



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ONDÜLELİ
KANALLARDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ
KARAKTERİSTİKLERİ

MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Ana bilim Dalı

Ocak-2019
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF tarafından hazırlanan “Türbülanslı Akışta Ondüleli Kanallarda Akış ve Isı Transferi Karakteristikleri” adlı tez çalışması 21/1/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği / ~~oy~~ çokluğu ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof.Dr.Şefik BİLİR

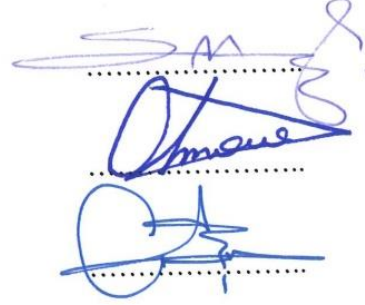
Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

Üye

Dr.Öğr.Üyesi Aziz Hakan ALTUN

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Yakup KARA
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



Öğrencinin Adı SOYADI
MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF

Tarih: 21.01.2019

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TÜRBÜLANSLI AKIŞTA ONDÜLELİ KANALLARDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİ

MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana bilim Dalı

Danışman: Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

2019, 110 Sayfa

Jüri
Prof.Dr.Şefik BİLİR
Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA
Dr.Öğr.Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Yatay paralel iki plakanın alt ve üst yüzeylerine akış yapısını bozmak için V şeklinde ondüleler yerleştirilmiştir. V şeklindeki ondülelerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkilerini inceleme için hem sayısal hem de deneysel bir çalışma yapılmıştır. Kanalin alt ve üst cidarlarının sıcaklığı 400 K 'de sabit tutulurken, akışkanın 300 K'de sisteme girdiği kabul edilmiştir. Ayrıca bu aralıkta akışkanın faz değiştirmedeği kabul edilmiştir. V şeklindeki ondülelerin yükseklikleri $H=15$ mm alınmıştır ve tepe açıları $\beta = 60^\circ$, 100° ve 140° olmak üzere üç farklı açıda değiştirilmiştir. Türbülanslı akış için Reynolds sayısı 10000, 15000 ve 20000 değerleri alınmıştır. Sonuçların karşılaştırması amacıyla aynı Reynolds sayısı değerleri düz plaka için tekrarlanmıştır. Çalışmanın sayısal kısmında hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analiz programı kullanılmıştır. Sayısal çalışmanın ilk kısmında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri beraber ele alınmıştır. İkinci aşamada ise enerji denklemi çözülmeden bahsedilen denklemlerle yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. Çalışmanın deneysel kısmında ise su tüneline Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile akış karakteristikleri elde edilmiştir. Sonuç olarak kanala ondüle yerleştirilmesi ile ısı transferi düz plakaya göre önemli oranda arttırdığı görülmüştür. Ayrıca Reynolds sayısının artması ile gerçekleşen ısı transferi de artmıştır. Ayrıca Reynolds sayısının artışı ile yüzey sürtünme katsayısı değerlerinin azaldığı saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ondüleli kanal, HAD, Isı transferi, Nusselt sayısı, Paralel plaka, PIV, Reynolds sayısı, Türbülanslı akış.

ABSTRACT

MS THESIS

THE FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS FOR CORRUGATED CHANNEL IN TURBULENT FLOW

MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineer**

**Asst.Prof.Dr. Sukru Ulas ATMACA
2019, 110 Pages**

Jury

**Prof.Dr.Sefik BİLİR
Asst. Prof. Dr. Sukru Ulas ATMACA
Asst. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN**

In order to disturb the flow structure on the upper and lower surfaces of the horizontal parallel two plates, V-shaped corrugations are placed. Both numerical and experimental studies were conducted to investigate the effects of V-shaped corrugations on heat transfer and flow characteristics. While the temperature of the upper and lower walls of the channel is kept constant at 400 K, it is assumed that the fluid enters the system at 300 K and it is assumed that the fluid does not change the phase. The heights of the V-shaped corrugations are taken at $H = 15$ mm and the top angles are changed at three different angles, β , 60° , 100° and 140° . Reynolds number is taken as 10000, 15000 and 20000 values for turbulent flow. The same Reynolds number values were repeated for the flat plate in order to compare the results. Computational Fluid Dynamics analysis program was used in the numerical part of the study. In the first part of the numerical study, continuity, momentum and energy equations are solved together. In the second stage, only flow characteristics were determined with the equations mentioned without solving the energy equation. In the experimental part of the study, flow characteristics were obtained by Particle Visual Flow Measurement method in the water tunnel. As a result, it was observed that the heat transfer was significantly increased by the placement of the corrugation. In addition, the increase in the number of Reynolds, the heat transfer increased. In addition, by the increasing of the Reynolds number, surface friction coefficient values decreased.

Keywords: Corrugated Channel, CFD, Heat transfer, Nusselt number, Parallel plate, PIV, Reynolds number, Turbulent flow.

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca ayırdığı değerli zamanı ve büyük yardımları ile bana yardımcı olan ve katkılarıyla beni yönlendiren danışmanım ve hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Şükrü Ulas ATMACA' ya sonsuz şükranlarımı sunmak isterim.

Çalışmalarım esnasında değerli yardımlarından dolayı sayın Arş. Gör. Y. Müh. İlker GÖKTEPELİ sonsuz şükranlarımı sunmak isterim.

Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki ve dışarı 'deki arkadaşlarıma teşvik ve tavsiyeler etikleri için teşekkürlerim sunarım.

Beni her zaman destekleyen ve hep arkamda olan ailem, özellikle anneme ve eşime sonsuz teşekkür borç bilirim.

MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF
KONYA-2019

İÇİNDEKİLER

TEZ BİLDİRİMİ.....	vi
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Önemi.....	2
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	9
3.1. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) sistemi.....	9
3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	14
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	20
4.1. Akış Karakteristikleri ve Isı Transferinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları.....	20
4.1.1. Sıcaklık dağılımı grafikleri.....	21
4.1.2. Basınç dağılımı grafikleri.....	23
4.1.3. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	25
4.1.4. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	27
4.1.5. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri.....	29
4.1.6. Akım çizgisi grafikleri.....	31
4.1.7. Basınç katsayısı (CP) grafikleri.....	33
4.1.8. Yüzey sürtünme katsayısı (Cf) grafikleri.....	51
4.1.9. Nusselt sayısı (Nu) grafikleri.....	70
4.2. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları.....	91
4.2.1. Basınç dağılımı grafikleri.....	92
4.2.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	93
4.2.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	94
4.2.4. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri.....	95
4.2.5. Akım çizgisi grafikleri.....	96
4.3. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı PIV Sonuçları.....	97
4.3.1. Hız vektörü grafikleri.....	97
4.3.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	99
4.3.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	101
4.3.4. Akım çizgisi grafikleri.....	103
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	105

KAYNAKLAR.....	107
ÖZGEÇMİŞ	110



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

C_f	: Yüzey sürtünme katsayısı
C_p	: Basınç kayıp katsayısı
E	: Enerji [J]
DH	: Hidrolik çap [m]
H	: Yükseklik, engelleyici yüksekliği [m]
L	: Uzunluk [m]
L'	: Boyutsuz uzunluk (=L/H)
$D\omega$: Çapraz difüzyon terimi
G_b	: yoğunluk değişimlerine bağlı türbülans kinetik enerjisi üretimini
G_k	: Ortalama hız gradyanı kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_ω	: Türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
k	: Isıl iletkenlik katsayısı [W/mK], türbülans kinetik enerjisi [m ² /s ²]
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Basınç [Pa]
Re	: Reynolds sayısı
t	: Zaman [s]
T	: Sıcaklık [K]
u	: Akış yönündeki hız bileşeni [m/s]
U_∞	: Serbest akış hızı [m/s]
v	: Akış yönüne dik hız bileşeni [m/s]
W	: Genişlik, plaka genişliği [m]
Y	: Türbülansstan dolayı yitim
Ψ	: Akım çizgisi
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
ε	: Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı
τ	: Gerilme [Pa]
σ	: Türbülans Prandtl sayısı
Γ	: Efektif difüzivite
μ	: Dinamik viskozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
ω	: Türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
\bar{S}_{ij}	: Gerilme hızı
l_s	: Akışkanın hareket alanındaki uzunluğunu
K	: Von Karman sabiti
y	: En yakın duvara olan uzaklık
C_s	: Smagorinsky sabiti
V	: Hesaplanacak akış hacmi

Kısaltmalar

2D-PIV	: Two-Dimensional Particle Image Velocimetry
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CMOS	: Complementary Metal Oxide Semiconductor
DNS	: Direct Numerical Simulation
DP	: Düz Plaka
EYP	: Engelleyici Yerleştirilmiş Plaka
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LDV	: Lazer Doppler Velocimetry
LES	: Large Eddy Simulation
Nd:YAG	: Neodymium-Doped Yttrium Aluminium Garnet
PIV	: Particle Image Velocimetry
RANS	: Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RNG	: Re-Normalisation Group
RSM	: Reynolds Stress Model
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SST	: Shear Stress Transport
TKE	: Türbülans Kinetik Enerjisi

1. GİRİŞ

Taşınım ile gerçekleşen ısı transferini arttırmanın yolları; ısı taşınım katsayısını, yüzey alanını ve sıcaklık farkını arttırmaktır. Bir çok cihazda son yöntem olan sıcaklık farkını arttırmak mümkün değildir. Çünkü ısı değıştiren cihazlara akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları genellikle belirli limitler arasındadır. Bu durumda geriye kalan iki parametreyi arttırma yoluna gitmek gerekir. Düz kanala göre içerisine akışı bozan elemanların yerleştirildiği kanallarda; akışkanın ayrılma ve yeniden tutunma bölgelerinde ısı taşınım katsayısı ciddi oranda değışir. Bu da ısı transferini önemli oranda etkiler.

Dikdörtgen kesitli kanallara elektronik cihazların soğutucu kısımlarında, ısı değıştiricilerinde sıkça karşılaşılmaktadır. Ondüleli kanallar özellikle ısı değıştiricilerinde sıkça kullanılan kanal tipidir. Ondülenin etkisiyle akış yapısı bozulur ve ısı geçişi artar. Ancak aynı zamanda basınç kaybının da artmasına neden olur. Isı değıştiricilerinin tasarımında göz önüne alınan en önemli iki parametre ısı transferi oranı artarken basınç kaybında ne gibi değışimlerin olduğunu belirlemektir.

Bu çalışmada ısı değıştiricilerinde sıkça kullanılan ondüleli kanalların ısı transferine ve akış parametrelerine etkileri hem sayısal hem de deneysel olarak belirlenmiştir. Çalışmada, öncelikle içine farklı açılı ondülelerin yerleştirildiği kanallarda çözümler yapılmıştır. Daha sonra karşılaştırma yapabilmek amacıyla çözümler düz bir kanal için çözümler tekrarlanmıştır.

Çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada bir paket programı ile ondüleli kanalda ısı transferi ve bunun yanında akış karakteristikleri belirlenmiştir. İkinci aşamada hem deney yapılmış hem de deneylerle uyumlu olması açısından aynı geometri paket programı ile çözülmüştür. Ancak bu aşamada enerji denklemi çözülmemiştir. Ayrıca ilk aşamada yapılan çözümün sıcaklık ile hangi oranda etkilendiği anlatmaya çalışılmıştır. Tezin deneysel kısmında Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV), hesaplamalı akışkanlar mekaniği çözüm kısmında ANSYS - FLUENT yazılımı kullanılmıştır.

1.1. Tezin Önemi

Akışın bozulması, kanal içerisinde ayrılma ve yeniden tutunma bölgelerinin oluşmasına neden olur. Bu bölgelerde oluşan ikincil akışlar taşınım ile olan ısı transferini arttırırken aynı zamanda basınç kaybını da arttırır.

Isı değiştiricisi tasarımında ısı transferini arttırırken, basınç düşmesini azaltmak en önemli unsurlardır. Bu çalışmada öncelikle düz bir kanal için ısı transferi akış karakteristikleri belirlenmiştir. Daha sonra tepe açıları farklı üç çeşit V şeklinde ondüle ile çalışma tamamlandı. Çalışma sonunda farklı Ondüle açılarının ısı transferi ve akışkan karakteristikleri sonuçları değerlendirilmiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu konu ile ilgili literatürde çok sayıda yayın bulmak mümkündür. Çalışmalar genel olarak sayısal ve deneysel olarak gruplandırılabilir.

Deneysel çalışmalara örnek olarak; (Goldstein L. Jr. 1977) , deneysel olarak yaptıkları çalışmada, ondüleli bir kanalda yerel ve ortalama ısı transferi değerleri belirlenmiştir. Deneyde naftalin süblimasyonu tekniği kullanılmıştır. Deneyler laminar, geçiş rejimi ve düşük Reynolds sayılı türbülanslı akışlarda tekrarlanmıştır. Ondülelerin akış ayrılmalarına neden olduğu ve bu bölgelerde yerel ısı transfer katsayılarının aniden düştükleri gözlemlenmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısı laminar akışta düz plakaya göre çok az bir artış gösterirken türbülanslı akışta üç kat kadar fazla olduğu belirtilmiştir.

(O'Brien J. E. 1982) çalışmalarında , ondüleli kanallarda ısı taşınım katsayısı ve sürtünme katsayısını belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Reynolds sayısı 1500 ila 25000 arasında değiştirilmiş, Prandtl sayısı ise 4 ila 8 değerleri arasında ve ondüle açısı olarak 30° seçilmiştir. Isı transferinin düz bir plakaya göre 2,5 kat kadar artış gösterdiği belirlenmiştir.

(Sparrow 1983) , çalışmalarında ısı transferi, basınç düşüşü ve akış karakteristiklerini ondüleli bir kanalda deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal genişliğinin etkisinin incelendiği çalışmada, kanal genişliğinin Nusselt sayısını %30 kadar sürtünme katsayısını iki kat kadar arttırdığı belirtilmiştir.

(Sparrow 1984) , çalışmalarında ondüleli kanalda ondüle uç şekillerinin ısı transferi, basınç kaybı ve akış karakteristiklerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada Reynolds sayısı 2000 ila 33000, Prandtl sayısı 4 ila 11 değerleri arasında değiştirilmiştir. Ondüleli kanal uçları hem keskin hem de yuvarlatılmış durumlarında deneyler tekrarlanmıştır. Yuvarlak ondüle uçları akış ayrılmasını dolayısıyla basınç kaybını azaltmıştır.

Sayısal çalışmalardan; (Amano R. S. 1985) çalışmasında, laminar ve türbülanslı akış için ondüleli kanalda sayısal bir çözüm yapmıştır. Kanal arası boşluğun, kanal genişliğine oranının iki ila dört arasında Reynolds sayısı 10 ila 25000 arasında değiştirildiği çalışmada türbülanslı akış için k- ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Kanal arası boşluğun, kanal genişliğine oranının, sürtünme katsayısının ve ısı transferi karakteristiklerinin etkileri farklı Reynolds sayıları ve boşluk, genişlik değerleri için incelenmiştir.

(Sunden B. 1985) çalışmalarında, ondüleli kanallarda ısı kaybını ve basınç düşmesini deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneyslerde Reynolds sayısı 800 ila 5000 arasında tutulmuştur. Isı transferi ondüleli kanalda, düz kanala nazaran 3,5 kat basınç kaybı 5-6 kat daha fazla çıktığı belirtilmiştir. Isı değiştiricisi tasarımında basınç kaybı ile ısı transferi arasında bir oranın gözetilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

(Focke W. 1986) , ondüleli bir kanalda boya tekniği ile akış görüntülemesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Plakalı ısı değiştiricilerinde kullanılan ondüleli kanalların modellemesini yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada, ondüle şekillerinin akışa yön verme biçimlerini incelemişlerdir.

Ondüleli kanallarda kütle transferi ile ilgili çalışmalar vardır. (Waal M.J. 1989) yaptıkları yayında zar filtreler üzerine türbülans oluşturuca ondüleleri deneysel olarak ele almışlardır. Selüloz asetat zarların üzerinde olan ondülelerin kütle geçişini arttırdığı belirlenmiştir. Düz filtreler göre daha az bir enerji gereksinimi ile kütle geçişinin olabileceği belirtilmiştir.

(Sunden B. 1989) akış doğrultusunda ondülelerin laminer akışta ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak ele almışlardır. Sonlu farklar yöntemi ile çözülen problemde cidarlarda sabit ısı akısı sınır şartı ile çözümler yapılmıştır. Çözümler Prandtl sayısının 0,72 ve 5 değerleri ve Reynolds sayısı 50 ila 1250 değerleri arasında yapılmıştır. Düşük Prandtl sayılı akışlarda, düz kanala göre ısı transferi katsayısında bir düşüş, yüksek Prandtl sayılı akışlarda bir artış belirlenmiştir. Ondüleli kanallarda düz kanala göre önemli oranda basınç kaybı bulunmuştur.

(Stasiek 1996) ondüle şeklinde bir kanalda ısı transferi karakteristiklerini hem deneysel hem de sayısal olarak çözmüşlerdir. Kanal içerisinde yerel Nusselt sayıları ve akış karakteristikleri de belirlenmiştir. Bu çözüm sayesinde ısı değiştiricilerinin optimum bir tasarımı yapılacağı vurgulanmıştır. Nusselt sayısının ondüle şekilleri ile değişimi de verilmiştir. Bereziat ve Devienne (1999), çalışmalarında sinüs formunda ondüleler arasındaki sıcaklık oranının sürtünme katsayısına oranını belirlemişlerdir. Çalışmalarında laminer ve türbülanslı akış için Newtonien ve Newtonien olmayan iki akışkanlar kullanmışlardır. Elektrokimyasal ve lazer hız ölçüm teknikleriyle Reynolds sayısına bağlı olarak çalkantıları incelemişlerdir.

(Russ G. Beer 1997) çalışmalarında , sinüs formunda bir kanalda farklı Reynolds sayısı değerleri için yerel ısı transferi katsayısını sayısal olarak çözmüşlerdir. Temel olarak çalışma kanaldaki türbülans yapısı üzerinedir. Reynolds sayısının 2000 değerini aştığı durumlarda akışın kararsızlaştığı ve LRN türbülans modelini kullanmak gerektiği

belirtilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt ve Sherwood sayısının artış gösterdiği belirtilmiştir. Ondüle şeklinde kanalda akış ayrılmasının ve yeniden tutunmanın olduğu bölgelerde yerel taşınım değerlerinin maksimum değerlere ulaştığı belirtilmiştir.

(Sawyers 1998) analitik ve nümerik olarak ondüleli kanallarda, ısı transferi ve akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Reynolds sayısı 250 değerinden küçük tutulmuştur. Isı transferinin sirkülasyondan dolayı düz kanala göre daha büyük çıktığı belirtilmiştir.

(Rush 1999) , sinüs şeklinde bir akış kanalında hem laminer hem de geçiş rejiminde yerel ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sinüs formundan dolayı ısı transferi değerlerinde artış belirlenmiştir. Ayrıca deneyde akış görüntülemesi de yapılmış ve ondüle şekillerinin içinde akış karakteristikleri belirlenmiştir.

Yine sinüs formunda bir kanalda (Gradeck M. 2000) , iki fazlı akışta sinüs formunda kanalda deneysel bir çalışma yapmışlardır. Sıvı ve gaz fazlı akışkan ile yapılan deneyler sonucunda, ondülelerin akışkanında sıvı fazından gaz fazına geçişi arttırdığı belirlenmiştir. Yine benzer bir çalışmada Gradeck ve diğ. (2005) , yerel ısı transfer katsayılarını deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneylerini laminer ve türbülanslı akışı kapsayacak bir biçimde Reynolds sayısının 0 ila 7500 değerleri için yapmışlardır. Dalga formundan dolayı oluşan sirkülasyonun ısı transfer katsayısını önemli oranda arttırdığı belirlenmiştir.

(Ergin S. 2001) , çalışmasında ondüleli bir kanalda, üç boyutlu türbülanslı akış rejiminde akış karakteristiklerini ele almıştır. Türbülanslı akışın modellenmesinde k- ϵ iki denklemlili türbülans modeli seçilmiştir. Ondüle açılarının 30° ve 45° değerleri için, ondüle yüksekliğinin kanal arası boşluğa oranının 0,45 ila 2 değerleri için çözümler yapılmıştır. Reynold sayısının 2000 ila 10000 değerleri arasında tutulduğu çalışmada Prandtl sayısı 0,7 alınmıştır. Çalışmanın sonucunda artan Reynolds sayısı ile sirkülasyon zonlarının boyutlarının azaldığı, ondüle açısının artmasıyla sirkülasyon bölgesinin arttığı belirlenmiştir. Ayrıca deneysel sonuçlar ile de karşılaştırmalar yapılmış ve seçilen türbülans modelinin doğruluğu kanıtlanmıştır.

(Mehrabian M.A. 2000) , çalışmalarında, sinüs şeklinde ondüleli kanallarda akım ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak ele alınmıştır. Kanal geometrisi kanal içerisinde ikincil akışlar oluşturmuştur. İkincil akışlar ile türbülanslı akış geçiş rejimleri belirlenmiştir. Kanalda sıcaklık dağılımları ve basınç dağılımları belirlenmiştir.

Sayısal çalışmalar içinde optimizasyon ile ilgili alanlar da vardır. (Fabbri 2000) çalışmasında laminer akış için sinüs formunda ondüleli bir kanalda ısı transferi optimizasyonunu sayısal olarak çözmüştür. Sonra elemanlar yöntemi ile hız ve sıcaklık dağılımını elde etmiştir. Genetik algoritma ile ısı transferinin arttırmak için ondüle profilinin optimizasyonunu yapmıştır. Sonuçta bazı optimum kanal profilleri sunulmuştur.

(Wang C.-C. 2002) yılındaki çalışmalarında yine sinüs şeklinde bir kanalda ısı transferi problemini sayısal olarak çözmüşlerdir. Dalga geometrisi, Reynolds ve Prandtl sayılarının sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısına etkileri belirlenmiştir. Dalga şeklinin büyüklüğü ve Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının arttığı belirlenmiştir. Kanalin sinüs şeklinden dolayı, daralan ve genişleyen bölgeleri için sürtünme katsayıları ve yerel Nusselt sayıları belirlenmiştir.

(Zimmerer C. 2002) , ısı değiştiricilerinde kullanılan sinüs şekilli ondüleli kanalları incelemişlerdir. Ayrıca zar teknolojisinde kullanılan farklı şekilli ondüleler de karşılaştırma amaçlı ele alınmıştır. Farklı geometrik değişkenlere bağlı olarak yerel ısı ve kütle geçiş değerleri ve bunların yanında basınç kayıp değerleri de belirlenmiştir.

(Ali A. H. H. 2002) çalışmalarında bir kanalı ışınlam ile ısıtılırken diğer kanalı yalıtılmış ondüleli kanalda laminer akış için ısı transferi deneyi yapmışlardır. Ondüle açıları olarak 0° , 15° , 30° , 45° ve 60° alınmıştır. Kanal giriş bölgesinde yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile çok fazla oranda etkilendiği bulunmuştur.

(Islamoglu Y. 2003) , yayınlarda, ondüle yüksekliği 5 ve 10 mm olan 20° lik ondüle açılı kanalda ısı transferi katsayısını ve sürtünme katsayılarını deneysel olarak incelemişlerdir. Ondüle boyu arttıkça Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının arttığı belirlenmiştir.

(Islamoglu Y. 2004), çalışmalarında, ondüleli kanal ısı transferi analizi için yapay sinir ağları modeli uygulamışlardır. Bu model için öncelikle bir deney düzeneği hazırlamışlar ve deneylerden elde ettikleri sonuçları kullanmışlardır. Yapay sinir ağları modeli ile elde edilen sonuçlar ile deneylerden elde edilen sonuçlar arasında mutlak hatanın %4'ten az olduğu belirlenmiştir.

(Metwally 2004) çalışmalarında, sinüs şeklinde ondüleli kanalda laminer akış için sayısal bir çözüm yapmışlardır. Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı ile yapılan çalışmada, Reynolds sayısı 10 ila 1000 arasında değiştirilmiştir. Akışın Reynolds sayısı ve ondüle formu ile değişimi incelenmiştir. Ondüleli kanallarda düz kanal göre ısı transferinin 34 kata kadar, sürtünme kat sayısının 18 kata kadar arttığı belirlenmiştir.

(Wei X. 2004) çalışmalarında, ondüleli kanallarda dört farklı durum için sayısal bir çözümleme yapmışlardır. Sürekli laminer, kararsız laminer, sürekli türbülanslı ve kararsız türbülanslı akış için dört farklı çözüm yapılmıştır. Reynolds sayısı 145 ila 4095 değerleri arasında değiştirilmiş ve Nusselt sayısı ile sürtünme katsayısı değerleri belirlenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda Reynolds sayısının 600 değerinden küçük değerler için laminer, büyük değerleri için türbülanslı akış kabulünün doğru olacağı belirlenmiştir. Ondüle şeklinin köşelerinde Nusselt sayısı değerlerinin keskin bir şekilde değişkenlik gösterdiği belirlenmiştir.

(Fabbri G. 2005) , bir tarafı ondüleli diğer tarafı düz bir kanalda giriş bölgesinde ısı transferi problemini sayısal olarak çözmüşlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile çözdükleri problemde, sabit ısı akısı sınır şartı kabul edilmiş ve problemde laminer akış için Newtonien bir akışkan modellenmiştir. Ondüle şeklinin akış alanına etkileri belirlenmiştir.

(Kanaris A. G. 2005) , çalışmalarında, ticari bir yazılım ile ısı değiştiricilerinde kullanılan ondüleli kanallarda ısı transferi ve akış karakteristikleri belirlenmiştir. Kanalda bir taraf ondüleli diğer taraf düz kabul edilmiştir. İki denklemlilik türbülans modeli seçilmiştir. Reynolds sayısının 400 ile 1400 değerleri için çözümler yapılmıştır. Isı transferi çözümlerinde sabit cidar sıcaklığı sınır şartı varsayılmıştır. Ondüle boyutu ile ortalama ısı transfer katsayısı, sürtünme katsayısı, ısı akısı ve yerel Nusselt sayısı değişimleri sonuçları verilmiştir.

(Lin J.H. 2007) , çalışmalarında plakalı ısı değiştiricilerinde kullanılan sinüs şeklinde ondüleli kanalların boyutsuz değişkenler ile modellemesini yapmışlardır. Buckingham Pi yöntemi ile ısı transferi analizi yapmışlardır. Isı transferine etki eden parametreler belirlenmiş ve parametrelerin etki oranlarına göre bir korelasyon çıkarılmıştır. Yerel Nusselt sayısının öncelikli olarak Reynolds sayısı, eğrilik yarıçapı ile hidrolik çap oranına, aksenal mesafe hidrolik çap oranına ve ondüle açısına bağlı olduğu belirlenmiştir.

(Naphon 2007) çalışmasında, ondüleli kanalda ısı transferi karakteristikleri ve basınç düşmesini deneysel olarak incelemiştir. Ondüle açıları üç farklı değer olan 20°, 40° ve 60° seçilmiştir. Reynolds sayısının 2000 ila 9000 değerleri için sabit ısı akısı değerleri de 0,5 ila 1,2 kW/m² değerleri arasında değişmiştir. Ondüle yüzeyinin ısı transferi artışında ve basınç düşmesinde önemli olduğu vurgulanmıştır. İkincil akışlardan dolayı ısı transferi katsayısının düz kanala göre önemli oranda arttığı belirtilmiştir.

Elshafei ve diğ.(2010) yayınlarında, ondüleli kanallarda basınç düşmesi ve ısı transferini deneysel olarak ele almışlardır. Deneysel sabit yüzey ısı akısı sınır şartı ele alınmış ve Reynolds sayısının 3220 ile 9420 değerleri için farklı kanal aralıkları için deneyler tekrarlanmıştır. Ondüleli kanallarda basınç kaybının çok düşmesine rağmen ısı transferinde önemli oranda artış sağladığı belirtilmiştir. Isı transferi çeşitli deney şartlarında düz kanala göre 2,6 ile 3,2 kat artış gösterirken basınç 1,9 ile 2,6 kat düşüş gösterdiğini bulmuşlardır.

Seara ve diğ. (2013), deneysel çalışmalarında plakalı ısı değiştiricilerinde plaka şeklinde engelleyicilerin ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Deneysel öncelikle her iki tarafta su için bir çalışma yapmışlar, daha sonra %10-30 etilen glikol çözeltisi kullanarak deneyleri tekrarlamışlardır. Deneysel sonucunda ısı transferi karakteristikleri ve basınç düşüşü için ampirik bağıntılar verilmiştir.

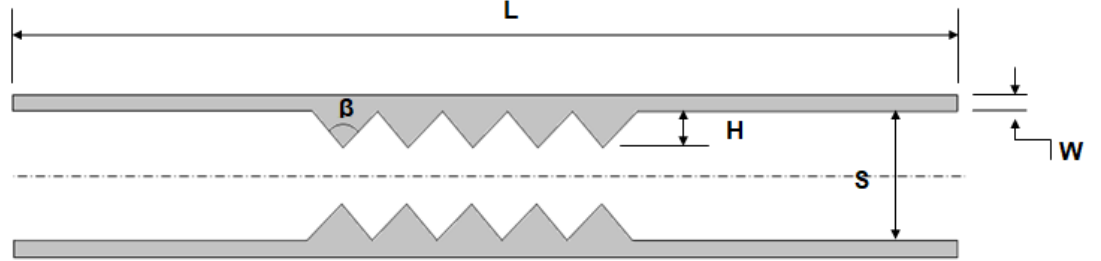
Aliabadi ve diğ. (2014), deneysel çalışmalarında düz kanal üzerine yerleştirilen farklı geometrideki engelleyicileri bakır-su nanoakışkan kullanarak incelemiştir. Geometrilere olarak, sinüs, pin, ondüleli, keskin köşeli kanalları kullanmışlardır. Nanoakışkan oranı %0 ile %0,4 arasında değiştirilmiştir. Deneysel sonucunda ampirik formüllerde vermişlerdir. Bütün deneylerde nanoakışkan konsantrasyonunun artmasıyla basınç kaybının ve ısı transferi katsayısı değerlerinin arttığı belirlenmiştir.

Ahmed ve diğ. (2015) Reynolds sayısının 400 ile 4000 değerleri arasında ondüleli kanallarda SiO₂-su deneyleri yapmışlardır. Kanalın ondüle şekillerini, yamuk, sinüzoidal ve düz olmak üzere üç şekilde imal etmiş ve deneylerinin yanında sayısal çözümleme de yapmışlardır. SiO₂-su çözeltisini üç farklı oranda hazırlayarak farklı geometrik şekilli kanallarda deneyleri tekrarlamışlardır. Sayısal çözümleme de k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. SiO₂-su çözeltisinde oran arttıkça ortalama Nusselt sayısı ve ısı transferi katsayısının arttığını bulmuşlardır. Isı transferi katsayısı en yüksek yamuk şekilli kanalda, daha sonra sinüs şekilli ve daha sonra düz kanalda çıkmıştır.

Bu çalışmada tepe açıları 60°, 100° ve 140° derece olan üç farklı V şeklinde ondülenin ısı transferi ve akış yapısı karakteristikleri belirlenmiştir. Çalışmada üç farklı hız ele alınmış ve akışın türbülanslı bölgede kalması sağlanmıştır. Reynolds sayısı 10000,15000 ve 20000 olarak üç farklı değerde sabit tutularak deneyler tekrarlanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Paralel plakalar içine karşılıklı olarak yerleştirilen sistemin şematik resmi Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1 örnek bir model

Şekle göre plakalar arasındaki yükseklik değeri $S = 0.05$ m, akış boyunca da uzunluğu $L = 1$ m olan modeller kullanılmıştır. Ondülelerin tepe açısı değerleri $\beta = 60^\circ$, 100° ve 140° olmak üzere üç farklı değer kullanılmıştır. Ondülelerin boyları $H = 15$ mm dir ve tüm modellerde sabit değerdedir.

Ondüleler tam gelişmiş akışın sağlanması için hidrodinamik gelişme bölgesinden itibaren dizilmiştir ve bu mesafe $10S$ olarak verilmiştir (Çengel 2008). Alt ve üst plakaya beşer tane V formunda ondüle yerleştirmek suretiyle, toplamda on adet konumlandırılmıştır ve bu sayı çalışmada sabit tutulmuştur.

3.1. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) sistemi

Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) sistemi birçok akışkanlar mekaniği ve aerodinamik incelemelerde kullanılan optik bir akım hızı ölçüm yöntemidir. Mikroskobik parçacıkların kısa bir zaman aralığında birbirini takip eden iki kez ince bir lazer düzlemi ile atıldığı ve kameralar aracılığıyla her bir aydınlatma anında kaydedilen görüntüleri çifti olarak kaydettiği bir akım alanını aydınlatma prensibine dayanan bir yöntemdir. Akımın içine atılan gümüşler akımı etkilememesi ve hız alanını takip etmesi beklenir (Göktepeli 2018). Elde edilen neticeler küçük araştırma alanlarına bölünerek her sorgulama alanı içerisindeki parçacıkların zaman içerisinde hareketleri çapraz korelasyon teknikleri ile belirlenir. Böylece iki boyutlu ölçüm düzlemi üzerinde iki hız bileşeninin anlık dağılımları elde edilir. Neticede elde edilen sonuçlar iki boyutlu ölçüm alanları üzerindeki anlık hız vektörü dağılımları olmaktadır (Çıray 2013).

Tezin deneysel kısmında üç farklı giriş hızı ve üç farklı ondüle formu için akış karakteristikleri belirlenmiştir. Bu deneylerden; hız, akım çizgileri, akış ayrılması, basınç kaybı, sürtünme katsayısı ve türbülans kinetik enerji değerlerine elde edilecektir.

Deneylerin Selçuk Üniversitesi İleri Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezi'nde bulunan ve boyutları 600 x 77 x 60 cm olan dikdörtgen kesitli açık su kanalı içersinde gerçekleştirilmesi planlanmıştır. Şekil 3.2'te verilmiştir. Kullanılan deney seti; lazer ışığının kırılmadan geçebilmesi ve akış görüntülemesinin yapılabilmesi için su kanalında 15 mm kalınlığında lazer ışığını tamamen geçiren ışık kırılma katsayısı düşük camlardan imal edilmiştir. Kanal belirli bir su yüksekliğine kadar su ile doludur. Kanaldaki su, santrifüj pompadan test setine pompalanır ve santrifüj pompanın hız değeri, bir frekans dönüştürücü vasıtasıyla kontrol edilmektedir. Kanaldaki suyun dolaşımı, iki büyük su tankı arasında olmaktadır ve su test alanına ulaşmadan önce bal peteği formundaki akış düzenleyiciden geçmektedir. Yaklaşık 1 mm kalınlığında lazer ekranı oluşturulması için maksimum 15 Hz değerine sahip Nd: YAG lazer cihazı kullanılmaktadır. Deneylerde lazer ışığında parlayan 10 µm çaplı ve su yoğunluğuna yakın yoğunlukta gümüş kaplı içi boş küresel parçacıklar kullanılmıştır. Görüntüler 1632 piksel x 1200 piksel çözünürlüğe sahip yüksek hızlı bir CMOS kamera ile çekilmiştir. Lazer huzmesiyle aydınlatılan bu alanda hareket eden gümüşlerin arka arkaya iki adet dijital fotoğrafı milisaniye mertebesindeki zaman aralığında (Δt), 1632 x 1200 piksel çözünürlüğe sahip dijital kamera ile yüksek hızda çekilmekte ve bilgisayar ortamındaki Dantec Dynamic Studio yazılımına aktarılmıştır. Bilgisayara aktarılan bu görüntüler 32 x 32 piksel ebatlarındaki ağ olarak adlandırılan küçük bölgelere ayrılmakta ve her bölge içerisinde yaklaşık 20 ile 30 parçacık bulunması gerekmektedir. Her iki resim arasındaki Δt zaman aralığı ve gümüşlerin bu zaman diliminde kat ettikleri mesafe bilindiğinden göz önüne alınan ağ bölgelerindeki hız vektörleri hesaplanabilmiştir. Hesaplama neticesinde elde edilen ham vektör haritaları her zaman adımı için elde edilmektedir. Bununla birlikte görüntü çekimlerinde oluşan yansımalar nedeniyle akış alanında hatalı hız vektörleri de oluşabilmektedir.

Söz konusu hatalı hız vektörlerinin temizlenmesi için yazılımda hazır bulunan bir çok matematiksel filtreler gerçekleştirmiştir (Göktepeli 2018).



Şekil 3.2. PIV deney düzeneği (Yağmur 2016)

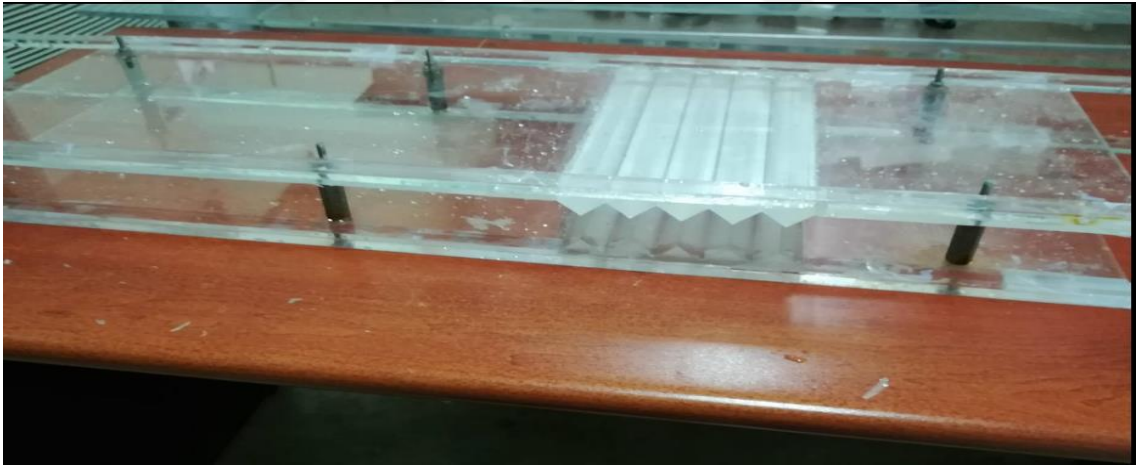
PIV sisteminde hız alanlarının hesaplanmasında Dantec Dynamics tarafından geliştirilen ve yazılıma gömülü hale getirilerek, deneysel sonuçları veren denklemler mevcuttur. Her bir deney için 15 Hz için 1024 adet anlık hız alanı ölçülecektir (Yağmur 2016).

Bu tezde İki yatay paralel plaka arasında mesafe $S = 0.05$ m sabit tutulmuştur. Bu mesafenin sağlanması için iki paralel plaka, simetrik şekilde ilk dördü modelin girişi ile engelleyiciler arasında olmak üzere toplam altı adet civata-somun bağlantısı ile birleştirilmiştir. Her bir civata-somun bağlantısının merkeziyle en yakın kenar arasında 0.03m pay bırakılmıştır. Bu yeterli mesafe belirlenirken, bağlantı aparatlarının akışı bozmaması göz önüne alınmıştır. Deneylerde kullanılan modelin akış yönündeki uzunluğu $L = 20S = 1$ m ve boyutsuzlaştırma sonrasında sırasıyla $L' = L/S = 20$ kullanılmıştır. Her bir plakanın kalınlığı ise lazerin geçişini kolaylaştırmak üzere en düşük değer olan $W = 0.008$ m olarak belirlenmiştir. Öncelikle Şekil 3.3'da verilen düz plaka durumu için deneyler tamamlanmıştır.



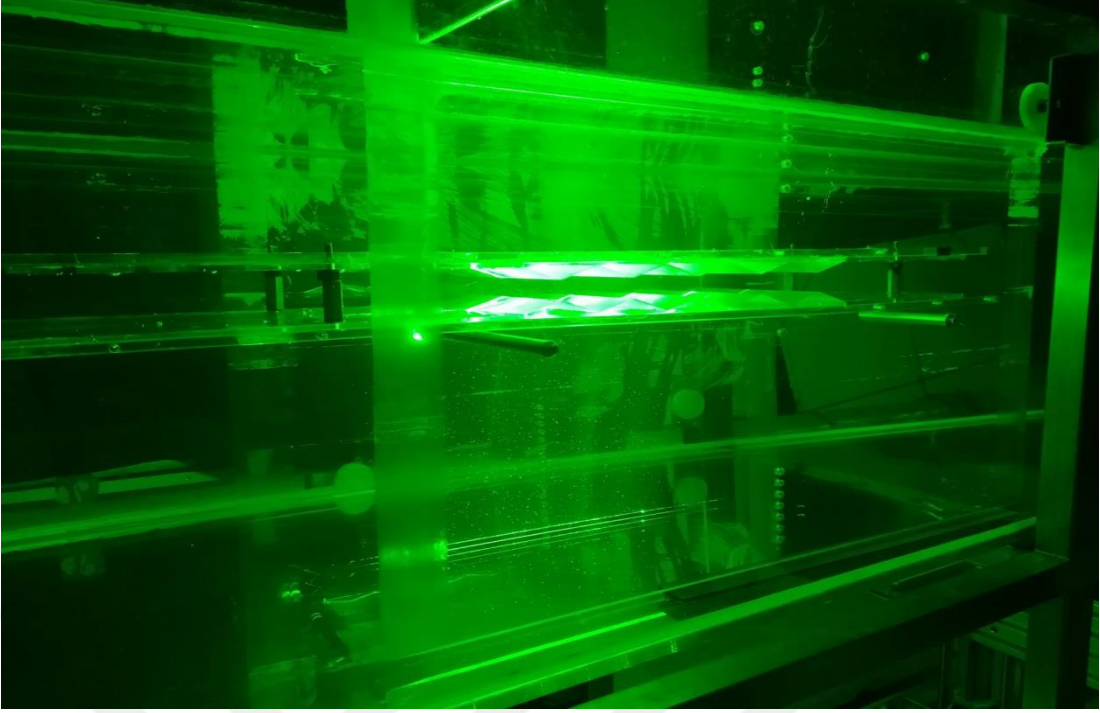
Şekil 3.3. düz plaka modeli (Göktepe 2018)

Sonrasında, Ondüleli kanal, 0.5m uzunluğunda düz plaka ve 0.2 m uzunluğunda diğer düz plaka birbirlerine silikonla yapıştırılmıştır ve Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Her kanal alta ve üste beşer adet olmak üzere 10 ondüleden açıdan oluşmuştur. Ondüleli kanalların açı değerleri $\beta=60^\circ$, 100° ve 140° dereceden oluşmuştur. Açının yüksekliği sabit ve $(H) = 15$ mm dir.



Şekil 3.4. Ondüleli kanal ve düz plakalar la yapıştırılmadan sonra

Serbest su yüzeyinin ve kanal tabanındaki sınır tabaka etkisinin deneylerde minimum tutulmaya bağlı olarak model üniform akış şartlarında konumlandırılmıştır. Modelin su kanalı içinde istenilen konumda olması ve üniform akış şartlarına maruz bırakılabilmesi nedeniyle bağlantı elemanları ölçüm kısmındaki akış karakteristiğini etkilemeyecek şekilde konumlandırılmıştır ve deneyler Şekil 3.5'deki gibi uygulanmıştır.



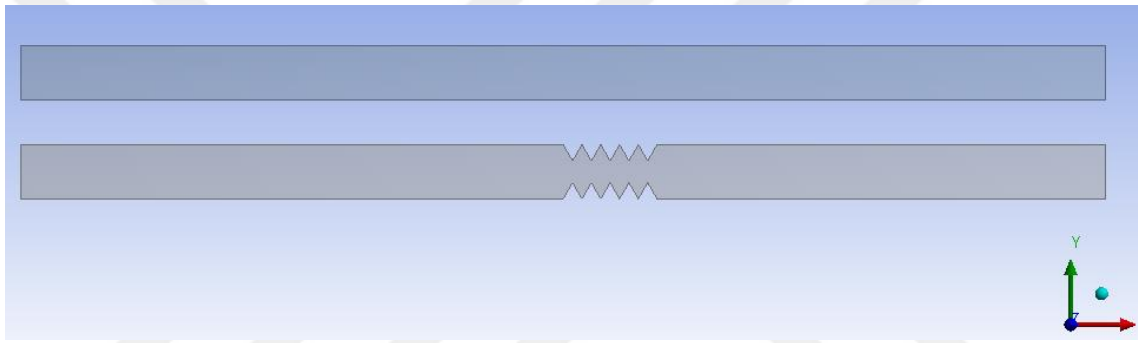
Şekil 3.5. Model su kanalı içerisinde

Her bir deney için, 15 Hz için 1024 adet anlık hız alanı hesaplanmıştır. Her iki resim arasındaki $\Delta t = 0.00175$ s zaman aralığında ve 1024 görüntü ile gümüşler aldıkları mesafe bilindiğinden göz önüne alınan ağ bölgelerindeki x ve y yönünde (101 x 74) adet hız vektörü ölçülmüştür. Literatürde genellikle bu değerin seçildiği görülmüştür. Çalışmadaki diğer parametre de serbest akış hızı olup, $U_{\infty} = 0.1$ m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s değerleri kullanılmıştır ve su da akışkan olarak alınmıştır. Bu çalışmada, akış hızının yerine Reynolds sayısı kullanılmıştır. Reynolds sayısı, $Re = U_{\infty} DH / \nu$, olarak ifade edilmektedir ve ν , akışkana ait kinematik viskozite değeridir. Bu sayede, çalışmada $Re = 10000$, 15000 ve 20000 değerleri türbülanslı akışta kalmaktadır, burada ν akışkana ait kinematik viskozite değeridir.

3.2.Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

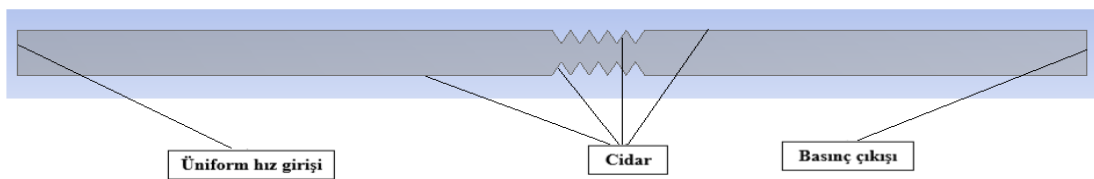
Akışkan akışı modellemelerinde kullanılan bir yöntem olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, geniş bir uygulama alanına sahiptir. Tezde iki bölüm sayısal çözümlerle yapılmıştır. İlkinde enerji denklemleri aktif ikincisinde pasif alınmıştır.

Sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi için (4) farklı modele ait akış hacimleri iki boyutlu olarak çizilmiştir. Örnek olarak Şekil 3.6'de, üstteki düz plakayı ve alttaki de Ondüleli kanal temsil eden akış hacimleri verilmiştir. Sayısal çalışmada model boyutta analiz edilmiştir. Çözümlerin iki boyutlu olarak yapılmasının sebebi, deneylerde tek kamera sistemine sahip 2D-PIV yönteminin kullanılmasıdır (Göktepe 2018).



Şekil 3.6. Analiz programında modellenmiş düz ve ondüleli kanal için akış hacimleri

Akış hacimleri oluşturulduktan sonra, çözüm için ağ yapısı yapılmıştır. Aynı zamanda sınır şartları belirlenmiştir. Şekil 3,7'de, Sınır koşullarının temsil ettiği bölgeler sunulmuştur. Giriş kısmında üniform hız girişi ve çıkış kısmında ise basınç çıkışı tanımlanmıştır. Akışkanın paralel plakalarla temas ettiği bölgelerde ise cidar sınır koşulu kullanılmıştır (Göktepe 2018). Ondüleli kanalın kullanılmadığı düz plaka durumunda, alt ve üst plakalar için cidar sınır koşulu oluşturulmuştur. Ondüleli kanal de ele alındığı çözümlerde ise akışkan temas ettiği engelleyiciler de dâhil olmak üzere tüm cidar yüzeyleri için aynı şekilde cidar sınır koşulu kullanılmıştır.



Şekil 3.7. Sınır koşullarının temsil ettiği bölgelerin gösterimi

Ağ yapısı yapılması birçok parametreye bağlı olarak gerçekleştirilebilen bir haldir. Çözüm yapılırken, çözümün ağ yapısından bağımsız hale getirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, literatürde (Matsubara 2015) tarafından düz paralel plaka için önerilen ve Denklem 3.1’de verilen korelasyon,

$$Nu = 0.021Pr^{0.5} Re^{0.8} \quad (3.1)$$

karşılaştırmak amacıyla kullanılmıştır. Türbülanslı akışta, geçerli olan bu korelasyonla, $Re = 10000$ için $Nu = 84.19$ değeri belirlenmiştir. Öncelikle farklı türbülans modelleri ile elde edilen düz plakaya ait neticeler önerilen korelasyon ile $Re = 10000$ ’de kıyaslanmıştır. Burada farklı türbülans modelleri, farklı ağ yapıları için kıyaslandığından, Çizelge 3.1’de tüm analizlerde de kullanılan ağ yapısı sayısı için geçerli olan durum örnek olarak yapılmıştır. Buna göre, $k-\omega$ Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli literatürdeki korelasyona en yakın sonucu vermiştir. Tüm analizlerde kullanılmak üzere $k-\omega$ SST türbülans modeli tercih edilmiştir.(Göktepelı 2018)

Çizelge 3.1. $Re = 10000$ ’de Nusselt sayısı değerlerinin ayrı türbülans modelleri için değişimi

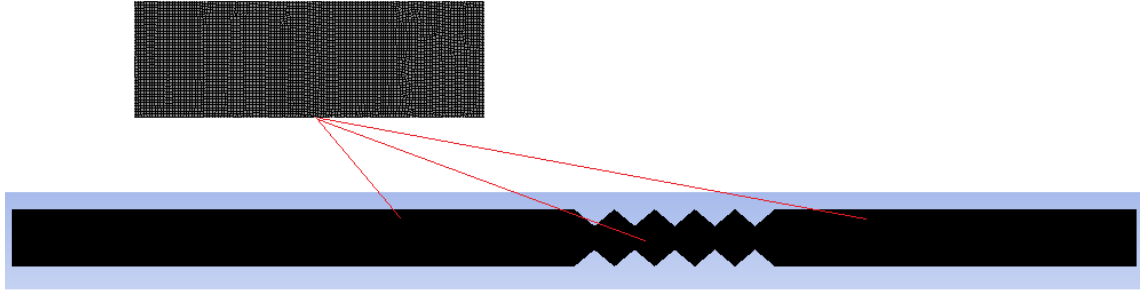
Türbülans modeli	Nu
k-ε Realizable	97.63
k-ε Re-Normalisation Group (RNG)	115.37
k-ω Shear Stress Transport (SST)	86.43
k-ω Standard	87.55

Sayısal analizlerde, $k-\omega$ SST türbülans modeliyle çıkarılan düz plakaya ait Nusselt sayısı değerlerinin farklı çözüm ağı sayısına göre değişimi Çizelge 3.2’de verilmiştir. Ele edilen tüm durumlar için Nusselt sayısının oldukça yakın değerlerde seyrettiği görülmektedir. Ancak korelasyondan elde edilen sonuca en yakın değer $6.6 * 10^5$ çözüm ağı elemanının kullanıldığı durumda belirlemiştir (Göktepelı 2018) .

Çizelge 3.2. $Re = 10000$ ’de, Nusselt sayısının $k-\omega$ SST türbülans modelinde farklı ağ sayılarındaki değişimi

Çözüm ağı sayısı	Nu
$3 * 10^5$	87.01
$4.3 * 10^5$	86.46
$6.6 * 10^5$	86.43
$8.6 * 10^5$	86.52
$11.6 * 10^5$	86.53

Tüm ağ sayıları için ağ elemanlarının çarpıklık değerleri (maksimum değer ≤ 0.95) ve ortogonal kalite değerleri (minimum değer ≥ 0.1) önerilen aralıklar içerisinde apılmıştır (Anonim 2009). Örnek olarak, ağ yapısı oluşturulmuş akış hacmi Şekil 3.8’te detay gösterimleri ile birlikte verilmiştir.



Şekil 3.8. Ağ yapısı oluşturulmuş model örneği

Uygulamada türbülanslı akış laminer akıştan daha fazla görülmektedir. Türbülans modelleri akışkanlar mekaniğinin genel denklemleri olan Navier-Stokes denklemlerinden hareketle elde edilir. Türbülanslı akış halinde bu denklemlerin zaman ortalaması alınarak “Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes” RANS denklemleri bulunur. Bu denklemlerde ortaya çıkan ilave terimler türbülans gerilmeleridir ve bu terimlerin modellenmesi gerekmektedir. (Anonim 2009)

Türbülans modelleri denklemleri ile sıkıştırılmaz akış için süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerisırasıyla Denklem 3.2 ve 3.3’te verilmiştir (Anonim, 2009) :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.3)$$

şeklinde dir. Burada u_i , x_i kartezyen koordinatı boyunca filtre edilmiş hız bileşenini, p akışkanın basıncını, ρ akışkanın yoğunluğunu ve ν akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir.

Standart k- ϵ RNG türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vermek suretiyle türbülans hız ve uzunluk ölçeğini saptamaya izin veren en basit ve temel iki-denklemlilik türbülans modelidir. Özellikle pratik mühendislik ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Standart k- ϵ RNG türbülans modelinde akış

tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle standart k- ε RNG türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ε) için ilgili x yönündeki taşınım denklemleri aşağıda sırasıyla verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}) \quad (3.5)$$

Bu denklemlerde; μ dinamik viskoziteyi, μ_t türbülans viskozitesini, ρ yoğunluğu, G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerji üretimini, G_b sıcaklık farklarından dolayı oluşan yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimini ve C türbülans modeli sabitleri göstermektedir.

Standart k- ω türbülans modeli düşük Reynolds sayısı etkisini, sıkıştırılabilirliği ve kayma yayılmalarını göz önüne alır. Standart k- ω türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ω) için taşınım denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (3.7)$$

Bu denklemlerde görülen G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı kinetik enerjinin üretimini, G_ω ise ω 'nın üretimini ifade eder. Y_k ve Y_ω ise k ve ω 'nın difüzyonlarını gösterir. Y_k ve Y_ω türbülansın dolaylı k ve ω için kaybı gösterir.

Büyük Çevrinti Benzetimi (LES) türbülans modelinde temel olarak büyük ölçekli girdapların uzunluğunu karakterize eden denklemler kullanılmaktadır, temel prensip olarak düşük geçişli filtreleme yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntem kullanılarak Navier-Stokes denklemlerindeki küçük ölçekli girdaplar elimine edilerek ortalama akış modellenir.

Büyük ölçekli girdaplar yakalanır ve arda kalan küçük ölçekli girdaplar belirlenen

parametrelere bağılı olarak hesaplanır. Denklem 7'de ise filtreleme tekniğinin Navier-Stokes denklemine uygulanmış hali verilmiştir. Bu denklemde küçük girdapların büyük girdaplar üzerindeki etkisi küçük ölçekli gerilme tensörlerinde;

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3.8)$$

gibi hesaplanır. Bunlar eddy-viskozite yaklaşımının temeline dayanan bilinmeyen ve subgrid modellerin belirlenmesi gerekir:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} \quad (3.9)$$

burada subgrid ölçekteki gerilme kalıntıları τ_{kk} basınç sonuçlarında değerlendirilerek modifiye basınç teriminin içinde sunulmuştur, μ_t subgrid ölçekteki akışkanın viskozitesini ve \bar{S}_{ij} ise gerilme hızını belirtmekte ve şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

Temel ve en çok bilinen subgrid ölçek modelleri (Smagorinsky, 1963) ve sonraki yıllarda Lilly tarafından önerilmiştir. Her ikisinin modelinde de eddy viskozitesi:

$$\mu_t = \rho l_s^2 |\bar{S}_{ij}| \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Bu denklemde l_s akışkanın hareket alanındaki uzunluğunu belirtir ve eğer gerilme hızı:

$$|\bar{S}_{ij}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilirse, l_s :

$$(3.13)$$

$$l_s = \min(Ky, C_s V^{1/3})$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada K Von Karman sabiti, y en yakın duvara olan uzaklık, C_s Smagorinsky sabiti ve V hesaplanacak akış hacmi olarak ifade edilir.



