

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

**İYİLEŞTİRİLMİŞ YÜZEYLER ARASINDA
TAŞINIMLA ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Müh. Ebru YARKATAŞ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Yaşar İSLAMOĞLU

Mayıs 2008

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İYİLEŞTİRİLMİŞ YÜZEYLER ARASINDA
TAŞINIMLA ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Müh. Ebru YARKATAŞ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 02/05/2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mesut ÖZÜR
Mesut ÖZÜR
Jüri Başkanı

Doç. Dr. Yasar İSMAİLÖZ
Y. İsmailöz
Üye

Y. Doç. Dr. Hasan KİTAĞK
H. Kitagık
Üye

TEŞEKKÜR

Lisans eğitimimden baŐlayıp Őu ana kadar edindiğim bilimsel ve k¼lt¼rel anlamdaki bilgi birikimimle, beni bu g¼nlere getiren Sakarya Üniversitesi Makine M¼hendisliđi B¼l¼m üyelerine teŐekk¼r ederim.

B¼yle bir çalışma yapmamın gerekliliğini bana anlatıp teorik çalıŐmamda beni y¼nlendiren, yardımlarını esirgemeyen değerli hocam ve tez danıŐmanım Doç. Dr. Yaşar İSLAMOğLU'na teŐekk¼r ederim.

Ayrıca bu g¼nlere gelmemde katkıları b¼y¼k olan, desteklerini hep hissettiğim anne ve babama, sabrını ve desteğini benden esirgemeyen sevgili eŐime teŐekk¼r¼ bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY.....	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Önceki Çalışmalar.....	4
1.2. Çalışmanın Amacı.....	5
BÖLÜM 2.	
ISI GEÇİŞİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ.....	6
2.1. Pasif Yöntemlerle Isı Geçişinin İyileştirilmesi.....	6
2.2. Aktif Yöntemlerle Isı Geçişinin İyileştirilmesi.....	8
2.3. Bileşik İyileştirme Yöntemleri.....	10
BÖLÜM 3.	
TANIMLAR VE TEORİK ESASLAR.....	11
3.1. Kanal Geometrisinin Taşınılma Isı Geçişine Etkisi.....	11
3.2. Tam Gelişmiş Akış.....	12
3.3. Enerji Dengesi.....	14
3.3.1. Yüzeyde sabit ısı akısı.....	16
3.4. Isı Taşınım ve Sürtünme Katsayısının Hesaplanması.....	17

3.5. Isı Geçişi İyileştirilmiş Yüzeylerde Etkenlik Ölçütünün Belirlenmesi.....	19
BÖLÜM 4.	
DENEY TESİSATI VE DENEYSEL SONUÇLAR.....	21
4.1. Deneysel Tesisatı.....	21
4.1.1. Tesisatın çalışması.....	21
4.1.2. Deneysel levhası.....	23
4.1.3. Isıtıcılar.....	25
4.1.4. Yalıtım ve sızdırmazlığın sağlanması.....	27
4.1.5. Sıcaklık ölçümü.....	27
4.1.6. Debi ve basınç düşüşü ölçümü.....	30
4.2. Deneysel Sonuçlar.....	31
BÖLÜM 5.	
MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜM.....	34
5.1. Genel Bilgiler.....	34
5.1.1. Sonlu eleman yönteminde eleman boyutları ve sayısı.....	35
5.2. Problemin Çözüm Alanı.....	37
5.2.1. Sınır şartları ve ağ yapısı.....	37
BÖLÜM 6.	
SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARI VE DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI.....	40
6.1. Sayısal Çözüm Sonuçları.....	40
6.2. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	47
BÖLÜM 7.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR.....	53
EK.....	57
ÖZGEÇMİŞ.....	68

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a	: Dalga Yüksekliği [m]
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı [J/kgK]
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK]
D_h	: Hidrolik çap [m]
E	: Isı geçişini iyileştirme oranı
\dot{E}	: Enerji [W]
f	: Sürtünme katsayısı
H	: Kanal açıklığı [m]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
I	: Elektrik akımı [A]
j	: Colburn sayısı
K	: Debi ölçer boşaltım katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	: Kanal boyu [m]
m	: Kütle [kg]
\dot{m}	: Kütleli debi [kg/s]
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç [Pa]
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı enerjisi [W]
\dot{q}	: Isı akısı [W/m ²]
Re	: Reynolds sayısı
S	: Hatve [m]
T	: Sıcaklık [°C]
t	: Zaman [s]
V	: Hız [m/s]

v	: Özgöl hacim [m^3/kg]
W	: Kanal genişliği [m]
x	: Karakteristik uzunluk [m]
α	: Isıl yayılım katsayısı [m^2/s]
θ	: Dalga eğim açısı
μ	: Akışkanın dinamik viskozitesi [$Pa.s$]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi [m^2/s]

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Kanatlar arasında akışın şematik resmi.....	12
Şekil 3.2.	Kanal içinde akışta kontrol hacmi.....	14
Şekil 3.3.	Düz kanalda ısı geçişi için eksenel sıcaklık değişimi (Yüzeyde sabit ısı akısı).....	17
Şekil 4.1.	Deney düzeneğinin şematik resmi.....	22
Şekil 4.2.	Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	22
Şekil 4.3.	Düz levhanın fotoğrafı ve boyutları.....	23
Şekil 4.4.	Dalga eğim açısı (θ) 30° ve dalga ucu sivri olan levhanın fotoğrafı, boyutları ve düzenekteki levhaların yerleşimi.....	24
Şekil 4.5.	Dalga eğim açısı (θ) 30° ve dalga ucu sivri olan levhanın boyutları ve düzenekteki levhaların yerleşimi.....	25
Şekil 4.6.	Doğru akım güç kaynağının fotoğrafı.....	26
Şekil 4.7.	Multimetrenin fotoğrafı.....	26
Şekil 4.8.	Sıcaklık ölçümü devre şeması.....	28
Şekil 4.9.	Kanal tarayıcısının fotoğrafı.....	29
Şekil 4.10.	Keithley marka multimetrenin fotoğrafı.....	29
Şekil 4.11.	Termos şişesinin fotoğrafı.....	30
Şekil 4.12.	Manometrenin fotoğrafı.....	31
Şekil 5.1.	Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan çözümün eleman sayısına bağımlılığı.....	36
Şekil 5.2.	Dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal geometrisi (a), çözüm alanı (b).....	37
Şekil 5.3.	$Re=6886$ için $\theta=30^\circ$, sivri uç, daralan-genişleyen kanalda ısı taşınım katsayısının düğüm sayısına göre değişimi.....	39
Şekil 5.4.	Problemin çözüm alanı ve ağ düzeni, $\theta=30^\circ$, daralan-genişleyen kanal.....	39

Şekil 6.1.	Kanal boyunca hız ve sıcaklık dağılımı.....	40
Şekil 6.2.	Re=2076 için hız dağılımı.....	41
Şekil 6.3.	Re=2076 için yatay hız bileşeni.....	42
Şekil 6.4.	Re=2076 için düşey hız bileşeni.....	42
Şekil 6.5.	Re=2076 için basınç dağılımı.....	43
Şekil 6.6.	Re=2076 için sıcaklık dağılımı.....	43
Şekil 6.7.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için üst levhada ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi.....	44
Şekil 6.8.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için alt levhada ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi.....	45
Şekil 6.9.	Dalgalı yüzeyli ve düz kanallarda ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	46
Şekil 6.10.	Dalgalı yüzeyli ve düz kanallarda Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.....	46
Şekil 6.11.	Isı geçişini iyileştirme oranının Reynolds sayısına göre değişimi.	47
Şekil 6.12.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan ısı taşınım katsayılarının Reynolds sayılarına göre değişimi.....	48
Şekil 6.13.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan basınç düşüşünün Reynolds sayısına göre değişimi.....	49

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1.	Deney Levhasının Boyutları.....	24
Tablo 4.2.	Deneysel Sonuçlar.....	33
Tablo 6.1.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan ısı taşınım katsayılarının % bağıl hata oranları	48
Tablo 6.2.	Dalga eğim açısı 30°, kanal açıklığı 5 mm. olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan basınç düşüşünün % bağıl hata oranları	49
Tablo 6.3.	Kanal açıklığı 5 mm. olan dalgalı yüzeyle daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan sürtünme katsayısı değerleri.....	51

ÖZET

Anahtar kelimeler: İyileştirilmiş geometri, ısı taşınım katsayısı, sonlu eleman yöntemi

Levhalı ısı değiştiricilerinin esasını oluşturan dalgalı yüzeyli iki levha arasında ısı geçişi ve basınç düşüşü sayısal olarak incelenmiştir. Levhalı ısı değiştiricileri paralel şekilde yerleştirilmiş dalgalı yüzeyli levhaların bir araya getirilmesiyle oluşturulur. Levhalar arasındaki dalgalı geometri sayesinde akış esnasında akışkanın yönü ve hızı sürekli olarak değişmekte, bu sayede, ısı geçişini arttıran türbülanslı akışlara düşük Reynolds sayılarında ulaşılabilmektedir.

Bu çalışmada tam gelişmiş akış ve sabit yüzey akısı için, daralan-genişleyen levhalar arasında akmakta olan havanın ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü sayısal olarak incelenmiştir. Levhaların ısı bir modeli yapılmış ve bu model, sonlu elemanlar yöntemiyle çözümlenerek ANSYS yazılım programı, Sayısal Akışkanlar Dinamiği Modunda (CFD) kullanılarak ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü hesaplanmıştır. Bulunan sayısal sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN ENHANCED DUCT

SUMMARY

KeyWords: Enhanced duct, convection heat transfer, finite element method.

Numerical analysis were made to determine convection heat transfer and pressure drop characteristics for corrugated ducts which are basic channel geometry in plate heat exchanger because of their efficient heat exchange capabilities. They consist of pack of rectangular pressed plates, suspended vertically and clamped together in a frame by tie bars or screws. The plates produce turbulence at low velocities because the fluid flow with many abrupt changes in direction and velocities. The turbulence, created by the shape of the plate pattern, reduces the liquid film resistance to heat transfer more efficiently than turbulence created by high flow rates and pressure in conventional heat exchangers.

The forced convection heat transfer coefficients and friction factor in converging-diverging ducts were determined numerically for air, in the Reynolds numbers range of 2076-6886. Using ANSYS finite element software with CFD codes (Computational Fluid Dynamic), numerical analysis were made for the problem, assumed to be two- dimensional with constant properties of air and compared with experimental data.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Bilim ve mühendisliğin birçok dalında, belirli bir sıcaklık farkında, ortama bağlı olarak sıcaklık dağılımının ve ısı geçişinin bulunması önemli bir husustur. Belirli sürede verilen ısı geçişini sağlayacak bir cihazın boyutlandırılması, uygulanmasının yapılıp yapılmayacağını ve kullanışlı olup olmadığının incelenmesi, maliyetinin tahmin edilmesi için kapsamlı bir ısı geçişi analizi yapılmalıdır [1].

Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisi akışını sağlayan araçlardır. Bunlar; güç üretimi, elektronik, çevre mühendisliği, iklimlendirme, soğutma, kimya, gıda endüstrilerinde ve uzay uygulamalarında kullanılır [2].

Son yıllarda her konuda olduğu gibi ısı değiştiricileri konusunda da malzeme ve enerji tasarrufu yapmak amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır [3]. Taşınım ile ısı geçişinin iyileştirilmesi bu alandaki en önemli araştırma konusudur. Otomotiv ve soğutma endüstrileri başta olmak üzere, ısı değiştiricilerinin kullanıldığı yerlerde ve yüksek ısı zorlanmaya maruz kalan elektronik devre elemanlarının kararlı, uzun ömürlü ve güvenli çalışmaları için iyileştirilmiş ısı geçişi sağlayan yüzeylere ihtiyaç duyulmaktadır. Isı geçişinin iyileştirilmesinde esas amaç, yüksek ısı akışı sağlamaktır. Isı taşınım katsayısı artırılarak, sıcaklık farkı değiştirilmeden ısı geçişi artırılmaktadır. Benzer şekilde ısı taşınım katsayısı artırılarak, ısı değiştiricisinin boyutları değiştirilmeden de ısı geçişi iyileşmektedir. Isı geçişini iyileştirmenin faydaları üç madde ile özetlenebilmektedir.

1. Isıl güç ve basınç düşüşü değişmeksizin ısı geçiş yüzeyi, boyut ve ağırlık azalmaktadır.
2. Boyut ve ısı güç değişmeden pompalama gücü azalmaktadır.
3. Sıcaklık farkı azalmaktadır.

İyileştirme, taşınım yüzey alanını artırarak ve/veya taşınım katsayısını artırarak başarılabilir.

1. Yüzey alanını artırmak: Isı geçişini artırmak için yüzey alanlarının büyütülmesi hemen hemen bütün ısı değiştiricilerinde kullanılır. Kanatlı borularda olduğu gibi ısı taşınım katsayısında önemli bir değişiklik olmaksızın, yüzey alanı artırılarak ısı geçişi iyileştirilebilir.
2. Isı taşınım katsayısını artırmak: İç yüzeyin işlenmesi yüzey pürüzlülüğünü artırarak türbülans oluşturur. Böylece ısı taşınım katsayısı artar. Yüzey alanında fark edilir bir artış sağlanmaksızın, ısı geçişi iyileştirilebilir.
3. Isı taşınım katsayısı ve yüzey alanını artırmak: Kompakt ısı değiştiricilerinde kullanılmakta olan dalgalı, çıkıntılı vb. yüzeyler ısı geçişini iyileştirmektedir.

Türbülanslı akışta ısı geçişinin iyileştirilmesi: Türbülanslı akış halinde yüzeye yakın bölgede, akış hızının düşük olduğu laminer bir alt tabaka gelişmektedir. Bu bölgede yüzeyde hız sıfıra yaklaşmaktadır. Girdap veya dönme hareketi sağlayacak çıkıntı veya spiral şeklindeki elemanlarla laminer alt tabaka bozularak ısı geçişi iyileştirilmektedir.

Laminer akışta ısı geçişinin iyileştirilmesi: Genellikle laminer akışta ısı taşınım katsayısı küçük olmaktadır. Akışkan hızı ve sıcaklığı kanal açıklığı boyunca değiştiğinden, ısı direnç türbülanslı akışta olduğu gibi sadece yüzeye yakın bölgede oluşmamaktadır. Bundan dolayı laminer akışta küçük ölçekte yapılan yüzey işlemleri etkili olmamaktadır. Ancak helisel şerit ve teller gibi dönmeli akış sağlayan araçları kullanarak ve türbülans oluşturarak iyileşme sağlanmaktadır [4, 5].

Isıl sistemlerdeki akış ve ısı geçiş kaarakteristiklerinin değişimleri, akış tipinin dış veya iç akış oluşuna, akış tipinin laminer veya türbülanslı olmasına, akışın gelişmekte veya tam gelişmiş olmasına ve sistemdeki ısı sınır koşullarına bağlı olarak belirlenir. Bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adımı oluşturan akış alanının laminer veya türbülanslı olduğunun belirlenmesi olup, yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi, akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır.

Laminer sınır tabaka içerisinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlenir. Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır ve sınır tabaka içerisinde oluşan profiller laminar akıştakine oranla daha düzgün bir değişim gösterirler. Diğer taraftan, bir düz levha üzerinde, bir küre, silindir, uçak veya türbin kanadı gibi eğrisel yüzeylerdeki dış akışlarda, yüzeyler üzerinde sınırlama olmaksızın devam eden bir sınır tabaka gelişimi mevcuttur. Buna karşın, iç akışta ise en basit örneğini oluşturan boru içerisindeki akışta olduğu gibi, akışkan yüzey veya yüzeyler tarafından sınırlandırılmakta olup, iç akışlarda dış akıştan farklı olarak ayrıca giriş (gelişme) bölgesi ve tam gelişmiş bölge kavramları söz konusudur.

İç akışın söz konusu olduğu bir kanalda girişte düzgün dağılımlı hızda olan akışkan molekülleri yüzeye temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Hızı sıfır olan moleküller bitişik akışkan tabakaları içindeki akışkan moleküllerinin hareketini yavaşlatır. Bunun neticesinde, akış yönünde ilerledikçe kanal içerisinde sınır tabaka gelişir ve kanal yüzeylerinde oluşan bu tabakaların belli bir mesafede birleşmeleriyle sınır tabaka gelişimi sona erer. Bu noktadan sonra akış tam gelişmiş olup, kanal girişi ile sınır tabaka gelişiminin sona erdiği bu mesafe arasındaki uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu olarak tanımlanmaktadır.

Akış içerisinde, akışkan ile yüzey sıcaklığı arasında bir fark olması durumunda, hız sınır tabakası gelişimine benzer şekilde bir ısı sınır tabakası gelişimi söz konusudur. Kanal girişinde, düzgün dağılımlı sıcaklık profilinde olan akışkan, kanal yüzeyi ile temas eden akışkan parçacıklarının sıcaklıklarının yüzey sıcaklığıyla eşitlenmesi ve daha sonra bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi neticesinde akışkan içinde sıcaklık gradyanlarının oluşmasına neden olur. Akış içerisinde sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısı sınır tabaka olarak isimlendirilir.

Isıl sistemlerin temelini oluşturan ve enerji aktarımında kullanılan ısı değiştiricileri, konstrüksiyon özellikleri açısından borulu, levhalı ve yüzey alanı genişletilmiş ısı

değiştiricileri olarak sınıflandırılmışlardır. İlk uygulamalarda borulu ısı değiştiriciler kullanılmasına karşılık, levhalı ısı değiştiricilerin işletme, bakım ve onarım kolaylıkları nedeniyle kullanımları son zamanlarda önemli derecede artmıştır. Isı değiştiricilerinin verimini ve etkenliğini artırmak için ilave yüzey alanının kullanıldığı borulu ve levhalı ısı değiştiricilerinde yapılan çalışmalar neticesinde, yüzey alanı genişletilmiş ısı değiştiricileri uygulamaları da oldukça yaygınlaşmıştır [6].

1.1. Önceki alışmalar

Daralan-genişleyen kanallarda, zorlanmış taşınım halinde ısı taşınım ve sürtünme katsayısını hesaplamak için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır.

Taymaz ve arkadaşları [7], daralan-genişleyen sivri uçlu kanallarda taşınım ile ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Prandtl sayısını 0.7 olarak, dalga eğim açısı 30° olan sivri uçlu daralan genişleyen kanalda ısı geçişi karakteristiklerini hesaplamışlardır.

Grijspeerrdt ve arkadaşları [8], daralan-genişleyen kanallarda taşınım ile ısı geçişini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu geometrinin ısı bir modeli yapılmış ve Sayısal Akışkanlar Dinamiği Modu (CFD) kullanılarak sayısal olarak özölmüştür. Sayısal çalışmalardaki ısı geçişi hesaplamalarında akışkan olarak süt, deneysel çalışmalardaki ısı geçişi hesaplamalarında ise akışkan olarak su kullanılmıştır.

Niceno ve Nobile [9], daralan-genişleyen sinüzoidal ve yay Şekilli kanallarda ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanmışlardır. Prandtl sayısını 0.7 olarak, farklı Reynolds sayılarında ısı geçişini ve sürtünme katsayılarını hesaplamışlardır.

Stone ve Vanka [10], daralan-genişleyen kanallarda taşınım ile ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Reynolds sayılarında ısı geçişini iyileştirmek ve basınç düşüşü için hesaplamalar yapmışlardır.

