

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**SPLİT KLİMALARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN
SAYISAL ANALİZİ**

Berkay BALKANLI

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ**



MANİSA-2018

**Berkay
BALKANLI**

**SPLIT KLİMALARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN
SAYISAL ANALİZİ**

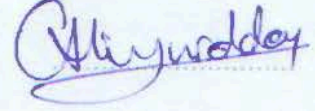
2018

TEZ ONAYI

Berkay BALKANI tarafından hazırlanan "**SPLIT KLİMALARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SAYISAL ANALİZİ**" adlı tez çalışması 03/07/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ
Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. Yunus ÇERÇİ
Adnan Menderes Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Yiğit AKSOY
Celal Bayar Üniversitesi



TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimler Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Berkay BALKANLI



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	II
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	III
TABLO DİZİNİ	V
TEŞEKKÜR.....	VI
ÖZET.....	VII
ABSTRACT.....	VIII
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	8
2.1. Isı Değiştiricileri Tanımı	8
2.2. Akışkan Mekanizmasına Göre Isı Değiştiricileri	8
2.3. Geometrilerine Göre Isı Değiştiricileri	9
2.4. Isı Transferi Fazına Göre Isı Değiştiricileri	15
2.5. Akışkan Yönüne Göre Isı Değiştiricileri.....	15
2.6. Isı Transferi Yapısına Göre Isı Değiştiricileri.....	16
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER.....	17
3.1. Geometri	17
3.2. Sınır Şartları	18
3.3. Ağ Yapısı.....	19
3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	22
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	27
4.1. Boru Çapı Değişimi.....	27
4.2. Boru Merkezleri Arası Yatay Mesafe Değişimi.....	30
4.3. Boru Merkezleri Arası Dik Mesafe Değişimi	34
4.4. Kanatlar Arası Mesafe Değişimi	37
4.5. Kanat Cidar Kalınlığı Değişimi	40
4.6. Boru Cidar Kalınlığı Değişimi	43
4.7. Tasarım Çalışmaları	43
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	49
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	52

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Re	Reynolds Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
D_c	Boru Çapı, mm
P₁	Boru Merkezleri Arası Yatay Mesafe, mm
P_t	Boru Merkezleri Arası Dik Mesafe, mm
F_p	Kanatlar Arası Mesafe, mm
C_p	Özgül Isı, J/kg.K
k	Isıl İletim Katsayısı, W/m.K
V	Hız, m/s
P	Basınç, Pa
T	Sıcaklık, K
Q	Isı Transferi Oranı W/m ³
h	Isı Taşınım Katsayısı, W/m ² .K
A	Yüzey Alanı, m ²
W	İş, kJ
q	Isı Enerjisi, kJ
Δ	Cidar Kalınlığı, mm
ρ	Öz Kütle, kg/m ³
μ	Viskozite, kg/m.s
η	Verimlilik
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Alt İndisler

h	Hava
g	Giriş
ç	Çıkış
k	Kanat
b	Boru
th	Termal

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Çift Borulu Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi	10
Şekil 2.2 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi	10
Şekil 2.3 Spiral Borulu Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi	11
Şekil 2.4 Contalı - Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi.....	12
Şekil 2.5 Spiral Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi	12
Şekil 2.6 Lamelli Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi	13
Şekil 2.7 Kanatlı Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi.....	14
Şekil 2.8 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi.....	14
Şekil 3.1 Modellenen Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi	17
Şekil 3.2 Kanat Geometrisi	17
Şekil 3.3 HAD Kanat Geometrisi	18
Şekil 3.4 Sınır Bölgeleri	19
Şekil 3.5 Ağ Yapısı Modeli.....	19
Şekil 3.6 Element büyüklüğü - Inflation Modeli	21
Şekil 3.7 Ağ Yapısı İstatistik Verileri	22
Şekil 3.8 Doğrulama Çalışması HAD Hız Dağılımı	25
Şekil 3.9 Doğrulama Çalışması HAD Basınç Dağılımı.....	26
Şekil 3.10 Doğrulama Çalışması HAD Sıcaklık Dağılımı.....	26
Şekil 4.1 D_c Tasarımsal Limit	28
Şekil 4.2 $D_c - Nu$ Değişimi.....	28
Şekil 4.3 $D_c - h$ Değişimi.....	29
Şekil 4.4 $D_c - Q$ Değişimi.....	29
Şekil 4.5 $D_c - V_h$ Değişimi.....	30
Şekil 4.6 P_1 Tasarımsal Limit	31
Şekil 4.7 $P_1 - Nu$ Değişimi	32
Şekil 4.8 $P_1 - h$ Değişimi.....	32
Şekil 4.9 $P_1 - Q$ Değişimi	33
Şekil 4.10 $P_1 - V_h$ Değişim.....	33
Şekil 4.11 $P_1/2 - Nu$ Değişimi.....	35
Şekil 4.12 $P_1/2 - h$ Değişimi.....	35
Şekil 4.13 $P_1/2 - Q$ Değişimi.....	36
Şekil 4.14 $P_1/2 - V_h$ Değişimi.....	36
Şekil 4.15 $F_p - Nu$ Değişimi	38
Şekil 4.16 $F_p - h$ Değişimi	38
Şekil 4.17 $F_p - Q$ Değişimi	39
Şekil 4.18 $F_p - V_h$ Değişimi	39
Şekil 4.19 $\Delta_k - Nu$ Değişimi	41
Şekil 4.20 $\Delta_k - h$ Değişimi	41
Şekil 4.21 $\Delta_k - Q$ Değişimi	42
Şekil 4.22 $\Delta_k - V_h$ Değişimi.....	42
Şekil 4.23 $Nu - h$ Değişimi.....	46
Şekil 4.24 $Nu - Q$ Değişimi	46
Şekil 4.25 $Nu - V_h$ Değişimi.....	47
Şekil 4.26 Tasarım 2 Çalışması HAD Hız Dağılımı	47
Şekil 4.27 Tasarım 2 Çalışması HAD Basınç Dağılımı.....	48
Şekil 4.28 Tasarım 2 Çalışması HAD Sıcaklık Dağılımı.....	48
Şekil 4.28 Tasarım 2 Çalışması HAD Sıcaklık Dağılımı.....	48

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Ağ yapısı genel ayarı	20
Tablo 3.2 Sizing genel ayarı.....	20
Tablo 3.3 Inflation genel ayarı	21
Tablo 3.4 Hava - Alüminyum Özellikleri	23
Tablo 3.5 Doğrulama Çalışması Sonuçları	25
Tablo 4.1 D_c Tablosu	27
Tablo 4.2 P_1 değişimi tablosu	31
Tablo 4.3 $P_1/2$ Değişimi Tablosu.....	34
Tablo 4.4 F_p Değişimi Tablosu	37
Tablo 4.5 Δ_k Değişimi Tablosu.....	40
Tablo 4.6 Δ_b Değişimi Tablosu.....	43
Tablo 4.7 Parametre Karşılaştırma Tablosu.....	44
Tablo 4.8 Tasarım Çalışmaları Karşılaştırma Tablosu	45

TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aőamasında bana destek olan, bilgi ve tecrübesi ile lisansüstü öğrenim hayatımın tüm zorlu aőamalarında maddi manevi her yönden yardımcı olan, tecrübeleri ile beni aydınlatan ve desteğini hiç eksik etmeyen, kendisini tanımaktan büyük onur duyduğum danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ' a, yüksek lisans eğitimim sırasında desteği ve ANSYS programı konusunda her türlü imkân ve desteği veren Sayın Koray Sevinç' e, çalıőmalarım sırasında manevi desteğini her zaman hissettiğim hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Yiğit AKSOY a, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Berkay BALKANLI
Manisa, 2018

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Split Klimalarda Kullanılan Isı Değiştiricilerinin Sayısal Analizi

Berkay BALKANLI

**Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ

İklimlendirme sistemlerinin ana bileşeni olan ısı değiştiricileri, günümüzde kullanım alanı avantajı, estetik görünümü ve çok fonksiyonlu olmasında dolayı hayatımızın vazgeçilmez bir ihtiyacı haline gelmiştir. Gelişen ürün çeşitliliği ile literatür çalışmalarında sıkça karşılaştığımız önemli bir sistem elemanı olmuşlardır.

Literatürde, ısı değiştiricilerinin farklı türlerine ait teorik, deneysel ve bilgisayar destekli sayısal çözümlerine yönelik çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Ancak çoğu çalışmalarda genel yöntem, ısı değiştiricilerinin elemanı oldukları sistemden ayrı olarak, girilen sınır koşulları ile çalışma şartlarının sağlanması şeklindedir. Buldukları sistem ile birlikte değerlendirilen, farklı geometri ve kapasitelere sahip ısı değiştiricilerinin incelenmesi; zaman, maliyet ve üretim yükü getireceği için hesaplamalı akışkanlar dinamiği geliştirilerek bu çalışmalar gerçekleştirilmelidir.

Bu çalışmada, gündelik hayatımızda en çok kullanılan iklimlendirme sistem uygulamalarından biri olan split klimalardaki ısı değiştiricileri konu olarak seçilmiştir. En yaygın kullanılan Kanatlı Borulu ısı değiştiricisi tipi seçimi yapılmıştır. Gerçek çalışma şartlarına en yakın koşullar altında inceleme yapılarak tasarım parametrelerinin duyulur kapasiteye ve sistem verimliliğine olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Tasarım parametreleri geniş bir çalışma alanına sahip olmakla birlikte, bu çalışma kapsamında; boru çapı, borular arası dikey/yatay mesafe, kanatlar arası boşluk, kanat ve boru et kalınlığı değişimi durumları için inceleme yapılmıştır.

Bu çalışmada düz kanat borulu ısı değiştiricisi modelinde, laminar akış ve belirli sınır koşulları altında tasarımsal değişimlerin ısı transferi, basınç düşüşü ve akış hızı üzerindeki etkileri FLUENT programı kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan Nusselt sayısı, taşınım katsayısına bağlı olarak gerçekleşen ısı transferi miktarına göre, optimum tasarım parametreleri iyileştirme önerisi olarak sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Split Klimalar, Isı değiştiricileri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Sonlu Hacimler Metodu

2018, 52 sayfa.

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Numerical Analysis of Heat Exchangers In Split Air Conditioners

Berkay BALKANLI

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Dr. Lecturer. Member Ali YURDDAŞ

Air conditioning systems are main component of heat exchangers in these days. They become indispensable necessary of our life because of their usage area, aesthetic view and multifunctional. With development of product variety, they become important system element in literature studies.

In literature, many theory, experimental and computer aided numerical analysis studies are existent for different type of heat exchangers. However in many studies general method is separating heat exchangers from their systems and providing their working conditions with their boundary conditions. Examining different geometries and capacities of heat exchangers which are evaluated with their system, made time, cost, and production difficulties. So these studies must be made with improving computer aided numerical analysis studies.

In this study, heat exchangers in split air conditioners which are one of the most usages of conditioning systems applications in daily life, are chosen as a subject. Most commonly used winged pipe heat exchanger type is chosen. Numerical effects of design parameters on capacity and system efficiency were examined under conditions which are similar to real working conditions. Although designing parameters have wide working area; changing of pipe diameter, horizontal and vertical distance between pipes, space between fins, fin and pipe thickness conditions are examined in this study.

In this study, the effects on heat transfer, pressure drop and flow velocity were examined with changing of designing parameters. Laminar flow under specific boundary conditions were used under FLUENT for the analysis. After analysis, new design parameters investigated with Nuselt number, heat convection and heat transfer rate values. New optimal designing parameters are presented for revision of the heat exchangers.

Key Words: Split Air Conditioners, Heat Exchangers, Computational Fluid Dynamics, Finite Volume Method

2018, 52 pages.

1. GİRİŞ

İklimlendirme sistemlerinin ana bileşeni olan ısı değiştiricileri, günümüzde kullanım alanı avantajı, estetik görünümü ve çok fonksiyonlu olmasında dolayı hayatımızın vazgeçilmez bir ihtiyacı haline gelmiştir. Split klimaların verimlilik, maliyet ve çalışma performansının belirlenmesinde en büyük rolü olan kısım ısı değiştiricileridir. Bu yüzden gelişen ürün çeşitliliği ile literatür çalışmalarında sıkça karşılaştığımız önemli bir sistem elemanı olmuşlardır. Tasarımlarının geliştirilmesi ile ortaya çıkan ürünlerde üst sınıf enerji verimliliğinin ve çalışma performansı artışı hedeflenmektedir.

Şahin ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanat açılarının değişimi ile ısı transferi ve basınç düşümü değerleri FLUENT'te hesaplanmışlardır. Bu değerler ile sistem performansı belirlenmiştir. Kanat açıları $\theta = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ olarak denenmiştir. Analizler sonucu kanat açısı $\theta = 30^\circ$ değerinde en yüksek ısı transferi değeri hesaplanmıştır ve optimum açı olarak belirlenmiştir. Açının artırılması ile fin2 üzerindeki ısı dağılım değeri, fin1'e kıyasla daha fazla olduğu görülmüştür. Kanatlar arası mesafe azaltıldığında hava akış hızının arttığı gözlemlenmiştir. Bu durumda daha iyi ısı transferinin ve daha fazla basınç düşüşü olduğu görülmüştür. Isı transferine kıyasla basınç düşüşünün önemsiz olduğu hükmüne varılmıştır [1].

Wang ve arkadaşları, ısı transferi değerleri yarıklı, patlatmalı ve düz kanat borulu ısı değiştiricileri arasında deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Yarıklı kanat borulu tipte, boru sıra sayısının artmasıyla oluşan sürtünme performansının az olduğu gözlenmiştir. Kanatlar arası mesafenin ısı transferine etkisi: $Re < 1000$ için az, $Re > 1000$ için fazla olduğu gözlenmiştir. Isı transfer performansında yarıklı genişliğinin, yarıklı yüksekliğine kıyasla daha fazla etkisi olduğu görülmüştür. Yarıklı ve patlatmalı kanat borulu tipin, düz kanat borulu tipe karşı üstün olduğu görülmüştür. Bu üstünlüğün düz kanat borulu tipte, kanatlar arası mesafenin ve Reynolds sayısının düşük olmasından kaynaklandığı gözlemlenmiştir [2].

Erek ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanat boru merkezi, kanat yüksekliği, boru kalınlığı, boru eliptikliği, kanatlar arası mesafe

değişiminin su ile hava arasındaki ısı transferi ve kanatlar arasındaki basınç düşüşü üzerindeki etkileri sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatlar arası mesafe basınç düşüşünde önemli bir etki oluşturmaktadır. Kanat boru merkezinin aşağı akış bölgesinde olması durumunda ısı transferi katsayısının arttığı görülmüştür. Bunun nedeni at nalı şeklinde oluşan girdaplar ve düşük Nusselt sayısıdır. Yukarı akış bölgesinde olduğu durumda bu girdaplar yeterli seviyede oluşmadığı için bir etki oluşturamamaktadır. Ayrıca aşağı akış bölgesinde tekrar birleşen girdaplar, ısı transferi üzerinde olumsuz etki oluşturmaktadır. Kanat yüksekliği arttıkça ısı transferi alanının artması ile ısı transferi ve basınç düşüş değeri artmaktadır. Boru kalınlığı azaldıkça ısı transferi değeri çok az artarken basınç düşüşü değeri de çok azalmaktadır. Eliptikliğin artması ile ısı transferinin artmaktadır. Bu durum da basınç düşüşünü pozitif olarak etkilemektedir. Çünkü eliptikliğin artması ile gaz akışının kesit alanı da ile artmaktadır [3].

Kim ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı ve boru hizalanmasının değişimi deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Boru sıra sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı görülmüştür. Boru sıra sayısının 4 ve üzeri olduğu durumda ısı transfer katsayısı, boru sıra sayısından neredeyse bağımsız hale gelmektedir. Boru dizilimi hizalı tip, eş merkezli tipten %10 daha fazla ısı transferi olduğu görülmüştür [4].

Yun ve arkadaşları, farklı kanat geometrilerine göre ısı transferi kat sayısı ve basınç düşüşü değişimi deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Önce ölçeklendirilmiş modeller ile ısı transferi ve basınç düşüşü değişimi incelenmiştir. Sonra prototip çalışmaları ile doğrulanmış ölçekli modellerin çeşitlendirilme incelemesi yapılmıştır. Kanat geometrileri düz, kısa yarık, uzun yarık ve patlatmalı olmak üzere 4 çeşittir. Aynı sistem değerleri ile yapılan çalışma sonucu uzun yarık kanat borulu ısı değiştiricisi tasarımı optimum tasarım olarak seçilmiştir [5].

Jang ve arkadaşları, dalgalı kanat borulu ısı değiştiricisinde boru sırası, dalga açısı ve dalga yüksekliğinin ısı transferi üzerindeki etkileri nümerik olarak incelemişlerdir. Laminar, üç boyutlu, giriş ve çıkış sınır koşulları ile çözüm gerçekleştirilmiştir. Aynı koşullar altında colburn kat sayısı, dalgalı kanat tipinde, düz kanat tipine göre 63-71 % oranında daha büyük olduğu görülmüştür. Aynı

şekilde sürtünme kat sayısının da 75-102 % oranında daha büyük olduğu görülmüştür. 4 sıra borulu ısı değiştiricisi modelinde: dalgalı kanat tipinde 2. boru sırası en yüksek Nusselt sayısını sahipken düz kanat tipinde 1. boru sırasından 4. boru sırasına doğru Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür. Dolayısıyla boru sıra sayısının dalgalı kanat tipinde, düz kanat tipine göre daha az etkili olduğu görülmüştür. Aynı dalga boyu için ortalama Nusselt sayısı ve basınç düşüşü katsayısı, dalga açısının artması ile artmaktadır. Eşit dalga açısı için de ortalama Nusselt sayısı ve basınç katsayısı, dalga yüksekliğinin artması ile azalmaktadır [6].

Choi ve arkadaşları, ayırık düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi karakteristikleri, kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı, kanat hizalaması ve dikey kanat boşluğu değişimi ile incelemişlerdir. Aynı koşullarda ısı transferi katsayısının ayırık düz kanat tipinde, ayırık olmayan düz kanat tipine göre daha büyük olduğu görülmüştür. Aynı kanatlar arası mesafede ayırık kanat tipinin, birleşik kanat tipine göre 6.0-11.6 % daha büyük ısı transferi olduğu gözlemlenmiştir. Ayırık kanat tipinde, boru sıra sayısı arttıkça Colburn katsayısı azalmaktadır. Bu durum birleşik kanat tipte daha etkili olarak ısı transferini azaltır. Colburn katsayısı, ayırık kanat yapısında boru dizilimi hizalı tip, eş merkezli tipten 5.5 % daha fazla olduğu görülmüştür. Dikey kanat boşluğu 4mm'ye kadar arttıkça Colburn katsayısı da artar. 4mm'den dikey mesafeden sonra Colburn için dikey kanat boşluğu önemsiz hale gelir [7].

Lee ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi karakteristikleri, kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı ve boru hizası değişimi ile donma koşulları altında incelemişlerdir. Hava debisi, donmadan dolayı zamanla azalmaktadır. Hava debisinin azalmasında boru sıra sayısının etkisi kanatlar arası mesafeye göre daha az olduğu gözlemlenmiştir. Akış alanını fazla kısıtlamasından dolayı boru dizilimi hizalı tip, eş merkezli tipten daha kısa sürede hava debisini azalttığı gözlemlenmiştir. Isı transferinin kanatlar arası mesafenin azalması ve boru sıra sayısının artması ile arttığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayısının, donma ile azalan Reynold sayısından dolayı zamanla azaldığı gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı, boru dizilimi hizalı tipte, eş merkezli tipten daha fazla olduğu gözlemlenmiştir [8].

Tang ve arkadaşları, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri 5 farklı tip kanat borulu ısı değiştiricisinde Reynold sayısının 4000-10000 arasında olduğu sistemlerde deneysel olarak incelemiştir. Bu tipler: kıvrılmış spiral, düz, yarık, delta ve karışık kanat borulu ısı değiştiricileridir. En iyi ısı transferi ve basınç düşüşü olan kanat tipi kıvrılmış spiral kanat olarak görülmüştür. Yüksek Reynold sayısında yarık kanat borulu tip en iyi ısı transferi performansı gösterdi [9].

Wen ve arkadaşları, ısı transferi katsayısı, basınç düşüşü ve colburn katsayısı, düz, dalgalı ve patlatmalı kanat borulu ısı değiştiricilerinde deneysel olarak incelemiştir. Reynold sayısı 600-2000 arasındadır. Bu çalışma sadece boru etrafındaki at nalı girdabı, hız dalgalanmaları ve kanat etrafındaki hızlanma etkisi değil ısının iletimi ile ilgili bilgilerde vermektedir. Yapılan çalışma sonucu patlatmalı kanat borulu ısı değiştiricisinin en iyi ısı transferi ve basınç düşüşü sağladığı görülmüştür [10].