4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada hesaplamalı akışkanlar mekaniği programı ile ondüleli kanalda ısı transferi ve bunun yanında akış karakteristikleri belirlenmiştir. İkinci aşamada hem deney yapılmış hem de deneylerle uyumlu olması açısından aynı geometri paket programı ile çözülmüştür. Ancak bu aşamada enerji denklemi aktif haldeyken çözümler yapılmıştır. Ayrıca ilk aşamada yapılan çözümün sıcaklık ile hangi oranda etkilendiği belirlenmeye çalışılmıştır. Tezin deneysel kısmında Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV), hesaplamalı akışkanlar mekaniği çözüm kısmında ANSYS - FLUENT yazılımı kullanılmıştır.

4.1. Akış Karakteristikleri ve Isı Transferinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları

Bu çalışmada, enerji denkleminin süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemleri ile yapıldığı analizlerden elde edilen zaman ortalamalı sonuçlar, $L' = 20$ boyutsuz uzunluğuna sahip iki boyutlu kanalın $9.5 \leq L' \leq 20$ aralığı için verilmiştir. Bu şekiller, sıcaklık (T) ve basınç (P) dağılımlarını, akış yönündeki (u) ve akışa dik yöndeki (v), türbülans kinetik enerjisi (TKE) ve akım çizgisi (Ψ) grafiklerini yapılmıştır. Ayrıca Nusselt sayısının (Nu) ve yüzey sürtünme katsayısının (C_f) ortalama değerleri için blok grafikleri elde edilmiştir. Ayrıca, Nusselt sayısının (Nu), yüzey sürtünme katsayısının (C_f) ve basınç katsayısının (C_p) tüm kanal boyunca değişimini gösteren grafikler de verilmiştir. Düz plakanın Nusselt sayısı değerleri, literatürden alınan korelasyonla kıyaslanmıştır ve sonuçların doğruluğu gösterilmiştir.

4.1.1 .Sıcaklık dağılımı grafikleri

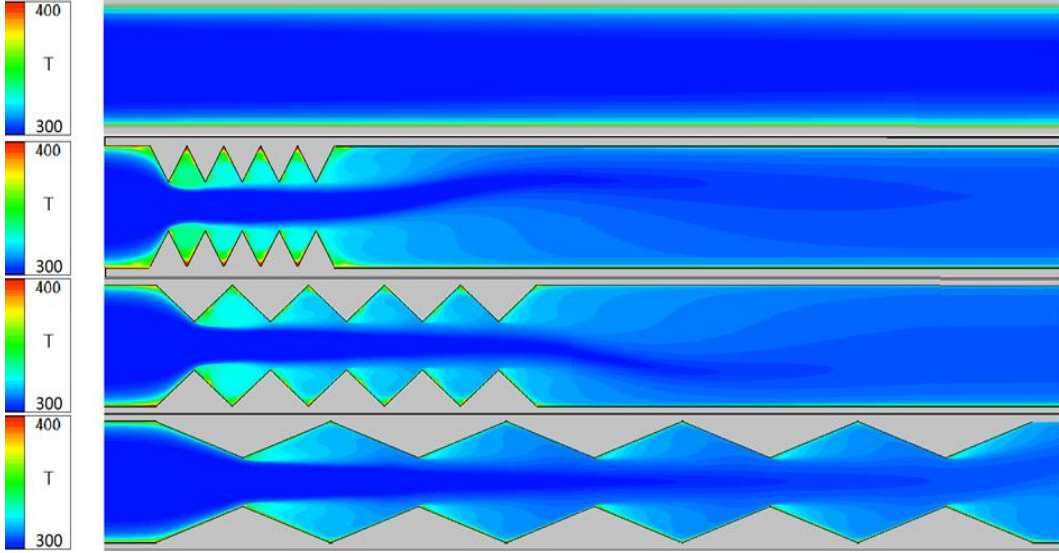
Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'da, sıcaklık dağılımı grafikleri, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sırasıyla verilmiştir. Akışkanın paralel plaka sistemine 300 K ile girdiği ve cidarların 400 K sabit sıcaklık şartında tutulduğu ve akışkanın faz değiştirmedeği kabul edilmiştir. Elde edilen grafiklerde en yüksek ve en düşük değerler sırasıyla 400 K ve 300 K olmuştur. Reynolds sayısına ve ondüle açısına göre ısı transferi ve akış karakteristiklerinde değişimler görülmektedir.

Düz plakada engelleyici bulunmaması nedeniyle sıcaklık değerlerinde değişiklik azdır. Sıcaklık değişimleri cidar bölgesinde gözlenebilmektedir.

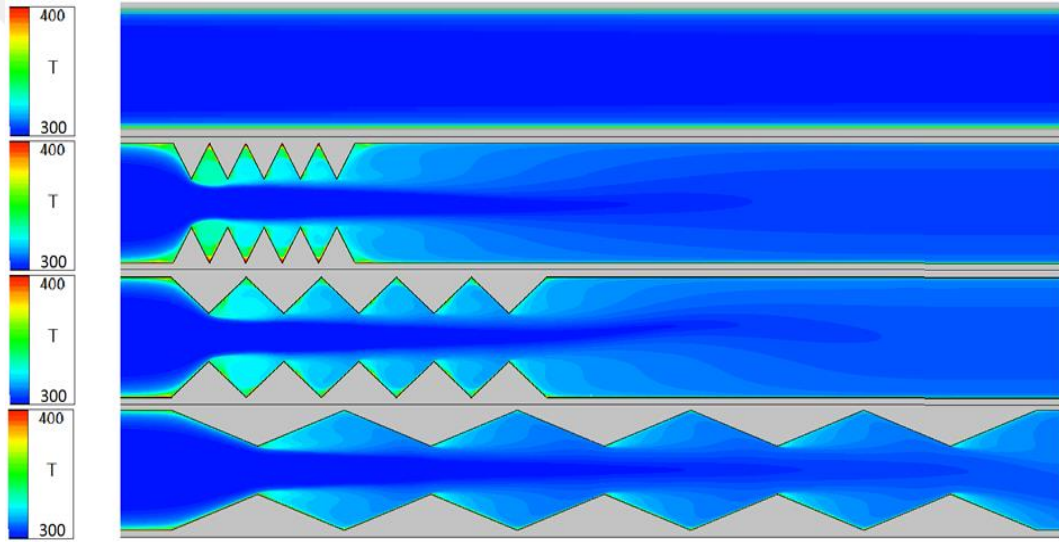
Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3 beraber incelendiğinde görülen en önemli olay, ondülelerin sıcaklık profilini düz kanala göre oldukça değiştirdiğidir. Ondülelerin tepe açısı azaldıkça yani β 60° ye doğru yaklaştıkça ondülelerin arasında daha sıcak akışkan bölgeleri görülmektedir. Ondüle açısı büyüdükçe sisteme giren soğuk akışkan ondüleler arasına rahatça dolabilmekte ve akışkan sıcaklığı azalmaktadır. İlk ondülelerin arasındaki boşluklarda akışkan sıcaklığı daha yüksek iken alt akış bölgesine doğru olan ondülelerin arasındaki boşluklarda sıcaklıklar azalmaktadır. Reynolds sayısı arttıkça akışkan sıcaklıkları da azalma göstermektedir.

Reynolds sayısı arttıkça dar açılı ondülelerde alt akış bölgelerinde soğuk akışkan ondüle aralarına girdiği görülmektedir. Alt ve üst plakalarda hemen hemen simetrik sıcaklık profilleri elde edilmektedir.

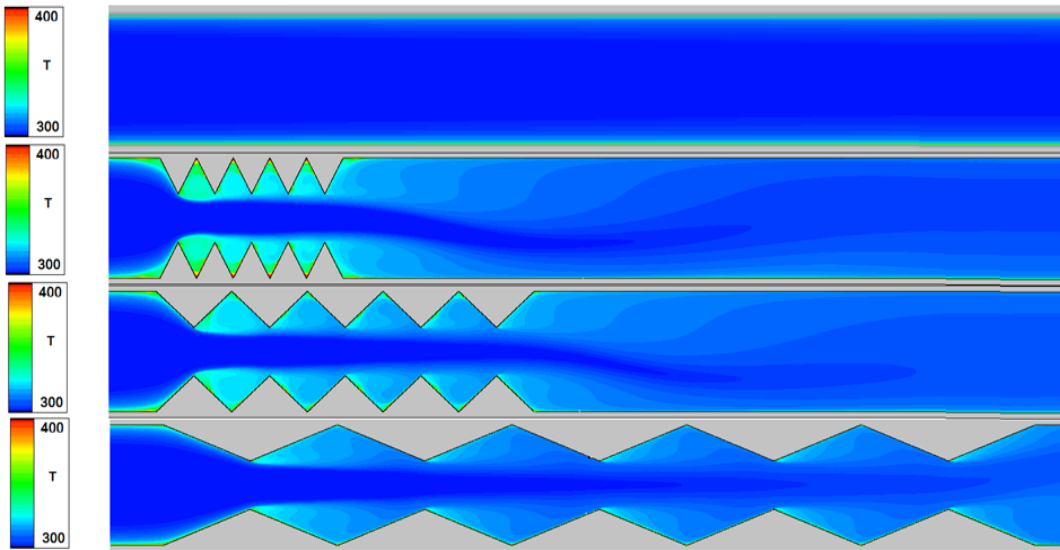
Ondüleli kanallarda, akış daha karmaşık hale gelmektedir. Ondüleli kanalın başında, üst ve alt kısımda akış ayrılması gerçekleşmektedir. Ondüleli kanalda açılı daraldıkça sıcaklık değişimi artmaktadır. Bunun nedeni, akış ayrılmaları daha etkili hale gelmektedir. Bu durumda yerel sıcaklık değişimi daha fazla olmaktadır. Yani 60° açısında ısı transferi daha hızlı gerçekleşmektedir.



Şekil (4.1) $Re = 10000$ için sıcaklık ((T)) dağılımları



Şekil (4.2) $Re = 15000$ için sıcaklık ((T)) dağılımları



Şekil (4.3) $Re = 20000$ için sıcaklık ((T)) dağılımları

4.1.2. Basınç dağılımı grafikleri

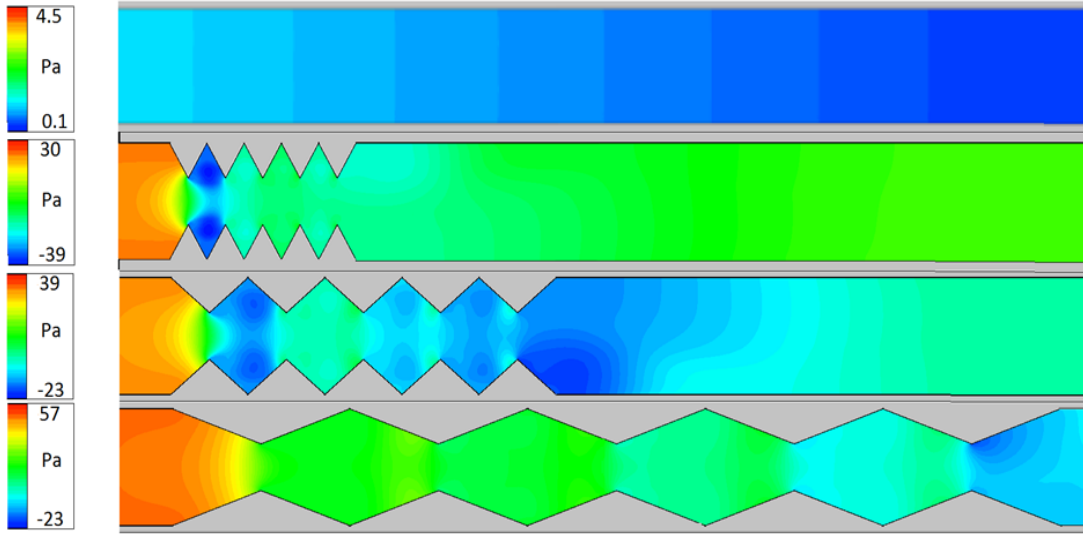
Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da, Basınç dağılımı grafikleri, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sırasıyla verilmiştir.

Düz plakadaki basınç kaybı tüm Reynolds sayıları için diğer modellere göre en düşüktür. Düz plakadaki basınç, kanal boyunca yavaş yavaş azalır. Reynolds sayısındaki artışla birlikte, basınç kaybı da artmaktadır.

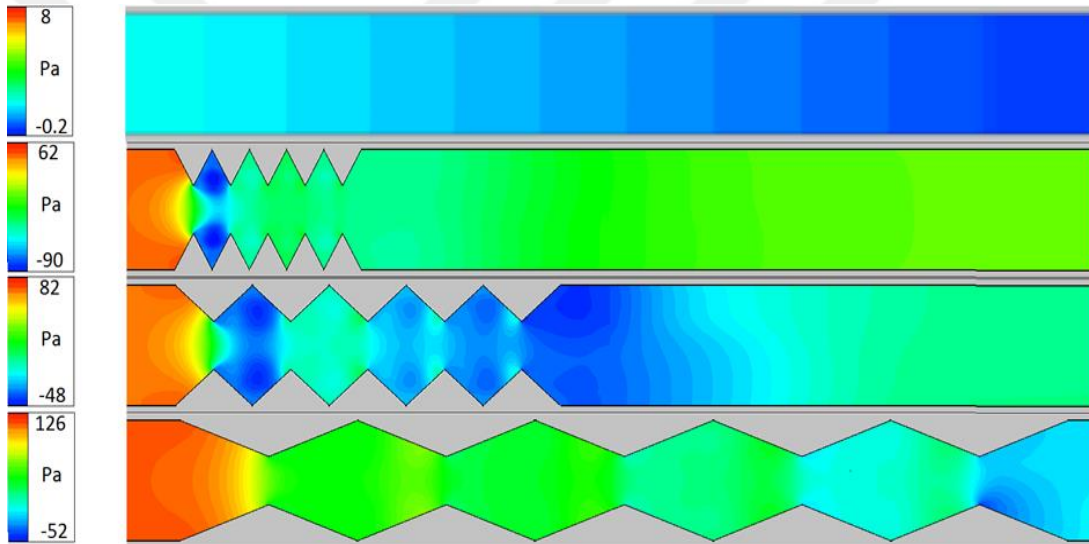
Basınç kaybının en yüksek olduğu yer genel olarak birinci ondülenin hemen arkasıdır. İlk engelleyi ile akış ayrılması gerçekleşmekte bu yüzden basınç ani olarak düşmektedir. Açılı arttıkça bu etki azalmaktadır.

Ondüleli kanallarda basınç kaybı Reynolds sayısındaki artış ile artmaktadır. 60° açılı ondüleli kanalda basınç kaybı 100° açısı ve 140° açısından daha fazla göstermektedir. Yani Ondüleli kanallarda en fazla basınç kaybı 60° açılı ondüleli kanalda ve Reynolds sayısı 20000 olduğu zaman saptanmaktadır.

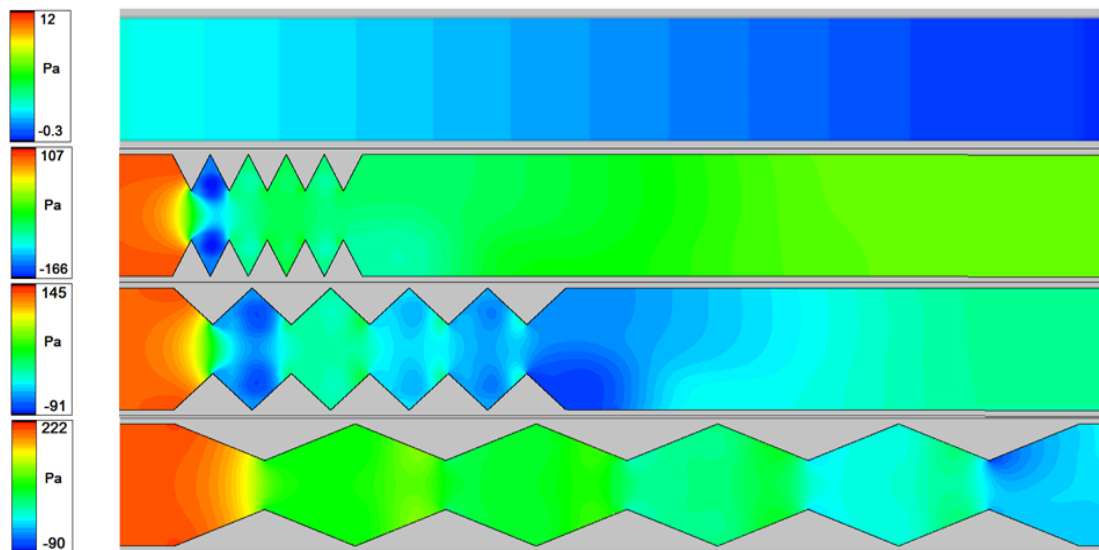
60° ve 100° açısında, basıncın ani olarak düşüşünün gözlemlendiği bölge genel olarak ilk ve ikinci açısının arasındadır. Bu durumun sebebi de keskin bir şekilde akış kesit alanının daralması ve sonrasında elde edilen hız artışlarıdır. Ayrıca 140° açısında durum farklıydı. Basıncın düşüşünün gözlemlendiği en yüksek değer bölgesi genel olarak son ondüleden sonradır. Çünkü akış yapısını en az etkileyen ondüle açısı 140° dir.



Şekil (4.4) Re = 10000 için basınç ((P)) dağılımları



Şekil (4.5) Re = 15000 için basınç ((P)) dağılımları



Şekil (4.6) Re = 20000 için basınç ((P)) dağılımları

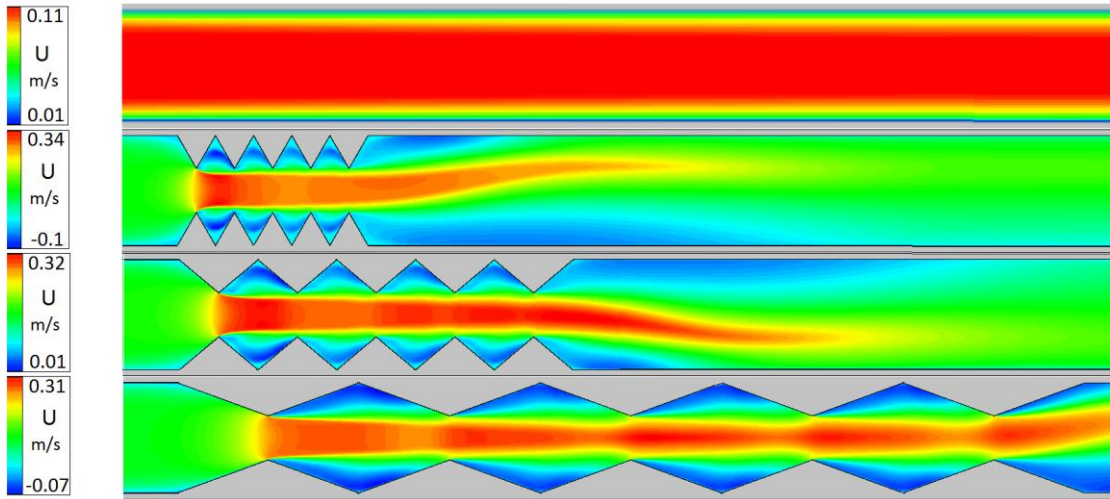
4.1.3. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri

Tüm modeller için ilgili grafikler Şekil 4.7'de 10000 Reynolds sayısı için, Şekil 4.8'de 15000 Reynolds sayısı için ve Şekil 4.9'da Reynolds sayısı 20000 için sunulmuştur.

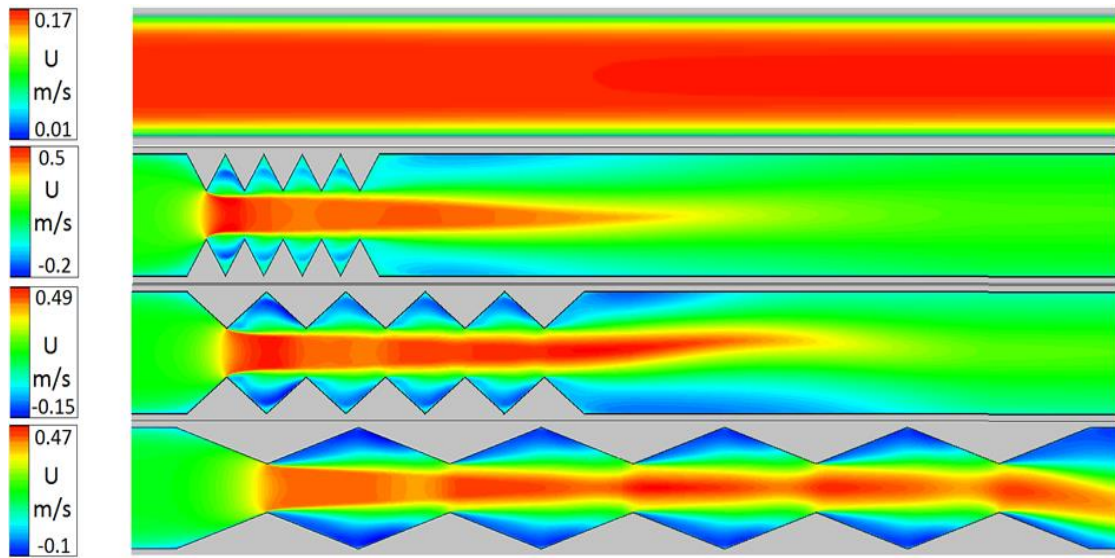
Düz plakada, Akış kanal içerisinde herhangi bir engelleyici olmadığından dolayı, akışta bir bozulma gözlemlenmemektedir. Düz plakada sınır tabakanın ve duvardaki kaymayan şartından dolayı cidarda en düşük olmaktadır.

Ondüleli kanallarda akış kesitin daralmasında dolayı kanal ekseninde hız değerleri artmaktadır. Ondüle açısının azalması ile akış ayrılmasının da etkisi ile hız profilindeki bozulmasına daha etkilidir. Zira ondüle açısı arttıkça hız değerleri daha az olmaktadır.

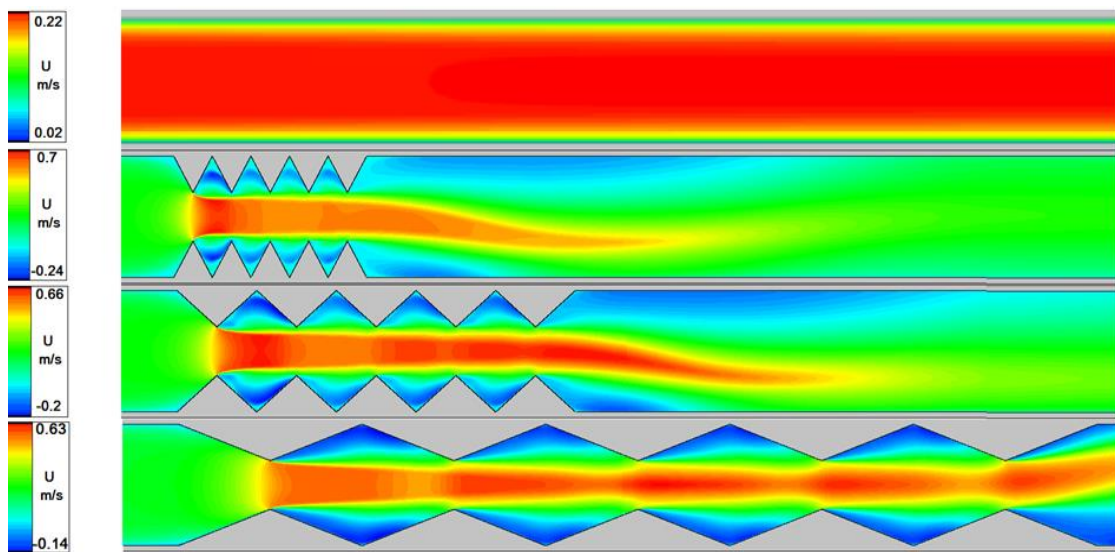
Ondüle açısının azalması ile ondüleler arasında dönümlü akış bölgeleri oluşmakta ve Reynolds sayısı arttıkça bu dönümlü akış bölgesi değerleri azalmaktadır.



Şekil (4.7) $Re = 10000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))



Şekil(4.8) $Re = 15000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))



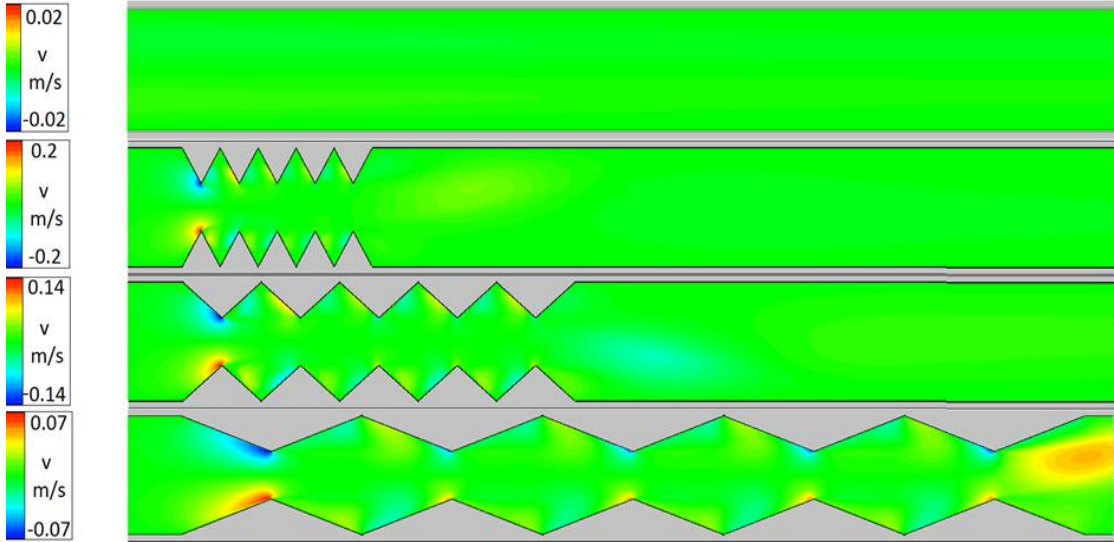
Şekil (4.9) $Re = 20000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))

4.1.4. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri

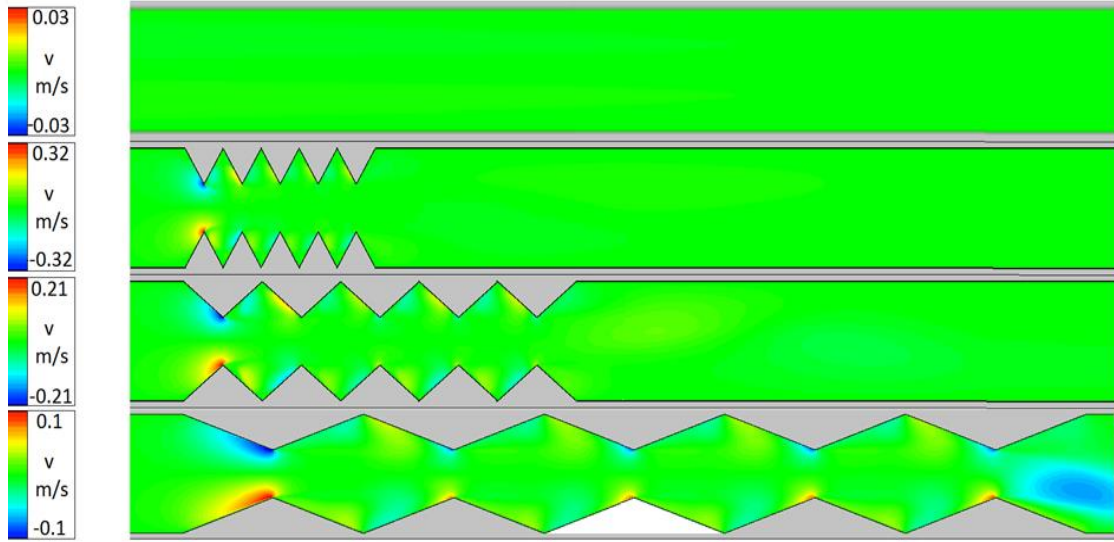
Ele alınan bütün modellere ait kontur grafikleri Şekil 4.10'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.11'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.12'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plakada, ondüle olmaması nedeniyle, hız bileşenleri dikey yönde tespit edilememektedir. Grafiklerde verilen maksimum ve minimum değerler de kanalın giriş bölgesine aittir. Ondüleli kanalda tüm durumlarda akışa dik yönde hız bileşenleri simetrik bir şekilde dağılım göstermektedir. Ondüleli kanalın ilk üçgen kenarında akım yönündeki akış değerler, üst plakadaki ilk üçgenin minimum değerleri, alt plakada ise maksimum değerleri vermektedir. İkinci üçgenin üst akım yönündeki köşesine gelindiğinde ise hız işareti değişmektedir ve birinci engelleyicindeki durumun tam tersi gözlemlenmektedir.

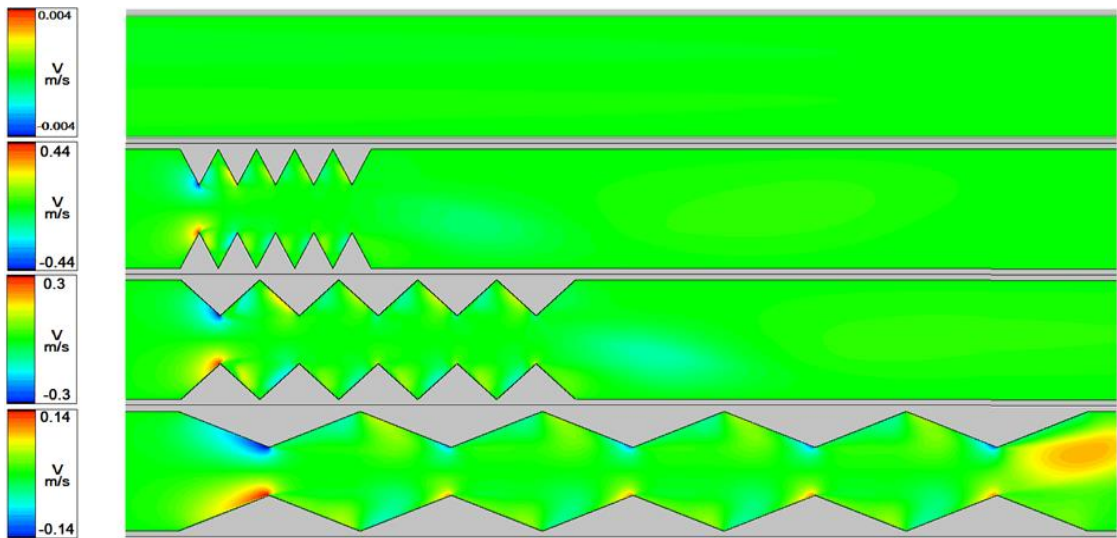
Şekillerden de görülebileceği gibi v hız bileşenleri dar açılı ondüleler de sadece birinci ondülenin olduğu bölgede etkilidir. Alt akış bölgelerinde etkisi pek görülmemektedir. Ancak ondüle açısı arttıkça her bir ondüle açısının ucunda v hız bileşeni görülmektedir.



Şekil (4.10) $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))



Şekil (4.11) $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))



Şekil (4.12) $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))

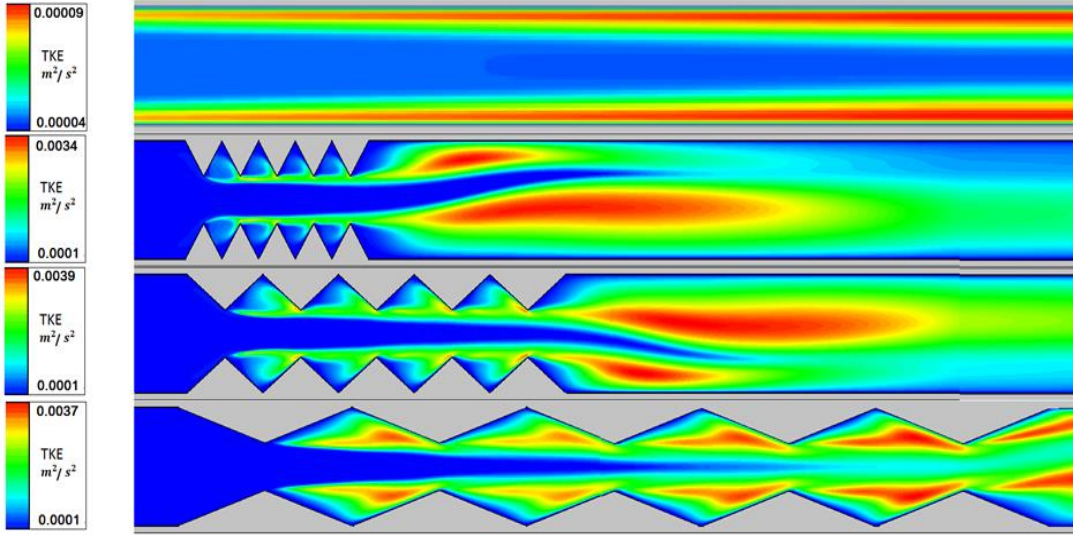
4.1.5. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri

Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'da, Türbülans kinetik enerjisi grafikleri, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sırasıyla verilmiştir.

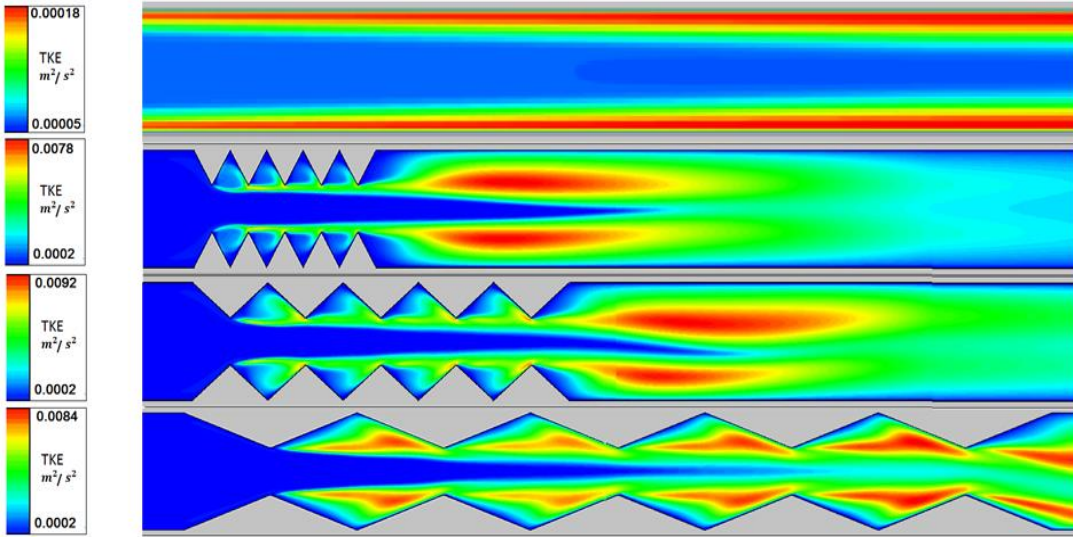
Düz plaka, akışı bozacak veya türbülans yoğunluğunu arttırmak için engelleyici olmamasına rağmen sınır tabakasının etkili olduğu cidara yakın bölgelerde Türbülans kinetik enerjisi için maksimum değerler saptanmıştır. Yine de bu değerler engelleyicilerin kullanıldığı durumlar ile kıyaslandığı oldukça düşük değerlerdedir. Minimum değerler ise kanalın merkez hattında baskın olan çekirdek akışının etkisindedir.

Türbülans kinetik enerji değerleri en çok alt akış bölgesinde son ondüleden sonra etkili olmaktadır. Ondüle açısının büyük değerlerinde ondüleler arası boşlukta türbülans kinetik enerji değerleri büyük olurken, dar açılı ondülelerde ondüleler arası değerler daha düşüktür.

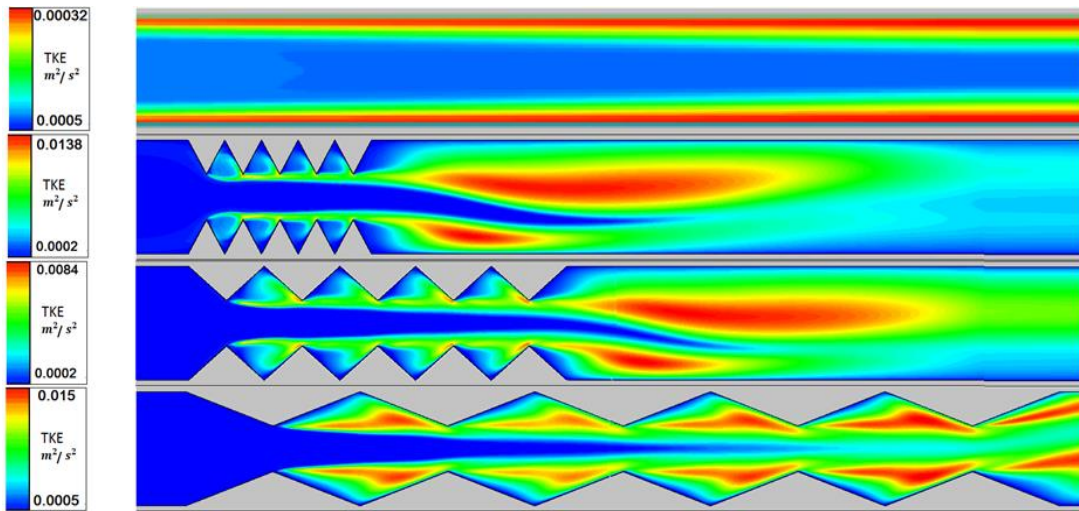
Ancak genel anlamda, Ondüleli kanalın açısı daraldıkça türbülans kinetik enerjisi değerlerinde de artış gözlemlenmektedir .



Şekil (4.13) $Re = 10000$ için türbülans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları



Şekil (4.14) $Re = 15000$ için türbülans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları



Şekil (4.15) $Re = 20000$ için türbülans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları

4.1.6. Akım çizgisi grafikleri

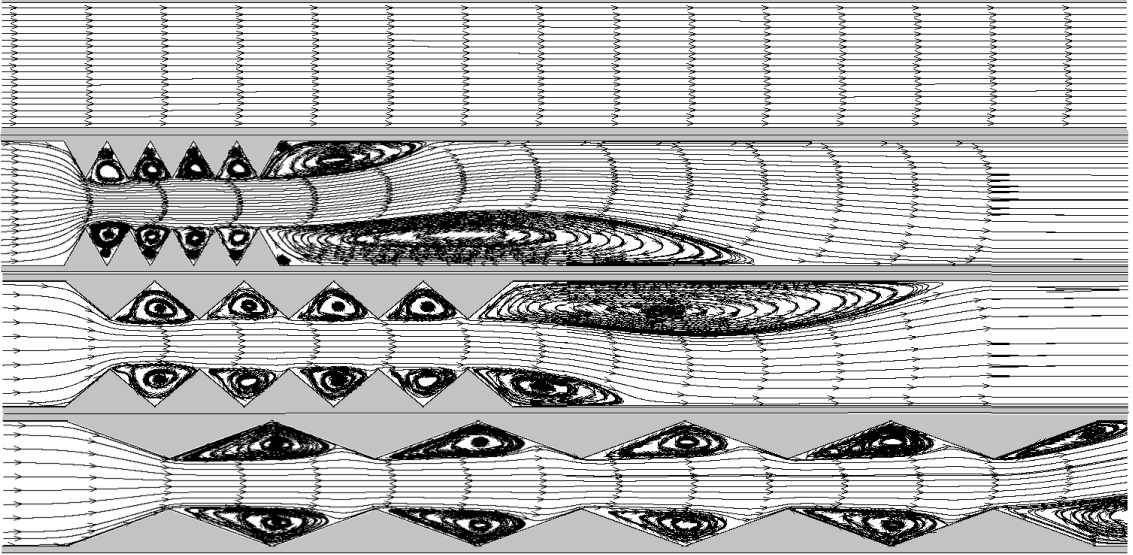
Şekil 4.15, Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’da, Akım çizgisi grafikleri, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sırasıyla verilmiştir.

Düz plaka durumu için tüm Reynolds sayısı değerlerinde oldukça düzgün bir akım çizgisi dağılımı elde edilmektedir.

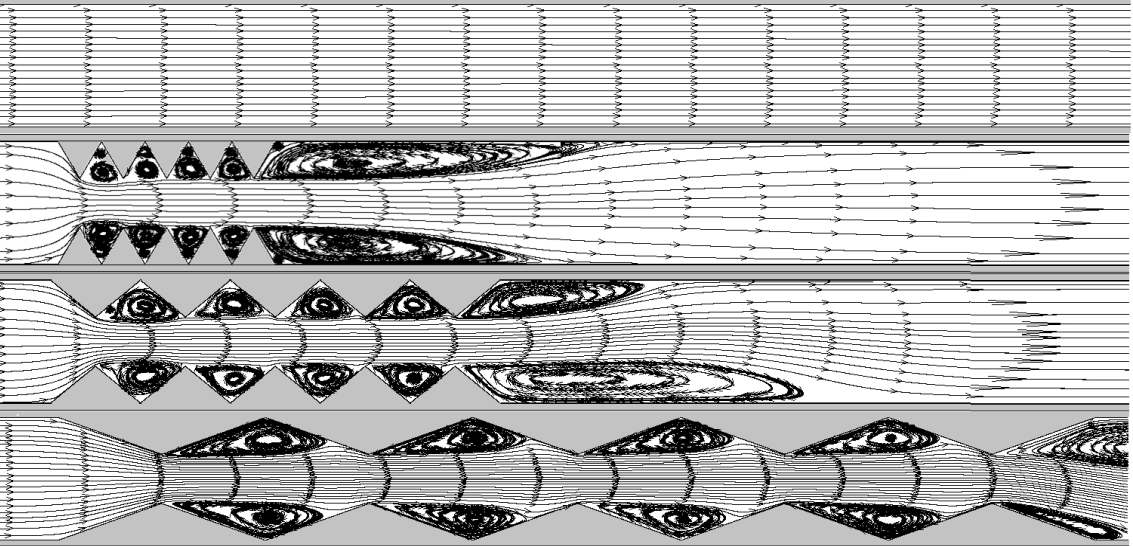
Ondüleli kanalda ise karmaşık bir akış yapısı elde edilmektedir. 60° lik ondülelerde ondüleler arasında iki gözlü dönüş bölgesi oluşmaktadır. Ondüle açısının diğer değerlerinde ise akışa ters yönde tek gözlü dönüş bölgeleri oluşmaktadır. Şekillerden de görülebileceği gibi dar açılı ondülelerde, ondülelerden sonra yeniden tutunma bölgesi üst plakada daha kısa iken Reynolds sayısı değeri arttıkça bu değerde artmaktadır. Bu durumun aksine yine dar açılı ondülelerde alt plakada yeniden tutunma bölgesi düşük Reynolds sayısı değerlerinde daha uzun iken büyük Reynolds sayısı değerlerinde yeniden tutunma bölgesi kısalmıştır.

Ondüle açısının orta değeri olan 100° için ondülelerden sonra yeniden tutunma bölgesi üst plakada düşük Reynolds sayısı için uzun iken Reynolds sayısı değeri arttıkça önce artmakta sonra tekrar azalmaktadır. Benzer şekilde alt plaka üzerinde Reynolds sayısı ile yeniden tutunma bölgesi önce kısa sonra uzun en sonda tekrar kısalmaktadır.

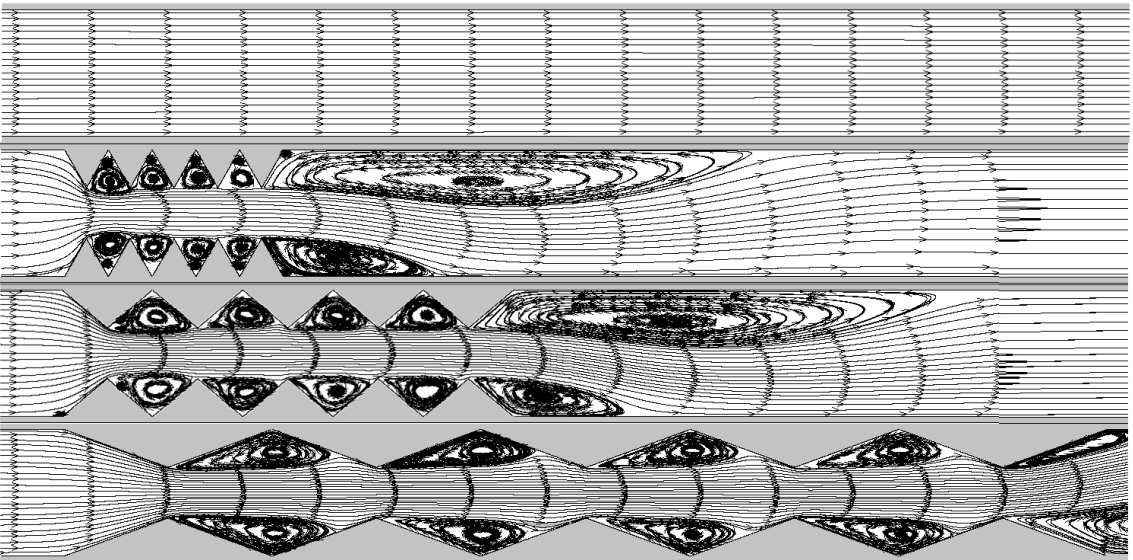
Bu değişim Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9 da verilen aksenel hız grafikleri ile ve Şekil 4.13, 4.14 ve 4.15 te verilen türbülanslı kinetik enerji değişimi grafikleri ile uyumludur.



Şekil (4.16) $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil (4.17) $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil (4.18) $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri

4.1.7. Basınç katsayısı (C_p) grafikleri

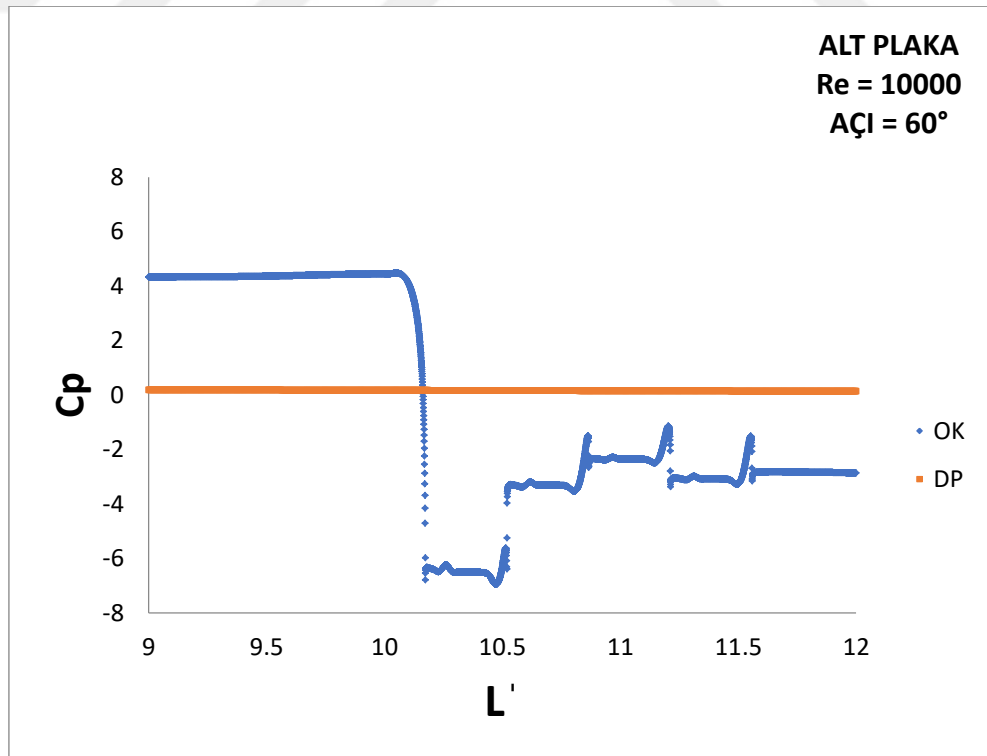
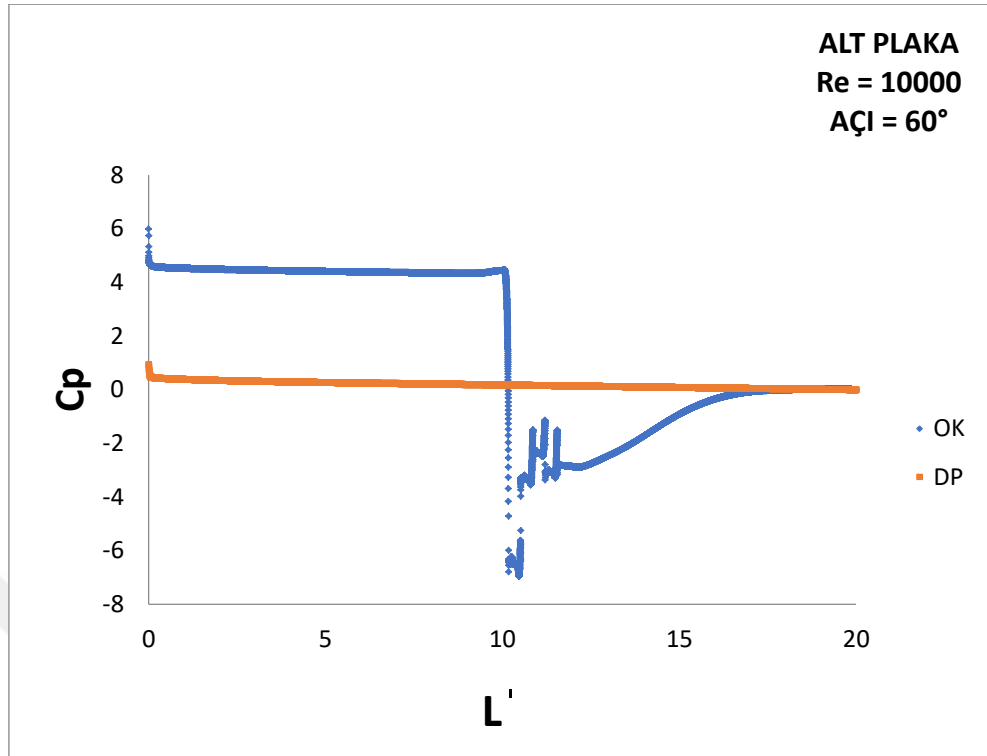
Şekil 4.19 ile Şekil 4.27 arasında sayısal analizlerden elde edilen basınç katsayısı grafiklerinde sunulmuştur. Bu grafikler düz plaka ve ondüleli kanallara ait olan grafiklerdir.

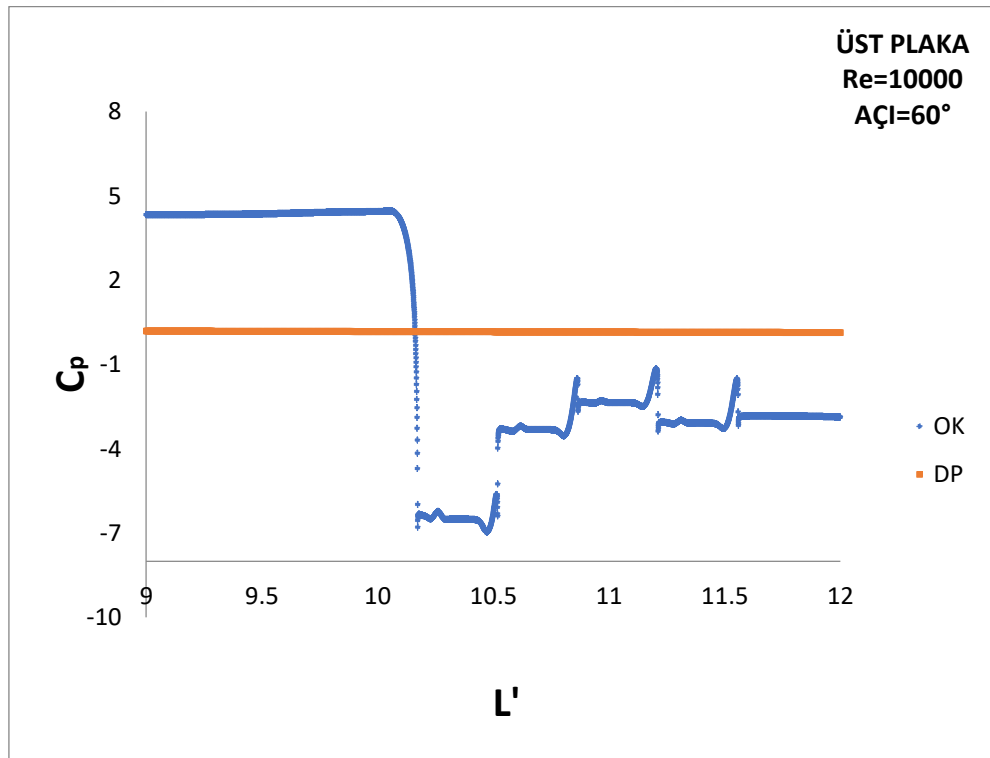
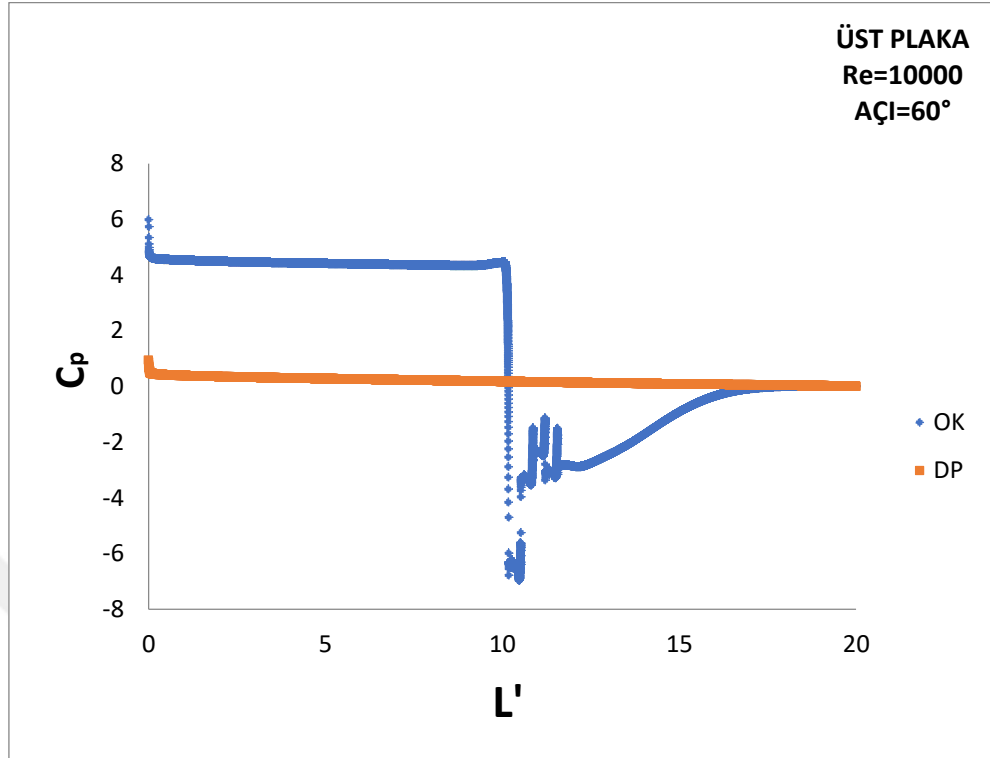
Girişteki değerler ele alınan durum için maksimum değerleri göstermektedir. Girişten itibaren alt akış bölgesine doğru ilerledikçe değerlerde düşme gözlemlenmektedir. Akışın engelleyicilerin yerleştirildiği $9.5 < L' < 20$ aralığında basınç kayıp katsayısı değerleri ani olarak düşmektedir.

