

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

**PLAKALI ISI EŞANJÖRLERİNDE PLAKA GEOMETRİSİ İLE
DİNAMİK VE TERMAL PARAMETRELERİN ISI TRANSFERİNE
ETKİLERİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Bayram KILIÇ

**Danışman
Prof. Dr. Osman İPEK**

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2013**

© 2013 [Bayram KILIÇ]

TEZ ONAYI

Bayram KILIÇ tarafından hazırlanan "Plakalı Isı Eşanjörlerinde Plaka Geometrisi İle Dinamik Ve Termal Parametrelerin Isı Transferine Etkilerinin Deneysel Olarak Araştırılması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Prof. Dr. Osman İPEK
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. İ.Hakkı AKÇAY
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. Hacı Mehmet ŞAHİN
Gazi Üniversitesi



Jüri Üyesi

Doç. Dr. Ali BOLATTÜRK
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Doç. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN
Süleyman Demirel Üniversitesi

Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Mehmet Cengiz KAYACAN

.....

TAAHHÜTNAME

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

Bayram KILIÇ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Eşanjörleri.....	2
1.2. Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması.....	3
1.3. Isı Eşanjörlerinin Seçimi.....	4
1.4. Isı Eşanjörlerinin Tasarımı.....	5
1.5. Plakalı Isı Eşanjörleri	6
1.5.1. Plakalı ısı eşanjörlerinde kullanılan malzemenin önemi.....	7
1.5.2. Plaka malzemesi.....	8
1.5.3. Conta malzemesi.....	8
1.5.4. Plakalı ısı eşanjörlerinde kullanılan plaka geometrileri.....	9
1.6. Plakalı Isı Eşanjörlerinin Termodinamik Analizi.....	12
1.7. Isı Eşanjörlerinde Basınç Düşümü.....	15
1.7.1. Yerel kayıplar	16
1.7.2. Akışkanın ivmelenmesinin ve kaldırma kuvvetinin oluşturduğu basınç kaybı	16
1.7.3. Contalı plakalı ısı eşanjörlerinde basınç kaybı.....	17
1.7.4. Akışkan hareketini sağlamak için gerekli güç	17
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	18
3. DENEYSEL SİSTEM.....	23
3.1. Deneysel Sistemde Kullanılan Plakalı Isı Eşanjörü.....	25
3.2. Sıcak Su Üretici Kazanı	27
3.3. Sıcak Su Toplama Tankı.....	27
3.4. Akışkan Devir-Daim Pompası	27
3.5. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı	27
3.6. Debimetre	28
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	29
4.1. Termodinamiğin Birinci Yasa Analizi Bulguları ve Tartışma	29
4.2. Termodinamiğin İkinci Yasa Analizi Bulguları ve Tartışma.....	34
4.3. Plakalı Isı Eşanjöründeki Basınç Kaybı Analizi Bulguları ve Tartışma	36
4.4. Yapay Sinir Ağları (YSA) Metodunun Deney Verilerine Uygulanması.....	38
4.5. Deney Sistemindeki Ölçümlere Ait Belirsizlik Analizleri.....	49
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	50
KAYNAKLAR.....	53
EKLER.....	57
EK A. Fotoğraflar	57
ÖZGEÇMİŞ	67

ÖZET

Doktora Tezi

PLAKALI ISI EŞANJÖRLERİNDE PLAKA GEOMETRİSİ İLE DİNAMİK VE TERMAL PARAMETRELERİN ISI TRANSFERİNE ETKİLERİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Bayram KILIÇ

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Osman İPEK

Bu çalışmanın amacı, çeşitli uygulamalarda kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinin farklı plaka geometrisi, debi ve sıcaklıklardaki performanslarını araştırmaktır. Bu amaçla, plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma sistemi tasarlanmıştır. Belirli debi ve sıcaklık değerleri için farklı plaka geometrisine sahip plakalı ısı eşanjöründeki ısı transferleri hesaplanarak sistemin optimum çalışma şartları tespit edilmiştir.

Doktora çalışması dâhilinde toplam 6 adet deney yapılmıştır. Deneylerde 30° ve 60° plaka yüzey açısına sahip olan plakalı ısı eşanjörü kullanılmıştır. Yapılan analizlerde, plakalı ısı eşanjörünün maksimum ısı transferi ve etkinlik değerlerini sağlayan çalışma şartları, plaka yüzey açısı 60°, sıcak su giriş sıcaklığı 60 °C, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C, debi değeri ise 0,3 kg/s olarak belirlenmiştir.

Plakalı ısı eşanjöründeki akışa ait Reynolds sayısı 1556, basınç kaybı değeri ise 11667 Pa olarak belirlenmiştir. Ayrıca sistemde kullanılan plakalı ısı eşanjörünün ekserji kaybı analizleri de yapılmıştır.

Yapılan analizlere ek olarak, sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak ısı transferi ve etkinlik değerleri yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak tahmin edilmiştir. YSA'dan elde edilen formüllerle istenilen çalışma şartlarında sistemin ısı transfer ve etkinlik değerleri hesaplanmıştır. YSA'dan ve deneylerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı eşanjörü, Plaka yüzey açısı, Termodinamik analiz.

2013, 68 sayfa

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECTS TO HEAT TRANSFER OF PLATE GEOMETRY WITH DYNAMIC AND THERMAL PARAMETERS IN THE PLATE HEAT EXCHANGERS

Bayram KILIÇ

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

Supervisor: Prof. Dr. Osman İPEK

Aim of this study, to investigate the performance in the different plate geometry, temperature and flow rate of plate heat exchangers used in the various applications. For this, heating system is designed with plate heat exchanger (PHE). Optimum working conditions of the system are determined by calculate heat transfer rate in the plate heat exchanger for the specified flow rate, temperature and the different plate geometry.

Totally, 6 experiments was carried out within the PhD study. 30° and 60° plate surface angle are used in the experiments for PHE. According to the analysis, operating conditions which giving maximum heat transfer and effectiveness values of the PHE are determined as 60° of plate surface angle, 60 °C of hot water inlet temperature, 15 °C of cold water inlet temperature, 0,3 kg/s of flow rate.

Reynolds number of the flow in the PHE and pressure loss are determined as 1556 and 11667 Pa. In addition, exergy loss of the plate heat exchanger used in the system are analyzed.

In addition to the analysis, heat transfer and effectiveness values are estimated depending on the working conditions of the system using the artificial neural networks (ANN). Heat transfer and effectiveness values of the system are calculated for the desired operating conditions with obtained formulas from ANN. Obtained results from ANN and experiments are compared.

Keywords: Plate Heat Exchanger, Plate surface angle, Thermodynamic Analysis.

2013, 68 pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof Dr. Osman İPEK'e teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN'e, teşekkür ederim.

2810-D-11 No`lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim.

Tezimde kullandığım deney setinin, imalat aşamasındaki desteklerinden dolayı Teknik Tesisat Müh. Tic. Ltd. şirketine teşekkür ederim.

Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan sevgili eşim Emel KILIÇ, biricik kızım Hira KILIÇ'a ve tüm aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Bayram KILIÇ
ISPARTA, 2013

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı	6
Şekil 1.2. İki ok açılı balık kılıcı plakalar	9
Şekil 1.3. İki simetrik plakayı kombine ederek üç farklı kanal	10
Şekil 1.4. Asimetrik yüksek ve alçak-theta plakalar.....	10
Şekil 1.5. İki farklı plakadan kombine edilen altı değişik akış kanalı	11
Şekil 1.6. PHE' de asimetrik en iyi kullanım	11
Şekil 1.7. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı	13
Şekil 1.8. Ters akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı.....	14
Şekil 3.1. Deneysel cihazı	23
Şekil 3.2. Deneysel ısı değiştirici sisteminin şematik gösterimi	24
Şekil 3.3. 30° açılı plakalı ısı eşanjörü.....	26
Şekil 3.4. 60° açılı plakalı ısı eşanjörü.....	26
Şekil 4.1. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları ($\beta=30^\circ$ için)	29
Şekil 4.2. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları ($\beta=60^\circ$ için).....	30
Şekil 4.3. Farklı plaka yüzey açıları için toplam ısı transfer miktarlarının akışkan debileri ile değişimi.....	32
Şekil 4.4. Farklı plaka yüzey açıları için etkinlik değerinin akışkan debileri ile değişimi.....	33
Şekil 4.5. Farklı plaka yüzey açıları için etkinlik değerlerinin NTU ile değişimi	33
Şekil 4.6. Farklı plaka yüzey açıları için Re sayısı ile Nu sayısının değişimi	34
Şekil 4.7. Akışkan debisi ile ekserji kaybı miktarı değişimi	36
Şekil 4.8. Sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi.....	37
Şekil 4.9. Yapay sınır ağının şematik gösterimi	39
Şekil 4.10. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,167 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için).	46
Şekil 4.11. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,239 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için).	46
Şekil 4.12. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,321 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için).	47
Şekil 4.13. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,263 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için).	47
Şekil 4.14. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,390 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için).	48
Şekil 4.15. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,517 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için).	48
Şekil A.1. 30° açılı plakalı ısı eşanjörü	58
Şekil A.2. 60° açılı plakalı ısı eşanjörü	58
Şekil A.3. Plakalı ısı eşanjörü (karşıdan görünüş)	59
Şekil A.4. Plakalı ısı eşanjörü (karşı-yan görünüş)	59
Şekil A.5. Plakalı ısı eşanjörü (üst görünüş)	60
Şekil A.6. Plakalı ısı eşanjörü (yan görünüş)	60
Şekil A.7. Plakalı ısı eşanjörü (üst-ön görünüş)	61
Şekil A.8. Sıcak su üretici kazanı (yandan görünüş)	61

Şekil A.9. Sıcak su üretici kazanı (arkadan görünüş)	62
Şekil A.10. Sıcak su üretici kazanı (önden görünüş).....	62
Şekil A.11. Sıcak su toplama tankı	63
Şekil A.12. Akışkan devir-daim pompası (primer devre).....	63
Şekil A.13. Akışkan devir-daim pompası (sekonder devre).....	64
Şekil A.14. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı (sıcaklık).....	64
Şekil A.15. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı (basınç)	65
Şekil A.16. Debi ölçer'e ait gösterge.....	65
Şekil A.17. Debi ölçer	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Isı değiştiricilerin seçimi.....	4
Çizelge 1.2. Isı eşanjörlerinin malzeme tipleri	8
Çizelge 1.3. Plakalı ısı eşanjörlerinde yaygın olarak kullanılan conta Malzemeleri.....	9
Çizelge 3.1. Plakalı ısı eşanjörünün özellikleri	26
Çizelge 4.1. Isı transferi miktarı tahmini için oluşturulan ağın istatistiksel değerleri	40
Çizelge 4.2. Etkinlik değeri tahmini için oluşturulan ağın istatistiksel değerleri	41
Çizelge 4.3. YSA modelinden elde edilen performans değerlendirme kriterleri.....	41
Çizelge 4.4. Isı transfer miktarı değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri	42
Çizelge 4.5. Etkinlik değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri.....	43
Çizelge 4.6. Isı transfer miktarına ait geręek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması	44
Çizelge 4.7. Etkinlik değerine ait geręek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması	45
Çizelge 4.8. Bağımsız değişkenlere ait hassasiyetler	49

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Isı geçiş yüzeyi, [m ²]
C _{ph}	Sıcak akışkanın özgül ısısı, [kJ/kg°C]
C _{pc}	Soğuk akışkanın özgül ısısı, [kJ/kg°C]
C _h	Sıcak akışkanın ısı kapasitesi, [kJ/s°C]
C _c	Soğuk akışkanın ısı kapasitesi, [kJ/s°C]
d _h	Hidrolik çap, [m]
Ė	Ekserji kaybı, [W]
h _g	Akışkanın giriş entalpisi, [kJ/kg]
h _ç	Akışkanın çıkış entalpisi, [kJ/kg]
K	Toplam ısı geçiş katsayısı, [W/m ² °C]
L _p	Akış yolu uzunluğu, [m]
N	Güç, [W]
NTU	Geçiş birim sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç, [Pa]
Pr	Prandtl sayısı
R _f	Kirlilik faktörü, [m ² °C/W]
R _t	Temas direnci, [m ² °C/W]
s	Entropi, [kJ/kgK]
t	Zaman, [s]
T _o	Çevre sıcaklığı [°C]
T _{hi}	Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı, [°C]
T _{ci}	Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı, [°C]
T _{hç}	Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı, [°C]
T _{cç}	Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, [°C]
Q̇	Isı değiştiricide geçen ısı, [W]
ΔT _m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı, [°C]
v _g	Akışkanın giriş hızı, [m/s]
v _ç	Akışkanın çıkış hızı, [m/s]
YSA	Yapay sinir ağı
ṁ _h	Sıcak akışkanın kütleli debisi, [kg/s]
ṁ _c	Soğuk akışkanın kütleli debisi, [kg/s]
∑ΔP _{con.plaka}	Contalı plakalı ısı eşanjörlerindeki toplam basınç kaybı, [Pa]
∑ΔP _{iv}	Akışkanın ivmelenmesi esnasında oluşan toplam basınç kaybı, [Pa]
∑ΔP _y	Toplam yerel basınç kaybı, [Pa]
δ	Yüzey et kalınlığı, [m ²]
ε	Isı değiştirici etkinliği
ρ	Yoğunluk, [m ³ /kg]
μ	Dinamik Vizkozite, [kg/ms]
α	Isı taşınım katsayısı, [W/m ² °C]
λ	Isı iletim katsayısı, [W/m°C]
λ _{con.lev.}	Contalı levhadaki sürtünme katsayısı
ζ	Yerel kayıp katsayısı
η	Verim
β	Plaka yüzey açısı, [°]

1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok yerde bulunabilmektedir. Uygulama alanlarına örnekler olmak üzere, bir su borulu buhar kazanında, bir mekanik soğutma devresinde, bir iklimlendirme tesisatının çeşitli kademelerinde, bilgisayar işlemcisinin soğutulmasında kullanılabilen ısı değiştirici tipleri vardır. Verilen bu örneklerden anlaşılacağı gibi pratikte çeşitli yerlerde kullanılan bu ısı değiştiricileri kullanım gayelerine göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler.

Isı değiştiricileri endüstrinin en önemli ısı tekniği cihazları olup bunlar buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu gibi değişik adlar altında kimya, petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerinin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değişik tip ve kapasitelerde görülebilir. Makine ve kimya mühendisliği eğitimi açısından bakıldığında ısı değiştiricileri bu mühendislik kollarının temel konuları olan, malzeme, mukavemet, termodinamik ve ısı geçişi bilim dallarının hepsini birden aynı anda içeren bu bilim dalına ait çok iyi bir uygulamadır. Anlaşılacağı gibi ısı değiştiriciler günlük hayatımızda her zaman kullanılan bir yapıdır. Bu yüzden tasarımı yapılırken en ince ayrıntısına kadar teorisine uyulmalı ve ilgili programlar kullanılarak doğruya en yakın analiz sonuçları elde edilmeli ve tasarımların daha iyi olması için çalışılmalıdır.

Isı değiştiricilerde transfer edilen ısı miktarının düşmesi ısı değiştiricinin performansının düşmesine neden olur. Bu da ısı değiştiricisi kullanan sistemde kapasite kaybı anlamına gelmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi, sistem boyutlarının uygun ölçülerde tutulmasına ve dolayısıyla sistem maliyetinin ve işletme giderlerinin azaltılmasına olanak sağlar.

Plakalı ısı değiştiricilerinde esas ısı geçişinin olduğu yzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yzeyler döz veya dalgalı biçimde olabilirler. Contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere üç grupta incelenebilirler. Isıtma, soğutma ve havalandırma uygulamaları, ihtiyaç duydukları yüksek verimliliğe, ekonomikliğe ve kompakt tasarıma plakalı ısı değiştiriciler sayesinde ulaşırlar. Borulu tip ısı değiştiricilerinin plakalı ısı değiştiricileri ile günden güne değiştirilmesiyle plakalı ısı değiştiriciler tüm sektörde hızlıca artan bir pazar payına sahip olmuştur. Çeşitli boyutlardaki ve malzemelerdeki plakaların geniş seçim aralığı, plakalı ısı değiştiricilerine üstün bir esneklik sağlar. Bu esneklik birçok termal proseste plakalı ısı değiştiricilerine büyük avantaj sağlar.

1.1. Isı Eşanjörleri

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidarla ayrılan iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamasında önem taşır. Bu tür bir ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı eşanjörü olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal işlemlerde uygulama alanı bulur.

Isı değiştiricisinin içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa bunlara duyulur ısı değiştiricisi, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricisi adı verilir.

Isı değiştiricilerinde akışkanlar birbirleriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı, genelde metal malzeme olan katı bir yzeyele birbirinden ayrılıyorsa bu tip ısı değiştiricisine yzeyli veya reküparatif ısı değiştiricisi denir.

Isı geçişi doğrudan olmayıp ısı önce sıcak akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilir ve daha sonra bu dolgu maddesindeki

ısı soğuk akışkana verilirse, bu tip ısı değıştircisine dolgu maddeli veya rejeneratif ısı değıştircisi denir.

1.2. Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması

1. Isı değışim şekline göre sınıflama;
 - a) Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değıştirciler
 - b) Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değıştirciler
2. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflama (kompaktlık);
 - a) Kompakt olmayan ısı değıştirciler
 - b) Kompakt ısı değıştirciler
3. Akışkan sayısına göre sınıflama;
 - a) İki akışkanlı ısı değıştirciler
 - b) Üç akışkanlı ısı değıştirciler
 - c) n adet akışkanlı ısı değıştirciler
4. Isı geçişi mekanizmasına göre sınıflama;
 - a) İki tarafta da tek fazlı akış olan ısı değıştirciler
 - b) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış olan ısı değıştirciler
 - c) İki tarafta da çift fazlı akış olan ısı değıştirciler
 - d) Taşınım ve ışınım ile ısı geçişi olan ısı değıştirciler
5. Konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflama;
 - 5.1. Borulu ısı değıştircileri
 - a) Düz borulu ısı değıştirciler
 - b) Spiral borulu ısı değıştirciler
 - c) Gövde borulu ısı değıştirciler
 - 5.2. Levhalı ısı değıştircileri
 - a) Contalı levhalı ısı değıştircileri
 - b) Spiral levhalı ısı değıştircileri
 - c) Lamelli ısı değıştircileri
 - 5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri
 - a) Levhalı kanatlı ısı değıştirciler
 - b) Borulu kanatlı ısı değıştirciler
 - 5.4. Rejeneratif ısı değıştirciler

- a) Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
- b) Döner dolgu maddeli rejeneratörler

5.5. Karıştırmalı kaplar

6. Akıma göre sınıflama;

6.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler

- a) Paralel akımlı ısı değiştiriciler
- b) Ters akımlı ısı değiştiriciler
- c) Çapraz akımlı ısı değiştiriciler

6.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler

- a) Çapraz – ters ve çapraz – paralel akımlı ısı değiştiriciler
- b) Çok geçişli gövde – borulu ısı değiştiriciler
- c) n adet paralel levha geçişli ısı değiştiriciler

1.3. Isı Eşanjörlerinin Seçimi

Isı değiştiricilerinin seçiminde bütün kriterlerin gerçekleştirildiği bir seçim yapmak kesinlikle söz konusu olamaz. Ancak kullanıldıkları yere göre akışkan özellikleri, çalışma sıcaklıkları, minimum basınç kayıpları ve bakım kolaylığı gibi kriterler göz önünde bulundurularak, optimum değerlerin gerçekleştirilebileceği ısı değiştiriciler seçilebilir. Çeşitli uygulamalar göz önüne alınarak ısı değiştiricilerinin seçimi Çizelge 1.1. de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Isı değiştiricilerin seçimi

Akışkan	Seçim Nedenleri
İki farklı viskoz olmayan sıvı	En düşük yüzey için plakalı ısı değiştiricileri, korozif sıvılar halinde asbest contalı plakalı lamelli veya spiral ısı değiştiricileri, yüksek debi, sıcaklık ve basınçlar için gövde borulu ısı değiştiricileri tercih edilir
Viskoz olmayan sıvı-buhar	Gövde borulu, paslanmaz ve yüksek alaşım gerekli ise spiral veya lamelli, sağlık nedeniyle plakalı ısı değiştiricileri tercih edilmelidir.
Viskoz sıvı-viskoz sıvı	Plakalı tipler en uygundur. Viskozite çok büyük ise, spiral ısı değiştiricileri kullanılır.