Jang ve arkadaşları, ısı transferi değeri düz kanat borulu ısı değiştiricisinde sıkıştırılama, 3 boyutlu, laminar akış modelinde bilgisayar destekli ve deneysel çalışma yapılarak incelemiştir. Sayısal analizlerde ısı transferi, boru dizilimi hizalı tipte, eş merkezli tipten daha fazla olduğu görülmüştür. Reynold sayısı 60-900 arasındadır. Isı transferi kat sayısı, boru dizilimi hizalı tipin eş merkezli tipten 15-27 % fazladır. Basınç düşümü, boru dizilimi hizalı tipin eş merkezli tipten 20-25 % fazladır. Nusselt sayısı, eş merkezli tipin 1. boru sırasında hizalı tipe göre daha fazladır. Ama 2. ve 4. sırada Nusselt sayısı hizalı tipte daha yüksektir. Boru sıra sayısının ısı transferi üzerinde küçük etkisi vardır [11].

Rarhod ve arkadaşları, ısı transferi değerleri düz, yuvarlak ve eliptik kanat borulu ısı değiştiricilerinde termal performans ölçümü yapmışlardır. Düz kanat tipi en iyi ısı transferi değerini sağlamıştır [12].

Bahirat ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricisinde farklı hava hızında, laminar ve türbülanslı, belirli giriş ve çıkış sınır koşullarında CFD kullanılarak analizi yapmışlardır. 6 Farklı kanat açıları kullanılmıştır. Açılar $\theta = 0^\circ$, 10° , 20° , 30° , 40° , 50° ile çözümlenmeler yapılmıştır [13].

Ghori ve arkadaşları, ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini düz kanat borulu ısı değiştiricisinde FLUENT programı kullanılarak çalışma yapmışlardır. Reynold sayısı 330-7000 arasındadır. Laminer ve türbülanslı akış modelleri kullanılmıştır. 3,3 m/s ve 6,2 m/s olmak üzere farklı 2 akış hızı kullanılmıştır. Laminer, SST k-omega ve k-epsilon modelleri kullanılarak analizler yapılmıştır. Sonuçta laminar akış ısı transferi için en doğru sonucu, geçiş akışında SST k-omega daha doğru, k-epsilon ise en iyi ısı transferi değerini vermektedir [14].

Duru ve arkadaşları, kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinde çeşitli tasarım parametrelerinin basınç düşüşü ve kapasiteye olan etkisi incelemiştir [15].

Kumlutaş ve arkadaşları, ince kesit alanlı kanat geometri üzerinde sıcaklık ve hız dağılımı incelemiştir. Çalışmalar sonucu sayısal ve deneysel çalışma sonucu split klimadaki modelde oluşan ısı transferi ve akış karakteri değerlerinin kabul edilebilir değerde olduğu gözlemlenmiştir [16].

Liu ve arkadaşları, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde 3 katmanlı ve yarım yay şeklindeki geometriler üzerinde hava akış hızı değiştirilerek akış karakteristiği ve ısı transferi değişimleri incelemiştir. Yarım yay geometrisinde ısı transferinin daha homojen ve girdap sayısının az olduğu görülmüştür. Isı transferi performansının 3 katmanlı geometriye göre daha yüksek olduğu görülmüştür [17].

Özer ve arkadaşları, split kilmalar içindeki çapraz akış fanının akış üzerindeki etkileri incelemiştir. Sarmal eğilim, dil açısı, girdap duvar kalınlığı ve girdap duvar uzaklığı değiştirilecek parametreler olarak seçildi. Çalışma sonucunda girdap duvarının %11,63, sarmal eğilimin %32,03 oranında akış üzerinde etkisi olduğu görülmüştür [18].

Bhuiyan ve arkadaşları, dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde termal ve hidrolik karakteristikler incelemiştir. ANSYS kullanılarak çalışma yapılmıştır. Türbülanslı akış durumu seçilmiştir. Türbülanslı akışta k-w akış modeli kullanılmış olup %5 türbülans yoğunluğu kabulü yapılmıştır. Boru dizilimi hizalı ve eş merkezli tip olarak karşılaştırılmıştır. Eş merkezli boru dağılımında daha iyi performans olduğu

gözlemlenmiştir. Kanat kalınlıklarının ve dalga açılarının ısı transferine etkilerinin büyük olduğu görülmüştür [19].

Bacellar ve arkadaşları, çıplak borulu ve kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi katsayısı üzerindeki etkileri incelemiştir. Boru çapı 2mm – 5mm arasında değiştirilmiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiricisinin çıplak boruluya göre yüksek ısı transferi katsayısı oluşturduğu görülmüştür [20].

Khudheyer ve arkadaşları, iki sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricinde ısı transferi ve akışkan anış karakteristikleri CFD kullanılarak araştırmışlardır. Reynolds sayısının 330-7000 arasında değişmesiyle ısı transferi ve basınç düşüş karakteristiklerindeki değişimler gözlemlenmiştir. Laminar, k-w ve SST k-omega türbülanslı akış durumları incelenmiştir. En iyi ısı transferi dağılımı SST k-omega, daha sonra k-w, en son laminar akış durumunda görülmüştür [21].

Čarija ve arkadaşları, çift kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde akış analizi yapmışlardır. Düz ve patlatmalı kanat tipleri kullanılmıştır. Patlatmalı kanat tipi düz olana göre çok daha iyi ısı transferi ve biraz daha fazla basınç düşüşü sağladığı görülmüştür [22].

Manjunath ve arkadaşları, patlatmalı kanat borulu ısı değiştiricilerinde CFD kullanılarak patlatma açısı ve genişliği parametrelerinin termal hidrolik performans üzerindeki etkileri incelemiştir. Patlatma açısı arttıkça ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Patlatma genişliği arttıkça da basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir [23].

Wang ve arkadaşları, düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde boru sıra sayısı, kanatlar arası boşluk ve kanat kalınlığı değiştirilerek ısı transferi üzerindeki etkileri karşılaştırmışlardır. Kanatlar arası boşluğun ısı transferini çok etkilemediği, boru sıra sayısının sürtünme katsayısı üzerinde önemsiz etkisini olduğu ve kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve sürtünme kat sayısı üzerinde çok etkisini olmadığı görülmüştür [24].

Bu çalışmada düz kanat borulu ısı değiştiricisi modelinde, laminar akış ve belirli sınır koşulları altında tasarımsal değişimlerin ısı transferi, basınç düşüşü ve akış hızı üzerindeki etkileri FLUENT programı kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan Nusselt sayısı, taşınım katsayısına bağlı olarak gerçekleşen ısı transferi oranı değerlerine göre, optimum tasarım parametreleri iyileştirme nerisi olarak sunulmuştur.



2. GENEL BİLGİLER

2.1. Isı Değiştiricileri Tanımı

Sıcaklık farkından dolayı meydana gelen enerjiye ısı denir. Isı terimi sıcaklıkla karıştırılmaktadır. Sıcaklık sadece bir büyüklük, ısı ise bir enerjidir. Isı enerjisi cal (kalori), J (joule) gibi birçok birimle ifade edilirken sıcaklık Celsius, Fahrenheit gibi birimlerle ifade edilir.

Mühendislik uygulamalarında en çok karşılaşılan durumlardan biri, farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla akışkan arasında gerçekleşen ısı transferidir. Isının akışkanlar arasında transferi, uygulamalarda amaçlanan önemli bir olaydır. Isı geçişi sağlamak için kullanılan sistemlere ısı değiştiricisi denir. Kullanım alanları: iklimlendirme sistemlerinde, enerji sistemlerinde, gıda sektörü gibi geniş kullanım alanları mevcuttur.

Isı değiştiricileri genel olarak;

- Akışkan mekanizmasına
- Geometrilerine
- Isı transferi fazına
- Akışkan yönüne
- Isı transferi yapısına

göre sınıflandırılır.

2.2. Akışkan Mekanizmasına Göre Isı Değiştiricileri

Akışkan mekanizmasına göre ısı değiştiricileri; reküperatör, rejeneratör, reboiler, kondenser ve evaporatör olmak üzere beşe ayrılır.

2.2.1. Reküperatör

Isı transferi yapacak akışkanların birbirleriyle karışmadığı sistemlerdir. Genellikle metal veya bakır gibi bir plaka ile akışkanları birbirinden ayrılarak oluşan ısı transferi şeklidir. Bu tez çalışmasında reküperatör tipi ısı değiştiricileri ele alınacaktır.

2.2.2. Rejeneratör

Isı transferi işleminin bir dolgu malzemesi yardımıyla gerçekleştiği sistemlerdir. İlk olarak ısı, sabit veya dönel bir dolgu malzemesi tarafından depolanır. Daha sonra bu ısı, dolgu malzemesinden geçen akışkana verilir. Akışkanlar birbirleriyle temas etmezler. Sanayide en çok termik santrallerde görülen bu sistemlerdir, yanma havasının ısıtılması işlemlerinde kullanılmaktadır.

2.2.3. Reboiler

Genelde hava ayrıştırma ve sıvı oksijen oluşumunda kullanılmak üzere özel olarak tasarlanmış sistemlerdir.

2.2.4. Kondenser

Genellikle soğutma kulelerinde kullanılan ve içerisinden geçen akışkanın yoğuşmasını sağlayan sistemlerdir.

2.2.5. Evaporatör

Genellikle soğutma sistemlerinde kullanılan ve içerisinden geçen akışkanın buharlaşmasını sağlayan sistemlerdir.

2.3. Geometrilerine Göre Isı Değiştiricileri

Geometrilerine göre ısı değiştiricileri; borulu, plakalı ve kompakt olmak üzere üçe ayrılır.

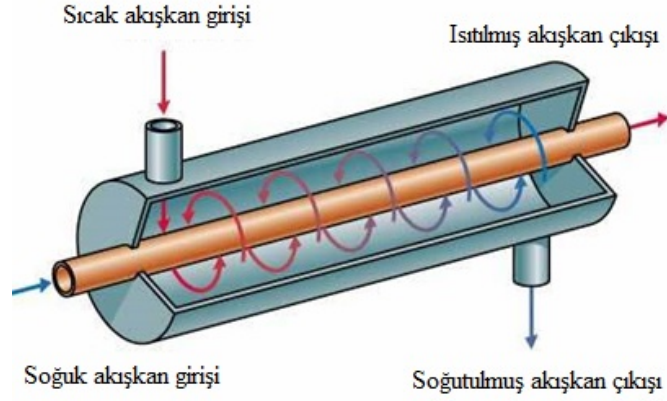
2.3.1 Borulu Isı Değiştiricileri

Dairesel iç içe geçirilmiş tüplerden oluşan ısı değiştiricileridir. Akışkanlar bu tüpler içinde akar. Tüplerin çapı, uzunluğu ve sayısı değiştirilebilir.

2.3.1.1 Çift Borulu Isı Değiştiricileri

Çapları farklı, eş eksenli, iç içe geçmiş iki borudan oluşan sistemlerdir. Akışkanlar bu borular içinde akar.

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi akışkanlardan biri dış gövde borusundan akarken diğeri içteki küçük çaplı borudan akmaktadır. Akış eş merkezli ve paralel olarak gerçekleşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.

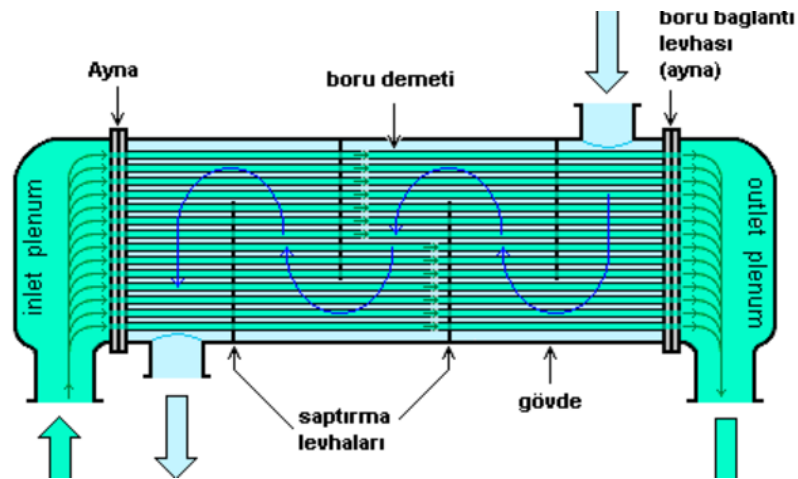


Şekil 2.1 Çift Borulu Isı Değişiricisi Çalışma Prensibi

2.3.1.2 Gövde Boru Tipi Isı Değişiricileri

Bir gövde borusu içerisinden küçük çapta boru demetleri bulunan sistemlerdir. Isı geçiş oranını arttırmak ve boru demetinin rijitliği arttırmak için saptırma levhaları kullanılır. Sadece iki ayna gerekli olan bu sistemlerde konstrüksiyon maliyeti ucuzdur. Termal genişleme sınırlandırılmaz.

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi akışkanlardan biri dış gövde borusundan akarken diğeri içteki küçük çaplı boru demetlerinden akmaktadır. Karşıt akış yönü gerçekleşmektedir. Gövde içinde akış alanını arttırmak için saptırma levhaları kullanılmıştır. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.

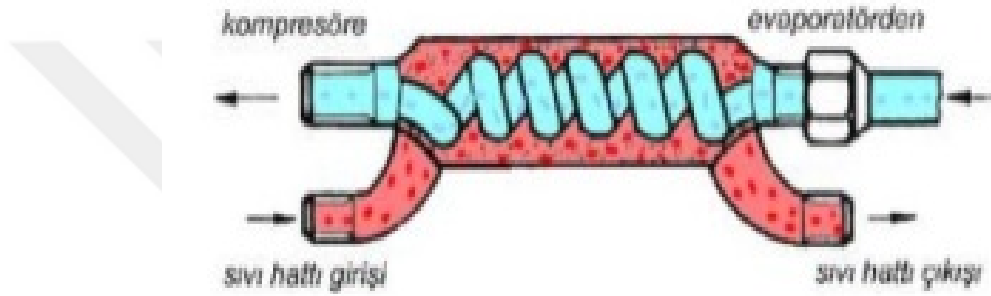


Şekil 2.2 Gövde Boru Tipi Isı Değişiricisi Çalışma Prensibi

2.3.1.3 Spiral Borulu Isı Değişiricileri

Bir gövde borusu içersine spiral şekilde kıvrılarak yerleştirilmiş borudan oluşan sistemlerdir. Spiral borunun uzunluğu, düz boruya göre daha büyük olduğu için ısı transferi daha yüksektir.

Şekil 2.3’de görüldüğü gibi akışkanlardan biri dış gövde borusundan akarken diğeri içteki küçük çaplı boru demetlerinden akmaktadır. Karşıt akış yönü gerçekleşmektedir. Gövde içinde akış alanını arttırmak için saptırma levhaları kullanılmıştır. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.



Şekil 2.3 Spiral Borulu Isı Değişiricisi Çalışma Prensibi

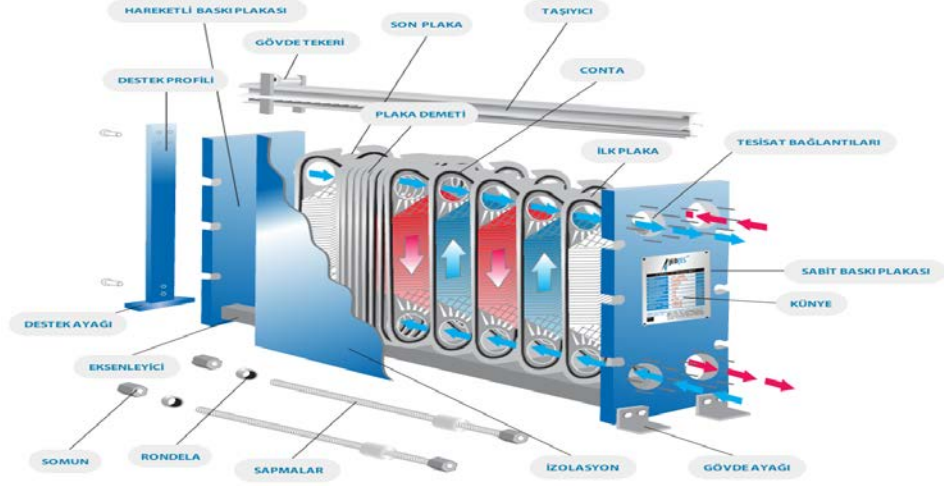
2.3.2. Plakalı Isı Değişiricileri

Sıcaklıkları farklı iki akışkanın, farklı şekillerdeki plakaların yüzeyinde birbirlerine temas etmeden aktığı ısı değişiricileridir. Plaka sayısı değiştirilebilir.

2.3.2.1 Contalı - Plakalı Isı Değişiricileri

Akışkanları ayıran dalgalı veya oluklu ince yapıdaki plakalardan oluşan sistemlerdir. Contalar, plakalar içindeki akışkanlara yön vermek ve sızmayı engellemektedir.

Şekil 2.4’de görüldüğü gibi akışkanlar farklı plakalar üzerinden akmaktadır. Plakalar üzerindeki contalar sızdırmazlığı sağlamaktadır. Karşıt akış yönü gerçekleşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.

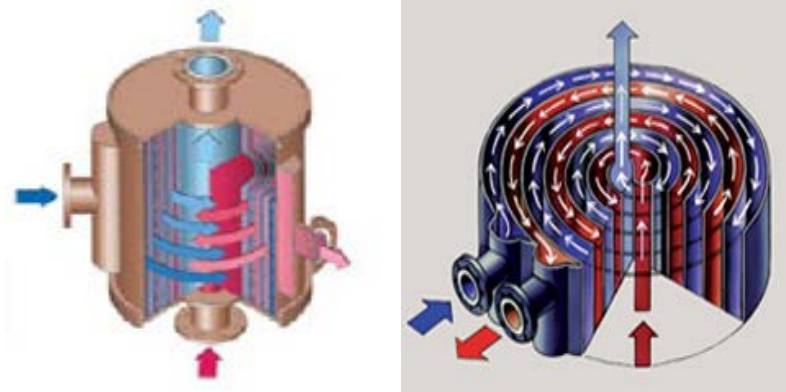


Şekil 2.4 Contalı - Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi

2.3.2.2 Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri

Paralel ve eş merkezli olarak spiral şekilde sarılmış iki saç levhanın kenarlarından aralarındaki plakaya kaynaklanarak bir gövde içerisine yerleştirilmesiyle oluşan sistemlerdir. Böylece spiral sarımlı ve dikdörtgen kesitli iki kanal elde edilmektedir. Bu kanallardan farklı akışkanlar birbirine temas etmeden geçerek ısı transferi sağlanmaktadır. Kanal genişliği, uzaklık pimleri ile ayarlanır. Her iki uçta bulunan kapakların açılmasıyla temizliğin ve bakımın yapılması kolaydır. Aşındırıcı katı madde içeren akışkanlar için uygundur. Sıcaklıktan etkilenecek, bakım problemi çıkarabilecek contalar bulunmamaktadır.

Şekil 2.5'te görüldüğü gibi akışkanlar farklı kanallar içerisinden eş merkezli olarak akmaktadır. Karşıt akış yönü gerçekleşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.

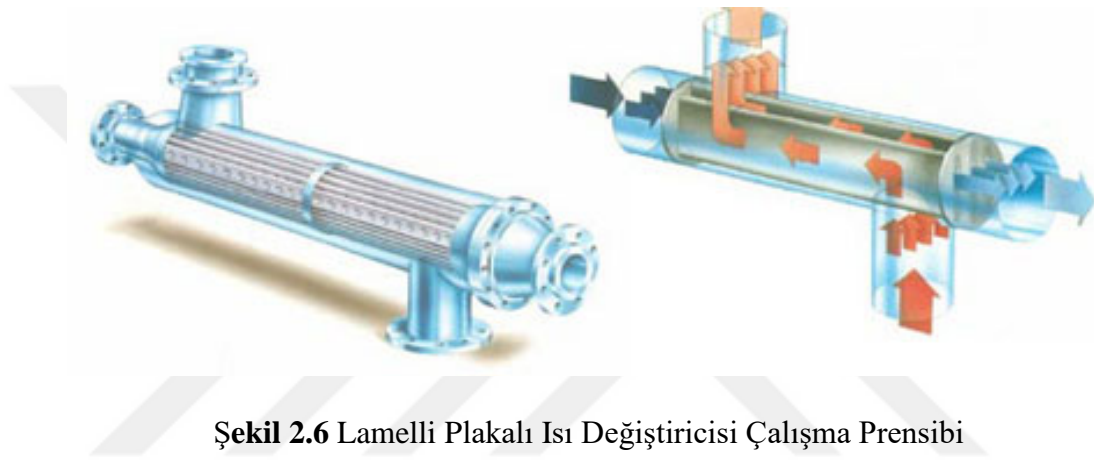


Şekil 2.5 Spiral Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi

2.3.2.3 Lamelli Plakalı Isı Değiştiricileri

Bir gövde içine paralel ve kaynaklı şekilde yerleştirilmiş lamellerden oluşan sistemlerdir. Genelde lameller dikdörtgen şeklinde. Lamel olarak adlandırılan düzleştirilmiş borular, iki plakanın dikiş kaynağı veya nokta kaynağı ile birleştirilmesiyle oluşur.

