



**ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA KULLANILACAK OLAN PLAKALI-
KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN HAD ANALİZİ İLE TERMAL VE
HİDROLİK KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ**

Diren Deniz ÇİÇEK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Diren Deniz ÇİÇEK

16/06/2023

ATIK ISI GERİ KAZANIMINDA KULLANILACAK OLAN PLAKALI-KANATÇIKLI
ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN HAD ANALİZİ İLE TERMAL VE HİDROLİK
KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Diren Deniz ÇİÇEK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2023

ÖZET

Plakalı-kanatçıklı ısı değıştircileri atık ısı geri kazanım sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle gaz-gaz akışkan çiftinin olduğu sistemlerde gaz tarafında ısı transfer katsayısı düşük olduğundan artırılmış yüzeylere ihtiyaç duyulmaktadır ve plakalı-kanatçıklı ısı değıştircileri bu soruna uygun bir çözüm sunmaktadır. Bu yüzden plakalı-kanatçıklı ısı değıştircilerinin termal ve hidrolik performansının incelenmesi önem kazanmaktadır. Yapılan bu çalışmada öncelikle plakalı-kanatçıklı ısı değıştircileri için bir tasarım prosedürü literatürdeki çeşitli korelasyonları ve bağıntıları kullanarak geliştirilmiştir. Ardından geliştirilen bu analitik metodun doğrulanması için FloEFD ortamında HAD analizleri yürütülmüştür. Bu sayede analitik ve nümerik sonuçlar mukayese edilmiştir ve tasarım prosedürü doğrulanmıştır. Sonrasında ise plakalı-kanatçıklı ısı değıştircilerinde farklı kanatçık tiplerinin termal ve hidrolik karakteristiği tam boyutlarda yapılan analizler sonucunda incelenmiştir ve kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıkların yüksek bir performans sergilediği sonucuna varılmıştır. Bunun neticesinde literatür araştırmaları da göz önüne alınarak literatürde bu tarz kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonların daha önceden sunulmadığı sonucuna varılmıştır. Yapılan çalışmanın devamında ise yüksek bir termo-hidrolik performans sergileyen kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar için Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar farklı Reynolds sayılarında ve kanatçık parametrelerinde gerçekleştirilen parametrik HAD analizleri ve non-lineer regresyon analizleri neticesinde literatüre kazandırılmıştır.

Bilim Kodu : 91412

Anahtar Kelimeler : Plakalı-kanatçıklı ısı değıştircisi, kaydırılmış eksenli kanatçık, delikli kanatçık, Matlab, HAD, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Sayfa Adedi : 129

Danışman : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

INVESTIGATION OF THERMAL AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF
PLATE-FIN HEAT EXCHANGER TO BE USED IN WASTE HEAT RECOVERY
SYSTEM WITH CFD

(M. Sc. Thesis)

Diren Deniz ÇİÇEK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2023

ABSTRACT

Plate-fin heat exchangers are widely used in waste heat recovery systems. Especially where both working fluids are gaseous, there is a need for extended heat transfer surface areas, since the heat transfer coefficients at the gas sides are lower and plate-fin heat exchangers provide a suitable solution for this problem. That is why it is important to investigate thermal and hydraulic characteristics of plate fin heat exchangers. In this study, first of all a design methodology for plate-fin heat exchangers has been developed by using several correlations and formulas available in the literature. Then, in order to validate the design procedure CFD simulations are conducted in a FloEFD environment. As a result, analytical and numerical results are compared and the design procedure has been validated. After that, plate-fin heat exchangers with different fin configurations have been analyzed at full scale analysis with the help of CFD, and it is concluded that offset strip fins with holes perform a higher thermal and hydraulic performance. In the light of this result and also considering the literature survey it was concluded that Colburn factor and friction factor correlations have not been studied before. In the continuation of the study, Colburn factor and friction factor correlations for offset strip fins with holes, which results in higher thermal and hydraulic performance, has been presented to the literature with the help of a parametric CFD analysis, in which fin parameters and Reynolds numbers had various values and with the help of non-linear regression analysis.

Science Code : 91412

Key Words : Plate-fin heat exchanger, offset-strip fin, perforated fin, Matlab, CFD, Computational Fluid Dynamics

Page Number : 129

Supervisor : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

TEŞEKKÜR

Öncelikle bana akademik çalışma yaparken nasıl bir yaklaşım sergilenmesi gerektiği hakkında bildiklerini hiç çekinmeden sunan, sadece danışmanlık yapmayıp bana ümit kapılarını tekrar açan ve samimiyetiyle benim için ayrı bir yeri olan, çok değerli danışman hocam Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya teşekkürlerimi en içten dileklerle sunuyorum. Kendisi gerek vizyonu ile gerekse faaliyetleriyle her açıdan örnek aldığım bir insan olmuştur ve olacaktır. Ülkemizde plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricileri alanındaki açığı fark etmiştir ve beni bu alana yönlendirip çalışmanın her anında yanımda olmuştur.

Bu tezin gerçekleşmesinde diğer büyük bir katkı ise aileme aittir. Beni yalnız bırakmadıkları için ve desteklerini asla esirgemedikleri için aileme sonsuz teşekkür ederim.

Lisans eğitimimde son senem maalesef pandemiye denk gelmişti ve çeşitli sebeplerden dolayı okulu bırakma kararı almıştım. O dönemde sınavlara girmediğimi fark ederek bana ulaşan ve bugün burada olmamın en büyük vesilesi olan çok sevdiğim hocam Prof. Dr. Hakan ERSOY'a teşekkürlerimi canı gönülden sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
3. PLAKALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	15
4. PROBLEMİN TANIMI, YÖNTEM VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON	27
4.1. Problemin Tanımı.....	27
4.2. Yöntem.....	33
4.3. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon.....	34
5. MATLAB KODUNUN GELİŞTİRİLMESİ VE HAD ANALİZİ İLE DOĞRULANMASI.....	41
5.1. Literatürdeki Mevcut Korelasyonlar	41
5.2. Matlab Kodunun Geliştirilmesi	42
5.3. MATLAB Kodunun HAD Analizi İle Doğrulanması.....	49
5.3.1. Problemin tanımı.....	49
5.3.2. Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması ve sonuçlar	51
6. FARKLI KANATÇIK TİPLERİNİN TERMO-HİDROLİK PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ	69

Sayfa

6.1. Radyüslü ve Temassız Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi.....	70
6.2. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve 3mm Delikli Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi	74
6.3. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve 7mm Delikli Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi	77
6.4. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve Oyuklu Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi	81
6.5. HAD Analizi İle İncelenen Konfigürasyonların Topluca Değerlendirilmesi.....	85
7. LİTERATÜRDE MEVCUT OLMAYAN KORELASYONLARIN ÇIKARTILMASI	91
7.1. 1/8 15.61 Kanatçığı İçin Ağ Yapısından Bağımsızlaştırma Çalışması	91
7.2. 1/8 15.61 Kanatçığı İçin Doğrulama Çalışması	95
7.3. Kaydırılmış Eksenli ve Deliklere Sahip Kanatçık İçin Korelasyonların Elde Edilmesi	97
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	115
KAYNAKLAR	119
EKLER.....	123
EK-1. Matlab Kodlamasını Temel Taşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları	124
ÖZGEÇMİŞ	129

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Akış düzenlemelerinin karşılaştırılması	19
Çizelge 3.2. Farklı kanatçık tiplerinin karşılaştırılması	23
Çizelge 4.1. SS 316 Ti'ye ait termofiziksel özellikler.....	29
Çizelge 4.2. Hidrolik çap hesabı	31
Çizelge 4.3. Serbest akış alanı	32
Çizelge 4.4. Performans parametreleri	33
Çizelge 4.5. Ampirik katsayılara ait değerler	38
Çizelge 4.6. Tek bir kanatçık için sınır şartları	39
Çizelge 4.7. Tam boyutlarda analiz için sınır şartları.....	40
Çizelge 5.1. Alan yoğunluğunun bulunması	43
Çizelge 5.2. İkincil ısı transfer yüzey alanının toplam alana oranının bulunması.....	44
Çizelge 5.3. Isıl yükün ulunmasındaki eşitlikler.....	44
Çizelge 5.4. Matlab ortamındaki girdi parametreleri ve ana çıktılara ait tablo	50
Çizelge 5.5. Matlab ortamında tasarlanan ısı değiştiricisinin HAD analizindeki sınır şartları	50
Çizelge 5.6. Tam boyutlarda analiz için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları	53
Çizelge 5.7. Radyüslü kanatçığa sahip tam boyutlarda analiz için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları	61
Çizelge 7.1. 1/8 15.61 Kanatçığına ait ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması için sınır şartları.....	93
Çizelge 7.2. 1/8 15.61Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait deneysel veriler	95
Çizelge 7.3. Parametrik HAD analizleri öncesi hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması	98
Çizelge 7.4. HAD analizleri için parametrik çalışma tablosuna ait veriler.....	100

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.5. Colburn faktörü korelasyonunda sabit katsayıların bulunmasındaki iterasyon tablosu	111
Çizelge 7.6. Colburn faktörü korelasyonundaki sabit katsayılar	111
Çizelge 7.7. Sürtünme faktörü korelasyonunda sabit katsayıların bulunmasındaki iterasyon tablosu	112
Çizelge 7.8. Sürtünme faktörü korelasyonundaki sabit katsayılar	113



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Çapraz akımlı plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricisine ait görsel.....	2
Şekil 1.2. Kanatçıklar arasında gerçekleşen ısı transferi	3
Şekil 3.1. Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin temel hücreleri.....	15
Şekil 3.2. Çapraz akımlı ısı değiştiricisinde çıkış sıcaklıkları dağılımı	17
Şekil 3.3. Ters akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı	18
Şekil 3.4. Birincil ve ikincil ısı transfer yüzey alanı ayrımı	20
Şekil 3.5. Kays ve London'a göre kanatçıkların sınıflandırılması.....	21
Şekil 3.6. Kaydırılmış eksenli kanatçıkta sınır tabakanın periyodik olarak kırılması	22
Şekil 3.7. Dalgalı tip kanatçıkta akış karakteristiği	22
Şekil 4.1. Tam boyutlarda bir plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisi	28
Şekil 4.2. Kaydırılmış eksenli üçgen kanatçığa ait görünüş	29
Şekil 4.3. Kaydırılmış eksenli üçgen kanatçık için geometrik notasyon	31
Şekil 4.4. Tek bir kanatçık yapılabilecek olan analizlerde sınır şartları	39
Şekil 4.5. Tam boyutlarda analiz için sınır şartları	40
Şekil 5.1. Kaydırılmış eksenli dikdörtgen ve üçgen kanatçık için notasyonlar	41
Şekil 5.2. MATLAB koduna ait akış diyagramı	48
Şekil 5.3. Tam boyutlarda ısı değiştiricisinin problemine ait görsel	51
Şekil 5.4. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı geometriye ait katı model	52
Şekil 5.5. Tam boyutlarda analiz için sıcak taraf sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi.....	54
Şekil 5.6. Tam boyutlarda analiz için soğuk taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi.....	54
Şekil 5.7. Tam boyutlarda analiz için sıcak taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi.....	55

Şekil	Sayfa
Şekil 5.8. Tam boyutlarda analiz için soğuk taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi.....	55
Şekil 5.9. Tam boyutlarda ısı değiştiricisi analizinde sonuçların gösterildiği kesitler ..	56
Şekil 5.10. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	57
Şekil 5.11. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	57
Şekil 5.12. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	58
Şekil 5.13. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	58
Şekil 5.14. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	59
Şekil 5.15. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı	59
Şekil 5.16. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığın sıcaklık dağılımına etkisi.....	60
Şekil 5.17. Radyüslü ve noktasal temaslı geometriye ait görsel.....	61
Şekil 5.18. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için sıcak taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi.....	62
Şekil 5.19. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için soğuk taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi.....	62
Şekil 5.20. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için sıcak taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi	63
Şekil 5.21. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için soğuk taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi.....	63
Şekil 5.22. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	64
Şekil 5.23. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	64
Şekil 5.24. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	65

Şekil	Sayfa
Şekil 5.25. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	66
Şekil 5.26. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	67
Şekil 5.27. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı	67
Şekil 5.28. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığın sıcaklık dağılımına etkisi	68
Şekil 6.1. Literatürde incelenmemiş 4 farklı kanatçık tipine ait katı modeller	69
Şekil 6.2. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	70
Şekil 6.3. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	71
Şekil 6.4. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	71
Şekil 6.5. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	72
Şekil 6.6. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	72
Şekil 6.7. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	73
Şekil 6.8. Radyüslü ve temassız kanatçığın sıcaklık dağılımına etkisi	74
Şekil 6.9. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	74
Şekil 6.10. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	75
Şekil 6.11. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	75
Şekil 6.12. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	76
Şekil 6.13. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	76

Şekil	Sayfa
Şekil 6.14. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı	77
Şekil 6.15. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	78
Şekil 6.16. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	78
Şekil 6.17. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	79
Şekil 6.18. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	79
Şekil 6.19. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	80
Şekil 6.20. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız vektörü	80
Şekil 6.21. 7mm delikli kaydırılmış eksenli kanatçıklarda deliklerin hız vektörüne etkisi	81
Şekil 6.22. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı	82
Şekil 6.23. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı	82
Şekil 6.24. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı	83
Şekil 6.25. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı	83
Şekil 6.26. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı	84
Şekil 6.27. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı	84
Şekil 6.28. Isı değiştiricisinde sıcak taraf çıkış sıcaklığının kanatçık tipine göre değişimi.....	85
Şekil 6.29. Isı değiştiricisinde soğuk taraf çıkış sıcaklığının kanatçık tipine göre değişimi.....	86

Şekil	Sayfa
Şekil 6.30. Isı deęiřtiricisinde sıcak taraf basınç dūřūmünün kanatçık tipine göre deęiřimi.....	87
Şekil 6.31. Isı deęiřtiricisinde soęuk taraf basınç dūřūmünün kanatçık tipine göre deęiřimi.....	87
Şekil 6.32. Isı değiştiricisinde meydana gelen net enerji değişiminin kanatçık tipine göre değişimi.....	88
Şekil 6.33. Isı değiştiricisine ait sıcaklık veriminin kanatçık tipine göre değişimi	89
Şekil 7.1. 1/8 15.61 Kaydırılmış eksenli kanatçığına ait geometri ve boyutlar	92
Şekil 7.2. 1/8 15.61 Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait sınır şartları	92
Şekil 7.3. 1/8 15.61 Kanatçığına ait Colburn faktörü için ağ yapısından bağımsızlaştırma alışması	94
Şekil 7.4. 1/8 15.61 Kanatçığına ait Sūrtūnme faktörü için aę yapısından bağımsızlaştırma alışması	94
Şekil 7.5. 1/8 15.61 Kanatçığı için Colburn faktörü doğrulama alışması	96
Şekil 7.6. 1/8 15.61 Kanatçıęı için Sūrtūnme faktörü doęrulama alıřması.....	96
Şekil 7.7. Parametrik alışma öncesi tek bir kanatçık için HAD analizlerinde Colburn faktörünün hücre sayısına göre değişimi	98
Şekil 7.8. Parametrik alıřma öncesi tek bir kanatçık için HAD analizlerinde Sūrtūnme faktörünün hücre sayısına göre deęiřimi.....	99
Şekil 7.9. Parametrik alışma tablosundaki değerlerin problemin geometrisinde gösterimi	100
Şekil 7.10. Kaydırılmış eksenli ve delikli kanatçık için ısı transfer yüzey alanı	101
Şekil 7.11. Kaydırılmış eksenli ve delikli kanatçık için HAD analizi sınır şartları.....	102
Şekil 7.12. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	102
Şekil 7.13. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Sūrtūnme faktörünün artan Re sayısına göre deęiřimi.....	103
Şekil 7.14. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	103

Şekil	Sayfa
Şekil 7.15. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	104
Şekil 7.16. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	104
Şekil 7.17. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	105
Şekil 7.18. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	105
Şekil 7.19. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi.....	106
Şekil 7.20. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi..	107
Şekil 7.21. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi	108
Şekil 7.22. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi	108
Şekil 7.23. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi ..	108
Şekil 7.24. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi	109
Şekil 7.25. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi ..	109
Şekil 7.26. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi.....	109
Şekil 7.27. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi.....	110
Şekil 7.28. Colburn faktörü korelasyonunda $\pm\%20$ bandı	114
Şekil 7.29. Sürtünme faktörü korelasyonunda $\pm\%20$ bandı	114

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

A_c	Serbest akış alanı (m^2)
A_{cc}	Toplam serbest akış alanı [m^2]
C_p	Özgül ısı ($J/kg^\circ C$)
$C_\mu, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}$	Türbülans modeli deneysel sabitleri
ϕ	Islak çevre (m)
D_h	Hidrolik çap (m)
F	Düzeltilme faktörü
f	Sürtünme faktörü
f_1, f_2, f_μ	Sönümlenme fonksiyonları
f_s	İkincil ısı transfer yüzey alanının toplam alana oranı
G	Kütleli hız [kg/m^2s]
H	Kanatçık yüksekliği (mm)
h	Taşıma katsayısı (W/m^2K)
j	Colburn faktörü
K_c	Ani daralma katsayısı
K_e	Ani genişleme katsayısı
L	Toplam akış uzunluğu (m)
L_f	Üçgen kanatçığın köşegen uzunluğu (m)
L_t	Tek bir kanatçığın akış uzunluğu (m)
m	Kütleli debi (kg/s)
n	Yüzey normal
N_{kanat}	Kanatçık sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isıl yük (W)
St	Stanton sayısı
t	Kanatçık et kalınlığı (mm)
T_c	Soğuk taraf akışkan sıcaklığı ($^\circ C$)

Simgeler**Açıklamalar**

$T_{\text{ç}}$	Çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{duvar}	Duvar sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{g}	Giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{h}	Sıcak taraf akışkan sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
U	Toplam ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
u, v, w	Hız bileşenleri (m/s)
V_{T}	Isı değiştiricisinin toplam hacmi (m^3)
W	Kanatçık adımı (mm)
x, y, z	Koordinat eksenleri
σ_{ϵ}	ϵ için türbülanslı Prandtl sayısı
σ	Daralma katsayısı
σ_k	k için türbülanslı Prandtl sayısı
ΔP	Basınç kaybı (Pa)
ΔT_{lg}	Logaritmik sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
α	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
α_i	Yüzey alanının toplam hacme oranı
β	Alan yoğunluğu
η_0	Toplam yüzey sıcaklık etkenliği
θ	Üçgen tepe yarım açısı (der)
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_t	Türbülanslı dinamik viskozite (Pa.s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
τ_{ij}	Kayma gerilmesi tansörü (Pa)
τ_{ij}^{R}	Reynolds gerilmesi tansörü (Pa)

Kısaltmalar**Açıklamalar****HAD**

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

1. GİRİŞ

Artan nüfus ile birlikte tüketim ve ihtiyaç çeşitliliği de artmıştır. Artan bu talebi karşılamanın yolu üretimde kapasitenin arttırılmasından geçmektedir. Endüstride en önemli girdi maliyetlerinden birisi enerjidir. Bunun yanında ülkemizde ve dünyada enerji kaynakları sınırlıdır ve hızla azalmaktadır. Bu yüzden enerjinin verimli bir şekilde kullanılması her açıdan toplumun yararına bir durumdur. Enerji verimliliği kavramı, üretilecek olan ürünün kalitesinden ve miktarından ödün vermeden, kullanılacak olan enerjinin en aza çekilmesi anlamındadır.

Proses sırasında kullanıma sunulmadan kuyuya giden veya kaybedilen ısıya endüstriyel atık ısı denilmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemleri, kuyuya atılacak ısının bir kısmını yakalayarak sisteme geri kazandırılmasını sağlayan ve bu sayede sistemin enerji verimliliğini arttıran sistemlerdir. Sisteme geri kazanılan ısı daha sonra elektrik üretimi, mekanik güç veya proseslerde kullanılmak üzere yine ısı şeklinde kullanıma sunulabilir.

Atık ısı geri kazanım sistemleri kaynak sıcaklığına göre 3 farklı sınıfa ayrılır.

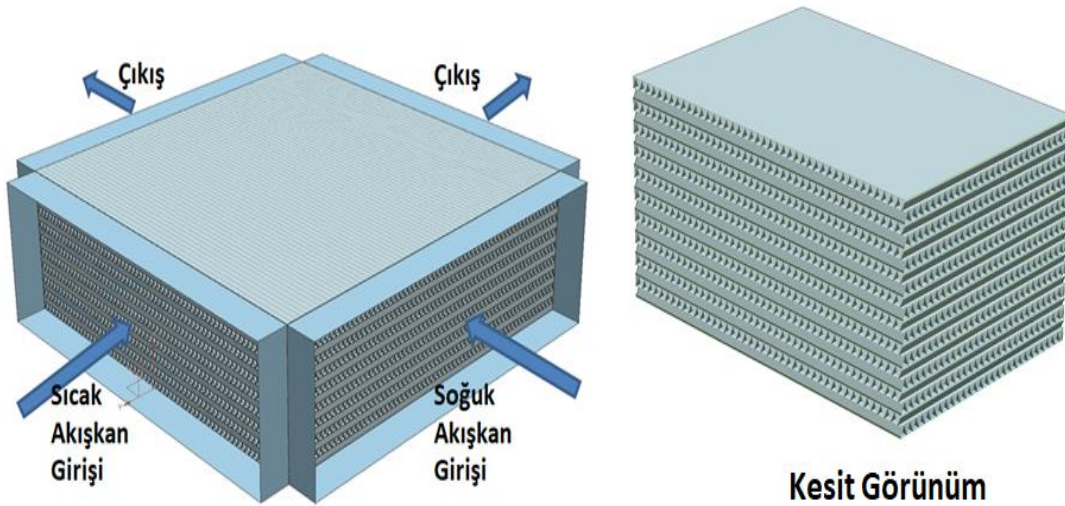
- i. Yüksek sıcaklıkta atık ısı geri kazanımı: 400 °C'den yüksek sıcaklıkta.
- ii. Orta sıcaklıkta atık ısı geri kazanımı: 100-400 °C sıcaklıkları arasında.
- iii. Düşük sıcaklıkta atık ısı geri kazanımı: 100 °C'den düşük sıcaklıklarda.

Yüksek sıcaklıkta atık ısı geri kazanım sistemlerinde yanma gazlarının direkt olarak çekilmesi durumu söz konusudur. Orta sıcaklıktaki sistemlerde ise egzoz gazlarından ısının çekilmesi durumu var iken düşük sıcaklıktaki sistemlerde ise proseslerden gelen atık ısının sisteme geri kazanılması söz konusudur [1].

Atık ısı geri kazanım sistemlerinde çeşitli ekipmanlardan yararlanılmaktadır. Ancak bu ekipmanların başında ısı değiştiricileri gelmektedir. Isı değiştiricileri endüstride kullanılan en önemli ısı tekniği cihazları olup işlevleri iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişini sağlamaktır. Kullanılacak olan ısı değiştiricisinin tipi sistemde dolaşan akışkanın türüne, akışkan sıcaklığına, kirlilik oluşturmaya gibi birçok parametrelere bağlıdır. Gaz-gaz akışkan çiftinin olduğu atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan ısı

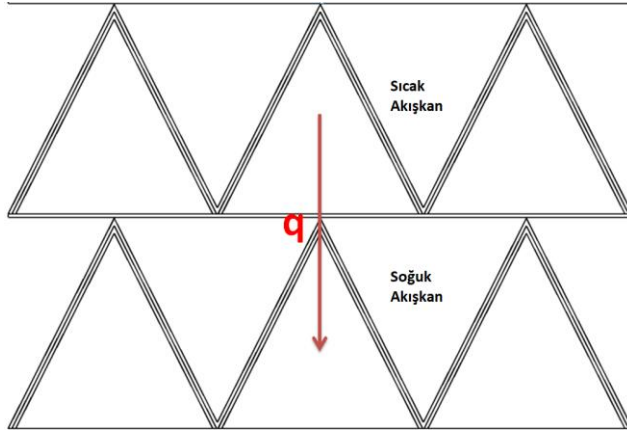
değiştiricilerinden birisi de plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricileridir.

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri plaka-kanatçık-plaka serisinin istenilen termal ve hidrolik performansı elde edecek şekilde seçilip üst üste dizilmesinden meydana gelen kompakt ısı değiştiricileridir. Tipik bir çapraz akımlı plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricisine ait görsel şekil 1.1’ de sunulmuştur. Sıcak akışkan ve soğuk akışkan belirli bir debide ve sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmektedir ve dar kanalların arasından geçtikten sonra çıkıştan çıkmaktadır. Bu esnada sıcak akışkan ısınıı soğuk akışkana kanatçıklar ve levhalar vasıtasıyla aktarmaktadır. Bu tip bir ısı değiştiricisi temelde ayırıcı plaka (levha) ve kanatçıktan meydana gelmektedir. Kanatçıkların temel görevi termal ve hidrolik performansı sağlamak iken, ayırıcı plaka ise sıcak ve soğuk akışkanın birbirine karışmasını önlemeye yarar.



şekil 1.1. Çapraz akımlı plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricisine ait görsel

Isı değiştiricisinin içerisinde ısı transferi taşınım ve iletim mekanizmalarıyla gerçekleşmektedir. Öncelikle sıcak akışkan ile kanatçık arasında taşınım ile ısı transferi gerçekleşmekte, sonrasında iletimle ısı bir alt katmandaki kanatçıklara aktarılmaktadır. Ardından tekrar taşınım ile sıcak kanatçık yüzeyinden soğuk akışkana ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu durum şekil 1.2’ de şematize edilmiştir.



Şekil 1.2. Kanatçıklar arasında gerçekleşen ısı transferi

İki akışkan arasında gerçekleşecek olan ısı transferi kanatçık adımı, et kalınlığı ve kanatçık yüksekliği gibi birçok parametreden doğrudan etkilenmektedir. Farklı kanatçık parametrelerinin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir [2-3]. Manglik ve Bergles kaydırılmış eksenli kanatçıklar için laminar ve türbülanslı rejimi kapsayan sürekli korelasyonları geniş bir Reynolds sayısı aralığında sunmuşlardır [4]. Bu tez kapsamında, ısı değiştiricisinin tasarım aşamasında Manglik ve Bergles'in sunduğu Colburn faktörü ve sürtünme faktörü korelasyonlarından faydalanılacaktır. K. Thulukkanam'a göre hidrolik çapın ve kanatçık adımının doğru seçilmesi durumunda Manglik ve Bergles'in sunduğu korelasyonlar kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklar için de kullanılabilir [5].

Isı değiştiricisi tasarımında bazı önemli parametreler bulunmaktadır. Bunlardan bazıları kompaktlık, basınç düşümü ve ısı yükün karşılanması şeklinde sıralanabilir. Tüm bu parametreleri karşılamanın yolu doğru kanatçık seçiminden geçmektedir. Bu yüzden ısı değiştiricisinin tasarımı sürecinde kanatçıkların ısı ve hidrolik performansının kıyaslanması gerekmektedir. Bu en iyileme işlemi kanatçık parametrelerinin değiştirilmesiyle sağlanabilir.

Bu çalışmada sistematik bir yol izlenerek kanatçık seçimi yapılmıştır ve beklenen performans parametrelerini sağlayan bir ısı değiştiricisinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisinin ön tasarımı MATLAB ortamında yazılan kod vasıtasıyla sağlanmıştır. Daha sonra ön tasarımı yapılan ısı değiştiricisinin tam boyutlarda ısı ve hidrolik analizi FloEFD ticari HAD yazılımında yürütülmüştür.

Tezin amacı

Bu tez kapsamında atık ısı geri kazanımında kullanılacak olan çapraz akımlı bir plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik tasarımının gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Bunun için literatürdeki korelasyonlardan faydalanılarak aynı ısı yükü daha kompakt ve efektif olarak karşılayabilen ısı değiştiricisinin ön tasarımı MATLAB ortamında yazılan kod vasıtasıyla elde edilmiştir. Daha sonrasında ise MATLAB kodunun doğrulanması için tam boyutlarda termal ve hidrolik analiz FloEFD ticari HAD yazılımında gerçekleştirilmiştir. Bu sayede nümerik olarak doğrulanmış bir matematiksel tasarım yaklaşımı literatüre sunulmuştur. Bunun dışında literatürde henüz üzerinde çalışma yapılmamış bir konu olan hem kaydırılmış eksenli hem de delikli kanatçıkların termo-hidrolik performansının belirlenmesi için HAD analizleri yürütülmüştür ve elde edilen veriler neticesinde Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar literatüre sunulmuştur.

Yöntem

Yapılan bu tez kapsamında hem tek bir kanatçık için yapılan analizlerde hem de tam boyutlardaki ısı değiştiricisi için yapılan analizde ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı olan FloEFD çözücüsünden yararlanılmıştır. Literatürdeki mevcut korelasyonlardan faydalanılarak MATLAB ortamında yazılan kod vasıtasıyla ısı değiştiricisinin ön tasarımını veren matematiksel model oluşturulmuştur. Son olarak ise matematiksel modeli desteklemek amacıyla FloEFD ticari HAD yazılımında tam boyutlarda termal ve hidrolik analiz gerçekleştirilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Plakalı kanatçıklı ısı değıştiricileri üzerine literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu bölümde literatürdeki mevcut çalışmalardan bahsedilecektir.

Ranganayakulu ve diğeri yaptıkları bir çalışmada dikdörtgen kesitli düz kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları HAD analizlerinden elde ettikleri sonuçlar neticesinde literatüre sunmuşlardır. Analizleri belirli bir kanatçık akış uzunluğunda ve sabit bir kanatçık et kalınlığında gerçekleştirmişlerdir. Değişken parametreler olarak ise kanatçık adımını ve yüksekliğini ele almışlardır. Kanatçık adımı analizlerde 2 mm, 4 mm ve 6 mm olarak değişirken, kanatçık yüksekliği ise 2 mm, 4 mm, 6 mm, 8 mm ve 10 mm olarak değiştirilmiştir. Kanatçık uzunluğu 100 mm olarak alınırken, kanatçık et kalınlığı ise 0,254 mm olarak alınmıştır ve analizler buna göre yürütülmüştür. Sunulan korelasyonlar ise laminar bölge ve türbülanslı bölge olmak üzere iki farklı akış rejimi için ayrı ayrı sunulmuştur. Laminar bölgede Reynolds sayısı aralığı 100-1000 iken türbülanslı bölgede ise bu aralık 1000-7500 değerleri arasındadır. Korelasyonlar boyutsuz geometrik parametrelere ve Reynolds sayısına bağlı olarak elde edilmiştir. Yürütülen analizlerde kanatçık malzemesi olarak Alüminyum kullanılmıştır. Tüm bu analizler ticari bir paket program olan FLUENT ortamında gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon Standart modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak elde edilen korelasyonlar Kays&London'ın sunduğu deneysel verilerle kıyaslandığında uyum içinde olduğu sonucuna ulaşılmıştır [2].

Ranganath ve diğeri yaptıkları bir çalışmada düz üçgen kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları FLUENT ortamında yaptıkları analizler sonucunda literatüre sunmuşlardır. Bunun için 250 ayrı kanatçık geometrisi için analizler yürütülmüştür. Analizleri farklı Reynolds sayılarında ve farklı kanatçık geometrisi parametrelerinde gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı aralığı olarak laminar bölge için 100-1000 arasında analizler yürütülmüş iken türbülanslı bölge için ise bu aralık 1000-10 000 değerleri arasında analizler gerçekleştirilmiştir. Kanatçığa ait geometrik parametreler kanatçık adımı, kanatçık yüksekliği ve kanatçık et kalınlığı olarak belirlenmiştir. Yürütülen analizlerde kanatçık adımı ve yüksekliği 2, 4, 6, 8 ve 10 mm değerlerini almıştır. Kanatçık et kalınlığı ise 0,152 mm değerinde alınmıştır. Kanatçığın

akış yönü boyunca uzunluğu ise 100 mm olarak belirlenmiştir. Kanatçık malzemesi olarak Alüminyum malzeme seçilmiştir. 250 farklı simülasyondan elde edilen veriler neticesinde oluşturulan korelasyonlar Kays&London'ın deneysel verileri ile doğrulanmıştır ve aralarında uyumluluk olduğuna ulaşılmıştır [3].

Samani ve diğerleri yaptıkları çalışmada trapez kesite sahip dalgalı kanatçığa ait termo-hidrolik performansın belirlenmesi ve korelasyonların sunulması için farklı geometrik boyutlarda ve Reynolds sayısında HAD analizleri gerçekleştirmiş ve Neural Network modeli oluşturmuşlardır. Reynolds sayısının 600 ile 7000 arasında değiştiği analizlerde kanatçık adımı, yüksekliği, uzunluğu, kalınlığı ve kanatçık dalga genliğinin Colburn faktörüne ve sürtünme faktörüne olan etkisini incelemişlerdir. Aracı akışkan olarak hava kullanmışlardır ve kanatçık malzemesi olarak çeliği ele almışlardır. HAD analizlerinde türbülanslı bölgeyi modellerken türbülans modeli olarak k-epsilon RNG kullanılmıştır. Elde edilen verileri deneysel sonuçlarla karşılaştırdıklarında uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak çelikten yapılmış dalgalı tip kanatçık için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar literatüre sunulmuştur [6].

Aliabadi ve diğerleri yaptıkları çalışmada dalgalı kanatçığa ait Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları elde etmek için HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. HAD analizleri Taguchi metot yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon RNG kullanılmıştır. Yapılan analizlerde kanatçık malzemesi olarak bakır ele alınmıştır. Aracı akışkan olarak ise su, hava ve etilen glikol akışkanları için analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmanın Reynolds sayısı aralığı ise 7500'e kadar olan değerler için geçerlidir. Yürütülen simülasyonlar neticesinde Reynolds sayısına, Prandtl sayısına ve kanatçığa ait geometrik parametrelere bağlı olarak 250 farklı simülasyonun verileri ışığında elde edilen korelasyonlar literatüre sunulmuştur. Sunulan bu korelasyonların literatürdeki mevcut deneysel verilerle uyum içinde olduğuna ulaşılmıştır. Colburn faktörü ve sürtünme faktörü için deneysel verilerle oluşturulan bu korelasyonlar arasındaki ortalama sapmanın sırasıyla %3,74 ve %9,07 olduğuna ulaşılmıştır. Ayrıca, yapılan bu çalışma sonucunda farklı aracı akışkan kullanımının sürtünme faktöründe hissedilebilir bir değişime neden olmadığını ancak Colburn faktöründe bir değişime neden olduğu sonucuna da ulaşılmıştır [7].

Shahdad ve Fazelpour yaptıkları çalışmada dikdörtgen düz kanatçıklara farklı geometride

ve boyutlardaki delikler eklemiştir ve delik geometrisinin termo-hidrolik performansa etkisini nümerik olarak incelemiştir. Nümerik çalışmayı gerçekleştirmek için ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı olan FLUENT'den yararlanılmıştır. Analizler 20 000 – 50 000 arasında değişen çok geniş bir Reynolds sayısı aralığında gerçekleşmiştir. Türbülans modeli olarak k-epsilon RNG kullanılmıştır. Çözüm algoritması olarak ise SIMPLE uygulanmıştır. Yapılan bu analizlerde aracı akışkan olarak hava seçilmiş ve kanatçık malzemesi olarak ise Alüminyum malzeme kullanılmıştır. Simülasyonlar tek delikli kanatçık ve iki delikli kanatçığın farklı delik geometrilerinde yürütülmüştür. Ulaşılan bulgulara göre kanatçığa deliklerin ilavesi ısı transferini ve Nusselt sayısını arttırmaktadır. En yüksek ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı ise iki adet kare delikli kanatçıkta elde edilmiştir. Toplam sürüklenme kuvvetinin ise delik ilavesi ile azaldığı analizler sonucunda gözlemlenmiştir [8].

Yang ve diğerleri yürüttükleri çalışmada literatürde verileri bulunmayan 4 yeni tip dalgalı kanatçık tipinin FLUENT ortamında termal ve hidrolik analizini gerçekleştirmiştir. Bu kanatçık tipleri düz dalgalı, delikli dalgalı, kaydırılmış dalgalı ve süreksiz dalgalı kanatçıklardır. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır ve Reynolds sayısı aralığı 500 ile 4500 arasında analizler yürütülmüştür. Türbülans modeli olarak ise k-epsilon RNG modeli kullanılmıştır. Kanatçık parametreleri olarak delik çapı, kaydırma oranı, süreksizlik oranı ve kanatçık genliği gibi parametreler değiştirilmiştir. Delikli kanatçıklarda delik çapının artırılması ile kor bölgenin sınır tabakayla karışması hızlanacağından ısı transferini iyileştirdiği sonucuna varılmıştır. Kaydırılmış kanatçıklarda ise kaydırma oranının artırılmasıyla termo-hidrolik performansın iyileştiğine ulaşılmıştır. Süreksiz kanatçıklarda ise süreksizlik mesafesinin artırılmasıyla akış daha iyi karışacağından termal performansın arttığı yönünde bulgulara ulaşılmıştır [9].

Kedam ve diğerleri yaptıkları çalışmada dikdörtgen kesitli kaydırılmış eksenli kanatçık ve dikdörtgen kesitli dalgalı kanatçık için literatürdeki verileri toplayarak Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları sunmuşlardır. Sunulan bu korelasyonlar kanatçık adımı, kanatçığa ait hidrolik çap, kanatçık uzunluğu ve Reynolds sayısı gibi parametrelere bağlı olarak elde edilmiştir. Dalgalı kanatçıklar için sunulan korelasyonlar Kays&London'ın verileri ile tamamen uyum içinde olduğu vurgulanmıştır. Reynolds sayısının 120 ile 10 000 arasında değiştiği aralıkta sunulan korelasyonlar çok değişkenli regresyon analizi ile elde edilmiştir ve aynı kanatçık tipleri için literatürdeki mevcut

korelasyonlara göre daha hassas ve doğru sonuçlar verdiğine ulaşılmıştır [10].

Liu ve Niu yürüttükleri çalışmada geometrik parametrelerin üçgen ve trapez kanatçıklarda termo-hidrolik performansa etkisini FLUENT ortamında nümerik olarak incelemişlerdir. Simülasyonlar Reynolds sayısının 200-3000 arasında değişen değerlerinde yürütülmüştür. Aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. 7 farklı türbülans modeli denenmiş ve deneysel sonuçlarla en uyumlu çalışan türbülans modelinin Reynolds Stress Model olduğu sonucuna varılmıştır. Basınç-hız çözücüsü olarak SIMPLEC algoritması kullanılmıştır. Geometrik parametreler olarak ise üçgen kanatçıklar için tepe açısının 30, 60, 90, 120 ve 150 derecelik değerlerinde analizler yürütülmüştür. 90 ve 120 derecelik açılarda üçgen kanatçıklar için maksimum ısı transferinin gerçekleştiğine ulaşılmıştır. Hem ısı transferini temsil eden hem de basınç düşümünü temsil eden JF faktöründe ise üçgen kanatçıklarda tepe açısının 90 derece olması durumunda 4,1 ile 7 kat arasında bir iyileşme olduğu sonucuna varılmıştır. Trapez kanatçıklar için ise farklı en boy oranlarında ve trapez yan kenar açılarında analizler yürütülmüştür [11].

Kim ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada plakalı kanatçıklı tip ısı değiştiricisinin performansını nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanatçık malzemesi ise Alüminyum 3003 alaşımı seçilmiştir. Nümerik modelde akış hacmini sonlu sayıda kontrol hacimlerine ayırmışlardır ve her bir kontrol hacmine Etkentlik-Transfer Geçiş Sayısı metodunu uygulamışlardır. Bu sayede düz kanatçık ve kaydırılmış eksenli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin farklı Reynolds sayılarında ve kanatçık parametrelerinde termal ve hidrolik performansını inceleyebilmişlerdir. Düz kanatçık için uygulanan nümerik model sonucunda elde edilen ısı transferi ve basınç düşümü değerleri deneysel verilerle sırasıyla %1,9 ve %5,9 değerlerinde bir sapma göstermiştir. Buradan da anlaşılabileceği üzere oluşturulan bu nümerik model termal ve hidrolik performansı yeteri derecede doğru tahmin edebilmektedir [12].

Wang ve diğerleri yürüttükleri çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin tam boyutlarda analizini gözenekli ortam yaklaşımı ile FLUENT ortamında gerçekleştirmişlerdir. Türbülans modeli olarak k-epsilon standart kullanılmıştır. Duvar fonksiyonu olarak ise Enhanced Wall Treatment yaklaşımı kullanılmıştır. Kanatçık tipi olarak delikli dikdörtgen kanatçık kullanılmış olup kanatçık kalınlığı 0,3 mm, delik çapı 1,2 mm ve porosity oranı ise %10 olarak belirlenmiştir. Yapılan bu çalışmada Reynolds

sayısı 600 – 40 000 arasında değişmektedir. Aracı akışkan olarak ise hava kullanılmıştır. Ayrıca akış dağılımını iyileştirmek için iki tip yaklaşımda bulunulmuştur. Bu yaklaşımlar ısı değiştiricisinin kafa kısmını baz alan ve kanatçık geometrisini baz alan yaklaşımlar olup farklı Reynolds sayılarında ve kanatçık parametrelerinde akış dağılımına etkisi incelenmiştir. Kafa kısmını referans alan yaklaşımda ısı değiştiricisinin kafa geometrisinin akış dağılımına etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Diğerinde ise kanatçık geometrisindeki değişimin akış dağılımına etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak ise kanatçık geometrisi bazlı yaklaşımın daha isabetli bir karar olduğuna ulaşılmıştır [13].

Buyruk ve Karabulut gerçekleştirdikleri bir çalışmada zikzak ve iç-dış zikzak tipi kanatçıkların plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde termal ve hidrolik performansa etkisini üç boyutlu olarak FLUENT ortamında yürüttükleri sayısal analizler sonucunda incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanmışlardır. Kanatçık malzemesini ise Alüminyum olarak seçmişlerdir. Yürüttükleri parametrik çalışmalarda kanatçık aralığı 10, 20 ve 30 mm değerlerinde değişirken, kanatçık yüksekliği ise 2 ve 4 mm olarak değiştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada Reynolds sayısı aralığı 300, 400 ve 700 değerlerini almıştır. Yürütülen üç boyutlu sayısal analizlerde k-epsilon standart türbülans modelinden yararlanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda paralel ve ters akımlı akış düzenlemeleri için Reynolds sayısının ve kanatçık yüksekliğinin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi incelenmiş ve sıcak ve soğuk akışkan için sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Sonuç olarak ise ters akımlı akış düzenlemesi için iç-dış zikzak kanatçıklı kanalda düz kanala göre soğuk akışkanın sıcaklığının %8,4'lük bir artışı olduğuna ulaşılmıştır. Paralel akış düzenlemesi için ise bu oranın %7,6 olduğu gözlemlenmiştir [14].

Karabulut ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı transferini arttırmaya yönelik zik-zak ve dış zikzak-düz-dış zikzak tiplerindeki kanatçıkların ısı transferine etkisini üç boyutlu sayısal analizler yardımıyla incelemiştir. Analizler FLUENT çözücüsünde yürütülmüştür. Türbülans modeli olarak k-epsilon standart modeli kullanılmıştır. Aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanatçık malzemesi ise Alüminyum seçilmiştir. Sonuçlara göre ise ters akımlı akış düzenlemesinde zikzak kanatçıklı kanalda düz kanala göre ısı transferinin %9 arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca ısı değiştiricisi boyunca sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık dağılımları da incelenmiştir [15].

Wang ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinde kullanılan düz ve kaydırılmış eksenli kanatçıklar için düşük Reynolds sayılarında sayısal analizler yürütmüşlerdir. Analizler FLUENT çözücüsünde gerçekleştirilmiştir. Isı transferi ve basınç düşümü değerleri literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır ve sonuçların uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Oluşturulan bu nümerik model sayesinde plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri için kanatçık seçimi, optimizasyonu ve analizi için teorik bir referans literatüre sunulmuştur [16].

Castillo ve Núñez yaptıkları bir çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin fiziksel boyutlarını tasarım parametresi olarak ele alan bir sayısal çalışma yürütmüşlerdir. Yapılan bu çalışmada istenilen ısı performans ve basınç düşümünü sağlayacak kanatçık geometrisini veren bir metot ortaya konulmuştur. Bunun için kanatçığa ait çeşitli geometrik parametrelerden faydalanılmıştır. Colburn faktörü ve sürtünme faktörü ise literatürdeki korelasyonlardan faydalanılarak elde edilmiştir. Sonuçlara göre ise ısı yük ve basınç düşümünü simultane olarak sağlayan hacimsel bir bölgenin oluştuğuna varılmıştır. Bu hacimsel bölgeye Volume Design Region adı verilmektedir. Elde edilen bu hacimsel bölge kanatçık parametrelerine doğrudan bağlıdır. Yürütülen parametrik çalışmalarda gövde-borulu bir ısı değiştiricisinin eşdeğer ısı yükü ve basınç düşümünü karşılayacak plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricisi tasarımı elde edilmiştir [17].

Castillo ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada ikincil ısı transfer yüzey alanının değişimini plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin hacmi ile ilişkilendiren bir yaklaşım ile sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. İkincil ısı transfer yüzey alanı kanatçık geometrisinin değişimi ile değişen bir parametredir. Kanatçık geometrisi olarak üçgen ve dikdörtgen kanatçıklar çalışılmıştır. Parametreler ise kanatçık adımı, yüksekliği ve et kalınlığıdır. Yapılan bu çalışmada hibrit yani bir tarafında üçgen, diğer tarafında ise dikdörtgen kanatçıklar bulunan ısı değiştiricisi için çeşitli sayısal analizler yürütülmüştür ve gerekli ısı ve hidrolik performansı sağlayacak ısı değiştiricisinin hacmine ulaşılmıştır. Colburn faktörü ve sürtünme faktörü ise literatürdeki korelasyonlardan faydalanarak elde edilmiştir. Bu faktörlerden sırasıyla ısı geçiş katsayısı ve sürtünme katsayısına ulaşılmıştır. Ayrıca farklı en-boy ve uzunluk değerlerinin basınç düşümüne etkisi de incelenmiştir [18].

Kim ve diğerleri yaptıkları bir çalışmada mikro gaz türbününde kullanılacak olan dalgalı kanatçığa sahip bir reküperatörün performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Dalgalı

kanatçığa sahip reküperatör lazer kaynağı aracılığıyla imal edilmiştir. Deneyler sıcak hava debisinin 1,5-4,0 g/s arasında değiştiği değerlerde ve sıcaklığının ise 250-500°C arasındaki değerlerinde yürütülmüştür. Sıcak hava sıcaklığının üst sınır değere çıkartılması durumunda toplam basınç düşümünün %15 arttığı sonucuna varılmıştır. Sıcak hava girişi sıcaklığının değişimi ısı değiştiricisinin verimliliğini pek fazla etkilemediğine, ancak artan giriş sıcaklığının verimliliği nispeten arttırdığına ulaşılmıştır. Ayrıca 500 °C giriş sıcaklığı için debinin 1,5 g/s'den 4,0 g/s'ye çıkarılmasının verimliliği 0,67'den 0,59'a düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bunun dışında basınç düşümü ve ısı transferi karakteristiğini deneysel verilerle uyumlu bir şekilde tahmin edebilen bir analitik model de geliştirilmiştir [19].

