ISI EKONOMİSİNE GİRİŞ

1.1. — GENEL BİLGİLER :

EA (Enerji Ajansı) tarafından raporda, küresel olarak toplam temel enerji kullanımında ***yenilenebilir enerji kaynaklarının payı %13.8*** *dir. Bu, ticari ve ticari olmayan enerjileri ve tüm büyük yenilenebilir enerji kaynaklarını da kapsamaktadır. Yanabilir ve yenilenebilir atıklar dahil bu toplamın payı yaklaşık % 80, hidro enerjinin payı %16.5 ve tüm yeni yenilenebilir kaynaklar; jeotermal, solar, met-cezir, dalga, rüzgar ve diğerleri % 0.5 dir.*

Dünyada üretilmekte olan enerjinin büyük bir kısmı buharlı santrallerden, geri kalanı da hidrolik santraller, gaz türbinli ve dizel motorlu santraller ile yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmaktadır. Buna ilâveten birçok sanayi tesisinde teknolojik maksatlarda kullanılmak üzere: buhar, sıcak hava ve sıcak su olarak ısıya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durumda mevcut ısı enerjisini en bilinçli şekilde kullanmak, bütün dünyada en başta gelen konulardan birisi olmaktadır. Mekanik enerjiyle elektrik enerjisini nispeten büyük bir verimle ısı enerjisine çevirmek mümkündür. Buna karşılık ısı enerjisinin bu enerjilere çevrilmesi ise, Carnot prensibinin belirttiği üzere, gayet düşük bir verimle yapılabilir.

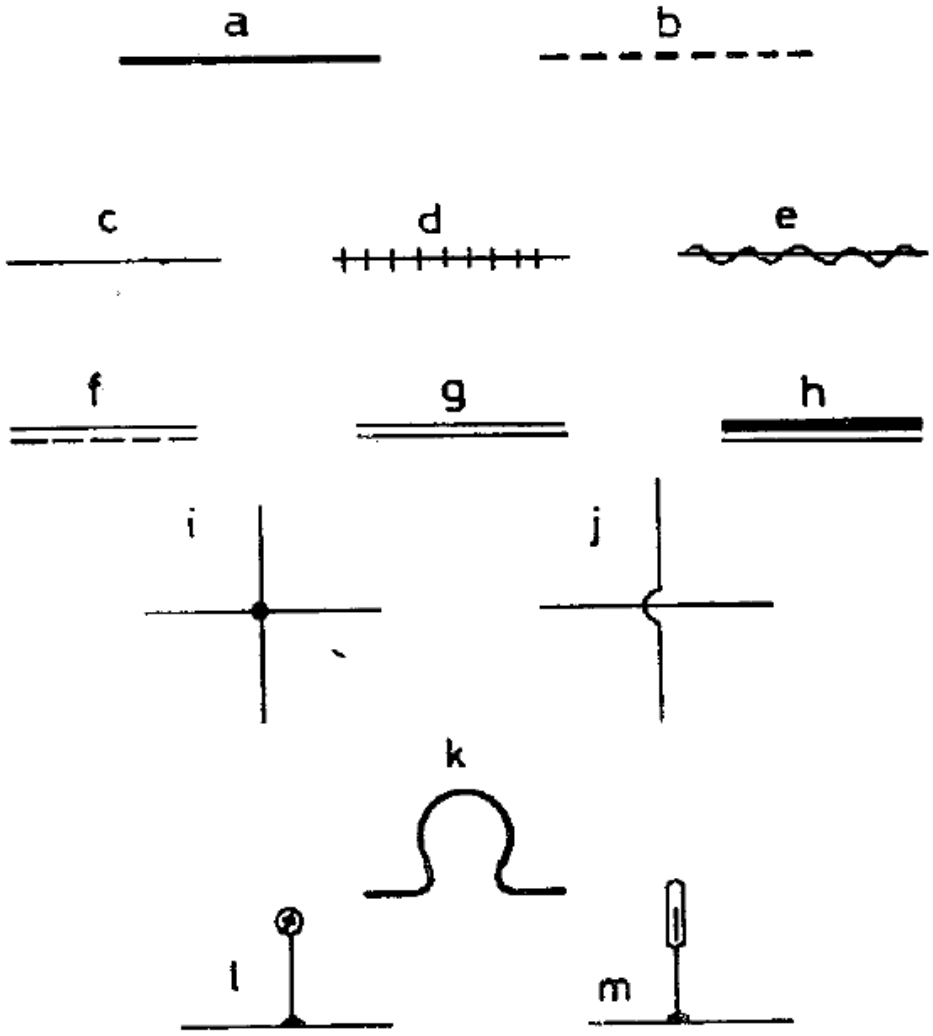
Bir endüstrinin sağlıklı bir şekilde yaşayabilmesi için, dış pazarlara ihracat yapabilmesi; bunun için de maliyetinin düşük olması şarttır. Bu da üretim maliyetinde en büyük rolleri oynayan enerji ve teknolojik ısı maliyetlerinin düşük olmalarıyla mümkündür. Bu hususlar ancak ısı ekonomisine gerekli olan önem verilerek sağlanabilir. Dolayısıyla kullanılan ısı enerjisinde ekonomi sağlayabilecek her çareye başvurulması ve bunun için de gerekli masraflardan kaçınılmaması gereklidir. Yalnız bu yapılırken, yapılacak ilâve tesislerin, işletme emniyetini tehlikeye düşürmemesi şarttır. Ayrıca insan faktörüne de, gerekli olduğu önem verilmelidir. Çünkü işlerinin ehli olan kimseler tarafından yönetilen basit bir tesis, işlerinin ehli olmayan kimseler tarafından yönetilen gayet modern bir tesisten daha ekonomik olarak çalıştırılabilir.

Isı ekonomisinin bağlıca konuları: bu enerjiyi veren yakıtın en ucuz olarak iş yerine temini; bu yakıtın içinde bulunan ısı enerjisinin en yüksek verimle dışarıya çıkarılması; elde edilen ısı enerjisinin en yüksek verimle mekanik enerji veya elektrik enerjisine dönüştürülmesi; dışarıya atılması gerekli olan ekzost ısısından mümkün

olduğu kadar fazla istifade edilmesi; zaman zaman ihtiyaçtan fazla gelen ısının daha sonra kullanılmak üzere depolanması; ışınım yoluyla ısının dışarıya kaçmasına mani olmak için izolasyon yapılması; ısı transferi yapılan yüzeylere yapışıp ısı akışını önleyen kışır tabakalarının meydana gelmelerine mani olmak için suyun hazırlanması; tesisin kontrol altında tutulabilmesi için de ölçü aletlerine gerekli önemin verilmesidir.

1.2. — STENDER ELEMANLARI:

Avrupa ülkelerinin çoğunda, ısı tesislerine ait şemalar Stender elemanları olarak ifade edilir. Halen beynelmilel bir mahiyet taşımamakla beraber, çok basit ve kullanışlı olan bu elemanların başlıcaları, aşağıda verilmiştir.



