KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞIT SERPANTİNLERİNİN TASARIMI

DOKTORA TEZİ

Y. Müh. Melih METİN

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Danışman: Prof.Dr. H. İbrahim SARAÇ

KOCAELİ, 2008

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞIT SERPANTİNLERİNİN TASARIMI

DOKTORA TEZİ

Y.Müh. Melih METİN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 23 Aralık 2008

Tezin Savunulduğu Tarih: 30 Aralık 2008

Tez Danışmanı
Prof.Dr. H.İbrahim SARAÇ
(.....)

Üye
Prof.Dr. H.Şinasi ONUR
(.....)

Üye
Prof.Dr. İ.Cem PARMAKSIZOĞLU
(.....)

Üye
Prof.Dr. Mesut GÜR
(.....)

Üye
Yrd.Doç.Dr. Hasan KARABAY
(.....)

KOCAELİ, 2008

ÖNSÖZ

Alüminyum serpantinler, sahip oldukları çok sayıda önemli özelliklerinden dolayı araç uygulamalarında genel olarak çok göze çarpmaktadırlar. Yüksek mukavemetleri ve güvenilirliklerinin yanı sıra, düşük maliyetleri, yüksek verimleri ve düşük ağırlıklarından dolayı ağır taşıtlar için gözde bir çözüm olmayı garantilemişlerdir. Bu sebeple, alüminyum serpantinlerde ısı geçişi konusuna özel ilgi gösterilmesi gereklidir. Serpantin dayanımdan ayrı olarak, bu çalışmada serpantin etkenliği üzerinde durulmuştur.

Öncelikli olarak ısı değiştiricilerin etkenliğini etkileyen değerler hakkında genel kaynak araştırması yapılmıştır. Bunları takiben serpantin deney çalışması ve deneysel belirsizlik analizleri tamamlanmıştır. Ayrıca serpantin simetrik bir parça olduğundan dolayı sadece kanat kısmı bilgisayar ortamında modellenip HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), (CFD – Computational Fluid Dynamics) analizleri yapılmış ve serpantin kanat değişkenleri farklılaştırılmak suretiyle HAD yardımıyla serpantin ısıl verimi iyileştirme çalışmaları tamamlanmıştır. Son olarak da, serpantin hava ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklıkları NTU (number of transfer units) yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır.

Çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen ve her konuda bana destek olan hocam Sayın Prof. Dr. H. İbrahim Saraç'a teşekkür eder, en derin saygılarımı sunarım. Ayrıca çalışmalarımda yol gösterici olan Sayın Prof. Dr. İ. Cem Parmaksızoğlu ve hesaplamalı akışkalar dinamiği uygulamalarında sürekli desteğini esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. Hasan Karabay'a da teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ vii
SİMGELER viii
ÖZET x
İNGİLİZCE ÖZET xi
1. GİRİŞ 1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ TİPLERİ 3
3. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMLERİ 4
4. SERPANTİNLER 5
5. KAYNAK ARAŞTIRMASI 6
5.1. Serpantin Hava Giriş Sıcaklığı Değişiminin Isı Geçişine Etkisi 6
5.2. Serpantin Soğutucu Akışkan Sıvısı Değişiminin Isı Geçişine Etkisi 7
5.3. Serpantin Malzemesi Değişiminin Isıl Verime Etkisi 9
5.4. Serpantinin Boyutsal Özelliklerinin Değişiminin Isıl Verime Etkisi 9
5.4.1. Serpantinin kanat adımı "F_P" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 10
5.4.2. Serpantinin kanat boyu "F_L" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 13
5.4.3. Serpantinin panjur kanat uzunluğu "L_P" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 15
5.4.4. Serpantinin panjur kanat açısı "θ" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 16
5.4.5. Kanat adımının panjur kanat adımına oranının Nusselt sayısına etkisi 17
5.4.6. Serpantinin kanat kalınlığı değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 18
5.4.7. Serpantinin kanat yüksekliği "F_h" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 18
5.4.8. Serpantinin tüp boyutları değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar 19
5.5. Serpantin Yüksekliğinin Genişliğine Oranının Isı Geçişine Etkisi 20
6. DENEYSEL ÇALIŞMA 22
6.1. Serpantin Özellikleri 22
6.2. Serpantin Isıl Verim Deney Düzeneği 23
6.2.1. Serpantinin hava tarafı deney düzeneği 24
6.2.1.1. Serpantinin hava tarafı sıcaklık ölçümü 25
6.2.1.2. Serpantinin hava tarafı debi ölçümü 27
6.2.1.3. Serpantinin hava tarafı basınç ölçümü 28
6.2.2. Serpantinin soğutucu akışkan tarafı deney düzeneği 28
6.2.2.1. Serpantinin soğutucu akışkan tarafı sıcaklık ölçümü 30
6.2.2.2. Serpantinin soğutucu akışkan tarafı basınç ölçümü 31
6.2.2.3. Serpantinin soğutucu akışkan tarafı debi ölçümü 32
6.3. Serpantin Isıl Verim Deney Standartları 33
6.4. Serpantin Isıl Dengesi 34
6.5. Belirsizlik Analizi 39
6.5.1. Standart Sapma 39
6.5.2. Gausien veya Normal Hata Dağılımı 40
6.5.3. Toplam Belirsizlik 42

6.6. Deneysel Bulguların Belirsizlik Analizi 43
6.6.1. Serpantin hava çıkış ve giriş sıcaklık farkı standart sapması 43
6.6.2. Serpantin soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı standart sapması 45
6.6.3. Serpantin hava debisi standart sapması 46
6.6.4. Serpantin soğutucu akışkan debisi standart sapması 48
6.6.5. Serpantin belirsizlik analizi sonuçları 49
6.6.6. Serpantin ısıl kapasite toplam belirsizlik analizi 50
7. CFD ANALİZİ – CFX PROGRAMI 53
7.1. CFD Çalışmasının Adımları 53
7.2. ANSYS CFX-11 Çalışması 54
7.2.1. Katı ”3D” model hazırlanması 55
7.2.2. Sayısal ağ yapısı oluşturulması(mesh) 55
7.2.3. CFX analizi yapılması 56
7.3. CFX Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması 57
8. CFD YARDIMIYLA SOĞUTUCU SERPANTİN ISIL VERİMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ 59
8.1. Serpantin Panjur Kanat Uzunluğunun Isıl Verime Etkisi 59
8.2. Serpantin Kanat Üzerindeki Şaşırtma Sayısının Isıl Verime Etkisi 63
8.3. Serpantin Kanat Yüksekliğinin Isıl Verime Etkisi 65
9. ANALİTİK HESAPLAMALAR 68
9.1. NTU Yöntemi 68
9.2. NTU Yöntemi Kullanılarak Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ Grafiğinin Elde Edilmesi 72
9.3. NTU Yöntemi Kullanılarak Örnek Hesaplama Yapılması 73
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 75
11. KAYNAKLAR 84
12. ÖZGEÇMİŞ 87

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1: Taşıt Su Soğutma Sistemi....4
Şekil 4.1: Serpantinler....5
Şekil 5.1: Hava Giriş Sıcaklığının Isı Geçişi Üzerindeki Etkisi....6
Şekil 5.2: Soğutucu Akışkanın Isı Geçişine Etkisi, Yukarıdan Aşağı Akış....7
Şekil 5.3: Soğutucu Akışkanın Isı Geçişine Etkisi, Çapraz Akış....8
Şekil 5.4: Serpantin Kanat Boyut Tanımlaması....10
Şekil 5.5: Isı Geçiş Katsayısının Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi....11
Şekil 5.6: Basınç Düşümünün Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi....11
Şekil 5.7: Bakır Kanat Boyutları....12
Şekil 5.8: Isı Transferinin Reynolds ile Değişimi....12
Şekil 5.9: Basınç Düşümünün Reynolds ile Değişimi....13
Şekil 5.10: Isı Geçiş Katsayısının Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi....14
Şekil 5.11: Basınç Düşümünün Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi....14
Şekil 5.12: Panjur Kanat Uzunluğunun, Optimum Panjur Kanat Açısında Isı Geçişi Katsayısına Etkisi....15
Şekil 5.13: Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Panjur Kanat Açısı ile Değişimi....16
Şekil 5.14: F_p/L_p ve l_1/l_2 Oranlarının Tanımlaması....17
Şekil 5.15: F_p/L_p Oranının Nusselt Sayısı ve Direnç Katsayısı Üzerindeki Etkisi....17
Şekil 5.16: Kanat Kalınlığının Isı Geçişi Üzerindeki Etkisi....18
Şekil 5.17: Kanat Boyutlarının Isı Geçiş Katsayısı Üzerindeki Etkisi....19
Şekil 5.18: Serpantin Tüp Şekil Çeşitleri....19
Şekil 5.19: Kanat İçi Nusselt Sayısı Değişimi....20
Şekil 5.20: Serpantin Yüksekliğinin Serpantin Genişliğine Oranının Isı Geçişine Etkisi....21
Şekil 6.1: Deneyler Sırasında Kullanılan Serpantinin Boyutları....22
Şekil 6.2: Deneyler Sırasında Kullanılan Serpantin Kanadının Boyutları....23
Şekil 6.3: Serpantin Hava Tarafı Deney Düzeneği Şematik Gösterimi....24
Şekil 6.4: Serpantin Ön Tarafı Sıcaklık Ölçüm Noktaları....26
Şekil 6.5: Serpantin Hava Tarafı Direnç Termometresi....26
Şekil 6.6: Lüle Kesiti....27
Şekil 6.7: Lüle İçerisindeki Hız Profili Değişimi....27
Şekil 6.8: Fark Basınç Ölçeri....28
Şekil 6.9: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Deney Düzeneği Şematik Gösterimi 29
Şekil 6.10: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Direnç Termometresi Yeri....30
Şekil 6.11: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Direnç Termometresi....30
Şekil 6.12: PMP 1400 Basınç Ölçeri....31
Şekil 6.13: Diyafram Çalışma Şekli....31
Şekil 6.14: Koriolis Tipi Debi Ölçer....32
Şekil 6.15: Koriolis Tipi Debi Ölçer Çalışma Düzeni....33

Şekil 6.16: Serpantin Üzerindeki Isı Geçişi 34
Şekil 6.17: Serpantin Isı Dengesi 35
Şekil 6.18: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s 36
Şekil 6.19: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s 37
Şekil 6.20: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s 38
Şekil 6.21: Ölçüm Değerlerinin Ortalamadan Sapması 39
Şekil 6.22: Standart Sapmanın Dağılımı 40
Şekil 6.23: Gausien Dağılımı 41
Şekil 6.24: Normal Dağılım Eğrisi 42
Şekil 6.25: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Hava Çıkış ve Giriş Sıcaklık Farkı 44
Şekil 6.26: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Soğutucu Akışkan Giriş ve Çıkış Sıcaklık Farkı 46
Şekil 6.27: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Hava Debisi 47
Şekil 6.28: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Soğutucu Akışkan Debisi 49
Şekil 6.29: Isı Geçişi Grafiği 52
Şekil 7.1: CFD Akış Modeli 53
Şekil 7.2: Tek Kanat Geçiş Hacmi 54
Şekil 7.3: Panjur Kanat Detayı 55
Şekil 7.4: Tek Kanat, Tek Kanal ve Basitleştirilen Model 55
Şekil 7.5: Katı Alüminyum Model ve Sayısal Ağ Yapısı 56
Şekil 7.6: Hava Hacmi Modeli ve Sayısal Ağ Yapısı 56
Şekil 7.7: Sınır Koşulları 57
Şekil 7.8: CFD ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması 58
Şekil 8.1: Panjur Kanat Yapısı Değişikliği 60
Şekil 8.2: Panjur Kanat Üzerindeki Hava Hızı Değişimi 60
Şekil 8.3: Mevcut Panjur Kanat Üzerindeki Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi 61
Şekil 8.4: Yeni Panjur Kanat Üzerindeki Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi 62
Şekil 8.5: Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ Karşılaştırması 62
Şekil 8.6: Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri 63
Şekil 8.7: Şaşırtma Bölgesindeki Hava Akış Hızları ve Yerel Isı Taşınım Katsayısı 63
Şekil 8.8: Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği - Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri 64
Şekil 8.9: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri 64
Şekil 8.10: Serpantin Kanat Şekli 65
Şekil 8.11: Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi 66
Şekil 8.12: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi 66
Şekil 8.13: Kanat Yüksekliğince Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi 67
Şekil 9.1: Örnek Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği 69
Şekil 9.2: Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği 73
Şekil 10.1: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s 75
Şekil 10.2: Isı Geçişi Grafiği 76
Şekil 10.3: Çalışmanın Şematik Gösterimi 77
Şekil 10.4: Tek Kanat Geçiş Hacmi 77
Şekil 10.5: CFD ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması 78
Şekil 10.6: Panjur Kanat Yapısı Değişikliği 79

Şekil 10.7: Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri 79
Şekil 10.8: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri 80
Şekil 10.9: Serpantin Kanat Şekli 80
Şekil 10.10: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi 81
Şekil 10.11: Örnek Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği 82

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 5.1: Malzeme Değişikliği Sonrası Serpantin Karşılaştırılması 9
Tablo 5.2: Hsieh ve Jang'nin Deneylerinde Kullandığı Tasarımların Geometrik Ölçüleri 10
Tablo 5.3: Malapure'nin Çalışmalarında Kullandığı Tasarıma Ait Geometrik Ölçüler 12
Tablo 5.4: F_L'nin İncelendiği Tasarımların Geometrik Ölçüleri 13
Tablo 5.5: L_p'nin İncelendiği Tasarımların Geometrik Ölçüleri 15
Tablo 6.1: Deney Değişkenleri 23
Tablo 6.2: Serpantin Hava Tarafı Ölçüm Cihaz Adları ve Kesinlik Değerleri 25
Tablo 6.3: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Ölçüm Cihaz Adları ve Kesinlik Değerleri 29
Tablo 6.4: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s 36
Tablo 6.5: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s 37
Tablo 6.6: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s 38
Tablo 6.7: Hava Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları Arasında Fark, $\Delta T_h(^oC)$ 43
Tablo 6.8: Soğutucu Akışkan Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları Arasında Fark, $\Delta T_s(^oC)$ 45
Tablo 6.9: Hava Debisi Ölçüm Değerleri 47
Tablo 6.10: Soğutucu Akışkan Debisi Ölçüm Değerleri 48
Tablo 6.11: Serpantin Belirsizlik Analiz Sonuçları 50
Tablo 6.12: Toplam Belirsizlik Analiz Sonuçları 50
Tablo 6.13: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s 51
Tablo 6.14: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s 51
Tablo 6.15: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s 51
Tablo 6.16: Isıl Güç Yüzde Hata Değerleri 52
Tablo 7.1: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması 57
Tablo 8.1: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması 59
Tablo 8.2: CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması 61
Tablo 8.3: Kanat Tasarımlarının Fiziksel Özellikleri 65
Tablo 8.4: Kanat Tasarımlarının CFD Sonuçları 66
Tablo 9.1: Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ Değerleri 72
Tablo 9.2: Deneysel Veriler 73
Tablo 9.3: Tablo Değerleri 74
Tablo 9.4: Hesaplamalar 74
Tablo 9.5: Karşılaştırma Sonuçları 74
Tablo 10.1: Serpantin Toplam Belirsizlik Analiz Sonuçları 76
Tablo 10.2: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması 78
Tablo 10.3: CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması 79
Tablo 10.4: Karşılaştırma Sonuçları 82

SEMBOLLER

A	: Alın alanı, (m^2)
A_h	: Hava tarafı yüzey alanı, (m^2)
A_s	: Soğutucu akışkan tarafı yüzey alanı, (m^2)
C	: Direnç Katsayısı
C_h	: Hava için ısıl kapasite, (J/s.K)
C_s	: Sıvı için ısıl kapasite, (J/s.K)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, (J/kg.K)
D_h	: Hidrolik çap, (mm)
F_h	: Kanat yüksekliği, (mm)
F_L	: Kanat boyu, (mm)
F_p	: Kanat adımı, (mm)
G	: Birim alandan geçen kütlesel debi, ($kg/m^2.s$)
h	: Isı taşınım katsayısı, ($W/m^2.K$)
k	: Isı iletim katsayısı, (W/m.K)
J	: Colburn değeri
l_1	: Kanatlar arası mesafe, (mm)
l_2	: Panjur kanatlar arası mesafe, (mm)
L_p	: Panjur kanat uzunluğu, (mm)
m	: Kütlesel debi, (kg/s)
Nu	: Nusselt sayısı
P	: Olasılık değeri
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı geçişi, (W)
Re	: Reynolds sayısı
St	: Stanton sayısı
T	: Sıcaklık, (^oC)
U	: Toplam ısı geçişi katsayısı, ($W/m^2.K$)
w_R	: Toplam belirsizlik
w_m	: Debi belirsizlik değeri, (kg/s)
$w_{\Delta T}$	: Sıcaklık belirsizlik değeri, (^oC)
θ	: Panjur kanat açısı, (^{o})
ρ	: Yoğunluk, (kg/m^3)
μ	: Dinamik viskosite, ($N.s/m^2$)
ε	: Isı değiştiricisi etkenliği
η	: Verim, (%)
σ	: Standart sapma
δ	: Serbest akış alanının alın alanına oranı
ΔT_h	: Hava çıkış ve giriş sıcaklık farkı, (^oC)
ΔT_s	: Soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı, (^oC)
ΔQ	: Isı geçişi farkı, (W)

Kısaltmalar

CFD	: Computational Fluid Dynamics
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ISO	: International Standard Organization
LMTD	: Logaritmic Mean Temperature Difference
NTU	: Number of Transfer Units
TS	: Türk Standartları

AĞIR TAŞIT SERPANTİNLERİNİN TASARIMI

Melih METİN

Anahtar Kelimeler: Isı Değiştirici, Ağır Taşıt Serpantini, Kanat, HAD

Özet: Alüminyum serpantinler, sahip oldukları çok sayıda önemli özelliklerinden dolayı araç uygulamalarında genel olarak çok göze çarpmaktadırlar. Yüksek mukavemetleri ve güvenilirliklerinin yanı sıra, düşük maliyetleri, yüksek verimleri ve düşük ağırlıklarından dolayı ağır taşıtlar için gözde bir çözüm olmayı garantilemişlerdir. Bu sebeple, alüminyum serpantinde ısı geçişi konusuna özel ilgi gösterilmesi gereklidir. Bu çalışmada serpantin ısıl verimi incelenmektedir ve çalışma beş ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, serpantin ısıl verimi ile ilgili geçmiş çalışmalar ve araştırmalar sunulmuştur. İkinci bölümde, serpantin ısıl verim deneyi yapılmış ve sonrasında ölçme belirsizlik analizi Minitap programı yardımıyla tamamlanmıştır. Sonraki bölümde, ısı değiştirici kanadı Solidworks programı ile modellenmiş ve Gambit programı ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Hava akışı ve hava tarafındaki ısı geçişi, HAD programı (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile analiz edilmiş ve sonrasında HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları HAD programının serpantin geliştirmesinde kullanılabilir bir metod olduğunu doğrulamıştır. En uygun serpantin değişkenlerini bulabilmek için, kanat boyu, panjur kanat uzunluğu vb., değiştirilerek, HAD programı yardımıyla analizler dördüncü bölümde yapılmıştır. Son bölümde, NTU (Number of Transfer Unit) yöntemi kullanılarak hava ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklıkları hesaplanmış ve NTU sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları, hesaplamalar sırasında uygun Re_{hava}-$StPr^{2/3}$(J) grafiğinin seçilmesiyle NTU yönteminin serpantin geliştirmeleri sırasında kullanılabileceğini göstermiştir.

SERPENTINE DESIGN OF HEAVY VEHICLE

Melih METİN

Keywords: Heat Exchanger, Heavy Vehicle Serpentine, Fin, CFD

Abstract: The aluminum serpentine has a number of features that make it very attractive for vehicle applications in general. Superior durability and reliability in conjunction with its low costs, high performance and low weight warrant a favorable solution for heavy trucks. A special focus is, therefore, required for the heat transfer of aluminum serpentines. In this study, thermal performance of serpentines are investigated and the study consists of five main parts. In the first section, previous studies and researches regarding serpentine performance are presented. In the second section, thermal performance experiment is done and measurement error analysis is completed with Minitab program afterwards. In the next section, heat exchanger fin is modeled with Solidworks and meshed with Gambit. Air flow and heat transfer of air side is computationally analyzed with CFD program (Computational Fluid Dynamics) and then CFD results are compared to heat exchanger experimental results. The comparison validates that CFD is a method that can be used for the serpentine development. In order to find the optimum serpentine parameters, fin length, louvered fin length etc, are defined and analyzed with CFD program in the fourth section. In the last part of this study, the air and coolant outlet temperatures are calculated by using NTU (Number Transfer Units) method and NTU results are compared to experimental results. Comparision shows that NTU method can be used for serpentine development if a proper Re_{air}-$StPr^{2/3}$(J) graph is used in the calculations.

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında oluşan ısı enerjisini sağlayan cihazlardır. Güç üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, üretim endüstrileri, iklimlendirme, soğutma ve uzay uygulamaları gibi geniş kullanım alanlarına sahiptir.

Çok sayıda ısı değiştirici tipleri mevcut olmakla birlikte, bunlardan boru gövde tipi ısı değiştiricileri diğerlerine göre daha fazla kullanım alanına sahip olmasına rağmen, bu çalışma sırasında araçlar üzerinde kullanılan kompakt ısı değiştiricileri (serpantinler) tasarımı üzerinde durulacaktır.

Taşıtlarda kullanılan soğutma sisteminin temel amacı; motorun bütün çalışma hız ve koşulları altında en verimli çalışma sıcaklığında kalmasını sağlamaktır. Soğutma sistemi, hava-yakıt karışımının yanma odasında yanması sonucunda oluşan ısının %30-35'ini dışarı atacak şekilde tasarım edilmektedir. Bu ısının dışarı atılmasında en büyük görevi üstlenen soğutma sistemi elemanı serpantindir.

Araç endüstrisinde fiziksel büyüklük, ağırlık, detay parça sayısı, fiyat azaltılması ve çevreyi korumak, parça tasarımı ve geliştirilmesinde genel bir eğilim haline gelmiştir. Bu hedefi başarmak için de, hem deneysel hem de sayısal ve analitik yollar kullanılmak suretiyle ısı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı olan etkenlik (verimi) $\varepsilon=q/q_{maks}$ arttırılmaya çalışılmaktadır. Bu doğrultuda serpantin tasarım çalışmasında kullanılan araçları içeren yol haritası aşağıda verilmiştir. Çalışma sırasında takip edilen adımlar sırasıyla;

- Kaynak araştırması yapılması.
- Mevcut serpantin ısıl verim deneylerinin çeşitli hız, debi ve giriş sıcaklıkları altında yapılması.
- Deneysel veriler üzerinde belirsizlik analizi yapılması.

- Mevcut serpantin kanat yapısı üzerinde HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), (CFD - Computational Fluid Dynamics) analizleri (akış, sıcaklık ve basınç) yapılması.
- HAD analiz sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması.
- HAD (CFX) programı yardımıyla serpantin fiziksel boyutlarının değişiminin ısıl verime etkisinin irdelenmesi.
- Deney verileri ışığında deneysel sonuçların NTU yöntemi kullanılarak irdelenmesidir.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ TİPLERİ

Isı değiştiricileri altı grupta toplanır[1-6]. Isı geçişi sürecine göre, yüzey yoğunluğuna göre, geometrisine (konstrüksiyona) göre, akış şekline göre, akışkan sayısına göre ve ısı geçişi mekanizmasına göre tiplere ayrılır.

Isı geçişi sürecine göre, doğrudan temaslı veya dolaylı temaslı olarak ikiye ayrılır. Yüzey yoğunluğuna göre ısı değiştiricileri kompakt ve kompakt olmayan şeklinde iki grupta toplanır. Isı geçişi yüzey alanının ısı değiştiricisi hacmine oranı o ısı değiştiricisinin kompaktlığını gösterir. Eğer bir ısı değiştiricisinde bu oran 700 m^2/m^3'den fazla ise bu tip ısı değiştiricilerine kompakt ısı değiştiricileri denir. Bunun tam tersi olarak, oran 700 m^2/m^3'den az ise bu ısı değiştiricisi kompakt olmayan bir ısı değiştiricidir.

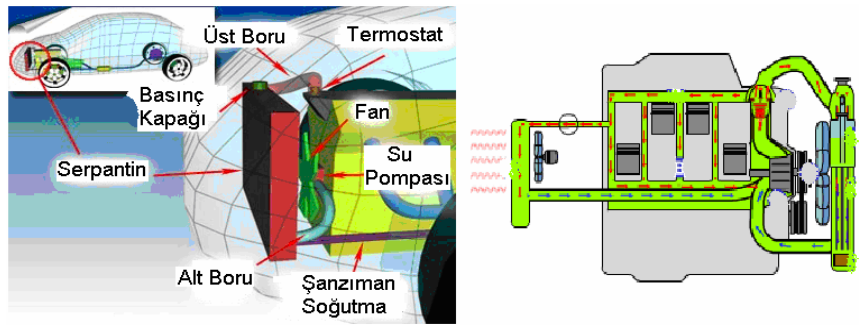
Geometrisine göre ısı değiştiricileri dört grupta toplanır. Bunlar, borulu ısı değiştiriciler, levhalı ısı değiştiriciler, kanatlı yüzeyli ısı değiştiriciler ve rejeneratif ısı değiştiricileridir.

Isı değiştiricisinin içerisinde paralel, ters ve çapraz akış şekilleri vardır. Bunlardan ters akışlı olandan en fazla verim elde edilir.

Isı geçişi mekanizmasına göre ısı değiştiricileri dört grupta toplanır. Tek faz – tek faz taşınım, iki faz - tek faz taşınım, iki faz - iki faz taşınım ve taşınım + ışınım'dır. Isı değiştiricisi içerisinden geçen akışkan sayısı çoğunlukla ikidir. Ancak bazı özel durumlarda üç veya daha fazla olabilir. Çalışma sırasında kullanılan serpantin dolaylı temaslı, kompakt, kanatlı yüzeyli ve çapraz akışlı ısı değiştiricisidir.

3. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMLERİ

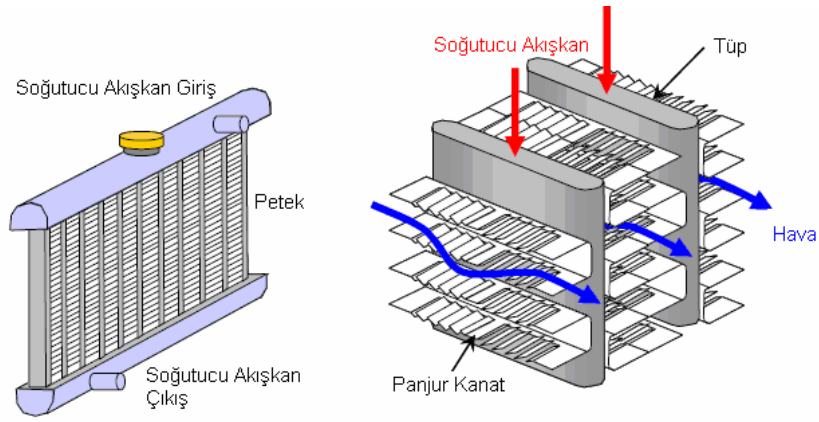
Soğutma sistemi, motoru en verimli çalışabileceği sıcaklık bölgesinde tutabilecek şekilde tasarlanmaktadır. Bunu gerçekleştirebilmesi için de motordan yüksek miktarda ısıyı dışarı atmalıdır. Soğutma sistemi bu ısıyı iletim, taşınım ve radyasyon olmak üzere üç şekilde dışarı atar. Soğutma sistemi bu üç yolu kullanarak ısının dışarı atılmasını en üst düzeye getirebilecek şekilde tasarım edilmektedir. Çeşitli soğutma sistemleri taşıtlar üzerinde kullanılmaktadır[4,7]. Hava soğutmalı motorlarda, havanın kanatlar üzerinden geçmesi suretiyle motor bloğu ve silindir kafaları soğutulmaktadır. Isı motor çevresinden geçmekte olan havaya atılmaktadır. Su soğutmalı sistemlerde (Şekil 3.1) ise, motor çevresindeki kanalların içerisinden su ve antifrez karışımı geçirilerek motor soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan bir pompa vasıtasıyla motor bloğuna gönderilir. Buradan su kanalları yardımıyla silindir bloğu çevresinden geçer, oradan da serpantine ulaşır. Serpantine ulaşan soğutucu akışkan serpantin içerisinden geçen hava yardımıyla da soğutulur. Bir soğutma sisteminin tasarımınını ve çalışma şeklini anlayabilmek için soğutucu akışkanın özelliklerini belirlemek çok önemlidir. Soğutucu akışkanın donmasını önlemek ve kaynama sıcaklığını arttırmak için içerisine antifreze katılır. Ayrıca antifrez katılmak suretiyle soğutma sisteminde oluşabilecek olan korozyon da önlenmiş olur. Soğutma sisteminin verimli bir şekilde çalışabilmesi için, sistemi oluşturan su pompası, su ceketleri, termostat, serpantin, basınç kapağı, genleşme tankı, fan, davlumbaz, kayış ve sıcaklık göstergeleri gibi parçaların her an çalışır durumda ve bakımlı olması gerekmektedir [8].



Şekil 3.1: Taşıt Su Soğutma Sistemi

4. SERPANTİNLER

Motor soğutma sisteminin temel yapı taşı olan serpantinin başlıca amacı, motor üzerinde ısınmış olan soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektir. Bu da serpantin peteği içerisinden geçen hava yardımıyla sağlanmaktadır. Soğutucu akışkan, serpantin boruları içerisinden geçerken hava da boru dış yüzeyinden akmaktadır. Bu sayede ısı, sıcak akışkandan soğuk akışkana (hava) geçmektedir. Bu proses ısı geçişi olarak adlandırılmaktadır. Burada ısı, sıvıdan havaya iletildiği için bu tür ısı değiştiricileri sıvı-hava ısı değiştiricileri olarak adlandırılır[9] (Şekil 4.1).