Peng ve Ling yaptıkları bir çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin optimum tasarım yaklaşımı için bir metot geliştirmişlerdir. Uyguladıkları metotta Sinir Ağları ve Genetik Algoritma yaklaşımını birlikte kullanmışlardır. Tasarım değişkenleri olarak ısı değiştiricisinin toplam uzunluğu, genişliği, kanatçık katman sayısı, kanatçık adımı ve yüksekliği ele alınmıştır. Çapraz akımlı bir ısı değiştiricisi için bu çalışma yürütülmüştür. Dikdörtgen kesitli kanatçıklar kullanılmıştır. Optimizasyon çalışması minimum ağırlık ve minimum maliyet üzerine gerçekleşmiştir. Aracı akışkan olarak hava kullanılmış olup soğuk taraf debisi 1,25 kg/s iken sıcak taraf debisi ise 1 kg/s olarak alınmıştır [20].

Zhu ve Li yaptıkları bir çalışmada laminar akış şartlarında, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinde kullanılan 4 farklı tip kanatçığın termal performansını nümerik olarak FLUENT ortamında incelemiştir. Kanatçık malzemesi Alüminyum olup kanatçık tipleri ise düz, kaydırılmış eksenli, dalgalı ve delikli şeklindedir. Reynolds aralığının 132-1323 arasında değiştiği laminar akış rejiminde analizler yürütülmüştür. Gelişmiş ve gelişmekte olan bölgede ısı transferi davranışı analiz edilmiş ve akış doğrultusu boyunca lokal Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir. Çalışmanın sonucu olarak ise termal giriş bölgesine ait korelasyonlar, tıpkı düz borununkine benzer bir şekilde, Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve hidrolik çapa bağlı olarak oluşturulmuştur [21].

Liu ve diğerleri yürüttükleri bir çalışmada Chevron tipi bir plakalı ısı değiştiricisinin tam boyutlarda analizini FLUENT paket çözücüsünde gerçekleştirmişlerdir. Yapılan bu analizde sadece basınç düşümü ve akış dağılımı incelenmiş olup ısı transferi için çözümler yapılmamıştır. Türbülans modeli olarak k-epsilon Realizable kullanılmış olup duvar fonksiyonu olarak ise scalable modeli uygulanmıştır. Reynolds sayısı aralığı

olarak ise 600-1700 değerleri arasında çalışılmıştır. Yapılan bu sayısal çalışma laboratuvar ortamında gerçekleşen deneyler ile doğrulanmıştır. Hem nümerik hem de deneysel çalışmada boyutları bire bir örtüşen ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Deneysel sonuçlardan elde edilen basınç düşümünün HAD analizinden elde edileninkinden %20 daha fazla olduğu sonucuna ulaşılmıştır [22].

Selimli yürüttüğü bir çalışmada atık fırın egzoz gazından fırın yakma havasına enerjiyi geri kazandıracak olan gövde borulu reküperatörün tasarımı ve imalatını gerçekleştirmiştir. Tasarım kriterleri olarak ısı geri kazanımını maksimum seviyede tutmak, baca gazının koroziif etkilerine dayanıklı olmak gibi parametreler tasarım objektifi olarak seçilmiştir. Tasarım yapıldıktan sonra tam boyutlarda analiz FloEFD paket programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak ise 820 °C'lik baca gazından elde edilen yakma havası sıcaklığı 375 °C'den 575 °C'ye çıkmıştır ve bu sayede yanmanın verimi arttırılmıştır. Bunun sonucunda da emisyonunda azalım ve kaliteli ürünü daha az maliyetlerde üretime imkan sağlanmışır [23].

Yıldız yaptığı bir çalışmada basınçlı hava kurutucusuna ait ısı geri kazanım ünitesi için plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin tasarımı yapmıştır ve FLUENT paket çözücüsünde analizini gerçekleştirmiştir. Aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Reynolds sayısının 500-5000 arasında değiştiği değerler için laminar ve türbölanslı bölgede analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler ise FLUENT ortamında gerçekleştirilmiş olup türbölans modeli olarak ise k-w SST modeli kullanılmıştır. Sayısal olarak elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle doğrulanmıştır. Ayrıca analizler farklı en boy oranlarındaki kesitler için tekrarlanmıştır. Kanatçık tipi olarak ise dikdörtgen kesitli dalgalı kanatçıklar analiz edilmiştir. Kanatçık malzemesi ise bakır olarak seçilmiştir [24].

Rubaiya yürüttüğü bir çalışmada serrated kanatçıklı plakalı kanatçıklı ısı değiştircisi için laminar akış şartlarında Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü nümerik olarak elde eden bir analiz metodu ortaya koymuştur. Nümerik analizler FLUENT paket çözücüsünde gerçekleştirilmiştir. Basınç düşümü ve ısı transferi için elde edilen nümerik veriler literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır ve sonuçların uyumlu olduğuna ulaşılmıştır. Analizler Reynolds sayısının 290-2300 arasındaki değerleri için yürütölmüştür. Aracı akışkan olarak hava kullanılmış olup, kanatçık malzemesi ise Alüminyum seçilmiştir [25].

Alur yaptığı bir çalışmada plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisine ait termo-hidrolik performansı deneysel olarak değerlendirmiştir. Yaptığı bu çalışmada 5,8-14,5 g/s arasında değişen farklı giriş debilerinde ve farklı sıcak taraf giriş sıcaklıklarında deneysel verilere dayanarak termal ve hidrolik performansı belirlemiştir. Isı değiştiricisine ait termal etkenlik ve basınç düşümü değerleri yapılan deneylerle elde edilmiştir ve bu değerler literatürdeki korelasyonlardan faydalanılarak elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Literatürdeki korelasyonlar dışında ASPEN-MUSE isimli simülasyon programından elde edilen termal etkenlik değerleri de yine deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ulaşılan bulgulara göre ise ASPEN-MUSE'den elde edilen sonuçlar ile deneysel verilerin uyduğuna, literatürdeki korelasyonlardan elde edilen verilerle deneysel verilerin de ayrıca uyum içinde olduğuna ulaşılmıştır. Literatürdeki korelasyonların ve ASPEN MUSE simülasyon programının ısı değiştiricisinde meydana gelen basınç düşümünü deneysel verilere göre daha düşük olarak hesapladığı sonucuna varılmıştır [26].

Koyuncuoğlu yaptığı bir çalışmada savaşçı jet uçağında kullanılacak olan çapraz akımlı bir plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin optimizasyonunu ve analizini gerçekleştirmiştir. Nümerik analizler FLUENT paket çözücüsünde yürütülmüştür. Optimizasyon çalışması ise MATLAB ortamında yapılmıştır. Optimizasyon objektifi olarak kanatçık yüksekliği, kanatçık adımı, kanatçık dalga boyu, Reynolds sayısı gibi parametreler belirlenmiştir. Optimizasyonu yapılan ısı değiştiricisi ise son adımda tam boyutlarda bir HAD analizinin yapılması ile doğrulama çalışmasına gidilmiştir. HAD analizi yapılırken gözenekli ortam yaklaşımından yararlanılmıştır. Gözenekli ortam yaklaşımı yaparken bazı katsayılar ihtiyaç vardır. Bu katsayılar ise daha küçük bir modelin HAD analizinden elde edilmiştir. Analizlerde aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanatçık tipi olarak ise dalgalı kanatçık seçimine nihai olarak karar verilmiştir. Kanatçık malzemesi ise Alüminyum olarak seçilmiştir [27].

Literatür taramasından da anlaşılacağı üzere plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri üzerine çeşitli çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalar farklı kanatçık tiplerinin termal ve hidrolik performansının belirlenmesini ve/veya tam boyutlarda bir ısı değiştiricisinin analizini kapsamaktadır. Ancak literatürde eksik bir konu olan kaydırılmış eksenli üçgen kanatçığa sahip bir ısı değiştiricisinin matematiksel modelleme ile tasarımı ve bu matematiksel modeli desteklemek amacıyla tam boyutlarda bir HAD analizinin gerçekleştirilmesi üzerine bir çalışmanın mevcut olmadığı göze çarpmaktadır. Yapılacak olan bu tez

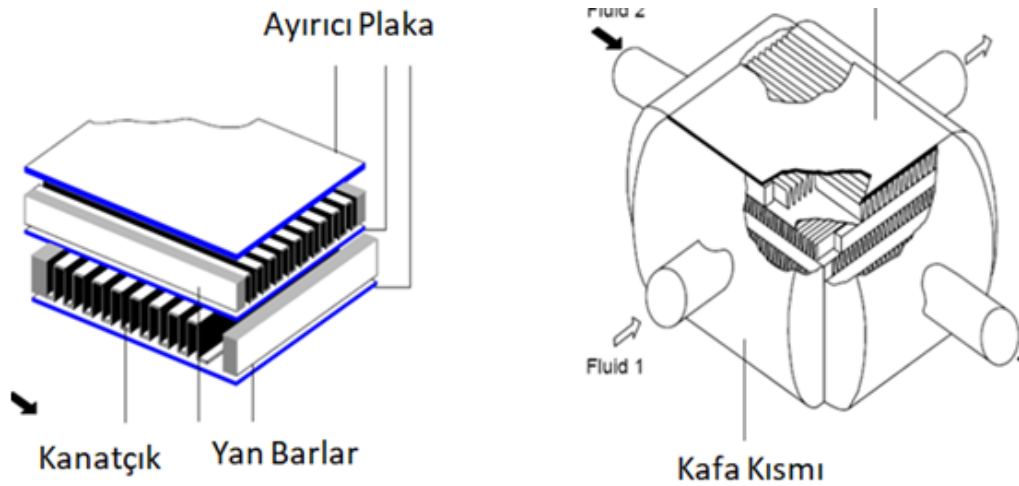
kapsamında matematiksel ve nümerik olmak üzere iki farklı yönden desteklenmiş bir tasarım metodolojisi literatüre sunulmuş olunacak ve literatürdeki bu boşluk kapanacaktır. Bunun dışında hem kaydırılmış eksenli hem de delikli kanatçık tipine ait termal ve hidrolik performansı belirlemeye yönelik Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün hesaplanması üzerine bir çalışma literatürde mevcut değildir. Yapılacak olan tez kapsamında kaydırılmış eksenli ve delikli kanatçıkların termo-hidrolik performansı farklı Reynolds sayılarında ve kanatçık parametrelerinde incelenecek ve korelasyonlar literatüre sunulacaktır.



3. PLAKALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Bu bölümde plakalı-kanatçıklı ısı değıştircileri hakkında temel bilgiler verilmiştir. Plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri tanıtılmış, akış düzenlemelerine değinilmiş, farklı kanatçıkların termo-hidrolik performansa etkisine değinilmiş ve malzeme seçimindeki bazı hususlardan bahsedilmiştir.

Plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri kompakt ısı değıştircisi sınıfına giren ısı değıştircileridir. Kompaktlık değeri $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den büyüktür ve bu değeri genel uygulamalar için 1000-1500 değeri arasında değışir. Plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri plakalar arasına yerleştirilmiş boyuna kanatçıklardan ve iki akışkanın birbirine karışmasını önleyen ayırıcı plakalardan meydana gelmektedir. Kanatçık ve ayırıcı plaka yapısı üst üste dizilerek istenilen kapasitedeki ısı değıştircisi ortaya çıkar. Bu şekilde sıcak ve soğuk akışkan birbirine karışmadan aralarında ısı transferinin gerçekleşmesi sağlanmış olur. Çalışma akışkanı olarak genelde sıvı-gaz veya gaz-gaz çifti kullanılır. Çapraz akımlı plakalı kanatçıklı ısı değıştircisinin temel bölümlerini şematize eden görsel Şekil 3.1.'de sunulmuştur.



Şekil 3.1. Plakalı kanatçıklı ısı değıştircisinin temel elemanları [29]

Görselden de anlaşılacağı üzere plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri temelde üç ana elemandan oluşur. Bunlar ayırıcı plaka, kanatçık ve yan bardır. Kanatçıklar esasında üç temel görevi üstlenir. Bunlar ısı transfer yüzey alanını arttırmak, basınç düşümünü belirli seviyede tutarak hidrolik performansı sağlamak ve ısı değıştircisinin rijitliğini arttırmak

şeklinde sıralanabilir. Ayırıcı plakanın görevi ise sıcak ve soğuk akışkanın birbirine karışmasını önlemektir. Yan barlar ise köşelerin mühürlenmesini sağlamakla birlikte ısı değiştiricisinin mekanik dayanımına da destek sağlar. Alüminyum konstrüksiyonlarda kanatçıklı yapı ayırıcı plakaya sert lehimlenmiş vaziyettedir. Ancak lehimin veya kaynağın mümkün olmadığı bazı paslanmaz çelik alaşımlarında kanatçıklı yapı iki ayırıcı plaka arasına sürülür ve bu şekilde üst üste dizilir. Sızdırmazlığı sağlamak için ise ısı değiştiricisinin üst ve alt tarafını kaplayan kaplama levhaları bulunur. Kaplama levhasının malzemesi genelde ayırıcı plakadan biraz daha kalın yapılır ve yüksek basınçlara dayanıklıdır. Kaplama levhası sayesinde sızıntılar önlenir ve ısı değiştiricisi içerisindeki basınç korunur.

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde bahsi geçen elemanların haricinde giriş ve çıkışlarda manifold ve nozullar da bulunabilir. Gelen akış giriş manifoldundan nozullara dağılır. Giriş nozulu akışın ısı değiştiricisine üniform olarak dağılmasını sağlar. Çıkış nozulundan çıkan akışkan çıkış manifoldunda toplanır. Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri seri, paralel veya seri-paralel bağlı olarak kullanılabilir. Burada amaç ısı değiştiricisinin kapasitesini ihtiyaca göre arttırmaktır. Seri veya paralel kullanım söz konusu olduğunda birden çok giriş ve çıkış nozuluna ihtiyaç duyulacaktır.

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri diğer ısı değiştiricilerine göre bazı avantaj ve dezavantajlar sunar. Bunlar şu şekilde sıralanabilir.

Avantajları:

- i. Son derece kompaktlardır. Birim hacimdeki ısı transfer yüzey alanları son derece yüksektir [28].
- ii. Konstrüksiyonları hafiftir.
- iii. Çok akımlı operasyona müsaittirler [28].
- iv. Termal etkenlikleri yüksektir [28].
- v. Gerçek ters akımlı akış deneyimi sunarlar.
- vi. Amortisman süreleri kısadır.

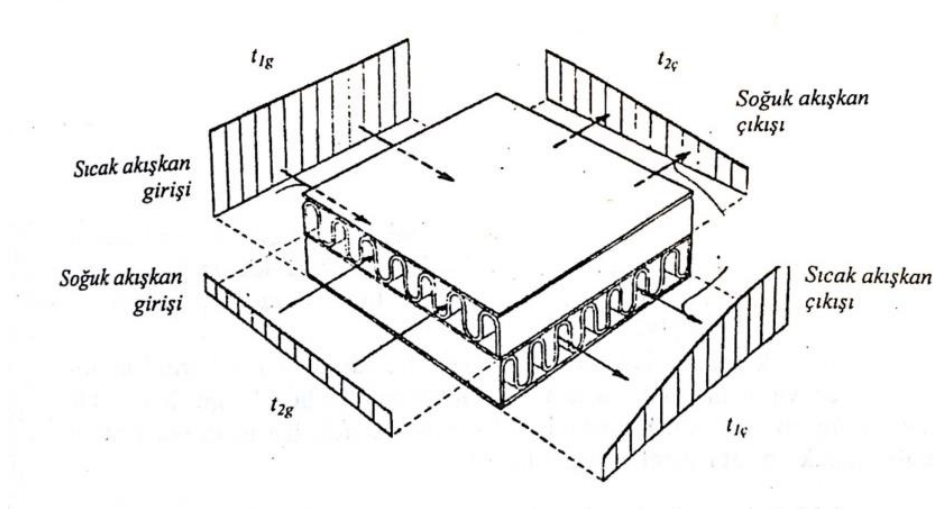
Dezavantajları:

- i. Temizlenmeleri güç olduğundan kirlilik oluşturmayan akışkanlar seçilir.
- ii. Malzeme ve konstrüksiyonlarından kaynaklı belirli bir sıcaklık ve basınç değerlerine kadar çalışabilirler.
- iii. Üretimleri maliyetlidir ve bakımları güçtür.
- iv. Akış dar kanallardan geçmeye zorlandığından basınç düşümü yüksektir [28].
- v. Tasarımları güçtür.

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde akış düzenlemeleri temelde 3 farklı kategoride sınıflandırılabilir. Bunlar çapraz akımlı, ters akımlı ve çapraz-ters akımlı şeklindedir. Akış düzenlemesi oluşacak olan logaritmik sıcaklık farkını, termal etkenliği ve ısıl gerilmeleri doğrudan etkileyen bir husustur. Bu kısımda bu hususlardan ve etkilerinden bahsedilmiştir.

Çapraz akımlı akış düzenlemesi

Çapraz akımlı akış düzenlemesinde soğuk ve sıcak akışkan birbirlerine göre dik olacak şekilde ısı değiştiricisine girerler. Isı değiştiricisi boyunca akışkanlar birbirlerine dik olarak aktığından sıcaklık dağılımı da iki boyutlu olacaktır. Şekil 3.2’de çapraz akımlı ısı değiştiricisinde giriş ve çıkışlarda oluşacak sıcaklık dağılımı şematize edilmiştir. Oluşan bu iki boyutlu sıcaklık dağılımı termal gerilmelerin de iki boyutlu olmasına sebep olur.

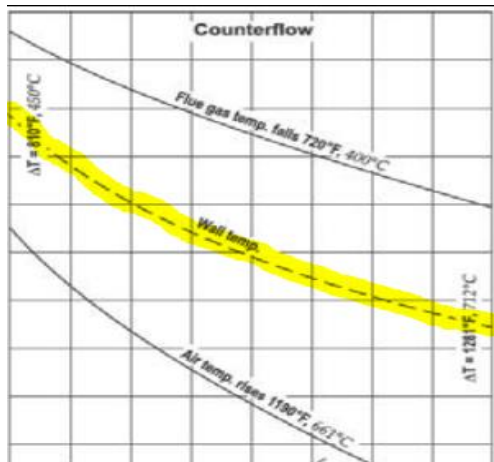


Şekil 3.2. Çapraz akımlı ısı değiştiricisinde çıkış sıcaklıkları dağılımı [42]

Çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştiricisi etkenliği ters akımlılarınkine göre daha düşük, paralel akımlılarınkine göre daha yüksektir. İmalat kolaylığı nedeniyle kompakt ısı değiştiricileri genelde çapraz akımlı olarak üretilirler. Eğer bir tarafta faz değişimi varsa veya yüksek etkenliğe gerek duyulmuyorsa veya iki akışkan arasında yüksek bir debi farkı varsa ve basitlik ön planda ise çapraz akımlı akış düzenlemesi uygun bir seçim olacaktır. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri otomobil radyatörleri ve uçaklarda kullanılan ısı değiştiricilerinde karşımıza çıkmaktadır.

Ters akımlı akış düzenlemesi

Ters akımlı akış düzenlemesinde sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirlerine paralel fakat ters yönde akarlar. Ters akımlı akış düzenlemesinde logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştiricisi etkenliği diğer tüm düzenlemelere göre daha yüksektir. Fakat malzeme sıcaklığı ısı değiştiricisi boyunca fazla miktarda değiştiği için yüksek bir termal gerilmeye maruz kalırlar. Bazense imalatındaki güçlükler nedeniyle ters akımlı düzenleme tercih edilmeyebilir. Bu zorluklardan bazıları ısı değiştiricisinin kafa kısmının özel bir tasarım gerektirmesidir. Tipik bir ters akımlı ısı değiştiricisindeki sıcaklık değişimi Şekil 3.3'deki gibidir.



Şekil 3.3. Ters akımlı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı [29]

Çapraz-ters akımlı akış düzenlemesi

Yaygın olarak karşımıza çıkan bir diğer akış düzenlemesi ise çapraz-ters akımlı akış düzenlemesidir. Bu akış düzenlemesinde akışkanlardan biri düz bir yolu takip ederken,

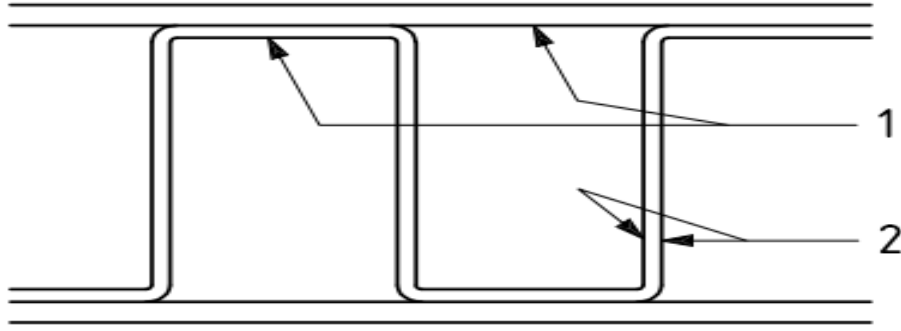
diğeri ise zik-zak şeklinde bir yol izler. Bundan dolayı akış yer yer çapraz akımlı, yer yer ise ters akımlı olur. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri çok geçişli olarak kullanılarak logaritmik sıcaklık farkı ve termal etkenlik değerleri ters akımlılarınkine yaklaştırılabilir. Geçiş sayısı ne kadar fazla ise logaritmik sıcaklık farkı ve termal etkenlik de ters akımlınıninkine o kadar yaklaşacaktır. Bu durum çapraz-ters akımlı ısı değiştiricilerinin tasarımını esnek kılmaktadır.

Akış düzenlemesine göre plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinin uygulama alanları ve temel özellikleri özet olarak Çizelge 3.1’de sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Akış düzenlemelerinin karşılaştırılması [28]

Akış Düzenlemesi	Uygulama Alanları	Özellikleri
Çapraz akımlı	Uçaklarda. Nispeten düşük termal etkenlik gerektiren uygulamalarda. İsothermal akışlarda.	Basit ve ucuzdur. Akış dağıtıcıya gerek yoktur.
Ters akımlı	Hava ayırıcılarda. Isı geri kazanımı sistemlerinde. Yüksek termal etkenlik gerektiren uygulamalarda.	Kompleks tasarım gerektirir. Dağıtıcıya ihtiyaç duyulur.
Çapraz-ters akımlı	Uçaklarda, proses fabrikalarında kullanılır. Termal etkenliği orta düzeydedir.	Basit kafa kısımları vardır. Maksimum 6 geçişli olabilir. Esnek tasarımlar elde edilebilir.

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı transfer yüzey alanı birincil ve ikincil olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Birincil ısı transfer yüzey alanını ayırıcı plakanın yüzeyi ve kanatçığın dip kesiti oluşturur. İkincil ısı transfer yüzey alanını ise aracı akışkanın kanatçıkla doğrudan temasta olan yüzeyi meydana getirir. Birincil ve ikincil yüzey alanı ayrımı Şekil 3.4’de görselleştirilmiştir.

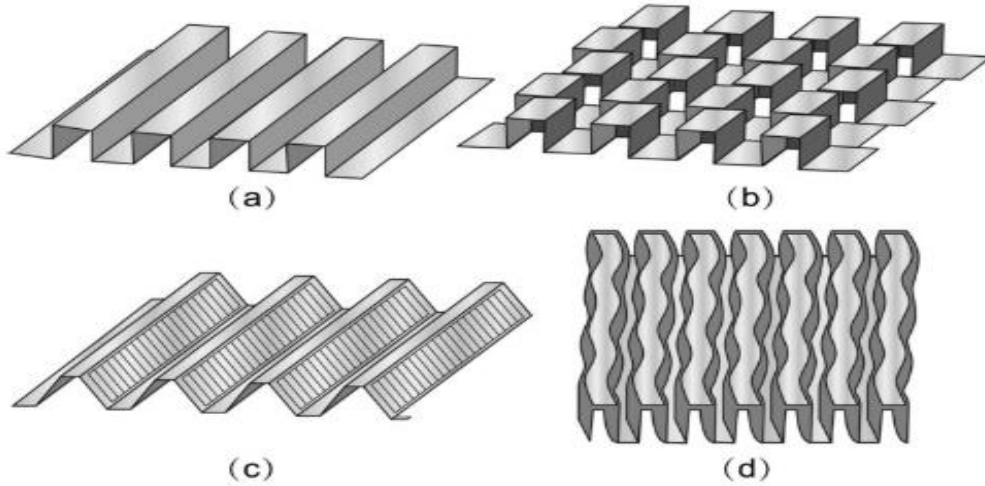


Şekil 3.4. Birincil ve ikincil ısı transfer yüzey alanı ayrımı

Kanatçık tipleri

Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde genelde gaz-gaz çiftinin akışı söz konusudur. Gaz akışının olduğu yerde taşınım katsayısı sıvılarınkine göre daha düşük olacaktır. Bu yüzden ısı transferinin artırılmasına ihtiyaç duyulacaktır. Isı transferinin artırılması için ya kanatçıklı yüzeylerden ya da sınır tabakanın yırtılmasını sağlayacak mekanizmalardan faydalanılır. Bazen ise bu iki mekanizma hibrit olarak birlikte kullanılır. Bu yüzden plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinin tasarımında en önemli kriterlerden birisi de doğru kanatçığın tasarımı veya seçimidir. Uygulamada farklı kanatçık tipleri mevcuttur. Her bir kanatçığın kendisine ait ısı ve hidrolik karakteristiği vardır. Yeni bir ısı değiştiricisi tasarımında kanatçıklar için en iyileme çalışmasının yapılması gerekmektedir. Kanatçık seçimi veya tasarımı yapılırken karşılaşılan en önemli parametreler Colburn faktörü ve sürtünme faktörüdür. Colburn faktörü boyutsuz ısı transfer katsayısı olup kanatçık geometrisini ısı performansla ilişkilendirirken, sürtünme faktörü ise kanatçık geometrisini basınç düşümü ile ilişkilendirir.

Kays ve London'a [29] göre kanatçıklar 4 farklı kategoride toplanabilir. Bunlar düz kanatçıklar, kaydırılmış eksenli kanatçıklar, panjurlu kanatçıklar ve dalgalı kanatçıklardır. Her bir kanatçığın birbirine göre üstünlüğü bulunmaktadır. Tasarım aşamasında doğru kanatçık seçiminin yapılabilmesi için bu kanatçıkların birbirlerine göre üstünlüklerinin bilinmesinde fayda olacaktır. Kays ve London sınıflandırmasına göre kanatçıklara ait görsel Şekil 3.5'de sunulmuştur.



Şekil 3.5. Kanatçıkların sınıflandırılması [29]

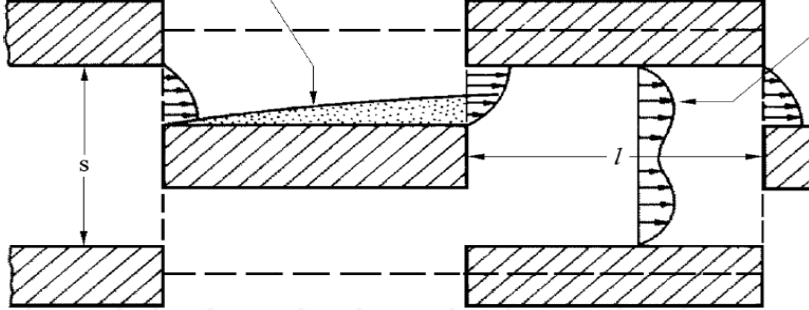
Düz kanatçıklar akış doğrultusu boyunca kesitin değişmediği kanatçık tipleridir. Üretim kolaylığı açısından genelde üçgen, dikdörtgen veya trapez şeklinde üretilirler. Genelde basınç düşümünün ve imalat kolaylığının önemli olduğu durumlarda kullanılırlar. Termal performansları diğer kanatçık tiplerine göre daha düşüktür. Bunun sebebi akışın karışmasını sağlayacak veya sınır tabakanın yırtılmasını sağlayacak herhangi bir mekanizmanın bulunmamasından kaynaklıdır. Isıl performansın iyileştirilmesi yalnızca ısı transfer yüzey alanının artırılmasıyla gerçekleştirilir. Bunun için de daha sık kanatçıklar kullanılır. Daha sık kanatçık kullanmanın dezavantajı ise basınç düşümünün artması olacaktır. Hem termal hem de hidrolik performansın aynı anda sağlanması için kanatçık en iyileme çalışmasının yapılması gerekmektedir.

Kaydırılmış eksenli ve dalgalı kanatçıklarda ise ısı transferini arttırmaya yönelik özel bir mekanizma işlemektedir. Bu mekanizma sınır tabakanın periyodik olarak yırtılıp tekrar oluşturulmasıdır.

Akışkan bir yüzeyle karşılaştığında o yüzey boyunca bir sınır tabaka meydana getirir. Akış doğrultusu boyunca sınır tabakanın kalınlığı giderek artar. Artan sınır tabaka kalınlığı ısı transferine bir direnç teşkil eder ve ısı transferini olumsuz etkiler.

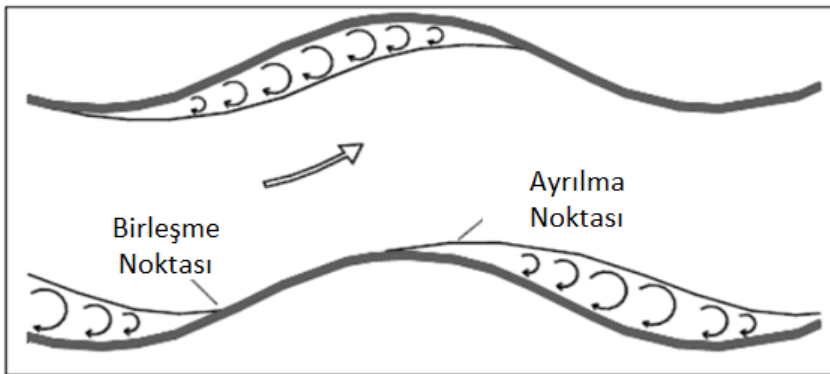
Isıl sınır tabakanın gelişmesini önlemek için kaydırılmış eksenli kanatçıklarda sınır tabaka sürekli olarak yırtılır ve tekrar oluşturulur. Bu durum Şekil 3.6' da şematize edilmiştir. Sınır tabakanın ince olduğu yerde sıcaklık gradyanı yüksek olacağından ısı transferi de

yüksek olacaktır. Bu yüzden kaydırılmış eksenli kanatçıklar yüksek ısıl performans sergilemektedirler.



Şekil 3.6. Kaydırılmış eksenli kanatçıkta sınır tabakanın periyodik olarak kırılması [30]

Dalgalı tip kanatçıklarda ise sınır tabakada ayrılma ve birleşme noktaları meydana gelmektedir. Ayrılma noktalarının arkasında oluşan vorteksler akışın daha iyi karışmasını sağlayarak ısı transferini artırıcı yönde etki yapmaktadırlar. Bu durum ısı transferini ne kadar artırırsa da basınç düşümünü de o denli kötüleştirecektir. Basınç düşümü ve ısı transferi miktarı kanatçığa ait geometrik parametrelerle doğrudan ilgilidir. Ayrıca, dalgalı tip kanatçıklar için yüksek Reynolds sayılarında akışa dik yönde ikincil akışlar oluşacaktır. Oluşan bu ikincil akışlar ısı değiştiricisinin kendi kendisini temizlemesini sağlar ve dalgalı tip kanatçıkları kirli akışlar için uygun bir kanatçık tipi yapmaktadır. Dalgalı tip kanatçıklarda sınır tabaka karakteristiği Şekil 3.7’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Dalgalı tip kanatçıkta akış karakteristiği [31]

Panjurlu tip kanatçıklarda ise kanatçığın akışkanla direkt temas ettiği yüzey alanı üzerinde açıklıklar bulunmaktadır. Akış bu açıklıkları bir kaçış noktası olarak görür. Açıklıklardan

geçen akışkanın hız ve sıcaklık gradyanında ani ve lokal olarak bir değişim meydana gelir. Sıcaklık gradyanında meydana gelen bu değişim ısı transferini lokal olarak artırır.

Farklı kanatçık tiplerinin karşılaştırılması Çizelge 3.2' de ayrıntılı olarak sunulmuştur. Bu dört kategori içerisinde ısı performansını en yüksek olan grup kaydırılmış eksenli kanatçıklar iken en düşük olan ise düz kanatçıklardır. Dalgalı kanatçık ve panjurlu kanatçıkların ısı performansı ise bu iki grubun arasındadır.

Çizelge 3.2. Farklı kanatçık tiplerinin karşılaştırılması [28]

Kanatçık Tipi	Tanımı	Uygulama alanları	Özellikleri
Düz	Sabit kesitli düz kanatçık.	Yoğuşturucular, basınç düşümünün kritik olduğu uygulamalar.	Basit ve ucuzdur. Isı transfer katsayısı ve basınç düşümü düşüktür
Kaydırılmış eksenli kanatçık	Düz kanatçıklar akış yönüne dik yönde belirli bir adımda kaydırılmıştır.	Tek fazlı akışlarda kullanılır. Hava ayırıştırma sistemlerinde düşük basınçlı gaz akışlarında kullanılır.	Düz kanatçıklara göre ısı transfer katsayısı daha yüksektir ancak basınç kaybı da artmaktadır. Düşük Re sayılarında performansları tahmin edilebilir.
Panjurlu/Delikli	Düz kanatçıkların yüzeyinde panjurlar veya delikler mevcuttur.	Genelde kaynama içeren uygulamalarda kullanılır, daha yüksek stabilite ve daha düşük birikintilere olanak sağlar.	Isı transferi katsayısı düz kanatçıklara göre daha az delik içerenlerde daha yüksektir. Yüksek oranda delik içermesi durumunda ısı transfer yüzey alanı azalacağından daha düşük ısı performans gösterir.
Dalgalı	Akış doğrultusu boyunca dalgalı kanatçık şeklindedir.	Kirlenme etkisini azaltır. Yüksek basınç uygulamalarında iyidir.	Isı transfer katsayısı düz ve kaydırılmışın arasındadır.

Plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri için kanatçık seçimi yapılırken bazı önemli hususlara dikkat edilmelidir. Bunların başında çalışma basıncı, imalat kolaylığı, termal ve hidrolik performans ve kirlenme faktörüdür.

Kanatçıklar proses basıncına dayanabilir olacak şekilde seçilmelidir. Gerektiğinden ince kanatçıklar seçilmesi durumunda kanatçıklar deformasyona uğrayabilir. Bunun için her katmanın proses basıncına dayanabilir olması şarttır.

İmalat kolaylığı açısından ise düz kanatçıkların imalatı diğer kanatçık tiplerine göre daha kolaydır. Eğer imalat kolaylığı tasarım kriteri olarak ön planda ise düz kanatçıklardan yana bir seçim yapılabilir.

Isıl ve hidrolik performansı sağlayacak kanatçığın seçimi ısı değıştircisinin performansı açısından önemli bir husustur. Isıl performansı en yüksek olan kanatçıklar kaydırılmış eksenli kanatçıklardır. Düz kanatçıkların ısıl performansı ise diğerlerine göre düşüktür. Kanatçık tipi belirlendikten sonra kanatçık parametreleri ile oynanarak ısıl ve hidrolik performansın her ikisini de sağlayacak olan kanatçığın tasarımı önem kazanmaktadır.

Plakalı kanatçıklı ısı değıştircilerinin demontajı ve temizlenmeleri güç olduğundan kirli akışkanlar için uygun değildirler. Ancak belirli bir miktardaki kirlenme tolere edilebilir. Ancak kirlilik durumu söz konusu ise dalgalı tip kanatçıkların kullanılması önerilmektedir.

Uygun malzeme seçimi ve uygun boyut ve plaka aralığı seçimi ile optimum basınç düşümü, ısı değıştircisi etkenliği ve korozyon direnci sağlanabilir.

Plakalı ısı değıştircileri çeşitli ortamlarda çalışmak durumundadırlar. Örnek olarak boya püskürtme sistemleri, galvanizleme sistemleri, kirli egzoz havası, yanma gazları, tuzlu su banyosu içeren sistemler ve yüksek sıcaklıklar içeren ısı geri kazanım sistemleri verilebilir. Bu yüzden plakalı kanatçıklı tip ısı değıştircilerinde kullanılacağı ortama göre uygun malzeme seçimi önemli bir husustur. Malzeme seçiminde en önemli kriterlerden birisi de çalışma ortamının korozifliğidir. Korozyonu önlemek için çeşitli malzemeler ve bunların alaşımları kullanılmaktadır.

Alüminyum

Alüminyumdan yapılmış plakalı kanatçıklı ısı değıştircileri 10 000 Pa'lık basınç farkına dayanabilirler. Burada malzemenin etkisi olduğu gibi kanatçık tipinin rijitliğe olan etkisi de büyüktür. İç ortam havuzları gibi yüksek korozif ortamda çalışacak ısı değıştircileri için, ilk yatırım maliyeti de hesaba katılarak, alüminyum üzerine epoxy kaplama yapılabilir.

Alüminyum malzemeler 100°C'nin üzerinde dayanımlarını kaybederler. Ayrıca ateşe ve birçok asit benzeri malzemeye karşı dayanıksızdır. Bunlara örnek olarak hidroklorik asit, bazı hidrokarbon solventleri ve metilen klorid gibi malzemeler verilebilir. Bu durum alüminyum malzemenin kullanım alanlarını kısıtlar. Ancak yüksek termal iletkenlik ve düşük ağırlık gibi avantajları sayesinde alüminyum malzemeler plakalı ısı değıştircilerinde ilk seçim olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Örnek olarak kriyojenik hizmetlerinde Al 3003 alaşımı ayırıcı plaka, kanatçıklar ve yan barlar için kullanılan tipik bir malzemedir.

Polipropilen

Aşırı yüksek korozif ortamlarda polipropilen seçimi doğru olacaktır. Tuzlu su banyoları, galvanizleme hatları veya laboratuvarlardan gelen gazlardan ısı değışimi istendiğinde malzeme olarak polipropilen kullanılmaktadır. Derin çekilmiş plakalar birbirlerine mühürlenir, sonrasında ise ultrasonik kaynak metoduyla kaynaklanırlar. Bu sayede sızdırmazlık sağlanır.

Paslanmaz çelik

Paslanmaz çelikten imal edilmiş ısı değıştircileri 10 000 Pa'lık basınç farkına dayanabilirler. 316Ti alaşımından üretilmiş ısı değıştircisi ise çok yüksek sıcaklıklarda ve korozif ortamlarda çalışmaya müsaittir. Genelde atık ısı geri kazanımı sistemlerinde kullanılır. Maliyeti yüksektir ancak geri kazanılan ısı yüksek miktarda olduğundan kısa bir sürede kendisini amorti edebilir. Yüksek sıcaklıklara dayanımları alüminyum malzemeye göre daha iyi olsa da termal iletkenlikleri daha düşüktür. Kanatçıklar daha ince yapılarak bu dezavantajın önüne geçilmeye çalışılır [32].

Paslanmaz çelikten imal edilen bu ısı değıştiricilerinin tipik kullanım alanlarına proses ısıtıcı/soğutucuları, gaz türbini reküperatörü, yakıt hücresi için ön ısıtıcı ve katalitik reaktörler verilebilir.

Paslanmaz çelikten yapılan bu ısı değıştiricilerin yüksek sızdırmazlık ve yüksek sıcaklık uygulamalarında “kaynaklı sızdırmaz” tipleri kullanılmaktadır. Paslanmaz çelikten yapılan bu ısı değıştiricileri tamamen mikrop plazma prosesi ile kaynaklanır. Bu yüzden ekstra sızdırmazlık elemanı gerektirmez. Çeşitli basınç testleri ile sızdırmazlığı kontrol edilir. Uygun alaşımın kullanılmasıyla 600°C’lik sıcaklıkların üstüne çıkmak mümkündür [33].

Temel teorik bilgilerden de anlaşılacağı üzere kaydırılmış eksenli kanatçıklar yüksek termal performans sergilemektedir. Bu durum ısı değıştiricisini düz kanatçıklara göre daha kompakt yapmaktadır. Yine teorik bilgidен anlaşılacağı üzere kanatçıklara delik eklenmesi hız ve sıcaklık gradyanında lokal olarak iyileştirmelere sebep olduğundan termo-hidrolik performansı arttırmaktadır. Bu yüzden tez kapsamında kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar üzerinde çalışmaya karar verilmiştir. Ayrıca paslanmaz çelik ve alaşımları yüksek sıcaklıklara ve korozyon ortamlarına karşı oldukça dayanıklıdır. Uygulamada bu iki durumla oldukça fazla karşılaşmaktadır. Bu yüzden kanatçık malzemesi olarak ise SS-316-Ti alaşımı seçilmiştir.

4. PROBLEMİN TANIMI, YÖNTEM VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

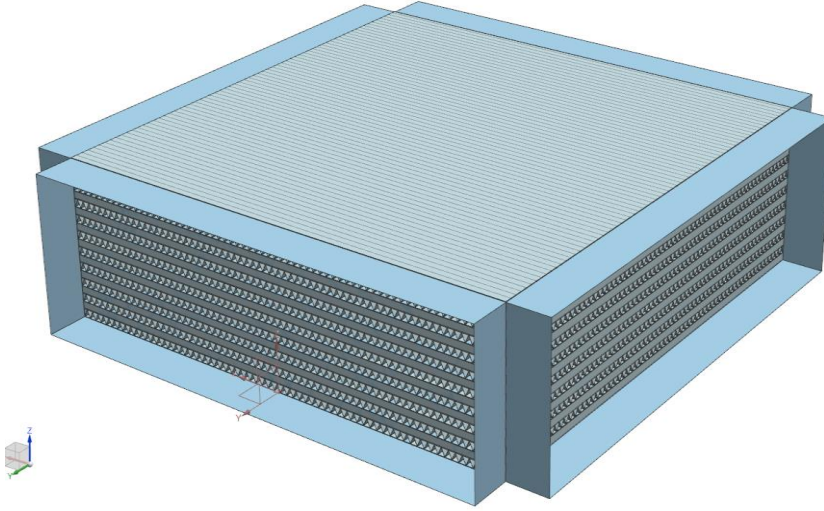
Bu bölümde problemin tanımı yapılmıştır ve problemin çözümüne nasıl gidileceğinden bahsedilmiştir. Çözüm yaklaşımı olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminden yararlanılmıştır. Ön tasarım metodu olarak ise literatürdeki mevcut korelasyonlardan faydalanılarak MATLAB ortamında kod yazılmıştır. Yazılan kod vasıtasıyla ısı değiştiricisinin boyutları elde edilmiştir.

4.1. Problemin Tanımı

Bu kısımda problemin tanımı yapılmıştır ve çalışmanın amacından, performans parametrelerinden bahsedilmiştir. Performans parametrelerini oluşturan ifadeleri daha iyi anlamak için bazı tanımlamalar bu bölümde yapılmıştır.

Tezin amacı atık ısı geri kazanım sisteminde kullanılacak olan bir plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin tasarımını literatürdeki korelasyonlar vasıtasıyla gerçekleştirmek ve ön tasarımı yapılan ısı değiştiricisini HAD analizi ile doğrulamaktır. Isı değiştiricisinin ön tasarımı MATLAB ortamında yapılmıştır. Sunulan bu MATLAB kodunun güvenilir olması için ise tam boyutlarda yapılacak olan bir HAD analizi ile sonuçları destekleme yoluna gidilmiştir.

Şekil 4.1'den de anlaşılacağı üzere ısı değiştiricisi çapraz akımlı düzenlemeye sahip olup akış girişlerden girmekte, dar kanalların arasından geçmekte ve ısısını kanatçıklara verdikten sonra çıkmaktadır. Soğuk akışkan ise kanatçıklardan ısıyı çekmekte ve sıcak akışkanla karışmadan çıkmaktadır.

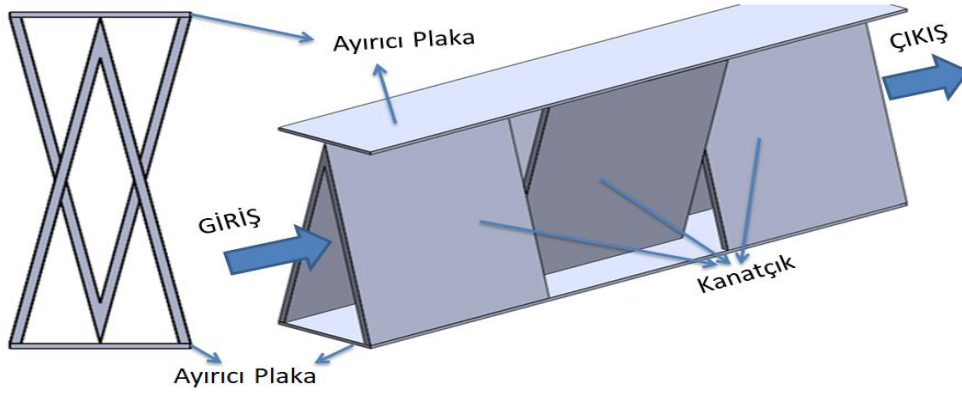


Şekil 4.1. Tam boyutlarda bir plakalı kanatçıklı ısı değıştircisi

Isı değıştircisinin ön tasarımı MATLAB ortamında yapılmıştır. MATLAB ortamında yazılan kod iteratif olarak ısı değıştircisinin katman sayısını arttırmakta ve gerekli termal ve hidrolik performans sağlandığında ise iterasyonu durdurmaktadır. MATLAB ortamında yazılan kodun çalışması için tek bir kanatçık için geçerli Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonların bilinmesi gerekmektedir. Bu korelasyonlar ise literatürden alınmıştır.

HAD analizleri ticari bir yazılım olan FloEFD çözücüsü yardımıyla yürütülmüştür. FloEFD yazılımı kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemlerini eş zamanlı olarak çözebilen ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programıdır.

Tezin bir diğer amacı kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip üçgen kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları literatüre sunmaktır. Tek bir kanatçığa ait Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü elde edebilmek için öncelikle katı modelleme işlemi SOLIDWORKS ortamında gerçekleştirilmiştir. Tek bir kanatçık için problemin geometrisine ait görsel Şekil 4.2’de sunulmuştur.



Şekil 4.2. Kaydırılmış eksenli üçgen kanatçığa ait genel görünüş

Geometriye baktığımızda kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklar gözükmektedir. Kanatçıkların alt ve üst kısmında ise ayırıcı plaka bulunmaktadır. Hem kanatçıklar hem de ayırıcı plaka malzemesi SS 316 Ti olarak seçilmiştir çünkü MATLAB kodu doğrulandıktan sonra kodun yüksek sıcaklık uygulamalarındaki ısı değiştiricileri için kullanılması hedeflenmektedir. SS 316 Ti' ye ait termofiziksel özellikler Çizelge 4.1' de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. SS 316 Ti' ye ait termofiziksel özellikler

Özgül Isı	500	J/kgK
Termal İletkenlik	14,6	W/mK
Yoğunluk	7,99	g/cm ³
Termal Genleşme	16,5	µm/µm°C

HAD analizi gerçekleştirilecek olan geometri aslında bir birleşik ısı transferi problemini içermektedir. Akış Reynolds sayısına bağlı olarak belirli bir hızda/debide girişten girmekte ve çıkıştan çıkmaktadır. Ayırıcı plakanın alt ve üst yüzeyi ısıtıldığından kanatçık ile akışkan arasında bir konjuge ısı transferi gerçekleşmektedir. Isınan akışkanın çıkış sıcaklığı Colburn faktörünü belirlemedeki parametredir.

