

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

**FARKLI GEOMETRİDEKİ ÇUKURLU YÜZEYLERİN ISI
TRANSFERİ VE AKIŞ ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Suna KOPUZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

ŞUBAT 2024

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI GEOMETRİDEKİ ÇUKURLU YÜZEYLERİN ISI
TRANSFERİ VE AKIŞ ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Suna KOPUZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Elif EKER KAHVECİ

ŞUBAT 2024

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “FARKLI GEOMETRİDEKİ ÇUKURLU YÜZEYLERİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığımı, etik kurul onay belgesi aldığımı, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(22/02/2024)

(imza)

Suna KOPUZ

TEŞEKKÜR

Öncelikle Yüksek Lisans eğitim hayatımı bitirebilmem için hem akademik anlamda hem de psikolojik anlamda her türlü açıdan beni sürekli destekleyen sevgili danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Elif EKER KAHVECİ' ye teşekkürlerimi borç bilirim.

Analiz çalışmalarım esnasında desteklerini üzerimden hiç çekmeyen Doç. Dr. Erman ASLAN hocama çok teşekkür ederim.

Yüksek Lisans çalışma sürecimin başından sonuna kadar beni hep destekleyen, dualarını eksik etmeyen ve beni sürekli motive eden birtanecik anneme, birtanecik halama, birtanecik ablama, babama, abime, Pelin Ablama çok çok teşekkür ederim.

En büyük teşekkürlerimi ve şükranlarımı da beni her zaman destekleyen, fedakarlık ve sabır gösteren ve bu yolda beni sürekli ayakta tutmaya çalışan çok kıymetli ve çok sevgili eşime sunmak boynumun borcudur.

Lisans eğitimimden yüksek lisans eğitimimin sonuna kadar elde etmiş olduğum bilimsel ve kültürel açıdan bilgi birikimim ile, benim bugünlere gelmemi sağlayan Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm üyelerine teşekkür ederim.

Suna KOPUZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SİMGELER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Geçişini İyileştirme Yöntemleri	2
1.1.1. Pasif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi	2
1.1.2. Aktif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi	2
1.1.3. Karma yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi	3
1.1.4. Isı transferinin çevresel kullanım alanları	3
1.2. Çalışmanın Amacı	4
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
3. ISI TRANSFERİ VE ÇUKURLU GEOMETRİLER	13
3.1. Isı	13
3.2. Isı Geçişi	13
3.2.1. Fourier ısı iletim kanunu	13
3.2.2. İletimle ısı geçişi	14
3.3. Isı Alıcısı	15
3.3.1. Seebeck etkisi	15
3.3.2. Peltier etki	15
3.3.3. Thomson etkisi	15
3.4. Isı Değiştirici (Heat Exchanger)	16
3.5. Metodoloji	16
3.5.1. Model detayları	16
4. SAYISAL ANALİZ DETAYLARI	21
5. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI	27
5.1. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 Değerlerinin Yorumlanması	32
5.2. f_{total} ve f_{total}/f_0 Değerlerinin Yorumlanması	36
6. SONUÇLAR	41
7. KAYNAKLAR	43
ÖZGEÇMİŞ	47

KISALTMALAR

HAD : Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği

SİMGELER

A	: Yüzey Alanı [m^2]
A_f	: Projeksiyon Alanı [m^2]
c_p	: Sabit Basınçta Özgül Isı [$J/g^{\circ}C$]
D	: Dairesel Çukurun Çapı [m]
D_h	: Boru Çapı [m]
d	: Elips Çukurun Küçük Çapı [m]
dT	: Sıcaklıklar Arasındaki Fark [K]
dx	: Isı Geçiş Bölgesi Kalınlığı [m]
f	: Sürtünme Faktörü
h	: Isı Taşınım Katsayısı [W/mK]
h_{ort}	: Ortalama Isı Taşınım Katsayısı [W/mK]
I	: Akım Şiddeti [A]
K	: Kelvin
k	: Isı İletim Katsayısı [W/m^2K]
L	: Modelin Uzunluğu [m]
m	: Metre
mm	: Milimetre
Nu	: Nusselt Sayısı
Nu_{total}	: Toplam Nusselt Sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
S_L	: Akışa Paralel Mesafe [m]
S_T	: Daireler Arası Mesafe [m]
T_s	: Yüzey Sıcaklığı [K]
T_∞	: Akışkan Sıcaklığı [K]
U	: Hız [m/s]
V	: Volt
W	: Watt
W	: Modelin Genişliği [m]
Q	: Isı Miktarı [W]
Q_T	: Thomson Isısı [W]

q	: Yoğunluk [m^3/s]
μ	: Dinamik Vizkozite [$Pa \cdot s$]
δ	: Derinlik / Çap Oranı
τ	: Thomson Katsayısı
ΔE	: Potansiyel Fark
ΔP	: Basınç Farkı [Pa]
ΔT_{\log}	: Logaritmik Sıcaklık [K]
$^{\circ}C$: Santigrat Derece

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 4.1. Kayıtlı olan SolidWorks dosyasının Ansys ortamına aktarılması.	21
Şekil 4.2. Ürün ağacında modelin giriş, çıkış, alt ve üst yüzeylerin isimlerinin gösterilmesi.	22
Şekil 4.3. Ürün ağacında tüm yüzeylerin isimlerinin gösterilmesi.	22
Şekil 4.4. Modelin üst kısmından alınan kesitteki ağ yapısı.	23
Şekil 4.5. Modelin alt kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.	23
Şekil 4.6. Modelin çıkış kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.	24
Şekil 4.7. Modelin giriş kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.	24
Şekil 5.1. Hız ve sıcaklık eğrileri için kullanılan kesit.	27
Şekil 5.2. $Re=60000$ de dairesel çukur kesidi için eksenel hız konturları.	28
Şekil 5.3. $Re=60000$ de elips çukur kesidi için eksenel hız konturları.	29
Şekil 5.4. $Re=60000$ de dairesel çukur kesidi için sıcaklık konturları.	30
Şekil 5.5. $Re=60000$ de elips çukur kesidi için sıcaklık konturları.	31
Şekil 5.6. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.	32
Şekil 5.7. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde oval çukur açısının etkisi.	34
Şekil 5.8. 45° de Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde (S_L) çukurlar arasındaki mesafenin etkisi.	35
Şekil 5.9. f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.	36
Şekil 5.10. f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde oval çukur açılarının etkileri.	38
Şekil 5.11. 45° de f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde çukurlar arasındaki mesafenin etkileri. ...	40

FARKLI GEOMETRİDEKİ ÇUKURLU YÜZEYLERİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Isı aktarımı, sıcaklıkları farklı iki veya daha fazla nesne arasında iletim, taşınım ya da ışınım yoluyla (veya bu yolların birbirleri ile olan birleşimleri yoluyla) gerçekleşen enerji aktarımının incelenmesidir.

Taşınım ile ısı aktarımı temel olarak moleküllerin kitleler halinde hareketinden kaynaklanır. İki farklı sıcaklıktaki yüzey arasında hareket halindeki akışkan bu hareketi sırasında ısı taşınımını sağlar.

İletimle ısı aktarımı ise durgun bir ortamda gerçekleşir. Birbirleriyle temas halindeki moleküllerin kafes yapısındaki titreşimler sayesinde ısı bir sonraki moleküle taşınır.

Işınım ile ısı aktarımında ise ısı aktarımı için bir ortama ihtiyaç duyulmaz. Birbirini gören yüzeyler arasında sıcaklık farkı olduğu sürece ışınım ile ısı aktarımının olduğunu söylemek mümkündür.

Bilim ve mühendisliğin birçok alanında, belirli bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortama bağlı olarak sıcaklık dağılımının ve ısı geçişinin bulunması önemli bir konudur. Belirli sürede verilen ısı geçişini sağlayacak bir cihazın boyutlandırılması, uygulanmasının yapılıp yapılmayacağını ve kullanışlı olup olmadığını incelemek, maliyetinin tahmin edilmesi için kapsamlı bir ısı geçişi analizi yapılmalıdır.

Sürekli olarak fosil yakıtların tüketilmesi sonucu enerji talebinin azalmasıyla yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanmanın yanı sıra enerjiyi verimli kullanmakta oldukça önem taşımaktadır. Enerji verimini arttırmanın en önemli süreçlerinden bir tanesi de ısı transferi gerçekleşen alanlardır. Mühendislikte, bilimde, sanayide ve pek çok alanlarda kullanılan ısı değiştiricilerinde verim artışını da sağlamak için genişletilmiş yüzeylerde ısı transferini arttırma çabaları da en çok kullanılan yöntemlerdendir.

Bu çalışmada da dikdörtgen tipli kanalda dairesel ve elips kesit alanına sahip çukurlu yüzeylerin taşınım ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi ele alındı. Elips kesit alanına sahip çukurların etkisini incelemek için 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° ve 90° olmak üzere 7 farklı açı belirlendi. Bahsedilen şekillerin dizilimleri üçgen şeklinde seçildi ve çukurlar arasındaki akışa paralel mesafe 2 farklı değer (21,6mm-24mm) olacak şekilde ele alındı. Derinlik çapa oranı için ise 0,067-0,1-0,2 değerleri hem dairesel hem de elips çukurlarda belirlendi.

Bu çukurlu yüzeylerin ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisini incelemek için sayısal çözümlerde Ansys-Fluent programı kullanıldı. Çözüm esnasında dikdörtgen kanal içerisinde akışkan olarak hava kullanıldı. Isı transferine etkisinin incelenmesi için 6 çeşit Reynolds sayısı (10000-60000 değerleri) ele alındı. Belirtilen aralıktaki Reynolds sayılarının herbiri için denk gelen hızlar hesaplandı.

Belirlenen 6 çeşit Reynolds sayısının etkisini görmek için çukurların arasındaki akışa paralel mesafe olan 2 farklı S_L değerine, hem dairesel hem de elips çukurlarda derinliğin çapa oranı için 3 farklı çap değerine ve 7 farklı açığa göre ayrı ayrı toplamda 252 adet analiz yapıldı.

Yapılan analizler sonucunda giriş çıkış basınç değerleri, kütleli debi miktarı ve giriş çıkış sıcaklık değerleri not edildi.

Hava önce 250mm lik bölümden geçerek 298K sıcaklıkta modele girdi. Daha sonra kanalın alt tarafında bulunan dairesel ve elips çukur kombinasyonundan geçti. Modelde çukur kombinasyonunun bulunduğu levha 318K de sabit sıcaklıkta tutuldu. Modelde hava çukurlar vasıtasıyla karşılaştırılarak ısı geçişi aktarılması hedeflendi. Modelden geçen hava model çıkışına geldi.

Çukur şeklindeki geometriler, ısı transferinin artmasına ve akışın artmasına neden olan bir tür pürüzlülük oluşturmak için yüzeyde girintili geometriler dizisi olarak tanımlanır. Elmas şekli kullanıldığında optimum performans veren pim kanatlarının aksine en iyi çukur performansı düzenlemeye, çıkıntılarının derinliğine ve alan yüzeyinin baskısına göre gerçekleştirilir.

Türbülans, bir akışkanın hareket halindeki düzensizliğidir. Akışkanın düzenli katmanlar halinde aktığı laminer akışın aksine türbülanslı akışlar düzensiz biçimde karışarak hareket eder.

Akışın hangi rejimde olduğu atalet kuvvetlerinin viskozite kuvvetlerine oranını belirten boyutsuz Reynolds sayısı ile tahmin edilebilir.

Örneğin tipik bir boru akışı için Reynolds sayısı 2300 ü geçtikten sonra akış, türbülanslı rejime geçer. Bu çalışmada da Reynolds sayısı için 10000-60000 değer aralığı baz alındı. Kullanılan Reynolds aralığından da görüldüğü üzere türbülanslı akış sistemde gerçekleşti. Türbülans modellerinde en uygun modeli seçmek için en yüksek Reynolds sayısı kullanılarak çözümlenmeler yapıldı. Yapılan çözümlenmelerin hem Nusselt sayısı için hem de sürtünme faktörü için sağlaması yapıldı.

Yapılan sağlamalar sonucunda Reynolds sayısının, Nusselt sayısına, sürtünme faktörüne ve ısı transferine olan etkisi incelendi. Yapılan incelemeler sonucunda tablolar oluşturuldu ve kıyaslamalar yapıldı.

Konu ile alakalı kaynak araştırmaları yapıldı ve tezde yer verildi.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF PITTED SURFACES IN DIFFERENT GEOMETRY ON HEAT TRANSFER AND FLOW PROPERTIES

SUMMARY

Heat transfer is the study of energy transfer between two or more objects with different temperatures through conduction, convection or radiation (or through the combination of these ways with each other).

Convective heat transfer is basically caused by the movement of molecules in masses. The fluid in motion between two surfaces at different temperatures provides heat transfer during this movement.

Heat Transfer by Conduction occurs in a stagnant environment. Heat is transferred to the next molecule thanks to the vibrations in the cage structure of the molecules in contact with each other.

In radiative heat transfer, a medium is not needed for heat transfer. It is possible to say that there is heat transfer by radiation as long as there is a temperature difference between the surfaces facing each other.

In many fields of science and engineering, finding the temperature distribution and heat transfer depending on the environment in case of a certain temperature difference is an important issue. A comprehensive heat transfer analysis should be carried out to size a device that will provide heat transfer in a certain period of time, to examine whether it can be applied and whether it is useful, and to estimate its cost.

As energy demand decreases as a result of continuous consumption of fossil fuels, it is very important to use energy efficiently as well as using renewable energy sources. One of the most important processes of increasing energy efficiency is the areas where heat transfer occurs. Efforts to increase heat transfer on expanded surfaces are among the most commonly used methods to increase the efficiency of heat exchangers used in engineering, science, industry and many other fields.

In this study, the effect of dimpled surfaces with circular and ellipse cross-sectional areas on convective heat transfer and growth factor in a rectangular channel was investigated. To scan the pits in the ellipse cross-sectional area, 7 different angles were determined: 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° and 90° .

The arrangements of the mentioned shapes were chosen as triangles and the distance parallel to the distance between the pits was chosen as 2 different values (21,6mm and 24mm). For the depth-to-diameter ratio, values of 0,067-0,1-0,2 were determined to be in both circular and ellipse pits. The Ansys-Fluent program was recorded in digital solutions for the distribution of heat transfer and rates of these dimpled surfaces. Air recording as fluids within the recorded channel during solution. Turbulences are changes in the motion of a fluid.

Ansys-Fluent program was used in numerical solutions to examine the effect of these dimpled surfaces on heat transfer and friction factor. During the solution, air was used as the fluid in the rectangular channel. To examine the effect on heat transfer, 6 types of Reynolds numbers (10000-60000 values) were considered. The corresponding velocities were calculated for each of the Reynolds numbers in the specified range.

In order to see the effect of the 6 types of Reynolds numbers determined, a total of 252 analyzes were made according to 2 different S_L values, which is the distance parallel to the flow between the pits, 3 different diameter values for the ratio of depth to diameter in both circular and elliptical pits, and 7 different angles.

As a result of the analyses, inlet and outlet pressure values, mass flow rate and inlet and outlet temperature values were noted.

The air first passed through the 250mm section and entered the model at a temperature of 298K. It then passed through a combination of circular and elliptical pits located at the bottom of the channel. In the model, the plate containing the pit combination was kept at a constant temperature of 318K. In the model, it was aimed to transfer heat transfer by comparing air through pits. The air passing through the model came to the model outlet.

Dimple-shaped geometries are defined as a series of geometries indented on the surface to create a type of roughness that results in increased heat transfer and increased flow. Unlike pin blades, which give optimum performance when a diamond shape is used, the best dimple performance is achieved according to the arrangement, the depth of the protrusions and the pressure of the field surface.

Turbulence is the disorder in motion of a fluid. Unlike laminar flow, where fluid flows in regular layers, turbulent flows mix and move chaotically.

The regime of the flow can be estimated by the dimensionless Reynolds number, which indicates the ratio of inertial forces to viscosity forces.

For example, for a typical pipe flow, after the Reynolds number exceeds 2300, the flow passes into the turbulent regime. In this study, the value range of 10000-60000 was taken as basis for the Reynolds number. As can be seen from the Reynolds range used, turbulent flow occurred in the system. In turbulence models, analyzes were made using the highest Reynolds number to select the most appropriate model. The analyzes were verified for both the Nusselt number and the friction factor.

The results obtained are; Nu_{total} and Nu_{total}/Nu_0 values remain constant in all cases of 6 different Reynolds numbers. As the pit depth/diameter ratio increases, Nu_{total} and Nu_{total}/Nu_0 values increase (S_L), while as the distance between pits increases, Nu_{total} and Nu_{total}/Nu_0 values decrease. It is concluded that there is no effect of oval pit angle on Nu_{total} and Nu_{total}/Nu_0 at low values of pit depth/diameter ratios. However, at the largest pit depth/diameter ratio, that is, at a value of 0.2, the importance of the oval pit angle on Nu_{total} and Nu_{total}/Nu_0 becomes apparent. When the pit depth/diameter is 0.2 and the distance between the pits is $S_L = 21.6\text{mm}$ and 24mm , there is a decrease with the oval pit angle in both cases.

As the Reynolds number increases, there is generally a decrease in f_{total} and an increase in the f_{total}/f_0 ratio. As the pit depth/diameter ratio increases, an increase in f_{total} and f_{total}/f_0 values is observed. It is observed that as the pit depth/diameter ratio increases, f_{total} and f_{total}/f_0 values increase due to the effect of oval pit angles. For a pit depth/diameter ratio of 0.067, f and f/f_0 changes with oval pit angles are very small.