şekil 2.6'da görüldüğü gibi akışkanlar farklı lameller arasından akmaktadır. Karşıt akış yönü gerçekteşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.



şekil 2.6 Lamelli Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi

2.3.3. Kompakt Isı Değiştiricileri

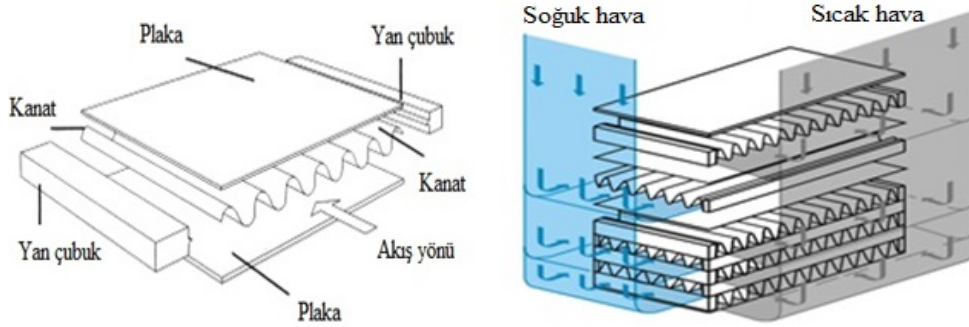
İki plaka arasına kanat yerleştirilmesiyle oluşan ısı değiştiricileridir. Akışkanlar, farklı şekillerdeki bu plakaların yüzeyinde birbirlerine temas etmeden akar. Sıvı-gaz ya da gaz-gaz akışkanları bulunmaktadır. Kanat yapısı, ısı transferin düşük olduğu gaz akışkanın tarafına yerleştirilir. Böylelikle sistemin ısı verimliliği arttırılmış olur. Küçük hacimli bir yapıda ve kanatlar sayesinde ısı transferinin yüksek olması; bu ısı değiştiricisinin kullanışlı ve avantajlı olmasını sağlar.

2.3.3.1 Kanatlı Plakalı Isı Değiştiricileri

Akışkanlar, farklı şekildeki plakaların üzerinde birbirlerine temas etmeden aktığı sistemlerdir. İki plaka arasında bir kanat bulunur. Bu sistemlerde akışkanlar olarak gaz-gaz kullanılır.

Yüksek basınçlara karşı dayanıklı bir sistemdir. Kanat yapısından dolayı rijit bir yapıya sahiptir. Hacim olarak küçük sistem oldukları için düşük debilerde çalışma zorunluluğu vardır.

Şekil 2.7’de görüldüğü gibi akışkanlar farklı plakalar arasından akmaktadır. Bütün plakalar arasında kanat bulunmakta ve akışkanlar kanat içerisinden geçmektedir. Çapraz akış yönü gerçekleşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.

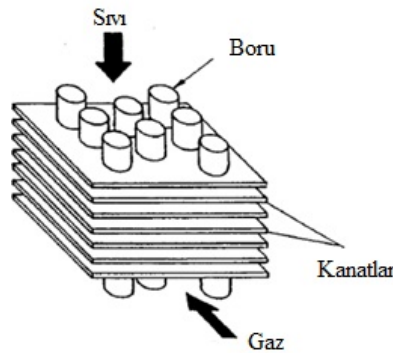


Şekil 2.7 Kanatlı Plakalı Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi

2.3.3.2 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri

Düzenli dizilmiş boru demetlerinin çok sayıdaki kanatların içerisinden sıkı geçirilmesiyle oluşan sistemlerdir. Kanatlar ile borular birlikte de imal edilebilir. Borular, dairesel veya oval kesitlidir. Bu sistemlerde akışkanlar olarak sıvı-gaz kullanılır. Boru dışında kanatların olması nedeni dış akışkanın gaz olmasıdır. Böylelikle düşük olan ısı transferi kanatlar sayesinde arttırılmaktadır. Bu tez çalışmasında kanatlı borulu ısı değiştiricileri tipi sistem ele alınacaktır.

Şekil 2.8’de görüldüğü gibi sıvı akışkan boruların içinden akarken gaz boru dışındaki kanatlar arasından akmaktadır. Çapraz akış yönü gerçekleşmektedir. Bu şekilde akışkanlar arasında ısı transferi oluşmaktadır.



Şekil 2.8 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi Çalışma Prensibi

2.4. Isı Transferine Fazına Göre Isı Değiştiricileri

Isı transferi fazına göre ısı değiştiricileri; tek fazlı taşınım, tek ve iki fazlı taşınım, iki fazlı taşınım olmak üzere üçe ayrılır.

2.4.1 Tek fazlı taşınım

Her iki tarafta tek fazlı akışkanın olduğu sistemlerdir. Akışkanlar ısı değiştiricisine girdikleri fazda terk eder. Isı taşınımı zorlanmış veya doğal olabilir. Otomobil radyatörleri, buhar kazanları ekonomizerleri gibi sistemlerde sadece tek fazlı taşınım oluşur. Bu tez çalışmasında tek fazlı taşınım tipi ele alınacaktır.

2.4.2 Tek ve iki fazlı taşınım

Bir tarafta tek fazlı akışkanın, diğer tarafta kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı bir akışkanın olduğu sistemlerdir. Termik santrallerin yoğuşturucuları, soğutma sistemlerinin yoğuşturucuları ve buharlaştırıcıları bir tarafta tek diğer tarafta iki fazlı taşınım gerçekteşir.

2.4.3 İki fazlı taşınım

Bir tarafında buharlaşma, diğer tarafında yoğuşmanın olduğu sistemlerdir. Kondenserler, hava ve uzay endüstrisi gibi alanlarda kullanılır. Kondenserlerde yoğunlaşma ve buharlaşmanın oluşması bu sisteme örnektir.

2.5. Akışkan Yönüne Göre Isı Değiştiricileri

Akışkan yönüne göre ısı değiştiricileri; paralel, karşıt ve çapraz olmak üzere üçe ayrılır.

2.5.1. Paralel akış

Paralel akışlı sistemlerde iki akışkan aynı yönde akar. Verimliliğin en düşük olduğu akış tipidir.

2.5.2. Karşıt akış

Karşıt akışlı sistemlerde iki akışkan zıt yönde akar. Verimliliğin en yüksek olduğu akış tipidir.

2.5.2. Çapraz akış

Çapraz akışlı sistemlerde akışkanlar farklı düzlemlerden akar. Verimliliği ters akıştan düşük, paralel akıştan ise yüksektir. Bu tip ısı değiştiricilerinde akışkanlara

ne kadar çok çapraz akış sağlanır ise verimlilik ters akışa o kadar yaklaşmış olur. Bu tez çalışmasında çapraz akış tipi ele alınacaktır.

2.6. Isı Transferi Yapısına Göre Isı Değiştiricileri

Akış yönüne göre ısı değiştiricileri; doğrudan temaslı ve dolaylı temaslı olmak üzere ikiye ayrılır.

2.6.1. Doğrudan temaslı

Bu sistemlerde farklı fiziksel durumdaki akışkanlar direkt birbiri ile temas eder. Akışkanlar arasında herhangi bir ayırıcı duvar yoktur. Akışkanlar sıvı-gaz gibi karıştırılmaz cinsten olmak zorundadır. Genelde sistemde pompa, fan, kompresör kullanılarak zorlanmış ısı iletimi sağlanır. Bu yüzden iletim hızlıdır. Soğutma kulelerinde soğuk havanın içine sıcak suyun püskürtülerek soğuması bu sisteme örnektir.

2.6.2. Dolaylı temaslı

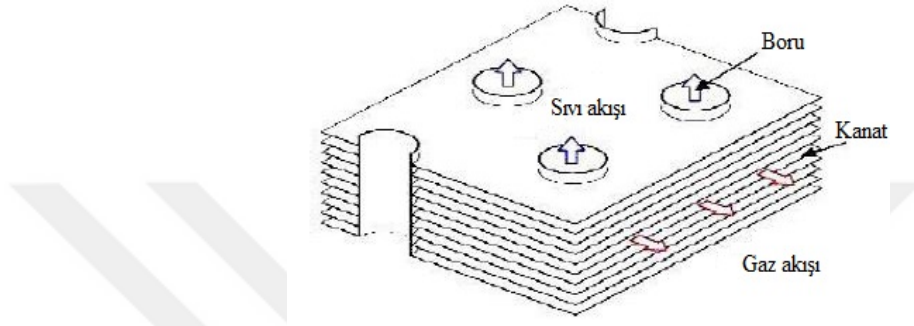
Bu sistemlerde farklı veya aynı fiziksel durumdaki akışkanlar direkt birbiri ile temas etmez. Akışkanları ayıran bir cidar veya duvar bulunur. Isı transferi bu cidar boyunca gerçekleşir. Akışkanlar birbiri içerisinde karışmazlar. Bu tez çalışmasında dolaylı temaslı tipi ele alınacaktır.

3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

3.1. Geometri

Bu çalışmada, düz kanat borulu ısı değıştiricisi modeli ele alınacaktır.

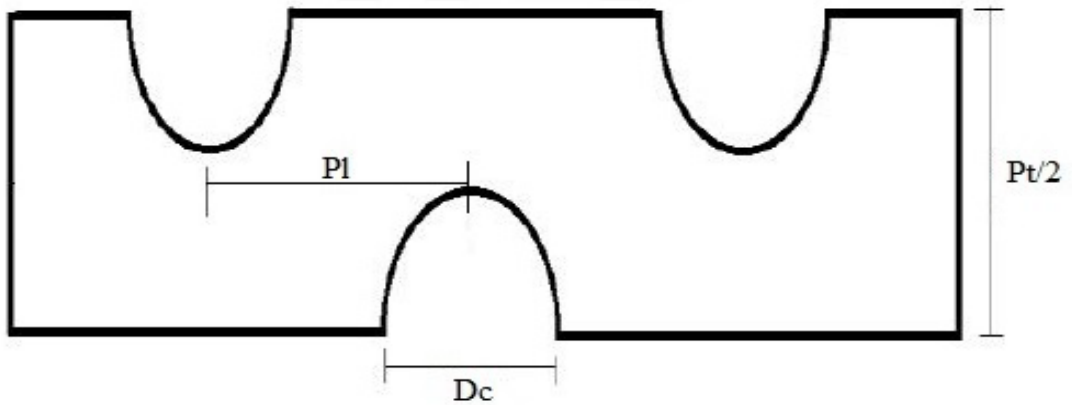
Şekil 3.1’de tez çalışmasında kullanılacak olan ısı değıştiricisinin katı modeli gösterilmektedir [13].



Şekil 3.1 Modellenen Kanatlı Borulu Isı Değıştiricisi

Sistemde alüminyum borular içerisinden su, boru ve alüminyum kanatçıklar etrafından da hava akışı olmaktadır.

Şekil 3.2’de ilgili ısı değıştiricisinin geometrik kanat ölçüleri belirtilmektedir [13].

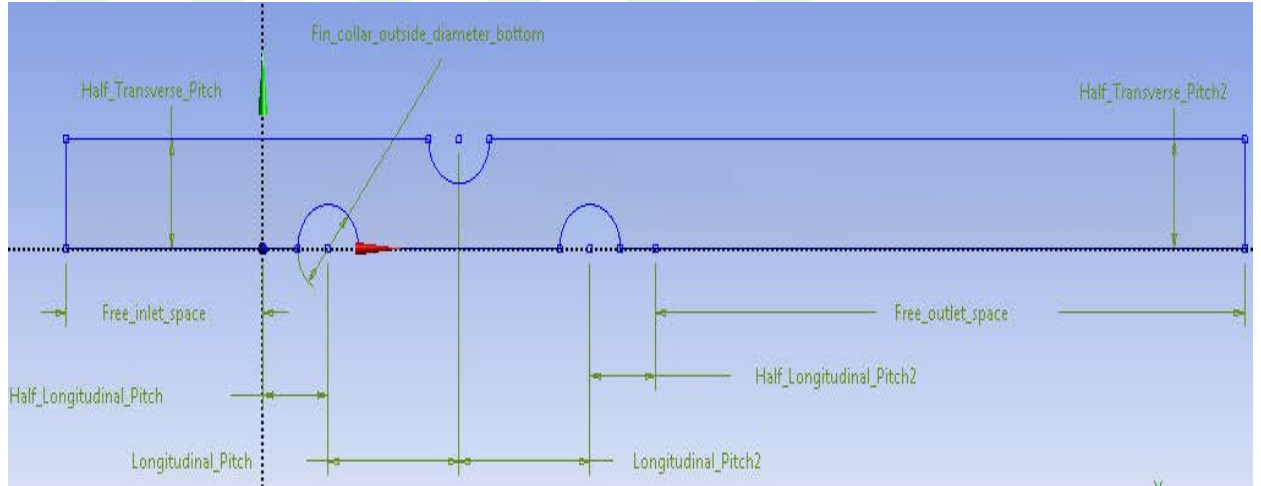


Şekil 3.2 Kanat Geometrisi

Referans geometrik ölçüler;

- Boru çapı $D_c = 10,23$ mm
- Boru merkezleri arası yatay mesafe $P_1 = 22$ mm (Toplam kanat boyu 66 mm)
- Boru merkezleri arası dik mesafe $P_t/2 = 12,7$ mm
- Kanatlar arası mesafe $F_p = 2,24$ mm
- Kanat cidar kalınlığı $\Delta_k = 0,130$ mm
- Boru cidar kalınlığı $\Delta_b = 0,336$ mm [13].

Şekil 3.3'te kanat geometrisinin parametrelere bağlantısı gösterilmektedir. GİRİŞ (inlet) kısmı kanat boyunun yarısı, ÇIKIŞ (outlet) kısmı ise kanat boyunun 3/2'si olarak alındı.



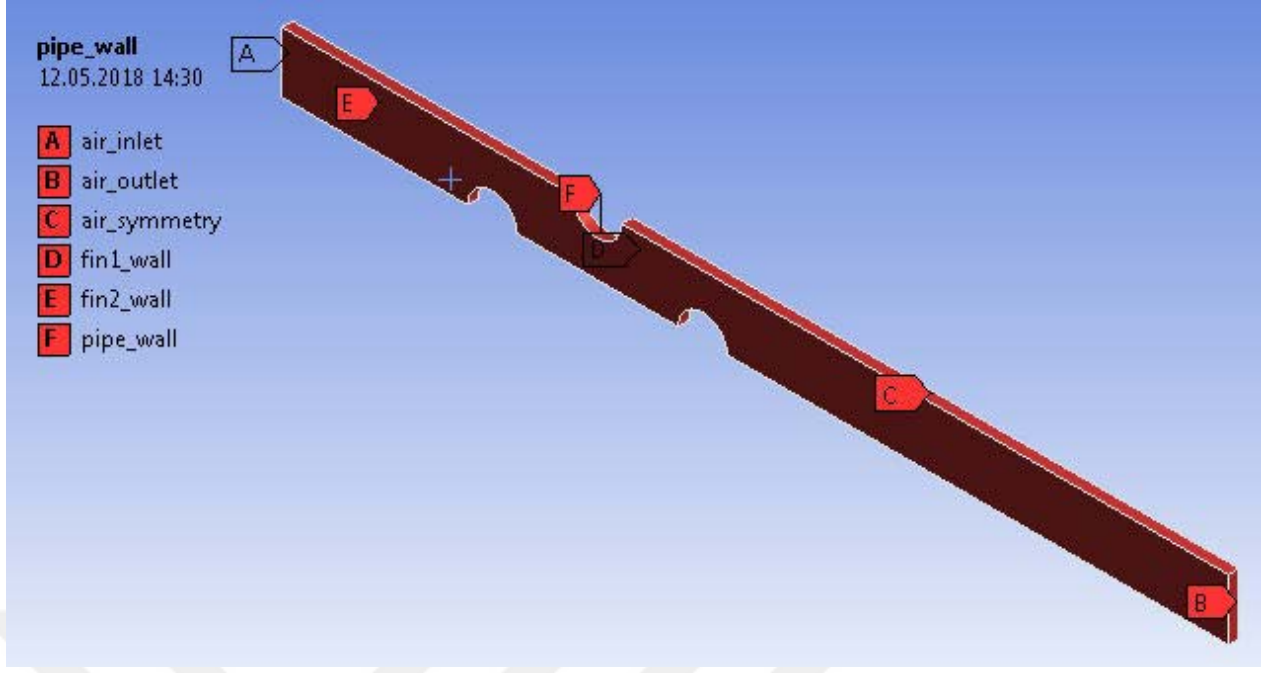
Şekil 3.3 HAD Kanat Geometrisi

Bütün parametreler çeşitli toleranslarda değiştirilerek en iyi tasarım bulunmaya çalışılmıştır.

3.2. Sınır Şartları

Oluşturulan sınır bölgeleri kanat geometrisi üzerinde tanımlanmış olup geometri üzerindeki sınır şartları, yapılan bütün analizlerde aynı kullanılmıştır.

Şekil 3.4'te geometri üzerindeki gerekli olan sınır şartları oluşturulmuş olup bunların hangi yüzeylere ait olduğu gösterilmektedir.

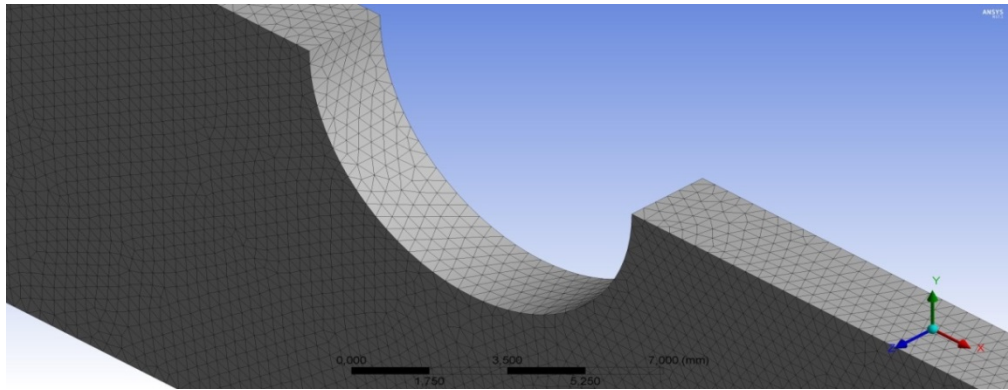


Şekil 3.4 Sınır Bölgeleri

3.3. Ağ Yapısı

Ağ yapısı tipi olarak; 4 Node Linear (Tetrahedron) ve 6 Node Linear Wedge (Prisma) kullanıldı. Bu şekilde ağ yapısının uygunluğu ve yeterli element sayısı sağlanmıştır.

Şekil 3.5'te oluşturulmuş ağ yapısı modeli gösterilmektedir. Kanatçıklar arası ve boru yüzeyi ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 3.5 Ağ Yapısı Modeli

Tablo 3.1’de ağ yapısının genel ayarları gösterilmektedir. CFD ve Fluent tabanlı olarak ağ oluşturulmuştur.

Tablo 3.1 Ağ Yapısı Genel Ayarı

Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Export Formant	Standart
Shape Checking	CFD
Element Midside Nodes	Dropped

Tablo 3.2’de element büyüklüğü genel ayarları gösterilmektedir. Katı modelde eğriler mevcut olduğu için eğim tabanlı seçim yapılmıştır. Element büyüklüğü 0,4 mm olarak seçilmiştir.

Tablo 3.2 Sizing Genel Ayarı

Sizing	
Size Function	Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Max Dual Layers in Thin Region	No

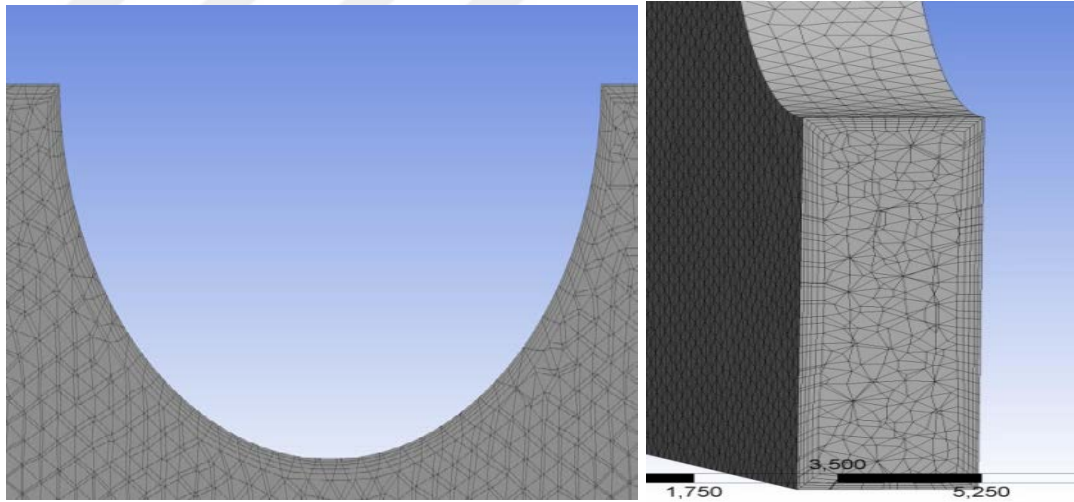
Tablo 3.3’de inflation genel ayarları gösterilmektedir. 5 katman tabakası ile oluşturulan inflationda yumuşak geçiş metodu kullanılmıştır. Inflation Total Thickness kullanılarak katı model üzerinden 10 adet yüzey seçilerek oluşturulmuştur.