Wang ve Vanka [11], daralan-genişleyen kanallarda ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Reynolds sayılarında hesaplamalar yaparak, ısı geçişini iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapmışlardır.

Asako ve arkadaşları [12], daralan-genişleyen kanallarda ısı geçişi ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemişlerdir. Prandtl sayısını 0.7 alarak, 100-1000 Reynolds sayıları arasında hesaplamalar yapmışlardır.

Faghri ve Asako [13], daralan-genişleyen kanallarda ısı geçişini Sonlu Farklar Yöntemi yardımıyla hesaplamışlardır. Daralan-genişleyen kanallarda ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Prandtl sayısını 0.7 alarak, 90-1635 Reynolds sayıları arasında hesaplamalar yapmışlardır.

Sparrow ve Prata [14], dalga ucu sivri olan kanallarda ısı geçişi ve sürtünme katsayısını sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısını 100 ile 1000 arasında seçmişlerdir. Prandtl sayısını ise 0.7, 2.5 ve 5 almışlardır. Söz konusu kanallarda ısı taşınım katsayısının düz kanallara göre daha büyük olduğunu belirlemişlerdir.

Nishmura ve arkadaşları [15], daralan-genişleyen kanallarda akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu incelemede taşınım ısı geçişinin iyileştirilmesine odaklanarak sayısal ve deneysel hesaplamalar yapmışlardır.

1.2. Çalışmanın Amacı

Bu çalışma, ısı geçişini iyileştirmek amacıyla ısı değiştiricilerinde kullanılan daralan-genişleyen kanallarda, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü belirlemek için yapılmıştır. Bu amaçla, dalgalı yüzeyli iki levha ve deney akışkanı olarak da ortam havası alınmıştır. Bu geometrilerin ısı bir modeli yapılmış ve bu model, sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm yapan ANSYS yazılım programının, Sayısal Akışkanlar Dinamiği Modu (CFD) kullanılarak sayısal olarak incelenmiş ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

BÖLÜM 2. ISI GEÇİŞİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

Isı geçişini iyileştirmeye yönelik çalışmalar genel olarak pasif, aktif ve karma yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemlerdir. Dönmeli akış cihazları, pürüzlü yüzeyler, borunun içine yerleştirilen iyileştirme elemanları, akışkan katkıları vb. gibi yöntemler pasif yöntemlere örnek olarak verilebilir. Aktif yöntemler, dış güç kaynağının kullanılmasını gerektiren yöntemlerdir ve mekanik karıştırıcılar, akışkan titreşimi, yüzey titreşimi, elektrostatik alanlar vb. gibi yöntemler bu yöntemler arasında sayılabilir. Karma yöntemlerde ise aktif ve pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası birlikte kullanılmaktadır [16, 17].

2.1. Pasif Yöntemlerle Isı Geçişinin İyileştirilmesi

Pasif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesinde, ısı sınır tabakanın parçalanması için akış kesitinin değiştirilmesine yönelik, yüzey üzerinde değişiklikler yapılmaktadır. Genişletilmiş ve pürüzlü yüzeyler, yüzey üzerinde yiv, oluk gibi yapıların oluşturulması veya fitil, tel elek gibi elemanların yerleştirilmesi pasif iyileştirme yöntemlerine örnek verilebilir. Benzer şekilde akış boyunca periyodik olarak akış kesitini ve akış yolunu değiştiren sondalar, boruların kangal şeklinde kıvrılması, sıvılar için katkıları (tek fazlı akışlarda katı tanecikler veya gaz kabarcıkları, kaynama ve yoğuşma ile faz değişiminde yüzey gerilmesini değiştiren sıvılar), gazlar için katkıları (katı tanecikler veya sıvı damlacıkları) da pasif yöntemler arasında sayılmaktadır.

İşlenmiş yüzeyler: Sürekli veya kesikli olarak yüzeyi işlemeyi veya kaplamayı içerir. Kaynama ve yoğuşma işlemlerinde kullanılır. Değişik işlemlerle ya da kaplamalarla yüzeyin yapısında yapılan küçük ölçekli değişikliklerdir [18].

Pürüzlü yüzeyler: : Kesikli kabarcıklar elde etmek için kumlama ile pürüzlülük elde edilir. Konfigürasyonlar ısı geçiş yüzey alanını artırmaktan ziyade viskoz alt tabakayı bozmak için seçilir. Tek fazlı akışlara uygulanır. Bununla birlikte yüzeyi pürüzlü borular boru cidarıyla akışkan akışı arasındaki ısı değişiminde kirlenmeye karşı oldukça duyarlıdır. Pürüzlülüğü elde etme yöntemlerinden bazıları şunlardır:

- a) Kum tanelerini veya benzer maddeleri rasgele boru yüzeyine yerleştirmek
- b) Düzenli-desenli yarık ve tümsekler elde etmek için boru cidarına kare veya V şekilli yarıklar açmak.
- c) Düşük yükseklikli aksel ve spiral kanatçıklar sağlamak [18, 19].

Genişletilmiş yüzeyler: Birçok ısı değiştiricisinde rutin olarak kullanılır. Yüzeyi delerek veya şekil vererek genişletilmiş yüzey üzerinde ısı geçişi katsayılarını artırmak amacıyla kullanılır. Kompakt ve gövde borulu ısı değiştiricilerinde gaz ve sıvı tarafında yaygın olarak kullanılmaktadır. Genişletilmiş yüzeyler, periyodik olarak daha ince sınır tabaka gelişmesine sebep olmaktadır. Dalgalı yüzey gibi özel kanallar, sınır tabakada ayrılmalara veya ikincil akışlara sebep olmakta ve iyi karışma sağlamaktadır.

Genişletilmiş yüzeyler sürtünme faktöründe önemli bir artışla neden olmakla beraber ısı geçiş katsayısını artırmak için aşağıdaki şartların bir veya birkaç tanesini meydana getirebilir.

1. Sınır tabaka gelişiminin engellenmesi ve türbülans derecesinin artırılması,
2. Efektif ısı geçişi alanını artırılması,
3. Dönen ve/veya ikincil akışların üretilmesi [20].

Tak-söklü iyileştirme araçları: Zorlanmış taşınım ile ısı geçişinde, akış kanalına yerleştirilen araçlardır. Türbülansı artırarak ve sınır tabakayı parçalayarak ısı geçişi iyileşmektedir [21].

Dönmeli akış araçları: Dönel ve ikincil akışlar oluşturmak için akış kanalına yerleştirilen spiral yay veya sarmal yiv gibi araçlardır. Akış yolunu uzatmakta ve türbülansı artırarak ısı geçişini iyileştirmektedir [4].

Bükülmüş saclı borular: Boruların içine bükülmüş dar sac yerleştirilerek akışın dönmesi sağlanır ve taşınım katsayısı artırılabilir [4,21].

Yüzey gerilmesi araçları: Kaynama ve yoğuşmada sıvının yüzey gerilmesinden yararlanarak, akışı yönlendirmede kullanılan fitiller ve yüzeye açılan oluklar örnek verilebilir.

Akışkanlar için katkıları: Sıvılara, tek fazlı akışlarda katı tanecikler ve gaz kabarcıkları, kaynamada ise sıvıyla hareket edebilen zerreler eklemeyi içeren sistemdir.

Gazlarda ise sıvı damlacıkları veya katı tanecikler eklenir. Şayet 0.03- 1 mm boyutundaki katı partikülleri gaz akımına katılırsa karışım daha yüksek ısı kapasitesi sağlar. Yüksek sıcaklıklarda geçişinde, katı partiküllerde oluşan ısıl ışınım nedeniyle ısı geçişinde artış meydana gelir [19,20].

2.2. Aktif Yöntemlerle Isı Geçişinin İyileştirilmesi

Aktif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesinde mekanik yardımcı elemanların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, akışkanın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanın titreştirilmesi, akış ortamında elektrostatik, elektromanyetik alanların oluşturulması, yüzeyden akışkan enjeksiyonu veya emilmesi, yüzeye yakın akışkan jetlerinin çarpıştırılması gibi yöntemler kullanılır [4, 5].

Mekanik etkiler: Akışkanın mekanik yolla ya da yüzey döndürülerek karıştırılması veya ısı geçiş yüzeyinin kazınması. Kazıma, viskoz akışkanların kullanıldığı kimya proseslerinde yaygın olarak yapılmaktadır.

Yüzeyin titreştirilmesi: Yüzey düşük veya yüksek frekansla titreştirilebilmektedir. Tek fazlı akışlarda ısı geçişini artırmak için düşük veya yüksek frekans kullanılarak yüzey titreştirilir. Bunun için elektrodinamik vibratörler veya motor tahrikli eksantrikler kullanılmaktadır. Isı geçişi, yüksek frekans/düşük genlik ve düşük frekans/yüksek genlik durumlarında 10 katına artırılabilir. Bu şekilde kuvvetli titreşimler ekipman yorulmasına neden olabilir. Yüzey titreşimi yöntemi sıvıların kanal içerisinde akışında hem laminer hem de türbülanslı akış durumları için kullanılır.

Akışkanın titreştirilmesi: Birçok ısı değiştiricisinin kütesinden dolayı titreşim uygulanamaz. Bu durumlarda, akışkan titreşimi pratik bir yoldur. Tek fazlı akışlarda öncelikle kullanılan bir yöntemdir. Uygun transduser tasarımı ile gazlara veya sıvılara daldırılan basit ısıtıcılar için, ısı geçişini birkaç kat artırmak mümkündür.

Elektrik ve manyetik alanlar: Doğru akım veya alternatif akım değişik yollarla dielektrik malzemelere uygulanır. Yüksek gerilimli alternatif veya doğru akımla, dielektrik akışkanlar ve gazlarda oluşturulan elektrostatik alanlar, yüzeye yakın yerlerde karışımı artırarak ısı geçişini iyileştirmektedir. Zorlanmış taşınım ve elektromanyetik pompalama etkisini oluşturmak için, elektro statik alanlar manyetik alanla birlikte kullanılmaktadır. Doğal taşınımında ısı geçiş katsayısını artırmak için etkilidir. Elektrostatik alanlar oluşturmak için uygulanan gerilim 100.000 V' a kadar çıkartılabilirse ısı geçiş katsayısı 40 katına kadar çıkabilir. Özellikle laminer akış için uygulanır.

Enjeksiyon: Gazın, gözenekli ısı geçiş yüzeyi içinden akışkan akımına enjekte edilmesiyle veya aynı sıvının ısı geçiş bölgesinin üst kısmına enjekte edilmesiyle uygulanmaktadır. Gaz enjeksiyonu tek fazlı akışta ısı geçişini iyileştirir.

Emme: Kabarcıklı kaynama ve film kaynamasında gözenekli ısı geçiş yüzeyinden buharın emilmesi, tek fazlı akışta gözenekli yüzeyden akışkan emilmesiyle ısı geçişini iyileştirmektedir.

Çarpan jet (Akışkan jetleri): Çarpan jet, lüleden çıkan akışkanın düz bir yüzeye çarpması sonucu elde edilmektedir. Tek fazlı akışkan normal olarak veya açılı bir şekilde yüzeye çarptırılır. Tek veya çok sayıda jet kullanılabilir. Bu yöntem de ısı geçişini iyileştirme yöntemleri arasında sayılabilir.

2.3. Bileşik İyileştirme Yöntemleri

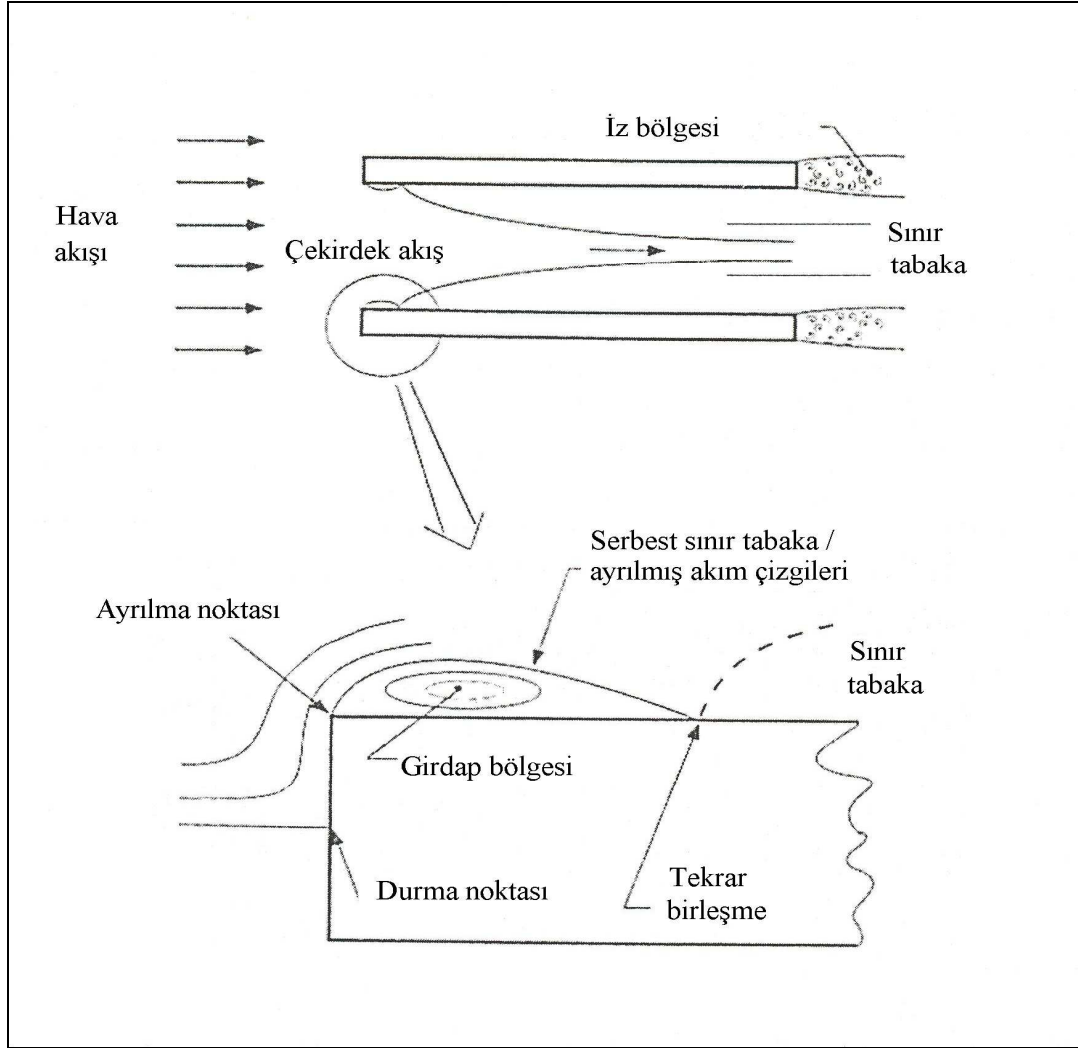
Aynı anda birden fazla yöntemin kullanıldığı uygulamalardır. İmalat sırasında yüzeyde oluşan pürüzler, üretim aşamasında kalan veya daha sonra oluşan katı tanecik çökeltileri, dönel makinelerin etkisi veya akış darbeleriyle yüzeylerin titreşmesi, pompalama sırasında oluşan akış titreşimleri ve elektrikli cihazlarda oluşan elektrik alanlar örnek verilebilir [4, 5, 16, 19, 21, 22, 23].

BÖLÜM 3. TANIMLAR VE TEORİK ESASLAR

3.1. Kanal Geometrisinin Taşınım İle Isı Geçişine Etkisi

Kanal geometrisinin taşınım ile ısı geçişine olan etkisi aşığıda verilen iki örnekle açıklanabilir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi, akışkan kanadın keskin köşesinden dönemediğinden, baş tarafta ayrılmalar olur. Kanadın baş ucunda başlayan ve tekrar birleşme noktasında sona eren akış çizgilerine ayrılmış akış çizgileri denir. Ayrılmış akış çizgileri ile kanat yüzeyi arasında kalan akışkan girdap oluşturmakta, bu bölgeye ayrılmış kabarcık veya girdap bölgesi denilmektedir. Girdap bölgesinde akış, yavaş hızlarda ancak ed girdaplı akış şeklinde olmaktadır. Ayrılmış kabarcık ile ayrılmış akış arasında kalan sınıra serbest kayma tabakası denir. Serbest kayma tabakası oldukça kararsız bir yapıda olduğundan, ayrılma noktasından tekrar birleşme noktasına kadar akış hızlarında büyük dalgalanmalar olur.

Tekrar birleşmelerin olduğu noktadan itibaren yerel ısı taşınımında artış olmakta, girdap bölgesinde daha düşük hızlardan ve ed girdaplarının oluşturduğu yalıtımdan dolayı, ısı geçişi azalmaktadır. Ayrılan akış, yüzeyde tekrar birleşmezse iz bölgesi oluşmaktadır. Kararsız yapıdaki iz bölgesi, ısı sınır tabakanın oluşmasını bozarak ısı geçişinin azalmasına sebep olmaktadır. Sınır tabakalarda ayrılmalar, akışın kararlılığını bozarak ısı geçişini azaltırlar, ısı geçişine katkısı olmayan ayrılmış kabarcıklar, sürtünme kuvvetlerini artırarak basınç kayıplarını artırırlar [24].



Şekil 3.1. Kanatlar arasında akışın şematik resmi [24].

3.2. Tam Gelişmiş Akış

Kanal içinde akmakta olan akışkan, kanatçığın baş ucuna ulaştığında yüzeyde sınır tabakalar oluşmaya başlar. Akışkan kanatçıklar arasından geçerken sınır tabakalar gelişir. Hidrolik olarak tam gelişmiş akış,

$$\left(\frac{du}{dx} \right)_{x \geq x_{lg}} = 0 \quad (3.1)$$

ve ısıl olarak tam gelişmiş akış ise,

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x \geq x_{tg}} = 0 \quad (3.2)$$

bağıntlarıyla tanımlanır.

Bu bağıntılar hidrolik olarak gelişmiş akışta zamana göre ortalama hız alanının, ısı olarak gelişmiş akışta ise boyutsuz sıcaklık dağılımının,

$$\theta = \frac{T_y - T}{T_y - T_a} \quad (3.3)$$

akış boyunca değişmediğini ifade ederler. Hidrolik ve ısı olarak gelişmiş olan akışlara tam gelişmiş akış denir.

