

**LÜLE – HEDEF YÜZEY ARASI UZAKLIĞIN ÇARPAN JET AKIŞ VE  
ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ**

**Çiğdem Bilge TELİŞİK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EKİM 2007  
ANKARA**

Çiğdem Bilge TELİŞİK tarafından hazırlanan LÜLE-HEDEF YÜZEY ARASI UZAKLIĞIN ÇARPAN JET AKIŞ VE ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU .....  
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Nuri YÜCEL .....  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi  
Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU .....  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi  
Yrd. Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ .....  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB-ETU Üniversitesi

Tarih: 10/10/2007

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

Prof. Dr. Nermin ERTAN .....  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

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

Çiğdem Bilge TELİŞİK

**LÜLE – HEDEF YÜZEY ARASI UZAKLIĞIN ÇARPAN JET AKIŞ VE ISI  
TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**(Yüksek Lisans Tezi)**

**Çiğdem Bilge TELİŞİK**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Ekim 2007**

**ÖZET**

Bu çalışmada, bir hava jeti incelenmiştir. Birbirine paralel olarak duran, iki yatay levhadan üst levhanın ortasında bulunan bir lüleden çıkan hava jeti alt levhaya çarptırılmıştır. Çalışmada sıcak yüzeye çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Problemin temel denklemleri kontrol hacmi metodu ve SIMPLE algoritması kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar programı ile sayısal olarak çözülmüştür. Alt levha sabit sıcaklıkta tutularak ve üst levha yalıtılarak, Reynolds sayısının 250, 400, 500 ve 650 değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Lüle-alt levha arasındaki mesafenin lüle genişliğine oranı  $H/W=0,5, 1, 1,5, 2, 3,5$  ve 5 değerleri için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, bütün Reynolds sayılarında, akışkan ile sıcak alt levha arasındaki maksimum ısı transferi, jetin durma noktasında gerçekleşmiştir. Ayrıca, Nusselt sayısı; Reynolds sayısı arttıkça veya lüle ile levha arasındaki mesafe azaldıkça artmaktadır. Lüle ile levha arasındaki mesafe  $H/W=0.5$ 'den 2'ye kadar arttıkça Nusselt sayısı hızlı bir şekilde azalmaktadır. Ancak,  $H/W$ 'nun 2'den büyük değerlerinde, incelenen Reynolds sayısı aralığında Nusselt sayısı yaklaşık olarak sabit kalmaktadır.

**Bilim Kodu: 914.1.002**

**Anahtar Kelimeler: Çarpan jet, ısı transferi, Nusselt sayısı**

**Sayfa Adedi: 84**

**Tez Yöneticisi: Prof.Dr.Haşmet TÜRKOĞLU**

**NUMERICAL ANALYSIS OF EFFECT OF ORIFICE–PLATE SPACING ON  
THE FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC OF IMPINGING  
JETS**

**(M. Sc. Thessis)**

**Çiğdem Bilge TELİŞİK**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**October 2007**

**ABSTRACT**

In this study, two infinitive horizontal plates were considered. An air jet issuing through a rectangular slot on the top plate, was impinged on the bottom hot plate to analyze the flow and heat transfer characteristics of the jet a computer program based on control volume approach and SIMPLE algorithm was developed. Bottom plate was kept at a constant temperture and the top plate was insulated. The jet Reynolds numbers of 250, 400, 500 and 650, different values of the ratio of orifice-plate spacing to slot width ( $H/W=0.5, 1, 1.5, 2, 3.5, 5$ ) were considered. It was observed that maximum heat transfer rate is obtained on stagnation point and heat transfer rate decreases along the plate. The heat transfer rate increases at all points on the plate when Reynold number increases and  $H/W$  decreases. The stagnation point Nusselt number decreases with increasing  $H/W$  value. This decrease is very high until  $H/W=2$ , but  $H/W=2$  the decrease in Nusselt number is very small.

**Science Code: 914.1.002**

**Key Words: Impinging jet, heat transfer, Nusselt number**

**Page Number: 84**

**Adviser: Prof.Dr.Haşmet TÜRKOĞLU**

## TEŞEKKÜR

Öncelikle hazırladığım yüksek lisans tezi süresinde beni yönlendiren, her zaman ve her konuda desteğini esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yine çalışmalarım süresince ihtiyacım olduğu zaman yardımını esirgemeyen Sayın Hocam Arş. Gör. Tolga DEMİRCAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım sırasında, bana her zaman destek veren ve hep yanımda olan annem Ayşe BALCIOĞLU, babam Kemal BALCIOĞLU ve kardeşim Cemal BALCIOĞLU ile dualarını hiç esirgemeyen ve her zaman yol gösterici olan değerli babaannem Nusret BALCIOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, çalışmalarım sırasında zorlandığım zamanlarımda hep yanımda olan, bana güç veren ve manevi desteğini esirgemeyen sevgili eşim Makine Mühendisi Hakan TELİŞİK'a teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1.GİRİŞ .....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMULASYON.....	9
3.1. Problemin Diferansiyel Denklemleri.....	10
3.1.1. Süreklilik denklemi .....	10
3.1.2. Momentum denklemleri.....	11
3.1.3. Enerji denklemi .....	11
3.2. Sınır Şartları .....	12
3.3. Genel Taşınım Denklemi.....	13
3.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması.....	14
3.5. Nusselt Sayısının Hesaplanması.....	15
4. SAYISAL ÇÖZÜM METODU .....	17
4.1. Grid (Kafes) Sistemi .....	18
4.2. Temel Diferansiyel Denklemlerin Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi .....	18
4.2.1. Genel Taşınım Denklemine Cebirsel Hale Dönüştürülmesi ...	20

	<b>Sayfa</b>
4.2.2. Momentum Denkleminin Cebirsel Hale Dönüştürülmesi.....	25
4.3. SIMPLE Algoritması .....	25
4.4. Sayısal Metodun ve Bilgisayar Programının Test Edilmesi .....	29
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER.....	32
5.1. Akış Alanının Reynolds Sayısı ve Levhalar Arası Mesafeyle Değişimi .....	32
5.2. Reynolds Sayısı ve Levhalar Arası Mesafenin Sıcaklık Dağılımına Etkisi .....	60
5.3. Maksimum Nusselt Sayısının Değişimi.....	74
5.4. Yerel Nusselt Sayılarının Değerlendirilmesi .....	77
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	80
KAYNAKLAR .....	82
ÖZGEÇMİŞ.....	84



**ÇİZELGELERİN LİSTESİ**

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Genel taşınım denklemindeki terimler ve söz konusu terimlerin karşılıkları .....	14
Çizelge 4.1. $Re=250$ için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması .....	31

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Isı taşınım katsayısının hız sınır tabaka kalınlığı ile değişimi .....	2
Şekil 1.2. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü .....	3
Şekil 3.1. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi .....	9
Şekil 4.1. İki boyutlu akış için kontrol hacmi .....	19
Şekil 4.2. Kaydırılmış kontrol hacmi .....	20
Şekil 4.3. Kontrol hacmi .....	21
Şekil 4.4. $Re=250$ için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi. .	30
Şekil 5.1. Jet Reynolds sayısı 250 için farklı $H/W$ değerlerinde hız vektör dağılımı .....	34
Şekil 5.2. Jet Reynolds sayısı 400 için farklı $H/W$ değerlerinde hız vektör dağılımı .....	37
Şekil 5.3. Jet Reynolds sayısı 500 için farklı $H/W$ değerlerinde hız vektör dağılımı .....	40
Şekil 5.4. Jet Reynolds sayısı 650 için farklı $H/W$ değerlerinde hız vektör dağılımı .....	43
Şekil 5.5. Jet Reynolds sayısı 250 için sabit akım çizgileri.....	48
Şekil 5.6. Jet Reynolds sayısı 400 için sabit akım çizgileri.....	51
Şekil 5.7. Jet Reynolds sayısı 500 için sabit akım çizgileri.....	54
Şekil 5.8. Jet Reynolds sayısı 650 için sabit akım çizgileri.....	57
Şekil 5.9. Jet Reynolds sayısı 250 için eş sıcaklık çizgileri .....	62
Şekil 5.10. Jet Reynolds sayısı 400 için eş sıcaklık çizgileri .....	65
Şekil 5.11. Jet Reynolds sayısı 500 için eş sıcaklık çizgileri .....	68
Şekil 5.12. Jet Reynolds sayısı 650 için eş sıcaklık çizgileri .....	71
Şekil 5.13. Maksimum Nusselt sayısının $H/W$ oranı ile değişimi.....	71

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.14. Maksimum Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	75
Şekil 5.15. $Re=250$ için farklı H/W oranlarındaki yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi.....	77
Şekil 5.16. $Re=400$ için farklı H/W oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi .....	78
Şekil 5.17. $Re=500$ için farklı H/W oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi .....	78
Şekil 5.18. $Re=650$ için farklı H/W oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi .....	79

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

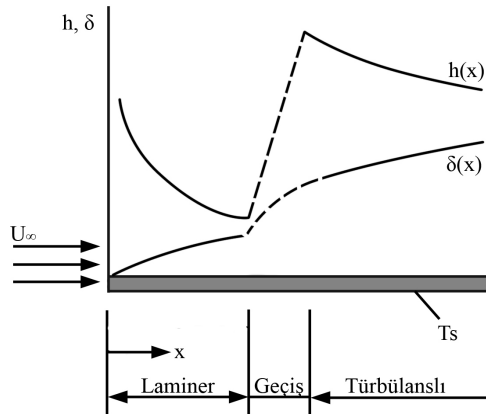
<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı, J/kg.K
$D_h$	Hidrolik çap, m
$h$	Yerel ısı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> .K
$H$	Lüle ile levha arası mesafe, m
$J$	Toplam akı
$k$	Isı iletim katsayısı, W/m.K
$L$	Levha boyu, m
$Nu_{max}$	Anlık durma noktası Nusselt sayısı
$Nu_x$	Anlık yerel Nusselt sayısı
$P$	Basınç, Pa
$Pr$	Prandtl sayısı
$q''$	Isı akısı, W/m <sup>2</sup>
$Re$	Reynolds sayısı
$S$	Genel akışkan denklemleri için kaynak terimi
$T_A$	Alt levha sıcaklığı, K
$T_H$	Akışkan sıcaklığı, K
$t$	Zaman, s
$u$	Yatay yöndeki hız bileşeni
$v$	Dikey yöndeki hız bileşeni
$V_0$	Sabit jet hızı, m/s
$W$	Lüle genişliği, m
$x$	Yatay koordinat
$y$	Dikey koordinat
$\alpha$	Isı yayılım katsayısı, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Akışkan yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
$\Phi$	Genel bir değişken
$\Gamma$	$\Phi$ değişkeni için difüzyon katsayısı

## 1. GİRİŞ

Çarpan jet, dairesel veya dikdörtgen lüleden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu elde edilmektedir. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar [Demircan, 2005]. Böylece, jetin çarptığı yüzeyde etkin ısı ve kütle aktarımı sağlanır.

Endüstride, yüksek ısı transferi elde etmek ve soğumanın en iyi şekilde sağlanması için kullanılan tekniklerin başında çarpan jetler gelir [Çelik, 2006]. Burada amaç, en az miktarda akışkan kullanılarak yüksek oranda ısı transferi gerçekleştirmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle, tekli ve çoklu olmak üzere, tekstil, kağıt ve kereste kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam sanayisi, metallerin ısıl işlemleri, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Belli bölgelerde istenen kurutma işlemlerinde tek veya lüleler arasındaki adımın büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılırken, büyük yüzeyli kurutma ortamlarında ise (kağıt, tekstil vb. ürünler) jet dizileri kullanılır. Kurutma, sıcak hava ile bir katıdan sıvının uzaklaştırıldığı, ısı ve kütle transferinin bir arada gerçekleştiği bir prosestir.

Sabit sıcaklıkta düz bir levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi Şekil 1.1'de gösterilmektedir [Incropera ve DeWitt; 1981]. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalmakta ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artmaktadır.



Şekil 1.1. Isı taşınım katsayısının hız sınır tabaka kalınlığı ile değişimi

Jet akımının değişik geometrili cisimler üzerindeki soğutma ve kurutma etkisinin araştırılması, gittikçe artan sayıda çalışmaya konu olmakta ve hiçbir zaman güncelliğini yitirmemektedir.

Çarpan jetlerin verimini; çarptırılan akışkanın hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, Reynolds sayısının değeri, lüle açısı, lüle şekli, miktarı ve lüleler arası mesafe ile akışın laminar yada türbülanslı olması etkilemektedir.

Şekil 1.2, tipik bir jetteki akışı şematik olarak göstermektedir.  $D$  çapında dairesel veya  $W$  genişliğinde dikdörtgen bir lüleden durgun ortama hava püskürtülür. Akışkan hızı lüle çıkışında sabit bir hız dağılımına sahiptir yani uniformdur. Çarpma, Şekil 1.2'de gösterildiği üzere, çarpma yüzeyine dik olabileceği gibi, eğik açıyla da olabilir. Dik açılı çarpan jetlerde hedef yüzey ile jet ekseninin kesişimine "Durma noktası" denir. Çarpan jetler, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere toplam üç bölüme ayrılır.



Çünkü, evre havası ile jet akışkanı arasındaki kayma gerilmelerinin oluşturduğu türbölans alt levhadaki sınır tabakaya iletilmektedir. Taşınım ile ısı transferi, hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde oluşur.

### Çarpma Yarık (Slot) Jet ve Jet Dizileri

Lüle dizileri, çarpma esaslı ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır. Tek bir lüleden olan akışkan akışı esnasında oluşan serbest jet, durma ve duvar jeti bölgelerinin yanı sıra jet dizilerinde bitişik lülelerin jetlerin birbirine etkisi ve duvar jeti bölgelerinin etkileşimi neticesinde "ikincil durgunluk bölgeleri" oluşur.

Geçen toplam ısı miktarı, lüle ve hedef levha arasındaki gazın çarpma sonrasında sistemden atılmasına bağlıdır. Sistemde, birbiri ile bitişik başka jetler olduğu için, jet durma bölgesinden sonra yatay yönde ilerleyemez ve y ekseninde yukarı aşağı hareket eder, bu durum ise ısı transferini azaltır, bu nedenle jet, yukarı çıktıktan sonra lülelerin arasından sistem dışına atılmalıdır.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Çarpan jetler ile ilgili literatürde pek çok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların çoğunda deneysel ve sayısal yöntemler kullanılmıştır.

Liu ve Sullivan, levha ile lüle arasındaki mesafenin 2 ve 2'den küçük değerleri için çarpan jetin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transferinin değişmesinin, duvar jeti bölgesinde oluşan sirkülasyonlu yapı ile ilgili olduğunu göstermişlerdir [Liu ve Sullivan, 1996].

Lin ve ark., belirli bir kesitten çarpan jetin ısı transferine etkilerini deneysel bir çalışmada sistematik olarak incelemişlerdir. Isıtılmış hedef yüzeyin jet ile arasındaki mesafenin ve Reynolds sayısının ısı transferine etkilerini araştırılmışlardır. Başlangıçta laminar, sonra geçiş bölgesinde ve daha sonra türbülanslı rejimde; jetin ortalama hızı bulunmuştur. Reynolds sayısı artarken ısı transfer performansının da arttığı tespit edilmiştir. Isıtılmış hedef yüzey üzerindeki durma ve ortalama Nusselt sayıları çalışmada yer almıştır. Ayrıca; etkili soğutma uzunluğu kavramı, sınırlı uzunluktaki hedef yüzeyde ortalama Nusselt sayısı hesaplanarak tanımlanmıştır. Reynolds sayısı 1260'dan küçük değerler için sonuçlar elde edilmiş, Nusselt sayısının; Reynolds sayısından, dolayısıyla kanal yüksekliğinin jetin çapına oranından etkilendiği görülmüştür [Lin ve ark., 1997].

Eren ve ark., birbirine dik olarak çıkan iki jetin girişimi sonucu oluşan iki boyutlu akış alanını incelemişlerdir. Her iki jet çıkışında da aynı hız ve basınç dağılımı seçilmiştir. Akışkan için yazılan zamana bağımlı boyutsuz hareket denklemlerinden, Crank-Nicholson implicit metot kullanılarak sonlu fark denklemleri elde edilmiş, Fortran 77 dilinde yazılan bir bilgisayar programı ile farklı Reynolds sayıları için denklemler çözülerek özellikle girişim bölgesindeki akım karakteri araştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde; özellikle

girişim bölgesinde akışın karıştığı, iki jetin ara bölgesinde ise akışta dönmeler olduğu görülmüştür [Eren ve ark., 1997].

Minagawa ve Obi, dönme hareketinin çarpan jet akımına etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Hız profilinin tam gelişmiş halini, uzunluğu çapının 50 katından fazla ve 25 mm çaplı bir boru kullanarak oluşturmuşlardır. Deney farklı dönme hızları için yapılmıştır. Radyal hız büyüklüklerinin bu dönme hızları ile eksenel ve radyal doğrultudaki değişimleri ve Reynolds gerilmeleri incelenmiştir. İki jetin arasına ara eleman yerleştirilerek iki çıkış ağızlı jet oluşturulmuş ve bu jetin düz yüzeye çarpması durumu ve akış karakteristiği incelenmiştir. Levha ile lüle arasındaki mesafe sırasıyla 2, 4 ve 8 değerlerinde ikiz jetin düz levhaya çarpması sonucunda jet levhaya yaklaştığında, levhanın etkisi ile jet hızında bir düşüş tespit edilmiştir. Yüzeye jetin bulunduğu bölgede durma noktası oluşmuştur. Duvar jeti bölgesinde hız giderek azalmıştır [Minagawa ve Obi, 2003].

Türker, dönen disk yüzeyine çarpan jet akımı ile bu akımın daha kolay anlaşılması için jet olmayan durumda dönen disk yüzeyine yakın laminer akım ve hareketsiz disk yüzeyine çarpan jet akımı problemlerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmalarda üç ayrı problem, çözüm ağırları GAMBIT 2.2.30 programında tasarlandıktan sonra sonlu hacimler metodunu kullanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programlarından FLUENT 6.2.16 kullanılarak çözülmüştür. HAD analizlerinin temelleri üstünde durulmuş ve kullanılan sayısal çözüm yöntemleri hakkında bilgi verilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlara göre hız ve ısı transferi incelemeleri yapılmıştır. Değişik sınır şartlarında hız büyüklüklerinin, Reynolds gerilmelerinin ve Nusselt sayısının boyutsuz parametreler ile değişimleri incelenmiştir. Farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar Matlab programına aktararak, literatürde benzer konularda daha önce yapılmış sayısal ve deneysel çalışmalarla grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Grafikler üzerinden yapılan karşılaştırmalarda; sonuçların birbirine yakın olduğu, HAD

hesaplamalarında kullanılan model, metot, ve algoritma seçimlerinin uygun olduğu görülmüştür [Türker 2006].

Çelik, çarpan jetlerde optimum lüle (nozül) şeklini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada lüle şekli olarak farklı çaplarda düz dairesel tip lüleler ve eş eksenli lüleler kullanılmıştır. Yedi farklı lülenin her biri, ısıtılmış düz bir plakaya çarptırıldığında oluşan ısı transferi, boyutsuz Nusselt sayısı cinsinden elde edilmiştir. Çalışmada kullanılan çarpma levhası, içerisinden buhar geçirilen ince bir kanalın ön yüzeyidir. Böylece sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Ayrıca düz dairesel lülelerin levhaya çarpma durumunda, çarpma levhasına yakın alanda hız ve türbülans şiddeti değerleri tespit edilerek çarpma bölgesi akımı incelenmiştir. Hem hız değerleri hem de sıcaklık değerleri ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Lüle çapının çarpan jetle soğutma olayında çok önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Eşeksenli lülelerde, iç içe geçen iki borunun iç/dış çap oranının, dolayısıyla da bu kesitlerden geçen akış hızı oranlarının soğuma üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür [Çelik, 2006].

Atmaca, farklı oranlı elips kesite sahip jet akışları, standart  $k-\varepsilon$  türbülans metodu yardımıyla çözümlenmiştir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütle korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar sonucu; jet çıkışından farklı uzaklıklardaki bölgelerde elde edilen verilerle, akışın hız dağılımları elde edilmiştir. Jet çıkış kesitinin elipslik oranı azaldıkça jet yayılmasının azaldığı görülmüştür [Atmaca, 2007].

Fattah, iki farklı kesitten akan ve birbirini kesmeyen iki boyutlu çarpan jetleri sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Teorik hükümlerin uygulanmasında; kütle aktarımı, momentum, türbülans, kinetik enerjinin ve kinetik enerjinin yutulması denklemlerinin çözümü için sonlu hacim metodu

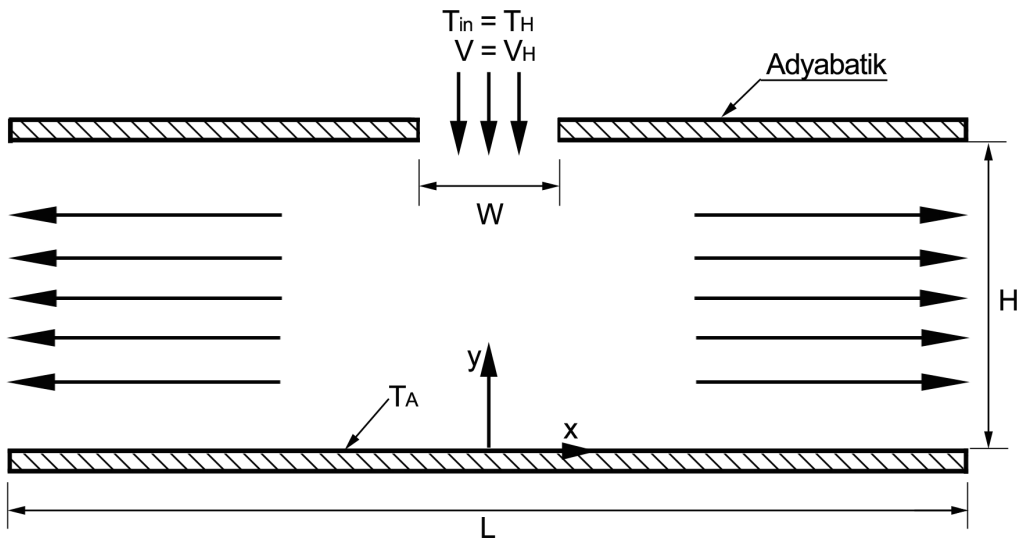
esas alınmıştır. Çözümlerde Reynolds sayısı  $9,5 \times 10^4 \leq Re \leq 22,4 \times 10^4$ , lüle plaka arası boşluk  $3 \leq h/d \leq 12$ , iki lüle merkezi arasındaki boşluk  $l/d=3,5$  ve  $8$ , jet açısı ise  $0^\circ \leq \theta \leq 20^\circ$  olarak alınmıştır. Çalışmalardaki durma noktası radyal akış yönü içinde değişmiştir. Bu değişim jet açısı nedeniyle olmuştur. Birinci durma noktasının kayması, iki lüle arasındaki mesafenin artmasıyla oluşmuştur. İkinci durma noktası, iki jet arasında levhada meydana gelmiştir. Bu noktadaki basınç değeri Reynold sayısı ve/veya jet açısının artmasıyla; iki jet arasındaki sirkülasyon bölgesi ise  $h/d$  ve  $\theta$ 'nın artmasıyla azalmıştır [Fattah, 2007].

Yang ve Tsai, türbülanslı şartlarda ısı transferi ile ilgili sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada iki boyutlu silindirik koordinatlar kullanılmış, türbülanslı akış ve ısı transferi incelenmiştir. Türbülanslı denklemler kontrol hacmi metodu kullanılarak çözülmüştür. Basınç hız çiftini çözmek için basit bir algoritma kullanılmıştır. Reynolds sayısı  $16\ 100-29\ 600$  arasında, dairesel disk sıcaklığı  $373K$ , orifis ile ısı kaynağı arasındaki mesafe  $h/d=4-10$  olarak alınmıştır. Yüksek türbülans değeri, ısı transferi katsayısının durma noktasında daha yüksek olmasına neden olmuştur. Bu da duvar jeti bölgesinde akışın laminardan türbülansa geçmesini sağlamıştır [Yang ve Tsai, 2007].

O'Donovan ve Murray, ısıtılmış yüzey ile çarpan hava jeti arasındaki ısı transferini; Reynolds sayısı  $10\ 000-30\ 000$  aralığında ve alt levha ile lüle arasındaki mesafenin lüle çapına oranı  $(H/D)$   $0,5-0,8$  aralığında iki aşamada incelemişlerdir. Lokal ısı transferi katsayılarının büyüklükleri, inişli çıkışlı komponentler ve hız bileşenleri ile karşılaştırılmıştır. Lüle çapının küçük olduğu ( $<2$ ) durumlarda radyal ısı transferinin ikinci kez artması duvar jeti bölgesindeki türbülansın ani yükselmesine sebep olmuştur. Jet hızının dalgalanması alt levhaya diktir ve bunun da duvar jetindeki etki kontrolünün artmasına neden olduğu anlaşılmıştır [O'Donovan ve Murray, 2007].

### 3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMULASYON

Bu çalışmada, birbirine paralel olarak duran iki yatay levha ve üst levhadan alt levhaya dik olarak püskürtülen bir jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Üstteki levha ortasında bulunan dikdörtgen kesitli ve “W” genişliğinde lüleden alt levhaya bir hava jeti dik olarak çarptırılmıştır. Levhalar arası mesafe “H” olup, alt levha “ $T_A$ ” sıcaklığında tutulmuş ve üst levha yalıtılmıştır. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi

Jetin lüleden çıkış sıcaklığı " $T_H$ ", giriş hızı ise " $V_H$ "dir. Problem iki boyutlu olarak kartezyen koordinatlarda incelenmiştir.

Levhaların uzunluğu  $L=25$  cm, jetin uygulandığı lülenin genişliği  $W=1$  cm, alt levha sıcaklığı  $T_A= 310K$ , jetin giriş sıcaklığı ise  $T_H=300K$  olarak alınmıştır. Lüle-hedef yüzey arasındaki mesafenin lüle genişliğine oranı  $H/W=0,5, 1, 1,5, 2, 3,5, 5$  değerleri ve Reynolds sayısı 250, 400, 500 ve 650 değerleri için simülasyonlar yapılmıştır.

Çalışmada, Reynolds sayısının ve levhalar arasındaki mesafenin akış ve ısı transferine etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısı cinsinden yorumlanmıştır.

### 3.1. Problemin Diferansiyel Denklemleri

Bu çalışmada, temel denklemler elde edilirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Newtonian akışkan,
2. z-yönünde akış yok,
3. Sıkıştırılmaz akış,
4. Laminer akış,
5. Akış zamandan bağımsız (kararlı akış),
6. Lüle orta düzlemine göre simetrik akış,
7. Yerçekimi etkisi ihmal edilmiştir.
8. Ayrıca, akış alanı içinde sıcaklığın küçük miktarlarda değişmesinden dolayı akışkanın, ısıl iletkenliği, viskozitesi ve yoğunluğunun değişimleri ihmal edilmiştir.

Enerji denkleminin çözümünden elde edilen sıcaklık dağılımından Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

Problem çözümünde kullanılacak denklemler ve sınır şartları aşağıda görülmektedir.

#### 3.1.1. Süreklilik denklemi

İki boyutlu kararlı bir akış için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

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

Süreklilik denkleminde, x-yönündeki hız “u”, y-yönündeki hız “v” olarak tanımlanmıştır.

### 3.1.2. Momentum denklemleri

Akışa ait yatay ve düşey yöndeki momentum denklemleri aşağıda verilmiştir.

x-yönü momentum denklemleri:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

y-yönü momentum denklemleri:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Yukarıdaki denklemlerde bulunan “ $\nu$ ” kinematik viskoziteyi, “ $p$ ” ise basıncı göstermektedir.

### 3.1.3. Enerji denklemleri

Enerji denklemleri, sıcaklık dağılımının bulunabilmesi için kullanılır. İki boyutlu kararlı sıkıştırılamaz bir akış için enerji denklemleri şöyle yazılabilir.