Tablo 3.3 Inflation Genel Ayarı

Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Inflation Alogoratihm	Pre
View Advanced Options	Yes
Collision Avoidance	Layer Compression
Fix First Layer	No
Growth Rate Type	Geometric
Use Post Smoothing	Yes

Ağ yapısı metodu olarak Patch Conforming kullanıldı. Inflation ve Body Sizing ile birleştirildi.

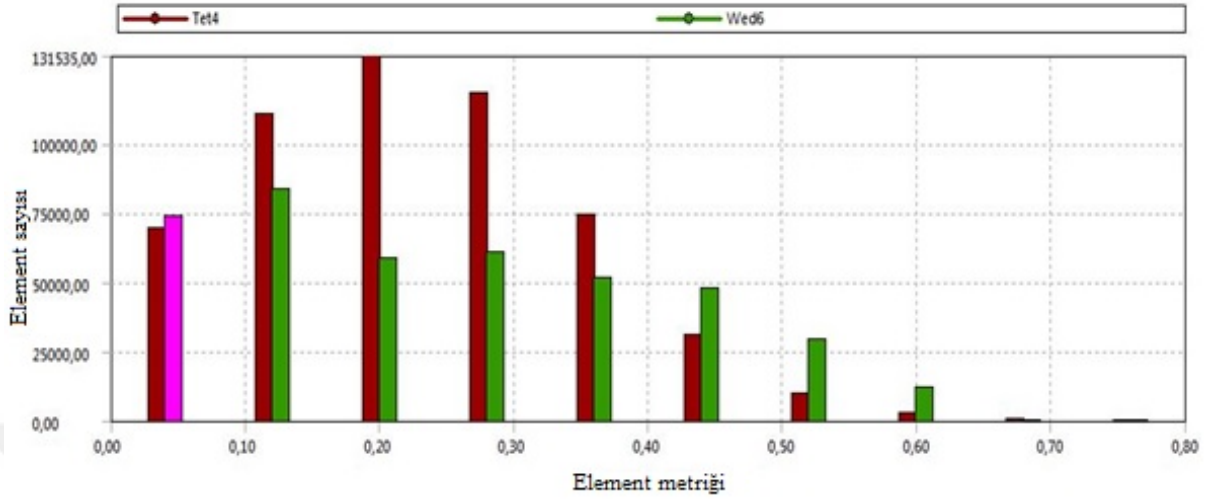
Şekil 3.6'da kanat geometrisinin element büyüklüğü ve inflation ağ yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.6 Element büyüklüğü - Inflation Modeli

Oluşturulan ağ modeli sonucu, 320867 node, 963068 element oluşturuldu. En yüksek skewness oranı 0,79 değerindedir. Grafikte ise skewness dağılımı oranının en çok 0,3 değerinde olduğu görülmektedir.

Şekil 3.7’de oluşturulmuş olan ağ yapısına ait skewness dağılımı grafiksel olarak belirtilmektedir.



Şekil 3.7 Ağ Yapısı İstatistik Verileri

3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

3.4.1. Genel

HAD programında çözücü; basınç tabanlı, doğrusal hareket ve kararlı durum olarak ayarlanmıştır.

3.4.2. Model

Enerji denklemleri aktif olup akış tipi LAMINAR akış durumu seçilmiştir. Viskoz ısınma ve düşük basınç sınır bölgeleri kayması olmadığı varsayımı yapılmıştır.

3.4.3. Materyaller

Boruların ve kanatçıkların etrafından akan akışkan olarak sıkıştırılmaz hava; boru ve kanatçık katı malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Tablo 3.4’de hava ve alüminyum madde özellikleri belirtilmektedir.

Tablo 3.4 Hava - Alüminyum Özellikleri

Hava	Alüminyum
$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$
$C_p = 1225 \text{ j/kg.K}$	$C_p = 871 \text{ j/kg.K}$
$\mu = 1.7894e-05 \text{ kg/m.s}$	$k = 202.5 \text{ W/m.K}$
$k \approx 0.2419 \text{ W/m.K}$	

3.4.4. Sınır Şartları Parametreleri

Hava giriş bölgesi (A) : Havanın giriş akışı; seçili bölgeye dik, doğrusal olarak seçildi.

$$V_{h,g} = 0.3 \text{ m/s}$$

$$P_{h,g} = 0 \text{ Pa (göstege basıncı)}$$

$$T_{h,g} = 278 \text{ K}$$

Hava çıkış bölgesi (B) : Havanın geri akışı; seçili bölgeye dik, doğrusal olarak seçildi.

$$P_{h,\ç} = 0 \text{ Pa (göstege basıncı)}$$

$$T_{h,\ç} = 300 \text{ K}$$

Simetri bölgesi (C)

Kanat 1 bölgesi (D) : Kanat 1; sabit, sürtünmesiz yüzeyli olarak ayarlandı.

$$T_{k1} = 333 \text{ K}$$

$$\Delta_k = 0.13 \text{ mm}$$

$$q_{k1} = 0 \text{ W/m}^3$$

Kanat 2 bölgesi (E) : Kanat 2; sabit, sürtünmesiz yüzeyli olarak ayarlandı.

$$T_{k2} = 333 \text{ K}$$

$$\Delta_k = 0.13 \text{ mm}$$

$$q_{k2} = 0 \text{ W/m}^3$$

Boru bölgesi (F) : Borular; sabit, sürtünmesiz yüzeyli olarak ayarlandı.

$$T_b = 333 \text{ K}$$

$$\Delta_b = 0.336 \text{ mm}$$

$$q_b = 0 \text{ W/m}^3$$

3.4.5. Çözüm Metotları

Basınç-hız çifti için SIMPLE düzen olarak seçildi. Bası., momentum ve enerji denklemleri için çözüm metotları SECOND ORDER olarak seçildi. 3 boyutlu model için küle, momentum ve enerji denklemleri aşağıda sırası ile gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla[\mu(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T)] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla(\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla(k \nabla T) \quad (3)$$

3.4.6. Çözüm Kontrolleri

Çözümleme için referans parametre değerleri program tarafından otomatik seçilmiş olup herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

3.4.7. Çözüm Başlatma

Başlatma metodu olarak STANDART metot seçildi. Bütün alanlarda hesaplama yapılacak şekilde hücreye bağlı olacak şekilde referans seçimi yapıldı.

- Gösterge basıncı = 0.3281 Pa
- X hızı = 0.301 m/s
- Y ve Z hızı = 0 m/s
- Sıcaklık = 321.77 K [13].

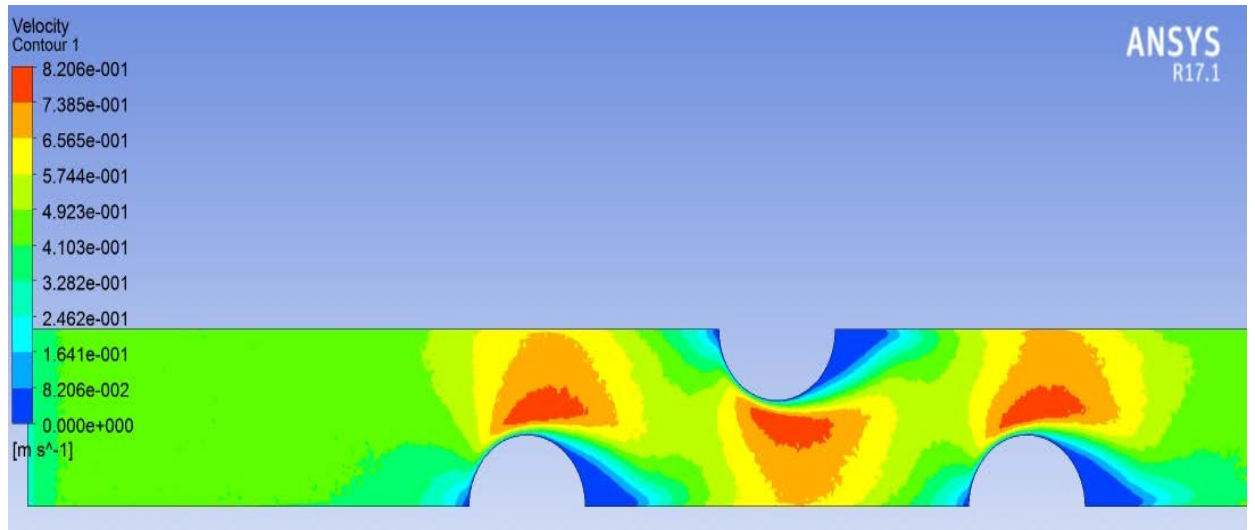
Initialize yaptıktan sonra 200 iterasyon sayısı seçilerek analizler yapılmıştır. Yakınsama bütün analizlerde sağlanmıştır.

Tablo 3.5’de Subodh Bahirat ve P. V. Joshi [13] çalışması ile yapılan doğrulama çalışması analiz sonuçları yer almaktadır. Nusselt sayısının %1,5’luk sapma ile yakınsadığı görülmüştür. Buna bağlı olarak ısı taşınım kat sayısı ve ısı transferi miktarının da aynı oranda yakınsadığı gözlemlenmiştir.

Tablo 3.5 Doğrulama Çalışması Sonuçları

ÇALIŞMALAR	TASARIM ÖLÇÜLERİ	NUSSELT SAYISI "standard deviation"	ISI TAŞINIM KATSAYISI W/m ² .K	ISI TRANSFERİ MİKTARI W	HAVA HIZI m/s	MAKS. HAVA HIZI m/s
Subodh Bahirat P. V. Joshi	D _c = 10,23 mm P ₁ = 22 mm P ₁ /2 = 12,7 mm	101,000000	238,865000	9,58517472	0,7100	-
Doğrulama Çalışması	F _p = 2,24 mm Δ _k = 0,130 mm Δ _b = 0,336 mm	102,649790	242,766753	9,74174428	0,7385	0,8206

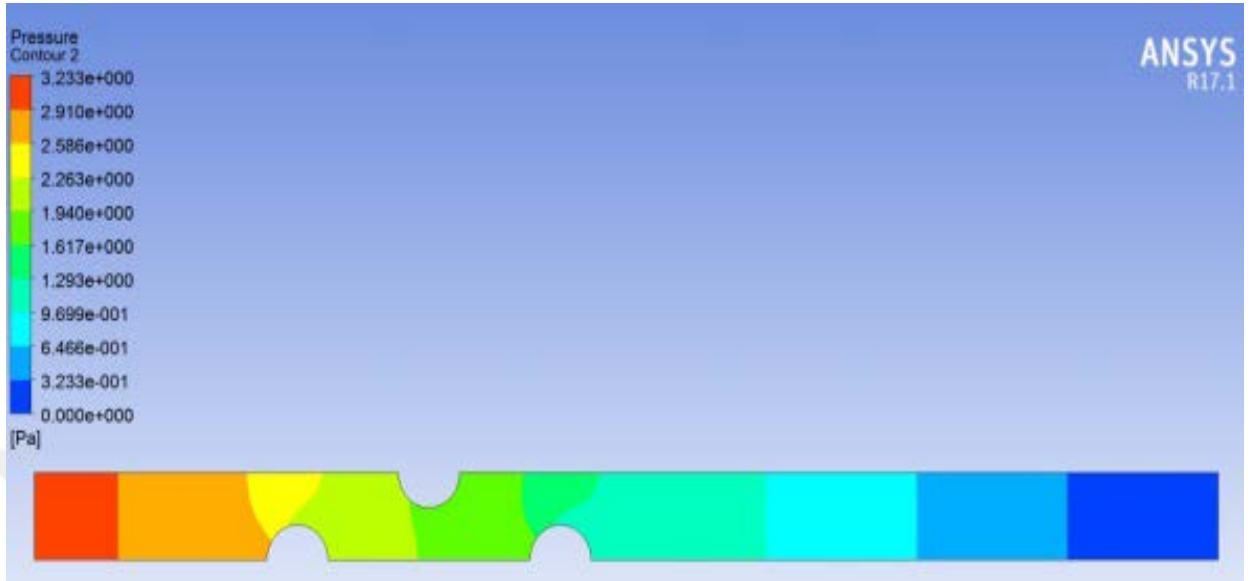
Şekil 3.8’de doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan hava hızı dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralmasından dolayı 0,8206 m/s maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Ortalama değeri ise 0,7385 m/s olarak bulunmuştur.



Şekil 3.8 Doğrulama Çalışması HAD Hız Dağılımı

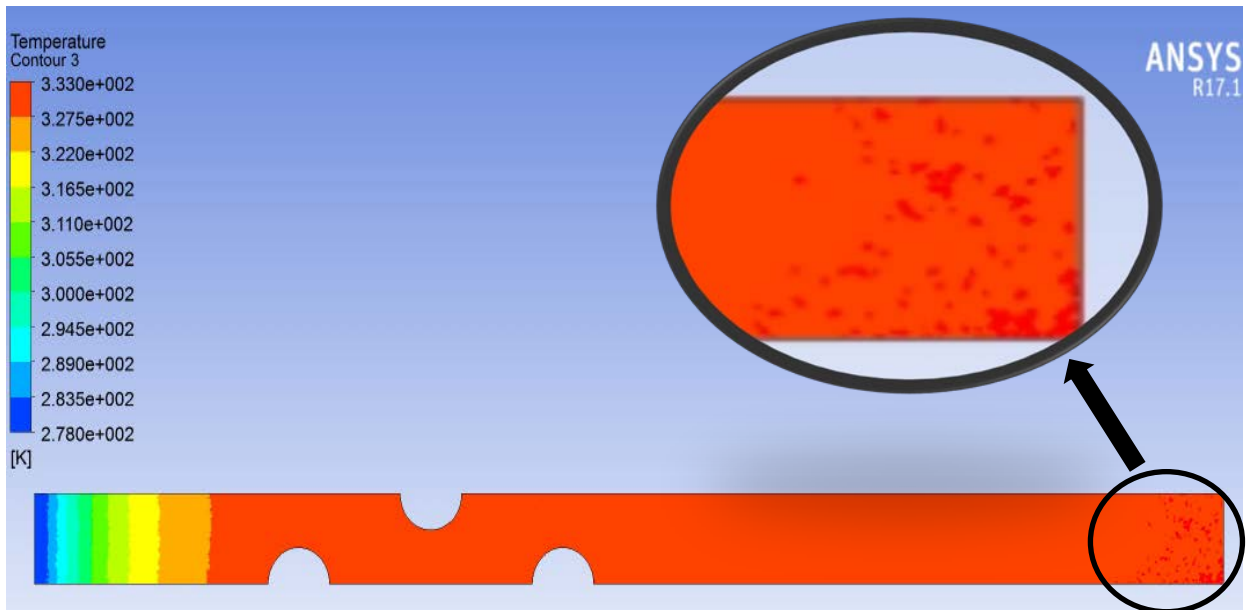
Şekil 3.9’da doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan basınç düşüşü dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında

kesit alanı daralması ile artmasından dolayı kanat sonuna doğru basıncın azalış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 3.9 Doğrulama Çalışması HAD Basıncı Dağılımı

Şekil 3.10'da doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Hava sıcaklığının boru demetlerin yaklaşması ile rejim değerine geldiği görülmektedir. Kanat sonuna doğru en yüksek değerine ulaşmaktadır.



Şekil 3.10 Doğrulama Çalışması HAD Sıcaklık Dağılımı

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Optimizasyon çalışmasında; boru çapı, boru merkezleri arası yatay ve dik mesafe, kanatlar arası mesafe, kanat ve boru cidar kalınlığı değerleri değiştirilerek bunların Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı, ısı transfer miktarı ile kanatlar arasından geçen hava hızı, sıcaklık değişimi ve basınç düşüşü üzerine etkileri incelenmiştir.

4.1. Boru Çapı Değişimi

Boru çapı (D_c) değeri, doğrulama çalışmasında 10,23 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak çap değeri, $\pm 2,5$ mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

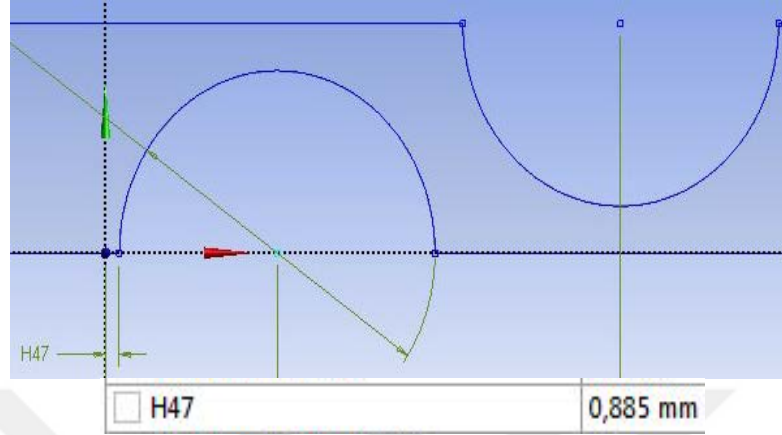
Tablo 4.1’de boru çapındaki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında azalma oluştururken çaptaki artış, bu parametrelerde de artış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, çapla doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.1’de “Tasarım 5” çalışmasındaki çap değeri, tasarımsal limite ulaşıldığı için son artış değeri olarak kabul edilmiştir.

Tablo 4.1 D_c Değişim Tablosu

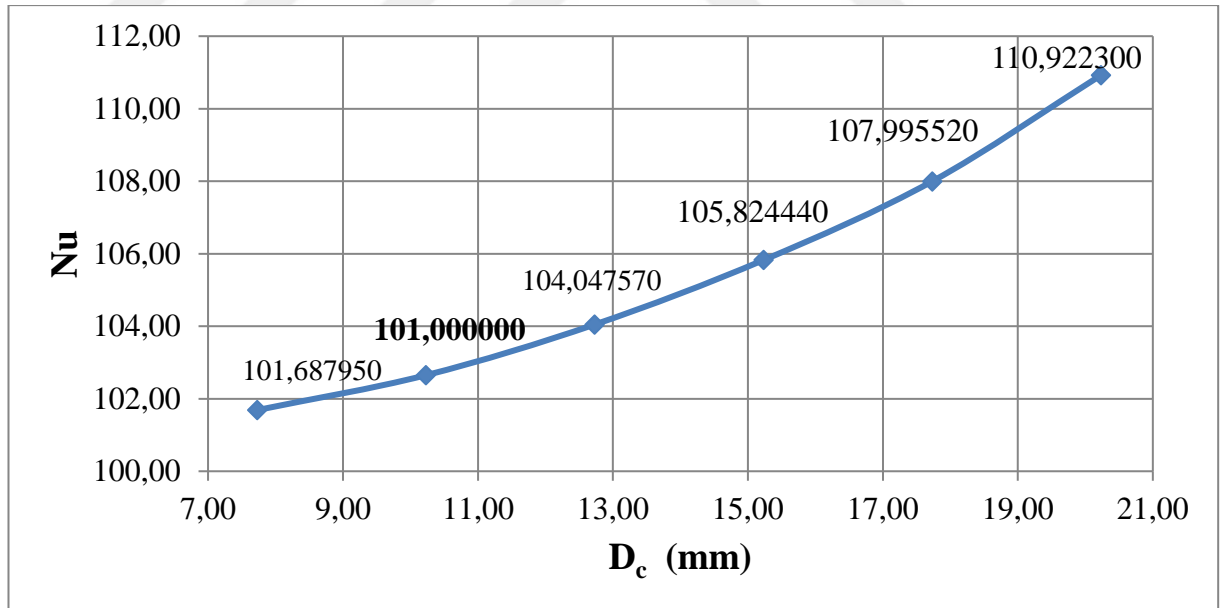
ÇALIŞMALAR	D_c (mm)	NUSSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAŞINIM KATSAYISI (W/m ² .K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 1	7,730	101,687950	240,492002	9,65046305	0,65060	0,72280
Doğrulama çalışması	10,230	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 2	12,730	104,047570	246,072503	9,87439740	0,85880	0,95420
Tasarım 3	15,230	105,824440	250,274801	10,04302720	1,04400	1,16000
Tasarım 4	17,730	107,995520	255,409405	10,24906860	1,41400	1,57200
Tasarım 5	20,230	110,922300	262,331240	10,52682798	1,99000	2,21100

Şekil 4.1’de “H47” değeri, çap arttıkça azalmaktadır. Tasarım 5 çalışmasında bu parametre minimum değere ulaştığı görülmektedir. Çap, belirlenen tolerans kadar bir kez daha artarsa kanat başlangıcının boru çapı ile başlayacağı durumu oluşturur.