At both S_L values (21.6 mm and 24mm), when the pit depth/diameter ratio was 0.1, the maximum f_{total} and f_{total}/f_0 values were obtained at an oval pit angle of 45° . Then, the largest f_{total} and f_{total}/f_0 values of 60° and 75° , respectively, were obtained.

As can be seen from the figures, when the pit depth/diameter ratio is 0.2, there are fluctuations and thus it is not possible to make a clear comparison of f_{total} and f_{total}/f_0 values for the oval pit angle. In cases where the pit depth/diameter ratio is 0.067 and 0.1, the S_L effect on f_{total} and f_{total}/f_0 is negligible. However, the effect that occurs as the value of the pit depth/diameter ratio increases is also evident from the figures. Situations where the pit depth/diameter ratio is 0.2 are the points where the S_L distance between pits is most sensitive. It can be seen from the figures that when the pit depth/diameter ratio is 0.2, f_{total} and f_{total}/f_0 values greater than 24mm are obtained at $S_L = 21.6$ mm. In cases where the oval pit angle is 75° , the differences between f_{total} and f_{total}/f_0 are very large depending on the distances between the pits.

As a result of the verifications, the effect of Reynolds number on Nusselt number, friction factor and heat transfer was examined. As a result of the examinations, tables were created and comparisons were made. Source research on the subject was conducted and included in the thesis.

1. GİRİŞ

Isı transferi sıcaklıkları farklı iki ya da daha fazla nesne arasında iletim, taşınım ve ışınım yoluyla veya bu yolların birbiri ile olan birleşimleri sonucu gerçekleşen aktarımının incelenmesidir. Taşınımınla ısı aktarımını temel olarak moleküllerin kitleler halinde hareketinden kaynaklanır. İki farklı sıcaklıktaki yüzey arasında hareket halindeki akışkan bu hareketi sırasında ısı taşınımını sağlar. İletimle ısı aktarımını ise durgun bir ortamda gerçekleştirir. Birbirleriyle temas halindeki moleküllerin kafes yapısındaki titreşimler sayesinde ısı bir sonraki moleküle taşınır.

Işınımınla ısı aktarımında ise ısı aktarımını için bir ortama ihtiyaç duyulmaz. Birbirini gören yüzeyler arasında sıcaklık farkı olduğu sürece ışınımınla ısı aktarımının olduğunu söylemek mümkündür.

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

Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisi akışını sağlayan araçlardır. Bunlar; güç üretimi, elektronik, çevre mühendisliği, iklimlendirme, soğutma, kimya, gıda endüstrilerinde ve uzay uygulamalarında kullanılır [2]. Son yıllarda her konuda olduğu gibi ısı değiştiricileri konusunda da malzeme ve enerji tasarrufu yapmak amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır [3]. Taşınımınla ısı geçişinin iyileştirilmesi bu alandaki en önemli araştırma konusudur. Otomotiv ve soğutma endüstrileri başta olmak üzere, ısı değiştiricilerinin kullanıldığı yerlerde ve yüksek ısı zorlanmaya maruz kalan elektronik devre elemanlarının kararlı, uzun ömürlü ve güvenli çalışmaları için iyileştirilmiş ısı geçişi sağlayan yüzeylere ihtiyaç duyulmaktadır. Isı geçişinin iyileştirilmesindeki esas amaç, yüksek ısı akışı sağlamaktır. Isı taşınım katsayısı artırılarak, sıcaklık farkı değiştirilmeden ısı geçişi artırılmaktadır. Benzer şekilde ısı taşınım katsayısı artırılarak, ısı değiştiricisinin boyutları değiştirilmeden de ısı geçişi iyileşmektedir.

1.1. Isı Geçişini İyileştirme Yöntemleri

Sanayi ve konutlarda giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma göz önüne alındığında ısı transferinin artırılması gerektiği daha iyi anlaşılmaktadır.

Isı geçişinin artırılması için ısı geçiş katsayısını, ısı geçiş yüzey alanını ve oluşan sıcaklık farkını arttırmak bize katkı sağlayacaktır. Fakat sıcaklık farkı verilen şartlara ve ısı transfer katsayısı da genellikle kullanılan malzemeye bağlı olduğu için bu iki faktörü her zaman arttırmak pek mümkün olmayabilir. Bu sebepten dolayı ısı geçişini arttırmak için ısı transfer yüzey alanını pek çok yöntemlerle arttırabiliriz.

Diğer bir yandan ısı geçişini iyileştirmeye yönelik çalışmalar genel olarak 3 yöntemden oluşmaktadır. Bunlar; Pasif yöntemler, aktif yöntemler ve karma yöntemler.

1.1.1. Pasif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi

Pasif yöntemler dış güç kullanılmadan borunun içine yerleştirilen iyileştirme elemanları ile ısı geçişini iyileştiren yöntemdir. Isı geçişini iyileştirmek amacıyla pasif yöntemlerde, ısıl sınır tabakanın parçalanması için akış kesitinin değiştirilmesi amacıyla, yüzey üzerinde değişiklikler yapılmaktadır.

Genişletilmiş ve pürüzlü yüzeyler, yüzey üzerinde çukurumsu yapıların oluşturulması veya fitil, tel elek gibi elemanların yerleştirilmesi pasif iyileştirme yöntemlerine örnek verilebilir.

Buna benzer olarak akış boyunca periyodik olarak akış kesitini ve akış yolunu değiştiren ekipmanlar, boruların kıvrılması, sıvılar için katkılar (tek fazlı akışlarda katı tanecikler veya gaz kabarcıkları, kaynama ve yoğuşma ile faz değişiminde yüzey gerilmesini değiştiren sıvılar), gazlar için katkılar (katı tanecikler veya sıvı damlacıkları) da pasif yöntemler arasında sayılmaktadır.

1.1.2. Aktif yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi

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

Tek fazlı akışkanlarda yüzeyler düşük veya yüksek frekans kullanılarak yüzeye titreşim hareketi verirler. Böylece ısı geçişi yüksek frekans ve düşük genlikle ya da düşük frekans ve yüksek genlik durumlarında 10 kat kadar arttırılabilir. Yüzey titreşimi yöntemi sıvıların kanal içerisinde hem türbülanslı akış hem de laminar akış durumlarında kullanılabilir.

Fakat bir çok ısı değiştiricinin kütle faktöründen dolayı titreşim hareketi uygulanamaz. Bu durumda akışkana titreşim hareketi vermek daha uygundur.

Tek fazlı akışlarda pek çok tercih edilen bir yöntemdir. Bu yöntem sayesinde ısı geçişi birkaç kat arttırılabilir.

Alternatif akım veya doğrudan akım değişik yollarla dielektrik yani yalıtkan malzemelere uygulanır. Yüksek gerilimli alternatif veya doğru akımla yalıtkan akışkanlar ve gazlarda oluşturulan elektrostatik alanlar, yüzeye yakın yerlerde karışımı arttırarak ısı geçişini iyileştirir. Uygulanan gerilim eğer 100.000 V a kadar çıkartılabilirse Isı Geçiş Katsayısı da 40 katına arttırılabilir. Özellikle laminar akışta bu yöntem kullanılır.

Enjeksiyon yöntemi ise gazın, sıvının ısı geçiş bölgesinin üst kısmına enjekte edilmesiyle veya gözenekli ısı geçiş yüzeyi içinden akışkan akımına enjekte edilmesiyle uygulanır. Bu yöntem tek fazlı akışta ısı geçişini iyileştirir.

Aktif yöntemlerde kullanılan emme yöntemi ise kabarcıklı kaynama ve film kaynamasında ısı geçiş yüzeyinden buharın emilmesiyle ve tek fazlı akışta gözenekli yüzeyden akışkan emilmesiyle ısı geçişi iyileştirilir.

1.1.3. Karma yöntemlerle ısı geçişinin iyileştirilmesi

Aynı anda birden fazla yöntemin kullanıldığı uygulamalardır. İmalat sırasında yüzeyde oluan pürüzler, üretim aşamasında kalan veya daha sonra oluşan katı tanecik çökeltileri, dönel makinelerin etkisi veya akış darbeleriyle yüzeylerin titremesi, pompalama sırasında oluşan akış titreşimleri ve elektrikli cihazlarda oluşan elektrik alanlar örnek verilebilir [4,5,6,7,8,9,10].

1.1.4. Isı transferinin çevresel kullanım alanları

Sürekli olarak fosil yakıtların tüketilmesi sonucu enerji talebinin azalmasıyla yenilebilir enerji kaynaklarını kullanmanın yanı sıra enerjiyi verimli kullanmakta oldukça önem taşımaktadır. Enerji verimini arttırmanın en önemli süreçlerinden bir

tanesi de ısı transferi gerçekleşen alanlardır. Mühendislikte, bilimde, sanayide ve pek çok alanlarda kullanılan ısı değıştiricilerinde verim artışıını da sağlamak için genişletilmiş yüzeylerde ısı transferini arttırma çabaları da en çok kullanılan yöntemlerdendir.

Küresel yüzeylerden yapılan ısı transferi paket yataklı reaktörlerde, nükleer reaktörlerde, güneş kolektörlerinde, yakıt damlacıklarının buharlaşmasında ve yoğunlaşmasında, küresel depolama tanklarında kullanım alanı bulmaktadır.

Çevresel kanatçıklı küresel yüzeyden ısı transferi ile ilgili yeni bir uygulama sahası da led ampullerin soğutulması konusudur. Led ampuller çok fazla ısındıklarında kullanım ömürleri kısalmaktadır veya işlevlerini yitirmektedir [11].

1.2. Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada da dikdörtgen kanalın alt yüzeyinde bulunan üçgen şeklinde dizilmiş dairesel ve elips şekilli çukur kombinasyonunun ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi sayısal olarak incelendi. Isı transferine etkisinin incelenmesi için 6 çeşit Reynolds sayısı (10000-60000 değerleri) ele alındı.

Belirtilen aralıktaki Reynolds sayılarının herbiri için denk gelen hızlar hesaplandı. Belirlenen 6 çeşit Reynolds sayısının etkisini görmek için çukurların arasındaki akışa paralel mesafe olan 2 farklı S_L değerine, hem dairesel hem de elips çukurlarda derinliğin çapa oranı için 3 farklı çap değerine ve 7 farklı açığa göre ayrı ayrı toplamda 252 adet analiz yapıldı.

Yapılan analizler sonucunda giriş çıkış basınç değerleri, kütleli debi miktarı ve giriş çıkış sıcaklık değerleri not edildi.

Hava önce 250mm lik bölümden geçerek 298K sıcaklıkta modele girdi. Daha sonra kanalın alt tarafında bulunan dairesel ve elips çukur kombinasyonundan geçti. Modelde çukur kombinasyonunun bulunduğu levha 318K de sabit sıcaklıkta tutuldu. Modelde hava çukurlar vasıtasıyla karşılaştırılarak ısı geçişi aktarılması hedeflendi. Modelden geçen hava model çıkışına geldi.

Çukur şeklindeki geometriler, ısı transferinin artmasına ve akışın artmasına neden olan bir tür pürüzlülük oluşturmak için yüzeyde girintili geometriler dizisi olarak tanımlanır [12]. Elmas şekli kullanıldığında optimum performans veren pim kanatlarının aksine

en iyi çukur performansı düzenlemeye, çıkıntılarının derinliğine ve alan yüzeyinin baskısına göre gerçekleştirilir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Son zamanlarda yapılan araştırmalar daha iyi bir ısı performansı için çukurlu yüzeylerin basınç zararlarını ve yararlarını keşfetme yollarına odaklandı. Çukur sayıları, çukur geometrileri, çukur dizilimleri, en boy oranı ile ilgili konular araştırmanın en başında yer aldı.

Burgess ve Ligrani [13] boşluk ve derinliğini dikdörtgen bir borudaki akışın performans indeksi üzerindeki etkisini araştırdı. Yapılan araştırmalar sonucu %30-40 performans etkisi gözlemlenmiştir.

Moon ve ark. Yaptıkları araştırmada farklı en boy oranlarında tek cidarlı kademeli çukurlu yüzey kullanmışlardır [14]. Bu alışma sonucu yaklaşık 2,0 sürtünme faktörü ve 2,1 performans indeksinin elde edildiği ortaya ıktı.

Mahmood ve ark. Çukur ve çıkıntının birleştirici etkilerini ve akış ısı transferi iyileştirmesi için en iyi düzenleme üzerine incelemeler gerçekleştirdi [15]. Bu çalışmada dairesel çukur ve çıkıntı plakalarının karşılıklı duvar düzenlemesi kullanılarak termal ve akış yapısı incelendi. İnceleme sonucu kanalda çıkıntı kullanıldığında kanaldaki girdaplı akışların arttığı gözlemlendi. Bu değerler düzgün kanal verileriyle kıyaslandığında Reynolds sayısına bağlı olan oldukça büyük artışlar gözlendi.

Afanasyev ve ark. sürtünme faktörü ve ısı transfer performansı için akış özelliklerini değerlendirmek üzere düz bir plaka üzerinde kademeli bir çukur kullanmıştır [16]. Yapılan çalışmada %40 a varan artışlarla orta düzeyde bir hidrodinamik kayıp gözlemlenmiştir.

Zheng ve ark. dikdörtgen kanalda hava soğutmalı en boy oranı üzerindeki çukur etkilerini araştırdı [17]. Yapılan çalışmada genişleme oranının, Reynolds sayısının sistem performansı üzerindeki etkilerini ve etkili küresel çıkıntılı çukurun max duvar sıcaklığının düşmesine neden olabileceği kanısına varıldı.

Basınç etkisini iyileştiren nervürler, çıkıntılar, pim kanatçıkları ve oluklardaki farklı geometrilerin katkısı çeşitli araştırmalar yapılmasını sağlamıştır [18]. Örneğin detaylı

nervür akışını arttırma işlemine kıyasla daha iyi bir basınç düşüşü sağlamak için kırık nervürler kullanılmıştır.

Dikdörtgen kanaldaki ısı transferi ve basınç kaybını araştırmak için kanal en boy oranı, nervür aralığı, yükseklik, açı vb. gibi geometrik parametrelerde Han ve ark. tarafından sistematik olarak analiz edilmiştir [19].

Xia ve arkadaşları, çeşitli açılara ve offset yerleşimlerine sahip ortası kesik nervürleri incelediler ve deneysel koşullar altında 45° nin en iyi genel termal performansı sergilediğini, offsetsiz 90° nin en düşük basınç kaybına neden olduğunu ve yüksek Reynolds sayısında iyi termal performansa sahip olduğunu buldular [20].

Han ve arkadaşları, hem paralel hem de V şekilli kırık nervürlerin, aynı miktarda basınç düşüşü için 2,5-4 kat ısı transferi artışı ile karşılık gelen sürekli nervürlerden daha iyi performans gösterdiğini bularak, nervürlerin sürekliliğini kesintiye uğrattı [21].

Chyu ve arkadaşları kademeli bir dizide küresel ve gözyaşı damlası şeklindeki çukurlarla pürüzlendirilmiş yüzey üzerindeki ısı transferini keşfetmek için geçici sıvı görüntüleme sistemi kullandı [22].

Moon ve arkadaşları kanal yüksekliğinin çukurlu yapının ısı transferi ve sürtünmesi üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığını bulmuşlardır [23].

Son yıllarda araştırmacılar daha iyi termal hidrolik performans elde etmek için birden fazla soğutma tekniğini birleştirmeye çalışıyorlar. Choi ve arkadaşları tarafından dikdörtgen kanalın bir tarafından her geçiş nervürünün arkasındaki sıralar halinde çoklu çukurlar yoğun bir şekilde yerleştirildi ve yüksek ısı transfer katsayısı elde edildi [24].

Shen ve arkadaşları her enine nervürü iki küresel çukur veya çıkıntıyla birleştirdi ve dönen U-şekilli bir kare kanaldaki birleşik yapı üzerindeki akış modelini ve termal performansı inceledi [25].

Singh ve arkadaşları birleşik yapıya sahip iki geçişli bir kanalın ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini deneysel olarak inceledi; bunlardan biri aşağı akış yönünde birkaç küresel çukurla eşleştirilmiş V-şekilli nervürdü [26]. Sonuçlar, bu yapının tek başına nervür veya tek başına gamze durumlarını geride bıraktığını ve termal iyileştirme faktörünün yüksek Reynolds sayılarında 1,5'e ulaşabileceğini gösterdi.

Lu ve arkadaşları [27], bir mikrokanal soğutucunun soğutma yüzeyinde kanatçık tipi girdap oluşumları (VG'ler) ve çukurların bir kombinasyonunu önermiştir. 45° hücum açısı ve 0,6 yükseklik oranına sahip VG'lerin en iyi performansı 167 ile 834 arasında değişen düşük Reynolds sayılarında gösterdiği bildirilmiştir.

Minyatür V nervür-gamze hibrit yapısı için, her bir nervürün enine boyutu bir gamze baskı çapı ile karşılaştırılabilir ve bu nedenle aralarında ısı transferini daha da artırabilecek güçlü girdap akış etkileşimleri üretilir ve deneylerle kanıtlanmıştır [28].

Pretorius ve ark. ısı artışı için çukur ve iğne yüzgeci bileşiği tekniğini kullandı [29]. Sonuç olarak, ısı transferi artışının orta düzeyde bir basınç düşüşüne neden olacak kadar geliştiğini ortaya koydu. Bu aynı zamanda Burgess ve Ligrani tarafından da doğrulanmıştır [30].

