

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**CFD TEKNİKLERİNİ KULLANARAK YENİ BİR GÖVDE SARMAL
BORU ISI EŞANJÖRÜ DİZAYNI**

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH

**Danışman
Yrd. Doç. Dr. Tansel KOYUN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2017**



© 2017 [Omar Mahmood Jumaah JUMAAH]

TEZ ONAYI

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH tarafından hazırlanan "**CFD TEKNİKLERİNİ KULLANARAK YENİ BİR GÖVDE SARMAL BORU ISI EŞANJÖRÜ DİZAYNI**" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur..

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Tansel KOYUN
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Yrd. Doç. Dr. Gültekin BASMACI
Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi



Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Yasin TUNCER

.....

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması.....	1
1.2. Isı Transferi Mekanizmaları.....	1
1.3. Akış Düzenlemeleri.....	2
1.4. Isı Transferi İşlemleri.....	2
1.5. Konstrüksiyon Geometrisi.....	3
1.5.1. Plakalı ısı değiştiricileri.....	3
1.5.2. Kompakt ısı değiştiricileri.....	6
1.5.3. Borulu ısı değiştiricileri.....	8
1.6. Gövde Tipleri.....	10
1.7. Şaşırtma Perdeleri.....	11
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	12
3. ANSYS YAZILIM PROGRAMI İLE ISIL ANALİZİ.....	21
3.1. Giriş.....	21
3.2. Modelleme.....	22
3.3 Meshleme.....	23
3.4. Çözüm Kurulumu.....	26
3.4.1. Genel.....	26
3.4.2. Modeller.....	26
3.4.3. Malzemeler.....	29
3.4.4. Hücre bölgesi koşulları.....	29
3.4.5. Sınır koşulları.....	30
3.4.6. Çözüm yöntemleri.....	32
3.4.7. Çözüm kontrolü.....	32
3.4.8. Çözüm başlatımı.....	33
3.4.9. Yakınsama ölçüsü.....	34
3.4.10. Hesaplamayı çalıştırma.....	34
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	36
4.1. Fluent Program Sonuçları.....	36
4.2. Gövde Çıkış Sıcaklığı.....	38
4.3. Sarmal Boru Çıkış Sıcaklığı.....	39
4.4. Akışkan Sıcaklığının Konturu.....	39
4.5. Nusselt Sayısı.....	41
4.6 Akışkan Hareketin Konturu.....	42
4.7. Isı Transfer Hızı.....	44
4.8. Isı Eşanjörü Etkinliği, ϵ	44
4.9. Giriş Nozzle Ucu.....	46
4.10. Perde Uzunluğu.....	47
4.11. Basınç.....	49

5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	51
5.1. Sonuç	51
5.2. Öneriler.....	52
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ.....	56



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

CFD TEKNİKLERİNİ KULLANARAK YENİ BİR GÖVDE SARMAL BORU ISI EŞANJÖRÜ DİZAYNI

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Tansel KOYUN

Endüstriyel teknolojiler, insanoğlunun ihtiyaçlarını karşılayabilmek için dünya genelinde değişik açılardan dev gelişmeler kaydetmiştir. Makine mühendisliği alanında, ısı eşanjörleri, enerji santralleri, nükleer reaktörler, soğutma ve iklimlendirme sistemleri, ısı geri kazanım sistemleri, kimyasal işleme ve gıda endüstrileri gibi mühendislik uygulamalarındaki artış ile birlikte her zamankinden daha fazla önem kazanmıştır.

Tanınmış ısı eşanjörleri arasında sarmal boru, küçük bir alanda büyük ısı transfer alanı, yüksek ısı transfer katsayısı sağladığı için en etkili tipte olandır. Mevcut çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) teknikleri, gövdesi boyunca ısı transfer yetisini geliştirmek amacıyla ısı eşanjörünün performansını sayısal olarak araştırmak için kullanılmaktadır. Isı eşanjör modelleri, koni şeklinde, merkez ve gövde kısmına yayılmış bir sarmal boru, bir gövde ve perdelerden oluşur. Perde açısı, 0° ile 90° arasında, perdelerin uzunluğu (5cm ile 35cm arasında) ve giriş nozzle ucu (0 ile 7cm arasında) değişkenlik göstermektedir.

Termal analizlerden edinilen sonuçlar göstermektedir ki gövdenin perdelerinin şekillerinden dolayı akışkan, alanın içinde hareket etmekte olup kesintisi perdeler ile birlikte, ısı transferi maksimum miktarının 80° perde açısına ve perdelerin uzunluğu 30 cm'ye ulaştığı durumda, ısı eşanjöründeki ısı transfer katsayısında belirgin bir artışa neden olmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Eşanjörü, ansys, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), perdelerin uzunluğu, koni perdeleri, gövde sarmal boru.

2017, 56 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

DESIGN OF A NEW HEAT EXCHANGER, A SHELL AND HELICAL TUBE, USING CFD TECHNIQUES

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Tansel KOYUN

The industrial technologies have witnessed a huge development in different aspects around the world in order to serve the human needing. In the mechanical engineering, heat exchangers have become more important than ever due to the increment of the mechanical applications such as power plants, nuclear reactors, refrigeration and air-conditioning systems, heat recovery systems, chemical processing and food industries. Among the well-known heat exchangers, the helical tube is the most efficient type since it is accommodating a large heat transfer area, a high heat transfer coefficient, in a small space.

In the present study, computational fluid dynamics (CFD) techniques are used to investigate numerically the performance of a heat exchanger in order to improve its ability of transferring the heat through its body. The heat exchanger model includes a helical tube, a shell and baffles where the latter are of a cone shaped and distributed in the center and in the shell-side. The angle and length of baffles are taken to be varied in the range of 0° to 90° and 5 cm to 35 cm, respectively. In addition, the input nozzle edge is selected to be changed from 0 cm to 7 cm.

The major findings of the thermal analyses show that due to the baffles shape of the shell, the fluid moves inside the domain, with continuous baffles, and varies significantly, which is resulted in a significant increase in the heat transfer coefficient in the heat exchanger. The maximum amount of the transferred heat was obtained at the angle of 80° and length of 30 cm of the baffle.

Keywords: Heat exchanger, Ansys, computational fluid dynamics (CFD), shell and helical tube, length of baffles, cone baffles.

2017, 56 pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Yrd. Doç. Dr. Tansel KOYUN'a teőekkürlerimi sunarım. Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Omar Mahmood Jumaah JUMAAH
ISPARTA, 2017



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Contalı - plakalı ısı değiştiricisi (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).....	4
Şekil 1.2. Spiral plakalı isi değiştiricisi (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).....	5
Şekil 1.3. Lamelli plakalı ısı değiştiricisi.	6
Şekil 1.4. Gazdan sıvıya kompakt ısı değiştiricisi (Shah ve Seculic, 2003).....	7
Şekil 1.5. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).....	8
Şekil 1.6. Çift borulu ısı değiştiricileri (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).....	9
Şekil 1.7. Gövde ve boru isi değiştiricisi (Mukherjee, R., 1998).....	9
Şekil 1.8. Gövde ve sarmal borulu isi değiştiricileri.	10
Şekil 1.9. Gövde tipleri.	10
Şekil 3.1. HAD modellemenin özet şeması.....	21
Şekil 3.2. Gövde ve Sarmal boru geometrisi.....	22
Şekil 3.3. Yapısız ve Yapılı Ağ Yapıları (Mesh_Users Guide).	23
Şekil 3.4. Üç boyutlu ağ yapısı çeşitleri (Mesh_Users Guide).....	24
Şekil 3.5. Isı değiştiricisi formu için oluşturulan ağ yapısı görünüşü.....	25
Şekil 3.6. Fluent programında general ayarları.	26
Şekil 3.7. Fluent programında model ve enerji seçimi	28
Şekil 3.8. Fluent programında malzemenin seçilmesi.....	29
Şekil 3.9. Fluent programında hücre bölgesi koşullarının belirlemeli.....	30
Şekil 3.10. Sınır şartlarını belirlemeli.	31
Şekil 3.11. Çözüm yöntemleri ayarları	32
Şekil 3.12. Çözüm kontrolü ayarları.	33
Şekil 3.13. Çözüm başlatımı penceresi.	34
Şekil 3.14. Hesaplamayı Çalıştırma, Açılır listesini.....	35
Şekil 3.15. İterasyonun yakınsama grafiği.	35
Şekil 4.1. Perdeler ve gövde sarmal boru ısı değiştiricisi görölmektedir	36
Şekil 4.2. Gövde çıkış sıcaklığı.....	38
Şekil 4.3. Sarmal boru çıkış sıcaklığı	39
Şekil 4.4. Burada gövde akışkanı ve sarmal boru akışkanının sıcaklıklarını göstermektedir.....	40
Şekil 4.5. Nusselt sayısı.....	41
Şekil 4.6. Nu diğer araştırmada gösterilmektedir.....	42
Şekil 4.7. Perde köşesine göre ısı eşanjörü boyunca akışka hareket yolu.....	43
Şekil 4.8. Isı transfer hızı ve Perde köşesi ilişki.	44
Şekil 4.9. Etkinlik ve Perde Köşesi arasındaki ilişki.	45
Şekil 4.10. Giriş Nozzle Ucu.....	46
Şekil 4.11. Giriş Nozzle Ucu ve çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki.	47
Şekil 4.12. Giriş Nozzle Ucu (köşeli olacak 90 derece).....	47
Şekil 4.13. Sıcaklık ve Perdeler uzunlukları arasındaki ilişki.	48
Şekil 4.14. Burada perdeler uzunlukları ve gövde akışkanının sıcaklıklarını göstermektedir.....	49
Şekil 4.15. Gövde akışkanı ve sarmal boru akışkanının basıncının perde köşesine göre değişimi.....	50

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Isı değiştiricinin parametreleri (A.Andhare ve arkadaşları 2014)...	22
Çizelge 3.2. Isı değiştiricinin perdeleri parametreleri.....	23
Çizelge 3.3. Skewness değerinin ölçülendirilmesi (Fluent, Users Guide).....	24
Çizelge 3.4. Isı değiştiricisi formu için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler.....	25
Çizelge 3.5. Malzemeler özellikleri.....	29
Çizelge 3.6. Sınır koşulları.	31
Çizelge 4.1. Fluent program Sonuçları.....	37
Çizelge 4.2. Fluent programı ile ideal nozzle ucu yarı çapı bulunmuştur	46
Çizelge 4.3. Fluent programında 'Perde uzunlukları ile sonuçlar optimum olmaktadır'	48



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A_s	Sarmal borunu yüzey alanı
A_{boru}	Sarmal borunu kesit alanı
$A_{\text{gövde}}$	Gövde kesit alanı
d_i	Sarmal boru iç çapı
D_i	Gövde iç çapı
h	Isı transfer katsayısı
L	Sarmal boru uzunluğu
\dot{m}	Kütle akış debisi
Nu	Sarmal boru tarafı Nusselt sayısı
\dot{Q}	Gerçek ısı transfer hızı
Q_{max}	Olabilecek maksimum ısı transfer hızı
Re_{boru}	Sarmal boruda içerisindeki Reynolds sayısı
$Re_{\text{gövde}}$	Gövde içerisindeki Reynolds sayısı
$T_{h,\text{gir}}$	Sarmal boru tarafı giriş sıcaklık
$T_{c,\text{gir}}$	Gövde tarafı giriş sıcaklık
U	Toplam ısı transfer katsayısı
V_{boru}	Sarmal boruda tarafındaki akışkan hızı,
$V_{\text{gövde}}$	Gövde tarafındaki akışkan hızı,
ρ_{boru}	Sarmal boru tarafı Özgül kütle
$\rho_{\text{gövde}}$	Gövde tarafı Özgül kütle
ε	Etkinlik
μ_{boru}	Sarmal boru tarafı dinamik viskozite
$\mu_{\text{gövde}}$	Gövde tarafı dinamik viskozite
Δ	Fark

1. GİRİŞ

Farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihaza ısı değiştirici denir. Isı değiştiricileri, endüstrinin en önemli ısı tekniği cihazlarıdır. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu vb. değişik adlar altında kimya ve petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerinin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değişik tip ve kapasitelerde görülebilir. Bu cihazda akışkanlar genellikle katı bir cidarla birbirlerinden ayrılarak karışmaması sağlanmaktadır. Isı değiştiricilerinin kullanılmasının esas amacı, ısı enerjisinden azami derecede faydalanılarak yakıt tasarrufu sağlamaktır. Bir ısı değiştirici, içinden geçen iki proses akışkanı arasında ısı transferini sağlayan bir ekipmandır. Soğuk akışkan tarafından alınan ısı bu akışkanı ısıtmak için gereken yakıttan tasarruf sağlar. Aynı zamanda sıcak akışkandan alınan ısı da soğutma suyundan tasarruf sağlar. Proses akımları arasında ne kadar çok ısı alışverişi olursa yakıt tüketimi o kadar az olur ve soğutma suyu ihtiyacı azalır.

1.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

Isı değiştir genel olarak; ısı transferi mekanizmasına, akış düzenlemelerine, ısı transferi işlemine, konstrüksiyon geometrilerine göre sınıflandırılır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.2. Isı Transferi Mekanizmaları

Isı eşanjörleri ısı transferi mekanizmalarına göre aşağıdaki şekilde sınıflandırılırlar:

1. Her iki tarafta da tek fazlı taşınım
2. Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta iki fazlı taşınım
3. Her iki tarafta da iki fazlı taşınım

Günümüzde her iki tarafta da tek fazlı taşınım için örnekler bulunmaktadır. Bunlar; Kazanlardaki hava ısıtıcıları, ekonomizerler, kompresör ara soğutucuları,

otomobil radyatörleri, rejeneratörler, yağ soğutucuları gibi ısı eşanjörlerinde her iki tarafta da tek fazlı taşınım gerçekleşir. Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış, bu ısı değiştiricilerinin tek taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğunlaşmakta olan iki fazlı akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğunlaştırıcıları, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırıcısı veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları sayılabilir. Her iki tarafta da iki fazlı taşınım için örnekler ise; Kondenserler, kazanlar, buhar jeneratörleri, evaporatörler ve iklimlendirmede kullanılan radyatörler yoğunlaşma, kaynama ve radyasyon mekanizmalarına sahiptirler. İki fazlı ısı transferi eşanjörün iki yüzeyinde de gerçekleşir. Örneğin; kondenserlerde eşanjörün bir yüzeyinde yoğunlaşma olurken diğer yüzünde kaynama olur (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.3. Akış Düzenlemeleri

Isı eşanjörleri, eşanjör boyunca bazı akış çeşitlerine sahiptir. Üç temel akış çeşidi vardır. Bunlar;

1. Paralel Akış
2. Karşıt Akış
3. Çapraz Akış

Paralel akışlı ısı eşanjörlerinde aynı yönde giden iki farklı sıcaklıktaki akışkan karışmadan bir uçtan aynı anda girerler ve diğer uçtan ayrılırlar. Karşıt akışlı eşanjörlerde ise iki farklı sıcaklıktaki akışkan farklı girişlerden girerek zıt yönde akar. Çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde bir akışkan diğer bir farklı akışkan ile dik açıda akmaktadır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.4. Isı Transferi İşlemleri

Isı değiştiricileri transfer işlemlerine göre doğrudan temaslı ve dolaylı temaslı olarak sınıflandırılırlar. Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde ısı, iki akışkan arasındaki direkt temas etmesinden kaynaklanarak farklı sıcaklıktaki iki akışkan arasında iletim söz konusudur. İki farklı sıcaklıktaki akım arasında duvar

yoktur. Isı transferi iki akım arasındaki yüzey boyunca meydana gelir. Isı değiştiricilerinde sıvı-sıvı , katı-sıvı veya gaz-sıvı olarak kombinasyonu yapılabilir. Bu tür ısı değiştiricilerinde oldukça sık ısı ve kütle transferi, eş zamanlı olarak meydana gelir. Örnek olarak; Soğutma kulelerinde suyun kulenin tepesinden püskürtülmesi doğrudan temaslıdır ve yukarı doğru akan havanın buharı tarafından soğutulur. Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisi bir ısı transfer yüzeyi boyunca akan farklı sıcaklıktaki akışkanlar arasında gerçekleşir. Isı enerjisi ayırma duvarları boyunca transfer edilirken, iki farklı akışkan eş zamanlı olarak akar ve karışmazlar. Borulu (çift borulu, gövde boru tipi) olmak üzere , düzlem tipi ısı değiştiricileri , soğutma kuleleri bu tip ısı değiştiricilerine örnektir (Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2006).

1.5. Konstrüksiyon Geometrisi

Konstrüksiyon geometrisine göre ısı değiştiricileri; plakalı ısı değiştirgeçleri; contalı - plakalı, spiral plakalı ve lamelli olarak, kompakt ısı değiştirgeçleri de; plakalı - kanatlı, kanatlı - borulu olarak , borulu, plakalı ve kompakt olmak üzere genel olarak üç alt başlık altında sınıflandırılabilir. Borulu ısı değiştiricileri; çift borulu, gövde boru tipi, gövde ve sarmal boru olarak çeşitlendirilir. Daha büyük konstrüksiyon tipleri; tüplü, düzlemli ve uzatılmış yüzeyli ısı değiştirgeçleridir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.1. Plakalı ısı değiştiricileri

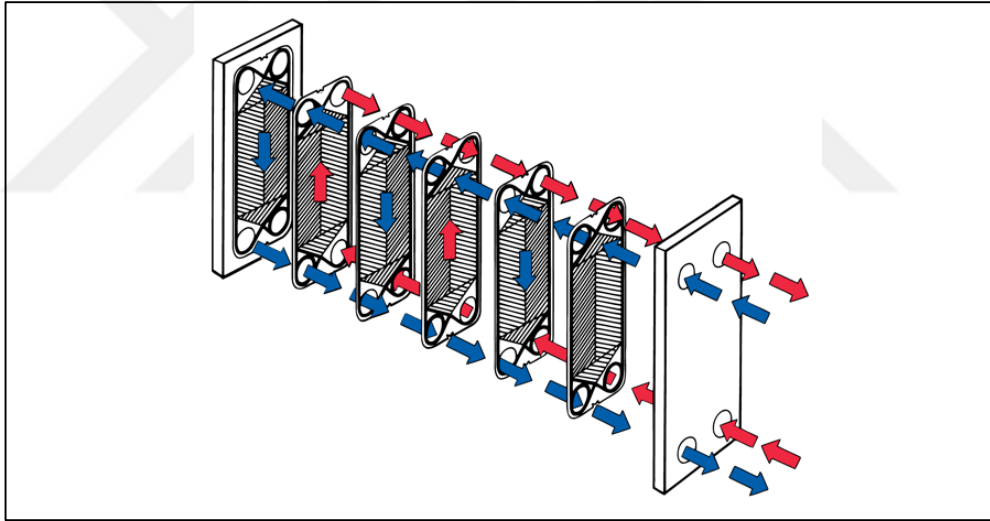
Bu tip ısı eşanjörleri akış kanallarını oluşturan ince plakalardan oluşmaktadır ve aynı zamanda akışkan akımları düz plakalarla ayrılmıştır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998). Plakalı ısı eşanjörleri genel olarak herhangi bir gaz, sıvı veya iki fazlı akışların ısı transfer edilmesinde kullanılır. Bu eşanjörler aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

1. Contalı - plakalı
2. Spiral - plakalı
3. Lamelli

1.5.1.1. Contalı - plakalı ısı değiştiricileri

Contalı - plakalı ısı değiştiricileri, akışkanları ayıran dalgalı veya oluklu yzey Őekillerine sahip ince plakalardan oluşmaktadır. Isı değiştiricisi içindeki Contaların görevi plakalar içinde akışkanları istenen Şekilde yönlendirmek ve dışarıya akıntı olmasını engellemektir. Isı değiştiricilerindeki akışkanların akış dzenini birbirlerine karşılıklı akacak Şekilde dzenlenir.