Şekil 4.1: Serpantinler

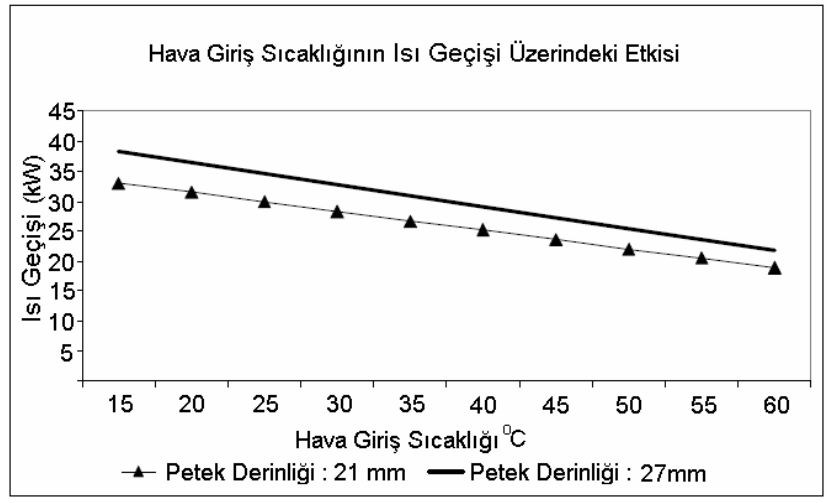
Serpantinler önceleri dökme demirden, birleştirmeler ise, genelde civata ile yapılmaktaydı[4]. Ancak günümüzde daha hafif malzemeler (alüminyum, pirinç, paslanamaz çelik ve plastik) kullanılmaktadır. Birleştirmeler genelde lehimle yapılmakta olup gerekli kısımlarda farklı yapıştırma teknikleri de kullanılmaktadır. Alüminyum ve plastiğin, serpantin imalatında kullanılmaya başlaması sonucu serpantinin ağırlığı da azaltılmıştır.

5. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaynaklarda geçen HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), NTU (Number of Transfer Units) ve deneysel çalışma sonuçlarının ışığı altında, serpantin fiziksel özelliklerinin değişiminin serpantin etkenliğine (verimine, $\varepsilon=q/q_{maks}$) etkileri aşağıda verilmiştir.

5.1 Serpantin Hava Giriş Sıcaklığı Değişiminin Isı Geçişine Etkisi

Serpantin hava giriş sıcaklığı değişiminin ısı geçişi üzerindeki etkisi şekil 5.1'de gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere, hava giriş sıcaklığının artması serpantindeki ısı geçişini düşürmektedir. Sharkawy tarafından yapılan bu çalışmada iki farklı petek derinliği kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla 21 mm petek derinliği ve 27 mm petek derinliğidir. 27 mm petek derinliğine sahip olan serpantindeki ısı geçişi 21 mm petek derinliğine sahip olan serpantindenki ısı geçişinden daha yüksektir. Bunun sebebi, serpantin üzerindeki ısı geçiş alanının artmasıdır. Bunun sonucunda serpantin hava çıkış sıcaklık değeri de fazla olmaktadır[10].

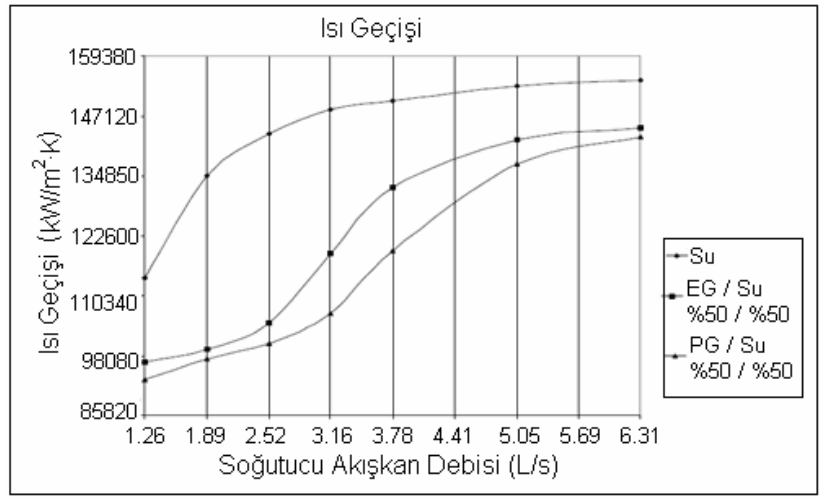


Şekil 5.1: Hava Giriş Sıcaklığının Isı Geçişi Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.1'de görüleceği üzere, ısı geçişi ile hava giriş sıcaklığı arasında doğrusal bir ilişki vardır. Hava sıcaklığındaki değişimden dolayı hava yoğunluğunun değişmesi ve bu değişimin etkisinin de ısı geçişine etkisi olsaydı, bu ilişki de doğrusal olmazdı.

5.2 Serpantin Soğutucu Akışkan Sıvısı Değişiminin Isı Geçişine Etkisi

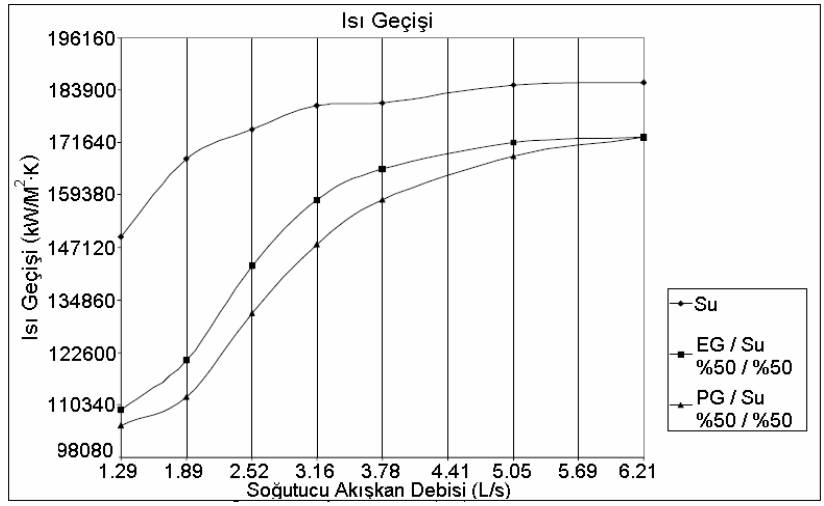
Juger ve Richard tarafından ağır ticari araç serpantinleri üzerinde yapılan deneysel çalışmalar sırasında çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılmıştır[11]. Soğutucu akışkanlar sırasıyla; saf su, %50 saf su ve %50 propilen glikol, %50 saf su ve %50 etilen glikol'dur. Isıl verim deneyi hava hızı 6 m/s'de gerçekleştirilmiştir. Kullanılan serpantinin genişliği 1.02 m ve yüksekliği 0.74 m'dir. Deneye tabi tutulacak olan serpantin yukarıdan aşağıya akış tiptir. Serpantin içerisinden geçen soğutucu akışkan sıvısı tipinin ısı geçişi üzerindeki etkisi şekil 5.2'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2: Soğutucu Akışkanın Isı Geçişine Etkisi, Yukarıdan Aşağı Akış

Ayrıca yine Juger ve Richard tarafından ağır ticari araç serpantini üzerinde yapılan laboratuvar çalışmasında, farklı soğutucu akışkanlar deneyler sırasında kullanılmıştır[11]. Soğutucu akışkanlar yine sırasıyla saf su, %50 saf su ve %50 propilen glikol, %50 saf su ve %50 etilen glikol'dür. Isıl verim deneyi hava hızı 6 m/s'de gerçekleştirilmiştir. Kullanılan serpantinin genişliği 1.02 m ve yüksekliği

0.74 m'dir. Ancak bu çalışma sırasında kullanılan serpantin tipi çapraz akıştır. Çapraz akış serpantinine ait ısı geçişi karşılaştırma sonuçları şekil 5.3'de verilmiştir.



Şekil 5.3: Soğutucu Akışkanın Isı Geçişine Etkisi, Çapraz Akış

Gollin, Bjork, Hyun ve Juger, Richard tarafından farklı soğutucu akışkan türleriyle yapılan deneyler sonucunda elde edilen çıkarımlar aşağıda verilmiştir [11-13];

- 50/50 EG/Su ve 50/50 PG/Su'nun benzer ısıl ve akışkan özellikleri vardır.
- Saf su kullanılması durumunda, 2.52 lt/s soğutucu akışkan debisinden önce ısı geçişi azalmaktadır. 50/50 EG/Su kullanılması durumunda 3.80 lt/s soğutucu akışkan debisinden önce ısı geçişi azalmaktadır. 50/50 PG/Su kullanılması durumunda 5.05 lt/s soğutucu akışkan debisinden önce ısı geçişi azalmaktadır.
- Deney sırasında kullanılan serpantinde, soğutucu akışkan debisinin 5.05 lt/s değerinin altında olması durumunda, 50/50 PG/Su karışımınındaki ısı geçişi 50/50 EG/Su'deki ısı geçişinden daha azdır.
- Gollin, Bjork, Hyun ve Juger, Richard tarafından aynı petek yapılarına sahip olan yukarıdan aşağı ve çapraz akışlı serpantinler üzerinde yapılan ısıl verim deney sonuçları göstermektedir ki, çapraz akışlı serpantinin daha uzun ve daha az sayıda tüplere sahip olmasından dolayı, çapraz akışlı serpantindeki ısı geçişi yukarıdan aşağı akışlı olan serpantinindeki ısı geçişinden daha yüksektir.

5.3 Serpantin Malzemesi Değişiminin Isıl Verime Etkisi

Mamber tarafından yapılmış olan çalışma sırasında alüminyum serpantin ile bakır serpantin karşılaştırılmıştır[14]. Serpantin malzeme değişikliği ile ilgili olarak yapılan çalışmanın sonucu tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5.1: Malzeme Değişikliği Sonrası Serpantin Karşılaştırılması

Serpantin Özellikleri	Birim	Alüminyum Serpantin	Bakır Serpantin
Serpantin Ön Yüzey Alanı	dm^2	73	73
Tüp Genişliği	mm	2	1.4
Tüp Et Kalınlığı	mm	0.35	0.10
Kanat Kalınlığı	mm	0.10	0.04
Serpantin Petek Ağırlığı	kg	9.4	10.3
Serpantin Fiyatı	%	100	108-110
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	^oC	63.6	63.6

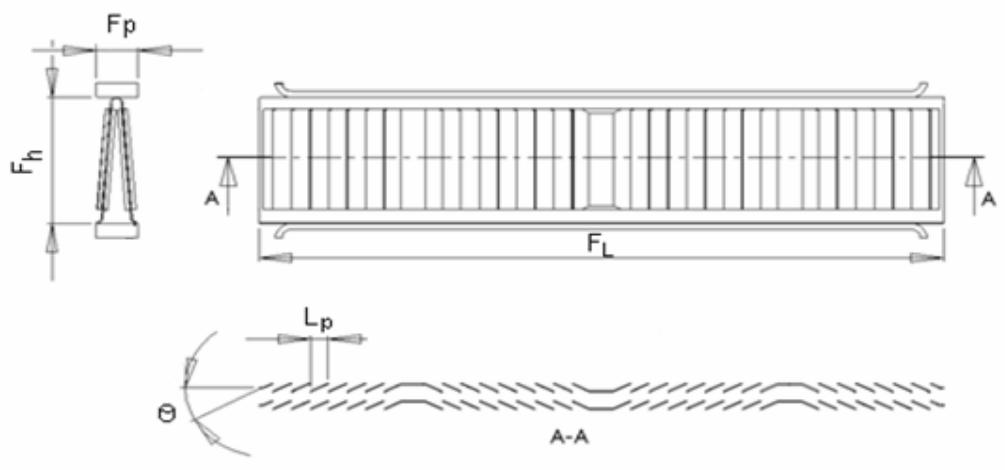
Serpantin malzeme karşılaştırması sırasında, farklı malzemelerden yapılmış olan serpantinlerin petek ön alanı ve serpantin soğutucu akışkan çıkış sıcaklıkları sabit tutulmuştur. Karşılaştırma sonuçları göstermektedir ki, alüminyum serpantin hem ağırlık hem de fiyat açısından bakır serpantine göre %10 daha avantajlıdır.

5.4 Serpantinin Boyutsal Özelliklerinin Değişiminin Isıl Verime Etkisi

Aşağıki bölümlerde serpantinin boyutsal özelliklerinin değişiminin,

- kanat adımı - F_P
- kanat boyu - F_L
- panjur kanat uzunluğu - L_P
- panjur kanat açısı - θ
- kanat adımının panjur kanat adımına oranı
- kanat kalınlığı
- kanat yüksekliği - F_h
- tüp boyutları

ısıl verim üzerine etkileri verilecektir.



Şekil 5.4: Serpantin Kanat Boyut Tanımlaması

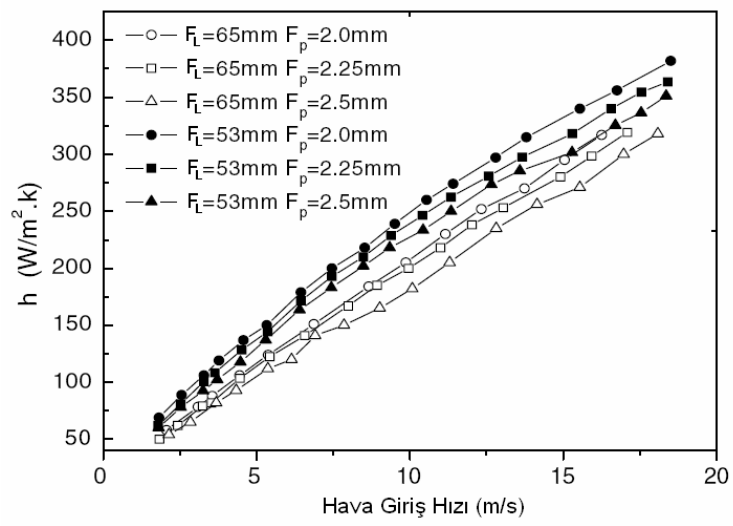
5.4.1 Serpantinin kanat adımı "F_p" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Hsieh ve Jang farklı F_p, F_L ve θ için türettiği tasarımları 250 mm x 200 mm'lik bir radyatör de denemiştir[15]. Kullanılan tasarımlar ve geometrik ölçüleri tablo 5.2'de verilmiştir.

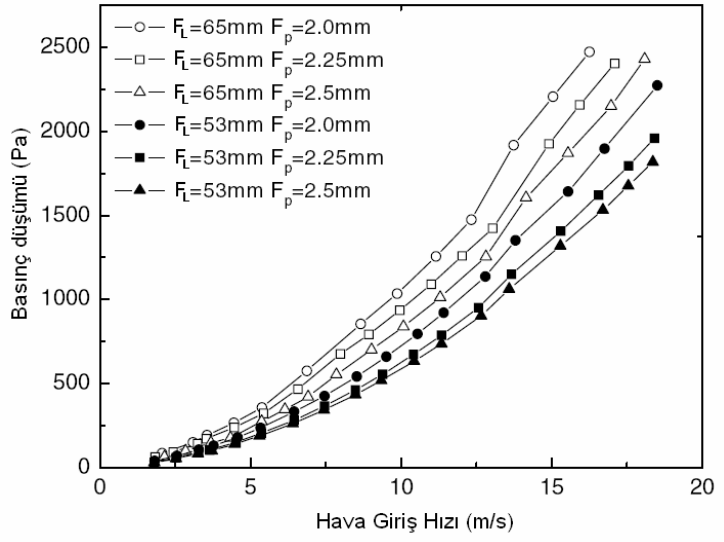
Tablo 5.2: Hsieh ve Jang'nin Deneylerinde Kullandığı Tasarımların Geometrik Ölçüleri

Tasarım	F_p	F_h	F_L	θ	L_p
1	2.00 mm	8 mm	65 mm	28^o	1.2 mm
2	2.25 mm	8 mm	65 mm	28^o	1.2 mm
3	2.50 mm	8 mm	65 mm	28^o	1.2 mm
4	2.00 mm	8 mm	53 mm	28^o	1.2 mm
5	2.25 mm	8 mm	53 mm	28^o	1.2 mm
6	2.50 mm	8 mm	53 mm	28^o	1.2 mm

Kanat boyu, F_L 65 mm ve 53 mm olan 2 farklı tasarım ve kanat adımı, F_p'si de 2 mm, 2.25 mm ve 2.5 mm olan 3 farklı kanat geometrisi ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen ortalama ısı geçiş katsayısı (h) ve basınç düşümü (ΔP) verileri aşağıda grafik halinde gösterilmiştir.



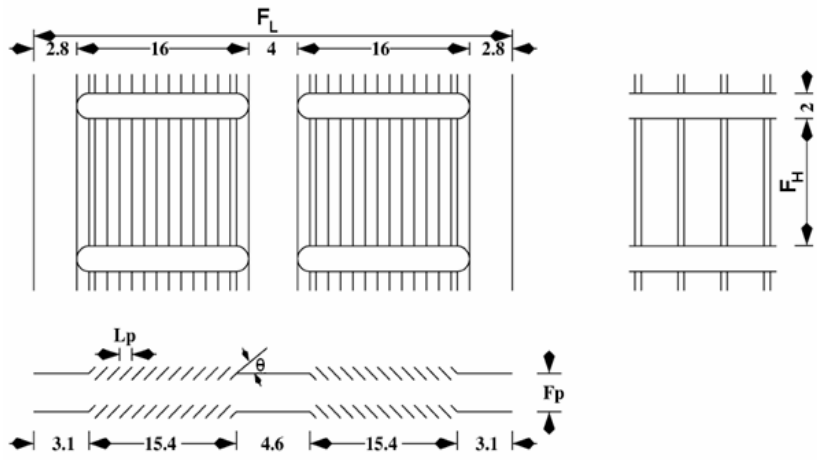
Şekil 5.5: Isı Geçiş Katsayısının Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi



Şekil 5.6: Basınç Düşümünün Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi

Şekil 5.5 ve şekil 5.6'da görüldüğü gibi kanat adımı azaldıkça, ısı geçiş katsayısı ve basınç düşümü, aynı giriş hızında artmaktadır.

Malapure'nin yaptığı CFD çalışmasında, tasarımlarda 0.05 mm kalınlıkta yapılmış bakır kanatlar kullanmıştır[16]. Tablo 5.3'de, analiz ettiği tasarımlara ait geometrik ölçüler verilmiştir.

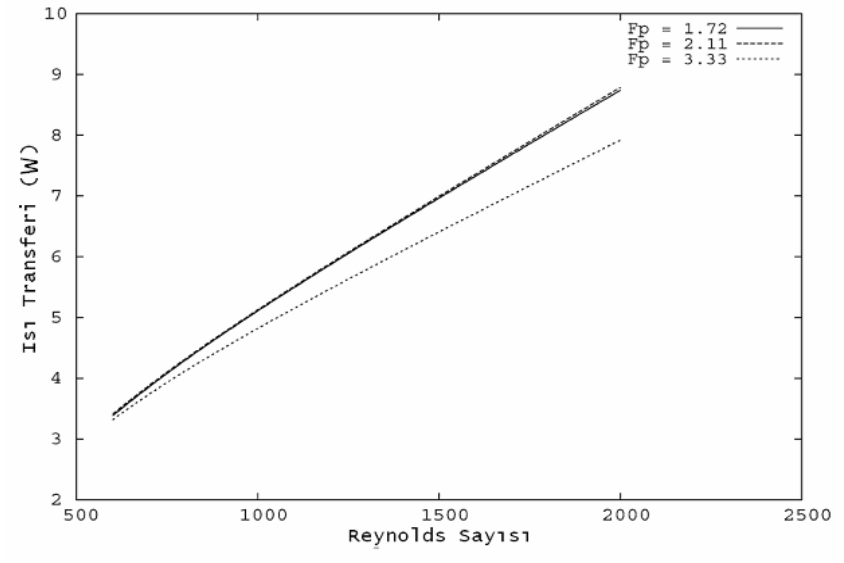


Şekil 5.7: Bakır Kanat Boyutları

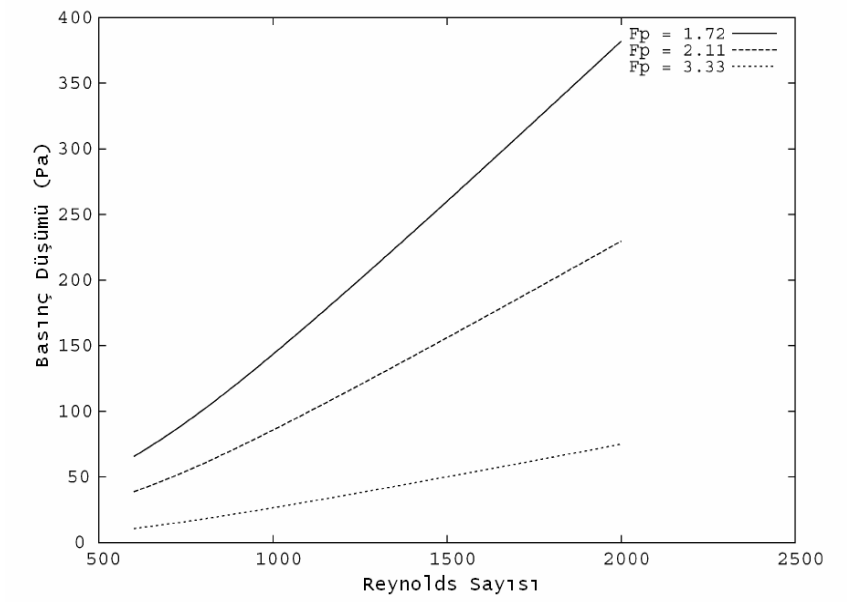
Tablo 5.3: Malapure'nin Çalışmalarında Kullandığı Tasarıma Ait Geometrik Ölçüler

Tasarım	F_p	F_h	F_L	θ	L_p
1	2.11 mm	11 mm	41.6 mm	29^o	0.81 mm
2	1.72 mm	11 mm	41.6 mm	29^o	0.81 mm
3	3.33 mm	11 mm	41.6 mm	29^o	0.81 mm

Malapure'nin yapmış olduğu deneysel çalışmalar sonucunda, üç farklı kanat adımı için türettiği, ısı transferinin ve basınç düşümünün Reynolds sayısına göre değişim grafiği aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.8: Isı Transferinin Reynolds ile Değişimi



Şekil 5.9: Basınç Düşümünün Reynolds ile Değişimi

Şekil 5.8'de görüldüğü gibi, kanat adımının 3.33 mm'den 2.11 mm'ye düşürülmesi ile ısı transferinde bir artım olmuştur. Ancak, 2.11 mm ile 1.72 mm kanat adımlı modeller arasında, ısı transferi açısından bir fark görülmemiştir.

Şekil 5.9'da kanat adımının azalması ile basınç düşümünde bir artma olmuştur. Bunun nedeni, kanat adımının düşmesi ile panjur kanatların sınır tabaka ve türbülans oluşumunda daha etkili olması ve panjur kanatlar arasından akan havanın artık rahat geçememesidir.

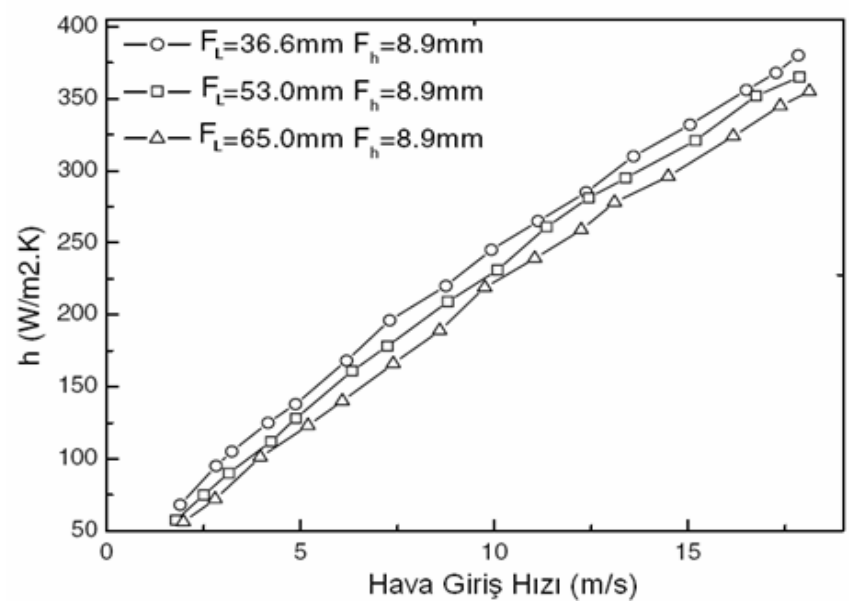
5.4.2 Serpantinin kanat boyu "F_L"değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Dong'un kanat boyu olan F_L üzerinde yaptığı çalışmada kullandığı geometrilere ait veriler aşağıdaki tabloda verilmiştir[17].

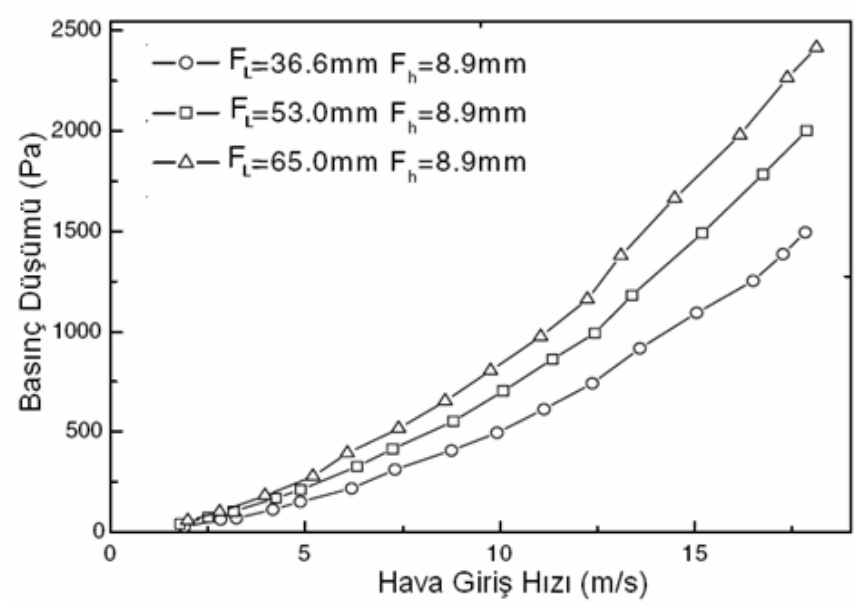
Tablo 5.4: F_L'nin İncelendiği Tasarımların Geometrik Ölçüleri

Tasarım	F_p	F_h	F_L	θ	L_p
12	2 mm	8,9 mm	65.0 mm	22^o	1,2 mm
13	2 mm	8,9 mm	53.0 mm	22^o	1,2 mm
14	2 mm	8,9 mm	36,6 mm	22^o	1,2 mm

F_L= 36.6 mm, 53 mm ve 65 mm'lik 3 farklı tüp ve 3 farklı geometri ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen ortalama ısı geçiş katsayısı, h ve basınç düşümü, ΔP verileri aşağıda grafik halinde gösterilmiştir.



Şekil 5.10: Isı Geçiş Katsayısının Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi



Şekil 5.11: Basınç Düşümünün Hava Giriş Hızına Göre Farklı Kanat Geometrilerinde Değişimi

Şekil 5.10 ve şekil 5.11'de görüldüğü gibi, kanat boyunun ısı geçişi katsayısında ve basınç düşüşlerinde etkisi olduğu açıktır. Aynı hava giriş hızında, kanat boyunun azalması ile ısı geçiş katsayısı artmakta, bununla beraber basınç düşümü de artmaktadır.

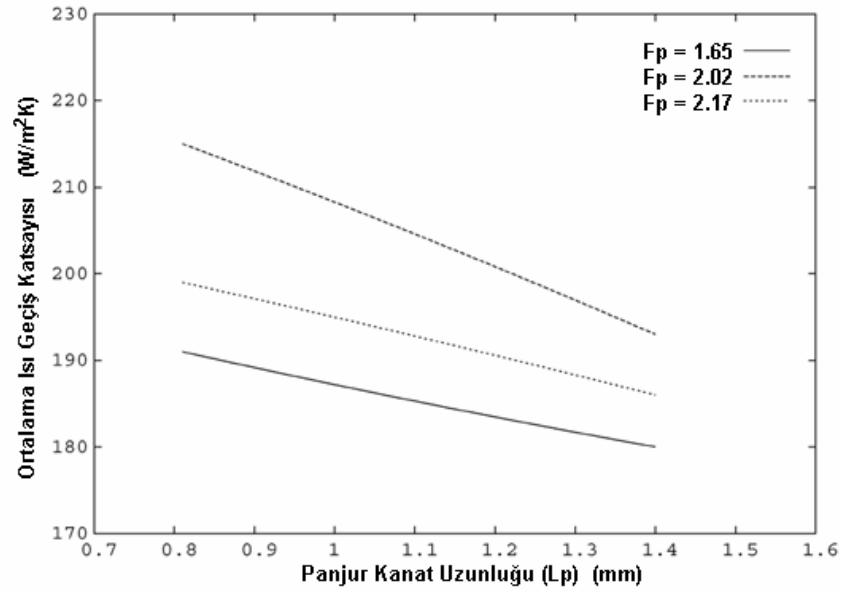
5.4.3 Serpantinin panjur kanat uzunluğu "L_P" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Malapure'nin panjur kanat uzunluğu olan L_p üzerinde yaptığı çalışmada kullandığı geometrilere ait veriler aşağıdaki tabloda verilmiştir[16].

Tablo 5.5: L_p'nin İncelendiği Tasarımların Geometrik Ölçüleri

Tasarım	F_p	F_h	F_L	θ
1	1.65 mm	11 mm	41.6 mm	29°
2	2.02 mm	11 mm	41.6 mm	29°
3	2.17 mm	11 mm	41.6 mm	29°

Bu çalışmalara göre farklı panjur kanat uzunluklarına sahip tasarımlarda, ortalama ısı geçiş katsayısının panjur kanat uzunluğuna göre değişimi aşağıda gösterilmiştir.

