

**BİR MİKRO KANAL ISI ALICISINDA GERÇEKLEŞEN ISI
TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ**

İsmail Burak KILIÇ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2012

ANKARA

İsmail Burak KILIÇ tarafından hazırlanan “BİR MİKRO KANAL ISI ALICISINDA GERÇEKLEŞEN ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Almıla Güvenç YAZICIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, ODTÜ

Tarih: 05/10/2012

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

İsmail Burak KILIÇ

BİR MİKRO KANAL ISI ALICISINDA GERÇEKLEŞEN ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

İsmail Burak KILIÇ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2012

ÖZET

Bu çalışmada bir mikro kanal ısı alıcısında zorlanmış taşınım ısı transferi laminer akış koşullarında sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısının 300 ile 800 aralığında ve 1,3, 1,8, 3,6 ve 5,4 kW/m² sabit ısı akıları için FLUENT paket programı kullanılarak parametrik çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca sinüzoidal ve doğrusal olarak değişen ısı akılarında sayısal analizler yapılmıştır. Bunun yanı sıra, mikro kanal boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Kanal yüksekliği, genişliği, kanatçık uzunluğu ve akışkan cinsi değiştirilerek ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısının ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı, basınç düşüşü, ısı alıcısı sıcaklığı ve kanal çıkış sıcaklığı üzerine olan etkisi incelenmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Bilim Kodu : 914.1.065

Anahtar Kelimeler : Zorlanmış ısı transferi, mikro kanal, laminer akış, Fluent

Sayfa Adedi : 94

Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

A NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A MICRO CHANNEL HEAT SINK

(M. Sc. Thesis)

İsmail Burak KILIÇ

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

September 2012

ABSTRACT

In this study, forced convection heat transfer in a micro channel heat sink was investigated numerically in laminar flow conditions. Parametric studies were performed using the commercial CFD program FLUENT for the Reynolds numbers and constant heat fluxes in ranges of 300 and 800, 1,3 and 5,4 kW/m², respectively. In addition, numerical analyses were performed at heat fluxes of sinusoidal and linearly varying. Besides, it was investigated the effect of the dimensions of the micro channel on the heat transfer from the heat sink. The effects of Reynolds number on the channel height, channel width, fin length and the type of fluids were investigated. Heat transfer coefficient, Nusselt number, pressure drop, channel outlet and heat sink temperatures were studied in detail. The results of this study were compared with the experimental studies in the literature.

Science Code : 914.1.065

Key Words : Convective heat transfer, micro channel, laminar flow, Fluent

Page Number : 94

Adviser : Assoc. Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Atilla BIYIKOğLU'na ve tezimin her aőamasında çeşitli düzeltmelerle çalıőmamın tamamlanmasına katkılarından dolayı Sayın Mak. Yük. Müh. Gökçe PEKER'e teşekkür ederim.

Son olarak, yüksek lisans tezimin hazırlanması aőamasında sınırsız desteğini yanımda hissettiğim sevgili aileme őükran duygularımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
3. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL	14
3.1. Problemin Tanımlanması	14
3.2. Kabuller.....	14
3.3. Matematiksel Model.....	18
3.3.1. Süreklilik denklemi.....	18
3.3.2. Momentum denklemleri.....	18
3.3.3. Enerji denklemi.....	20
3.3.4. Isı transfer katsayısı hesabı	20
3.4. Giriş Uzunluğu	22
3.5. Mikro Kanal Formülasyonu	22
3.6. Sınır Şartları	23
3.6.1. Giriş sınır şartları	24
3.6.2. Çıkış sınır şartları.....	24
3.6.3. Duvar sınır şartları	24
3.6.4. Kanatçık yüzeyi	25
3.6.5. Simetri sınır şartları	26
4. SAYISAL ÇÖZÜM	27

Sayfa

5. SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARI	31
5.1. Çözümün İterasyon Sayısından Bağımsızlığı	31
5.2. Çözümün Hücre Yapısından Bağımsızlığının İncelenmesi	32
5.3. Sayısal Sonuçların Doğrulanması	33
5.4. Sayısal Sonuçların Analizi ve Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	34
5.4.1. Kanal genişliğinin ısı transferine etkisi	34
5.4.2. Kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisi.....	41
5.4.3. Kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi.....	43
5.4.4. Sabit ısı akısının ısı transferine etkisi	44
5.4.5. Değişken ısı akısının ısı transferine etkisi	45
5.4.6. Soğutucu akışkan cinsinin ısı transferine etkisi.....	46
5.4.7. Kontur grafikleri	48
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR	56
EKLER.....	59
EK-1. Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi.....	60
ÖZGEÇMİŞ	81

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. İncelenen parametreler	27

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Mikro kanaldaki kanatçık dizisi.....	8
Şekil 3.1. Kanal geometrisi	15
Şekil 3.2. Mikro kanal kanatçık dizisi $W = 0,2-0,3\text{mm}$, $H = 1,0-1,5\text{mm}$, $t_f = 0,2\text{mm}$	15
Şekil 3.3. Kanalın x-y düzlemindeki görünüşü	16
Şekil 3.4. Kanalın y-z düzlemindeki görünüşü	16
Şekil 3.5. Koordinat sistemi ve çözüm alanı.....	25
Şekil 5.1. Bir çözümleme için kalıntı değerlerinin gösterilmesi	31
Şekil 5.2. Farklı hücre sayıları için ortalama ısı transfer katsayısının değişimi	32
Şekil 5.3. Örnek bir hücre yapısı.....	33
Şekil 5.4. Ortalama Nusselt sayısının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması .	34
Şekil 5.5. Değişen kanal genişliğinin kanal çıkış sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması	35
Şekil 5.6. Değişen kanal genişliğinin ısı alıcısı sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması	36
Şekil 5.7. Değişen kanal genişliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	37
Şekil 5.8. Değişen kanal genişliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	38
Şekil 5.9. $H = 1,0\text{ mm}$ 'de değişen kanal genişliğinde, ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi	39
Şekil 5.10. $H = 1,5\text{ mm}$ 'de değişen kanal genişliğinde, ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi	39
Şekil 5.11. Değişen kanal genişliğinin birim uzunluktaki basınç düşüşüne etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	40
Şekil 5.12. Değişen kanal genişliğinin birim uzunluktaki basınç düşüşüne etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	40

Şekil	Sayfa
Şekil 5.13. Değişen kanal yüksekliğinin ısı alıcısı sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması	41
Şekil 5.14. Değişen kanal yüksekliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	42
Şekil 5.15. Değişen kanal yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	43
Şekil 5.16. Değişen kanatçık uzunluğunun ortalama Nusselt sayısına etkisi	44
Şekil 5.17. Değişen ısı akısının ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	44
Şekil 5.18. Değişen ısı akısının ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması	45
Şekil 5.19. Farklı ısı akısı fonksiyonlarının ortalama ısı transfer sayısına etkisinin sayısal olarak karşılaştırılması	46
Şekil 5.20. Farklı soğutucu akışkanların ortalama ısı transfer sayısına etkisinin sayısal olarak karşılaştırılması	47
Şekil 5.21. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ için çözüm alanının orta noktasında kanatçığa girmeden önce hidrodinamik akış gelişimini gösteren hız vektör grafiği	49
Şekil 5.22. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 600$ için çözüm alanının orta noktasında kanatçığa girmeden önce hidrodinamik akış gelişimini gösteren hız vektör grafiği	49
Şekil 5.23. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ 'de çözüm alanının orta noktasında kanatçığa giriş hız vektör grafiği.....	50
Şekil 5.24. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ için kanal sıcaklığı kontur grafiği.....	50
Şekil 5.25. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 800$ için kanal sıcaklığı kontur grafiği.....	51

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m ²
A_{kesit}	Kanal kesit alanı, m ²
A_m	Isı alıcısı yüzey alanı, m ²
C_v	Sabit hacim özgül ısısı, kJ/kg K
C_p	Sabit basınç özgül ısısı, kJ/kg K
D_h	Hidrolik çap, m
Gr	Grashof sayısı
h_m	Ortalama ısı transfer katsayısı, W/m ² K
H	Kanal yüksekliği, mm
k	Isı iletim katsayısı, W/mK
Kn	Knudsen sayısı
L_f	Kanatçık uzunluğu, mm
L_g	Giriş uzunluğu, mm
L	Kanal hacminin karakteristik uzunluğu, m
Nu	Ortalama Nusselt sayısı
P	Çevre, m
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transfer miktarı, kW
q''	Isı akısı, kW/m ²
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
S	Kanatçıklar arası mesafe, m
t_f	Kanatçık kalınlığı, mm
T	Sıcaklık, K

Simgeler	Açıklama
T_s	Yüzey sıcaklığı, K
$T_{a,ort,g}$	Havanın ortalama giriş sıcaklığı, K
$T_{a,ort,ç}$	Havanın ortalama çıkış sıcaklığı, K
$T_{a,ort}$	Ortalama akışkan sıcaklığı, K
$T_{d,ort}$	Ortalama kanal duvar sıcaklığı, K
u'''	Birim hacimdeki enerji üretimi, W/m ³
α	Isıl yayınım katsayısı, m ² /sn
β	Hacimsel genleşme katsayısı, 1/K
ϕ_v	Viskoz dağılım fonksiyonu, 1/s ²
w	Hız, m/s
W	Kanal genişliği, mm
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
ΔP	Basınç düşüşü, kPa
ΔT_{LMTD}	Sıcaklık farkı, K
ν	Kinematik viskozite, m ² /sn
Λ	Ortalama serbest yol

Kısaltmalar	Açıklama
CFC	Kloroflorokarbon
CFD	Computational Fluid Dynamics
DSMC	Direct Simulation Monte Carlo
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
MEMS	Mikro Elektromekanik Sistemler
MFD	Mikro Akışkanlı Cihazlar
PPFHS	Mikro Pimli Isı Alıcısı
TDMA	Üç Köşegenli Matris Algoritması

1. GİRİŞ

Elektronik teknolojisindeki gelişmeler elektronik cihazların kullanım sahalarının giderek yaygınlaşmasına neden olmuştur. Bilindiği gibi elektronik sistemler çalışmaları esnasında ısı yayarlar. Yayılan bu ısı nedeniyle, sistemin sıcaklığı artar. Elektronik sistemlerin çalışma performansları sıcaklıkla çok yakından ilişkilidir. Bu nedenle, soğutulmaları büyük önem taşır. Soğutma işlemi için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak genellikle hava tercih edilir. Genelde, doğal veya fan destekli olarak hava ile soğutma, elektronik parçaların soğutulması için tercih edilen bir yöntemdir. Elektronik bir devreyi doğal ortamda soğutmak yetersiz kalıyorsa, soğutma yüzeyini arttırmak amacıyla elektronik parça üzerine soğutucu kanatlar; ya da pimli yüzeyler eklenebilir. Bazı durumlarda bu yöntem yeterli soğutma sağlamayabilir. Bu durumda elektronik devrenin bir fan aracılığı ile zorlanmış taşıyıcıyla soğutulması yönüne gidilir.

Yüksek yoğunluklu, yüksek güçte ve yüksek hızda çalışan mikro elektronik cihazlar, yüksek oranda ısı giderimine ihtiyaç duyarlar. Elektronik cihazın en uygun şekilde çalıştırılması için, etkili ısı alma metotlarının geliştirilmesi gerekir. Bu metotlardan biri, mikro kanal ısı değiştiricilerinin kullanılmasıdır. Bir mikro kanal ısı değiştiricisi, mikro yapıdaki birçok kanalın bir mikro çipin arkasına yerleştirilmesiyle oluşur. Bu kanallar arasından, enerjiyi taşımak için bir sıvı geçirilir. Küçük ölçekli kanallar üzerinde 1981 yılında elektronik sistemlerin soğutulması amacıyla başlatılan çalışmalar, özellikle minyatür HVAC sistemlerinde kullanılabilecekleri düşünülerek giderek artmıştır. Karakteristik boyutları 1 μm ' den 1 mm' ye kadar değişen mikro cihazlar günümüzde teknolojik bir gerçekliktir ve kalp pilinden mürekkep püskürtmeli yazıcılara, mikro pompalar, mikro ısı değiştiricileri gibi mikro akışkanlı cihazlardan (MFD'ler) otomotiv ve uçak firmalarını içeren mikro elektronik, kimya, ecza, gıda ve tıbbi teknolojiler gibi sanayiler, biyomedikal mühendislik, Mikro Elektromekanik Sistemler (MEMS) ve nano teknoloji gibi alanlar da yaygınlaşmaktadır [1].

Mikro kanallar; yüksek ısı akıları, küçük boyutta ve hafif olmaları, çalışma akışkanı miktarının az olması, taşınabilir olmaları, ileride seri üretimleri yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilmesi olasılığı gibi sebeplerden dolayı tercih edilmektedirler. Bu özellikler küçük ölçekli sistemleri çekici kılsa da, bazı sorunlar aradan geçen yıllar içerisinde çözülememiştir. Örneğin; bu kanallarda yüksek ısı akılarını sağlayan çok küçük hidrolik çaplar, aynı zamanda basınç kayıplarının artmasına da yol açmaktadır. Bunun da ötesinde, kanal boyutları küçüldükçe, cidar ve ara yüzey etkilerinin artmasından dolayı, akışın davranışı klasik teoriden uzaklaşmaktadır. Ancak; bu uzaklaşmanın olduğu boyut henüz kesin olarak saptanamamıştır. Ayrıca; bu konuda, araştırmacılar arasında bir uzlaşma da yoktur [1].

Mikro kanallarda ısı geçişi özellikleri geleneksel ebattaki kanalların deney sonuçlarından farklıdır. Mikro kanallardaki akış ve ısı geçişi üzerine yapılan deneylerde kanal boyutları, ortalama pürüzlülük, yerel ısı taşınımı, bir mikro kanal boyunca statik basıncın yerel değeri vb. gibi bazı parametreleri doğru olarak ölçmek zordur. Bu nedenle, yayınlanan kaynaklardaki tutarsızlıklar büyük olasılıkla deneysel hatalardan kaynaklanmaktadır. Mikro kanallardaki akış türü değişiminin geleneksel kanallarda olması beklenenden daha küçük Reynolds sayılarında meydana geldiği görülmüştür. Mikro kanallarda laminer akış için sürtünme basıncı kaybının klasik teoriden daha yüksek olduğu bulunmuştur. Mikro kanallarda kanal şekli irdelendiğinde ise soğutma kapasitesi açısından konik kanalların düz kanallardan daha iyi bir performans sağladığı gösterilmiştir [1].

Mikro Elektromekanik Sistemler (MEMS); 1981 yılından bu yana elektronik cihazların soğutulması; ısı pompalarının, ısı makinalarının, yanma sistemlerinin ve yakıt işleme sistemlerinin mikro ölçeklerde geliştirilmesi amacıyla üzerinde çalışılan bir konudur. Ancak bu çalışmalardan bazı durumlar için klasik akış ve ısı transferi mekanizmalarının küçük ölçekteki kanallarda geçerli olmadıkları sonucu çıkmıştır. Öte yandan, mikro ölçekteki geometrilerin soğutma sistemlerine uygulanması, ülkemizdeki soğutucu üretimi açısından önemlidir [2].

Bu tür bir tasarıma başlamadan önce, mikro-ölçekli ve mini-ölçekli kanallarda basınç düşümlerinin ve ısı transferi katsayısının kanal boyutlarına, geometrisine ve çalışma akışkanının cinsine göre değişimini araştırmak; bu kanallarda türbülansa geçiş ölçütünü oluşturmak gereklidir. Deneysel sonuçların analizine göre; klasik teoriden sapmanın başladığı Navier-Stokes denklemlerinin ve ısı transferi bağıntılarının geçersizleştiği ölçüt bulunmalı, elde edilen sonuçları kullanarak, konvansiyonel sistemlerle karşılaştırma yapılmalıdır [2].

Küçük ölçekli kanallardan oluşmuş sistemler aşağıda sıralanan özelliklere [2] sahiptirler:

- Yüksek ısı akıları
- Küçük boyutlar ve ağırlıklar
- Çalışma akışkanı miktarının az olması
- Taşınabilir olmaları
- İleride seri üretimleri yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilmesi olasılığı [2].

Bu özellikler küçük ölçekli sistemleri çekici kılsa da, bazı sorunlar aradan geçen yıllar içerisinde çözülememiştir. Örneğin; bu kanallarda yüksek ısı akılarını sağlayan çok küçük hidrolik çaplar, aynı zamanda basınç düşümlerinin artmasına da yol açmaktadır. Bunun da ötesinde, kanal boyutları küçüldükçe, cidar ve ara yüzey etkilerinin artmasından dolayı, akışın davranışı klasik teoriden uzaklaşmaktadır. Ancak; bu uzaklaşmanın olduğu boyut henüz saptanamamıştır. Ayrıca; bu konuda, araştırmacılar arasında bir uzlaşma da yoktur. 10 mm genişliğindeki dikdörtgen kanallar üzerinde yapılan çalışmalar olduğu gibi; 1,5 mm çapındaki dairesel kesitli borularda yapılan çalışmalar da literatürde "mikro kanallar" olarak geçebilmektedir [2].

Son yıllarda kabul gören bir sınıflandırma ise şu şekildedir [3]:

- 1) Nano-ölçekli kanallar $D \leq 0,1 \mu\text{m}$
- 2) Geçişli nano-ölçekli kanallar $1 \mu\text{m} \geq D > 0,1 \mu\text{m}$

- 3) Geçişli mikro-ölçekli kanallar $10\mu\text{m} \geq D > 1\mu\text{m}$
- 4) Mikro-ölçekli kanallar $200\mu\text{m} \geq D > 10\mu\text{m}$
- 5) Mini-ölçekli kanallar $3\text{mm} \geq D > 200\mu\text{m}$
- 6) Makrokanallar $D > 3\text{mm}$

Burada, D en küçük kanal boyutudur.

Kanallarda soğutma yapılırken soğutucu akışkanın cinsi de önem arz etmektedir. Bununla ilgili literatürde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. 19. yüzyılın ikinci yarısında ortaya çıkan soğutma sanayinde ilk zamanlar hava, karbondioksit, su, amonyak gibi maddeler soğutucu olarak kullanılmıştır. Zamanla yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) lar bu maddelerin bir kısmının yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmaya başlamıştır. Fakat, küresel ısınmayı hızlandırıcı, ozon tabakasına zararlı, çevreye negatif etkisi olan kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonların (HCFC) yerine çevreye uyumlu soğutucu akışkan çözümleri bulunması noktasında çalışmalar yapılmaktadır [4].

Soğutucu akışkanların soğutma görevini yerine getirebilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Soğutucu akışkanda aranan özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişir. Soğutucu akışkanın çalışma durumuna ve şartlara göre bazı özellikleri daha önemli olur ve bu durumda diğer özellikler göz ardı edilebilir. Bir soğutucu akışkanda olması gereken özelliklerin hepsinin birden yerine getirebilen bir soğutucu akışkan yoktur [4].

Günümüzde hava (R-729) iklimlendirme ve havalandırma sistemleri ile uçaklarda, hava çevrimli sistemlerde kullanılmaktadır. Ayrıca elektronik parçaların büyük bölümü hava soğutma yöntemiyle soğutulmaktadır. Fan hariç, hava ile soğutma ilave bir cihaz gerektirmez ve soğutma işlemini performanslı olarak yapar. Hava, zehirsiz, hafif ve doğada istediğimiz kadar bulabildiğimiz bir maddedir. Karbondioksit (R-744) havadan ağırdır, renksiz, kokusuzdur ve yanmayı desteklemez. Geleneksel soğutma yöntemlerinin aksine, karbondioksit ile soğutmada üründeki su kaybı

minimize edildiğinden çözüldükten sonra ağırlığındaki kayıp da azalmış olur. Ürün tazeliğini korur. Bu sebeple ekonomik olarak kazançlı ve etkin bir soğutma metodudur. Uygulanabilirliği, sürekliliği düşük yatırım gerektirmesi ve yüksek soğutma kapasitesi karbondioksiti gıda sektörü için vazgeçilmez yapmaktadır. Helyum (R-704) gazının hidrojene alternatif olmasında, helyumun diğer alternatif gazlara göre viskozite değerinin düşük, yayılım katsayısının yüksek olmasının büyük bir etkisi vardır. Kokusuz renksiz ve tepkimeye girmeyen bir gazdır. Havadan hafif olması uçan balonlarda kullanılabilmesini sağlar. Hidrojen gibi yanıcı ve patlayıcı olmadığı için de oldukça güvenlidir. Ama helyum gazı oldukça pahalıdır [4].

Soğutucu akışkanda aranan özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değiştiği için hangi akışkanın nerede kullanılacağına karar verilmesi gerekmektedir. Bunun için çalışmamızda değişik soğutucu akışkanların ısı karakteristikleri karşılaştırılmıştır.

Bu çalışma giriş, literatür araştırması, fiziksel ve matematiksel model, sayısal çözüm, sayısal çözüm sonuçları, sonuç ve öneriler kısımlarından oluşmaktadır. Çalışmamızı kısa özetlersek; giriş kısmında mikro kanal soğutma sistemleri hakkında genel bilgiler verilip endüstriyel kullanım alanlarından bahsedilmiştir. Mikro kanalların boyutlarına göre sınıflandırma yapıp, soğutmada kullanılan akışkanların özellikleri kullanım yerleri ve avantajları anlatılmıştır.

Literatür kısmında geçmişten günümüze kadar olan mikro kanallardaki sayısal ve deneysel hangi çalışmaların yapıldığından bahsedilmiş, bizim çalışmamızla olan benzerliklerinden yararlanılmaya çalışılmıştır.

Fiziksel ve matematiksel model kısmında problem matematiksel olarak modellenmiştir. Kabuller, sınır şartları belirlenmiştir. Ayrıca temel akışkanlar mekaniği ve ısı transferi formülasyonu verilmiştir.

Sayısal çözüm kısmında yapılan tüm sayısal çalışmalar tabloda gösterilmiş ve FLUENT paket programında problemin nasıl çözümlendiği açıklanmıştır.

Sayısal çözüm sonuçları kısmında tüm sayısal sonuçlar verilmiş ve bütün parametrelerin etkileri grafikler ile ayrıntılı şekilde açıklanmıştır. Tüm sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca hücre yapısının bağımsızlığı ve çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı incelenmiştir ve görsel olarak eş yükselti grafikleri sunulmuştur.

Sonuç ve öneriler kısmında kanal yüksekliği, genişliği ve kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi incelenmiştir ve kanal yüksekliği artışının soğutmada kanal genişliği ve kanatçık uzunluğuna göre daha etkin bir parametre olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca farklı akışkan cinsi ve değişken ısı akılarının ısı transferine etkisi açıklanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizisinin geliştirdiği ilk çalışma Tuckerman ve Pease [5,6] tarafından gerçekleştirilmiştir. Isı transfer katsayısının hidrolik kanal çapıyla ters orantılı olması, mikro kanallardaki ısı transfer katsayısının geleneksel kanatçık dizilerine göre daha yüksek mertebelere ulaşmasına sebep olduğu anlaşılmıştır. Tuckerman ve Pease yaptıkları çalışmada, paralel akışlı su soğutmalı mikro kanalların ısıl direncini $0,09 \text{ }^\circ\text{C/W}$ olarak tespit etmişlerdir.

Mahaligam [7] paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizisindeki soğutma performansının deneysel gelişimine öncü araştırmalar yapmıştır. Bu deneysel çalışmalarda, soğutucu olarak hava kullanıldığında ısıl direnç $10,11 \text{ }^\circ\text{C/W}$ olarak saptanmıştır.

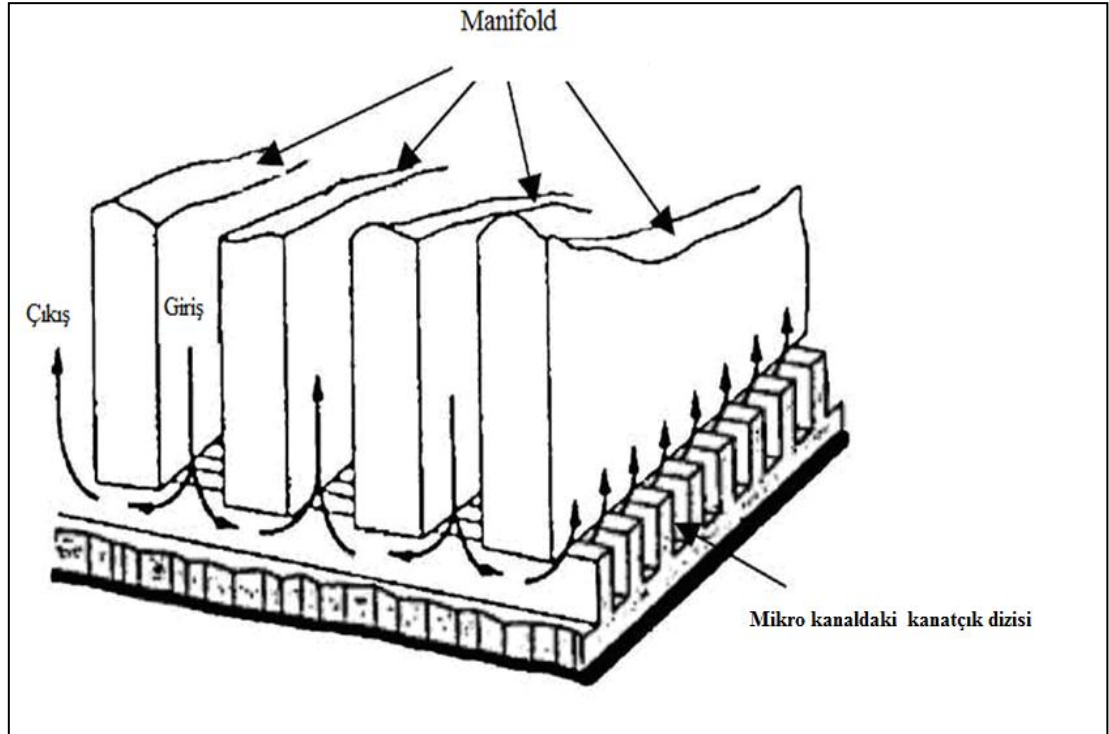
S.J. Kim ve D. Kim [8] paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizisindeki sıcaklık ve hız profillerinin analitik çözümünü yapmışlardır. Analitik çözümler kullanılarak etkin ısı iletim katsayıları ve akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Isıl direnç için bir eşitlik elde edilmiş, mikro kanatçığın ısıl direncini minimum yapan geometri elde edilmiştir.

B.C. Pak [10] optimum manifoldlu mikro kanalların $0,02-1,2 \text{ W}$ pompa gücünde, paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizilerine göre %35 daha az ısıl direncinin olduğunu ortaya koymuştur. Manifoldlu mikro kanalların yüksek soğutma kapasiteleri olmasına rağmen ileri seviyedeki elektronik aletlere uygulanması zordur. Çünkü manifoldun boyutları mikro kanal kanatçık dizisine göre daha büyüktür.

H.P. Kayehpour [11] 1997 yılında mikro kanallardaki gaz akışların sıkıştırılabilirliği ve seyreltme etkileri üzerinde bir çalışma yapmıştır. C.S. Chen [12] 1998 yılında mikro kanallardaki akış karakteristiklerini sayısal olarak analiz etmiştir. Gao ve Rowe [13] entegre termoelektrik mikro soğutucuların soğutma kabiliyetlerinin hesaplanmasında teorik bir model geliştirmiştir.

K.H. Ambatirudi ve M.M. Rahman [14] mikro kanal kanatçık dizisindeki ısı transferini analiz ettiler. Zhao ve Lu [15] analitik ve sayısal olarak mikro kanal kanatçık dizisindeki ısı performans üzerindeki gözeneklilik etkileri üzerinde bir çalışma yapmışlardır. S.J. Kim ve D. Kim [16] paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizisindeki sıcaklık ve hız profillerinin analitik çözümünü yapmıştır.

Ancak, D. Copeland [9] paralel akışlı mikro kanallardaki iki dezavantajın varlığını ortaya koymuştur. Birincisi, dar kanal genişliği ve yüksek akış değeri gibi faktörlerin basınç düşüşüne sebebiyet vermesi, diğeri ise ısı kaynağı giriş ve çıkış sıcaklıklarında kayda değer farklılıkların gözlenmesidir. Yüksek ısı üretimi olan elektronik aletlerin soğutmasına alternatif olarak manifoldlu bir mikro kanal önerilmiştir. Copeland manifoldlu mikro kanal kanatçık dizisindeki basınç düşüşünün paralel akışlı mikro kanal kanatçık dizilerine göre daha az olduğunu tespit etmiştir.



Şekil 2.1. Mikro kanaldaki kanatçık dizisi [9]

Naphon ve Khonseur'un yaptığı deneysel çalışmada [17] farklı ısı akılarında, kanal genişliklerinde ve yüksekliklerinde ısı transfer katsayısının Reynolds sayısına göre değişimini; farklı kanal genişliklerinde ve yüksekliklerinde ısı alıcısı sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimini; farklı kanal genişliklerinde havanın kanaldan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısına göre değişimini incelemişlerdir.

Garimella, çeşitli kesit şekilleri ve hidrolik çaplar için, mikro ve mini kanallarda yoğunlaşma için akış tipleri, basınç kaybı ve ısı geçişi üzerine deneysel incelemeler sunmuştur. Akışın görselleştirilmesi sonuçları, akış mekanizmalarının anlaşılmasını sağlamak için sunulmuş ve tartışılmıştır. Bu çalışmalar, mikro kanallardaki çeşitli akış rejimleri arasındaki geçişin geleneksel geometrilere olması beklenenden farklı koşullarda meydana geldiğini göstermiştir [20].

