

# ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN TASARIMINA BİR BAKIŞ

**E. Nadir Kaçar**

Termal Analiz Müh.,  
TEI Tusaş Motor Sanayi AŞ.,  
Eskişehir

Thermal Analysis Eng.,  
TEI Tusaş Engine Industries Inc.,  
Eskişehir, Turkey  
nadir.kaçar@tei.com.tr

**L. Berrin Erbay\***

Prof. Dr.,  
Eskişehir Osmangazi Üniversitesi,  
Mühendislik Mimarlık Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü,  
Eskişehir  
Prof. Dr.,  
Eskişehir Osmangazi University,  
Faculty of Engineering & Architecture,  
Department of Mechanical Engineering,  
Eskişehir, Turkey  
lberbay@gmail.com

## ÖZET

Sıcaklık farkları olan ve temas halinde bulunan iki veya daha fazla akışkan ya da bir katı ve bir akışkan ya da katı parçacıklar ile akışkan arasında termal enerji (entalpi) geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştiriciler denir. Isı değiştirici sistemlerde çoğunlukla sistem dışından ısı veya iş alışverişi gerçekleşmez. Bu tip cihazlar hem günlük hayatımızda hem de termik santrallerin buhar jeneratörleri, kimya endüstrisinde damıtıcılar, ısıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcılar, elektronik cihazlarda soğutucular, otomobil radyatörleri, gaz türbin motorlardaki rejeneratörler gibi endüstriyel uygulamalarda yaygın kullanıma sahiptir. Bu çalışmada, yaygın kullanıma sahip ısı değiştiricilerinin önemi gözetilerek kapsamlı bir giriş yapılacaktır. Temel tasarım yöntemleri özetlenecektir. Isı değiştiricilerin performansını etkileyen en önemli parametreler olan basınç düşümü ve kirlilik, ısı değiştirici tasarımına yeni başlayan mühendisleri teşvik amacıyla incelenecek ve özetlenecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı değiştiriciler, ısı değiştirici tipleri, ısı değiştirici yapıları

# A DESIGN REVIEW FOR HEAT EXCHANGERS

## ABSTRACT

A heat exchanger is a device that is used to transfer thermal energy (enthalpy) between two or more fluids, between a solid surface and a fluid, or between solid particulates and a fluid at different temperatures and in thermal contact. In heat exchangers, there is usually no external heat and work interactions. These devices can be used widely both in daily life and such industrial applications as steam generators in thermal power plants, distillers in chemical industry, evaporators and condensers in HVAC applications and refrigeration process, electronical heat sinks, automobile radiators, regenerators in gas turbine engines. In this study a comprehensive introduction is presented by considering the importance of widely used heat exchangers. The fundamental design methods are summarized. Since the most important parameters affecting the performance of the heat exchanger are pressure drop and fouling, these are investigated and summarized in order to encourage beginner engineers with heat exchanger design.

**Keywords:** Heat exchangers, types of heat exchangers, structures of heat exchangers

\* İletişim yazarı  
Contact author

Geliş tarihi : 30.05.2013  
Kabul tarihi : 23.09.2013

Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.14-43  
Kaçar, E. N., Erbay, L. B. 2013. "A Design Review For Heat Exchangers," Engineer and Machinery, vol 54, no. 644, p.14-43

## 1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Farklı branşlarda, farklı amaçlarla kullanılan ısı değiştiriciler; ısı değişim şekline, akışkan sayısına, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına (kompaktlık), yapısal özelliklerine, akış şekillerine, ısı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırılırlar [1].

### 1.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler; ısı değişim şekline göre doğrudan temaslı ve doğrudan temas olmayan olarak ikiye ayrılır (Şekil-1).

#### Doğrudan temas olmayan tip

Doğrudan temas olmayan ısı değiştiricilerde; akışkan akışları ayırıcı ve geçirimsiz (sızdırmaz) ayırıcı duvar sayesinde aralıksız olarak ısı transferi gerçekleşir. Akışkanlar arasında temas yoktur, bu tip ısı değiştiricilere yüzey ısı değiştiricileri de denilir ve doğrudan transfer tipi, depolama tipi, akışkan yatak olarak üçe ayrılır.

Doğrudan transfer tipi ısı değiştiricilerinde; ayırıcı duvar yardımıyla sıcak akışkandan soğuk akışkana sürekli ısı transferi gerçekleşir. Akışkanlar farklı bölümlerde hareket eder ve karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricilere reküperatör de denilir. Bazı örnek doğrudan transfer ısı değiştiricileri ise; borulu, levhalı ve kanatlı tip ısı değiştiricilerdir.

Depolama tipi ısı değiştiricilerde; iki akışkan sırayla aynı akış alanından geçer, bu sebeple ısı transferi aralıklıdır. Önce sıcak

## 1. CLASSIFICATION OF HEAT EXCHANGERS\*

Heat exchangers which are used for different aims in different applications are classified according to transfer processes, ratio of heat transfer surface area to volume (surface compactness), construction features, flow arrangements, heat transfer mechanisms [1].

### 1.1 Classification According to Transfer Process

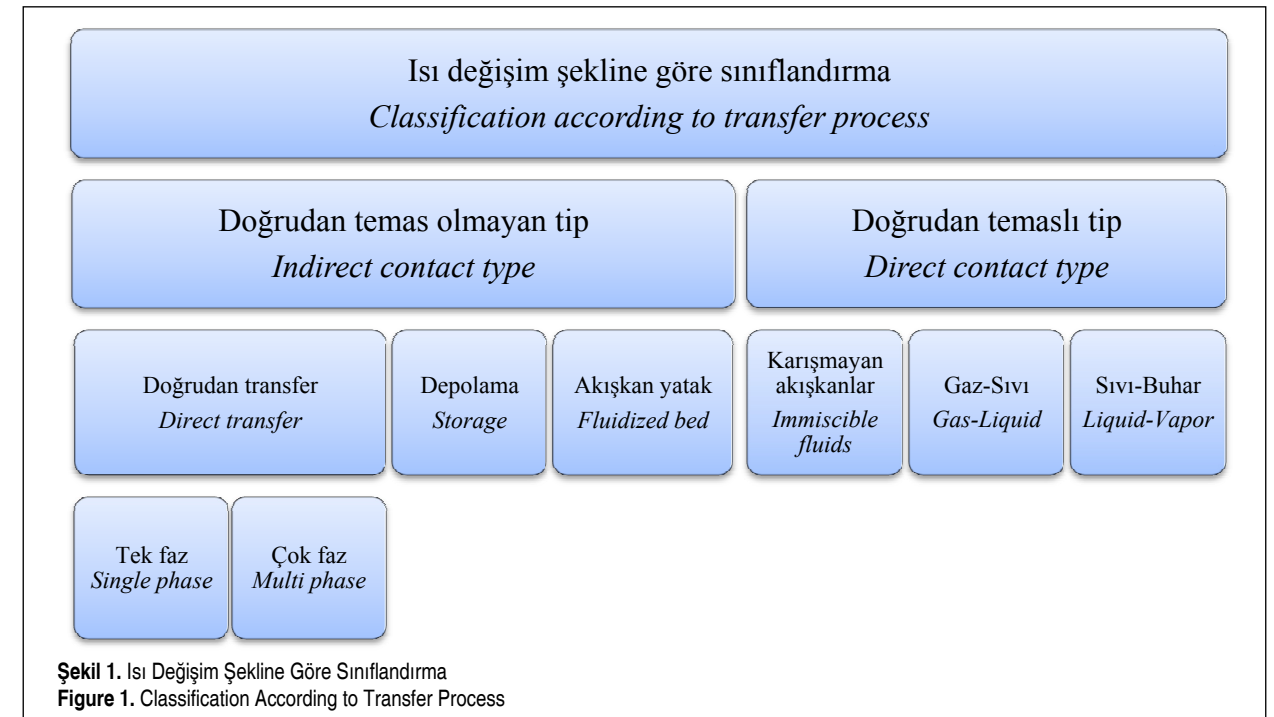
Heat exchangers are classified according to transfer processes into indirect and direct contact types (Fig.-1).

#### Indirect contact type

In an indirect contact heat exchanger; the fluid streams remain separate and the heat transfers continuously through an impervious dividing wall. There is no direct contact between thermally interacting fluids. These type of heat exchanger, also referred to as a surface heat exchanger, can be classified into direct transfer type, storage type and fluidized bed exchangers.

In direct transfer type heat exchangers, heat transfers continuously from the hot fluid to the cold fluid through a dividing wall. Each fluid flows in separate fluid passages and don't mix. These type of heat exchangers are also called recuperators. Some examples of direct transfer type heat exchangers are tubular, plate type and extended surface exchangers.

In a storage type exchanger, both fluids flow alternatively through the same flow passages, and hence heat transfer is in-



Şekil 1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma  
Figure 1. Classification According to Transfer Process

\* Makalenin İngilizcesi yazarları tarafından sağlanmıştır.

madde arayüzden geçer ve arayüzü ısıtır, daha sonra aynı bölgeden soğuk malzeme geçer ve sıcak arayüzden ısı transfer eder. Isı transfer yüzeyi ya da akış alanı genellikle matris denilen hücresel yapıdadır veya delikli, geçirgen katı malzemedir. Bu tip ısı değiştiricilere rejeneratör de denilir.

Akışkan yataklı ısı değiştiricilerde ise; iki akışkandan bir tanesi kendi akış alanından geçerken, diğeri sıcak katı partiküllerin arasından geçmektedir. İkinci akışkan yeterince hızlandığında katı partiküller akışkan partiküllerine yapışarak diğ maddenin akış alanı etrafında homojen olarak dağılmaya başlarlar, bundan dolayı sıcak katı madde ile soğuk madde arasında daha iyi ısı transferi gerçekleşir (Şekil-2).

### Doğrudan temaslı tip

Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerde; iki ayrı akışkan direk temasta bulunur, ısı transferi gerçekleşir ve tekrar ayrılırlar. Genellikle bu tip ısı değişiminde, ısı transferi yanı sıra kütle transferi de gerçekleşir. Doğrudan temas olmayan tipe göre; daha yüksek ısı transfer oranları yakalanır, ısı değiştirici imalatı ucuzdur ve ara yüzey olmadığı için tıkanma problemi de gerçekleşmez. Karışmayan akışkanlarla ısı değiştirici, gaz-sıvı ısı değiştirici ve sıvı-buhar ısı değiştiriciler olarak üçe ayrılabilirler.

Karışmayan akışkanlarla ısı değiştiricilerde, iki akışkan birbiriyle temas eder. Akışkanlar tek veya iki faz da olabilir, örnek olarak su-yağ arası ısı değişimi verilebilir.

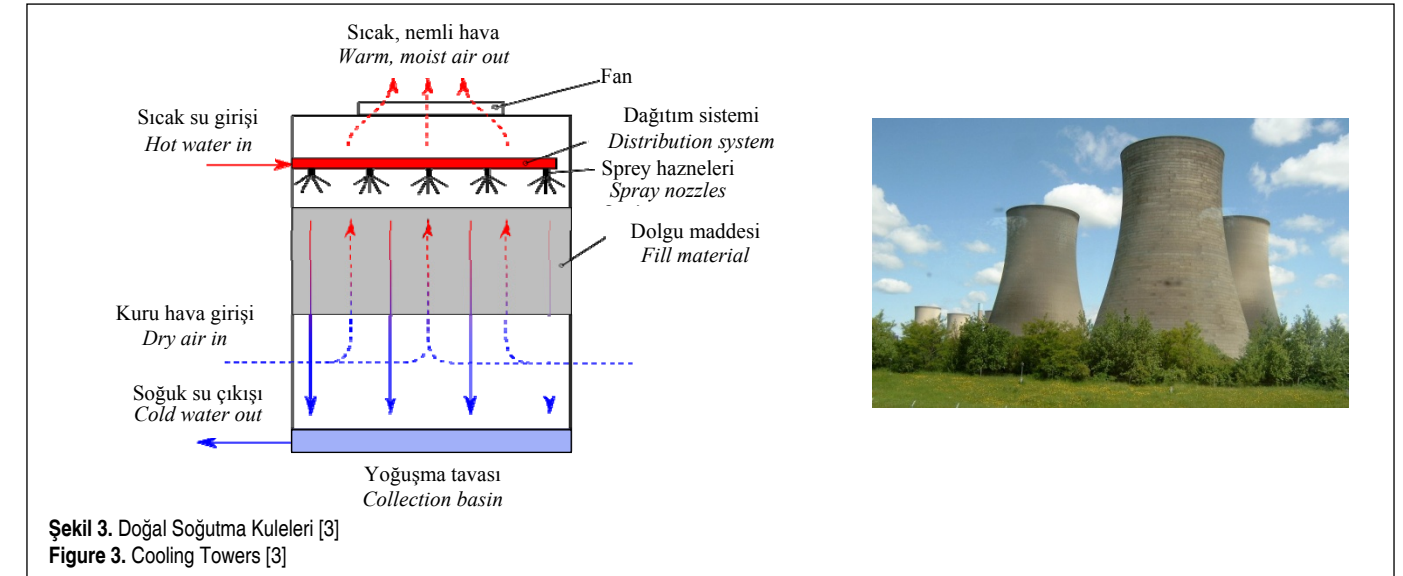
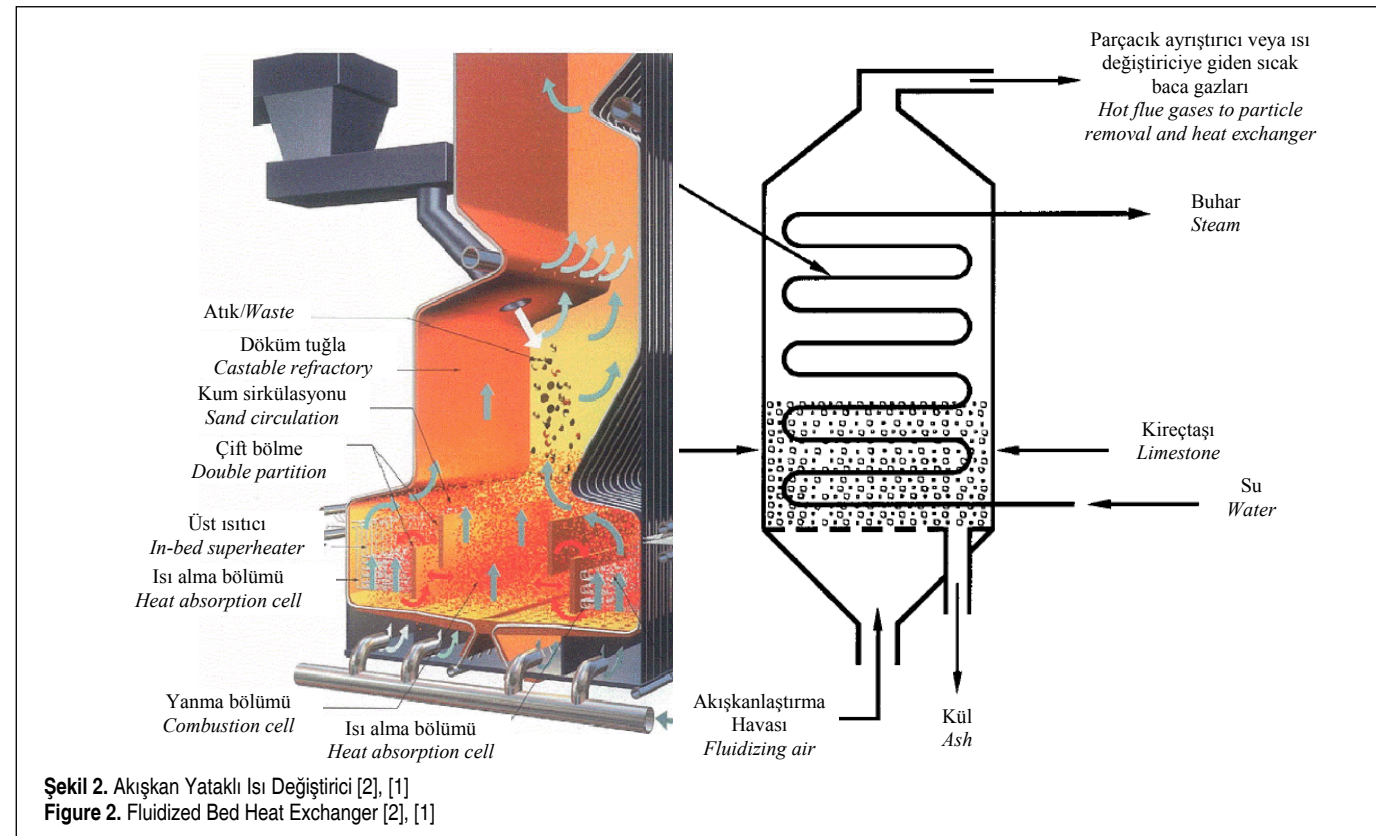
termittent. When hot fluid flows over the heat transfer surface, matrix wall is heated. As cold fluid flows through the same passages later, matrix wall gives up thermal energy to cold fluid. The heat transfer surface or flow passages is generally cellular in structure and is referred as a matrix or it is a permeable solid material. This type of heat exchangers are also referred as regenerators.

In fluidized bed heat exchanger; one fluid of a two fluid exchanger crosses through own flow passage, while the other one flows through finely divided hot solid particles. When second fluid reaches high velocity solid particles float homogeneously around first fluid flow passage via sticking to second fluid particles. Using this phenomena, better heat transfer occurs between hot and cold materials (Fig.-2).