Korichi ve arkadaşı [31], dikdörtgen bir kanal içine iki tane alta ve bir tane de üste yerleştirilmiş bloklarla hava arasındaki taşınım ısı transferini sayısal incelemişlerdir. Akışı laminer kabul ederek, Reynolds sayısının, blokların boyutları ile aralarındaki mesafenin ve ısı iletkenlik katsayısının etkilerini incelemişlerdir.

Kararlı akıştan kararsız akışa geçişin düşük Reynolds sayılarında ve blokun kanalın üst yüzeyine yerleştirildiği durumda gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Bloklar çevresinde eş sıcaklık bölgelerinin varlığını tesbit etmişler ve ısı transferini Nusselt sayısına bağlı olarak değerlendirmişlerdir. Reynolds sayısının artmasıyla, bloklar arasındaki sıcaklık farkının azaldığını görmüşlerdir.

Brown ve arkadaşları [32], dairesel kesitli bir kanalda deneysel ve analitik olarak daimi olmayan türbülanslı zorlanmış ısı taşınımını incelemişlerdir. Kanalda çalışma yapılan bölgede hız profili hidrodinamik yönden gelişmiştir. Çalışma, termal olarak gelişmekte olan bu bölge için yapılmıştır. Nümerik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Paulikakos ve arkadaşları [33], mikroelektronik bir cihazın zorlanmış taşınım ile soğutulması amacıyla sayısal bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, akış sıkıştırılmaz, daimi ve iki boyutlu olarak ele alınmış ve k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Eşlenik ısı transferinin etkileri incelenmiş ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Sözber [34], doktora çalışmasında, dikdörtgen kesitli kanal girişinde akışkan giriş sıcaklığını zamana bağlı olarak değiştirerek daimi olmayan rejimde zorlanmış ısı

taşınımını deneysel olarak incelemiştir. İlk deneyler, kanal içinde hiç blok kullanılmadan ve sonra da elektronik elemana benzeyen dikdörtgenler prizması şeklinde bloklar kullanarak ve bunları değişik konfigürasyonlarda yerleştirerek bir dizi deney gerçekleştirmiştir. Bloklu kanallarda sıcaklık amplitüdlerinin eğiminin bloksuz duruma göre daha büyük olduğunu görmüş ve bunun nedenini arttırılmış yüzeyden dolayı ısı transferinin daha fazla olması şeklinde yorumlamıştır. Laminer akışta sıcaklık amplitüd değerlerinin, türbülanslı akışa göre daha büyük olduğunu deneysel çalışmalarının sonucunda elde etmiştir.

Igarashi ve arkadaşları [35], laminer bir sınır tabaka içine yerleştirilmiş iki boyutlu dikdörtgen bir blok etrafındaki akış ve ısı transferini deneysel olarak incelerken, her yüzdeki ortalama Nusselt sayısı ifadeleri çıkarılmıştır.

Brown ve arkadaşları [36], dairesel kesitli kanalda türbülanslı akış için daimi zorlanmış ısı taşınımını ve sabit duvar sıcaklığı şartlarında, genelleştirilmiş integral transform tekniği kullanarak tam analitik çözüm elde etmek için yeni bir teorik yaklaşım sunmuşlardır.

Travelho ve arkadaşları [37], dairesel kesitli bir kanalda, periyodik olarak kanal giriş sıcaklığının değiştiği ve ortama ısı taşınımını olan durum için daimi olmayan zorlanmış ısı taşınımını incelemiştir.

Silva ve arkadaşları [38]; laminer akışta, ısı taşınımını iyileştirmek üzere yatay konumdaki devre kartı üzerindeki blokların konfigürasyonları ile ilgili yapısal bir teori üzerinde çalışmışlar ve birincisi çok sayıda küçük, diğeri ise az sayıda sonlu uzunluğa sahip ısı kaynaklarına yer veren iki farklı analitik yaklaşım kullanmışlardır.

Taymaz ve arkadaşları [39], daralan-genişleyen sivri uçlu kanallarda taşınım ile ısı geçişini deneysel olarak incelemiştir. Prandtl sayısını 0,7 olarak, dalga eğim açısı 30° olan sivri uçlu daralan genişleyen kanalda ısı geçiş karakteristیکlerini hesaplamışlardır.

Grijsperrdt ve arkadaşları [40], daralan-genişleyen kanallarda taşınım ile ısı geçişini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Bu geometrinin ısı bir modeli yapılmış ve Sayısal Akışkanlar Dinamiği Modu (HAD) kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Sayısal çalışmalarda ısı geçiş hesaplamalarında akışkan olarak süt, deneysel çalışmalarda ısı geçiş hesaplamalarında ise akışkan olarak su kullanılmıştır.

Niceno ve Nobile [41], daralan-genişleyen sinüzoidal ve yay ekilli kanallarda ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanmışlardır. Prandtl sayısını 0,7 alarak, farklı Reynolds sayılarında ısı geçişini ve sürtünme katsayılarını hesaplamışlardır.

Stone ve Vanka [42], daralan-genişleyen kanallarda taşınım ile ısı geçişini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Reynolds sayılarında ısı geçişini iyileştirmek ve basınç düşüşü için hesaplamalar yapmışlardır.

Nishmura ve arkadaşları [43], daralan-genişleyen kanallarda akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu incelemede taşınım ile ısı geçişinin iyileştirilmesine odaklanarak sayısal ve deneysel hesaplamalar yapmışlardır.

3. ISI TRANSFERİ VE ÇUKURLU GEOMETRİLER

3.1. Isı

Isı belirli bir sıcaklıktaki bir sistemin sınırlarından daha düşük sıcaklıktaki bir sisteme sıcaklık farkı nedeniyle geçen enerjidir.

3.2. Isı Geçişi

Maddenin 3 hali vardır; katı, sıvı ve gaz. Buradaki önemli nokta bir maddeyi önce katı halden sıvı hale geçirmek ve daha sonra gaz fazına geçirmek için o maddeye ısı vermek zorunda kalınmasıdır. Aynı şekilde maddeyi ilk önce gaz fazından sıvıya geçirmek için ve daha sonra da katı faza getirmek için de o maddeden ısı alınması gerekir. Isı bir enerji türüdür ve ısının transferi de Termodinamiğin 1. ve 2. Kanunları altında meydana gelmektedir. Her üç ısı transferinde de bir sıcaklık farkı meydana gelmekte, ısı yüksek sıcaklık tarafından düşük sıcaklık tarafına doğru geçiş yapmaktadır. Bir kaynağı terk eden ısı miktarı onu alan elemanların ısı artışına eşdeğer olmaktadır. Böylece ısı transferi gerçekleşmiş olmaktadır. 3 farklı çeşidi vardır: İletimle ısı geçişi, taşınım ile ısı geçişi, ışınlama ile ısı geçişi.

3.2.1. Fourier ısı iletim kanunu

Cismin içindeki farklı noktalarda sıcaklık gradyanı sıfırdan farklı olmalıdır. Fourier kanununa göre eşsıcaklık yüzeyinden belli bir zaman aralığında geçen ısı miktarı sıcaklık gradyanı ile doğru orantılıdır.

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

Burada;

$$q'' = \text{ısı akısı (W/m}^2\text{)}$$

$$k = \text{ısı iletim katsayısı (W/mK)}$$

$$dT = \text{Sıcaklık arasındaki fark (K)}$$

$$dx = \text{Isı geçiş bölgesi kalınlığı (m)}$$

3.2.2. İletimle ısı geçişi

İki madde veya cisim arasında doğrudan temas ile meydana gelen ısı geçişine iletimle ısı geçişi denir.

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3.2)$$

Burada;

Q = Isı Miktarı (W)

h = Isı Taşınım Katsayısı $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

A = Akışkanın Temas Ettiği Yüzey Alanı (m^2)

T_s = Yüzey Sıcaklığı (K)

T_∞ = Akışkan Sıcaklığı (K)

3.2.3. Taşınım ile ısı geçişi

Taşınım ile ısı geçişi hareket halindeki akışkanların temas ettikleri yüzeyin akışkan sıcaklığından farklı olması halinde ortaya çıkan ısı transferidir. Newtonun soğuma kanunu uyarınca taşınım ile transfer edilen ısı enerjisi miktarı, yüzey ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır.

Yani;

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (3.3)$$

Burada;

q = ısı akısı (W/m^2)

h = ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)

T_s = Son sıcaklık (K)

T_∞ = İlk Sıcaklık (K)

3.2.4. Işınım ile ısı geçişi

Işınım ile Isı Geçişi sıcaklık farkı olan iki ortamın ya da maddenin birbirini görmesi yeterli olup arada fiziksel bir temasın bulunmak zorunda olmadan ısının elektromanyetik dalgalar aracılığıyla transfer edilmesidir.

3.3. Isı Alıcısı

Isı alıcıları elektronik cihazların ısılarını düşürmek için kullanılan çoğunlukla bir fan veya peltier soğutucu yardımıyla cihazın ısınısını düşürerek cihazın aşırı ısınmasını veya yanmasını önleyen soğutma üniteleridir [44].

Isı alıcıları özellikle mikroişlemcilerin ve elektronik devrelerinin soğutulması için kullanılan elektronik cihazlarda önemli rol oynamaktadır. Elektronik devre elemanlarının sıcaklıklarını üretici tarafından izin verilen maksimum sıcaklık değerinin altında tutulması için cihazın performansı, güvenilirliği ve servis ömrü açısından büyük önem taşımaktadır [45].

Bir soğutma fanı ve kanatçıklar içeren ısı alıcı elemanlar, elektronik yongaların ve mikroişlemcilerin soğutulması için yaygın olarak kullanılmaktadır [46].

Bu sistemlerin ısıl performansını artırmak için farklı geometrili ve düzenli kanatçıklar üzerine birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmaktadır [47]. Deneysel çalışmalarda, çeşitli faktörlerin ısı transferi veya basınç düşüşü gibi performans karakteristikleri üzerindeki etkilerini belirlemek için çok sayıda deneysel konfigürasyonlar ve performans karakteristikleriyle ilişkili parametreler arasında modeller kurabilir [48]. Geleneksel yöntemle yapılan deneysel çalışmalarda bir parametrenin sisteme olan etkisini belirlemek için, her seferinde o parametrenin değeri değiştirilirken diğer bağımsız parametreler sabit tutulur ve parametreler arasındaki etkileşim dikkate alınmaz.

3.3.1. Seebeck etkisi

Seebeck Etkisinde farklı maddelerden oluşan iki maddenin birleşme noktalarında birbirinden farklı (T_1 ve T_2) sıcaklıklar uygulanmasıyla potansiyel fark (ΔE) meydana gelmektedir [49].

3.3.2. Peltier etki

Peltier tarafından iki farklı yarıiletken malzeme üzerinden DC akım geçirilmesi ile akımın hareket ettiği yönde ısı hareketi oluşmasıyla keşfedilen etkidir [50].

3.3.3. Thomson etkisi

Thomson etkisinde akım taşıyan iletkenin uçları arasında bir sıcaklık farkı varsa akım yönüne göre iletkende Joule ısısının yanında bir de Thomson ısısı acığa

çıkılmaktadır [12]. Birim zamanda ortaya çıkan Thomson ısı akım şiddeti ve sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır [12].

$$Q_T = \tau \cdot \Delta T \cdot I = \tau \cdot (T_2 - T_1) \cdot I \quad (3.4)$$

Q_T = Thomson Isısı (W)

ΔT = İletkenlerin uçları arasında ki sıcaklık farkı (°C)

I = İletken üzerinden gecen akım şiddeti (A)

τ = Thomson Katsayısı (V/ °C)

3.4. Isı Değişirici (Heat Exchanger)

İki ayrı akışkanın aynı gövde içinde birbirine karışmadan birbiriyle ısı bakımından etkileşmesini sağlayan ekipmanlardır.

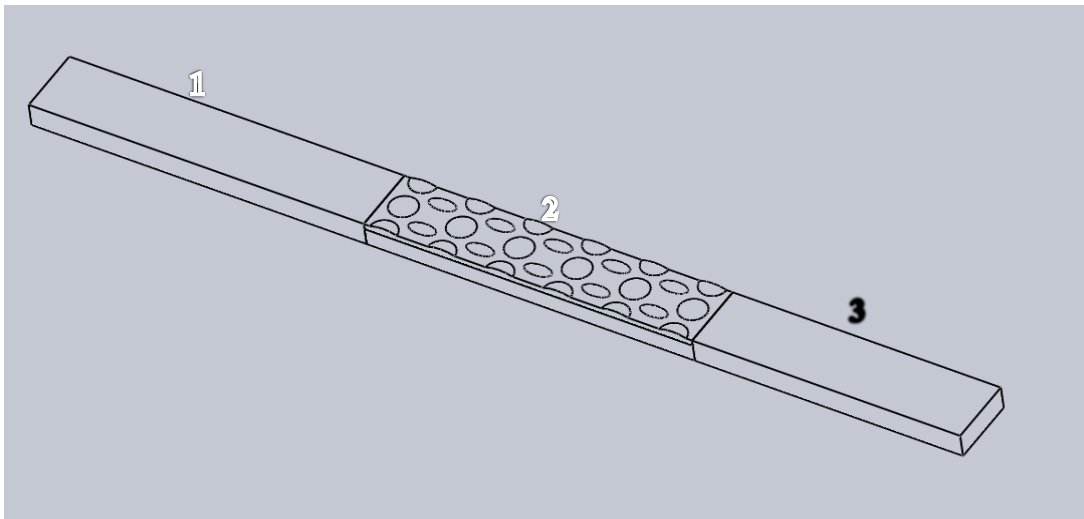
Heat Exchanger genelde binaları soğutmak veya ısıtmak, motor ya da makinelerin daha verimli çalışmasını sağlamak için kullanılır. Isınan veya soğuyan yüzeylerden ısıyı atmak için ısı değiştirici veya ısı alıcı kullanılır.

3.5. Metodoloji

3.5.1. Model detayları

Model; model girişi, model, model çıkışı olmak üzere 3 aşamadan oluşmaktadır.

Model bölümünde dairesel ve elips çukurlar yerleştirilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi elips ve dairelerin dizilimi üçgen şeklindedir.

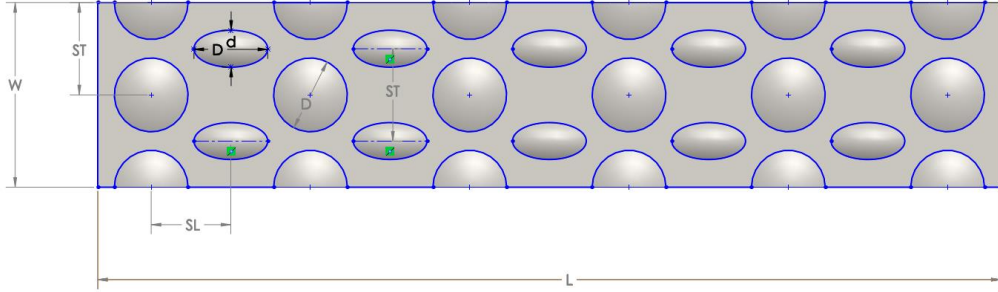


Şekil 3.1. Modelin bölümlerinin gösterimi.

1: model girişı

2: model

3: model çıkışı



Şekil 3.2. Modeldeki mesafelerin adlandırılması.

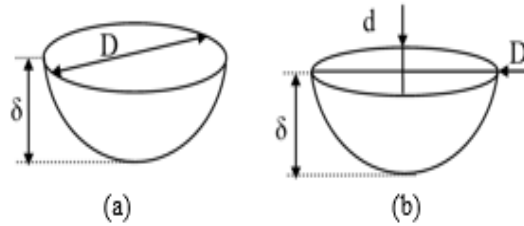
Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere dairesel çukurun çapı $D=20\text{mm}$ dir. Yatay şekilde yerleştirilen elips çukurda ise iki tane ölçü kullanılmaktadır. Bunlar $D=20\text{mm}$ büyük çap, $d=10\text{ mm}$ küçük çap ölçüleridir.

Daireler arası S_t mesafe olarak adlandırılıp 25mm olarak belirlenmiştir.

Daire ve elips çukur arasındaki mesafe S_L olarak belirlenmiştir ve sayısal analizlerde 2 adet S_L mesafesi kullanılmıştır. $S_{L1}= 21,6\text{ mm}$ ve $S_{L2}= 24\text{ mm}$ değerleridir.

Modelin genişliği $W= 50\text{mm}$, uzunluğu L ise 245 mm dir.

Modelde 5 sütunda 2 şer taneden toplamda 10 adet elips, 6 sütunda 2 şer yarım daire bir tam daire olmak üzere toplamda 12 daire kullanılmıştır.



Şekil 3.3. (a) Dairesel çukurların ve (b) elips çukurların geometrik özellikleri.

Çukur derinliğinin çapa oranı için 3 adet $0,067$, $0,1$ ve $0,2$ değerleri belirlenerek çukur derinlikleri $1,34\text{mm} - 2\text{mm}$ ve 4 mm olarak bulunmuştur.