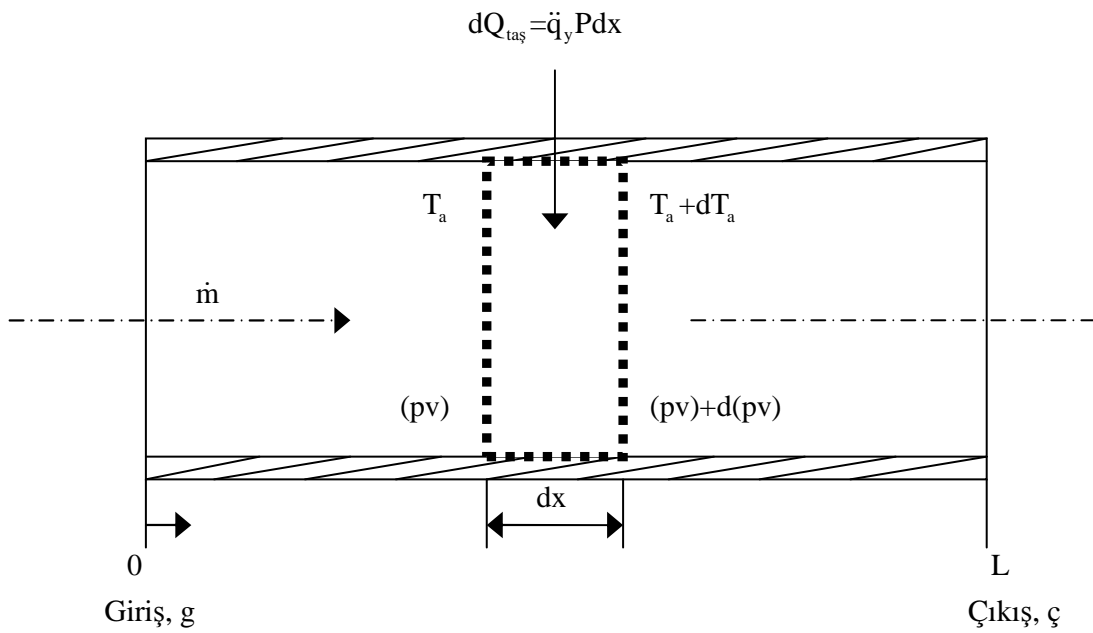
Yukarıda verilen bağıntılarda,

- T : Yerel akışkan sıcaklığı, [°C]
 T_a : Kanal kesiti boyunca akışkanın ortalama sıcaklığı, [°C]
 T_y : Yüzey sıcaklığı, [°C]
 u : Yatay hız bileşeni, [m/s]
 x : Karakteristik uzunluk, [m]
 x_{tg} : Tam gelişmiş akış mesafesidir. [m]

Deneysel çalışmalar, akış doğrultusunda periyodik kesit alanına sahip olan kanallarda, akışın düz kanallara göre daha kısa ve çabuk geliştiği anlaşılmıştır. Üç ile beş hatveden sonra akışın tam geliştiği kabul edilir ve dalgalı yüzeyli geometriler arasında gelişen akışa, periyodik tam gelişmiş akış ifadesi kullanılmaktadır [25].

3.3. Enerji Dengesi

Isı geçişi problemlerinin çoğu, termodinamiğin birinci kanunu olarak bilinen enerji dengesi veya enerjinin korunumu yasası ile analiz edilir. Sabit kesitli kanal içinde akmakta olan akışkan için, Şekil 3.2’de gösterilen kontrol hacmine enerji dengesi yazılarak taşınımla ısı geçişi hesaplanır.



Şekil 3.2. Kanal içinde akışta kontrol hacmi [4].

Kontrol hacmi için enerji dengesi termodinamiğin birinci kanununa göre:

$$\dot{E}_g + \dot{E}_u - \dot{E}_ = \frac{d\dot{E}_d}{dt} = \dot{E}_d \quad (3.4)$$

$$dQ_{taş} + \dot{m}(c_v T_a + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_a + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_a + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (3.5)$$

Burada,

- \dot{E}_g : Kontrol hacmine giren enerji, [W]
 \dot{E}_u : Kontrol hacmi içerisinde üretilen enerji, [W]
 \dot{E}_c : Çıkan enerji, [W]
 \dot{E}_d : Kontrol hacminde depo edilen enerji, [W]
 t : Zaman, [s]
 $Q_{\text{taş}}$: Taşınılma geçen ısı miktarı, [W]
 \dot{m} : Kütleli debi, [kg/s]
 c_v : Sabit hacimde özgül ısı, [J/kgK]
 p : Basınç, [Pa]
 v : Özgül hacimdir. [m³/kg]

Gerekli işlemler yapılarak,

$$dQ_{\text{taş}} = \dot{m}(c_v T_a + pv) \quad (3.6)$$

eşitliği elde edilir. Deneysel çalışmamızda akışkan, hava olduğundan ve hava ideal gaz kabul edilerek,

$$dQ_{\text{taş}} = \dot{m}c_p dT_a \quad (3.7)$$

Eşitliğiyle taşınım ile olan ısı geçişi hesaplanabilir.

$$dQ_{\text{taş}} = \dot{m}c_p dT_a = \dot{q}_y P dx \quad (3.8)$$

$$\dot{q}_y = h(T_y - T_a) \quad (3.9)$$

Olmak üzere, akışkan ortalama sıcaklığının kanal boyunca değişimi de,

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{\ddot{q}_y P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h(T_y - T_a) \quad (3.10)$$

eşitliğiyle hesaplanabilir.

Yukarıda verilen bağıntılarda,

c_p : Sabit basınçta özgül ısı, [J/kgK]

\ddot{q}_y : Isı akısı, [W/m²]

P : Çevre uzunluğudur. [m]

3.3.1. Yüzeyde sabit ısı akısı

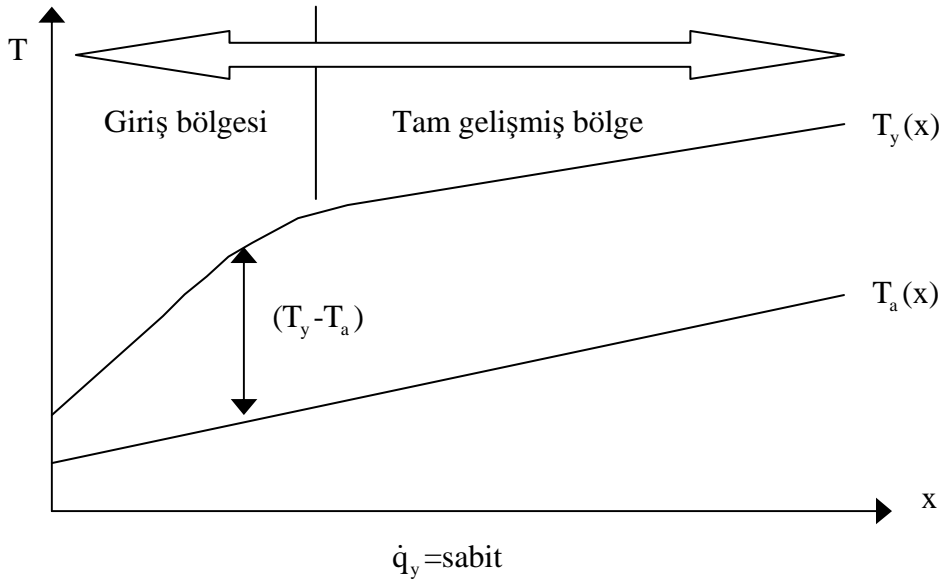
Sınır şartı olarak yüzeydeki ısı akısının (\ddot{q}_y) sabit olması, ayrıca kanal kesitinin, akışkan hızının ve sabit basınçtaki özgül ısısının sabit olması halinde (4.10) numaralı eşitliğin sağ tarafı,

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{\ddot{q}_y P}{\dot{m} c_p} = \text{sabit} \quad (3.11)$$

olur. Bu denklemin integrali alınarak,

$$T_a(x) = T_{a,g} + \frac{\ddot{q}_y P}{\dot{m} c_p} x \quad (3.12)$$

bağıntısı bulunur. Bu bağıntıdan kanal içindeki akışkan sıcaklığının doğrusal olarak değiştiği görülür. Şekil 3.3'de sabit ısı akısı için akışkan ve yüzey sıcaklıklarının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Düz kanalda ısı geçişi için aksel sıcaklık değişimi (Yüzeyde sabit ısı akısı) [4, 25]

3.4. Isı Taşınım ve Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Periyodik kesit alanına sahip olan kanallarda, akışın düz kanallara göre daha kısa mesafelerde ve daha çabuk geliştiği, yaklaşık olarak üç ve beş hatveden sonra akışın tam geliştiği kabul edilir. Dalgalı yüzeyli geometriler arasında gelişen akışa periyodik tam gelişmiş akış denilmektedir.

Tam gelişmiş akış ve sabit ısı akısında, T_y yüzey sıcaklığı, X kanal eksenini boyunca uzunluk ve S hatve olmak üzere, X_1 , (X_1+S) , (X_1+2S) , mesafelerindeki T_y yüzey sıcaklıkları doğrusal olarak ve T_a akışkan sıcaklığındaki doğruya paralel (Şekil 3.3.) olmaktadır.

Şekil 3.3'de görülen iki doğru arasındaki uzaklık, yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkını vermektedir. Bir hatvede periyodik tam gelişmiş akışta ortalama ısı taşınım katsayısı, sisteme verilen ısı akısı (Q_{hatve}) ve tam gelişmiş akış halinde fark sıcaklıklar $((T_y - T_a)_{\text{ig}}$) yardımıyla 3.13'de verilen bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$h = \frac{Q_{\text{hatve}}}{(T_y - T_a)_{\text{tg}} A_{\text{hatve}}} \quad (3.13)$$

Akış kesit alanı A [m²], kanal açıklığı H [m] ve kanal genişliği W [m] olmak üzere daralan- genişleyen kanallarda hidrolik çap,

$D_h = H_{\min} + H_{\max}$ bağıntısı ile hesaplanır. Tam gelişmiş akış için ortalama Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.14)$$

formülü ile bulunur.

DeneySEL sonuçlar yardımıyla, Nusselt sayısı; c , m ve n sabit katsayılar olmak üzere,

$Nu = cRe^m Pr^n$ şeklinde yaklaşık bir fonksiyonla ifade edilmektedir.

Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\mu P} \quad \text{ve Prandtl sayısı da} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{formülleriyle hesaplanmaktadır.}$$

Periyodik tam gelişmiş akış halinde, basınç dağılımı da sıcaklık dağılımında olduğu gibi, ardışık mesafelerdeki aynı doğru üzerinde olacaktır. Sürtünme katsayısı ölçülen fark basınç yardımıyla,

$$f = \frac{-\frac{dP}{dX} D_h}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (3.15)$$

bağıntısıyla hesaplanmaktadır [26].

Yukarıda verilen formüllerde,

k	: Isı iletim katsayısı, [W/mK]
ρ	: Yoğunluk, [kg/m ³]
V	: Hız, [m/s]
dP/dx	: Basınç gradyeni, [Pa/m]
μ	: Akışkanın dinamik viskozitesi, [Pa.s]
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi, [m ² /s]
α	: Isıl yayılım katsayısıdır. [m ² /s]

Sürtünme katsayısı (f) değeri de; C ve d sabit katsayılar olmak üzere,

$f=CRe^d$ şeklinde[27] yaklaşık bir fonksiyonla ifade edilmektedir.

3.5. Isı Geçişi İyileştirilmiş Yüzeylerde Etkenlik Ölçütünün Belirlenmesi

Isı geçişi iyileştirilmiş yüzeyler, düz yüzeylere göre daha yüksek (hA) değerine sahiptirler. İyileştirilmiş yüzeyin (hA) değerinin düz yüzeyin (hA)_d değerine oranına iyileştirme oranı denilmektedir. Isı geçişi iyileştirme oranı [28],

$$E = \frac{hA}{(hA)_d} \quad (3.16)$$

dır. İyileştirilmiş yüzeylerde etkenlik ölçütünün hesaplanmasında pratikte bir çok kriter olmasına rağmen, şimdiye kadar genel olarak kabul edilebilecek bir yaklaşım yoktur. Isı geçişinde iyileşmenin yanında basınç kayıpları da önemli olduğundan söz konusu ölçüt hesaplanırken basınç kayıpları dikkate alınmaktadır.

Isı geçişi sağlayan yüzeylerin etkenlik ölçütlerinin hesaplanmasında Shah tarafından aşağıdaki bağıntı önerilmektedir [29].

$$\frac{j}{f} = \frac{NuPr^{-1/3}}{fRe} \quad (3.17)$$

Bu bağıntı sabit basınç düşüşü için iyileştirilmiş yüzeyleri karşılaştırmaktadır. Burada j Colburn katsayısı, f sürtünme katsayısı olmak üzere, j/f oranının Reynolds sayısına göre değişimleri hesaplanmaktadır. Bu katsayıya genellikle akış alanı iyileştirme katsayısı (flow area goodness factor) denilmektedir. j/f katsayısı büyük olan yüzey, daha küçük akış alanına dolayısıyla daha küçük giriş kesit alanına sahip olduğundan, j/f değeri artınca etkenlik de artmaktadır.

BÖLÜM 4. DENEY TESİSATI VE DENEYSEL SONUÇLAR

4.1. Deney Tesisatı

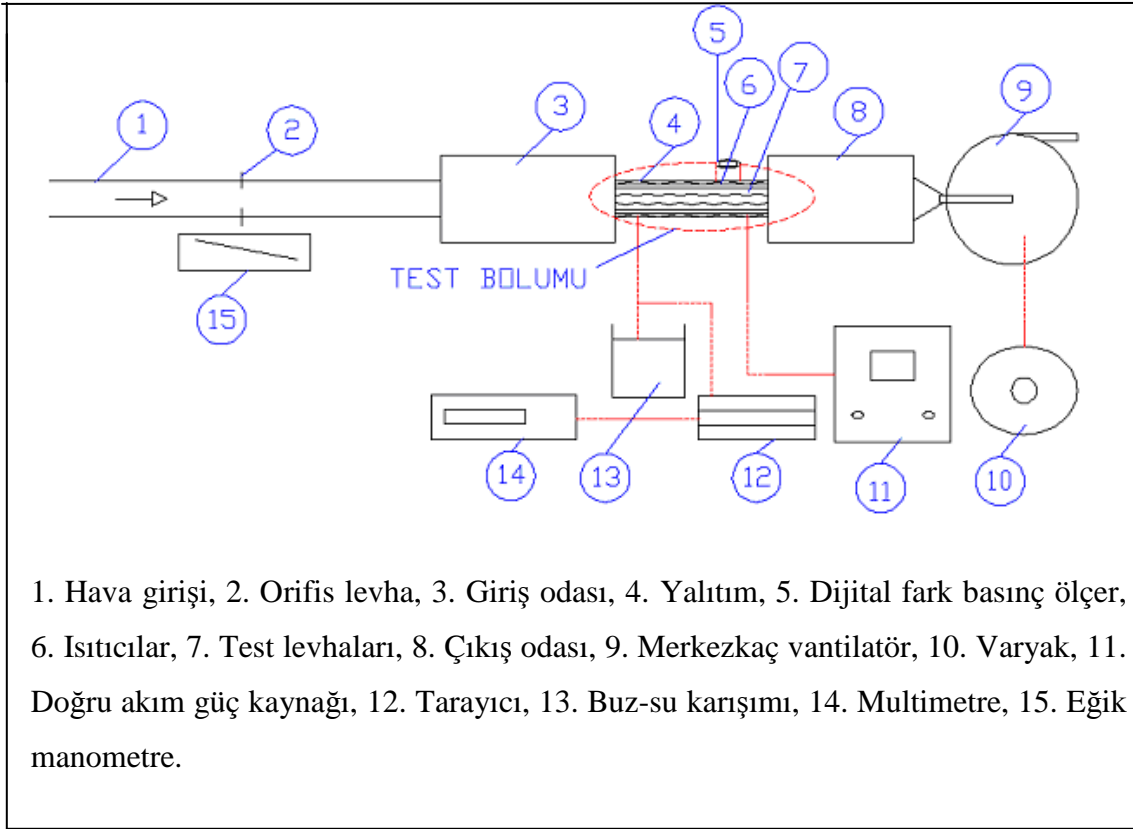
4.1.1. Tesisatın çalışması

Daralan-genişleyen levhalar arasında ısı geçişi ve basınç düşüşünü incelemek amacıyla, Şekil 4.1’de şematik resmi ve Şekil 4.2’de fotoğrafı verilen deney tesisatı hazırlanmıştır. Reynolds sayısı esas alınarak Tablo 4.1 ve Şekil 4.4’de gösterilen levha için kanal açıklığı 5 mm kabul edilerek deneysel çalışmalar yapılmıştır.

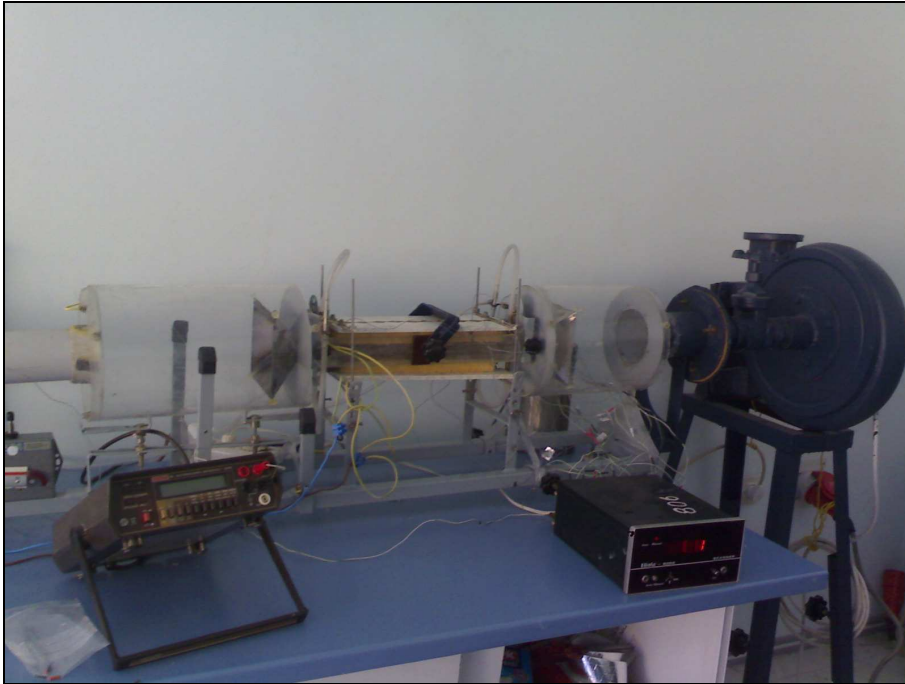
Şekil 4.1’de şematik olarak gösterilen deney tesisatına hava, 1 numaralı kanaldan girmektedir. Vantilatör motorunun gerilimi tesisata bağlanmış olan bir varyak yardımıyla değiştirilerek, hava debisi değiştirilmiş ve böylece farklı Reynolds sayılarıyla çalışma yapmak mümkün olmuştur. Hava debisi, okuma hassasiyeti ± 1 mm olan eğik manometre ile fark basıncı okunan orifis levha yardımı ile hesaplanmıştır. Çap oranı (β) 0.30 olan orifis levha kullanılmıştır. Söz konusu levha, girişten 1300 mm ve çıkıştan 360 mm mesafede olacak şekilde 70 mm iç çapında plastik boruya yerleştirilmiştir. Test bölümünde kararlı bir akış sağlamak amacıyla, test bölümünün girişi ve çıkışına 300 mm uzunluğunda ve 20 mm iç çapında, plexiglas malzemeden statik hava odaları yerleştirilmiştir (Şekil 4.1).

Sıcaklıkları ölçmek için kullanılan ve referans sıcaklığı (0 °C), termos şişesi içinde buz-su karışımı (Şekil 4.7) olan termoeleman çiftleri, her biri 12 kanallı iki adet tarayıcıya, kanal tarayıcı ise hassasiyeti ± 0.2 olan dijital multimetreye bağlanmıştır.

Test levhalarının ısıtılması için doğru akım güç kaynağı (DC) kullanılmış olup, gerilim ve akım değerleri AC/DC okuma yapabilen bir multimetre ile belirlenmiştir.