Colburn faktörü boyutsuz ısı transfer katsayısı olup Stanton sayısı ve Prandtl sayısı cinsinden ifade edilebilir ve aralarındaki bağıntı şu şekildedir.

$$j = St Pr^{\frac{2}{3}} \quad (4.1)$$

Burada Stanton sayısı katı ve akışkan ara yüzeyinden olan ısı transferinin ne şiddetle gerçekleştiğini veren bir boyutsuz sayıdır. Prandtl sayısı ise hidrokinamik sınır tabakanın mı yoksa ısı sınır tabakanın mı daha önce gelişeceğini veren bir boyutsuz sayıdır. Bu iki boyutsuz sayı sırasıyla Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3'deki gibi tanımlanır.

$$St = \frac{hA_c}{mC_p} \quad (4.2)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.3)$$

Bu eşitliklerde h [W/m^2K] ortamın taşınım katsayısı, A_c [m^2] serbest akış alanı, m [kg/s] kütleli debi, C_p [J/kgK] özgül ısı, ν [m^2/s] akışkanın kinematik viskozitesi ve α [m^2/s] ısı yayılım katsayısıdır. Colburn faktörünün bilinmesi durumunda yukarıdaki eşitliklerden ortamın taşınım katsayısına Eşitlik 4.4 ile geçilebilir.

$$h = \frac{j m C_p}{A_c Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (4.4)$$

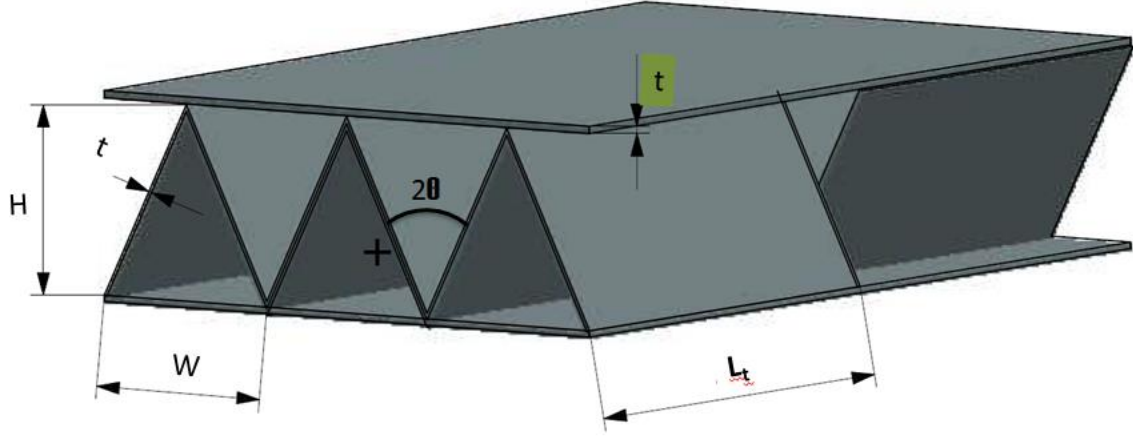
Sabit duvar sıcaklığında, akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa Colburn faktörü Eşitlik 4.5 yardımıyla bulunabilir.

$$j = \frac{D_h}{4L} \ln\left(\frac{T_g - T_{du\ var}}{T_{\zeta} - T_{du\ var}}\right) Pr^{\frac{2}{3}} \quad (4.5)$$

Burada L akış uzunluğu iken D_h ise kanala ait hidrolik çapı ifade etmektedir. Hidrolik çap kesite göre değişmektedir. Temelde, kompakt ısı değiştiricileri için serbest akış alanı (A_c), kanatçık uzunluğu (L) ve ısı transfer yüzey alanı ($A_{ısı\ transferi}$) ifadelerine bağlı olarak Eşitlik 4.6 yardımıyla bulunabilir.

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_{ısı\ transferi}} \quad (4.6)$$

Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait görsel ve geometrik tanımlamalar Şekil 4.3. üzerinde sunulmuştur.



Şekil 4.3. Kaydırılmış eksenli üçgen kanatçık için geometrik notasyon

Kanatçık tiplerine göre hidrolik çapın bulunması literatürdeki eşitliklere göre Çizelge 4.2’deki gibidir.

Çizelge 4.2. Hidrolik çap hesabı. [4-34]

Kaydırılmış üçgen	$D_{hü} = \frac{4(W/2)HL_t}{2((W/2)L_t + HL_t + Ht) + tW/2}$	(4.7)
Kaydırılmış dikdörtgen	$D_{hü} = \frac{4WHL_t}{2(WL_f + HL_f + Ht) + tW}$	(4.8)
Düz dikdörtgen	$D_{hd} = \frac{2(W-t)(H-t)}{(W-2t) + (H-t)}$	(4.9)
Düz üçgen	$D_{hü} = \frac{8(W-t)(H-t)}{2(W-2t) + W-t + 4H/\cos(\theta)}$	(4.10)

Serbest akış alanının bulunuşu Çizelge 4.3’deki gibidir.

Çizelge 4.3. Serbest akış alanı [34]

Kaydırılmış üçgen	$A_{cü} = (W-t)(H-t)$ $A_{cd} = (H-t)(W-t)$	(4.11)
Düz üçgen		
Kaydırılmış dikdörtgen		
Düz dikdörtgen		

Tek bir kanatçık için bulunması gereken bir diğer önemli parametre ise sürtünme faktörüdür. Sürtünme faktörünün bulunması ile ısı değiştiricisi içerisindeki basınç düşümü elde edilebilir. Sürtünme faktörünün bulunuşu Eşitlik 4.2'deki gibidir.

$$f = \frac{\rho D_h A_c^2 \Delta P}{2 L m^2} \quad (4.12)$$

Burada L [m] akış uzunluğu, ΔP [Pa] basınç düşümü, ρ [kg/m³] yoğunluk ve m [kg/s] ise kütleli debiyi belirtmektedir.

Parametrik çalışma sürecinde laminar ve türbülanslı bölgede farklı Reynolds sayılarında analizler yürütülecektir. Bu yüzden Reynolds sayısını da tanımlamak gerekmektedir. Reynolds sayısı boyutsuz bir sayı olup atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını belirtir. Kanal içi akışlarda Reynolds sayısının değeri 2300' den yüksek ise akış türbülanslı olarak kabul edilir. Ancak literatürde plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri için laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş Reynolds sayısı 1000 olarak ele alınmıştır ve korelasyonlar bu şekilde sunulmuştur. Reynolds sayısını veren ifade Eşitlik 4.13'de sunulmuştur.

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} \quad (4.13)$$

Tek bir kanatçık için akışkanın giriş hızı Reynolds sayısına bağlı olarak değiştirilmiş ve parametrik çalışmalar yürütülmüştür.

Performans parametreleri

Tek bir kanatçık için yapılan analizler sonucunda elde edilen performans parametreleri ısı değiştiricisinin toplam performansını doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden doğru kanatçık seçimi ısı değiştiricisinin performansı için önemli bir husustur. Kanatçık seçimi yapılırken bazı performans parametreleri göz önüne alınmıştır. Bu performans parametreleri kanatçığa ait Colburn faktörü, sürtünme faktörü, j/f oranı ve kompaktlık değerleridir. Isı değiştiricisinin performans parametresi olarak ise ısı değiştiricisinin sıcaklık verimi ele alınmıştır. Bu performans parametreleri Çizelge 4.4' de sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Performans parametreleri

Geçerli olduğu yer	Performans Parametresi	Anlamı
Tek bir kanatçık	Colburn faktörü	Boyutsuz ısı transfer katsayısını temsil etmektedir.
Tek bir kanatçık	Sürtünme faktörü	Boyutsuz sürtünme faktörünü temsil etmektedir. Basınç düşümünü hesaplamak için kullanılır.
Tek bir kanatçık	j/f oranı	Colburn faktörünün sürtünme faktörüne oranıdır. Bu oran ne kadar yüksek olursa daha az pompalama gücünde daha yüksek ısı transferi gerçekleşeceği anlamına gelir.
Tek bir kanatçık veya ısı değiştiricisi için	Kompaktlık [m^2/m^3]	Isı transfer yüzey alanının toplam hacme oranıdır.
Isı değiştiricisi için	Sıcaklık verimi	Isı değiştiricisinin termal performansını verir. Isı değiştiricisinde meydana gelen ısı transferinin maksimum ısı transferine oranıdır.

4.2. Yöntem

Mühendislik problemlerini çözerken 3 temel çözüm yaklaşımı mevcuttur. Bunlar analitik çözüm, sayısal çözüm ve deneysel çözüm olmak üzere sınıflandırılır. Analitik çözümler geometrinin karmaşık olması durumunda uygulanmaları neredeyse imkansızdır. Deneysel yöntemler ise maliyetlidir ve parametrik çalışma yapmak aşırı zaman almaktadır. Ayrıca deneysel yöntemlerde sadece ölçüm noktalarındaki değerler elde edilebilir ve ölçülmeyen noktalardaki değerler bilinmemektedir. Son zamanlarda oldukça popüler olan sayısal yöntemler ise karmaşık geometrilere uygulanabilirliği ve her noktada çözüm verdikleri gerekçesiyle mühendislik problemlerinde yaygınca kullanılmaktadır. Ancak yuvarlatma hatası ve nümerik hatalar gibi hata kaynaklarını içerirler. Bir mühendislik problemine yaklaşırken öncelikle analitik çözüm aranmalıdır. Analitik çözümü elde ettiğimizde problemin fiziğini veren formülasyon kolayca elde edilebilir. Ancak analitik çözüm basit geometrilere sınırlı olduğundan, deneysel çözümün ise zaman ve maliyet gibi sınırlamaları olduğundan çoğu zaman nümerik yaklaşımlardan yararlanır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) mühendislikte karşılaşılan akış ve ısı transferi problemlerini çözmek için kullanılan nümerik bir yöntemdir. Bu yöntem sayesinde ister

zamana bağılı, ister zamandan bağımsız çözümler elde edilebilmekte ve karmaşık geometrili problemler için parametrik çalışmalar yürütülebilmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin eş zamanlı olarak nümerik yöntemlerle çözülmesi prensibine dayanmaktadır. Bunun için akış alanı sonlu sayıda hacimlere bölünür, sınır şartları verilir ve her bir hacim için genel korunum denklemleri uygulanır. Bu yaklaşıma sonlu hacimler yöntemi de denmektedir. Problemin geometrisine göre, sınır şartlarına göre ve akışın fiziğine göre çözümün zorluğu da değişmektedir. Önemli olan sınır şartlarının doğru bir şekilde uygulanması, sayısal ağın düzgün bir şekilde atılması ve sonuçların genel fizik kanunlarıyla uyumlu olup olmamasıdır. Bu parametreler ve dahası düzgün ve kontrollü bir şekilde uygulanırsa HAD analizlerinin sonuçlarının da güvenilirliği artmaktadır.

Endüstride birçok ticari HAD paket çözümleri mevcuttur. Bu çözümler hizmet ettikleri alana göre farklı kapsamlara sahiptir. Yapılan bu tez kapsamında ticari bir HAD paket çözümleri olan FloEFD' den yararlanılacaktır. Hem tek bir kanatçık için yapılan analizlerde hem de tam boyutlarda ısı değiştiricisinin analizinde FloEFD paket çözümleri kullanılmıştır. Tek bir kanatçık için olan analizlerin sonuçları literatürdeki deneysel verilerle [29] ve mevcut korelasyonlarla kıyaslanarak sayısal çalışmanın doğruluğu Bölüm 7'de test edilmiştir. FloEFD' nin arka planda nasıl işlediğine dair teknik bilgiler ve problemin çözümüne ait sınır şartları Bölüm 4.3'de detaylı olarak sunulmuştur.

4.3. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon

Bu kısımda sayısal model ve matematiksel formülasyon hakkında bilgiler sunulmuştur. Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin nasıl bir yaklaşım ile FloEFD paket çözümlerinde çözdürüleceği hakkında genel bilgiler verilmiştir.

FloEFD HAD yazılımı hem laminar hem de türbülanslı akış için çözümler gerçekleştirebilen bir paket çözümleri olup, bunun için Favre-Averaged Navier Stokes denklemlerini kullanır. Bu yaklaşım türbülansın zaman-ortalama etkilerini ve akış alanına olan etkisini dikkate alan bir yaklaşımdır. Bu prosedürde işlemler yapıldığında ortaya Reynolds gerilmeleri çıkmaktadır ve çözüme gidilebilmesi için ek modellemeler gerekmektedir. Oluşan bu denklem setini kapatabilmek için türbülans kinetik enerjisini ve

dissipasyon oranını veren transport denklemlerinden faydalanılır. Bu yöntem k-epsilon türbülans modeli olarak da bilinmektedir [35].

Kütlenin, momentumun ve enerjinin korunum denklemleri sabit akışkan özellikleri için sırasıyla şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.14)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (4.15)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (4.16)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4.17)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4.18)$$

Çoğu mühendislik problemi türbülanslı akışı içermektedir. Yapılan bu tez kapsamında da akışın türbülanslı olduğu bölgelerde analizler yürütülmüştür. Bu yüzden sunulan eşitliklerin zaman ortalamasını alarak türbülans etkilerinin denklemlere yansıtılması gerekmektedir. Akışı karakterize eden büyüklüklerin zaman ortalaması alındığında ortaya salınımlı bileşenler ve ortalama bileşenler çıkmaktadır.

$$\begin{aligned} u_i &= \bar{u}_i + u_i' \\ P_i &= \bar{P}_i + P_i' \\ T &= \bar{T} + T' \end{aligned} \quad (4.19)$$

Zaman ortalaması alınan büyüklükler için dönüşümler yerine koyulur ve bazı cebirsel işlemlerden yararlanılırsa kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla şu hali alır [35].

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(p)}{\partial x_i} = \frac{\partial(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R)}{\partial x_j} \quad (4.21)$$

$$\rho C_p \bar{u}_i \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho C_p \overline{u_i' T'}) \quad (4.22)$$

Bu eşitliklerde u akışkan hızını, ρ akışkanın yoğunluğunu, τ_{ij} viskoz kayma gerilmesi tansörünü ve τ_{ij}^R ise Reynolds gerilmelerini temsil etmektedir. Eşitliklerden de anlaşılacağı üzere ilave türbülans etkilerinden kaynaklanan terimler bilinmeyen sayısını bilinenlerden fazla kılmıştır. Bu yüzden korunum denklemlerini kapatmak için bir türbülans modellemesine ihtiyaç vardır. Yapılan bu çalışmada Lam ve Bremhorst tarafından geliştirilen özel bir k-epsilon türbülans modelinden yararlanılmıştır [35]. Türbülanslı ısı akısı ise Eşitlik 4.23'deki gibi modellenmiştir.

$$\overline{u_i' T'} = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_k} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (4.23)$$

Newtonian akışkanlar için viskoz kayma gerilmesi tansörü şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4.24)$$

Boussinesq yaklaşımı yapılır ise Reynolds gerilmeleri tansörü şu şekilde tanımlanır.

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.25)$$

Burada δ_{ij} ifadesi Kronecker delta fonksiyonu olup, $i=j$ durumunda 1'e, diğer durumlarda ise 0'a eşittir. μ terimi dinamik viskoziteyi temsil ederken, μ_t ise türbülans Eddy viskozitesini temsil etmektedir. Bunların haricinde k türbülans kinetik enerjisi ve ϵ ise

dissipasyon oranını temsil etmektedir. Türbülanslı Eddy viskozitesinin bulunuşu türbülanslı kinetik enerji ve dissipasyon oranına bağlı olup Eşitlik 4.26'daki gibidir.

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho \kappa^2}{\varepsilon} \quad (4.26)$$

Bu eşitlikteki f_μ türbülans viskozite faktörü olup şu şekilde tanımlanır.

$$f_\mu = [1 - \exp(-0,0165 R_y)]^2 (1 + \frac{20,5}{R_T}) \quad (4.27)$$

$$R_T = \frac{\rho \kappa^2}{\mu \varepsilon} \quad (4.28)$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} \quad (4.29)$$

Burada y duvardan olan uzaklığı temsil etmektedir. Bu fonksiyon yapılacak olan çözümlemelerde laminar-türbülans geçişini dikkate almamızı sağlamaktadır.

Türbülanslı kinetik enerji ve dissipasyon oranını tanımlamaya yarayan iki ek transport denklemi daha vardır ve Eşitlik 4.30-4.31'de sunulduğu gibidir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon \quad (4.31)$$

Burada S_k ve S_ε kaynak terimleri olup şu şekilde tanımlanmıştır.

$$S_k = \tau_{ij}^R \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (4.32)$$

$$S_{\varepsilon} = C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (4.33)$$

Burada P_B kaldırma kuvvetlerinden kaynaklı terimi ifade etmektedir. C_B katsayısı ise kaldırma kuvvetlerinin olması durumunda 1'e, olmaması durumunda ise 0'a eşittir. f_1 ve f_2 fonksiyonları ise şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_{\mu}} \right)^3 \quad (4.34)$$

$$f_2 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_{\mu}} \right)^3 \quad (4.35)$$

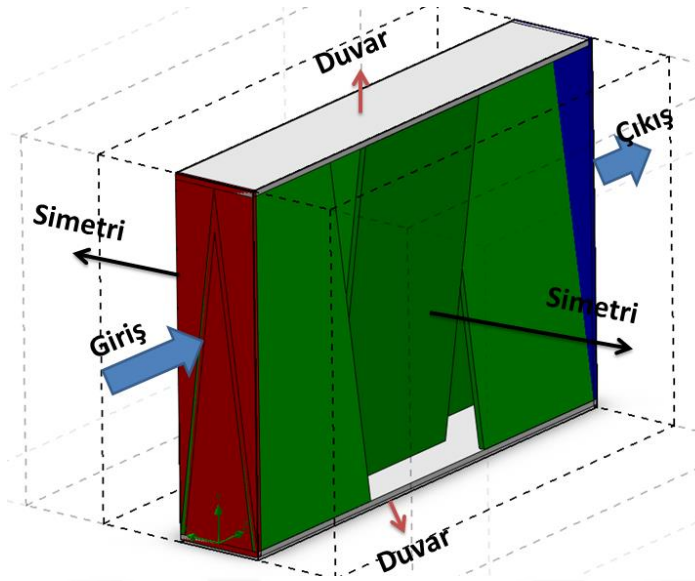
Bu eşitliklerde geçen C_{μ} , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_{ε} ve σ_k değerleri ampirik olarak tanımlanan sabitlerdir. Yapılan bu çalışmada ampirik sabitler Çizelge 4.5'deki gibi alınmıştır.

Çizelge 4.5. Ampirik katsayılarla ait değerler

C_{μ}	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_{ε}	σ_k
0,09	1,44	1,92	1,3	1

Bu eşitlikler hem laminar hem de türbülanslı akış rejimini çözmek için kullanılabilir. Ayrıca laminardan türbülansa geçiş bölgesi için de geçerlidir. Türbülans kinetik enerjisi ve Eddy viskozitesi laminar akış için sıfır değerini alacaktır.

Tez kapsamında yapılacak olan analizlerde kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar için termo-hidrolik performansın belirlenmesi yoluna gidilecektir. Tek bir kanatçık için sınır şartları Şekil 4.4' de sunulduğu gibidir.



Şekil 4.4. Tek bir kanatçık için yapılacak olan analizlerde sınır şartları

Kays&London [29] yaptıkları deneylerde yüzeyinde 100 °C’ de su buharı yoğunlaşan çapraz akımlı ısı değiştiricisi için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü elde etmişlerdir. Bu yüzden tek bir kanatçık için yapılan analizlerde ayırıcı plakanın sıcaklığı 100°C’ de sabit alınmıştır. Girişte ise akışkan belirli bir hız ve sıcaklıkta girmekte ve çıkışta ise Pressure Outlet sınır şartına açılmaktadır.

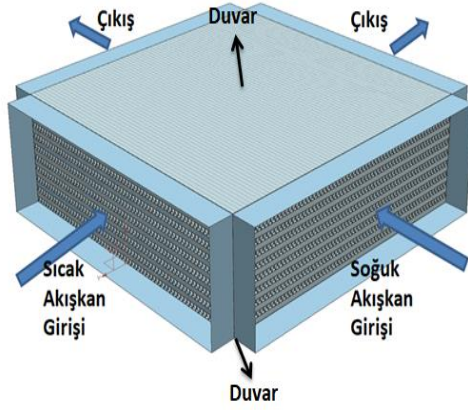
Çizelge 4.6. Tek bir kanatçık için sınır şartları

Tek bir kanatçık için sınır şartları	
Giriş; $T=T_{giriş}$; $U=U_{giriş}$	
Çıkış; $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; $P=P_{atm}$	
Üst duvar; $T=100$ °C; $u=v=w=0$	
Alt duvar; $T=100$ °C; $u=v=w=0$	
Simetri; $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$, $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$, $\frac{\partial w}{\partial x} = 0$, $\frac{\partial w}{\partial y} = 0$	

Tam boyutlarda ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik analizinin amacı ise yazılmış olan MATLAB kodunun ticari bir paket program olan FloEFD sonuçları ile desteklenmesini sağlamaktır.

Tam boyutlarda analiz için ise sınır şartlarına ait görsel Şekil 4.5’de sunulmuştur. Probleme baktığımızda akışkan girişlerden belirli bir sıcaklık ve hızda girmekte ve

çıkışlarda ise “Pressure Outlet” sınır şartına açılmaktadır. Isı değıştiricisinin en dış duvarı adyabatik olarak modellenmiştir.



Şekil 4.5. Tam boyutlarda analiz için sınır şartları

Tam boyutlarda analiz için sınır şartlarına ait matematiksel formülasyon Çizelge 4.7’de sunulduğu gibidir.

Çizelge 4.7. Tam boyutlarda analiz için sınır şartları

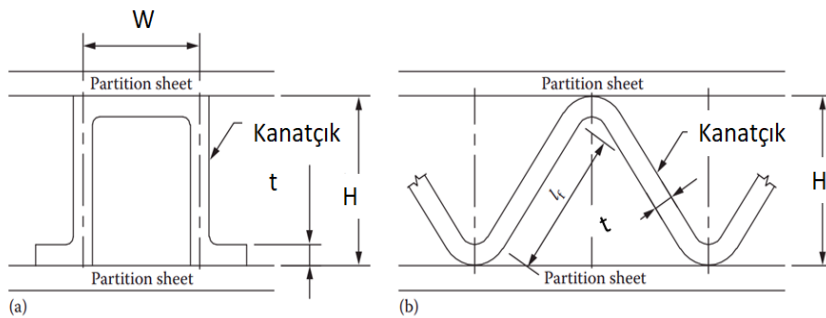
Tam boyutlarda analiz için sınır şartları	
Sıcak akışkan girişi; $T=T_{\text{giriş,sıcak}}$; $m=m_{\text{giriş,sıcak}}$	
Sıcak akışkan çıkışı; $\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; $P=P_{\text{atm}}$	
Soğuk akışkan girişi; $T=T_{\text{giriş,soğuk}}$; $m=m_{\text{giriş,soğuk}}$	
Soğuk akışkan çıkışı; $\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; $P=P_{\text{atm}}$	
Dış duvarlar; $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$; $u=v=w=0$	

5. MATLAB KODUNUN GELİŞTİRİLMESİ VE HAD ANALİZİ İLE DOĞRULANMASI

Bu kısımda MATLAB kodunun geliştirilmesi için nasıl bir yol izlendiğinden bahsedilmiştir. Sonrasında ise MATLAB ortamında tasarımı yapılan ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik analizi FloEFD ticari HAD yazılımında gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Öncelikle analizi yapılacak olan problemin tanımından bahsedilmiş, sonrasında ise hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması gerçekleştirilmiştir. Ardından en uygun hücre yapısındaki FloEFD çözümü ile MATLAB sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak ise MATLAB tasarım algoritması ticari bir HAD çözücüsü olan FloEFD ile doğrulanmıştır.

5.1. Literatürdeki Mevcut Korelasyonlar

Bu kısımda ısı değiştiricisinin ön tasarımında kullanılacak olan korelasyonlar sunulmuştur. Manglik ve Bergles kaydırılmış eksenli kanatçıklar için geniş bir Reynolds sayısı aralığında hem laminar hem de türbülanslı rejimi içine alan sürekli korelasyonları literatüre sunmuşlardır [4]. Sunulan bu korelasyonlar Thulukkanam'a göre hidrolik çapın ve kanatçık adımının doğru seçilmesi halinde kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklar için de uygulanabilir [5]. Kaydırılmış eksenli kanatçıklar için kanatçık parametrelerine ait notasyonlar Şekil 5.1 üzerinde sunulmuştur.



Şekil 5.1. Kaydırılmış eksenli dikdörtgen ve üçgen kanatçık için notasyonlar [5]

Şekil 5.1'e göre kanatçık parametreleri belirlenir ve hidrolik çap bağıntısı Eş. 4.7 veya 4.8'deki gibi hesaplanırsa Manglik ve Bergles'in sunduğu korelasyonlar kaydırılmış eksenli kanatçıklar için uygulanabilir.

Manglik ve Bergles kaydırılmış eksenli kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonları sırasıyla şu şekilde sunmuştur [4].

$$j = 0,6522 \text{Re}_h^{-0,5403} \left(\frac{W}{H}\right)^{-0,541} \left(\frac{t}{L_t}\right)^{0,1499} \left(\frac{t}{W}\right)^{-0,0678} \left(1 + 5,269 \times 10^{-5} \text{Re}_h^{1,340} \left(\frac{W}{H}\right)^{0,504} \left(\frac{t}{L_t}\right)^{0,456} \left(\frac{t}{W}\right)^{-1,055}\right)^{0,1} \quad (5.1)$$

$$f = 9,6243 \text{Re}_h^{-0,7422} \left(\frac{W}{H}\right)^{-0,1856} \left(\frac{t}{L_t}\right)^{0,3053} \left(\frac{t}{W}\right)^{-0,2659} \left(1 + 7,6699 \times 10^{-8} \text{Re}_h^{4,429} \left(\frac{W}{H}\right)^{0,92} \left(\frac{t}{L_t}\right)^{3,767} \left(\frac{t}{W}\right)^{0,236}\right)^{0,1} \quad (5.2)$$

Yapılan bu tez kapsamında ısı değiştiricisinin ön tasarımını gerçekleştirirken bu korelasyonlardan yararlanılmıştır.

5.2. Matlab Kodunun Geliştirilmesi

Isı değiştiricilerinin tasarımında ve/veya performans analizlerinde temelde 2 yöntem mevcuttur. Bunlar LMTD ve Etkinlik-Geçiş Birim Sayısı metotlarıdır. LMTD yöntemi giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyor ise ısı değiştiricisinin tasarımı için uygun bir yöntem iken Etkinlik-Geçiş Birim Sayısı yöntemi ise mevcut bir ısı değiştiricisinin performansının belirlenmesinde kullanılan bir yöntemdir. Etkinlik-Geçiş Birim Sayısı yönteminin bir avantajı aynı amaç için kullanılacak farklı ısı değiştiricilerinin birbirleri ile kıyaslanmasını sağlaması ve içlerinden en verimli olanını seçmeye olanak sağlamasıdır. LMTD yönteminde ise akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi gerekmektedir. Buna göre ısı yük belirlenir ve ısı değiştiricisinin tasarımına gidilir. Eğer ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış sıcaklıkları bilinmiyor ise LMTD yöntemi pek de uygun bir yöntem olmayacaktır.

Bu kısımda MATLAB kodunun yazılabilmesi için gerekli olan bazı eşitlikler sunulmuştur. Eğer bu eşitlikler biliniyor ise ısı değiştiricisinin ısı yüküne, logaritmik sıcaklık farkına ve toplam ısı transfer katsayısına göre ısı değiştiricisinin toplam hacmi (V_T) elde edilebilir. Başka bir deyişle ısı değiştiricisinin toplam hacmi bu parametrelerin bir fonksiyonu olur.

$$V_T = f(Q, \Delta T_{lg}, F, U) \quad (5.3)$$

Bu yaklaşımdan yola çıkarak MATLAB kodu yazılacaktır. Ancak kodun yazılabilmesi için problemin basitleştirilmesi ve bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Yapılan bu kabuller şu şekilde sıralanabilir.

1. Geçici rejim etkileri ihmal.
2. Dış duvarlar adyabatik.
3. Kirlenme faktörü ihmal.
4. Isı transfer katsayısı her yerde sabit ve üniform.
5. Üretim tekniği etkileri ihmal.
6. Giriş etkileri ihmal.
7. Temas direnci etkileri ihmal.

Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait hidrolik çap ve serbest akım alanı hesaplamaları önceki kısımlarda sunulmuştur. Bu yüzden aynı eşitlikler bu kısımda tekrar verilmeyecektir.

MATLAB kodunun yazılabilmesi için öncelikle kanatçığa ait geometrik hesapların yapılması gerekmektedir. Bu sayede ısı transfer yüzey alanı ve toplam hacim gibi ifadelere geçilebilir. Geometrik parametrelerden birisi de alan yoğunluğudur (m^2/m^3) ve β ile gösterilir. Alan yoğunluğu kanatçık parametrelerinin bir fonksiyonudur. Üçgen ve dikdörtgen kanatçıklar için alan yoğunluğu Çizelge 5.1'deki gibi bulunur.

Çizelge 5.1. Alan yoğunluğunun bulunması [34-18]

Kaydırılmış üçgen	$\beta_u = (2(W - t) + 4 \frac{H}{\cos(\theta)}) / (WH)$	(5.4)
Düz üçgen		
Kaydırılmış dikdörtgen	$\beta_d = \frac{2(W - t) + 2(H - t)}{WH}$	(5.5)
Düz dikdörtgen		

Bir diğer önemli geometrik parametre ise ikincil ısı transfer yüzey alanının toplam alana oranıdır ve f_s ile gösterilir. Dikdörtgen ve üçgen kanatçıklar için bu oran Çizelge 5.2'deki gibidir.

Çizelge 5.2. İkincil ısı transfer yüzey alanının toplam alana oranının bulunması [34]

Kaydırılmış üçgen	$f_{sü} = \frac{(H - t) / \cos(\theta)}{(W / 2 - 2t) + (H - t) / \cos(\theta)}$	(5.6)
Düz üçgen		
Kaydırılmış dikdörtgen	$f_{sd} = \frac{(W - t) + 2(H - t)}{2(W - 2t) + 2(H - t)}$	(5.7)
Düz dikdörtgen		

Tasarımda kullanılan bir diğer parametre ise bir tarafın ısı transfer yüzey alanını toplam hacim ile ilişkilendiren α_i parametresidir. Bu parametre Eşitlik 5.8'deki gibi tanımlanır [34].

$$\alpha_i = \frac{A_i}{V_T} \quad (5.8)$$

$$\alpha_i = \frac{\beta_i H_i}{(H_1 + H_2 + 2t)} \quad (5.9)$$

Gerekli geometrik tanımlamalar yapıldıktan sonra ısı hesaplarının nasıl sunulacağına geçilebilir. Isı değiştiricisi içerisinde iki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi miktarı Eşitlik 5.10'daki gibi bulunur.

$$Q = UAF\Delta T_{lg} \quad (5.10)$$

Burada U toplam ısı transfer katsayısı, A ısı transfer yüzey alanı, F düzeltme faktörü ve son terim ise logaritmik sıcaklık farkını temsil etmektedir. Bu terimlerin bulunuşu Çizelge 5.3'deki gibidir.

Çizelge 5.3. Isıl yükün bulunmasındaki eşitlikler

Toplam ısı transfer katsayısı	$\frac{1}{U} = \frac{1}{(\eta_0 h \alpha)_1} + \frac{1}{(\eta_0 h \alpha)_2}$	(5.11)
Logaritmik sıcaklık farkı	$\Delta T_{lg} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)}$	(5.12)

Düzeltilme faktörü F' in bulunuşu ise kapasite oranı, etkenlik ve akış düzenine bağlıdır.

Çoğu akış düzenlemesi için düzeltme faktörü Eşitlik 5.13'deki gibi bulunur [20].

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (5.13)$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (5.14)$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (5.15)$$

Burada R kapasite oranını temsil ederken P ise etkenliği temsil etmektedir.

Yukarıdaki eşitliklerde bir takım düzenlemeler yapılır ise ısı değiştiricisinin toplam hacmini kanatçık parametrelerine ve ısı yüküne göre veren ifade Eşitlik 5.16'deki gibi olur.

$$V_T = \frac{Q}{F \Delta T_{lg}} \left[\frac{1}{(\eta_0 h \alpha)_1} + \frac{1}{(\eta_0 h \alpha)_2} \right] \quad (5.16)$$

Burada η_0 terimi toplam yüzey sıcaklık etkenliğini ifade etmektedir ve Eşitlik 5.17'deki gibi bulunur [34].

$$\eta_0 = 1 - f_s(1 - \eta_f) \quad (5.17)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh((2h / k_{kanatçık} t)^{\frac{1}{2}} (H / 2))}{(2h / k_{kanatçık} t)^{\frac{1}{2}} (H / 2)} \quad (5.18)$$

Isı değiştiricisine ait ısı yükü Q, akışkan özellikleri ve giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi durumunda kolayca hesaplanabilir.

$$Q = m_h C_p (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış})$$

$$Q = m_c C_p (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (5.19)$$

Plakalı kanatçıklı ısı değıştircilerinde hesaplamalar yapılırken Reynolds sayısı genelde kütleel hızı göre hesaplanır. Kütleel hızın hesaplanması Eşitlik 5.20'deki gibidir.

$$G = \frac{m}{A_{cc}} \quad (5.20)$$

Burada A_{cc} [m^2] toplam serbest akış alanıdır ve ilgili taraftaki kanatçık sayısının serbest akış alanı ile çarpımıyla bulunur.

$$A_{cc} = A_c N_{kanat} \quad (5.21)$$

Reynolds sayısının kütleel hızı göre bulunuşu Eşitlik 5.22'deki gibidir.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (5.22)$$

Isı değıştircisinde meydana gelecek olan toplam basınç düşümü giriş etkisi, akışkan ivmelenmesi, ısı değıştircisinde meydana gelen iç sürtünme ve çıkış etkisine bağlıdır ve Eşitlik 5.23'deki gibi bulunur [37].

$$\Delta p = \frac{G^2}{2} \left[\frac{K_c + 1 - \sigma^2}{\rho_1} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) + \frac{f}{\rho_m} \frac{4L}{D_h} - \frac{1 - \sigma^2 - K_e}{\rho_2} \right] \quad (5.23)$$

Bu eşitlikte K_c giriş etkisinden dolayı ani daralma katsayısını, K_e ise çıkış etkisinden dolayı ani genişleme katsayısını temsil etmektedir. ρ_1 ve ρ_2 sırasıyla giriş ve çıkış yoğunluğunu temsil etmekte iken ρ_m ise ortalama yoğunluğu temsil etmektedir. σ ise daralma katsayısı olup sıfır ile bir arasında değışir ve Eşitlik 5.24'deki gibi hesaplanabilir [37].

$$\sigma = \frac{A_{cc}}{A_{fr}} \quad (5.24)$$

Ani daralma ve ani genişleme katsayısı şu şekilde hesaplanabilir [37].

$$K_c = \frac{1 - 2C_c + C_c^2(2K_d - 1)}{C_c^2} \quad (5.25)$$

$$C_c = 4,374 \times 10^{-4} \exp(6,737\sqrt{\sigma}) + 0,621 \quad (5.26)$$

$$K_e = 1 - 2K_d\sigma + \sigma^2 \quad (5.27)$$

Burada K_d katsayısı kullanılan kanatçık tipine göre değişkenlik göstermektedir. K_d 'nin bulunabilmesi için öncelikle düz boru için değerinin hesaplanması gerekmektedir. Düz boru için bu değer şu şekilde hesaplanır [37].

$$\begin{aligned} K_{d_boru} &= 1,33 \dots \text{Re} < 2300 \\ K_{d_boru} &= 1,09068[4f] + 0,05884\sqrt{4f} + 1 \dots \text{Re} \geq 2300 \end{aligned} \quad (5.28)$$

Burada f sürtünme katsayısı düz boru için olan sürtünme katsayısıdır ve şu şekilde hesaplanır [37].

$$\begin{aligned} f &= \frac{16}{\text{Re}} \dots \text{Re} < 2300 \\ f &= 0,049 \text{Re}^{-0,2} \dots \text{Re} \geq 2300 \end{aligned} \quad (5.29)$$

Düz boru için K_d hesaplandıktan sonra üçgen kanatçık için veya dikdörtgen kanatçık için hesaplamaya geçilebilir. Dikdörtgen kanatçık için K_d katsayısının hesaplanması şu şekilde bulunur [37].

$$\begin{aligned} K_{d_d} &= 1,39 \dots \text{Re} < 2300 \\ K_{d_d} &= 1 + 1,17(K_{d_boru} - 1) \dots \text{Re} \geq 2300 \end{aligned} \quad (5.30)$$

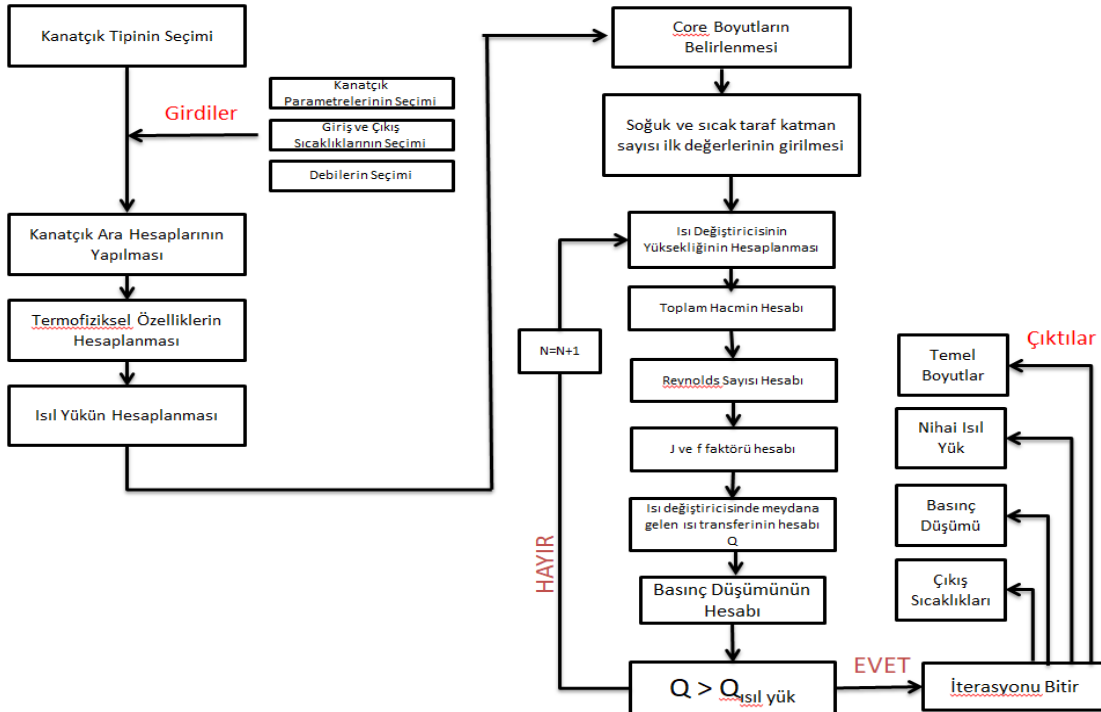
Üçgen kanatçık için K_d katsayısının hesaplanması ise şu şekildedir [37].

$$\begin{aligned} K_{d_ü} &= 1,43 \dots \text{Re} < 2300 \\ K_{d_ü} &= 1 + 1,29(K_{d_boru} - 1) \dots \text{Re} \geq 2300 \end{aligned} \quad (5.31)$$

Aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır ve termofiziksel özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi Eşitlik 5.32'deki gibidir. Bu eşitliklerdeki sıcaklık değeri °C cinsindendir.

$$\begin{aligned} Pr &= 0,7108 - 0,0001T + 4,6996 \times 10^{-7} T^2 - 3,2284 \times 10^{-10} T^3 \\ \mu &= 1,7219 \times 10^{-5} - 4,701 \times 10^{-8} T - 2,4810 \times 10^{-11} T^2 + 8,4089 \times 10^{-15} T^3 \\ C_p &= 1005,507 + 0,0164T + 0,0005T^2 - 3,3412 \times 10^{-7} T^3 \end{aligned} \quad (5.32)$$

Bu eşitliklerden faydalanılarak MATLAB ortamında kod yazılmıştır. Yazılan bu kod kapalı denklemleri içermektedir ve çözüm iteratif yolla yapılmaktadır. Koda girdi olarak kanatçık parametreleri ve ısı değiştiricisinin iki eni girilmekte ve çıktı olarak ise ısı değiştiricisinin toplam katman sayısı alınmaktadır. İyileştirme çalışmaları için ise kanatçık parametreleri ile oynanarak daha kompakt tasarımlar elde edilebilmektedir. Eğer kanatçık adımı küçültülürse ısı değiştiricisi daha kompakt bir yapıya sahip olacaktır, ancak basınç düşümü de olumsuz etkilenecektir. Bu yüzden bu ikisi arasındaki denge iyi sağlanmalıdır. MATLAB'da yazılan koda ait akış diyagramı Şekil 5.2'de sunulmuştur.



Şekil 5.2. MATLAB koduna ait akış diyagramı

5.3. MATLAB Kodunun HAD Analizi İle Doğrulanması

Bu kısımda MATLAB kodundan elde edilen hesaplama sonuçlarına dayalı olarak tasarımı yapılan ısı değiştiricisinin tam boyutlarda HAD analizi gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar hem sayısal olarak hem de kontur grafikleri olarak sunulmuştur.

5.3.1. Problemin tanımı

Bu kısımda tam boyutlarda analizi gerçekleştirilecek olan ısı değiştiricisi için problemin tanımı yapılmıştır, MATLAB kodundan elde edilen çıktılar ve probleme ait sınır şartları tanıtılmıştır. Isı değiştiricisinin tasarımı Bölüm 4.1-5.1 ve 5.2’de sunulan eşitliklerin MATLAB ortamında yazılmasıyla elde edilmiştir. MATLAB ortamında yazılan koda girdi olarak akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, kanatçık parametreleri ve debiler girilmekte; çıktı olarak ise ısı değiştiricisinin katman sayısı elde edilmektedir.

Problemi çözebilmek için öncelikle probleme ait katı modelin çıkarılması gerekmektedir. Probleme ait katı model SOLIDWORKS ortamında elde edilmiştir. Probleme ait geometri Çizelge 5.4’deki termal ve hidrolik görevleri karşılayacak şekilde MATLAB ortamında yazılan kod sonucunda elde edilmiştir. Isı değiştiricisine ait MATLAB kodundan elde edilen ana çıktılar ve programa girilen değerler Çizelge 5.4’de sunulduğu gibidir. Isı değiştiricisi olarak kaydırılmış eksenli üçgen kanatçığa sahip çapraz akımlı bir ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Sıcak akışkan ısı değiştiricisine $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de ve $202\text{ m}^3/\text{saat}$ nominal hacimsel debide girmektedir. Soğuk akışkanın ise $201\text{ m}^3/\text{saat}$ nominal hacimsel debide ısı değiştiricisine girmekte ve $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den 70°C ’ye ısıtılması hedeflenmektedir. Kanatçık et kalınlığı $0,1\text{ mm}$, kanatçık yüksekliği 10 mm , kanatçık adımı 20 mm ve tek bir kanatçığın uzunluğu ise 100 mm olarak alınmıştır. Arka arkaya dizili kanatçık sayısı ise tasarlanan bu ısı değiştiricisi için 3 adettir.

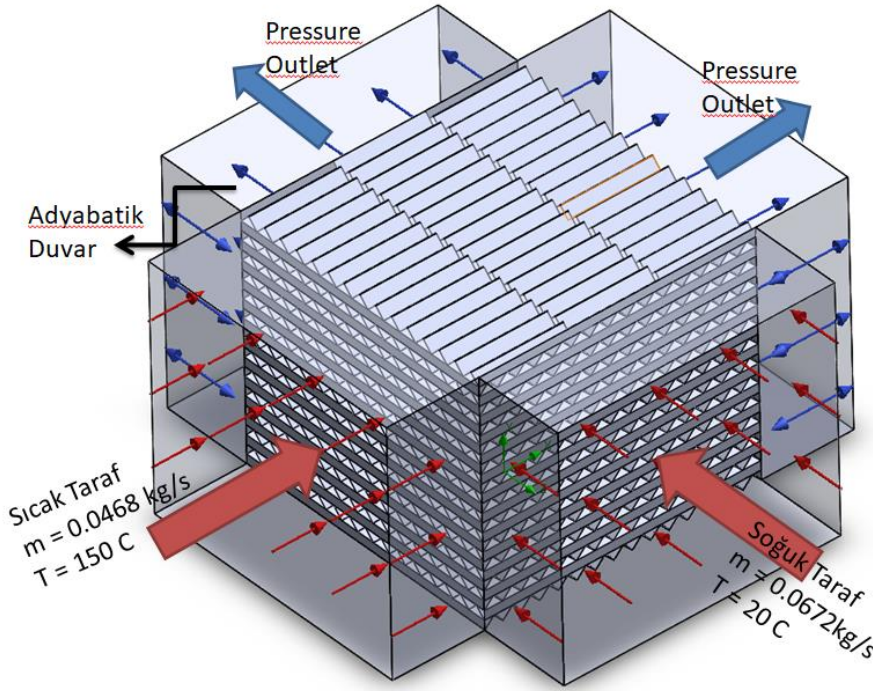
Çizelge 5.4. Matlab ortamındaki girdi parametreleri ve ana çıktılara ait tablo

Girdi Parametreleri									
Debi [m ³ /saat]		Kanatçık Parametreleri					Sıcaklıklar [°C]		
Sıcak Taraf	Soğuk Taraf	t [mm]	H [mm]	W [mm]	L _t [mm]	N _t	Sıcak Taraf Giriş	Soğuk Taraf Giriş	Soğuk Taraf Çıkış
202	201	0,1	10	20	100	3	150	20	70
MATLAB Hesaplama Sonuçları									
Kütleli Debi [kg/s]		Sıcaklıklar [°C]		Isıl Yük [kW]		Temel Boyutlar			
m _h	m _c	T _{h,ç}	T _{c,ç}	Hedef	Nihai	E1 [m]	E2 [m]	E3 [m]	Katman Sayısı
0,0468	0,0672	77,81	70,53	3,39	3,42	0,3	0,3	0,26	26
Basınç Düşümü [Pa]		Performans Parametreleri						Re Sayısı	
ΔP _h	ΔP _c	Sıcaklık Verimi	Kompaktlık [m ² /m ³]	(j/f) _h	(j/f) _c	Re _h		Re _c	
6,1	7,62	0,385	481,8	0,263	0,308	555		907	

Şekil 5.3’de tam boyutlarda yapılacak olan HAD analizi için problemin geometrisi ve sınır şartları sunulmuştur. Şekle baktığımızda 3 boyutlu bir birleşik ısı transferi probleminin çözülmesi gerektiği göze çarpmaktadır. Hava sıcak taraftan 0,0468 kg/s debide ve 150 °C sıcaklıkta girmekte ve Pressure Outlet sınır şartına açılmaktadır. Diğer taraftan ise soğuk hava 0,0672 kg/s debide ve 20 °C sıcaklıkta gelmekte ve Pressure Outlet sınır şartına açılmaktadır. En dış duvarlar adyabatik olarak modellenmiştir, yani ısı değiştiricisinin çok iyi yalıtıldığı varsayılacaktır. Tam boyutlarda ısı değiştiricisinin analizine ait sınır şartları Çizelge 5.5’de sunulduğu gibidir.

