

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

**KOMBİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN
SAYISAL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Gülcan ÖZEL**

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Ocak 2015

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMBİLERDE KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN
SAYISAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gülcan ÖZEL

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 16 / 01 /2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Tahsin ENGİN
Jüri Başkanı



Yrd. Doç. Dr. Zekeriya PARLAK
Üye



Yrd. Doç. Dr. Emin AÇIKKALP
Üye

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitiminin boyunca değerli zamanını ve bilgisini benden esirgemeyen, bu tez konusunu seçmeme vesile olan ve çalışmamda bana rehberlik eden hocam sayın Prof. Dr. Tahsin ENGİN'e, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çalışmalarım sırasında kıymetli bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan ve görüşleriyle her zaman yardımcı olmaya çalışan Makine Yüksek Mühendisi Ahmet AYDIN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca maddi ve manevi her konuda beni destekleyen, sonsuz sevgi ve ilgisini esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

| | |
|--|-----|
| TEŞEKKÜR..... | ii |
| İÇİNDEKİLER..... | iii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ..... | v |
| ŞEKİLLER LİSTESİ..... | vii |
| TABLolar LİSTESİ..... | ix |
| ÖZET..... | x |
| SUMMARY..... | xi |
| BÖLÜM 1. | |
| GİRİŞ..... | 1 |
| 1.1. Amaç..... | 2 |
| 1.2. Kapsam..... | 2 |
| 1.3. Literatür Çalışması..... | 3 |
| BÖLÜM 2. | |
| ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ..... | 9 |
| 2.1. Isı Değıştiricilerinin Sınıflandırılması..... | 9 |
| 2.2. Kompakt Isı Değıştiriciler..... | 11 |
| 2.2.1. Kompakt ısı değıştirici tipleri..... | 14 |
| BÖLÜM 3. | |
| HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ..... | 16 |
| 3.1. Temel Denklemler..... | 19 |
| 3.2. Sonlu Hacimler Yöntemi..... | 20 |

| | |
|---|----|
| BÖLÜM 4. | |
| MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜMLEME..... | 22 |
| 4.1. Problemin Tanımı..... | 22 |
| 4.2. Ağ Oluşturma..... | 24 |
| 4.2.1. Ağdan bağımsızlık..... | 26 |
| 4.3. Malzeme Özellikleri..... | 27 |
| 4.3.1. Alüminyumun termofiziksel özellikleri..... | 27 |
| 4.3.2. Yanma sonu gazların termofiziksel özellikleri | 27 |
| 4.4. Sınır Koşulları..... | 30 |
| BÖLÜM 5. | |
| SAYISAL SONUÇLAR..... | 33 |
| 5.1. Dalga yarıçapının ısı performans üzerine etkisinin incelenmesi | 33 |
| 5.2. Dalga açısının ısı performans üzerine etkisinin incelenmesi..... | 39 |
| BÖLÜM 6. | |
| SONUÇLAR VE ÖNERİLER | 45 |
| 6.1. Sonuçlar | 45 |
| 6.2. Öneriler | 45 |
| KAYNAKLAR..... | 47 |
| ÖZGEÇMİŞ | 51 |

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

| | |
|----------------|--|
| A | : Akış kesit alanı [m ²] |
| C _p | : Özgül ısı [J/kg.K] |
| D | : Hidrolik çap [m] |
| f | : Sürtünme faktörü [-] |
| h | : Isı taşınım katsayısı [W/m ² .K] |
| \bar{h} | : Entalpi [kJ/kmol] |
| i | : Colburn faktörü [-] |
| k | : Isı iletim katsayısı [W/m.K] |
| Nu | : Nusselt sayısı [-] |
| p | : Islak çevre uzunluğu [m] |
| P | : Basınç [Pa] |
| Re | : Reynolds sayısı [-] |
| T | : Sıcaklık [K] |
| t | : Zaman [saniye] |
| u | : Hızın x yönündeki bileşeni [m/s] |
| v | : Hızın y yönündeki bileşeni [m/s] |
| w | : Hızın z yönündeki bileşeni [m/s] |
| V | : Isı değiştirici hacmi [m ³] |
| μ | : Dinamik viskozite [N/m.s] |
| ρ | : Yoğunluk [kg/m ³] |
| β | : Isı transfer yüzey yoğunluğu [m ² /m ³] |
| \hat{u} | : İç enerji [J/kg] |
| LES | : Large- Eddy Simulation |
| NTU | : Etkenlik – geçiş birim sayısı |
| HAD | : Hesaplmalı akışkanlar dinamiği |

İndisler

- c : Soğuk akışkana ait özellikler
h : Sıcak akışkana ait özellik
t : Toplam
ol : Oluşum
o : Referans hal

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Şekil 2.1. Plakalı ısı değiştiriciler için oluklu kanat geometrileri. | 14 |
| Şekil 2.2. Kompakt ısı değiştirici çeşitleri. | 15 |
| Şekil 3.1. Üç temel akışkanlar mekaniği problem çözümlerinin yaklaşımı. | 17 |
| Şekil 3.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde temel çözümlerinin adımları | 18 |
| Şekil 3.3. 1- Boyutlu çözümlerinin ağı | 21 |
| Şekil 3.4. Yapılandırılmış dörtgen ağ ve yapılandırılmamış üçgen ağ. | 21 |
| Şekil 4.1. Kombi cihazlarında kullanılan ısı değiştiricinin katı modeli. | 22 |
| Şekil 4.2. Düz kanat profili için oluşturulan çözümlerinin modeli | 23 |
| Şekil 4.3. Dalgalı kanat profili için oluşturulan çözümlerinin modeli | 23 |
| Şekil 4.4. Dalgalı kanat profili | 24 |
| Şekil 4.5. 100° dalga açısı ve 10 mm yarıçapa sahip dalga modeline ait ağ yapısı . | 24 |
| Şekil 4.6. Farklı eleman sayıları için sonuçların karşılaştırılması. | 26 |
| Şekil 4.7. Yanma sonu gazlarının sıcaklığa bağlı özgül ısı değişimi. | 28 |
| Şekil 4.8. Sınır koşullarının çözümlerinin modeli üzerinde gösterimi | 30 |
| Şekil 5.1. Yanma sonu gazları çıkış sıcaklığının dalga yarıçapına bağlı değişimi .. | 34 |
| Şekil 5.2. Basınç düşüşünün dalga yarıçapına bağlı değişimi | 35 |
| Şekil 5.3. Suya geçen ısının dalga yarıçapına bağlı değişimi | 36 |
| Şekil 5.4. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde farklı yarıçap değerleri için akım çizgileri | 37 |
| Şekil 5.5. 116° dalga açısına sahip kanat profilinde farklı yarıçap değerleri için akım çizgileri | 37 |
| Şekil 5.6. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde yanma sonu gazlarının sıcaklık dağılımı | 38 |
| Şekil 5.7. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde kanatlarda sıcaklık dağılımı ... | 38 |
| Şekil 5.8. Yanma sonu gazları çıkış sıcaklığının dalga açısına bağlı değişimi. | 39 |
| Şekil 5.9. Basınç düşüşünün dalga açısına bağlı değişimi | 40 |

| | |
|---|----|
| Şekil 5.10. Dalga açısına bağlı olarak suya geçen ısı miktarındaki değişim | 41 |
| Şekil 5.11. Zikzak kanat yapısında farklı dalga açıları için akım çizgileri | 42 |
| Şekil 5.12. Zikzak kanat profilinde yanma sonu gazlarının sıcaklık dağılımları..... | 43 |
| Şekil 5.13. Zikzak kanat yapısında kanatlardaki sıcaklık dağılımları..... | 44 |

TABLolar LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Tablo 2.1. Isı değiştircilerinin sınıflandırılması..... | 10 |
| Tablo 2.2. Isı değiştircileri için ısı transfer yüzey yoğunlukları..... | 13 |
| Tablo 4.1. Çalışılan modeller için çarpıklık değerleri ve eleman sayıları | 25 |
| Tablo 4.2. Alüminyumun termofiziksel özellikleri..... | 27 |
| Tablo 4.3. Sıcaklığın fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgül ısıları (J/mol.K)..... | 28 |
| Tablo 4.4. Yanma sonu gazları için ısı iletkenlik değerleri | 29 |
| Tablo 4.5. Sutherland kanunu katsayılar | 29 |

ÖZET

Anahtar kelimeler: Isı Değiştiriciler, Kombi Cihazları, Dalgalı Yüzeyley.

Bu tez çalışmasında kombi cihazlarında kullanılan bir ısı değiştiricisinin performansı farklı kanat geometrileri için sayısal olarak incelenmiştir. Analiz kombi çalışma şartları dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sayısal modelleme için FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı kullanılmıştır. 3 boyutlu gerçekleştirilen analizde türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ tercih edilmiştir. Isı değiştiricisi iki yarım kanat ve aralarından akan sıcak gaz hacmini kapsayacak şekilde modellenmiştir. Oluşturulan modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü gerçekleştirilmiştir.

Isı değiştiricisinde düz kanat profili referans alınarak dalgalı kanatlar için ısı transferi ve basınç düşüşü değerlerinin değerimi araştırılmıştır. Dalgalı kanat profili için dalga açısı ve dalga yarıçapı değerken geometri parametreleri olarak incelenmiştir. Sıcak gaz çıkış sıcaklığı, suya geçen ısı miktarı ve ısı değiştiricisinde meydana gelen basınç düşüşü sonuçları farklı geometriler için hesaplanmıştır. Düz kanatlar ile karşılaştırıldığında dalgalı kanatlarda yanma sonu gazları çıkış sıcaklığında ortama 4 K düşüş ve suya geçen ısı miktarında ortalama 0.68 W artış elde edilmiştir. Bununla birlikte ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü ise ortalama %70 oranında arttığı hesaplanmıştır.

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER USED IN COMBI BOILERS

SUMMARY

Keywords: Heat Exchanger, Combi Boilers, Numerical Analysis.

In this study, performance of a heat exchanger used in combi boilers was investigated numerically for different fin geometries. Analyses were performed at the boiler operation conditions. FLUENT, computational fluid dynamics (CFD) software package was used for numerical analysis. 3-D analysis was carried out and k- ϵ model was preferred as turbulence model. The heat exchanger was modeled by considering half-fins and hot gas volume between them. Conjugate heat transfer solution that's both convection and conduction was performed for models.

Flat fin geometry was taken as a reference for investigation. Variation of the heat transfer and pressure drop values for the wavy fin based to the reference geometry was examined. The wavy angle and radius was examined as variable geometry parameters for wavy fins. The outlet temperature of hot gases, heat transfer to the water and pressure drop for the heat exchanger were calculated and presented for different geometries. Compared with flat fin, average decrease for the outlet temperature of hot gases were obtained as 4 K and average increase for heat transfer to the water were calculated as 0.68 W. On the other hand the average pressure drop in the heat exchanger with wavy fins was about 70% higher than the flat fin.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji, gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin ekonomilerine yön veren etkenlerden biri haline gelmiştir. Nüfus artışı, şehirleşme hareketleri, sürdürülebilir gelişme ve büyüme politikaları enerji talebini hızla arttırırken sanayileşme atılımları ve gelişen teknolojiler enerjinin etkin kullanımını gündeme getirmiştir [1]. Artan enerji talebi ile birlikte tükenen enerji kaynakları ve ortaya çıkan çevresel sorunlar enerji kaynaklarının optimum kullanımı konusunda son yıllardaki hassasiyeti arttırmıştır. Özellikle ülkemiz gibi enerji yönünden büyük oranda dışa bağımlı ülkeler için enerji, ekonomik faaliyetlerin merkezinde bulunmaktadır.

Dünyada enerji ihtiyacının büyük bir çoğunluğu fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Gerek fosil yakıt kaynaklarının hızla tükenmesi gerekse fosil yakıtların neden olduğu çevresel problemler bilim insanlarını yeni arayışlara yöneltmiştir. Böylece araştırmalar fosil yakıtların yerini alabilecek alternatif enerji kaynaklarına ve mevcut enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanımına odaklanmıştır. Ülkemizde enerji tüketimine sektörel bazda bakıldığında toplam enerji tüketiminin %36'sını sanayi, %34'ünü konut, %18'ini ulaştırma, %7'sini tarım ve %5'ini diğer amaçlı kullanım oluşturmaktadır [2]. Türkiye'de enerji tüketiminde yüksek paya sahip ısı değiştiricileri, sanayi ve konut sektörlerinde farklı amaçlarla yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiricilerinin optimum şekilde tasarlanması ve geliştirilmesi önem taşımaktadır.

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki ve birbirinden katı bir cidarla ayrılmış iki veya daha fazla akışkanın arasındaki ısı geçişini sağlamak için kullanılan elemanlardır [3]. Çevresel faktörler, sınırlı enerji kaynağı ve yüksek enerji maliyeti gibi problemleri en aza indirmek amacıyla ısı değiştiricilerinin iyileştirilmesi için birçok çalışma yürütülmüştür. Bu çalışmalarda daha az güç kaybı, daha yüksek ısı transfer oranı ve gelişmiş kompaktlık elde etmek amaçlanmıştır. Çünkü ısı

değiştiricilerinde yüksek ısı transferi oranı, enerji tasarrufu ve etkin enerji kullanımı anlamına gelmektedir. Isı değiştiricilerde, ısı transfer oranını arttırmak için aktif ve pasif olarak sınıflandırılan birçok yöntem kullanılmıştır. Aktif yöntemler için dış güç veya kuvvet gereklidir. Akışkan titreşimi, yüzey titreşimi ve mekanik yardımcıları aktif yöntemler arasında sayılabilirler. Pasif yöntemde ise ek bir güç ya da kuvvete gerek duymadan ısı transferinin artması sağlanır. İşlem görmüş yüzeyler, ilave katlı maddeleri ya da genişletilmiş yüzeyler kullanılarak pasif iyileştirme gerçekleştirilebilir. Genişletilmiş yüzey uygulamalarında türbülans artırıcı kanatlar ve pimler kullanılarak ısı transferinin artması sağlanır. Pasif yöntem olarak sınıflandırılan bu kanat yapıları geniş uygulama alanına sahiptir ve ticari açıdan önemi daha fazladır [4].

1.1. Amaç

Bu çalışmada, kombi cihazlarında kullanılan bir ısı değiştirici modellenmesi ve farklı kanat geometrileri için ısı performansının incelenmesi amaçlanmıştır. Sayısal analiz FLUENT programı kullanılarak yapılmıştır. Isı değiştiricisinde kanat yapısı olarak dalgalı kanat tercih edilmiştir. Öncelikle dalgalı kanat yapısında açı ve eğrilik yarıçapı parametreleri değiştirilerek farklı geometriye sahip kanatlar için ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri incelenmiştir. Kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlığı sabit tutularak, dalgalı kanatlar için elde edilen veriler düz kanat profili ile karşılaştırılmıştır.

1.2. Kapsam

Bu tez çalışması beş bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmanın amacı ve öneminden bahsedilerek konuyla ilgili literatür taraması sunulmuştur. İkinci bölümde, ısı değiştiricileri ile ilgili genel bilgiler verilmiş ve kompakt ısı değiştiricileri tanıtılmıştır. Üçüncü bölümde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin temelleri ve işlem basamakları anlatılmıştır. Dördüncü bölümde, ısı değiştiricisi için problem tanımı yapılarak oluşturulan model ve sınır şartları sunulmuştur. Beşinci bölümde, ısı geçişi ve basınç düşüşüne ait sonuçlar farklı geometriler için karşılaştırılarak tartışılmıştır.

1.3. Literatür Çalışması

Isı değiştiricilerinde kanat yapısına bağlı birçok deneysel ve sayısal inceleme yapılmıştır. Bunlardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Nishimura ve arkadaşları, sonlu elemanlar yntemini kullanarak simetrik sinüzoidal bir kanaldaki akışı incelemişlerdir. 2 boyutlu gerçekleştirilen analizde, değişen Reynolds sayısı ($10 < Re < 100$) için dalgalı kanal boyunca akım çizgileri ve yzey vorteks değerleri araştırılmıştır [5].

Çok sıralı dız plakalı borulu ısı değiştiricisinin performansı Reynolds sayısına bağlı olarak deneysel ve sayısal yntemlerle Jang ve arkadaşları tarafından incelenmiştir. Reynolds sayısının ($60 < Re < 900$) aralığında olduğu çalışmada boru dzenı, boru sırası ve kanat aralığı gibi parametreler araştırılmıştır. Çapraz sıralı dizilmiş boru dzenlemesinin dız sıralıya göre ısı transferi katsayısını %15-27 oranlarında ve basınç katsayısını %20-25 oranlarında arttırdığı tespit edilmiştir. Boru sıra sayısının ise ısı performansına etkisinin dūřuk olduğu gözlenmiştir [6].

Wang ve arkadaşları borulu ısı değiştiricilerde dalgalı kanatların performansını test etmişlerdir. Rüzgâr tnelinde ($400 \leq Re \leq 8000$) yapılan deneylerde farklı kanat geometrisi ve boru dzenine sahip 18 örnek kullanılmıştır. Çalışmada dalgalı kanatların dız kanatlara oranla ısı transfer katsayısını %55-70, srtünme faktörünü ise %66-140 oranlarında arttırdığı gözlenmiştir [7].

Dikdörtgen bir kanal ierisine silindirik ve ugen kanatlar yerleştirilerek kompakt ısı değiştiricileri için optimum kanat şekli Kılıçarslan ve Saraç tarafından araştırılmıştır. Deneyler laminer ve ttrbölanslı akış koşullarında ($250 < Re < 7000$) Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı ve sabit p/e oranı (kanatlar arası mesafe/kanat yksekliği) için optimum kanat profili silindirik olarak belirlenmiştir [8].

Dalgalı ve dız kanatlara sahip borulu ısı değiştiricileri için kanat profili ve boru sıra sayısının ısı transferi performansına etkisi Jang ve Chen tarafından sayısal olarak

incelenmiştir. 3 boyutlu gerçekleştirilen analizlerde Reynold sayısı ($400 < Re < 1200$) aralığındadır. Dalgalı kanatlarda boru sıra sayısı etkisinin düz kanatlara göre daha düşük olduğu ve Reynolds sayısının artışıyla bu etkinin giderek azaldığı tespit edilmiştir. Sabit dalga boyunda, dalga açısı arttıkça ortalama Nu sayısının ve basınç katsayısının arttığı gözlenmiştir. Sabit dalga açısı için dalga boyu artışıyla Nu sayısı ve basınç katsayısının düştüğü belirlenmiştir [9].

