

T.C.
DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI EŞANJÖRLERİNE YERLEŞTİRİLEN YARIKLI KONİK
ELEMANLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ÜZERİNDEKİ
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ.

MUSTAFA İBEK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANA BİLİM DALI

BATMAN
TEMMUZ-2006

T.C.
DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ
DİYARBAKIR

Mustafa İBEK tarafından yapılan "ISI EŞANJÖRLERİNE YERLEŞTİRİLEN YARIKLİ KONİK ELEMANLARIN ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ" konulu bu çalışma, jürimiz tarafından MAKİNA EĞİTİMİ Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

Juri Üyesininin

Ünvanı

Adı Soyadı

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Rasim BEHÇET
Üye : Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZALP
Üye : Yrd. Doç. Dr. Zeki ARGUNHAN
.....

Tez Savunma Sınav Tarihi...20...07.../2006

Yukarıdaki bilgilerin doğruluğunu onaylarım.

08...08.../2006

Prof. Dr. Necmettin PRİNCİÇİOĞLU

ENSTİTÜ MÜDÜRÜ

TEŐEKKÜR

Çalıőmalarım konusunda bilgi ve desteğini esirgemeyen Danıőmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Rasim BEHÇET'e, Yüksek Lisans yapmama ön ayak olan Sayın Yrd. Doç. Dr. Hasan BAYINDIR'a, bu çalıőmamda desteğini esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÖZALP'a ve Yrd. Doç. Dr. Zeki ARGUNHAN'a, deney düzeneğini kurmamda yardımcı olan TÜPRAŞ Batman Rafinerisinde Bakım Müdürlüğü'nde çalışan Elektrik Enstrüman Ustabaőısı Sayın Aziz KIDIR'a , Torna Tesviye Ustabaőısı Sayın Mehmet KARDAŐ'a , Proje ve Kontrol Müdürlüğü Teknik Kontrol kısmında çalışan Teknik Kontrol Teknisyeni Sayın A.Mecit ŐİMŐEK'e, çalıőmalarımın süresinde tamamlanmasında bana yardımcı olan Müdürüm Sayın Mazhar ÜNAL beye, TÜPRAŞ İdaresine ve ayrıca eőim ve çocuklarımın bana gösterdikleri hoőgörü ve ayırdıkları zamanlarından dolayı, teőekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

AMAÇ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii

BÖLÜM 1- GİRİŞ

1-GİRİŞ.....	1
--------------	---

BÖLÜM 2- LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1-Isı Transferinin Artırılması İle İlgili Literatür Araştırması.....	4
--	---

BÖLÜM 3- ISI EŞANJÖRLERİ

3.1. Isı Eşanjörlerinin Tanımı.....	10
3.2. Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması	10
3.2.1. Borulu Isı Eşanjörleri	13
3.2.2. Spiral Levhalı Isı Eşanjörleri	14
3.2.3. Lamelli Isı Eşanjörleri	16
3.2.4. Kanatlı Yüzeyle Isı Eşanjörleri.....	17
3.2.5. Borulu Kanatlı Isı Eşanjörleri	17
3.3. Isı Eşanjörlerinde Tasarım Parametreleri	21
3.4. Boru İçi Akışlarda Isı Transferi Teorisi	23
3.5. Boru İçinde Laminer Akışta Isı Transferi	24
3.5.1. Hidrodinamik Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış	24
3.5.2. Hidrodinamik ve Termal Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış.....	25
3.6. Zorlanmış Akışlarda Konveksiyonla Isı Transferi	26
3.6.1. Türbülanslı Akışta Isı Transferi	27
3.6.2. İç İçe Borulu Borularda Isı Transferi.....	27
3.6.3. İç İçe Borularda Laminer akışta Isı transferi	28
3.6.4. İç İçe Borularda Türbülanslı akışta Isı transferi.....	29
3.7. Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Eşanjörlerinden Isı Transferi	29

3.8. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Eşanjörlerinin Isı Transferi	30
--	----

BÖLÜM 4- DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzenegi Ve Deneysel Yöntem... ..	31
4.2. Deney Sonuçlarının Hesaplanması	40

BÖLÜM 5- SONUÇLAR VE TARTIŞMA

5. Sonuçlar ve Tartışma.....	42
------------------------------	----

KAYNAKLAR	59
------------------------	----

ŞEKİLLER LİSTESİ	62
-------------------------------	----

SİMGELER	64
-----------------------	----

ALT SİMGELER	65
---------------------------	----

ÖZGEÇMİŞ	66
-----------------------	----

AMAÇ

Günümüz enerji ihtiyacının artması ve diğer taraftan fosil kökenli enerji kaynaklarının azalması sebebiyle, ülkemizde ve dünyadaki araştırmacılar yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir. Bilim adamları, kullanılan enerjiden maksimum faydalanabilmek için araştırmalar yapmaktadırlar. Dünyanın her yerinde, ısıtma ve soğutma sistemlerinde, rafinerilerde, uçak sanayi ve sanayi tesisleri gibi yerlerde kullanılan enerjide tasarrufa gidilmektedir. Dolayısı ile mühendislik uygulamalarında farklı sıcaklıklarda iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferi önem taşımaktadır. Isı eşanjörleri, mühendislik kollarının temel konuları olan malzeme, mukavemet, termodinamik ve ısı transferi bilim dallarının hepsini birden içeren bilim dallarına ait iyi bir uygulama alanı olduğu bilinmektedir. Bu amaca yönelik birçok iyileştirme tekniği geliştirilmiştir. Bu çalışmada ısı transferinin artırılması için deneysel çalışmalar yapılarak, ısı transferinin ne miktarda ve nasıl iyileştirileceği araştırılmıştır.

ÖZET

Bu çalışmada, iç içe yerleştirilmiş borulardan oluşan bir ısı eşanjöründe, iç boru içerisine yerleştirilen çeşitli tiplerde yarıklı konik halka elemanların, ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. İç kısımdaki borunun içinden akışkan olarak sıcak hava ve dış kısımdaki boru içerisinden de su geçirilmiştir. Deneyler Reynolds sayısının 3000 ile 10000 arasındaki değerlerinde, paralel akış ve zıt akış durumları için yapılmıştır. Çeşitli adımlara sahip yarıklı konik ve yarıksız konik halka elemanlarla yapılan deneylerde, Reynolds Sayısının artması ile ısı transferinde ortalama olarak %78'lik bir iyileşme sağlanmıştır. Bununla beraber, Reynolds sayısının artmasıyla basınç kayıpları yaklaşık olarak %250 mertebesinde artış göstermiştir. Kullanılan iyileştirme tekniğinin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek için ayrıca entropi üretimi hesaplanmıştır.

ABSTRACT

In this study, the effect of conical ring shaped elements which are replaced at certain points of the inner duct of a heat exchanger, on heat transfer and pressure loss were experimentally investigated. In the experimental study, hot air which is passing through inner duct of exchanger was used as hot flow while water was used as cold flow. The parallel and counter flow characteristic of the streams within Reynolds: 3000 and Reynolds: 10000 were also examined. The conical ring shaped elements were replaced at different points inside of the inner duct of the heat exchanger during the experimental work. It was observed that the increase of Reynolds Numbers, resulted with a 78 % treatment at heat transferred. At the same time, the pressure loss increased by 250 % as a result of increase at Reynolds Number. At the end of the experiment, necessary entropy generation calculations were completed for getting the thermodynamic analysis of this treatment method.

BÖLÜM 1 : GİRİŞ

Son zamanlarda belirli tekniklerin kullanılmasıyla ısı transferinin artırılması konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Bununla ilgili ilk çalışmalar 1860'lı yıllara dayanmaktadır. En genel halde konveksiyonla ısı transferinde kullanılan iyileştirme tekniği ısı transfer katsayısının artırılmasına yardımcı olan dizayn değişimidir. Isı transferini iyileştirici teknikler olarak; ısı eşanjör boyutlarının azaltılması, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının düşürülmesi, ısı üretim hızının sabit olduğu durumlarda ısı transferi etkinliğinin artırılması ve dönmeli akışların meydana getirilmesi örnek olarak gösterilebilir. Bu amaca yönelik birçok iyileştirme tekniği geliştirilmiştir. Bu teknikler aktif (dış kuvvetlere ihtiyaç gösteren) ve pasif (dış kuvvetlere ihtiyaç göstermeyen) olmak üzere iki şekilde sınıflandırılmaktadır. Aktif tekniklerin büyük bölümü yüzey titreşimi, akışkan titreşimi, elektrostatik alanlar, enjeksiyon, emme ve mekanik yardımcılar gibi gruplardır. Pasif teknik tipleri ise dönmeli akışlar, genişletilmiş yüzeyler, pürüzlü yüzeyler, sisteme yerleştirilmiş ve yerleri değiştirilebilen ısı transferini artırıcı türbülötör elemanları ile gaz veya sıvılar için katkı maddeleri gibi gruplardır. Pasif yöntemle ısı transferinin artırılması yöntemlerinden biri sınır tabakasının yenilenmesidir. Akışkan ile duvar arasındaki ısı transferinde sınır tabaka önem taşımaktadır. Akış türü ile ilgili olan sınır tabaka laminer akışta kalın, türbülanslı akışta daha ince olmaktadır. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi laminer akışa göre daha hızlı olmaktadır. Sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile boru arasındaki ısı transferi daha fazla artış gösterir. Söz edilen ısı transferi iyileştirme teknikleri, ısı transfer katsayısını arttırmakla birlikte sürtünme faktörünü de arttırdıklarından dolayı iyileştirme işlemi yapılırken kütleli debinin sabit kalması için pompalama gücünün artırılması gerekir.

Mühendislik uygulamalarında, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferi önem taşımaktadır. Akışkanlar arasındaki ısı transferi kondüksiyon ve konveksiyonla gerçekleşir. Sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferinin yapıldığı cihazlar, genel olarak ısı eşanjörleri olarak adlandırılmaktadır. Isı eşanjörleri, mühendislik kollarının temel konuları olan malzeme, mukavemet, termodinamik ve ısı transferi bilim dallarının iyi bir uygulama alanıdır.

Isı eşanjörü bir akışkandan diğer bir akışkana ısı transfer eden bütün cihazları kapsamına almakla birlikte, özellikle yoğun buhardan veya sıcak sudan bir sıvıya ısı transferi için kullanılmaktadır. Isı eşanjörleri içinde yoğunlaşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa, duyulur ısı eşanjörleri, içinde faz değişimi söz konusu ise gizli ısı

eşanjörleri olarak adlandırılır. Kullanılan akışkanlar karışmayan akışkanlar ise bu akışkanları birbirinden ayıran metalik yüzey ortadan kaldırılabilir. İki akışkanın ortak yüzeyi ısı transfer yüzeyi olarak kullanılabilir. Bu tip eşanjörlere doğrudan temaslı ısı eşanjörü adı verilir.

Çoğunlukla ısı eşanjörlerinde kullanılan akışkanlar, birbiriyle karıştırılmadan ısı transferinin doğrudan yapıldığı, genelde metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirinden ayrılır. Bu tip ısı eşanjörleri yüzeyli ısı eşanjörü olarak adlandırılır. Dolgu maddeli veya rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı eşanjörlerinde, ısı transferi 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 geçer.

Isı eşanjörleri çeşitli proseslerde; güç, otomotiv, iklimlendirme, soğutma, kriyejonik (aşırı soğutma, düşük sıcaklıkta soğutma), ısı ekonomisi sağlanması, imalat endüstrisinde, elektronik cihazlarda ve alternatif enerji kaynakları uygulamalarında kullanılmakta olup, kullanım amacına göre değişik tasarım, boyut, tip ve kapasitelerde olabilirler.

Isı eşanjörlerinin tasarımı oldukça karmaşıktır. Isı transferi, basınç düşüş analizi, ölçümlendirme, boyut, performans tespiti ve ekonomiklik, tasarım açısından önemli faktörlerdir. Güç santralleri ve kimyasal proses üniteleri gibi geniş yerleşim ve kullanım gerektiren yerlerde maliyet’de önemli faktörler arasındadır, ancak ağırlık ve ölçü sınırlaması belirleyici faktördür.

Sıcak ve soğuk akışkanların aktığı boruları bir araya getirip boruların uçlarını bir kovan içine monte etmek suretiyle çok ekonomik ve pratik şekilde geniş ısı transfer yüzeyleri elde etmek mümkündür. Bu tip eşanjörlerin en basiti tek geçişli olanıdır. Borulardaki akım düşük hızda olursa düşük ısı transfer katsayısı ve düşük basınç düşüşü olur. Tek geçişli sıcak akışlı borularda hızın düşük olmasından dolayı ortaya çıkan mahsurlar, çok geçişli borular kullanılarak giderilebilir.

Çok geçişli bir tasarım, akışkanın geçtiği kesiti azaltır, fakat akışkan hızını artırır. Bunun sonucunda ısı transfer katsayısı, sürtünme kayıpları ve giriş kayıpları artar. Bir ısı eşanjörünün ekonomik olarak tasarlanırsa, borulardaki akışkanın pompalanması için artan enerji sarfiyatının cihazın maliyetindeki azalma ile karşılanması gerekir. Bu ısı eşanjörlerinde düşük hızlarda pompalama masrafı da düşük olur, ancak ısı değişimi ekonomik olmayacak kadar düşüktür. Dolayısıyla, hızın artması hem enerji sarfiyatını hem de ısı değişimini artırmaktadır.

Her giriş için birden fazla boru kullanılması gerekiyorsa, en basit ısı eşanjörü olarak çift borulu ısı eşanjörü önerilir. Bu tip ısı eşanjör esas olarak merkezleri aynı olan iki borudan meydana gelmiştir. Akışkanın biri iç borudan aktığı sırada, diğeri de buna paralel veya ters yönde, borular arasındaki boşluklardan akar.

Isı eşanjörlerinde malzeme ve enerji tasarrufu amacıyla yapılan çalışmalar gittikçe artmıştır.

Özellikle dünyanın büyük bir enerji darboğazı içine girmesi nedeniyle mevcut enerjinin daha verimli kullanılması ön plana çıkmaktadır. Bu amaca yönelik yapılan çalışmalarda, belli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı eşanjörlerinin tasarlanması ön planda tutulmuştur.

Isı transferinin verimini artırıcı teknikler kullanılarak ısı eşanjörlerinin boyutlarının küçültülmesi, değişik akış profillerinin uyarlamaları ile ısıl etkinliğin artırılması sağlanırken pompalama ve ek enerji gereksiniminin azaltılması amaçlanır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının iyileştirilmesiyle de ısı eşanjörlerinin etkinliği artırılmış olur.

Isı eşanjörlerinde ısı transfer yüzeyini içeren boru demeti ve ayrıca akışkanın dağılmasını sağlayan pasif kısımlar mevcuttur. Örnek olarak; başlıklar, giriş-çıkış nozulları ve sızdırmazlık halkaları, genişletilmiş yüzey ve işlenmiş yüzey verilebilir.

Isı eşanjörleri, ısıtma ve soğutma sistemlerinde, birçok alanda karşılaşılan dönmeli akışlar, yüksek türbülans ve dönmeli karışmalı etkileri içerdiğinden ısı transferini arttırmaktadır. Sarımlı teller, spiral kanatçıklar, bükülmüş şeritler ve pervaneler gibi cisimlerin akış ortamına yerleştirilmesiyle dönmeli akış oluşturularak ısı transferi artırılma yoluna gidilir.

BÖLÜM 2 : LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2. Isı Transferinin Artırılması İle İlgili Literatür Araştırması

Isı transferini artırmaya ilgi, özellikle endüstriyel gelişme ile orantılı olarak hızla artmaktadır. Son yıllarda her konuda olduğu gibi ısı eşanjörleri konusunda da malzeme ve enerji tasarrufu yapmak amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır. Termal sınır tabakanın yenilenmesini sağlayan kısa boyutlu kanatcıkların kullanılması ısı transferini iyileştirmektedir. Bununla beraber yüksek sürtünme faktöründen dolayı basınç düşümünde de artış meydana gelmektedir [1].

Isı transferinin iyileştirilmesi amacıyla ısı transferi katsayısının iyileştirilmesi yöntemi seçilerek iç içe borulu ısı eşanjörlerinin iç borusu içerisine değişik tip ve şekillerde elemanlar yerleştirilerek çalışmalar yapılmıştır. Dönmeli akış ortamı oluşturarak ısı transferini artırmak amacıyla helisel olarak bükülmüş şeritler kullanılarak değişik Reynolds sayılarında yapılan deneysel çalışmalarda ortalama ısı transferindeki artış % 100 -150 civarında gerçekleşirken basınç düşümünde % 55-130 artırmıştır [2,3]. Küçük ve arkadaşları [4] boru girişine yerleştirdikleri beş adet konik yüzey halkalı türbülötör ile türbülanslı akışta yapmış oldukları deneysel çalışmada; ısı transferinde %75 ve sürtünme faktöründe 9 kat iyileşme sağlamışlardır. Isı transferini araştırmak amacıyla yapılan bazı çalışmalarda, sıcak akışkan olarak hava ve soğuk akışkan olarak da su kullanılıp, ısı eşanjörünün iç borusu içerisine farklı çap, adım ve koniklik açılarında belirli bir düzene göre gruplar halinde daralan-genişleyen yüzeyler silindirik boru içerisine yerleştirilerek deneysel çalışmalar yapılmıştır [5,6,7,8]. Çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre ısı transferinde %170 -300 ve basınç düşümünde ise 6 kat ile 20 kat arasında artışlar gerçekleşmiştir.

Isı transferinin iyileştirilmesi amacıyla ısı transferi katsayısının iyileştirilmesi yöntemi seçilerek iç içe borulu ısı eşanjörlerinin iç borusu içerisine değişik tip ve şekillerde elemanlar yerleştirilerek çalışmalar yapılmıştır [9]. Isı transfer oranını artırmak fakat ısı eşanjör boyutlarını azaltmak amacıyla değişik tel çapı ve farklı helis adımlarındaki helisel yaylar ısı eşanjörüne yerleştirilerek deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarından elde edilen verilere bağlı olarak türbülötörlü boru ile boş boru karşılaştırıldığında, ısı transfer katsayısında % 350'lik artış ve kesit alanında % 70-80'lik bir azalma olmuştur [9]. Dönmeli akış ortamı oluşturarak ısı transferini artırmak amacıyla helisel olarak bükülmüş farklı üç tip şerit kullanılarak 2300 ile 8800 arasında değişen Reynolds sayılarında yapılan deneysel çalışmada ortalama ısı

transferindeki artış %150 civarında gerçekleşirken basınç düşümündeki artış ortalama olarak % 55 olmuştur [10]. Isı transferini araştırmak amacıyla yapılan diğer bazı çalışmalarda, sıcak akışkan olarak hava ve soğuk akışkan olarak su kullanılmış, ısı eşanjörünün iç borusu içerisine çeşitli helis adımlı ve çaplı yay elemanları yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Bu çalışmalarda da ısı transferinde % 60 ile % 400 ve basınç düşümünde ise 2 kat ile 20 kat arasında artışlar gerçekleştirilmiştir [11,12].

Bir boru içindeki dönele akış, ısı transferi bakımından, yanma odaları ve benzeri cihazların tasarımı ile değişik tip ısı eşanjörlerinde meydana gelen ısı transferinde önem taşımaktadır. Bir çok araştırmacı dönele akışın ısı transferine etkisini incelemiş ve dönele akışın ısı transferinin artışında önemli bir etken olduğunu göstermişlerdir. Isı transferi problemlerinde farklı girdap üreticilerinin oluşturduğu dönele akış için ısı transferini tahmin etmede kullanılan bir metot henüz yoktur. Azalan dönele akışta ısı transferi karakteristiklerini belirlemek için deneysel olarak birkaç araştırma yapılmıştır. Isı transferi üzerindeki dönele akış parametrelerine ilaveten, dönme sayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilen ısı geçiş katsayısının amprik bağıntılarını da veren deneysel çalışmalar mevcuttur. Dönele akışların incelenmesi ilk defa 1950'lerde Talbot tarafından yapılmıştır [13].

Algifri, hava için ısı geçiş katsayılarını boru eksenine radyal kanatlar tarafından meydana getirilen azalan dönele akış için ısıtılmış bir boru boyunca ölçerek, sonuçları dönele akıştaki ısı geçiş katsayılarını tahmin etmek için bir bağıntı geliştirmiştir. Teorik bağıntıların ortalama % 7, maksimum % 11'lik sapma ile deneysel verilerle uyduğu görülmüştür [14].

Bir boru içindeki laminer dönele akışın analizleri Lavan ve arkadaşları tarafından 1969'da yapıldı. Çalışmada, dönmenin etkisini göz önüne alarak, Reynolds Sayısının sıfıra yaklaşmasıyla dönen katı bir cisimdeki bir akış için türbülans problemleri incelenmiştir. Ek olarak dönele bir borudaki dönme artışı ve sabit borulardaki dönme zayıflaması için sonlu fark yöntemiyle eksensel simetrik kararlı sistem için Navier-Stokes denklemleri çözülmüştür [15].

Dönele akış, karmaşık ve türbülanslı bir akış olması nedeniyle ısı eşanjörlerinde ısı transferinin artmasında etken olup, özellikle yanma odaları gibi sistemlerin tasarımında önem taşımaktadır. Bu akışı, matematiksel olarak incelemenin zorluğunu belirten bilim adamları akış hakkında matematiksel veriler elde etmek ve akışı fiziksel olarak anlamak için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarda dönele akışta hız bileşenlerinin duvar ile olan sürtünmesi sonucu akış doğrultusunda zayıfladığını ve dönele akış yoğunluğunun

üstel olarak azaldığını göstermişlerdir. Fakat dönel akış ile ilgili var olan matematiksel modellerin pratikte kompleks akışları tahmin etmek için yeterli olmadığı ve geliştirilmesi gerektiği savunulmuştur [16].

Zayıflamayan dönel akış, birçok araştırmaların konusu olmuştur. Araştırmacılar serbest dönel akıştan dolayı ısı transferinde önemli artmaların olduğunu göstermişlerdir.

Zaherzadeh ve Jagdish test bölümünün girişinde teğetsel kanatlar yardımıyla meydana getirilen bozulmuş dönel akışı incelemek için deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir [17].

Algifri ve Bhardwaj ise test kısmının girişinde yer alan bükülmüş kısa şeritlerin meydana getirdiği türbülanslı dönel akıştaki ısı transfer karakteristiklerinin analitik bir incelemesini yapmışlardır. Yerel ısı transferindeki artışın % 80'e kadar olabileceğini göstermişler ve boru çapının yaklaşık % 60'luk bir giriş uzunluğunun dönel akışın ısı transferindeki artış için önemli olduğunu göstermişler [18].

Hay ve West boru girişindeki bir çentik içinden geçen hava akışının boru eksen boyunca yerel ısı geçiş katsayısı ile ilgili deneysel çalışmalar yapmışlardır [19].

Dönel akışlarda ısı transfer katsayısının belirlenmesi, Eddy viskozite değerlerinin elde edilmesi şartıyla yapılabilir. Bununla ilgili olarak Lilley ve Chigier zamana bağlı ortalama teğetsel ve aksenal hızların olduğu dönel akışta Eddy viskozitesini hesaplamak için analitik bir metot önermişler ve Eddy viskozitesinin dönme yoğunluğunun bir fonksiyonu olduğu sonucuna varmışlardır [20].

Scott ve Rask serbest vorteksli başlangıç hız dağılımı ile dairesel bir kanalda dönel akıştaki Eddy vizkositesi üzerine deneysel incelemeler yapmışlar ve dış duvara yakın bölgede Eddy viskozitesinin dönmedeki artış ile çok az arttığını gözlemişlerdir [21].

Dellenback ve arkadaşları aksenal olarak ani genişleyen bir boru içinden geçen türbülanslı dönel akışta ısı transferini incelemişler. Girişteki dönmenin iç akışının bozulmasını sağladığını ve aynı zamanda kayma oranlarını arttırdığını da ispatlamışlardır [22].

Back ve Massier yüksek derecede soğutulmuş boru ve nozul içinde laminer sınır tabakanın geliştiği bölgede ısı transferi üzerindeki dönme etkilerini gösteren deneysel bir araştırma yapmışlar. Back ve Massier dönel akışta, boru duvarında olan ısı transferi miktarının dönel akış üreten elemanın olmadığı duruma kıyasla % 60 ile % 200 arasında arttığını tespit etmişler [23].

Reich ve Beer, bir boru içindeki dönmenin hız ve sıcaklık dağılımları, sürtünme katsayısı ve ısı transferine etkisi üzerine sistematik inceleme yapmışlar [24].

Hirai ve arkadaşları, ısı ve momentum transferinin artırılması amacıyla yönelik olarak türbülanslı dönel akışı incelemişler. Sonuçta borudaki ısı ve momentum transferinin arttığını görmüşler [25].

Takagi ve arkadaşları, düz bir borudaki türbülanslı akışı karakteristikleri üzerinde dönmenin etkilerini deneysel olarak incelemişler [26].

Biswas ve arkadaşları, boru ve kanat tipli türbülötörlerden oluşan ısı eşanjörlerinde akış yapısı ve ısı transfer artışını sayısal olarak incelemişler. Sonuçta türbülötörlerin kullanılması, ısı transferini artırdığını, dolayısıyla ısı eşanjörlerinin ölçülerinin küçülmesinde önemli bir parametre olduğunu göstermişlerdir [27].

Sparrow ve Reifschneider, boru tip ısı eşanjörlerinde şaşırtmalı engellerin yerleşim mesafelerinin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisini deneysel olarak araştırdılar. Deney, her boru demetine ve boru bölümüne uygulanmıştır. Her bölümde yapılan deneyde engellerin azalması ile basınç düşüşünün de azaldığı görülmüştür [28].

