

**YATAY LEVHA ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÇEŞİTLİ
ŞEKİLLERDEKİ İNCE KANATÇIK DİZİLERİNDEN DOĞAL
KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ**

Önder YILMAZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜŐÜ**

**OCAK 2007
ANKARA**

Önder YILMAZ tarafından hazırlanan YATAY LEVHA ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÇEŞİTLİ ŞEKİLLERDEKİ İNCE KANATÇIK DİZİLERİNDEN DOĞAL KONVEKSİYON İLE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Üye : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Üye : Doç. Dr. Murat DOĞAN

Üye : Doç. Dr. İrfan AR

Üye : Y. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Tarih : 15/01/2007

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Önder YILMAZ

**YATAY LEVHA ÜZERİNE YERLEŞTİRİLMİŞ ÇEŞİTLİ ŞEKİLLERDEKİ
İNCE KANATÇIK DİZİLERİNDEN DOĞAL KONVEKSİYON İLE
ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Önder YILMAZ

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2007**

ÖZET

Elektronik sistemlerin ve bir çok teknolojik uygulamanın soğutulmasında doğal konveksiyonun önemli yeri vardır. Kanatçıklardan ısı transferlerinin artırılması için kanatçık geometrilerinin optimize edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada çeşitli şekillerdeki kanatçıklar için doğal konveksiyonla ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada kullanılan çeşitli kanatçıkların geometrilerini belirlerken taban ve kanatçık alanları sabit tutulmuştur.

Bu çalışmada kanatçıklardan ısı transferi, laminar akış ile sürekli şartlarda, 3 boyutlu modellenerek sayısal olarak incelenmiştir. Problemlerle ilgili diferansiyel denklemler, sınır şartları, bir SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) programına girilerek çözülmüştür. Problem geometrisinin modellenmesinde GAMBIT 2.0, çözümünde FLUENT 6.0 paket programları kullanılmıştır.

Altı değişik geometri ile yapılan bu çalışmada, doğal konveksiyon etkisindeki kanatçıklar için probleme etkiyen parametreler belirlenmiştir. Bu parametrelerin etkilerinin analizi sonucunda oluşturulan kanatçık şeklinin ısı transferi açısından olumlu sonuçlar verdiği bulunmuştur. Bu sonuç, doğal

konveksiyonla ısı transferi açısından yatay bir levha üzerindeki ince kanatçık dizileri içerisinde, en iyi ısı transferini dikdörtgen şekilli kanatçığın sağlamadığını, optimum bir kanatçık şeklinin belirlenebileceğini göstermektedir.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Doğal Konveksiyon, Kanatçık, SAD
Sayfa Adedi : 102
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

**NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER BY NATURAL
CONVECTION FROM VARIOUS SHAPED THIN FIN ARRAYS
PLACED ON A HORIZONTAL PLATE
(M.Sc. Thesis)**

Önder YILMAZ

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
January 2006**

ABSTRACT

Natural convection plays a significant role in cooling of electronic systems and many other technological applications. It is required to determine the optimum geometrical shape of the fins in order to increase the heat transfer from fin arrays. In this study, the heat transfer by natural convection has numerically been investigated for various shapes of fins. While determining the geometry of these fins, the base and total fin areas have been kept constant.

In this study, the heat transfer from fins has been analyzed numerically by using a three-dimensional model at laminar steady flow conditions. To solve governing differential equations of the problem, the related boundary conditions have been introduced to a CFD program as data input. GAMBIT 2.0. has been used in geometrical modelling of the problem, and the solution has been carried out using FLUENT 6.0. package program.

In this study, six different fin geometries have been utilized and the affecting the problem parameters have been specified under the effect of natural convection. It has been found that the shape of the fin formed in accordance

with these parameters has resulted in favourable results. The analysis shows that the fin shape formed by considering the effects of these parameters on the heat transfer gives favourable results. This means, in the case of natural convection heat transfer from thin fin arrays on a horizontal plate, the rectangular fin geometry does not give the optimum rate of heat transfer and an optimum shape for the fins can be determined.

Science Code	: 914.1.065
Key Words	: Natural convection, fins, CFD
Page Number	: 102
Adviser	: Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, hocam Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU'na, FLUENT programında tecrübelerinden faydalandığım Mak. Müh. Özlem DİLAVER'e, program ve doküman desteği aldığım Mak.Y. Müh. Selen IŞIK'a, bilgisayar donanımı desteği aldığım Mak. Müh. Serdar KÖSE 'ye ve Elk. Müh. Muammer DAŞTAN'a, manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR İNCELEMESİ.....	5
3. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL	10
3.1. Problemin Tanımlanması.....	10
3.2. Fiziksel Model ve Koordinat Sistemi	11
3.3. Varsayımlar.....	13
3.4. Matematiksel Model.....	13
3.4.1. Kütlelin korunumu denklemleri	13
3.4.2. Momentum denklemi	14
3.4.3. Enerji denklemi.....	17
3.4.4. Isı tansfer katsayısı.....	17
3.5. Sınır Şartları	19
3.5.1. Giriş sınır şartı	19
3.5.2. Çıkış sınır şartı.....	19
3.5.3. Duvar sınır şartı	19

Sayfa

3.5.4. Simetri sınır şartı	20
4. SAYISAL ÇÖZÜM	21
4.1. Fluent Bilgisayar Programı.....	21
4.1.1. Gambit modülü:	21
4.1.2. Xserver (Hummingbird Connectivity) modülü:	22
4.1.3. Tgrid modülü:	22
4.1.4. Fluent modülü:	22
4.2. Çalışma programı	23
4.2.1. Uygun grid (kafes) yapısının oluşturulması ve seçilmesi	23
4.2.2. Uygun relaksasyon parametrelerinin seçilmesi	24
4.2.3. Yakınsama kriterleri.....	25
5. ELDE EDİLEN SONUÇLARIN İNCELENMESİ	27
5.1. Dikdörtgen Şekilli Kanatçık (1 numaralı kanatçık)	29
5.1.1. Isı transfer katsayısı	30
5.1.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	32
5.1.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	33
5.2. Üçgen Şekilli Kanatçık (2 numaralı kanatçık)	34
5.2.1. Isı transfer katsayısı	35
5.2.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	38
5.2.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	39
5.3. Dik Kenarı Giriş Sınırını Oluşturan Üçgen Şekilli Kanatçık (3 Numaralı Kanatçık)	40
5.3.1. Isı transfer katsayısı	41

Sayfa

5.3.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	43
5.3.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	44
5.4. Yay Şekilli Kanatçık (4 numaralı kanatçık)	45
5.4.1. Isı transfer katsayısı	46
5.4.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	48
5.4.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	49
5.5. Parabolik Şekilli Kanatçık (5 numaralı kanatçık)	50
5.5.1. Isı transfer katsayısı	51
5.5.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	53
5.5.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	54
5.6. Kanatçık Şekillerinin Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisinin Analizi.....	55
5.7. Özel Geometrilik kanatçık (6 numaralı kanatçık)	57
5.7.1. Isı transfer katsayısı	59
5.7.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı.....	61
5.7.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları.....	62
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	64
KAYNAKLAR	68
EKLER	71
EK-1. Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellemesi	72
EK-2. Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi	85
ÖZGEÇMİŞ	102

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Relaksasyon parametreleri.....	24
Çizelge 5.1. 1 Numaralı şekilli kanatçık için kontrol hacmi kütle transferi	29
Çizelge 5.2. 2 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi	35
Çizelge 5.3. 3 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi.....	40
Çizelge 5.4. 4 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi.....	46
Çizelge 5.5. 5 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi	51
Çizelge 5.6. 6 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi	53
Çizelge 6.1. Sayısal olarak incelenen geometrileri için bulunan sonuçlar	64

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Elektronik ekipman soğutulmasında kullanılan dikdörtgen şekilli kanatçık.....	3
Şekil 3.1. Kanatçıklar üzerinde (X-Y eksenlerine göre) ısınan havanın hareketi	10
Şekil 3.2. Kanatçıkların üzerinde (Y-Z eksenlerine göre) ısınan havanın hareketi	10
Şekil 3.3. Çalışmada kullanılan kanatçık geometrileri.....	11
Şekil 3.4. Problem geometrisi ve koordinat sistemi	12
Şekil 3.5. Çözüm alanının ayrıntılı görünüşü	12
Şekil 4.1. Hücre sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi	23
Şekil 4.2. Kalıntıların iterasyonla değişimi ve yakınsama	24
Şekil 4.3. Anlık (spot) değerlerin iterasyonla değişimi.....	25
Şekil 5.1. Dikdörtgen şekilli kanatçıkta $h-\Delta T$ değişiminin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	28
Şekil 5.2. Çalışmada kullanılan kanatçık geometrileri ve boyutları	29
Şekil 5.3. Dikdörtgen şekilli kanatçık üzerindeki ısı transferi katsayısının hücrelere göre değişimi	30
Şekil 5.4. 1 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transferi katsayısının dağılımı.....	31
Şekil 5.5. 1 numaralı kanatçık geometrisi için ısı transfer katsayısının ΔT ile değişimi	32
Şekil 5.6. 1 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı.....	33
Şekil 5.7. 1 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı	34
Şekil 5.8. 2 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücrelere göre değişimi	34

Şekil	Sayfa
Şekil 5.9 2 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı	36
Şekil 5.10. 2 numaralı kanatçık geometrisinin h ve ΔT değişimi	37
Şekil 5.11. 2 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı	38
Şekil 5.12. 2 numaralı kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı	39
Şekil 5.13. 3 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücrelere göre değişimi	41
Şekil 5.14 3 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı	42
Şekil 5.15. 3 numaralı üçgen geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi	43
Şekil 5.16. 3 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki hız dağılımı	44
Şekil 5.17. 3 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı.....	45
Şekil 5.18. 4 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücrelere göre değişimi	47
Şekil 5.19 4 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı.....	47
Şekil 5.20. 4 numaralı yay geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi	48
Şekil 5.21. 4 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı.....	49
Şekil 5.22. 4 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı	50
Şekil 5.23 5 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının hücrelere göre değişimi	52
Şekil 5.24. 5 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı.....	52

Şekil	Sayfa
Şekil 5.25.	5 numaralı parabol geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi53
Şekil 5.26.	5 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı54
Şekil 5.27.	5 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı55
Şekil 5.28.	Parabolik şekilli kanatçık üzerindeki hız dağılımının ayrıntıları.....57
Şekil 5.29.	6 numaralı kanatçık geometrisi ve ölçüleri58
Şekil 5.30.	6 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücrelere göre değişimi.....59
Şekil 5.31.	6 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı60
Şekil 5.32.	6 numaralı özel geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi62
Şekil 5.33.	6 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık üzerindeki hız dağılımı.....62
Şekil 5.34.	6 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklıkdağılımı63
Şekil 6.1.	Kanatçık geometrilerinde sıcaklık farkları ile ısı taşınım katsayısı değişimi66

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Toplam alan, m^2
Gr_L	$= \frac{g\beta(T_0 - T_\infty)L^3}{\gamma^2}$, kanatçık boyuna bağlı Grashof sayısı
Gr_S	$= \frac{g\beta(T_0 - T_\infty)S^3}{\gamma^2}$, kanatçık aralığına bağlı Grashof sayısı
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
H	Kanatçık yüksekliği, m
h	Isı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
h_y	Yerel ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
$\bar{h}$	Ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$.
k	Isı iletim katsayısı, $W/m.K$
L	Kanatçık boyu, m
Nu_L	$= \frac{\bar{h}.L}{k}$, Kanatçık boyuna bağlı ortalama nusselt sayısı
Nu_S	$= \frac{\bar{h}.S}{k}$, Kanatçık aralığına bağlı ortalama nusselt sayısı
P	Basınç, Pa
P_∞	Ortam Basıncı, Pa
Pr	Prandtl sayısı
Q	Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı, W
q''	Yerel ısı akısı, W/m^2
S	Kanatçık aralığı, m
t	Kanatçık kalınlığı, m
T	Sıcaklık, K

Simgeler**Açıklama**

T_w	Kanatçık yüzey sıcaklığı, K
T_∞	Dış ortam sıcaklığı, K
u	x yönündeki hız bileşeni, m/s
v	y yönündeki hız bileşeni, m/s
w	z yönündeki hız bileşeni, m/s
x	Kanatçık uzunluğu yönündeki koordinat, m
y	Kanatçık yüksekliği yönündeki koordinat, m
z	Kanatçık aralığı yönündeki koordinat, m
α	$= \frac{k}{\rho \cdot c_p}$, ısı yayılım katsayısı, m ² /s
β	$= -\frac{1}{\rho} \frac{(\rho_\infty - \rho)}{(T_\infty - T)}$, ısı genleşme katsayısı, K ⁻¹
Δ	Fark
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m ³
ρ_o	Ortam sıcaklığındaki akışkan yoğunluğu, kg/m ³
ν	$\frac{\mu}{\rho}$, Kinematik viskozite, m ² /s
μ	Dinamik viskozite, kg/m.s

Kısaltmalar**Açıklama**

SAD	Sayısal akışkanlar dinamiği
------------	-----------------------------

1. GİRİŞ

Dünyada ve ülkemizde yaşanan teknoloji gelişimi yaşamımızın her alanında kendini hissettirmektedir. Uzak ve havacılık sanayi, otomotiv, telekomünikasyon, tıp, bilişim vb. sektörlerinde elektronik ekipmanların önemli rolü vardır. Son yıllarda teknolojinin gelişmesi ile elektronik kontroller tüm sanayi kollarında kullanılmaya başlanmıştır. Elektronik ve bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler, elektronik ekipmanların verimi ve sağlıklı çalışmalarının da önemini arttırmıştır.

Elektronik ekipmanlar çalışmaları esnasında ısı açığa çıkarır. Ortaya çıkan bu atık ısı, ekipman soğutulmazsa, sistemde performans düşüklüğüne neden olur. Elektronik ekipmanlar tasarlanırken soğutulmalarının da göz önünde bulunması gerekmektedir. Elektronik ekipmanların üzerindeki sıcaklık, belirli bir emniyet limit sıcaklığını aşmaması gerekir. Limit sıcaklığın aşılması, ekonomik açıdan pahalı olan sistemlere zarar verebileceği gibi, insan yaşamında da önem arz edebileceği düşünülmelidir. Elektronik elemanların sıcaklık kontrolü, ısı transferi uygulamalarının başlıca alanlarından birisi olmuştur. Özellikle son yıllarda, elektronik devrelerinin ısı transferi üzerine dikkate değer sayıda araştırma yapılmaktadır.

Elektronik ekipmanların soğutulmasında akışkanının sisteme zarar vermemesi yanında, soğutmanın ekonomik, güvenilir ve verimli olması gerekmektedir. Elektronik ekipmanların soğutulma yöntemlerinden en önemlisi, etkin ve ekonomik olanı hava ile soğutmadır.

Hava ile soğutma yöntemleri doğal ve zorlanmış konveksiyonla olmaktadır. Zorlanmış konveksiyonda hava akımı bir fan ile sağlanmaktadır. Doğal konveksiyon, sisteme hava hareketi veren bir mekanik ekipman olmaksızın, akışkanın yoğunluğundaki değişimler etkisiyle kendiliğinden oluşan hareketle meydana gelmektedir. Zorlanmış konveksiyonda, fan kullanımından dolayı oluşan titreşimler ve fan arızalanması durumları göz önüne alındığında, doğal konveksiyon ile soğutmanın güvenilirliği önem kazanmaktadır. Sistemler fan ile tasarlanmalarına

rağmen, doğal konveksiyonla soğutma, sistemin güvenliği açısından göz önünde bulundurulmalıdır.

Sıcaklığı çevresinde bulunan ortamdan farklı olan yüzey ile bu çevre arasındaki kendiliğinden gerçekleşen ısı geçişine doğal konveksiyon adı verilir. Doğal konveksiyonla ısı transferi yüzey ve akışkan arasında, sıcaklık etkisiyle yoğunluğun değişimi ile oluşan kaldırma kuvvetleri etkisi ile oluşmaktadır. Akışkan içerisindeki yoğunluk farkları sıcaklık gradyanından dolayıdır. Zorlanmış konveksiyonla doğal konveksiyonun temel farkı doğal konveksiyonun yüzey ile akışkan arasındaki hareket sıcaklık farkından kaynaklanmasıdır. Doğal konveksiyondan kaynaklanan akış türbülanslı veya laminar olabilir. Bu çalışmada laminar akış altında doğal konveksiyonla oluşan ısı transferi incelenmiştir

Konveksiyon ile olan ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Q = h A (T_w - T_{\infty}) \quad (1.1)$$

Bu denklemde sırasıyla, h ($W/m^2.K$), ortalama ısı taşınım katsayısını, A (m^2) yüzey alanını, T_w (K) yüzey sıcaklığını ve T_{∞} (K) ise akışkan sıcaklığını göstermektedir.

Eş 1.1’de görüldüğü gibi Doğal konveksiyonla ısı transferinin artırılması, belli bir sıcaklık farkı için, h , A değerlerinin artırılmasına bağlıdır. Doğal konveksiyon ile ısı transferini arttırmak için sıcak yüzey alanının artırılması en yaygın yöntemdir. Yüzey alanını arttırmak için kanatçıklar kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan kanatçıklar dikdörtgen şekilli kanatçıklardır (Şekil 1.1). Dikdörtgen şekilli kanatçıklar, seri, basit üretimleri ve hesaplama yöntemlerinin kolaylığından dolayı en yaygın kullanılan kanatçık şeklidir.



Şekil 1.1. Elektronik ekipman soğutulmasında kullanılan dikdörtgen şekilli kanatçık

Dikdörtgen şekilli kanatçıkların etkinliğinin artırılması ve kanatçıkların dizilişleri ile ilgili literatürde bir çok çalışma yapılmıştır. Dikdörtgen şekilli kanatçıkların dizilişleri ve kesitleri üzerine yapılan çalışmalarda önemli sonuçlara varılmıştır.

Dikdörtgen şekilli kanatçıklar dışındaki kanatçıkların üretimlerinin zorluğundan dolayı, diğer şekilli kanatçıkların kullanımı pek yaygın değildir. Ancak günümüzde imalat yöntemlerinde gelişmeler diğer şekilli kanatçıklarında üretimlerini kolaylaştırmıştır. Bu çalışmada, yatay levha üzerine yerleştirilmiş çeşitli şekillerdeki ince kanatçık dizilerinden doğal konveksiyon ile ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. İncelemeler Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yönteminden faydalanılarak yapılmıştır.

Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi, incelenecek olan kontrol hacmi içerisindeki süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin sonlu hacimler, sonlu elemanlar, vb. yöntemleri kullanılarak, sayısal olarak çözümlenmesi esasına dayanır. Çözümleme için çözüm alanının hücrelere (mesh) bölünerek, ayrıklaştırılması gerekmektedir.

SAD ile çözümlemede problemin modellenmesi ve uygun sayıda hücrelere bölünmesi gerekmektedir. Programa sınır şartları girilerek iteratif çözümlemeler yapılır. SAD yönteminin en önemli özelliklerinden biri de kullanıcıya görsel ve sayısal bilgi sağlamasıdır. Elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunun karşılaştırılması gerekmektedir. Bu çalışmada da program parametrelerini doğrulamak için literatürde yapılan deneysel çalışmalar ile karşılaştırmalar yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, sürekli şartlarda farklı geometrik şekillerdeki kanatçıkların ısı transferine etkisini araştırmaktır. Kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemler uygun sınır şartları kullanılarak FLUENT programında çözülüp, analiz edilmiştir.

Yatay düzlem üzerine yerleştirilmiş kanatçık dizisinden çevreye ısıma ile olan ısı transferi hesaba katılmamış, sadece laminar doğal konveksiyonla, sürekli şartlarda olan ısı transferi incelenmiştir. Çalışmada kullanılan akışkan olarak hava seçilmiştir.

2. LİTERATÜR İNCELEMESİ

Doğal konveksiyonla soğutma uygulamalarında kullanılan kanatçıklar üzerine literatürde bir çok çalışma yapılmıştır. Çalışmaların çoğunluğu dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerinedir. Dikdörtgen şekilli kanatçıkların dizilişleri, kanatçıklar arasındaki optimum mesafelerin sağlanması, kanatçıkların malzemelerinin kıyaslanması, yatay, dikey ve açılı kanatçık yerleşimi yapılan çalışmaların bir kısmıdır. Ayrıca kanatçık tasarımı zorlanmış ve karışık konveksiyon altında önemli çalışmalar da yapılmıştır.

Dik paralel levhalar arasındaki doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine yapılmış ilk çalışmalardan birisi Elenbaas'ın 1942' de yapmış olduğu çalışmadır. 10 K, 50 K, 100 K, 180 K, 330 K sıcaklık farkları için yapılan bu deneysel çalışmada paralel levhaların aralarındaki uzaklık, levha alanları ve levhaların yükseklikleri gibi parametreler değiştirilerek veriler elde edilmiştir [1]. Analitik olarak da çözümlenip, bağıntılar verilen çalışmanın bulguları, deneysel çözümlerle karşılaştırılmıştır.

Doğal konveksiyonla ısı transferi ve kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmalardan biri Starner ve McManus'un 1963 yılında yapmış olduğu çalışmadır. Levha üzerinde bulunan dikdörtgen şekilli kanatçıkların ortalama ısı transfer katsayıları ve akış biçimleri incelenmiştir [2]. Ortalama ısı transferi katsayısının kanatçık geometrisi ve kanatçığın yerleştiği levhanın konumu üzerine sonuçlar bulunmuştur. Çalışmada 4 farklı kanatçık ölçüleri kullanılmış, kanatçık dizilerinin yatay, dikey ve 45° eğik pozisyonlarında yapılan çalışmalarda kanatçık uçları kapalı ve uçları açık biçimler için ısı transferleri incelenmiştir. Dikey konumlandırılmış levha üzerindeki kanatçık dizilerinin, yatay konumlandırılmış kanatçık dizilerinden %10-30 daha düşük ortalama ısı transfer katsayısına sahip olduğu, eğik konumlandırılmış kanatçık dizisinde ise dikey olana göre %5-20 daha düşük ısı transfer katsayısına sahip olduğu belirtilmiştir. Yatay levha üzerindeki kanatçıklar için uçları açık olan kanatçık dizisi, uçları kapalı olan kanatçık dizisine göre çok daha yüksek sonuçlar vermekte olduğunu belirtmişlerdir.

Yatay düzlemde dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerine yapılan çalışma 1967 yılında, Harahap ve Mcmanus tarafından yapılmıştır [3]. Sekiz ayrı boy ve aralıklarda dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmada, akış alanında incelemeler yapılmıştır. Uzun kanatçıklarda havanın açık uçlardan girip kanatçığın ortasından yukarı çıktığını görüntülemişlerdir. Çalışmada kanatçık uzunluğunun en önemli geometrik parametre olduğu belirtilmiştir. Dikdörtgen şekilli kanatçık geometrileri için Eş 2.1 ve Eş 2.2 ‘deki korelasyonları önermişlerdir.

$$10^6 < (Gr)_L (Pr) \frac{Sn}{H} \leq 2,5 \times 10^7 \text{ için ,}$$

$$(Nu)_L = 5.22 \times 10^{-3} \left[(Gr)_L (Pr) \frac{Sn}{H} \right]^{0.570} \left(\frac{S}{L} \right)^{0.656} \left(\frac{H}{L} \right)^{0.412} \quad (2.1)$$

$$\text{ve } 2,5 \times 10^7 < (Gr)_L (Pr) \frac{Sn}{H} \leq 1,5 \times 10^8 \text{ için,}$$

$$(Nu)_L = 2,787 \times 10^{-3} \left[(Gr)_L (Pr) \frac{Sn}{H} \right]^{0.745} \left(\frac{S}{L} \right)^{0.656} \left(\frac{H}{L} \right)^{0.412} \quad (2.2)$$

Bu denklemlerde Gr_L , Kanatçık uzunluğuna bağlı Grashof sayısını, Nu_L Kanatçık uzunluğuna bağlı Nusselt sayısını, n kanatçık adedini temsil etmektedir. Kanatçık geometrisinde, H , kanatçığın yüksekliğini, S , kanatçıklar arası uzaklığı, L , kanatçığın uzunluğunu ifade etmektedir.

Dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerine yapılan bir diğer deneysel çalışma da Jones ve Smith tarafından, 1970 yılında yapılmıştır [4]. Deneysel çalışmada interferometre tekniği kullanılarak kanatçık aralığındaki sıcaklık gradyanları gözlemlenmiştir. Jones ve Smith, bu çalışmada kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin, kanatçık uzunluğunun ve sayısının etkilerini değerlendirmişlerdir. Isı transferinin artırılması amacı ile, kanatçık yüksekliği ve kanatçık aralıklarını optimize etme konusunda

açıklamalar yapılmıştır. Jones ve Smith, yaptıkları bu çalışmada, kanatçık aralıklarının optimizasyonu için iki ayrı ampirik bağıntı vermişlerdir:

Kanatçık aralığının 2 inçten küçük olduğu durumlar için ($S < 2''$):

$$\overline{Nu}_S = 6,7 \times 10^{-4} Gr_S Pr \left[1 - e^{\left(\frac{0,764 \times 10^{-4}}{(Gr)_S (Pr)} \right)^{0,44}} \right]^{1,7} \quad (2.3)$$

Kanatçık aralığının 2 inçten büyük olduğu durumlar için ($S > 2''$):

$$\overline{Nu}_S = 0,54 (Gr_S Pr)^{0,25} \quad (2.4)$$

Bu denklemlerde Gr_s , Kanatçık uzunluğuna bağlı Grashof sayısını, Nu_s , kanatçık uzunluğuna bağlı Nusselt sayısını temsil etmektedir.

Elektronik cihazların soğutulmasında konveksiyonla ısı transferi konusunda Inclopera (1988) tarafından, en iyi termal şartların sağlanabilmesi için yani en etkin soğutmanın yapılabilmesi için örnekler verilmiştir [5]. Kanatçıkların etkin soğutulması için sıvı ve hava kullanılabileceği belirtilmiştir. 152 adet referans verilerek yapılan incelemede, elektronik ekipmanların soğutulmasında kullanılan kanal tipleri üzerindeki çalışmalar özetlenmiştir.

Doğal konveksiyon altında değişik geometriler kullanılarak, Ledzama ve Bejan tarafından 1995 yılında yapılan deneysel çalışmada, kanatçıklardan ısı transferleri incelenmiştir [6]. Üç ayrı tip geometri, dört değişik şekilde konumlandırılıp incelemeler yapılmıştır. Dikdörtgen şekilli kanatçık yapısı için, dikey konumda iken, yatay konuma göre %10-20 arasında daha fazla ısı transferi gerçekleştirildiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada, eğik şekilli kanatçıkların dikey konumlandırılmasında, pozisyon değişikliğinin, ısı transfer katsayısı açısından çok

önemli bir fark yaratmadığı görülmektedir. Tüm geometrilerde dikey konumda, yatay konumdan daha fazla ısı transferi oluşmuştur.

Harahap ve Setio 1997 yılında yaptıkları çalışmada yatay kanatçıklı yüzeyden doğal konveksiyonla olan ısı transferini deneysel olarak inceleyip yeni bağıntılar elde etmişlerdir [7]. Beş değişik ölçüde dizilmiş kanatçıkların, daha önceden elde edilmiş sonuçların genişletilmesi amacı ile yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda iki değişik bağıntı elde edilmiştir. Bulunan bağıntılarda, kanatçık aralıkları, kanatçık uzunluğu gibi geometrik parametreler kullanılmıştır.

Mobedi ve Yüncü'nün 1995 yılında yaptıkları çalışmada üç boyutlu, yatay levha üzerine yerleştirilmiş kanatçıklardan doğal konveksiyonla ısı transferinin nümerik analizinde enerji denklemleri sabit kalırken momentum ve süreklilik denklemleri vortisite ve vektörel potansiyel denklemlerine dönüştürülmüştür [8]. Yapılan sayısal çalışmada bulunan sonuçlar daha önce elde edilmiş deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış ve uyum içersinde olduğu belirtilmiştir. Değişik geometrik ölçülerle yapılan bu sayısal çalışmanın sonuçları ve akış modelleri tartışılmıştır.

Karagiozis, Raithby ve Hollads 'ın 1994 yılında yaptıkları çalışmada izotermal üçgen kesitli kanatçıkların doğal konveksiyonla ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi yapılmıştır [9]. Üç değişik kanatçık ölçüleri için yapılan çalışmalarda bulunan sonuçların Ra sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Bulunan nusselt sayıları için korelasyonlar önerilmiştir.

Kanatçıklardan doğal konveksiyonla ısı transferi üzerine yapılmış bir diğer çalışma da üzeri örtülü kanatçık dizilerinden olan ısı transferinin incelendiği, Naik, Probert, Wood'un 1987'de yaptıkları deneysel çalışmadır [10]. Deneylerde duraluminyum olarak adlandırılan alüminyum alaşımlı bir malzemeden yapılmış üzerinde ayarlanabilir örtü bulunan kanatçık dizileri incelenmiştir. Deneyler tek kanatçık uzunluğu, farklı kanatçık yüksekliği, ve çeşitli örtü yükseklik oranları için yapılmıştır. Maksimum ısı transferinin, kanatçık aralıklarına bağlı olarak elde

edilebileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca örtülü kanatçıklar için ısı transfer kabiliyetlerinin serbest akış alanına bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Ko, Leung ve Propert ,1989 yılında yaptıkları deneysel çalışmada, yatay ve dikey düzlem üzerine yerleştirilmiş kanatçık dizilerinde kullanılan farklı kanatçık malzemelerinin, doğal konveksiyonla olan ısı transferine etkileri incelenmiştir [11]. Yapılan çalışmada , $\Delta T = 20$ ve $\Delta T = 40$ K için alüminyum ve paslanmaz çelik kanatçıklar için, farklı kanatçık aralığında ölçümler yapılmıştır. Çalışma sonucunda, alüminyumdan yapılan kanatçıklarda, paslanmaz çelik kanatçıklardan yaklaşık $13,5 \pm 3,5$ daha yüksek ısı taşınım katsayısı olduğu belirtilmiştir.

Başkaya, Sivrioğlu, Özek'in 1998 yılında yaptıkları çalışmayla, yatay levha üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerinden doğal konveksiyon ile ısı transferi , süreklilik, momentum ve enerji denklemleri uygun sınır şartları kullanarak PHOENICS 1.4 paket programı ile sayısal olarak çözümlenmiştir [12]. Kanatçıklar için değişebilir parametreler olan kanatçık uzunluğu, kanatçık yüksekliği, kanatçık aralıkları ve sıcaklık farklarının etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Çeşitli kanatçık yüksekliği ve aralığı için optimizasyonlar yapılmıştır.

Bu çalışmalarla birlikte literatürde çeşitli kanatçık konfigürasyonlarından, doğal konveksiyon ile ısı transferinin incelendiği çalışmalar mevcuttur [13-20].

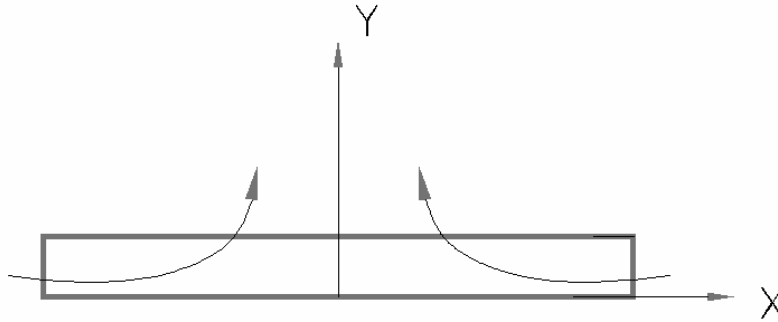
Literatür incelemesinde de görüldüğü üzere, çalışmalar çoğunlukla yatay levha üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen şekilli kanatçıklar için yapılmıştır. Şimdiye kadar yatay levha üzerine yerleştirilmiş değişik şekilli kanatçıklar için yeterli çalışmalar yapılmamıştır. Bu çalışmanın bir hedefi de doğal konveksiyon altında, kanatçıkların şekilleri değiştirilip ısı transferini incelenerek, literatüre ve uygulamaya katkıda bulunmaktır.

3. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL

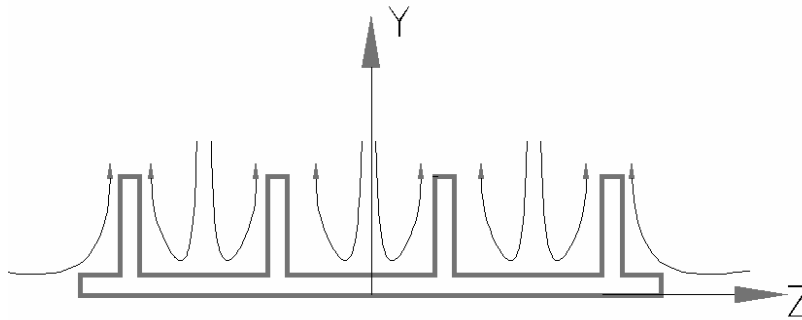
Bu bölümde problemin tanımlanması, fiziksel matematiksel modelleme, çeşitli varsayımlar, kullanılan koordinat sistemi ve hesaplama bölgesi ile ilgili bilgiler verilmektedir.

3.1. Problemin Tanımlanması

Günümüzde, elektronik sistemlerin zorlanmış konveksiyon ile soğutulmaları sağlandığı gibi doğal konveksiyon ile soğutulmaları da sağlanabilir. Yatay levha üzerinde bulunan kanatçıklar arasındaki doğal konveksiyonla olan ısı transferinde hava, kanatçıkların meydana getirdiği kanalın her iki ucundan kanala girerek ortasına ilerler ve kanatçıkların orta kısmından yukarı çıkar. Kanatçıklardan oluşan bu hareket şematik olarak Şekil 3.1. ve Şekil 3.2’de verilmiştir.