Celata ve diğerleri [21], çalışmalarında, çapı 528 μm – 120 μm arasında değişen dairesel mikro borularda, tek fazlı laminer akısı doğru karakterize etmek için deneysel bir araştırma sunmuşlardır. Eksenel ısı iletimi, akışkanın viskoz ısınması ve ısı giriş uzunluğu gibi olası ölçek etkileri çalışılmıştır. Sonuçlar, çap küçüldükçe Nusselt sayısının azaldığını göstermiştir.

Hestroni ve diğerleri [22], mikro kanallarda tek fazlı ısı geçişi üzerine yapılmış teorik ve deneysel araştırmaları ele almışlardır. Bu, mikro kanallarda akış ve ısı geçişi konusunun ikinci kısmıdır. Bu çalışmada, ısı geçişi problemi küçük Knudsen sayılarına karşılık gelen, sürekli ortam modeli çerçevesinde ele alınmıştır. Hidrolik çapı 60 μm – 2000 μm aralığında değişen; daire, üçgen, dikdörtgen ve ikizkenar yamuk biçiminde mikro kanallardaki veriler analiz edilmiştir. Geometrinin, akışkan ve kanal duvarları boyunca ısı iletim nedeniyle eksenel ısı akısının ve enerji yayılımının etkileri tartışılmıştır. Araştırmacılar tarafından elde edilen deneysel verilerin, geleneksel ısı geçişi teorisi ile karşılaştırılması üzerine odaklanılmıştır.

Li ve diğerleri [23], basitleştirilmiş bir üç boyutlu bileşik ısı geçiş modeli (2 boyutlu akışkan akısı ve 3 boyutlu ısı geçişi) kullanarak, silikon tabanlı ısı alıcılarında meydana gelen zorlanmış taşınım ile ısı geçişinin detaylı bir sayısal benzetimini

gerçekleştirmişlerdir. Mikro ısı alıcı modeli; üzerine 57 μm genişliğinde ve 180 μm derinliğinde dikdörtgen şeklinde kanallar islenmiş olan, 10 mm uzunluğundaki silikon malzemeden oluşmaktadır. Bir üç köşegenli matris algoritması (TDMA) ile bir sonlu farklar sayısal kodu denklemleri çözmek için geliştirilmiştir. Doğrulanmış kod mikro kanal ısı alıcısındaki sıcaklık ve ısı akısının detaylı dağılımlarını sağlamaktadır. Kanal geometrik parametrelerinin ve akışkan termofiziksel özelliklerinin akış ve ısı geçişine etkisi, bir referans akışkan sıcaklığında termofiziksel özellikler hesaplanarak araştırılmıştır. Sonuçlar mikro kanal ısı alıcılarında termofiziksel özelliklerin hem ısı geçişi hem de akış üzerinde önemli ölçüde etkili olduğunu göstermiştir. Sayısal sonuçların yayınlanan diğer sayısal sonuçlarla ve mevcut deneysel verilerle karşılaştırılması, 200'den küçük Reynolds sayıları $D_h = 86 \mu\text{m}$ ve $D_h / L_x < 0,01$ temelinde, hidrodinamik tam gelişmiş akış kabulünün doğru olduğunu göstermiştir. Ayrıca detaylı ısı geçiş katsayısı hesaplamalarından ısı giriş uzunluğu elde edilmiş ve genel ortalama Nusselt sayısı için bir ilişki geliştirilmiştir. Sonuç olarak, bu deneysel verilerin daha iyi anlaşılması ve yorumlanması için ölçülen deney verilerinin hesaplanıp işlenebildiği bir metodoloji önerilmiştir.

Tonomura ve diğerleri [24], mikro cihazların sistematik tasarımı için ilk adım olarak, düzlem kanatlı bir mikro cihazın tasarımı problemi üzerine odaklanmışlardır ve düzlem kanatlı mikro cihazların içindeki akış karakteristikleri bir CFD yazılımı kullanılarak araştırılmıştır. Benzetim sonuçları kollara ayrılan mikro kanallar arasında akış düzgünlüğünün büyük ölçüde manifoldların şekline, kanatların yerleşimine ve kanat uzunluğuna ve giriş debisine bağlı olduğunu göstermiştir. Düzlem kanatlı mikro cihazın tasarımı için CFD tabanlı bir eniyileme metodu önerilmiştir. Önerilen metotla, akış düzgünlüğü kısıtı altında boş zamanı en küçükleyen en uygun manifold şekli otomatik olarak türetilmiştir. Önerilen yöntem, çeşitli aygıtlar için bir en uygun tasarım aracı olma potansiyeline sahiptir.

Çeşitli çalışmalarda mikro kanallarda ısı geçişi ve akış mekanizmaları üzerine gözlenen farklı kavramlar hala tam olarak anlaşılmamıştır. Literatürde mekanizmaları açıklayan çok az deneysel veri ve teorik analiz bulunmaktadır. Kanal

boyutları mikro düzeye yaklaştığında, kanaldaki yüksek hız basamakları nedeniyle viskoz yayılımın ihmal edilemeyecek kadar önemli olduğunu kabul etmek mantıklı olacaktır. Fakat, böyle bir açıklamayı doğrulayacak hiçbir kanıt ve analiz sunulmamıştır. Bu yüzden, Xu ve diğerleri [25], çalışmalarında mikro kanal akışlarında viskoz yayılımın etkileri teorik olarak analiz edilmiş ve incelenmiştir. Mikro kanallarda viskoz yayılım etkilerinin sıvı akısı karakteristiklerine etkisi analiz edildiğinde, etkilerin önemli hale geldiği ve akıdaki sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarını etkilediği bulunmuştur. Bu yüzden, mikro kanalın hidrolik çapı çok küçük olduğunda ortalama sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı arasındaki ilişki değişmektedir.

Lee ve diğerleri [26], dikdörtgen kesitli mikro kanalların giriş bölgesinde, çevresel olarak düzgün dağılmış duvar sıcaklığı ve aksel olarak düzgün dağılmış duvar ısı akısı ısı koşulları altında, laminer taşınım ile ısı geçişini incelemiştir. Farklı en boy oranlarındaki kanallarda, hidrodinamik olarak gelişmiş fakat ısı olarak gelişmekte olan laminer akış için üç boyutlu sayısal benzetimler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sıcaklık ve ısı akısı dağılımlarına dayanan, hem yerel hem de ortalama Nusselt sayıları, boyutsuz aksel uzaklık ve en boy oranının fonksiyonu olarak grafikler ile sunulmuştur. Nusselt sayısını tahmin etmek için, mikro kanal ısı alıcılarının ve diğer mikro akış cihazlarının tasarımı ve geliştirilmesi için yararlı, genelleştirilmiş ilgileşimler önerilmiştir. Önerilen ilgileşimler, diğer geleneksel ilgileşimlerle ve mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmıştır ve çok iyi uyum göstermiştir.

Kou ve diğerleri [27], mikro kanal ısı alıcısındaki ısı transfer etkilerini incelemek için farklı kanal yükseklikleri ve genişlikleri kullanarak üç boyutlu sayısal bir çözümleme yapmışlardır. Tam gelişmiş akış teorisine dayanarak, mikro kanaldaki tek bir kanalda ısı akısı altındaki basınç düşüşünü elde etmişlerdir. Kanal genişliği ve yüksekliği gibi iki tasarım değişkeninin ısı direnci üzerine etkisini araştırmışlardır. Buna ek olarak, aynı akış kesitindeki optimum boyutları bulmuşlardır. Son olarak, farklı ısı akılarında ve kanal yüksekliğinde minimum ısı direnci ve optimum kanal genişliğini bulmuşlardır.

Jasperson ve diğeri [28], küçük yüzeylerden büyük ısı akılarını dağıtmak için mikro pimli ısı alıcılarının (PPFHS), mikro kanal ısı alıcılarına alternatif olabilme potansiyelini araştırmışlardır. Bu çalışmada, ısı ve hidrolik performans ile üretim maliyeti gibi faktörlerin mikro pimli ısı alıcılarına ve mikro kanal ısı alıcılarına etkisini karşılaştırmışlardır. Isıl ve hidrolik performans karşılaştırıldığında, mikro pimli ısı alıcılarının daha yüksek bir basınç düşüşüne sebep olmasına karşın yaklaşık 60 g/dk üzerindeki akışkan hızında daha düşük bir ısı taşınım direnci olduğunu göstermiştir. Pimli ısı alıcıların üretim maliyetindeki en önemli faktör olan işleme zamanının mikro kanal ısı alıcılarına göre 3 kat daha fazla olduğu görülmüştür.

Andrew ve diğeri [29], kare kesitli mikro kanal içerisine yerleştirilmiş kanatçıklı bir mikro kanaldaki akışkanın ısı transfer karakteristiğini araştırmak için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Tam gelişmiş laminer bir akışta farklı kanatçık yükseklik oranlarında üç boyutlu sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Mikro kanalda dış duvarlarından sabit ısı akısı verilerek farklı kanatçık yükseklik oranının ortalama Nusselt sayısına etkisini ortaya çıkarmışlardır. Kanal boyunca hız büyüklükleri, sıcaklık kontur grafikleri incelenmiştir.

Chein ve Chen [30], bir mikro kanal ısı alıcısında ısı transfer analizini sayısal olarak inceleyip üç boyutlu akışı sonlu hacimler metoduyla çözümlenmiştir. Çözümleme alanını giriş ve çıkış da içine alan tüm ısı alıcısını seçmişlerdir. Giriş ve çıkış şeklinin ısı transferine etkisini araştırmışlardır. Isı alıcısındaki tüm şekil ve boyutlar aynı olup sadece giriş ve çıkış yerleri farklıdır. Isıl direnci ve ısı transfer katsayısını kullanarak ısı alıcısının performansını bulmuşlardır. Yapılan bu çalışmanın sonuçlarına göre kanal boyuna dikey olarak yerleştirilen giriş ve çıkış konumları, soğutucu akışkanın en iyi soğutma performansını sağlamıştır.

Yuan ve diğeri [31], mikro pimli ısı alıcısının birleşik (conjugate) etkisini araştırmışlardır. Simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Pim çapının ve hava hızının PPFHS'nin ısı performansına önemli bir etkisinin olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca pimlerin ısı alıcısına çizgi dizisi şeklinde veya merkezleri şaşırtmalı olacak şekilde yerleştirildiğinde ısı performansında kayda değer bir

değişikliğinin olmadığı görülmüştür. Havanın hızı ve pim çapı arttığında akış direnci artmakta, ısı direnci ise azalmaktadır. 6,5 m/s akış hızı üzerinde, 60 W ısıtıcı gücü ve 358 K maksimum sıcaklığı geçmeyecek şekilde yapılan bu 4 PPFHS çalışması kişisel bilgisayar işlemcilerinin soğutulmasında kullanılabilir olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada, mikro kanal içerisindeki basınç düşüşü ve ısı transfer karakteristiği sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı ve ısı akısının farklı değerleri için parametrik çalışma yapılmıştır. Bunun yanı sıra, kanal boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır.

Çalışmanın sonuçları, literatürde var olan bir deneysel çalışma [17] ve diğer bir çalışma [33] ile karşılaştırılmıştır. Problemler FLUENT paket programında modellenmiştir. Ayrıca Reynolds sayısının sinüzoidal ve doğrusal olarak değişen ısı akılarında ve kanatçık uzunluğu, akışkan cinsi değiştirilerek ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmanın amacı; mikro ölçekteki ısı alıcısı boyutlarının ve değişken ısı akılarının ısı transferine etkisini incelemek, değişik soğutucu akışkanların ısı transfer katsayılarını araştırmak, deneysel çalışmalara harcanacak zaman ve masrafı azaltmaktır.

3. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODEL

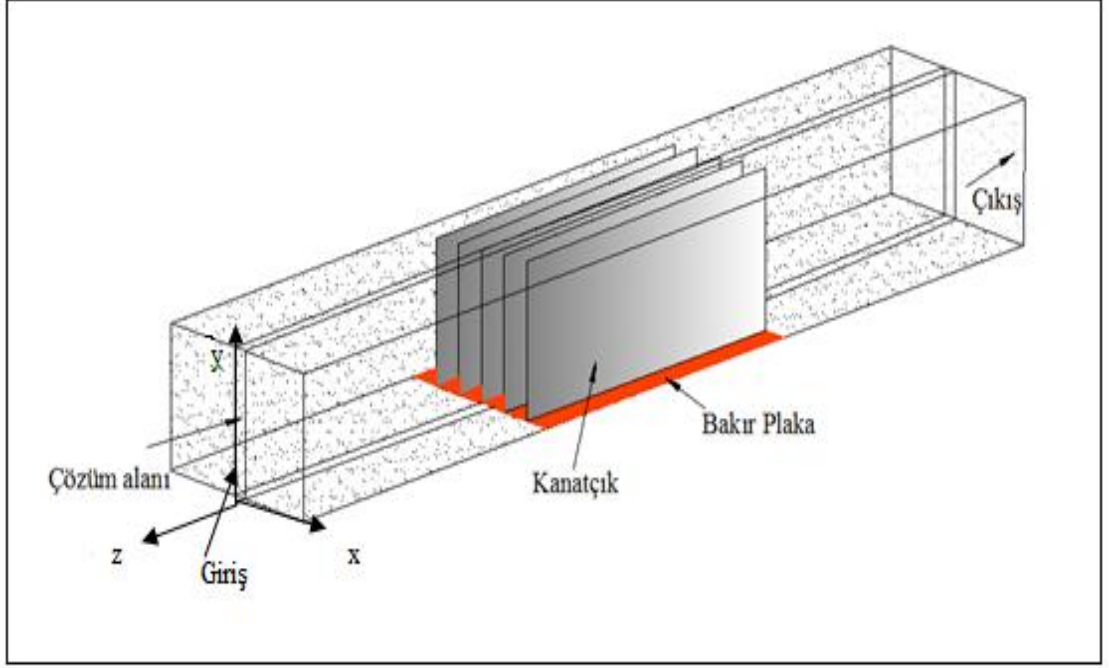
3.1. Problemin Tanımlanması

Bu çalışmada, alttan ısıtmalı yatay bir mikro kanal boyunca zorlanmış konveksiyonla oluşan ısı aktarımı incelenmiştir. Reynolds sayısı ve sabit ısı akısının farklı değerleri için parametrik çalışma yapılmıştır. Bunun yanı sıra, kanal boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Kanal yüksekliği ve kanal genişliği değiştirilerek ısı aktarımı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki bir deneysel çalışma [17] ile karşılaştırılmıştır. Çözümde FLUENT paket programı kullanılmıştır.

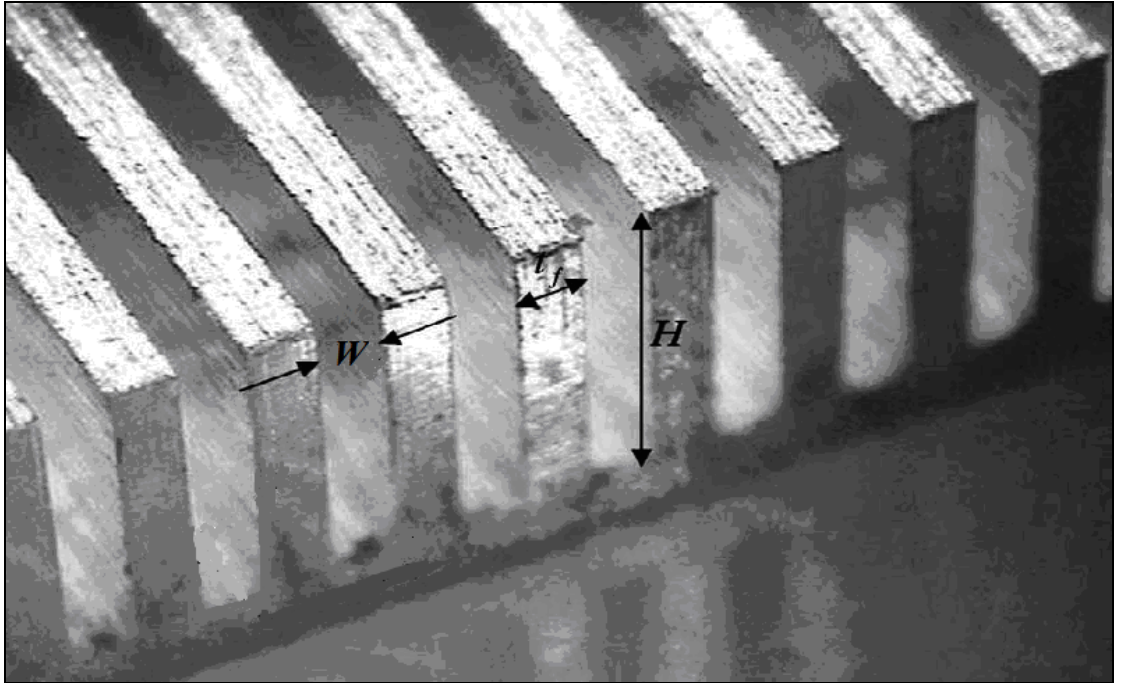
Şekil 3.1’de kanal geometrisi şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.1’de görüldüğü üzere, kanatçık dizisi 40x28 mm kesit alanlı ve 120 mm uzunluğundaki kanal içerisine yerleştirilmiştir. Kanatçık dizisi, kanal tabanının ve kanal genişliğinin tamamını kaplayacak şekilde yerleştirilmiştir. Deneysel çalışma ile karşılaştırma yapılabilmesi açısından, öncelikle deneylerde kullanılan kanal boyutları ile problemin geometrisi oluşturulmuştur. Deneysel büyüklükler aşağıda verilmiştir: Şekil 3.2’de kanal genişliği, $W = 0,2-0,3$ mm, yüksekliği, $H = 1,0-1,5$ mm, kanatçık uzunluğu, $L_f = 40$ mm ve kanatçık kalınlığı ise, $t_f = 0,2$ mm. Kanal uzunluğu, $L = 120$ mm’dir. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’te kanalın x-y ve y-z düzlemindeki görünüşü gösterilmiştir.

3.2. Kabuller

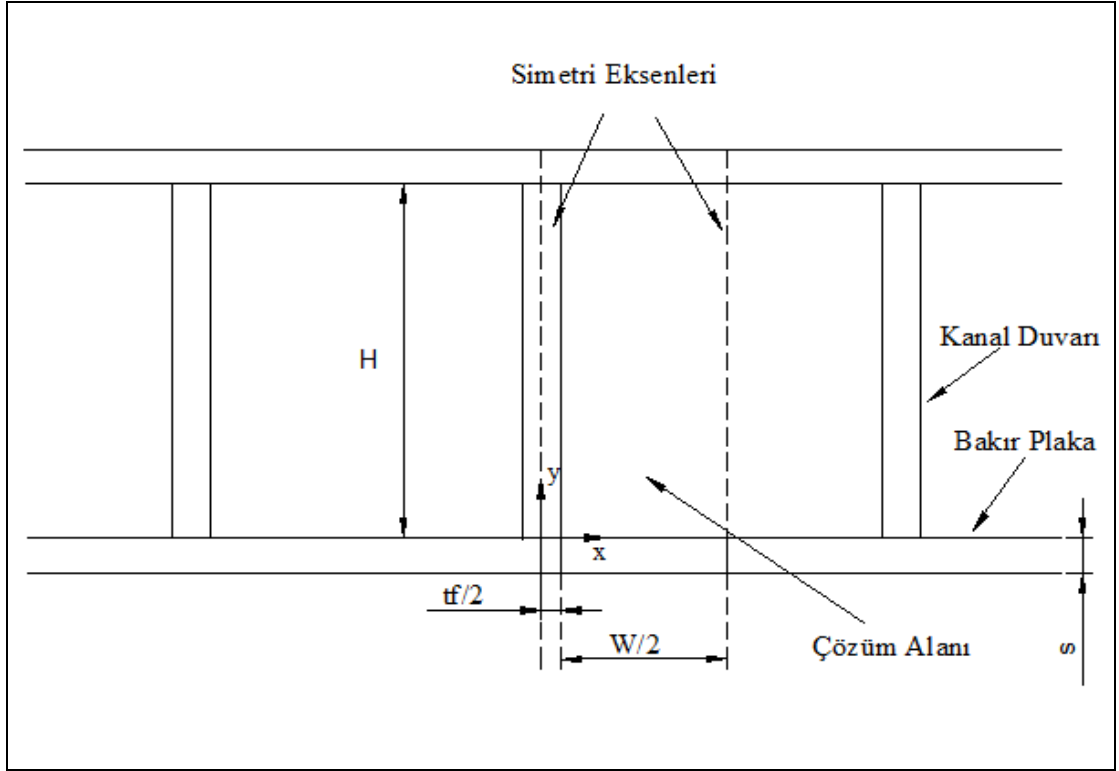
Akış üç boyutlu olarak ele alınıp, laminer akış şartlarında çözümlenmiştir. Kanal içerisindeki ısı transferi zorlanmış konveksiyon ve sürekli şartlarda incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak seçilen hava, ideal gaz, sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir.



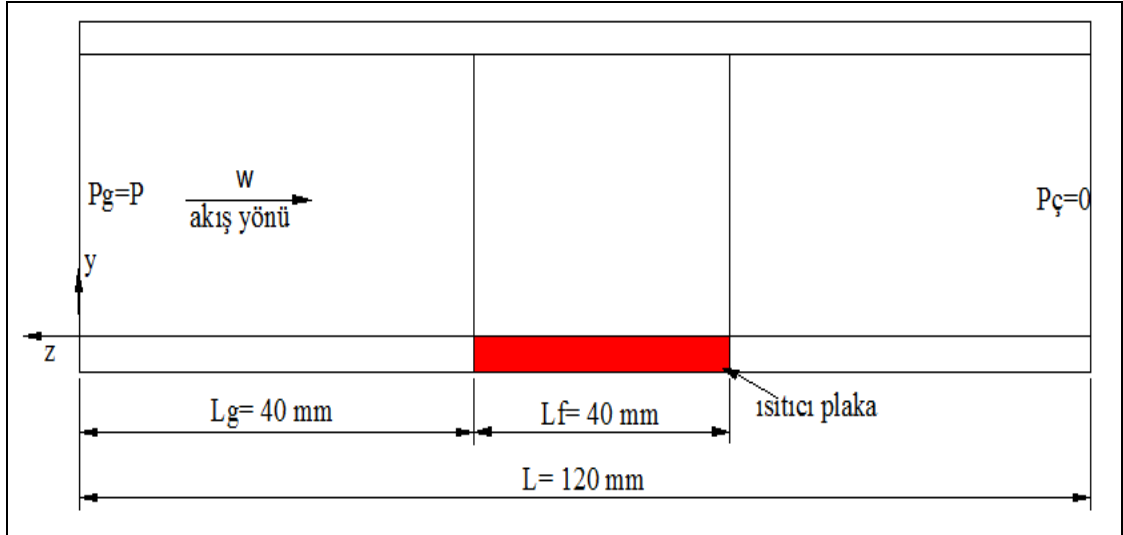
Şekil 3.1. Kanal geometrisi



Şekil 3.2. Mikro kanal kanatçık dizisi $W = 0,2-0,3\text{mm}$, $H = 1,0-1,5\text{mm}$, $t_f = 0,2\text{mm}$ [8]



Şekil 3.3. Kanalın x-y düzlemindeki görünüşü



Şekil 3.4. Kanalın y-z düzlemindeki görünüşü

Doğal taşınımın etkisi

Yer çekimi altındaki bir akışkan içinde bir sıcaklık gradyanının varlığı, her zaman doğal taşınım akımlarına ve dolayısıyla doğal taşınım yoluyla ısı transferine sebep olur. Bu yüzden zorlanmış taşınımına her zaman doğal taşınım eşlik eder [34].

Doğal taşınımında akış rejimi, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvete oranını gösteren Grashof sayısı ile belirlenir [34]. Eş. 3.1'de Grashof sayısı (Gr) verilmiştir.

$$Gr = \frac{g\beta q'' S^4}{k\nu^2} \quad (3.1)$$

Burada, g yer çekim ivmesi, β ($1/T_f$) hacimsel genleşme katsayısı, q'' ısı akısı, S iki kanatçık arasındaki mesafe, k ısı iletim katsayısı, ν akışkanın kinematik viskozitesidir.

Bu çalışmada, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$; $\beta = 0,0033 \text{ 1/K}$; $q'' = 1,8 \times 10^3 \text{ W/m}^2$; $S = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}$; 30°C ortalama sıcaklıkta havanın özellikleri $k = 0,02588 \text{ W/mK}$; $\nu = 1,608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ değerleri alınarak Grashof sayısı hesaplanmıştır. $Gr = 0,014$ olarak bulunmuştur.

Doğal taşınımın her zaman zorlanmış taşınımına eşlik ettiği biliniyorsa da zorlanmış taşınım ısı transferi çözümlerinde doğal taşınımı ihmal etme eğilimi vardır. Doğal taşınım ihmal edildiğinde ortaya çıkan hata yüksek hızlarda önemsizdir, fakat düşük hızlarda önemli olabilir. Bu yüzden zorlanmış taşınımında doğal taşınımın göreceli büyüklüğünü belirlemek için bir ölçütün olması beklenir. Belli bir akışkan için Gr/Re^2 oranına Richardson sayısı (Ri) denir. $Ri < 0,1$ olduğunda doğal taşınım ihmal edilebilir; $Ri > 10$ olduğunda zorlanmış taşınım ihmal edilebilir; $0,1 < Ri < 10$ olduğunda ise hiç biri ihmal edilemez [34]. Bu çalışmada, $Re = 300$ için Richardson sayısı $1,5 \times 10^{-7}$ bulunmuştur. Bu değere göre doğal taşınım etkisi ihmal edilebilir.

3.3. Matematiksel Model

3.3.1. Süreklilik denklemi

Akışkan içerisinde kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözülmesi gereklidir. Kütlenin korunumu denklemi, Kartezyen koordinat sisteminde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Yapılan kabullerle gerekli basitleştirmeler yapılarak süreklilik denklemi aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

Burada u , v , w sırasıyla x , y ve z yönündeki hızları temsil etmektedir.

3.3.2. Momentum denklemleri

Sıkıştırılamaz akışlar için Navier-Stokes denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + (\rho\vec{g}) + \mu\nabla^2\vec{V} \quad (3.4)$$

Burada, \vec{V} , $\vec{\nabla}$ vektörel büyüklükler olup gradyan ve hız vektörlerini ise referans sıcaklıkta akışkan yoğunluğunu temsil eder. Sürekli şartlarda yukarıdaki varsayımlar da dikkate alınarak bu denklemler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Navier-Stokes denklemi Kartezyen koordinatlarda (x, y, z) ve (u, v, w) cinsinden açılabilir:

x yönündeki momentum denklemi,

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

Burada eşitliğin her iki tarafı yoğunluğa bölünürse ve yer çekimi ihmal edilirse eşitlik aşağıdaki hale gelir.

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

y yönündeki momentum denklemi,

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

Burada eşitliğin her iki tarafı yoğunluğa bölünürse eşitlik aşağıdaki hale gelir.

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

z yönündeki momentum denklemi,

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

Burada eşitliğin her iki tarafı yoğunluğa bölünürse ve yer çekimi ihmal edilirse eşitlik aşağıdaki hale gelir.

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.10)$$

3.3.3. Enerji denklemi

Enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{v}{C_v} \phi_v + \frac{u'''}{\rho C_v} \quad (3.11)$$

Viskoz dağılım fonksiyonu şu şekildedir:

$$\phi_v = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (3.12)$$

Viskoz dağılım fonksiyonu ihmal edildiğinde ve sürekli şartlar dikkate alınarak enerji denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.13)$$

Burada $\alpha = k/\rho c_p$ ısıl yayılım katsayısıdır.

3.3.4. Isı transfer katsayısı hesabı

Sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırabilmek için mikro kanaldaki ortalama ısı transfer katsayısı (h) şu şekilde hesaplanabilir [32].

$$h = \frac{q''}{(T_{d,ort} - T_{a,ort})} \quad (3.14)$$

Burada, $T_{d,ort}$ ortalama kanal duvar sıcaklığı ve $T_{a,ort}$ ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Sayısal çalışma sonuçlarının diğer deneysel çalışma sonuçlarıyla karşılaştırabilmek için mikro kanaldaki ortalama ısı transfer katsayısı (h_m) şu şekilde hesaplanabilir [17].

$$Q = h_m A_m (\Delta T_{LMTD}) \quad (3.15)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{s,ort} - T_{a,ort,g}) - (T_{s,ort} - T_{a,ort,\phi})}{\ln\left(\frac{T_{s,ort} - T_{a,ort,g}}{T_{s,ort} - T_{a,ort,\phi}}\right)} \quad (3.16)$$

Burada, $T_{s,ort}$, ortalama yüzey sıcaklığı, $T_{a,ort,g}$ havanın ortalama giriş sıcaklığı, $T_{a,ort,\phi}$ havanın ortalama çıkış sıcaklığı, A_m ısı alıcısı yüzey alanıdır.

Ortalama Nusselt sayısı Nu , Eş. 3.17’te verilmiştir.

$$Nu = h_m D_h / k_a \quad (3.17)$$

Burada, k_a havanın ısıl iletkenlik katsayısı, D_h kanalın hidrolik çapıdır.

Reynolds sayısı Re ,

$$Re = w D_h / \nu \quad (3.18)$$

$$D_h = 4A_{kesit} / P \quad (3.19)$$

$$A_{kesit} = HW \quad (3.20)$$

$$P = 2(H+W) \quad (3.21)$$

olup burada, ν akışkanın kinematik viskozitesi, w akışkanın hızını, A_{kesit} kanalın kesit alanı, P kanalın çevresini göstermektedir [17].