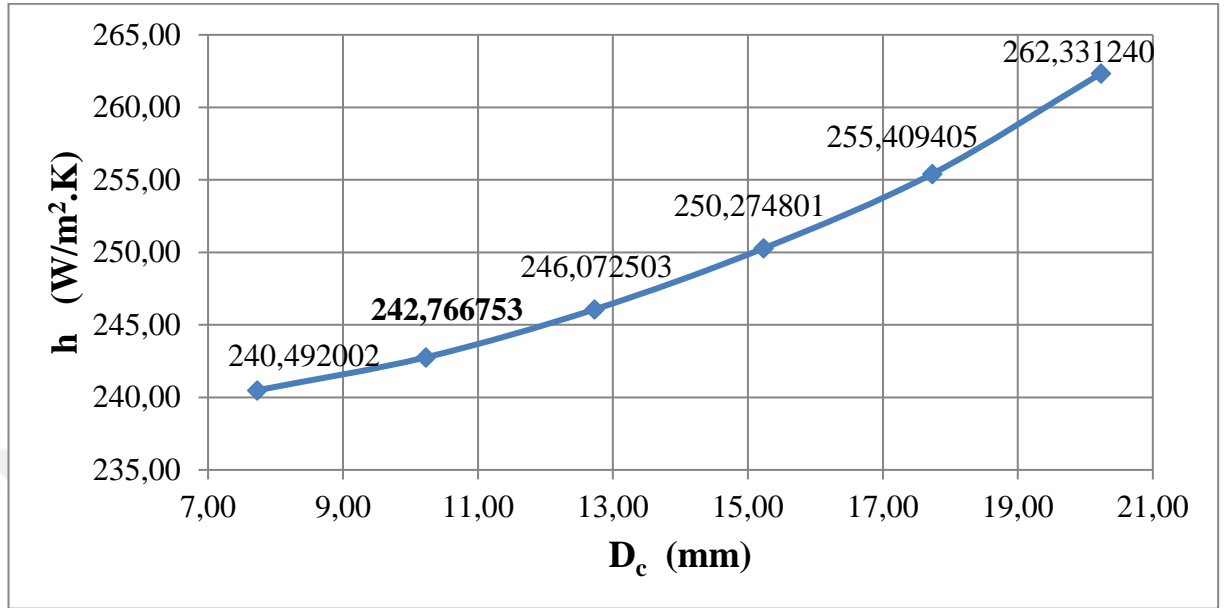
Şekil 4.1 D_c Tasarımsal Limit

Şekil 4.2’de boru çapındaki (D_c) artışın Nusselt sayısını (Nu) arttırdığı, azalışında Nusselt sayısını azalttığı gözlemlenmiştir.



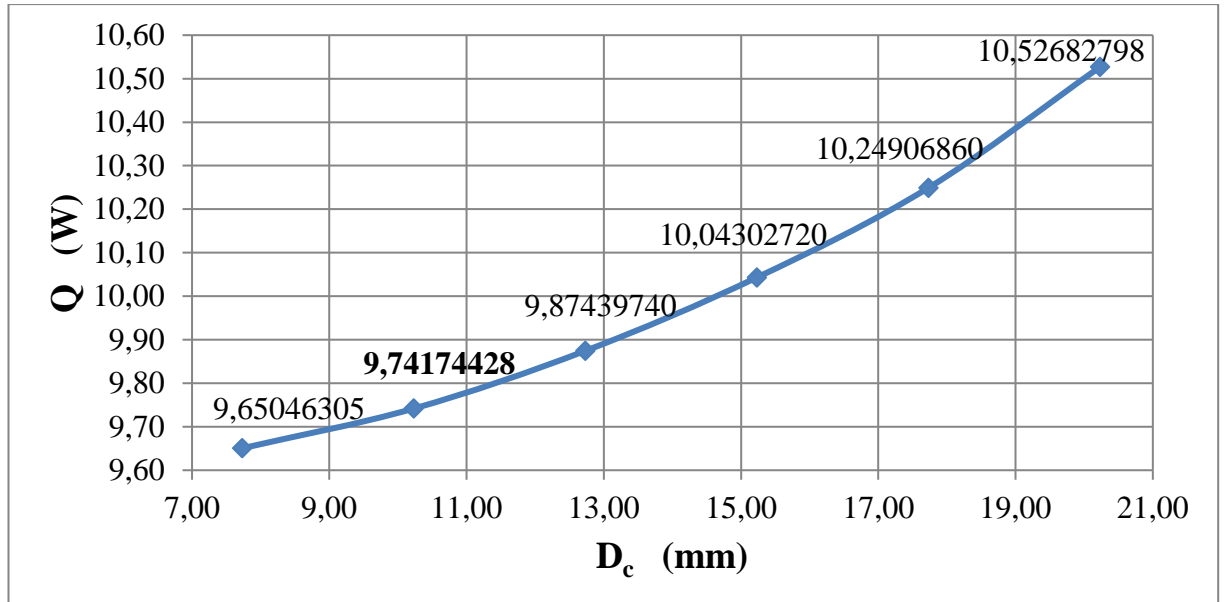
Şekil 4.2 D_c – Nu Değişimi

Şekil 4.3'de boru çapındaki (D_c) artışın ısı taşınım (h) değerini arttırdığı, azalışında taşınımı azalttığı gözlemlenmiştir.



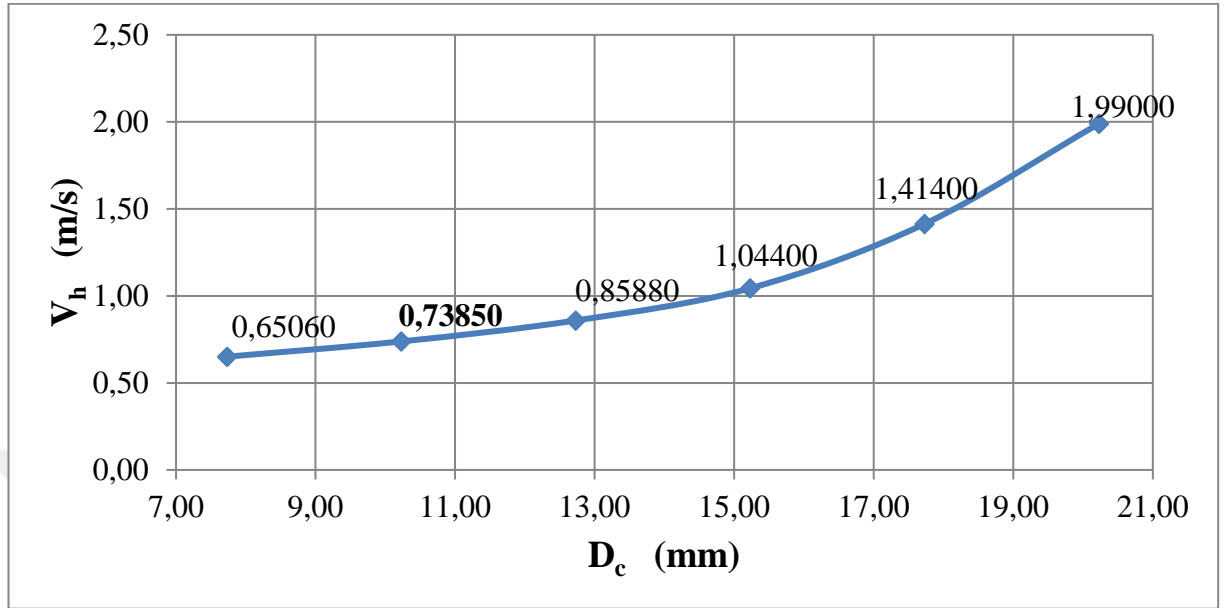
Şekil 4.3 D_c – h Değişimi

Şekil 4.4'de boru çapındaki (D_c) artışın ısı transfer miktarını (Q) arttırdığı, azalışında hızı azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.4 D_c – Q değişimi

Şekil 4.5’de boru çapındaki (D_c) artışın kanatlar arası hava hızı (V_h) değerini arttırdığı, azalışında hızı azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.5 $D_c - V_h$ değişimi

4.2. Boru Merkezleri Arası Yatay Mesafe Değişimi

Boru merkezleri arası yatay mesafe (P_1) değeri, doğrulama çalışmasında 22,00 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak yatay mesafe değeri, ± 5 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

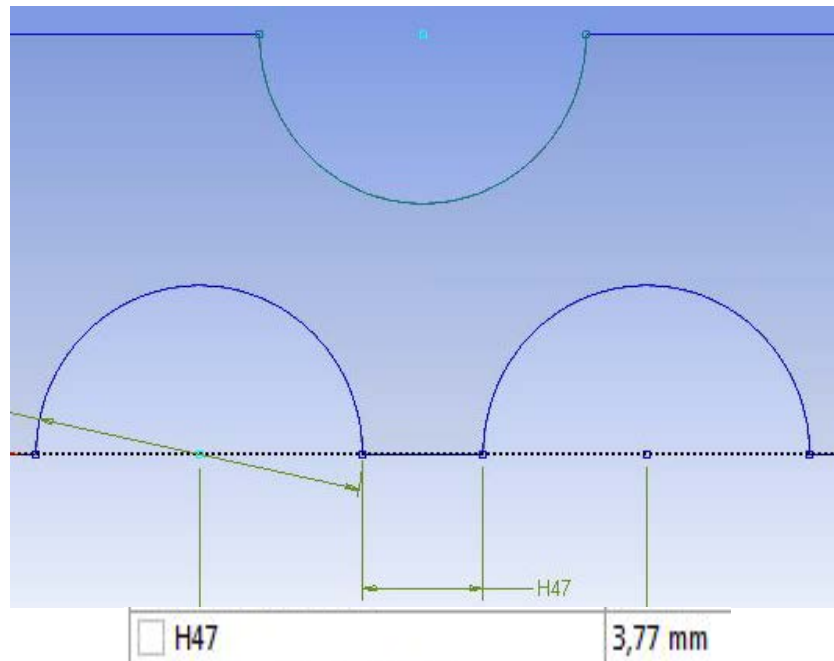
Tablo 4.2’de boru merkezleri arası yatay mesafedeki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki artış, bu parametrelerde azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.2’de “Tasarım 9” çalışmasındaki mesafe değeri, tasarımsal limite ulaşıldığı için son azalış değeri olarak kabul edilmiştir.

Tablo 4.2 P₁ değişimi tablosu

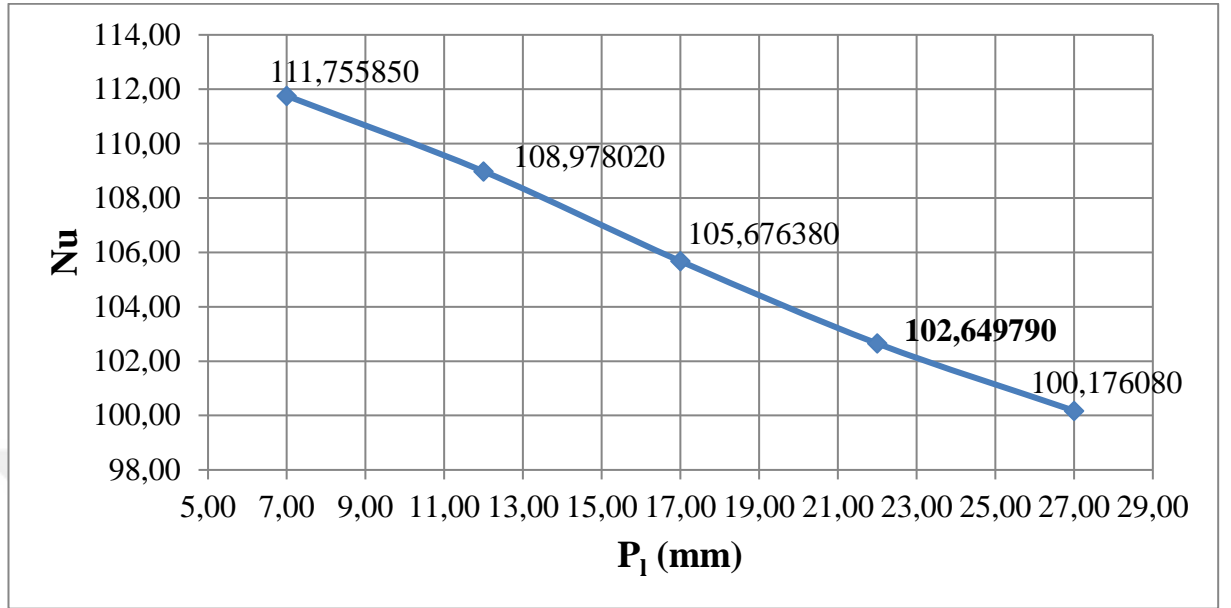
ÇALIşMALAR	P ₁ (mm)	NUSSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAşINIM KATSAYISI (W/m ² .K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 9	7,000	111,755850	264,302585	10,60593414	1,44800	1,60900
Tasarım 8	12,000	108,978020	257,733017	10,34231052	0,92800	1,03100
Tasarım 7	17,000	105,676380	249,924639	10,02897590	0,76890	0,85440
Doğrulama çalışması	22,000	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 6	27,000	100,176080	236,916429	9,50698247	0,73520	0,81680

şekil 4.6’de “H47” değeri, mesafe azaldıkça azalmaktadır. Tasarım 9 çalışmasında bu parametre minimum değere ulaştığı görülmektedir. Mesafe, belirlenen tolerans kadar bir kez daha azalırđa boru çaplarının birbirleri üzerine geçeceği durumu oluşur.



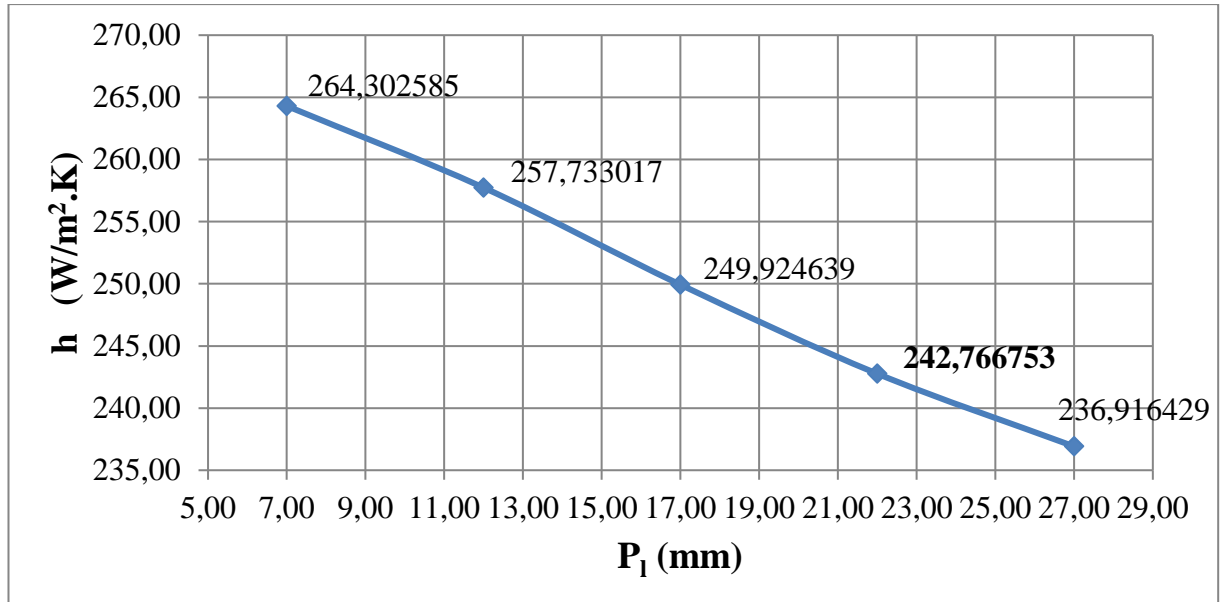
şekil 4.6 P₁ Tasarımsal Limit

Şekil 4.7’de borular arası yatay mesafesindeki (P_1) azalışın Nusselt sayısını (Nu) arttırdığı, artışında Nusselt sayısını azalttığı gözlemlenmiştir.



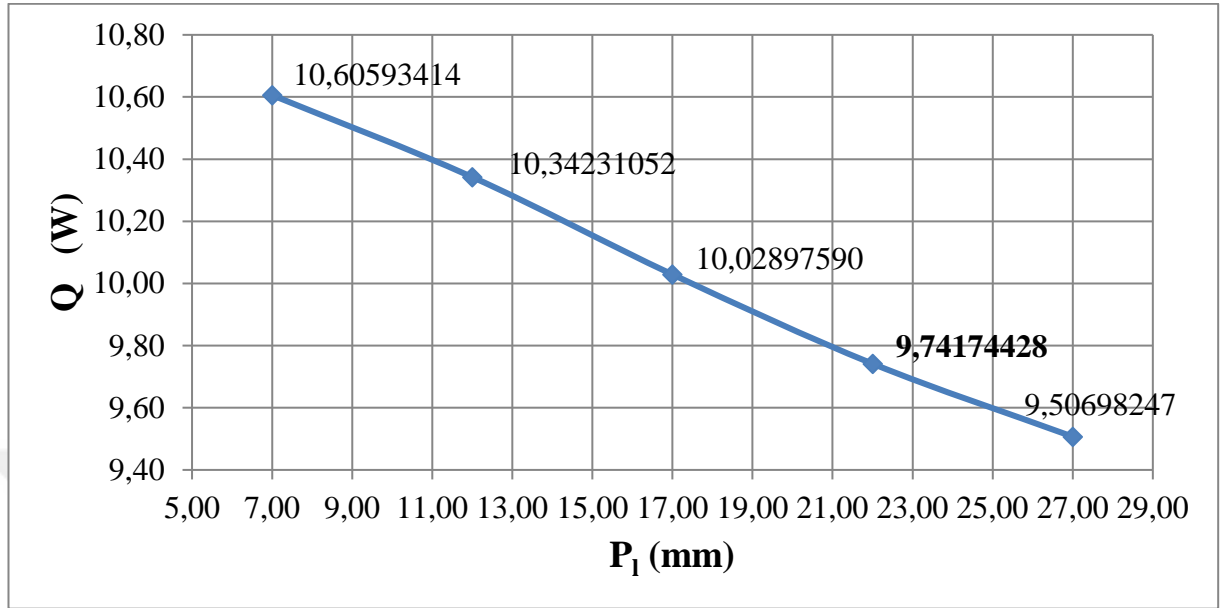
Şekil 4.7 P_1 – Nu Değişimi

Şekil 4.8’de borular arası yatay mesafesindeki (P_1) azalışın ısı taşınım (h) değerini arttırdığı, artışında taşınımı azalttığı gözlemlenmiştir.