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

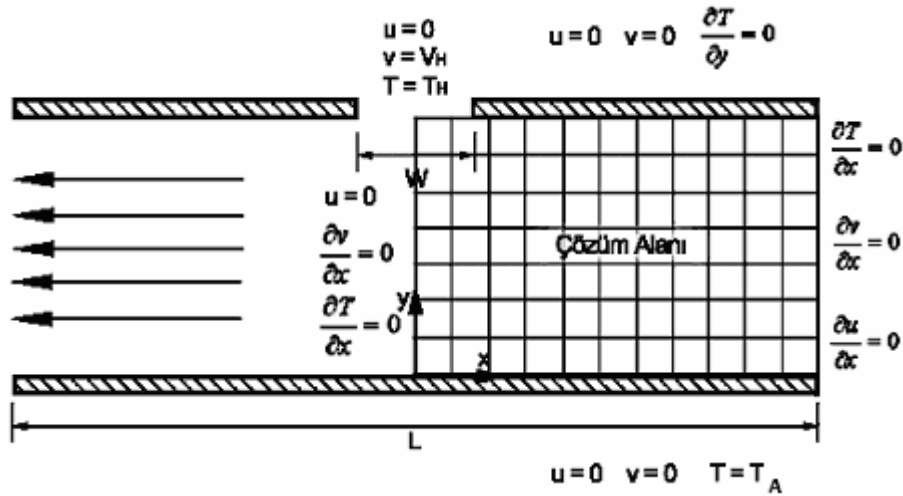
Burada,  $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$  ısı yayılım katsayısını, T sıcaklığı, k ısı iletim katsayısını,  $\rho$

akışkanın yoğunluğunu,  $c_p$  ise sabit basınçta özgül ısıyı ifade etmektedir.

### 3.2. Sınır Şartları

Akış alanına ait diferansiyel denklemlerin çözümü için sınır şartlarının belirlenmesi gerekir.

Problemin geometrisi incelendiğinde; alt levha sabit sıcaklıkta tutulmaktadır, üst levha ise yalıtılmıştır. Akışın çıktığı yan yüzeyde yatay doğrultuda hız ve sıcaklık değişimlerinin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu kabul edilmiştir. Bu çalışmada iki boyutlu kartezyen koordinatlar kullanılmıştır. Problem, lüle eksenine göre simetrik olduğu için problem alanının bir yarısı dikkate alınmıştır. Akışkan lüle çıkışında sabit sıcaklıktadır, hızın yatay bileşeni ise sıfırdır. Hızın dikey bileşeni,  $v = V_H$ 'dir.



Şekil 3.2. Çözüm alanının şematik görünümü

Yukarıdaki açıklamalara uygun olarak sınır şartları şöyle ifade edilebilir.

Alt levhada ( $y=0$ )

$$0 \leq x \leq L/2, \quad u=0, \quad v=0, \quad T=T_A$$



Üst levhada (y=H)

$$0 \leq x \leq W/2, \quad u=0, \quad v=V_H, \quad T=T_H$$

$$W/2 \leq x \leq L/2, \quad u=0, \quad v=0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

Simetri ekseninde (x=0)

$$0 \leq y \leq H, \quad u=0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Yan yüzeyde (x=L/2)

$$0 \leq y \leq H, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

### 3.3. Genel Taşınım Denklemi

Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri, yapılarındaki benzerlikten dolayı, bir  $\phi$  değişkeni ile genel bir formatta ifade edebilir. Bu formatta yer alan,  $\Gamma$  genel difüzyon katsayısını,  $S$  ise kaynak terimini göstermektedir. Genel taşınım denklemi, Eş.3.5'de görüldüğü gibi yazılabilir. Eşitlikte geçen söz konusu terimler Çizelge 3.1'de verilmiştir [Demircan, 2005].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S \quad (3.5)$$

Çizelge 3.1. Genel taşınım denklemindeki terimler ve söz konusu terimlerin karşılıkları

Temel Denklem	$\phi$	$\Gamma$	$S$
Süreklilik	1	0	0
x-yönü momentum	$u$	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial x}$
y-yönü momentum	$v$	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial y}$
Enerji	$T$	$\alpha$	0

### 3.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması

Genel olarak Reynolds sayısı aşağıdaki formülle ifade edilir;

$$Re = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho V_{in} D_h}{\mu} = \frac{V_{in} D_h}{\nu} \quad (3.6)$$

Yukarıdaki formülde “ $\nu$ ” akışkanın kinematik viskozitesini, “ $\mu$ ” dinamik viskozitesini, “ $\rho$ ” akışkan yoğunluğunu,  $V_{in}$  akışkanın ortalama lüle çıkış hızını,  $D_h$  ise lüle hidrolik çapını ifade etmektedir. Hidrolik çap olarak tanımlanan  $D_h$  değeri lüle çıkış kesit alanının dört katının, ıslak çevreye bölünmesi ile elde edilir.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(WL_z)}{2(W + L_z)} = \frac{2WL_z}{(W + L_z)} \quad (3.7)$$

Yukarıdaki hidrolik çapı ifade eden formülde kullanılan  $L_z$  değeri lülenin z yönündeki uzunluğudur. Lüle geometrisi belirlenirken  $L_z \gg W$  olmasına dikkat edilmiştir. Bu nedenle yukarıdaki ifadede ıslak çevre hesaplanırken “ $W$ ” değerinin etkisi oldukça az olacağından ihmal edilmiş ve lülenin hidrolik çapı aşağıdaki formülle belirlenmiştir.

$$D_h = 2W \quad (3.8)$$

Buna göre Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho V_H 2W}{\mu} = \frac{V_H 2W}{\nu} \quad (3.9)$$

ifadesi ile elde edilir.

### 3.5. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Nusselt sayısının hesaplanması, sıcak alt levha ile akışkan arasındaki ısı transferini karakterize etmek için gereklidir [Demircan, 2005].

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (3.10)$$

Yukarıdaki ifade Nusselt sayısının genel formülüdür. Bu formülde kullanılan “h” alt yüzeyin ısı taşınım katsayısını, “L<sub>c</sub>” karakteristik uzunluğu ve “k” akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Karakteristik uzunluk olarak hidrolik çap  $D_h = 2W$  kullanılmıştır.

Nusselt sayısını sıcak alt levha boyunca hesaplamak için, enerji denkleminin nümerik olarak çözümlenmesi ile elde ettiğimiz sıcaklık dağılımı kullanılmıştır. Akışkana sıcak alt levhadan geçen ısı akısının ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$q'' = h(T_A - T_H) = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3.11)$$

Yerel Nusselt sayısını elde etmek için yukarıdaki ifadeden “h” değerini çekip Nusselt sayısının genel ifadesinde yerine yazarsak;

$$Nu_x = \frac{h2W}{k} = - \left( \frac{2W}{(T_A - T_H)} \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (3.12)$$

Yukarıdaki ifadedeki “x” değeri, sıcak alt levha üzerinde yatay yöndeki koordinat ile yerel Nusselt sayısının değişimini belirtmektedir. Ortalama Nusselt sayısını elde etmek için, yerel Nusselt sayısının alan boyunca integralini alarak toplam yüzey alanına (A) bölerek ;

$$\bar{Nu}_A = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (3.13)$$

ifadesini elde ederiz.

Çarpma noktasındaki yerel Nusselt sayısının değerine durma noktası Nusselt sayısı denir ve “Nu<sub>max</sub>” olarak tanımlanmıştır.

$$Nu_{\max} = Nu_x)_{x=0} \quad (3.14)$$

#### 4. SAYISAL ÇÖZÜM METODU

Problemde; paralel iki yatay levha arasına püskürtülen bir jet incelenirken süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin aynı anda çözülerek sıcaklık, hız ve basınç dağılımları bulunmuştur. Bu denklemler lineer olmadıkları için analitik olarak çözümü mümkün değildir. Bundan dolayı sayısal çözüm kullanılmıştır.

Problemin matematiksel modellemesi ile elde edilen temel denklemlerden olan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemler olduklarından, tümünün aynı anda çözülmesi gerekmektedir. Bu nedenle denklemleri çözerek, akış alanı içinde hız, sıcaklık ve basınç dağılımını belirlemek için sayısal çözüm metodu kullanılmıştır.

Sayısal çözüm metodunda, hesaplama alanında sonlu sayıda noktalardan oluşan bir ağ (kafes) oluşturulmuştur. Basınç, sıcaklık ve hız bileşenlerinden oluşan bağımlı değişkenler, ağdaki bütün noktalar için elde edilmiştir. Bunun için diferansiyel denklemler düğüm noktalarında cebirsel olarak ifade edilmiş, her bir değişken için bütün ağ noktalarında lineer cebirsel denklemler elde edilmiştir. Bu cebirsel denklem sistemleri uygun bir metotla çözülerek grid noktalarında bağımlı değişkenler belirlenmiştir.

Problemimizi sayısal metotla çözmek ve yukarıda bahsedilen sıralamanın probleme uygulanması için temel denklemler (3.1, 3.2, 3.3 ve 3.4 'deki eşitlikler) ve sınır şartları belirlenmiştir. Problem geometrisi sonlu sayıdaki kontrol hacmine bölünmüştür. Temel denklemler bu hacimde integre edilerek cebirsel hale dönüştürülmüştür. SIMPLE algoritması esas alınarak FORTRAN programlama dilinde bir yazılım geliştirilmiştir. Geliştirilen bu yazılım ile denklemler, çözüm alanındaki hız ve sıcaklık dağılımını belirlemek için, problemin sınır şartları ile birlikte çözülmüştür. Konveksiyon terimlerinin

ayrıklaştırılması için hibrid metot kullanılmıştır. Cebirsel denklemlerin çözümü için ise Gauss - Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır.

#### **4.1. Grid (Kafes) Sistemi**

Problemimizin diferansiyel denklemlerini sayısal olarak çözebilmek için ilk olarak yapılması gereken işlem, çözüm alanını kontrol hacimlerine bölmek ve bir grid (kafes) sistemi oluşturmaktır. Teoride problem alanının her noktası için diferansiyel denklemler, cebirsel olarak ifade edilebilir. Bu da doğal olarak sonsuz sayıda cebirsel denklem anlamına gelmektedir. Bu olumsuz durumu ortadan kaldırmak için problem çözüm alanında yeterli sayıda kontrol noktası belirlenmelidir. Bu noktalara grid noktası (düğüm ya da kafes noktası), bu noktaların oluşturduğu sisteme ağ sistemi adı verilir. Diferansiyel denklemlerin belli noktalarda diskritize edilmesiyle elde edilen cebirsel denklemler çözülerek, bağımlı değişkenlerin değerleri sadece bu noktalar için bulunur. Bu noktaların sıklığı çözüm hassasiyetini, bunun paralelinde de işlem sayısını arttıracaktır. Bu nedenle alınacak nokta sayısı optimum olmalıdır.

#### **4.2. Temel Diferansiyel Denklemlerin Cebirsel Denklemlere Dönüştürülmesi**

Temel diferansiyel denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürmek için, problem alanını sonlu hacimlere (kontrol hacmi) bölerek, temel denklemleri bu kontrol hacimlerinde integre etmek gerekir. Kontrol hacimlerinde;

- Bitişik kontrol hacimlerinin ortak yüzeylerindeki akı için diskritizasyon işleminde her iki kontrol hacmi içinde aynı profil kullanılmalıdır.

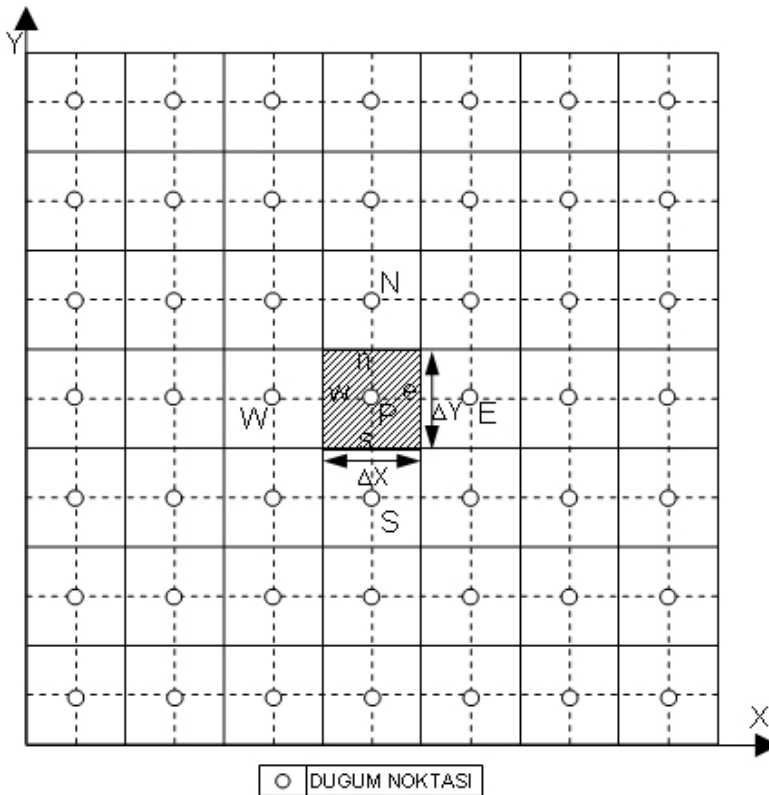
- Cebirsel denklemin bütün katsayılarının aynı işaretli (pozitif) olması gerekir. Fiziksel olarak komşu grid noktalarındaki değer artışı, kontrol hacmi içindeki grid noktalarında da değer artışına sebep olur. Bu fiziksel gerçeğin

cebirsel denkleme yansımaması için katsayıların hepsinin pozitif olması gerekir.

- Katsayıların pozitif olması şartının sağlanabilmesi için  $S_p$ 'nin negatif olması gerekir. (  $S_p \leq 0$  )

-  $a_p = \sum a_{nb}$  olmalıdır.

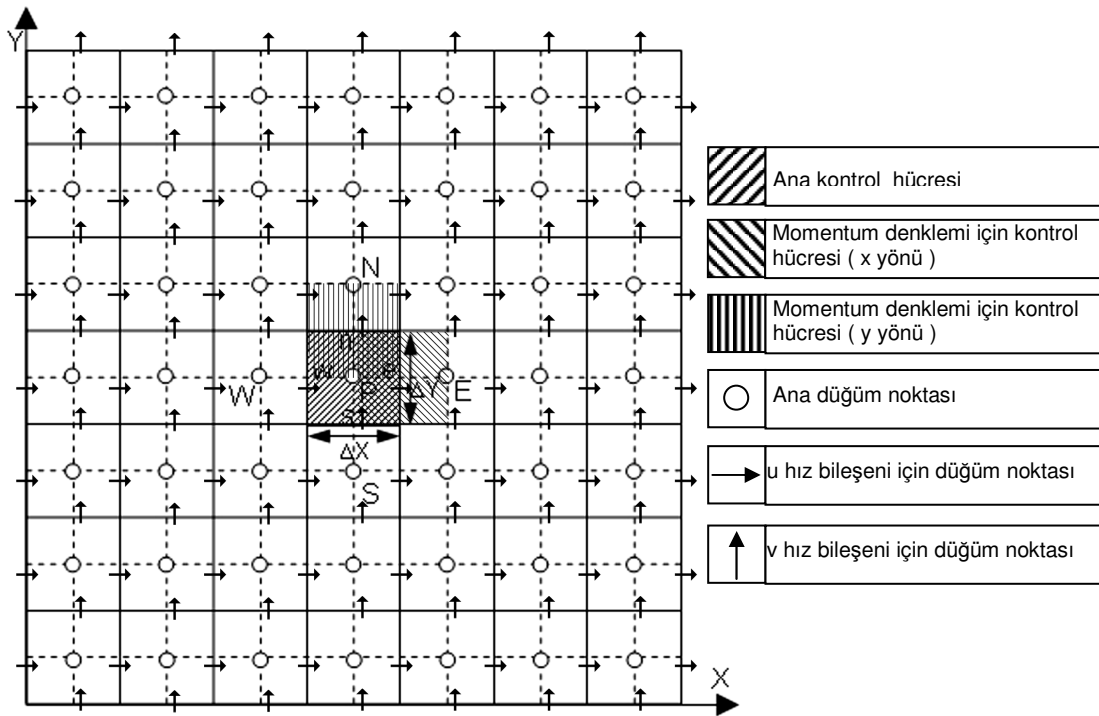
Şekil 4.1'de taralı alan ile ifade edilen bölge "kontrol hacmi"dir. Kontrol hacminin merkezini "P" noktası gösterirken, "w" batı kontrol hacmi batı yüzeyini, "e" doğu, "n" kuzey ve "s" güney yüzeylerini göstermektedir. Büyük indislerle ifade edilen "W", "E", "N" ve "S" noktaları da komşu kontrol hacim merkezleridir.



Şekil 4.1. İki boyutlu akış için kontrol hacmi

Momentum denklemlerinin çözümü için basınç dağılımına ihtiyaç vardır. Çünkü momentum denklemlerinin içerisinde basınç terimi vardır. Bu

nedenlerle uygulamamızda Şekil 4.2’de görüldüğü gibi kaydırılmış kontrol hacimlerini kullanılmıştır. Bu yöntemde momentum denklemini çözmek için kullanılan kafes sistemi o eksen doğrultusunda kaydırılır. Örneğin momentum denkleminin x-bileşeni ana grid sistemine göre doğuya, y-bileşeni ise kuzeye kaydırılır. Oluşan bu yeni ağ sistemine göre ilgili denklemler çözülür.



Şekil 4.2. Kaydırılmış kontrol hacmi

#### 4.2.1. Genel Taşınım Denkleminin Cebirsel Hale Dönüştürülmesi

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}) + S \quad (4.1)$$

x ve y yönündeki toplam akı toplam akı şöyle ifade edilebilir:

$$J_x = \rho u\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (4.2)$$

$$J_y = \rho v\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (4.3)$$





$$\frac{\rho_p - \rho_p^0}{\Delta t} \Delta y \Delta x + F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (4.8)$$

Eş.4.8'de bulunan  $F_e$ ,  $F_w$ ,  $F_n$ , ve  $F_s$  değerleri, kontrol hacminin yan yüzeylerindeki kütleli debileri temsil eder. Bu değerler, Eş.4.9'da tanımlanmıştır.

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (4.9a)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (4.9b)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (4.9c)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (4.9d)$$

Eş.4.8'i  $\varphi_p$  değeri ile çarpıp, Eş.4.6'dan çıkarılması ve düzenlenmesiyle Eş.4.10'u elde edilir.

$$\begin{aligned} (\varphi_p - \varphi_p^0) \frac{\rho_p^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e \varphi_p) - (J_w - F_w \varphi_p) + (J_n - F_n \varphi_p) \\ - (J_s - F_s \varphi_p) = (S_c + S_p \varphi_p) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$J - P \varphi_i = A(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \quad (4.11)$$

Eş.4.10'daki  $(J - \varphi_p)$  ifadelerinin çözümü için Eş.4.11'den hareketle Eş.4.12 elde edilir.

$$J_e - F_e \varphi_p = a_E (\varphi_P - \varphi_E) \quad (4.12a)$$

$$J_w - F_w \varphi_p = a_W (\varphi_W - \varphi_P) \quad (4.12b)$$

$$J_n - F_n \varphi_p = a_n (\varphi_p - \varphi_n) \quad (4.12c)$$

$$J_s - F_s \varphi_p = a_s (\varphi_s - \varphi_p) \quad (4.12d)$$

Eş.4.12, Eş.4.10'da yerlerine konular ve düzenlenirse Eş.4.13 elde edilir.

$$a_p \varphi_p = a_E \varphi_E + a_W \varphi_W + a_N \varphi_N + a_S \varphi_S + b \quad (4.13)$$

Burada,

$$a_E = D_e A(|P_e|) + [-F_e, 0] \quad (4.14a)$$

$$a_W = D_w A(|P_w|) + [F_w, 0] \quad (4.14b)$$

$$a_N = D_n A(|P_n|) + [-F_n, 0] \quad (4.14c)$$

$$a_S = D_s A(|P_s|) + [F_s, 0] \quad (4.14d)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0 - S_p \Delta x \Delta y \quad (4.14e)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_p^0 \varphi_p^0 \quad (4.14f)$$

Eş.4.14'deki  $a_p^0$  değeri Eş.4.15'de verilmiştir.

$$a_p^0 = \frac{\rho_p^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4.15)$$

Yukarıdaki eşitliklerde bulunan D, kontrol hacminin yüzeylerindeki difüzyon katsayısını, P ise kontrol hacminin yan yüzeylerindeki Peclet sayısını

göstermektedir. Peclet sayısı, kütleli debinin difüzyon terimine bölümü olarak ifade edilir. Difüzyon katsayısı Eş.4.16 ile Peclet sayısı ise Eş.4.17 ile tanımlanmıştır.

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (4.16a)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (4.16b)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} \quad (4.16c)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} \quad (4.16d)$$

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad (4.17a)$$

$$P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad (4.17b)$$

$$P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad (4.17c)$$

$$P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (4.17d)$$

Elde edilen ifadelerdeki  $A(|P|)$  fonksiyonu Peclet sayısına bağlıdır. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için kullanacağımız Hybrid metoduna göre  $A(|P|)$  değerleri  $\llbracket 0, (1 - 0,5|P|) \rrbracket$  ile ifade edilir.

### 4.2.2. Momentum Denkleminin Cebirsel Hale Dönüştürülmesi

Momentum denkleminin basınç terimi içermesi ve basınç için ayrı bir denklemin olmaması momentum denkleminin çözümü için özel metotlar gerektirir. Bu çalışmada söz konusu metotlardan biri olan SIMPLE Algoritması kullanılacaktır.

Denklemleri, cebirsel denklemlere dönüştürmek için kaydırılmış kontrol hücreleri kullanılır. x-yönü momentum denklemi için ağ sistemi doğuya doğru, y-yönü momentum denklemi için ağ sistemi kuzeye doğru kaydırılır.

### 4.3. SIMPLE Algoritması

Simple Algoritmasında (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) basınç dağılımı ( $P^*$ ) kabul edilir.

x-yönü momentum denklemi kontrol hacminde integre edilirse Eş.4.18 elde edilir.

$$a_e u_e = a_j u_j + a_w u_w + a_k u_k + a_l u_l + b + A_e (P_P - P_E) \quad (4.18)$$

Denklemin terimleri Eş.4.19'da görülmektedir.

$$a_j = D_j A(P_j) + [F_j, 0] \quad (4.19a)$$

$$a_w = D_w A(P_w) + [F_w, 0] \quad (4.19b)$$

$$a_k = D_k A(P_k) + [F_k, 0] \quad (4.19c)$$

$$a_l = D_l A(P_l) + [F_l, 0] \quad (4.19d)$$

$$a_e = a_j + a_w + a_k + a_l + a_e^0 - S_e \Delta x \Delta y \quad (4.19e)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_e^0 u_e^0 \quad (4.19f)$$

Eş.4.19e'de yer alan  $a_e^0$  değeri Eş.4.20'de verilmiştir.

$$a_e^0 = \rho_e^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4.20)$$

y-yönü momentum denklemi kontrol hacminde integre edilirse Eş.4.21 elde edilir.

$$a_n v_n = a_q v_q + a_t v_t + a_r v_r + a_s v_s + b + A_n (P_P - P_N) \quad (4.21)$$

Denklemin terimleri Eş.4.22'de görülmektedir.

$$a_q = D_q A(P_q) + [-F_q, 0] \quad (4.22a)$$

$$a_t = D_t A(P_t) + [F_t, 0] \quad (4.22b)$$

$$a_r = D_r A(P_r) + [-F_r, 0] \quad (4.22c)$$

$$a_s = D_s A(P_s) + [F_s, 0] \quad (4.22d)$$

$$a_n = a_q + a_t + a_r + a_s + a_n^0 - S_n \Delta x \Delta y \quad (4.22e)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_n^0 v_n^0 \quad (4.22f)$$

Eş.4.22e'de yer alan  $a_n^0$  değeri Eş.4.23'de verilmiştir.

$$a_n^0 = \rho_n^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4.23)$$

Yukarıdaki Eş.4.18 ve Eş.4.21 çözümlere hızın u ve v bileşenleri elde edilebilir. Ancak, bu denklemlerin çözülebilmesi için basınç dağılımına ihtiyaç vardır. Tahmini basınç dağılımı  $P^*$  kullanılarak bu eşitlikler çözümlerse elde edilen hızlar  $u^*$  ve  $v^*$  olur. Kabul edilen basınç dağılımı kullanılarak momentum denklemlerinin hız bileşenleri çözümler. Bulunan hız bileşenlerinin süreklilik denklemini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer süreklilik denklemini sağlamıyorsa basınç düzeltilir. Ve bu işlemler süreklilik denklemini sağlayıncaya kadar tekrarlanır.

Tahmini basınç değeri ile Eş.4.24 ve Eş.4.25 yazılabilir.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (P_p^* - P_e^*) A_e \quad (4.24)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (P_p^* - P_n^*) A_n \quad (4.25)$$

Tahmini basınç  $P^*$ , basınç düzeltmesi  $P'$  ilavesi ile düzeltilmiş ve Eş.4.26'da gösterilmiştir.

$$P = P^* + P' \quad (4.26)$$

Basıncadaki  $P'$  düzeltmesine karşılık hızlardaki değişim Eş.4.27'de belirtilmiştir.

$$u_e = u_e^* + u_e' \quad (4.27a)$$

$$v_n = v_n^* + v_n^i \quad (4.27b)$$

Eş.4.18 Eş.4.24'den çıkarılırsa, Eş.4.28 ve Eş.4.21 Eş.4.25'den çıkarılırsa Eş.4.29 elde edilir.

$$a_e u_e^i = \sum a_{nb} u_{nb}^i + (P_p^i - P_E^i) A_e \quad (4.28)$$

$$a_n v_n^i = \sum a_{nb} v_{nb}^i + (P_p^i - P_N^i) A_n \quad (4.29)$$

Simple algoritmasına göre Eş.4.28 ve Eş.4.29'u daha basit ifade etmek için  $\sum a_{nb} u_{nb}^i$  ve  $\sum a_{nb} v_{nb}^i$  değerleri ihmal edilir ve Eş.4.30 ve Eş.4.31 elde edilir.

$$a_e u_e^i = A_e (P_p^i - P_E^i) \quad (4.30)$$

$$a_n v_n^i = A_n (P_p^i - P_N^i) \quad (4.31)$$

Eş.4.30 ve Eş.4.31'deki hız düzeltme ifadeleri  $u_e^i$ ,  $v_n^i$  çekilir ve Eş.4.27'de yerlerine konulursa, hız düzeltme formülleri Eş.4.32 ve Eş.4.33 elde edilir.

$$u_e = u_e^* + \frac{A_e}{a_e} (P_p^i - P_E^i) \quad (4.32)$$

$$V_n = v_n^* + \frac{A_n}{a_n} (P_p^i - P_N^i) \quad (4.33)$$

Basınç düzeltme denklemi, süreklilik denklemi ana kontrol hacmine integre edilmesi (Eş.4.8) ve hız düzeltme formülleri bu integrasyonda yerlerine konulması ile elde edilir.



$$a_p P_p^i = a_E P_E^i + a_w P_w^i + a_N P_N^i + a_S P_S^i + b \quad (4.34)$$

Basınç düzeltme denklemindeki ifadelerin açık hali Eş.4.35'de gösterilmiştir.

$$a_e = \rho_e \frac{A_e}{a_e} \Delta y \quad (4.35a)$$

$$a_N = \rho_N \frac{A_N}{a_N} \Delta x \quad (4.35b)$$

$$a_s = \rho_s \frac{A_s}{a_s} \Delta x \quad (4.35c)$$

$$a_w = \rho_w \frac{A_w}{a_w} \Delta y \quad (4.35d)$$

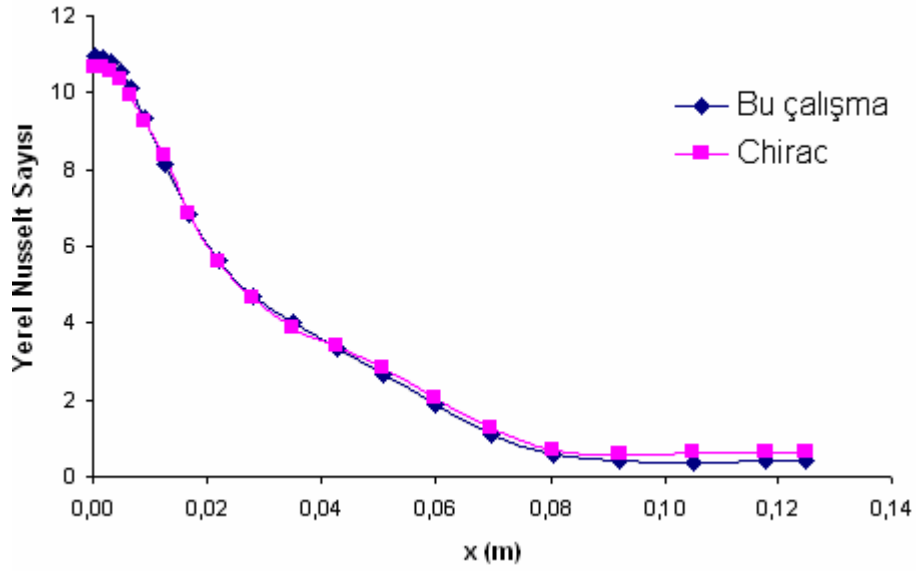
$$b = \frac{(\rho_p^o - \rho_p)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (4.36e)$$

#### 4.4. Sayısal Metodun ve Bilgisayar Programının Test Edilmesi

Bu çalışmada sayısal çözüm için FORTRAN programlama dili kullanılarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Geliştirilen programın doğruluğunun anlaşılabilmesi amacıyla programdan elde edilen sonuçlar, literatürde bulunan benzer bir çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Chirac [1999] tarafından yapılan çalışmada, levhaların uzunluğu 0,25 m, lüle genişliği 0,01 m ve levhalar arasındaki uzaklık 0,05 m olarak alınmıştır. Buradaki parametreler, bu çalışmada kullanılan parametreler ile aynıdır. Bu nedenle her iki çalışma birbiriyle kıyaslanmıştır. Kararlı rejimde Reynolds

sayısı 250 için anlık yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişim grafiği Şekil 4.3.'de görölmektedir.