3.4. Giriş Uzunluğu

Hidrodinamik giriş uzunluğu, çoğunlukla çeper kayma gerilmesinin (ve dolayısıyla sürtünme faktörünün) tam gelişmiş haldeki kayma gerilmesi değerine yüzde 2 dolaylarında yaklaştığı uzaklık olarak alınır. Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak,

$$L_{h,laminer} = 0,05ReD_h \quad (3.22)$$

ile verilir [17]. $Re = 800$ ve $D_h = 0,75$ mm için hidrodinamik giriş uzunluğu 30 mm'dir. Giriş uzunluğu bu çalışmada 40 mm'dir.

3.5. Mikro Kanal Formülasyonu

Bir molekülün birim zamanda diğer moleküllere çarparak kat ettiği yörüngelerin uzunluklarının ortalaması olan λ' nın, akım bölgesinin büyüklüğünü karakterize eden temsili bir büyüklük olan L' ye oranına Knudsen sayısı ($Kn = \lambda/L$) denir. Knudsen sayısı gaz akışlarında çok önemli bir rol oynar. λ ortalama serbest yol (free path), L kontrol hacminin karakteristik uzunluğudur [4].

$$\lambda = \frac{k_2\mu}{\rho\sqrt{RT}} \quad (3.23)$$

Burada k_2 ortalama serbest yol katsayısı, μ dinamik viskozite, ρ yoğunluk, R gaz sabiti, T ortalama sıcaklıktır.

Knudsen sayısına bağlı olarak, akış rejimleri için aşağıdaki sınıflandırma geçerlidir;

1. Knudsen sayısı $Kn < 10^{-3}$ ise, akış sürekli ortam akışı (C) olarak adlandırılır. Bu akış durumunda, akışkan hareketi kayma sınır koşulları dikkate alınmaksızın kaymanın olmadığı (no-slip) sınır koşullarına sahip Navier-Stokes denklemleri ile temsil edilebilir.

2. Knudsen sayısı $10^{-3} < Kn < 10^{-1}$ ise, akış kayan bir akış (S) olarak adlandırılır. Bu akış durumunda, akışkan hareketi cidarlarda kayma sınır koşulları dikkate alınarak Navier-Stokes eşitlikleri ile temsil edilebilir. Kayma sınır koşulları, seyrelme etkisinin ilk olarak cidarlarda hissedileceğini göstermektedir.

3. Knudsen sayısı $10^{-1} < Kn < 10$ ise, akış geçiş bir akışı (T) olarak adlandırılır. Sürekli ortam yaklaşımı geçerliliğini kısmen yitirdiği için akış Navier-Stokes eşitliklerinden daha yüksek mertebeli olan Burnett denklemi veya moleküler yaklaşıma dayalı DSMC (Direct Simulation Monte Carlo) yöntemi kullanılarak temsil edilebilir. Moleküller arası çarpışmalar bu rejimde ihmal edilebilir düzeyde değildir ve dikkate alınması gerekir.

4. Knudsen sayısı $Kn > 10$ ise, akış serbest moleküler akış (M) olarak adlandırılır, akışkan hareketi Boltzmann denklemi gibi moleküller modeller kullanılarak temsil edilebilir. Bu bölgede sürekli ortam yaklaşımı geçerliliğini tamamen yitirmektedir. Moleküller arası çarpışma molekül-cidar arası çarpışmaya kıyasla ihmal edilebilir düzeye ulaşmaktadır [4].

Bu çalışmada, $k_2 = 1,277$ [4] ve 30°C ortalama sıcaklıkta havanın özellikleri $\mu = 1,872 \times 10^{-5}$ kg/ms; $\rho = 1,164$ kg/m³; $R = 0,2870$ kJ/kgK değerleri alınarak Knudsen sayısı hesaplanmıştır. $Kn = 0,061 \times 10^{-5}$ olarak bulunmuştur. Bu değere göre akış sürekli ve kaymanın olmadığı (no-slip) sınır koşullarına sahip Navier-Stokes denklemleri ile modellenebilir.

3.6. Sınır Şartları

Şekil 3.5'te üç boyutlu problem için kartezyen koordinat sistemi görülmektedir. Kanal genişliği x, kanal yüksekliği y ve kanal uzunluğu z eksenini seçilmiştir.

Şekil 3.5'te gösterilen, çözüm alanı ve koordinat sistemidir ve hesaplama bölgesi, simetriden dolayı iki kanatçık arasında kalan bölgenin yarısı olarak seçilmiştir. Burada ACGE ve BDIF düzlemi simetri düzlemleridir. ACDB düzlemi giriş bölgesi,

EGIF düzlemi ise çıkış bölgesidir. Üst duvar ABFE adyabatik, ısıtılmayan alt duvarlar CDPN, OIGM adyabatik ve ısıtılan bakır plaka POMN düzlemleridir. Kanatçık ise JNMK düzlemidir. Buna göre problemin çözümünde uygulanan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

3.6.1. Giriş sınır şartları

$$u_{z=0} = 0, v_{z=0} = 0, w_{z=0} = w; T_{z=0} = T_g, P_{z=0} = P_g \quad (3.24)$$

3.6.2. Çıkış sınır şartları

$$\left. \frac{\partial u}{\partial z} \right|_{z=-L} = 0, \left. \frac{\partial v}{\partial z} \right|_{z=-L} = 0, \left. \frac{\partial w}{\partial z} \right|_{z=-L} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=-L} = 0, P_{z=-L} = P_\varphi = 0 \quad (3.25)$$

3.6.3. Duvar sınır şartları

Alt ve üst duvarlarda, kanatçık yüzeyinde kaymanın olmadığı (no-slip) kabul edilerek bu yüzeylerde hızlar sıfır kabul edilmiştir.

Kanal üst duvar

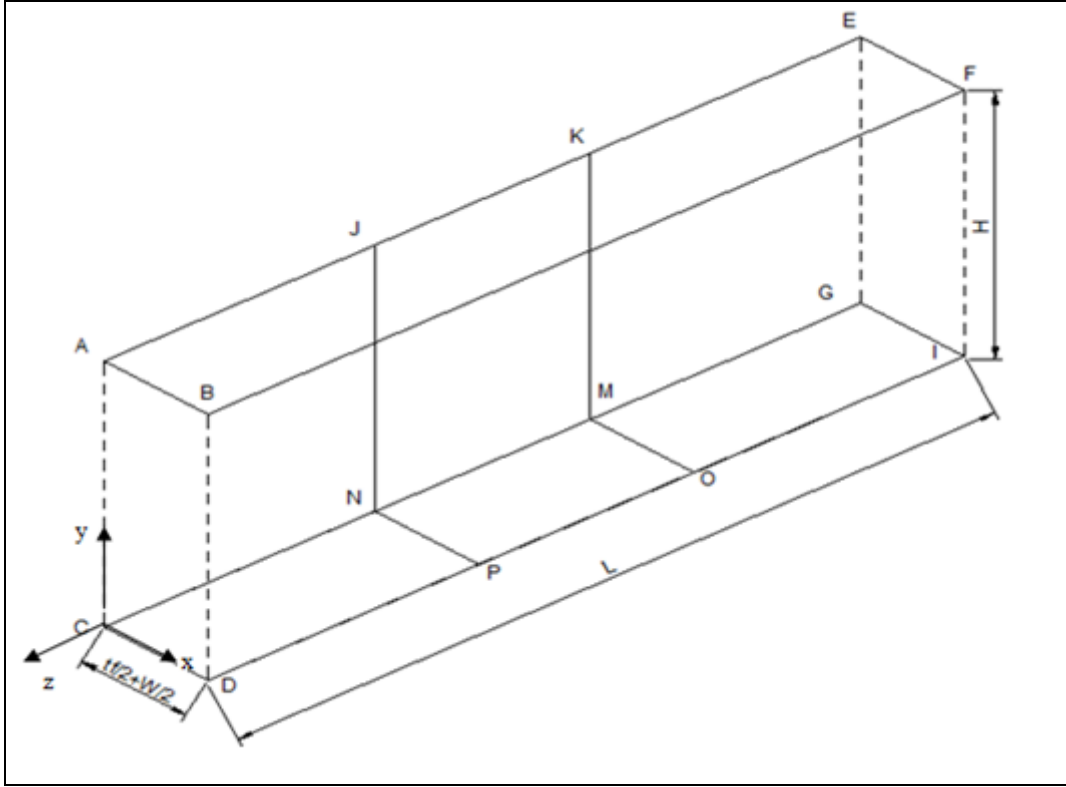
$$k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} = 0 \quad (3.26)$$

Kanal alt duvarı (ısıtılmayan kısımlar)

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (3.27)$$

Kanal alt duvarı sabit ısı akısı ısı sınır şartı (bakır plaka)

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = q'' \quad (3.28)$$



Şekil 3.5. Koordinat sistemi ve çözüm alanı

3.6.4. Kanatçık yüzeyi

Kanatçık yüzeylerine temas eden akışkan ile kanatçık arasında birleşik (conjugate) ısı transferine göre çift (coupled) sınır şartı uygulanmıştır. Birleşik ısı transferi, katı ile sıvı arasında sıcaklık farkından kaynaklanan ısıl etkileşimdir. Soğuk havanın ısınan kanatçığı soğutmasıdır.

Bakır plaka ve alüminyum kanatçık içerisinde ısı iletim denkleminin çözümünde bazı kabuller yapılmıştır. Bakır plaka ve alüminyum kanatçık, ısı iletim katsayılarının, yoğunluklarının, özgül ısılarının sabit olduğu ve içerisinde enerji üretimi olmayan katı cisim olarak kabul edilmiştir. Bu kabuller sonucunda sürekli şartlarda üç boyutlu ısı iletim denklemi, Eş. 3.29’da verilmiştir [19].

$$\nabla T^2 = 0 \quad (3.29)$$

Kartezyen koordinatlarda bu denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.30)$$

3.6.5. Simetri sınır şartları

Kanatçık içerisinde simetri sınır şartı

Kanatçık içerisinde simetri düzlemindeki sıcaklığın, simetri düzleminin normaline göre türevi sıfırdır.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (3.31)$$

Akışkan alanı için simetri sınır şartı

Simetri düzlemlerinde hız vektörlerinin normal bileşen değerleri, simetri sınırlarında sıfırdır. Şekil 3.3'te görüldüğü gibi, kanatçık içerisinde $x = 0$ ve kanatçıklar arası mesafenin orta noktasında $x = (t_f/2 + W/2)$ simetri olduğundan;

$$u \Big|_{x=0, (t_f/2 + W/2)} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=0, (t_f/2 + W/2)} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} \Big|_{x=0, (t_f/2 + W/2)} = 0,$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0, (t_f/2 + W/2)} = 0 \quad (3.32)$$

4. SAYISAL ÇÖZÜM

Bu çalışma sayısal akışkanlar dinamiği paket programı FLUENT'te modellenip çözümlenmiştir.

İncelenen parametreler aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. İncelenen parametreler

Kanal	Kanal yüksekliği H (mm)	Kanal genişliği W (mm)	Kanatçık kalınlığı t_f (mm)	Hidrolik çap Dh (mm)	Reynolds sayısı (Re)	Isı akısı q'' (kW/m ²)
1	1	0,1	0,2	0,18	400 500 600 700 800	1,80
2	1	0,2	0,2	0,33	400 500 600 700 800	1,30 1,80 3,60 5,40
3	1	0,3	0,2	0,46	400 500 600 700 800	1,80 5,40
4	1	0,4	0,2	0,57	400 500 600 700 800	1,80
5	1	0,5	0,2	0,66	400 500 600 700 800	1,80

Çizelge 4.1. (Devam) İncelenen parametreler

6	1,5	0,1	0,2	0,19	300 375 450 525 600	1,80
7	1,5	0,2	0,2	0,35	300 375 450 525 600	1,80 5,40
8	1,5	0,3	0,2	0,5	300 375 450 525 600	1,80 5,40
9	1,5	0,4	0,2	0,63	300 375 450 525 600	1,80
10	1,5	0,5	0,2	0,75	300 375 450 525 600	1,80

4.1. FLUENT çözüm metodu

FLUENT paket programında bir problemi çözmek için genel olarak aşağıdaki çözüm metodu izlenir.

1) Bir hesaplama bölgesi seçili ve ağ (buna ızgara (hücre yapısı) de denir) oluşturulup bu bölge hücre denilen çok sayıda küçük elemana bölünür. İki boyutlu (2-B) bölgeler için hücreler alanlardır, üç boyutlu (3-B) bölgeler için ise hacimlerdir. Her bir hücreyi, korunum denklemlerinin hallerinin çözüldüğü küçük kontrol hacimleri olarak düşünebilir. Bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) çözümünün niteliği büyük oranda ağın niteliğine bağlıdır. Bu nedenle bir sonraki adıma geçmeden önce ağ niteliğinin yüksek olduğundan emin olunması gerekir.

2) Sınır şartları sayısal bölgenin (2-B akışlar) her bir kenarında veya bölgenin (3-B akışlar) her bir yüzünde belirtilir.

3) Akışkan türü (su, hava, benzin vb.) ve akışkan özellikleri (sıcaklık, yoğunluk, viskozite vb.) belirlenir. Bir çok CFD yazılımında yaygın olarak kullanılan akışkanlar için bu adımı nispeten zahmetsiz hale getiren önceden yüklenmiş özellik veri tabanları bulunmaktadır.

4) Sayısal parametreler ve çözüm algoritmaları seçilir. Bunlar her bir CFD yazılımı için özeldir.

5) Bütün akış alanı değişkenleri için başlangıç değerleri her bir hücre için belirtilir. Bunlar başlangıç şartlarıdır ve doğru olsalar da olmasalar da iterasyon işlemine (adım devam edebilmek için bir başlangıç noktası olarak gereklidirler. Bununla birlikte, daimi olmayan akış hesaplamalarının doğru bir şekilde yapılabilmesi için başlangıç şartları doğru olmalıdır.

6) Başlangıç tahminleri ile başlamak suretiyle, Eş. 3.2 ve 3.4'ün ayrıık formları çoğunlukla her bir hücrenin merkezinde döngüsel olarak çözülür. Eğer Eş. 3.4'ün tüm terimleri denklemin bir tarafında toplanmış olsaydı, artık (residual) olarak tanımlanan bu terimlerin toplamı çözüm bölgesindeki her bir hücre için sıfır olduğunda, çözüm tam olurdu. Bununla birlikte, bir CFD çözümünde toplam asla tam olarak sıfır olmaz, ancak ilerleyen iterasyonlar ile azalır. Artık verilen transport denkleminin çözümünün tamdan ne kadar saptadığının bir ölçüsü olarak düşünülebilir ve her bir transport denklemi ile ilgili ortalama artık, çözümün yakınsayıp yakınsamadığını belirlemeye yardımcı olması için (ekranda) görüntülenir. Bazen nihai çözüme yakınsamak yüzlerce hatta binlerce iterasyon gerekir ve artıklar büyüklük olarak birkaç kat azalabilir.

7) Çözüm yakınsadığında hız ve basınç gibi akış alanı değişkenleri grafiksel olarak çizilir ve analiz edilir. Bunun yanında kullanıcılar, akış alanı değişkenlerinin cebirsel kombinasyonlarıyla oluşturulan başka özel fonksiyonlar tanımlayabilir ve analiz

edebilirler. Ticari yazılımlarının çoğunun, akış alanı analizini grafiksel olarak hızlı bir şekilde yapmak üzere tasarlanmış yüklü son işlemcileri vardır. Ayrıca bu amaç için kullanılabilen ve tek başına çalışan son işlemci yazılım paketleri de vardır. Grafik çıktıları çoğu zaman canlı renklerle görüntülediği için CFD'ye renkli akışkanlar dinamiği de denir.

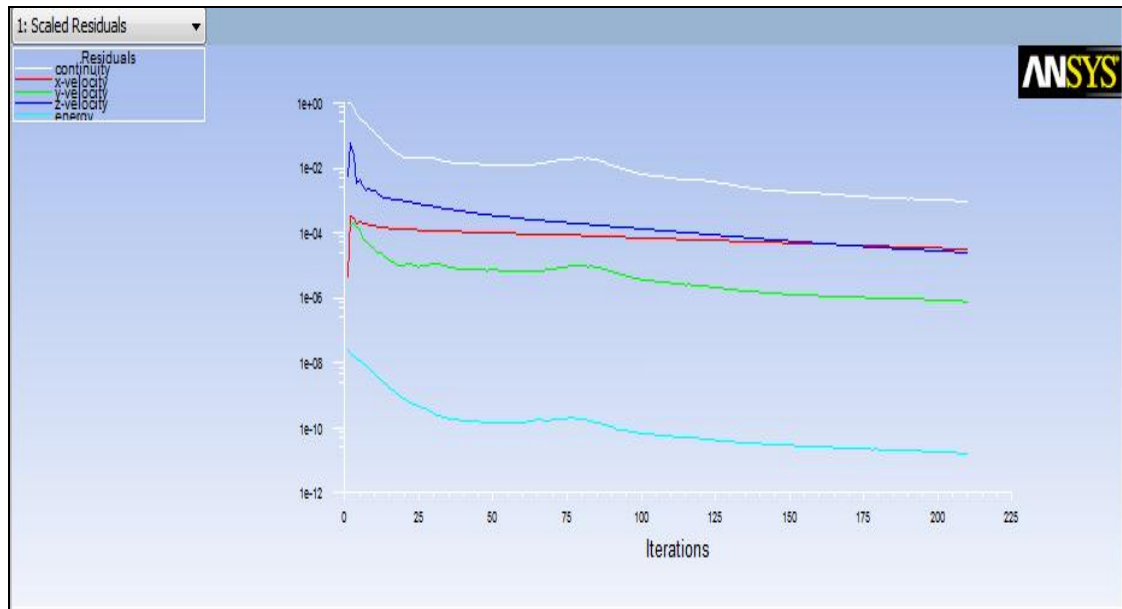
8) Akış alanının basınç düşüşü gibi genel özellikleri ve bir cisim üzerine etki eden kuvvetler (kaldırma ve direnç) ve momentler gibi integral özellikleri yakınsamış çözümden hesaplanır. Çoğu CFD yazılımlarında iterasyon devam ederken anında bunlar da yapılabilir. Aslında çoğu durumda iterasyon işlemi sırasında bu nicelikleri artıkları ile beraber görüntülenmek akıllıca bir yoldur; çözüm yakınsadığında genel ve integral özellikler de sabit değerlere yakınsamalıdır [18].

Problemimizde izlediğimiz çözüm metodu EK-1'de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

5. SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARI

5.1. Çözümün İterasyon Sayısından Bağımsızlığı

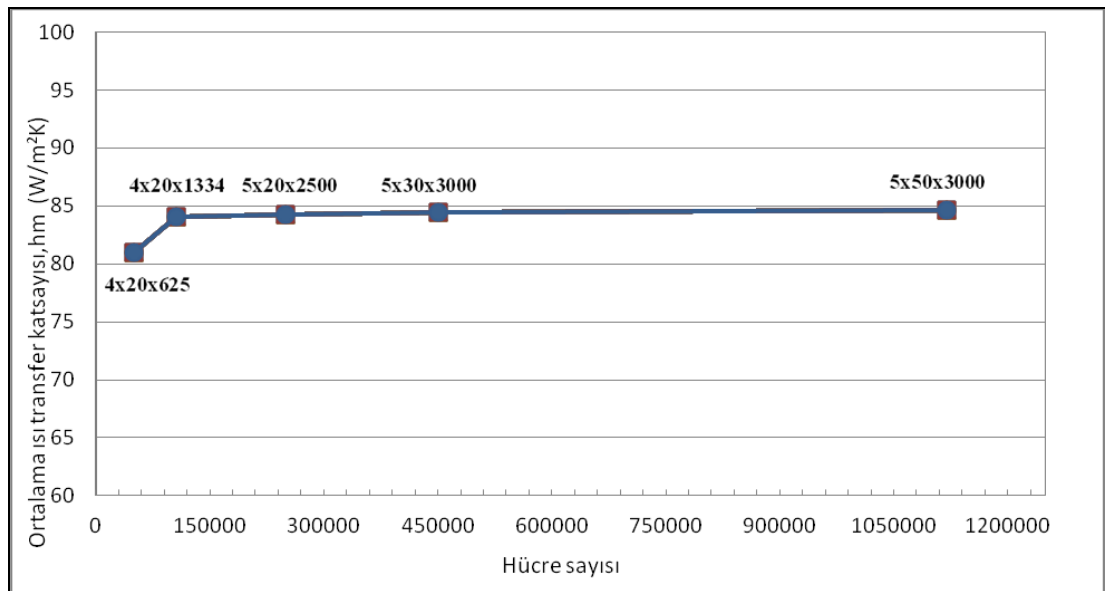
Çözüm iterasyon sayısı ile yakından ilişkilidir. Bazı problemlerin çözümü 100 iterasyon ile geçerli duruma gelebilir. Oysa daha kompleks problemler için 10000 iterasyon bile geçerli olmayabilir. Bundan dolayı iterasyon sayısı değiştirilerek yakınsamanın nasıl değiştiği sürekli olarak gözlemlenir. Burada amaç iterasyon sayısının artışı ile yakınsamanın değişmediğini veya devam ettiğini gözlemektir. Buna ilave olarak sadece kalıntılara bakmak yeterli değildir. Yakınsamış ve iterasyon sayısından bağımsız bir çözümde bütün değişkenler için kalıntı değerleri sürekli olarak küçülmeli veya sabit kalmalı, anlık değerleri ise belirli bir asamadan sonra sürekli olarak sabit kalmalıdır [19]. Şekil 5.1'de $q = 1,3 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında ve $1,0 \times 0,2 \text{ mm}$ kanal boyutlarında $Re = 500$ için çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı gösterilmiştir. İterasyon sayısı 207'de yakınsamıştır.



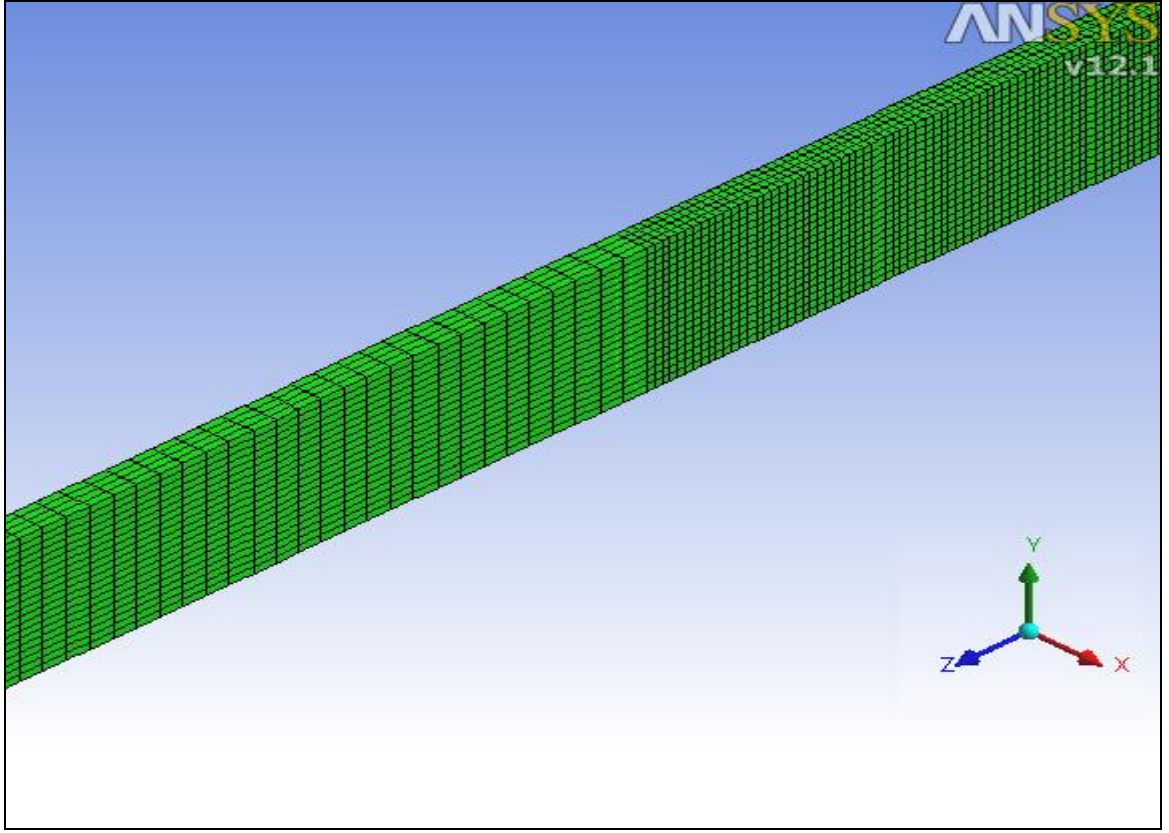
Şekil 5.1. Bir çözümlenme için kalıntı değerlerinin gösterilmesi

5.2. Çözümün Hücre Yapısından Bağımsızlığının İncelenmesi

Bu çalışmada, $q'' = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında ve $1,0 \times 0,2 \text{ mm}$ boyutlarında $Re = 400$ için $4 \times 20 \times 625$ (x-y-z) hücre sayısında ortalama ısı transfer katsayısı $h = 81 \text{ W/m}^2\text{K}$; $4 \times 20 \times 1334$ hücre sayısında ortalama ısı transfer katsayısı $h = 84,1 \text{ W/m}^2\text{K}$; $5 \times 20 \times 2500$ hücre sayısında ortalama ısı transfer katsayısı $h = 84,3 \text{ W/m}^2\text{K}$; $5 \times 30 \times 3000$ hücre sayısında ortalama ısı transfer katsayısı $h = 84,4 \text{ W/m}^2\text{K}$; $5 \times 50 \times 3000$ hücre sayısında ortalama ısı transfer katsayısı $h = 84,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Burada görüldüğü gibi $4 \times 20 \times 1334$ hücre sayısından sonra ortalama ısı transferi katsayısında pek bir değişiklik gözlenmemiştir ve hücre sayısı $4 \times 20 \times 1334$ olarak alınmıştır. Bunun nedeni $5 \times 50 \times 3000$ hücre sayısında çözümlenme hızının oldukça yavaşlamasıdır. Hücre yapısının bağımsızlığı diğer çalışmalar için de aynı şekilde yapılmış ve uygun olan hücre sayısı seçilmiştir. Şekil 5.2'de farklı hücre sayılarındaki ısı transfer katsayıları verilmiştir. Şekil 5.3'te örnek bir hücre yapısı verilmiştir.



Şekil 5.2. Farklı hücre sayıları için ortalama ısı transfer katsayısının değişimi

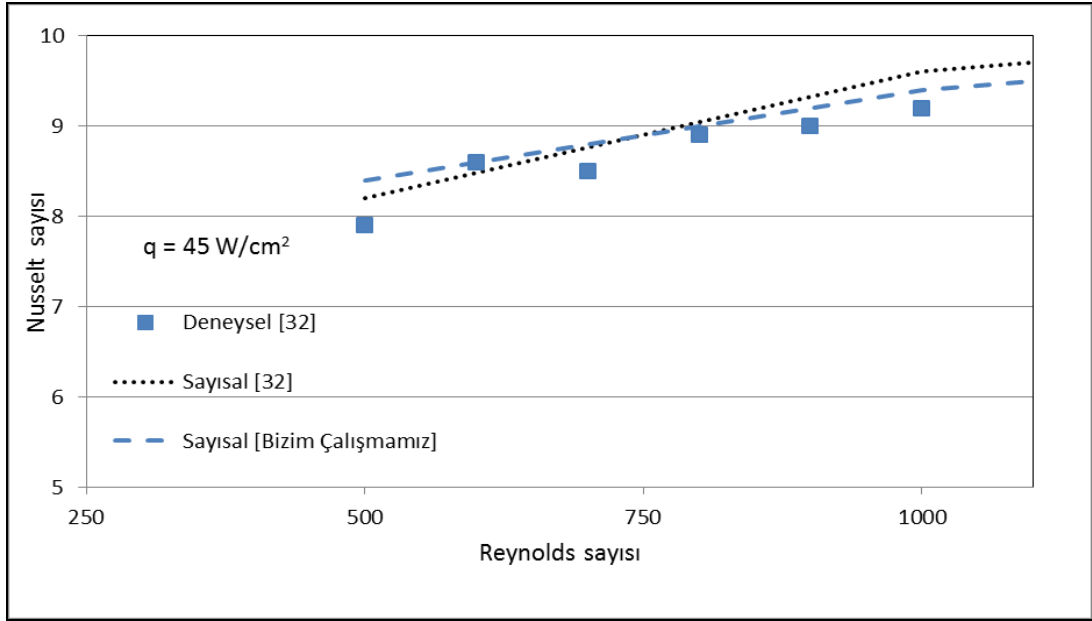


Şekil 5.3. Örnek bir hücre yapısı

5.3. Sayısal Sonuçların Doğrulanması

Lee [33] yaptığı çalışmada bir mikro kanal içinde su ile soğutmayı deneysel ve sayısal olarak olarak incelemiş, ortalama Nusselt sayısının Re sayısına bağlı olarak değişimini göstermiştir. Akış üç boyutlu, sürekli şartlarda, sıkıştırılmaz, laminardır, akışın termofiziksel özellikleri sabittir ve akışın kanala giriş sıcaklığı 300 K'dir.

Lee'nin yaptığı deneysel ve sayısal çalışma Şekil 5.4'te görülmektedir. Biz de aynı mikro kanal boyutları ve sınır şartları için benzer bir sayısal çalışma yaptık. Bizim çalışmamız Şekil 5.4'te görüldüğü gibi Lee'nin yaptığı sayısal ve deneysel çalışma ile uyum göstermiştir.



