

ÖNSÖZ

Paralel plakalar arasında kalan dar ve düşey kanallarda doğal konveksiyonun deneysel ve teorik incelenmesi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Özellikle laminar bölgede soğuma korelasyonlarının elde edilmesi pek çok çalışmaya konu olmuştur. Bu çalışmada, ÇNAEM’de kurulu bulunan nükleer reaktörün herhangi bir kaza anında güvenliğini sorgulamak üzere ÇNAEM çalışanları tarafından hazırlanan deney düzeneği kullanılmıştır. Bu çalışma süresince her türlü desteği ve yönlendirmeyi gördüğüm tez danışmanım Prof. Dr. Hasancan OKUTAN’a teşekkürü borç bilirim. Deneysel çalışmanın yapılabilmesi için gerekli izni veren ÇNAEM Müdürlüğü’ne deneysel data eldesinde ve hesaplarında çok büyük destek ve yardım gördüğüm ÇNAEM mensubu H. İbrahim ARIKAN’a ve babam Dr. Adnan BAYKAL’a çok teşekkür ederim. Nümerik çözüm aşamasında yıllarını vererek yazdığı CFD kodunu kullanmak üzere bana veren ve her türlü yardımı eden Yeditepe Üniversitesi Fizik Bölümü Öğretim Üyesi Prof. Dr. Necdet ASLAN’a teşekkürlerimi sunarım. Olumlu ve yönlendirici eleştirileri, yardımları ve ilgisi ile bu çalışmanın son halini almasında büyük yardımını gördüğüm İTÜ Kimya Mühendisliği Öğretim Üyesi Doç. Dr. Gülhayat NASÜN-SAYGILI’ya çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	x
1. GİRİŞ ve AMAÇ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	6
3.1. Deney Düzenegi	6
3.1.1. Hava ile soğuma	6
3.1.2. Yakıt plakaları	7
3.1.3. Sıcaklık ölçmeleri	7
3.2. Deneysel Data Analizi	8
4. NÜMERİK ANALİZ	17
4.1. Giriş	17
4.2. Navier-Stokes Denklemleri	18
4.2.1. Boussinesq Yaklaşımı	20
4.3. Nümerik Çözüm: Matris Dağılım Metodu	22
4.4. Nümerik Çözüm Sonuçları	24
5. DEĞERLENDİRME	31
KAYNAKLAR	33
EKLER	36
ÖZGEÇMİŞ	67

KISALTMALAR

ÇNAEM : Çekmece Nükleer Araştırma ve Eğitim Merkezi
CFD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Değişik plaka güçlerinde kanal giriş, çıkış, izolasyon dış yüzey ve ortam sıcaklıkları	11
Tablo 3.2 Plakalara verilen toplam güçler için yüzey sıcaklık dağılımları	12
Tablo 3.3 Deneyle elde edilen Nu ve Ra sayıları	16
Tablo 4.1 Nümerik çözüm için CFD koduna girilen değerler.....	24
Tablo 4.2 Deneysel olarak ve nümerik çözüm sonucu elde edilen kanal giriş-çıkış sıcaklıkları.....	24

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1 : Deney düzeneği.....	6
Şekil 3.2 : Kanal boyunca yüzey sıcaklık dağılımları.....	13
Şekil 3.3 : Reynolds sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	14
Şekil 3.4 : Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	15
Şekil 4.1 : Boussinesq yaklaşımını açıklamak için kullanılan kanal şematiği.....	20
Şekil 4.2 : Üçgen ızgara yapısı.....	23
Şekil 4.3 : $Q= 10$ watt için kanal içi sıcaklık dağılımı.....	26
Şekil 4.4 : $Q= 20$ watt için kanal içi sıcaklık dağılımı.....	27
Şekil 4.5 : $Q= 30$ watt için kanal içi sıcaklık dağılımı.....	28
Şekil 4.6 : $Q= 40$ watt için kanal içi sıcaklık dağılımı.....	29
Şekil 4.7 : $Q= 50$ watt için kanal içi sıcaklık dağılımı.....	30
Şekil A.1-5 : Kanal içi hız vektörleri.....	36
Şekil B.1-5 : Kanal içi sıcaklık dağılımı grafikleri.....	41

SEMBOL LİSTESİ

b	: Kanal genişliği
C	: Özgül ısı kapasitesi
g	: Yerçekimi ivmesi
Gr	: Grashof sayısı
k	: Termal kondaktivite
l	: Kanal boyu
L	: Boyutsuz kanal boyu
Nu	: Nusselt sayısı
M	: Boyutsuz akış hızı (Mach sayısı)
p	: Kanal içindeki basınç
P	: Boyutsuz basınç
Pr	: Prandtl sayısı
q	: Isı akısı
Ra	: Rayleigh sayısı
T	: Sıcaklık
u	: Kanal genişliğince yatay hız
U	: Kanal genişliğince boyutsuz hız
v	: Kanal boyunca düşey hız
V	: Kanal boyunca boyutsuz hız
x	: Yatay koordinat
X	: Boyutsuz yatay koordinat
y	: Düşey koordinat, $y=0$ kanal girişi
Y	: Boyutsuz düşey koordinat
β	: Termal genleşme katsayısı
θ	: Boyutsuz sıcaklık
μ	: Dinamik viskozite
ν	: Rayleigh sayısı
ρ	: Sıcaklık
Δ	: Kanal boyunca düşey hız
γ	: C_p/C_v
α	: Termal difüzivite

Alt indisler

w	: Kanal cidarındaki değer
o	: Ambiyent değer
in	: İlk değer
h	: Sıcak
c	: Soğuk
g	: Giriş
ç	: Çıkış
k	: Kanal

ÖZET

Dar düşey kanallarda ısı transferinin tespiti gelişen teknoloji ile beraber son yıllarda büyük önem kazanan bir konu olmuştur. Elektronik baskı devrelerinin, bazı sistemlerde bulunan düşey kanal tipi yapıların doğal konveksiyonla soğutulabilmesi, sistemlerin güvenliği açısından önemlidir.

Paralel plakalar arasında kalan dar ve düşey kanallarda soğumanın deneysel ve teorik incelenmesi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Özellikle laminar bölgede soğuma korelasyonlarının elde edilmesi pek çok çalışmaya konu olmuştur. Elektronik cihaz içindeki paralel devre plakalarının soğuması, plaka tipli yakıtlı reaktörlerde bir kaza veya pompa durması halinde yakıt plakalarının soğutulması gibi örnekler pratikte büyük önem arz etmektedir. Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğinin yapılış amacı ise ÇNAEM’de kurulu bulunan nükleer reaktörün herhangi bir kaza durumunda güvenliğini sorgulamaktır.

Deney setinde kanal genişliği, plakalara verilen ısı güçleri ve sıcaklıklar dikkate alınması gereken parametrelerdir. Bu deneyde kanal genişliği sabit tutulmuş, plakalara verilen ısı güçleri değiştirilmiştir. 10 mm kanal genişliği için plaka güçleri artırılarak, kanal içindeki plaka yüzey sıcaklıkları, kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları, izolasyon dış yüzey sıcaklıkları ile ortam sıcaklığı da ölçülmüştür. Elde edilen değerler deneysel çalışma kısmında gösterilmiştir. Ayrıca deney datalarından hareketle kanal için ortalama Nu ve Ra sayıları hesaplanmıştır.

Nümerik çözüm kısmında ise daha önce yapılan bir çalışmada, sıkıştırılamaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemlerini çözmek üzere yazılmış bir CFD kodu kullanılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) uygulamaları, nümerik simülasyon programları olup, endüstriyel ve teknolojik ürünlerin tasarım aşamalarında önemli bulgular elde etmede büyük rol oynamaktadır.

Bu çalışmada deneysel olarak elde edilen kanal içi yüzey sıcaklık değerleri, nümerik çözümde sınır şart olarak alınarak kanal içi sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri bulunmuş, farklı plaka güçleri için elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Deneysel

ve nümerik çözüm sonucu elde edilen kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları da mukayese edilmiştir.

SUMMARY

Laminar flows and heat transfers in narrow, vertical rectangular channels has gained considerable importance with developing technologies in recent years. Cooling of electronic circuit boards or vertical channel type structures in some installations by naturel convection is important for the safety considerations.

Many experimental and theoretical researches were done about cooling of narrow and vertical channels. Especially obtaining cooling correlations in laminar regime was the topic of many scientific works. In practice, cooling of parallel printed circuit boards in electronical devices and cooling of fuel plates in plate type fueled nuclear reactors in case of an accident or pump failures are very important. The experimental set-up used in this work is constructed in order to examine the security of the reactor in ÇNAEM in case of an accident.