Çizelge 1.1. Isı değiştircilerin seçimi (Devam)

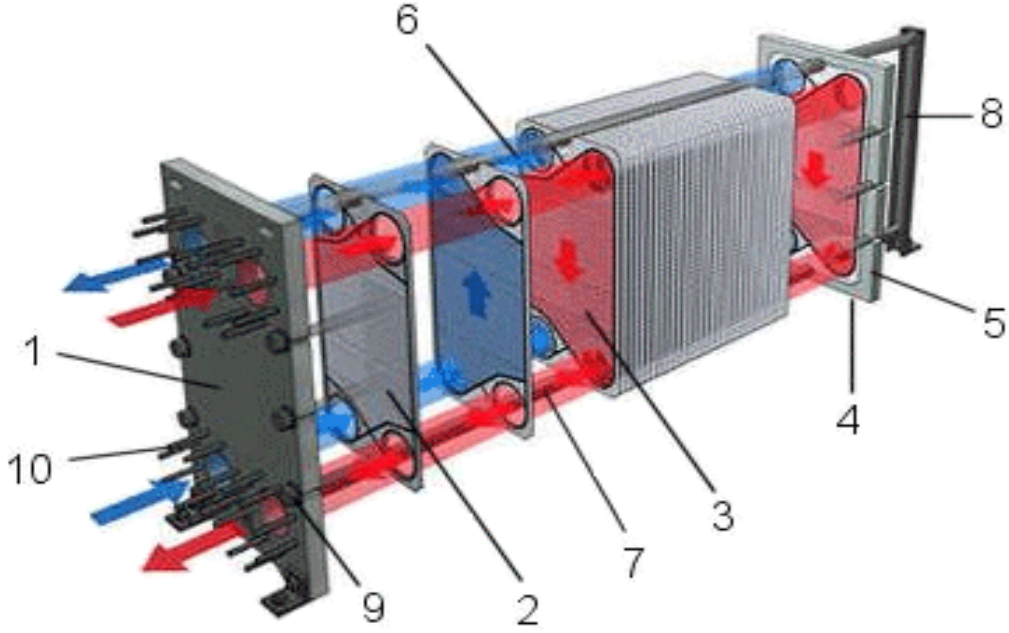
Viskoz sıvı-su veya buhar	Gövde borulu ilk yatırım masraflarının azlığı nedeniyle tercih edilebilir. Diğer kriterler nedeniyle plakalı veya spiral tipler ekonomiktir.
Sıcaklığa karşı hassas sıvılar	Plakalı tip ısı değiştircileri veya uzun durma süresi için spiral tipler tercih edilir.
Havanın ısıtılması veya soğutulması	Basit ısı değiştircileri, kanallı tipler uygundur.
Hava- Hava	Lamelli ısı değiştirciler tercih edilirler. Bir tarafta basınç düşüşü fazla ise, kanatlı borulu ısı değiştircileri düşünölmelidir.
Gaz yoğuşumu- buhar yoğuşumu	Çok düşük sıcaklıklar için yığma plakalı spiral veya lamelli ısı değiştircileri tercih edilmelidir.
Buhar yoğuşumu	Karbonlu çelik kullanılabilirse gövde borulu, paslanmaz çelik veya yüksek alaşım gerekli ise, çapraz akımlı spiral veya lamelli ısı değiştircileri en iyi çözümdür.
Gaz-buhar karışımı yoğuşumu	Özel geliştirilmiş spiral tip ısı değiştircileri tercih edilmelidir.
Soğutma suyu	Kapalı bir devrede soğutma suyu için paslanmaz çelik plakalı ısı değiştircileri kullanılmalıdır.
Yüksek sıcaklıklar	Yüksek sıcaklıktaki uygulamalar için gövde borulu ısı değiştircileri tercih edilmelidir

1.4. Isı Eşanjörlerinin Tasarımı

Isı değiştircileri esas olarak basınçlı kap olarak kabul edilirler. Bu nedenle, ısı değiştircilerinin tasarımında tasarım basıncı, tasarım sıcaklığı ve uygun malzemenin seçimi son derece önemlidir. Bu kriterler belirlendikten sonra tasarım için gerekli hesaplamalar yapılır. Bir ısı değiştircinin tasarımında, ısı transferi için A yüzeyi, ΔT_m logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve K toplam ısı transfer katsayısı ile basınç düşmesi, fiziksel büyüklük ve ekonomiklik önemli etkindir.

1.5. Plakalı Isı Eşanjörleri

Plakalı ısı eşanjörlerinde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilirler. Genellikle gövde-borulu tip ısı eşanjörlerine göre daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahiptirler. Şekil 1.1'de plakalı bir ısı eşanjörünün yapısı görülmektedir (Reppich, 1999).



Şekil 1.1. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı.

1. Sabit baskı plakası – Ön gövde
2. Başlangıç plakası
3. Plaka
4. Son plaka
5. Hareketli baskı plakası – Arka gövde
6. Üst taşıma kolunu
7. Alt taşıma kolunu
8. Destek kolunu
9. Burulmaya karşı gergin vida koruması
10. Bağlantı

Plakalı ısı eşanjörleri; contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere üç grupta incelenebilirler (Genceli, 1999):

a) Contalı plakalı ısı eşanjörleri; Contalı plakalı ısı eşanjörleri ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır. Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenir. Plakalar arasındaki boşluklardan sıcak ve soğuk akışkanlar birbirine karışmadan akarlar. Rijitlik sağlamak, plakalar arasındaki mesafeyi sabitleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için plakalar dalgalı şekilde yapılırlar.

b) Spiral plakalı ısı eşanjörleri; Isı transfer yüzeylerinin plakalardan oluştuğu, silindirik borulardan oluşmadığı plakalı tip ısı eşanjörleridir. Spiral plakalı ısı eşanjörleri 150-1800 mm genişliğindeki uzun ince iki metal plakanın her biri bir akışkan için olmak üzere iki spiral, paralel kenar oluşturacak şekilde spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki plaka arasına konulan sapmalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Plakaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır. Çeşitli akış konfigürasyonları mümkündür ve akış konfigürasyonlarına göre değişik tip spiral ısı eşanjörü imal edilebilmektedir.

c) Lamelli ısı eşanjörleri; Bir gövde içine yerleştirilmiş borulardan (lameller) yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Lameller genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Akışkanlardan birisi lamelli boruların içinden akarken diğer akışkan lamellerin arasından akar. Gövde içinde şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup aynı yönlü veya karşıt akışlı düzenleme kullanılabilir.

1.5.1. Plakalı ısı eşanjörlerinde kullanılan malzemenin önemi

Plakalı ısı eşanjörlerin istenilen ısıl şartlarda uzun yıllar sorunsuz çalışmasını sağlayan faktörlerden birisi de eşanjörü meydana getiren malzemelerin belirli

bir kalitede olmasıdır. Malzemelerin ISO 9001 gereği kalite testlerinin yapılabilmesi için de her bir malzemenin üstünde geriye dönük inceleme için markalama olması gerekmektedir.

1.5.2. Plaka malzemesi

Kullanılan akışkana göre ve istenen maksimum çalışma mukavemetine uygun plaka malzemesi seçimi çok önemlidir. Genel olarak aşağıdaki plaka malzemeleri kullanılmakta olup, en sık kullanılan malzeme tipi 1.440 /AISI 316'dır.

Çizelge 1.2. Isı eşanjörlerinin malzeme tipleri

AISI 304	Nİ 200/201
AISI 316	G-30
AISI 316 L	C- 4
254 SMO	INCONEL 625
654 SMO	INCONEL 825
TİTANYUM	MONEL 400
Tİ - PD	TANTALUM
C-276	C - 22

1.5.3. Conta malzemesi

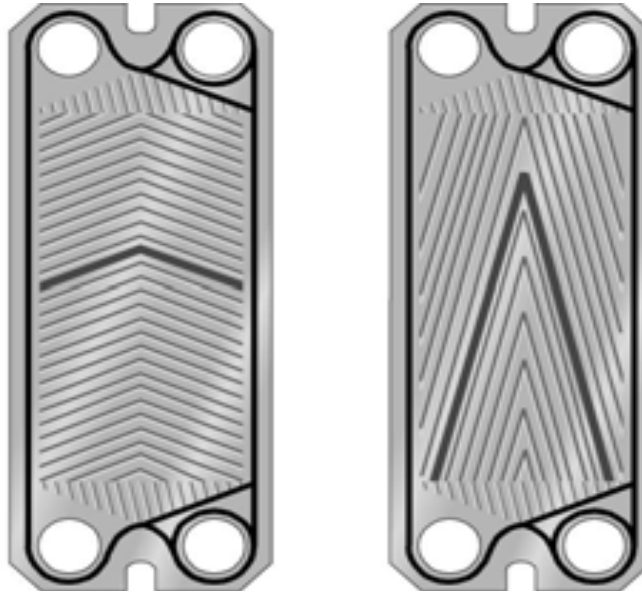
Plakalı ısı eşanjörlerinde limit faktör contadır. Bu yüzden 'doğru' conta malzemesini seçmek çok önemlidir. Uygulamaya göre çeşitli conta tipleri aşağıda sıralanmıştır. Unutulmaması gereken en önemli noktalardan biri de eşanjör contalarının, normal, sülfürlü ve peroksitli olmak üzere üç kalitede üretiliyor olmasıdır. Bu üç kalite conta malzemesi kendi aralarında kıyaslandığında peroksitli olan malzeme, çalışma şartları bakımından, her zaman en iyi performansı sağlamaktadır.

Çizelge 1.3. Plakalı ısı eşanjörlerinde yaygın olarak kullanılan conta malzemeleri

Nitrile (Nbr)
Hnbr
Etilen Propilen (Epdm)
Florokarbon (Fpm)
Viton Gf
PTFE Encapsulated NBR

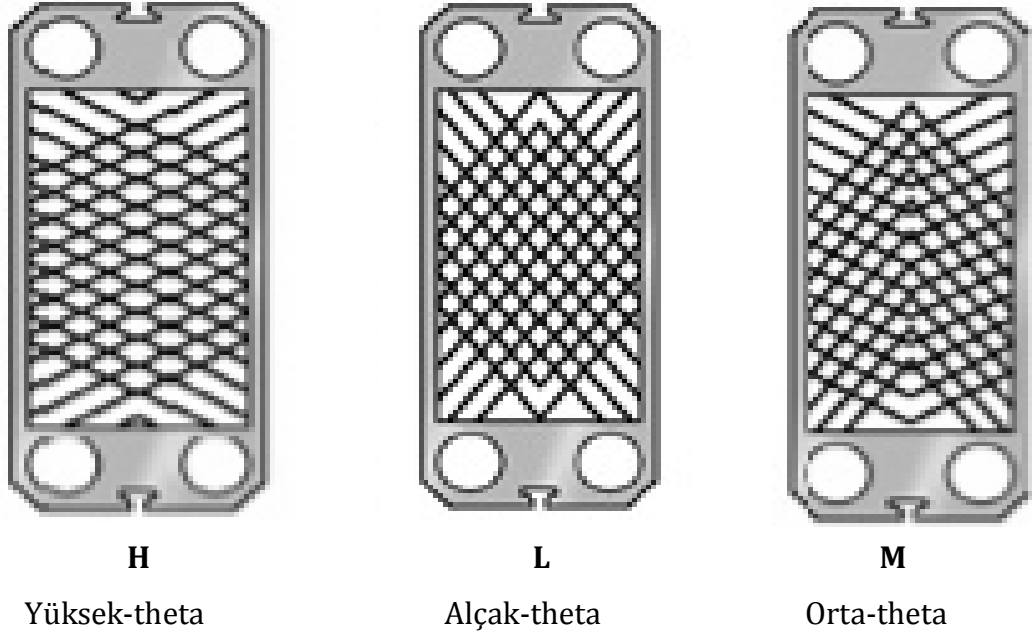
1.5.4. Plakalı ısı eşanjörlerinde kullanılan plaka geometrileri

Bugün kullanılmakta olan hemen hemen tüm plakalar balık kılıcı tipindedir. Geleneksel balık kılıcı plakalar günümüzde iki ok açısı ile yapılıyor, biri akışa karşı yüksek dirençli "yüksek-theta" ve diğeri de akışa karşı daha alçak dirençli "alçak-theta".



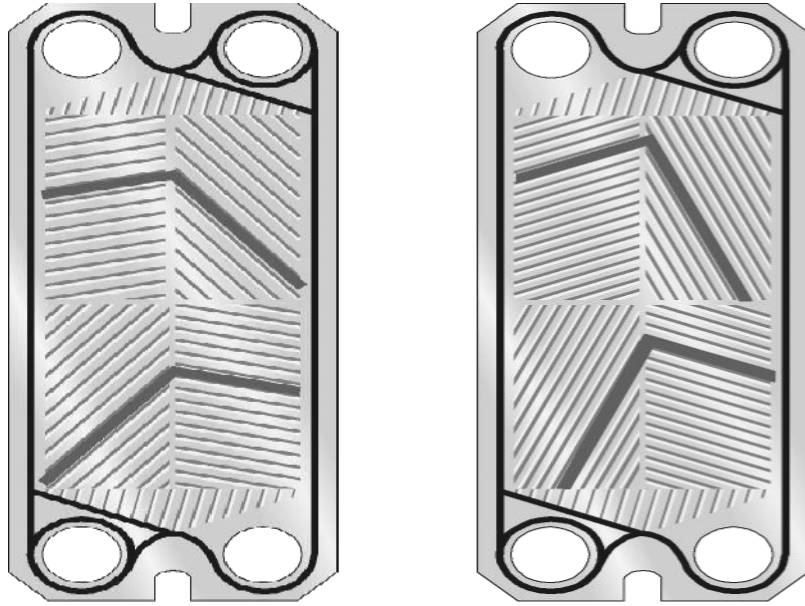
Şekil 1.2. İki ok açılı balık kılıcı plakalar.

Bu iki tip plaka, her biri ısı transferi ve basınç düşmesi bakımından farklı karakteristikler gösteren üç farklı şekilde kombine edilebilirler.



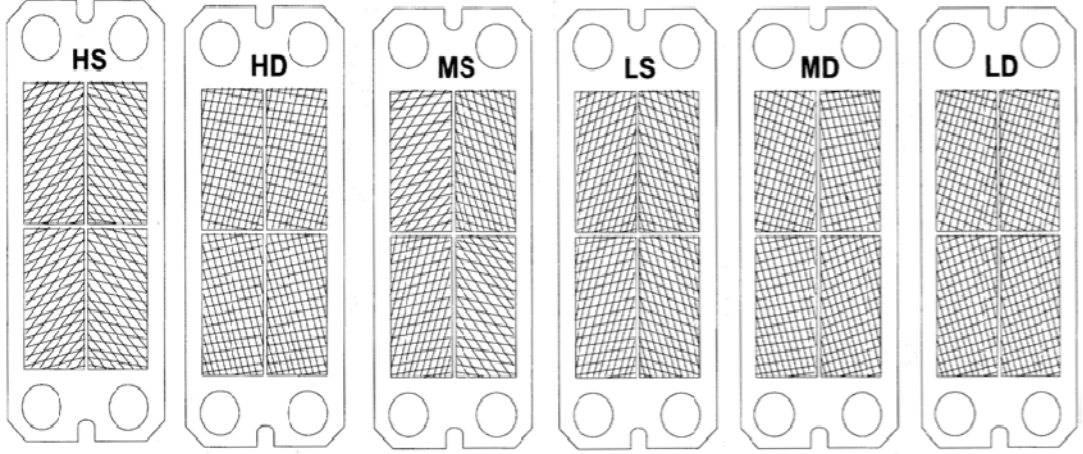
Şekil 1.3. İki simetrik plakayı kombine ederek üç farklı kanal

Simetrik plakalar ile birincil ve ikincil yanlar geometrik olarak aynıdır ve plaka destesi en iyi şekilde yalnız bir yan üzerinde kullanılabilir. Daha sonra çıkan bir yenilik ise asimetric plakadır, bu iki takım ok açısına sahiptir, biri yüksek-theta ve diğeri de alçak-theta.



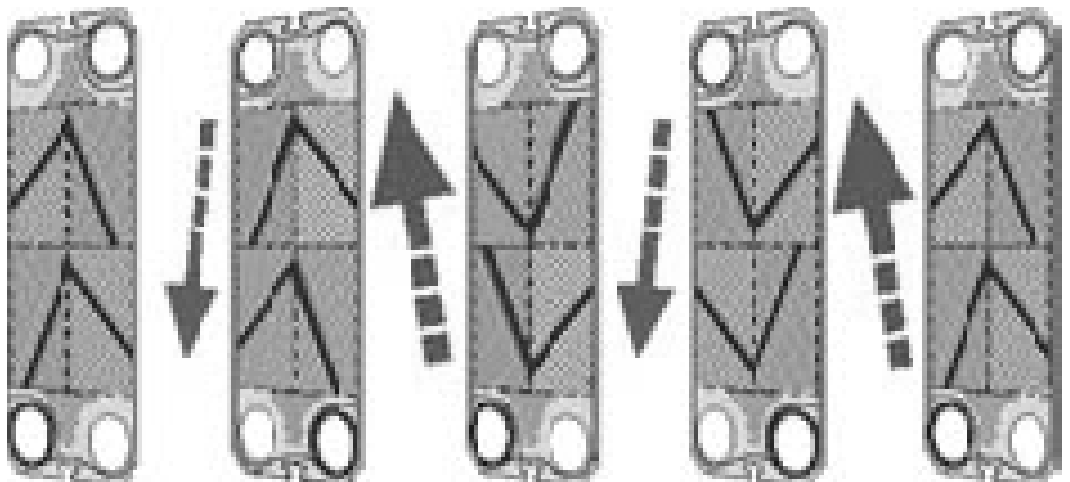
Şekil 1.4. Asimetric yüksek ve alçak-theta plakalar

Bu iki plaka, her biri farklı ısı transfer karakteristiği gösteren altı değişik akış kanalı olacak biçimde kombine edilebilir.



Şekil 1.5. İki farklı plakadan kombine edilen altı değişik akış kanalı

Asimetrik plakalar ayrıca asimetrik plaka destesi oluşturma olanağını da verir, bunda birincil tarafın geometrisi ikincil taraftaki geometriden farklıdır. Bu iki yanı da ayrı ayrı en iyi şekilde kullanma ve böylece gereken ısı transfer yüzeyinin azaltılması ile var olan basınç azalmasının daha iyi kullanılması olanağını sağlar.



Şekil 1.6. PHE' de asimetrik en iyi kullanım

Tasarlanmış basınç değeri ve bakım stabilitesine uygun olarak plakalar 0,4 mm' den 8 mm'ye kadar farklı kalınlıklarda üretilirler. Temizleme ve diğer nedenlerle ünitenin açılması gereken uygulamalarda ince plakalar kullanılmaz. Jeotermal uygulamalarda en sık kullanılan malzemeler AISI 316, 254 SMO ve ticari saf (derece 1) titanyumdur. Diğer yüksek alaşım malzemeler de jeotermal sıvıların çok korozyif olduğu hallerde kullanılırlar.