Zhu ve arkadaşları, türbülanslı kanal akışında türbülötör çeşitlerinin ısı transferi ve akış kayıplarındaki etkilerini araştırmışlardır. Kanal alanının türbülötör alanına oranı 30'a eşit olduğunda ortalama ısı transferi %16 -19 arasında arttığı görülmüştür. Dikdörtgen türbülötörlerin performansının daha iyi olduğu tespit edilmiştir [29].

Kotçioğlu ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, içinde kanatçık tipi girdap üreticileri bulunan dikdörtgen kesitli kanatlardaki ısı transferi, farklı Reynolds sayılarında (3000 -30000) ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelenmiştir. Her kanatçık çiftinin arkasındaki geçiş bölgesinde kuvvetli bir akış karışımının ısı transferinin iyileşmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık sürtünme katsayısının arttığı görülmüştür [30].

Acharya ve arkadaşları, 2001'de, borulardaki laminer ve türbülanslı akıştaki ısı transferi artışını analiz ettiler. Analizde iki farklı helisel elemanın (biri laminer, diğeri türbülanslı akış sağlayan) performansları incelenmiştir. Lokal Nusselt Sayısı ve sürtünme faktörleri incelenen bölge için bulunmuştur. Fahed ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, laminer akışlı çeşitli kesit alanlı borularda basınç düşüşü ve ısı transferi katsayısı karşılaştırılmıştır. Helisel yivlenmiş borularda hatve azaldıkça ısı transferinde artış olduğunu göstermişlerdir. Sonuçta helisel yivlenmiş boruların laminer akış için uygun olmadığı sonucuna varılmıştır [31].

Yıldız ve arkadaşları, iç içe borulu ısı eşanjörlerinde içteki borunun döndürülmesiyle, Reynolds, Rossby ve Nusselt sayılarının basınç düşüşüne etkisini incelemişlerdir. İncelemede dönel helisel iç borunun Nusselt Sayısı, dönmeyen düzgün

yüzeyle borunun Nusselt Sayısının birkaç katı olduğunu görmüşlerdir. Çalışmada ek basınç düşüşünün, ısı transferinin artışı yanında daha düşük kaldığı belirlenmiştir [32].

İç içe borulu ısı eşanjörlerine yerleştirilen kesik konik türbülötörler kullanılarak ısı transferi ve enerji kaybının etkisini incelemeye yönelik yapılan deneysel çalışmada, ısı eşanjörünün iç borusu içerisine kesik konik türbülötörler yerleştirilerek bu türbülötörlerin üzerinden hava akımı sağlanmıştır. İki boru arasında ise doymuş buhar geçirilerek 15000 ile 60000 arasında değişen Reynolds Sayılarında çalışma yapılmıştır. Çalışmalarda; ısı transferi, basınç kaybı ve enerji analizi incelenmiştir. Kullanılan kesik konik elemanlar 5°,10°,15° ve 20° açılarında olup ısı transferindeki en iyi artışı 20° lik açığa sahip olan konik eleman sağlamıştır. Basınç kaybındaki artış da bu tipte meydana gelmiştir. Ayrıca artan koniklik arası ile enerji kaybı azalma göstermiş, dolayısı ile akış ortamına yerleştirilmiş olan türbülötörler ile artan basınç kayıplarına rağmen ısı transferinde artış daha etkili olmuştur [33].

Reynolds Sayısı, eğrilik oranı ve helisel sarım adımı baz alınarak bu parametrelerin entropi üretimi üzerindeki etkilerini araştırmak için Ko ve Ting tarafından Reynolds Sayısının 100 ile 10000 ve diğer parametrelerin de 0,01 ile 0,30 arasında değiştiği bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada elde edilen verilerin sonuçlarına göre minimum entropi üretiminin Reynolds Sayısının 2271 ile 4277 arasında ve eğrilik oranının 0,17 ile 0,30 arasında değiştiği durumlarda, sistemin performansının en uygun değerde olacağı ve tersinmezliğin de minimum seviyede gerçekleşeceği ifade edilmiştir[34].

Behçet ve arkadaşları, iç içe borulu ısı eşanjörü iç borusu içerisine helisel sarımlı teller yerleştirerek 3500 ile 8500 arasında değişen Reynolds sayılarında paralel akış durumu için helisel yayların ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışma ile ısı transferinde %250 lik artış sağlanmıştır [35].

Isı transferi işlemleri doğal olarak tersinmez (sürekli entropi üreten) olan ve yararlı enerjiyi bitiren işlemlerdir. Bu nedenle ısı transferi işlemlerinin yararlı enerjiyi nasıl yok ettiğini ve bunun en aza indirilmesi için nelerin yapılması gerektiği bilinmelidir. Bunun azaltılmasının yolu da konveksiyonla ısı transferinde entropi üretimini en aza indirmektir. Bu çalışmada da ısı transferini artırmak amacıyla, 3000 ile 10000 arasında değişen Reynolds sayılarında, adımları 165mm ve 330mm olan yarıklı ve yarıksız konik halka elemanlar hem zıt hem de paralel akış için ısı eşanjörünün iç borusu içerisine yerleştirilen yarıklı konik halka elemanların ısı transferi üzerindeki etkisi

incelenmiştir. Yapılan işlemin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek için de entropi üretiminin hesabı yapılmıştır.

Yukarıda açıklanan ısı transferini iyileştirme teknikleri üzerine yapılan araştırmalar ve özellikle boru içerisine yerleştirilerek yapılmış olan değişik geometrideki elemanların ısı transferine olan etkileri dikkate alınarak; Yarıklı Konik Halka ve Yariksız Konik Halka elemanları ısı eşanjörü içerisine yerleştirilip çalışma yapılmıştır. Bu elemanların boş boruya nazaran ısı transferi, basınç düşümü ve entropi üretimindeki değişiklikler deneysel olarak incelenmiştir.

BÖLÜM 3: ISI EŞANJÖRLERİ

3.1 Isı Eşanjörlerinin Tanımı

Isı eşanjörleri farklı sıcaklıklarda olan genel olarak iki veya daha fazla sayıdaki akışkan arasında ısı değişimini gerçekleştiren cihazlardır. Çok çeşitli ısı eşanjörleri mevcuttur. Bunlardan biri otomobil radyatörleridir. Oto radyatörleri su ile soğutulan motorun soğutma suyunu soğutmak için kullanılırlar. Bir vantilatör tarafından radyatör üzerine yönlendirilen hava motor soğutma suyunu soğutur ve bu arada kendisi ısınarak, çıkan hava vasıtasıyla ısıyı dış ortama atar. Isı eşanjörleri; buhar güç santralleri, kimyasal işlemler, soğutma tesisleri, klima tesisleri gibi çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır.

Isı eşanjörlerinde sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı genel olarak taşınım ve iletim ile transfer olur. Soğuk ve sıcak akışkanlar farklı tip ısı eşanjörlerde metal bir duvar ile birbirlerinden ayrılırlar. Ancak soğutma kulesi gibi ısı değiştiricilerde ise sıcak akışkan soğuk akışkan ile doğrudan karıştırılarak soğutulur. Soğutma kulelerinde sıcak akışkan su, soğuk akışkan ise havadır.

Isı eşanjörlerin tasarımı karmaşık bir işlemdir. Isı eşanjöründe, ısı transferi ve basınç düşüşü hesaplamaları önemli olduğu kadar ürünün verimi açısından boyutlandırma ve ekonomik analiz de önem taşır.

3.2 Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması

Pratikte kullanılan ısı eşanjörleri aşağıdaki parametrelere göre sınıflandırılmaktadır:

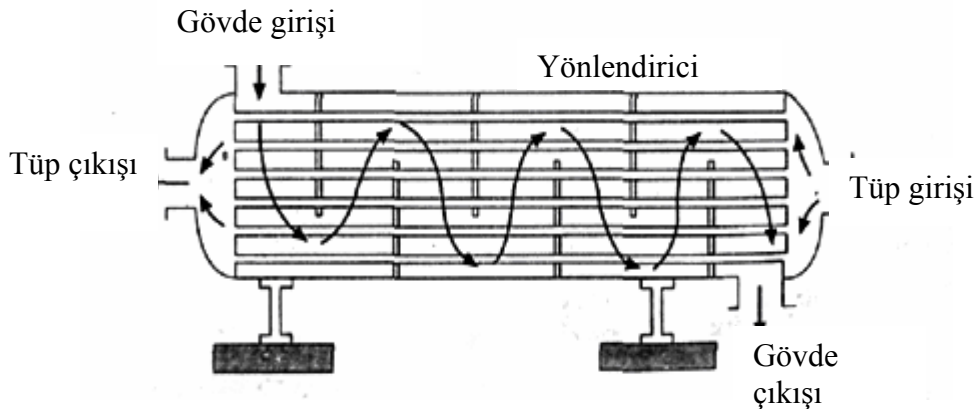
1) Isı transferi işleminin şekli, 2) birim hacimdeki ısı transfer alanı 3) tasarım şekli 4) akışkanların akış düzeni 5) Isı transfer mekanizması.

Isı transferine göre ısı eşanjörleri doğrudan-temas ve dolaylı-temas ısı eşanjörleri olarak iki sınıfta incelenebilir. Doğrudan-temas ısı eşanjörlerinde ısı, birbiri ile karışmayan temas halindeki sıcak akışkandan soğuk akışkana transfer edilir. Genellikle akışkanlardan biri gaz diğeri de buhar basıncı çok düşük olan sıvıdır. Dolaylı-temas ısı eşanjörlerinde ise ısı önce sıcak akışkandan iki akışkanı birbirinden ayıran duvara, duvardan da soğuk akışkana transfer edilir.

Birim hacimdeki ısı transferi alanına göre ısı eşanjörlerini dolgun (compact) ve dolgun olmayan ısı eşanjörleri olarak iki gruba ayırmak mümkündür. Genel bir kural olmasa da, birim hacim başına ısı transferi alanı yaklaşık $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ den fazla olan ısı

eşanjörleri dolgun (compact) ısı eşanjörleri, birim hacim başına ısı transferi alanı $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den az olan ısı eşanjörleri de dolgun olmayan ısı eşanjörleri olarak sınıflandırılır. Örneğin birim hacim başına ısı transferi alanı yaklaşık $1100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan otomobil radyatörleri dolgun ısı eşanjörüdür.

Yapısının şekline göre ise ısı eşanjörleri, tüp, levha, kanatçıklı-tüp, kanatçıklı-levha ve regenerative ısı eşanjörleri olarak gruplandırılabilir. Tüp ısı eşanjörleri kolay imal edilebilir ve ucuz olmaları nedeniyle pratikte en fazla kullanılan ısı eşanjörleridir. Genelde silindirik bir gövde içerisine yerleştirilen boru demetinden oluşur. Akışı yönlendirmek ve boru demetini desteklemek için yönlendiriciler kullanılır. Akışkanlardan biri boru demetinin içerisinden diğeri de üzerinden akar. İki akışkanın akışı da pompalar vasıtasıyla sağlanır. Isı transferi mekanizması da zorlanmış taşınımıdır. Akışkanlardan biri gaz ise, ısı transferi alanını artırmak için, gaz akışkanın olduğu yüzeye, kanatçıklar eklenir. Silindirik gövde iki uçtan başlıklarla kapanır. Şekil 3.1'de şematik bir tüp ısı eşanjörü görülmektedir.



Şekil 3.1. Şematik Bir Tüp Isı Eşanjörü

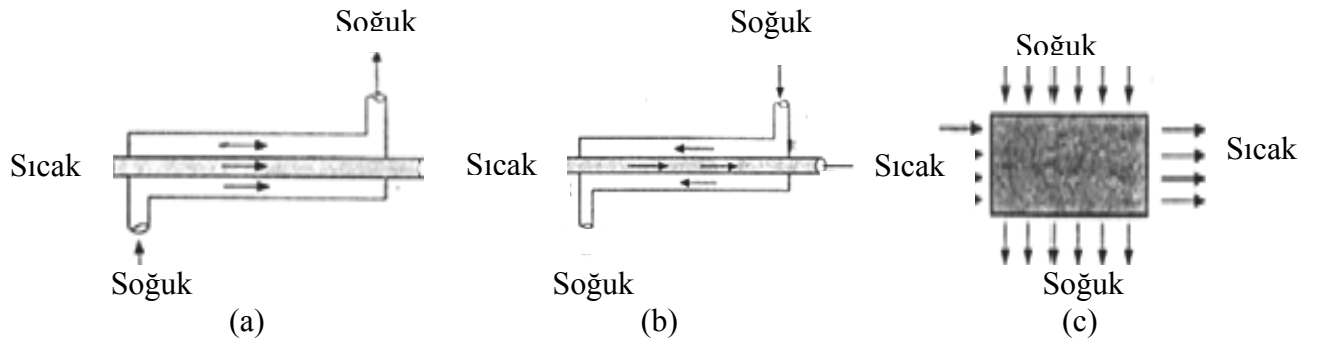
Şekil 3.2a'da görüldüğü gibi paralel akış ısı eşanjörlerinde, sıcak ve soğuk akışkan ısı eşanjörünün aynı ucundan girerler, aynı yönde akarlar ve ısı eşanjörünün diğer ucundan çıkarlar.

Karşıt akışlı ısı eşanjörlerinde ise, Şekil 3.2b'de görüldüğü gibi, sıcak ve soğuk akışkanlar ısı eşanjörünün karşıt uçlarından girerler, karşıt yönlerde akarlar ve ısı eşanjörünün karşıt uçlarından çıkarlar.

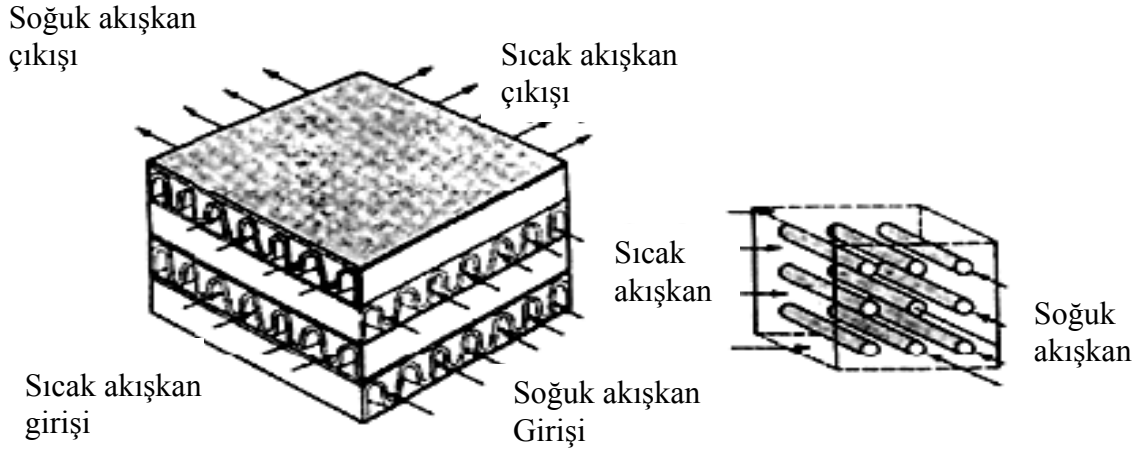
Çapraz akış ısı eşanjörlerinde ise, Şekil 3.2c'de sıcak ve soğuk akışkanın akış yönleri birbirine diktir. Çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde, tasarıma bağlı olarak, akış "karışmaz" veya "karışır" olarak nitelendirilebilir. Örneğin Şekil 3.2c'deki çapraz akış

ısı eşanjöründe, sıcak ve soğuk akışkan ayrı ayrı kanallardan aktıkları için, herhangi bir kanaldaki sıcak akışkanın bir başka kanaldaki sıcak akışkanla, herhangi bir kanaldaki soğuk akışkanın da bir başka kanaldaki soğuk akışkanla karışma olasılığı yoktur. Bu durumda soğuk ve sıcak akışkanın her ikisi de "karışmaz" olarak nitelendirilir. Şekil 3.3b'de ise soğuk akışkan borular içerisinden akar ve diğer borulardaki soğuk akışkanla karışma olasılığı yoktur. Bu nedenle, soğuk akışkan "karışmaz", boruların dışında akan sıcak akışkan ise "karışır" olarak nitelendirilir. Genel olarak bir ısı eşanjöründe akışkanlar, ısı eşanjörünün tasarımına bağlı olarak,

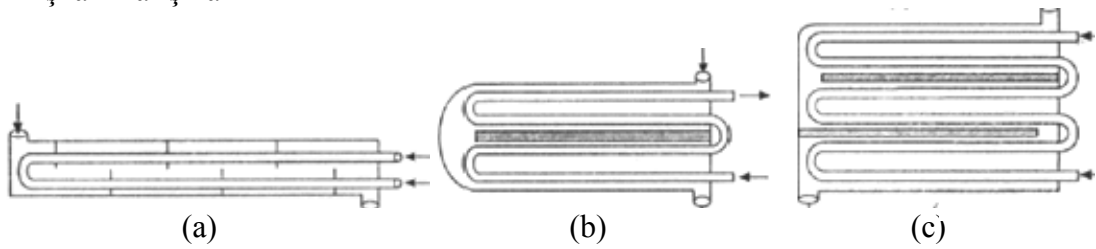
- a) akışkanların ikisi de "karışmaz", b) akışkanlardan biri "karışmaz" diğeri "karışır", c) akışkanların ikisi de "karışır" olarak sınıflandırmak mümkündür.



Şekil 3.2. (a) Paralel (b) Karşıt (c) Çapraz Akış



Şekil 3.3. Çapraz Akış (a) İki Akışkan da Karışmaz, (b) Sıcak Akışkan Karışır, Soğuk Akışkan Karışmaz



Şekil 3.4. Çok Geçişli Akış Düzenleri

Isı eşanjörlerinin tasarımında kullanılan çok geçişli akış düzenlerinin bazıları Şekil 3.4'de görülmektedir. Şekil 3.4a'da görülen akış düzeni bir gövde-geçişli, iki boru-geçişli, Şekil 3.4 b'de görülen akış düzeni iki gövde-geçişli, dört boru-geçişli, Şekil 3.4c'deki akış düzeni de üç gövde-geçişli, altı boru-geçişli olarak adlandırılır. Gövde geçiş sayısı n , boru geçiş sayısı da m ile gösterilirse akış düzenine göre, çok geçişli bir ısı eşanjörünü " n - m " ısı eşanjörü olarak adlandırmak mümkündür. Örneğin Şekil 3.4a' deki ısı eşanjörü kısaca "1-2", Şekil 3.4b' deki ısı eşanjörü de "2-4" ısı eşanjörü olarak adlandırılır.

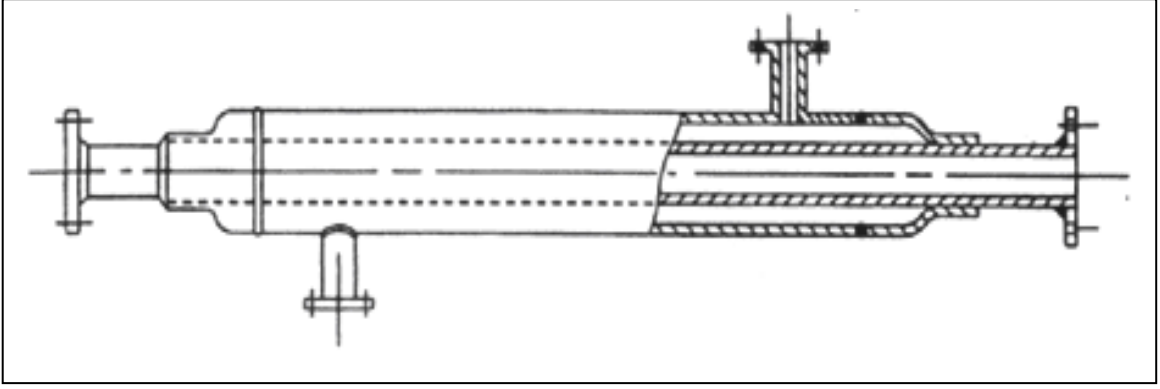
Isı transfer mekanizmasına göre ısı eşanjörleri, sıcak ve soğuk akışkanları birbirinden ayıran duvar ile akışkanlar arasındaki ısı transferi mekanizmalarına göre sınıflandırılırlar. Bu sınıflandırma, aşağıda verilen ısı transfer mekanizmalarından herhangi ikisinin birleştirilmesi ile adlandırılır [31,32].

- a) Tek fazlı zorlanmış veya doğal taşınım,
- b) Faz değişimi (kaynama veya yoğuşma),
- c) Işıma veya ışımaya taşınım.

3.2.1 Borulu Isı Eşanjörleri

Bu tip ısı eşanjörlerinde eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borular kullanılır. Boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolayca değiştirilebilmesi nedeniyle projelendirmede büyük kolaylıklar sağlar. Ayrıca dairesel kesitli boruların, diğer geometrik şekillere göre yüksek basınçlara dayanabilmeleri nedeniyle, bu tip ısı eşanjörleri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

Pratikte çift borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanlar en basit ısı eşanjörü tipidir. Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan dışarıdaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akımlı olabilir. Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzeyini artırabilmek için seri halde montajları yapılabilir. Seri bağlantı halinde iki ısı eşanjör elemanı birbirine, kıvrım yarıçapı boru çapının en az 3 katı olan 180° dirsekler ile bağlanmalıdır.

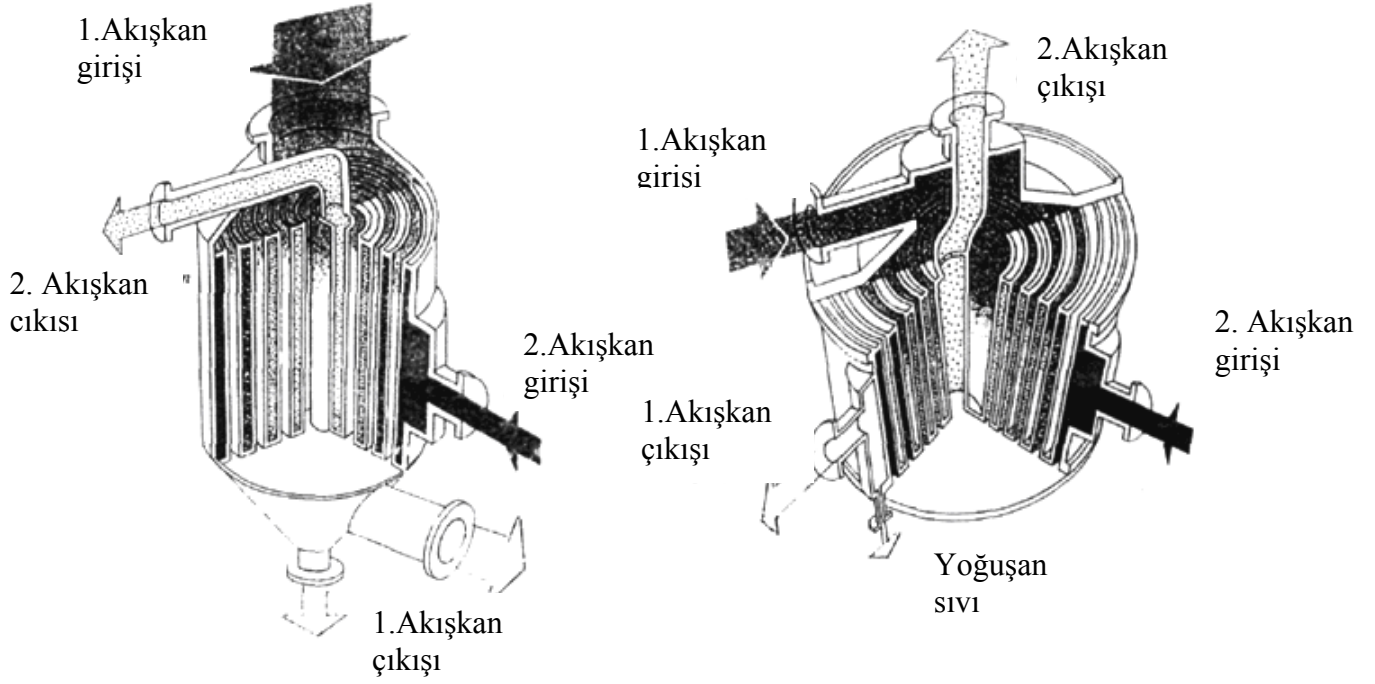


Şekil 3.5. Şematik Bir Çift Borulu Isı Eşanjörünün Görünümü

3.2.2 Spiral Levhalı Isı Eşanjörleri.

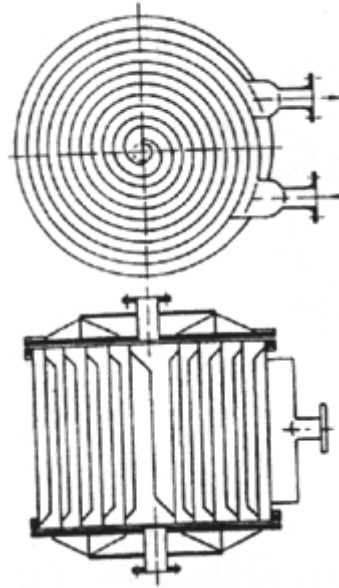
Genel görünüşü Şekil 3.6a ve b’de dikine ve boyuna kesitleri gösterildiği gibi bu ısı eşanjörleri, 150-1800 mm genişliğindeki uzun iki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konulan saplamalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Levhaların iki tarafı conta kapaklar ile kapatılır. Akışkanlar birbirlerine göre paralel veya ters yönde akabilir. Temizlenmeleri kolay olduğundan bu ısı eşanjörü tortu yapabilen viskoz akışkanlar için çok uygundur. Basınç kayıpları gövde borulu ve levhalı conta ısı eşanjörlerine göre azdır. Bu yüzden özellikle kağıt, selüloz endüstrisinde, sülfat ve sülfid fabrikalarında bu tip ısı eşanjörleri tercih edilir.

