_2) \quad (1.34) \\ & + \int_{S_3} T_B h_f \{N\} d(S_3) - \int_{S_3} h_f \{N\}\{N\}^T \{T_e\} d(S_3) + \int_{vol} \overset{\circ}{q} \{N\} d(vol) \end{aligned}$$

Elde edilen denklem ise şu formda yazılabilir;

$$\left[C_e^t \right] \left\{ \overset{\circ}{T}_e \right\} + \left(\left[K_e^{tm} \right] + \left[K_e^{tb} \right] + \left[K_e^{tc} \right] \right) \{T_e\} = \{Q_e^e\} + \{Q_e^f\} + \{Q_e^g\} \quad (1.35)$$

Bu denklemdeki parametreler;

$$\left[C_e^t \right] = \rho \int_{vol} c \{N\}\{N\}^T d(vol): \text{ eleman özgül ısısı}$$

$$\left[K_e^{tm} \right] = \rho \int_{vol} c \{N\}\{v\}^T [B] d(vol): \text{ eleman kütle aktarımı kondüktivite matrisi}$$

$$\left[K_e^{tb} \right] = \int_{vol} [B]^T [D][B] d(vol): \text{ eleman difüzyon kondüktivite matrisi}$$

$$\left[K_e^{tc} \right] = \int_{S_3} h_f \{N\}\{N\}^T d(S_3) \text{ eleman taşınım yüzeyi kondüktivite matrisi}$$

$$\left[Q_e^f \right] = \int_{S_2} \{N\} q^* d(S_2): \text{ eleman kütle akısı vektörü}$$

$$[Q_e^c] = \int_{S_3} T_B h_f \{N\} d(S_3): \text{ eleman taşınım yüzeyi ısı akısı vektörü}$$

$$[Q_e^g] = \int_{vol} \dot{q} \{N\} d(vol): \text{ eleman ısı üretimi yükü şeklinde açıklanabilir.}$$

I.1.12.3. Akışkanlar İle İlgili Denklemler

Bu bölümde problemin çözümünde kullanılan FLOTRAN çözüm yöntemi üzerinde durulacaktır. FLOTRAN çözüm metodu FLUID 141 ve FLUID 142 elemanlarını kullanmaktadır. Bu elemanlar iki veya üç boyutlu, tek fazlı, Newtonien akışkan için hız ve basınç dağılımlarının hesaplanmasında kullanılmaktadır.

Akışkan hakkında analizde yapılan kabuller şunlardır;

- Akışkan Newtoniendir
- Sadece tek fazdan oluşmaktadır
- Problem alanı değişmemektedir

Bunlara ek olarak kullanıcı problemin laminar veya türbülanslı oluşu ile akışkanın sıkıştırılabilir olup olmayışını tanımlamak zorundadır.

I.1.12.3.1 Süreklilik Denklemi

Kütlenin korunumu yasasına göre çıkarılmış olan denklem şu şekildedir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (I.36)$$

Bu denklemde V_x, V_y, V_z hız vektörünün sırasıyla x,y,z doğrultularındaki bileşenleri, ρ yoğunluk, x,y ve z global kartezyen koordinatlar ve t zamanı simgelemektedir. Bu denklemde yoğunluk sabit olmamaktadır. Ancak problemimizin çözümünde sabit alındığı takdirde parantez dışına çıkabilmektedir.

I.1.12.3.2. Momentum Denklemi

Newtonien bir akışkandaki gerilme ile deformasyon oranı arasındaki bağıntı şu şekildedir;

$$\tau_{ij} = -P \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (I.37)$$

Bu denklemde τ_{ij} gerilme tensörü, u_i ortogonal hızlar ($u_1 = V_x, u_2 = V_y, u_3 = V_z$), μ dinamik viskozite ve λ viskozitenin ikinci katsayısını göstermektedir.

Viskozitenin ikinci katsayısından türemiş olan son terim, sabit yoğunluğa sahip akışlarda sıfıra eşit ve sıkıştırılabilir akışlarda ise ihmal edilebilecek kadar küçük olmaktadır.

Denklem (5.63) Navier-Stokes denklemlerine dönüşmektedir. Bu denklemler en genel halde aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir,;

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y V_x)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z V_x)}{\partial z} &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} \\ + R_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) &+ T_x \end{aligned} \quad (1.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V_y}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x V_y)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z V_y)}{\partial z} &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} \\ + R_y + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) &+ T_y \end{aligned} \quad (1.39)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V_z}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x V_z)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y V_z)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z V_z)}{\partial z} &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} \\ + R_z + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) &+ T_z \end{aligned} \quad (1.40)$$

Bu denklemlerde sabit olarak kullanılacak olan parametreler ve akışın yapısına bağlı olarak sabit olan parametreler parantezlerin dışına çıkarılarak denklem basitleştirilebilir.