Ondüle açısının 60° ve 100° olduğu değerlerde en büyük düşüş ilk ondülede olmaktadır. İkinci ondüle ile birlikte basınç kayıp katsayısı değerler artmaya başlamakta daha sonra tekrar düşme eğilimindedir. En son ondüleden sonra akış toparlanmakta ve düz plaka durumuna dönmektedir.

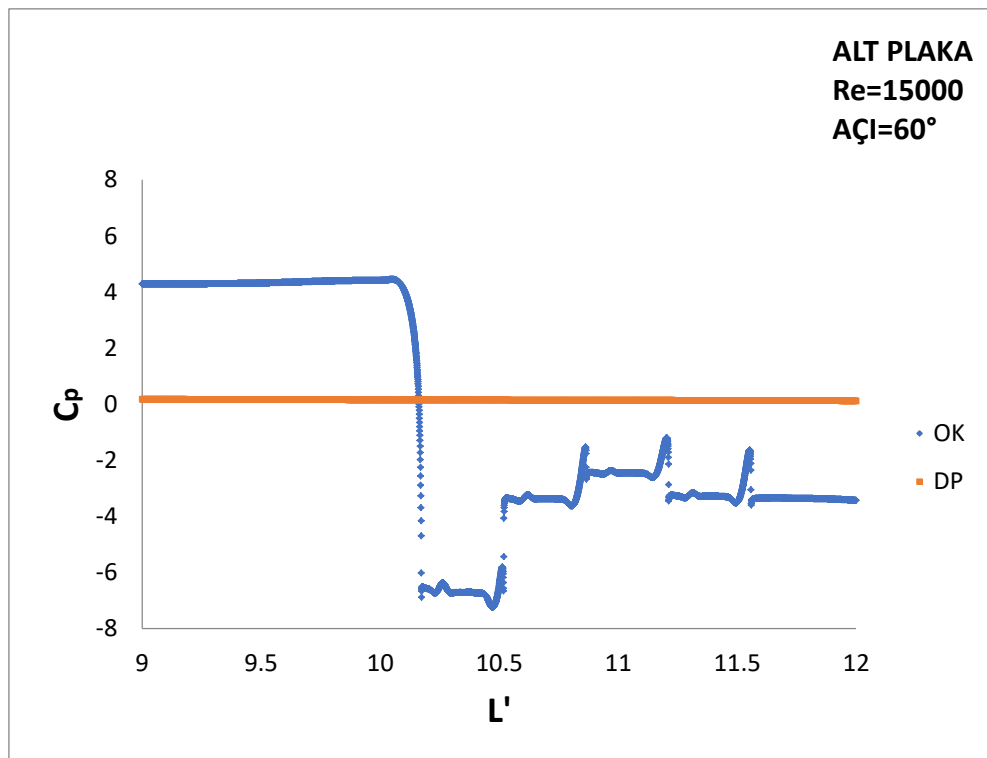
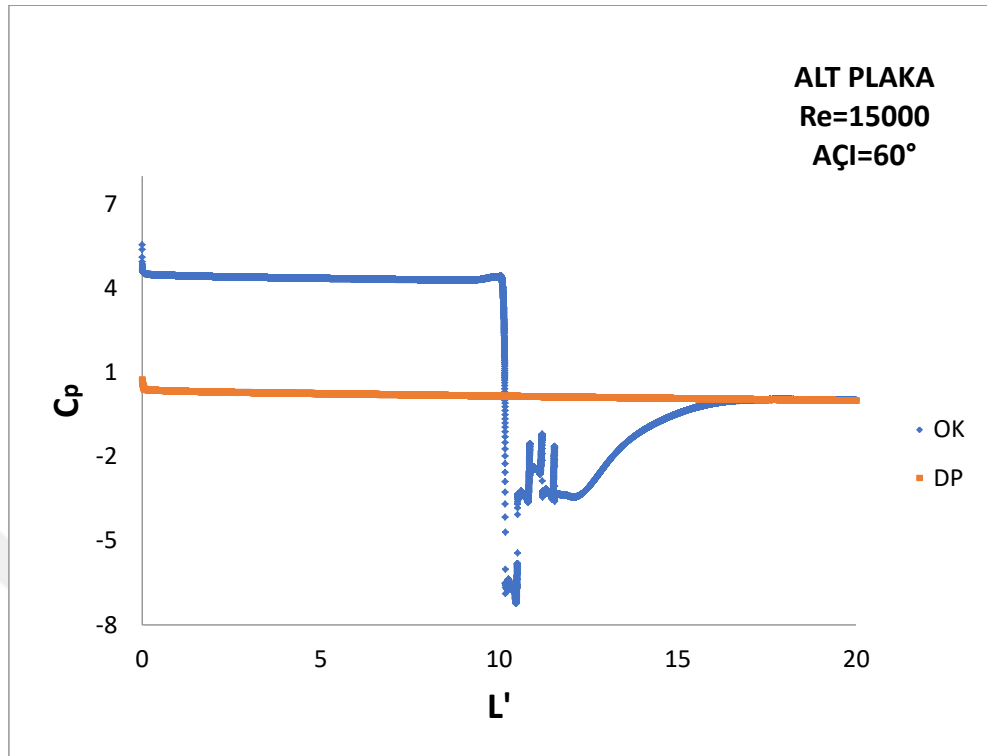
Ondüle açısı 140° olması durumunda basamak halinde bir iniş gözlemlenmektedir. Yani açı değeri azaldıkça basınç üzerine etkisi artmaktadır. Bu bulgu şekil 4.4, 4.5 ve 4.6 dan da görülmektedir.

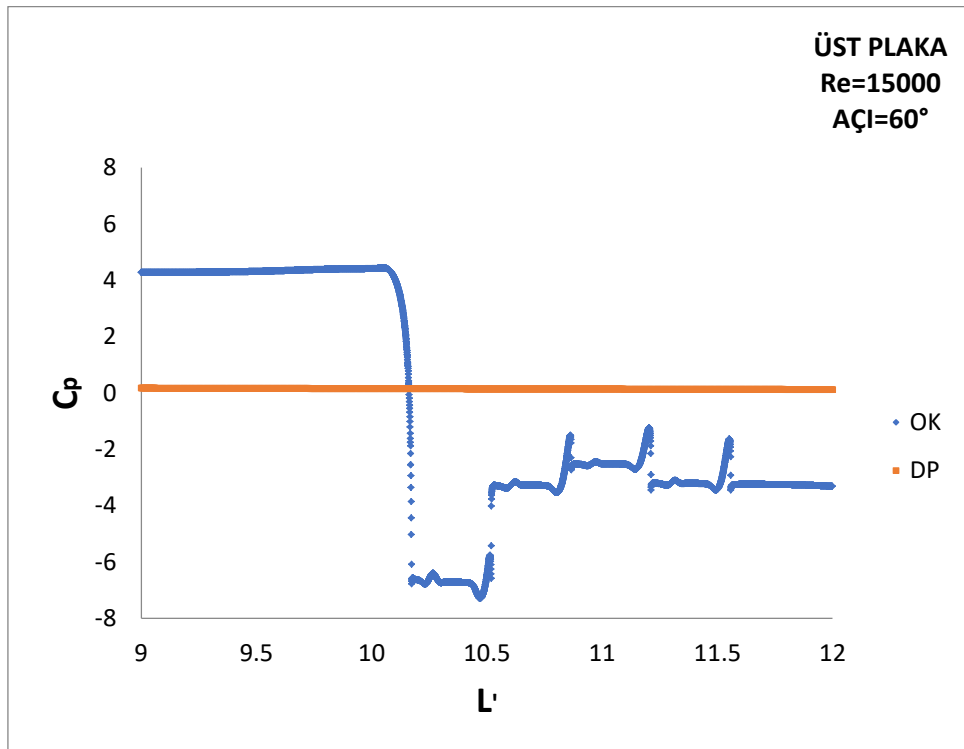
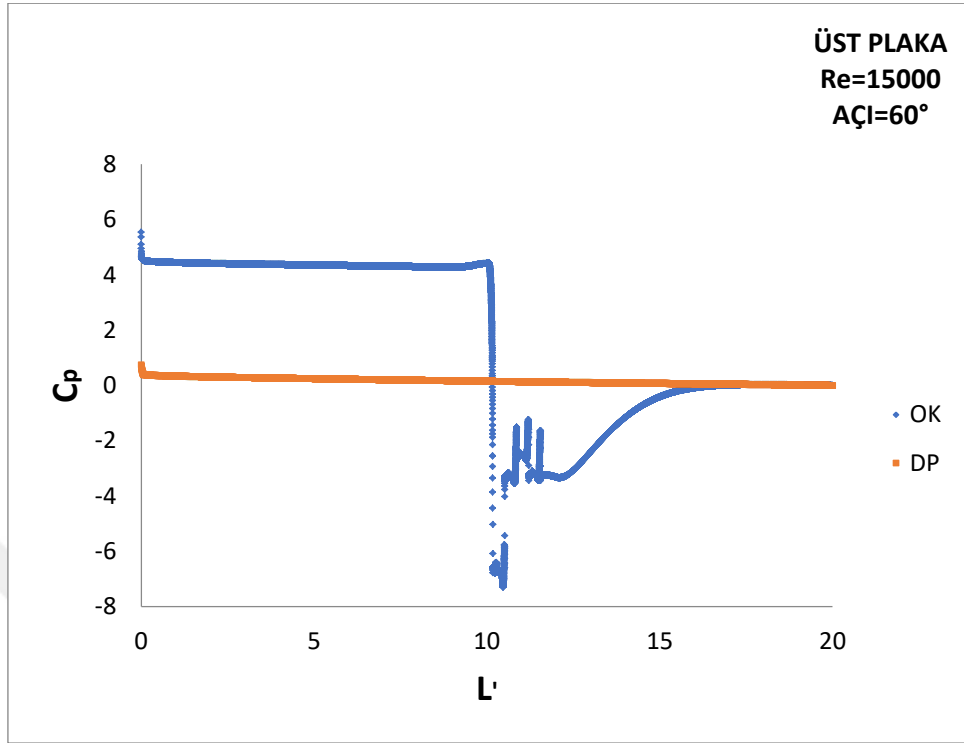
Alt ve üst plakada neredeyse simetrik değişimler gözlemlenmiştir. Son ondüleden sonra akış yeniden tutunarak yaklaşık $L'=17$ de düz plaka değerine gelmiştir.



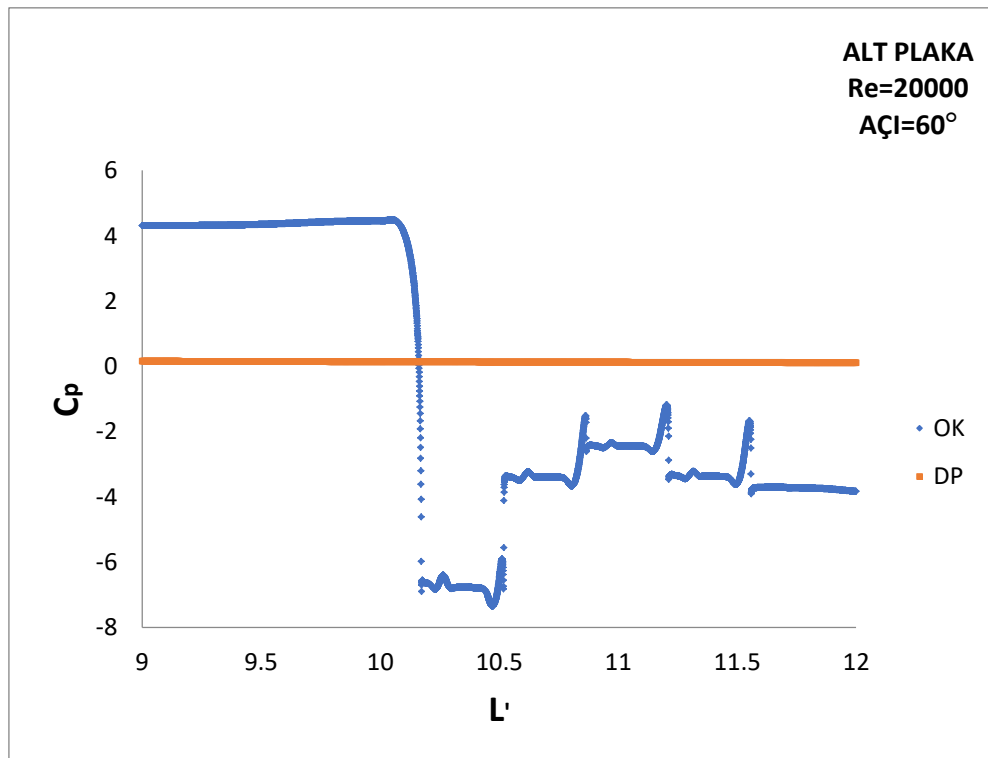
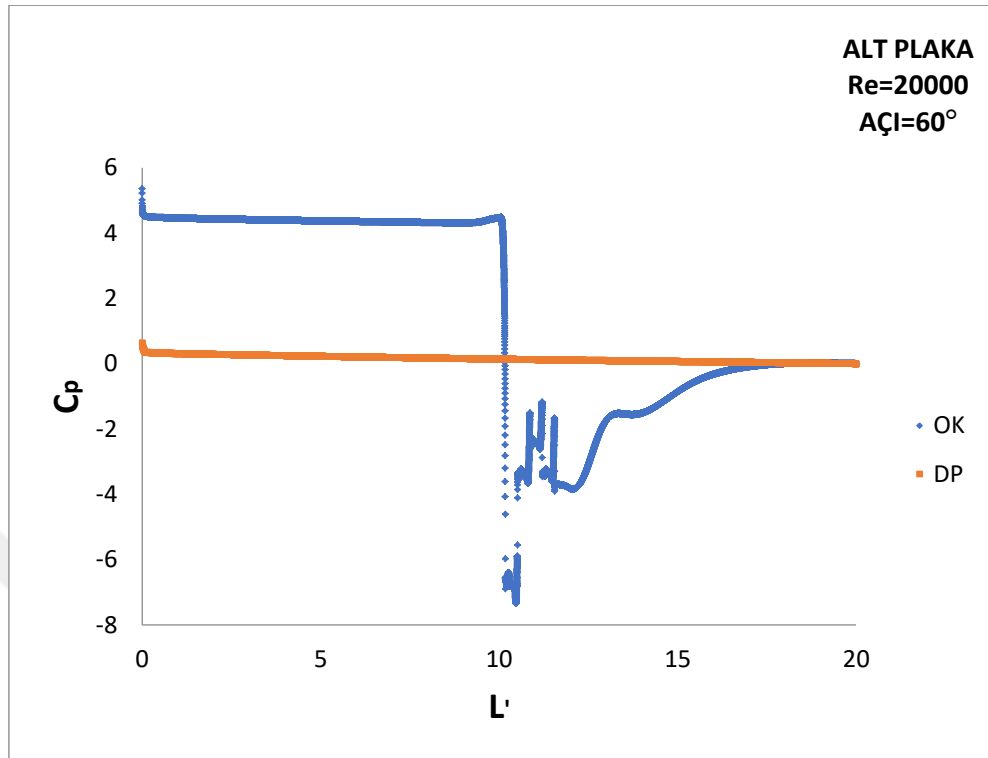


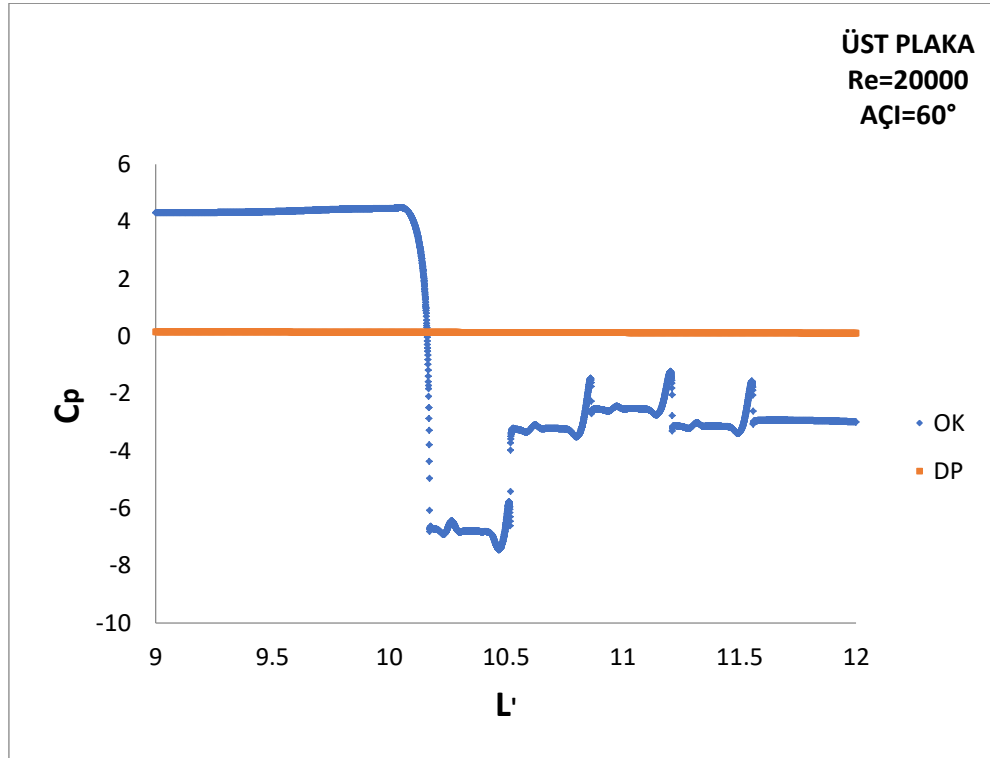
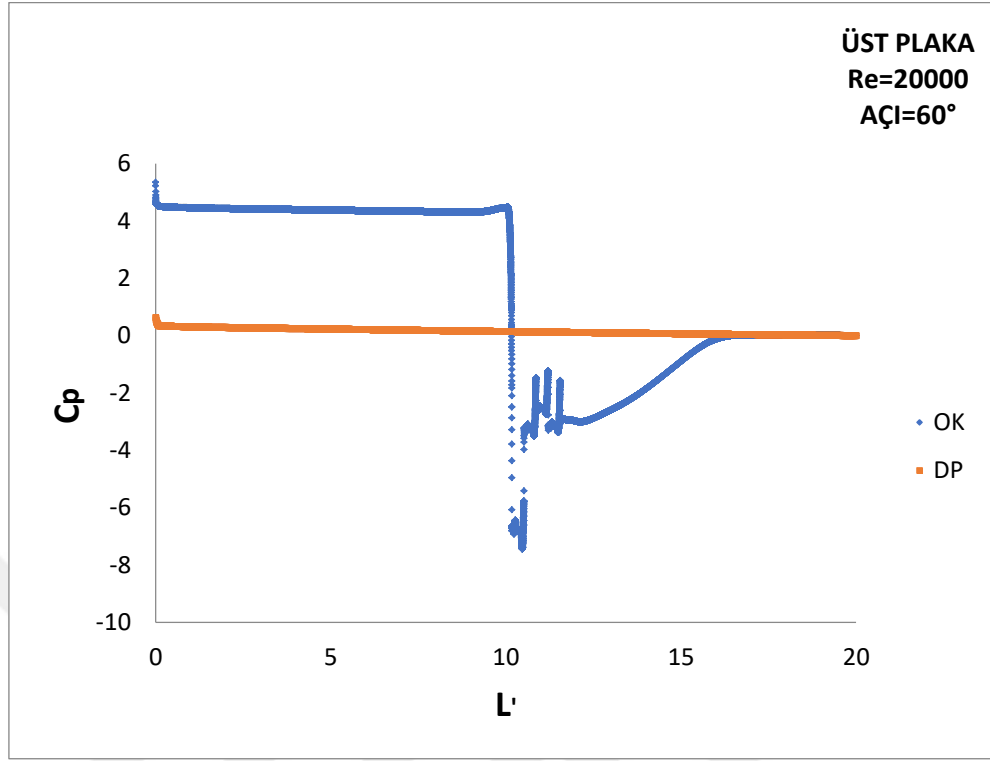
Şekil 4.19. Re = 10000'de Açı= 60° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



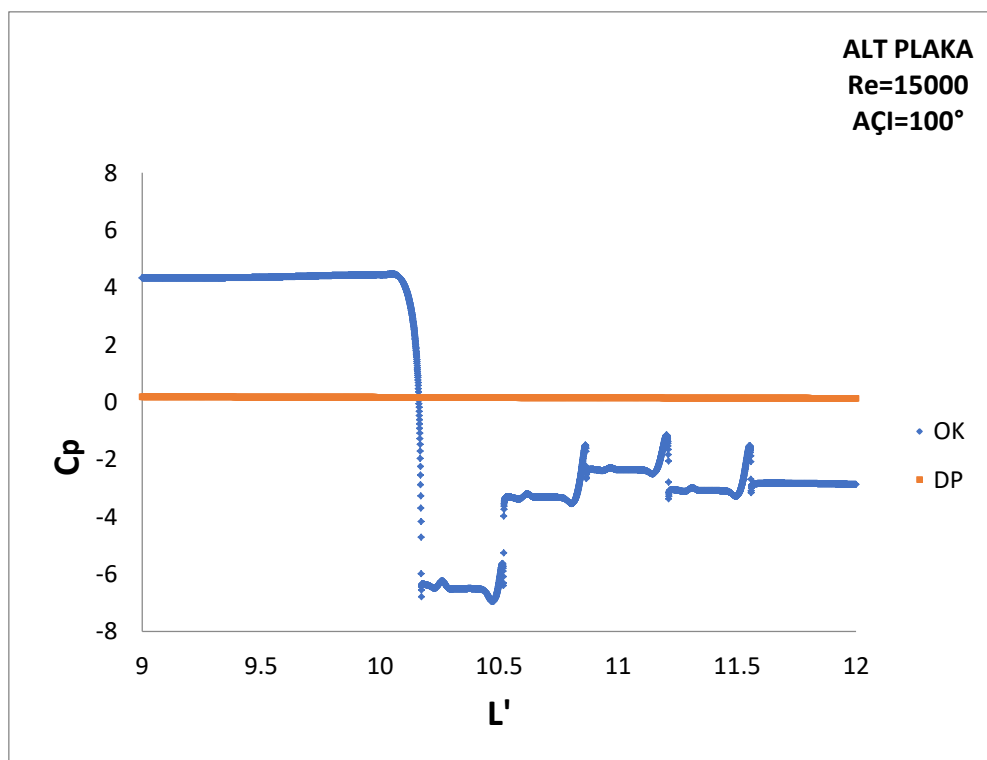
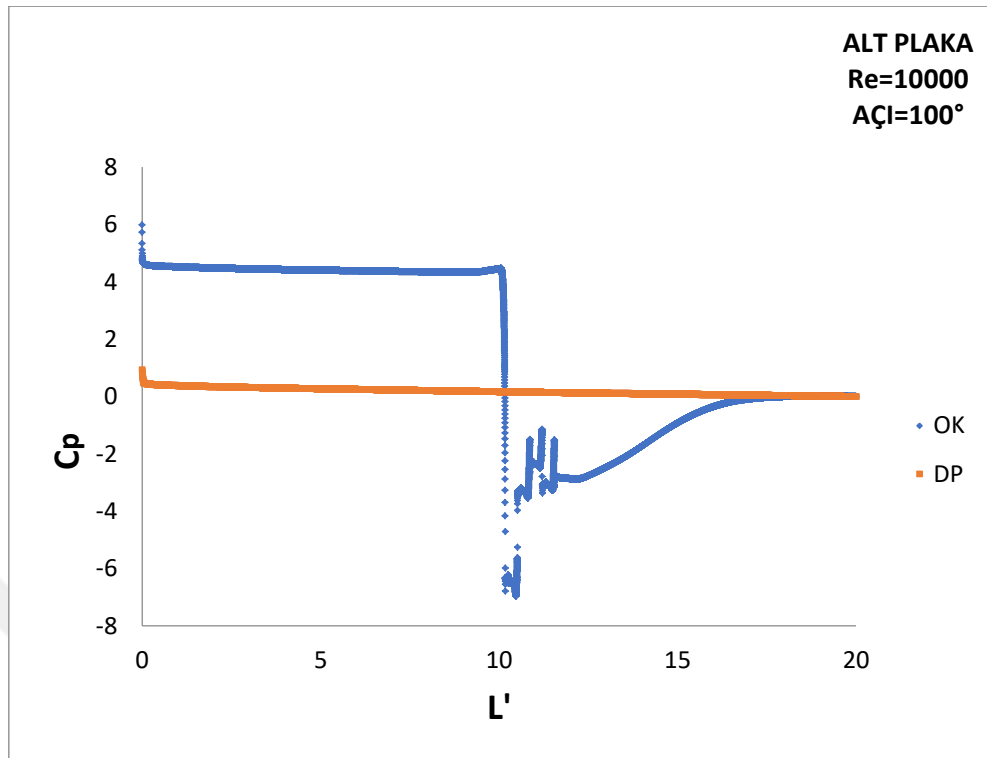


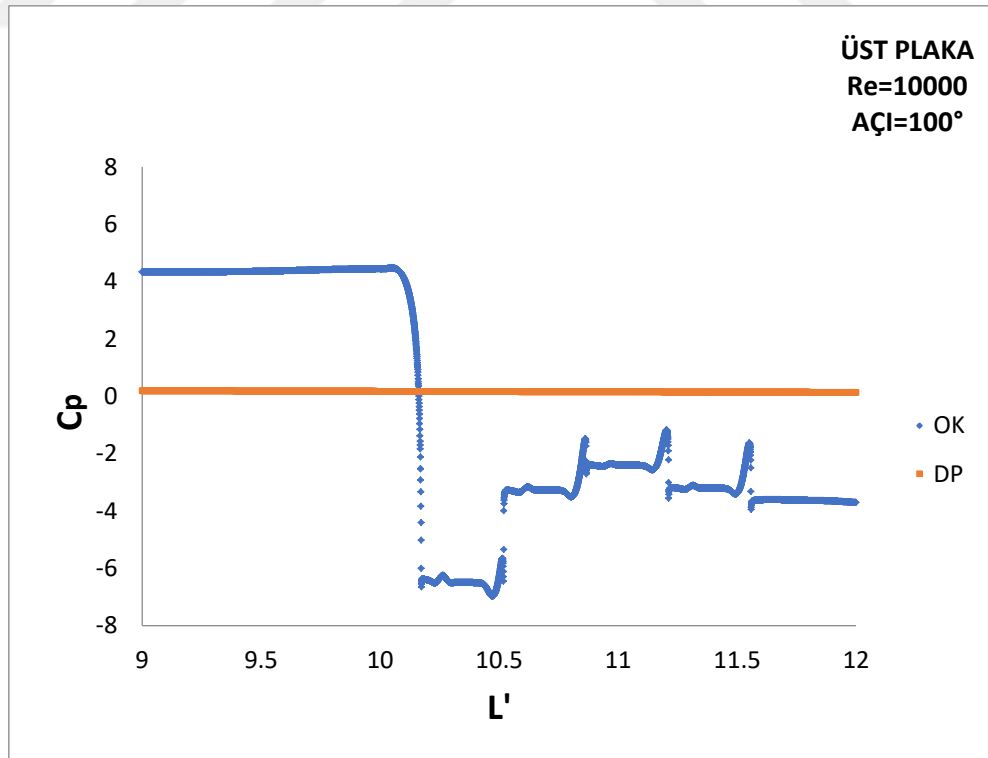
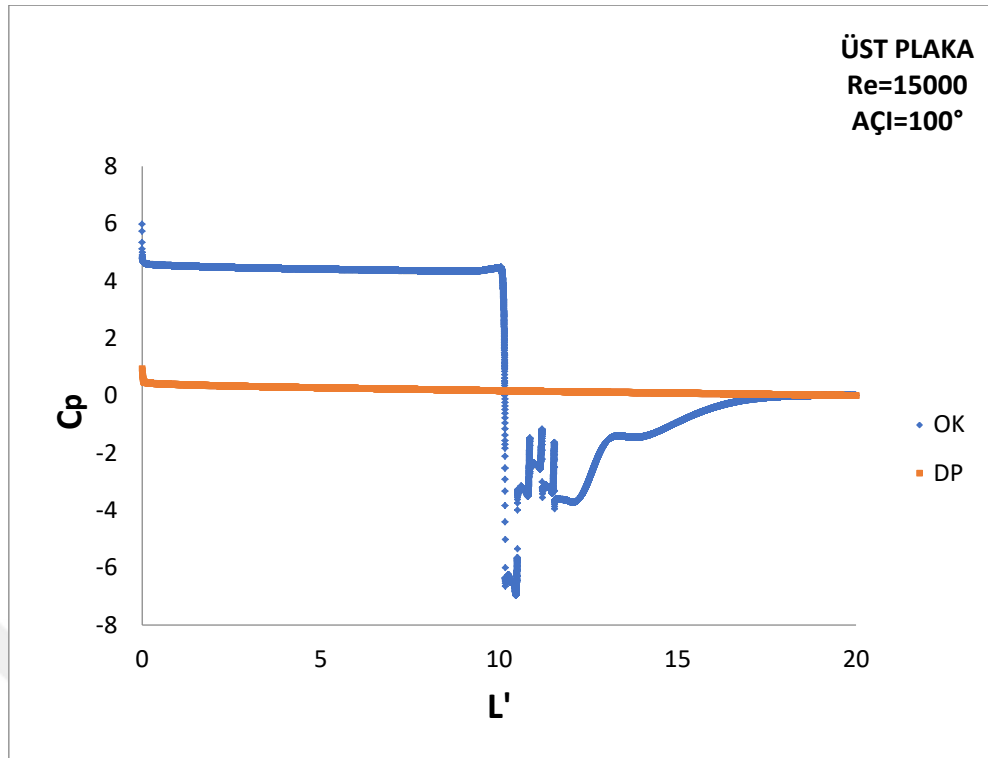
Şekil 4.20. Re = 15000'de Açı= 60° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



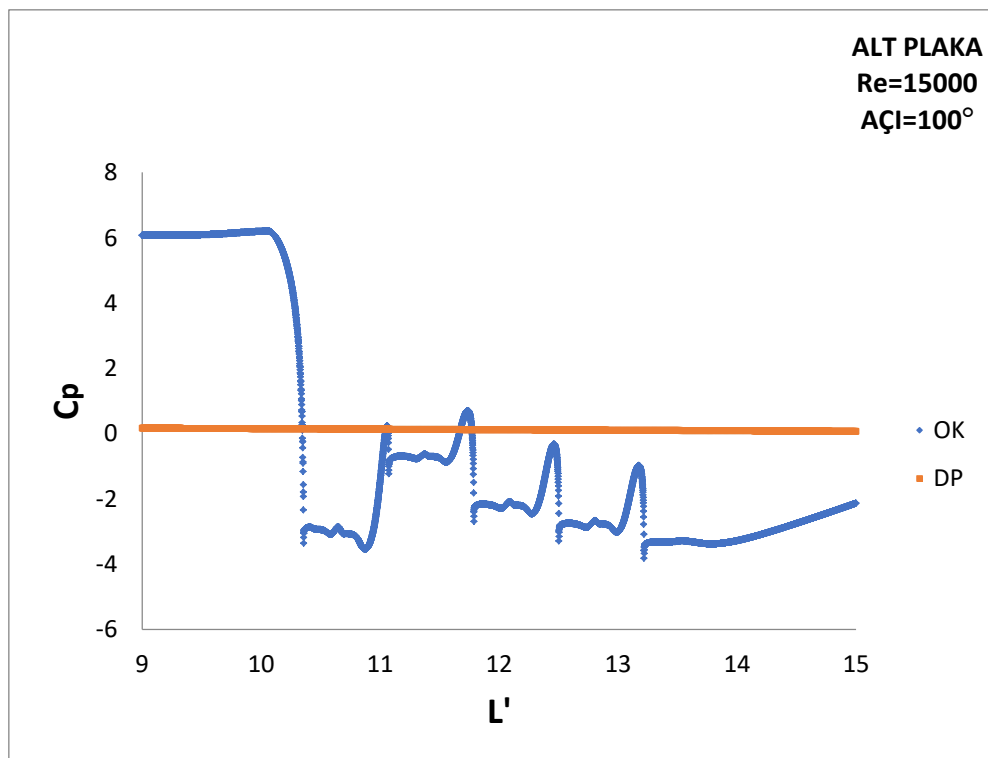
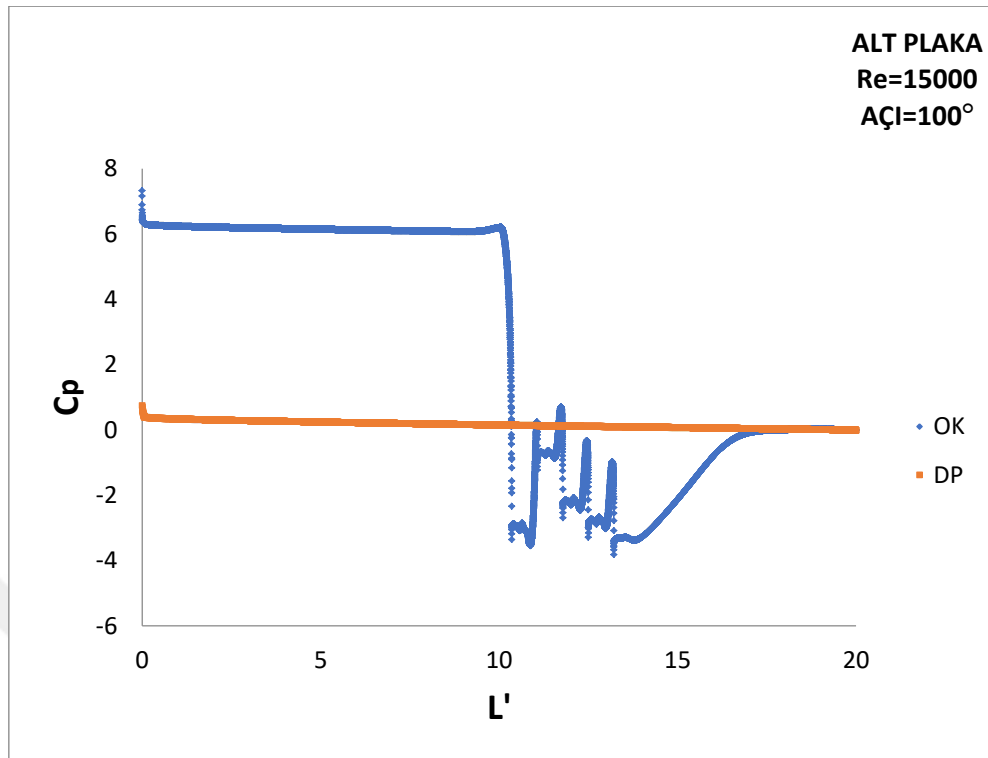


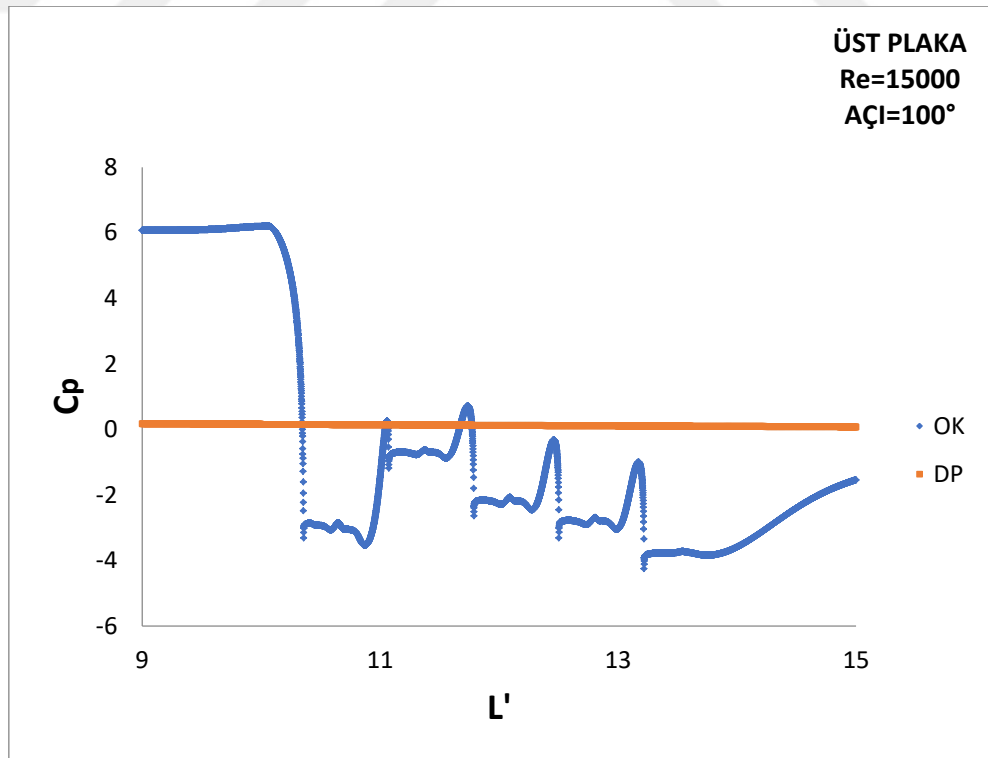
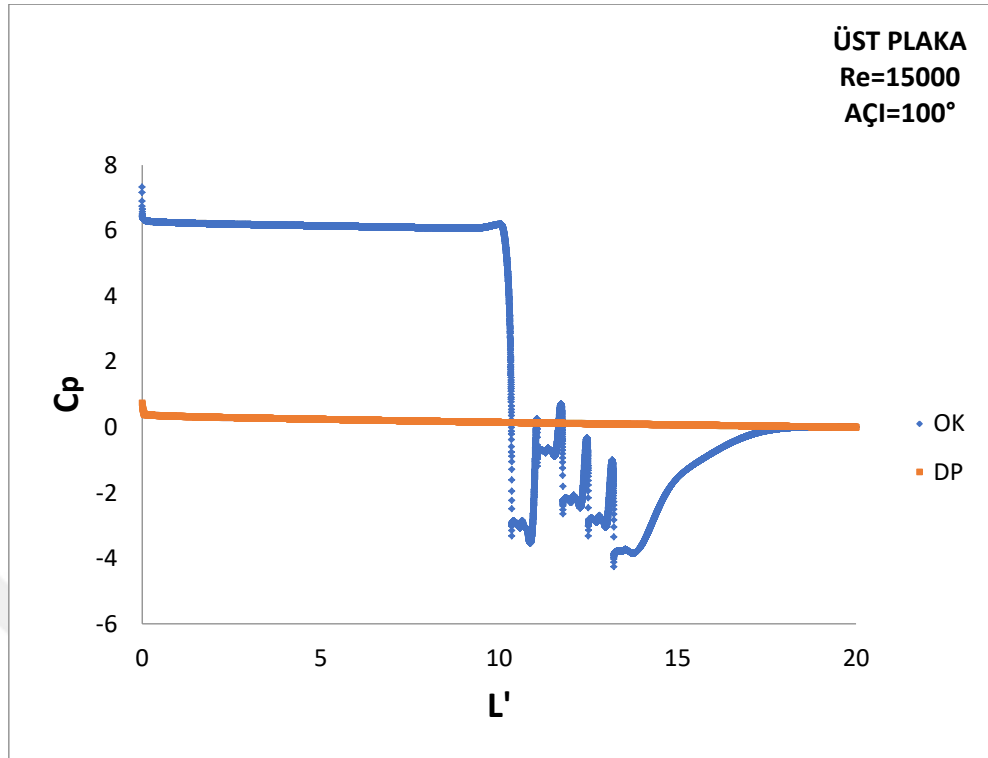
Şekil 4.21. Re = 20000'de Açı=60° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



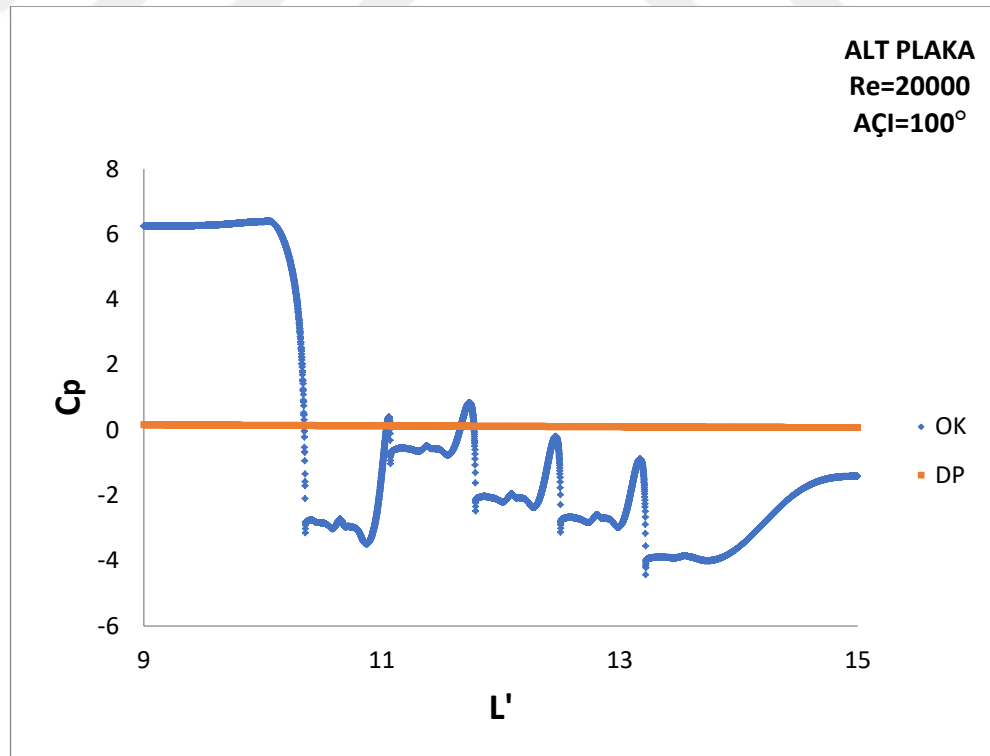
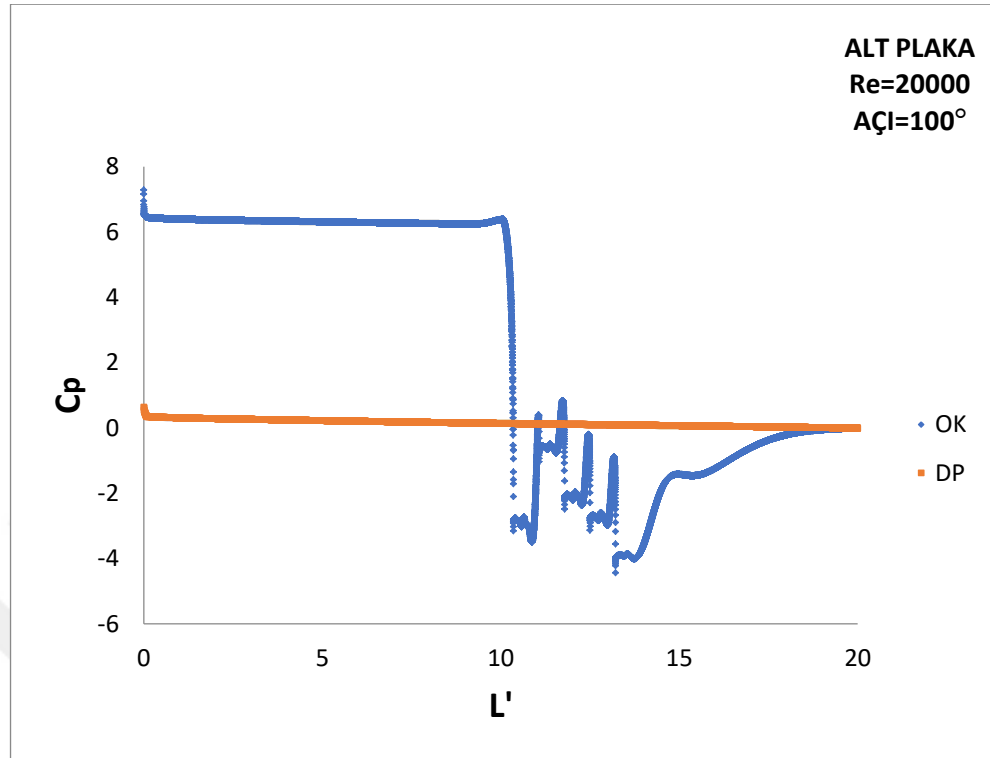


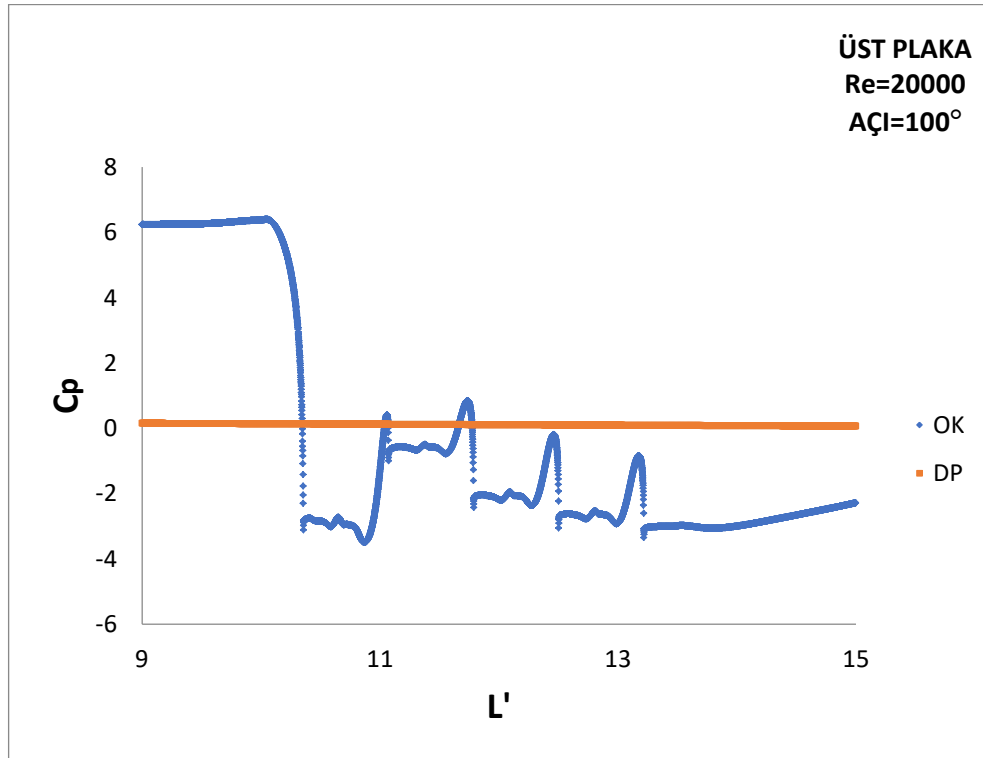
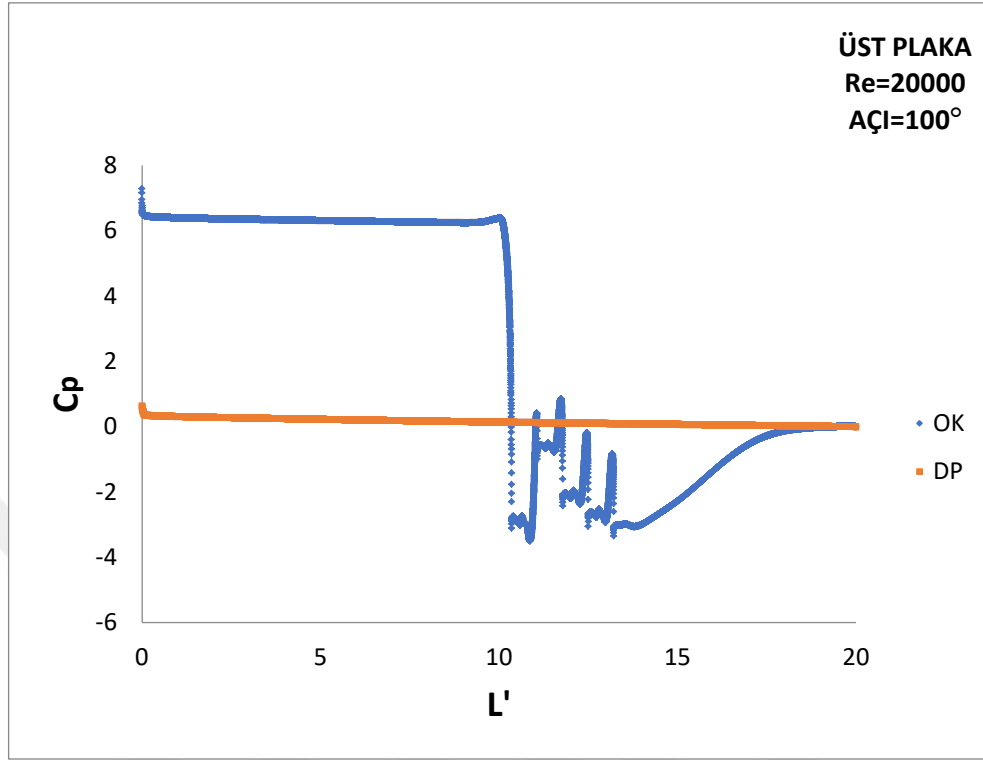
Şekil 4.22. Re = 10000'de AÇI=100° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



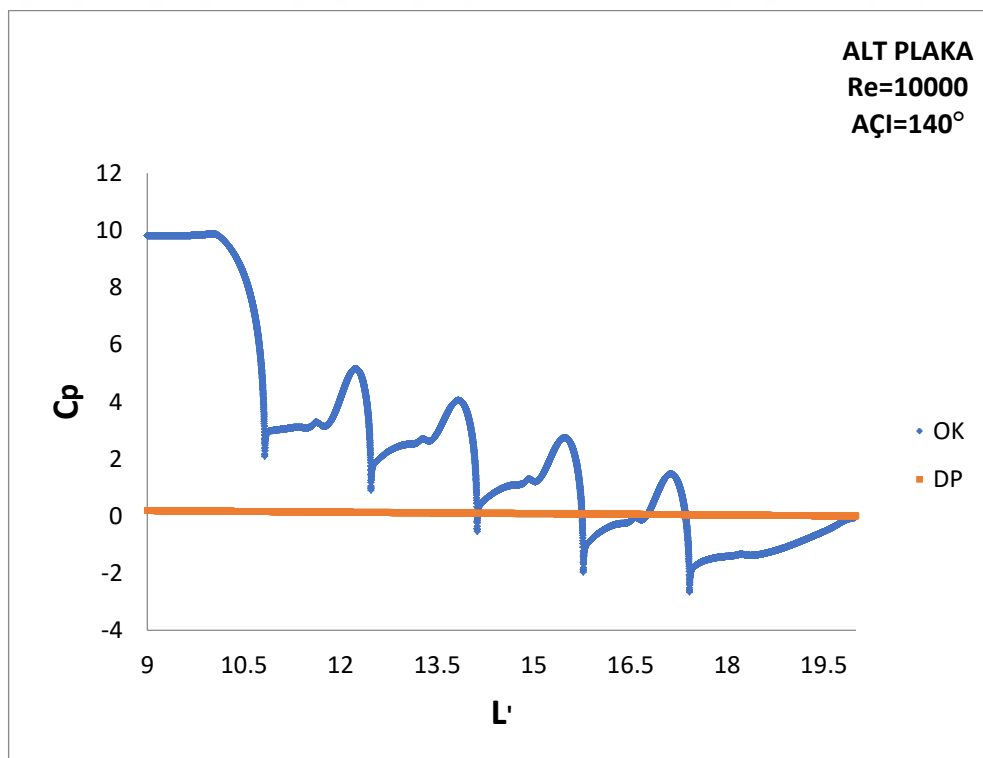
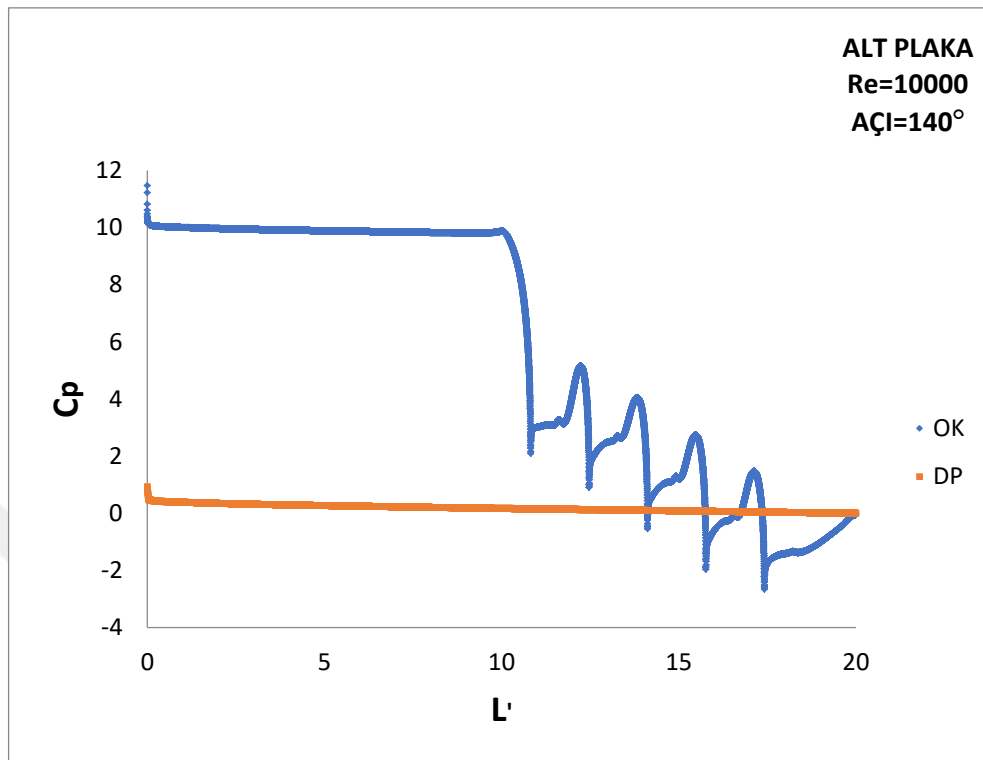