### Direct contact type

In a direct contact heat exchanger; two fluid streams come into direct contact, exchange heat and are then separated. Common applications of a direct contact heat exchanger involve mass transfer in addition to heat transfer. Compared to indirect contact heat exchangers; in direct contact heat exchangers very high heat transfer rates are achievable, the exchanger construction is relatively inexpensive and the fouling problem is nonexistent, due to the absence of a heat transfer surface. They can be classified into immiscible fluid heat exchangers, gas-fluid and liquid-vapor heat exchangers.

In immiscible fluid exchangers, fluid streams are brought into



Gaz-sıvı ısı değiştiricilerde; bir akışkan gaz (genellikle hava) iken diğ akışkan sıvıdır (genellikle su) ve enerji transferinden sonra ayrılmaya hazırdırlar. Bu ısı değiştiricilerde enerji transferinin % 90'ı kütle transferi yolu ile gerçekleşir. Örnek olarak; ıslak soğutma kulesi (Şekil-3), iklimlendirme sprej haznesi sayılabilir.

Sıvı-buhar ısı değiştiricilerinde ise; buhar soğutma suyu kullanılarak yoğuşturulur, ya da su, atık buhar kullanılarak direk temas ile ısıtılır. Buhar akümülatörleri örnek olarak verilebilir.

### 1.2 Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

Çoğu ısıtma-soğutma işlemi iki akışkan arasındaki ısı transferini içerir. Üç akışkan içeren ısı değiştiriciler ise kriyojenik'te ve bazı kimyasal işlemlerde kullanılırlar. On iki akışkana kadar bileşen içeren kimyasal işlemler olduğu bilinmektedir (Şekil-4).

### 1.3 Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma

Gövde-boru tipi ısı değiştiricilere oranla; kompakt ısı değiştiricilerde birim hacim için daha fazla ısı transfer yüzeyi bulunmaktadır. Bunun sonucu olarak, azaltılmış hacim, ağırlık

direct contact. Fluids may be single phase or two phase. Water-oil heat transfer is a typical example.

In gas-liquid exchangers, one fluid is a gas (commonly air) and other liquid (commonly water) and are readily separable after the energy exchange. In these exchangers, more than 90% of the energy transfer is by virtue of mass transfer. A wet cooling tower (Fig.-3) and air-conditioning spray chamber are typical examples.

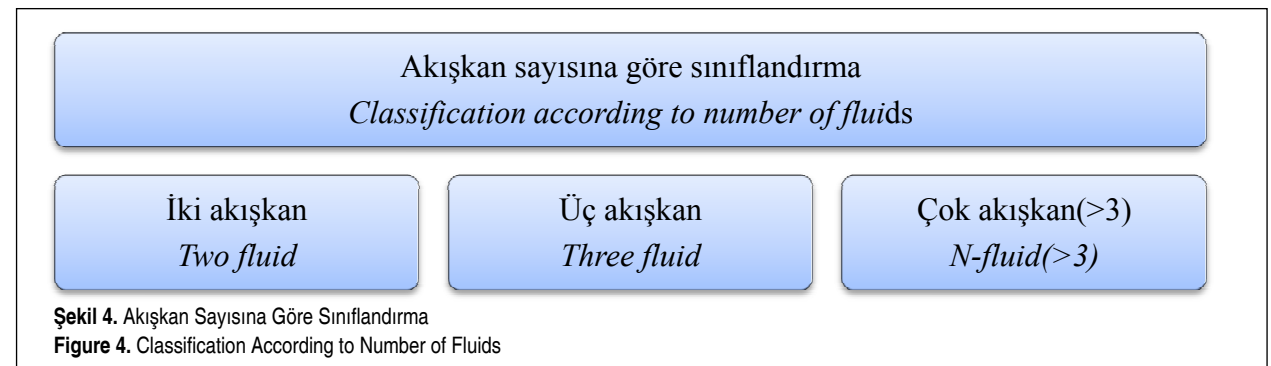
In liquid-vapor exchangers, steam is condensed using cooling water or water is heated with waste steam through direct contact. Steam accumulators are typical examples.

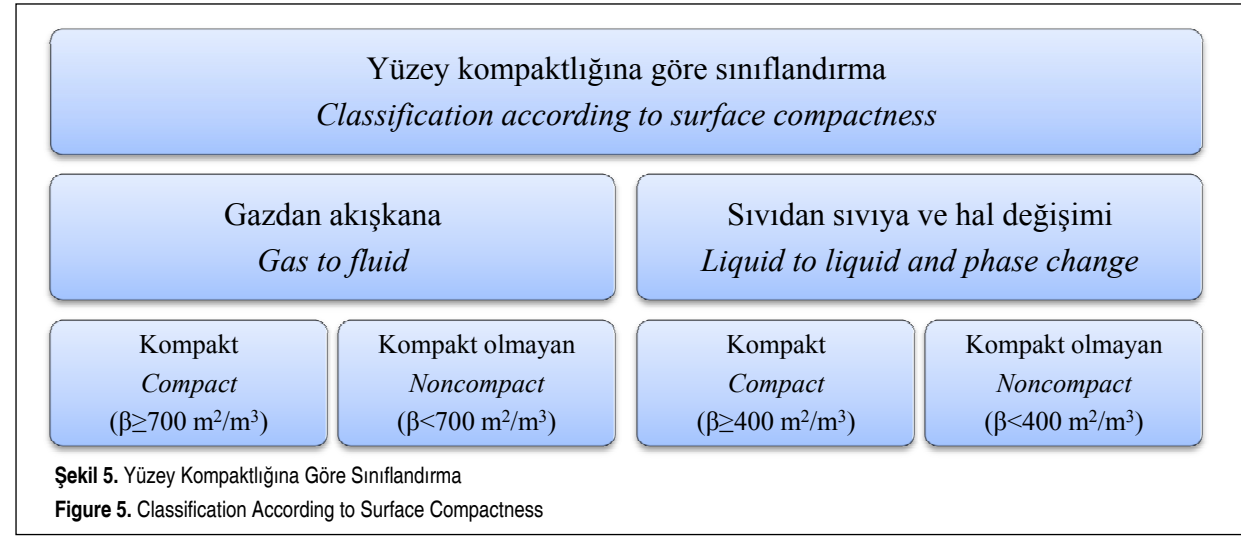
### 1.2 Classification According to Number of Fluids

Most processes of heating, cooling involve transfer of heat between two fluids. Three fluid heat exchangers are widely used in cryogenics and some chemical processes. Heat exchangers with as many as twelve fluid streams have been used in some chemical process applications (Fig.-4).

### 1.3 Classification According to Surface Compactness

Compared to shell-and-tube exchangers, compact heat exchangers are characterized by a large heat transfer surface area resulting in reduced space, weight and cost. Compact





ve maliyet elde edilir. Gazdan-akışkana ve sıvıdan-sıvıya, faz değişimi olarak ikiye ayrılabilir (Şekil-5). İki farklı ayırım için kompaktlık kriteri farklıdır.

Yüzey alan yoğunluğu ( $\beta$ ) ise Denklem-1'e göre hesaplanır.

$$\beta = \frac{A_h}{V_{\text{toplam}}} \quad (1)$$

#### Gazdan-akışkana ısı değiştiricileri

Gazdan-akışkana ısı değiştiricilerde; gazların ısı transfer katsayısının, sıvılara göre düşük olması önemli bir problemdir. Fakat ısı değiştiricide, ısı transferi yapan iki taraf için de ısı iletkenlik aynı olmalıdır. Bu sebeple, gaz tarafında daha fazla transfer yüzeyi elde edebilmek amacıyla kanatçıklar (fin) kullanılır. Genellikle azımsanmayacak seviyede maliyet, ağırlık ve hacim tasarrufu sağlar; fakat yüzeylerde kirlilik, tıkanma, korozyon problemleri barındırır.

#### Sıvıdan-sıvıya, faz değişimi ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerden bazıları; contalı levhali, kaynaklı levhali ve baskılı levhali tipleridir.

#### 1.4 Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler genellikle yapısal özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Dört ana tip ise; borulu, levhali, kanatlı ve rejeneratör tipleridir (Şekil-6).

#### Borulu ısı değiştiriciler

Borulu ısı değiştiriciler genellikle yuvarlak kesitli borulardan imal edilse de; eliptik, prizmatik ya da burulmuş tip borular da kullanılabilir. Borulu ısı değiştiriciler çoğunlukla aralarında yüksek basınç farkı bulunan akışkanlar için tasarlanır

heat exchangers are classified into gas-to-fluid and liquid to liquid, phase change exchangers (Fig.-5). There is different compactness criteria for each class.

Heat transfer surface area density ( $\beta$ ) can be calculated using Eqn.-1.

#### Gas to fluid heat exchangers

In gas to fluid heat exchangers there is one important problem that, the heat transfer coefficient gases are much smaller with respect to coefficient of liquids. The thermal conductances on both sides of the exchanger should be approximately the same. Thus for a balanced design extended surfaces are employed on the gas side. Generally they supply substantial cost, weight and volume savings. On the other hand, they contain fouling and corrosion problems.

#### Liquid to liquid, phase change heat exchangers

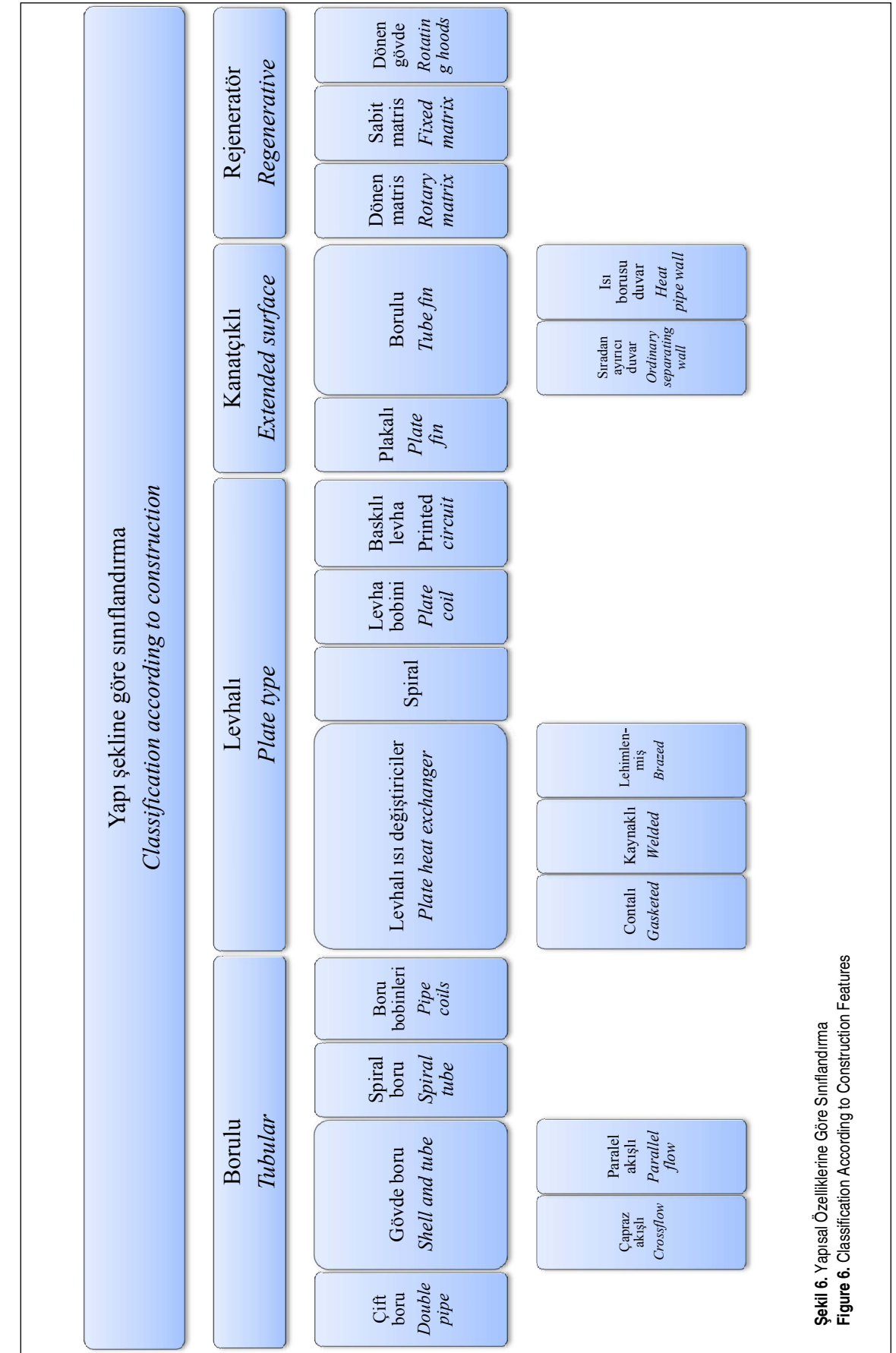
Some of these type of heat exchangers are gasketed plate, welded plate and printed circuit exchangers.

#### 1.4 Classification According to Construction Features

Heat exchangers are frequently characterized by construction features. Four major construction types are tubular, plate-type, extended surface and regenerative exchangers (Fig.-6).

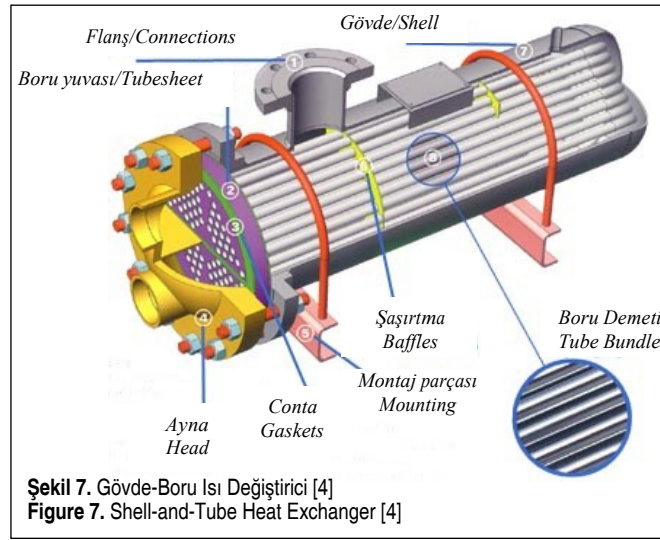
#### Tubular heat exchangers

These exchangers are generally built of circular tubes, although elliptical, rectangular or twisted tubes have also been used. Tubular exchangers can be designed for high pressure differences between the fluids and are used for liquid to liquid



ve sıvı-sıvı veya faz değişimi uygulamaları için kullanılır. Gövde-boru, çift boru ve spiral boru olmak üzere üçe ayrılırlar.

Gövde-boru ısı değiştiriciler; bir grup yuvarlak borunun, silindirik bir kabuğun içine yerleştirilmesiyle elde edilir. Ana bileşenleri; borular, gövde, ön ayna, arka ayna, şaşırtma levhası, boru destekleridir (Şekil-7). Standart gövde, ön ve arka ayna tipleri Şekil 8'de görülebilir.



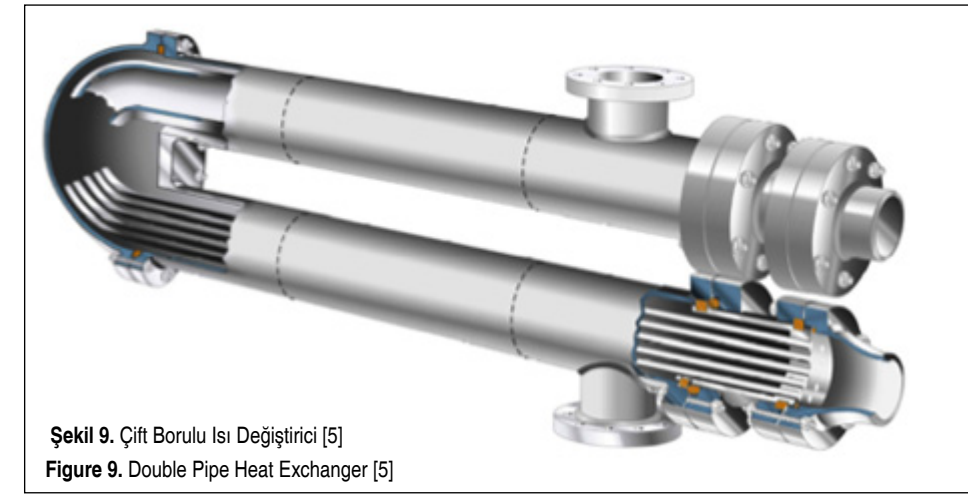
Şekil 7. Gövde-Boru Isı Değiştirici [4]  
Figure 7. Shell-and-Tube Heat Exchanger [4]

and liquid to phase change heat transfer applications. These exchangers may be classified as shell-and-tube, double-pipe and spiral tube exchangers.

Shell-and-tube heat exchangers are generally built of a bundle of round tubes mounted in a cylindrical shell. The major components are tubes, shell, front end head, rear end head, baffles and tubesheets (Fig.-7). Standard shell, front and rear end head types can be seen in Fig. 8.