Channel width, heat fluxes given to the plates, and temperatures are the parameters that should be considered. In this experiment, channel width is constant and heat fluxes given to the plates are changed. For the 10 mm channel width, heat fluxes are increased and inner plate surface temperatures, inlet and exit, insulation outer surface temperatures and ambient temperature are measured. The experimental data is shown in the experimental analysis section. In addition to this, average Nu, Re, and Ra numbers for the channel are also calculated.

In numerical analysis section, a CFD code developed for the incompressible fluids is used for the numerical analysis of the system. Computational fluid dynamics (CFD) displays a strong scientific area in which numerical simulations lead to important findings for the design stage of industrial and technological products.

In this work, experimentaly obtained inner surface temperatures are taken as the boundary conditions in numerical analysis. Temperature and velocity profiles of the channel are obtained and compaired for the different heat fluxes given to the system. Also channel inlet and exit temperatures obtained both experimentally and numerically are compaired.

1. Giriş ve Amaç

Isınmanın meydana geldiği düşey plakalarda soğumanın incelenmesi sanayide büyük önem arz etmektedir. İlk akla gelebilecek örnek, günümüzde kullanımları hızla artan elektronik cihazların, baskı devre plakalarının doğal konveksiyon ile soğuması olabilir. Devre plakalarının güvenliği için bu soğumanın bilinmesi şarttır. Farklı sahalardan benzer örnekler verilebilir.

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğinin yapılış amacı ise ÇNAEM’de kurulu bulunan nükleer reaktörün herhangi bir kaza durumunda güvenliğini sorgulamaktır. Nükleer reaktörlerde kaza durumlarında soğutucu akışkanı dolaştıran sistemlerin devre dışı kalması halinde reaktör kalbinin soğutulmasında doğal konveksiyonun önemi büyüktür. Plaka tipi yakıtlı havuz tipi reaktörlerde soğuma birbirine paralel, düşey ve dar kanallarda olmaktadır. Bu kanalların çeşitli işletme ve kaza durumlarında performansları nükleer güvenlik bakımından büyük önem arz etmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) uygulamaları, nümerik simülasyon programları olup, endüstriyel ve teknolojik ürünlerin tasarım aşamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu simülasyonlarda ya uçak, otomobil gibi ürünlerin kendisi bir akışkan içinde hareket etmekte ya da elektronik baskı devrelerinde, soğutma sistemlerinde olduğu gibi çeşitli akışkanlar ürün içerisinde veya etrafında hareket etmektedir. Bu tür akış senaryoları akışkan tipine göre ana olarak iki gruba ayrılmaktadır: sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkanların olduğu akışlar. Akışkanın sıkıştırılabilir olduğu akışlarda, akışkan ses hızına denk veya büyük bir hızla hareket eder, ani yoğunluk ve basınç değişimleri aralıklarla veya şok dalgaları şeklinde gözlemlenebilir. Diğer taraftan, akışkanın sıkıştırılamaz olduğu akışlarda ani değişimler olmaz, fiziksel büyüklükler yavaşça ve düzenli değişim gösterir.

Yapılan deneysel çalışma ile dar ve düşey dikdörtgen kanallarda doğal konveksiyonun incelenmesi amaçlanmıştır. Deneysel olarak elde edilen kanal içi yüzey sıcaklık verileri, nümerik çözümde sınır şart olarak alınarak kanal içi sıcaklık

dağılımları bulunmuş, kanala verilen farklı güçler için elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak elde edilen kanal içi giriş, çıkış sıcaklıkları ile nümerik çözümden elde edilen giriş, çıkış sıcaklıkları birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca kanal içi hız vektörleri de nümerik çözüm sonucunda elde edilmiştir.

2. Literatür Taraması

Bu çalışmada kullanılan deney seti ÇNAEM çalışanları tarafından, kurulu bulunan TR-2 reaktörünün yakıt plakalarını simüle etmek amacıyla yapılmıştır [1]. Plaka yakıtlı havuz tipi nükleer reaktörlerde herhangi bir kaza durumunda soğutucu akışkanı dolaştıran sistem devre dışı kalabilmekte ve reaktör kalbinin soğuması doğal konveksiyon ile gerçekleşmektedir. Bu tip reaktörlerde yakıt plakaları birbirine paralel, dar ve düşey kanallar oluşturmakta, soğuma bu kanallarda meydana gelmektedir.

Dar ve düşey kanallarda soğumanın etüdü gerek deneysel gerekse de nümerik olarak oldukça uzun zamandan beri yapılmaktadır. Bu çalışmalarda değişik kanal kesitleri, yani dikdörtgen veya dairesel kesit, ve aspek oranları (burada aspek oranı kanal boyunun kanal genişliğine oranı olarak alınmaktadır. Silindirik kanallarda kanal genişliği kanal yarıçapı olmaktadır.), kanalın zemine göre yerleşmesi, yani eğikliği, akışkanın cinsi gibi parametreler gözönüne alınmıştır. Kanal duvarlarındaki sınır şartları, mesela sabit ısı akısı veya sabit duvar sıcaklığı gibi şartlar dikkate alınan diğer parametrelerdir. Kanal duvarlarındaki asimetric ısıtma çokça incelenen bir konu olmuştur. Yayınlanan makaleler genellikle deneysel ve nümerik çalışmaları beraberce rapor etmektedir.

Paralel ve dik plakalarda duvarları sabit sıcaklıkta tutan bir çalışmada, akışkan hava olup süreklilik, momentum ve enerji denklemleri boyutsuz halde sayısal olarak çözülmekte ve sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılmaktadır [2]. Yatayla çeşitli açılarda tutulan paralel plakalar arasındaki ısı transferi, akışkan olarak su, silikon yağı ve civa kullanılarak araştırılmıştır. Deneysel değerlerden elde edilen Ra ve Pr sayılarının bir fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı elde edilmeye çalışılmıştır [3]. Dik plaka yüzeylerinin farklı ısıtılması hali için gene boyutsuz denklemlerin çözümü yapılmaktadır. Kanal genişliği 4.8 mm ile 19.1 mm arasında değişmekte olup deneysel çalışmadan elde edilen ortalama bir Nu sayısı literatürde verilen integral çözümlerin sonuçlarıyla karşılaştırılmaktadır [4]. Sabit ısı akısı veren silindirler etrafındaki ısı transferi, silindirin yatayla yaptığı değişik açılar için incelenmiş ve

hava için eğiklik açısı ile Gr ve Pr sayıları arasında bir korelasyon elde edilmiştir [5]. Asimetrik ısı akısı bulunan bir dik kanalda boyutsuz süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözümüyle kanal içinde hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiş ve önceki çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırmalar yapılmıştır [6]. Simetrik olarak ısıtılan düşey plakalar arasındaki doğal konveksiyonun incelendiği bir çalışmada lokal Nu sayısı, Ra, Pr, x/L (kanal boyunca birimsiz yer boyutu) değerleri cinsinden ifade edilmiştir. Deneyler, sabit ısı akısı altında kanal genişliği 8 mm ile 18 mm arasında değişen sistemlerde akışkan olarak hava kullanımı ile yapılmıştır [7]. Dik plaka yüzeylerinin farklı ısıtılmasının sonuçları, boyutsuz enerji, momentum ve süreklilik denklemlerinin nümerik çözümü ile elde edilmiştir. Sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. 18 cm kanal boyu için 4.8 mm ile 19.1 mm arasında değişen kanal genişlikleri kullanılmıştır. Kanal için tarif edilen Nu sayısı integral çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır [8]. Çok ince bir kanal genişliğinde (2.5 mm), suyla soğuma deneysel olarak incelenmiştir. Serbest konveksiyon ve zorlamalı konveksiyonun beraberce olması hallerinde soğuma korelasyonları elde edilmiştir [9]. Elektronik devre kartlarının meydana getirdiği nispeten geniş aralıklı kanallarda, mesela 1.3 cm, 2 cm, 3 cm, 7.5 cm, 12.5 cm gibi oldukça büyük genişlikler için nümerik sonuçlar deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve soğuma korelasyonları verilmiştir [10, 11, 12]. Benzer çalışmalar akışkanın hava olduğu silindirik kesitli kanallar için yapılmış olup değişik sınır şartları gözönüne alınmıştır [13, 14].