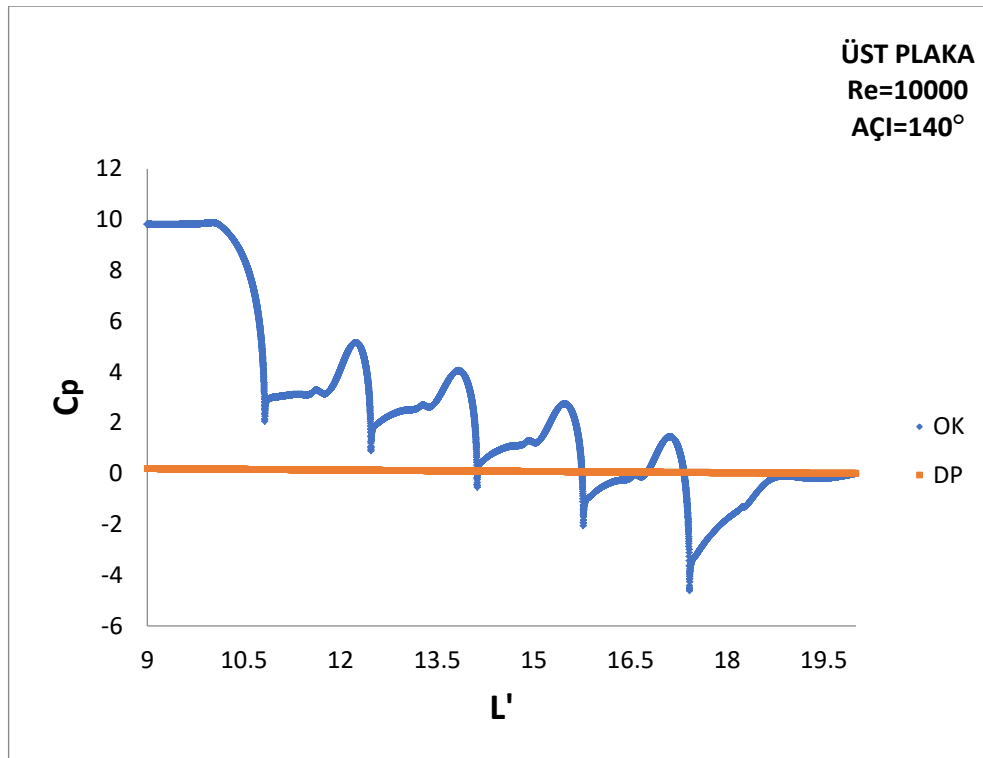
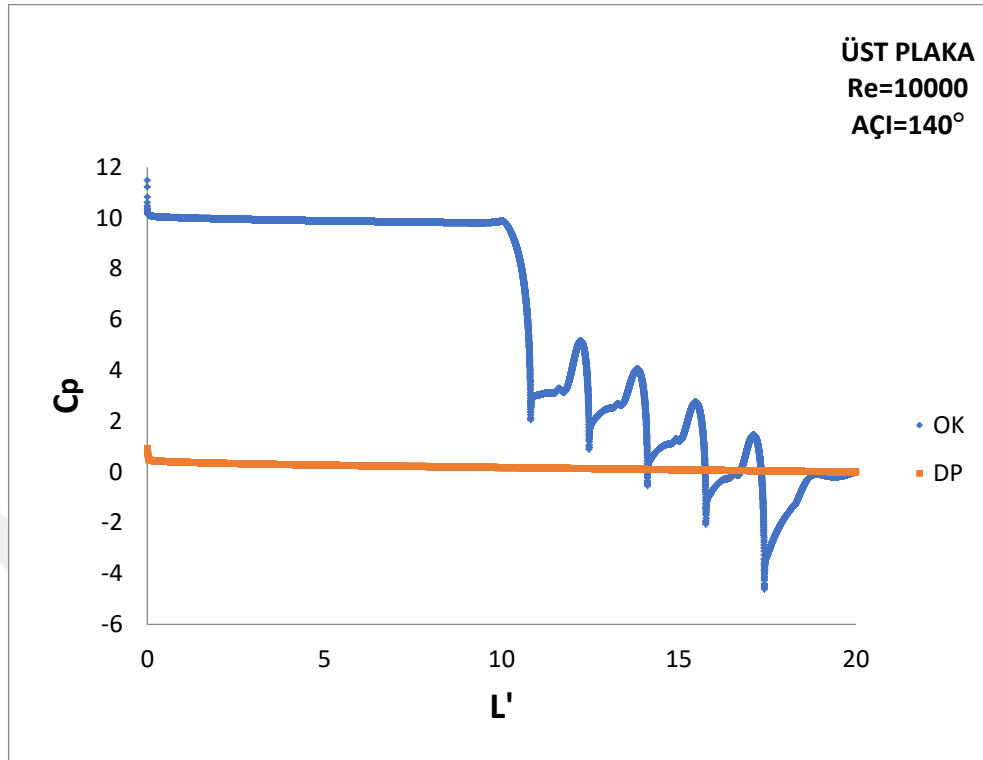
Şekil 4.23. Re = 15000'de Açı=100° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



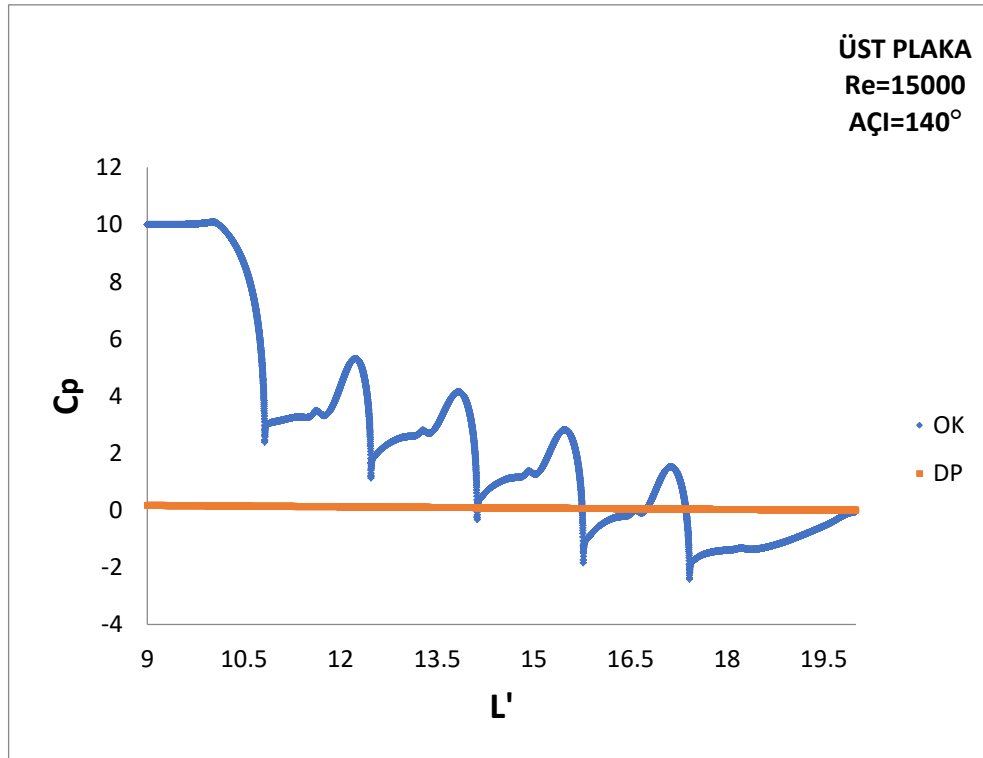
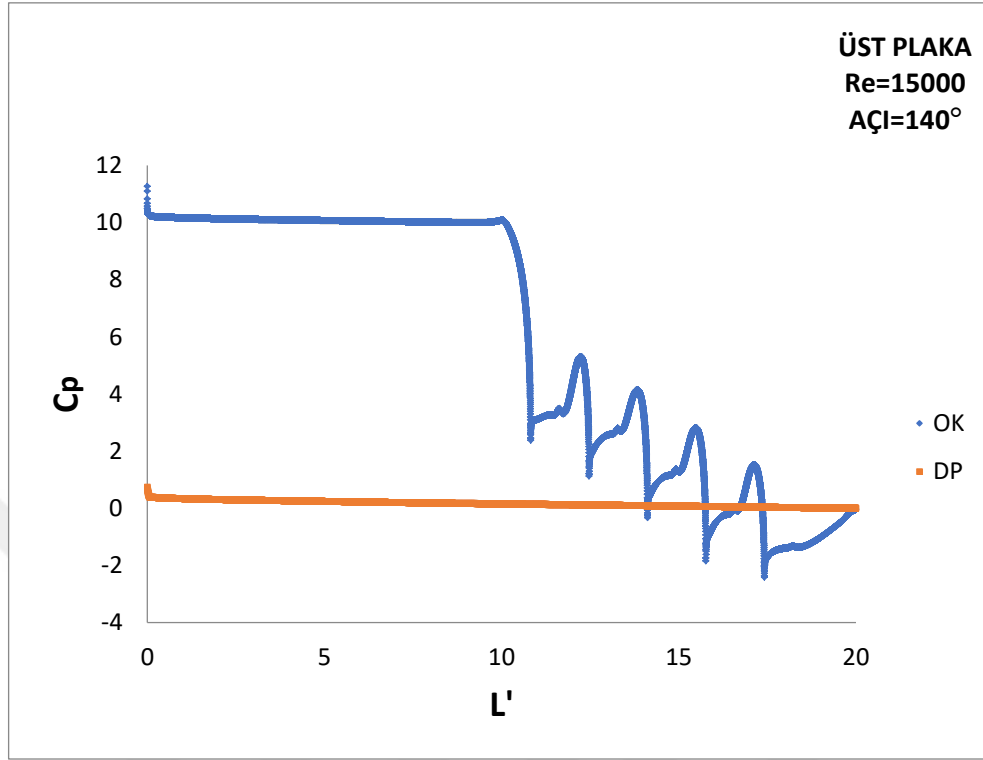


Şekil 4.24. Re = 20000'de Açı=100° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi

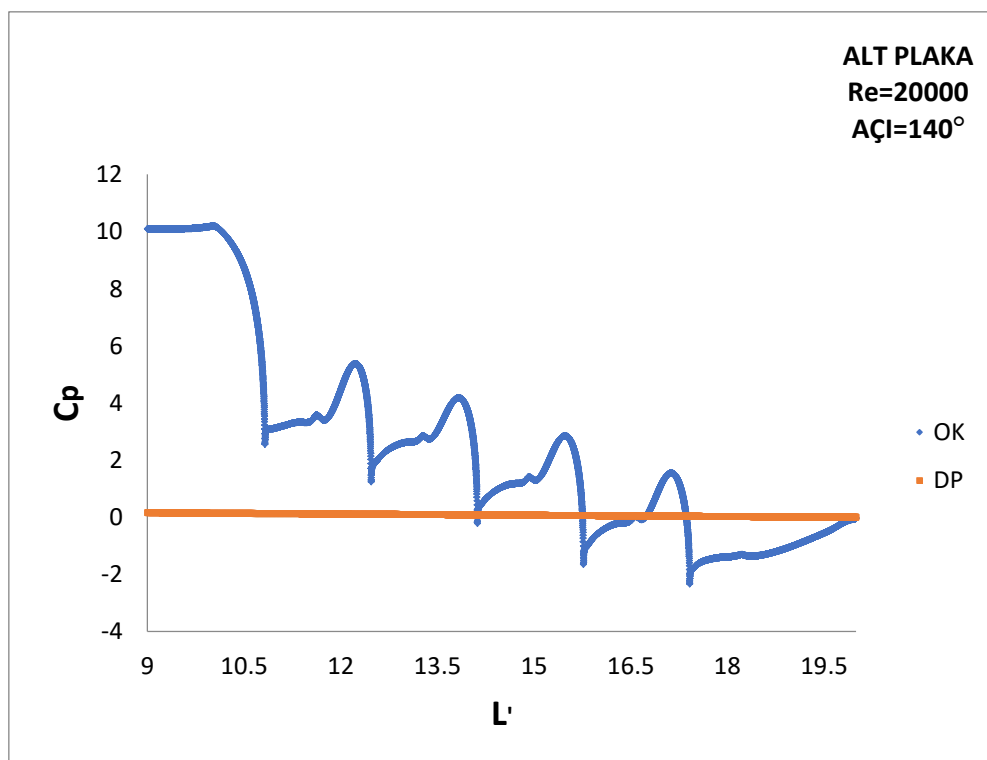
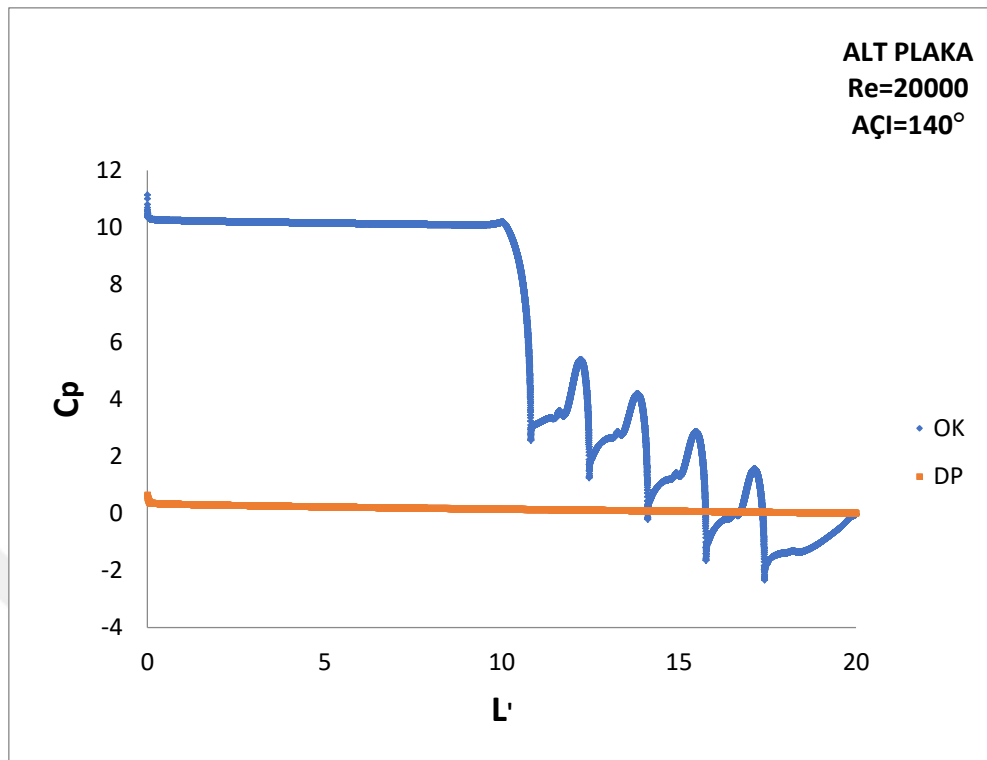


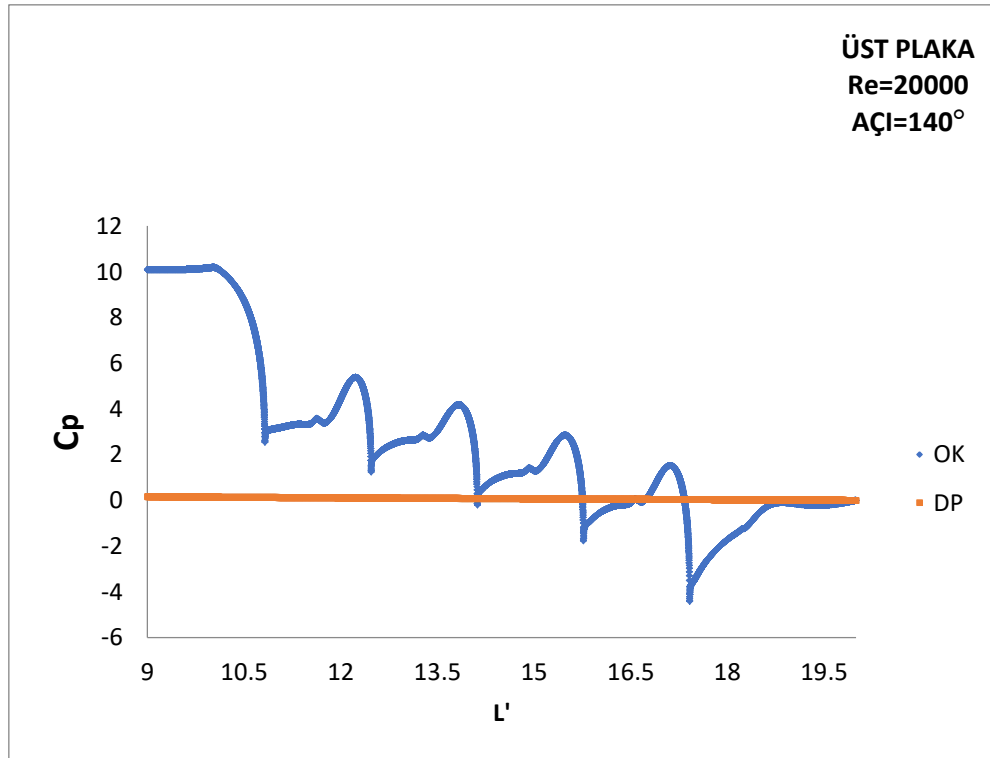
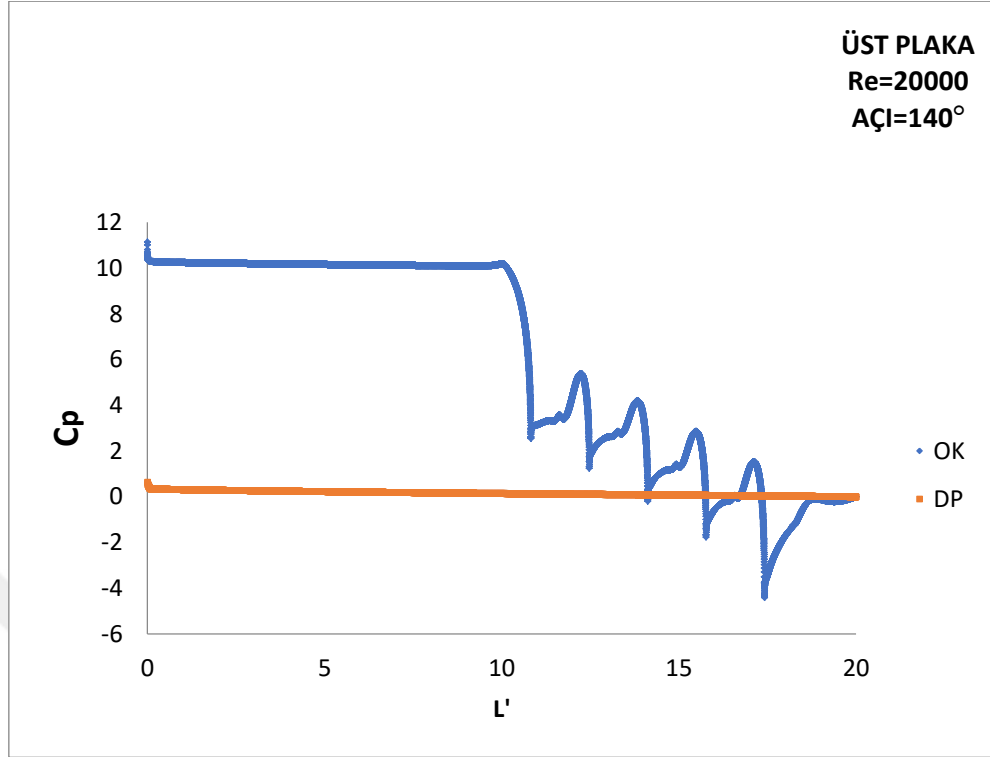


Şekil 4.25. Re = 10000'de Açı=140° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



Şekil 4.26. Re = 15000'de Açı=140° için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi





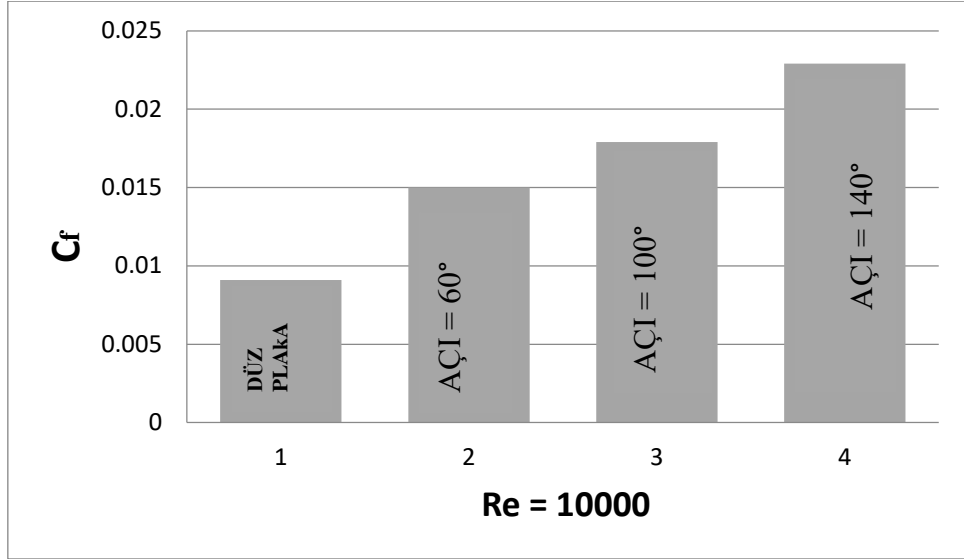
Şekil 4. 27. Re = 20000'de $Açı=140^\circ$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi

4.1.8. Yüzey sürtünme katsayısı (C_f) grafikleri

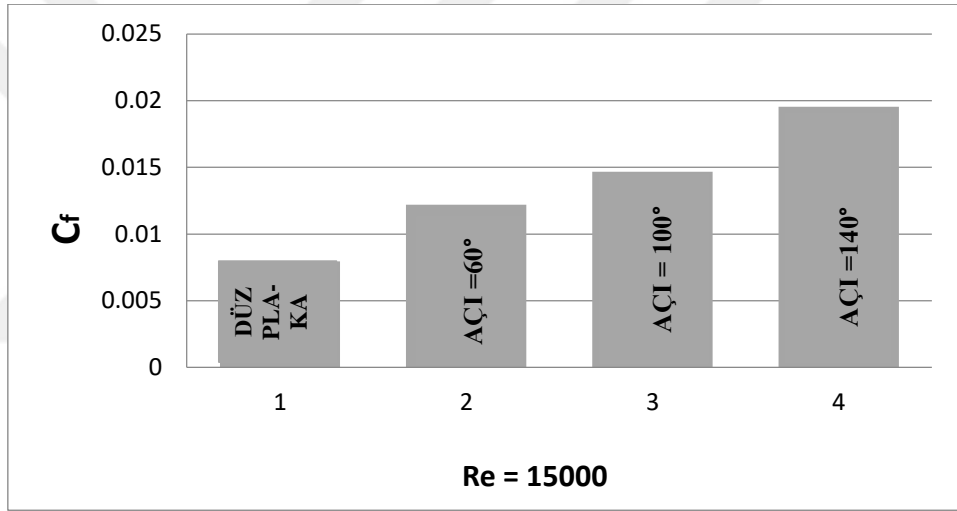
Zaman ortalamalı analizlerin sonucu olarak, Şekil 4.28, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'ta sırasıyla Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 ondüleli kanallar ve düz plakaya ait olarak elde edilen ortalama yüzey sürtünme katsayısı değerleri için sunulmuştur. Ayrıca, yüzey sürtünme katsayısının kanal boyunca değişimini gösteren grafikler Şekil 4.31 ile Şekil 4.38 arasında verilmiştir.

Ondüleli kanallarda, yüzey sürtünme katsayısı değerleri düz kanallardan daha fazladır. Ondüle açısı arttıkça yüzey sürtünme katsayısı değerleri artmaktadır. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça yüzey sürtünme katsayısı değerleri azalmaktadır.

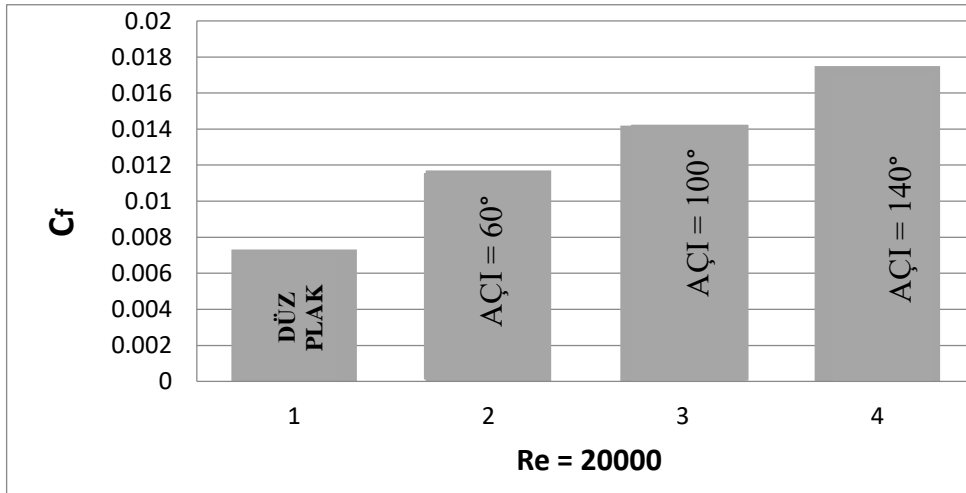




Şekil 4.28. $Re = 10000$ 'de düz plaka değerleri ile normalize edilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri



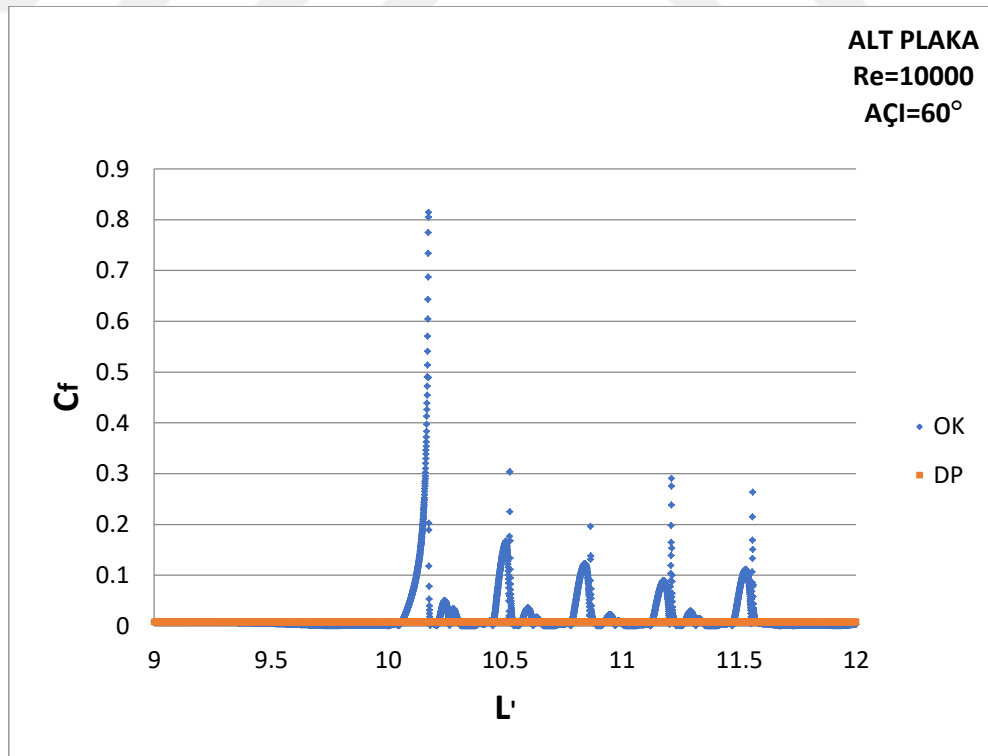
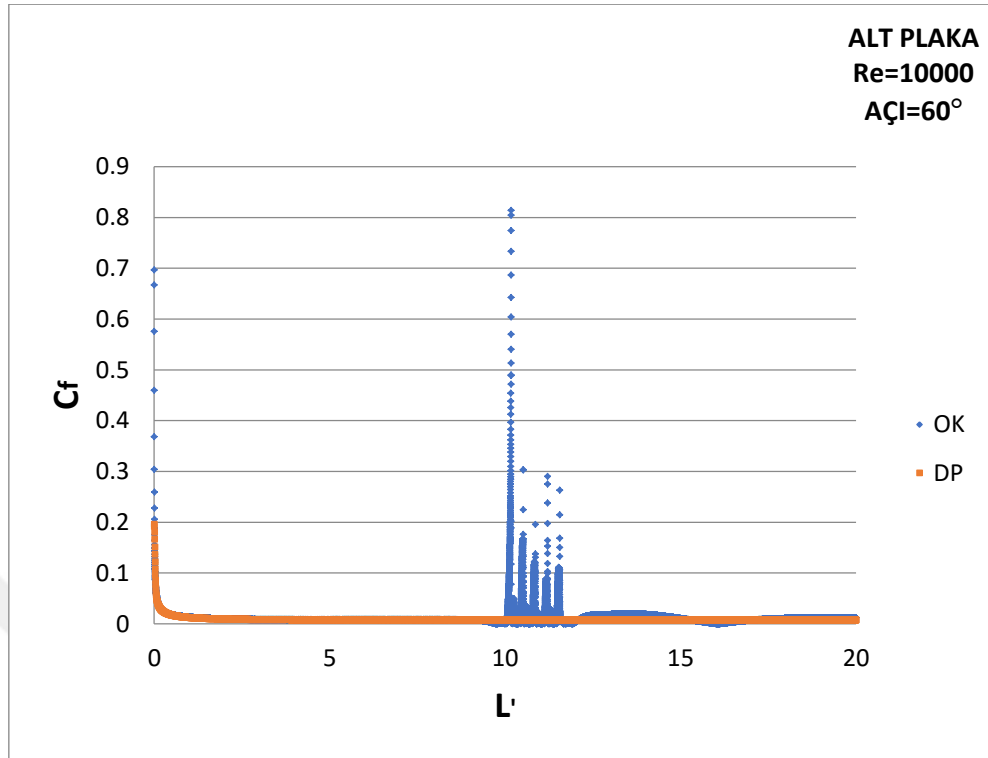
Şekil 4.29. $Re = 15000$ 'de düz plaka değerleri ile normalize edilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri

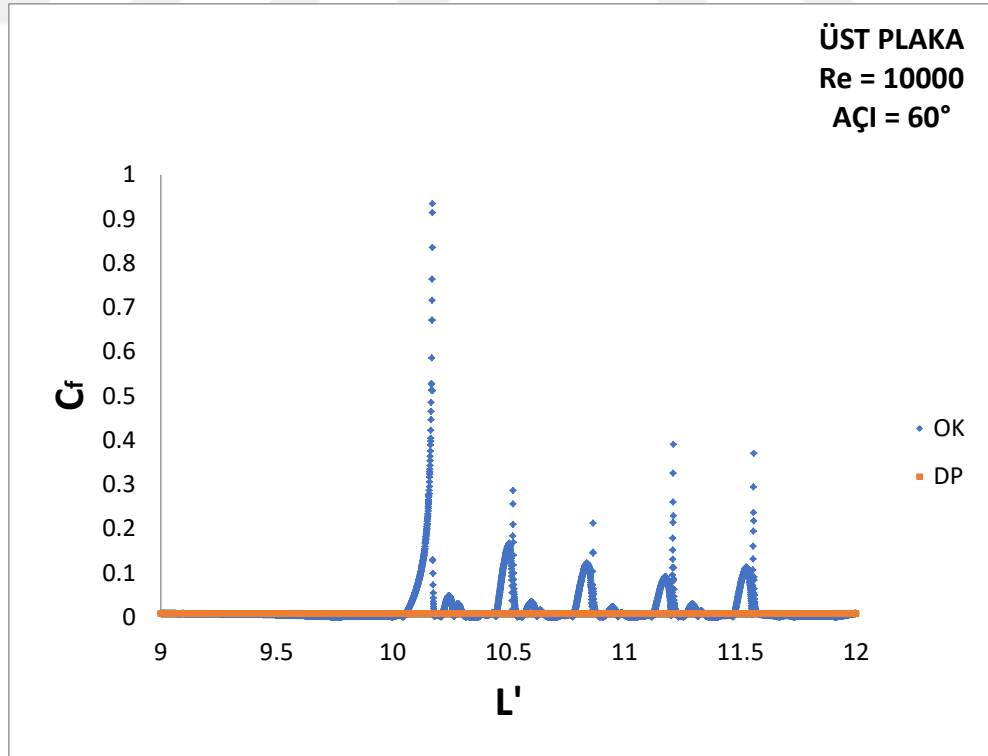
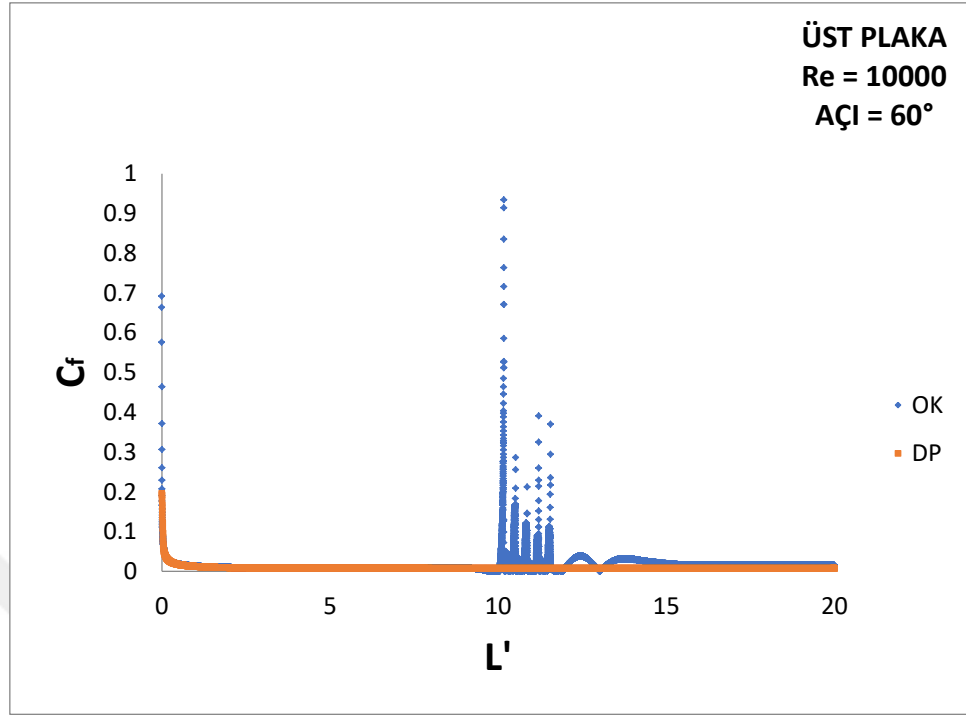


Şekil 4.30. $Re = 20000$ 'de düz plaka değerleri ile normalize edilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri

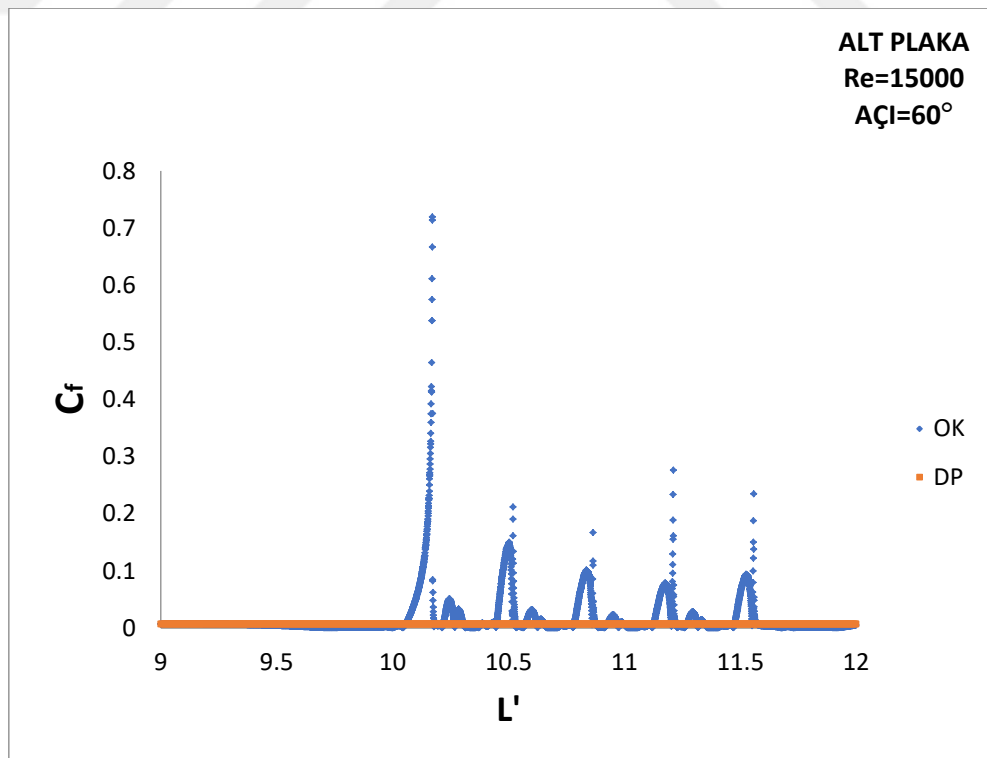
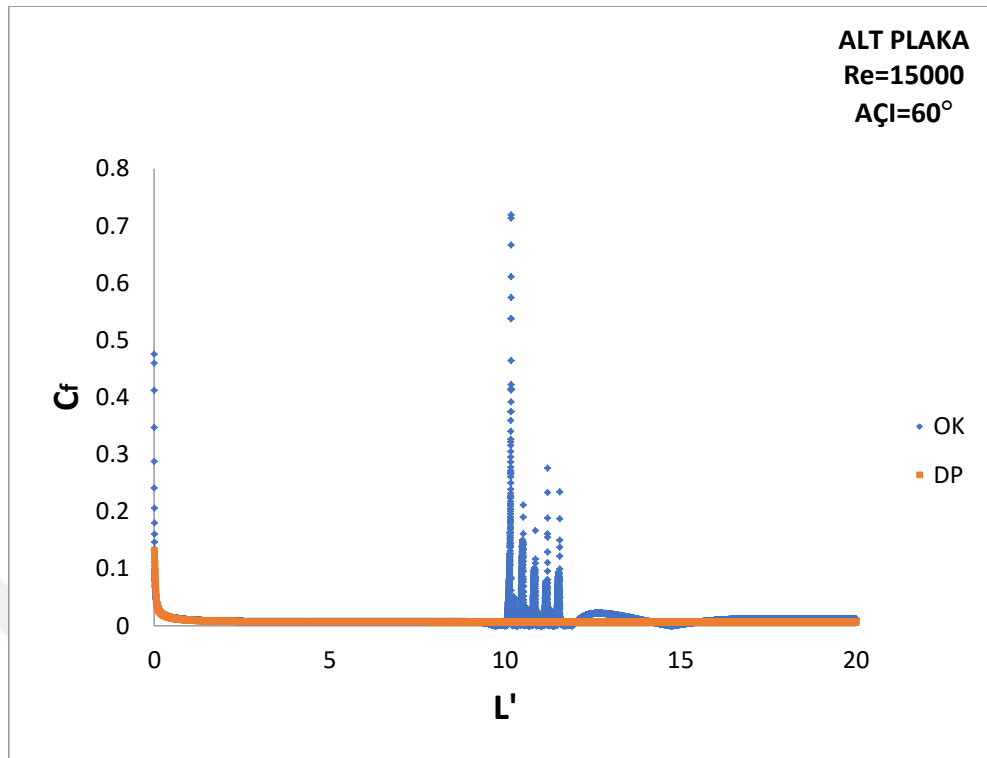
Şekil 4.31 den 4.38 a kadar olan şekiller beraber değerlendirildiğinde, ondüle açısının 60° ve 100° değerlerinde hem alt plakada hem de üst plakada sürtünme katsayısı en büyük değeri ilk ondülede almaktadır. Daha sonra sürtünme katsayısı azalmakta daha sonra bir pik yapıp tekrar düz plaka değerlerine doğru düşmektedir. Ancak ondüle açısının 140° derece olduğu plakalarda hemen hemen her ondüle diliminde sürtünme katsayısı yaklaşık aynı oranda artmaktadır. Ortalama değerler olarak bakılırsa şekil 4.28, 4.29 ve 4.30 deki gibi ondüle açısı arttıkça sürtünme katsayısı artmaktadır.

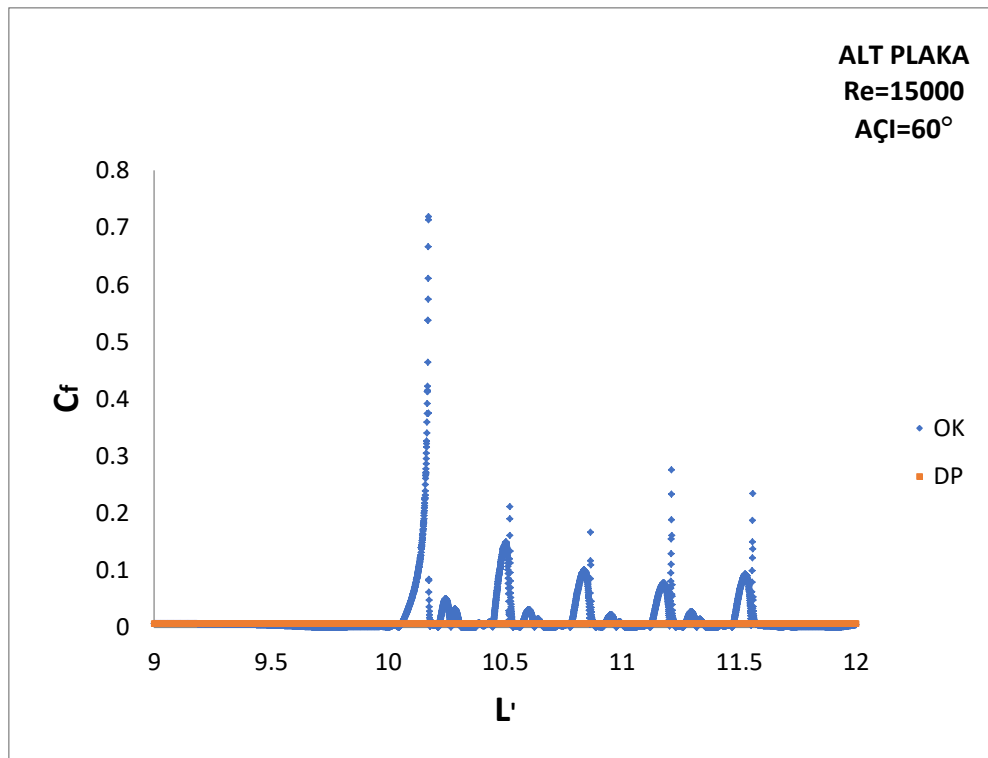
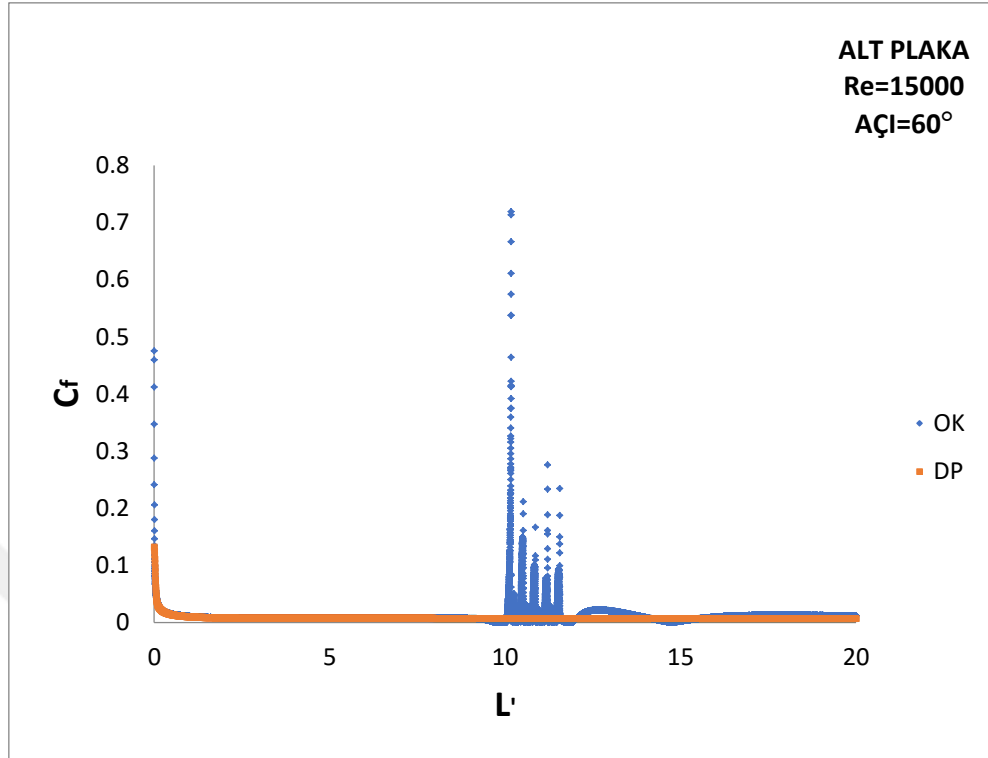




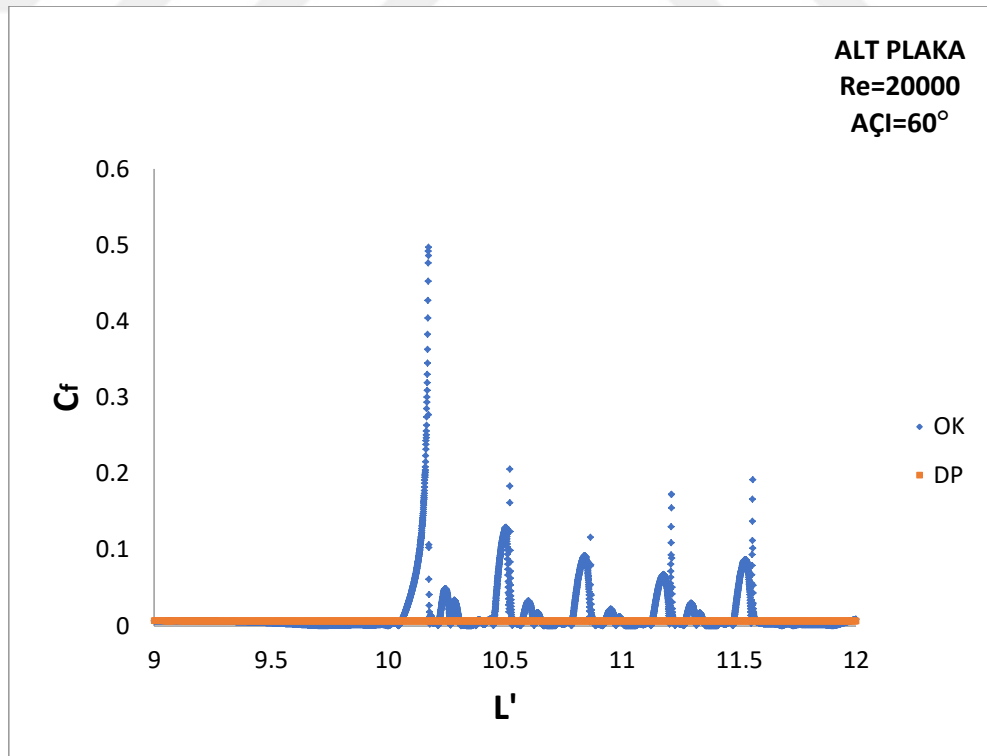
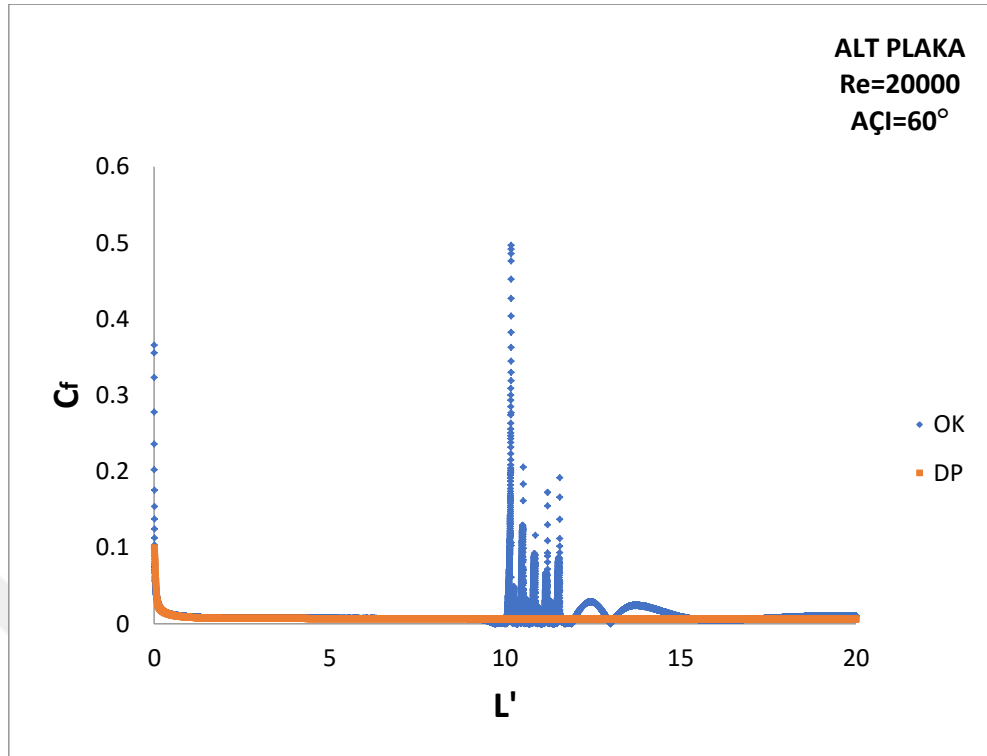


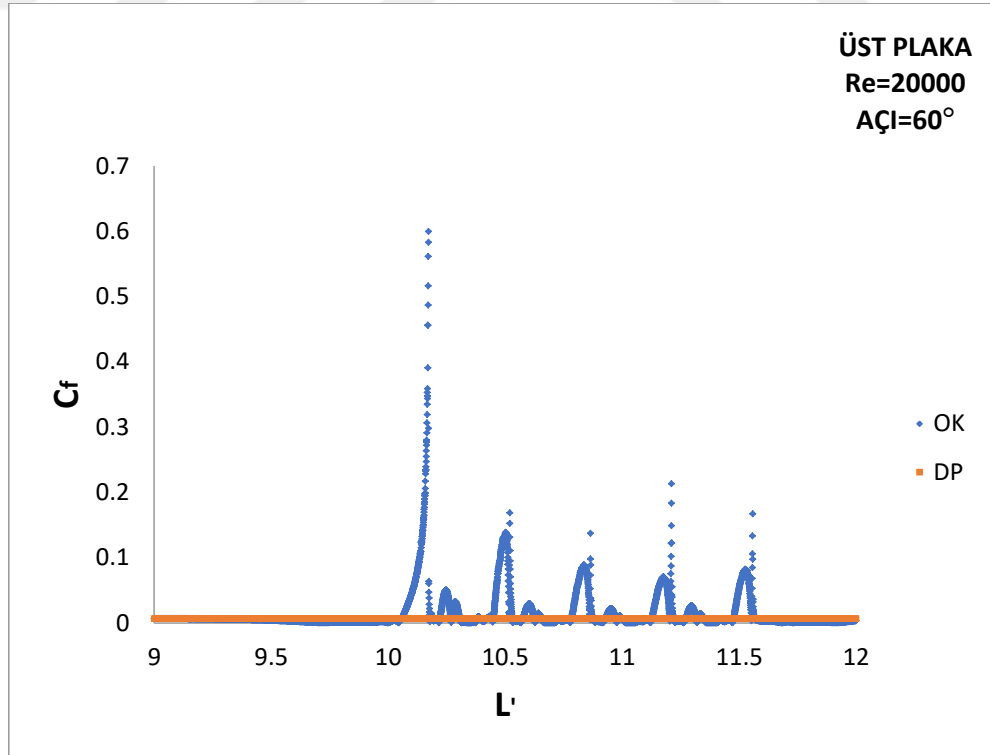
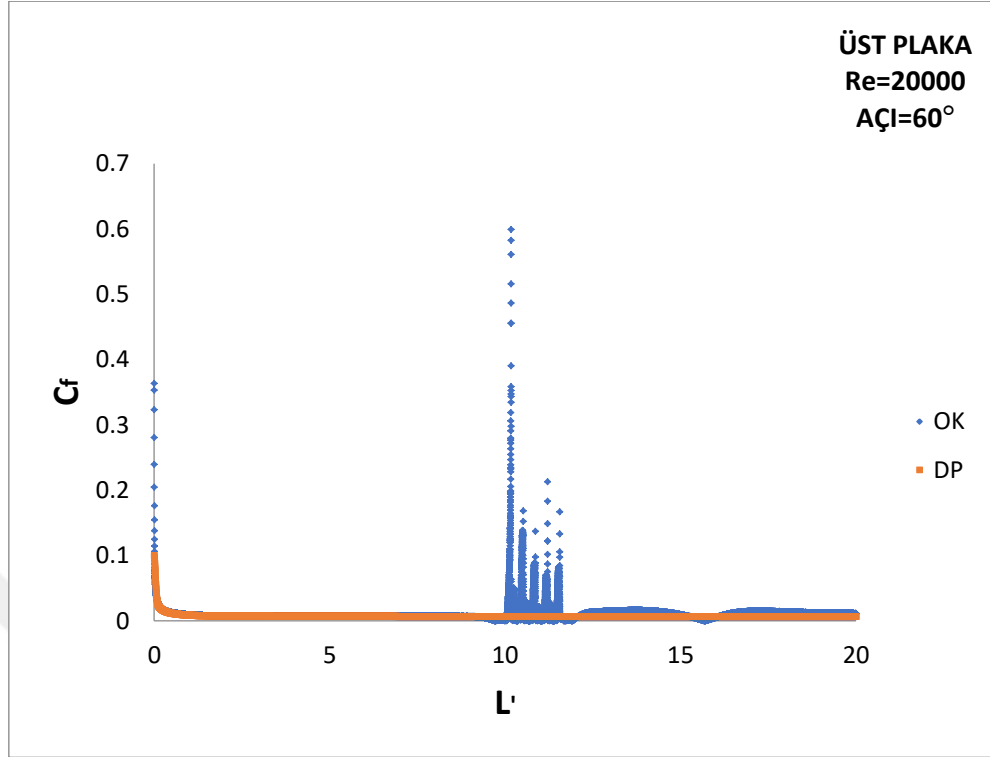
Şekil 4.31. Re = 10000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



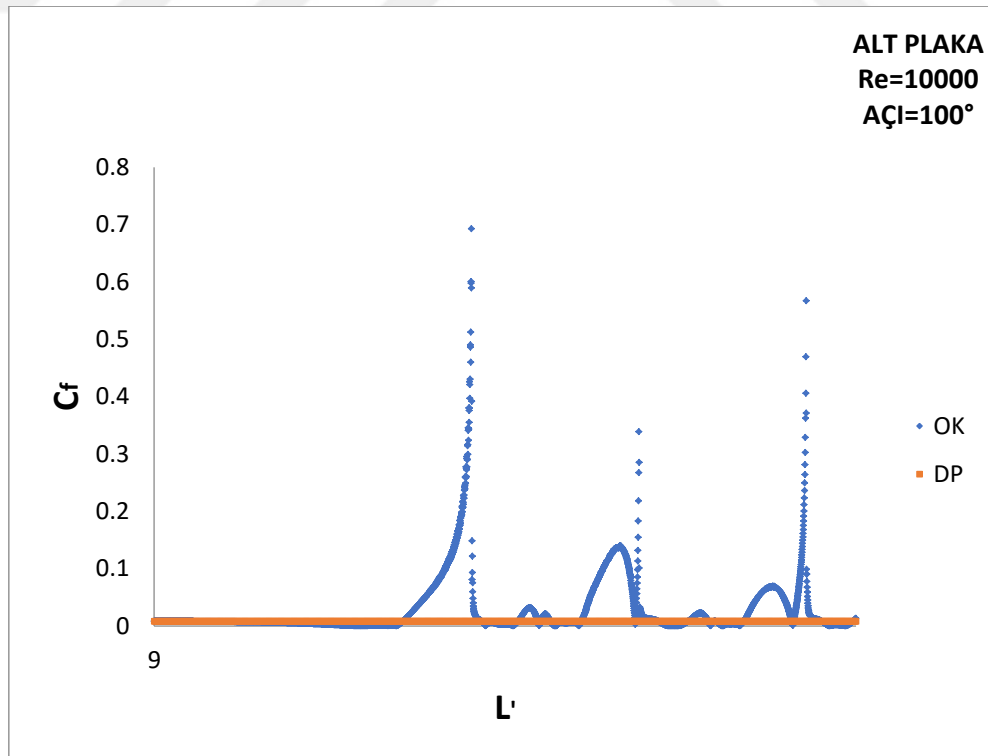
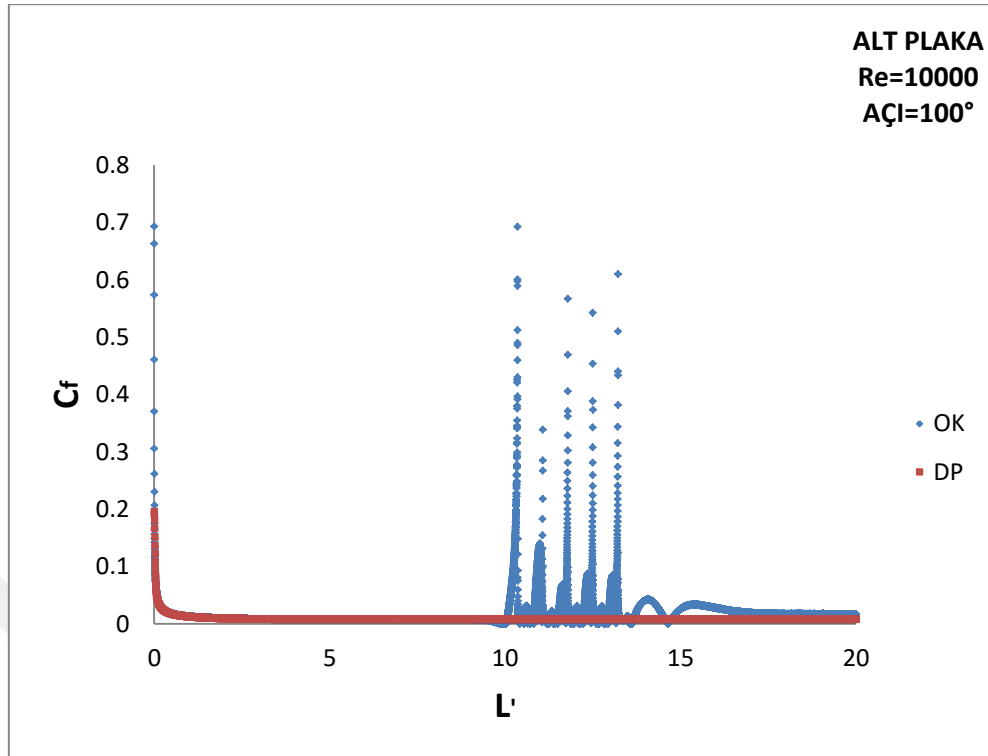