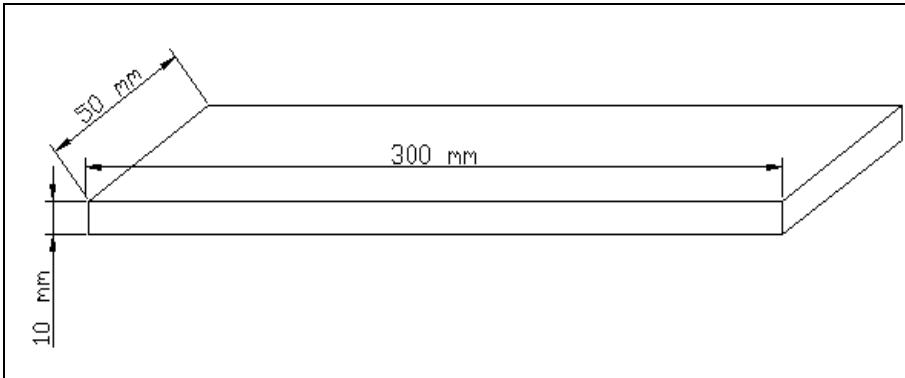
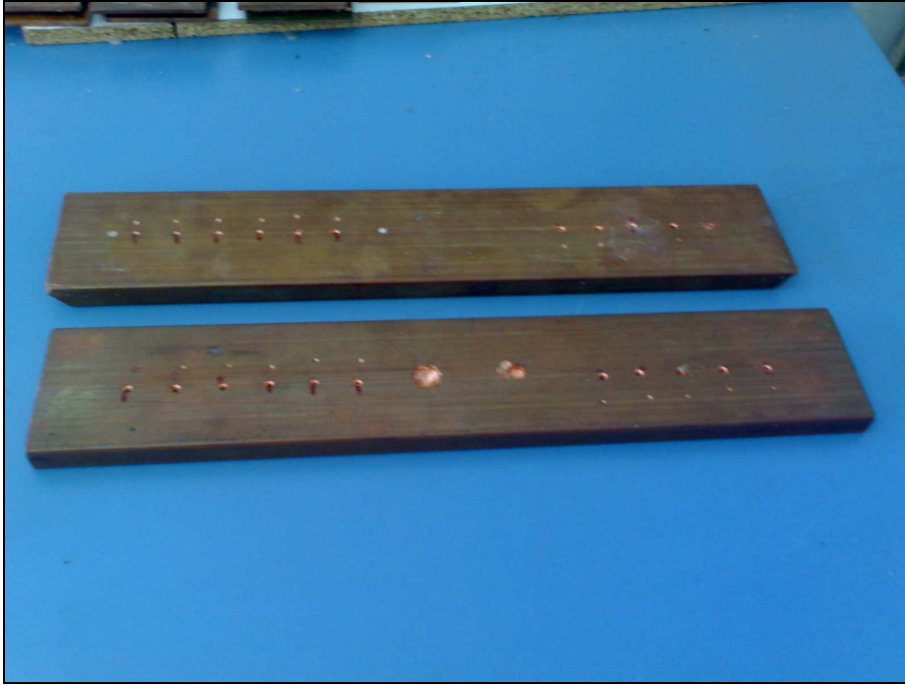
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik resmi



Şekil 4.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı

4.1.2. Deney levhası

Deney için 300 mm uzunluğunda, 50 mm genişliğinde ve 10 mm kalınlığında (Şekil 4.3) bakırdan hazırlanmış levha kullanılmıştır. Levhanın dalgalı geometrileri, laboratuarda bulunan tel erozyon tezgahı ile oluşturulmuştur.



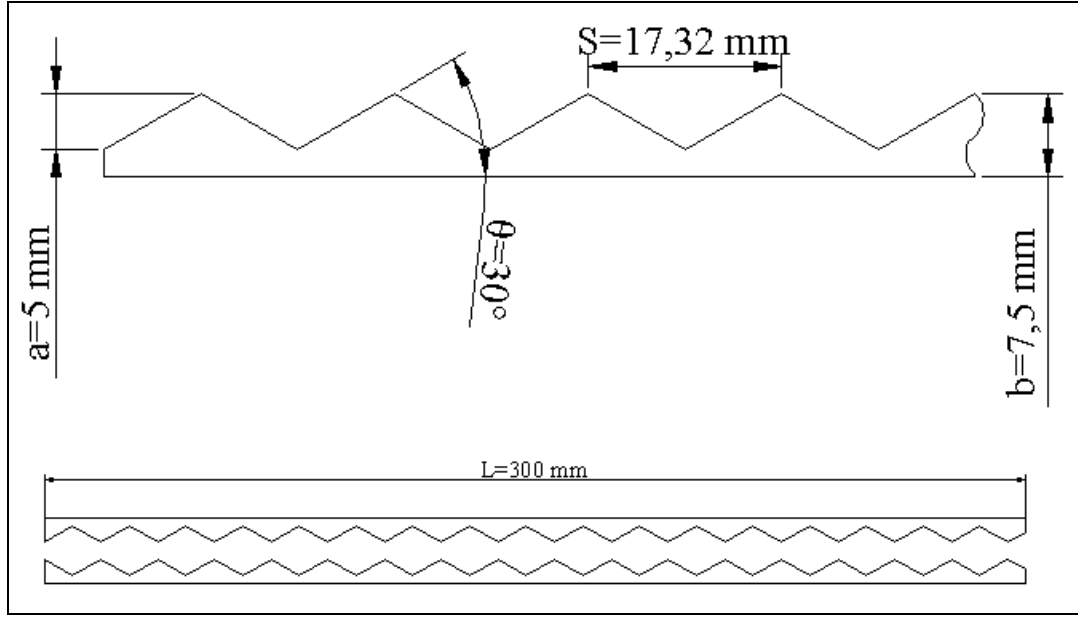
Şekil 4.3. Düz levhanın fotoğrafı ve boyutları

Tablo 4.1’de deneysel çalışmada kullanılan levhanın karakteristik boyutları ve Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de levhanın fotoğrafı, boyutları ve düzenekteki yerleşimi görülmektedir.

Tablo 4.1. Deney levhasının boyutları

Levha Tipi	Uzunluk (L) [mm]	Genişlik (W) [mm]	Kalınlık [mm]	Hatve (S) [mm]	Dalga Yüksekliği (a) [mm]
$\theta=30^\circ$	300	50	7.5	17.32	5

Şekil 4.4. Dalga eğim açısı (θ) 30° ve dalga ucu sivri olan levhanın fotoğrafı



Şekil 4.5. Dalga eğim açısı (θ) 30° ve dalga ucu sivri olan levhanın boyutları ve düzenekteki levhaların yerleşimi

4.1.3. Isıtıcılar

Deney levhalarında düzgün yayılı ısı akısını sağlamak amacıyla 270 mm boyunda 42 mm eninde şerit şeklinde iki adet ısıtıcı kullanıldı. Isıtıcıların her biri 29 V'da ve 11 W ısı akısı sağlamaktadır.

Düzgün yayılı ısı akısını sağlamak amacıyla, elektrik izolasyonu sağlayan porselen esaslı kağıtlar arasına alınmış olan direnç tellerinin bir yüzüne bakır levha yerleştirilmiştir. Isıtıcıların ortasından boyuna açılan kanalların arasından geçirilen termoeleman çiftleri ile deney levhalarının sıcaklıkları ölçülmüştür. Deney levhaları ile ısıtıcılar arasındaki temas ısıl direnci de ısıtıcıların yüzeyine sürülen Dow Corning 340 bileşiği ile azaltılmıştır.



Şekil 4.6. Doğru akım güç kaynağının fotoğrafı



Şekil 4.7. Multimetreinin fotoğrafı

Isıtıcılar bir doğru akım güç kaynağından beslenmiştir (Şekil 4.6). Giriş değerleri 220 V AC, $\cos\phi= 0.8$, alternatif akımı 1100 VA iken, çıkış değerleri 72 V DC, 16 A'a çeviren ve çıkışta 10 kademesi olan doğru akım güç kaynağı kullanılmıştır. Isıtıcıların bağlı olduğu devrenin gerilim ve akım değerleri M890G model, Mastech marka multimetre ile ölçülmüştür (Şekil 4.7).

4.1.4. Yalıtım ve sızdırmazlığın sağlanması

Isıtıcıların dış tarafında 100 °C sıcaklığına kadar dayanıklı alüminyum folyo kaplı poliüretan yer almaktadır. Poliüretan 25 mm kalınlıkta olup ısı iletim katsayısı 0.038 W/mK'dır.

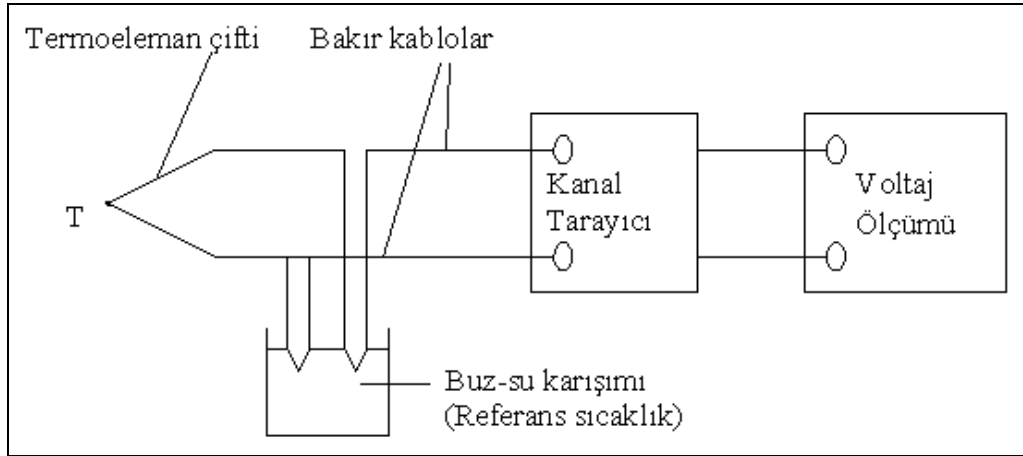
Levhalar, çeliğe göre ısı iletim katsayısı çok küçük ($k=0.11$ W/mK) [30] olan fiber malzemedan yapılmış elemanlara yapıştırıldıktan sonra hareketli ayaklara bağlanmıştır. Böylece çelik malzemedan yapılmış olan hareketli ayaklara doğru iletimle ısı geçişi azaltılarak ısı köprüsü oluşması önlenmiştir.

Gerek kanal içinde akmakta olan akışkanın, gerekse levhaların yan yüzeylerinden olan ısı kayıplarını azaltmak için de kanalın her iki yanı 15 mm kalınlığında plexiglas ($k=0.184$) [31] ile kapatılmış ve tesisatın sızdırmazlığı, 150 °C sıcaklığa kadar dayanıklı silikon ile sağlanmıştır.

4.1.5. Sıcaklık ölçümü

Bu çalışmada sıcaklık ölçme yöntemlerinden en çok kullanılan termoelemanla sıcaklık ölçüm yöntemi tercih edilmiştir.

Hava sıcaklığını ölçmek için 0.2 mm çapında K tipi (Kromel-Alumel: Cr-Al) termoeleman çiftleri kullanılmıştır. Termoeleman çiftleri yaklaşık 25 V elektriksel gerilim altında civanın içine daldırılarak uçları noktasal olarak kaynatılmıştır. Termoeleman çiftleri ile sıcaklık ölçülmesi için, çalışmamızda faydalandığımız temel devre şeması Şekil 4.8'de görülmektedir.



Şekil 4.8. Sıcaklık ölçümü devre şeması [32]

Deneysel çalışmalar sırasında oldukça sık kullanılan K tipi termoeleman çiftleriyle 17 noktada sıcaklık ölçümleri yapıldı. K tipi termoeleman çiftlerinde (+) uç olarak Nikel-Krom (Kromel), (-) uç olarak da Nikel-Alüminyum (Alumel) kullanılmıştır. Kullandığımız termoelemanlar Comark ürünü olup, BS 1843 standardına uygun (+) uç kahverengi ve (-) uç mavi olan 100 mm uzunluğundadır.

Gerilim-sıcaklık değişimlerinin doğrusal yapısının bozulmaması ve üretici firmanın tavsiye ettiği $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ölçme sıcaklıklarının dışına çıkılmamıştır. Deneysel çalışmalar süresince hava giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve yüzey sıcaklıkları ise $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi geçmemiştir.

Sıcaklık ölçme düzeneğiyle (Şekil 4.8), sıcaklıkları bilinen eriyen buz ve kaynayan su noktaları için ölçmeler yapıldıktan sonra, milivolt değerleri $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ referansına göre düzenlenen çevirme tablosu [33] ile, gerilim-sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Ölçme aralığında değerlerin doğrusal olmasından dolayı ara değerleri enterpolasyonla bulunmuştur.

Ölçüm sırasında kanal tarayıcıları kullanılmıştır. Her kanal tarayıcıda 12 termoeleman çift girişi ve 1 çıkışı olan Elimko 6000 (Şekil 4.9) marka tarayıcılar kullanılmış, ölçüm yapılacak uçta oluşan gerilim Keithley 197 (Şekil 4.10) multimetre ile ölçülmüştür. Referans noktası, sıcaklığı olan $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin sürekliliği termos şişesine konulan buzlu su ile temin edilmiştir (Şekil 4.11). Buzlu su sıcaklığı

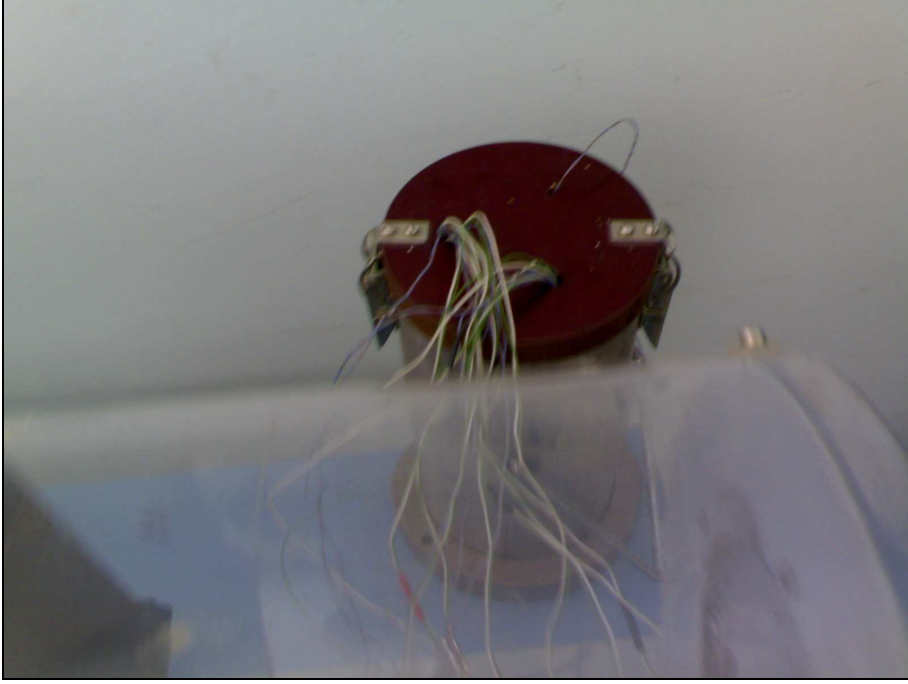
deney süresince Comark ürünü BS 5750 / ISO 9001 standartlarına uygun ve ± 0.2 hassasiyette C900 dijital termometre ile ölçülerek kontrol edilmiştir.



Şekil 4.9. Kanal tarayıcısının fotoğrafı



Şekil 4.10. Keithley marka multimetrenin fotoğrafı



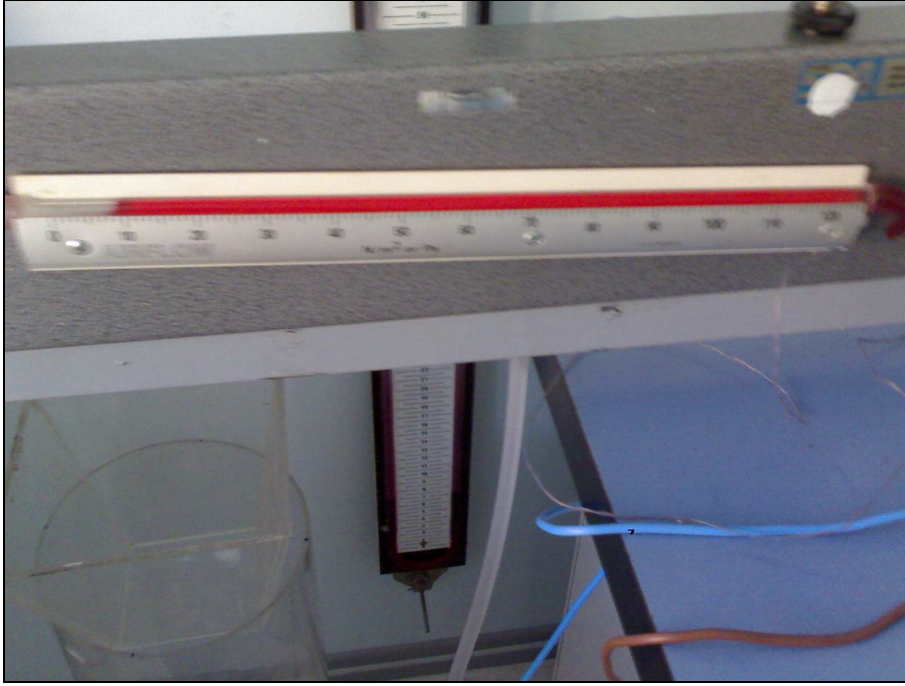
Şekil 4.11. Termos şişesinin fotoğrafı

Test bölümünde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları kanalın girişi ve çıkışına yerleştirilmiş ikişer adet termoeleman çifti ile ölçülmüştür. Termoeleman çiftleri kanalın içine, üst levhaların bağlandığı fiber ayakların her birine ikişer adet 1.5 mm çapında delinen deliklerden geçirilerek yerleştirilmiştir. Hem levhanın hem de dalga eğimlerinin tam ortasından 1 mm çapında ve 3 mm derinliğinde, levha boyunca delikler delinmiştir. Dalga geometrisi Mitutuyo ürünü PJ-300 profil projektör ile 50 kat büyütülerek referans alınmış, sonra da Mikron WF 31C tezgahı ile delikler delinmiştir. Bu deliklerin içine sıkı geçme olarak yerleştirilen termoeleman çiftleri “mix-fix” yapıştırıcısı ile dışarıdan levhalara tutturulmuştur.

4.1.6. Debi ve basınç düşüşü ölçümü

Debi ölçümleri orifis levha yardımı ile yapılmıştır. Orifis levha Türk Standartlarına göre verilen orifis boyutları dikkate alınarak 30 µm hassasiyete sahip tel erozyon tezgahıyla işlenerek hazırlanmıştır. Orifis çıkışında levhanın sıcaklığı ölçülerek, sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimi gözlenmiştir. Orifisteki fark basınç Airflow Developments Limited ürünü 504 eğik manometre (Şekil 4.12) ile ölçülmüştür.