Yukarıdaki denklemlerde; g_x, g_y, g_z graviteye bağlı olan ivmelenme bileşenleri, ρ yoğunluk, μ_e efektif viskozite, R_x, R_y, R_z ayrıştırılmış dirençler ve T_x, T_y, T_z viskoz kayıp terimleridir.

Laminer durum için efektif viskozite yaklaşık dinamik viskoziteye eşit olmaktadır. R_x, R_y, R_z terimleri kullanıcı tarafından geometri etkisi için eklenebilecek terimlerdir. T_x, T_y, T_z terimleri ise sıkıştırılmaz akım rejiminde sıfır alınan viskoz terimlerdir.

1.1.12.3.3. Sıkıştırılmaz Akış İçin Enerji Denklemi

Sıkıştırılmaz akış kabulü ile ihmal edilen veya sabit alınan terimlerin düzenlenmesiyle bu durum için enerji denklemi aşağıdaki şekli almaktadır;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_p T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y C_p T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z C_p T) = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q_v \end{aligned} \quad (1.41)$$

1.1.12.3.4. Basınç

Sayısal sebeplerden dolayı algoritmalar rölatif basınç yerine mutlak basıncı kullanırlar. Buna göre basınç şu şekilde formülize edilir;

$$P_{abs} = P_{ref} + P_{rel} - \rho_0 \{g\} \cdot \{r\} + \frac{1}{2} \rho_0 (\{ \omega \} \times \{ \omega \} \times \{ r \}) \cdot \{ r \} \quad (1.42)$$

Bu denklemde ρ_0 referans yoğunluğu, P_{ref} referans basıncı, $\{g\}$ yerçekimi ivmesi, P_{abs} mutlak basınç, P_{rel} rölatif basınç, $\{r\}$ koordinat sistemine göre akışkan partikülünün yer vektörü ve $\{ \omega \}$ koordinat sisteminin sabit açısal hızıdır.

1.1.12.3.5. Akış Matrisinin Çıkarılması

Yukarıda akış için belirtilen denklemlerin tamamı transport denkleminde birleştirilirse şu denklem elde edilir;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_\phi \Phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_\phi \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y C_\phi \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z C_\phi \Phi) = \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right) + S_\Phi \end{aligned} \quad (1.43)$$

Bu denklemde C_ϕ transient ve adveksiyon katsayısı, Γ_Φ difüzyon katsayısı ve S_Φ kaynak terimleridir.

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.

- ✓ Kütleinin korunumu
- ✓ Momentumun korunumu
- ✓ Enerjinin korunumu

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

II.1.1. Kütleinin Korunumu

FLUENT paket programı tarafından kullanılan kütleinin korunumu yani diğer adıyla süreklilik denklemi aşağıda verilmiştir.;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_i) = S_m \quad (I.44)$$

Burada; u_i hız vektörlerini, ρ yoğunluğu, t zamanı ve S_m dağılık faz tarafından sürekli faza eklenen kütleyi göstermektedir.

II.1.2. Momentumun Korunumu

FLUENT paket programı tarafından kullanılan momentumun korunumu denklemi ise şu şekildedir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (I.45)$$

Burada ise; p statik basınç, τ_{ij} gerilme tensörü, g_i yerçekimi ivmesi ve F_i cisim kuvvetlerini sembolize etmektedir. τ_{ij} ifadesinin açılımı ise şu şekilde olmaktadır;

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (I.46)$$

Burada μ moleküler viskoziteyi göstermektedir.

II.1.3. Enerjinin Korunumu

FLUENT paket programı tarafından enerjinin korunumu denklemini şu şekli ile çözer;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_{j,i} + u_j (\tau_{ij})_{ef} \right) + S_h \quad (I.47)$$

Burada; k_{ef} efektif kondüktivite, J difüzyon akısı, T sıcaklık, τ_{ij} viskoz gerilme tensörü şeklinde açıklanabilir. S_h kimyasal reaksiyon ısısını ve tanımlanan diğer volümetrik ısı kaynaklarını içermektedir. Bu denklemlerde kullanılan diğer parametreler ise aşağıdaki şekilde gösterilebilir;

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (I.48)$$

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT \quad (I.49)$$

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