Karışık konveksiyon şartlarının özellikle, elektronik cihazların soğutulması, güneş kollektörleri ve meteorolojik saha gibi, geniş bir alanda uygulandığı bilinmektedir. Yapılan pekçok araştırmada doğal konveksiyon ihmal edilmiş zorlamalı konveksiyon üzerine yoğunlaşmıştır. Ancak, özellikle düşük Reynolds sayılarında doğal konveksiyonu ihmal etmek büyük hataya neden olmaktadır.

Alt ve üst yüzeyin asimetrik olarak ısıtılması durumu için sonlu farklar metodunu kullanarak sayısal çözümün yapıldığı bir çalışmada, karışık konveksiyon şartlarında oluşan ikincil akış nedeniyle, üst yüzeyin ısıtılması durumu için, ısı transferinin % 400 ve sürtünme katsayısının % 30 arttığı belirlenmiştir. Hesaplamalar hem ısı hem de kombine giriş bölgesi ve Prandtl sayısının 0.71- 6.5 değerleri için yapılmıştır. Kanaldaki ikincil akış (secondary flow) boyuna vorteks halkalarla karakterize edilmiştir [15]. Daha sonra bu çalışmaya, iki farklı CFD yöntemi kullanılarak devam edilmiştir. Söz konusu bu çalışmada hem geliştirilen FORTRAN programı ile hem de PHOENICS paket program ile çözüm yapılmış ve gerekli karşılaştırmalar ayrıntılı

olarak sunulmuştur [16]. Dikdörtgen bir kapalı kutuya yerleştirilmiş elektronik parçaların yaydığı ısının soğutulması için karışık konveksiyon durumunun dikkate alındığı bir çalışmada, ısı transferi hem laminar hem de türbülanslı bölge için verilmiştir. Karışık konveksiyon rejiminin $0.01 < Gr/Re^2 < 10$ aralığında olduğu gözlemlenmiştir. Çalışma sayısal olarak yapılmış ve sonuçlar, hız vektörleri, akış çizgileri ve izotermal eğriler olarak verilmiştir [17]. Bu çalışma özellikle elektronik parçaların yaydıkları ısının bulundukları kapalı ortamdan uzaklaştırılması açısından önemlidir. Eğimli dikdörtgen kanallarda ısı ve kütle transferini, karışık konveksiyon şartlarında incelemek için, vortisite-hız metodu kullanılarak, üç boyutlu sayısal bir çalışma yapılmıştır. Sonuçlar, kaldırma etkisinin ve akışkanın, ısı-kütle transferi ve akış üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir [18]. Ayrıca bu çalışmaya, gelişen laminar karışık konveksiyon için ısı ve kütle transferini inceleyerek devam edilmiştir [19]. Yatay dikdörtgen kanallarda karışık konveksiyonun ısı karakteristiklerinin ve vorteks akışın, üç boyutlu olarak, kararsız rejimde sayısal olarak araştırıldığı başka bir çalışmada, $Pr=0.71$ ve $Re=200-1000$ için Grashof ve Reynolds sayısının etkisi incelenmiştir. Özellikle büyük aspek oranlı kanallarda vorteks akışın gelişiminin önemine dikkat çekilerek, pratikte değişik uygulamaların olduğu belirtilmiştir [20]. Karışık konveksiyon, akışın yapısı gereği üç boyutlu olarak incelenmesi gerekmektedir. Oysa, geçmiş yıllarda yapılan birçok çalışmada çözümler, genellikle iki boyutlu olarak veya bazı terimlerin ihmal edilmesi ile yapılmıştır. Bu durum çalışmanın hem deneysel çalışmalarla olan uyumunun hem de güvenilirlik kriterlerinin azalmasını beraberinde getirmiştir. Yakın tarihli bir çalışmada ise, kanallarda karışık konveksiyonla ısı transferini incelemek üzere üç boyutlu sayısal çözüm yapılmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır [21].

Bir başka deneysel çalışmada düşey dolgu kanalda, karşılıklı duvarlar asimetrik ısıtılarak doğal ve zorlamalı konveksiyon incelenmiştir. Peclet (Pe) ve Ra sayıları ile Nu sayısı arasında deneysel bir korelasyon elde edilmiştir. Ra/Pe oranına göre doğal, doğal-zorlamalı ve zorlamalı konveksiyon olmak üzere üç rejimin varlığı bulunmuştur [22].

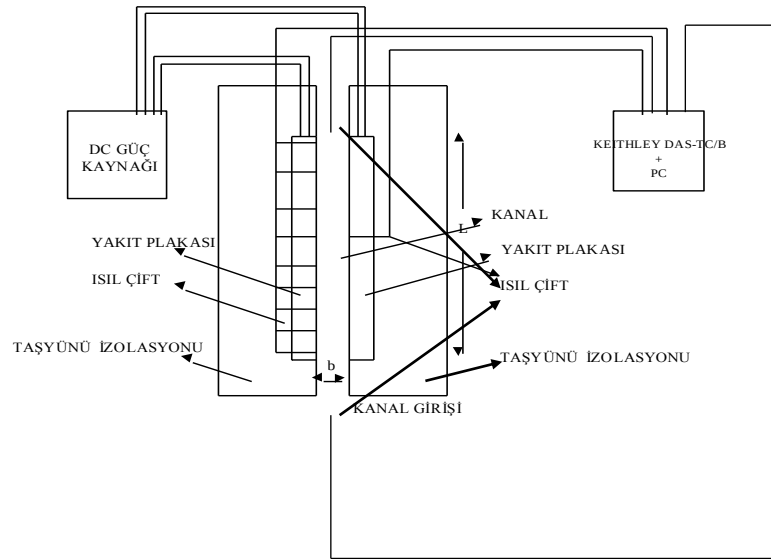
Bu çalışmada kullanılan nümerik çözüm tekniği (CFD kodu) [23] numaralı referanstan alınmış olup konunun teorisi oldukça ayrıntılı olarak 4. bölümde anlatılmıştır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Deney Düzeneği

3.1.1 Hava ile soğuma

Bu deneyde, ÇNAEM’de kurulu bulunan TR-2 nükleer reaktörünün yakıt plakaları arasında bulunan soğutma kanallarını simule etmek üzere kurulan deney seti, dar ve düşey dikdörtgen kanallarda doğal konveksiyonu incelemek için kullanılmıştır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Deney düzeneği

Atmosfere açık olan sistemde akışkan havadır. Kurulu sistem deneylerin sabit ısı akısı altında yapılmasına olanak sağlamaktadır. TR-2 reaktörü soğuma kanalı bu reaktörün yakıt plakalarıyla aynı boyutlarda olan homojen ısı kaynaklı yalancı yakıt

plakaları ile simüle edilmektedir. Isı kaynağı olarak doğru akımla beslenen dirençler kullanılmıştır.

3.1.2 Yakıt plakaları

Yakıt plakaları iki alüminyum levha arasına monte edilmiş ısıtıcı tel ile izolasyon levhalarından ibarettir. Alüminyum levhaların kalınlığı 1 mm olup gerçek yakıt plakası boyutlarına eşdeğerdir. Alüminyum levhalar içindeki ısıtıcı ve izolasyon levhaları birbirine perçin edilerek sızdırmazlık temin edilmiştir.

Yakıt plakası boyutlarındaki bir mika levha üzerine eşit aralıklarla sarılmış yassı bir direnç teli ile homojen bir ısı kaynağı elde edilmiştir. Bu ısıtıcı levhanın her iki tarafına elektriksel izolasyonu sağlamak için birer adet mika levha konmuştur.

İki plakadaki ısı kaynağını eşitlemek için ısıtıcı tellerin dirençlerinin değişik çalışma şartları altında 0.01 ohm hassasiyette birbirlerine yakın olması sağlanmıştır.

Plakalar arasındaki kanal aralığı sabit kalınlıktaki çıtalar ile temin edilmiştir. Böylece kanal genişliği 0.1 mm'lik hatayla elde edilmiş olacaktır.

3.1.3 Sıcaklık ölçmeleri

Soğuma kanalı boyunca yerleştirilmiş 9 adet ısı çifti ile kanal yüzey sıcaklık ölçmeleri yapılmıştır. Kanal giriş-çıkış ve çevre sıcaklıkları da ayrı ısı çiftleri yardımı ile ölçülmektedir. Plakanın izolasyonlu dış yüzey sıcaklığı da bir ısı çifti ile tesbit edilmiştir. Isıl çiftler kanal yüzeyine 120 °C'ye kadar dayanabilen reçine esaslı bir yapıştırıcıyla tutturulmuştur. Bu yüzden plakalara güç verilirken bu durum göz önüne alınmış, belirtilen sınırın üstüne çıkılmamaya çalışılmıştır.