Çizelge 5.5. MATLAB ortamında tasarlanan ısı değiştiricisinin HAD analizindeki sınır şartları

Sıcak akışkan girişi için; T=150 °C; m=0,0468 kg/s
Sıcak akışkan çıkışı için; $\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; P=P _{atm}
Soğuk akışkan girişi için; T=20 °C; m=0,0672 kg/s
Soğuk akışkan çıkışı için; $\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; P=P _{atm}
Dış duvarlar için; $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$; u=v=w=0



Şekil 5.3. Tam boyutlarda ısı değiştiricisinin problemine ait görsel

5.3.2. Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması ve sonuçlar

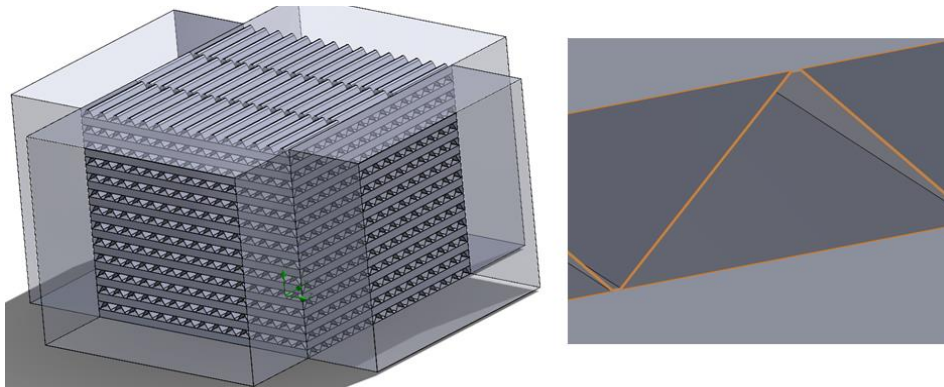
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında problemi çözebilmek için öncelikle sayısal ağ yapısının oluşturulması gerekmektedir. Oluşturulan bu sayısal ağ yapısının kaba veya ince olmasına göre sonuçlar değişkenlik gösterebilir. Ancak hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılarak bu değişkenliğin önüne geçmek mümkündür. Bu tür bir çalışmayı yürütürken öncelikle çözüme kaba bir mesh yapısıyla başlanır, daha sonrasında ise hücre sayısı kademeli olarak arttırılarak sonuçların artık kayda değer miktarda değişmediği, bir başka deyişle problemin hücre sayısından bağımsız olduğu hücre yapısı bulunur. Böylece hücre yapısından kaynaklı hatalar minimize edilmiş olunur. Ayrıca hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılarak aynı sonucu daha az bir mesh sayısında elde edebileceğimizden, bilgisayar gücünden ve zamandan tasarruf da sağlanır.

Bu yaklaşım göz önüne alınarak HAD analizi gerçekleştirilmek istenen problem için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yürütülecektir. Problemin tanımı ve geometrisi Bölüm 5.3.1’de sunulduğu gibidir. Yapılan bu çalışmada öncelikle kaba bir mesh yapısıyla çözümler elde edilmiş sonrasında ise daha ince meshlerde sonuca gidilmiştir. Bu şekilde 8 farklı incelikteki mesh yapısıyla analizler yürütülmüştür. Yürütülen bu analizlere ait

sonuçlar Çizelge 5.6’da detaylı olarak sunulmuştur. Mesh yapısı kartezyen koordinatlarda atılmış olup Cut-Cell yaklaşımı kullanılmıştır. FloEFD’de hücreler 3 kısma ayrılmaktadır. Bunlar akışkana ait hücre, katıya ait hücre ve akışkan-katı sınır hücresidir. Yapılan çalışmada 3 boyutlu birleşik ısı transferi gerçekleştiğinden bu üç tip hücre yapısına da rastlanmaktadır.

İdeal üçgen ve yüzeysel temasın etkisine ait ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması ve sonuçlar

Bu kısımda MATLAB kodunda yapılan kabuller doğrultusunda, koddaki kabullere en uygun geometrinin ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması gerçekleştirilmiştir. Bölüm 5.2’de MATLAB kodunu yazarken yapılan kabuller sunulmuştur. Bu kabullere uygun olacak şekilde kanatçıklar ideal üçgen olarak tasarlanmıştır. Temas direncinin etkisini elimine etmek için ise temas yüzeyi noktasal değil yüzeysel olarak modellenmiştir. MATLAB koduna en uygun geometriye ait görsel Şekil 5.4’de sunulmuştur. Katı modele ait temel boyutlar Çizelge 5.4’deki MATLAB kodu çıktılarına göre elde edilmiştir. Örneğin arka arkaya kanatçık sayısı 3 iken, üst üste istiflenmiş toplam kanatçıklı kanal sayısı ise 26’dır. Bunun dışında kanatçık parametreleri yine Çizelge 5.4’e uygun olarak modellenmiştir.



Şekil 5.4. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı geometriye ait katı model

Çizelge 5.4’deki parametreler dikkate alınarak önce katı model oluşturulmuştur. Ardından Çizelge 5.5’deki sınır şartları uygulanarak FloEFD ortamında HAD analizleri yürütülmüştür. HAD analizlerine önce kaba bir ağ yapısı ile başlanmıştır sonrasında ise ağ yapısı kademeli olarak inceltilerek analizlere devam edilmiştir. Bu şekilde ilerlenerek

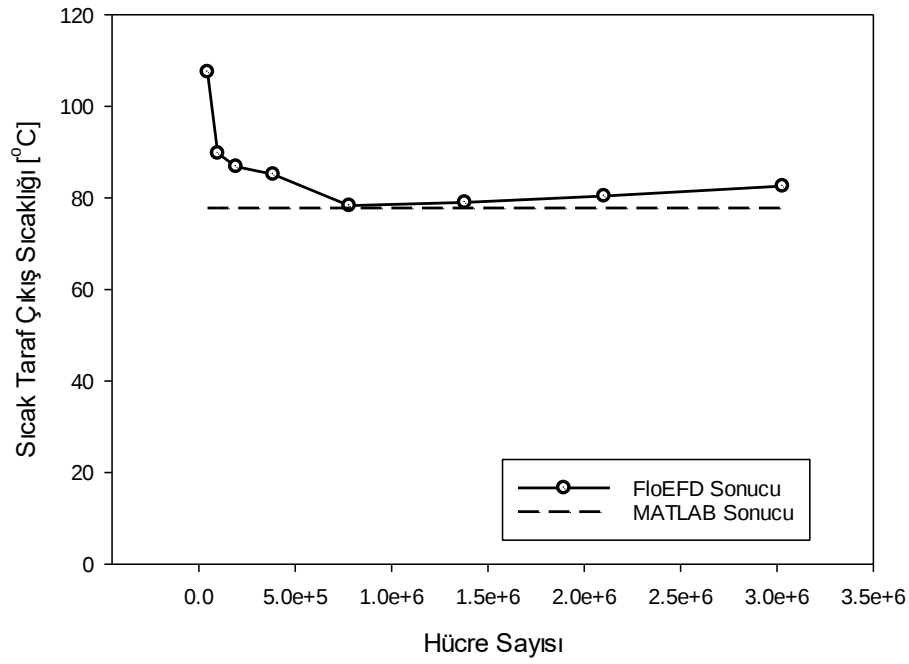
fiziksel sonuçların kayda değer miktarda değişmediği optimum ağ yapısı açığa çıkarılmıştır.

Çizelge 5.6. Tam boyutlarda analiz için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları

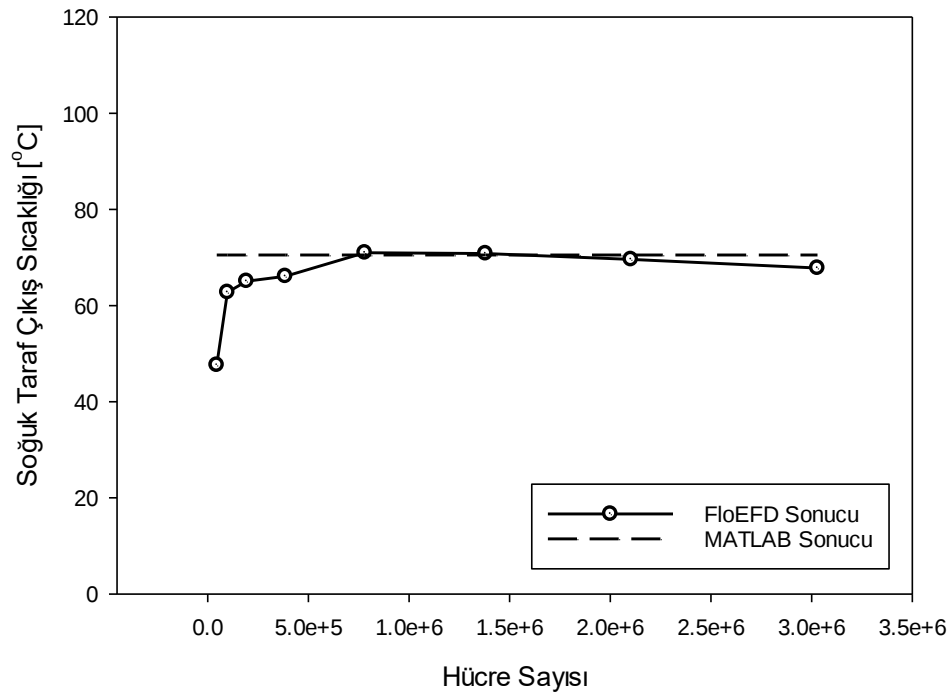
HAD Sonuçları		Çıkış Sıcaklığı [°C]		Basınç Kaybı [Pa]	
Analiz	Hücre Sayısı	$T_{h,\zeta}$	$T_{c,\zeta}$	ΔP_h	ΔP_c
1	44726	107,53	47,6	45,17	68
2	97726	89,76	62,78	5,74	8,3
3	192934	86,86	65,09	3,94	5,53
4	385206	85,15	66,1	3,98	5,6
5	779804	78,34	71,02	4,88	7,04
6	1380016	79,03	70,83	4,9	7,02
7	2103304	80,43	69,63	5,15	7,39
8	3028964	82,59	67,84	4,93	7,14
MATLAB Sonuçları		77,81	70,53	6,1	7,62

Yürütülen HAD analizlerinde değişimi incelenen büyüklükler olarak sıcak ve soğuk tarafa ait çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümleri ele alınmıştır. Bu büyüklüklerin değişimi artan hücre sayısına göre irdelenmiştir ve MATLAB sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çözüm süresi, bilgisayar gücünden tasarruf ve çözümün doğruluğu parametreleri düşünüldüğünde Analiz 7'in en ideal çözüm ağına sahip olduğu gözlenmektedir.

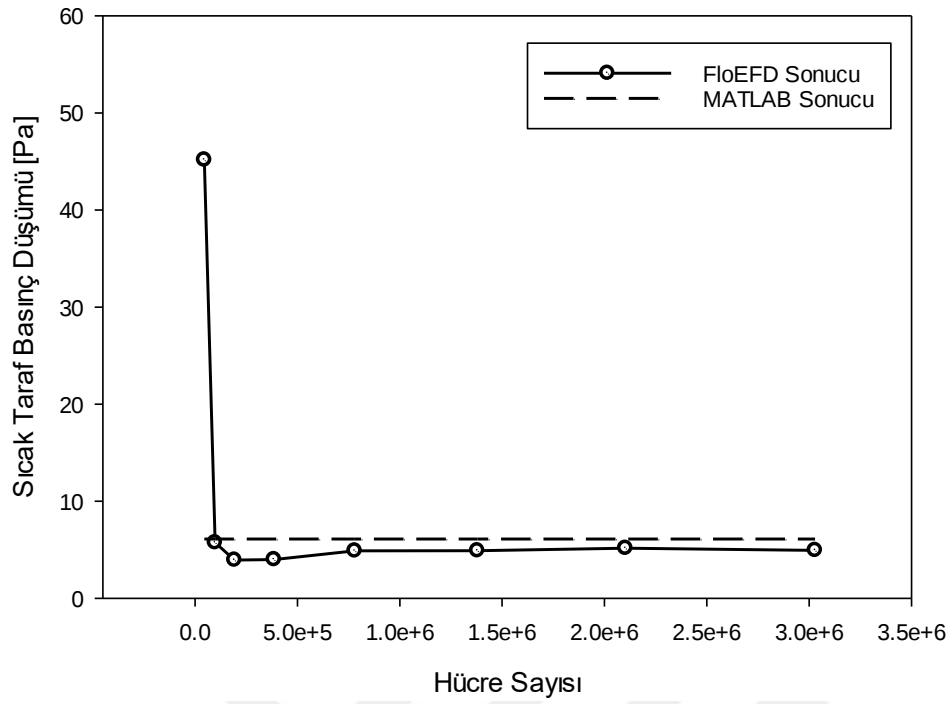
Çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimini veren grafikler Şekil 5.5-5.8 arasında sunulmuştur.



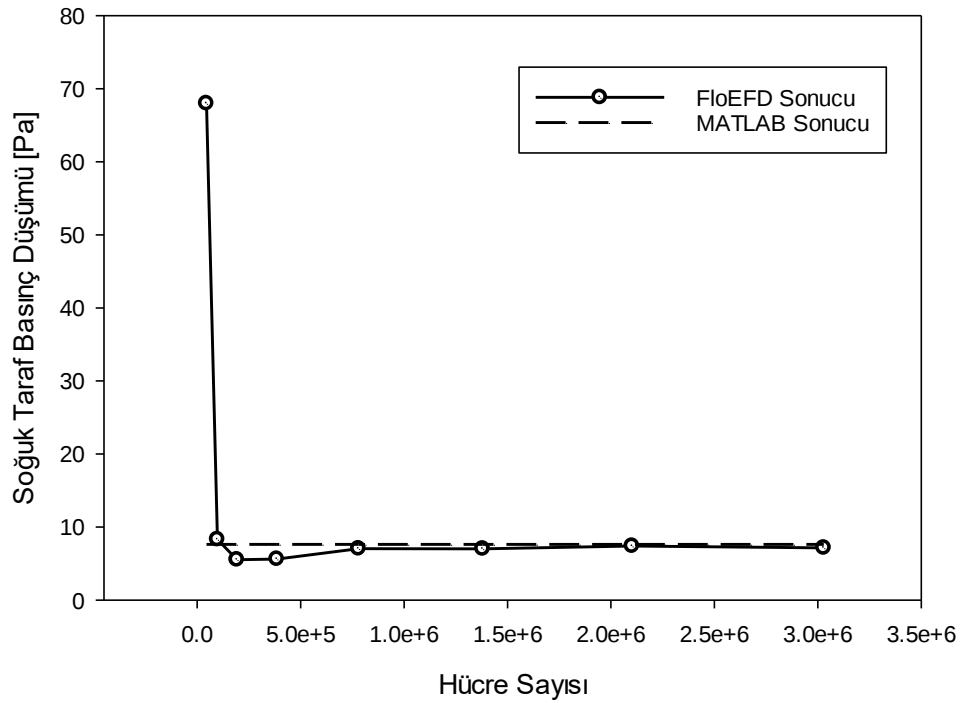
Şekil 5.5. Tam boyutlarda analiz için sıcak taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi



Şekil 5.6. Tam boyutlarda analiz için soğuk taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi



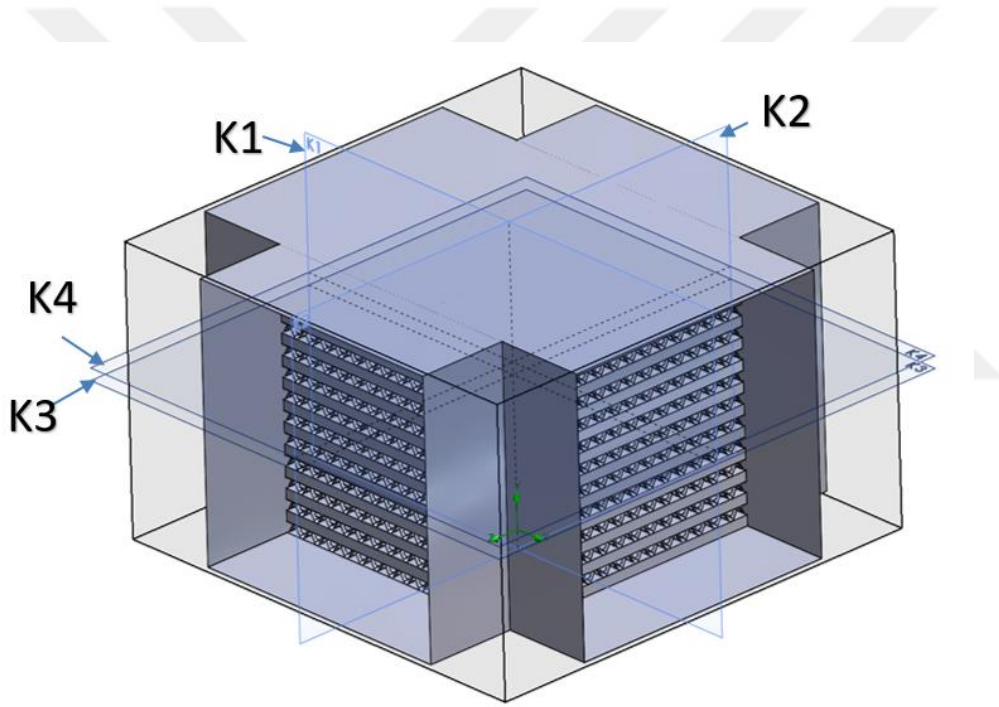
Şekil 5.7. Tam boyutlarda analiz için sıcak taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi



Şekil 5.8. Tam boyutlarda analiz için soğuk taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi

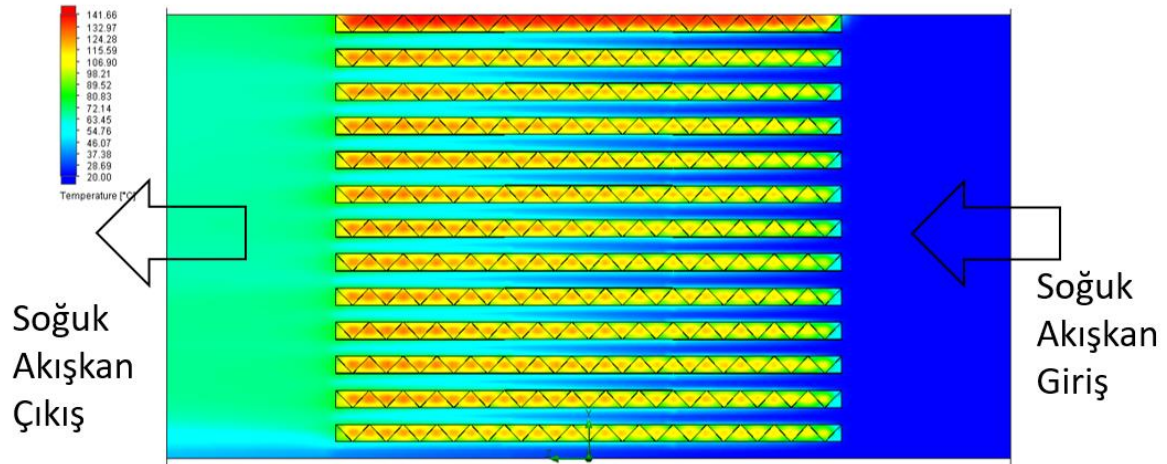
Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışmasından da anlaşılaçağı üzere yaklaşık 2 milyon hücreden sonra sonuçlar fazla değışmediğinden dolayı ve sonuçların MATLAB kodundaki sonuçlara yakın çıkmasından dolayı 7 numaralı ağ yapısında hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışmasının başarılı bir şekilde sonuçlandırıldığına varılabilir. Buradan yola çıkarak 7 numaralı ağ yapısındaki sonuçlara göre kontur grafikleri sunulacaktır.

İdeal üçgen ve yüzeysel temasın etkisinin incelendiğı eşanjör için HAD analizi sonuçlarına ait görseller bu kısımda sunulmuştur. Şekiller K1, K2, K3 ve K4 kesitlerinden alınmıştır. Bu kesitlerin konumları ise Şekil 5.9’da ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

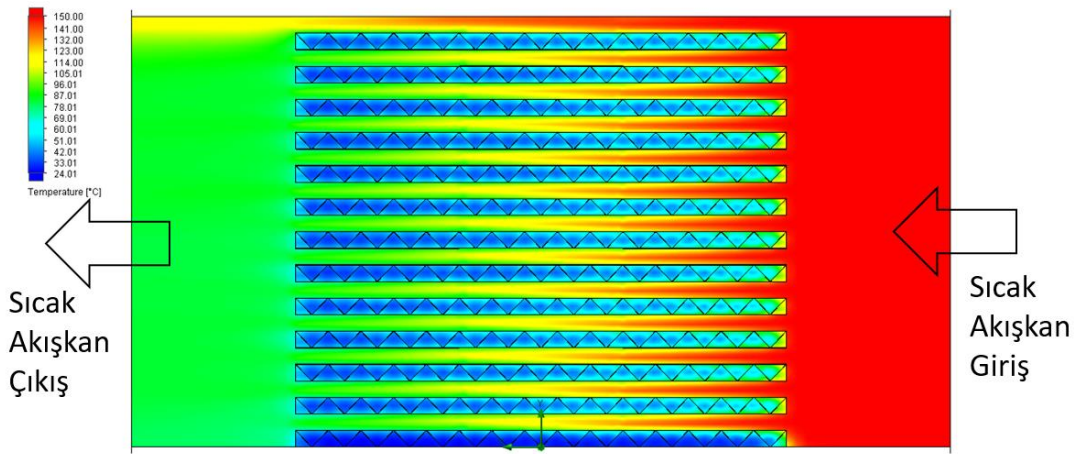


Şekil 5.9. Tam boyutlarda ısı değıştiricisi analizinde sonuçların gösterildiğı kesitler

K1, K2, K3 ve K4 kesitlerinden alınan sıcaklık ve hız kontürlerine ait görseller Şekil 5.10 ve 5.16 arasında sunulduğı gibidir.



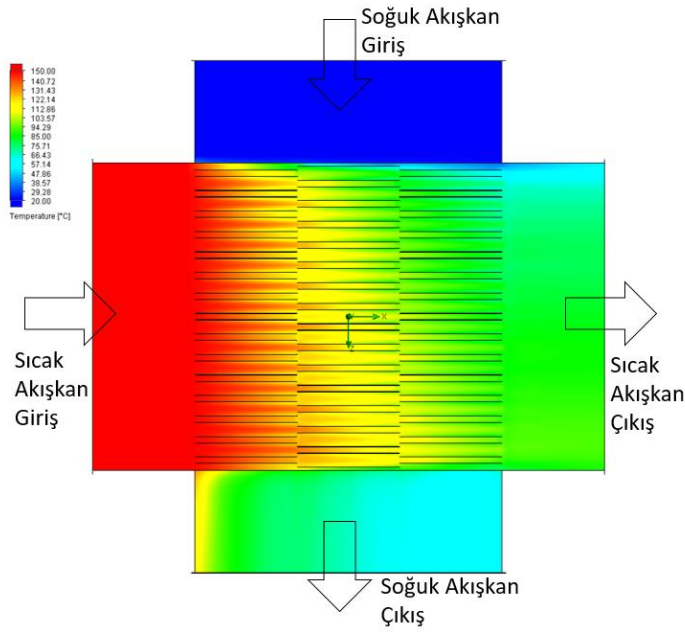
Şekil 5.10. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı



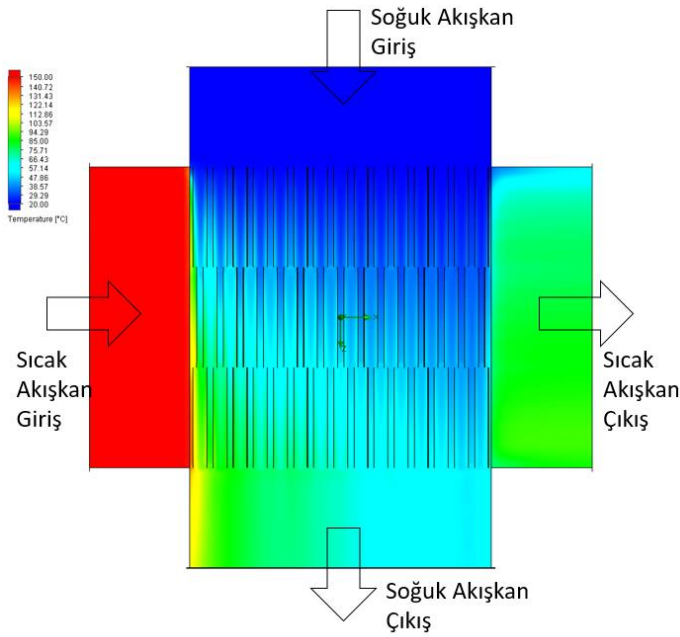
Şekil 5.11. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı

K1 ve K2 kesitlerinden alınan sıcaklık dağılımını veren grafiklere göre sıcak akışkan ısını soğuk akışkana kanatçıklar ve ayırıcı plaka vasıtasıyla aktarmıştır. Bu sayede Şekil 5.11'den anlaşılacağı üzere sıcak akışkan soğuyarak çıkmıştır ve Şekil 5.10'dan anlaşılacağı üzere soğuk akışkan ise ısınarak çıkmıştır.

Şekil 5.12 ve 5.13'de ısı değiştiricisinin üst görünüşünden bir kesit alınarak sıcak taraf ve soğuk taraf sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Şekillerden de anlaşılacağı üzere ısı değiştiricisi içerisinde iki boyutlu bir sıcaklık dağılımı meydana gelmiştir. Isı değiştiricisinin çapraz akımlı bir düzenlemeye sahip olduğu düşünülürse bu beklenen bir durumdur.



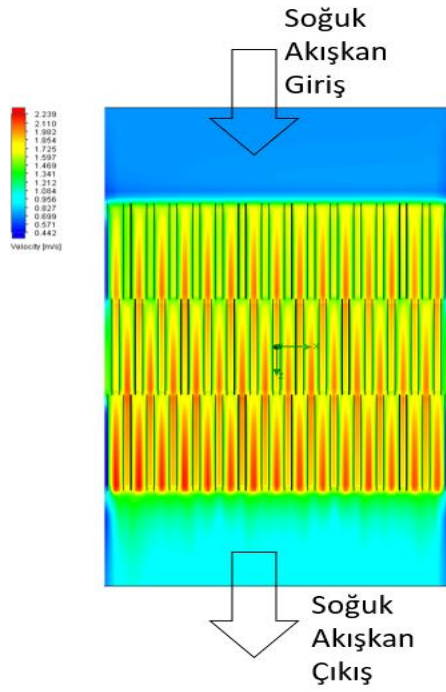
Şekil 5.12. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı



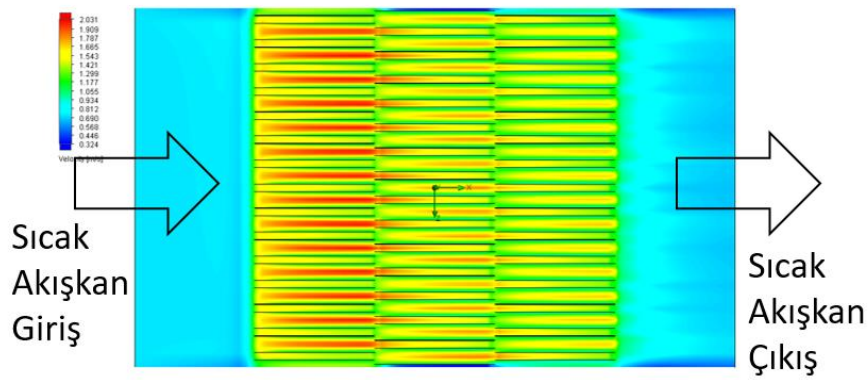
Şekil 5.13. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 5.14 ve 5.15’de ısı değiştiricisinin üst kesitinden bakıldığında nasıl bir hız dağılımı ile karşılaşılacağı sunulmuştur. Şekillerden de anlaşılacağı üzere üniform bir hızla gelen

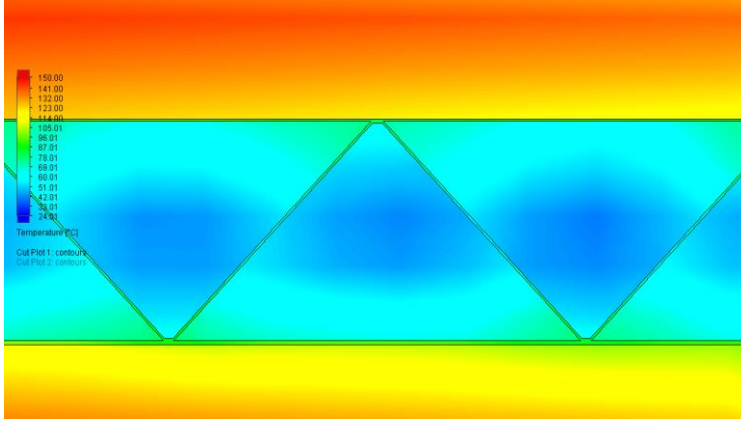
akışkan dar kanallar arasına girdiğinde hızlanmıştır, çıkışta ise ani genişlemeden dolayı yavaşlama meydana gelmiştir.



Şekil 5.14. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



Şekil 5.15. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı

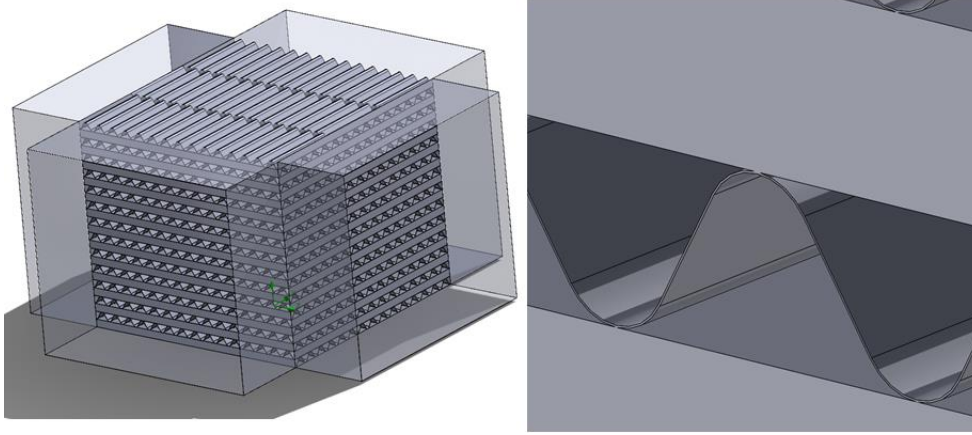


Şekil 5.16. İdeal üçgen ve yüzeysel temaslı kanatçığın sıcaklık dağılımına etkisi

Şekil 5.16’da kanatçıklar arasında meydana gelen sıcaklık dağılımını gösteren bir grafik mevcuttur. Şekilden de anlaşılacağı üzere kanatçıklar ve ayırıcı plakanın ısı transferi üzerinde etkisi yüksektir. Lakin ayırıcı plaka ve kanatçıkların kesiştiği yerlerde sıcaklık 70 °C civarlarındadır. Bunun anlamı soğuk akışkan hem ayırıcı plaka vasıtasıyla hem de kanatçıklar vasıtasıyla ısınmaktadır.

Radyüslü geometri ve noktasal temasın etkisine ait ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması ve sonuçlar

Uygulamada sıkça karşılaşılan bir durum olan kanatçıkların ayırıcı plaka ile noktasal temas etmesi ve üçgen kanatçıkların imalat kolaylığı açısından radyüslü kıvrımlara sahip olması durumlarının termal ve hidrolik performansa etkisi bu kısımda ele alınmıştır. Bir önceki hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışmasında kanatçıklar ideal üçgen olarak modellenmiş ve belirli bir miktarda temas yüzeyi bırakılmıştır. Bu kısımda ise kanatçıklar radyüslü olarak modellenecektir ve temas yüzeyi minimize edilecektir. Bir önceki kısımda uygulanan hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması HAD analizi sonuçlarının güvenilirliği için bu kısımda da tekrarlanmıştır.



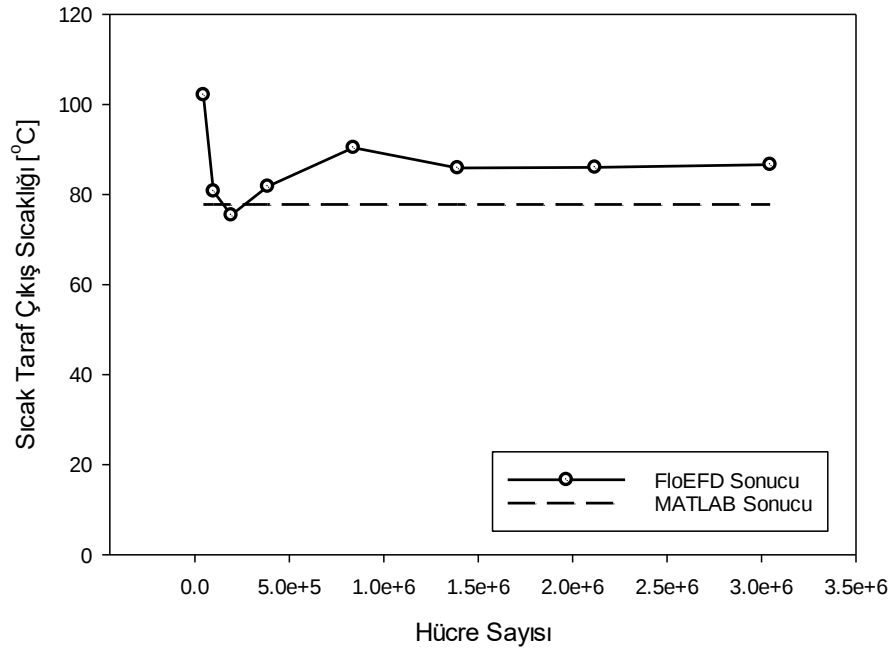
Şekil 5.17. Radyüslü ve noktasal temaslı geometriye ait görsel

Radyüslü ve noktasal temaslı geometriye ait görsel Şekil 5.17’de sunulduğu gibidir. Problemin geometrik boyutları ideal üçgen kanatçıya sahip geometri ile tamamen aynıdır. Yalnızca kanatçığın uç kısımlarına 3,5 mm’lik radyüsler verilmiştir ve kanatçık ile ayırıcı plaka arasındaki temas minimize edilmiştir. Bu sayede uygulamada çokça karşılaşılan bu durumun etkisi nümerik olarak incelenmiştir.

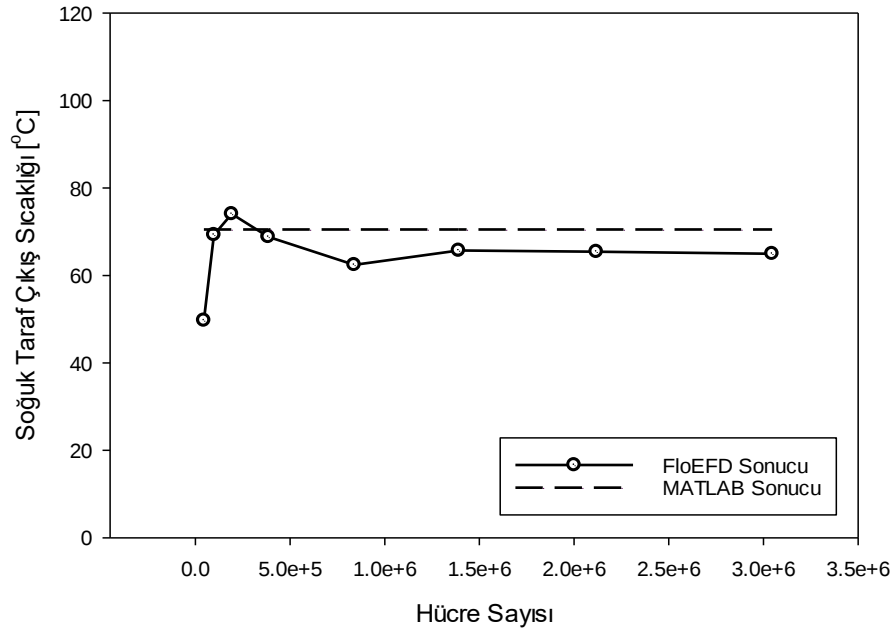
Farklı hücre sayılarında yürütülen HAD analizleri sonucunda elde edilen veriler Çizelge 5.7’de sunulduğu gibidir. Verilerden anlaşılacağı üzere Analiz 7’nin en uygun hücre sayısına sahip olduğu anlaşılmaktadır. Çıkış sıcaklıkları ve basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimini veren grafikler Şekil 5.18- 5.21’de sunulmuştur.

Çizelge 5.7. Radyüslü kanatçıya sahip tam boyutlarda analiz için hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları

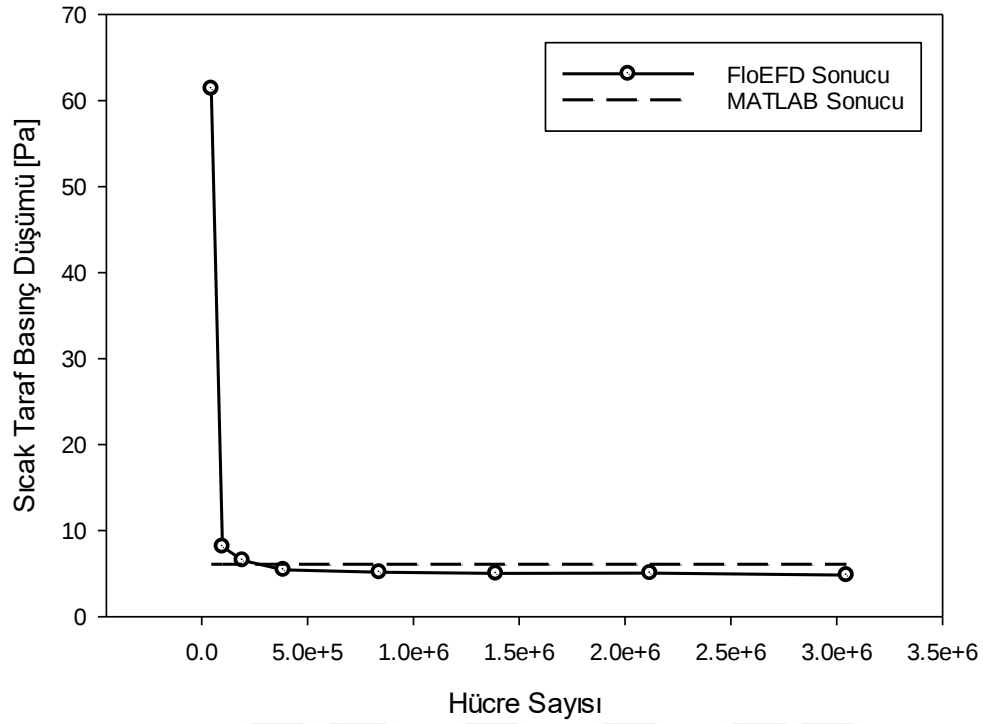
HAD Sonuçları		Çıkış Sıcaklığı [°C]		Basınç Kaybı [Pa]	
Analiz	Hücre Sayısı	$T_{h,\zeta}$	$T_{c,\zeta}$	ΔP_h	ΔP_c
1	44578	102,15	49,70	61,39	92,7
2	97683	80,75	69,31	8,14	11,74
3	192089	75,44	74,08	6,54	9,16
4	385092	81,80	68,83	5,44	7,52
5	839074	90,43	62,45	5,16	7,35
6	1389776	85,90	65,74	5,03	7,18
7	2118582	86,05	65,46	5,07	7,10
8	3046474	86,65	64,97	4,83	6,76
MATLAB Sonuçları		77,81	70,53	6,1	7,62



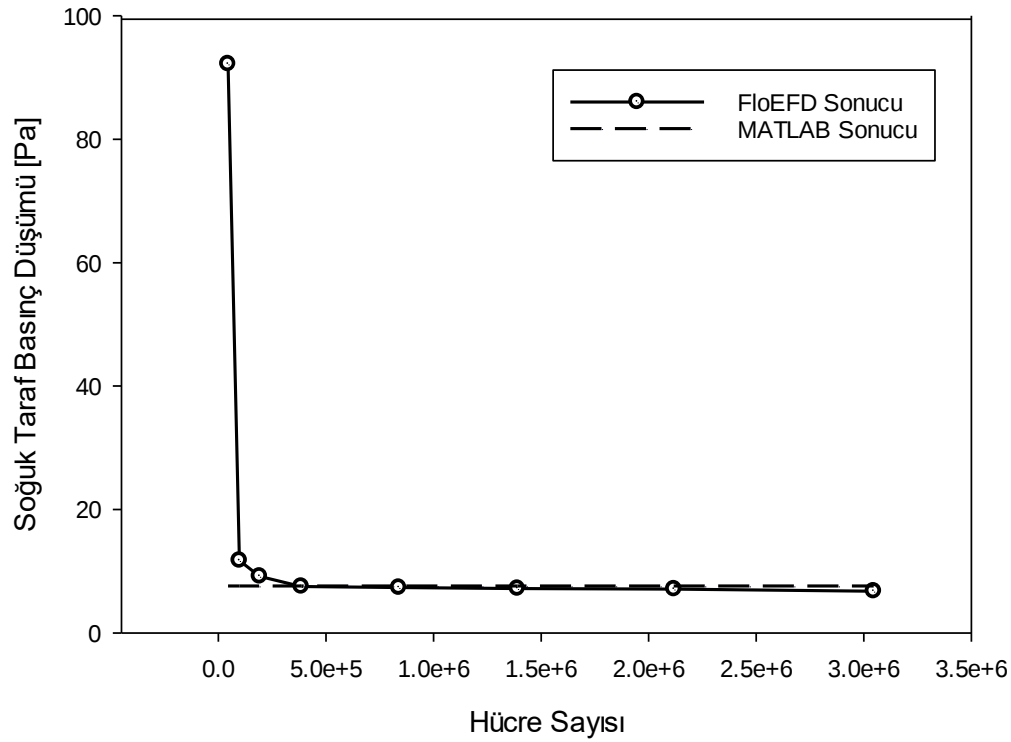
Şekil 5.18. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için sıcak taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi



Şekil 5.19. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için soğuk taraf çıkış sıcaklığının hücre sayısına göre değişimi



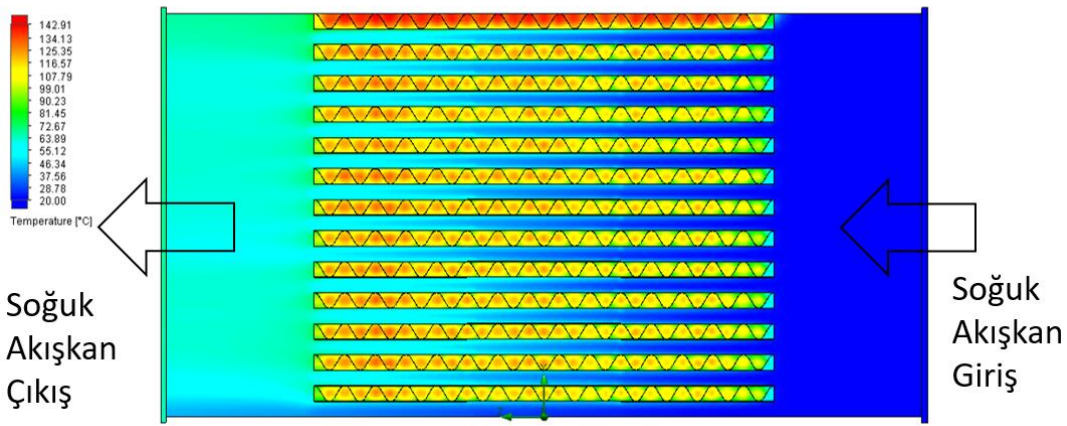
Şekil 5.20. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için sıcak taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi



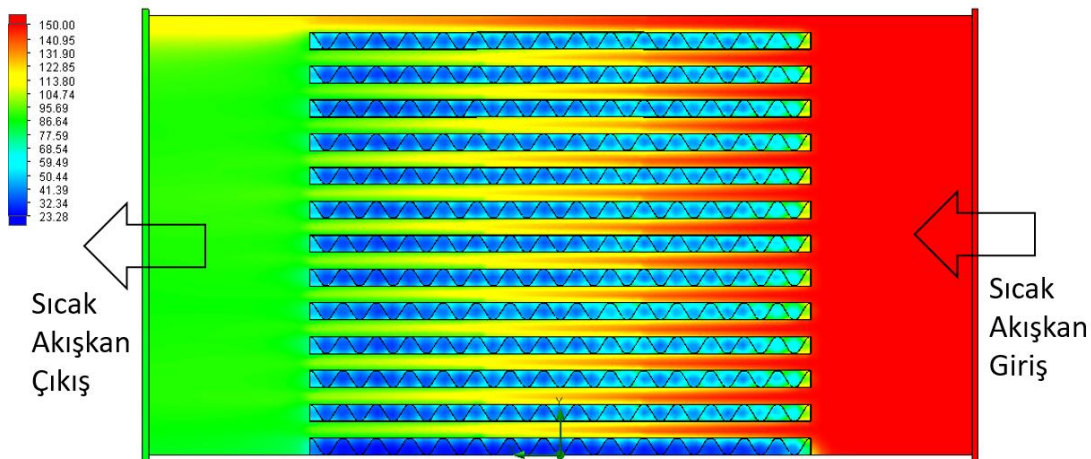
Şekil 5.21. Radyüslü ve tam boyutlarda analiz için soğuk taraf basınç düşümünün hücre sayısına göre değişimi

Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışmasından da anlaşılabacağı üzere yaklaşık 2 milyon hücreden sonra sonuçlar kayda değer miktarda değişmemektedir. Ayrıca sonuçlar MATLAB kodundan elde edilen sonuçlara yakınsamıştır. Bu yüzden 7 numaralı ağ yapısındaki sonuçlardan kontur grafikleri elde edilmiştir ve sunulmuştur.

Radyüslü kanatçık ve noktasal temasın akış alanına ve sıcaklık dağılımına etkisini gösteren görseller FloEFD ortamında gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilmiştir ve aşağıda sunulmuştur.