M. Abu Madi ve arkadaşları yaptıkları deneysel çalışmada 28 farklı ısı değiştirici düzenini incelemişlerdir. Değişen hava hızları için gerçekleştirilen deneylerde düz ve dalgalı kanatlar için kanat aralığı, kanat kalınlığı, boru dizilimi gibi geometrik parametrelerin ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Deney sonuçlarına bağlı olarak Colburn faktörü (j) ve sürtünme faktörü (f) için korelasyon geliştirmişlerdir. Kanat kalınlığı azaldıkça Colburn faktörünün arttığı gözlenmiştir. Kanat kalınlığının sürtünme faktörüne önemli bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir [10].

Rush ve arkadaşları, farklı geometrik yapıya sahip 12 sinüzoidal kanal örneği ile deneysel çalışma yapmışlardır. Su tüneli kullanılarak akış görselleştirmesi, hava tüneli kullanılarak ısı performans değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir [11].

Wang ve Chi çalışmalarında, düz plakalı borulu ısı değiştiricisinde, kanat aralığı, boru çapı ve boru dizilimine bağlı olarak ısı transferi ve basınç düşüşü değişimini araştırmışlardır. Toplamda 18 farklı örnek test edilmiştir. 1 ve 2 sıralı boru diziliminde kanatlar arası mesafenin ısı transferine önemli bir etkisi varken, kanatlar arası mesafenin 4 sıralı boru diziliminde etkili olmadığını ifade etmişlerdir. Ayrıca boru çapı arttırıldığında basınç düşüşü %5-15 oranında artmaktadır [12].

Kanatlar arası mesafeye bağlı olarak akış hidrodinamiği ve ısı geçiş karakteri Romero ve arkadaşları tarafından incelenmiştir. Deneysel ve sayısal analizlerinde tek sıralı düz plaka borulu ısı değiştiricisini kullanmışlardır. Akış görselleştirmesi yaparak kanatlar arası mesafe arttırıldığında boru arkasındaki bölgede vortekslerin oluştuğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ısı transferi ve yerel Nu sayısı dağılımı için sonuçlar sunulmuştur [13].

Lee ve arkadaşları çalışmalarında, plakalı ısı değiştiricisinin kanatçık profiline bağlı olarak akış ve ısıl performansını incelemişlerdir. Plakalı ısı değiştiricisine çapraz dizilimli yerleştirilen kanatçıklar üç boyutlu tam gelişmiş laminer akış koşullarında analiz edilmiştir. Maksimum ısıl performans gösteren kanatçık profili seğilmiştir. Optimum kanat profilinin ısıl performansı ticari olarak kullanılan ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır [14].

Dikdörtgen bir kanal üzerine kare profilli kanatlar yerleştirilerek ısıl performanstaki iyileşmeler Lee ve Abdel-Monetm tarafından incelenmiştir. Sayısal analizler k-ε türbülans modeli kullanılarak 2 boyutlu olarak yapılmıştır. Sayısal analiz sonuçlarının deneysel verileri desteklediği gözlenmiştir [15].

Ahn çalışmasında, dikdörtgen bir kanal iğerisine yerleştirilen farklı profildeki kanatlar ile kanat profilinin ısı transferine ve sürtünme karakteristiğine olan etkisi araştırılmıştır. ($10000 < Re < 70000$) Reynolds sayısı aralığında geręekleřtirilen deneylerde 5 farklı kanat yapısı incelenmiştir. Üçgen profilli kanat yapısının en iyi ısı transferi değerini gösterirken kare profilli kanat yapısının maksimum sürtünme katsayısı değerine sahip olduğu gözlenmiştir [16].

Zhang ve arkadaşları, sinüzoidal dalgalara sahip bir kanalda havanın akışını laminer zorlanmış taşınım şartlarında sayısal olarak analiz etmişlerdir. Değişen Reynolds sayısı, kanat geometrisi ve kanat aralığı için sürtünme faktörü ve Colburn fakörünü hesaplayarak, hız ve sıcaklık alanlarına ait sonuçları sunmuşlardır [17].

Kotcioğlu ve Bölükbaşı dikdörtgen kesitli düşey bir kanal iğerisine üç farklı kanatçık profili yerleştirerek deneysel bir çalışma yapmışlardır. Farklı hız ve ısı yükü için yapılan deneyler sonucunda daralan-genişleyen kanat profili ısıl performansının, silindirik ve düz kanatçıklara göre daha iyi olduğu gözlenmiştir [18].

Borulu bir ısı değiştiricisinde, dalgalı kanat profili kullanılarak kanat aralığı, kanat kalınlığı ve boru sıra sayısının hava tarafı ısı transferi ve sürtünme karakteristiğine etkisi deneysel olarak Wongwises ve Chokeman tarafından araştırılmıştır. Deneyde kullanılan örnekler alüminyum dalgalı kanatlardan ve bakır su borularından

üretimiştir. Deneyde 55-65°C su ve çevre sıcaklığında hızı 1-6 m/s aralığında değişen hava kullanılmıştır. Kanatlar arası mesafenin Colburn faktörüne önemli bir etkisinin olmadığını ancak $Re > 2500$ akış şartlarında kanatlar arası mesafe arttırıldıkça sürtünme faktörünün arttığı gözlemlenmiştir. Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün $Re < 4000$ için boru sıra sayısı artıkça azaldığı tespit edilmiştir [19].

Kuvannarat ve arkadaşları, dalgalı kanatlı borulu tip bir ısı değiştiricisinde yaptıkları deneylerde nemli hava kullanarak hava tarafı ısı transfer performansını incelemiştirler. Hava ve yoğuşan su damlacıkları arasındaki etkileşim nedeniyle hava akışında girdapların meydana geldiğini görmüşlerdir. Bu girdaplar düşük kanat aralıklarında kanaldaki ana akışta meydana geldiği için ısı transferi performansının arttığı belirtilmiştir [20].

Tao ve arkadaşları, dalgalı kanatlı borulu tip ısı değiştiricisinde hava tarafının ısı transferi ve akış karakteristiğini 3 boyutlu olarak incelemiştirler. Farklı dalga açıları için lokal Nu sayısı, kanat verimi ve sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır [21].

Dalgalı kanatlı borulu tip ısı değiştiricisinde eliptik boru kesitinin ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisi 3 boyutlu olarak Tao ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır. Eliptik boru performansı aynı akış şartlarında silindirik borularla karşılaştırılmıştır. Eliptik boru düzenlemesinin silindirik borulara göre %30 oranında ısı transferini arttırırken basınç kaybını yalnız %10 oranında arttırdığı saptanmıştır [22].

Junqi ve arkadaşları, düz su kanallarına sahip dalgalı kanatlı bir ısı değiştiricisinde hava tarafı ısı performansını incelemiştirler. Çalışmada ($800 < Re < 6500$) akış koşullarında kanat aralığı, kanat yüksekliği ve kanat uzunluğu parametrelerinin etkisi NTU metodu kullanarak belirlenmiştir [23].

LES (Large-Eddy Simulation) türbülans modelini kullanarak Pham ve arkadaşları dalgalı kanatlarda ısı transferi karakteristiğini araştırmışlardır. ($800 < Re < 4500$) aralığında değişen Reynolds sayısı için gelişen akış alanı incelenerek, hesaplanan

Colburn ve sürtünme faktörleri literatürdeki deneysel ve analitik çalışmalarla karşılaştırılmıştır [24].

Tian ve arkadaşları, dalgalı kanatlı borulu bir ısı değiştiricinde üçgen çıkıntılı boruların ısı performansına etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. FLUENT programı kullanılarak yapılan analizlerde k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Düz ve çapraz sıralı boru için yapılan karşılaştırmada üçgen çıkıntılı boruların düz sıralı boru düzenlemesinde sürtünme ve Colburn faktörlerini sırasıyla %10.5 ve %15.4 oranında arttırdığı, çapraz sıralı boru düzenlemesinde ise sırasıyla %7 ve %13.1 oranında arttırdığı gözlemlenmiştir [25].

Dal tarafından yapılan çalışmada; düz plakalı borulu bir ısı değiştiricisinin kanatçık ve borularında yapılan değişikliklerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi araştırılmıştır. Model çizimi ve ağ oluşumunda Gambit paket programı kullanılarak, FLUENT programında, temel korunum denklemleri kararlı rejimde, 3 boyutlu ve laminer akış şartlarında farklı kanat açısı, kanatlar arası mesafe ve boru eksen mesafesi parametrelerine göre çözülmüştür. Tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır. Sayısal hesaplar sonunda, ısı transferinin kanatçıkların eksenle yapmış olduğu $\theta=30^\circ$ eğik açıda, kanatlar arasındaki $L_z=2.75 - 3$ mm ara mesafede ve boru ekseninin $c=16$ mm değerlerinde maksimum olduğu bulunmuştur [26].

Kombi cihazlarında kullanılan ısı değiştiricisi ölçüleri temel alınarak düz kanat ve üzerinde yer alan üç farklı çıkıntı ile ilgili birçok parametre Bilir tarafından incelenmiştir. Sayısal analizler, kombi cihazının gerçek çalışma koşulları kullanılarak FLUENT programında yapılmıştır. İlk olarak, en iyi düz kanat geometrisi belirlenmiş, daha sonra çıkıntılı yüzeylerin en iyi geometrik ölçüleri ve kanat üzerindeki yerleri tespit edilmiş, son olarak da düz kanat üzerinde her üç çıkıntı tipinin bir arada bulunduğu durumun etkileri incelenmiştir. Tüm bu durumlar için ısı geçişi ve basınç düşüşü değerleri göz önüne alınarak en iyi performansa sahip kanat seçimi yapılmıştır [27].

Çorak tarafından yapılan çalışmada, kanatlı boru tipi bir ısı değiştiricisi için sayısal modelleme yapılarak uygun kanat geometrisi tespit edilmiştir. Model çizimi ve ağ

oluşumunda GAMBİT paket programı kullanılarak, FLUENT programında ise temel akış ve enerji denklemleri 2 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında farklı kanat kalınlığı, kanat yüksekliği, kanat aralığı ve kanat açısı için çözülmüştür. Çalışma sonucunda incelenen kanatlı ısı değiştiricisi için en avantajlı modelin $t=6$ mm kalınlık, $h=18$ mm yükseklik, $L=13$ mm kanatlar arası mesafe ve $\theta: 90^\circ$ açuya sahip kanatlı ters yönlü akışta elde edildiği görülmüştür [4].

Halka şeklindeki kanatlara sahip borulu bir ısı değiştiricisi için sayısal analiz Bilirgen ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizde kanat geometrisi ve kanat malzemesinin ısı transferi ve basınç düşüşüne olan etkisi incelenmiştir. Kanat aralığı ve kanat yüksekliğinin ısı transferi ve basınç düşüşüne önemli ölçüde etki ettiği gözlemlenirken kanat kalınlığının daha düşük bir etki gösterdiği gözlemlenmiştir [28].

Tablo 2.1. Isı değiştircilerinin sınıflandırılması [31].

| |
|---|
| A. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma |
| A.1. Akışkanın doğrudan temaslı olduğu ısı değiştircileri A.2. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştircileri |
| B. Yüzey Yoğunluğuna Göre Isı Değiştircileri |
| B.1. Kompakt olmayan ısı değiştircileri B.2. Kompakt ısı değiştircileri |
| C. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma |
| C.1. İki akışkanlı C.2. Üç akışkanlı C.3. n adet akışkanlı |
| D. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma |
| D.1. İki tarafta da tek fazlı akış D.2. Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış D.3. İki tarafta da çift fazlı akış D.4. Taşınımla ve ışınımla beraber ısı geçişi |
| E. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma |
| E.1. Borulu ısı değiştircileri E.1.1. Düz borulu ısı değiştircileri E.1.2. Spiral borulu ısı değiştircileri E.1.3. Gövde borulu ısı değiştircileri a. Levha tipi şaşırtma b. Çubuk tipi şaşırtma E.2. Levhalı ısı değiştircileri E.2.1. Contalı levhalı ısı değiştircileri E.2.2. Spiral levhalı ısı değiştircileri E.2.3. Lamelli ısı değiştircileri E.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştircileri E.3.1. Levhalı kanatlı ısı değiştircileri E.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştircileri E.4. Rejeneratif ısı değiştircileri E.4.1. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler E.4.2. Döner dolgu maddeli rejeneratörler a. Disk tipi b. Silindir tipi E.5. Karıştırmalı kaplar |
| F. Akıma Göre Sınıflandırma |
| F.1. Tek geçişli ısı değiştircileri F.1.1. Paralel akımlı ısı değiştircileri F.1.2. Ters akımlı ısı değiştircileri F.1.3. Çapraz akımlı ısı değiştircileri F.2. Çok geçişli ısı değiştircileri F.2.1. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştircileri F.2.2. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştircileri F.2.3. n adet paralel levha geçişli ısı değiştircileri |

2.2. Kompakt Isı Değiştiriciler

Kompakt ısı değiştiriciler, yüksek ısı transfer alanı ve ısı transfer katsayılarına sahip ısı değiştiricileri olarak bilinirler. Genellikle, ısı transfer alanları 200 ila 300 m²/m³ aralığında ya da daha yüksektir [32]. Sınıflandırmada önemli bir yere sahip olan kompakt ısı değiştiricilerinde, yoğun kanat, boru ya da plaka düzenlemeleri ile küçük boyutlarda daha verimli çalışma amaçlanmıştır [33].

Kompakt ısı değiştiricileri çoğunlukla, taşınım katsayısı sıvılara oranla düşük olan gaz akışkanların ısı transfer yeteneğinin iyileştirilmesi için kullanılırlar. Bu nedenle en az bir akışkanın gaz olduğu uygulamalarda tercih edilirler.

Kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferi yüzey yoğunluğu arttırılarak, ısı değiştirici boyutunun küçülmesi, maliyetin ve enerji gereksiniminin azaltılması amaçlanmıştır. Isı değiştiricilerinin kompaktlığını tanımlamak için ısı transfer yüzey yoğunluğu adı verilen ve β ile gösterilen bir büyüklük tanımlanmıştır. Plakalı ısı değiştiriciler, plakalı kanatlı ısı değiştiriciler ve rejeneratörler için kullanılan ısı transfer yüzey yoğunluğu,

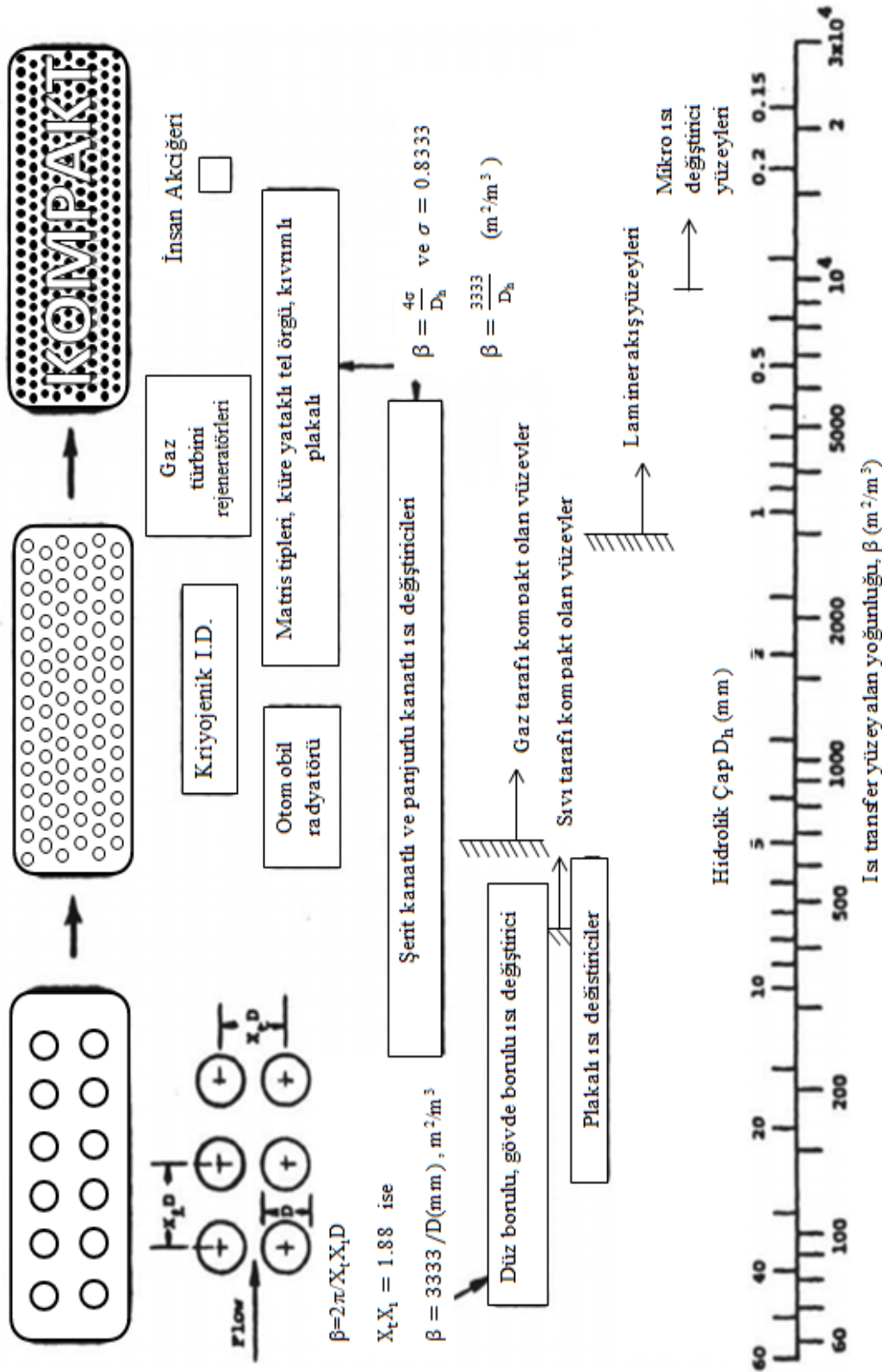
$$\beta = \frac{A_h}{V_h} \text{ veya } \beta = \frac{A_c}{V_c} \quad (2.1)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada h ve c indisleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanı temsil etmektedir.

Gövde borulu ısı değiştiriciler için ısı transfer yüzey yoğunluğu,

$$\beta = \frac{A_h + A_c}{V_t} \quad (2.2)$$

ifadesi ile hesaplanır [31]. Burada V_t terimi toplam hacmi ifade eder. Tablo 2.2'de kullanılan akışkan tipine bağlı olarak ısı transfer yüzey yoğunluğu verilmiştir.



Şekil 2.1. Isı değiştirici yüzeylerinin ısı transfer yoğunluğu spektrumu [34].