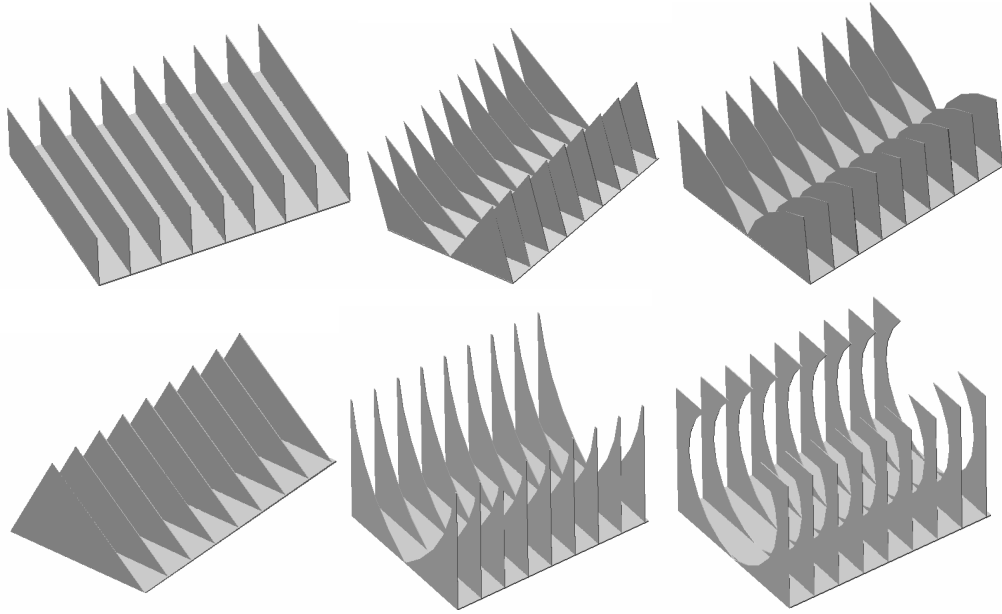


Şekil 3.1. Kanatçıklar üzerinde (X-Y eksenlerine göre) ısınan havanın hareketi



Şekil 3.2. Kanatçıkların üzerinde (Y-Z eksenlerine göre) ısınan havanın hareketi

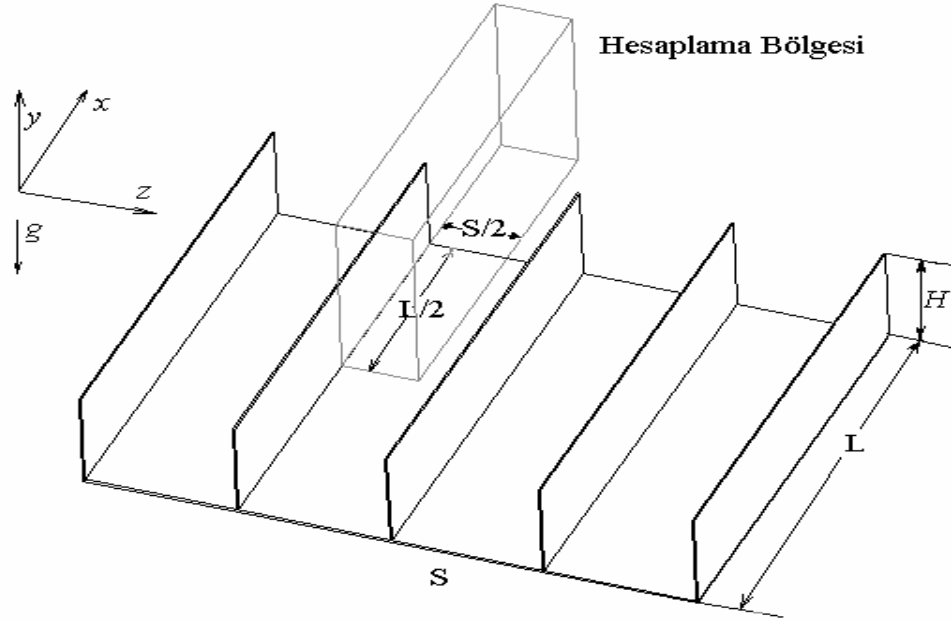
Bu çalışmada yatay levha üzerine yerleştirilmiş çeşitli şekillerdeki kanatçıklardan ısı transferi incelenmiştir. Ele alınan kanatçık şekilleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bu şekillerin kanatçık alanları birbirine eşit olup, taban levhalarının alanları da eşittir.



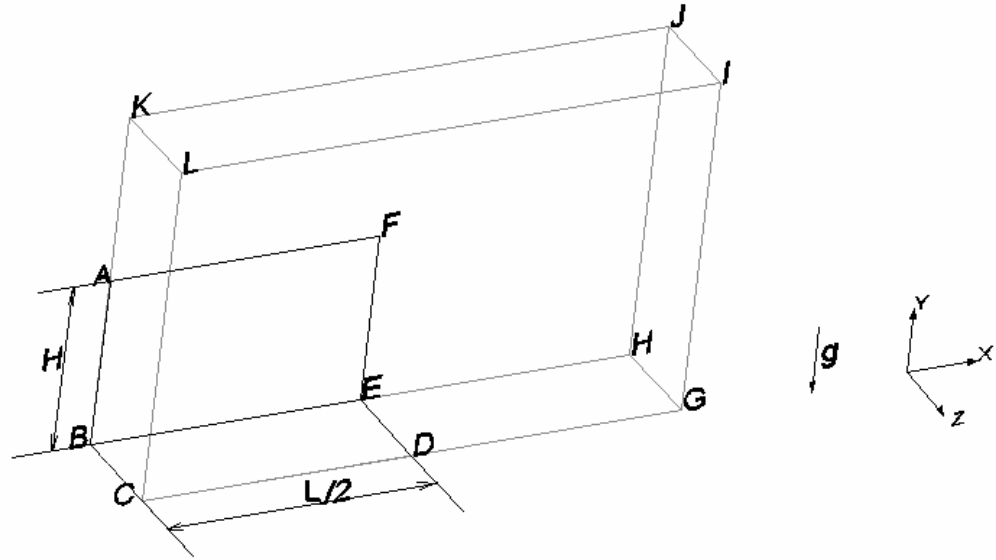
Şekil 3.3. Çalışmada kullanılan kanatçık geometrileri

3.2. Fiziksel Model ve Koordinat Sistemi

Sayısal olarak çözümlenecek ısı transferinin oluştuğu kanatçık dizilerinin yerleşimi ve hesaplama bölgesi Şekil 3.4’de dikdörtgen şekilli kanatçık durumunda gösterilmiştir. Kanatçık dizilerinin yerleştiği düzlem üzerinde, kanatçık boyu yönü x eksen, kanatçık yüksekliği yönü y eksen, kanatçık aralığı yönü z eksen olarak belirlenmiştir. Yerçekimi ivmesi $-y$ yönünde görülmektedir. Bu şekilde görüldüğü gibi hesaplama bölgesinde H kanatçığın yüksekliğini, S kanatçıklar arası uzaklığı ve L kanatçığın uzunluğunu ifade etmektedir. Sayısal çözümlemede kullanılmış olan hesaplama bölgesi ayrıntılı görünüşü Şekil 3.5’de belirtilmiştir. Bu şekilde kanatçığın yarısı (AFEBA düzlemi) ve kanatçık aralıklarının yarısı (BEDCB düzlemi) ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Problem geometrisi ve koordinat sistemi



Şekil 3.5. Çözüm alanının ayrıntılı görünüşü

3.3. Varsayımlar

Yatay düzlem üzerine yerleştirilmiş kalınlıkları ihmal edilmiş ince kanatçıklardan çevreye ışıma ile olan ısı transferi bu çalışmada dikkate alınmamıştır. Akış üç boyutlu olarak ele alınıp, laminar akış şartlarında çözümlenmiştir. Kanatçıklar arasındaki ısı transferi ve doğal konveksiyon sürekli şartlarda incelenmiştir. Doğal konveksiyon çözümlenmesinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Kanatçıkların ve taban levhasının yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmaları nedeni ile kanatçık yüzeyi uniform sabit sıcaklıkta (T_s) kabul edilmiştir. Isıl yayılım katsayısı (α), kinematik viskozite (ν) ve akışkan yoğunluğu (ρ) gibi termofiziksel özellikleri, ortalama sıcaklıkta $(T_w + T_\infty)/2$ hesaplanarak sabit kabul edilmiştir. Çalışmada akışkan olarak seçilen hava, ideal gaz olarak kabul edilmiştir.

3.4. Matematiksel Model

Sürekli rejim şartlarında, Şekil 3.4'deki koordinatlara göre, sıkıştırılamaz akış için kartezyen koordinatlarda, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir. Kaldırma kuvveti yalnızca momentum denklemlerini etkilemektedir. Süreklilik ve enerji denklemleri bu kuvvetten etkilenmemektedir.

Doğal konveksiyon şartları altında, kanatçık bölgesindeki hız ve sıcaklık dağılımları, aşağıda verilen denklemlerle analitik veya nümerik metotlarla çözülebilir.

3.4.1. Kütlenin korunumu denklemleri

Sürekli akış için kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.1)$$

Bu denklemde kullanılan $\vec{\nabla}$ ve $\vec{V}$, vektörel büyüklükler olup, gradyan ve hız büyüklüklerini temsil eder. Kartezyen koordinatlarda $\vec{\nabla}$ ve $\vec{V}$ şu şekilde ifade edilir.

$$\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \quad (3.2)$$

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (3.3)$$

Böylece süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemlerde u , x yönündeki hızı, v , y yönündeki hızı, w , z yönündeki hızı temsil etmektedir.

3.4.2. Momentum denklemi

Momentum denklemi genel ifadeyle,

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \right) = -\vec{\nabla} P + \mu \left(\vec{\nabla}^2 \vec{V} \right) - \rho g \vec{j} \quad (3.5)$$

şeklinde yazılabilir. Sürekli şartlar dikkate alınarak bu denklem aşağıdaki denklemler düzenlenerek yazılmıştır.

$$\frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial t} = 0 \quad (\text{Sürekli Akış}) \quad (3.6)$$

x yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

y yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \rho g \quad (3.8)$$

z yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.9)$$

Doğal konveksiyon yoğunluk farkı ve yerçekimi etkisiyle olduğundan, x ve z yönünde basınç değişimi yaratacak bir iç kuvvet olmadığından basınç sadece y fonksiyonudur ve değişimi yükseklik farkından kaynaklanmaktadır. Herhangi bir seviyede sınır tabaka içi ve dışı basınçlar birbirine eşittir. Eş.3.7 yi düzenlersek,

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{dP}{dy} = -\rho_{\infty} g \quad (3.10)$$

olarak yazılabilir. Eş.3.10 Eş.3.8’de yerine konulursa;

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) \quad (3.11)$$

ifadesine ulaşılır. Eş.3.11’de ilk terim viskoz kuvvetlerine ikincisi ise yoğunluk farkından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerine karşılık gelmektedir. Buradaki yoğunluk farkı terimi, hacimsel ısı genleşme katsayısı (β) cinsinden ifade edilebilir.

Tanım gereği,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.12)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{(\rho_\infty - \rho)}{(T_\infty - T)} \quad (3.13)$$

$$\beta \rho (T_\infty - T) = \rho_\infty - \rho \quad (3.14)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \beta \rho (T - T_\infty) \quad (3.15)$$

Bu ifadelerde, ρ_∞ referans sıcaklıktaki akışkan yoğunluğudur. ρ akışkan sıcaklığına bağlı olarak değişen yoğunluktur. P ve T problem alanındaki basınç ve sıcaklıktır. $\beta \rho (T_\infty - T)$ terimi yoğunluktaki değişimden dolayı oluşan kaldırma kuvvetini, T_∞ , çevre sıcaklığını temsil eder.

Bir ideal gaz için ρ aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.16)$$

Eş.3.16 Eş.3.12 de yerine konursa,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(-\frac{P}{RT^2} \right) = \frac{\rho RT}{\rho RT^2} \quad (3.17)$$

$$\beta = \frac{1}{T}, \quad [K]^{-1} \text{ sonucuna ulaşır.} \quad (3.18)$$

3.4.3. Enerji denklemi

Enerji denklemi genel bir ifadeyle;

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla})T = \alpha (\vec{\nabla}^2 T) \quad (3.19)$$

şeklinde yazılabilir. Sürekli şartlarda Eş.3.19 aşağıdaki şekli alır.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.20)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.21)$$

Burada; α ısıl yayılım katsayısıdır.

Bu temel ifadelerden faydalanılarak, sınır tabaka içersindeki hız ve sıcaklık dağılımlarının bulunabilmesi Eş.3.4, Eş.3.7, Eş.3.8, Eş.3.9, Eş.3.20 denklemlerinin belirtilen sınır koşulları altında çözülmesi ile mümkündür

3.4.4. Isı transfer katsayısı

Isı transferi yüzeyi ile akışkan arasındaki taşınım ile olan yerel ısı transferi Newton'un Soğuma Kanunu'yla aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$q'' = h_y (T_w - T_\infty) \quad (3.22)$$

Burada ;

T_w (K) yüzey sıcaklığını,

T_∞ (K) çevre sıcaklığını,

q'' (W/m^2) yerel ısı akısını,

h_y ($W/m^2.K$) ise yerel ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir.

Sınır tabaka içersinde $z=0$ bölgesinde akış olmadığından bu bölgede oluşan ısı transferi, iletim yolu ile olmaktadır. Böylece;

$$q'' = -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z \rightarrow 0} \quad (3.23)$$

Eş.3.22 ve Eş. 3.23 eşitlikleri birleştirilirse,

$$q'' = -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z \rightarrow 0} = h_y (T_w - T_\infty) \quad (3.24)$$

$$h_y = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z \rightarrow 0}}{(T_w - T_\infty)} \quad (3.25)$$

olarak elde edilir.

Yerel ısı taşınım katsayısı Eş.3.25’de belirtildiği gibi ifade edilebilir. Ortalama ısı taşınım katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \int_{A_y} h_y dA \quad (3.26)$$

3.5. Sınır Şartları

Süreklilik, momentum, enerji denklemleri, giriş ve sınır şartları ile çözümlenir. Hız, sıcaklık, basınç gibi bilinmeyenler bu denklemlerin çözümü ile bulunabilir. Hesaplama bölgesinde problemin çözümünde, giriş, çıkış, duvar ve simetri sınır şartları kullanılmıştır.

3.5.1. Giriş sınır şartı

Problemin çözümünde kullanılan temel denklemler için sürekli durumda şu giriş şartı için hesaplanabilir:

$$P=P_{\infty} \quad , \quad (T = T_{\infty}) \quad (3.27)$$

Kontrol hacmine hava girişi herhangi bir zorlanma olmaksızın doğal konveksiyon nedeni ile oluşan basınç farkları etkisiyle oluşacaktır. Giriş bölgesi Şekil 3.5’de görülen, HGIJH alanı olarak belirtilmiştir..

3.5.2. Çıkış sınır şartı

Kontrol hacmine ısınan havanın çıkışı, ısınan havanın yükselmesi ile oluşan basınç farkları etkisiyle sağlanacaktır.

Çıkış bölgesi Şekil 3.5’de görülen, KLIJK alanında $P= P_{\infty}$ olarak alınmıştır.

3.5.3. Duvar sınır şartı

Duvar üzerinde hızlar sıfırdır. Dolayısıyla Şekil 3.5’de belirtilen ABEFA, BCDEB yüzeylerinde $u=v=w=0$ olarak yazılabilir. Kanatçık duvarları çok yüksek ısı iletim katsayısına sahip olduğu kabul edildiğinden, duvar üzerinde yüzey sıcaklığı $T= T_s$ olarak yazılabilir.

3.5.4. Simetri sınır şartı

Simetri düzlemlerinde, düzleme dik akış olmadığından, hız vektörlerinin normal bileşenlerinin değerleri simetri düzleminde sıfırdır. Diğer hız bileşenlerinin ise düzleme dik koordinat eksenine göre birinci türevleri sıfırdır. Şekil 3.5’de belirtilen AFEHJHA, EDGEH, BCLKB ve CGILC yüzeylerinde simetri sınır şartları uygulanmıştır.

Simetri düzleminde düzlem üzerinde ısı transferi oluşmadığından sıcaklığın düzlemin normaline göre türevleri sıfırdır. Bu durum şöyle ifade edilebilir:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (3.28)$$

4. SAYISAL ÇÖZÜM

Bu bölümde çalışmada kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği paket programı Fluent 6.0 'a ilişkin bilgiler ve sayısal çözümleme kriterleri hakkında bilgiler verilmiştir.

4.1. Fluent Bilgisayar Programı

Isı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyonlar gibi çalışmalarda Sayısal akışkanlar dinamiği uygulamalarından yararlanılmaktadır. Sayısal Akışkanlar Dinamiği ile çözümlemelerde kullanılan paket programlardan biri de FLUENT paket programıdır.

FLUENT sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Matematiksel denklemleri nümerik bir proses' e dönüştürerek, yani matematik modelde tanımlanan kısmi diferansiyel denklemleri diskritize ederek lineer cebirsel denklemlere dönüştürür. Problemin çözümü için önce problemin geometrisi gambit programında oluşturulup, oluşturulan geometri istenilen sayıda hücrelere (grid) ayrılarak ve Fluent ile sayısal olarak çözüme hazır hale getirilmiştir [26].

Fluent programı; Gambit, Xserver, Tgrid, Fluent vb. modüllerden oluşmaktadır. Bütçeye ihtiyaca ve isteğe bağlı olarak modüller tedarik edilir. En temel konfigürasyonda fluent, xserver (hummingbird connectivity) ve gambit modüllerinin yeterlidir.

4.1.1. Gambit modülü

Problem alanının, cismin veya geometrinin oluşturulacağı, bu modelin hücrelere (mesh) bölüneceği ve sınır şartlarını Fluent programında detaylandırmadan önce bu sınırların tanımlanacağı yüzeylerin belirleneceği modüldür. Gambit'te model hazırlanabileceği gibi, programa cad programlarında hazırlanmış model de aktarılabilir. İki veya üç boyutlu modelleme yapılabilen programda, uzantısı “dbs” olan bir katı model dosyası oluşturulur, daha sonra bu “dbs” uzantılı dosyadan “msh”

uzantılı bir dosya export edilerek oluşturulur. “msh” uzantılı dosya Fluent modülünün okuyacağı formattaki dosyadır.

Yapılan çalışmaların Gambit programında modellenmesi ve kanatçıkların hücrelere ayrılma işlemleri ayrıntılı olarak Ek-1’de açıklanmıştır.

4.1.2. Xserver (Hummingbird Connectivity) modülü

Gambit’ in Windows ortamında çalışmasını sağlayan arayüz modülüdür. Bu modül olmadan Gambit Windows ortamında çalışmaz.

4.1.3. Tgrid modülü

Katı modele mesh atılabilen ve mesh yapısının tadil edildiği programdır. Mesh yapısı tadil edilerek daha kolay ve hassas sonuç elde edilebilecek meshler oluşturularak problemler çözülür.

4.1.4. Fluent modülü

Gambit modülünde oluşturulan “msh” uzantılı dosya fluent modülünde okutulur. Fluent modülünde sınır şartlarının düzenlenmesi, girilmesi, malzemenin termofiziksel özelliklerinin girilmesi, çözümlemeye ilgili kriterlerin girilerek problemin çözümlemeye hazır hale getirilmesi sağlanır. Fluent modülü “msh” uzantılı dosyanın “cas” uzantılı dosyasının elde edildiği ve bu “cas” uzantılı dosya kullanılarak iterasyonlar yapıp yakınsama sağlanarak sayısal çözümün elde edildiği modüldür. Çözüm “dat” uzantılı dosya olarak saklanır. Fluent modülünde çözüme ilişkin grafikler ve kesitler alınabilir.

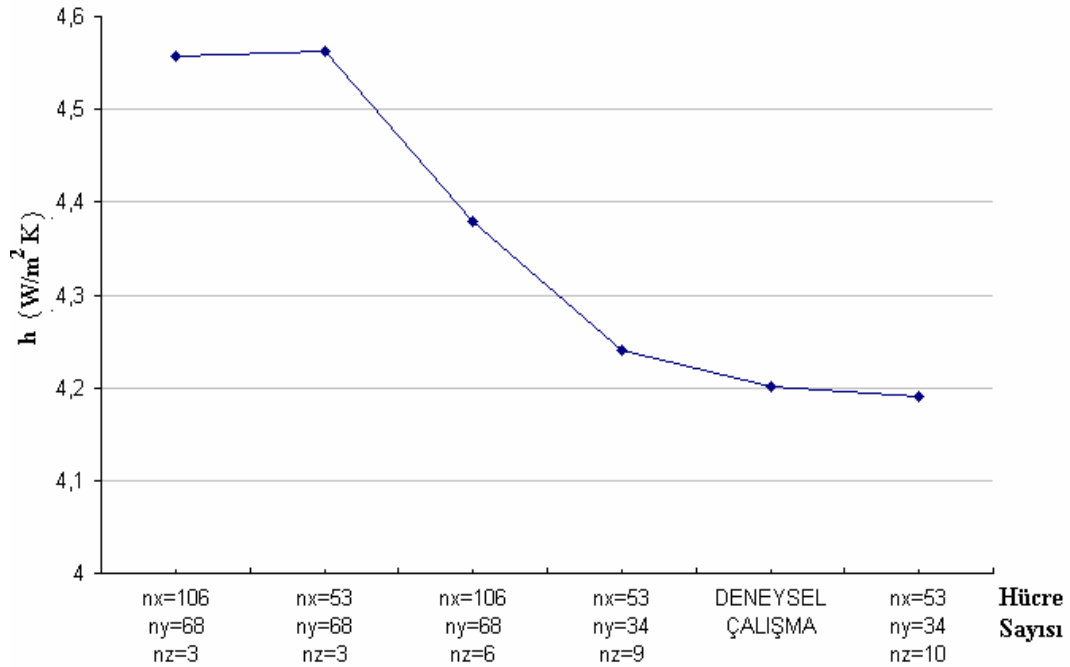
Yapılan çalışmaların Fluent programında çözülmesi ve çözümlerin yakınsama grafikleri Ek-2’de ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

4.2. Çalışma programı

4.2.1. Uygun grid (kafes) yapısının oluşturulması ve seçilmesi

Sayısal hesaplama sonucunun doğru elde edilmesi için uygun grid yapısının oluşturulması çok önemlidir. Uygun oluşturulmayan grid yapısı, sonucun ıraksamasına veya hatalı sonuç elde edilmesine neden olur. Dolayısıyla kullanılan grid yapısının doğru sonuç verip vermediğinin incelenmesi gerekmektedir.

Dikdörtgen şekilli kanatçık için yapılan sayısal çözümlemede, problem alanının değişik sayıda hücelere bölünmüş ve değişik hücre sayıları ile denemeler yapılmıştır. Bulunan ısı transferi katsayılarının hücre sayılarına göre değişimi Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Hücre sayısı ile ısı transfer katsayısının değişimi

Doğru modelleme ve doğru hücre sayısının belirlenebilmesi için denemeler $n_x=106$, $n_y=68$ ve $n_z=3$ için yapılmış ve deneysel yapılan sonuçlardan uzak sonuçlar bulunmuştur. Diğer denemelerde, x ve y eksenleri doğrultularındaki hücre sayılarının $n_x=53$, $n_y=34$ olacak şekilde çözümün fazla etkilenmediği görülmüştür. Doğru sonuçlara yaklaşmak amacı ile, x ve y boyutundaki hücre sayıları azaltılıp, z boyutundaki hücre sayıları arttırılabilirliğinde Harahap ve McManus'un [3] yaptığı deneysel çalışmada yakın sonuçlar bulunmuştur. Bu nedenle hesaplama bölgesi hücrelere ayrılırken z eksenini doğrultusundaki hücre sayısı 10 olarak seçilmiştir.

4.2.2. Uygun relaksasyon parametrelerinin seçilmesi

Sayısal hesaplama sonucunu bulabilmek için uygun relaksasyon parametrelerinin seçilmesi de önemlidir. Relaksasyon parametrelerinin seçimi iterasyon sayısının az ya da çok olması veya çözüm elde edilip edilememesi ile neticelenir.

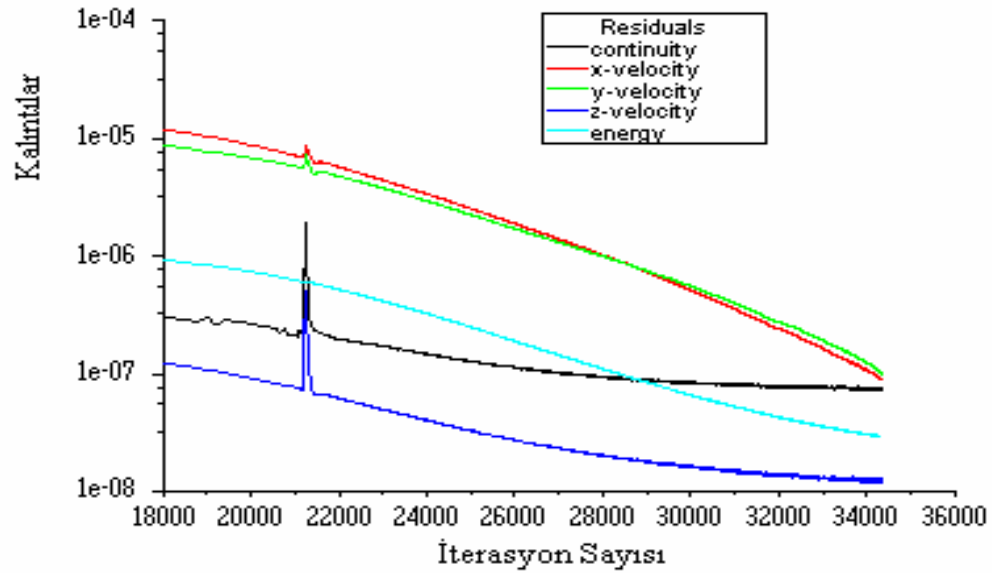
Relaksasyon parametreleri olarak, Fluent'in çeşitli durumlar için uygulanması sonucunda, problemin sağlıklı yakınsamasını sağlayacak olan değerler seçilmiştir. Fluent programında uygun bulunan relaksasyon parametreleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Relaksasyon parametreleri

Relaksasyon parametreleri	Relaksasyon Değeri
Basınç için	0,3
Yoğunluk için	1
Gövde kuvvetleri için	1
Momentum için	0,3
Enerji için	0,03

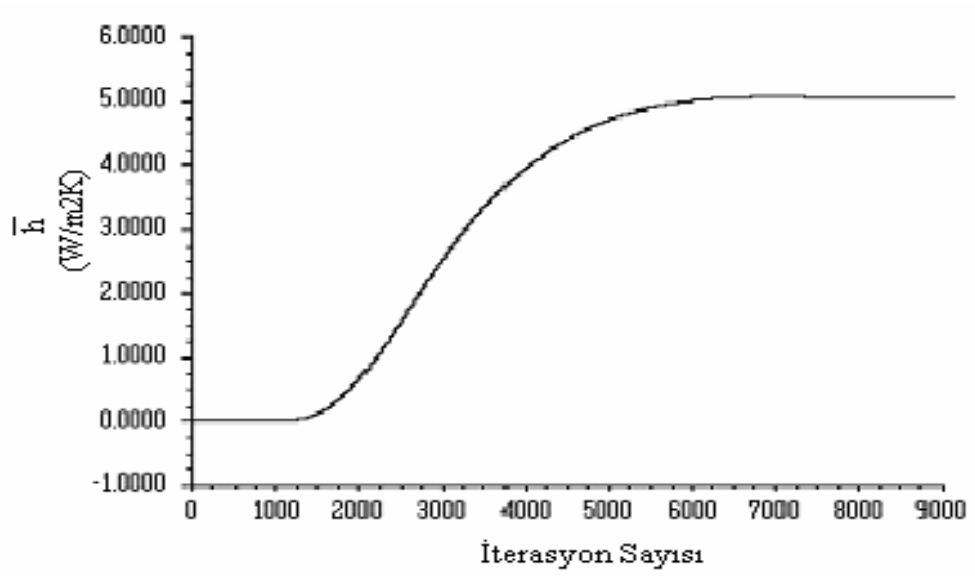
4.2.3. Yakınsama kriterleri

Normalize edilmiş kalıntılar yakınsamayı elde etmek için takip edilmektedir. Kalıntılar 10^{-6} değerinde olduğu zaman hesaplamaların yakınsadığı kabul edilmiştir. Şekil 4.2’de x hızı, y hızı, z hızı ve enerji değerlerindeki kalıntıların iterasyon sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekil 4.2’de görülen değerler dikdörtgen şekilli kanatçığın doğal konveksiyonla olan ısı transferinin çözümüne aittir



Şekil 4.2. Kalıntıların iterasyonla değişimi ve yakınsama

Spot değerlerdeki değişimin azalması problemin yakınsadığını göstermektedir. Şekil 4.3’de görüldüğü gibi ortalama ısı transfer katsayısı iterasyon sayısına göre değişip, sabitlenmektedir. Spot değerler sıfır değerinden başlayıp artmakta, daha sonra belirli bir değer aralığında değişim gösterip sabitlenmektedir. Şekil 4.3’de dikdörtgen şekilli kanatçık için yapılan sayısal çözümdeki spot değerlerin iterasyonlarla değişimi görülmektedir.



Şekil 4.3. Anlık (spot) değerlerin iterasyonla değişimi

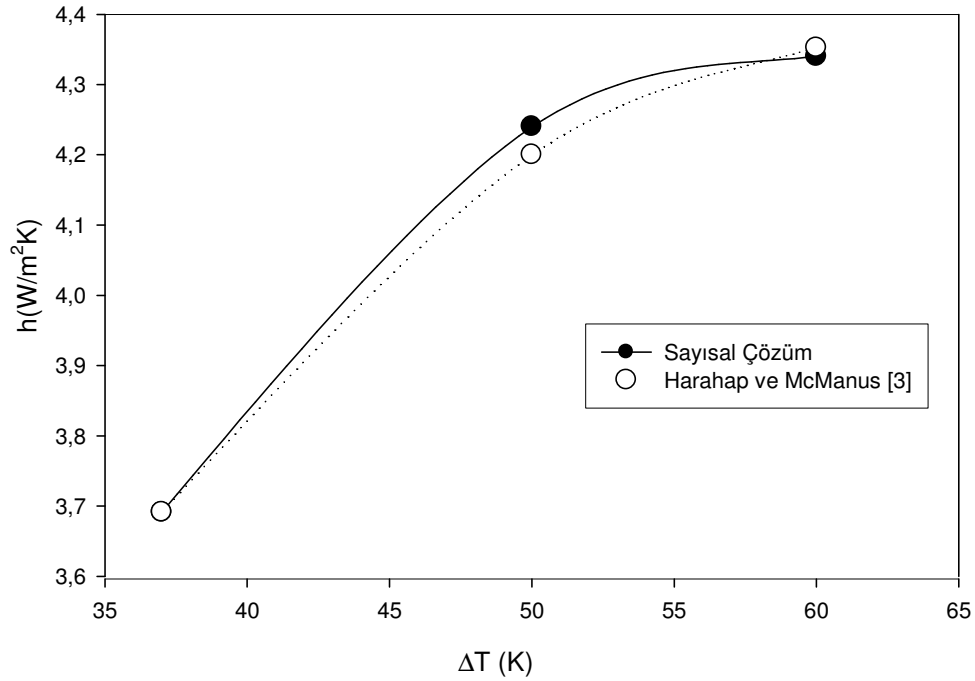
5. ELDE EDİLEN SONUÇLARIN İNCELENMESİ

Bu çalışmada elde edilen sayısal sonuçların literatürde yapılan deneysel sonuçlarla karşılaştırılabilmesi ve çalışmanın doğruluğunun sağlanması için ilk çalışma dikdörtgen şekilli kanatçığın sayısal analizi üzerine olmuştur. Bu çalışmanın sonuçları Harahap ve McManus'un yaptığı deneysel çalışmalar [3] ile karşılaştırılmıştır. Isı transferinin inceleneceği çeşitli şekillerdeki kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmalarda ortam sıcaklığı 293 K alınmış, sıcaklık farkları 37 K , 50 K ve ΔT 60 K için çalışmalar yapılmıştır. Dikdörtgen şekilli kanatçık için bulunan sonuçlar, değişik sıcaklık farkları, $\Delta T = 37$ K, $\Delta T = 50$ K ve $\Delta T = 60$ K için Harahap ve McManus'un [3] yaptığı deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Dikdörtgen şekilli kanatçığın boyu 127 mm, yüksekliği 38 mm , kanatçık aralıkları 6,3 mm olarak modellenmiştir. Problemi modellemek için hücre sayılarının analizleri yapıp, en uygun hücre sayısı ile çözümlenmiştir. Dikdörtgen şekilli kanatçıkta sayısal çalışmalar ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması Şekil 5.1'de verilmiştir.

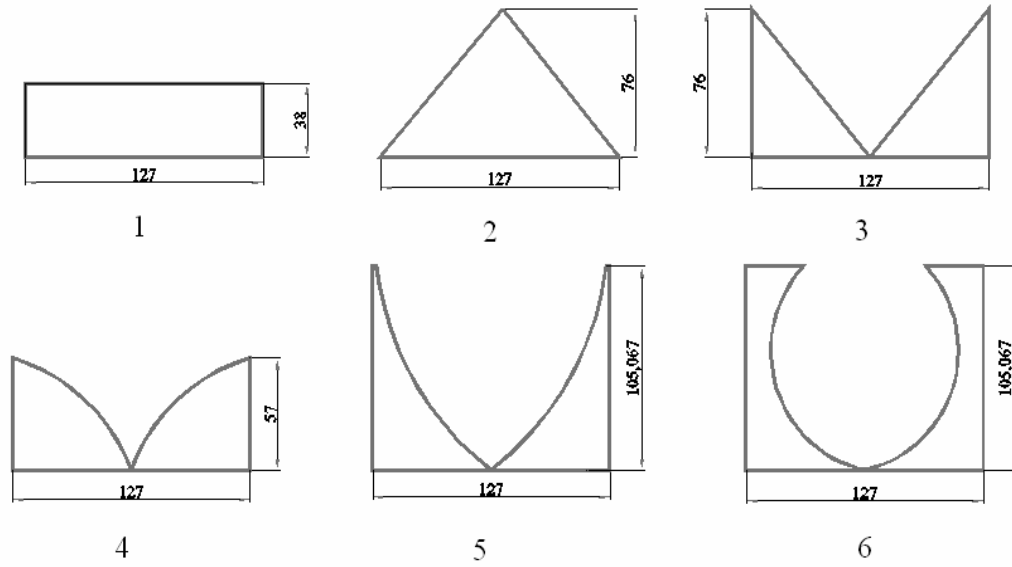
Bu karşılaştırmalar sonucunda, sayısal çalışma sonuçları ile deneysel sonuçların uyum içinde olduğu görülmüştür. Bu nedenle, dikdörtgen şekilli kanatçık için çalışmalarda kullanılan modelleme özellikleri ve sayısal akışkanlar dinamiği programında kullanılan programlama kriterleri, diğer kanatçık geometrileri için de kullanılmıştır.

Modelleme ve programlama işlemleri sonrasında sayısal çözümleme yapılmış, çeşitli geometrik şekilli kanatçıklardan ısı transferi incelenmiş, sıcaklık konturları ve hız vektörleri çizdirilmiştir. Hesaplamalarda, simetriden dolayı kanatçık alanının dörtte biri alınmış ve hesaplamalar bu alana göre yapılmıştır.



Şekil 5.1. Dikdörtgen şekilli kanatçıkta h - ΔT değişiminin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [3]

Bu çalışmada denenen kanatçık geometrileri Şekil 5.2’de verilmiştir. 1 numaralı kanatçığın ölçüleri Harahap ve McManus’un deneysel [3] olarak analiz ettiği çalışmalardan alınmıştır. 2 numaralı geometri 1 numaralı geometri ile eşit toplam alana sahiptir ve yüksekliği arttırılmış, üçgen şekil verilmiştir. 3 numaralı geometri çift üçgen den oluşup, kanatçık tabanına dik kenarları giriş sınırını oluşturmaktadır. 4 numaralı geometri yine 3 numaralı geometride olduğu gibi dik kenarları giriş sınırını oluşturmakta, ancak çift daire parçasından oluşmaktadır. 5 numaralı geometri, parabolik şekilli olup, tabana dik kenarları giriş sınırını oluşturmaktadır. 6 numaralı geometri kanatçıkların ısı taşınım katsayılarının düşük olduğu bölgeler çıkarılarak tasarlanmıştır. Tüm geometriler tasarlanırken taban alanları ve yüzey toplam alanları eşit olacak şekilde hareket edilmiştir.



Şekil 5.2. Çalışmada kullanılan kanatçık geometrileri ve boyutları

5.1. Dikdörtgen Şekilli Kanatçık (1 numaralı kanatçık)

Bu geometride boyu 127 mm, yüksekliği 38 mm ve kanatçıkların aralıkları 6,3 mm olan ve kalınlığı ihmal edilmiş kanatçık yapısından ısı transferi ve kanatçıkların oluşturduğu kanal içerisindeki akış sayısal olarak incelenmiştir. $\Delta T = 37$ K, $\Delta T = 50$ K, ve $\Delta T = 60$ K için yapılan bu çalışmaların sonuçları Şekil 5.1’de görüldüğü gibi Harahap ve McManus’un deneysel çalışmalarında bulunan sonuçlarla örtüşmektedir [3].

Dikdörtgen şekilli kanatçık için yapılan bu çalışmada $\Delta T = 50$ K için, ortalama ısı taşınım katsayısı $4,191 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ olarak bulunmuştur.