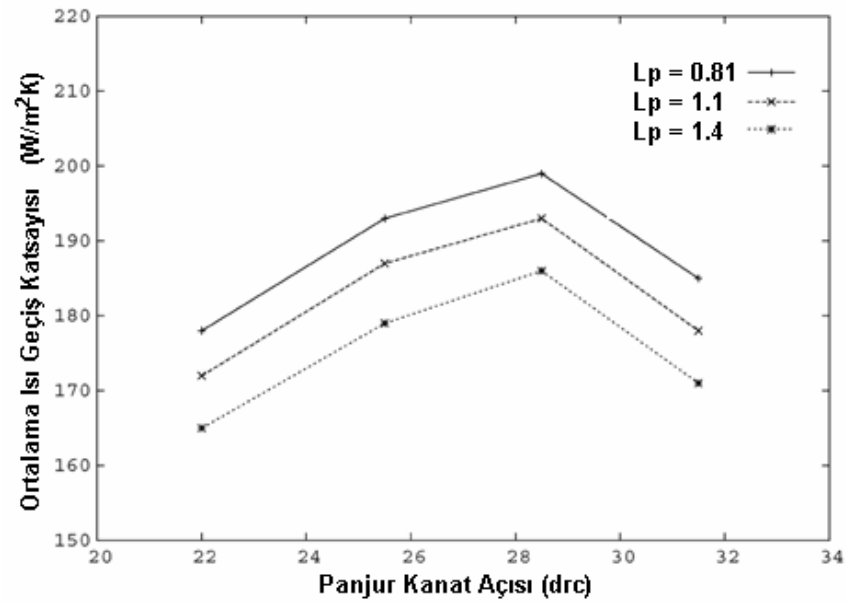


Şekil 5.12: Panjur Kanat Uzunluğunun, Optimum Panjur Kanat Açısında Isı Geçişi Katsayısına Etkisi

Panjur kanat uzunluğunun azalması, hava akışını kesintiye uğratan ince sınır tabaka oluşumuna neden olmaktadır. Fakat belirli bir panjur kanat uzunluğundan sonra basınç düşüşleri büyümektedir. Bu nedenle optimum panjur kanat uzunluğu 0.81 mm alınmıştır.

5.4.4 Serpantinin panjur kanat açısı "θ" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Malapure'nin çeşitli tasarımlar için yaptığı çalışmalara göre, farklı panjur kanat uzunluklarına sahip tasarımlarda, ortalama ısı geçiş katsayısının panjur kanat açısına göre değişimi aşağıda gösterilmiştir[16].

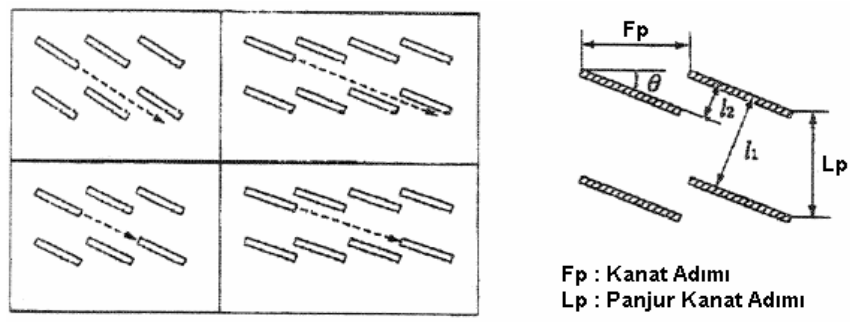


Şekil 5.13: Ortalama Isı Geçiş Katsayısının Panjur Kanat Açısı ile Değişimi

Şekil 5.13'de ısı geçiş katsayısının, panjur kanat açısı 28 dereceye yaklaştıkça arttığı, daha sonra azaldığı görülmektedir. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında akışın panjur kanat açısı doğrultusunda hareket etmesinden kaynaklanmaktadır.

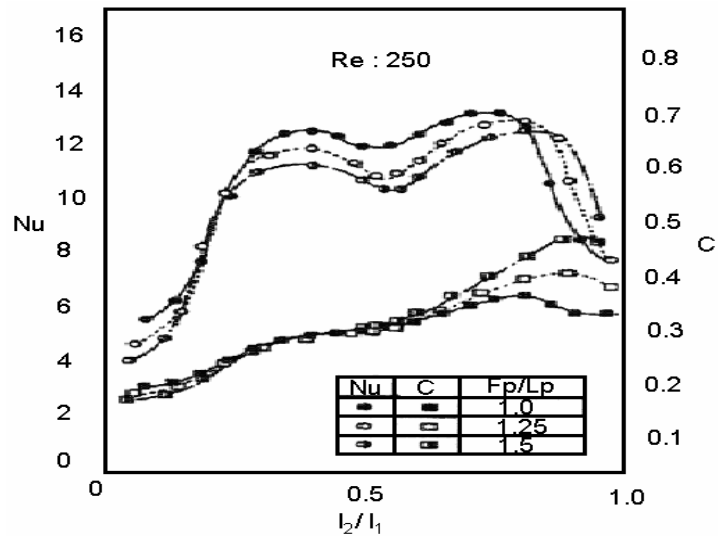
5.4.5 Kanat adımının panjur kanat adımına oranının Nusselt sayısına etkisi

Sunao tarafından yapılan çalışma sırasında, kanat adımının panjur kanat adımına oranının (F_p/L_p) Nusselt sayısına ve direnç katsayısı olan C'ye etkisini görebilmek için kullanılan geometrinin tanımı aşağıdaki şekilde verilmiştir[18].



Şekil 5.14: F_p/L_p ve l_1/l_2 Oranlarının Tanımlaması

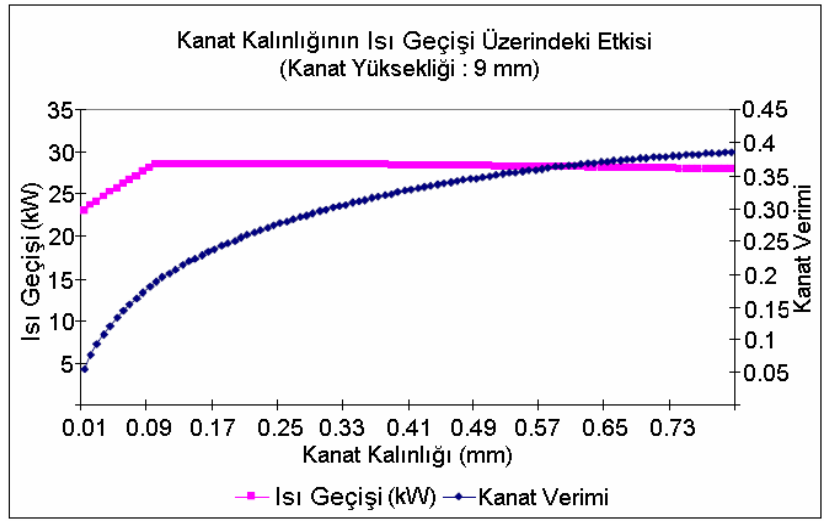
Yapılan çalışma sonrasında l_2/l_1 değerinin 0.4 ve 0.7 olduğu yerlerde Nusselt sayısının maksimum değerlere ulaşmasına rağmen, 0.5 değerinde Nusselt Sayısını değeri düşmektedir. l_2/l_1 değerinin 0.3 olması durumunda ise Nusselt sayısında büyük bir şekilde düşüş yaşanmaktadır. Ayrıca direnç katsayası olan C değeride, l_2/l_1 oranının artmasıyla yükselmektedir. Şekil 5.15'de F_p/L_p ve l_2/l_1'deki değişimin Nusselt sayısına ve direnç katsayısı olan C'ye etkisi verilmiştir.



Şekil 5.15: F_p/L_p Oranının Nusselt Sayısı ve Direnç Katsayısı Üzerindeki Etkisi

5.4.6 Serpantinin kanat kalınlığı değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

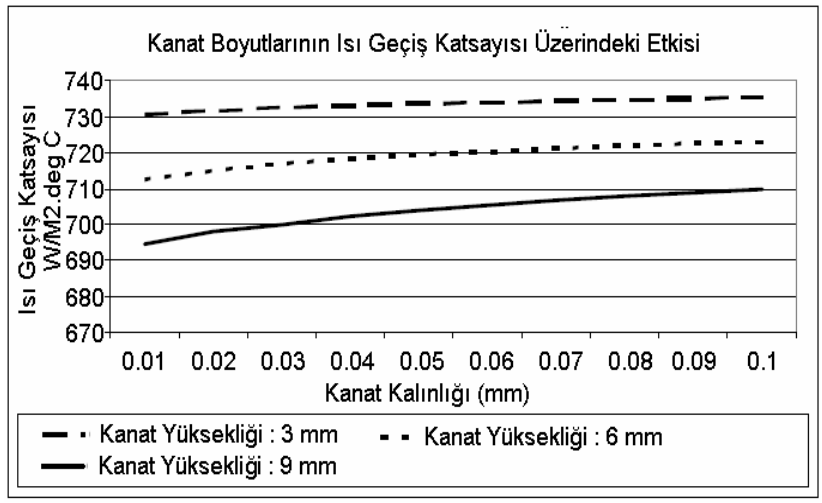
Serpantin kanat kalınlığı değişiminin ısı geçişi ve kanat verimi üzerine etkisi şekil 5.16'da gösterilmiştir. Sharkawy tarafından yapılan bu çalışma, sadece 9 mm kanat yüksekliğinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.16'da gösterildiği üzere, kanat kalınlığındaki artış kanat verimini sürekli bir şekilde arttırmaktadır. Ancak, aynı artış ısı geçişi üzerinde gözlenmemektedir ve ısı geçişi de belirli bir kanat kalınlığından sonra sabit kalmaktadır[10].



Şekil 5.16: Kanat Kalınlığının Isı Geçişi Üzerindeki Etkisi

5.4.7 Serpantinin kanat yüksekliği "F_h" değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Serpantin kanat yükseklik değişiminin ısı geçiş katsayısı üzerine etkisi şekil 5.17'de gösterilmiştir. Sharkawy tarafından yapılan bu çalışma sırasında, 0.01 mm ile 0.1 mm arasında değişen kanat kalınlıkları (bölüm 5.4.6'da belirtildiği üzere 0.1 mm'den sonraki kanat kalınlığı değişiminin ısı geçişi üzerine etkisi bulunmamaktadır) ve üç farklı kanat yüksekliği (kanat yükseklikleri sırasıyla 3 mm, 6 mm ve 9 mm'dir) kullanılmıştır [10].

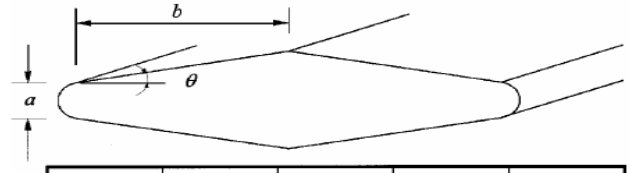


Şekil 5.17: Kanat Boyutlarının Isı Geçiş Katsayısı Üzerindeki Etkisi

Şekil 5.17'den de anlaşılacağı üzere, kanat yüksekliğindeki artış, serpantinden ısı atılmasını önemli oranda arttırmaktadır. Bu ve önceki bölümlerin ışığında, serpantin ısıl veriminin kanat-hava taşınımından büyük oranda etkilendiği sonucuna varılabilir. Hava debisi ve serpantin ısı geçiş alanı artışı, serpantin ısıl verimi üzerinde anahtar rol oynamaktadır.

5.4.8 Serpantinin tüp boyutları değişimi için yapılan geçmiş çalışmalar

Kyoung ve Pak tarafından yapılmış olan HAD çalışmalarında serpantin üzerinde kullanılan tüplerin boyutları şekil 5.18'de görüldüğü gibi değiştirilmiş ve beş değişik koşul elde edilmiştir[19].

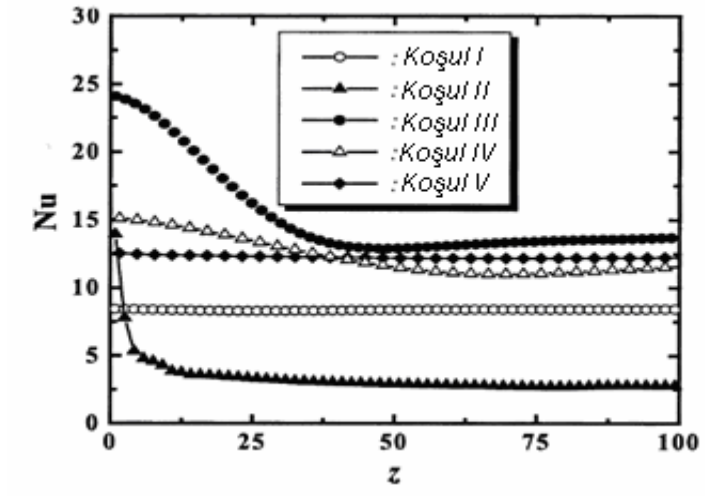


	a	b	θ	Kanal
Koşul I	3.0	7.8	8.5°	Yok
Koşul II	1.6	8.9	0°	Yok
Koşul III	3.5	7.8	0°	10
Koşul IV	3.5	7.8	0°	16
Koşul V	3.0	7.8	8.5°	10

Şekil 5.18: Serpantin Tüp Şekil Çeşitleri

Şekil 5.19 incelendiğinde koşul III ile kanat kanalı boyunca en yüksek Nusselt sayılarının elde edildiği gözlenmektedir. Serpantin boruları üzerine açılmış olan kanallar, sınır tabaka oluşumunu önlediği için daha yüksek ısı geçiş katsayısı elde edilmesine sebebiyet vermiştir.

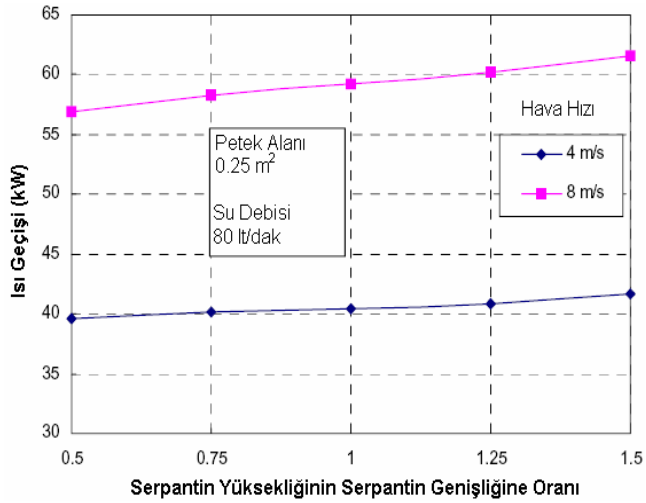
Sonuç olarak, serpantin etkenliğinin maksimum olabilmesi için serpantin tasarımı sırasında koşul III'e sahip geometri kullanılmalıdır.



Şekil 5.19: Kanat İçi Nusselt Sayısı Değişimi

5.5 Serpantin Yüksekliğinin Genişliğine Oranının Isı Geçişine Etkisi

Dohoy ve Dennis tarafından yapılan çalışmada, serpantin petek ön yüzey alanın sabit tutularak, serpantin genişlik ve serpantin yükseklik değerleri değiştirilmiştir[9]. Yapılan çalışma sırasında serpantin petek ön yüzey alanı 0.25 m^2, soğutucu akışkan debiside 80 lt/dak ve serpantine giren hava hızlarıda 4 m/s ve 8 m/s'dir. Serpantin yüksekliğinin serpantin genişiliğine oranı 0.5 ile 1.5 arasında değişmektedir. Çalışma sonucunda elde eldilen grafik aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 5.20: Serpantin Yüksekliğinin Serpantin Genişliğine Oranının Isı Geçişine Etkisi

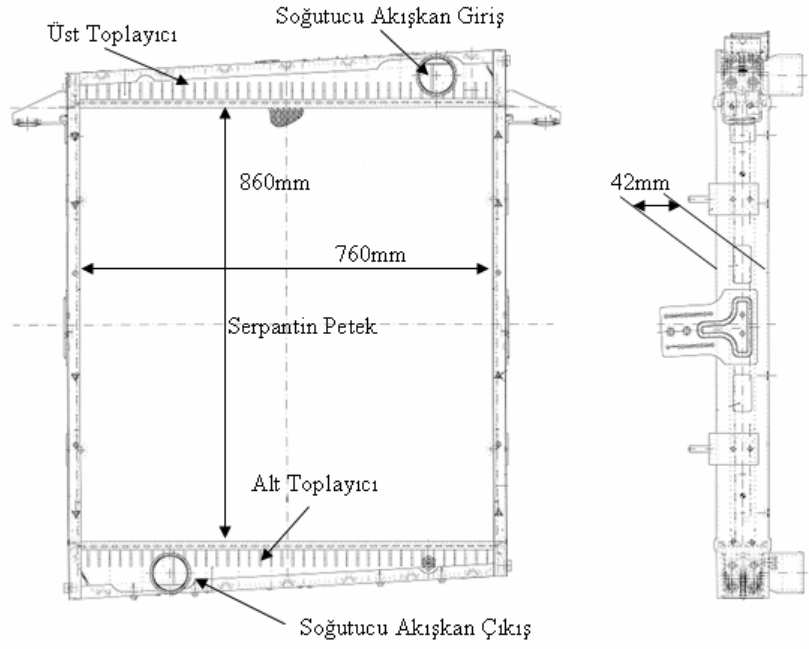
Isı geçişi, 8 m/s hava hızında, serpantin yüksekliğinin serpantin genişliğine oranının 0.5'den 1.5'e çıkması durumunda %8 oranında artmaktadır. Soğutucu akışkanın daha uzun tüplerden geçmesi ve sabit soğutucu akışkan debisinde azalan tüp sayısından dolayı soğutucu akışkan hızının artması sebebiyle, serpantinin soğutma performansı artmaktadır. Bundan dolayıdır ki, genel olarak bu tip serpantinler ağır ticari araçlarda kullanılmaktadırlar.

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

Taşıt firmaları serpantin tasarımının en son aşamasında, HAD çalışmaları ve geçmiş deneyimlerin ışığında saptanan serpantinin fonksiyonunu tam olarak yerine getirip getirmeyeceğinin belirlenebilmesi için bazı deneyler yapmaktadır. Bunların en önemlilerinden biri de ısıl verim deneyidir. Bu çalışma sırasında bir taşıt serpantininin ısıl verim deneyi yapılmış olup, deney düzeneği ve deneysel belirsizlik analizi sonuçları aşağıdaki bölümlerde verilmiştir.

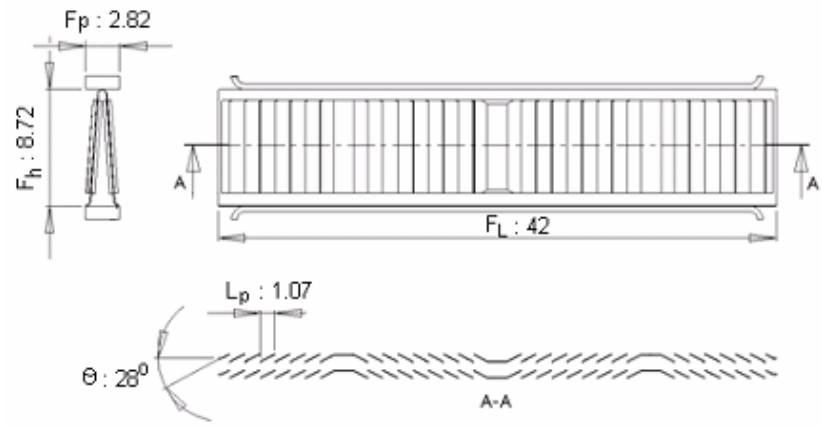
6.1 Serpantin Özellikleri

Serpantini oluşturan alt ve üst toplayıcı ile serpantin peteğinin malzemesi alüminyumdur ve deneyler sırasında kullanılan serpantinin boyutsal özellikleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.1: Deneyler Sırasında Kullanılan Serpantinin Boyutları

Deneyler sırasında kullanılan soğutucu akışkan sıvısı karışımı, %50 glikol ve %50 su'dan oluşmaktadır. Deneyler sırasında kullanılan serpantinin kanat şekli aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.2: Deneyler Sırasında Kullanılan Serpantin Kanadının Boyutları

6.2 Serpantin Isıl Verim Deney Düzeneği

Araç serpantininin test edilmesinde kullanılan deney düzeneği, araç üzerini simüle edecek şekilde hazırlanmıştır. Söz konusu deney düzeneği bilgisayar yardımıyla kontrol edilmektedir. Deneyler Ransco firmasından satın alınmış olan termal oda içerisinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında ölçülen ve kontrol edilen değerler tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1: Deney Değişkenleri

Deney Değişkenleri	Birim	Deneyler Sırasında
Hava Hızı	m/s	Kontrol Edilebilen
Hava Giriş Sıcaklığı	^{o}C	Kontrol Edilebilen
Hava Çıkış Sıcaklığı	^{o}C	Ölçülen
Hava Tarafı Petek Basınç Düşümü	kPa	Ölçülen
Soğutucu Akışkan Hızı	m/s	Kontrol Edilebilen
Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	^{o}C	Kontrol Edilebilen
Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığı	^{o}C	Ölçülen
Soğutucu Akışkan Debisi	kg/s	Kontrol Edilebilen
Soğutucu Akışkan Tarafı Petek Basınç Düşümü	kPa	Ölçülen

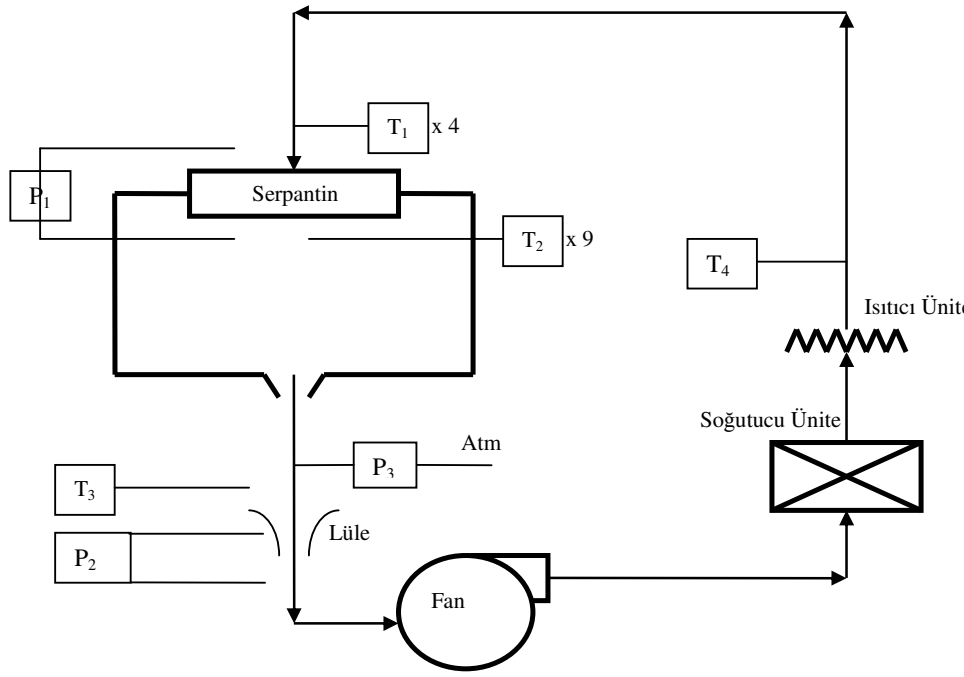
6.2.1 Serpantinin hava tarafı deney düzeneği

Serpantin hava tarafı deney düzeneği şekil 6.3'de verilmiştir. Deney düzeneğinde;

Sıcaklıkların ölçülmesi sırasında dört ayrı yerde 15 adet direnç termometresi kullanılmıştır. Hava sıcaklık kontrolünde, ısıtma sırasında bir adet ısıtıcı ünite ve soğutma için de bir adet soğutcu ünite kullanılmıştır.

Hava debisi, deney düzeneğinde kullanılan lüle yardımıyla ölçülmektedir ve ölçülen değer doğrultusunda fan hızı değiştirilerek hava debisi ayarlanmaktadır.

Serpantinin hava tarafındaki basınç değeri, serpantin petek direnci, serpantinin birer santimetre önüne ve arkasına fark basınç ölçeri yerleştirilerek ölçülmüştür. Serpantin çıkış tarafında lüle bölgesinde hava debisinin hesaplanabilmesi için fark basınç ölçeri yerleştirilmiştir.



Şekil 6.3: Serpantin Hava Tarafı Deney Düzeneği Şematik Gösterimi

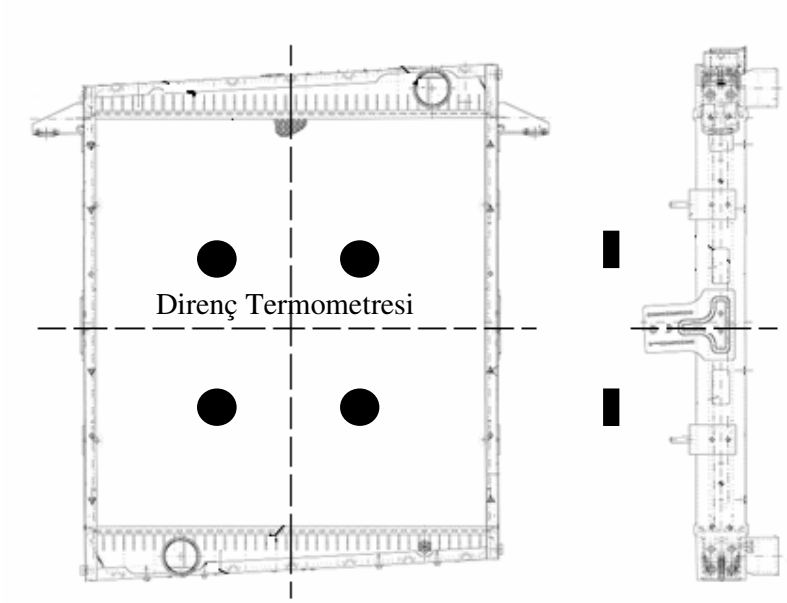
Tablo 6.2'de serpantin hava düzeneğinde kullanılan ölçüm aletlerinin adları ve ölçme belirsizlikleri verilmiştir.

Tablo 6.2: Serpantin Hava Tarafı Ölçüm Cihaz Adları ve Kesinlik Değerleri

Sembol	Ölçüm Cihazı	Cihaz Markası	Birim	Kesinlik
P_1	Fark Basınç Ölçeri	Mks tip 229	Pascal	% +/- 0.3
P_2	Fark Basınç Ölçeri	Mks tip 229	Pascal	% +/- 0.3
P_3	Basınç Ölçer	Mks tip 229	Pascal	% +/- 0.3
T_1	Direnç Termometresi	Elimko PT-100 RT10	^oC	+/-0.1 ^oC
T_2	Direnç Termometresi	Elimko PT-100 RT10	^oC	+/-0.1 ^oC
T_3	Direnç Termometresi	Elimko PT-100 RT10	^oC	+/-0.1 ^oC
T_4	Direnç Termometresi	Elimko PT-100 RT10	^oC	+/-0.1 ^oC
L	Debi Ölçer	Brandt	kg/s	% +/-0.5

6.2.1.1 Serpantinin hava tarafı sıcaklık ölçümü

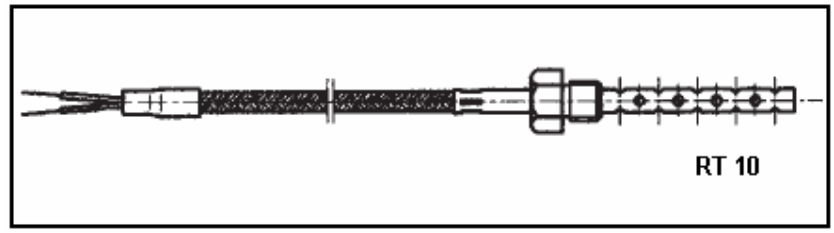
Deneyler sırasında hava giriş sıcaklığı serpantinin ön tarafından 15 cm uzaklıkta bulunan 4 adet direnç termometresi (D/T) yardımıyla ölçülmektedir (Şekil 6.4). Ölçülen sıcaklıkların aritmatik ortalaması alınarak serpantin hava giriş sıcaklığı saptanmaktadır. Aynı şekilde serpantinin arka kısmında ve serpantine 15 cm uzaklıkta bulunan 9 adet direnç termometresi yardımıyla da serpantin hava çıkış sıcaklıkları ölçülmekte ve bu 9 noktadan ölçülen sıcaklık değerlerinin aritmatik ortalaması alınarak serpantin hava çıkış sıcaklığı belirlenmektedir. Sıcaklık ölçümleri sırasında kullanılan direnç termometreleri arasındaki sıcaklık farkının çok düşük olmasından dolayı, serpantin hava giriş ve çıkış sıcaklıkları, ölçülen sıcaklıklarının aritmatik ortalamaları alınarak hesaplanmıştır (TS EN 306). Hava sıcaklık ölçümlerinde Elimko firmasından tedarik edilmiş PT-100 RT10 direnç termometreleri kullanılmıştır.



Şekil 6.4: Serpantin Ön Tarafı Sıcaklık Ölçüm Noktaları

Sıcaklık ölçümlerinde termokupldan sonra bulunmuş ve kullanılmaya başlanmış olan direnç termometreleri endüstride ve laboratuvarlarda çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle hassas ölçüm alınmak istenilen düşük sıcaklıklarda, termo elemanlara nazaran tercih edilirler[20]. Direnç termometresi, iletken bir telin direnç değerinin sıcaklıkla değişmesinden istifade edilerek oluşturulan bir sıcaklık algılayıcısıdır. Sarımlı direnç, sıcaklığı ölçülmek istenilen ortama daldırılır ve üzerinden sabit akım geçirilir. Sıcaklığın değişimi ile sarımlı direncin direnç değeri değişir ve üzerinden geçen sabit akımla değişen bir gerilim elde edilir.

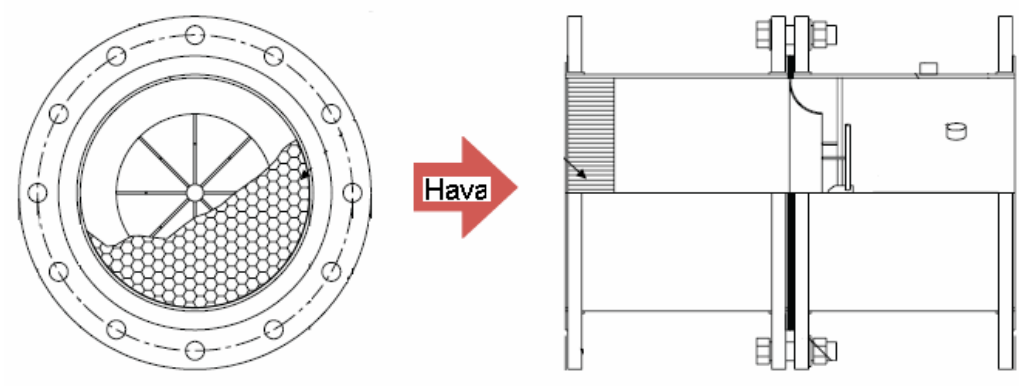
Standartlarda en çok kullanılan Pt-100 ve Ni-100 gibi direnç termometrelerinin 0°C'deki direnç değeri standart 100 ohm'dur "BS EN 60751:1996".