Bu tip ısı değiştiricileri genellikle 250 C sıcaklık ve 25 bar basıncı altında çalışabilmektedirler. Bu ısı değiştiricileri kolay bir Şekilde sklebildiği gibi aynı zamanda kolay bir Şekilde temizlenebilmektedir. Contalı - plakalı ısı değiştiricilerinin çalışma sıcaklığı ve basıncı, gövde boru tipi ısı eşanjörlerine göre daha düşüktür, Şekil 1.1'de Contalı - plakalı ısı değiştiricisi grlmektedir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

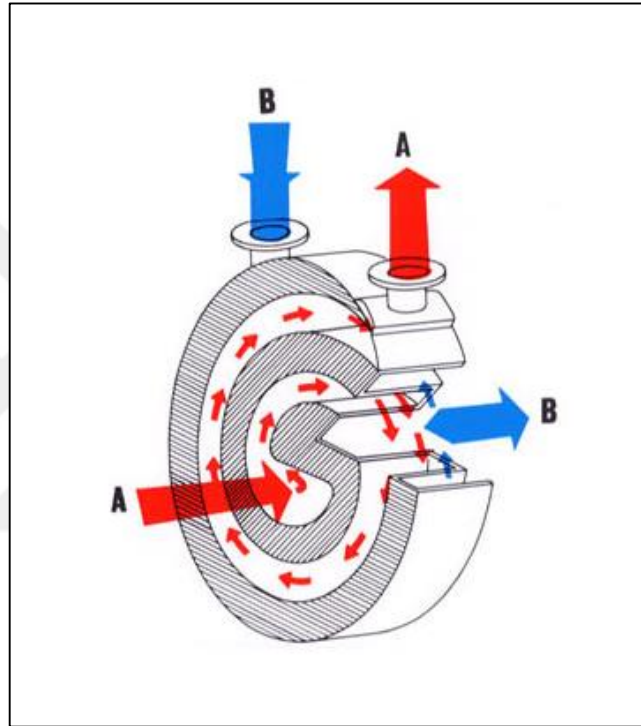


Şekil 1.1. Contalı - plakalı ısı değiştiricisi (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.1.2. Spiral plakalı ısı değiştiricileri

Spiral plakalı ısı değiştiricileri iki uzun boyutlu , paralel plakanın spiral Şeklinde yuvarlatılıp akış kanallarını oluşturmak için kenar uçlarından diğer plakalara kaynakılmasından meydana gelmiştir. Her iki spiral kanal içindeki metal yzeyler arasındaki mesafe, metal yzeylere kaynaklanan uzaklık pimleri ile muhafaza edilmiştir. İçine yerleştirilen pimlerinin uzunluğu 5 ile 20 mm arasında

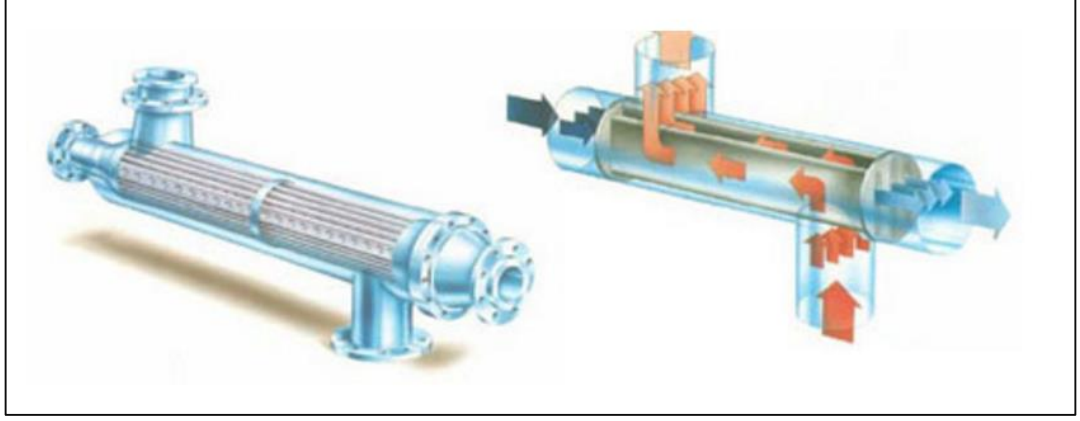
değişebilmektedir. Bu sebep ile akış debisine bağlı olarak farklı kanal boşlukları seçmek mümkündür. Spiral plakalı Isı değiştiricilerin kirlenmesi zor olduğundan ve kolaylıkla temizlenebilirliği sebebiyle kullanışlıdır. Isıl verimleri yüksektir. Montaj maliyeti düşük olup orta ve yüksek dereceli akışkanlar için çok verimlidir. Plakalar üzerinde oluklar oluşturularak ısı transfer hızı artırılabilir. Sıcaklığa duyarlı olan akışkanlarda kullanılması uygun olarak görülmektedir, Şekil 1.2'de Spiral plakalı ısı değiştiricisi görülmektedir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).



Şekil 1.2. Spiral plakalı ısı değiştiricisi (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.1.3. Lamelli plakalı ısı değiştiricileri

Ramen tip olarak da bilinen lamelli ısı eşanjörleri, bir gövde içerisine uzunlamasına yerleştirilmiş paralel, kaynaklı, ince plaka kanalları veya lamellerden oluşur. Bu lameller dikdörtgen veya düzleştirilmiş borular şeklinde olabilir. Lamel olarak adlandırılan düzleştirilmiş borular iki plakanın kaynatılarak birleştirilmesiyle meydana gelir. Lameller her iki ucundan çelik çubuklarla kaynak edilirler. Bu şekilde lamel kısmı kaynatılmış olur.



Şekil 1.3. Lamelli plakalı ısı değiştiricisi.

Lamelli ısı değiştiricileri doğru bir karşıt olarak düzenlenebilir nk gövde tarafında hiç saptırıcı yoktur. Düzgün yüzeyler, yüksek türbülans ve düzgün dağılımlı bir akış nedeniyle lameller çabuk kirlenmezler. Plaka demeti kolaylıkla temizlenebilir. Bu tasarım 35 bar çalışma basıncı altında, asbest contalarla 500C ve teflon contalarla 200 C alışma sıcaklığında kullanılabilirler. Bu tip ısı değiştiricilerinde tam karşıt akış kullanılması ısıl verimin yüksek olmasına neden olmaktadır. Bakımları kolaydır ve minimum kirlenme eğilimine sahiptirler. Kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir, Şekil 1.3'de Lamelli plakalı ısı değiştiricisi grlmektedir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

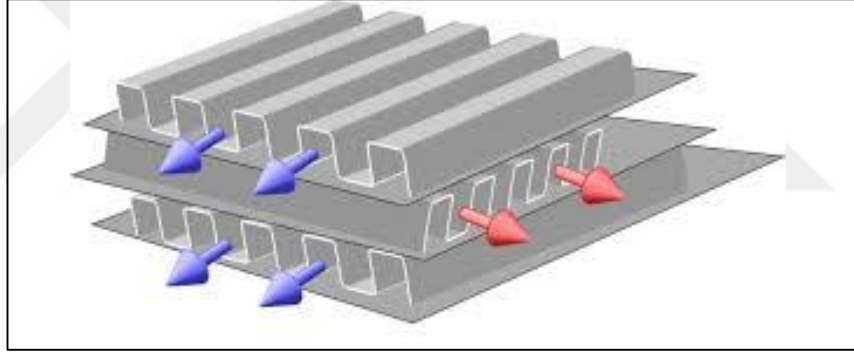
1.5.2. Kompakt ısı değiştiricileri

Kompakt ısı değiştiricileri ısı transferini artırmak için yüzeylerinde kanatlar ve eklentileri olan cihazlardır. Kanatlar ogunlukla sıvı ile gaz veya gaz ile gaz akışkanların olduğu ısı eşanjörlerinde kullanılır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

Küçük bir hacimde iki akışkan arasında yüksek miktarda ısı transferinin gerçekleşmesine imkan sağlarlar. Ve aynı zamanda ısı değiştiricilerin ağırlık ve hacminde sınırlamaları olan uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılırlar (Y. A. Cengel, 2003). En yaygın iki kompakt ısı eşanjörü tipini, kanatlı – plakalı ve kanatlı – borulu ısı eşanjörüdür (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.2.1. Kanatlı – plakalı ısı değiştiricileri

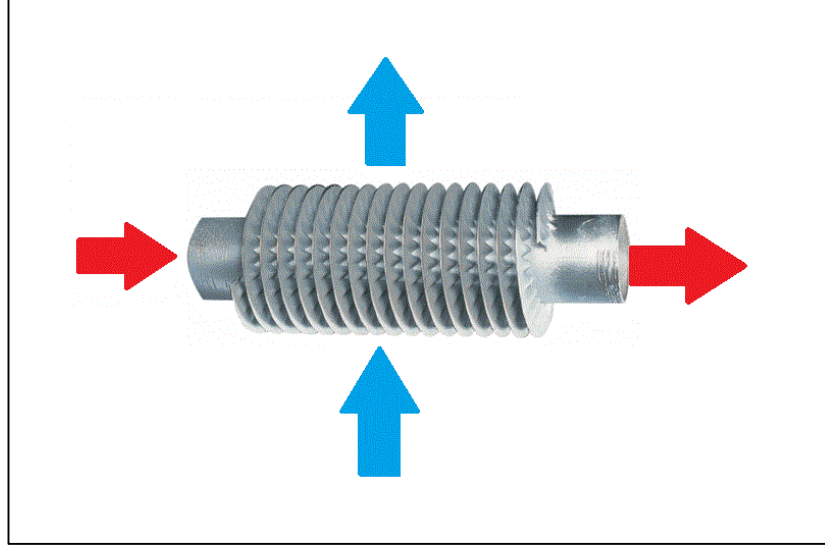
Plakalı-kanatlı ısı eşanjörleri öncelikli olarak her iki akışkanın da gaz olduğu uygulamalarda kullanılır. Plakalı-kanatlı ısı eşanjörlerinin kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir. Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış uygulamalarına sahip olabilir. Düşük ağırlığa sahiptir. Kullanılan kanatlar ısı değiştirgecinin rijitliğini artırır ve yüksek basınçlarda çalışmasını sağlar. Küçük kütleli debilerin olması kanalların kirlenme olasılığını yükseltir. Mekanik olarak temizlenmesi zor olan bu eşanjörler için temiz akışkanların kullanılmasđ önerilmektedir. şekil 1.4'de Gazdan sıvıya kompakt ısı değiştiricisi görülmektedir (Shah ve Seculic, 2003).



şekil 1.4. Gazdan sıvıya kompakt ısı değiştiricisi (Shah ve Seculic, 2003).

1.5.2.2. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri

Bu ısı değiştiricileri, gazdan sıvıya ısı değiştiricileri olarak kullanılırlar. Gaz tarafındaki ısı transferi katsayısı genellikle sıvı tarafındakine göre çok daha düşüktür ve kanatlar gaz tarafđ için önemli olmaktadır. Kullanım alanları, güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır, şekil 1.5 'de Kanatlı borulu ısı değiştiricileri görülmektedir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).



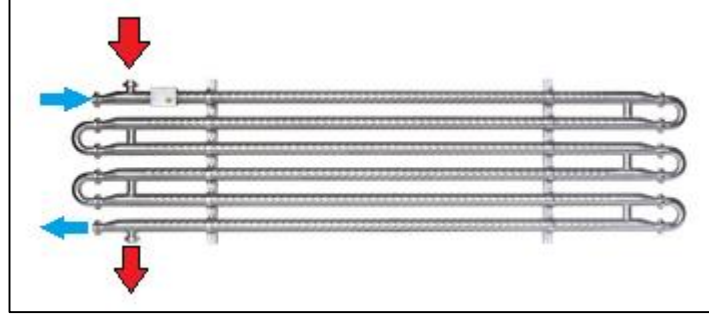
Şekil 1.5. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.3. Borulu ısı değiştiricileri

Dairesel kesitli tüplerden yapılan bu eşanjörlerde, akışkanlardan biri iteki tüpten, diğeri dıştaki tüpten akar. Tüplerin çapının, uzunluğunun ve sayısının değiştirilebilir olması, modelin tasarımı sırasında esneklik sağlamaktadır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.3.1 Çift borulu ısı değiştiricileri

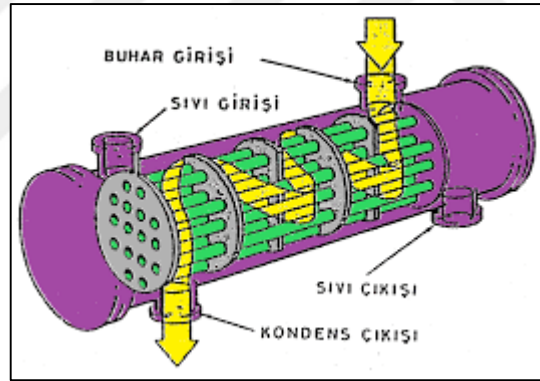
Bu sistem çoğunlukla birinin çapı diğerinden daha büyük, aynı eksenli, i içe geçmiş iki borudan yapılır. Günümüzde ift borunun yanı sıra boru demeti şeklinde olan çeşitlerine de rastlanır. Akışkanlardan biri iteki, diğeri dıştaki borudan akar ve bu akışlar birbirlerine paralel olabileği gibi karşıt da olabilir, şekil 1.6' de çift borulu ısı değiştiricileri görölmektedir (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).



Şekil 1.6. Çift borulu ısı değiştiricileri (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

1.5.3.2. Gövde ve boru tipi ısı değiştiricileri

Gövde-boru tipi ısı değiştiricileri günümüzde çok kullanılır ve Şekil 1.7'de görüldüğü gibi tasarımımda önemli olan birçok parametre vardır, (Mukherjee, R., 1998).



Şekil 1.7. Gövde ve boru ısı değiştiricisi (Mukherjee, R., 1998).

1.5.3.3. Gövde ve sarmal boru ısı değiştiricileri

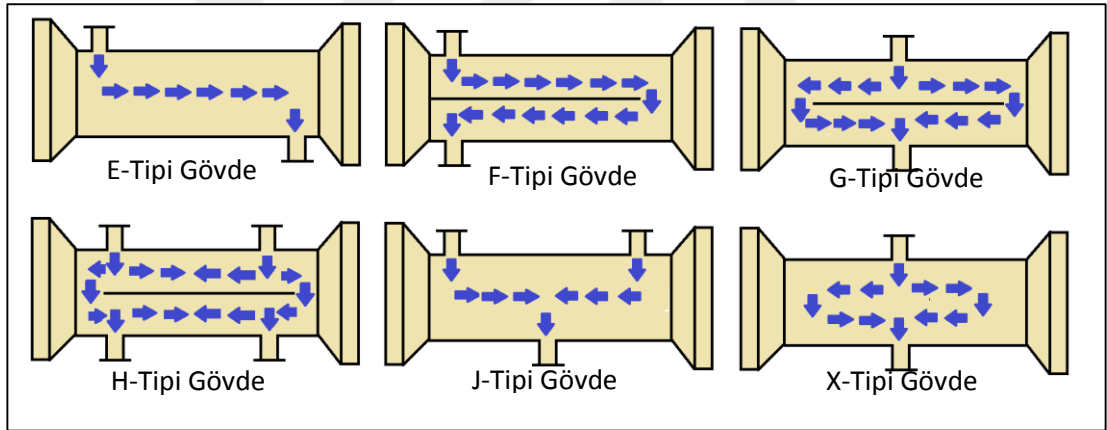
Bu tür ısı değiştiricileri, soğutma sistemlerinde kullanılan kondenser ve evaporatörler için tasarlanırlar. Bir gövde içerisine yerleşmiş sarmal bir Şekilde kıvrıla kıvrıla devam eden serpantinlerden oluşur. Sarmal borudaki ısı transferi katsayısı, düz boruya göre daha büyüktür. Bu eşanjörler temiz akışkanlara ve termal genleşmeye daha uygundur çünkü bunların temizlenmesi neredeyse imkansızdır, Şekil 1.8'de Gövde ve sarmal borulu ısı değiştiricileri grlmektedir (Jamshidi N ve arkadaşları, 2013).



Şekil 1.8. Gövde ve sarmal borulu ısı değiştiricileri.

1.6. Gövde Tipleri

Gövde-boru tipi bir ısı değiştiricisi boruların gövdeye paralel olarak yerlestirildiği silindir şeklindeki gövdeden oluşur. Şekil 1.9 en yaygın olarak kullanılan gövde çeşitlerini içermektedir. Bunlar E,F,J,X,G,H-Gövde tipleridir.



Şekil 1.9. Gövde tipleri.

E-Gövde ucuzluğu ve basit yapısı sebebiyle en yaygın olarak kullanılan gövde tipidir. Bu tarz gövdelerde , gövde tarafındaki akışkan gövdenin bir ucundan girer ve diğer ucundan çıkar . Yani gövde tarafında sadece tek akışkan geçişi vardır. Fakat borularda bir ya da daha fazla sayıda geçiş yapabilmektedir. Bu borular çapraz şaşırtma perdeleriyle desteklenebilir. Şekil 1.9'de görüntüğü üzere gövde tarafı akışkanı tek fazlı olduğundan en yaygın olarak kullanılan gövdesi türüdür, (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

Isı değiştiricilerin veriminin artırılabilmesi için ters akışlı olması istenir. Bu tip durumlarda uzunlamasına şaşırtma perdeleri içeren F-tipi gövde kullanılır. E tipi gövde ile kıyaslandığında F-tipi gövdede daha fazla basınç dsmesi gerçekleşmektedir.

J-tipi gövde genellikle düşük basınç dsmelerinin olduğu durumlarda kullanılır. E-tipi gövdenin 1/8' i kadarlık bir basınç dsmesine sebep olur. X-tipi gövdede de yine basınç dsmesi çok azdır. Bu tip gövdede şaşırtma perdeleri kullanılmamaktadır. Bu tip gövde J-tipindeki gövdelerde de olduğu gibi vakum yoğusturucularında ve düşük basınçtaki gazlarla kullanılırlar. Bu gövde tipinde F-tipi gövdeye nazaran daha düşük basınç düşümü gözlenir ancak ısı değiştiricisi verimi yönünden F-tipi gövde daha iyi sonuç verir.

G-tipi gövde yaklasık olarak E tipi gövde ile aynı basınç dsmesine sahiptir. Fakat LMTD faktörü F (ortalama logaritmik sıcaklık farkına ait düzenleme faktörü) ve dolayısıyla ısı değiştirgeci verimi aynı yüzey alanı ve debiler için daha yüksektir. G-tipi gövde ile H-tipi gövde aynıdır fakat G-tipi gövde orta noktada lleye sahiptir, H tipi gövde iki dış lleye sahiptir.

1.7. şaşırtma Perdeleri

şaşırtma perdeleri iki ana amaç için kullanılmaktadır: birincisi sağlamlık açısından boruları desteklemek ve ikincisi boruların titreme, okme veya eğilmelerini engellemek için. Ayrıca şaşırtma perdeleri akışı yönlendirerek yüksek ısı transfer katsayısı elde etmek için kullanılır. Boruların yüzey alanını artırmak amacıyla kanatçık yerleştirilmesi durumuna göre ise borular kanatçıklı ya da kanatçıksız olabilir. Kanatçıklı borular gövde tarafındaki akışkan ısı transferi katsayısının boru tarafındakine göre düşük olduğu durumlarda kullanılır (Kakaç, S. ve Liu H., 1998).

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Camacho-Duke (2002), Güneş Enerjili Su Isıtıcısı sistemlerinin performanslarını ölçmek için beş adet daldırma tip gövde-sarmal boru tipi ısı değiştirici konfigürasyonunu tasarlayıp kurmuşlardır. Isı değiştiricilerin termal performanslarını tanımlamak ve birbirleriyle karşılaştırmak için ısı değiştirici UA-değerini kullanmışlardır. Performansların beklenen biçimde olduğunu belirleyip bu performansların su deposu sıcaklıklarının bir fonksiyonu olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Aynı zamanda boru tarafındaki akış hızının hem alan hem de boru yüzeylerinin içine ve dışına aktarılan ısı katsayısının bir fonksiyonu olduğunu belirtmişlerdir.