1.6. Plakalı Isı Eşanjörlerinin Termodinamik Analizi

Bir ısı eşanjöründeki ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, plakalı ısı eşanjöründe aşağıdaki bağıntılarla yazılabilir (Genceli, 1999):

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \text{Isı eşanjöründe geçen ısı (W)} \\ &= \text{Sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı (W)} \\ &= \text{Soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı (W)} \\ \dot{Q} &= K A \Delta T_m \end{aligned} \quad (1.1)$$

Sıcak ve soğuk akışkanların soğuması ve ısınması esnasında verilen ve alınan ısılar, akışkanların kütleli debileri ile giriş ve çıkış entalpilerinin farkından bulunabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_g - h_c) \quad (1.2)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyor ise, geçen ısı miktarı:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hg} - T_{hc}) = \dot{m}_c c_{pc} (T_{cg} - T_{cg}) \quad (1.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Belirli bir çalışma periyodundan sonra ısı değiştirici yüzeyleri üzerine akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar birikebilir. Bazen de korozyif etkiler nedeniyle, bu yüzeyler üzerinde bir oksidasyon tabakası oluşabilir. Bütün bu tabakalar, ısı geçişinde ilave birer ısı direnç meydana getiriler. R_f simgesi ile gösterilen bu kirlilik direnci (veya faktörü), ısı geçiş yüzeylerinin kirli ve temiz olmaları hallerindeki ısı dirençlerin farkından aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$R_f = \frac{1}{K_{kirli}} - \frac{1}{K_{temiz}} \quad (1.4)$$

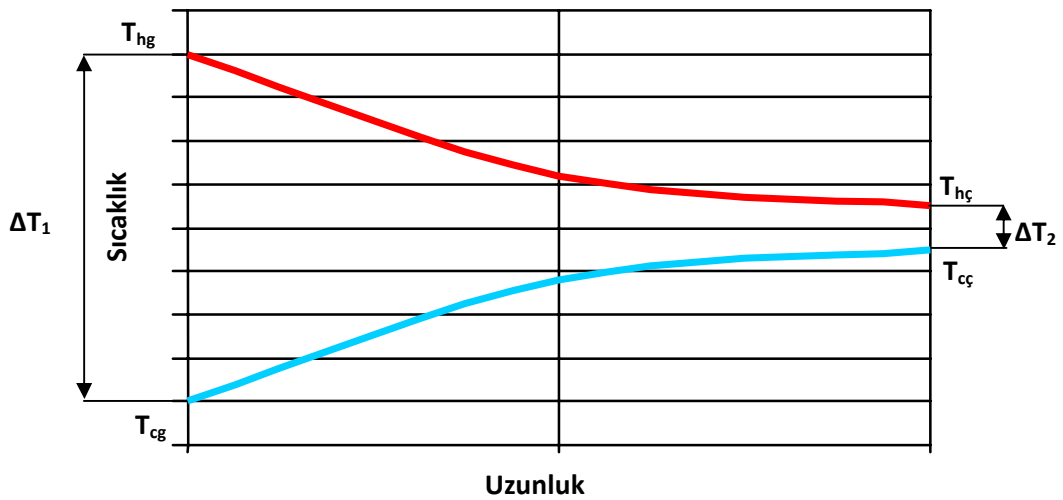
Metal yüzeylerdeki pürüzlülük nedeniyle iki metal arasındaki temasın mükemmel olmaması yüzünden, bu yüzeylerde bir temas direnci oluşur. İki yüzeydeki temas direnci, bu yüzeylerde bir sıcaklık azalmasına neden olur. Bu durumları göz önüne alabilmek için aşağıdaki gibi bir direnç tanımı yapılabilir:

$$R_t = \frac{(T_A - T_B)}{\frac{\dot{Q}}{A}} \quad (1.5)$$

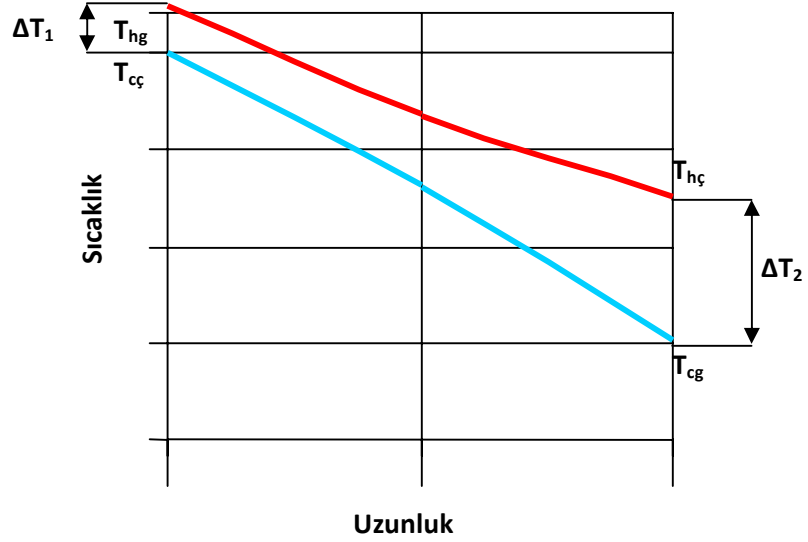
Sonuç olarak ısı eşanjörü yüzeyindeki toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{f1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{t,1-2} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + R_{t,2-3} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_{f2} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (1.6)$$

Isı eşanjörlerinin ısı hesaplarının yapılmasında, Denklem (1.1)'in kullanılması durumunda ortalama logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) ifadesinin tayini gerekir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısı eşanjöründe akışın türüne göre belirlenmektedir. Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de akışın paralel ve ters olması durumunda ısı eşanjörü uzunluğu boyunca sıcaklık dağılımları görülmektedir.



Şekil 1.7. Paralel akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı



Şekil 1.8. Ters akışlı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.7)$$

Son eşitlik Denklem (1.1)'e taşınırsa:

$$\dot{Q} = \frac{KA(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.8)$$

ifadesi elde edilir.

Isı eşanjörlerinin etkenliği aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanabilir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (1.9)$$

$C_h = \dot{m}_h c_{ph}$ ve $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite değerleri olmak üzere ısı eşanjöründeki gerçek ısı geçişi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q} = C_h(T_{hg} - T_{hç}) = C_c(T_{cç} - T_{cg}) \quad (1.10)$$

Mümkün olabilen maksimum ısı geçişi olarak tanımlanan Q_{max} değeri ise, C_h veya C_c ısı kapasite debilerinden hangisi daha küçükse onun kullanılması şartıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hg} - T_{cg}) \quad (1.11)$$

Bir sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar; sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, hızlı genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır (Kotas, 1985; Szargut, 1988). Contalı plakalı ısı değiştiricilerde entropi üretimi ve ekserji kaybı aşağıdaki gibi yazılabilir (Durmuş, 2009):

$$S_{üretim} = C_h \ln \frac{T_{hc}}{T_{hg}} + C_c \ln \frac{T_{cc}}{T_{cg}} \quad (1.12)$$

$$E = T_o [C_h \ln \frac{T_{hc}}{T_{hg}} + C_c \ln \frac{T_{cc}}{T_{cg}}] \quad (1.13)$$

1.7. Isı Eşanjörlerinde Basınç Düşümü

Bütün ısı değiştiricilerinde ısı geçişi ile basınç düşümü arasında çok yakın fiziksel ve ekonomik bir ilişki vardır. Sabit bir ısı kapasitesi için tasarımı yapılmak istenen ısı değiştiricide, akışkan hızlarının artırılması, ısı taşınım katsayısını artırır ve daha küçük ısı geçiş yüzeyli (kompakt) ısı değiştiricilerine olanak sağlar. Bu şekilde daha az bir yatırım masrafı ile aynı kapasitede daha küçük boyutlu veya daha kompakt ısı değiştirici tasarımı gerçekleştirilir. Buna karşılık akışkanların hızlarının artması ısı değiştirici içindeki basınç düşümünün de artmasına neden olur. Bu ise pompanın veya fanın gücünü arttıracığından, sistemin işletme masrafları ile pompa veya fanın büyümesi nedeniyle bir miktar yatırım masraflarını arttırır. Bu yüzden, bir ısı değiştiricinin tasarımında, ısı geçişi ile basınç düşümü birlikte düşünölmeli ve sistem için en uygun çözüm aranmalıdır.

En basit ısı değiştiricilerinde bile akış modeli çok karmaşık olduğundan, basınç düşümünün tayininde teorik analizlerin yanı sıra yaklaşık çözümlerden ve deneysel bulgulardan yararlanır. Bir ısı değiştirici içindeki toplam basınç düşümü, düz borulardaki basınç düşümü ve yerel basınç düşümü olmak üzere

iki şekilde düşünülür. Düz borulardaki basınç düşümü, sabit kesitli borularda veya kanallarda akan akışkanda sürtünmelerden meydana gelen basınç azalmasını belirtir. Yerel basınç düşümü ise akıştaki kesit ve yön değiştirmelerin meydana getirdikleri kayıplardır. Eş sıcaklıklardaki akışkanlardan farklı olarak, ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımının oluşturduğu doğal taşınımlar, ilave bir basınç kaybına (veya bazen de kazanca) neden olabilir.

Bir ısı değiştiricisindeki toplam basınç kaybı, değiştiricinin her bir kademesindeki basınç kayıplarının ayrı ayrı toplamından bulunur.

1.7.1. Yerel kayıplar

Akışkanların bir kanal içinde akarken kesit değiştirmesi, dönmesi, ayrılması veya birleşmesi de basınç kayıplarına neden olur. Bunlara genel olarak yerel kayıplar adı verilir. Akışkanın hızında ve yönündeki değişiklikler, enerji kaybına neden olan Eddy hareketlerini (girdaplarını) oluşturur. Yerel kayıplar çok kısa mesafelerde meydana gelmesine rağmen, akış boyunca oldukça uzun bir mesafede etkilerini sürdürürler. Bu kayıplar genel olarak

$$\Delta P_y = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.14)$$

şeklinde formüle edilir. Burada ζ yerel kayıp katsayısı olarak adlandırılır ve çeşitli yerel kayıp elemanları için ilgili kaynaklardan ya formüller ya da diyagramlar kullanılarak bulunabilir.

1.7.2. Akışkanın ivmelenmesinin ve kaldırma kuvvetinin oluşturduğu basınç kaybı

Akışkanın ivmelenmesi esnasında oluşan basınç kaybı, sabit kesitli kanallarda,

$$\Delta P_{iv} = \rho_{\zeta} v_{\zeta}^2 - \rho_g v_g^2 \quad (1.15)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, v_g , v_{ζ} kanala giriş ve çıkıştaki akışkan hızlarını; ρ_g , ρ_{ζ} ise yine kanala giriş ve çıkıştaki akışkan yoğunluklarını göstermektedir. Akışkanın sıkıştırılmaz kabul edildiği ve sıvı akışkanlarda bu değer diğer basınç kayıpları yanında ihmal edilebilecek mertebededir.

1.7.3. Contalı plakalı ısı eşanjörlerinde basınç kaybı

Bu tip ısı değiştiricilerindeki basınç kaybı, kanal içindeki akış için

$$\Delta p_{con.plaka} = \lambda_{con.plaka} \frac{L_p \rho v^2}{d_h 2} \quad (1.16)$$

eşitliğinden bulunabilir. Türbölanslı akış halinde;

$$\lambda_{con.plaka} = 1,22 Re^{-0,252} \quad (1.17)$$

Plakalar üzerindeki çıkıntılar nedeniyle, akış düz çıkıntısız kanallarda verilen değerlerden daha küçük Reynolds sayılarında türbölansa geçebilmektedir. Bu yüzden contalı plakalı ısı değiştiricilerde $Re > 100-400$ gibi değerlerde akış, türbölanslı kabul edilir.

1.7.4. Akışkan hareketini sağlamak için gerekli güç

Isı değiştirici içindeki ile ısı değiştiricisine kadar olan boru (veya kanal) tesisatındaki basınç kayıpları tek tek bulunduktan sonra, bunların toplamı hesaplanarak, bu sistem içindeki akışkanı hareket ettirebilmek için gerekli fan veya pompa gücü,

$$N = \frac{\dot{m} \Sigma (\Delta P)_t}{\rho \eta} \quad (1.18)$$

şeklinde bulunabilir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Reppich (1999), kimya ve benzeri endüstri uygulamalarında kullanılan ısı eşanjörlerinin düşük akış hızı ve yüksek türbülans şartları altında plakalar arasındaki kanal akışını karakterize etmişlerdir.

Gut vd. (2003), genelleşmiş bir contalı plakalı ısı eşanjörünü algoritmik formda matematiksel olarak simüle ederek geliştirmişlerdir. Konfigürasyonu kanal sayısı, akışkan geçiş sayısı, besleme bağlantı yeri ve akışkan geçiş tipi olarak belirlemişlerdir. Bu modeli oluşturarak konfigürasyonun plakalı ısı eşanjörü üzerindeki etkilerini ve optimum ısı eşanjörü dizaynını belirlemeyi amaçlamışlardır. Simülasyonun sonucunda bütün kanalların sıcaklık grafiklerini, ısıl etkinliklerini, toplam ısı transfer katsayısını ve basınç düşümlerini bulmuşlardır ve toplam ısı transfer katsayısının analizini yapmışlardır.

Gut vd. (2004), plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferinin akış dağılım şekliyle ilişkili olduğunu deneysel olarak inceleyerek belirlemişlerdir.

Srihari vd. (2004), akıştaki kötü dağılımın etkilerini göz önünde bulundurarak plakalı ısı eşanjörlerinin göstermiş olduğu tepkiyi araştırmışlardır. Akışkan dağılımındaki eşitsizliğin, kanaldan kanala olan akışın hızındaki çeşitliliğe ve bu yüzden de ısı transfer katsayısındaki değişmelere neden olduğunu belirlemişlerdir.

Pinto vd. (2004), plakalı ısı eşanjörlerinde optimum konfigürasyon dizaynı üzerine çalışmışlardır. Isı transfer alanı, kanal sayısı, basınç düşümü, akış hızı, ısıl etkinlik, ısıl ve hidrolik model olmak üzere altı adet parametre belirlemişlerdir. Optimum konfigürasyon özelliklerini başarıyla tespit etmişlerdir. Çalışmaları sonucunda istenen değerlere basınç düşümü ve hız için yaklaşık %5, ısıl durum için %1 oranında sapmayla yaklaşmışlardır.

Erek vd. (2005), plaka kanatlı borulu ısı değiştiricide kanat geometrisindeki değişimlerin ısı transferine ve basınç dūřümüne olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Analiz için Fluent programını kullanmışlardır. alışmaları sonucunda kanatlar arasındaki mesafenin basınç dūřümü üzerine önemli bir etkisinin olduğunu belirlemişlerdir. Kanatlardaki eliptikliğin artmasının ısı transferini artırdığını ve aynı zamanda basınç dūřümünde önemli bir azalmaya neden olduğunu belirlemişlerdir.

Riverol vd. (2005), plakalı ısı eşanjörlerinde yapay sinir ağlarını kullanarak kritik zaman, ortalama ısı transfer katsayısı ve tabaka kalınlığını tahmin etmeye çalışmışlardır. alışmalarının sonucunda buldukları sonuçların řu anki endüstri uygulama teknikleri için uygun olduklarını belirlemişlerdir.

Kuo vd. (2005), plakalı ısı eşanjörlerinde akışkan olarak alternatif soğutucu akışkan olan R-410 A kullanarak yoğuşma sırasındaki ısı transferini ve basınç dūřümünü deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerinde üç plakadan oluşan karşıt akışlı, plaka oluk açısı 60° olan plakalı ısı eşanjörü kullanmışlardır. alışmaları sonucunda R-410 A' nın yoğuşması sırasında buhar kalitesine bağlı olarak ısı transfer katsayısının ve basınç dūřümünün hemen hemen lineer olarak arttığını belirlemişlerdir. Ayrıca iki fazlı akış için kaynama noktası ve ona karşılık gelen reynold sayısı ile sūrtünme faktörü arasında bir ilişkilendirme yapmışlardır.

Kim vd. (2005), deneysel bilgilerden sağladıkları verilerle optimum düz plakalı kanatlı boru tipi ısı eşanjörlerinin dizaynındaki kanat eğimleri üzerine çalışmışlardır. alışmalarında yirmi iki adet ısı eşanjörünün farklı kanat eğimi, boru sıra sayısı ve boru hizasını test etmişlerdir. alışmaları sonucunda boruları basamak şeklinde hizaya getirmenin ısı transfer performansının, boruları sıralı hizaya getirmeden %10 daha fazla verim sağladığını bulmuşlardır.

Ciofolo vd. (2006), plakalı ısı eşanjörlerinde ki boyuna ısı iletiminin lokal etkileri üzerinde çalışmışlardır. alışmalarında plakalı ısı eşanjörlerinin

boyutlandırılması üzerinde durmuşlardır ve boyutlandırmanın ısı eşanjörünün performansı ve etkinliği üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Atmaca vd. (2006), eş merkezli, iç içe borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkan ve soğuk akışkan tarafında ısı taşınım katsayıları ve toplam ısı transfer katsayısını deneysel olarak bulmuşlardır ve aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştirici tiplerini birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Deneysellerini türbülanslı akış şartlarında $19000 < Re < 34000$ değerlerinde yapmışlardır. Deneysellerde sıcak ve soğuk akışkan olarak su kullanmışlardır. Deneyselleri sonucunda Re sayısının, Nu sayısına ve basınç kayıp katsayısına göre değişimlerini vermişlerdir.

Dwivedi vd. (2006), farklı akış türleri için plakalı ısı eşanjörlerinin performansları üzerine çalışmışlardır. Sonuçta akıştaki kötü dağılımın eşanjörün performansı üzerinde olumsuz etki yaptığını bulmuşlardır. Çalışmalarında NTU ve ısı kapasite oranının plakalı ısı eşanjörleri üzerindeki etkilerini bulmuşlardır.

Wen vd. (2006), CFD simülasyonu ve PIV deneysel verileri aynı durumlar için kullanarak plakalı-kanatlı ısı eşanjörünün girişindeki türbülanslı akışı karakterize etmişlerdir. Gelişmiş, geleneksel ve ileri konfigürasyonlar için hız vektörlerini ve aerodinamik grafiklerini çizmişlerdir. Yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda akıştaki kötü dağılımın performansı, geleneksel girişi kötüleştirdiğini belirlemişlerdir. Gelişmiş konfigürasyonların girişinde akışın radyal ve aksiyal doğrultuda sağlanması durumunda performansı geliştirebileceğini belirlemişlerdir.

Zukowski (2008), düzenli çokyüzlü altıgenlerden oluşan labirent ısı değiştirici kullanarak ısı değiştirici verimliliğini deneysel ve matematiksel olarak hesaplamışlardır. Çalışmalarının sonucunda elde ettikleri labirent ısı değiştiriciye ait ısı değiştirici verimini ve termal özellikleri grafik olarak sunmuşlardır.

Afonso vd. (2008), bir plakalı ısı eşanjörü içinde soğutma aşamasındaki yoğurtun konvektif ısı transfer katsayılarının belirlenmesi amacıyla korelasyonlar elde etmek için sayısal bir inceleme yapılmıştır.

Selbaş vd. (2009), plakalı ısı eşanjörlerinin ısı transfer analizi için alternatif bir yaklaşım kullanmışlardır. Plakalı ısı eşanjörünün ısı transfer miktarı ve etkinlik değerlerini elde etmek için yapay sinir ağları yaklaşımını kullanılmışlardır. Isı transfer miktarı ve etkinlik değerlerinin belirlenmesi için yeni bir formülasyon sunmuşlardır.

Durmuş vd. (2009), üç farklı plaka yüzey geometrisi için ısı transferi, sürtünme faktörü ve ekserji kaybını deneysel olarak incelenmişlerdir. Deneysel olarak paralel ve karşıt akış koşulu altında tek-geçişli bir ısı eşanjörü için yapılmıştır. Isı transferi, sürtünme faktörü ve ekserji kaybına ait korelasyonları deney sonuçlarına göre elde etmişlerdir.

Dovic vd. (2009), plaka yüzey açıları $\beta = 28^\circ$ ve $\beta = 61^\circ$ olan chevron tipi plakalı ısı eşanjörünün akış özelliklerini araştırmışlardır. Çalışmalarında plaka kanalları içindeki akış için Fanning sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı tahmininde kullanmak üzere korelasyonlar türetmişlerdir.

Han vd. (2010) chevron plakalı ısı eşanjörünü simüle etmişlerdir. Buna ek olarak üç boyutlu sıcaklık, basınç ve hız alanlarını elde etmişlerdir. Simüle sonuçlarını deneysel değerlerle karşılaştırmışlardır. Deneysel değerlerle benzer şekilde simülasyon değerlerinin de dış sıcaklık eğilimlerinin basınç düşüşü ile tutarlı olduğunu bulmuşlardır.

Hayes vd. (2011) üç farklı lehimli plakalı ısı eşanjöründe karbondioksit yoğunlaşmasını deneysel olarak çalışmışlardır. İki fazlı ısı transferi korelasyonlarını üç plaka için geliştirmişlerdir. İki fazlı ısı transferi özellikleri arasındaki ilişkileri belirlemişler ve ilgili çalışmalar ile karşılaştırmışlardır.