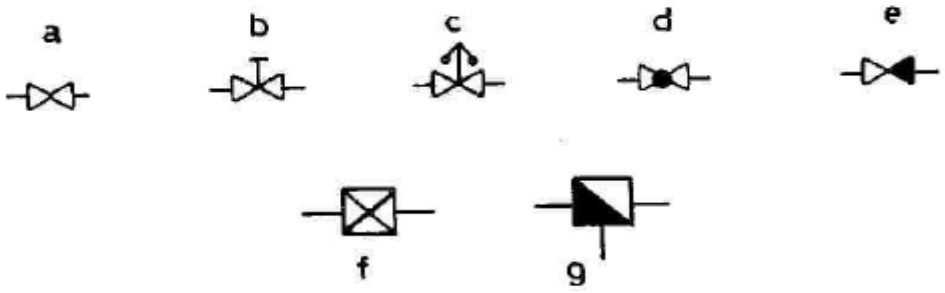
Şekil 1

1. — Devreler :

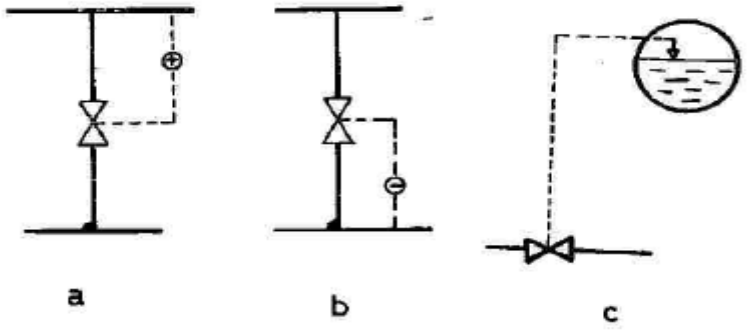
Şekil 1 de görüldüğü üzere : a, buhar devresini; b, yoğuşarak su haline gelmiş olan buharı; c, su devresini; d, kaba su devresini; e, salamura suyu devresini; f, hava devresini; g, taze buhar devresini; h, çürük buhar veya duman gazı devresini; i, kesişerek irtibat halinde olan 2 devreyi; j, şemada birbiri üzerinden geçmekle beraber, gerçekte irtibat halinde bulunmayan 2 devreyi; k, devre genişleme parçasını; l, manometre cihazını; m de, termometre cihazını ifade etmektedir.

2. — Armatürler :

Şekil 2 de görüldüğü üzere; a, genel manasıyla bir valf veya sürgülü valfi; b, el ile kapatılan valfi; c, merkezkaç kuvvet tarafından kumanda edilen valfi; d, otomatik valfi; e, cek valfi, yani geri dönmez valfi; f, valf veya sürgülü valfin diğer bir gösterilme şeklini; g de, trap'ı (kondenstop, buhar kapanı:alt taraflarda su biriktiği zaman bunu buharlaştırmak için kullanılır) ifade etmektedir.