Şekil 4.4.  $Re=250$  için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi.

Grafik incelendiğinde, her iki çalışmadan elde edilen eğrilerin birbirlerine çok yakın olduğu görölmektedir.

Çizelge 4.1.  $Re=250$  için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması

	Bu Çalışma	Chirac'ın Çalışması	% Olarak Fark
Ağ Yapısı	56 x 86	42 x 62	
Ortalama Nusselt Sayısı	2,92	2,908	0,41
Durma Noktası Nusselt Sayısı	10,97	10,68	2,71
Maksimum Nusselt Sayısı	10,97	10,68	2,71

Bu çalışmada Maksimum Nusselt sayısı 10,97 iken, Chirac'ın çalışmasında söz konusu değer 10,68'dir. Her iki sonuç arasında %2.71 sapma vardır.

Ayrıca, ortalama Nusselt sayısı bu çalışmada 2,92 iken Chirac'ın çalışmasında 2,908'dir. Sonuçlar arasındaki %0,41 fark vardır.

Görüldüğü üzere, her iki çalışma karşılaştırıldığında birbirlerine çok yakın sonuçlar bulunmaktadır. Bu durumda, kullanılan sayısal metodun ve geliştirilen bilgisayar programının doğru sonuçlar verdiği ifade edilebilir.

## 5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, bir lüleden çıkarak hedef yüzeye çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir.

Reynolds sayısının 250, 400, 500 ve 650 değerleri ve levhalar arası mesafenin lüle genişliğine oranı  $H/W = 0,5, 1, 1,5, 2, 3,5, 5$  değerleri için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sıcaklık dağılımından alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı maksimum Nusselt sayısı hesaplanmıştır.

### 5.1. Akış Alanının Reynolds Sayısı ve Levhalar Arası Mesafeyle Değişimi

Reynolds sayısının ve levhalar arası mesafenin ( $H/W$ ) akış alanına etkisini incelemek için Reynolds sayısının değişik değerleri (250, 400, 500 ve 650) ve levhalar arası mesafenin değişik değerleri için elde edilen akışların hız vektör değerleri incelenmiştir. Şekil 5.1'de  $Re=250$  için, Şekil 5.2'de  $Re=400$  için, Şekil 5.3'de  $Re=500$  için ve Şekil 5.4'de ise  $Re=650$  için farklı  $H/W$  (0,5, 1, 1,5, 2, 3,5, 5) oranlarındaki hız vektör dağılımları verilmiştir.

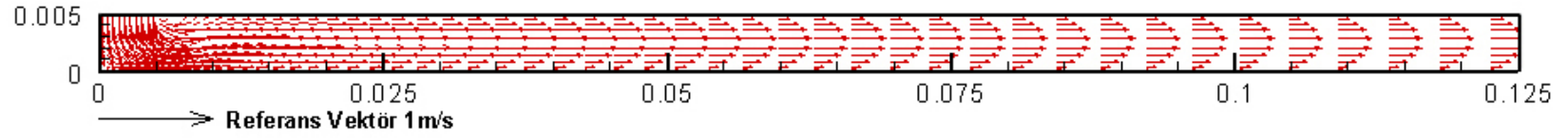
Soğuk jet, dikey doğrultuda uygulanmakta ve sıcak olan alt levhaya çarparak yön değiştirmektedir. Böylece levha boyunca ısı transferi sağlanmaktadır. Tüm  $H/W$  oranlarında ve tüm Reynolds sayılarında, çarpan jetlerde görülen, serbest jet bölgesi, çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi oluşmaktadır. Lüle çıkışından uzaklaştıkça, jetin serbest sınırı genişlemekte ve sabit hız çekirdeği daralmaktadır. Lüle çıkışından itibaren uzaklık arttıkça, hız azalmakta ve durma noktasında (alt levhada) hız değeri sıfır olmaktadır. Durma noktasından itibaren duvar jeti bölgesinde, yatay yönde hız artmaktadır. Ancak; çevre akışın momentumunun sıfır olmasından dolayı, yatay yönde hızlanma sürekli olmaz ve yavaşlayarak yüzeye paralel akmaktadır.

Bütün Reynolds sayılarında H/W oranının küçük değerlerinde, çarpan jet, yatay yönde yön değiştirdikten sonra paralel iki levha arasındaki akış yapısına benzer bir akış oluşmaktadır. H/W oranı arttıkça, jet ile üst levhanın oluşturduğu köşe bölgesinde sirkülasyon oluşmaktadır. H/W oranı arttıkça sirkülasyon bölgesi genişlemektedir. H/W oranı 5 olduğunda bütün Reynolds sayılarında sirkülasyon bölgesi çıkış yüzeyine kadar ulaşmaktadır. Bundan dolayı, H/W oranının yüksek değerlerinde çevreden levhalar arasına akışkan girmektedir. H/W oranı arttıkça, serbest jet bölgesinde akışkanın hızı azalmakta ve duvar jeti bölgesinde yatay yönde akış hızının daha küçük değerlerde seyrettiği yani, yatay yönde ivmelenmenin çok az olduğu gözlemlenmektedir.

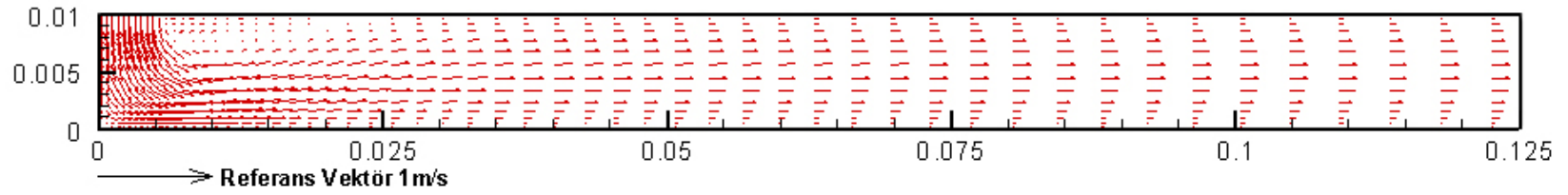
Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda, hem üst levha ile jet arasındaki, hem de alt levha üzerindeki sirkülasyon bölgeleri daha belirgin hale gelmekte ve daha küçük H/W oranlarında sirkülasyonlar başlamaktadır.

Reynolds sayısının 250 olduğu durumun hız dağılımı olan Şekil 5.1a, 5.1b ve 5.1c incelendiğinde duvar jeti belirgin olarak görülmektedir ve alt yüzey boyunca devam etmektedir.

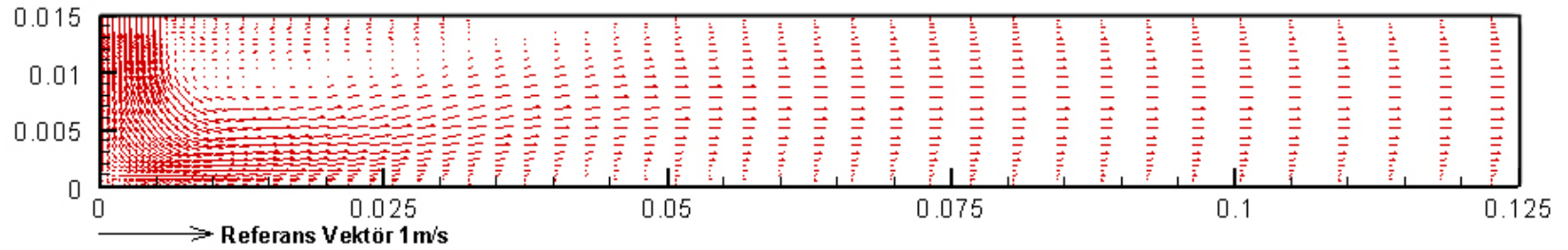
Şekil 5.1d, 5.1e ve 5.1f incelendiğinde, akışın çıkışa yakın bölgede yüzeyden ayrıldığı ve bir sirkülasyon bölgesi oluşturduğu görülmektedir. Bunun nedeni, H/W oranı büyüklüğünden dolayı akışın çarpma hızının çok küçük olmasıdır ve yatay yönde yeteri kadar ivmelenmemesidir. Özellikle Şekil 5.1f'de, bu durum açıkça görülmektedir.



(a)

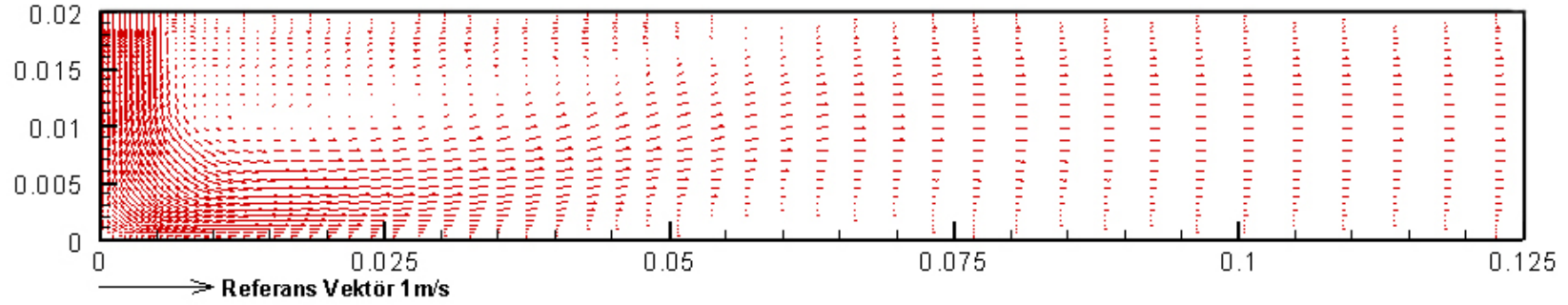


(b)

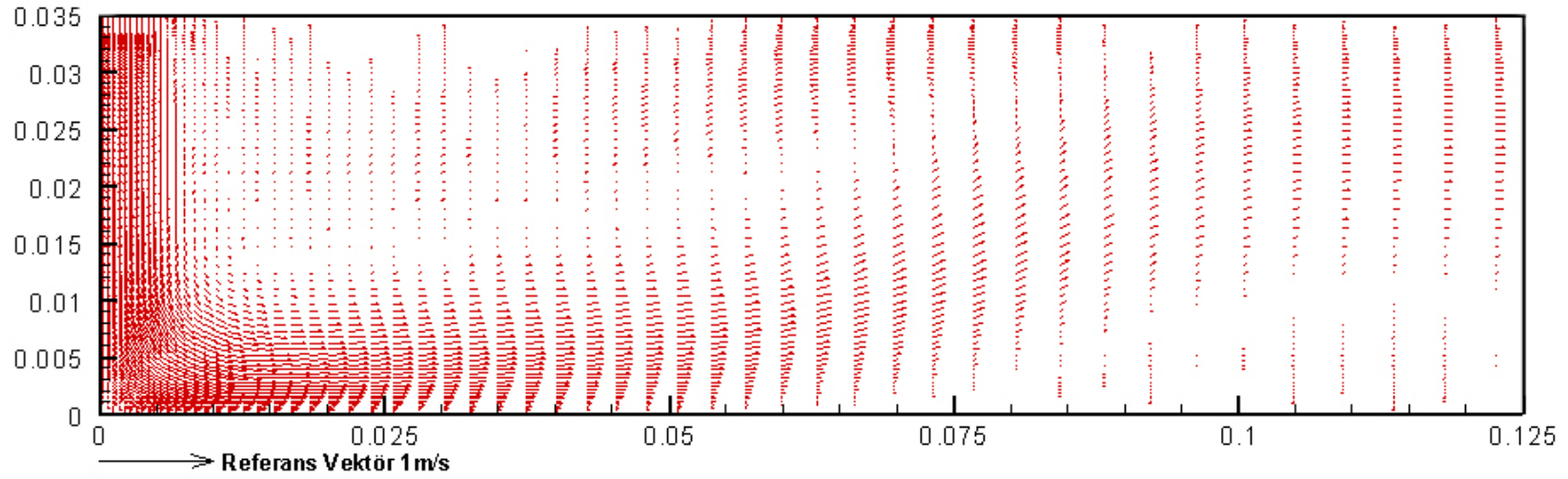


(c)

Şekil 5.1. Jet Reynolds sayısı 250 için farklı  $H/W$  değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$ , (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$ , (f)  $H/W=5$

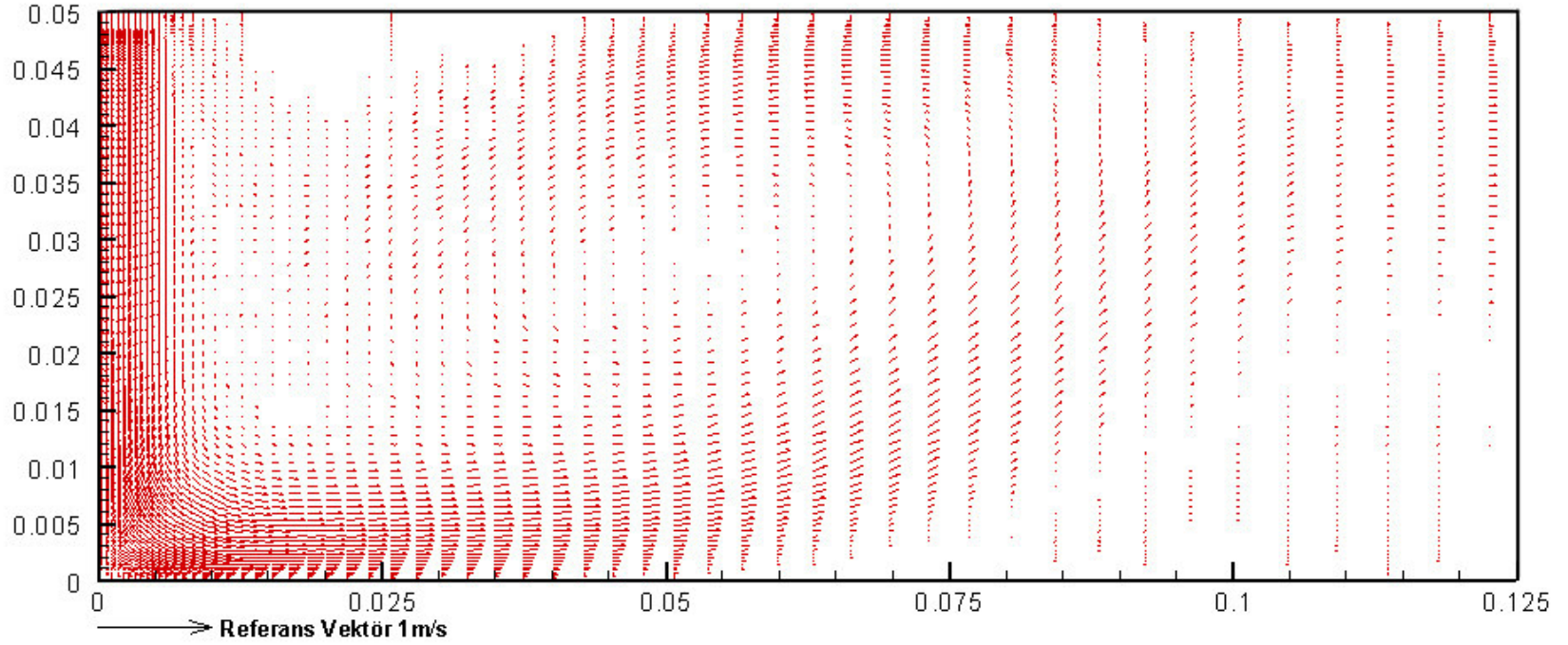


(d)



(e)

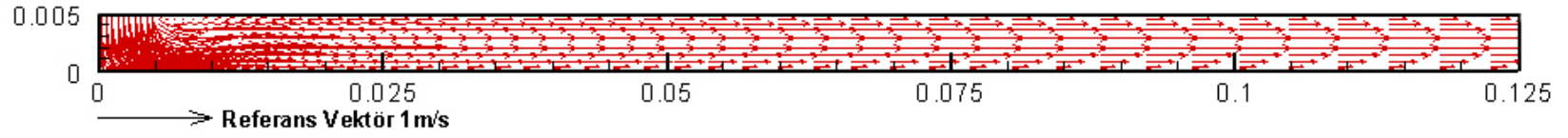
Şekil 5.1. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
 (a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5, (d) H/W=2, (e) H/W=3,5, (f) H/W=5



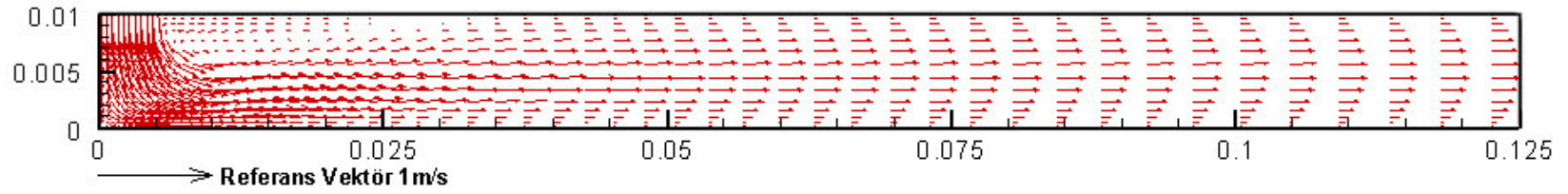
(f)

Şekil 5.1. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için farklı  $H/W$  değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$ , (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$ , (f)  $H/W=5$

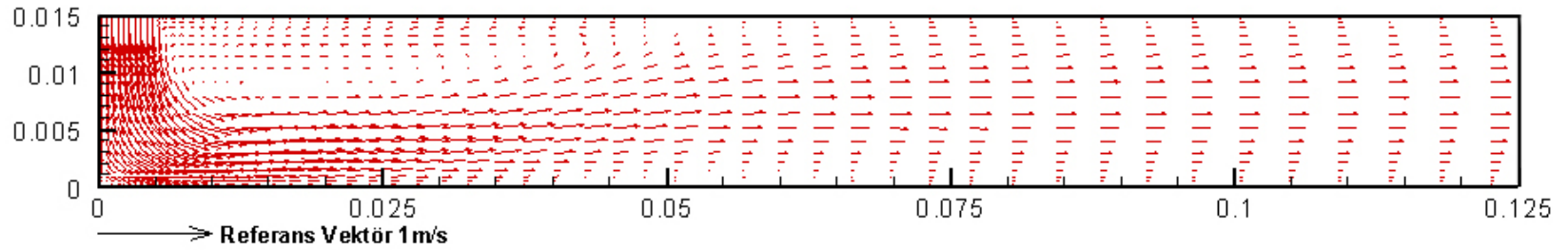




(a)

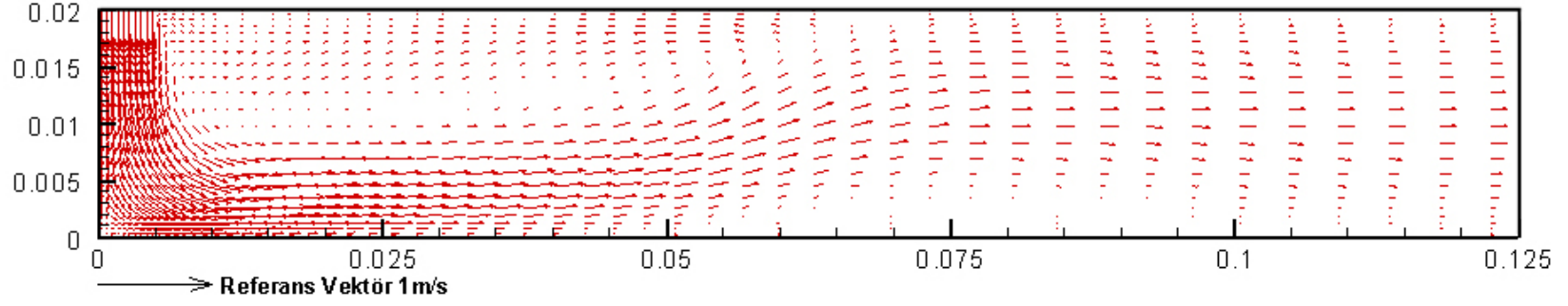


(b)

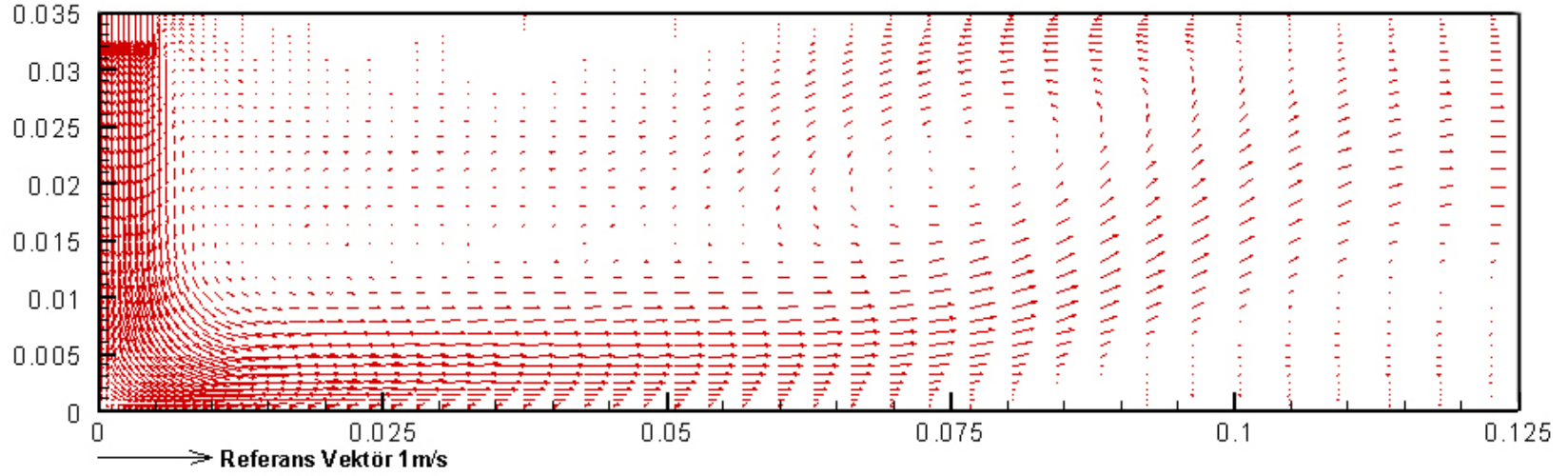


(c)

Şekil 5.2. Jet Reynolds sayısı 400 için farklı  $H/W$  değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$ , (f)  $H/W=5$

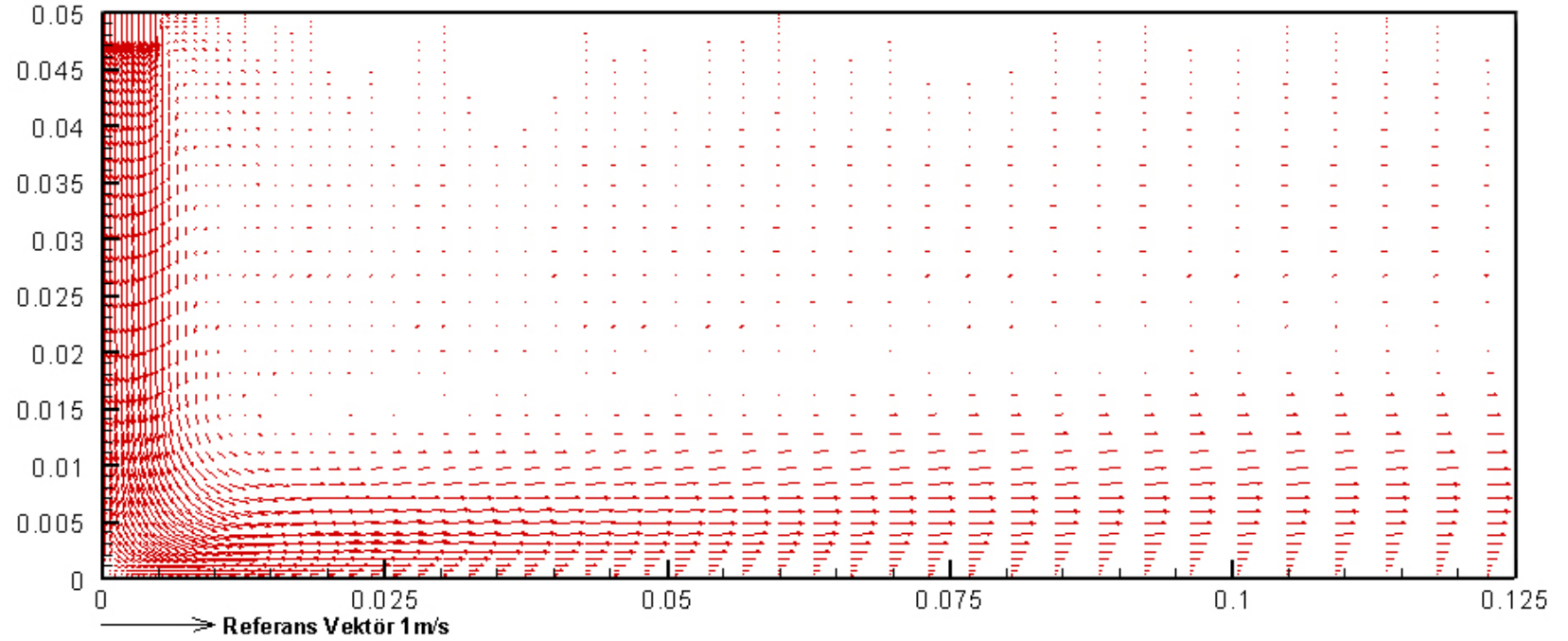


(d)