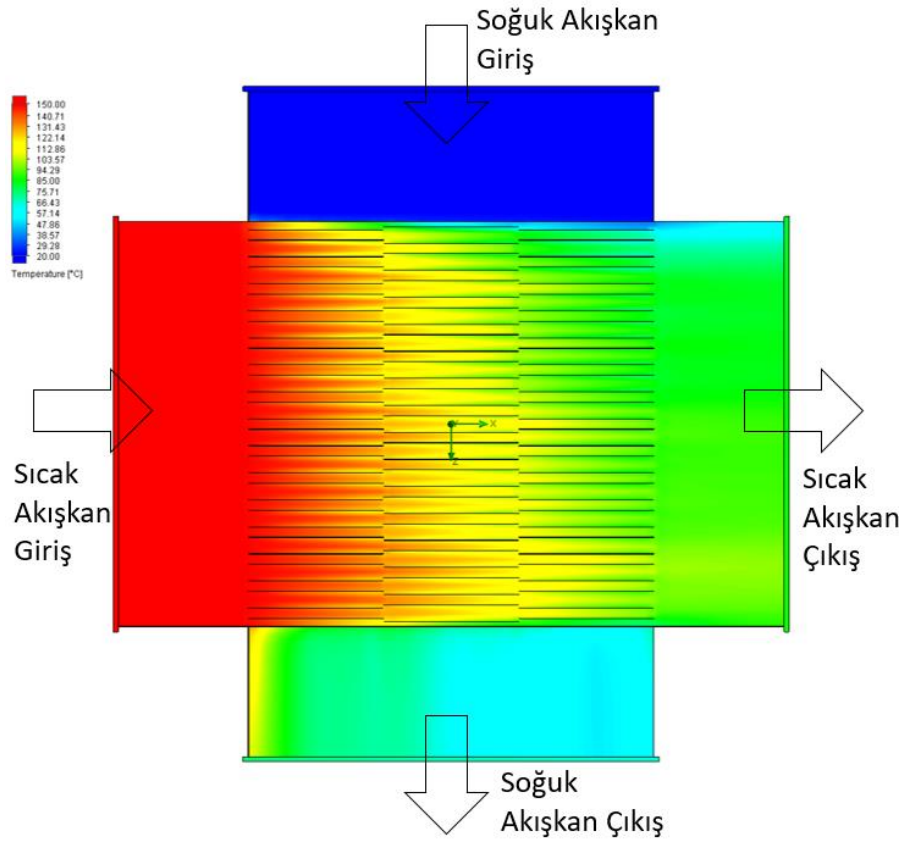


Şekil 5.22. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı

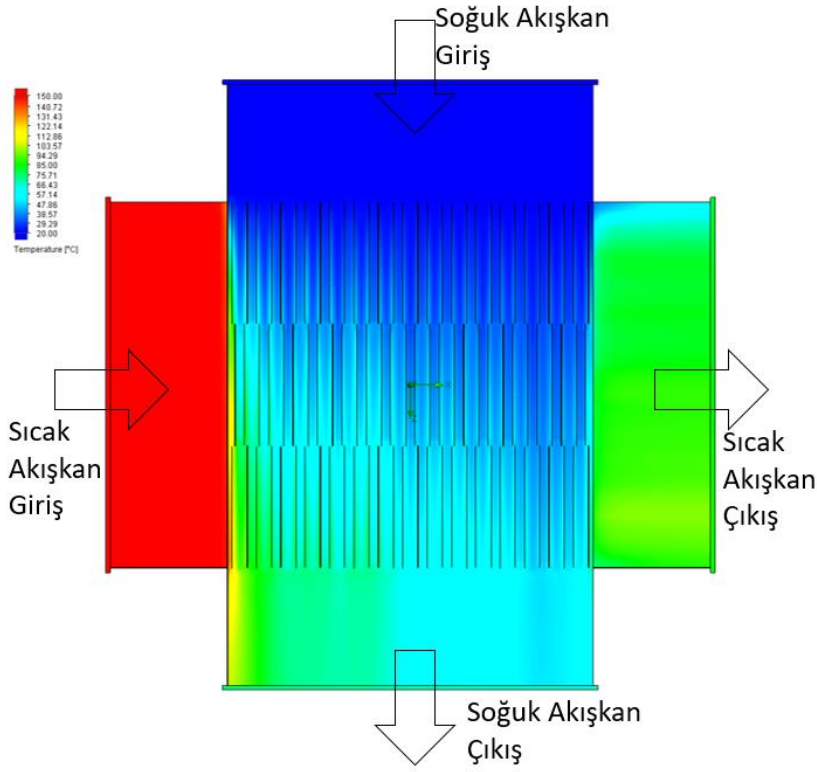


Şekil 5.23. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 5.22 ve Şekil 5.23’den anlaşılacağı üzere soğuk akışkan ısı değiştiricisine girdikten sonra sıcak akışkanın ısınıp ısıtarak çıkmıştır. Buna karşılık olarak ise sıcak akışkan ısınıp soğuk akışkana aktardığı için ise girdiği sıcaklıktan daha düşük bir sıcaklıkta çıkmıştır. Dikkat çekilmesi gereken husus ise ısı değiştiricisinin en alt tabakasında soğuk akışkana ait kanatçık tabakası olduğundan dolayı akışkan ısıyı fazla çekememiştir ve diğer tabakalara göre daha düşük bir sıcaklıkta çıkışı yapmıştır.



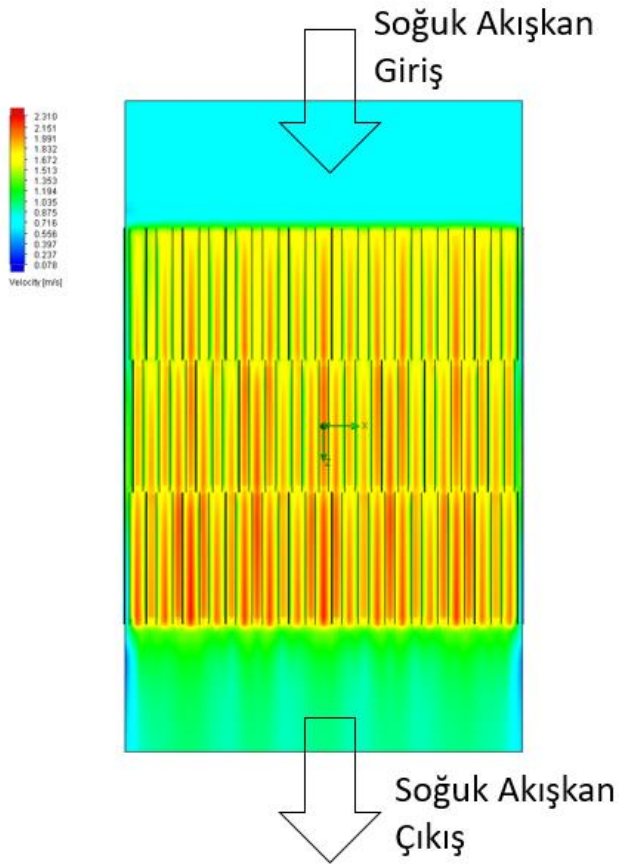
Şekil 5.24. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı



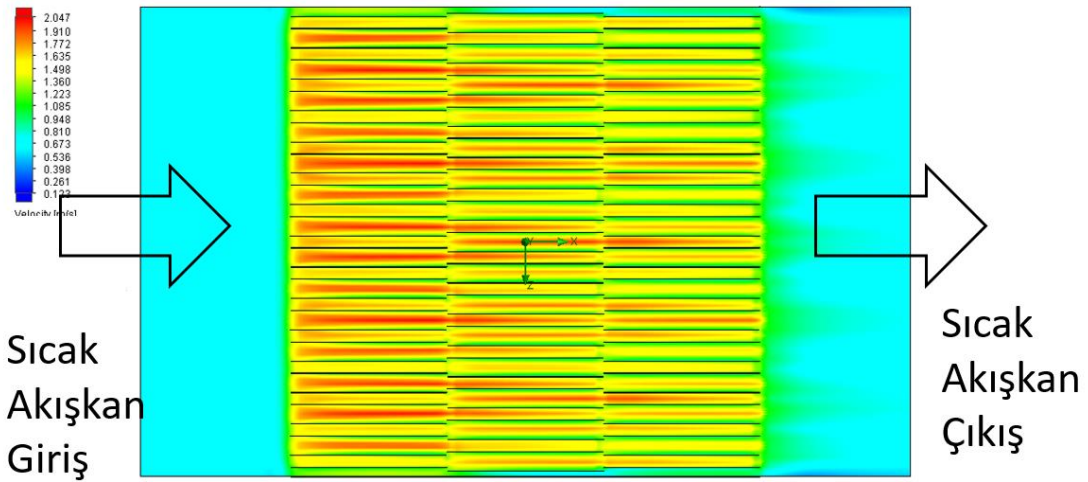
Şekil 5.25. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı

Isı değiştiricisinin üst kesitinden sıcaklık dağılımına baktığımızda ise yine iki boyutlu bir sıcaklık gradyanının olduğu göze çarpmaktadır. Soğuk akışkanın, sıcak akışkan girişine yakın olduğu bölgelerde daha fazla ısınması durumu söz konusudur. Bunun nedeni ise o bölgelerde sıcaklık farkının fazla olması ve bunun sonucunda da ısı transferinin daha fazla gerçekleşmesidir. Sonuç olarak ise ısı değiştiricisi çapraz akımlı bir düzenlemeye sahip olduğundan dolayı bu olayın gerçekleşmesi beklenen ve ideal bir durumdur.

Şekil 5.26 ve 5.27’de ise ısı değiştiricisi içerisinde meydana gelen tipik bir hız dağılımı gözükmemektedir. Bu hız dağılımına göre soğuk akışkan kanatçıklardan ısıyı çekip ısınarak çıktığından dolayı yoğunluğunda bir azalma meydana gelmektedir. Yoğunluktaki azalmadan dolayı ve kütleli debinin korunumundan dolayı akışkanın hızı çıkışta artmıştır. Aynı şekilde sıcak akışkan ısınıp verdiğinden dolayı sıcaklığı düşmüş ve yoğunluğu artmıştır. Bundan dolayı da biraz daha yavaş bir hızla çıkıştan çıkmıştır.

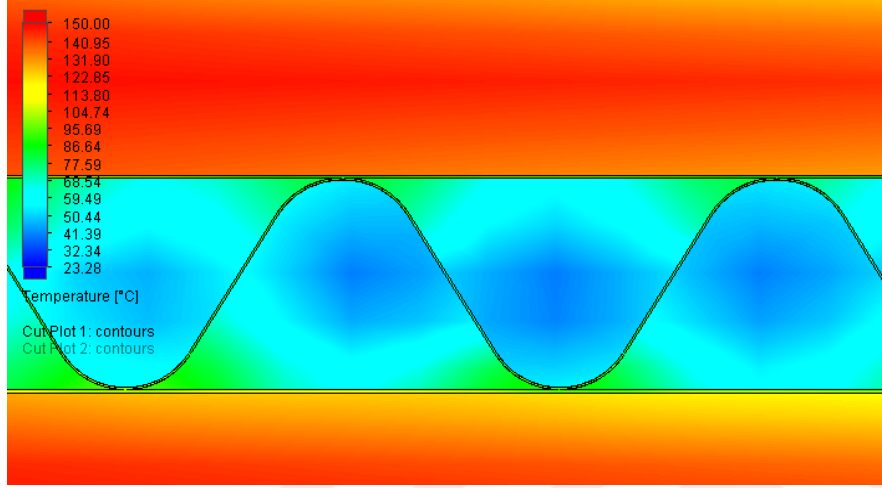


Şekil 5.26. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



Şekil 5.27. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı

Kanatçıkların etrafında meydana gelen ısı transferi Şekil 5.28’de sunulduğu gibidir. Isı değiştiricisi çapraz akımlı düzenlemeye sahip olduğundan ve kanatçıklar birbirine dik olacak şekilde dizildiğinden dolayı kanatçık boyunca meydana gelen ısı transferi her yerde bir değildir. Bu yüzden kanatçıklar etrafında homojen olmayan bir sıcaklık dağılımı söz konusudur.



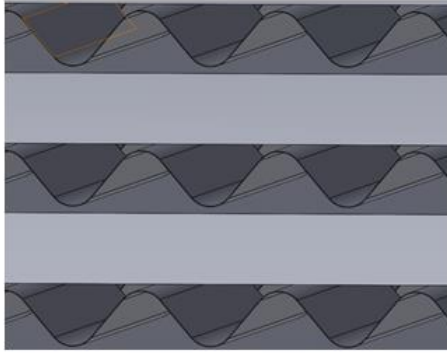
Şekil 5.28. Radyüslü ve noktasal temaslı kanatçığın sıcaklık dağılımına etkisi

Sonuçlar

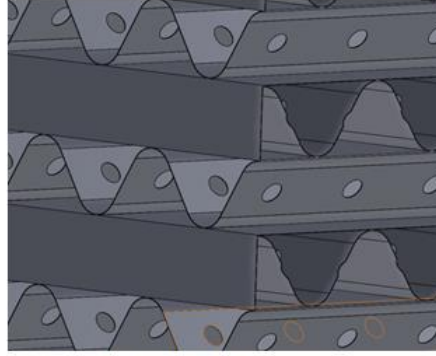
Analiz sonuçlarına bakıldığında MATLAB koduna en yakın değerler ideal üçgen ve yüzeysel temasın olması durumunda elde edilmiştir. Bunun sebebi MATLAB kodunun yazılmasında yapılan kabullere en yakın modellemenin ideal üçgen geometrisi için yapılmasıdır. Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışmaları dikkate alındığında ise 7 numaralı mesh yapısıyla diğer analizlere devam edilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Bir sonraki kısımda yapılacak olan farklı kanatçık tiplerinin termo-hidrolik performansa etkisinin incelenmesi çalışmasında 7 numaralı ağ yapısıyla analizlere devam edilmiştir.

6. FARKLI KANATÇIK TİPLERİNİN TERMO-HİDROLİK PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

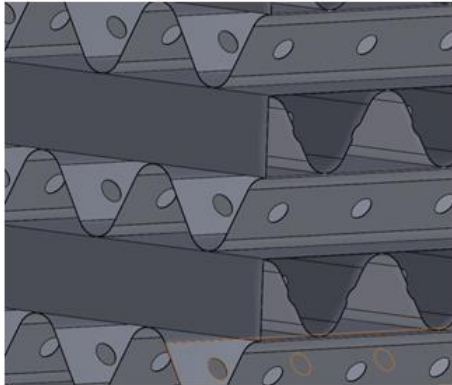
Bir önceki kısımda problem ağ yapısından bağımsız hale getirilmiş ve uygun mesh yapısının 7 numaralı ağ yapısında sağlandığı sonucuna varılmıştır. Bu kısımda ise farklı kanatçık tiplerinin termo-hidrolik performansa etkisi incelenmiştir. İncelenen kanatçık tipleri özet olarak Şekil 6.1’de sunulmuştur. İncelenen geometriler literatürde daha önceden incelenmemiştir. Yürütülecek olan HAD analizlerinden sonra termal ve hidrolik performans açısından en uygun olan kanatçık ile çalışmalara devam edilmiş ve tek bir kanatçık için Colburn faktörü ve sürtünme faktörü ifadeleri farklı kanatçık parametrelerinde Bölüm 7’de çıkartılmıştır.



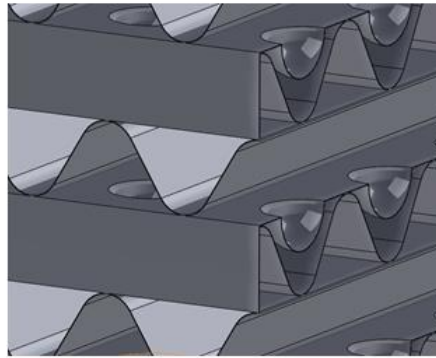
Radyüslü+Temassız



Radyüslü-Noktasal
Temaslı+3mmDelikli



Radyüslü-Noktasal
Temaslı+7mmDelikli



Radyüslü-Noktasal
Temaslı+Dimple

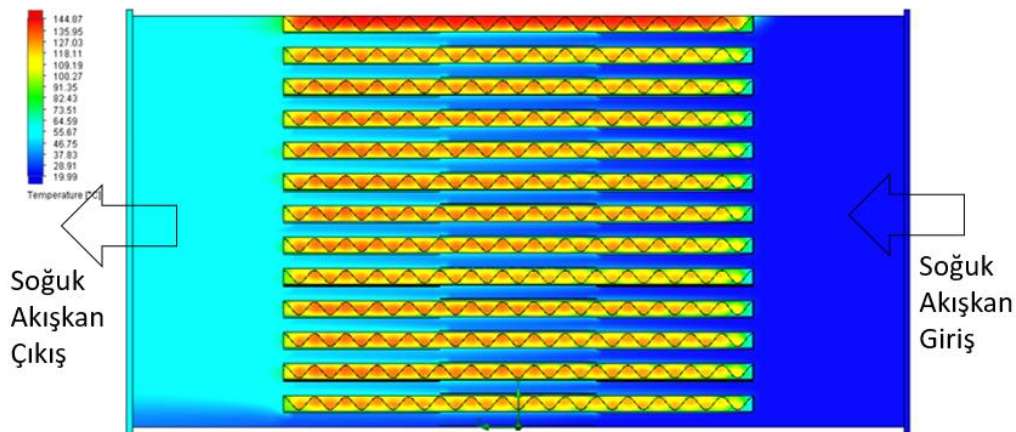
Şekil 6.1. Literatürde incelenmemiş 4 farklı kanatçık tipine ait katı modeller

Şekil 6.1’de incelenecek olan geometriler özet olarak sunulmuştur. Bunlardan birincisi uygulamada çokça karşılaşılan imalat hataları sebebiyle kanatçıkların ayırıcı plakalara temas etmemesi durumudur. Kanatçıklar normalde ısı transfer yüzey alanını arttırarak ısı

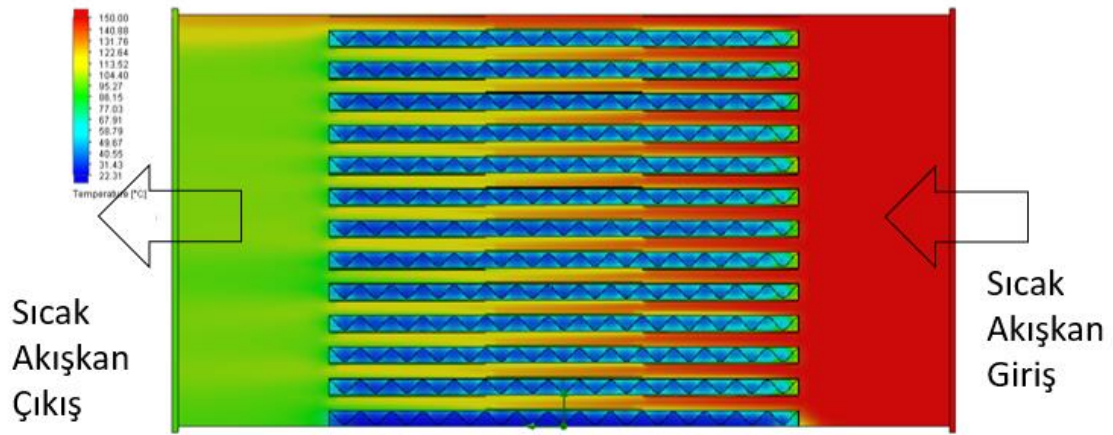
transferini iyileştirmektedir. Ancak kanatçıklar temas etmez ise bu durum ortadan kalkacaktır. Temasın olmamasının incelenmesindeki amaç ise oluşacak olan herhangi bir imalat hatasında ısı transferinin ne düzeyde etkileneceğini araştırmaktır. Diğer durumlarda ise ısı transferini iyileştirmek üzere kanatçıkta bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Öncelikle kanatçığa 3mm'lik delikler ilave edilmiştir. Sonrasında ise delik çapı genişletilerek 7mm'ye çıkarılmıştır. Ardından kanatçıklı yüzeye ilave olarak ayırıcı plakalara oyuklar (dimple) açılmıştır. Tüm bu geometriler için sınır şartlarında bir değişiklik yapılmadan HAD analizleri yürütülmüştür. Bu sayede literatürde korelasyonları mevcut olmayan kanatçık tiplerinin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir.

6.1. Radyüslü ve Temassız Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi

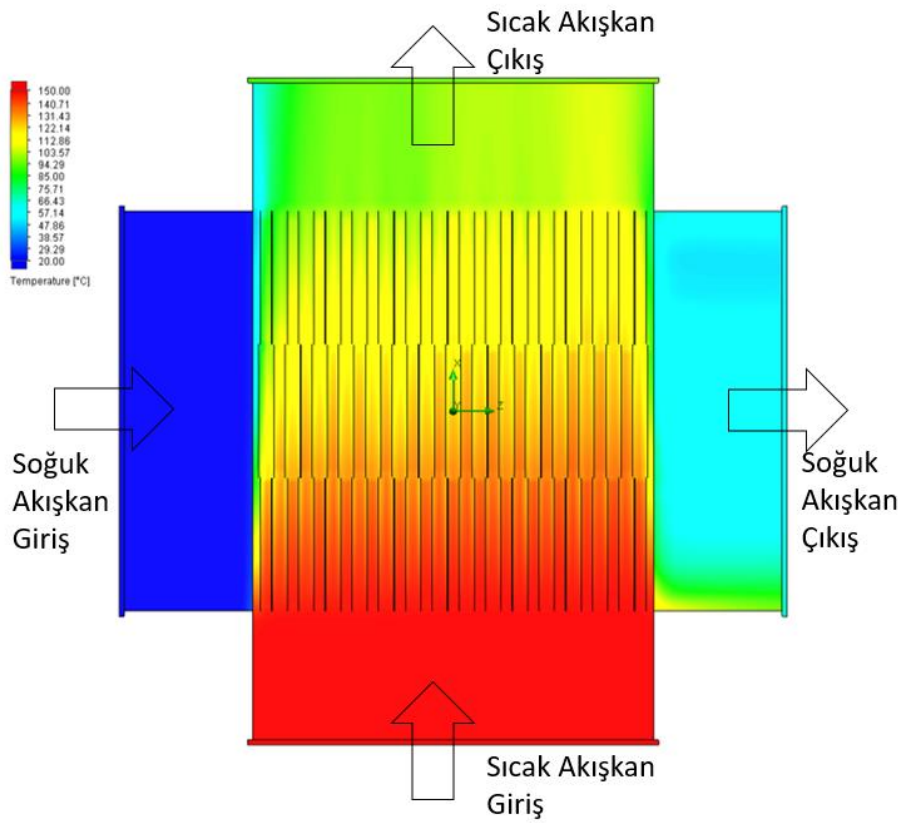
Bu kısımda radyüslü ve temassız kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklara sahip plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik performansına ait sıcaklık kontürleri ve hız kontürleri şekiller üzerinde sunulmuştur. Ağ yapısı olarak ise Bölüm 5'deki ağ yapısından bağımsızlaştırma sonuçlarına dayanarak 7 numaralı ağ yapısı kullanılmıştır. Sınır şartları Bölüm 5'deki gibi sabit alınmıştır. Isı değiştiricisinin katman sayısı değiştirilmemiş, yalnızca kanatçık geometrisi üzerinde oynanmıştır. Bu sayede literatürde henüz incelenmemiş olan kanatçıkların ayırıcı plakaya temas etmemesi durumunda termal ve hidrolik performansın ne şekilde etkilendiği incelenmiştir.



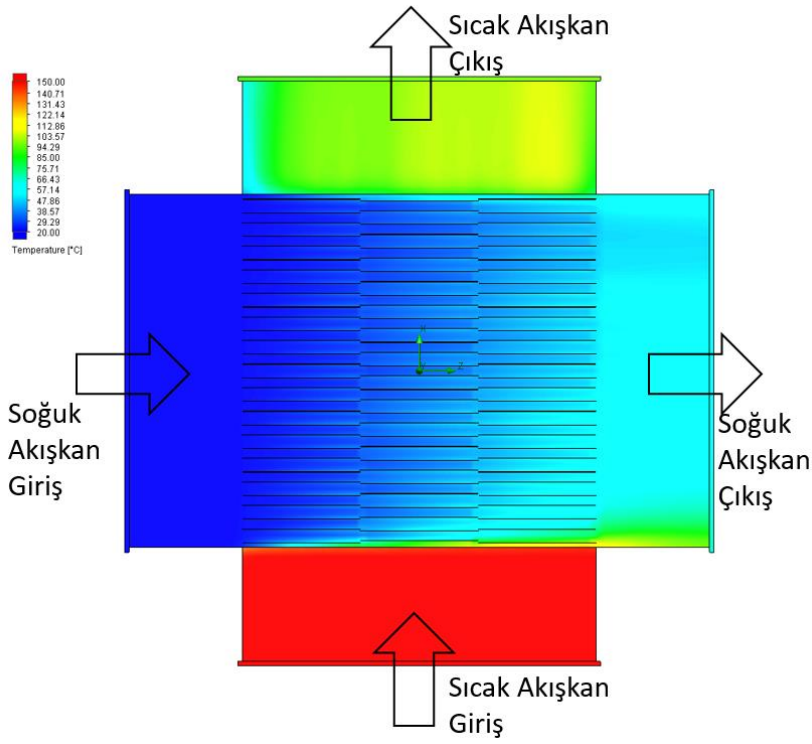
Şekil 6.2. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı



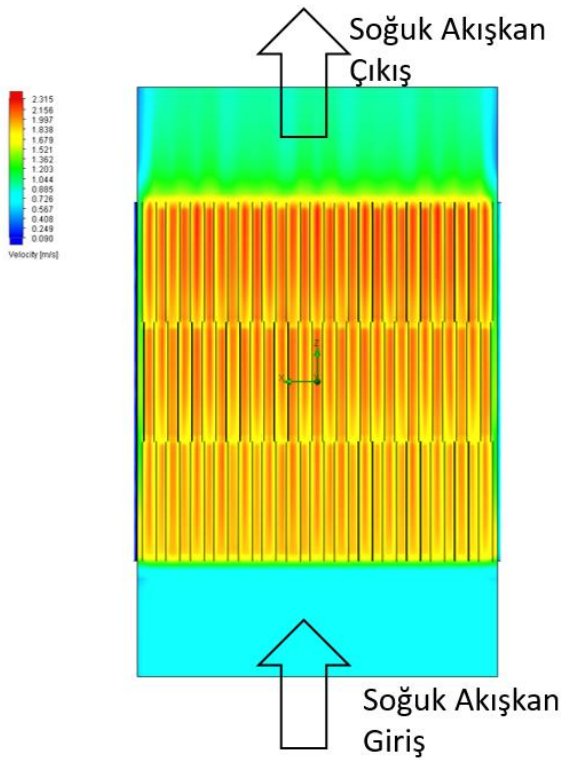
Şekil 6.3. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı



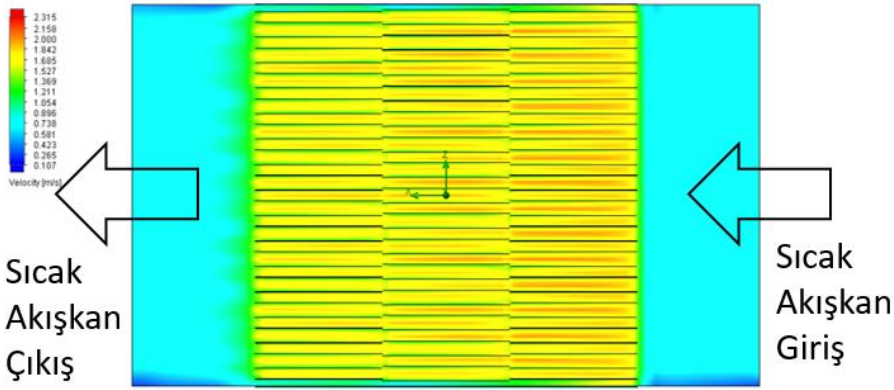
Şekil 6.4. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.5. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.6. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



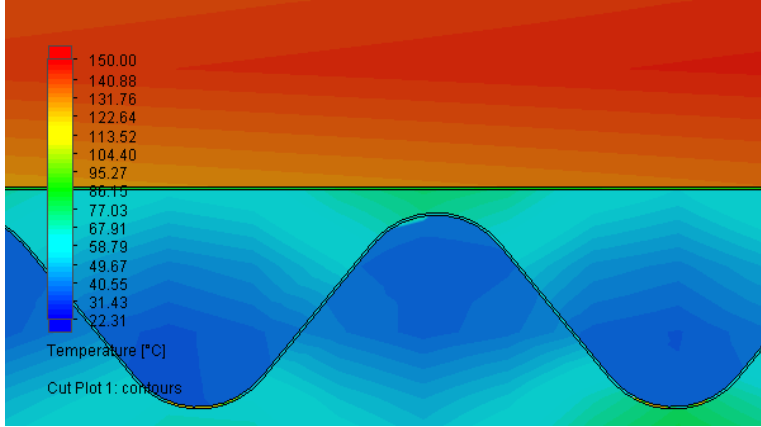
Şekil 6.7. Radyüslü ve temassız kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K3 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı

Şekil 6.2’den anlaşılacağı üzere soğuk akışkanın en alt kısmında düzgün bir ısı transferi gerçekleşmemiştir. Bu yüzden soğuk akışkan sıcak akışkandan ısıyı yeterince çekmeden çıkmıştır ve bu durum ortalama çıkış sıcaklığını da önemli ölçüde etkilemiştir.

Şekil 6.4 ve 6.5’de ise yine iki boyutlu bir sıcaklık dağılımı mevcuttur. Isı değıştircisinde kanatçıkların temas edip etmemesi iki boyutlu sıcaklık dağılımının oluşmasının önüne bir engel teşkil etmemiştir. Çünkü iki boyutlu sıcaklık dağılımı ısı değıştircisinin çapraz akımlı düzenlemeye sahip olmasıyla ilgilidir.

Şekil 6.6 ve Şekil 6.7 soğuk ve sıcak akışkan hızlarını temsil etmektedir. Soğuk akışkanın ısınması sonucunda sıcaklığı artmıştır ve buna müteakip yoğunluğunda azalma meydana gelmiştir. Bunun sonucu olarak da hızında bir artış söz konusudur.

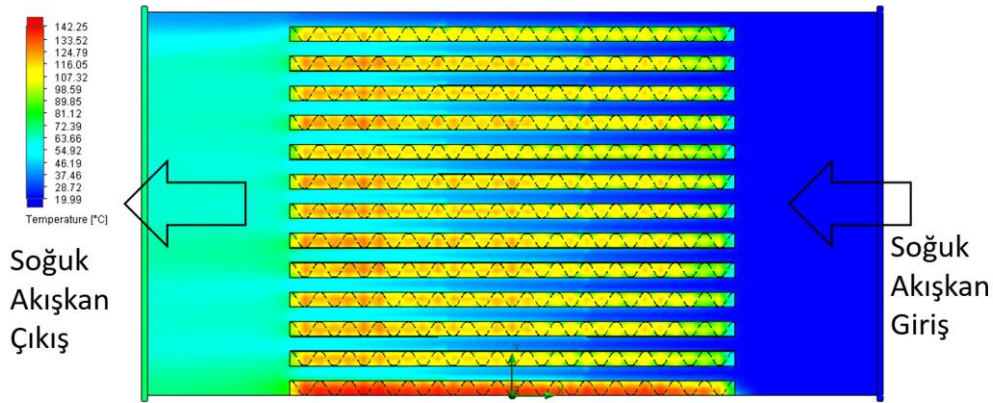
Kanatçıkların ayırıcı plakaya temas etmemesi durumunda sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferi yalnızca ayırıcı plakalar vasıtasıyla gerçekleşmiştir. Bu durumun bir neticesi olarak ise toplam ısı transferi olumsuz etkilenmiştir. Şekil 6.8’den de anlaşılacağı üzere akışkan içerisinde 40 °C’lik sıcaklık dağılımı baskın hale gelmiştir ve kanatçıklardan soğuk akışkana bir ısı transferi gerçekleşmemiştir.



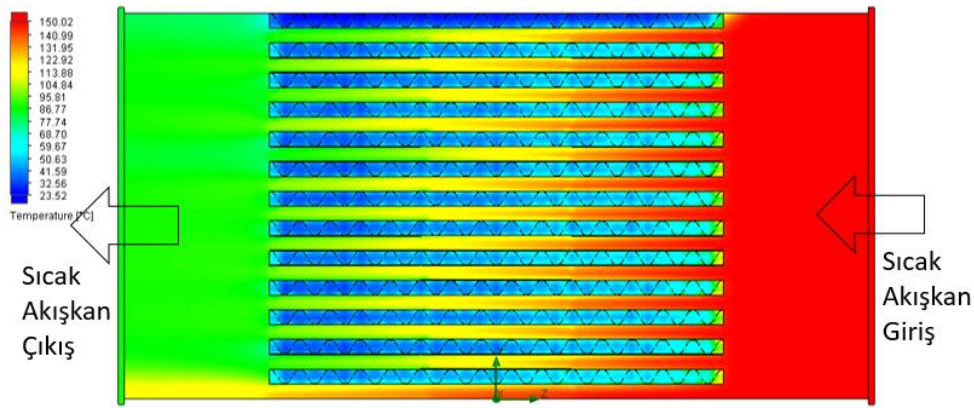
Şekil 6.8. Radyüslü ve temassız kanatçığin sıcaklık dağılımına etkisi

6.2. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve 3mm Delikli Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi

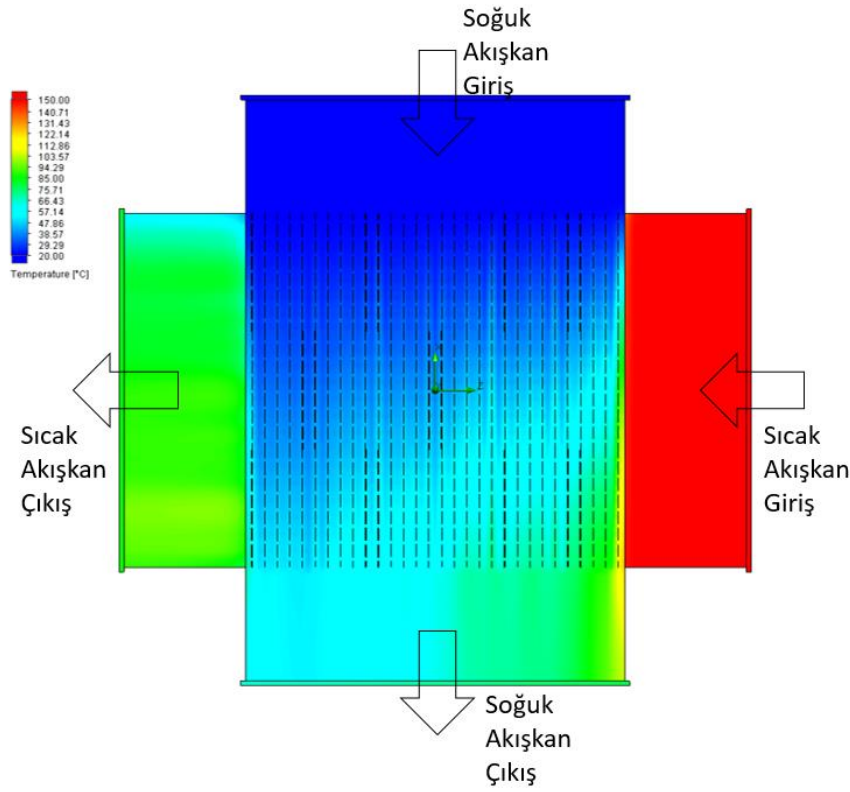
Bu kısımda radyüslü, noktasal temaslı ve 3mm deliklere sahip kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıkları ihtiva eden ısı değıştiricisinin termal ve hidrolik analizine ait sonuçlar sunulmuştur. Bu sonuçlar sıcaklık ve hız kontürleri şeklindedir. Ağ yapısı olarak Bölüm 5'deki sonuçlara dayanılarak 7 numaralı ağ yapısı kullanılmıştır. Sınır şartları ve ısı değıştiricisinin katman sayısı gibi parametreler sabit tutulmuş, yalnızca kanatçıklara 3mm'lik delikler açılmıştır. Sonuçlara ait görseller aşağıda sunulduğu gibidir.



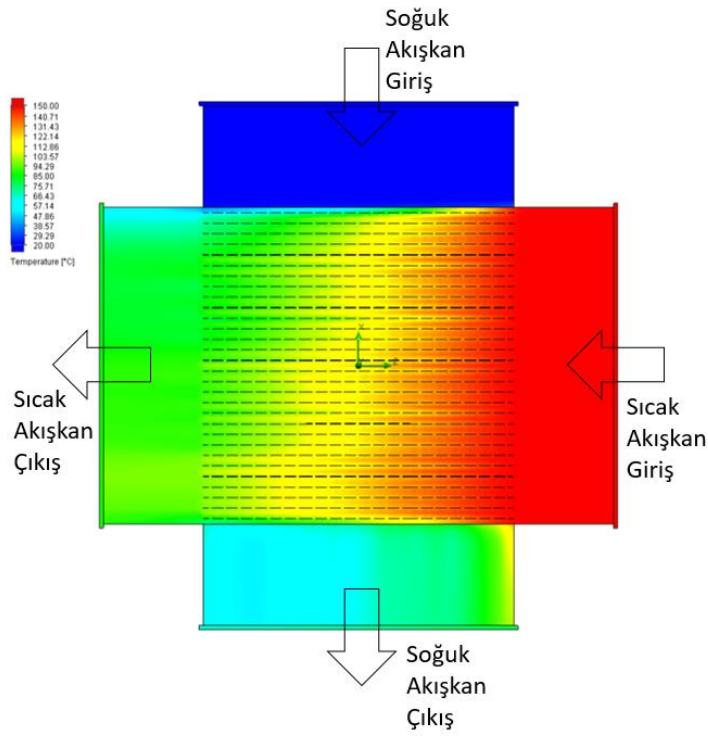
Şekil 6.9. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı



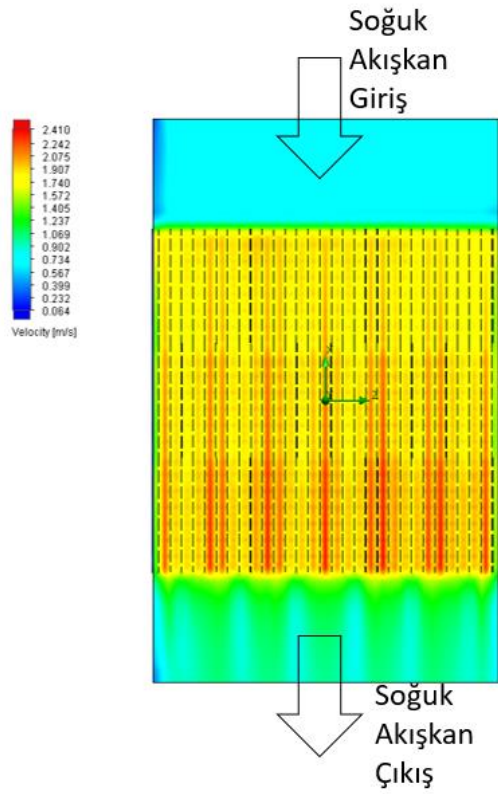
Şekil 6.10. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı



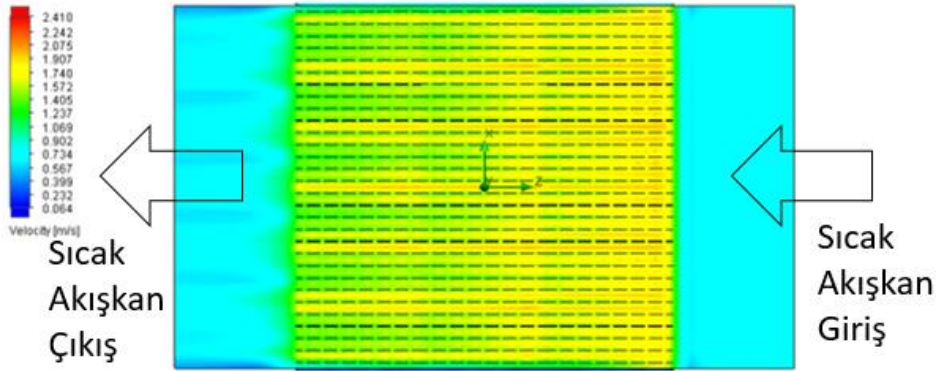
Şekil 6.11. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.12. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.13. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



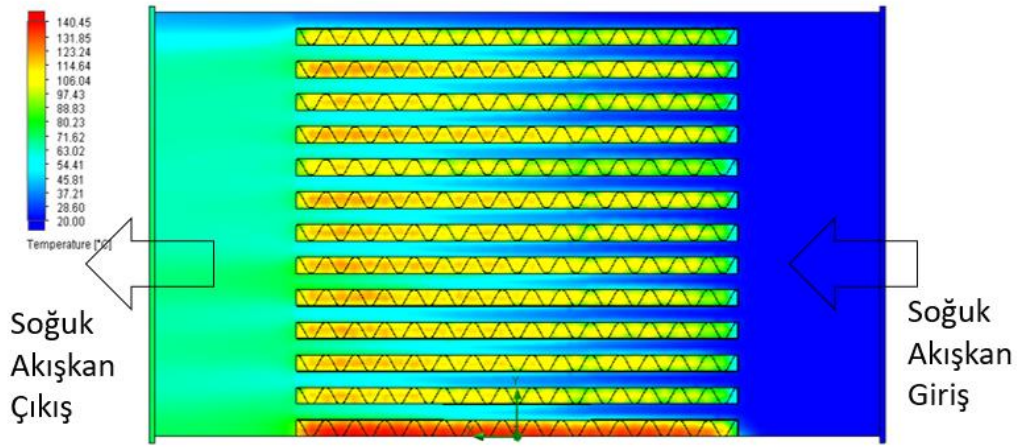
Şekil 6.14. 3mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştircisinin K4 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı

Kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklara 3mm’lik deliklerin açılması sonucunda Şekil 6.9’den anlaşılabacağı üzere çıkış sıcaklıklarında dikine bir sıcaklık gradyanı meydana gelmiştir.

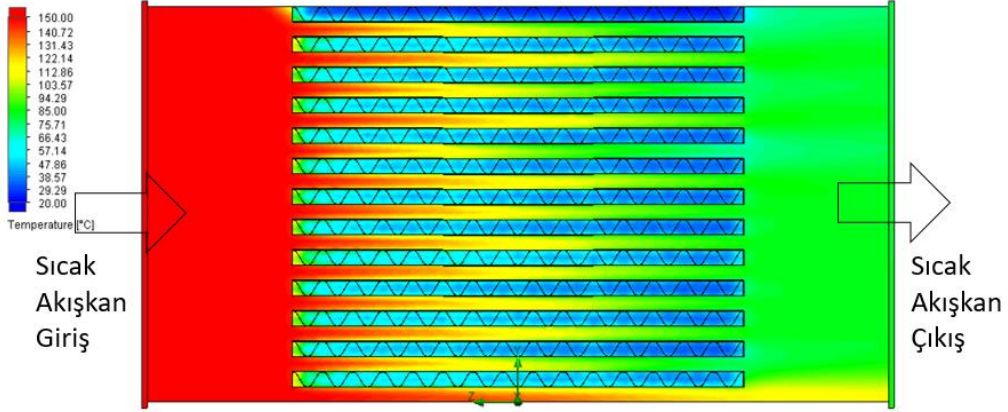
Şekil 6.11 ve Şekil 6.12’den anlaşılabacağı üzere üst görünüşten bakıldığında ise ısı değıştircisi içerisindeki sıcaklık gradyanı yine iki boyutlu olup bu sefer homojen bir dağılım sergilemediği göze çarpmaktadır. Bunun nedeni ise akışın delikler arasında geçiş yapmasından dolayıdır.

6.3. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve 7mm Delikli Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi

Bu kısımda radyüslü, noktasal temaslı ve yanal kenarlarında 7mm deliklere sahip olan kaydırılmış eksenli üçgen kanatçıklara sahip ısı değıştircisinin HAD analizi sonuçları sunulmuştur. Yapılan analizler boyunca sınır şartları, sıcak ve soğuk taraf katman sayısı ve kanatçık parametreleri sabit değışkenler olarak tutulmuştur. Sadece kanatçıkların yanal yüzeyine 7mm’lik delikler açılmış ve bu durumun termal ve hidrolik performansa etkisi incelenmiştir. Elde edilen görseller aşağıda sunulduğu gibidir.

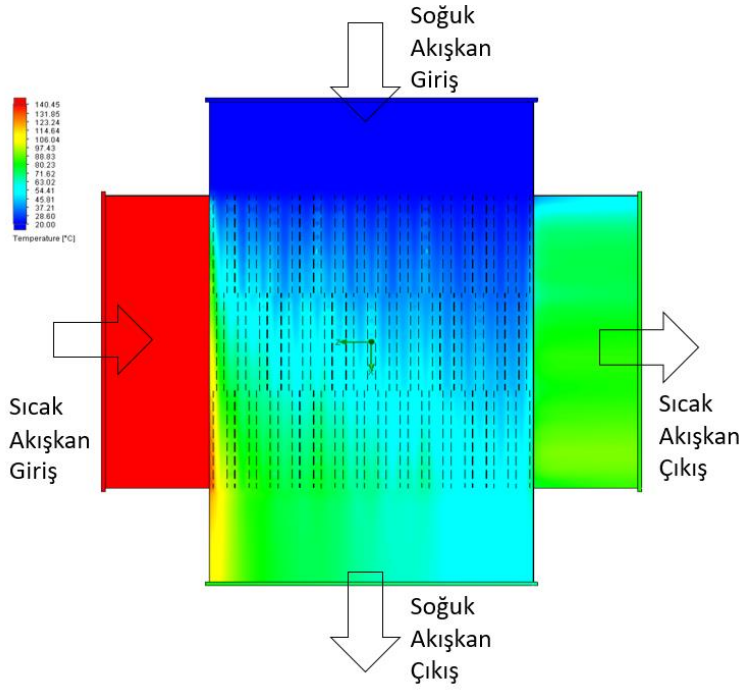


Şekil 6.15. 7mm delikli kanatçıga sahip ısı değıştiricisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı

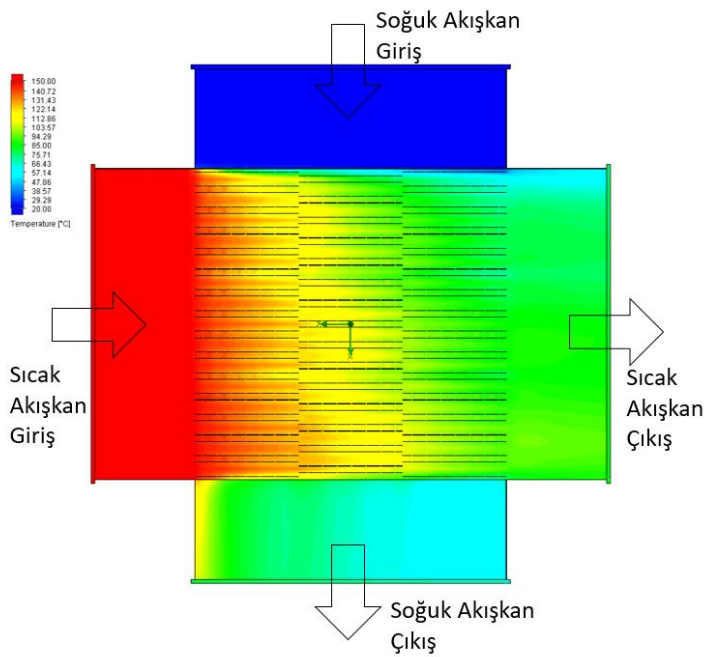


Şekil 6.16. 7mm delikli kanatçıga sahip ısı değıştiricisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı

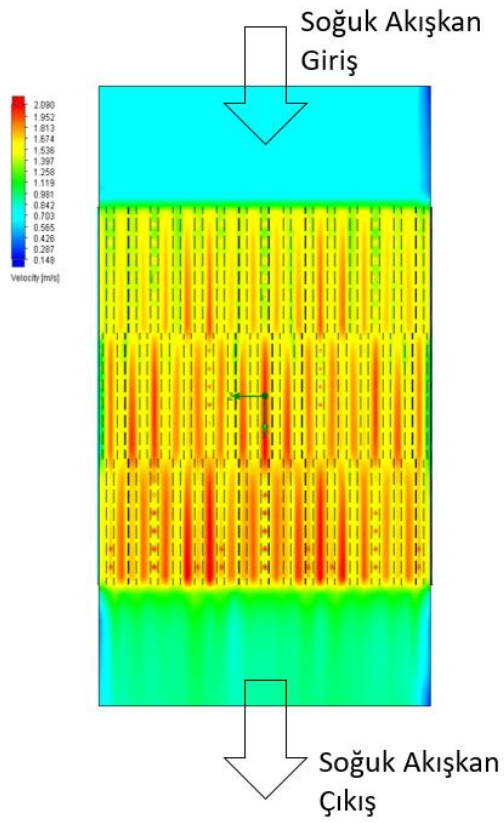
Kanatçıklara 7mm'lik deliklerin eklenmesi sonucunda ise Şekil 6.15'den anlaşılacağı üzere yine çıkış sıcaklığında dikine bir gradyan mevcuttur. Şekil 6.17 ve Şekil 6.18'den anlaşılacağı üzere eşanjör içerisinde iki boyutlu bir sıcaklık dağılımı göze çarpmaktadır ve bu dağılım Şekil 6.18'de, Şekil 6.17'ye göre daha homojen bir yapıya sahiptir.