Ölçüm noktalarından eğik manometreye bağlantı eşit uzunluktaki hortumlarla sağlanmıştır. Eğik manometre de 125 Pa basınç ölçme kabiliyetinde ve içinde bağlı yoğunluğu 0.784 olan manometre sıvısı bulunmaktadır.



Şekil 4.12. Manometrenin fotoğrafı

Sürtünme katsayısını hesaplamak amacıyla tam gelişmiş akış şartlarının sağlandığı noktalardan itibaren belli bir aralık için basınç düşüşleri ölçülmüştür. Basınç düşüşlerini ölçmek için hPa, mmH₂O ve mmHg birimlerinde ± 0.2 hassasiyetle ölçüm yapabilen, Testo 505 elektronik basınç ölçer kullanılmıştır.

4.2. Deneysel Sonuçlar

Levhalı ısı değiştircilerinin temelini oluşturan, Şekil 4.5.'de yerleşim şekli ve ölçüleri gösterilen, kanal açıklığı 5 mm olan, deney akışkanı olarak ortam havası alınan levhalar arasındaki ısı geçişi deneysel olarak incelenmiştir.

Sabit yüzey ısı akısı sınır şartında, periyodik kesit alanına sahip olan söz konusu kanalda tam gelişmiş akış için ortalama ısı taşınım katsayısı, deneysel olarak ölçülen

sıcaklık ve ısı akısı değerleri kullanılarak aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{Q_{\text{hatve}}}{(T_y - T_a)_{\text{tg}} A_{\text{hatve}}} \quad (\text{denklem 3.13})$$

Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (\text{denklem 3.14})$$

bağıntısı ile ve sürtünme katsayısı ise,

$$f = \frac{-\frac{dP}{dX} D_h}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (\text{denklem 3.15})$$

bağıntısı ile hesaplanmıştır.

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler Tablo 4.2'de gösterilmiştir [7].

Tablo 4.2. Deneysel Sonuçlar [7].

Re	\dot{m} (kg/s) _{orifis}	V (m/s) _{levha}	(dP/dx) _{levha}	f_{levha}	(dT/dx) _{hava}	T _{hava}	T _{levha}	h (W/m ² K)	Nu
2076	0,00103	2,04790	0,044338708	0,365938	68,47766	39,5	53,0	52,853352	35,0352947
2936	0,00146	2,89617	0,088677416	0,365938	48,42102	34,2	47,5	53,556106	35,5011343
3596	0,00178	3,54707	0,147795693	0,406597	39,53560	31,6	44,7	54,314082	36,0035796
4153	0,00206	4,09580	0,20691397	0,426927	34,23883	30,3	43,2	55,325753	36,6741937
4643	0,00230	4,57925	0,266032247	0,439125	30,62414	29,5	42,0	56,827926	37,6699505
5086	0,00252	5,01631	0,325150524	0,447257	27,95589	28,9	41,2	57,821339	38,328461
5493	0,00273	5,41824	0,369489232	0,43564	25,88212	28,2	40,2	59,299147	39,3080666
5873	0,00291	5,79234	0,41382794	0,426927	24,21051	27,8	39,2	62,161768	41,2056337
6229	0,00309	6,14371	0,472946217	0,433704	22,82589	27,4	38,3	65,727204	43,5690808
6566	0,00326	6,47603	0,546844064	0,451323	21,65454	27,4	38,1	66,1628	43,8578279
6886	0,00342	6,79212	0,591182771	0,443561	20,64679	26,1	36,6	68,129137	45,1612684

BÖLÜM 5. MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜM

5.1. Genel Bilgiler

Isı geçişi problemleri deneysel (ölçüm yapma), analitik (karakteristik diferansiyel denklemlerin matematiksel çözümü) ve sayısal (cebirsel hale getirilen denklemlerin ağ şeklindeki bölünmüş geometri içerisinde her bir düğüm noktası için çözümünün yapılması) yöntemleri ile incelenebilirler. Momentum ve enerji denklemlerinin çözümünü içeren sayısal yöntemlere genel olarak, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (CFD: Computational Fluid Dynamics) denilmektedir.

Sayısal yöntemler; sonlu fark, sonlu hacim ve sonlu eleman gibi değişik yöntemler olabilir. Bu çalışmada, ısı problemlerinin çözümünde geniş uygulama alanı bulan sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Bu amaçla ANSYS sonlu eleman yazılım programı, Sayısal Akışkanlar Dinamiği modu kullanılarak problemler çözülmüştür.

Çözümün yakınsamasında düğüm sayısı, ağ yapısı, sınır şartları ve değişken sayısı önemlidir. Sayısal yöntemle çözülmüş olan bir problem yakınsayarak çözüm verse bile, önce düğüm sayısı artırılarak kontrol edilmeli, sonuçlar düğüm sayısından bağımsız olmalıdır. Sonucun doğru olduğundan emin olmak ve yöntemi geçerli kılmak için deneysel sonuçlarla karşılaştırmak gerekir.

Tez çalışmasında ele alınan problem, sayısal yöntemler kullanılarak çözülmüş ve sonuçlar sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Benzer problemlerin çözümünde, sayısal çözüm yöntemlerinin güvenli bir şekilde kullanılabilirliği konusunda da fikir sağlanmıştır.

Verilen bir problemi sonlu elemanlar yöntemiyle çözmek için sırasıyla aşağıdaki işlemler yapılmaktadır.

1. Yönetici denklemleri ve sınır şartlarını belirleme,
2. Analiz bölgesini sonlu elemanlar sistemi halinde bölme,
Problemin sonlu elemanlara bölünmesinde geometrik şekil, özellikle iç ve dış sınır şartlarının biçimine uygun eleman tipi seçilmektedir.
3. İnterpolasyon fonksiyonunu seçme,
Elemanların yer değiştirme, sıcaklık, gerilme gibi fiziksel değişkenleri ifade edecek bir fonksiyon belirlenmektedir.
4. Elemanların her birine ait denklemler çıkarma,
5. Elemanların her birine ait olan denklemler birleştirildikten sonra aşağıda verilen matris denklemine getirilmektedir.

$$\{f\} = [K]\{a\} \quad (5.1)$$

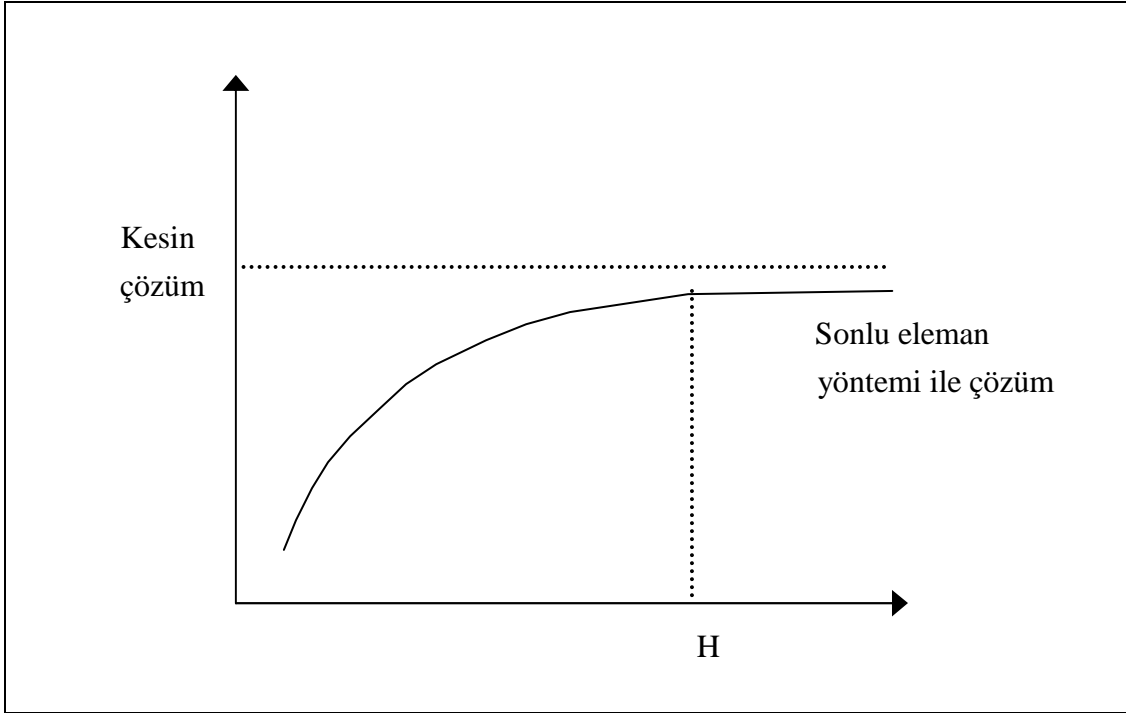
Burada, $\{f\}$ yük vektörünü, $[K]$ rijitlik matrisini ve $\{a\}$ ise düğüm noktası bilinmeyenlerini (yer değiştirme, sıcaklık, basınç, hız vb.) ifade etmektedir.

6. Matris halindeki denklem sisteminin çözümü,
7. Sonuçların doğruluğunun kontrolü.

5.1.1. Sonlu eleman yönteminde eleman boyutları ve sayısı

Elemanların boyutları küçüldükçe çözüm hassasiyeti artmakta fakat hesaplama süresi uzamaktadır. Genel olarak problem değişkenlerinin ani değişmeler göstermesi beklenen bölgelerde elemanlar küçük seçilmelidir. Bazen aynı yapı içerisinde farklı boyutta elemanlar da kullanılmaktadır.

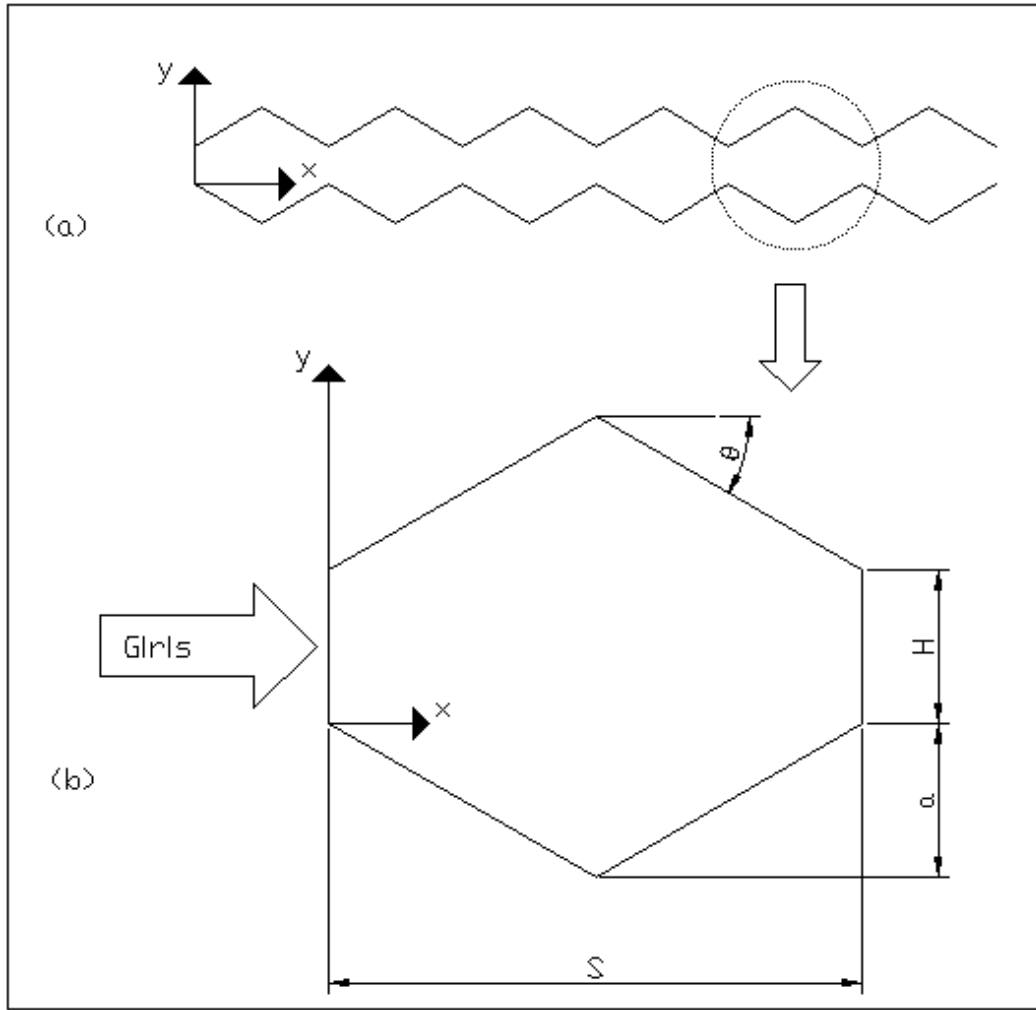
Kesin sonuç eleman sayısına da bağlı olmakta, eleman sayısı arttıkça sonuçtaki kesinlik de artmaktadır. Şekil 5.1’de kesin çözüm ile sonlu eleman yöntemine göre elde edilen sonuçlar arasındaki ilişki gösterilmiştir. Görüldüğü gibi belli bir H eleman sayısından sonra kesin çözüm ile sayısal sonuçları arasındaki fark azalmaktadır. Fakat eleman sayısı arttıkça serbestlik derecesi de artacağından elde edilen matrislerin çözümü de zorlaşmaktadır.



Şekil 5.1. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan çözümün eleman sayısına bağımlılığı.

5.2. Problemin Çözüm Alanı

Deneysel çalışmalarla, akış doğrultusunda periyodik kesit alanına sahip olan kanallarda, akışın düz kanallara göre daha kısa ve çabuk geliştiği anlaşılmıştır. Üç ile beş hatveden sonra akışın tam geliştiği kabul edilmektedir [25]. Akış tam geliştikten sonra, hız ve sıcaklık alanları periyodik olarak aynı değerleri alarak tekrarlamaktadır. Sayısal çözüm yöntemlerinde bu esas dikkate alınarak problemin çözümünde kanalın tamamı değil sadece bir adet dalgalı geometri ele alınmaktadır. Tam gelişmiş akış halinde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemek amacıyla ele alınan dalgalı geometri Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Dalga ucu sivri daralan-geişleyen kanal geometrisi (a), çözüm alanı (b)

5.2.1. Sınır şartları ve ağ yapısı

Problemler giriş-çıkış ve kanal genişliğinin etkisi ihmal edilerek iki boyutlu incelenmiştir. Çözüm için ANSYS sonlu elemanlar yazılım programı kullanılmıştır. Problemlerin sonlu elemanlar ağı Fluid 141 (iki boyutlu akış elemanı) elemanı ile oluşturulmuştur. Sonlu eleman ağ yapısı aşağıda verilen sınır şartlarına uygun olarak çözülmüştür.

Girişte hız sabit olup yatay yöndedir. Düşey yöndeki hız bileşeni sıfırdır ($u=u, v=0$),

Kanal üzerinde hızlar sıfırdır ($u=0, v=0$),

Yerçekimi etkisi ihmal edilmiştir,

Kanal boyunca akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmediği kabul edilir,

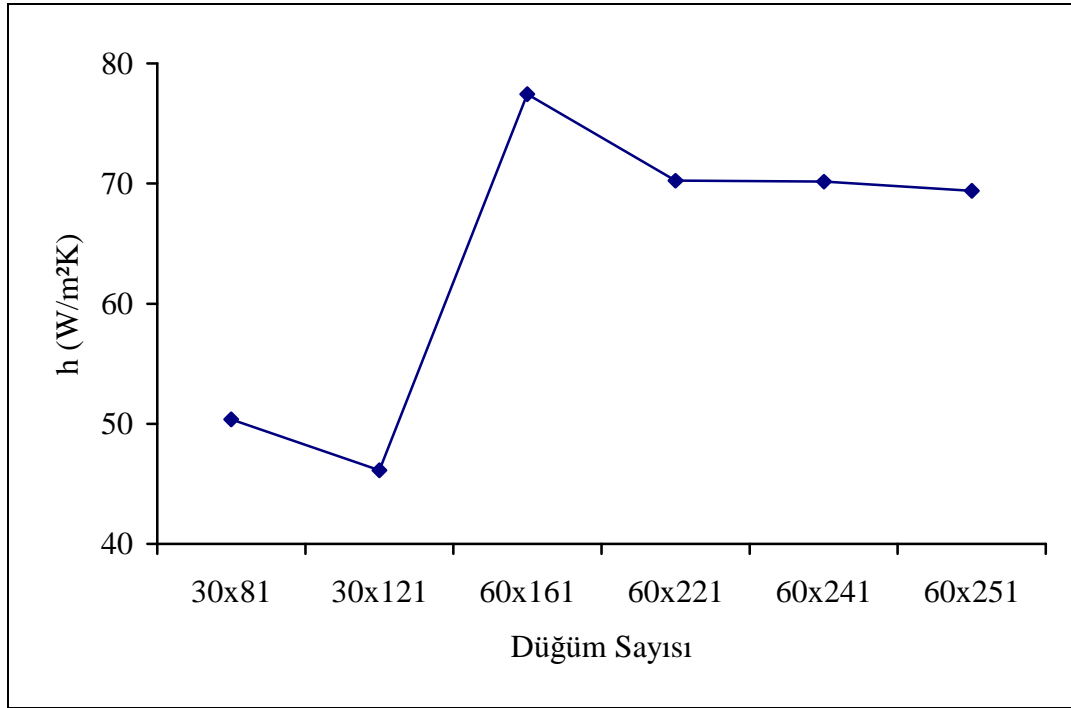
Akışkan izotropiktir,

Çıkışta basınç gradyeni sıfırdır ($\left. \frac{dP}{dx} \right|_{x=S} = 0$),

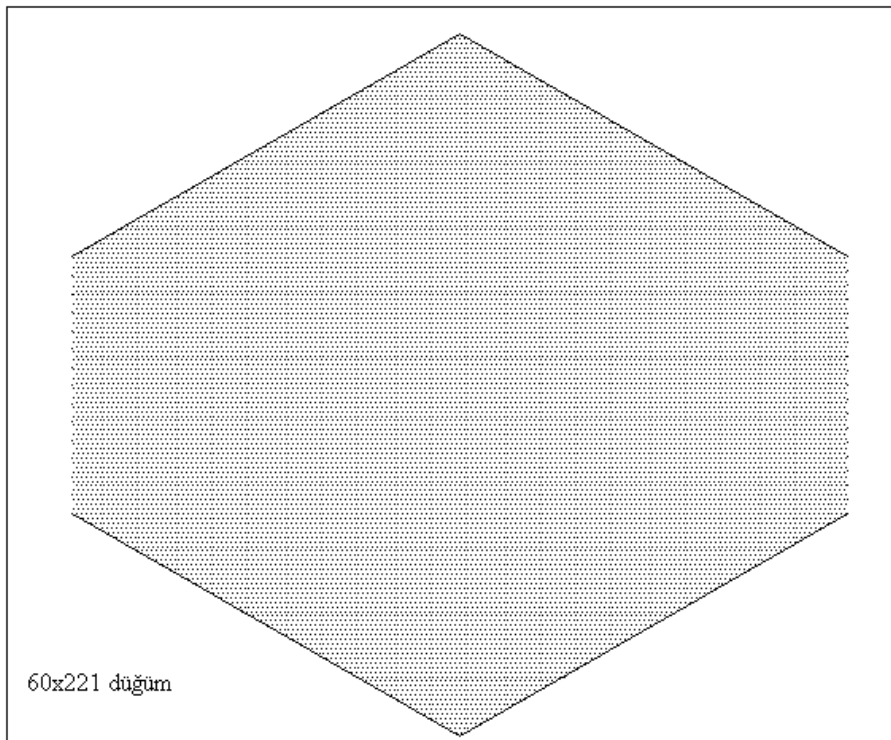
Kanal boyunca ısı akısı sabittir ($\dot{q} = \text{sabit}$),

Akışkan hava için: $\rho = 1.0782$ [kg/m³], $\mu = 19.844 \cdot 10^{-6}$ [Pa.s], $k = 0.02815$ [W/mK] ve $c_p = 1008$ [J/kgK] alınmıştır.