Tablo 2.2. Isı değiştiricileri için ısı transfer yüzey yoğunlukları.

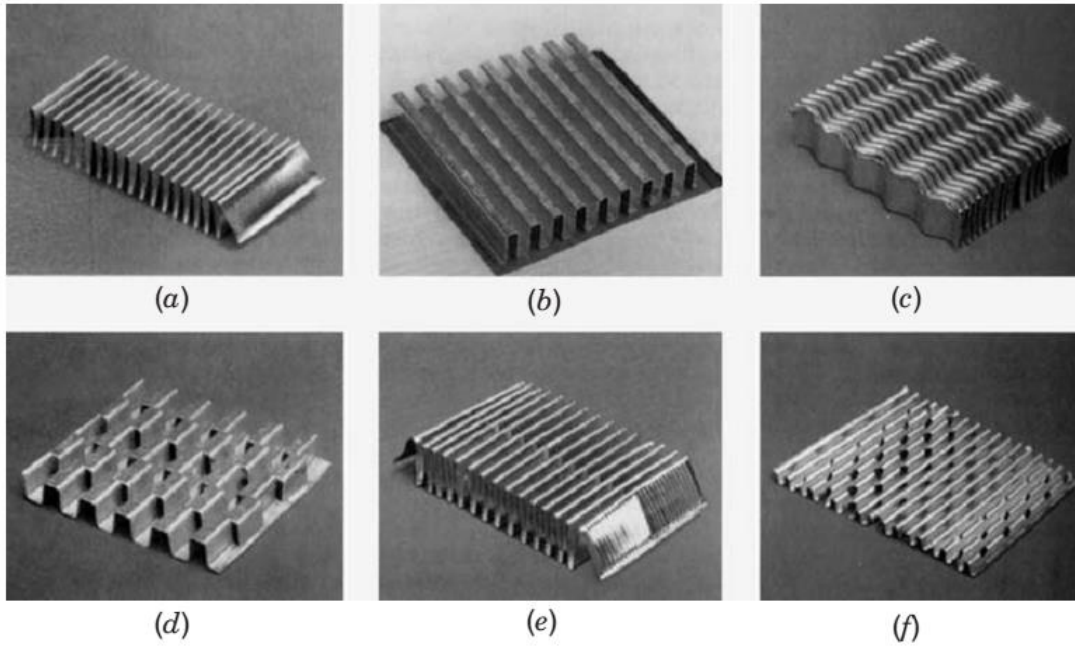
| Kompakt ısı değiştirici tipi | Isı transfer yüzey yoğunluğu |
|------------------------------|------------------------------|
| Sıvı- Sıvı | ≥ 200 |
| Gaz-Sıvı | ≥ 500 |
| Gaz-Gaz | ≥ 500 |

Shah, ısı değiştiricilerin ısı transfer yüzey alanı yoğunluk spektrumu için bilgilendirici bir şekil oluşturmuştur. Isı transfer yüzey alanı yoğunluk spektrumu şekil 2.1’de verilmiştir. şeklin alt kısmında, ısı transferi yüzey yoğunluğu (β) ve hidrolik yarıçaptan (D_h) oluşan bir skala bulunmaktadır. Hidrolik çap, dairesel borular için boru çapına eşit olacak şekilde denklem (2.3) ile hesaplanır.

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (2.3)$$

Burada A_c boru ya da kanalın en kesit alanı p ise ıslak çevre uzunluğudur. Shah tarafından oluşturulan şekilde farklı ısı değiştiricileri ise dikdörtgen şekliyle gösterilmiştir. Böylece ısı değiştiricileri için ısı transfer yüzey yoğunluğu dikdörtgenlerin kısa kenarları kullanılarak okunabilmektedir.

Kompakt ısı değiştiricilerde istenilen yüzey alanı yoğunluğunu elde etmek için farklı kanat tipleri kullanılmaktadır. Endüstride sıklıkla kullanılan plakalı ısı değiştiriciler için farklı kanat tipleri şekil 2.2’de gösterilmiştir. Kompakt ısı değiştiricilerde kanatlar mümkün olduğunca sık bir dizilim oluşturacak şekilde kullanılırlar [35].



Şekil 2.1. Plakalı ısı değiştiriciler için oluklu kanat geometrileri; (a) düz üçgen kanat, (b) düz dikdörtgen kanat, (c) dalgalı kanat, (d) kaydırılmış şerit kanat, (e) çoklu panjurlu kanat, (f) delikli kanat [34].

2.2.1. Kompakt ısı değiştirici tipleri

1. Levhalı Isı Değiştiriciler

- Contalı Levhalı Isı Değiştiriciler
- Kısmi Kaynaklı Isı Değiştiricileri
- Sert Lehimli Isı Değiştiriciler
- Bavex Kaynaklı Hibrit Isı Değiştiriciler
- Platular Kaynaklı Hibrit Isı Değiştiriciler
- Compabloc Kaynaklı Hibrit Isı Değiştiriciler
- Packinox Kaynaklı Hibrit Isı Değiştiriciler
- Alfa-Rex Kaynaklı Hibrit Isı Değiştiriciler

2. Kanatlı Levhalı Isı Değiştiriciler

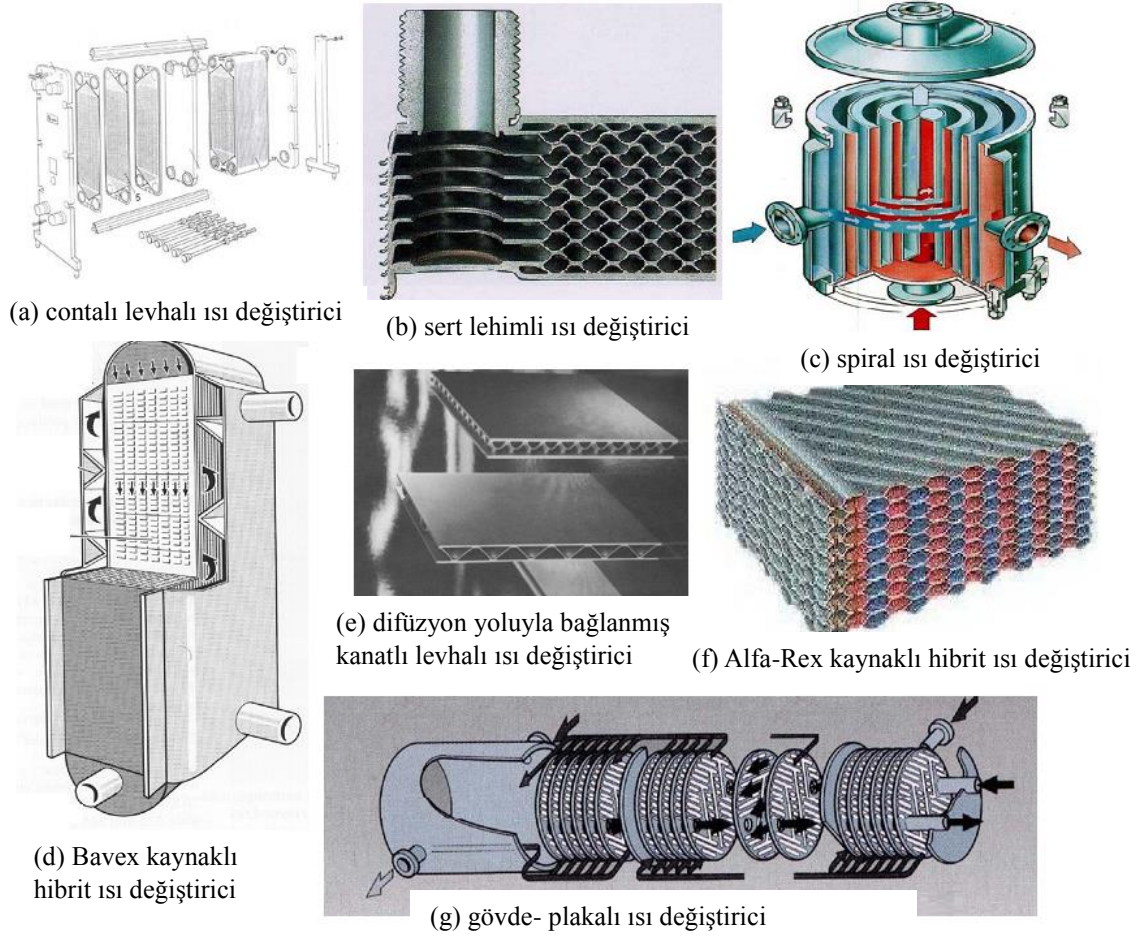
- Sert Lehimli Kanatlı Levhalı Isı Değiştiriciler
- Difüzyon Yoluyla Bağlanmış Kanatlı Levhalı Isı Değiştiriciler

3. Spiral Isı Değiştiriciler

4. Baskılı Devre Isı Değiştiricileri

5. Gövde- Plakalı Isı Değiştiriciler

6. Polimer Isı Değiştiricileri [32].

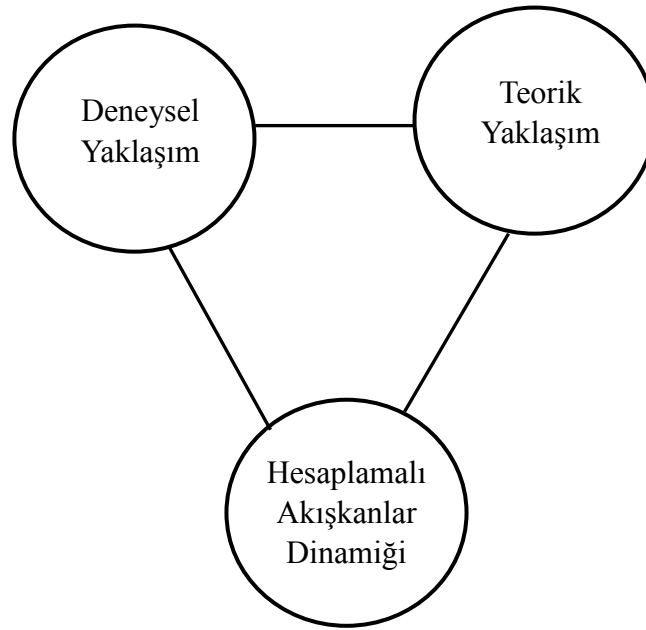


şekil 2.2. Kompakt ısı değiştirici çeşitleri [32].

BÖLÜM 3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

Hesaplmalı akışkanlar dinamiği (HAD), akışkanlar mekaniği problemlerinin analizi ve çözümlenmesi için sayısal yöntem ve algoritmaların kullanıldığı bir akışkanlar mekaniği bilimi dalıdır [36]. Akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde analitik, deneysel ve sayısal çözümleme metodlarından faydalanılır. Çeşitli ön kabuller ve teorik yaklaşımla yapılan analitik çözümler basit modeller için geçerli iken karmaşık sistemler için çözüm oldukça zor ve yetersizdir. Deneysel metod ile gerçekçi ve güvenilir sonuçlar elde edilirken uzun deney süreleri, yüksek işletme ve ekipman maliyetleri deneysel çalışmalar için sınırlayıcı etkenlerdir. Ayrıca sayısal çözümleme, farklı sayısal çözüm teknikleri kullanılarak, matematik modelleme sonucu elde edilen karmaşık ve tam olarak çözülemeyen denklemlerin yaklaşık çözümü sağlar [37].

Günümüzde mühendisler hem deneysel analizi hemde HAD analizini uygularlar ve bu iki yaklaşım birbirini tamamlamaktadır. Kaldırma, direnç, basınç düşüşü ve güç gibi genel özellikleri deneysel olarak elde edilebilir, ancak kayma gerilmeleri, hız ve basınç dağılımları ve akışa ait akım çizgileri gibi akış alanı hakkındaki ayrıntıları elde etmek için HAD kullanılır. Ayrıca sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlerini doğrulamak için çoğunlukla deneysel veriler kullanılır. HAD, daha sonra kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deneysel test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır [38].

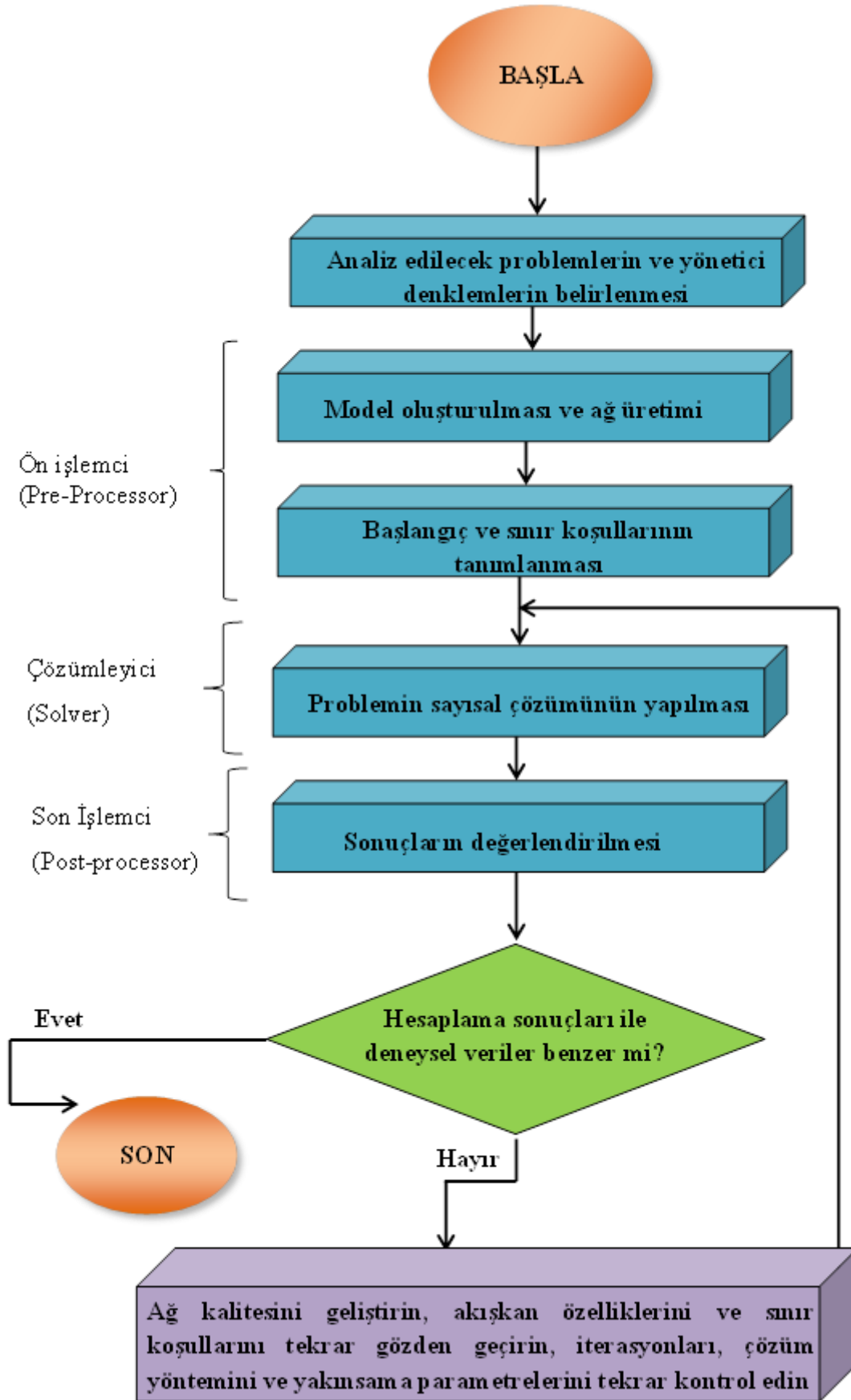


Şekil 3.1. Üç temel akışkanlar mekaniği problem çözüm yaklaşımı [39].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) 1960'lı yılların başında ortaya çıkmıştır ve bilgisayar uygulamalarındaki hızlı gelişmelerle birlikte önem kazanmıştır. Günümüzde HAD, hem endüstriyel hem de akademik faaliyetlerde ürün tasarımında ve geliştirilmesinde, fiziksel ve kimyasal olayların hesaplanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Artan rekabet ortamı ile birlikte, hızlı, düşük maliyetli ve güvenilir sonuçlar elde edilmesi nedeniyle hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanımı her geçen gün artmakta ve mühendislik problemlerinin çözümü ile ilgili farklı sayısal algoritmaların gelişmesinin, ortaya çıkmasının önünü açmaktadır [40].

Farklı sayısal çözüm tekniklerini içeren, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin analizinde kullanılan, birçok ticari paket programı mevcuttur. Paket programları, problem girdisi ve sonuç incelemek için karmaşık ara yüzlere sahip olsalar da temelinde 3 ana bileşenden oluşur [41].

- Ön işlemci (Pre-Processor)
- Çözümleyici (Solver)
- Son işlemci (Post-processor)



Şekil 3.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde temel çözüm adımları [42].

Ön işlemci, çözülecek problemin modellenmesi ve bu modelin uygun ağ yapısı oluşturularak çözüm aşamasına getirilmesi için yapılan tüm aşamaları kapsamaktadır. Çözümleyici, ön işlemcide oluşturulan model ağın çözücüyeye aktarılması ve yönetici denklemlerin bir ifadesi olan sayısal kodların bu ağ üzerinde çalıştırılmasından oluşmaktadır. Son işlemci de ise çözüm sonuçları sayısal ve görsel olarak incelenmektedir [43].

3.1. Temel Denklemler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği temel olarak, çözüm modelinin alt elemanlara bölünerek yönetici denklemlerin bu elemanlar üzerinde integrasyonu ve eleman bazında ayrık denklemler oluşturularak çözümlenmesi esasına dayanır. Yönetici denklemler, korunum yasalarını matematiksel olarak ifade ederler. Akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri uygun başlangıç ve sınır şartları ile birlikte uygulanırlar.

Sonsuz küçük bir kontrol hacmi için kartezyen koordinatlarda kütle korunumu denklemi,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

şeklinde verilirken momentum korunumu denklemi ise aşağıdaki şekli ile gösterilebilir.

$$\rho \vec{g} - \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \cdot \tau_{ij} = \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} \quad (3.2)$$

Burada,

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilirken τ_{ij} gerilme tensörünü göstermektedir.

Enerjinin korunumu denklemi, kartezyen koordinatlar için genel formda denklem (3.4)'deki gibi yazılır.