Isıl çiftlerin yapımında 0.2 mm çapta bakır ve konstantan teller kullanılmıştır. Bütün bu çiftlerin uç kaynakları vakumda elektrik arkıyla yapılmıştır. Bakır konstantan çiftler yapılan sıcaklık ölçmeleri için oldukça iyi performans göstermektedir.

Plakaların dış yüzeyleri 5 cm. kalınlıkta taşıyünü ile izole edilmiştir.

Deney setinde kanal genişliği, plakalara verilen ısı güçleri ve sıcaklıklar parametre olarak alınmıştır. 10 mm kanal genişliği için plaka güçleri artırılarak, kanal içindeki

plaka yüzey sıcaklıkları, kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları, izolasyon dış yüzey sıcaklıkları ile ortam sıcaklığı da ölçülmüştür. Elde edilen değerler Tablo 3.1 ve Tablo 3.2’de verilmiştir.

Plaka içindeki sabit homojen ısı kaynağı ile, plaka yüzeylerinde sabit ısı akısı elde edilmektedir. Bu şartlar altında ısı kaynağının gücü değiştirilerek ölçümler yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Ölçümler 10 mm’lik kanal genişliği için alınmıştır.

Isıl çiftlerin verilerini okumak için 16 ısıl çift bağlantı kanalı bulunan KEITHLEY DAS-TC/B ısıl çift gerilim ölçme kartı kullanılmıştır. Böylece istenen zaman aralıkları için, çok hassas olarak ölçülen sıcaklıklar, °C cinsinden bilgisayara kaydedilmekte ve istenildiği zaman ekranda görülebilmektedir. Kanal gücü 10 watt için alınan bilgisayar çıktısı örnek olarak Ek C’de gösterilmektedir.

Deney sisteminin kararlı hale gelmesi için sistem uzunca bir müddet ısıtılmış ve ondan sonra ölçümler alınmaya başlanmıştır.

3.2 Deneysel Data Analizi

Deney setinde 10 mm’lik sabit kanal genişliğinde temsili yakıt plakalarına uygulanan güçler artırılarak kanal içinde plaka yüzey sıcaklıkları, kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları, izolasyon dış yüzü sıcaklıkları ile ortam sıcaklıkları ölçülmektedir.

Plaka güçleri akım ve gerilim değerlerinden hesaplanmaktadır. Ölçmelerde gözlemlendiği üzere her iki plakanın güçleri arasında yüzde birler mertebesinde bir fark olmaktadır.

Plakalar dıştan izole edilmiş olsa da bir miktar ısınnın dış ortama kaçması engellenememiştir. Ancak bu kayıp ısı hesaplanabilmiş ve kanala verilebilen net ısı akısı doğru olarak bulunmuştur.

Farklı plaka güçleri için kanal giriş, çıkış, izolasyon dış yüzey, ortam sıcaklıkları Tablo 3.1’de verilmektedir. Plaka güçleri arttıkça kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın arttığı görülmektedir.

Plaka güçleri bir parametre olarak alındığında kanal boyunca çeşitli noktalardan alınan yüzey sıcaklık ölçümleri Tablo 3.2 de görülmektedir. Kanal yüzey sıcaklıkları kanal boyunca artmakta, kanalın çıkışına yakın maksimum değerini almakta, kanal çıkışında ise küçük bir miktar düşmektedir (Şekil 3.2).

Yüksekliği L, kanal genişliği b olan dar, dik ve dikdörtgen kesitli bir kanalda, duvarların ısıtılması halinde ısı transferinin bir neticesi olarak yoğunluk değişiminden dolayı akışkan tabii olarak yukarıya doğru yükselmeye başlar.

Data analizinde plakaların iç yüzeylerinin ortalama sıcaklığı, kanal boyunca ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması olarak alınmıştır. Kanaldaki akışkanın ortalama sıcaklığı ise

$$T_k = \frac{T_g + T_c}{2} \quad 3.1$$

olarak alınmıştır [1].

Kanala verilen net ısı; her iki plakada üretilen ısı eksi dış ortama kaçan ısı miktarıdır. Nusselt sayısı; net ısı akısı, ortalama duvar sıcaklıkları ve akışkan özellikleri kullanılarak hesaplanmaktadır [1]:

$$Nu = \frac{qb/k}{T_w - T_k} \quad 3.2$$

Ayrıca akışkan özelliklerinden gidilerek Rayleigh sayısı hesaplanmaktadır [1]:

$$Ra = \frac{g\beta qb^5}{L\nu\alpha k} \quad 3.3$$

Bu ifadelerde havaya ait özellikler ortalama plaka yüzey sıcaklıklarında, β ise ortam sıcaklığında hesaplanmaktadır. Ortalama kanal yüzey sıcaklıkları, hesaplamaların basit olması açısından aritmetik ortalama ile hesaplanmıştır.

Tanımlardan hareketle boyutsuz konvektif ısı transferi katsayısı (Nu sayısı) ile Ra sayısı arasında şu ilişki kurulabilir: $Nu = f(Ra)$. Ayrıca $Nu = f(Re, Pr)$ tanımından hareketle Ra sayısı ile Re sayısı arasında bir bağıntı kurulabilir (Sistemde akışkan

hava olduğu için Pr sayısı sabittir ve değeri 0.71'dir). Re sayısı nümerik analiz kısmında tanımlandığı üzere;

$$Re = \frac{L_0 V_0}{\nu} \quad 3.4$$

denkleminde hesaplanabilir.

Akışın doğal konveksiyonla olduğunu kanıtlamak üzere Ra sayısına karşı Re sayısının değişimi grafiği Şekil 3.3'te verilmektedir. Literatür araştırması sırasında bulunan [24] nolu kaynaktaki Şekil 132, düşey silindirik kanallar için Re sayısının Ra sayısına karşı değişimini vermekte ve doğal, zorlamalı ve karışık konveksiyon alanlarını göstermektedir. Grafik Pr sayısının 1 ile 100 arasındaki değerleri için geçerlidir. Yapılan çalışmada Pr sayısının değeri 0.71 olduğu için ne yazık ki bulunan bu kaynakla karşılaştırma yapılamamıştır.

Kanal iç yüzeyi boyunca sıcaklık değişimlerini boyutsuz olarak ifade etmek üzere Nu sayıları hesap edilmiştir. Şekil 3.4'de deneyde elde edilen sıcaklıklardan hesap edilen ortalama Nu sayısının Ra sayısına göre değişimi verilmektedir. Grafik log-log çizdirilmiş ve R^2 değeri yüksek lineer doğru elde edilmiştir. Grafikten anlaşılabacağı üzere sıcaklık artışıyla beraber Ra ve Nu sayıları da artmaktadır.

[1] nolu kaynakta bulunan Tablo 3.1, aynı kanal boyu için değişik kanal aralıkları (2.1, 4, 6, 8 mm) kullanılarak elde edilen, değişik plaka güçlerindeki Nu ve Ra sayılarını içermektedir. Bu tablo ile bu çalışmadan elde edilen deneysel Nu ve Ra sayıları Tablo 3.3'de birlikte verilmiştir. Referansta da belirtildiği üzere deneylerde yüksek Ra sayısı kanal aralığı veya plaka gücü arttığı zaman elde edilmektedir. Özellikle kanal aralığının etkisi çok olmaktadır. Yine aynı plaka gücü için kanal aralığı arttırıldığı zaman Nu sayılarında da artış görülmektedir, dolayısıyla kanal aralığının Nu sayısı üzerine de etkisinin olduğu görülmektedir.

4. NÜMERİK ANALİZ

4.1 Giriş

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) uygulamaları, nümerik simülasyon programları olup, endüstriyel ve teknolojik ürünlerin tasarım aşamalarında önemli bulgular elde etmede büyük rol oynamaktadır. Bu simülasyonlarda ya ürünün kendisi bir akışkan içinde hareket etmekte (uçaklar, otomobiller, vb), ya da çeşitli akışkanlar ürün içerisinde hareket etmektedir. Bu tür akış senaryoları ana olarak iki gruba ayrılmaktadır: sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar. Sıkıştırılabilir akışlarda, akışkan ses hızına denk veya büyük bir hızla hareket eder. Bu gibi durumlarda ani yoğunluk ve basınç değişimleri aralıklarla veya şok dalgaları şeklinde gözlenebilir. Diğer taraftan, sıkıştırılamaz akışlarda (kanallarda, borularda, nükleer reaktör kalbi vb içinde olan doğal veya zorlamalı konveksiyon) ani değişimler olmaz, fiziksel büyüklükler yavaşça ve düzenli değişim gösterir. Bu açıdan akışın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olduğuna karar vermek, doğru ve uygun denklemleri ve nümerik metodu kullanmak açısından önemlidir.