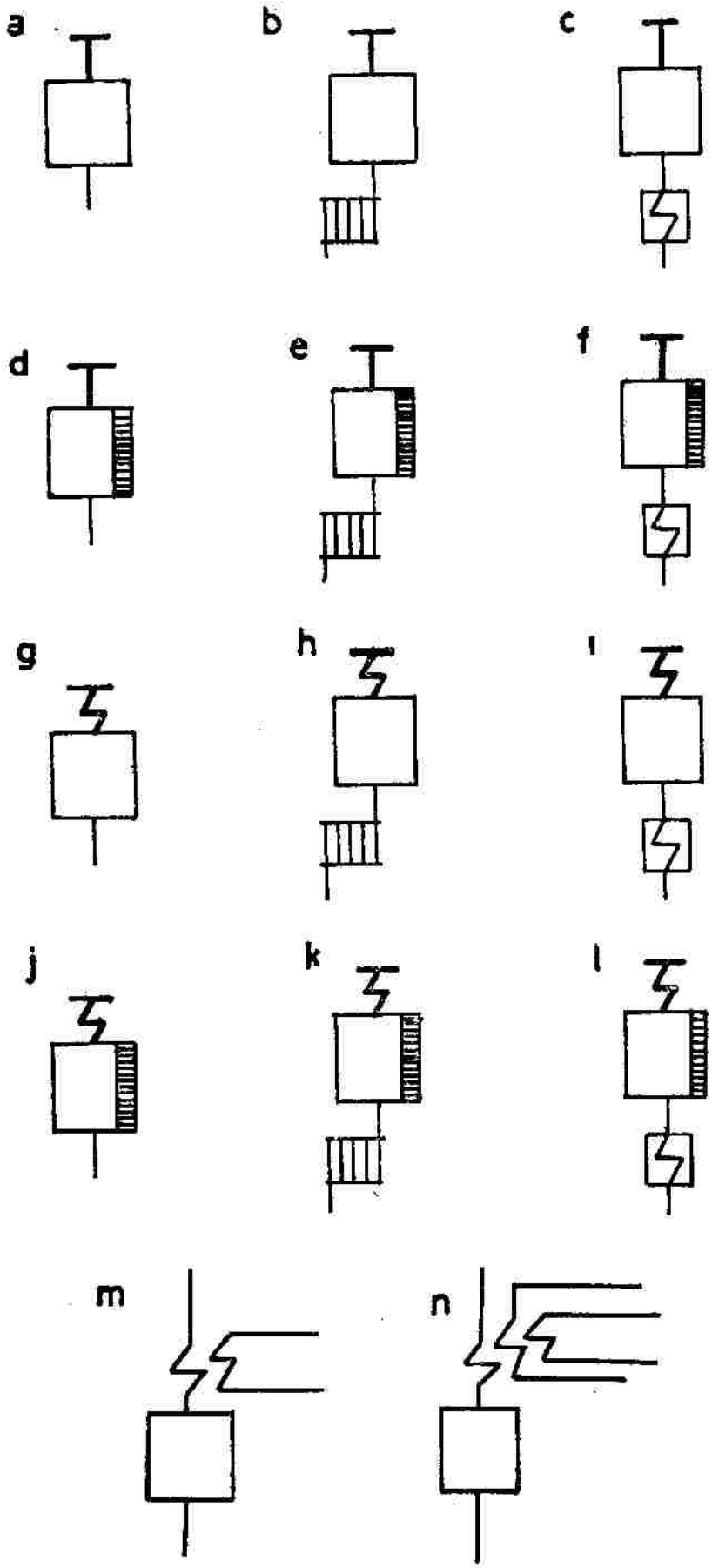


Şekil 2

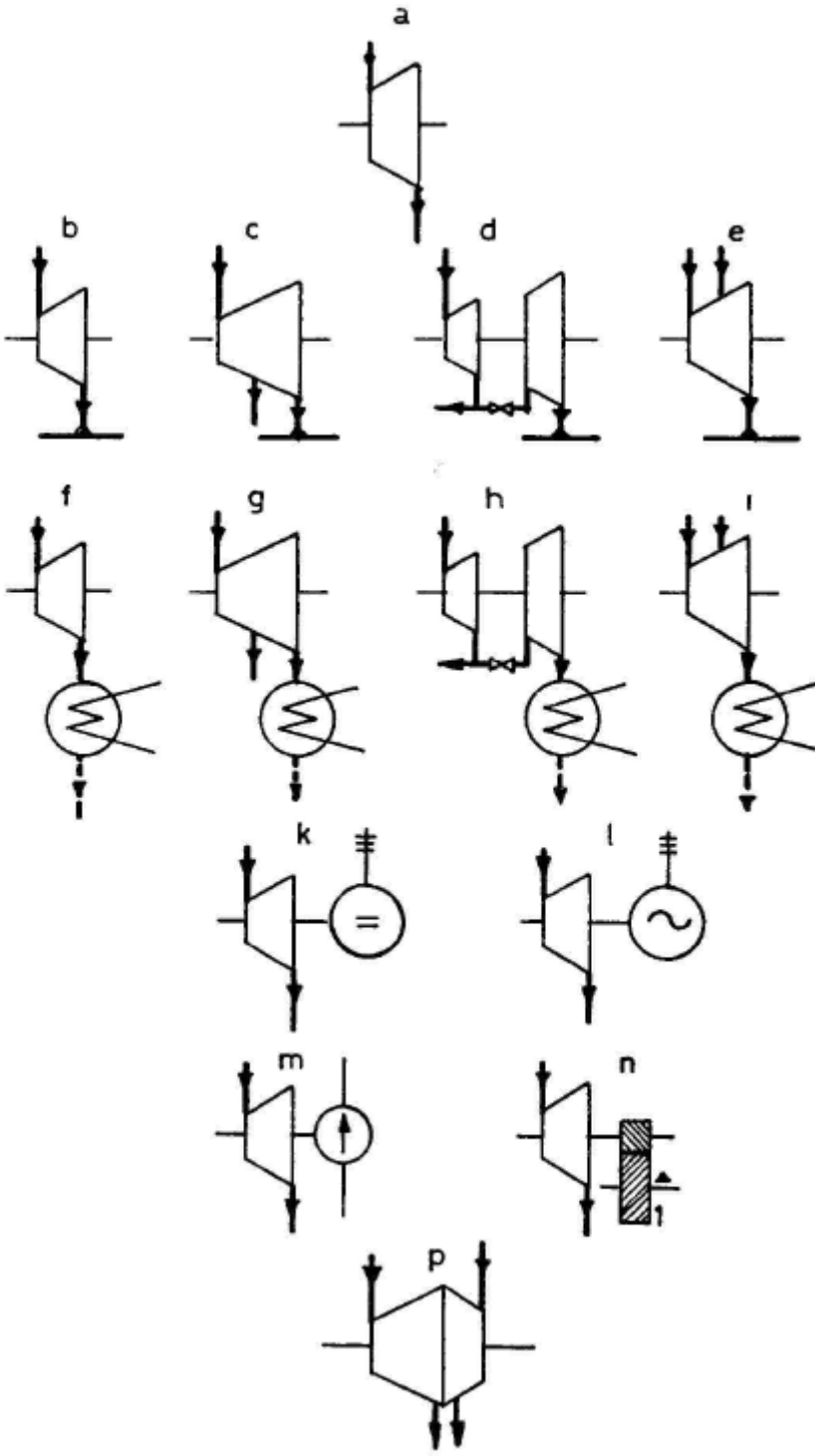


Şekil 3

Otomatik çalışan valflara, Şekil 3 de görüldüğü üzere kumanda etmek mümkündür. Burada; a, üst devredeki basınç yükselince açılan valfi (üst basınç artınca vananın açılmasını isteriz ve buhar alt tarafa gider); b, alt devredeki basınç düşünce açılan valfi (basınç azken valf açılır); c de bir sıvı haznesi içindeki seviye düşünce açılan valfi göstermektedir.



Şekil 4



Şekil 5

3. — Kazanlar

Şekil 4 de görüldüğü üzere: a, basit doymuş buhar kazanını; b, ekolu, yani besleme suyu duman gazıyla ısıtılan doymuş buhar kazanını, c, hiterli, yani besleme suyu ara buhar ile ısıtılan doymuş buhar kazanını; d, luvo, yani hava ısıtıcılı doymuş buhar kazanını; e, luvo ve ekolu doymuş buhar kazanını; f, luvo ve hiterli doymuş buhar kazanını; g, süperhiterli, yani kızgın buhar kazanını; h, ekolu kızgın buhar kazanını; i, hiterli kızgın buhar kazanını; j, luvolu kızgın buhar kazanını; k, luvo ve ekolu kızgın buhar kazanını; l, luvo ve hiterli kızgın buhar kazanını; m, tek ara kızdırmalı kızgın buhar kazanını; n de, çift ara kızdırmalı kızgın buhar kazanını ifade etmektedir.

4. — Türbinler :

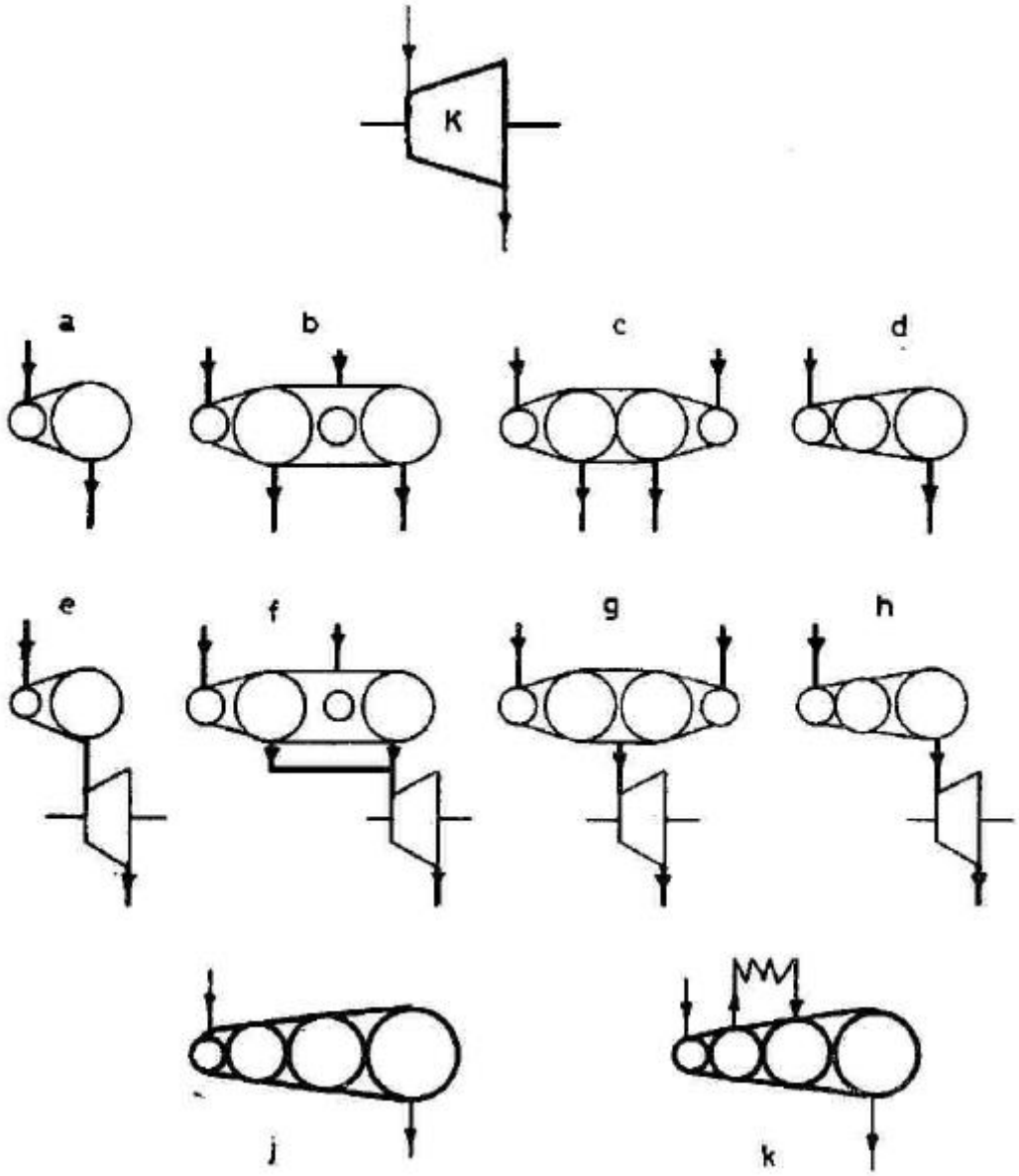
Şekil 5 de görüldüğü üzere : a, genel manasıyla buhar türbinini; b, karşı basınç türbinini; c, tek yerinden ara buhar çekilen karşı basınç türbinini; d, tek yerinden ayarlı olarak ara buhar çekilen karşı basınç türbinini; e, çift basınçlı karşı basınç türbinini; f, kondensasyon türbinini; g, tek yerinden ara buhar çekilen kondensasyon türbinini; h, tek yerinden ayarlı olarak ara buhar çekilen kondensasyon türbinini; i, çift basınçlı kondensasyon türbinini; k, turbo-generator veya turbo-dinamo grubunu; l, turbo-alternatör grubunu; m, turbo-pompa grubunu; n, turbo-redüktör grubunu; p de, ileri ve tornistan kısımlarından müteşekkil gemi türbinini ifade etmektedir.