İstenirse spiral levhalı ısı eşanjörleri buharlaştırıcı olarak da kullanılabilir. Boyutlarının sınırlı olması conta malzemesi nedeniyle maksimum 10 bar basınç ve 500 °C sıcaklığa çıkılabilmemesi ve tamiratlarının zor olması bu ısı eşanjörlerinin sakıncaları olarak sayılabilir.

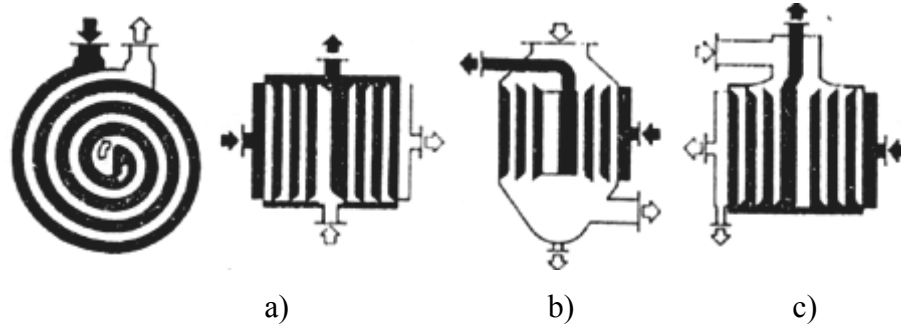


a) Bir Kanalda Spiral,Diğerinde aksel Akış b)Yoğuşturucu olarak kullanılan Spiral
Levhalı Isı Eşanjörü

Şekil 3.6.a.b. Spiral Levhalı Isı Eşanjörü Kesit Görünüşü



Şekil 3.7. Spiral Levhalı Isı Eşanjörü Genel Görünüşü



Şekil 3.8. Spiral Levhalı Isı Eşanjörü Tipleri [33].

Spiral levhalı ısı eşanjörlerinde küçük konstrüksiyon değişiklikleri ile çeşitli akış şekilleri elde edilebilir. Şekil 3.7 ve Şekil3.8, Şekil 3.8a'da akışkanlardan birisi eşanjörünün alt kısmında ortadan girip serpantin içinde dolaşır yan taraftan çıkarken, diğer akışkan diğer yandan girip serpantin üst kısmından çıkar. Bu şekilde sistemde ters akım sağlanmış olur. Şekil 3.8b'de ise birinci akışkan eşanjörünün üstünden girip, spiral kanallardan aşağı doğru hareket ederek, alt kısımdan çıkarken, ikinci akışkan ise yandan girip spiral içinde hareket ederek üstten çıkmaktadır. Şekil3.8c' de yoğuşturulmak istenen akışkan üst yan taraftan girer, bu akışkanın yoğuşan kısmı alttan, yoğuşmayan kısmı ise yandan çıkar. İkinci (soğuk) akışkan, eşanjörünün diğer tarafından girip, serpantin içinde dolaşarak üst kısımdan çıkar.

3.2.3 Lamelli Isı Eşanjörleri.

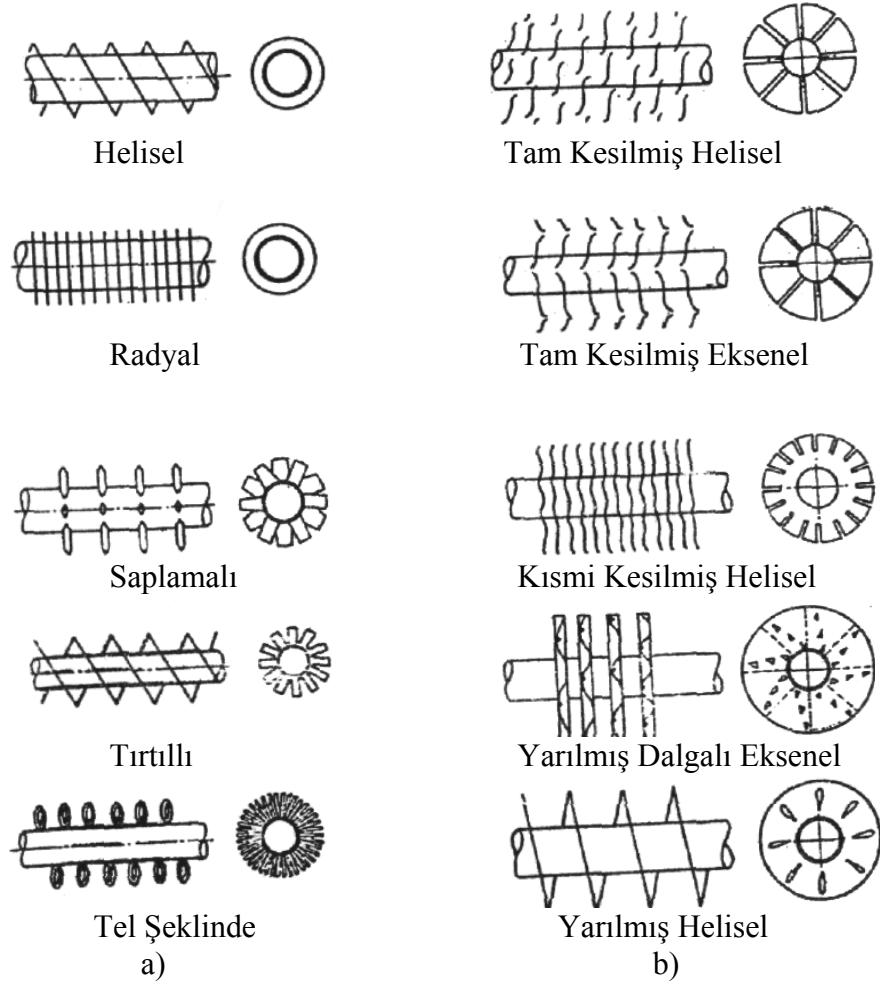
Bu ısı eşanjörü, bir gövde içine yassılatılmış bir boru demetinin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulur. Akışkanlardan birisi yassılatılmış lamelli borular içinden akarken, diğer akışkan bu lamellerin arasından akar. Gövde içinde ayrıca şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup, akışkanlar birbirlerine göre ters veya paralel olarak akabilir. Hidrolik çap küçük olduğundan, ısı taşınım katsayıları oldukça yüksek şekilde elde edilebilir. Bu ısı eşanjörlerinde teflon conta kullanıldığında maksimum 200 °C, asbest conta kullanıldığında 500 °C sıcaklık değerlerine ve 30 bar basınca kadar çıkılabilir. Bu ısı eşanjörleri kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır.

3.2.4 Kanat Yüzeyle Isı Eşanjörleri.

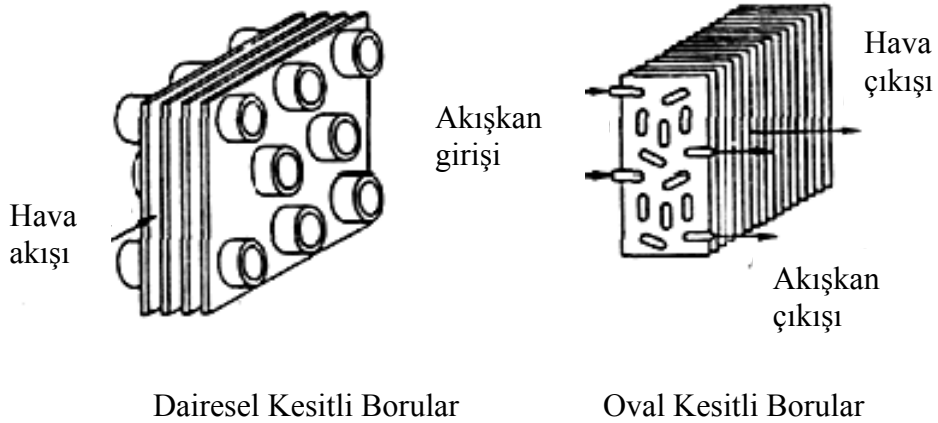
Buraya kadar incelenen borulu ve levhalı ısı eşanjörlerinde genel olarak, β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) $300 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ değerinden, ısı etkenlikleri ise % 60 değerinden daha küçüktür. Bu tip ısı eşanjörlerinin kompakt ve ısı etkinliği artırılmak istenirse, kanat adı verilen çıkıntılar asıl ısıtma yüzeylerine ilave edilerek ısıtma alanı artırılabilir. Prensipte olarak ısı taşınım katsayısının küçük olduğu akışkan (genellikle gaz, bazen de sıvı) tarafına kanatlar konulur. Bu durumda, küçük hacimde daha fazla ısı geçişi sağlanabilmesine karşın, yüzeylere ilave edilen çıkıntıların oluşturduğu ilave basınç kayıpları gözden uzak tutulmamalıdır. Bu yüzden konstrüktif olarak en uygun ilave yüzeyler (kanat profilleri) araştırılmalıdır [36,37].

3.2.5 Borulu Kanatlı Isı Eşanjörleri.

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan ısı eşanjörlerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı daha yüksektir, bu nedenle yoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Diğer taraftan mukavemet bakımından uygun geometri silindir olduğundan, ısı eşanjörlerinde yüksek basınçlı akışkan (genellikle de sıvı akışkan tarafındaki basınç gaz tarafındaki basınçtan daha yüksektir bu nedenle sıvı akışkan) boru içinden akıtılır. Buna bağlı olarak pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaştırılır. Kanatlar tekli borular üzerine tespit edildiği gibi Şekil 3.9'da boru grubu üzerine Şekil 3.10'da tespit edilebilir [36,37].



Şekil 3.9. Tekli Boru Dışına Konulan Boru Eksenine Dik (veya helisel) Kanat Şekilleri.

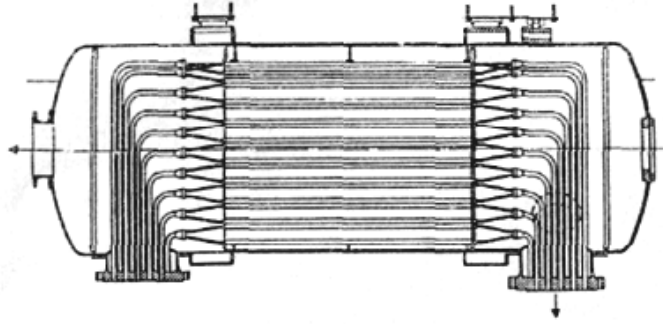


Şekil 3.10. Dairesel Veya Oval Kesitli Boru Grubu Üzerine Tespit Edilmiş Kanatlar

Borulu kanatlı ısı eşanjörlerine diğer bir örnek, gaz türbinlerinde kullanılan sıcak gazlar ile yakma havasının ısıtıldığı reküperatörlerdir. Bunlarda yüksek basınçlı gazlar boruların içinden, hava ise boruların dışından akar. Yüksek basınçlı gazın küçük

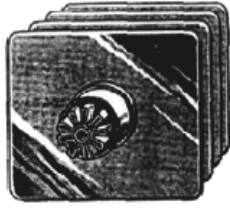
çaplı borulara gönderilmesinde karşılaşılan güçlükleri yenmek için borular gruplar halinde beslenir Şekil 3.10. Alçak basıncın bulunduğu hava tarafında hızlar küçük olduğundan ve ısı taşınım katsayısı, iç tarafa göre daha küçük olduğundan, bu kısma aksenal kanatlar ilave edilir.

Boru içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda borunun iç yüzeylerine veya borunun iki tarafında da ısı taşınım katsayısının nispeten küçük olması durumunda hem iç yüzeye hem de dış yüzeye kanatlar ilave edilebilir. Bu kanatlar genellikle aksenal konumda tasarlanır. Bunlara ait pratikten seçilmiş bir örnek Şekil 3.11'de verilmiştir.



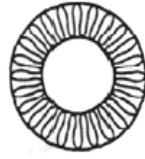
Şekil 3.11. Gaz Türbini Reküperatörü [38].

Şekil-3.12' de ise ısı transferini artırma amacıyla boru içerisine yerleştirilebilecek olan kanatcık şekilleri verilmiştir. Borunun iç kısmına yerleştirilen kanatcıklar yardımıyla boru iç kısmında geçen akışkana türbülans kazandırılarak sınır tabaka kalınlığı parçalanıp ısı transferini artırma yoluna gidilir.



Boru Dışında Düz Kanat,
İçte Kurdele Kanat

a)



Kurdele Kanat

b)



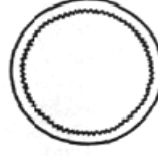
Bölücü Kanatlar

c)



Bölücü Kanatlar

d)



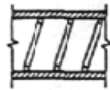
Mikro Kanatlar

e)



Levha Kanatlar

f)



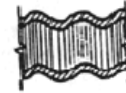
Helisel Tel

g)



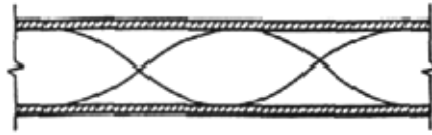
Yivli

h)

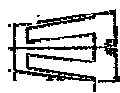


Kıvrımlı

i)



j) Şerit Eleman



k) Yarıklı Konik Türbülötör.

Şekil 3.12. Boru İçine Konulan Yüzey Artırıcı ve Isı Geçişini İyileştirici İlaveler [38,40,41].

Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir. Isı eşanjörünün kullanılabilme sıcaklığı bu tespit şekline bağlıdır, β yüzey alan yoğunluğu $3300 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir. Bu tiplerin uygulama alanları; güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatları olarak sayılabilir.

3.3. Isı Eşanjörlerinde Tasarım Parametreleri

Bir ısı eşanjörünün tasarımında, belirlenen bir konstrüksiyon çerçevesinde akışkanlar arası ısı transferi ve buna bağlı olarak gerekli yüzey alanının bulunması gerektiği gibi, akışkanın eşanjör kanallarında belirli bir hızda hareket edebilmesi için harcanan pompalama gücü de hesaplanmalıdır. Yüksek yoğunluklu akışkanların kullanıldığı eşanjörlerde pompalama için harcanan enerji, transfer edilen ısı miktarına göre oldukça düşüktür. Yoğunluğu düşük (hava gibi) akışkanların kullanıldığı eşanjörlerde transfer edilen ısı enerjisi miktarına eşit bir enerjiyi akışkanın hareketini sağlamak için harcamak gerekebilir. Bu durum özellikle mekanik enerjinin, eş değeri olan ısı enerjisinden çok daha önemli olduğu termik santraller için yapılan uygulamalarda göz önüne alınmalıdır.

Genel olarak, eşanjör yüzeyinin birim alanından birim zamanda geçirilen ısı, akışkan hızı ile doğru orantılı olduğu halde, akışkan eşanjör kanallarında hareket ettirecek mekanik enerji ihtiyacı, hızın ikinci ve üçüncü kuvveti arasında bir değer ile doğru orantılıdır. Akışkanın bu davranışı göz önünde bulundurularak ısı transferi ile basınç düşüşü arasında optimum tasarım parametrelerinin bulunmasına çalışılmalıdır.

Belirtilen veriler çerçevesinde optimum bir eşanjör tasarımı yapmak oldukça karmaşık bir işlemdir. Bu nedenle, karşılaşılan aritmetik karmaşıklığa karşın nitel değerlendirmeler ile bir sonuca ulaşılmalıdır. Isı eşanjöründe nitel değerlendirmeler olarak;

- a) Üretim maliyeti,
- b) Temizleme kolaylığı,
- c) Akışkan sıcaklıkları,
- d) Akışkan basıncı,
- e) Akışkanlar arasında veya bir akışkandan çevreye olacak sızıntı,

Nedeniyle doğacak tehlikeler sıralanabilir.

Isı eşanjörü tasarımı için ısı transferi ve akışkanlar dinamiği denklemlerinin çözümünde, yapılması düşünülen eşanjörün sınırları, akışkana ait fiziksel özellikler, yüzey ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri hakkında verilen bilgiler doğrultusunda, imalatçı firmanın uygulayacağı bir değerlendirme yöntemi çerçevesinde optimum çözüme varılır. Bu değerlendirme yöntemi daha önce sayılan nitel faktörleri içerdiği gibi eşanjörünün montaj sahasına taşınmasındaki sınırlamalar, üretimin zamanında tamamlanması gibi faktörleri kapsayabilir.

Bir ısı eşanjör dizaynında hareket edilen nokta olarak, o eşanjörünün çalışabileceği en kötü çalışma şartları tespit edilir ve bu şartlara en iyi uyum sağlayan eşanjör tipi seçilir. Sonra standartlara uygun ısı eşanjör ölçümlendirilmesi yapılır. Örnek olarak en

yüksek çevre sıcaklığında en yüksek kirlilik ve mümkün olan en yüksek su sıcaklığında çalışan bir soğutucunun dizaynı verilebilir.

Isı eşanjör tipinin seçilmesinden sonra eşanjörünün konstrüktif şekli oluşturularak detaylı hesaplamalar, konstrüksiyon standartlarıyla uyum içinde birbirine paralel yürütülmelidir.

Akışkanların hangisinin gövde, hangisinin boru tarafında olacağı aşağıdaki faktörlerin değerlendirilmesi ile kararlaştırılır.

1) Temizleme

Genellikle boru demetinin gövde tarafını temizlemek daha güç olduğundan kirlilik etkisi düşük olan akışkanın gövde tarafında olması daha uygundur.

2) Korozyon

Korozif ortamda çalışan eşanjör imalatında, korozyon direnci yüksek olan alaşım malzeme kullanılır. Gövde yerine borular alaşım malzemedan yapılırsa maliyet düşer. Korozif akışkan borulardan geçirilmelidir.

3) Basınç

Yüksek basınç et kalınlığının büyük olmasına yol açar. Böylece eşanjör maliyeti arttığı gibi, hantal bir görünüm de kazanır. Yüksek basınçlı akışkan boru tarafında olmalıdır.

4) Sıcaklık

Yüksek sıcaklıktaki akışkanın gövde tarafında olması gövde yalıtımı gibi ek tesis masraflarına neden olduğu gibi doğabilecek termal gerilmeler emniyet sınırlarının değerini düşürür. Yüksek sıcaklıktaki akışkan boru tarafında olmalıdır.

5) Tehlike yaratıcı ve pahalı akışkanlar

Sızma sonucu personelin sağlığını tehdit edici (toksik) veya kaybindan dolayı tesis maliyetini arttırıcı etkisi olan akışkanlar eşanjörünün sızdırmaz tarafında yer almalıdır.

6) Kütleli debi

Genel olarak kütleli debisi düşük akışkan, gövde tarafında yer almalıdır. Gövde tarafının özelliği nedeniyle düşük Reynolds sayılarında türbülanslı akım elde edilir,

7) Viskozite

Akışkan gövde tarafında akıtıldığı halde laminer akım özelliği gösteriyorsa borular içinden geçirilmelidir. Çünkü boru tarafı ısı transferi ve basınç düşümünün hesaplanması daha sağlıklı bir şekilde yapılabilir.

8) Basınç düşüşü

Eşanjör dizaynında basınç düşüşü kritik faktör ise, basınç düşüşünün önem taşıdığı akışkan, boru tarafında yer almalıdır.

Genel olarak eşanjörler pek çok uygulamalara yönelik dizayn edildiklerinden uygulama yerine göre performans kriterlerinde farklılıklar görülür. eşanjör dizaynını etkileyen performans kriterleri arasında, minimum ilk yatırım maliyeti, minimum işletme masrafı, minimum hacim veya minimum ısı geçiş yüzey alanı sayılabilir. Tek bir performans değeri tanımlayıp bunun en düşük veya en yüksek değerde olmasını sağlamak dizayn optimizasyonunda "objektif fonksiyon" olarak adlandırılır. Ayrıca yapılacak dizaynın önceden öne sürülen bazı şartları yerine getirmesi hedef tutulabilir. Örneğin; gerekli ısı geçiş miktarı, müsaade edilebilir basınç düşümü, değiştirici yüksekliği, genişliği veya uzunluğu gibi sınırlamalar önceden belirtilebilir. Bu değerlere dizayn optimizasyonu sınır şartları adı verilir. Verilen problem için pek çok yüzey geometrileri geliştirilebilir ve her yüzey geometrisi farklı geometrik parametreyi içerebilir. Örneğin, gövde-boru tipi eşanjörlerde boru, saptırıcı, gövde, arka ve ön başlık ile ilgili geometrik parametreler söz konusu olabilir.

Yukarıda söz edildiği gibi, bir eşanjör dizaynı çok sayıda dizayn değişkenini içermektedir. Bu şartlarda istenen sonuç ise, bu dizayn değişkenlerinin verilen sınırlamalar çerçevesinde optimum objektif fonksiyonu verecek şekilde ayarlanmasıdır.

Bir eşanjör dizaynının tam anlamı ile matematiksel optimizasyonu imkansızdır. Bu nedenle, dizayn içinde yer alan çeşitli aşamalar deneyimlere dayanan kararların alınmasını gerektirir.

Ancak eşanjörünün genel şekli ve yüzeyi belirlendikten sonra, eşanjöre getirilen sınırlamalar ve objektif fonksiyon matematiksel olarak tanımlanabilirse optimum ısı eşanjör dizaynı gerçekleştirilebilir [37].

3.4. Boru İçi Akışlarda Isı Transferi Teorisi

Dairesel kesitli bir boru içindeki akış göz önüne alındığında akışkan boruya girdikten sonra başlangıçta düzgün olan hız dağılımı cidardaki sürtünme ve akışkanın viskozitesi nedeniyle değişikliğe uğrar. Eğer cidar ile akışkan arasında bir sıcaklık farkı yok ise hız dağılımı belirli bir şekil alana kadar boru boyunca değişir ve daha sonra boru boyunca değişmez. Hız dağılımının boru girişinden itibaren değiştiği kısma

"hidrodinamik giriş bölgesi", sabit kaldığı kısma ise "tam gelişmiş akım bölgesi" adı verilir.

Akışkan ile cidar arasında bir ısı transferi olmasına rağmen, akışkanın fiziksel özellikleri sıcaklık ile değişmiyor ise hız dağılımı son şeklini aldıktan sonra sabit kalır. Boru cidarlarından akışkana ısı geçmesi halinde akışkan içinde bir sıcaklık sınır tabakası oluşur ve bu tabakada boru boyunca eksene kadar kalınlaşır. Bu kısma "ısı giriş bölgesi", sonraki kısma ise "ısı bakımından tam gelişmiş bölge" adı verilir. Akışta hem hız, hem de sıcaklık dağılımı tam olarak oluşmuş ise, böyle akıma hidrodinamik ve "ısı bakımından tam gelişmiş bölge" adı verilir. Karakterleri farklı olması nedeniyle boru içinde zorlanmış taşınımın laminer ve türbülanslı akışlar için ayrı,ayrı incelenmesi gerekir [40].

3.5. Boru İçinde Laminer Akışta Isı Transferi

3.5.1 Hidrodinamik Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış

Reynolds Sayısının 2300' den küçük olması halinde akış laminerdir. Şekil 3.13'de görüldüğü gibi hidrodinamik bakımdan gelişmiş fakat henüz termik bakımdan gelişmemiş olan laminer akışlarla boru cidarı arasındaki ısı transferi için Nusselt Sayısı

$$Nu = \left(3.65 + \frac{(0.19 \cdot Re \cdot Pr \cdot di / L)^{0.8}}{1 + 0.117(Re \cdot Pr \cdot di / L)^{0.467}} \right) \left(\frac{Pr_m}{Pr_c} \right)^{0.11} \quad (3.2)$$

veya

$$Nu = (3.66^3 + 1.61^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot di / L)^{0.333} \cdot \left(\frac{Pr_m}{Pr_c} \right)^{0.11} \quad (3.3)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanır.

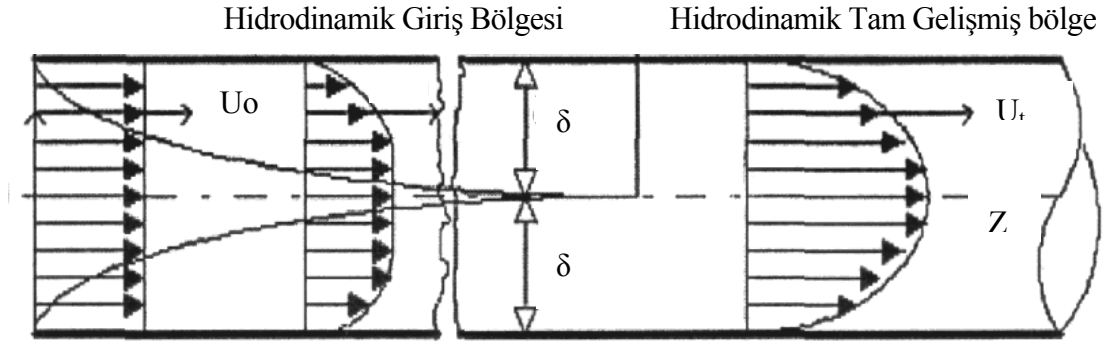
Böylece elde edilen Nusselt Sayısı ile ısı taşınım katsayısı,

$$h = Nu \cdot k / d_i \text{ ile hesaplanır.}$$

Reynolds Sayısı için

$$Re = U_m d_i / \nu < 2300 \text{ için geçerlidir.}$$

(3.2) ve (3.3) eşitlikleri $0.1 < Re \cdot Pr \cdot d_i / L < 10^4$ aralığında gaz ve sıvılar için geçerlidir. Akışkan özellikleri ortalama akışkan sıcaklığı $T_m = 0.5 (T_{g1} + T_{c1})$ ile bulunur ve eşitliklerde kullanılır. Pr_m , ortalama akışkan sıcaklığı T_m ; Pr_c , ise cidar yüzey sıcaklığı T_c ile elde edilirler [42].