Bir çok araştırmacı öncelikle akışkanın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olduğu yönünde ön bir varsayım yaparak nümerik metodlarını geliştirirler. Bu gibi varsayımlardan hareketle zaman zaman doğru olmayan bulgular elde edilebilir, çünkü akış, çözüm aralığının farklı yerlerinde, farklı iki akışkan tipi gösterebilir. Bu gibi problemleri bertaraf etmek için araştırmacılar hem sıkıştırılabilir, hem de sıkıştırılamaz akışkanlar için aynı hassaslıkta çözüm bulabilecek metodlar geliştirmelidirler. Böyle bir birleştirilmiş çözüm, uygun önkoşullandırma teknikleri ile denklemlerin sınırlayıcı kısımlarının, (özellikle sıkıştırılamaz limit için) azaltılması veya elimine edilmesi ile mümkün olabilmektedir. Bu da denklem çözümlerinin zamana bağımlılığının değiştirilmesi yolu ile sağlanır. Modifiye edilmiş denklemlerin çözümleri, ancak kararlı halde, orijinal denklem çözümlerine

eşit olabilmektedir. Zamana bağlı çözüm teknikleri hakkında çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan nümerik çözüm tekniği (bilgisayar programı kodu) sadece sıkıştırılamaz akışkanlar için geliştirilmiştir [23]. Çalışmada akışkan olarak kullanılan hava, sıkıştırılabilir bir akışkan olduğu halde, ikinci paragrafta verilen bilgilerden hareketle, kullanılan deney sisteminin atmosfere açık olması ve ısı transferinin doğal konveksiyonla gerçekleşmesi sebebiyle, bu durum için havanın sıkıştırılamaz akışkan olarak kabul edilebileceği varsayılmıştır.

4.2 Navier-Stokes Denklemleri

Yerçekimi etkisi altındaki sıkıştırılamaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemleri (süreklilik ve momentum denklemleri) aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \vec{V}] &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} &= \nu \nabla^2 u \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} &= \nu \nabla^2 v - g \end{aligned} \quad 4.1$$

Burada u : x yönündeki hız, v : y yönündeki hız, ρ yoğunluk, P basınç, ν kinematik viskozite, ve g yerçekimi ivmesidir. Sıkıştırılamaz akışkanlarda yoğunluk fazla değişim göstermediğinden, süreklilik denklemi (yani kütlenin korunumu) $\nabla \cdot \vec{V} = 0$ olur.

Bu tür bir gereklilik ile nümerik teknikler açısından uğraşmak zor olduğundan, süreklilik denklemi, kendine denk başka bir denklem ile değiştirilebilir. Buna yapay sıkıştırılabilirlik metodu da denebilir. Bu durumda $\nabla \cdot \vec{V} = 0$ denklemi;

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \beta^2 \nabla \cdot \vec{V} = 0$$

olur.

Bu denklem ön koşullandırma tekniklerinin en basit formudur. Burada β^2 yapay sıkıştırılabilirlik parametresi (veya yapay ses hızı) olarak tarif edilir, ve değeri 1-5 arasında seçilmelidir. Bu modifikasyon süreklilik denklemini değiştirmektedir ve basınç için yeni bir denklem sunmaktadır. Böylece süreklilik şartını sağlamak için denklemin hız ile ilgili olan kısmında bir düzeltme yapılmaktadır (her iterasyon esnasında). (Gösterileceği üzere bu tür bir modifikasyon hız denkleminden kaynaklanabilecek birçok problemi çözebilmektedir.)

Nümerik çözümlerde Navier-Stokes denklemleri genelde şu boyutsuz formlarda yazılır:

$$\begin{aligned}\frac{\partial P}{\partial t} + \beta^2 \nabla \cdot \vec{V} &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 u \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 v - \frac{1}{\text{Fr}^2}\end{aligned}\tag{4.2}$$

burada boyutsuz değişkenler aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$x, y = \frac{x, y}{L_0}, \quad t = \frac{V_0 t}{L_0}, \quad u, v = \frac{u, v}{V_0}, \quad P = \frac{P}{\rho V_0^2}, \quad \text{Fr} = \frac{V_0}{\sqrt{gL_0}}\tag{4.3}$$

Bu denklemler ile değişik geometrilerde kanallar içindeki sıkıştırılamaz akışlar araştırılabilir. Bu denklemlere sıcaklık etkisi de eklenirse, sıkıştırılamaz akışlar için doğal ve zorlamalı konveksiyon rahatlıkla incelenebilir.

Boyutsuz sıcaklıklar için (yani $T=T/T_0$, $T_0=L_0^2/k/\text{Re}/\text{Pr}$) Navier-Stokes denklemlerindeki enerji eşitlikleri aşağıdaki formu alır:

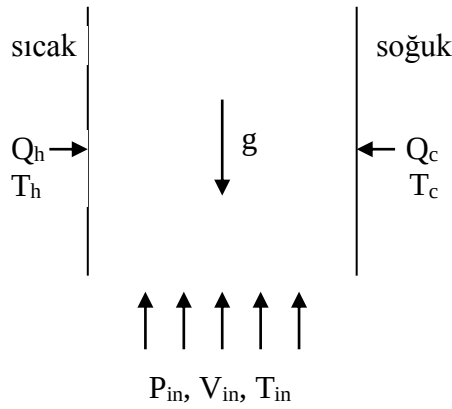
$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \nabla^2 T\tag{4.4}$$

Burada k: ısı iletkenlik katsayısı, Re: Reynolds sayısı, Pr: Prandtl sayısıdır ve bu iki sayı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$\text{Re} = \frac{L_0 V_0}{\nu}, \text{Pr} = \frac{\nu \rho C_p}{k}$$

4.2.1 Boussinesq yaklaşımı

Yoğunluk değişiminin olduğu düşük hızlı akışlar yüzey ısı transferi veya volumetrik ısı eklemesi ile ifade edilebilir. Yukarıdaki denklemlerden görülebileceği gibi, sıcaklık denklemlerinin momentum denklemlerine bir bağıllığı yoktur. Dolayısıyla bu denklemler beraber bir sistem oluşturmazlar. Bu problemi bertaraf etmek için sıcaklık değişiminin ısıl açılımı düşünülür. Bu yaklaşımda, yerçekimi yönünde akış boyunca yoğunluk değişiminin sıcaklığın etkisiyle olduğu varsayılır. Bu durumu bir örnekle açıklamak gerekirse, iki yüzeyinde farklı sıcaklıklar (veya iki farklı ısı akısı) bulunan bir kanalı ele alalım:



Şekil 4.1 Boussinesq yaklaşımını açıklamak için kullanılan kanal şematiği

$V_c=V_h=0$ varsayımından hareketle x ve y yönündeki momentum eşitlikleri şu formları alır:

$$\frac{\partial P_c}{\partial x} = 0, \frac{\partial P_c}{\partial y} = -\rho_c g$$

Yoğunluk ve basıncı $\rho=\rho'+\rho_c$, $P=P'+P_c$ olarak yeniden tanımlarsak, y-momentum denklemindeki yerçekimi kuvvetinin $(\rho-\rho_c)g$ şekline dönüştüğü görülür, böylece yoğunluğun sıcaklık farkı fonksiyonu cinsinden termal açılımı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\rho = \rho_c[1 - \beta(T-T_c)]$$

Burada β termal genişleme katsayısıdır. Böylelikle 4.1. eşitlikteki yerçekimi terimi $\beta(T-T_c)g$ olur ve sıcaklık değişimi ile yoğunluk değişimi arasındaki ilişki kurulur.