5. — Pistonlu buhar makineleri :

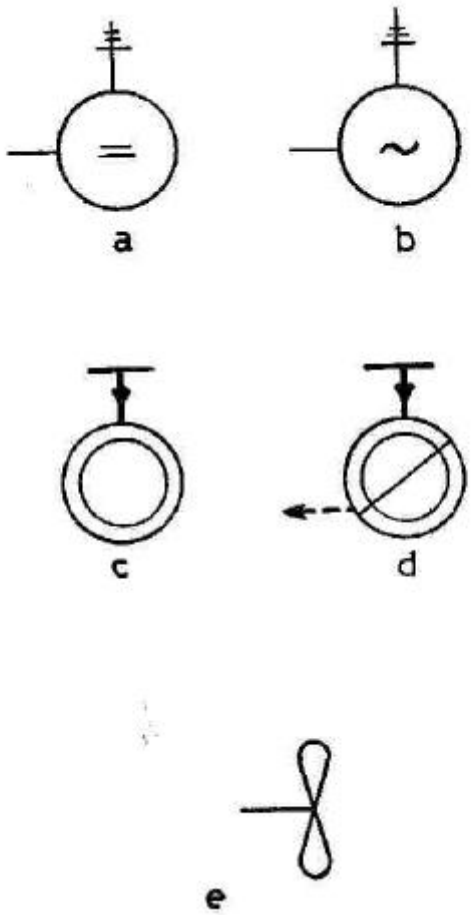
Bir pistonlu buhar makinesi, genel olarak, türbin için verilmiş olan elemanla ifade edilebilir. Bazı durumlarda, bahis konusu elemanların, bir alternatif makineye ait olduğunu belli etmek için, ortasına bir K - harfi koyulabilir.

Fakat, bu ısı kuvvet makinesi hakkında daha fazla bilgi verilmesi arzu edildiği takdirde, şekil 6 da verilmiş olan elemanlardan istifade edilebilir. Burada : a, kompound tipte pistonlu buhar makinesini; b, seri halinde konulmuş çift kompound makineyi; c, simetrik konmuş çift kompound makineyi; d, üç genişlemeli pistonlu buhar makinesini; e, kompound makineyle çürük buhar türbininden müteşekkil grubu; f, seri halinde konmuş çift kompound makineyle çürük buhar türbininden müteşekkil grubu; g, simetrik konmuş çift kompound makineyle çürük buhar türbininden müteşekkil grubu; h, üç genişlemeli makineyle çürük buhar türbininden müteşekkil

grubu; i, dört genişlemeli pistonlu buhar makinesini; k da dört genişlemeli ve ara kızdırmalı pistonlu buhar makinesini ifade etmektedir.



Şekil 6



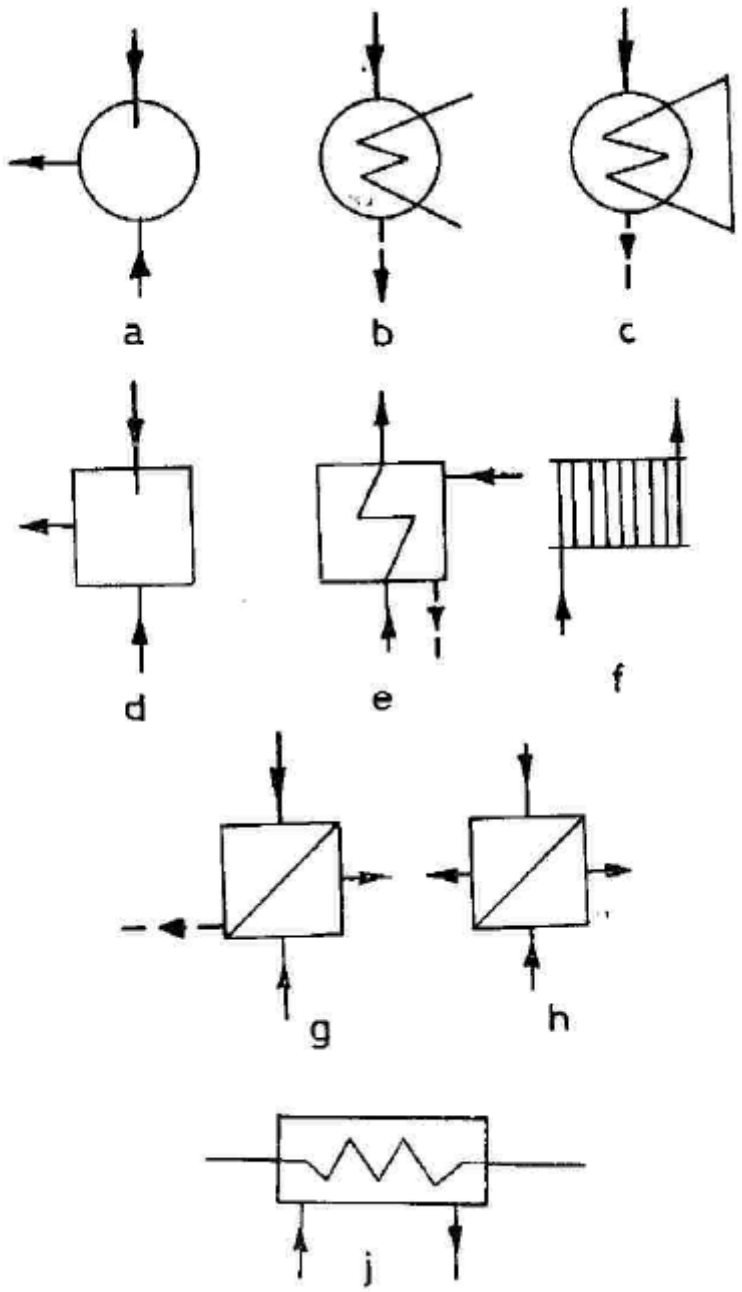
Şekil 7

6. — Elektrik generatörleri ve diğer kullanıcılar :

Şekil 7 de görüldüğü üzere : a, doğru akım genaratörü, yani dinamoyu; b, alternatif akım generatörü, yani alternatörü; c, buharı tamamen sarf eden bir ısı kullanıcısını; d, buharın yalnız ısısından istifade edip, yoğuşum suyunu geri veren bir ısı kullanıcısını; e de gemi pervanesini ifade etmektedir.

7. — Kondenser ve eşanjörler :

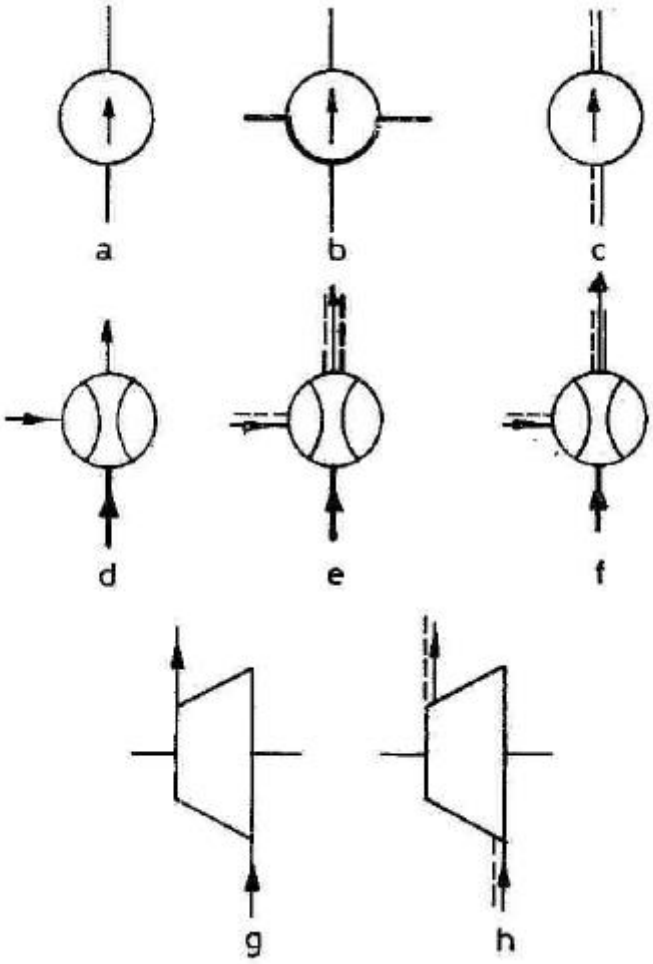
Şekil 8 de görüldüğü üzere : a, karışım kondenserini; b, soğutma suyu açık devre yapan yüzey kondenseri, c, soğutma suyu kapalı devre yapan yüzey tipli kondenseri; d, karışım hiterini; e, yüzey tipli hiteri; f, eko, yani baca duman gazıyla çalışan besleme suyu ısıtıcını; g, yüzey tipli ısıtıcıyı; h, yüzey tipli soğutucuyu; j de, genel olarak eşanjörü ifade etmektedir.