Ön Ayna Sabit Tip Front-end stationary head	Gövde Tipi Shell types	Arka ayna Sabit tip Rear-end head types
A Kanal ve çıkarılabilir kapak Channel and removable cover	E Tek geçiş gövde One-Pass Shell	L Sabit boru yuvası, "A" gibi Fixed tubesheet Like "A" stationary
B Muhafaza kapağı Bonnet (integral cover)	F İki geçiş gövde ve yatay şaşırtma Two-pass shell longitudinal baffle	M Sabit boru yuvası, "B" gibi Fixed tubesheet Like "B" stationary
C Boru yuvası ve çıkarılabilir kapaklı kanal Channel integral with tube sheet and removable cover	G Ayrı akış Split Flow	N Sabit boru yuvası, "N" gibi Fixed tubesheet Like "N" stationary
D Yüksek basınç odalı Special high pressure closure	H İkiz ayrı akış Double split flow	P Dıştan sarılı, kayar ayna Outside naked floating head
	J Ayrılmış akış Divided flow	S Arka destekli kayar ayna Floating head with backing device
	K Kettle tipi Kettle type reboiler	T Çekmeli kayar ayna Pull through floating head
	X Çapraz akış Crossflow	U U boru demeti U tube bundle
		W Tam sızdırmaz kayar boru yuvası Externally sealed floating tubesheet

Şekil 8. TEMA Standardına Göre Gövde, Ön ve Arka Ayna Tipleri [1]  
Figure 8. Standard Shell, Front and Rear End Head Types According to TEMA [1]



Borulu ısı değiştiriciler; herhangi bir kapasite ya da çalışma ortamı için özel olarak tasarlanabildiklerinden, endüstriyel uygulamalarda yoğun olarak kullanılırlar.

Çift borulu ısı değiştiriciler; iç içe geçmiş iki boru bulundurulur. İçteki boru kanatçıklı veya düz olabilir (Şekil-9). Bir akışkan içteki boruda, diğeri ise iki boru arasında hareket eder.

Çift borulu ısı değiştiriciler; toplam ısı transfer alanının 50 m<sup>2</sup> ya da daha az olduğu küçük kapasiteli uygulamalar için kullanılırlar. Çünkü, birim ünite maliyeti fazladır.

Spiral borulu ısı değiştiriciler; bir gövde içinde, bobin gibi sarılmış bir ya da birden fazla spiral boru bulundurulur. Termal genleşme problem olmasa da, temizlemek neredeyse imkansızdır.

#### Levhalı tip ısı değiştiriciler

Levhalı tip ısı değiştiriciler, ince levhalar kullanılarak imal edilirler. Levhalar, düz ya da girintili-çukuntulu olabilir. Bu tip ısı değiştiriciler yüksek basınca, sıcaklığa ya da yüksek basınç veya sıcaklık farklarına dayanıksızdırlar. Contalı, spiral levhalı, lamelli olarak üçe ayrılırlar.

Contalı levhalı ısı değiştiriciler, ince metal levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Bu levhaların dört köşesinde akışkanların geçebilmesi için delikler bulunmaktadır. Uygun contalarla akışkanlar yönlendirilir ve birbirlerine karışmaları engellenir (Şekil-10). Sıkıştırma çubukları ile sıkıştırılır. İştenildiğinde sisteme levha eklenip çıkarılarak, ısı kapasite değiştirilebilir.

Spiral levhalı ısı değiştiricilerde ise; iki uzun metal şerit levha helisel sarılarak, iki akışkan için spiral akış yolu çifti oluşturulur (Şekil-11). Bu spiral dönüşlerden dolayı spiral plakalı ısı değiştiricilerin çapı çok fazladır. Sistemin ısı transfer katsayıları; gövde-boru tip ısı değiştiricilerinden fazla olsa da, levhalı ısı değiştiricilerinden azdır.

Lamelli ısı değiştiricileri; bir grup boruyu saran bir levha

Tubular heat exchangers are widely used in industry because of being designed for any capacity and operation conditions.

Double pipe heat exchangers consist of two concentric pipes with the inner pipe plain or finned (Fig.-9). One fluid flows in the inner pipe and the other fluid flows in the annulus between pipes.

Double pipe heat exchangers are generally used for small capacity applications where the total heat transfer area required is 50 m<sup>2</sup> or less because it is expensive per unit surface area.

Spiral tube heat exchangers consist of one or more spirally wound coils fitted in a shell. Thermal expansion is no problem, but cleaning is almost impossible.

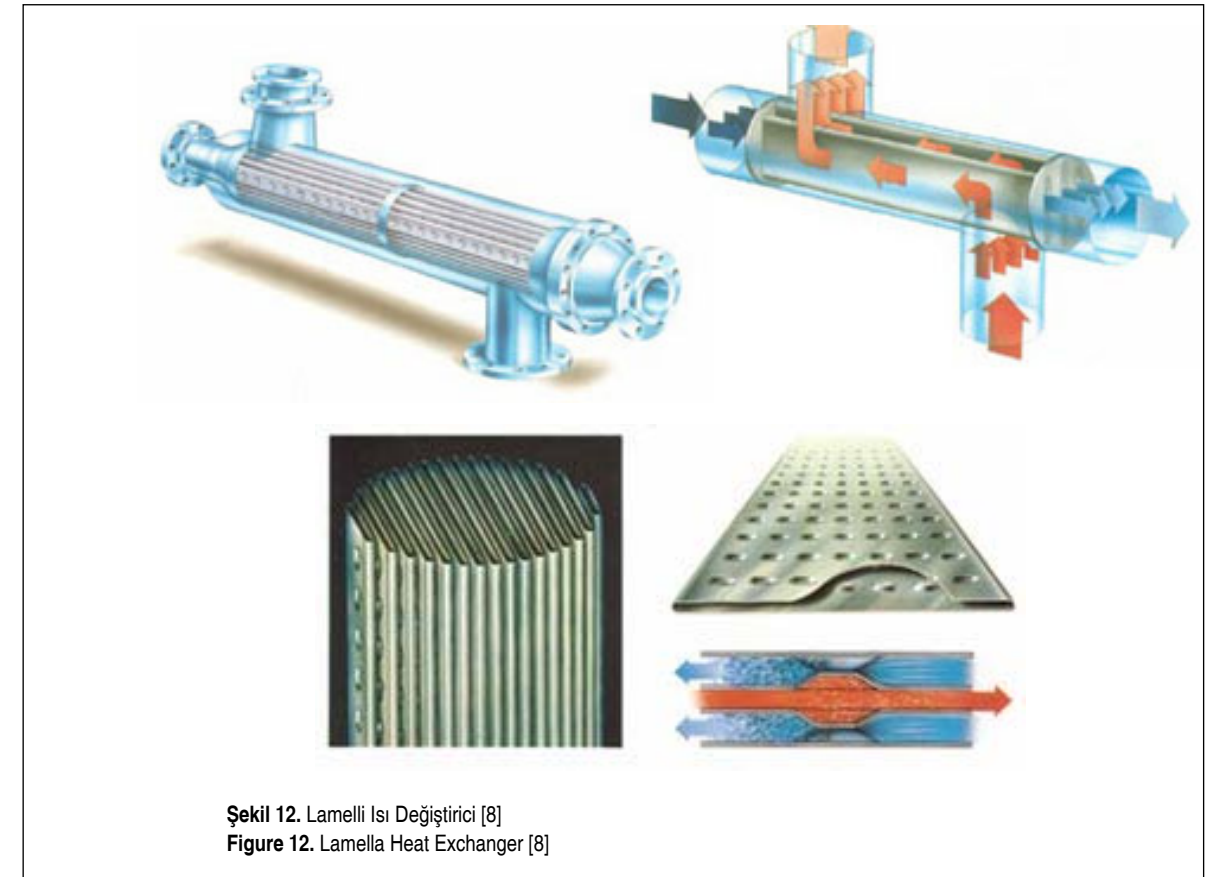
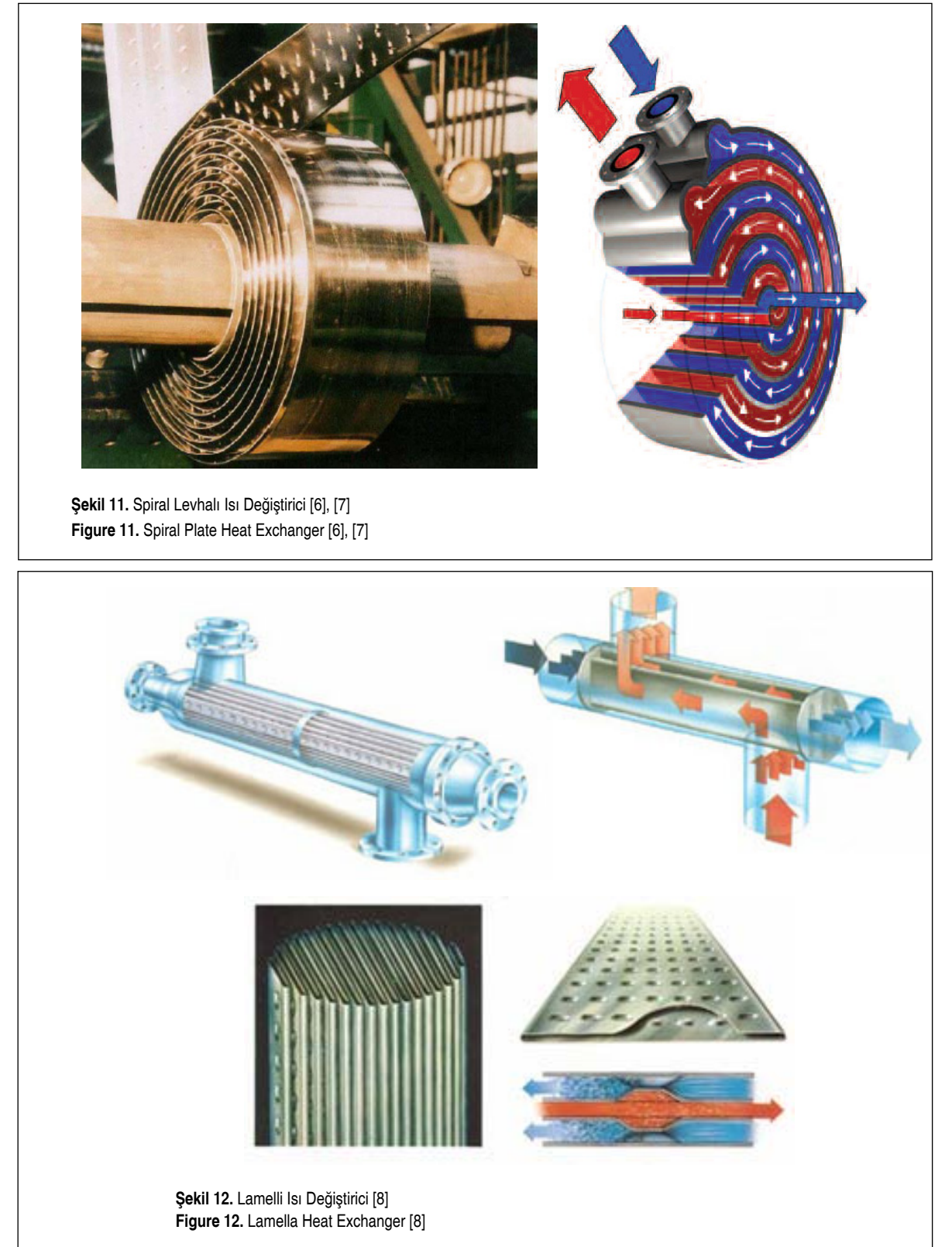
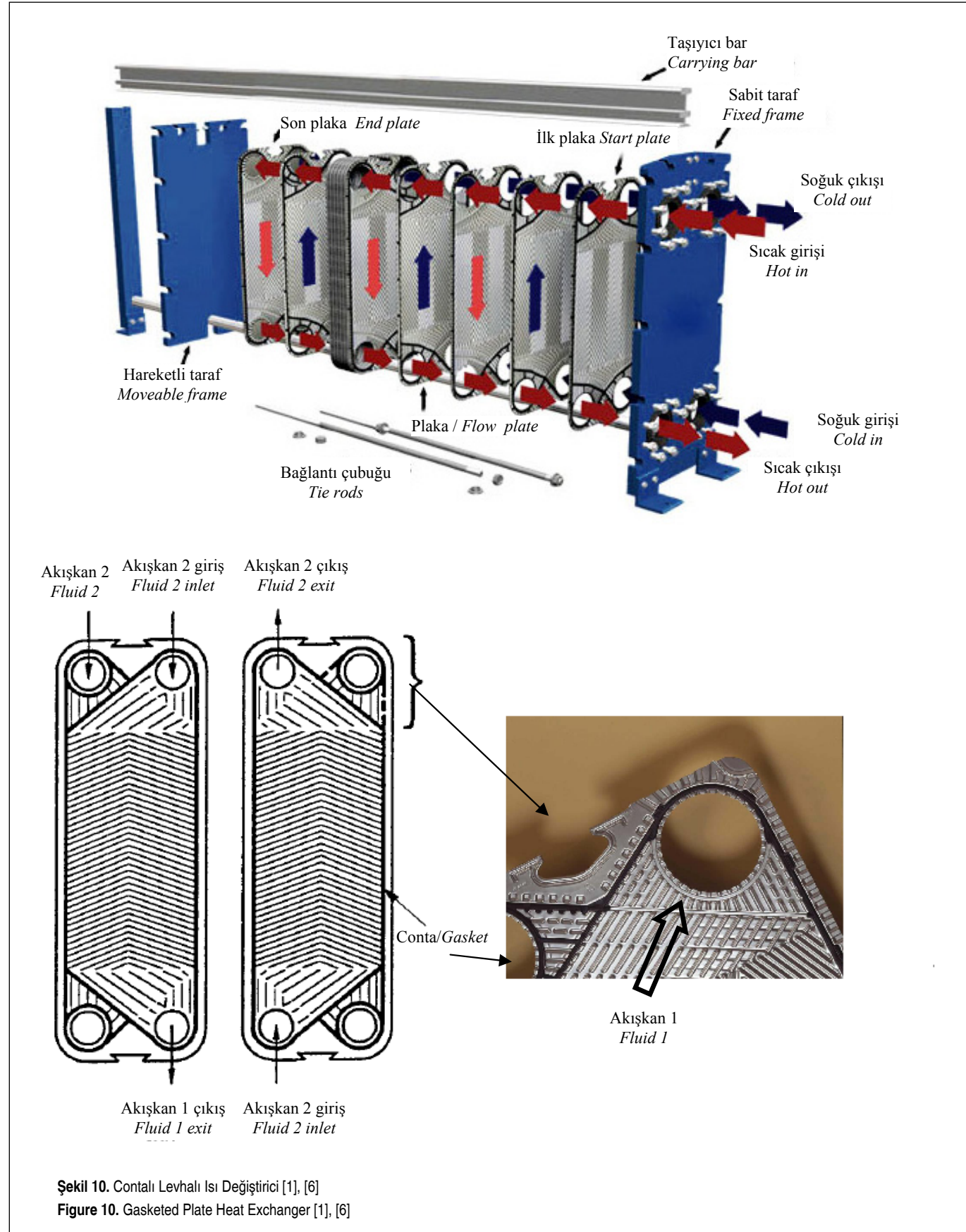
#### Plate type heat exchangers

Plate type heat exchangers are usually built of thin plates. The plates are either smooth or have some form of corrugation. These exchangers can not accommodate very high pressures, temperatures or pressure and temperature differences. Plate heat exchangers can be classified as gasketed plate, spiral plate and lamella.

Gasketed plate heat exchangers consist packaged thin metal plates. There are holes on plate at four corner for fluid to cross. Fluids are orientated and restrained to mix using suitable gaskets (Fig.-10). Package is compressed by compression bolts. Capacity can be changed by adding or subtracting plate.

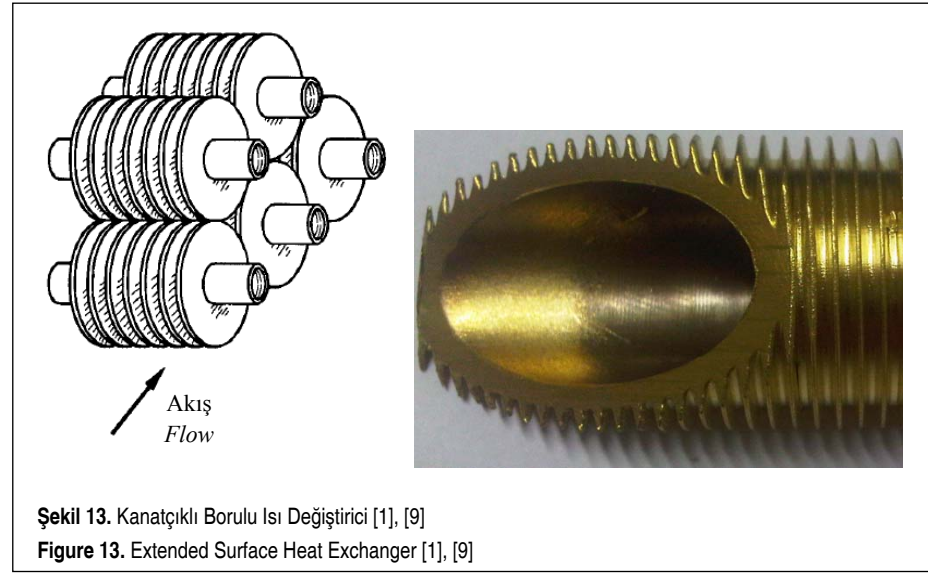
Spiral plate heat exchangers consist two relatively long strips of sheet metal wrapped helically to form a pair of spiral channels for two fluids (Fig.-11). These heat exchangers have relatively large diameter because of the spiral turns. The heat transfer coefficients are not as high as plate types but higher than that for a shell and tube exchanger.

Lamella heat exchangers consist of an outer tubular shell sur-



gövdeden oluşur, fakat bu borular düzleştirilmiş ince borulardır (Şekil-12). Bu tip ısı değiştiriciler selüloz ya da kağıt endüstrisinde kullanılırlar.

rounding an inside bundle of elements which are flat tubes (Fig.-12). These exchangers are used for pulp and paper industry.