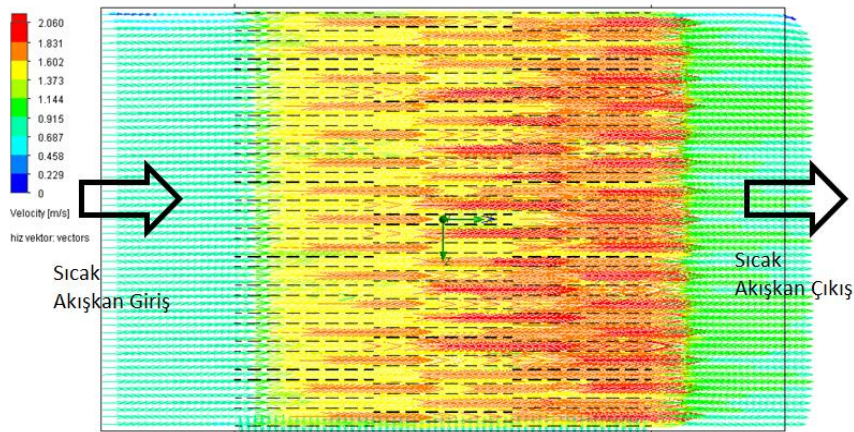
Şekil 6.17. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı



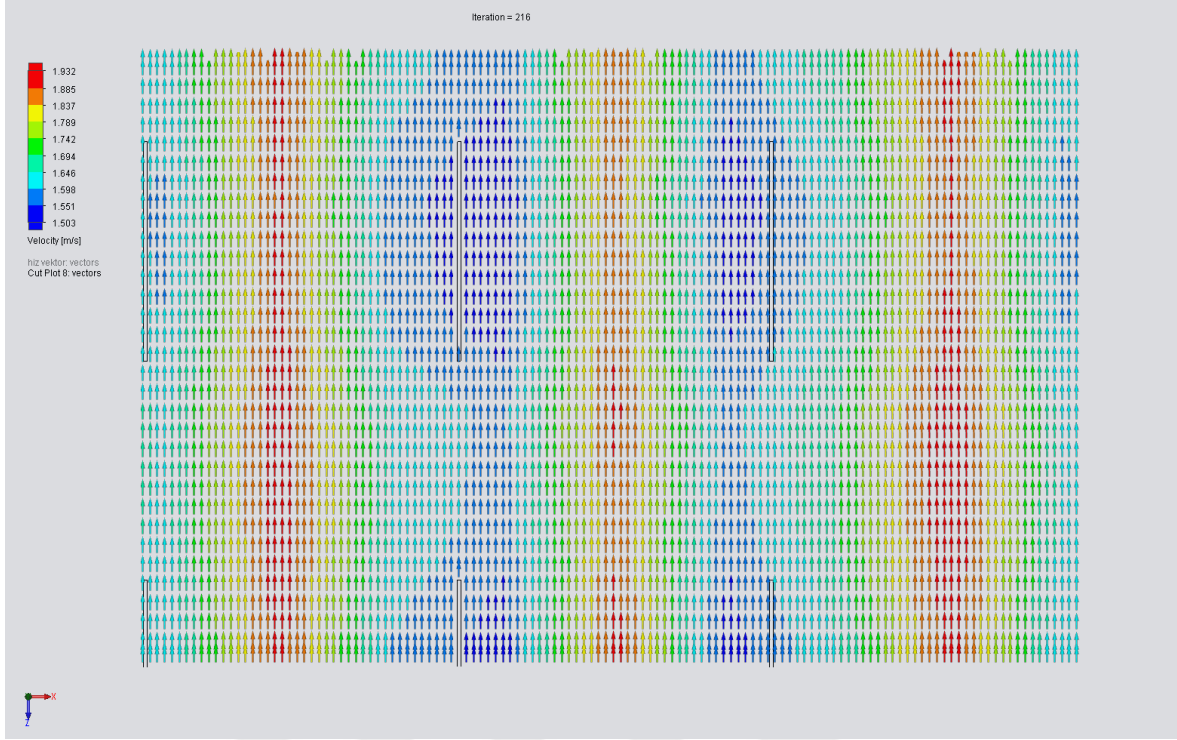
Şekil 6.18. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 6.19. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



Şekil 6.20. 7mm delikli kanatçığa sahip ısı değıştiricisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız vektörü

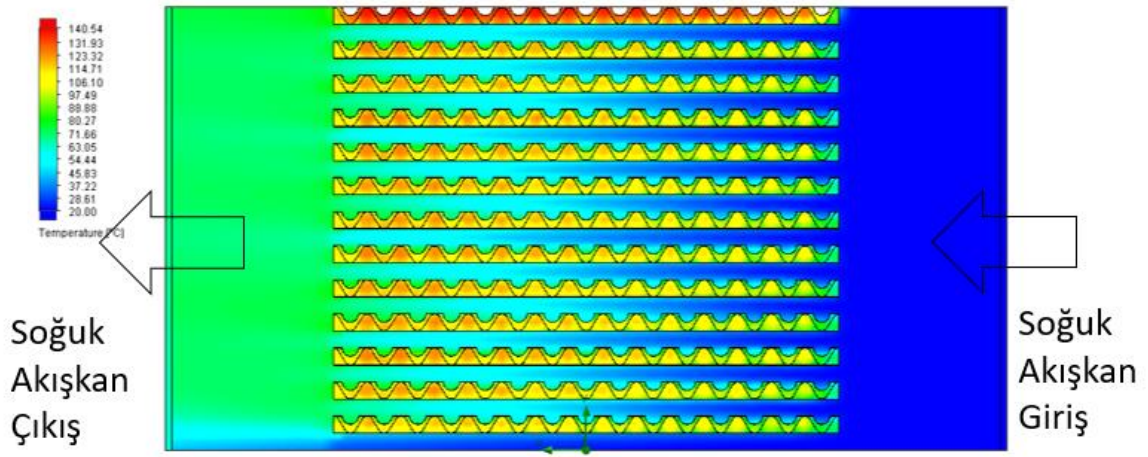


Şekil 6.21. 7mm delikli kaydırılmış eksenli kanatçıklarda deliklerin hız vektörüne etkisi

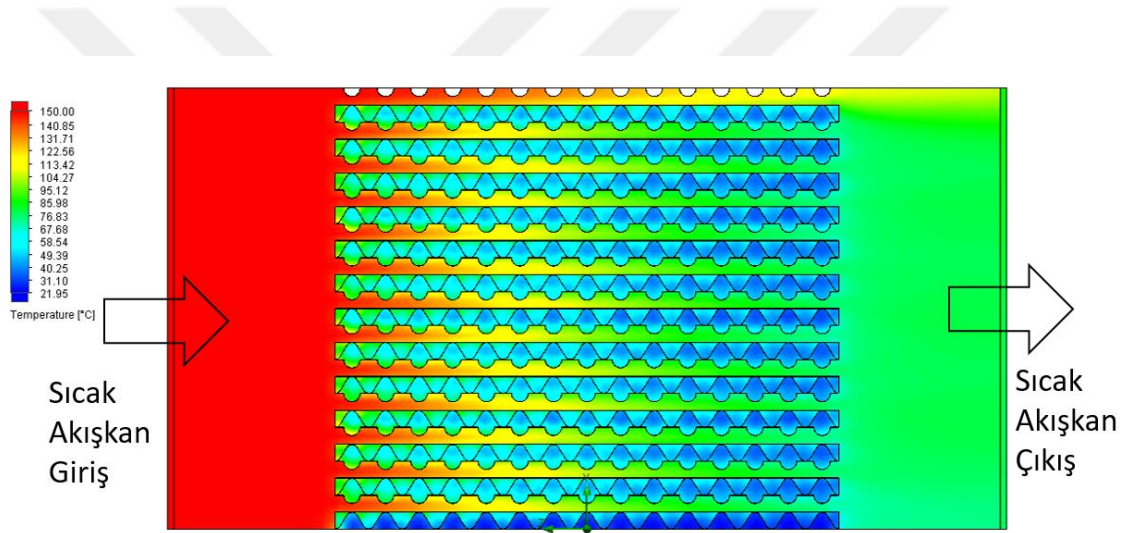
Şekil 6.19’da ve Şekil 6.20’de eşanjör içerisindeki tipik bir hız dağılımı mevcuttur. Şekil 6.20’de bu dağılım hız vektörleri cinsinden ifade edilmiştir. Şekil 6.21’e baktığımızda ise kanatçıklar üzerine eklenen deliklerin hız vektörlerine etkisi göze çarpmaktadır. Hız vektörlerine ait değerler kanatçıkların etrafında düşük değerler alırken iki kanatçığın ortasında ise daha yüksek değerler almıştır. Hız vektöründeki bu gradyan taşınımı ısı transferini de doğrudan etkilemiştir ve lokal olarak ısı transferini arttırmıştır. Ayrıca hızın fazla olduğu yerlerde basıncın düşük olması prensibinden kaynaklı olarak da akışkan kanatçık üzerindeki delikleri bir kaçış noktası olarak görmektedir ve hız gradyanında lokal olarak değişimler göze çarpmaktadır.

6.4. Radyüslü, Noktasal Temaslı ve Oyuklu Kanatçık Geometrisinin Termo-Hidrolik Performansa Etkisi

Bu kısımda radyüslü, noktasal temaslı kaydırılmış eksenli üçgen kanatçığa sahip ısı değiştiricisinde ayırıcı plakalara oyukların eklenmesinin termal ve hidrolik performansa etkisini gösteren görseller sunulmuştur. Sabit değişkenler olarak yine bir önceki kısımlarda olduğu gibi katman sayısı, kanatçık parametreleri ve sınır şartları ele alınmıştır.

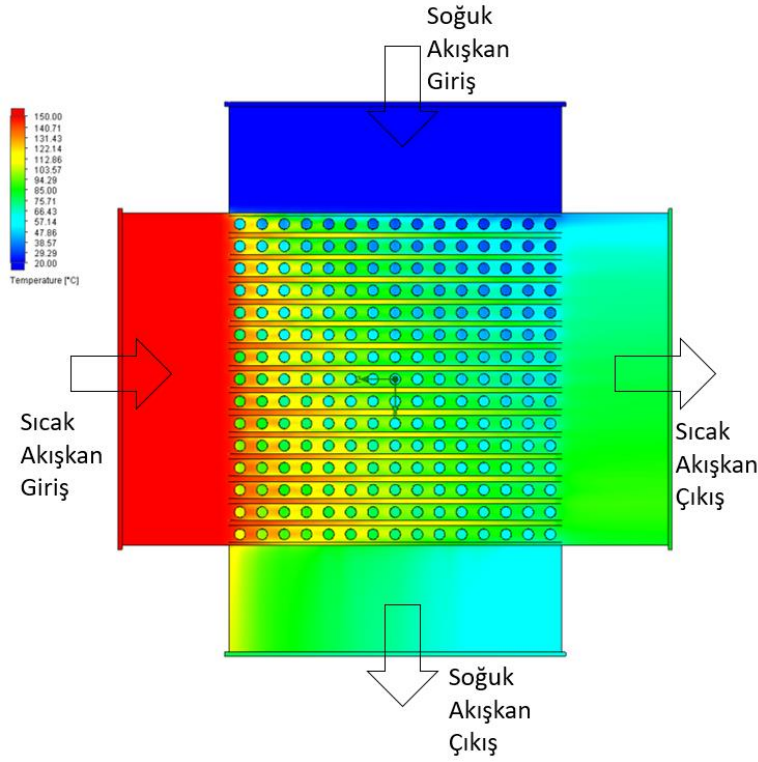


Şekil 6.22. Oyuklu geometriye sahip ısı değıştircisinin K1 kesitindeki sıcaklık dağılımı

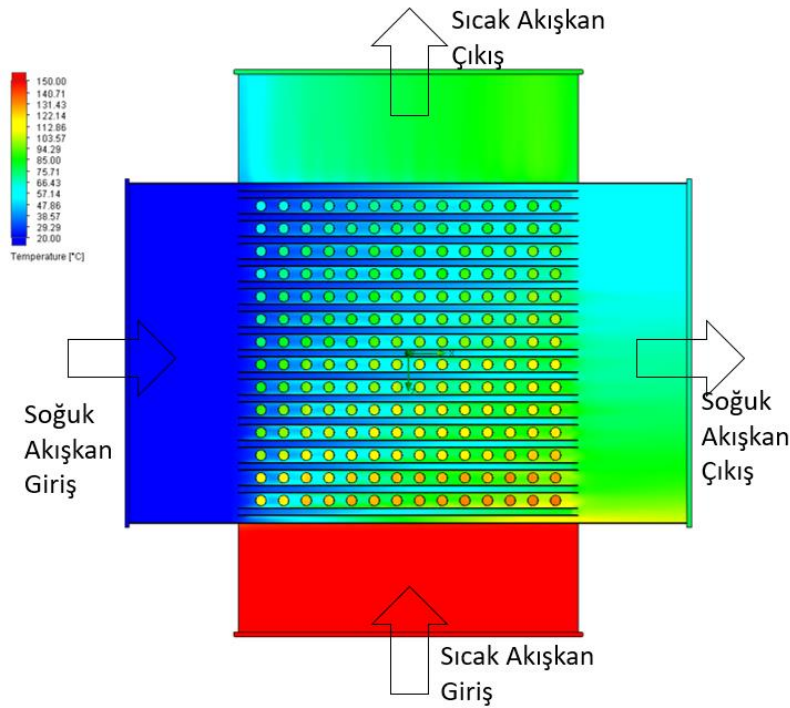


Şekil 6.23. Oyuklu geometriye sahip ısı değıştircisinin K2 kesitindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.22 ve Şekil 6.23'den anlaşılacağı üzere çıkış sıcaklıklarında dikine gradyanlar daha düzgün bir şekilde oluşmuştur. Bunun sonucu olarak da ısı değıştircisi içerisinde dikine termal gerilmelerin daha düşük olması beklenmektedir.

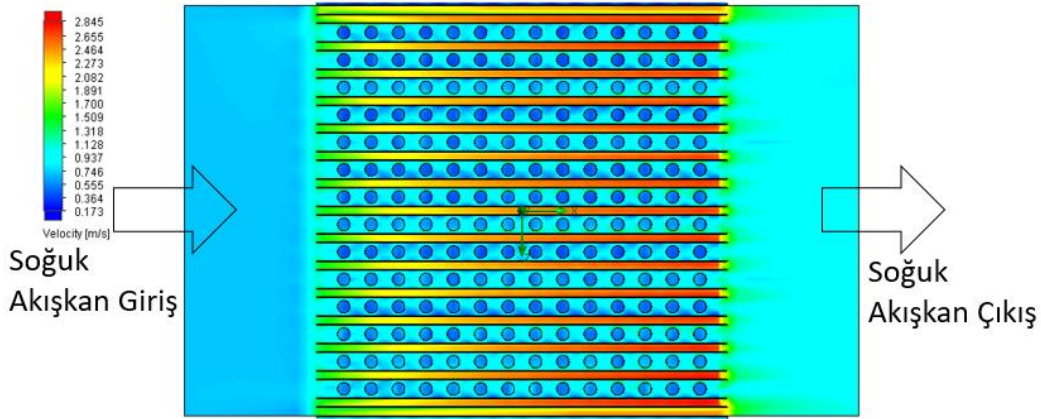


Şekil 6.24. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K3 kesitindeki sıcaklık dağılımı

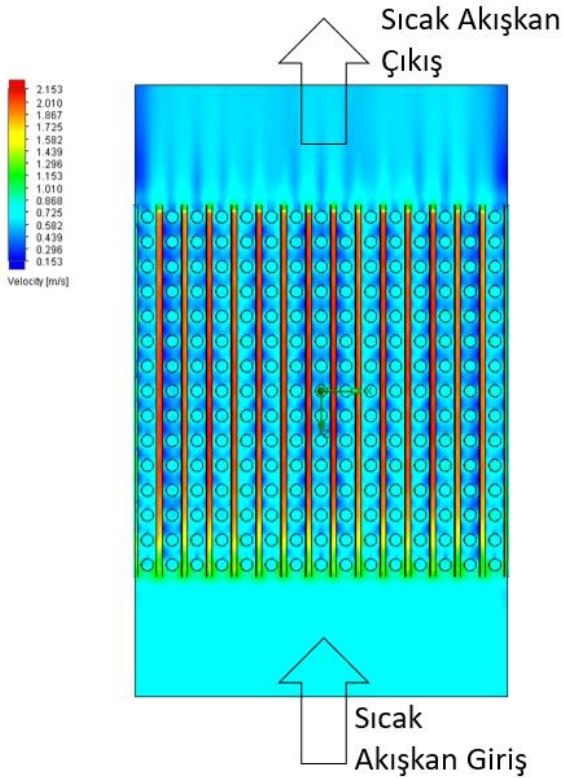


Şekil 6.25. Oyuklu geometriye sahip ısı değiştiricisinin K4 kesitindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.24 ve Şekil 6.25’de ısı değıştircisinin üst kesitindeki sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Şekillerden anlaşılacağı üzere oyuklu geometrinin etkisinden dolayı oyuk içerisindeki akışkan sıcaklıkları etrafında dolaşan akışkana göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi ise hız dağılımındaki oluşan ölü bölgelerdir.



Şekil 6.26. Oyuklu geometriye sahip ısı değıştircisinin K4 kesitindeki soğuk taraf hız dağılımı



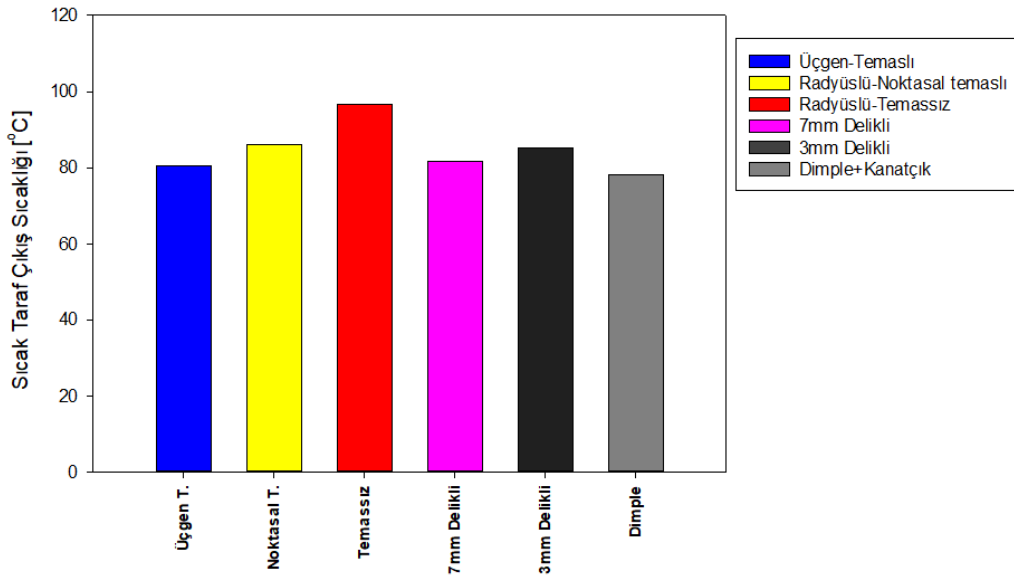
Şekil 6.27. Oyuklu geometriye sahip ısı değıştircisinin K3 kesitindeki sıcak taraf hız dağılımı

Şekil 6.26 ve Şekil 6.27’den anlaşılabacağı üzere oyuklu bölgelerde hız çevresindeki akışkanın hızına göre farklılık göstermektedir. Bunun sonucu olarak akışkan hızının sıfır olduğu veya akışkanın kendi içerisinde döndüğü ölü bölgeler meydana gelmiştir.

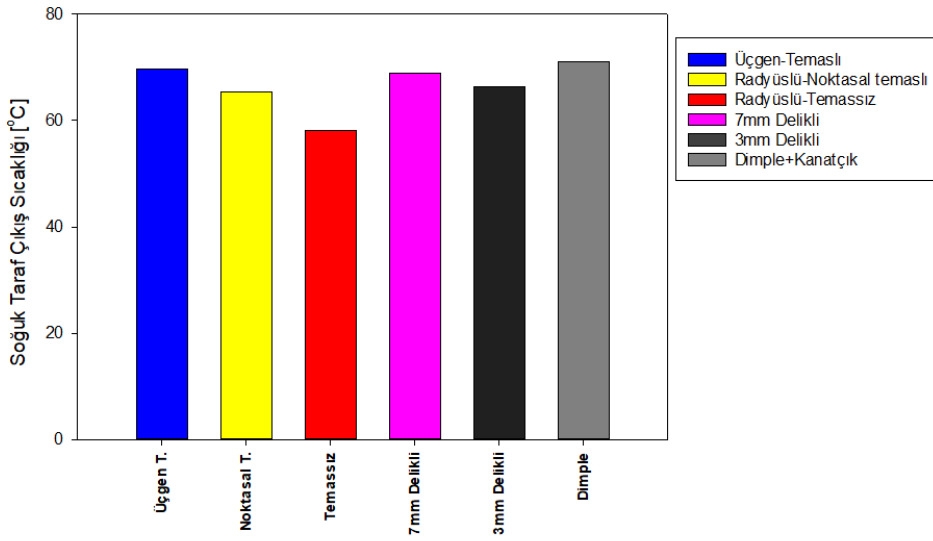
6.5. HAD Analizi İle İncelenen Konfigürasyonların Topluca Değerlendirilmesi

Bu kısımda HAD analizleri sonucunda elde edilen veriler bar grafikleri halinde sunulmuştur ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Isı değıştircisinde sıcak taraf çıkış sıcaklığının yüksek olması sıcak akışkanın ısısını verimli bir şekilde soğuk tarafa aktaramadığının bir göstergesidir ve istenmeyen bir durumdur. Grafikten de anlaşılabacağı üzere kanatçıkların temas etmemesi durumunda sıcak taraf çıkış sıcaklığı en yüksek değeri almıştır. Bu durum Şekil 6.28’de kırmızı bar grafiğinden okunabilir.

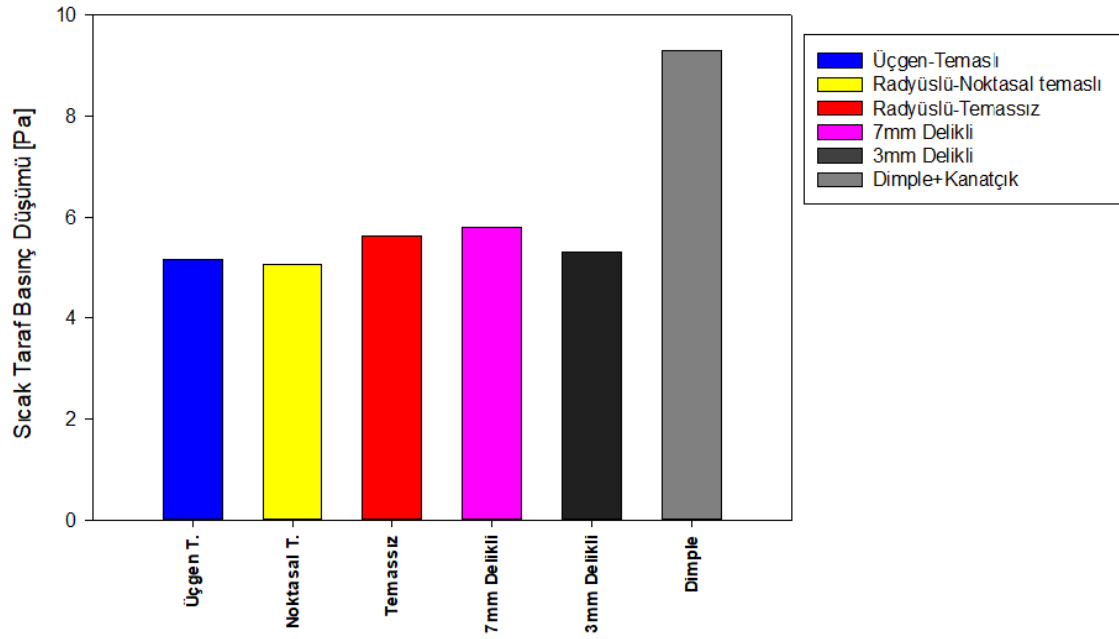


Şekil 6.28. Isı değıştircisinde sıcak taraf çıkış sıcaklığının kanatçık tipine göre değışimi



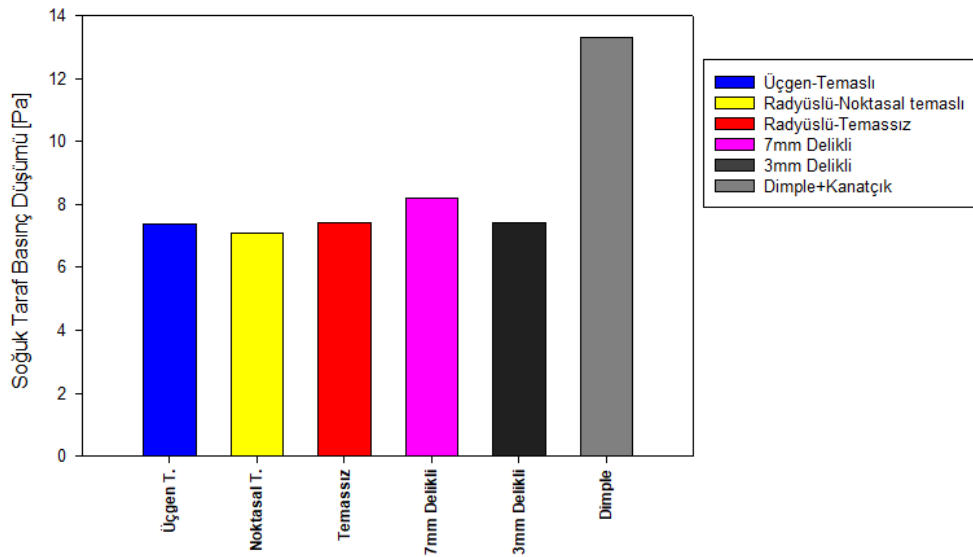
Şekil 6.29. Isı değiştiricisinde soğuk taraf çıkış sıcaklığının kanatçık tipine göre değişimi

Isı değiştiricisinde soğuk taraf çıkış sıcaklığının yüksek olması ise soğuk akışkanın sıcak taraftan ısıyı verimli bir şekilde çekebildiğinin bir göstergesidir. Temassız kanatçık tipinde soğuk akışkan çıkış sıcaklığı en düşük değeri almıştır. Yani temasın olmaması durumu eşanjörün ısıl performansını kötü etkilemiştir. Oyuk(Dimple)+Kanatçık kullanılması durumunda ise soğuk taraf çıkış sıcaklığı en yüksek değeri almıştır. MATLAB kodundaki çıkış sıcaklığına en yakın değerler ise ideal üçgen ve temaslı (yüzeysel temaslı) geometrinin kullanılması durumunda elde edilmiştir. Kanatçıklara delik eklenmesi durumunda ise deliksiz ve noktasal temaslı kanatçığa göre ısıl performansta bir artış elde edilmiştir. Hatta delik çapının artması durumunda soğuk taraf çıkış sıcaklığı artmıştır ve dimple+kanatçık durumundakine yakın bir değer elde edilmiştir. Bunun sebebi iki mekanizmaya dayanmaktadır. Bunlardan birincisi kaydırılmış eksenli kanatçık kullanıldığından sınır tabakanın sürekli yırtılarak ısı transferinin iyileştirilmesi iken ikincisi ise açılan deliklerden geçen akışkanın sıcaklık gradyanında ani bir değişimin meydana gelmesinden kaynaklı ısı transferinin iyileştirilmesidir. Şekil 6.21’de delikli geometrinin hız gradyanında ani bir değişim meydana getirdiği görülmektedir. Bu durum sıcaklık gradyanına da yansır ve ısı transferinin artmasının altında yatan nedendir. Literatürde bu iki durumu inceleyen bir çalışma henüz mevcut değildir ancak yapılan bu çalışma sonucunda kaydırılmış eksenli kanatçıklara delik açılmasının ısı transferini arttırdığı sonucuna varılmıştır.



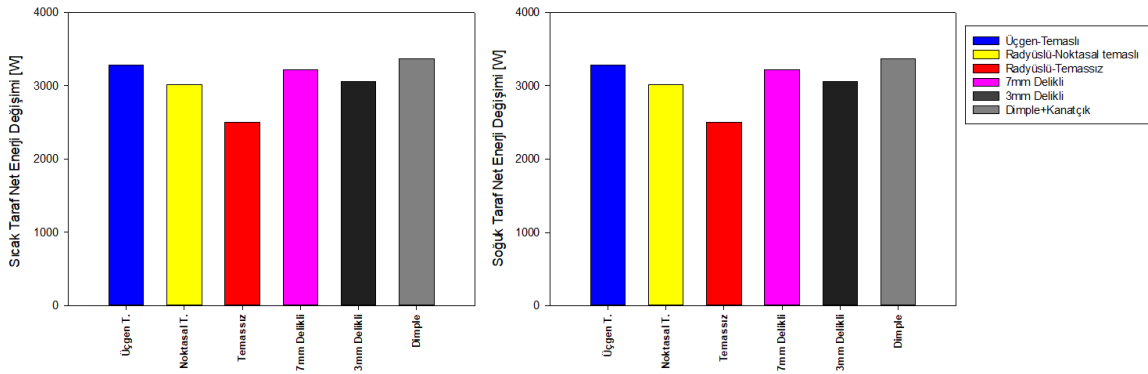
Şekil 6.30. Isı değiştiricisinde sıcak taraf basınç düşümünün kanatçık tipine göre değişimi

Şekil 6.30 yardımıyla, ısı değiştiricisinde sıcak taraf boyunca meydana gelen basınç düşümü incelenecek olursa oyuk (dimple) kullanımının basınç düşümünü yüzde olarak önemli miktarda arttırdığı göze çarpmaktadır. Bunun sebebi ise oyukların akış alanını bozma eğiliminde olmasından kaynaklanmaktadır. Bunun dışında kanatçıklara delik eklenmesi ise basınç düşümünü az miktarda olsa da etkilemiştir. Delikli kanatçıklarda basınç düşümünün etkilenmesi ise akışın delikleri bir kaçış noktası olarak görmesi ve lokal olarak hız gradyanında meydana gelen ani değişimden kaynaklanmaktadır.



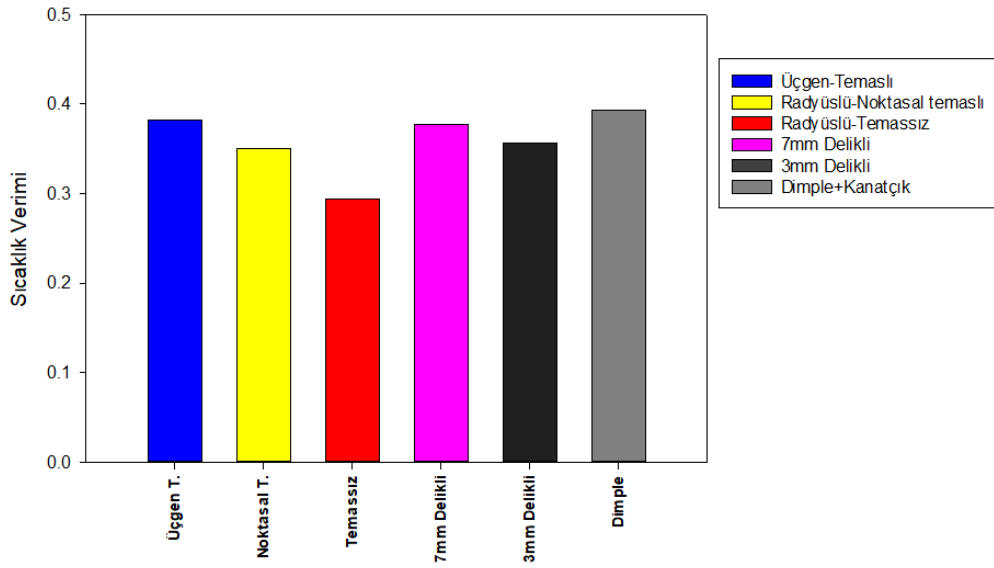
Şekil 6.31. Isı değiştiricisinde soğuk taraf basınç düşümünün kanatçık tipine göre değişimi

Şekil 6.31'den anlaşılacağı üzere soğuk taraf basınç düşümünde de sıcak taraf basınç düşümüne benzer bir trend göze çarpmaktadır ve basınç düşümü aynı nedenlerden kaynaklanmaktadır. Sıcak taraf ve soğuk taraf basınç düşümünün değerlerinin farklı olması ise debilerden kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.32. Isı değiştiricisinde meydana gelen net enerji değişiminin kanatçık tipine göre değişimi

Isı değiştiricisinde meydana gelen net enerji değişimi ısı değiştiricisinin ısıl gücünü ortaya koymaktadır. Şekil 6.32'den anlaşılacağı üzere en düşük eşanjör gücüne sahip olan kanatçık tipi kanatçıkların temas etmemesi durumunda gözlemlenmiştir. MATLAB sonucuna en yakın değer ise üçgen-temaslı kanatçık için elde edilmiştir çünkü MATLAB kodunu yazarken yapılan kabullere en yakın modelleme bu kanatçık tipi için gerçekleştirilmiştir. Farklı kanatçık tipleri kıyaslanacak olursa kanatçıklara delik açmanın eşanjör ısıl gücünü iyileştirdiği, hatta delik çapının arttırılması durumunda eşanjör ısıl gücünün arttığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 6.33. Isı değiştiricisine ait sıcaklık veriminin kanatçık tipine göre değişimi

Şekil 6.33’de ısı değiştiricisinin sıcaklık veriminin kanatçık tipine göre değişimi grafiği mevcuttur. Bu grafik eşanjör ısıl gücü grafiği ile benzer bir trendi takip etmektedir. MATLAB kodu neticesinde hedeflenen sıcaklık verimine en yakın değer üçgen-temaslı kanatçık için elde edilmiştir. Bunun dışında noktasal temasın sıcaklık verimini kötü etkilediğine ulaşılmıştır. Noktasal temas olması durumunda sıcaklık verimi iyileştirmek istenirse kanatçıklara delikler açılabilir. Kanatçıklara delik açılması halinde sıcaklık veriminin arttığı HAD analizleri neticesinde gözlemlenmiştir. Oyuk kullanımının ise sıcaklık verimini arttırdığı bir gerçektir ancak basınç düşümünü önemli ölçüde arttırmasından dolayı uygulamada pek de cazip bir tercih olmayacaktır. Ayrıca oyuklu plakaların üretim açısından da zorluğu göz önüne alınacak olunursa delikli kanatçıklara bir ikame olamayacağı aşıkardır.

Bu tez kapsamında delikli kanatçıkların yüksek bir termo-hidrolik performans sergilediği HAD analizleri neticesinde gözlemlenmiştir. Ayrıca noktasal temas sonucu açığa çıkan temas direncinin olumsuz etkilerini telafi ettiği de göze çarpmaktadır. Bunun dışında üretim açısından oyuklu kanatçıklara göre daha az maliyetlidir. Bu sebeplerden dolayı yapılacak olan bu tez kapsamında kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip üçgen kanatçıkların termo-hidrolik performansını açığa çıkarmak üzere Colburn faktörü ve sürtünme faktörü değerleri Bölüm 7’de incelenecektir.



7. LİTERATÜRDE MEVCUT OLMAYAN KORELASYONLARIN ÇIKARTILMASI

Bu kısımda kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip üçgen kanatçıklar için Colburn faktörünü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar çıkartılmıştır. Bir önceki kısımda farklı kanatçık tipleri kıyaslanmıştı. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıkların yüksek bir termo-hidrolik performans gösterdiğine ulaşılmıştır. Hatta delik çapının ısı transferine etkisi incelenmiş ve artan delik çapının ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip üçgen kanatçık için Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün farklı kanatçık parametrelerinde ne şekilde değiştiği önem kazanmaktadır.

Bu kapsamda öncelikle HAD modelinin doğruluğunu desteklemek adına, literatürde deneysel verisi mevcut olan kaydırılmış eksenli bir kanatçık için Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün doğrulanması HAD analizi vasıtasıyla bu bölümde gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar hem deneysel verilerle hem de literatürdeki bir diğer korelasyon ile karşılaştırılmıştır. HAD sonuçlarını mukayese etmek adına 1/8 15.61 kanatçığı ele alınacaktır. Bu kanatçığa ait deneysel veriler ise Kays&London'a [29] ait kompakt ısı değiştiricileri kitabından alınmıştır. HAD modelinin doğruluğu desteklendikten sonra ise kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar için parametrik analizler gerçekleştirilmiştir.

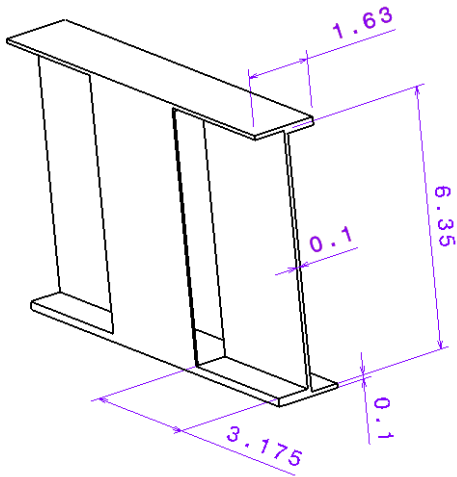
7.1. 1/8 15.61 Kanatçığı İçin Ağ Yapısından Bağımsızlaştırma Çalışması

Bu kısımda ileride yapılacak olan HAD analizlerinde sınır şartlarının ve modellemenin doğruluğunu desteklemek amacıyla, literatürde deneysel verileri mevcut olan 1/8 15.61 kaydırılmış eksenli kanatçığı için doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu sayede çalışmanın devamında gerçekleşecek olan analizlere ait HAD modellemesinin deneysel verilerle desteklenmesi sağlanmıştır. Ancak doğrulama çalışmasından önce problemin ağ yapısından bağımsızlaştırılması gerekmektedir. Bu kısımda ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması gerçekleştirilecektir.

1/8 15.61 kanatçığının seçiminin ardında yatan neden ise yapılacak olan çalışmaya en yakın modelin bu kanatçık tipi oluşudur. Literatürde kaydırılmış eksenli ve delikli

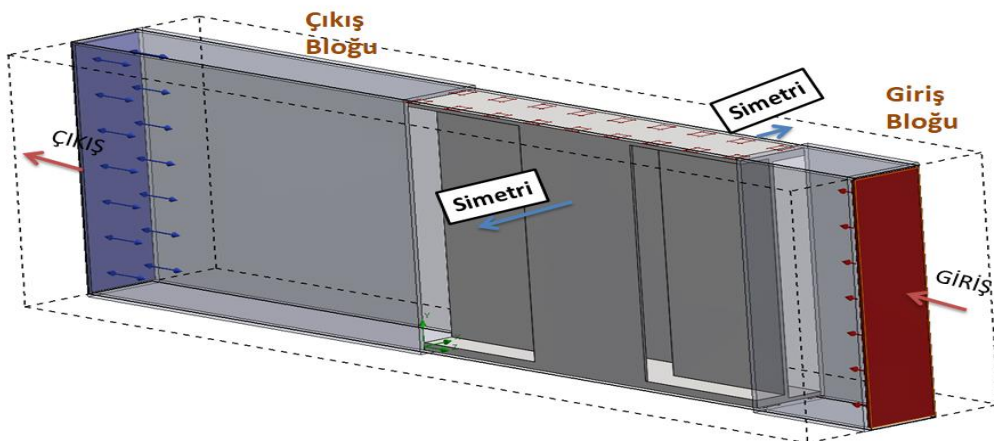
kanatçıklara ait bir deneysel veya nümerik çalışma olmadığından dolayı HAD modelini 1/8 15.61 kaydırılmış eksenli kanatçık vasıtasıyla destekleme yoluna gidilmiştir.

1/8 15.61 kanatçığının geometrisine ait görsel Şekil 7.1’de sunulduğu gibidir. Kanatçığın et kalınlığı 0,1 mm, yüksekliği 6,35 mm, genişliği 1,63 mm ve tek bir kanatçığın uzunluğu ise 3,175 mm’dir. Ayırıcı plakanın kalınlığı ise yine et kalınlığına eşit olup 0,1 mm’dir.



Şekil 7.1. 1/8 15.61 Kaydırılmış eksenli kanatçığına ait geometri ve boyutlar [mm]

Ağ yapısından bağımsızlaştırma işlemine daha önceki kısımlarda olduğu gibi önce kaba bir mesh yapısıyla başlanacak sonrasında ise mesh yapısı kademeli olarak inceltilerek sonuçların önemli ölçüde değişmediği ağ yapısı bulunamıştır. Bu sayede hem bir sonraki çalışmanın doğruluğu desteklenmiş hem de bilgisayar gücünden ve zamandan tasarruf elde edilmiştir.



Şekil 7.2. 1/8 15.61 Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait sınır şartları

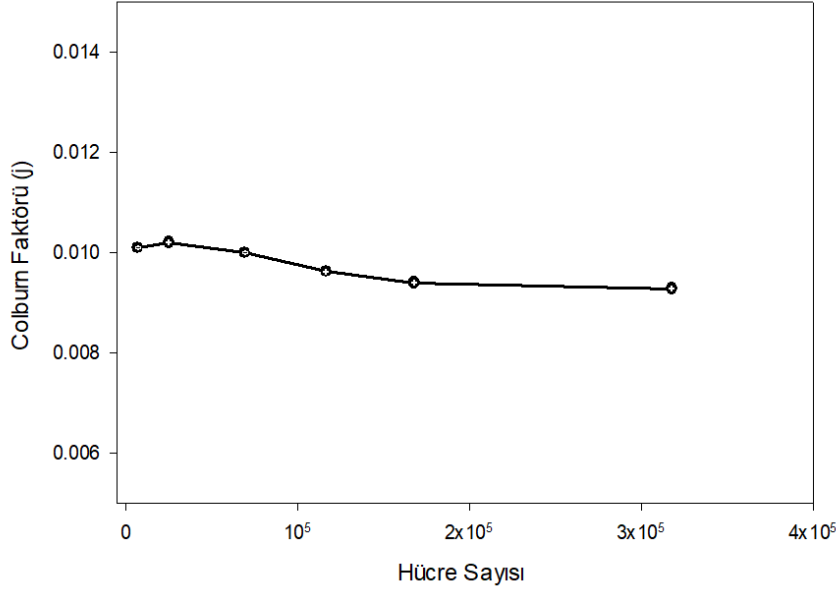
1/8 15.61 kaydırılmış eksenli kanatçığa ait görsel Şekil 7.2’de olduğu gibidir. Şekle baktığımızda bir giriş bloğu, kanatçıklı bölge ve çıkış bloğundan meydana gelmektedir. Giriş bloğu ve çıkış bloğunun koyulmasındaki amaç uzatılmış sınır koşulundan - ‘Extended Boundary Condition’ – yararlanmaktır. Eğer uzatılmış sınır koşulundan faydalanılmaz ise akış tam gelişmeyebilir ve yanlış sonuçlar elde edilebilir. Bunun önüne geçmek için giriş ve çıkış bloğu yeteri kadar uzun seçilmeli ve akışın gerçek karakteristiğinin ortaya çıkmasına imkan tanınmalıdır. Giriş ve çıkış bloğunun uzunluğu sırasıyla toplam kanatçık uzunluğunun yarısı ve 1,25 katı olarak seçilmiştir. Bu seçimdeki referans değer olarak ise Doğan [38] ve diğerlerinin aldığı değerlerin biraz üstünde bir değer alınmıştır. Tek bir kanatçık için yapılan analizlerde giriş ve çıkış bloğunun akış alanına eklenmesinin doğruluğu arttırdığı birçok araştırmacı tarafından desteklenmektedir [39,40]. Diğer sınır şartlarına bakılacak olursa girişte hava 300 K sıcaklıkta ve Reynolds sayısı 3000 olacak hızda, tam gelişmiş akış olarak girmekte, çıkışta ise Pressure Outlet sınır şartına açılmaktadır. Giriş ve çıkış bloğunun iç duvarları adyabatik olarak modellenmiştir. Ayırıcı plakanın dış duvarları ise 373,15 K sabit sıcaklığında tutulmaktadır. Yanal kısımlara ise simetri sınır şartı atanmıştır ve böylece yan yana kanatçık etkileri modele dahil edilmiştir. Sınır şartlarına ait matematiksel formülasyon Çizelge 7.1’de sunulmuştur.

Çizelge 7.1. 1/8 15.61 Kanaçığına ait ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması için sınır şartları

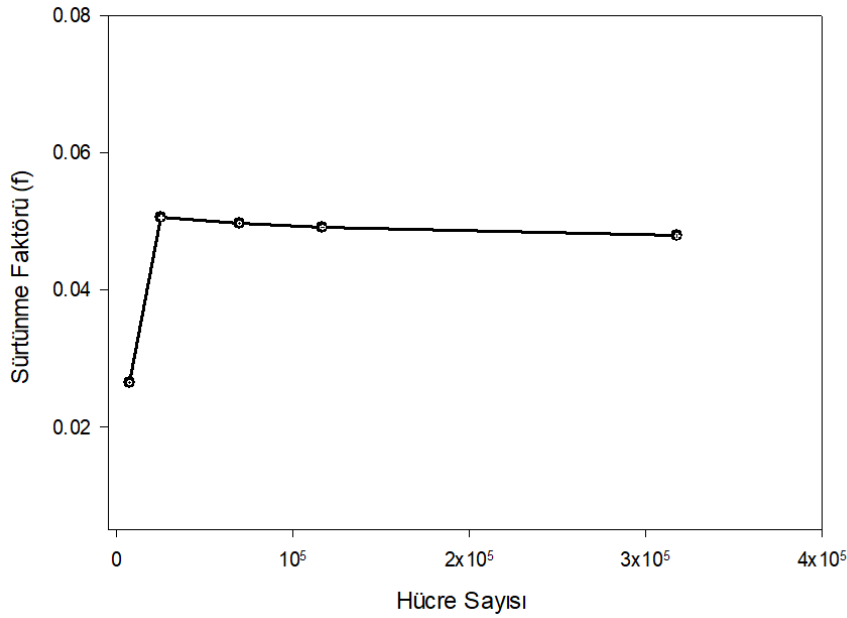
1/8 15.61 Kanatçığı için sınır şartlarına ait matematiksel formülasyon	
Giriş; $T=300\text{ K}$; $U=21.93\text{ m/s}$	
Çıkış;	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$; $\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$; $P=P_{\text{atm}}$
Üst duvar; $T=373,15\text{ K}$; $u=v=w=0$	
Alt duvar; $T=373,15\text{ K}$; $u=v=w=0$	
Simetri;	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, u = v = 0$
Giriş ve Çıkış Bloğu Duvarları; $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$; $u=v=w=0$	

Çizelge 7.1’deki sınır şartlarına bağlı kalarak farklı ağ yapılarında Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün değişimi HAD analizleri sonucunda incelenmiştir. Colburn faktörünün bulunuşunda çıkış sıcaklıkları çıkış kısmından alınmıştır. Sürtünme faktörünün bulunuşunda ise basınç farkı kanatçığın girişi ve çıkışı kısmından alınmıştır. Bu sayede

giriş ve çıkış bloğundaki sürtünme faktörleri neticesinde meydana gelen basınç kayıpları elimine edilmiştir. Sonuçlara ait grafikler Şekil 7.3 ve Şekil 7.4'deki gibidir.