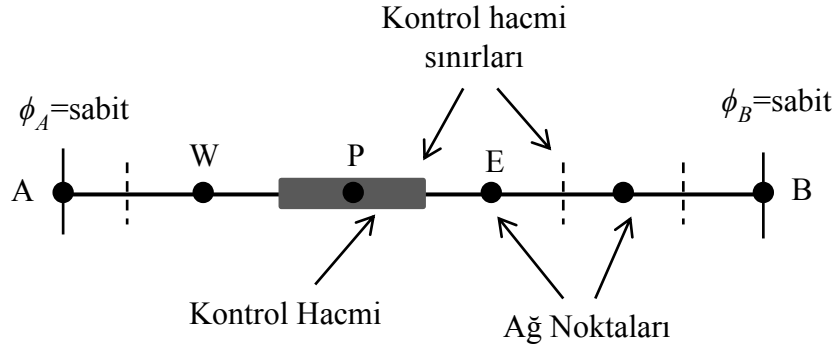
$$\rho \frac{\partial \hat{u}}{\partial t} + P(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) = \vec{\nabla} \cdot (k \cdot \vec{\nabla} T) + \Phi \quad (3.4)$$

Burada \hat{u} iç enerjiyi, k ısı iletkenliği, T sıcaklığı ve Φ viskoz yitim fonksiyonunu göstermektedir.

$$\begin{aligned} \Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.5) \end{aligned}$$

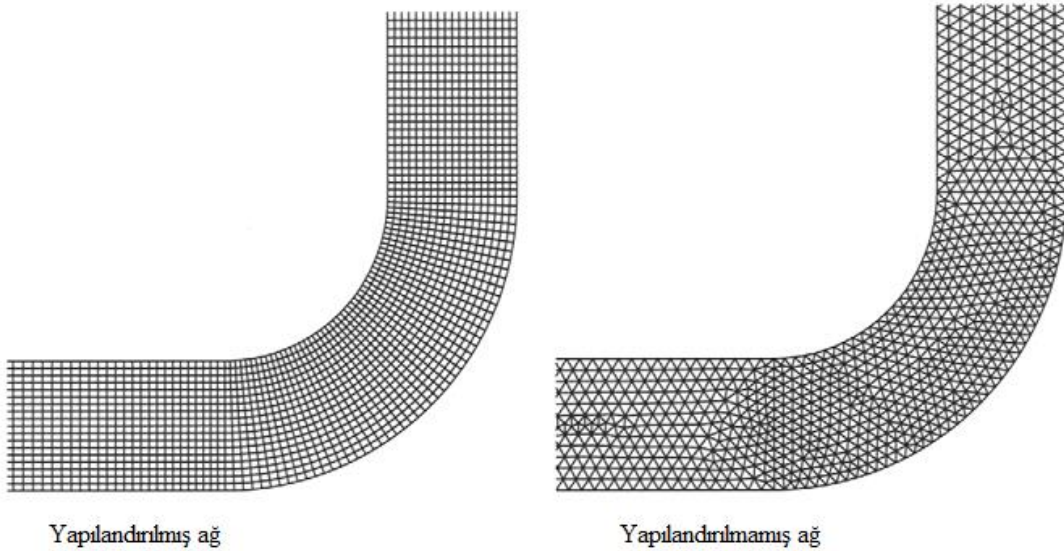
3.2. Sonlu Hacimler Yöntemi

Mühendislik problemlerinin çözümünde farklı birçok (sonlu elemanlar, sonlu farklar, spektral metodu) sayısal çözüm tekniği mevcuttur. Sonlu hacimler metodu, sonlu farklar metodunun özel bir fonksiyonu olarak 1970'lerin başında geliştirilmiştir [37]. Sonlu hacimler metodunda çözüm yapılacak model ilk olarak sonlu hacimlere bölünür. Sonlu hacimler metodunda, kontrol hacimleri iki ardışık ağ noktasının ortasında sınırları olacak şekilde oluşturulmaktadır. ϕ , herhangi bir akışkan özelliği olmak üzere sonlu hacimler metodu için oluşturulmuş bir boyutlu çözüm ağı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Temel akış denklemlerinin bu kontrol hacimleri üzerinde integrasyonu yapılarak sınır şartları ile birlikte tüm ağ noktaları için çözüm yapılmaktadır.



Şekil 3.3. 1- Boyutlu çözüm ağı [37].

Sonlu hacimler metodu akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde en yaygın kullanılan yöntemdir. Sonlu hacimler metodunun kavramsal kolaylığı yanında yapılandırılmış ağ yerine yapılandırılmamış ağ yapısının kullanımına imkân vermesi nedeniyle bu yöntem sıklıkla tercih edilmektedir. Böylece iki boyutlu çözümler için üçgenler ve dörtgenlerin, üç boyutlu durumda ise dörtyüzlü ve altıyüzlü hacimlerin karmasından oluşan bir çözüm ağı oluşturulabilir. Bu şekilde oluşturulan yapısal olmayan bir çözüm ağı, karmaşık geometriler içeren problemlerde büyük kolaylık sağlar. Bu yöntemin bir diğer üstünlüğü de fonksiyonları cisme uydurulmuş koordinat sistemine taşıyan dönüşüm denklemlerine ihtiyaç duyulmamasıdır [40].

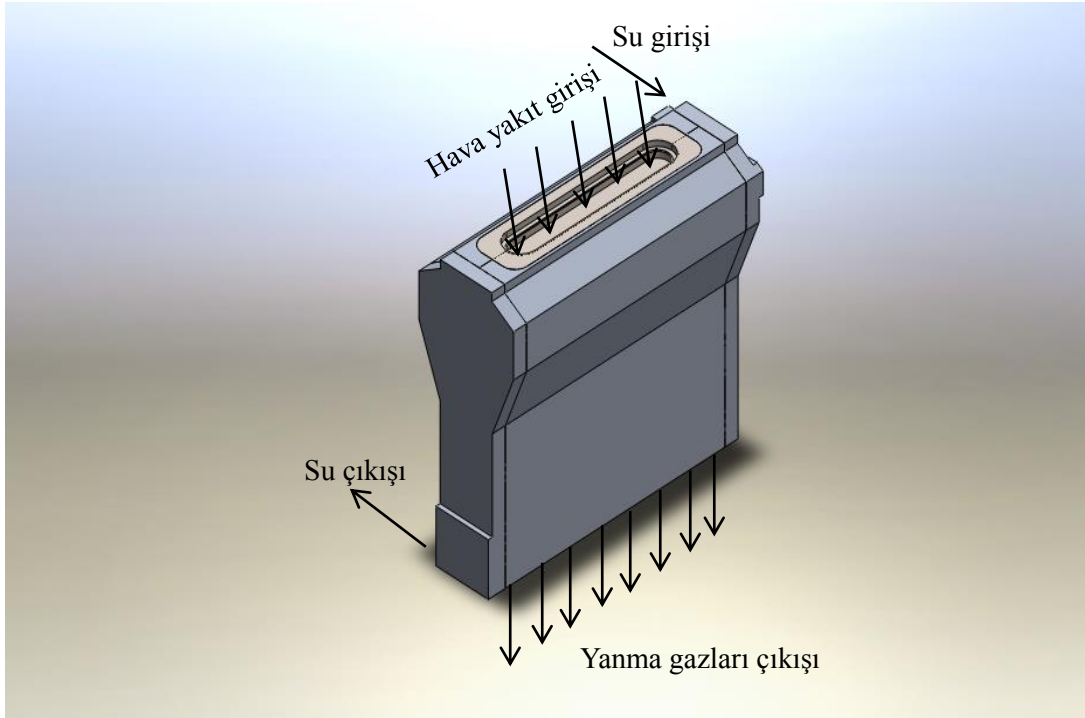


Şekil 3.4. Yapılandırılmış dörtgen ağ ve yapılandırılmamış üçgen ağ [43].

BÖLÜM 4. MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜMLEME

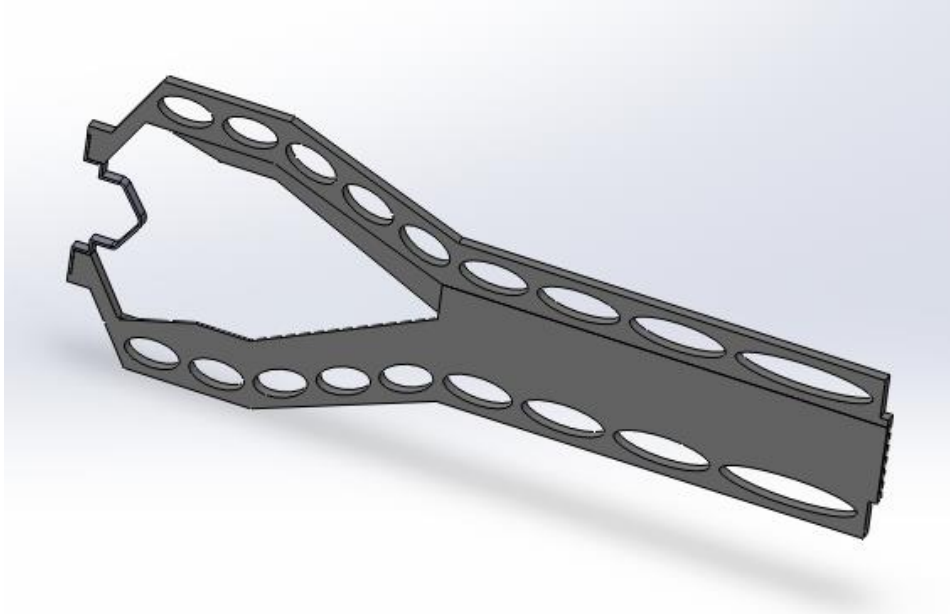
4.1. Problemin Tanımı

Bu tez çalışmasında, kombi cihazlarında kullanılan bir ısı değiştiricisinin sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisi için 26 farklı dalgalı kanat profili ile 1 düz kanat profili modellenmiş ve FLUENT programında çözüm yapılarak kanat geometrisinin ısı transferi ve basınç düşüşüne olan etkisi incelenmiştir (şekil 4.2 ve 4.3). özmler kombi cihazının çalışma şartları göz önünde bulundurularak 3 boyutlu olarak yapılmıştır. İncelenen ısı değiştiricisine ait katı model şekil 4.1’de verilmiştir. Isı değiştirici bir yüzünde kanatlar diğer yüzünde su boruları bulunan iki plaka ve metal fiber sargılı n karışımlı bir brülörden oluşmaktadır. Isı değiştirici 116x193x270 mm boyutlarındadır.

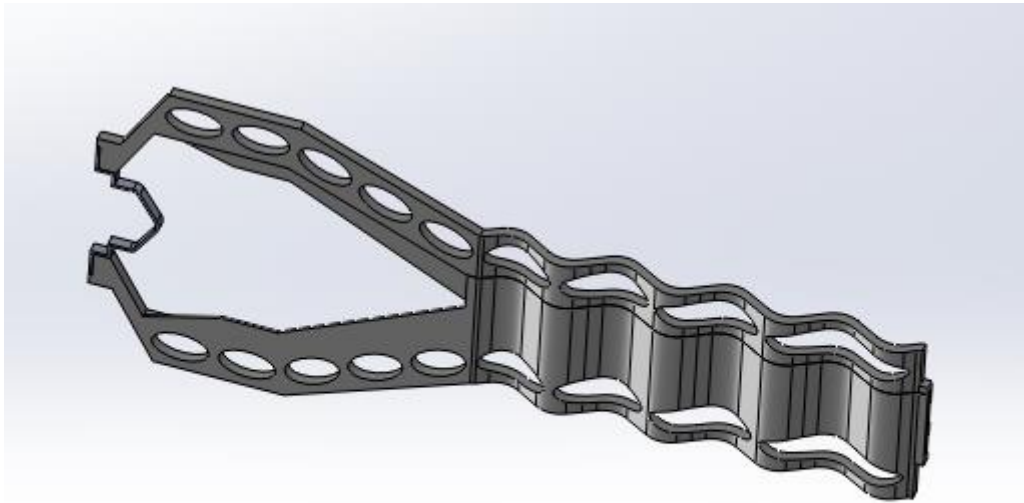


şekil 4.1. Kombi cihazlarında kullanılan ısı değiştiricinin katı modeli

Çözümlemede kolaylık sağlaması için modeller, iki yarım kanat ve aralarında kalan hava hacmini kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm modeli düz ve dalgalı kanat profili için Şekil 4.2 ve 4.3'te verilmiştir. Isı değiştiricisinde kanat kalınlığı 2 mm, kanatlar arası mesafe 2 mm ve kanat yüksekliği 28 mm'dir.

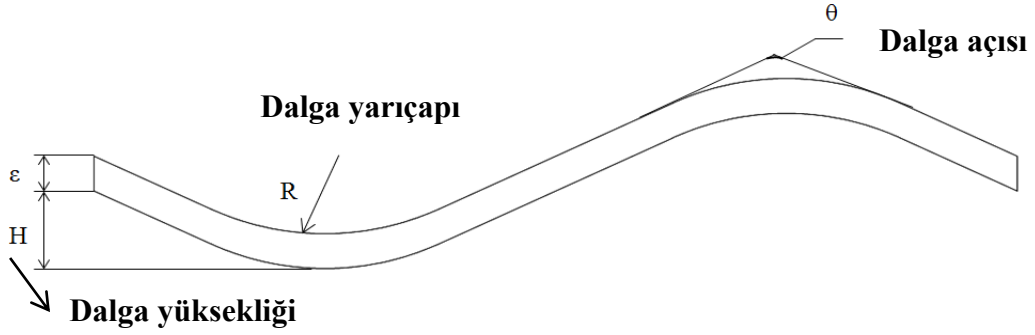


Şekil 4.2. Düz kanat profili için oluşturulan çözüm modeli



Şekil 4.3. Dalgalı kanat profili için oluşturulan çözüm modeli

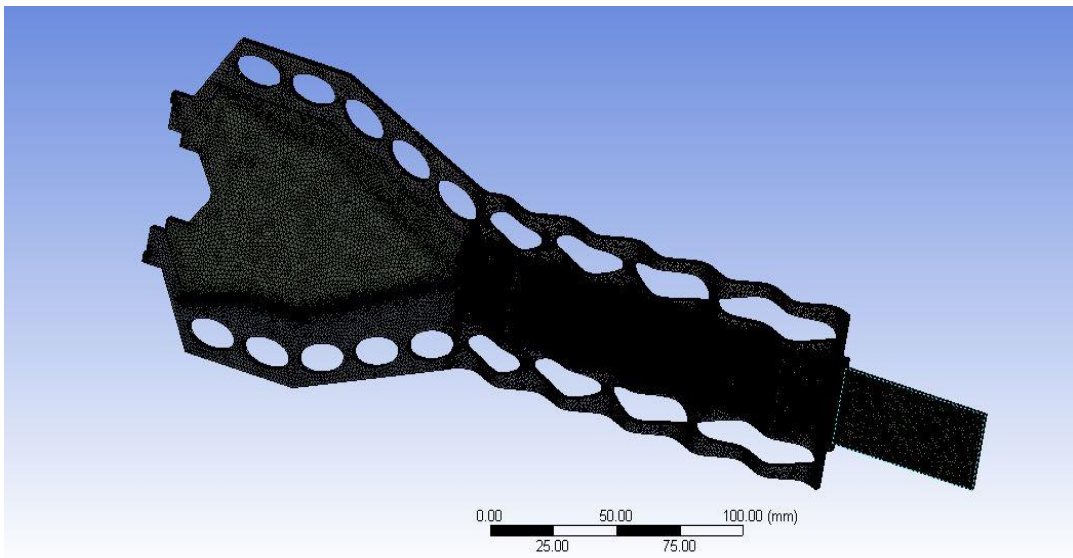
Dalgalı kanat profilinin oluşturmaktan dalga açısı θ ve dalga yarıçapı R , değişken parametreler olarak seçilmiştir. Geometrik modele 7 farklı kanat açısı (130° , 123° , 116° , 110° , 105° , 100° , 95°) ve 4 farklı yarıçap değeri ($R15$, $R10$, $R5$, $R0$) uygulanmıştır. Dalgalı kanat profili Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Dalgalı kanat profili

4.2. Ağ Oluşturma

Modeller dalgalı kanat yapısı gereği, kıvrımlı yüzeylere sahiptir. Bunun yanında modelin kanat kalınlığı 1 mm'dir ve güvenilir sonuçlar elde etmek için bu dar mesafede eleman özelliklerinin belirtilmesi gereklidir. Ağ yapısı oluşturulurken, bu etkenler dikkate alınarak "Proximity and Curvature" ağ modülü tercih edilmiştir.