### Kanatlı tip ısı değiştiriciler

Daha önce de bahsedildiği gibi; yüksek ısı değiştirici verimine ihtiyaç duyulan, daha kompakt ısı değiştiricilere ihtiyaç olduğunda kanatlı ısı değiştiriciler kullanılır. Bu tip ısı değiştiriciler kanatçıklı levha ve kanatçıklı boru olmak üzere iki ana bölüme ayrılır. Kanatçıklı levha modelinde, yüzey alanını arttırmak için levha bükülerek çıkıntılar oluşturulur. Araç radyatörleri de bu tip ısı değiştiricilere örnektir. Kanatçıklı boru modelinde ise; boruların dış yüzeylerinde dairesel çıkıntılar bulunmaktadır (Şekil-13).

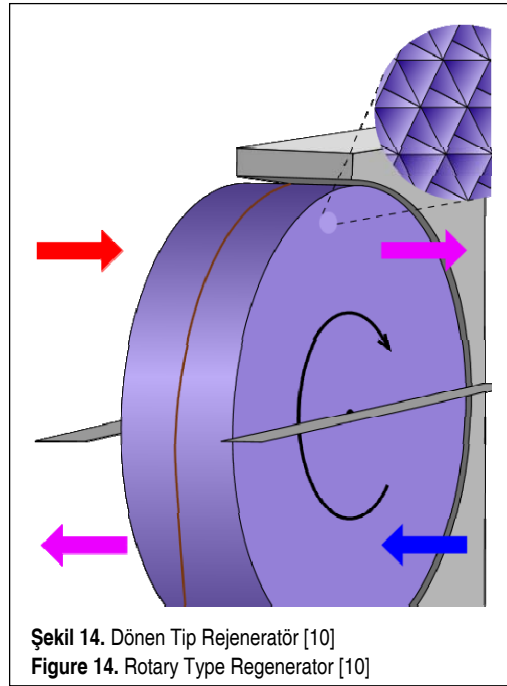
### Rejeneratörler

Rejeneratörler; depolama tipi ısı değiştiricilerdendir. Dönen tip rejeneratörler (Şekil-14), sabit matris rejeneratörler, periyodik akım rejeneratörleri ve ısı akümülatörü olarak sınıflandırılabilirler.

Rejeneratörlerin avantajları; rekuperatöre göre daha kompakt olması ve ekonomik olmasıdır. Bunun sebebi ise, sıcak ve soğuk gaz akışlarının radyal conta veya vanalarla ayrılmasıdır.

### 1.5 Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricilerinde akış şekillerinin seçimi; verim, basınç düşümü, minimum maksimum hızlar, akış güzergahları, termal kaynaklı stresler, sıcaklık seviyeleri, borulama işlemleri ve diğer tasarım kriterlerine göre yapılır. Tek geçişli ve çok geçişli olarak ikiye ayrılırlar (Şekil-15).



### Extended surface heat exchangers

Extended surface heat exchangers are used for the case that high heat exchanger efficiency and more compact heat exchangers are needed. These type of exchangers can be classified into plate-fin and tube-fin exchangers. Plate are corrugated to extend surface area for plate finned type. Automotive radiators are examples for this case For the tube-finned exchangers, there are annular fins at the external surface of tubes (Fig.-13).

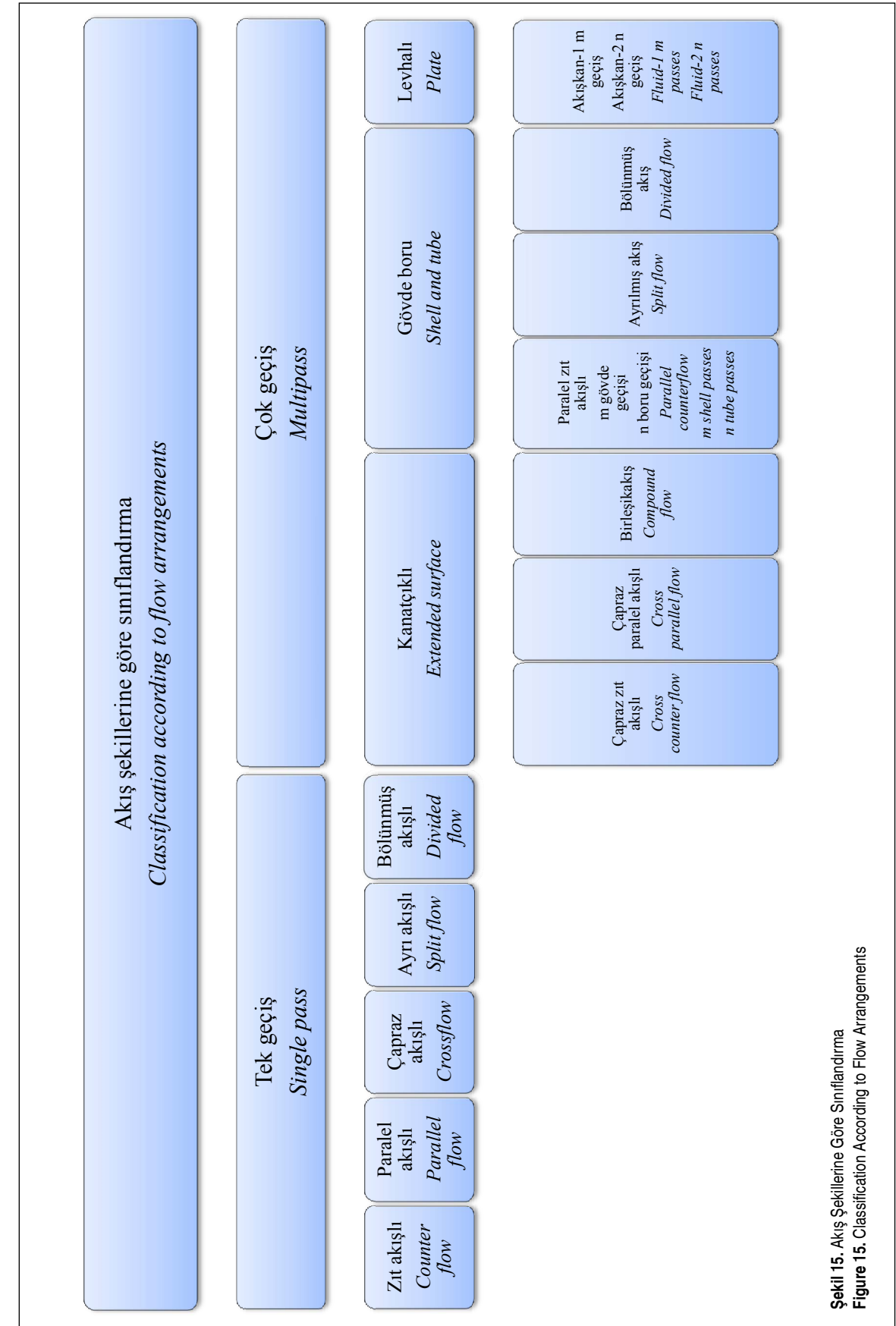
### Regenerators

Regenerators are storage type heat exchangers. They can be classified into rotary type (Fig.-14), fixed matrix, periodic flow regenerators and heat accumulators.

The main advantage of regenerator is being more compact and economic with respect to recuperators. The reason is separation of hot and cold gas streams via radial gaskets or valves.

### 1.5 Classification According to Flow Arrangements

The choice of a particular flow arrangement is dependent on effectiveness, available pressure drops, minimum and maximum velocities, flow paths allowable thermal stresses, temperature levels, piping considerations and other design criteria. Heat exchangers are classified into single pass and multi pass (Fig.-15).



### Tek geçişli ısı değiştiriciler

Bu tip ısı değiştiriciler; zıt yönlere akış (Şekil-16), paralel akış, karşı akış olarak ana bölümlere ayrılır. Zıt yönlere akış modelinde; akışkanlar birbirlerine paralel, fakat ters yönde hareket ederler. Bu tip akış modeli, termodinamik olarak diğer akış modellerine göre daha üstündür [11].

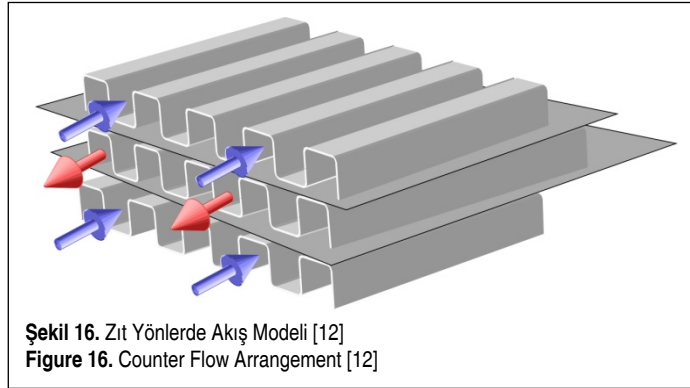
Paralel akış modelinde ise; akışkanlar ısı değiştiricisine aynı taraftan girip, aynı taraftan terk ederler. Bu tip akış modeli, yüksek sıcaklık verimi gerektiren uygulamalar için kullanılmaları da; en yüksek duvar sıcaklığı yine zıt akışlı modelinkinden düşüktür. Karşı akışlı modelde, akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirlerine dik olarak hareket eder (Şekil-17). En yüksek sıcaklık farkları, sıcak ve soğuk akışkanın giriş yaptığı köşelerde görülür.

### Çok geçişli ısı değiştiriciler

Isı değiştiricilerin boylarının çok uzun olması gerektiğinde,

### Single pass heat exchangers

These type of heat exchangers consist counter flow (Fig.-16), paralel flow and cross flow types. In a counter flow heat exchanger, two fluids flow paralel to each other but in opposite directions. Counterflow arrangement is thermodynamically superior to any other flow arrangement [11].



In a paralel flow exchanger, the fluid streams enter together at one end and leave together at the other end. Even if this type of flow arrangement is not used for high thermal efficiency applications, maximum wall temperature is lower than that of counter flow. In cross flow exchangers, two fluids flow in directions normal to each other (Fig.-17). The largest structural temperature difference exists at the corner of the entering hot and cold fluids.

difference exists at the corner of the entering hot and cold fluids.

### Multi pass exchangers

When the design of a heat exchanger results in either an ex-

çok düşük akışkan hızları elde edildiğinde ya da çok düşük verim elde edildiğinde; çok geçişli ya da birbirine bağlanmış birden fazla tek geçişli ısı değiştirici kullanılır. En önemli avantajı; ısı değiştiricinin toplam verimini, yalnız bir geçiş verimine göre daha fazla arttırmasıdır. Kanatçıklı (Şekil-18-a), gövde-boru (Şekil-18-b) ve levhalı olarak üçe ayrılır.

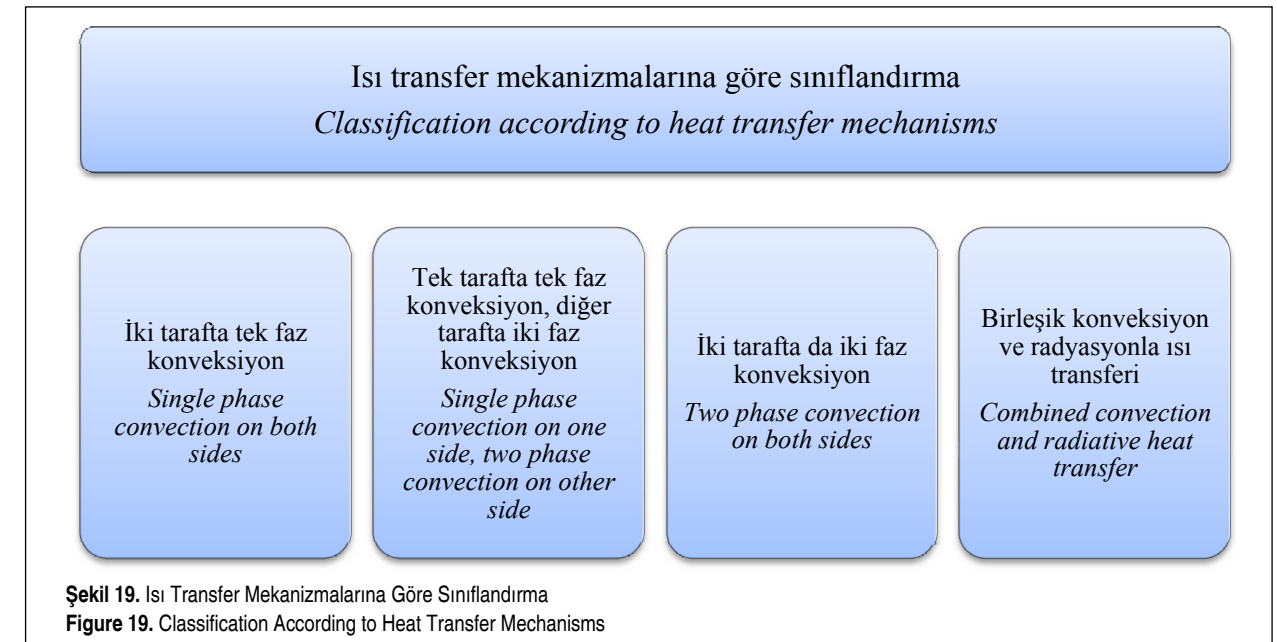
### 1.6 Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma

Termal enerjiyi, ısı değiştiricinin bir tarafındaki akışkandan ara yüzeye aktarmak için kullanılan temel ısı transfer mekanizmaları; tek faz konveksiyon (zorlanmış ya da doğal), iki faz konveksiyon (zorlanmış ya da doğal konveksiyon aracılığıyla yoğuşma veya buharlaşma) ve birleşik konveksiyon ve radyasyon ısı transfer mekanizmalarıdır (Şekil-19).

trime length, significantly low fluid velocities or a low effectiveness; multipass exchangers or several single pass in series are employed. One of the major advantage is to increase the exchanger overall effectiveness over the individual pass effectiveness. They can be classified as extended surface (Fig.-18-a), shell-and-tube (Fig.-18-b) or plate exchangers.

### 1.6 Classification According to Heat Transfer Mechanisms

The basic heat transfer mechanisms employed for transfer of thermal energy from the fluid on one side to the wall are single phase convection (forced or free), two phase convection (condensation or vaporization by forced or free convection) and combined convection and radiation heat transfer mechanisms (Fig.-19).



Şekil 19. Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma  
Figure 19. Classification According to Heat Transfer Mechanisms

Tek faz konveksiyon ile ısı transferi yapılan değiştiriciler örnek olarak otomotiv radyatörleri, yolcu kabini ısıtıcıları, ekonomizörler gösterilebilir. İki faz konveksiyona ise klimaların buharlaştırıcıları örnek verilebilir. Çok bileşenli iki faz konveksiyon, genellikle hidrokarbonların damıtılması sırasında karışık buharların yoğuşmasında görülür. Bunlara ek olarak; fosil yakıtlı enerji santrali kazanlarında radyasyon ile ısı transferi önemli bir yer tutmaktadır.

For example automotive radiators, passenger space heaters, economizers are exchangers which heat is transferred by single phase convection. Two phase convection occurs in air conditioner evaporators. Multicomponent two phase convection occurs in condensation of mixed vapors in distillation of hydrocarbons. Moreover, radiation heat transfer is a primary mode in fossil-fuel power plant boilers.

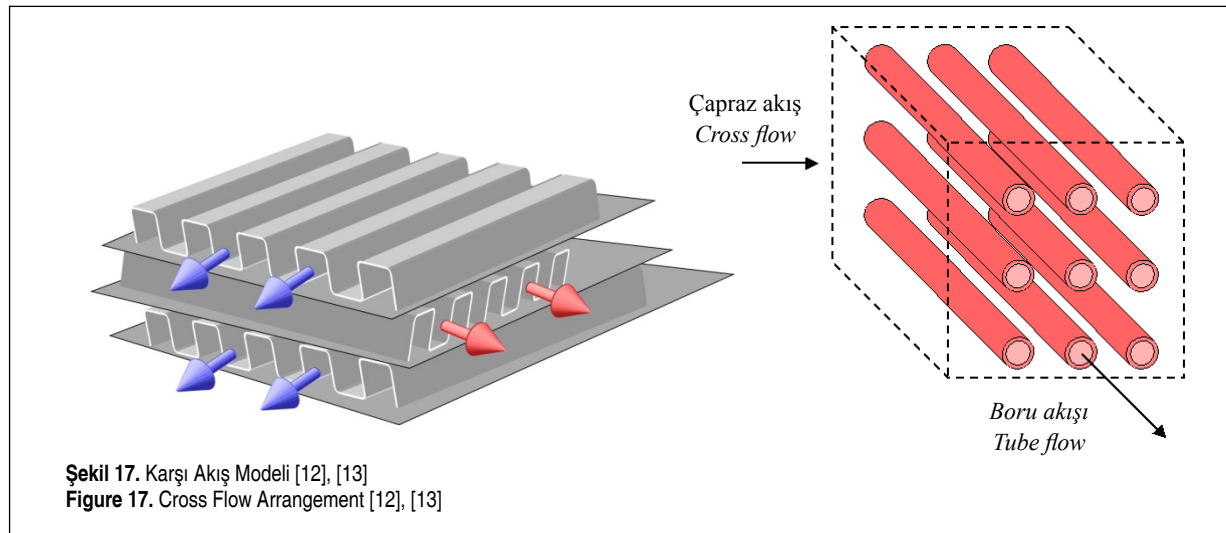
## 2. REKÜPERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Isı değiştiricilerin ısı transferi problemini basitleştirmek ve analiz edebilmek için temel kabuller yapılır. Bu kabuller;

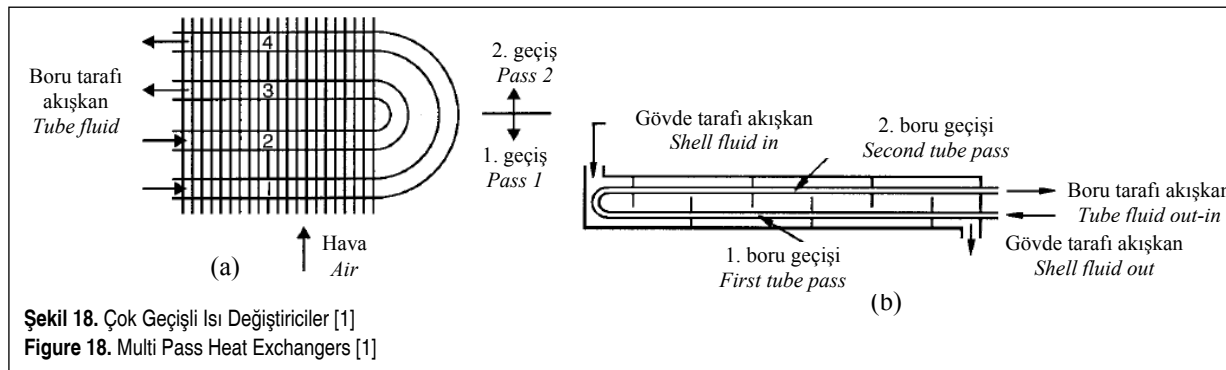
- Isı değişiminin sürekli rejimde olduğu,
- Isı değiştirici boyunca U toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu,

To ease the heat transfer problem of heat exchangers and to analyse it basic assumptions are made. These assumptions are those;

- Heat transfer is always developed,
- Along heat exchanger total heat transfer coefficient is constant,



Şekil 17. Karşı Akış Modeli [12], [13]  
Figure 17. Cross Flow Arrangement [12], [13]



Şekil 18. Çok Geçişli Isı Değiştiriciler [1]  
Figure 18. Multi Pass Heat Exchangers [1]

- Isı değiştiricisinin ortama karşı yalıtılmış olduğu, ısının sadece iki akışkan arasında geçtiği,
- Isı değiştirici içinde bir ısı üretimi olmadığı,
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
- Isı değiştirici içinde belirli bir kesit boyunca akışkan sıcaklığının aynı olduğu,
- Isı değiştirici yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığıdır [14].