Şekil 6.5: Serpantin Hava Tarafı Direnç Termometresi

6.2.1.2 Serpantinin hava tarafı debi ölçümü

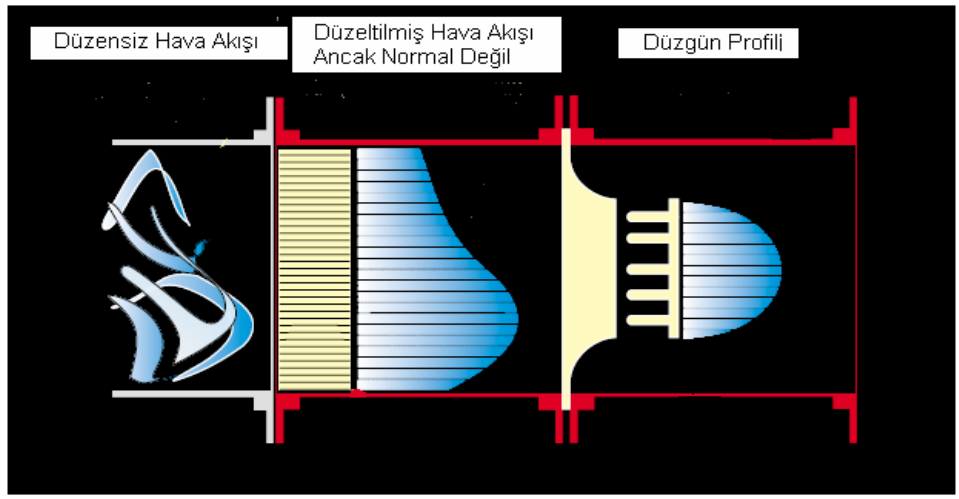
Hava debisi, deney düzeneğinde bulunan fan ile sağlanmaktadır.



Şekil 6.6: Lüle Kesiti

Brandt firmasından tedarik edilen lüle tipi hava debi ölçer hava akışını düzelterek hassas ölçümler yapılmasına olanak sağlamaktadır ve %+/- 0.5 okuma hassasiyetine sahiptir.

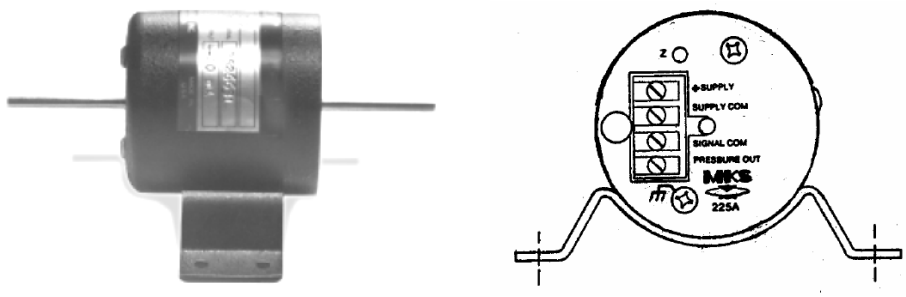
Yukarıda belirtilen lüle'nin çalışma biçimi şekil 6.7'de verilmiştir. Lüle bölgesinde basınç farkı ve sıcaklığın ölçülmesiyle, hava tarafındaki debi bulunmaktadır.



Şekil 6.7: Lüle İçerisindeki Hız Profili Değişimi

6.2.1.3 Serpantinin hava tarafı basınç ölçümü

Serpantin hava tarafı petek ve lüle bölgesindeki basınç düşümlerinin ölçülmesinde MKS firmasından tedarik edilmiş olan fark basınç ölçeri kullanılmıştır. Şekil 6.8'de deneyler sırasında kullanılan fark basınç ölçerin şekli verilmiştir.



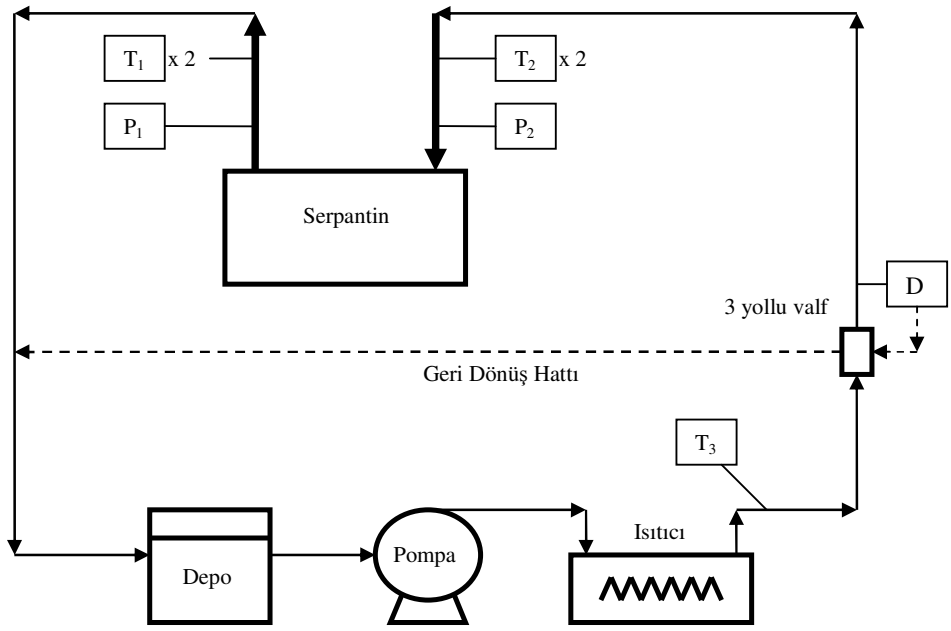
Şekil 6.8: Fark Basınç Ölçeri

MKS firmasından alınan tip 229 fark basınç ölçeri ölçme belirsizlik değeri % +/-0.5' dir. Çalışma, cihaz içerisindeki diyaframın deforme olmasına karşılık kapasite farkı oluşmaktadır ve oluşan bu kapasite farkıda basınç farkına çevrilerek bilgisayar ortamında kaydedilmektedir.

6.2.2 Serpantinin soğutucu akışkan tarafı deney düzeneği

Serpantin soğutucu akışkan tarafı deney düzeneği şekil 6.9'da verilmiştir. Deney düzeneğinde;

Sıcaklıkların ölçülmesi sırasında üç ayrı yerde 5 adet direnç termometresi kullanılmıştır. Soğutucu akışkan sıcaklık kontrolünde ise, bir adet ısıtıcı ünite kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın deney düzeneği içindeki dolaşımı bir adet sabit devirli pompa sayesinde sağlanmaktadır. Soğutma suyu debi kontrolü Koriolis tipi debi ölçer ve üç yollu valf yardımıyla sağlanmaktadır. Pompa tarafından gönderilen soğutucu akışkanın fazla debisi geri dönüş hattı sayesinde tekrar depoya gönderilmektedir. Soğutucu akışkan tarafındaki serpantin petek direnci, giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç ölçerler yardımıyla ölçülmüştür.



Şekil 6.9: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Deney Düzeneği Şematik Gösterimi

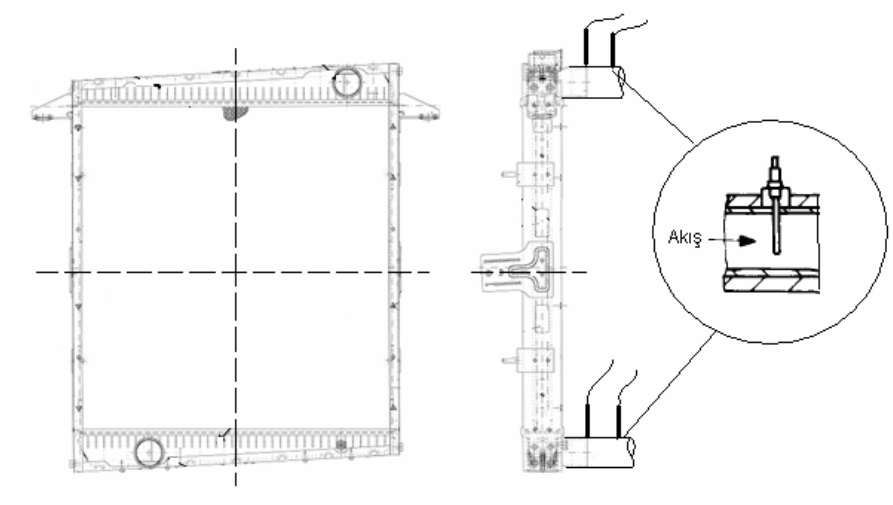
Tablo 6.3'de serpantin soğutucu akışkan düzeneğinde kullanılan ölçüm aletlerinin adları ve ölçme belirsizlikleri verilmiştir.

Tablo 6.3: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Ölçüm Cihaz Adları ve Kesinlik Değerleri

Sembol	**Ölçüm Cihazı**	**Cihaz Markası**	**Birim**	**Kesinlik**
P_1	Basınç Ölçer	PMP 1400	Pascal	% +/- 0.15
P_2	Basınç Ölçer	PMP 1400	Pascal	% +/- 0.15
T_1	Direnç Termometresi	Elimko RT09	^oC	+/- 0.1 ^oC
T_2	Direnç Termometresi	Elimko RT09	^oC	+/- 0.1 ^oC
T_3	Direnç Termometresi	Elimko RT09	^oC	+/- 0.1 ^oC
D	Debi Kontrolü	Brankhorst	kg/s	% +/- 0.2

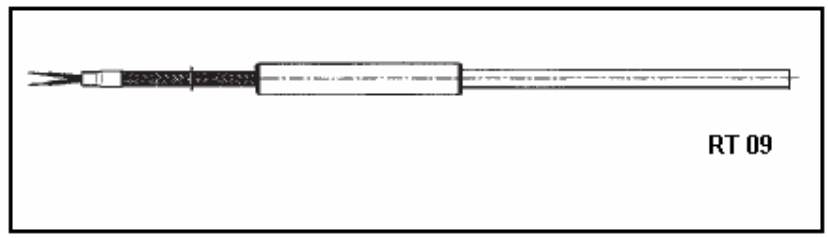
6.2.2.1 Serpantinin soğutucu akışkan tarafı sıcaklık ölçümü

Serpantine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı, serpantin girişinden ve çıkışından 15 cm ve 20 cm uzaklıkta bulunan ikişer adet direnç termometre yardımıyla ölçülür ve ölçüm sonuçlarının aritmatik ortalamaları alınarak serpantine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı belirlenir. Şekil 6.10'da direnç termometresinin sıcaklık ölçüm noktası ve yerleştirme şekli verilmiştir.



Şekil 6.10: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Direnç Termometresi Yeri

Şekil 6.11'de verilmiş olan RT09, sabit kablolu, portatif amaçlı kullanılan bir direnç termometredir[20]. Laboratuvar uygulamalarında cam veya metal kapların erlanmayer içine daldırılmak sureti ile geniş kullanım imkanı vardır. Paslanmaz borular içinde 9 mm çapa kadar, istenilen boyda üretilmektedir. Kablo bağlantı noktasının sıcaklığı 100 °C'nin üzerine çıkmamalıdır. Doğru ölçüm almak için ortalama dış çapının minimum 6 ile 15 katı kadar akışkan içerisine daldırılmalıdır.

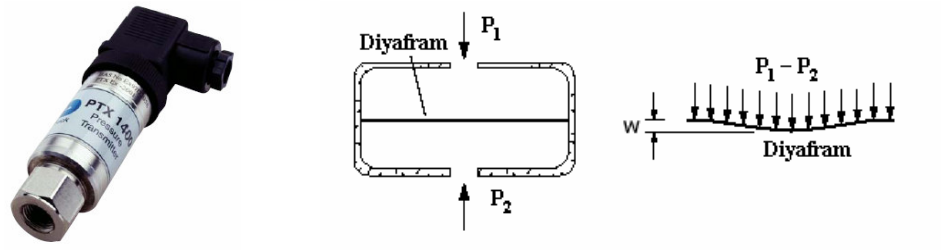


Şekil 6.11: Serpantin Soğutucu Akışkan Tarafı Direnç Termometresi

6.2.2.2 Serpantinin soğutucu akışkan tarafı basınç ölçümü

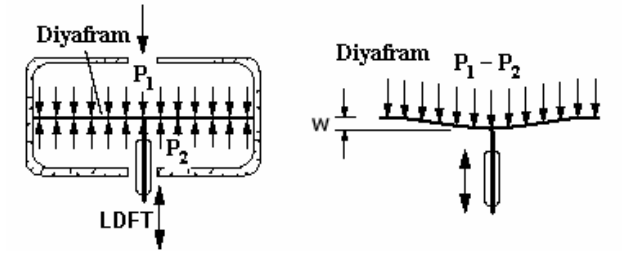
Soğutucu akışkan tarafı serpantin giriş ve çıkış basınçları, serpantin giriş ve çıkışında 5 cm mesafede bağlanmış iki adet basınç ölçer sayesinde ölçülmektedir. Ölçülen bu basınç değerlerinin farkı alınarak serpantin petek direnci hesaplanmaktadır.

Deney düzeneğinde kullanılan PMP 1400 basınç ölçeri, diyafram tipi olup aşağıda kısaca çalışma şekli hakkında bilgi verilmiştir.



Şekil 6.12: PMP 1400 Basınç Ölçeri

Şekil 6.12 ve şekil 6.13'de gösterildiği üzere, diyagram tipi basınç ölçerlerde, sıvılı basınç ölçerin aksine sıvı yükseklik farkı gözlenmeyip, basınç farkından dolayı diyagramda oluşan elastik defarmasyonun mertebesi (w) ölçülerek basınç değeri saptanmaktadır. W esnemesi straingeyc veya lineer değişken fark transformerleri (LDFT) tarafından ölçülmektedir.

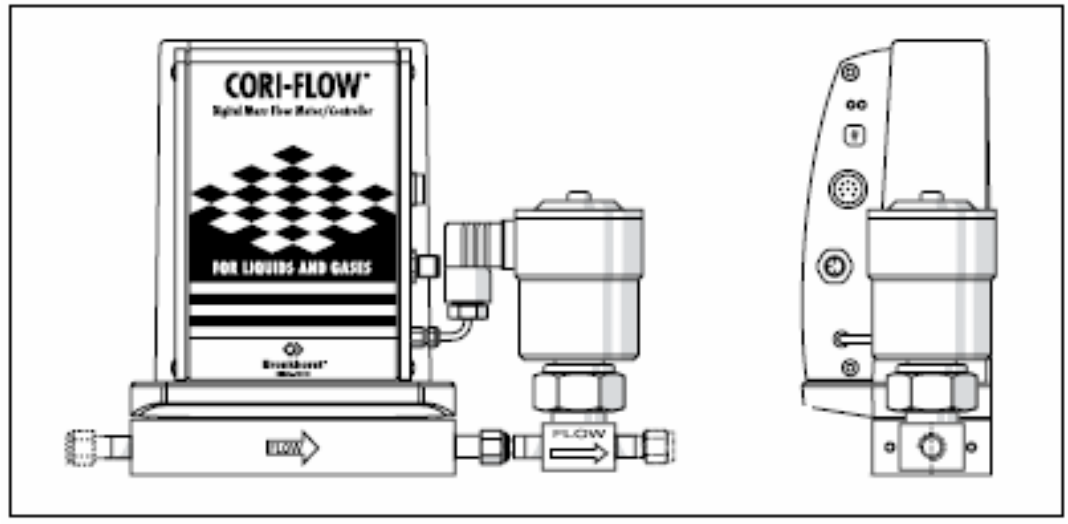


Şekil 6.13: Diyafram Çalışma Şekli

6.2.2.3 Serpantinin soğutucu akışkan tarafı debi ölçümü

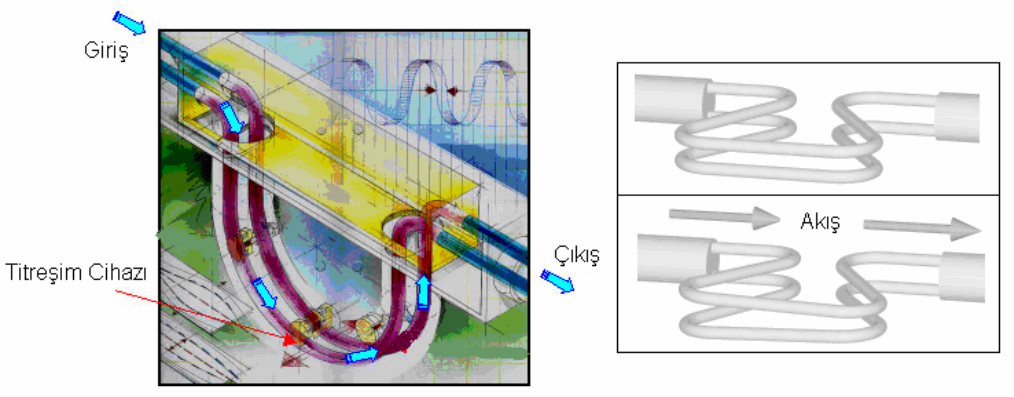
Soğutucu akışkan pompa sayesinde sistem içerisinde devir daim yaptırılmaktadır. Pompa sabit devir dönmektedir. Soğutucu akışkan debisi, koriolis tip debi ölçer ve üç yollu valf ile kontrol edilmektedir.

Soğutucu akışkan debisi ölçümü ve kontrolü Bronkhorst firmasından tedarik edilen koriolis tip debi kontrolörü tarafından yapılmaktadır.



Şekil 6.14: Koriolis Tipi Debi Ölçer

Koriolis tipi debi ölçerin çalışma prensibini kısaca özetlemek gerekirse, şekil 6.15'de gösterildiği üzere, birbirine paralel iki tane U tüp, 150 Hz frekans ile titreşim cihazı sayesinde hareket ettirilmektedir. Tüpler içerisinden akışkan geçmediği durumlarda salınım periyodik olmaktadır. Ancak tüpler içerisinde akış olduğu durumda ise, akış U tüpünün ilk yarısından aşağıya doğru inerken titreşimin yarattığı dönmeden dolayı, akışkanın açısal momemtumu artar ve U borusu giriş ucunun salınım genliği, sisteme uygulanan salınım genliğinin altında kalır. Aynı durumun tersi U tüpünün çıkışında oluşur ve akışkan açısal momentum azalışından dolayı U tüpün çıkışındaki salınımın genliği sisteme uygulanan genliğin üstünde kalır. U tüpü giriş ve çıkışı arasında oluşan bu fark, faz farkı olarak nitelendirilir ve debi hesabında kullanılır.



Şekil 6.15: Koriolis Tipi Debi Ölçer Çalışma Düzeni

6.3 Serpantin Isıl Verim Deney Standartları

Taşıt serpantinlerinin deneyleri sırasında kullanılan laboratuar ve deney ortamının standartlara uyum sağlaması gerekmektedir.

Öncelikli olarak laboratuar ve deney ortamının uyması gereken standart EN ISO 9000 (TS ISO 9000-1, TS ISO 9000-2, TS ISO/CD 9000-3, TS ISO 9000-4) serisidir. Bu standart, kalite yönetimi ve kalite güvence standartları, seçim ve kullanım kılavuzunu içermektedir[21].

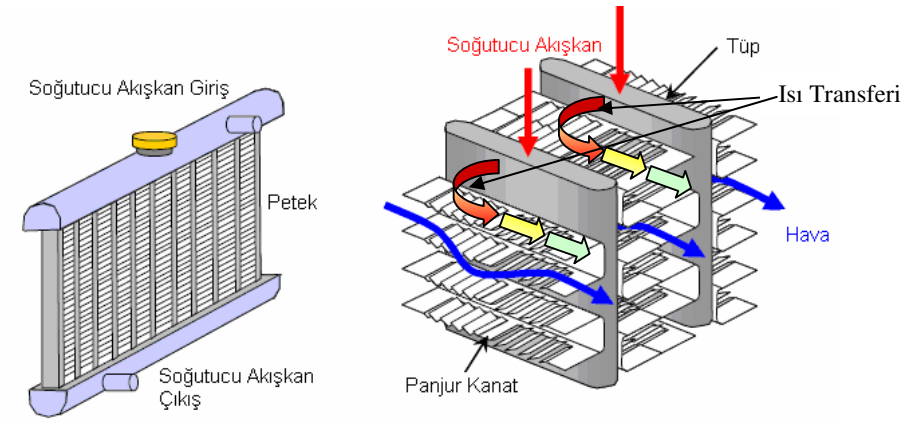
Serpantin deneyleri sırasında kullanılan laboratuar ve deney ortamı ISO/IEC 17025 uluslararası standarda uygun olarak düzenlenmiş olmalıdır. Bu standart, deney yapılacak olan laboratuarın deney ve kalibrasyon bakımından uyumunu araştırmaktadır[22].

Serpantin deneyleri sırasında kullanılan laboratuar, deney ortamı ve tesisatı TS EN 306 (Isı değiştiricileri veriminin belirlenmesi için gerekli verim değişkenleri ölçme metotları) Türk Standardına uyumlu olmalıdır. Bu standart, ısı değiştiricilerinde, sıcaklık, basınç, değişik akışkanların akış kalitesi ve kütle debilerinin nasıl ölçüleceği ve hesaplanacağına dair esasları kapsamaktadır[23].

Çalışması sırasında serpantin deneylerinin yapılmasında hizmet alınan serpantin üreticisi firmanın deney tesisatı belirtilen bu üç standarta da uygundur.

6.4 Serpantin Isıl Dengesi

Adından anlaşılacağı gibi ısı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki akışlar arasında ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Isı değiştiricileri endüstride yaygın olarak kullanılırlar ve değişik tasarımlarda olabilirler. Deneyler sırasında kullanılan serpantin yukarıdan aşağıya akışlı kompakt bir ısı değiştiricisidir. Serpantindeki ısı transferi şekil 6.16'da gösterildiği gibi, serpantin içerisinden geçen soğutucu akışkan sıvısından serpantin kanatları içerisinden geçen havaya doğru olmaktadır.

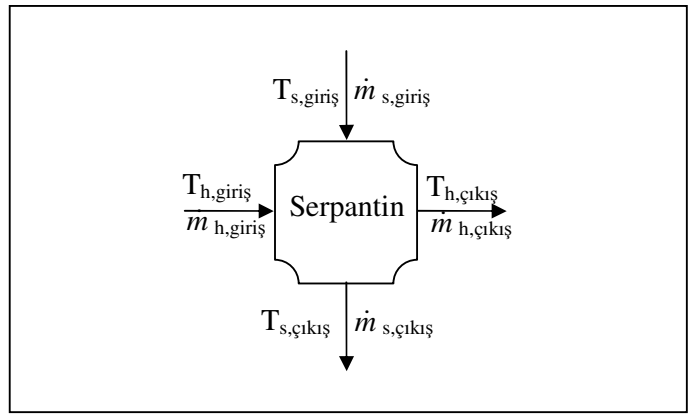


Şekil 6.16: Serpantin Üzerindeki Isı Geçişi

Bir ısı değiştiricisi için kütlenin korunmu ilkesi, sürekli akış durumunda, ısı değiştiricisine giren ve ısı değiştiricisinden çıkan akışkanların debilerin toplamının eşit olmasını gerektirir. Diğer bir deyişle, sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütlesel debileri ayrı ayrı sabittir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \qquad (6.1)$$

Isı değiştiricilerinde (serpantinlerde) iş etkileşimi yoktur, (w=0). Her iki akışkan için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir ($\Delta ke \approx 0$, $\Delta pe \approx 0$). Teorik olarak dışarıya olan ısı kaybı, Q=0'dır.



Şekil 6.17: Serpantin Isı Dengesi

Dolayısıyla denge denklemi,

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç \tag{6.2}$$

$$\dot{m}_{s,g} h_{s,g} + \dot{m}_{h,g} h_{h,g} = \dot{m}_{s,ç} h_{s,ç} + \dot{m}_{h,ç} h_{h,ç} \tag{6.3}$$

$$\dot{m}_s (h_{s,g} - h_{s,ç}) = \dot{m}_h (h_{h,ç} - h_{h,g}) \tag{6.4}$$

Entalpi, h değerini, ($h = c_p T$) sabit basınçta özgül ısı ve sıcaklık cisinden yazarsak,

$$\dot{m}_s c_{p,s} (T_{s,g} - T_{s,ç}) = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,ç} - T_{h,g}) \tag{6.5}$$

bulunur.

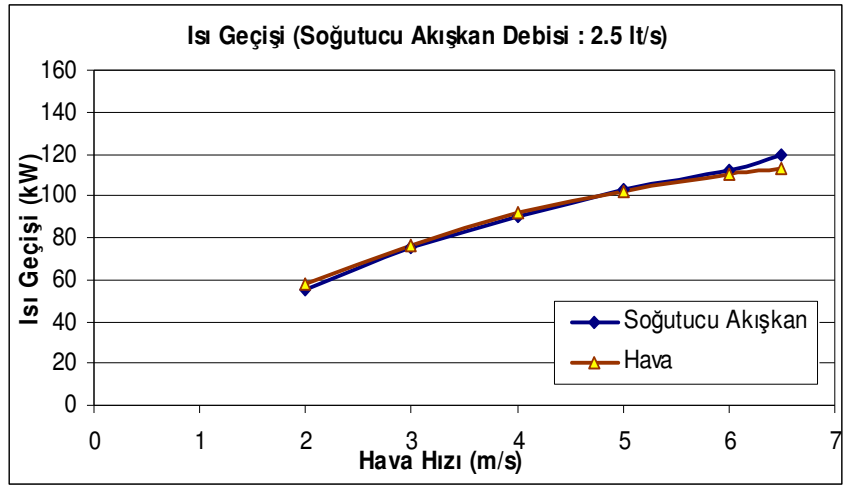
Hava tarafı için hesaplanan değer ile soğutucu akışkan tarafı için hesaplanan değerin biribirine eşit olması gerekmektedir. Bu eşitliği ve dolayısıyla deneyin doğruluğunu kanıtlamak amacıyla, 6 farklı hava hızında (2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 6.5 m/s) ve 3 farklı soğutucu akışkan debisinde (2.5 lt/s, 3.1 lt/s, 3.7 lt/s) hesaplamalar yapılmıştır. Belirtilen hava hızlarının seçilmesindeki amaç, aracın motoru yokuş çıkarken, düşük araç hızlarında (5 km/saat ile 20 km/saat), maksimum sıcaklık üretmesi ve soğutma sisteminde bu ısıyı dışarı atabilecek şekilde tasarlanması gerektiği içindir.

Öncelikli olarak, 2.5 lt/s soğutucu akışkan debisinde, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.4: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s

Hava Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması – Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s						
$\dot{m}_h$(kg/s)	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h (K)	36.22	31.96	28.5	25.46	22.87	21.67
$c_{p,h}$ (kJ/kgK)	1.007	1.007	1.008	1.007	1.007	1.007
Q_h (kW)	58.08	76.68	91.60	101.94	109.98	113.05
Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması						
$\dot{m}_s$(kg/s)	2.58	2.58	2.58	2.58	2.58	2.58
ΔT_s (K)	6.21	8.43	10.14	11.62	12.60	13.47
$c_{p,s}$ (kJ/kgK)	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44
Q_s (kW)	55.22	74.96	90.16	103.32	112.04	119.78
ΔQ (kW) (Q_h–Q_s)	2.86	1.72	1.34	-1.38	-2.05	-6.72

Yukarıda verilen tablonun grafik gösterimi aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.18: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s

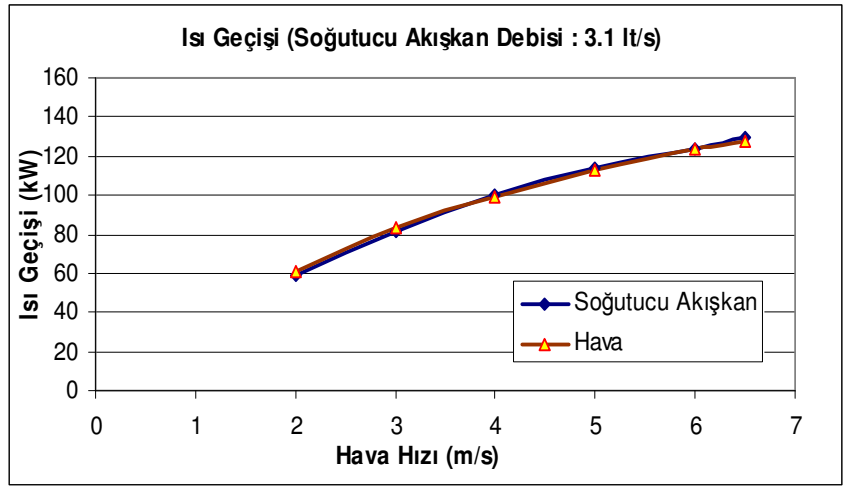
Soğutucu akışkan debisinin 2.5 lt/s olduğu durumda, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) sonuçları birbiri ile yakınlık göstermektedir.