Şekil 5.4. Ortalama Nusselt sayısının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

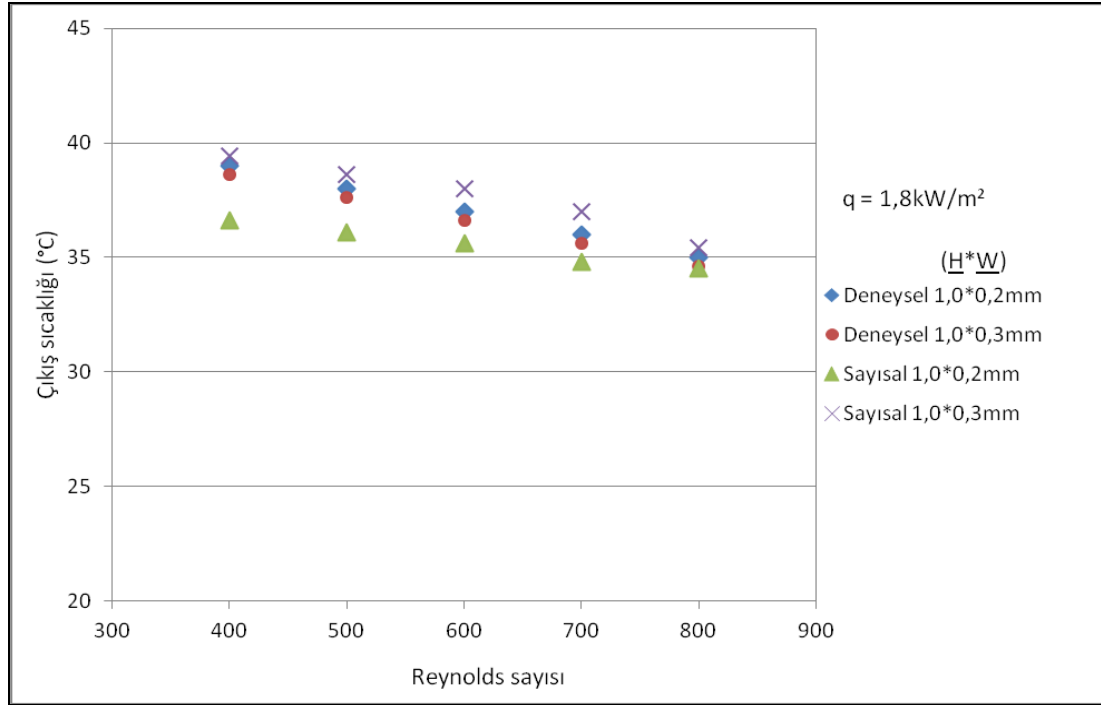
5.4. Sayısal Sonuçların Analizi ve Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Bu çalışmada, Reynolds sayısı ve sabit ısı akısının farklı değerleri için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Bunun yanı sıra, kanal boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Kanal yüksekliği ve genişliği değiştirilerek ısı aktarımı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışmalar [17] ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca kanatçık uzunluğunun, değişken ısı akısının, akışkan cinsinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Aşağıdaki grafiklerde her durum için ayrıntılar verilmiştir.

5.4.1. Kanal genişliğinin ısı transferine etkisi

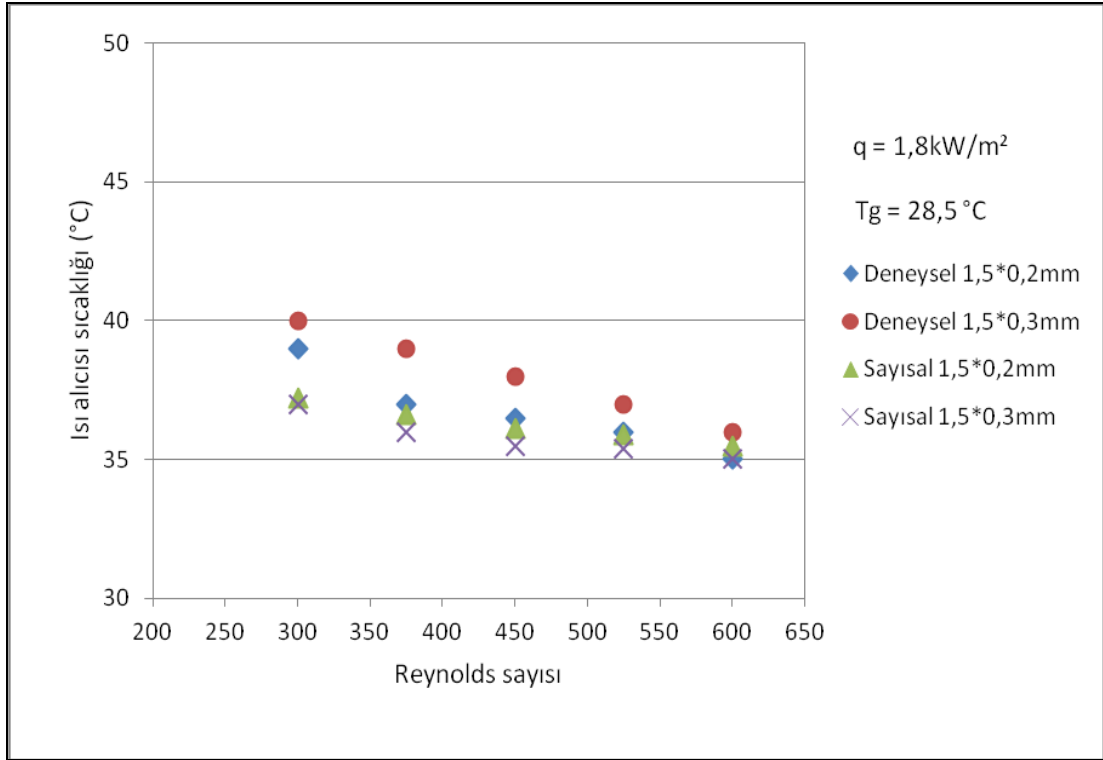
Şekil 5.5'te $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı kanal boyutları için Reynolds sayısına bağlı olarak farklı çıkış sıcaklıkları verilmiştir. Havanın giriş hızı arttıkça ısı transfer miktarı da artar. Ancak ısı transfer miktarındaki artış havanın giriş hızındaki artışından daha azdır. Bu yüzden havanın giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığı azalma eğilimindedir. Ancak boyutlardaki değişim çok küçük olduğundan çıkış

sıcaklıklarının deneysel ve sayısal çalışmada birbirine yakın çıktığı Şekil 5.5'te görülmektedir.



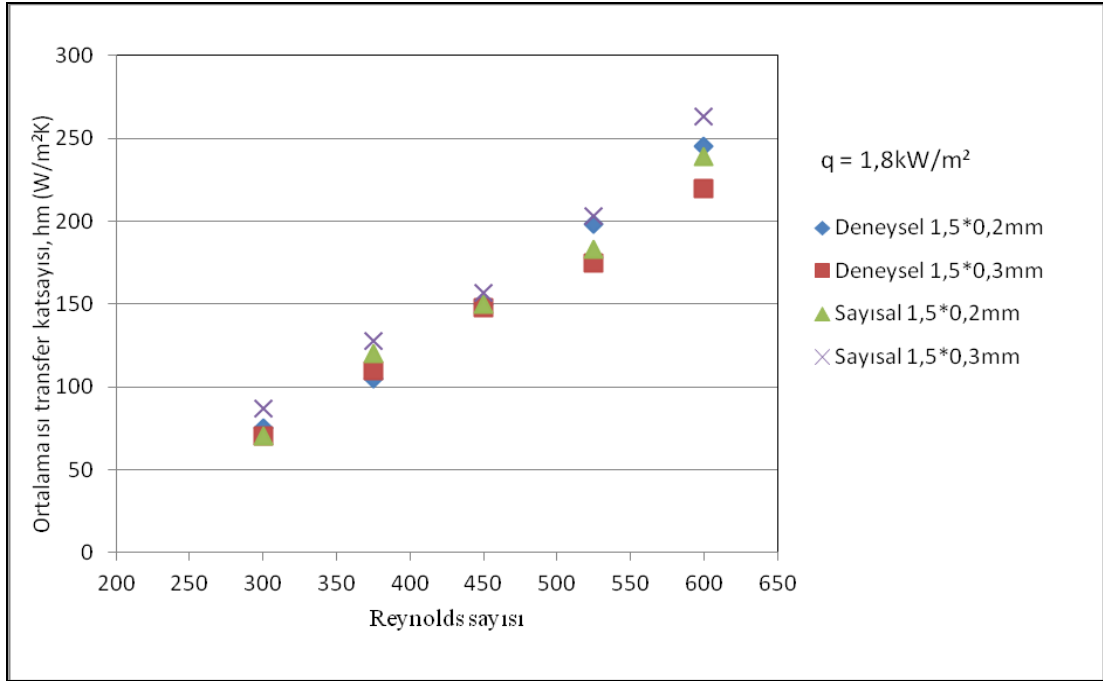
Şekil 5.5. Değişen kanal genişliğinin kanal çıkış sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 5.6'da $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı kanal boyutları için Reynolds sayısına bağlı olarak farklı ısı alıcısı sıcaklıkları verilmiştir. Akışkan hareketi ne kadar hızlı olursa, taşınım ısı aktarımı da o kadar büyük olur. Bu yüzden, Reynolds sayısı arttıkça ısı alıcısı sıcaklığı düşer. Şekil 5.6'da belirli bir Reynolds sayısında $W = 0,3$ mm kanal genişliğindeki ısı transferi, $W = 0,2$ mm kanal genişliğindeki ısı transferine göre daha yüksektir. Böylece $W = 0,3$ mm kanal genişliğinde daha fazla hava girerek ısı alıcısının sıcaklığını düşürecektir. Sayısal çalışmada Reynolds sayısı arttığında ısı alıcısı sıcaklığının düştüğü ve deneysel çalışmada da aynı şekilde bir azalma olduğu görülmüştür.



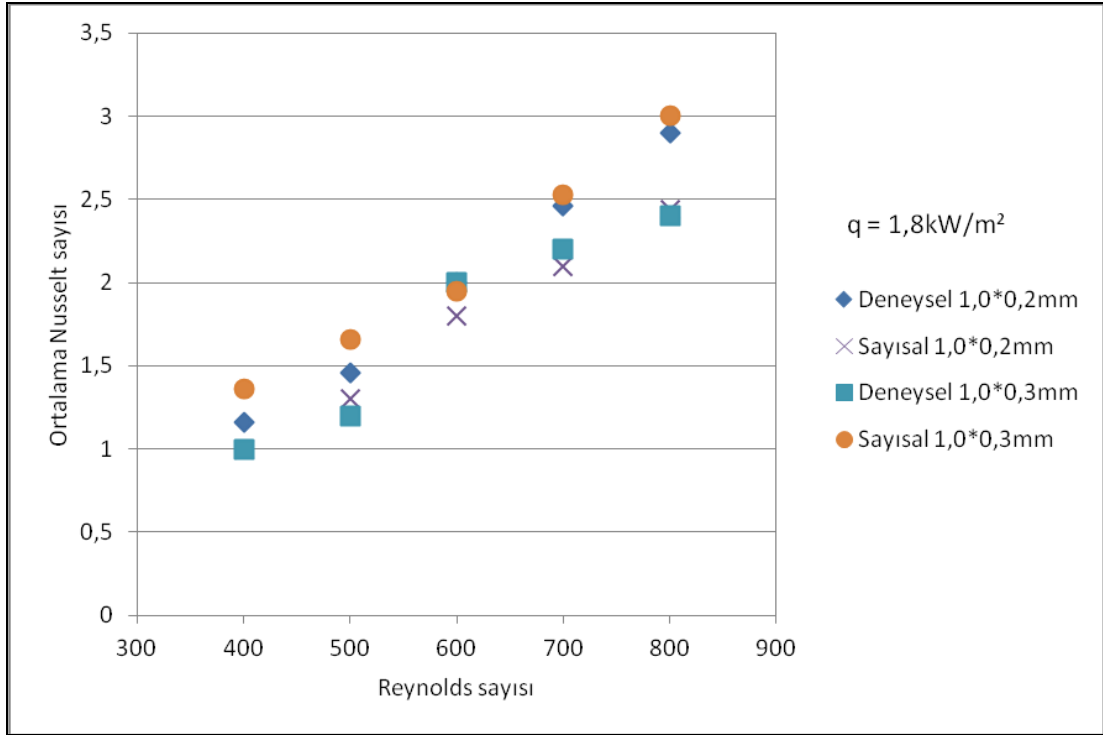
Şekil 5.6. Değişen kanal genişliğinin ısı alıcısı sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 5.7'de $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı kanal genişliği için Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama ısı transfer katsayıları verilmiştir. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ortalama ısı transfer katsayıları artar. Belirli bir Reynolds sayısında $W = 0,3 \text{ mm}$ kanal genişliğindeki ısı transfer katsayısı, $W = 0,2 \text{ mm}$ boyutundaki kanal genişliğindeki ısı transfer katsayısına göre daha yüksektir. Kanal genişliği azaldığı zaman akışkan hareketine karşı direnç arttığı için katı yüzeyler çevreledikleri akışkanın hareketini aksatır ve ısı transferi mekanizması yavaşlayarak ortalama ısı transfer katsayısının düşmesine neden olur böylece ısı transferi azalır.



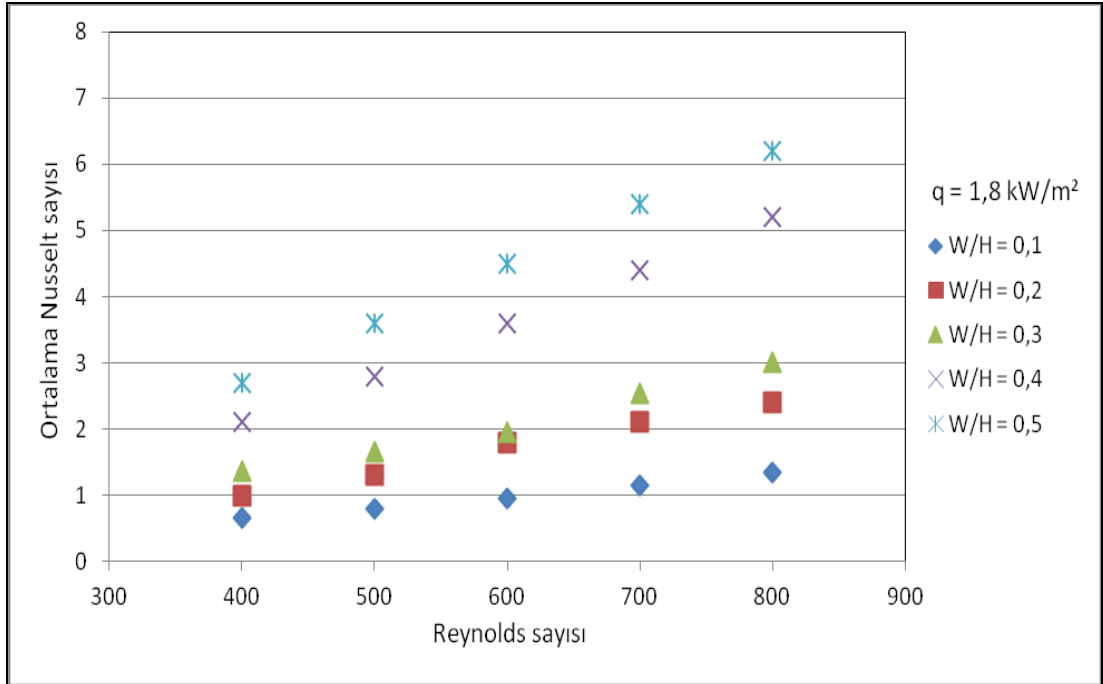
Şekil 5.7. Değişen kanal genişliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 5.8’de $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı kanal genişliği için Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı verilmiştir. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayıları da artar. Belirli bir Reynolds sayısında $W = 0,3 \text{ mm}$ kanal genişliğindeki ortalama Nusselt sayısı, $W = 0,2 \text{ mm}$ boyutundaki kanal genişliğindeki ortalama Nusselt sayısına göre daha yüksektir. Çünkü ortalama Nusselt sayısı ortalama ısı transferi katsayısı ile benzer bir şekilde değişim göstermiştir.

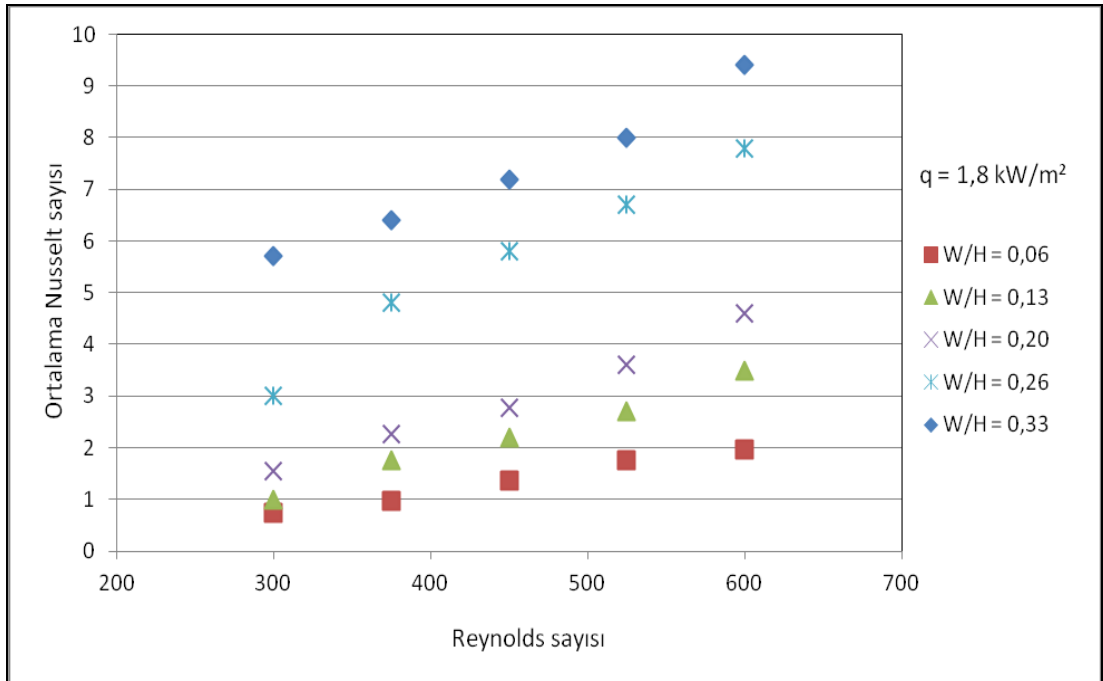


Şekil 5.8. Değişen kanal genişliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

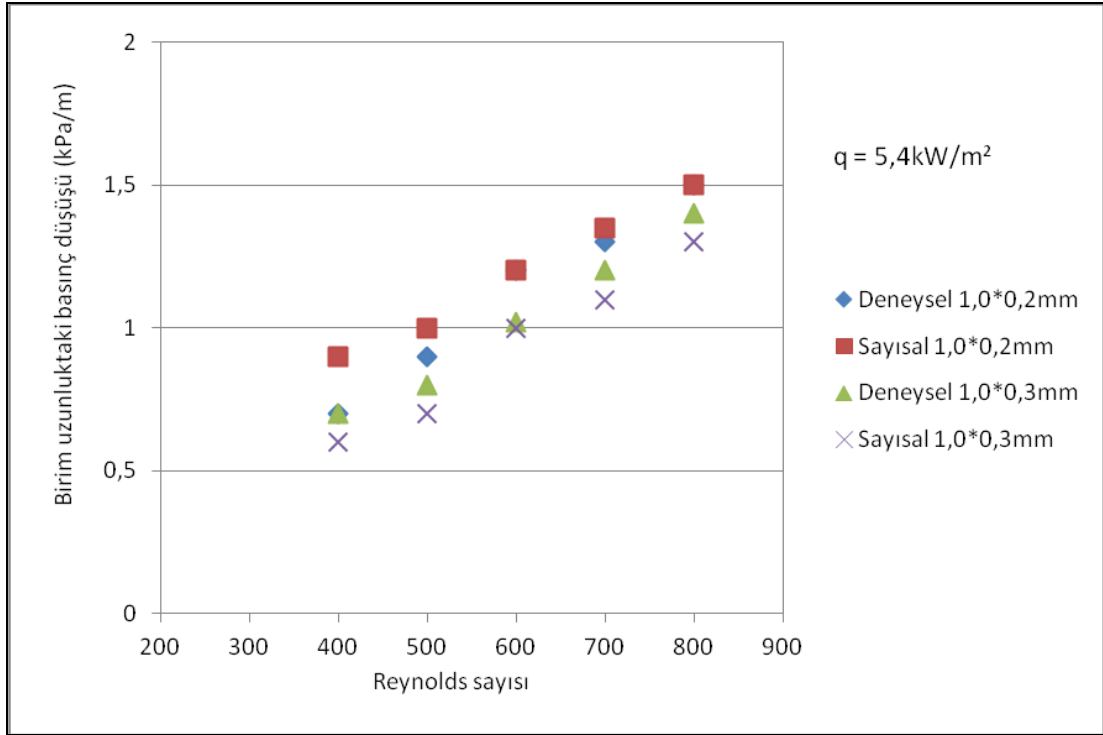
Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı W/H oranı için Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayıları artar. Belirli bir Reynolds sayısında kanal genişliği arttıkça ortalama Nusselt sayıları artmaktadır. Daha büyük Reynolds sayısında beklenildiği gibi ortalama Nusselt sayısı daha büyük olur.



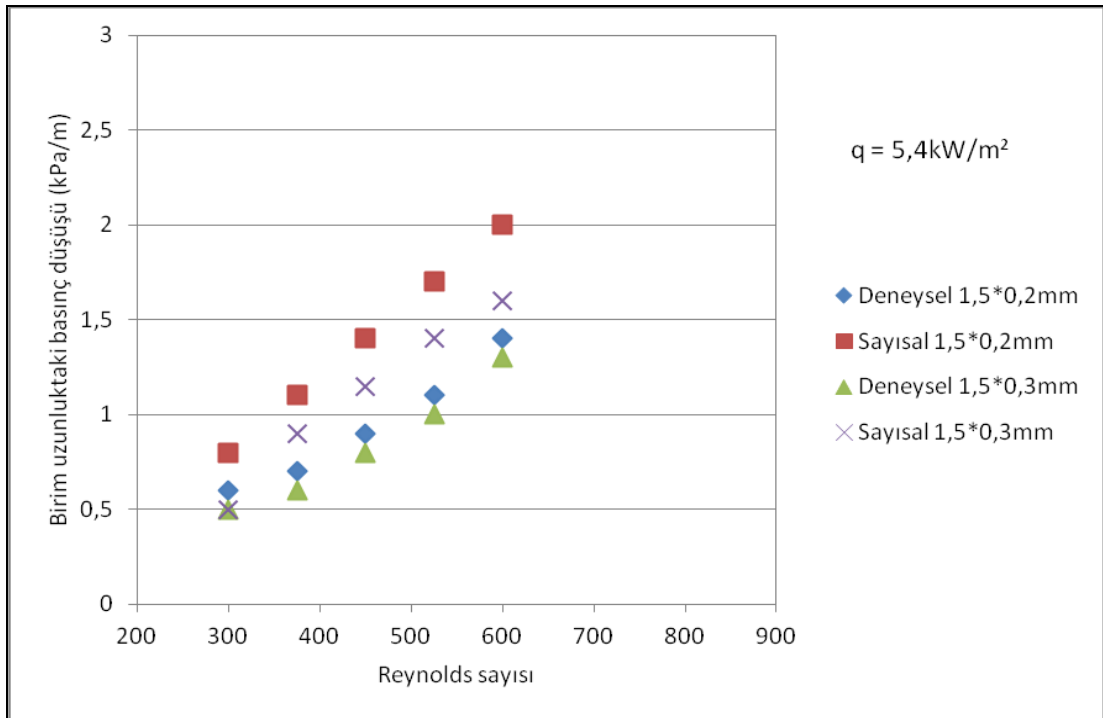
Şekil 5.9. $H = 1,0$ mm’de değişen kanal genişliğinde, ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi



Şekil 5.10. $H = 1,5$ mm’de değişen kanal genişliğinde, ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi



Şekil 5.11. Değişen kanal genişliğinin birim uzunluktaki basınç düşüşüne etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

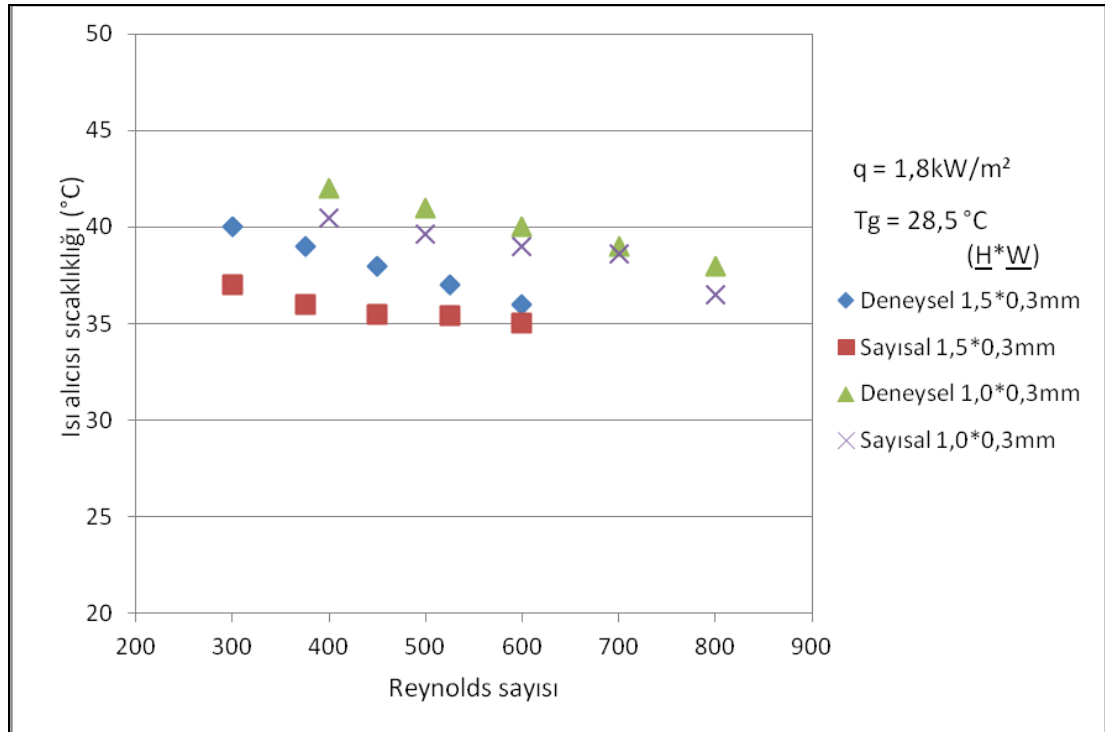


Şekil 5.12. Değişen kanal genişliğinin birim uzunluktaki basınç düşüşüne etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de $q = 5,4 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında farklı kanal boyutları için birim uzunluktaki basınç düşüşleri verilmiştir. Açıkça görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça birim uzunluktaki basınç düşüşleri da artar. Çünkü akışkan hızı arttığı zaman basınç kayıpları artar. Sayısal ve deneysel değerlerin birbirlerine yakın olduğu görülmüştür.

5.4.2. Kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisi

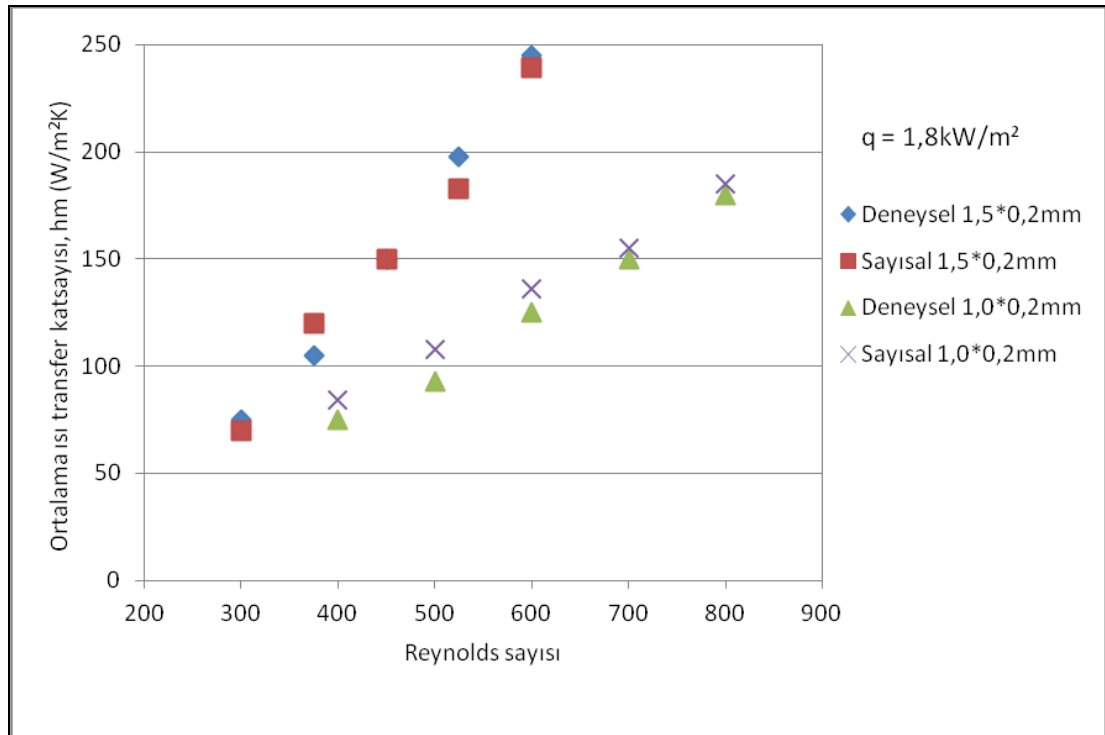
Şekil 5.13’te görüldüğü gibi daha büyük kanal yüksekliğinde ısı alıcısı sıcaklığı, diğerine göre daha düşüktür. Daha büyük yüzey alanı neticesinde kanatçık yüzeyinden havaya ısı transfer miktarı artar. Bu nedenle kanal yüksekliğindeki artış ısı alıcısı sıcaklığını düşürür. Sayısal ve deneysel çalışmada ısı alıcısı sıcaklığının Reynolds sayısı arttıkça azaldığı ve sayısal değerler ile deneysel değerlerin birbirine yakın çıktığı görülmüştür.