Bu gibi problemleri araştırmak için genellikle aşağıdaki gibi bir tanım yapılır:

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad 4.5$$

Burada $T_h - T_c$ sıcak ve soğuk duvar arasındaki sıcaklık farkıdır (bakınız Şekil 4.1). Bu tanımları kullanarak, boyutsuz enerji eşitliğinin aşağıdaki hali aldığı gösterilebilir:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \nabla^2 \theta \quad 4.6$$

$P' = P - P_c$ tanımlamasını kullanıldığında x-momentum denklemi değişmez ve aşağıdaki sıcaklık ve yerçekimi etkisini de ihtiva eden boyutsuz Navier-Stokes denklemleri elde edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} P' \\ u \\ v \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \beta^2 & 0 & 0 \\ 1 & u & 0 & 0 \\ 0 & 0 & u & 0 \\ 0 & 0 & 0 & u \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} P' \\ u \\ v \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & \beta^2 & 0 \\ 0 & v & 0 & 0 \\ 1 & 0 & v & 0 \\ 0 & 0 & 0 & v \end{bmatrix} \frac{\partial}{\partial y} \begin{bmatrix} P' \\ u \\ v \\ \theta \end{bmatrix} = \frac{1}{\text{Re}} \begin{bmatrix} 0 \\ \nabla^2 u \\ \nabla^2 v \\ \frac{1}{\text{Pr}} \nabla^2 \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{Ra}{\text{Pr Re}^2} \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad 4.7$$

burada yeni bir boyutsuz parametre tanımlanabilir, Ra: Rayleigh sayısı:

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L_0^3}{\nu \kappa}$$

burada $\kappa = k / \rho C_p$, termal difüzyivitedir. Buradaki Ra sayısı normalizasyon farkından dolayı eşitlik 3.3'ten farklı olarak tanımlanmıştır. Yoğunluk değişimini hesaplamak için sıcaklık, momentum denkleminin dikey yöndeki bileşenini etkileyen bir parametre haline gelmiştir.

4.3 Nümerik Çözüm: Matris Dağılım Metodu

Navier-Stokes denklemleri çeşitli çözüm yöntemleri ile çözülebilir (örneğin sonlu farklar, sonlu elemanlar gibi). Burada ise çözüm tekniği olarak von Karman Enstitüsü'nde 1990'larda geliştirilen ve Matris Dağılım Metodu ismi verilen yeni bir metod kullanılmıştır. Bu şemada öncelikle eşitlik 4.7 aşağıdaki şekilde yazılmıştır:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + A \frac{\partial U}{\partial x} + B \frac{\partial U}{\partial y} = S_{visc} \quad 4.8$$

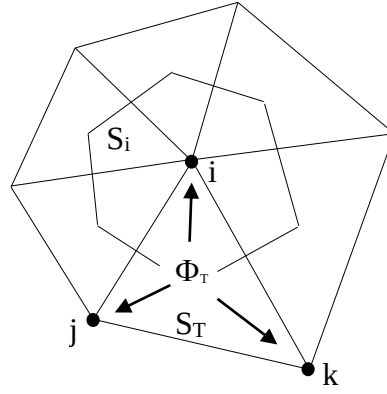
burada $U=[P, u, v, T]$ durum vektörü, S_{visc} ise viskoz terimlere bağlı kaynak vektörü, A, B eşitlik 4. 7'deki jacobian matrisleridir. Bu iki jacobian matrisi tek bir C matris vektöründe birleştirilebilir ve böylece eşitlik 4. 8 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + C \cdot \nabla U = S_{visc} \quad 4.9$$

Bu sistem hiberbolik olduğundan, herhangi bir yönde (n) iki boyutlu eigenvalue problemi için $K=C.n=A.n_x+B.n_y$ olmaktadır. Burada K:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & \beta^2 n_x & \beta^2 n_y & 0 \\ n_x & V_n & 0 & 0 \\ n_y & 0 & V_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & V_n \end{bmatrix} \quad 4.10$$

Buradaki matris dağılım şemasında eşitlik 4.8 (veya 4.9) indisleri i, j, k olan ve değişkenleri içeren üçgenlerden oluşan düzensiz üçgen ızgara üzerinde integre edilmiştir (bakınız Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Üçgen ızgara yapısı.

Burada Φ_T hücre dalgalanması, S_T hücre alanını, S_i i noktasının ağırlıklı alanını göstermektedir.

Bu integrasyon U 'nun i noktasındaki yeni değerini şu şekilde vermektedir:

$$U_i \leftarrow U_i - \frac{\Delta t}{S_i} [B_i^T \Phi_T - S_{visc}^T] + tfot \quad 4.11$$

Burada Δt zaman basamağını, S_i i noktasının ağırlıklı alanını, B_i^T dağılım matrisini, Φ_T hücredeki toplam dalgalanmayı, $tfot$ I noktasına komşu diğer üçgen ızgaralardan gelen terimleri ifade etmektedir. Bütün üçgen ızgaralar için değerler belirlenip, birleştirilmiş dalgalanmalar noktalarına dağıtılıp dağılım matrisi oluştuktan sonra, yeni zaman basamağında ızgara üzerindeki tüm noktalar yeni değerlerini alacaktır. Yani :

$$U_i^{n+1} = U_i^n - \frac{\Delta t}{S_i} \sum_{T \in i} [B_i^T \Phi_T - S_{visc}^T] \quad 4.12$$

Dağılım matrisini tanımlamanın birçok yolu vardır, Lax-Wendroff metodu bunlardan biridir. Bu metod şu şekilde verilmektedir:

$$B_i = \frac{1}{3} I + \frac{\Delta t_T}{4S_i} K_i^T \quad 4.13$$

burada I : (4×4) birim matristir.

4.4 Nümerik Çözüm Sonuçları

Nümerik çözüm için CFD koduna girilen değerler Tablo 4.1’de verilmektedir. Plaka yüzey sıcaklıkları koda sınır değer olarak verilmiş, sonuçta kanal içi sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri elde edilmiştir.

Tablo 4.1 Nümerik çözüm için CFD koduna girilen değerler

Plaka Gücü (watt)	Plaka yüzey sıcaklık dağılımı	Pr	Ra	Re
Q= 10	$T = -2*10^{-5} y^3 - 2*10^{-5} y^2 + 0.1373 y + 41.522$	0.71	46.77	398
Q= 20	$T = -3*10^{-5} y^3 - 3*10^{-4} y^2 + 0.2499 y + 52.994$	0.71	76.35	523
Q= 30	$T = -4*10^{-5} y^3 - 9*10^{-4} y^2 + 0.3671 y + 62.476$	0.71	95.83	589
Q= 40	$T = -6*10^{-5} y^3 - 5*10^{-4} y^2 + 0.4835 y + 75.544$	0.71	105.49	616
Q= 50	$T = -6*10^{-5} y^3 - 11*10^{-4} y^2 + 0.555 y + 80.21$	0.71	111.56	646

Nümerik çözüm sonucunda elde edilen kanal içi sıcaklık dağılımları Şekil 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7’de gösterilmektedir. Grafiklerden görülebileceği üzere kanalın x eksenini boyunca y eksenine göre simetrik sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Bu, simetrik olarak ısıtılan plakalar arasındaki sıcaklık dağılımı için beklenen bir durumdur ve nümerik çözümün doğruluğunu destekler.

Tablo 4.2 Deneysel olarak ve nümerik çözüm sonucu elde edilen kanal giriş-çıkış sıcaklıkları

Plaka Gücü (watt)	(Deneysel) Giriş sıcaklığı (°C)	(Nümerik) Giriş sıcaklığı (°C)	(Deneysel) Çıkış sıcaklığı (°C)	(Nümerik) Çıkış sıcaklığı (°C)
Q= 10	35.98	41.3	44.59	44.4
Q= 20	43.03	52.9	58.88	56.2
Q= 30	48.38	62.4	70.96	67.7
Q= 40	56.11	75.5	87.09	81.8
Q= 50	58.65	80.1	93.33	87.3

Yukarıdaki tablodan görüleceği üzere ölçülen ve nümerik çözüm sonucu bulunan çıkış sıcaklığı değerleri birbirine çok yakındır hatta $Q=10$ watt için neredeyse aynı değerler bulunmuştur. Diğer plaka güçlerinde oluşan sıcaklık farkları ise % 5'den azdır. Bu fark büyük olasılıkla ölçmelerde ne kadar hassas olmaya çalışılsa da bir miktar ölçüm hatası yapılmış olmasından ileri gelmektedir. Ayrıca teorik ile pratiğin birebir örtüşmesini beklemek böyle bir sistem ve çözüm için çok mantıklı olmayacaktır.

Giriş sıcaklıklarını mukayese edecek olursak, plakalara verilen toplam güçler arttıkça deneysel ve nümerik çözüm sonucu elde edilen sıcaklıkların farkının da arttığını görmekteyiz. Bu durumda yine ilk akla gelen neden ölçme hassasiyetidir. Kanal girişine yerleştirilen ısıl çift kanal girişinin biraz gerisinde konumlandırılmıştır, dolayısıyla sağlıklı data alınamadığı düşünülmektedir.