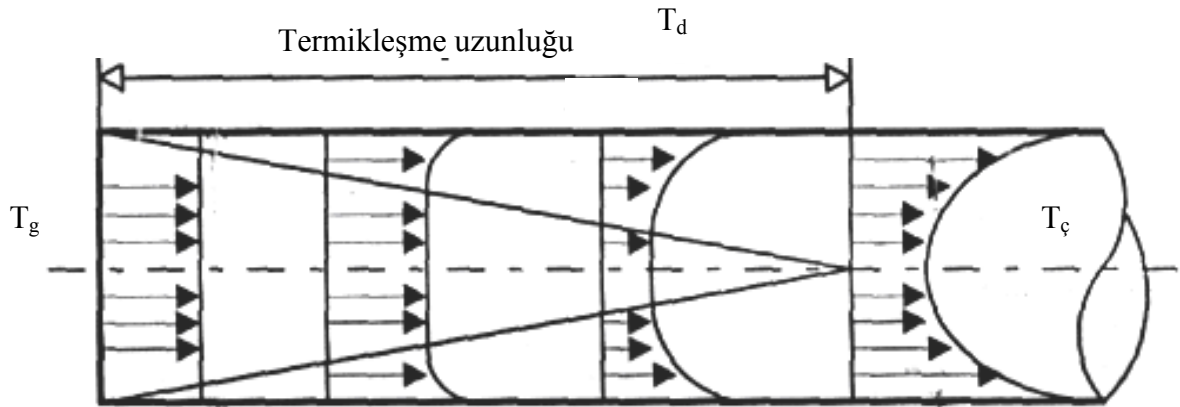


Şekil 3.13 Boru İçinde Laminer Akışta Hız Dağılımı

3.5.2 Hidrodinamik ve Termal Bakımdan Gelişmiş Laminer Akış

Hidrodinamik ve termal bakımdan gelişmiş laminer akışlarda Şekil 3.14. Nusselt Sayısı (3.2) ve (3.3) eşitliği ile hesaplanandan farklıdır. Genellikle $d_i / L < 0.1$ olan kısa borularda akış, hidrodinamik ve termal bakımdan gelişemez. Bu gibi laminer akışlar için

$$Nu = 0.664 \cdot Pr^{0.333} \left(Re \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{0.5} \left(\frac{Pr_a}{Pr_d} \right)^{0.11} \quad (3.4)$$



Şekil 3.14. Boru İçi Akışta Termik Sınır Tabaka ve Sıcaklık Profili Oluşumu.

eşitliği kullanılır. $d_i / L > 0.1$ olan kısa borularda Nusselt Sayısı Eş 3.3 ve Eş 3.4'den hesaplanır ve büyük olanı ile diğer işlemler yapılarak daha isabetli sonuçlar elde edilir. Akışkan özellikleri $T_m = 0.5 (T_g + T_ç)$ ile elde edilir ve ifadelerde kullanılır. Pr_m ve $Pr_ç$ ortalama akışkan sıcaklığı ve cidar yüzey sıcaklığı ile elde edilen Pr sayılarıdır. Pr eşitliğindeki akışkan özellikleri bu sıcaklıklarla elde edilir ve Pr sayıları hesaplanır [42].

3.6. Zorlanmış Akışlarda Konveksiyonla Isı Transferi

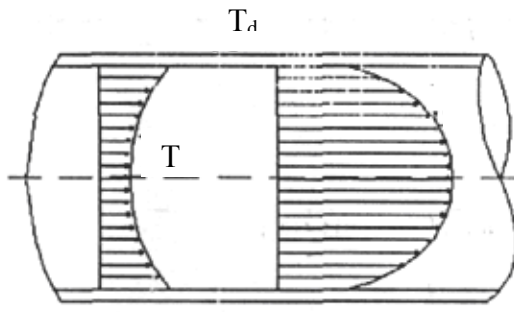
Zorlanmış akışlarda ısı transferinde, ısı taşıyan ve ısı transferi olayına iştirak eden akışkanın hareketi pompa, kompresör veya vantilatör gibi bir tahrik elemanı tarafından sağlanır. Isı transfer olayı, ısı eşanjörlerinde düzlem levhalar arasında veya borular içinden ve dışından akan akışkanlar arasında meydana gelir.

Zorlanmış akışlarda akışkan hızı, tahrik elemanın gücü ve akışkan debisi tarafından sınırlanır. Akış esnasında sürtünmenin sebep olduğu enerji kaybı akış hızının karesi ile orantılı olduğu için akış hızı genellikle sınırlı seçilir. Bununla beraber belli miktardaki ısıyı nakledebilmek için gerekli olan akışkan debisi, akış hızı küçük seçildiğinde akış kesitinin büyütülmesiyle sağlanabileceğinden ısı eşanjörün boyutları da buna bağlı olarak artar.

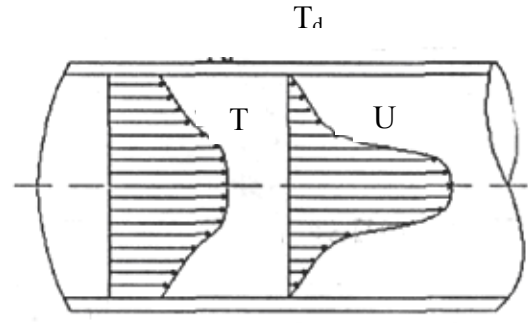
Diğer taraftan akış hızı, kanal içindeki akışı, dolayısıyla akışkan taneciklerinin birbirine olan etkisini tayin eder. Akışın laminer karakteri bozulmadığı sürece akışkan taneciklerinin karşılıklı etkisi bunlar arasında impuls alışverişine sebep olmayacak derecede dengelidir.

Laminer akışta akış iplikçikleri birbirlerini kesmez. Akışkan molekülleri arasındaki karşılıklı etki viskozite kuvvetinden ibarettir. Bu sebeple laminer karakterli akışta akışkan molekülleri birbirine paralel veya konsantrik tabakalar üzerinde kayarken viskozite kuvvetinin etkisiyle akış hızı en içteki tabakadan, en dıştakine doğru bir parabol profili verecek şekilde azalırsa da moleküllerin yayılış düzeninde bir değişiklik meydana gelmez. Bir başka deyişle molekül veya atomların akış yönündeki hareketi arasında birbirleriyle olan temasları tabakalar halindedir. Bir tabakadaki moleküller bunun yanındaki tabakadaki moleküllerle daima temas ederler. Bu sebeple laminer bir akışta akışkan içindeki ısı transferi, akışkan tabakaları arasında iletimle meydana geliyormuş gibi vuku bulur.

Isı transferi olayı esnasında akışkan ısınıyorsa, ısı transferi dış tabakalardan iç tabakalara doğru vuku bulurken bir kesitteki sıcaklık dağılımı dış tabakalardan içe doğru düşer. Şekil 3.14 Çünkü kanal ortasındaki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan transfer edilen ısı, kanal ortasına doğru yaklaşıldıkça daha hızlı taşınır ve kanal ortasındaki sıcaklığın daha düşük olmasına sebep olur. Buna karşılık laminer akış sırasında akışkan soğuyorsa yani akışkandan ısı transfer ediliyorsa herhangi bir kesitteki hız ve sıcaklık profili Şekil 3.15'dekine benzerdir. Sıcaklık düşmesi, kanal ortasından kenara doğru artarak sınırdaki lineer bir düşüş gösterir [41].



Şekil 3.15. Isınan Laminer Akışta Hız ve Sıcaklık Profili

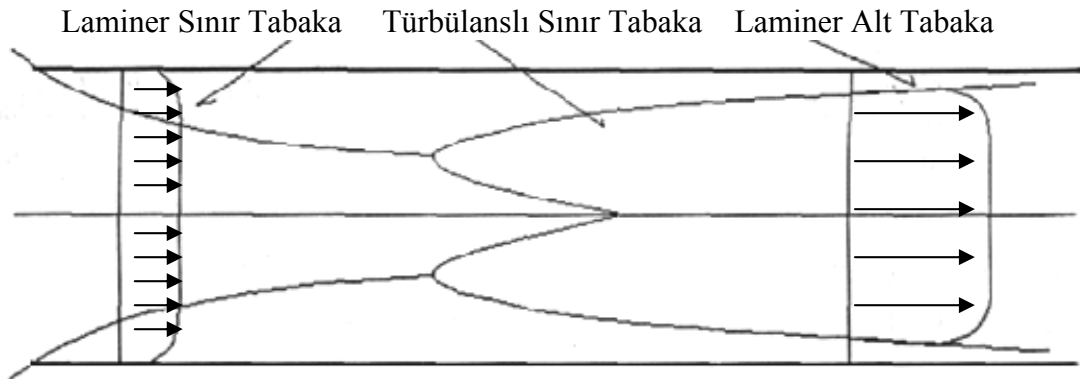


Şekil 3.16. Soğuyan Laminer Akışta Hız ve Sıcaklık Profili

3.6.1 Türbülanslı Akışta Isı Transferi

Boru akışlarında Reynolds Sayısı 2300' den küçük ise akış her zaman için laminerdir. Reynolds Sayısının 2300' den büyük olduğu boru akışları türbülanslı akış olarak kabul edilir. Reynolds Sayısının 10000' den büyük olması halinde boru akışı muhakkak türbülanslı akıştır Şekil 3.17.

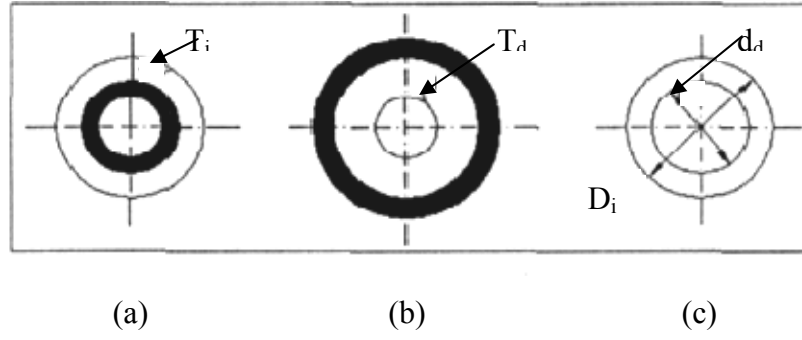
$2300 < Re < 10^4$ aralığında boruya girişteki akışın türü ve boru girişinin biçimi akış şeklini tayin eder. Bu iki etkenin tesiriyle akış, laminar veya türbülanslı olur [41].



Şekil 3.17. Boru İçinde Türbülanslı Akışın Gelişimi

3.6.2 İç İçe Borulu Borularda Isı Transferi

Aynı merkezli veya aynı eksenli iç içe borular konsantrik boru olup konsantrik borularda ısı transferinde borular arasındaki aralık etkili olur. Isı taşıyan akışkan, borular arasından geçerken borulardan birine veya her ikisine ısı transferi olur Şekil 3.18 Borulardan yalnız birinin ısı transferine iştirak etmesi halinde diğeri yalıtılarak ısı transferi önlenir. Şekil 3.18a' da iç boru Şekil 3.18b' de ise dış boru izole edildiğinden ısı transferine katılmazlar. Şekil 3.18c' de ise her iki boru ile ısı transferi yapılmaktadır.



Şekil 3.18. Konsantrik Borulardan Isı Transferi

Eş merkezli borulardan dış borunun iç çapı D_i , iç borunun dış çapı d_d ile gösterildiğinde eşdeğer çap,

$$d_e = D_i - d_d \quad (3.5)$$

olarak bulunur. Konsantrik borularda ısı transferi Şekil 3.18 'de görüldüğü gibi üç farklı durumda yapılabilir. Dış borunun iç yüzey sıcaklığı T_i , iç borunun dış yüzey sıcaklığı T_d ve boru uzunluğu L ile gösterilmektedir. Şekil 3.18c' deki ısı transferi için verilecek eşitlikler $T_d = T_i$ şartı için geçerlidir [41].

3.6.3. İç İç Borularda Laminer Akışta Isı Transferi

Konsantrik borular arasındaki akış için eşdeğer çap

$$d_e = D_i - d_d$$

ile hesaplanan

$$Re = (U_m \cdot d_e / \nu) < 2300$$

ise akış laminer kabul edilir. Bu takdirde ısı transferi için

$$Nu = \left[Nu_\infty + s \cdot \frac{0,19 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_e / L)^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_e / L)^{0,467}} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_d} \right)^{0,11} \quad (3.6)$$

eşitliği kullanılır [42]. Bu eşitlik

$$Re < 2300 \text{ ve } 0.1 \leq Pr \leq 1000 \text{ ve } 0 \leq (d_d / D_i = a) \leq 1$$

aralıklarında geçerlidir. Akışkan özellikleri, akışkanın aralığa giriş ve çıkış sıcaklıkları ile elde edilen ortalama akışkan sıcaklığında bulunarak Re , veya Pr ve Nu sayıları ile ilgili işlemler yapılır. Yalnız Pr_d Sayısı T_d veya T_i sıcaklığı ile hesaplanır.

Eş.3.6'dan Nu_{∞} , konsantrik boruların uzunluğunun çok büyük olması veya $L \rightarrow \infty$ için elde edilecek Nusselt Sayısıdır [41].

3.6.4. İç İçte Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi

$Re = (U_m \cdot d_e / \nu) > 2300$ için konsantrik borular arasındaki akış türbülanslı olur. Konsantrik borulardaki türbülanslı Nu sayısını hesaplamak için,

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (3.12)$$

eşitliği kullanılarak önce Nu sayısı hesaplanır. Bu d_i çapındaki bir borunun Nusselt sayısıdır. Böylece hesaplanan Nusselt Sayısı ile konsantrik borular arasındaki ısı transferinin Nu_k sayısı arasında $a = d_d / D$

Şekil 3.18a için,

$$Nu_k = (1 - 0,14 \cdot a^{0,6}) \cdot Nu \quad (3.13a)$$

Şekil 3.18b için,

$$Nu_k = 0,86 \cdot a^{-0,16} \cdot Nu \quad (3.13b)$$

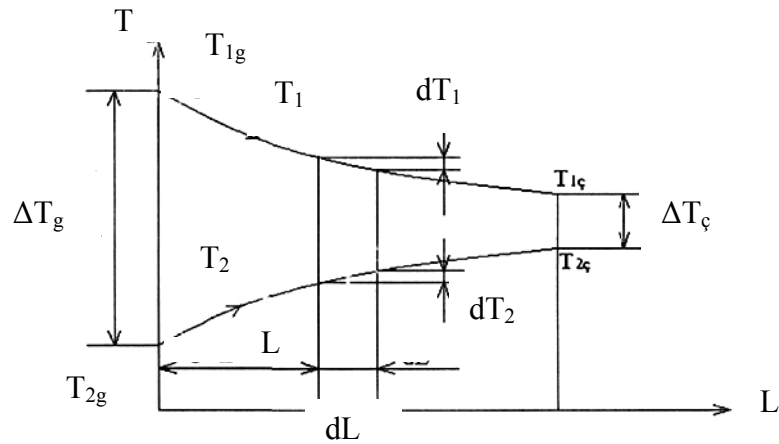
Şekil 3.18c için,

$$Nu_k = (1 - 0,14 \cdot a) \cdot Nu \quad (3.13c)$$

eşitlikleri yazılabilir[41].

3.7. Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi

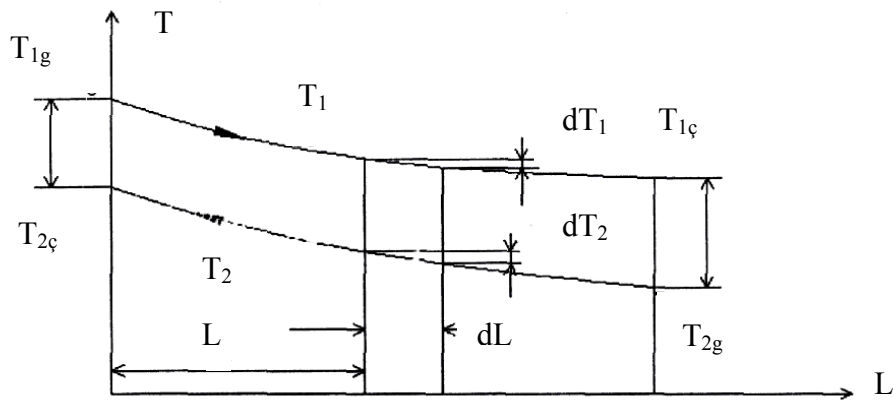
Aynı yönde paralel akışlı ısı eşanjörlerinde akışkanlardan biri genellikle küçük çaplı borular içinden akarken diğeri bu boruların yerleştirildiği büyük çaplı bir boru içinden, küçük çaplı borular arasındaki aralıklardan akar. Sıcak ve soğuk akışkan ısı eşanjörüne aynı yönde girerler. Şekil 3.18 'de aynı yönlü paralel akışlı ısı eşanjörü boyunca her iki akışa ait sıcaklıkların değişimi görülmektedir [41].



Şekil 3.19. Aynı Yönlü Paralel Akışlı Isı Eşanjöründe Sıcaklığın Uzunlukla Değişimi

3.8. Zıt Yönlü Paralel Akışlı Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi

Zıt yönlü paralel akışlı ısı eşanjörlerinde akışkanlardan biri borular içinden akarken diğeri boruların dışından tersi yönde akar. Sıcak akışkanın ısı eşanjörüne girdiği kesit giriş kesiti olarak tanımlanırsa, bu kesitteki sıcaklık farkı ΔT_g ile gösterilecektir. Şekil 3.20'de ısı eşanjörü boyunca sıcak akışkanın sıcaklığı düşerken soğuk akışkan sıcaklığının arttığı görülmektedir [41].



Şekil 3.20. Zıt Yönde Paralel Akışlı Isı Eşanjöründe Sıcaklığın Uzunlukla Değişmesi

BÖLÜM 4: DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzenegi ve Deneysel Yöntem

Deney düzenegi şematik olarak Şekil 4.1-4.3’de verilmiştir. Deney düzeneginin ana elemanları; ısı eşanjörü, su deposu, hava hızlandırıcı fan ve hava kompresörü, içine rezistans monte edilmiş hava ısıtıcısı, sıcaklık ölçer, basınç ölçer (Manyetik Basınç Fark Ölçer), hava çıkış hızını ölçen hız ölçer, ısı eşanjörünün iç borusuna yerleştirilen farklı geometri ve adımlardaki yarıklı ve Yarıksız konik halka elemanlar(Şekil 4.1-4.7).

Isı transferinin deneysel çalışmalarında, ısıtıcı olarak sıcak hava kullanılmıştır. Bu deney düzeneginde kurulan fan yetersiz hava sağladığından, ikinci bir hava kompresörü kullanılmıştır. Hava girişine, ikinci bir hava girişi yapılmış ve iki vana takılarak havanın debi ayarlanması buradan sağlanmıştır. Havanın homojen ısınabilmesi için hava ısıtıcısı huni şeklinde imal edilmiş ve yine huni şeklinde, 1 inç’lik bir boruya bağlanmış, sonra tekrar redüksiyonla 68 mm iç çaplı krom boruya bağlanmıştır. Isı eşanjörü Şekil 4.1’ de gösterildiği gibi iç içe geçirilmiş eş merkezli iki borudan imal edilmiştir. İç çapı 68 mm ve et kalınlığı 2 mm olan, ısı eşanjörünün iç borusunun malzemesi kromdur. Krom alaşımlı çelik malzemenin ısı iletkenliği fazla olduğundan krom boru kullanılmıştır. Dışta ise dikişsiz çelik çekme boru kullanılmıştır. Hava ısıtıcısı ve ısı eşanjörünün tamamı taş yünü ile izole edilmiş, dış kısmı alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Tasarım iç borunun dışından ve dış borunun içinden, suyu hem paralel hem de zıt akış sağlayacak şekilde yapılmıştır. Su debisini ayarlamak için vana sistemi dizayn edilmiştir. Havanın giriş ve çıkış kısmında basınç farkını okumak için iki adet delik açılarak basınç ölçer takılmış, ayrıca havanın giriş ve çıkış sıcaklığını, su giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için birer adet termik çift yerleştirilerek kablolarla bağlantısı sağlanmış ve elektrikle çalışan dijital ısı ölçere bağlanarak ölçümler yapılmıştır. Sistem için gerekli su, 370 lt’ lik hacimde ve 0.9 m yükseklikte kurulmuş olan tanktan serbest akışla verilmiştir.

Elektrikle çalışan bir motora bağlı fan ile ve bir kompresörden çapı 12,7mm’lik boru ile bağlantı yapılarak üretilen hava, ısıtıcıya girmeden önce iki adet vana ile kontrollü bir şekilde, içine rezistans yerleştirilmiş ısıtıcıya gönderilmektedir. Isınan hava, buradan içinde konik halka elemanlar bulunan ısı eşanjörüne gönderilmektedir. Deneyler, ısı eşanjörünün içine, boru boyunca iki farklı tipte ve iki değişik sıralı ($L_1 = 165$ ve $L_2=330$ mm olmak üzere) yarıklı ve yarısız konik halka elemanlar yerleştirilerek yapılmıştır. Bu elemanlar;

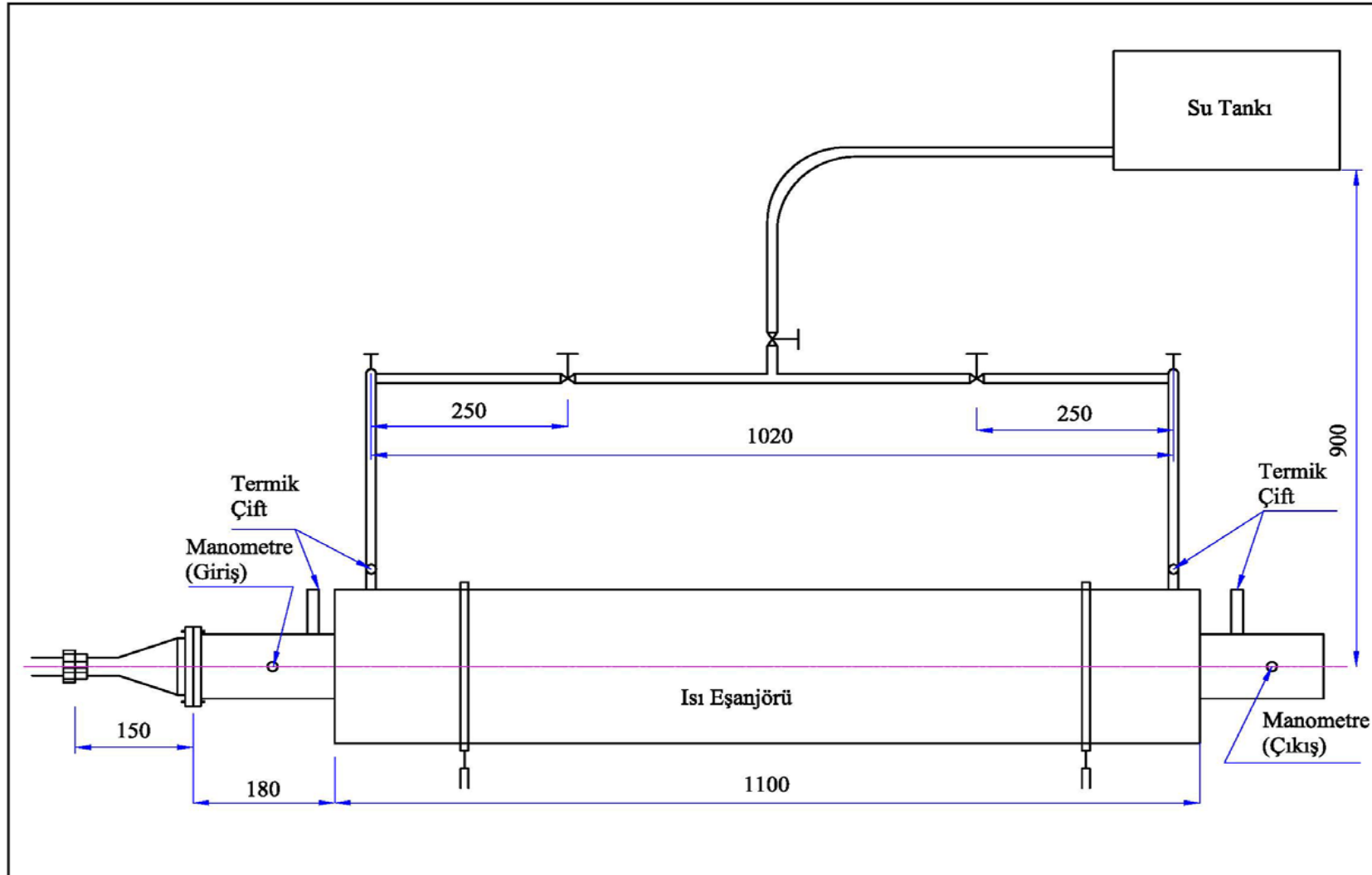
Tip 1: Yarıklı ve $L_1=165$ mm adımlı konik halka eleman,
Tip 2: Yarıklı $L_2=330$ mm adımlı konik halka eleman,
Tip 3: Yarıksız $L_1=165$ mm adımlı konik halka eleman,
Tip 4: Yarıksız $L_2=330$ mm adımlı konik halka eleman,
Tip 5: Boş boru,
tiplerindedir.