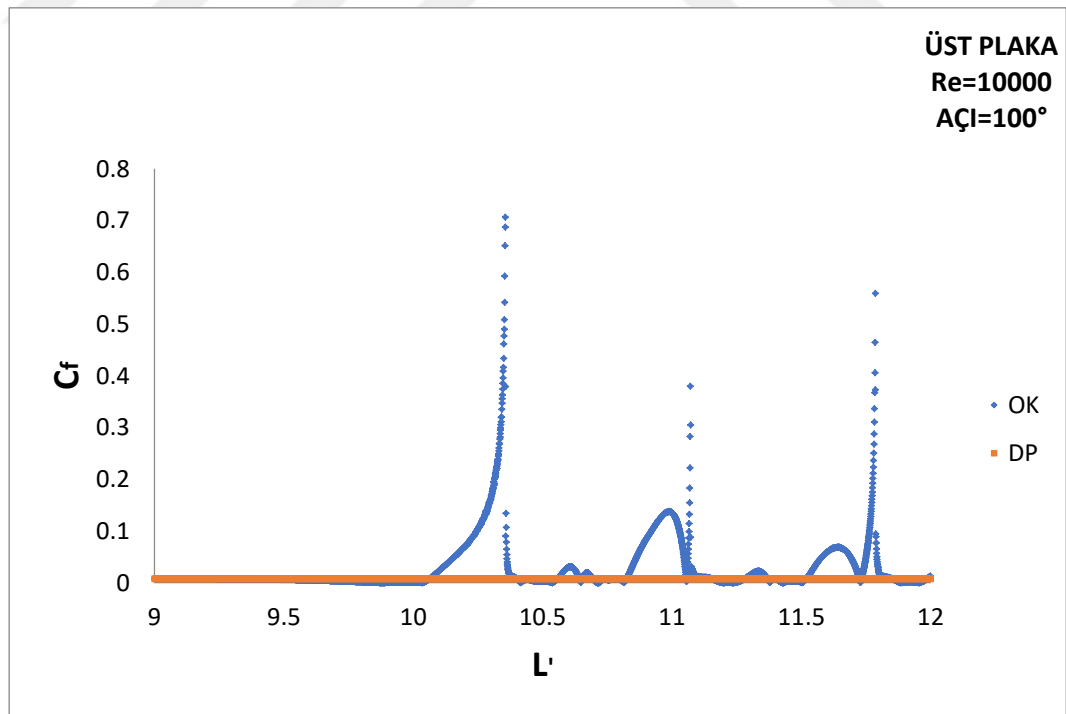
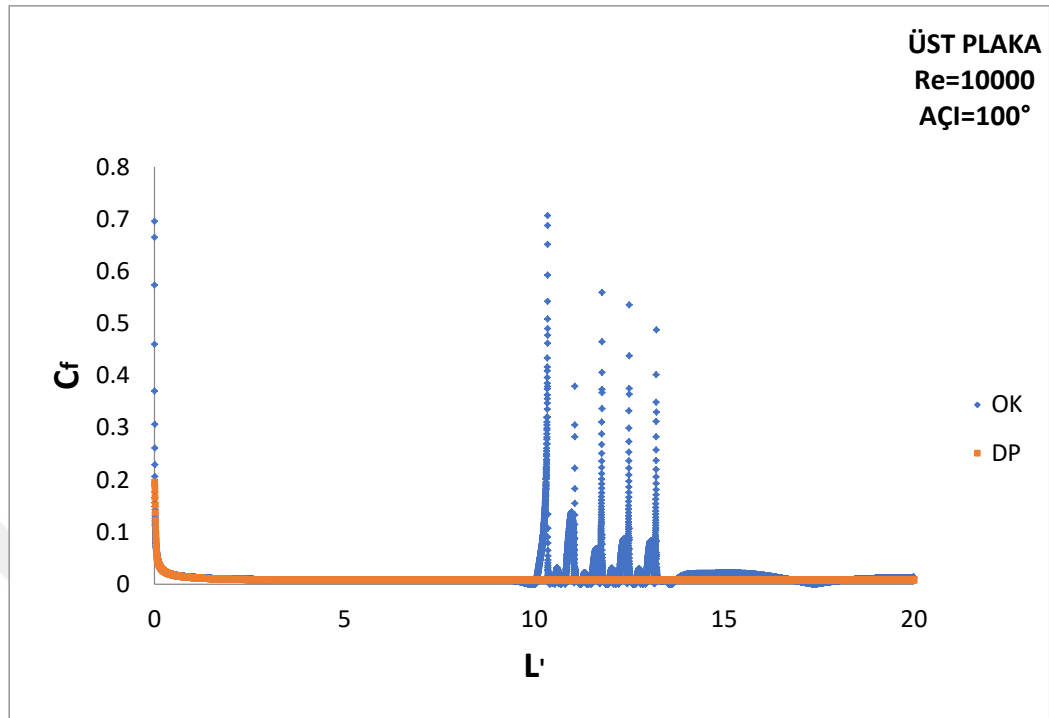
Şekil 4.32. Re = 15000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



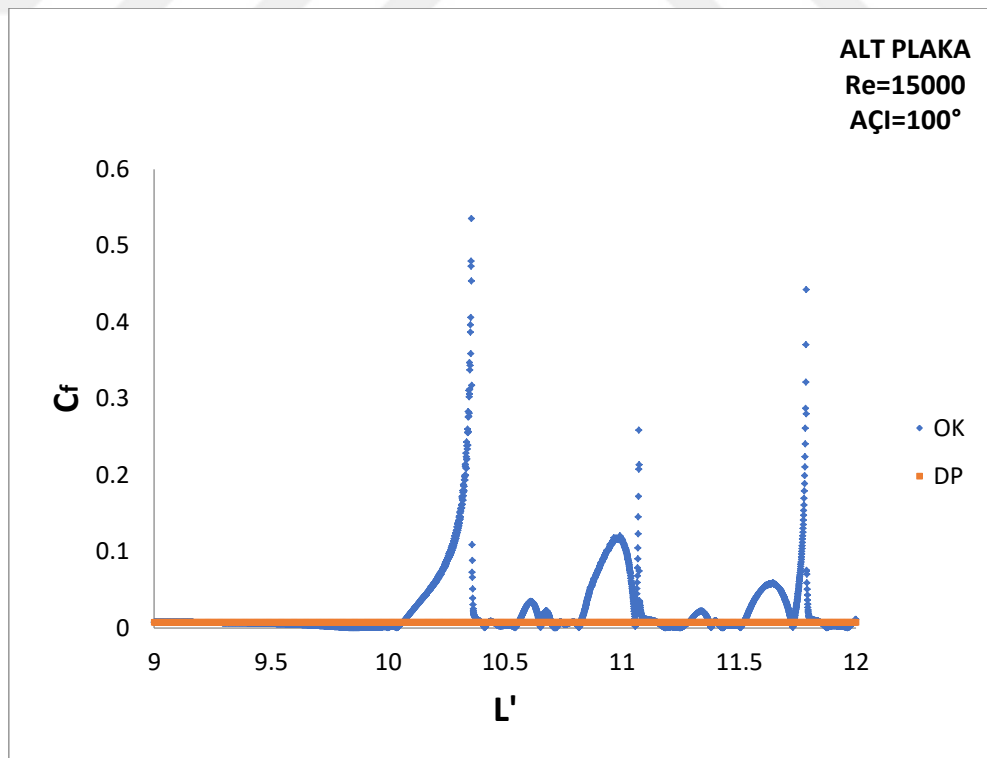
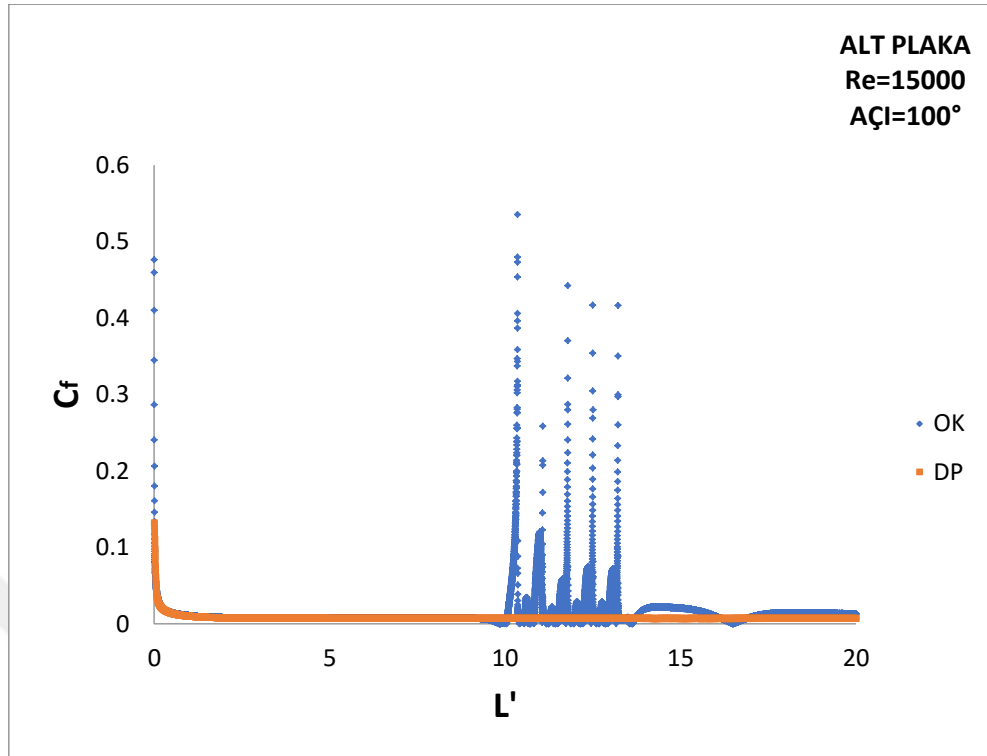


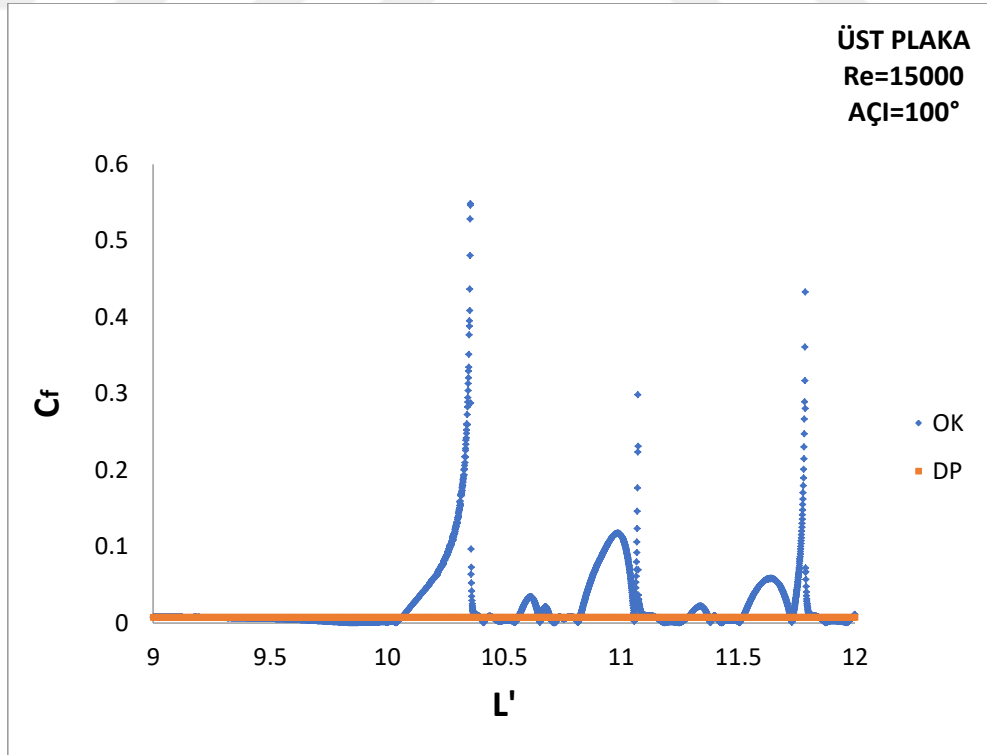
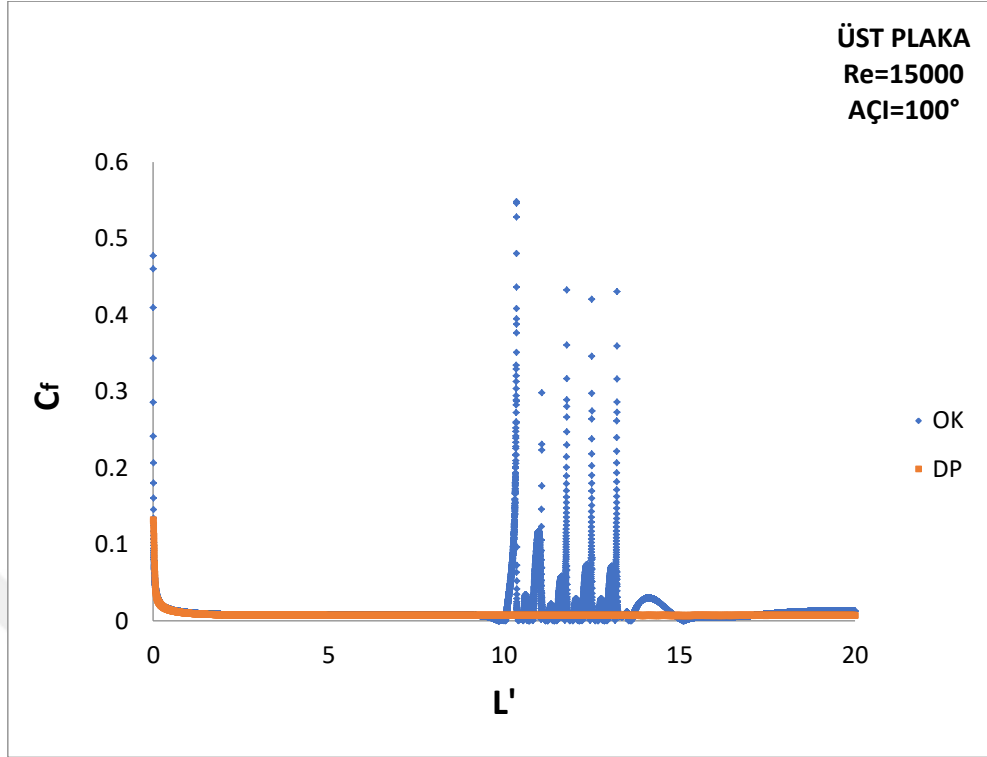
Şekil 4.33. Re = 200000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



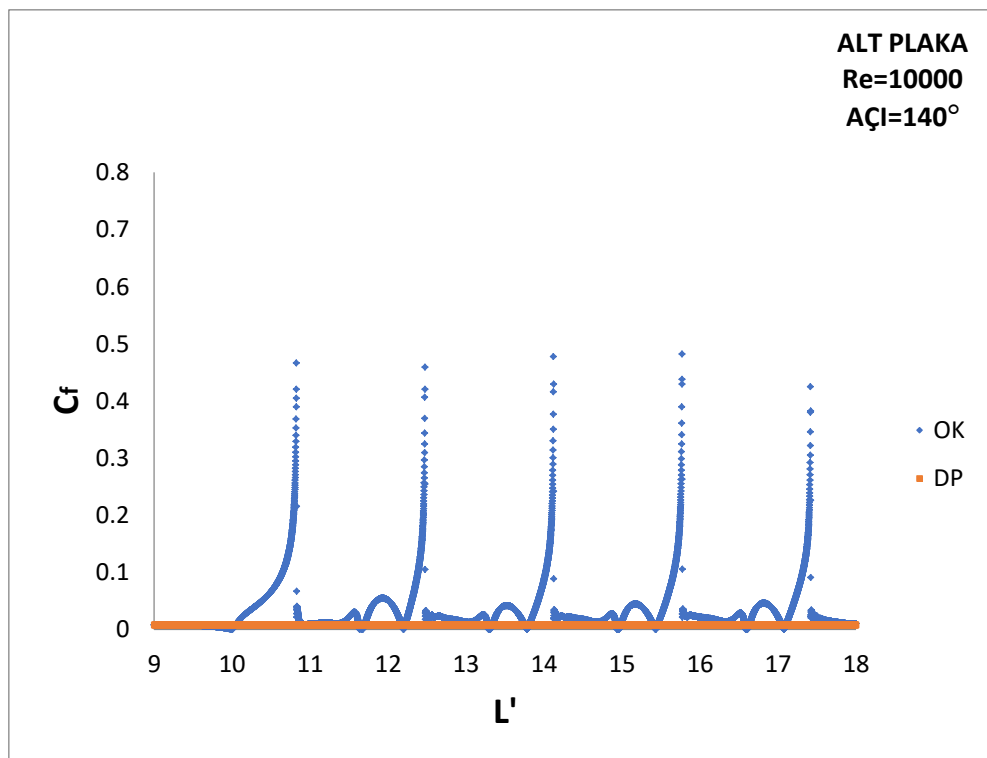
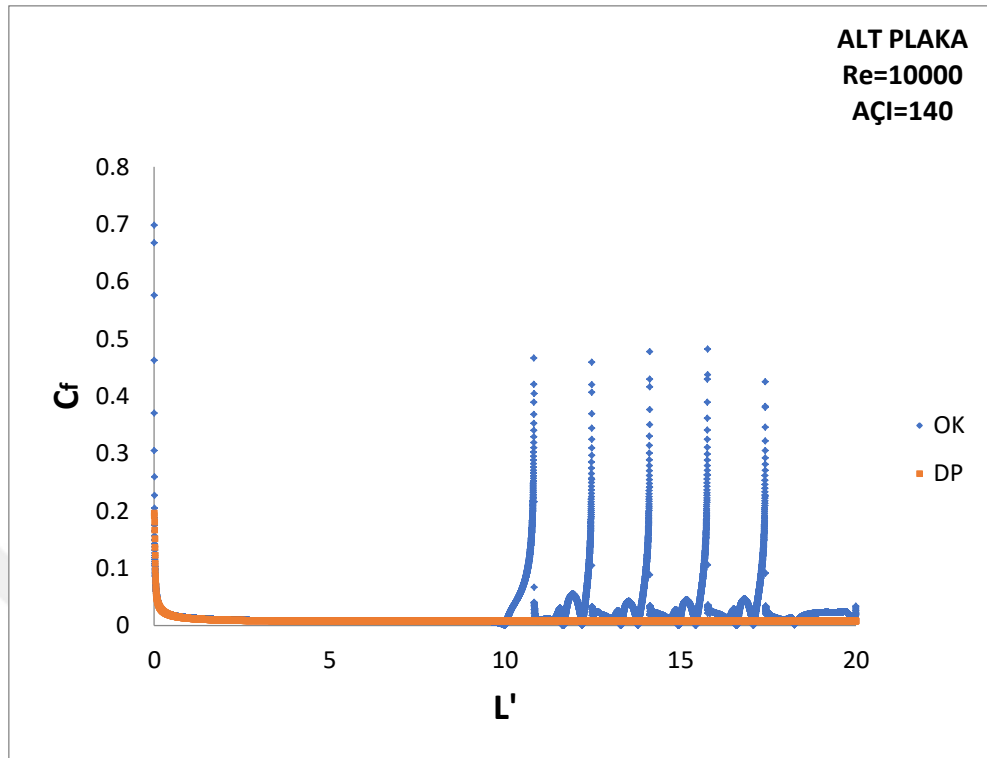


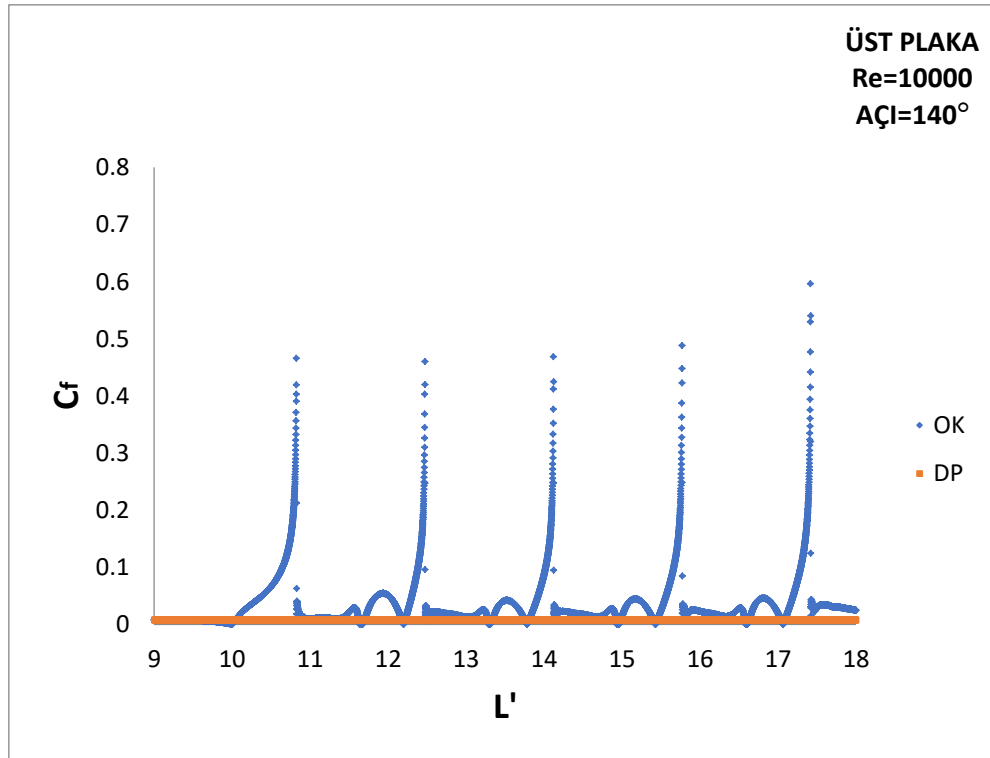
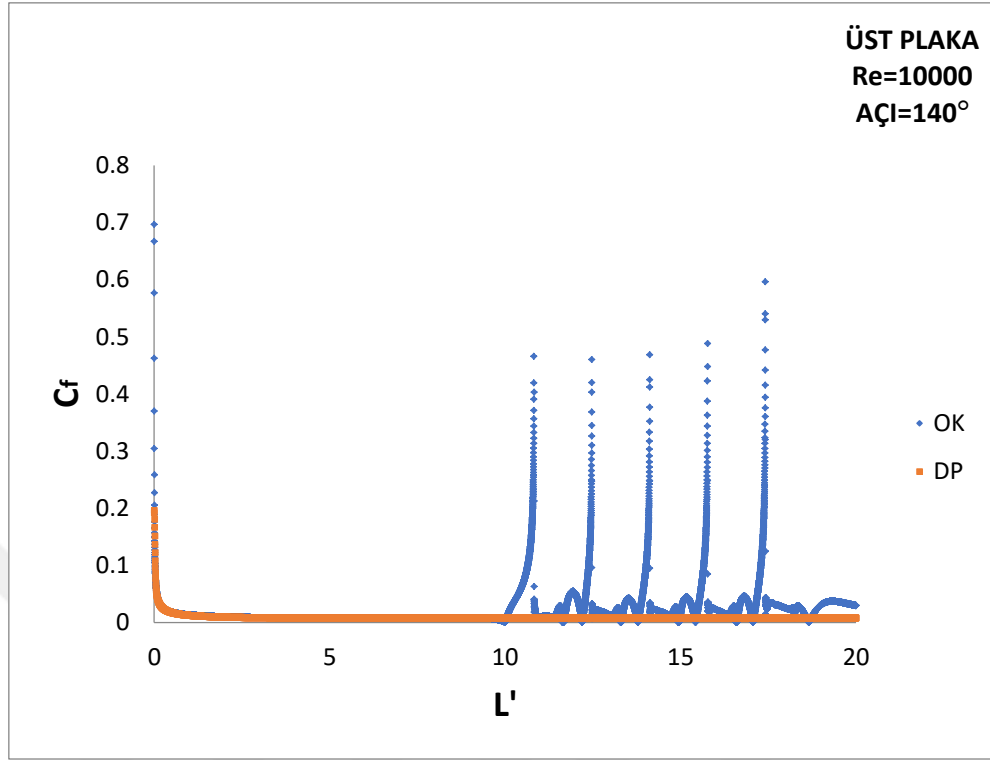
Şekil 4.34. Re = 10000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



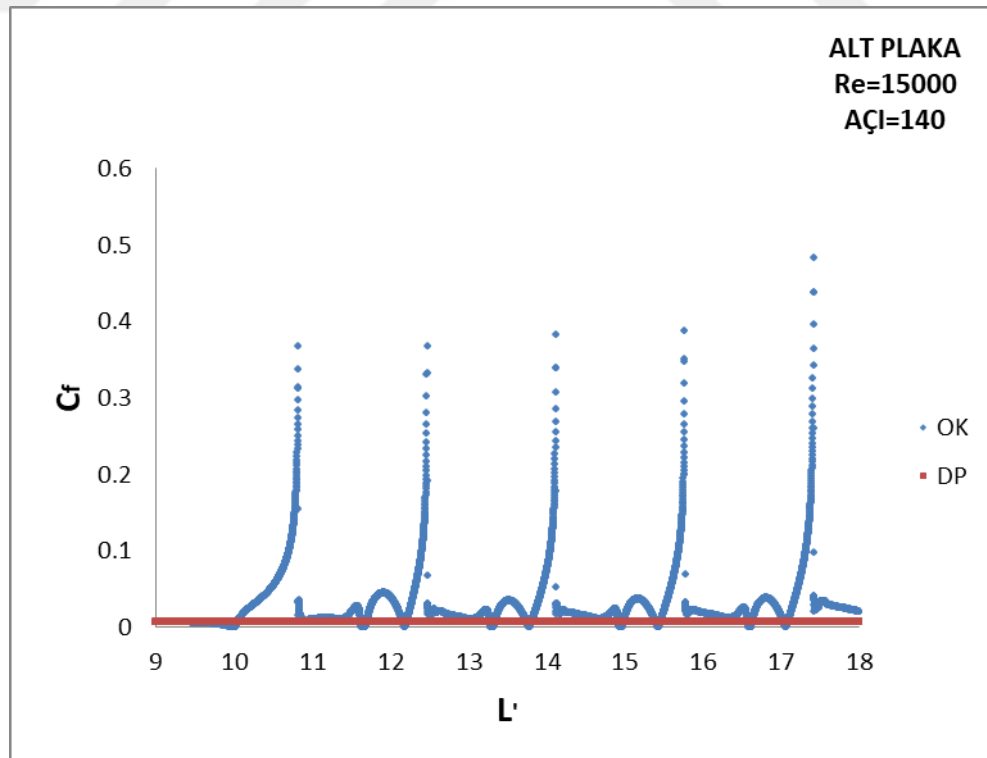
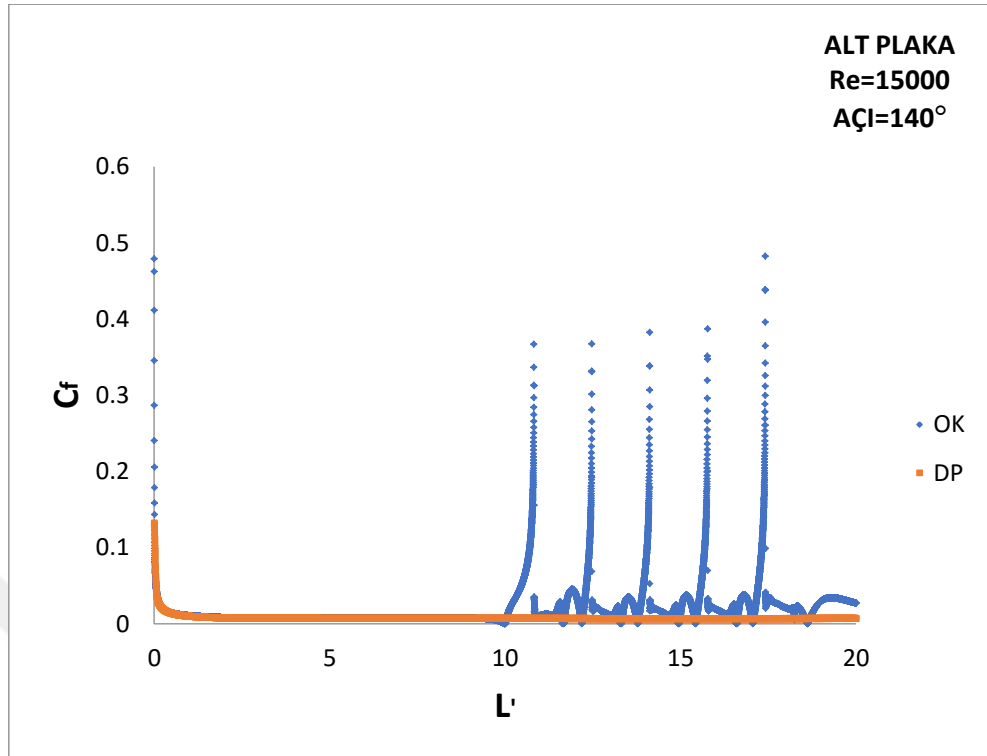


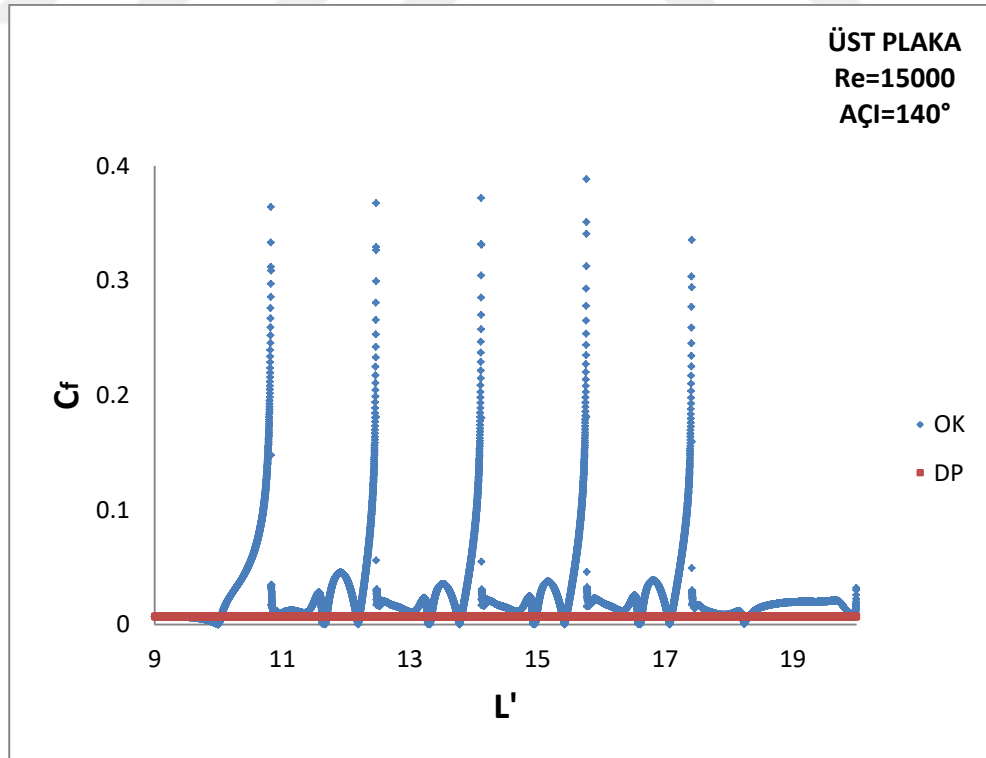
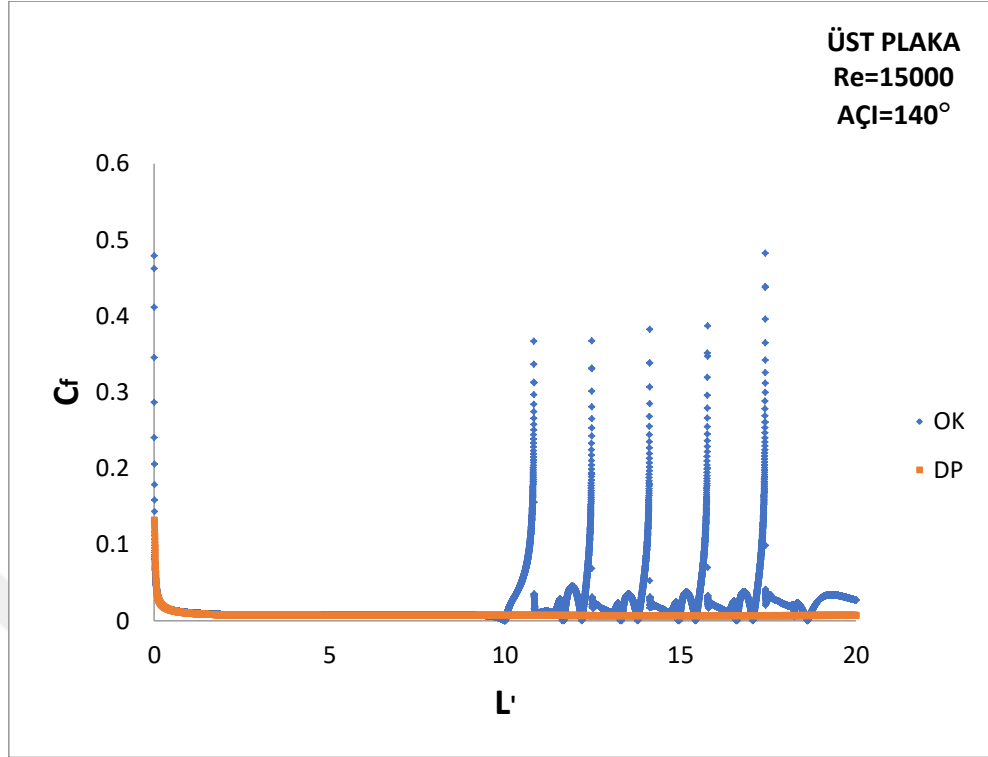
Şekil 4.35. Re = 15000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



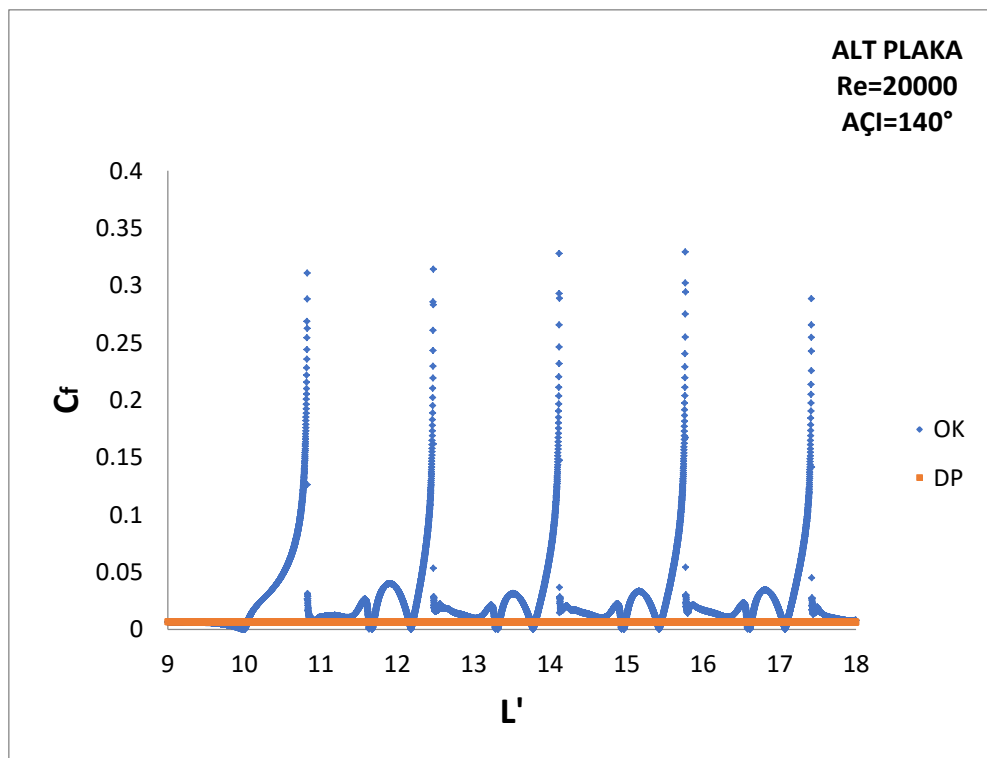
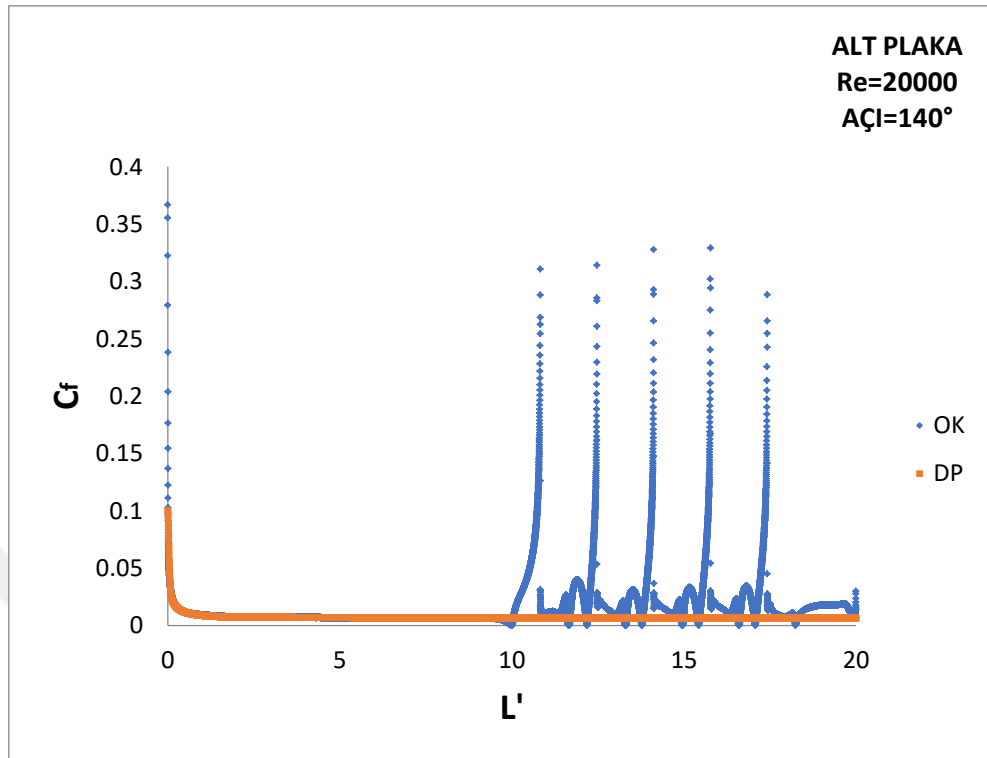


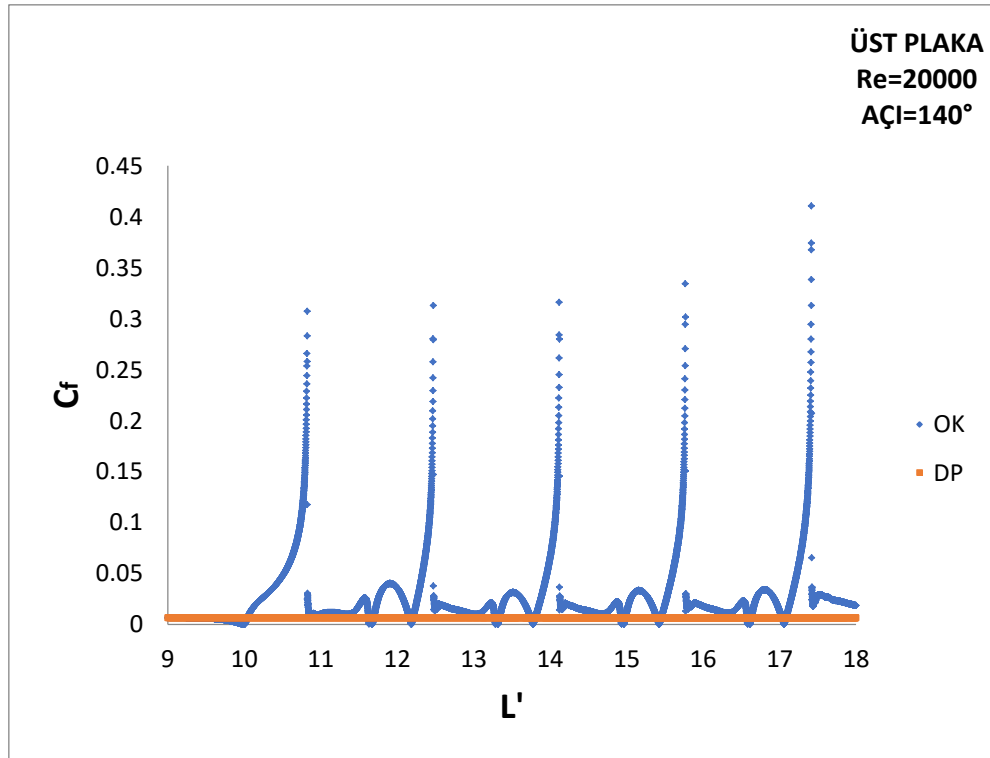
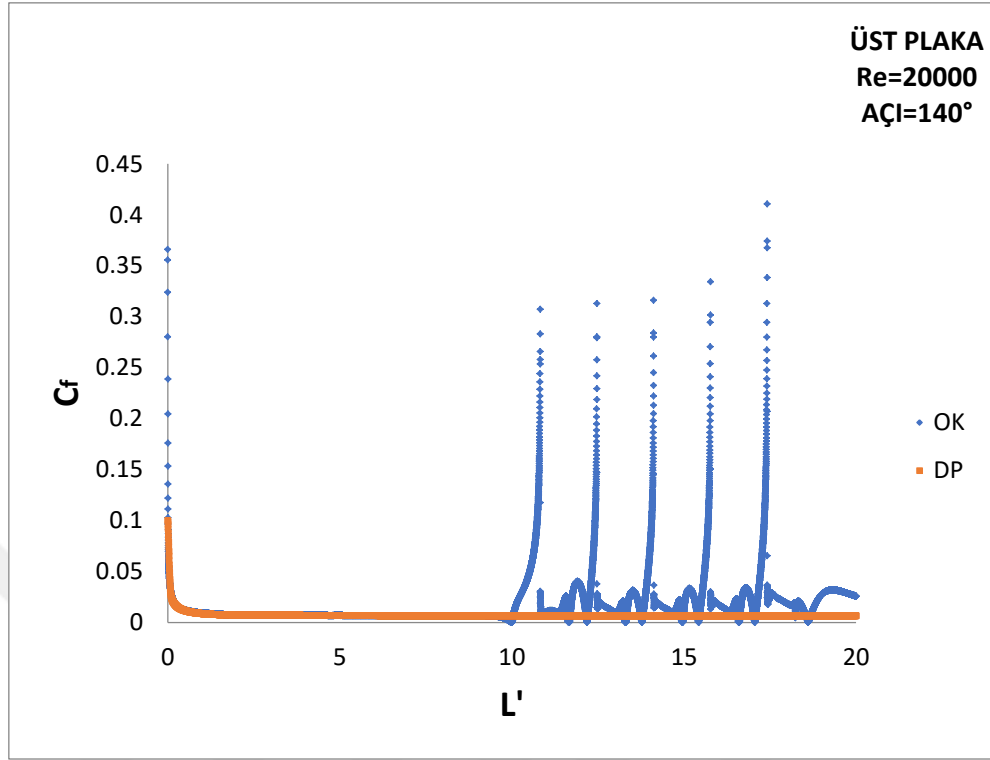
Şekil 4.36. Re = 10000 de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi





Şekil 4.37. Re = 15000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



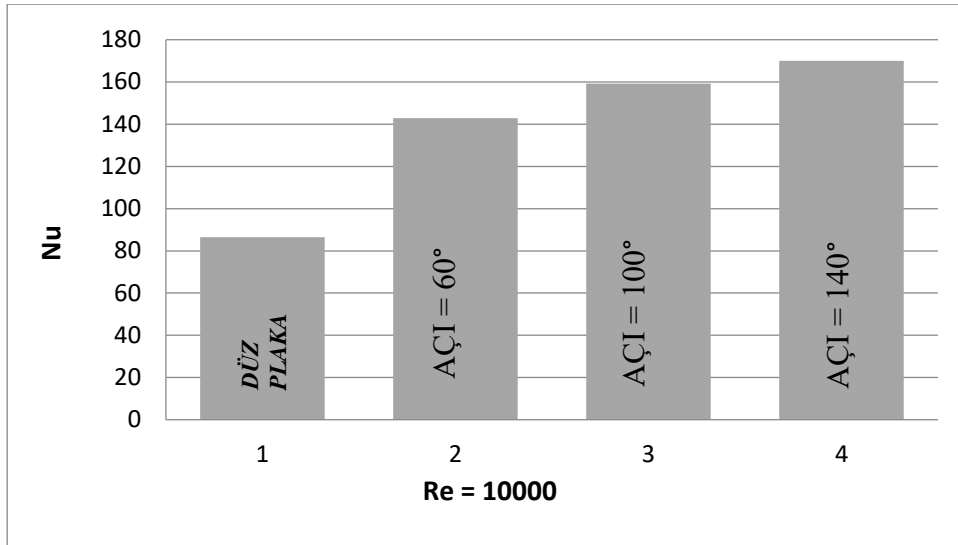


Şekil 4.38. Re = 20000'de plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi

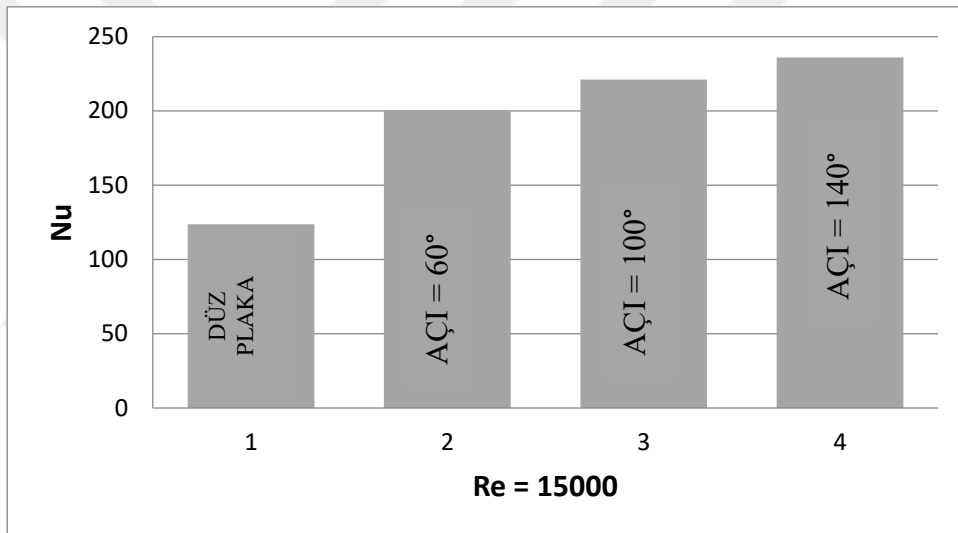
4.1.9. Nusselt sayısı (Nu) grafikleri

Zaman ortalamalı analizlerden düz plaka ve Ondüleli kanallar için elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri, Şekil 4.39'de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.40'da Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.41'da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için verilmiştir. İlave olarak, Nusselt sayısının kanal boyunca değişim grafikleri Şekil 4.42 ile Şekil 4.50 arasında verilmiştir.

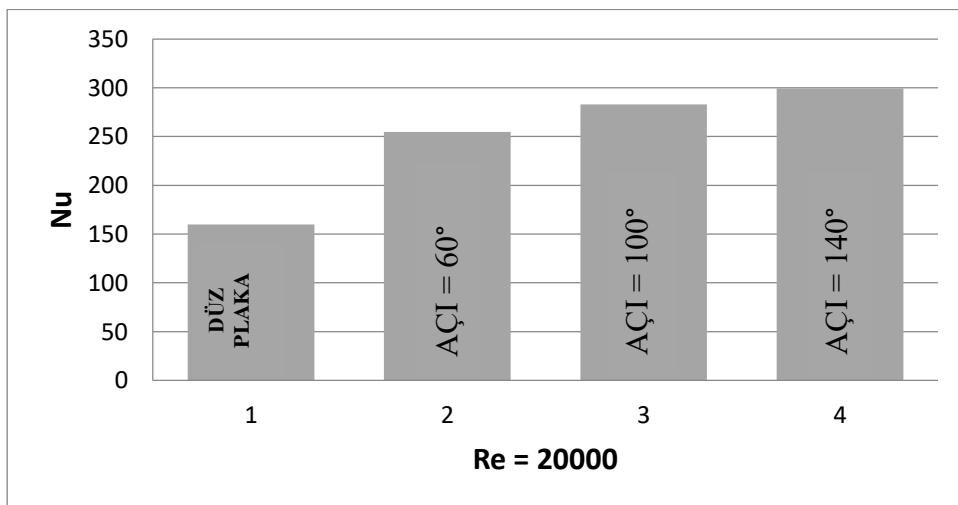
Nusselt sayısı değerleri karşılaştırma yapılabilmesi için düz plaka değeri ile birlikte sunulmuştur. Şekil 4.40, 4.41 ve 4.42 den ilk görülebilecek durum ondüleli plakaların ısı transferi değerini düz plakaya göre arttırdığıdır. Ondüle açısı arttıkça Nusselt sayısı değerleri de artış göstermektedir.