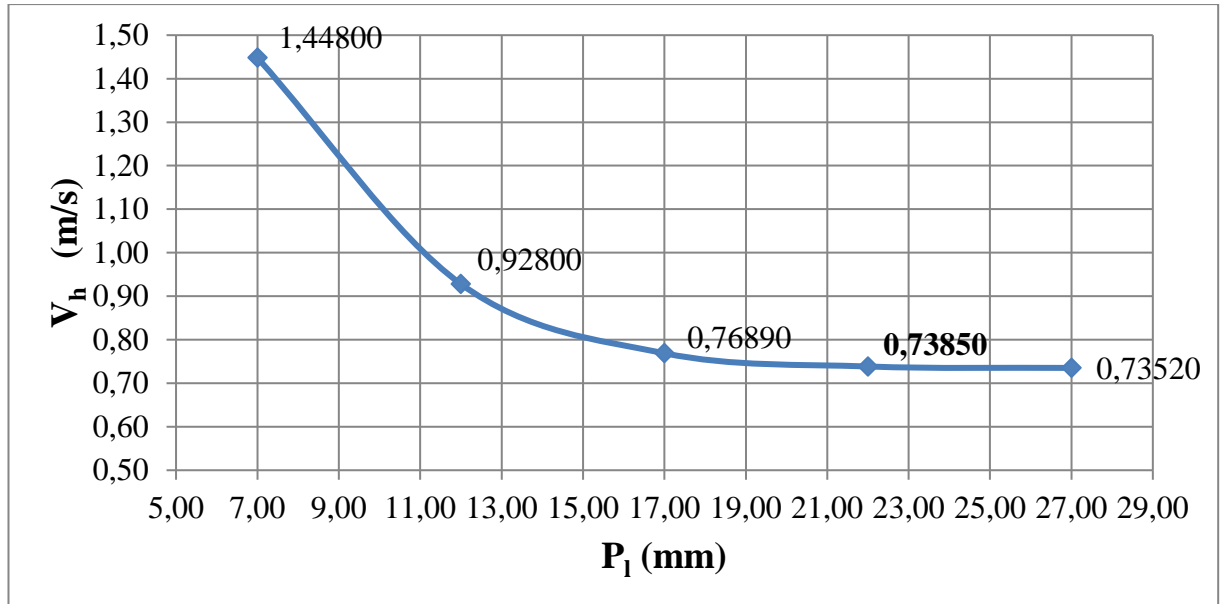
Şekil 4.8 P_1 – h Değişimi

Şekil 4.9’da borular arası yatay mesafesindeki (P_1) azalışın ısı transfer miktarını (Q) arttırdığı, artışında hızı azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.9 $P_1 - Q$ Değişimi

Şekil 4.10’da borular arası yatay mesafesindeki (P_1) azalışın kanatlar arası hava hızı (V_h) değerini arttırdığı, artışında hızı azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.10 $P_1 - V_h$ Değişimi

4.3. Boru Merkezleri Arası Dik Mesafe Değişimi

Boru merkezleri arası dik mesafe ($P_t/2$) değeri, doğrulama çalışmasında 12,70 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak dik mesafe değeri, ± 5 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

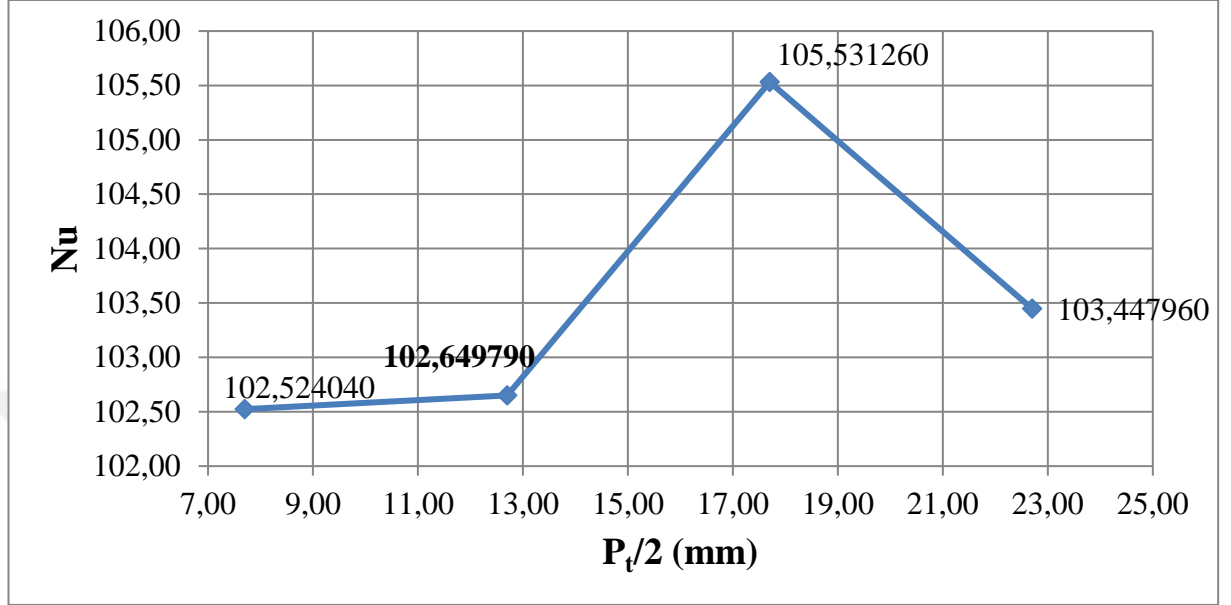
Tablo 4.3’de boru merkezleri arası dikey mesafedeki artma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki azalış, bu parametrelerde de azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.3’de “Tasarım 12” çalışmasında, dikey mesafedeki artış bir noktadan sonra Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transferi değerinde azalma oluşturduğu görülmektedir.

Tablo 4.3 $P_t/2$ Değişimi Tablosu

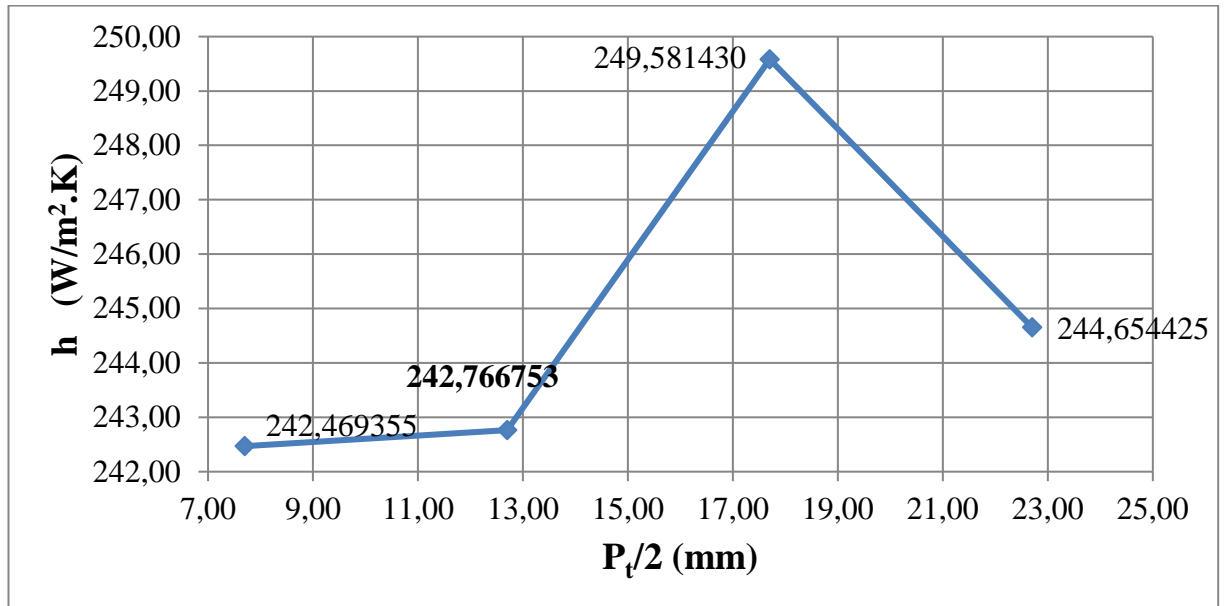
ÇALIŞMALAR	$P_t/2$ (mm)	NUSSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAŞINIM KATSAYISI (W/m².K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 10	7,700	102,524040	242,469355	9,72981026	1,21100	1,34600
Doğrulama çalışması	12,700	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 11	17,700	105,531260	249,581430	10,01520362	0,68540	0,76160
Tasarım 12	22,700	103,447960	244,654425	9,81749278	0,66900	0,74340

Şekil 4.11’de borular arası dikey mesafesindeki ($P_t/2$) artışın Nusselt sayısını (Nu) arttırdığı ve belli bir noktadan sonra azalttığı, azalışında Nusselt sayısını azalttığı gözlemlenmiştir.



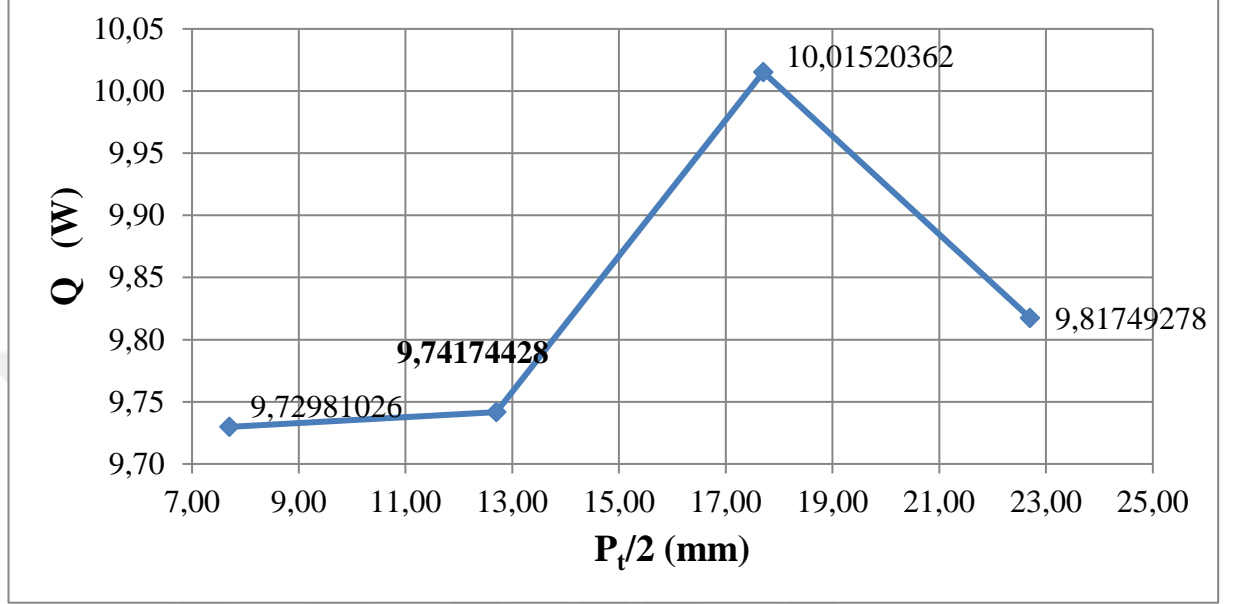
Şekil 4.11 $P_t/2$ – Nu Değişimi

Şekil 4.12’de borular arası dikey mesafesindeki ($P_t/2$) artışın ısı taşınım (h) değerini arttırdığı ve belli bir noktadan sonra azalttığı, azalışında taşınımı azalttığı gözlemlenmiştir.



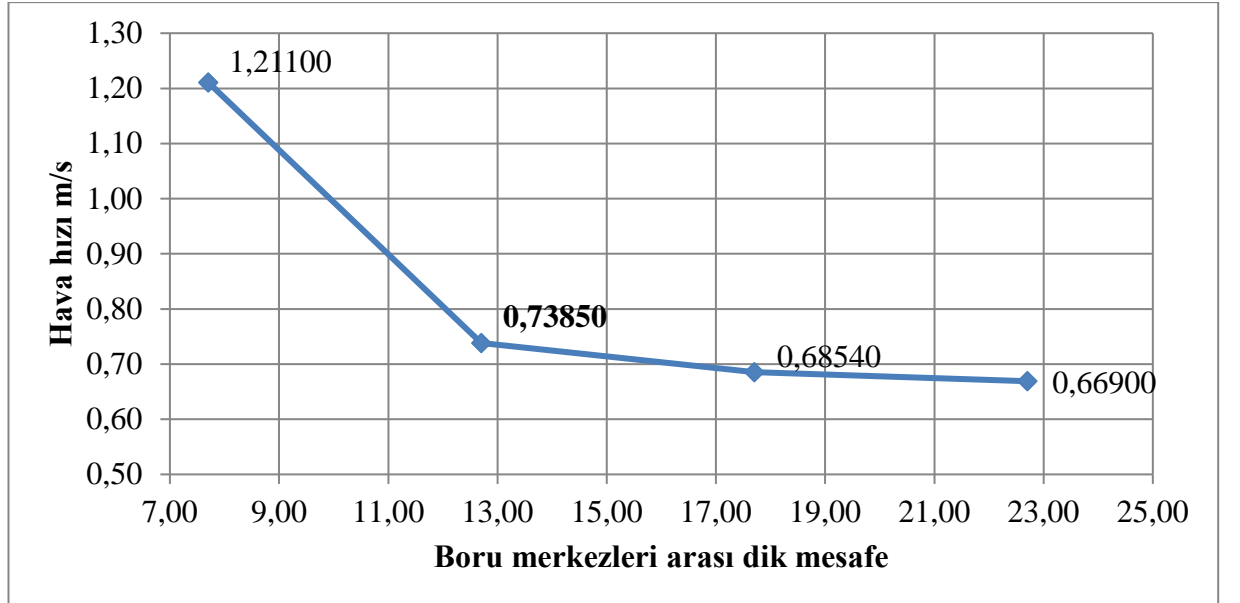
Şekil 4.12 $P_t/2$ – h Değişimi

Şekil 4.13’de borular arası dikey mesafesindeki ($P_i/2$) artışın ısı transfer miktarını (Q) arttırdığı ve belli bir noktadan sonra azalttığı, azalışında ısı transferini azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13 $P_i/2$ – Q Değişimi

Şekil 4.14’te borular arası dikey mesafesindeki ($P_i/2$) artışın kanatlar arası hava hızı (V_h) değerini azalttığı, azalışında hızı arttırdığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.14 $P_i/2$ – V_h Değişimi

4.4. Kanatlar Arası Mesafe Değişimi

Kanatlar arası mesafe (F_p) değeri, doğrulama çalışmasında 2,24 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak kanat mesafe değeri, $\pm 1,00$ mm ve yakınsama çalışmaları için $\pm 0,20$ mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

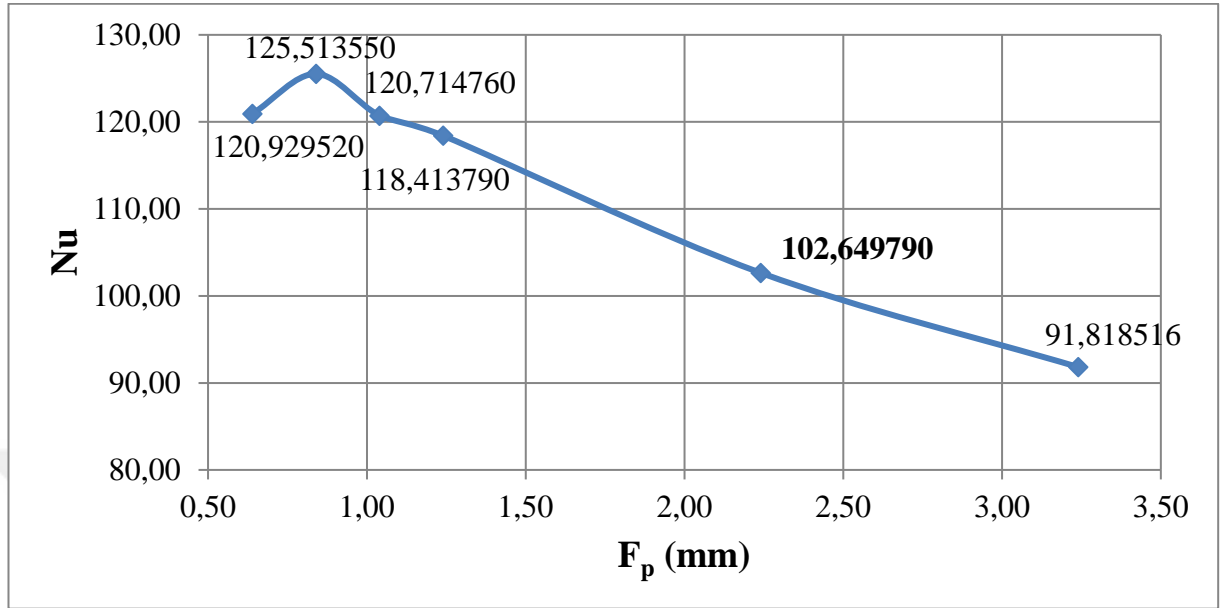
Tablo 4.4'te kanatlar arası mesafedeki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki artış, bu parametrelerde de azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.4'te "Tasarım 17" çalışmasında, kanatlar arası mesafedeki azalış bir noktadan sonra Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer hızı değerinde azalma oluşturduğu görülmektedir.

Tablo 4.4 F_p Değişimi Tablosu

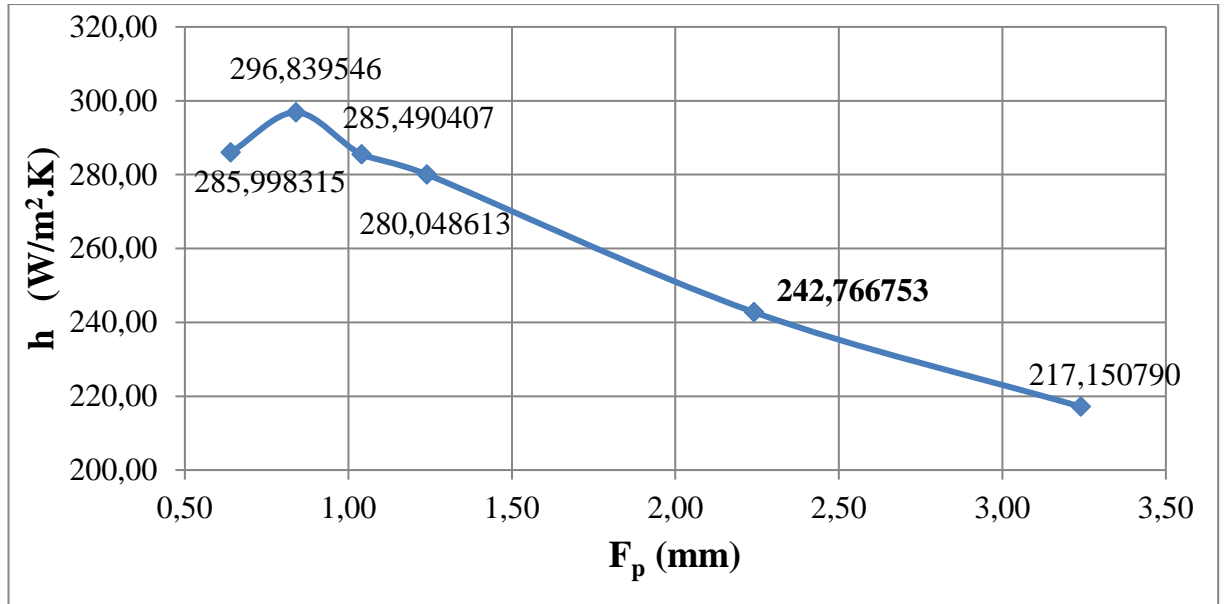
ÇALIŞMALAR	F_p (mm)	NUSELTT SAYISI (standard deviation)	ISI TAŞINIM KATSAYISI (W/m².K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 17	0,640	120,929520	285,998315	11,47654038	0,72910	0,81020
Tasarım 16	0,840	125,513550	296,839546	11,91157729	0,77160	0,85730
Tasarım 15	1,040	120,714760	285,490407	11,45615907	0,75080	0,83430
Tasarım 14	1,240	118,413790	280,048613	11,23779076	0,73860	0,82060
Doğrulama çalışması	2,240	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 13	3,240	91,818516	217,150790	8,71382691	0,71800	0,79770

Şekil 4.15'te kanatlar arası mesafedeki (F_p) azalışın Nusselt sayısını (Nu) arttırdığı, artışında Nusselt sayısını azalttığı gözlemlenmiştir.



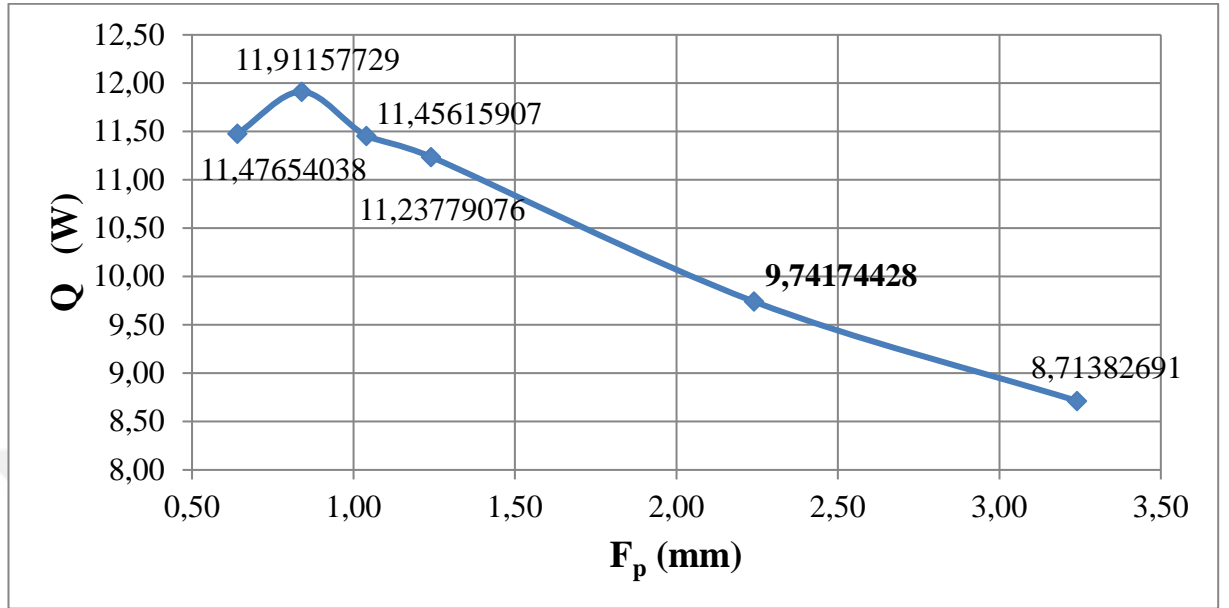
Şekil 4.15 F_p – Nu Değişimi

Şekil 4.16'da kanatlar arası mesafedeki (F_p) azalışın ısı taşınım (h) değerini arttırdığı, artışında taşınımı azalttığı gözlemlenmiştir.