Olmak üzere dört değişik şekilde elemanlar kullanılarak ve birde boş boru için toplam beş farklı durum ve her bir durum için 3000 ile 10000 arasında değişen Reynolds Sayılarında 8'er adet deney yapılmıştır.

Yapılan deneyler hem paralel akış hem de zıt akış durumları için gerçekleştirilmiştir.

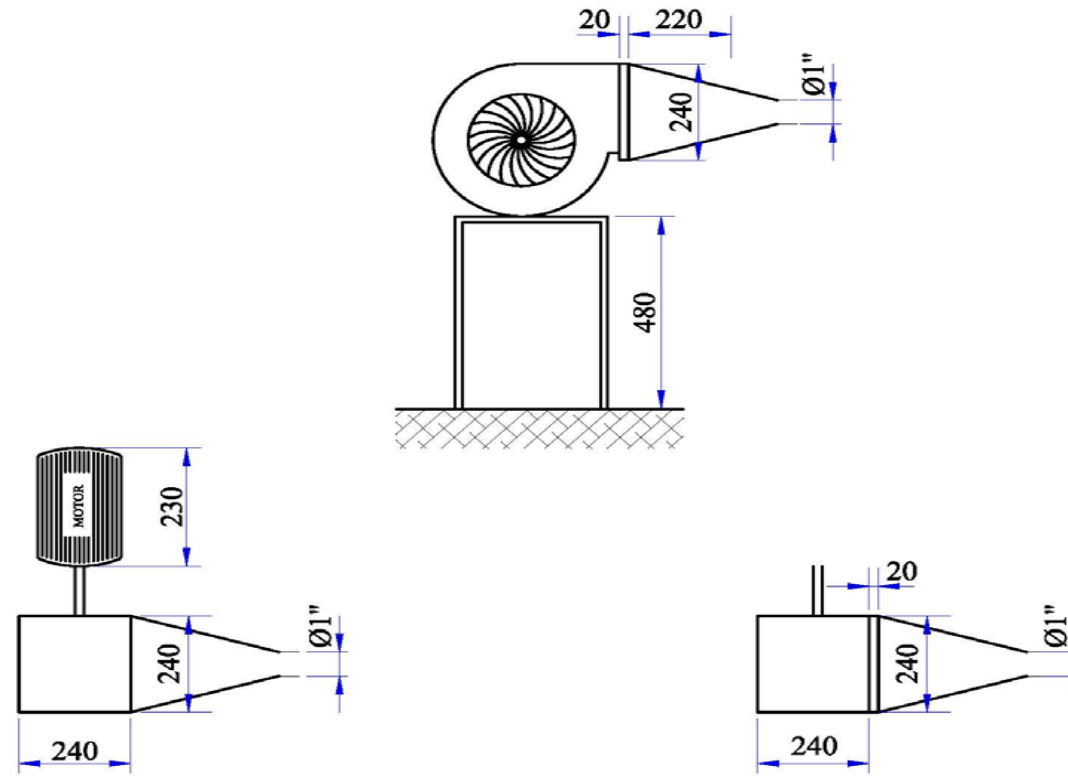
Deneyler farklı şekillerde yapılmış ve bu deney sonuçları ile hesaplamalar yapılarak grafikler oluşturulmuş ve aralarındaki ilişkiler (avantajlar ve dezavantajlar) incelenmiştir.

Deneyler; önce boş boru olmak üzere farklı tip ve adımlardaki elemanlar (Yarıklı ve Yarıksız.) ısı eşanjörüne yerleştirilerek, sistem ısı bakımından kararlı hale geldikten sonra yapılmıştır. Şehir şebekesinden temin edilen su, bir dinlenme tankına alınıp dinlendirildikten sonra vanalar yardımı ile ayarlanarak ısı eşanjörüne gönderilmiştir. Su giriş ve çıkışına yerleştirilmiş termik çiftler yardımı ile su giriş ve çıkış sıcaklıkları kaydedilmiştir. Su debisi ise çıkışa konulan bir ölçü kabı yardımıyla bulunmuştur. Isı eşanjörünün içinden geçirilen sıcak havanın giriş ve çıkışına yerleştirilen termik çiftler yardımı ile her onbeş dakikada bir sıcaklıklar okunmuş ve bu sıcaklıkların okunması anında havanın çıkış debisi hızölçer ile ve basınç farkı, basınç göstergesinden (Manyetik Fark Basınç Ölçer) okunarak kaydedilmiştir.

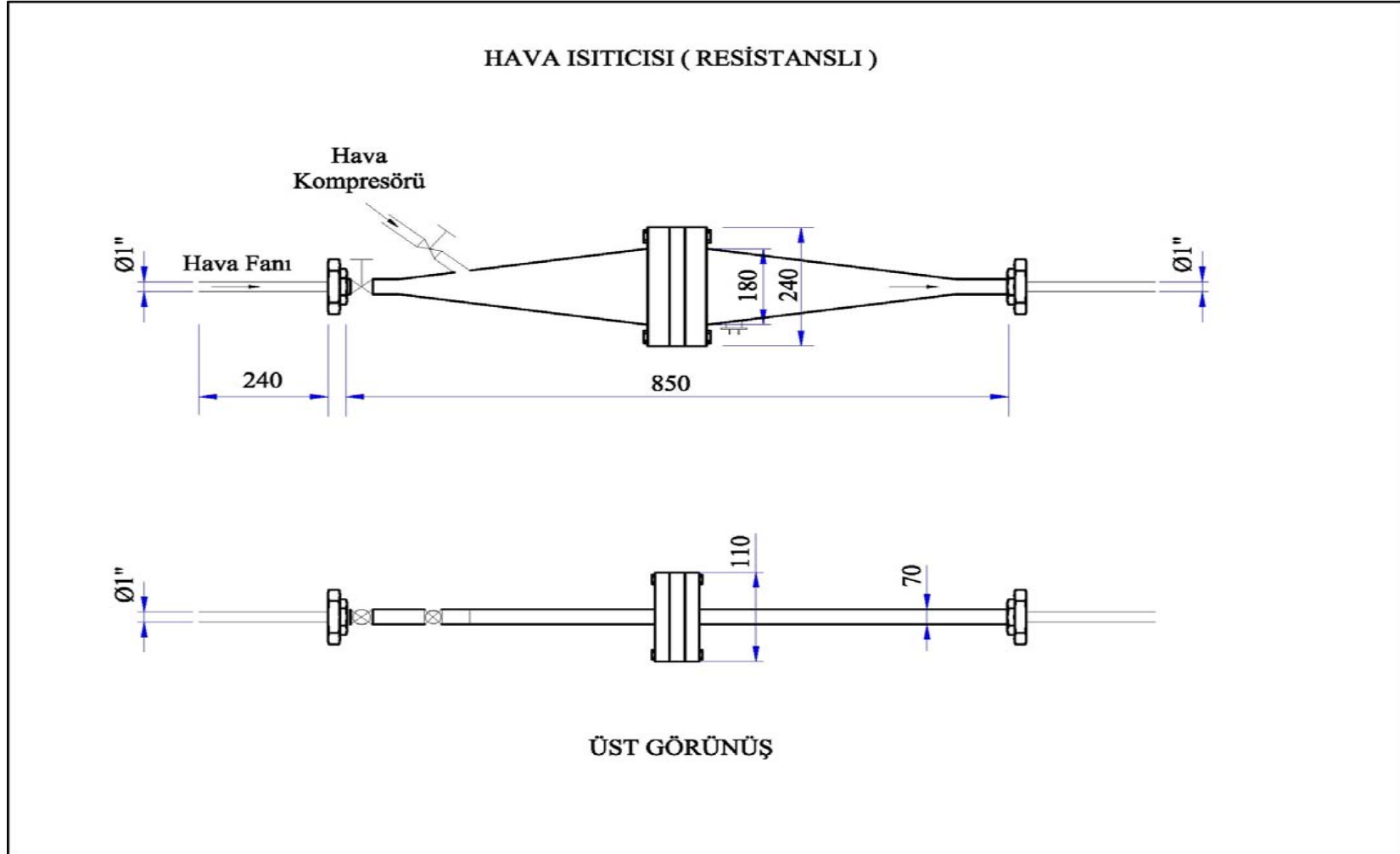


Şekil 4.1. Isı Eşanjörünün Şematik Gösterimi (Birimler milimetredir.)

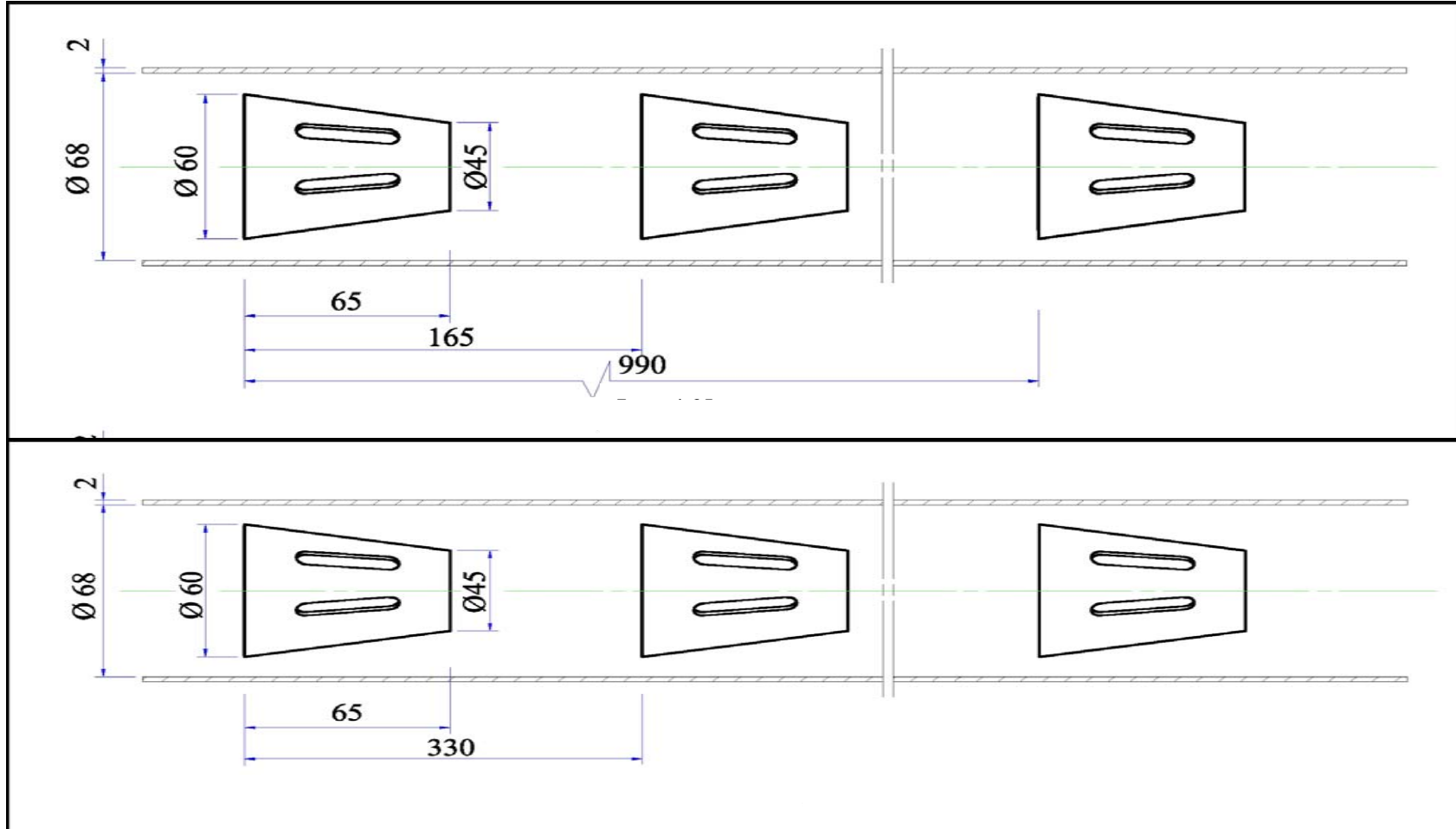
GENERAL ELECTRIC A.C. MOTOR
220 / 380 VAC
A 2,8 / 1,6 50 Hz
MODEL NO : 5K87C034-01
DEVİR : 1400 d/d
GÜÇ : 055 kW
COSØ: 075 3F
TS : 731



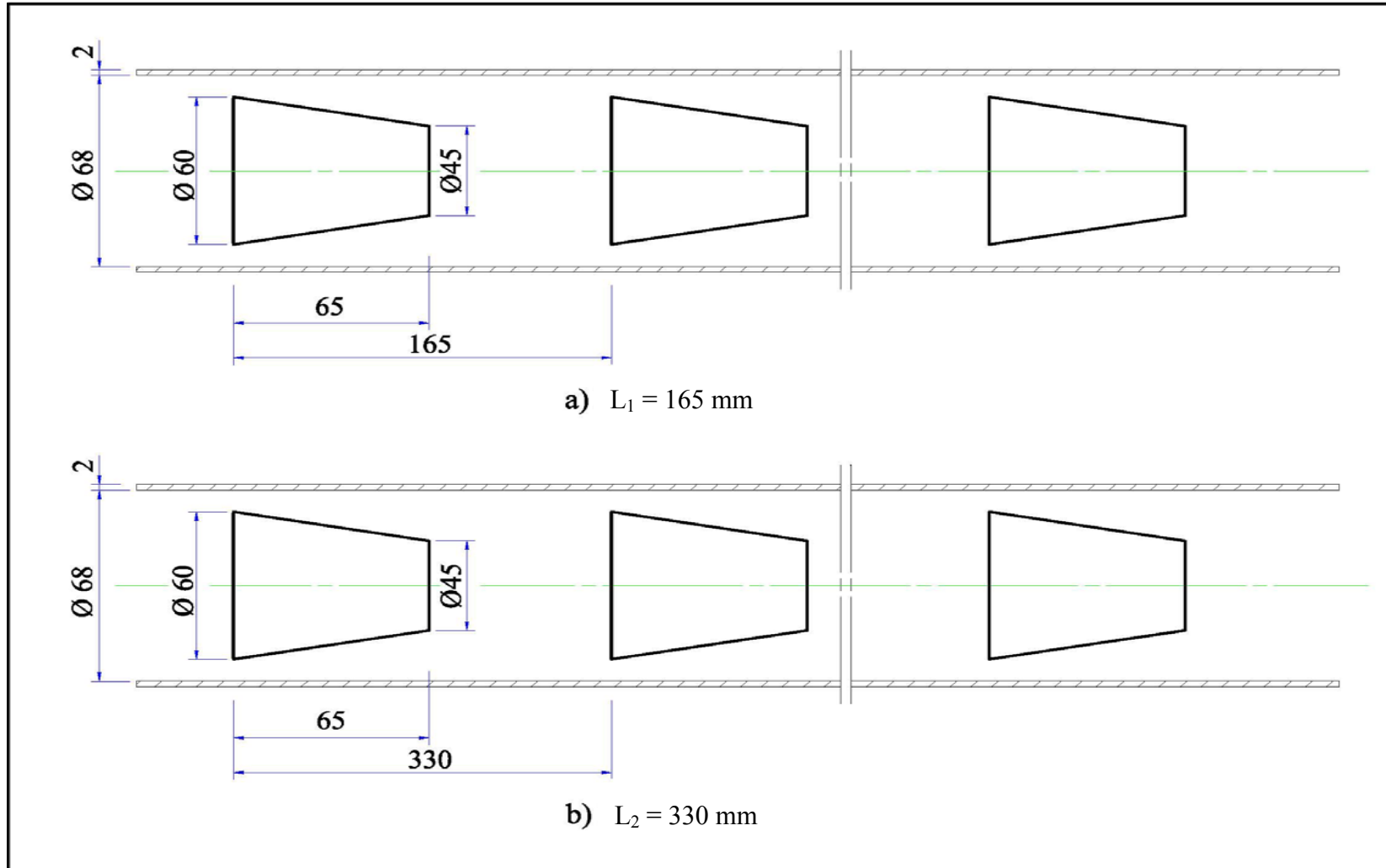
Şekil 4.2. Hava Fanı ve Motorunun Şematik Resmi (Birimler milimetredir.)



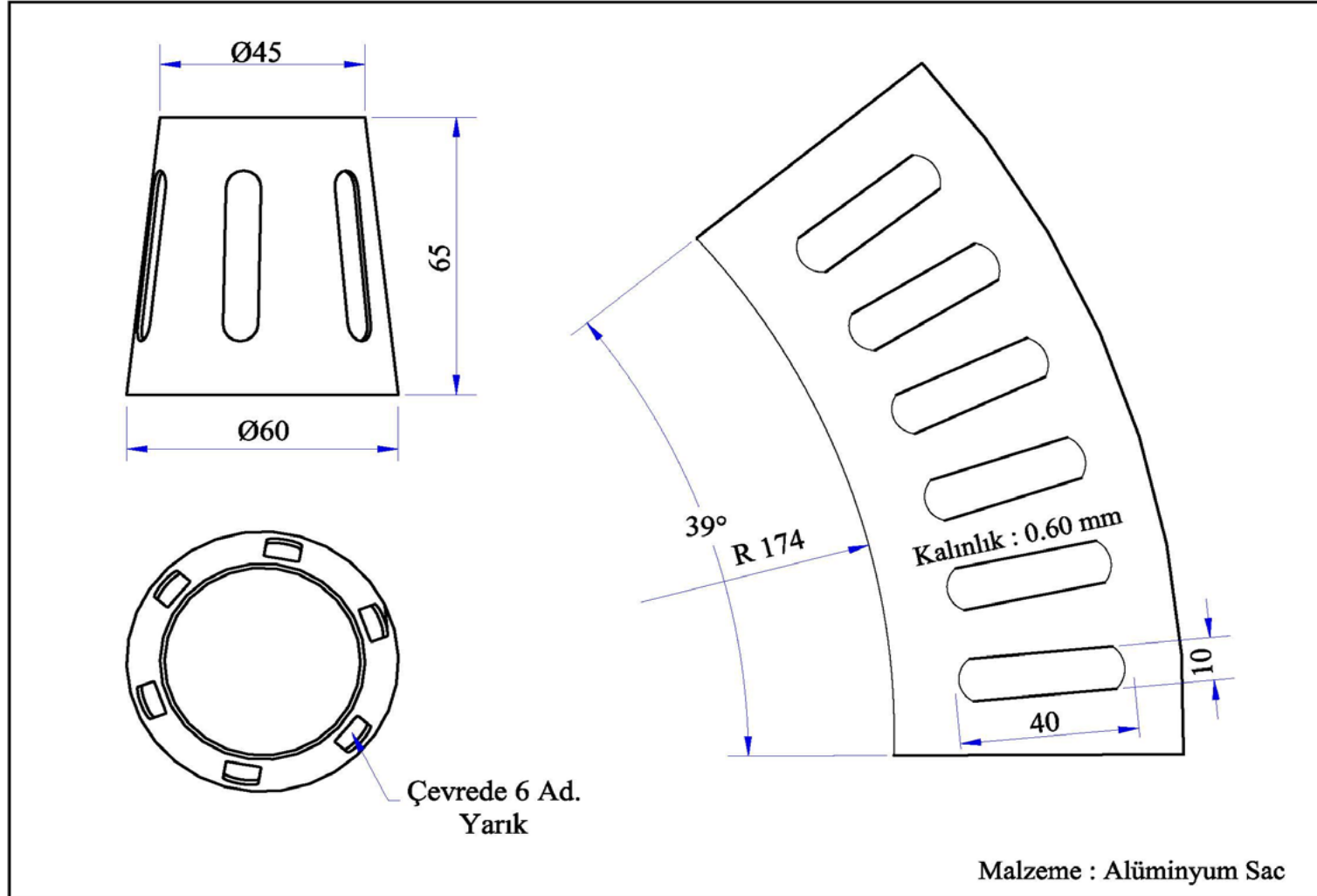
Şekil 4.3. Hava Isıtıcısı (Fan Havası ve Kompresör Havası Girişi, Birimler milimetredir.)



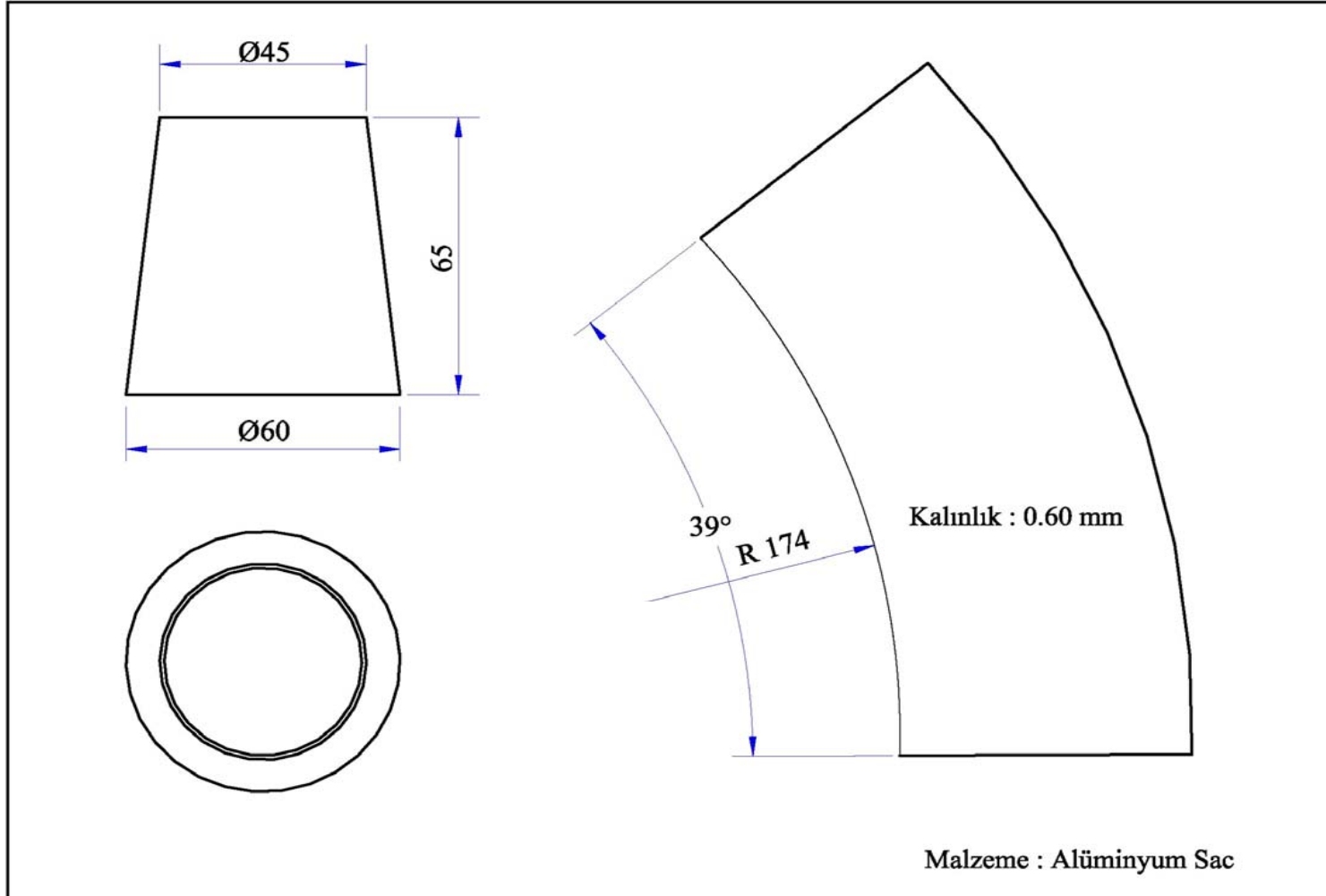
Şekil 4.4. Farklı Adımlı Yarıkli Konik-Halka Elemanlar.



Şekil 4.5. Farklı Adımlı Yarıksız Konik-Halka Elemanlar



Şekil 4.6. Yarıkli Eleman Açılımı (Birimler milimetredir.)



Şekil 4.7. Yarıksız Eleman Açılımı (Birimler milimetredir.)

4.2. Deney Sonuçlarının Hesaplanması;

Yapılan deney sonuçlarının hesaplanmasında kullanılan havanın fiziksel özellikleri ısı eşanjörüne giren ve çıkan havanın aritmetik ortalama sıcaklıklarına göre alınmıştır. Deneylerin tümü Reynolds Sayısının 3000 ile 10000 değerleri arasında, hem paralel akış, hem de zıt akış için yapılmıştır. Kullanılan farklı deney elemanlarının ve oluşturulan grafiklerin mukayesesi boş boruya göre yapılmıştır. Basınç farkı (hava girişi ve hava çıkışı arasındaki basınç farkı) Manometre ile ölçülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda, Reynolds Sayısı ve Nusselt Sayısı hesaplanarak grafikler çizilmiştir.

Su debisi, sistemin çıkışında ölçekli bir kaptaki toplanan su miktarının toplam zamana bölünmesi ile bulunmuştur.

$$M_s = \frac{\text{Toplanan su miktarı}}{\text{Toplama zamanı}} \quad (4.1)$$

Suyun aldığı ısı;

$$Q_s = M_s C_{ps} \Delta T_s \quad (4.2)$$

Hava debisi; (hacimsel)

$$m = A V \quad (4.3)$$

Nusselt Sayısı boru kalınlığının ısı direnci ihmal edilerek, yalnızca akışkan sıcaklığından elde edilen ortalama ısı transfer katsayısı kullanılarak hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (4.4)$$

Teorik Nusselt Sayısı aşağıda verilen Dittus-Boelter eşitliğinden yararlanılarak hesaplanmıştır.

$$Nu_T = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.5)$$

Reynolds Sayısı, hava için borularda eşdeğer hidrolik çapa bağlı olarak akışkanın fiziksel özellikleri ortalama sıcaklığa göre alınıp

$$Re = \frac{V d}{\eta} \quad (4.6)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır.