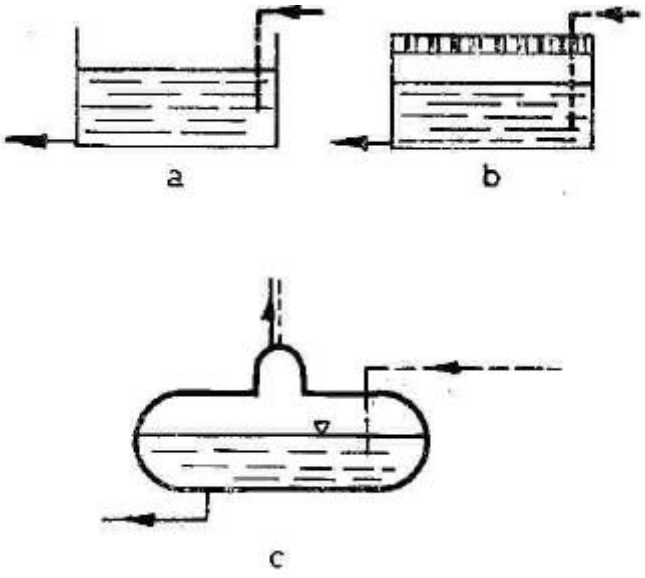
Şekil 8

8.— Pompa, kompresör ve ejektörler :

Şekil 9 da görüldüğü üzere : a, genel manasıyla pompayı; b, geri besleme pompasını; c, vantilatör, santrifüj körük veya hava kompresörünü; d, buhar ile çalışan ejektörü, e, buhar ile çalışan hava ejektörünü; f, su ile çalışan hava ejektörünü; g, pistonlu pompayı; h da, pistonlu hava kompresörünü ifade etmektedir.



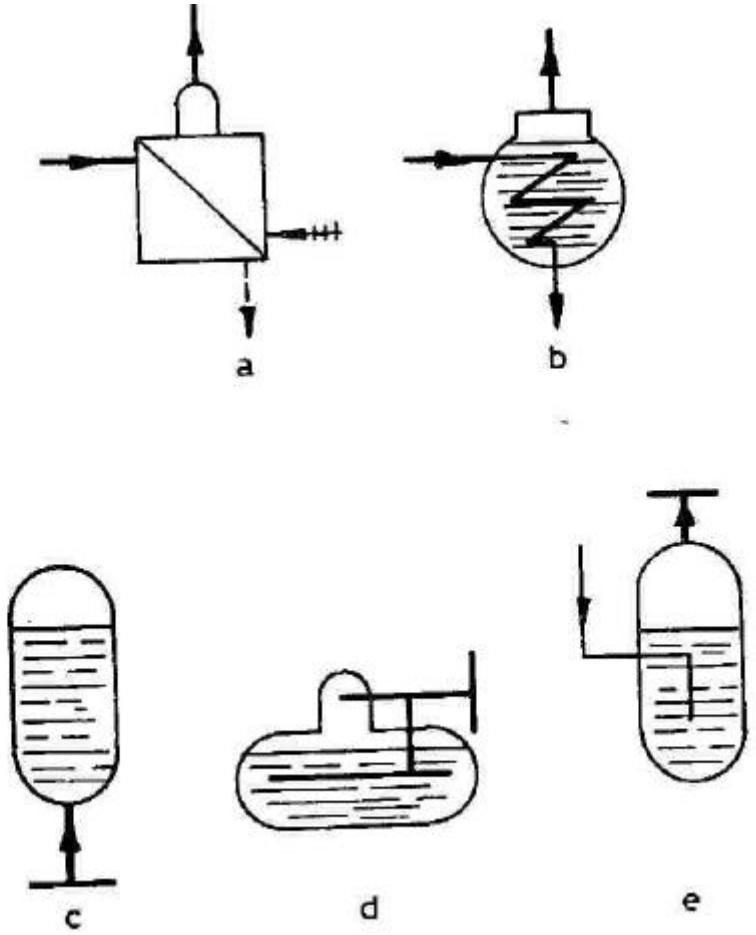
Şekil 9



Şekil 10

9. — Kazan besleme suyu hazneleri :

Şekil 10 da görüldüğü üzere : a, atmosfere açık kazan besleme suyu haznesini; b, atmosfere kapalı kazan besleme suyu haznesini; c de, degazör veya deaeratörlü, yani gazsızlandırma tertibatına ait kazan besleme suyu haznesini ifade etmektedir. Bu sonuncuya gazalıcılı besleme suyu haznesi adı da verilebilir.



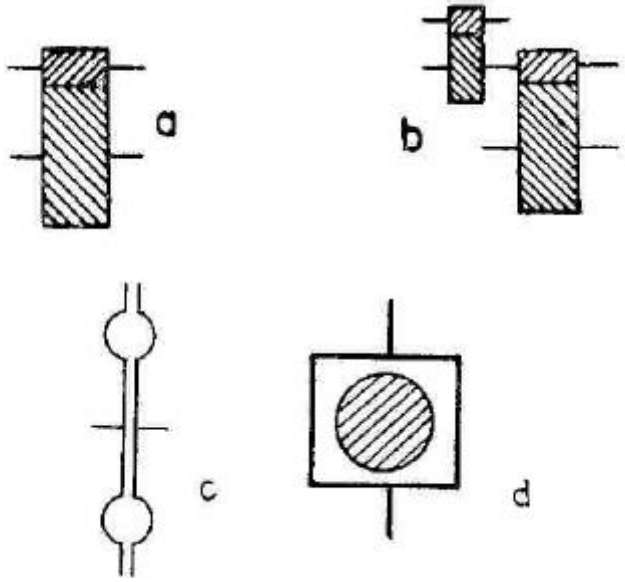
Şekil 11

10. — Evaporatör ve ısı aküleri :

Şekil 11 de görüldüğü üzere : a, yüzey tipi evaporatörü : b, daldırma kangallı evaporatörlü; c, eşit basınçlı ısı aküsünü; d, Ruths tipi ısı aküsünü; e de kesiksiz devir evaporatörünü ifade etmektedir.

11. — Müteferrik :

Şekil 12 de görüldüğü üzere : a, tek kademeli dişli redüktörü; b, çift kademeli dişli redüktörü; c, Föttinger tipi hidrolik kavramayı; d de, nükleer reaktörü ifade etmektedir.