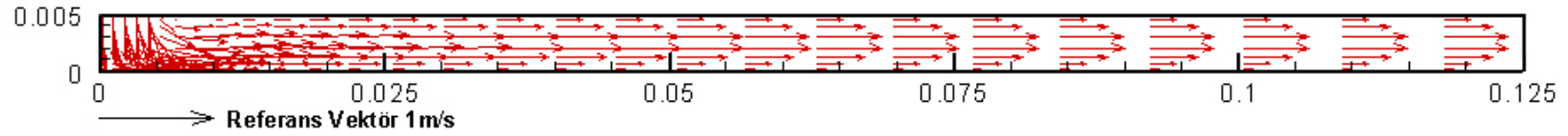
(e)

Şekil 5.2. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5

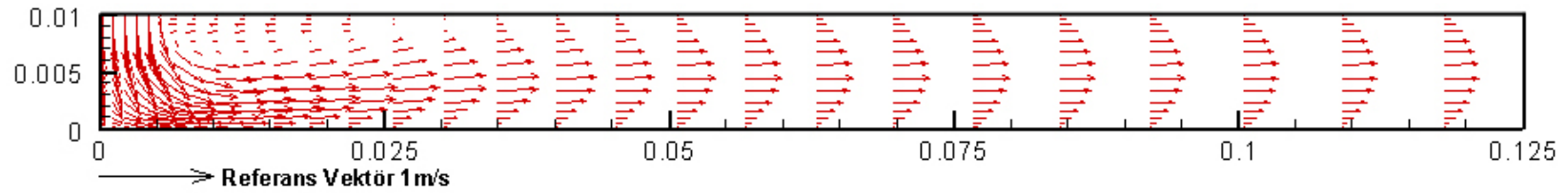


(f)

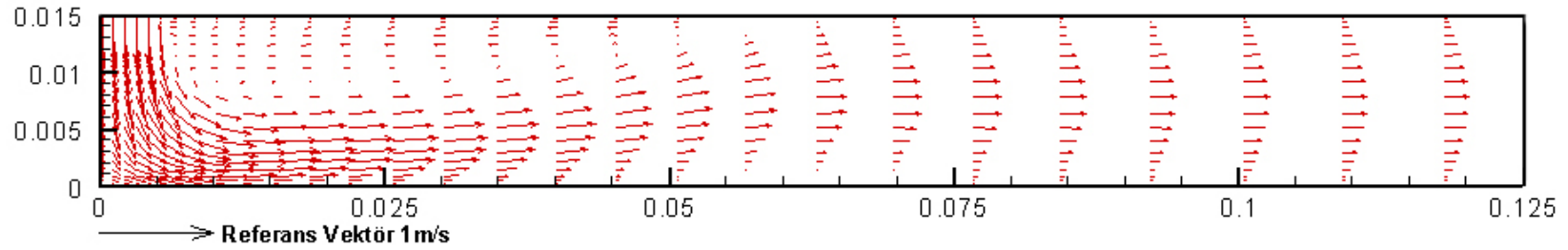
Şekil 5.2. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5



(a)

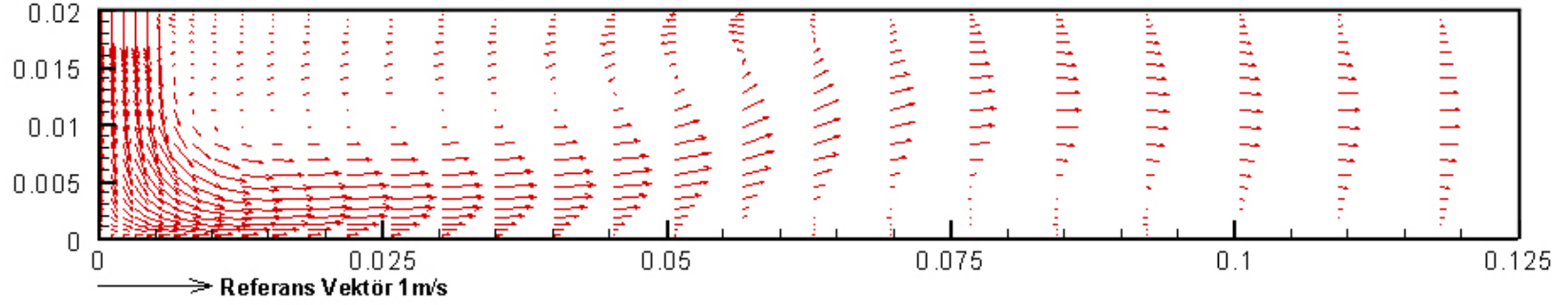


(b)

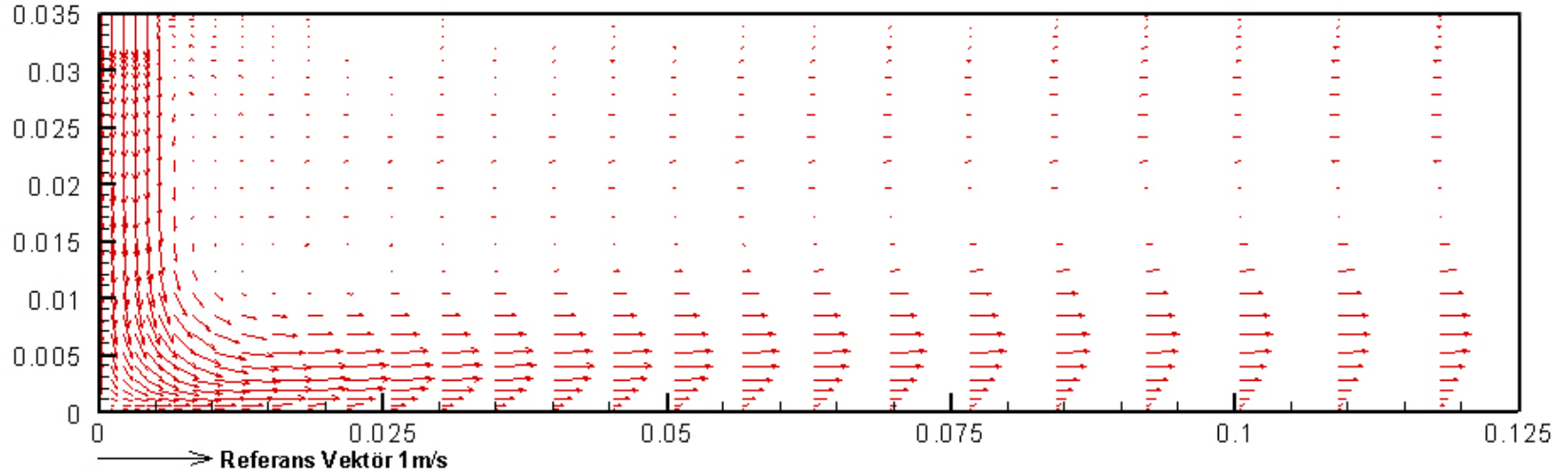


(c)

Şekil 5.3. Jet Reynolds sayısı 500 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5

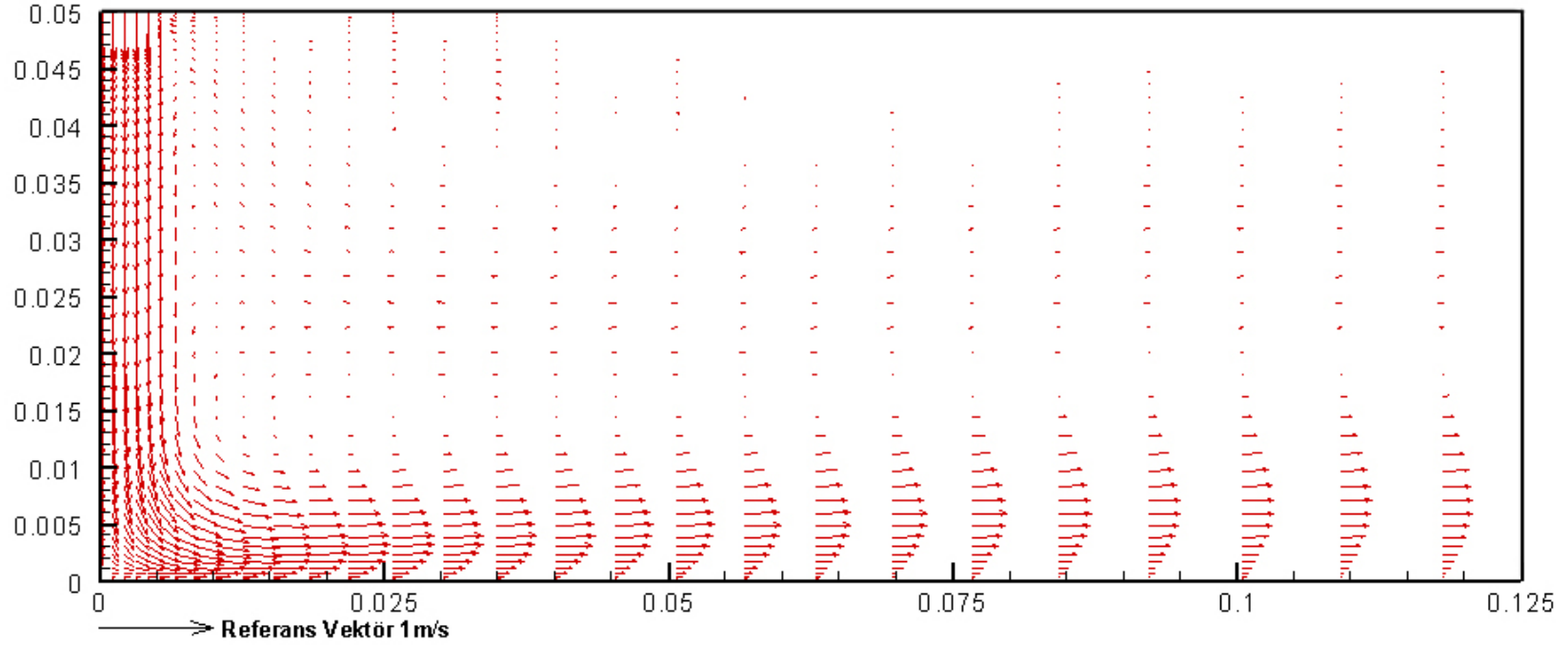


(d)



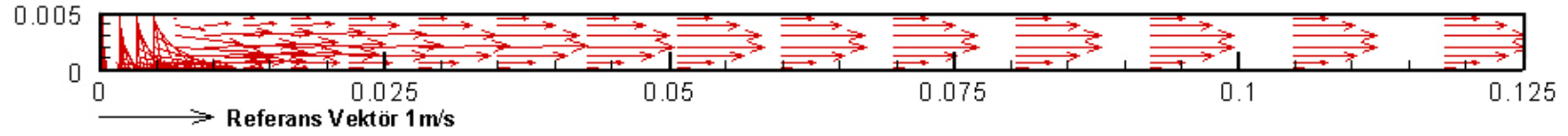
(e)

Şekil 5.3. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
 (a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5

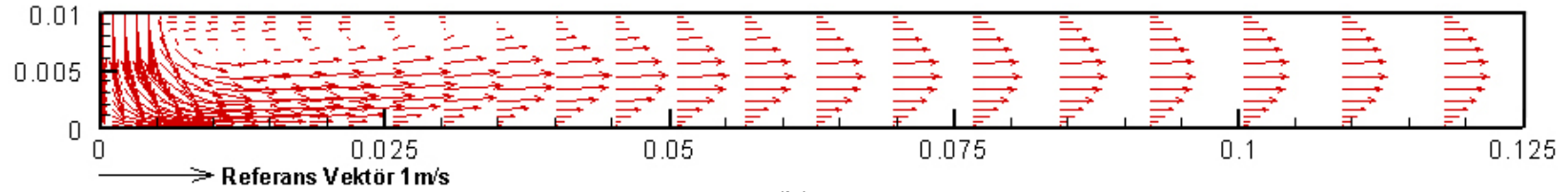


(f)

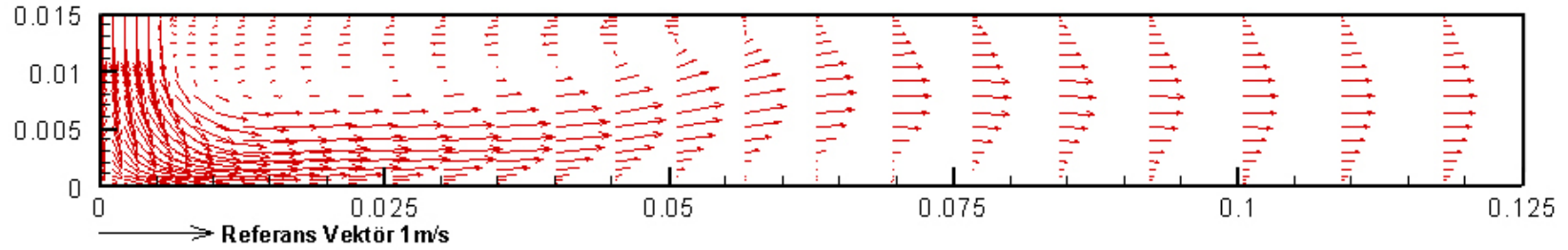
Şekil 5.3. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için farklı  $H/W$  değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



(a)

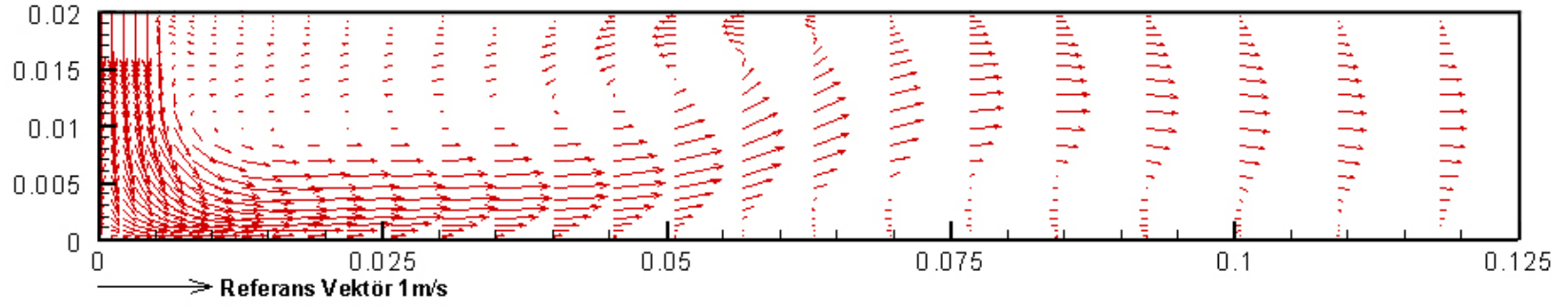


(b)

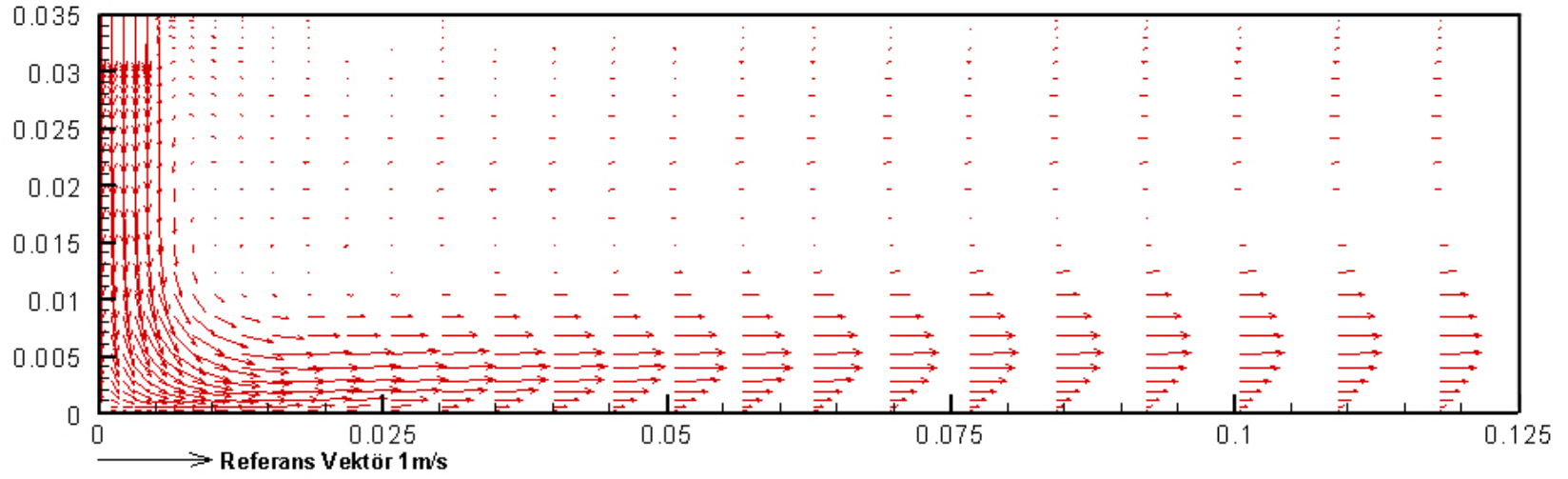


(c)

Şekil 5.4. Jet Reynolds sayısı 650 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
 (a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5



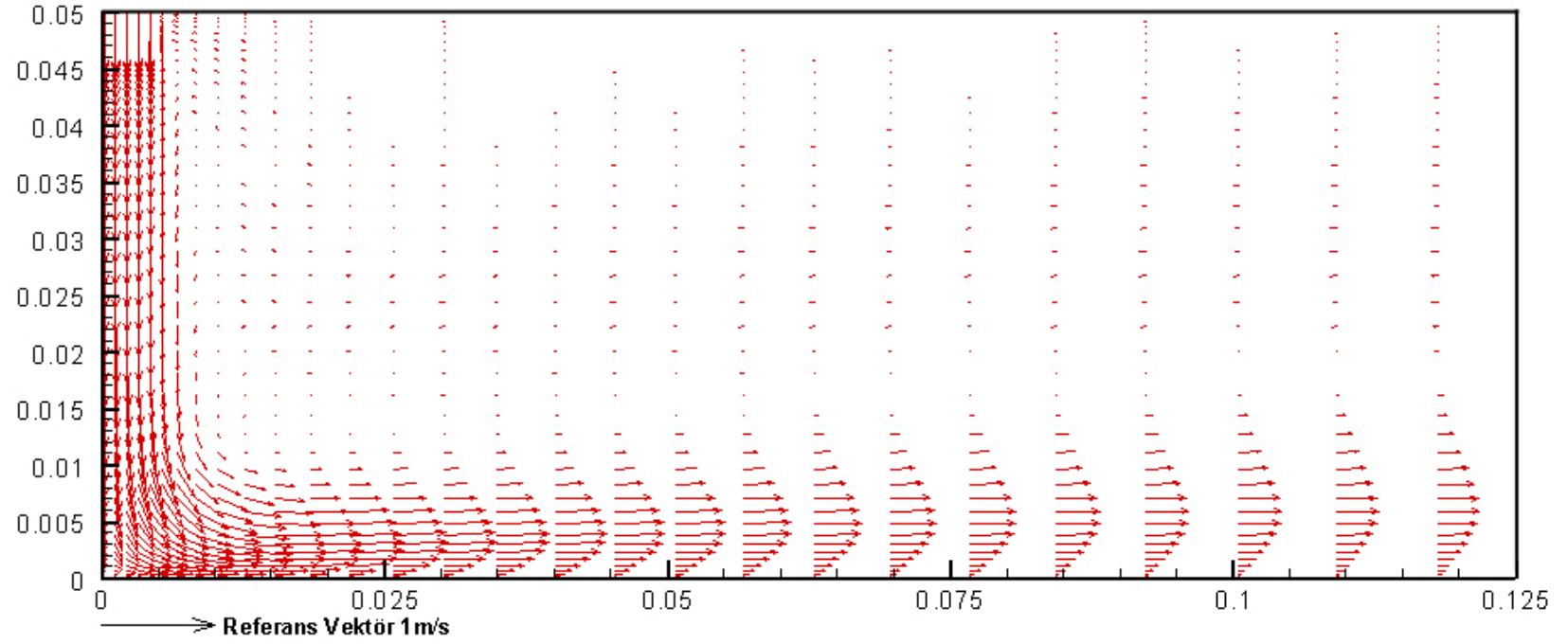
(d)



(e)

Şekil 5.4. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için farklı H/W değerlerinde hız vektör dağılımı  
 (a) H/W=0,5, (b) H/W=1, (c) H/W= 1,5 (d) H/W=2, (e) H/W=3,5 (f) H/W=5





(f)

Şekil 5.4. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için farklı  $H/W$  değerlerinde hız vektör dağılımı  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

Reynolds sayısının ve levhalar arası mesafenin ( $H/W$ ) akış alanına etkisini incelemek için Reynolds sayısının değişik değerleri (250, 400, 500 ve 650) ve levhalar arası mesafenin değişik değerleri için elde edilen akışların akım çizgileri eğrileri incelenmiştir. Şekil 5.5'de  $Re=250$  için, Şekil 5.6'da  $Re=400$  için, Şekil 5.7'de  $Re=500$  için ve Şekil 5.8'de ise  $Re=650$  için farklı  $H/W$  (0,5, 1, 1,5, 2, 3,5, 5) oranlarındaki akım çizgileri eğrileri verilmiştir.

Sabit akım çizgisi eğrilerinin verildiği Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 incelendiğinde sirkülasyon bölgeleri daha açık görülmektedir. Durma noktalarında çarpan jetten dolayı sınır tabaka kalınlığı oldukça azalmakta ve Reynolds sayısı arttıkça, durma noktası çevresinde sınır tabaka kalınlığının azaldığı görülmektedir. Sınır tabaka kalınlığındaki bu azalma ısı transferini artıran en önemli mekanizmadır.

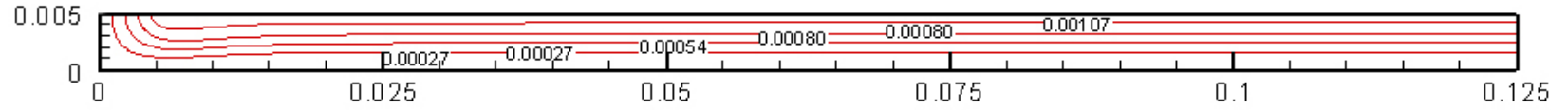
Reynolds sayısının değişmesiyle, akış alanı içerisinde farklı bölgelerde sirkülasyon meydana gelmiştir. Levhalar arası mesafenin büyümesi ile üst levha altında oluşan sirkülasyon levha boyunca yayılmakta ve daha belirgin hale gelmektedir. Sirkülasyonun en yoğun görüldüğü durum tüm Reynolds sayılarında  $H/W$  oranının 3,5 ve 5 olduğu durumdur. Ayrıca; oluşan sirkülasyon, bir yayılım göstererek çözüm alanı boyunca görülmektedir.

Lüle-levha arasındaki mesafenin küçük değerlerinde sirkülasyon, düşey yönde sıcak alt levhaya yakın oluşmaktadır.

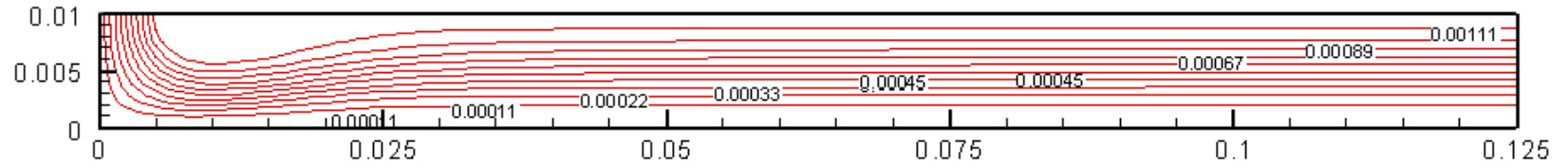
Farklı Reynolds sayılarında  $H/W$  oranının 2 olduğu durum incelenirse, alt levhanın beşinci cm'sinden itibaren, akışın levhadan ayrıldığı gözlemlenmektedir. Bununla beraber, Reynolds sayısının 250 ve 400 olduğu durumlarda  $H/W$  oranı 3,5 iken alt levhada yedinci cm'den itibaren akış levhadan ayrılmaktadır. Akışın levhadan ayrılması levhanın o bölümündeki ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır.

Reynolds sayılarının 250 ve 400, H/W oranının 3,5 ve 5 olduğu durumlarda akış alanı içerisinde ikinci bir sirkülasyon bölgesi oluşmaktadır.

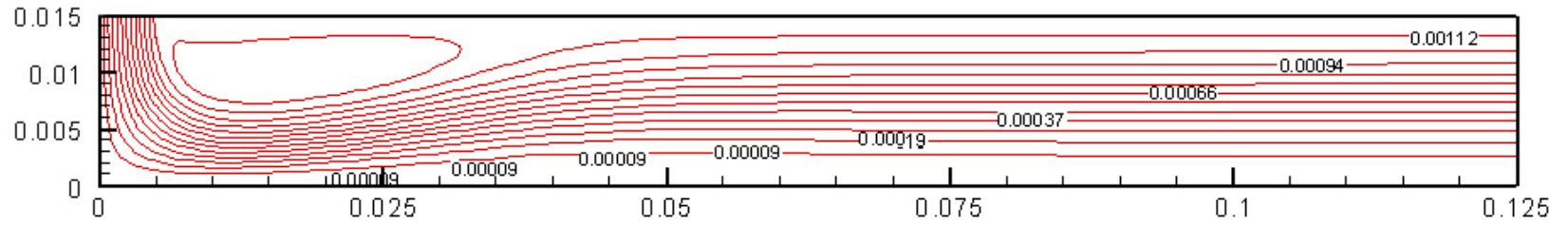
Şekiller incelendiğinde, oluşan sirkülasyonların jet ekseninden uzaklığının birbirleri ile yaklaşık olarak aynı olduğu görülmektedir. Hem H/W oranı hem de Reynolds sayısı arttığında, oluşan sirkülasyonların akım çizgilerinin büyüklükleri artmaktadır.