Gherasim vd. (2011) laminar ve türbülanslı akış koşulları için iki kanallı bir chevron tipi plakalı ısı eşanjörü içinde hidrodinamik ve termal alanları deneysel olarak incelemişlerdir. Laminar ve türbülanslı akış koşullarında bir dizi Reynolds sayısı için sürtünme faktörü ve Nusselt sayısını elde etmişlerdir.

Mancin vd. (2012) farklı geometrik özellik, plaka tasarımları ve boy oranları için lehimli plakalı eşanjör prototipleri içindeki soğutucu akışkanlar R407C ve R410A 'nın aşırı kızdırma işleminin etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneysel sonuçlarını daha önce yapılan ölçüm ve çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Mancin vd. (2012) lehimli plakalı ısı eşanjörü için R407C ve R410A dan oluşan soğutucu akışkan karışımının yoğuşma ısı transferini ısı transfer katsayısını deneysel olarak ölçerek araştırmışlardır. Lehimli plakalı ısı eşanjöründen oluşan yoğuşturucuların tasarımı için deneysel bir veri tabanı oluşturmuşlardır.

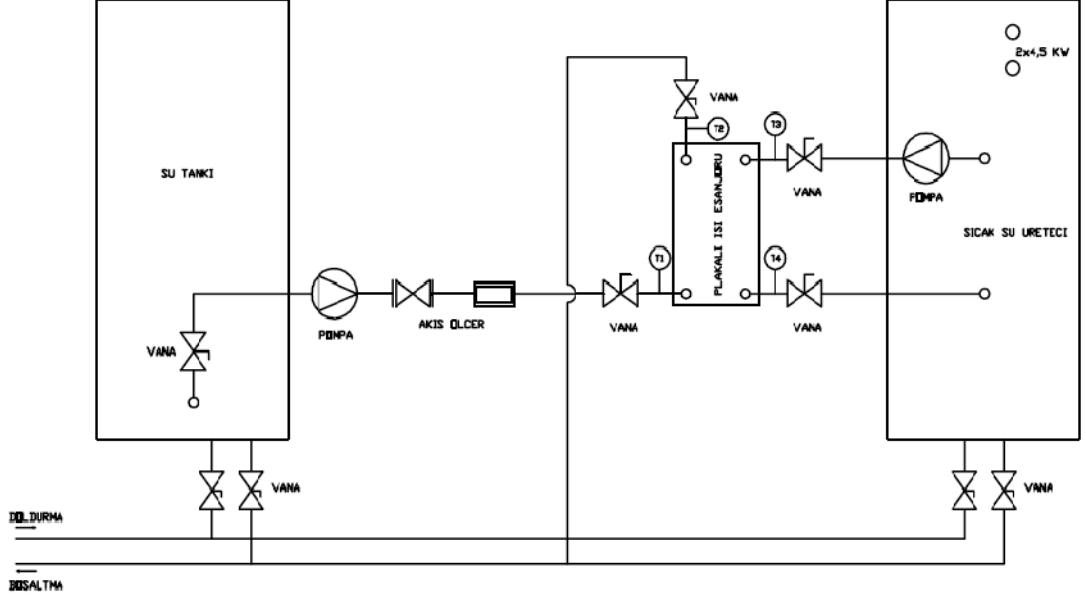
Faizal vd. (2012) ısı farkının küçük olduğu uygulamalarda kullanılan plakalı ısı değiştiriciler üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında sıcak su sıcaklığının artmasıyla ortalama ısı transfer miktarının arttığını belirlemişlerdir. Ayrıca basınç kayıplarının akış miktarının artmasına bağlı olarak arttığını belirlemişlerdir.

3. DENEYSEL SİSTEM

Bu doktora çalışmasının amacı, ısıtma sistemlerinde kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinde plaka geometrisi ile dinamik ve termal parametrelerin ısı transferine etkilerinin deneysel olarak araştırılarak farklı yüzey geometrisine sahip plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma sistemi imal etmek ve plakalı ısı eşanjörlerinin performans karakteristiklerini belirlemektir. Bu amaçla plakalı ısı değiştiricisi kullanılan bir ısıtma sistemi deney cihazı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney cihazı, termostat kontrollü bir ısıtıcı ile istenilen sıcaklıkta, iki farklı plaka geometrisine sahip ısı eşanjörü için üç farklı pompa kademesine bağlı olarak elde edilen debilerde çalışabilmektedir. Kurulan deneysel sistem Şekil 3.1’de, deneysel sistemin şematik gösterimi ise Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Deney cihazı



Şekil 3.2. Deneysel ısı değiştirici sisteminin şematik gösterimi

Deneysel sistem çalıştırıldığında; iki adet 4,5 kW gücünde ısıtıcılar vasıtasıyla sıcak su üretici kazanında ısıtılan su, bir pompa vasıtasıyla plakalı ısı eşanjörüne gönderilmektedir. Plakalı ısı eşanjöründe ısını, su tankından gelen suya aktararak tekrar sıcaklığı azalmış olarak sıcak su üretici kazanına geri dönmektedir. Su tankından çıkan su yine bir başka pompa yardımıyla ısı eşanjörüne gönderilmektedir. Isı eşanjöründe sıcak su üretici kazanından gelen suyun ısını alarak sıcaklığı artan su, kullanım suyu olarak dış devreye gönderilmektedir. Plakalı ısı eşanjöründe sıcak akışkandan soğuk akışkana ısının aktarıldığı devre, primer devre; soğuk akışkanın sıcak akışkandan ısı aldığı devre ise sekonder devre olarak isimlendirilmiştir.

Deneysel sistem veri alımı esnasında 30° ve 60° plaka yüzey açısına sahip iki farklı ısı eşanjörü, devir daim pompaları ile ayarlanabilen üç farklı debi ve mahallerde sıcak su kullanım sıcaklığı olan 60°C su sıcaklığı için farklı çalışma koşulları için çalıştırılmıştır. Veri alımı işlemi deneysel sistem rejime ulaştıktan sonra her 15 saniyede bir olmak üzere datalogger tarafından kaydedilmiştir. Datalogger deneyler sırasında her 15 saniyede bir primer ve sekonder devre eşanjör su giriş çıkış sıcaklığları ve basınçlarını kaydetmiştir.

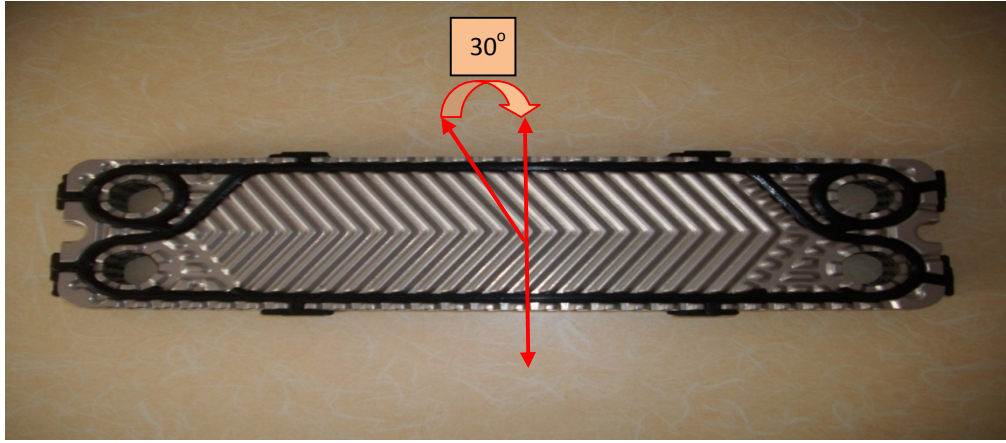
Doktora çalışması dâhilinde toplam 6 adet deney yapılmıştır. İlk üç deney 30° plaka yüzey açısına sahip olan plakalı ısı eşanjörü ile yapılmıştır. Sıcak su üretici kazanın termostatu 60 °C'ye ayarlanmıştır. Sistemdeki primer devre suyu ayarlanan sıcaklığa ulaştıktan sonra deney süreci başlatılmıştır. Sekonder devre suyu şehir şebekesi su sıcaklığı (15 °C) olarak sisteme gönderilmiştir. Sistemin rejime ulaşması beklenmiştir ve datalogger aracılığıyla her 15 saniyede bir primer ve sekonder devre eşanjör su giriş çıkış sıcaklıkları ve basınçlarını kaydetmiştir. Debi değerleri ise sırasıyla pompa kademesi 1 için 0,15 kg/s, pompa kademesi 2 için 0,21 kg/s ve pompa kademesi 3 için 0,3 kg/s olarak belirlenmiştir. 4, 5 ve 6. deneyler ise 60° plaka yüzey açısına sahip olan plakalı ısı eşanjörü ile yapılmıştır. Sıcak su üretici kazanın termostatu 60 °C'ye ayarlanmıştır. Sistemdeki primer devre suyu ayarlanan sıcaklığa ulaştıktan sonra deney süreci başlatılmıştır. Sekonder devre suyu şehir şebekesi su sıcaklığı (15 °C) olarak sisteme gönderilmiştir. Sistemin rejime ulaşması beklenmiştir ve datalogger aracılığıyla her 15 saniyede bir primer ve sekonder devre eşanjör su giriş çıkış sıcaklıkları ve basınçlarını kaydetmiştir. Debi değerleri ise sırasıyla pompa kademesi 1 için 0,2 kg/s, pompa kademesi 2 için 0,3 kg/s ve pompa kademesi 3 için 0,43 kg/s olarak belirlenmiştir.

3.1. Deneysel Sistemde Kullanılan Plakalı Isı Eşanjörü

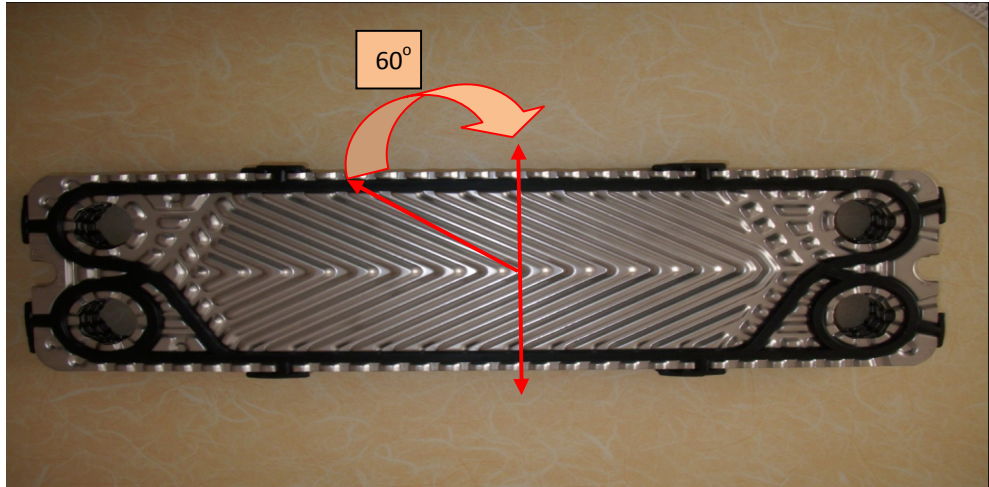
Deneysel sistemde kullanılan ısı eşanjörünü oluşturan plakalar 30° ve 60° olmak üzere iki farklı plaka yüzey açısına sahiptir ve Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Plakalı ısı eşanjörleri 10'ar adet plakadan oluşacak şekilde tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemde kullanılan plakalı ısı eşanjörü ters akımlıdır. Plakalı ısı eşanjörünün özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Plakalı ısı eşanjörünün özellikleri

Plaka uzunluğu	431 (mm)
Plaka genişliği	125,5 (mm)
Toplam plaka sayısı	10
Isı transfer alanı	0,032 (m ²)
Plaka malzemesi	2 mm SS AISI 316
Conta malzemesi	EPDM per.
Dizayn sıcaklığı	145 (°C)
Dizayn basıncı	10 (bar)



Şekil 3.3. 30° açılı plakalı ısı eşanjörü



Şekil 3.4. 60° açılı plakalı ısı eşanjörü

3.2. Sıcak Su Üretici Kazanı

Sıcak su üretici kazanı, paslanmaz çelikten 83 litre hacminde tasarlanmış ve imal edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmada primer devrede kullanılan sıcak su, her biri 4,5 kW gücünde olan iki adet elektrikli ısıtıcı ile sağlanmıştır. Elektrikli ısıtıcılar, 83 litre hacimde paslanmaz çelikten yapılan su silindirini ısıtmak üzere yerleştirilmiştir.

3.3. Sıcak Su Toplama Tankı

Sıcak su toplama tankı, paslanmaz çelikten 83 litre olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Gövde; yalıtım malzemesi ile izole edilmiştir. Sıcak su toplama tankı, plakalı ısı eşanjöründen sıcaklığı artarak çıkan suyun toplandığı kısımdır.

3.4. Akışkan Devir-Daim Pompası

Deneysel sistemde kullanılan devir-daim pompaları primer ve sekonder devrede dolaşan suyun devir-daimi için üç kademeli olarak çalışmaktadır. Debi değişikliği pompa üzerinde bulunan kademe anahtarı ile manüel olarak ayarlanabilmektedir

3.5. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı

Deney cihazında verilerin alındığı ve kaydedildiği datalogger, endüstride 8 farklı noktanın sıcaklık, basınç ya da kanal sayısı ile sınırlı olmak koşuluyla her ikisinin de izlenmesi, verilerin toplanması için tasarlanmıştır ve bu amaçla kullanılmaktadır. Kullanımı basit ve seçilebilir alarm tipleri ile On/Off alarm çıkışı, RS232 / RS485 / ETHERNET / USB haberleşme seçenekleri ile pek çok uygulamada kullanılmaktadır.

Deney düzeneğinde kullanılan datalogger 4 adet sıcaklık ve 4 adet basınç değeri ölçümü ve kaydı gerçekleştirmiştir. Bu değerler primer devre su giriş-çıkış sıcaklıkları ile basınç değerleri ile sekonder devre su giriş-çıkış sıcaklık ve

basınç değerleridir. Ölçümler her 15 saniye'de bir değer alınabilmesi için ayarlanmıştır. Primer devre su giriş-çıkış sıcaklıkları ve basınç değerleri sırasıyla T_1 , T_2 , P_1 , P_2 , sekonder devre su giriş-çıkış sıcaklıkları ve basınç değerleri sırasıyla T_3 , T_4 , P_3 , P_4 şeklinde sembolize edilmiştir.

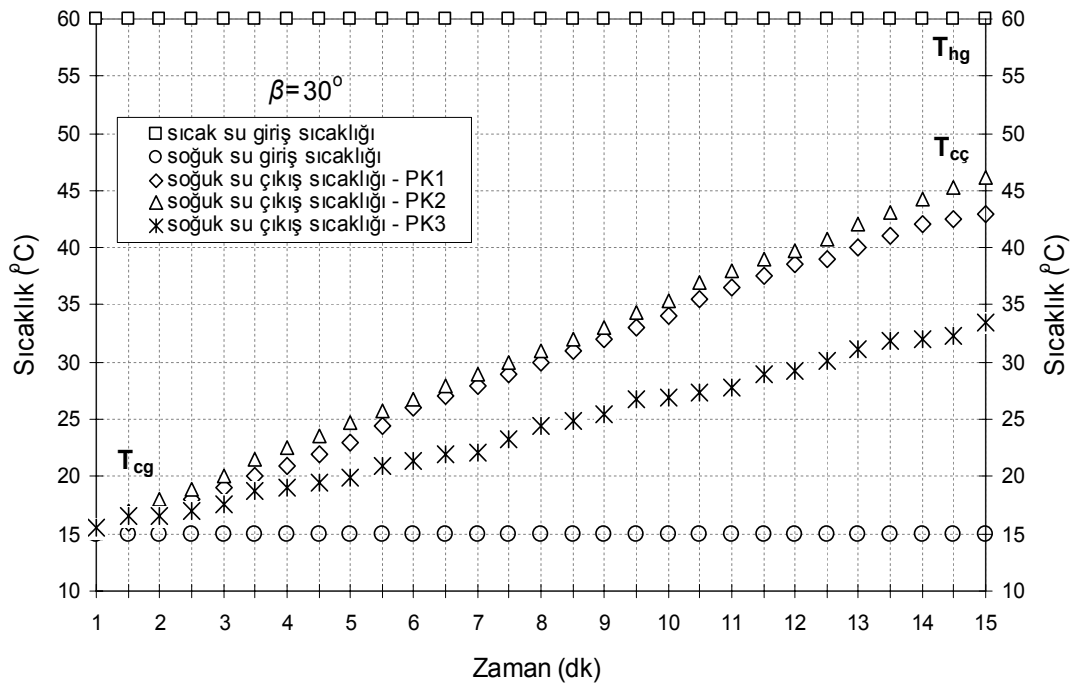
3.6. Debimetre

Deney düzeneğinde akışkan debisini ölçmek için kullanılan debimetre tek setli ve çıkışlı genel amaçlıdır. Farklı giriş seçenekleri ve çıkış fonksiyonu seçimi ile pek çok uygulamaya kolayca adapte edilebilmektedir. Cihazın enerji kesintisinde ölçülen değeri saklama özelliği vardır. Cihaz tekrar enerjilendiğinde kaydedilen değer üzerine ölçme işlemi devam edebilmektedir. Bu özelliğin kullanılmadığı durumlarda kullanıcı tarafından bir parametre yardımı ile iptal edilebilmektedir. Geçen akışkanın debisi lt/dk olarak ölçülmektedir.