Şekil 7.3. 1/8 15.61 Kanatçığına ait Colburn faktörü için ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması



Şekil 7.4. 1/8 15.61 Kanatçığına ait Sürtünme faktörü için ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması

Gerçekleştirilen ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışmasına göre 167000 hücre sayısından sonra sonuçların kayda değer miktarda değişmediği göze çarpmaktadır. Sonuç olarak hem Colburn faktörü hem de sürtünme faktörü değerleri belirli bir hücre sayısından sonra

değişmemektedir. Bu yüzden çalışmanın devamında 6 numaralı ağ yapısındaki hücre sayısından daha fazla hücre kullanılmayacaktır.

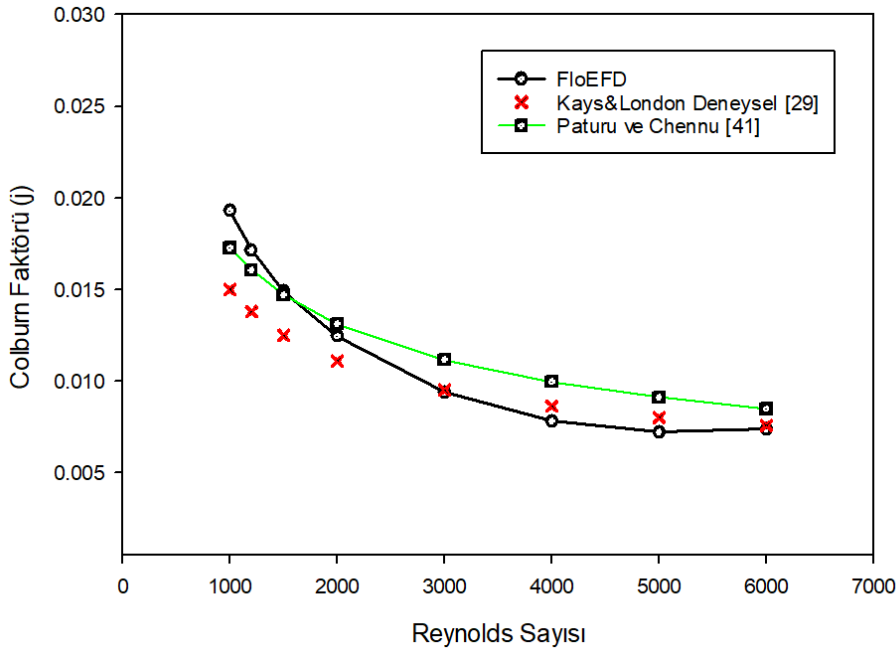
7.2. 1/8 15.61 Kanatçığı İçin Doğrulama Çalışması

Bir önceki kısımda problem ağ yapısından bağımsızlaştırılmıştı ve uygun ağ yapısının 6 numaralı mesh olduğu sonucuna varılmıştı. Bu kısımda ise 1/8 15.61 kanatçığının deneysel verilerle doğrulanması çalışması gerçekleştirilmiştir. Deneysel veriler Kays&London'dan alınmıştır. 1/8 15.61 kanatçığına ait veriler Çizelge 7.2'de sunulduğu gibidir.

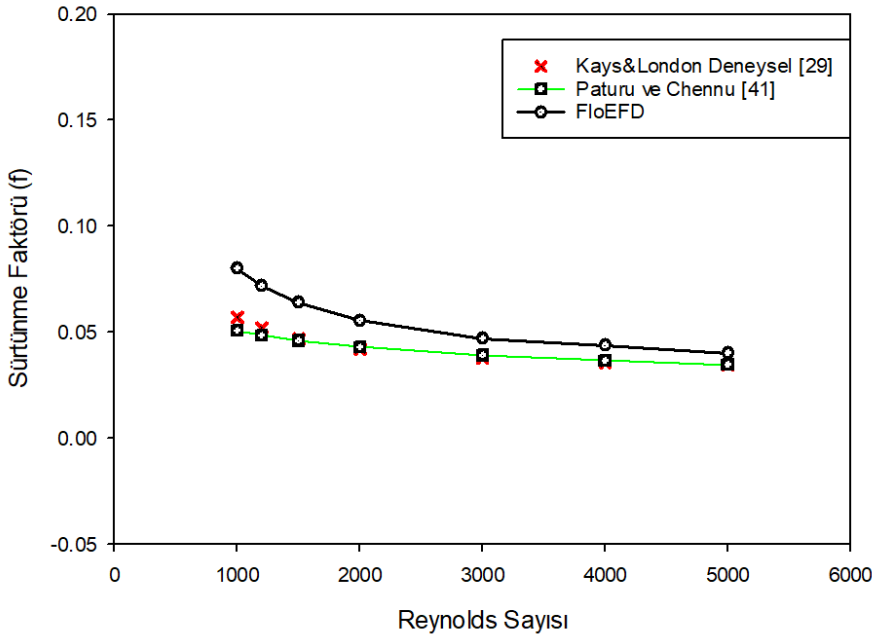
Çizelge 7.2. 1/8 15.61 Kaydırılmış eksenli kanatçığa ait deneysel veriler [29]

Hidrolik Çap [mm]	Re	j	f
2,38	1000	0,015	0,0569
2,38	1200	0,0138	0,0519
2,38	1500	0,0125	0,0467
2,38	2000	0,0111	0,042
2,38	3000	0,00952	0,0376
2,38	4000	0,00865	0,0355
2,38	5000	0,00802	0,0343
2,38	6000	0,00758	-

Yapılacak olan HAD analizlerinde sınır şartları Çizelge 7.1'de sunulduğu gibidir. Tek fark ise giriş hızının Reynolds sayısına bağlı olarak değiştirilmesidir. FloEFD'de periyodik giriş sınır şartı yoktur. Bunun yerine akışın tam gelişmesini sağlamak için "Tam gelişmiş akış" seçeneği mevcuttur. Bu yüzden girişlerde tam gelişmiş akış seçeneği aktif edilmiştir. Yine de kanatçıklar boyunca akış termodinamik olarak gelişecektir ve ısı transferi biraz yüksek çıkacaktır. Ancak Colburn faktörü ifadesi boyutsuz bir sayı olduğundan ve eşitliğin içerisinde akış uzunluğunu da ihtiva ettiğinden sonuçların makul seviyelerde çıkması ve deneysel verilerle aynı trendi takip etmesi beklenmektedir. Yapılan HAD analizleri neticesinde Colburn faktörü ve sürtünme faktörünün deneysel verilerle kıyaslanması Şekil 7.5 ve Şekil 7.6 da sunulduğu gibidir.



Şekil 7.5. 1/8 15.61 Kanatçığı için Colburn faktörü doğrulama çalışması



Şekil 7.6. 1/8 15.61 Kanatçığı için Sürtünme faktörü doğrulama çalışması

Grafiklerden de anlaşılacağı üzere farklı Reynolds sayılarında yürütülen HAD analizleri neticesinde deneysel verilerle ve diğer korelasyonlarla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Bunun sonucu olarak da HAD modelinin doğruluğu ispatlanmıştır. Yalnız düşük Reynolds sayılarındaki değerler deneysel verilerden biraz uzak çıkmıştır. Bunun sebebi ise akışın kanatçıklar boyunca termodinamik olarak gelişmesi ve gelişmekte olan akışta boyutsuz ısı

transfer katsayısının daha yüksek oluşudur. Bunun önüne geçmek için arka arkaya kanatçık sayısı arttırılabilir. Yapılacak olan çalışmanın devamında endüstriyel uygulamalara uygun kanatçık yapısı için korelasyonlar çıkarılacağı düşünülürse termodinamik giriş bölgesinin etkisini de dikkate almak gerekli olacaktır. Çünkü endüstriyel uygulamalara baktığımızda genelde arka arkaya 3-4 adet olmak üzere uzun kanatçıklar kullanılmaktadır. Bu kapsamda termal ve hidrolik giriş bölgesinin Colburn faktörüne etkisinin dikkate alınması önem taşımaktadır. Bir diğer yandan Colburn faktörü ve sürtünme faktörü akış uzunluğu ve çıkış sıcaklığı gibi birçok faktörü içeren bir boyutsuz sayı olmasından dolayı arka arkaya kanatçık sayısını dolaylı olarak dikkate almakta ve akış uzunluğuna bağlı olarak çıkış sıcaklığı da değişeceğinden tutarlı sonuçlar vermektedir. Kays ve London'ın $1/8$ 15.61 kanatçığı için yaptığı deneylerde arka arkaya kaç adet kanatçık kullandığı bilinmemektedir. Ancak Colburn faktörünün akış uzunluğunu da içeren boyutsuz bir sayı olmasından dolayı bu değer arka arkaya kanatçık sayısına bağlı olarak pek de değişmemektedir.

7.3. Kaydırılmış Eksenli ve Deliklere Sahip Kanatçık İçin Korelasyonların Elde Edilmesi

Bu kısımda literatürde daha önce çalışılmamış olan kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip üçgen kanatçıklar için Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar nümerik olarak elde edilmiştir. Sınır şartlarının doğruluğunu desteklemek açısından önceki kısımda literatürde deneysel verileri mevcut olan $1/8$ 15.61 kaydırılmış eksenli kanatçığı ile HAD sonuçları mukayese edilmiştir ve sonuçların uyum içerisinde olduğuna ulaşılmıştır. Bu kısımda ise öncelikle ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması yapılmış ve en uygun hücre sayısı tespit edilmiştir. Ardından parametrik çalışma tablosu sunulmuş ve HAD analizleri yürütülmüştür. HAD analizlerinin ardından ise elde edilen veriler neticesinde korelasyonlar çıkartılmıştır.

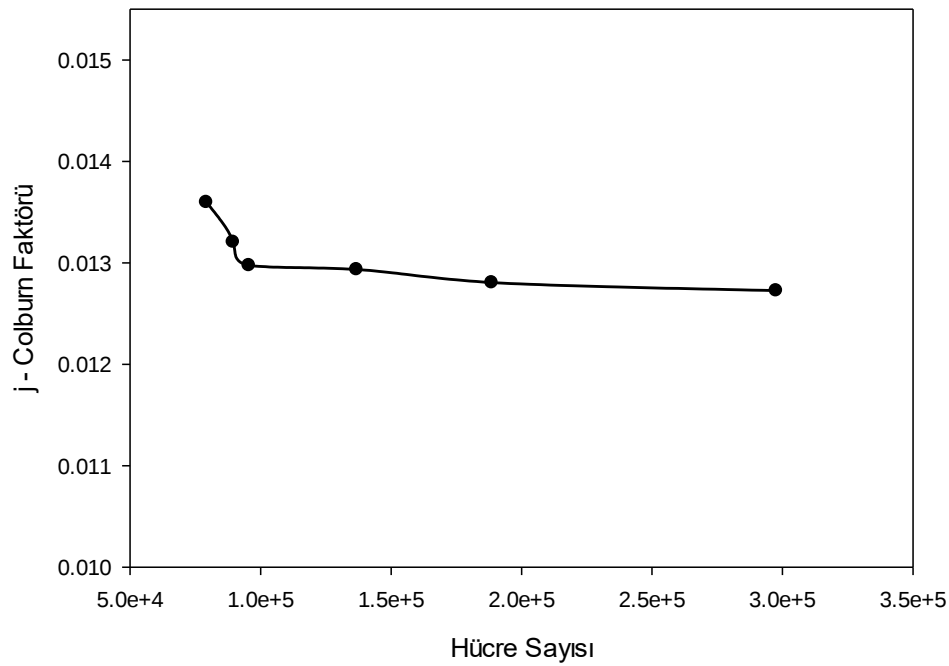
Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması

HAD analizi sonuçlarının doğruluğunu desteklemek amacıyla, parametrik analizlere geçilmeden önce hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yürütülmüştür. Bu çalışma sırasında hücre sayısı kademeli olarak arttırılmıştır ve sonuçların kayda değer miktarda değişmediği hücre sayısı bulunmuştur. Ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışmasına ait sonuçları veren tablo Çizelge 7.3'deki gibidir.

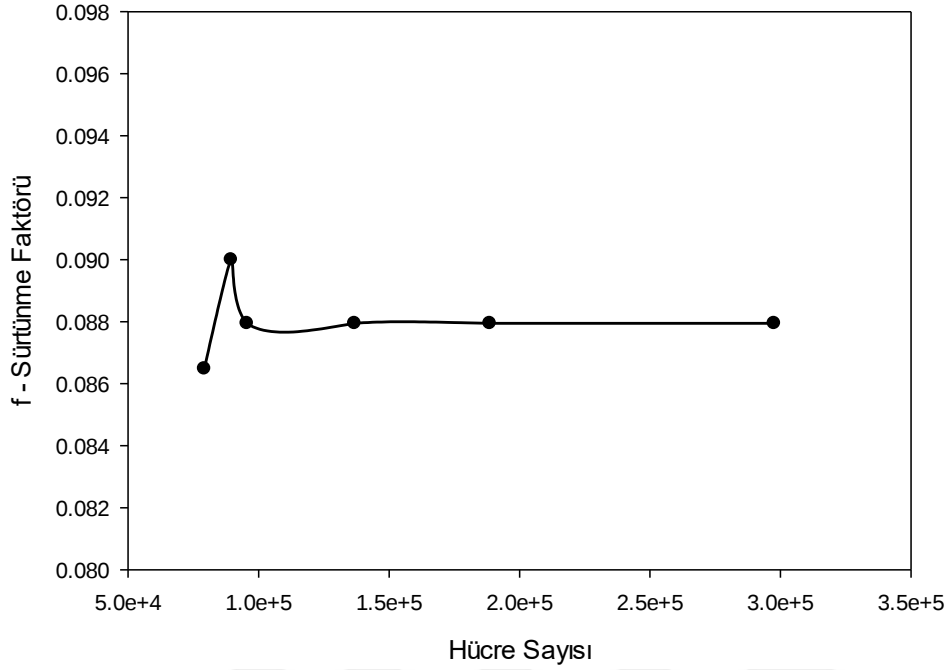
Çizelge 7.3. Parametrik HAD analizleri öncesi hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması

Hücre Sayısı	Nx	Ny	Nz	Tçıkış [K]	Basınç Kaybı [Pa]	J (Colburn Faktörü)	f (Sürtünme Faktörü)
79185	15	22	25	354,8	17,7	0,013598	0,086484
89442	15	22	34	354,05	19	0,013204	0,092836
95482	15	22	45	353,6	18	0,012975	0,08795
136699	15	22	80	353,52	18	0,012935	0,08795
188548	15	22	120	353,26	18	0,012806	0,08795
297571	15	22	200	353,1	18	0,012727	0,08795

Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün hücre sayısına göre değişimini veren diyagramlar aşağıda sunulduğu gibidir.



Şekil 7.7. Parametrik çalışma öncesi tek bir kanatçık için HAD analizlerinde Colburn faktörünün hücre sayısına göre değişimi



Şekil 7.8. Parametrik çalışma öncesi tek bir kanatçık için HAD analizlerinde Sürtünme faktörünün hücre sayısına göre değişimi

HAD analizleri sonucunda gerçekleştirilmiş olan hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması neticesinde en uygun hücre sayısının 5 numaralı ağ yapısında olduğu sonucuna varılmıştır.

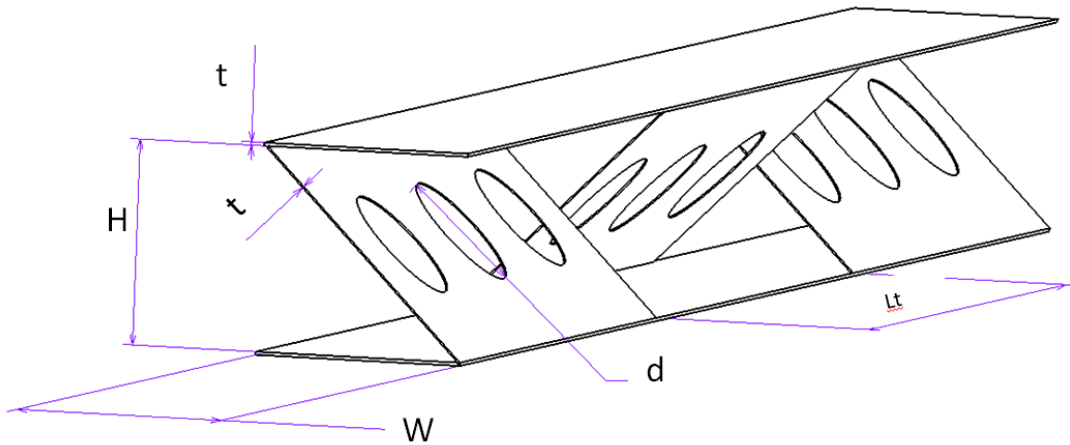
Parametrik çalışma tablosu ve HAD analizleri

Bu kısımda HAD analizleri gerçekleştirilecek geometrilere ait parametrik çalışma tablosu sunulmuştur. Yapılacak olan HAD analizlerinde parametrik çalışma tablosunda sunulan geometrilerde analizler yapılmıştır. Her bir geometri için Reynolds sayısı aralığı 1000 ile 5000 arasında seçilmiştir. HAD analizleri boyunca toplamda 100 adet analiz yürütülecektir. Her bir analiz için Colburn faktörü ve sürtünme faktörü değerleri sırasıyla çıkış sıcaklığından ve basınç düşümünden elde edilmiştir.

Çizelge 7.4. HAD analizleri için parametrik çalışma tablosuna ait veriler

Re	H [mm]	W [mm]	d [mm]	Lt [mm]	t [mm]
1000	9	4,5	7	50	0,1
2000	12	7,5	12	100	
3000	15	9			
4000	18	3			
5000					
H [mm]	W[mm]	d [mm]	t [mm]	#Re	Lt [mm]
9	3	7	0,1	5	50 ve 100
9	9	7	0,1	5	50 ve 100
12	7,5	7	0,1	5	50 ve 100
12	9	7	0,1	5	50 ve 100
15	4,5	7 ve 12	0,1	5	50 ve 100
18	4,5	7 ve 12	0,1	5	50 ve 100
18	7,5	7 ve 12	0,1	5	50 ve 100
Toplam Analiz Sayısı					100

Parametrik çalışma tablosuna ait veriler yukarıda sunulduğu gibidir. Kanatçık et kalınlığı 0,1mm olarak seçilmiştir ve her bir analizde sabit alınmıştır. Tek bir kanatçığın uzunluğu ise 50mm ve 100 mm olarak seçilmiştir. Bu sayede atık ısı geri kazanım sistemlerindeki benzer bir kanatçık boyu çalışma aralığı yakalanmıştır. Kanatçık yüksekliği ise 9mm ile 18mm arasında değişmektedir. Delik çapı 7mm ile 12mm değerlerini almaktadır. Bu sayede değişen delik çapının ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi incelenebilecektir. Reynolds sayısı aralığı ise 1000 ile 5000 arasında seçilmiştir. Tüm bu parametrik değerler neticesinde toplamda 100 adet analiz yürütülecektir. Kanatçık parametrelerinin daha iyi anlaşılabilmesi açısından problemin geometrisine ait görsel Şekil 7.9’da sunulmuştur.



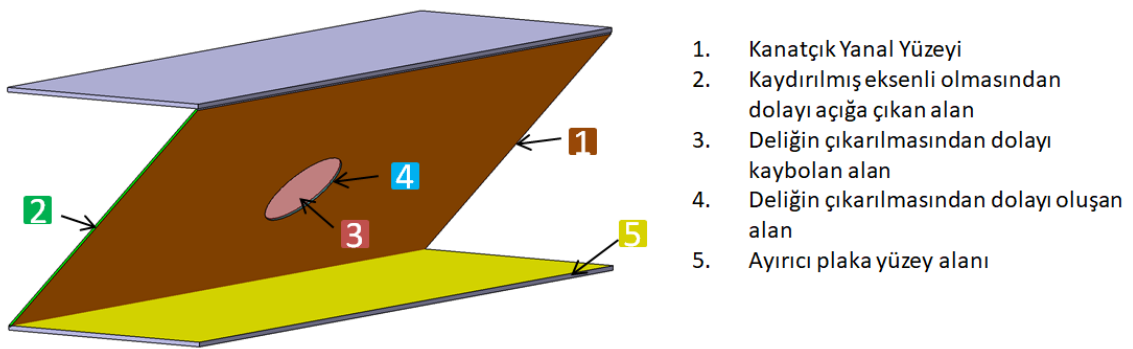
Şekil 7.9. Parametrik çalışma tablosundaki değerlerin problemin geometrisinde gösterimi

Yapılacak olan parametrik analizlerde Reynolds sayısının doğru tespiti için hidrolik çap bağıntısının çıkarılması gerekmektedir. Literatürde kaydırılmış eksenli kanatçıklar için ve delikli kanatçıklar için hidrolik çap bağıntısı ayrı ayrı sunulmuştur. Ancak hem kaydırılmış eksenli hem de delikli kanatçıklar için Reynolds sayısı ifadesini veren bir bağıntı literatürde mevcut değildir. Bu yüzden öncelikle hidrolik çap ifadesi çıkartılacaktır.

Kompakt ısı değiştiricileri için hidrolik çap ifadesi Eşitlik 4.6.'da sunulduğu gibidir. Bu ifadeye göre ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer yüzey alanı ve serbest akış alanı bilindiği takdirde hidrolik çap ifadesi açığa çıkmaktadır. Bu tanımdan yola çıkarak kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip ısı değiştiricileri için hidrolik çap ifadesi Eşitlik 7.1'deki gibi olur.

$$D_h = \frac{4WHL_t}{2L_f L_t + 2tL_f + 2WL_t - \frac{1}{2}n\pi d^2 + n\pi dt} \quad (7.1)$$

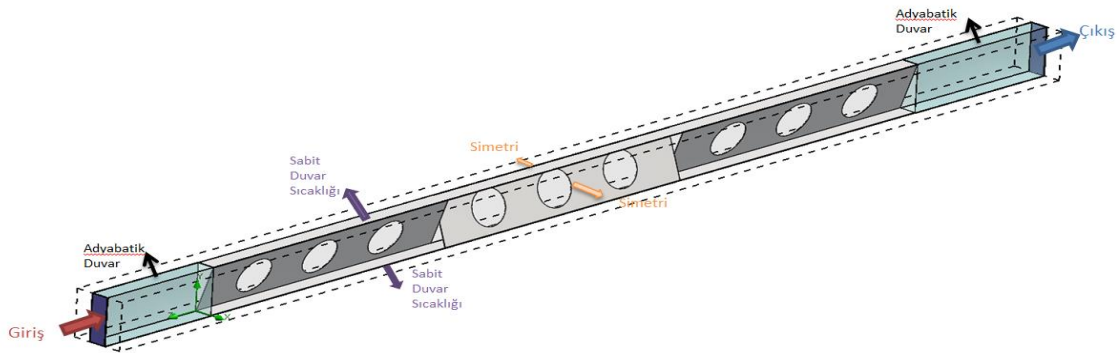
Hidrolik çap ifadesindeki pay kısmında bulunan terim serbest akış alanı ile kanatçık uzunluğunun çarpımını temsil etmektedir. Payda kısmındaki terimler ise toplam ısı transfer yüzey alanını temsil etmektedir. Her bir terimin karşılığı ve şematik gösterimi aşağıdaki görselde sunulduğu gibidir.



Şekil 7.10. Kaydırılmış eksenli ve delikli kanatçık için ısı transfer yüzey alanı

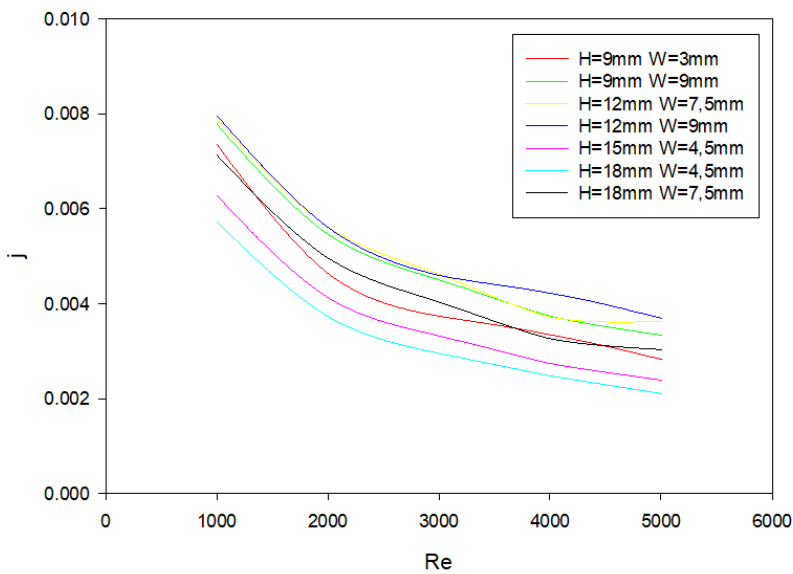
Parametrik analizleri yürütürken sınır şartları Şekil 7.11'de sunulduğu gibi uygulanmıştır. Giriş kısmından hava, Reynolds sayısına bağlı olarak belirli bir hızda tam gelişmiş olarak girmektedir. Çıkışta ise Pressure Outlet sınır şartına açılmaktadır. Akış alanı bir adet giriş bloğu, bir adet çıkış bloğu ve kanatçıklı yapıdan oluşmaktadır. Giriş ve çıkış bloğunun

amacı uzatılmış sınır koşulundan faydalanmaktır. Giriş ve çıkış bloğunun duvarları adyabatik olarak modellenmiştir. Böylelikle bu kısımlardan akışkana bir ısı transferi gerçekleşmeyecektir. Kanatçıklı yapının olduğu bölgelerde ise konjuge ısı transferi gerçekleşmektedir. Ayırıcı plakanın dış duvarları 100°C olarak modellenmiştir. Sabit duvar sıcaklığında Colburn faktörü bağıntısı bu sayede kullanılabilir. Bunun dışında akış alanının yan taraflarına simetri sınır şartı uygulanmıştır. Bu sayede yan yana kanatçıkların etkisi Colburn faktörüne ve sürtünme faktörüne yansıtılabilecektir.

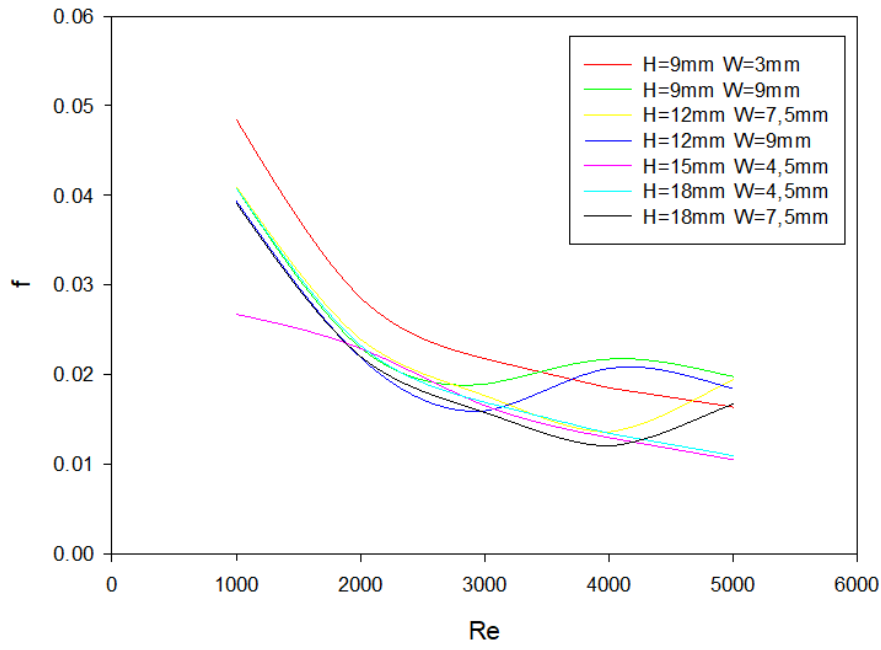


Şekil 7.11. Kaydırılmış eksenli ve delikli kanatçık için HAD analizi sınır şartları

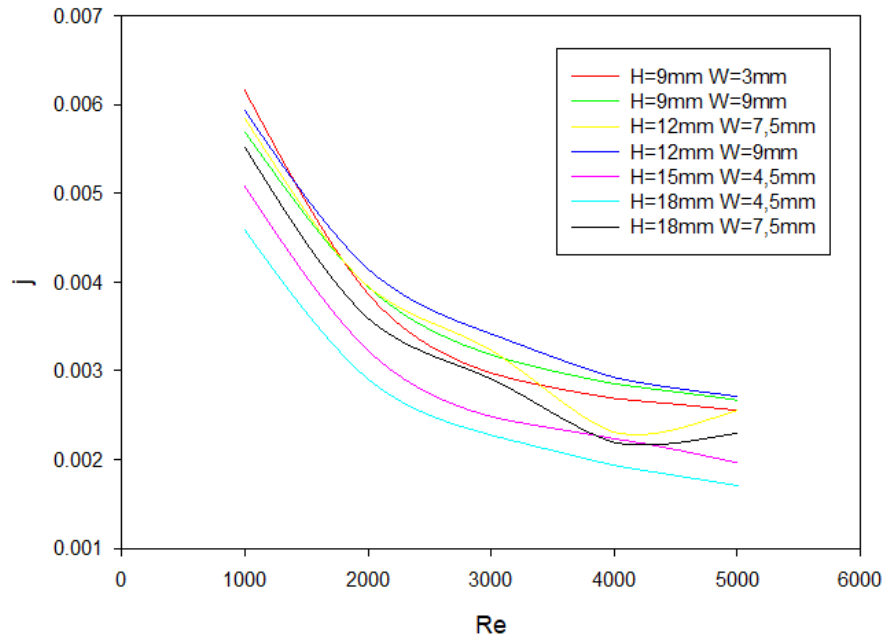
Yürütülen parametrik analizler sonucunda elde edilen veriler çizgi grafikleri şeklinde sunulduğu gibidir.



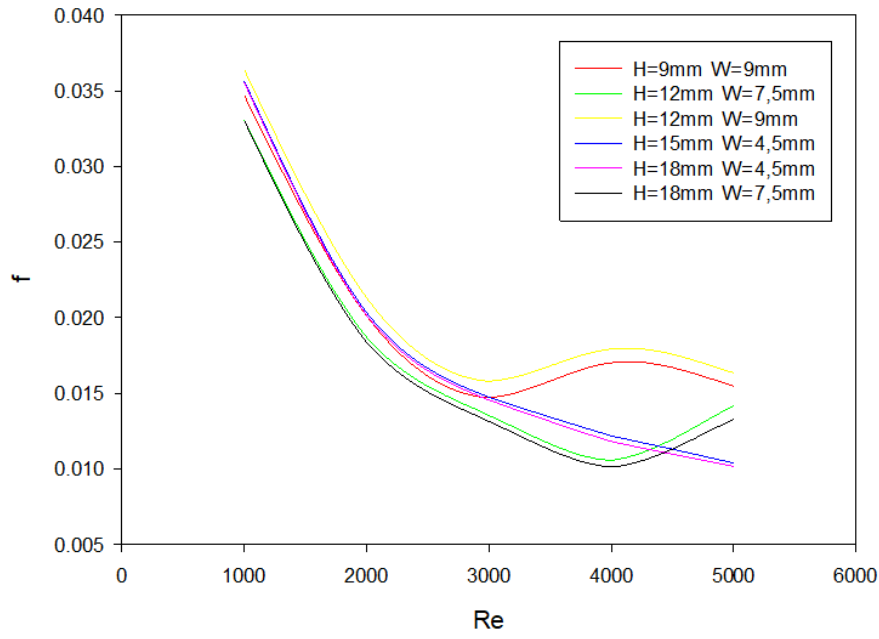
Şekil 7.12. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



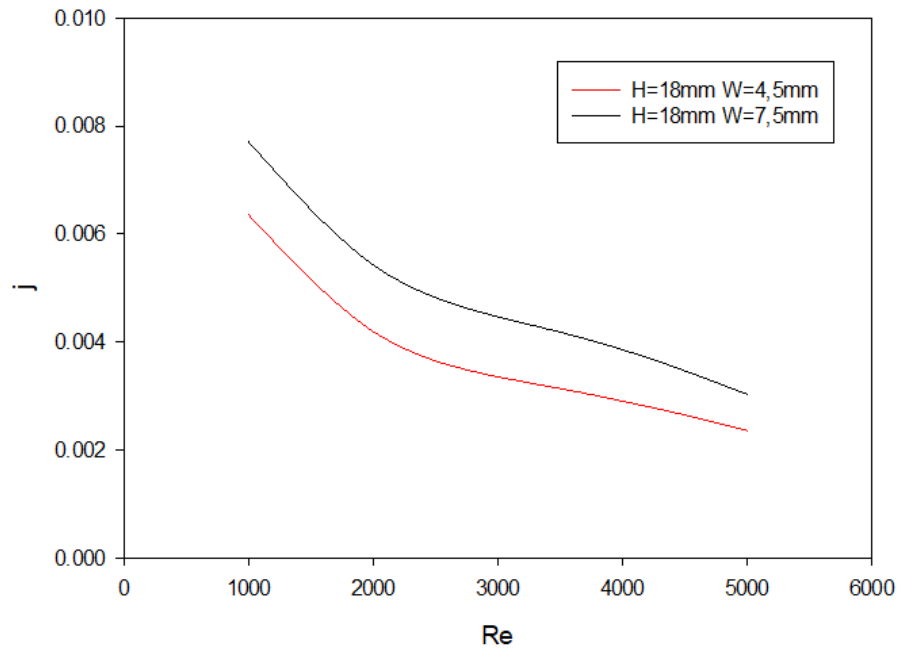
Şekil 7.13. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



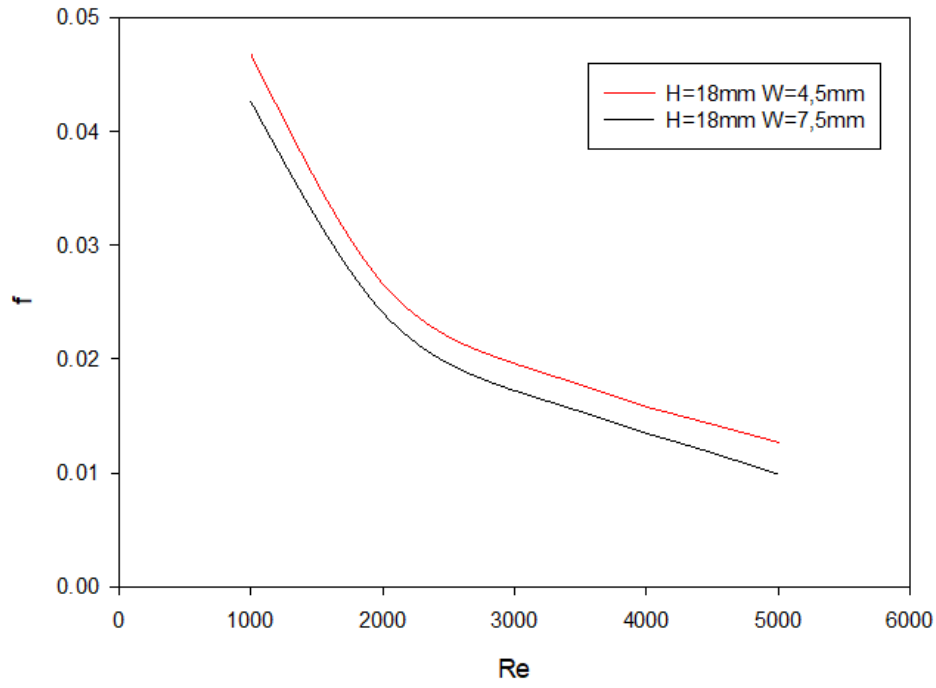
Şekil 7.14. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



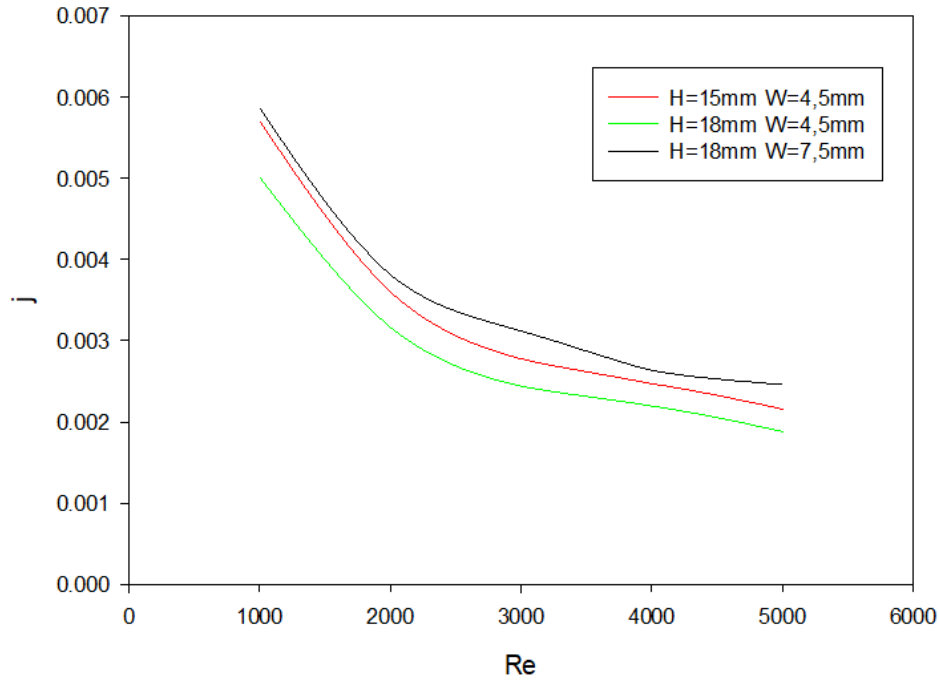
Şekil 7.15. $d=7\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



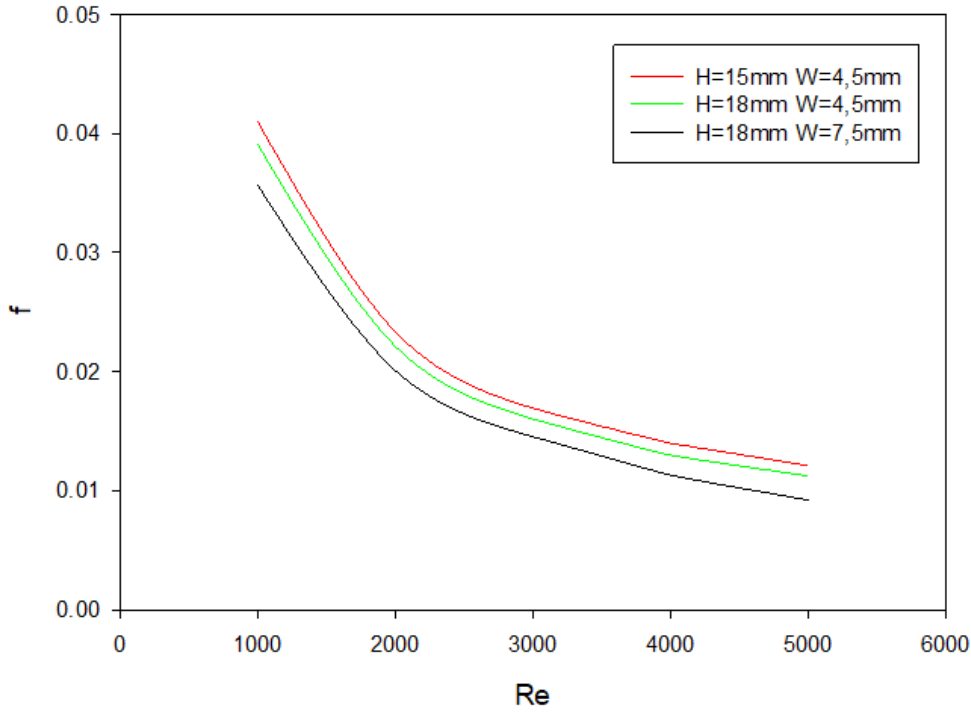
Şekil 7.16. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



Şekil 7.17. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=50\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi



Şekil 7.18. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Colburn faktörünün artan Re sayısına göre değişimi

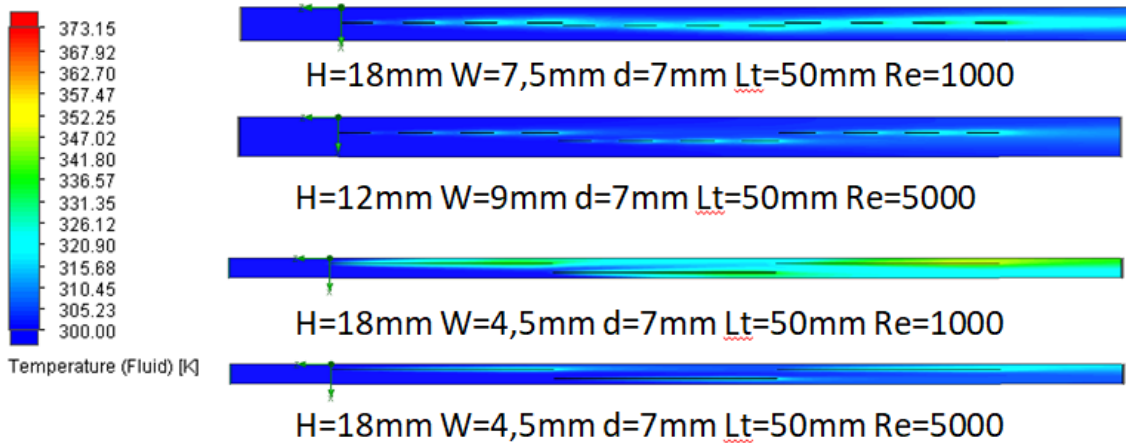


Şekil 7.19. $d=12\text{mm}$ ve $L_t=100\text{mm}$ için Sürtünme faktörünün artan Re sayısına göre değişimi

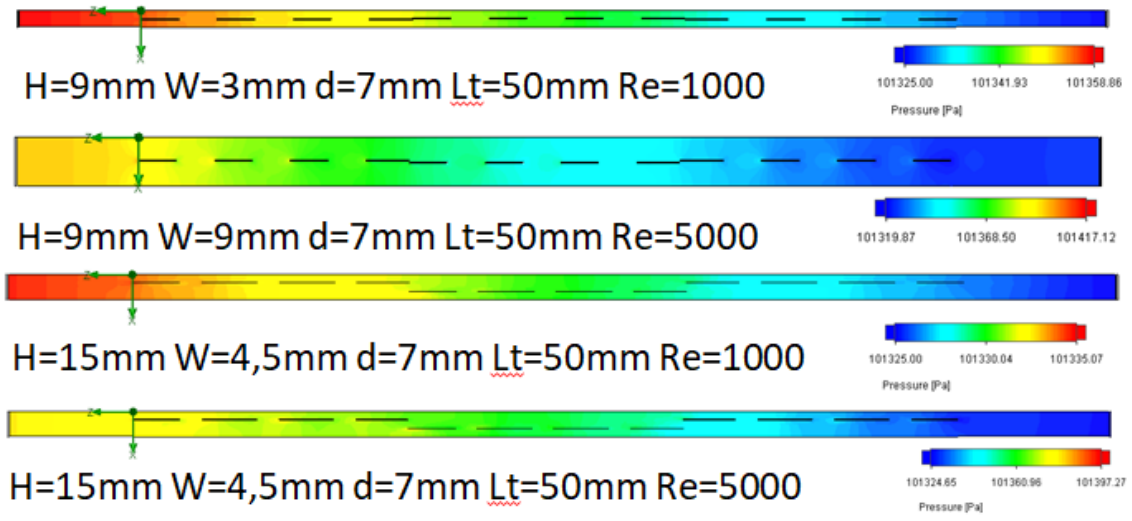
Grafiklere bakıldığında artan Reynolds sayısı ile Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Artan Reynolds sayısı ile Colburn faktörünün azalmasının nedeni artan hızla birlikte akışkanın ısıyı çekmeye zaman bulamamasından kaynaklanmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında ise akışkan ısıyı çekmeye yeterince vakit bulabildiğinden dolayı çıkış sıcaklıkları daha yüksek çıkmıştır ve buna bağlı olarak da Colburn faktörü daha yüksek bir değer almıştır. Grafikler incelendiğinde çoğu grafiğin bu trendi takip ettiği görülmektedir. Ancak 7mm delik çapına ve tek bir kanatçığın 100mm olduğu durumda Reynolds sayısı 4000 iken bu trend bozulmuştur. Bunun sebebi akışın laminar rejimden tam türbülanslı bölgeye geçişini içeren geçiş bölgesindeki davranışından kaynaklanabilir. Bunun dışında Reynolds sayısının düşük değerlerinde Colburn faktörünün değişimi Reynolds sayısının büyük değerlerindeki değişiminden farklı bir davranış sergilemiştir. Grafiklere göre Reynolds sayısının düşük değerlerindeki eğim büyük değerlerindeki eğime göre daha dik bir davranış sergilemiştir. Bunun sebebi yine akışın rejimi ile alakalıdır ve düşük Reynolds sayılarında gelişmekte olan akış bölgesinin daha baskın olmasıdır. Gelişmekte olan akış bölgesinde ise ısı transferi yüksek olacaktır. Bunun sebebi ise sıcaklık gradyanının daha keskin oluşudur.

Sürtünme faktörünün değerlerine bakıldığında ise genel olarak trendin aşağı yönde olduğu görülmektedir. Bunun başlıca sebebi Reynolds sayısı arttığında viskoz etkilerin azalması ve bunun bir sonucu olarak da sürtünme katsayısının düşmesidir. Bunun dışında bazı Reynolds sayılarında akışkan rejimi laminar bölgeden türbülanslı bölgeye geçtiğinden sürtünme katsayısının lokal olarak artışı söz konusudur. Bu durumun aynısı Moody diyagramlarında da görülmektedir. Bir diğer husus ise ısı transferinde olduğu gibi basınç düşümünde de düşük Reynolds sayılarında daha hızlı bir düşüşün meydana gelmesidir. Bunun açıklaması ise yine akışın gelişmekte olan bölgeye denk gelmesindendir. Gelişmekte olan bölgede sınır tabaka içerisinde hız gradyanı daha keskindir ve bunun da bir sonucu olarak viskoz sürtünmeler fazla olacaktır.

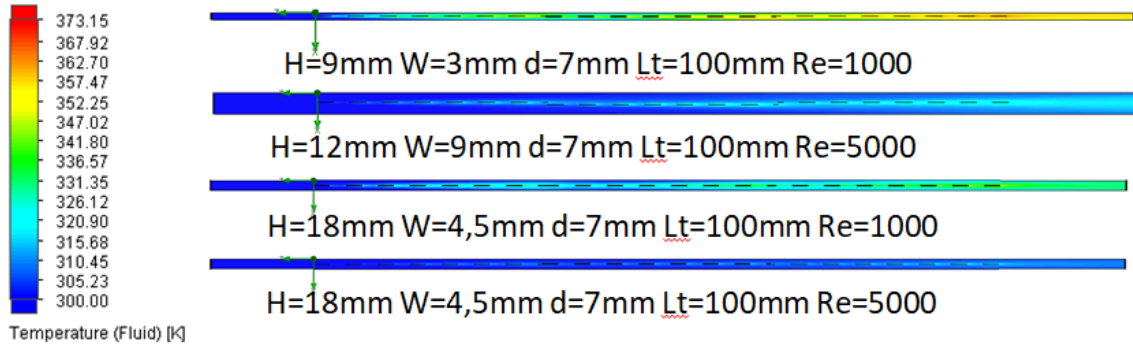
Grafiklerin ve grafiklere yapılan yorumların daha iyi anlaşılabilmesi için kontur grafiklerinin çizdirilmesi işlemi FloEFD postprocessor modülünde gerçekleştirilmiştir. Kontur grafikleri farklı Reynolds sayılarında ve kanatçık parametrelerindeki analizlerin sonuçlarını kapsamaktadır. Genel olarak çizgi grafiklerindeki ekstrim noktalar referans alınarak ilgili analizdeki kontur grafikleri çıkartılmıştır.