Aritmetik ortalama sıcaklık;

$$T_m = \frac{T_g + T_c}{2} \quad (4.7)$$

Bu denklemlerde α , λ , η ve Pr gibi akışkanın fiziksel özellikleri, akışkanın sıcaklığına göre değiştiği göz önüne alınarak sistem için akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasına (T_m) göre alınmıştır.

Birinci kanuna dayanarak logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi ile akışkanın, girişteki ve çıkıştaki sıcaklık farkları ΔT_g ve ΔT_c alınarak;

$$LMTD (\Delta T_m) = \frac{\Delta T_g - \Delta T_c}{\ln(\Delta T_g / \Delta T_c)} \quad (4.8)$$

bulunmuştur.

Sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen ısı miktarı,

$$Q = K A \Delta T_m \quad (4.9)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır.

Entropi;

$$S = M_h C_h \ln \frac{T_{hc}}{T_{hg}} + M_s C_s \ln \frac{T_{sc}}{T_{sg}} - [M_h (\frac{V}{T})_h \Delta P_h + M_s (\frac{V}{T})_s \Delta P_s], \quad (4.10)$$

eşitlikteki entropi değerleri sıcaklıklar ve basınçlar cinsinden ifade edilerek hesaplamalar yapılmıştır.

BÖLÜM 5: SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Havanın türbülans yapması enerji yükü fazla olan moleküller cidara yaklaşacağından ısı transferinin iyi olmasını sağlar. Cidara yakın olan moleküllerin hareketlenmesi ısı transferini artırmaktadır. Dolayısı ile ısı transferini artırabilmek için, borunun içinde akışkan olarak kullanılan havanın sıcaklığını homojen tutabilen sistemler geliştirilebilir. Yarıkli tip elemanlar kullanılarak ısı transferinin arttırılması amacıyla paralel ve zıt akış durumları için 3000-10000 Reynolds sayılarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen verilere bağlı olarak Nusselt Sayısı-Reynolds Sayısı, basınç kaybı-Reynolds Sayısı ve Entropi üretimi-Reynolds Sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren grafikler çizilerek aşağıda verilmiştir.

1- Zıt akışlı ısı eşanjörü ile paralel akışlı ısı eşanjörü karşılaştırıldığında, zıt akıştaki ısı transferi, paralel akıştaki ısı transferine göre ortalama % 4 oranında artış göstermiştir.

2- Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 ve 5.8'de Nusselt Sayısının, Reynolds Sayısına bağlı değişimi verilmiştir. Bu şekillerden de görüldüğü gibi yarıkli konik elemanların kullanılması ile ısı transferi artmaktadır. Yarıkli konik halka elemanların kullanılması sonucu, ortalama olarak, Nusselt Sayısında içi boş ısı eşanjörüne göre %78 oranında artış sağlanmış diğer bir yönden maksimum Nusselt Sayısı için boş boruya göre 1.78 katına çıkmıştır.

3- Şekil 5.9, 5.10, 5.11 ve 5.12'de ısı eşanjörü boyunca basınç düşümünün nominal Reynolds Sayısının fonksiyonu olarak değişimi verilmiştir. Konik eleman yerleştirilmiş olan ısı eşanjörünün basınç kayıpları, konik eleman içermeyen ısı eşanjörünün basınç kayıpları ile karşılaştırıldığında %250'ye varan artışlar olmuştur. Örneğin; Maksimum Reynolds Sayısı 10000 olduğunda boş borulu durumda basınç farkı 22Pa. iken yarıkli 7 konik halkalı durumda 46 Pa olmuştur.

4- Yarıkli 4 konik halka eleman ile yarıkli 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıkli 7 konik halka eleman, dörütlü elemana göre %19 oranında, boş boruya göre ise % 66 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.1.

5- Yariksız 7 konik halka eleman ile yarıkli 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yariksız konik halka elemanın yarıkliya göre %19 oranında, boş boruya göre %90 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.2.

6- Yarıklı 4 konik halka eleman ile yarıksız 4 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 4 konik halka elemanın yarıklıya göre %28 oranında, boş boruya göre ise %92 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.3.

7- Yarıksız 7 konik halka eleman ile yarıksız 4 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 4 konik halka elemanın yarıksız 7 konik halka elemana göre %7 oranında, boş boruya göre ise %97 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.4.

8- Zıt akışta, Yarıklı 4 konik halka eleman ile yarıklı 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıklı 7 konik halka elemanın yarıklı 4 konik halka elemana göre %31 oranında, boş boruya göre ise %72 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.5.

9- Zıt akışta, Yarıklı 7 konik halka eleman ile yarıksız 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 7 konik halka elemanın yarıklı 7 konik halka elemana göre %17 oranında, boş boruya göre ise %89 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.6.

10- Zıt akışta, Yarıklı 4 konik halka eleman ile yarıksız 4 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 4 konik halka elemanın yarıklı 4 konik halka elemana göre %25 oranında, boş boruya göre ise %95 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.7.

11- Zıt akışta, Yarıksız 4 konik halka eleman ile yarıksız 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 4 konik halka elemanın yarıksız 7 konik halka elemana göre %15 oranında, boş boruya göre ise %104 oranında daha fazla ısı transferi yaptığı tespit edilmiştir. Şekil 5.8.

12- Basınç düşüşü; yarıklı 4 konik halka eleman ile yarıklı 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıklı 7 konik halka eleman, dörtlü elemana göre %94, boş boruya göre %154 oranında daha fazladır. Şekil 5.9.

13- Basınç düşüşü; Yarıklı 7 konik halka eleman ile yarıksız 7 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 7 konik halka elemanın yarıklı 7 konik halka elemana göre %3 , boş boruya göre %154 oranında daha fazladır. Şekil 5.10.

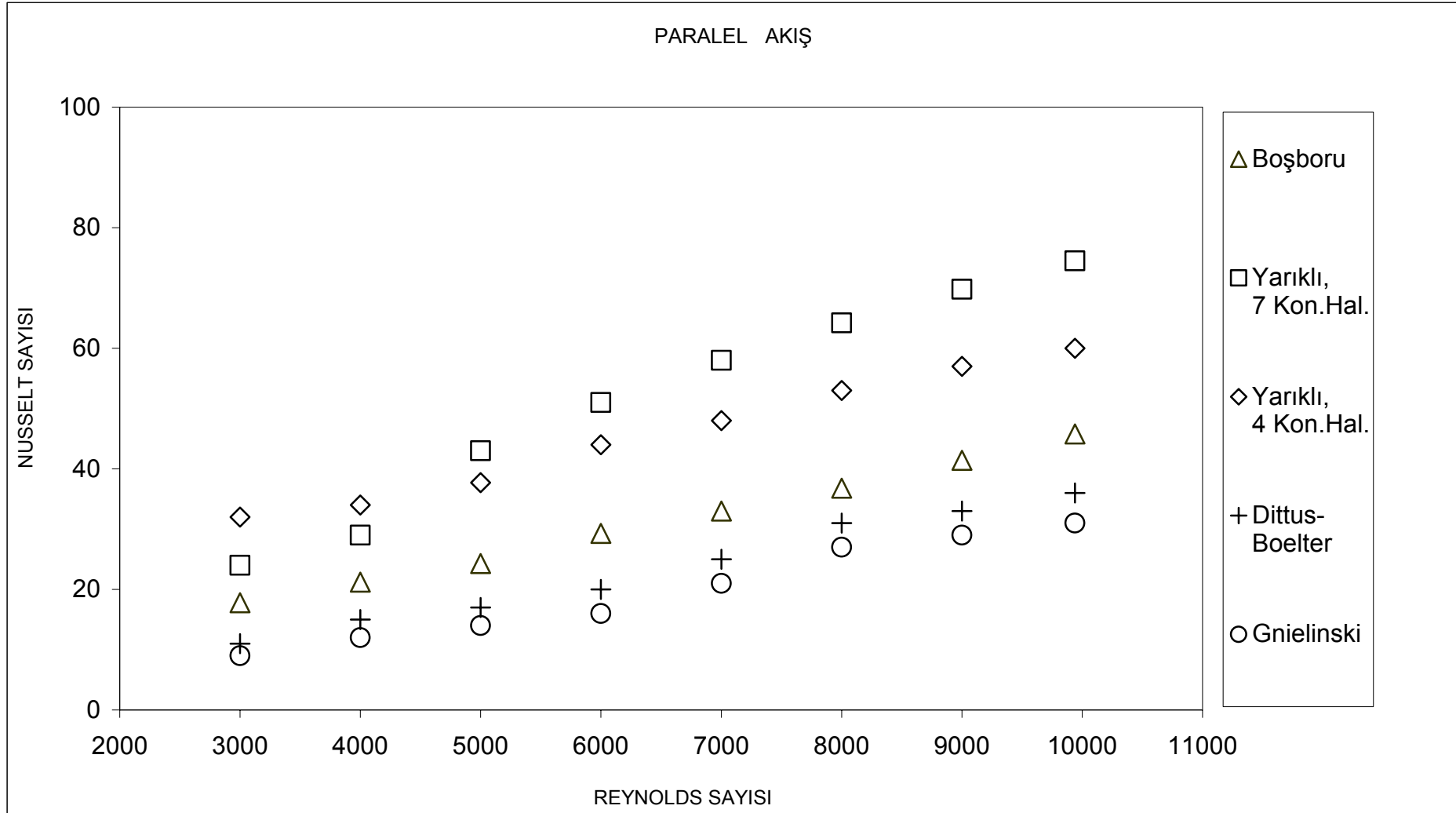
14- Basınç düşüşü; Yarıklı 7 konik halka eleman ile yarıksız 4 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıklı 7 konik halka elemanın yarıksız 4 konik halka elemana göre %88 , boş boruya göre %154 oranında daha fazladır. Şekil 5.11.

15- Basınç düşüşü; Yarıklı 4 konik halka eleman ile yarıksız 4 konik halka eleman karşılaştırıldığında, yarıksız 4 konik halka elemanın yarıklı 4 konik halka elemana göre %6 , boş boruya göre %66 oranında daha fazladır. Şekil 5.12.

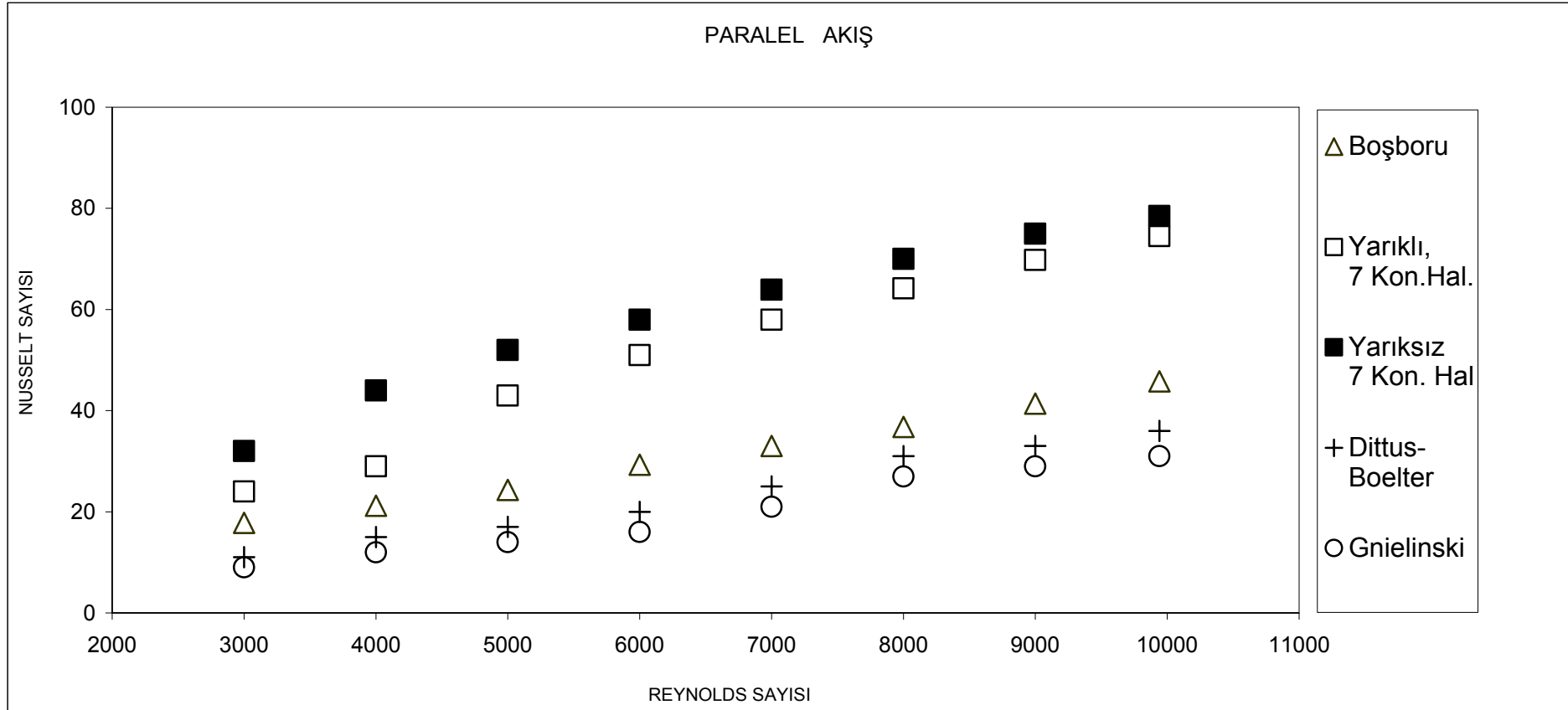
16- Bir ısı eşanjörü incelenirken Termodinamiğin İkinci Kanununa dayanan entropi üretimi ile açıklanması, enerjinin verimli bir şekilde kullanılması açısından faydalı olur [35]. Bu çalışmanın termodinamik olarak avantajlı olup olmadığı, entropi üretiminin hesaplanması ile belirlenmiştir. Bu nedenle hem boş boru hem de içerisinde farklı tip ve adımlara sahip konik eleman bulunan boru için entropi üretimi, Reynolds Sayısına bağlı olarak hesaplanmış olup Şekil 5.13 ve 5.14'te verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi konik elemanların ısı eşanjörüne yerleştirilmesi ile entropi üretimi de boş boruya göre %32 oranında azalmaktadır. Entropi üretiminin azalması sistem performansının uygun değerde olmasını sağlar. Şekil 5.13 ve 5.14'te da görüleceği gibi konik elemanların kullanılması ile ısı transferindeki artışa karşılık basınç kaybında artma olmaktadır. Ancak entropi üretiminde azalma olduğu için termodinamik olarak avantajlı olduğu söylenebilir.

Bütün bu çalışmalar neticesinde yarıksız konik halka elemanların ısı transferi üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu görülmüş olmasına rağmen aşağıda açıklanan durumlar dikkate alınarak yapılacak çalışmalar ısı transferini arttıracak kanaatindeyim.

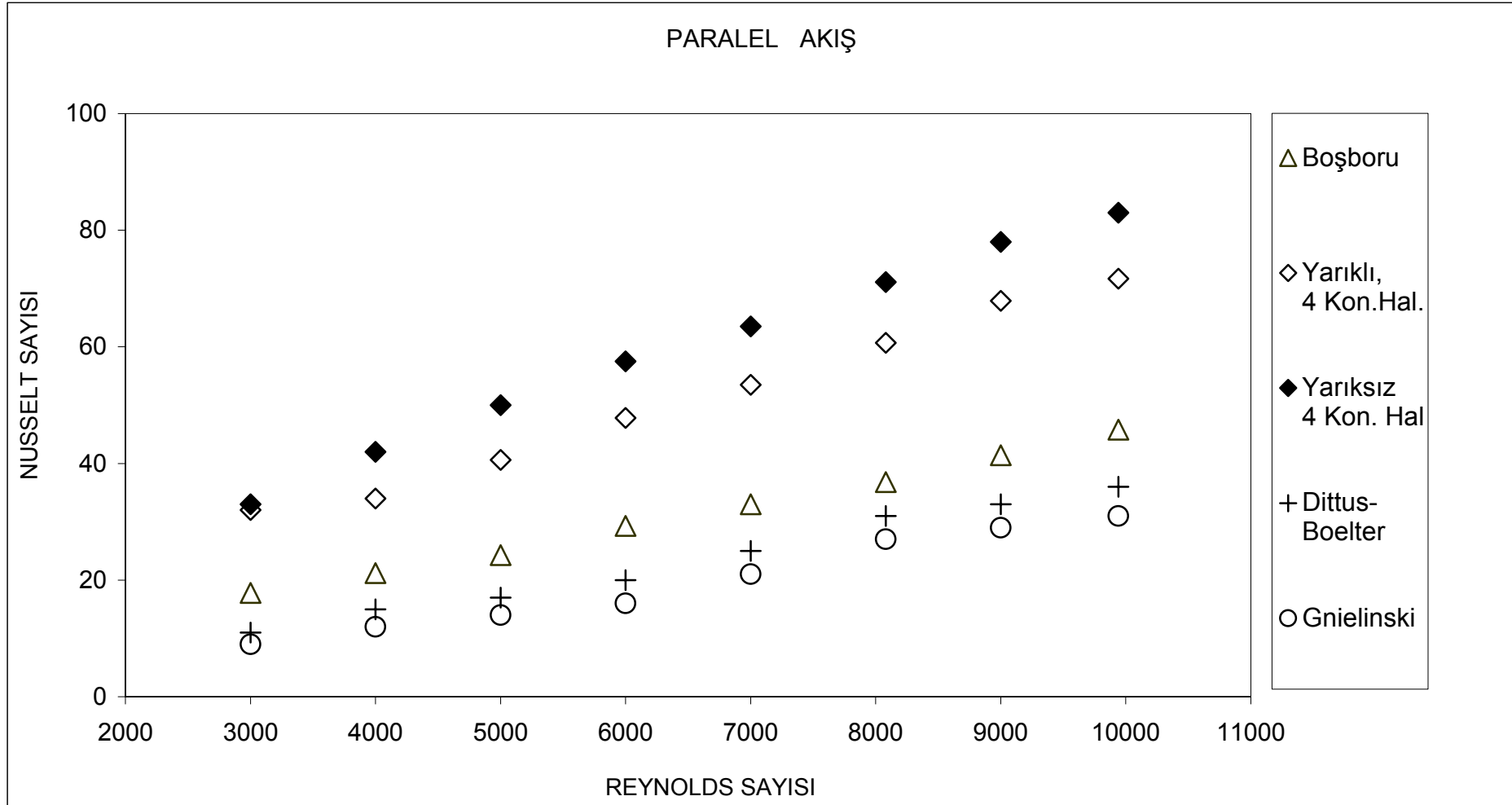
Deney elemanlarının boyutları ve sayılarının değiştirilmesi ve deney düzeneğinde kullanılan boru (iç ve dış boru) boylarının daha uzun seçilmesiyle farklı deneyler yapılabilir. Havanın geçtiği iç boru, malzemesinin iletkenliği bakımından daha değişik (bakır veya daha ince sac v.b.) seçilebilir. Reynolds Sayısının daha büyük çıkabilmesi için hava debisinin fazla olduğu büyük bir kompresör seçilebilir. Isı eşanjörüne yerleştirilen konik halka elemanlar üzerindeki yarık sayıları artırılıp veya azaltmak suretiyle, gerek havanın türbülans yapması için ve gerekse basınç kayıplarının en aza indirilmesi bakımından seçilebilir. Ayrıca yarıklı konik halka elemanların koniklik açıları değiştirilerek deneyler yapılabilir.



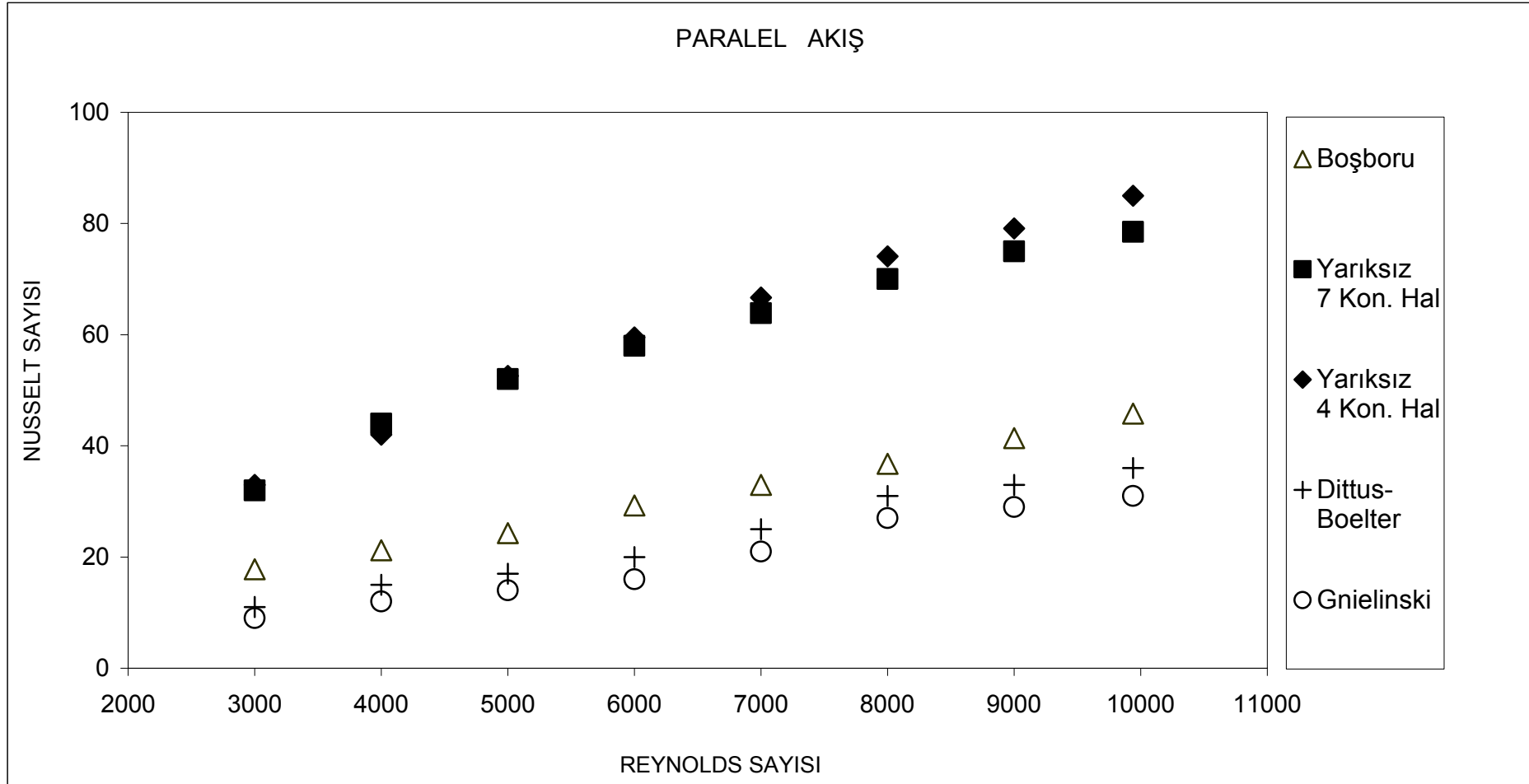
Şekil.5.1. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıkli 7 ve Yarıkli 4 Konik-Halka Eleman).



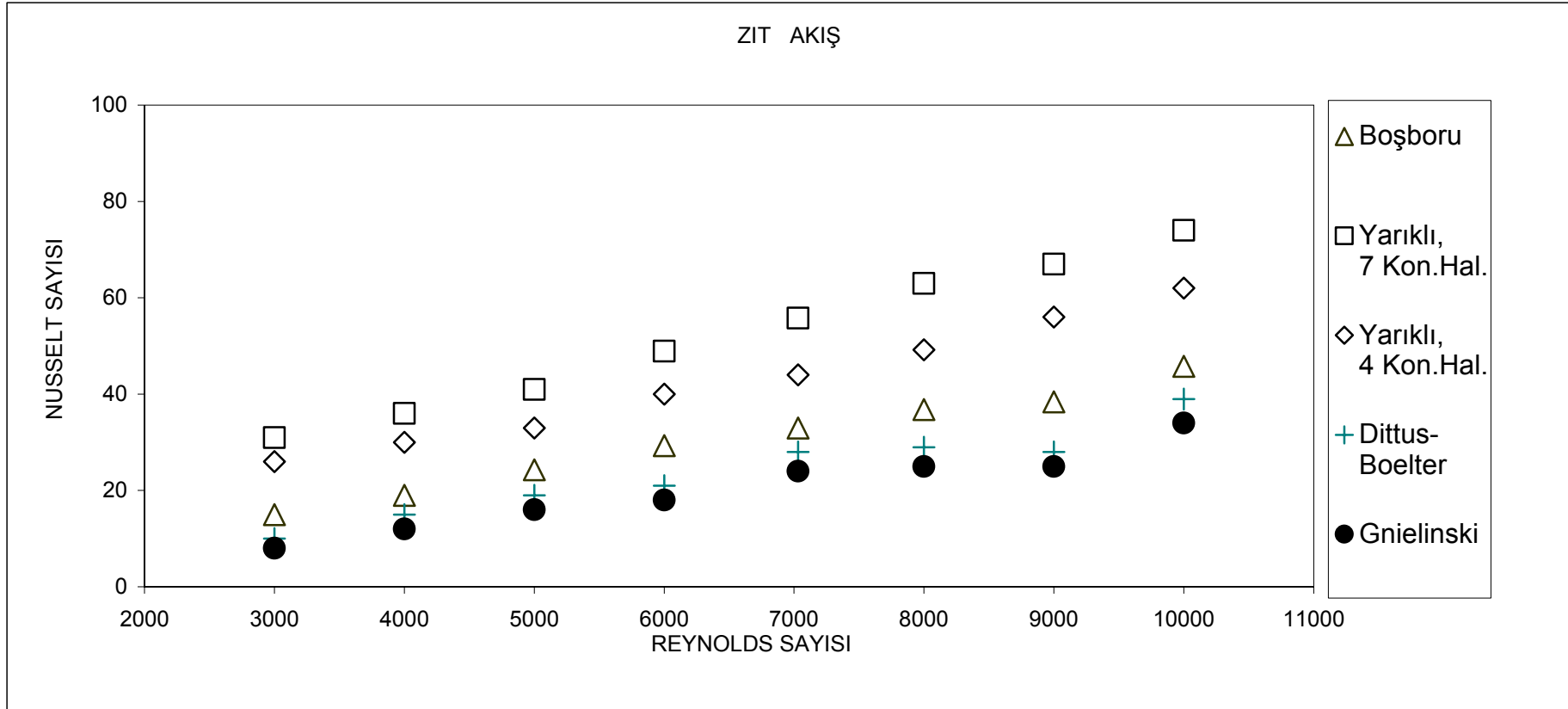
Şekil. 5.2. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7 ve Yarıksız 7 Konik-Halka Eleman).