$\theta = 30^\circ$, sivri uç, daralan-genişleyen kanalda $Re = 6886$ için yapılan hesaplamada, ısı taşınım katsayısının 60×221 düğüm sayısından sonra belirgin bir değişim göstermediği ve bu noktadan sonra sonucun, düğüm sayısından bağımsız olduğu kabul edilmiştir ve ağ düzeni 60×221 düğüm sayısı için oluşturulmuştur. (Şekil 5.3, Şekil 5.4)



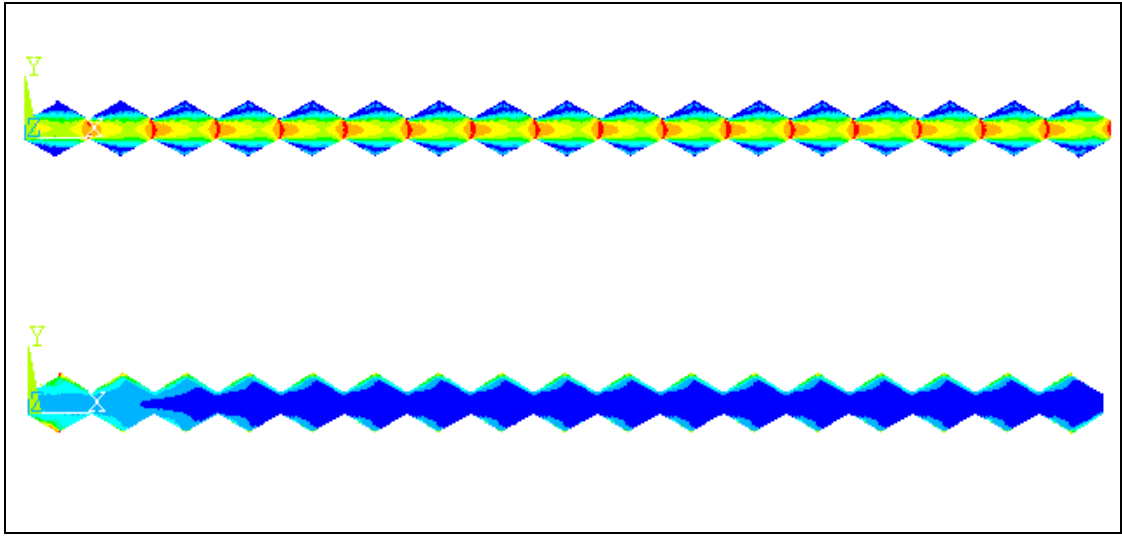
Şekil 5.3. $Re=6886$ için $\theta=30^\circ$, sivri uç, daralan-genişleyen kanalda ısı taşınım katsayısının düğüm sayısına göre değişimi..



Şekil 5.4. Problemin çözüm alanı ve ağ düzeni, $\theta=30^\circ$, daralan-genişleyen kanal.

BÖLÜM 6. SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARI ve DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI

6.1. Sayısal Çözüm Sonuçları

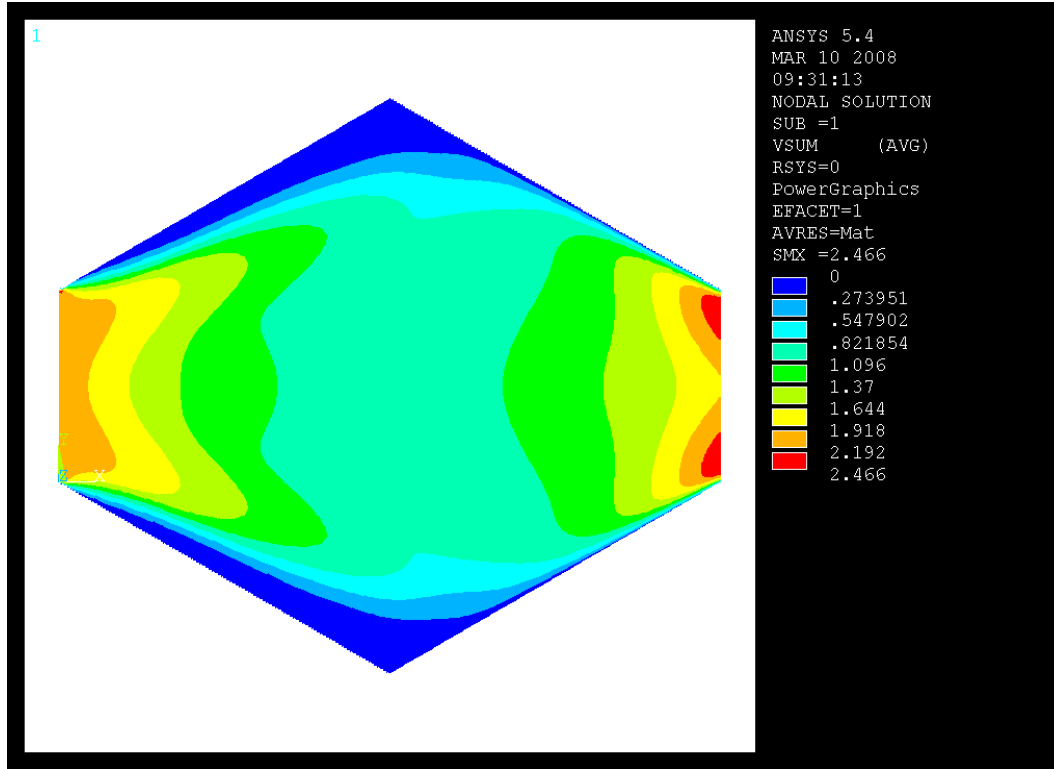


Şekil 6.1. Kanal boyunca hız ve sıcaklık dağılımı

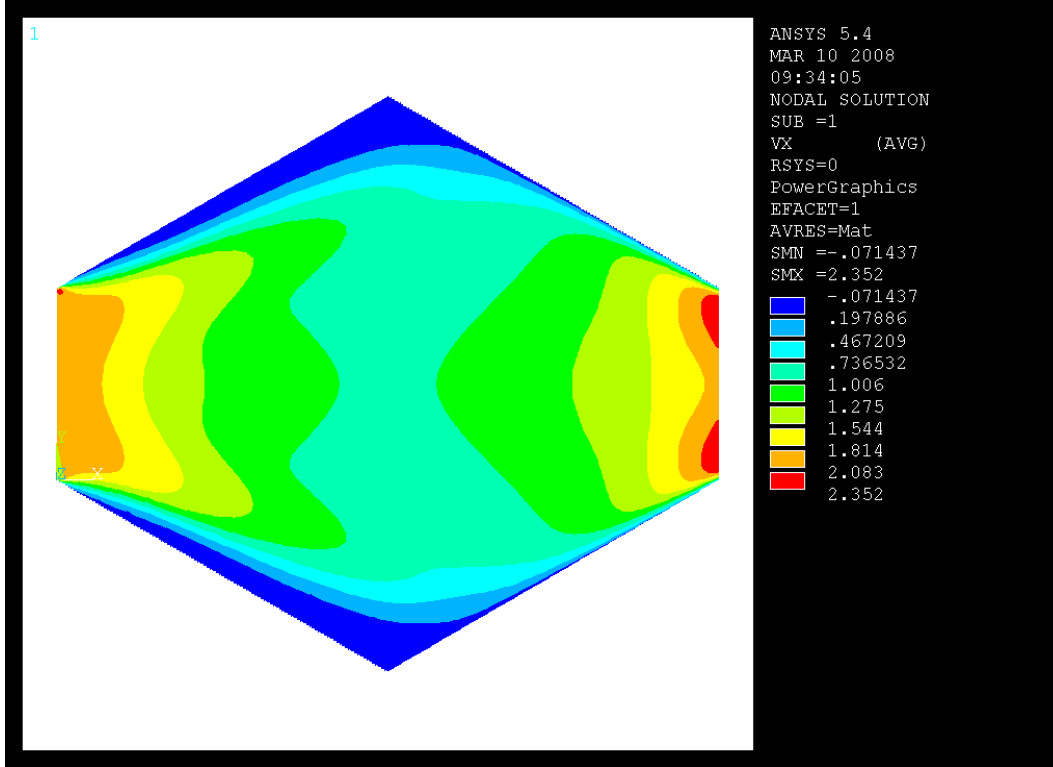
Şekil 6.1’de görüldüğü gibi üç ile beş hatveden sonra akış tam gelişmektedir. Akış tam geliştikten sonra, hız ve sıcaklık alanları periyodik olarak aynı değerleri alarak tekrarlamaktadır. Sayısal çözüm yöntemlerinde bu esas dikkate alınarak problemin çözümünde kanalın tamamı değil sadece bir adet dalgalı geometri ele alınmaktadır. Tam gelişmiş akış halinde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemek amacıyla ele alınan dalgalı geometri kanalın bir hatvesidir.

Dalgalı yüzeyli levhalar arasında ısı geçişi deneysel olarak incelenen levhaların ısı bir modeli oluşturulduktan sonra, ANSYS sonlu elemanlar yazım programı sayısal akışkanlar dinamiği CFD kodu kullanılarak ısı taşınım katsayıları sayısal olarak hesaplanmıştır.

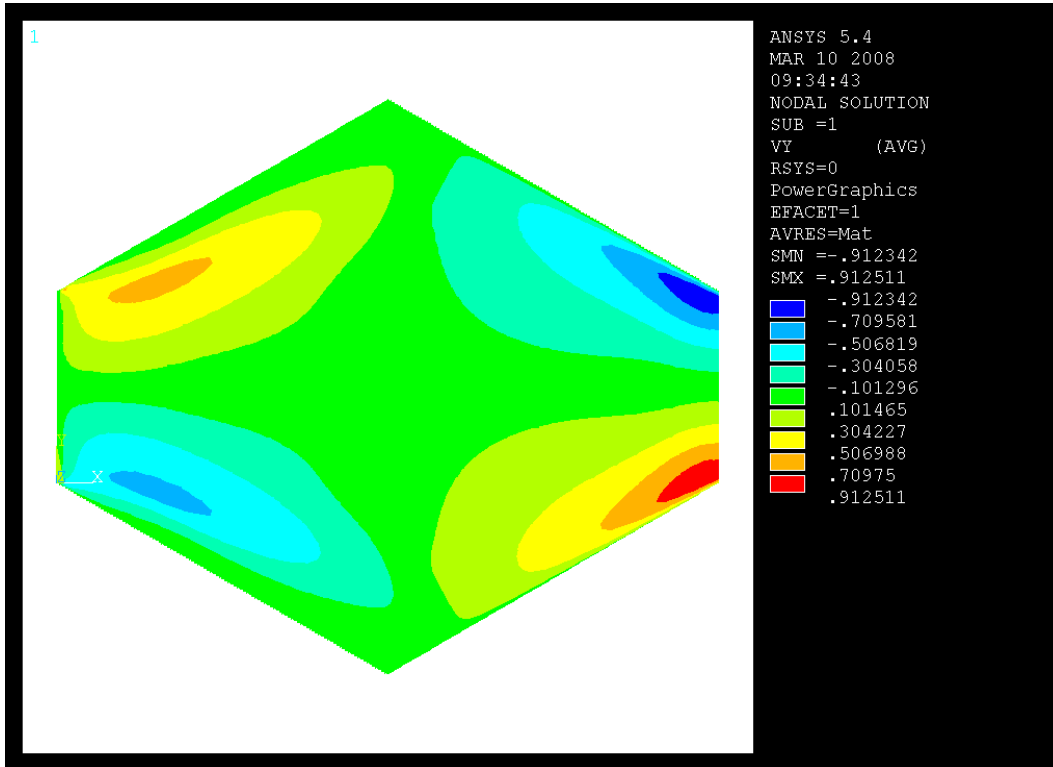
ANSYS sonlu elemanlar yazılım programında çözümü yapılan $Re=2076$ için, dalga eğim açısı 30° , kanal açıklığı 5 mm olan, dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanalda hız dağılımı Şekil 6.2’de, hız dağılımının yatay hız bileşeni Şekil 6.3’de, düşey hız bileşeni ise Şekil 6.4’de gösterilmiştir.



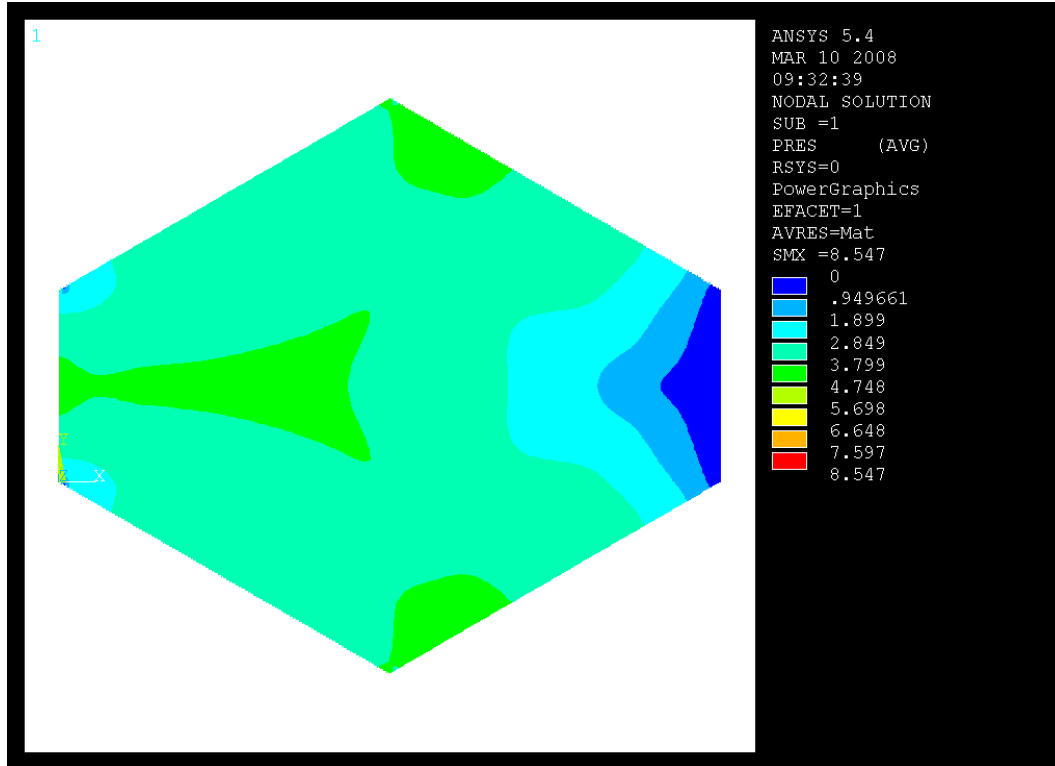
Şekil 6.2. $Re=2076$ için hız dağılımı



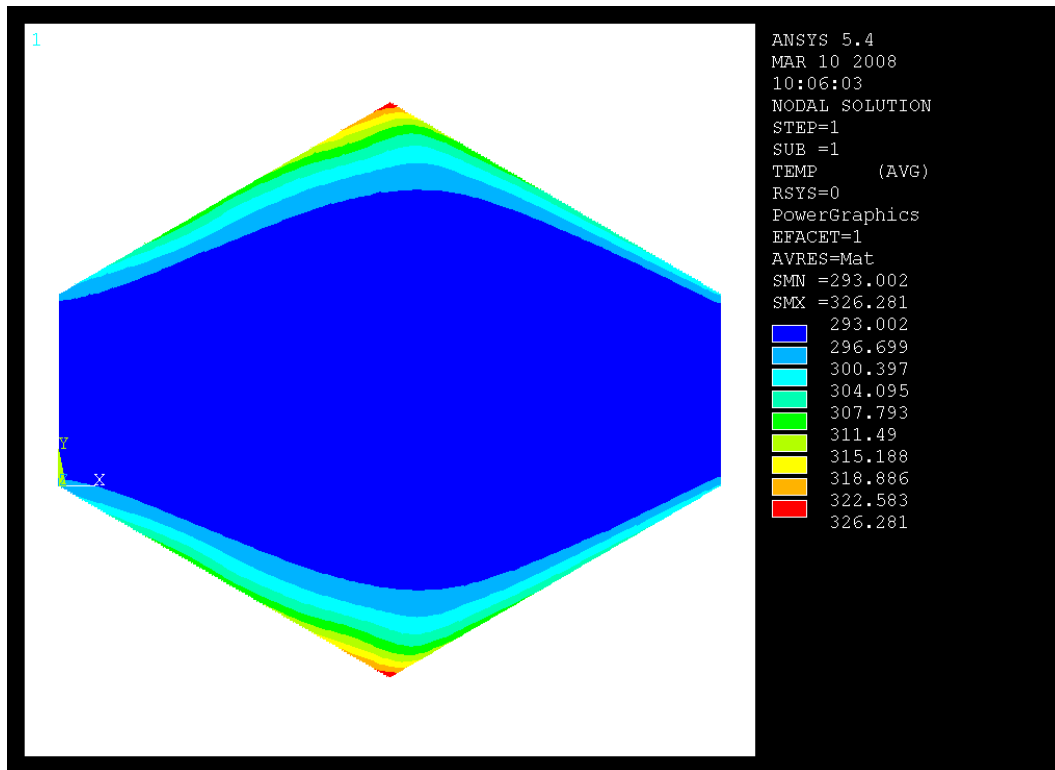
Şekil 6.3. Re=2076 için yatay hız bileşeni