Prabhanjan (2002), sıvıları ısıtmada düz borulu ısı değiştiricinin üzerinde sarmal borulu ısı değiştirici kullanmanın avantajını incelemiştir. Çalışmalarındaki belirgin farkın sarmal borunun sınır şartları olduğunu belirtmiştir. Sonuçlar da ısı aktarımı katsayısının ısı değiştiricinin şeklinden ve su banyosu ısı değiştiricisinin sıcaklığından etkilendiğini göstermiştir. Bununla birlikte, benzer boyutlardaki bir düz borulu ısı değiştiriciyle karşılaştırıldığında sarmal borulu ısı değiştiricinin ısı aktarım katsayısını artırdığı da belirtilmiştir. Sonuçlarda, akış türbülanslı olduğundan ve akış hızındaki artış yüzey etkisini önemli ölçüde etkilemediğinden ısı aktarım katsayısının akış hızından etkilenmediği görülmüştür.

Prabhanjan ve arkadaşları (2004), suyun içinde sarmal borulardan doğal yolla konveksiyon ısı aktarımını deneysel olarak incelemişlerdir. Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasında bağıntı kurmak için farklı uzunlukların kullanıldığını raporlarında belirtmişlerdir. Sarmal borulu ısı değiştiriciden geçen akışkanın dış sıcaklığını tahmin etmek için modeller geliştirmişlerdir. En iyi eşitlemede içinde sarmal borunun toplam yüksekliği karakteristik uzunluk olarak kullanılmıştır. Giriş sıcaklığı, banyo sıcaklığı, sarmal borunun boyutları ve akışkan hızı verildiğinde, sarmal borulu bir ısı değiştiriciden geçen akışkanın çıkış sıcaklığını tahmin edebilmek için bir model geliştirmişlerdir. Tahmini çıkış sıcaklıkları bir deney düzeneğinde ölçülen değerlerle karşılaştırılmış ve deney değerlerine yakın sonuçlar alınmıştır. Sonuçlara göre, sunulan yöntemin benzer boyutlardaki ısı

değiştiricilerden çıkış sıcaklığı tahmin etmede iyi bir yöntem olduğu belirlenmiştir.

Hosseini ve arkadaşları (2007), üç farklı bakır boruda (düz, oluklu ve mikrofin) ısı aktarım katsayısını ve gövde-boru tipi bir ısı değiştiricinin gövde tarafındaki basınç düşümünü belirlemek için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Üç farklı boru demetindeki basınç düşümünün yanı sıra yüzey konfigürasyonunun gövde tarafındaki ısı aktarımına olan etkisini de incelemek amacıyla yağ soğutucusundan bir gövde-boru tipi ısı değiştirici modeli yapmışlardır. Deneylerinden elde ettikleri sonuçlar mikrofin borunun geniş yüzey alanından dolayı yüksek bir Nusselt sayısı ve basınç düşümü kaydedildiğini göstermiştir. Deney alanındaki oluklu boruların Nusselt sayıları düşük ölçülmüş ancak basınç düşümü nispeten aynı kaydedilmiştir. Ayrıca üç boru çeşidinin de basınç düşümü ve Nusselt sayılarını belirlemek için deney sonuçlarının kuramsal mevcut veriler ve bağıntılarla karşılaştırıldığı da raporda gösterilmiştir.

Naphon P. (2007), kıvrımlı kanatçıklara sahip olan ve olmayan sarmal borulu ısı değiştiricilerin Termal Performans ve basınç düşümlerini incelemiştir. Ortalama boru içi konvektif ısı aktarımı özelliklerinin ve sarmal borulu ısı değiştiricinin termal performansının ölçütünden alınan yeni deneysel verileri sunmuştur. Artan sıcak su debisiyle birlikte soğuk su çıkışı sıcaklığının arttığı, sıcak ve soğuk su debisi arttıkça ortalama ısı aktarımı hızının arttığını, sıcak su debisi arttıkça sürtünme katsayısının azaldığı sonuçlarına ulaşmıştır.

Gupta ve arkadaşları (2007), kriyojenik uygulamalarda kullanılan sarmal kanatlı borulu ısı değiştiricilerin tasarlanmasında bağıntıların hesaplanması için deneysel araştırmalar yapmışlardır. Araştırma ekibi soğutma devresinde kullanılan karşıt çapraz akışlı bir sarmal kanatlı borulu ısı değiştirici geliştirmiştir. Ekip bu deneyi 500-1900'lük etkili bir Reynolds sayısı değeriyle yapmıştır. Farklı sıcaklık düzeylerindeki debilerin toplam ısı aktarım katsayısından alınan deneysel veriler toplam ısı aktarım katsayısı değerleriyle karşılaştırılmıştır. Sonuçlarda, çalışmada seçilen farklı bağıntıların makul bir doğruluk payıyla sarmal kanatlı borulu ısı değiştirici tasarımında kullanılabileceğini göstermiştir. Ancak Prabhat bu bağıntıların doğru

uygulanması için serbest akış alanının hesaplanmasında uygun bir yöntemin seçilmesini tavsiye etmiştir.

Shokouhmand (2008), Wilson plot tekniğini kullanarak gövde-sarmal boru tipi ısı değiştiriciler deneyini yapmıştır. Wilson plot, çeşitli ısı aktarımı süreçlerindeki ısı aktarım katsayılarını tahmin etmede genel ısı aktarımı bağıntıları elde etmede kullanılan bir tekniktir. Bu teknik, pratik uygulamalarda ve ısı değiştiricilerin analizinin yapıldığı laboratuvar araştırmalarında önemli bir araçtır. Hem paralel akışlı hem de ters akışlı konfigürasyon için üç adet ısı değiştiriciyi teste tabi tutmuşlardır. Bu ısı değiştiricilerin farklı sarmal boru hatveleri ve eğrilik oranları bulunmaktadır. Wilson plot tekniği ısı değiştiricilerin toplam ısı aktarım katsayılarını hesaplamak için kullanılmıştır. Sabit sıcaklık sınır koşulları için yapılan deneysel bağıntının zıt akıştaki alçak Dean sayısı bölgesindeki mevcut veriyle uymasına karşın bu bağıntıların paralel akıştaki sonuçları olduğundan fazla gösterdiğini belirtmişlerdir. Araştırmacılar geniş hatveli sarmal boruların gövde tarafındaki ısı aktarım katsayısının küçük hatvelilerden daha büyük olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca küçük hatvelilerin ve gövde tarafının zıt akış konfigürasyonunun Nusselt sayılarının paralel akış konfigürasyonunun Nusselt sayısından düşük olduğunu belirtmişlerdir. Bu yüzden zıt akış konfigürasyonunun toplam ısı aktarım katsayısı paralel akış konfigürasyonunun toplam ısı katsayısından %0-40 fazlaydı olmuştur.

Jayakumar (2008), sarmal borulu ısı değiştiricideki ısı aktarımı üzerine deneysel bir tahminde ve HAD tahmininde bulunmuştur. Deneyler bobindeki beş farklı akış hızıyla ve sarmal boru girişinde üç farklı sıcaklıkta yapılmıştır. Akış hızı ölçümleri (sıcak ve soğuk akışkanlar), giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısıtıcı güç girişi ve pompalama kararlı durumda uygulanmıştır. Akışkan HAD kodunu kullanarak deneysel sonucu tahminlerle karşılaştırmışlardır. Bu durum deneysel yanılğı sınırlarıyla uyum içerisinde gerçekleşmiştir. Sarmal borunun iç ısı aktarım katsayısını hesaplamak amacıyla ısı aktarımı ve basınç düşümünü tahmin etmek için deneysel bağıntılar kullanılmıştır.

Fernando ve arkadaşları (2008), tek faz ısı değiştirici katsayısını Wilson Plot yöntemiyle değerlendirmek için bir mini kanal alüminyum borulu ısı değiştirici

geliştirmişlerdir. Araştırmacılar sıvıdan sıvıya ısı değiştiricilerin laminer akış ve geçiş akışı rejimlerdeki ısı aktarım katsayısını belirlemek için Wilson Plot yöntemini başarıyla uygulamışlardır. Raporlarında ısı değiştiricinin boru tarafında, $2300 < Re < 6000$ aralığındaki Reynolds sayıları için deneysel ortalama Nusselt sayıları Gnielinski bağıntısının tahmini Nusselt sayılarıyla oldukça uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Araştırmacılar laminer akışta boru tarafı Nusselt sayılarının literatürdeki herhangi bir bağıntıyla ilişkilendirilmemesinin ya da deneyle belirlenmiş Nusselt sayılarının beklenenden oldukça düşük olmasının nedenini açıkça belirtememişlerdir. Raporda aynı zamanda gövde tarafındaki ısı aktarım katsayısının mevcut bağıntılardan doğru tahmin edilmediği ve deneysel ısı aktarım katsayılarının beklenenden yüksek olduğu da yazılmıştır.

Coronel (2008), türbülanslı akış koşulları altında hem sarmal hem de düz borulu ısı değiştiricilerdeki konvektif ısı aktarım katsayısını belirlemek için bir çalışma yapmıştır. Sanayide kullanılan sarmal borulu bir ısı değiştiricinin toplam ısı aktarım katsayısını belirlemek için bir yöntem kullanmışlardır. Yöntem, ürünün giriş-çıkış sıcaklığı değerleri, ısıtma ortamı akış hızı ve ürünün özelliklerine bağlı olarak iç ve dış konvektif ısı aktarım katsayılarının hesaplanmasına olanak sağlamıştır. Bu analizin sonuçları daha önce yayınlanan bağıntıların bu yöntemle elde edilen bağıntıya benzer sonuçlar verdiğini göstermiştir. Türbülanslı akış koşulları ve non-izotermal, sabit olmayan ısı akışı koşullarında ürünün aritmetik ortalama sıcaklığı ürünün özelliklerinin sonrasında da Reynolds ve Prandtl sayılarının hesaplanmasında kullanılmıştır. Ortalama sıcaklığın kullanılması konvektif ısı aktarım katsayılarının izotermal üründekine benzer bir biçimde hesaplanmasını mümkün kılmaktadır.

M.R.Salimpour (2009), gövde-sarmal boru tipi ısı değiştiricilerde ısı aktarım katsayıları analizini yapmış bunu deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. M.R.Salimpour ve ekibi tarafından daire kesitli sarmal bobinli borulardaki ısı aktarım katsayısını ve Nusselt sayısını kontrol etmek için bağıntılar yapılmıştır. Akışkanın ters akış hareketi profilini araştırmaya ve borudaki sıcaklık dağılımına odaklanmışlardır. Önceki araştırmalar sonrasında çalışma ve çözümlerinin sarmal borularla ilişkili olduğu ve ısı değiştiricilerin iki ana sınır koşuluyla

(sınırdan sabit ısı akışı ve karışmadaki sabit duvar sıcaklığı) çözümlendiği anlaşılmaktadır. Ancak bu sınır koşulları ısı değiştiricilerin çoğu pratik kullanımında bulunmamaktadır. Isı aktarımı ve ısı aktarım katsayısındaki gelişmeler üzerine çok az inceleme ve araştırma yapıldığı da ortaya konmuştur. Bu tür ısı değiştiricilerde sarmal boru hatvesi ve nanosiviler gibi pasif yöntemler üzerinde durulmaktadır.

Ghorbani N. ve arkadaşları (2010), çeşitli Reynolds ve Rayleigh sayıları, çeşitli borudan bobine çap oranları ve boyutsuz bobin hatvesi için gövde içi bobin tipi bir ısı değiştiricideki karışık konveksiyon ısı aktarımını deneysel olarak incelemişlerdir. Hesaplamalar kararlı durum için yapılmıştır. Bobinin içindeki laminer ve türbülanslı akışlar için deneyler gerçekleştirilmiştir. Boru tarafı kütledebisinin gövde tarafına oranının ısı değiştiricilerin eksenel sıcaklık profillerinde etkili olduğunu bulmuştur. Sonuçlar aynı zamanda karışık konveksiyon ısı değiştiricilerin ϵ -NTU ilişkisinin zıt akışlı bir ısı değiştiricinin ϵ -NTU ilişkisiyle aynı olduğunu göstermektedir.

Pawar S. S. ve arkadaşları (2011), dairesel kesitteki sarmal bobinlerden yapılan ısı aktarımını incelemişlerdir. Bu inceleme endüstriyel uygulamaları kapsayan büyük ölçekli modellerdeki geometrik benzerlikler arasındaki dinamik benzerlikleri çözümlene ihtiyacına işaret etmektedir. Eğiklik oranı, düşük Pr&Re sayısı bölgesi, sıcaklık vb. konularda bir büyük ölçekte bir araştırma yapılması gerekmektedir. Sanayilere uygulanabilecek ölçeklenebilirlik konularını irdeleyebilmek için bu parametre ve geometrileri göz önünde bulundurmamak amacıyla bu araştırmalar gerçekleştirilmelidir. Sarmal bobindeki akış profilini anlamada M sayısı bakımından Nu sayısını kapsayan bir bağıntı geliştirilmesi önerilmektedir.

Gh.S. Jahanmir, F. Farhadi (2012), bu raporda farklı materyallerden hangisinin en iyi ısı aktarımı oranını vereceği sonucuna dayanan bir HAD çözümlenmesi yapılmıştır. Bu rapor iki farklı materyalin, alüminyum ve bakırın giriş ve çıkış sıcaklığını analitik hesaplamalarla çözümlenmek için oluşturulmuştur. Bu çalışmada, akışkan su hesaplaması yapıldıktan sonra çıkış sıcaklığının ansys'nin çıkış sıcaklığında bahsedilen değere yakın olduğu belirtilmiştir. Alüminyumu

pirinç olarak değiştirdiğimizde, giriş sıcaklığıyla cıkış sıcaklığı arasında sıcaklık farkı oluşmaktadır.

Daniel Fl3rez-Orrego (2012), tek faz konik sarmal ısı değiştiricinin 3zelliklerini incelemişlerdir. Maksimum 15 ve minimum 7.5 cm çaplı, 0,9525 cm hatveli ve 40 cm aksenal uzunluğa sahip bir konik sarmal ısı değiştirici prototipi 3zerinde deneyler yapmışlardır. Akım hem laminer hem de t3rb3lanslı olarak gerçekleşmiş, Reynolds ve Prandtl sayılarının değer aralığı da sırasıyla 4300-18600 ve 2-6 olmuştur. Bu çalışmaya g3re Nusselt sayısı, C,m'nin belirlenecek sabitler n'nin ise 0.4 olarak alınan Prandtl sayı indeksi olduğu $Nu=CR_e^m P_1^n$ denkleminde bulunabilir. Ortalama Nusselt sayısı için deneysel bir bağıntı sunulmuş ve %23'l3k bir maksimum sapma olduğu bulunmuştur. İkincil akımdaki hız vekt3r3 bileşenleri eğilimi d3z sarmal bobinlerdekinden farklı olarak g3zlemlenmiştir. Bu bağıntılar g3venilir değerildir ve azalma ve hatve etkisi nedeniyle Nusselt sayısında herhangi bir sapma g3sterememişlerdir.

Genic Srbislav ve arkadaşları (2012), sarmal borulu ısı değiştiricilerin performanslarını tahmin etme deneyi yapmışlardır. alışmalarında eşmerkezli sarmal borulu 3 ısı değiştirici 3zerinde termal performans 3l3mlerinin sonuçlarını sunmuşlardır. G3vde tarafı ısı aktarım katsayısının geometrik parametrelerden etkilendiği bulunmuştur. İpliğin sarım açısı, radyal hatve ve aksenal hatve ısı aktarım katsayısını etkileyen geometrik parametrelerdir. Sonuçlar 3zerinden g3vde tarafı ısı aktarım katsayısının g3vde tarafı hidrolik çapa bağlı olduğu sonucuna varılmıştır. Srbislav ve arkadaşları tarafından ortaya konulan g3vde tarafı ısı aktarım bağıntısının son hali (Nusselt ve Reynolds sayıları hidrolik çapa bağlı) $Nu=0.50Re^{0.55} Pr^{1/3} (n/n_w)^{14}$ (3) de verilmiştir.

Kurnia C J. ve arkadaşları (2012), dairesel olmayan boruların sarmal bobinlerinin ısı aktarım performansı Değerlendirmesini tamamlamışlardır. Konik, sarmal ve d3zlem içi spiral olmak 3zere 3 konfig3rasyonu incelemişler ve verim 3l3s3 olarak bu konfig3rasyonların performanslarını d3z borularla karşılaştırmışlardır. Sarılı boruların daha y3ksek ısı aktarım oranı vermelerine karşın daha y3ksek basınç d3ř3m3 problemlerine de yol açtıkları da

gözlemlenmiştir. Ancak alanın sınırlı olduğu ve pompalama gücünün kolay olduğu işlemlerde sarılı borular arzu edilen bir seçenek olabilir.

Jaric M. S. ve arkadaşları (2012), sarmal borulu 3 ısı değiştirici üzerinde yapılan gövde tarafı ısı aktarım katsayısı deneyinin sonuçlarını sunmuştur. Ölçümler laboratuvarında yapılmış ve $Nu = 0.50$. $Re = 0.55$. $Pr^{1/3}$. $(\eta/\eta_w)^{0.14}$ (Re ve Nu , gövde tarafı hidrolik çapa bağlıdır) bağıntısına ulaşılmıştır. İpliğin sarım açısı, radyal hatve, aksel hatve vb. geometrik/yapısal parametrelerden önemli derecede etkilenen gövde tarafı ısı aktarım katsayısına dikkat edilmiştir. Çalışma sonucunda, bu parametre gövde tarafı yapı parametrelerinin sayısını da kapsadığı için gövde tarafı ısı aktarım katsayısının gövde tarafı hidrolik çapa bağlı olması gerektiği bulunmuştur.

Moawed (2013), üniform ısıtılmış dikey ve yatay yönlü helikoidal borulardan kararlı durum doğal konveksiyonlu ısı aktarımı deneyi üzerine bir rapor düzenlemiştir. Deneyini yaptığı dört helikoidal boruda bobin çapının boru çapına (D/d_o), hatvenin boru çapına (p/d_o) ve uzunluğun boru çapına (L/d_o) farklı oranları ve $1.5 \cdot 10^3$ ve $1.1 \cdot 10^5$ arası bir Rayleigh sayısı aralığı olmuştur. Sonuçlar dikey helikoidal borularda (D/d_o), (p/d_o) ve (L/d_o)'nin artmasıyla toplam Nusselt sayısının arttığını göstermiştir. Yatay helikoidal borularda, toplam Nusselt sayısı (p/d_o) ve (L/d_o)'nin artmasıyla artmakta, (D/d_o)'nin artmasıyla azalmaktadır. Yatay ve dikey helikoidal borular ile Nusselt sayısı arasında bağıntı kurmak için kullanılan iki farklı denklem sunulmuştur.

Aly ve arkadaşları (2014), türbülanslı akış koşulları için sarmal boru içinde boru tipli ısı değiştiricilerdeki nano sıvının ısı aktarımını ve basınç düşümünü bulmak amacıyla sayısal çalışmayı yapmıştır. Sarmal boru içinde boru tipli ısı değiştiricilerin içinden akan su esaslı Al_2O_3 nano sıvısının ısı aktarım oranı ve basınç düşümünü bulmak için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözümlemesiyle sayısal çalışma yapılmıştır. Termodinamik performans indeksine dayanarak ısı değiştiricilerin toplam performansı değerlendirilmiştir. Nanosıvı iç boru tarafında akmaktadır. Aly, aynı Re ya da Dn için sonuçları karşılaştırdığında, bobin çapının ve nanoparçacık hacim derişiminin artmasıyla ısı aktarım katsayısı ya da ısı aktarım oranının arttığını bulmuştur. Aynı zamanda

eğrilik oranının artmasıyla sürtünme katsayısının arttığını ve basınç düşümü probleminin %2 'ye kadar artan nanoparçacık hacim derişimi nedeniyle ihmal edilebilir olduğunu bulmuştur. Sarmal borularda nano akışkanlar için sırasıyla Gnielinski bağıntısı ve Mishra-Gupta bağıntısı türbülanslı akış rejimindeki ortalama ısı aktarımını ve sürtünme faktörünü tahmin etmeye yarayan bağıntılar da yine geçerlidir. Sonuçlarda nano akışkanın homojen bir akışkan gibi davrandığını bulmuşlardır.