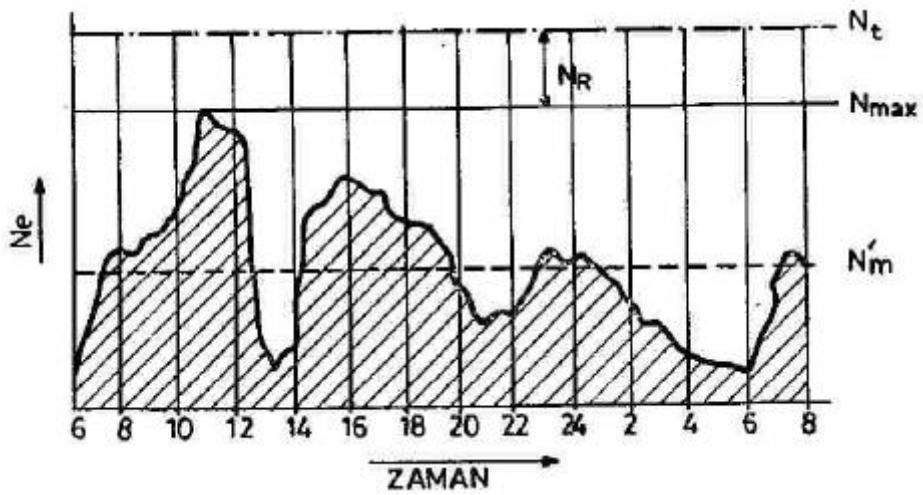


Şekil 12

1.3. — GÜÇ, İŞ VE SARFİYAT DİAGRAMLARI :

Bir elektrik santralından talep edilen elektrik enerjisin, günün muhtelif saatlerinde değişeceği tabiidir. Normal olarak bu talep, fabrikaların çalışmaya başladığı ve elektrikli nakil vasıtalarının fazla sefer yaptığı sabah saatleri ile lambaların yandığı ve fabrikaların çalışmalarına devam ettiği akşam saatlerinde en fazla olacak; buna karşılık öğle üzeri ve gece yarısından sonraki saatlerde en düşük değerleri alacaktır. Bunun neticesi olarak da, gerekli elektrik enerjisinin temini maksadıyla santral gücü devamlı surette değişecektir.

Şekil 13 de, günün muhtelif saatlerinde güç değerini veren şematik bir diagram görülmektedir. Bu diagramdaki eğri, bazı tepe ve çukurları ihtiva etmektedir. Bu eğri üzerinde bulunan en yüksek noktaya, pik noktası adı verilir. Bu nokta, santral gücünün en yüksek olduğu değer olan N_{max} ı ifade etmektedir.



Şekil 13

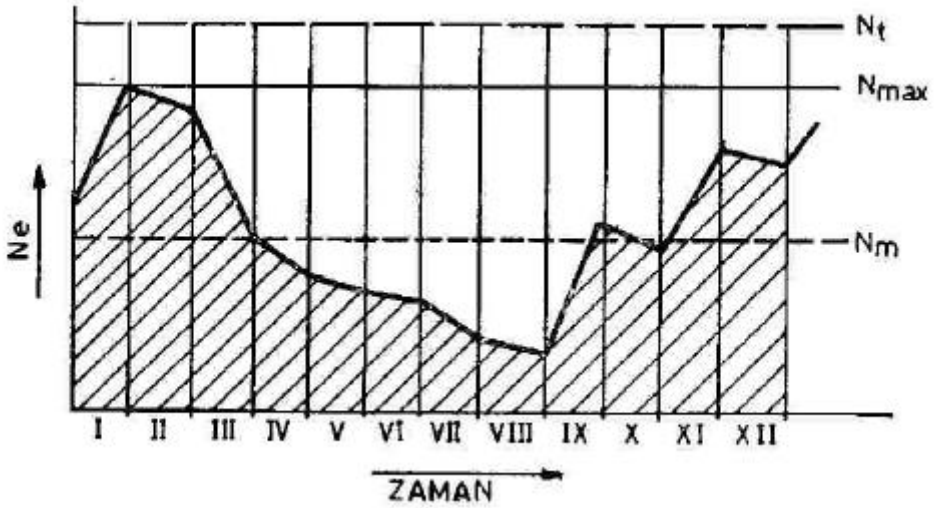
Günlük güç değişimini ifade eden bu eğrinin altında kalan taralı alan: entegrasyon veya başka bir yöntem ile hesaplandıktan sonra, apsisin değeriyle, yani 24 saate, bölündüğü taktirde, tesisin günlük ortalama gücü olan Nm değerinin bulunacağı malûmdur. Diğer taraftan, emniyet bakımından, santralın Nmax gücünün üzerinde bir yedek N_R gücünün bulunması da şarttır. Bu nedenle, santrala monte edilmesi icap eden gücün :

$$N_t=N_{max}+N_R \text{ [kWe]}$$

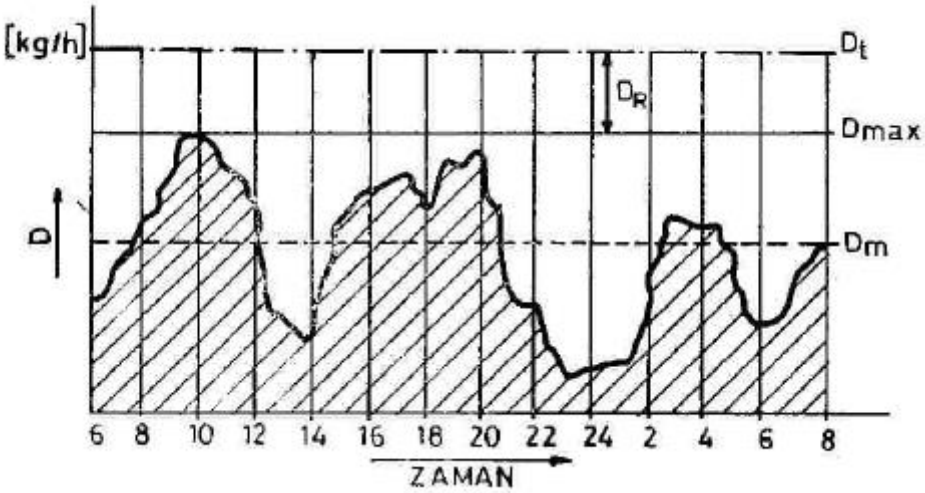
olması gerekir.

Eskiden bir elektrik santral projesi bahis konusu olan tesisin, belirli bir bölgeyi yalnız başına besleyebilmesi göz önünde tutularak yapılırdı. Bu taktirde de, emniyet açısından, santralda nisbeten büyük bir yedek gücün mevcut olması gerekirdi. Günümüzde ise, birçok santral, birbirlerine bağlı, yani enterkonnekte bir şebeke vasıtasıyla müşterek olarak çalışmakta ve birbirleri için yedeklik vazifesini de üzerine almaktadır. Bu sebepten, modern tesislerde, yedek güç için ayrılmakta olan değer çok azalmış durumdadır.

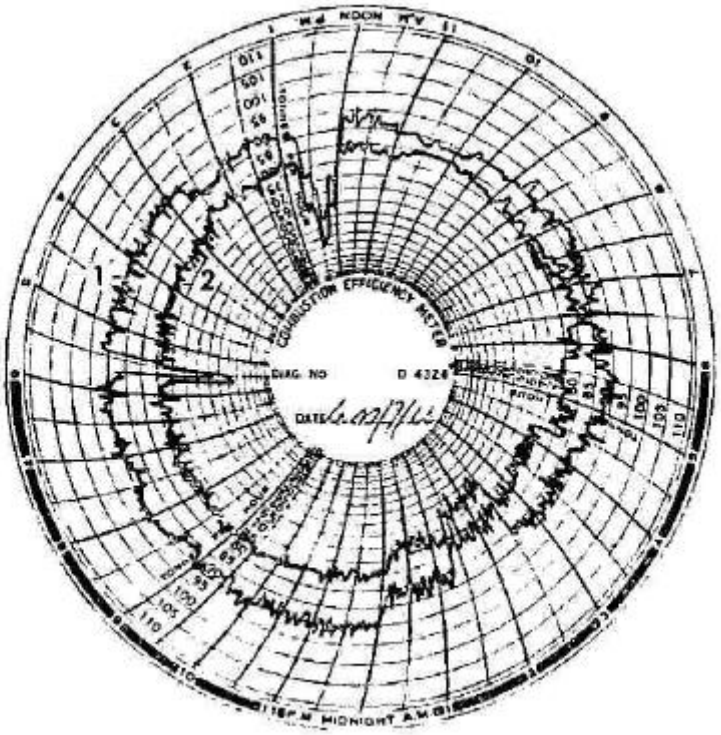
Zaman - güç diyagramlarını, günlük yapmak yerine, aylık veya senelik yapmak ta mümkündür. Bu diyagramların senelik olarak tanzim edilmeleri halinde, pik noktalarının, normal olarak kış aylarına; düşük değerlerin ise yaz aylarına isabet edeceği tabiidir. Şekil 14 de, bir elektrik santralındaki güç değişikliklerini gösteren, senelik bir diyagram verilmiştir. Bu şematiktik bir diyagramdır.