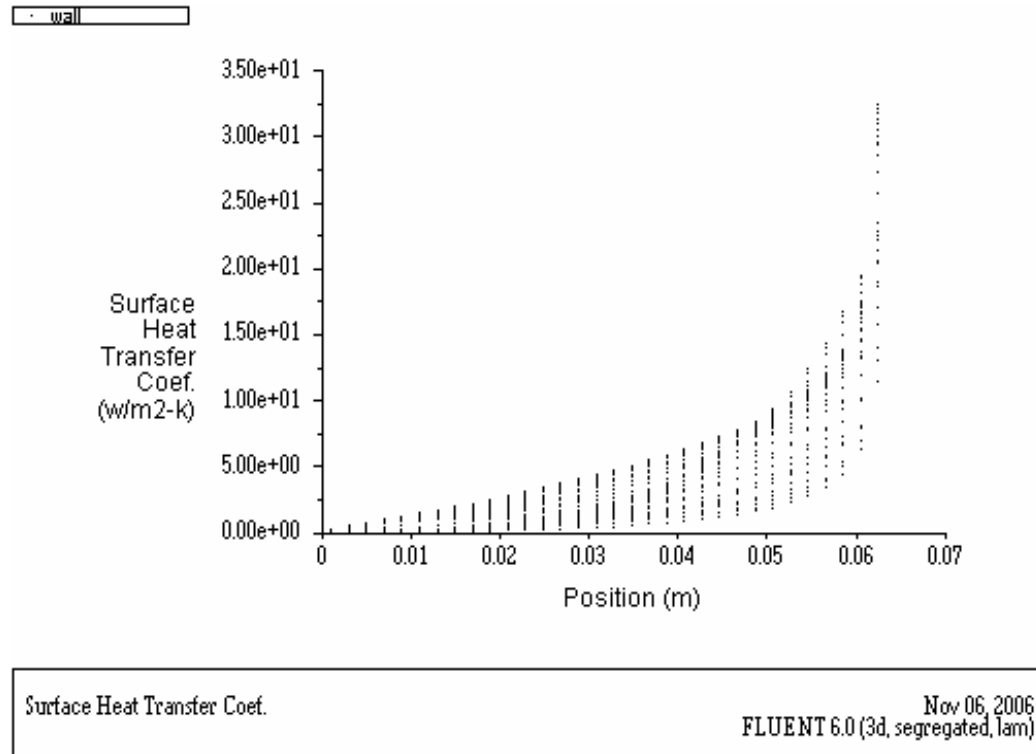
Çizelge 5.1. 1 Numaralı şekilli kanatçık için kontrol hacmi kütle transferi

Bölge 4 (Giriş):	$9,0243293 \times 10^{-6}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-9,0243402 \times 10^{-6}$	kg/s
Bölge 6 (wall):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$-1,0913936 \times 10^{-11}$	kg/s

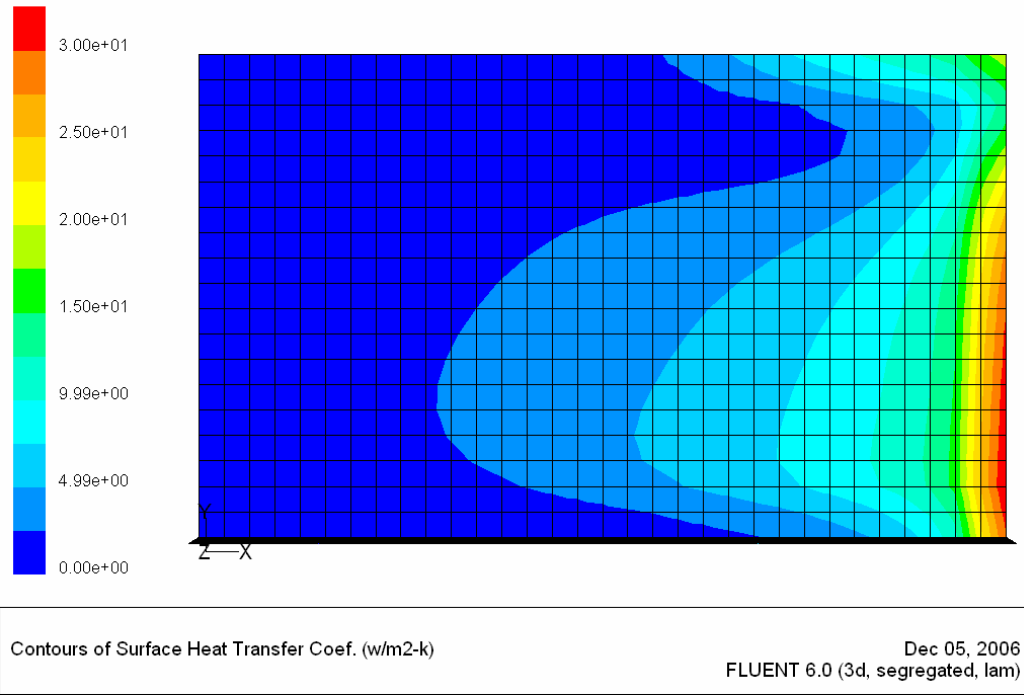
Çizelge 5.1’de görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır.

5.1.1. Isı transfer katsayısı

Dikdörtgen şekilli kanatçık için yapılan bu sayısal çalışma, kanatçık yüzeyinin yarısı için hesaplanmıştır. Kanatçık üzerindeki hücelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı, Şekil 5.3’de görülmektedir. Kanatçık ile ortam arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) 50 K olarak alınmıştır. Kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı kanalın girişine doğru artıp, en fazla $32 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ olmakta ve $4,191 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ortalama değeri almaktadır. Şekil 5.5’de kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı konturlarla belirtilerek görüntülenmiştir.



Şekil 5.3. Dikdörtgen şekilli kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücelere göre değişimi

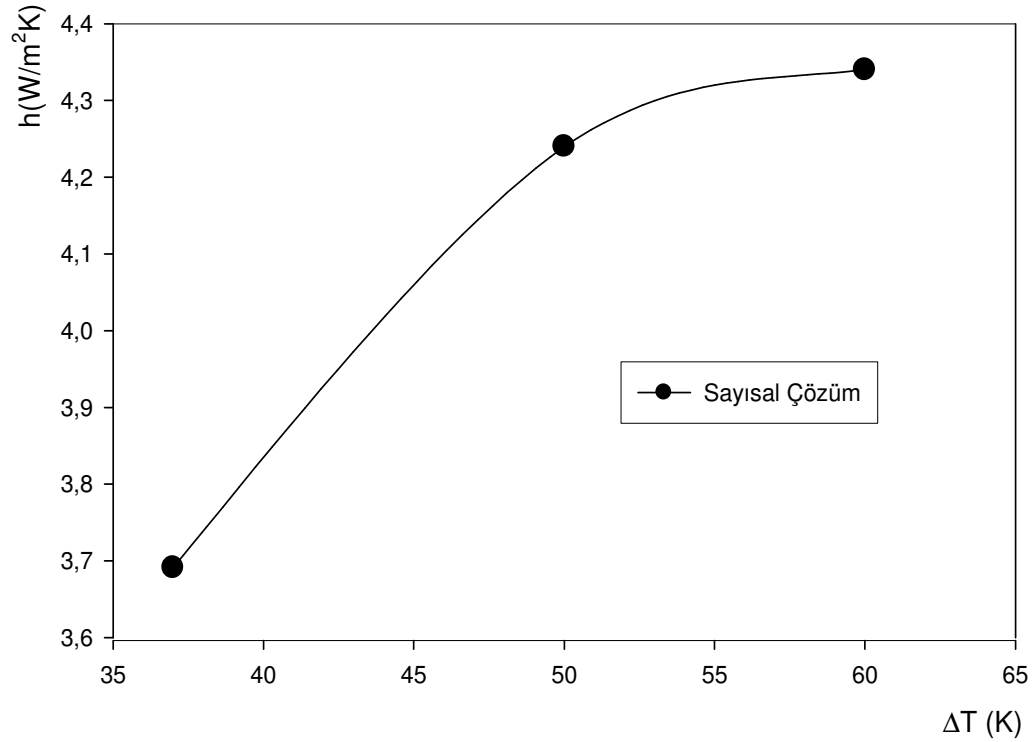


Şekil 5.4. 1 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı

Kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısı (Şekil 5.4) incelendiğinde kanatçık bölgesine havanın ilk temas ettiği bölgelerde yüksek, diğer bölgelerde de daha düşük oluşmaktadır.

Kanatçık yüzeyine havanın ilk temas ettiği bölgelerdeki sıcaklık gradyanlarının artışı, yüksek oluşu, dolayısıyla, yerel ısı akısı yüksek değerler almakta ve bu da taşınım katsayısının, ısı taşınım katsayısının yüksek olmasına neden olmaktadır. Kanatçığın iç bölgelerine doğru hava ısındıkça sıcaklık gradyanları azalmakta ve yerel ısı taşınım katsayısı değeri düşmektedir.

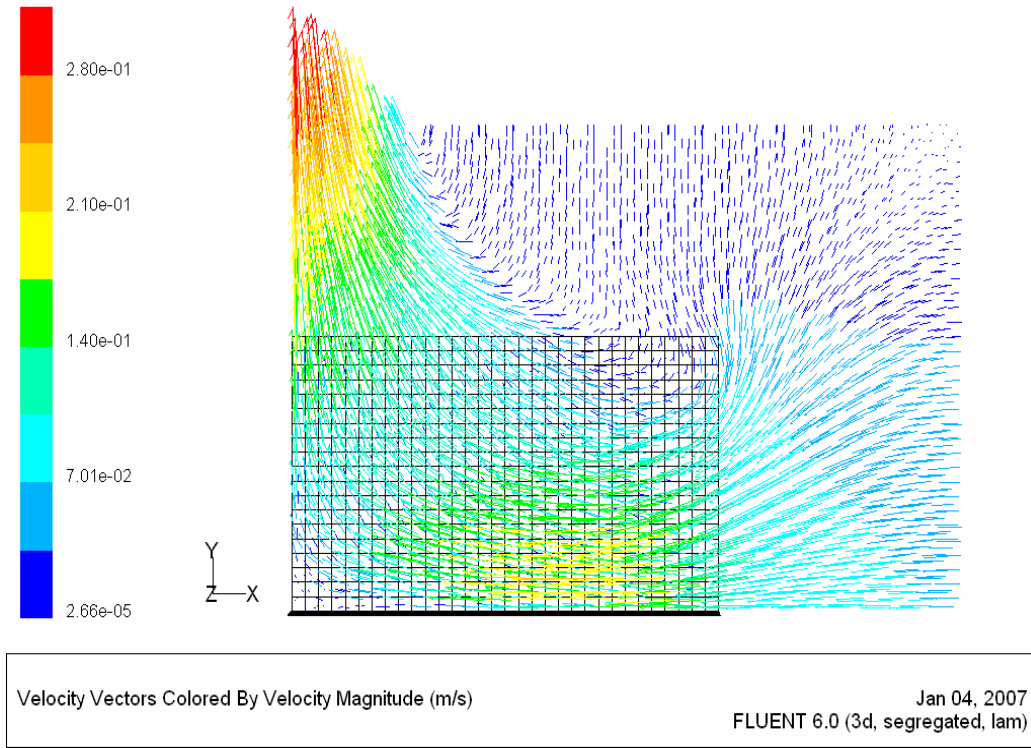
Yapılan sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T=60$ K için hesaplanmıştır.Yapılan sayısal çalışmaların sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.5’de verilmiştir . Şekil 5.5’de görüldüğü gibi sıcaklık farkının artışı, ortalama ısı taşınımı katsayısının artışına neden olmaktadır.



Şekil 5.5. 1 numaralı kanatçık geometrisi için ısı transfer katsayısının ΔT ile değişimi

5.1.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımları

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içerisinde, hız dağılımı Şekil 5.6'da verilmiştir. Kanatçık üzerine gelen hava, ısınma etkisiyle yoğunluğu azalıp yukarı çıkmaktadır. Havanın ısınıp kanatçık bölgesinden çıkmasıyla oluşan basınç farkları nedeniyle, kanatçık giriş ve çıkış bölgelerinde yüksek hızlar oluşmaktadır. Hızın en fazla olduğu yer, Şekil 5.7'de görüldüğü üzere hesaplama bölgesinin sol üst tarafında oluşmakta ve en fazla hız değeri 0,315 m/s olmaktadır. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst kısmında oluşmaktadır. Sağ üst bölge, kanatçığın hava giriş bölgesi dışında kaldığından, hava akışı diğer kısımlara göre daha azdır. Bu nedenle bu bölgede, minimum hızlar oluşmakta, ve minimum hızın $2,66 \cdot 10^{-5}$ m/s olduğu görülmektedir.

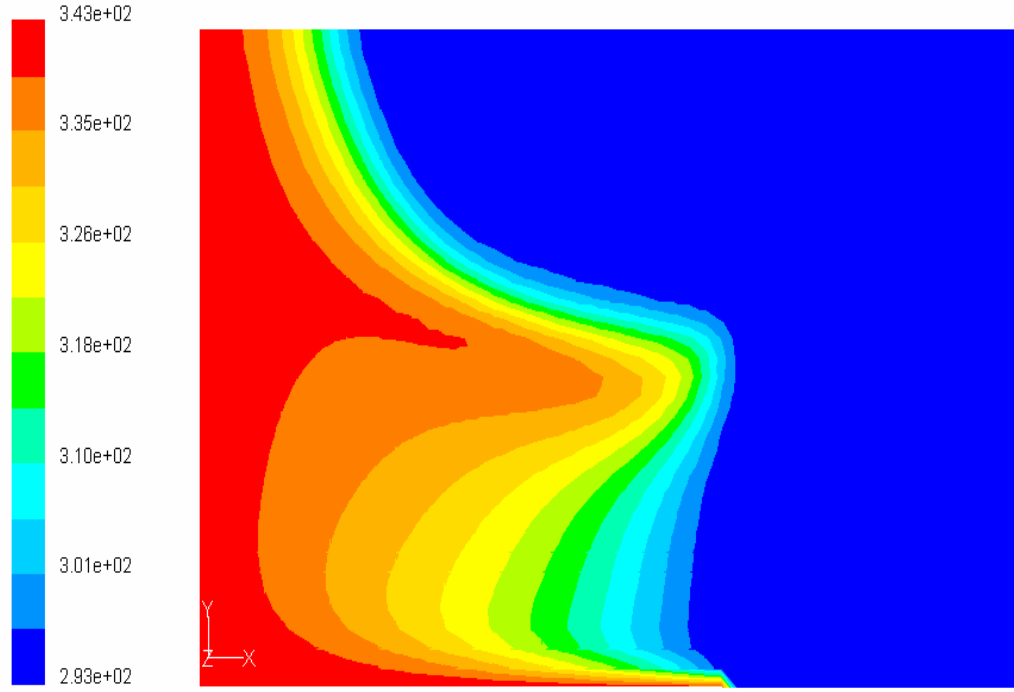


Şekil 5.6. 1 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı

5.1.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

Kanatçık hesaplama bölgesindeki en yüksek ve en düşük değerdeki sıcaklıklar ve dağılımları Şekil 5.7’de görülmektedir. Kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. Hava kanatçık bölgesine girmeden önce, ısı transferi olmadığından, hava sıcaklığı giriş sıcaklığına sahip olarak görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.4 ve Şekil 5.7 birlikte değerlendirildiğinde kanatçık bölgesindeki hava sıcaklığın düşük olduğu bölgelerde kanatçık üzerinde oluşan ısı transfer katsayısı yüksek, sıcaklığın yüksek olduğu bölgelerde ısı transfer katsayıları düşük olmaktadır. Sıcaklık farkı ısı transfer katsayısının artmasına neden olmaktadır.



Contours of Static Temperature (K)

Nov 09, 2006
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

Şekil 5.7. 1 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

5.2. Üçgen Şekilli Kanatçık (2 numaralı kanatçık)

Bu geometride boyu 127 mm, yüksekliği 76 mm ve kanatçıklardan aralıkları 6,3 mm olan ve kalınlığı ihmal edilmiş üçgen şekilli kanatçık yapısının ısı transferi kanatçıkların oluşturduğu kanal içersindeki akış sayısal olarak incelenmiştir. Bu kanatçık geometrisinde, aynı alana sahip olan dikdörtgen şekilli kanatçığa göre yüksek artırılmış ve kanatçık üçgen şekle getirilmiştir.

Üçgen şekilli kanatçık için yapılan bu çalışmada ortalama ısı taşınım katsayısı $\Delta T=50$ K için, $3,587 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ olarak bulunmuştur. Kontrol hacmi içersindeki net kütle transferi için program çıktıları Çizelge 5.2’de verilmiştir.

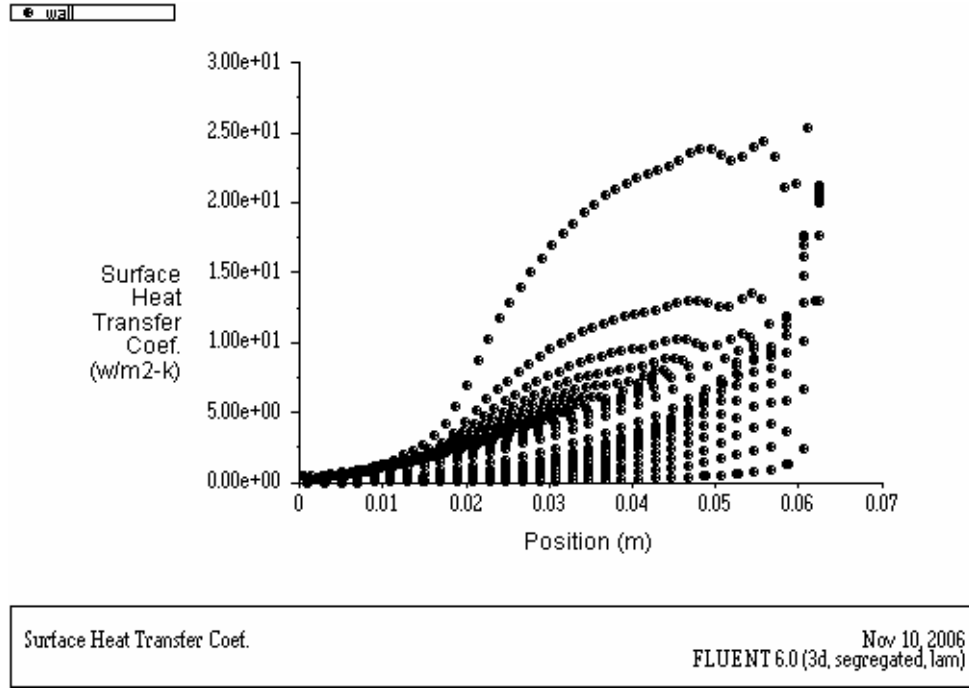
Çizelge 5.2. 2 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi

Bölge 4 (Giriş):	$1,5491145 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-1,5491116 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 6 (Kanatçık):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$2,910383 \times 10^{-11}$	kg/s

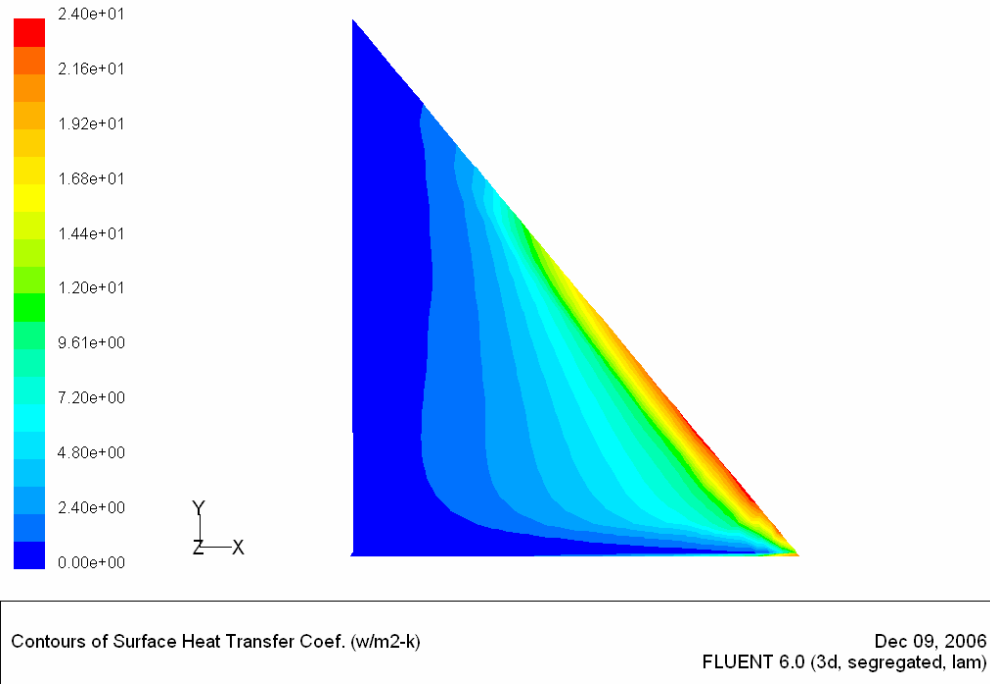
Çizelge 5.2’de görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır. Dikdörtgen şekilli kanatçık ile kontrol hacmine giren kütleler karşılaştırıldığında, üçgen şekilli kanatçıkta daha fazla kütle transferi olmaktadır. Üçgen şekilli kanatçığın yüksekliğinin, dikdörtgen şekilli kanatçığına göre daha fazla olması ve kanatçığın geometrisinin etkisiyle, kanatçıklar arasında daha yüksek oranda hava hareketine sebep olmuştur.

5.2.1. Isı transfer katsayısı

Üçgen şekilli kanatçık için yapılan bu sayısal çalışmada kanatçık yüzeyinin yarısı alınmıştır. Kanatçık üzerindeki hücrelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı Şekil 5.8’de görülmektedir. $\Delta T=50$ K için bulunan sonuçlarda, kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı havanın kanatçık bölgesine girdiği yere doğru artmakta, yerel ısı transfer katsayısı en fazla $24,19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ olmakta ve $3,587 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ortalama değerini almaktadır. Şekil 5.9’da kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı görülmektedir. Ortalama ısı transfer katsayısı ve ısı transfer katsayısının en yüksek değerinin, dikdörtgen şekilli kanatçığa göre daha düşük olduğu karşılaştırmalar sonucunda görülmektedir. Bu geometrinin kanatçık bölgesinde, dikdörtgen şekilli kanatçığa göre daha fazla kütle transferi olmasına rağmen, ortalama ısı transfer katsayısının değeri daha düşüktür. Yüksek yerel ısı transfer değerine sahip bölgeler dikdörtgen şekilli kanatçıkta daha fazladır.



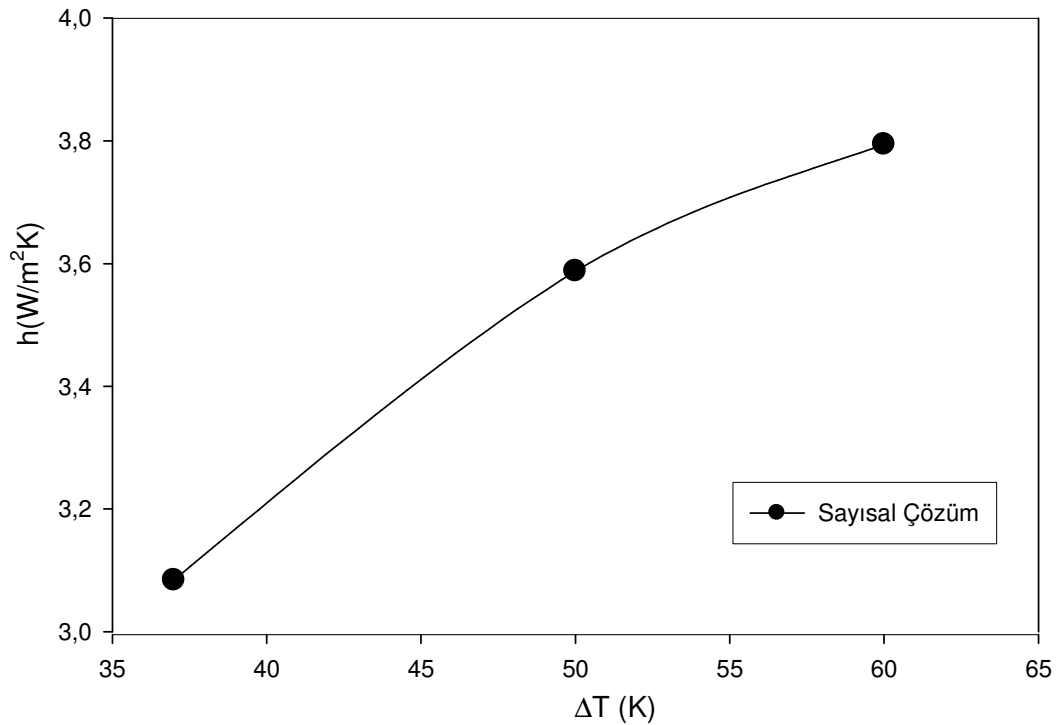
Şekil 5.8. 2 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücelere göre değişimi



Şekil 5.9. 2 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı (W/m².K)

Kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısı (Şekil 5.9) incelendiğinde kanatçık üzerinde havanın ilk temas ettiği bölgelerde yüksek, diğer bölgelerde de daha düşük oluşmaktadır. Kanatçık ile hava arasındaki ısı transfer katsayısının en yüksek değeri, dikdörtgen şekilli kanatçıkta da olduğu gibi yerel sıcaklık farkının (ΔT) fazla olduğu kısımlarda oluşmaktadır. Bu geometride hava, kanatçık bölgesine girip, yeterince ısınmadan kanatçık yüzeyini terk etmektedir. Bu nedenle kanatçık üzerinde büyük değerdeki ısı transfer katsayısına sahip bölgeler azalmakta, daha düşük değerlerde ısı transfer katsayılarına sahip bölgeler oluşmaktadır. Üçgen şekilli kanatçık geometrisinde dikdörtgen şekilli kanatçık geometrisine göre, kanatçık yüzeyi verimli olarak kullanılmamaktadır.

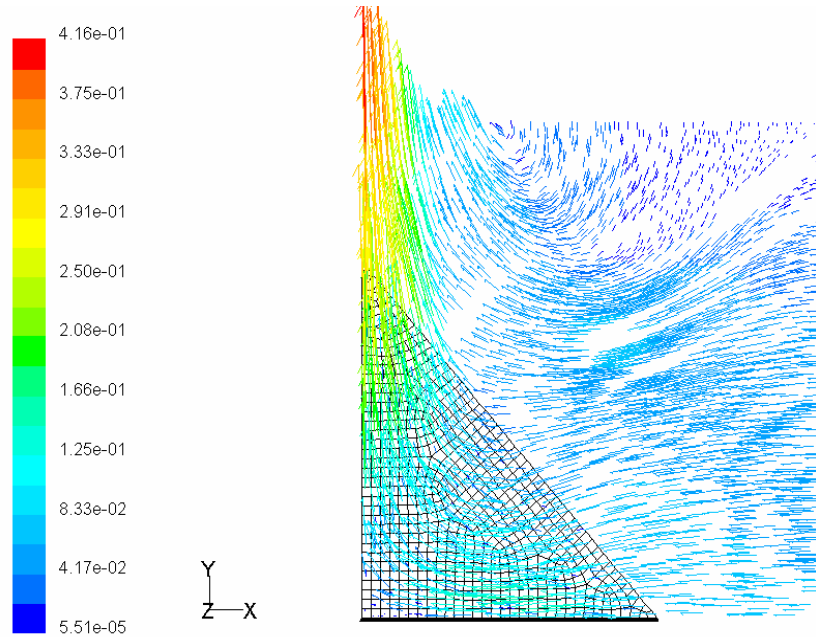
Yapılan sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T = 60$ K sıcaklık farkları için hesaplanmıştır. Yapılan sayısal çalışmaların sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.10'da verilmiştir.



Şekil 5.10. 2 numaralı kanatçık geometrisinin h ve ΔT değişimi

5.2.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içerisinde, hız dağılımı Şekil 5.11’de verilmiştir. Kanatçık üzerine gelen hava ısınma etkisiyle yoğunluğu azalıp yukarı çıkmaktadır. Havanın ısınıp kanatçık bölgesinden çıkmasıyla oluşan basınç farkları nedeniyle, kanatçık giriş ve çıkış bölgelerinde yüksek hızlar oluşmaktadır. Hızın en fazla olduğu yer, hesaplama bölgesinin sol üst tarafında oluşmaktadır. Bu bölge ısınan havanın kanatçığı terk ettiği bölgedir. Kanatçık geometrisi, üçgen şekilde olduğundan, çıkış bölgesi daha dar bir yapıdadır. Bu nedenle, oluşan hızlar, dikdörtgen şekilli kanatçığa göre daha büyük değerde oluşmaktadır. En fazla hız değeri 0,416 m/s olarak hesaplanmıştır. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst bölgesidir. Bu bölgede kanatçığa doğru bir hareketlenme oluşmamaktadır. En az hızın $5,51 \cdot 10^{-5}$ m/s olduğu hesaplanmıştır.



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

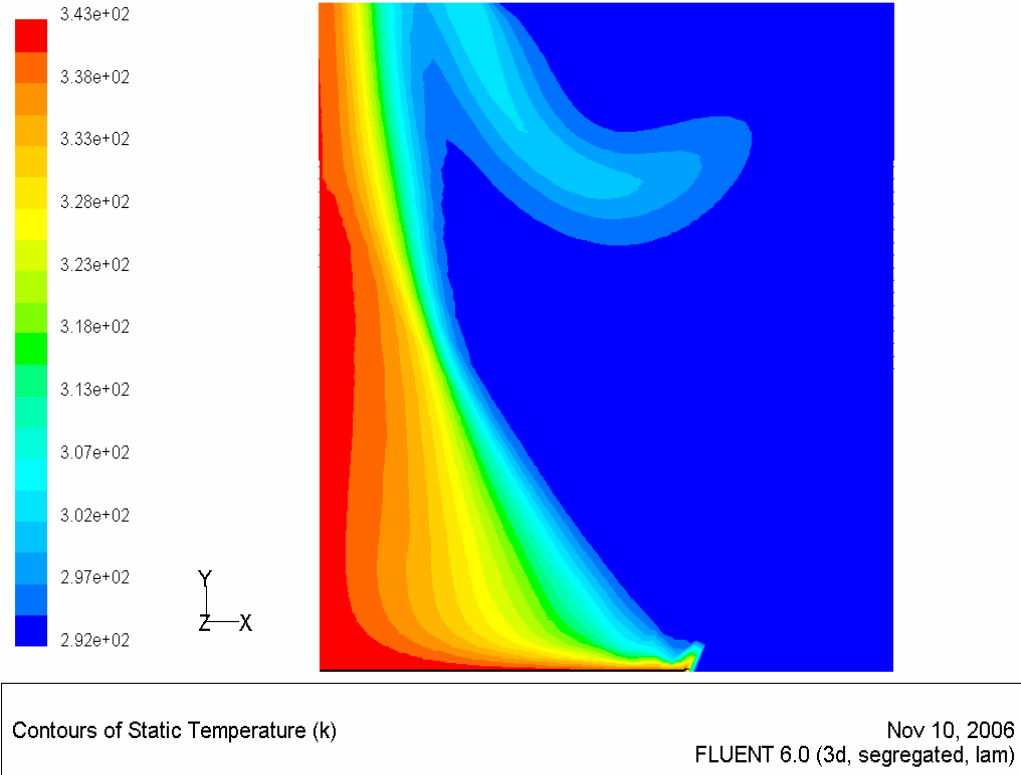
Nov 10, 2006
FLUENT 6.0 (3d, segregated, lam)

Şekil 5.11. 2 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı

5.2.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

Kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı, en büyük ve en küçük değerdeki sıcaklık değerleri ve dağılımları Şekil 5.12’de görülmektedir. Üçgen şekilli kanatçık geometrisinde, kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. Kanatçığın kenar noktalarında hava sıcaklığı düşük olarak görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.9 ve Şekil 5.12 birlikte değerlendirildiğinde, dikdörtgen kanatçık için yapılan sayısal analizde de olduğu gibi hava sıcaklığın düşük olduğu bölgelerde kanatçık üzerinde oluşan ısı transfer katsayısı yüksek, sıcaklığın yüksek olduğu bölgelerde ısı transfer katsayıları düşük olmaktadır. Bu durum, yerel sıcaklık farkından, dolayısıyla yerel ısı akısının büyüklüğünden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.12. 2 numaralı kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

5.3. Dik Kenarı Giriş Sınırını Oluşturan Üçgen Şekilli Kanatçık (3 Numaralı Kanatçık)

Bu geometride üçgen şekilli kanatçık yapısının benzeri olarak, çift üçgenden oluşan ve tabana dik kenarları giriş sınırını oluşturan geometri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Boyu 127 mm, yüksekliği 76 mm ve kanatçıkların aralıkları 6,3 mm olan ve kalınlığı ihmal edilmiş üçgen şekilli kanatçık yapısının ısı transferi ve kontrol hacmi içersindeki akış incelenmiştir.

$\Delta T = 50$ K için, ortalama ısı taşınım katsayısı $7,03 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ olarak bulunmuştur. Bu değer, 1 ve 2 numaralı kanatçıklar için yapılan çalışmalarda bulunan ısı transfer katsayılarından daha yüksek bir değerdir.

3 numaralı kanatçık için kontrol hacmi içersindeki net kütle transferi değerleri Çizelge 5.3’de verilmiştir.