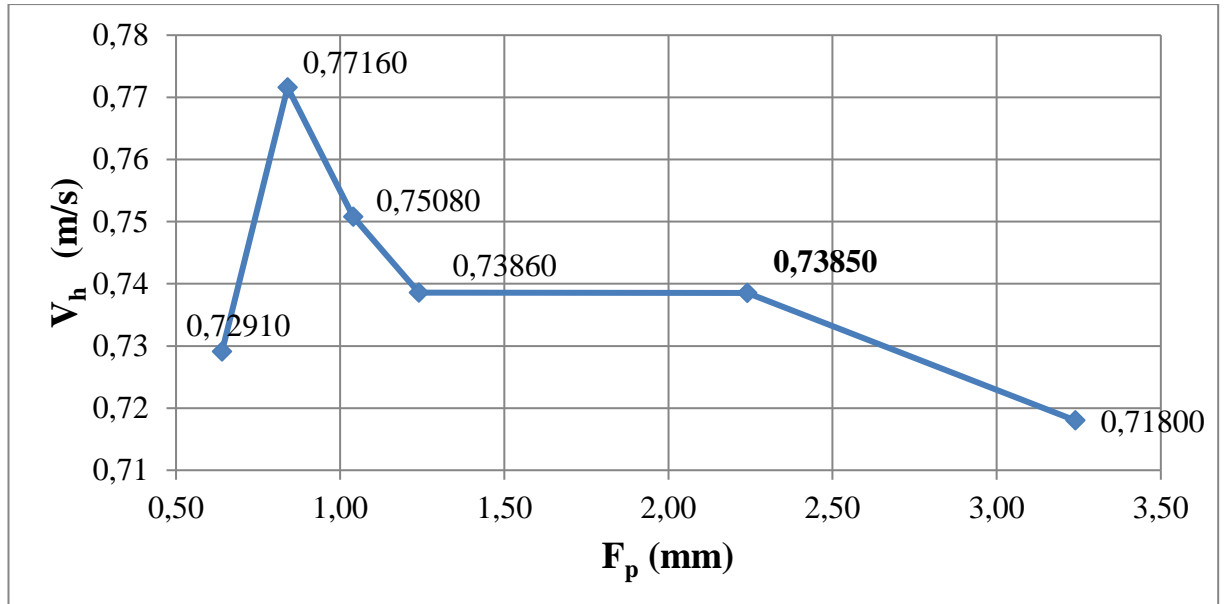
Şekil 4.16 F_p – h Değişimi

Şekil 4.17’de kanatlar arası mesafedeki (F_p) azalışın ısı transfer miktarını (Q) arttırdığı, artışında ısı transferini azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.17 $F_p - Q$ Değişimi

Şekil 4.18’de kanatlar arası mesafedeki (F_p) azalışın kanatlar arası hava hızı (V_h) değerini arttırdığı, artışında hızı azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.18 $F_p - V_h$ Değişimi

4.5. Kanat Cidar Kalınlığı Değişimi

Kanat cidar kalınlığı (Δ_k) değeri, doğrulama çalışmasında 0,13 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak kalınlık değeri, $\pm 0,10$ mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

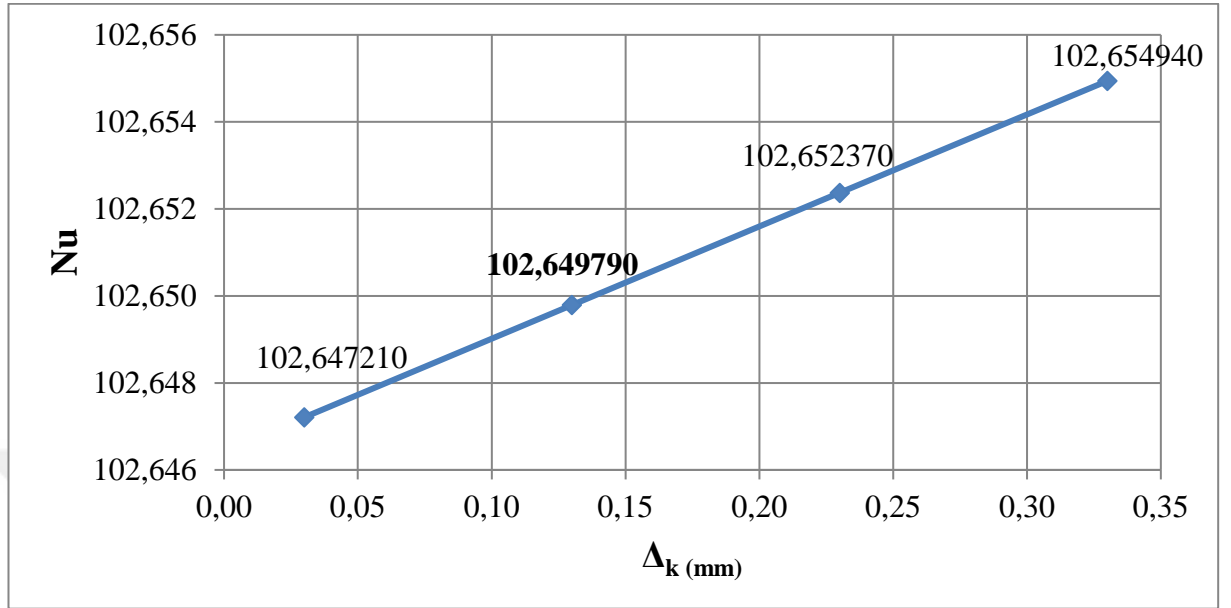
Tablo 4.5’de kanat cidar kalınlığındaki artma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken kalınlıktaki azalış, bu parametrelerde azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, kalınlıkla değişmediği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.5’de “Tasarım 20” alışmasında Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer hızı değerinde artış 0,002’lik değerde olduğu için artışın yakınsadığı kabulü yapılmıştır.

Tablo 4.5 Δ_k Değişimi Tablosu

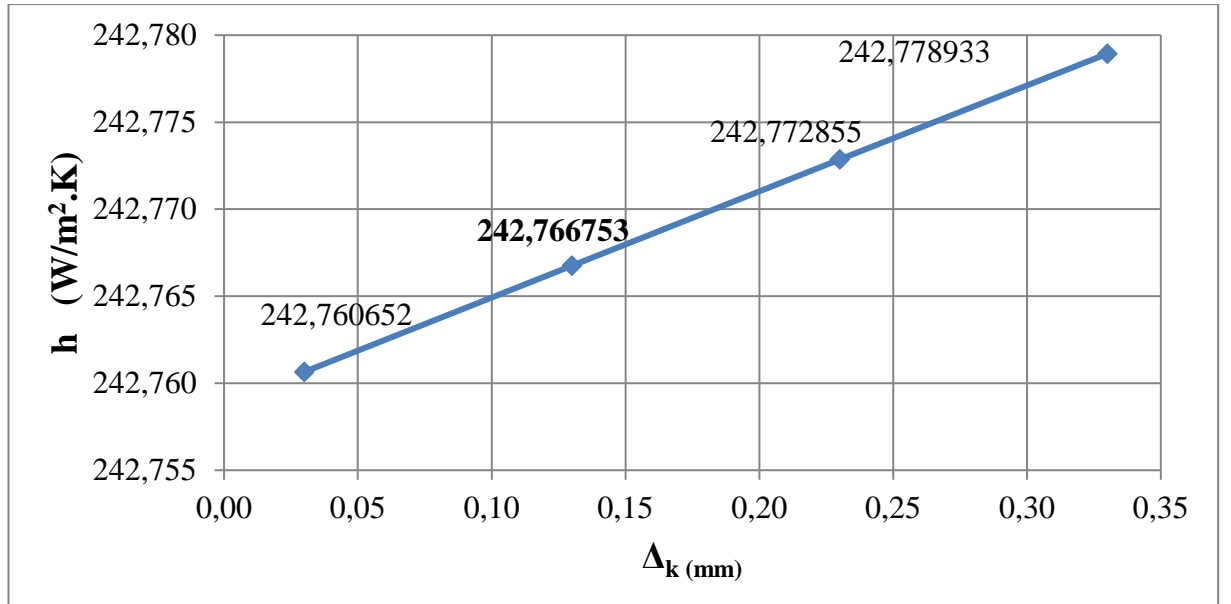
ALIşMALAR	Δ_k (mm)	NUSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAşINIM KATSAYISI (W/m².K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 18	0,030	102,647210	242,760652	9,74149943	0,73850	0,82060
Doğrulama alışması	0,130	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 19	0,230	102,652370	242,772855	9,74198913	0,73850	0,82060
Tasarım 20	0,330	102,654940	242,778933	9,74223303	0,73850	0,82060

Şekil 4.19'da kanat cidar kalınlığındaki (Δ_k) artışın Nusselt sayısını (Nu) arttırdığı, azalışında Nusselt sayısını azalttığı gözlemlenmiştir.



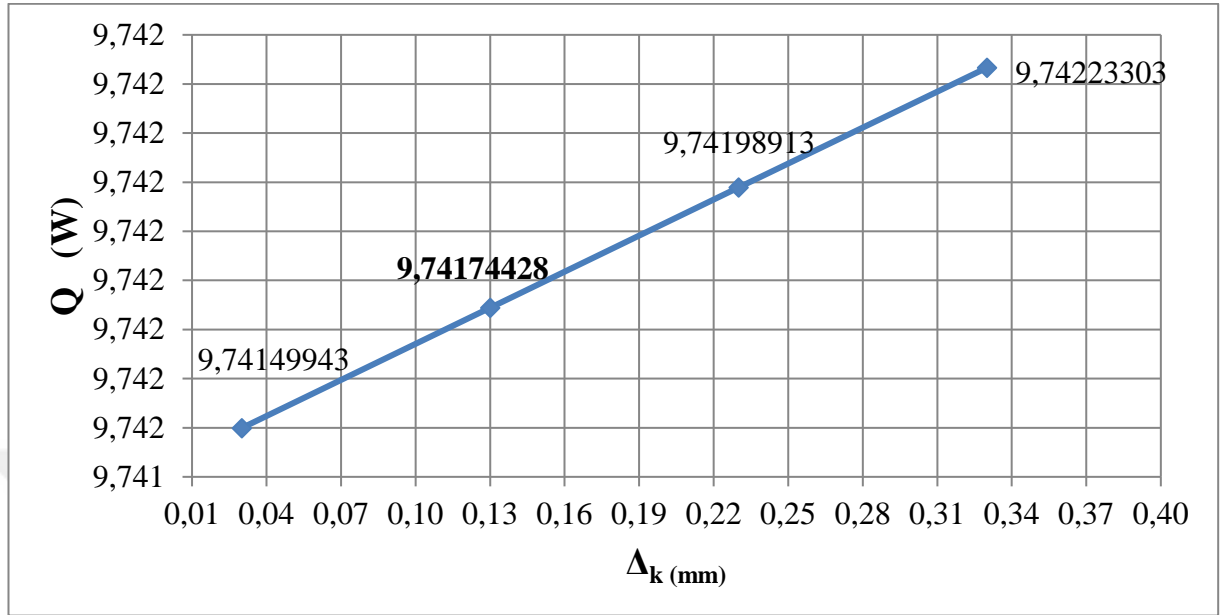
Şekil 4.19 Δ_k – Nu Değişimi

Şekil 4.20'de kanat cidar kalınlığındaki (Δ_k) artışın ısı taşınım (h) değerini arttırdığı, azalışında taşınımı azalttığı gözlemlenmiştir.



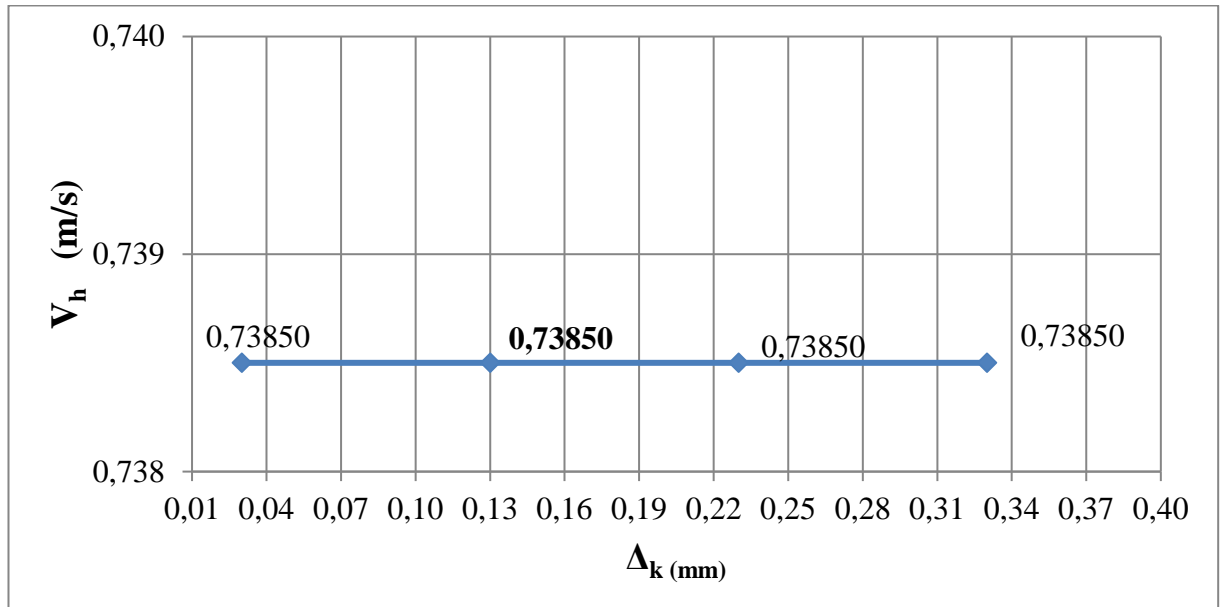
Şekil 4.20 Δ_k – h Değişimi

Şekil 4.21’de kanat cidar kalınlığındaki (Δ_k) artışın ısı transfer miktarını (Q) arttırdığı, azalışında ısı transferini azalttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.21 $\Delta_k - Q$ Değişimi

Şekil 4.22’de kanat cidar kalınlığındaki (Δ_k) artışın veya azalışın kanatlar arası hava hızı (V_h) değerini değiştirmediği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.22 $\Delta_k - V_h$ Değişimi

4.6. Boru Cidar Kalınlığı Değişimi

Boru cidar kalınlığı (Δ_b) değeri, doğrulama çalışmasında 0,336 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak kalınlık değeri, $\pm 0,10$ mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

Tablo 4.5’de boru cidar kalınlığındaki (Δ_b) artma veya azalma Nusselt sayısı (Nu) ve ona bağlı olan taşınım katsayısı (h) ile ısı transfer miktarını (Q) değiştirmediği gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı (V_h) değişimi, kalınlıkla değişmediği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.6 Δ_b Değişimi Tablosu

ALIşMALAR	Δ_b (mm)	NUSEL T SAYISI (standard deviation)	ISI TAşINIM KATSAYISI (W/m².K)	ISI TRANSFER HIZI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 21	0,236	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Doğrulama alışması	0,336	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 22	0,436	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060

4.7. Tasarım alışmaları

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucu boru çapı ve boru merkezleri arası yatay mesafenin tasarımsal limite ulaşmasından dolayı iki parametrenin maksimum limitine göre iki ayrı tasarım çalışması yapılmıştır.

Tablo 4.7’de yapılmış olan bütün analizlerin özet tablosudur. Buradan en yüksek Nusselt sayısını veren tasarım ölçüleri alınmıştır.

Tablo 4.7 Parametre Karşılaştırma Tablosu

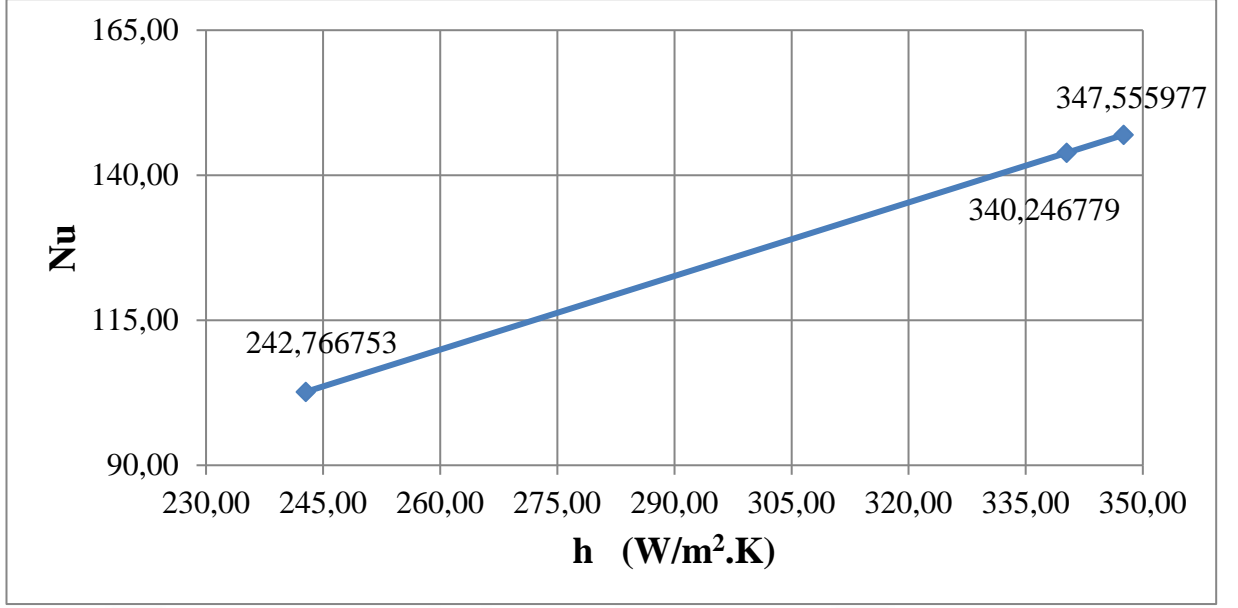
ÇALIŞMALAR	D _c (mm)	NUSSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAŞINIM KATSAYISI (W/m ² .K)	ISI TRANSFER HIZI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Tasarım 1	7,730	101,687950	240,492002	9,65046305	0,65060	0,72280
Doğrulama	10,230	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 2	12,730	104,047570	246,072503	9,87439740	0,85880	0,95420
Tasarım 3	15,230	105,824440	250,274801	10,04302720	1,04400	1,16000
Tasarım 4	17,730	107,995520	255,409405	10,24906860	1,41400	1,57200
Tasarım 5	20,230	110,922300	262,331240	10,52682798	1,99000	2,21100
	Pl (mm)					
Tasarım 9	7,000	111,755850	264,302585	10,60593414	1,44800	1,60900
Tasarım 8	12,000	108,978020	257,733017	10,34231052	0,92800	1,03100
Tasarım 7	17,000	105,676380	249,924639	10,02897590	0,76890	0,85440
Doğrulama	22,000	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 6	27,000	100,176080	236,916429	9,50698247	0,73520	0,81680
	Pt/2 (mm)					
Tasarım 10	7,700	102,524040	242,469355	9,72981026	1,21100	1,34600
Doğrulama	12,700	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 11	17,700	105,531260	249,581430	10,01520362	0,68540	0,76160
Tasarım 12	22,700	103,447960	244,654425	9,81749278	0,66900	0,74340
	Fp (mm)					
Tasarım 17	0,640	120,929520	285,998315	11,47654038	0,72910	0,81020
Tasarım 16	0,840	125,513550	296,839546	11,91157729	0,77160	0,85730
Tasarım 15	1,040	120,714760	285,490407	11,45615907	0,75080	0,83430
Tasarım 14	1,240	118,413790	280,048613	11,23779076	0,73860	0,82060
Doğrulama	2,240	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 13	3,240	91,818516	217,150790	8,71382691	0,71800	0,79770
	Δk (mm)					
Tasarım 18	0,030	102,647210	242,760652	9,74149943	0,73850	0,82060
Doğrulama	0,130	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Tasarım 19	0,230	102,652370	242,772855	9,74198913	0,73850	0,82060
Tasarım 20	0,330	102,654940	242,778933	9,74223303	0,73850	0,82060

Tablo 4.8’de Optimizasyon Çalışması 1 çalışmasında, borular arası yatay mesafe parametresi maksimum değerde tutularak boru çapının tasarımsal uygun değeri ve diğer parametrelerin optimum değerleri seçilerek oluşturulan çalışmadır. Optimizasyon Çalışması 2 çalışmasında, boru çapı parametresi maksimum değerde tutularak borular arası yatay mesafenin tasarımsal uygun değeri ve diğer parametrelerin optimum değerleri seçilerek oluşturulan çalışmadır.