Şekil 14



Şekil 15



Şekil 16

1.2 BOYUTLAR VE BİRİMLER

Herhangi bir fiziksel büyüklük **boyutlar** ile belirlenir. Boyutlar ise **birimlerle** ölçülür. Kütle *m,* uzunluk *L,* zaman *t* ve sıcaklık *T* gibi bazı temel boyutlar **birincil** veya **ana boyutlar** olarak seçilmişlerdir. Hız V, enerji *E* ve hacim V gibi bazı boyutlar ise ana boyutlar kullanılarak ifade edilir ve **ikincil boyutlar** veya **türemiş boyutlar** diye adlandırılır.

Burhan hocanın notları

Boyut Sistemleri

A) Asal Boyutlar

1) MLT (Mass, Lenght, Time)

(Kütle*, uzunluk, Zaman)*

1.1. SI (Uluslararası Birim Sistemi)

1.2. CGS

1.3. MKS

2) FLT (Force, Lenght, Time)

(*Kuvvet, uzunluk, Zaman)*

1.1. TÖS (Teknik Ölçü Sistemi)

1.2. İTÖS (İngiliz Teknik Ölçü Sistemi)

Örneğin;

Hız =Yol / Zaman = L / T = LT^{-1}

İvme= Hız / Zaman = (LT^{-1}) */ T =* LT^{-2}

Kuvvet = Kütle . İvme (yani; F = M L/ T^2*) ise buradan Kütle = F.* T^2 */ L olur.*

Basınç = kuvvet / Alan = F / L^2 *=* FL^{-2}

İş = Kuvvet . Yol = FL

	F	*L*	*T*
TÖS	*kp*	*m*	*s*
İTÖS	*lb*	*ft*	*s*

	M	L	T
SI	kg	m	s
CGS	g	m	s

Büyüklükler	FLT			MLT		
	FLT	TÖS	İTÖS	MLT	SI	CGS
Kütle	FT^2/L	kps^2/m	lbs^2/ft	M	kg	
Kuvvet	F	kp	lb	ML/T^2	kgm/s^2	
Uzunluk	L	m	ft	L	m	
Zaman	T	s	s	T	s	
Özgül Kütle, ρ	FT^2/L^4	kps^2/m^4	lbs^2/ft^4	M/L^3	kg/m^3	
Özgül Ağırlık, γ	F/L^3	kp/m^3	lb/ft^3	ML^2/T^2	kg/m^2s^2	
Özgül Hacim, v	L^3/F	m^3/kp	ft^3/lb	L^3/M	m^3/kg	
İvme, g	L/T^2	m/s^2	ft/s^2	L/T^2	m/s^2	
Hız, V	L / T	m/s	ft/s	L/T	m/s	
Basınç, P	F / L^2	kp/m^2; kp/cm^2=at	lb/ft^2; lb/in^2=psi		$Pa=N/m^2$	
İş,Moment,Tork	FL	kpm			J=Nm	
Isı		kcal	btu		J	
Güç	FL/T				W=J/s	
(Kondüksiyonla) Isı İletim Katsayısı (λ)		kcal/mh°C			W/mK	
(Konveksiyonla) Yüzey Isı Transfer Katsayısı (α, k)		$kcal/m^2h$°C			W/m^2K	
Özgül Isı, c		kcal/kp°C	btu/lb°F		kJ/kgK	
Dinamik vizkozite, μ						
Kinematik viz. υ						
Gaz Sabiti, R						

Eski zamanlardan beri değişik birim sistemleri kullanılmıştır. Tüm dünyada tek bir birim sisteminin kullanılması konusunda bilim ve mühendislik çevrelerinde verilen büyük uğraşlara rağmen bugün iki birim sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır: USCS *(United States Customary System)* adıyla da bilinen **ingiliz Sistemi** ve *Uluslararası Sistem* adıyla da bilinen metrik SI sistemi *(Le Systeme International d'Unltes).* SI sistemi, birimlerin onlu sisteme göre düzenlendiği, basit ve mantıklı bir sistem olup, ingiltere dahil birçok endüstrileşmiş ülkede bilim ve mühendislik çalışmalarında kullanılmaktadır. Buna karşılık İngiliz sisteminde birimler arasındaki ilişkiler düzenli bir yapıda değildir, örneğin 1 yarda'da 3 ayak (feet), 1 ayak'ta 12 parmak (inch) vardır. Bu da sistemin kullanımını zorlaştırır. Bugün tümüyle metrik sisteme geçmemiş tek endüstrileşmiş ülke ABD'dir.

Tüm dünya tarafından kabul edilen bir sistemin geliştirilmesi için sistematik çabalar 1790 yılında Fransız Ulusal Meclisi'nin, Fransız Bilimler Akademisi'ne bu tür bir sistemin geliştirilmesi için verdiği görevle başlamıştır. Fransa'da kısa sürede geliştirilen metrik sistemin uluslararası bir kimlik kazanması, 1875 yılında *Metrik Konvansiyonu Anlaşması* 'nın, aralarında ABD'nin de bulunduğu 17 ülke tarafından imzalanmasıyla gerçekleşmiştir. Bu uluslararası anlaşmada, metre ve gram, uzunluk ve kütle için metrik birimler olarak kabul edilmiş ve her altı yılda bir *Ağırlık ve ölçüler Genel Konferansı* 'nın (CGPM) toplanması kararlaştırılmıştır. 1960 yılında toplanan CGPM, 1954 yılındaki toplantıda kabul edilen altı ana boyut ve birime dayanan SI birim sistemini benimsemiştir. Bu boyut ve birimler şunlardır: uzunluk için *metre* (m), kütle için *kilogram* (kg), zaman için *saniye* (s), elektrik akımı için *amper* (A), sıcaklık için *Kelvin* (°K) ve ışık şiddeti için *candela* (cd). 1971 yılında CGPM bu birimlere madde miktarının ölçüsü ve birimi olan *mol* 'ü (mol) eklemiştir.

1967 yılında kabul edilen notasyona göre, mutlak sıcaklığı gösterirken derece simgesinin kullanılması sona erdirilmiş ve birimlerin özel isimlerden türemiş olsa bile küçük harflerle yazılması benimsenmiştir (Çizelge 1-1). Fakat birimlerin kısaltılmış yazımlarında, birim özel isimden kaynaklanıyorsa, büyük harf kullanılması uygun görülmüştür. Örnek olarak SI sisteminde kuvvet birimi ele alınsın. Bu birim Sir Isaac Newton'dan (1647-1723) kaynaklanmakta olup,

newton veya kısaltılmış olarak N olarak yazılmaktadır. Bu notasyona göre birimlerin kısaltılmış yazımlarında nokta ve çoğul eki kullanılmamalıdır. Örneğin metre için kısaltma 'm.' değil 'm'dir.

ÇİZELGE 1.1 Yedi ana boyut ve SI sistemindeki birimleri

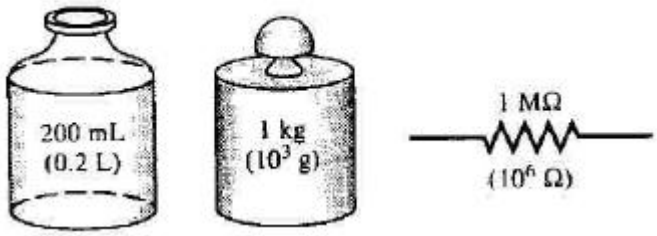
Boyut	Birim
Uzunluk	metre (m)
Kütle	kilogram (kg)
Zaman	saniye (s)
Sıcaklık	kelvin (K)
Elektrik akımı	amper (A)
Işık şiddeti	candela (c)
Madde miktarı	mol (mol)

ABD'de metrik sisteme dönüşüm, 1968 yılında Kongre'nin dünyadaki gelişmeleri gözönüne alarak Metrik Çalışma Yasası'nı çıkarmasıyla başlamıştır. Kongre metrik sisteme gönüllü dönüşümü 1975 yılında Metrik Dönüşüm Yasası'nı kabul ederek teşvik etmiştir. 1988 yılında Kongre'den geçen bir ticaret kararnamesi ile tüm federal kurumların Eylül 1992'ye kadar metrik sisteme geçmeleri zorunlu kılınmıştır.