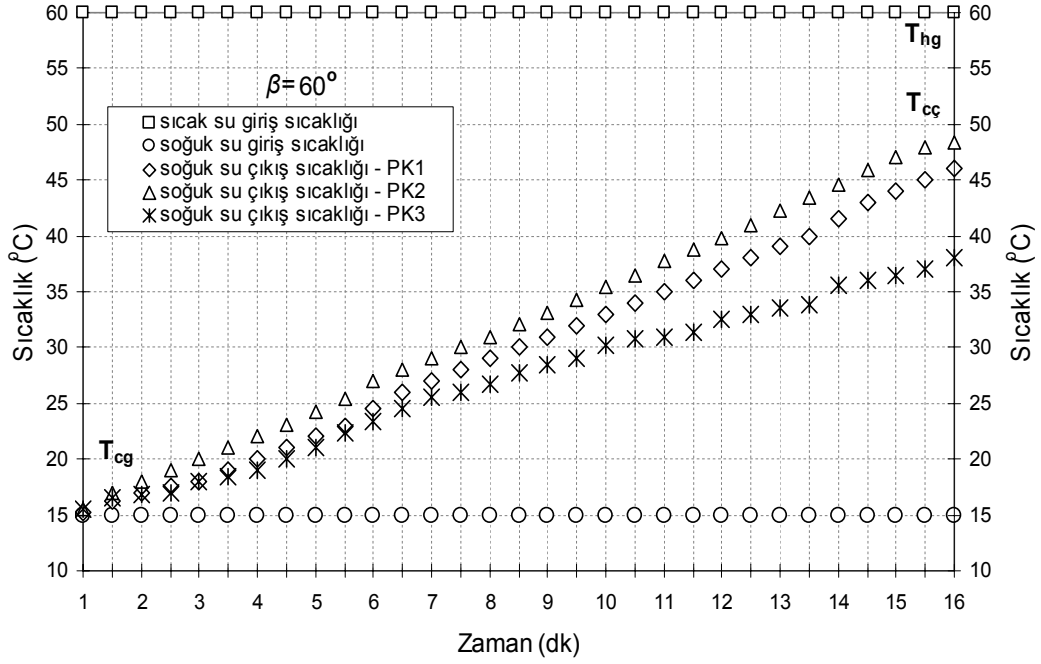
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Termodinamiğin Birinci Yasa Analizi Bulguları ve Tartışma

Doktora çalışması kapsamında yapılan ilk üç deneyde deney düzeneğinde 30° plaka açısına sahip plakalı ısı eşanjörü, 4, 5 ve 6. deneylerde ise 60° plaka açısına sahip plakalı ısı eşanjörü kullanılmıştır. Deneysel sistemdeki pompa her üç kademe için çalıştırılmıştır. Deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne giren ve eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklıkları anlık olarak ölçülmüştür ve Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları ($\beta=30^\circ$ için)



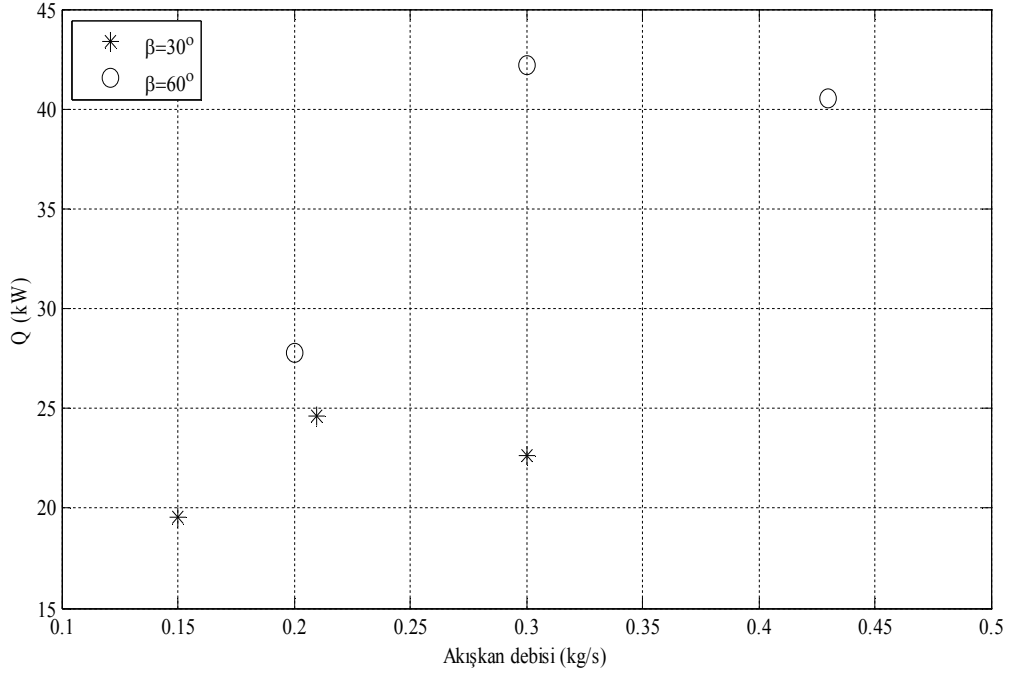
Şekil 4.2. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları ($\beta=60^\circ$ için)

Çalışma dâhilinde yapılan deneyler 30° ve 60° plaka geometrisine sahip plakalı ısı eşanjörü kullanılarak ve her üç pompa kademesi için yapılmıştır. Deneysel düzende sıcak su üretici kazanın termostatı 60°C 'ye ayarlanmıştır. Primer devre su giriş sıcaklığının 60°C olması sağlanmıştır. Sekonder devre su giriş sıcaklığı şehir şebeke suyu sıcaklığı (15°C) olarak ayarlanmıştır. Deneysel sistem çalıştırılmış ve sistem rejime ulaştıktan sonra plakalı ısı eşanjörüne giren ve eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklıkları ve akışkan debileri ölçülerek kaydedilmiştir ve plakalı ısı eşanjöründeki toplam ısı transfer miktarları ve etkinlik değerleri her bir pompa kademesindeki debi değeri için hesaplanmıştır.

Yapılan 1, 2 ve 3. deneylerde sistemde 30° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır. Sistemdeki pompa sırasıyla kademe 1, kademe 2 ve kademe 3'e ayarlanmıştır. Akışkan debileri sırasıyla $0,15\text{ kg/s}$, $0,21\text{ kg/s}$, $0,3\text{ kg/s}$ olarak belirlenmiştir. 4, 5 ve 6. deneylerde ise 60° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır ve akışkan debileri, sistemdeki pompa birinci kademe de iken $0,2\text{ kg/s}$, ikinci kademe de iken $0,3\text{ kg/s}$, üçüncü kademe de iken ise $0,43\text{ kg/s}$ olarak belirlenmiştir.

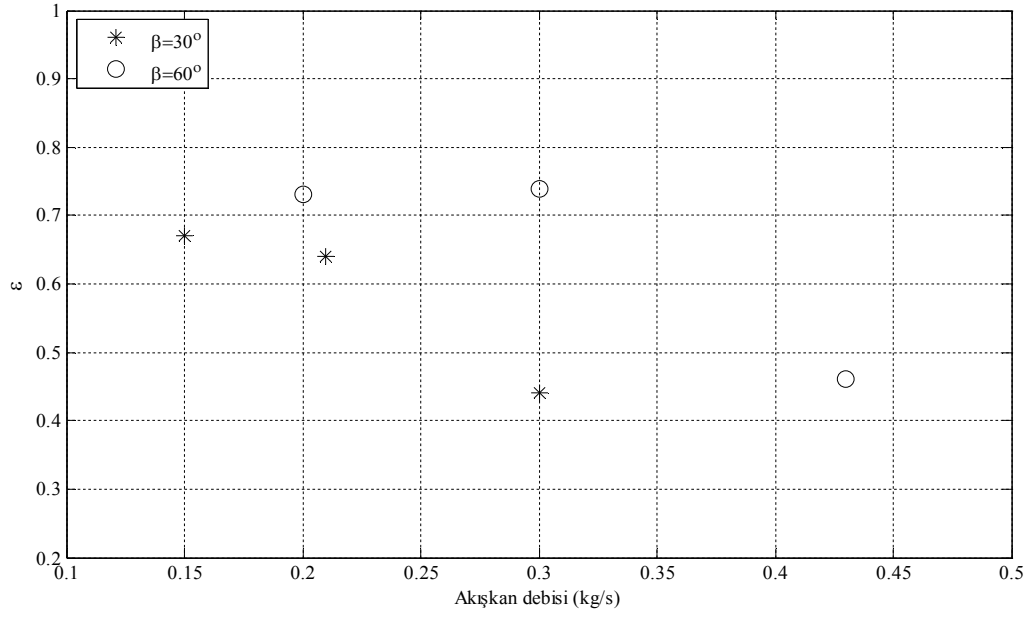
Bu deneyler için ısı eşanjöründeki toplam ısı transfer miktarı ve etkinlik değerleri hesaplanmıştır. Toplam ısı transfer miktarının akışkan debisi ile değişimi Şekil 4.3'de, etkinlik değerinin akışkan debisi ile değişimi ise Şekil 4.4'de her iki plaka geometrisi için karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Yapılan analizlerde her iki plaka geometrisine sahip ısı değiştiricide pompa kademesi 1 ve pompa kademesi 2'ye karşılık gelen debi değerlerinin artmasıyla toplam ısı transfer miktarının arttığı görülmektedir. Pompa kademesi 3'e çıkarıldığında ise toplam ısı transfer miktarının düştüğü görülmektedir. Şekil 4.3'de görüldüğü üzere en yüksek ısı transfer miktarına pompa kademesi 2'ye karşılık gelen akışkan debisi 0,3 kg/s olan ve 60° plaka açısına sahip ısı değiştiricisi kullanılan 6. deneyde ulaşılmıştır. Akışkan debisinin arttırıldığı ve debinin 0,43 kg/s olarak ölçüldüğü deneyde ısı transfer miktarının artması beklenirken, bir önceki debi değerine ait bulgulardan daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun nedenlerinden biri deney düzeneğinde kullanılan plakalı ısı değiştiricisinin boyutlarının bu debi değeri için uygun olmamasıdır. Bir diğer neden ise devir daim pompalarının plakalı ısı değiştiriciye çok yakın olmasından dolayı akışkanın ısı değiştiriciden çok hızlı şekilde geçerek ısı transferinin uygun bir şekilde gerçekleşmesine imkân vermemesidir. Bu durumda bu debi değeri için bir üst kapasiteli plakalı ısı değiştiricisinin kullanılması uygun olacaktır.



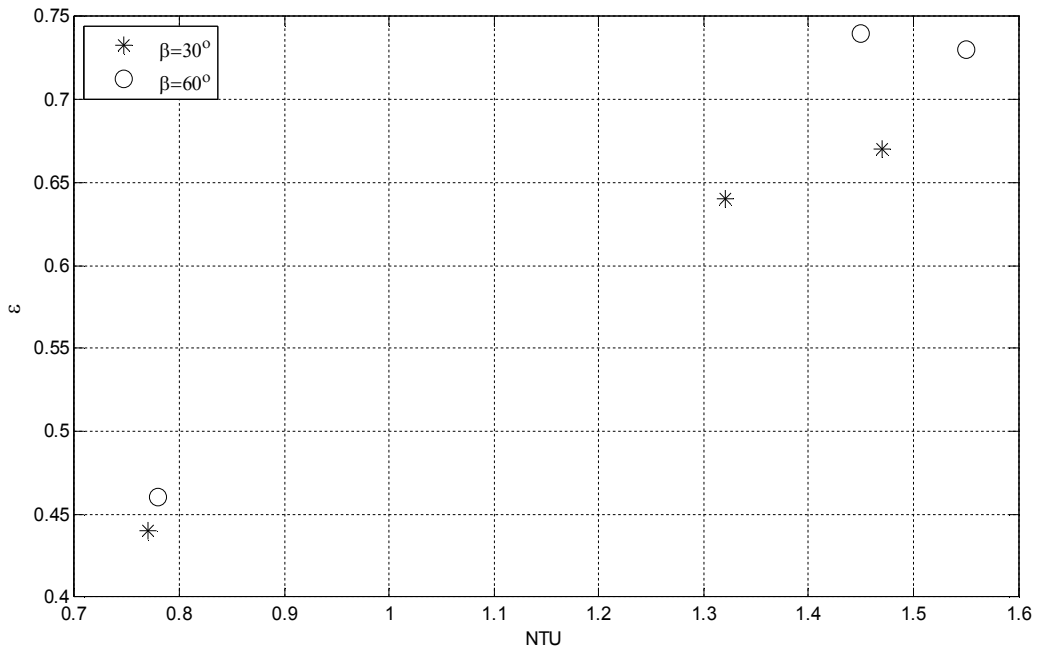
Şekil 4.3. Farklı plaka yüzey açıları için toplam ısı transfer miktarlarının akışkan debileri ile değişimi

Deney düzeneğindeki farklı plaka geometrilerine sahip plakalı ısı değiştiricilere ait etkinlik değerleri hesaplanmıştır ve akışkan debilerine bağlı olarak Şekil 4.4'de verilmiştir. Yapılan deneylerde 60° plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı değiştiricisinde etkinlik değerleri önce bir miktar artmış daha sonra ise azalma göstermiştir. 30° plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı değiştiricisinde ise etkinlik değerinin azalma gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.4'de de görüldüğü üzere, 60° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştiricideki etkinlik değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. 60° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştiricideki en yüksek etkinlik değeri Pompa kademesi 2 için yaklaşık 0,74, en düşük etkinlik değerinin Pompa kademesi 3 için 0,46, 30° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştiricideki en yüksek etkinlik değeri Pompa kademesi 1 için yaklaşık 0,67, en düşük etkinlik değerinin Pompa kademesi 3 için 0,44 olarak tespit edildiği görülmektedir.



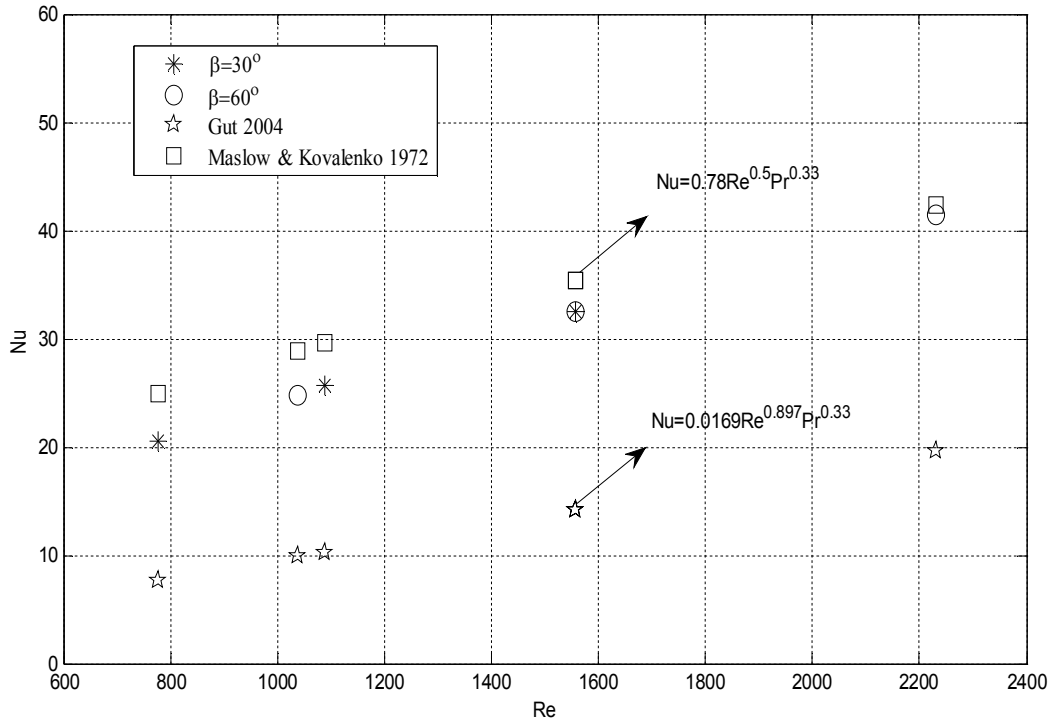
Şekil 4.4. Farklı plaka yüzey açıları için etkinlik değerlerinin akışkan debileri ile değişimi

Şekil 4.5'de deney düzeneğinde kullanılan plakalı ısı değiştiricilerinin ters akış şartlarında ε -NTU değişimi verilmiştir. Şekil 4.5'de görüldüğü gibi birim ısı transfer değeri artışı ile her iki plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı değiştiricinin etkinlik değerleri de artmaktadır.



Şekil 4.5. Farklı plaka yüzey açıları için etkinlik değerlerinin NTU ile değişimi

Şekil 4.6'da Gut, (2004) ve Maslow ve Kovalenko, (1972) tarafından tanımlanan amprik bağıntılar ile deneysel çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi bu araştırmacıların plakalı ısı eşanjörleri için elde ettikleri Nu-Re değişiminin bu çalışmada sunulan her iki plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı eşanjörleri için elde edilen değerler ile iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Aşağıdaki şekil bize şunu göstermektedir ki plaka yüzey açısı ikincil akışları oluşturmakta ve akışkana ilave bir türbülans etkisi vermektedir. Bununla paralel olarak Re sayısının artışı Nu sayısının artmasına sebep olmakta bu durum da ısı taşınım katsayısının arttırmaktadır. Dolayısıyla ısı taşınım katsayısındaki artışta ısı transferini artırmaktadır



Şekil 4.6. Farklı plaka yüzey açıları için Re sayısı ile Nu sayısının değişimi

4.2. Termodinamiğin İkinci Yasa Analizi Bulguları ve Tartışma

Termodinamiğin ikinci yasa analizlerinin yapıldığı hesaplamalarda aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Tüm sistem elemanları kararlı durumda çalışmaktadır.

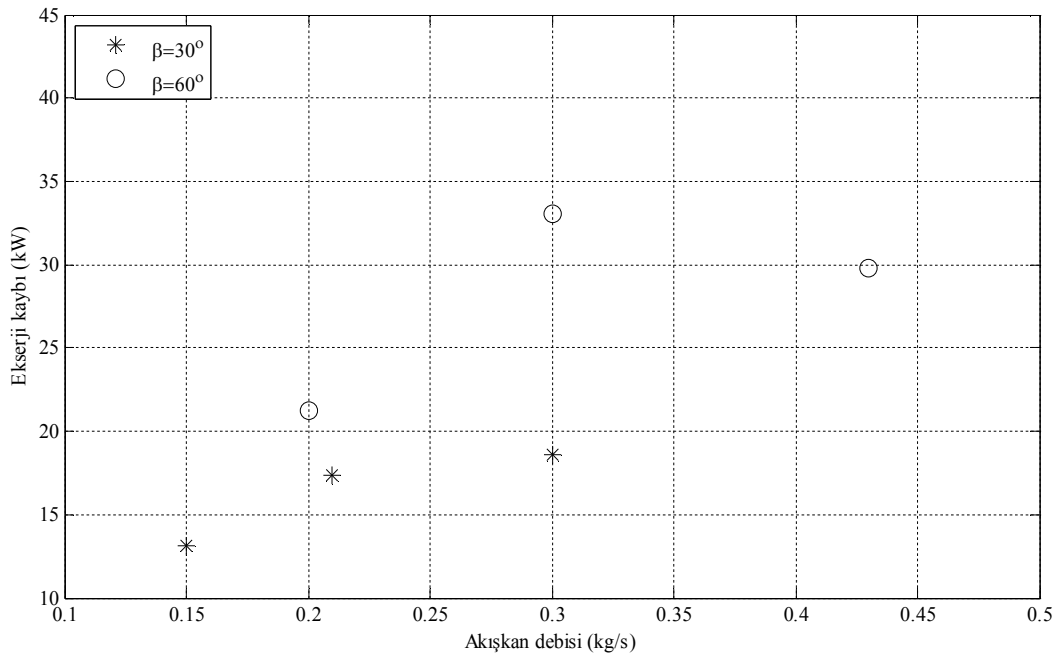
- Sistem elemanlarının kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Boru hattı boyunca olan basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Deneylerin yapıldığı mahalin sıcaklık ortalaması 25 °C'dir.

Doktora çalışması dâhilinde yapılan deneylerde, deneysel düzenedeki sıcak su üretici kazanın termostatu 60 °C'ye ayarlanmıştır. Primer devre su giriş sıcaklığının 60 °C olması sağlanmıştır. Sekonder devre su giriş sıcaklığı şehir şebeke suyu sıcaklığı (15 °C) olarak ayarlanmıştır. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklıkları ve akışkan debileri ölçülerek kaydedilmiştir ve plakalı ısı eşanjöründeki toplam ısı transfer miktarları ve ekserji kaybı değerleri her bir pompa kademesindeki debi değeri için hesaplanmıştır.

Yapılan 1, 2 ve 3. deneylerde sistemde 30° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır. Sistemdeki pompa sırasıyla kademe 1, kademe 2 ve kademe 3'e ayarlanmıştır. Akışkan debileri sırasıyla 0,15 kg/s, 0,21 kg/s, 0,3 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu deneyler için ısı eşanjöründeki ekserji kaybı değerleri hesaplanmıştır ve Şekil 4.7'de verilmiştir. Yapılan analizlerde pompa kademesi 1 ve pompa kademesi 2'ye karşılık gelen debi değerlerinin artmasıyla toplam ısı transfer miktarının ve ekserji kaybı değerlerinin arttığı görülmektedir. Pompa kademesi 3'e çıkarıldığında ise hem toplam ısı transfer miktarının hem de ekserji kaybı değerinin düştüğü görülmektedir. Yapılan analizlerden de anlaşılacağı gibi plakalı ısı değiştiricide ekserji kaybı miktarının akışkan debisi ve toplam ısı transfer miktarı ile ilişkili olarak değişim gösterdiği görülmektedir.

4, 5 ve 6. deneylerde sistemde 60° plaka açısına sahip plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır Akışkan debileri sırasıyla, sistemdeki pompa birinci kademedede iken 0,2 kg/s, ikinci kademedede iken 0,3 kg/s, üçüncü kademedede iken ise 0,43 kg/s olarak belirlenmiştir. Şekil 4.7'de plakalı ısı eşanjörünün ekserji kaybı değerleri verilmiştir. Yapılan analizlerde pompa kademesi 1 ve pompa kademesi 2'ye karşılık gelen debi değerlerinin artmasıyla toplam ısı transfer miktarının ve

ekserji kaybı değerlerinin arttığı görülmektedir. Pompa kademesi 3'e çıkarıldığında ise hem toplam ısı transfer miktarının hem de ekserji kaybı değerinin düştüğü görülmektedir. Her üç deneyde de hem toplam ısı transfer miktarlarının hem de ekserji kayıplarının çok yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ayarlanan sıcaklık derecelerine bağlı olarak hesaplamalarda kullanılan sıcaklık farklarının çok yüksek olmasıdır. Bu farkın yüksek olması hem ısı transfer miktarını hem de ekserji kayıplarını oldukça artırmıştır. Yapılan analizlerden de anlaşılacağı gibi plakalı ısı değiştiricide ekserji kaybı miktarının akışkan debisi ve toplam ısı transfer miktarı ile ilişkili olarak değişim gösterdiği görülmektedir.