İkinci olarak, 3.1 lt/s soğutucu akışkan debisinde, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.5: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s

Hava Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması - Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s						
$\dot{m}_h$(kg/s)	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h (K)	38.08	34.61	31.03	28.07	25.65	24.48
$c_{p,h}$ (kJ/kgK)	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
Q_h (kW)	60.96	83.72	99.40	112.41	123.56	127.51
Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması						
$\dot{m}_s$(kg/s)	3.20	3.20	3.20	3.20	3.20	3.20
ΔT_s (K)	5.3	7.43	9.08	10.31	11.26	11.71
$c_{p,s}$ (kJ/kgK)	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44
Q_s (kW)	58.44	81.92	100.12	113.68	124.15	129.12
ΔQ (kW) (Q_h -Q_s)	2.52	1.79	-0.71	-1.26	-0.59	-1.60

Yukarıda verilen tablonun grafik gösterimi aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.19: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s

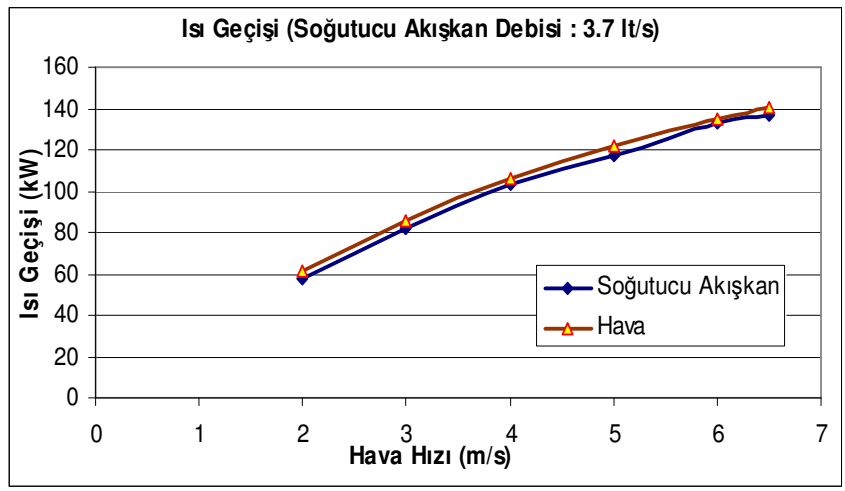
Soğutucu akışkan debisinin 3.1 lt/s olduğu durumda, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) sonuçları birbiri ile yakınlık göstermektedir.

Son olarak da, 3.7 lt/s soğutucu akışkan debisinde, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.6: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s

Hava Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması - Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s						
$\dot{m}_h$(kg/s)	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h (K)	38.53	35.73	32.87	30.39	28.11	26.9
$c_{p,h}$ (kJ/kgK)	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
Q_h (kW)	61.82	85.93	105.73	121.52	135.01	140.10
Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Geçişi Hesaplaması						
$\dot{m}_s$(kg/s)	3.82	3.82	3.82	3.82	3.82	3.82
ΔT_s (K)	4.39	6.24	7.83	8.94	10.1	10.4
$c_{p,s}$ (kJ/kgK)	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44	3.44
Q_s (kW)	57.77	82.12	103.04	117.65	132.92	136.87
ΔQ (kW) (Q_h-Q_s)	4.05	3.81	2.68	3.86	2.09	3.22

Yukarıda verilen tablonun grafik gösterimi aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.20: Isı Geçişi (kW), Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s

Soğutucu akışkan debisinin 3.7 lt/s olduğu durumda, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişlerinin farkı olan ΔQ (kW) sonuçları birbiri ile yakınlık göstermektedir. Dolayısıyla, değişik hava ve soğutucu akışkan debilerinde hesaplanan düşük ΔQ değerleri, ısıl verim deneyinin doğru yapıldığını kanıtlamaktadır.

6.5 Belirsizlik Analizi

Deneyleri yapan ve bu deney sonuçlarını kullanan araştırmacılar daima elde edilen bulguların gerçekliğini bilmek isterler. Bunu ortaya çıkarmak içinde, elde edilen veriler üzerinde belirsizlik analizleri yapılmaktadır.

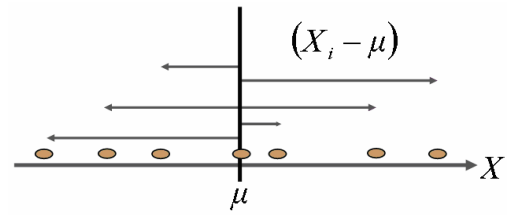
6.5.1 Standart Sapma

Bu kısımda özellikle deneysel bulguların analizi için kullanılan bazı tanımlar ile temel istatistik bilgiler verilecektir[24,25].

Aynı fiziksel büyüklük için yapılan N adet ölçümün her biri X_i ise, μ şeklinde tanımlanan aritmatik ortalama,

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^{N} x_i}{N} = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + ... + X_N}{N} \tag{6.6}$$

Herbir ölçüm değerinin ortalama değerden farkı ise sapma, $X_i - \mu$ şeklinde tanımlanır.



Şekil 6.21: Ölçüm Değerlerinin Ortalamadan Sapması

Deneysel bulguların, aritmatik ortalama değerden olan sapmalarını dağılımını gösteren bir büyüklük standart sapma "σ" veya sapmaların karelerinin karakökü,

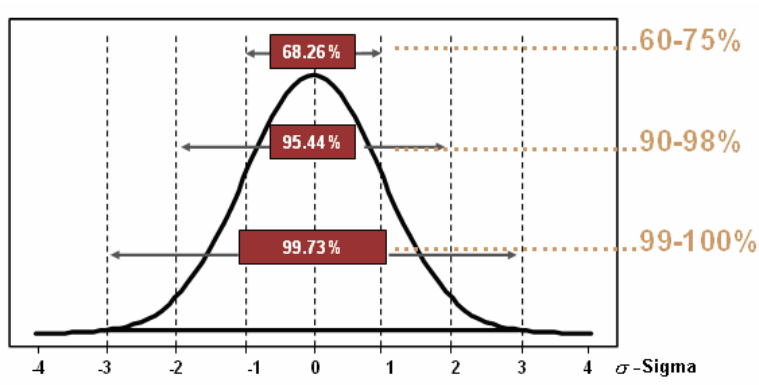
$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (x_i - \mu)^2}{N}} \tag{6.7}$$

N: Toplam ölçüm sayısı

X_i: Ortama değerden sapma

μ: Ölçümlerin aritmatik ortalama değeri

şeklinde verilmektedir. Bu değerin karesi σ^2 ise değişiklik (varyans) olarak adlandırılır.



Şekil 6.22 Standart Sapmanın Dağılımı

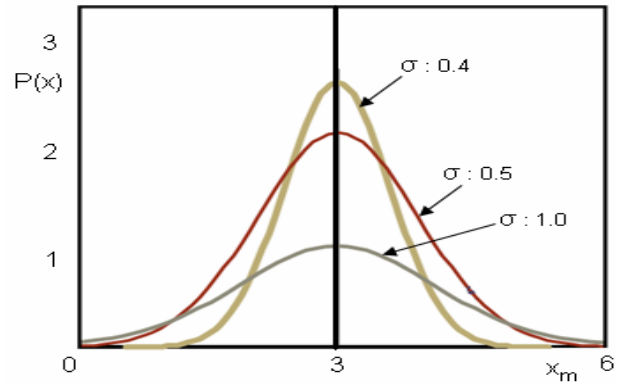
Normal dağılım gösteren bir anakütlede σ değeri, anakütleyi ne kadar kapsadığımızı göstermektedir. Örneğin, +/- 1 sigma değerinde çalışmalarımızı yapıyorsak, bütün dağılımın %68.26'ını hesaba katıyoruz demektedir. Deneysel çalışma sonuçları 6 sigma (+/-3 sigma) kapsamında değerlendirilmiştir. Bu nedenle, kesin bir yaklaşıma ulaşabiliriz diyebiliriz. Çünkü 6 sigma değeri ölçülecek olan değerlerin neredeyse 100%'ünü karşılamaktadır. Dolayısıyla aşağıda deneyler sırasında ölçülen değişkenlerin 6 sigma değerleri hesaplanmıştır.

6.5.2 Gausien veya Normal Hata Dağılımı

Belirli bir hata oranına sahip bir seri deney yapıldığını varsayalım. Bu deneylere ait x fiziksel büyüklüğünün belirli bir aralıkta bulunma olasılığını tespit etmek amacıyla, gausien (veya normal) dağılım adı verilen,

$$P(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-(x-x_m)^2}{2\sigma^2}} \tag{6.8}$$

şeklinde tanımlanır[24]. Bu bağlantıda, P(x) olasılık yoğunluğunu x_m dağılım yoğunlaştığı ortalama değeri, σ ise standart sapmayı göstermektedir.

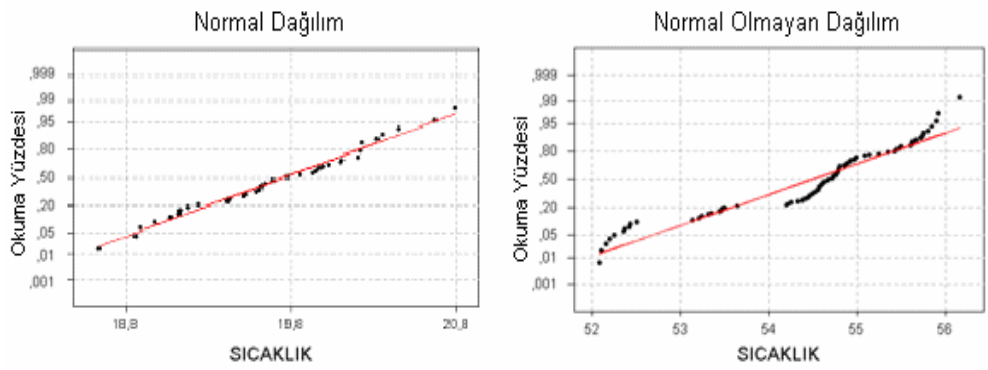


Şekil 6.23: Gausien Dağılımı

Şekilde ortalama değeri x_m=3 ve σ standart sapmasının 0.4, 0.5 ve 1.0 değerleri için iki tane P(x) olasılık yoğunluğu eğrisinin değişimleri görülmektedir. Şekile dikkat edilecek olursa σ standart sapma değerinin küçük olması halinde, dağılım eğrisi daha dik hale gelmekte ve ölçümler x_m ortalama değeri etrafında yoğunlaşmaktadır. Buna karşılık, σ değerinin artması halinde, dağılım eğrisi basık hale gelmekte ve ölçüm değerleri daha fazla dağılım göstermektedir. Bu durumda ölçümlerdeki hatanın daha fazla olması beklenmektedir.

Herhangi bir deneyde elde edilen bulgular, normal gauss hata dağılımı ile uyum içinde ise, bu bulgulara istatistik yasalar başarılı bir şekilde uygulanabilmektedir. Bu bulgular için standart sapma, ortalama değer ve değişiklik (varyans) gibi değerler kolaylıkla bulunabilmektedir.

Pratikte elde edilen bazı bulgular, her zaman normal gauss hata dağılımına uymaz. Bir deneye ait sonuçlar elde edildikten hemen sonra, ortalama değer, standart sapma, değişiklik gibi değerler hesaplanmadan, bu deney bulgularının normal gauss hata dağılımına uyup uymadığı hemen tespit edilmelidir. Bu maksatla geliştirilmiş ve şekilde görülen olasılık grafiği kullanılabilir. Bu grafik, bir normal gauss eğrisi çizilerek bir doğru elde edilecek şekilde düzenlenmiştir.



Şekil 6.24: Normal Dağılım Eğrisi

Bu grafikte düşey eksende deneydeki okuma sayılarının yüzdesi, yatay eksende ise okunan değerlerin büyüklükleri bulunmaktadır. Düşey eksenin %50 değerine karşılık gelen deney bulguları, ortalama değeri verir. Yarı logaritmik şekilde düzenlendiği için, bu grafik kağıdı %0 ve %100 değerlerine kadar genişletilememektedir. Bu kısımlar gauss eğrisinin sağ ve sol taraflarındaki iki uç kısmına karşı gelmektedir ve olasılık grafiğinde gözönüne alınmamaktadır.

6.5.3 Toplam Belirsizlik

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen hassas bir yöntem, Kilne ve Mc Clintock tarafından ortaya konmuştur [24]. Bu yönteme göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3,....,x_n olsun. Bu durumda,

$$R=R(x_1, x_2, x_3....., x_n) \tag{6.9}$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_1, w_2, w_3,....,w_n ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise, Kaynak 19'a göre,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{6.10}$$

şeklinde verilmektedir.

6.6 Deneysel Bulguların Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizi hesaplamaları,

- Serpantin hava çıkış ve giriş sıcaklık farkı olan ΔT_h,
- Serpantin soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı olan ΔT_s,
- Serpantin hava debisi
- Serpantin soğutucu akışkan debisi
- Serpantin ısıl kapasitesi

değerleri için yapılmıştır.

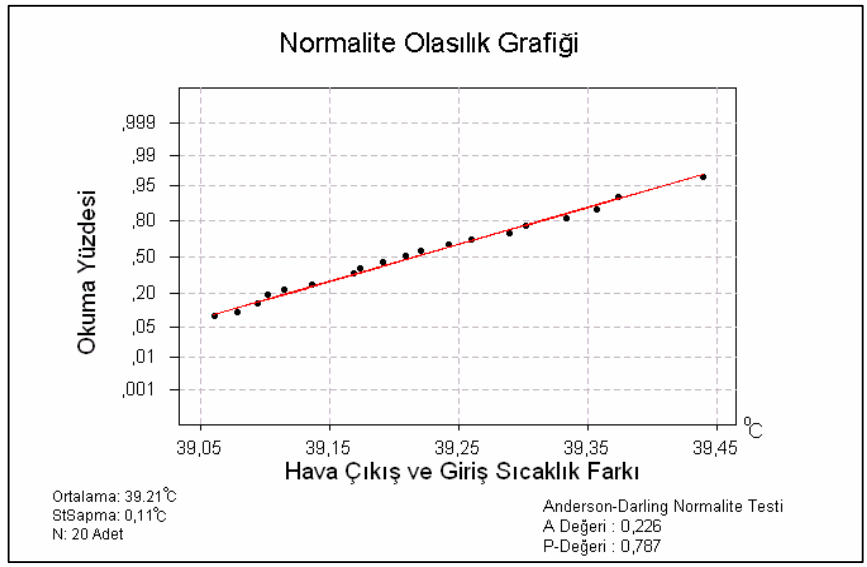
6.6.1 Serpantin hava çıkış ve giriş sıcaklık farkı standart sapması

Serpantin ısıl verim deneyi sırasında, serpantinden çıkan havanın sıcaklığı dokuz ayrı noktadan ölçülmüş ve aritmatik ortalamaları alınarak serpantinden çıkan havanın sıcaklığı hesaplanmıştır. Serpantin ön yüzeyinden giren havanın sıcaklığı da dört ayrı noktadan ölçülmüş ve aritmatik ortalamaları alınarak serpantine giren havanın sıcaklığı hesaplanmıştır. Havanın çıkış ve giriş sıcaklık farkı ise, serpantinden çıkan havanın ortalama sıcaklığından serpantine giren havanın ortalama sıcaklığının çıkarılması ile hesaplanmaktadır. Deneyler sırasında, serpantinden çıkan ve giren havanın sıcaklıkları ikişer dakika arayla ölçülmüştür. Yukarıda belirtilen hesaplama şekliyle de serpantinden çıkan ve giren havanın sıcaklık farkı hesaplanmış ve aşağıda tablo halinde verilmiştir. (Sıcaklık farkının standart sapmasının hesaplanmasındaki amaç ise, sonraki bölümde serpantin ısıl kapasitesininde ki sapmanın hesaplanmasında sıcaklık farklarının kullanılmasıdır).

Tablo 6.7: Hava Çıkış ve Giriş Sıcaklıkları Arasında Fark, ΔT_h(^oC)

Direnç Termometresi	ΔT_h(^oC)	Direnç Termometresi	ΔT_h(^oC)
1.Ölçüm (t =0 dak.)	39,35	11.Ölçüm (t =20 dak.)	39,43
2.Ölçüm (t =2 dak.)	39,07	12.Ölçüm (t =22 dak.)	39,30
3.Ölçüm (t =4 dak.)	39,09	13.Ölçüm (t =24 dak.)	39,33
4.Ölçüm (t =6 dak.)	39,22	14.Ölçüm (t =26 dak.)	39,05
5.Ölçüm (t =8 dak.)	39,17	15.Ölçüm (t =28 dak.)	39,19
6.Ölçüm (t =10 dak.)	39,24	16.Ölçüm (t =30 dak.)	39,16
7.Ölçüm (t =12 dak.)	39,28	17.Ölçüm (t =32 dak.)	39,37
8.Ölçüm (t =14 dak.)	39,10	18.Ölçüm (t =34 dak.)	39,20
9.Ölçüm (t =16 dak.)	39,13	19.Ölçüm (t =36 dak.)	39,26
10.Ölçüm (t =18 dak.)	39,11	20.Ölçüm (t =38 dak.)	39,23

Anderson Darling Normalite testi deneysel veriler üzerinde uygulanmıştır. Şekil 6.25'de verilmiş olan sonuçlar göstermektedir ki, deneysel veriler normal dağılıma uymaktadır. Doğru etrafındaki dağılım düzgün ve ayrıca "P" olasılık değeri 0.05 değerinden büyüktür.



Şekil 6.25: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Hava Çıkış ve Giriş Sıcaklık Farkı

Yukarıdaki ölçümlerin ortalama değeri,

$$\mu = \frac{1}{20}\sum_{i=1}^{20} T_i = 39.21^o C$$

ve standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20}(x_i - \mu)^2}{20}} = 0.11^o C$$

olarak hesaplanır.

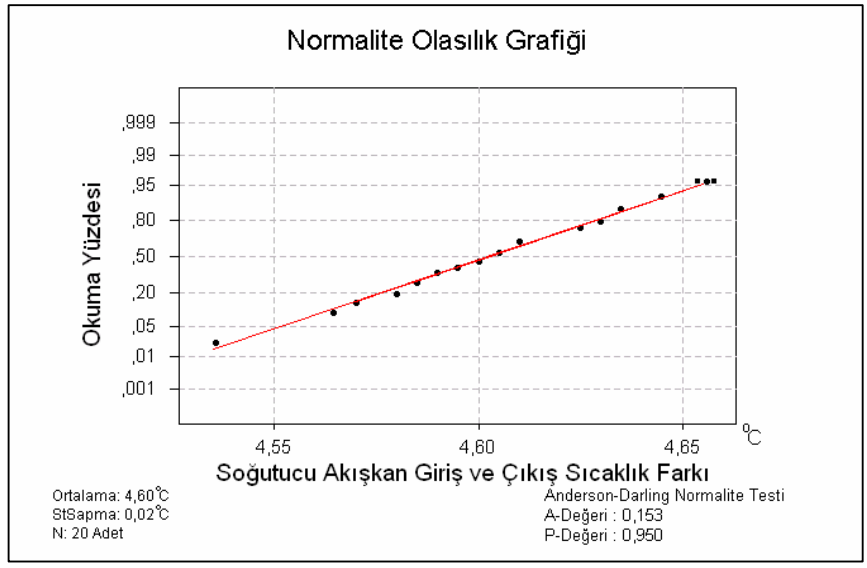
6.6.2 Serpantin soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı standart sapması

Serpantin ısıl verim deneyi sırasında, serpantin içerisine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları serpantin girişinden iki ve çıkışından da iki ayrı noktadan ölçülmüştür. Ölçülen sıcaklıkların aritmatik ortalamaları alınarak serpantin içerisine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları hesaplanmıştır. Soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklık farkı ise, serpantin içerisine giren soğutucu akışkanın ortalama sıcaklığından serpantinden çıkan soğutucu akışkanın ortalama sıcaklığının çıkarılması ile hesaplanmaktadır. Deneyler sırasında, serpantine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları ikişer dakika arayla ölçülmüştür. Yukarıda belirtilen hesaplama şekliyle de serpantine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklık farkı hesaplanmış ve aşağıda tablo halinde verilmiştir. (Sıcaklık farkının standart sapmasının hesaplanmasında ki amaç ise, sonraki bölümde ısı geçişindeki toplam sapmanın hesaplanmasında sıcaklık farkının kullanılmasıdır.).

Tablo 6.8: Soğutucu Akışkan Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları Arasında Fark, $\Delta T_s(^oC)$

Direnç Termometresi	$\Delta T_s(^oC)$	Direnç Termometresi	$\Delta T_s(^oC)$
1.Ölçüm (t =0 dak.)	4,59	11.Ölçüm (t =20 dak.)	4,61
2.Ölçüm (t =2 dak.)	4,57	12.Ölçüm (t =22 dak.)	4,64
3.Ölçüm (t =4 dak.)	4,58	13.Ölçüm (t =24 dak.)	4,60
4.Ölçüm (t =6 dak.)	4,58	14.Ölçüm (t =26 dak.)	4,63
5.Ölçüm (t =8 dak.)	4,60	15.Ölçüm (t =28 dak.)	4,63
6.Ölçüm (t =10 dak.)	4,62	16.Ölçüm (t =30 dak.)	4,59
7.Ölçüm (t =12 dak.)	4,56	17.Ölçüm (t =32 dak.)	4,65
8.Ölçüm (t =14 dak.)	4,58	18.Ölçüm (t =34 dak.)	4,63
9.Ölçüm (t =16 dak.)	4,60	19.Ölçüm (t =36 dak.)	4,53
10.Ölçüm (t =18 dak.)	4,61	20.Ölçüm (t =38 dak.)	4,61

Anderson Darling Normalite testi deneysel veriler üzerinde uygulanmıştır. Şekil 6.26'da verilmiş olan sonuçlar göstermektedir ki, deneysel veriler normal dağılıma uymaktadır. Doğru etrafındaki dağılım düzgün ve ayrıca "P" olasılık değeri 0.05 değerinden büyüktür.



Şekil 6.26: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Soğutucu Akışkan Giriş ve Çıkış Sıcaklık Farkı

Yukarıdaki ölçümlerin ortalama değeri,

$$\mu = \frac{1}{20}\sum_{i=1}^{20} T_i = 4.60^o C$$

ve standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20}(x_i - \mu)^2}{20}} = 0.02^o C$$

olarak hesaplanır.

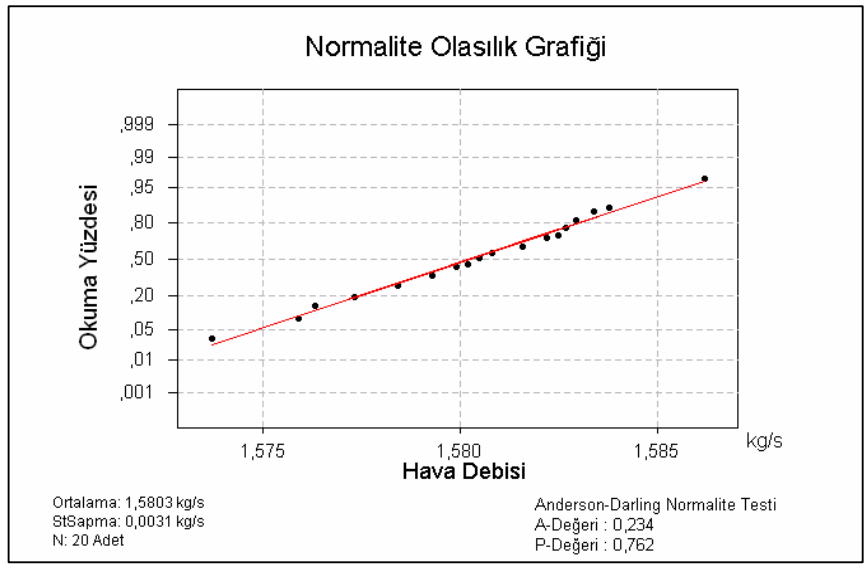
6.6.3 Serpantin hava debisi standart sapması

Serpantin ısıl verim deneyi sırasında serpantine giren havanın debisi, Brandt firmasından tedarik edilen lüle tipi hava debi ölçer ile ölçülmektedir. Deneyler sırasında debimetre ile ikişer dakika arayla hava debisi ölçüm değerleri alınmış ve bu ölçüm değerleri tablo 6.9'da verilmiştir.

Tablo 6.9: Hava Debisi Ölçüm Değerleri

Debimetre	Debi (kg/s)	Debimetre	Debi (kg/s)
1.Ölçüm (t =0 dak.)	1.5730	11.Ölçüm (t =20 dak.)	1.5784
2.Ölçüm (t =2 dak.)	1.5760	12.Ölçüm (t =22 dak.)	1.5823
3.Ölçüm (t =4 dak.)	1.5780	13.Ölçüm (t =24 dak.)	1.5759
4.Ölçüm (t =6 dak.)	1.5828	14.Ölçüm (t =26 dak.)	1.5793
5.Ölçüm (t =8 dak.)	1.5816	15.Ölçüm (t =28 dak.)	1.5799
6.Ölçüm (t =10 dak.)	1.5835	16.Ölçüm (t =30 dak.)	1.5773
7.Ölçüm (t =12 dak.)	1.5634	17.Ölçüm (t =32 dak.)	1.5802
8.Ölçüm (t =14 dak.)	1.5827	18.Ölçüm (t =34 dak.)	1.5825
9.Ölçüm (t =16 dak.)	1.5862	19.Ölçüm (t =36 dak.)	1.5805
10.Ölçüm (t =18 dak.)	1.5808	20.Ölçüm (t =38 dak.)	1.5791

Anderson Darling Normalite testi deneysel veriler üzerinde uygulanmıştır. Şekil 6.27'de verilmiş olan sonuçlar göstermektedir ki, deneysel veriler normal dağılıma uymaktadır. Doğru etrafındaki dağılım düzgün ve ayrıca "P" olasılık değeri 0.05 değerinden büyüktür.



Şekil 6.27: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Hava Debisi

Yukarıdaki ölçümlerin ortalama değeri,

$$\mu = \frac{1}{20}\sum_{i=1}^{20} D_{h,i} = 1.5803\, kg/s$$

ve standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20}(x_i - \mu)^2}{20}} = 0.0031 kg/s$$

olarak hesaplanır.

6.6.4 Serpantin soğutucu akışkan debisi standart sapması

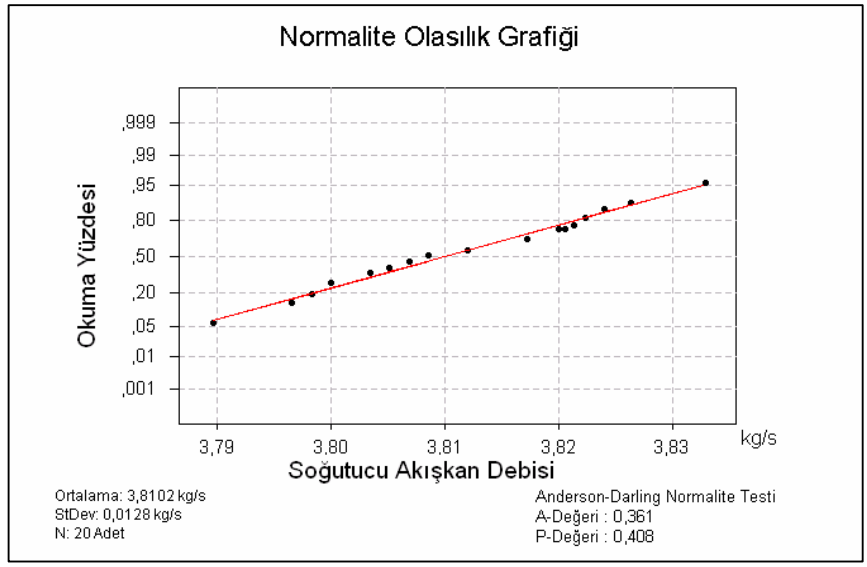
Serpantine giren soğutucu akışkan debisi, Bronkhorst firmasından tedarik edilen Koriolis tip debi ölçer ve üç yollu valf ile kontrol edilmektedir.

Belirtilen soğutucu akışkan debi ölçer ile ikişer dakika arayla soğutucu akışkan debisi ölçüm değerleri alınmış ve bu ölçüm değerleri tablo 6.10'da verilmiştir.

Tablo 6.10: Soğutucu Akışkan Debisi Ölçüm Değerleri

Debimetre	Debi (kg/s)	Debimetre	Debi (kg/s)
1.Ölçüm (t =0 dak.)	3.8206	11.Ölçüm (t =20 dak.)	3.7965
2.Ölçüm (t =2 dak.)	3.8172	12.Ölçüm (t =22 dak.)	3.8000
3.Ölçüm (t =4 dak.)	3.8224	13.Ölçüm (t =24 dak.)	3.8000
4.Ölçüm (t =6 dak.)	3.8120	14.Ölçüm (t =26 dak.)	3.8034
5.Ölçüm (t =8 dak.)	3.8206	15.Ölçüm (t =28 dak.)	3.8051
6.Ölçüm (t =10 dak.)	3.8206	16.Ölçüm (t =30 dak.)	3.8068
7.Ölçüm (t =12 dak.)	3.8241	17.Ölçüm (t =32 dak.)	3.7896
8.Ölçüm (t =14 dak.)	3.8258	18.Ölçüm (t =34 dak.)	3.8101
9.Ölçüm (t =16 dak.)	3.8327	19.Ölçüm (t =36 dak.)	3.8086
10.Ölçüm (t =18 dak.)	3.7896	20.Ölçüm (t =38 dak.)	3.7982

Anderson Darling Normalite testi deneysel veriler üzerinde uygulanmıştır. Şekil 6.28'de verilmiş olan sonuçlar göstermektedir ki, deneysel veriler normal dağılıma uymaktadır. Doğru etrafındaki dağılım düzgün ve ayrıca "P" olasılık değeri 0.05 değerinden büyüktür.



Şekil 6.28: Anderson Darling Normalite Testi Sonucu, Soğutucu Akışkan Debisi

Yukarıdaki ölçümlerin ortalama değeri,

$$\mu = \frac{1}{20}\sum_{i=1}^{20} D_{s,i} = 3.8102\, kg/s$$

ve standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20}(x_i - \mu)^2}{20}} = 0.0128\, kg/s$$

olarak hesaplanır.

6.6.5 Serpantin belirsizlik analizi sonuçları

Serpantin hava giriş ve çıkış sıcaklık farkı, soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı, hava debisi ve soğutucu akışkan debisi için yapılmış olan standart sapma hesaplama sonuçları yukarıdaki bölümlerde verilmişti. Tablo 6.11'de de elde edilen verilere ölçme aletinden gelen belirsizliklerin de eklenmesiyle elde edilen toplam belirsizlik verilmiştir. Toplam belirsizlik hesabında +/-3 sigma değeri kullanılmıştır.