(a)

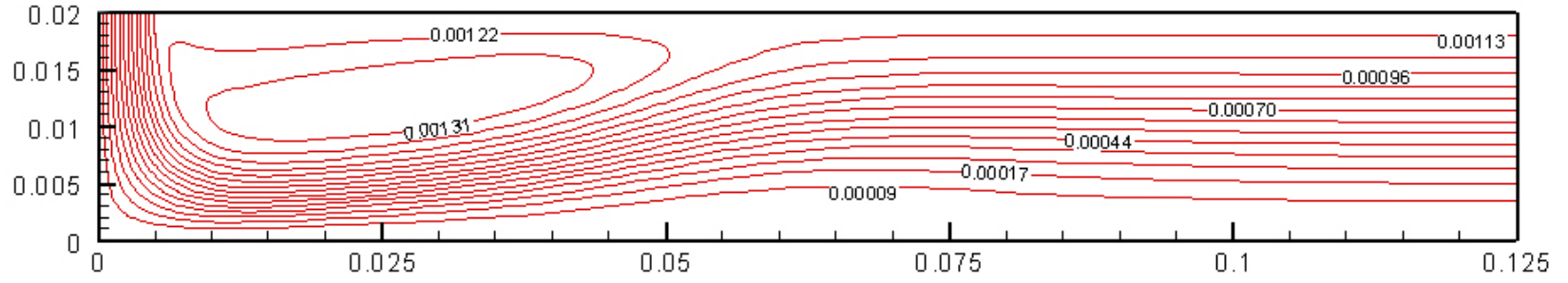


(b)

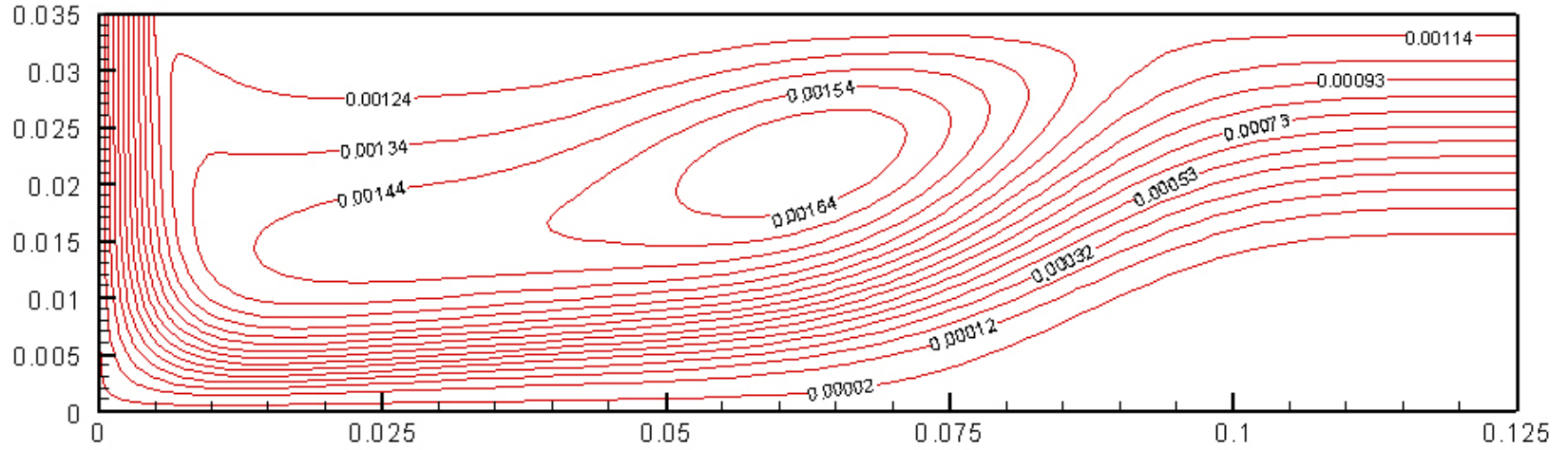


(c)

Şekil 5.5. Jet Reynolds sayısı 250 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

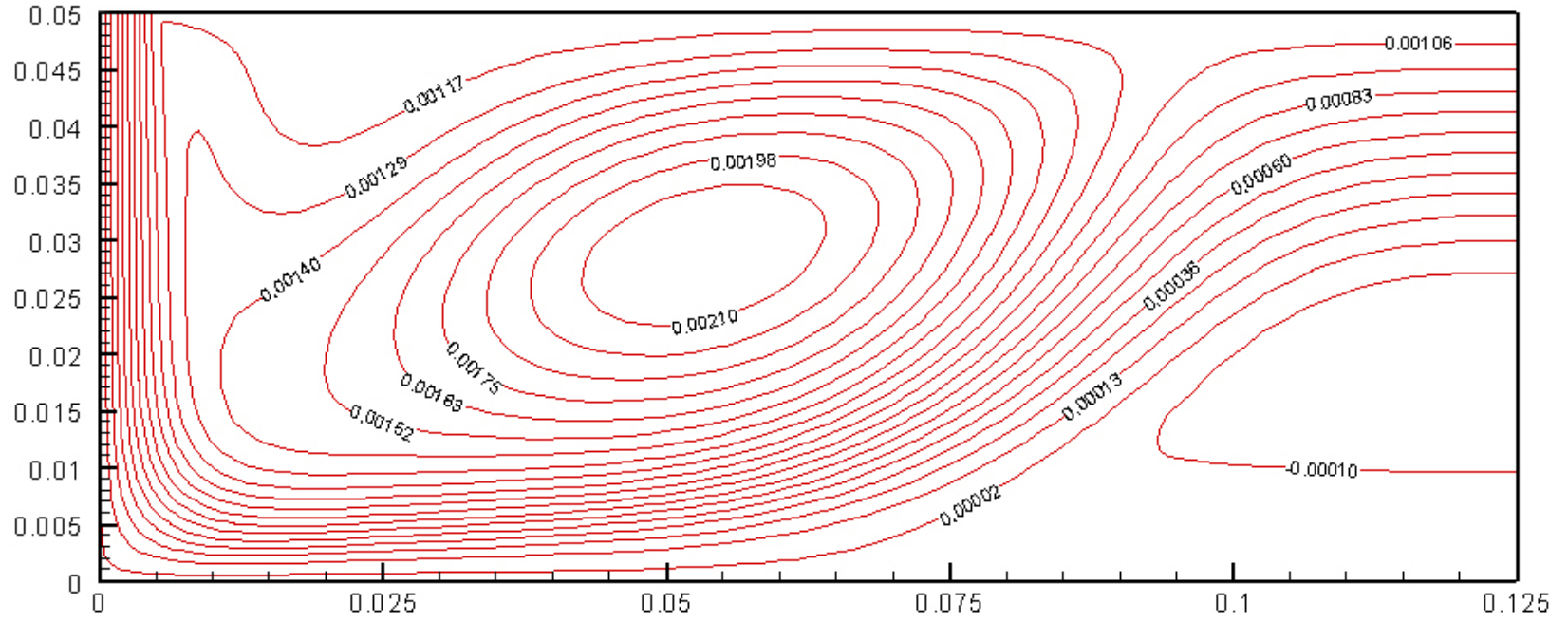


(d)



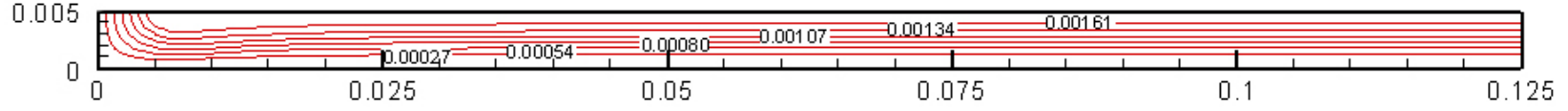
(e)

Şekil 5.5. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

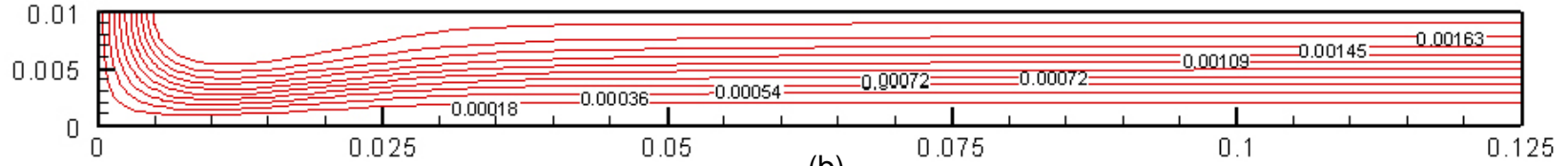


(f)

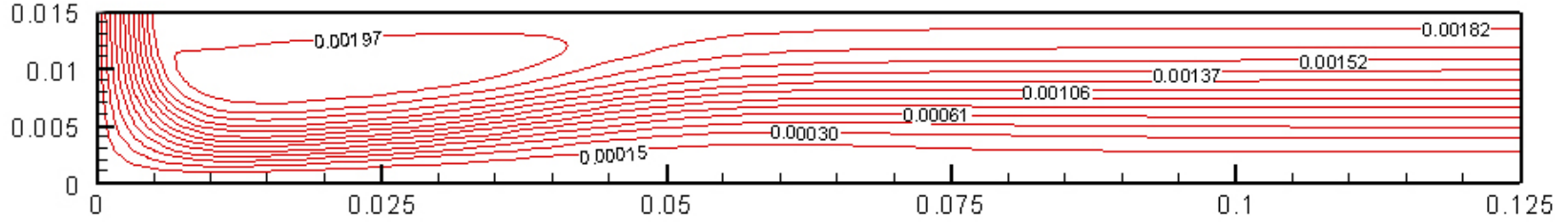
Şekil 5.5. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için sabit akım çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



(a)

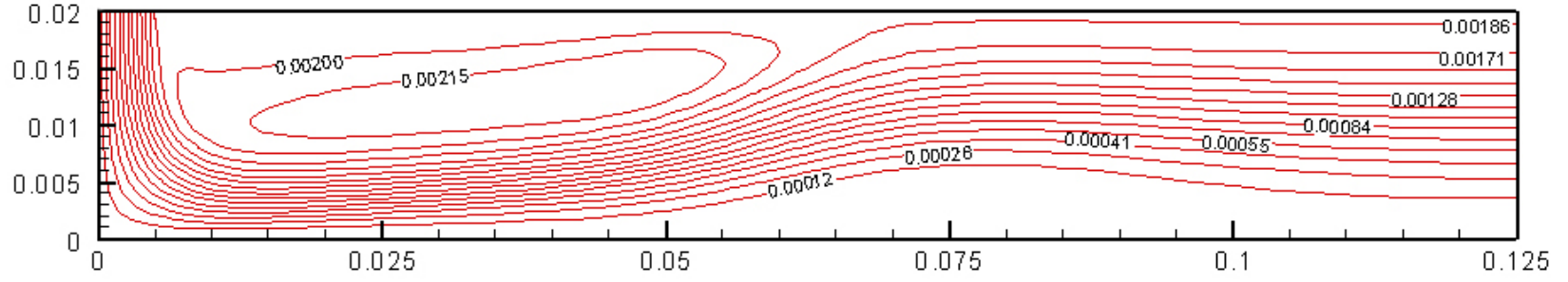


(b)

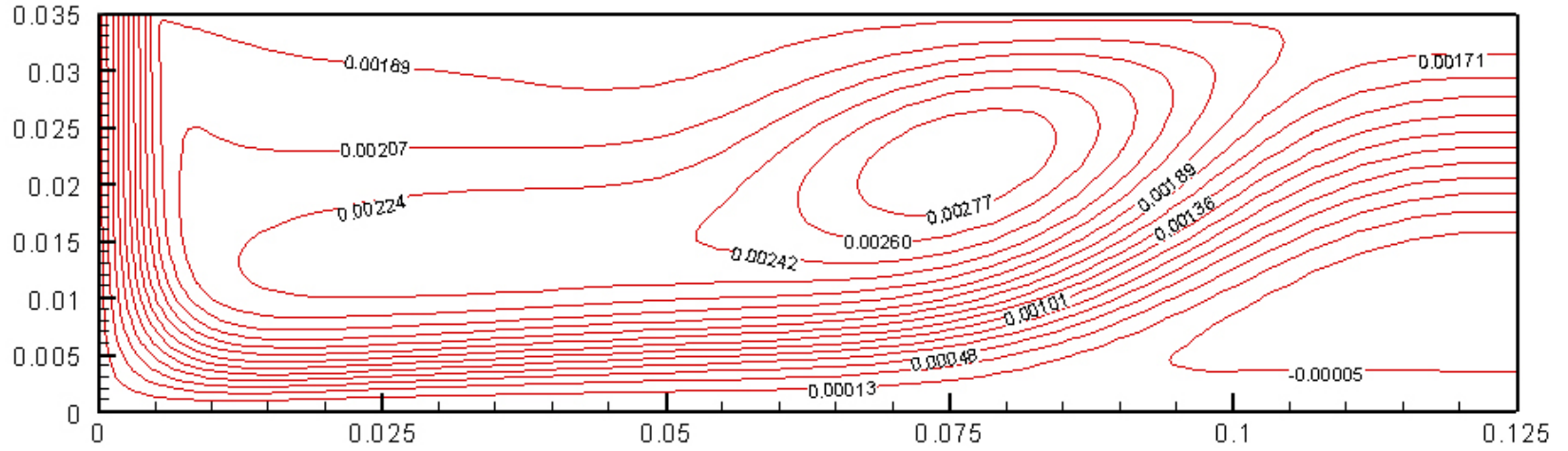


(c)

Şekil 5.6. Jet Reynolds sayısı 400 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W= 1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



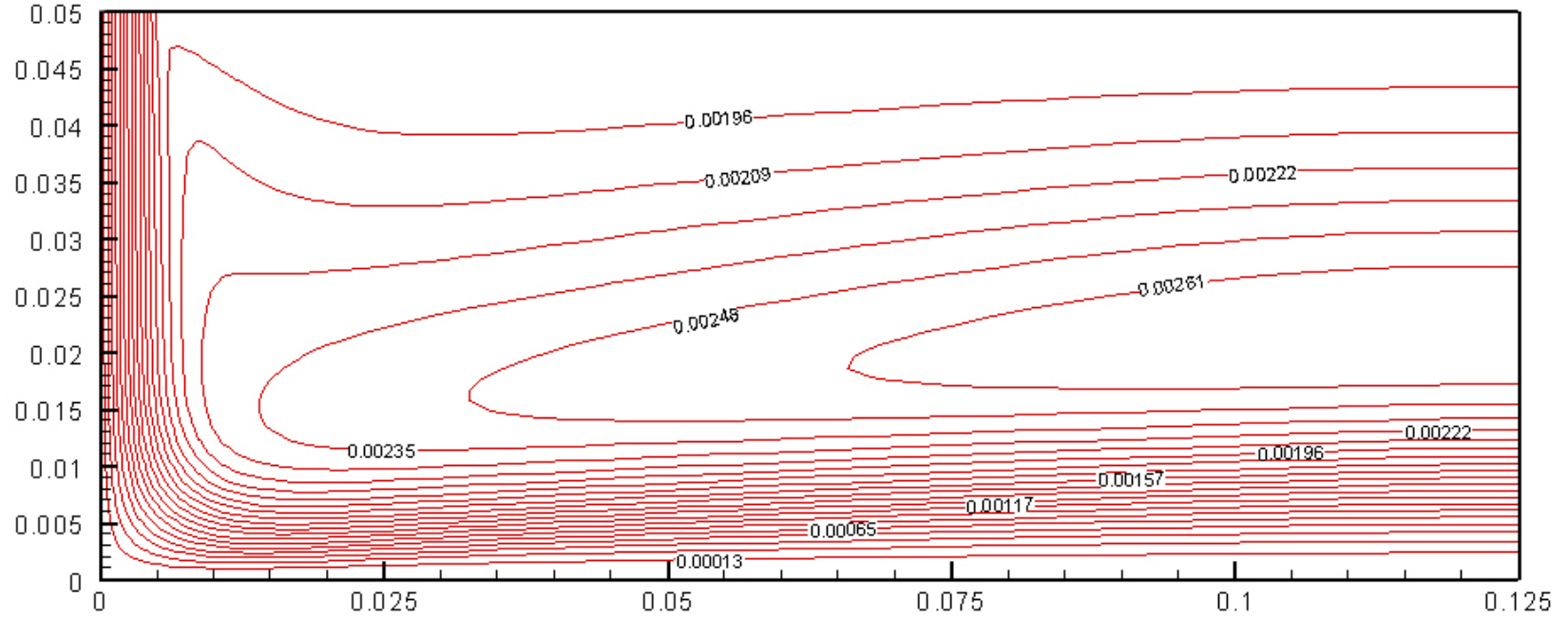
(d)



(e)

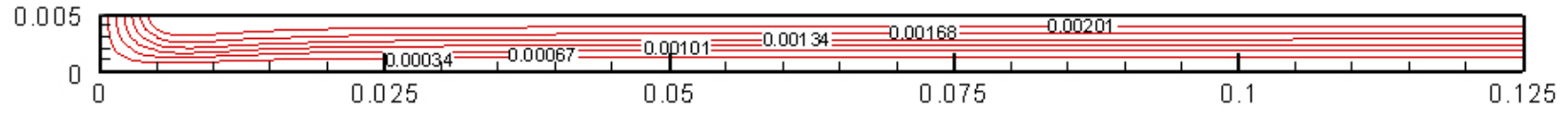
Şekil 5.6. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



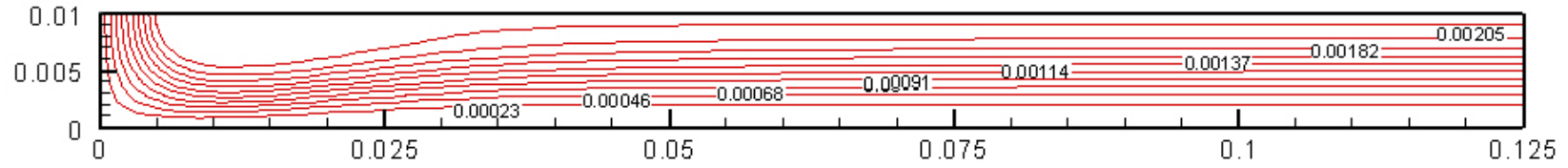


(f)

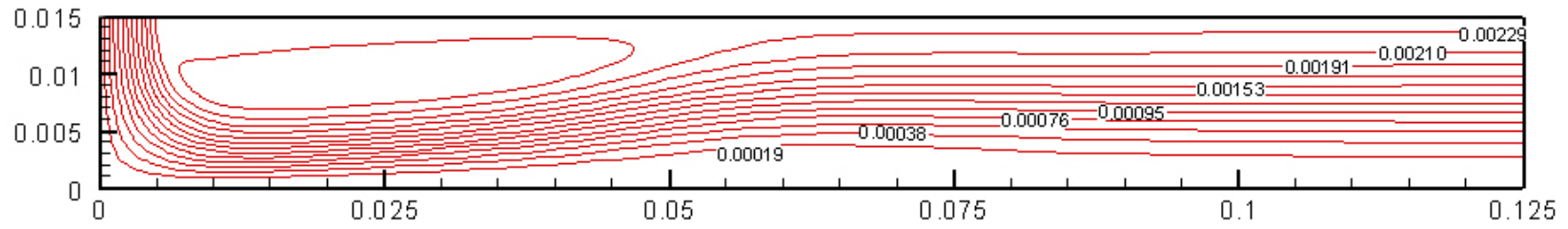
Şekil 5.6. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için sabit akım çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



(a)

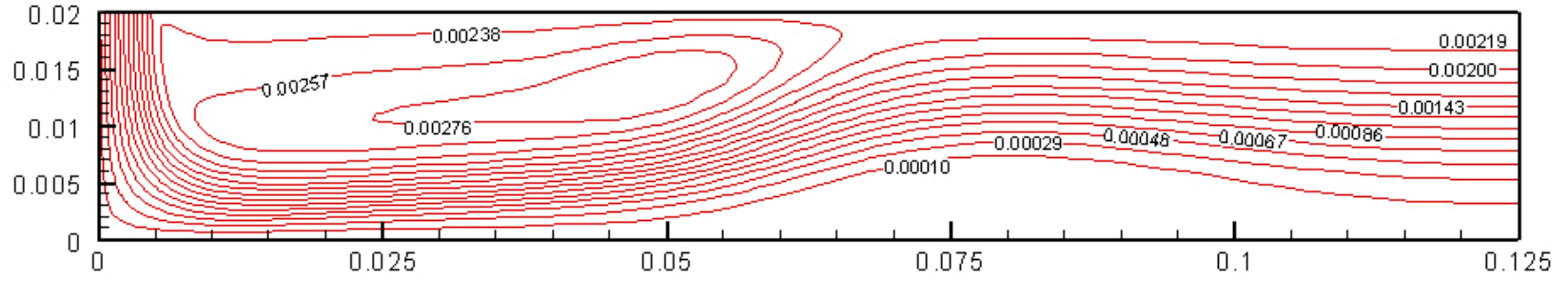


(b)

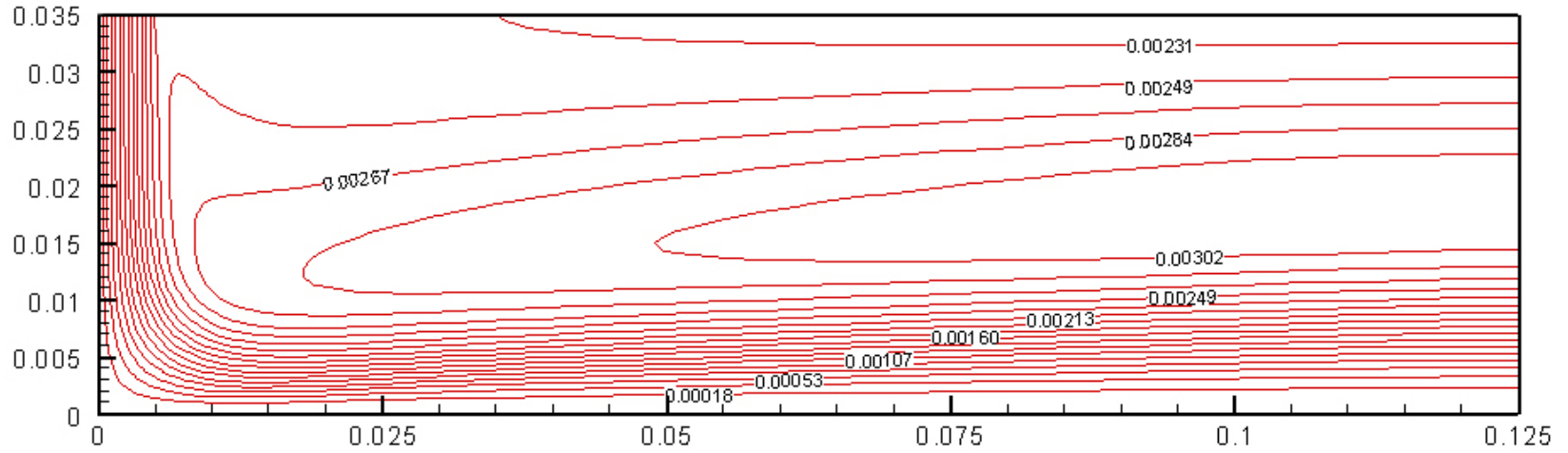


(c)

Şekil 5.7. Jet Reynolds sayısı 500 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

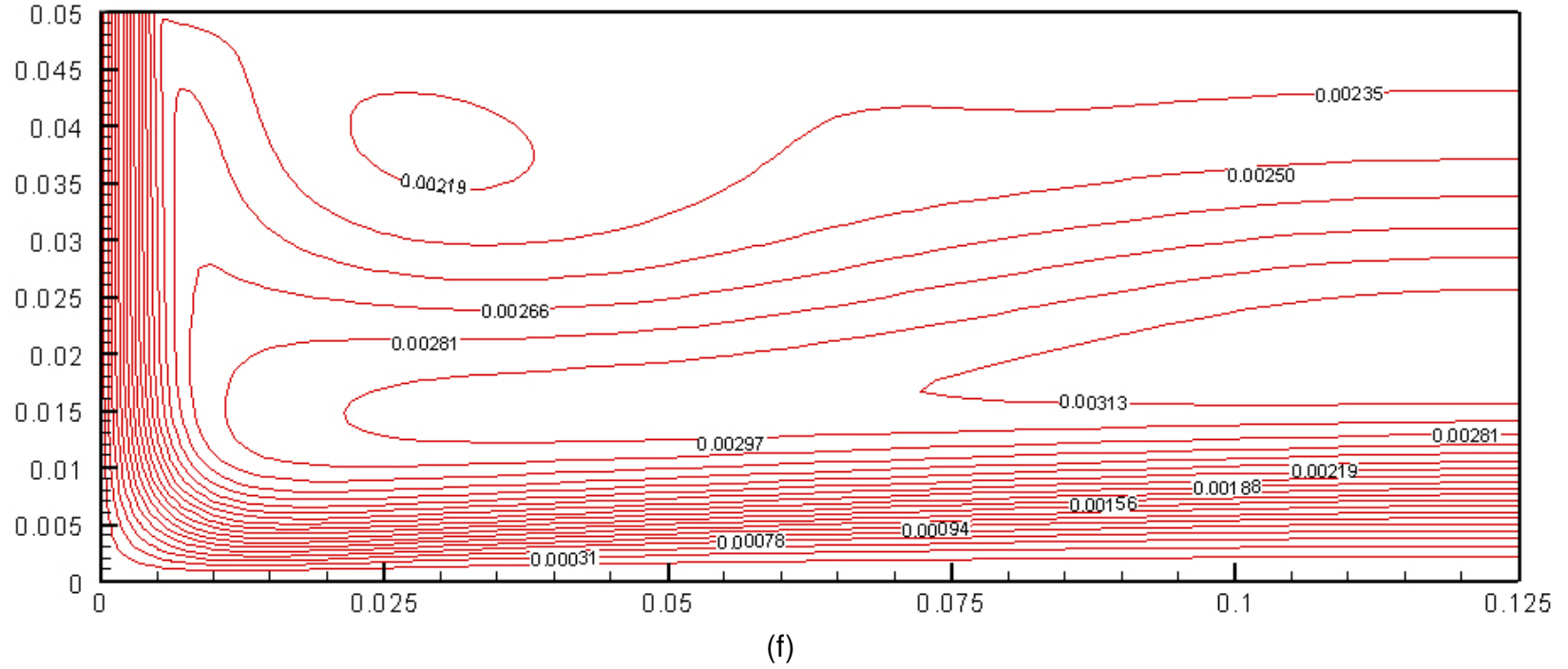


(d)

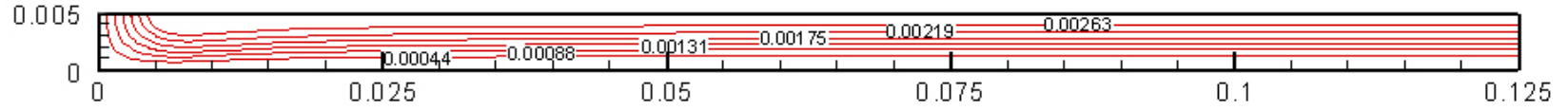


(e)

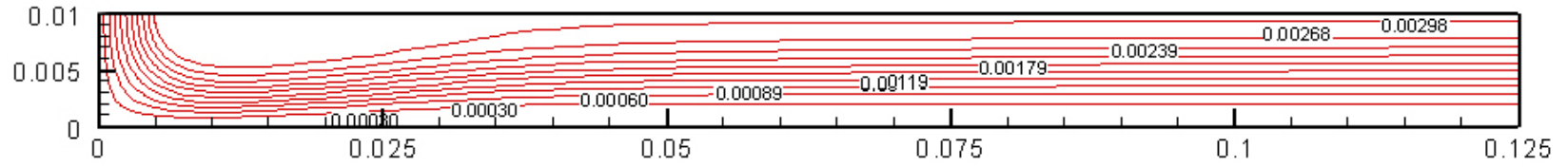
Şekil 5.7. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



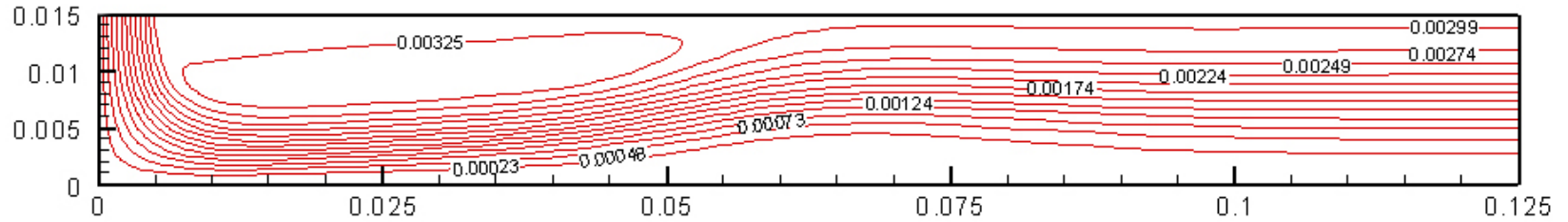
Şekil 5.7. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için sabit akım çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



(a)