C.A.chaves ve arkadaşları (2014), ısı aktarım özellikleri için yapılmış bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonu yardımıyla ikili ve üçlü sarmal bobinli iki farklı ısı değiştiricinin karşılaştırmalı performans incelemesini yapmışlardır. Ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği paketinin (ANSYS-CFX v12) yardımıyla sayısal çalışma yapılmıştır. Simülasyonlar farklı sıcaklıklar (sıcak akışkan giriş sıcaklığı 25,30,35,40°C) kullanılarak yapılmıştır ve giriş bobin akışkan sıcaklığı 20°C'dir. Sonuçlar 25°C (sıcak akışkan girişi) sıcaklıkta her iki ısı değiştiricinin performanslarının da oldukça benzer olduğunu ancak 40°C sıcaklıkta üç sarımlı ısı değiştiricinin iki sarımlı ısı değiştiriciden daha etkili olduğunu göstermiştir. Sıcak akışkan giriş sıcaklığının iki ve üç sarmal bobinle artırılmasıyla performansın artırılabilceği gösterilmiştir.

Seyed Faramarz Ranjbar ve arkadaşları (2014), ünlü Akışkan HAD (Fluent CFD) yazılımını kullanarak bobin yarıçapı, bobin hatvesi ve boru çapı gibi farklı parametrelerin ikili sarmal borulu ısı değiştiricideki ısı aktarımının özellikleri üzerindeki etkileriyle ilgili sayısal bir çalışma yapmıştır. Çalışmanın modellenmesi ısı aktarımı, akışkanlar mekaniği ve termodinamik prensiplerine bağlı kalınarak yapılmıştır. Sınır koşullarının uygulanmasıyla ve uygun şebeke seçimiyle, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve literatürdeki mevcut deneysel sonuçlarla geçerlilikleri onaylanmıştır. Sonuçlarda iç Dean sayısının, boru içi çapının, eğrilik oranının artırılmasıyla ve ısı değiştirici bobininin hatvesinin küçültülmesiyle ısı aktarımının arttığı görülmektedir.

Amitkumar ve Andhare (2015), yatay gövdeli sarmal borulu ısı değiştiricinin tasarımına ve ters akış konfigürasyonunun termal değerlendirmesine odaklanmıştır. Termal analiz; soğuk suyun akış hızı, sıcak suyun akış hızı, sıcaklık,

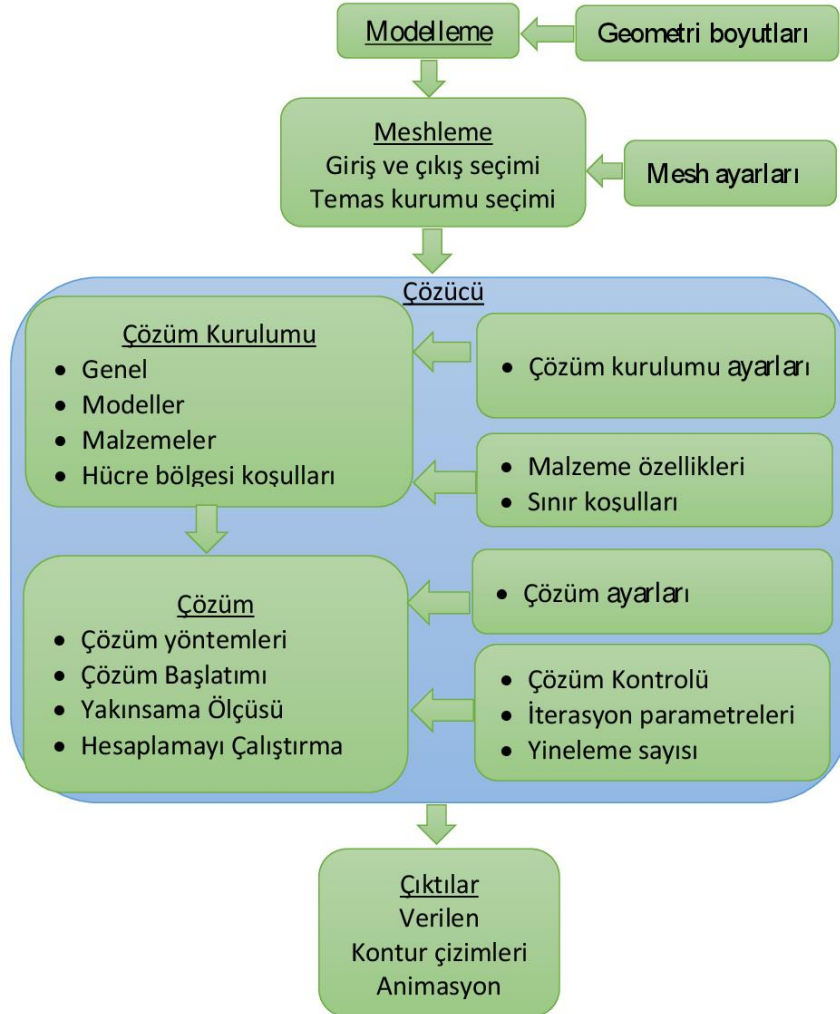
etkinlik ve toplam ısı aktarım katsayısı gibi çeşitli parametreler göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Tasarım yönteminin sarmal borulu ısı değiştiricinin ebatlandırma ve derecelendirme analizlerini verdiğine sonuçların deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğuna karar vermişlerdir.

Bu çalışmada gövde ve sarmal borulu ısı eşanjörlerinin farklı köşesindeki perdeler incelenerek, ANSYS program ile zm yapılmıştır, zm sonunda ısı eşanjör içinde ki sıcaklık, transfer edilen ısı ve basınç değişimi diyagramlar halinde gösterilmiştir. Bu model ile ilgili gövde ve sarmal boru açısından çeşitli çalışmalara rastlanmış, fakat uygun ısı değiştirici içinde perdeler ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan çalışmada basınç, hız ve ısı transferinin farklı perde açılarına göre değişimi incelenmiş, en optimum ısı transferinin hangi perde açısında ve uzunluğunda gerçekleştiği gösterilmiştir.

3. ANSYS YAZILIM PROGRAMI İLE ISIL ANALİZİ

3.1. Giriş

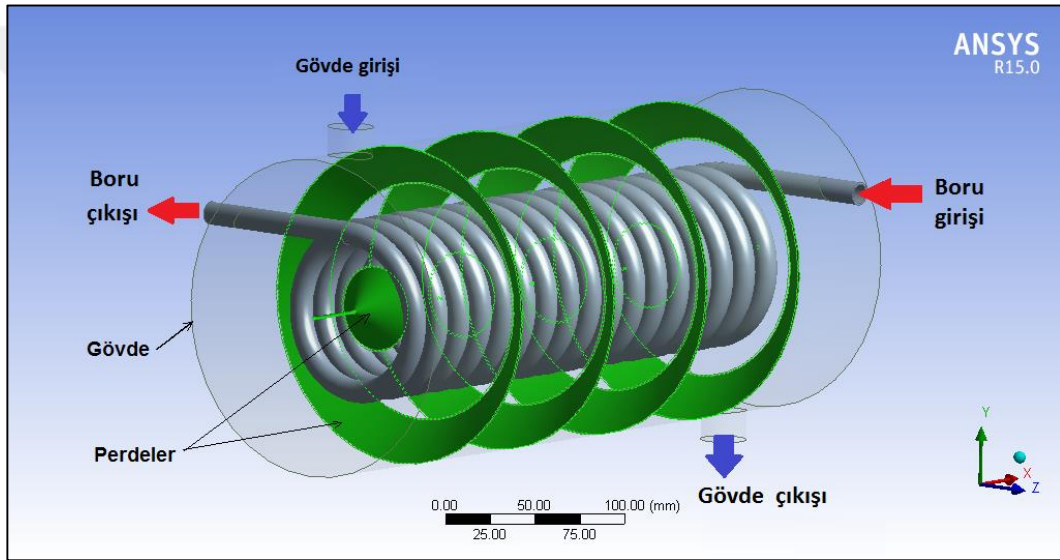
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), arzulan geometrinin temel yapısı ile başlayan ve akabinde arzu edilen alanın modellendirilmesi için birleşen çalışma sistemidir. Genel olarak geometri, bu nedenle HAD çalışmaları için basitleştirilmiştir. Örgü, alanın daha küçük hacimlere ayrılması bölünmesi olup burada denklemler, basit yinelemeli yöntemlerin yardımıyla basitleştirilir ve çözülür. Modelleme, alanın sınırını ve başlangıç koşullarını açıklamakla başlar ve bütün sistemin modellendirilmesine öncülük eder. Bu nedenden ötürü, elde edilen sonuçların, tartışmaların ve hesaplamaların analizi ile takip edilir.



Şekil 3.1. HAD modellemenin özet şeması.

3.2. Modelleme

Bu çalışmada, yeni bir gövde tipi ısı eşanjörü tasarlanmış, simülasyon çözümü ise ANSYS 15 sürümü programı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada yeni tasarlanan perdeler, eşanjörün gövde merkezine ve sarmal borunun çevresine yerleştirilmiştir. Boru merkezindeki perdeler, koni şeklinde, sarmal borunun çevresindeki perdeler ise koni parçası şeklinde tasarlanarak, akışkanın yönlendirilmesi sağlanmıştır. Perde köşeleri 0 dereceden 90 dereceye ve perdelerin uzunluğu 5cm den 35cm'ye kadar değiştirilmiştir. Ekran görüntüsü 3.2'de görülmektedir. Eşanjörün modele ait ölçü ve parametreler Çizelge 3.1'de yer almaktadır.



Şekil 3.2. Gövde ve Sarmal boru geometrisi

Çizelge 3.1. Isı değiştiricinin parametreleri (A.Andhare ve arkadaşları 2014)

Geometri Boyutları	Ölçüleri
Gövde uzunluğu (mm)	388
Gövde boru giriş ve çıkış çapı (mm)	25,4
Sarmal boru giriş ve çıkış çapı (mm)	11,7
Sarmal boru kalınlığı (mm)	1
Gövde çapı (mm)	180
Eğrilik yarıçapı (Rc) (mm)	45
Sarmal boru uzunluğu (mm)	5715

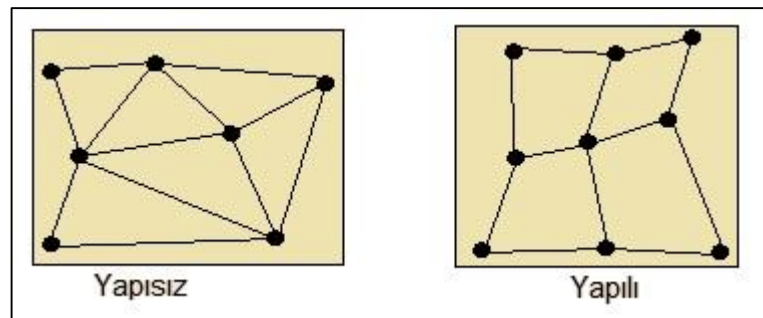
Bu çalışmada eşanjör parametreleri kaynak özetleri örnek alınarak seçilmiş, tasarlanan eşanjör için gerekli yerlerde uyarlanmıştır (A.Andhare ve arkadaşları 2014). Daha sonra perde ilavesi ile yeni eşanjör tasarımı yapılmıştır. Parametre değerler Çizelge 3. 2’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Isı değiştiricinin perdeleri parametreleri

Geometri Boyutları	Ölçüleri
Perde uzunluğu (mm)	5-10-15-20-25-30-35
Perde kalınlığı (mm)	1
Perde sayısı	8
Perde köşesi (θ)	0° to 90°
Giriş Nozzle Ucu (cm)	0-3-4-5-6-7

3.3 Meshleme

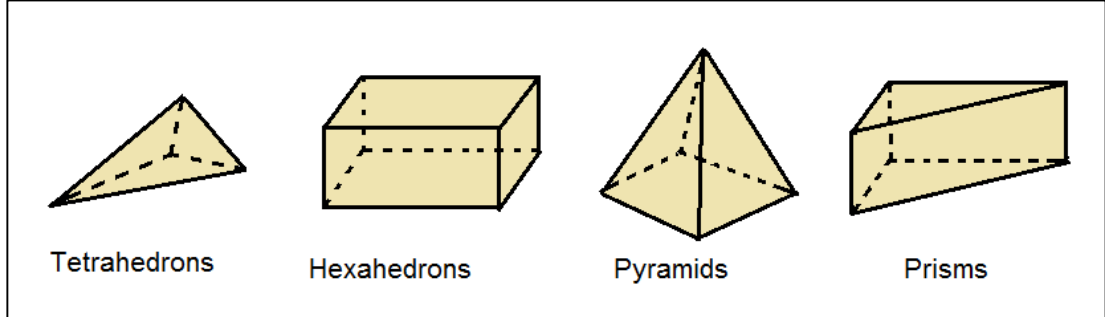
Sayısal çözüm uygulamalarında en önemli adımlardan biri çözümü yapılacak modelin sayısal denklem çözümlerinin yapılacağı sonlu sayıdaki yüzeylere (hacimlere) ayrılmasıdır. Oluşturulan ağ yapısına bağlı olarak korunum denklemlerinin her bir eleman için ardışık olarak çözülmesiyle toplam çözüm alanı için genel çözüme ulaşılır. İki boyutlu geometrilere en küçük eleman yüzeyler olurken, üç boyutlu geometrilere ise hacimlerdir. Yüzeylerin veya hacimlerin ortak birleşim noktaları ise düğüm noktalarıdır. Çözüm ağları geometri özelliklerine bağlı olarak Şekil 3.3’de gösterildiği gibi yapısız ve yapılı diye adlandırılan iki şekilde oluşturulurlar (Mesh_Users Guide).



Şekil 3.3. Yapısız ve Yapılı Ağ Yapıları (Mesh_Users Guide).

Tez çalışmasında kullanılan Ansys programı kendi içinde mesh modülü içermektedir. Mesh modülünde yüzeylerde quad/tri/map gibi alternatifler

mevcut iken hacimsel ağlar oluşturmak için tetra, hexa, pyramid gibi meshleme eşitleri mevcuttur. 3 boyutlu mesh yapıları temel olarak Şekil 3.4’de yer aldığı gibi gruplandırılmaktadır (Mesh_Users Guide).



Şekil 3.4. Üç boyutlu ağ yapısı eşitleri (Mesh_Users Guide).

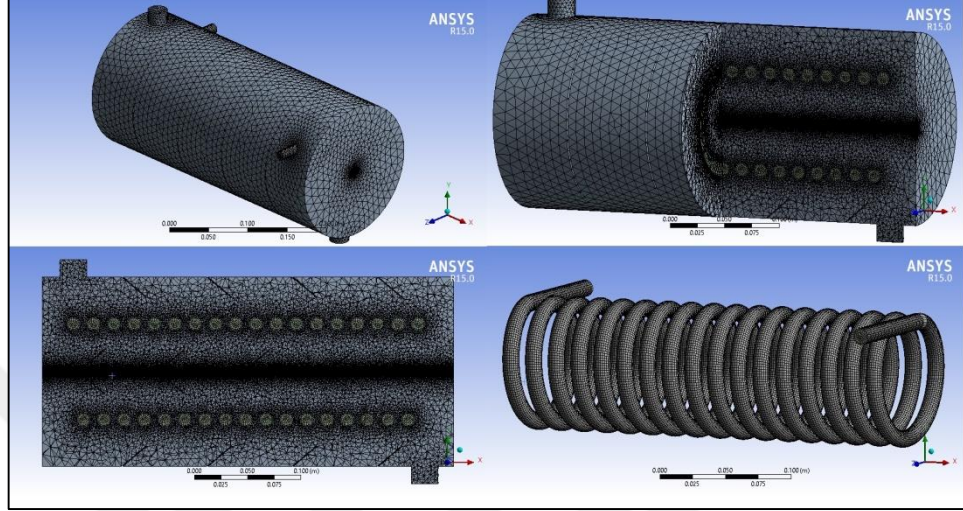
Oluşturulan ağ, sayısal çözümün doğruluğu açısından çok önemlidir. Ansys programında mesh metrics bölümünde mesh yapısının kalitesini gösteren birçok parametre bulunmaktadır. Mesh yapısının değerlendirilmesindeki en önemli kriter olan arpıklık ölçüsünü temsil eden skewness değeri 0 (mükemmel) ile 1 (kabul edilemez) arasında ölçülmüştür. Skewness değerinin ölçülmüşmesine dair değerler izelge 3.3’de gösterilmektedir. Oluşturulan mesh yapısındaki skewness değeri önemli bir kriterdir. Bunun yanı sıra mesh yapısı oluşturulurken eleman sayısının çözüm zamanına olan etkisi göz önüne alınmalı ve çözümde gerekmeyen bölümlerde hassas mesh yapıları oluşturulmamaya özen gösterilmelidir.

Çizelge 3.3. Skewness değerinin ölçülmüşmesi (Fluent, Users Guide).

Skewness değerı	Cell Quality
1	kabul edilemez
0,9 — <1	Kötü
0,75 — 0,9	fena
0,5 — 0,75	kabul ediler
0,25 — 0,5	İyi
>0 — 0,25	ok İyi
0	Mükemmel

Çizelge 3.3’de gösterilen çizelgede ortogonal kalite değerinin aralıklarına göre kalite değerleri gösterilmiştir (Fluent, Users Guide).

Modele ait ağ görüntüsü Şekil 3.5'de detaylı bir şekilde gösterilmektedir. Oluşturulan ağ yapısına ait düğüm noktası sayısı, eleman sayısı, Skewness Ortalama değerine ait bilgiler ise Çizelge 3.4'de yer almaktadır.



Şekil 3.5. Isı değiştiricisi formu için oluşturulan ağ yapısı görünüşü.

Çizelge 3.4. Isı değiştiricisi formu için oluşturulan ağ yapısına ait bilgiler.

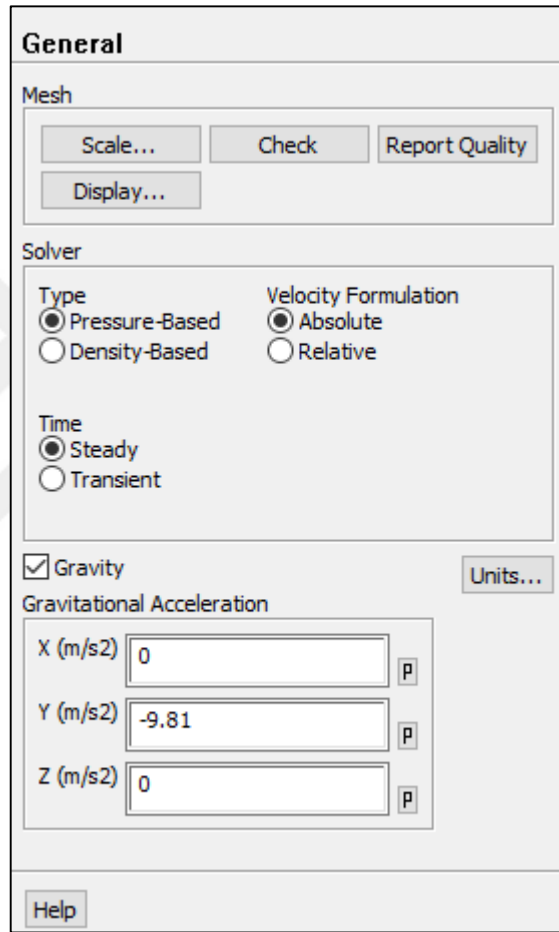
Ağ özellikleri	Değerler
Node (Düğüm Noktası) Sayısı	864500
Eleman Sayısı	3337521
Skewness Ortalama	0,23693

Meshleme (ağ oluşturma) işlemi tamamlandıktan sonra modelde tanımlanması gereken ve çözümlenme de sınır koşullarının tanımlanacağı giriş, çıkış, boru yüzeyi, interior bölgeleri ve çözümlenme esnasında periyodiklik sınır koşulları tanımlanacak olan yüzeyler adlandırılmıştır. Oluşturulan Ansys Workbench Mesh dosyası Ansys Fluent programına aktarılmıştır. Mesh verilerinin Fluent'e aktarılması için Mesh dosyasının update edilmesi de gerekmiştir.