Şekil 6.4. Re=2076 için düşey hız bileşeni



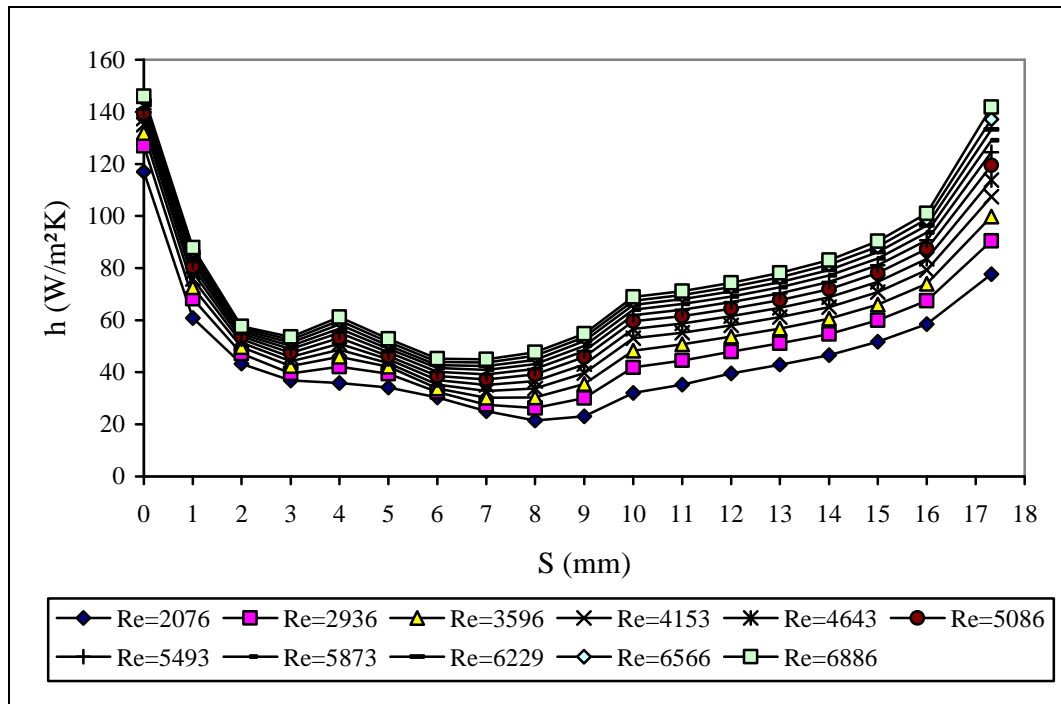
Şekil 6.5. Re=2076 için basınç dağılımı



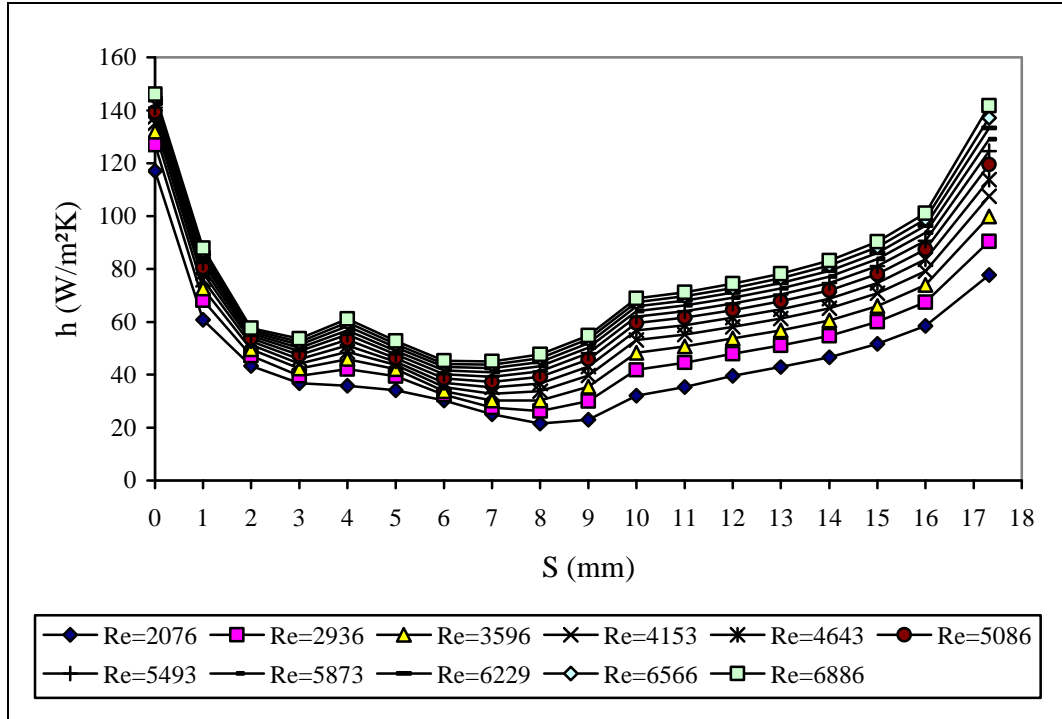
Şekil 6.6. Re=2076 için sıcaklık dağılımı

Şekil 6.5’de ise problemin çözümünden elde edilen basınç dağılımı, Şekil 6.6’da ise sıcaklık dağılımı görülmektedir.

Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanalda Şekil 6.7’de üst levhada ve Şekil 6.8’de alt levhada ısı taşınım katsayılarının farklı Reynolds sayıları için kanal boyunca değişimleri görülmektedir. Akışta ayrılmalar, tekrar birleşmeler ve girdap hareketlerinden dolayı ısı taşınım katsayısı değişmektedir. Kanal girişinde ısı taşınım katsayısı maksimumdur. Kanal açıklığı genişlemeye başladıkça akışta ayrılmalar olup, girişe göre ısı taşınım katsayısı düşmeye başlamaktadır. Kanal açıklığının maksimum olduğu noktada, ısı taşınım katsayısı minimum değeri almaktadır. Kanal açıklığı tekrar azalır, akışta birleşmeler oldukça ısı taşınım katsayıları tekrar artmaya başlamaktadır.

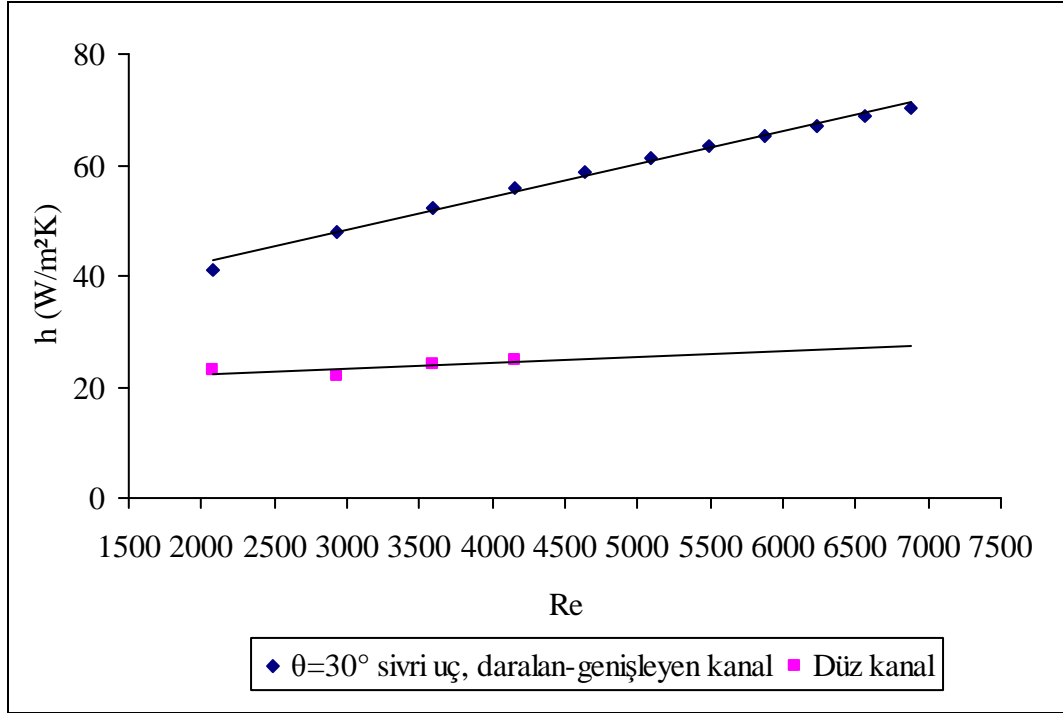


Şekil 6.7. Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için üst levhada ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi

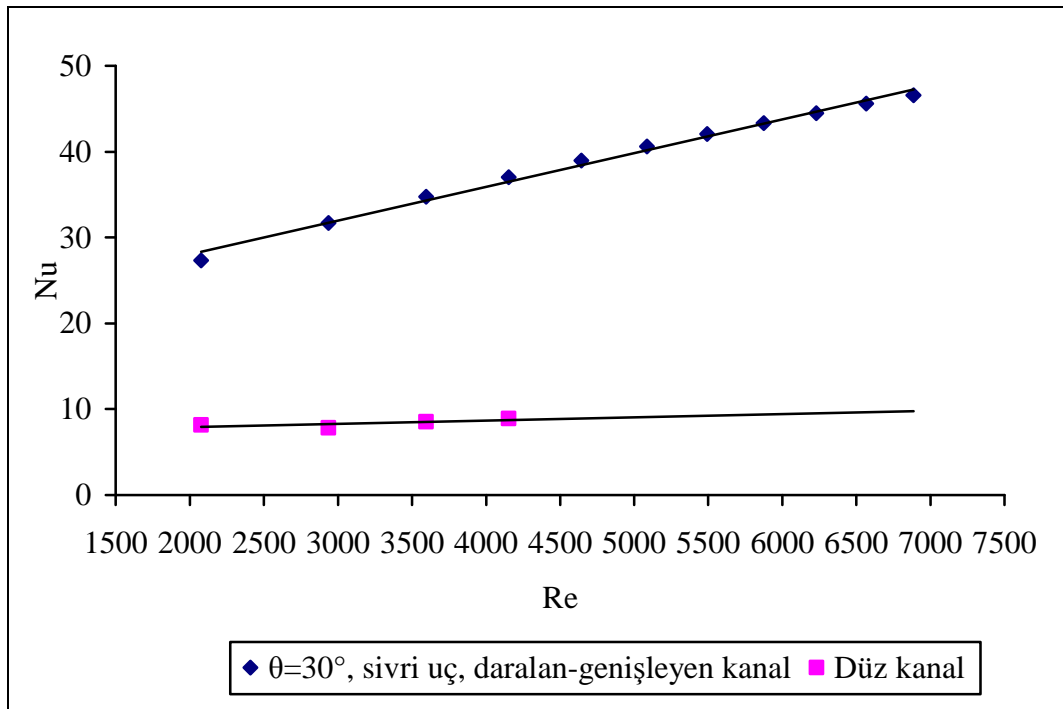


Şekil 6.8. Dalga eğim açısı 30°, minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için alt levhada ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi.

Dalga eğim açısı 30° olan sivri uçlu daralan-genişleyen ve düz kanallarda ısı taşınım katsayısının ve Nusselt sayısının, Reynolds Sayısına göre değişimi Şekil 6.9'da ve Şekil 6.10'da gösterilmiştir.

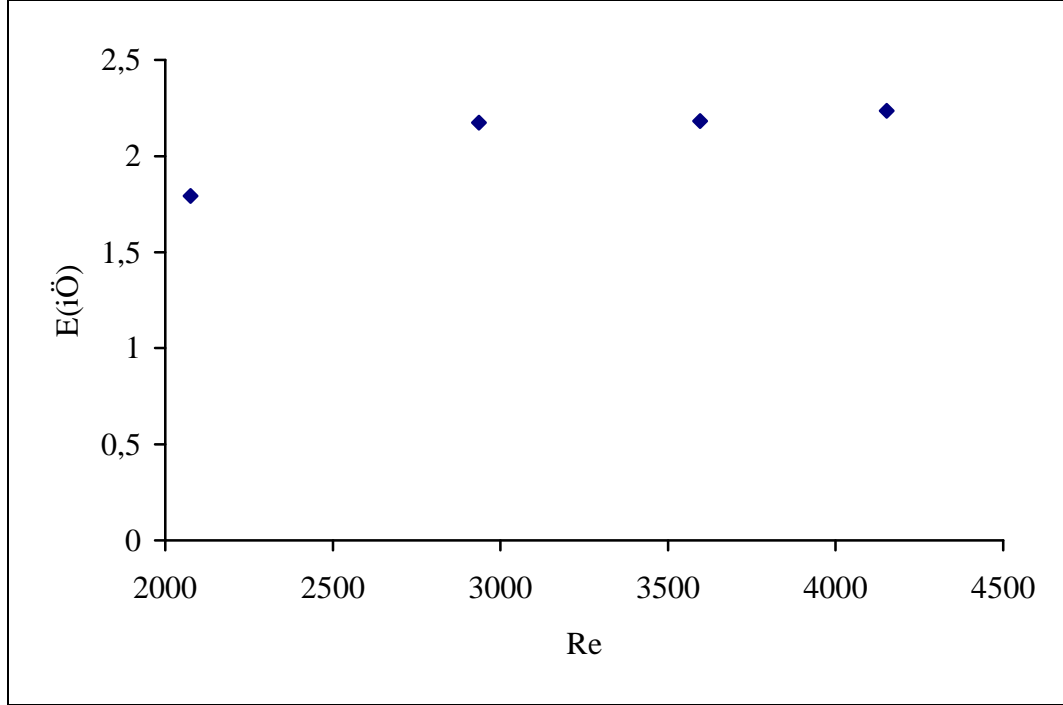


Şekil 6.9. Dalgalı yüzeyli ve düz kanallarda ısı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi.



Şekil 6.10. Dalgalı yüzeyli ve düz kanallarda Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi.

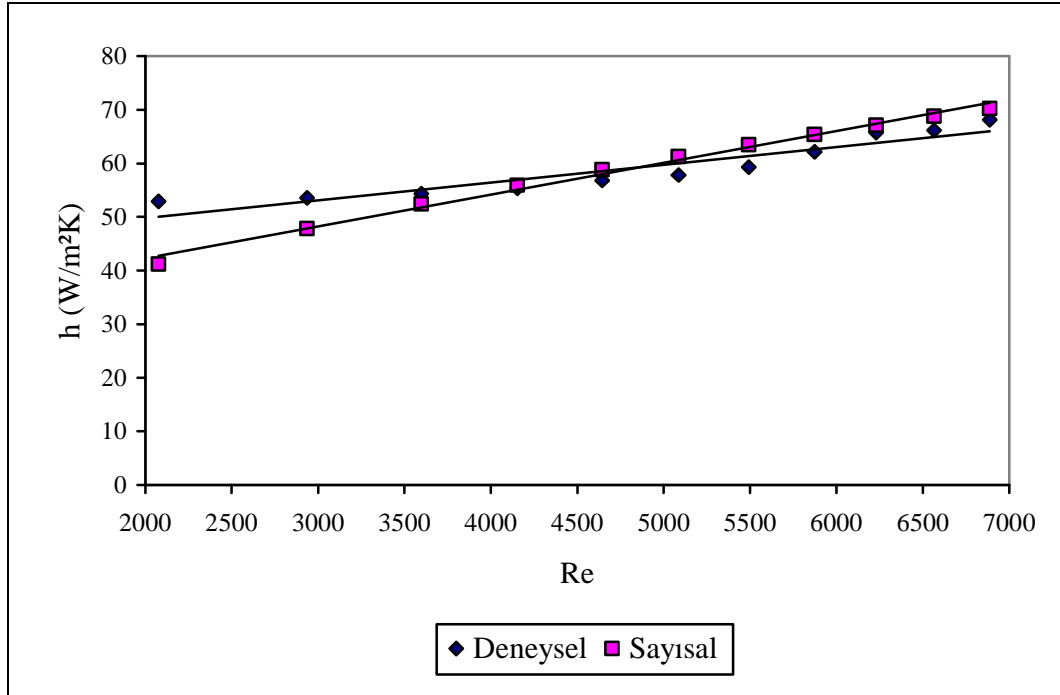
Dalga eğim açısı 30° olan sivri uçlu daralan-genişleyen kanalda ısı geçişini iyileştirme oranının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 6.11’de gösterilmiştir.



Şekil 6.11. Isı geçişini iyileştirme oranının Reynolds sayısına göre değişimi.

6.2. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

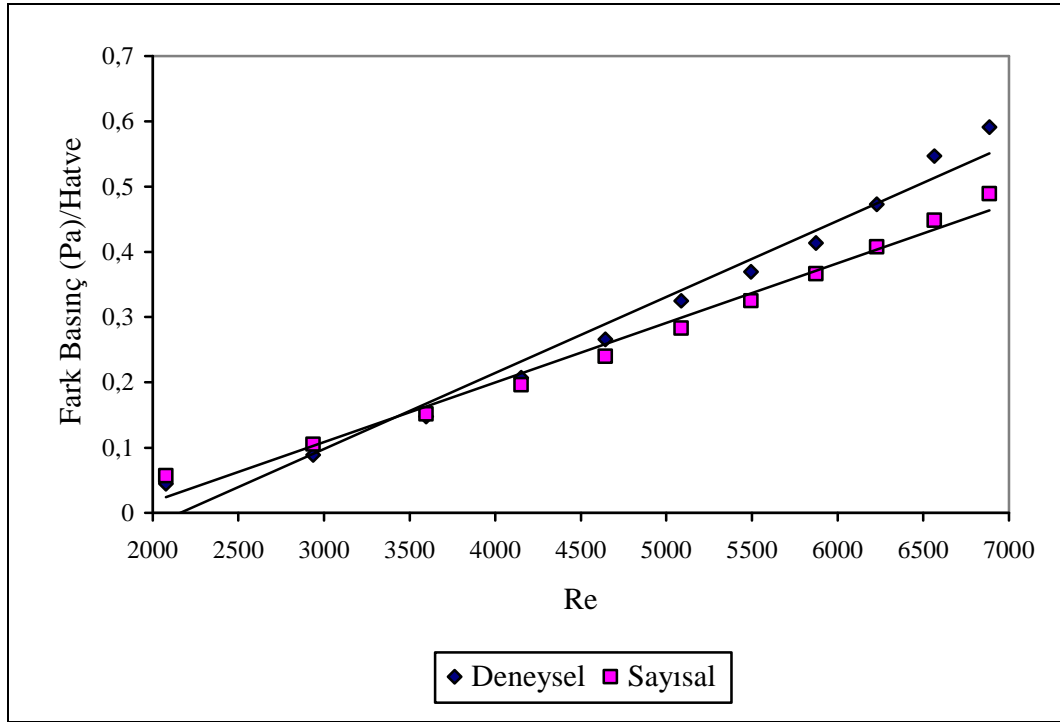
Şekil 6.12’de dalga eğim açısı 30° , kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanalda, ısı taşınım katsayılarının, Şekil 6.13’de aynı kanalda basınç düşüşünün Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmektedir. Isı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü Reynolds sayısı artınca artmaktadır. Gerek ısı taşınım katsayısı gerekse basınç düşüşü için deneysel ve sayısal sonuçlar uyum göstermektedir.



Şekil 6.12. Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan ısı taşınım katsayılarının Reynolds sayılarına göre değişimi.

Tablo 6.1. Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan ısı taşınım katsayılarının % bağıl hata oranları.

Re	Deneysel Sonuçlar	Sayısal Sonuçlar	% Bağıl Hata
2076	52,853352	41,19969688	22,049
2936	53,556106	47,81629186	10,717
3596	54,314082	52,39164983	3,539
4153	55,325753	55,908501732	1,053
4643	56,827926	58,81143764	3,490
5086	57,821339	61,28846709	5,996
5493	59,299147	63,46128464	7,019
5873	62,161768	65,39498557	5,201
6229	65,727204	67,1290791	2,133
6566	66,1628	68,789707564	3,982
6886	68,12914	70,24805139	3,110
Ortalama % Bağıl Hata			6,208



Şekil 6.13. Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan basınç düşüşünün Reynolds sayısına göre değişimi.

Tablo 6.2. Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan basınç düşüşünün % bağıl hata oranları.

Re	Deneysel Sonuçlar	Sayısal Sonuçlar	% Bağıl Hata
2076	0,044338708	0,056540035	27,518
2936	0,088677416	0,105264477	18,705
3596	0,147795693	0,151546186	2,538
4153	0,20691397	0,196286594	5,136
4643	0,266032247	0,239946052	9,806
5086	0,325150524	0,282773795	13,033
5493	0,369489232	0,32497279	12,048
5873	0,41382794	0,366646906	11,401
6229	0,472946217	0,4078013	13,774
6566	0,5468440664	0,448632752	17,960
6886	0,591182771	0,489079229	17,271
Ortalama % Bağıl Hata			13,563

Dalga eğim açısı 30° , minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan; ısı taşınım katsayılarının % bağıl hata oranları Tablo 6.1’de, ise basınç düşüşünün % bağıl hata oranları ise Tablo 6.2’de gösterilmiştir.