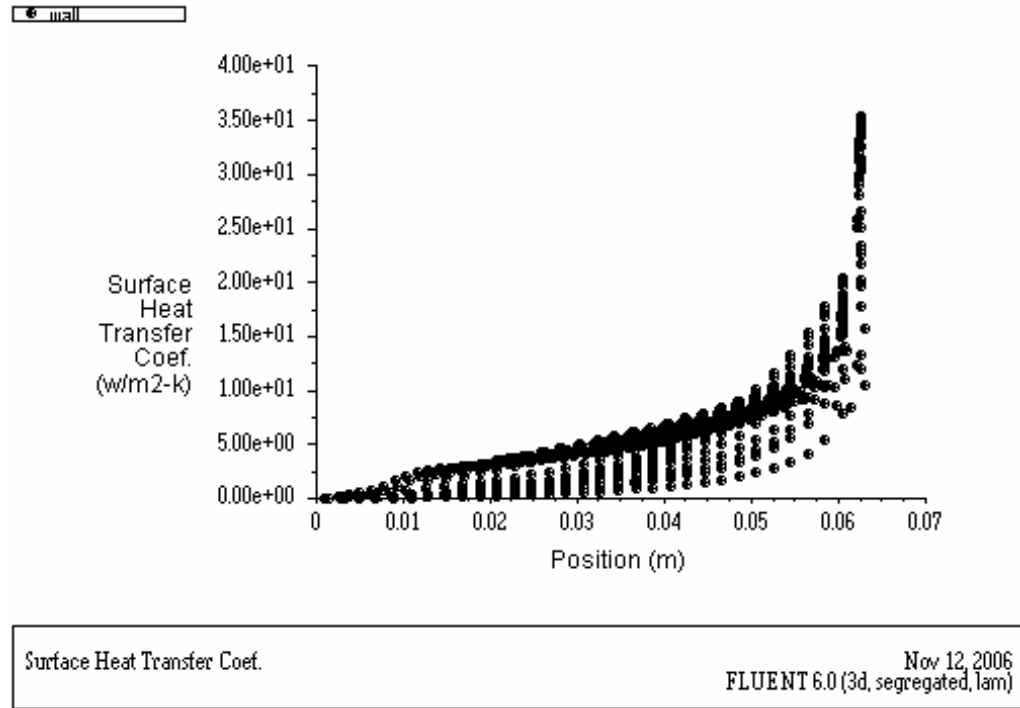
Çizelge 5.3. 3 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi

Bölge 4 (Giriş):	$2,9125271 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-2,9125264 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 6 (Kanatçık):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$7,2759576 \times 10^{-12}$	kg/s

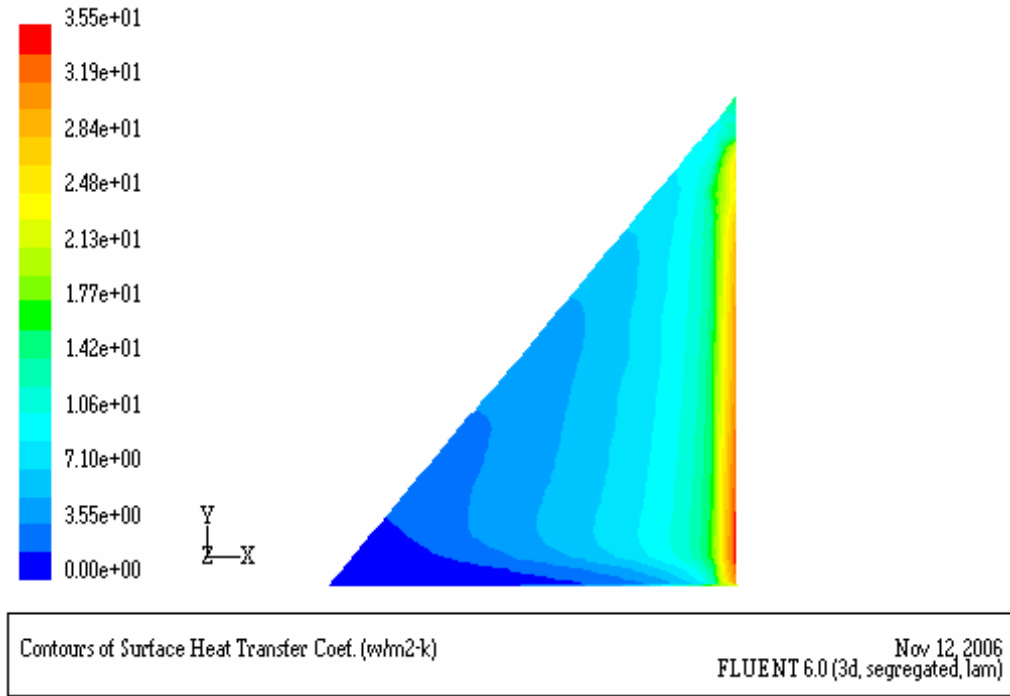
Çizelge 5.3’de görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır. 3 numaralı şekil için, kontrol hacmine giren kütle miktarı, 1 ve 2 numaralı şekillerinde kontrol hacmine giren kütle miktarından büyük olduğu görülmektedir. 3 numaralı kanatçık geometrisi, 1 ve 2 numaralı kanatçık geometrilerine göre, daha çok havayı harekete geçirip, kanatçık bölgesinde daha iyi ısıtarak, daha fazla kütle ve ısı transferi sağlamaktadır.

5.3.1. Isı transfer katsayısı

3 numaralı üçgen şekilli kanatçık için yapılan bu sayısal çalışmada kanatçık yüzeyinin yarısı alınmıştır. $\Delta T = 50$ K için, incelenen sonuçlarda, kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı havanın kanatçık kanalına giriş bölgesine doğru artmakta, ısı transfer katsayısı en fazla $35,48 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ olmakta ve $7,0304 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ortalama değeri almaktadır. $\Delta T = 50$ K için, kanatçık üzerindeki hürelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı Şekil 5.13’de görülmektedir. Şekil 5.14’de kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı görülmektedir. Dikdörtgen şekilli ve 2 numaralı üçgen şekilli kanatçıklara göre, ortalama ve en yüksek ısı transfer katsayısı değerinin daha büyük olduğu karşılaştırmalar sonucunda görülmektedir.



Şekil 5.13. 3 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hürelere göre değişimi

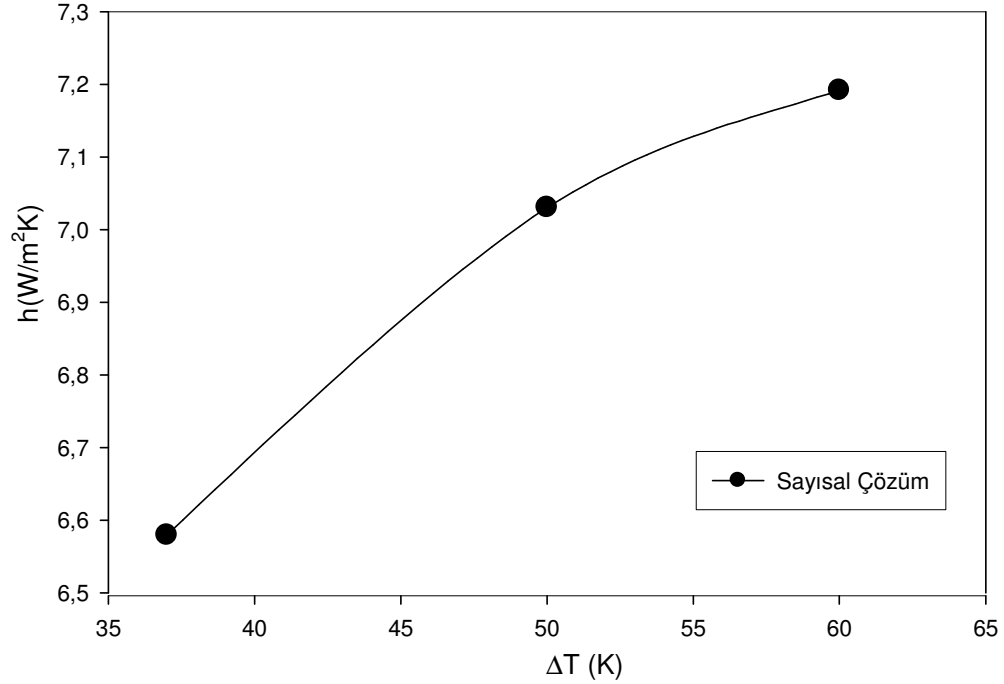


Şekil 5.14. 3 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı (W/m².K)

Kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısı (Şekil 5.14) incelendiğinde diğer kanatçık şekillerinde olduğu gibi, kanatçık bölgesine giren havanın ilk temas ettiği bölgelerde yüksek, diğer bölgelerde de daha düşük oluşmaktadır. Kanatçık yüzeyine havanın ilk temas ettiği bölgelerdeki bölgesel sıcaklık farkının yüksek oluşu, kanatçık üzerindeki ısı akısını katsayısını arttırmakta, ısı taşınım katsayısının yüksek olmasına neden olmaktadır. Bu kanatçık geometrisinde, 1 ve 2 numaralı kanatçık geometrilerine göre havanın kanatçığa giriş alanı arttırılmıştır.

Bu kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayıları dağılımının, özellikle yüksek ısı transferine sahip bölgelerin yoğunluğu açısından, diğer kanatçık şekillerine göre daha olumlu olduğu görülmektedir.

Sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T = 60$ K sıcaklık farkları için hesaplanmıştır. Yapılan sayısal çalışmalarda bulunan sonuçlar doğrultusunda sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.15’de verilmiştir.



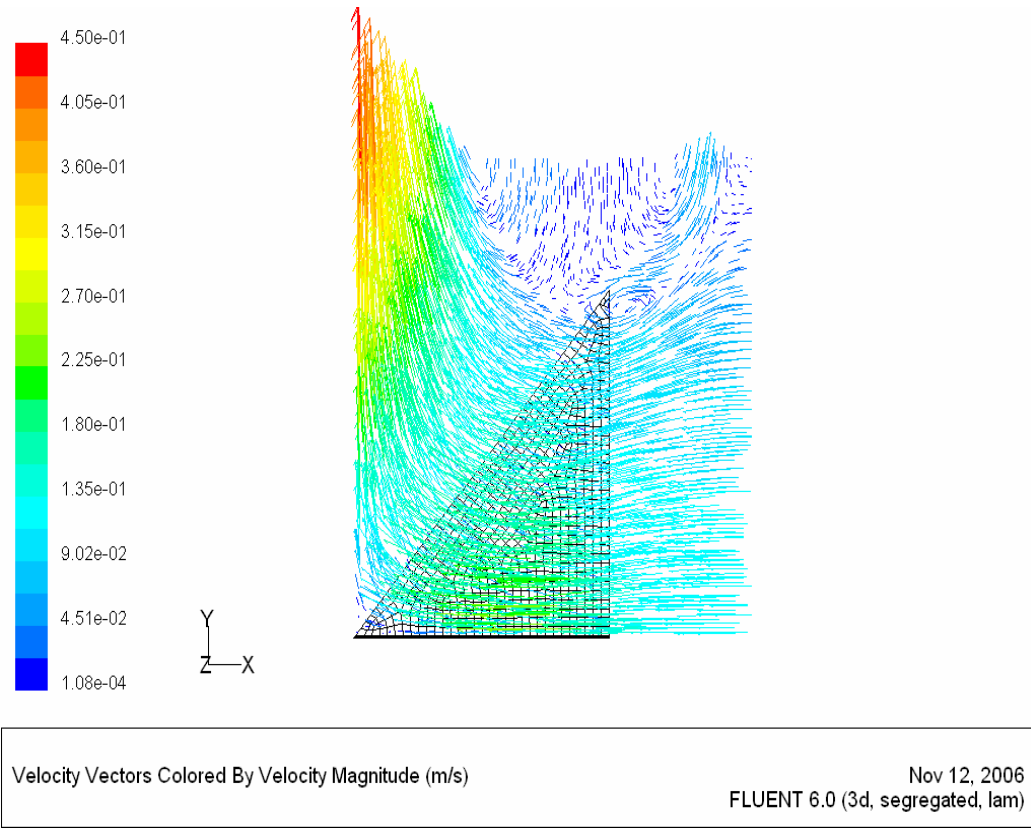
Şekil 5.15. 3 numaralı üçgen geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi

5.3.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içerisinde, hız dağılımı Şekil 5.16'da verilmiştir. 3 numaralı kanatçık şekli için yapılan çalışma sonuçlarında hız dağılımı incelendiğinde, hızların üçgen (2 numaralı şekil) ve dikdörtgen şekilli kanatçıklar için yapılan çözümlemelerde oluşan hızlardan genelde daha yüksek değerlerde çıktığı görülmektedir. Hızın en fazla olduğu yer, Şekil 5.16'da görüldüğü üzere hesaplama bölgesinin sol üst tarafında, kanatçık çıkışında oluşmaktadır. Bu bölgede hava ısınmış ve yoğunluğu azalıp hız kazanmıştır.

3 numaralı şekil için yapılan bu çalışmada ısı transfer katsayılarının yüksekliği etkisiyle daha çok hava ısınıp, yükselip, yerine soğuk hava transferi olacaktır. Bu transfer etkisiyle hızlar, 1 numaralı kanatçık geometrisi ve 2 numaralı kanatçık geometrisine göre artmıştır. Çıkış bölgesinde oluşan, 3 numaralı kanatçık geometrisi

için en fazla hız değeri 0,45 m/s olarak görülmektedir. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst bölgesinde oluşmaktadır. Bu bölgede, sıcak olan kanatçık bölgesine akış olmamakta, kanatçığa girip ısınan havanın oluşturduğu basınç farkı, bu bölgeleri etkilememektedir. Hızın düşük olduğu bölgelerde en az hızın 0,00011 m/s olduğu hesaplanmıştır.



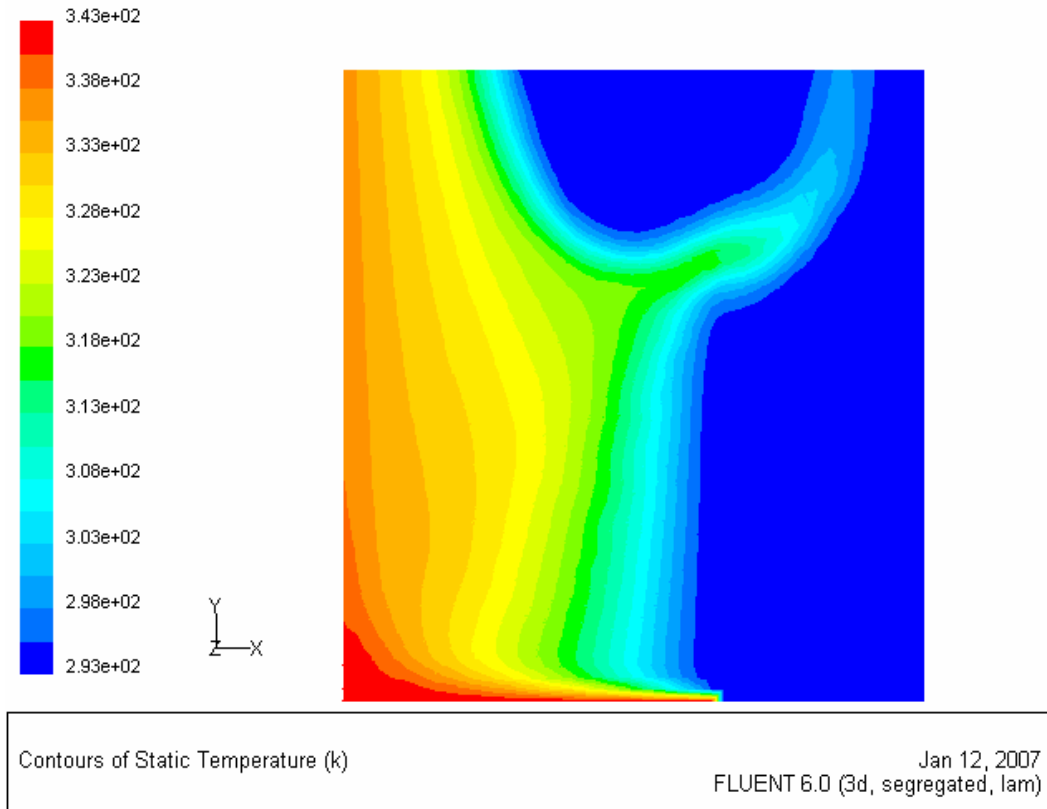
Şekil 5.16. 3 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki hız dağılımı

5.3.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

3 numaralı üçgen kanatçık geometrisinde, kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. Kanatçığın kenar noktalarında hava sıcaklığı düşük olarak görülmektedir.

Kanatçık bölgesi içersindeki sıcaklık dağılımı ve maksimum ve minimum sıcaklık değeri Şekil 5.17’de görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.14 ve Şekil 5.17 birlikte değerlendirildiğinde, 3 numaralı kanatçık için yapılan sayısal analizde diğer kanatçıklarda da olduğu gibi hava sıcaklığın düşük olduğu bölgelerde kanatçık üzerinde oluşan ısı transfer katsayısı yüksek, sıcaklığın yüksek olduğu bölgelerde ısı transfer katsayıları düşük olmaktadır.



Şekil 5.17. 3 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

5.4. Yay Şekli Kanatçık (4 numaralı kanatçık)

Üçgen şekilli 3 numaralı kanatçığın yapısı değiştirilerek dairesel yay şekli verilmiş ve kanatçık yüksekliği azaltılmıştır. Bu geometride boyu 127 mm, yüksekliği 57 mm

ve kanatçıkların aralıkları 6,3 mm olan, giriş sınırını oluşturan dik kenarları olan, yay şeklindeki ve kalınlığı ihmal edilmiş kanatçık yapısından ısı transferi ve kanatçık bölgesi içersindeki akış incelenmiştir.

Yay şekilli kanatçık geometrisi çözüm alanında $\Delta T = 50$ K için yapılan bu sayısal çözümlemede ortalama ısı taşınım katsayısı $5,695 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak bulunmuştur. Kontrol hacmi içersindeki net kütle transferi için değerler Çizelge 5.4’de verilmiştir.

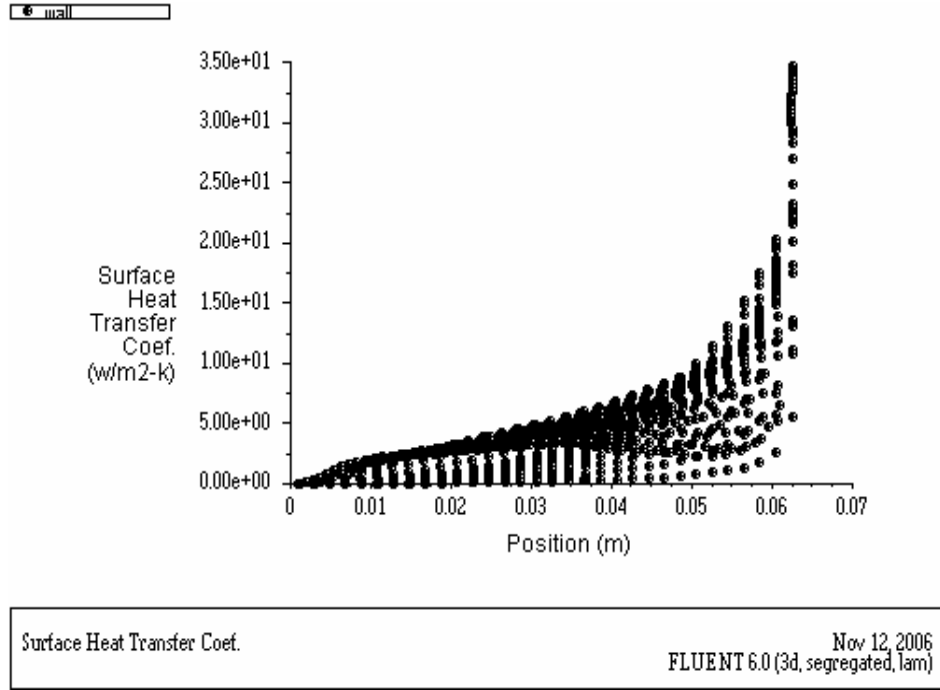
Çizelge 5.4. 4 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi

Bölge 4 (Giriş):	$1,7526732 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-1,7526723 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 6 (Kanatçık):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$9,094947 \times 10^{-12}$	kg/s

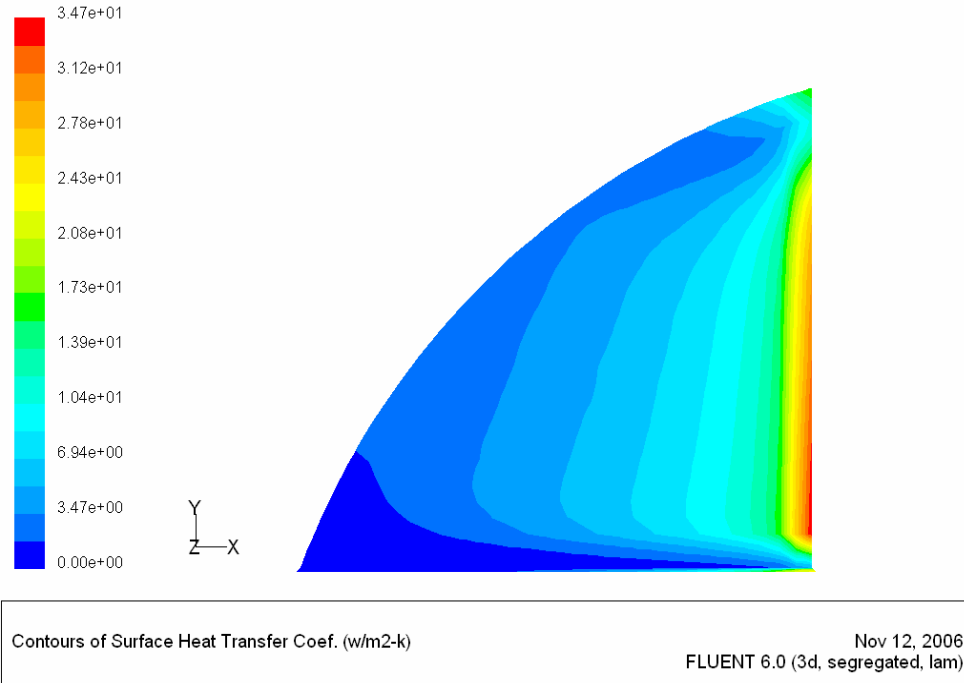
Çizelge 5.4’de görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır.

5.4.1. Isı transfer katsayısı

Kanatçık üzerindeki hücelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı, Şekil 5.18’de görülmektedir. Yay geometrili kanatçık için yapılan bu sayısal çalışmada kanatçık yüzeyinin yarısı alınmıştır. Kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı havanın kanatçık kanalına giriş bölgesine doğru artmakta, ısı transfer katsayısı, ΔT 50 için, en fazla $34,68 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olmakta ve $5,695 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ortalama değerini almaktadır. Şekil 5.23’de kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı görülmektedir.



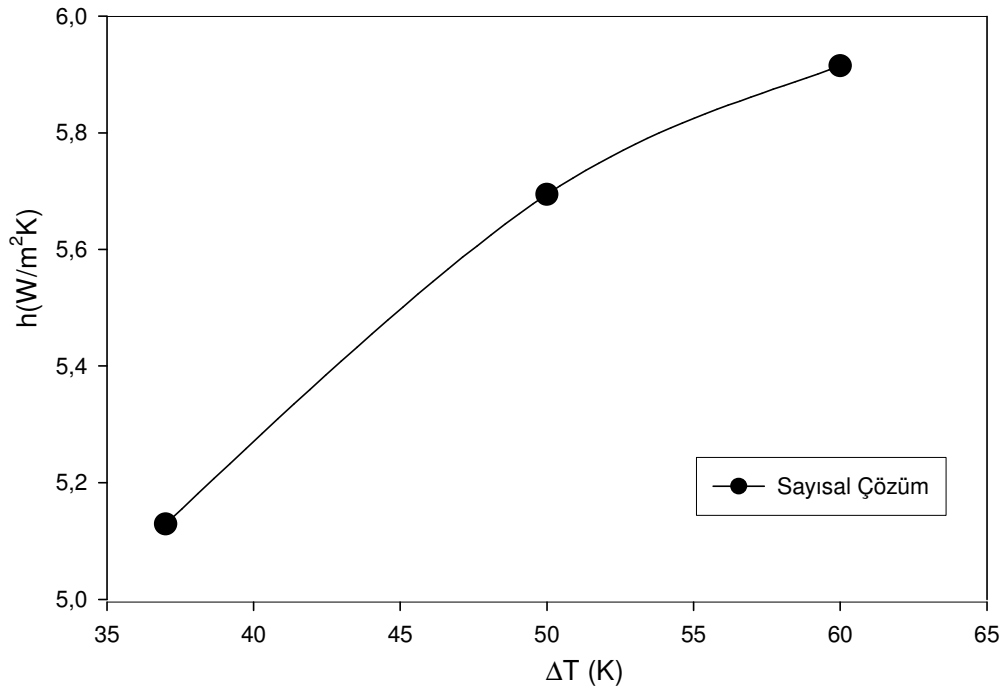
Şekil 5.18. 4 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücelere göre değişimi



Şekil 5.19. 4 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı

4 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısı (Şekil 5.19) incelendiğinde, ısı transfer katsayısı hava ve yüzey sıcaklığına bağlı olarak değiştiğinden, kanatçık bölgesine havanın ilk temas ettiği bölgelerde yüksek, merkeze yaklaştıkça daha düşük değerler almaktadır.

Yapılan sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T = 60$ K sıcaklık farkları için hesaplanmıştır. Sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.20’de görüldüğü gibi ΔT arttıkça, ortalama ısı taşınım katsayısı da artmaktadır.

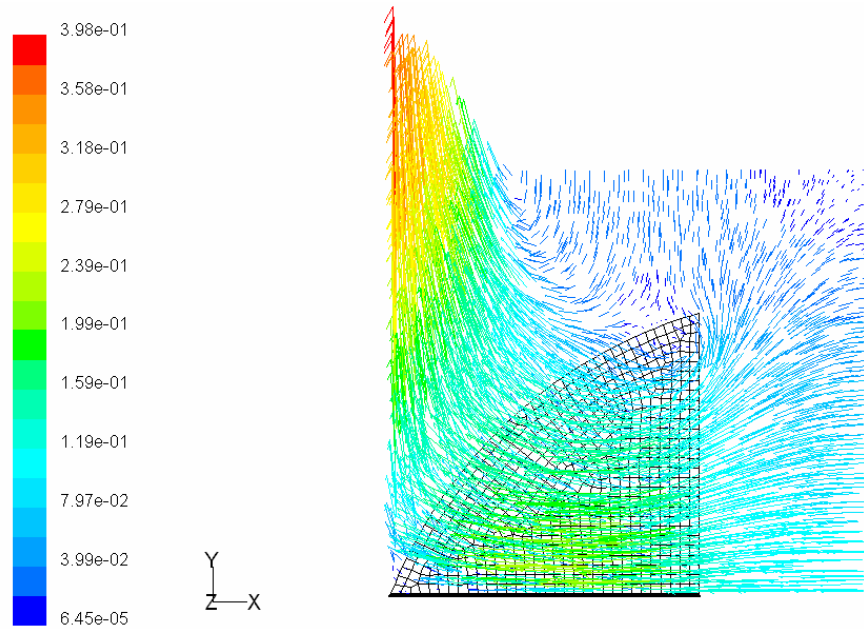


Şekil 5.20. 4 numaralı yay geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi

5.4.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içerisinde, hız dağılımı Şekil 5.21’de verilmiştir. 4 numaralı kanatçık üzerine gelen hava ısınma etkisiyle hızı artıp yukarı çıkmaktadır. Hızın en fazla olduğu yer, Şekil 5.21’de görüldüğü üzere hesaplama bölgesinin sol üst tarafında, çıkış bölgesinde oluşmakta ve en fazla hız değeri 0,398

m/s olmaktadır. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst bölgesinde oluşmaktadır. Bu bölgede, sıcak olan kanatçık bölgesine akış olmamakta, kanatçığa girip ısınan havanın oluşturduğu basınç farkından, bu bölgeler uzak olduğundan dolayı etkilenmemektedir. Bu durgun bölgede oluşan en az hızın $6,45 \cdot 10^{-5}$ m/s olduğu görülmektedir.

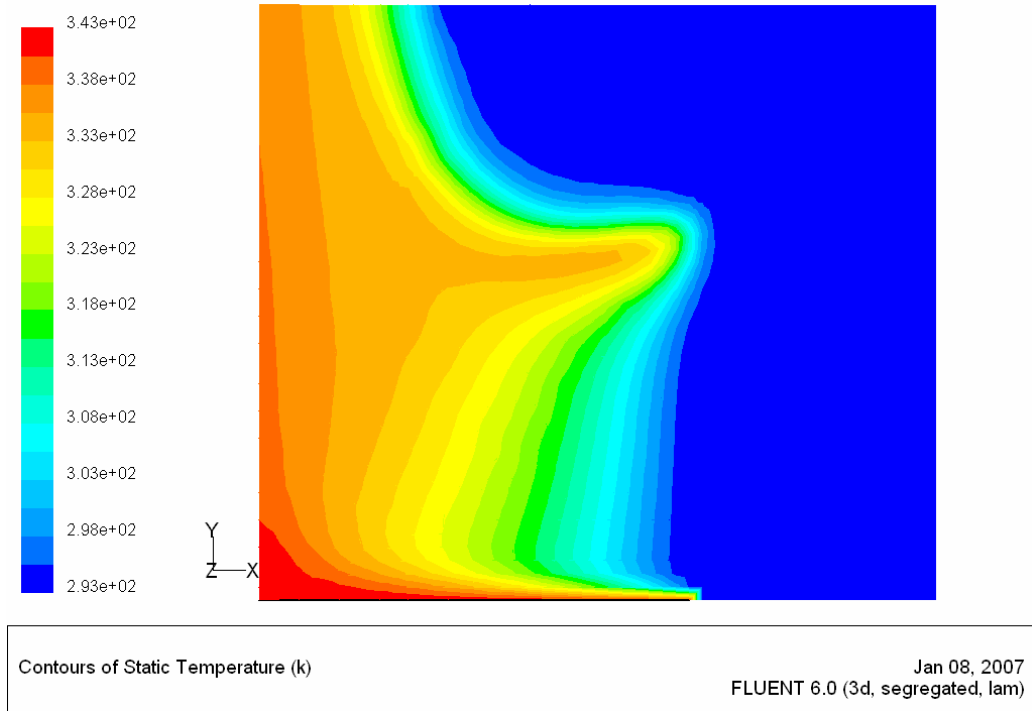


Şekil 5.21. 4 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı

5.4.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

Kontrol hacmi üzerindeki sıcaklık dağılımı , en yüksek ve en düşük değerdeki sıcaklıklar Şekil 5.22’de görülmektedir. 4 numaralı yay kanatçık geometrisinde, kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. Kanatçık kontrol hacminin kanatçık bölgesi dışındaki bölgelerin hava sıcaklığı düşük olarak görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.19 ve Şekil 5.22 birlikte değerlendirildiğinde, 4 numaralı kanatçık şekli için yapılan sayısal analizde diğer kanatçıklarda da olduğu gibi hava sıcaklığın düşük olduğu bölgelerde kanatçık üzerinde oluşan ısı transfer katsayısı yüksek, sıcaklığın yüksek olduğu bölgelerde ısı transfer katsayıları düşük olmaktadır. Bu sonuç diğer geometrilerle paralellik göstermektedir.



Şekil 5.22. 4 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

5.5. Parabolik Şekilli Kanatçık (5 numaralı kanatçık)

3 numaralı Üçgen şekilli ve yay şekilli kanatçıkların kanatçık yüksekliği artırılıp, parabolik şekil verilmiştir. Bu geometride boyu 127 mm, yüksekliği 105,067 mm ve kanatçıkların aralıkları 6,3 mm olan, tabana dik sınırı olan, parabolik şekilli ve kalınlığı ihmal edilmiş kanatçık yapısından ısı transferi ve kanatçıkların oluşturduğu kanal içersindeki akış incelenmiştir.

50 K sıcaklık farkında, parabolik şekilli kanatçık için yapılan bu çalışmada sıcak yüzey üzerinden ortalama ısı taşınım katsayısı $7,55 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak bulunmuştur. Kontrol hacmi içersindeki net kütle transferi için çizelge aşağıda verilmiştir.

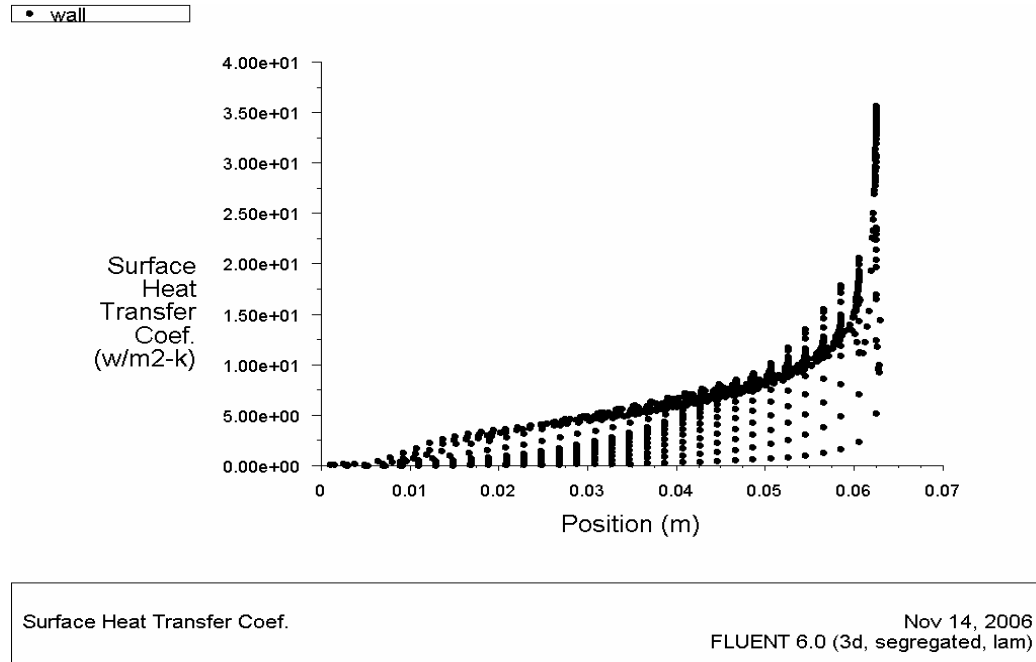
Çizelge 5.5. 5 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi

Bölge 4 (Giriş):	$3,5279067 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-3,5279128 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 6 (Kanatçık):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$-6,184564 \times 10^{-11}$	kg/s

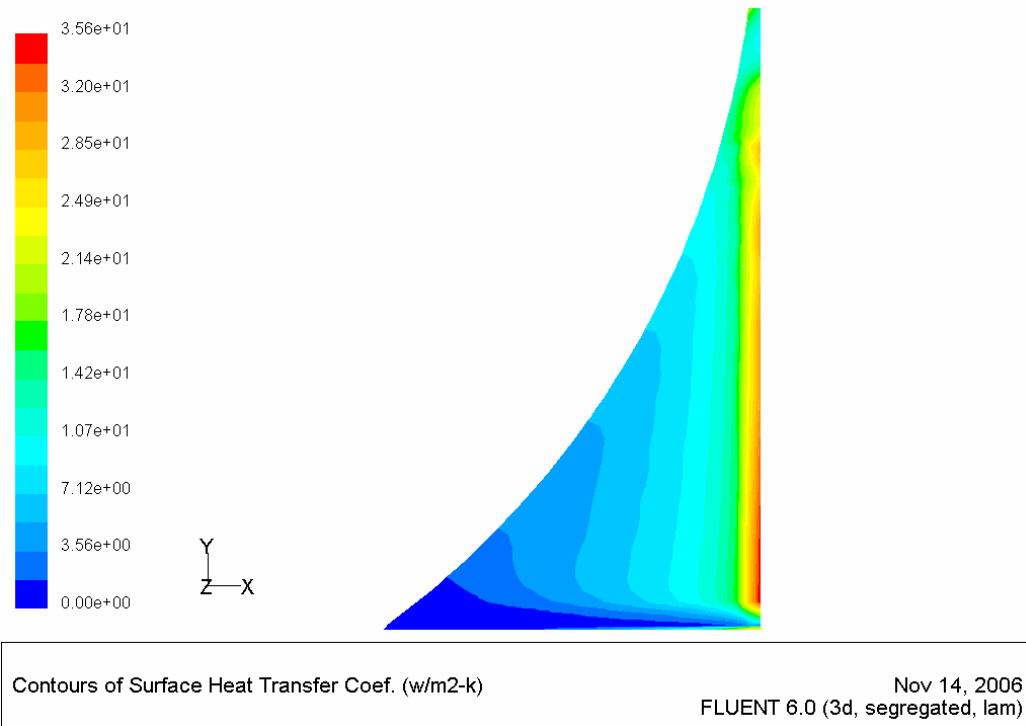
Çizelge 5.5. de görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır. 5 numaralı kanatçık şeklinin kontrol hacminden geçen kütleli debileri diğer şekilli kanatçıklar ile kıyaslandığında daha fazla görülmektedir. 5 numaralı kanatçık geometrisinde diğer kanatçık geometrilerinde oluşan kütle transferinin daha fazla oluşu, bu kanatçık geometrisinde havanın daha iyi ısınıp, daha çok hızlanıp, kanatçık bölgesini terk etmesinden dolayıdır. Bu durum kanatçık alanının daha etkin kullanılmasından ve dolayısıyla diğer geometrilerden daha iyi ısı transferi sağlamasından kaynaklanmaktadır.

5.5.1. Isı transfer katsayısı

Parabolik şekilli kanatçık için yapılan bu sayısal çalışmada kanatçık yüzeyinin yarısı alınmıştır. Kanatçık üzerindeki hücrelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı Şekil 5.23’de görülmektedir. Kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı havanın kanatçık kanalına giriş bölgesine doğru artmakta, ısı transfer katsayısı, 50 K sıcaklık farkında, en fazla $35,59 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olmakta ve $7,5498 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ortalama değeri almaktadır. Şekil 5.24’de 5 numaralı, parabolik kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı görülmektedir.