3.4. Çözüm Kurulumu

3.4.1. Genel

Şekil 3.6'de görüldüğü üzere, Örgü otomatik olarak kontrol edilir ve eğer uyumluysa kalite elde edilir. Akabinde tür analizi, basınç bazlı türe dönüşür ve hız mutlak konuma, zaman ise kararlı duruma geçer.



Şekil 3.6. Fluent programında general ayarları.

3.4.2. Modeller

k- ϵ türbülans modeli, en basit tam türbülans modellerinden biridir, çünkü modelin içinde iki ayrı transport denklemi yer almaktadır. Bu durum, türbülans hızının ve uzunluk ölçeklerinin modelin içinde bağımsız olarak belirlenmesine olanak sağlamaktadır. Standart k- ϵ modeli, türbülans kinetik enerjisi k ve bunun dağılım oranı ϵ için model transport denklemleri üzerine kurulu yarı ampirik bir

modeldir. Gerçekleştirilebilir k-ε modeli, iki noktada standart k-ε modelinden farklılık arz eder: gerçekleştirilebilir modelde yer alan, türbülans hızı için türetilmiş yeni bir formülasyon ve dağılım oranı ε için türetilmiş değişik bir transport denklemi. Gerçekleştirilebilir k-ε modeli, standart k-ε modeline göre biraz daha fazla hesaplama çabası gerektirir. Modelde kullanılan transport denklemleri, hız hesaplama yöntemi ve sabitler, standart ve gerçekleştirilebilir k-ε modelleri arasındaki temel farkları oluşturur (Fluent_Users Guide) Modeller, aşağıdaki gibi Enerji set-ON konumundayken seçilir, böylece akışkan olmayan model, gerçekleştirilebilir k-ε modeli olarak seçilir, Kütle, momentum ve enerji için ve k ve e için verilen idari denklemler aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Fluent, Users Guide):

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_t) \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) \quad (2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Türbülans, kinetik enerji k denklemi

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \Gamma - \varepsilon \quad (4)$$

Türbülans, enerji dağılımı ε denklemi

$$\frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + c_1 \Gamma \varepsilon - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (5)$$

Burada Γ türbülans kinetik enerji k üretimini temsil eder ve tarafından verilir

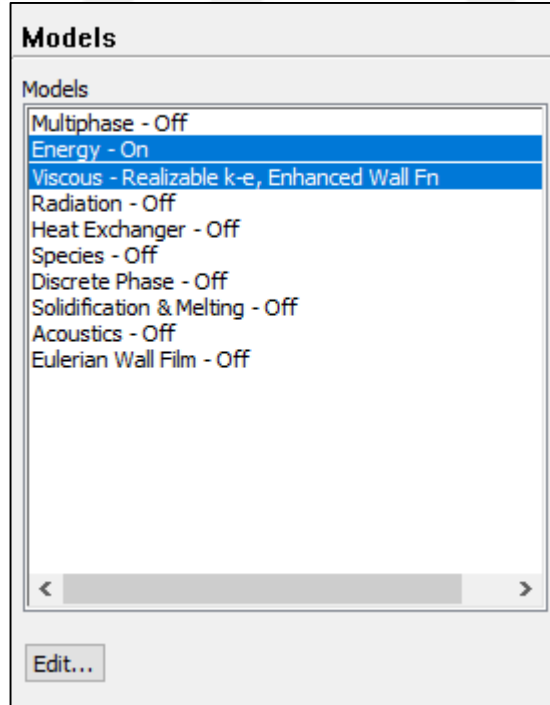
$$\Gamma = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

$$c_1 = 1,44 \quad c_2 = 1,9 \quad \sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\varepsilon = 1,2$$

Gerçeklenebilir k - ε türbülans modeli için ampirik sabitler aşağıdaki gibi atanmıştır (Fluent, Users Guide),

Şekil 3.7'de model seçilerek ve enerji denkleminin aktif yapılması görülmektedir.



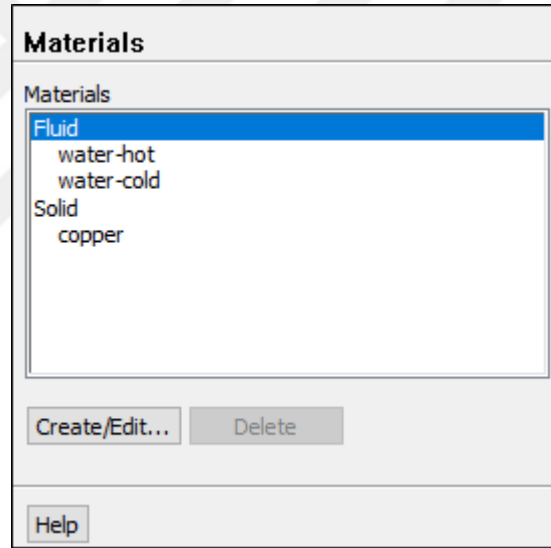
Şekil 3.7. Fluent programında model ve enerji seçimi .

3.4.3. Malzemeler

Daha sonra akışkan (sıcak ve soğuk su) ile sarmal boru (bakır)'a ait fiziksel özellikler Çizelgeden alınarak listeye edit tuşu ile eklenmiştir.

Çizelge 3.5. Malzemeler özellikleri.

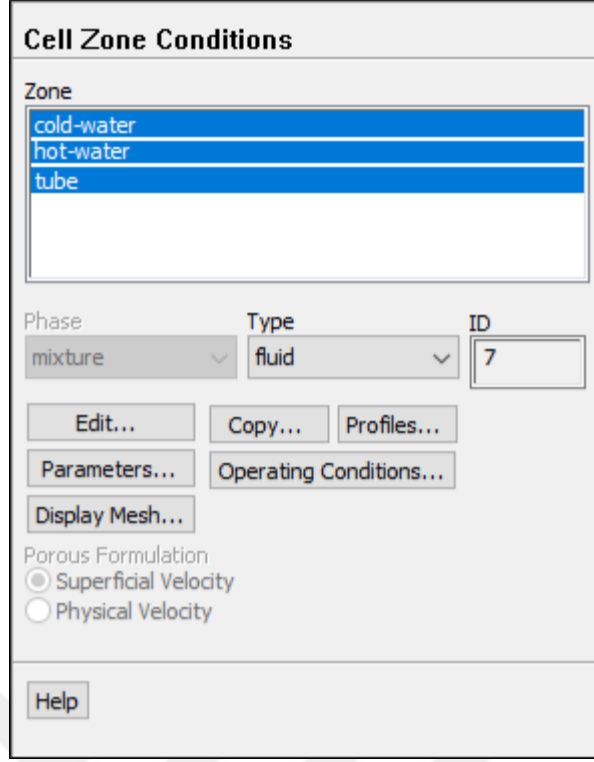
Özellikler	Soğuk Su	Sıcak Su	Bakır Sarmal Boru
Yoğunluk (ρ) (kg/m ³)	994,629	990,688	8978
Özgül ısı (cp) (J/Kg °C)	4178	4179,2	381
Toplam ısı transfer katsayısı (k) (W/m ² K)	0,6216	0,6352	387,6
Viskozite (μ) (N-s/m ²)	0,000753	0,00062	-----



Şekil 3.8. Fluent programında malzemenin seçilmesi.

3.4.4. Hücre bölgesi koşulları

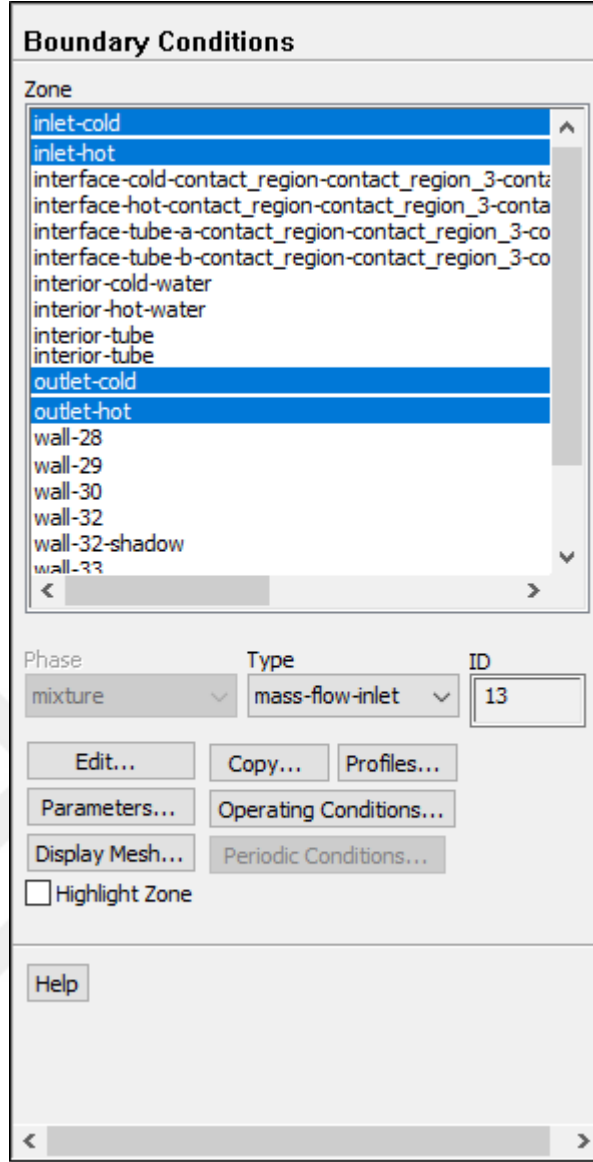
Akabinde, bölümler, soğuk su, sıcak su ve bakır olarak tayin edilir, Şekil 3.9'de hücre bölgesi koşulları, açılır listesini göstermektedir.



Şekil 3.9. Fluent programında hücre bölgesi koşullarının belirlemeli.

3.4.5. Sınır koşulları

Sınır koşulları, modelin ihtiyaçlarına göre kullanılır. Giriş ve çıkış koşulları, hız girişi ve basınç çıkışı olarak tanımlanır. Bu, bir sarmal boru ile gövdeden oluşan ters akış olduğu için iki giriş ve iki çıkış mevcuttur. Sarmal boru duvarları, ısıyı gövde ile sarmal boru yan akışkanları arasında transfer edebilmek için birleştirilmiştir, Şekil 3.10'de Sınır koşulu atamaları göstermektedir. Sınır koşulları hakkındaki tüm ayrıntılar, Çizelge 3.6'te görülebilir.



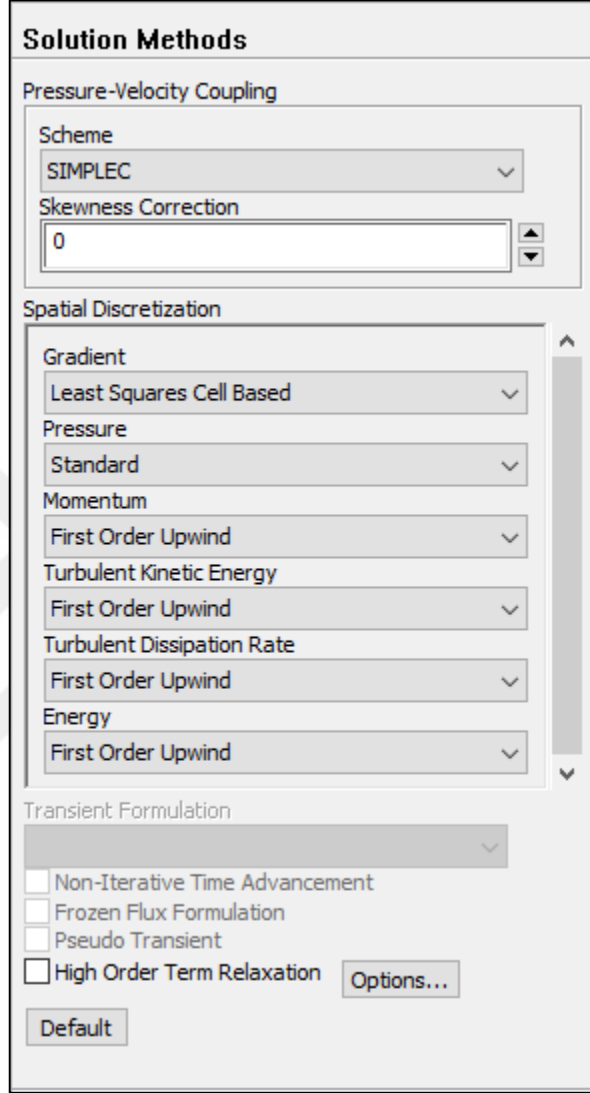
Şekil 3.10. Sınır şartlarını belirlemeli.

Çizelge 3.6. Sınır koşulları.

	Sınır şart tipi	Sarmal boru	Gövde 1. durum	Gövde 2. durum	Gövde 3. durum
Giriş	Kütleli debi-giriş	0,08 kg/s	0,05 kg/s	0,06 kg/s	0,08 kg/s
Sıcaklık	Giriş sıcaklığı	321 K	295 K	295 K	295 K
Duvar	Termal durumu	Çiftleşmiş	Isı akısı yok	Isı akısı yok	Isı akısı yok

3.4.6. Çözüm yöntemleri

Çözüm yöntemleri, aşağıda belirtildiği gibidir

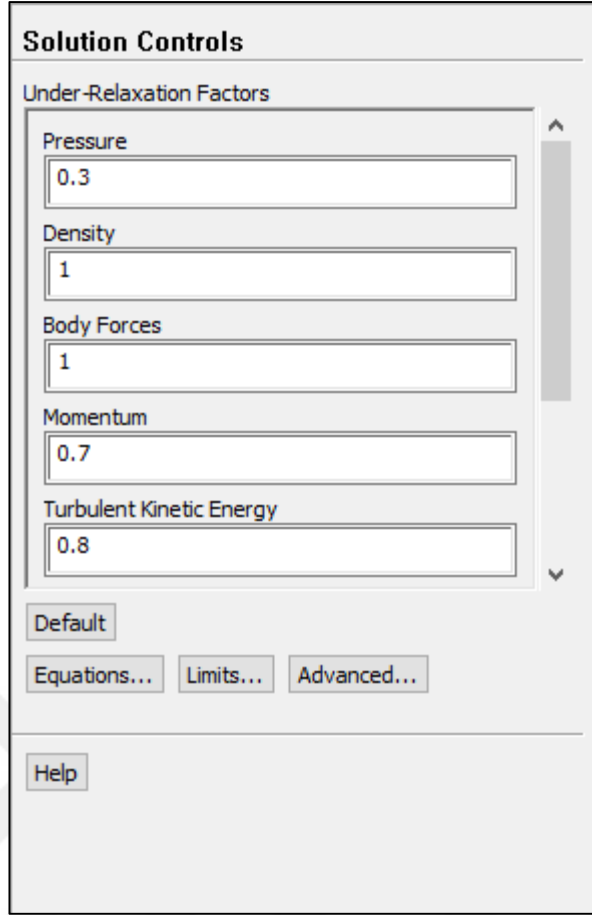


Şekil 3.11. Çözüm yöntemleri ayarları

3.4.7. Çözüm kontrolü

Çözüm kontrolü aşağıdaki verilere göre Şekil 3.12'de gösterilmiştir.

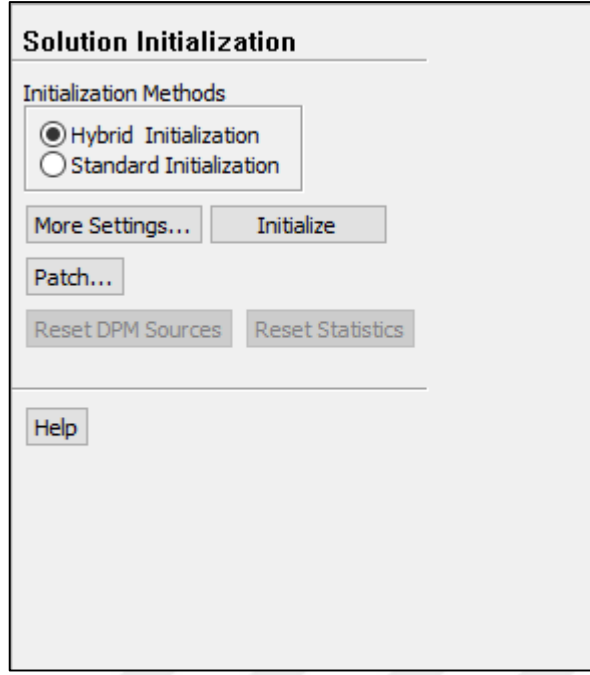
- Basınç = 0.3 Pascal
- Yoğunluk = 1 kg/m³
- Vücut kuvvetleri = 1 kg/m²s²
- moment = 0.7 kg-m/s
- Türbülanslı kinetik enerji = 0.8 m²s²



Şekil 3.12. Çözüm kontrolü ayarları.

3.4.8. Çözüm başlatımı

Çözüm başlatımı, akış değişkenleri için değerleri belirlemenize ve bu değerlere göre akış alanını başlatmanıza olanak tanır. Akabinde çözüm başlatım yöntemi, Hibrid başlatım olarak düzenlenir. Hibrid başlatım da ANSYS Akışkanlarında bir başka başlatım yöntemidir. Diğer başlatım yöntemleri, standart başlatım ve Tam Multigrid (TMG) Başlatımdır. Hibrid başlatım, tariflerin ve sınır enterpolasyon yöntemlerinin birleşimidir. Hız ve basınç alanlarını belirlemek için Laplace denklemini çözer. Sıcaklık, türbülans, tür fraksiyonları, hacim fraksiyonları gibi diğer tüm değişkenler, otomatik olarak alan ortalama değerleri veya özel enterpolasyon tarifi bazlı olarak yamalanır, Şekil 3.13'de Çözüm başlatımı penceresi göstermektedir



Şekil 3.13. Çözüm başlatımı penceresi.