Şekil 4.5. 100° dalga açısı ve 10 mm yarıçapa sahip dalga modeline ait ağ yapısı

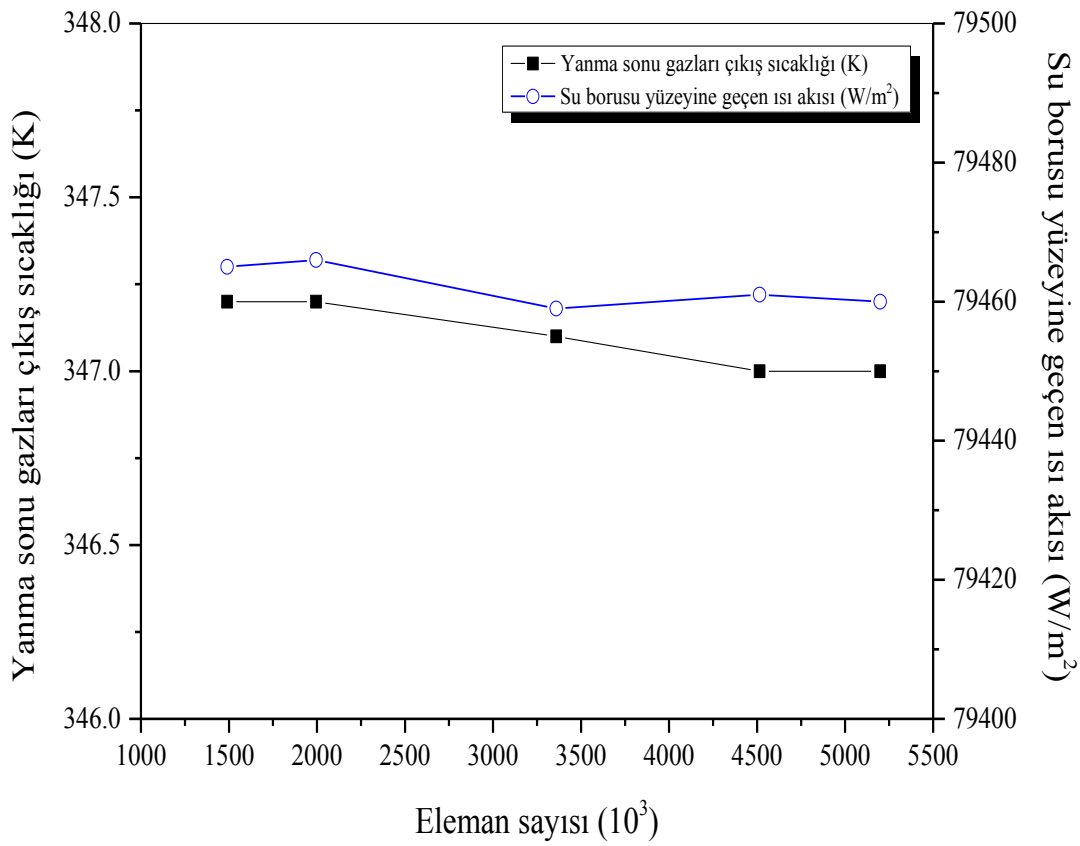
Sınır koşullarına uygun olarak yüzey ve hacim isimlendirme işlemi gerçekleştirilmiştir. İlk olarak tetrahedral elemanlar kullanılarak ortalama 0.80 çarpıklık değerine sahip çözüm ağı elde edilmiştir. Daha sonra akışkan hacminde sınır tabakada hassas çözüm sağlamak amacıyla 'inflation' işlemi yapılmıştır. Katı yüzeylere temas eden sıvı hacmi ince tabakalara bölünmüştür. Bu işlem sonrasında yaklaşık 0.89 çarpıklık değerinde bir çözüm ağı sağlanabilmiştir. Farklı modeller için çarpıklık değerleri ve eleman sayısı Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Çalışılan modeller için çarpıklık değerleri ve eleman sayıları

| Model | Maksimum Çarpıklık | Eleman sayısı (10^3) |
|-------------|--------------------|--------------------------|
| S130-6-R15 | 0.895 | 4515 |
| S130-6-R10 | 0.899 | 5437 |
| S130-6-R5 | 0.896 | 4724 |
| Z130-6-R0 | 0.874 | 5487 |
| S123-7-R15 | 0.893 | 4698 |
| S123-7-R10 | 0.898 | 5772 |
| S123-7-R5 | 0.899 | 4390 |
| Z123-7-R0 | 0.914 | 5738 |
| S116-8-R15 | 0.887 | 5479 |
| S116-8-R10 | 0.897 | 3414 |
| S116-8-R5 | 0.895 | 4479 |
| Z116-8-R0 | 0.899 | 5828 |
| S110-9-R13 | 0.888 | 4878 |
| S110-9-R10 | 0.897 | 4936 |
| S110-9-R5 | 0.890 | 4645 |
| Z110-9-R0 | 0.885 | 6351 |
| S105-10-R12 | 0.892 | 6344 |
| S105-10-R10 | 0.898 | 3888 |
| S105-10-R5 | 0.898 | 5334 |
| Z105-10-R0 | 0.897 | 6354 |
| S100-11-R10 | 0.899 | 4565 |
| S100-11-R5 | 0.898 | 3842 |
| Z100-11-R0 | 0.897 | 6512 |
| S95-12-R7 | 0.897 | 6430 |
| S95-12-R5 | 0.899 | 5098 |
| Z95-12-R0 | 0.899 | 5047 |
| Düz kanat | 0.894 | 3619 |

4.2.1. Ağdan bağımsızlık

Hesaplmalı akışkanlar dinamiğinde sonuçların güvenilirliği için çözümlerin ağdan bağımsızlığının kontrol edilmesi önemlidir. Ağ bağımsızlığını test etmek için standart bir yöntem, çözünürlüğü (mümkünse her iki yönde 2 kat) arttırmak ve simülasyonu tekrarlamaktır. Sonuçlar kayda değer bir şekilde değişmiyor ise muhtemelen başlangıçtaki ağ uygun olacaktır.



Şekil 4.6. Farklı eleman sayıları için sonuçların karşılaştırılması

Çalışmada farklı eleman sayılarında ağ yapıları oluşturularak çözüm yapılmıştır. Ağ yapısına bağlı olarak yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığı ve su borusu yüzeyine geçen ısı Şekil 4.6'da verilmiştir. Çalışılan eleman sayısı aralığında sonuçlarda önemli bir değişim olmadığı görülmüştür.

4.3. Malzeme Özellikleri

Çözümleme için malzeme fiziksel özelliklerinin programa tanıtılması gereklidir. Bu özellikler sıcaklığa bağlı bir fonksiyon ya da sabit bir değer olabilir.

4.3.1. Alüminyumun termofiziksel özellikleri

Çalışmada kullanılan ısı değiştiricisinde malzeme olarak alüminyum seçilmiştir. Alüminyumun termofiziksel özelliklerinin tanıtılmasında FLUENT paket programı kütüphanesinden yararlanılmıştır. Alüminyum için sabit termofiziksel özellikler Tablo 4.2’de verilmiştir.

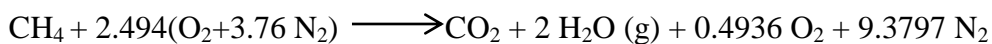
Tablo 4.2. Alüminyumun termofiziksel özellikleri

| | |
|---------------------------------------|-------|
| Yoğunluk, ρ (kg/m ³) | 2719 |
| Özgül Isı, C_p (J/kgK) | 871 |
| Isıl iletkenlik, k (W/mK) | 202.4 |

4.3.2. Yanma sonu gazların termofiziksel özellikleri

Isı değiştiricisinde brülöre giren hava yakıt karışımı yanarak yanma sonu gazlarını oluşturur. Yanma sonu gazları ısı değiştiricisinde kanatlar arasından geçer ve borulardaki suyu ısıtır. Yanma sonu gazlarının termofiziksel özellikleri FLUENT programında tanımlanmalıdır.

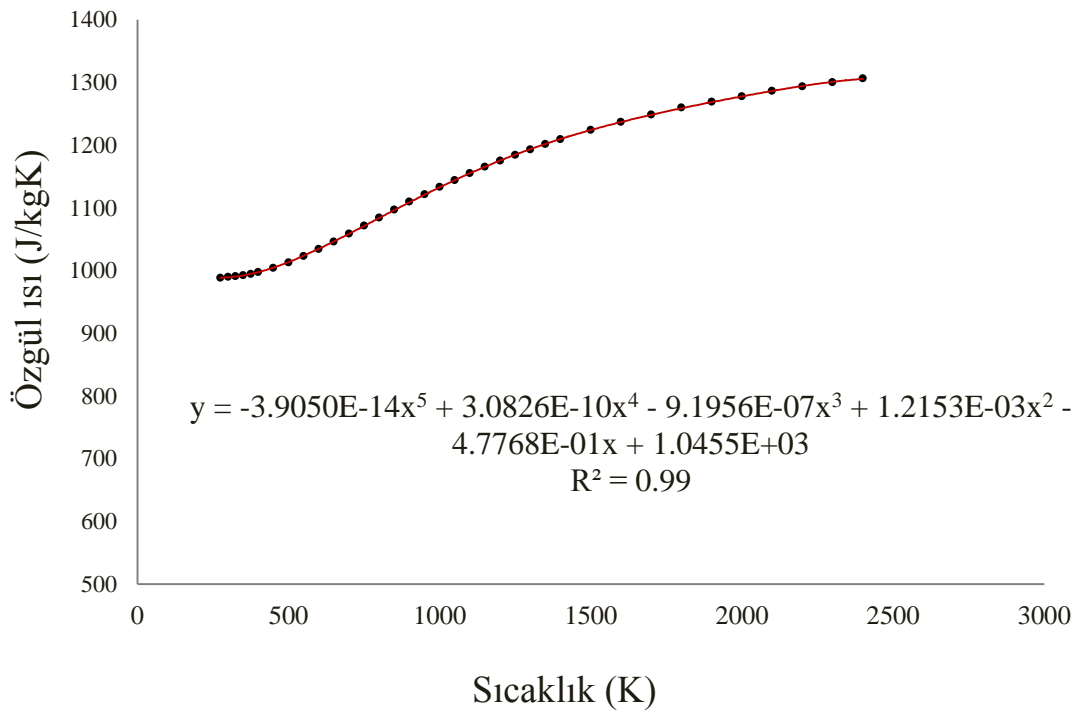
Yanma sonu gazları ve özelliklerinin belirlenmesi için öncelikle yanma denklemi oluşturulmalıdır. İdeal durumda, yanma olayı oksijen ve yakıt elemanlarının teoride istenen tam oranlarda (stokiyometrik oran) karıştırılması ile meydana gelir. Ancak bir yanma olayında, her zaman teorik ihtiyaçtan daha fazla hava verilir [45]. Kombi cihazları için geçerli olan Avrupa Standartları (EN 15502-2-2) emisyon değerleri göz önünde bulundurularak yanma için hava fazlalık katsayısı 1.247 olarak kabul edilmiştir ve yanma denklemi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Tablo 4.3. Sıcaklığın fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgül ısıları (J/mol.K), $C_p = A + Bx + Cx^2 + Dx^3 + E/x^2$ ve $x = T(K)/1000$ 'dir [46].

| Bileşen | Sıcaklık (K) | A | B | C | D | E |
|----------------------|--------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| O ₂ (g) | 100 - 700 | 31.32234 | -20.23531 | 57.86644 | -36.50624 | -0.007374 |
| | 700-2000 | 30.03235 | 8.772972 | -3.988133 | 0.788313 | -0.741599 |
| CO ₂ (g) | 298 - 1200 | 24.99735 | 55.18696 | -33.69137 | 7.948387 | -0.136638 |
| | 1200-6000 | 58.16639 | 2.720074 | -0.492289 | 0.038844 | -6.447293 |
| H ₂ O (g) | 500-1700 | 30.09200 | 6.832514 | 6.793435 | -2.534480 | 0.082139 |
| | 1700-6000 | 41.96426 | 8.622053 | -1.499780 | 0.098119 | -11.15764 |
| N ₂ (g) | 100 - 500 | 28.98641 | 1.853978 | -9.647459 | 16.63537 | 0.000117 |
| | 500 - 2000 | 19.50583 | 19.88705 | -8.598535 | 1.369784 | 0.527601 |

Tablo 4.3'teki özgül ısı denklemleri kullanılarak yanma sonu gazlarının sıcaklığa bağlı özgül ısı denklemi elde edilmiştir.



Şekil 4.7. Yanma sonu gazlarının sıcaklığa bağlı özgül ısı değişimi

Yanma sonu gazlarının farklı sıcaklıklardaki ısı iletkenliği için Tablo 4.4'teki değerler kullanılmıştır.

Tablo 4.4. Yanma sonu gazları için ısı iletkenlik değerleri [47]

| Sıcaklık, T (K) | Isıl iletkenlik, k (W/mK) |
|-----------------|---------------------------|
| 373 | 0.02891 |
| 573 | 0.04282 |
| 773 | 0.05533 |
| 973 | 0.06628 |
| 1173 | 0.09780 |
| 1373 | 0.10920 |
| 1573 | 0.12641 |
| 1773 | 0.18090 |
| 1973 | 0.27100 |

Gazların viskozitesi, sıvılarınkinin aksine, artan sıcaklıkla yükselir. Gazların viskozitesi Sutherland kanunu ile sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir. Sutherland kanunu aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mu = \frac{C \cdot T^{3/2}}{T + S} \quad (4.1)$$

Burada S, Sutherland sıcaklığını C ise Sutherland sabitini göstermektedir. Sutherland sabiti,

$$C = \frac{\mu_{ref}}{T_{ref}^{3/2}} (T_{ref} + S) \quad (4.2)$$

denklemini ile hesaplanır. Çözümlemede yanma sonu gazların viskozitesi için Sutherland modülü seçilmiştir. Tablo 4.5'te FLUENT programında tanımlı referans değerleri verilmiştir.

Tablo 4.5. Sutherland kanunu katsayıları

| | |
|---|-----------|
| Referans viskozite, μ_{ref} (kg/ms) | 1.716e-05 |
| Referans sıcaklık, T_{ref} (K) | 273.11 |
| Sutherland sıcaklığı, S (K) | 110.56 |

Yanma sonu gazlarının yoğunluğu ise sıkıştırılmaz ideal gaz kabulü ile hesaplanmıştır.

$$\rho = \frac{P_{op}}{RT \sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (4.3)$$

R : universal gaz sabiti

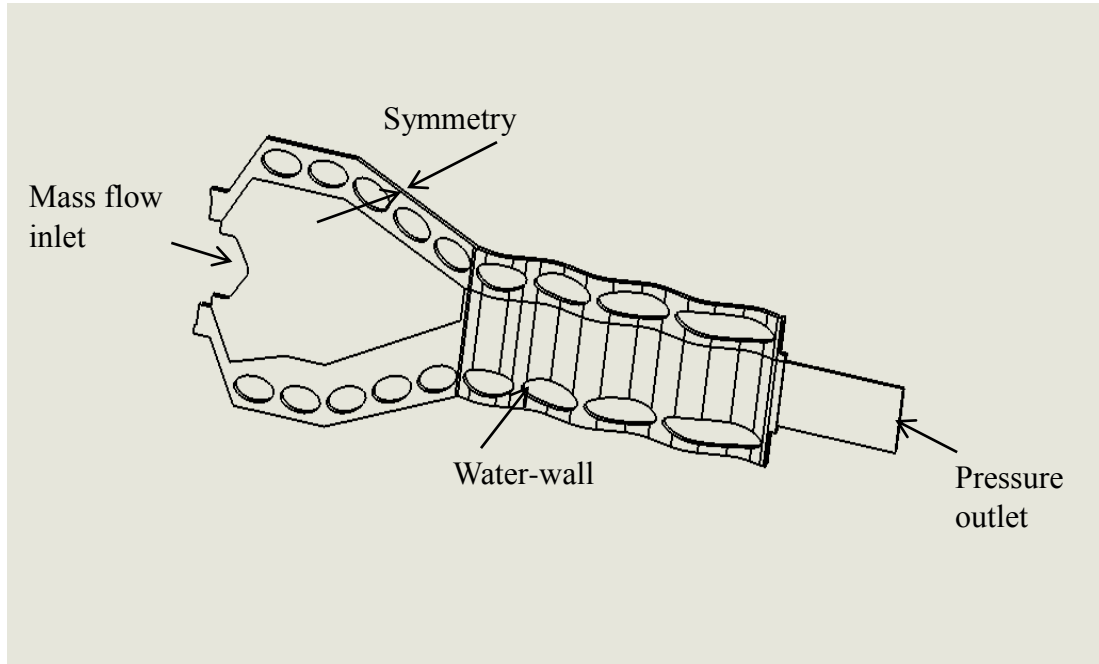
P_{op} : çalışma basıncı

m_i : i bileşeninin kütle oranı

M_i : i bileşeninin moleküler ağırlığı

4.4. Sınır Koşulları

Çözüm modeli üzerinde uygulanan sınır koşulları Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Sınır koşullarının çözüm modeli üzerinde gösterimi

Kütleli akış girişi sınır koşulu (mass flow inlet): Brülör iç yüzeyi seçilerek kütleli akış girişi tanımlanmıştır. Isı değiştiricisinde yanma brülör yüzeyinde

gerçekleşmektedir bu nedenle girişte yanma sonu gaz sıcaklığı için denklem (4.4) kullanılarak adyabatik alev sıcaklığı hesabı yapılmıştır [48].

$$\sum N_{\bar{u}}(\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_{\bar{u}} = \sum N_g(\bar{h}_{ol}^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_g \quad (4.4)$$

Giriş kütleli debisi ise kombi tam yükte (24 kW) çalışma şartları göz önünde tutularak 1.69×10^{-4} kg/s olarak girilmiştir.

Basınç çıkışı sınır koşulu (pressure outlet): Isı değiştiricisi çıkışında basınç çıkışı sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu sınır koşulu ses altı hızlarda sabit basınçtaki çıkış koşulları için uygundur [50]. Çıkış yüzü boyunca basınç atmosferik (sıfır etkin basınç) olarak belirtilmiştir.

Simetri sınır koşulu (symmetry): Çözümü kolaylaştırmak için iki yarım kanat ve arasındaki akış alanı model olarak seçilmiştir. Bu nedenle Şekil 4.7'de gösterilen yüzeylere simetri sınır koşulu uygulanmıştır.

Taşınım sınır koşulu (water- wall): Isı değiştiricisinde suya geçen ısı miktarını ölçmek için boru yüzeylerine taşınım sınır şartı uygulanmıştır. Bu yüzeylere taşınım ile ısı transferi tanımlanmıştır. Ortalama yüzey sıcaklığı 343 K kabul edilmiştir. Taşınım katsayısı ise Gnielinski korelasyonu yardımıyla hesaplanmıştır [49].

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad 0.5 < Pr < 2000 \text{ ve } 3000 < Re < 5.10^6 \quad (4.5)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.6)$$

Burada f sürtünme faktörü olup verilen şartlar altında aşağıdaki denklemle hesaplanabilir [49].

$$f = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (4.7)$$

Isı değiştiricisinde su tarafında borularda akan su için taşınım katsayısı $h = 6249.8$ W/m^2K olarak hesaplanmıştır.