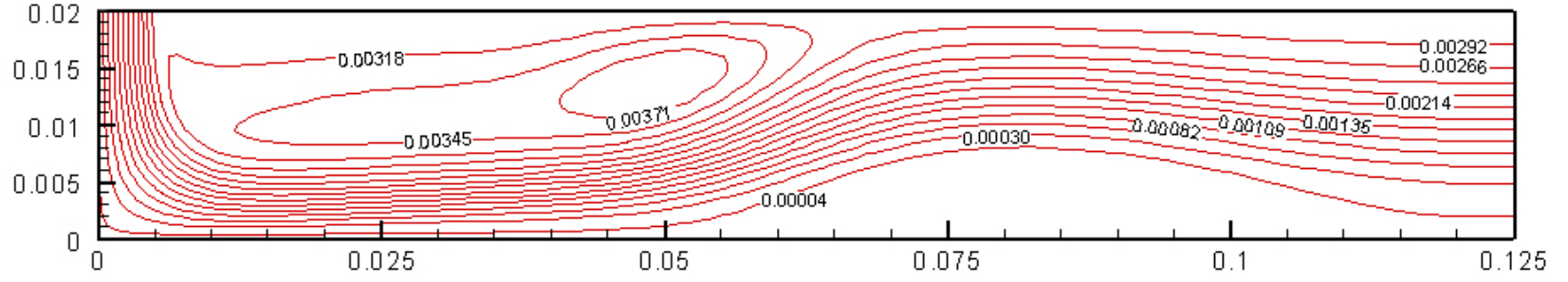


(b)

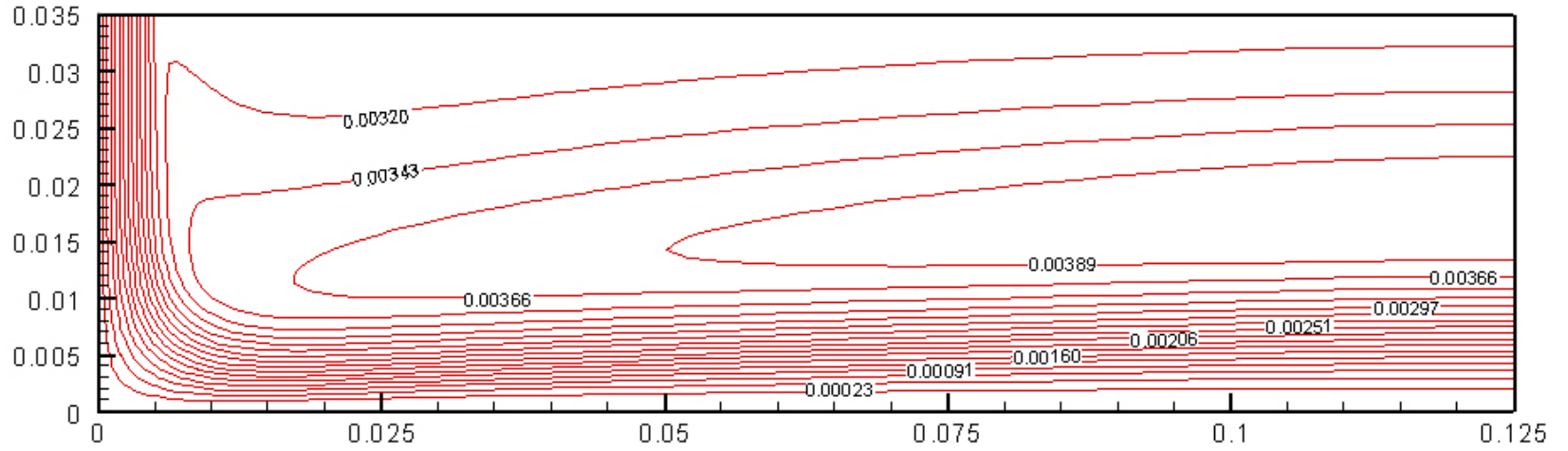


(c)

Şekil 5.8. Jet Reynolds sayısı 650 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

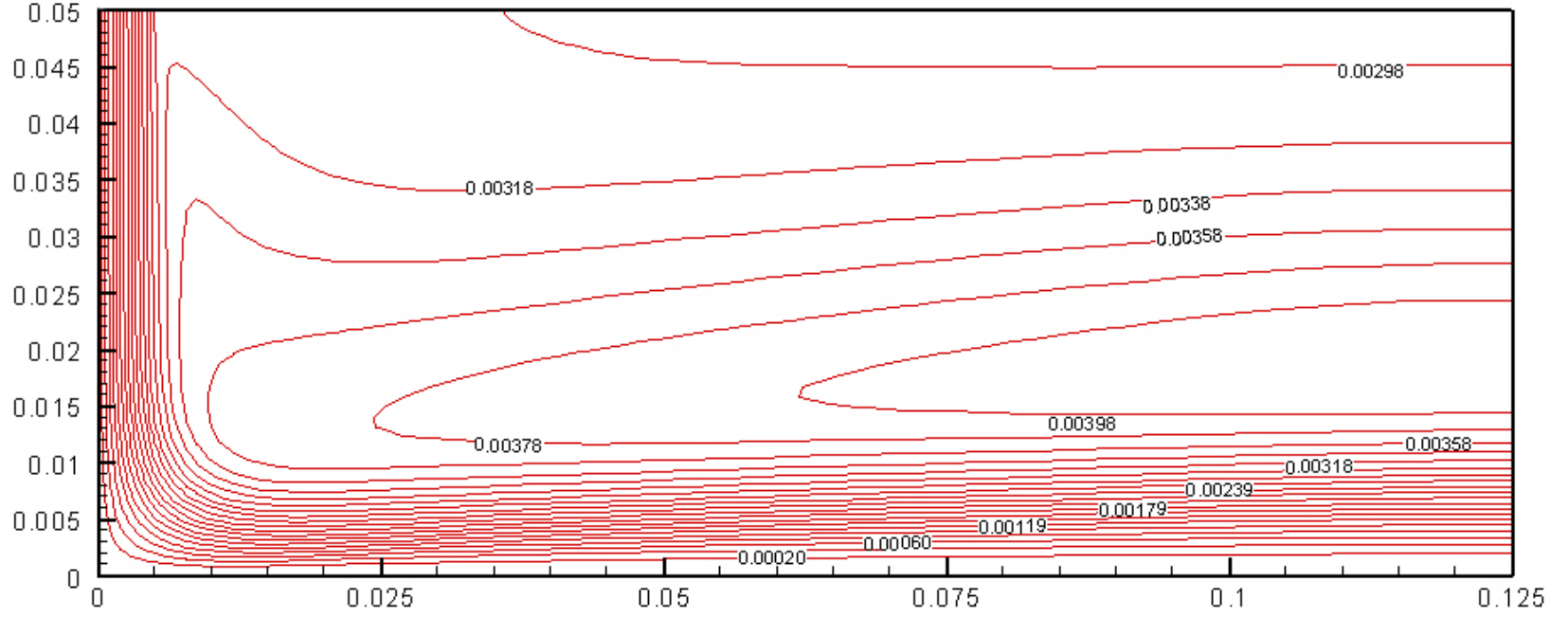


(d)



(e)

Şekil 5.8. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için sabit akım çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



(f)

Şekil 5.8. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için sabit akım çizgileri

(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

## 5.2. Reynolds Sayısı ve Levhalar Arası Mesafenin Sıcaklık Dağılımına Etkisi

Reynolds sayısının ve levhalar arası mesafenin ( $H/W$ ) akış alanına etkisini incelemek için Reynolds sayısının değişik değerleri (250, 400, 500 ve 650) ve levhalar arası mesafenin değişik değerleri için elde edilen akışların eş sıcaklık eğrileri incelenmiştir. Şekil 5.9'da  $Re=250$  için, Şekil 5.10'da  $Re=400$  için, Şekil 5.11'de  $Re=500$  için ve Şekil 5.12'de ise  $Re=650$  için farklı  $H/W$  (0,5, 1, 1,5, 2, 3,5, 5) oranlarındaki eş sıcaklık eğrileri verilmiştir.

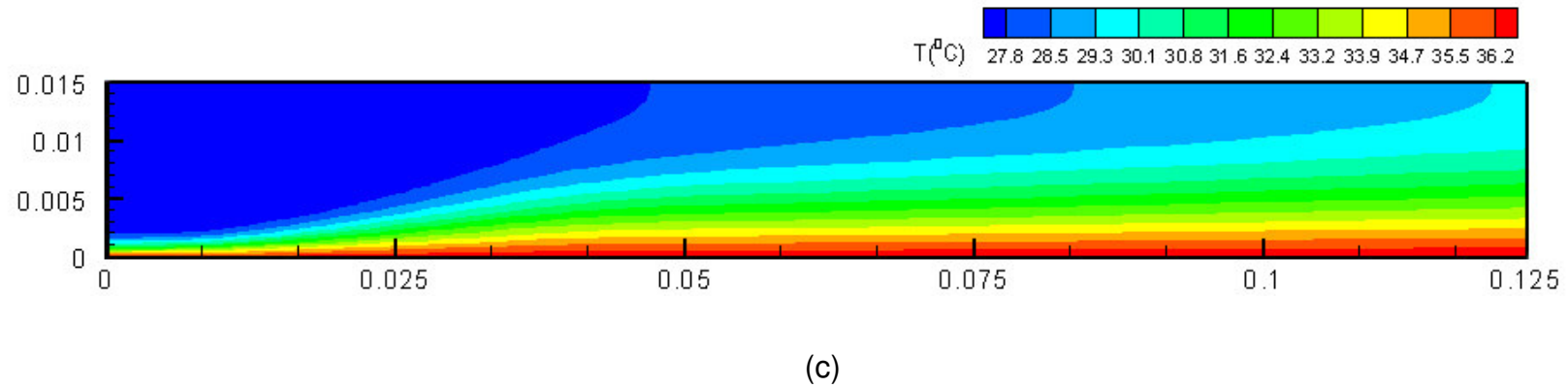
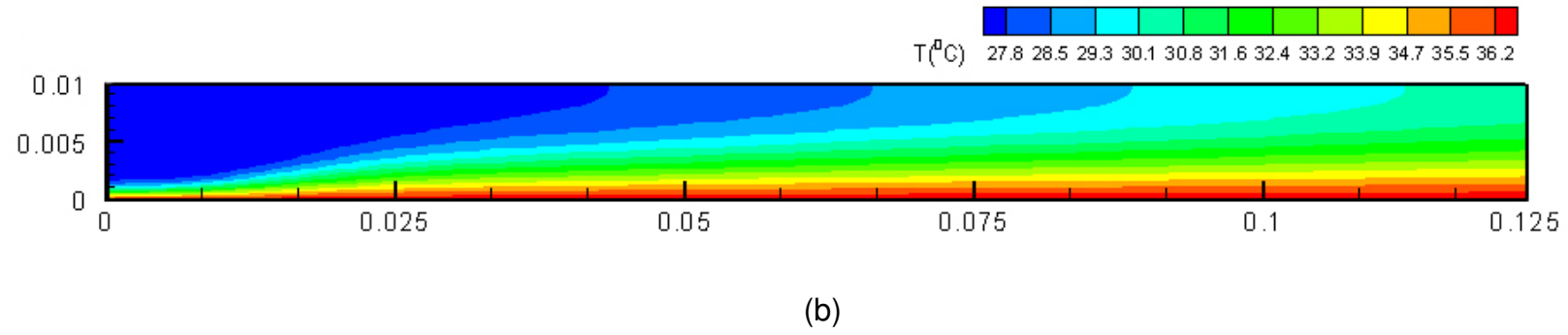
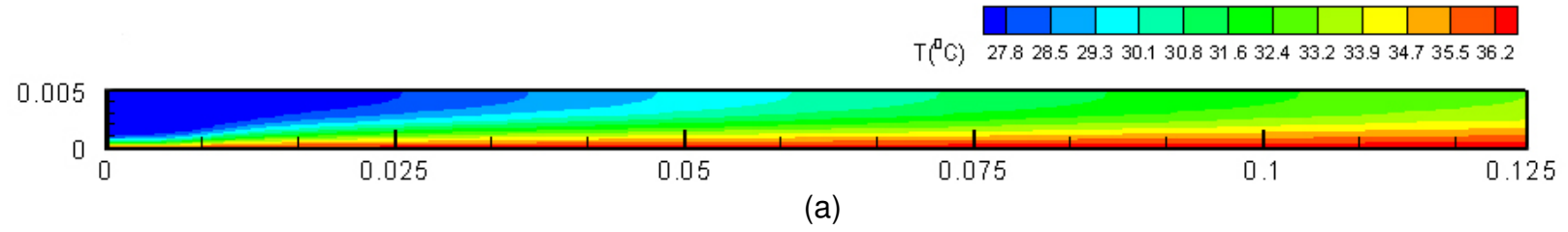
Alt levhaya çarparak sıcak alt levhadan ısı transferini gerçekleştiren çarpan jette, Reynolds sayısı 250, 400, 500 ve 650 için, Şekil 5.9 ve Şekil 5.12 arasındaki şekiller incelendiğinde,  $H/W$  oranı arttıkça, soğuk akışkanın akış alanı içerisindeki etkisi giderek azaldığı görülmektedir. Soğuk jet akışkanı ile sıcak alt levha arasındaki ısı transferi ilk önce çarpma bölgesinde oluşmakta, duvar jeti bölgesinde azalmakta, çıkışa doğru etkisini kaybetmektedir. Yani levha boyunca ısı transferi giderek azalmaktadır. Akışkan ile sıcak alt levha arasındaki ısı transferi, jetin çarpma bölgesinde maksimum değerde gerçekleşmektedir.

Ayrıca, Reynolds sayısının dolayısıyla zorlanmış konveksiyonun artmasıyla, soğuk jet akışkanının alt levha üzerindeki ve akış alanı içerisindeki etkisi artmakta ve ısı sınır tabaka kalınlığı azalmaktadır.

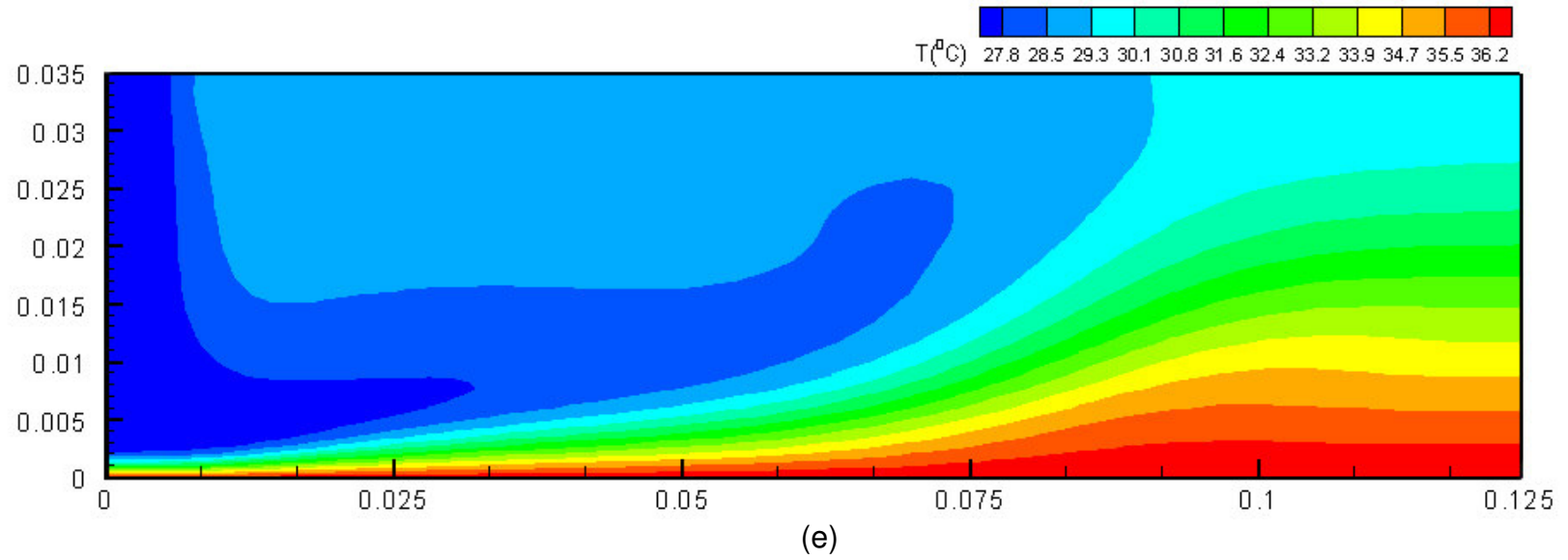
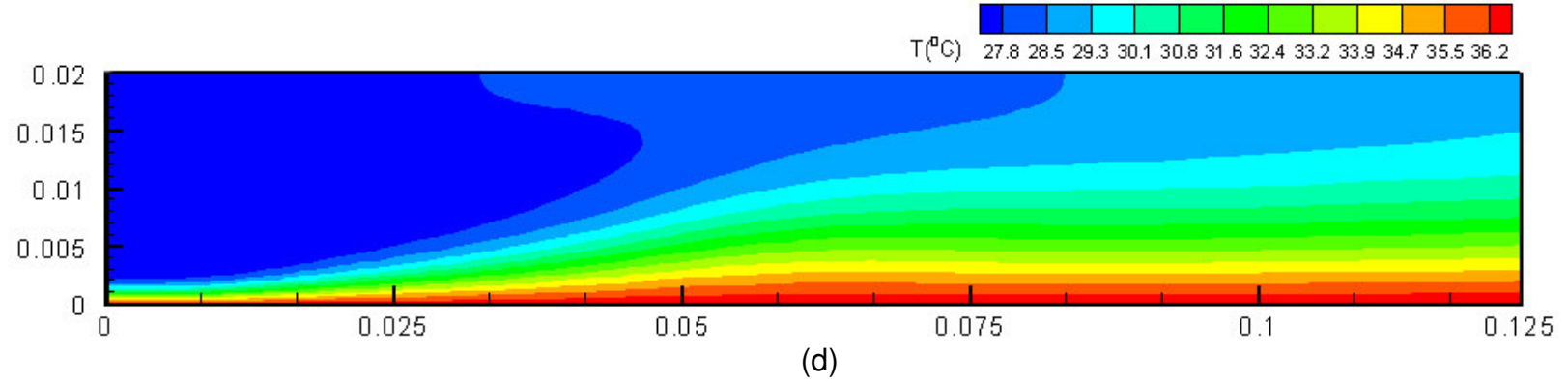
Grafikler incelendiğinde, ısı transferinin en çok gerçekleştiği durum Reynolds sayısı 650 iken  $H/W$  oranının en düşük yani 0,5 olduğu durumdur. Bunun nedeni Reynolds sayısının artmasıyla jet akışının hızının artması ve levhalar arası mesafenin kısa olması nedeniyle jet hızının etkisini kaybetmemesidir. Durma ve duvar jeti bölgelerinde soğuk jet akışkanının etkisi devam etmekte ve sıcak alt levhadan ısı transferi en yüksek düzeyde gerçekleşmektedir.



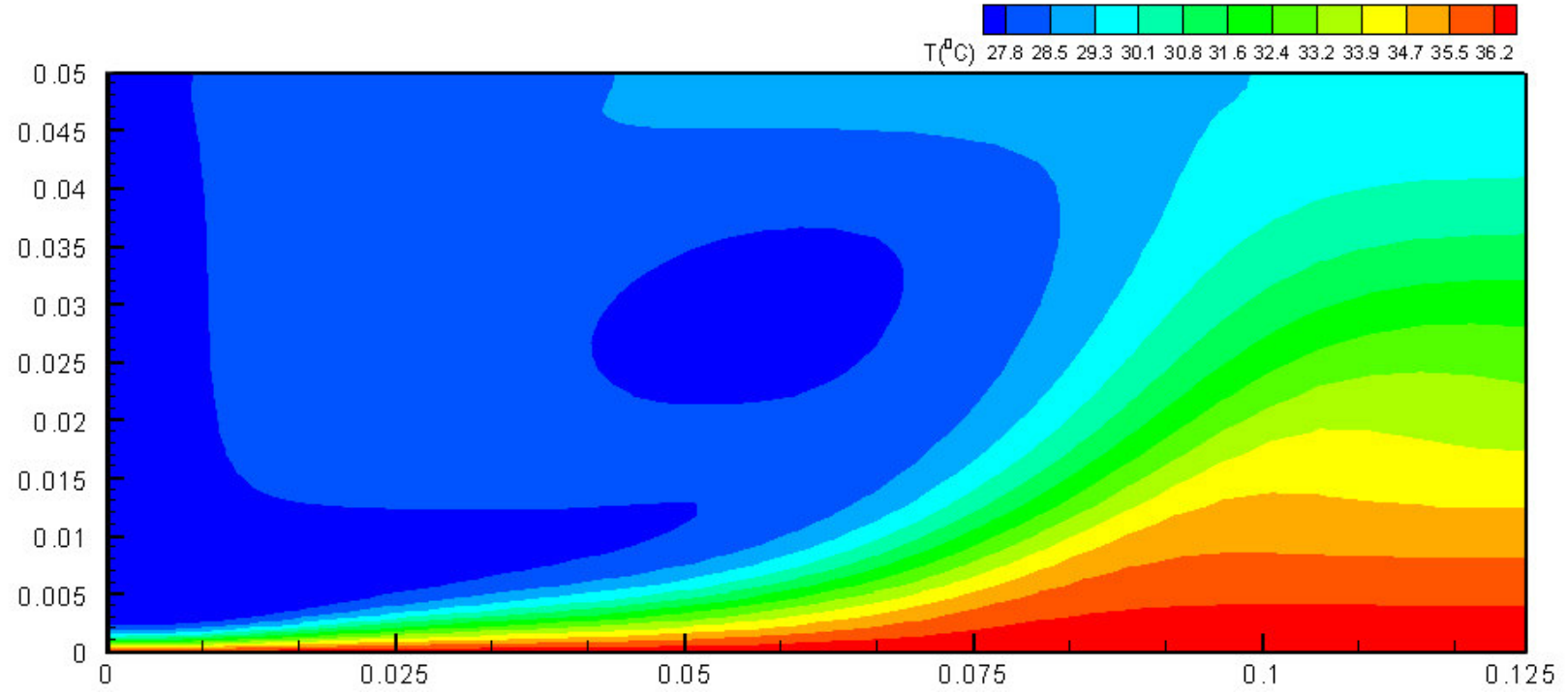
Aynı şekilde, ısı transferinin en az gerçekleştiği durum Reynolds sayısı 250 iken  $H/W$  oranının 5 olduğu durumdur. Burada, hem jet hızı dūřuk hem de levhalar arası mesafe fazladır.



Şekil 5.9. Jet Reynolds sayısı 250 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

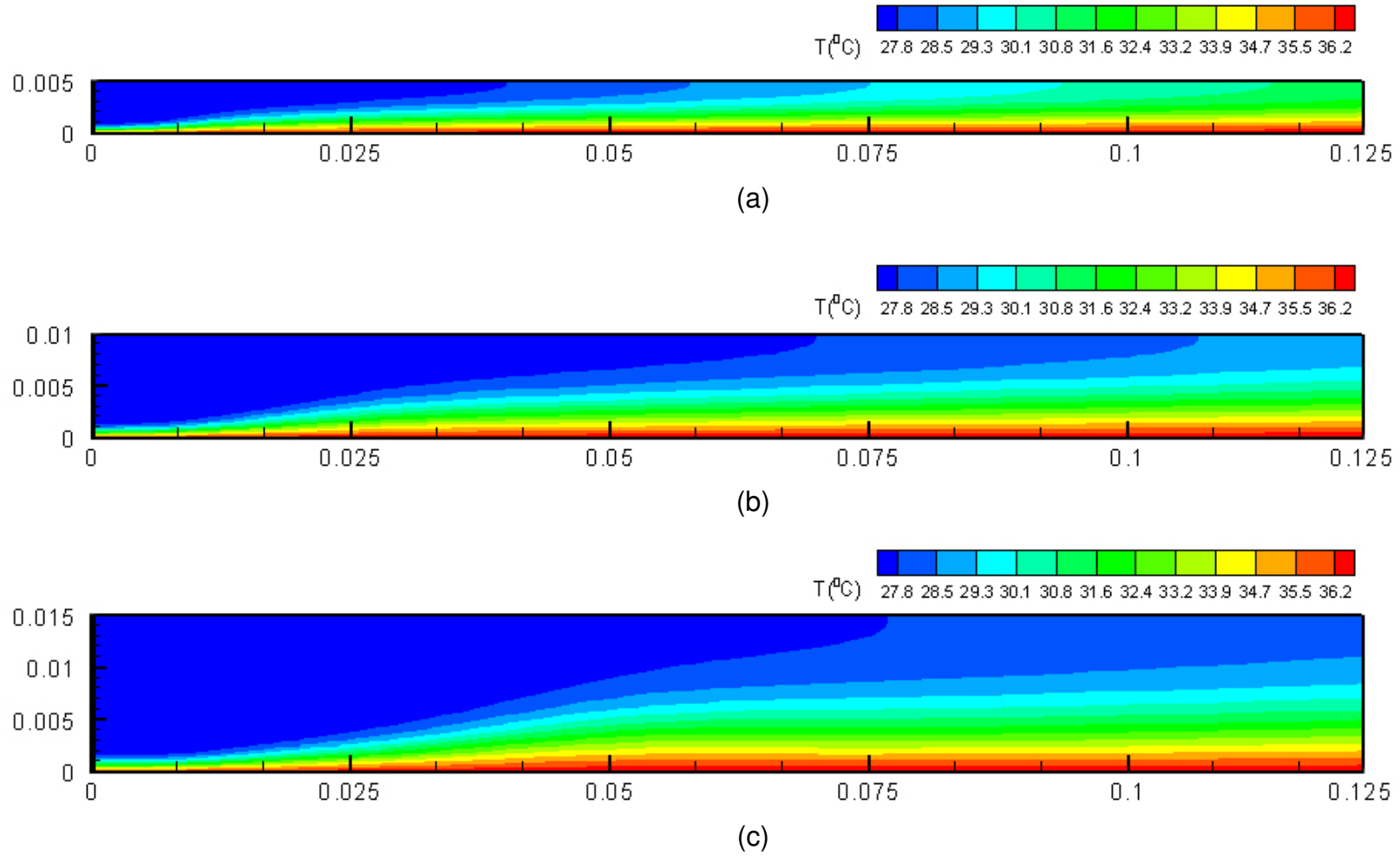


Şekil 5.9. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

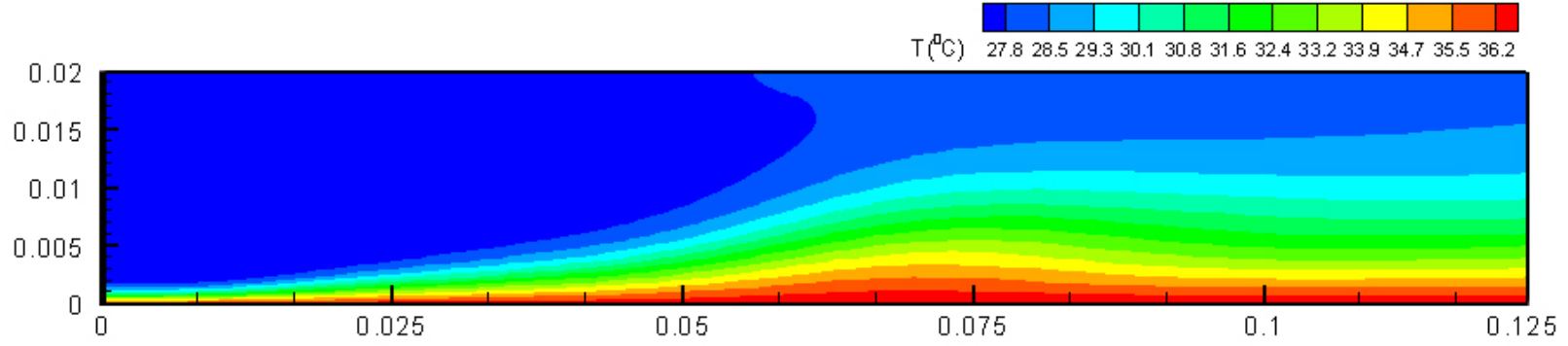


(f)