3.4.9. Yakınsama ölçüsü

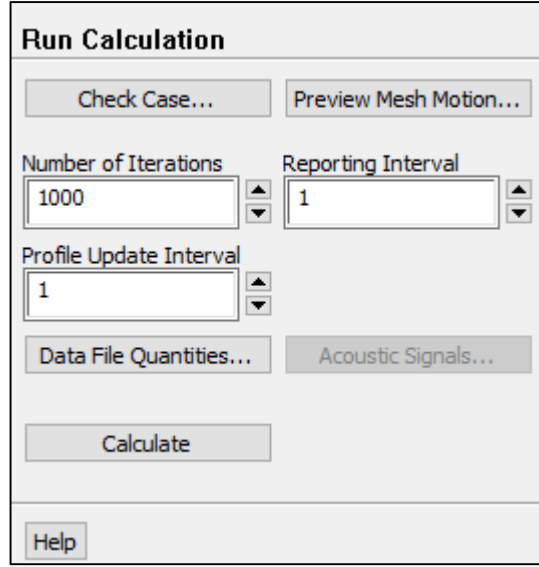
Simülasyon boyunca stabil bir yakınsama için doğru sonuç elde etmek amacıyla ölçümler titizlikle yapılır. Bu amaçla, bakiyeler, Çizelge 3.7’da verildiği gibi düzenlenmiştir:

Çizelge 3.7. İterasyon parametrelerinin belirlenmesi

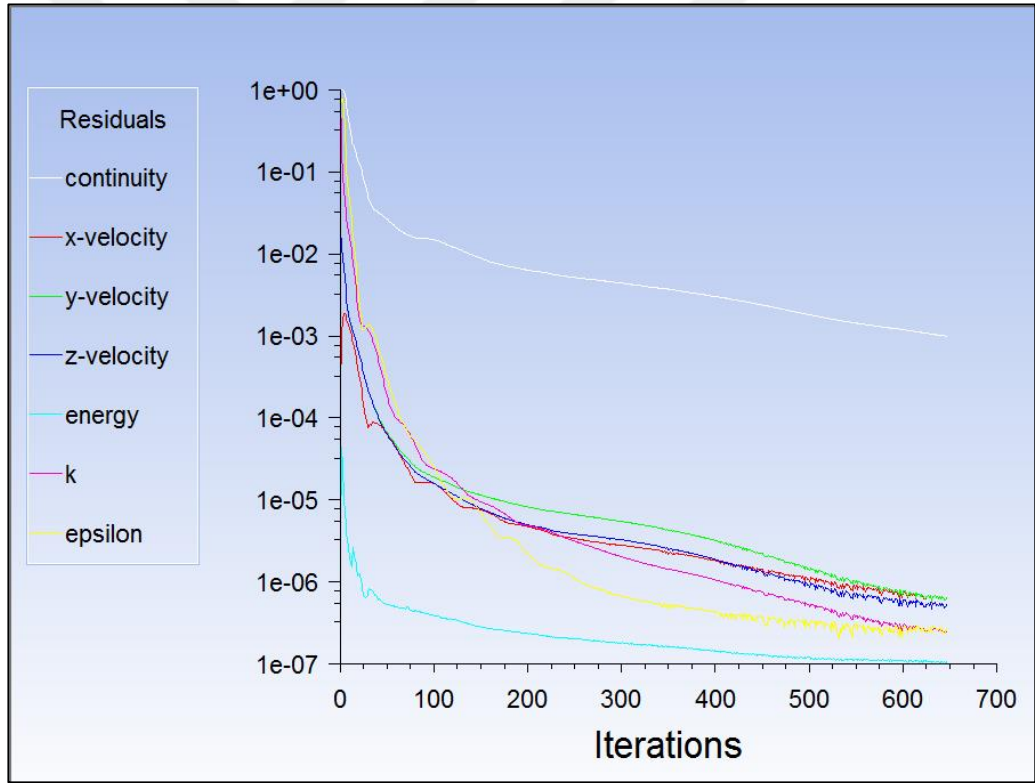
Residuals	
x-velocity	10^{-3}
y-velocity	10^{-3}
z-velocity	10^{-3}
continuity	10^{-6}
Energy	10^{-3}
epsilon	10^{-3}

3.4.10. Hesaplamayı çalıştırma

Yineleme sayısı 1000’e ayarlanır Şekil 3.14’de gösterildiği üzere, böylece çözüm hesaplanır, simülasyon çözümü, Kontur çeşit çeşit, vektörler ve çizimler elde edilir .



Şekil 3.14. Hesaplamayı Çalıştırma, Açılır listesini.



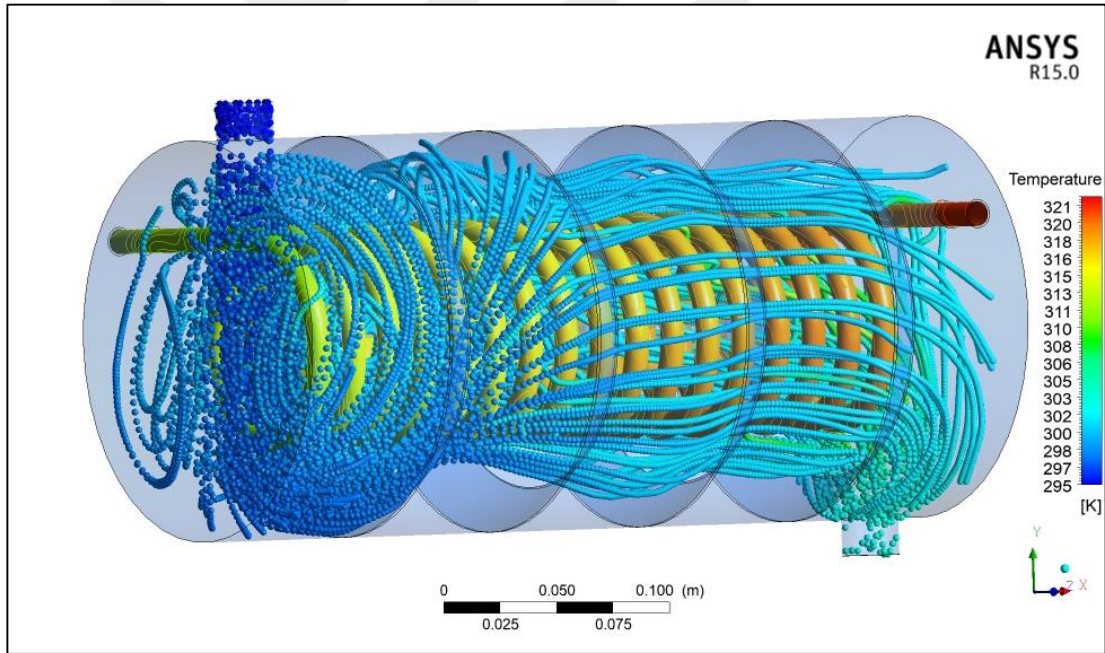
Şekil 3.15. İterasyonun yakınsama grafiği.

Çözüm grafiğinden görüldüğü gibi 646 iterasyon sonunda analiz işlemimiz bitmiştir. Artık analiz sonuçlarını inceleyebiliriz.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Fluent Program Sonuçları.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri programında ısı eşanjörü örneğini analiz ederek, veri ve çizelgeleri elde edilmiştir. Üçüncü bölümde elde edilen denklemlerin uygulanmasına değindiğimiz gibi, Çizelge 4.1’de, direkt olarak programdan elde edilen verileri içermektedir. Bu veriler, kütle akış ortalamasındaki değişikliğe ve koni perdelerin açılış eğimine göre, sarmal borudan çıkan ısı ile gövde den çıkan ısı derecelerinin analizlerini içermiştir. Bu da Üçüncü Bölümde değindiğimiz, “Denklemlerin Uygulanmasından elde edilmiştir, Şekil 4.1’de Perdeler ve gövde sarmal boru ısı değıştiricisi görülmektedir.



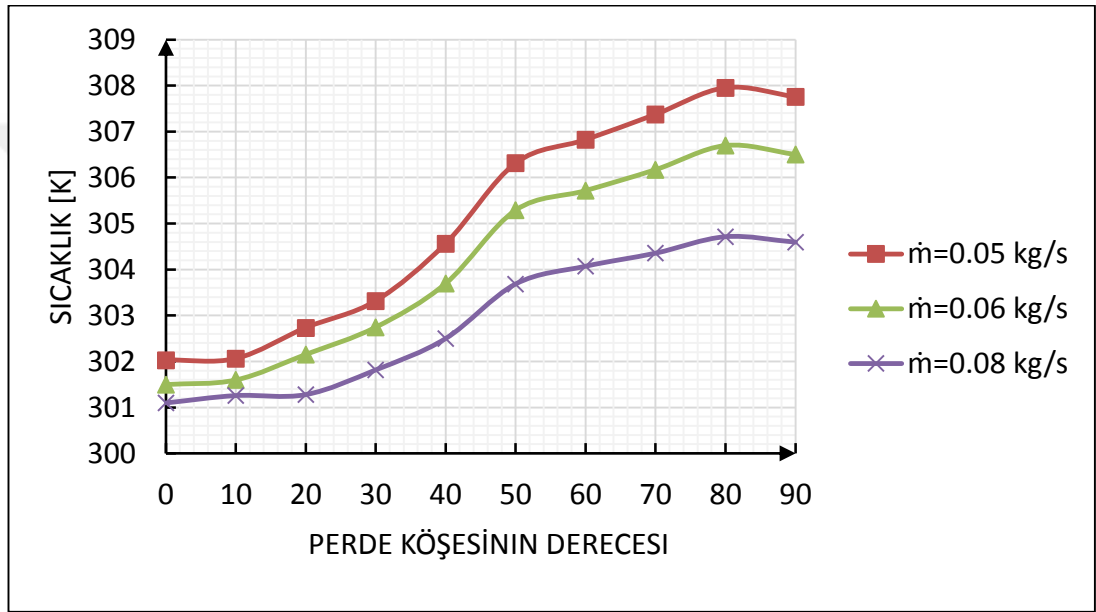
Şekil 4.1. Perdeler ve gövde sarmal boru ısı değıştiricisi görülmektedir

Çizelge 4.1. Fluent program Sonuçları.

perde köşesi	Sarmal boru Çıkış Sıcaklığı (K)	Gövde Çıkış Sıcaklığı (K)	Nusselt sayısı Nu	Isı Transfer Hızı \dot{Q} (W)	Isı Eşanjörü Etkinliği ϵ	
Gövde kütle akış debisi 0,05 kg/s	0 ⁰	316,55	302,03	12	1495,7	0,2754
	10 ⁰	316,5	302,06	26,32	1644,2	0,3027
	20 ⁰	316,02	302,73	31,44	1801,6	0,3317
	30 ⁰	315,58	303,32	33,67	1962,8	0,3614
	40 ⁰	314,95	304,56	37,37	2199,2	0,4049
	50 ⁰	313,91	306,31	45,08	2575,9	0,4743
	60 ⁰	313,63	306,82	46,18	2676,2	0,4927
	70 ⁰	313,28	307,37	49,35	2811,9	0,5177
	80 ⁰	312,84	307,96	51,58	2970,3	0,5469
	90 ⁰	313	307,76	51,21	2907,9	0,5354
Gövde kütle akış debisi 0,06 kg/s	0 ⁰	316,1	301,5	16	1613	0,2475
	10 ⁰	316	301,6	30,97	1770	0,2716
	20 ⁰	315,49	302,16	35,28	1991,4	0,3055
	30 ⁰	314,96	302,75	38,17	2186,4	0,3355
	40 ⁰	314,4	303,7	41,38	2400,5	0,3683
	50 ⁰	313,29	305,29	50,4	2802,4	0,43
	60 ⁰	312,98	305,72	50,96	2911,1	0,4466
	70 ⁰	312,62	306,17	54,57	3048,5	0,4677
	80 ⁰	312,18	306,7	56,62	3211,5	0,4927
	90 ⁰	312,34	306,5	56,61	3148,3	0,483
Gövde kütle akış debisi 0,08 kg/s	0 ⁰	314,98	301,1	24	2225,3	0,2561
	10 ⁰	314,92	301,26	38,76	2307,7	0,2656
	20 ⁰	314,56	301,28	41,9	2325,9	0,2676
	30 ⁰	313,91	301,82	45,56	2565,5	0,2952
	40 ⁰	313,38	302,5	48,63	2769,1	0,3186
	50 ⁰	312,34	303,69	58,67	3146,4	0,3621
	60 ⁰	311,95	304,07	60,13	3286,2	0,3781
	70 ⁰	311,66	304,36	62,55	3397,6	0,391
	80 ⁰	311,23	304,71	63,84	3554,2	0,409
	90 ⁰	311,38	304,6	63,56	3496,3	0,4023

4.2. Gövde ıkış Sıcaklığı

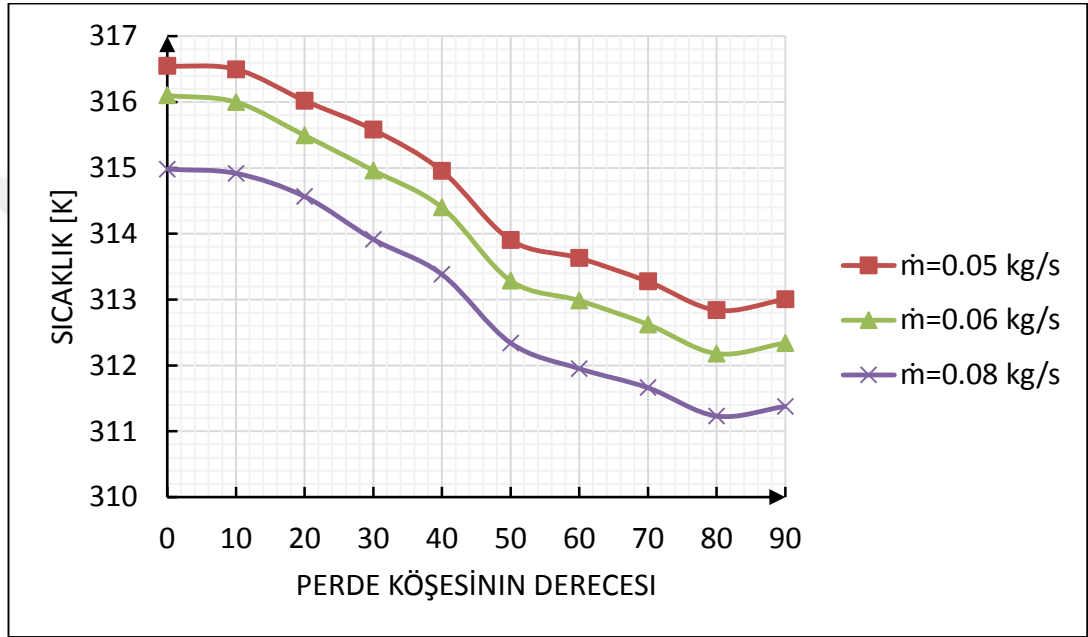
şekil 4.2'de gövdeye giren su için sıcaklık 295K, kütle akış debileri (0,05-0,06-0,08 kg/s) ve koni perde eğim açısı (0-90) derece olarak alınmıştır. şekildeki koni perdelerin eğim açısı arttııa, gövde akışkanın sıcaklığının arttığı görülmüştür. Ayrıca sıcaklıktaki bu artış, kullanılan kütle akış debisinin tüm hallerinde izlenmiştir. Kütle akış debisine göre, sırasıyla elde edilen en iyi sıcaklık (307,96-306,7-304,7K) ve eğim açısının da 80 derece olduğu görülmüştür.



şekil 4.2. Gövde ıkış sıcaklığı

4.3. Sarmal Boru Çıkış Sıcaklığı

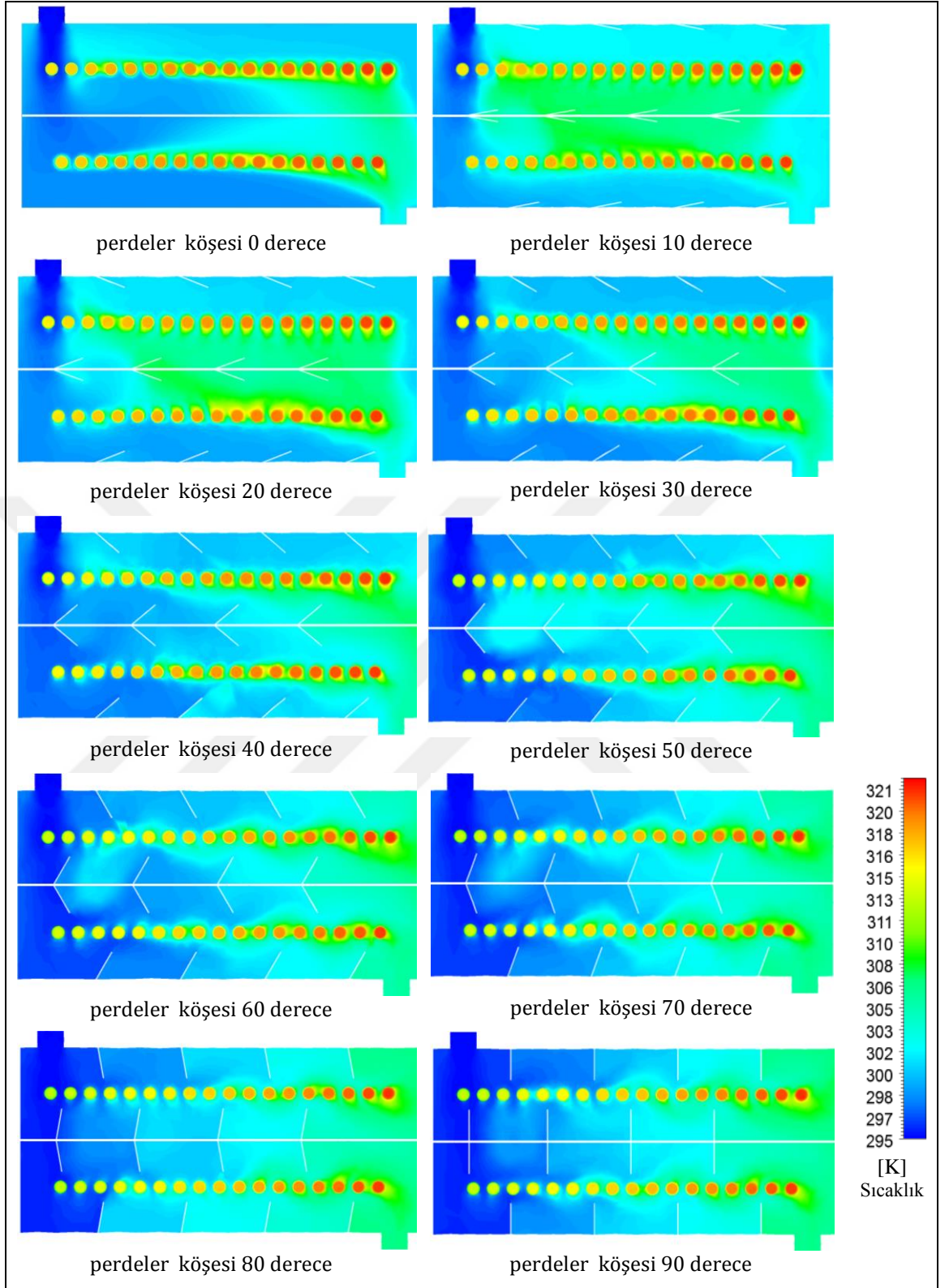
Şekil 4.3, sarmal borudan çıkan akışkanın (sıcak su) ısı derecesi ile koni perdelerin eğim açısı arasındaki ilişkiyi temsil eder ve koni perdelerin eğim açısını arttırdıkça ısı derecelerinde düşüş olduğunu gösterir. 80 derece eğim açısında, kütle akış kütle akış debisinin üç hallerindeki ısının oldukça en düşük seviyede olduğu görülmüştür.



Şekil 4.3. Sarmal boru çıkış sıcaklığı

4.4. Akışkan Sıcaklığının Konturu

Şekil 4.4, (0-90) derece açısına göre 10 adet boylamasına ısı eşanjörü bölmeleri içermektedir. Burada gövde akışkanı ve sarmal boru akışkanının sıcaklıklarını göstermektedir. Şekilde iki akışkan arasındaki sıcaklık değişiminin miktarı renklerle gösterilmiştir. Ayrıca koni perdelerin eğim açısı değişikliğine göre de akışkanın renginin değiştiği görülmüştür.