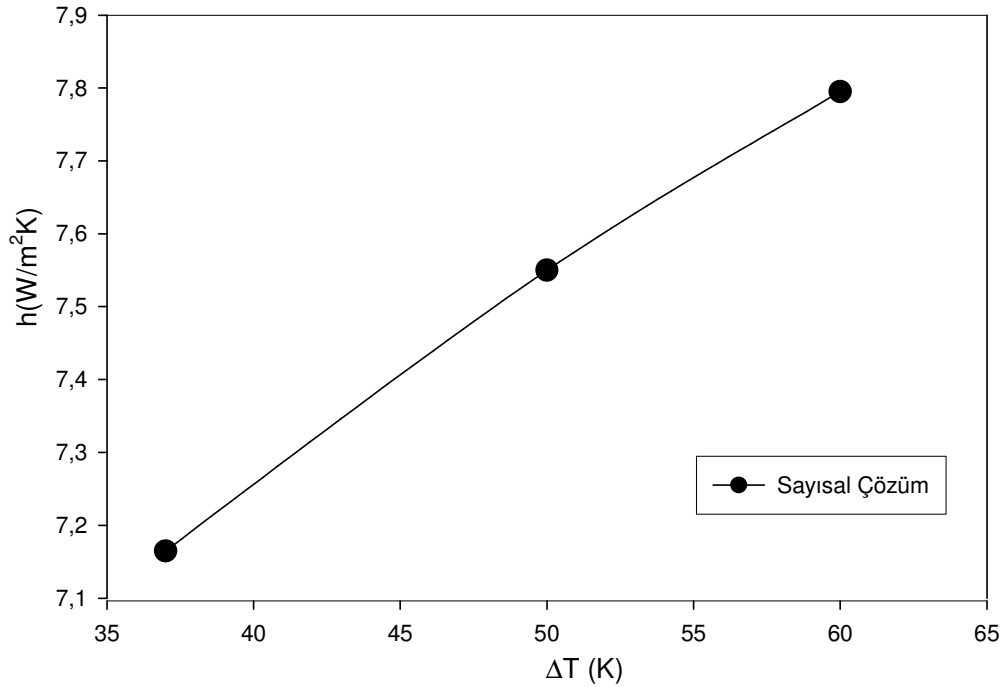
Şekil 5.23. 5 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının hücelere göre değişimi



Şekil 5.24. 5 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı

Kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının (Şekil 5.24) dağılımı incelendiğinde ısı transfer katsayısı kanatçık bölgesine havanın ilk temas ettiği bölgelerde yüksek, merkeze yaklaştıkça daha düşük değerler almaktadır. Kanatçık yüksekliğinin havanın giriş yönünde arttırılması, ısı transfer katsayısının yüksek olduğu alanın da büyümesine yol açmıştır.

Yapılan sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T = 60$ K sıcaklık farkları için hesaplanmıştır. Sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.25’de görüldüğü gibi ΔT arttıkça, ortalama ısı transferi artmaktadır.

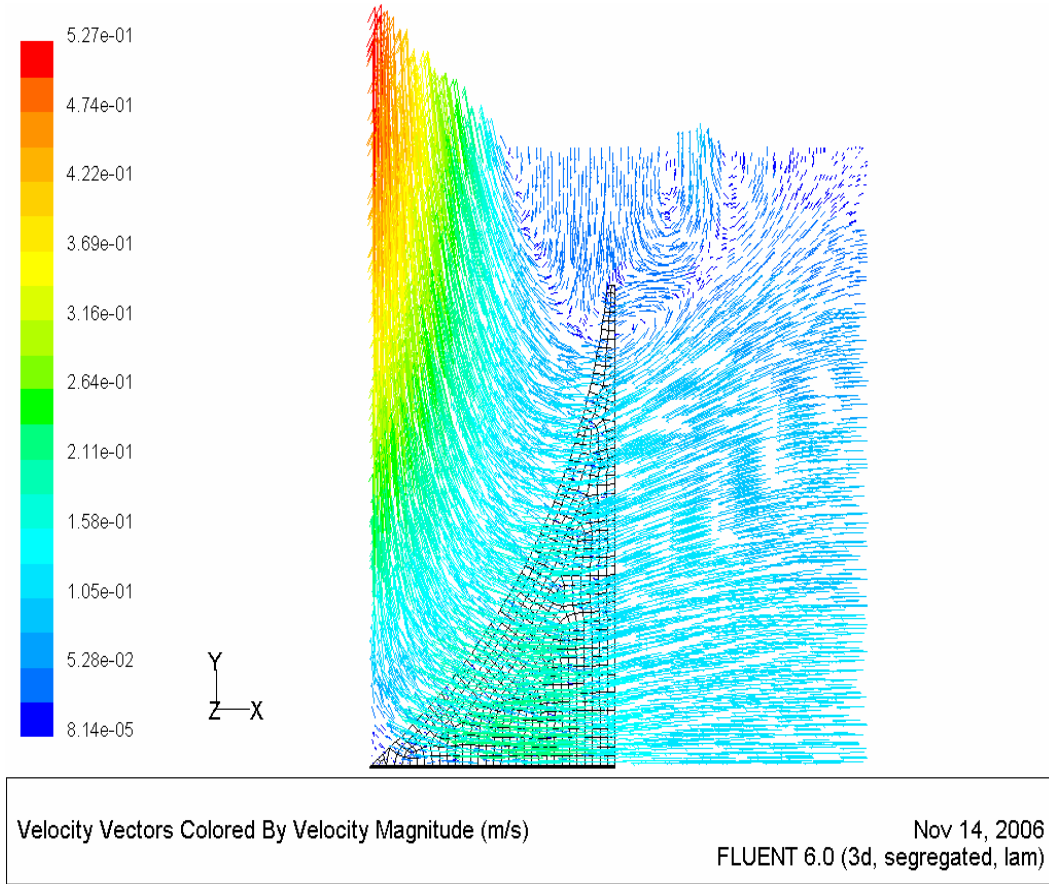


Şekil 5.25. 5 numaralı parabol geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi

5.5.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içersinde, hız dağılımı Şekil 5.26’de verilmiştir. Kanatçık üzerine gelen havanın ısınma etkisiyle hızı artıp yukarı çıkmaktadır. Hızın en fazla olduğu yer, Şekil 5.26’da görüldüğü üzere hesaplama

bölgesinin sol üst tarafında oluşmakta ve en fazla hız değeri 0,53 m/s olmaktadır. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst bölgesinde oluşmaktadır. En az hızın $8,14 \cdot 10^{-5}$ m/s olduğu görülmektedir. Parabolik şekilli kanatçık için kanatçık bölgesindeki hızlar diğer şekilli kanatçıklara göre daha büyük değerdedir.

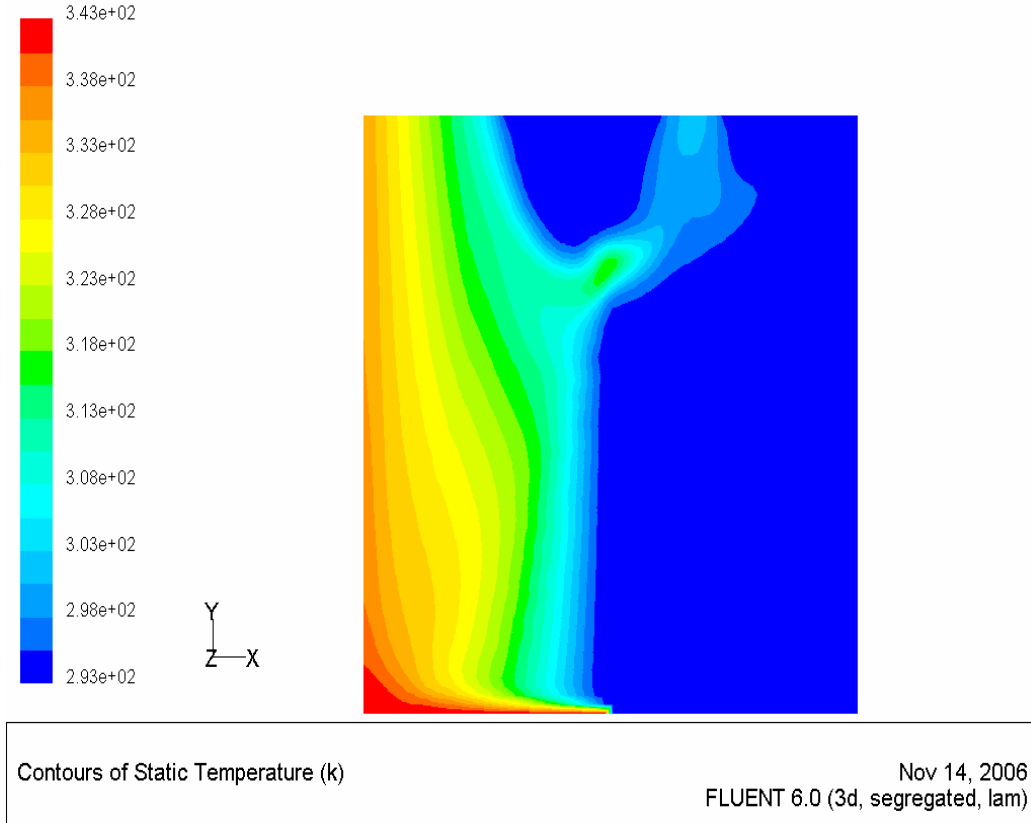


Şekil 5.26. 5 numaralı kanatçık geometrisine ait kanatçık bölgesindeki hız dağılımı

5.5.3. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

Kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı, en yüksek ve en düşük sıcaklık değerinin olduğu bölgeler Şekil 5.27’de görülmektedir. 5 numaralı parabolik kanatçık geometrisinde, kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. Kanatçık bölgesi

dışındaki hava sıcaklığı düşük olarak görülmektedir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.27. 5 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

5.6. Kanatçık Şekillerinin Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisinin Analizi

1,2,3,4 ve 5 numaralı kanatçıklar için yapılan sayısal çözümlemelerde, elde edilen hız ve sıcaklık konturlarının değerlendirilmesi sonucunda, kanatçık geometrilerinin, ısı taşınım katsayısının dağılımını ve dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısı etkilediği görülmektedir.

Buraya kadar elde edilen sonuçlarda, kanatçıklar üzerindeki ısı taşınım katsayısını etkileyen parametrelerden;

1. Havanın kanatçık geometrisine girişindeki alanının büyüklüğü,
 2. Yatay yönde havanın ısınarak yükselmesini sağlayacak kanatçık alanı büyüklüğü,
 3. Kanatçık bölgesindeki havanın hareketlerinin olmadığı veya az olduğu alanların büyüklüğünün,
- kanatçık geometrisinin belirlenmesinde önemli olduğu anlaşılmaktadır.

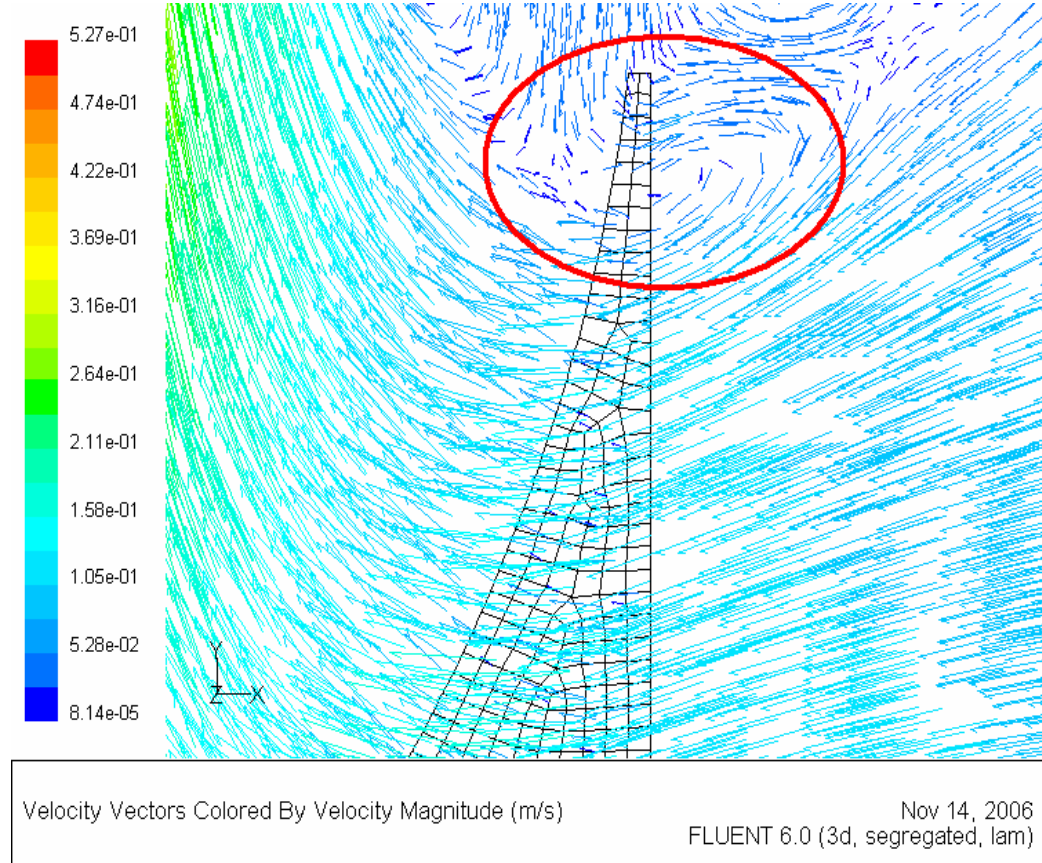
Bu parametreler dikkate alınarak kanatçık geometrileri belirlenmiştir. 1. parametrenin etkisi dikkate alınarak, dikdörtgen geometrili ve 2 numaralı geometriler değiştirilmiş ve 3 numaralı üçgen geometri elde edilmiştir. 3 numaralı üçgen geometrisinde elde edilen sonuçlarda ısı taşınım katsayısının önemli miktarda arttığı görülmüştür.

2. parametrenin etkisi dikkate alınarak, yatay yönde havanın ısınarak yükselmesini sağlayacak kanatçık alanı arttırılmış, 4 numaralı yay geometrisi elde edilmiştir. Bu geometride 1 ve 2 numaralı geometrilere göre artış sağlandığı, fakat 3 numaralı geometri için bulunan ortalama ısı taşınım katsayısından daha düşük değerler elde edildiği görülmüştür. 4 numaralı kanatçık geometrisinde, 3 numaralı geometriye göre yüksekliğinin daha az olmasından dolayı havanın ilk karşılaştığı alanı azalmış ve bulunan ortalama ısı taşınım katsayısı, 3 numaralı geometrinin ısı taşınım katsayısına göre daha düşük değerde olmuştur.

Havanın kanatçık geometrisine girişindeki alanının büyüklüğü arttırmak ve yatay yönde havanın ısınarak yükselmesini sağlayacak kanatçık alanı arttırmak amacı ile 5 numaralı parabolik şekilli kanatçık geometrisi elde edilmiştir. Çalışmalar sonucunda diğer kanatçıklar için bulunan ısı taşınım katsayısından daha yüksek değerler bulunmuştur .

5 Numaralı kanatçığın hız vektörü dağılımları incelendiğinde, Şekil 5.28’de görüldüğü gibi daire içersine alınmış bölgede hız değerleri düşük görünmektedir. Bu bölgede hava yeterince ısınamamakta ve diğerlerine kıyasla hız düşük olmaktadır. Bu bölgenin ısı transfer açısından verimini arttırmak amacı ile 6 numaralı kanatçık yapısı

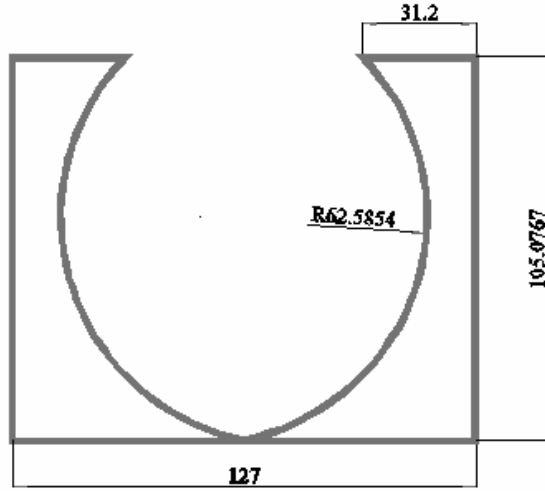
tasarlanmıştır. 6 numaralı kanatçık yapısında, yükseklik parabolik kanatçık yapısına göre eş tutulmuş, Şekil 5.29'daki kanatçık yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 5.28. Parabolik şekilli kanatçık üzerindeki hız dağılımının ayrıntıları

5.7. Özel Geometrilili Kanatçık (6 Numaralı Kanatçık)

Bu geometride boyu 127 mm, yüksekliği 105,067 mm ve kanatçıkların aralıkları 6,3 mm olan, tabana dik kenarları giriş sınırını oluşturan, kalınlığı ihmal edilmiş kanatçık yapısının ısı transferi ve kanatçık bölgesi içerisindeki akış incelenmiştir.



Şekil 5.29. 6 numaralı kanatçık geometrisi ve ölçüleri

6 numaralı özel kanatçık geometrisi için, 50 K sıcaklık farkında yapılan bu çalışmada ortalama ısı taşınım katsayısı $8,19 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak bulunmuştur.

Kontrol hacmi içersindeki net kütle transferi için değerler Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6. 6 numaralı kanatçık geometrisi için kontrol hacmi kütle transferi

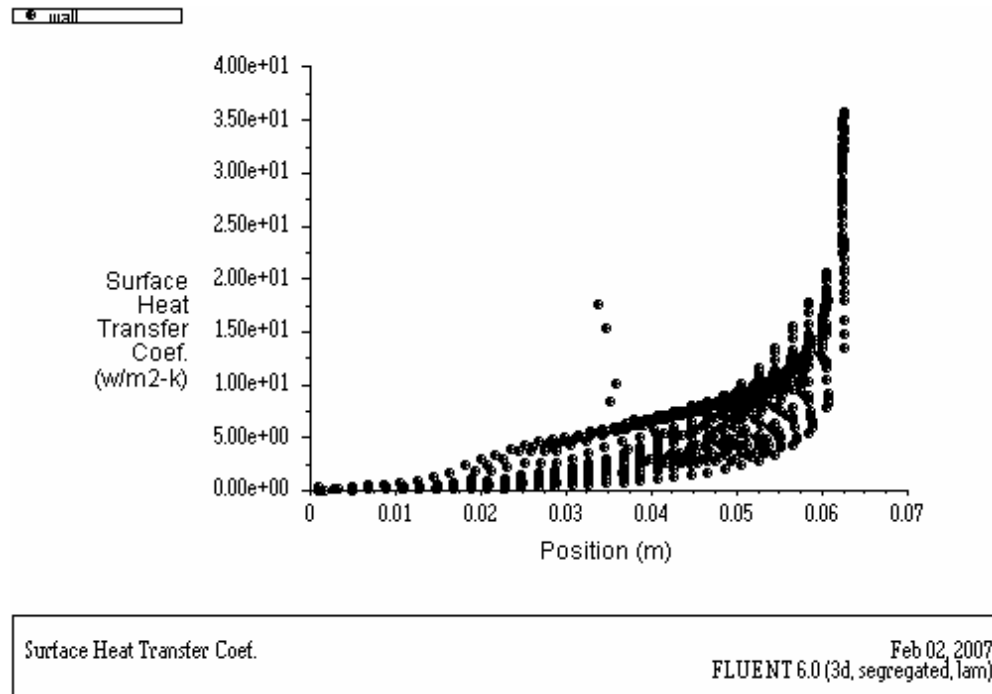
Bölge 4 (Giriş):	$3,8154147 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 3 (Çıkış):	$-3,8154165 \times 10^{-5}$	kg/s
Bölge 6 (Kanatçık):	0	kg/s
Net kütle akışı:	$-1,8189894 \times 10^{-11}$	kg/s

Çizelge 5.6.da görüldüğü gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütle yaklaşık eşit olup, kontrol hacminde süreklilik şartları sağlanmıştır. 6 numaralı kanatçık şeklinin kontrol hacminden geçen kütleli debileri 5 numaralı kanatçık şekli ile yaklaşık aynı değerde, diğer geometrili kanatçıklar ile kıyaslandığında daha fazla görülmektedir. Bu kanatçık yüzeyi daha etkin kullanılmakta, kanatçık yüzeyine gelen hava, daha hızlı ısınarak daha fazla hava akışı sağlamaktadır.

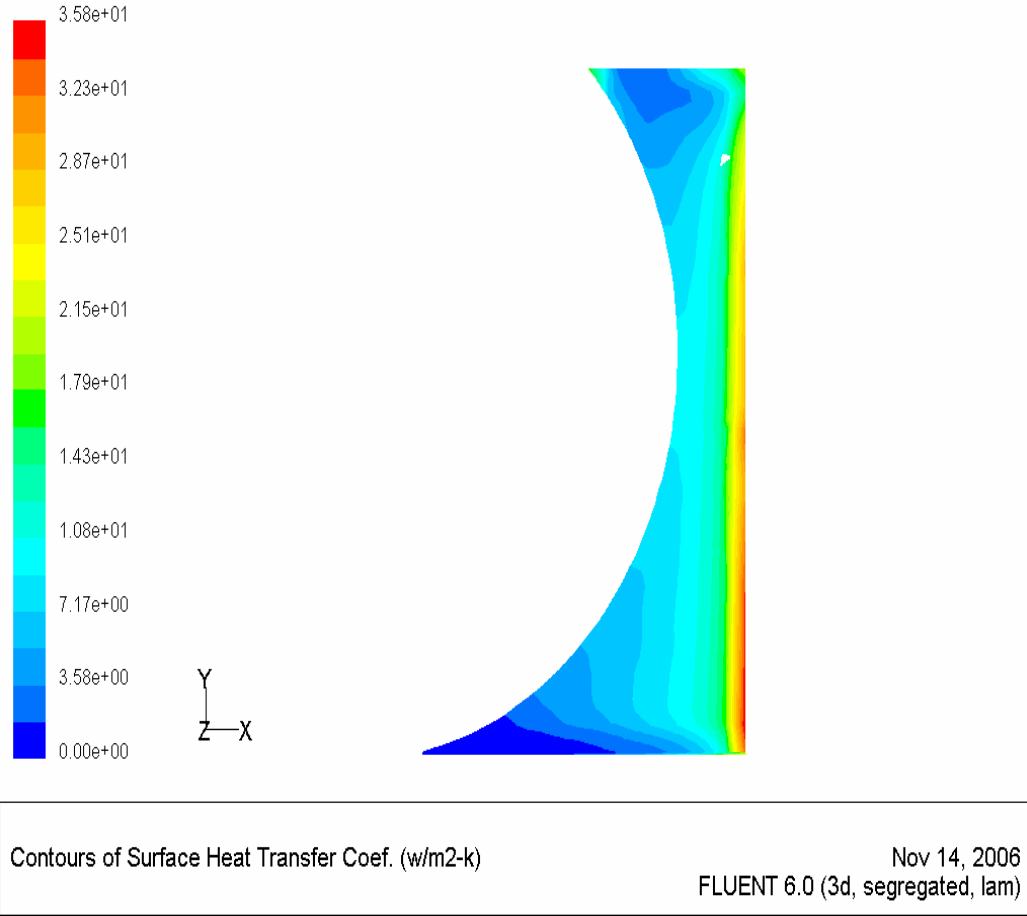
5.7.1. Isı transfer katsayısı

6 numaralı kanatçık geometrisi için yapılan bu sayısal çalışmada kanatçık yüzeyinin yarısı alınmıştır. Kanatçık üzerindeki hücelere ait yerel ısı transfer katsayısının x eksenine göre dağılımı, Şekil 5.30'da görülmektedir. Kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısı havanın kanatçık kanalına giriş bölgesine doğru artmakta, ısı transfer katsayısı en fazla 50 K sıcaklık farkı için, 35,84 W/m².K olmakta ve 8,1893 W/m².K ortalama değerini almaktadır. Şekil 5.31'de kanatçık geometrisi üzerinde ısı transfer katsayısının dağılımı görülmektedir.

Kanatçıkların belirlenmesindeki parametrelerin tümünün değerlendirilmesi sonucu tasarlanan 6 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısı (Şekil 5.31) incelendiğinde, kanatçık yüzeyi daha verimli kullanıldığından, diğer kanatçık şekillerine göre ısı transferi katsayısı açısından, düşük değerlerin daha az alanda yer aldığı görülmektedir.



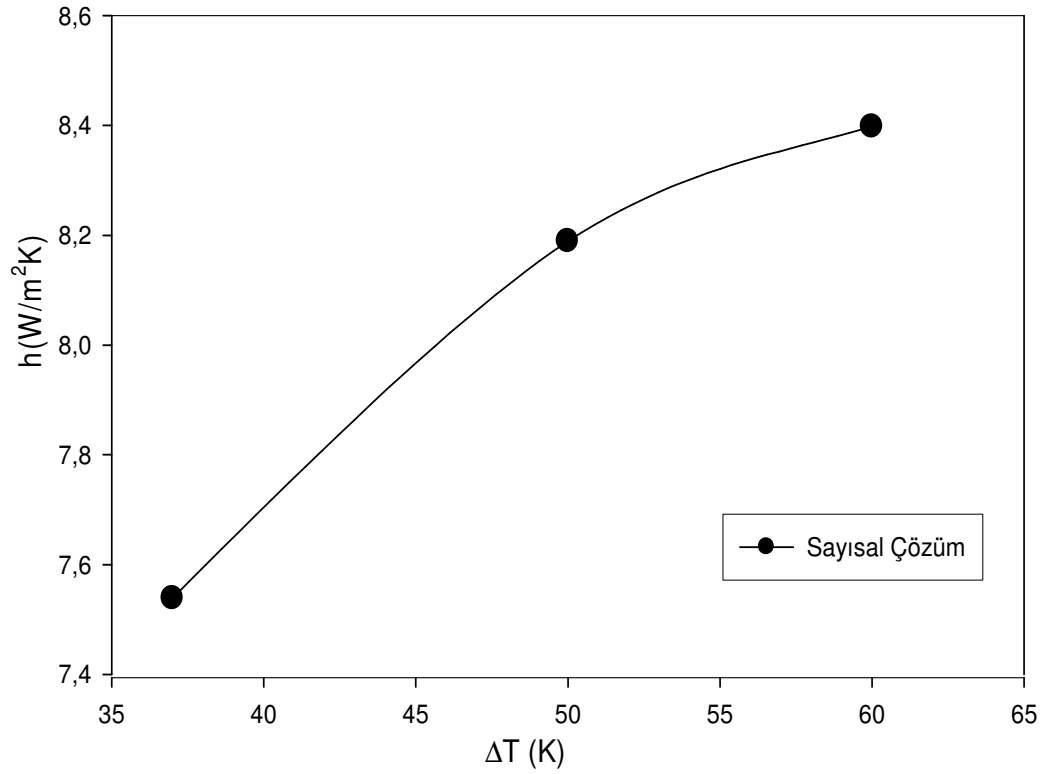
Şekil 5.30 6 numaralı kanatçık üzerindeki ısı transfer katsayısının hücelere göre değişimi



Şekil 5.31. 6 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı

6 numaralı kanatçık geometrisi üzerindeki ısı transfer katsayısının dağılımı incelendiğinde kanatçık üzerindeki düşük ısı transfer katsayısı olan bölgeler diğer şekillere göre daha az alana sahip olduğu görülmektedir.

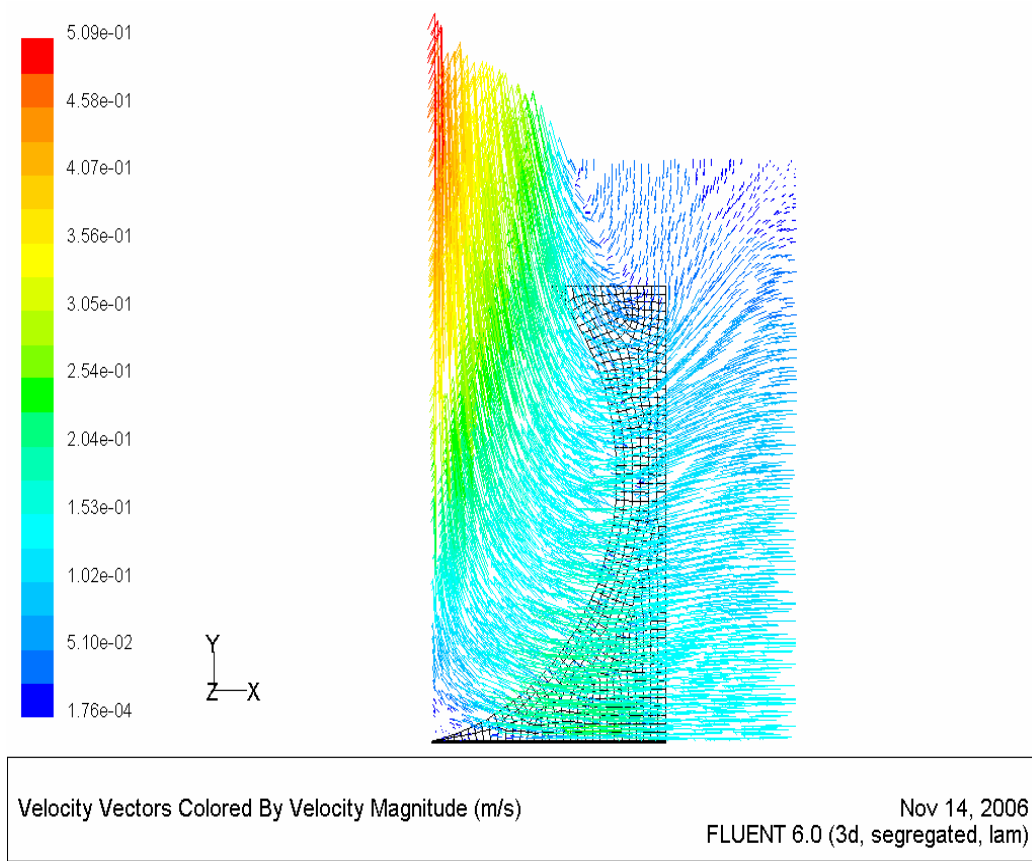
Yapılan sayısal çalışmalar $\Delta T=37$ K, $\Delta T=50$ K ve $\Delta T = 60$ K sıcaklık farkları için hesaplanmıştır. Sıcaklık farkı ile ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 5.32’de görülmektedir. ΔT arttıkça, ortalama ısı transferi artmaktadır.



Şekil 5.32. 6 numaralı özel geometrili kanatçık için ısı transfer katsayısı ve ΔT değişimi

5.7.2. Kanatçık bölgesindeki hız vektörü dağılımı

Kanatçık bölgesinde, hesaplama alanı içerisinde, hız dağılımı Şekil 5.33’de verilmiştir. Diğer kanatçık geometrilerinde de olduğu gibi kanatçık üzerine gelen havanın ısınma etkisiyle yoğunluğu azalır, yukarı çıkmaktadır. Hızın en fazla olduğu yer, Şekil 5.33’de görüldüğü üzere hesaplama bölgesinin sol üst tarafında oluşmakta ve en fazla hız değeri 0,508 m/s olmaktadır. Hızın en az olduğu bölge hesaplama bölgesinin sağ üst bölgesinde oluşmaktadır. En az hızın 0,00018 m/s olduğu görülmektedir. Kanatçık şekli havanın ısınıp yükselmesine daha uygun olduğundan, 6 numaralı kanatçık alanındaki hızlar, diğer kanatçıklara göre de daha büyük değerdedir.