Rekuperatörler, iki akışkanın ayrıncı bir duvar yardımıyla ısı alışverişini yaptıkları cihazlardır. Akışkanlar karışmaz ve ısı değiştiricide hareketli parça bulunmamaktadır. Rekuperatörlerin ısı dizaynı temel olarak üç yöntemle yapılmaktadır. Bunlar,  $\epsilon$ -NTU, P-NTU ve ortalama sıcaklık farkı yöntemleridir. Bunlara ek olarak grafiksel çözümlerin yapıldığı yöntemler bulunmaktadır.

## 2.1 $\epsilon$ -NTU Yöntemi

Bu yöntemde, sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transfer miktarı Denklem-2'ye göre hesaplanır.

$$q = \epsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = \epsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (2)$$

Denklem-2'de,  $\epsilon$  boyutsuz ısı değiştirici verimliliğidir ve geçiş birimi sayısına (NTU), ısı kapasite oranlarına ( $C^*$ ), akış düzenine bağlıdır.  $\epsilon$ , ısı değiştiricilerin termal performansının ölçütüdür ve sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transfer miktarının, termodinamiğe göre olası maksimum ısı transfer miktarına oranıdır (Denklem-3).

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3)$$

Isıl kapasite oranları ( $C^*$ ); iki akışkandan küçük ısı kapasiteye sahip olanın kapasitesinin, büyük olana oranıdır (Denklem-4) ve daima 1 veya 1'den küçüktür. Bu değer 1'e eşit olduğunda ısı değiştirici dengeli kabul edilir.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4)$$

Geçiş birim sayısı (NTU) ise, toplam ısıl iletkenliğin küçük olan ısıl kapasiteye oranıdır (Denklem-5).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5)$$

Farklı ısı değiştirici modelleri için  $\epsilon$ -NTU formülleri ve sınır şartları Tablo-1'de verilmektedir. Şekil 20'de bu parametrelerin, paralel ve karşı akış için ilişkileri gösterilmiştir.

- Heat exchanger is isolated from the environment and heat only transfers between two fluids,
- There is no heat production in heat exchanger,
- Specific heat and physical characteristics of fluids are constant,
- In heat exchanger along a specific sequence heat of fluid is constant,
- In the surface material of heat exchanger, there is no heat transfer via conduction in the direction of fluid stream [14].

Recuperators are devices in which two fluids make heat transfer with the help of a separator wall. Fluids don't mix and in heat exchanger there is no moving component. Recuperators' thermal design is made basically with three methods. These are;  $\epsilon$ -NTU, P-NTU and mean temperature difference methods. Besides these methods in which graphical solutions are made.

## 2.1 $\epsilon$ -NTU Method

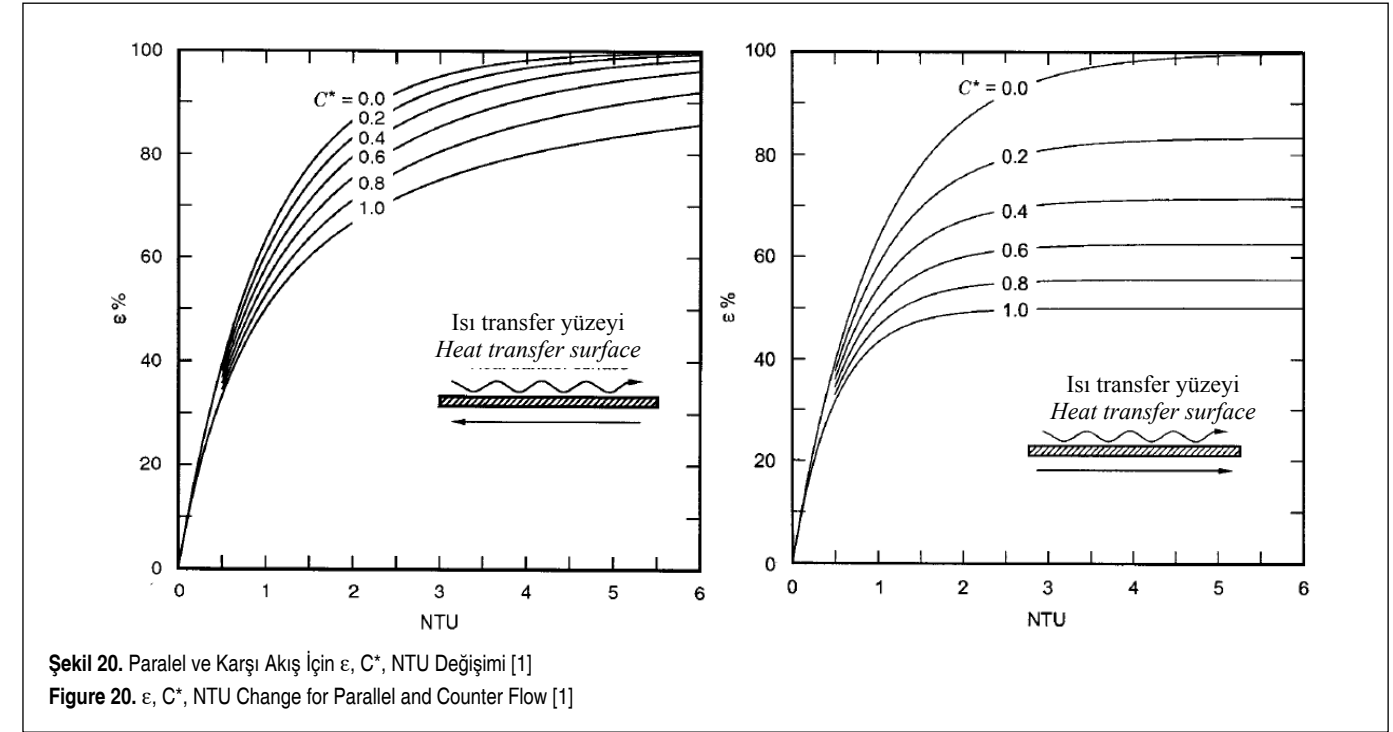
In this method, the amount of heat transfer from hot fluid to cold one is calculated using Eqn.-2.

where  $\epsilon$  is the dimensionless heat exchanger effectiveness and it depends on number of transfer unit (NTU), thermal capacity ratio ( $C^*$ ) and flow arrangements.  $\epsilon$  is the measurement of heat exchangers' thermal performance and it is the ratio of heat transfer amount from hot fluid to cold one against thermodynamically maximum possible heat transfer amount (Eqn.-3).

Thermal capacity ratio ( $C^*$ ); is the ratio of the fluid which has smaller thermal capacity to bigger one (Eqn.-4) and it is always 1 or smaller than 1. When this value is equal to one, heat exchanger is assumed balanced.

Number of transfer unit (NTU) is the ratio of total thermal conductance to smaller thermal capacity (Eqn.-5).

For different heat transfer models  $\epsilon$ -NTU equations and boundary conditions are presented in Table-1. Fig.-20 summarizes the relation between these parameters for parallel and counter flow arrangements.



Şekil 20. Paralel ve Karşı Akış İçin  $\epsilon$ ,  $C^*$ , NTU Değişimi [1]

Figure 20.  $\epsilon$ ,  $C^*$ , NTU Change for Parallel and Counter Flow [1]

Tablo 1.  $\epsilon$ -NTU Formülleri [4]

Table 1.  $\epsilon$ -NTU Equations [4]

Akış Düzeni Flow Arrangement	$\epsilon$ -NTU Formülleri / $\epsilon$ -NTU Formulas	$C^*=1$ için $\epsilon$ -NTU formülleri $\epsilon$ -NTU Formulas for $C^*=1$	NTU $\rightarrow \infty$ için $\epsilon$ 'nin asimtot değeri Asymptotic value of $\epsilon$ when NTU $\rightarrow \infty$
Zıt akış Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	Tüm $C^*$ 'ler için $\epsilon=1$ $\epsilon=1$ for all $C^*$
Paralel akış Parallelflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-NTU)]$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
Karşı akış, ikisi de karışmıyor Crossflow, both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$ $P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)!}{j!} y^{n+j}$	$C^*=1$ olduğundaki genel formülle aynı Same as general formula with $C^*=1$	Tüm $C^*$ 'ler için $\epsilon=1$ $\epsilon=1$ for all $C^*$
Karşı akış, biri karışıyor, diğeri karışmıyor Crossflow, one fluid mixed, other unmixed	$C_{min}$ karışmış, $C_{max}$ karışmamış / For $C_{min}$ mixed, $C_{max}$ unmixed $\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU \cdot C^*)\right]/C^*\right\}$ $C_{max}$ karışmış, $C_{min}$ karışmamış / For $C_{max}$ mixed, $C_{min}$ unmixed $\epsilon = \frac{1}{C^*} \left(1 - \exp\left\{-C^* \left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}\right)$	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$ $\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$	$C_{min}$ karışmış For $C_{min}$ mixed $\epsilon = 1 - \exp(-1/C^*)$ $C_{max}$ karışmış For $C_{max}$ mixed $\epsilon = \left[1 - \exp(-C^*)\right]/C^*$
Karşı akış, ikisi de karışıyor Crossflow, both fluids mixed	$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - \frac{1}{NTU}}$	$\epsilon = \frac{1}{2 \left[1 - \exp(-NTU)\right] - 1/NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
1-2 gövde-boru ısı değiştirici Gövde tarafı karışıyor. TEMA E tipi 1-2 shell-and-tube exchanger shell fluid mixed; TEMA E shell	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = NTU(1 + C^{*2})^{1/2}$ , $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$	$\epsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = \sqrt{2} NTU$	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2}}$



**Tablo 2.** P-NTU Formülleri [4]**Table 2.** P-NTU Equations [4]

Akış Düzeni Flow Arrangement	P-NTU formülleri P-NTU formulas	R <sub>1</sub> =1 için değerler Value for R <sub>1</sub> =1	NTU <sub>1</sub> → ∞ için değer Value for NTU <sub>1</sub> → ∞
Zıt akış, simetrik Counterflow stream symmetric	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}$ $NTU_1 = \frac{1}{1 - R_1} \ln \frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}$ , F=1	$P_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1}$ $NTU_1 = \frac{P_1}{1 - P_1}$ , F=1	$P_1 \rightarrow 1$ for R <sub>1</sub> ≤ 1 $P_1 \rightarrow 1/R_1$ for R <sub>1</sub> ≥ 1 NTU <sub>1</sub> → ∞, F=1
Paralel akış, simetrik Parallel flow stream symmetric	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 + R_1)]}{1 + R_1}$ $NTU_1 = \frac{1}{1 + R_1} \ln \frac{1}{1 - P_1(1 + R_1)}$ $F = \frac{(R_1 + 1) \ln[(1 - R_1 P_1)/(1 - P_1)]}{(R_1 - 1) \ln[1 - P_1(1 + R_1)]}$	$P_1 = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU_1)]$ $NTU_1 = \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1 - 2P_1}$ $F = \frac{2P_1}{(P_1 - 1) \ln(1 - 2P_1)}$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$ NTU <sub>1</sub> → ∞ F → 0

**Tablo 3.** Isı Değiştirici Parametrelerinin Değişimlerinin Etkisi [4]**Table 3.** The Effect of Change of Heat Exchanger Parameters [4]

Değeri Artan Değişkenler Specific Variable with Increasing Value	Etkilenen değişkenler Variables affected					
	ε	NTU	C*	q	T <sub>h,o</sub>	T <sub>c,o</sub>
$\dot{m}_h$ or C <sub>h</sub>	↑	↑	↓	↑	↑	↑
$\dot{m}_h$ or C <sub>c</sub>	↓	↓	↑	↑	↓	↓
T <sub>h,i</sub>	–	–	–	↑	↑	↑
T <sub>c,i</sub>	–	–	–	↓	↑	↑
h <sub>c</sub> or A <sub>c</sub>	↑	↑	–	↑	↓	↑
h <sub>h</sub> or A <sub>h</sub>	↑	↑	–	↑	↓	↑

Isı değiştiricinin temel parametrelerinin (sıcak ve soğuk akışkanın debi, giriş sıcaklığı ve entalpisi) ısı değiştirici değişkenlerine etkisi Tablo 3'te görülebilir.

## 2.2 P-NTU Yöntemi

P-NTU yönteminde, sıcak akışkandan soğuk olana yapılan ısı transferi Denklem-6'ya göre hesaplanır.

$$q = P_1 C_1 \Delta T_{max} = P_2 C_2 \Delta T_{max} \quad (6)$$

Denklem-6'da P, akışkan 1 ya da 2 için sıcaklık verimi olarak tanımlanır. ε ile benzer olarak boyutsuzdur ve geçiş birimi sayısına, ısı kapasite oranlarına, akış düzenine bağlıdır. Bu yöntem ε-NTU yönteminden daha önce kullanılmaya başlanmıştır ve daha sonra P-NTU yönteminin bir varyantı olarak

The effect of heat exchanger's basic parameters (flow rate, entrance temperature and enthalpy of hot and cold fluids) on the parameters of heat exchanger is in Table 3.

## 2.2 P-NTU Method

In P-NTU method heat transfer from hot fluid to cold one is calculated according to Eqn.-6.

In Eqn.-6 P is described as thermal effectiveness for fluid 1 or 2. It is dimensionless like ε and it depends on number of transfer unit, thermal capacity ratio and flow arrangement. This method is started to be used before ε-NTU method and later as a variant of P-NTU method ε-NTU method has appeared.

ε-NTU yöntemi ortaya çıkmıştır. P sıcaklık farklarının oranı alınarak hesaplanır (Denklem-7).

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \text{ ve / and } P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (7)$$

Geçiş birimi sayısı da, ε-NTU yöntemindeki gibi tanımlanır, iki akışkan için Denklem-8'deki gibidir.

$$NTU_1 = \frac{UA}{C_1} \text{ ve / and } NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (8)$$

$$\text{Isıl kapasite oranları (R) ise / Thermal capacity ratio (R); } R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \text{ ve / and } R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad (9)$$

$$\text{Buna göre/ According to these; } R_1 = \frac{1}{R_2}, NTU_1 = NTU_2 R_2 \text{ ve / and } P_1 = P_2 R_2 \quad (10)$$

yazılabilir.

Farklı ısı değiştirici modelleri için P-NTU formülleri Tablo-2'de verilmektedir.

## 2.3 Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi

Ortalama sıcaklık farkı yöntemi genellikle gövde-boru tip ısı değiştiricilerin tasarımında kullanılır. Bu yöntemde ortalama sıcaklık farkları (Denklem-11) ve ortalama logaritmik sıcaklık farkları (Denklem-12) değerleri yoluyla hesaplanır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkları, düzeltme faktörü kullanılarak ortalama sıcaklık farklarına dönüştürülür.

$$\Delta T_m = T_{h,i} - T_{c,i} = F \Delta T_{lm} \quad (11)$$

$$LMTD = \Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (12)$$

T<sub>1</sub> ve T<sub>2</sub> sıcaklık farkları ise, ısı değiştiricinin akış şekline göre değişir. Karşı akışlı model için Denklem-13'te, paralel akışlı model için Denklem-14'te gösterilmektedir.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \text{ ve / and } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (13)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \text{ ve / and } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (14)$$

Sıcaklık farkları bulunduğundan sonra, transfer edilen ısı miktarı bulunur (Denklem-15).

After temperature differences are calculated, transferred heat amount is found (Eqn.-15).

$$q = UA \Delta T_m \quad (15)$$

Ortalama sıcaklık farkı, Denklem-1 ve 5 ile ilişkilendirilebilir (Denklem-16).