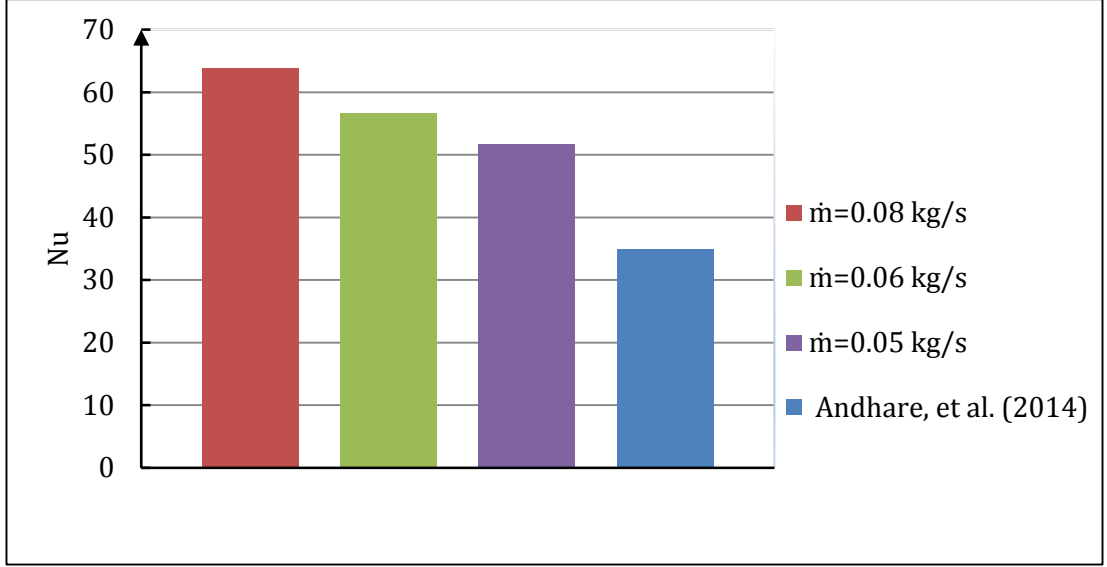
Şekil 4.4. Burada gövde akışkanı ve sarmal boru akışkanının sıcaklıklarını göstermektedir.

4.5. Nusselt Sayısı

Şekil 4.5, Nu rakamlarını ve HAD programından direkt olarak elde edilen koni perdeler eğim açısı arasındaki ilişkiyi açıklamaktadır. Koni perdelerin eğim açısı arttıkça, Nu rakamları da yükselir ve bu yükseliş diğer şekillerde olduğu gibi sıcaklık ile homojen bir şekilde yükselir. En iyi Nu rakamı, 80 derece açı eğiminde ve kütle debisi göre sırasıyla (51,58- 56,62-63,84 Nu) olarak elde edilmiştir. Bu rakamların, sadece gövde akışkanını dağıtan perdeler hariç, ısı dereceleri ve koni akış debisi gibi aynı şartlarda diğer araştırmalarla örneğin (A.Andhare ve arkadaşları 2014) karşılaştırıldığında en iyi sonuç olduğunu görürüz. (Şekil 4.6'de olduğu gibi).



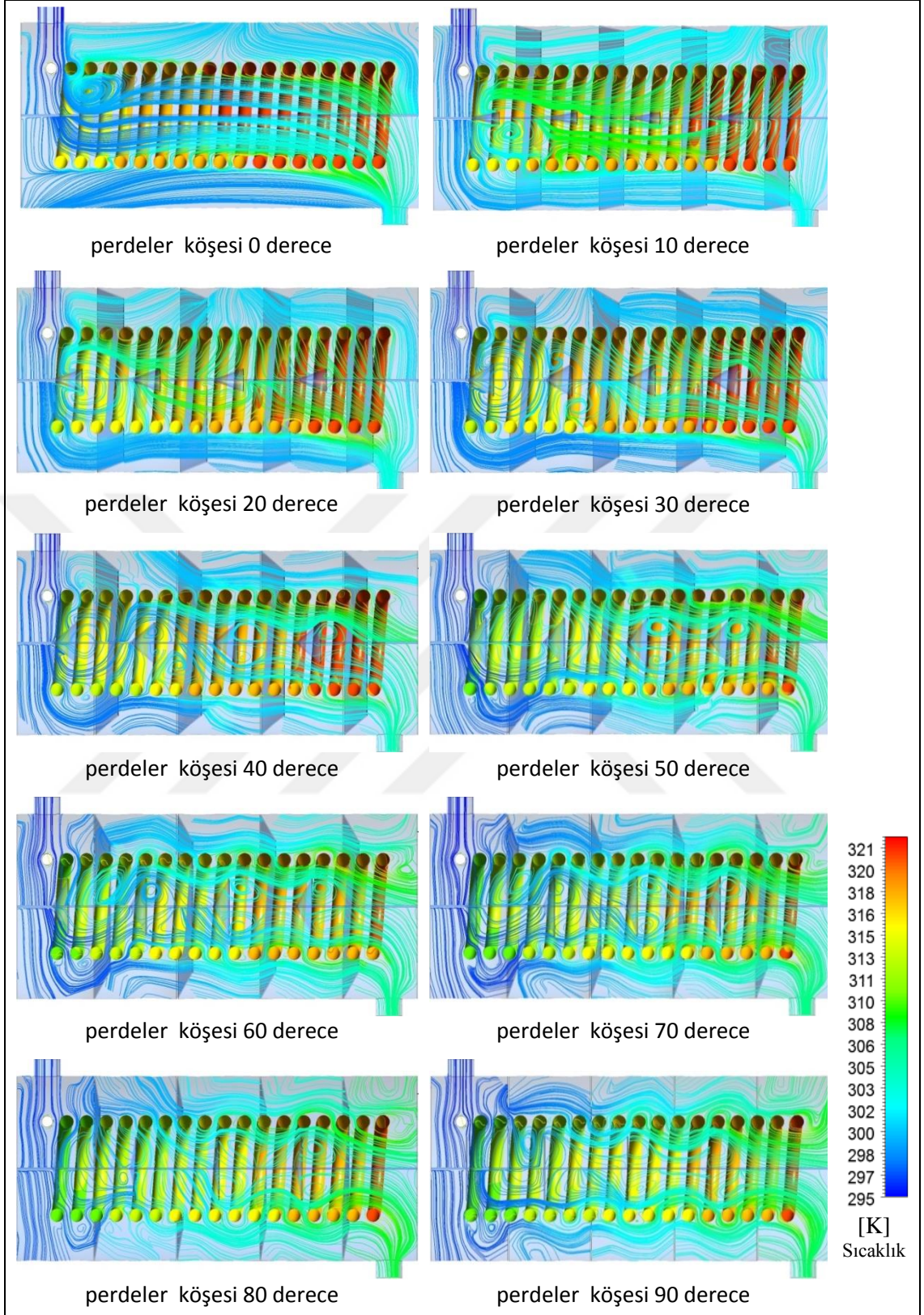
Şekil 4.5. Nusselt sayısı.



Şekil 4.6. Nu diğer araştırmada gösterilmektedir.

4.6 Akışkan Hareketin Konturu

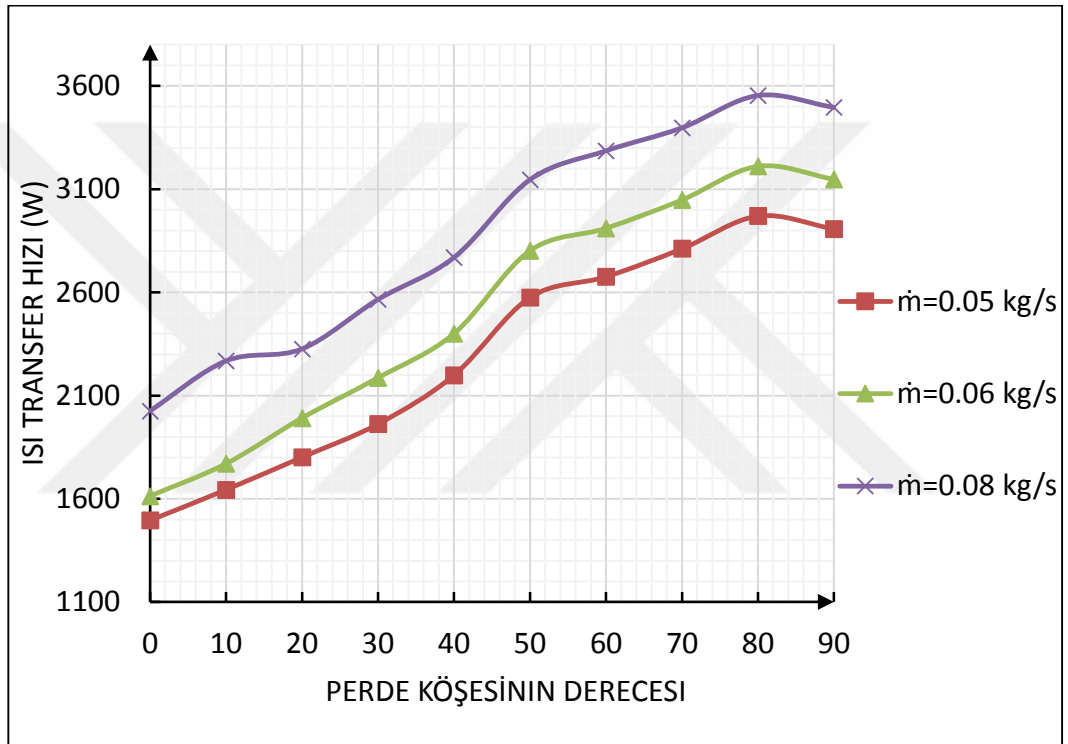
Şekil 4.7, (0-90) derece açısına göre 10 adet boylamasına ısı eşanjörü bölmeleri içermektedir. Ayrıca şekilden ısı eşanjörü boyunca akışkanın hareket yolu görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere perdelerin köşesi sıfır derecede olunca gövde içerisindeki akışkanın hareketi laminar olarak izlenmiş, perdelerin köşesi arttıkça akışkan hareketinin türbülanslı olarak değiştiği görülmüştür.



Şekil 4.7. Perde köşesine göre ısı eşanjörü boyunca akışta hareket yolu.

4.7. Isı Transfer Hızı

Şekil 4.8, ısı transfer hızı değerini ve gövde akışkanının kütle akış debisi (0,05-0,06-0,08 kg/s) ile 0-90 derece arasındaki değişen koni perdeler eğim açısı arasındaki ilişkileri açıklamaktadır. Daha sonra (2225-1613-1495 W) sıfır eğim açısında, ısı transfer değeri elde edildi ve kütle akış debisine göre 80 derece eğimde yükselmeye devam ederek sırasıyla (2970-3211-3554 W)'e değerlere ulaştı. Bu perdelerden dolayı iki kat ısı transfer hızı elde edildi.



Şekil 4.8 . Isı transfer hızı ve Perde köşesi ilişkisi.

4.8. Isı Eşanjörü Etkinliği, ϵ

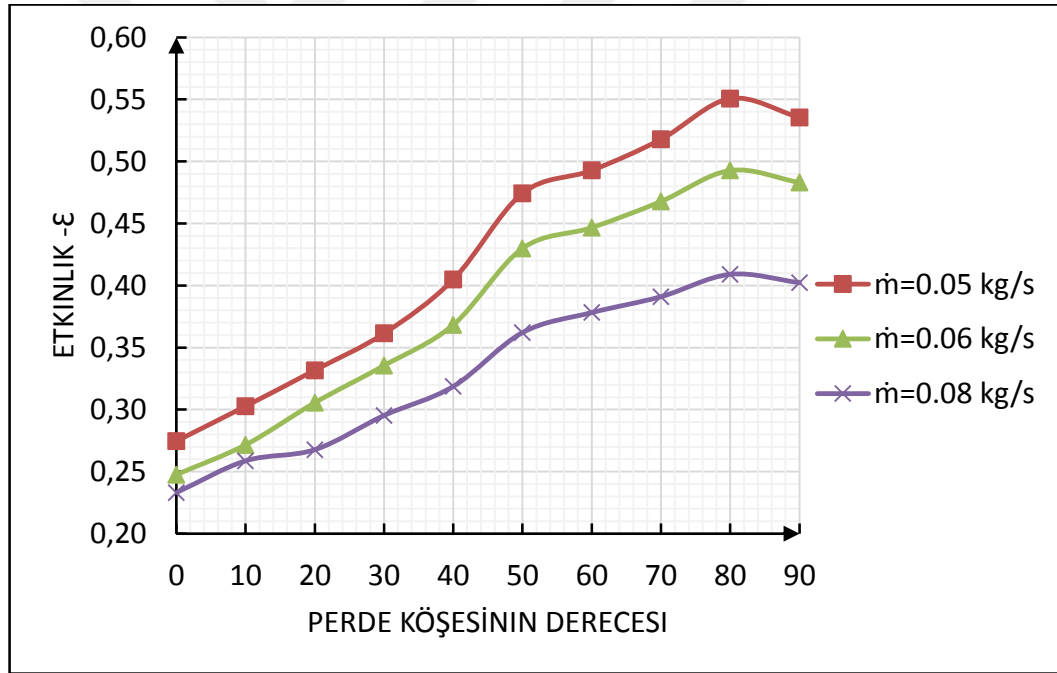
Eşanjör etkinliği, eşanjörün termal performansı olarak açıklanabilir ve ϵ ile gösterilir (Shah ve Sekulic, 2003). Belirli akış şartlarında ve belirli giriş sıcaklıklarında oluşan ısı transferinin, oluşabilecek maksimum ısı transferine (\dot{Q}_{max}) oranıdır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3)$$

Burada C_{min} ısı kapasite debisi, C_c veya C_h değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır, Burada $C = \dot{m} * c_p$ olup. ε etkenlik tanımını da, bir ısı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı olarak yapılabilir.

Olarak yazılır. Etkenlik boyutsuz bir büyüklük olup, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ arasında değişmek zorundadır.



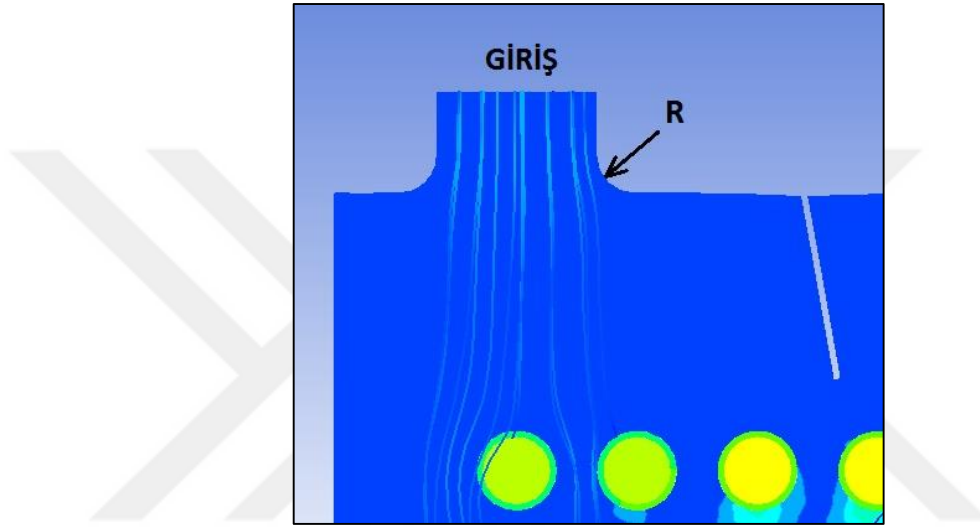
Şekil 4.9 . Etkinlik ve Perde Köşesi arasındaki ilişki.

Şekil 4.9, etkinlik değerlerini ve koni perdeler eğim açısı ile ilişkisini açıklamaktadır. Koni perdeler eğimi arttırdıkça etkinlik değerleri de artar. Perdeler eğim sıfırdayken etkinlik değerleri (0,2561-0,2475-0,2754)'olur, perdeler eğim 80 derece olunca etkinlik değerleri (0,41-0,4927-0,55)'e yükselir ve daha sonra düşüşe geçer. Etkinlik değerlerinde kütle akış debisine göre

(%81,15 - %80,24 -%60,27) orana varana kadar iyileşme görüldüğü tespit edilmiştir.

4.9. Giriş Nozzle Ucu

Nozzle giriş biçimi ısı eşanjörü performansını arttırmak için Ansys programında nozzle ucu yarı çapı (0-3-4-5-6-7cm) değerlerinde Şekil 4.10'de görüldüğü üzere test edilmiştir.

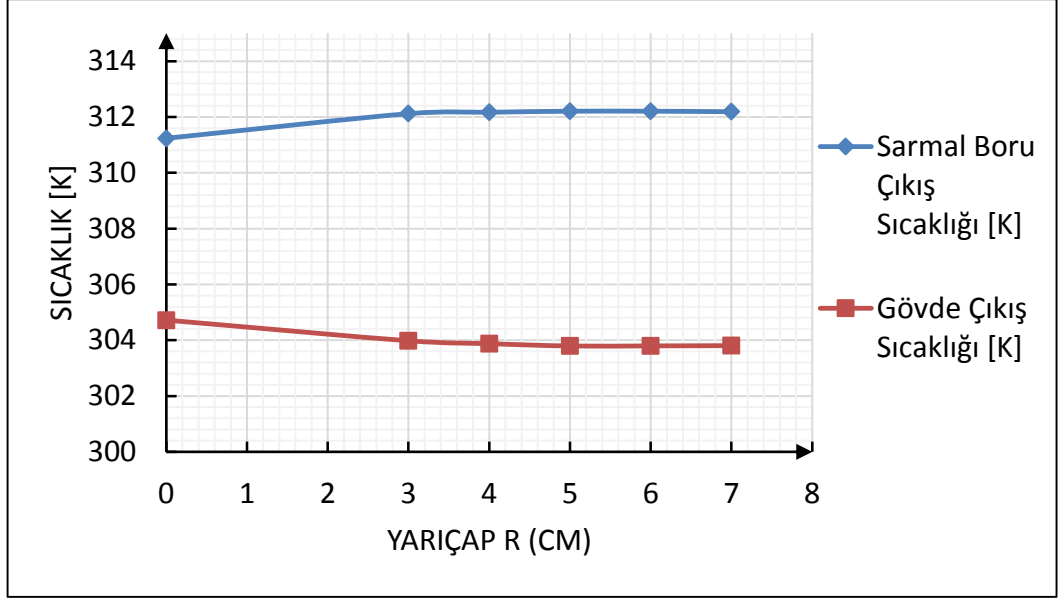


Şekil 4.10. Giriş Nozzle Ucu

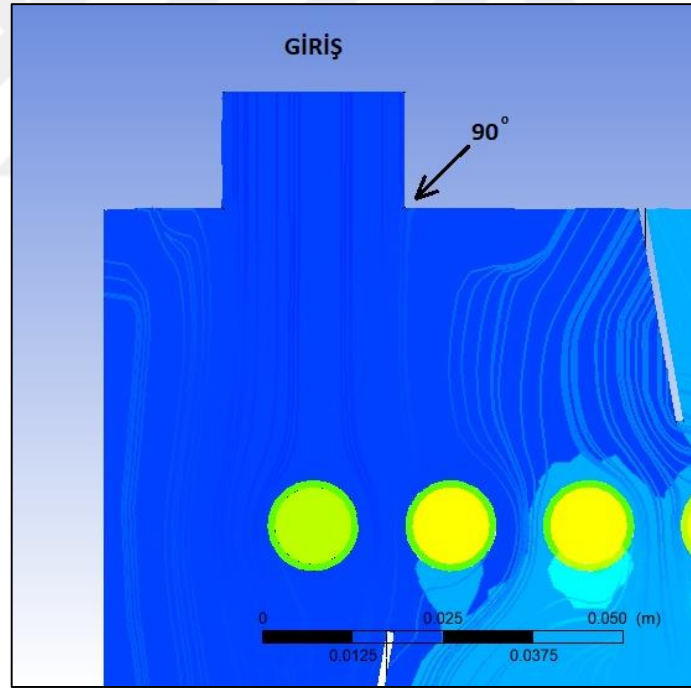
Çizelge .42'de ve Şekil.411'da gösterilen sonuçlar elde edilerek en ideal nozzle ucu 90 derece olduğu bulunmuştur ve Şekil .412'da gösterilmektedir.

Çizelge 4.2. Fluent programı ile ideal nozzle ucu yarı çapı bulunmuştur .

Yarıçap R (cm)	Sarmal boru Çıkış Sıcaklığı (K)	Gövde Çıkış Sıcaklığı (K)
90 derece	311,23	304,71
3	312,12	303,982
4	312,171	303,878
5	312,209	303,796
6	312,209	303,8
7	312,191	303,808



Şekil 4. 11. Giriş Nozzle Ucu ve çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki.