Reynolds sayıları 10000 ve 60000 arasında olmak üzere 6 değer kullanılmıştır. Reynolds Sayısı kanalın hidrolik çapına ve giriş hızına dayanmaktadır. Isı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_0) \quad (3.5)$$

Q = Isı miktarı

c_p = Sabit basınçta özgül ısı

T_i = Modelin giriş sıcaklığı

T_0 = Modelin çıkış sıcaklığı

Bahsedilen Reynolds sayısı ise modelin hidrolik çapına göre hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (3.6)$$

Buradaki

ρ = havanın yoğunluğu [kg/m^3]

U = havanın modele giriş hızı (m/s)

μ = havanın dinamik viskozitesi [$kg/m \cdot s$]

D_h = boru çapı (m)

Ortalama ısı taşınım katsayısı (h_{ort}) şu şekilde hesaplanmıştır.

$$H_{ort} = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{log}} \quad (3.7)$$

Q = Isı miktarı

A = Alan

ΔT_{log} = Logoritmik sıcaklık

Yukarıda verilenler ile birlikte modelimizin alt yüzeyinde bulunan çukurlu plakanın ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkileri sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Isı transferi ölçümlerinde Nusselt sayısı da incelenmiştir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (3.8)$$

Nusselt sayısı duvarda olan boyutsuz sıcaklık gradyanını verir. Yukarıdaki h ısı taşınım katsayısını, D_h kanalın hidrolik çapını ve k ise ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Toplam Nusselt Sayısı (Nu_{total}) aşağıdaki gibi projeksiyon alanı (A_f) ile hesaplanmıştır.

$$Nu_{total} = \frac{Nu.A}{A_f} \quad (3.9)$$

Sürtünme faktörü (f) aşağıdaki gibi hesaplandı

$$f = \frac{\frac{\Delta P}{L} D_h}{0,5 \cdot \rho \cdot u^2} \quad (3.10)$$

ΔP = model giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı

ρ = havanın yoğunluğu

u = kanalın hızı

Bu çalışmada Reynolds sayısına göre f/f_0 oranı da tartışılmıştır. Bu yüzden f_0 aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

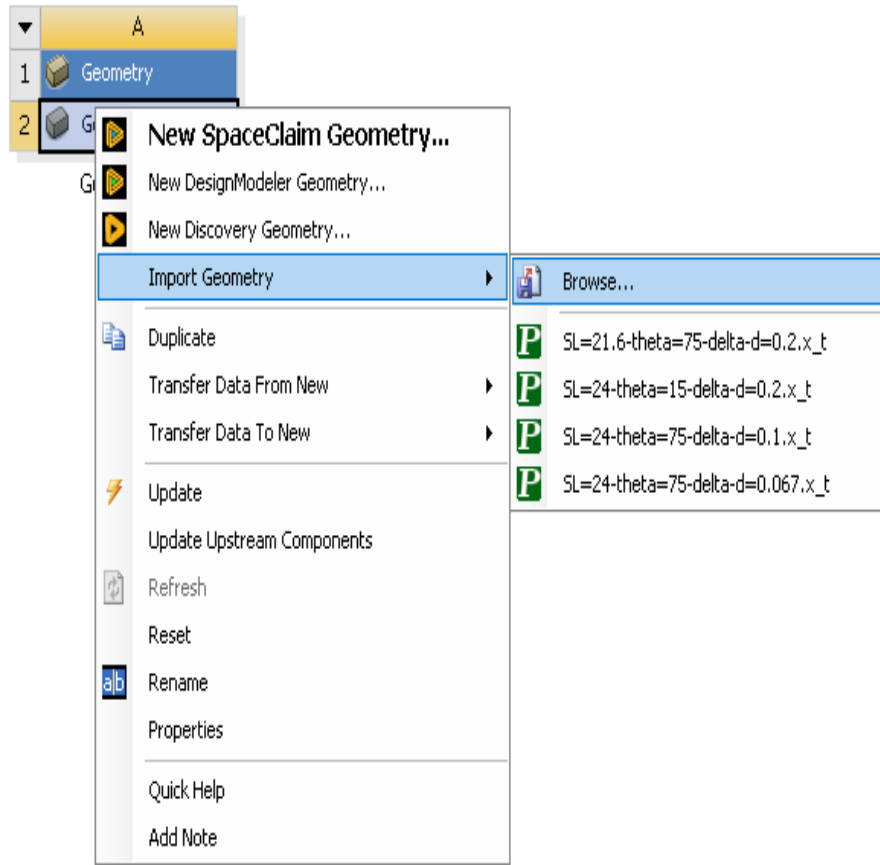
$$f_0 = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (3.11)$$

Yukarıda bahsedilen verilerle birlikte Nusselt sayısının, sürtünme faktörünün, ısı geçişinin, giriş çıkış sıcaklık farklarının, logaritmik sıcaklık farklarının ve ortalama Nusselt Sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi incelenmiştir.

Elde edilen veriler Excell formatındaki dosyada kaydedilip tüm analizler bittikten sonra grafikler oluşturulup yorumlamalar yapılmıştır

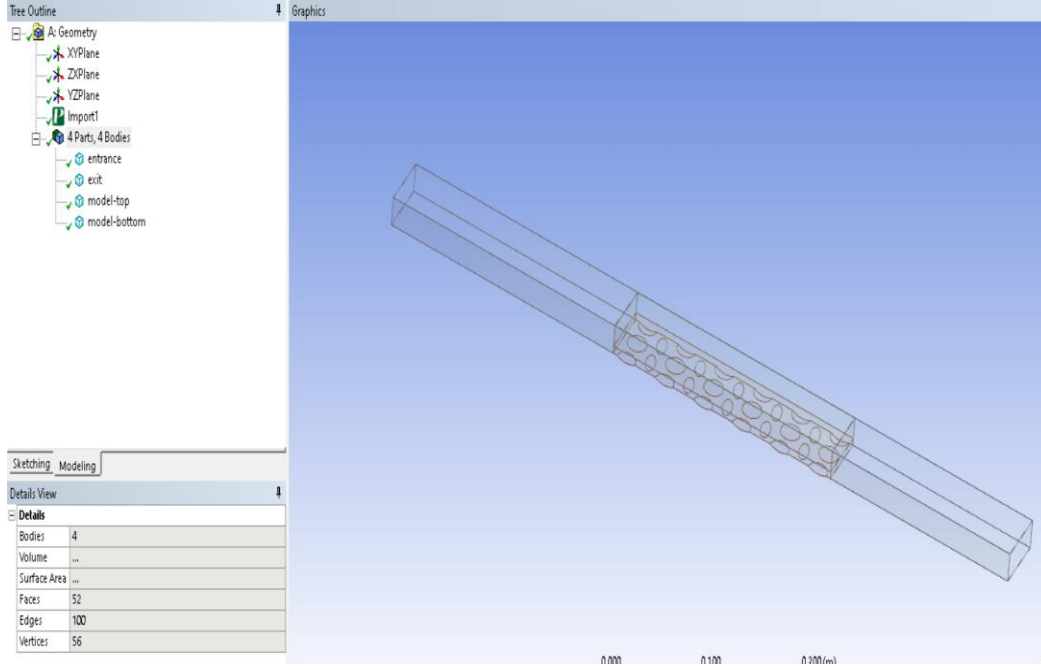
4. SAYISAL ANALİZ DETAYLARI

Bu çalışmada simülasyon süreci için Ansys Fluent hesaplamalı arayüz programı kullanılmıştır. Ek olarak 3 boyutlu modelleri çizilebilmek için SolidWorks programı ile desteklenmiştir.



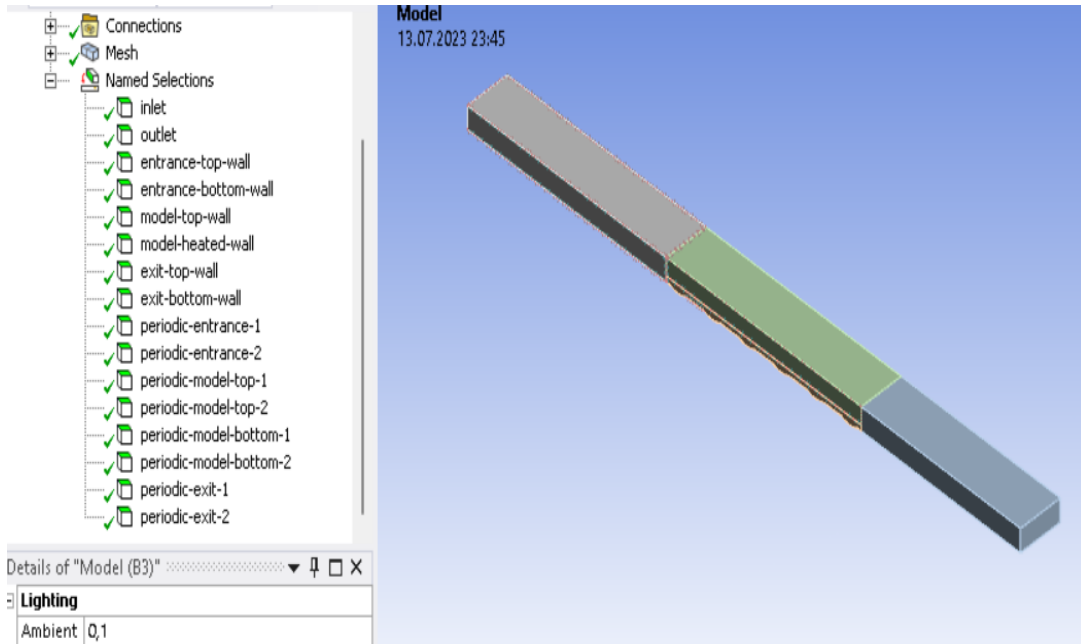
Şekil 4.1. Kayıtlı olan SolidWorks dosyasının Ansys ortamına aktarılması.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi modelin analizini yapabilmek için öncelikle Solidworks ortamında 3 boyutlu hali çizilmiş model Ansys programına aktarıldı.



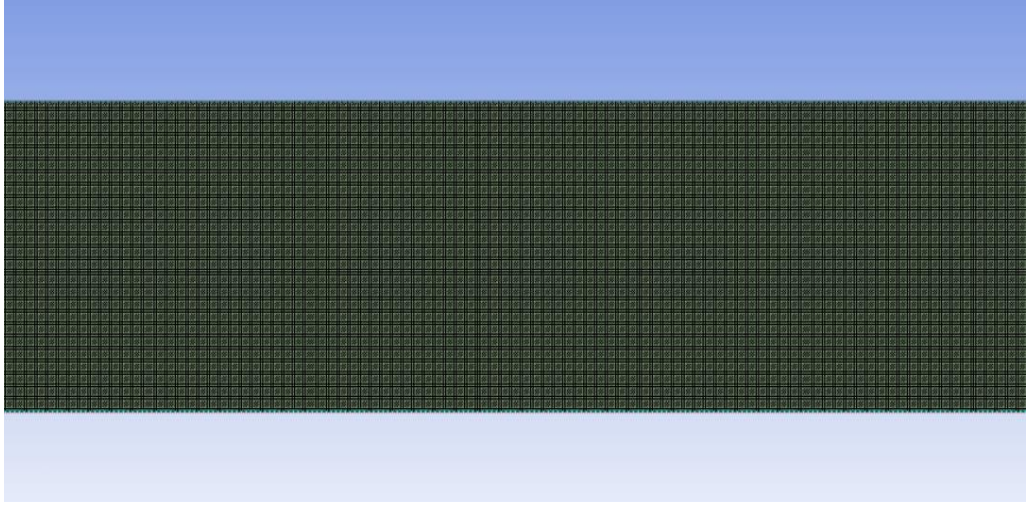
Şekil 4.2. Ürün ağacında modelin giriş, çıkış, alt ve üst yüzeylerin isimlerinin gösterilmesi.

Daha sonra çağırılan modelde Şekil 4.2’de ürün ağacından da belli olmak üzere modelin giriş (entrance), çıkış (exit), modelin üst (model-top) ve alt yüzeyleri (model-bottom) isimlendirildi.



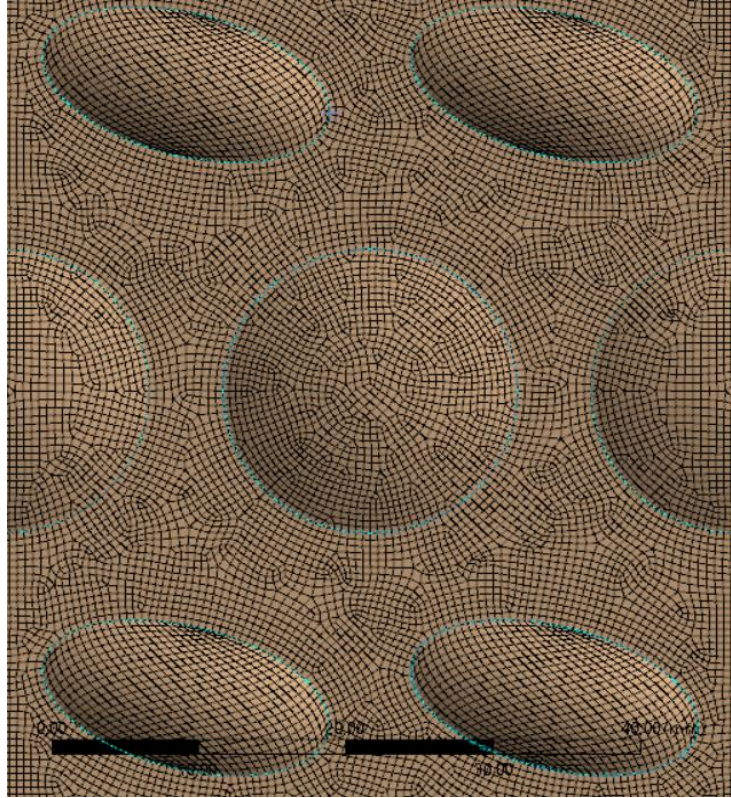
Şekil 4.3. Ürün ağacında tüm yüzeylerin isimlerinin gösterilmesi.

Şekil 4.3’te görüldüğü üzere modelin sahip olduğu tüm yüzeylerin isimlendirilmesi yapıldı.



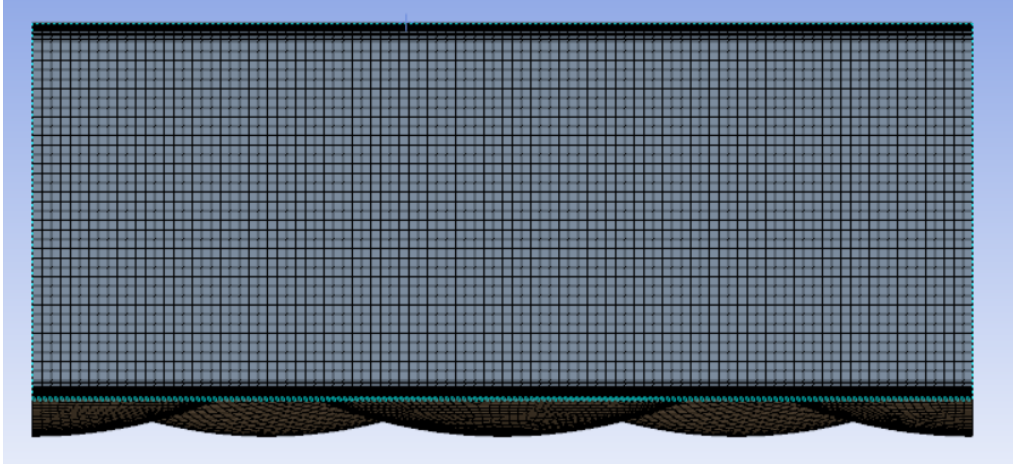
Şekil 4.4. Modelin üst kısmından alınan kesitteki ağ yapısı.

Her bir blok için 3'er tane ağ 23 onto secilerek, element tipi yazıldı ve ağ yapılarının görüntüleri kayıt edildi. Şekil 4.4'te de modelin üst kısmından alınan kesitteki ağın görüntüsüne yer verildi.

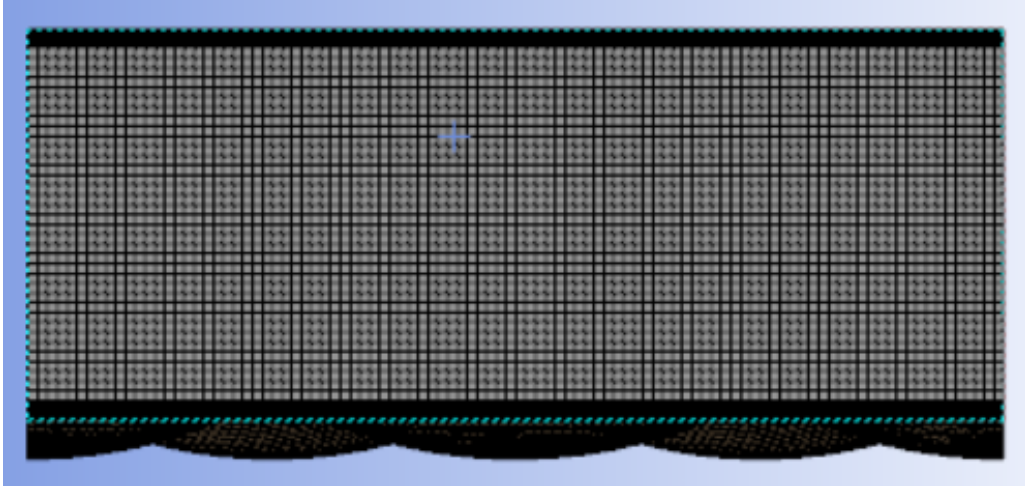


Şekil 4.5. Modelin alt kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.

Yapılan ağ ayarlarından sonra modelin alt kısmından alınan kesitin ağ görüntüsüne Şekil 4.5'te yer verildi.



Şekil 4.6. Modelin çıkış kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.



Şekil 4.7. Modelin giriş kısmından alınan kesitteki ağ görüntüsü.

Son olarak modelin giriş ve çıkış kısımlarından alınan kesitlere ait ağ yapıları Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de gösterildi.