Mean temperature difference can be associated with Eqn.-1 and 5 (Eqn.-16).

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} \epsilon}{NTU} = \frac{\Delta T_{max} P_1}{NTU_1} \quad (16)$$

Bir ısı değiştiricinin ısı hesabı için bu üç temel yöntem kullanılabilir. Genel olarak yöntemlerin hesap hassasiyetlerinden kaynaklı %3 civarı fark gözlenmektedir. Akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa ortalama sıcaklık farkı yöntemi, aksi durumlarda  $\epsilon$ -NTU ya da P-NTU yöntemlerinden biri kullanılabilir [14].

#### 2.4 $\psi$ -P ve $P_1$ - $P_2$ Yöntemleri

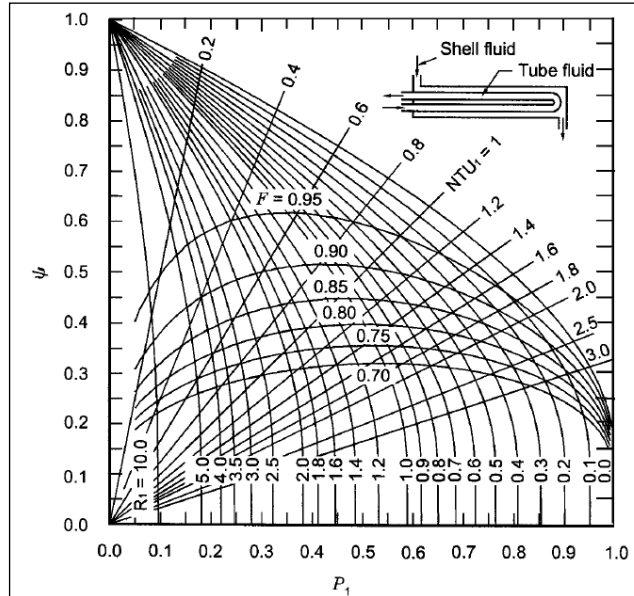
1967'de Mueller tarafından farklı bir yöntem tanımlanmış ve ısı değiştiricideki ısı geçişi miktarı buna göre hesaplanmıştır (Denklem-17).

$$q = UA\psi(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (17)$$

Denklem-17'deki  $\psi$ , ortalama sıcaklık farkının giriş sıcaklık farkına oranıdır.

$$\psi = \frac{\Delta T_m}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \quad \text{ve / and} \quad \psi = \frac{\epsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (18)$$

$\psi$ 'nin;  $P_1$ ,  $R_1$ ,  $NTU_1$  ve  $F$ 'nin değişimine göre değerleri grafiksel olarak verilmiştir (Şekil-21).



Şekil 21.  $\psi$ 'nin 1-2 TEMA E Tipi Gövde-Boru Isı Değiştiricideki Değişimi [4]  
Figure 21. The Change of  $\psi$  in 1-2 TEMA E Type Shell-and-Tube Heat Exchanger [1]

1990 yılında Roetzel ve Spang, ısı değiştiricilerin birçok temel boyutsuz değişkenini içeren bir grafik hazırlamışlardır (Şekil-22). Bu grafiği kullanarak herhangi bir iterasyon yapmadan kapasite ve boyut belirlenmesi yapılabilmektedir.

For thermal calculation of a heat exchanger, these basic three methods can be used. Generally around 3% difference based on methods' calculation sensitivity is observed. If entrance and exit temperatures of fluids are known, mean temperature difference method, otherwise either  $\epsilon$ -NTU or P-NTU method can be used [14].

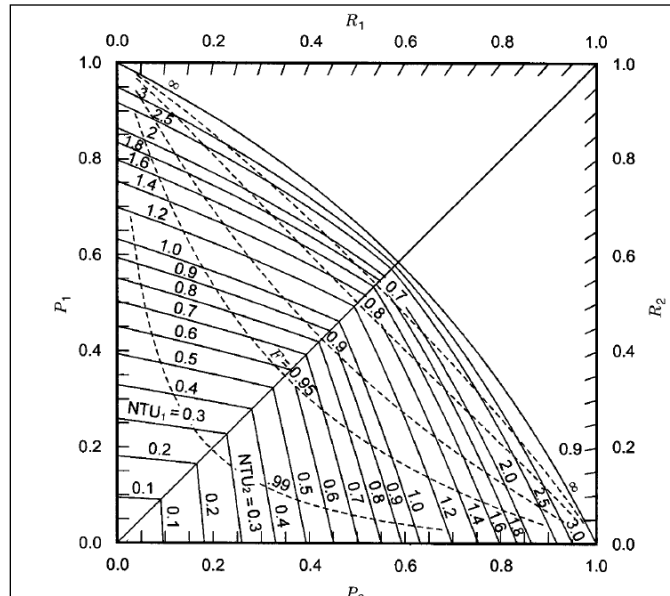
#### 2.4 $\psi$ -P and $P_1$ - $P_2$ Methods

In 1967 a different method was described by Mueller and heat transfer rate in heat exchanger was calculated accordingly (Eqn.-17).

$\psi$  in Eqn.-17 is the ratio of mean temperature difference to entrance temperature difference.

$$\psi = \frac{\epsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (18)$$

The values of  $\psi$  according to the change of  $P_1$ ,  $R_1$ ,  $NTU_1$  and  $F$  are shown graphically (Fig.-21).



Şekil 22. 1-2 TEMA E Tipi Gövde-Boru Isı Değiştiricinin  $P_1$ - $P_2$  Değişimi [4]  
Figure 22.  $P_1$ - $P_2$  Change of 1-2 TEMA E type Shell-And-Tube Heat Exchanger [1]

In 1990, Roetzel and Spang prepared a graph including many dimensionless parameters of heat exchangers (Fig.-22). Using this graph, capacity and dimension can be identified without iterating.

### 3. REJENERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Rejeneratörlerin tasarımında da reküperatörlerde olduğu gibi benzer kabuller yapılır. Bunlar kısaca, sistemin dışarıdan izole olması, faz değişiminin olmaması, radyasyon etkisinin ihmal edilebilir olması, dışarıya herhangi bir sızıntı olmaması, kütle ve matris yüzeyinin homojen dağılmış olmasıdır. Rejeneratörler dönen ve sabit matrisli modeller olarak yoğunlaşmıştır ve bu modellerin ısı tasarımında  $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> ve  $\Lambda$ -II olmak üzere iki yöntem kullanılır.

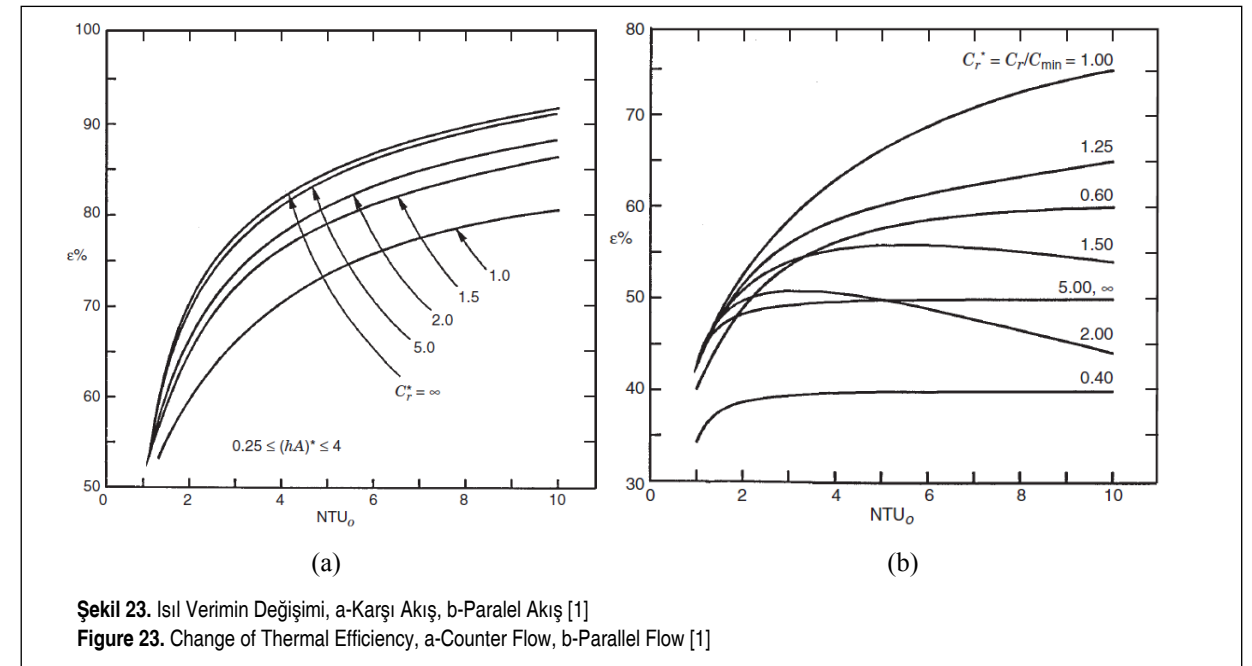
#### 3.1 $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> Yöntemi

$\epsilon$ , reküperatörlerin tasarımında da kullanıldığı gibi ısı verimi temsil eder ve transfer edilen ısı miktarının, mümkün olan maksimum ısı transferi miktarına oranıdır. Isıl verim, NTU<sub>0</sub> (Denklem-19),  $C^*$  (Denklem-20),  $C_r^*$  (Denklem-21), ve  $hA^*$  (Denklem-22) parametrelerinin fonksiyonu olarak bulunabilir.

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[ \frac{1}{1/(hA)_h + 1/(hA)_c} \right] \quad (19)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad (20)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (21)$$



Şekil 23. Isıl Verimin Değişimi, a-Karşı Akış, b-Paralel Akış [1]  
Figure 23. Change of Thermal Efficiency, a-Counter Flow, b-Parallel Flow [1]

### 3. DESIGN METHODS FOR REGENERATORS

In the design of regenerators similar assumptions to the ones in recuperators are made. These are, in short, isolation of the system from the outside, no phase transition neglectable radiation effect, no leakage towards outside, homogeneous distribution of mass and matrix surface. Regenerators are basically classified into rotary and fixed matrix models and in the thermal design of these models two methods,  $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> ve  $\Lambda$ -II are used.

#### 3.1 $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> Method

$\epsilon$  represents the thermal efficiency like in the design of recuperators and it is the ratio of transferred heat quantity to possible maximum heat transfer quantity. Thermal efficiency can be calculated as the function of NTU<sub>0</sub> (Eqn.-19),  $C^*$  (Eqn.-20),  $C_r^*$  (Eqn.-21), and  $hA^*$  (Eqn.-22) parameters.

$$(hA)^* = \frac{C_{min} \text{ tarafındaki } (hA)}{C_{max} \text{ tarafındaki } (hA)} \quad (22)$$

Karşı ve paralel akışlı rejeneratörlerde, ısı veriminin bu parametrelere göre değişimi Şekil 23'te verilmiştir.

### 3.2 $\Lambda$ - $\Pi$ Yöntemi

Genellikle sabit matrisli rejeneratörler için bu yöntem kullanılır. Zamandan bağımsız, uzaklıkla ilgili boyutsuz değişkenler kullanılarak çözüme ulaşılır. Bu yöntemde rejeneratör verimi,  $\Lambda_h, \Lambda_c, \Pi_h, \Pi_c$ 'nin fonksiyonudur (Denklem-23, 24).

In the counter and parallel flow regenerators the change of thermal efficiency according to these parameters is shown in Fig.-23.

### 3.2 $\Lambda$ - $\Pi$ Method

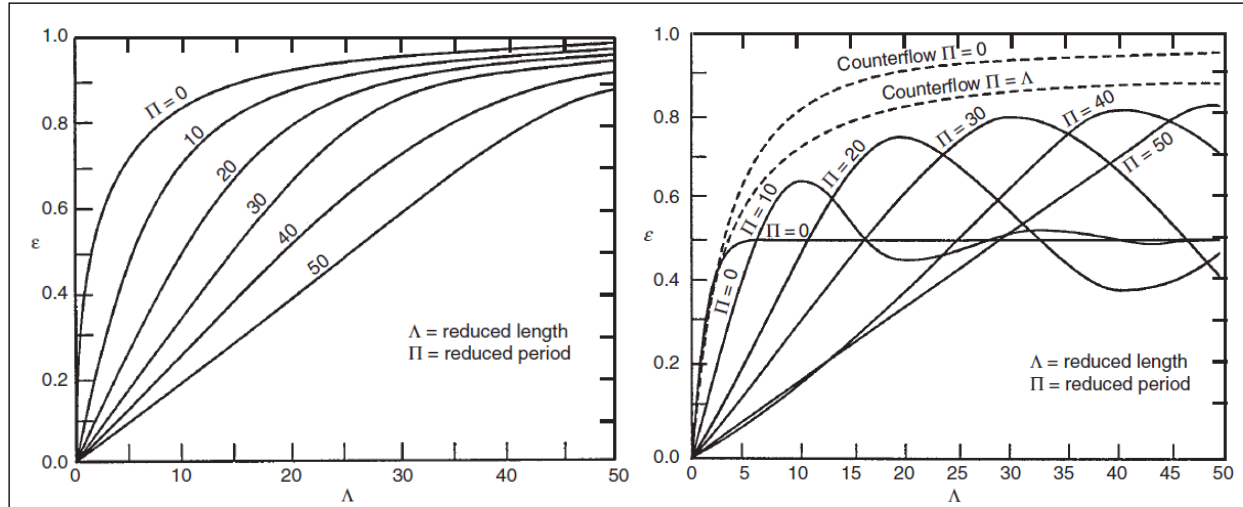
For fixed matrix regenerators generally this method is used. The solution is obtained by using time independent and spatial dimensionless variables. In this method regenerator efficiency is the function of  $\Lambda_h, \Lambda_c, \Pi_h, \Pi_c$  (Eqn.-23, 24).

$$\Lambda = bL \quad (23)$$

$$\Pi = cP_h \text{ veya/or } cP_c \quad (24)$$

Denklem-23 ve 24'te b ve c sabit sayılardır ve  $\Lambda$  boyutsuz uzunluk,  $\Pi$  boyutsuz periyot olarak tanımlanmıştır. Karşı akış ve paralel akışlı rejeneratörlerin verimine, boyutsuz uzunluk ve periyot değişkenlerinin etkisi Şekil-24'te verilmiştir.

In Eqn.-23 and 24, b and c are constant numbers and  $\Lambda$  and  $\Pi$  are described as dimensionless length and dimensionless period respectively. The effect of dimensionless length period change to counter flow and parallel flow regenerators is shown in Fig.-24.



Şekil 24.  $\Lambda$ - $\Pi$  Yönteminde Isıl Verimin Değişimi, a-Karşı Akış, b-Paralel Akış [1]  
Figure 24. Thermal Eff. Change in  $\Lambda$ - $\Pi$  Method, a-Counter Flow, b-Parallel Flow [1]

## 4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE BASINÇ DÜŞÜMÜ

Isı değiştiricilerde basınç düşümü çekirdek (core)'teki basınç düşümü ve akış yönlendirme cihazlarındaki (yardımcı elemanlar) olarak iki başlıkta incelenir [1]. Isı değiştiricilerde akış modeli karmaşık olduğundan, basınç düşümünün belirlenmesinde teorik analizlerin yanı sıra yaklaşık çözümlerden ve deneysel bulgulardan da yararlanır [14].

## 4. PRESSURE LOSS IN HEAT EXCHANGERS

Pressure drop of heat exchangers can be examined in two part which are core pressure drop and pressure drop in fluid distribution elements [1]. Because of flow arrangements of heat exchangers being complicated; approximate solutions and experimental findings are used as well as theoretical analyses to calculate pressure drop [14].

### 4.1 Çekirdekteki Basınç Düşümü

Isı değişim yüzeylerinin bir biriminde, akışın geçtiği her bölüm için gerçekleşen basınç düşümleri toplanarak toplam basınç kaybı elde edilir (Şekil-25). Buna göre;

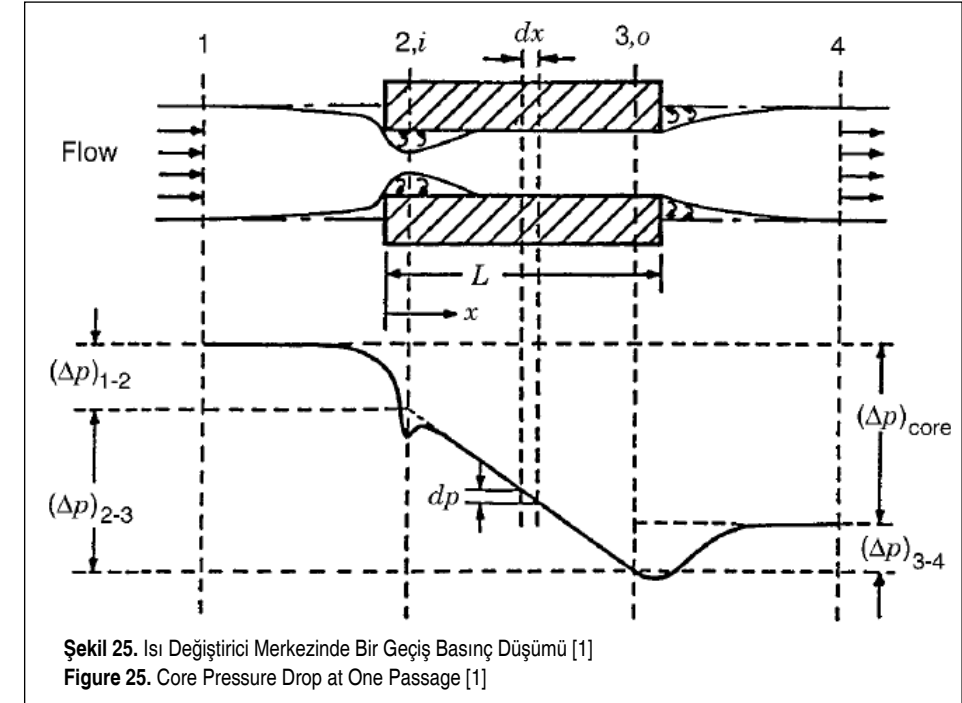
$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4} \quad (25)$$

Şekil 25'te 2 ve 3 istasyonları sırasıyla, birim giriş ve çıkışını belirtir. 1-2 arasındaki basınç düşümü girişteki ani daralmadan, 2-3 arasındaki basınç düşümü ise düz boru içindeki sürtünme kayıplarından kaynaklanır. 3-4 arasında ise ani genişlemeden dolayı basınç artışı yaşanmaktadır. Toplam basınç kaybı Denklem-26'den hesaplanır.