Tablo 6.11: Serpantin Belirsizlik Analiz Sonuçları

Belirsizlik Analizi	Ortalama (μ)	Std Sapma (σ)	Ölçme Aletinin Belirisizliği	Toplam Belirsizlik (3σ + Ölçme Aleti)
ΔT_{hava}	39.21 °C	+/- 0.11 °C	+/- 0.10 °C	+/- 0.43 °C
$\Delta T_{soğutucu\ akışkan}$	4.60 °C	+/- 0.02 °C	+/- 0.10 °C	+/- 0.16 °C
Hava Debisi	1.5803 kg/s	+/- 0.0031 kg/s	+/- 0,0079 kg/s (% +/- 0.5)	+/- 0.0172 kg/s
Soğutucu Debisi	3.8102 kg/s	+/- 0.0128 kg/s	+/- 0,0076 kg/s (% +/- 0.2)	+/- 0.046 kg/s

6.6.6 Serpantin ısıl kapasite toplam belirsizlik analizi

Önceki bölümlerde yapılan belirsizlik analizleri sonucunda elde edilen değerlerin serpantin ısıl gücüne etkisini görebilmek için toplam belirsizlik analizi yapılmıştır. Isıl kapasitenin hesaplanmasında kullanılan formül, $Q = \dot{m} c_p \Delta T$ 'dır. Özgül ısı c_p'deki değişimin (belirsizliğin) az olmasından dolayı hesaplamalara katılmamıştır. Bu nedenle bölüm 6.5.3'de anlatıldığı üzere 6.10 formulü kullanılırsa,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} w_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{6.11}$$

bulunur. Burada,

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} = c_p \Delta T\right) \ldots \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta T} = \dot{m} c_p\right) \tag{6.12}$$

olacaktır.

Önceki bölümde hesaplanan w_m ve $w_{\Delta T}$ değerleri aşağıda tablo halinde verilmiştir. Bu değerler toplam belirsizlik değerleridir.

Tablo 6.12: Toplam Belirsizlik Analiz Sonuçları

Belirsizlik Analizi	$w_{\Delta T,h}$	$w_{\Delta T,s}$	$w_{m,h}$	$w_{m,s}$
Toplam Belirsizlik	+/- 0.43 °C	+/- 0.16 °C	+/- 0.0172 kg/s	+/- 0.046 kg/s

Yukarıda verilen formüller yardımıyla değişik hava hızlarında hesaplanan ısıl güç belirsizlik değeri aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Tablo 6.13: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 2.5 lt/s

Büyüklük	Birim	Sabit Soğutucu Akışkan Debisi – 2.5 lt/s					
m_h	kg/s	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h	K	36.22	31.96	28.5	25.46	22.87	21.67
c_p	kJ/kgK	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007	1.007
w_R	kW	+/- 0.69	+/- 1.03	+/- 1.38	+/- 1.72	+/- 2.07	+/- 2.24
$Q_{ortalama}$	kW	58.09	76.68	91.51	101.94	109.99	113.05
Hata	%	+/- 1.19	+/- 1.35	+/- 1.51	+/- 1.69	+/- 1.88	+/- 1.98
Q_{min}	kW	57.40	75.65	90.13	100.22	107.92	110.81
Q_{maks}	kW	58.78	77.72	92.89	103.66	112.06	115.30

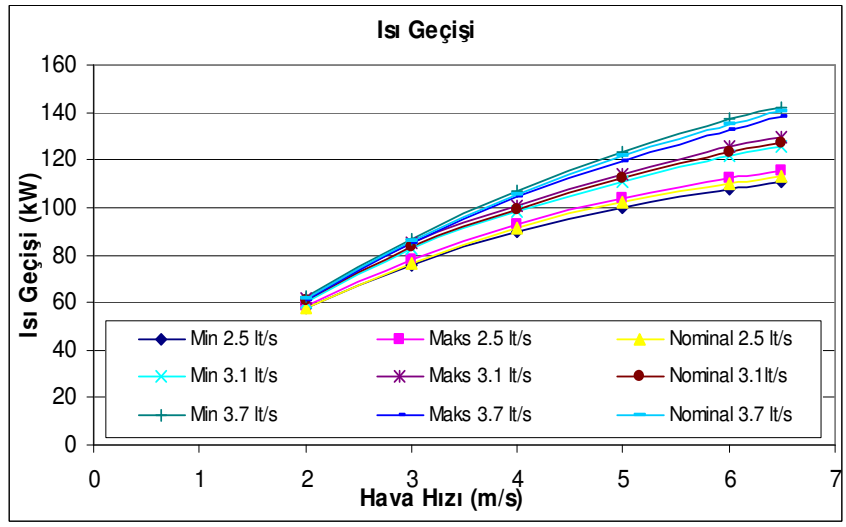
Tablo 6.14: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s

Büyüklük	Birim	Sabit Soğutucu Akışkan Debisi – 3.1 lt/s					
m_h	kg/s	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h	K	38,08	34,61	31,03	28,07	25,65	24,48
c_p	kJ/kgK	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007
w_R	kW	+/- 0.69	+/- 1.04	+/- 1.38	+/- 1.72	+/- 2.07	+/- 2.24
$Q_{ortalama}$	kW	60.96	83.72	99.41	112.42	123.57	127.51
Hata	%	+/- 1.13	+/- 1.24	+/- 1.39	+/- 1.53	+/- 1.68	+/- 1.76
Q_{min}	kW	60.27	82.68	98.03	110.69	121.50	125.27
Q_{maks}	kW	61.65	84.76	100.79	114.14	125.64	129.75

Tablo 6.15: Isıl Güç Belirsizlik Değerleri, Soğutucu Akışkan Debisi 3.7 lt/s

Büyüklük	Birim	Sabit Soğutucu Akışkan Debisi – 3.7 lt/s					
m_h	kg/s	1.59	2.38	3.18	3.97	4.77	5.18
ΔT_h	K	38,53	35,73	32,87	30,39	28,11	26,9
c_p	kJ/kgK	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007
w_R	kW	+/- 0.69	+/- 1.04	+/- 1.38	+/- 1.72	+/- 2.07	+/- 2.24
$Q_{ortalama}$	kW	61.83	85.94	105.73	121.52	135.02	140.10
Hata	%	+/- 1.12	+/- 1.21	+/- 1.31	+/- 1.42	+/- 1.53	+/- 1.60
Q_{min}	kW	61.13	84.90	104.35	119.80	132.95	137.86
Q_{maks}	kW	62.52	86.97	107.12	123.24	137.08	142.34

Tablo 6.13, tablo 6.14 ve tablo 6.15 aşağıdaki şekil 6.29'da verilmiştir.



Şekil 6.29: Isı Geçişi Grafiği

Bütün ölçüm hatalarının ortalama değeri ve standart sapmasını hesaplarsak,

Tablo 6.16: Isıl Güç Yüzde Hata Değerleri

Hava Debileri	2 m/s	3 m/s	4 m/s	5 m/s	6 m/s	6.5 m/s
% Hata (2.5 lt/s)	+/- 1.19	+/- 1.35	+/- 1.51	+/- 1.69	+/- 1.88	+/- 1.98
% Hata (3.1 lt/s)	+/- 1.13	+/- 1.24	+/- 1.39	+/- 1.53	+/- 1.68	+/- 1.76
% Hata (3.7 lt/s)	+/- 1.12	+/- 1.21	+/- 1.31	+/- 1.42	+/- 1.53	+/- 1.60

Yüzde hata değerlerinin ortalama değeri,

$$\mu = \frac{1}{18}\sum_{i=1}^{18}(\%Hata_i) = +/-\%1.47$$

ve standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{18}((\%Hata_i)-\mu)^2}{18}} = \%0.25$$

olarak hesaplanır.

Çalışmalarımızı 6 sigma kapsamında değerlendirmemiz nedeniyle oluşabilecek maksimum yüzde hata değeri,

$\%Hata_{maks}$ = %1.47 + (3 x %0.25) = +/- %2.22

olacaktır.

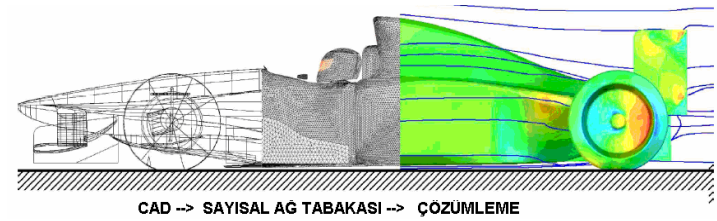
7. CFD ANALİZİ – CFX PROGRAMI

CFD (Computational Fluid Dynamics) veya HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) akışkanların (sıvılar,gazlar), ısı iletiminin ve buna bağlı olarak kimyasal tepkimelerin bilgisayar ortamında analiz edilmesine olanak sağlar. CFD yardımı ile oluşturulan sistem matematiksel olarak ifade edilir. Daha sonra oluşturulan bu matematiksel modelde, akışın fiziksel ve kimyasal özellikleri belirtilir. Sonuç olarak, akışın nasıl şekilleneceği ile ilgili olarak bir fikir kazanılır. CFD bilgisayar merkezli karmaşık bir tasarım ve analiz tekniğidir. CFD yazılımları sıvı ve gaz hareketlerinin, ısı ve kütle geçişinin, kimyasal reaksiyonların, akışkan ve yapı etkileşiminin bilgisayar yardımı ile simülasyonunu oluşturur. Bu yazılımlar yardımı ile sanal prototipler oluşturulup analiz edildikten sonra, uygun olanların gerçek prototipleri oluşturulur. Böylece daha kısa sürede ve daha az maliyetle sonuca gidilebilir. 1960 yıllarında, CFD tekniği uzay endüstrisinde jet motoru üretiminde kullanılıyordu. Son yıllarda bu teknik, içten yanmalı motorların, gaz türbinlerinin yanma odalarının tasarımında kullanılmaya başlanmıştır. CFD gün geçtikçe endüstriyel ürünler ve prosesler için vazgeçilmez bir bileşen olmuştur.

7.1 CFD Çalışmasının Adımları

Herhangi bir CFD analizi genel olarak üç aşamadan oluşmaktadır[26-29];

- Katı model ve sayısal ağ yapısının oluşturulması – Preprocessor
- Sınır şartlarının ve çözüm ayarlarının tanımlanması – Solver
- Sonuçların yorumlanması, çözümleme – Post processor olarak sıralanabilir.



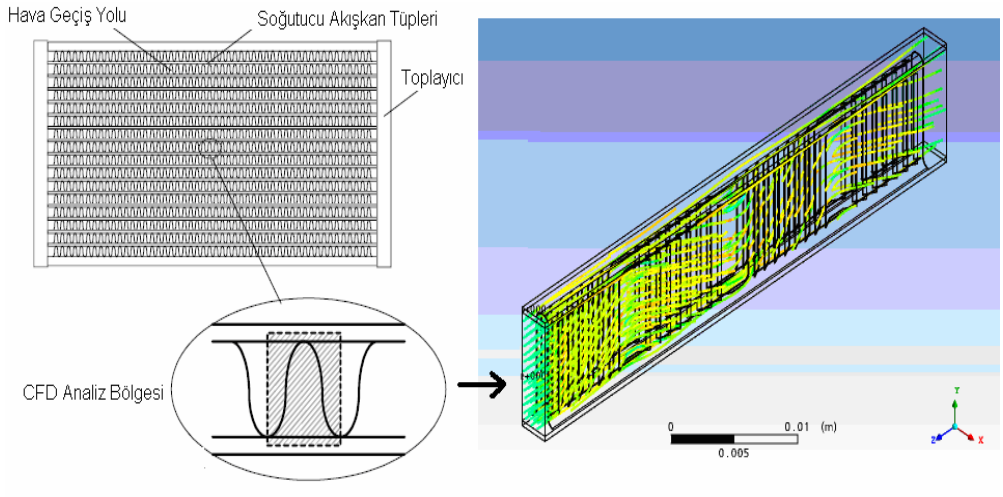
Şekil 7.1: CFD Akış Modeli

7.2 ANSYS CFX-11 Çalışması

Serpantin CFD analizi çalışması sırasında sayısal akışkanlar dinamiği yöntemlerini kullanarak çözüm yapabilen bir ticari program olan ANSYS CFX-11 kullanılmıştır. Ayrıca ANSYS CFX-11 programı çözümleme sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak ANSYS CFX-11 programının doğruluğu onaylanmıştır. Bu çalışmada ANSYS CFX-11 analizi ile deneysel çalışmanın sonuçları arasında farkın maksimum %7 olması hedeflenmiştir[30]. Ayrıca, CFD ve deney sonuçlarının karşılaştırılması tek bir koşulda olmayıp, üç farklı hava hızı ortamında yapılmıştır (Hava hızları sırasıyla 2 m/s – 4 m/s – 6 m/s . Diğer değişkenler sabit tutulmuştur.). Çünkü tek koşulda CFD ve deneysel sonuçların rastgelme olasılığından dolayı farklı hava hızlarında da karşılaştırmalar yapılmıştır.

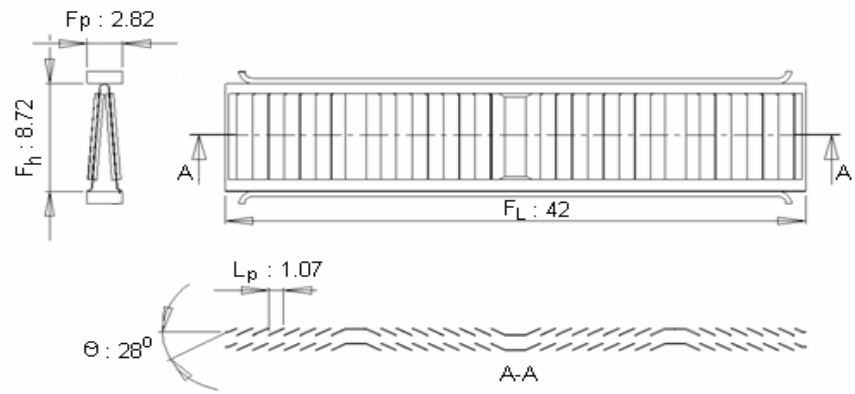
Üç boyutlu cad modelin hazırlanması sırasında Soildworks programı ve grid oluşturulması için ise Gambit / Mesh Generator "preprocessor" olarak kullanılmıştır.

Taşıtlar üzerinde kullanılan serpantin simetrik bir parça olduğundan dolayı, çalışmalar bütün serpantin üzerinde yapılmayıp, aşağıdaki şekilde de gösterildiği gibi tek bir kanat geçiş hacmi üzerinde yapılmıştır[31].



Şekil 7.2: Tek Kanat Geçiş Hacmi

CFD çalışmaları sırasında kullanılan serpantin kanat yapısı detayları şekil 7.3'de verilmiştir.



Şekil 7.3: Panjur Kanat Detayı

7.2.1 Katı "3D" model hazırlanması

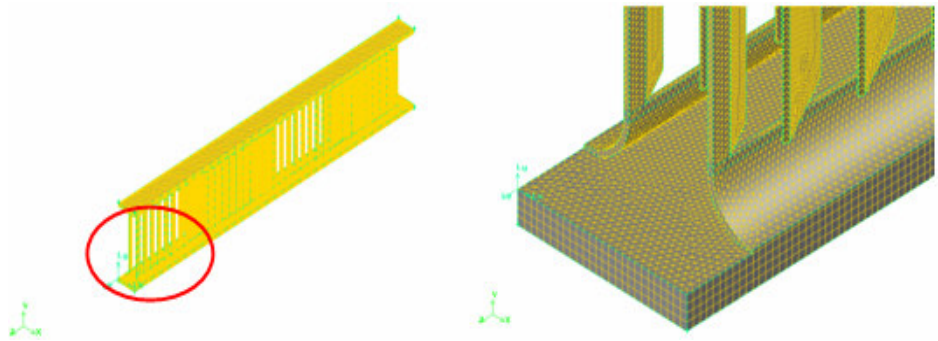
Mevcut serpantinin analizinin yapılması için 2 kanadın modellemesi yapılmış ve sayısal ağ örme(meshleme) işleminin daha kolay yapılması için 8 derece açı ile bükülen kanatlar dik konuma getirilmek suretiyle model basitleştirilmiştir.



Şekil 7.4: Tek Kanat, Tek Kanal ve Basitleştirilen Model

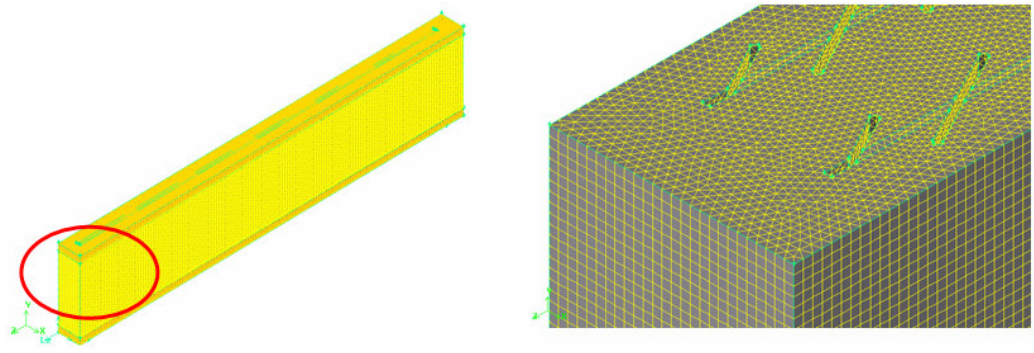
7.2.2 Sayısal ağ yapısı oluşturulması (mesh)

Katı model, içerisinde sayısal ağ yapısı oluşturulması amacı ile Gambit programına aktarılmıştır. Alüminyum ve soğutucu akışkanın etkileşiminin sağlanması amacı ile yüzeyler birbirine bağlanmıştır. Alüminyum parçanın 0.03 mm genişlikli elemanlar ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 7.5: Katı Alüminyum Model ve Sayısal Ağ Yapısı

Katı modelin sayısal ağ yapısı tamamlandıktan sonra, soğutucu akışkanın geçeceği hacim olan hava hacminin, alüminyumun kanatlarındaki 0.03 mm'lik elemanlardan 1.4 oranında büyüyerek eleman genişliği en büyük 0.1 mm olacak şekilde sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur.

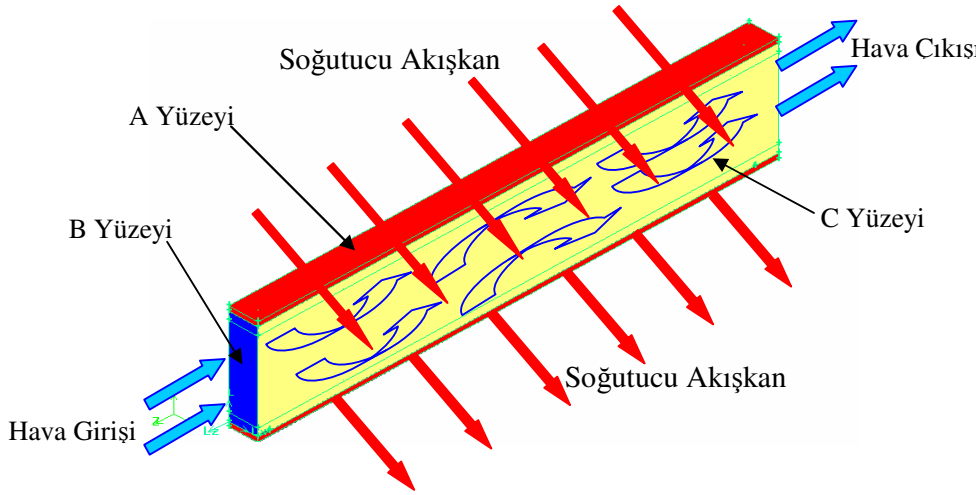


Şekil 7.6: Hava Hacmi Modeli ve Sayısal Ağ Yapısı

7.2.3 CFX Analizi yapılması

Sayısal ağ oluşturma işlemi tamamlanan model Gambit programından ".msh" uzantısı ile ANSYS çözücüsüne aktarılmıştır. Şekil 7.7'de A yüzeyi ile gösterilen üst bölge motor soğutma suyunun geçeceği kısımdır. Motor soğutma suyu 95 derecede serpantine girerek 85 derecede serpantinden çıktığından dolayı soğutucu akışkan tarafı duvar sıcaklığı ortalama değeri 90 derece olarak alınmıştır. Bu kabul ile analizin basitleştirilmesi sağlanmış ve değişken sayısı azaltılmıştır. Akışın sürekliliğini tanımlamak için C yüzeyi ile gösterilen bölümler periyodik sınır şartı

olarak tanımlanmıştır. B yüzeyi ile gösterilen bölgeden soğutucu akışkan olan hava, 45 ^{o}C sıcaklık ile kontrol hacmine giriş yapmaktadır. CFD analizleri 3 farklı hava giriş hızında (2 m/s – 4 m/s – 6 m/s) yapılmıştır.



Şekil 7.7: Sınır Koşulları

Analizlerin tümünde "Standart K- ε türbülans modeli" kullanılmıştır. Momentum ve türbülans denklemleri ikinci dereceden yaklaşımlar kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Bu şekilde daha hassas bir sonucun alınması amaçlanmıştır. Yapılan çalışmanın detaylarını kaynak 32'de bulabilirsiniz.

7.3 CFX Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlar ile Karşılaştırılması

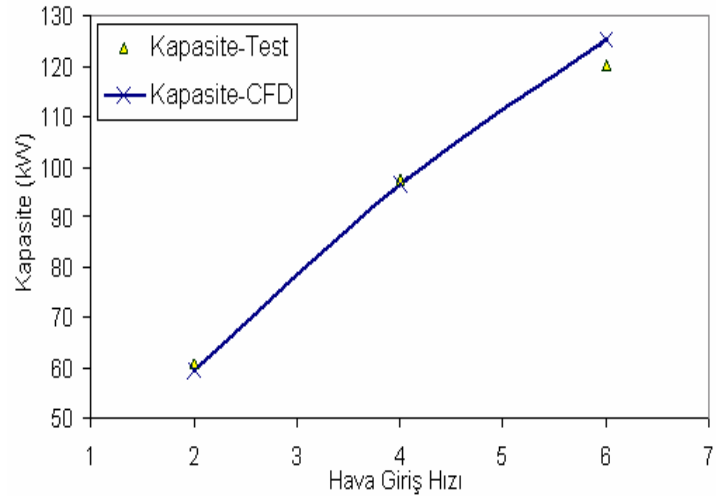
Serpantin CFD analizleri sonucunda elde edilen veriler ile deneysel sonuçlar aşağıda tablo 7.1'de verilmiştir. Çalışma sırasındaki hata kabul kriteri ise % 7'dir.

Tablo 7.1: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Hava Hızı	Isıl Kapasite (kW)		
	Deney	CFD	%Hata
2 m/s	60,81	59,63	-1,9
4 m/s	97,31	96,42	-0,9
6 m/s	120,33	125,33	4,1

2 m/s ve 4 m/s hava giriş hızları için yapılmış olan CFD analiz sonuçları ile aynı hava hızlarında deneysel olarak elde edilmiş olan sonuçlar arasında büyük bir farklılık olmadığı gözlemlenmiştir. 6 m/s hava giriş hızı için yapılan CFD analiz

sonucu ile deneysel olarak elde edilen sonuç arasındaki fark 5 kW civarındadır. Ancak bu fark çalışma kabul kriteri olan %7 hata içerisinde kalmaktadır.



Şekil 7.8: CFD ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sonuç olarak, CFD çalışması ile elde edilen sonuçlar ile deneysel olarak elde edilen sonuçların arasındaki fark %7'den küçüktür ve CFD çalışmaları bu doğrultuda serpantin tasarımı ve geliştirmeleri sırasında kullanılabilir bir araçtır.

8. CFD YARDIMIYLA SOĞUTUCU SERPANTİN ISIL VERİMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Bu bölümde, ağır taşıtlarda kullanılan soğutucu serpantinlerin CFD programı yardımıyla kapladığı alanı ve hacmi düşürmek aynı zamanda da maliyetini azaltmak amacı ile ısıl verimlerinin arttırılması çalışması hakkında bilgiler verilmiştir.

Bir önceki bölümde, serpantin üreticisi firmada yapılmış olan ısıl verim deney sonuçları ile CFD programı yardımı ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Serpantin CFD analizleri sonucunda elde edilen veriler ile deneysel sonuçların karşılaştırması tablo 8.1'de verilmiştir. Bu tabloya göre, CFD çalışması ile elde edilen sonuçlar ile deneysel olarak elde edilen sonuçların arasındaki fark çalışma hata kabul kriteri olan %7'den küçüktür. Bu nedenle, deneysel olarak elde eldilen veriler ile CFD çalışmaları sonrasında elde edilen veriler birbiri ile uyum göstermektedir.

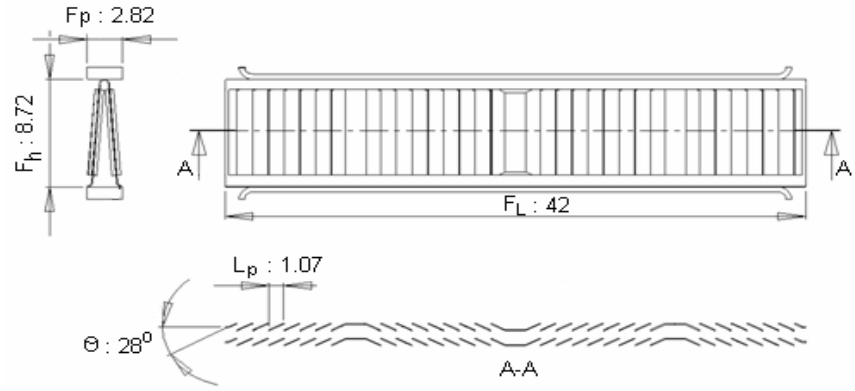
Tablo 8.1: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Hava Hızı (m/s)	Isıl Kapasite (kW)		
	Deney	CFD	%Hata
2	60,81	59,63	-1,9
4	97,31	96,42	-0,9
6	120,33	125,33	4,1

Sonuç olarak, CFD çalışmaları serpantin tasarımı ve geliştirmeleri sırasında kullanılabilir bir araçtır. Bu bölümde de, CFD programı yardımı ile ısı değiştiricisinin geometrisindeki değişikliklerin, ısıl verime etkisi araştırılmıştır.

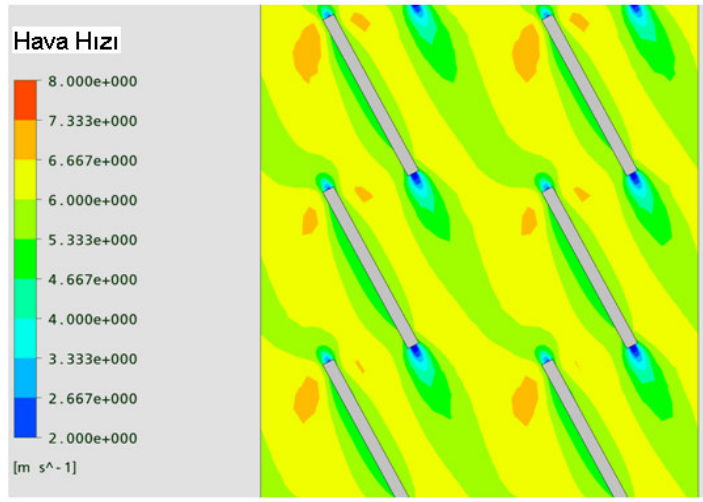
8.1 Serpantin Panjur Kanat Uzunluğunun Isıl Verime Etkisi

Panjur kanat uzunluğunun azaltılmasının, ısı geçişine etkisinin gözlenilebilmesi amacı ile "L_p" panjur kanat uzunluğu 1.07 mm'den 0.8 mm'ye düşürülerek yeni bir kanat geometrisi oluşturulmuş ve bu geometrinin CFD analizi yapılmıştır.



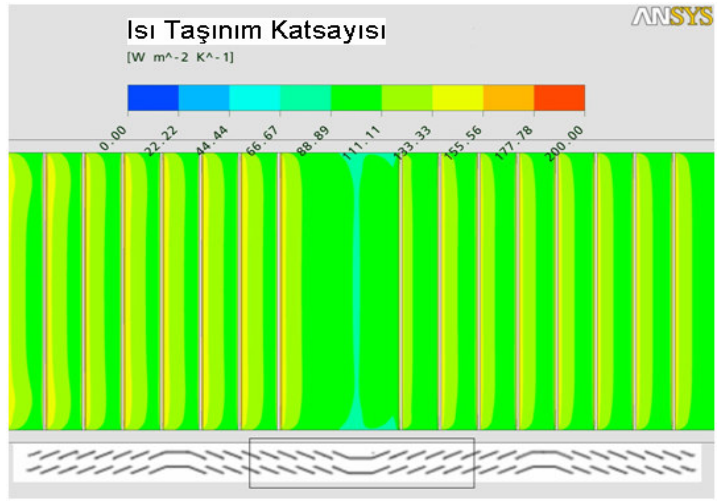
Şekil 8.1: Panjur Kanat Yapısı Değişikliği

Panjur kanat uzunluğunun 1.07 mm olduğu model üzerinde yapılan CFD çalışmaları sonucunda elde edilen verilere göre, panjur kanat uçlarında hava hızları yüksektir. Ancak kanat boyunca hava hızları düşmektedir.



Şekil 8.2: Panjur Kanat Üzerindeki Hava Hızı Değişimi

Hava hızlarındaki bu azalmadan dolayı yerel ısı taşınım katsayısı değeride kanat uçlarında yüksektir ancak kanat sonlarına doğru aşağıdaki şekil 8.3'de de gösterildiği üzere düşüş göstermektedir.