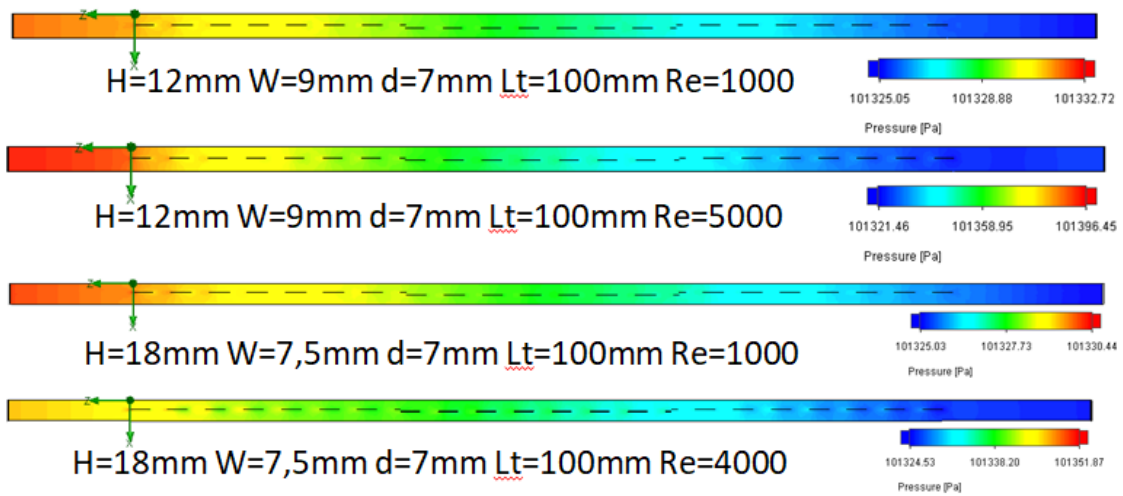
Şekil 7.20. $d=7\text{mm}$ ve $L_t = 50\text{ mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi



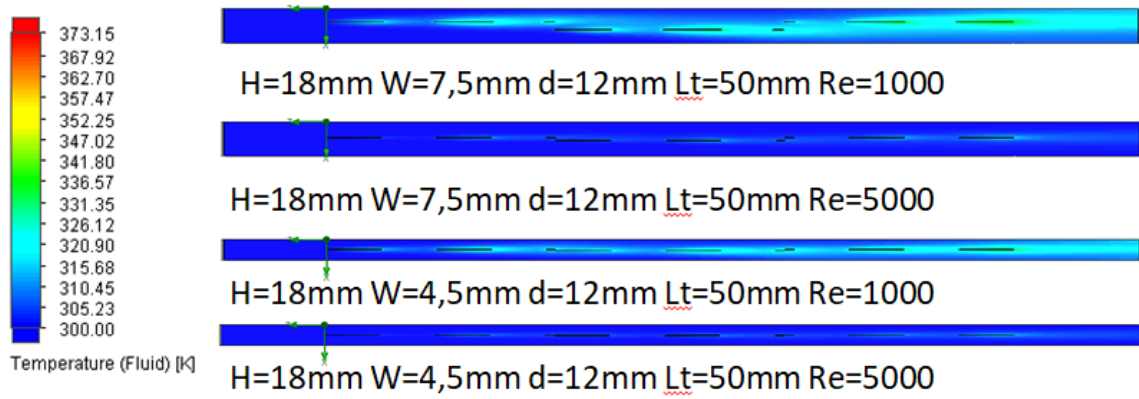
Şekil 7.21. $d=7\text{mm}$ ve $L_t = 50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi



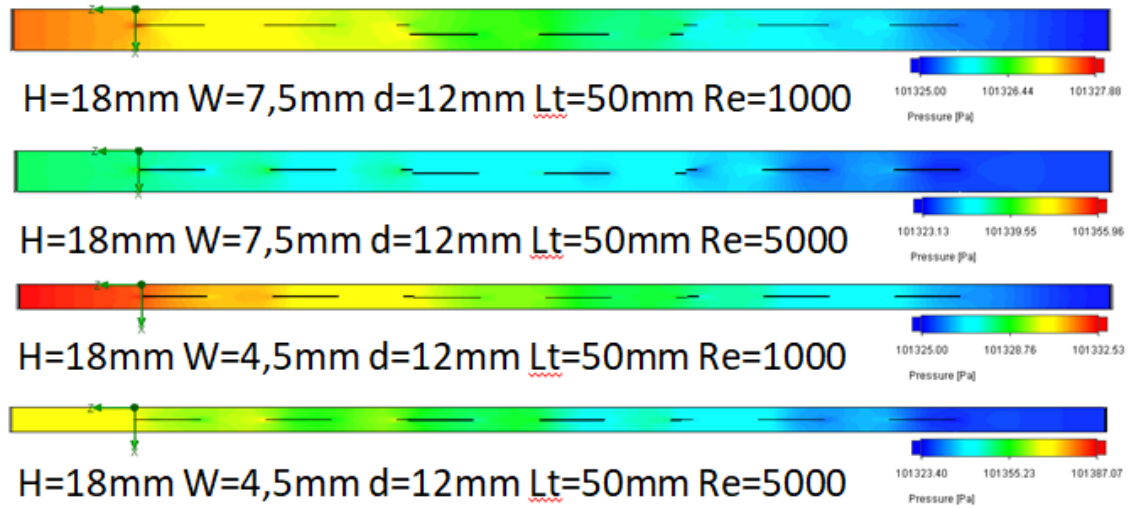
Şekil 7.22. $d=7\text{mm}$ ve $L_t = 100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi



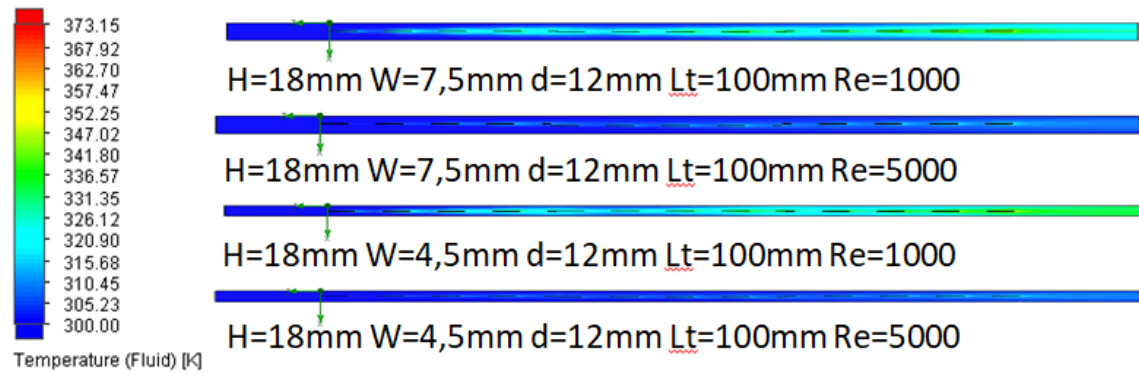
Şekil 7.23. $d=7\text{mm}$ ve $L_t = 100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi



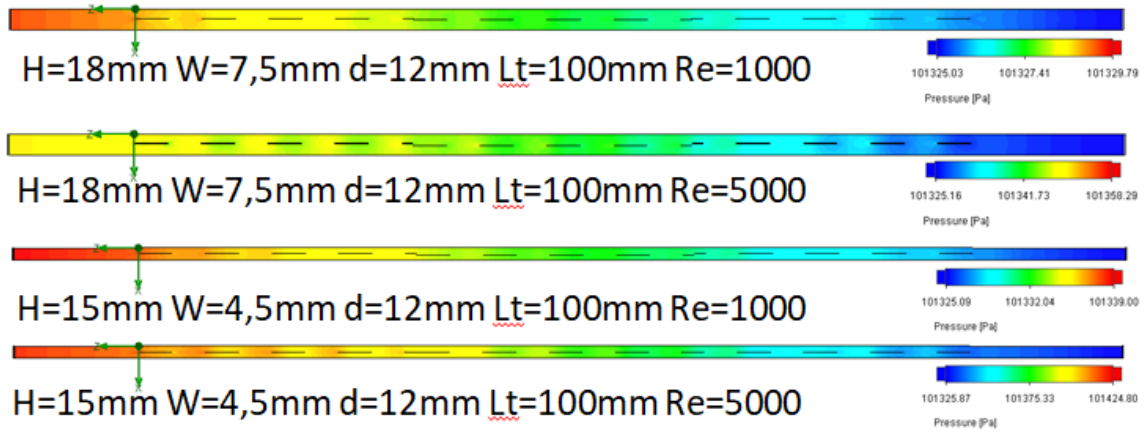
Şekil 7.24. $d=12\text{mm}$ ve $L_t = 50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi



Şekil 7.25. $d=12\text{mm}$ ve $L_t = 50\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi



Şekil 7.26. $d=12\text{mm}$ ve $L_t = 100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin sıcaklık kontürüne etkisi



Şekil 7.27. $d=12\text{mm}$ ve $Lt = 100\text{mm}$ iken farklı parametrelerin basınç kontürüne etkisi

Kontur grafiklerinden de anlaşılacağı üzere girişten gelen akışkan kanatçıklardan ve ayırıcı plakadan ısıyı çekmektedir ve çıkışta daha yüksek bir sıcaklıkta çıkmaktadır. Basınç kontürlerinde ise sürtünmeden kaynaklı olarak basıncın giderek düştüğü grafiklerden görülmektedir. Bunun dışında delikli bölgelerde lokal olarak basınç artışları gözlemlenmektedir. Bunun sebebi ise sürtünme kaynaklı değil şekil kaynaklı basınç düşümünün yarattığı bir etki olarak yorumlanabilir.

Yapılan parametrik analizler sonucunda elde edilen değerler neticesinde Colburn faktörü ve sürtünme faktörü için değişen kanatçık parametrelerine bağlı olarak bir veri kümesi oluşmuştur. Bu veriler SPSS’de işlenerek korelasyonlar çıkartılmıştır. Korelasyonların çıkartılması için non-lineer regresyon analizinden faydalanılmıştır. Yapılan bu non-lineer regresyon analizinde Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün hangi formda olacağı programa tanıtılmış daha sonrasında ise korelasyon katsayıları için başlangıç değerleri girilmiştir. Girilen bu başlangıç değerlerine göre program iterasyon yapmıştır ve doğru katsayıları bulmuştur. Bu sayede Colburn faktörü ve sürtünme faktörü için korelasyonlar elde edilmiştir.

Colburn faktörü için regresyon analizindeki iterasyon tablosu aşağıda sunulduğu gibidir. İterasyona kullanıcı tarafından girilen başlangıç değerleri ile başlanmıştır ve doğru sonuçları bulana kadar iterasyona devam edilmiştir. Aynı durum sürtünme faktörünün bulunuşunda da geçerlidir.

Çizelge 7.5. Colburn faktörü korelasyonunda sabit katsayıların bulunmasındaki iterasyon tablosu

İterasyon Numarası	R ² değerlerinin toplamı	İterasyon Kütüğü					
		A	x	y	z	w	k
1,0	11,060	5,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,1	,099	,565	,991	,994	,989	,989	,978
2,0	,099	,565	,991	,994	,989	,989	,978
2,1	,012	,613	,907	,937	,883	,878	,760
3,0	,012	,613	,907	,937	,883	,878	,760
3,1	,001	1,266	,708	,803	,634	,618	,307
4,0	,001	1,266	,708	,803	,634	,618	,307
4,1	,000	3,357	,232	,475	,038	-,010	-,496
5,0	,000	3,357	,232	,475	,038	-,010	-,496
5,1	,000	2,647	,048	,336	-,164	-,249	-,600
6,0	,000	2,647	,048	,336	-,164	-,249	-,600
6,1	,000	3,200	,113	,386	-,088	-,161	-,563
7,0	,000	3,200	,113	,386	-,088	-,161	-,563
7,1	,000	3,457	,127	,396	-,074	-,144	-,556
8,0	,000	3,457	,127	,396	-,074	-,144	-,556
8,1	,000	3,465	,127	,396	-,074	-,144	-,556
9,0	,000	3,465	,127	,396	-,074	-,144	-,556
9,1	,000	3,464	,127	,396	-,074	-,144	-,556
10,0	,000	3,464	,127	,396	-,074	-,144	-,556
10,1	,000	3,464	,127	,396	-,074	-,144	-,556

Yapılan iterasyonlar sonucunda elde edilen verilere göre Colburn faktörü korelasyonundaki katsayıların tahmini Çizelge 7.6’da sunulduğu gibidir.

Çizelge 7.6. Colburn faktörü korelasyonundaki sabit katsayılar

Parametre	Tahmin	Std. Hata	95% Güvenilir Aralık	
			Alt Sınır	Üst Sınır
A	3,464	,890	1,697	5,231
x	,127	,034	,061	,194
y	,396	,022	,352	,440
z	-,074	,043	-,159	,012
w	-,144	,036	-,216	-,072
k	-,556	,013	-,581	-,531

Sürtünme faktörüne ait korelasyondaki katsayıların bulunmasına ait iterasyon tablosu Çizelge 7.7’de sunulduğu gibidir.

Çizelge 7.7. Sürtünme faktörü korelasyonunda sabit katsayıların bulunmasındaki iterasyon tablosu

İterasyon Numarası	R ² değerlerinin toplamı	İterasyon Kütüğü					
		A	x	y	z	w	k
1,0	10,302	5,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,1	1,103	3,246	,960	,959	,960	,943	,875
2,0	1,103	3,246	,960	,959	,960	,943	,875
2,1	,126	4,177	,865	,861	,867	,797	,615
3,0	,126	4,177	,865	,861	,867	,797	,615
3,1	,014	8,450	,619	,635	,632	,446	,116
4,0	,014	8,450	,619	,635	,632	,446	,116
4,1	,018	26,838	,083	,154	,133	-,258	-,807
4,2	,005	11,041	,246	,378	,347	-,090	-,276
5,0	,005	11,041	,246	,378	,347	-,090	-,276
5,1	,008	26,275	,086	,173	,160	-,228	-,725
5,2	,001	13,014	,068	,203	,142	-,221	-,555
6,0	,001	13,014	,068	,203	,142	-,221	-,555
6,1	,005	27,042	,065	,188	,155	-,227	-,704
6,2	,001	13,482	,023	,172	,100	-,243	-,612
7,0	,001	13,482	,023	,172	,100	-,243	-,612
7,1	,001	17,931	,002	,154	,073	-,261	-,688
8,0	,001	17,931	,002	,154	,073	-,261	-,688
8,1	,001	23,365	,014	,165	,094	-,253	-,701
9,0	,001	23,365	,014	,165	,094	-,253	-,701
9,1	,001	28,812	,029	,175	,117	-,245	-,706
10,0	,001	28,812	,029	,175	,117	-,245	-,706
10,1	,001	34,266	,043	,183	,136	-,237	-,709
11,0	,001	34,266	,043	,183	,136	-,237	-,709
11,1	,001	37,135	,049	,187	,144	-,234	-,710
12,0	,001	37,135	,049	,187	,144	-,234	-,710
12,1	,001	37,164	,049	,186	,143	-,234	-,710
13,0	,001	37,164	,049	,186	,143	-,234	-,710
13,1	,001	37,166	,049	,186	,143	-,234	-,710

İterasyon sonucunda sürtünme faktörüne ait korelasyondaki katsayıların değerleri tabloda sunulduğu gibidir.

Çizelge 7.8. Sürtünme faktörü korelasyonundaki sabit katsayılar

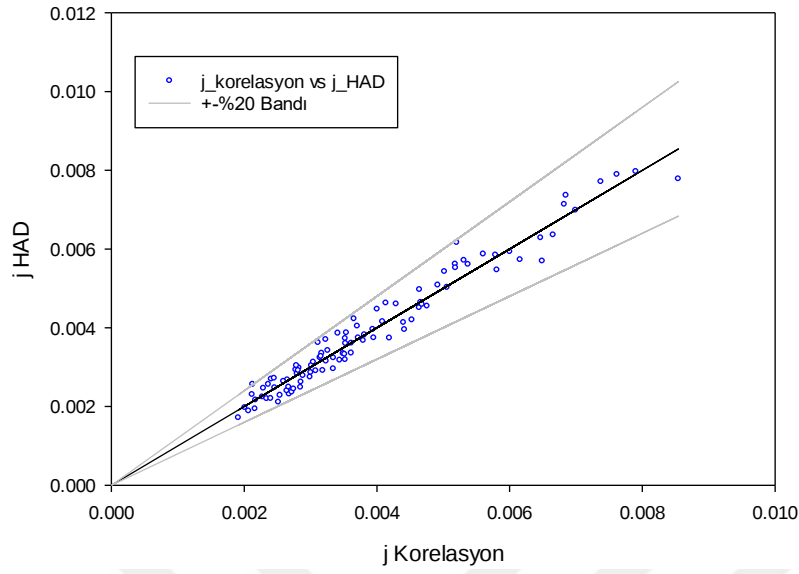
Parametre	Parametrelerin Tahmini			
	Tahmin	Std. Hata	95% Güvenilir Aralık	
			Alt Sınır	Üst Sınır
A	37,166	14,309	8,756	65,577
x	,049	,051	-,053	,150
y	,186	,034	,119	,254
z	,143	,062	,021	,266
w	-,234	,056	-,345	-,124
k	-,710	,021	-,752	-,669

Non-lineer regresyon analizleri sonucunda korelasyon katsayıları hem Colburn faktörü için hem de sürtünme faktörü için elde edilmiştir. Elde edilen katsayılar neticesinde korelasyonlar ortaya çıkmıştır. Colburn faktörü için ve sürtünme faktörü için bulunan korelasyonlar sırasıyla şu şekildedir.

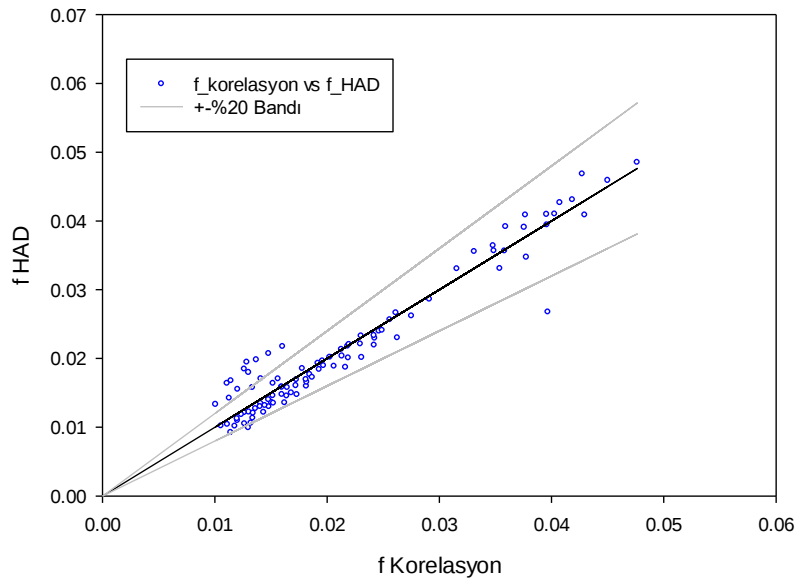
$$j = 3,464 \frac{W}{H}^{0,127} \frac{t}{L_t}^{0,396} \frac{t}{W}^{-0,074} \frac{H}{d}^{-0,144} Re^{-0,556} \quad (7.2)$$

$$f = 37,166 \frac{W}{H}^{0,049} \frac{t}{L_t}^{0,186} \frac{t}{W}^{0,143} \frac{H}{d}^{-0,234} Re^{-0,71} \quad (7.3)$$

Bu korelasyonlarda Colburn faktörü için r^2 değeri 0.962 iken sürtünme faktörü için bu değer ise 0.930'dür. Korelasyon sonucu elde edilen değerler ile HAD analizleri sonucunda elde edilen değerlerin kıyaslanması ve +/-%20 bandını da içeren grafikler Şekil 7.28 ve Şekil 7.29'da sunulduğu gibidir.



Şekil 7.28. Colburn faktörü korelasyonunda +/-%20 bandı



Şekil 7.29. Sürtünme faktörü korelasyonunda +/-%20 bandı

Bu grafiklerden de anlaşılacağı üzere verilerin çoğu %20 bandının içerisinde kalmıştır ve geniş bir aralıkta korelasyonlar geçerliliğini korumaktadır.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında birden çok amaca hitap edilmiştir ve tümünden gelim yaparak nihai amaca ulaşılmıştır. Bu çalışmanın amaçları şu şekilde sıralanabilir.

- a. Plakalı-kanatçıklı ısı değiştiricileri için bir tasarım metodolojisi gerçekleştirmek.
- b. Gerçekleştirilen bu tasarım metodolojisinin tam boyutlarda yapılan bir termal ve hidrolik HAD analizi neticesinde doğrulamak.
- c. Tasarımın iyileştirilmesi açısından literatürde mevcut olmayan kanatçık tiplerinin performansının yine tam boyutlarda analiz ile belirlenmesi.
- ç. Termal ve hidrolik performansı yüksek olarak belirlenen kanatçık için, tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda bu kanatçık tipi kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklardır, Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonların çıkartılması.

Bu maddeleri içeren amaçlar doğrultusunda tezin kapsamı belirlenmiştir ve çalışmalar yürütülmüştür. Öncelikle tasarım metodolojisini gerçekleştirmek üzere literatürdeki korelasyonlar ve mevcut tasarım yöntemleri araştırılmıştır. Termal ve hidrolik tasarım sürecinde ısı transferini ve basınç düşümünü bulabilmek için gerekli olan en önemli parametreler Colburn faktörü ve sürtünme faktörüdür. Bu faktörlerin bulunmasında literatürde mevcut bir çok korelasyon mevcuttur. Ancak bunlardan en kabul göreni ve kaydırılmış eksenli kanatçıklar için geçerli olan korelasyonlar Manglik ve Bergles'in sunmuş olduğu korelasyonlardır. Bu yüzden ön tasarım metodolojisinde Manglik ve Bergles'in sunmuş olduğu korelasyonlardan faydalanılmıştır. Tasarım metodolojisi olarak ise "Volume Design Region" yaklaşımı biraz değiştirilerek özgün bir metodoloji yaklaşımına gidilmiştir. Yeni tasarım metodolojisinde ısı değiştiricisinin iki eni kanatçık parametrelerine bağlı olarak belirlenmektedir, ısı değiştiricisinin yüksekliği ise yazılan kod vasıtasıyla ısı yükü karşılayacak şekilde otomatik olarak bulunmaktadır.

Tasarım metodolojisi geliştirildikten sonra ise bu metodolojinin HAD analizleri ile doğrulanmasına geçilmiştir. HAD analizleri öncesinde ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması gerçekleştirilmiştir. Sonuçların önemli miktarda değişmediği hücre sayısı bulunduktan sonra ise bir sonraki analizlere yaklaşık 3 milyon ağ ile devam edilmiştir. Sonuçlar kıyaslandığında ise yazılan koda göre soğuk taraf çıkış sıcaklığı 70,53 °C iken

HAD sonuçlarına göre ise bu değer 67,84 °C'dir. Basınç düşümü ise yazılan koda göre 7,62 Pa iken HAD sonucuna göre ise bu değer 7,14 Pa mertebelerindedir. Sonuç olarak analitik tasarım metodolojisi HAD analizi ile büyük ölçekte doğrulanmıştır.

Tasarımın iyileştirilmesi açısından yeni ve özgün kanatçık tiplerinin ısı değıştiricisine entegresi gerçekleştirilmiştir. Bunun için literatürde daha önceden çalışılmamış olan kanatçık tipleri üzerine yoğunlaşmıştır. Bu kanatçık tipleri sırasıyla radyüslü-temassız, radyüslü-noktasal temaslı-3mm delikli, radyüslü-noktasal temaslı-7mm delikli ve son olarak ise radyüslü-noktasal temaslı-dimple'lı olarak sıralanabilir. Her bir kanatçık tipini içeren ve aynı boyutlara ve sınır şartlarına sahip ısı değıştiricisi için tam boyutlarda HAD analizleri gerçekleştirilmiştir ve sonuçlar bar grafiklerinde sunulmuştur. Bar grafikleri kıyaslandığında ise kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıkların daha yüksek bir termo-hidrolik performans sergilediğine ulaşılmıştır. Hatta delik çapının arttırılmasıyla bu performansın arttığı gözlemlenmiştir.

Kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıkların daha yüksek bir termo-hidrolik performans sergilediği gözlemlendikten sonra ise bu tarz kanatçıklar için literatür araştırmasına geri dönülmüştür ve daha önceden Colburn faktörü ve sürtünme faktörüne ait korelasyonların çıkartılıp çıkartılmadığı araştırılmıştır. Yapılan araştırmalar neticesinde bu tarz bir kanatçığın daha önceden çalışılmadığına ulaşılmıştır. Bu yüzden kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçık yapısı için Colburn faktörü ve sürtünme faktörünü veren korelasyonlar HAD analizleri neticesinde açığa çıkartılmıştır. Çalışma öncesinde sınır şartlarının doğruluğunu kanıtlamak için kaydırılmış eksenli kanatçık olan 1/8 15.61 kanatçığı için doğrulama çalışması geniş bir Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Deneysel verilerle HAD analizi sonuçlarının uyum içerisinde olduğu sonucuna varılmıştır. Ardından parametrik çalışma tablosu belirlenmiştir. Parametrik çalışma tablosunda Reynolds sayısının 1000 ile 5000 değerleri arasında değıştiği durumlar için farklı kanatçık parametrelerinde analizler yürütülmüştür. Toplamda 100 adet HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Kanatçık parametreleri anlamlı olacak şekilde boyutsuzlaştırılmıştır. Boyutsuzlaştırılan kanatçık parametrelerine ve Reynolds sayısına bağlı olarak Colburn faktörü ve sürtünme faktörü için korelasyonlar non-lineer regresyon analizi neticesinde elde edilmiştir. Sonuçlara göre azalan H/d oranı ile birlikte Colburn faktörünün ve sürtünme faktörünün arttığına ulaşılmıştır.

İlerde yapılacak olan çalışmalara öneri olarak ise şunlar sıralanabilir:

- a. Kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar için Colburn faktörü ve sürtünme faktörü değerleri deneysel çalışmalar yapılarak kıyaslanabilir.
- b. Kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip ısı değiştiricisinin tasarım prosedürü geliştirilebilir.
- c. Geliştirilen bu tasarım prosedürü deneysel olarak desteklenebilir.
- ç. Literatürde mevcut olmayan kanatçık tiplerinin kıyaslanmasında deneysel verilerden faydalanılabilir.
- d. Kaydırılmış eksenli ve deliklere sahip kanatçıklar için yapılan parametrik HAD analizlerinde parametre sayısı ve Reynolds sayısı aralığı artırılarak korelasyonların geçerli olduğu aralık değeri genişletilebilir.

Yapılan bu tez çalışmasının bu konu ile ilgili olarak ilerde yapılacak olan diğer çalışmalara bir yol gösterici olacağı düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

1. Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F., Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157–167.
2. Bala, R., Rao, S., Ranganath, G., Ranganayakulu, C. (2013). Development of colburn 'j' factor and fanning friction factor 'f' correlations for compact heat exchanger plain fins by using CFD. *Heat and Mass Transfer*, 49 (7), 991–1000.
3. Bala, R., Rao, S., Ranganath, G., Ranganayakulu, C. (2015). Colburn 'j' Factor and Fanning Friction Factor 'f' Correlations of Triangular Plain Fin Surface of a Compact Heat Exchanger Using CFD. *Applied Mechanics and Materials*, 787, 207–211.
4. Manglik, R. M., Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10 (2), 171–180.
5. Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*. (2nd Edition). Florida: CRC Press, 182.
6. Aliabadi, M. K., Samani, M. G., Hormozi, F., Asl, A. H. (2011). 3D-CFD simulation and neural network model for the j and f factors of the wavy fin-and-flat tube heat exchangers. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 28 (3), 505–520.
7. Aliabadi, M. K., Hormozi, F., Rad, E. H. (2014). New correlations for wavy plate-fin heat exchangers: Different working fluids. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 24 (5), 1086–1108.
8. Shahdad, I., Fazelpour, F. (2018). Numerical analysis of the surface and geometry of plate fin heat exchangers for increasing heat transfer rate. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 9 (2), 155–167.
9. Xue, Y., Ge, Z., Du, X., Yang, L. (2018). On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger. *Energies*, 11 (6), 1-18.
10. Kedam, N., Ugulanov, D. A., Blagin, E. V., Gorshkalev, A. A. (2021). Heat transfer factor j and friction factor f correlations for offset strip fin and wavy fin of compact plate-fin heat-exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101552.
11. Liu, X. P., Niu, J. L. (2015). Effects of geometrical parameters on the thermohydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 542–549.
12. Kim, K. R., Lee, J. K., Jeong, H.D., Kang, Y. H., Ahn, Y. C. (2020). Numerical and experimental study of air-to-air plate heat exchangers with plain and offset strip fin shapes. *Energies*, 13 (21), 5710.
13. Wang, W., Guo, J., Zhang, S., Yang, J., Ding, X., Zhan, X. (2014). Numerical study on hydrodynamic characteristics of plate-fin heat exchanger using porous media approach. *Computers and Chemical Engineering*, 61, 30–37.

14. Buyruk, E., Karabulut, K. (2018). Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Geometrisinin Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi. *Dokuz Eylul University Engineering Faculty Science and Engineering Journal*, 20 (59), 201–211.
15. Karabulut, K., Buyruk, E., Kilinc, F., Karabulut, O. (2013). Farklı Geometrilere Oluşan Kanatçıklı Plakalı Isı Değiştiricileri İçin Isı Transferinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 21, 35–48.
16. Wang, Y. Q., Dong, Q. W., Liu, M. S., Wang, D. (2009). Numerical study on plate-fin heat exchangers with plain fins and serrated fins at low Reynolds number. *Chemical Engineering and Technology*, 32 (8), 1219–1226.
17. García-Castillo, J. L., Picón-Núñez, M. (2021). Physical dimensions as a design objective in heat transfer equipment: The case of plate and fin heat exchangers. *Energies*, 14 (8), 2318.
18. García-Castillo, J. L., Vizcaino-García, F., Picón-Núñez, M. (2020). Thermohydraulic Engineering of Plate-Fin Surfaces for Heat Exchangers Subject to Required Dimensions. *Process Integration and Optimization for Sustainability*, 4 (2), 135–147.
19. Kim, T., Choi, B., Han, Y. S., Do, K. H. (2019). Experimental and analytical investigation of a wavy fin recuperator for a micro gas turbine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 148, 118998.
20. Peng, H., Ling, X. (2007). Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 28 (5), 642–650.
21. Zhu, Y., Li, Y. (2008). Three-dimensional numerical simulation on the laminar flow and heat transfer in four basic fins of plate-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 130 (11), 1–8.
22. Tsai, Y. C., Liu, F. B., Shen, P. T. (2009). Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (6), 574–578.
23. Selimli, S. (2012). *Recuperator Design for Industrial Reheating Furnace*. M.Sc. Thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences of Karabuk University, Karabük.
24. Yıldız, A. B. (2013). *Basınçlı Hava Kurutucusu Isı Geri Kazanım Ünitesi Isı Değiştiricisi Tasarımı ve HAD Kullanarak Sayısal Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
25. Rubaiya, N. (2018). *A Novel Numerical Method To Analyze Laminar Flow In Serrated Plate-Fin Heat Exchanger Designs*. M.Sc. Thesis, University of Wisconsin-Milwaukee Graduate College, Wisconsin.
26. Alur, S. (2012). *Experimental Studies on Plate Fin Heat Exchangers*. Ph.D. Dissertation, National Institute of Technology of Rourkela, Odisha.

27. Koyuncuoğlu, İ.Ç. (2018). *Optimization of Air to Air Cross Flow Heat Exchanger*. M.Sc. Thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, Ankara.
28. Taylor, M. A. (1987). *Plate-Fin Heat Exchangers: Guide to Their Specification and Use*. (1st Edition). Amersham: HTFS, 25.
29. Kays, W. M., London, A. L. (1998). *Compact Heat Exchangers*. (3rd Edition). Florida: McGraw-Hill Inc, 192.
30. Joshi, H. M., Webb, R. L. (1987). Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30 (1), 69-84.
31. Ghosh, I. (2004). *Experimental and Computational Studies on Plate Fin Heat Exchanger*. PhD Dissertation, Indian Institute of Technology Kharagpur, Kharagpur.
32. Sumitomo Precision Products Co., Ltd. (2021). *Stainless Steel Plate-Fin Heat Exchanger Technical Reference*. Japan.
33. POLYBLOC AG. (2019). *Plate-Fin Heat Exchangers Technical Reference*. Switzerland.
34. García-Castillo, J., Picón-Núñez, M. (2021). Physical dimensions as a design objective in heat transfer equipment: The case of plate and fin heat exchangers. *Energies*, 14 (8), 2318.
35. MentorGraphics Corporation. (2014). *FLOEFD Technical Reference – Software Version 14*. USA.
36. Patankar, S. V., Liu, C. H., Sparrow, E. M. (1977). Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area. *Journal of Heat Transfer*, 99 (2), 180–186.
37. Lee, H. (2011). *Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. (1st Edition). New Jersey: John Wiley&Sons INC., 323.
38. Doğan, B., Ozturk, M. M., Erbay, L. B. (2021). Numerical investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger. *Journal of Thermal Engineering*, 7 (6), 1417–1431.
39. Aliabadi, M. K., Hormozi, F. (2013). Performance Analysis of Plate-Fin Heat Exchangers: Different Fin Configurations and Coolants. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 27 (3), 515-525.
40. Zhu, Y., Li, Y. (2008). Three-Dimensional Numerical Simulation on the Laminar Flow and Heat Transfer in Four Basic Fins of Plate-Fin Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 130, 1–8.
41. Chennu, R., Paturu, P. (2011). Development of heat transfer coefficient and friction factor correlations for offset fins using CFD. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 21 (8), 935-951.

42. Genceli, O.F. (2017). *Isı Değiştiricileri*. (2. Baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi, 85.





EKLER

EK-1. Matlab Kodlamasını Temel Teşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları

Çizelge 1.1. Kanatçık parametrelerinin belirlenmesi

Kanatçık parametreleri – Kaydırılmış Eksenli Dikdörtgen Kanatçık				
t [mm]	H [mm]	W [mm]	L _t [mm]	N _t
0.1	10	10	100	3

Kanatçık ara hesaplarının yapılması:

$$D_h = (4WHL_t) / (2(WL_t + HL_t + tH) + tW) = 0,0099 \text{ m}$$

$$A_c = (H-t)(W-t) = 9,801 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$f_s = ((W-t) + 2(H-t)) / (2(W-2t) + 2*(H-t)) = 0,7538$$

$$\beta = (2(W-t) + 2(H-t)) / (WH) = 396 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$\alpha = \beta H / (H + H + 2t) = 196,04 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Çizelge 1.2. Giriş ve çıkış sıcaklıkları

Soğuk Taraf Sıcaklıkları		Sıcak Taraf Sıcaklıkları	
T _{c,giriş} [°C]	T _{c,çıkış} [°C]	T _{h,giriş} [°C]	T _{h,çıkış} [°C] (Tahmin)
20	70	150	96

Isı iletim katsayısı, özgül ısı, dinamik viskozite ve Prandtl sayısı değerleri Çizelge 1.2'deki sıcaklık aralığına göre fazla değişmediğinden giriş sıcaklığındaki değerler alınacaktır. Yoğunluk ise sıcaklığa bağlı olarak önemli ölçüde değiştiğinden ideal gaz yasasından çekilecektir.

Çizelge 1.3. Termodinamik özellikler

k _{fin} [W/mK]	k _{hava} [W/mK]	C _p [J/kgK]	μ [Pa.s]	Pr
14,6	0,025	1005	1,81x10 ⁻⁵	0,707

Yoğunluğun bulunması için giriş basıncı atmosferik basınç olan 101325 Pa alınmıştır. İdeal gaz sabiti ise hava için R=287,04 J/kgK olarak alınmıştır. Buna göre ilgili kısımdaki yoğunluk $\rho = P/RT$ bağıntısından bulunabilir. Değerler yerine yazılırsa Çizelge 1.4 elde edilir.

EK-1. (devam) Matlab Kodlamasını Temel Teşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları

Çizelge 1.4. Sıcak ve soğuk taraf yoğunluklarının bulunması

Eşitlik	$\rho=P/RT$		
Soğuk Taraf		Sıcak Taraf	
$\rho_{c,giriş} [kg/m^3]$	$\rho_{c,çıkış} [kg/m^3]$	$\rho_{h,giriş} [kg/m^3]$	$\rho_{h,çıkış} [kg/m^3]$
1,20	1,03	0,895	0,956

Ortalama yoğunluklar ise giriş ve çıkış yoğunluklarının aritmetik ortalamasını alarak elde edilebilir.

$$\rho_c = (\rho_{c,giriş} + \rho_{c,çıkış})/2 = 1,1164 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_h = (\rho_{h,giriş} + \rho_{h,çıkış})/2 = 0,8952 \text{ kg/m}^3$$

Debi ve ısı yükünün belirlenmesi:

$$V_{dot,c} = 150 \text{ m}^3/\text{saat} \dots \text{Soğuk taraf hacimsel debisi [Etkifif debi]}$$

$$V_{dot,h} = 200 \text{ m}^3/\text{saat} \dots \text{Sıcak taraf hacimsel debisi [Etkifif debi]}$$

$$m_c = V_{dot,c} \rho_{c,giriş} / 3600 = 0,0502 \text{ kg/s} \dots \text{Soğuk taraf kütleel debisi}$$

$$m_h = V_{dot,h} \rho_{h,giriş} / 3600 = 0,0462 \text{ kg/s} \dots \text{Sıcak taraf kütleel debisi}$$

$$Q = m_c C_p (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) = 2,521 \text{ kW} \dots \text{Isıl yük}$$

$$T_{h,çıkış} = T_{h,giriş} - Q / (m_h C_p) = 95,87 \text{ }^\circ\text{C} \dots \text{Sıcak taraf çıkış sıcaklığı}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,giriş} - T_{c,çıkış} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,çıkış} - T_{c,giriş} = 75,87 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lg} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / (\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)) = 77,92 \text{ }^\circ\text{C} \dots \text{Logaritmik sıcaklık farkı}$$

$$\eta_t = (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) / (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) = 0,385 \dots \text{Sıcaklık verimi}$$

Core boyutların belirlenmesi :

$$E1 = L_t N_t = 0,3 \text{ m} \dots \text{Isı değıştiricisinin eni}$$

EK-1. (devam) Matlab Kodlamasını Temel Teşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları

$$E2 = L_t N_t = 0,3 \text{ m} \dots \text{Isı değiştiricisinin diğer eni}$$

İteratif çözüm kısmı :

Çözümü kolaylaştırmak açısından son iterasyonun çözümü gerçekleştirilecektir. Bunun için 15. iterasyondaki değerler ele alınacaktır.

İteratif çözüm için ısı değiştiricisinin katman sayısı her iterasyonda 1 arttırılmaktadır. Yakınsama kriteri olarak ise çekilen ısının ısı yükten büyük olması durumu ele alınmıştır. 15. iterasyon için çözüm şu şekildedir.

$$N1 = 15 \dots \text{Soğuk taraf katman sayısı}$$

$$N2 = N1 = 15 \dots \text{Sıcak taraf katman sayısı}$$

$$E3 = (N1 + N2)H + (1 + N1 + N2)t = 0,3031 \text{ m} \dots \text{Isı değiştiricisinin yüksekliği}$$

$$V_T = E1.E2.E3 = 0,0273 \text{ m}^3 \dots \text{Isı değiştiricisinin hacmi}$$

$$A_{fr,1} = E1.E3 = 0,0909 \text{ m}^2 \dots \text{Soğuk taraf ön alanı}$$

$$A_{fr,2} = E2.E3 = 0,0909 \text{ m}^2 \dots \text{Sıcak taraf ön alanı}$$

$$N_{kanat,1} = (E2.H.N1)/(HW) = 450 \dots \text{Soğuk taraf kanatçık sayısı}$$

$$N_{kanat,2} = (E1.H.N2)/(HW) = 450 \dots \text{Sıcak taraf kanatçık sayısı}$$

$$A_{cc,1} = A_c N_{kanat,1} = 0,0441 \text{ m}^2 \dots \text{Soğuk taraf toplam serbest akış alanı}$$

$$A_{cc,2} = A_c N_{kanat,2} = 0,0441 \text{ m}^2 \dots \text{Sıcak taraf toplam serbest akış alanı}$$

$$\sigma = A_{cc}/A_{fr} = 0,485 \dots \text{Daralma katsayısı}$$

$$G_1 = m_c/A_{cc,1} = 1,1376 \text{ kg/m}^2\text{s} \dots \text{Soğuk taraf kütleel hız}$$

$$G_2 = m_h/A_{cc,2} = 1,0508 \text{ kg/m}^2\text{s} \dots \text{Sıcak taraf kütleel hız}$$

$$Re_1 = G_1 D_h / \mu = 624,32 \dots \text{Soğuk taraf Reynolds sayısı}$$

$$Re_2 = G_2 D_h / \mu = 576,69 \dots \text{Sıcak taraf Reynolds sayısı}$$

EK-1. (devam) Matlab Kodlamasını Temel Teşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları

$$j_1 = 0,6522(Re_1^{-0,5403})((W/H)^{-0,1541})((t/Lt)^{0,1499})((t/W)^{-0,0678})(1+5,269(10^{-5})(Re_1^{1,340})((W/H)^{0,504})((t/Lt)^{0,456})((t/W)^{-1,055}))^{(0,1)} = 0,0108 \dots \text{Soğuk taraf Colburn faktörü}$$

$$j_2 = 0,6522(Re_2^{-0,5403})((W/H)^{-0,1541})((t/Lt)^{0,1499})((t/W)^{-0,0678})(1+5,269(10^{-5})(Re_2^{1,340})((W/H)^{0,504})((t/Lt)^{0,456})((t/W)^{-1,055}))^{(0,1)} = 0,0112 \dots \text{Sıcak taraf Colburn faktörü}$$

$$h_1 = j_1 G_1 C_p / (Pr^{2/3}) = 15,50 \text{ W/m}^2\text{K} \dots \text{Soğuk taraf taşınım katsayısı}$$

$$h_2 = j_2 G_2 C_p / (Pr^{2/3}) = 14,85 \text{ W/m}^2\text{K} \dots \text{Sıcak taraf taşınım katsayısı}$$

$$\eta_{f1} = \tanh(((2h_1/(k_{fint}))^{0,5})H/2)/(((2h_1/(kt))^{0,5})H/2) = 0,8540$$

$$\eta_{f2} = \tanh(((2h_2/(k_{fint}))^{0,5})H/2)/(((2h_2/(kt))^{0,5})H/2) = 0,8591$$

$$\eta_{01} = 1 - f_s(1 - \eta_{f1}) = 0,8899$$

$$\eta_{02} = 1 - f_s(1 - \eta_{f2}) = 0,8938$$

$$TC_1 = 1/(\eta_{01}h_1\alpha) = 3,6983e-4 \text{ m}^3\text{K/W} \dots \text{Soğuk taraf termal katkı değeri}$$

$$TC_2 = 1/(\eta_{02}h_2\alpha) = 3,8438e-4 \text{ m}^3\text{K/W} \dots \text{Sıcak taraf termal katkı değeri}$$

$$P = (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) / (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) = 0,3846 \dots \text{Etkenlik}$$

$$R = (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) / (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) = 1,0826 \dots \text{Kapasite Oranı}$$

$$F = ((R^2 + 1)^{0,5}) / (R - 1) \ln((1 - P) / (1 - PR)) / \ln((2 - P(R + 1 - ((R^2 + 1)^{0,5}))) / (2 - P(R + 1 + ((R^2 + 1)^{0,5})))) = 0,92 \dots \text{Düzeltilme Faktörü}$$

$$Q_{out} = V_T F \Delta T_{lg} / (TC_1 + TC_2) = 2,595 \text{ kW} \dots \text{Elde edilen ısı}$$

$Q_{out} > Q$ olduğundan çözüm yakınsamıştır.

$$f_1 = 9,6243(Re_1^{-0,7422})((W/H)^{-0,1856})((t/Lt)^{0,3053})((t/W)^{-0,2659})(1+7,669(10^{-8})(Re_1^{4,429})((W/H)^{0,920})((t/Lt)^{3,767})((t/W)^{-0,236}))^{(0,1)} = 0,0335 \dots \text{Soğuk taraf sürtünme katsayısı}$$

$$f_2 = 9,6243(Re_2^{-0,7422})((W/H)^{-0,1856})((t/Lt)^{0,3053})((t/W)^{-0,2659})(1+7,669(10^{-8})(Re_2^{4,429})((W/H)^{0,920})((t/Lt)^{3,767})((t/W)^{-0,236}))^{(0,1)} = 0,0355 \dots \text{Sıcak taraf sürtünme katsayısı}$$

$$f_{t1} = 16/Re_1 = 0,0256 \dots \text{Boru için laminar akışta sürtünme katsayısı}$$

$$f_{t2} = 16/Re_2 = 0,0277 \dots \text{Boru için laminar akışta sürtünme katsayısı}$$

EK-1. (devam) Matlab Kodlamasını Temel Teşkil Eden Matematiksel Formülasyon, İşlem Adımları

$$K_{dt1} = 1,33$$

$$K_{dt2} = 1,33$$

$$K_{d1} = 1,39$$

$$K_{d2} = 1,39$$

$$C_c = 4,374 \times 10^{-4} \exp(6,737 \sigma^{0.5}) + 0,621 = 0,6687$$

$$K_{c1} = (1 - 2C_c + C_c^2 (2K_{d1} - 1)) / (C_c^2) = 1,0254$$

$$K_{c2} = (1 - 2C_c + C_c^2 (2K_{d2} - 1)) / (C_c^2) = 1,0254$$

$$K_{e1} = 1 - 2K_{d1} \sigma + \sigma^2 = -0,1131$$

$$K_{e2} = 1 - 2K_{d2} \sigma + \sigma^2 = -0,1131$$

$$\rho_{m1} = 0,5(1/\rho_{c,giriş} + 1/\rho_{c,çıkış}) = 0,9013 \text{ m}^3/\text{kg} \dots \text{Yoğunluğun geometrik ortalaması}$$

$$\rho_{m1} = 0,5(1/\rho_{h,giriş} + 1/\rho_{h,çıkış}) = 1,1222 \text{ m}^3/\text{kg} \dots \text{Yoğunluğun geometrik ortalaması}$$

$$\Delta P_1 = (G_1^2/2)((K_{c1} + 1 - \sigma^2)/\rho_{c,giriş} + f_1(4E_2D_h)\rho_{m1} - (1 - \sigma^2 - K_{e1})/\rho_{c,çıkış} + 2(1/\rho_{c,çıkış} - 1/\rho_{c,giriş})) = 2,95 \text{ Pa} \dots \text{Soğuk taraf basınç kaybı}$$

$$\Delta P_2 = (G_2^2/2)((K_{c2} + 1 - \sigma^2)/\rho_{h,giriş} + f_1(4E_1D_h)\rho_{m2} - (1 - \sigma^2 - K_{e2})/\rho_{h,çıkış} + 2(1/\rho_{h,çıkış} - 1/\rho_{h,giriş})) = 3,17 \text{ Pa} \dots \text{Soğuk taraf basınç kaybı}$$



Gazili olmak ayrıcalıktır