Şekil 4.12. Giriş Nozzle Ucu (köşeli olacak 90 derece)

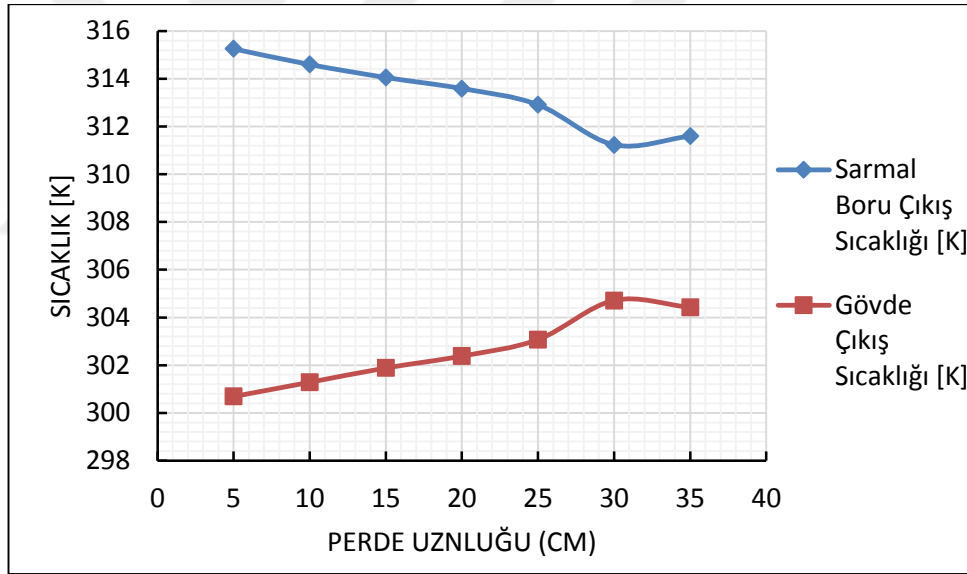
4.10. Perde Uzunluğu

80 derece olan konik perdelerin en iyi açısını belirledikten sonra koni perdelerinin uzunluğu ısı eşanjörünün performansına etkisi araştırıldı. Farklı perde uzunlukları kullanılarak (5-10-15-20-25-30-35 cm) Ansys programında,

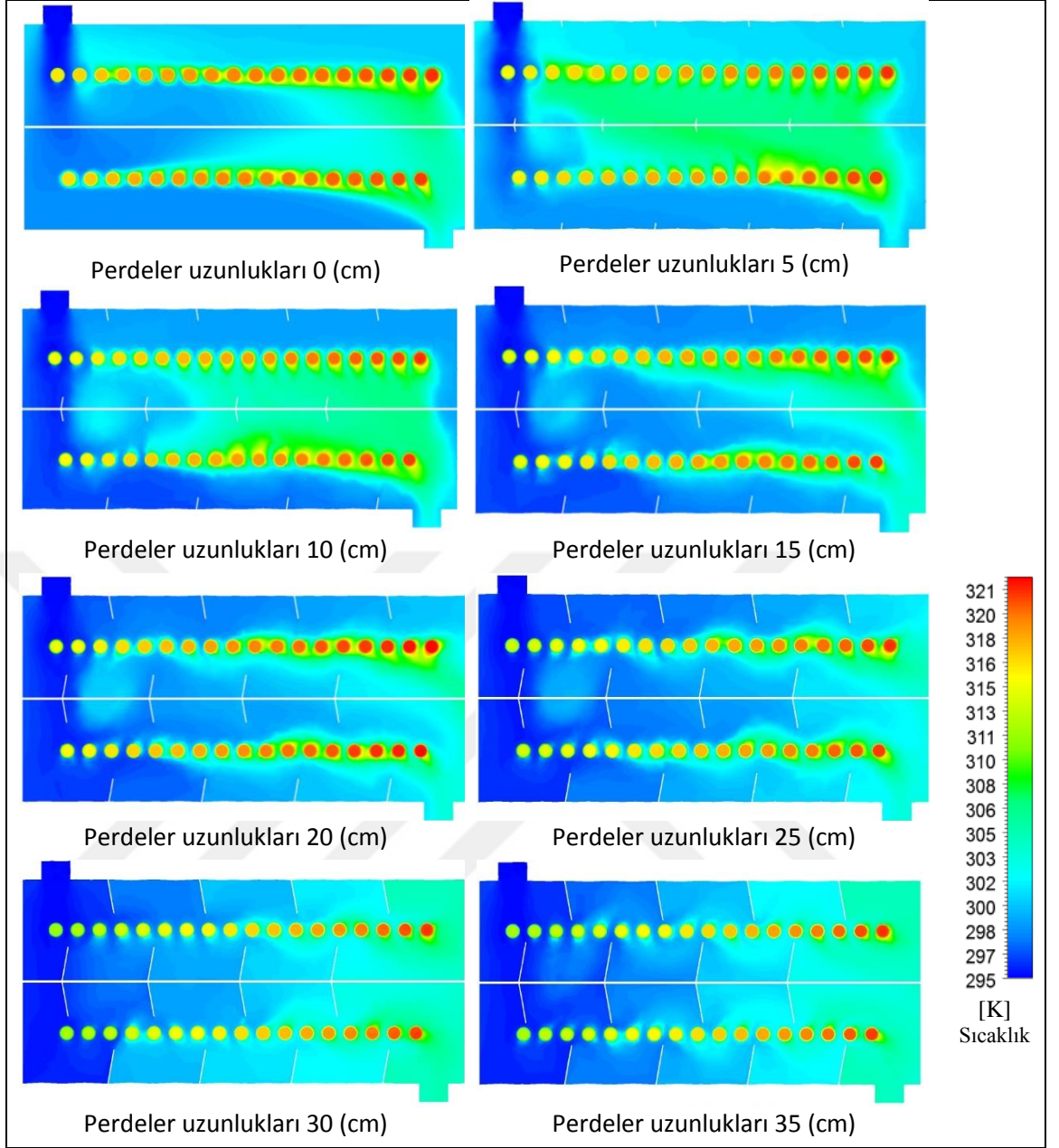
Çizelge 4.3'te gösterilen sonuçlar elde edilmiştir ve Şekil 4.13' ve 4.14'de gösterildiği üzere, en iyi uzunluğun 30cm olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Fluent programında 'Perde uzunlukları ile sonuçlar optimum olmaktadır'.

Perde uzunluğu (cm)	Sarmal boru Çıkış Sıcaklığı (K)	Gövde Çıkış Sıcaklığı (K)
5	300,69	300,69
10	314,601	301,286
15	314,057	301,883
20	313,591	302,382
25	312,913	303,071
30	311,23	304,71
35	311,595	304,42



Şekil 4.13. Sıcaklık ve Perdeler uzunlukları arasındaki ilişki.

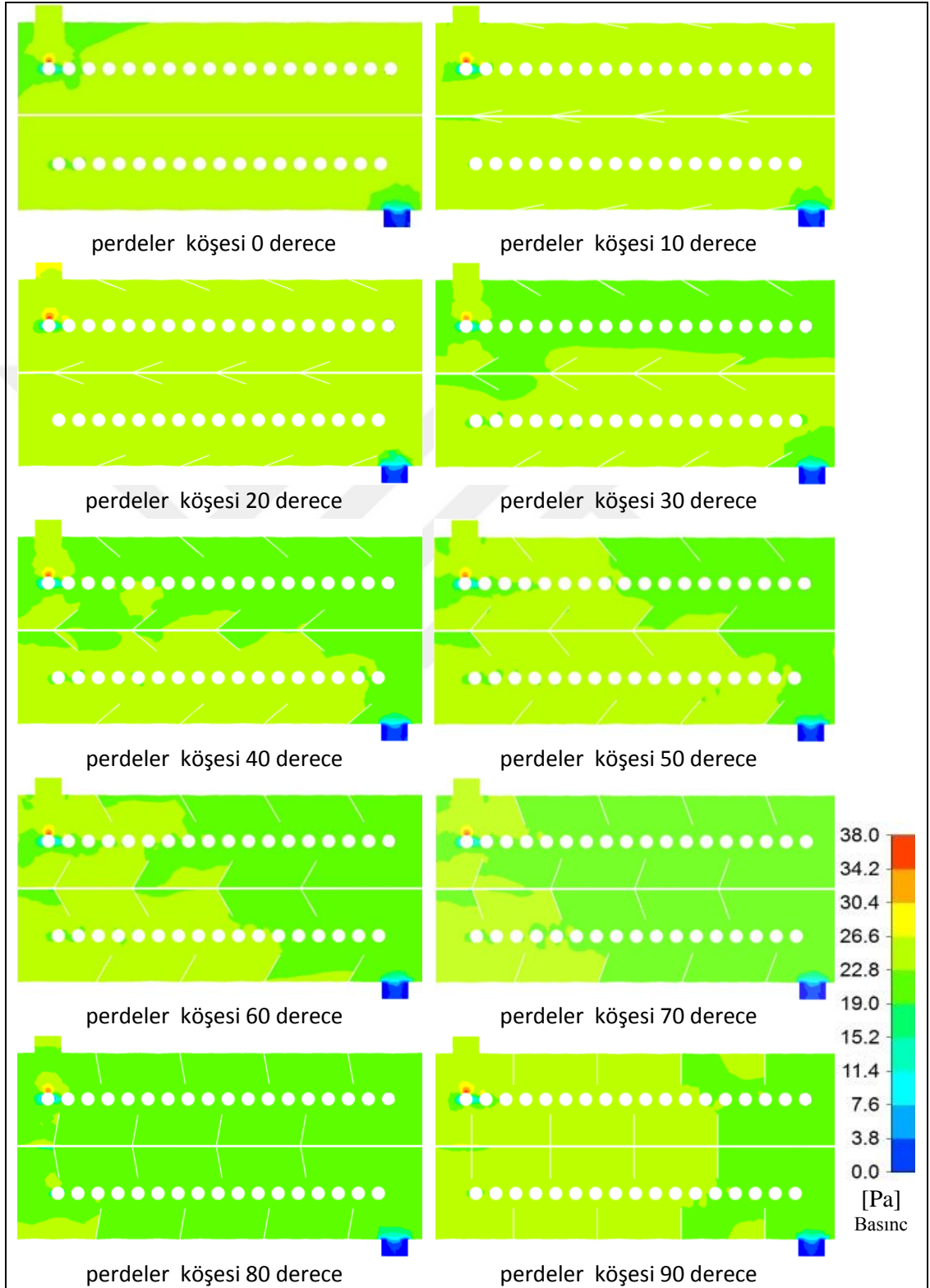


Şekil 4.14 Burada perdeler uzunlukları ve gövde akışkanının sıcaklıklarını göstermektedir.

4.11. Basınç

Şekil 4.15, (0-90) derece arasında 10 adet boylamasına ve perdelerin uzunluğu 30 cm olan ısı eşanjörü bölmeleri içermektedir. Burada gövde akışkanı basıncı görülmektedir. Şekilde ki akışkan basıncı değişimi renkli olarak gösterilmiştir. Ayrıca koni perdelerin eğim açısı değişikliğine göre de akışkanın renginin

değiştii görölmektedir. Şekilde 80 derecede perde köşesi için en düşük basıncı değeri elde edilmiş ve daha üniform basınç dağılımı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.15. Gövde akışkanı ve sarmal boru akışkanının basıncının perde köşesine göre değişimi.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuç

Bu araştırmada, sarmal boru tipinde, koni perdelerin akışkanlar arasında ısı değişimine etkisini araştırılmıştır. Isı değişimi araştırmasında sayısal analiz yapmak için (HAD) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği tekniği kullanılmıştır. Isı değiştirici modeli, gövde, bakırdan yapılmış sarmal boru, gövdenin merkezine ve i çevresine dağıtılmış 8 adet koni şeklinde perde içermektedir. Bu perdelerin kullanım amacı, gövde içerisinde akışkanın dağıtımını artırarak, gövde akışkanı ile sarmal boru arasındaki ısı değişiminin performansını artırmak olmuştur. Koni şeklinde tasarlanan perdelerin eğim açıları (0-90) derece arasında ve perdelerin uzunlukları 5 cm den 35cm'ye kadar alınmıştır. Ayrıca 295 K giriş sıcaklığı ve farklı üç (0,05-0,06- 0,08 kg/s) kütle debisine sahip gövde akışkan ile sabit giriş sıcaklığındaki (321 K) sarmal boru akışkanın, sabit kütle akış debisi (0,08 kg/s) ele alınarak hesaplar yapılmıştır. Yapılan hesaplara göre en iyi ısı transferinin meydana geldiği açı tespit edilmiştir.

Bu araştırmada sonuç karşılaştırılmasında elde ettiğimiz birçok önemli sonuç özeti aşağıdaki gibidir;

Koni perdelerin eğimin artması ile gövde akışkanının çıkış sıcaklığı (soğuk akışkan) da görünür bir şekilde artmıştır. Yanı sıra koni perdelerinin eğimin artması ile sarmal boru akışkanının (sıcak akışkan) sıcaklığı düşmüştür. Bu da ısı transfer hızı, Nu ve etkinlik değerlerine olumlu bir şekilde yansımıştır. Koni perdelerin eğim açısı 80 derece ve perdelerin uzunlukları 30cm olunca ısı transfer hızı, Nu ve etkinlik değerlerine göre ısı değişiminde en iyi sonuç elde edilmiştir. Tasarlanan perdeler gövde içerisinde girdap akımı şeklinde akışkanın hızını artırarak, sıcaklığın dağılmasını sağladığından dolayı, ısı transfer hızı değerinde iki kat artış sağlanmıştır. Bunun bir başka anlamı, perdeler gövde içerisinde akışkanın dağılmasının artırılmasına ve akışkanın hareketini sarmal boruya doğru iyi bir şekilde yönlendirilmesine ne den olmuştur. Bu da ısı değişim

performansını iyileştirerek olumlu yönde etkilemiştir. Dolayısıyla akışkanların ısı değişim sistemi ile ısıtma işleminde, enerji tüketiminde tasarruf sağlanmıştır.

5.2. Öneriler

- Sonuçların doğruluğunu kanıtlamak için bu araştırmanın pratik olarak uygulanması, teorik ve pratik sonuçların da karşılaştırılması gerekir.
- Bu araştırmanın maliyetinin incelenmesi ve elde edilen sonuca göre bu tür ısı değişiminin ortaya koyduğu enerji maliyeti ile de karşılaştırılması
- Isı değişimi sistemi içerisinde koni perde sayısının artırılmasının etkisini incelemek olabilir. Dolayısıyla perde sayısını artırarak muhtemelen gövde içerisinde girdap akımını artırıp ısı değişimini artırmasını sağlar
- Gövde akışkanının giriş çıkış noktalarının değiştirilmesi muhtemelen ısı değişim performansını artırır.

KAYNAKLAR

- Kakaç, S. ve Liu H., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Florida, ABD, Press, 2. baskı, 1998.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, 4. Baskıdan Çeviri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, TÜRKİYE, 2006
- Y. A. Cengel, Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill, 2003
- Jamshidi N, Farhadi M, Ganji DD, Sedighi K., Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers. Appl Therm Eng 2013;51:644–52
- Mukherjee, R., Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers, Chemical Engineering Progress (1998).
- Camacho-Duke, J.A.(2002) "Experimental study of low flow immersion heat exchangers. (Master's thesis, Dalhousie University,2002).
- Prabhanjan, D. G. Raghavan, G. S. V. and Rennie, T. J. (2002, 2). Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. Int. Commun. Heat Mass Transfer 29(2), pp. 185-191.
- Prabhanjan, D. G. T. J. Rennie and Vijaya Raghavan, G. S. (2004, 4). Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. International Journal of Thermal Sciences 43(4), pp. 359-365.
- Hosseini, R., Hosseini-Ghaffar, A. ve Soltani, M., Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell- and-tube heat exchanger with different tube bundles, Applied Thermal Engineering, 27, 1001-1008, 2007.
- Naphon, P. (2007, 3). Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. Int. Commun. Heat Mass Transfer 34(3), pp. 321-330.
- Gupta, P. K. Kush, P. K. and Tiwari, A. (2007, 6). Design and optimization of coil finned-tube heat exchangers for cryogenic applications. Cryogenics 47(5-6), pp. 322-332.
- H. Shokouhmand, M. R. Salimpour and M. A. Akhavan-Behabadi. (2008, 1). Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots. Int. Commun. Heat Mass Transfer 35(1), pp. 84-92.
- Jayakumar, J. S. Mahajani, S. M. Mandal, J. C. Vijayan, P. K. and Bhoi, R. (2008, 3). Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. Chem. Eng. Res. Design 86(3), pp. 221-232.

- Fernando, P. Palm, B. Ameel, T. Lundqvist, P. and Granryd, E. (2008, 6). A minichannel aluminium tube heat exchanger – part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the wilson plot method. *Int. J. Refrig.* 31(4), pp. 669-680.
- Coronel, P.(2008) Heat transfer coefficient in helical heat exchangers under turbulent flow conditions. *International Journal of Food Engineering* 4(1),
- M.R.Salimpour “Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers” published in Elsevier Accepted 31 July 2008 Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan 84156-83111, Iran *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 203–207J.
- Nasser Ghorbani et al., “An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 775–781.
- S. S. Pawar et al., “A critical review of heat transfer through helical coils of circular cross section”, *Journal of Scientific & Industrial Research*, vol. 70, October 2011, pp. 835-843
- Gh.S. Jahanmir, F. Farhadi, “Twisted bundle heat exchangers performance evaluation by CFD (CJ12/5054)”, 14 September 2012, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39 (2012) 1654–1660
- Daniel Flórez-Orrego.” Experimental and CFD study of a single phase cone-shaped helical coiled heat exchanger: an empirical correlation”. *ECOS* pp. 26-29,(2012)
- Genic Srbislav B., Jacimovic Branislav M., Jaric Marko S., Budimir Nikola J., Dobrnjac Mirko M., Research on the “shell-side thermal performances of heat exchangers with helical tube coils”,*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.-55,pp.4295–4300,(2012).
- Jundika C. Kurnia, Agus P. Sasmito, Arun S. Mujumdar, “Evaluation of the heat transfer performance of helical coils of non circular tubes”, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*, 63-70(2012).
- M. Moawed, Experimental investigation of natural convection from vertical and horizontal helicoidal pipes in HVAC applications, *Energy Conservation and Management* 46 (2005) 2996–3013.
- Aly Wael I.A.,”Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers”,*Energy Conversion and Management*,vol.-79,pp.304–316. (2014).

C.A.chaves,D.R.F.decastro,W.Q.LamasJ.R.camargo,F.J. Grandinetti.CFD simulation to analyze the performance of tube in tube helical coiled of heat exchanger academic journals vol.9(7).pp.181-188,(2014).

Seyed Faramarz Ranjbar,Mir Hatef Seyyedvalilu."The effect of geometrical parameters on heat transfer coefficient in helical double tube exchangers",Journal of Heat and Mass Transfer Research75-82(2014).

Amitkumar, S. P., and Andhare, A.M., "Design and Thermal Evaluation of Shell and Helical Coil Heat Exchanger", International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET), Vol. 04 Issue: 01, pp.416-423, January (2015), Available @ <http://www.ijret.org>

Amol Andhare, V M Kriplani, J P Modak, "Thermal Analysis of a Helical Coil Heat Exchanger" International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE) ISSN: 2349-2163 Volume 1 Issue 12 (December 2014)

R.K. Shah and D.P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & sons Inc., New York, 2003.

Mesh_Users Guide,. CFD, V. 15,0.

Fluent _Users Guide,. CFD, V. 15,0.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Omar Mahmood Jumaah JUMAAH

Doğum Yeri ve Yılı : Iraq, Muoul, 1979

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : Türkçe, İngilizce ve Arapçe

E-posta : Omarmahmood803@yahoo.com



Eğitim Durumu

Lise : Musul/ Musul Lisesi, 1998

Lisans : Musul/ Teknik Eğitim Fakültesi, 2005

Mesleki Deneyim

NTÜ. Muosel Teknik Eğitim Fakültesi 2005-..... (halen)