Şekil 4.39. $Re = 10000$ 'de düz plaka değerleri ile Ondüleli kanallarda Nusselt sayısı değerleri



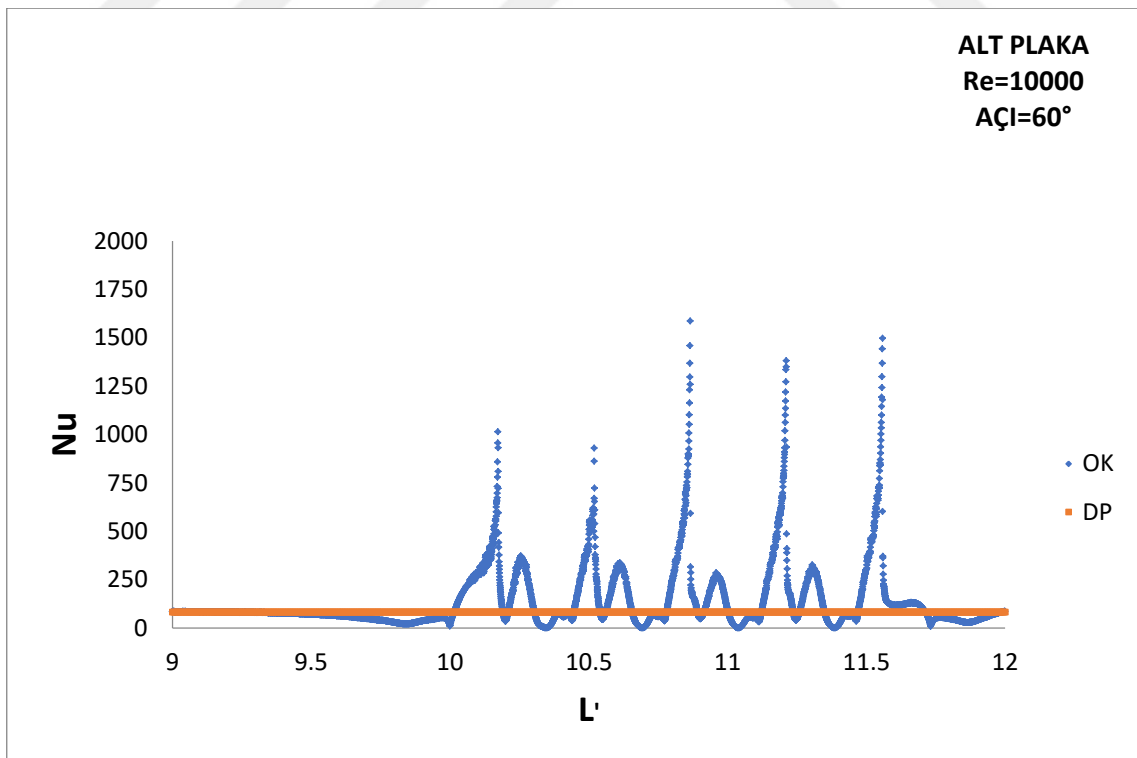
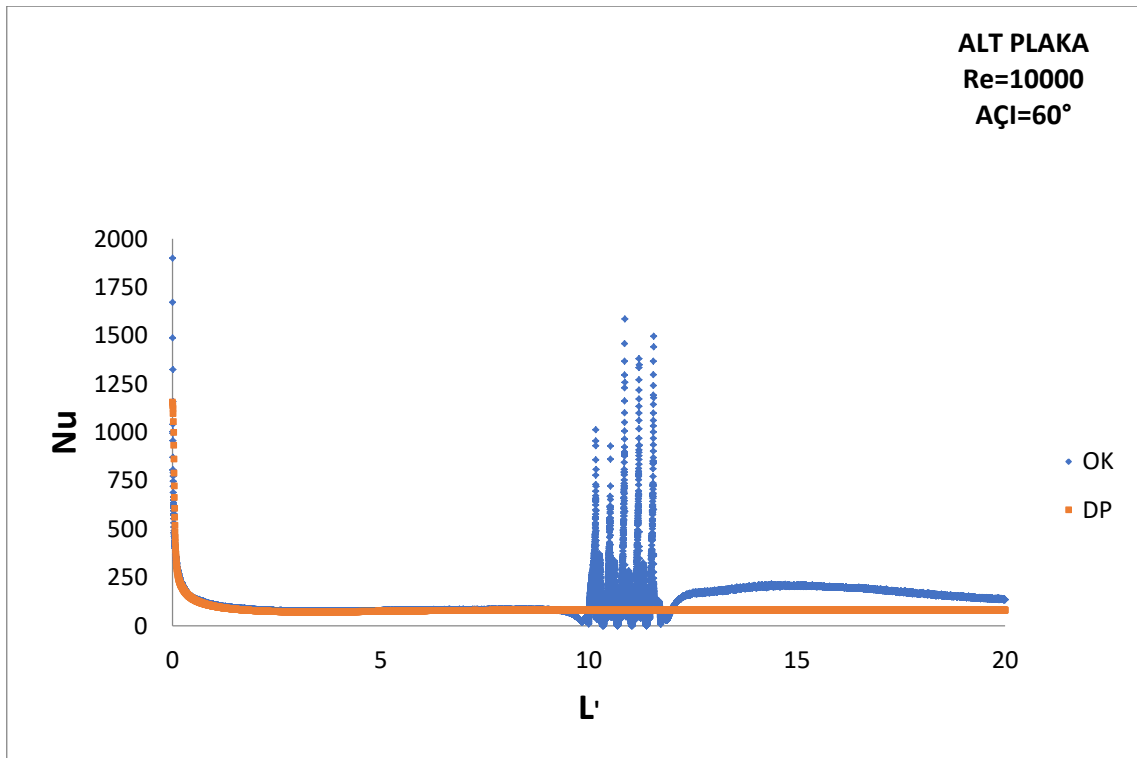
Şekil 4.40. $Re = 15000$ 'de düz plaka değerleri ile Ondüleli kanallarda Nusselt sayısı değerleri

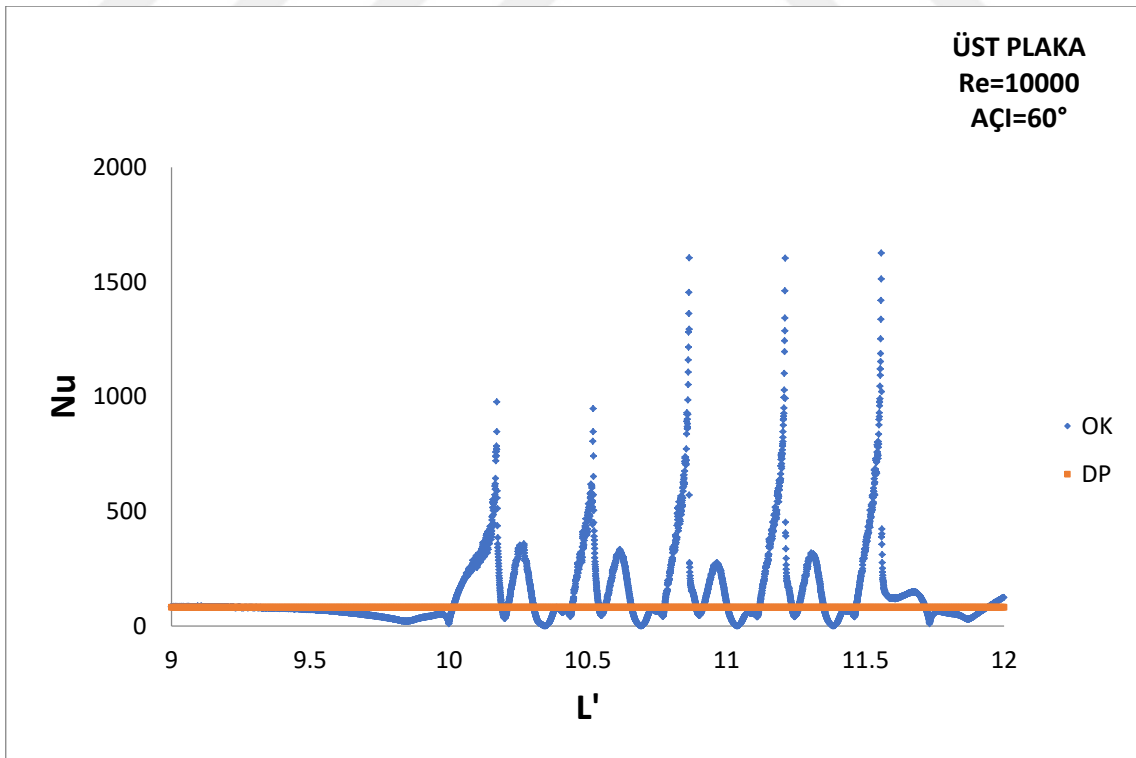
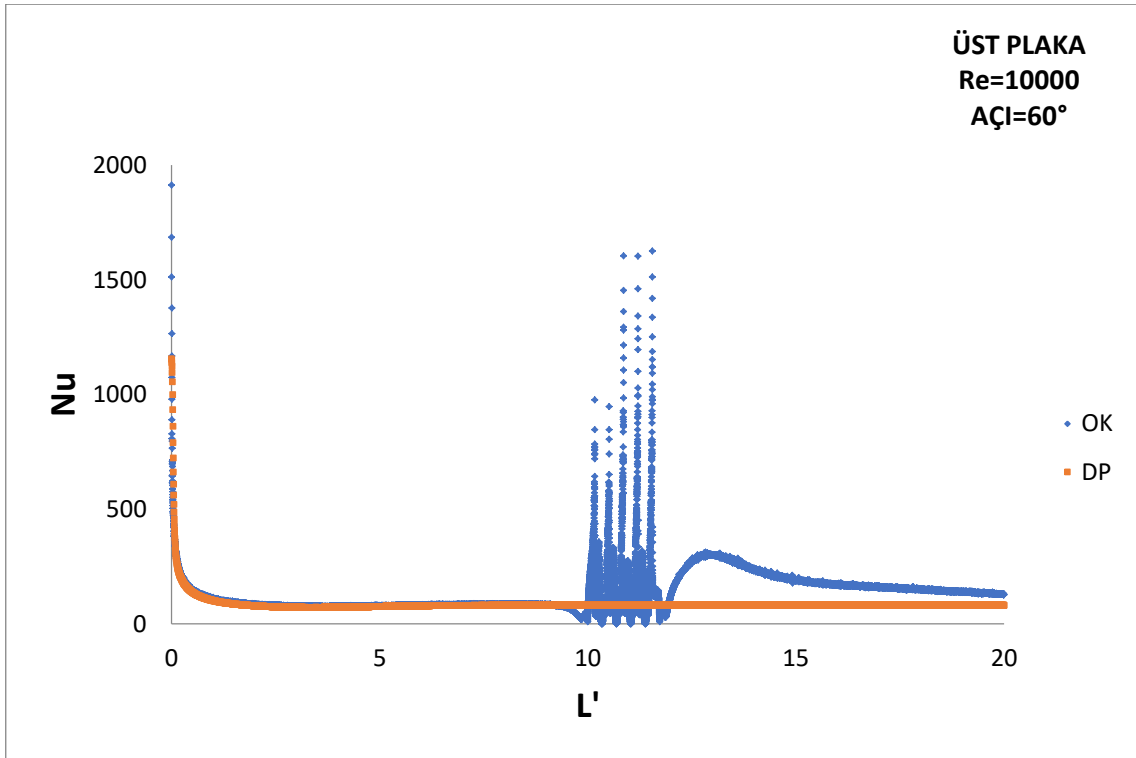


Şekil 4.41. $Re = 20000$ 'de düz plaka değerleri ile Ondüleli kanallarda Nusselt sayısı değerleri

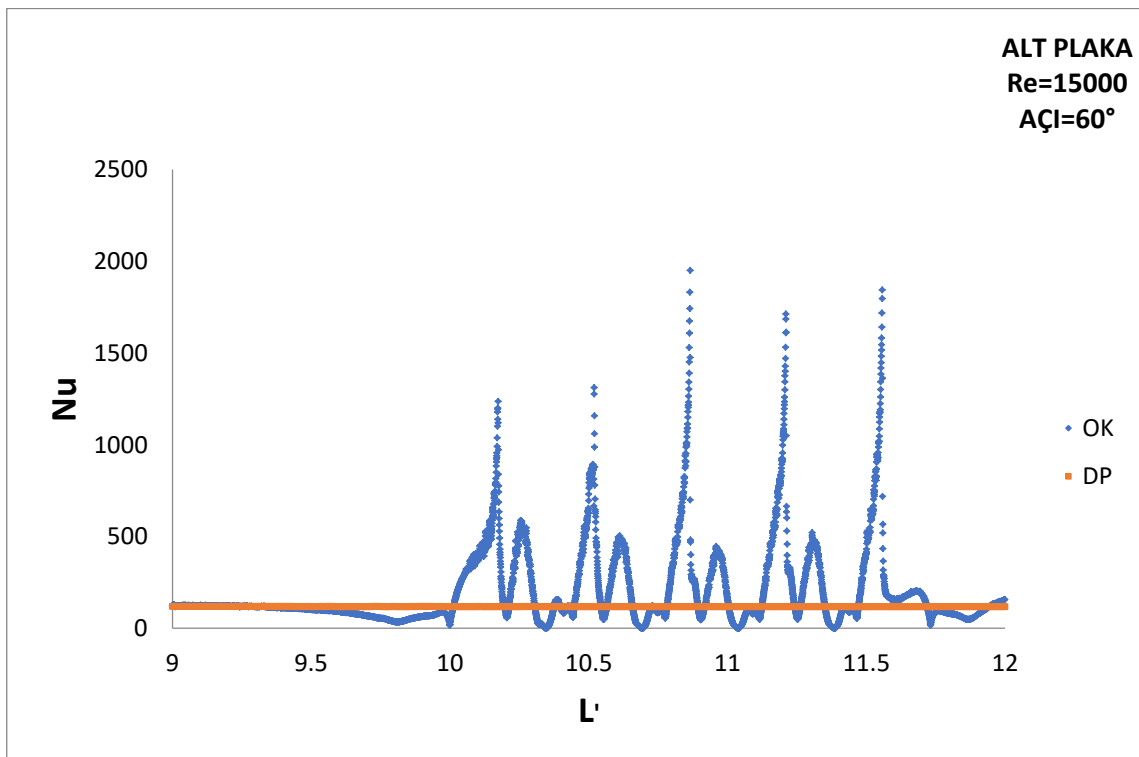
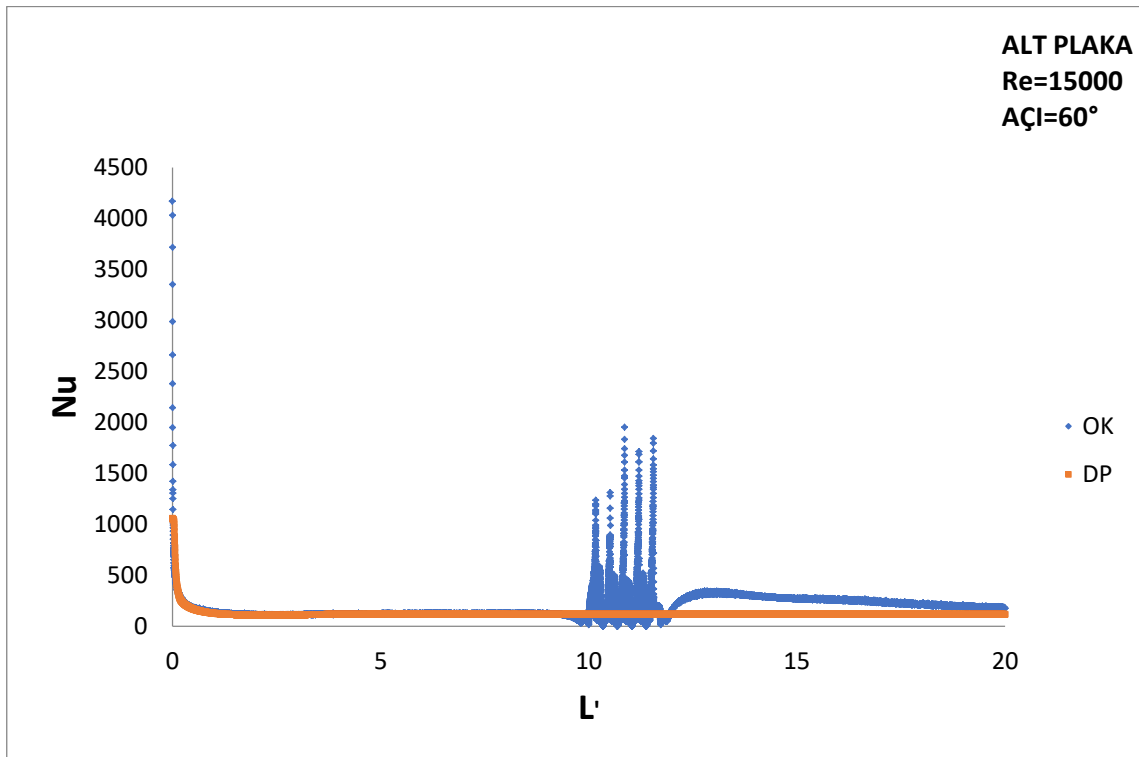
Şekil 4.42 ile 4.50 arasında yerel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve ondüle açısı ile değişimi hem alt hem de üst palka için verilmiştir. Nusselt sayısı değerleri başlangıçta yüksek bir değerden hızla düşmekte ve sabit kalmaktadır. Ondüleli kısma gelince akış bozulmasının etkisiyle Nusselt sayısı değerleri ondüle noktalarında sıçramalar göstermektedir. Yani ondüle ile ısı taşınım katsayısı değerleri artmaktadır. Aynı ondüle açısında Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı değerleri artmaktadır. Ancak aynı Reynolds sayısında ondüle açısı arttıkça Nusselt sayısı değerleri azalma eğilimi göstermektedir. Yani ondüle açısı azaldıkça akış daha fazla bozulmakta ve ısı transferi katsayısı daha fazla artmaktadır. Bu sonuç şekil 4.16, 4.17 ve 4.18 de verilen akım çizgisi grafikleri ile de uyuşmaktadır.

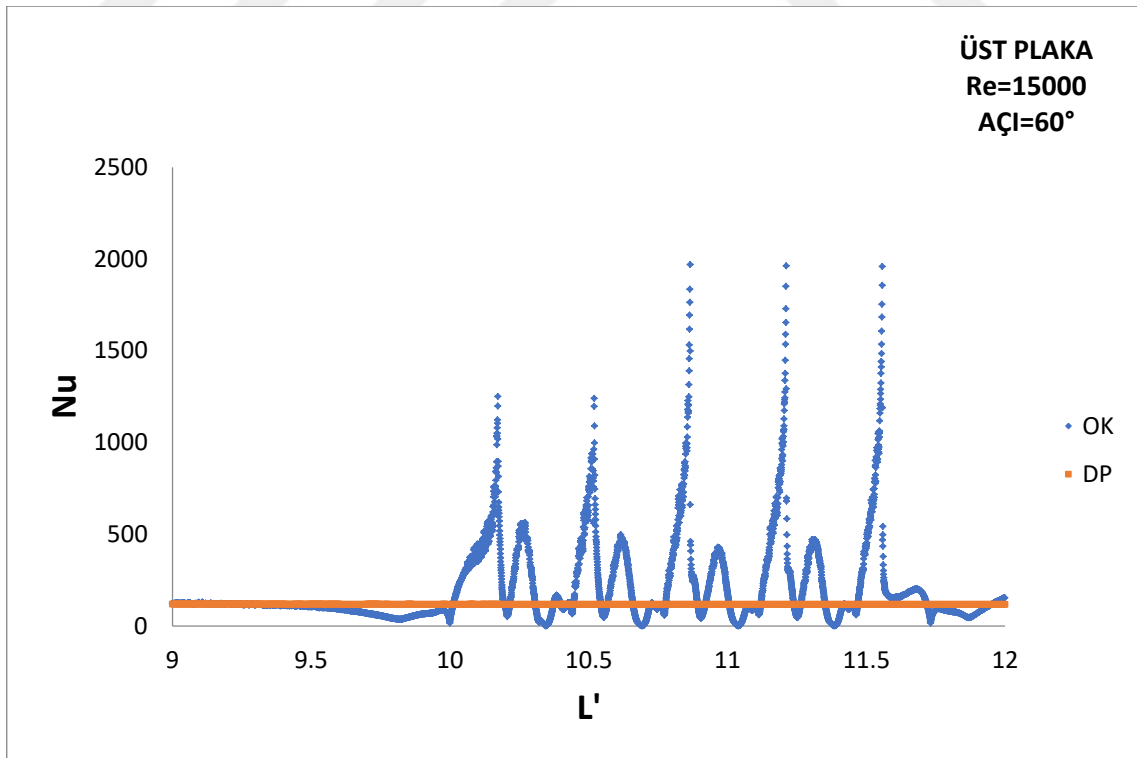
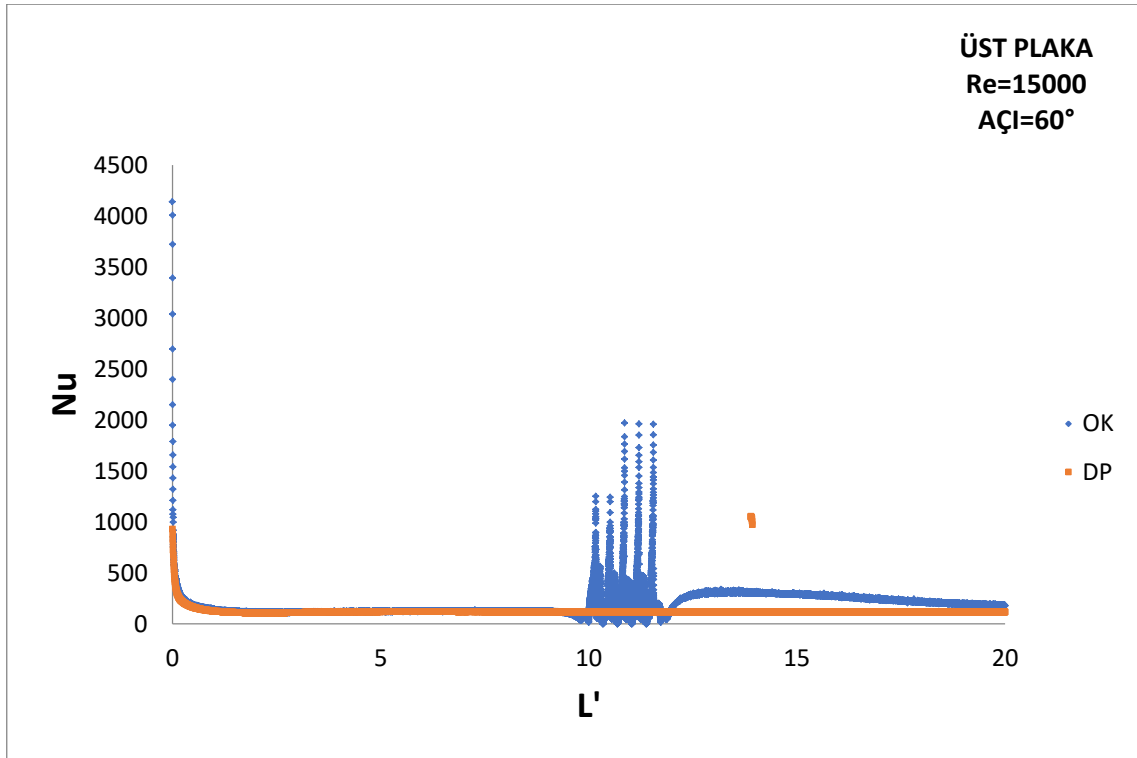




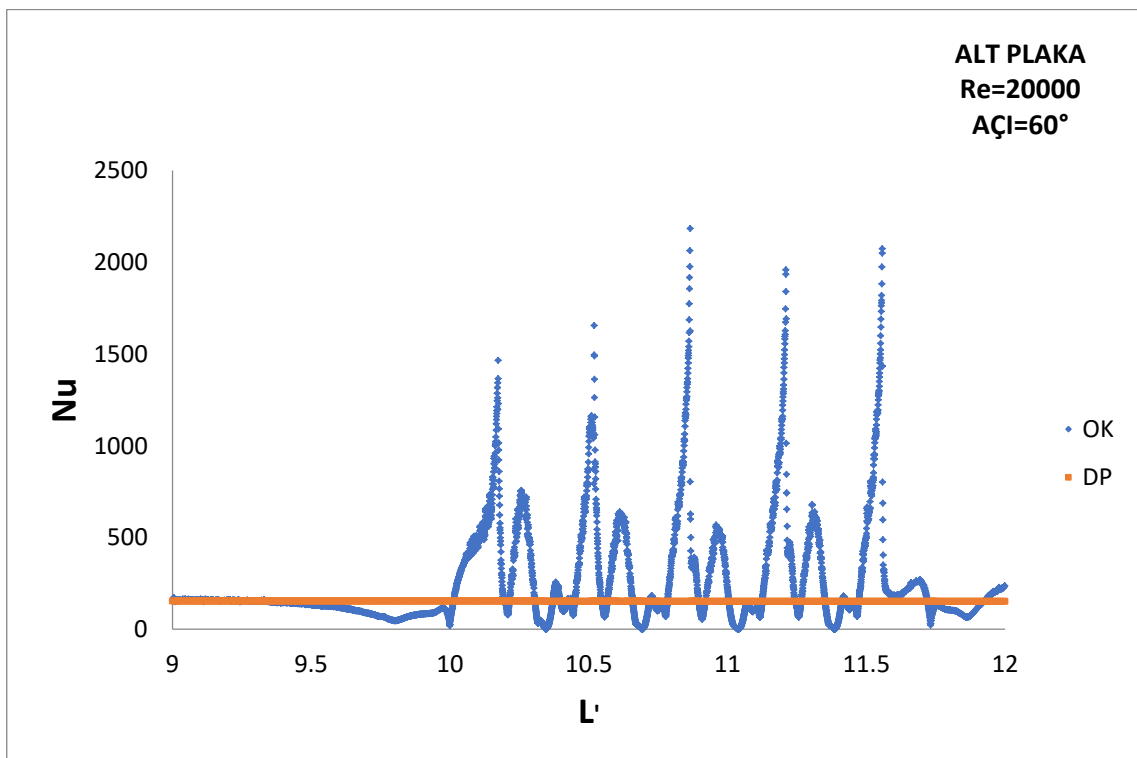
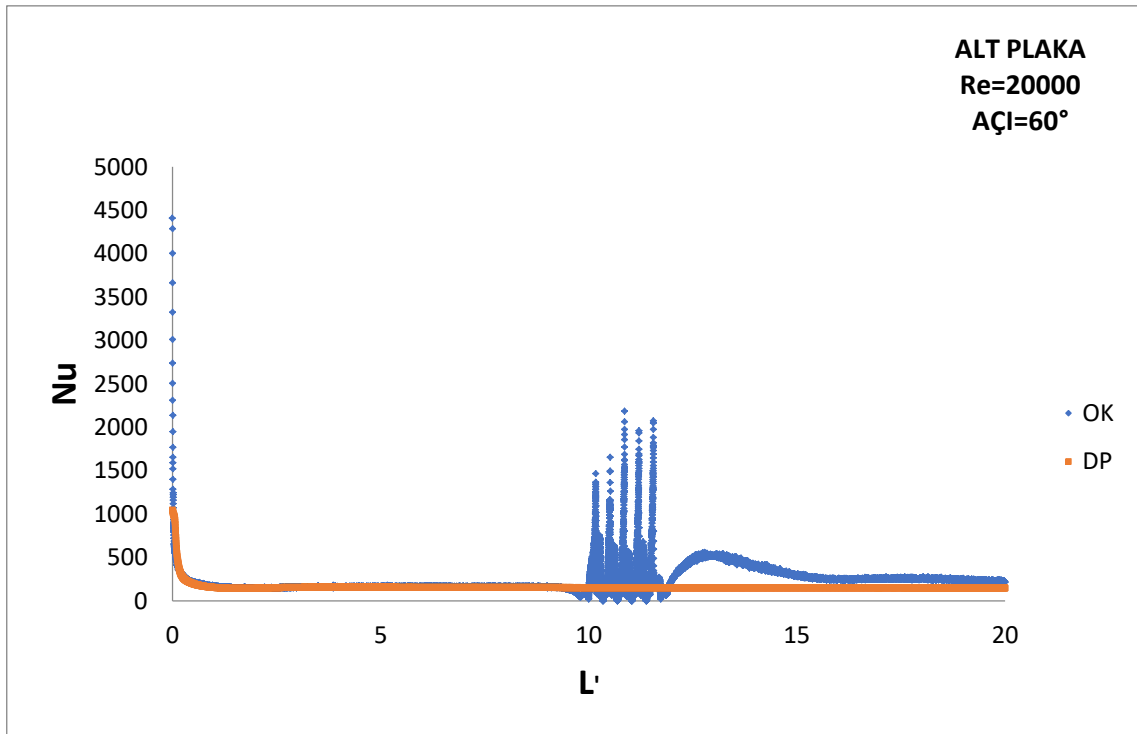


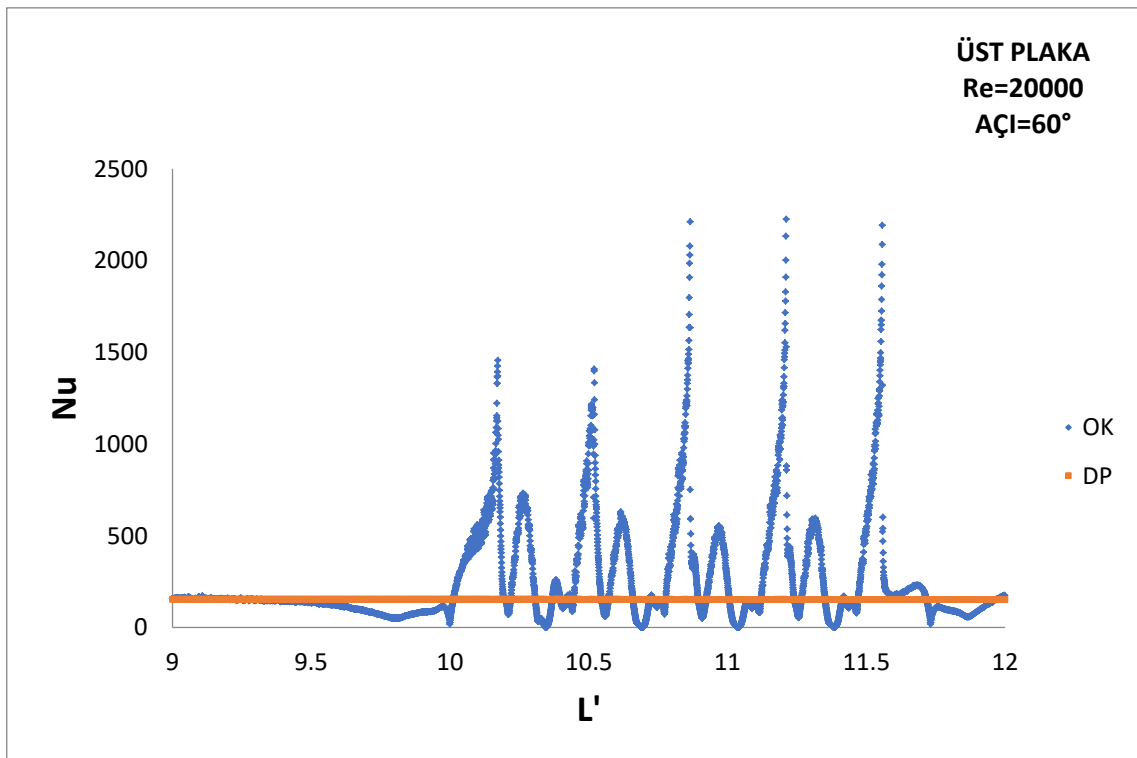
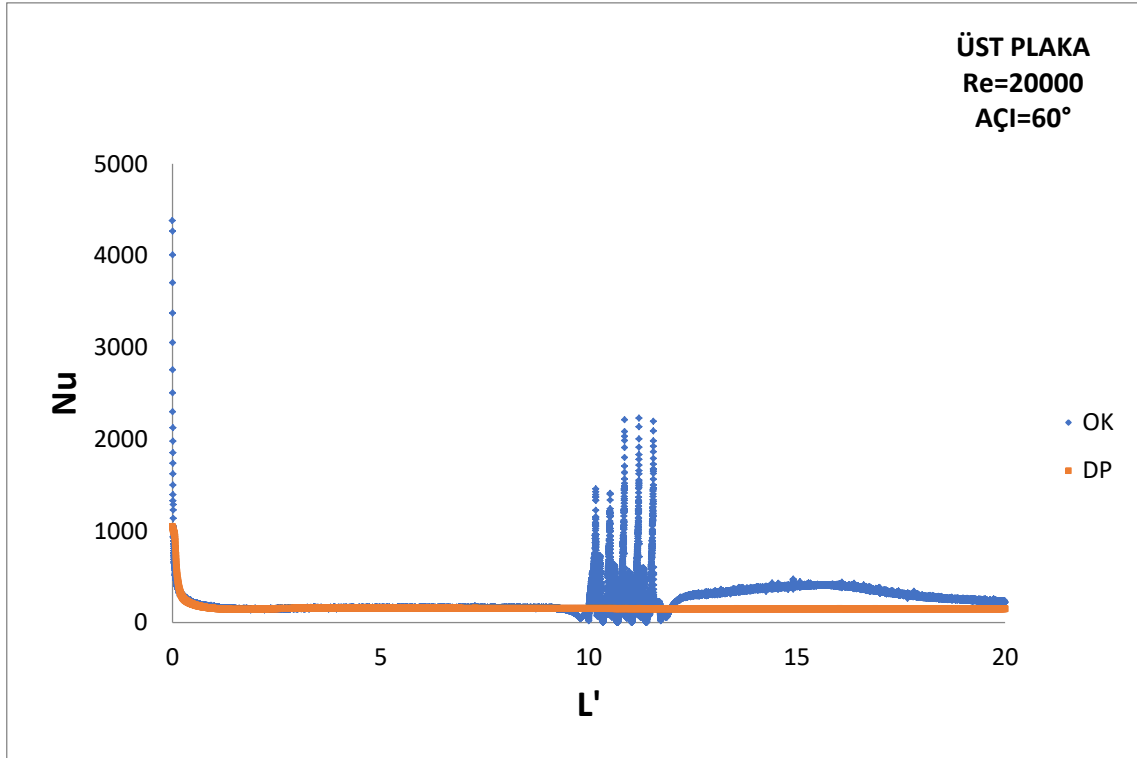
Şekil 4.42. Re = 10000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



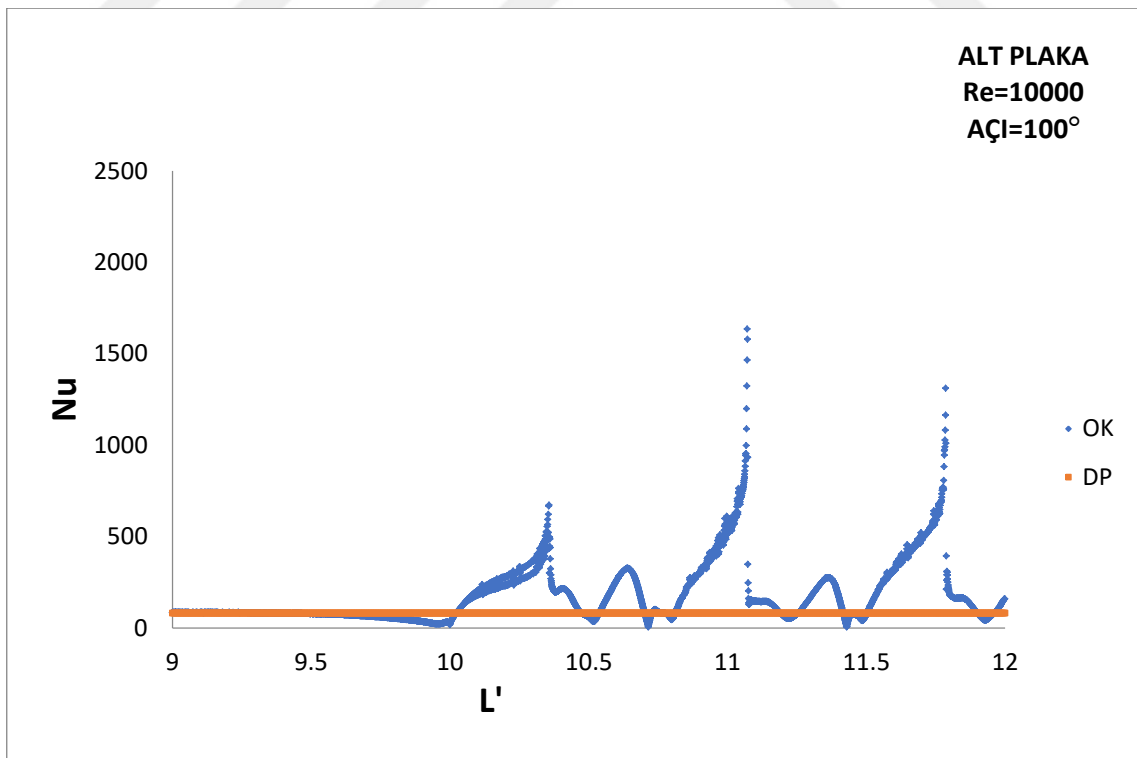
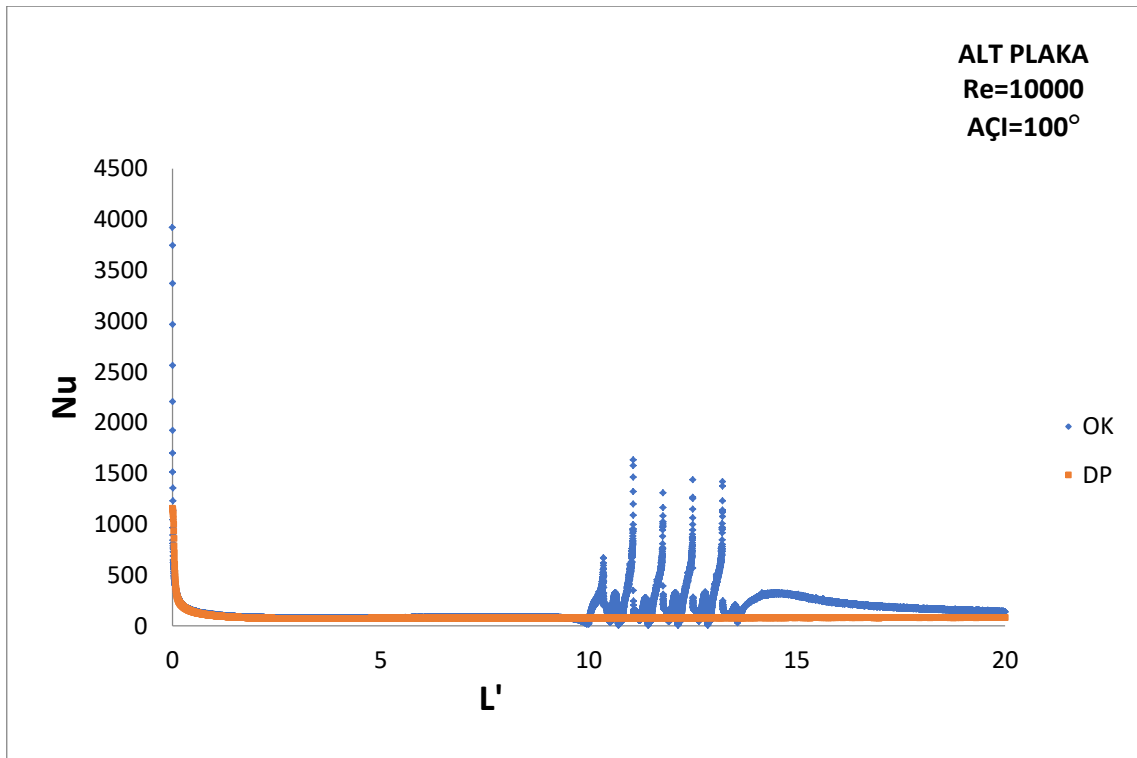


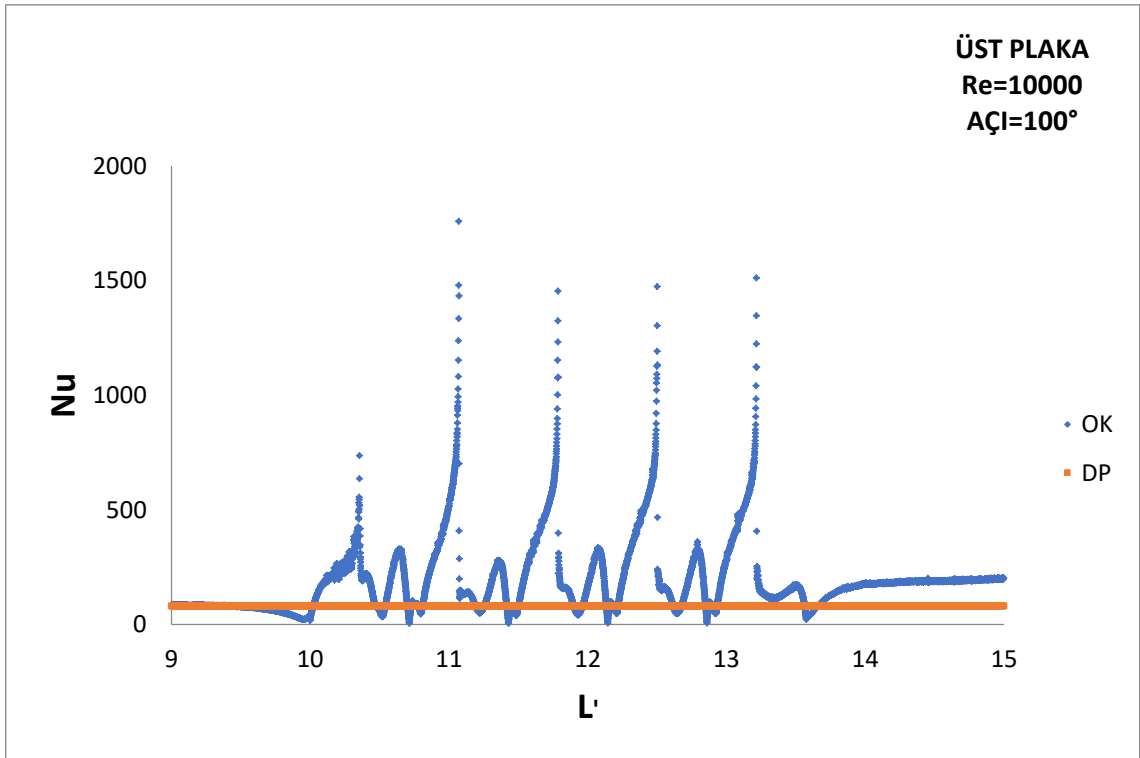
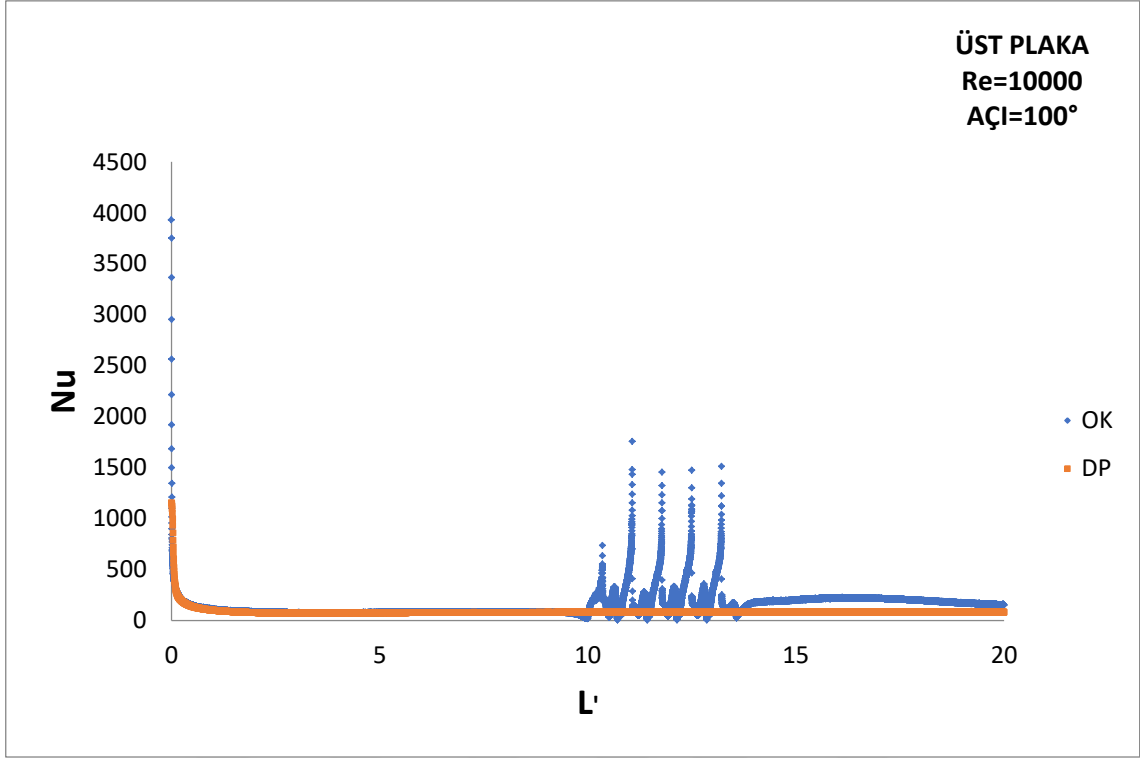
Şekil 4.43. Re = 15000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



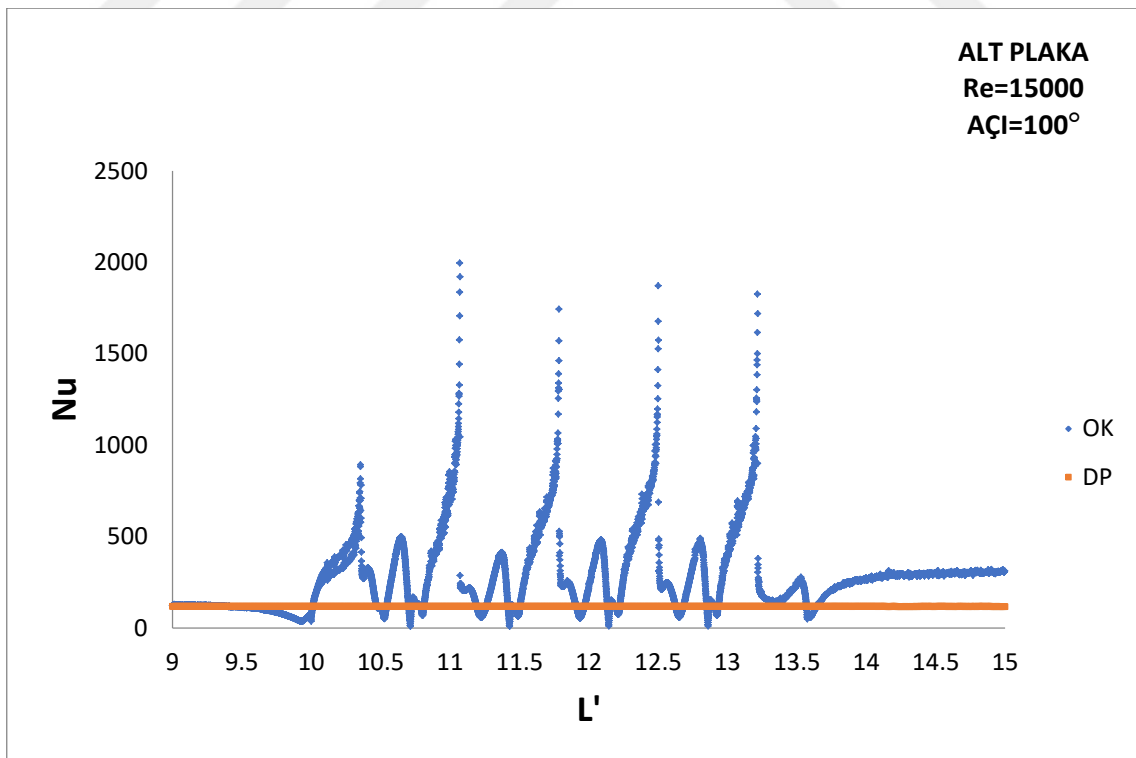
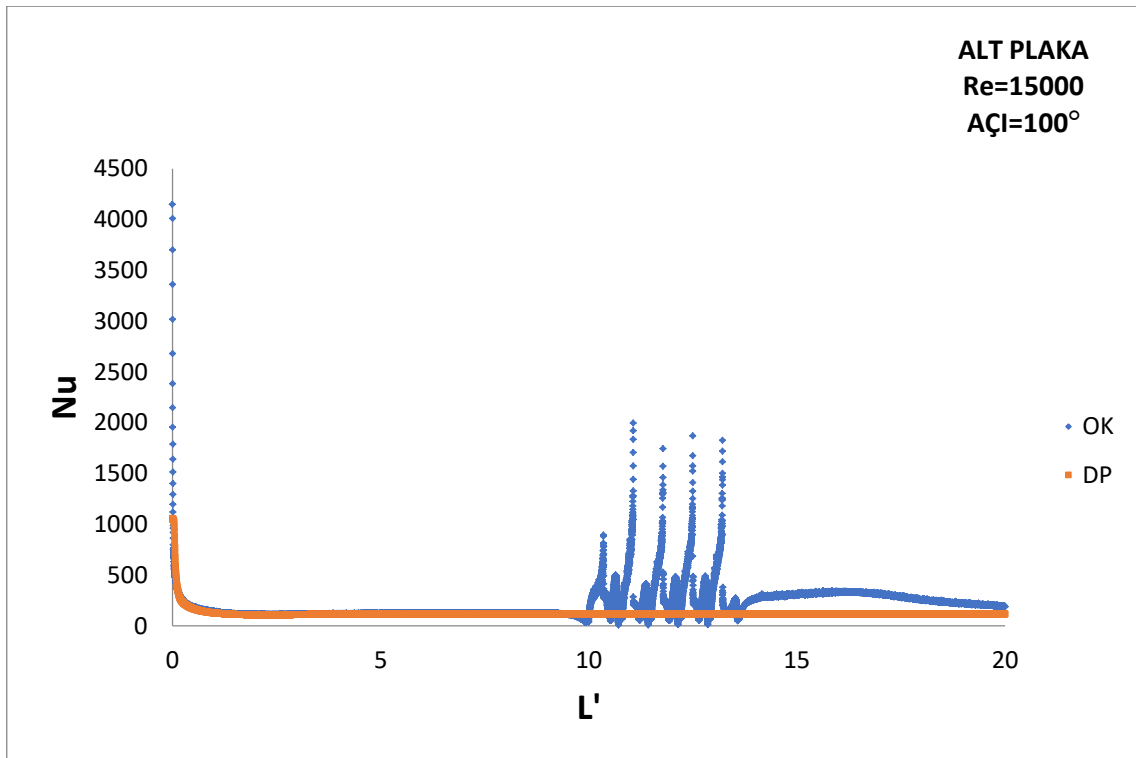


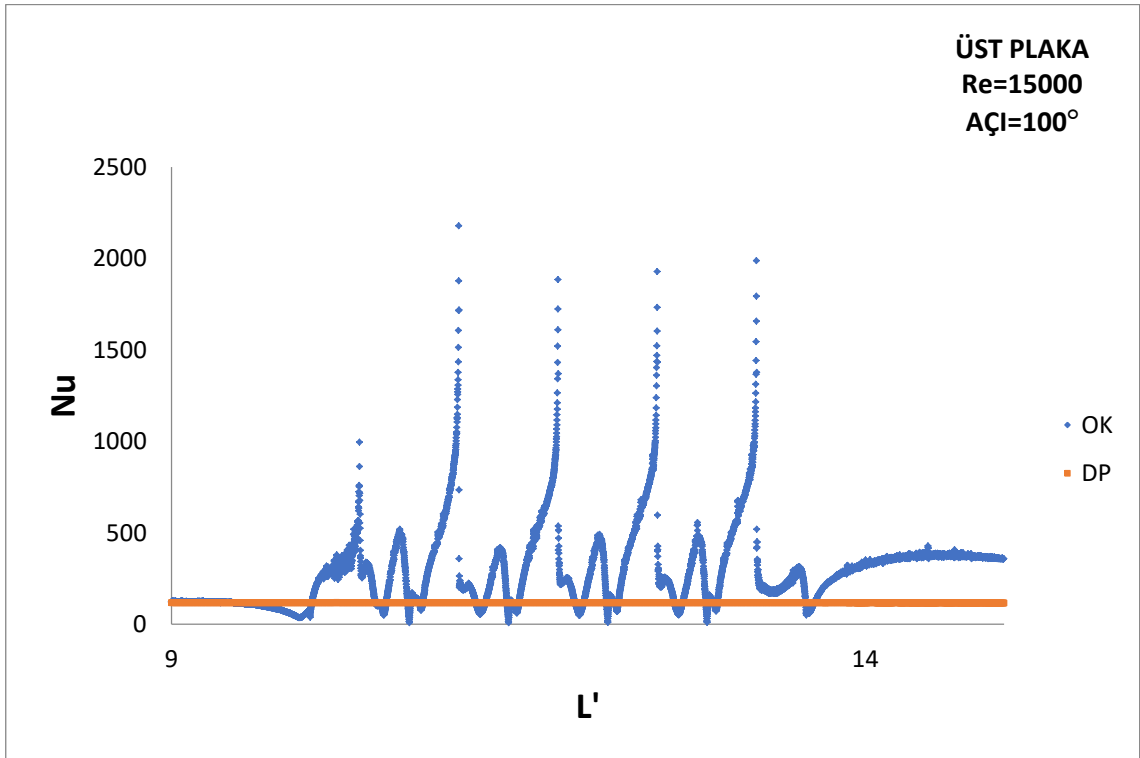
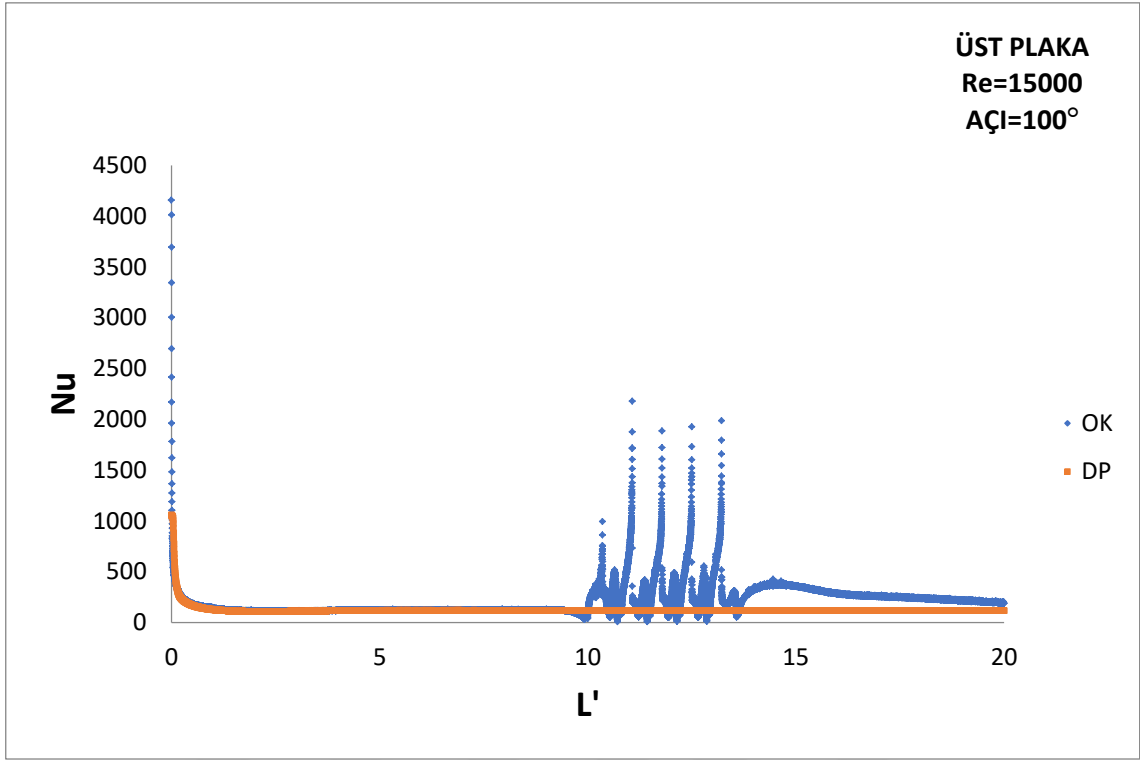
Şekil 4.44. Re = 20000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



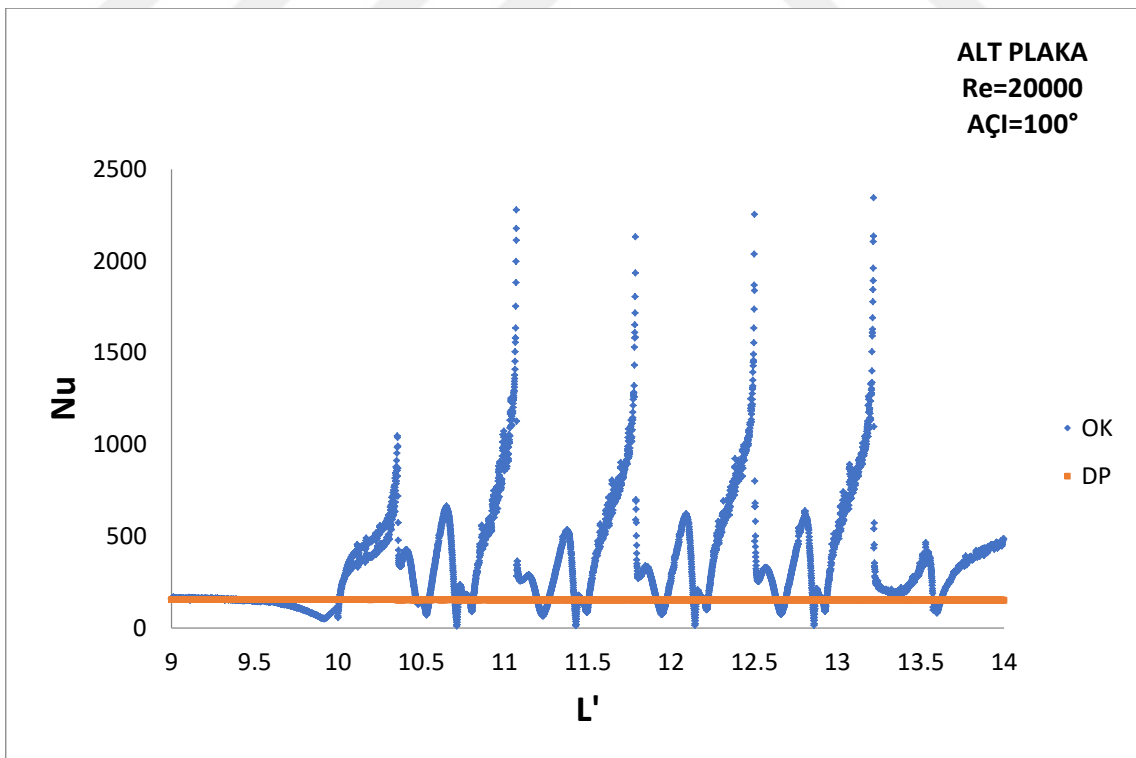
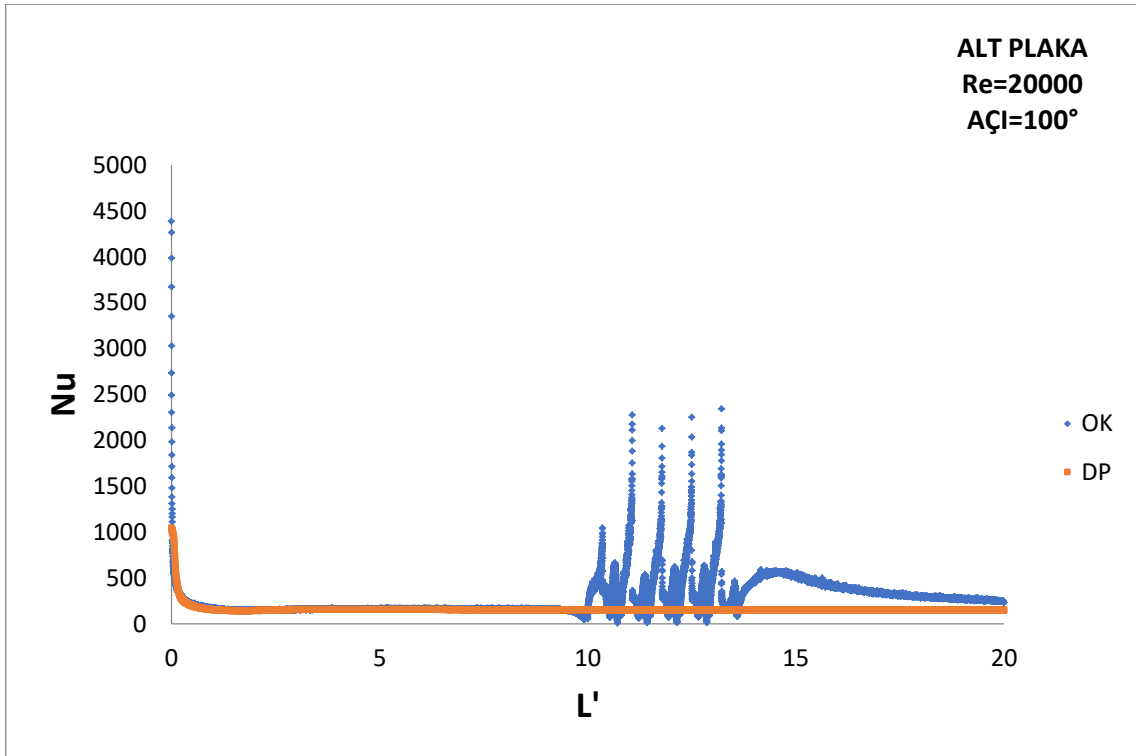