Ağ ayarları yapıp görüntüler alındıktan sonra Fluent kısmına geçiş yapıp 24ontrol24 viskozite değerinde akışkan çeşidi hava seçilerek 5 noktaya ait sıcaklık ve yoğunluk değerleri yazıldı. Daha sonra özgül ısı değeri sabit baz alınarak işlemlere devam edildi. Isıl iletkenlik ayarları için doğrusal yol seçilip 5 noktaya ait sıcaklık ve ısıl iletkenlik değerleri yazıldı. Son adım olarak bu 5 noktaya ait viskozite değerleri ve belirlenen sınır şartları yazıldı.

Yukarıda verilen işlemler tüm Reynolds değerleri ve hız değerleri için ayrı ayrı yapıp çözümler sağlandı.

Çözümler bittikten sonra analizlerden değerler okunup Excell dosyalarına not edildi.

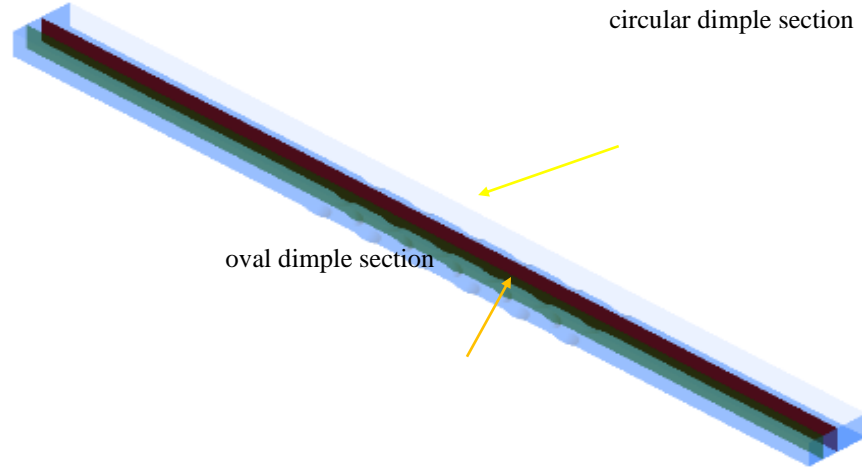
Buradaki amaç değerlerin birbirlerine yakınsanıp yakınsanmadığını, hangi durumlarda artış veya azalma olduğunu kontrol edebilmektir.

5. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

Bu çalışmada dikdörtgen kanalın alt yüzeyinde bulunan üçgen şeklinde dizilmiş dairesel ve elips şekilli çukur kombinasyonunun ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisi sayısal olarak incelendi. Isı transferine etkisinin incelenmesi için 6 çeşit Reynolds sayısı (10000-60000 değerleri) ele alındı.

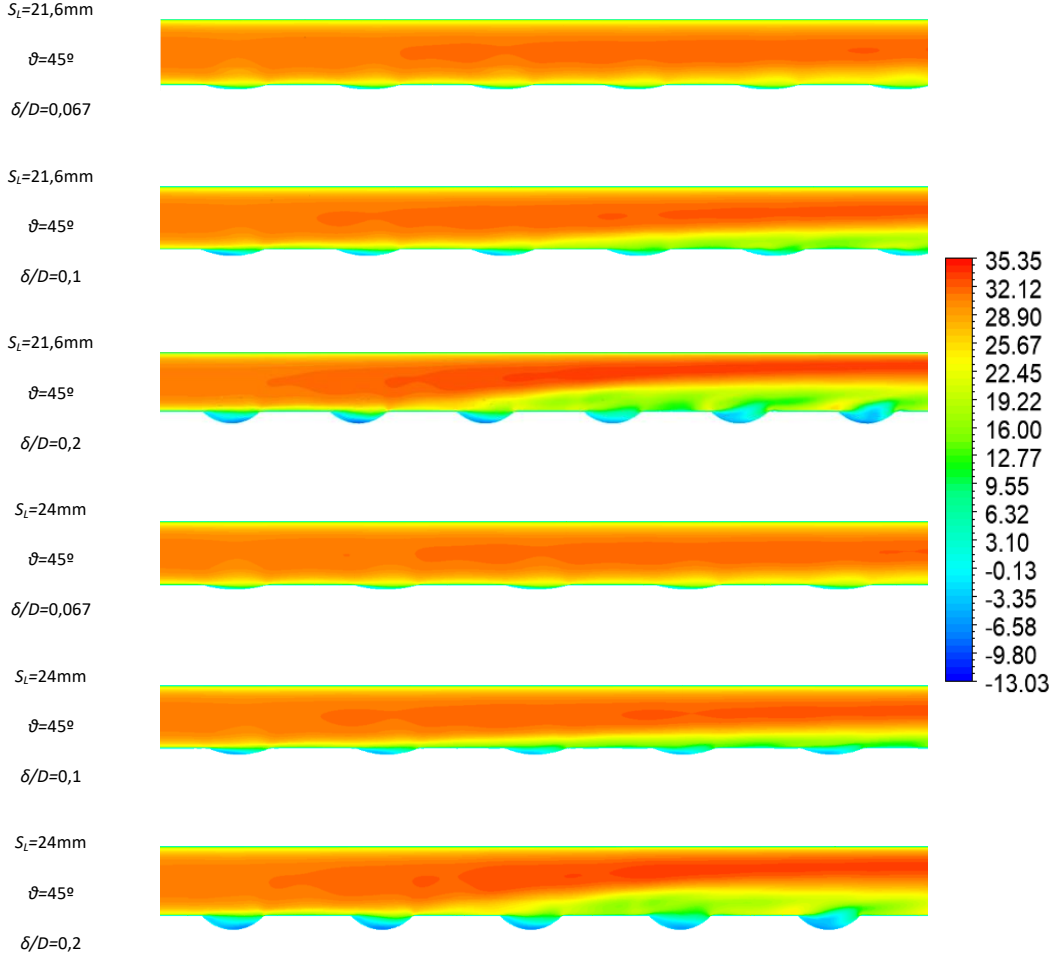
Belirtilen aralıktaki Reynolds sayılarının herbiri için denk gelen hızlar hesaplandı. Belirlenen 6 çeşit Reynolds sayısının etkisini görmek için çukurların arasındaki akışa paralel mesafe olan 2 farklı S_L değerine, hem dairesel hem de elips çukurlarda derinliğin çapa oranı için 3 farklı değere ve 7 farklı açığa göre ayrı ayrı toplamda 252 adet analiz yapıldı. Yapılan analizler sonucunda giriş çıkış sıcaklıkları, giriş çıkış basınç değerleri ve max akış hızı değerleri hesaplandı.

Hesaplanan değerler sonucunda giriş çıkış sıcaklık farkı değerleri, f sürtünme faktörleri, Nusselt Sayısı ve gerçekleşen ısı transferi değerleri hesaplanması Excell ortamında yapıldı.



Şekil 5.1.Hız ve sıcaklık eğrileri için kullanılan kesit.

Akış ve ısı transfer özelliklerini anlayabilmek için Şekil 5.1’de görüldüğü gibi iki bölüm belirlenmiştir. Bu bölümlerden biri orta dairesel çukurlarda, diğer bölüm ise elips çukurların orta bölümüne yerleştirilmiştir.



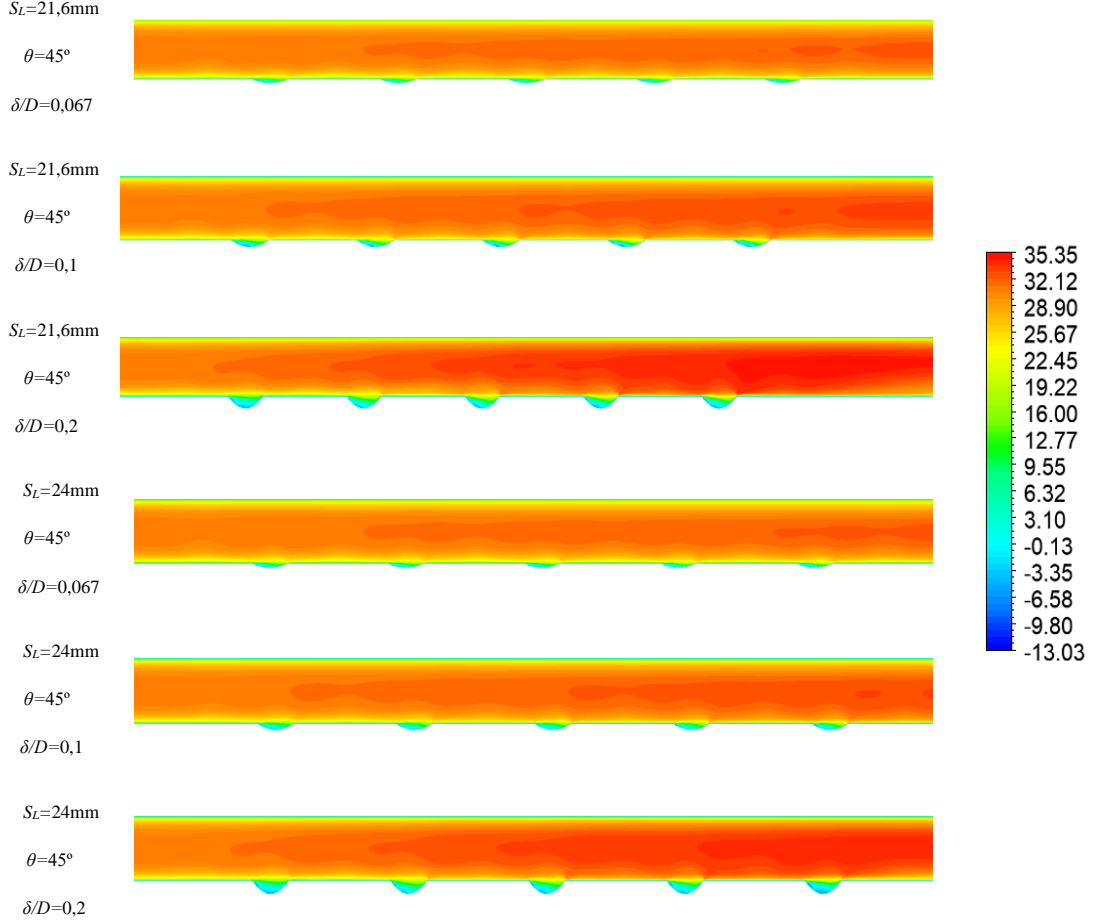
Şekil 5.2. $Re=60000$ de dairesel çukur kesidi için aksenal hız konturları.

Şekil 5.2’de tüm çukur derinliği/çap oranında, 45° elips çukur açısı ve tüm çukurlar arasındaki mesafelere göre Reynolds 60000 de dairesel çukur kesitindeki aksenal hız konturları gösterilmektedir. Tüm durumlarda akış, tam gelişmişliğe ulaşmak için modelin giriş bölgesinden geçer ve daha sonra akış model bölgesine gelir. Ve burada çukurların akış üzerindeki etkileri gözlemlenir.

Çukur derinliği/çap oranı arttıkça ısıtma plakasının yanında yeniden karışım bölgeleri oluşur ve akış daha iyi karışır. Tüm analizlerde çukur derinliği/çap oranlarının küçük olduğu durumlarda akış çok fazla karışmaz.

Dairesel çukurların aksenal hız üzerindeki etkisi incelendiği zaman derinlik arttıkça girdap şiddeti de arttığı için elips çukurlardan ziyade dairesel çukurların derinliğinin büyük bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

Akış yönünde gerçekleşen basınçtaki bir artma durumu, ısıtma plakası yakınındaki hızda bir azalmaya neden olmaktadır. Çukur derinliği arttıkça çukurların içindeki düşük hızlı akış bölgeleri de artmaktadır.

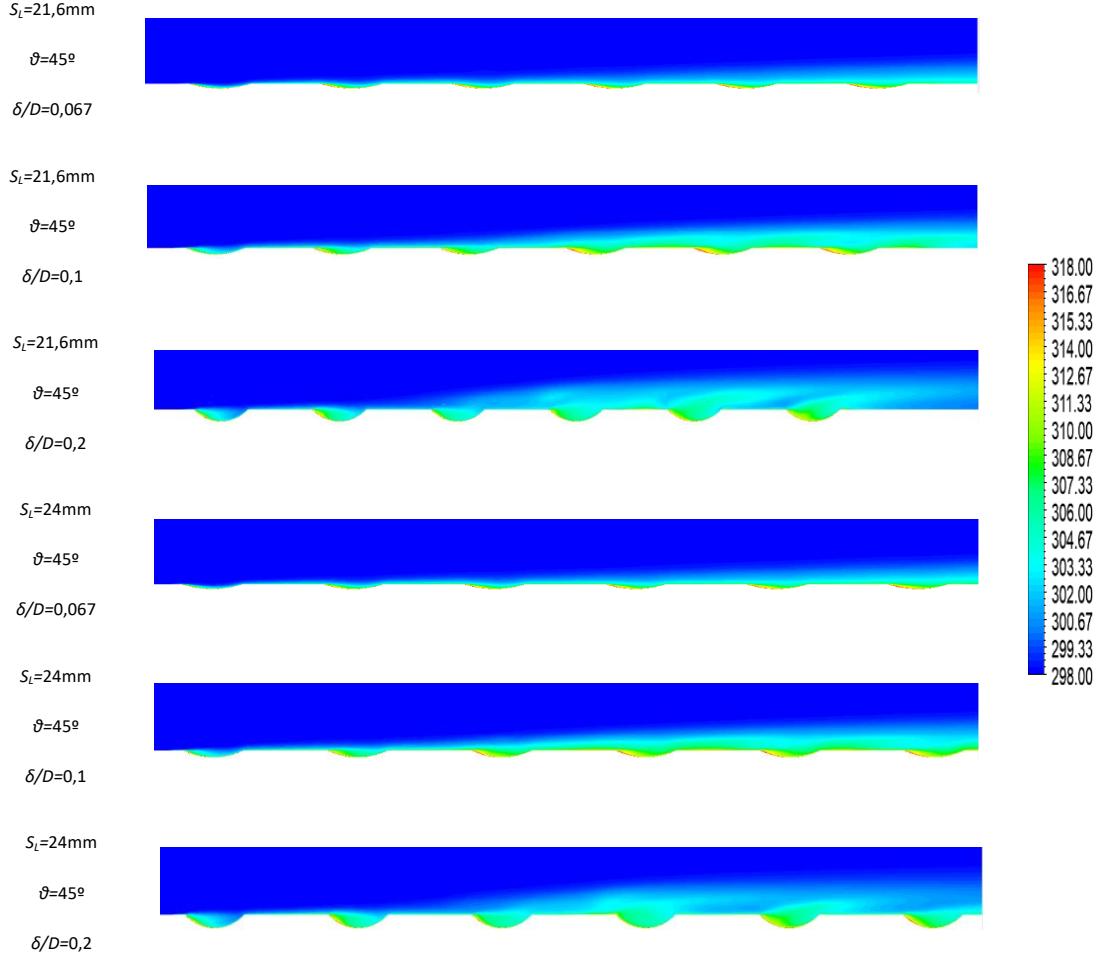


Şekil 5.3. $Re=60000$ de elips çukur kesidi için eksenel hız konturları.

Şekil 5.3'te ise tüm çukur derinliği/çap oranında, 45° elips çukur açısı ve tüm çukurlar arasındaki mesafelere göre Reynolds 60000 de elips çukur kesitindeki eksenel hız konturları gösterilmektedir.

Akışın karışım şekilleri dairesel çukur kesitte daha gözle görülebilir şekildeyken, elips çukurlu kesitte o kadar belirgin değildir. Dolaşım bölgeleri, tüm durumlarda çukur derinliği/çap oranıyla ısıtma plakasının yakınında artmaktadır.

Isıtma duvarının yakınlarda daha çok eksenel hız gradyanları 45° elips çukur açısında gerçekleştiği için konturların 45° için gösterimi yapılmaktadır. Burada çukurlar arasındaki küçük ve uzun boylamsal mesafelerin eksen hızlarında çok fazla farklılık göstermediğini görülmektedir.



Şekil 5.4. Re=60000 de dairesel çukur kesidi için sıcaklık konturları.

Şekil 5.4’te ise tüm çukur derinliği/çap oranında, 45° elips çukur açısı ve tüm çukurlar arasındaki mesafelere göre Reynolds 60000 de dairesel çukur kesitindeki sıcaklık gradyanları gösterilmektedir.