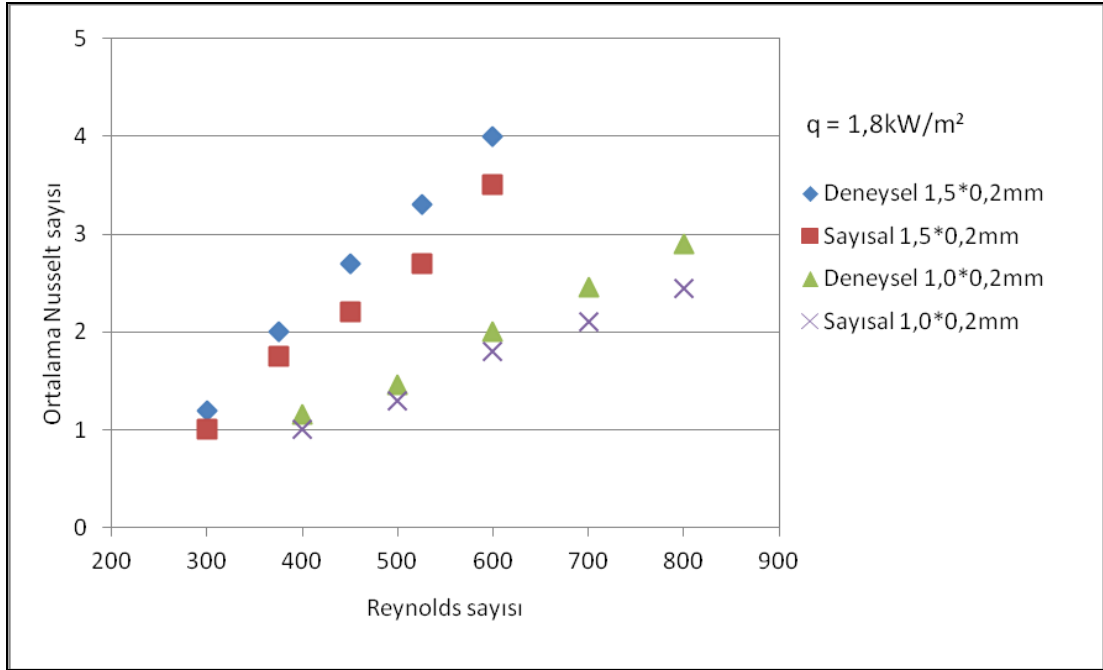
Şekil 5.13. Değişen kanal yüksekliğinin ısı alıcısı sıcaklığına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 5.14'te kanal yüksekliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi gösterilmiştir. Daha büyük yüzey alanı neticesinde $H = 1,5$ mm kanal yüksekliğinde ısı transfer katsayısı, $H = 1,0$ mm kanal yüksekliğindeki ısı transfer katsayısına göre daha yüksektir. Deneysel ve sayısal çalışmalarda uyum sağlanmış kanal yükseklikleri arttığı zaman ısı transferi miktarı ve buna bağlı olarak ortalama ısı transfer katsayısı artmıştır. Aynı zamanda Reynolds sayısı arttıkça ortalama ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.15'te kanal yüksekliğinin Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının değişimi görülmektedir. Daha büyük yüzey alanındaki ortalama Nusselt sayısı daha yüksek bir değere sahiptir. Bu da ortalama ısı transferi katsayısının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Deneysel ve sayısal çalışmalarda uyum sağlanmış kanal yüksekliği arttığı zaman ısı transferi miktarı ve buna bağlı olarak ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Aynı zamanda Reynolds sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı yükselmiştir.



Şekil 5.14. Değişen kanal yüksekliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

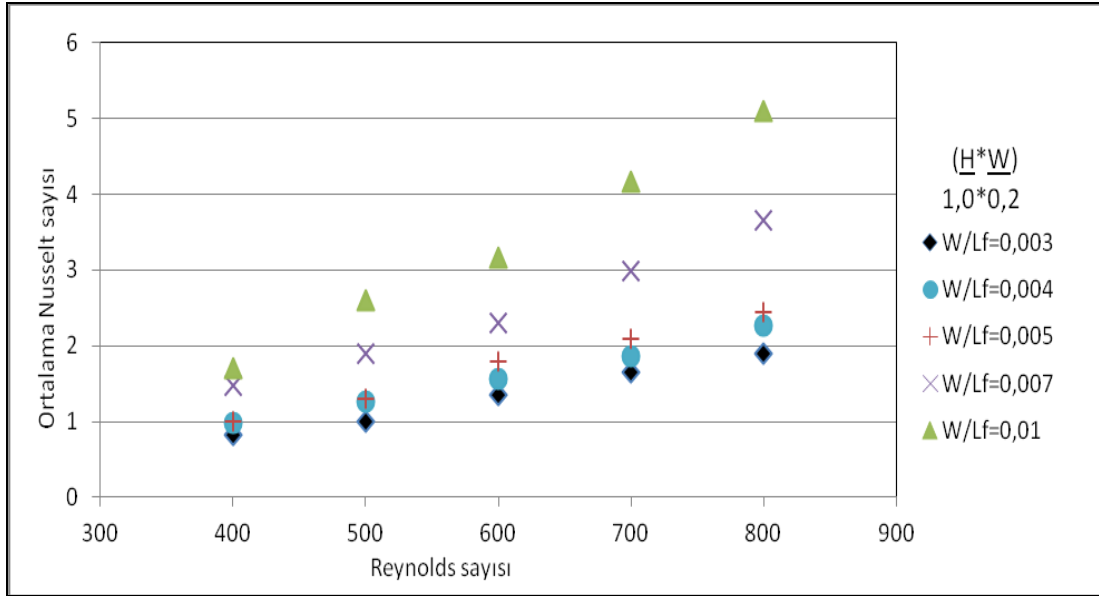


Şekil 5.15. Değişen kanal yüksekliğinin ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

5.4.3. Kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi

Şekil 5.16'da görüldüğü gibi W/L_f oranı arttıkça ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Bunun sebebi kanatçık uzunluğu arttıkça soğutucu akışkan kanal içerisinde daha uzun kalmakta bu da akışkanın çıkış sıcaklığını artırmaktadır. Böylece ortalama ısı transferi katsayısı düşmektedir.

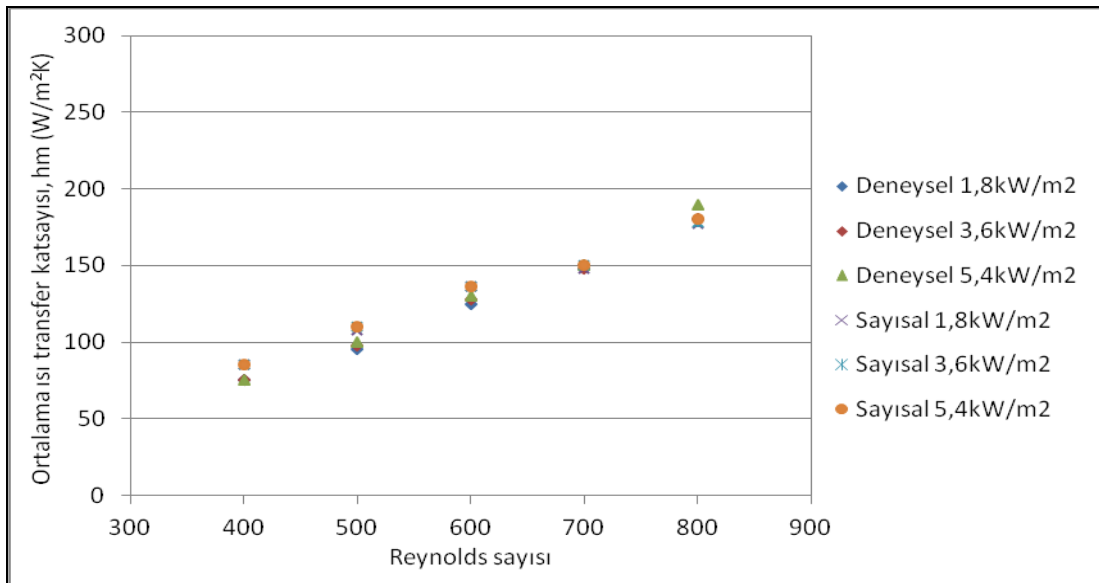
Kanatçık uzunluğu daha küçükken akışkan hızındaki azalma daha yavaştır. Hız daha fazla olduğunda ısı transferi daha fazla gerçekleşir ve ortalama Nusselt sayısı büyür. Kanatçık uzunluğu arttıkça ortalama Nusselt sayısı azalmıştır.



Şekil 5.16. Değişen kanatçık uzunluğunun ortalama Nusselt sayısına etkisi

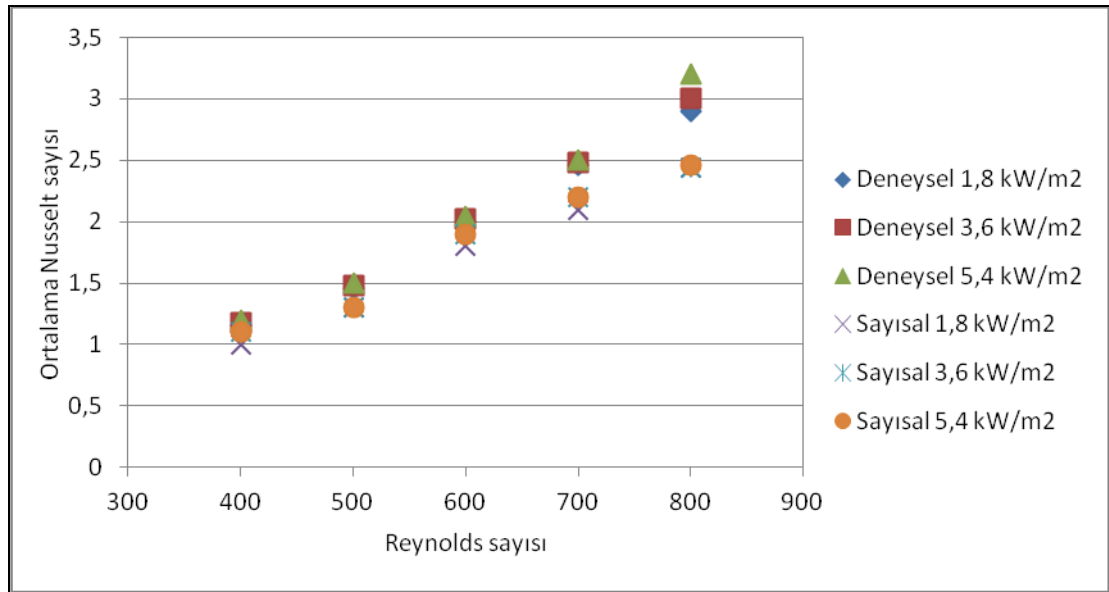
5.4.4. Sabit ısı akısının ısı transferine etkisi

Şekil 5.17’de Reynolds sayısına bağlı olarak farklı ısı akılarındaki ortalama ısı transfer katsayıları verilmiştir. Isı akısı arttığında ortalama ısı transfer katsayısının, deneysel ve sayısal çalışmada fazla değişmediği gözlemlenmiştir.



Şekil 5.17. Değişen ısı akısının ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

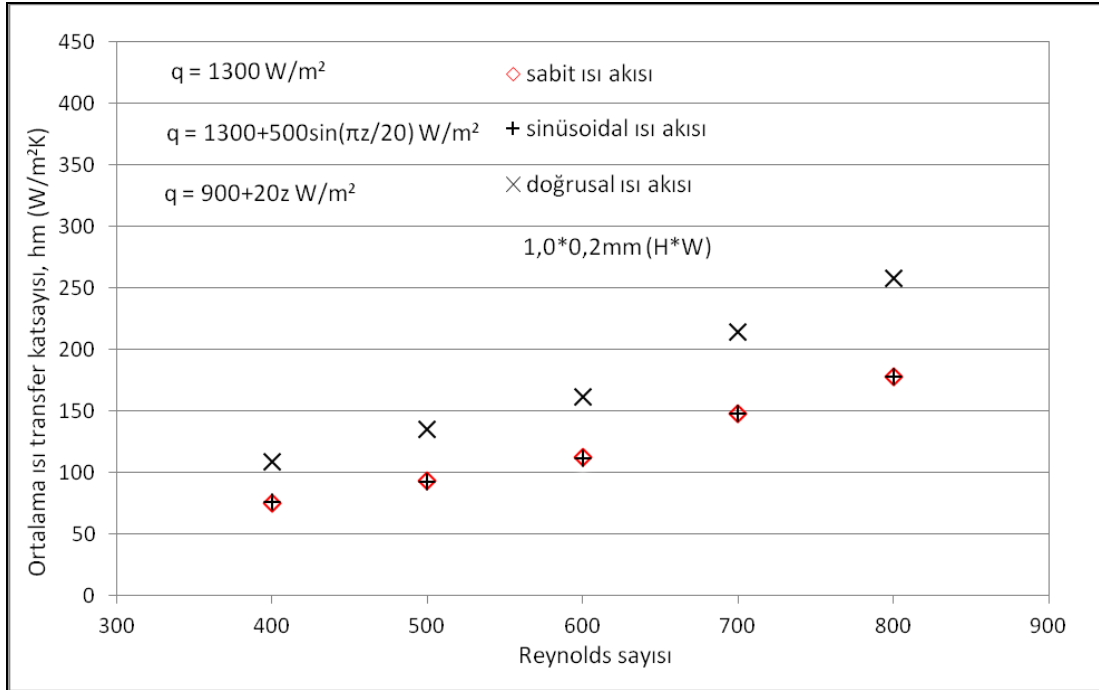
Şekil 5.18’de Reynolds sayısına bağlı olarak farklı ısı akılarına bağlı olarak farklı ısı akılarındaki ortalama Nusselt sayıları verilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı da ortalama ısı transferi katsayısı ile benzer bir şekilde değişim göstermiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da yükselmiştir. Deneysel çalışmada değişen ısı akılarında Nusselt sayıları arasında çok az bir fark gözlemlenmiştir. Sayısal çalışmada da bu fark yok denecek kadar az bulunmuştur.



Şekil 5.18. Değişen ısı akısının ortalama Nusselt sayısına etkisinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

5.4.5. Değişken ısı akısının ısı transferine etkisi

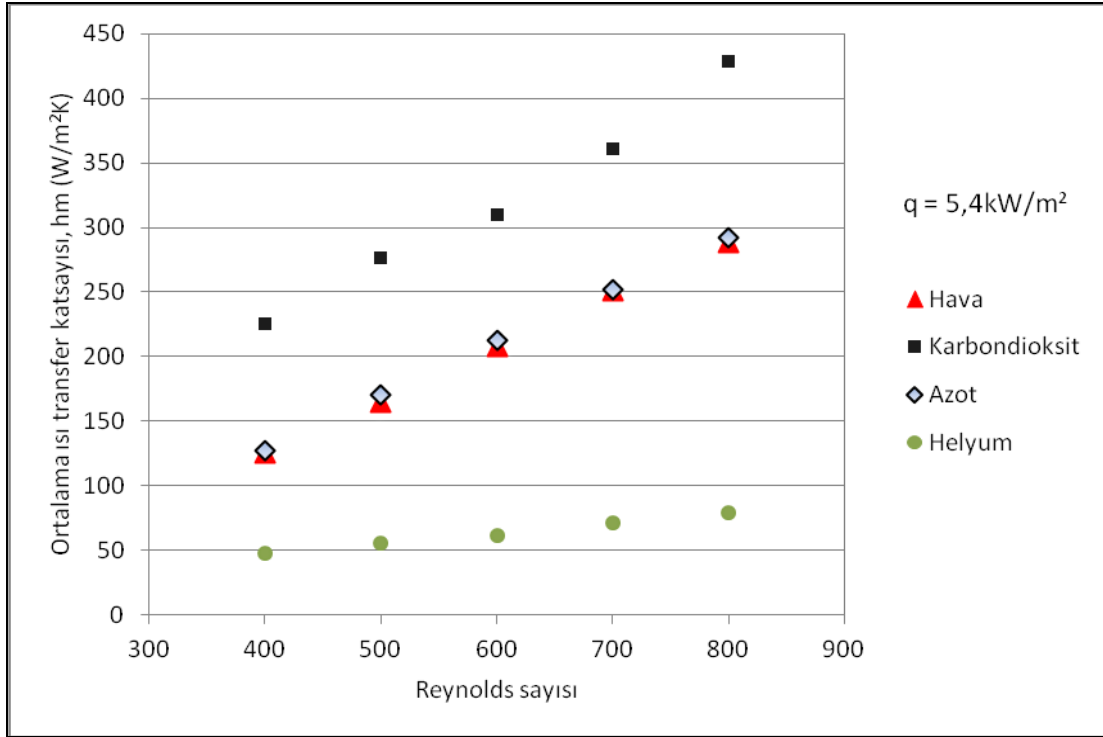
Şekil 5.19’da 1,0x0,2 mm kanal boyutlarında sabit, sinüzoidal ve doğrusal ısı akılarında ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayına bağlı değişimi gösterilmiştir. Kanala verilen ortalama ısı akıları aynıdır. Belirli bir Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısı doğrusal ısı akısında en büyük çıkmıştır. Bunu sabit ve sinüzoidal ısı akıları takip etmiştir. Bunun sebebi, doğrusal ısı akısındaki sıcaklık değişiminin oldukça küçük olmasıdır. Sinüzoidal ısı akısında $Re = 400$ ’de sıcaklık farkı doğrusal ısı akısına göre 1,5 kat daha büyüktür. Sabit ve sinüzoidal ısı akılarında kanala verilen ısı miktarı birbirine çok yakın olduğu için ısı transfer katsayıları birbirine hemen hemen eşit çıkmıştır.



Şekil 5.19. Farklı ısı akısı fonksiyonlarının ortalama ısı transfer sayısına etkisinin sayısal olarak karşılaştırılması

5.4.6. Soğutucu akışkan cinsinin ısı transferine etkisi

Şekil 5.20'de 1,0x0,5 mm kanal boyutlarında karbondioksit, hava, azot ve helyum soğutucu akışkanlarının ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin Reynolds sayına bağlı değişimi gösterilmiştir. Belirli bir Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısı karbondioksit ile soğutmada en büyük çıkmıştır. Bunu azot, hava ve helyum takip etmiştir. Bunun sebebi, karbondioksitle soğutmada sıcaklık değişiminin oldukça küçük olmasıdır. Karbondioksitle soğutmada $Re = 800$ 'de sıcaklık farkı helyum ile soğutmada göre yaklaşık 5 kat daha küçüktür. Bundan dolayı karbondioksitle soğutmada ısı transfer katsayısı daha büyük çıkmıştır. Akışkanın ısı iletim katsayısı arttığı zaman ortalama ısı transfer katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.20. Farklı soğutucu akışkanların ortalama ısı transfer sayısına etkisinin sayısal olarak karşılaştırılması

Raju ve Roy [32] yaptığı çalışmada bir mikro kanal içinde helyum ve azot gazlarıyla soğutmayı incelemiştir. Akış iki boyutlu, zamana bağlı, sıkıştırılabilir, sabit viskozitede Navier Stokes denklemleri çözülerek sayısal olarak incelenmiştir. Akışkanlar kanala eşit hızlarda girmiştir ve yaklaşık 300 K sıcaklığındadırlar. Azot gazıyla yapılan soğutmada sıcaklık kontur grafikleri incelendiği zaman sıcaklık değerlerinin helyum gazı ile yapılan soğutmaya göre daha düşük çıktığı görülmüştür. Azot gazıyla yapılan soğutmada kanal duvar sıcaklığı 323 K ve duvarın hemen bitişiğindeki gaz sıcaklığı 510 K'dir. Helyum gazıyla soğutmada ise kanal duvar sıcaklığı yaklaşık 300 K ve duvarın hemen bitişiğindeki gaz sıcaklığı 568 K'dir. Buradan ΔT sıcaklık farkının helyum için daha fazla olduğu görülür. Bundan dolayı ortalama ısı transfer katsayısını azota göre daha küçüktür. Bu da bizim farklı akışkanlarla yaptığımız çalışmayla (Şekil 5.20) benzerlik göstermektedir.

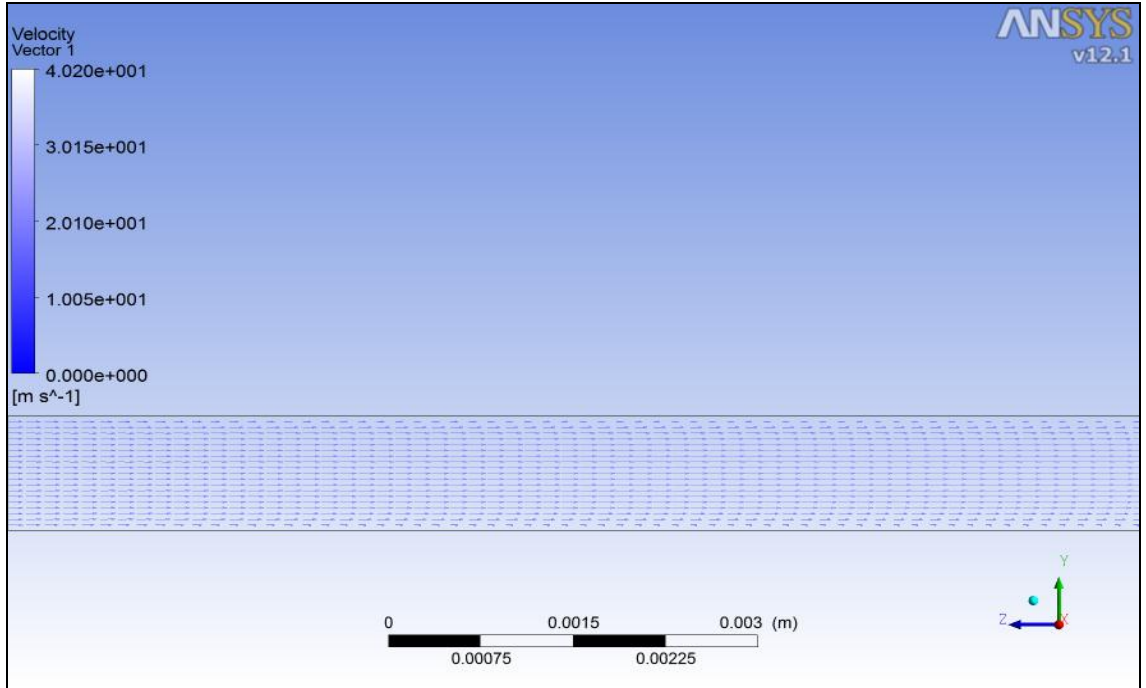
5.4.7. Kontur ve vektör grafikleri

Çözümleme sonucu hız ve sıcaklık kontur grafikleri görsel olarak incelenebilir. Bir sonraki sayfada $Re = 400$ ve $Re = 600$ 'de $1,0 \times 0,2$ mm kanal boyutları $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısı için çözümleme sonucu elde edilen hız ve sıcaklık kontur grafikleri görülmektedir. Çözüm alanındaki her nokta için değerler görülebilir.

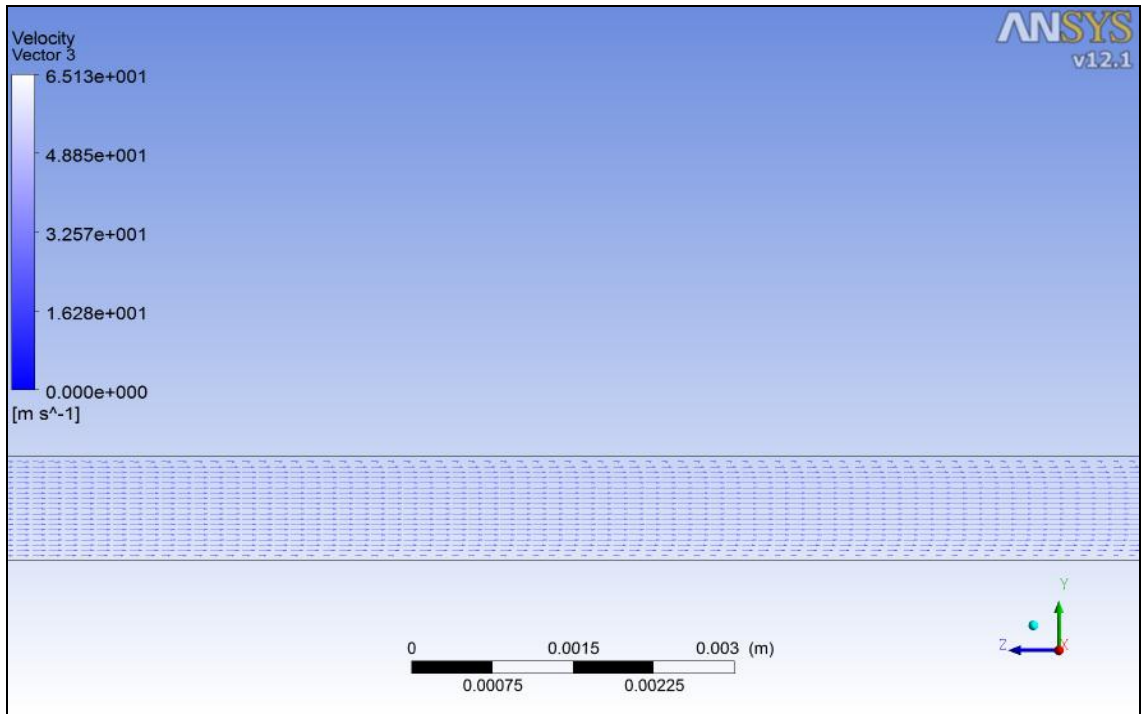
Şekil 5.21'deki duvarla temas eden yüzeylerde beklenildiği gibi kayma gerçekleşmediği için hız değeri sifıra yakındır. Kanala $19,1 \text{ m/sn}$ hızla giren hava şekilde görüldüğü gibi tam gelişmiş hız profiline ulaşmıştır. Şekil 5.22'de kanala daha büyük hızla giren hava benzer şekilde tam gelişmiş hız profiline ulaşmıştır. Şekil 5.23'te x-y düzlemindeki hız vektör grafiği verilmiştir. Tam gelişmiş haldeki akışkan kanala girdiği kesitte kanatçık, akışın düzenini bozmuştur ve x-y düzleminde hız bileşenleri oluşmuştur. Şekilde 5.23'te görüldüğü gibi kanatçıktan akışkan alanı içerisindeki simetri eksenine yaklaştıkça kanatçığın etkisi azalmış ve hızlar artmıştır. Akışkan alanındaki tavan ve tabana yakın yerlerde kaymanın olmadığı için hız sifıra yaklaşmıştır. Akışkan alanındaki tavan ve tabandan orta noktaya doğru gidildikçe hız artmıştır. Tam ortada nokta ise hız biraz azalmıştır. Bununun nedeni; z ekseninde tam gelişmiş halde giren akışkanın parabolik kısmı bu noktadaki hızları düşürmüştür.

Şekil 5.24'te $Re = 400$ 'de, kanal ve ısıtıcı plakanın sıcaklığı incelendiği zaman sıcaklığın giriş tarafında daha düşük, çıkış tarafında daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu akışkanın girişten çıkışa doğru ısınmasından kaynaklanmaktadır. Isınan hava çıkışta kanalı girişteki kadar soğutamamıştır.