Tablo 4.8 Tasarım Çalışmaları Karşılaştırma Tablosu

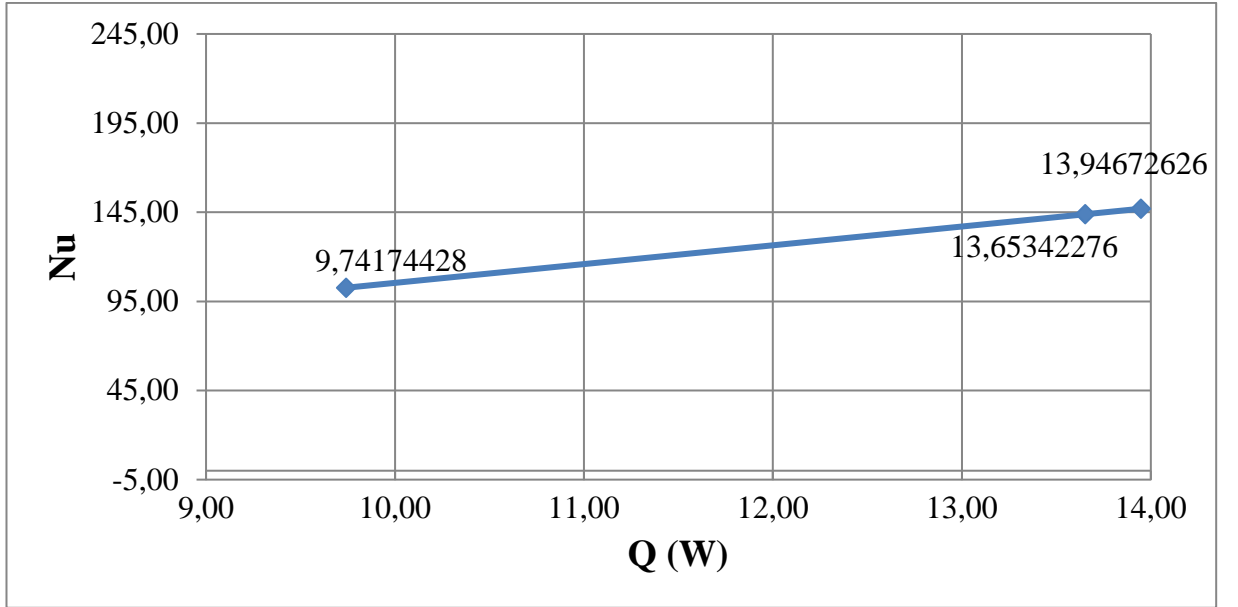
ÇALIŞMALAR	TASARIM ÖLÇÜLERİ	NUSSELT SAYISI (standard deviation)	ISI TAŞINIM KATSAYISI (W/m ² .K)	ISI TRANSFER MİKTARI (W)	HAVA HIZI (m/s)	MAKS. HAVA HIZI (m/s)
Doğrulama çalışması	Dc = 10,23 mm Pl = 22,00 mm Pt/2 = 12,70 mm Fp = 2,24 mm Δk = 0,130 mm Δb = 0,336 mm	102,649790	242,766753	9,74174428	0,73850	0,82060
Optimizasyon Çalışması 1	Dc = 12,73 mm Pl = 7,0 mm Pt/2 = 17,70 mm Fp = 0,84 mm Δk = 0,330 mm Δb = 0,336 mm	143,867560	340,246779	13,65342276	1,19500	1,32700
Optimizasyon Çalışması 2	Dc = 20,23 mm Pl = 12,00 mm Pt/2 = 17,70 mm Fp = 0,84 mm Δk = 0,330 mm Δb = 0,336 mm	146,958130	347,555977	13,94672626	6,11200	6,79100

Şekil 4.23’de, Optimizasyon Çalışması 2 çalışmasının Optimizasyon Çalışması 1 çalışmasına göre daha yüksek Nusselt sayısı elde edildiği buna bağlı olarak daha yüksek ısı taşınım katsayısının olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan tasarım çalışmalarının doğrulama çalışmasına göre daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.



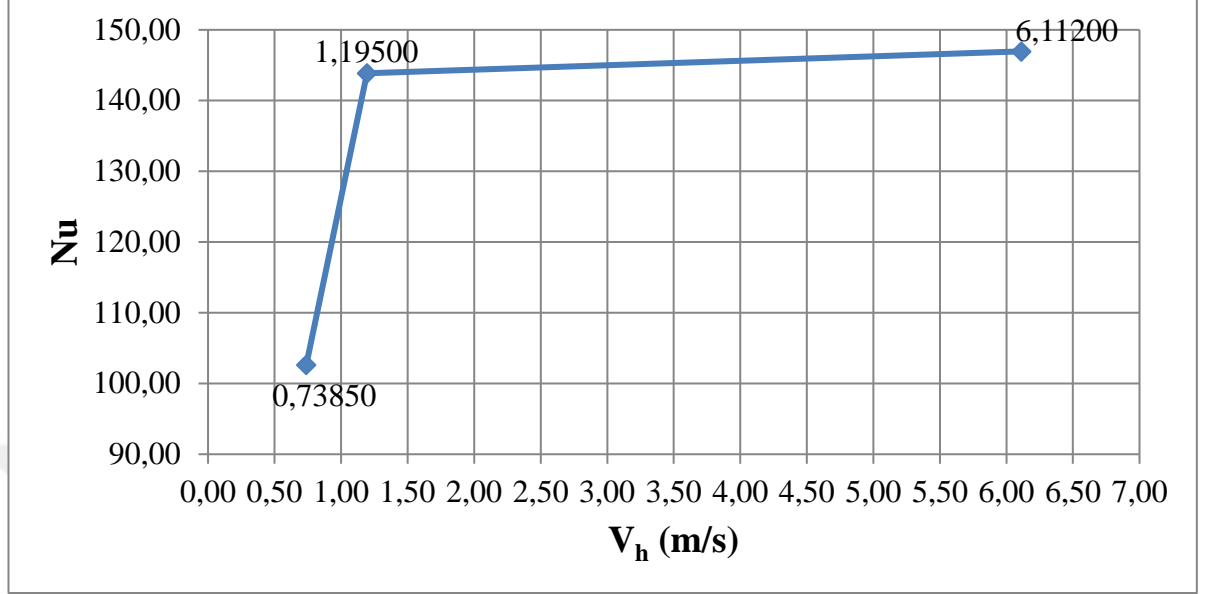
Şekil 4.23 Nu – h Değişimi

Şekil 4.24’de, Optimizasyon Çalışması 2 çalışmasının Optimizasyon Çalışması 1 göre daha yüksek Nusselt sayısı elde edildiği buna bağlı olarak daha yüksek ısı transfer hızı olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan tasarım çalışmalarının doğrulama çalışmasına göre daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.



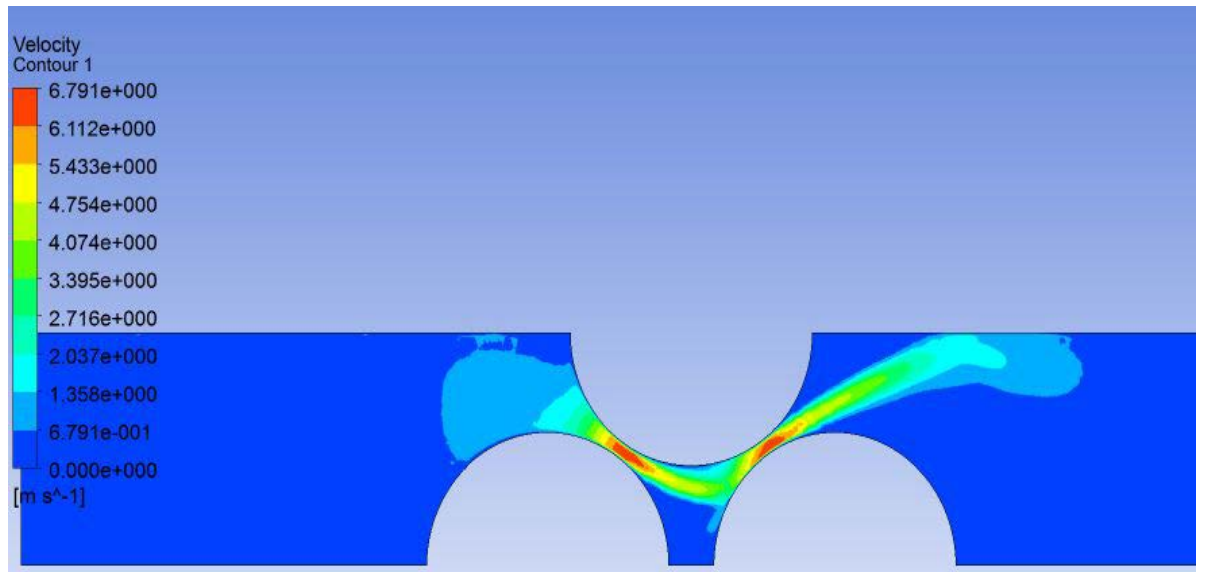
Şekil 4.24 Nu – Q Değişimi

Şekil 4.25'te, Optimizasyon Çalışması 2'de, Optimizasyon Çalışması 1 'e göre kanatlar arası hava hızının daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



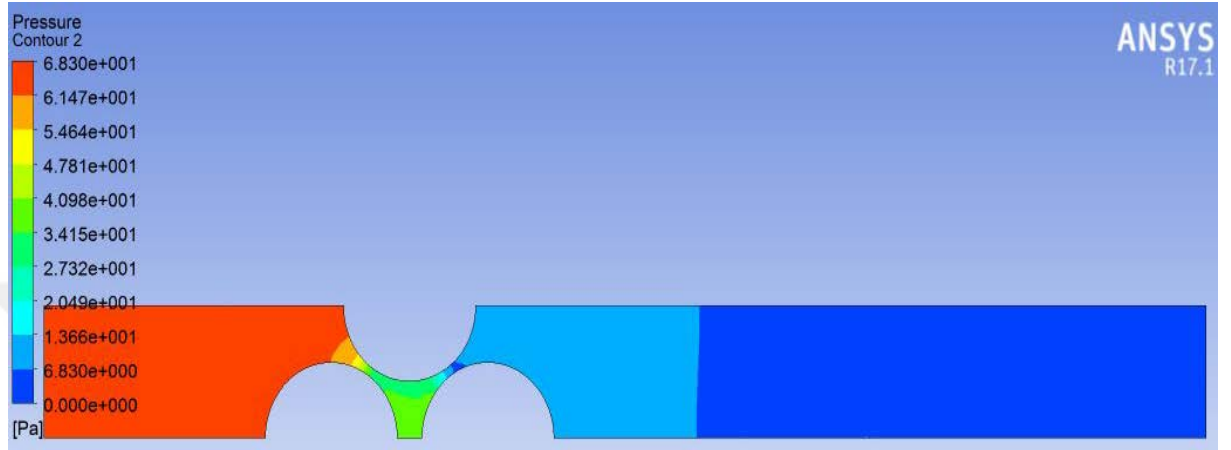
Şekil 4.25 Nu – V_h Değişimi

Şekil 4.26'da Optimizasyon Çalışması 2 çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan hava hızı dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralmasından dolayı 6,791 m/s maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Ortalama değeri ise 6,112 m/s olarak bulunmuştur. Doğrulama çalışmasında hava hızı ortalama değeri ise 0,7385 m/s olarak bulunmuştu. Yeni tasarımda kanatlar arasında oluşan hızda 8 kat kadar bir artış sağlanmıştır.



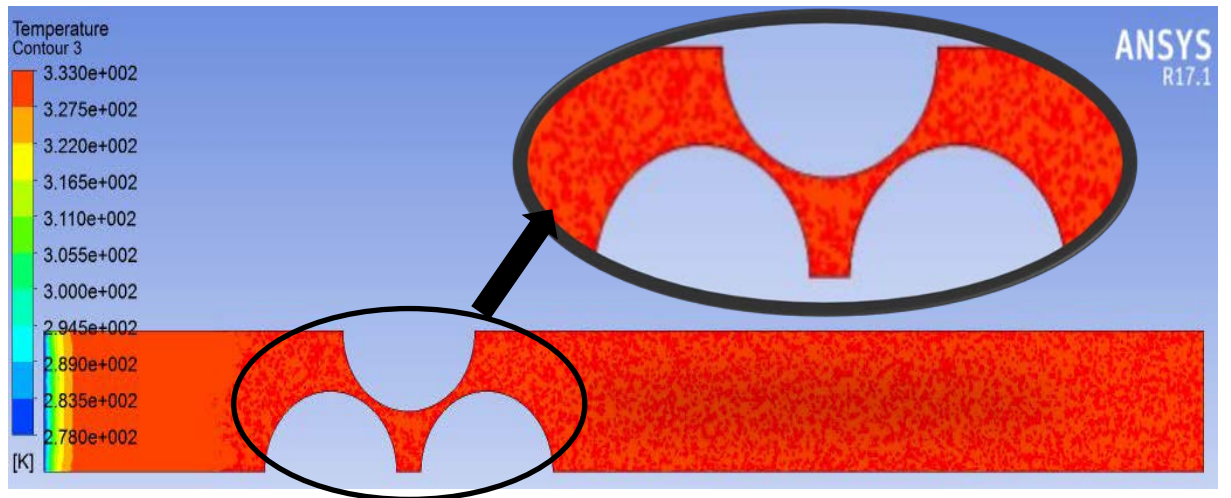
Şekil 4.26 Tasarım 2 Çalışması HAD Hız Dağılımı

Şekil 4.27’de Optimizasyon Çalışması 2 çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan basınç düşüşü dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralması ile artmasından dolayı kanat sonuna doğru basıncın azalış gösterdiği görülmektedir. Doğrulama çalışmasına göre basınç düşüşü daha önce olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.27 Tasarım 2 Çalışması HAD Basınç Dağılımı

Şekil 4.28’te Optimizasyon Çalışması 2 çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Hava sıcaklığı kanat geometrisi başlangıcında rejim değerine geldiği görülmektedir. Boru demetlerine yaklaşmasıyla yüksek sıcaklık dağılımının arttığı görülmektedir. Kanat sonuna doğru en yüksek sıcaklık dağılımına ulaşmaktadır Doğrulama çalışmasına göre yüksek sıcaklık dağılımı daha önce olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.28 Tasarım 2 Çalışması HAD Sıcaklık Dağılımı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı ve ısı transferi hızı üzerindeki etkilerini gözlemleyerek ısı değiştiricisi üzerindeki hava hızı, basınç ve sıcaklık değişimleri incelenmiştir.

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda en uygun tasarım parametreleri bulunmuş olup yeni tasarım parametreleri ile doğrulama çalışması kıyaslanarak yeni tasarımın verimliliği şekiller ve tablolar ile ortaya konulmuştur.

Isı değiştiricisinde kullanılan tasarım parametrelerinden; boru çapı, borular arası yatay, dikey mesafe ve kanatlar arası mesafenin, sistem hız, basınç ve sıcaklık değişimini önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Kanat ve boru kalınlığı etkisinin çok az olduğu görülmüştür.

Tasarım parametrelerinin değişimi ile Nusselt sayısının değiştirilebildiği ve Nusselt sayısının direk olarak ısı taşınım katsayısını ve ısı transferi hızı kabiliyetini etkilediği görülmüştür.

Optimizasyon Çalışması 2 ile Nusselt sayısında %43,16 'lük, ısı taşınım katsayısında ve ısı transferi miktarında da aynı oranda artış sağlanmıştır.

Optimizasyon Çalışması 1 ile Nusselt sayısında %40,15 'lik, ısı taşınım katsayısında ve ısı transferi miktarında da aynı oranda artış sağlanmıştır.

Bu çalışma ile kanatlar arası ortalama hava hızında 8 katlık artış sağlanmıştır. Dolayısıyla kanatlar arası basınç düşüşü daha önce meydana geldiği gözlemlenmiştir. Hava sıcaklığı daha erken rejime girip yüksek sıcaklık dağılımı da kanatlar arasında daha önceden olduğu gözlemlenmiştir.

Bu tür tasarım çalışmalarında yapılacak olan analizlerle ürünün performansı önceden görüleceği için maliyet ve zaman kaybı en aza indirebileceği ortaya konulmuştur.

KAYNAKLAR

1. Şahin, H. M., Dal, A. R., Baysal, E. 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2007, 27, 1806-1816.
2. Wang, C. C., Lee, W. S., Sheu, W. J. A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001, 44, 3565-3573.
3. Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., İlken, Z. Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2005, 25, 2421-2431.
4. Kim, Y., Kim, Y. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *International Journal of Refrigeration*. 2005, 28, 851-858.
5. Yun, J. Y., Lee, K. S. Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999, 42, 2375-2385.
6. Jang, J. Y., Chen, L. K. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger. *Inf. J. Hear Mass Transfer*. 1997, 40(16), 3981-3990.
7. Choi, J. M., Kim, Y., Lee, M., Kim, Y. Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *Applied Thermal Engineering*. 2010, 30, 174-180.
8. Lee, M., Kim, Y., Lee, H., Kim, Y. Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010, 53, 2655-2661.
9. Tang, L. H., Zeng M., Wang, Q. W. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009, 33, 818-827.
10. Wen, M. Y., Ho, C. Y. Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design. *Applied Thermal Engineering*. 2009, 29, 1050-1057.
11. Jang, J. Y., Wu M. C., Chang W. J. Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers. *Inf. J. Hear Mass Transfer*. 1996, 39(14), 3057-3066.
12. Rathod, M. K., Niyati, K. S., Prabhakaran, P. Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surfaces. *Applied Thermal Engineering*. 2007, 27, 2131-2137.
13. Bahirat, S., Joshi, P. V. CFD Analysis of Plate Fin Tube Heat Exchanger for Various Fin Inclinations. *International Journal of Engineering Research and Applications*. 2014, 4(8), 116-125.
14. Ghorı, M. V., Kirar, R. K. Numerical Analysis of Tube-Fin Heat Exchanger using Fluent. *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering*. 2012, 1(2), 37-44.
15. Duru, G., Çalışkan G. Isı Değişirici Tasarım Parametrelerinin Kapasiteye ve Basınç Düşümüne Olan Etkileri. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İzmir, 2012, 44 s. (Bitirme Tezi).

16. Kumlutas, D., Karadeniz, Z. H., Kuru, F. Investigation of flow and heat transfer for a split air conditioner indoor unit. *Applied Thermal Engineering*. 2013, 51, 262-272.
17. Liu, N., Lai, X. L., Yan, K., Zhang, H. Investigation of flow and heat transfer characteristics on different heat exchangers of air conditioner. *Applied Thermal Engineering*. 2016, 103, 428-433.
18. Özer, Ö., Kumlutas, D. Experimental investigation on cross flow fan's casing parameters inside of a split air conditioner indoor unit by Stereo Particle Image Velocimetry. *Applied Thermal Engineering*. 2017, 124, 1233-1246.
19. Bhuiyan, A. A., Amin, M. R., Naser J., Islam, A. K. M. S. Effects of Geometric Parameters for Wavy Finned-Tube Heat Exchanger in Turbulent Flow: a CFD Modeling. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*. 2015, 6(5), 1-11.
20. Bacellar, D., Aute, V., Radermacher, R. CFD-Based Correlation Development For Air Side Performance Of Finned And Finless Tube Heat Exchangers With Small Diameter Tubes. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 14-17 Temmuz, 2014, Purdue (Bildiri Özetleri Kitabı 11 s.)
21. Khudheyer, A. F., Mahmoud, M. S. Numerical Analysis of Fin-Tube Plate Heat Exchanger by Using CFD Technique. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2011, 6(7), 1-12.
22. Čarija, Z., Franković, B. Heat Transfer Analysis of Flat and Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers Using CFD. *6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 30 Haziran – 2 Temmuz, 2008, Pretoria (Bildiri Özetleri Kitabı 6 s.)
23. Manjunath, S. N., Reddy, S. S. M., Kumar, S. Numerical Investigation OF Automotive Radiator Louvered Fin Compact Heat Exchanger. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2014, 5(7), 1-14.
24. Wang, C. C., Chang, Y. J. Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins. *Int J. Refrig.*, 1996, 19(4), 223-230.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Berkay BALKANLI

Doğum Yeri ve Yılı : Manisa, 1989

Medeni Hali : Bekâr

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : berkaybalkanli@gmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Manisa Y.D.A. Süper Lisesi, 2007

Lisans : Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, 2012

Yüksek Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, Halen

Mesleki Deneyim

Metar Endüstriyel Mühendislik 2012-2013

Bosch Thermotechnik 2014-2015

ZF Lemforder 2016-Halen