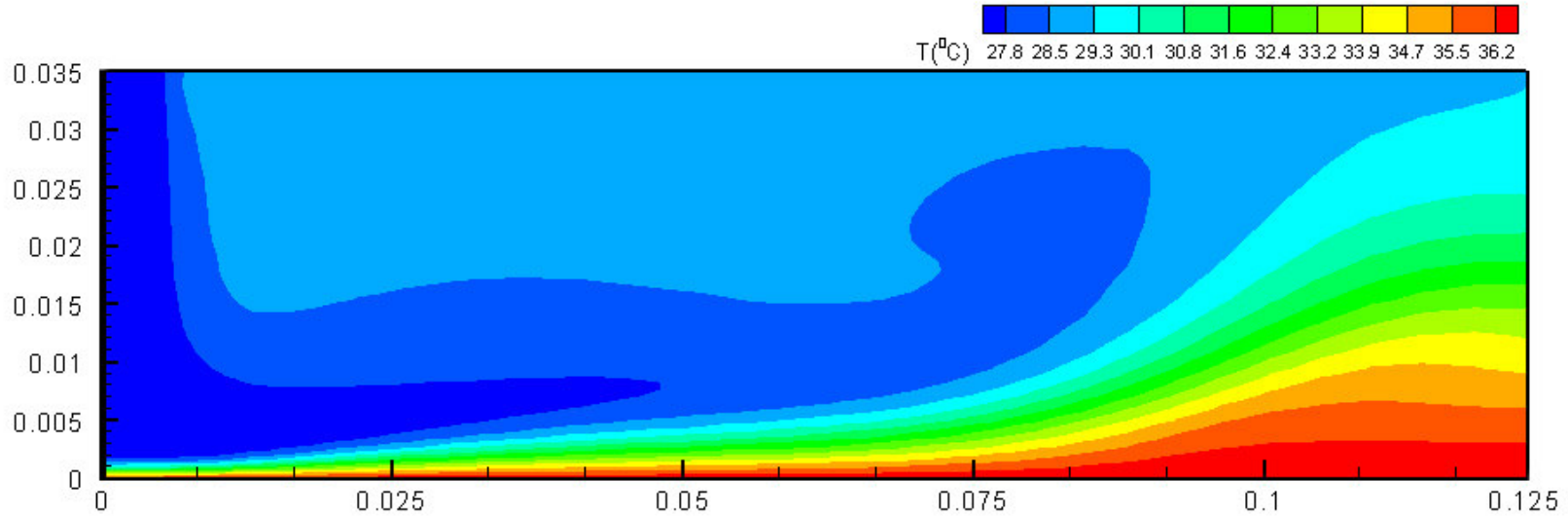
Şekil 5.9. (Devam) Jet Reynolds sayısı 250 için eş sıcaklık çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



Şekil 5.10. Jet Reynolds sayısı 400 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

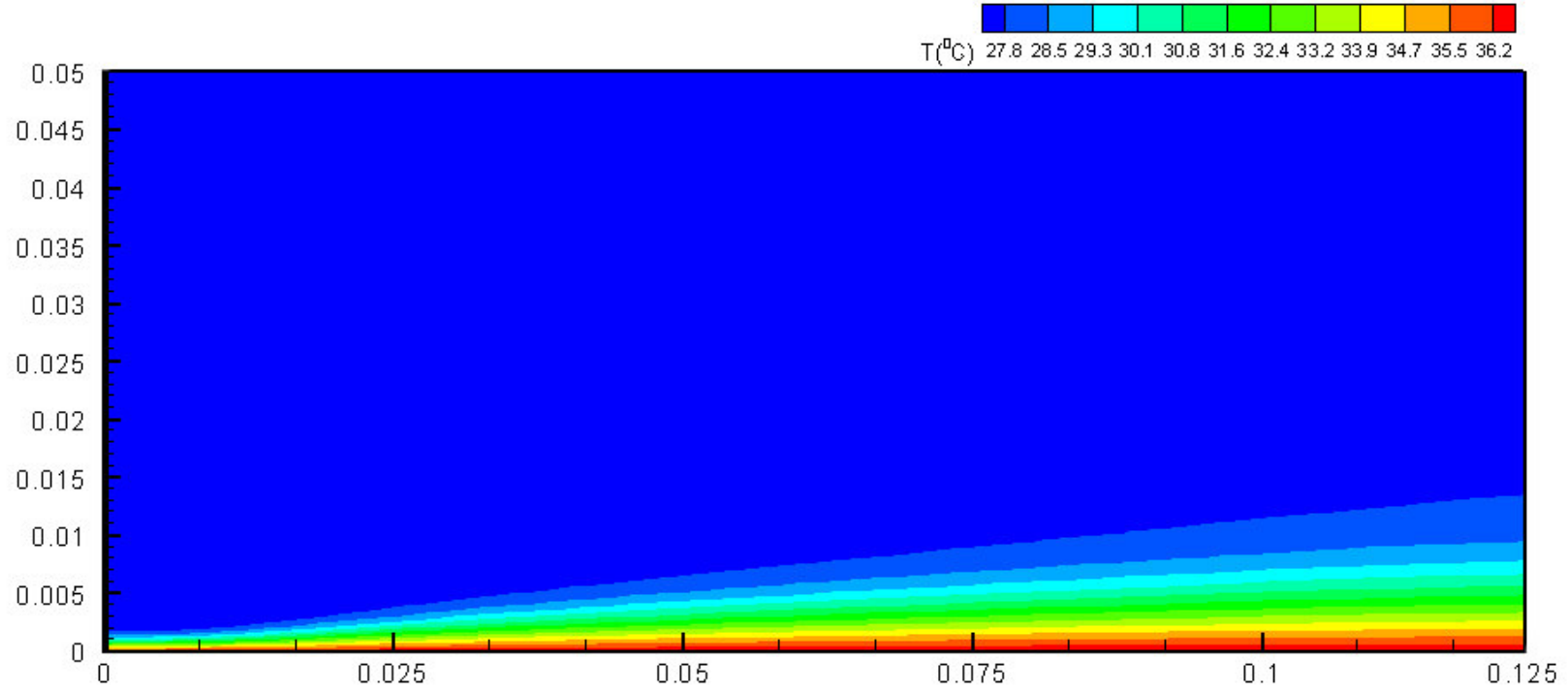


(d)



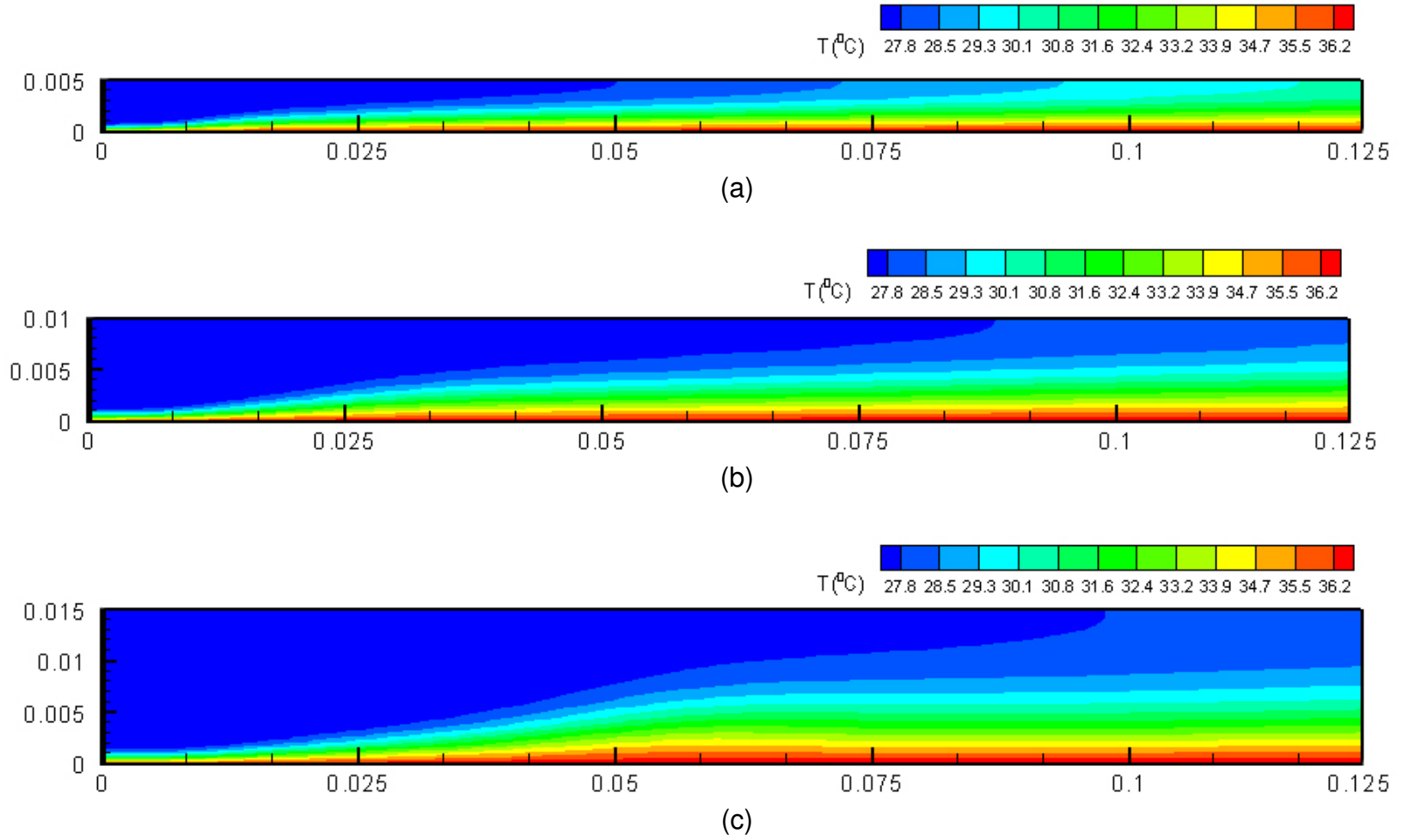
(e)

Şekil 5.10. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



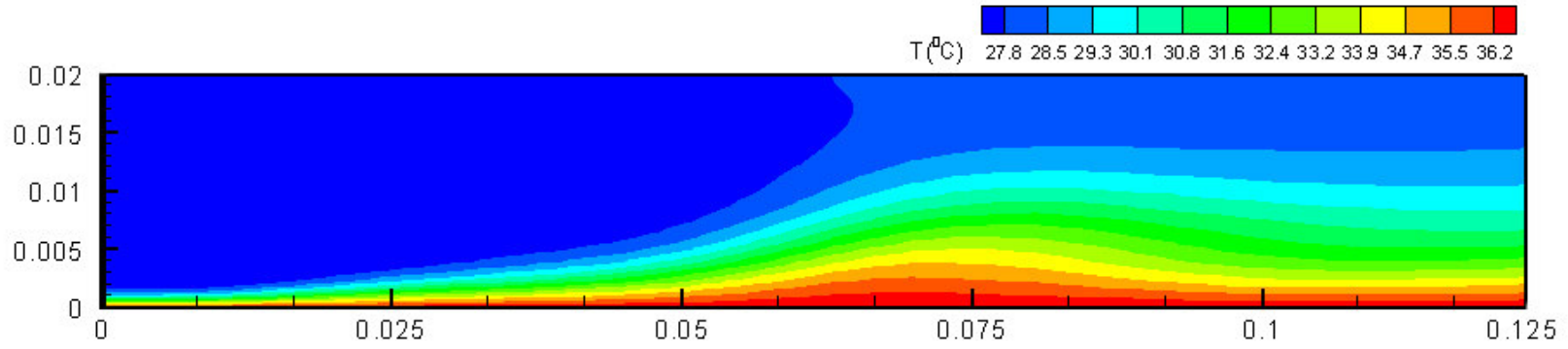
(f)

Şekil 5.10. (Devam) Jet Reynolds sayısı 400 için eş sıcaklık çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

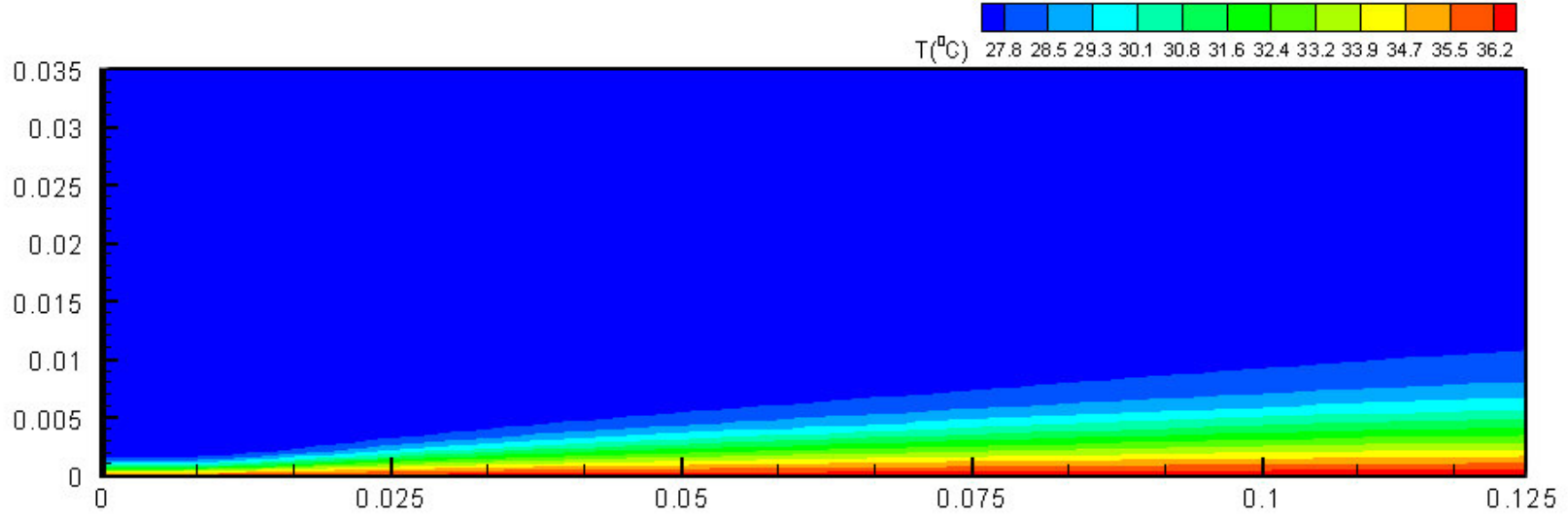


Şekil 5.11. Jet Reynolds sayısı 500 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



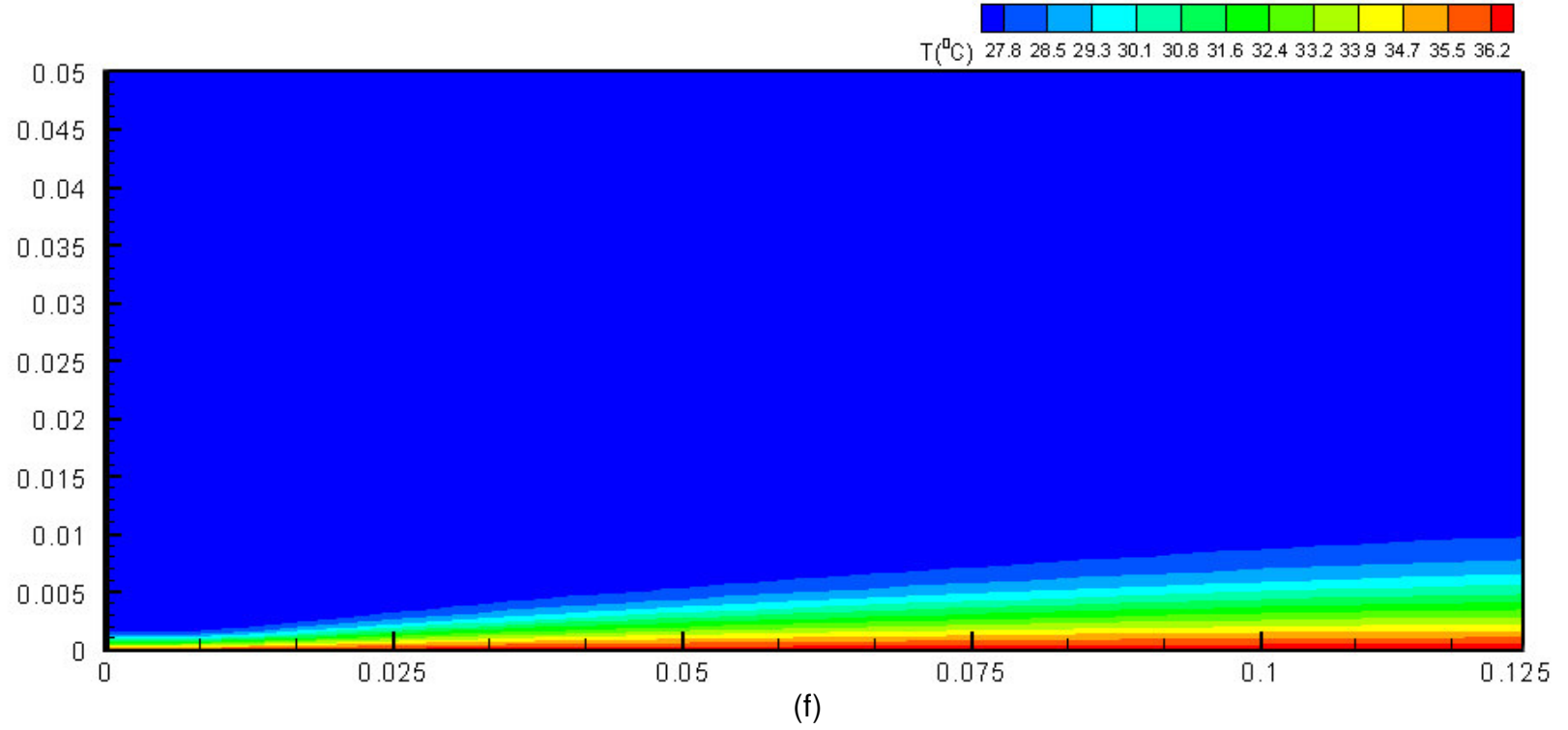


(d)

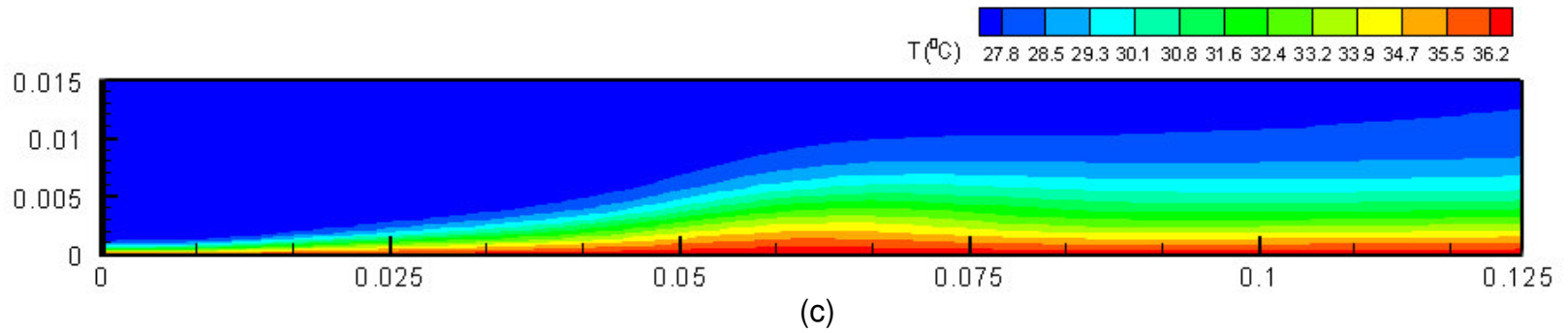
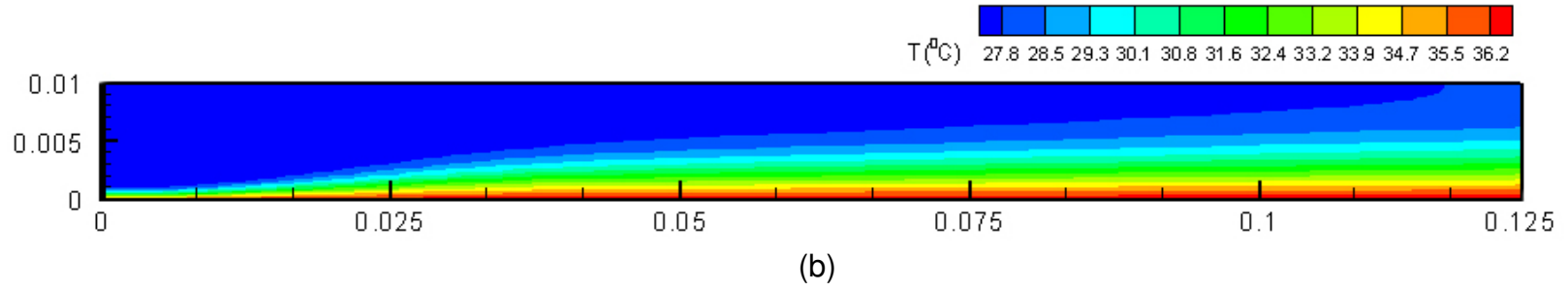
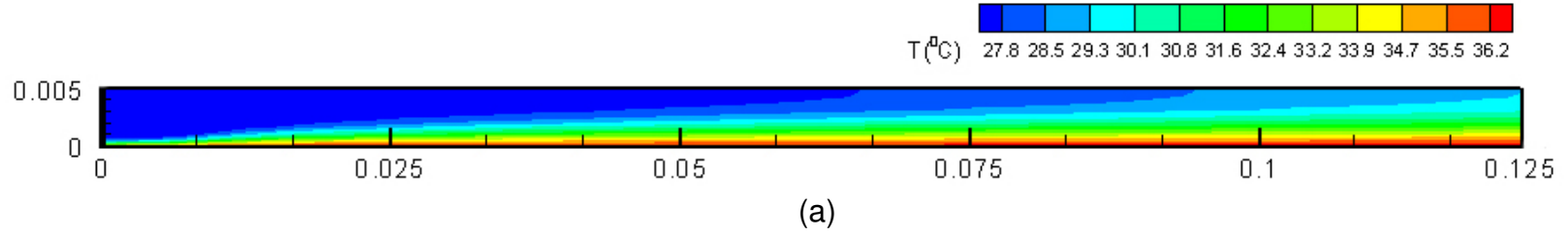


(e)

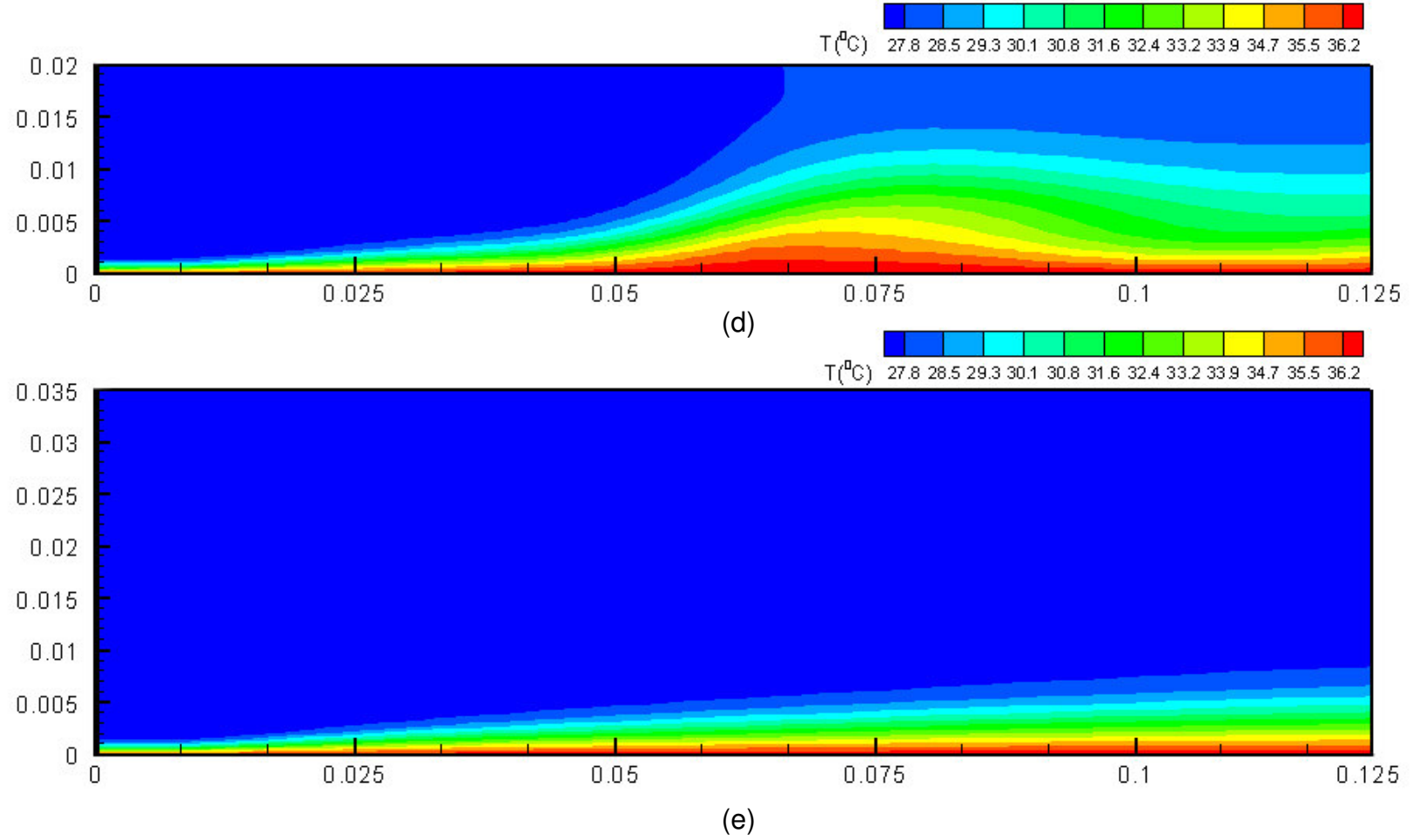
Şekil 5.11. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W= 1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



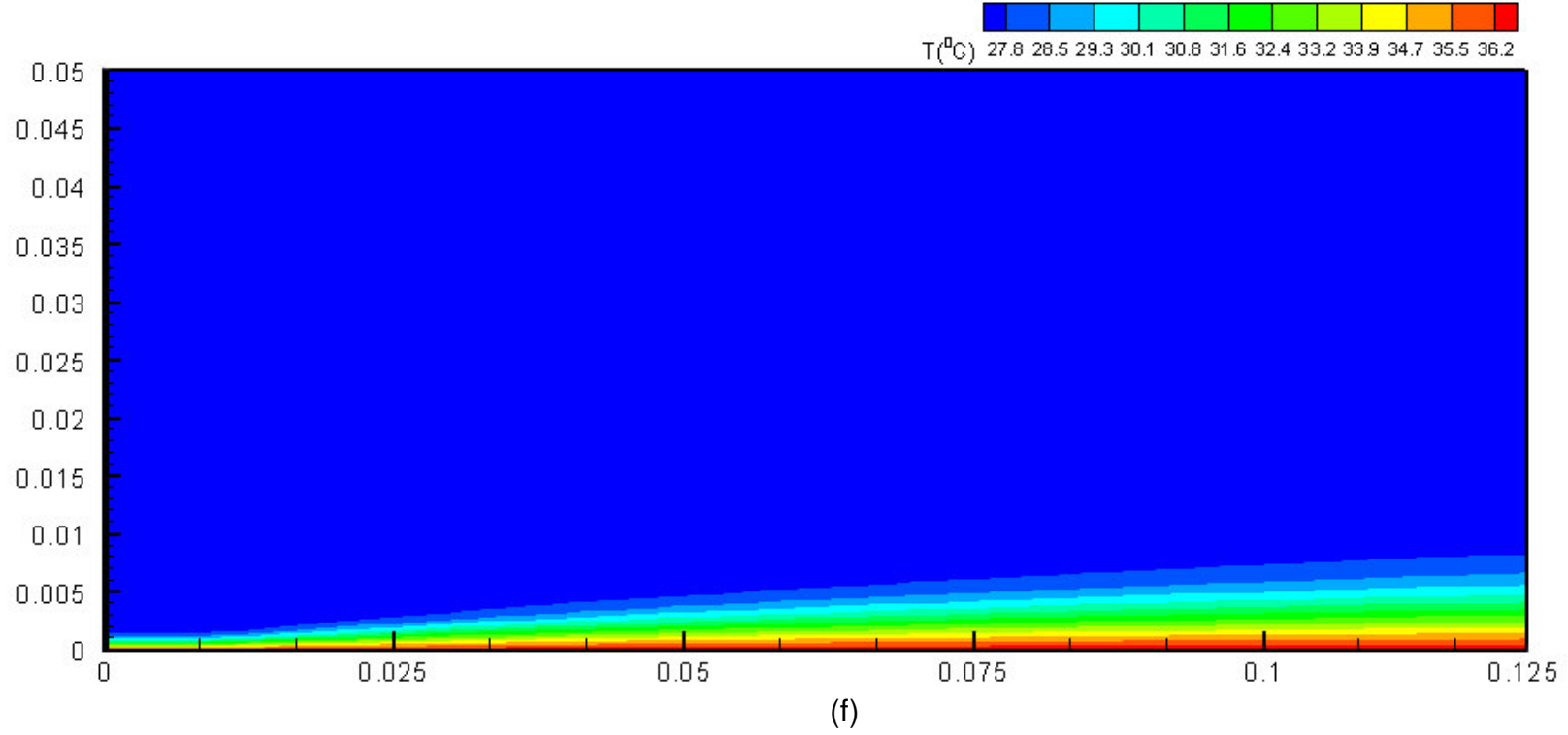
Şekil 5.11. (Devam) Jet Reynolds sayısı 500 için eş sıcaklık çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