BÖLÜM 5. SAYISAL SONUÇLAR

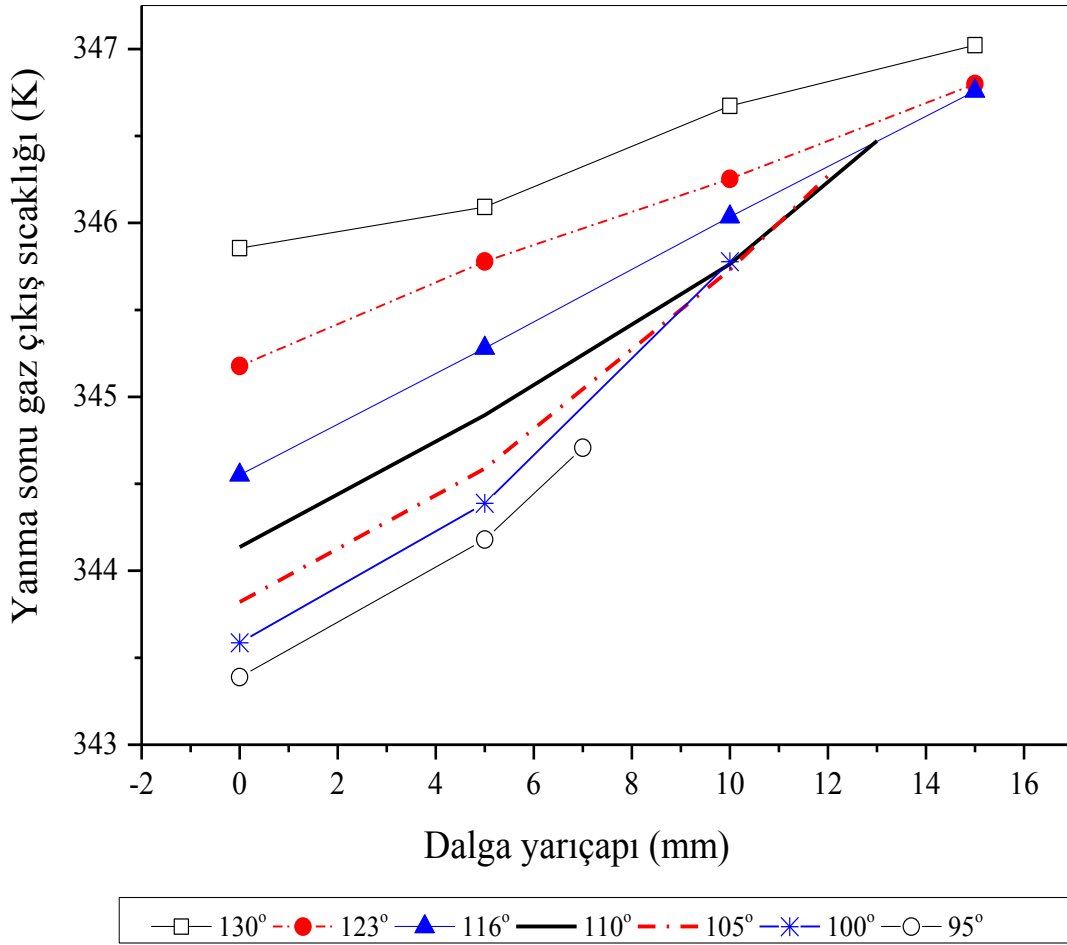
Kombilerde kullanılan bir ısı değiştiricisi için dalgalı kanat geometrisinin ısı performansını düz kanat geometrisi ile karşılaştırılmıştır. Dalga açısı ve yarıçapının değişimine bağlı 26 farklı dalgalı kanat profili oluşturularak ısı değiştiricisinde basınç düşüşü, ısı transferi, yanma sonu gazları çıkış sıcaklığı, akım çizgileri ve sıcaklık dağılımı sonuçları sunulmuştur. Dalga açısı ve yarıçapının etkisi farklı başlıklar altında tartışılmıştır.

5.1. Dalga yarıçapının ısı performans üzerine etkisinin incelenmesi

Şekil 4.4'te gösterilen dalgalı kanat profili için yarıçap değerleri değiştirilerek farklı kanat geometrileri oluşturulmuştur. 0, 5, 10, 15 mm dalga yarıçapları kullanılarak yarıçapın ısı performans üzerine etkisi incelenmiştir.

Kombi cihazlarında bacadan atılan yanma sonu gazlarının sıcaklığı 100-150°C değerleri arasındadır. Özellikle son yıllardaki yoğuşma teknolojisi ile birlikte kombi üreticileri yanma sonu gazlarının ısısından faydalanmaya başlamışlardır. Bu cihazlarda yanma sonu gazlarının sıcaklığı düşürülerek atık gaz içerisindeki suyun yoğuşması amaçlanmaktadır. Bu nedenle kombi cihazlarında yanma sonu gaz sıcaklığı önemli bir tasarım parametresi haline gelmiştir. Şekil 5.1'de analiz edilen kanat yapıları için dalga yarıçapının yanma sonu gazların sıcaklığına etkisi gösterilmiştir. Yapılan analiz sonucunda referans olarak seçilen düz kanatlı ısı değiştirici için yanma sonu gaz sıcaklığı 349.4 K olarak hesaplanmıştır. Dalgalı kanat yapısı kullanımı ile birlikte bu sıcaklık ortalama 4 K azalmıştır.

Dalga yarıçapı arttırıldıkça yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığı artmaktadır. Özellikle R0 olarak gösterilen zikzak kanat yapısının yanma sonu sıcaklığı üzerinde önemli bir etkisinin olduğu söylenebilir.

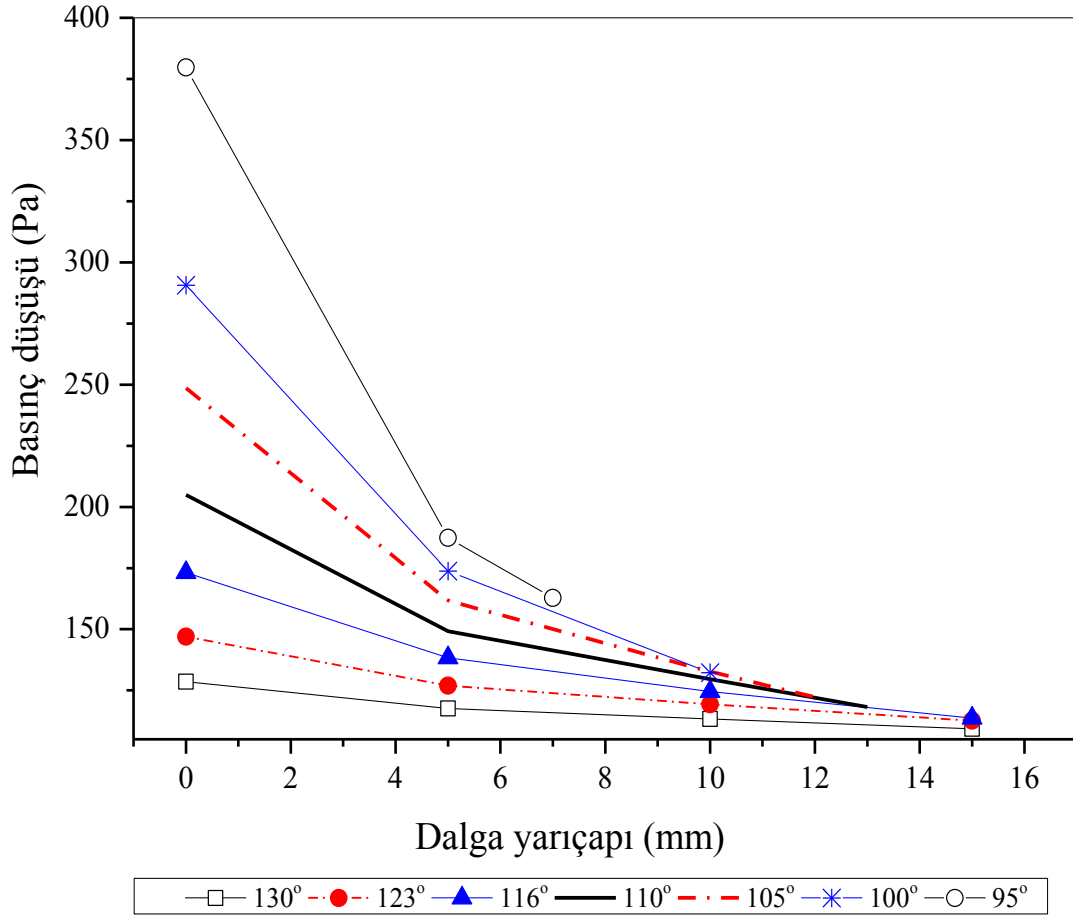


Şekil 5.1. Yanma sonu gazları çıkış sıcaklığının dalga yarıçapına bağlı değişimi

Isı değiştiricilerinde akışkan hızının artırılması ve genişletilmiş yüzey kullanımı gibi tekniklerle ısı taşınım katsayısının artırılması amaçlanır. Ancak bu uygulamalar ısı transfer katsayısını arttırırken ısı değiştiricisindeki basınç düşüşünü de arttırmaktadır. Bu ise pompanın veya fanın gücünü arttıracığından, sistemin işletme maliyetleri ile pompa veya fanın büyümesi nedeniyle yatırım maliyetlerini de bir miktar arttırır. Artan rekabet ile birlikte kombi cihazlarının tasarım sürecinde ısı transferi performansı iyileştirilirken basınç kaybından kaynaklanan pompa ve ek enerji maliyetlerinin optimum seviyede olması amaçlanır [26].

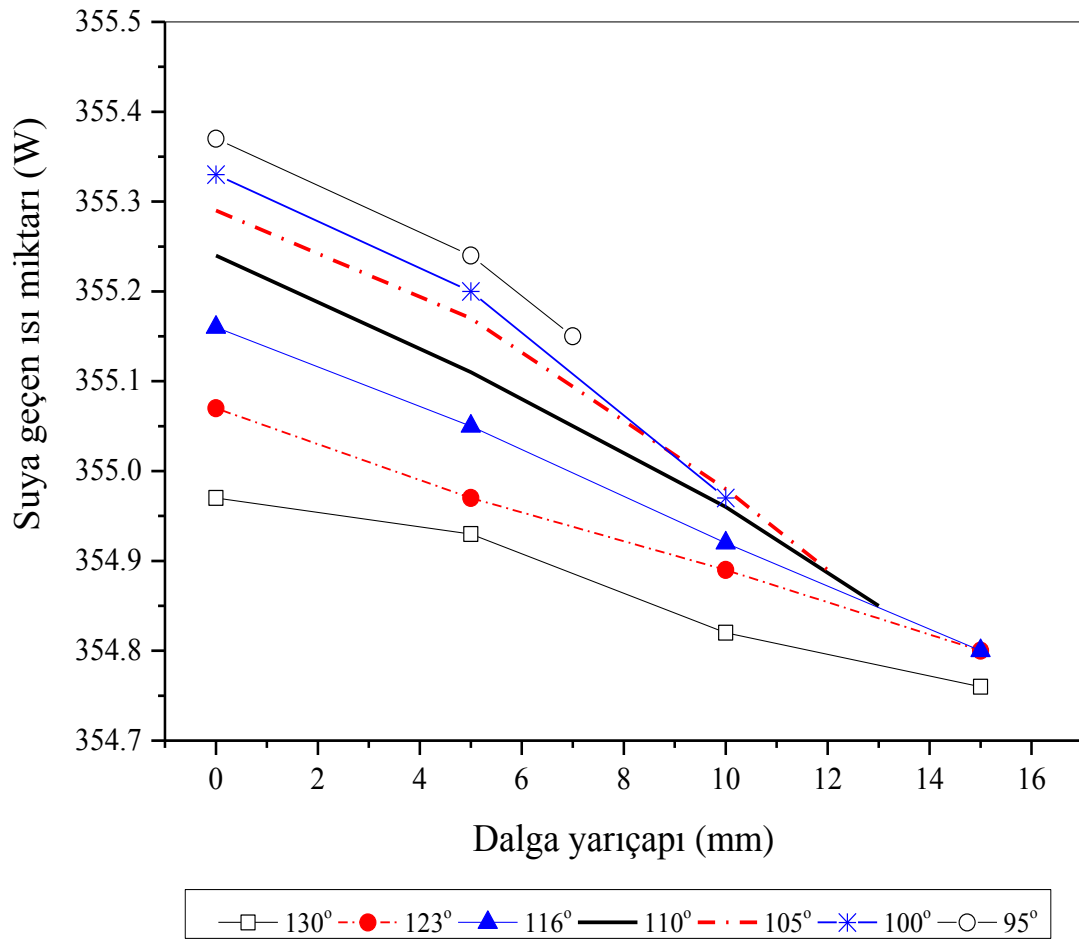
Yapılan analiz sonucunda düz kanat profile için basınç düşüşü 93.22 Pa olarak hesaplanmıştır. Dalgalı kanat profilinin kullanımı ile basınç düşüşünde meydana gelen değişim Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Dalgalı kanatlarda dalga çapı düşürüldükçe basınç düşüşünün arttığı ve dalga yarıçapının basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkisinin olduğu gözlenmektedir. Dalgalı kanat kullanımı basınç düşüşünü ortalama

%70 oranında artmıştır. Basınç artışı farklı dalga açılarındaki analizlerde R15 yarıçapının kullanımında ortalama %20, R0 zikzak kanat profile kullanımında ise ortalama %140 olarak hesaplanmıştır.

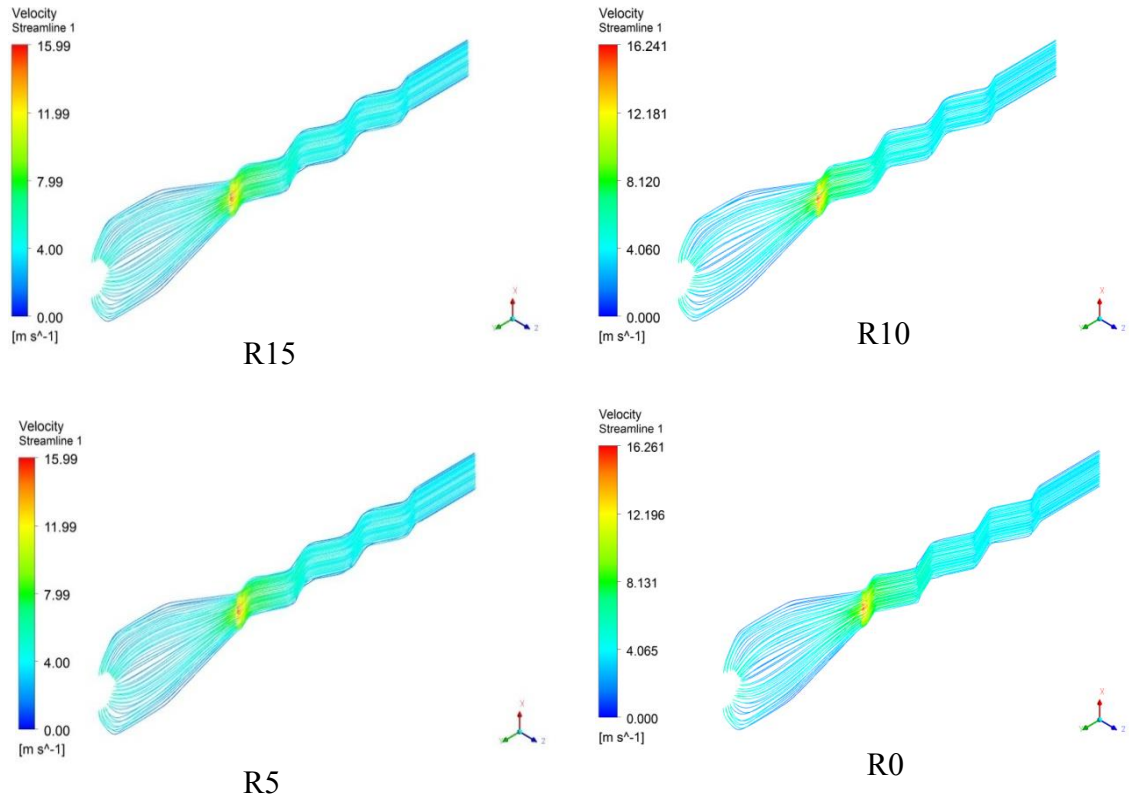


Şekil 5.2. Basınç düşüşünün dalga yarıçapına bağlı değişimi

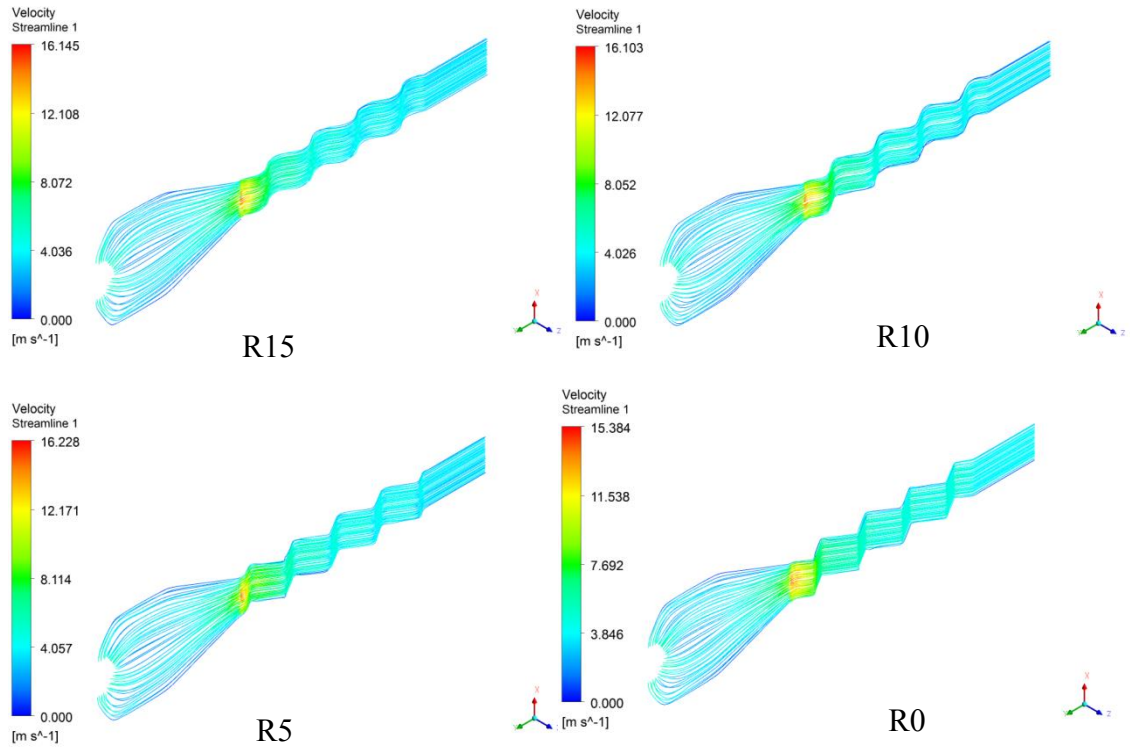
Suya geçen ısı miktarının yarıçapa göre değişimi Şekil 5.3'te verilmiştir. Dalga yarıçapı arttırıldığında suya geçen ısı miktarı azalmaktadır. Düz kanat profili için suya geçen ısı miktarı 354.35 W olarak hesaplanmıştır. Suya geçen ısı miktarı R15 dalga yarıçapı için ortalama %0.12 R0 zikzak dalga profili için ortalama %0.25 olarak hesaplanmıştır.