Tablo 6.3’de dalga ucu sivri daralan-genişleyen kanallarda deneysel ve sayısal olarak bulunan sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimleri verilmektedir. Akışta ayrılmalar ve girdap hareketlerinden dolayı dalgalı yüzeyle kanallarda sürtünme katsayısı büyük olmaktadır. Isı taşınım katsayısında olduğu gibi sürtünme katsayısı içinde sayısal ve deneysel sonuçlar uyum sağlamaktadır.

Tablo 6.3. Minimum kanal açıklığı 5 mm olan dalgalı yüzeyli daralan-genişleyen kanal için deneysel ve sayısal olarak bulunan sürtünme katsayısı değerleri.

Re	Dalga eğim açısı 30°, dalga ucu sivri, daralan-genişleyen kanal	
207	Deneysel	0,365938
6	Sayısal	0,466
293	Deneysel	0,3655938
6	Sayısal	0,434
359	Deneysel	0,406597
6	Sayısal	0,417
415	Deneysel	0,426927
3	Sayısal	0,405
464	Deneysel	0,439125
3	Sayısal	0,396
508	Deneysel	0,447257
6	Sayısal	0,389
549	Deneysel	0,43564
3	Sayısal	0,383
587	Deneysel	0,426927
3	Sayısal	0,378
622	Deneysel	0,433704
9	Sayısal	0,374
656	Deneysel	0,451323
6	Sayısal	0,370
688	Deneysel	0,443561
6	Sayısal	0,367

BÖLÜM 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada daralan-genişleyen levhalar arasında akmakta olan hava için, kanal geometrisi (H , S ve θ) ve debiye bağlı olarak ısı geçişi ve basınç düşüşündeki değişimler sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal yöntemle çözüm yapılırken, dalga eğim açısı 30° olan daralan-genişleyen kanal için düğüm sayısı artırılarak sonuçlar kontrol edilmiştir. Sonucun düğüm sayısından bağımsız olduğu sayısal çözüm, ısı geçişi ve basınç düşüşü için deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçların deneysel verilerle uyum içinde oldukları gözlenmiştir.

Isı geçişinin iyileştirilmek istenildiği durumlarda Reynolds sayısının artırılması gerektiği görülmüştür. Ancak Reynolds sayısı artıkça, akıştaki ayrılma bölgesi uzamakta, akış yüzeyde tekrar birleşmezse iz bölgesi oluşmaktadır. Kararsız yapıdaki bu bölge ısı tabakanın tekrar oluşmasını engelleyerek ısı geçişini azaltmaktadır. Isı geçişine katkısı olmayan ayrılmış kabarcıklar, basınç kayıplarını da artırmaktadır.

Sayısal olarak yapılan çalışmalar sonucunda, ayrılma noktalarında ısı taşınım katsayılarının azaldığı, tekrar birleşme noktasından itibaren ise arttığı görülmüştür.

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar ve yöntemlerle tasarlanacak, basınç düşüşünü fazla arttırmayıp ısı geçişini iyileştirebilecek levhalar, üretim maliyetlerinin düşmesi ile birlikte geniş bir yer bulacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] KOTCIOĞLU, I. ve BÖLÜKBAŞI, “A., Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi.” DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5, 2, 89-102, Mayıs 2003.
- [2] KAKAÇ, S., “Introduction to Heat Transfer Enhancement. Proceeding of the NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers,” Çeşme-İzmir, Turkey, May 25- June, 1998. Klawer Academic Publishers, Printed in Netherland, pp:1-11, 1999.
- [3] TANYILDIZI, V., AYHAN, T. Ve KARABAY, H., “Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Rendemsi Türbülötörlerin Isı Transferine Etkisi.” Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi 1990; 4:7
- [4] INCROPERA, F. ve DEWITT, D., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer,” 1. Basımdan çeviri, Çevirenler: DERBENTLİ, T., GENCELİ, O., GÜNGÖR, A., HEPBAŞLI, A., İLKEN, Z., ÖZBALTA, N., ÖZGÜÇ, F. ve PARMAKSIZOĞLU, C. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2001.
- [5] DURMUŞ, A., KURTBAŞ, İ., GÜLÇİMEN, F. ve DURMUŞ, A., “Akım Ortamına Yerleştirilen Kesik Konik Türbülötörlerin Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Bir Tüpde Isı Transferi Ve Ekserji Kaybına Etkisi.” DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 4, 3, 175-184, Ekim 2002.
- [6] KUVVET, K., “İç Yüzeyi Kanatçıklı Konsantrik Aralıkta Akış ve Isı Geçışı.” Doktora Tezi, Trabzon, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002.
- [7] TAYMAZ, I., ISLAMOĞLU, Y. ve KOC, I., “Experimental study on forced convection heat transfer characteristics in a converging diverging heat exchanger channel. Heat Mass Transfer” (Basım Aşamasında).
- [8] GRIJSPEERDT, K., HAZARIKA, B., VUCUNIC, D., “Applications of Computational Fluid Dynamics to Model the Hydrodynamics of Plate Heat Exchangers for Milk Processing.” Journal of Food Engineering, 57, pp: 237-242, 2003.

- [9] NICENO, N. ve NOBILE, E., "Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Periodic Wavy Channels." *International Journal of Heat and Fluid Flow* ,22, pp: 156-167, 2001.
- [10] STONE, K. ve VANKA, S.P., "Numerical Study of Developing Flow and Heat Transfer in a Wavy Passage." *Transaction of the ASME Journal of Fluid Enginering*, Vol: 121, pp: 713-719, 1999.
- [11] WANG, G. ve VANKA, S.P., "Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol: 38, 3219-3230, 1995.
- [12] ASAKO, Y., NAKAMURA, H. ve FAGHRI, M., "Heat Transfer and Pressure-Drop Characteristics in a Converging- Diverging Duct with Rounded Corners." *Heat Transfer Japanese Research*, Vol: 16, No: 5, pp: 56-59, 1987.
- [13] FAGHRI, M. ve ASAKO, Y., "Numerical Determination of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for a Converging-Diverging Flow Channel." *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer*, Vol: 109, pp: 616-612, 1987.
- [14] SPARROW, E.M. ve PRATA, A.T., "Numerical Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodically Converging-Diverging Tube With Experimental Confirmation." *Numerical Heat Transfer*, Vol: 6, No. 4, pp. 441-461, 1983.
- [15] NISHIMURA, T., OHORI, Y. ve KAWAMURA, Y., "Flow Characteristics in a Channel with Symmetric Wavy Wall for Steady Flow." *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol: 17, pp: 466-471, 1984.
- [16] BERGLES, A.E., "The Imperative to Enhance Heat Transfer. Proceeding of the NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers," Çeşme-İzmir, Turkey, May 25- June, 1998. Klawer Academic Publishers, Printed in Netherland, pp:13-29, 1999.
- [17] KAKAÇ, S., SHAH, R.K. ve AUNG, W., "Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer." John Wiley & Sons, New York, October 1987.
- [18] YILMAZ, M., "Azalan Dönmeli Akışta Isı Transferi Sürtünme ve Performans Karakteristiklerinin Karşılaştırılması." *Doktora Tezi*, Erzurum, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1996.

- [19] BERGLES, A.E. ve WEBB, R.L., "A Guide To The Literature On Convective Heat Transfer Augmentation. Advanced in Enhanced Heat Transfer," HTD 43, 81-89, 1989.
- [20] CHEN, J., MÜLER-STEINHAGEN, H. ve DUFFY, G., "Heat Transfer Enhancement in Dimpled Tubes." Applied Thermal Engineering, 21, 535, 2001.
- [21] WEBB, R.L. ve BERGLES, A.E., "Heat Transfer Enhancement: Second Generation Technology." Mechanical Engineering, Vol. 105, pp. 60-67, 1983.
- [22] BAKIRCI, K., "Dönen Çarpan Jetin Isı Transfer Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi." Yüksel Lisans Tezi, Erzurum, Atatürk Üniversitesi, 1998.
- [23] BİLEN, K., "Isıtılan Düzlem Bir Plakaya Dik ve Eğik Hava Jeti Çarpmasında Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi." Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 1994.
- [24] JACOBI, A.M., ve SHAH, R.K., "Air-Side Flow and Heat Transfer in Compact Heat Exchangers:" A Discussion of Enhancement Mechanism. Heat Transfer Engineering, Vol: 19, No: 4, pp: 29-42, 1998.
- [25] YUAN, Z., TAO, W. ve WANG, Q., "Numerical Prediction for Laminar Forced Convection Heat Transfer in Parallel-Plate Channels with Streamwise-Periodic Rod Disturbances." International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol: 28, pp: 1371-1388, 1998.
- [26] OBRIEN, J.E. ve SPARROW, E.M., "Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization." Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol: 104, pp: 410-416, 1982.
- [27] SANIEI, N. ve DINI, S., "Effect of Height and Geometry on Local Heat Transfer and Pressure Drop in a Channel with Corrugated Walls." Heat Transfer Engineering, Vol: 14, No: 4, 1993.
- [28] WEBB, R.L., "Principles of Enhanced Heat Transfer." John Wiley & Sons, Inc., New York, 1994.
- [29] KUPPAN, T., "Heat Exchanger Design Handbook." Marcel Dekker Inc., New York, 2000.
- [30] BEJAN, A., "Convection Heat Transfer." John Wiley & Sons, Inc. , New York, 1995.

- [31] ROHSENOW, M.N., HARTNETT, J.P. ve GANIC, E.N., "Handbook of Heat Transfer Fundamentals." McGraw –Hill Book Company, USA, 1985.
- [32] HOLMAN, J.P. ve GAJDA, W.J., "Experimental Methods for Engineers." McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.
- [33] "Omega Complete Temperature Measurement Handbook on Encyclopedia." Vol: 28,1992.

EK. ANSYS KOMUT DOSYALARI

1. Analiz Tipi Seçimi

```
/PMETH,OFF  
KEYW,PR_SET,1  
KEYW,PR_STRUC,0  
KEYW,PR_FLUID,0  
KEYW,PR_ELMAG,0  
KEYW,MAGNOD,0  
KEYW,MAGEDG,0  
KEYW,MAGHFE,0  
KEYW,MAGELC,0  
KEYW,PR_MULTI,0  
KEYW,PR_CFD,1  
KEYW,LSDYNA,0
```

2. Sonlu Eleman Tipi Belirlenir

```
/PREP7  
ET,1,FLUID141
```

3. Model Boyutları

```
K,1,0,0,,  
K,2,0.00866,-0.005,,  
K,3,0.01732,0,,  
K,4,0.01732,0.005,,  
K,5,0.00866,0.01,,  
K,6,0,0.005,,
```

Çizgiler ve alanlar oluşturulur

LSTR,1,2

LSTR,2,5

LSTR,5,6

LSTR,6,1

LSTR,2,3

LSTR,3,4

LSTR,4, 5

LSTR,5,2

FLST,2,4,4

FITEM,2,3

FITEM,2,4

FITEM,2,1

FITEM,2,2

AL,P51X

FLST,2,4,4

FITEM,2,2

FITEM,2,5

FITEM,2,6

FITEM,2,7

AL,P51X

FLST,2,2,5,ORDE,2

FITEM,2,1

FITEM,2,-2

AGLUE,P51X

3.2. Model sonlu elemanlara bölünür

FLST,5,3,4,ORDE,3

FITEM,5,2

FITEM,5,4

FITEM,5,6

```
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,60,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,1
FITEM,5,3
FITEM,5,5
FITEM,5,7
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
LESIZE,_Y1, , ,110,1,
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
MSHKEY,0
FLST,5,2,5,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,-2
CM,_Y,AREA
ASEL, , , ,P51X
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
AMESH,_Y1
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
CMDEL,_Y2
```

4. Sınır Şartları Girilir

LPLOT

FLST,5,4,4,ORDE,4

FITEM,5,1

FITEM,5,3

FITEM,5,5

FITEM,5,7

LSEL,S, ,P51X

LPLOT

FLST,2,4,4,ORDE,4

FITEM,2,1

FITEM,2,3

FITEM,2,5

FITEM,2,7

SFL,P51X,HFLUX,616, ,

ALLSEL,ALL

VSEL,ALL

ASEL,ALL

LSEL,ALL

KSEL,ALL

ESEL,ALL

NSEL,ALL

NPLOT

ALLSEL,ALL

VSEL,ALL

ASEL,ALL

LSEL,ALL

KSEL,ALL

ESEL,ALL

NSEL,ALL

LPLOT

FLST,5,4,4,ORDE,4

FITEM,5,1
FITEM,5,3
FITEM,5,5
FITEM,5,7
LSEL,S, ,P51X
LPLOT
ALLSEL,BELOW,LINE
KSL
ESL
ESLK,A
NSLE
NPLOT
ALLSEL,ALL
VSEL,ALL
ASEL,ALL
LSEL,ALL
KSEL,ALL
ESEL,ALL
NSEL,ALL
LPLOT
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,1
FITEM,5,3
FITEM,5,5
FITEM,5,7
LSEL,S, ,P51X
LPLOT
ALLSEL,BELOW,LINE
KSL
ESL
ESLK,A
NSLE
NSLL,S,1

```
NPLOT
FLST,5,442,1,ORDE,8
FITEM,5,1
FITEM,5,-112
FITEM,5,172
FITEM,5,-281
FITEM,5,6772
FITEM,5,-6882
FITEM,5,6942
FITEM,5,-7050
CM,_Y,NODE
NSEL,R, , ,P51X
CM,_Y1,NODE
CMSEL,S,_Y
CMDEL,_Y
D,_Y1,VX,0
D,_Y1,VY,0
D,_Y1,VZ,0
CMDEL,_Y1
ALLSEL,ALL
VSEL,ALL
ASEL,ALL
LSEL,ALL
KSEL,ALL
ESEL,ALL
NSEL,ALL
LPLOT
LSLK,S
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,4
FITEM,5,6
LSEL,S, , ,P51X
LPLOT
```

ALLSEL,BELOW,LINE
KSLL
ESLL
ESLK,A
NSLE
NSLL,S,1
NPLOT
ALLSEL,ALL
VSEL,ALL
ASEL,ALL
LSEL,ALL
KSEL,ALL
ESEL,ALL
NSEL,ALL
LPLOT
LSEL,S, , ,4
ALLSEL,BELOW,LINE
KSLL
ESLL
ESLK,A
NSLE
NSLL,S,1
NPLOT
FLST,5,61,1,ORDE,3
FITEM,5,2
FITEM,5,112
FITEM,5,-171
CM,_Y,NODE
NSEL,R, , ,P51X
CM,_Y1,NODE
CMSEL,S,_Y
CMDEL,_Y
D,_Y1,VX,6.79212

```
D,_Y1,VY,0
D,_Y1,VZ,0
CMDEL,_Y1
ALLSEL,ALL
VSEL,ALL
ASEL,ALL
LSEL,ALL
KSEL,ALL
ESEL,ALL
NSEL,ALL
LPLOT
LSEL,S,,6
ALLSEL,BELOW,LINE
KSLI
ESLI
ESLK,A
NSLE
NSLI,S,1
NPLOT
FLST,2,61,1,ORDE,3
FITEM,2,6772
FITEM,2,6882
FITEM,2,-6941
D,P51X,PRES,0,
ALLSEL,ALL
VSEL,ALL
ASEL,ALL
LSEL,ALL
KSEL,ALL
ESEL,ALL
NSEL,ALL
NPLOT
```

5. Çözüm

```
FINISH
/SOLU
FLDATA1,SOLU,TRAN,0
FLDATA1,SOLU,FLOW,1
FLDATA1,SOLU,TEMP,1
FLDATA1,SOLU,TURB,1
FLDATA1,SOLU,COMP,0
FLDATA1,SOLU,SWRL,0
FLDATA1,SOLU,SPEC,0
/COM,Steady State Analysis,0
FINISH
/PREP7
FLDATA2,ITER,EXEC,170,
FLDATA2,ITER,OVER,0,
FLDATA2,ITER,APPE,0,
FLDATA3,TERM,PRES,1e-008,
FLDATA3,TERM,TEMP,1e-008,
FLDATA5,OUTP,SUMF,10,
```

5.1. Akışkanın termo-fizksel özellikleri

```
FLDATA12,PROP,DENS,0
FLDATA13,VARY,DENS,0
FLDATA12,PROP,VISC,0
FLDATA13,VARY,VISC,0
FLDATA12,PROP,COND,0
FLDATA13,VARY,COND,0
FLDATA12,PROP,SPHT,0
FLDATA13,VARY,SPHT,0
FLDATA7,PROT,DENS,CONSTANT
FLDATA8,NOMI,DENS,1.0782,
```

FLDATA9,COF1,DENS,0
FLDATA10,COF2,DENS,0
FLDATA11,COF3,DENS,0
FLDATA7,PROT,VISC,CONSTANT
FLDATA8,NOMI,VISC,19.844e-6,
FLDATA9,COF1,VISC,0
FLDATA10,COF2,VISC,0
FLDATA11,COF3,VISC,0
FLDATA12,PROP,IVIS
FLDATA7,PROT,COND,CONSTANT
FLDATA8,NOMI,COND,28.15e-3,
FLDATA9,COF1,COND,0
FLDATA10,COF2,COND,0
FLDATA11,COF3,COND,0
FLDATA7,PROT,SPHT,CONSTANT
FLDATA8,NOMI,SPHT,1008,
FLDATA9,COF1,SPHT,0
FLDATA10,COF2,SPHT,0
FLDATA11,COF3,SPHT,0

5.2. Türbülans modelleme katsayıları

FLDATA24,TURB,CMU,0.09,
FLDATA24,TURB,C1,1.44,
FLDATA24,TURB,C2,1.92,
FLDATA24,TURB,KAPP,0.4,
FLDATA24,TURB,EWLL,9,
FLDATA24,TURB,VAND,26,
FLDATA24,TURB,BUC3,1,
FLDATA24,TURB,BUC4,0,
FLDATA24,TURB,WALL,VAND
FLDATA24,TURB,BETA,0,
FLDATA24,TURB,TRAN,11.5,

```
FLDATA24,TURB,ININ,0.01,  
FLDATA24,TURB,INSF,0.01,  
FLDATA24,TURB,RATI,1000,  
FLDATA24,TURB,SCTM,1,  
FLDATA24,TURB,SCTT,1,  
FLDATA24,TURB,SCTK,1,  
FLDATA24,TURB,SCTD,1.3,  
FINISH  
/SOLU  
SOLVE  
FINISH
```

ÖZGEÇMİŞ

Ebru Yarkataş, 27.04.1980'de İstanbul'da doğdu. 1997 yılında İstanbul Fenerbahçe Lisesi'nden, 2002 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. 2002-2003 yılları arasında SYS Mühendislik Sanayi ve Tic. Ltd. Şti'nde mühendis olarak çalışmış, 2003 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı'nda Makina Mühendisi olarak göreve başlamıştır. Halen bu birimde mekanik tesisatı projelendirme, hakediş, yapılan işlerin takibi ve kontrol edilmesi işlerinde görevine devam etmektedir. Evli ve bir çocuk annesidir.