### 4.1 Core Pressure Drop

Total pressure drop can be obtained by adding pressure drops of each section of one passage of heat exchange surfaces each other (Fig.-25).

In Fig.-25, 2 and 3 locations represents passage entrance and passage exit respectively pressure drop between 1 and 2 results from sudden contraction. Pressure drop between 2 and 3 causes from friction losses in the core, moreover there is pressure rise between 3 and 4 due to sudden expansion. Total pressure loss can be calculated by Eqn.-26



Şekil 25. Isı Değiştirici Merkezinde Bir Geçiş Basınç Düşümü [1]  
Figure 25. Core Pressure Drop at One Passage [1]

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[ (1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left( \frac{1}{\rho} \right)_m - (1 - \sigma^2 - K_c) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (26)$$

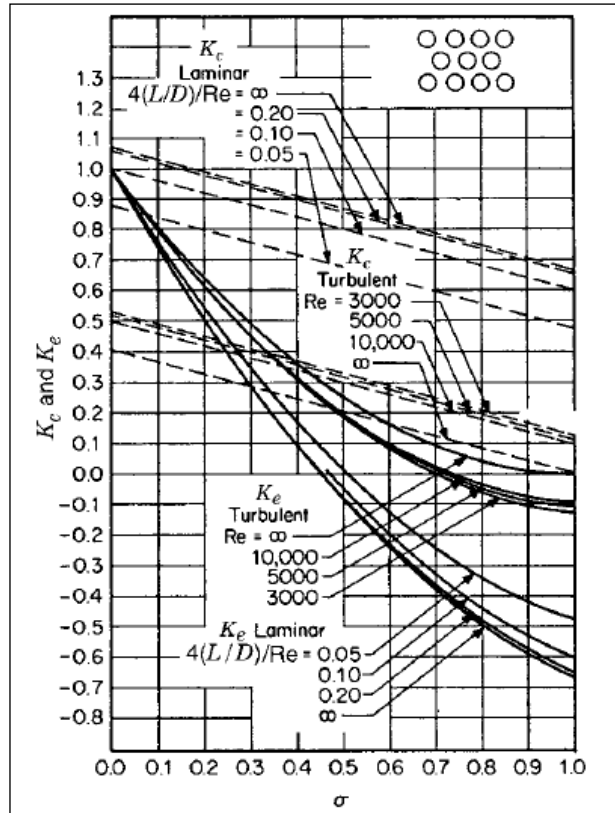
Denklem-26'da parantezi içindeki birinci terim girişten, ikinci terim akışın hızlanmasından (momentum etkisi), üçüncü terim gövde içindeki sürtünmeden, dördüncü terim ise çıkıştan kaynaklanan basınç düşümünü gösterir. Esas basınç kaybını oluşturan, toplam basınç kaybının % 90'ına tekabül eden kısım gövde içindeki sürtünmeden kaynaklanan üçüncü kısımdır.  $\sigma$  ve  $G$  sırasıyla, minimum akış alanının ön alana oranı ve gövde kütle hızıdır. Denklem-27'ye göre hesaplanırlar.

First term of Eqn.-26 comes from the entrance, second term from acceleration of stream (momentum change), third term from frictional force in core and fourth term from exit. Biggest pressure loss portion which is 90% results from pressure loss due to friction in core.  $\sigma$  and  $G$  are the ratio of minimum flow area to front area and core mass velocity respectively. They are calculated using Eqn.-27.

$$\sigma = \frac{A_{o,2}}{A_{o,1}} = \frac{A_{o,3}}{A_{o,4}} \text{ ve/and } G = \frac{\dot{m}}{A_{o,2}} \quad (27)$$

$K_c$  ve  $K_e$  kayıp katsayıları ise, farklı ısı değiştirici tipleri için hazırlanmış grafiklerden bulunabilir. Yuvarlak borulu çekirdek için olan Şekil 26'da verilmiştir.

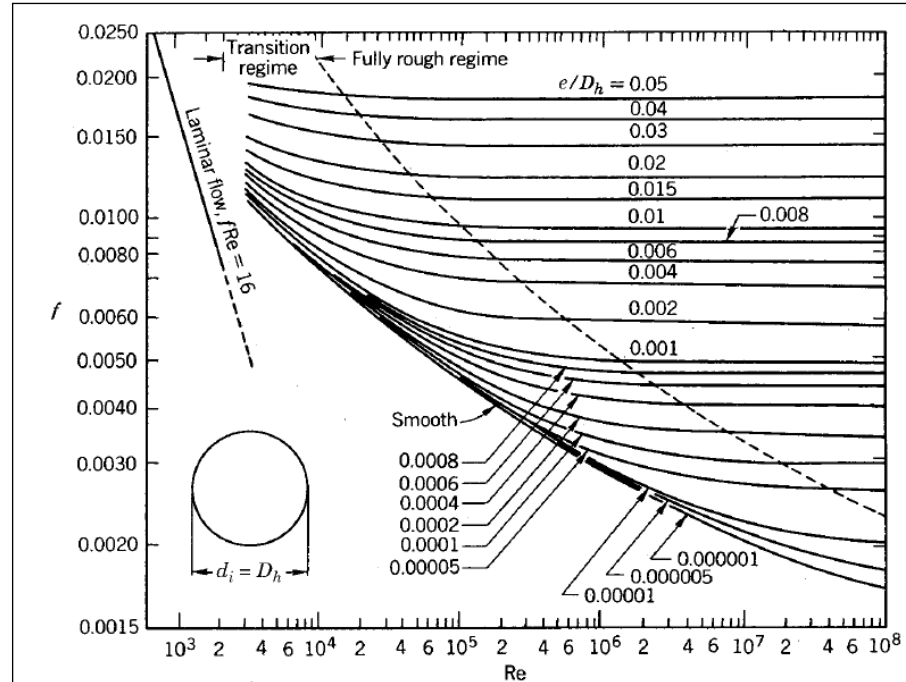
$K_c$  ve  $K_e$  can be found using graphs which are specified for different heat exchanger types. The graph for round tube core is given in Fig.-26.



Şekil 26. Giriş ve Çıkış Kayıp Katsayıları [1]  
Figure 26. Entrance and Exit loss coefficient [1]

Son olarak Fanning sürtünme katsayısı  $f$ , nümerik olarak hesaplanabilse de, değişik boru şekilleri için hazırlanmış grafiklerden de bulunabilir (Şekil-27).

Lastly Fanning friction coefficient  $f$ , even if it can be calculated numerically it can be obtained from graphs which are specified for different tube geometries (Fig.-27).



Şekil 27. Dairesel Borular İçin Sürtünme Katsayısı [1]  
Figure 27. Friction Coefficient for Round Tubes [1]

#### 4.2 Yardımcı Elemanlarda Basınç Düşümü

Bu bölümde temel olarak akışın yön değiştirmesi için kullanılan elemanlar yani dirsekler incelenecektir. Borunun eğrilik açısına göre basınç düşümü Denklem-28'e göre hesaplanır. Denklem-28'de  $u_m$  eksenel hızı,  $K_{b,t}$  (Denklem-29) ise basınç düşüm katsayısı belirtir.

#### 4.2 Pressure Drop in Fluid Distribution Elements

In this section components which direct flow also called bends will be examined. Pressure loss can be calculated according to Eqn.-28 using tubes bending angle. In Eqn.-28  $u_m$  and  $K_{b,t}$  (Eqn.-29) represent axial velocity and pressure loss coefficient respectively.

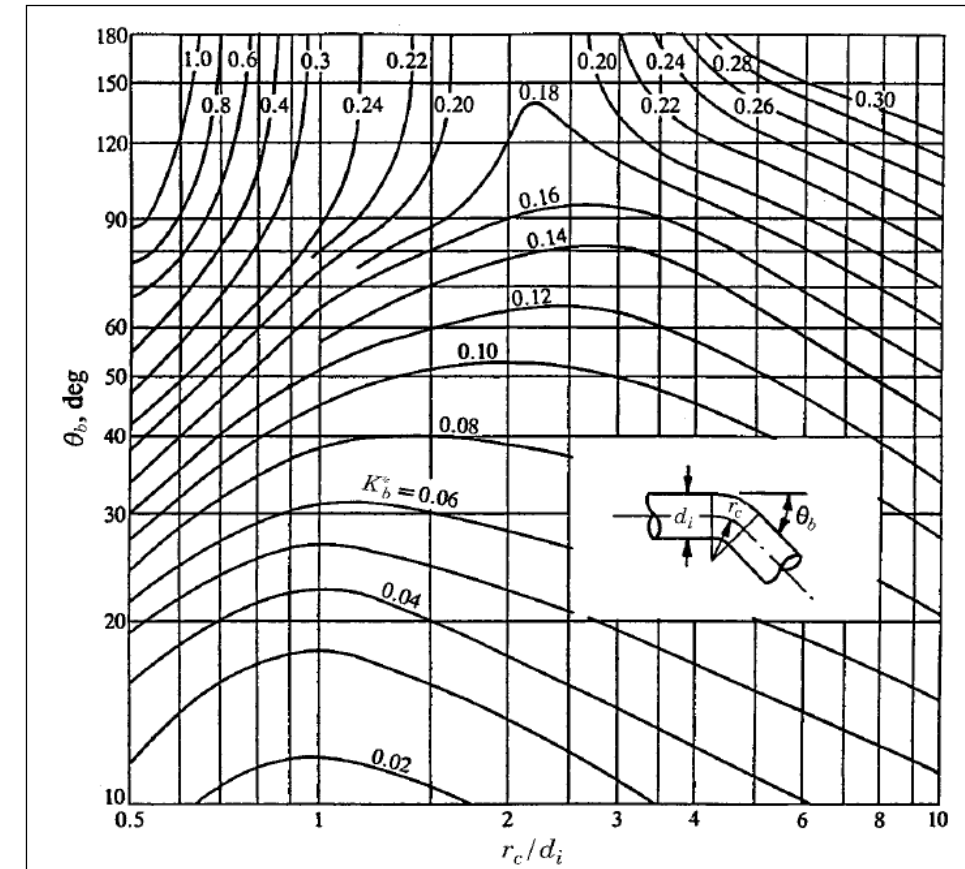
$$\Delta p = K_{b,t} \frac{\rho u_m^2}{2g_c} \quad (28)$$

$$K_{b,t} = K_b + K_f = K_b + f \frac{4L}{D_h} \quad (29)$$

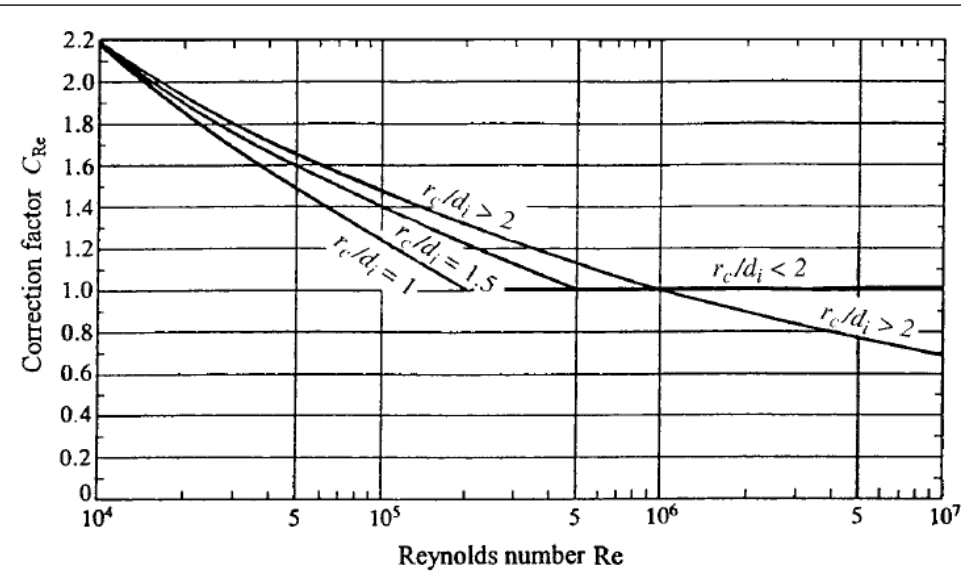
$$K_b = K_b^* C_{Re} C_{dev} C_{rough} \quad (30)$$

Denklem-30'daki katsayılar sırasıyla; bükülme basınç kaybı katsayısı, Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü, akış gelişimine göre düzeltme faktörü ve yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörüdür. Yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörü; Şekil 27'deki pürüzlü yüzey için bulunan sürtünme

The coefficients in Eqn.-30 are bending pressure loss coefficient, correction factor due to Reynolds number, correction factor due to flow development and correction factor due to surface roughness. Correction factor due to surface roughness is the ratio of rough surface friction factor to smooth surface

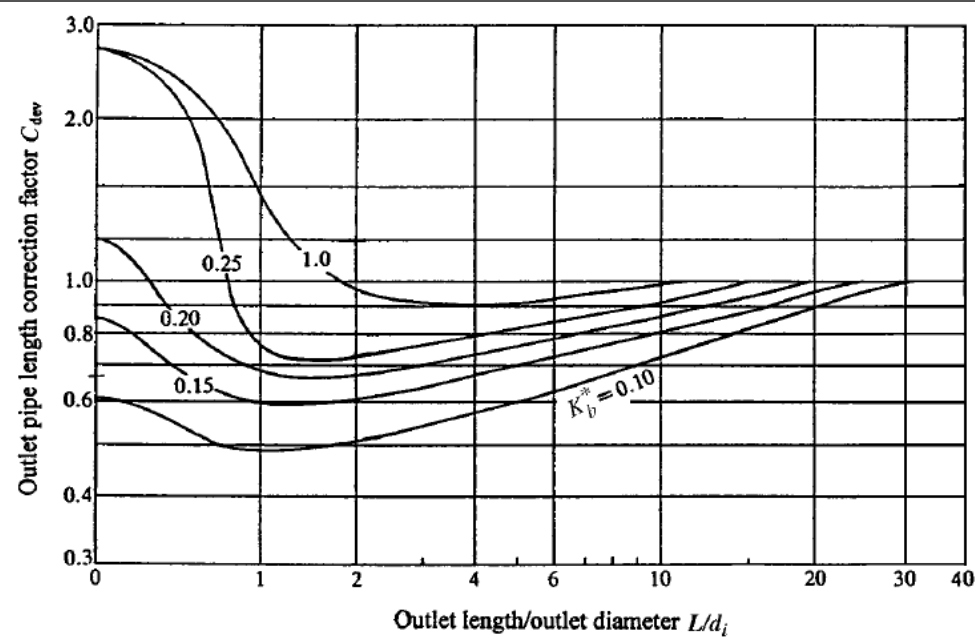


Şekil 28. Bükülme Basınç Kaybı Katsayısı ( $Re=10^6$  için) [1]  
Figure 28. Bending Pressure Loss Coefficient (for  $Re=10^6$ ) [1]



Şekil 29. Reynolds Sayısına Göre Düzeltme Faktörü [1]

Figure 29. Correction Factor Due to Reynolds Number [1]



Şekil 30. Akış Gelişimine Göre Düzeltme Faktörü [1]

Figure 30. Correction Factor Due to Flow Development [1]

katsayısının, pürüzsüz yüzey için bulunan sürtünme katsayısına oranıyla bulunur. Diğerleri ise sırasıyla Şekil-28, 29 ve 30'dan elde edilir.

Benzer şekilde kare ya da prizmatik kesitli borular için de grafikler hazırlanmıştır. Bu grafikler kullanılarak basınç kaybı hesaplanabilir.

friction factor in Fig. 27. The others are obtained from Figures 28, 29 and 30.

Similarly there exist graphs for square or rectangular cross-sectioned tubes. Pressure loss can be calculated using these graphs.

## 5. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KİRLİLİK VE KOROZYON

Kirlilik ısı değişim yüzeyinde istenmeyen maddelerin (kalıntıların) birikmesidir. Bu kalıntılar kristaller, polimerler, inorganik tuzlar olabileceği gibi korozyon sonucu ortaya çıkan malzeme artıkları da olabilir. Korozyon ise akışkanların agresif hareketleri sonucu ya da dış ortam ile temas sonucu gerçekleşen, ısı transfer yüzeylerindeki mekanik bozunumdur.

### 5.1 Kirlilik

Isı değiştiricilerde kirlilik; ısı performansını düşürür, basınç kaybını artırır, korozyonu destekler ve sonuç olarak ısı değiştiricinin kullanım dışı kalmasını sağlar. Bu sebeple etkin kontrolü ve mücadelesi yapılmalıdır. Altı çeşit kirlilik tipi bulunmaktadır. Bunlar; çökme ya da kristalleşme, katı parçacıklar (çözünmezler), kimyasal reaksiyon, korozyon, biyolojik ve donma (katılaşma) sonucu kirliliktir. Biyolojik kirlenme hariç tüm çeşitler hem sıvı hem de gaz tarafı için geçerlidir. Biyolojik kirlenme sadece sıvı tarafında gerçekleşir.