Şekil 8.3: Mevcut Panjur Kanat Üzerindeki Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi

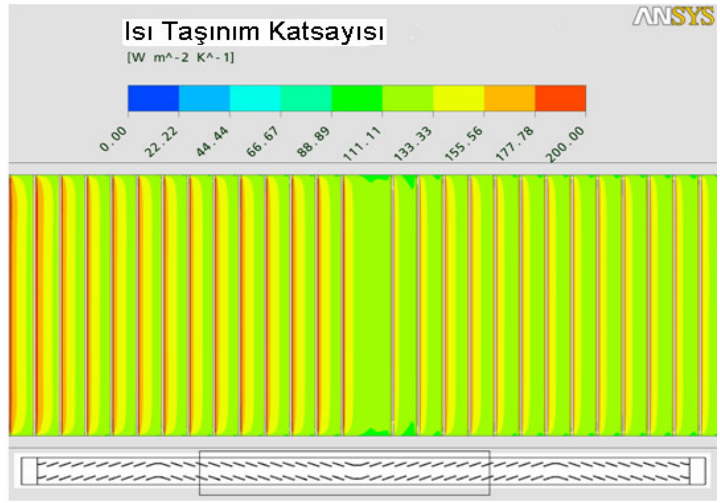
Dolayısıyla panjur kanatlarının kanat boyları kısaltılarak, yerel ısı taşınım katsayısının düşük olduğu yerlerin oranı azaltılarak, serpantinin toplam ısıl verimi arttırılabilir. Ayrıca, Şekil 8.3'de görüldüğü gibi kanat üzerindeki şaşırtma yüzeylerindeki yerel ısı taşınım katsayı çok düşmektedir. Dolayısıyla bu bölgelerinde panjur kanat yapılması, toplam ısı geçişini arttıracaktır. Bu husus bir sonraki bölümde detaylı olarak anlatılacaktır. Panjur kanatların uzunluğunun 1,07 mm'den 0,8 mm'ye indirilmesi sonrasında CFD programında analizler tekrarlanmıştır. Yeni panjur kanat uzunluğunun analiz sonuçları ile mevcut panjur kanat uzunluğunun analiz sonuçlarının karşılaştırılması sonrasında elde edilen tablo aşağıda verilmiştir.

Tablo 8.2: CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması

Hava Hızı (m/s)	Serpantin Hava Çıkış Sıcaklık (^{o}C)		İyileşme (%)
	Mevcut Tasarım	Yeni Tasarım	
	CFD	CFD	
2	82,2	84	4,8
4	76,8	79,3	7,8
6	73,7	76,2	8,7

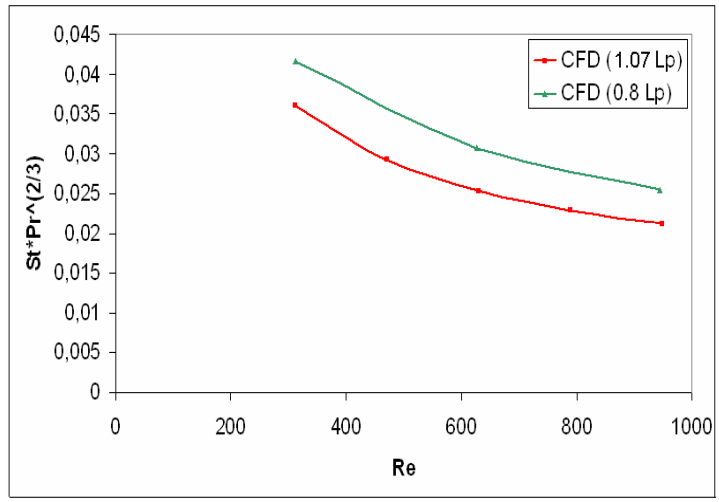
Tabloda verilen sonuçlar panjur kanat uzunluğunun azaltılmasının serpantin ısıl verimini arttırdığını göstermektedir.

Ayrıca yapılan panjur kanat geometri değişikliği neticesinde yerel ısı taşınım katsayısında ki dağılım şekil 8.4'de görülmektedir.



Şekil 8.4: Yeni Panjur Kanat Üzerindeki Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi

Aşağıdaki şekilde ise, mevcut panjur kanat uzunluğu (1.07 mm) ve yeni belirlenen panjur kanat uzunluğunun (0.8 mm) CFD yardımıyla elde edilen Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ grafiklerinin karşılaştırılması verilmiştir.

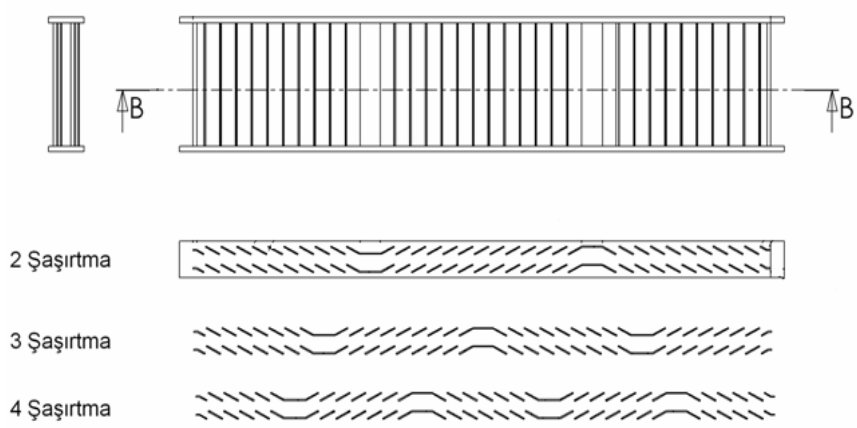


Şekil 8.5: Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ Karşılaştırması

Sonuç olarak, panjur kanat uzunluğunun 1.07 mm'den 0.8 mm'ye indirilmesinin serpantin ısıl verimine pozitif yönde iyileştirici etkisi bulunmaktadır.

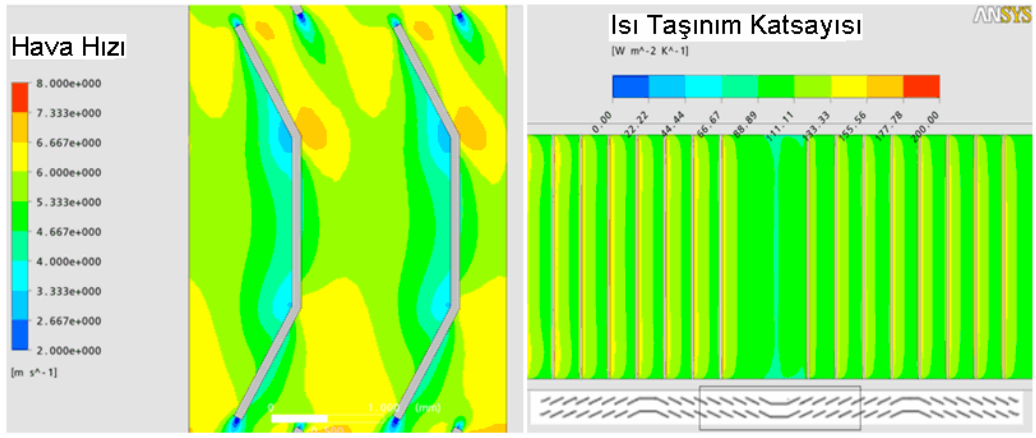
8.2 Serpantin Kanat Üzerindeki Şaşırtma Sayısının Isıl Verime Etkisi

Bu bölümde, kanatlar üzerinde bulunan şaşırtma sayısının serpantin ısıl verimine etkisi üzerinde durulmuştur. Bu etkiyi gösterebilmek için ise, farklı tasarımların ısı geçişi ve Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ (J) grafikleri karşılaştırılmıştır. Öncelikli olarak aşağıdaki şekilde de gösterildiği üzere iki, üç ve dört şaşırtmalı kanat yapıları tasarlanmıştır.



Şekil 8.6: Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri

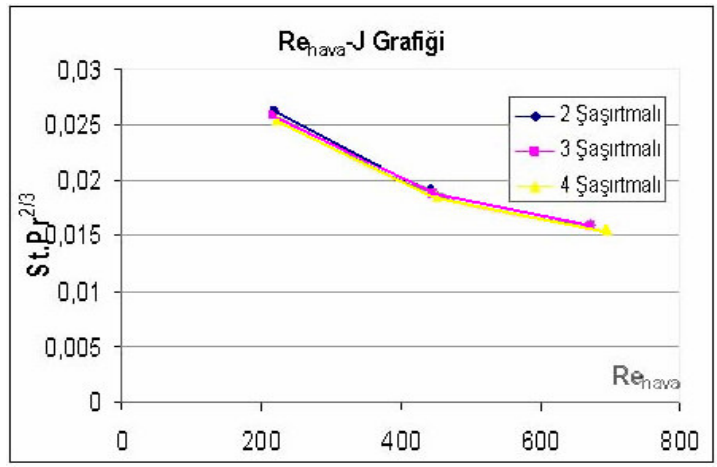
Tasarlanan bu yapılar CAD ortamında modellendikten ve sonrasında sayısal ağ yapısı oluşturulduktan sonra CFD programı yardımı ile analiz edilmiştir. Analiz sonucu, şaşırtma bölgesindeki hava hızlarının düşmekte olduğunu ve bunun sonucunda da yerel ısı taşınım katsayısının bu bölgelerde düşüş gösterdiğini belirtmektedir.



Şekil 8.7: Şaşırtma Bölgesindeki Hava Akış Hızları ve Yerel Isı Taşınım Katsayısı

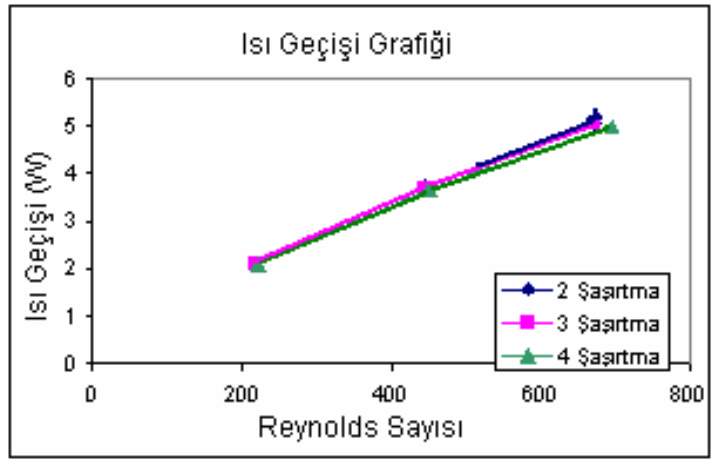
Dolayısıyla ortalama ısı taşınım katsayısının arttırılabilmesi için bu bölgelerin panjur kanat yapısı haline getirilmesi gerekmektedir.

Analizler sonucunda elde edilen değer ışığında çizilmiş olan Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ (J) grafiği şekil 8.8'de verilmiştir.



Şekil 8.8: Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği - Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri

Ayrıca şaşırtma sayısı değişiminin ısı geçişine etkisi aşağıdaki şekilde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

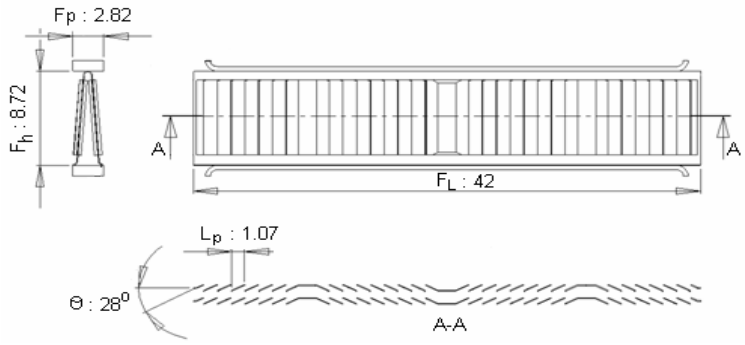


Şekil 8.9: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri

Son iki grafikte verilen değerler göstermektedir ki, şaşırtma sayısının Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ (J) grafiği üzerine etkisi çok azdır. Dolayısıyla da, ısı geçişi üzerine etkisi de ihmal edilebilir. Ancak serpantin tasarımı aşamasında saşırtma sayısı seçilmesi durumunda, iki kademeli şaşırtmalı serpantin tasarımının kullanılması tavsiye edilebilir.

8.3 Serpantin Kanat Yüksekliğinin Isıl Verime Etkisi

Kanat yüksekliğinin arttırılması veya azaltılması sonucunda, kanat yüzey alanının arttırılmasının veya azaltılmasının, ısı geçişine nasıl etki edeceğini görebilmek ve serpantinde malzeme tasarrufu yapabilmek amacı ile farklı kanat yüksekliğine sahip tasarımlar oluşturulmuştur.



Şekil 8.10: Serpantin Kanat Şekli

Bu çalışma sırasında dört farklı "F_h" kanat yüksekliğine sahip serpantin kanatları tasarlanmıştır.

Tablo 8.3: Kanat Tasarımlarının Fiziksel Özellikleri

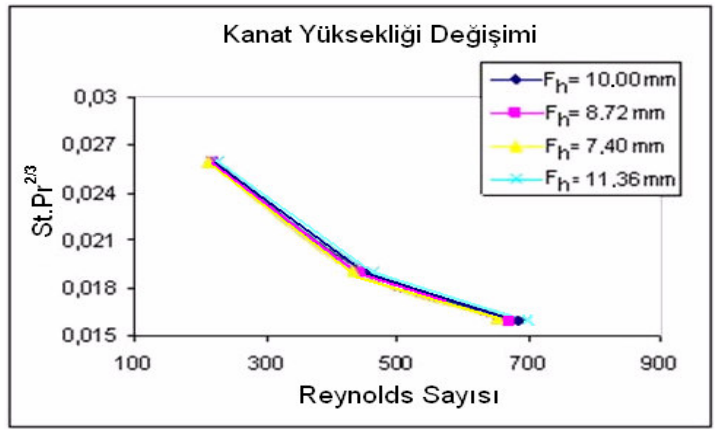
Tasarım Numarası	1	2	3	4
F_h : Kanat Yüksekliği [mm]	7.40	8.72	10.00	11.36
F_p : Kanat Adımı [mm]	2.56	2.56	2.56	2.56
F_L : Kanat Boyu [mm]	42	42	42	42
L_p : Panjur Kanat Uzunluğu [mm]	1.07	1.07	1.07	1.07
Q : Panjur Kanat Açısı [drc]	28	28	28	28

Değişik kanat yüksekliğine sahip tasarımlar cad ortamında çizildikten ve sayısal ağ yapıları oluşturulduktan sonra CFD yardımıyla analiz edilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen değerler tablo 8.4'de verilmiştir.

Tablo 8.4: Kanat Tasarımlarının CFD Sonuçları

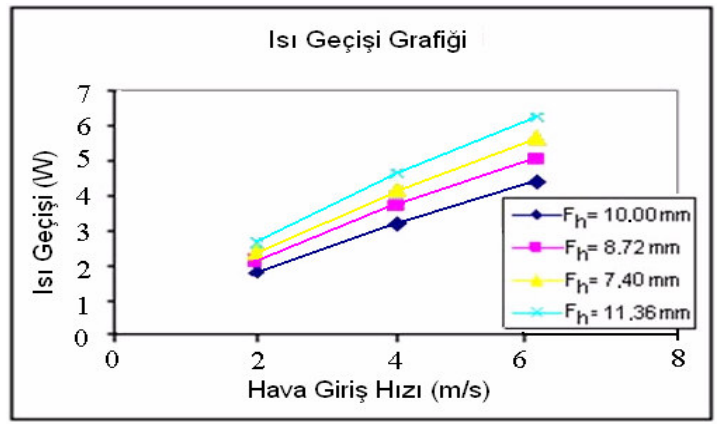
Kanat Yüksekliği	1.Tasarım : F_h : 7.40 mm			2. Tasarım : F_h : 8.72 mm		
Hava Giriş Hızı (m/s)	2	4	6	2	4	6
Re	213,4373	432,2287	653,5638	219,2691	444,2834	672,1614
$St.Pr^{2/3}$	0,02596	0,019031	0,016047	0,02591	0,018957	0,015914
Kanat Yüksekliği	3. Tasarım : F_h : 10.00 mm			4. Tasarım : F_h : 11.36 mm		
Re	223,094	452,2827	684,4515	227,785	462,0492	699,2302
$St.Pr^{2/3}$	0,025966	0,019037	0,015988	0,02597	0,019022	0,015996

Yukarıda verilen tablo değerleri ile şekil 8.11 oluşturulmuştur. Çizilen şekil şu şekilde yorumlanabilir, kanat yüksekliğinin serpantin ısıl verimi üzerine etkisi vardır ve kanat yüksekliğinin artması serpantin ısıl verimini arttırmaktadır. Buradaki en önemli faktör ise, serpantin hava tarafındaki ısı geçişi yüzey alanının artmasıdır.

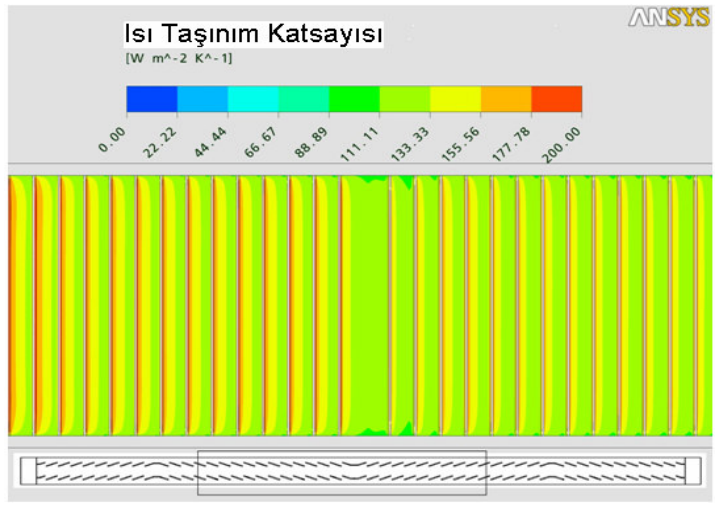


Şekil 8.11: Re_{hava}-$St.Pr^{2/3}$ Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi

Kanat yüksekliği değişiminin ısı geçişine etkisi aşağıdaki şekilde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 8.12: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi



Şekil 8.13: Kanat Yüksekliğince Yerel Isı Taşınım Katsayısı Değişimi

Şekil 8.13'de verilen analiz sonuçlarına bakıldığında, serpantin kanadı boyunca yerel ısı taşınım katsayısında değişim olmadığı görülmüştür. Bu nedenle, şekil 8.12'de verilen grafik doğrulamaktadır ki, yüksek ısı geçişi ve dolayısıyla yüksek ısıl verim için en uzun kanat boyu olan dört numaralı tasarım seçilmelidir.

9. ANALİTİK HESAPLAMALAR

Isı değiştiricilerinin bir çok uygulama alanı bulunmaktadır. Dolayısıyla ısı değiştiricisi araştırma ve geliştirmelerinin uzun bir tarihçesi vardır. Araştırma ve geliştirmeler halen günümüzde büyük bir hızla sürdürülmektedir. Bu çalışmalar ısı geçişini daha iyi hale getirebilmek için yapılmakta ve bunu sağlamak için de yeni ve özel ısı geçişi yüzey alanları tasarım edilmektedir. Bu çalışmada ısı değiştirici hesaplamalarında kullanılabilecek bazı yaklaşım metodları verilmiştir.

Tasarım aşamasında kullanılabilecek olan hesap yöntemleri ile ilgili olarak, bütün ısı değiştiricileri için tek bir yöntem ortaya koymak mümkün değildir. Çünkü değişkenler her bir durum için farklılık göstermektedir.

Isı değiştirici hesaplamalarında kullanılan en genel yöntemler LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) ve NTU (The Number of Transfer Units)'dır. Hesaplamalar sırasında her iki yöntem de kullanılabilir[1,3,4,33]. Ancak NTU yönteminin LMTD'ye göre, akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmediği hallerde avantajları vardır. Dolayısıyla bu çalışma sırasında NTU yöntemi kullanılmıştır.

9.1 NTU Yöntemi

Deney sırasında ölçülen hava ve soğutucu akışkan giriş sıcaklıkları NTU yönteminde kullanılarak hava ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklık değerleri hesaplanacaktır. Hesaplamalar sırasında kullanılacak NTU yönteminin adımları aşağıda verilmiştir[1,3,4,33,34]. Kullanılacak serpantinin fiziksel değerleri ise hesaplamalar sırasında belirtilecektir.

- Boru içi hidrolik çap, $D_{h\text{-}iç}$
- Boru dışı hidrolik çap, $D_{h\text{-}dış}$
- Alın alanı, A

- Serbest akış alanı / alın alanı, δ
- Kanat verimi, η_k
- A_s ve A_h sırasıyla soğutucu akışkan ve hava tarafındaki toplam yüzey alanları olmak üzere, soğutucu akışkan tarafı yüzey alanı / hava tarafı yüzey alanı'dır.

Boyutsal özellikleri yukarıda verilen serpantinde soğutucu akışkan ve havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkların hesaplanması aşağıda verilmiştir.

Hava tarafındaki ısı taşınım katsayını hesaplayabilmek için öncelikli olarak kütlesel hız,

$$G = \frac{\dot{m}}{\delta A} \tag{9.1}$$

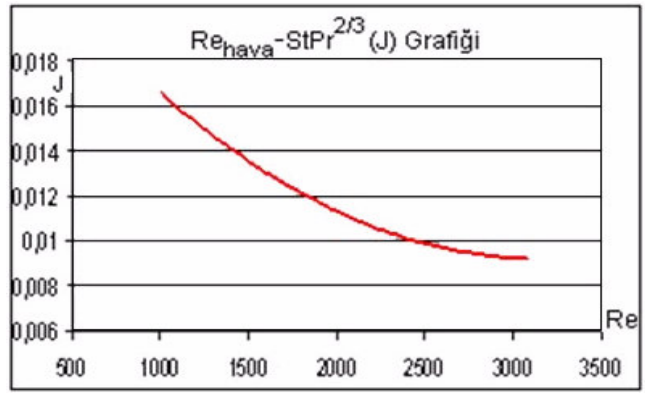
formülü ile bulunarak, Reynolds sayısı,

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{GD_h}}{\mu} \tag{9.2}$$

ile hesaplanır. Isı taşınım katsayısı (Örnek $\mathrm{Re_{hava}}$- $\mathrm{StPr^{2/3}}$ "J") grafiği kullanılarak - Şekil 9.1),

$$\mathrm{h} = \mathrm{j}\frac{\mathrm{Gc_p}}{\mathrm{Pr^{2/3}}} \tag{9.3}$$

yardımıyla hesaplanacaktır.



Şekil 9.1: Örnek $\mathrm{Re_{hava}}$- $\mathrm{StPr^{2/3}}$ (J) Grafiği

Hava tarafı ısıl kapasite debisi ise,

$$C_h = \dot{m}_h c_h \tag{9.4}$$

formülü ile hesaplanır.

Soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısı olan "h" değerinin hesaplanması;

Öncelikli olarak Reynolds sayısı,

$$\mathrm{Re} = 4\frac{\dot{m}}{\pi D \mu} \tag{9.5}$$

formülü ile bulunarak, Nusselt sayısı,

$$\mathrm{Nu} = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.4} \tag{9.6}$$

yardımıyla hesaplanır ve ısı taşınım katsayısı,

$$\mathrm{h} = \mathrm{Nu}\frac{\mathrm{k}}{\mathrm{D}} \tag{9.7}$$

formülüyle hesaplanır. Hava tarafı ısıl kapasite debisi ise,

$$C_s = \dot{m}_s c_s \tag{9.8}$$

formülü yardımıyla hesaplanır.

Hava ve soğutucu akışkan taraflarının ısı taşınım katsayıları hesaplandıktan sonra, bütün sistemin ısı taşınım katsayısı olan U değeri, aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanmaktadır.

Burada kirliliğin, cidar ısıl iletim direncinin gözardı edilmesi ve boru iç yüzeyinin kanatsız olması (η_s) göz önüne alındığında, soğuk taraftaki (hava tarafı) yüzeye göre toplam ısı geçiş katsayısı,

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{h_s\left(\frac{A_s}{A_h}\right)} + \frac{1}{h_h \eta_h} \tag{9.9}$$

formülü yardımıyla hesaplanır.

Toplam ısı taşınım katsayı hesaplandıktan sonra;

$$NTU = \frac{U_h A_h}{C_{\min}} \tag{9.10}$$

değeri hesaplanır. Yukarıdaki değerlerin de bulunmasıyla aşağıdaki formülde yerine konulmak suretiyle ısı değiştiricisi etkenliği olan ε değeri (her iki akışkanın karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricisi) hesaplanır;

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22}\left\{\exp\left[-C_r(NTU)^{0.78}\right]-1\right\}\right] \tag{9.11}$$

Oluşabilecek en yüksek ısı geçişi,

$$q_{maks} = C_{\min}\left(T_{g,s} - T_{g,h}\right) \tag{9.12}$$

bulunur. Buradan yukarıda formül ile hesaplanan ısı değiştiricisi etkenliği de,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \tag{9.13}$$

olduğundan,

$$q = \varepsilon q_{maks} \tag{9.14}$$

bulunur.

$$q = q_s = q_h \tag{9.15}$$

olduğundan dolayı da,

Hava tarafı için de benzer formüller kullanılarak;

$$q_h = C_h \Delta T_h \tag{9.16}$$

$$\Delta T_h = \frac{q_h}{C_h} \tag{9.17}$$

bulunur.

Soğutucu akışkan tarafı için;

$$q_s = C_s \Delta T_s \tag{9.18}$$

$$\Delta T_s = \frac{q_s}{C_s} \tag{9.19}$$

bulunur.

Kaynak araştırmaları ve bölüm 9.3'de örnek hesaplamada verilecek olan sonuçlar göstermektedir ki, hesaplamalar sırasında uygun Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ grafiğinin seçimesiyle NTU yönteminin serpantin geliştirmeleri sırasında kullanılabileceğidir[1,3,4,33].

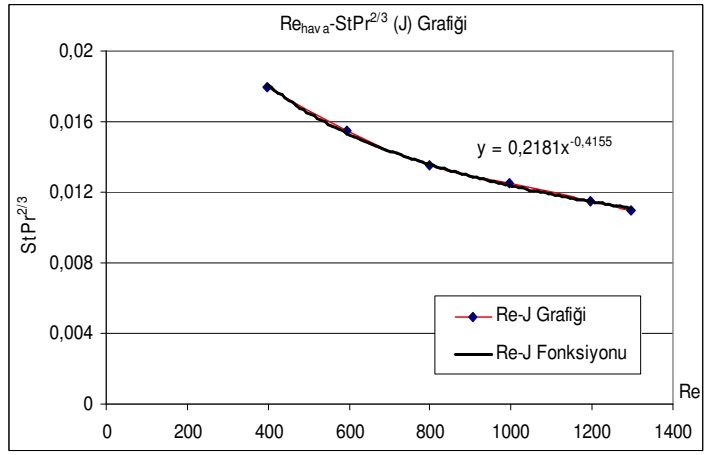
9.2 NTU Yöntemi Kullanılarak Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ Grafiğinin Elde Edilmesi

Deneyler sırasında kontrol edilebilen değerler (hava debisi, hava giriş sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi ve soğutucu akışkan giriş sıcaklığı) ve deney sırasında ölçülen değerler (hava çıkış sıcaklığı ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı) yardımıyla NTU yöntemi kullanılarak serpantine özgü Re_{hava} - $StPr^{2/3}$ (J Colburn faktörü) eğrisi oluşturulmuştur.

Tablo 9.1: Re_{hava} - $StPr^{2/3}$ Değerleri

Hava Hızları	2 m/s	3 m/s	4 m/s	5 m/s	6.5 m/s	6.5 m/s
Re	398	596	797	995	1195	1296
$St.Pr^{2/3}$	0.018	0.0155	0.0135	0.0125	0.0115	0.011

Tablo 9.1'in grafik gösterimi şekil 9.2'de verilmiştir.



Şekil 9.2: Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği

9.3 NTU Yöntemi Kullanılarak Örnek Hesaplama Yapılması

Önceki bölümde verilen Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ grafiği kullanılarak aşağıda hava ve soğutucu akışkan tarafı giriş ve çıkış sıcaklık farkları hesaplanacaktır.

Tablo 9.2: Deneysel Veriler

Boru içi hidrolik çap, $D_{h\text{-}iç}$		2.42 mm
Boru dışı hidrolik çap, $D_{h\text{-}dış}$		2.39 mm
Toplam yüzey etkenliği, η_f		0.94
Alın alanı, A		0.65 m^2
Soğutucu akışkan tarafı yüzey alanı / Hava tarafı yüzey alanı	A_s / A_h	0.14
Serbest akış alanı / Alın alanı	δ	0.76
Hava giriş sıcaklığı, $T_{giriş}$		45.00 °C
Hava çıkış sıcaklığı, $T_{çıkış}$		81.22 °C
$(T_{giriş} + T_{çıkış})/2$		63.11 °C
Kütlesel debi, $\dot{m}$		1.59 kg/s
Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, $T_{giriş}$		95.00 °C
Soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, $T_{çıkış}$		88.79 °C
$(T_{giriş} + T_{çıkış})/2$		91.89 °C
Kütlesel Debi, $\dot{m}$		2,58 kg/s

9.3: Tablo Değerleri

Hava Tarafı	
Isıl kapasite, c_p	1007 J/kgK
Prandl sayısı, P_r	0.706
Dinamik Viskozite, μ	$188x10^{-7}$ Ns/m^2
Soğutucu Akışkan Tarafı	
Isıl kapasite, c_p	3440 J/kgK
Prandl sayısı, P_r	2.357
Dinamik Viskozite, μ	0.00687 Ns/m^2
Isı taşınım katsayısı, k	0.433 W/mK

Tablo 9.4: Hesaplamalar

Hava Tarafı		Eşitlik
Kütlesel hız, G	3.15 kg/sm^2	9.1
Reynolds sayısı, Re	398	9.2
Isı taşınım katsayısı, h_h	72.79 W/m^{2}K	9.3
Isıl kapasite debisi, C_h	1604 W/K	9.4
Soğutucu Akışkan Tarafı		Eşitlik
Reynolds sayısı, Re	1524	9.5
Nusselt sayısı, Nu	11.4	9.6
Isı taşınım katsayısı, h_s	2038 W/m^{2}K	9.7
Isıl kapasite debisi, C_s	5478 W/K	9.8
Toplam ısı geçiş katsayısı, U	274.6 W/m^{2}K	9.9
NTU	1.307	9.10
Etkenlik, ε	0.66	9.11
En yüksek ısı geçişi, q_{max}	80226 W	9.12
Isı geçişi, q	53448 W	9.14

Tablo 9.5: Karşılaştırma Sonuçları

Hesaplanan		Ölçülen		Eşitlik
ΔT_h (^{o}C)	35.57	ΔT_h (^{o}C)	36.22	9.17
ΔT_s (^{o}C)	6.41	ΔT_s (^{o}C)	6.21	9.19

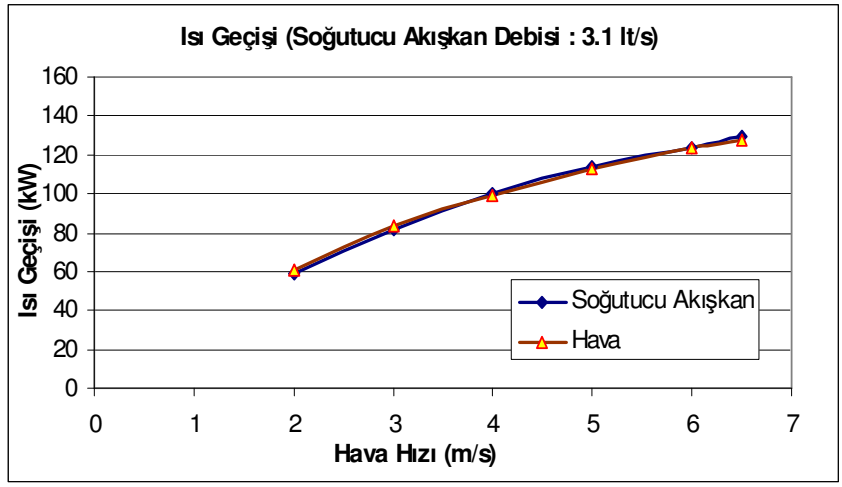
Tablo 9.5 göstermektedir ki; test sonrası elde edilen değerler ile hesaplama sonrası elde edilen değerler arasındaki fark gözardı edilebilecek kadar küçüktür[33].