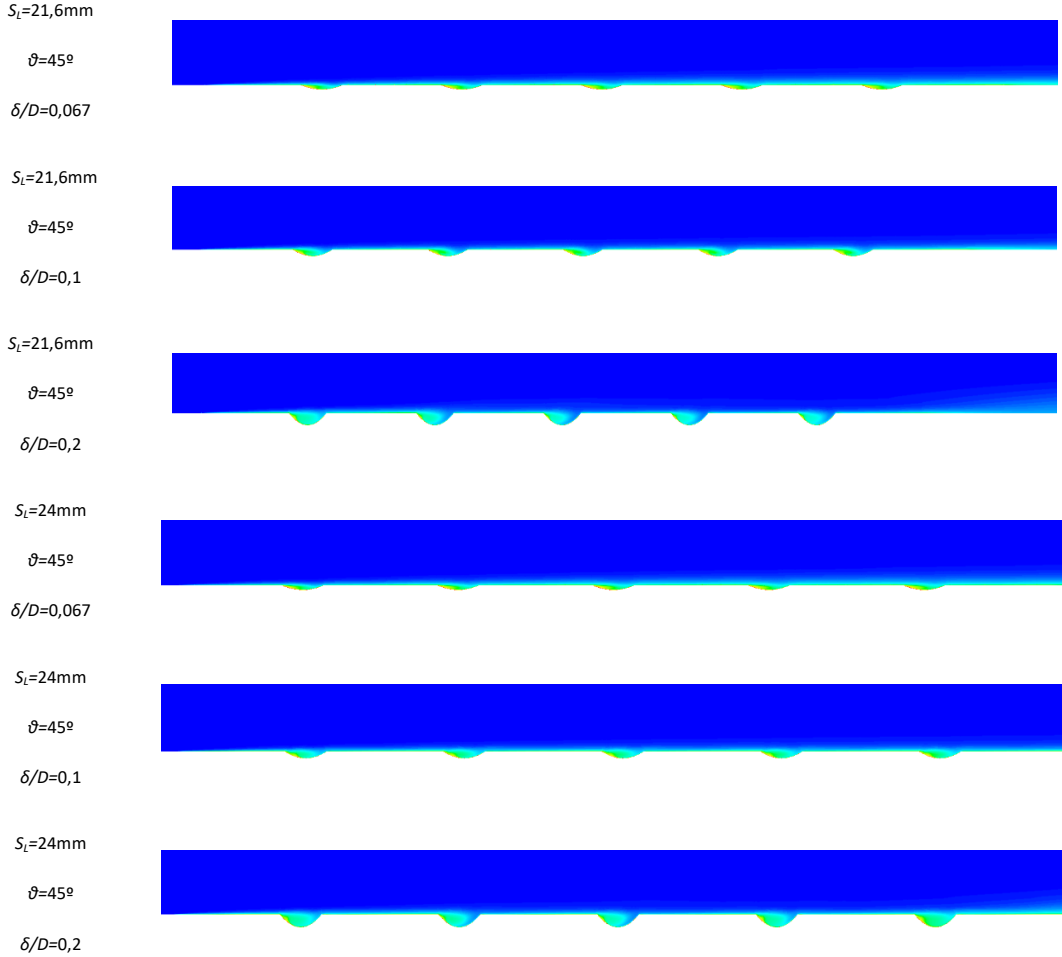
Akışkan, modele 298K sıcaklığında girmektedir ve ısıtma işlemi yapılan çukurlu yüzeyin sabit 318K sıcaklığı sayesinde sıcaklığının giderek artması sağlanmıştır. Bu sebepten mütevellit sıcaklık kontur aralığı 298K ve 318 K değerleri arasında baz alınmıştır. Sıcaklık özellikleri akış özelliklerini doğrudan etkilemektedir.

Sıcaklık gradyanları; çukur derinliği/çap oranı artmasıyla aksel hız gradyanlarında olduğu gibi artmaktadır. Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumda en yüksek sıcaklık gradyanı, 0,067 olduğu durumda ise en düşük sıcaklık gradyanı elde edilmiştir.

Elbette elips çukur açıları da sıcaklık özelliklerini etkilemektedir.

45° elips çukur açısının sıcaklık dağılımları biraz farklılık göstermektedir. Çukurlar arasındaki S_L mesafesinin küçük olduğu yani 21,6mm olduğu durumlarda 24mm olduğu duruma göre sıcaklık gradyanları daha yüksektir.

Ancak iki farklı çukurlar arasındaki mesafelerdeki farklar çok belirgin değildir.



Şekil 5.5. $Re=60000$ de elips çukur kesidi için sıcaklık konturları.

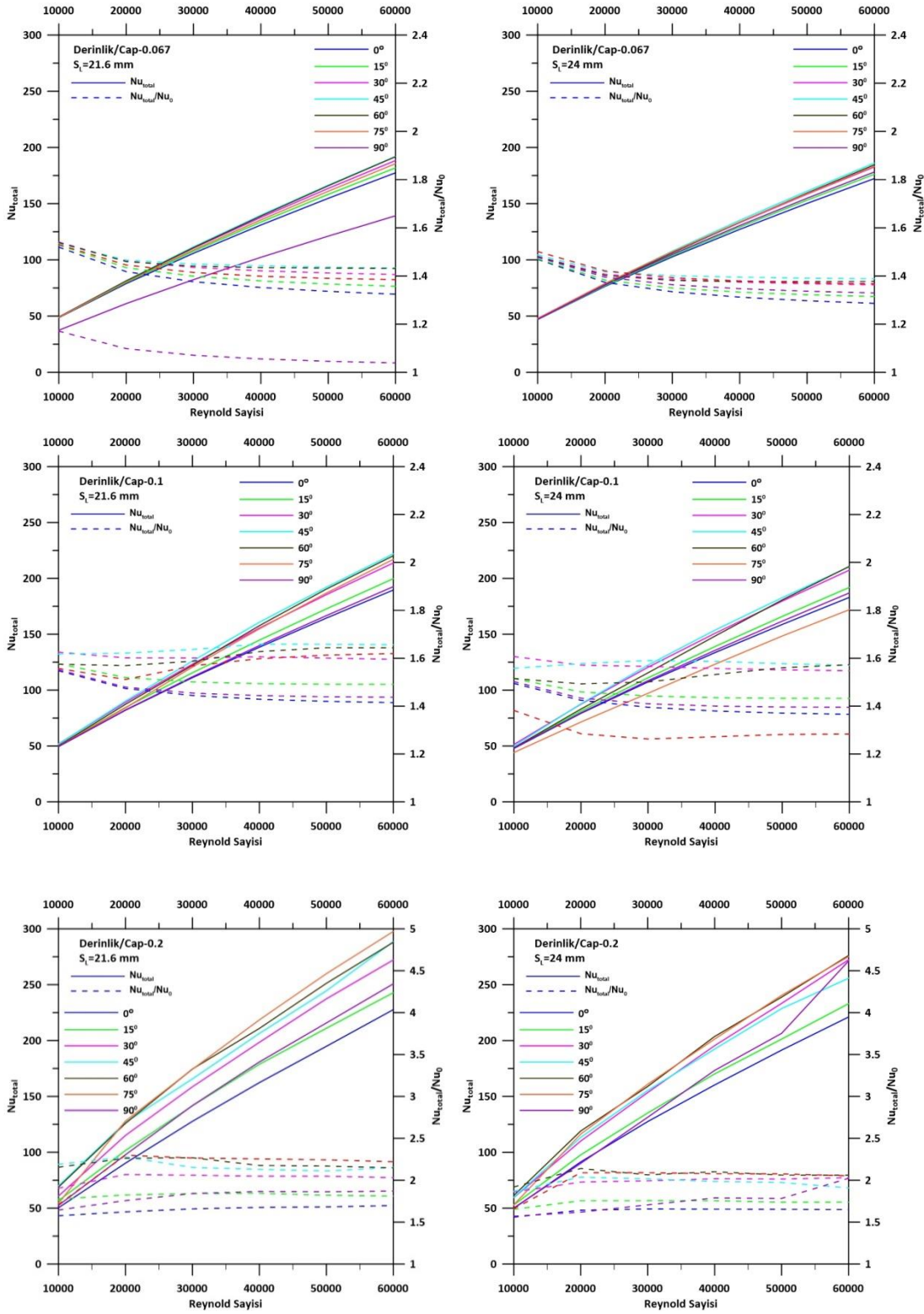
Şekil 5.5'te ise tüm çukur derinliği/çap oranında, 45° elips çukur açısı ve tüm çukurlar arasındaki mesafelere göre Reynolds 60000 de elips çukur kesitindeki sıcaklık gradyanları gösterilmektedir.

Bu bölümde de sıcaklık kontur aralığı tüm durumlar için 298K ile 318K arasında alınmaktadır.

Isıtma çukurlu yüzeye yakın bölgelerde sıcaklık artışı gözlenirken, ısıtma çukurlu yüzeye uzak alanlarda sıcaklıkta herhangi bir artış gözlenmemektedir.

5.1. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 Değerlerinin Yorumlanması

Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.



Şekil 5.6. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.

Pürüzsüz bir kanaldaki Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerleri 6 farklı Reynolds Sayısı ile birlikte 2 farklı çukurlar arasındaki mesafeye, 7 farklı oval çukur açısına ve 3 farklı çukur derinliği/çap oranına göre elde edildi.

Şekil 5.6'da farklı Çukur derinliği/çap oranının Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Grafiklerde görüldüğü üzere 7 farklı açıda, 3 farklı derinlik/çap oranında ve 2 farklı S_L uzunluğunda Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısında da artış gözükmektedir.

Düzensiz bir kanalda tam türbülanslı akışın gerçekleştiği durumlarda Çukur derinliği/çap oranı arttıkça Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerleri de artmaktadır.

Pürüzsüz bir kanalda tam türbülanslı akışın gerçekleştiği durumlarda Reynolds sayısı arttıkça Nu_{total}/Nu_0 oranı genel olarak çukur derinliği/çap oranlarının tüm durumları için sabit bir şekilde devam etmektedir.

Bizim çalışmamızda ise Çukur Derinliği/Çap oranları 0,067 ve 0,1 olan değerler de $Re=10000$ 'de Nu_{total}/Nu_0 biraz daha yüksekken, en yüksek Çukur Derinliği/Çap oranı 0,2 de Nu_{total}/Nu_0 etkili girdap etkileşimlerinden dolayı $Re=20000$ 'de biraz daha büyüktür.

Şekil 5.7'de oval çukur açısının Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerindeki etkileri de gösterilmiştir. Çukur derinliği/çap oranı arttıkça Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinin üzerindeki oval çukur açısı etkisinde de artış gözükmektedir.

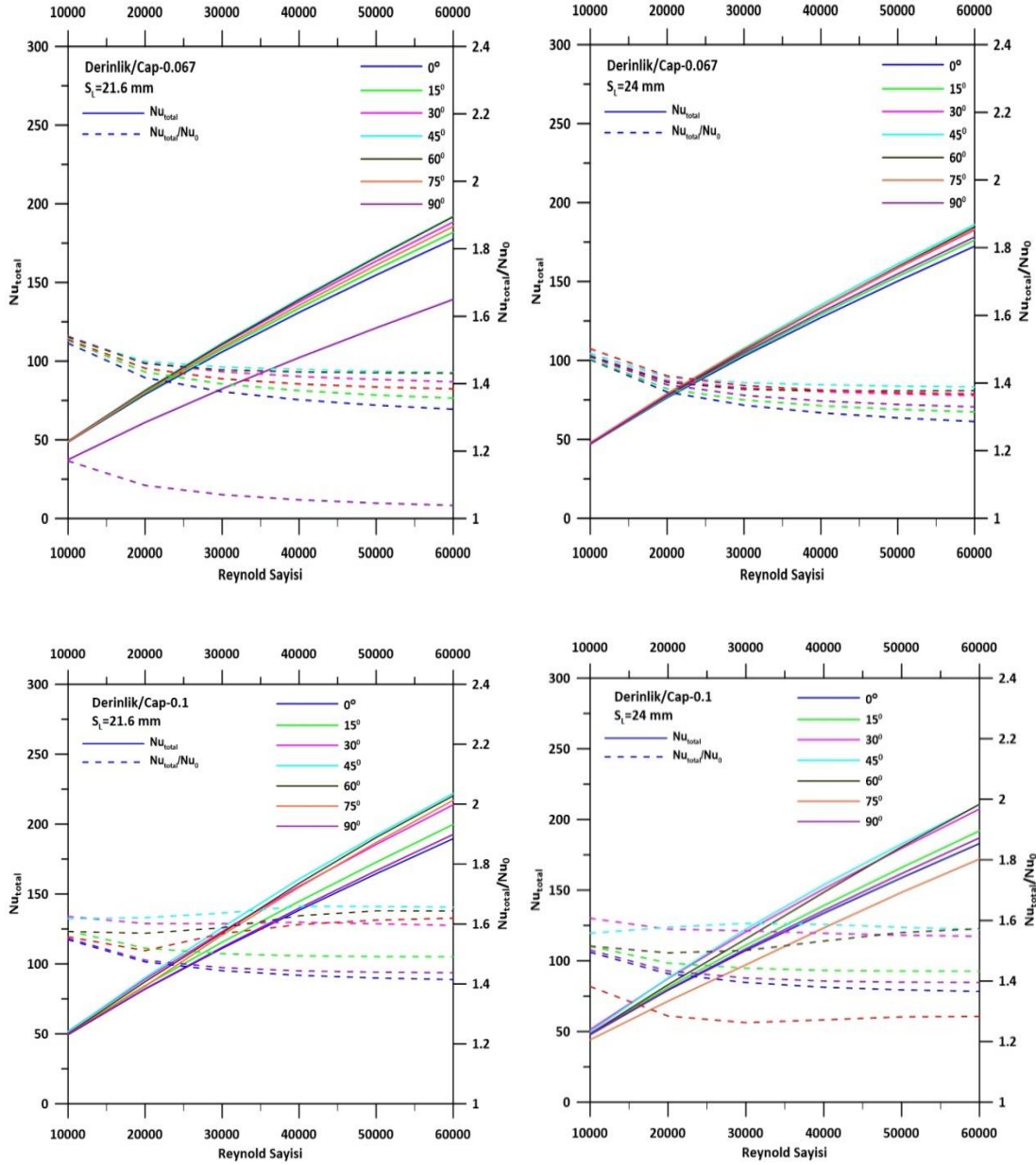
Çukurlar arasındaki 2 farklı (S_L) mesafesine göre çukur derinliği/çap oranının 0,067 ve 0,1 olduğu değerlerde Nu_{total} üzerinde çukur açısının etkisinin olmadığı grafiklerde gözükmektedir.

Fakat çukur derinliği/çap oranının 0,067 ve 0,1 olduğu değerlerde ve her iki çukurlar arasında S_L mesafesine göre Nu_{total}/Nu_0 üzerindeki oval çukur açısının etkisinin değiştiği gözükmektedir. Grafiklerden en büyük çukur derinliği/çap oranı 0,2 değeri için oval çukur açısının etkisi Nu_{total}/Nu_0 üzerinde gözlemlenmektedir. 7 farklı oval çukur açısı değerlerinin içerisinde $S_L=21,6\text{mm}$ de 75° de, $S_L=24\text{mm}$ de ise 60° de en büyük Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerini elde edildiği gözükmektedir.

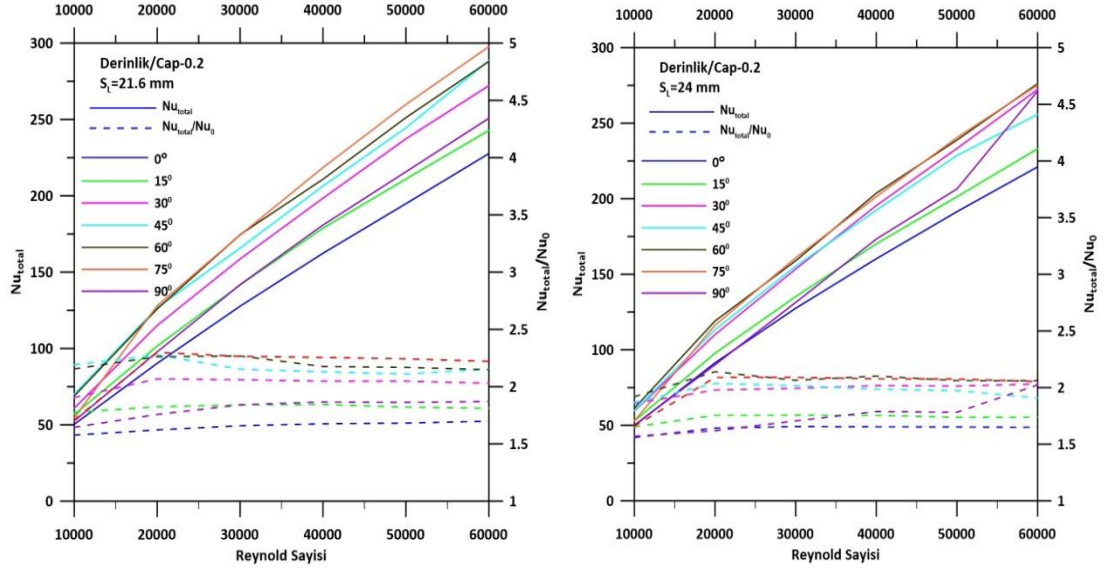
S_L mesafesinin 21,6mm olduğu esnada Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinin 2. en büyük değerlerinin 45° ve 60° lik oval çukur açısında elde edildiği gözükmektedir.

S_L mesafesinin 24mm olduğu esnada ise Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinin 2. en büyük değerlerinin 30° ve 75° lik oval çukur açısında elde edildiği gözükmektedir.