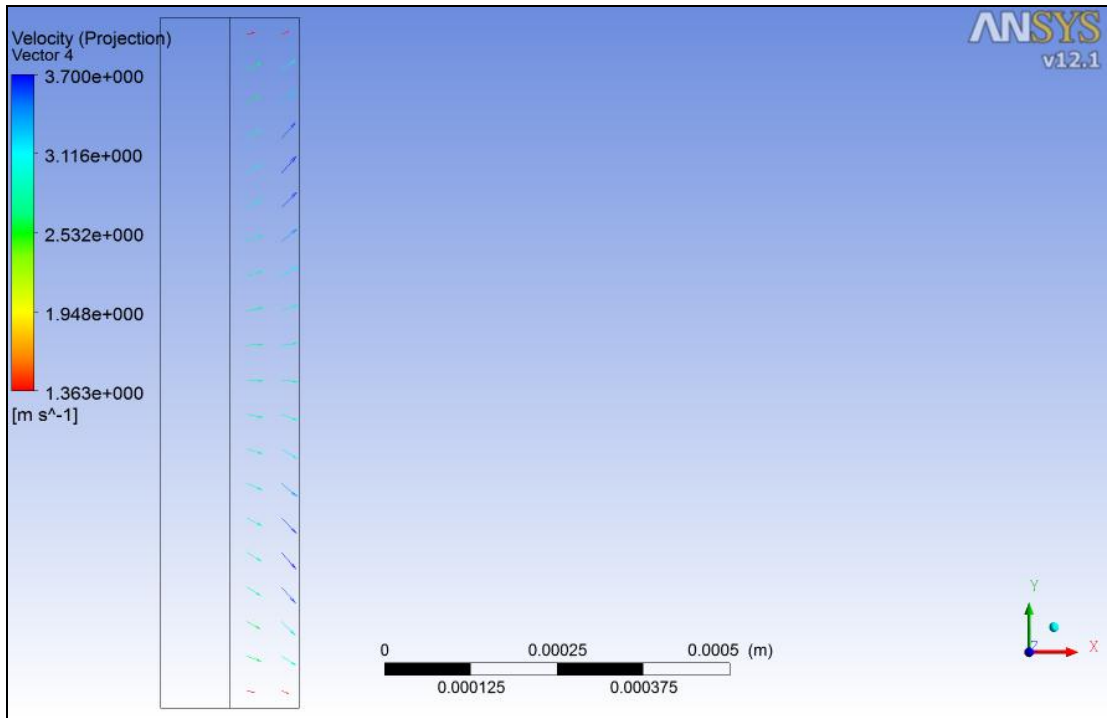
Şekil 5.25'te aynı boyuttaki mikro kanalda $Re = 800$ ' de sıcaklık kontur grafiği verilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça kanala birim zamanda giren soğuk hava artar böylece kanal sıcaklığının düşmesine sebep olur. Kanal sıcaklık konturları incelendiği $Re = 400$ 'deki kanal, $Re = 800$ 'deki kanala göre yeteri kadar soğutulamamış dolayısıyla sıcaklığı daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



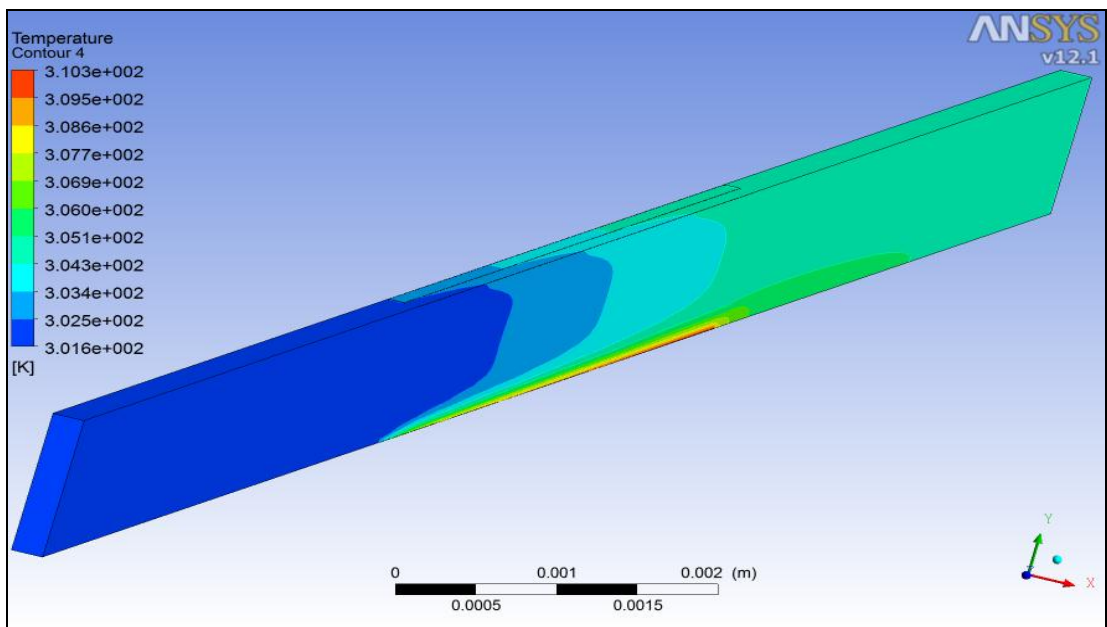
Şekil 5.21. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ için çözüm alanının orta noktasında kanatçığa girmeden önce hidrodinamik akış gelişimini gösteren hız vektör grafiği



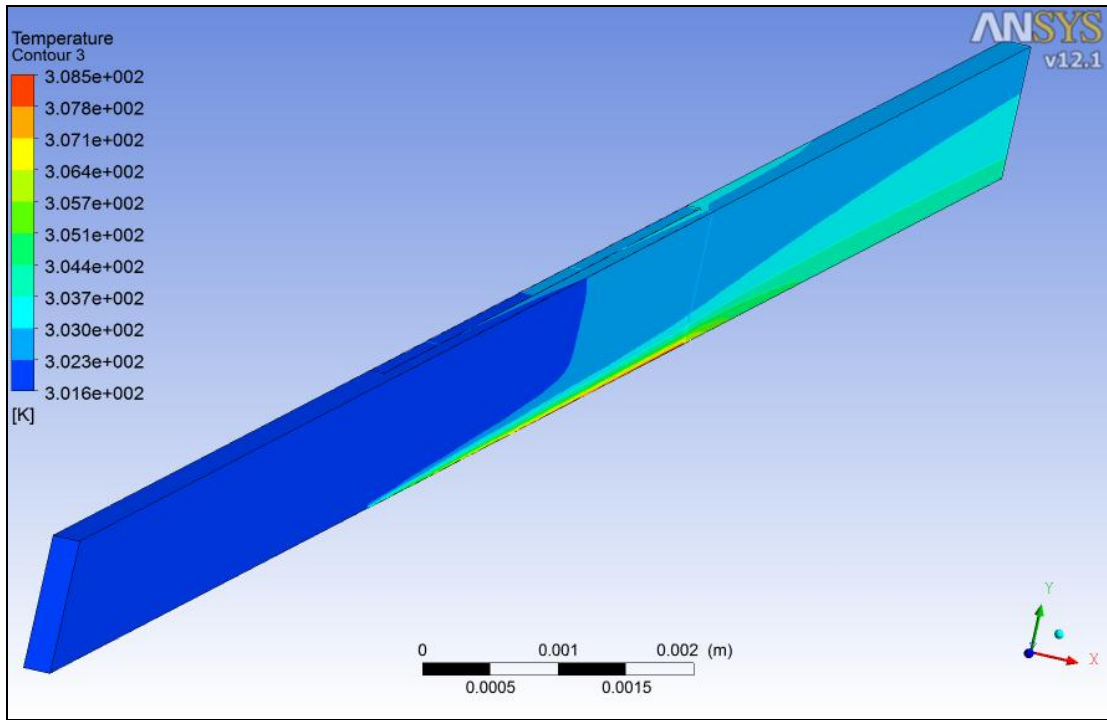
Şekil 5.22. 1,0x0,2mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 600$ için çözüm alanının orta noktasında kanatçığa girmeden önce hidrodinamik akış gelişimini gösteren hız vektör grafiği



Şekil 5.23. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ 'de kanatçığa giriş kısmındaki kesit alanının hız vektör grafiği



Şekil 5.24. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 400$ için kanal sıcaklığı kontur grafiği



Şekil 5.25. 1,0x0,2 mm kanal boyutları ve $q = 1,8 \text{ kW/m}^2$ ısı akısında $Re = 800$ için kanal sıcaklığı kontur grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, alttan ısıtmalı yatay bir mikro kanal üzerinden zorlanmış konveksiyonla oluşan ısı aktarımı incelenmiştir. Reynolds sayısı ve sabit ısı akısının farklı değerleri için parametrik çalışma yapılmıştır. Bunun yanı sıra, kanal boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi araştırılmıştır. Kanal yüksekliği ve genişliği değiştirilerek ısı aktarımına olan etkileri incelenmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışma [17] ile karşılaştırılmıştır.

Newton'un soğutma kanuna göre ortalama ısı transferi iki şekilde artırılabilir: yüzey alanını ya da ortalama ısı transfer katsayısını artırarak. Yüzey alanını artırmanın en bilinen yolu yüzeye kanatçık eklemektir. Fakat kanatçık sayısı arttırmak kanatçıklar arasından geçen soğutucu akışkanın hızını etkilemekte hatta bazı durumlarda sınır tabakalarının kesişmesine dolayısıyla kanatçıklar arasındaki akışkan hızının azalmasına neden olmaktadır. Bu da arkasından gelen yeni soğuk akışkanın kanatçığa girmesini engellemekte ve hızını yavaşlatmaktadır. Böylece akışkan yüzeyi yeteri kadar soğutamamakta ve beklenen ısı transferi gerçekleşmemektedir. Kanal genişliği arttıkça akışkan hareketi rahatlamakta ve böylece ısı transferi miktarı artmaktadır. W/H oranı arttıkça ortalama Nusselt sayısı artmaktadır.

Kanal yüksekliği arttıkça kanala birim zamanda giren soğutucu akışkan miktarı artmakta olup önündeki ısınan havayı daha kolay bir şekilde kanaldan dışarı atar. Böylece kanal sıcaklığı düşer ve verimli ısı transferi gerçekleşir. Kanal yüksekliği arttıkça aynı zamanda kanatçığın yüzey alanı da artar. Yüzey alanının artmasıyla daha fazla soğutma sağlanır.

Reynolds sayısı arttıkça debi ve akışkan hızı artar. Kanala daha fazla akışkan girer. Akışkan hareketi ne kadar hızlı olursa, taşınım ile ısı aktarımı da o kadar büyük olur. Bu da ortalama Nusselt sayısını artırır. Akışkan hareketinin hızlı olması kanal içerisindeki sıcaklıkların daha düşük olmasını sağlar. Reynolds sayısı arttıkça birim

uzunluktaki basınç düşüşleri da artar. Çünkü akışkan hızı arttığı zaman basınç kayıpları artar. Bu geleneksel teoriye uygundur.

Kanatçık uzunluğunu azaldığı zaman ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Çünkü akışkan ısıtıcı plaka üzerinde daha az kalmıştır ve daha az ısınarak kanatçığı terk etmiştir. Dolayısıyla çıkış sıcaklığı daha düşük olmuştur. Bu da ısı transferini arttırmıştır. Kanatçık uzunluğu küçükken akışkan hızındaki azalma daha yavaş gerçekleşmiştir. Bu da akışkanın hızının daha büyük olmasına dolayısıyla ısı transferinin daha büyük olmasına neden olmuştur ve ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

Kanal yüksekliğinin ve genişliğinin ısı transferine etkileri incelendiğinde kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisinin daha fazla olduğu görüşmüştür. Kanal yüksekliği arttığı zaman kanatçık yüksekliği de artmakta yani yüzey alanı da artmaktadır. $Re = 600'$ de $1,0 \times 0,2$ mm kanal boyutlarında ortalama Nusselt sayısı 1,8 iken $1,0 \times 0,3$ mm kanal boyutlarında 1,95 bulunmuştur. Aynı şekilde $Re = 600'$ de $1,0 \times 0,2$ mm kanal boyutlarında ortalama Nusselt sayısı 1,8 iken $1,5 \times 0,2$ mm kanal boyutlarında ortalama Nusselt sayısı 3,5 bulunmuştur. Görüldüğü gibi kanal yüksekliği ile kanal genişliği aynı oranda artmasına rağmen kanal yüksekliğindeki artış ortalama Nusselt sayısını daha çok artırmıştır. Bu yüzden kanal yüksekliğini artırmak daha mantıklıdır.

Kanal yüksekliği ile kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkileri karşılaştırıldığında, $Re = 600'$ de $1,0 \times 0,2$ mm kanal boyutlarında $W/L_f = 0,005$ iken ortalama Nusselt sayısı 1,8, $W/L_f = 0,003$ iken ortalama Nusselt sayısı 1,36 bulunmuştur. Yukarıdaki gibi kanal yüksekliğindeki artış kanatçık uzunluğundaki aynı orandaki azalışa göre ortalama Nusselt sayısını daha çok artırmıştır. Bunu kanala birim zamanda daha fazla akışkan girişinin, kanalı daha kısa zamanda terk edip yerini yeni soğutucu akışkana bırakmaya kıyasla ısı transferi açısından daha önemli olduğu şeklinde açıklayabiliriz. Sonuç olarak diyebiliriz ki; kanal yüksekliği parametresi soğutmada daha önemli bir etkendir ve daha çok soğutma sağlar.

Sabit ısı akısının yanında sinüzoidal ve doğrusal olarak değişen ısı akılarında da sayısal çözümler yapılmıştır. Doğrusal değişen ısı akısında ısı transfer katsayısı daha büyük çıkmıştır. Bu sıcaklık farkının oldukça küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Sinüzoidal ısı akısında soğutma daha zorlaşmıştır. Havanın hareketi doğrusal değişen ısı akısına göre daha yavaş gerçekleşmiştir.

Aynı kanal boyutlarında karbondioksit, hava, azot ve helyum gibi farklı soğutucu akışkanlar kullanıldığında ortalama ısı transfer katsayısı en büyük olan karbondioksitin en iyi soğutmayı sağladığı görülmüştür. Bu karbondioksitle soğutmada sıcaklık farkının küçük olmasından ve ısı iletim katsayısının küçük olmasından kaynaklanmıştır. Karbondioksitin ortalama ısı transfer katsayısının büyük olması her yerde soğutucu akışkan olarak kullanılabilmesi anlamına gelmez. Örneğin elektronik aletlerin soğutulmasında hava kullanılırken gıda sektöründe karbondioksitin kullanımı daha yaygındır. Bu yüzden soğutucu akışkanın uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre seçiminin yapılması gerekmektedir.

Görülmektedir ki sayısal analiz sonuçlarıyla deney sonuçları uyum içerisindedir. Bu tür analizler, tasarımlara hız, esneklik ve ekonomi kazandıracaktır. Özellikle deney sonuçlarının zaman alıcı, zor ve pahalı olması günümüzde sayısal analizlere büyük bir güç vermektedir. Aynı şekilde söyleyebiliriz ki sayısal analizde uygun model seçimi, uygun sonlu hacimler ağı seçilmediği takdirde analiz sonuçları hassasiyetini kaybedecektir. Sayısal analizlerin bir dezavantajı olarak yüksek kapasiteli bilgisayar gerektirmesi olarak söylenebilir. Günümüz bilgisayar teknolojisi gelişmesiyle bu dezavantaj zamanla ortadan kalkacaktır.

Genel olarak grafikler incelendiğinde zaman grafiklerinde sayısal analiz sonuçlarının göreceli olarak deney sonuçlarına göre değişim gösterdiği bölgelerde bu değişimin sebebi olarak analizin matematik modelinde kullanılan parametreler olduğu söylenebilir. Çözümlerdeki göreceli farklılıkların nedeni olarak da deneysel çalışmaların mikro kanaldaki ölçüm zorluğu ve hassasiyeti olduğu söylenebilir.

İleride yapılacak olan çalışmalar aşağıda belirtilen konularda artırılabilir;

1. Kanatçık kalınlığı değiştirilerek ısı transfer analizi incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Canay, A.,. “Mikro Kanallarda Isı transferi”, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 99-100, (2007).
2. Uygur, S.,. “Mikro ve Meso Ölçekli Kanalların Soğutucu Üretiminde Uygulanması”, *Tesisat Mühendisliği*, 68: (2002).
3. Kandlikar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M.R.,. “Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels”, *Elsevier*, 1: 3-19, (2006)
4. Koyun, T.,. “Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri”, *Tesisat Mühendisliği*, 88: (2005).
5. Tuckerman, D.B., Pease, R.F.W.,. “High-Performance Heat Sinking for VLSI”, *IEEE Electr. Device Lett*, 2: 126–129 (1981).
6. Tuckerman, D.B., Pease, R.F.W.,. “Ultrahigh Thermal Conductance Microstructures for Integrated Circuits”, *in: IEEE Proceedings of the 32nd Electronics Conference*, 145–149 (1982).
7. Mahaligam, M.,. “Thermal Management in Semiconductor Device Packaging”, *IEEE Proc.*, 73: 1396–1404 (1985).
8. Kim, S.J., Kim, D.,. “Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling”, *ASME J. Heat Transf.*, 121: 639–645 (1999).
9. Copeland, D., Behnia, M., Nakayama, W.,. “Manifold Microchannel Heat Sinks: Isothermal Analysis”, *IEEE Trans. Compon. Pack. Manuf. Technol.*, A 20: 96–102 (1997).
10. Pak, B.C., Chun, W.C., Baek, B.J., Copeland, D.,. “Forced Air Cooling by Using Manifold Microchannel Heat Sinks”, *Adv. Electro. Pack.*, 2: 1837–1842 (1997).
11. Kayehpour, H.P., Faghri, M., Asako, Y.,. “Effects of Compressibility and Rarefaction on Gaseous Flows in Microchannels”, *Numerical Heat Transfer*, 32: 677–696 (1997).
12. Chen, C.S.,. “Numerical Analysis of Gas Flow in Microchannels”, *Numerical Heat Transfer*, 33: 749–762 (1998).
13. Gao, M. Rowe, D.M.,. “Cooling Performance of Integrated Thermoelectric Microcooler”, *Solid - State Electronics*, 43: 923–929 (1999).
14. Ambatirudi, K.H., Rahman, M.M.,. “Analysis of Conjugate Heat Transfer in Microchannel Heat Sinks”, *Numerical Heat Transfer*, 37: 711–731 (2000).

15. Zhao, C.Y., Lu, T.J., “Analysis of Microchannel Heat Sink for Electronics Cooling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 4857–4869 (2002).
16. Kim, S.J. Kim, D., “Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling”, *ASME J. Heat Transfer*, 121: 639–645 (1999).
17. Naphon, P., Khonseur, O., “Study on the Convective Heat Transfer and Pressure Drop in the Micro-Channel Heat Sink”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36: 39–44 (2009).
18. Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., “Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları”, Engin, T., *Güven Bilimsel*, İzmir, 819-820 (2007).
19. Doğan, M., “Laminar Karışık Taşınım Şartlarında Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Kapalı Kanallarda Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 55-78 (2007).
20. Garimella, S., “Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications”, Kakaç, S., Vasiliev, L. L., Bayazitoğlu, Y., Yener, Y., *Nato Science Series*, The Netherlands, 193: 273-290 (2005).
21. Celata, G. P., Cumo, M., Marconi, V., McPhail, S.J., Zummo, G., “Microtube Liquid Single-Phase Heat Transfer in Laminar Flow”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 49: 3538-3546 (2006).
22. Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Yarin, L. P., “Heat Transfer in Microchannels: Comparison of Experiments with Theory and Numerical Results”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 5580–5601 (2005).
23. Li, J., Peterson, G. P., Cheng, P., “Three-Dimensional Analysis of Heat Transfer in a Micro-Heat Sink with Single Phase Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4215-4231 (2004).
24. Tonomura, O., Tanaka, S., Noda, M., Kano, M., Hasebe, S., “Hashimoto, I., 2004, Cfd Based Optimal Design of Manifold in Plate-Fin Microdevices”, *Chemical Engineering Journal*, 101: 397–402 (2004).
25. Xu, B., Ooi, K. T., Mavriplis, C., Zaghloul, M. E., “Evaluation of Viscous Dissipation in Liquid Flow in Microchannels”, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 13: 53–57 (2003).

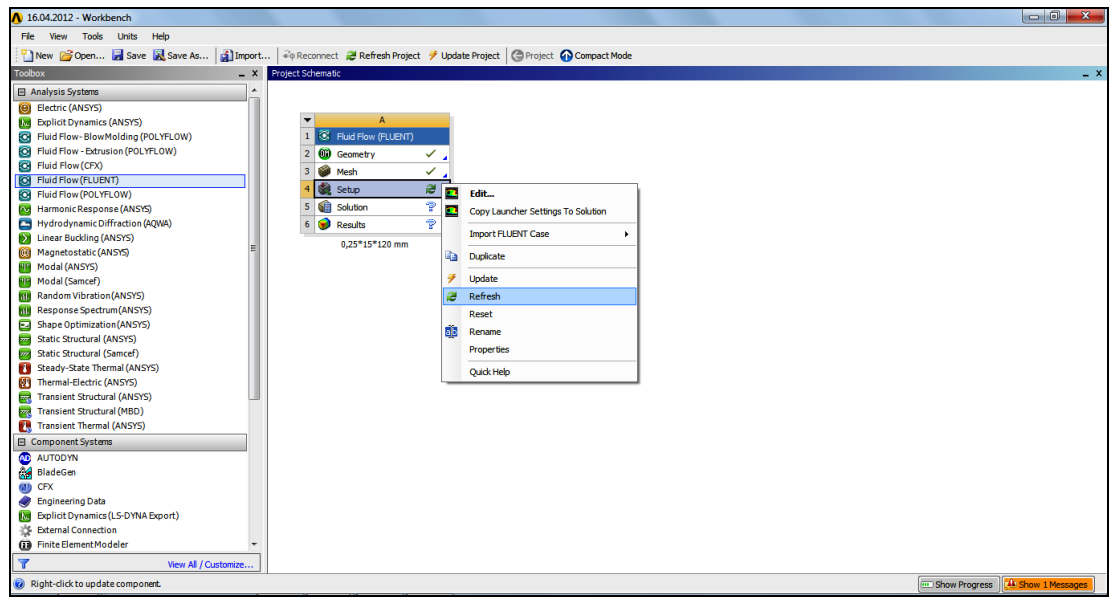
26. Lee, P. S., Garimella, S.,. “Thermally Developing Flow and Heat Transfer in Rectangular Microchannels of Different Aspect Ratios”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49: 3060-3067 (2006).
27. Kou, H. S., Lee, J. J., Chen, C. W.,. “Optimum Thermal Performance of Microchannel Heat Sink by Adjusting Channel Width and Height”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35: 577–582 (2008).
28. Jaspersen, B. A., Jeon, Y., Turner, K. T., Pfefferkorn, F. E., Qu, W.,. “Comparison of Micro-Pin-Fin and Microchannel Heat Sinks Considering Thermal-Hydraulic Performance and Manufacturability” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technology*, 33: 148-160 (2010).
29. Andrew, J., Foong, L., Ramesh, N., Tilak, T. C.,. “Laminar Convective Heat Transfer in a Microchannel with Internal Longitudinal Fins” *International Journal of Thermal Sciences*, 48: 1908–1913 (2009).
30. Chein, R., Chen, J.,. “Numerical Study of the Inlet/Outlet Arrangement Effect on Microchannel Heat Sink Performance”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48: 1627–1638 (2009).
31. Yuan, W., Zhao, J., Tso, C. P., Wu, T., Liu, W., Ming, T.,. “Numerical Simulation of the Thermal Hydraulic Performance of a Plate Pin Fin Heat Sink” *Applied Thermal Engineering*, 48: 81-88 (2012).
32. Raju, R., Roy, S.,. “Numerical Study of Heat Transfer in High Speed Microflows” *36th AIAA Thermophysics Conference*, Orlando, Florida (2003).
33. Lee, P. S., Garimella, S., Liu, D.,. “Investigation of Heat Transfer in Rectangular Microchannels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 1688–1704 (2005).
34. Çengel, Y.A., “Isı ve Kütle Transferi”, Tanyıldızı, V., *Güven Bilimsel*, İzmir, 509-532 (2011).

EKLER

EK-1. Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Probleminiz FLUENT paket programında modellenip sonuçlar elde edilmiştir. Aşağıda modelleme adımları adım adım açıklanmıştır.

1. Ana menüden Setup kısmından Refresh yapılır. Daha sonra FLUENT programı başlatılır.



Şekil 1.1. FLUENT program menüsü

2. Yüzey özellikleri kontrol edilir. Önce Mesh/Check komutu tıklanır. Her zaman dikkat edilecek noktalardan birisi de rapor edilen minimum hacmin negatif olmamasıdır.

Type/Pressure-Based;

Velocity Formulation/Absolute;

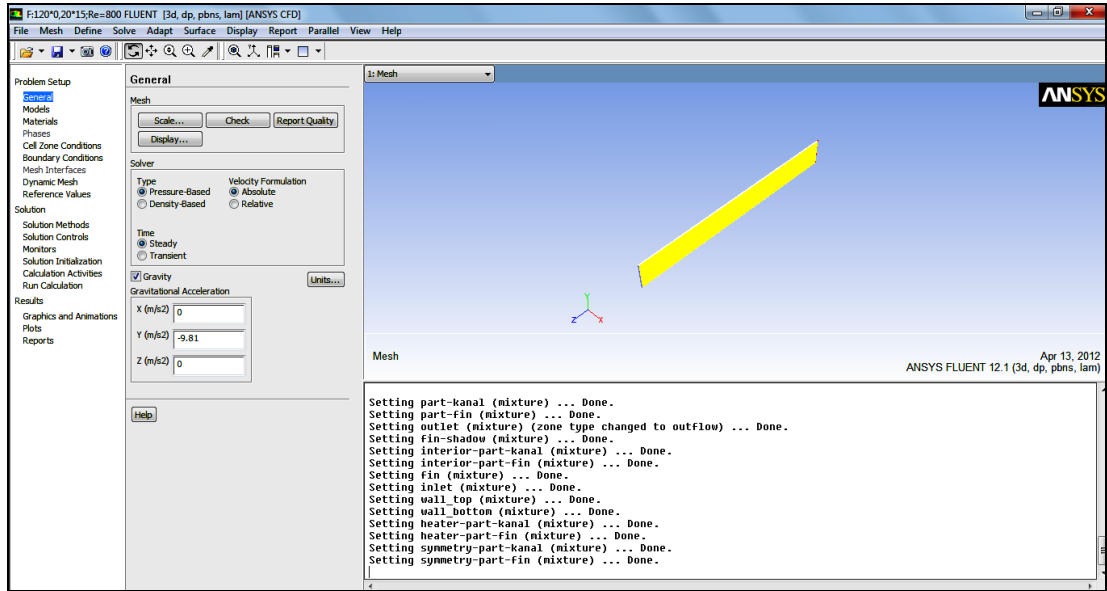
Time/Steady seçilir.

Units/length mm seçilir.

Yer çekim ivmesi (Gravity) de girilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Problem Setup/General



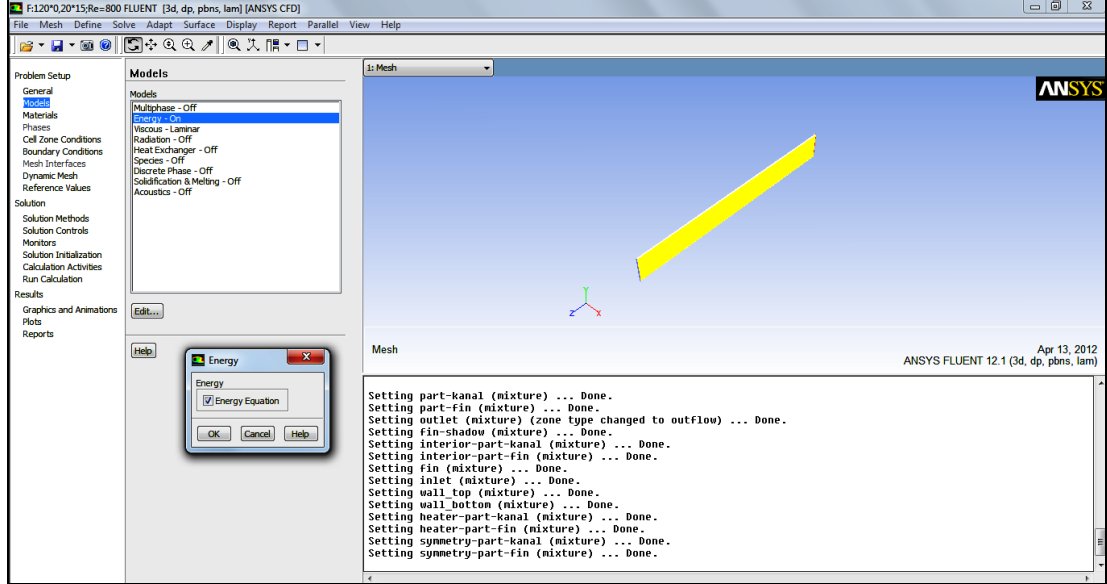
Şekil 1.2. Genel özelliklerin girilmesi

3. Bu kısımda Models bölümünde yazıların seçildikten sonra Edit butonu kullanılarak;

Models/Energy/On

Viscous/Laminar olarak ayarlanır.