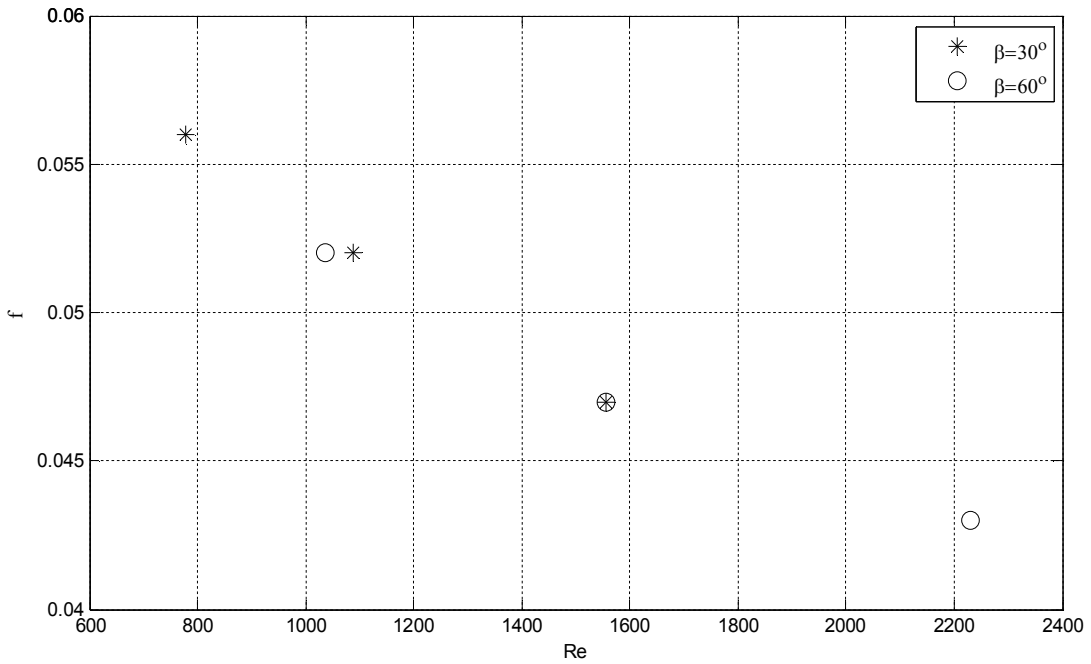
Şekil 4.7. Akışkan debisi ile ekserji kaybı miktarı değişimi

4.3. Plakalı Isı Eşanjöründeki Basınç Kaybı Analizi Bulguları ve Tartışma

Deneysel düzende kullanılan, plaka açıları 30° ve 60° olan ters akışlı plakalı ısı eşanjöründeki akışa ait Reynolds sayıları ve sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi hesaplanarak Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Şekil 4.8'de plaka yüzey açısının sürtünme katsayısı üzerine etkileri görülmektedir. Elde edilen değerlerden 30° plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı eşanjöründeki basınç kaybı

katsayısının, 60° plaka yüzey açısına sahip plakalı ısı eşanjöründekine göre ortalama olarak 1,25 kat arttığı görülmektedir.

Yapılan deneylerde en yüksek Reynolds sayısı değerine, plaka yüzey açısı 60° ve akışkan debisi 0,43 kg/s olan 6. deneyde 2231 olarak ulaşılmıştır. En düşük basınç kaybı değeri, Reynolds sayısının en düşük olduğu (Re=778), plaka yüzey açısı 30° ve akışkan debisi 0,15 kg/s olan 1. deneyde 3473 Pa olarak elde edilmiştir. En yüksek basınç kaybı değeri ise Reynolds sayısının en yüksek olduğu (Re=2231), plaka yüzey açısı 60° ve akışkan debisi 0,43 kg/s olan 6. deneyde 21891 Pa olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi

Deneysel düzenekte kullanılan plaka açıları 30° ve 60° olan ters akışlı plakalı ısı eşanjöründeki akışa ait Reynolds sayıları ve basınç düşümü değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde her iki plaka açısına sahip ısı değiştiricilerde de akışkan debisi arttırıldığında Reynold sayısının arttığı belirlenmiştir. Bunun sonucu olarak Nusselt sayısında da artış meydana geldiğinden plakalı ısı değiştiricilerdeki ısı transfer miktarlarında artış gözlemlenmiştir. Vaisi vd. (2011), ısı eşanjörüne giren akışkan hızının artmasının Reynolds sayısını

arttırdığını dolayısıyla da ısı transfer katsayısının arttığını bunu sonucu olarak da ısı transfer miktarının arttığını belirlemişlerdir.

Bunun yanı sıra her iki plaka açısına sahip ısı değiştiricide de Reynolds sayısı arttığında basınç kaybı değerlerinin de arttığı belirlenmiştir. Gyuwan ve Sangkwon, (2010), ısı eşanjörlerinde ısı transfer miktarının basınç düşümü ile ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. Bütün ısı değiştiricilerinde ısı geçişi ile basınç düşümü arasında çok yakın fiziksel ve ekonomik bir ilişki vardır. Sabit bir ısı kapasitesi için tasarımı yapılmak istenen ısı değiştiricide, akışkan hızlarının artırılması, ısı taşınım katsayısını artırır ve daha küçük ısı geçiş yüzeyli (kompakt) ısı değiştiricilerine olanak sağlar. Bu şekilde daha az bir yatırım masrafı ile aynı kapasitede daha küçük boyutlu veya daha kompakt ısı değiştirici tasarımı gerçekleştirilebilir.

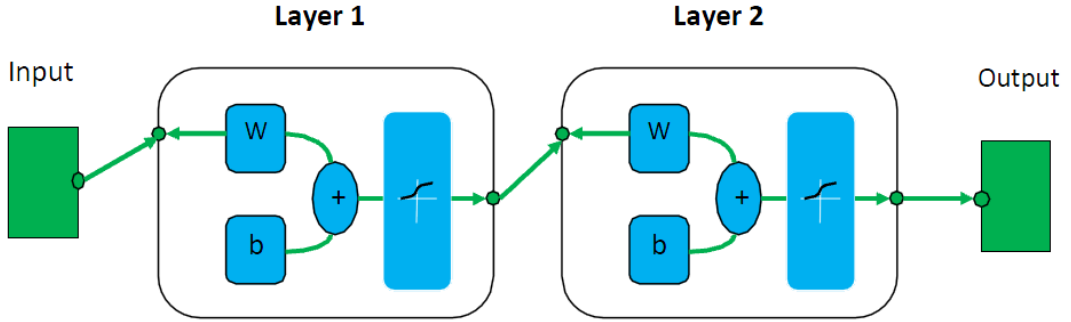
Isı değiştirici içindeki basınç düşümünün artması ise pompanın veya fanın gücünü arttıracığından, sistemin işletme masrafları ile pompa veya fanın büyümesi nedeniyle bir miktar yatırım masraflarını arttırır.

4.4.Yapay Sinir Ağları (YSA) Metodunun Deney Verilerine Uygulanması

Deneysel çalışmadan alınan verileri, plakalı ısı eşanjörlerinde kullanabilmek amacıyla bazı bağıntılar elde edilme yoluna gidilmiş ve bu amaçla yapay sinir ağları (YSA) metodu kullanılmıştır. Yapay sinir ağları metodu birçok mühendislik uygulamasında kullanılmaktadır. Bu metodun en önemli avantajları hızlı oluşu, basit oluşu ve öğrenme kapasitesinin yüksek oluşudur.

Yapay sinir ağları uygulaması MATLAB Toolbox kullanılarak yapılmıştır. Verilerin eğitiminde, gizli katmandaki nöron sayısı 3 ile 12 arasında değiştirilmiştir. Deneylerden elde edilen 227 adet verinin %80'i eğitim , %20'si test amacıyla rastgele seçilmiştir. Oluşturulan ağda sıcak su giriş sıcaklığı (T_{hi}), soğuk su giriş sıcaklığı (T_{ci}), akışkan debisi (\dot{m}) ve plaka yüzey açısı (β) olmak üzere dört adet giriş değişkeni ile çıkış değişkeni olarak ısı transfer miktarı (Q) ve etkinlik değeri (ϵ) kullanılmıştır. Oluşturulan yapay sinir ağı Şekil 4.9'da şematik olarak gösterilmiştir. Oluşturulan ağda transfer fonksiyonu olarak

LOGSIG, ağın tipi için Forward Back Prop ve eğitim fonksiyonu olarak ise TRAINLM ve TRAINSCG seçilmiştir. Yapılan denemelerde Epoch sayısı olarak 1000 değeri kullanılmıştır. Her bir ađ en uygun değeri elde edebilmek amacıyla 10'ar kez çalıştırılmıştır.



Şekil 4.9. Yapay sinir ağının şematik gösterimi

Yapay sinir ağı metodundan en iyi sonucu elde etmek için, farklı algoritmalar ve gizli nöronlar, farklı sayıda kullanılmıştır. Isı transfer miktarı ve etkinlik değeri için elde edilen RMS, R^2 ve cov değerleri Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de verilmiştir. Bununla beraber YSA modelinden elde edilen performans değerlendirme kriterleri ise Çizelge 4.3'de verilmiştir. Isı transferi için en iyi R^2 değeri TRAINLM-5 eğitim fonksiyonu için 0,999636 olarak elde edilmiştir. Etkinlik değeri için ise en iyi R^2 değeri TRAINLM-12 eğitim fonksiyonu için 0,999565 olarak elde edilmiştir.

Çizelge 4.1. Isı transferi miktarı tahmini için oluşturulan ağın istatistiksel değerleri

Algoritma-Nöronlar	RMS	cov	R²
Lm-3	53,5148	0,02003	0,999618
Lm-4	52,7873	0,01975	0,999628
Lm-5	52,2255	0,01954	0,999636
Lm-6	58,6761	0,02196	0,999540
Lm-7	54,9293	0,02056	0,999597
Lm-8	63,3763	0,02372	0,999464
Lm-9	57,5448	0,02153	0,999558
Lm-10	60,1653	0,02251	0,999517
Lm-11	58,8812	0,02203	0,999537
Lm-12	129,645	0,04852	0,997758
SCG-3	95,9341	0,03590	0,998772
SCG-4	76,4545	0,02861	0,999220
SCG-5	75,8600	0,02839	0,999232
SCG-6	61,0010	0,02283	0,999503
SCG-7	71,3101	0,02669	0,999321
SCG-8	61,6170	0,02306	0,999493
SCG-9	63,3772	0,02372	0,999464
SCG-10	54,6721	0,02046	0,999601
SCG-11	62,3508	0,02333	0,999481
SCG-12	59,8349	0,02239	0,999522

Çizelge 4.2. Etkinlik değeri tahmini için oluşturulan ağın istatistiksel değerleri

Algoritma-Nöronlar	RMS	cov	R ²
Lm-3	0,0102575	0,022758	0,999475
Lm-4	0,0096802	0,021477	0,999532
Lm-5	0,0134191	0,029773	0,999101
Lm-6	0,0097002	0,021522	0,999530
Lm-7	0,0099292	0,022030	0,999508
Lm-8	0,0097623	0,021660	0,999524
Lm-9	0,0100210	0,022234	0,999498
Lm-10	0,0096225	0,021350	0,999538
Lm-11	0,0109986	0,024403	0,999396
Lm-12	0,0093323	0,020706	0,999565
SCG-3	0,0124508	0,027625	0,999226
SCG-4	0,0109349	0,024261	0,999403
SCG-5	0,0129422	0,028715	0,999164
SCG-6	0,0114423	0,025387	0,999346
SCG-7	0,0121871	0,027040	0,999258
SCG-8	0,0118729	0,026343	0,999296
SCG-9	0,0112524	0,024966	0,999368
SCG-10	0,0101688	0,022562	0,999484
SCG-11	0,0109066	0,024199	0,999406
SCG-12	0,0113416	0,025164	0,999358

Çizelge 4.3. YSA modelinden elde edilen performans değerlendirme kriterleri

Termodinamik Değerler	Metot	Karşılaştırma Parametreleri		
		R ²	RMSE	cov
Isı Transfer Miktarı	YSA	0,999636	52,2255	0,01954
Etkinlik	YSA	0,999565	0,0093323	0,020706

Plakalı ısı eşanjörünün ısı transfer miktarı ve etkinlik değerlerinin belirlenmesinde, YSA metodundan elde edilen aşağıdaki denklemler kullanılmıştır

$$E_i = \sum_{n=1}^4 I_n w_{ni} + b_n \quad (4.1)$$

$$F_i = \frac{1}{1+e^{-E_i}} \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklemlerde, E_i nöron toplama fonksiyonu ve F_i nöron aktivasyon fonksiyonudur. I_n giriş değişkenleri ve b_n ise bias değerini temsil etmektedir. Formüllerde kullanılan katsayılar eğitim ağının gizli katmanına ait her nöronun toplama fonksiyonunun ağırlık değerlerini temsil etmektedir. Yukarıdaki denklemlerde YSA'nın giriş değişkenleri olarak sıcak su giriş sıcaklığı (T_{hi}), soğuk su giriş sıcaklığı (T_{ci}), akışkan debisi (\dot{m}) ve plaka yüzey açısı (β) olmak üzere dört adet giriş değişkeni kullanılmaktadır. Isı transfer miktarı değerlerinin ve etkinlik değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri sırasıyla Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Isı transfer miktarı değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri

Nöron pozisyonu (w_{ni})	I_1 (T_{hi})	I_2 (T_{ci})	I_3 (\dot{m})	I_4 (β)	b_n
1	1,8443	10,5531	2,1624	-1,2641	18,7258
2	56,9616	-52,142	27,1211	-0,0728	-20,0211
3	-0,38653	0,42041	-2,0398	-5,9629	4,8897
4	-2,6099	2,2846	3,6669	8,8609	-7,3451
5	-40,8109	37,1115	-105,8138	33,7376	27,9695

Plakalı ısı eşanjöründeki ısı transfer miktarı, sıcak su giriş sıcaklığı (T_{hi}), soğuk su giriş sıcaklığı (T_{ci}), akışkan debisi (\dot{m}) ve plaka yüzey açısı (β)'na bağlı olarak aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir.

$$E_6 = -112.6039F_1 + 83.284F_2 - 89.934F_3 - 70.4233F_4 + 229.4711F_5 - 107.9219 \quad (4.3)$$

$$\text{Isı transfer miktarı} = \left(\frac{1}{1 + e^{-E_6}} \right) 3920 \quad (4.4)$$

Çizelge 4.5. Etkinlik değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri

Nöron pozisyonu (w_{ni})	I_1 (T_{hi})	I_2 (T_{ci})	I_3 (\dot{m})	I_4 (β)	b_n
1	11.1556	11.7598	39.362	9.2238	47.3869
2	-37.921	46.173	-7.0158	-4.478	-2.4622
3	16.3938	-38.169	-35.378	-4.640	39.5329
4	13.9183	-1.3878	-10.187	13.3089	3.5955
5	92.1152	8.6141	28.7158	-49.57	-16.817
6	31.4252	-30.344	3.3642	25.2838	-23.704
7	-14.906	11.1061	-9.057	-9.2724	10.1669
8	23.2713	-4.3873	-49.1203	20.2264	4.1424
9	68.8739	-72.556	34.7909	-44.281	13.6961
10	-0.13074	3.2502	1.8366	11.4214	-8.3915
11	-10.7511	12.7919	-3.6727	13.7598	-7.913
12	35.966	58.1377	91.3142	3.7576	-46.231

Benzer şekilde plakalı ısı eşanjöründeki etkinlik değeri, sıcak su giriş sıcaklığı (T_{hi}), soğuk su giriş sıcaklığı (T_{ci}), akışkan debisi (\dot{m}) ve plaka yüzey açısı (β)'na bağlı olarak aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir

$$E_{13} = 21.3112F_1 - 2.7185F_2 + 21.2966F_3 + 7.2653F_4 - 0.056092F_5 - 26.4603F_6 - 19.2568F_7 - 12.4354F_8 + 3.0543F_9 - 46.6099F_{10} + 58.215F_{11} + 0.28895F_{12} - 1.5743 \quad (4.5)$$

$$\text{Etkinlik} = \frac{1}{1 + e^{-E_{13}}} \quad (4.6)$$

Isı transfer miktarına ait gerçek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerleri ve hata değerleri Çizelge 4.6'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Hata değerlerinin hesaplanmasında Denklem (4.7) kullanılmıştır.

$$\text{Hata} = \frac{|A^e - A^p|}{A^e} \times 100 \quad (4.7)$$

Burada A^e deneylerden elde edilen veriler, A^p ise YSA'dan elde edilen tahmin değerleridir. Çizelge 4.6'da da görüldüğü gibi en yüksek hata değeri 1,37 dir. Bu değer kabul edilebilir bir hata değeri olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 4.6. Isı transfer miktarına ait gerçek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması

Sıcaklık T _{hi} (°C)	Sıcaklık T _{ci} (°C)	Akışkan Debisi <i>m</i> (kg/s)	Plaka Yüzey Açısı β (°)	Isı Transfer Miktarı (W)		Hata (%)
				Gerçek Değer	YSA	
32,8	25	0,167	30	2167	2191	1,09
44,6	37,1	0,167	30	2167	2144	1,08
51,1	43,6	0,167	30	2167	2166	0,07
58,1	50,1	0,167	30	2377	2354	0,97
31,8	26,6	0,239	30	2195	2204	0,40
39,3	34	0,239	30	2295	2284	0,48
44,7	39,4	0,239	30	2295	2319	1,05
37,9	34,3	0,321	30	2144	2115	1,37
45,5	41,9	0,321	30	2144	2159	0,68
34,8	28,4	0,263	60	3077	3103	0,85
53,3	46,8	0,263	60	3407	3393	0,40
58,7	52,2	0,263	60	3516	3466	1,43
19,2	15,7	0,39	60	2608	2609	0,06
26,4	21,9	0,39	60	3259	3254	0,17
37,5	33,1	0,39	60	3422	3421	0,04
45,2	40,8	0,39	60	3585	3572	0,37
32,1	29	0,517	60	3023	3055	1,06
45,7	42,5	0,517	60	3455	3419	1,04

Benzer şekilde etkinlik değerine ait gerçek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerleri ve hata değerleri Çizelge 4.7'de karşılaştırmalı

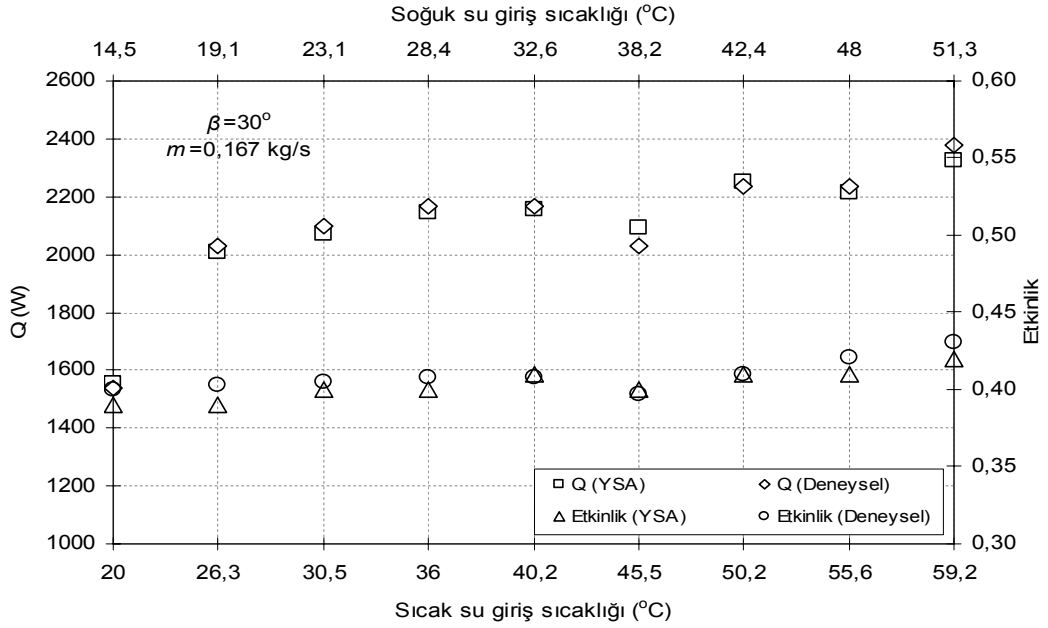
olarak verilmiştir. Çizelge 4.7’de de görüldüğü gibi en yüksek hata değeri 1,23 dir. Bu değer de yine kabul edilebilir bir hata değeri olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 4.7. Etkinlik değerine ait gerçek değerler ile YSA modellemesinde elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması

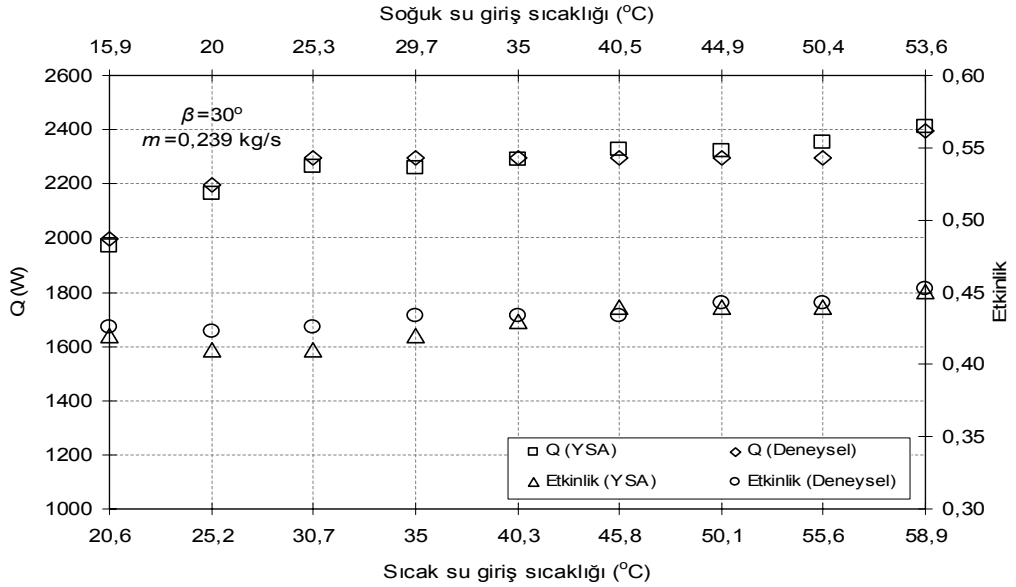
Sıcaklık T_{hi} (°C)	Sıcaklık T_{ci} (°C)	Akışkan Debisi \dot{m} (kg/s)	Plaka Yüzey Açısı β (°)	Etkinlik		Hata (%)
				Gerçek Değer	YSA	
21,2	15,4	0,167	30	0,40	0,396	0,95
44,6	37,1	0,167	30	0,41	0,409	0,22
51,1	43,6	0,167	30	0,41	0,407	0,73
31,8	26,6	0,239	30	0,42	0,423	0,71
39,3	34	0,239	30	0,43	0,435	1,23
22,4	18,9	0,321	30	0,43	0,426	0,91
29,1	25,5	0,321	30	0,42	0,423	0,69
34,8	28,4	0,263	60	0,44	0,445	1,14
41,4	34,9	0,263	60	0,45	0,453	0,62
53,3	46,8	0,263	60	0,48	0,477	0,63
26,4	21,9	0,39	60	0,44	0,439	0,20
45,2	40,8	0,39	60	0,50	0,501	0,22
21,8	19,1	0,517	60	0,44	0,443	0,77
32,1	29	0,517	60	0,45	0,452	0,40
38,8	35,7	0,517	60	0,48	0,481	0,13
45,7	42,5	0,517	60	0,50	0,505	0,90
54,3	51	0,517	60	0,52	0,521	0,21

Yapılan deneylerden elde edilen veriler kullanılarak sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak ısı transferi ve etkinlik değerleri yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak tahmin edilmiştir. YSA’dan elde edilen formüllerle istenilen çalışma şartlarında sistemin ısı transfer ve etkinlik değerleri hesaplanmıştır. YSA’dan ve

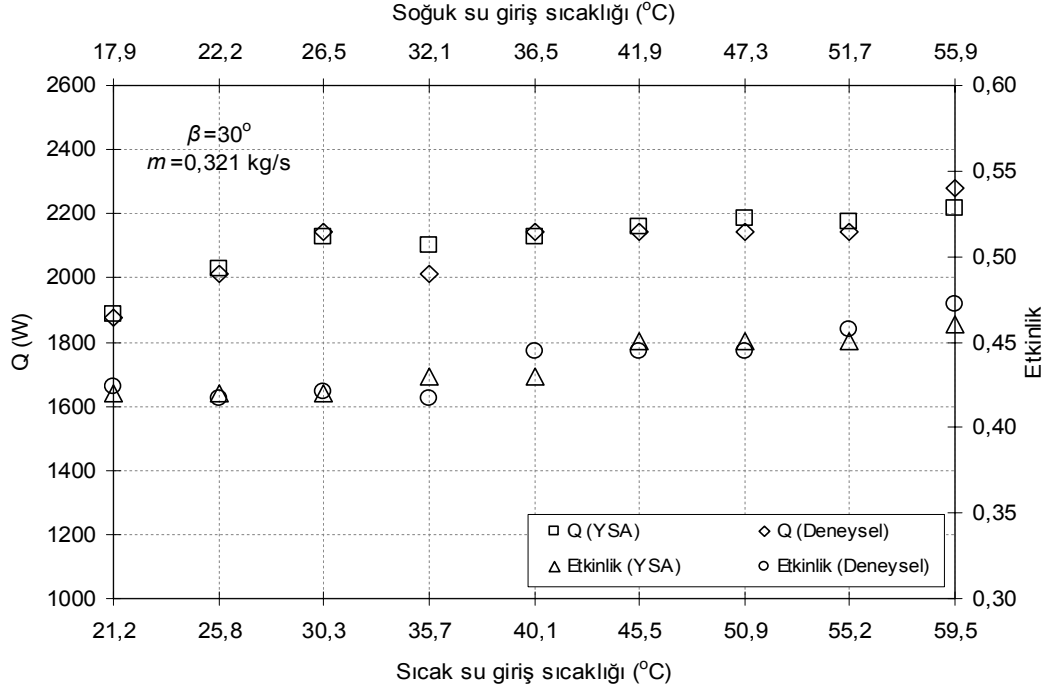
deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14 ve Şekil 4.15’de karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.



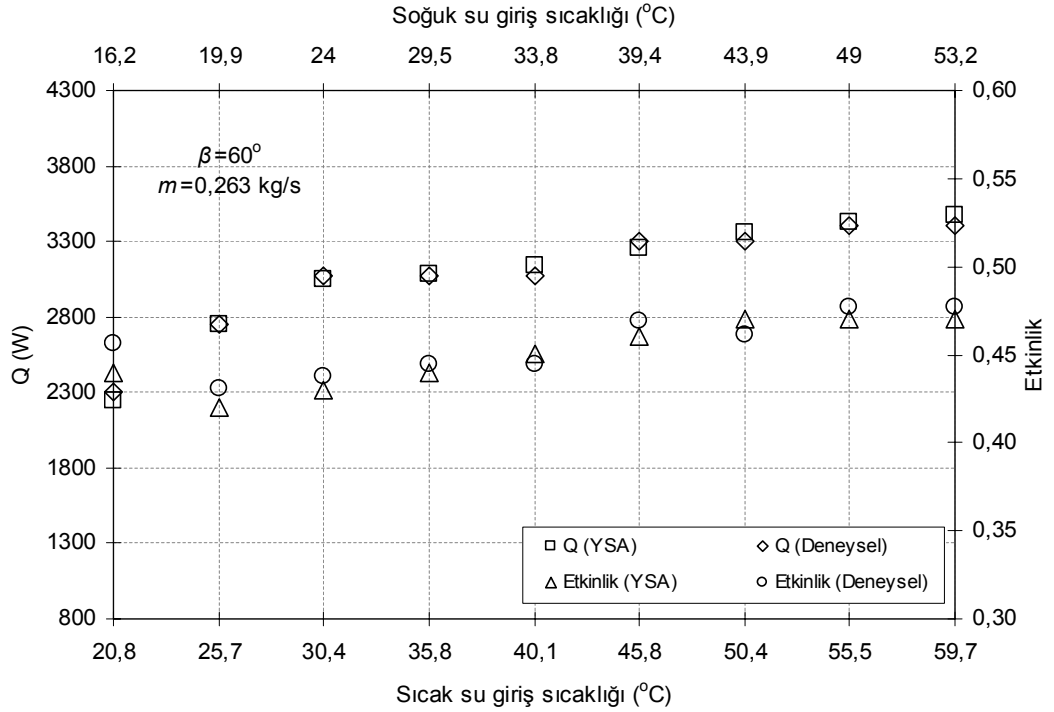
Şekil 4.10. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,167 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için)



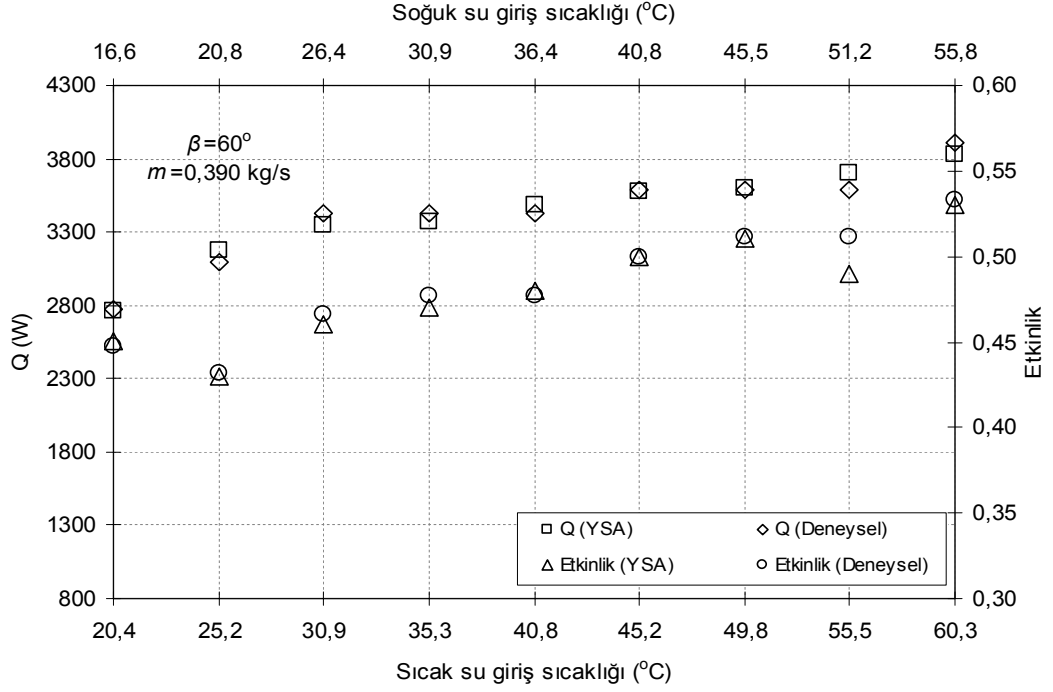
Şekil 4.11. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,239 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için)



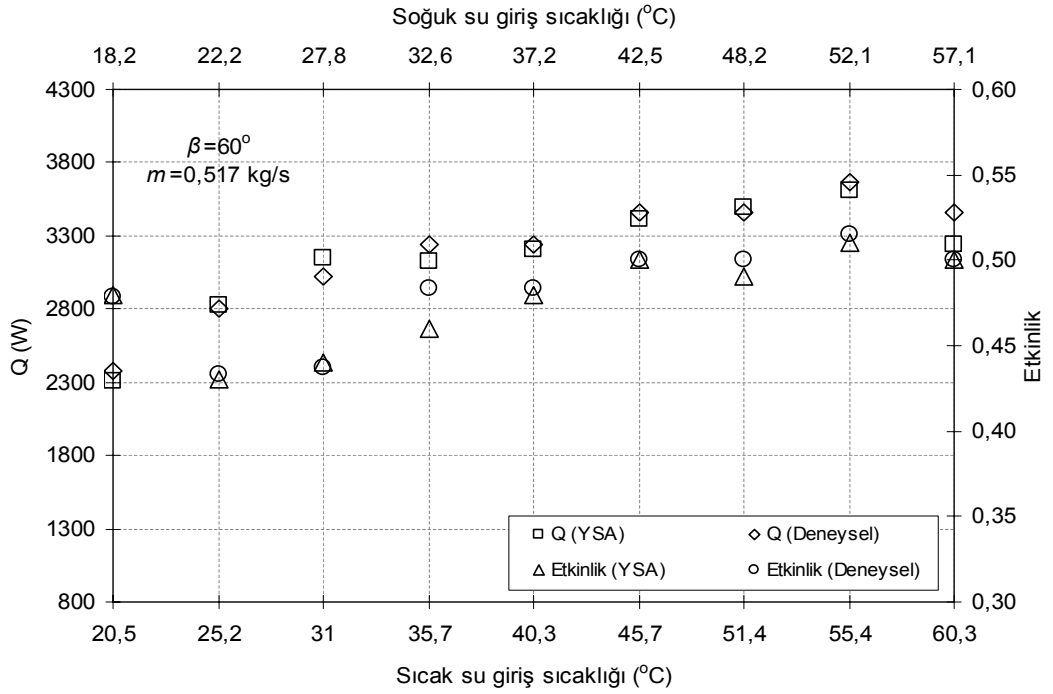
Şekil 4.12. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,321 \text{ kg/s}$ ve $\beta=30^\circ$ için)



Şekil 4.13. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,263 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için)



Şekil 4.14. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,390 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için)



Şekil 4.15. Deneylerden elde edilen veriler ile YSA'dan elde edilen tahmin değerlerinin karşılaştırılması ($\dot{m} = 0,517 \text{ kg/s}$ ve $\beta=60^\circ$ için)

4.5. Deney Sistemindeki Ölçümlere Ait Belirsizlik Analizleri

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi (uncertainty analysis) adı verilen hassas bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda $R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.8)$$

şeklinde verilmektedir.

Bağımsız değişkenlerin sonucu ortaya çıkan hassasiyetler hesaplanarak aşağıda verilmiştir. Doktora çalışması kapsamında yapılan deneylerde, toplam ısı transfer miktarına ait hata oranı $14 W$, hata yüzdesi %1 olarak belirlenmiştir. Ölçülen fiziksel özelliklerin her biri için hassasiyetler Çizelge 4.8'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.8. Bağımsız değişkenlere ait hassasiyetler

Cihaz	Marka	Özellik	Hassasiyet (%)
Sıcaklık sensörü	EMKO	<ul style="list-style-type: none">• Deniz seviyesinden 2000 metre yüksekliğe kadar yoğun nem olmayan ortamlarda çalışma şartı• Sabit montaj kategorisi• Sürekli çalışma periyodu• PT 100 sensör girişleri	$\pm 0,2$
Debimetre	TDSS	<ul style="list-style-type: none">• AISI 304 paslanmaz çelik gövde• Max. 63 bar basınç derecelendirmesi	$\pm 0,2$

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmaların birçoğunda sadece ısı transferi ya da sadece basınç kayıpları analizleri bulunmakla beraber çok azında plaka geometrisinin ısı transferine etkilerinin analizi bulunmaktadır. Bunlardan Durmuş vd. (2009), üç farklı plaka yüzey geometrisi için ısı transferi, sürtünme faktörü ve ekserji kaybını deneysel olarak incelenmişler ve elde ettikleri deney sonuçlarına göre ısı transferi, sürtünme faktörü ve ekserji kaybına ait korelasyonları sunmuşlardır. Dovic vd. (2009), plaka yüzey açıları $\beta = 28^\circ$ ve $\beta = 61^\circ$ olan chevron tipi plakalı ısı eşanjörünün akış özelliklerini araştırmışlar ve plaka kanalları içindeki akış için Fanning sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı tahmininde kullanmak üzere korelasyonlar üretmişlerdir. Hayes vd. (2011) üç farklı lehimli plakalı ısı eşanjöründe karbondioksit yoğuşmasını deneysel olarak araştırmışlar ve iki fazlı ısı transferi için korelasyonlar üretmişlerdir.

Tüm bu analizler ışığında farklı plaka geometrisine sahip plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma sistemi için elde edilen sonuçlar sırasıyla verilmiştir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı eşanjörü, farklı plaka geometrisi, sıcaklık ve debi değerlerinde analizlere tabi tutulmuştur. Tüm analizler iki farklı çalışma durumu için yapılmıştır. David ve Paul, (2010) plakalı ısı eşanjörlerinden en yüksek performansı elde edebilmek için plaka yüzey açısı, akışkan miktarı ve akış hızının optimum değerinin belirlenmesinin gerektiğini belirlemişlerdir. Deneysel analizlerde, plakalı ısı eşanjöründe sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı transferi miktarı, akışkanın debi değerinin ve sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Fakat debi miktarının optimum bir değerden fazla artırılması durumunda eşanjörde ısı transfer miktarının azaldığı görülmüştür. Bu durumda eşanjör boyutunun yetersiz kaldığı anlaşılmıştır ve bu yüzden de eşanjör boyutunun artırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Bu doktora çalışmasının sonucunda farklı çalışma durumlarında eşanjörde dolaşan akışkanların optimum sıcaklıkları, debileri ve en uygun plaka geometrisi belirlenmiştir. Yapılan analizlerde, deneysel düzenek çalıştırıldığında deney düzeneğindeki $0,32 \text{ m}^2$ toplam ısı transfer alanına sahip 10 adet plakadan

oluşmuş plakalı ısı eşanjörünün optimum çalışma şartları, plaka yüzey açısı 60°, sıcak su giriş sıcaklığı 60 °C, soğuk su giriş sıcaklığı 15 °C, debi değeri ise 0,3 kg/s (pompa kademesi 2) olarak belirlenmiştir. Bu çalışma şartları için en yüksek toplam ısı transfer miktarı 42227 W ve etkinlik değeri 0,74 olarak belirlenmiştir. Plakalı ısı eşanjöründeki akışa ait Reynolds sayısı 1556, basınç kaybı değeri ise 11667 Pa olarak belirlenmiştir.

Bu deneysel analizlere ek olarak, deneysel çalışmadan alınan verileri, plakalı ısı eşanjörlerinde kullanabilmek amacıyla bazı bağıntılar elde edilme yoluna gidilmiştir. Bu amaçla yapay sinir ağları (YSA) metodu kullanılmıştır. YSA uygulamasında ısı transferi ve etkinlik değerleri için elde edilen korelasyonlar sonucunda gerçek değere ısı transferi değeri için en yüksek hata değeri olan 1,37 değerinde, etkinlik değeri için 1,23 değerinde yaklaşık sonuçlar elde edilmiştir. Literatüre bakıldığında bu değerlerin kabul edilebilir hata değerleri olduğu görülmüştür.

Ayrıca bu çalışmada; farklı plaka geometrisi, çalışma sıcaklıkları ve debi değerlerinde, plakalı ısı eşanjörlerindeki ekserji kaybı değerleri de araştırılmıştır. Yapılan analizlerde sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte toplam ısı transfer miktarının arttığı, ekserji kayıplarının ise azaldığı görülmüştür. Pandey ve Nema, (2011) sıcak akışkanın akış miktarı arttıkça ısı transferinin arttığını buna bağlı olarak da ekserji kayıplarının azaldığını belirlemiştir. Ekserji kayıplarını azaltmak için en uygun çözümün optimum çalışma şartlarının ve plaka yüzey açısının belirlenmesi olduğu sonucuna varılmıştır. Bunun yanında plakalı ısı eşanjörünün yalıtımının yapılmasının da, ısı eşanjörü ile çevre arasındaki ısı transferini engelleyeceğinden ekserji kayıplarını azaltacağı öngörülmüştür.

Plakalı ısı eşanjörlerinin yoğun şekilde kullanıldığı kimya, petrokimya endüstrileri, termik santraller, ısıtma, soğutma, ve iklimlendirme vb. tesislerde, enerji verimliliğinin artırılması ve dolayısıyla enerji ekonomisine katkı sağlanabilmesi için ısı eşanjörlerin optimum çalışma şartlarının tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır.