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Araç endüstrisinde fiziksel büyüklük, ağırlık, detay parça sayısı, fiyat azaltılması ve çevreyi korumak, parça tasarımı ve geliştirilmesinde genel bir eğilim haline gelmiştir. Bu hedefi başarmak içinde deneysel çalışmaların yanı sıra sayısal ve analitik yollar da kullanılmaktadır.

Çalışma kapsamında öncelikli olarak kaynak araştırması yapılmıştır. Kaynak araştırması sırasında, serpantin hava giriş sıcaklığı, serpantin soğutucu akışkan sıvısı değişiminin, serpantin malzemesi değişiminin, serpantin boyutsal özelliklerinin (kanat adımı, kanat boyu, panjur kanat uzunluğu, panjur kanat açısı, kanat adımının panjur kanat adımına oranı, kanat kalınlığı, kanat yüksekliği) değişiminin serpantin ısıl verimi üzerine etkisidir. Bu değişkenlerin herbirinin kısmi olarak serpantin ısıl verimine etkisi olduğu gözlenmiştir.

Deneysel çalışmalar sonrasında elde edilen değerler ışığında, 6 farklı hava hızında (2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 6.5 m/s) ve 3 farklı soğutucu akışkan debisinde (2.5 lt/s, 3.1 lt/s, 3.7 lt/s) hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı için ısı geçişleri hesaplanmış ve aralarındaki fark olan ΔQ (Q_h-Q_s)'nun düşük olduğu gözlemlenmiştir.



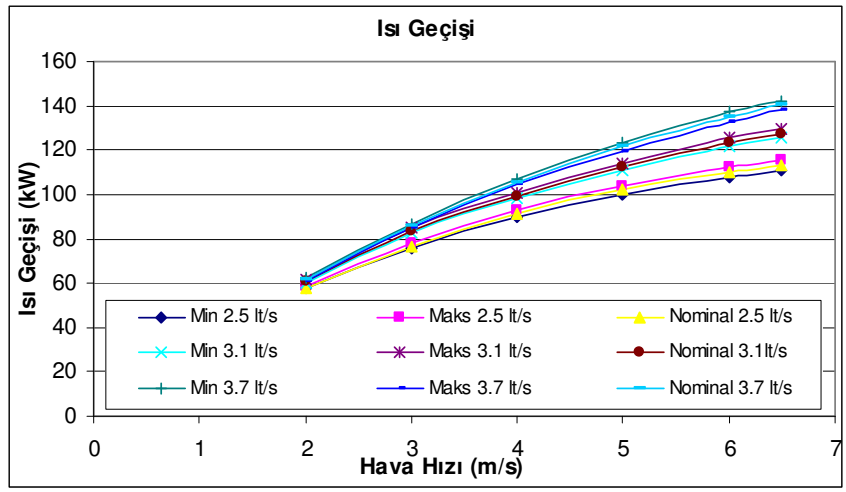
Şekil 10.1: Isı Geçişi (kW) , Soğutucu Akışkan Debisi 3.1 lt/s

Deneyleri yapan ve bu deney sonuçlarını kullanan araştırmacılar daima elde edilen bulguların gerçekliğini bilmek isterler. Bunu ortaya çıkarmak için de, elde edilen veriler üzerinde belirsizlik analizleri yapılmaktadır. Aşağıdaki tabloda deneysel belirsizlik analizi sonuçları verilmiştir.

Tablo 10.1: Serpantin Toplam Belirsizlik Analiz Sonuçları

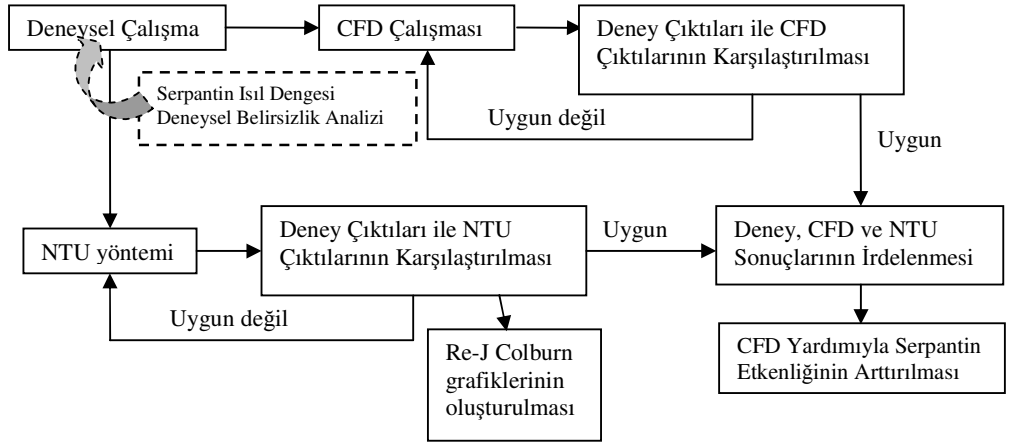
Belirsizlik Analizi	Ortalama (μ)	Std Sapma (σ)	Ölçme Aletinin Belirisizliği	Toplam Belirsizlik (3σ + Ölçme Aleti)
ΔT_{hava}	39.21 °C	+/- 0.11 °C	+/- 0.10 °C	+/- 0.43 °C
$\Delta T_{soğutucu\ akışkan}$	4.6 °C	+/- 0.02 °C	+/- 0.10 °C	+/- 0.16 °C
Hava Debisi	1.5803 kg/s	+/- 0.0031 kg/s	+/- 0,0079 kg/s (% +/- 0.5)	+/- 0.0172 kg/s
Soğutucu Debisi	3.8102 kg/s	+/- 0.0128 kg/s	+/- 0,0076 kg/s (% +/- 0.2)	+/- 0.046 kg/s

Yukarıda verilen belirsizlik analizleri sonuçlarının serpantin ısıl gücüne etkisini görebilmek için toplam belirsizlik analizi yapılmıştır.



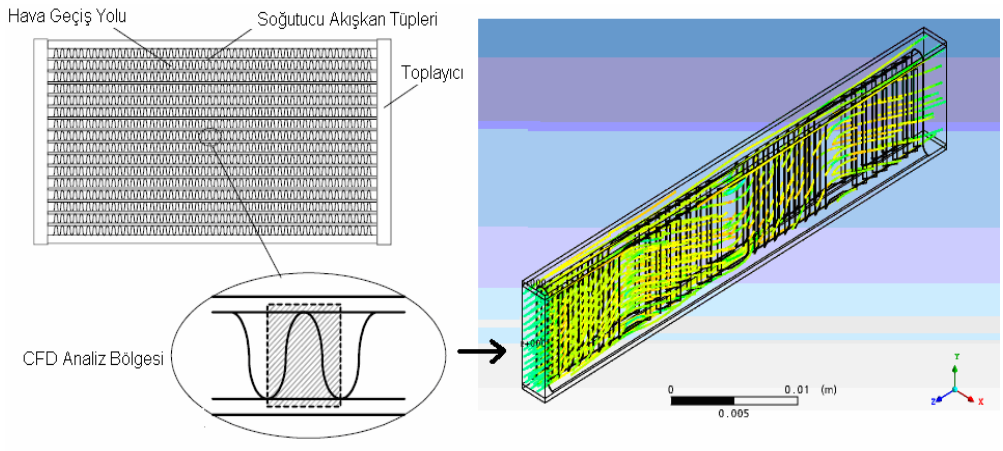
Şekil 10.2: Isı Geçişi Grafiği

Isıl denge ve istatistiksel hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlere göre, deneysel çalışmada ölçülen değerlerin ölçüm hata sınırları, şartnamelerdeki kabul sınırları içerisinde kalmaktadır. Dolayısıyla deney tesisatı çalışma sırasında kullanılabilir sonucuna varılmıştır. Deneysel çalışmaların yanı sıra sayısal ve analitik yöntemlerde bu çalışmada kullanılmıştır. Aşağıdaki şekil 10.3'de çalışma kapsamı şematik olarak verilmiştir.



Şekil 10.3: Çalışmanın Şematik Gösterimi

Sayısal yöntem, CFD (Computational Fluid Dynamics, HAD - Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) bilgisayar merkezli karmaşık bir tasarım ve analiz tekniğidir. Deneyler sırasında kullanılan serpantinin simetrik bir parça olmasından dolayı şekil 10.4'de gösterildiği gibi CFD çalışmaları sadece serpantin tek hava geçiş kanalı üzerinde yapılmıştır. Serpantin tek hava geçiş kanalı CAD ortamında modellendikten sonra, Gambit programı ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuş ve CFX programı ile de analiz edilerek serpantin hava çıkış sıcaklıkları, ısıl verim vb., sonuçları elde edilmiştir.



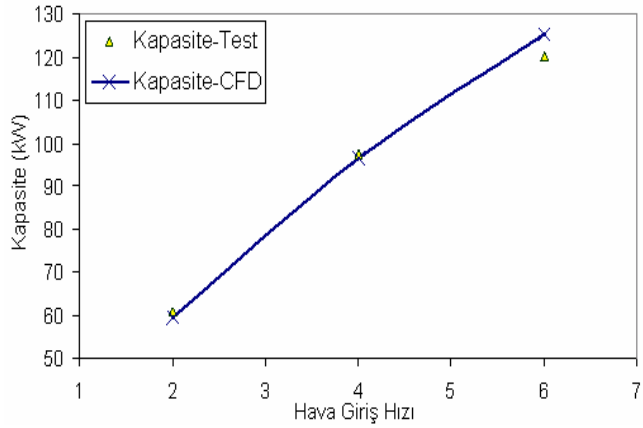
Şekil 10.4: Tek Kanat Geçiş Hacmi

CFD çalışmasının sonunda, CFD ve deneysel sonuçların karşılaştırılması göstermiştir ki, CFD çalışması sırasında uygun serpantin modelinin oluşturulması, uygun ağ aralığı kullanılması ve sonrasında analiz edilmesi sonucunda elde edilen değerler deneysel sonuçlar ile % 7 hata payı içerisinde yakın kalmaktadır.

Tablo 10.2: CFD ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Hava Hızı	Isıl Kapasite (kW)		
	Deney	CFD	%Hata
2 m/s	60,81	59,63	-1,9
4 m/s	97,31	96,42	-0,9
6 m/s	120,33	125,33	4,1

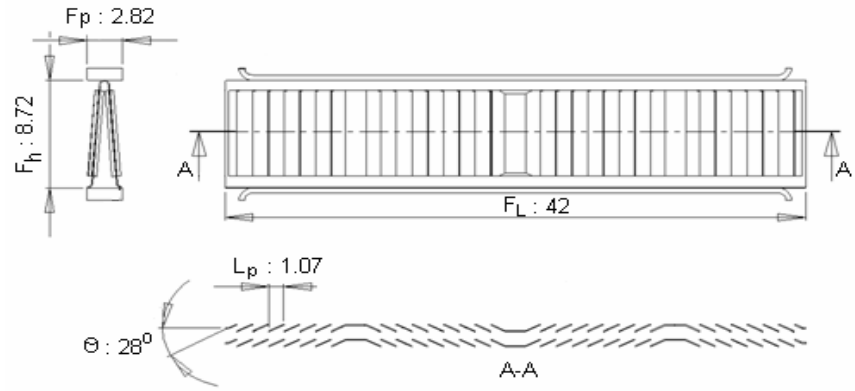
Yukarıda tablo halinde verilen sonuçların grafik gösterimi şekil 10.5'de verilmiştir.



Şekil 10.5: CFD ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Dolayısıyla, CFD çalışmaları serpantin tasarım aşamasında alternatif olarak kullanılabilecek bir yöntemdir. Bu sayede, yapılacak olan deney sayısı ve prototip parça sayısı azaltılarak en düşük maliyet ile geliştirme yapılmasına olanak sağlamasının yanında tasarımcıya çok büyük ölçüde zaman tasarufu da sağlayacaktır. Bu doğrultuda değişik kanat tasarımları CFD yardımıyla incelenmiş ve aşağıda CFD çalışma sonuçları verilmiştir;

- Serpantin panjur kanat uzunluğunun "L_P" ısıl performans üzerine etkisi olduğu çalışmalar sırasında gözlenmiştir.



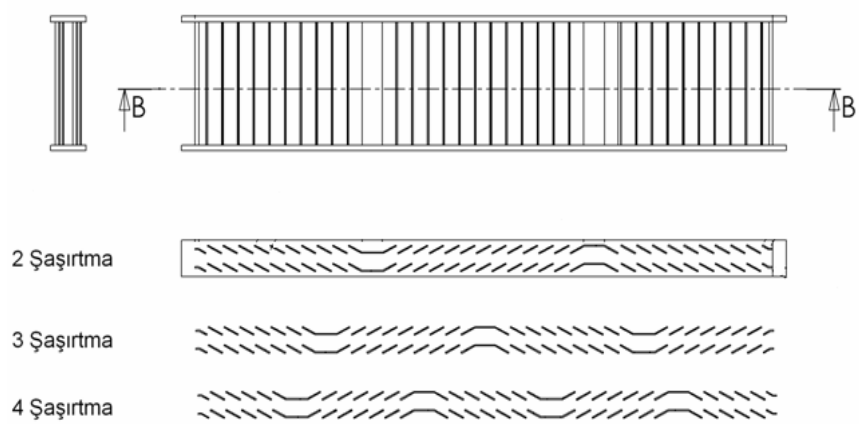
Şekil 10.6: Panjur Kanat Yapısı Değişikliği

Aşağıdaki tabloda gösterildiği üzere, panjur kanat uzunluğu olan L_p'deki azalma (1.07 mm'den 0.8 mm'ye) ısıl verimi arttırmaktadır.

Tablo 10.3: CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması

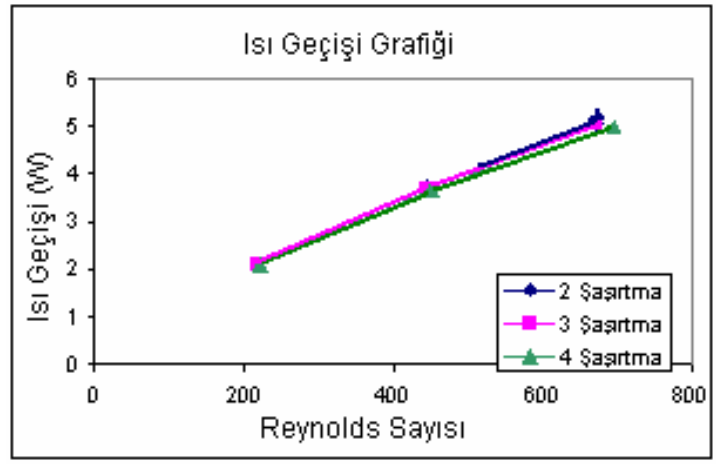
Hava Hızı (m/s)	Serpantin Hava Çıkış Sıcaklık (^oC)		İyileşme (%)
	Mevcut Tasarım	Yeni Tasarım	
	CFD	CFD	
2	82,2	84	4,8
4	76,8	79,3	7,8
6	73,7	76,2	8,7

- Serpantin kanadının üzerindeki şaşırtma sayısının ısıl verim üzerinde çok büyük bir etkisi olmadığı çalışmalar sırasında gözlenmiştir.



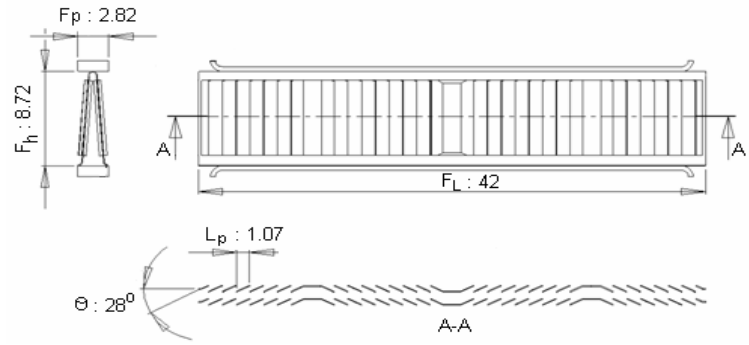
Şekil 10.7: Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri

Şekil 10.8'den de anlaşılacağı üzere, şaşırtma sayısının ısı geçişi üzerine büyük bir etkisi yoktur. Ancak kanat üzerindeki şaşırtma bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının düşük olmasından dolayısıyla, tasarım aşamasında kullanılması tavsiye edilebilecek şaşırtma sayısı adeti ikidir.



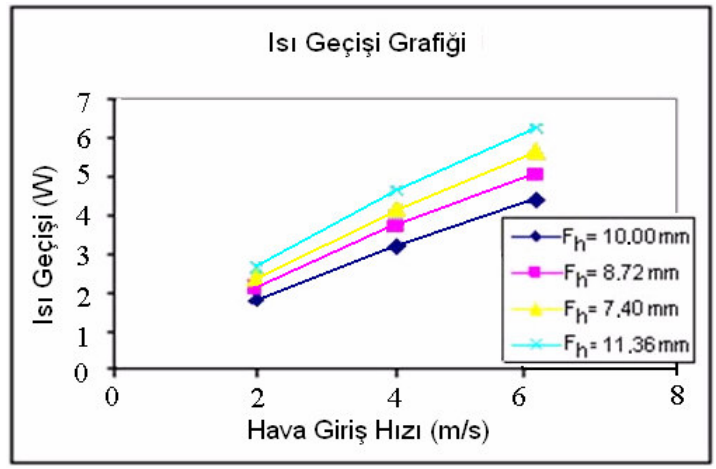
Şekil 10.8: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Üzerindeki Şaşırtma Adetleri

- Serpantin kanat yüksekliği olan "F_h"ın, serpantin ısıl verimi üzerinde önemli ölçüde etkisi olduğu çalışmalar sırasında gözlenmiştir.



Şekil 10.9: Serpantin Kanat Şekli

Pozitif yönde olan bu etkinin sebebi, kanat alanındaki değişimin ısı geçiş alanını arttırmasıdır. Ayrıca CFD analiz sonuçları incelendiğinde, serpantin kanadı boyunca yerel ısı taşınım katsayısında değişim olmadığı görülmüştür. Bu nedenle, şekil 10.10'da verilen grafik de doğrulamaktadır ki, yüksek ısı geçişi ve dolayısıyla yüksek ısıl verim için çalışmalar sırasında kullanılan en uzun boylu kanat serpantin tasarımları sırasında seçilmelidir.



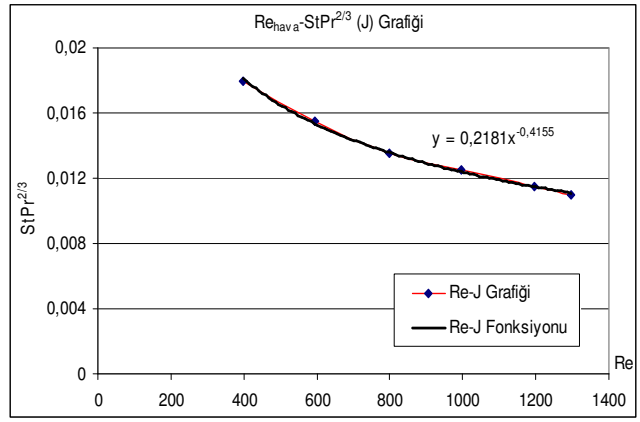
Şekil 10.10: Isı Geçişi Grafiği – Kanat Yükseklik Değişimi

CFX programı ile üç aşamada tamamlanan iyileştirme çalışmaları özetlenirse, panjur kanat uzunluğunu azaltmak, şaşırtma sayısını azaltmak ve kanat boyunu arttırmak serpantin ısıl verimini olumlu yönde etkilemekte ve arttırmaktadır.

Analitik yöntemde, tasarım aşamasında kullanılabilecek olan hesaplama yöntemleri ile ilgili olarak, bütün ısı değiştiricileri için tek bir yöntem ortaya koymak mümkün değildir. Çünkü değişkenler her bir durum için farklılık göstermektedir.

Isı değiştirici hesaplamalarında kullanılan en genel analitik yöntemler LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) ve NTU (The Number of Transfer Units) 'dır. Hesaplamalar sırasında her iki yöntem de kullanılabilir. Ancak NTU yönteminin LMTD yöntemine göre, akışkanların çıkış sıcaklıkları bilinmediği hallerde bazı avantajları vardır. Dolayısıyla bu çalışma sırasında NTU yöntemi kullanılmıştır.

Deneyler sırasında kontrol edilebilen değerler (hava debisi, hava giriş sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi ve soğutucu akışkan giriş sıcaklığı) ve deney sırasında ölçülen değerler (hava çıkış sıcaklığı ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı) yardımıyla NTU yöntemi kullanılarak serpantine özgü Re_{hava} - $StPr^{2/3}$ (J Colburn faktörü) eğrisi oluşturulmuştur.



Şekil 10.11: Örnek Re_{hava}- $StPr^{2/3}$ (J) Grafiği

NTU yöntemi kullanılarak hesaplanan ve deneyler sonucunda elde edilen hava ve soğutucu akışkan giriş/sıcaklık farkları göstermektedir ki; NTU hesaplamaları sırasında uygun Re_{hava} - $StPr^{2/3}$ (şekil 10.11) grafiği kullanılması halinde, NTU ve deneysel yollarla elde edilen soğutucu akışkan ve hava çıkış sıcaklıkları birbirleri ile uyum sağlamaktadır.

Tablo 10.4: Karşılaştırma Sonuçları

Hesaplanan		Ölçülen	
ΔT_h (^oC)	35.57	ΔT_h (^oC)	36.22
ΔT_s (^oC)	6.41	ΔT_s (^oC)	6.21

Ancak bu çalışma sırasında serpantin tasarım aşamasında kullanılan yöntemlerden biri olan CFD yardımıyla, serpantin ısıl verimi iyileştirme çalışması yapılmıştır. NTU programının yerine CFD programının seçilmesindeki esas neden CFD ile daha detaylı bir analiz yapılabiliyor olmasıdır. Ayrıca Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ grafiğinin her serpantine özgü olması sebebiyle kesin çözümler için, NTU hesaplamaları sırasında farklı bir serpantin Re_{hava}-$StPr^{2/3}$ grafiğinin kullanılması gerekecektir.

Buraya kadar yapılan anlatımlara ek olarak, aşağıda maddeler halinde gösterildiği şekilde ilave çalışmalarda yapılabilir;

- Taşıt soğutma sisteminin iyileştirilmesi iki şekilde yapılabilir. Birincisi, serpantinin veriminin arttırılması (yapılan çalışma), ikincisi de serpantine giren

ve çıkan hava akışının araç üzerinde iyileştirilmesidir. Dolayısıyla sonraki çalışma olarak, CFD programı ile motor-kaput altı çalışmalarının yapılması.

- CFD ile elde edilen iyileştirmeler doğrultusunda yeni serpantinler imal edilip, aynı iyileşmelerin deneyler sonucunda da elde edildiğinin kontrol edilmesi.
- CFD ile elde edilen iyileştirmeler doğrultusunda tasarlanan yeni serpantinin araç üzerinde de denenmesi.

11. KAYNAKLAR

[1] Incropera, F., P., DeWitt, D., P., "Fundamental of Heat and Mass Transfer", ***John Wiley and Sons, Inc.***, (1996).

[2] Genceli, O., F., "Isı Değiştiricileri", ***Birsen Yayınevi***, İstanbul, (1999).

[3] Kays, W.,M., London, A.,L., "Compact Heat Exchangers", ***McGraw-Hill***, New York, (1984).

[4] Metin, M., "Kompakt ısı değiştirici tasarımı",Yüksek Lisans Tezi, ***İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, (2003).

[5] Kakaç, S., "Heat Exchanger Design Course. Fundamentals and Applications", ***ITU Faculty of Mechanical Engineering***, İstanbul, (1999).

[6] Genceli, O, F.," Isı Eşanjörleri Ders Notları", ***UÜ. Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü***, (1983).

[7] Uysal, V., "Motorlarda soğutma sistemleri ve uygulama örnekleri", Yüksek Lisans Tezi, ***Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, İstanbul, (2001).

[8] TS EN 1048, "Isı değiştiricileri (eşanjörler) – hava soğutmalı sıvı soğutucular kuru soğutucular – performansın belirlenmesi için deney metotları", ***Türk Standartları Enstitüsü*** , (2001).

[9] Jung, D., Assanis, D., N., "Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistence concept", ***Sae Technical Paper Series***, 2006-01-0726, (2006).

[10] El-Sharkawy,A., "Parametric analysis for the design of compact heat exchangers", ***Sae Technical Paper Series***, 2006-01-1578, (2006).

[11] Juger, J., Richard, F., C., "Heat transfer performance of propylene glycol versus ethylene glycol coolant solutions in laboratory testing", ***Sae Technical Paper Series,*** 1999-01-0129, (1999).

[12] Gollin M., Bjork D., "Comparative performance of ethylene glycol/water and propylene glycol/water coolant in automobile radiators", ***Sae Technical Paper Series***, 960372, (1996).

[13] Cozzone, M., E., "Effect of coolant on engine operating temperatures", ***Sae Technical Paper Series,*** 1999-01-0135, (1999).

[14] Mamber, O., "The aluminum radiator for heavy trucks", ***Sae Technical Paper Series***, 1999-01-3721, (1999).

[15] Hsieh, C., Jang, J., "3-D thermal-hydraulic analysis for louver fin heat exchangers with variable louver angle", **Applied Thermal Engineering,** 26, 1629–1639, (2007).

[16] Malapure, V.P., Mitra, S. K., Bhattacharya, A., "Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger", **International Journal of Thermal Sciences,** 199–211, (2007).

[17] Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., Zhou, Y., "Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers", **Energy Conversion and Management,** 48, 1506–1515, (2007).

[18] Fukuda, S., Yamamoto, M., Suziki, Y., "Air Flow in a Radiator", **Fluid Technology,** 54-7, (2003).

[19] Kyoung W., P., Pak, H., Y., "Flow and heat transfer characteristics in flat tubes of a radiator", **Department of Mechanical Engineering, Virginia Tech**, 105, (2002).

[20] Akduman H., Rezistanslı termometreler hakkında genel bilgiler, Elimko, http://www.elimko.com.tr/v1.5/index.php?option=com_cat, **(Ziyaret Tarihi: 10 Aralık 2006).**

[21] EN ISO 9000, "Kalite yönetimi ve kalite güvence standartı", ***Uluslararası Standart***, (2006).

[22] ISO/IE C 17025, "General equirements for the compentence of testing and calibration laboratories", ***International Standard***, (1999).

[23] TS EN 306, "Isı değiştiricilerin performansın belirlenmesi için gerekli parametreleri ölçme metodları", ***Türk Standartları Enstitüsü*** , (1999).

[24] Genceli, O., F., "Ölçme Tekniği", **Birsen Kitapevi**, İstanbul, (1998).

[25] Aydener, E., "Ölçme Tekniği", ***Ashrae Temel El Kitabı***, (1998).

[26] Örs, H., "Akışkanlar Mekaniği", ***Boğaziçi Üniversitesi***, İstanbul, (2003).

[27] Kırkköprü, K., Ayder, E., "Akışkanlar Mekaniği", ***Literatür Yayıncılık***, İstanbul, (2005).

[28] Shames, I., H., "Mechanics of Fluid", ***Mc Graw-Hill Higher Educations***, USA, (2003).

[29] David W., Z., "Fundamentals of Computational Fluid Dynamics", ***Harvard Lomax and Thomas H. Pulliam NASA Ames Research Center***, (1999).

[30] Schwentker, R., A., Winkler, J., W., Aute, V., C., Radermacher, R., "A simulation and design tool for flat tube, louvered-fin heat exchangers", ***Sae Technical Paper Series***, 2006-01-1451, (2006).

[31] Yuan, Y., Jackson, A., Nelson, M., "CFD simulation of flow and heat transfer in airways", ***Sae Technical Paper Series***, 2001-17-12, (2001).

[32] Çetin, S., Taşıt radyatörlerinde kullanılan kanatçıklarda ısı transferi ve akışın modellenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,** (2008).

[33] Metin M., "Taşıt Radyatörü Isıl Performans Test Sonuçlarının NTU Yöntemi Kullanılarak İrdelenmesi", ***ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Teknigi Kongresi***, Kayseri, 30 Mayıs-2 Haziran, (2007).

[34] Hyun, L., K., Pil, W., J., "Thermal flow study in the integrated all aluminyum radiator and condenser", ***Sae Technical Paper Series***, 2001-01-1756, (2001).

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında İzmit'te doğdu. Lise öğretimini 1995 yılında Kocaeli Anadolu Teknik Lisesi'nde tamamladı. İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nden 1999 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı'na girdi ve 2003 yılında mezun oldu. 2005 yılında Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği'ne girdi ve halen burada lisans eğitimine devam etmektedir. Kocaeli Üniversite'sinde doktora çalışmalarına devam ederken, ULIBTK'07 16. ulusal ısı bilimi ve teknigi kongresi, 30 Mayıs-2 Haziran 2007, Kayseri'de taşıt radyatörü ısıl performans test sonuçlarının NTU yöntemi kullanılarak irdelenmesi konulu makalesi yayınlanmıştır.