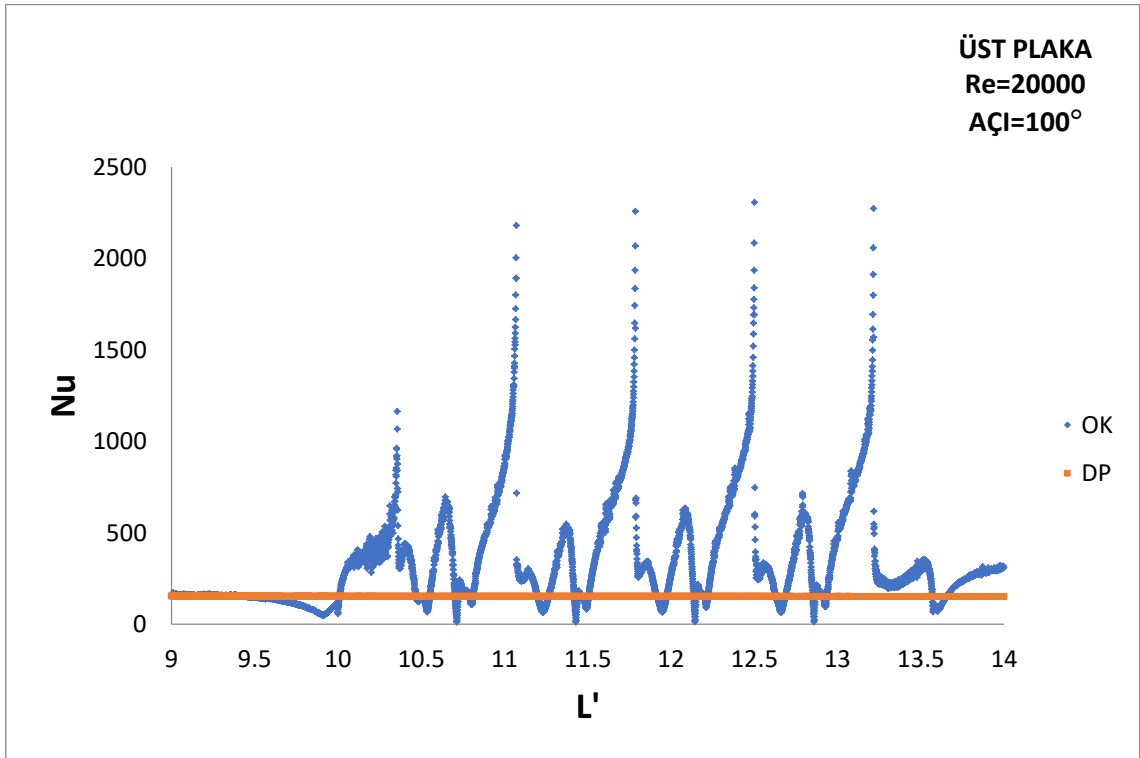
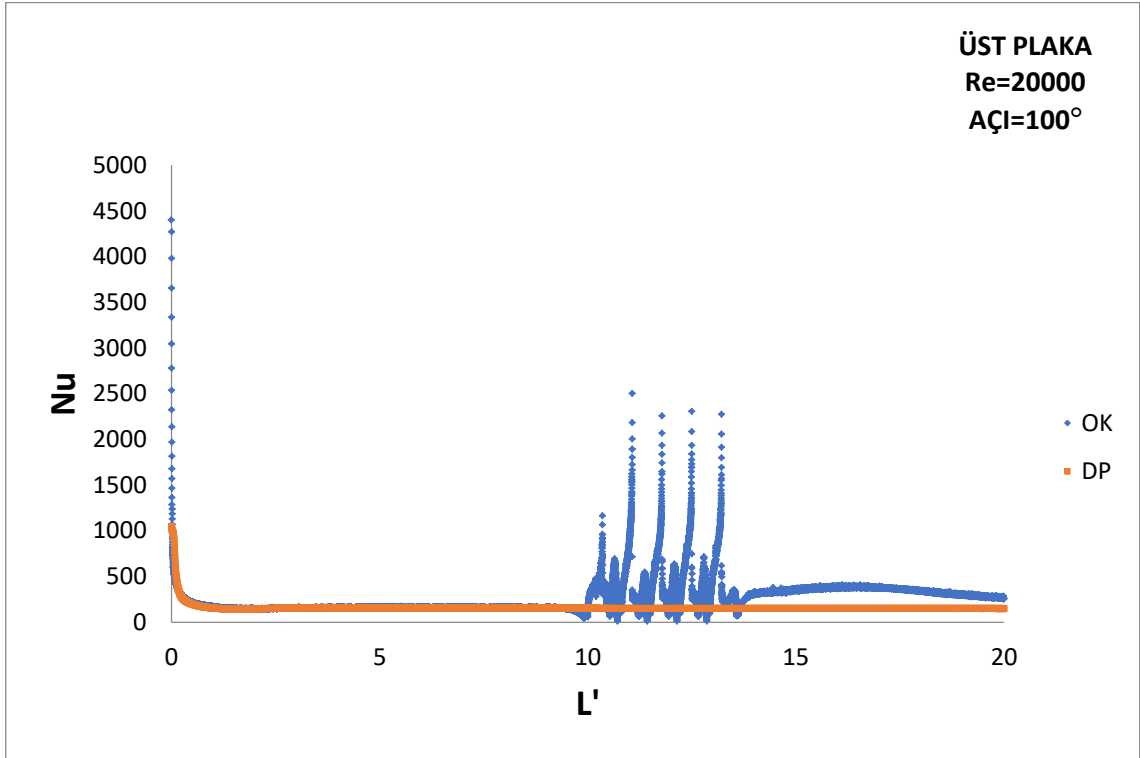
Şekil 4.45. Re = 10000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



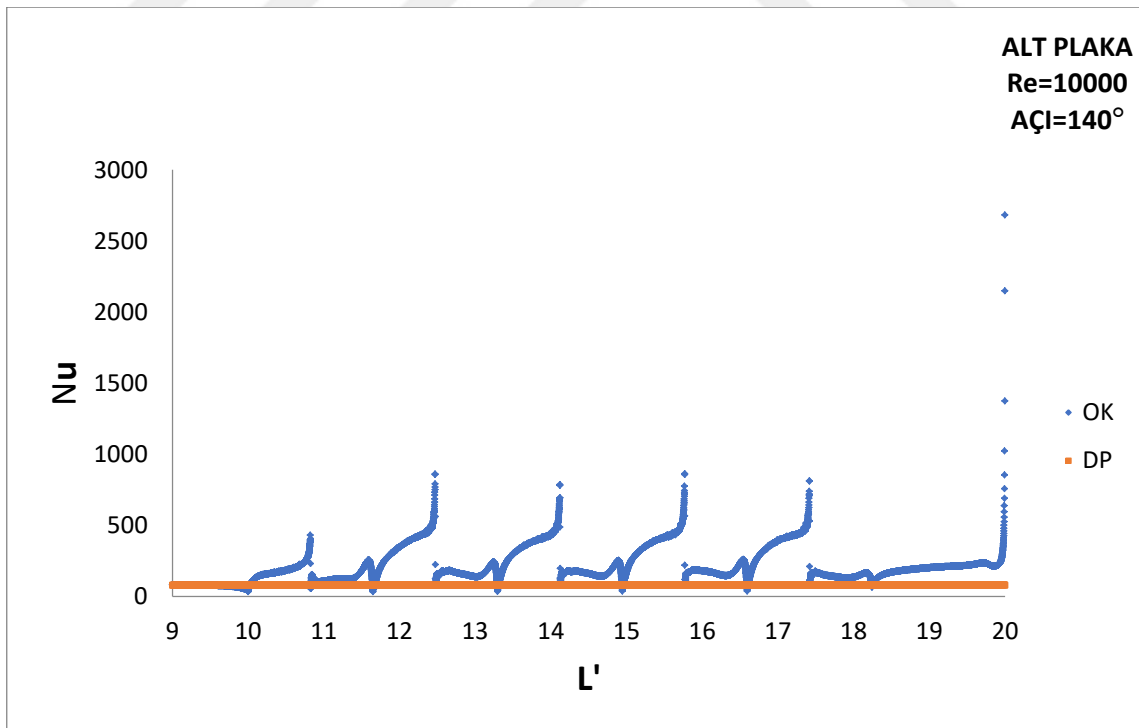
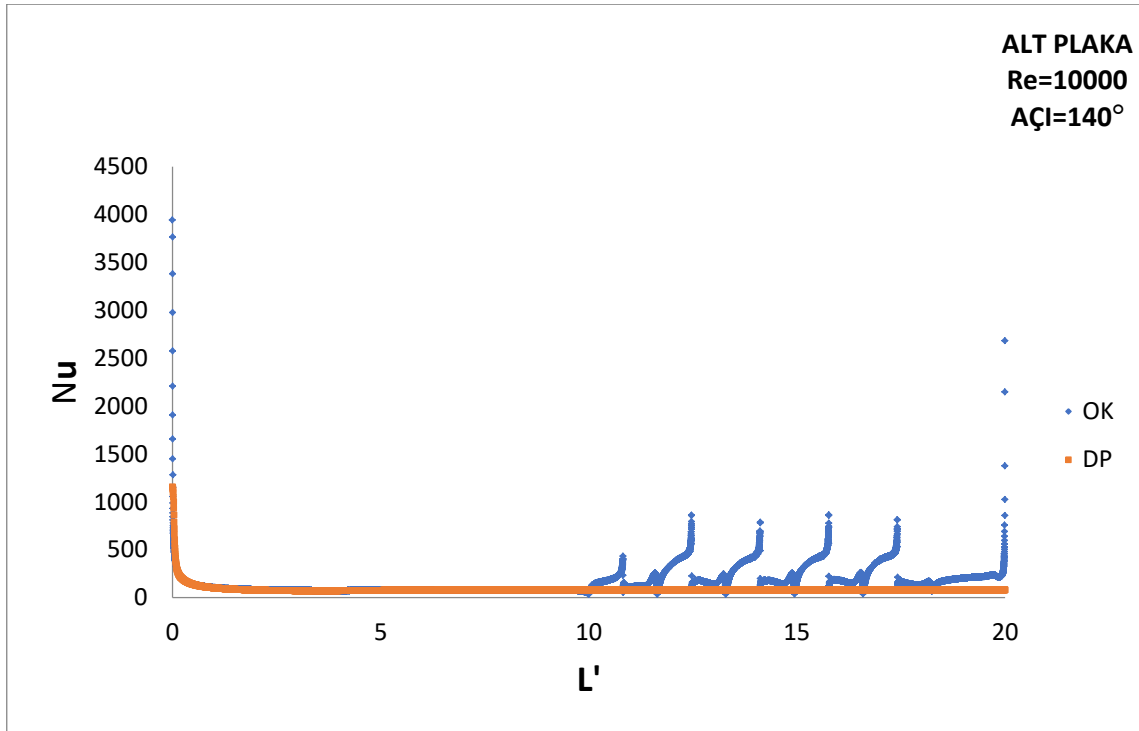


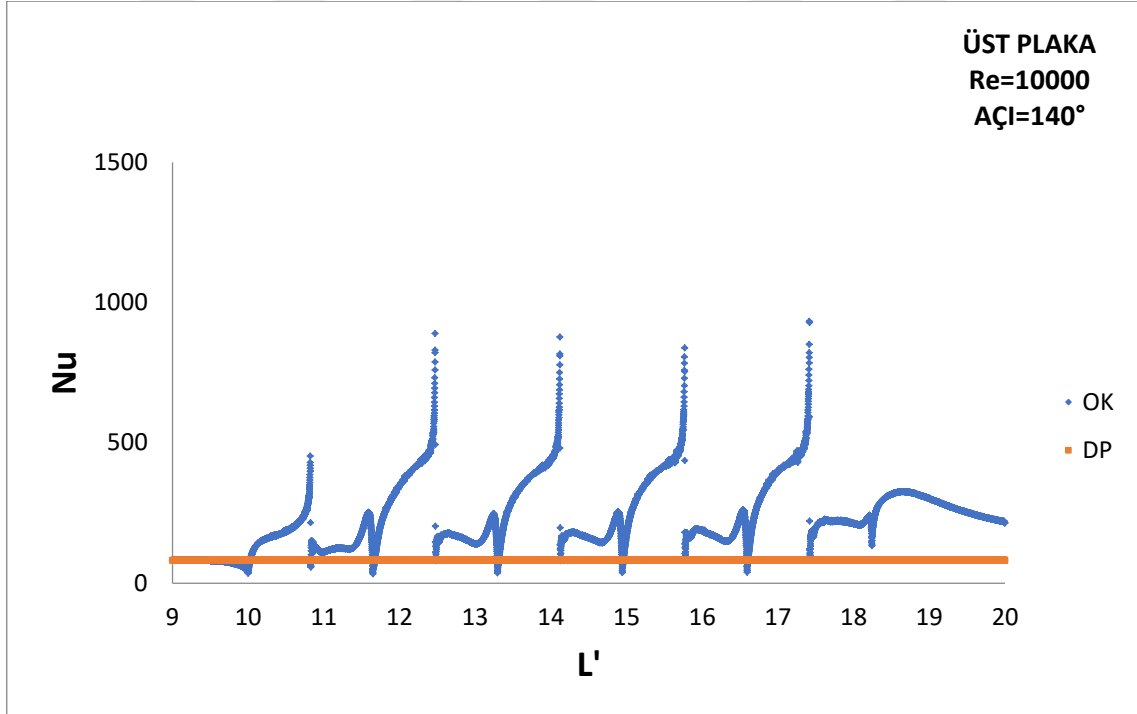
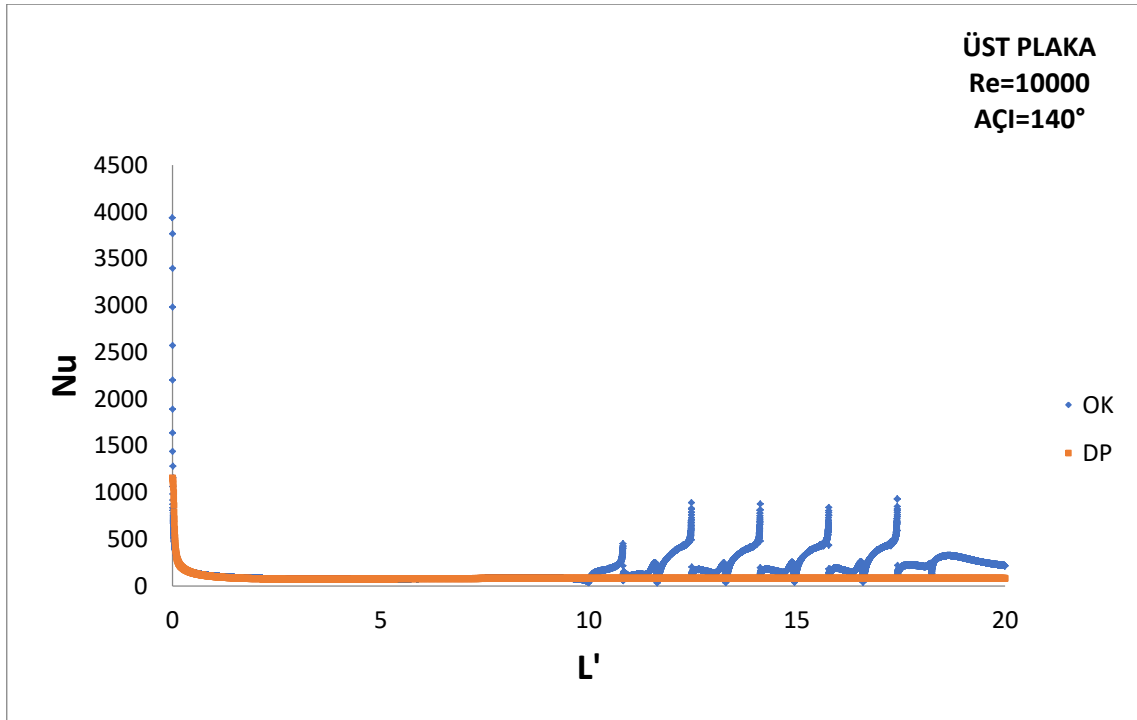
Şekil 4.46. Re = 15000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



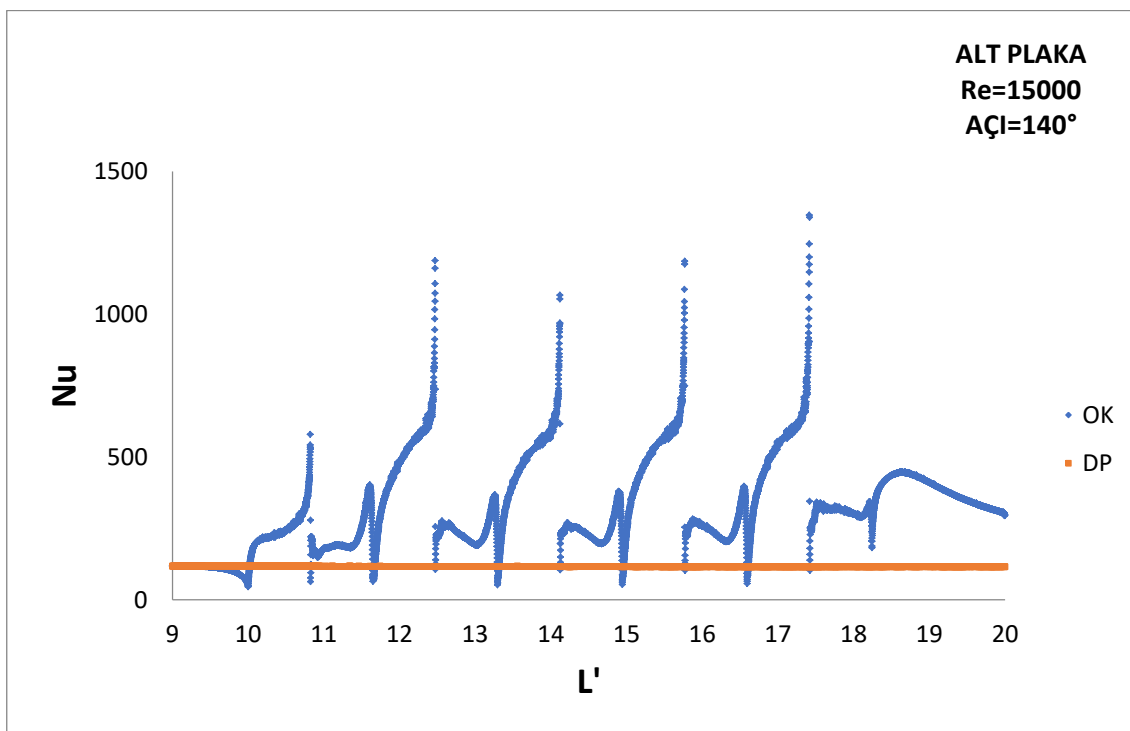
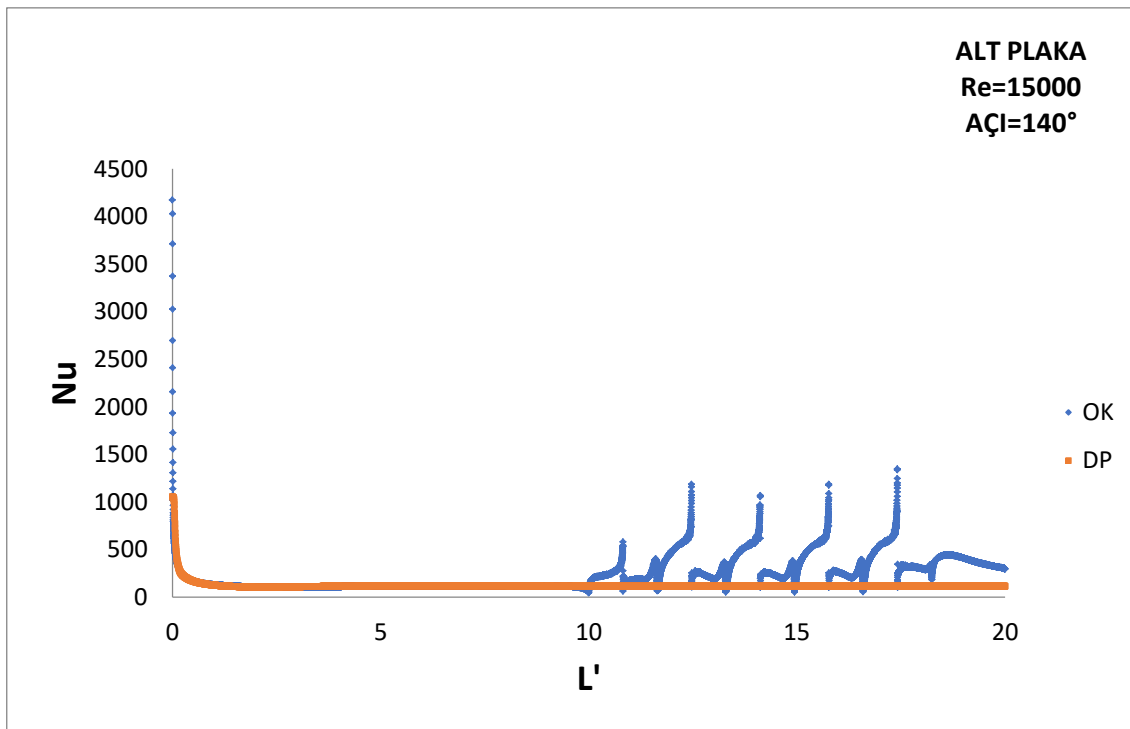


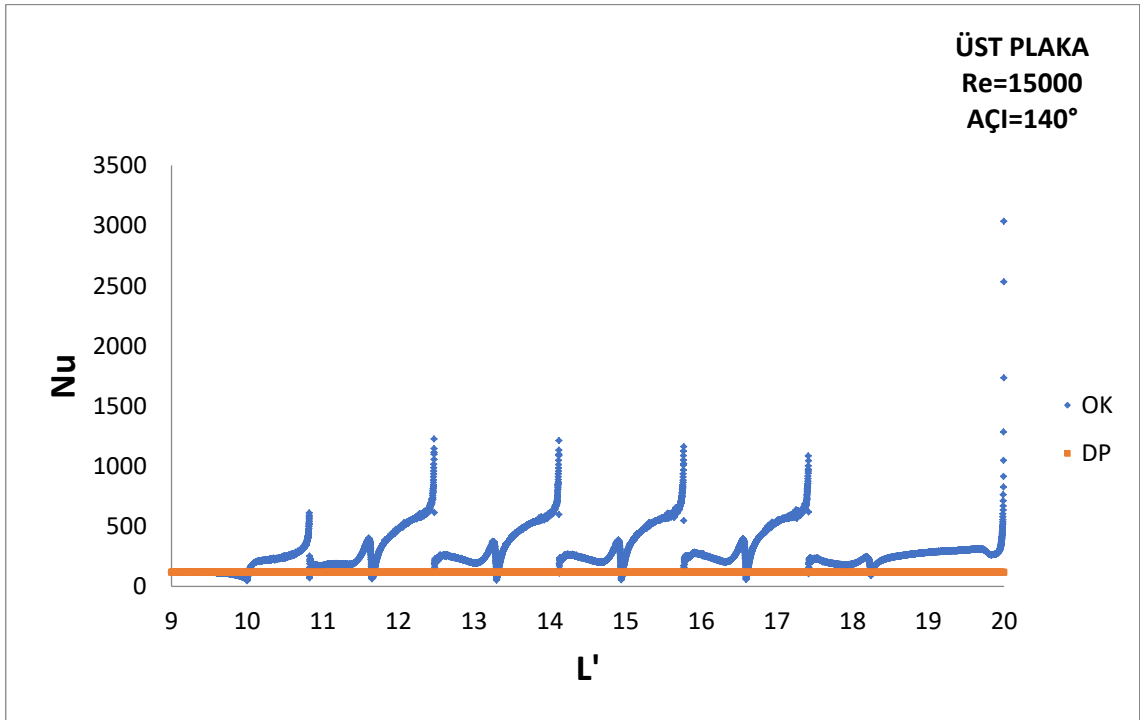
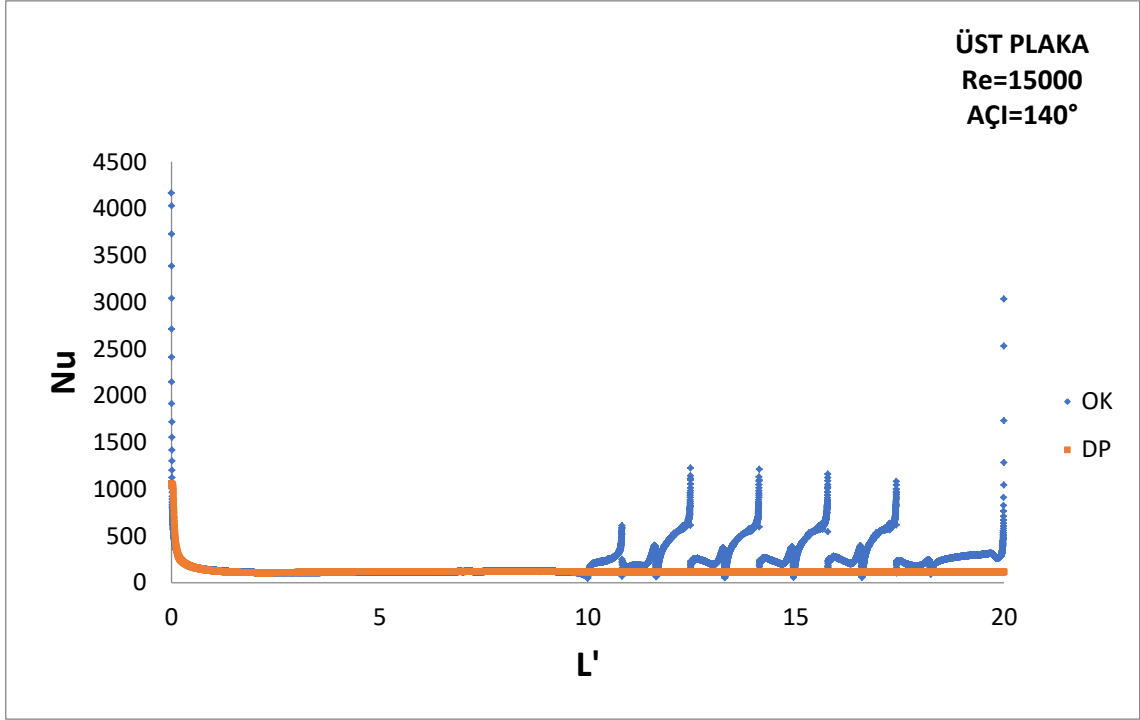
Şekil 4.47. Re = 20000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



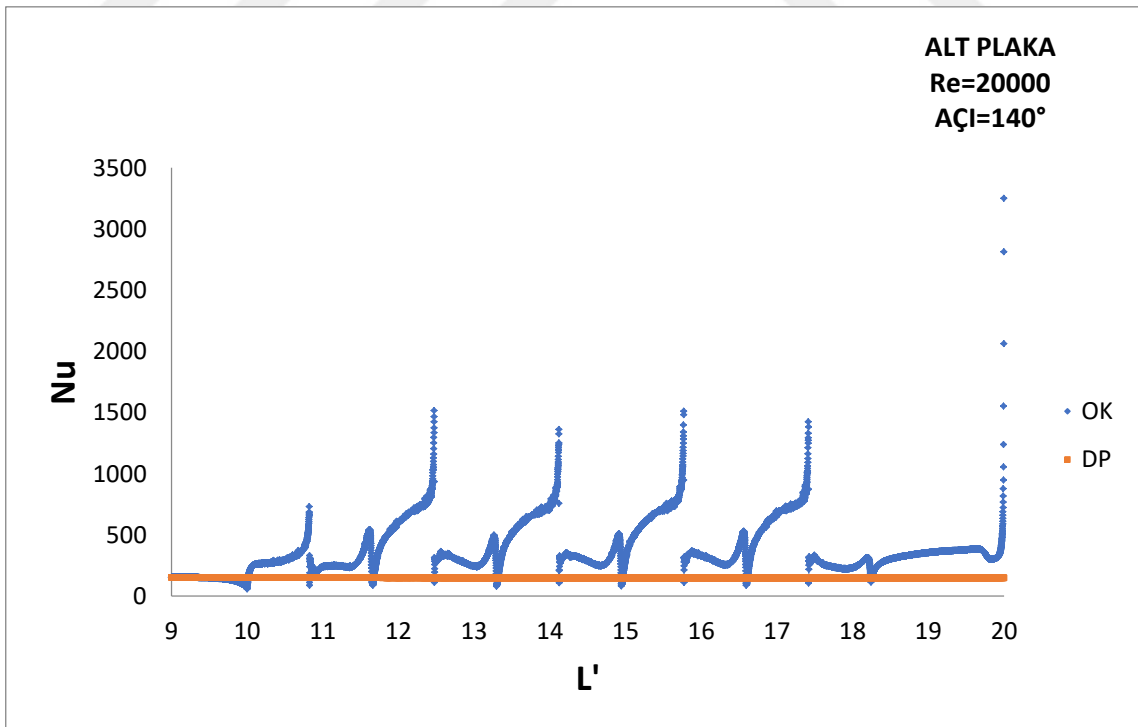
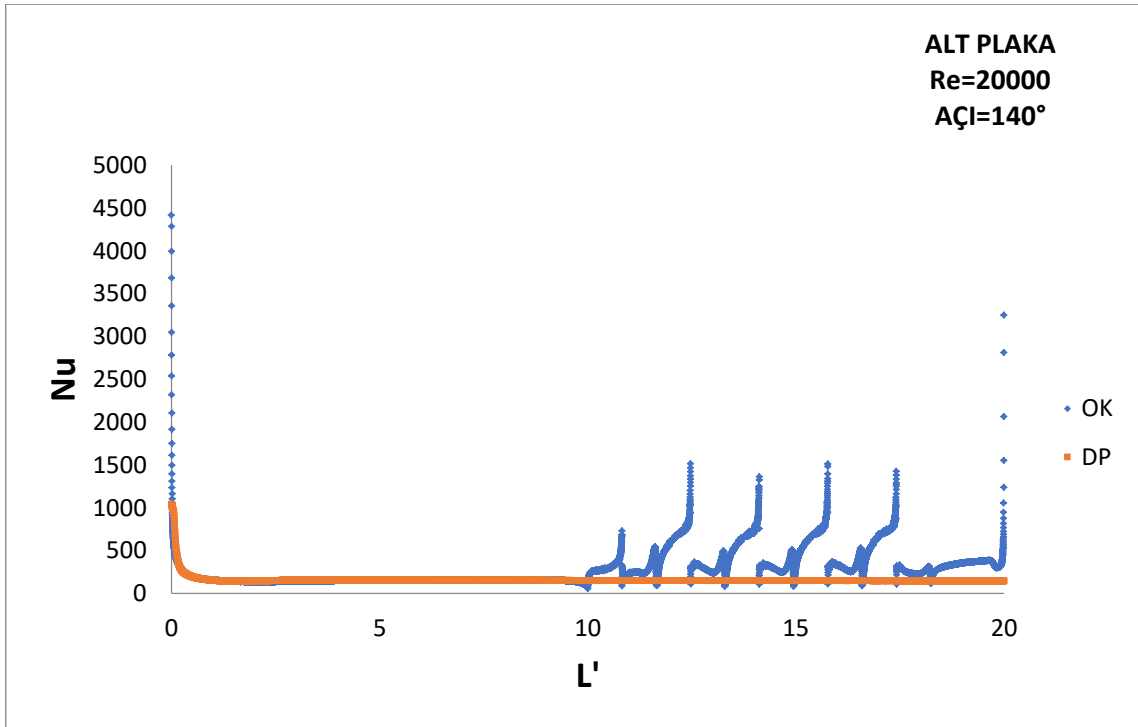


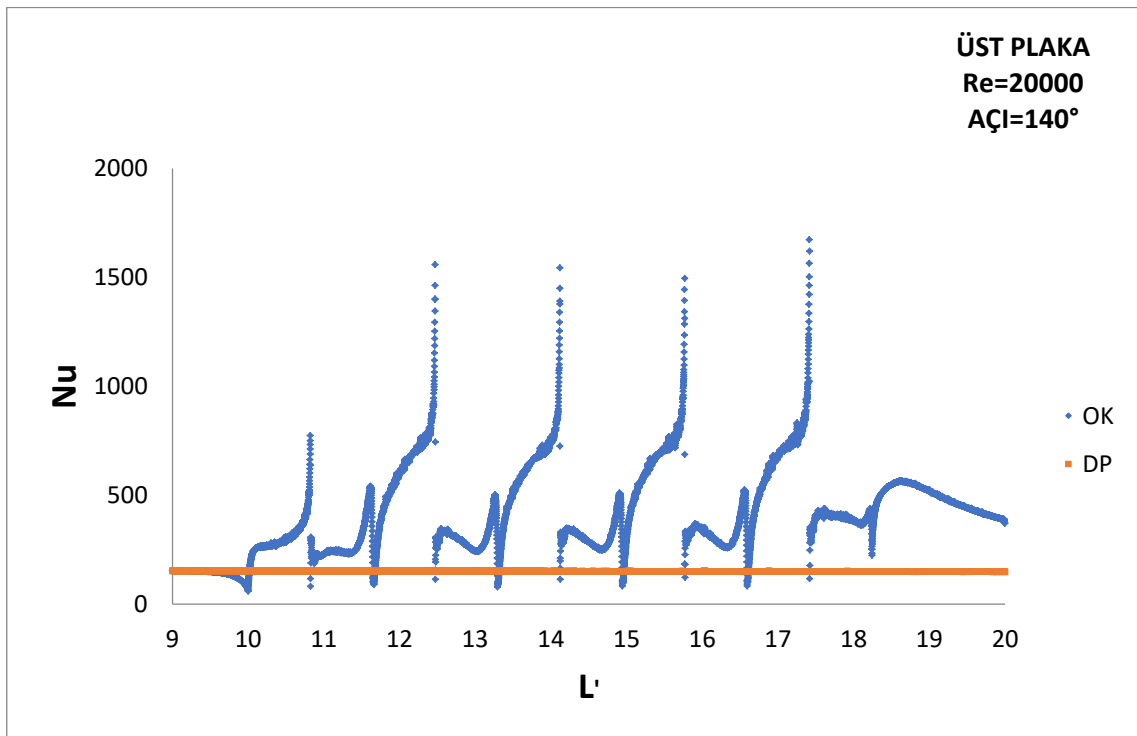
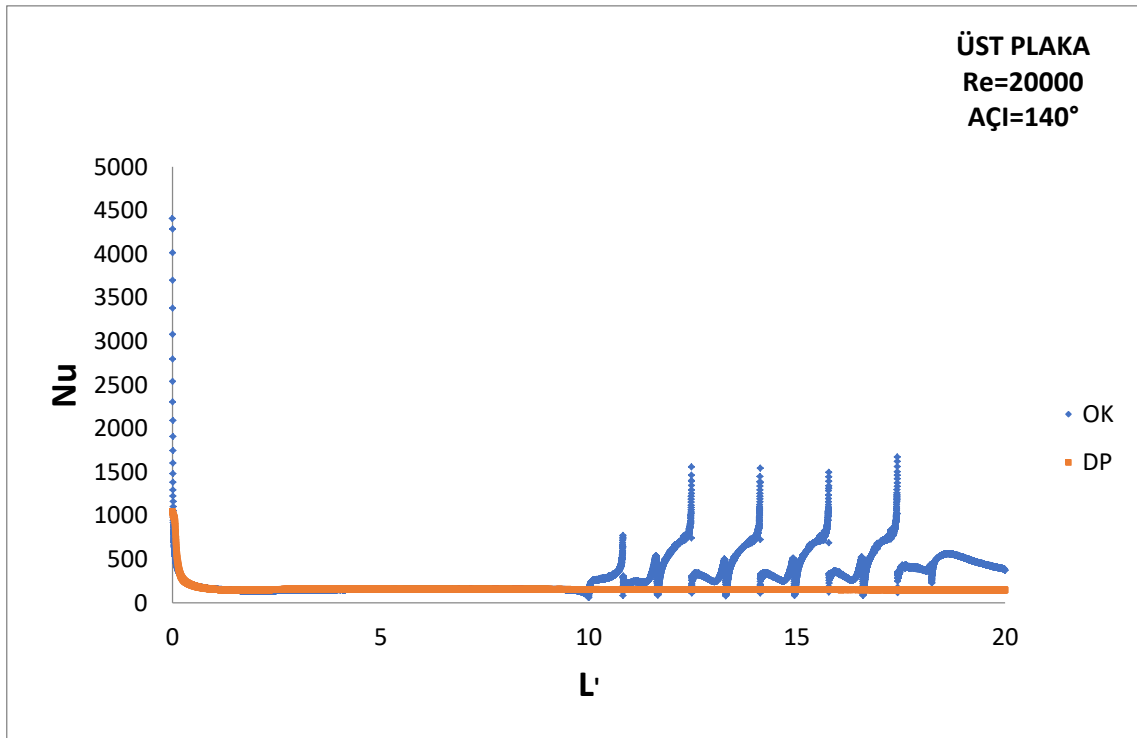
Şekil 4.48. Re = 10000'de üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi





Şekil 4.49. Re = 15000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi





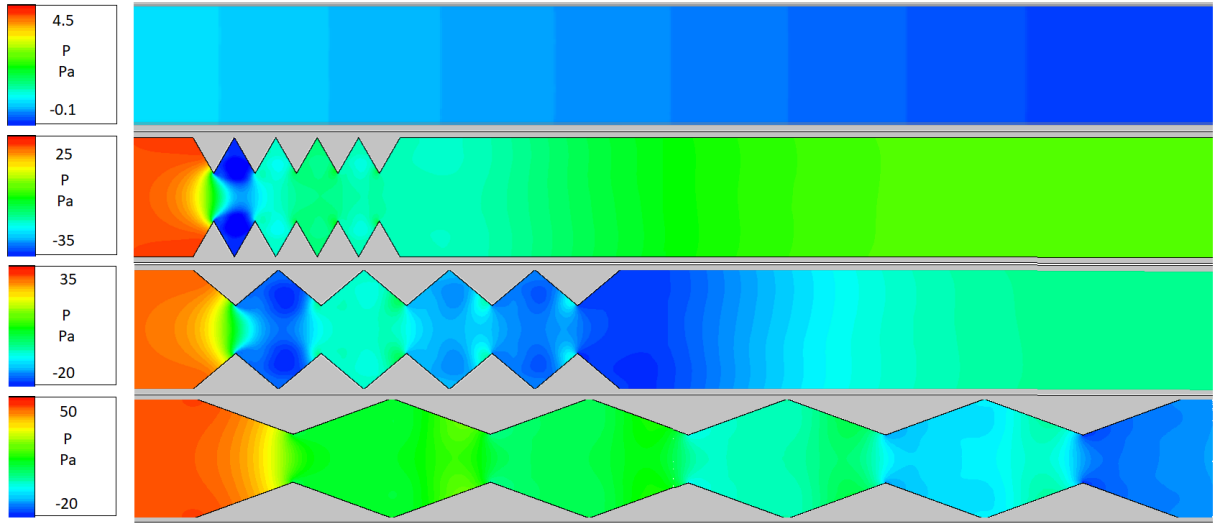
Şekil 4.50. Re = 20000'de için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi

4.2. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları

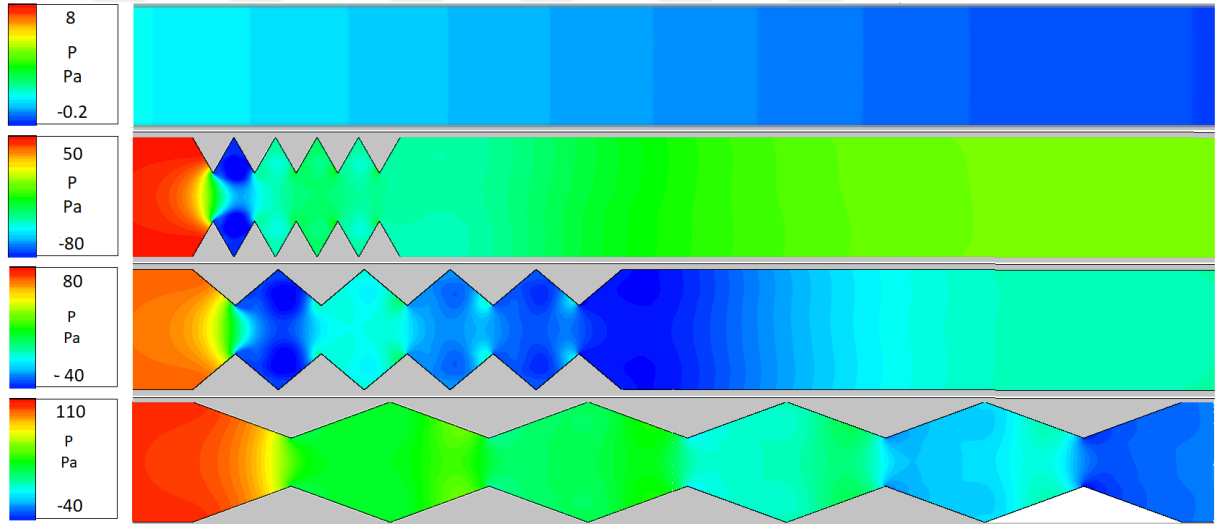
Enerji denkleminin çözümediği durumda, HAD analizleri ile süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemleriyle yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. $L' = 20$ boyutsuz uzunluğuna sahip iki boyutlu kanalın $9.5 \leq L' \leq 20$ aralığı için verilmiştir. Bu şekiller basınç (P) dağılımlarını, akış yönündeki (u) ve akışa dik yöndeki (v), türbülans kinetik enerjisi (TKE) ve akım çizgisi (Ψ) grafiklerini içermektedir. Bu bölümde enerji denkleminin çözümünün pasif olduğu analizlerde sadece akış karakteristikleri elde edilmiştir. Bu bölümden elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması hedeflenmiştir. Enerji denklemin aktif veya pasif olarak tutulmasıyla elde edilen sonuçlardan problem sonuçlarına ısıl özelliklere hemen hemen hiç olmadığıdır. Başlangıç Kısımında elde edilen akış karakteristikleri sonuçları ile bu kısımda elde edilen sonuçlar birbirine çok benzemektedir ve o bölümde verilen yorumlar tekrara düşmemesi için bu bölümle tekrarlanmamıştır.

Enerji denkleminin çözümediği bu bölümde ilk bölüme göre en önemli fark akım çizgilerinde görülmüştür. Akım çizgileri bu bölümde düzenine göre daha simetrik çıkmıştır.

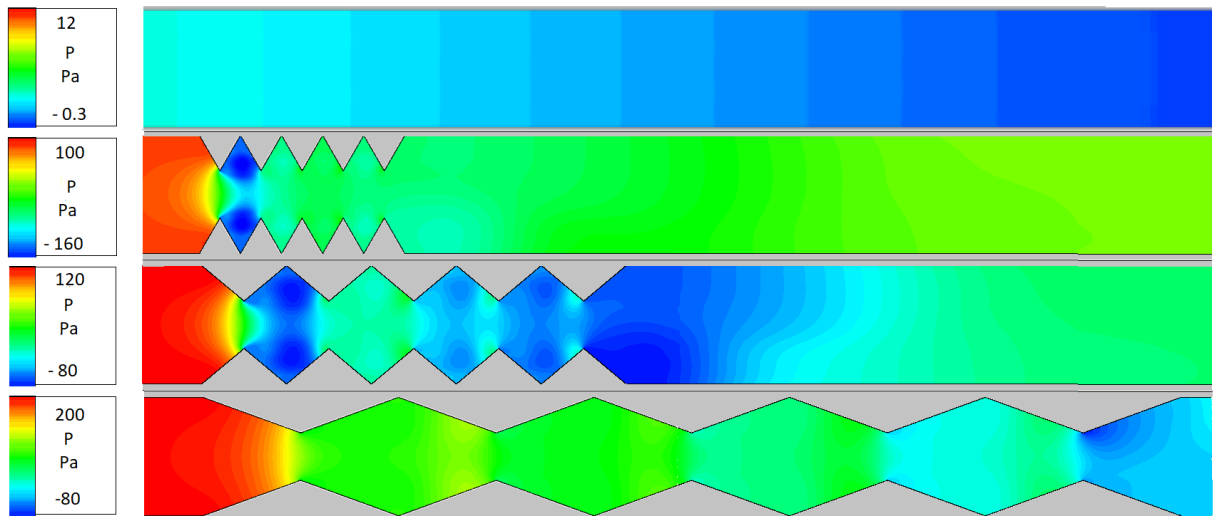
4.2.1. Basınç dağılımı grafikleri



Şekil 4.51. $Re = 10000$ için basınç ((P)) dağılımları

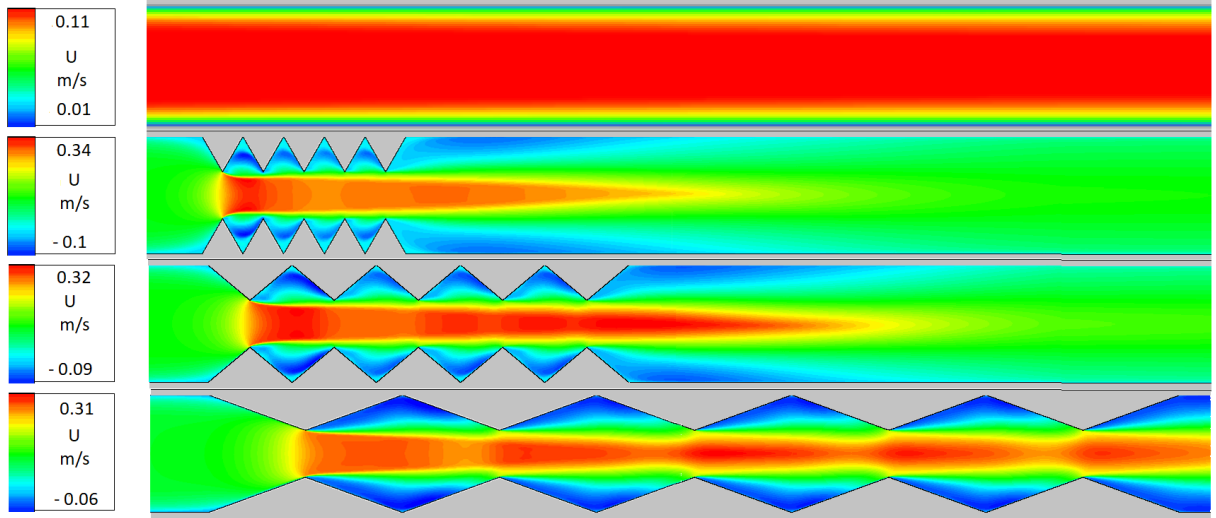


Şekil 4.52. $Re = 15000$ için basınç ((P)) dağılımları

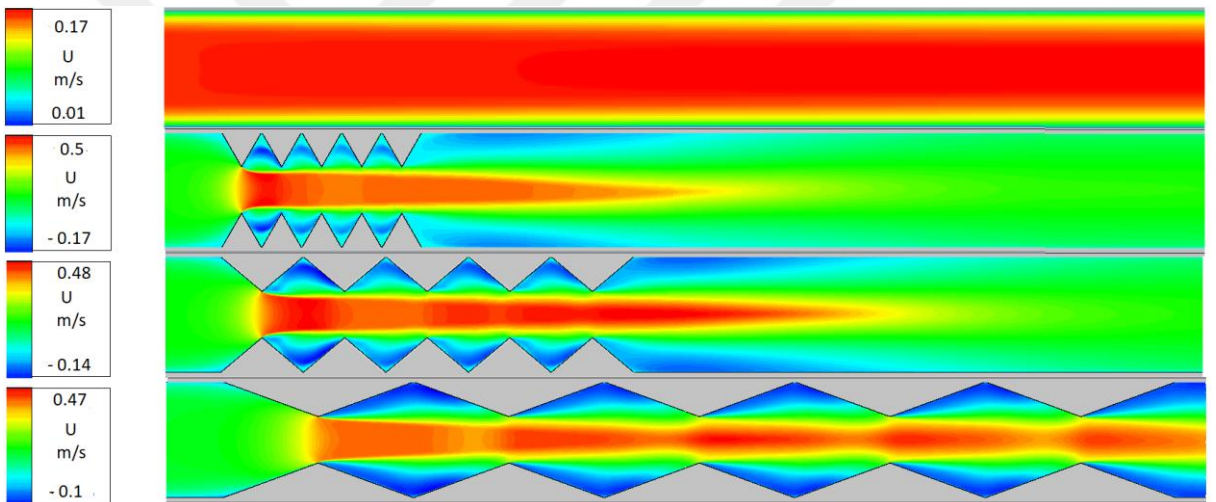


Şekil 4.53. $Re = 20000$ için basınç ((P)) dağılımları

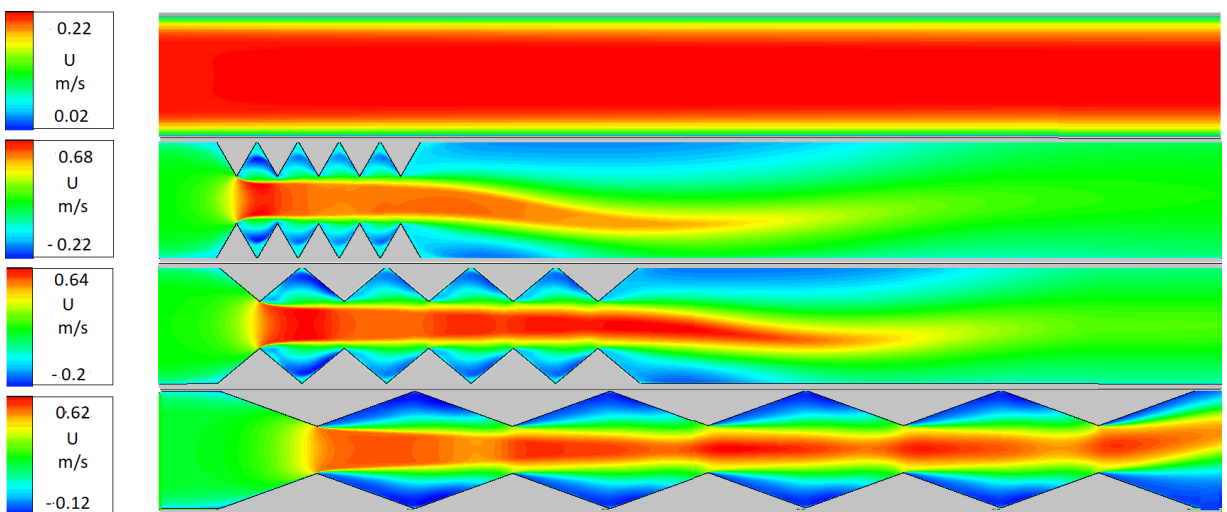
4.2.2 Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri



Şekil 4.54. Re = 10000 için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))

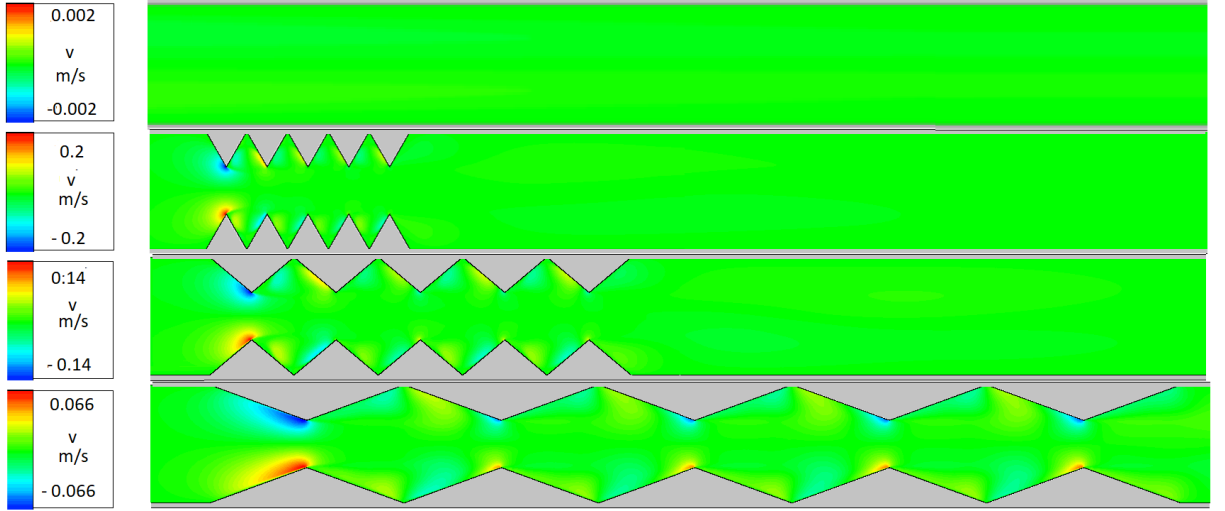


Şekil 4.55. Re = 15000 için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))