Çökme ya da kristalleşme durumu, çözünmüş tuzların, ısı transfer yüzeyi üzerinde çözünürlük limitini geçmesi sonucu oluşur. Parçacıklarla (çözünmezler) kirlenme, akışkanın içindeki parçacıkların ısı transfer yüzeyinde asılı kalması sonucu oluşmaktadır. Kimyasal reaksiyon kirlenmesi, ısı transfer yüzeyinin katalizör görevi görerek, akışkan bileşenlerinin kimyasal tepkimeye girmesi ve tortu oluşturması ile gerçekleşir. Bu tip kirlenme genellikle ısı değiştiricinin lokal sıcak noktalarında görülür. Korozyon kirlenmesinde ise, ısı transfer yüzeyinin kendisi akışkan ile reaksiyona girer, bu da bir çeşit kimyasal reaksiyon kirlenmesidir. Biyolojik kirlenme, makro ya da mikro organizmaların ısı transfer yüzeyinde birikmesi, o yüzeye yapışması sonucu gerçekleşir. Genellikle akışkan su olan sistemlerde görülür. Donma ya da katılaşma kirlenmesi, aşırı soğutulmuş ısı transfer yüzeyinin etkisiyle, diğer taraftaki sıvı ya da gazın katılaşmasıyla oluşur. Nemli havanın soğutulması sürecinde görülebilir. Bu çeşitlerin birden fazlası aynı anda görüldüğünde de birleşik kirlenme adını alır.

Kirlenme sürecini etkileyen bir sebepten bahsedilemez; akışkanın hızı, sıcaklığı, kimyasal özelliği bu parametrelere bağlıdır. Isı değiştiricinin sıvı tarafında kirlenmeyi etkileyen başlıca parametreler Tablo 4'te görülmektedir.

Benzer şekilde ısı değiştiricinin gaz tarafında da, bazı parametrelerin değişimiyle, belirli kirlilik şekilleri görülür (Tablo-5).

Isı değiştiricilerinde farklı medya çeşitleri için kirlilik faktörleri daha önce yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiştir. Sıvı ve gaz tarafı için örnek kirlilik faktörleri Tablo-6'da görülebilir.

## 5. FOULING AND CORROSION IN HEAT EXCHANGERS

Fouling is an accumulation of undesirable material (deposits) on heat exchanger surfaces. Undesirable material may be crystals, polymers, inorganic salts as well as corrosion products. Corrosion represents mechanical deterioration of heat exchanger surfaces under the aggressive influence of flowing fluids and environment in contact.

### 5.1 Fouling

Fouling results in a reduction in thermal performance, an increase in pressure drop may promote corrosion and may result in eventual failures of some heat exchangers. Because of this, active control and prevention must be done. There are six types of fouling mechanisms. These are precipitation or crystallization, particulate, chemical reaction, corrosion, biological and freezing (solidification) fouling. All types of fouling except biological one can be seen on both gas and liquid side of exchanger. Only biological fouling can be seen on liquid side.

Precipitation or crystallization fouling occurs by precipitation of dissolved salts in the fluid on the heat transfer surface when the surface concentration exceeds solubility limit. Particulate fouling refers to the deposition of solids suspended in a fluid on to a heat transfer surface. Chemical reaction fouling is referred to as the deposition of material produced by chemical reactions within the process fluid at the fluid-surface interface where surface act as a catalyst. Usually, this fouling occurs at local hot spots in a heat exchanger. In corrosion fouling, the heat transfer surface itself reacts with the process fluid. Hence, corrosion fouling could be considered as a chemical reaction fouling. Biological fouling results from the deposition, attachment and growth of macro and micro organisms to heat transfer surface. It is generally a problem in water streams. Freezing or solidification fouling is due to freezing of a liquid or sublimation of gas on a subcooled heat transfer surface. Cooling of moist air is an example of solidification fouling. When more than one type of fouling occurs, they are called combined fouling.

It is obvious that one can not talk about a single parameter of fouling. There are parameters like fluid velocity, temperature and chemical properties. Influence of operating variables on liquid-side fouling can be seen in Table-4.

Similarly, influence of operating variable on gas-side can be seen in Table-5. Fouling resistances for different process fluid of heat exchangers were obtained from experimental studies. Examples of gas and liquid side fouling resistances can be seen in Table-6.

**Tablo 4.** Sıvı Tarafındaki Kirlenmeyi Etkileyen Parametreler [1]**Table 4.** Influence of Operating Variables on Liquid-Side [1]

Operasyon Değişkeni Operating Variable	Çökeltme Precipitation	Donma Freezing	Katı Parçacıklar Particulate	Kimyasal Chemical	Korozyon Corrosion	Biyolojik Biological
Sıcaklık / Temperature	↑↓	↓	↑↓↔	↑↓	↑↓	↑↓↔
Hız / Velocity	↓↔	↑↓	↓	↓	↑↓↔	↑↓
Aşırı doyma / Supersaturation	↑	↑	-	-	-	-
pH	↑	-	↑↓	-	↑↓	↑↓
Kirlilik / Impurities	-	↓	-	-	-	-
Konsantrasyon / Concentration	↑	↑	↑	-	-	-
Yüzey Pürüzü / Roughness	↑	↑	↑↔	-	↑↔	↑
Basınç / Pressure	↔	↔	-	↑	↑	↑↓
Oksijen / Oxygen	↔	↔	-	↑	↑	↑↓

**Tablo 5.** Gaz Tarafındaki Kirlenmeyi Etkileyen Parametreler [1]**Table 5.** Influence of Operating Variables in Gas-Side [1]

Operasyon Değişkeni Operating Variable	Katı Parçacıklar Particulate	Donma Freezing	Kimyasal Chemical	Korozyon Corrosion
Sıcaklık / Temperature	↑↓	↓	↑	↑↓↔
Hız / Velocity	↑↓↔	↓	↑↓↔	↑↔
Kirlilik / Impurities	-	↓	-	-
Konsantrasyon / Concentration	↑	↑	-	↑
Yakıt-hava oranı / Fuel-air ratio	↑	-	↑	-
Yüzey Pürüzü / Roughness	↑↔	-	-	↑↔
Oksijen / Oxygen	↔	↔	↑	-
Kükürt / Sulfur	-	-	↑	↑

Kirlilik sürecini kontrol edebilmek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler, çevrim-içi ve çevrim-dışı olarak ayrılmaktadır. Çevrim-içi yöntemlerde sistem çalıştığı sırada temizleme ya da önleme yapılabilirken, çevrim-dışı yöntemleri uygulayabilmek için sistemin durdurulması gerekmektedir [2]. Kirlilikten kurtulmak ya da kirliliği engellemek için yüzey temizleme yöntemleri uygulanır veya sisteme cihaz ve kimyasal eklenir. Örneğin; sudaki kristalleşmeyi önlemek için yumuşatarak mineraller tutulur, ya da akışkandaki katı parçacıklar filtreleme ile ayrıştırılır. Bunlara ek olarak; biyolojik kirlenmeyi engellemek için sisteme sürekli ya da periyodik olarak klor enjekte edilir, ayrıca korozyonu engellemek için metal koruyucu tabaka ile kaplanır.

There are several control and prevention methods for fouling. These methods are classified into online and offline methods. Online methods can be applied while system is active and running. On the other hand, system must be stopped for offline cleaning and control [2]. Surface cleaning techniques or addition of equipment or chemicals to process fluid can be applied to prevent fouling. For example, to prevent crystallization in water, it can be softened by precipitation of minerals. Solid particles in fluid can be filtered mechanically. Moreover, to prevent biological fouling chlorine can be injected to system continuously or periodically. Surfaces can be coated to prevent corrosion.

**Tablo 6.** Sıvı ve Gaz Tarafında Kirlilik Faktörü Değerleri [1]**Table 6.** Liquid and Gas Side Fouling Resistances [1]

Operasyon sıvısı Process fluid	(m <sup>2</sup> .K/kW)	
	PHEs	$\hat{R}_f$ - TEMA
Yumuşak su / Soft water	0.018	0.18-0.35
Soğutma Kulesi Suyu / Cooling tower water	0.044	0.18-0.35
Deniz suyu / Seawater	0.026	0.18-0.35
Nehir suyu / River water	0.044	0.35-0.53
Yağlayıcı / Lube oil	0.053	0.36
Organik çözücüler / Organic solvents	0.018-0.053	0.36
Buhar / Steam (Oil bearing)	0.009	0.18

Operasyon gazı Process gas		Weierman	Zink	TEMA
		(1982)	(1981)	(1978)
Temiz gaz Clean gas	Doğal gaz Natural gas	0.0881-0.528	0.176	-
	Propan Propane	0.176-0.528	-	-
	Bütan Butane	0.176-0.528	-	-
Ortalama gaz Average gas	Gaz türbin Gas turbine	0.176	-	-
	No.2 yağ No.2 oil	0.352-0.704	0.528	-
		0.264	-	-
Kirli gaz Dirty gas		0.528	-	1.76
	No.6 yağ No.6 oil	0.528-1.23	0.881	-
	Ham petrol Crude oil	0.704-2.64	-	-
	Artık yağ Residual oil	0.881-3.52	1.76	-
	Kömür Coal	0.881-8.81	-	-

## 5.2 Korozyon

Korozyon, ısı transfer yüzeyinin deforme olması, malzeme kaybetmesi yani bozunmasıdır. Başlıca tipleri; tek tip saldırı, galvanik, çukurlaşma, stres ve erozyon korozyonlarıdır. Tek tip korozyon, metalin akışkanla temas eden tüm yüzeyi boyunca kimyasal ya da elektro-kimyasal reaksiyonu sonucu gerçekleşir. Genelde metal ve akışkan homojen dağılımlı ise görülür. Bu tip dışındaki diğer korozyon tipleri bölgesel (lokal) korozyon çeşitleridir. Galvanik korozyonda; ısı deği-

## 5.2 Corrosion

Corrosion in an exchanger involves distraction of heat exchanger surfaces or loss of material. Corrosion types are as follows: uniform attack, galvanic, pitting, stres cracking and erosion corrosion. Uniform corrosion is a form of corrosion caused by a chemical or electrochemical reaction between the metal and the fluid in contact with it. It occurs when the metal and fluid system are reasonably homogenous. All other forms of corrosion mechanisms cause localized corrosion. Galvanic

tirici bünyesinde bulunan elektrik potansiyeli farklı metallerin, akışkanı elektrolit olarak kullanmasıyla gerçekleşir. Çukurlaşma korozyonunda, metalin belirli bölgelerinde küçük çukurlarla başlayan delikler oluşur. Stres korozyonunda, ani çekme gerilmeleri sonucu çatlaklar oluşur. Erozyon korozyonunda ise, yüksek hızlı akışkan hareketi sonucu yüzeyden bölgesel olarak malzeme kalkar.

İleri korozyon kontrolüne aşağıdaki hususlarla ulaşılabılır;

- Korozyona dayanıklı, kaplanmış metal kullanılmalı,
- Korozyon engelleyici akışkan kullanılmalı,
- İyi tasarım yapılmalı; yarıklardan, ölü akışkan bölgelelerinden kaçınılmalı, akışkan hızları optimum seviyede ve eş dağılımlı olmalı, çekme ve kalıntı gerilmeleri minimum seviyeye indirilmeli,
- Temiz akışkan ve metal yüzeyi sağlanmalı,

Malzeme olarak galvanik metaller ya da yakın metaller kullanılmalı ve alüminyum alaşımlardan kaçınılmalıdır.

## 6. SONUÇ

Sonuç olarak, günlük hayatta ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan ısı değiştiricilerin hangi parametrelere göre sınıflandırıldığı incelenmiş ve iki ana sınıf olan reküperatör ve rejeneratörlerin nasıl tasarlandığı görülmüştür. Bunlara ek olarak; basınç düşümünün birçok sebepten olduğu fakat büyük bir kısmının sürtünmeden kaynaklandığı belirlenmiştir. Ayrıca, artan kirlilik oranıyla doğru orantılı olarak basınç düşümünün arttığı ve ısı değiştirici performansının da azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

## SEMBOLLER

$\beta$	: Yüzey alan yoğunluğu
A	: Alan
V	: Hacim
$\varepsilon$	: Isıl verim
NTU, NTU <sub>0</sub>	: Geçiş birimi sayısı
P	: Sıcaklık verimi
C*	: Isıl kapasite oranı
C <sub>r</sub>	: Rejeneratörün ısı kapasitesi
$\Lambda$	: Boyutsuz uzunluk
$\Pi$	: Boyutsuz periyod
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı
f	: Fanning sürtünme katsayısı
r <sub>h</sub>	: Hidrolik yarıçap (hidrolik çapın dörtte biri)

corrosion is caused by an electric potential difference between two electrically dissimilar metals in the system in the presence of process fluid as electrolyte. Pitting corrosion is a form of localized autocatalytic corrosion due to pitting that results in holes in the metal. Stress corrosion is a form of corrosion that involves cracks on susceptible metals caused by tensile stress. Erosion corrosion is erosion of the heat transfer surface due to a high velocity fluid.

Increased control of corrosion may be achieved through the followings;

- Use of corrosion resistant and clad metal materials,
- Use of fluids with corrosion inhibitors,
- Good design, avoiding crevices, stagnant fluid zones, having uniform and optimum fluid velocities, minimizing tensile and residual stresses,
- Maintaining clean fluids and exchanger surfaces,

Proper selection of construction metals from the point of proximity in the galvanic series and avoiding aluminum alloys.

## 6. CONCLUSION

As a conclusion, the classification parameters of heat exchangers which are widely used in daily life and industrial applications, were investigated and the design technique of recuperator and regenerators which are two main class, was seen. Moreover, it was identified that many parameters can cause pressure drop, but the most effective one was friction losses. Besides, it was come out that increasing pressure drop and decreasing heat exchanger performance were directly proportional with increasing fouling rates.

## NOMENCLATURE

$\beta$	: Heat transfer surface area density
A	: Area
V	: Volume
$\varepsilon$	: Heat exchanger effectiveness
NTU, NTU <sub>0</sub>	: Number of transfer unit
P	: Temperature effectiveness
C*	: Heat capacity rate ratio
C <sub>r</sub>	: Heat capacity rate of a regenerator
$\Lambda$	: Dimensionless length
$\Pi$	: Dimensionless period
U	: Overall heat transfer coefficient
f	: Fanning friction coefficient
r <sub>h</sub>	: Hydraulic radius (a quarter of hydraulic diameter)

$g_c$	: Orantılılık katsayısı (SI sistemde 1'e eşittir)
$\theta_b$	: Bükülme açısı
C <sub>dev</sub>	: Akış gelişimine göre düzeltme katsayısı
C <sub>Re</sub>	: Reynolds sayısına göre düzeltme katsayısı
C <sub>rough</sub>	: Yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme katsayısı
u <sub>m</sub>	: Ortalama akışkan hızı
K <sub>b</sub>	: Bükülme basınç düşüm katsayısı
K <sub>c</sub>	: Ani daralma basınç düşüm katsayısı
K <sub>e</sub>	: Ani genişleme basınç düşüm katsayısı

## İndisler

i:	giriş
o:	Çıkış
h:	Sıcak
c:	Soğuk

$g_c$	: Proportionality constant (equal to 1 in SI units)
$\theta_b$	: Bending angle
C <sub>dev</sub>	: Correction factor for flow development
C <sub>Re</sub>	: Correction factor of the actual Reynolds number
C <sub>rough</sub>	: Correction factor for the pipe surface roughness
u <sub>m</sub>	: Fluid mean axial velocity
K <sub>b</sub>	: Pressure drop coefficient due to bend
K <sub>c</sub>	: Pressure drop coefficient due to sudden contraction
K <sub>e</sub>	: Pressure drop coefficient due to sudden expansion

## Subscripts

i:	Inlet
o:	Outlet
h:	Hot
c:	Cold

## KAYNAKÇA / REFERENCES

1. **Shah, R. K. and Sekulic, D. P.** 2003. Fundamentals of heat exchanger design, John Wiley & Sons Inc., USA.
2. On 27th May 2013, retrieved from [http://www.gec.jp/waste/data/waste\\_C-4.html](http://www.gec.jp/waste/data/waste_C-4.html)
3. On 12th May 2013, retrieved from [http://en.wikipedia.org/wiki/Cooling\\_tower](http://en.wikipedia.org/wiki/Cooling_tower)
4. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.secshellandtube.com/>
5. On 12th May 2013, retrieved from <http://www.peerlessmf.com/heat-exchangers.html>
6. Best Practice Programme, 2000. Compact Heat Exchangers a Training Package For Engineers, WS Atkins Consultants Ltd., USA.
7. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.alfalaval.com/products-and-solutions/Pages/products-and-solutions.aspx>
8. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.tapiro.fi/tuot-teet/lammonsiirtimet.html>
9. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.beca-engineering.com/LowFin.html>
10. On 29th May 2013, retrieved from [http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal\\_wheel](http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_wheel)
11. **Kays, W. M. and London, A. L.** 1984. Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Book Co., USA.
12. On 29th May 2013, retrieved from <http://thisiseecs.com/blog/>
13. On 29th May 2013, retrieved from <http://www.real-world-physics-problems.com/heat-exchanger.html>
14. **Genceli, O. F.** 2005. Isı değiştiricileri, Birsan Yayınevi, İstanbul, Turkey.
15. **Kakaç, S. and Liu, H.** 2002. Heat exchangers selection, rating and thermal design, CRC pres, USA.