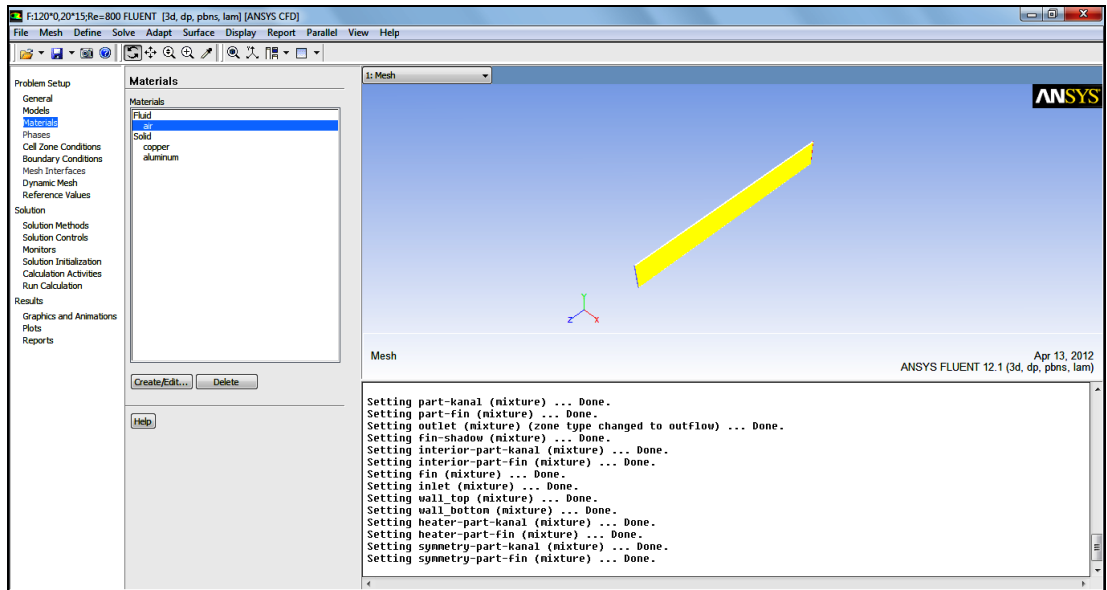
EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.3. Çözücü ayarlarının girilmesi

4. Daha sonra Models kısmının altındaki Materials kısmından malzemeler seçilir.

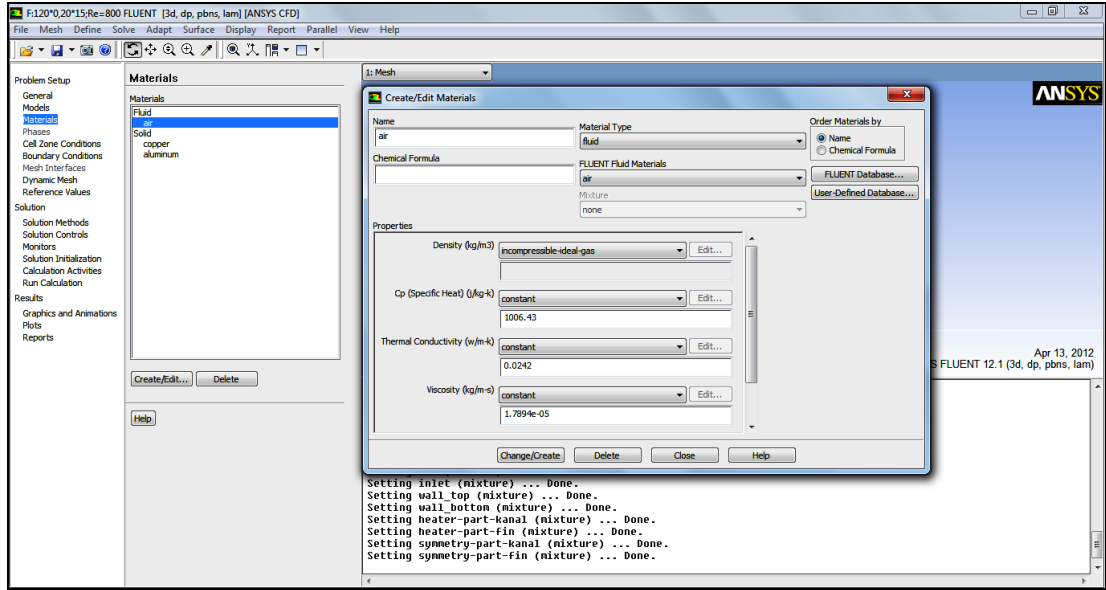
Materials



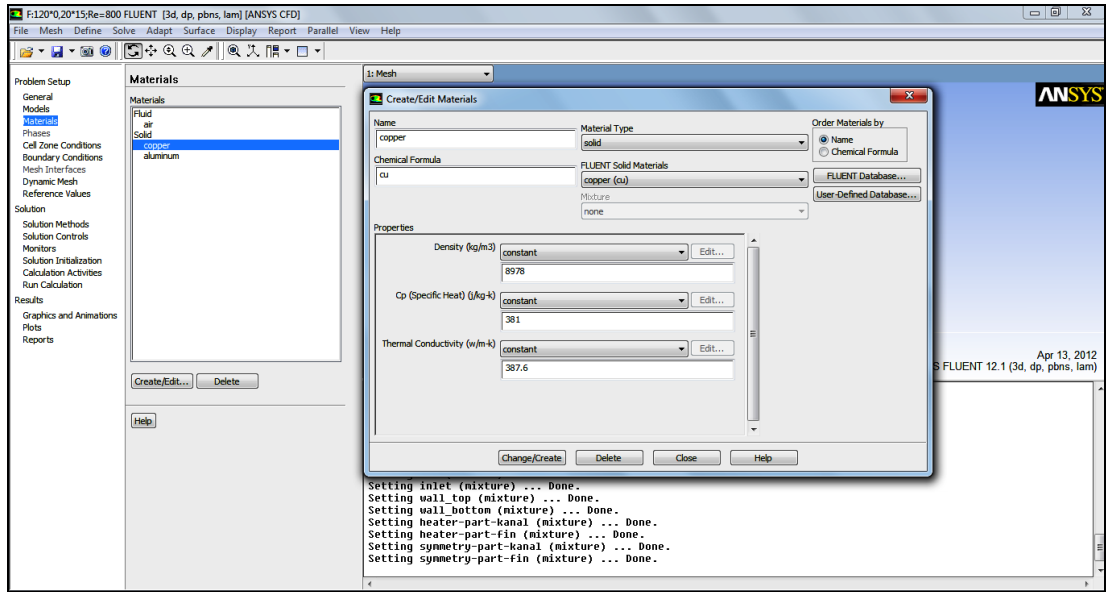
Şekil 1.4. Malzemenin seçilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Create/Edit butonundan akışkan olarak seçilen hava özellikleri için analizde kullanılacak olan 28.5°C koşulları girilir



Şekil 1.5. Havanın özelliklerinin girilmesi



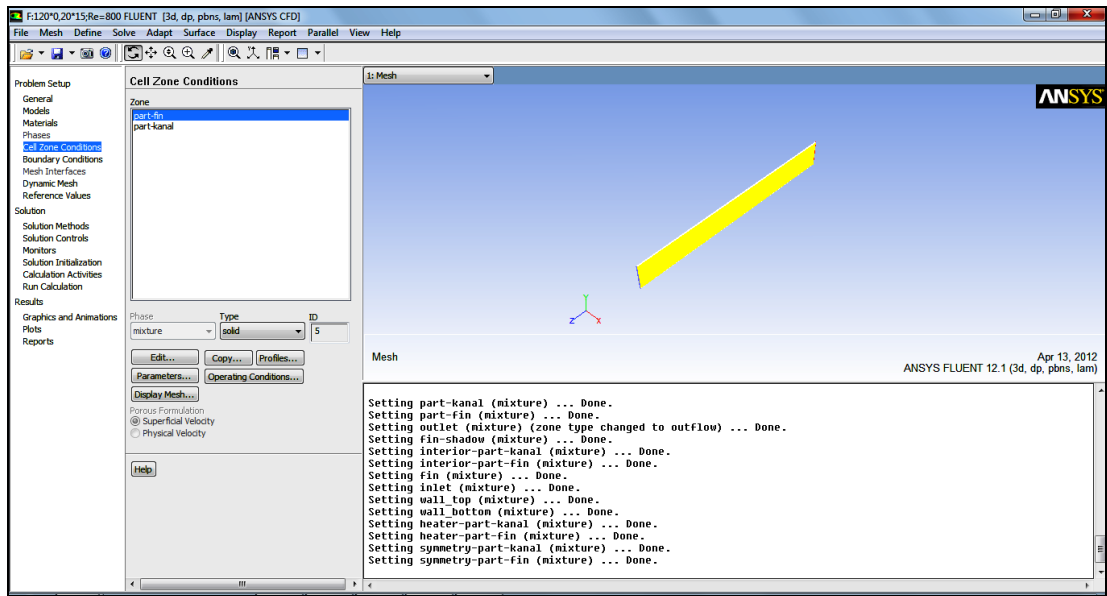
Şekil 1.6. Bakırın özelliklerinin girilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Aynı şekilde alüminyumun özellikleri de girilir.

5. Cell zone

Part-fin için Type/Solid, part-kanal için Type/Fluid seçilir.



Şekil 1.7. Katı ve akışkan ortamın seçilmesi

6. Sınır Şartları

Bu kısımda sınır şartları oluşturulur.

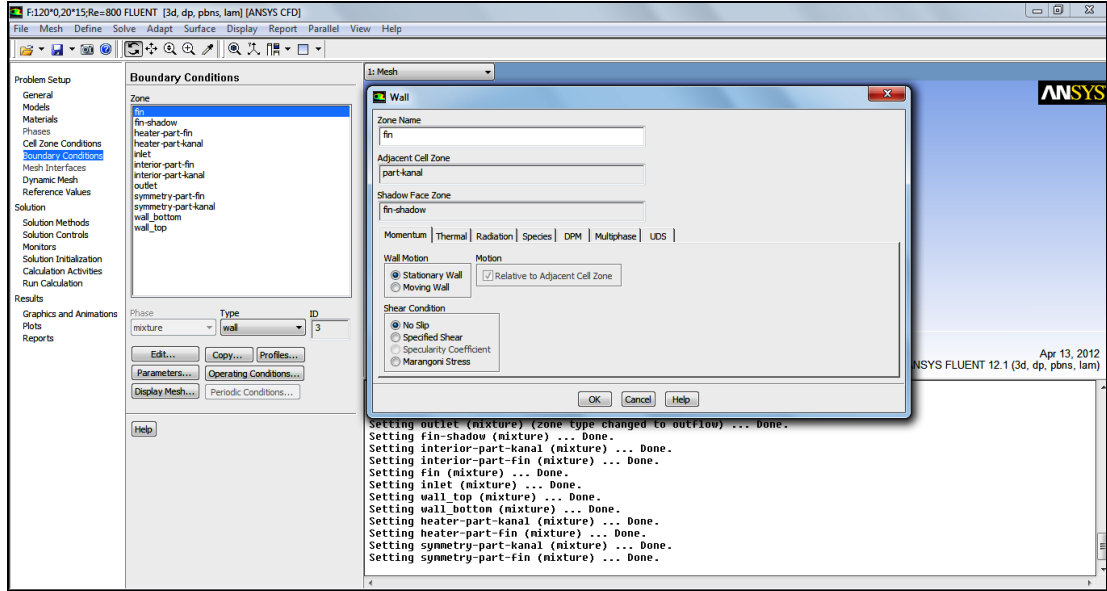
Boundary Conditions/Zone/Fin

Kanatçık (fin) için sınır şartları

Momentum/Wall Motion/Stationary Wall;

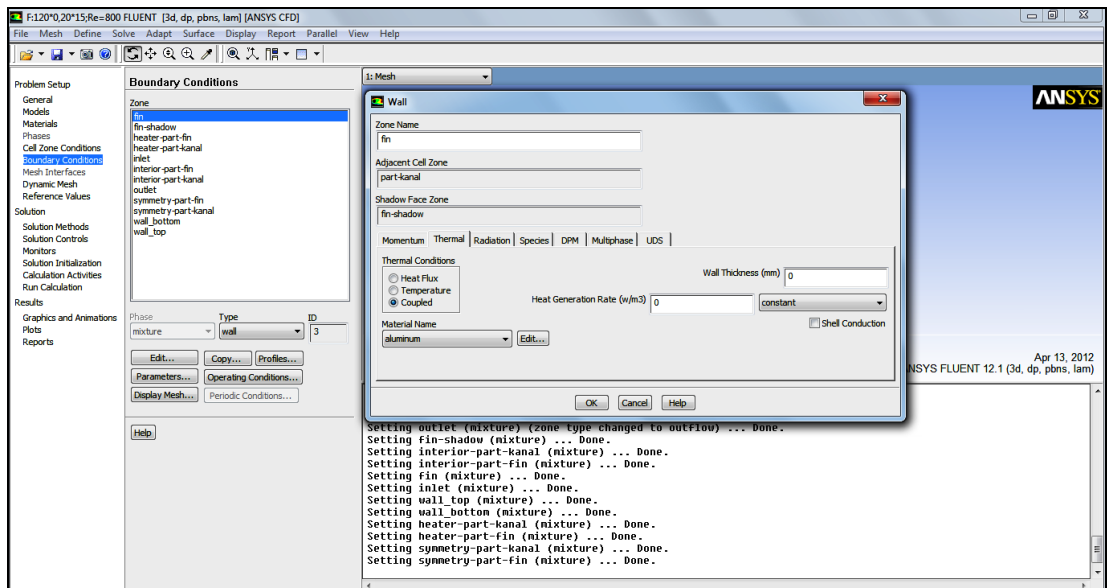
Shear Condition/No Slip seçilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.8. Kanatçık için sınır şartlarının girilmesi

Type/Wall olarak seçilir. Edit kısmından Thermal Conditions/Coupled; Material Name/Aluminum olarak seçilir.



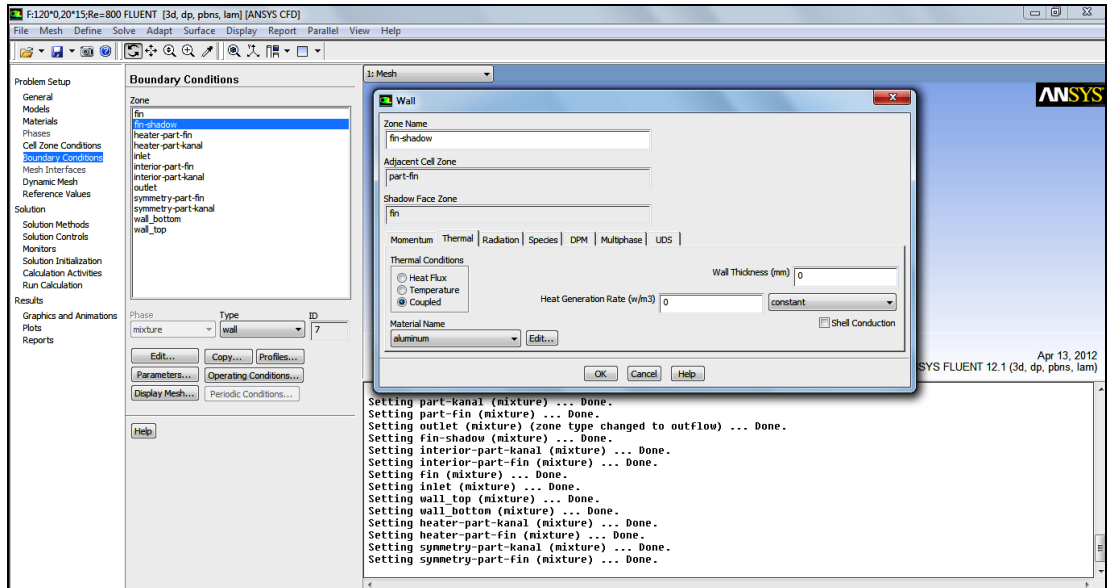
Şekil 1.9. Kanatçık için sınır şartlarının girilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Fin shadow

Type/Wall olarak seçilir.

Edit kısmından Thermal Conditions/Coupled; Material Name/Aluminum olarak seçilir.

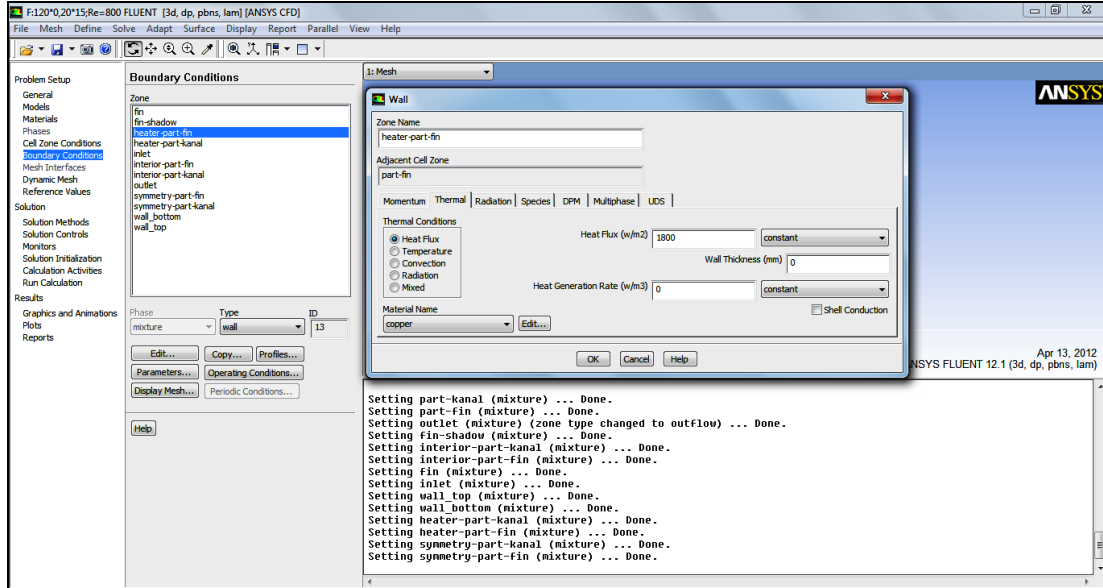


Şekil 1.10. Kanatçık gölgesi için sınır şartlarının girilmesi

Heater fin

Thermal/Thermal Conditions/Heat Flux 1800 W/m² olarak girilir. Material Name/Copper olarak seçilir.

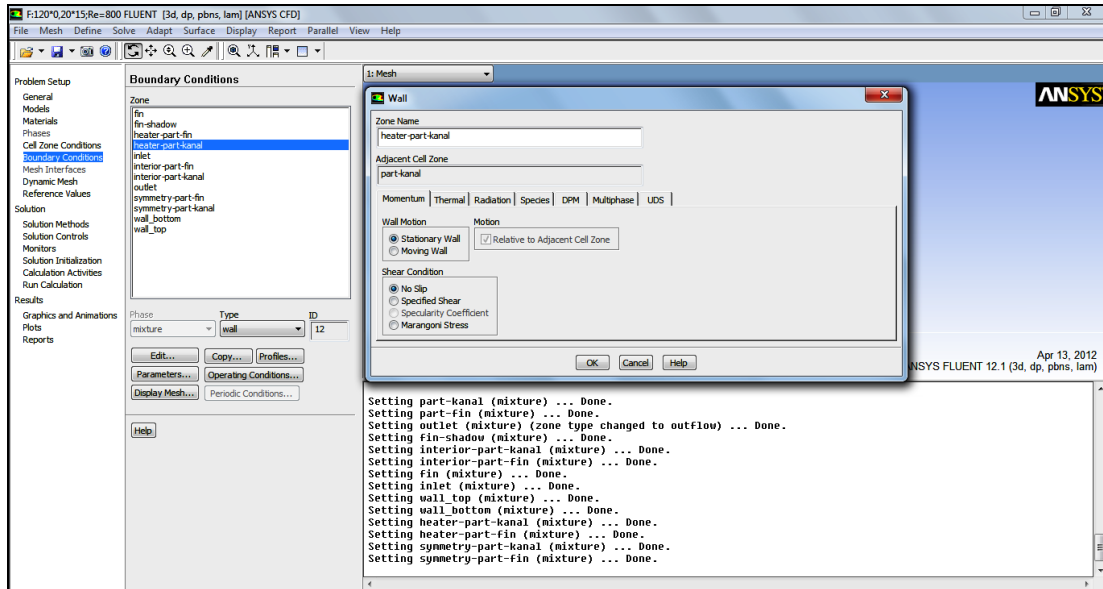
EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.11. Kanatçık altında kalan ısıtıcı plaka için sınır şartlarının girilmesi

Heater kanal

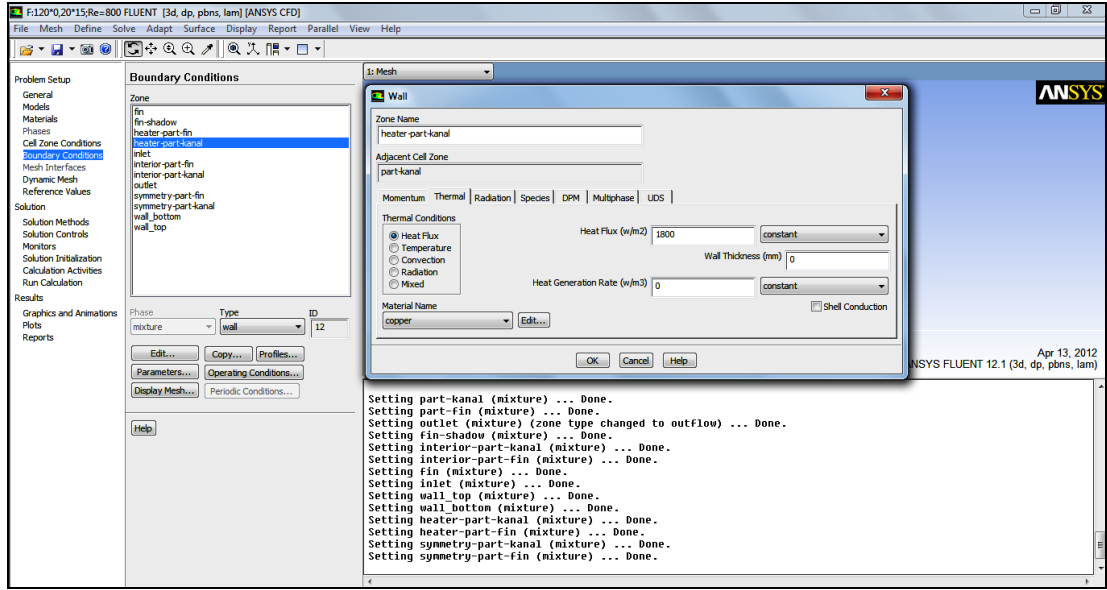
Momentum/Wall Motion/Stationary Wall; Shear Condition/No Slip seçilir.



Şekil 1.12. Akış içerisinde yer alan ısıtıcı plaka için sınır şartlarının girilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Thermal/Thermal Conditions/Heat Flux 1800 W/m^2 olarak girilir. Material Name/Copper olarak seçilir



Şekil 1.13. Akış içerisinde yer alan ısıtıcı plaka için sınır şartlarının girilmesi

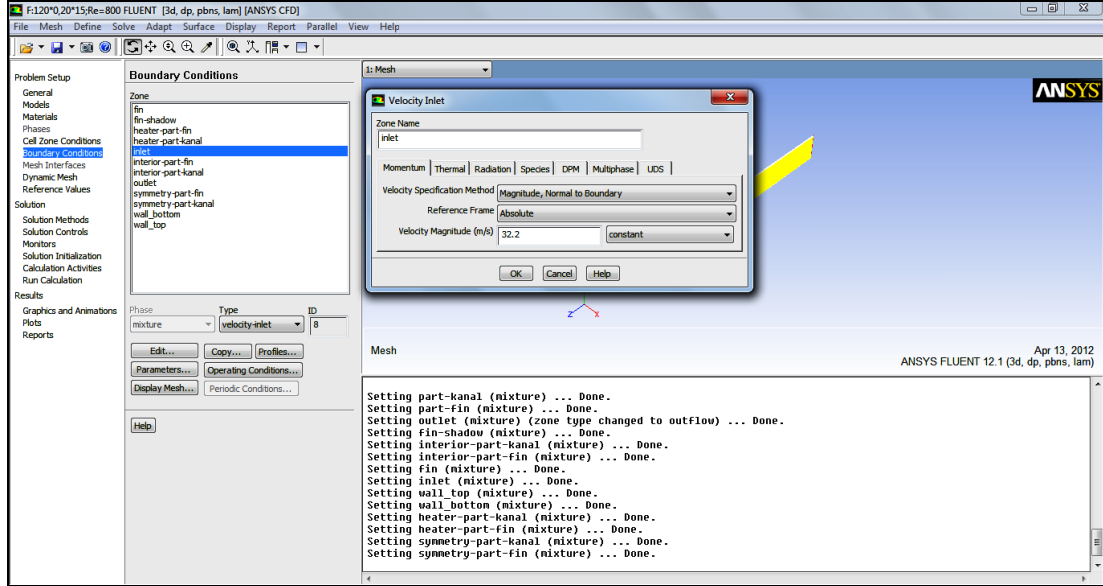
Inlet

Giriş sınır şartına hız ve sıcaklık girilir.

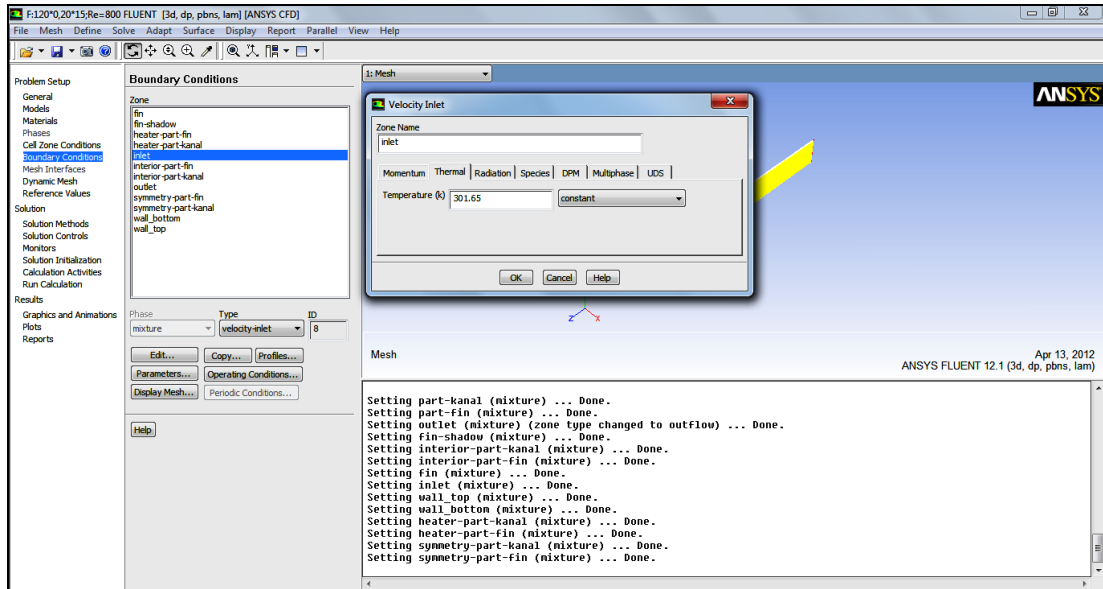
Momentum/Velocity Magnitude/32,2 m/s

Thermal/Temperature/301,65 K girilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.14. Giriş sınır şartlarının girilmesi

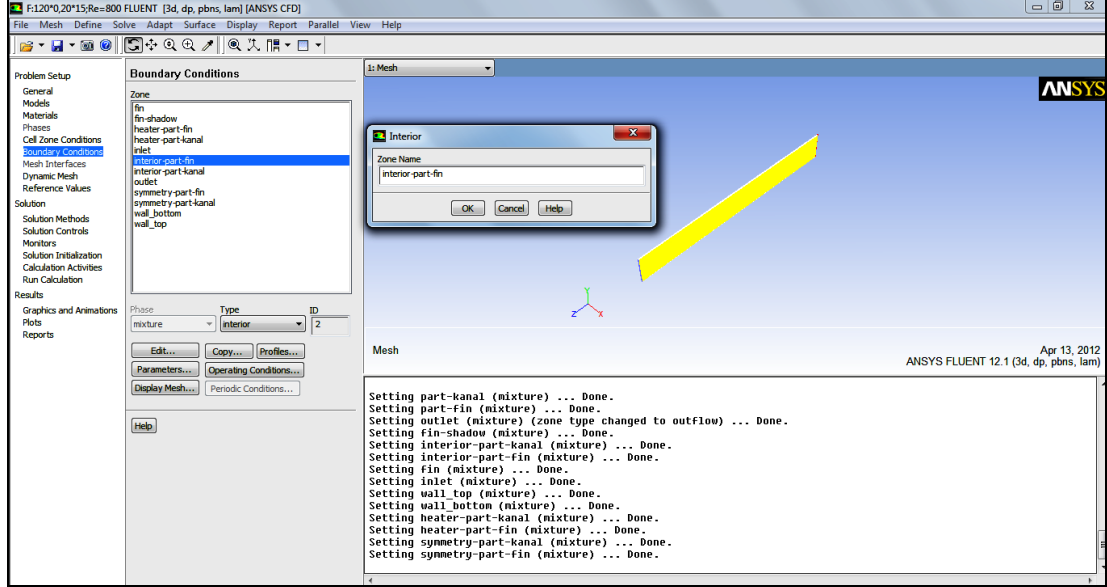


Şekil 1.15. Giriş sınır şartlarının girilmesi

Interior fin kanal

Bu aşamayı program otomatik olarak kendisi yapar.

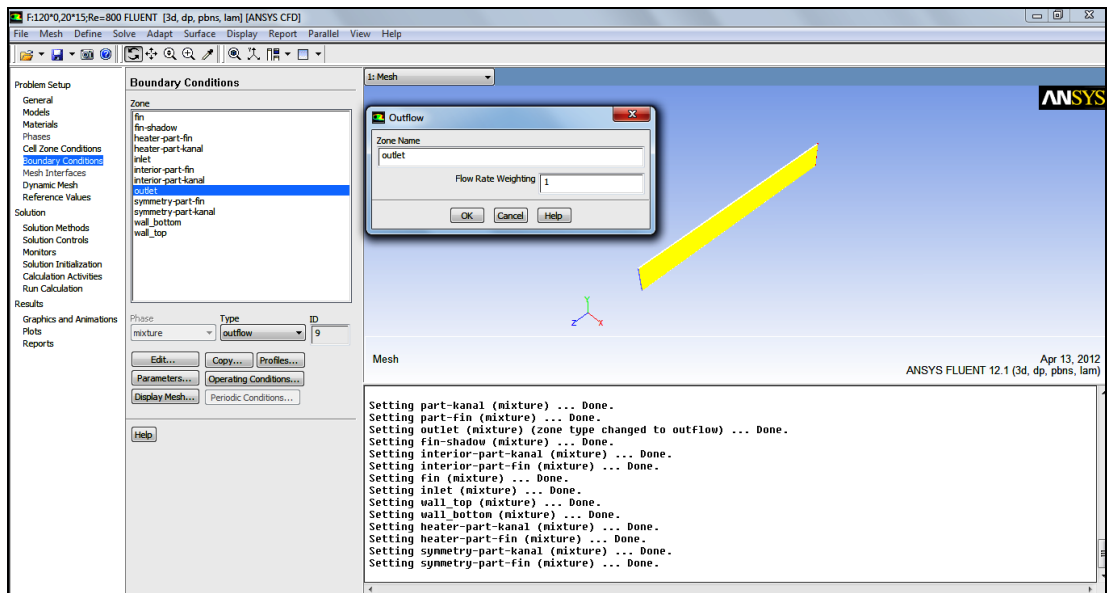
EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.16. Interior fin kanal oluşturulması

Outlet

Type/Outflow olarak seçilir.