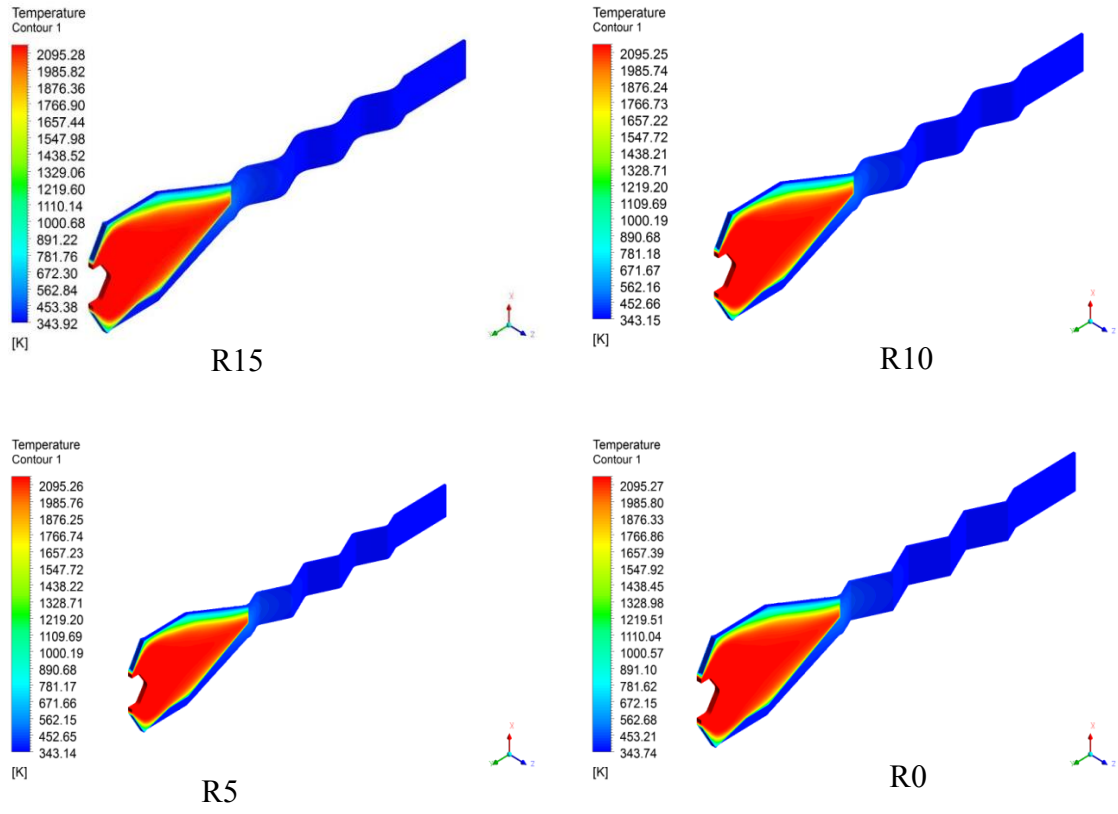
Şekil 5.3. Suya geçen ısının dalga yarıçapına bağlı değişimi



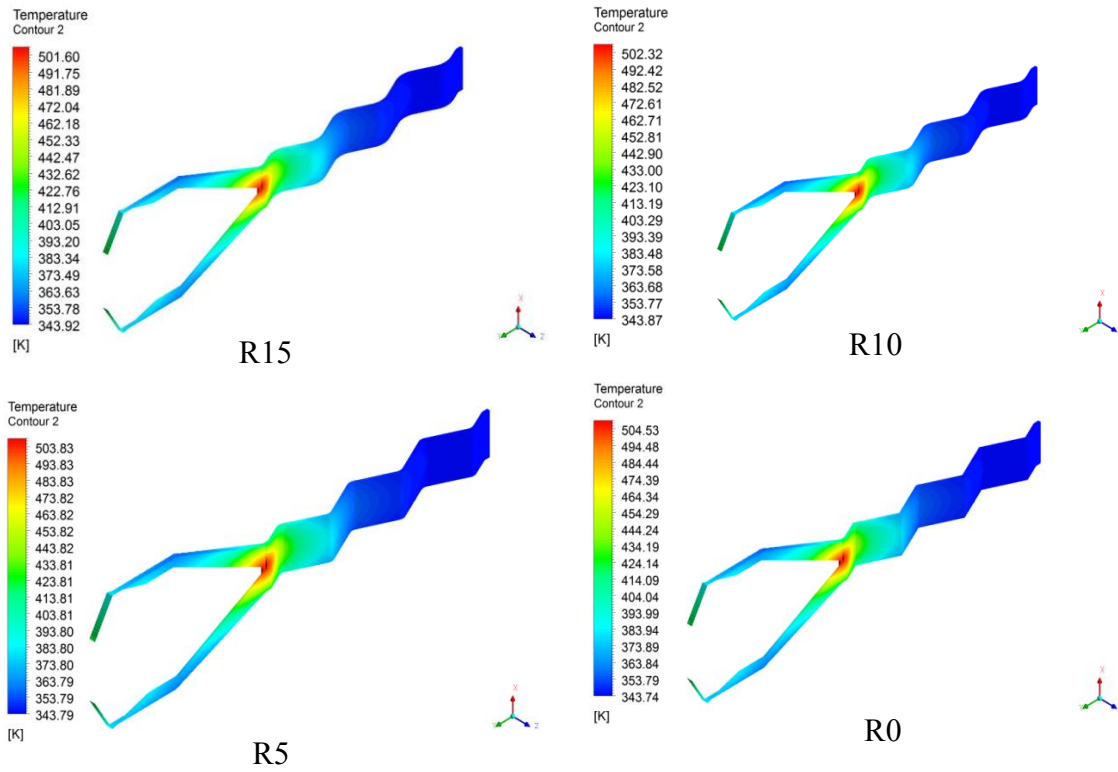
Şekil 5.4. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde farklı yarıçap değerleri için akım çizgileri



Şekil 5.5. 116° dalga açısına sahip kanat profilinde farklı yarıçap değerleri için akım çizgileri



Şekil 5.6. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde yanma sonu gazlarının sıcaklık dağılımı



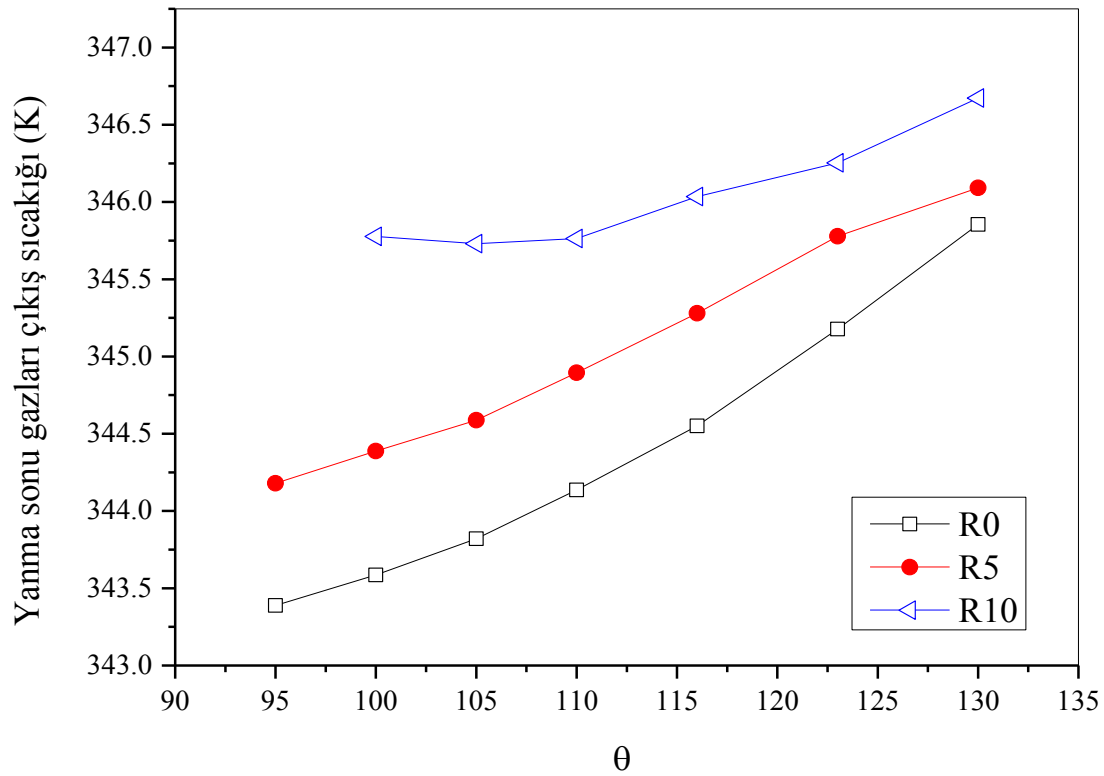
Şekil 5.7. 130° dalga açısına sahip kanat profilinde kanatlarda sıcaklık dağılımı

130° ve 116° dalga açısına sahip kanatlar için akım çizgileri Şekil 5.4 ve 5.5'te gösterilmiştir. Kanat girişinde kesit daralmasından dolayı bölgesel bir hız artışı meydana gelmiştir.

Şekil 5.6 ve 5.7'de 130° dalga açısına sahip kanatlarda akışkan ve kanat için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Yine kanat giriş bölgesinde sıcaklıkta lokal olarak bir yükselme görülmektedir.

5.2. Dalga açısının ısı performans üzerine etkisinin incelenmesi

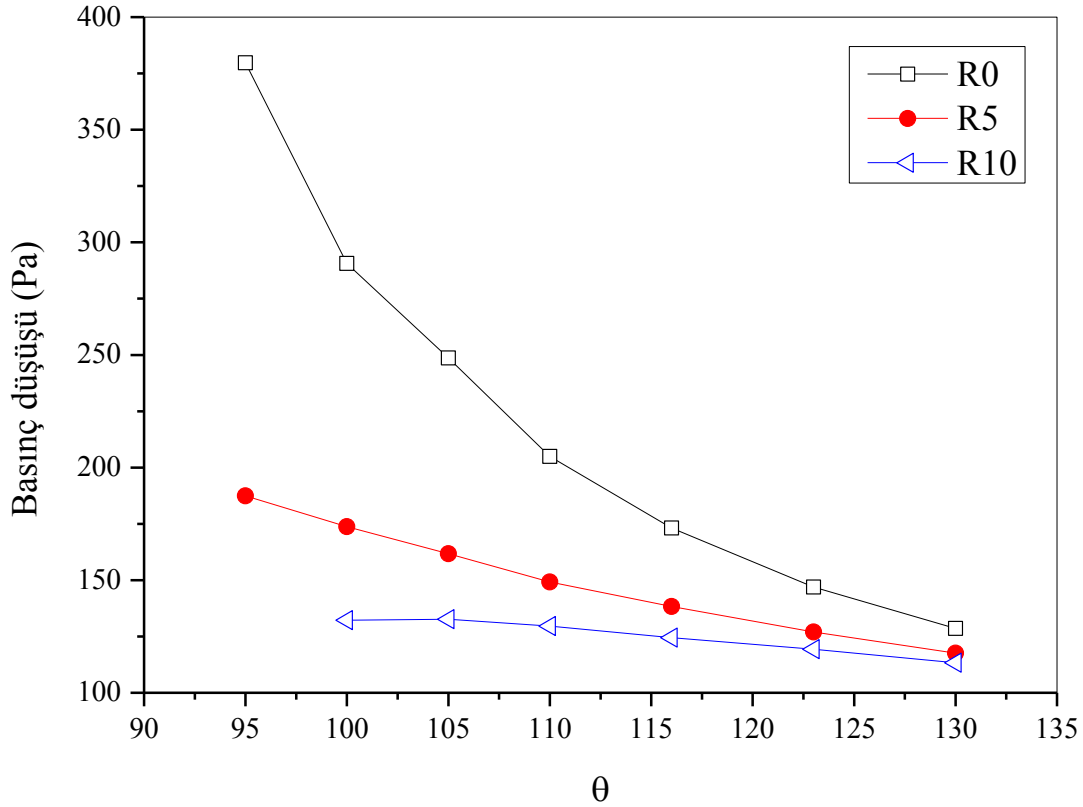
130°, 123°, 116°, 110°, 105°, 100°, 95° dalga açıları için oluşturulan modellerde ısı değiştirici ısı performansının kanat açısına bağlı değişimi incelenmiştir.



Şekil 5.8. Yanma sonu gazları çıkış sıcaklığının dalga açısına bağlı değişimi

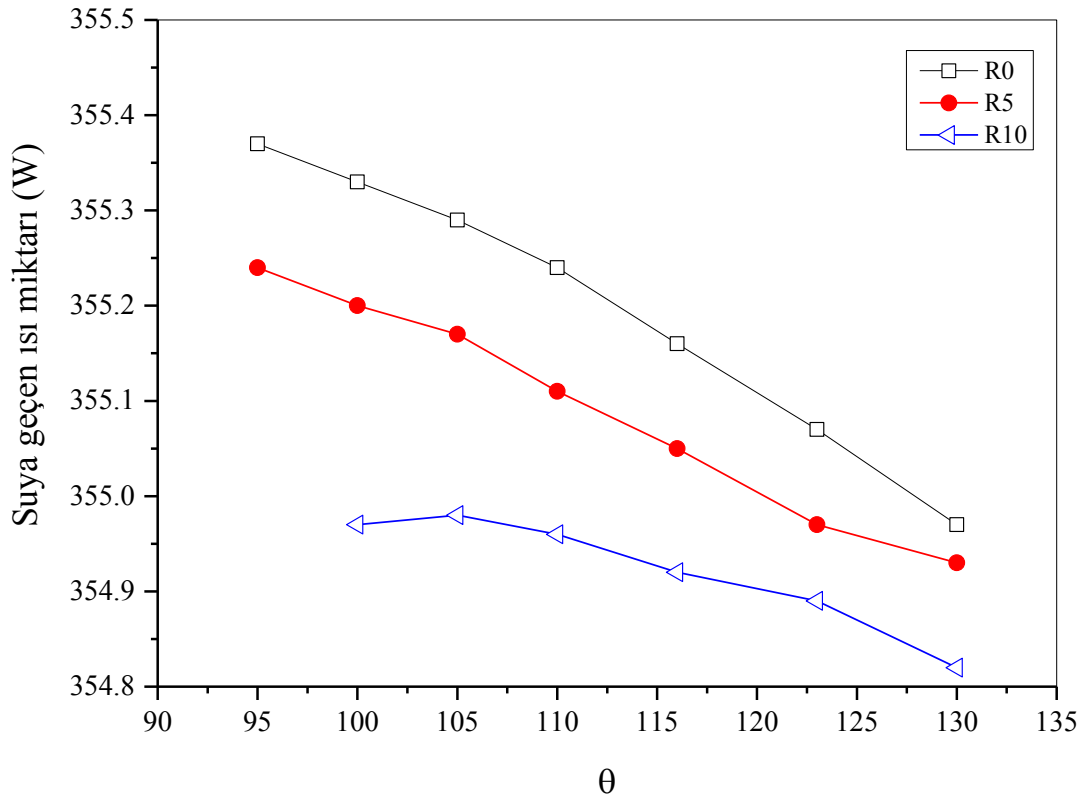
Dalga yarıçapı sabit tutularak dalga açısına bağlı yanma sonu sıcaklıklarının değişimi Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Grafiğe göre dalga açısı arttırıldığında yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığı da yükselmektedir. Dalga açısının artması, dalgalı

kanatlarda kanat yoğunluğunu düşürmektedir bu nedenle ısı transferi azalarak çıkış sıcaklığı yükselmektedir. 100° ve 130° dalga açıları arasında bu azalma R0 zikzak kanat yapısında 2.5 K iken 15 mm dalga yarıçapına sahip kanatlarda 1 K olarak hesaplanmıştır.



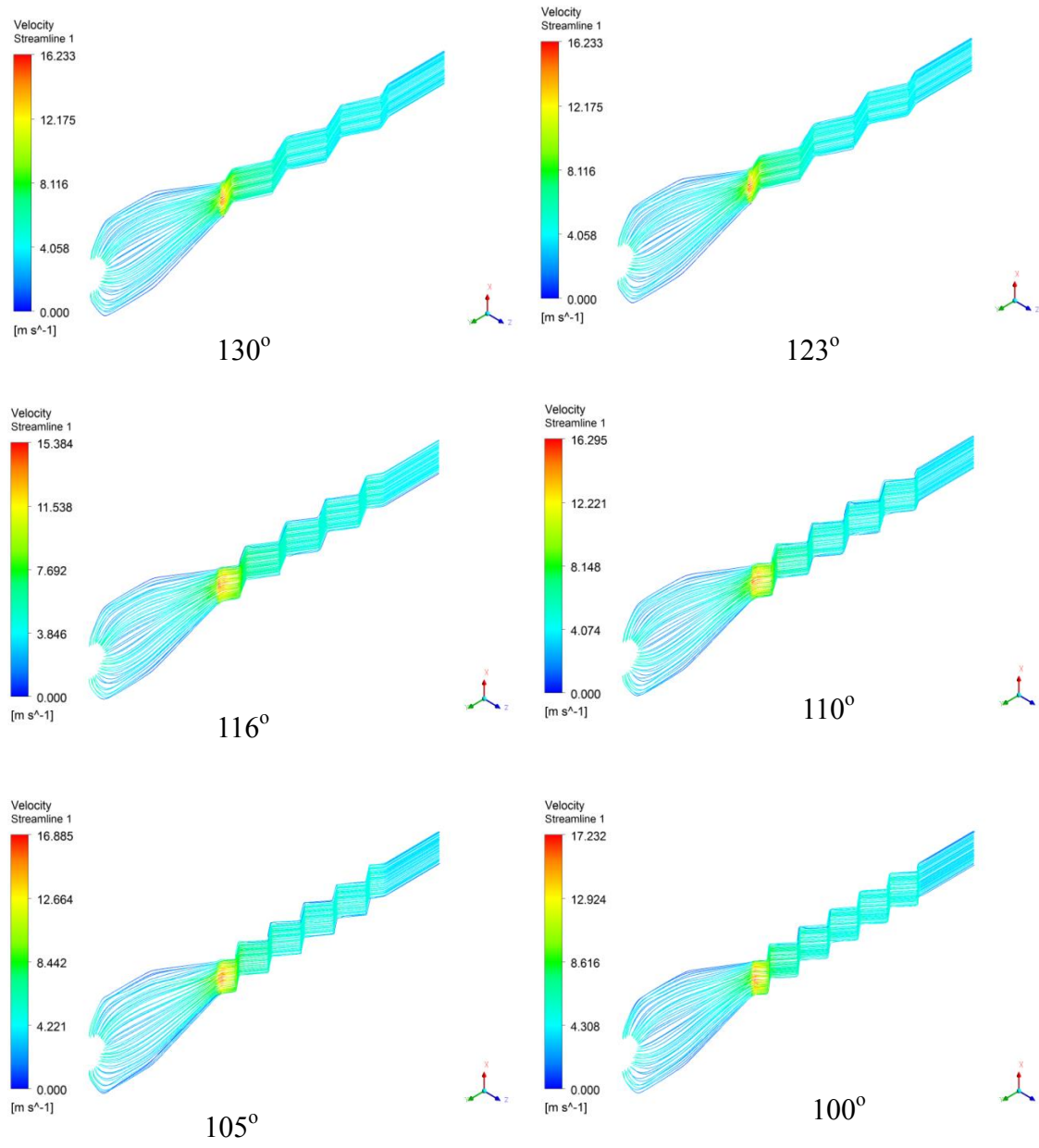
Şekil 5.9. Basınç düşüşünün dalga açısına bağlı değişimi

Basınç düşüşünün dalga açısına bağlı değişimi Şekil 5.9'da verilmiştir. 10 mm dalga yarıçapına sahip kanatlarda dalga açısı değişiminin basınç düşüşüne olan etkisi düşük iken bu durum zikzak kanat yapısı için oldukça yüksektir. R10 için dalga açısının 100° 'den 130° 'ye çıkarılması basınç düşüşünde %16, R0 için bu düşüş %126 olarak saptanmıştır. Grafik incelendiğinde, özellikle zikzak kanat yapısında dalga açısının değişiminin basınç düşüşü üzerinde yüksek oranlarda etkili olduğu söylenebilir.