Sonuç olarak bu çalışma, plakalı ısı eşanjörü kullanılan sistemlerin tasarımı, imalatı ve optimum çalışma şartları konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara katkı sağlayacaktır. Bu çalışmadaki analizlerin, bu konulardaki incelemelere ışık tutması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

- Afonso, I.M., Cruz, P., Maia, J.M., Melo, L.F., 2008. Simplified numerical simulation to obtain heat transfer correlations for stirred yoghurt in a plate heat exchanger. *Food and Bioproducts Processing*, 86, 296–303.
- Atmaca, M., 2006. Klasik tip eş eksenli (merkezli) iç içe borulu ısı değıştiricisinde ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 4, 1-14.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1994. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. McGraw-Hill, 867 p.
- Ciofalo, M., 2007. Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 3019-3025.
- David, K., Paul, L., 2010. Evaluating of heat exchanger surface coatings. *Applied Thermal Engineering*, 30, 2333-2338.
- Dovic, D., Palm, B., Svaic, S., 2009. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 4553–4563.
- Durmus, A. Benli, H., Kurtbas, I., Gul, H., 2009. Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1451–1457.
- Dwivedi, A.K., Das, S.K., 2007. Dynamics of plate heat exchangers subject to flow variations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2733-2743.
- Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., İlken, Z., 2005. Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421–2431.
- Faizal, M., Ahmed, M.R., 2012. Experimental studies on a plate heat exchanger for small temperature different applications. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 242-248.
- Flavio, C.C.G., Raquel, Y.M., Jorge, A.W.G., Carmen, C.T., 2006. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. *Chemical Engineering Science*, 61, 7133–7138.
- Genceli, O., 1999. *Isı Değıştiricileri*. Birsen Yayınevi, İstanbul, Türkiye, 424 p.

- Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N., Nguyen, C.T., 2011. Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger part I. Experimental investigation. *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 1492–1498.
- Gut, J.A.W., Pinto, J.M., 2004. Optimal configuration desing for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4833–4848.
- Gut, J.A.W., Fernandes, R., Pinto, J.M., Tadini, C. C., 2004. Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations. *Chemical Engineering Science*, 59, 4591–4600.
- Gut, J.A.W., Pinto, J.M., 2003. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2571-2585.
- Gyuwan, H., Sangkwon, J., 2010. Pressure loss effect on recuperative heat exchanger and its thermal performance. *Cryogenics*, 50, 13-17.
- Han, X.H., Cui, L.Q., Chen, S.J., Chen, G.M., Wang, Q., (2010). A numerical andexperimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 1008–1014.
- Hayes, N., Jokar, A., Ayub, Z.H., 2011. Study of carbon dioxide condensation inchevron plate exchangers; heat transfer analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1121–1131.
- Iwai, H.,Tatsumi, K., Suzuki, K., 2006. Effect of the plate thermal resistance on the heat transfer performance of a corrugated thin plate heat exchanger. *Heat Transfer-Asian Research*, 35, 209–223.
- Jian, W., Yanzhong, L., Aimin, Z., Ke, Z., 2005. An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1667–1678.
- Jorge, A.W.G., Jose, M.P., 2004. Optimal configuration desing for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4833–4848.
- Kanaris, A.G., Mouza, A.A., Paras, S.V., 2006. Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code. *Chemical Engineering Technology*, 29, 923–930.
- Kim, Y., Kim, Y., 2005. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *International Journal of Refrigeration*, 28, 851-858.

- Kotas, T.J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Anchor Brendon Ltd., Great Britain, 296 p.
- Kuo, W.S., Lie, Y.M., Lin, T.F., 2005. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 5205–5220.
- Kyoungwoo, P., Seungjae, M., 2005. Optimal desing of heat exchangers using the progressive quadratic response surface model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2126–2139.
- Mancin, S., Col, D.D., Rossetto, L., 2012. Condensation of superheated vapour of R410A and R407C inside plate heat exchangers: Experimental results and simulation procedure. *International Journal of Refrigeration*, 35, 2003–2013.
- Mancin, S., Col, D.D., Rossetto, L., 2012. Partial condensation of R407C and R410A refrigerants inside a plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 149–157.
- Michele, C., 2006. Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26, 3605–3612.
- Mustafa, A., 2006. Klasik tip eş eksenli (merkezli) iç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 4, 1–14.
- Negrao, C.O.R., Tonin, P.C., Madi, M., 2006. Supervision of the thermal performance of heat exchanger trains. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 2156–2165.
- Pandey, S.D., Nema, V.K., 2011. An experimental invstigation of exergy loss reduction in corrugated plate heat exchanger. *Energy*, 36, 2997–3001.
- Reppich, M., Kohoutek, J., 1994. Optimal design of shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing*, 18, 295–299.
- Reppich, M., 1999. Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries. *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 999–1008.
- Riverol, C., Napolitano, V., 2005. Estimation of fouling in a plate heat exchangers through the application of neural networks. *Journal of Chemical Technology and Biotechnology*, 80, 594–600.
- Selbas, R., Sencan, A., Kilic, B., 2009. Alternative approach in thermal analysis of plate heat exchanger. *Heat Mass Transfer*, 45, 323–329.

- Sirihari, N., Rao, B.P., Bengt, S., Sarit, K.D., 2004. Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 3231–3243.
- Syed, M.Z., Bilal, A.Q., 2006. A probabilistic fouling and cost model for plate-and-frame heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, 30, 1–17.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R., 1988. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Corporation, 332 p.
- Unuvar, A., Kargıcı, S., 2004. An approach for the optimum desing of heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, 28, 1379–1392.
- Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H., 2011. Experimental investigation of geometry effects on the performance of compact louvered heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 31, 3337-3346.
- Wen, J., Li, Y., Zhou, A., Zhang, K., 2006. An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1667–1678.
- Yonghan, K., Yongchan, K., 2005. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *International Journal of Refrigeration*, 28, 851–858.
- Zukowski, M., 2008. A new method for designing the heat exchangers constructed based on infinite regular polyhedrons geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 5844–5850.

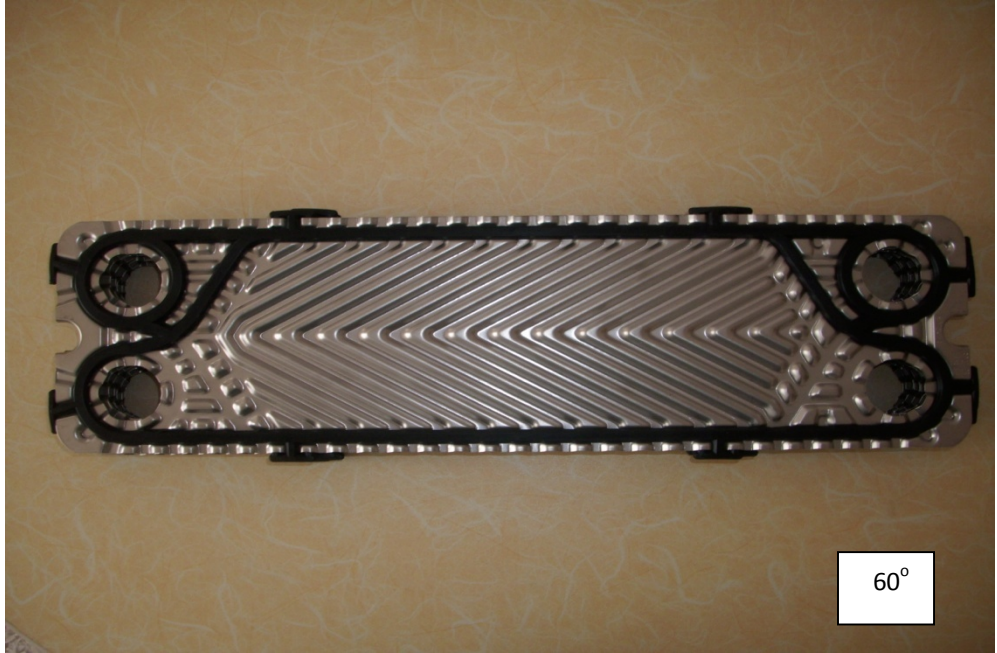
EKLER

EK A. Fotoğraflar

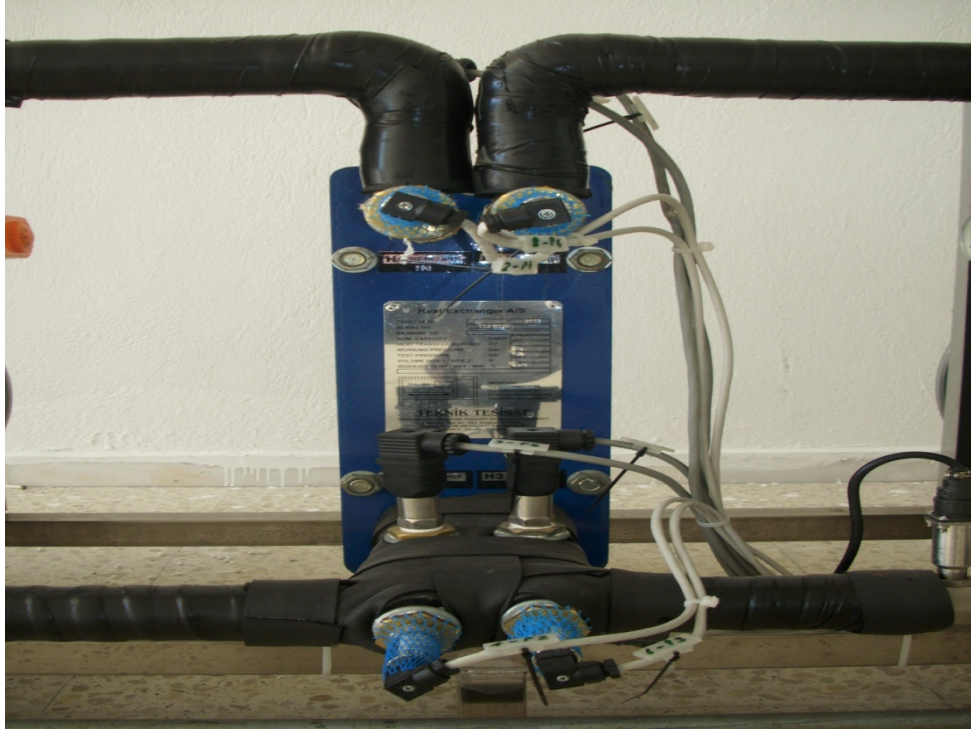
EK A. Fotoğraflar



Şekil A.1. 30° açılı plakalı ısı eşanjörü



Şekil A.2. 60° açılı plakalı ısı eşanjörü



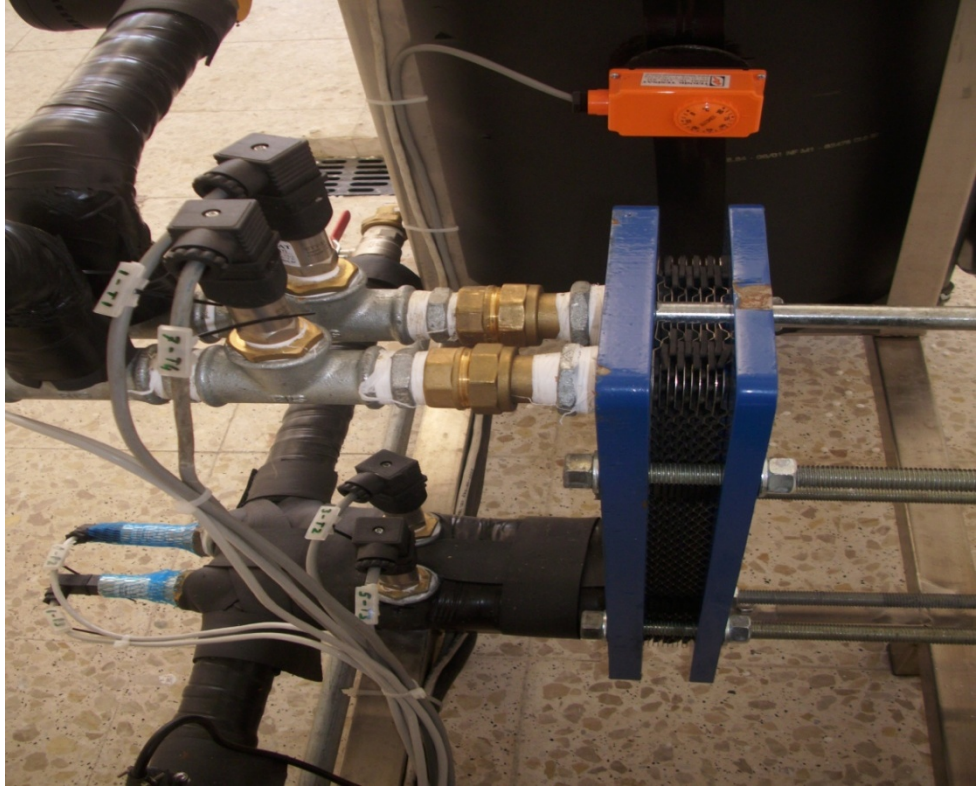
Şekil A.3. Plakalı ısı eşanjörü (karşıdan görünüş)



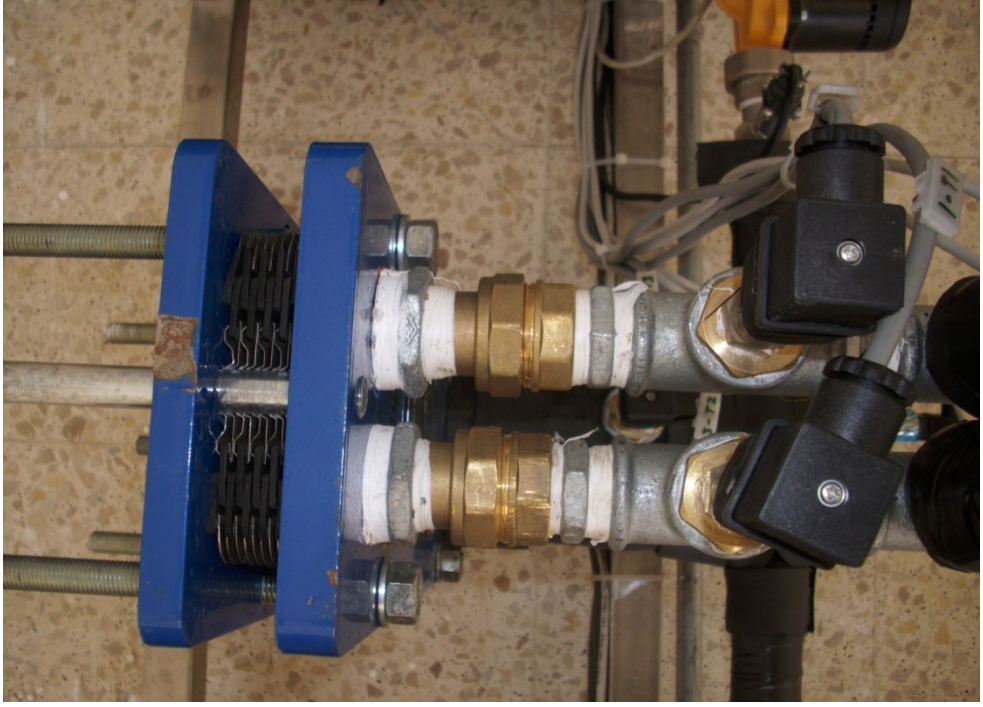
Şekil A.4. Plakalı ısı eşanjörü (karşı-yan görünüş)



Şekil A.5. Plakalı ısı eşanjörü (üst görünüş)



Şekil A.6. Plakalı ısı eşanjörü (yan görünüş)



Şekil A.7. Plakalı ısı eşanjörü (üst-ön görünüş)



Şekil A.8. Sıcak su üretici kazanı (yandan görünüş)



Şekil A.9. Sıcak su üretici kazanı (arkadan görünüş)



Şekil A.10. Sıcak su üretici kazanı (önden görünüş)



Şekil A.11. Sıcak su toplama tankı



Şekil A.12. Akışkan devir-daim pompası (primer devre)



Şekil A.13. Akışkan devir-daim pompası (sekonder devre)



Şekil A.14. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı (sıcaklık)



Şekil A.15. Datalogger- 8 Kanal PT-100 Tarayıcı (basınç)



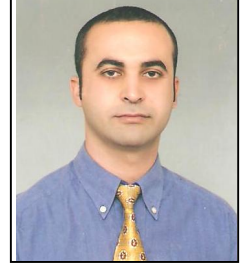
Şekil A.16. Debi ölçer'e ait gösterge



Şekil A.17. Debi ölçer

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Bayram KILIÇ
Doğum Yeri ve Yılı : İstanbul, 1978
Medeni Hali : Evli
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : bayramkiloc@mehmetakif.edu.tr



Eğitim Durumu

Lise : Haydarpaşa Teknik Lisesi, 1996
Lisans : SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Tesisat Öğretmenliği
Yüksek Lisans : SDÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi

Mesleki Deneyim

MAKÜ Bucak Emin Gülmez TBMYO 2009-..... (halen)

Yayınları

- Şencan Şahin, A., Kılıç, B., Kılıç, U., 2011. Design and Economic Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Using Artificial Bee Colony (ABC) Algorithm. Energy Conversion and Management. 52(11), 3356-3362.
- Şencan Şahin, A., Kılıç, B., Kılıç, U., 2011. Optimization of Heat Pump Using Fuzzy Logic and Genetic Algorithm. Heat and Mass Transfer. 47(12), 1553-1560.
- Kılıç, B. 2012. Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Cycle with Two Stage and Intercooler. Heat Mass Transfer. 48:1207-1217.
- Selbas, R., Şencan, A., Kılıç, B., 2009. Alternative Approach In Thermal Analysis Of Plate Heat Exchanger. Heat Mass Transfer. 45, 323-329.
- Şencan, A., Kılıç, B., Selbaş, R., 2010. Second Law Analysis Of a Plate Heat Exchanger. International Journal of Engineering and Applied Sciences (IJEAS). 2, 79-87.

- Kılıç B., 2011. Evaluating of Renewable Energy Potential in Turkey. International Journal of Renewable Energy Research, IJRER, vol.1, no.4, 259-264.
- Kılıç, B., İpek, O., Uğuz, S., 2013. Evaluating on Exergy Analysis of Refrigeration System with Two-Stage and Economiser. International Journal of Engineering & Applied Sciences (IJEAS). vol.4, issue 4, 15-25
- Şencan, A., Selbaş, R., Kılıç, B., 2010. Isıtma Ve Soğutma Uygulamalarında Kullanılan Plakalı Isı Eşanjörlerinin Deneysel Analizi. Tübav Bilim Dergisi, 3(1), 35-44.
- Kılıç, B., Şencan, A., İpek, O., 2010. Evaluating of Solar and Wind Energy in Isparta and İzmir. 2nd International Conference on Nuclear & Renewable Energy Resources, 04-07 July 2010, Ankara-Turkey.
- Kılıç, B., Şencan, A., İpek, O., 2010. Experimental Analysis of Effectiveness in The Plate Heat Exchanger. 2nd International Conference on Nuclear & Renewable Energy Resources, 04-07 July 2010, Ankara-Turkey.
- Kılıç, B., Şencan, A., Selbaş, R., 2010. Experimental Analysis of Heat Transfer Coefficient in the Plate Heat Exchanger. 5th International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), 27-30 June 2010, Denizli-Turkey.
- Kılıç, B., Kılıç, U., 2011. İki Kademeli Ekonomizerli Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Fuzzylojik ve Genetik Algoritma İle Optimizasyonu. 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11). 16-18 may 2011, elazığ, Turkey.
- Kılıç, B., Şencan, A., Selbaş, R., 2009. Plakalı Isı Eşanjörü Kullanılan Soğutma Uygulamalarında Soğutma Etkinlik Katsayısının Deneysel İncelenmesi. Tesisat Mühendisliği. 113, 19-24.
- Şencan, A., Selbaş, R., Kılıç, B., 2010. Isıtma ve Soğutma Uygulamalarında Kullanılan Plakalı Isı Eşanjörlerinin Deneysel Analizi. Tübav Bilim Dergisi. 3(1), 35-44.