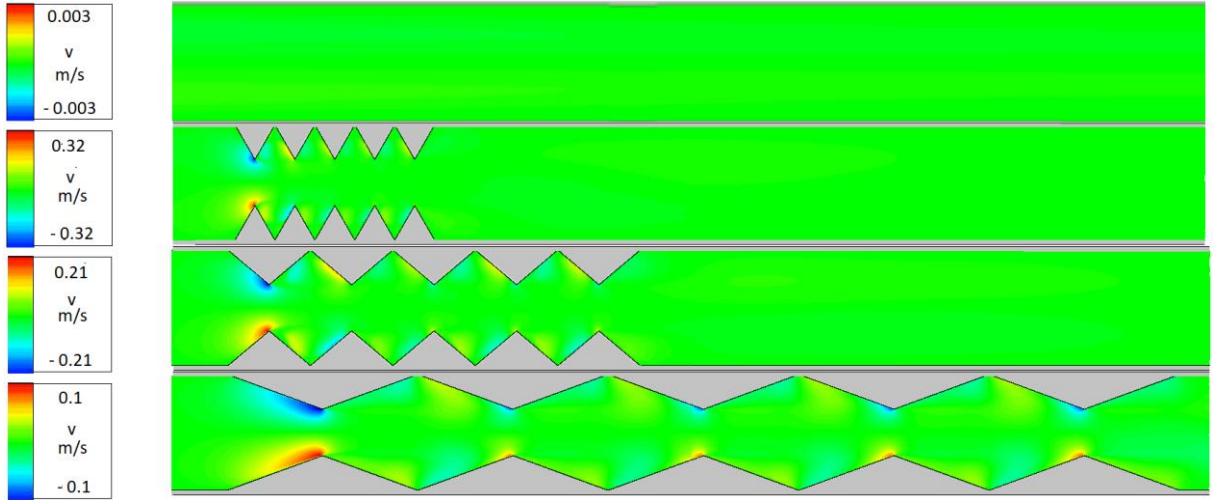


Şekil 4.56. Re = 20000 için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))

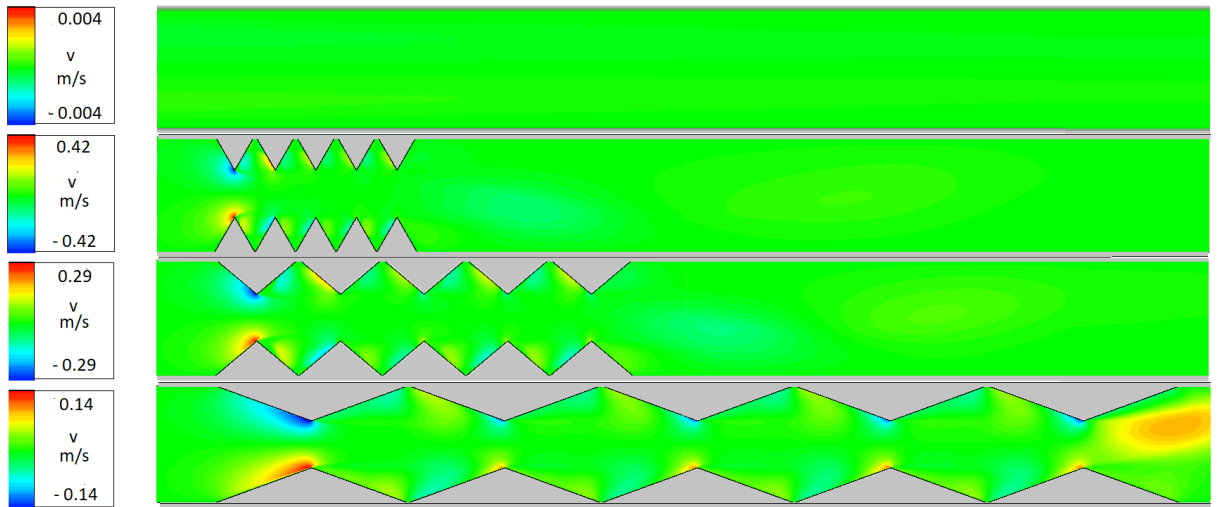
4.2.3 Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri



Şekil 4.57. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri (v)

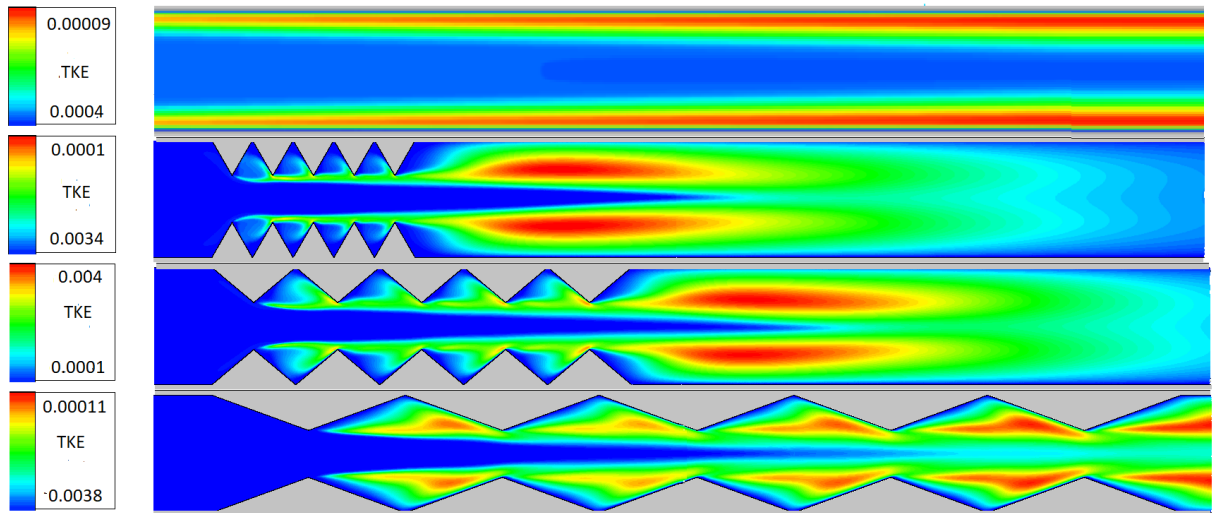


Şekil 4.58. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri (v)

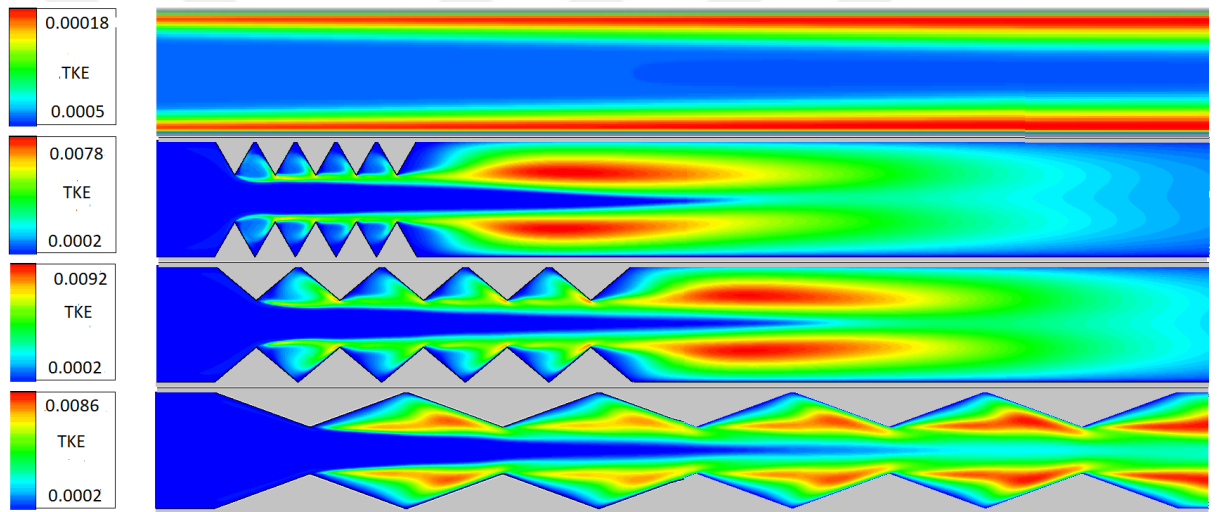


Şekil 4.59. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri (v)

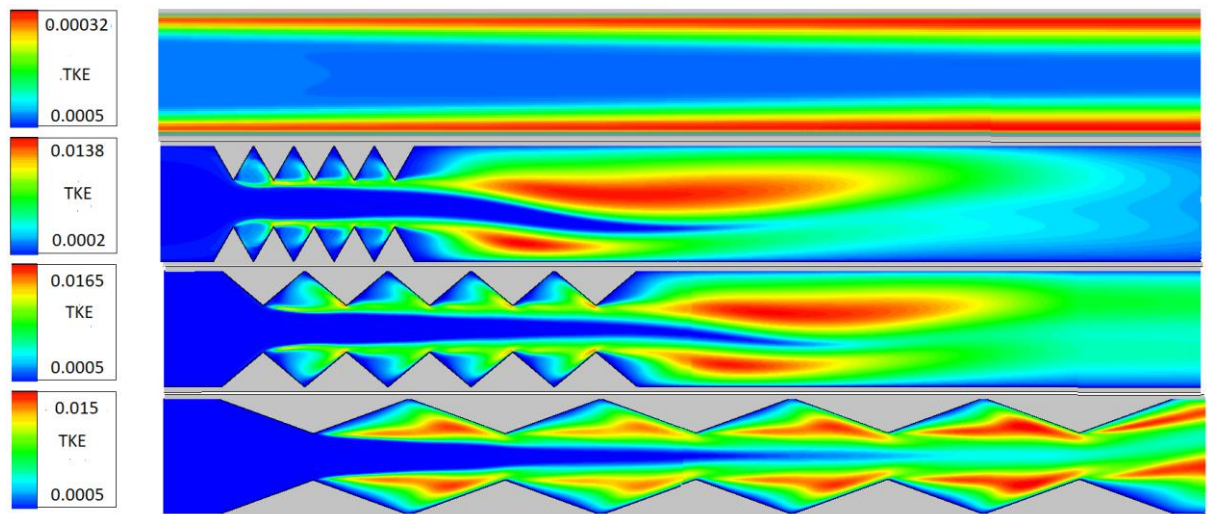
4.2.4 Türlüans kinetik enerjisi grafikleri



Şekil 4.60. $Re = 10000$ için türlüans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları

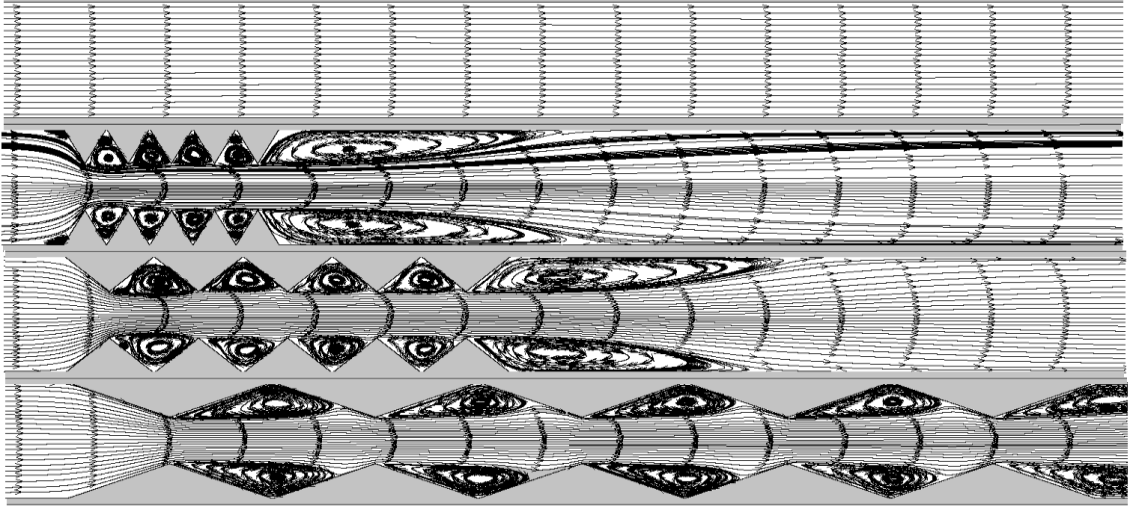


Şekil 4.61. $Re = 15000$ için türlüans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları

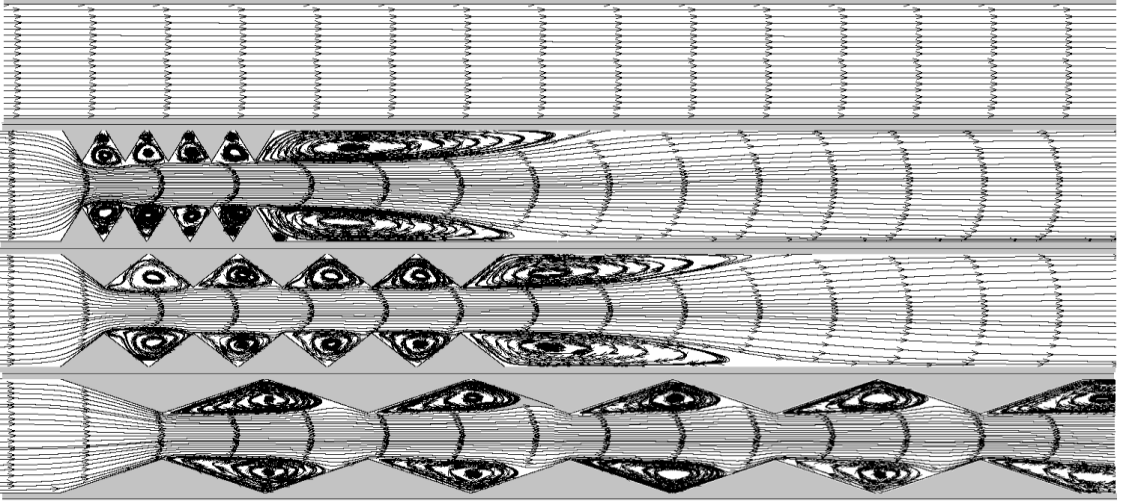


Şekil 4.62. $Re = 20000$ için türlüans kinetik enerjisi ((TKE)) konturları

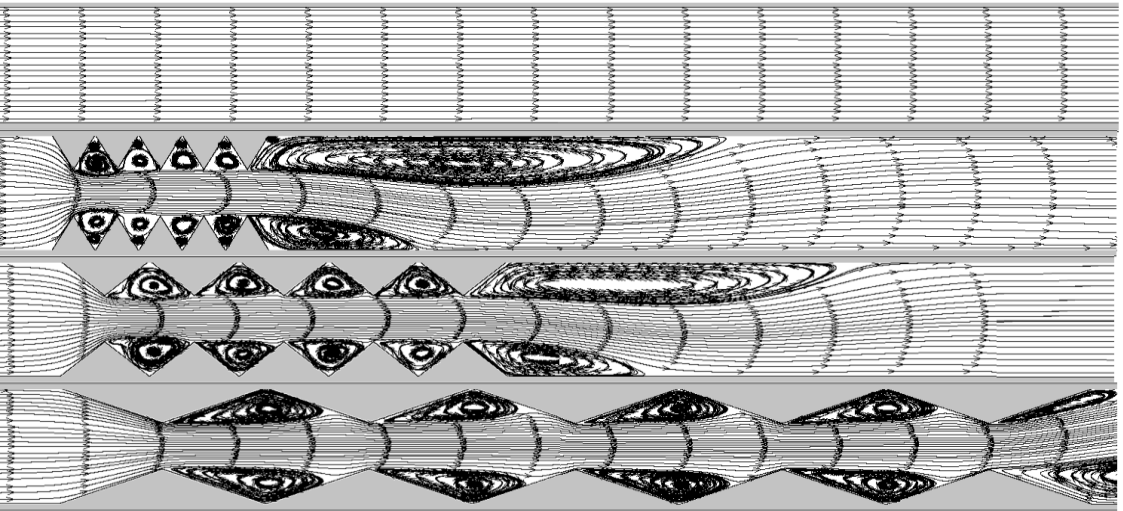
4.2.5. Akım çizgisi grafikleri



Şekil 4.63. $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.64. $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.65. $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri

4.3.Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı PIV Sonuçları

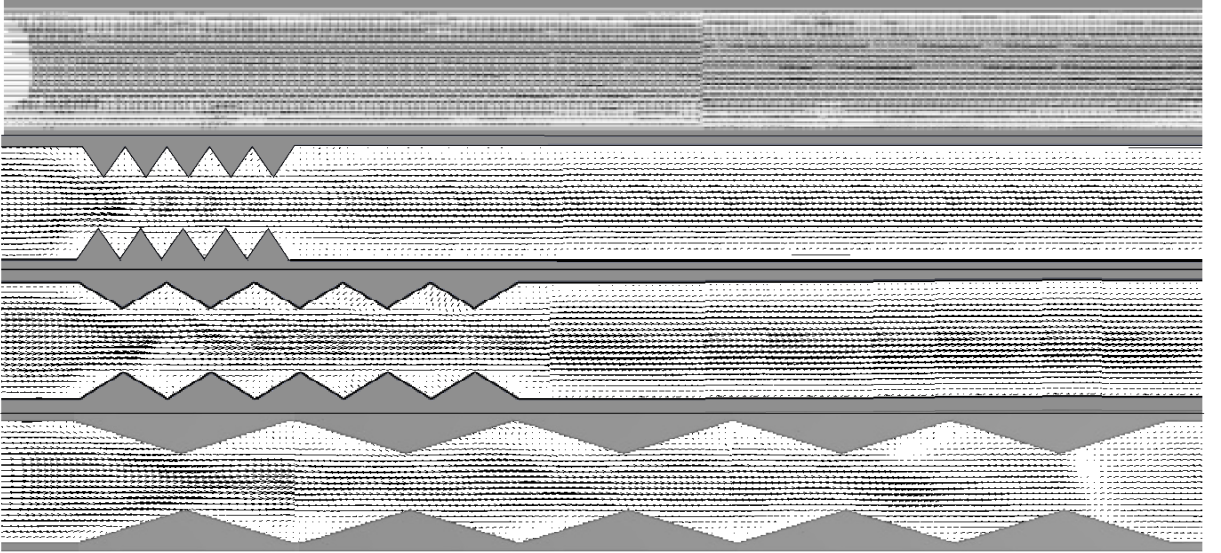
Deneysel kısımda, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi kullanılarak sunulmuştur. Bu sonuçlar sırasıyla zaman ortalamalı hız vektörü (V), akış yönündeki (u) ve akış dik yöndeki (v) hız bileşenleri ve akım çizgisi (Ψ) grafiklerin içermektedir.

4.3.1. Hız vektörü grafikleri

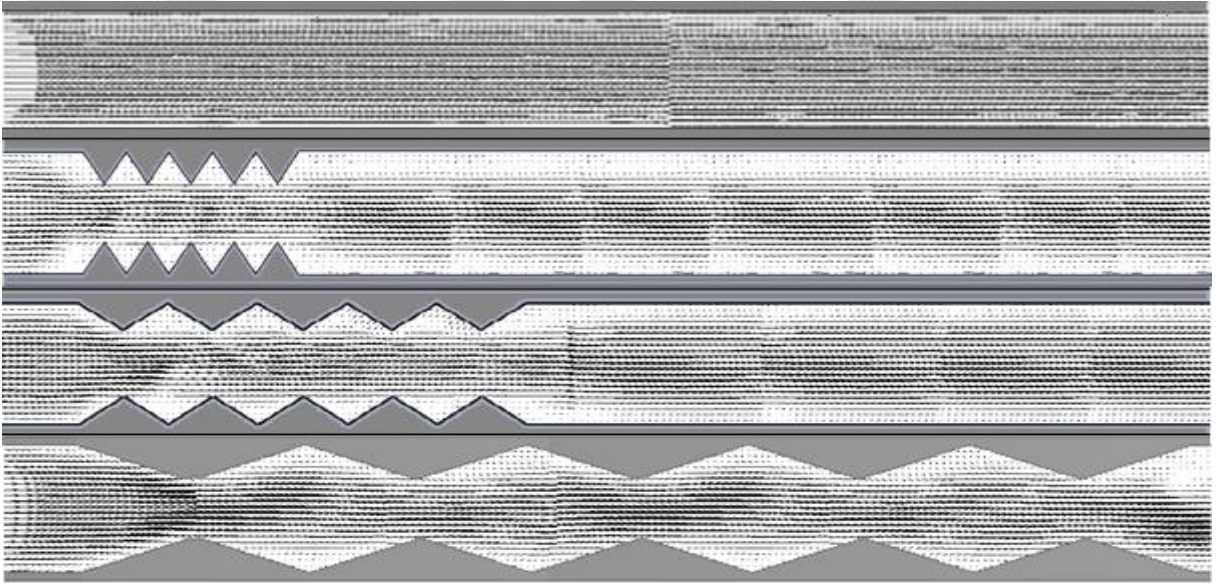
Hız vektörü grafiklerinin Bütün modellere ait grafikler Şekil 4.65’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.66’de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.67’de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur. Bu grafikler, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile elde edilmiştir.

Düz plakada, akışın önünde herhangi bir engelleyici olmadığından dolayı, akışta herhangi bir bozulma meydana gelmemektedir. Dolayısıyla son derece düzgün ve sabit akış gözlenmektedir.

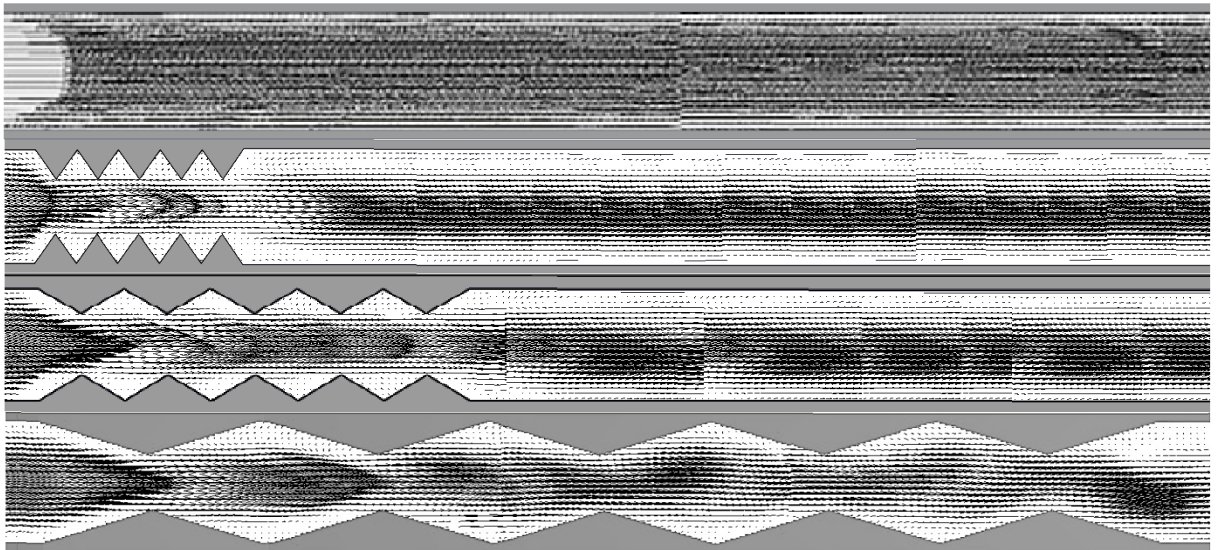
Ondüleli kanallarda akış alanı düz kanal durumundan daha az olmaktadır. Sonuç olarak, hız vektörleri daralan kesitte yoğunlaşmaktadır. Ondüleli kanallarda üçgenin açısının daraldıkça akış daha fazla bozulmaya başlamaktadır ve akış ayrılmaları daha net bir şekilde görülmektedir. Reynolds sayısının artışı ile birlikte de akıştaki türbülans seviyesi arttığından, hız vektörleri daha yoğun ve daha karmaşık bir akış yapısını işaret etmektedir.



Şekil 4.65. $Re = 10000$ için hız vektörü ((V)) grafikleri



Şekil 4.66. $Re = 15000$ için hız vektörü ((V)) grafikleri



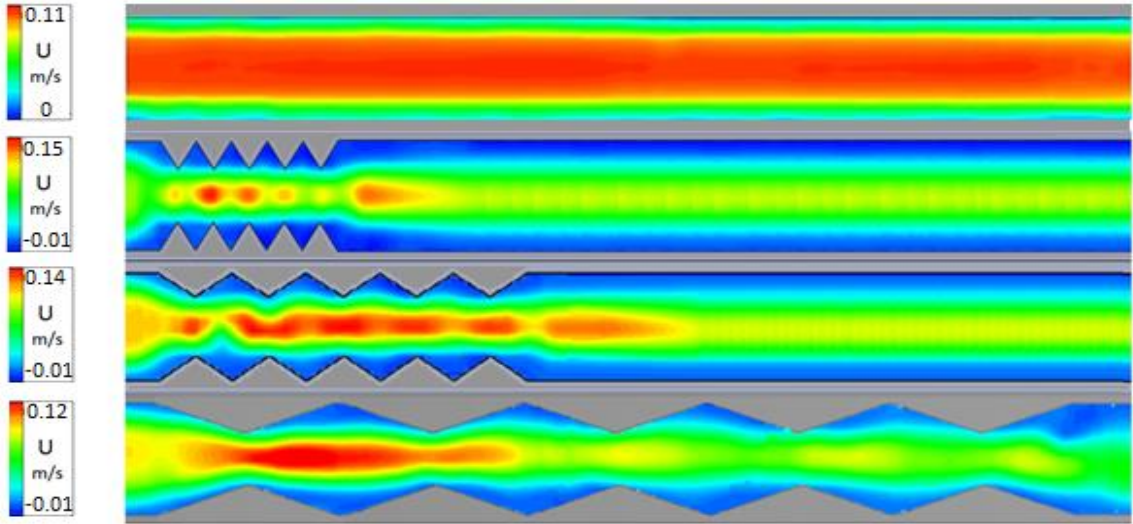
Şekil 4.67. $Re = 20000$ için hız vektörü (V) grafikleri

4.3.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri

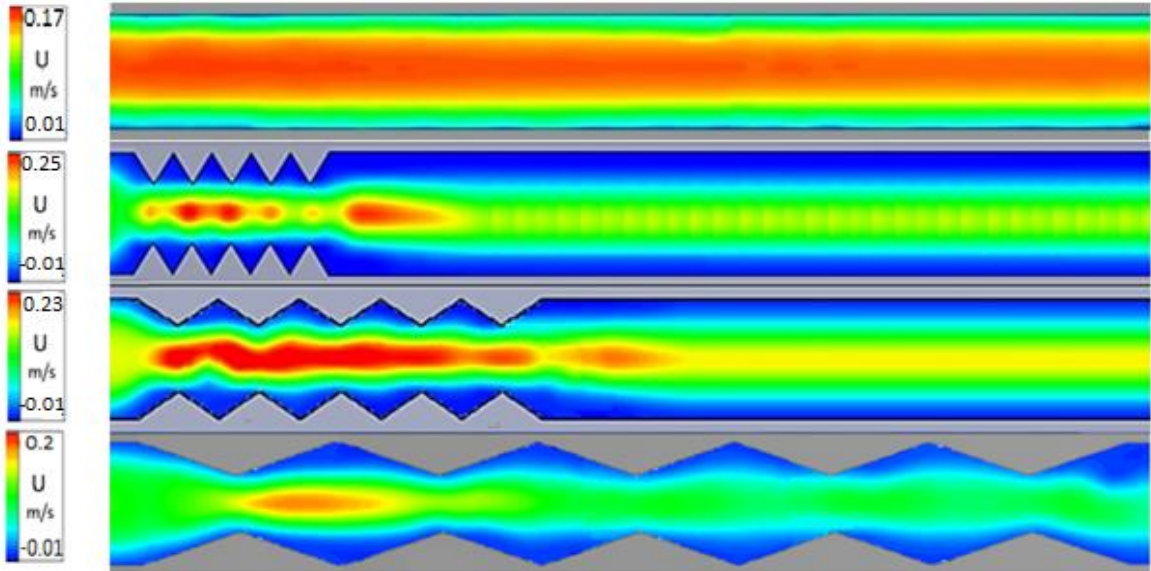
Hız bileşenlerine Bütün modellere ait grafikler Şekil 4.68'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.69'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.70'da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur. Bu grafikler, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemini kullanılarak elde edilmiştir.

Düz plakada akış önlerinde engelleyici olmaması nedeniyle akışta herhangi bir bozulma görülememektedir. Ondüleli kanallarda, akışın kesit alanı daha küçük olması nedeniyle hız düz kanallara göre artmaktadır. Ayrıca Ondüleli kanalında açi küçüldükçe hız miktarlıda artmaktadır.

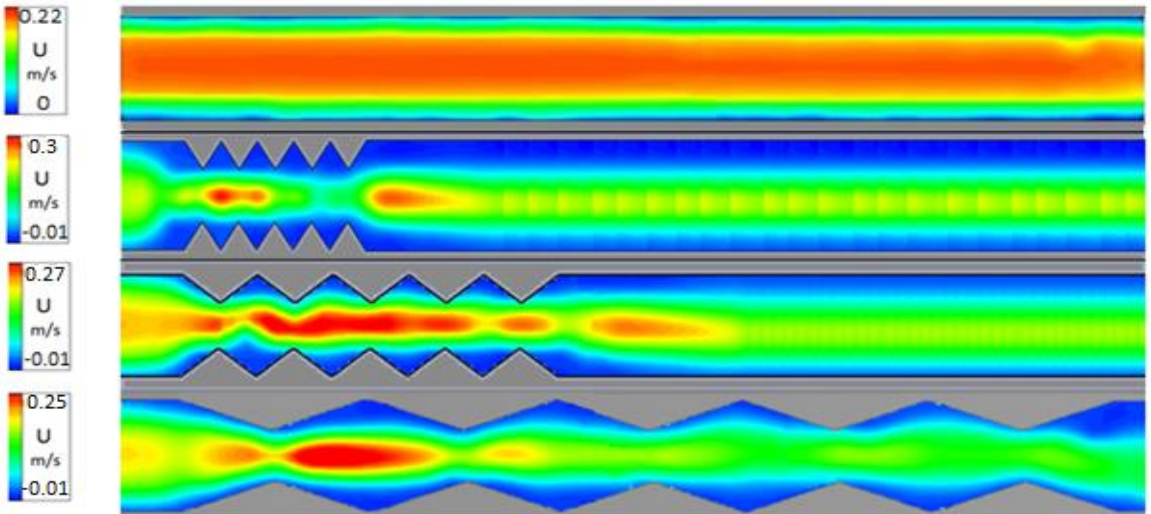




Şekil 4.68. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))



Şekil 4.69. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))



Şekil 4.70. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız bileşenleri ((u))

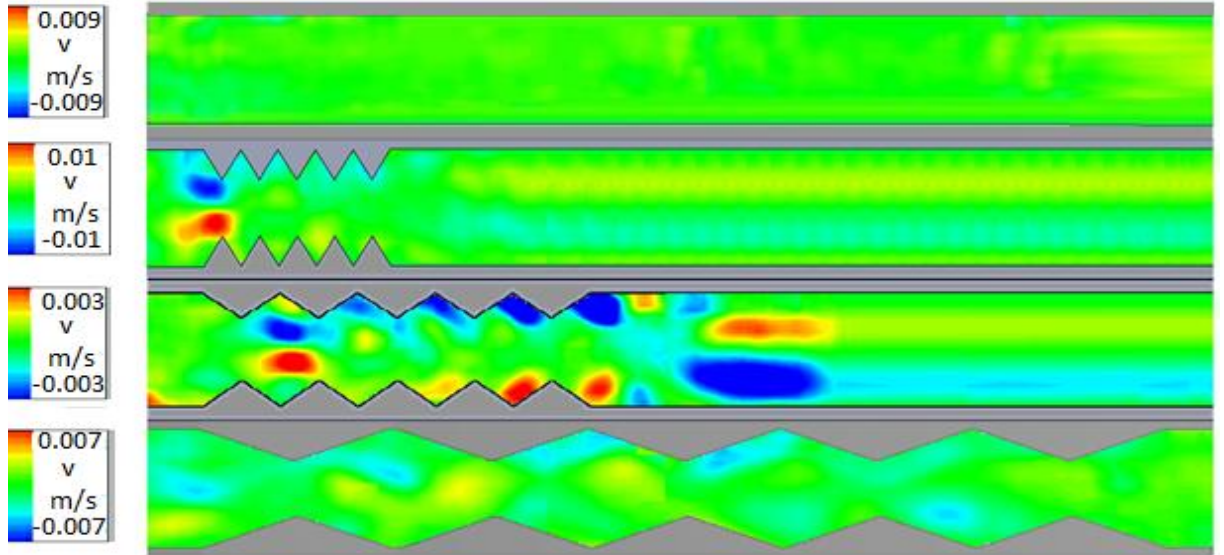
4.3.3. AkıŖa dik yöndeki hız bileŖeni grafikleri

Dik yöndeki hız bileŖenlerine Bütün modellere ait grafikler Ŗekil 4.71’da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Ŗekil 4.72’de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Ŗekil 4.73’da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuŖtur. Bu grafikler, Parçacık Görüntülemeli AkıŖ lm yöntemini kullanılarak elde edilmiŖtir.

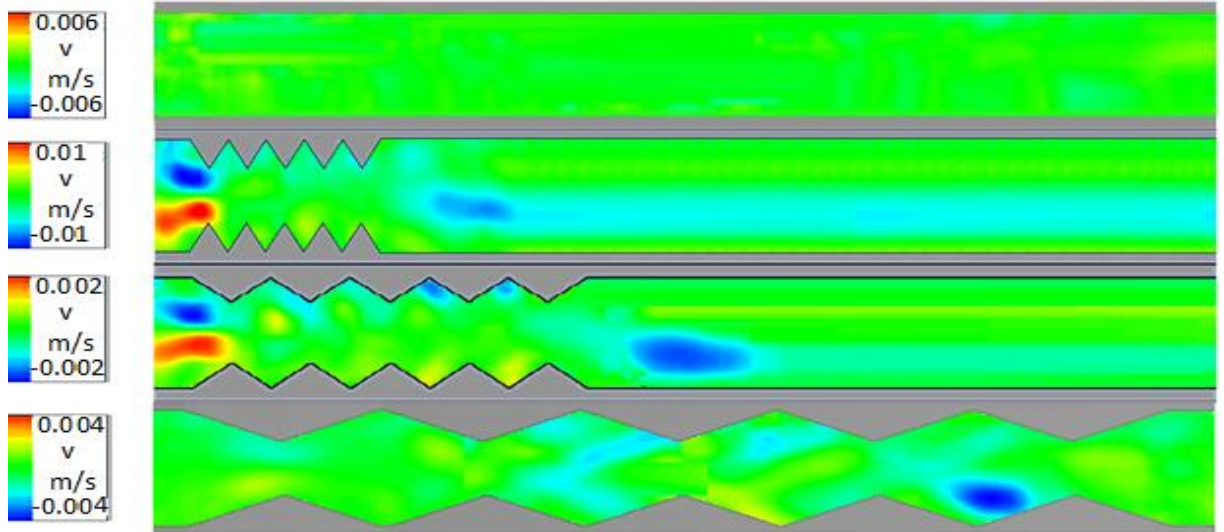
Duz plakada , akıŖa dik yöndeki hız bileŖenleri engelleyici bulunmaması nedeniyle görülememektedir.

Ondüleli kanallar modellerinde, dikey hız bileŖenleri kanalın üstünde ve altında simetrik bir Ŗekilde görülebilmektedir. . Genel olarak, Ondüleli kanalın açısı daraldıkça ve Reynolds sayısı artıkça hız değerleri artmaktadır.

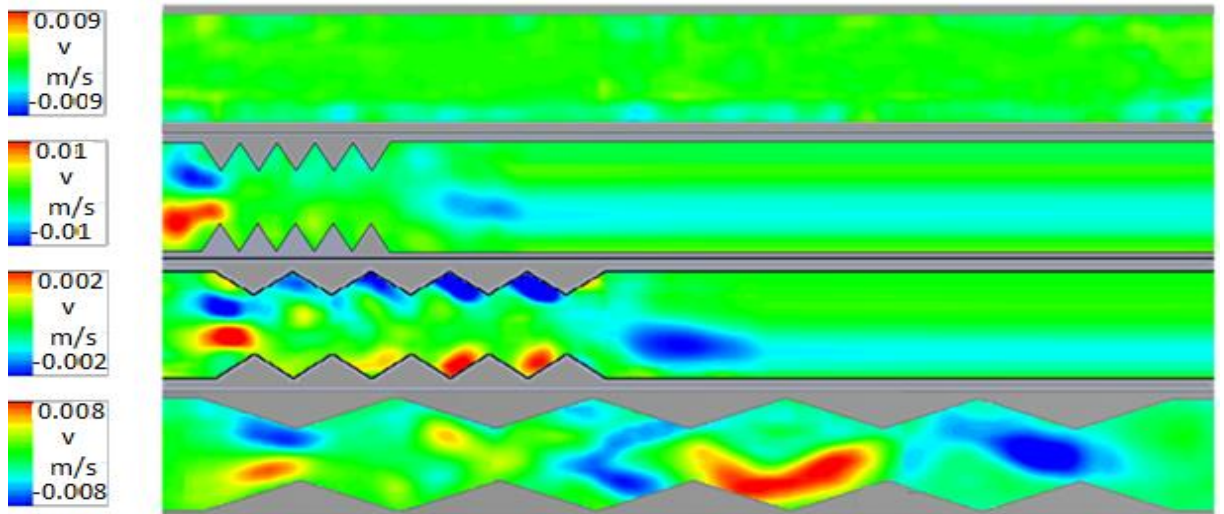




Şekil 4.71. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))



Şekil 4.72. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))



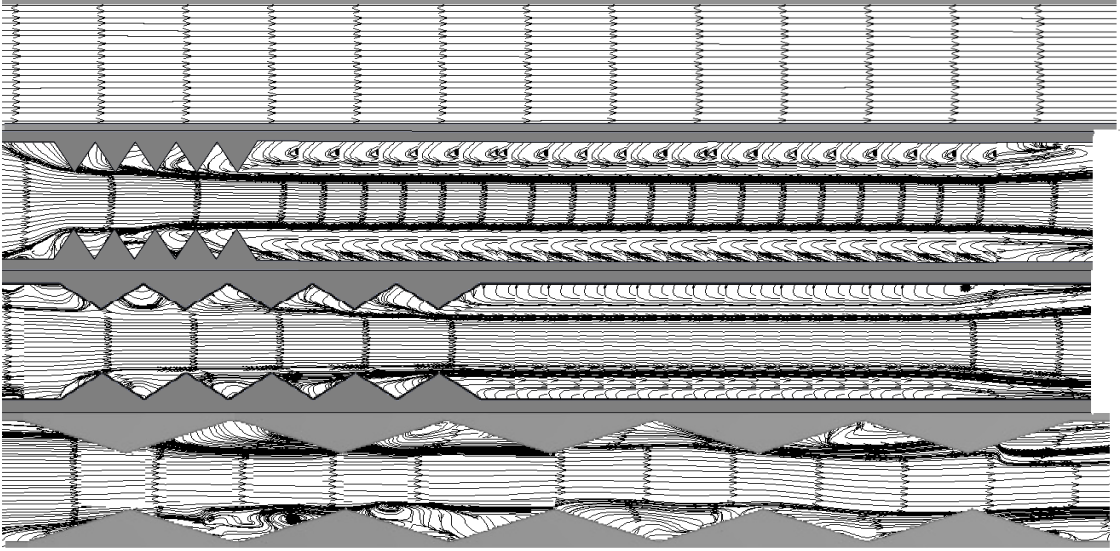
Şekil 4.73. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri ((v))

4.3.4. Akım çizgisi grafikleri

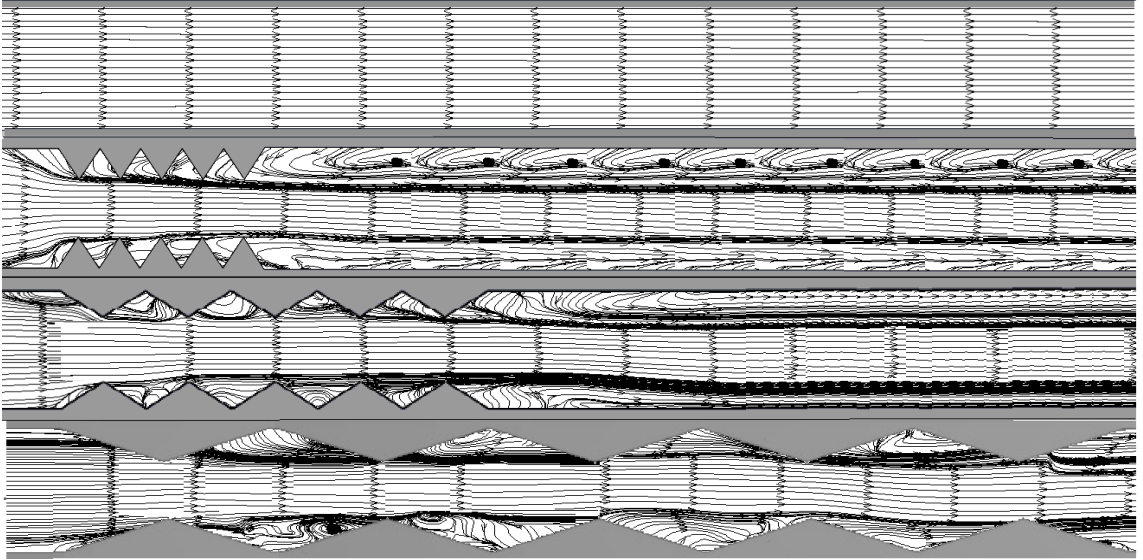
Akım çizgisi bütün modellere ait grafikler Şekil 4.74'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.75'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.76'da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur. Bu grafikler, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü tekniği kullanılarak elde edilmiştir.

Düz plaka durumu için tüm Reynolds sayısı değerlerinde oldukça düzgün bir akım çizgisi dağılımı elde edilmektedir.

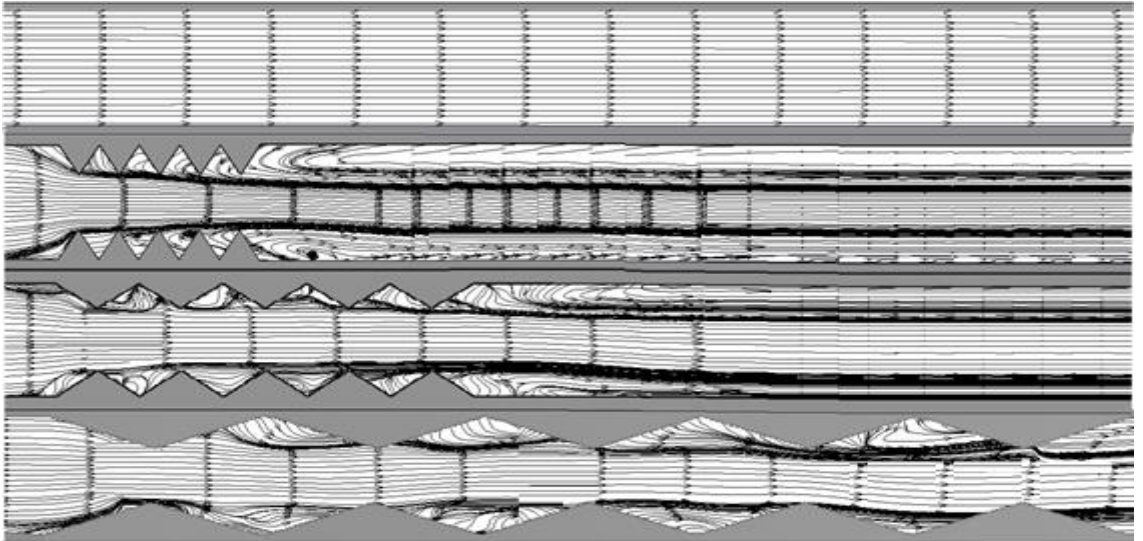
Ondüleli kanalda varlığında ise karmaşık bir akış yapısı elde edilmektedir. Ondüleli kanalın akışı birinci üçgenin etkisi ile ayrıldığı için, üçgenler arasında ters akışlar elde edilmektedir. Dolayısıyla akışı bozan ilk engelleyici olduğundan, bu cismin art izinde daha geniş girdaplar meydana gelmektedir. Genel olarak, daha fazla karmaşık ve bozuk akış elde etmek için ondüleli kanalların açısı daralması ve Reynold sayısını artması gerekmektedir.



Şekil 4.74. $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.75. $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.76. $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikler

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında yatay olarak tutulan iki plaka arasına yerleştirilen üçgen şeklindeki ondülelerin ısı transferi ve akışkanlar mekaniği karakteristikleri belirlenmiştir. Reynolds sayısı 10000, 15000 ve 20000 değerinde değiştirilirken ondüle açıları 60, 100 ve 140 olmak üzere üç farklı değerde çözümler ve deneyler yapılmıştır. Tez iki kısımda ele alınmıştır. İlk kısımda tez sayısal olarak çözülmüştür. Bu bölümde cidar sıcaklıkları 400K de sabit tutulurken akışkanın sisteme 300K de girdiği kabul edilmiştir. İlk kısmın ikinci bölümünde sayısal çözümleme enerji denklemi olmaksızın çözülmüştür Tezin ikinci kısmında aynı geometrik PIV sistemi ile çözülmüş ve sayısal çözüm ile karşılaştırılmıştır. Kanallarda alt ve üst cidarlarının 400 K'da tutulmaktadır. Akışkanın 300 K'de sisteme girdiği kabul edilmiştir. Ondüleli kanalın akış yönündeki yüksekliği $H = 0.15\text{m}$ sabit olmak kaydıyla, Ondüleli kanalların açı değerleri $\beta=60^\circ, 100^\circ$ ve 140° değiştirilerek, Reynolds sayısının $Re = 10000, 15000$ ve 20000 değerleri için sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir ve bu sonuçlar düz plaka ile karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmada Hesaplama Akışkanlar Dinamiği kapsamında analiz programı kullanılmıştır ve sayısal çalışma iki aşamada tamamlanmıştır. Enerji denklemi ilk aşamada, ısı transferi ve akış karakteristiklerini elde etmek üzere süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve ilave türbülans modeli denklemleri ile birlikte çözülmüştür. İkinci aşamada ise enerji denklemi dışında süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve ilave türbülans modeli denklemleri kullanılarak yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. Deneysel çalışmada ise Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile akış karakteristikleri elde edilmiştir.

HAD programı ile elde edilen aksel yöndeki hız değerleri ile PIV deneylerinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması için, Reynolds sayısı 10000 değeri için Şekil 4.54 ve Şekil 4.68 karşılaştırılmıştır. Benzer şekilde Reynolds sayısı 15000 değeri için Şekil 4.55 ve Şekil 4.69 ve Reynolds sayısı 20000 değeri için Şekil 4.56 ile Şekil 4.70 şekilleri değerlendirilmiştir. Ondülesiz boru için sonuçlar aynı çıkarken, ondüleli borularda deneysel sonuçların değerleri daha düşük çıktığı görülmüştür. Genel anlamda hız konturlarının formları birbirlerine benzemektedir.

Düşey yöndeki hız değerleri için sayısal çözümleme programı ile deneysel sonuçların karşılaştırılması için Şekiller 4.57, 4.58, 4.59 ile 4.71, 4.72 ve 4.73 karşılıklı değerlendirilmelidir. Bu şekillerden ondüle açısı ve Reynolds sayısı arttıkça hız

konturlarının birbirlerine benzedikleri görülmektedir. Ancak bu grafiklerde de deneysel hız değerleri program ile elde edilen değerlerden daha düşük çıkmaktadır.

Akım çizgisi grafiklerinin deneysel ve sayısal değerlendirilmesi için Şekil 4.63, 4.64 ve 4.65 ile 4.74, 4.75 ve 4.76 beraber değerlendirilmelidir. Sayısal çözümleme grafiklerinde dar ondüle açılarında iki dönümlü bölgeler görülürken deneysel sonuçlarda bu döngüler görülmemektedir.

Grafiklerden deneysel sonuçlar ile program ile elde edilen sonuçlar arasında farklılıklar olduğu görülmektedir. Bu farklılıkların deney sisteminde net görüntü alınamamasından ve deney şartlarının ideal şartlardan az da olsa sapmalar gösterdiğinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Çalışmanın neticesinde elde edilen bulgulara göre:

- Ondüleli kanallar durumunda, akış yapısı bozularak daha türbülanslı bir akış elde edilmektedir. Böylelikle ısı taşınım katsayısı ve dolayısı ile Nusselt sayısı artırılmış olduğundan ısı transferinde iyileşme sağlanmaktadır.
- Ondüleli kanalın açısı arttıkça, Isı taşınım katsayısının ve sonuç olarak Nusselt sayısının artışıyla ısı transferinde artış görülmektedir.
- Reynolds sayısının artışının bir sonucu olarak, daha düşük yüzey sürtünme katsayısı değerleri görülmektedir.
- Ondüle açısı daraldıkça üçgenler arasında iki bölgeli vörteksler oluşmaktadır.
- Nusselt sayısı genel ortalama alınarak Reynold sayısı ile artmaktadır.

KAYNAKLAR

- Ali A. H. H., H. (2002). " Experimental study on laminar flow forced-convection in a channel with upper V-corrugated plate heated by radiation." International Journal of Heat and Mass Transfer: 45, 2107–2117.
- Amano R. S., , J. , 564-569 . (1985). " A Numerical Study of Laminar and Turbulent Heat Transfer in a Periodically Corrugated Wall Channel." Heat Transfer **107(3)**: 564-569.
- Anonim (2009). "ANSYS-Fluent 12.0 Theory Guide,." ANSYS Inc: 816.
- Çengel, Y. v. C., J. (2008). " Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamalar." Güven Bilimsel p.
- Çıray, C., 2013, , , . (Ali A. H. H. 2002) (2013). "Akışkanlar Mekaniğine Giriş (Mühendislik Yaklaşımı - 3. Kitap)." Ankara p. : 564.
- Ergin S., O. M., Yamaguchi H., 2001, Numerical study of periodic turbulent flow through a corrugated duct, Numerical Heat Transfer, Part A, 40: 139-156. (2001). "Numerical study of periodic turbulent flow through a corrugated duct." Numerical Heat Transfer Part A: 139-156.
- Fabbri (2000). " Heat transfer optimization in corrugated wall channels." International Journal of Heat and Mass Transfer **43**: 4299–4310.
- Fabbri G., R., R., , (2005). "Analysis of the heat transfer in the entrance region of optimised corrugated wall channel." Analysis of the heat transfer in the entrance region of optimised corrugated wall channel **32**: 902–912.
- Focke W., K., P.G. (1986). "Flow visualization in parallel-plate ducts with corrugated walls." J. Fluid Mech **vol. 165**: 73- 77.
- Goldstein L. Jr., S. E. M., . (1977). "Heat/Mass Transfer Characteristics for Flow in a Corrugated Wall Channel." Journal of Heat Transfer, May 1977 **vol 99**: 187-195.
- Göktepeli, İ. (2018). " İki Paralel Plaka Arasında Yerleştirilen Dikdörtgen Kesitli Engelleyicilerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerine Etkileri,." Yüksek lisans tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya: 177.
- Gradeck M., L. M. (2000). "Two-phase gas–liquid flow in horizontal corrugated channels." International Journal of Multiphase Flow **26**: 435–443.
- Islamoglu Y., K. A. (2004). " Heat transfer analysis using ANNs with experimental data for air flowing in corrugated channels." International Journal of Heat and Mass Transfer **47**: 1361-1365.

- Islamoglu Y., P. C., , , . (2003). "The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel." Applied Thermal Engineering **23**: 979–987.
- Kanaris A. G., M. A. A., Paras S. V. (2005). " Flow and heat transfer in narrow channels with corrugated walls a cfd code application." Chemical Engineering Research and Design, **83(A5)**: 460-468.
- Lin J.H., H. C. Y., Su C.C. (2007). "Dimensional analysis for the heat transfer characteristics in the corrugated channels of plate heat exchangers." **34**: 304-312.
- Matsubara, K., Miura, T. ve Ohta, H., 2015, , (2015). "Transport dissimilarity in turbulent channel flow disturbed by rib protrusion with aspect ratio up to 64." International Journal of Heat and Mass Transfer **86**: 113-123. .
- Mehrabian M.A. , P. R. (2000). " Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach." Applied Mathematical Modelling **24**: 343-364.
- Metwally, H. M., Manglik, R.M., 2004, , 47, 2283–2292. (2004). "Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels." International Journal of Heat and Mass Transfer **4**: 2283-2292.
- Naphon, P. (2007). " Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates." Energy Conversion and Management **48**: 1516-1524.
- O'Brien J. E., S. E. M., , , August, 410-416. (1982). "Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Visualization." Journal of Heat Transfer **Vol. 104**,: 410 - 416.
- Rush, T. A. N., T.A., Jacobi, A.M. (1999). " An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages." International Journal of Heat and Mass Transfer **42**: 1541-1553.
- Russ G. Beer, H. (1997). "Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface-I." Numerical investigation, Int J Heat Mass Transfer **Vol. 40. No. 5**, pp: 1061-1070.
- Sawyers, D. R., Sen, M., Chang, H.C. (1998). "Heat transfer enhancement in three dimensional corrugated channel flow." International Journal of Heat and Mass Transfer **41**: 3559-3573.
- Smagorinsky., J. (1963). "General Circulation Experiments with the Primitive Equation ." Month. Wea. Rev.: 99-164.
- Sparrow, E. M., Comb, J.W. (1983). "Effect of interwall spacing and fluid flow inlet conditions on a corrugated-wall heat exchanger." Int J Heat Mass Transfer **Vol. 26. No. 7**, pp: 993-1005.

Sparrow, E. M., Hossfeld, L.M. (1984). "Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct." Int J Heat Mass Transfer. **Vol. 27. No. 10**, pp: 1715-1723.

Stasiek, J., Collins, M.W, Ciofalo, M., Chew, P.E. (1996). "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-1." Experimental results, Int J Heat Mass Transfer **Vol. 39. No. 1**, pp. : 146-164.

Sunden B., T. S. (1989). "Periodic laminar flow and heat transfer in a corrugated two-dimensional channel." Int. Comm. Heat Mass Transfer, **Vol. 16**, pp: 215-225.

Sunden B., S., T (1985). "Heat transfer and pressure drop in a new type of corrugated channels." Int. Comm. Heat Mass Transfer, **Vol. 12**, pp: 559-566.

Waal M.J., R., I.G. (1989). "Mass transfer in corrugated-plate membrane modules. 1. hyperfiltration experiments." Journal of Membrane Science **40**: 243-260.

Wang C.-C., C. C.-K. (2002). " Forced convection in a wavy-wall channel,." International Journal of Heat and Mass Transfer **45**: 2587–2595.

Wei X., J. M. (2004). "Numerical Predictions of Fluid Flow and Heat Transfer in Corrugated Channels Using Time-Dependent and Time-Independent Flow Models." Journal of Enhanced Heat Transfer **11(4)** 347–357.

Yağmur, S. (2016). "Torpedo benzeri geometri çevresindeki akış yapısının araştırılması." Selçuk Üniversitesi, Konya: 154.

Zimmerer C., G. P., Gaiser G., Kottke V. (2002). " Comparison of heat and mass transfer in different heatexchanger geometries with corrugated walls." Experimental Thermal and Fluid Science **26**: 269–273.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : MUSTAFA NOAMAN SHAREEF SHAREEF
Uyruğu : Irak
Doğum Yeri ve Tarihi : Kerkük-1979
Telefon : 05373722753
Faks :
e-mail : mounu79@yahoo.com

EĞİTİM

Derece	Adı,	İl	Bitirme Yılı
Lise	: Welid Erkek lisesi	Irak, Kerkük	1998
Üniversite	: Tikrit Üniversitesi	Irak, Tikrit	2002

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2005-2008	Elektrik dağıtım Genel Müdürlüğü	otomotiv bakım mühendisi
2009-2014	Elektrik üretim müdürlüğü	Gaz Türbini Bakım Mühendisi

UZMANLIK ALANI

- 1-Gaz türbini bakım alanında deneyim.
- 2-Pompaların bakım deneyim.
- 3-Dişli kutularının bakım deneyim.

YABANCI DİLLER

- 1- Arapça dili
- 2- İngilizce dili
- 3- Türkçe dili

YAYINLAR

Determination of Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics in a Parallel Plates Channel With V Shape Corrugation, Mustafa Noaman Shareef SHAREEF, İlker Göktepeli, Ulaş Atmaca, International Congress of Climate Change:Sustainability on Health, Agriculture, Food and Livestock Policies, ICSAFL 2018, 03- 05 September 2018 Amsterdam-NETHERLANDS.