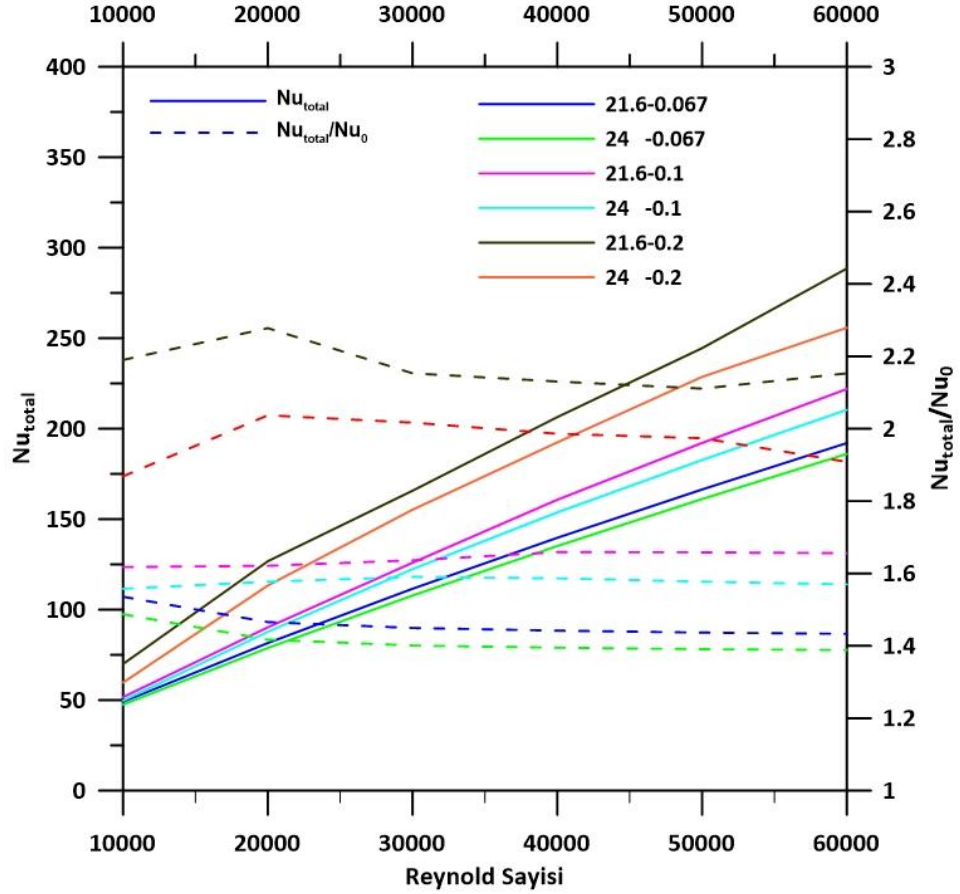
Minimum Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinin 2 farklı S_L mesafeleri için de 0° ve 15° de elde edildiği grafikten anlaşılmaktadır.



Şekil 5.7. Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde oval çukur açısının etkisi.



Şekil 5.8 (devamı). Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde oval çukur açısının etkisi.



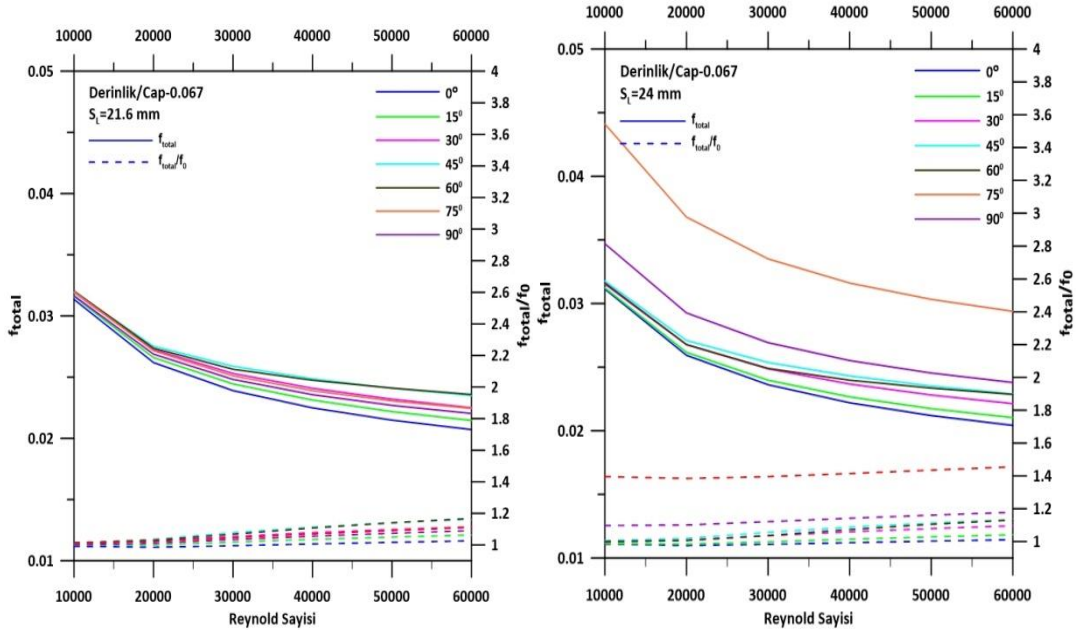
Şekil 5.9. 45° de Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde (S_L) çukurlar arasındaki mesafenin etkisi.

Şekil 5.8’de Çukurlar arasındaki S_L mesafesinin Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekillerden de anlaşıldığı üzere $S_L=21,6mm$ de daha yüksek Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerleri elde edilmiştir.

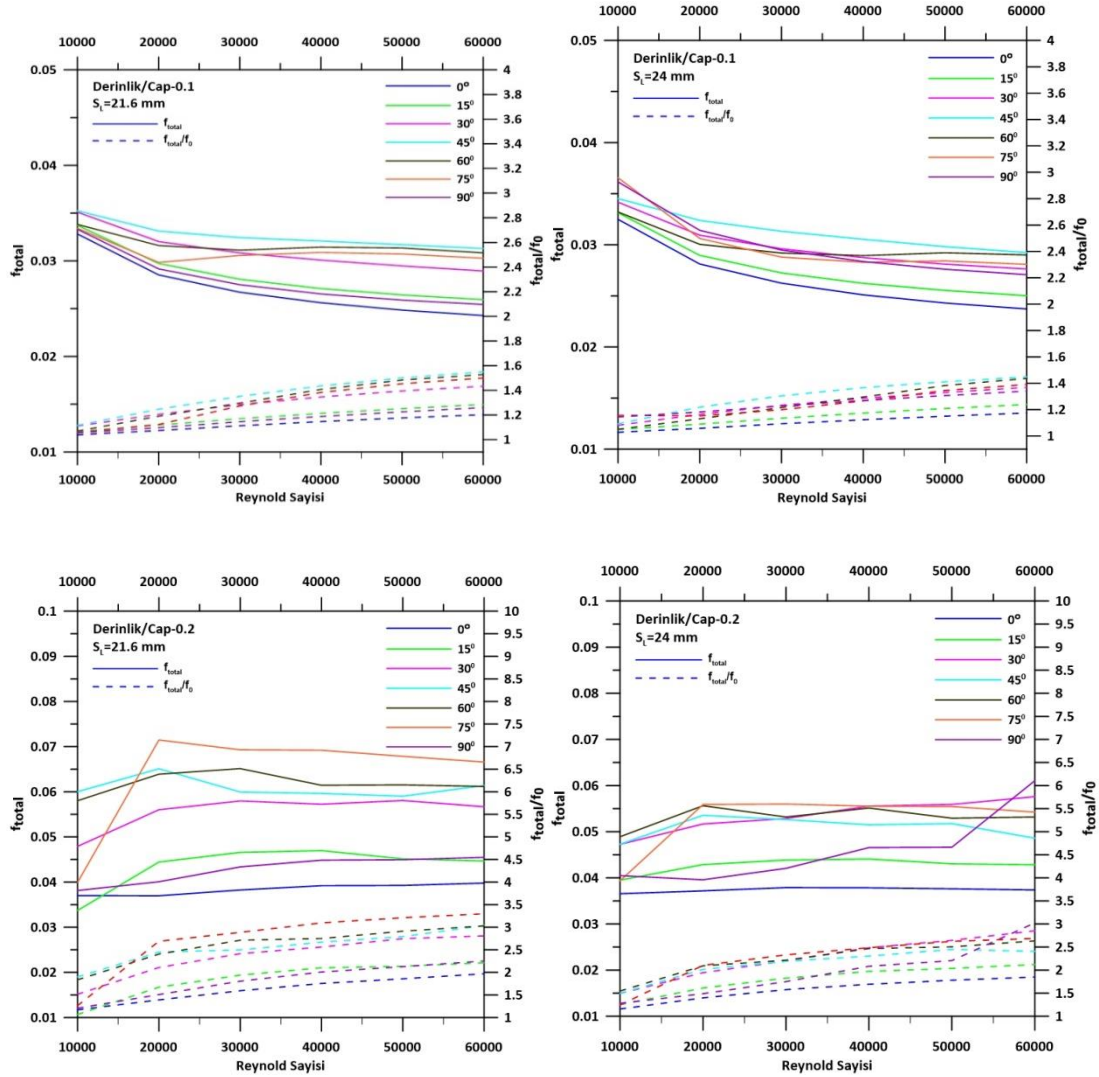
Reynolds Sayısı ve çukur derinliği/çap oranının artmasıyla, S_L mesafesinin değişmesiyle de Nu_{total} değerinde de artış gözükmektedir. Aynı durumda Nu_{total}/Nu_0 değeri çukur derinliği/çap oranı arttıkça ve S_L mesafesinin değişmesiyle artış gösterir fakat Reynolds sayısının etkisini incelemek net bir şekilde mümkün değildir. Ancak 0,2 çukur derinliği/çap oranında ve 75° lik oval çukur açısında Re 20000 olduğu durumda maksimum farklar elde edilmiştir.

5.2. f_{total} ve f_{total}/f_0 Değerlerinin Yorumlanması

Pürüzsüz bir kanaldaki f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri 6 farklı Reynolds Sayısı ile birlikte 2 farklı çukurlar arasındaki mesafeye, 7 farklı oval çukur açısına ve 3 farklı çukur derinliği/çap oranına göre elde edildi.



Şekil 5.10. f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.



Şekil 5.11 (devamı). f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde çukur derinliği/çap oranının etkisi.

Şekil 5.9'da çukur derinliği/çap oranının f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

Çukur derinliği/çap oranının 0,067 ve 0,1 olduğu durumlarda Darcy Sürtünme Faktörünün (f_{total}) Reynolds sayısının artmasıyla azaldığı gözükmektedir.

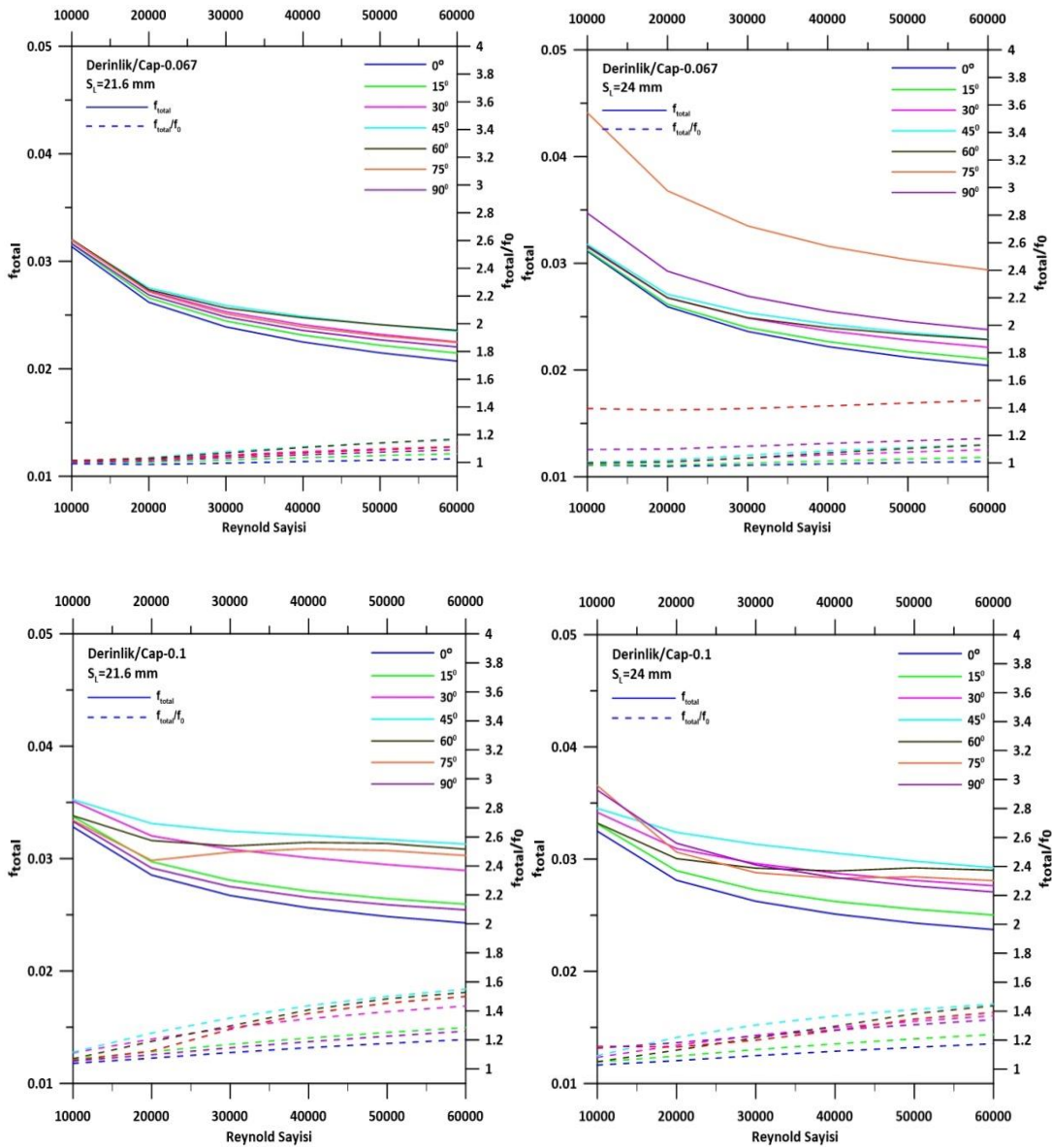
Fakat çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumlarda ise şekillerden görüldüğü üzere dalgalanmalar mevcut olduğu için Darcy sürtünme faktörünün davranışının net olmadığı anlaşılmaktadır.

Fakat 75° oval çukur açısında Reynolds sayısı arttıkça (f_{total}) Darcy Sürtünme Faktörü de artış gösterir ve diğer açılarda sürtünme faktörünün (f_{total}) neredeyse sabit kaldığı gözlemlenmektedir.

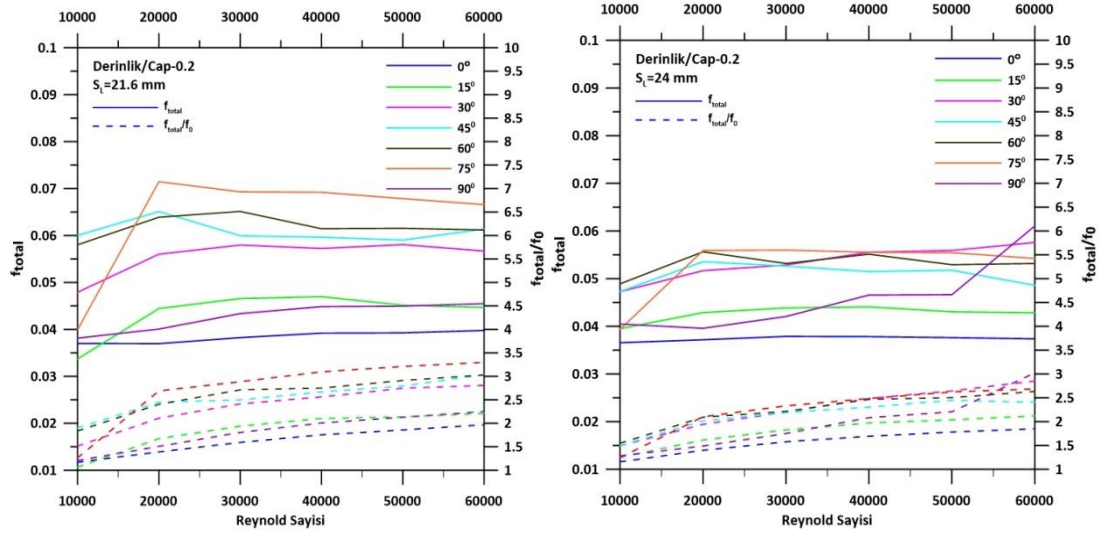
Düzgün bir kanalda (f_{total}) Darcy Sürtünme Faktörünün tam türbülanslı akışın sürtünme faktörüne oranı (f_{total}/f_0) tüm yapılan analizlerde Reynolds sayısı arttıkça artar. Şekillerden de görüldüğü üzere çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumda artış miktarı daha fazla gerçekleşmiştir.

Şekillerden yola çıkılacak olursa çukur derinliği/çap oranının artmasıyla birlikte f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinin de arttığı gözükmektedir.

f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinin maximum noktaya ulaştığı değerler çukurlar arası mesafenin S_L 21,6 mm, çukur derinliği/çap oranının 0,2 ve çukur açısının 75° olduğu Şekil 5.9'dan anlaşılmaktadır.



Şekil 5.12. f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde oval çukur açılarının etkileri.



Şekil 5.13 (devamı). f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde oval çukur açılarının etkileri.