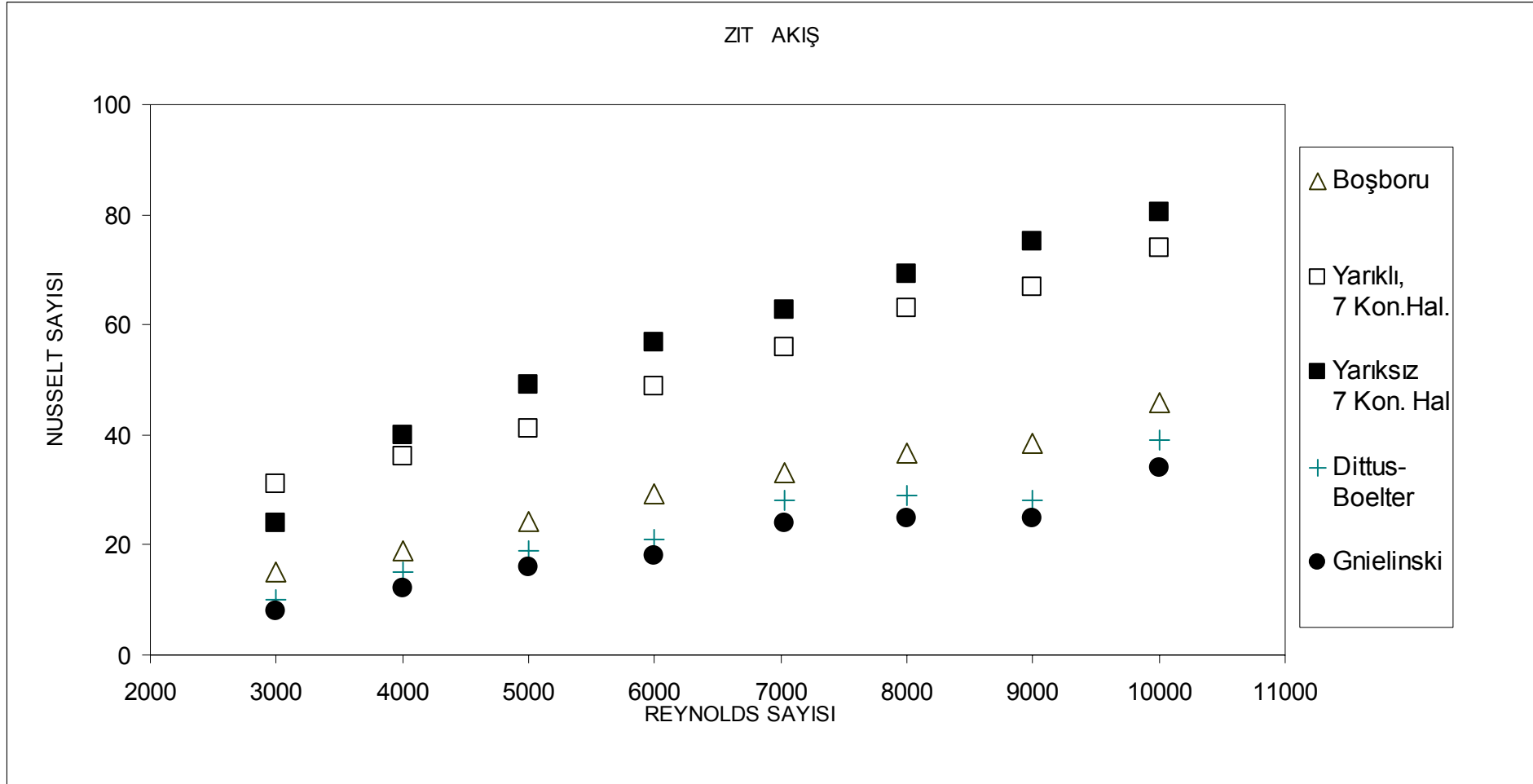
Şekil. 5.3. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 4 ve Yariksız 4 Konik-Halka Eleman).



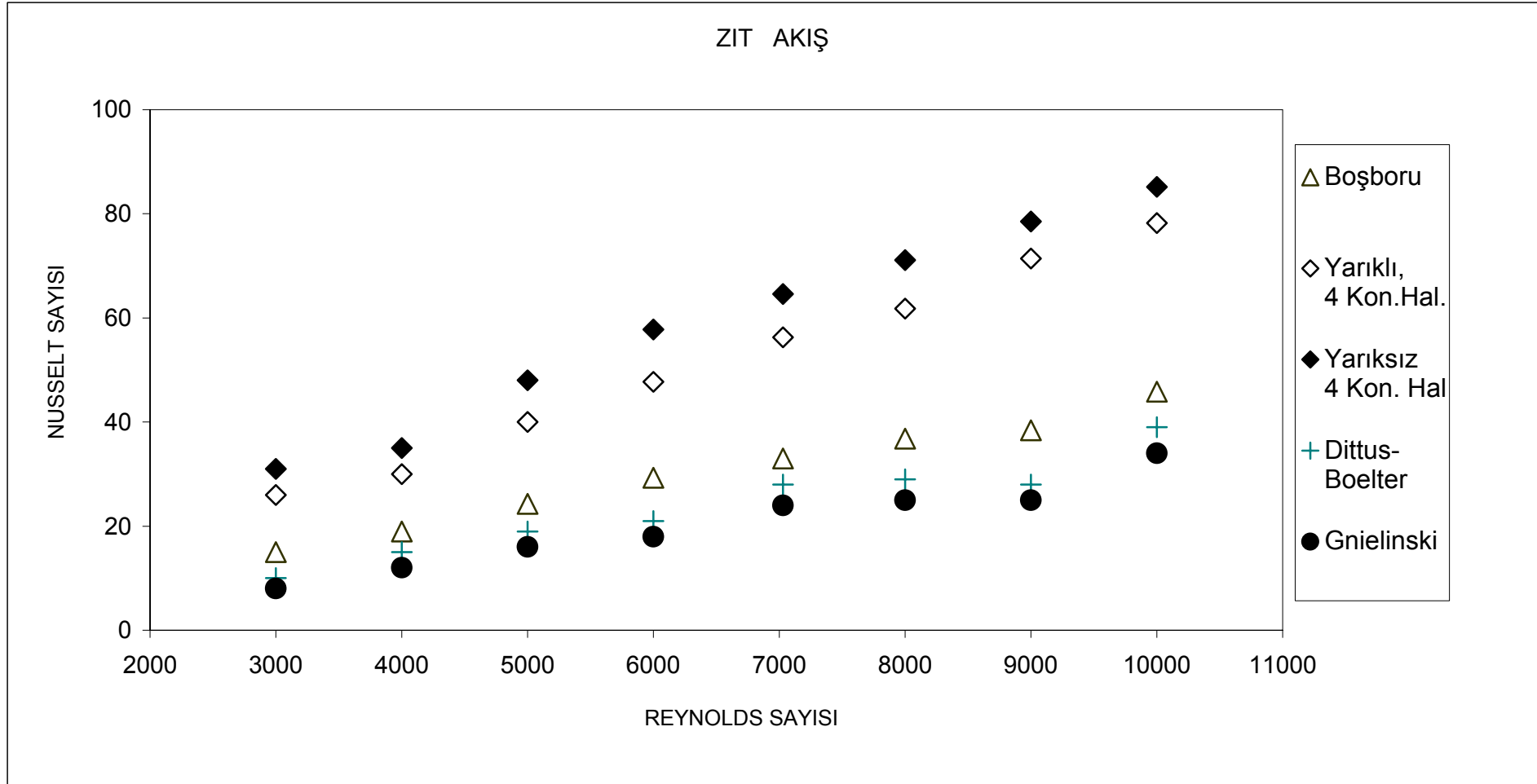
Şekil.5.4. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).



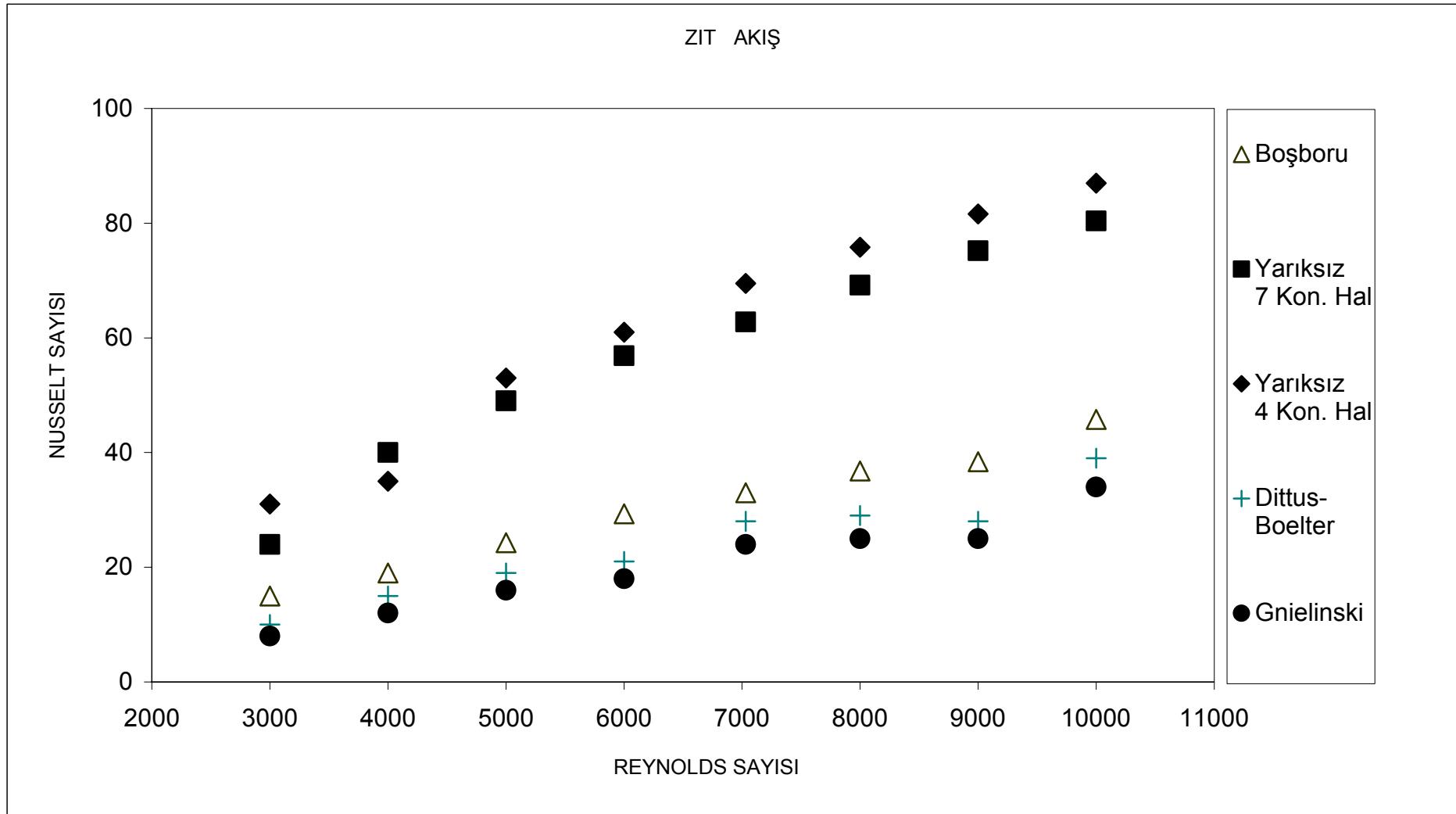
Şekil.5.5. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıklı 4 Konik-Halka Eleman).



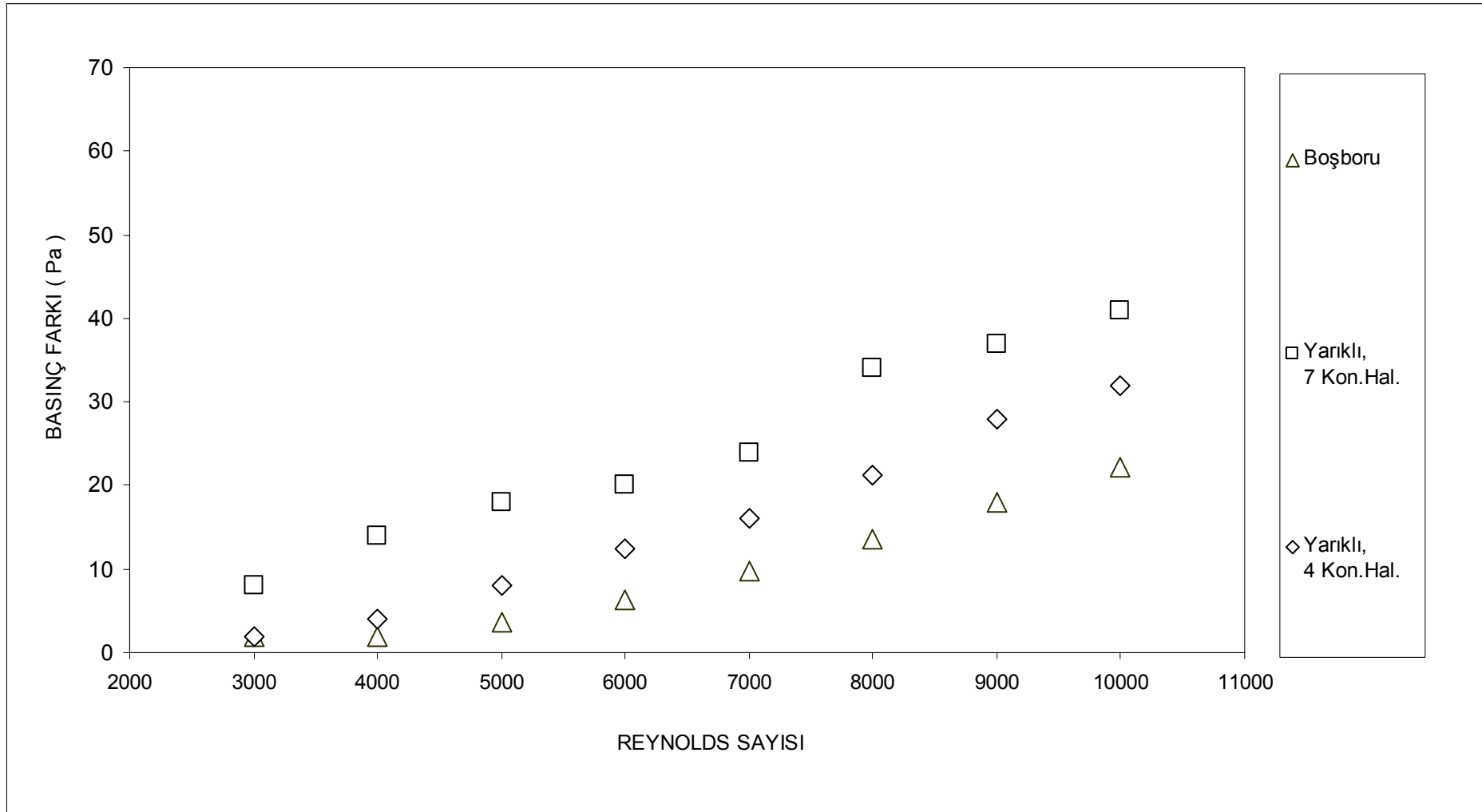
Şekil. 5.6. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarısız 7 Konik-Halka Eleman).



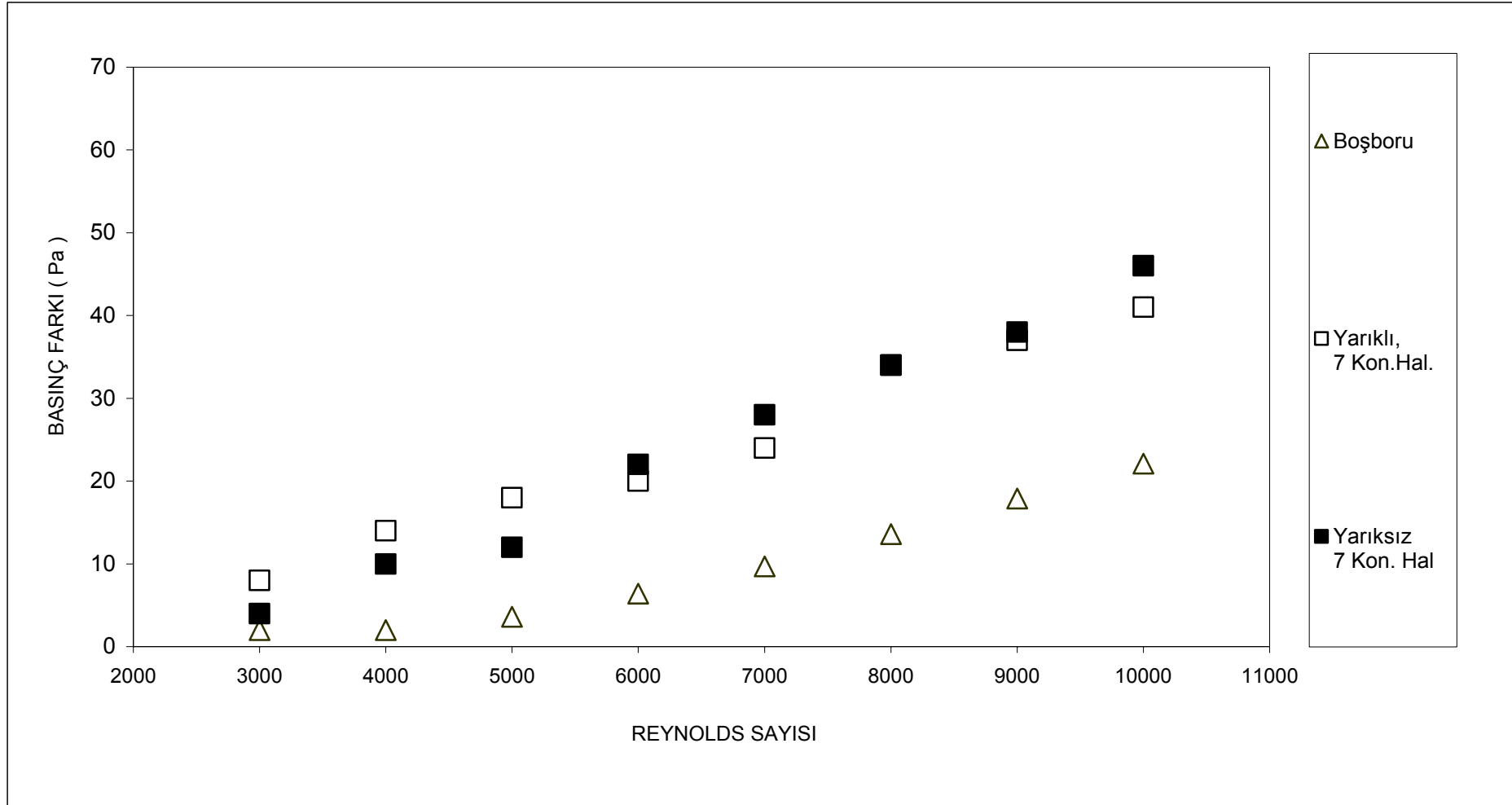
Şekil.5.7. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 4 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).



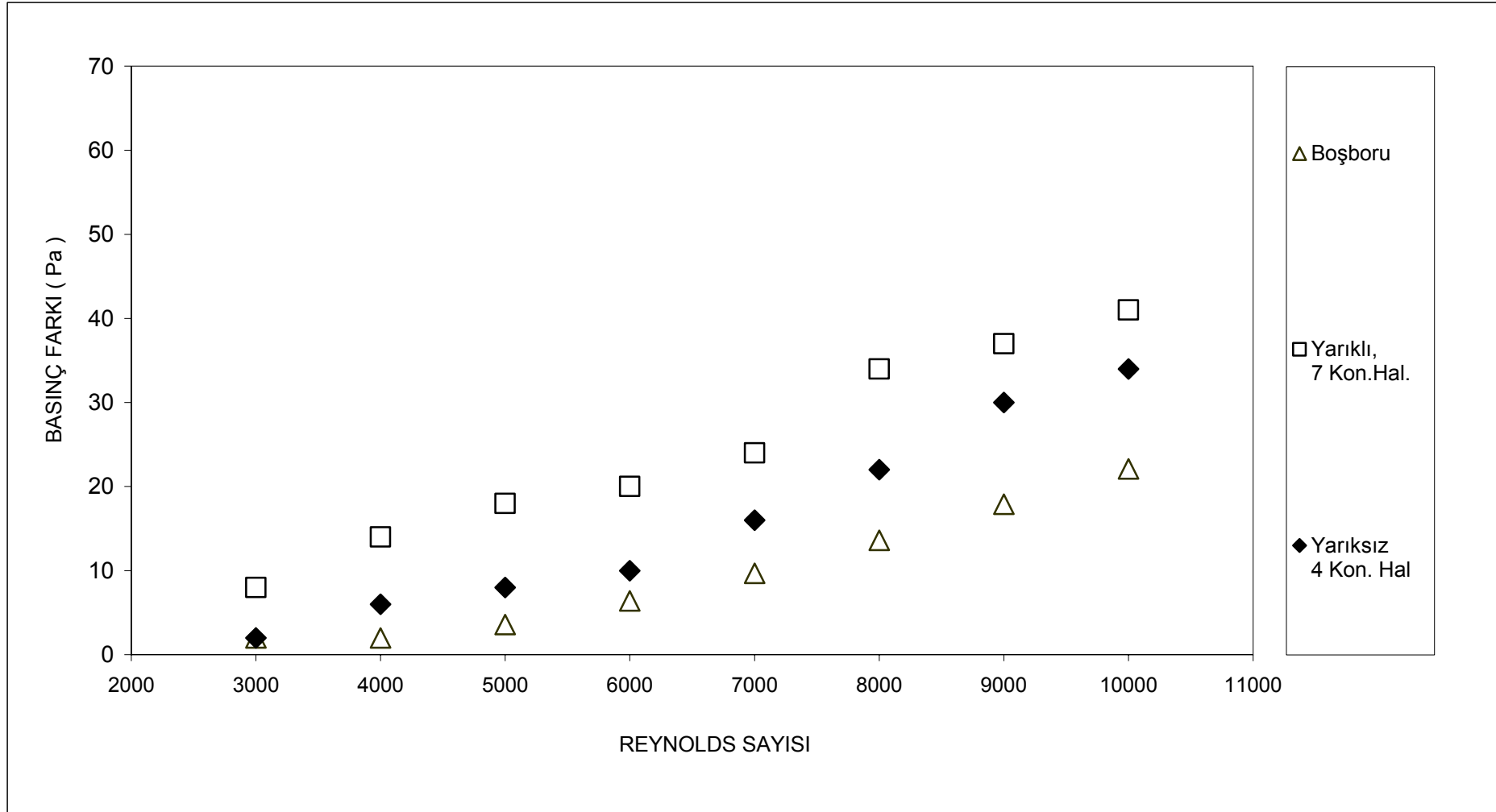
Şekil.5.8. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).