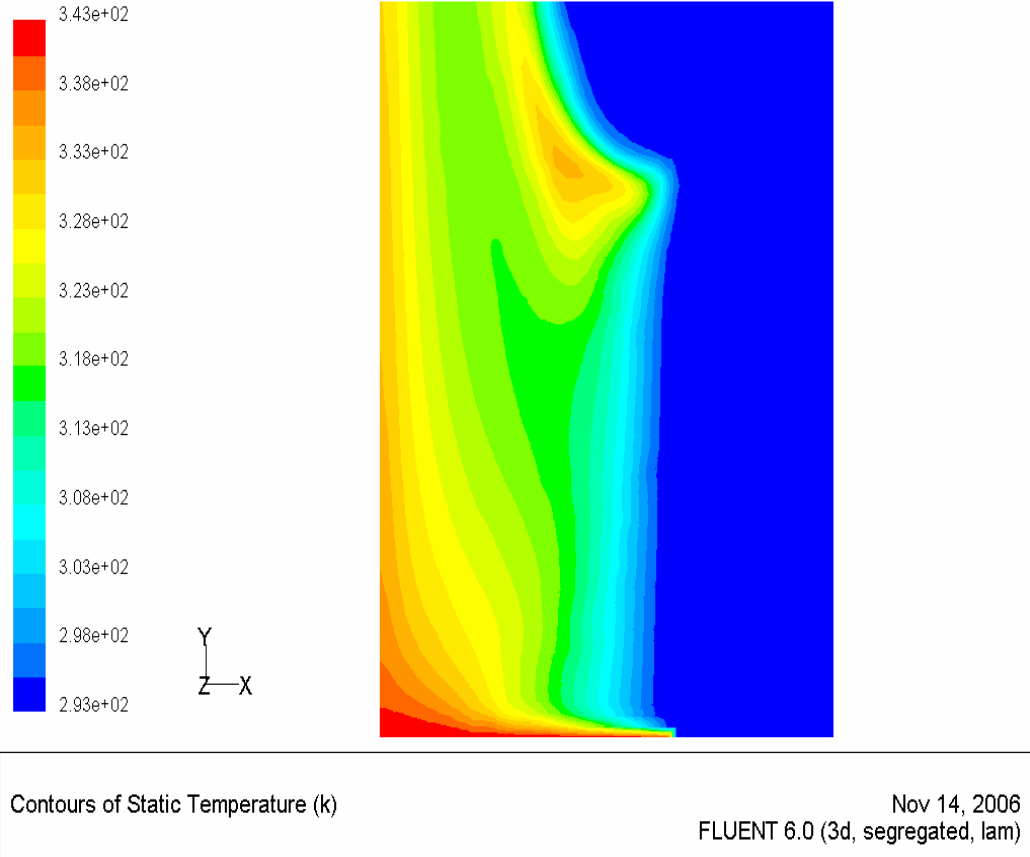
Şekil 5.33. 6 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık üzerindeki hız dağılımı

5.7.4. Kanatçık bölgesindeki sıcaklık konturları

Kontrol hacmi üzerindeki sıcaklık dağılımı ve en büyük değerdeki sıcaklık ve sıcaklık değerinin en düşük olduğu bölge Şekil 5.34’de görülmektedir. 6 numaralı parabolik kanatçık geometrisinde, kanatçık üzerine gelen hava yan kenarlardan girerek kanatçığın ortasında ısınmış ve yaklaşık kanatçık sıcaklığına gelmiştir. En yüksek sıcaklık değeri 343 K ve en düşük sıcaklık değeri 293 K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.34 ve Şekil 5.31 birlikte değerlendirildiğinde, diğer kanatçık şekilleri için yapılan sayısal analizlerde olduğu gibi hava sıcaklığın düşük olduğu bölgelerde kanatçık üzerinde oluşan ısı transfer katsayısı yüksek, sıcaklığın yüksek olduğu bölgelerde ısı transfer katsayıları düşük olmaktadır. Bu sonuçtan dolayı, çalışılan bu

geometride hava ile ilk karşılaşılan bölge alanı 5 numaralı kanatçık geometrisinde de olduğu gibi yükseltilmiş ve daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.34. 6 numaralı kanatçık geometrisinin kanatçık bölgesindeki sıcaklık dağılımı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, yatay düzlem üzerine yerleştirilmiş çeşitli şekillerdeki kanatçıkların doğal konveksiyonla ısı taşınımı sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal incelemede Fluent 6.0. programı kullanılmış, sıcaklık konturları, hız vektörleri çizdirilmiş ve kanatçıklar üzerindeki ısı transfer katsayıları incelenmiştir. İncelemeler sonucunda kanatçık tasarımına etki eden parametreler belirlenmiş, bu parametrelere göre yeni geometriler için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Çalışılan kanatçık geometrileri için yapılan sayısal çalışmalarda bulunan sonuçlar Çizelge 6.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 6.1. Sayısal olarak incelenen geometrileri için bulunan sonuçlar

Kanatçık Geometrileri	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı $\Delta T=37\text{ K}$ (W/m ² .K)	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı $\Delta T=50\text{ K}$ (W/m ² .K)	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı $\Delta T=60\text{ K}$ (W/m ² .K)	Max. Yerel Isı Taşınım Katsayısı $\Delta T=50\text{ K}$ (W/m ² .K)	Kanatçıklar Arasından Gecen Debi $\Delta T=50\text{ K}$ (kg/s)	Max. Yerel Hız $\Delta T=50\text{ K}$ (m/s)	Min. Yerel Hız $\Delta T=50\text{ K}$ (m/s)
 1	3,69	4,19	4,34	32	0,902x10 ⁻⁵	0,315	2,66 x10 ⁻⁵
 2	3,08	3,59	3,79	24,19	1,55x10 ⁻⁵	0,416	5,51 x10 ⁻⁵
 3	6,58	7,03	7,19	35,48	2,91x10 ⁻⁵	0,450	10,8 x10 ⁻⁵
 4	5,13	5,69	5,91	34,68	1,75x10 ⁻⁵	0,398	6,45 x10 ⁻⁵
 5	7,16	7,55	7,79	35,59	3,53x10 ⁻⁵	0,527	8,14 x10 ⁻⁵
 6	7,54	8,19	8,39	35,84	3,82x10 ⁻⁵	0,508	17,6 x10 ⁻⁵

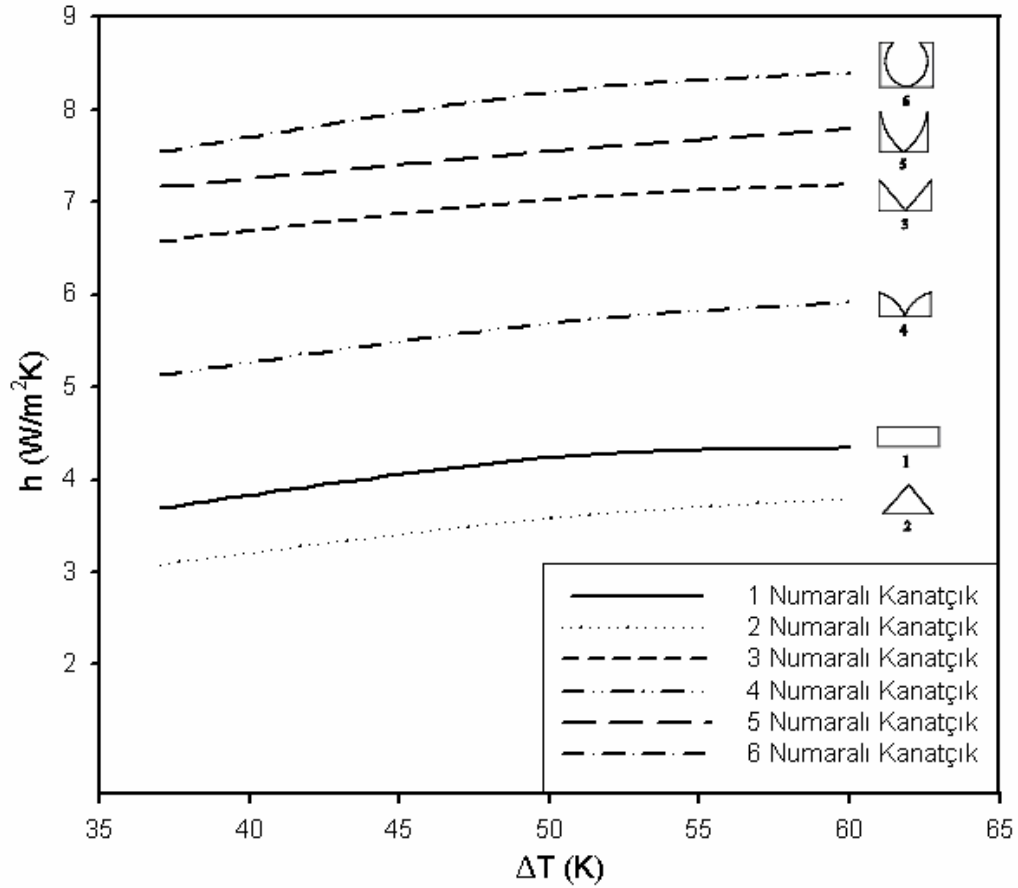
Bu çalışmada, ısı transfer katsayısının artırılması için, havanın kanatçık yüzeyi ile ilk önce karşılaştığı yüzey alanının büyüklüğü, havanın yatay yönde ısınıp yükselecek yeterli alana sahip olması ve kanatçık bölgesindeki düşük hızların olduğu alanların büyüklüğü gibi parametreler belirlenmiştir.

Dikdörtgen şekilli kanatçık için yapılan çalışmaların sonuçları Mcmanus ve Harahap'ın deneysel [3] sonuçlarıyla karşılaştırılmış, dikdörtgen şekilli kanatçık için uygulanan modelleme ve programlama kriterleri diğer kanatçık geometrileri için uygulanmıştır. Çizelge 6.1'de görüldüğü gibi, çalışılan geometriler içinde 2 numaralı üçgen şekilli kanatçık geometrisi, en düşük ortalama ısı taşınım katsayısının olduğu geometridir. Tabana dik kenarları giriş sınırını oluşturan üçgen şekilli kanatçık (3 numaralı kanatçık) geometrisi ile yapılan çalışmalar sonucunda 1 ve 2 numaralı kanatçık geometrilerine göre daha yüksek düşük olduğu bulunmuştur. 4 numaralı yay şekilli kanatçık geometrisi için yapılan sayısal çalışmalar sonucunda bulunan ortalama ısı taşınım katsayısının, 2 numaralı kanatçık geometrisindekinden daha yüksek, 3 numaralı kanatçık geometrisinde bulunan sonuçlardan daha düşük değerde ortalama ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. 3 numaralı geometri dikkate alınarak yüksekliği artırılan 5 numaralı parabolik geometrili kanatçık şekli için yapılan çalışmalar neticesinde 1,2,3,4 numaralı kanatçık geometrilerine göre daha yüksek ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri bulunmuştur. Çizelge 6.1'de görüldüğü gibi, 6 numaralı özel şekilli kanatçık geometrisi, en yüksek ortalama ısı taşınım katsayısını veren geometridir. 6 numaralı kanatçık geometrisinde kanatçıklar arasında geçen kütle miktarı da diğerlerinden daha büyük değerdedir. Kanatçıkların oluşturduğu kanal içersindeki hızlar incelendiğinde, 5 ve 6 numaralı kanatçık için diğerlerinden daha büyük değerde hızların olduğu görülmektedir.

Bulunan bu sonuçlar neticesinde, 6 numaralı kanatçık geometrisinin, ısı transferi açısından daha yüksek ısı taşınım katsayısına sahip olduğu, kanatçık yüzeylerinin daha etkin olarak soğutulduğu söylenebilir

Değişik sıcaklık farkları ($\Delta T = T_w - T_\infty$) için, çalışılan kanatçık geometrilerindeki ortalama ısı transfer katsayılarının değişimleri bulunmuştur. 37 K, 50 K ve 60 K

sıcaklık farkları için yapılan sayısal çalışmalardan bulunan ısı transfer katsayıları Şekil 6.1’de verilmiştir. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi sıcaklık farklarının yükselmesi, hava içersindeki sıcaklık gradyanları değerlerini yükseltmekte ve sıcaklık farkının değişimi, tüm geometrilerde ısı transfer katsayılarının artışına sebep olmaktadır.



Şekil 6.1. Kanatçık geometrilerinde sıcaklık farkları ile ısı taşınım katsayısı değişimi

Bu çalışmada kanatçık tasarımı için belirlenen kriterler doğrultusunda tasarlanan 6 numaralı kanatçık şekli, en yüksek ısı taşınım katsayısına sahip geometridir. Kanatçık alanlarının eşit olduğu ve aynı sıcaklık şartlarına sahip kanatçıkların, ısı taşınım katsayısının kanatçık şekilleri ile değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir. Kanatçık şekli, kanatçık bölgesindeki sıcaklık, hızlar ve kütleli debiyi değiştirmektedir. Böylece ısı taşınım katsayısı da değişmektedir.

Bu çalışmanın devamı olarak çalışmada denenen çeşitli geometrideki kanatçıklardan doğal konveksiyonla ısı transferinin deneysel olarak analizi yapılabilir.

Ayrıca bu çalışmada yer alan kanatçık geometrilerin, kanatçıklar arası uzaklıkları, kanatçık uzunluğu ve boylarının ısı transferine etkisinin sayısal analizi yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Elenbaas W., "Heat dissipation of parallel plates by free convection", *Physica IX* 1,1-28 (1942).
2. Starner K.E., McManus Jr.-H.N., "An experimental investigation of free convection heat transfer from rectangular-fin arrays", *Journal of heat transfer*, 85,273-278 (1963).
3. Harahap F., McManus Jr.-H.N., Natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays, *Journal of heat transfer*, 32-38 (1967).
4. Jones C.D., Smith L.F., "Optimum arrangement of rectangular fins on horizontal surfaces for free-convection heat transfer", *Journal of heat transfer*, 89, 6-10 (1970).
5. Incropera F.P., "Convection heat transfer in electronic equipment cooling", *Journal of heat transfer*, 110 1097-1111 (1988).
6. Ledezma G., Bejan A., "Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection", *Int.Journal Heat Mass Transfer*, 39, 1773-1783 (1995).
7. Harahap F., Setio D., "Correlations for heat dissipation and natural convection heat transfer from horizontally based, vertically-finned arrays", *Applied Energy*, 69, 29-38 (2001).
8. Mobedi M.,Yüncü H., "A three dimensional numerical study on natural convection heat transfer from short horizontal rectangular fin array", *Heat and Mass Transfer*, 39, 267-275 (2003).
9. Karagiozis A. Raithby G.D., Hollands K.G.T., "Natural convection heat transfer from arrays of isothermal triangular fins in air", *Journal of heat transfer*, 116, 105-111 (1994).
10. Naik S., Probert S.D. "Natural-Convection Characteristics of a horizontally-based vertical rectangular fin-array in the presence of a shroud", *Applied Energy*, 28, 295-319 (1987).
11. Ko Y. M., Leung C. W., "Steady-state free-connective cooling of heat exchangers with vertical rectangular fins: effect of fin material", *Applied Energy*, 34 , 181-191 (1989).

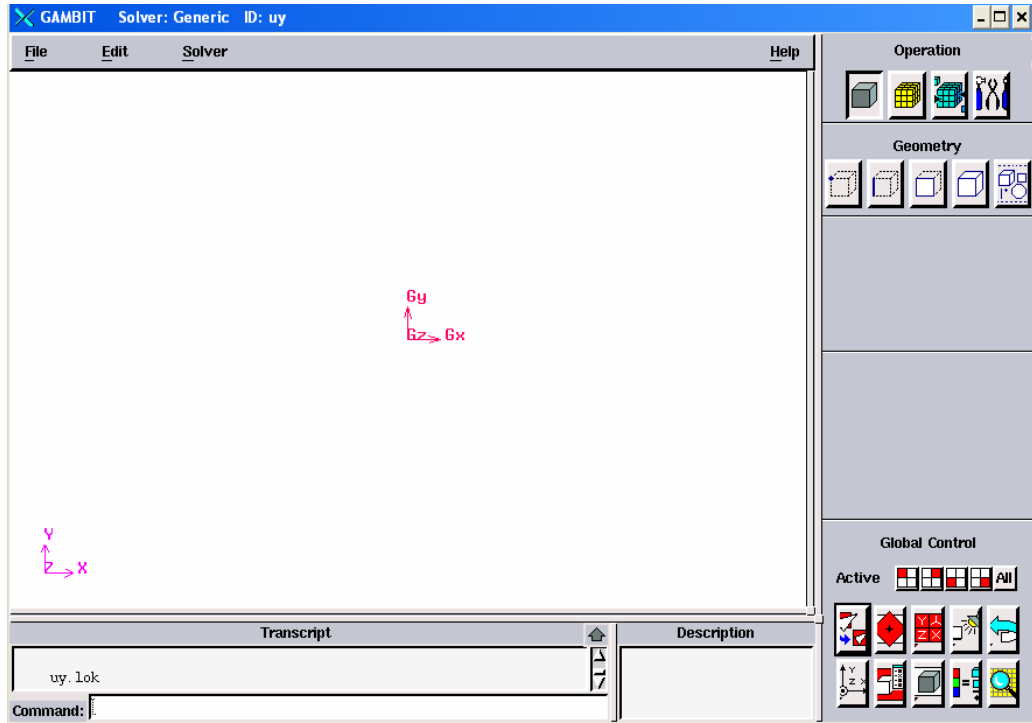
12. Başkaya Ş., Sivrioğlu M., Özek M. "Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays", *Int J. Therm. Sci.*, 39, 797–805 (2000).
13. Guglielmini G., Nannei E., Tanda G., "Natural convection and radiation heat transfer from staggered vertical fins", *Int. Journal Heat Mass Transfer*, 30,9,1941-1948 (1987).
14. Leung C. W. , Probert S. D., "Heat-exchanger design: optimal length of an array of uniformly-spaced vertical rectangular fins protruding upwards from a horizontal base", *Applied Energy*,30,29-35 (1988).
15. Giri A, Narasimham G., Krishna Murthy.V., "Combined natural convection heat and mass transfer from vertical fin arrays", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24, 100–113 (2003).
16. Leung C. W. , Probert S. D., "Performances of heat exchangers with tapered fins", *Applied Energy*, 38, 95-103 (1991).
17. Witold M., Lewandowski T "Natural convection heat transfer from complex surface", *Int.Journal Heat Mass Transfer* , 41, 1857-1868 (1998).
18. Vollaro A., Grignaffini S, Gugliermetti F., "Optimum design of vertical rectangular fin arrays" , *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 525-529 (1999).
19. Rao V., Naidu S.V.,Rao B , Sharma K.V., "Heat transfer from a horizontal fin array by natural convection and radiation—A conjugate analysis", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 3379–3391 (2006).
20. Churchill S.W.,Chu H.H.S., "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate" *Int.Journal Heat Mass Transfer*, 18, 1323-1329 (1975).
21. Özek M., "Yatay levha üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden doğal konveksiyon ile ısı transferinin sayısal analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-17 (1998).
22. Yalçın G., "Yatay levha üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli üstü örtülü kanatçık dizilerinden doğal konveksiyon ile ısı transferinin sayısal analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 14-25 (2003).
23. Kakaç S.,Yener Y., "Convective Heat Transfer 2rd Ed.", *CRC Press, London*, 311-368 (1995).
24. İlken Z., "Isı Taşınımı", *TMMOB Makina Mühendisleri Odası*, İzmir,116-123 (1995).

25. Bejan A., “Convection Heat Transfer”, *John Wiley and Sons*, New York, 110-119 (1984).
26. Fluent Inc., “FLUENT 6.1 User's Guide”, *Fluent Inc.*, 9-42 (2003).

EKLER

EK-1 Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

Windows XP işletim sistemli bilgisayarda “başlat”, “ çalıştır” ve komut satırına “gambit” yazılarak, gambit programını çalıştırılır. Ekrana Şekil Ek 1.1. görüldüğü gibi Gambit programı gelir.



Şekil 1.1. Gambit'in Açılması

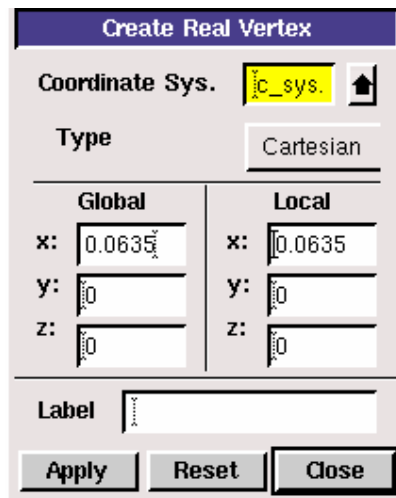
Gambit çalıştığında default_id dbs. İsminde bir dosya açar. Bu dosya ilk açılışta boştur, ikinci açılışta daha önce modelleme yapıldı ve kayıt edildi ise, gambit bu kayıt işleminde default_id. Dbs isimli dosyayı kaydeder, bu nedenle ikinci açılan bu default_id.dbs isimli dosyadır.

Herhangi bir modelleme yapıldığında default_id.dbs isimli dosya üzerinde çalışırken save as yapılarak farklı bir isimle de save yapılabilir. Bu durumda ikinci açılan

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

default_id.dbs kaydedilen son halinde ekrana gelir, aç komutunu kullanarak farklı kaydedilen dosya açılabilir.

Gambit'te dikdörtgen şekilli kanatçık için modelleme “create vertex” ikonu tıklanır ve noktalar girilir.

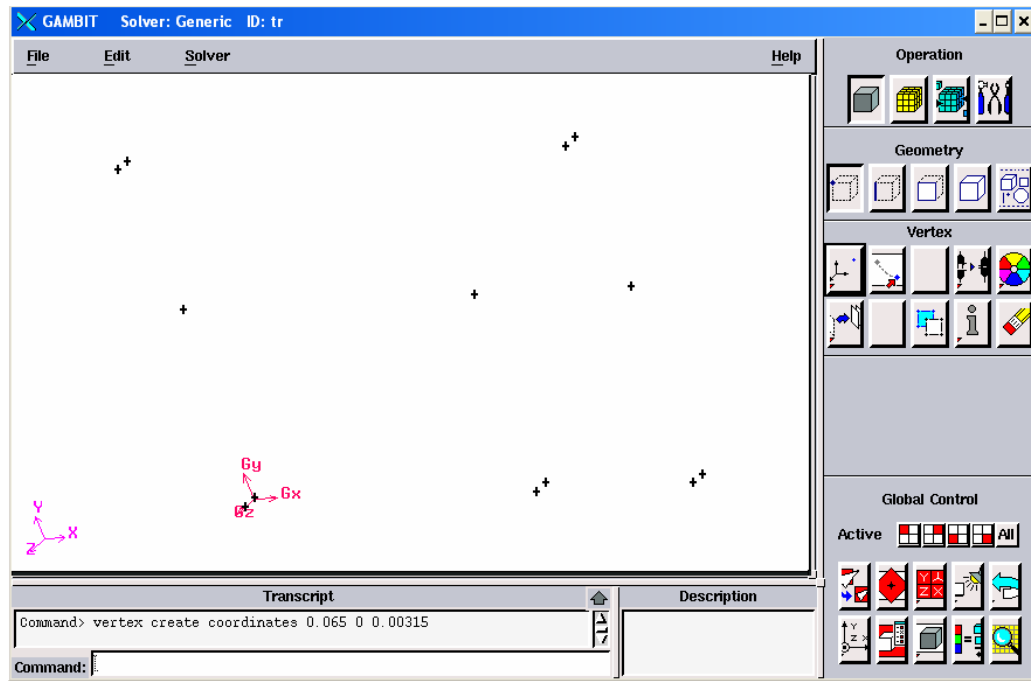


Şekil 1.2. Gambit programında noktaların girildiği pencere

- x:0 y:0 z:0
- x:65 y:0 z:0
- x:100 y:0 z:0
- x:0 y:38 z:0
- x:65 y:38 z:0
- x:100 y:38 z:0
- x:0 y:68 z:0
- x:100 y:68 z:0
- x:0 y:0 z:3,15
- x:65 y:0 z:3,15

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

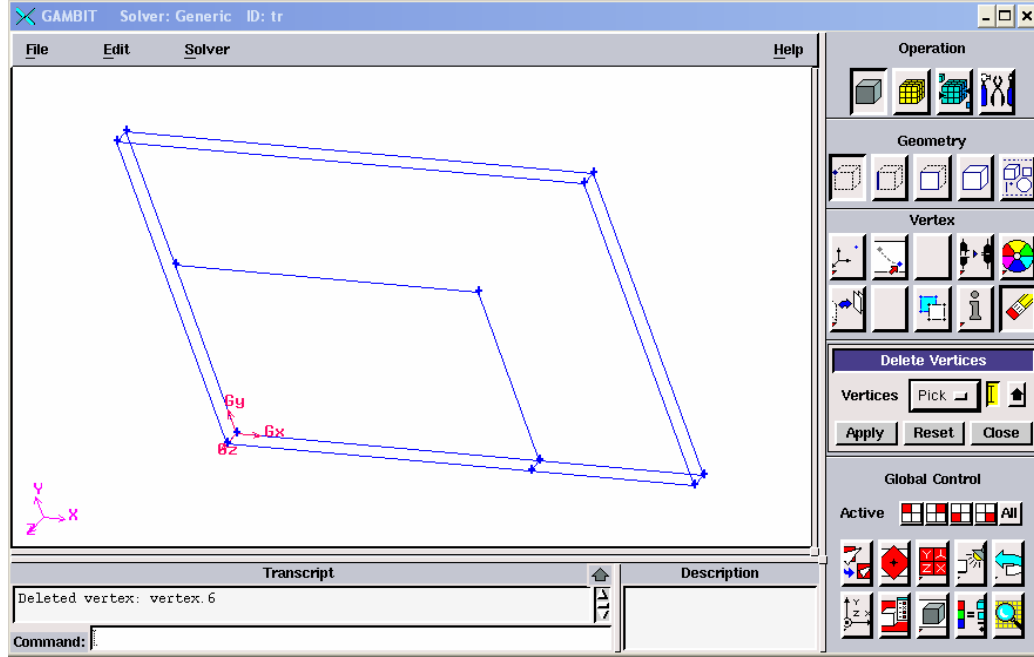
- x:100 y:0 z:3,15
- x:0 y:68 z:3,15
- x:100 y:68 z:3,15
- Koordinatları ayrı ayrı girilip apply yapılır. Modellemede kullanılan noktalar şekil Ek1.3’de gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Modellemede kullanılan noktalar

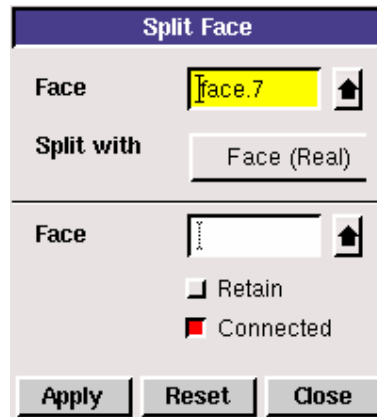
- Geometry → Edge Command Button → Create Edge tıklanıp noktalar birleştirilir. Noktaların birleştirilmiş halleri Şekil Ek1.4’de gösterilmiştir.

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi



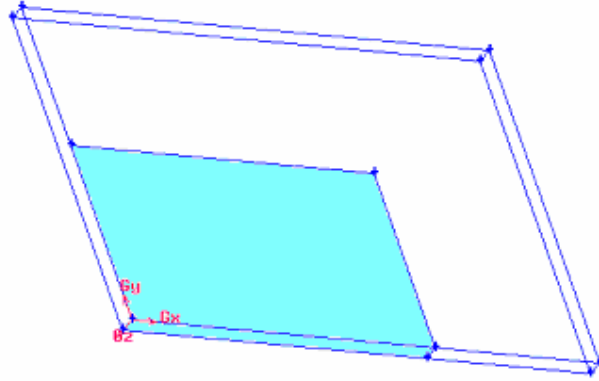
Şekil 1.4. Modellemede kullanılan noktaların çizgilerle birleştirilmesi

- Geometry→Face Command Button→Form Face tıklanıp yüzeyler belirlenir.
- Operation→ Geometry→ Face→ Split Face tıklanıp.
- Split face penceresi açılır (Şekil 1.5) .



Şekil 1.5. Gambit programında yüzey ayırmak için kullanılan split face penceresi

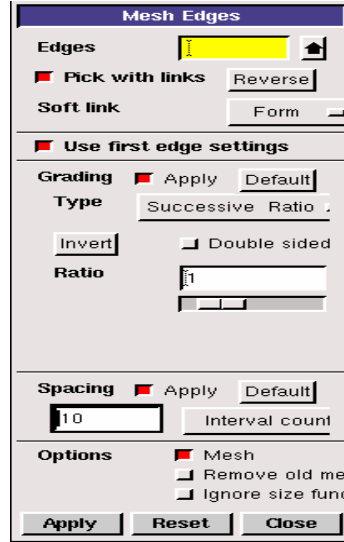
EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi



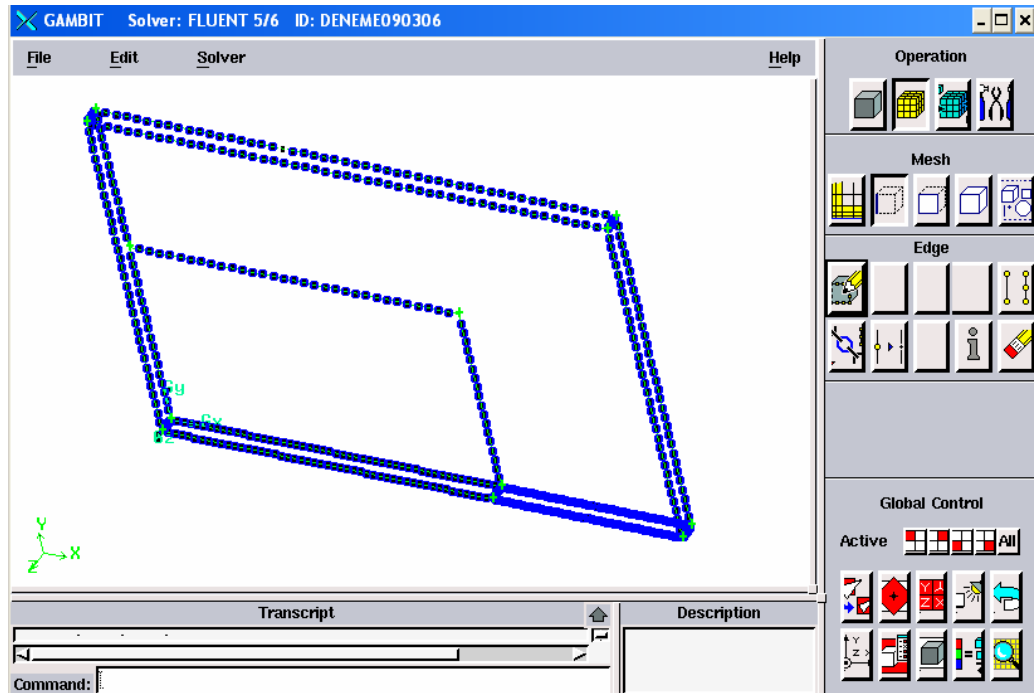
Şekil 1.6. Ayrılacak yüzeyler (Kanatçık yüzeyleri)

- Önce büyük yüzey seçilir.
- Face list ten kanatçık yüzeyi seçilir (Şekil 1.6).
- Connected aktif hale getirilir.
- Apply yapılır.
- Geometrinin hücrelere ayrılma işlemine geçilir.
- Mesh → Edge Mesh Button → Mesh Edge Butonları tıklanıp yüzeyleri hücrelere ayırmak amacı ile önce çizgiler ayrılır.
- Z ekseni yönündeki kenarlar belirlenir.
- Her hücre büyüklüğü 0,315 mm (interval size=0,315) olarak belirlenir.
- Z ekseni yönündeki kenarlar 10 parçaya ayrılır (Şekil 1.7).
- Apply yapılır.
- Diğer eksenler yönündeki kenarlar (interval size=2) 2 mm lik bölümlere ayrılır.
- Apply yapılır.
- Kenarların bölünme işlemi Şekil 1.8’de gösterilmiştir.

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi



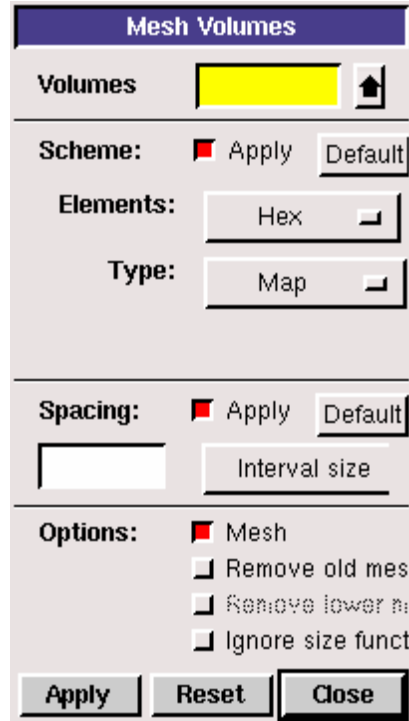
Şekil 1.7. Gambit programında geometrinin kenarlarının hücelere bölünme işleminde kullanılan pencere



Şekil 1.8. Gambit programında geometri kenarlarının hücelere bölünmüş hali

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

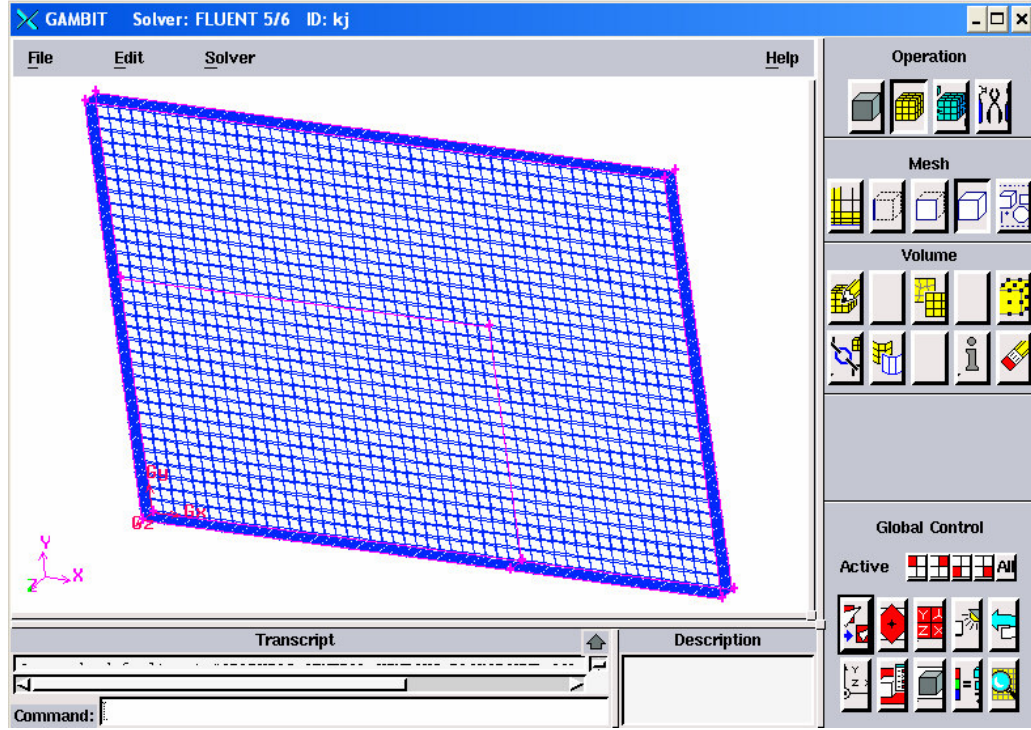
- Mesh → Volume Mesh Button → Mesh Volumes butonları tıklanıp hacmi hücelere ayırmak amacı ile mesh volumes penceresi açılır (Şekil 1.9).



Şekil 1.9. Gambit programında hacmin hücelere ayrılmasında kullanılan mesh volumes penceresi

- Hücelere ayrılacak hacim belirlenir.
- Hücelere ayırma elemanı ve tipi belirlenir.
- Hücelere ayırma elemanı: Hex , hücre tipi Map olarak seçilir
- Apply yapılır.
- Hacim hücelere ayrılır (Şekil 1.10).

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

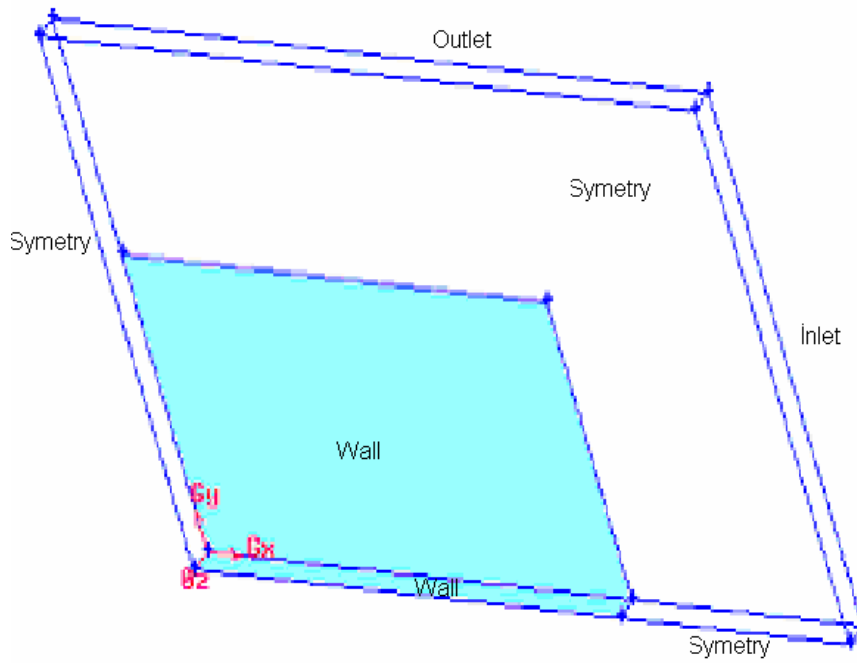


Şekil 1.10. Gambit programında hacmin hücrelere ayrılmış hali

- Solver → Fluent 5/6 seçilir.
- Operation → Zones → Specify Boundary Types seçilir.
- Sınır tipleri Şekil 1.11 'de gösterilmiştir.
- Shift' e basılı tutulurken mouse' un sol tuşu ile (akışkanın girdiği yüz) inlet sınır şartı için yüzey seçilir ve girilir (Şekil 1.12).
- Specify boundary types penceresi halen açıktır.
- Type kısmından outlet seçilir.
- Shift' e basılı tutulurken farenin sol tuşu ile (akışkanın çıktığı yüz) outlet sınır şartı için yüzey seçilir ve girilir (Şekil 1.12).
- specify boundary types penceresi halen açıktır.
- Type kısmından wall seçilir.

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

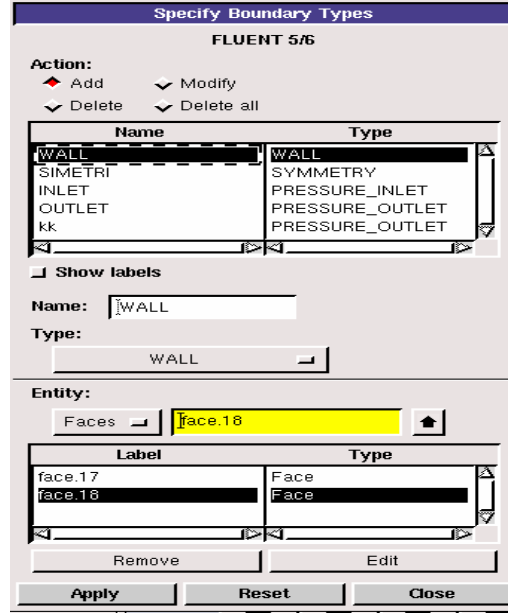
- Shift'e basılı tutulurken farenin sol tuşu ile (kanatçık yüzeyleri) wall sınır şartı için yüzey seçilir ve girilir (Şekil 1.12).
- Specify boundary types penceresi halen açıktır.
- Type kısmından symmetry seçilir.
- Shift'e basılı tutulurken farenin sol tuşu ile (simetri yüzeyleri) simetri sınır şartı için yüzey seçilir ve girilir (Şekil 1.12).