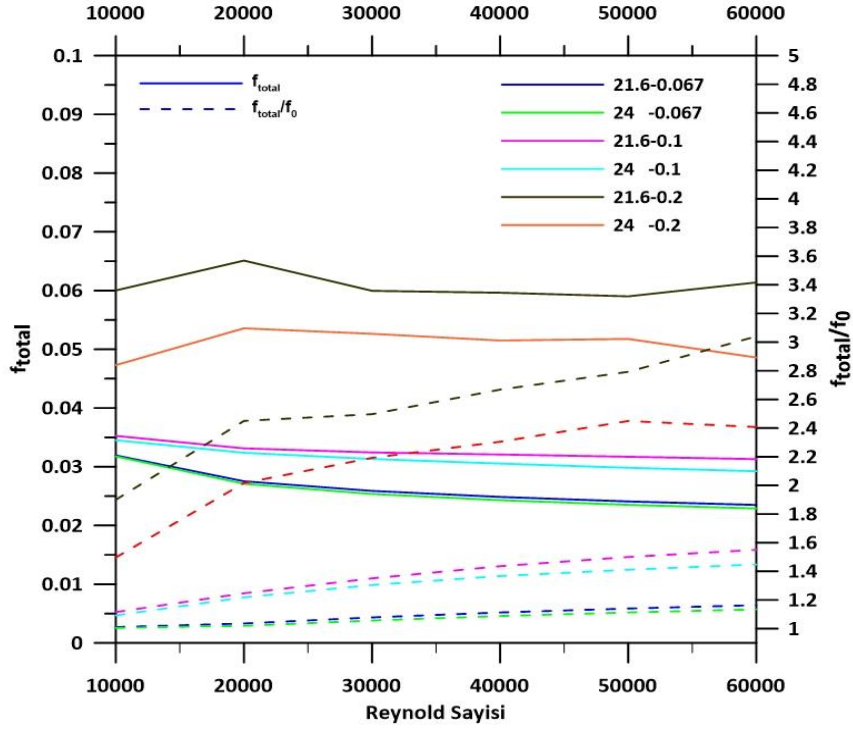
Şekil 5.10'da 7 adet Oval çukur açılarının f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerindeki etkilerini göstermektedir.

Çukur derinliği/çap oranı arttıkça oval çukur açılarının etkisiyle de f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinin arttığı gözlenmektedir.

Çukur derinliği/çap oranının 0,067 olduğu durumda 7 farklı oval çukur açılarıyla f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinin değişiminin az olduğu şekillerde gözükmektedir.

Her iki S_L değerinde (21,6 mm ve 24mm) çukur derinliği/çap oranının 0,1 olduğu durumda maksimum f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri 45° lik oval çukur açısında elde edilmiştir. Daha sonra sırasıyla 60° ve 75° en büyük f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri elde edilmiştir.

Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumda ise şekillerden de görüldüğü üzere dalgalanmalar söz konusudur ve böylece oval çukur açısı için net bir kıyaslama yapabilmek mümkün değildir.



Şekil 5.14. 45° de f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerinde çukurlar arasındaki mesafenin etkileri.

Çukurlar arasındaki mesafenin yani S_L nin f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerindeki etkisi Şekil 5.11 'de gösterilmektedir.

Çukur derinliği/çap oranının 0,067 ve 0,1 olduğu durumlarda f_{total} ve f_{total}/f_0 üzerindeki S_L etkisi dikkate alınmayacak düzeydedir. Fakat çukur derinliği/çap oranının değeri arttıkça oluşan etki şekillerden de anlaşılmaktadır.

Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumlar çukurlar arasındaki S_L mesafesinin en hassas olduğu noktadır.

Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumlarda $S_L=21,6$ mm de 24mm den daha büyük f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri elde edildiği şekillerden de gözükmektedir.

Oval çukur açısının 75° olduğu durumlarda çukurlar arası mesafelere göre f_{total} ve f_{total}/f_0 farkları çok büyük olmaktadır.

6. SONUÇLAR

Bu makalede Reynolds Sayısı 10000 ile 60000 arasında değişen çukurlu ısıtma yüzeylerine sahip yüzeyler üzerindeki düzgün bir kanaldaki Nu_{total} , Nu_{total}/Nu_0 , f_{total} , f_{total}/f_0 oranı hakkında ayrıntılı bir sayısal çalışma sunmaktadır.

3 farklı çukur derinliği/çap oranı 0,067, 0,1 ve 0,2 , 7 farklı oval çukur açısı $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$ ve 2 farklı çukurlar arasındaki mesafe $S_L=21,6$ mm ve 24mm değerleri ile incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlar aşağıdadır.

- 6 farklı Reynolds sayısının tüm durumlarında Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerleri sabit kalmaktadır.
- Çukur derinliği/çap oranı arttıkça Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinde artış gözükürken (S_L) çukurlar arasındaki mesafe arttıkça Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 değerlerinde azalma gözükmektedir.
- Çukur derinliği/çap oranlarının düşük değerlerinde Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerinde oval çukur açısı etkisi olmadığı sonucuna ulaşılmaktadır. Ancak en büyük çukur derinliği/çap oranında yani 0,2 değerinde Nu_{total} ve Nu_{total}/Nu_0 üzerindeki oval çukur açısının önemi ortaya çıkmaktadır. Çukur derinliği/ çap 0,2 değerinde çukurlar arasındaki mesafe $S_L=21,6$ mm ve 24mm olduğu her iki durumda oval çukur açısıyla birlikte azalma söz konusu olmaktadır.
- Reynolds sayısı arttıkça genellikle f_{total} azalma, f_{total}/f_0 oranında ise artma söz konusudur.
- Çukur derinliği/çap oranı arttıkça f_{total} , f_{total}/f_0 değerlerinde de artış gözlemlenmektedir.
- Çukur derinliği/çap oranı arttıkça oval çukur açılarının etkisiyle de f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinin arttığı gözlenmektedir.
- Çukur derinliği/çap oranı 0,067 için oval çukur açılarıyla f ve f/f_0 değişiklikleri çok azdır.

- Her iki S_L değerinde (21,6 mm ve 24mm) ukur derinliği/çap oranının 0,1 olduğu durumda maksimum f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri 45° lik oval çukur açısında elde edilmiştir. Daha sonra sırasıyla 60° ve 75° en buyk f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri elde edilmiştir.
- Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumda ise şekillerden de görüldüğü üzere dalgalanmalar söz konusudur ve böylece oval çukur açısı için f_{total} ve f_{total}/f_0 değerlerinde net bir kıyaslama yapabilmek mümkün değildir.
- Çukur derinliği/çap oranının 0,067 ve 0,1 olduğu durumlarda f_{total} ve f_{total}/f_0 zerindeki S_L etkisi dikkate alınmayacak düzeydedir. Fakat ukur derinliği/çap oranının değeri arttıa oluşan etki şekillerden de anlaşılmaktadır.
- Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumlar çukurlar arasındaki S_L mesafesinin en hassas olduğu noktadır.
- Çukur derinliği/çap oranının 0,2 olduğu durumlarda $S_L=21,6$ mm de 24mm den daha büyük f_{total} ve f_{total}/f_0 değerleri elde edildiği şekillerden de gözükmektedir.
- Oval ukur açısının 75° olduğu durumlarda çukurlar arası mesafelere göre f_{total} ve f_{total}/f_0 farkları çok büyük olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Kotcıoğlu, I. ve Bölükbaşı A. (2003) A. Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5 (2), 89-102.
- [2] Kakaç, S., Bergles A.E., Mayinger F., Yüncü H. (1999). *Introduction to Heat Transfer Enhancement*. Klawer Academic Publishers.
- [3] Tanyıldızı, V., Ayhan, T. ve Karabay, H. (1990). Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Rendemsi Türbülötörlerin Isı Transferine Etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi* (4).
- [4] Incropera, F. ve Dewitt, D. (2002). Kesik Konik Türbülötörlerin Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Bir Tüpde Isı Transferi ve Ekserji Kaybına Etkisi. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4(3), 175-184.
- [5] Durmuş A., Kurtba İ., Gülçimen, F. ve Durmuş A. (2002). Akım Ortamına Yerleştirilen Kesik Konik Türbülötörlerin Sabit Yüzey Sıcaklığına Sahip Bir Tüpde Isı Transferi ve Ekserji Kaybına Etkisi. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4 (3), 175-184.
- [6] Bergles, A.E. (1999). *The Imperative to Enhance Heat Transfer. Proceeding of the NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*. Klawer Academic Publishers.
- [7] Bergles, A.E. ve Webb, R.L. (1989). A Guide to The Literature on Convective Heat Transfer Augmentation. *Advanced in Enhanced Heat Transfer*, (43), 81-89.
- [8] Webb, R.L. ve Bergles, A.E.(1983). Heat Transfer Enhancement: Second Generation Technology. *Mechanical Engineering*, (105), 60-67.
- [9] Bakırcı, K. (1998), *Dönen Çarpan Jetin Isı Transfer Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi*. [Yüksel Lisans Tezi] Erzurum Atatürk Üniversitesi.
- [10] Bilen, K. (1994). *Isıtılan Düzlem Bir Plakaya Dik ve Eğik Hava Jeti Çarpmasında Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi* [Doktora Tezi] Karadeniz Teknik Üniversitesi.
- [11] Dudik D. C., Rintamaki J. I., Allen G. R., and Kuenzler G. H., (2013). *Led lamp with surface area enhancing fins*,.US Patent No. 8,593,040 B2.
- [12] Aoasa S.A.,Shote A.S., Givva S.O., Sharipur M. (Yıl Yok). *Conctective thermohydraulic heat transfer enhancement of mixed dimpled geometries in rectangular channel*.
- [13] Burgess N.K., Ligrani P.M. (2005). Effect of dimple depth on channel Nusselts Number and friction factors. *Journal of Heat Transfer*. 127 (8); 209-232.

- [14] Moon H.K., O’Cannel T, Glezer B. (2000). Channel height effect on heat transfer and friction in a dimple passage. *Journal of Eng Gaz Turbines Power*, (122), 307-13.
- [15] Mahmood GI, Sabbagh Mz, Ligrani P. M. (2001). Heat Transfer in a channel with dimple and protrusion opposite walls. *Journal of Thermophys Heat Transfer*, 15(3), 275-83.
- [16] Afanasyev W, Chudnovsky YP, Leontiev AI, Pogonav PS. (1993). Turbulence flow friction and heat transfer characteristic for spherical cavities on flat plate. *Exp. Therm Fluid Sci*, 7 (1), 1-8.
- [17] Zheng L, Xie Y, Zhang D. (2017). Numerical Investigation on heat transfer performance and flow characteristic in a rectangular air cooling channel ($Ar=2$) with ridges dimple. *International Journal of Heat Mass Transfer*, (107), 403-417.
- [18] Pretorius HJ, Mahmood GI, Meyer JP. (2017). Static Pressure Characteristic in a Pin-Fin Channel with Shaped Chlindrical Pins. *Journal of Fluids Eng*, 139(9), 1-17.
- [19] Han J.C. (2018). Advanced Cooling in Gas Turbines 2016 Max Jakob Memorial Award Paper, *Journal of Heat and Mass Transfer*, 140 (11).
- [20] Xie G., Liu J., Ligrani P.M., Sunden B. (2014). Flow Structure and Heat Transfer in a Square Passage with Offset Mid-Truncated Ribs, *Journal of Heat and Mass Transfer*, (71), 44-56.
- [21] Han J. C., Zhang Y. M. (1992). High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(2), 513-523.
- [22] Chyu M.K., Yu Y., Ding H., Downs J.P., Soechting F.O. (1997). Concavity Enhanced Heat Transfer In An Internal Cooling Passage, *In International Gas Turbine- Aeroengine Congress- Exposition*, Orlando, Florida, USA.
- [23] Moon H.K., O’ Cannell T., Glezer B., Channel (1999). Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage, *In International Gas Turbine And Aeroengine Congress and Exhibition*, Indianapolis, Indiana, USA.
- [24] Choi E.Y., Choi Y.D, Lee W.S., Chung J.T., Kwak J.S. (2013). Heat Transfer Augmentation Using a Rib-Dimple Compound Cooling Technique, *Journal of Applied Thermal Engineering*. 51(1-2), 435-441.
- [25] Shen Z., Xie Y., Zhang D., (1015). Numerical predictions On Fluid Flow and Heat Transfer in U-Shaped Channel with the Combination of Ribs, Dimples and Protrusions Under Rotational Effects, *International Journal of Heat Mass Tran*. (80), 494–512.
- [26] Singh P., Ekkad S. (2017) .Experimental Study of Heat Transfer Augmentation in a Two-Pass Channel Featuring V-Shaped Ribs And Cylindrical Dimples, *Journal of Applies Thermal Engineering*, (116), 205–216.
- [27] Lu G., Zhai X. (2019). Analysis on Heat Transfer and Pressure Drop of a Microchannel Heat Sink with Dimples and Vortex Generators, *International Journal of Thermal Sciences*, (145)

- [28] Rao Y., Zhang P, (2017). Experimental Study of Heat Transfer and Pressure Loss in Channels with Miniature V Rib-Dimple Hybrid Structure, *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamic*, 196-201.
- [29] Pretorius H.J., Mahmood G.I., Meyer J.P..(2017). Static Pressure Characteristics in a Pin-Fin Channel with Shaped Cylindrical Pins. *Journal of Fluids Engineering*, 139(9).
- [30] Burgess N.K., Ligrani P.M. (2005). Effect of Dimple Depth on Channel Nusselts Number and Friction Factor Asme. *Journal of Heat Transfer*, 127(8), 209–32.
- [31] Korichi, A., Oufur, L. (2005). Numerical Heat Transfer in a Rectangular Channel with Mounted Obstacles on Upper and Lower Walls, *International Journal of Thermal Sciences*, (44), 644-655.
- [32] Brown, D.M., Li, W., Kakaç, S. (1993). Numerical and Experimental Analysis of Unsteady Heat Transfer Periodic Variation of Inlet Temperature in Circular Ducts, *International Communication Heat and Mass Transfer*, 20 (6), 883-899.
- [33] Paulikakos, D., Wietrzak, A. (1994). Cooling of Microelectronic Systems by Turbulent Forced Convection, *Cooling of Electronic Systems*, *Kluwer Academic Publishers*, 203-224.
- [34] Sözbir, N. (1995), *Kanallarda Tek Fazlı Cebri Konveksiyonun Deneysel ve Nümerik İncelenmesi* [Doktora Tezi] İstanbul Üniversitesi.
- [35] Igarashi, T., Takasaki, H. (1995). Fluid Flow and Heat Transfer Around a Rectangular Block Fixed on a Flat Plate Laminar Boundary Layer, *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering*, 295-302.
- [36] Brown, D.M., Santos, C.A.C., Cotta, R.M., Kakaç, S. (1997). Analysis of Steady Forced Convection in Thermally Developing Turbulent Duct Flows, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 7(5-6), 425-432.
- [37] Travelho J.S., Santos W.F.N. (1998). Unsteady Conjugate Heat Transfer in a Circular Duct with Convection from the Ambient and Periodically Varying Inlet Temperature, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 120 (2), 506-510.
- [38] Silva, A.K., Lorente, S., Bejan, A. (2004). Optimal Distribution of Discrete Heat Sources on a Plate with Laminar Forced Convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (47), 2139-2148.
- [39] Taymaz, I., Islamoğlu, Y. ve Koc, I. (Basım Aamasında). Experimental Study on Forced Convection Heat Transfer Characteristics in a Converging Diverging Heat Exchanger Channel. *Heat Mass Transfer*.
- [40] Grijspeerdt, K., Hazarika, B., Vucunic, D. (2003). Applications of Computational Fluid Dynamics to Model the Hydrodynamics of Plate Heat Exchangers for Milk Processing. *Journal of Food Engineering*, (57), 237-242.
- [41] Niceno, N. ve Nobile, E. (2001). Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Periodic Wavy Channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, (22), 156-167.

- [42] Stone, K. ve Vanka, S.P. (1999). Numerical Study of Developing Flow and Heat Transfer in a Wavy Passage. *Transaction of the ASME Journal of Fluid Engineering*, (121), 713-719.
- [43] Nishimura, T., Ohori, Y. ve Kawamura, Y. (1984). Flow Characteristics in a Channel with Symmetric Wavy Wall for Steady Flow. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, (17), 466-471.
- [44] wmaraci.com (2023. 2 Aralık). Heat Sink Nedir? Heat Sink Neden Gereklidir? <https://wmaraci.com/nedir/heat-sink>.
- [45] Mehmet K. (2019). Performance Analysis of a Heat Exchanger Having Slotted Tube Fins. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(1), 421-437.
- [46] Şahin B., Demir A. (2008). Thermal Performance Analysis and Optimum Design Parameters of Heat Exchanger Having Perforated Pin Fins, *Journal of Energy Conversion and Management*, (49), 1684-1695.
- [47] Park K., Choi D.H., Lee K.S. (2004). Numerical Shape Optimization for High Performance of a Heat Sink With Pin-Fins, *Numerical Heat Transf Part A*, (46), 909-927.
- [48] Karagöz S. (2015). Investigation of Thermal Performances of “S-Shaped” Enhancement Elements by Response Surface Methodology, *Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2), 251-263..
- [49] Orkun S. (2023).Termoelektrik Modüllü Kan Nakil Kabı Tasarımı.
- [50] Özkaymak M., Baş Ş., Acar B., Celil Y., Boran K., Tabak A.S.,Variyenli H.İ., Asal Ö. (2014). Atık Baca Gazı Kullanımı İle Termoelektrik Jeneratörlerde Elektrik Üretiminin Faydalı Kullanımının Deneysel İncelenmesi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 2(4), 289-298.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Suna KOPUZ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017-2018 yılları arasında Şahsuvaroğlu Ford Yetkili Bayisinde Satış Destek Pozisyonunda görev aldı.
- 2020-2020 yılları arasında Vinçser Vinç firmasında Makine Mühendisi olarak görev aldı.
- 2021-2022 yılları arasında Düzce Özel Mimar Sinan Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesinde Makine Mühendisi olarak görev aldı.
- 2023-halen Marjinal Arge ve İnovasyon Firmasında Makine Mühendisi olarak görev almaya devam etmektedir.