Şekil 5.12. Jet Reynolds sayısı 650 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



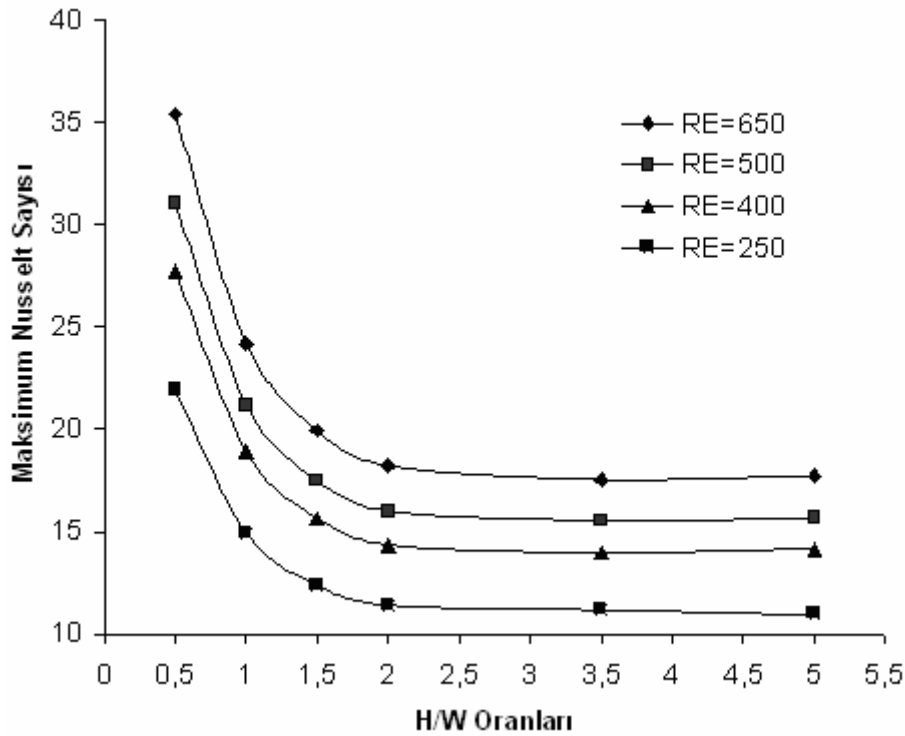
Şekil 5.12. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için eş sıcaklık çizgileri  
 (a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$



Şekil 5.12. (Devam) Jet Reynolds sayısı 650 için eş sıcaklık çizgileri  
(a)  $H/W=0,5$ , (b)  $H/W=1$ , (c)  $H/W=1,5$  (d)  $H/W=2$ , (e)  $H/W=3,5$  (f)  $H/W=5$

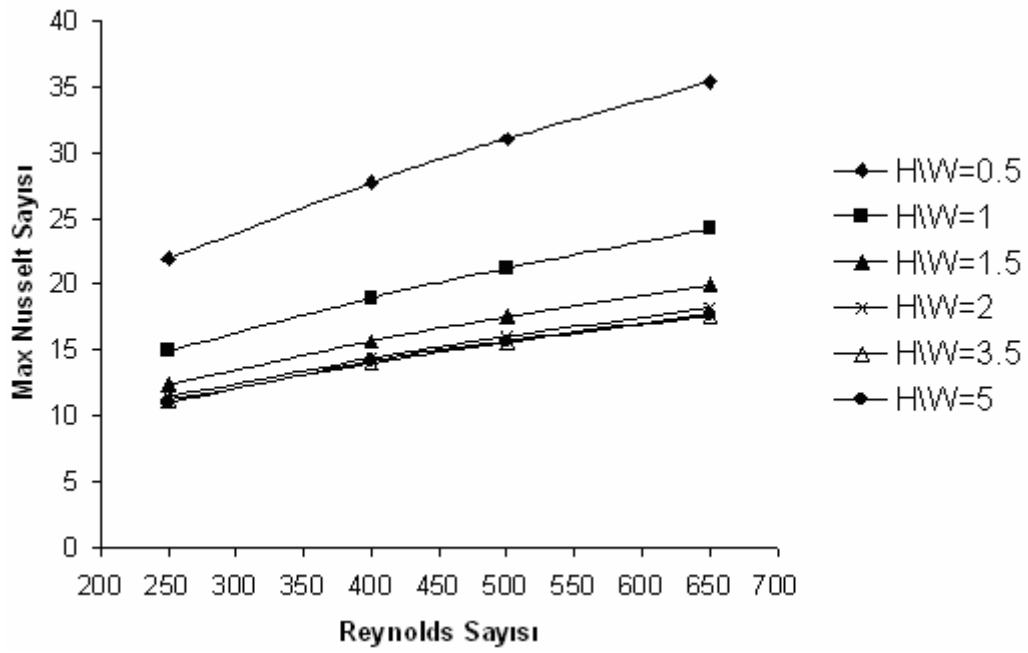
### 5.3. Maksimum Nusselt Sayısının Değişimi

Şekil 5.13'de, maksimum Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarında H/W oranı ile değişimi verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü gibi, maksimum Nusselt sayısı; Reynolds sayısı ile artmakta, H/W oranı arttıkça hızlı bir şekilde düşmektedir. Maksimum Nusselt sayısındaki bu düşüş, H/W=2'ye kadar devam etmekte, H/W=2'den büyük değerlerinde maksimum Nusselt sayısı yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. H/W'nun 2'den büyük olduğu hallerde, maksimum (durma noktası) Nusselt sayısının değerinin değişmemesi, H/W'nun bu değerinden sonra alt levha üzerinde akış sirkülasyonunun başlamasına bağlanabilir. Hız vektör dağılımlarının verildiği şekiller incelendiğinde görüleceği gibi, H/W'nun 2'den büyük olduğu hallerde hem üst levhaya yakın bölgede hem de alt levha üzerinde oluşan sirkülasyonlardan dolayı, hedef yüzey üzerinde çarpan jet karakteristikleri tam olarak oluşmamaktadır.



Şekil 5.13. Maksimum Nusselt sayısının H/W oranı ile değişimi

Şekil 5.14'de maksimum Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. Görüldüğü üzere, ısı transferinin en çok gerçekleştiği durum, H/W oranının en küçük olduğu durumdur.



Şekil 5.14. Maksimum Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Çizelge 5.1, farklı Reynolds sayıları ve H/W oranlarında elde edilen maksimum Nusselt sayılarını göstermektedir. Burada, Reynolds sayısı 250 ve H/W oranı 0,5 için elde edilen maksimum Nusselt sayısının değeri 21,9264 iken, H/W oranı 5 olduğunda bulunan maksimum Nusselt sayısı 10,9791 değerindedir.

Çizelge 5.1. Farklı Reynolds sayılarında ve H/W değerlerinde Maksimum Nusselt sayıları

Reynolds sayısı / H/W Oranı	250	400	500	650
0.5	21.9264	27.7348	31.0433	35.4181
1.0	14.9278	18.9514	21.2087	24.2123
1.5	12.361	15.6523	17.5018	19.9445
2.0	11.4102	14.3537	16.0142	18.2197
3.5	11.1645	13.9722	15.543	17.5521
5.0	10.9791	14.1432	15.6681	17.7358

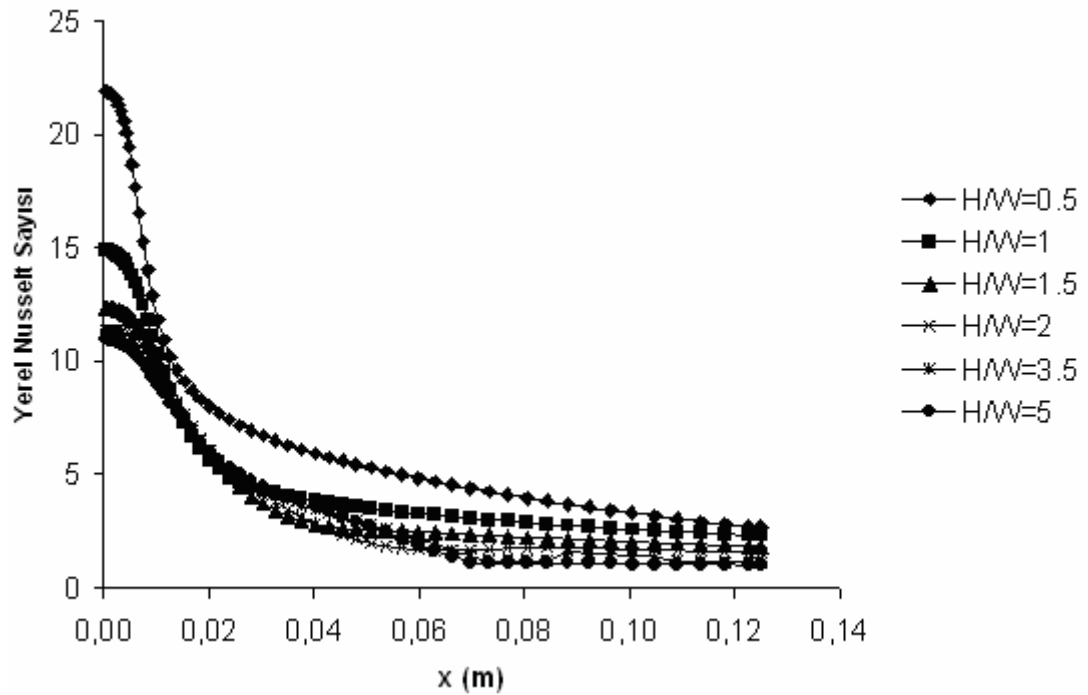
Çizelge 5.1'de görüldüğü üzere; H/W oranı 10 kat arttığında, maksimum Nusselt sayısı yaklaşık olarak %50 azalmaktadır. Bu azalma, sıcak alt levhada meydana gelen ısı transferinin azalması anlamına gelmektedir. Aynı durum incelenen bütün Reynolds sayısı aralığında görülmektedir. Reynolds sayısı 250 değerinde H/W oranının 0,5'den 5'e çıkması ile durma noktası Nusselt sayısı %50,07 oranında azalmıştır. Reynolds sayısı 400 iken bu azalma %49, Reynolds sayısı 500 iken %49,53, Reynolds sayısı 650 iken %49,92 olmuştur.

H/W oranı 0,5 için; Reynolds sayısı 250'de Nusselt sayısı 21,9264 değerinde iken Reynolds sayısı 650'ye yükseldiğinde Reynolds 250'ye nazaran %61,53 artışla Nu sayısı 35,4181 değerine çıkmıştır. Aynı şekilde; H/W oranı 1 için, Reynolds sayısı 250'den 650'ye yükseldiğinde Nusselt sayısı %62,19 artmış, H/W oranı 1,5 için Nusselt sayısı %61,35, H/W oranı 2 için Nusselt sayısı %59,68, H/W oranı 3,5 için Nusselt sayısı %57,21, H/W oranı 5 için ise Nusselt sayısı %61,54 artmıştır. Yüzde değerleri incelendiğinde birbirlerine çok yakın oldukları görülmektedir.

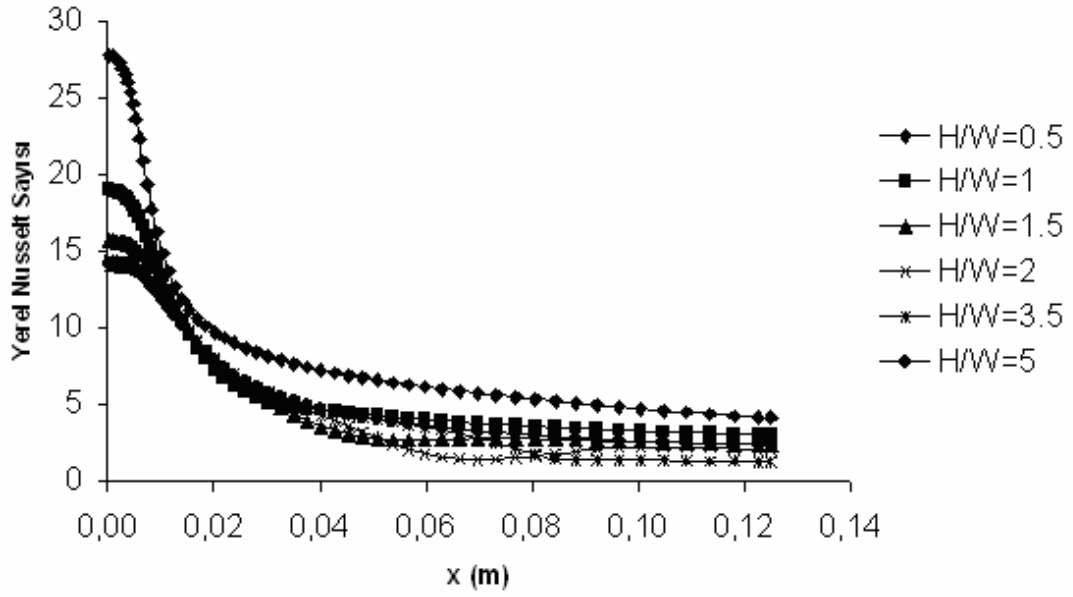


#### 5.4. Yerel Nusselt Sayılarının Değerlendirilmesi

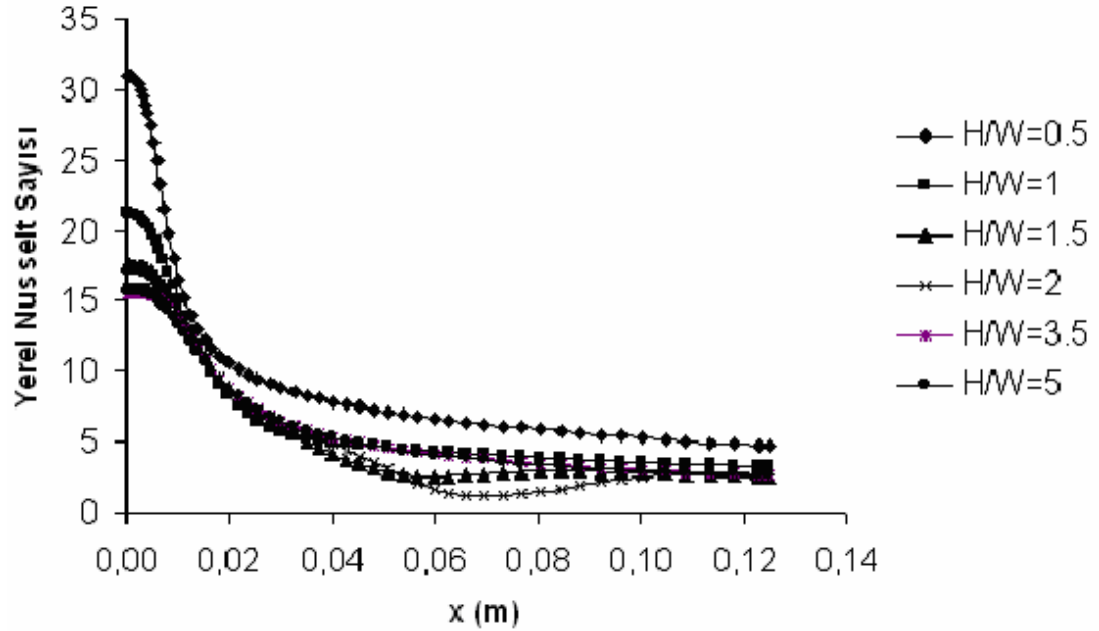
Şekil 5.15, 5.16, 5.17 ve 5.18'de her bir Reynolds sayısı için, H/W oranlarının farklı değerlerinde levha boyunca Yerel Nusselt sayılarının değişimi eğrileri verilmiştir. Tüm Reynolds sayılarında, H/W oranları arttığında Yerel Nusselt sayısı düşmekte ve levha boyunca gerçekleşen ısı transferi azalmaktadır.



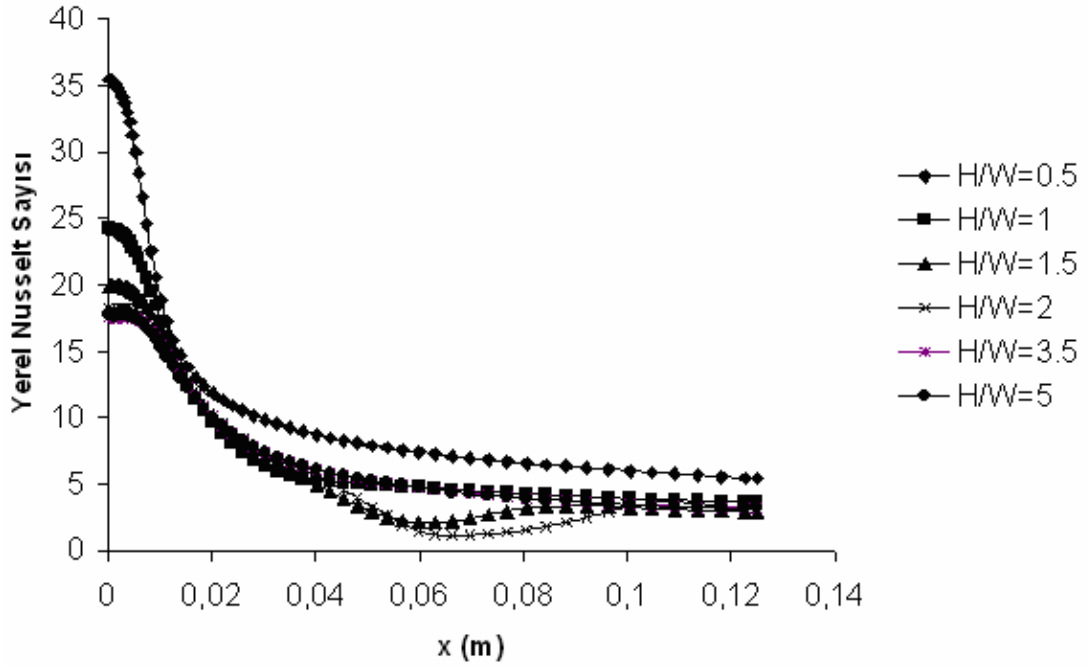
Şekil 5.15.  $Re=250$  için farklı H/W oranlarındaki yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi



Şekil 5.16.  $Re=400$  için farklı  $H/W$  oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi



Şekil 5.17.  $Re=500$  için farklı  $H/W$  oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi



Şekil 5.18.  $Re=650$  için farklı  $H/W$  oranlarındaki Yerel Nusselt sayısının levha boyunca değişimi

Bütün Reynolds sayılarında  $H/W$ 'nin 2 olduğu durumda, levha ortalarında yerel Nusselt sayısı önce azalmakta daha sonra artmaktadır. Bunun nedeni, akım çizgileri incelendiğinde levha ortalarında akışın levhadan ayrılması daha sonra tekrar alt levhaya yaklaşmasıdır. Bütün Reynolds sayılarında ve bütün  $H/W$  oranlarında, yerel Nusselt sayısı durma noktasından itibaren levha boyunca azalmaktadır.

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, birbirine paralel olarak duran iki yatay levha ve üst levhadan alt levhaya dik olarak püskürtülen bir jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Üstteki levha ortasında bulunan dikdörtgen kesitli ve “W” genişliğinde lüleden alt levhaya bir hava jeti dik olarak çarptırılmıştır. Levhalar arası mesafe “H” olup, alt levha “T<sub>A</sub>” sıcaklığında tutulmuş ve üst levha yalıtılmıştır.

Jet hızı, Re sayısının değişimine bağlı olarak değiştirilmiştir. Problem iki boyutlu olarak kartezyen koordinatlarda incelenmiştir.

Çalışmada, Reynolds sayısının ve levhalar arasındaki mesafenin akış ve ısı transferine etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısı cinsinden yorumlanmıştır. Lüle-hedef yüzey arasındaki mesafenin lüle genişliğine oranı  $H/W = 0,5, 1, 1,5, 2, 3,5$  ve 5 değerlerinde ve Reynolds sayısı 250, 400, 500 ve 650 değerleri için simülasyonlar yapılmıştır.

Yapılan çalışmada, akışkan ile sıcak alt levha arasındaki ısı transferi, jetin durma noktasında maksimum değerde gerçekleşmiştir. Maksimum Nusselt sayısı; Reynolds sayısındaki artış ile artmış, H/W oranı arttıkça hızlı bir şekilde düşmüştür. H/W'nun 2'den büyük olduğu hallerde, maksimum Nusselt sayısı yaklaşık olarak sabit kalmıştır. H/W oranı arttıkça, serbest jet bölgesinde akışkanın hızı azalmış, duvar jeti bölgesinde yatay yönde akış hızının daha küçük değerlerde seyrettiği yani, yatay yönde ivmelenmenin çok az olduğu gözlemlenmiştir.

Reynolds sayısının artmasıyla ısı sınır tabaka kalınlığı azalmış ve maksimum Nusselt sayısı artmıştır. Reynolds sayısının artışı (yani jetin hızının artmasıyla) alt levhadan olan ısı transferi artırmıştır. Tüm Reynolds

sayılarında,  $H/W$  oranları arttığında yerel Nusselt sayısı düşmüş ve levha boyunca gerçekleşen ısı transferi azalmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda, maksimum ısı transferinin Reynolds sayısının en yüksek değerinde ve lüle levha arasındaki mesafenin en az olduğu durumda gerçekleştiği görülmüştür. Yani; en yüksek ısı transferi, Reynolds sayısının 650 değerinde ve lüle levha arasındaki mesafenin 0,5 olduğu durumda gerçekleşmiştir. En az ısı transferi ise Reynolds sayısının 250 ve  $H/W$  oranının 5 olduğu durumda görülmüştür.

Geleceğe yönelik olarak çarpan jetler; kartezyen koordinatlarda, üç boyutlu olarak ve jet hızı zamana bağlı değiştirilerek incelenebilir. Türbülanslı bir akışta lüle ve levha arasındaki mesafe değiştirilerek çalışmalar yapılabilir. Ayrıca, tek bir çarpan jetin kullanılarak soğutma yapılması yerine sıra halinde dizili jetler ya da eş eksenli jetler kullanılarak sayısal çözümler elde edilebilir. Dizili jetlerin birbirleri arasındaki mesafe ve lüle-levha arasındaki mesafe değiştirilerek çarpan jetlerin ısı transferine etkisi incelenebilir.

## KAYNAKLAR

Atmaca, M., "Eliptik Jet Akışlarının Sayısal Analizi", **Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi**, 25-32 (2007).

Behnia, M., Parneix, S., Shabany, Y., Durbin, P.A., "Numerical Study Of Turbulent Heat Transfer In Confined And Unconfined Impinging Jets", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 20: 1-9 (1999).

Chiriac, V.A., "A Numerical Investigation Of The Unsteady Flow And Heat Transfer In A Forced And Unforced Confined Laminar Impinging Jet", PhD Thesis, **The University of Arizona**, (1999).

Çelik, N., "Optimum Lüle Şeklinin Çarpan Jet Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi", Doktora Tezi, **Firat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Elazığ, (2006).

Demircan, T., "Bir Yüzeğe Çarpan Osilasyonlu İki Boyutlu Dikdörtgen Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, (2005).

Erdem, D., "Experimental Study on Rectangular Twin Jets", Doctoral Thesis, **ITU Institute of Tecnology and Science**, İstanbul, (2001).

Eren, H., Peremeci, Ö.E., Tanyıldızı, V., "Hava Jetleri Girişimi Probleminin Düşük Reynolds Sayılarında Çözümü İçin Sayısal Bir Yöntem", **Tr.J.of Engineering and Environmental Sciences**, 22: 101-108 (1998).

Fattah, A.A., "Numerical and Experimental Study of Turbulent Impinging Twin-Jet Flow", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 31: 1061-1072 (2007).

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", Saadet Özkal/Taner Derbentli, **Literatür Yayıncılık**, İstanbul, 316 (1981).

Lee, S.K., Lanspeary, P.V., Nathan, G.J., Kelso, R.M., Mi, J., "Low Kinetic-Energy Loss Oscillating-Triangular-Jet Nozzles", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 27: 553-561 (2003).

Liu, T., Sullivan, J.P., "Heat Transfer And Flow Structures In An Excited Circular Impinging Jet", **Int.J.Heat Mass Transfer**, 39 (17): 3695-3706 (1996).

Lin, Z.H., Chou, Y.J., Hung, Y.H., "Heat Transfer Behaviors Of A Confined Slot Jet Impingement", **Int.J.Heat Mass Transfer**, 5: 1095-1107 (1997).

Minagawa, Y., Obi, S., "Turbulence Impinging Jet Onto A Co-axial Rotating Disk", *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, 755-763 (2003).

Narayanan, V., Yagoobi, J., Page, Y.H., "An Experimental Study Of Fluid Mechanics And Heat Transfer In An Impinging Slot Jet Flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 1827-1845 (2004).

O'Donovan, T.S., Murray, D.B., "Jet Impingement Heat Transfer – Part I: Mean and Root-Mean-Square Heat Transfer and Velocity Distributions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 3291-3301 (2007).

Roy, S., Nasr, K., Patel, P., AbdulNour, B., "An Experimental And Numerical Study Of Heat Transfer Off An Inclined Surface Subject To An Impinging Airflow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 1615-1629 (2002).

Sarghini, F., Ruocco, G., "Enhancement And Reversal Heat Transfer By Competing Modes In Jet Impingement", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 1711-1718 (2004).

Shi, Y., Mujumdar, A.S., Ray, M.B., "Effect Of Large Temperature Difference On Impingement Heat Transfer Under A Round Turbulent Jet", *Pergamon*, 31(2): 251-260 (2004).

Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", *McGraw-Hill Book Company*, New York, 79-134 (1980).

Türker, E., "Dönen Bir Disk Yüzeyine Çarpan Jet Akımının Sayısal İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2006).

Yang, Y., Tsai, S., "Numerical Study of Transient Conjugate Heat Transfer of A Turbulent Impinging Jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50: 799-807 (2007).

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : TELİŞİK, Çiğdem Bilge  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 16.06.1981 Ankara  
Medeni hali : Evli  
Telefon : 0 (312) 838 24 97  
e-mail : cigdembilge@gmail.com

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2004
Lise	Çubuk Yabancı Dil Ağırlıklı Lisesi	1999

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2005-...	Kara Kuvvetleri Komutanlığı	Proje Uzmanı

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Yüzme, fotoğraf çekme