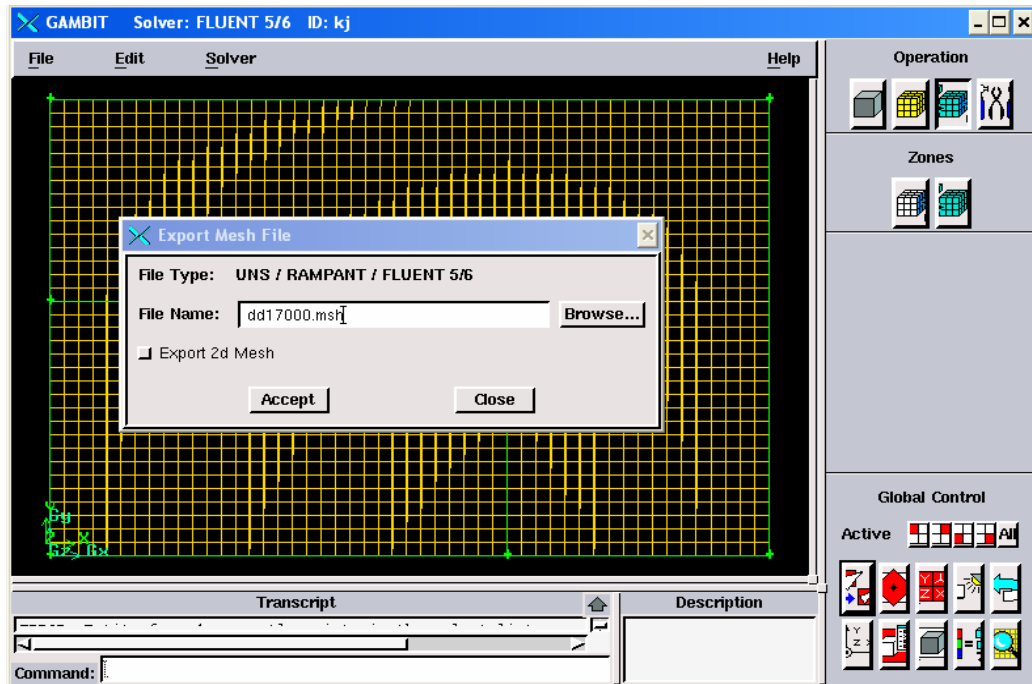
Şekil 1.11. Yüzeylerin sınır tipleri

- File →Save ile kayıt gerçekleştirilir dd17000.dbs, dd17000.jou, dd17000..trn isimli dosyalar oluşturulur.
- File→ Export→ Mesh ile dd17000.msh isimli dosya oluşturulur (Şekil 1.13).

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi



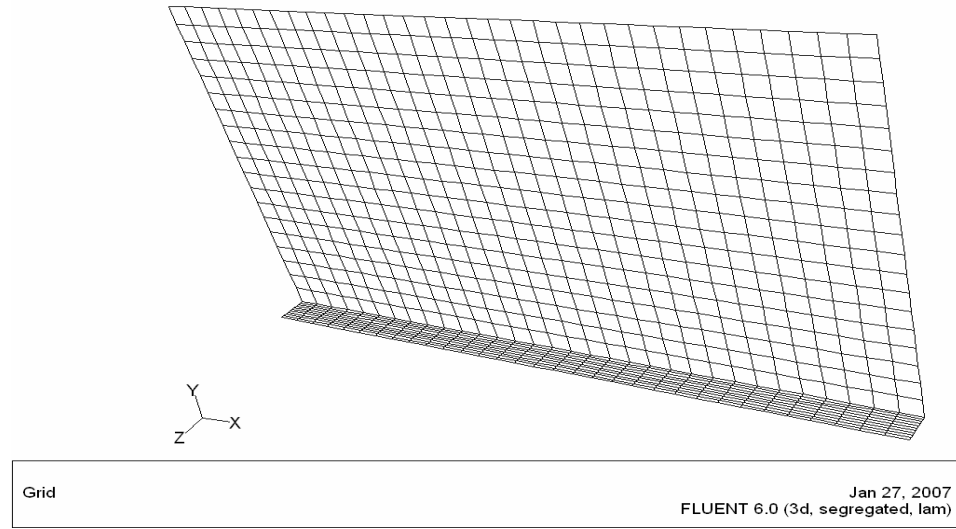
Şekil 1.12. Gambit programında sınır tiplerinin girildiği pencere



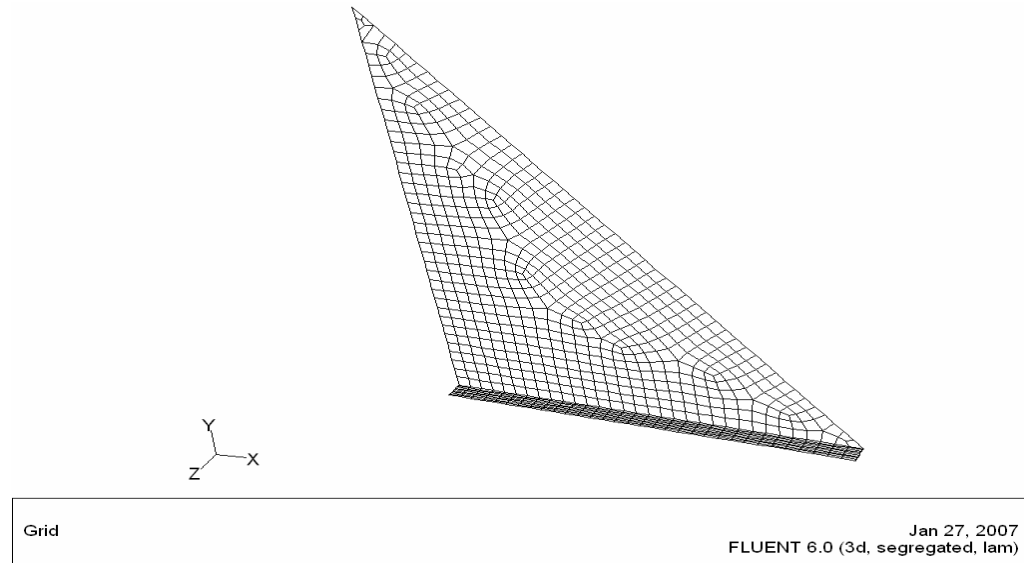
Şekil 1.13. Yapılan İşlemlerin “mesh” uzantılı kaydedilmesi

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

Şekil 1.14, Şekil 1.15, Şekil 1.16, Şekil 1.17, Şekil 1.18, Şekil 1.19 ‘da Gambit’te modellenen kanatçık geometrilerinin hücrelere ayrılmış yapıları: gösterilmiştir.

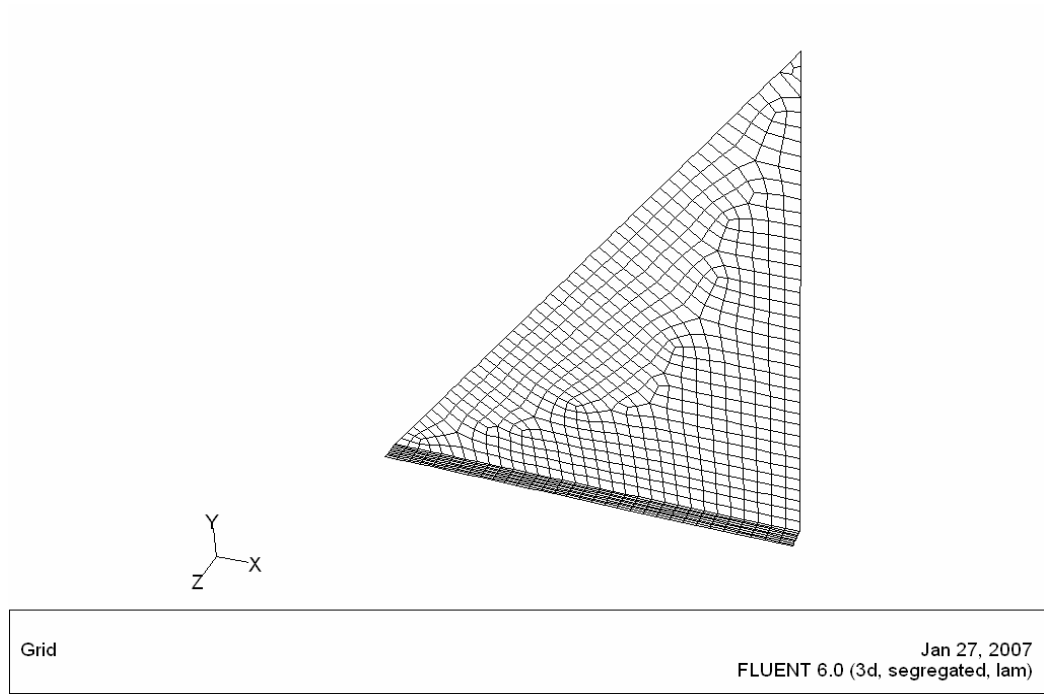


Şekil 1.14. 1 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

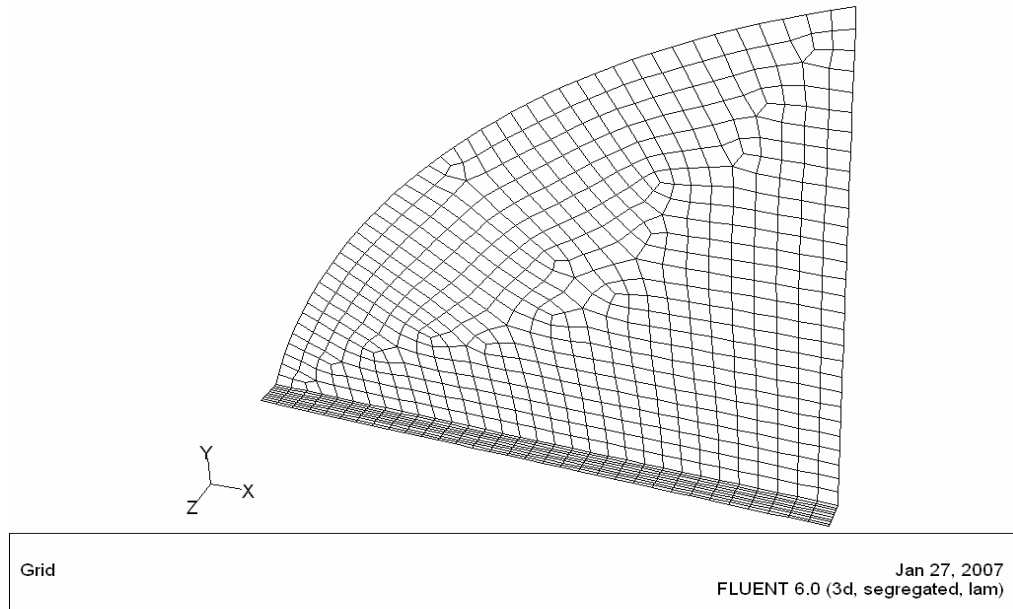


Şekil 1.15. 2 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi

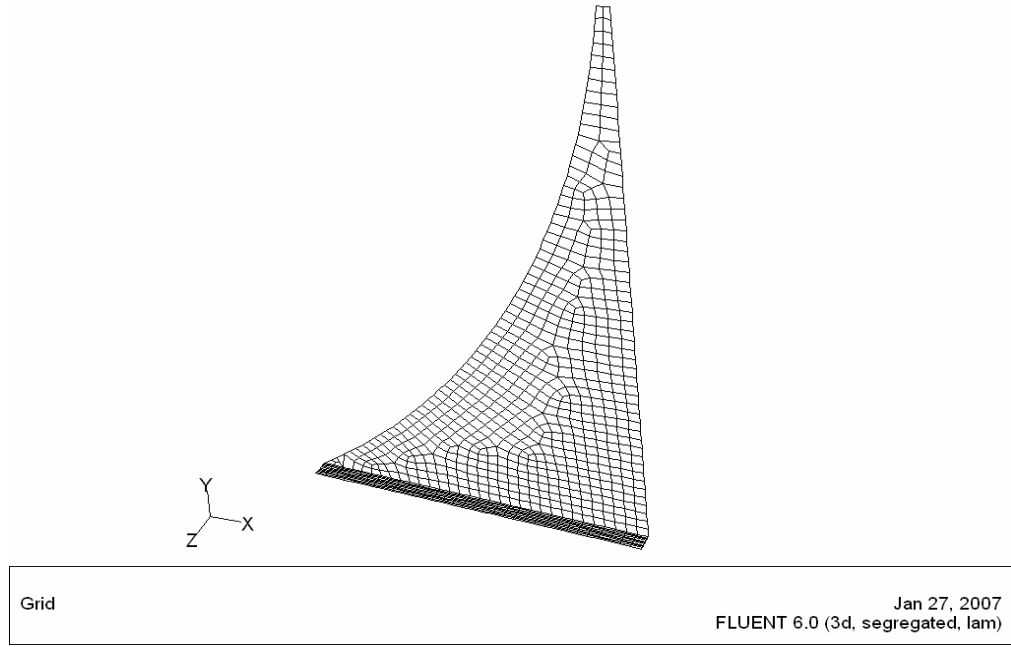


Şekil 1.16. 2 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

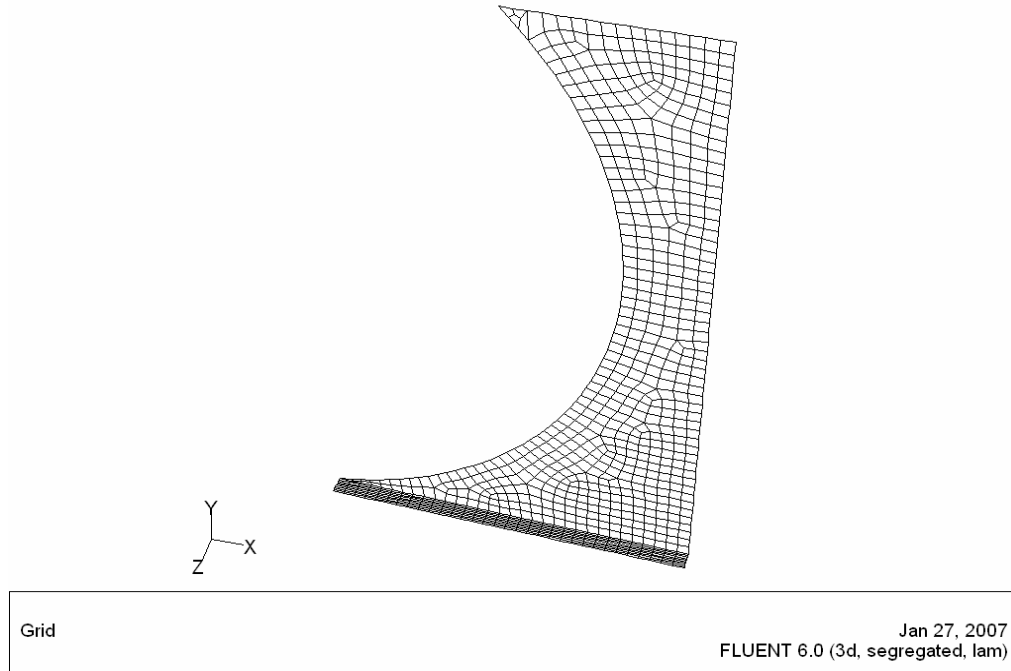


Şekil 1.17. 3 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

EK-1 (Devam) Yapılan Çalışmaların Gambit Programında Modellenmesi



Şekil 1.18. 5 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

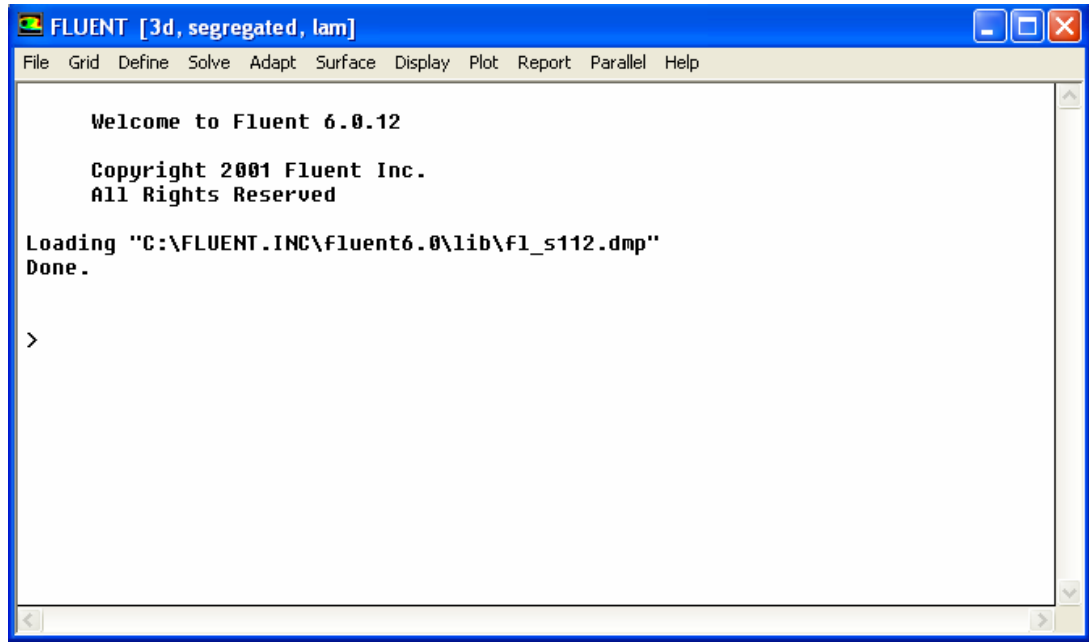


Şekil 1.19. 6 Numaralı kanatçık geometrisinin mesh yapısı

EK-2 Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

Fluent 6.0. programında yapılan işlemler aşağıda sırasıyla açıklanmıştır.

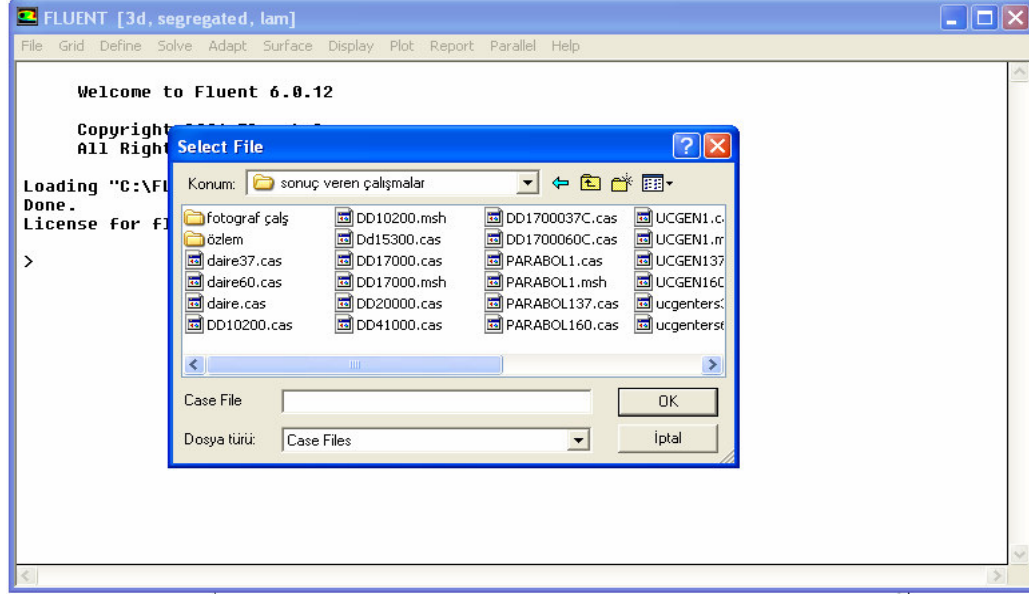
Start, programs, fluent inc, fluent 6.0 yolu izlenerek açılan fluent versions penceresinde 3d seçilerek çalıştır ikonuna basılarak fluent paket programı çalıştırılır. Açılan pencere Şekil 2.1’de görüldüğü gibidir.



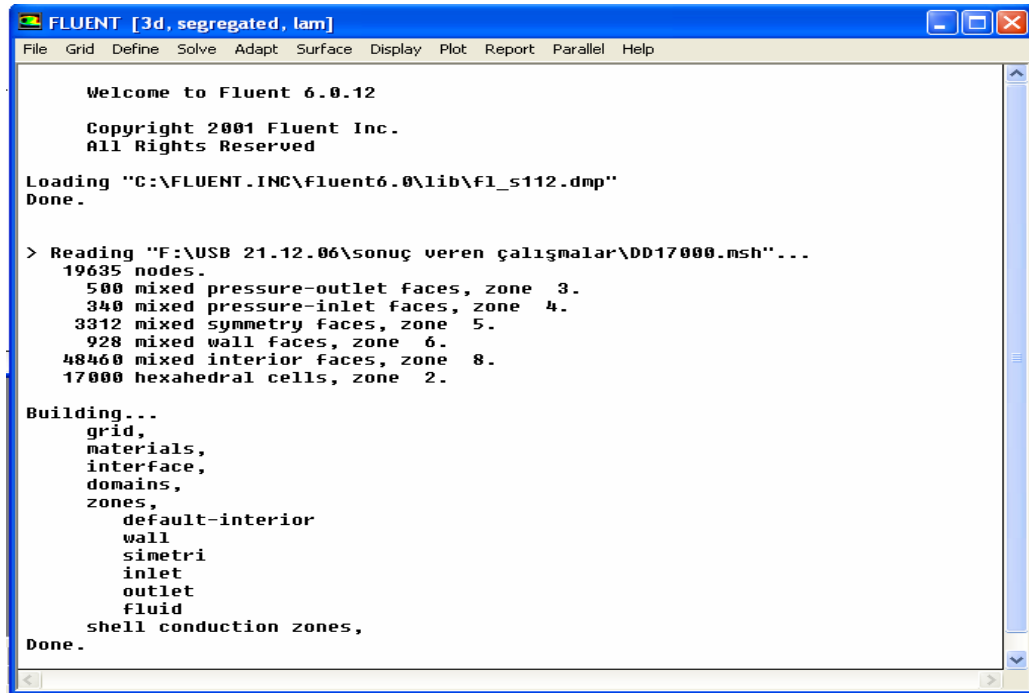
Şekil 2.1. Fluent programının açılışı

File → Read → Case kullanılarak dd17000.msh. dosya bulunarak select file penceresinde ok ikonuna basılarak okutulur. Okuma işlemi Şekil 2.2’de okumadan sonraki ekranın son hali Şekil 2.3’de görülmektedir.

EK-2 Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



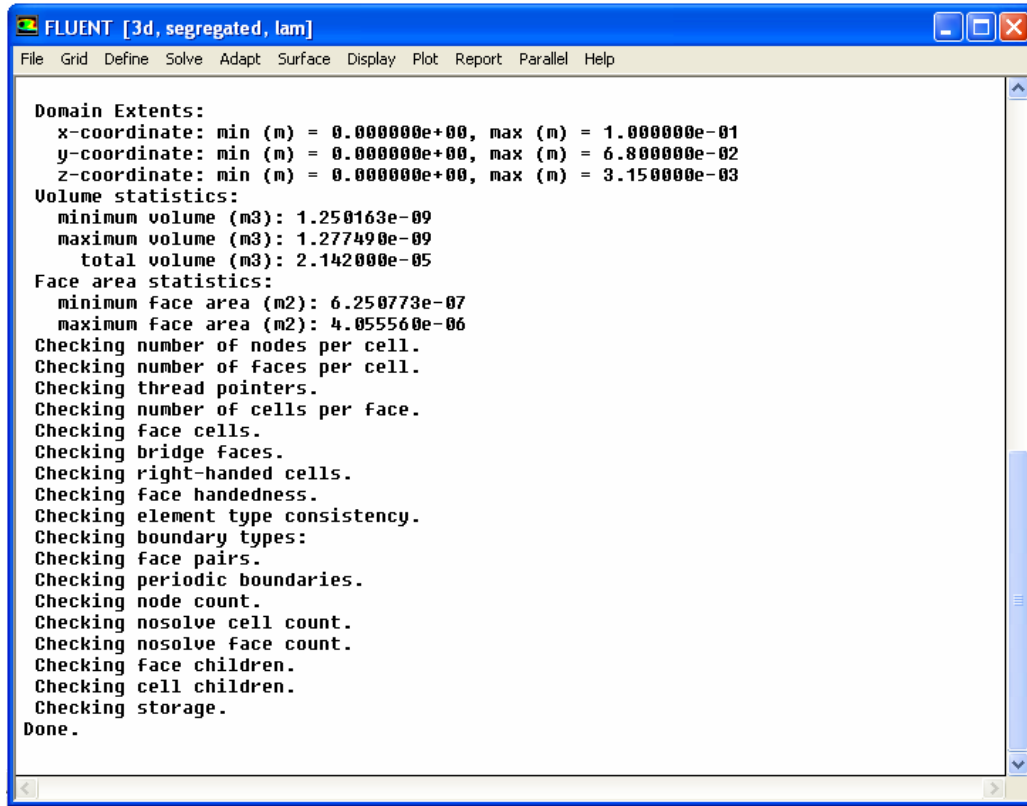
Şekil 2.2. Case dosyasının okunması 1



Şekil 2.3. Case dosyasının okunması 2

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

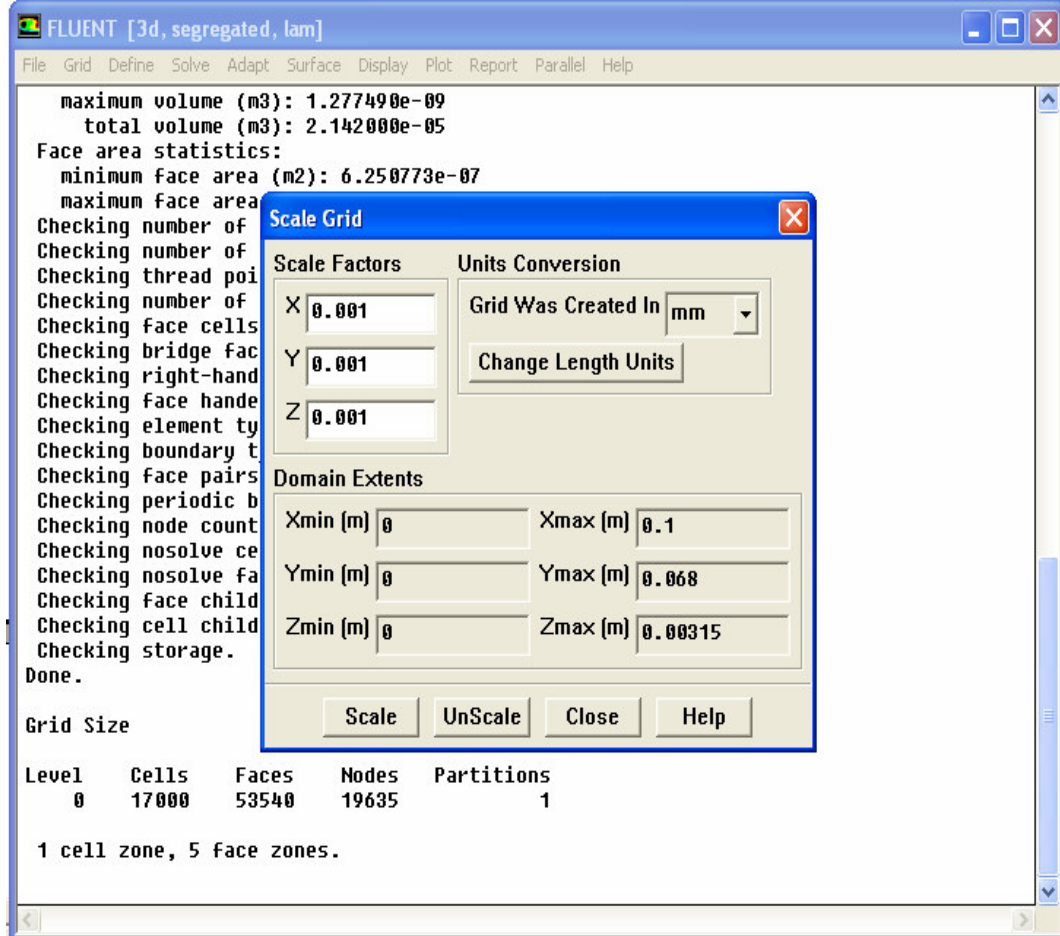
Grid → Check kullanılarak grid yapısı kontrol edilir. Ekranda yazan ifadelerden minimum hacim değerlerine bakılır ve tüm hacimlerin pozitif olması şartının sağlanıp sağlanmadığına bakılır. Çözüm yapabilmek için tüm hacimlerin pozitif olması gerekmektedir. kontrol işleminden sonra ekranda Şekil 2.4'deki görüntü oluşur.



Şekil 2.4. Fluent programında check işleminin yapılması.

Grid → Scale kullanılarak açılan, Şekil 2.5'de görüldüğü gibi scale grid penceresinde grid was created in karşısında mm seçilerek scale grid penceresi kapatılır. Kapatmadan önce scale grid penceresinde yer alan ölçülerin doğru olup olmadığı kontrol edilir. Eğer hata varsa scale veya unscale kullanılarak doğru olmaları sağlanır.

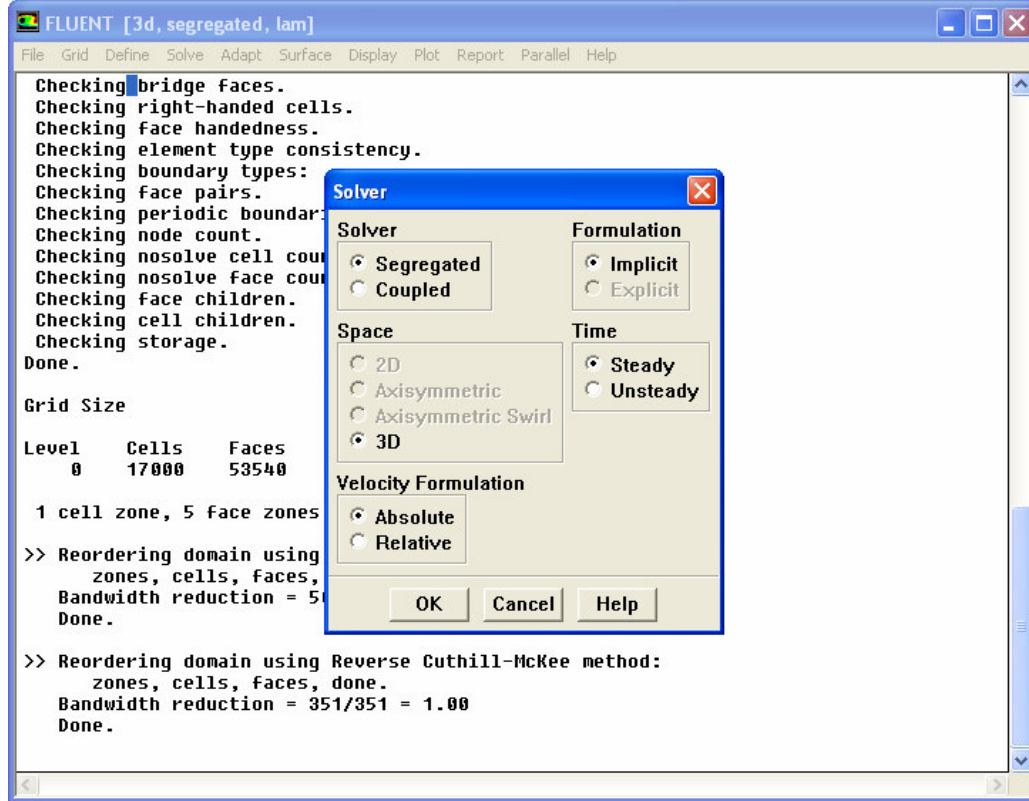
EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



Şekil 2.5. Fluent programında scale işleminin yapılması.

Define →Models →Solver kullanılarak açılan solver penceresinde hiçbir değişiklik yapılmaz. Çünkü default olarak segregated çözüm seçili durumdadır. Solver penceresi açıkken ekran Şekil 2.6'daki gibidir. Solver penceresindeki ok ikonu tıklanır.

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

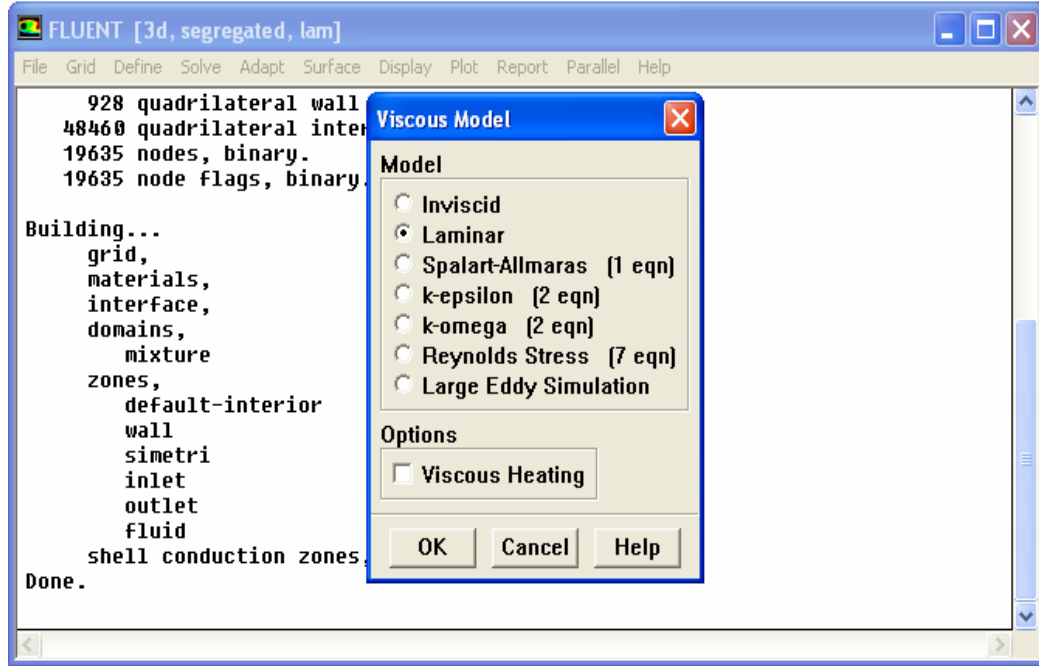


Şekil 2.6. Çözüm yönteminin seçilmesi

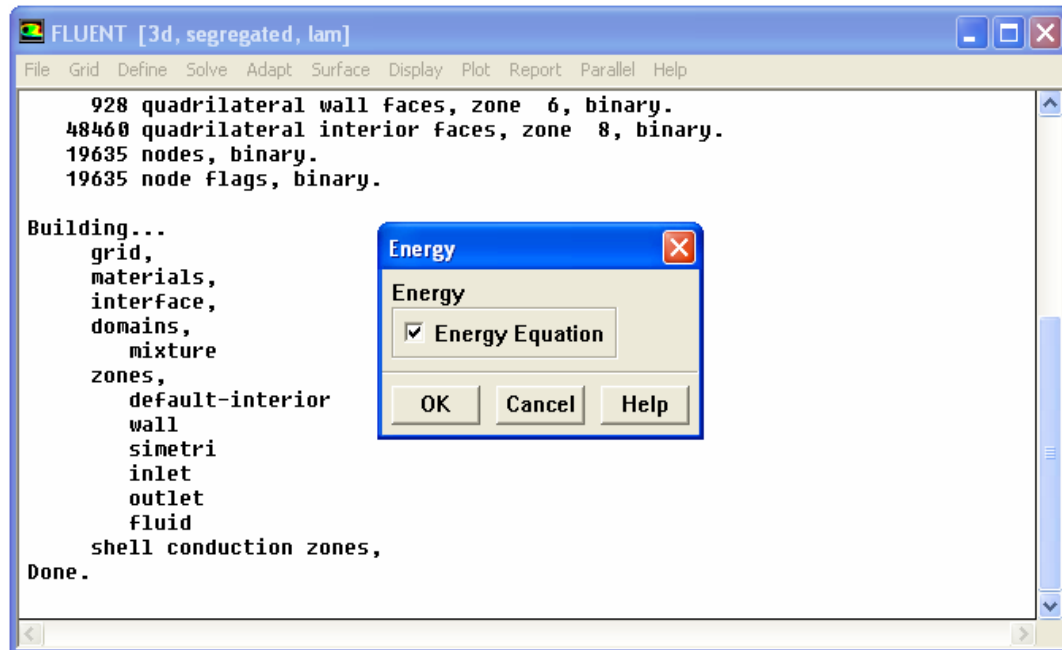
Define → Models → Viscous kullanılarak açılan viscous penceresinde laminar aktif hale getirilir (Şekil 2.7).