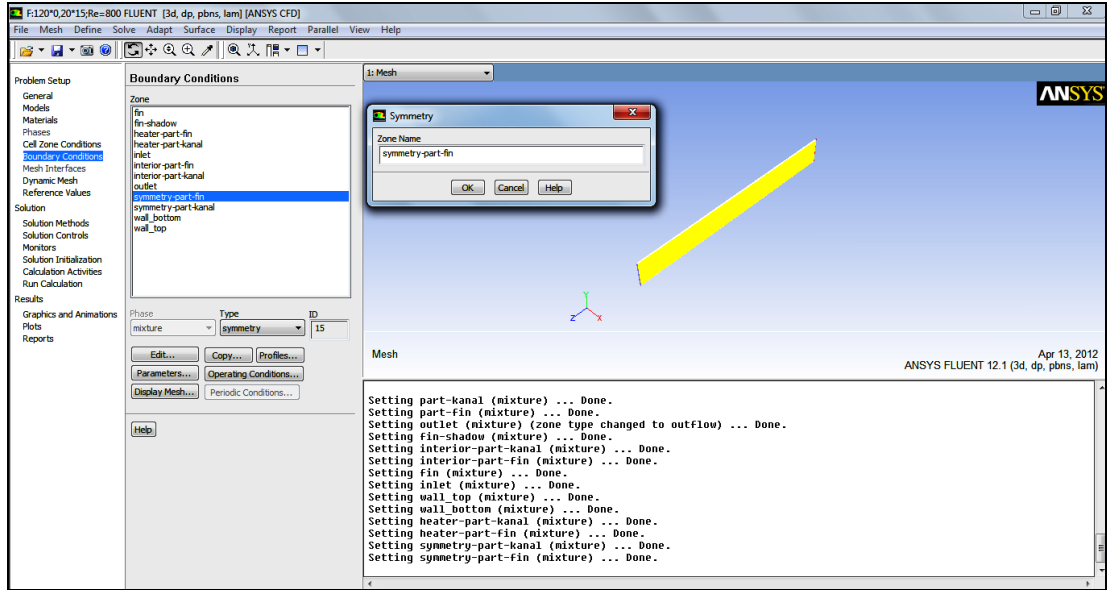


Şekil 1.17. Çıkış sınır şartlarının girilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Symmetry fin kanal

Bu aşamayı program otomatik olarak kendisi yapar.



Şekil 1.18. Symmetry fin kanal oluşturulması

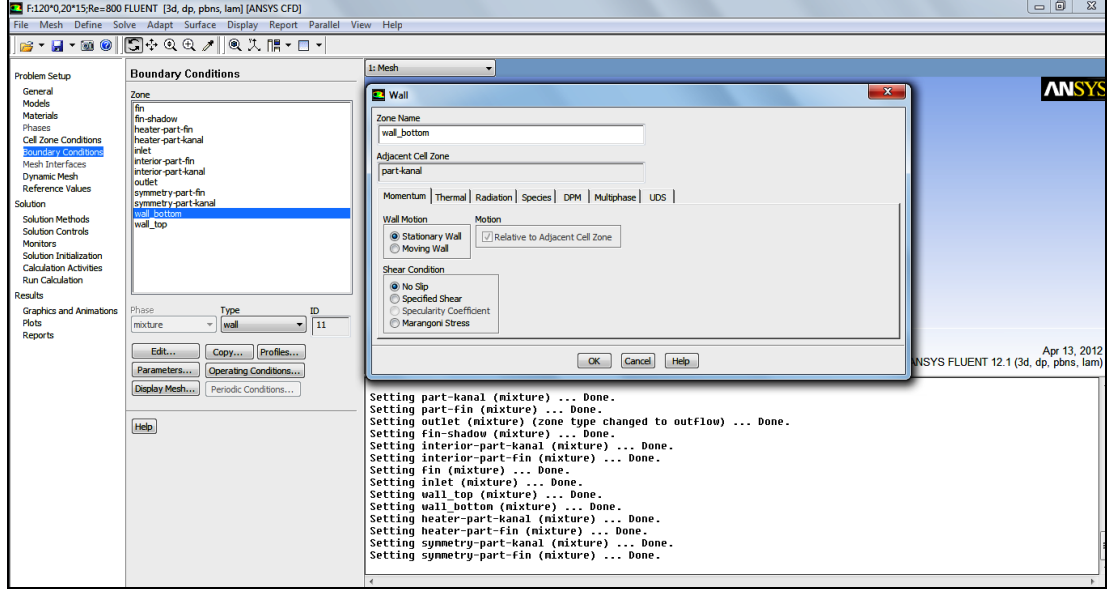
Wall bottom

Isıtılmayan bölgeler yalıtılmıştır.

Momentum/Wall Motion/Stationary Wall;

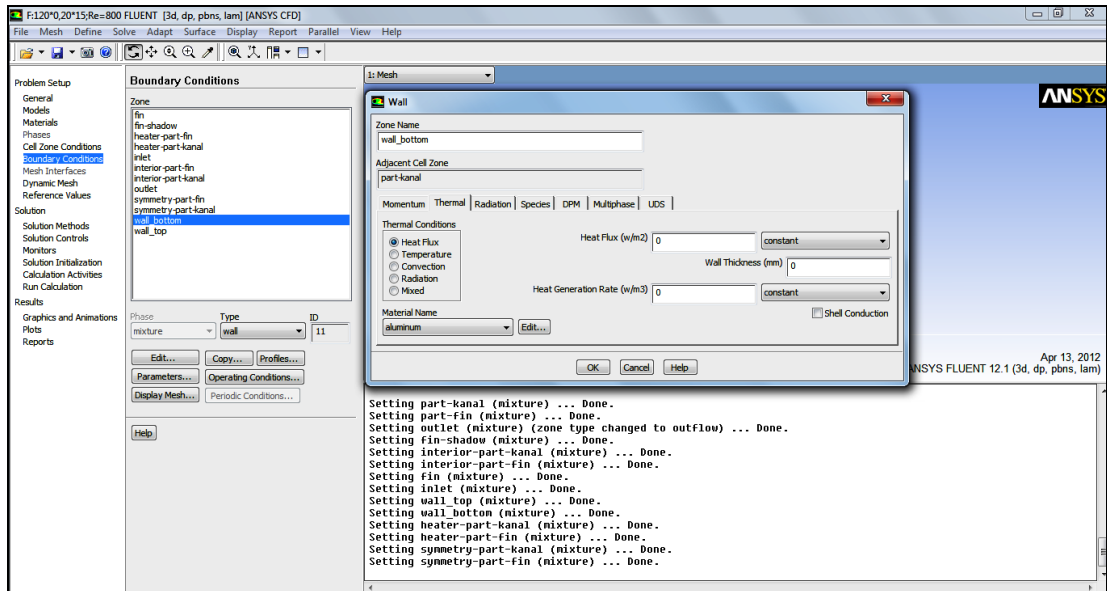
Shear Condition/No Slip seçilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.19. Wall bottom sınır şartlarının girilmesi

Thermal/Thermal Conditions/Heat Flux 0 W/m^2 olarak girilir.



Şekil 1.20. Wall bottom sınır şartlarının girilmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Wall top

Alt duvardaki(Wall bottom) sınır koşullar burada da aynen uygulanır.

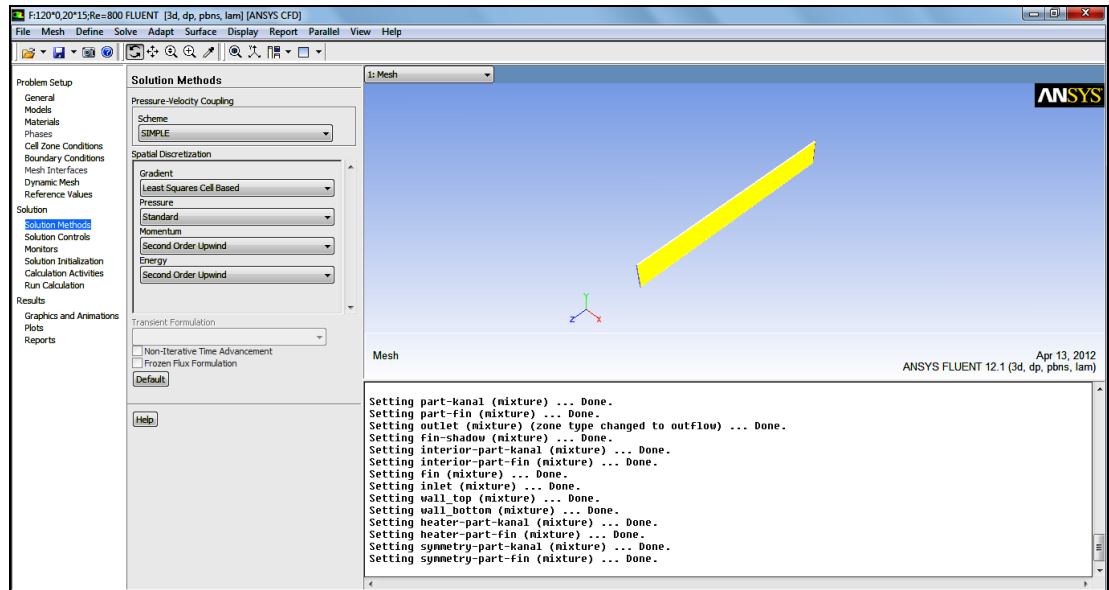
7. Çözüm Metotları

Solution Methods

Scheme/Simple; Gradient/Least Squares Cell Based;

Pressure/Standard; Momentum/Second Order Upwind;

Energy/ Second Order Upwind olarak seçilir.



Şekil 1.21. Çözüm yöntemlerinin belirlenmesi

8. Çözüm kontrolleri

Pressure/0,3;

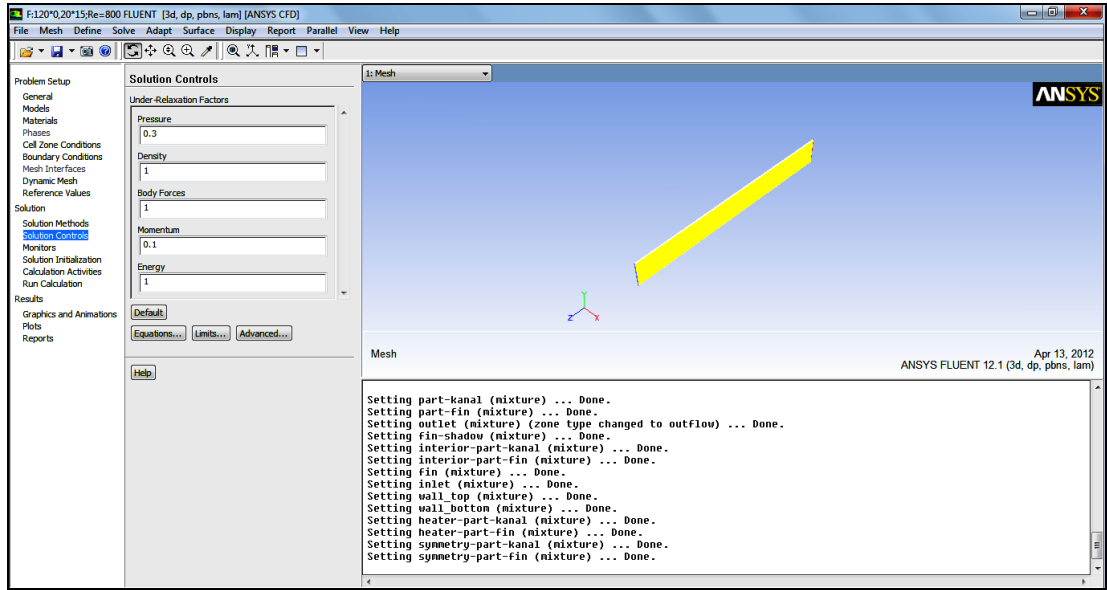
Density/1;

Body forces/1;

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

Momentum/0,1;

Energy/ 1 olarak girilir.



Şekil 1.22. Çözüm kontrollerinin belirlenmesi

9. Monitors

Residuals-Print,

Plot/Edit/Continuity/0,001;

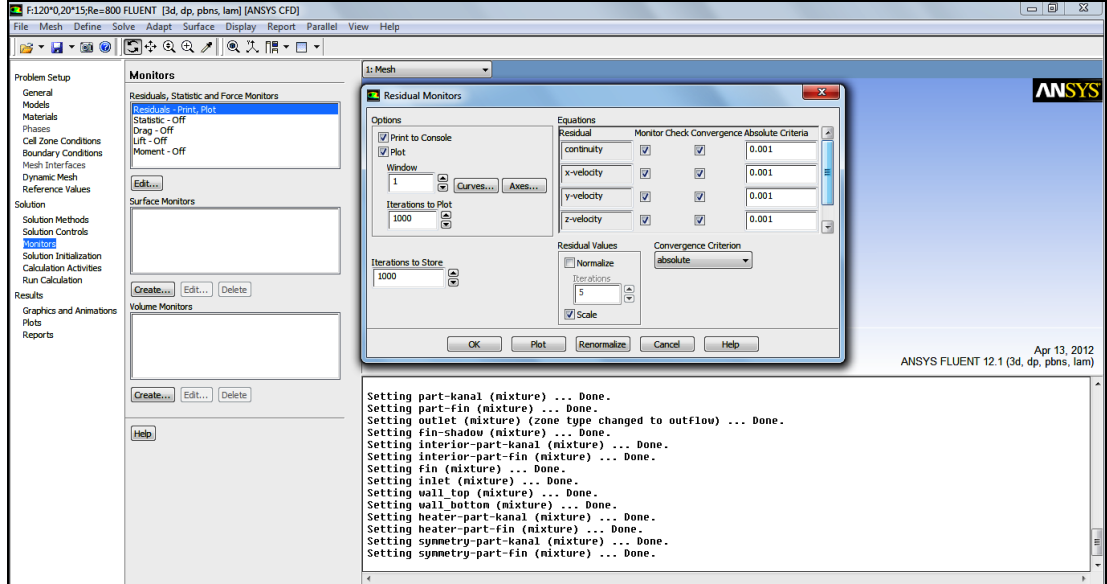
x velocity/0,001;

y velocity/0,001;

z velocity/0,001;

energy/ 10^{-6} olarak girilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.23. Monitors değerlerinin girilmesi

10. Çözüme ilk değer verme

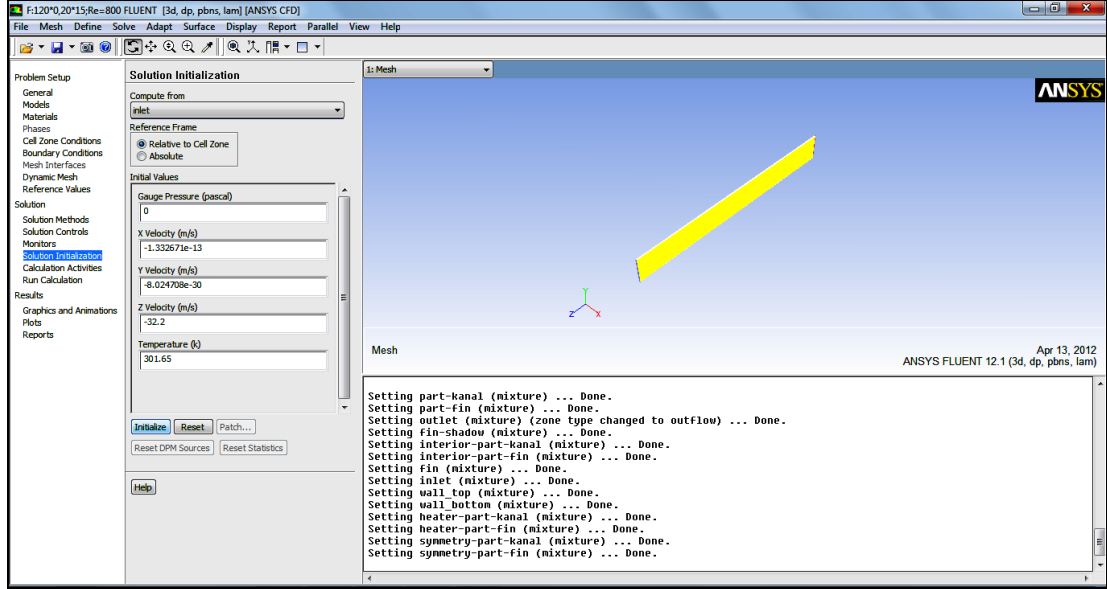
Çözümün nerden başlayacağı ve hangi değerle başlayacağı belirtilir.

Solution initialization

Compute from/inlet;

Initialize

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.24. Çözümüne ilk değerlerin verilmesi

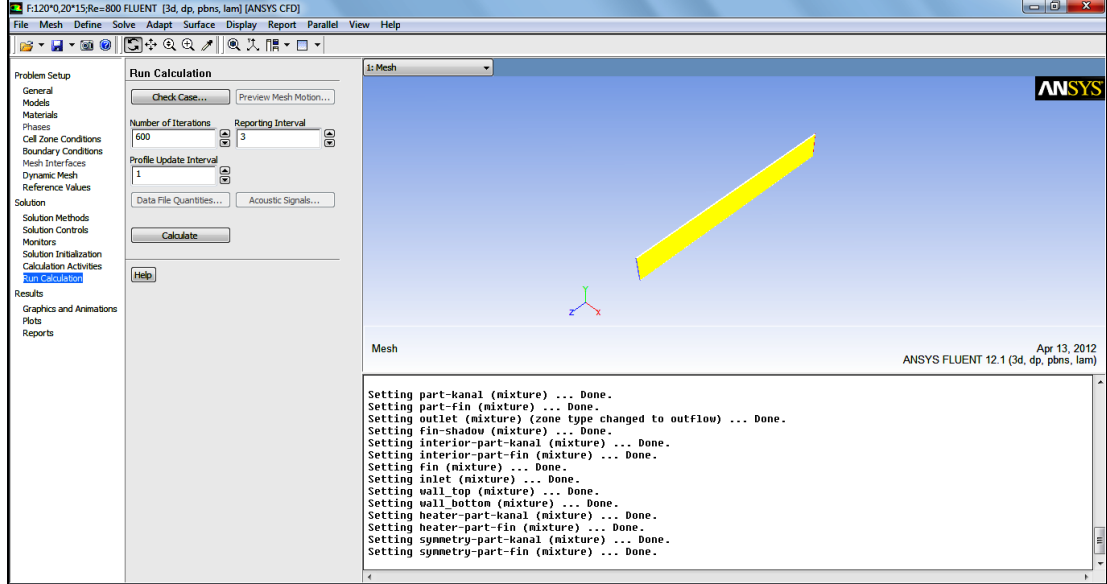
11. Hesapların yapılması

Run calculations

Number of iterations/600;

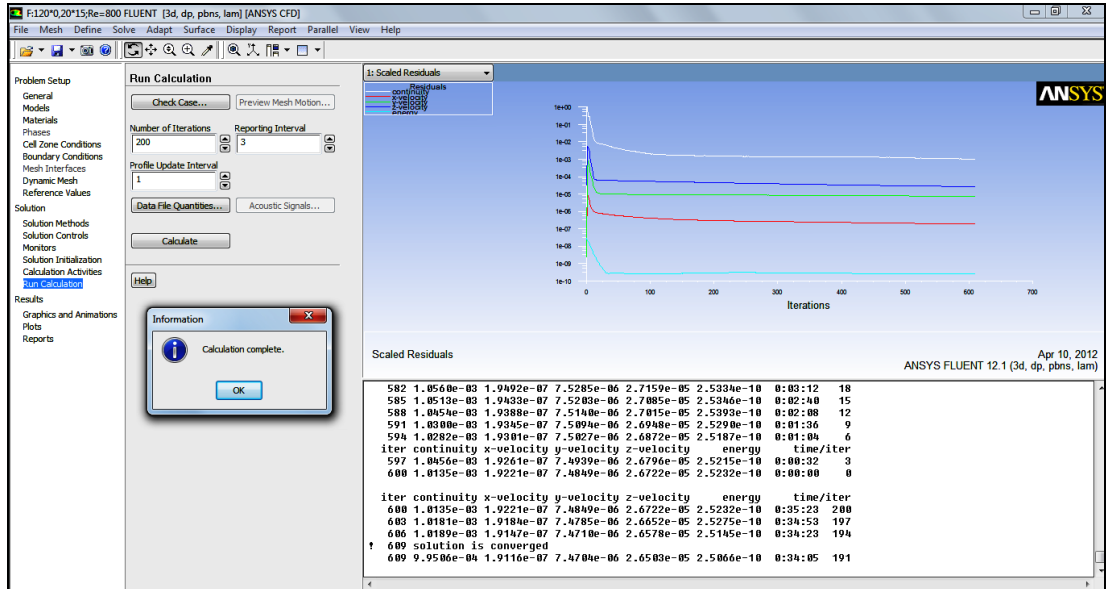
Reporting interval/3 olarak girilir.

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi



Şekil 1.25. Hesapların yapılması

Problemin yakınsaması aşağıdaki grafikte görülmektedir.



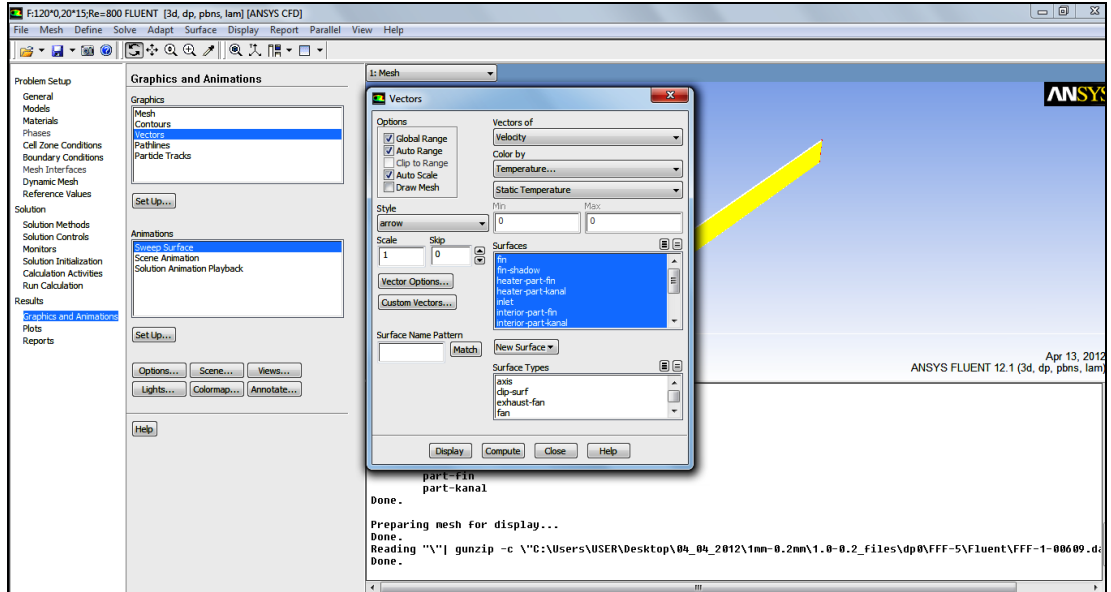
Şekil 1.26. Problemin yakınsaması

12. Grafikler ve Animasyonlar

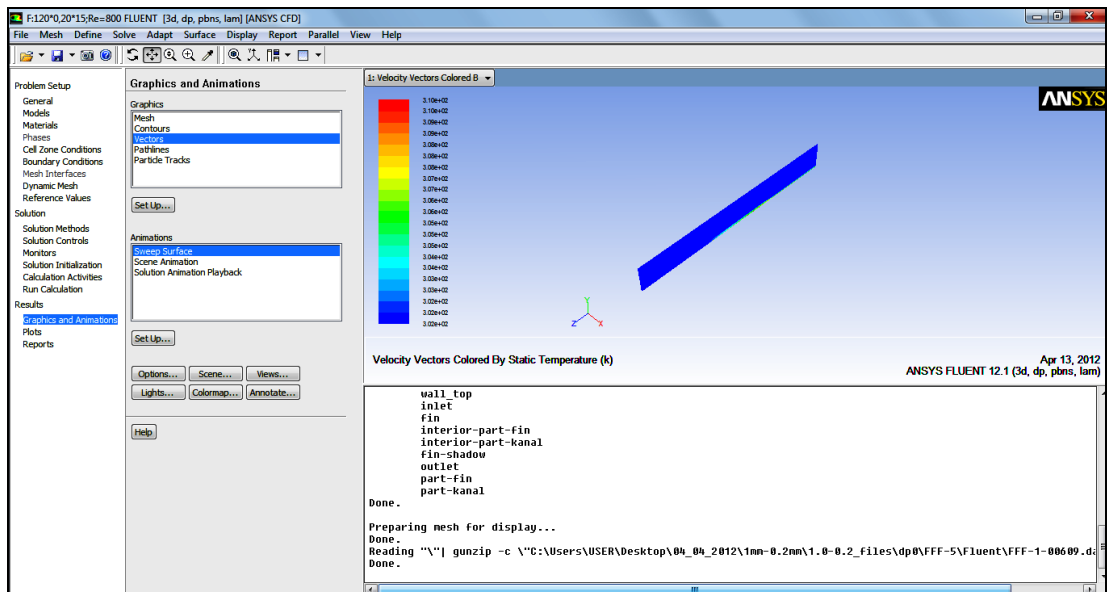
EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözülmesi

Graphics and animations

Bu bölüm hız, sıcaklık, basınç grafik ve animasyonlarının görüntülenmesini sağlar.



Şekil 1.27. Grafiklerin ve animasyonların görüntülenmesi



Şekil 1.28. Grafiklerin ve animasyonların görüntülenmesi

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

13. Raporlar

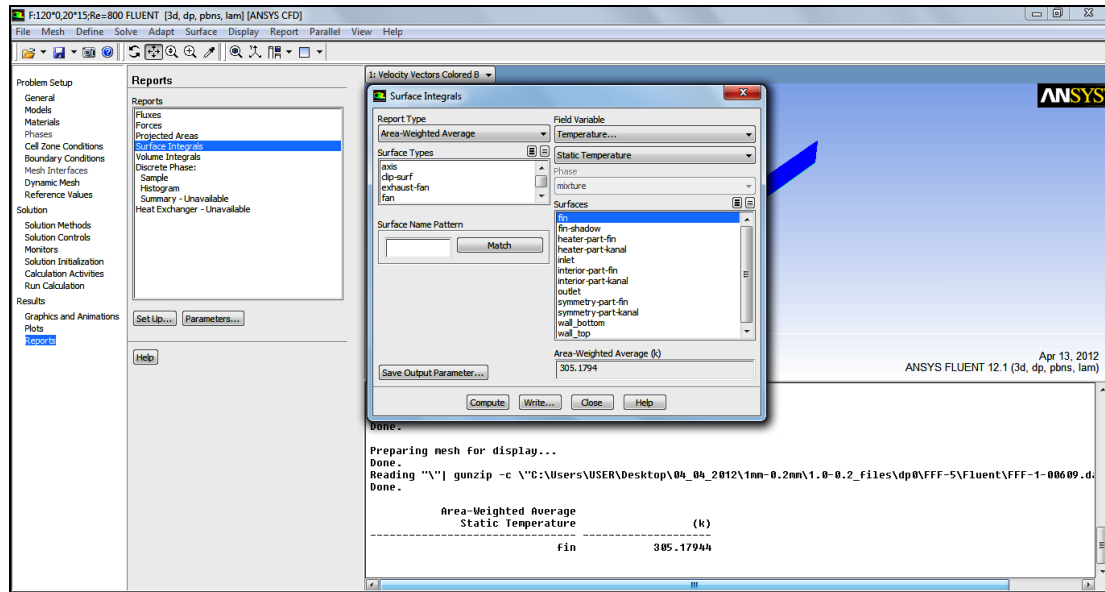
Reports

Surface Integrals/Set up/Report Type/Area Weighted-Average;

Field Variable/Temperature/Static Temperature;

Surfaces/fin seçilip kanatçık ortalama sıcaklığı hesaplanır.

Aynı şekilde debi, çıkış sıcaklığı ve basınç düşümü hesaplanır.



Şekil 1.29. Raporların görüntülenmesi

14. Isıtıcı plaka için yazılan udf sınır şartı

Thermal/Thermal Conditions/Heat Flux udf heatflux_profile seçilir.

Aşağıdaki program not defterine yazılıp .c olarak kaydedilir. Define/User Defined/Functions/Interpreted seçildikten sonra kaydedilen dosya eklenir.

```
#include "udf.h"
#define PI 3.141592654
```

```
DEFINE_PROFILE(heatflux_profile, thread, position)
{
  real x[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
```

EK-1. (Devam) Problemin FLUENT paket programında çözümlenmesi

```
real z;  
face_t f;  
  
begin_f_loop(f, thread)  
  {  
    F_CENTROID(x, f, thread);  
    z = x[0];  
    F_PROFILE(f, thread, position) = 1300.+500.*sin(PI*z/20);  
  }  
end_f_loop(f, thread)  
}
```

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KILIÇ, İsmail Burak

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 24.10.1980 Antalya

Medeni hali : Bekar

Telefon : 0 (312) 417 83 00

e-mail : ibkilic@dsi.gov.tr

Eğitim

Derece

Lisans

Lise

Eğitim Birimi

Selçuk Üniversitesi/Makine Mühendisliği

Antalya Anadolu Lisesi

Mezuniyet Tarihi

2003

1999

İş Deneyimi

Yıl

2004-2005

2005-2006

2006-

Yer

Akademik Asansör A.Ş.

Çinigaz Doğalgaz Dağ. San. ve Tic. A.Ş.

DSİ Genel Müdürlüğü/Barajlar ve HES

Görev

Kontrol Mühendisi

Proje Mühendisi

Kontrol Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce, Rusça

Hobiler

Ekonomi, Müzik, Spor