Kanal içi hız vektörleri Ek A'da verilmektedir. Nümerik çözümün hassas olması gayesiyle matris dağılım metodunda kullanılan üçgen ızgara yapıları olabildiğince küçük tutulmuş, ancak bunun sonucunda da birbirinden ayırt edilemeyen birbirleri içine geçmiş hız vektörleri elde edilmiştir.

Kanalın girişi, çıkışı, ortası, sol iç yüzeyi ve sağ iç yüzeyinde x ve y eksenleri boyunca olan sıcaklık dağılımları da Ek B'de sunulmaktadır.

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada ÇNAEM’de kurulu bulunan TR-2 nükleer reaktörünün soğuma kanallarını simüle etmek için yapılmış deney düzeneği, dar ve düşey kanallarda doğal konveksiyonu araştırmak için kullanılmıştır. Deneysel çalışma 10 mm sabit kanal aralığında ve değişik plaka güçleri için yapılmıştır. Sistemin karalı hale gelmesi için plakalar yeteri sürece ısıtılmış, sonra ölçmeler düzenli olarak ölçme kartı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda kanal içi yüzey sıcaklık dağılımları bulunmuş, deneysel datalar ışığında kanal için Re sayısının Ra sayısına göre değişimi ve Nu sayısının Ra sayısına göre değişimi elde edilmiştir. Ra sayısına karşı Re sayısının değişimi grafiği çizdirilirken akışın doğal konveksiyon olduğunun kanıtı amaçlanmış, ancak literatürden bulunan Re sayısının Ra sayısına göre değişimi grafiği Pr sayısının 1 ile 100 arasındaki değerleri için geçerli olduğundan (bu çalışmada $Pr = 0.71$) karşılaştırma yapılamamıştır. Kanala verilen toplam güçler 10 watt ile 50 watt arası 10’ar 10’ar arttırılmış yapılan hesaplamalar sonucunda, verilen güç arttıkça Ra sayısının arttığı görülmüştür. Buna paralel bir artış da Nu sayısında görülmektedir. Nu sayısı ile Ra sayısı arasındaki ilişki log-log grafiğe döküldüğü zaman R^2 değeri 0.9886 olan lineer doğru elde edilmiştir. Ayrıca literatüre bakıldığı zaman kanal genişliğinin de önemli bir parametre olduğu görülmektedir. Sabit plaka güçleri için kanal genişlikleri arttıkça Nu ve Ra sayılarının da arttığı belirtilmektedir.

Yapılan nümerik analizde sıkıştırılamaz akışlar için geliştirilmiş CFD kodu sistemin nümerik analizi için kullanılmıştır. Kullanılan akışkan hava olduğu ve hava da sıkıştırılabilir akışkan olduğu halde, sistemdeki ısı transferinin doğal konveksiyonla olması ve akışın da laminar olması sebebiyle bu CFD kodunun kullanılabileceği düşünülmüştür. Kanal içi sıcaklık dağılımı bulunmuş, kanalın çeşitli noktalarından çizdirilen x ve y eksenlerindeki sıcaklık dağılım grafikleri elde edilmiştir. Ayrıca kanal içi hız vektörlerinin dağılımı da nümerik çözüm sonunda elde edilmiştir.

Deneysel verilerin ve nümerik çözümün karşılaştırmasında kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları için birebir örtüşen değerler elde edilememiştir. Ancak nümerik sonuçlar

sonunda elde edilen kanal içi sıcaklık dağılımları mantıklı gözükmemektedir. Zira kanal içi sıcaklık dağılım grafiklerinden görüleceği üzere akışkan kanalın girişinden çıkışına doğru bir ısınma göstermekte, ayrıca kanalın x ekseni boyunca y eksenine göre simetrik olarak merkezden kanal yüzeyine doğru akışkan ısınmaktadır (kanal içi sıcaklık dağılımı grafiklerindeki renklerin ton farkından anlaşılabilir). Bu durum giriş çıkış sıcaklıkları için deneysel data eldesinde çok hassas olunamadığını düşündürmektedir. Deneysel ve nümerik sonuçlar mukayese edildiğinde özellikle kanal giriş sıcaklıklarında belirgin farklar görülmektedir. Bu fark kanala verilen toplam güç arttıkça artmaktadır. Bunun en büyük nedeni kanal giriş sıcaklığını ölçen ısılcıftın yanlış konumlandırılmış olmasıdır. Isılcıft tam kanal girişi yerine girişin biraz altında sabitlenebilmiş bu da ölçmelerde hataya sebebiyet vermiştir. Kanal girişindeki ısılcıft tam kanal girişine yerleştirilebilirse ölçmelerdeki hata da azalacaktır. Kanal çıkış sıcaklıklarında ise deneysel data ve nümerik çözüm sonuçları arasındaki fark %5'den az olmuş hatta kanala verilen toplam gücün 10 watt olduğu durumda birbirine çok yakın çıkış sıcaklığı değerleri elde edilmiştir.

Nümerik çözüm sonucu kanal içi hız vektörleri de elde edilmiştir. Ancak hesaplamalarda kullanılan matris dağılım metodunda kullanılan üçgen ızgara yapıları, elde edilen sonuçların sağlıklı olması açısından, olabildiğince küçük tutulmuş, bunun sonucu da birbiri içine girmiş, çok iyi ayırt edilemeyen hız vektörleri elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **U. Adalıoğlu, H. İ. Arıkan, A. Baykal, H. Yavuz**, “Dar ve Düşey Kanallarda Akış ve Soğuma”, ÇNAEM, TR : 333, Kasım 1997.
- [2] **J. R. Bodoia, J. F. Osterle**, “The Development of Free Convection between Heated Vertical Plates”, Journal of Heat Transfer, pp. 40-44, Feb. 1962.
- [3] **D. Dropkin, E. Somerscales**, “Heat Transfer by Natural Convection in Liquids Confined by Two Parallel Plates Which are Inclined at Various Angles with Respect to Horizontal”, Journal of Heat Transfer, Trans. of the ASME, Vol. 82, pp. 77-84, Feb. 1965.
- [4] **R. K. Engel, W. K. Müller**, “An Analytical Investigation of Naturel Convection in Vertical Channels”, ASME Paper No 67-HT-16, 1967.
- [5] **M. Al-Arabi, Y. K. Salman**, “Laminar Natural Convection Heat Transfer from an Inclined Cylinder”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 45-51, 1980.
- [6] **A. M. Dalbert, F. Penot, J. L. Peube**, “Convection Naturel Laminaire dans un Canal Vertical Chauffe a Flux Constant”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, pp. 1463-1473, 1981.
- [7] **R. A. Wirtz, R. J. Stutzman**, “Experiments on Free Convection Between Vertical Plates with Symmetric Heating”, Journal of Heat Transfer, Trans. of the ASME, Vol. 104, pp. 501-507, Aug. 1982.
- [8] **W. Aung, L. S. Fletcher, V. Sernas**, “Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 2293-2308, 1972.
- [9] **T. Usui, M. Kaminaga, Y. Sudo**, “Combined Forced and Free Convective Heat Transfer Characteristics in a Narrow Vertical Rectangular Channel with 2.5 mm in Gap Heated from Both Sides”, Jour. Nucl. Scien. Tech., 26(6), 580-590, June 1989.

- [10] **K. Kato, T. Hanzawa, K. Yoshie, T. Takarada**, “Numerical Analysis of Transport Phenomena between Heated Vertical Paralel Plates”, Jour. Chem. Eng. Japan, Vol. 23, No. 1, 64-68, 1990.
- [11] **K. Kato, T. Takarada, H. Miyazaki, H. Sato, N. Nakagawa**, “Heat Transfer in a Channel between Vertical Electronic Circuit Boards Cooled by Natural Air Convection”, Jour. Chem. Eng. Japan, Vol. 24, No. 5, 568-574, 1991.
- [12] **A. La Pica, G. Rodono, R. Volpes**, “An Experimental Investigation on Natural Convection of Air in a Vertical Channel”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 3, pp. 611-616, 1980.
- [13] **L. P. Davies, J. P. Perona**, “Development of Free Convection Flow of a Gas in a Heated Vertical Open Tube”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 889-903, 1980.
- [14] **J. R. Dryer**, “The Development of Laminar Natural-Convective Flow of a Gas in a Vertical Uniform Heat Flux Duct”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1445-1465, 1975.
- [15] **F. P. Incropera, J .A. Schutt**, “ Numerical Simulation of Laminer Mixed Convection in the Entrance Region of Horizontal Rectangular Ducts”, Numerical Heat Transfer, Vol. 8, pp. 707-729, 1985.
- [16] **J. R. Maughan, F. P. Incropera**, “Fully Developed Mixed Convection in a Horizontal Channel Heated Uniformly from Above and Below”, Numerical Heat Transfer, Part A, pp.417-430, 1990.
- [17] **E. Papanicolaou, Y. Jaluria**, “Mixed Convection from Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions in a Cavity”, J. of Heat Transfer, Vol 116, pp. 960-970, 1994.
- [18] **W. M. Yan**, “Mixed Convection Heat and Mass Transfer in Inclined Rectangular Ducts”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 1857-1866, 1994.
- [19] **W. M. Yan**, “Transport Phenomena of Developing Laminer Mixed Convection Heat and Mass Transfer in Inclined Rectangular Ducts”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, pp. 2905-2914, 1995.