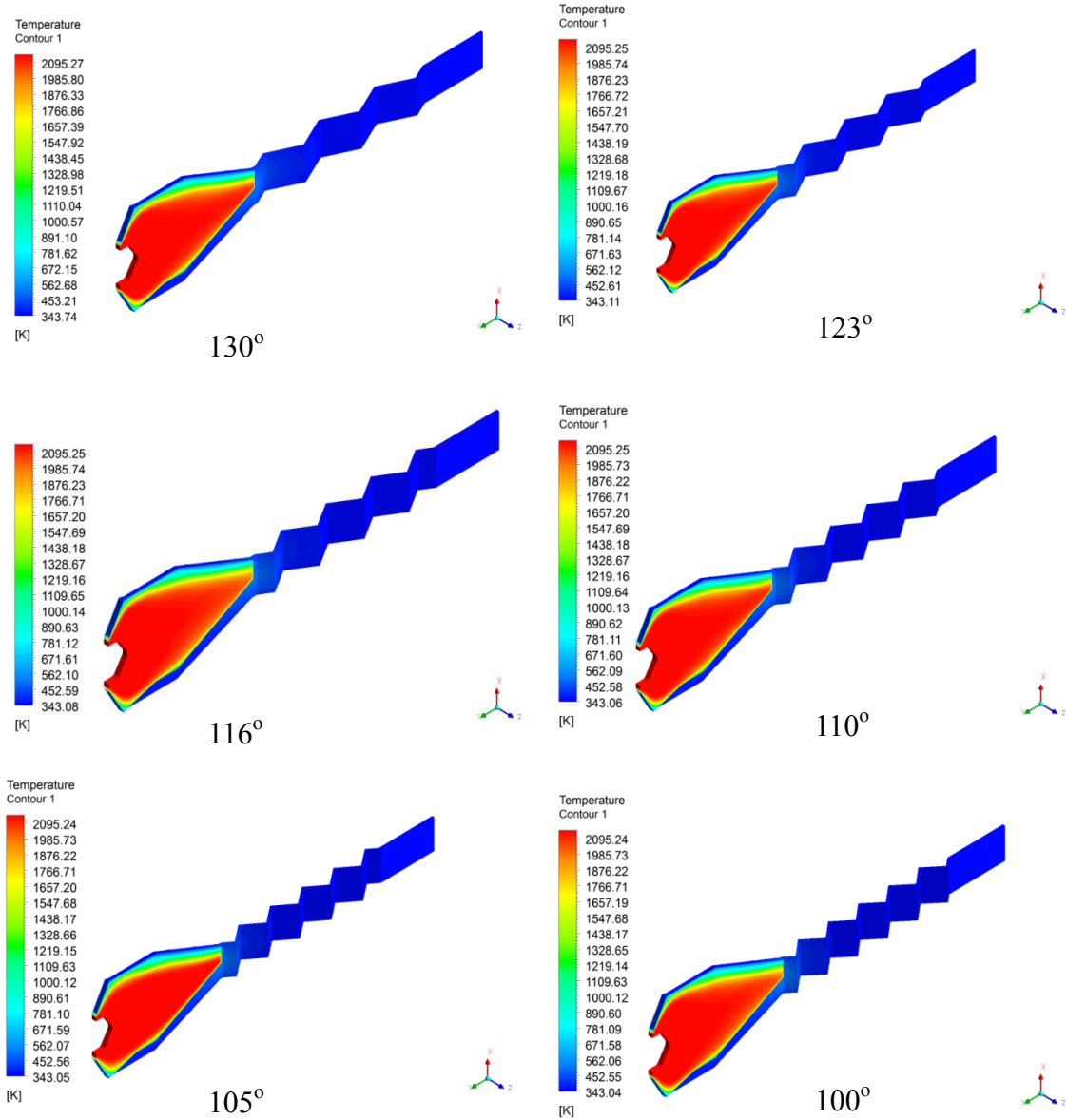


Şekil 5.10. Dalga açısına bağlı olarak suya geçen ısı miktarındaki değişim

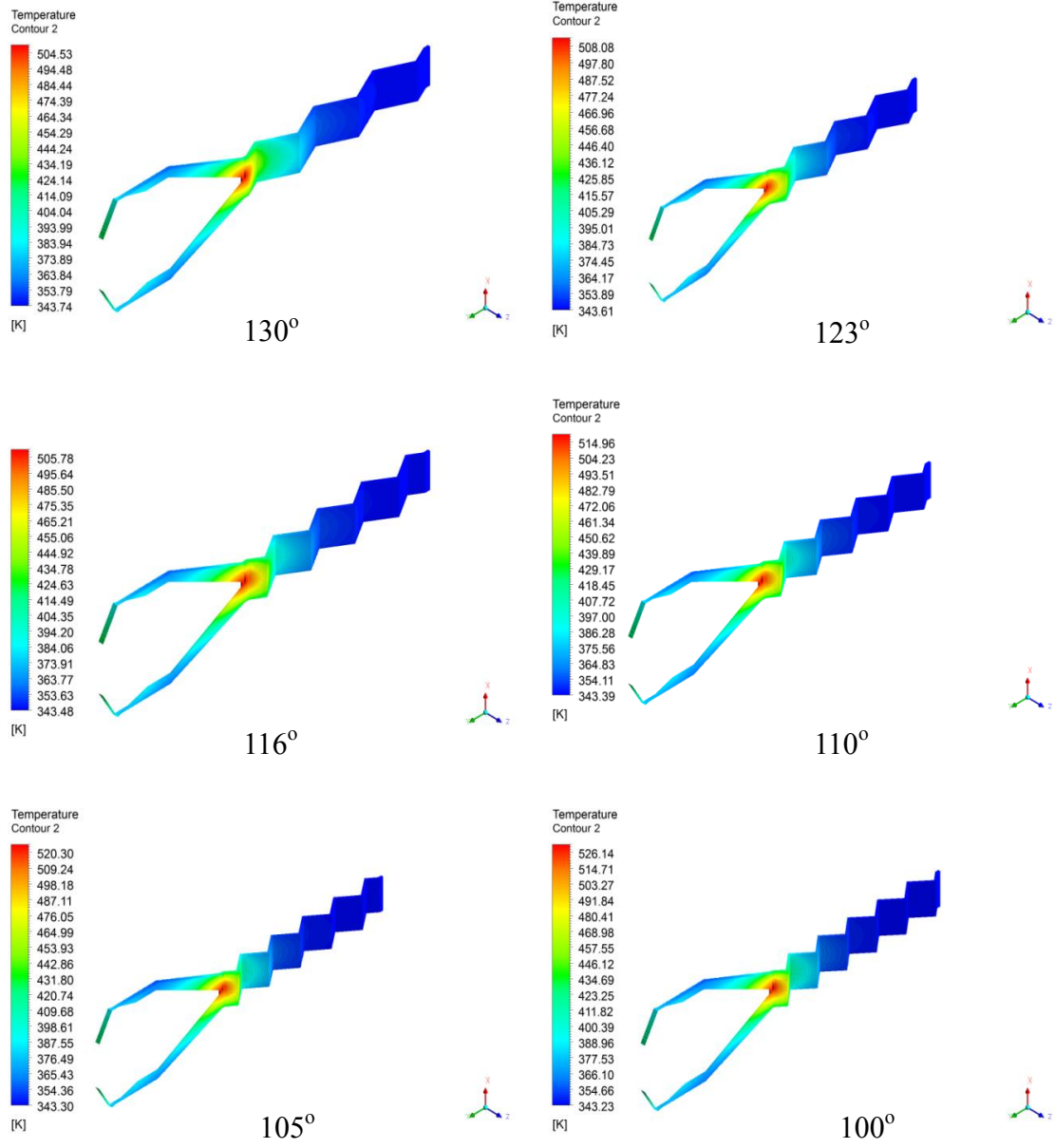
Dalga açısının suya geçen ısı miktarı üzerindeki etkisi Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Beklendiği gibi dalga açısı artışıyla kanat yoğunluğu azalacak bu nedenle suya geçen ısı miktarı azalacaktır. Düz kanat yapısı ile karşılaştırıldığında 100° dalga açısında ortalama %0.23, 130° dalga açısında ise bu oran ortama %0.16 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.11. Zikzak kanat yapısında farklı dalga açıları için akım çizgileri



Şekil 5.12. Zikzak kanat profilinde yanma sonu gazlarının sıcaklık dağılımları



Şekil 5.13. Zikzak kanat yapısında kanatlardaki sıcaklık dağılımları

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında özellikle konut ısıtmasında ve sıcak su elde edilmesinde yaygın bir şekilde kullanılan kombiler için ısı değiştiricisi performansı sayısal olarak incelenmiştir. Dalgalı kanat kullanımı için ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri farklı kanat geometrilerinde hesaplanmıştır. Yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Dalgalı kanat kullanımı kombi cihazlarında önemli bir parametre olan yanma sonu sıcaklığını düşürmüştür. Düz kanat geometrisinde atık gazlar ısı değiştiricisinden 349.4 K sıcaklığında çıkarken dalgalı kanatlarda minimum çıkış sıcaklığı 95° dalga açısına sahip zikzak kanatlarda 343.4 K olarak hesaplanmıştır.
- Dalgalı kanat kullanımının ısı değiştiricisinde basınç düşüşünü önemli ölçüde arttırdığı görülmüştür. En yüksek basınç düşüşü 379.7 Pa değerinde 95° dalga açısına sahip zikzak kanatlarda görülürken en düşük basınç düşüşü 109.3 kPa değerinde 130° dalga açısı ve 15 mm dalga yarıçapına sahip profile görülmüştür.
- Suya geçen ısı miktarındaki maksimum artış 335.4 W hesaplanmıştır ve 95° dalga açısına sahip zikzak kanatların kullanımı ile elde edilir. En düşük değer ise 123° dalga açısı ve 15 mm yarıçapa sahip kanatlarda 354.8 K olarak bulunmuştur.

6.2. Öneriler

Bu çalışma dikkate alınarak aşağıdaki önerilerde bulunulabilir.

- Kanat profilinde ve ölçülerinde yapılacak değişikliklerle yeni çalışmalar yapılabilir.

- Isı değiştiricisine yanma sonu gazlarının giriş hızı değiştirilerek ısıl performansa etkisi incelenebilir.
- Bu çalışmada kullanılan kanat geometrisi için kanat girişinde oluşan lokal sıcaklık ve hız artışı, girişte farklı tasarımlarla nlenebilir.
- Su tarafındaki akış için suyun akış koşulları ya da özellikleri değiştirilerek yeni çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Türkiye'de Enerji ve Geleceği İTÜ Görüşü, İstanbul, 2007.
- [2] Enerji Bakanlığı, Mavi Kitap, Ankara, 2013.
- [3] TOP, Y., Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010.
- [4] ÇORAK, A., Kanatçıklı ısı değiştiricilerinin ısı performansının sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2010.
- [5] NISHIMURA, T., YOSHINO, T., KAVAMURA, Y., Numerical flow analysis of pulsatile flow in a channel with symmetric wavy walls at moderate Reynolds number, Journal of Chemical Engineering of Japan, 20(2):479-485, 1987.
- [6] JAN, J. Y., Wu, M. C., CHANG, W. J., Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers, 39(14):3057-3066, 1996.
- [7] WANG, C. C., FU, W. L., CHANG, C. T., Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin- and- tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 14:174-186, 1997.
- [8] KILICASLAN, I., SARAC, H. I., Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, 17:339-346, 1998.
- [9] JAN, J. Y., CHEN, L. K., Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three- dimensional wavy- fin and tube heat exchanger, International Journal of Heat Mass Transfer, 40(16):3981-3990, 1997.
- [10] MADİ, M. A., JOHNS, R. A., HEIKAL, M. R., Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 21(7):507-517, 1998.
- [11] RUSH T. A., NEWELL, T. A., JACOBI, A. M., An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, International Journal of Heat Mass Transfer, 42:1541-1553, 1999.

- [12] WANG, C. C., CHI, K. Y., Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:2681-2691, 2000.
- [13] ROMERO-MENDEZ, R., SEN, M., YANG, K. T., MCCCHAIN, R., Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43:39-51, 2000.
- [14] LEE, K., KIM, W., SI, J., Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44:3223-3231, 2001.
- [15] LEE, C. K., ABDEL-MONEIM, S.A., Computational analysis of heat T-transfer in turbulent flow past a horizontal surface with two-dimensional ribs”, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 28(2):161-170, 2001.
- [16] AHN, S.W., The effect of roughness type on friction factors and heat transfer in roughened rectangular, *International Communication of Heat and Mass Transfer*, 28:933-942, 2001.
- [17] ZHANG, J., KUNDU, J., MANGLIK, R. M., Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47:1719-1730, 2004.
- [18] KOTCIOĞLU, İ., BÖLÜKBAŞI, A., Düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin incelenmesi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5 (2):89-102, 2003.
- [19] WONGWISES, S., CHOKEMAN Y., Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 46:2216–2231, 2005.
- [20] KUVANNARAT, T., WANG, C. C., WONGWISES, S., Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:2587–2596, 2006.
- [21] TAO, Y. B., HE, Y. L., HUANG, J., WU, Z. G., TAO, W. Q., Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 46:768–778, 2007.
- [22] TAO, Y. B., HE, Y. L., WU, Z. G., TAO, W. Q., Three-dimensional numerical study and field synergy principle analysis of wavy fin heat exchangers with elliptic tubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:1531–1544, 2007.

- [23] JUNQI, D., JIANGPING, C., ZHIJIU C., YIMIN, Z., WENFENG, Z., Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 27:2066–2073, 2006.
- [24] PHAM, M. V., PLOURDE, F., DOAN, S. K., Turbulent heat and mass transfer in sinusoidal wavy channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 29:1240–1257, 2008.
- [25] TIAN, L., HE, Y., TAO, Y., TAO W., A comparative study on the air side performance of wavy fin and tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and inline arrangements, *International Journal of Thermal Science*, 48:1765–1776, 2009.
- [26] DAL, A. R., Kombilerde kullanılan ısı değiştiricisi farklı kanatçık geometrinin kombi verimine etkisinin sayısal analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.
- [27] BİLİR, L., Numerical optimization of a finned tube gas to liquid heat exchanger, PhD Thesis, İzmir Institute of Technology, 2009.
- [28] BİLİRGEN, H., DUNBAR, S., LEVY E. K., Numerical modelling of finned heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 61:278-288, 2013.
- [29] ENGİN, T., Sıvıdan sıvıya gövde borulu bir ısı değiştiricisinin bilgisayar yardımı ile optimiasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 1995.
- [30] SHAH, R. K., SEKULİC, D. P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [31] GENCELİ, O., “Isı Değiştiricileri”, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2005.
- [32] KAYS W. M., LONDON A. L., *Compact Heat Exchangers*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA, 1998.
- [33] LEE, H. S., *Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*, John Wiley and Sons, 2010.
- [34] LONDON, A.L., *Compact Heat Exchangers: Design Methodology*, in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger*, ed. Kakac, S., Shah, R.K. and Bergles, A.E., Hemisphere, New York, 1983.
- [35] ERBAY, L. B., UĞRUBİLEK, N., ALTUN, Ö., DOĞAN, B., Kompakt ısı değiştiriciler, *Mühendis ve Makina*, cilt 54, sayı 646, s. 37-48, 2013.
- [36] OH, H. W., *Applied Computational Fluid Dynamics*, In Tech, 2012.
- [37] YÜKSEL, Y., *İleri Akışkanlar Mekaniği*, Beta basım Yayın, İstanbul, 2013.

- [38] ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, İzmir, 2008.
- [39] ANDERSON, J. D., Computational Fluid Dynamics, McGraw Hill, New York, 1995.
- [40] YEŞİL, Ç., Kanatli borulardaki dış akış ve konjuge ısı transferi mekanizmasının sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2007.
- [41] VERSTEEG, H. K., MALALADEKARA, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Pearson, London, 2007.
- [42] MININ, I. V., MININ, O., V., Computational Fluid Dynamics Technologies and Applications, In Tech, 2011.
- [43] ÇALIKIRAN, C., Duvardan ısıtmada konfor şartlarının duvar panelitasarımına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012.
- [44] TU, J., YEOH, G. H., LIU, C., Computational Fluid Dynamics A Practical Approach, Elsevier, Oxford, 2013.
- [45] BİLGİN, A., Kazanlarda enerji verimliliği ve emisyonlar, Makine Mühendisleri Odası Doğal Gaz Semineri.
- [46] National Institute of Standards and Technology, <http://www.nist.gov/>, Erişim Tarihi: 16.07.2014.
- [47] LV- soft: <http://www.lv-soft.com>, Erişim Tarihi: 16.07.2014.
- [48] ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., Thermodynamics. An Engineering Approach, 5rd ed., McGraw-Hill, New York, 2011.
- [49] INCORPERA, F. P., DEWITT D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, İTÜ Makine Fakültesi, 2001.
- [50] ANSYS Fluent Incorporated, “FLUENT User’s Guide Version 14.”, Canonsburg, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Gülcan Özel, 20.01.1989 da Kocaeli' de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli'nin Körfez ilçesinde tamamladı. 2007 yılında Oruç Reis Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2008 yılında başladığı Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Makine ve İmalat Mühendisliği bölümünü 2012 yılında birincilikle bitirdi. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında yüksek lisans eğitimine başladı. 2013 yılında Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı ve halen çalışma hayatı devam etmektedir.