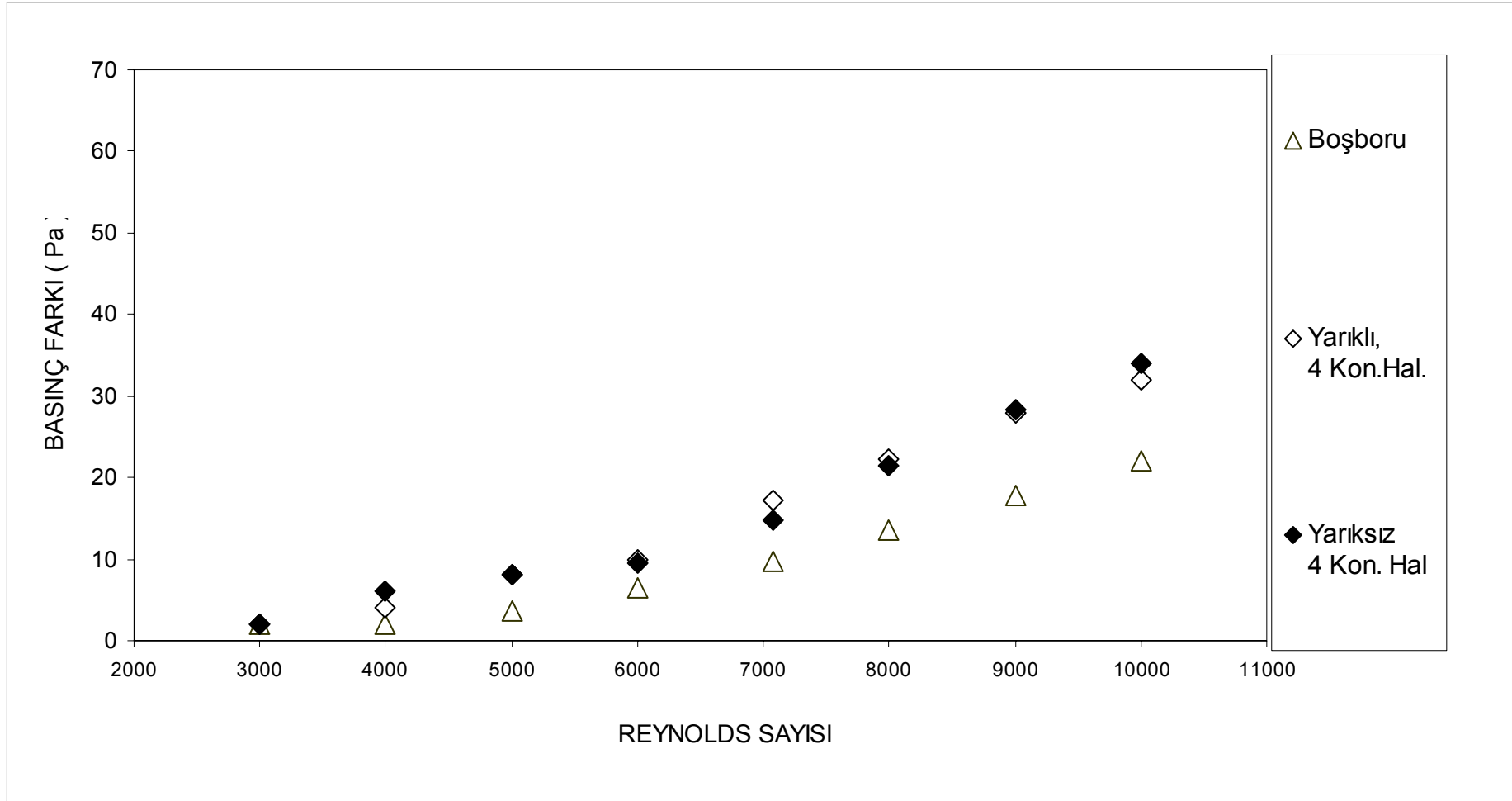
Şekil. 5.9. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıklı 4 Konik-Halka Eleman).



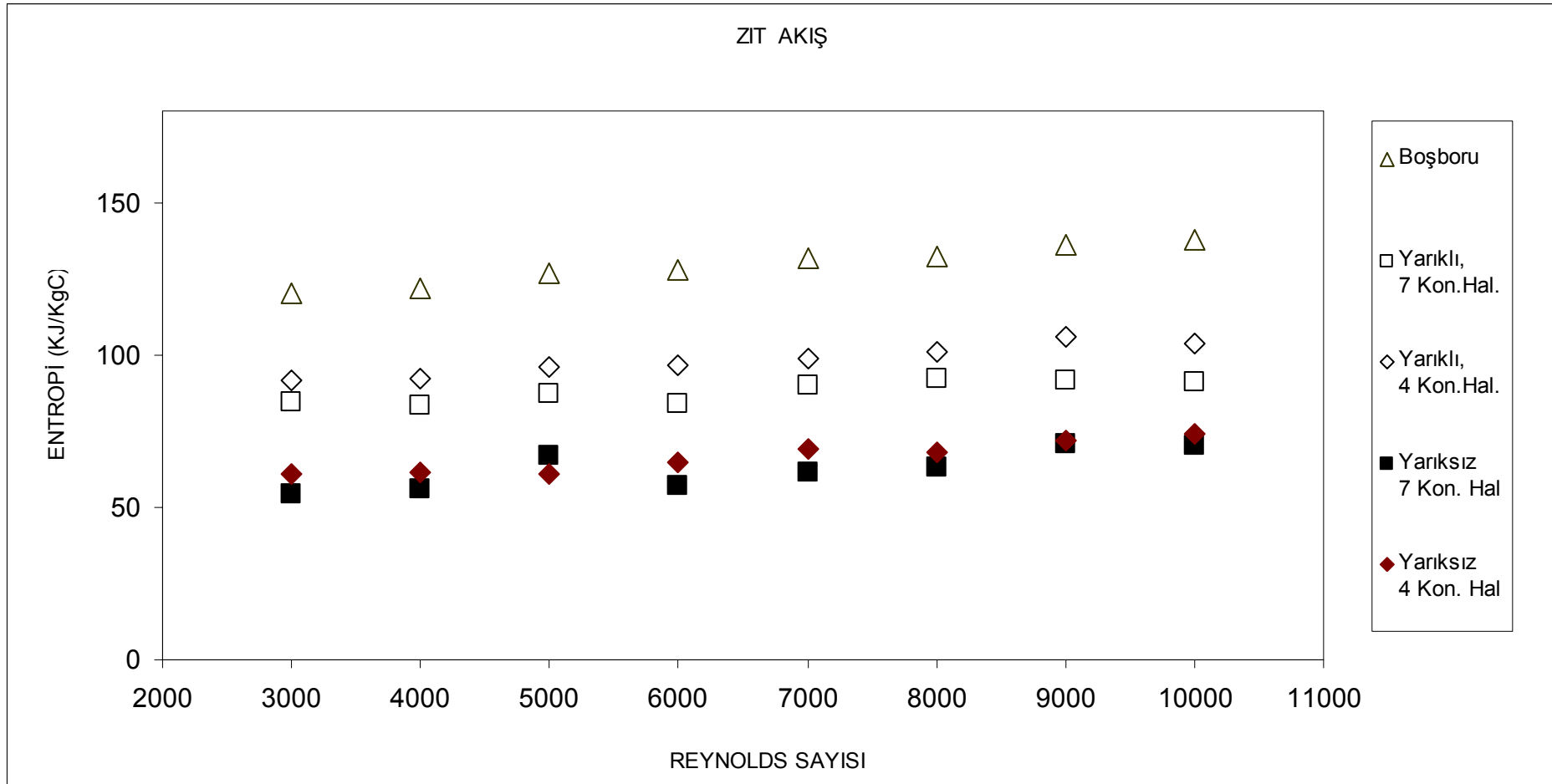
Şekil. 5.10. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7 ve Yarısız 7 Konik-Halka Eleman).



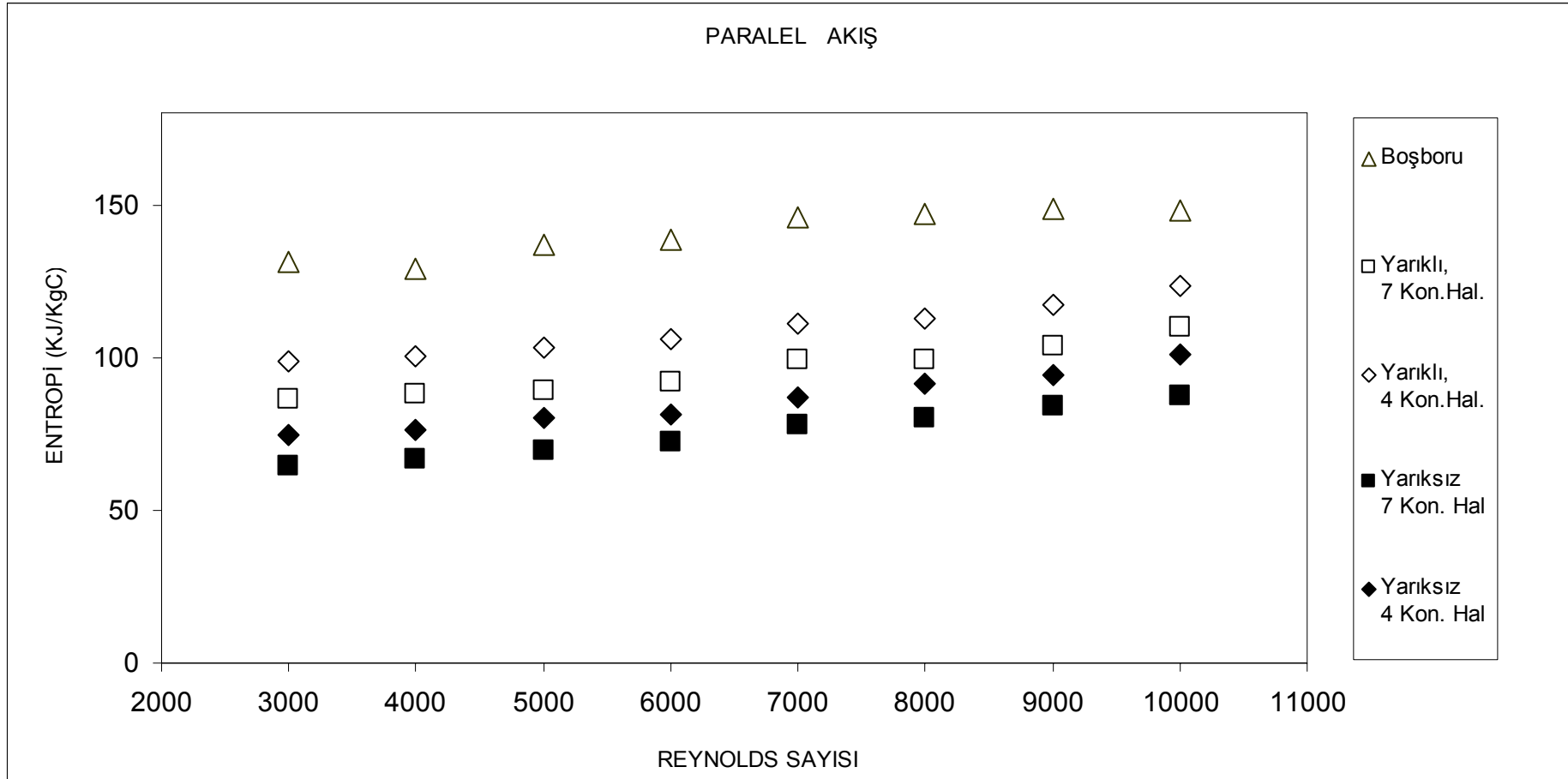
Şekil.5.11. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).



Şekil.5.12. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıkli 4 ve Yariksız 4 Konik-Halka Eleman).



Şekil.5.13. Zıt Akışta Entropi Üretiminin Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7, Yarıklı 4, Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).



Şekil.5.14. Paralel Akışta Entropi Üretimini Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7, Yarıklı 4, Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).

KAYNAKLAR

1. TANYILDIZI, V., AYHAN, T. ve KARABAY, H., Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Rendemsi Türbülötörlerin Isı Transferine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, sayı 4, s 7, 1990,
2. EIAMSA, S. and PROMVONGE, P., Enhancement of Heat Transfer In a Tube With Regularly-Spaced Helical Tape Swirl Generators”, International Journal of Thermal Sciences, Solar Energy, Vol. 78, pp. 483-494, 2005.
3. YILDIZ, C., BİÇER Y. and PEHLİVAN, D. ,Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger, Energy Conversion and Manegement, Vol. 39, pp. 331-336, 1998.
4. KÜÇÜK, H. BALI, T. ve AYHAN, T., Boru Girişine Yerleştirilen Konik Yüzey Halkalı Türbülötörlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörüne Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, ULIBTK. Sakarya. 741-745, 2000,
5. AYHAN, T. ve KARABAY, H., Silindirik Boru İçine Yerleştirilen Daralan-Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi , Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı 4, s 39, 1988,
6. AYHAN T. ve KARABAY, H. , TANYILDIZ, V. , Silindirik Borular İçerisine Yerleştirilen Konik-Halka Yüzey Elemanlarının Isı Transferine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı 2, s 23, 1991.
7. ÇOMAKLI, Ö. ve YILMAZ, M., Isı Eşanjörüne Yerleştirilen Konik-Halka Yüzey Elemanlarının Isı Transferine Etkisi, Termodinamik, Sayı10, s 37, 1993.
8. ÇOMAKLI, Ö., YILMAZ, M. ve BEHÇET, R., Konik-Halka Yüzey Elemanlarının Isı Eşanjöründe, Isı Transferine Etkisinin Deneysel olarak İncelenmesi, IX. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, cilt 2, Sayfa 20-22, 1993.
9. AKPINAR, E.K., İç İçe Borulu Isı Eşanjörüne Yerleştirilen Helisel Sarımlı Tellerin Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması, Termodinamik, s 88-94, 2004.
10. UTTARWAR, S.B. and RAO, M.R., Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer In Tubes by Means of Wire Coil Inserts, Journal of Heat Transfer , Vol. 107, pp. 930-935, 1985.
11. AYHAN, T. ve ARICI, M.E., Isı Eşanjörlerinde Boru İçerisine Yerleştirilen Yapay Helisel Yayların Isı Eşanjörü Performansına Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi Sayı 2 s 9, 1986.

12. BEHÇET, R., Isı Eşanjörüne Yerleştirilen Konik-Halka Yüzey Elemanları ve Helisel Yayların Isı Transferine Etkisi, Y. Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 62s, 1993.
13. TALBOT, L., 1954, Laminar Swirling Pipe Flow, APPL, J., Mech. Trans. ASME,21,1-7
14. ALGIFRI, A.H., BHARDVVAJ, R. K. and RAO, Y. V. N., 1980, Prediction of The Decay Process in Turbulant Flow, Proc. Inst. Mech. Eng. 45, 279-283.
15. LAVAN, Z., WOLF, L. and FEJER, A.A., 1969, Measurements of The Decay Of Swirl in Turbulant Flow, AIAAJ. 7, 971-973.
16. KLEIN, S. J., CANTWELL, B. J., AND LILLCCY, G. M. , 1981, Afosr-HTTM-Stanford Conference on Complcx Turbulent Flows.
17. ZAHERZADEH, N. II., JAGDISH, B. S., 1975, Heat Transfer in Decaying Swirl Flow, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 18, 941-944.
18. ALGIFRI, A.H., BHARDWAJ., 1985, Prediction of Heat Transfer for Decaying Turbulant Swirling Flow in a Tube, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 28, 1637-1643.
19. HAY , N., WEST, P. D., 1975, Heat Transfer in Free -Swirling Flow in a Pipe. Trans ASME J. Heat Transfer, 7,411-416.
20. LILEY, D.G., CHIGIER,N.A., 1971, Nonisotropic Turbulent Stres Distribution in Swirling Flow From Mean Value Distribution. Int. J. Heat Mass Transfer,14,573-585.
21. SCOTT , C. J., RASK, D. R., 1973, Turbulent Viscosities for Swirling Flow m a Stationary Annulus, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, J. Fluid Engr, 95 557- 566.
22. DELLCNBACK, P. A., METZGER, D. E. and NEITZEL , G. P. 1987, Heat Transfer to Turbulent Swirling Flov Through a Sudden Axisimetric Expension, Journal of Heat Transfer, 109, 613-620.
23. BACK, H., MASSIER, P.F., 1994, Heat Transfer From a Very High Temperature Laminar Gas Flow with Swirl to a Cooled Circular Tube and Nozzle, J. of Heat Transfer, 116, 245-252.
24. REICH, G., BEER, H., 1988, Fluid Flow and Heat Transfer in a Axially Rotating Pipe I-II. Effect of Rotation on Laminar pipe Flow, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 32, 551-574.
25. HIRAI, S., TAKAGI, T. and HIGASHIYA, T. 1986, Turbulent Heat Transfer to The Flow in a Concentric Annulus with a Rotating inner Sylinder, Int. Heat Transfer Conf, 3, 895-900.

26. TAKAGI, T., OKAMOTO, T. and YAMADA, M. 1983, Phenomena of a Retardation of Mixing and Combustion in Swirling Flow, Proc. ASME/JSME Thermal Engnr. Journ Conf, 4, 131-136.
27. BISWAS, G., MITRA, N.K. and FIEBIG, M., 1994, Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators Int.J. Heat Mass Transfer, vol.37, No.2, 283-291.
28. SPARROW, E.M., and RCIFSCHNIDCR, L.G., 1986, Effect of Inter Tube Spacing on Heat Transfer and Pressure Drop in a Shell-and-Tube Heat Exchanger Int. J.Heat Mass Transfer, vol.29, No.11, 1617-1628.
29. ZHU, J.X., MILN N. K. and FIEBIG, 1993, Effects of Longitudinal Vortex Generators on Heat Transfer and Flow Loss in Turbulent Channel Flows, Int. J. Heat Mass Transfer Vol.36, No.9, 2139-2347.
30. KOTÇIOĞLU, İ., AYHAN, T., OLGUN, H. ve AYHAN, B. 1999, Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator, Tr, J. of Engineering and Environmental science. vol. 22, 185-196.
31. FAHED, S. A., CHAMRA, L.M. and CHAKROUN, W. 1999, Pressure Drop and Heat Transfer Comparison for Both Microfilm Tube and Twisted-Tape Inserts in Laminar Flow, Exp. Thes. and Fluid Science, vol. 18, 323-333.
32. YILDIZ, C. BİÇER, Y. PEHLİVAN, D. 1997, Heat Transfer and Pressure Drop in a Heat Exchanger With a Helical Pipe Containing Inside Springs, Energy Convers, 38, 616-624.
33. DURMUŞ, A., Heat Transfer and Exergy Loss in Cut Out Conical Turbulator, 10 mart 2003-16 mart 2003, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
34. KO, T.H. and TING, K. Entropy Generation and Thermodynamic Optimization of Fully Developed Laminar Convection in a Helical Coil, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 214-225, 2005.
35. BEHÇET, R., ARGUNHAN, Z., İLKILIÇ, C., Isı Eşanjörünün İç Borusuna Yerleştirilen Helisel Yayların Isı Transferi ve Basınç Düşümü Üzerindeki Etkisi, III. Ege Enerji Sempozyumu Muğla Üniversitesi, 2006.
36. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Standart of TEMA, New York, 1988.
37. TSE, Eşanjörler Isıtma Tesisleri İçin (1983 tadilat), 1996.
38. Escher-Wyss, Ltd.
39. DURMUŞ, A., Heat Transfer and Exergy Loss in Cut Out Conical Turbulator, 10 mart 2003-16 mart 2003, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
40. YDI-Heat Atlas, YDI-Verlag GMBH, Duesseldorf, 1983.
41. WURMSEHER, H. SWOZIL, A. KUNZEL, J. 1983. Kohlenstoff und Graphit als werkstoff für hohe Korrosionsbeanspruchung im Druckbehälter-und Apperatebau. Swiss Chem. 5, No10a.
42. EYİCE, S. Isı Ekonomisi, İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı 843, İstanbul, 1971.

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 3.1. Şematik Bir Tüp Isı Eşanjörü	11
Şekil 3.2. (a) Paralel (b) Karşıt (c) Çapraz akış.....	12
Şekil 3.3. Çapraz akış (a) İki Akışkanda Karışmaz, (b) Sıcak Akışkan Karışır, Soğuk Akışkan Karışmaz.....	12
Şekil 3.4. Çok Geçişli Akış Düzenleri	12
Şekil 3.5 Şekil 3.5 Şematik Bir Çift Borulu Isı Eşanjörünün Görünümü.....	14
Şekil 3.6 Spiral Levhalı Isı Eşanjörü Kesit Görünüşü.....	15
Şekil 3.7 Spiral Levhalı Isı Eşanjörü Genel Görünüşü.....	15
Şekil 3.8. Spiral Levhalı Isı Eşanjör Tipleri.....	16
Şekil 3.9. Bireysel Boru Dışına Konulan Boru Eksenine Dik (veya helisel) Bazı Kanat Şekilleri.....	18
Şekil 3.10. Dairesel Veya Oval Kesitli Boru Grubu Üzerine Tespit Edilmiş Kanatlar	18
Şekil 3.11. Gaz Türbini Reküparatörü.....	19
Şekil 3.12. Boru İçine Konulan Yüzey Arttırıcı Ve Isı Geçişini İyileştirici İlaveler.....	20
Şekil 3.13. Boru İçinde Laminer Akışta Hız Dağılımının Gelişimi.....	25
Şekil 3.14. Isınan Boru İçi Akışında Termik Sınır Tabaka ve Sıcaklık Profili Oluşumu.....	25
Şekil 3.15. Isınan Laminer Akışta Hız ve Sıcaklık Profili.....	27
Şekil 3.16. Soğuyan Laminer Akışta Hız ve Sıcaklık Profili.....	27
Şekil 3.17. Boru İçinde Türbülanslı Akışın Gelişimi.....	27
Şekil 3.18. Konsantrik Borulardan Isı Transferi.....	28
Şekil 3.19. Aynı yönlü Paralel Akışlı Isı eşanjöründen Sıcaklığın Uzunlukla Değişimi.....	30
Şekil 3.20. Zıt Yönde Paralel Akışlı Isı Eşanjöründe Sıcaklığın Uzunlukla Değişmesi.....	30
Şekil 4.1. Isı Eşanjörü	33
Şekil 4.2. Hava Fanı ve Motoru	34
Şekil 4.3. Hava Isıtıcısı (Fan Havası ve Kompresör Havası Girişi).....	35
Şekil 4.4. Farklı Adımlı Yarıkli Konik-Halka Elemanlar.....	36

Şekil 4.5. Farklı Adımlı Yarıksız Konik-Halka Elemanlar.....	37
Şekil 4.6. Yarıklı Eleman Açılımı (Birimler milimetredir.).....	38
Şekil 4.7. Yarıksız Eleman Açılımı (Birimler milimetredir.....	39
Şekil 5.1. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıklı 4 Konik-Halka Eleman).....	45
Şekil 5.2. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıksız 7 Konik-Halka Eleman).....	46
Şekil 5.3. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 4 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	47
Şekil 5.4. Paralel Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	48
Şekil 5.5. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıklı 4 Konik-Halka Eleman).....	49
Şekil 5.6. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıksız 7 Konik-Halka Eleman).....	50
Şekil 5.7. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 4 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	51
Şekil 5.8. Zıt Akışta Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	52
Şekil 5.9. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıklı 4 Konik-Halka Eleman).....	53
Şekil 5.10 Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 7 ve Yarıksız 7 Konik-Halka Eleman).....	54
Şekil 5.11. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	55
Şekil 5.12. Basınç Farkının Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi(Yarıklı 4 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	56
Şekil 5.13. Zıt Akışta Entropi Üretiminin Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7, Yarıklı 4, Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	57
Şekil 5.14. Paralel Akışta Entropi Üretiminin Reynolds Sayısına Bağlı Olarak Değişimi (Yarıklı 7, Yarıklı 4, Yarıksız 7 ve Yarıksız 4 Konik-Halka Eleman).....	58

SİMGELER

A	: Isı transfer alanı (m ²)
V	: Boru çıkışındaki hava hızı (m/s)
C _p	: Sabit basınçtaki özgül ısı (J/kgK)
d	: Boru çapı (m)
d _i	: Boru iç çapı (m)
D _o	: Dış Boru dış çapı (m)
D _s	: Dış boru iç çapı (m)
h	: Isı taşınım katsayısı (W / m ² K)
k	: Isı iletim katsayısı (Kondaktivite sabiti) (W/ m.K)
L	: Isı eşanjörsi boyu (m)
L ₁ , L ₂	: Konik eleman adımları (mm)
Nu	: Nusselt Sayısı
Q	: Birim alanda ısı transfer miktarı (W/ m ²)
ΔP	: Basınç Farkı (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
T	: Sıcaklık (K)
ΔT _m	: Ortalama loğaritmik sıcaklık farkı (°C)
U _o	: Borunun dış alanın üzerinden hesaplanan ısı transfer katsayısı (W / m ² - °C)
M _s	: Suyun kütleli debisi (kg/s)
M _h	: Havanın kütlesi (kg)
η	: Kinematik viskozite (m ² /s)
α	: Isı iletim katsayısı (W/m K)
ρ	: Özgül kütle (kg/m ³)
β	: Yüzey alan yoğunluğu (m ² / m ³)
δ	: Laminer sınır tabaka kalınlığı
S	: Entropi (KJ/ kg K)
C _h	: Havanın özgül ısısı (J/kg K)
C _s	: Suyun özgül ısısı (J/kg K)
Δ P _h	: Havanın giriş ve çıkış basınç farkı (Pa)
Δ P _s	: Suyun giriş ve çıkış basınç farkı (Pa)

ALT SİMGELER

e : Eşdeğer

i : İç

h : Hava

s : Su

g : Giriş

ç : Çıkış

m : Ortalama

o : Dış

p : Sabit basınç

ÖZGEÇMİŞ

1963 yılında Şanlıurfa'nın Siverek ilçesinde doğdu. 1975 yılında Siverek Devrim İlkokulu'ndan, 1978 yılında Siverek Ortaokulundan, 1981 yılında İzmir Atatürk Lisesinden, 1992 yılı Şubat ayında O.D.T.Ü. Gaziantep Kampüsü Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1992 yılında Çevre A.Ş. firmasında çalıştı. 1993 yılında Tüpraş'a müracaat ederek İngilizce dil sınavını kazanıp Tüpraş Bakım Müdürlüğü Mekanik Atölye Şefliğinde Makine Mühendisi olarak beş yıl, daha sonra, Proje ve Kontrol Müdürlüğünde sırasıyla Proje Mühendisi ve Proje Şefi olarak çalıştı ve halen bu görevine devam etmektedir. İyi derecede İngilizce bilmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.