- [20]. **C. C. Huang, ve T. F. Lin**, “Vortex Flow and Thermal Charecterictics in Mixed Convection of Air in a Horizontal Rectangular Duct: Effects of the Reynolds and Grashof Numbers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 1661-1674, 1995.
- [21] **A.Özsunar**, “Yatay ve Eğimli Kanallarda Laminer Akışta Karışık Konveksiyon ile Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 1999.
- [22] **W. L. Pu, P. Cheng, T. S. Zhao**, “An Experimental Study of Mixed Convection Heat Transfer in Vertical Packed Channels”, *AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 13 (4), pp. 517-521, 1999.
- [23] **N. Aslan, U. Adalıoğlu**, “AINSS-1: An Incompressible Navier-Stokes Solver on Structured and Unstructured Triangular Meshes”, *ÇNAEM*, TR: 346, June 2000.
- [24] **R. K. Shah, A. L. London**, “Laminar Flow Forced Convection in Ducts”, Academic Press, New York, 1978.

22.01.2002 TARİHİNDE HAVA İLE YAPILAN 10 MM'LİK DİK DİKDÖRTGEN KANAL

Kayıt: gok10, Rtop= 53.272 ohm, Vtop= 23.242 V, I= 0.436289 A, Ptop= 10.140 watt, P1= P2= 5.0701 watt

16:34:09	23,06	41,3	42,3	43,11	43,95	44,93	45,53	45,7	45,58	44,72	44,88	45,17	27,3	35,75	44,5	23,18	26,54
16:34:15	23,06	41,3	42,23	43,09	44,12	45,05	45,46	45,82	45,74	44,86	44,81	45,19	27,47	35,96	44,62	23,05	26,44
16:34:20	23,06	41,25	42,16	42,88	44,09	44,96	45,53	45,74	45,74	44,74	44,74	45,19	27,25	35,92	44,6	23,37	26,56
16:34:24	23,06	41,25	42,25	43,19	44,21	45,03	45,48	45,79	45,79	44,88	44,91	45,27	27,35	36,01	44,55	23,23	26,71
16:34:29	23,06	41,32	42,28	43,31	44,14	45	45,65	45,79	45,74	44,88	44,96	45,36	27,35	36,13	44,5	23,3	26,59
16:34:34	23,06	41,32	42,37	43,26	44,12	45,03	45,63	45,82	45,65	44,98	44,96	45,34	27,35	36,16	44,62	23,15	26,73
16:34:40	23,04	41,34	42,33	43,23	44,19	45,05	45,72	45,82	45,7	44,88	44,86	45,34	27,32	35,89	44,6	23,28	26,61
16:34:45	23,06	41,25	42,28	43,19	44,21	45,17	45,53	45,74	45,74	44,72	44,93	45,39	27,35	36,01	44,67	23,23	26,68
16:34:50	23,06	41,44	42,23	43,09	44,21	45,05	45,53	45,72	45,7	44,91	44,88	45,34	27,35	36,04	44,62	23,15	26,76
16:34:55	23,04	41,37	42,33	43,14	44,12	45,08	45,58	45,72	45,74	44,79	44,86	45,29	27,32	36,01	44,57	23,28	26,59
16:35:00	23,04	41,37	42,16	43,23	44,19	45,03	45,63	45,7	45,65	44,86	44,79	45,19	27,4	35,89	44,57	23,2	26,59
16:35:05	23,06	41,39	42,25	43,07	44,24	45,05	45,58	45,79	45,82	44,96	44,96	45,29	27,35	36,08	44,57	23,25	26,64
16:35:10	23,07	41,44	42,4	43,14	44,21	45,08	45,63	45,74	45,65	45,05	44,86	45,31	27,27	36,01	44,55	23,18	26,61
16:35:15	23,06	41,39	42,16	43,14	44,19	44,98	45,55	45,74	45,67	44,84	44,98	45,22	27,3	36,11	44,62	23,23	26,61
16:35:20	23,06	41,3	42,21	43,11	44,24	45,15	45,55	45,77	45,65	44,93	44,81	45,24	27,35	35,96	44,64	23,13	26,54
16:35:25	23,04	41,3	42,42	43,16	44,07	44,96	45,58	45,72	45,58	44,93	44,93	45,27	27,37	35,8	44,57	23,13	26,61
16:35:30	23,04	41,3	42,37	43,07	44,17	45,03	45,72	45,79	45,63	44,79	44,93	45,22	27,27	35,89	44,64	23,1	26,64
16:35:35	23,04	41,27	42,33	43,09	44,09	45,08	45,6	45,72	45,72	44,86	44,86	45,29	27,4	35,96	44,53	23,23	26,61
16:35:40	23,04	41,27	42,21	43,07	44,07	44,98	45,58	45,67	45,63	44,91	44,93	45,15	27,35	35,96	44,62	23,03	26,59
16:35:45	23,04	41,27	42,21	43,09	44,21	45,1	45,46	45,72	45,79	44,98	44,93	45,31	27,32	36,06	44,57	23,2	26,68
16:35:50	23,04	41,39	42,23	42,99	44,19	45,08	45,48	45,55	45,77	44,84	44,96	45,31	27,32	35,94	44,72	23,05	26,44
16:35:55	23,04	41,27	42,21	43,21	44,19	45,19	45,7	45,65	45,7	44,86	44,93	45,31	27,4	36,11	44,6	23,13	26,56
16:36:00	23,04	41,37	42,18	43,23	44,29	45,19	45,67	45,67	45,72	44,98	44,93	45,34	27,4	35,99	44,64	23,25	26,49
16:36:05	23,04	41,27	42,3	42,99	44,12	45,12	45,55	45,79	45,74	44,96	44,84	45,19	27,37	35,99	44,62	23,37	26,66
16:36:10	23,03	41,34	42,28	43,14	44,29	45,05	45,6	45,74	45,58	44,84	44,81	45,24	27,25	35,92	44,62	23,15	26,51
16:36:16	23,04	41,37	42,28	43,04	44,09	45,12	45,58	45,72	45,65	45,03	44,93	45,24	27,27	36,06	44,67	23,35	26,64
16:36:21	23,06	41,44	42,3	43,19	44,43	45,1	45,53	45,79	45,82	44,88	44,96	45,34	27,35	35,89	44,62	23,15	26,68
16:36:26	23,03	41,37	42,3	43,23	44,17	45	45,67	45,89	45,82	44,93	45	45,29	27,22	36,04	44,57	23,25	26,61
16:36:30	23,03	41,18	42,23	43,14	44,14	44,98	45,43	45,6	45,55	44,79	44,86	45,31	27,3	35,92	44,43	23,1	26,54
16:36:35	23,04	41,37	42,21	43,16	44,07	45,05	45,53	45,67	45,7	44,79	44,79	45,36	27,3	35,96	44,57	23,28	26,61
16:36:41	23,04	41,27	42,3	43,11	44,21	45,1	45,63	45,77	45,72	44,96	44,93	45,19	27,3	36,04	44,55	23,1	26,59
Ortalama:	23,05	41.33	42.27	43.13	44.17	45.06	45.58	45.73	45.69	44.88	44.89	45.27	27.33	35.98	44.59	23.19	26.60

ÖZGEÇMİŞ

1978 Bolu doğumluyum. 1995 senesinde TV Şişli Terakki Lisesi'nden mezun olduktan sonra aynı sene Orta Doğu Teknik Üniversitesi Kimya Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimime başladım. 2000 senesinde bu okuldan mezun oldum ve İstanbul Teknik Üniversitesi Kimya Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans eğitimime başladım. Halen 2003 senesi başında işe başladığım GEMSAN Genel Endüstri Maddeleri Sanayi ve Ticaret AŞ'de Özel Kimyasallar ArGe mühendisi olarak görev yapmaktayım.