Define → Models → Energy kullanılarak açılan energy penceresinde energy equation aktif hale getirilir. Energy penceresi açıkken ekran Şekil 2.8'deki gibidir. Energy penceresindeki ok ikonu tıklanır.

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



Şekil 2.7. Akış şartlarının belirtilmesi



Şekil 2.8. Enerjinin denkleminin aktif hale getirilmesi

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

Define →Materials kullanılarak açılan materials penceresinde Şekil 2.9'da görülen ortalama sıcaklık için akışkanın termofiziksel değerleri ve Thermal Expansion Coefficient (1/k) değerleri girilir ve change/create ikonu tıklanır. Materials penceresindeki close ikonu tıklanır.

The screenshot shows the 'Materials' dialog box in ANSYS Fluent. The 'Name' field contains 'air'. The 'Material Type' is set to 'fluid'. The 'Chemical Formula' field is empty. The 'Fluid Materials' list shows 'air' selected. The 'Properties' section contains the following settings:

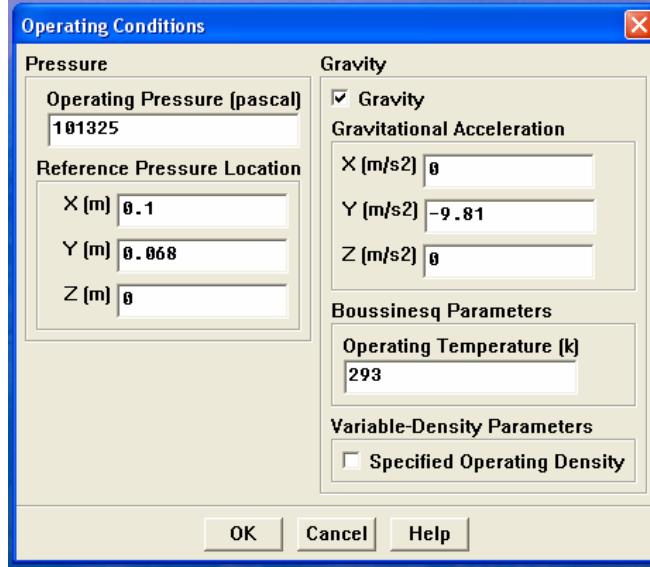
- Density (kg/m³): boussinesq (dropdown), 1.1 (text field)
- Cp (J/kg-K): constant (dropdown), 1008 (text field)
- Thermal Conductivity (W/m-K): constant (dropdown), 0.027 (text field)
- Viscosity (kg/m-s): constant (dropdown), 1.7894e-05 (text field)

The 'Order Materials By' section has 'Name' selected. The 'Database...' button is visible. At the bottom are buttons for 'Change/Create', 'Delete', 'Close', and 'Help'.

Şekil 2.9. Madde özelliklerinin seçilmesi

Define →Operating Conditions kullanılarak açılan operating conditions penceresinde Şekil 2.10'da görülen, yerçekimi ivmesi değeri, basınç değeri, referans basınç noktasının yeri ve sıcaklık değerleri girilir. Operating conditions penceresindeki ok ikonu tıklanır.

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



Şekil 2.10. Operating conditions penceresi ve değerleri

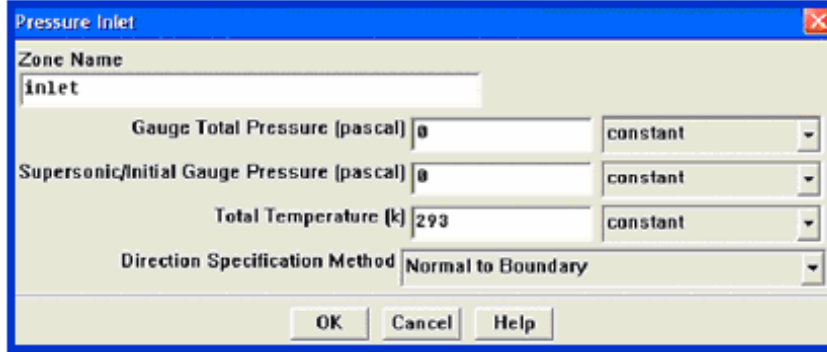
Define→Boundary Conditions kullanılarak açılan boundary conditions penceresinde sınır şartlarına değerler girilir.

Boundary conditions penceresinde inlet (giriş) için pressure inlet sınır şartı seçilir ve set ikonuna tıklanır, açılan pressure inlet penceresinde Şekil 2.11'deki değerler girilir. Pressure inlet penceresindeki ok ikonu tıklanır.

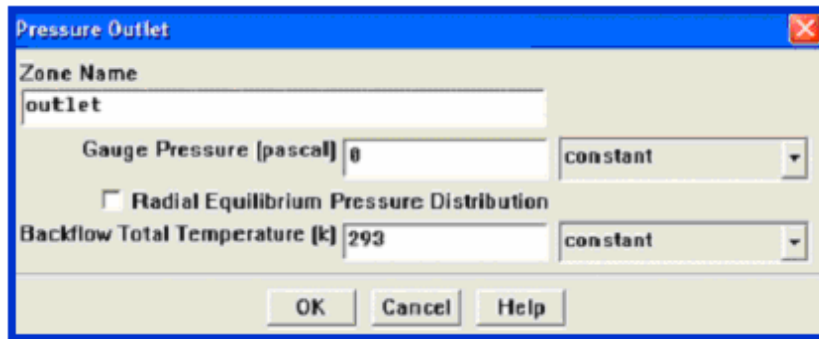
Boundary conditions penceresinde outlet (çıkış) için pressure outlet sınır şartı seçilir ve set ikonuna tıklanır, açılan pressure outlet penceresinde Şekil 2.12'deki değerler girilir. Pressure outlet penceresindeki ok ikonu tıklanır.

Boundary conditions penceresinde wall (duvar) için wall sınır şartı seçilir ve set ikonuna tıklanır, açılan wall penceresinde Şekil 2.13'deki değerler girilir. Wall penceresindeki ok ikonu tıklanır.

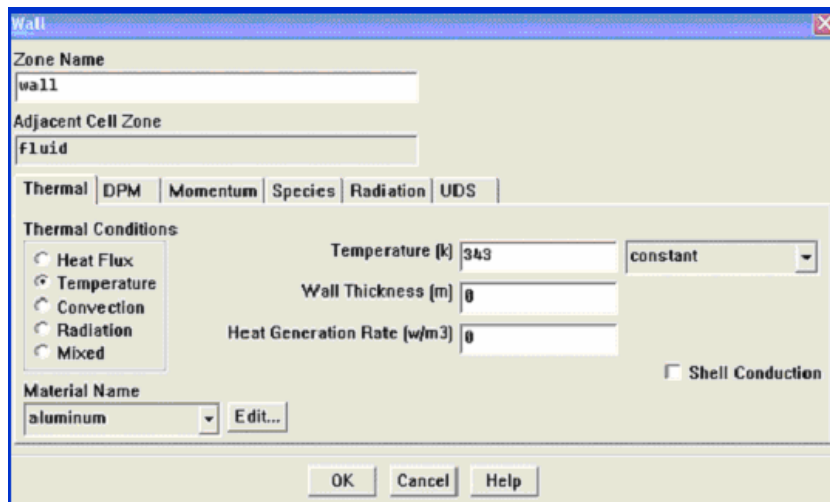
EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



Şekil 2.11. Pressure inlet penceresi ve değerleri



Şekil 2.12. Pressure outlet penceresi ve değerleri

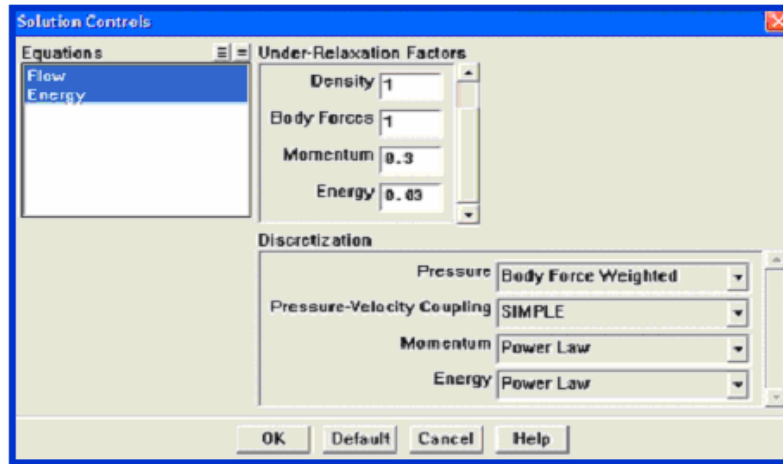


Şekil 2.13. Wall penceresi ve değerleri

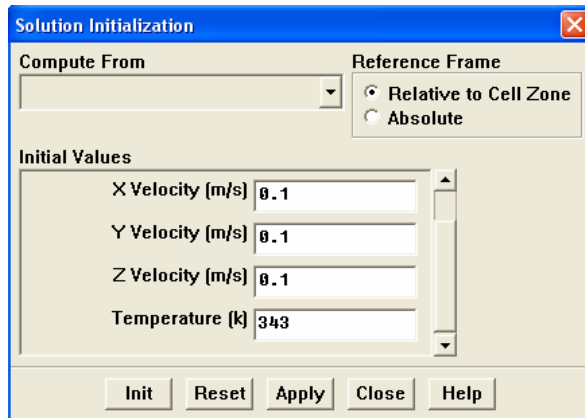
EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

Solve→Controls →Solution kullanılarak solution controls penceresinde relaxation factors'ler değiştirilebilir. Pressure için 0,3, Density için 1, Body Forces için 1, Momentum için 0,3, Energy için 0,03 olarak girilir. Diğer değerler Şekil 2.14'de gösterilmiştir.

Solve→Controls→Initialization penceresi kullanılarak çözümde kullanılacak ilk değerler seçilir (Şekil 2.15).



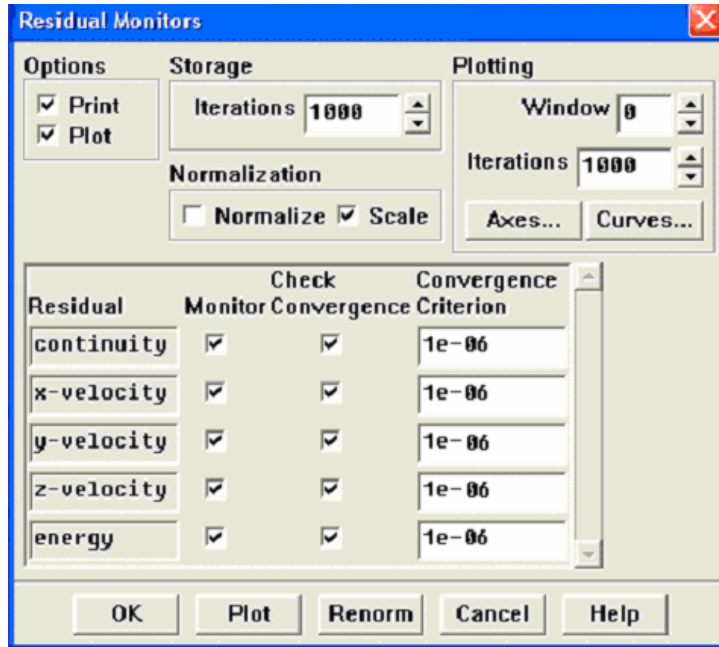
Şekil 2.14. Solution penceresi ve değerleri



Şekil 2.15. Initialization penceresi ve değerleri

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

Solve→Monitors→ Residual kullanılarak açılan residual monitors penceresinde convergence criterion'lar (10^{-6}) değiştirilebilir, options kısmında plot aktif hale getirilir (Şekil 2.16). Residual Monitors penceresindeki ok ikonuna tıklanır.



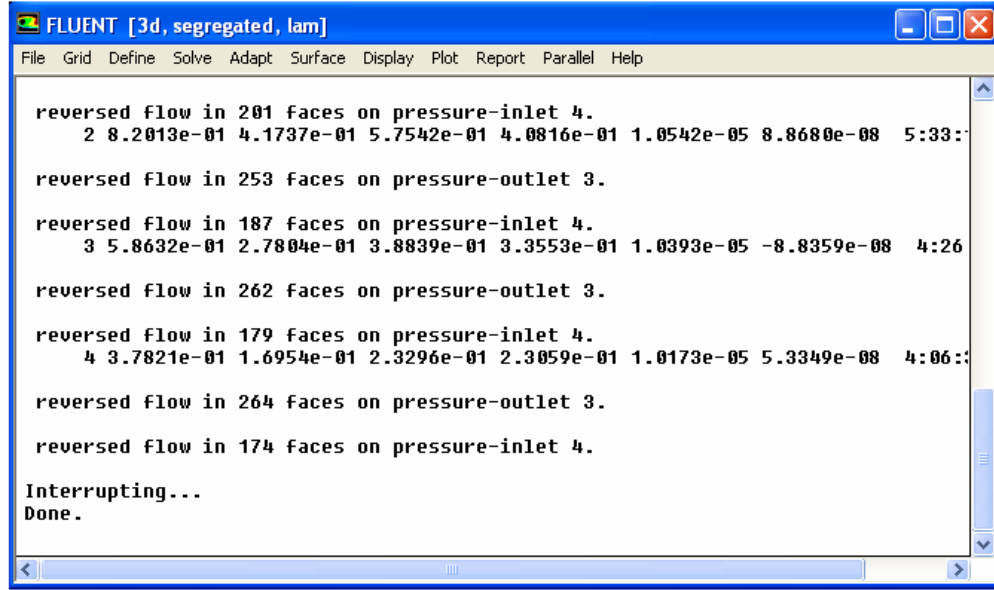
Şekil 2.16. Residual monitors penceresi ve değerleri

File →Write→ Case ile son hal kaydedilir, açılan select file penceresinde ok iconu tıkladığında dd17000.cas isimli bir dosya kayıt edilir.

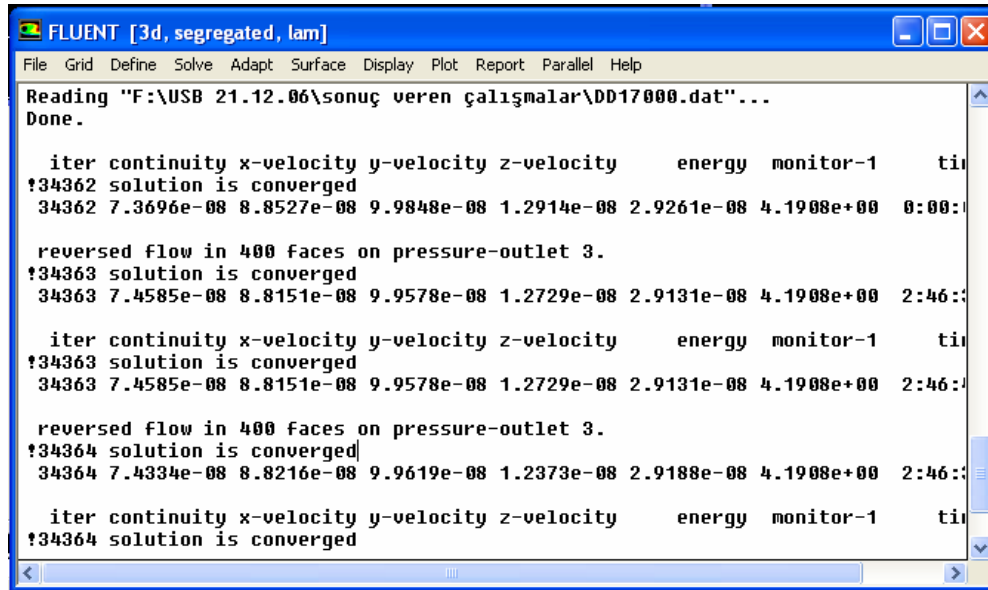
Solve→Iterate kullanılarak açılan iterate penceresinde number of iterations kısmına 25000 değeri girilerek iterate ikonuna tıklanır, iterasyon başladığında ekranda Şekil 2.17'deki görüntü oluşur.

İterasyonlar sonucunda çözüme ulaşırsa, “solution is converged” ifadesi çıkar ve iterasyon sonlanır. (Şekil 2.18).

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



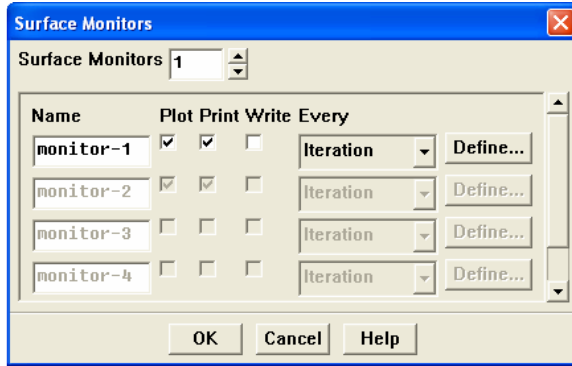
Şekil 2.17. İterasyonların başlaması



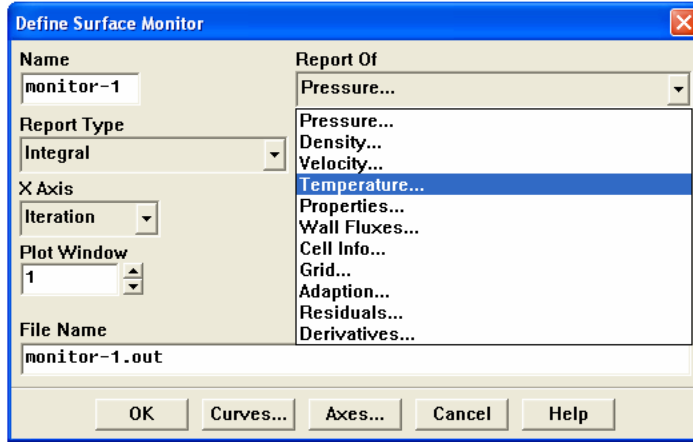
Şekil 2.18. İterasyonların sonlanması

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

İterasyonlar yapılırken anlık değerlerinde gözlenmesi gerekir bu amaçla, Solve→Monitors→ Surface kullanılarak Şekil 2.19'daki define.. tıklanarak seçimler yapılır.



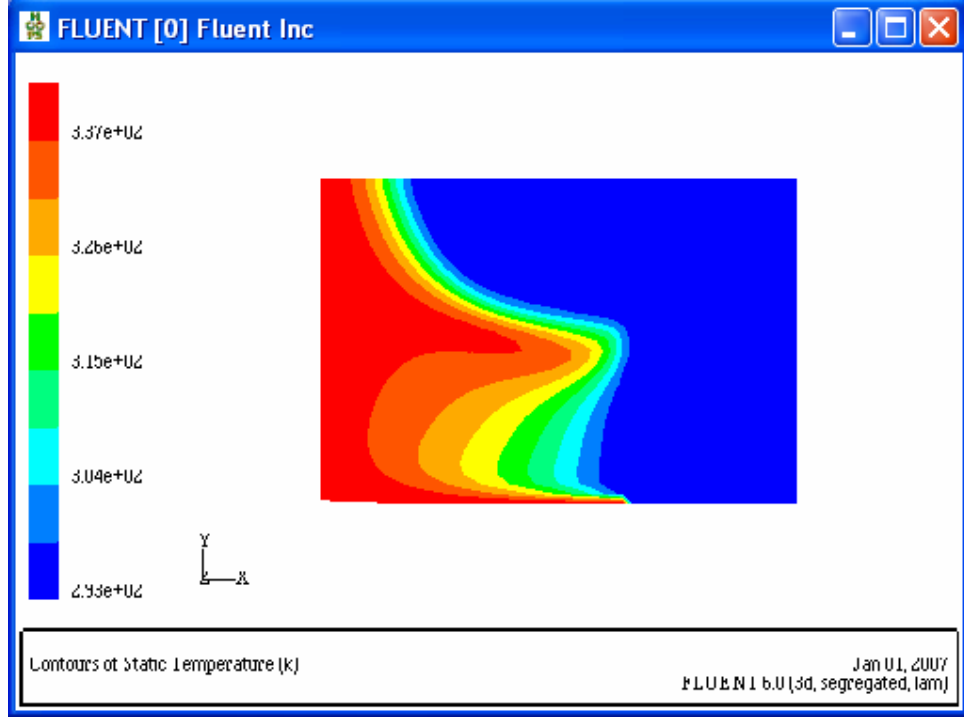
Şekil 2.19. Anlık değerlerin görüntülenmesinin sağlandığı pencere 1



Şekil 2.20. Anlık değerlerin görüntülenmesinin sağlandığı pencere 2

Display→Contours kullanılarak açılan contours penceresinde contours of kısmında temperature seçilir, surfaces kısmında istenilen yüzeyler seçilmesi sağlanır, options kısmında filled aktif hale getirilir ve display ikonuna tıklanarak görüntü alınır. Görüntülü Şekil 2.20'deki gibidir. Contours penceresi close ikonuna tıklanarak kapatılır.

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



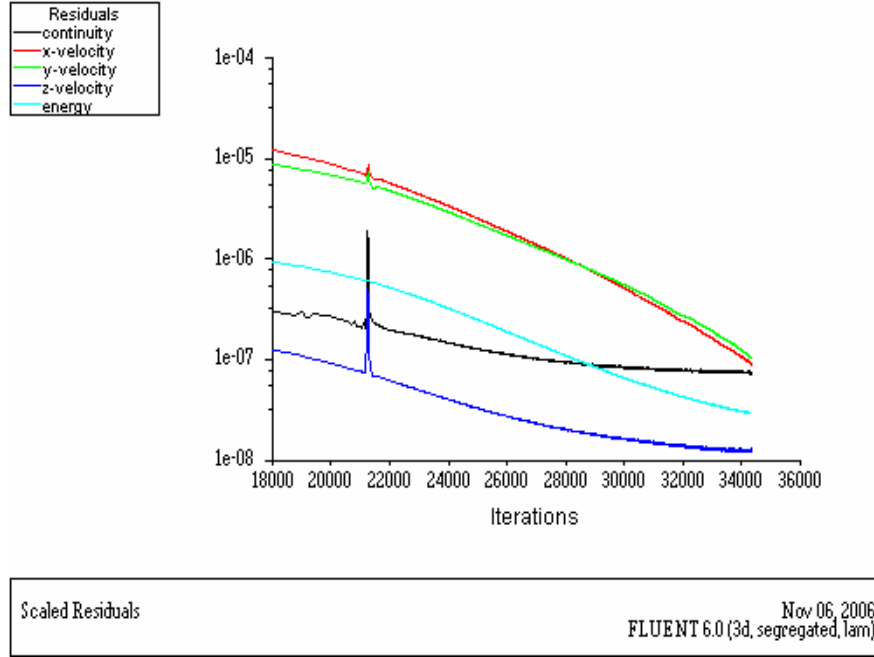
Şekil 2.21. Çözümün görüntülenmesi

File → Write→Case&Data kullanılarak açılan select file penceresinde herhangi bir değişiklik yapılmadan ok ikonuna tıklanarak dd17000.cas ve dd17000.dat isimli dosyaların kaydedilmeleri sağlanır, fakat dd17000.cas mevcut olduğundan bir warning penceresi açılacak mevcudun üzerine kayıt yapmak istediğimizden emin olup olmadığımızın teyidi istenecektir. Warning penceresinde ok ikonuna tıklarız.

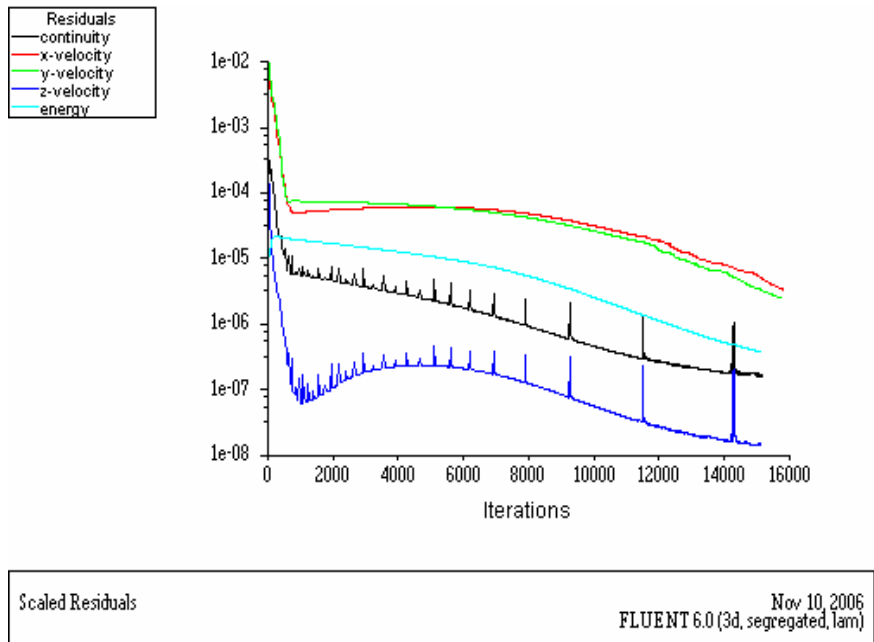
File → Exit kullanılarak fluent programından çıkılır.

Sekil 2.22, Sekil 2.23, Şekil 2.24, Sekil 2.25, Sekil 2.26, Sekil 2.27’de Fluent programında çözülmüş modellerin, kalıntıların iterasyonlara göre değişimi gösterilmiştir.

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

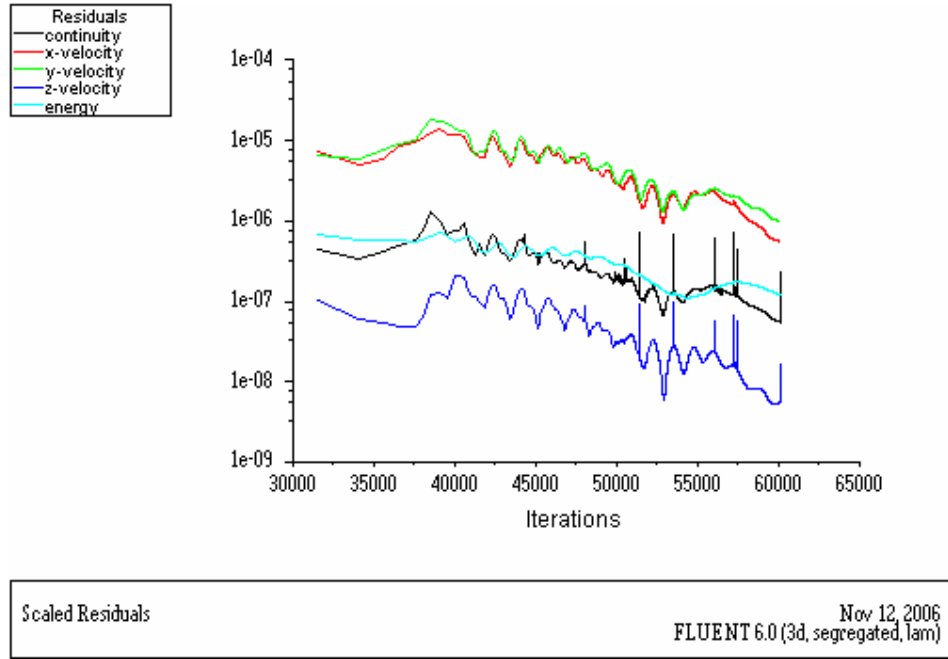


Şekil 2.22. 1 numaralı kanatçık geometrisinin çözümünün yakınsaması

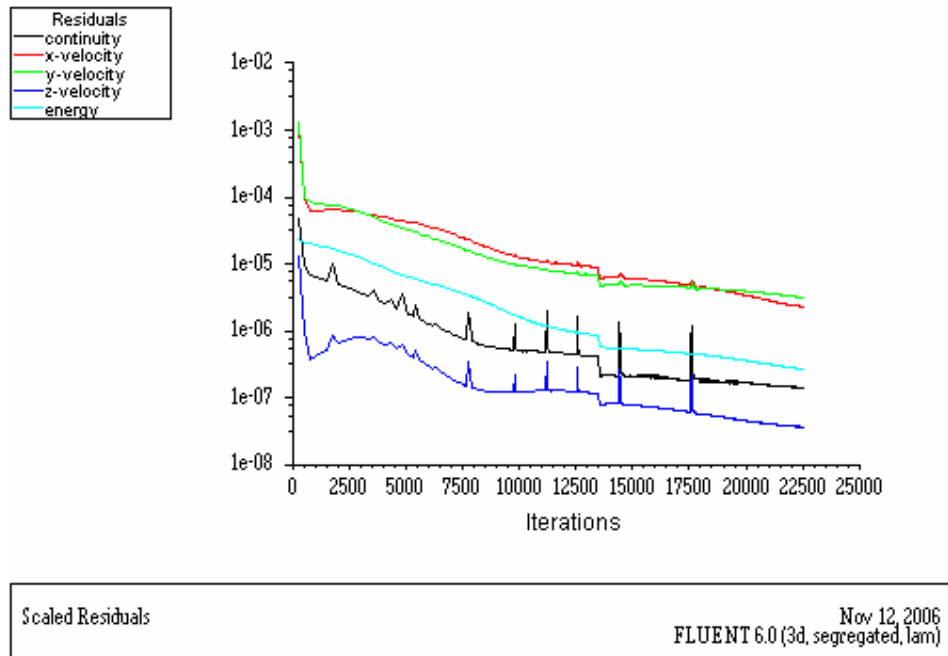


Şekil 2.23. 2 numaralı kanatçık geometrisine ait çözümünün yakınsaması

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi

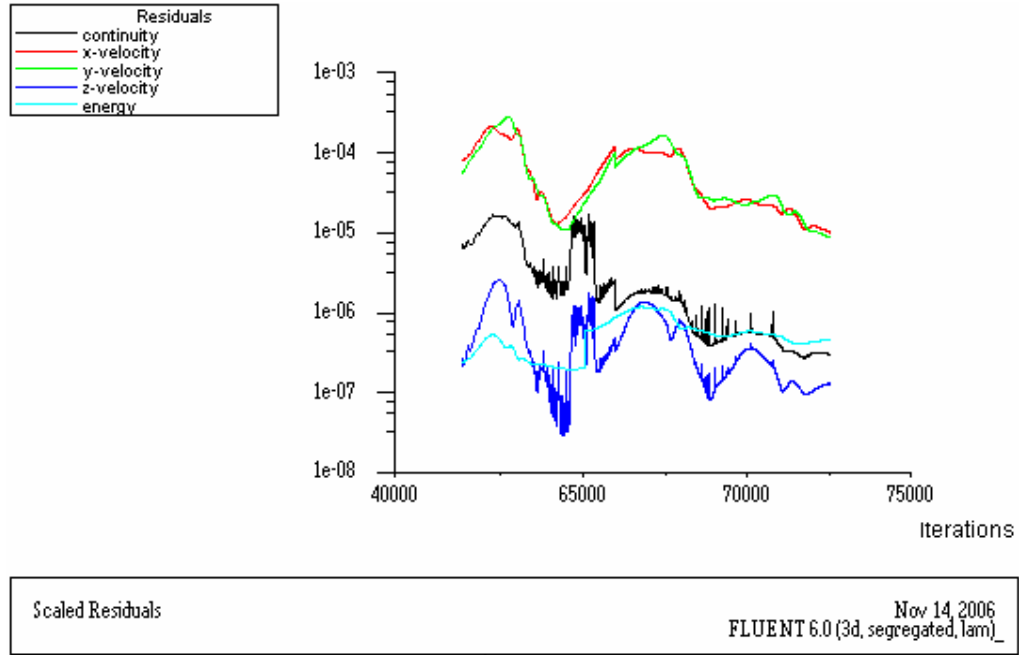


Şekil 2.24. 3 numaralı kanatçık geometrisinin çözümünün yakınsaması

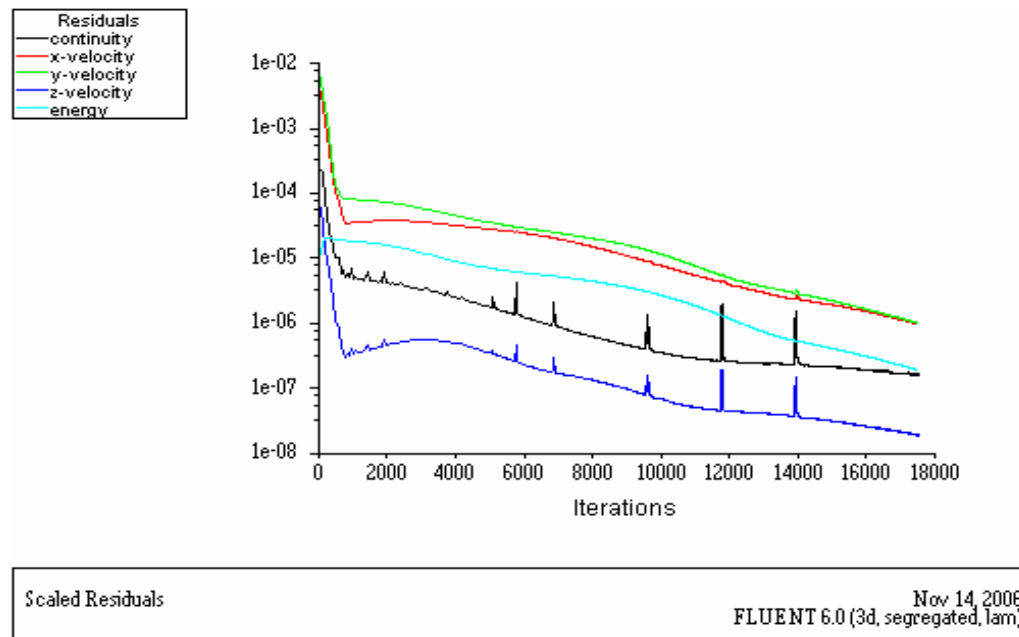


Şekil 2.25. 4 numaralı kanatçık geometrisinin çözümünün yakınsaması

EK-2 (Devam) Yapılan Çalışmaların Fluent Programında Çözümlemesi



Şekil 2.26. 5 numaralı kanatçık geometrisinin çözümünün yakınsaması



Şekil 2.27. 6 numaralı kanatçık geometrisinin çözümünün yakınsaması

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YILMAZ, Önder
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 15.04.1977, Çorum
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 402 31 74 , 0 (532) 304 29 47, 0 (505) 865 75 83
 e-mail : onderylmz@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Dokuz Eylül Üniversitesi / Makina Mühendisliği	1999
Lise	Çorum Atatürk Lisesi	1994

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2002-2003	Üntes Klima Havalandırma A.Ş.	Makina Mühendisi
2003-2006	Milli Savunma Bakanlığı	Keşif İnc.Müh.

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Sinema, tiyatro, teknoloji, yüzme