Otomotiv, meşrubat ve içecek sanayileri gibi yoğun bir biçimde uluslararası ticaretin içinde olan endüstriler, metrik sisteme geçişi, tek bir tip oluşturma, daha küçük stoklar bulundurma ve benzeri ticari düşüncelerle kârlı bulmuşlardır. Bugün ABD'de üretilen tüm otomobiller metrik ölçülere göre yapılmaktadır. Araba kullanıcılarının çoğu bu gerçeği eski bir anahtarı cıvata sıkmak için kullandıklarında görürler. Ancak, birçok sanayi dalı da metrik sisteme geçmemekte direnmiş, böylece metrik sisteme dönüşümü yavaşlatmıştır.

Bugün ABD'de her iki sistem de kullanılmakta olup, metrik sisteme dönüşüm tamamlanıncaya kadar da böyle kalacaktır. Mühendislik Öğrencileri, bir yandan İngiliz sistemini bilmek, diğer yandan SI birimlerinde çalışmak, düşünmek zorundadırlar. Bu da öğlenciler üzerinde fazladan bir yük oluşturmaktadır. Mühendislerin, geçiş dönemindeki durumları gözönüne alınarak, bu kitapta, ağırlık SI sisteminde olmak üzere her iki sisteme de yer verilmiştir.

Daha önce belirtildiği gibi, SI sisteminde birimler arasında 10'un katlarına dayalı bir ilişki vardır. Birimlerin 10'un katlarıyla çarpımlarını simgeleyen ön ekler Çizelge 1-2'de verilmiştir. Bu ekler tüm birimler için geçerlidir ve yaygın olarak kullanıldıklarından dolayı ezberlenmelerinde yarar vardır (Şekil 1-5).



Şekil 1.5 SI birimlerinin ön ekleri tüm mühendislik dallarında kullanılmaktadır

ÇİZELGE 1.2 SI birimlerinde standart ön ekler

10'un katı	Ön ek
10^{18}	**exza, E**
10^{15}	**peta, P**
10^{12}	tera, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	kilo, k
10^{2}	**hekta, h**
10^{1}	**daka, da**
10^{-1}	**desi, d**
10^{-2}	santi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	mikro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	piko, p
10^{-15}	**fempto, f**
10^{-18}	**atta, a**

SI ve İngiliz Sistemlerinde Bazı Birimler

SI sisteminde, kütle, uzunluk ve zaman birimleri sırasıyla kilogram (kg), metre (m) ve saniye (s)'dir. Bu birimler İngiliz sisteminde aynı sırada libre-kütle (pound-mass, lbm), ayak (foot, ft) ve saniye (s) ile ifade edilmektedir. *lb* simgesi eski Roma'da ağırlık ölçüsü olarak kullanılan *libra'yı* göstermektedir. İngilizler bu

simgeyi, Romalılar Britanya adasından 410 yılında ayrıldıktan sonra da kullanmışlardır. İki sistemde kütle ve uzunluk birimleri arasındaki ilişki şöyledir:

$$1 \text{ lbm} = 0.45359 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$$

İngiliz sisteminde, kuvvet ana boyutlardan biri olarak kabul edilir ve temel bir birimle gösterilir. Bu uygulama birçok bağıntıda bir g_c çarpanının kullanılmasını zorunlu kıldığından karışıklığa veya hataya neden olabilir. Bunu önlemek için, kuvvet bu kitapta ikincil bir boyut olarak tanımlanmıştır ve birimi Newton'un ikinci yasasından belirlenmiştir. Böylece,

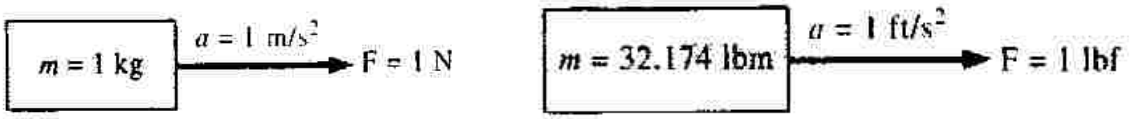
$$\text{Kuvvet} = (\text{kütle})\ (\text{ivme})$$

veya $$F = ma$$

olur. SI birimlerinde, kuvvetin birimi **newton (N)** olup, *1kg kütleye 1 m/s^2 ivme vermek için gerekli kuvvet* olarak tanımlanmıştır. İngiliz sisteminde kuvvetin birimi **libre-kuvvet (pound-force, lbf)** olup, *32.174 lbm (1 slug) kütleye 1 ftls^2 ivme vermek için gerekli kuvvet* olarak tanımlanmıştır (Şekil 1-6).

$$1\text{N} = 1 \text{ kg.m/s}^2$$

$$1 \text{ lbf} = 32.174 \text{ lbm.ft/s}^2$$



Şekil 1.6 Kuvvet birimlerinin tanımı

Ağırlık terimi çoğu kez, hatalı olarak, kütleyi ifade etmek için kullanılır. Kütlenin tersine ağırlık G (*W),* bir *kuvvet* olup, bir cisme etkiyen yerçekimi kuvvetini belirtir (Şekil 1.7). Değeri Newton'un ikinci yasasından hesaplanır:

$$G\ (W) = mg\ (N)$$

Burada *m* cismin kütlesini, *g* yerel yerçekimi ivmesini göstermektedir. Deniz düzeyinde ve 45° enlemde *g,* 9.807 m/s^2 veya 32.174 ft/s^2 'dir. Bir maddenin birim hacminin ağırlığı **özgül ağırlık,** γ (*w)* olarak tanımlanır ve ρ yoğunluk olmak üzere, $\gamma\ (w) = g\rho$ bağıntısıyla hesaplanır.

Bir cismin kütlesi uzayın her yerinde aynıdır, fakat ağırlığı yerçekimi ivmesine göre değişir. Yerçekimi ivmesi yükseklikle azaldığı için, bir cismin ağırlığı dağın tepesinde daha az olacaktır. Bir astronotun ay yüzeyindeki ağırlığı yeryüzündekinin altıda biri kadardır (Şekil 1-8). Yerçekimi ivmesi deniz düzeyinde 9.807 m/s^2 olup, 1000, 2000, 5000,10000 ve 20000 metre yüksekliklerde sırasıyla 9.804, 9.800, 9.791, 9.776 ve 9.745 m/s^2 değerlerini alır. Mühendislik hesaplarında yerçekimi ivmesi ortalama 9.8 m/s olarak alınabilir.

SI birimlerinde, deniz yüzeyinde 1 kg kütlenin ağırlığı Şekil 1-9'da görüleceği gibi 9.807 N olacaktır. İngiliz birimlerinde 1 lbm kütlenin ağırlığı ise 1 lbf'dir. Bu sayısal eşitlik libre-kütle ve libre-kuvvet birimlerinin birbirinin yerini alabileceği ve libre (lb) ile gösterilebileceği izlenimini uyandırır. İngiliz birim sisteminin uygulanmasında hataya yol açan başlıca kaynaklardan biri budur.

İş, enerjinin bir biçimidir ve kuvvet ile kuvvetin uygulandığı yolun çarpımı olarak tanımlanır. Bu nedenle birimi newton-metre (N.m)'dir. Bu birime **joule** (J) adı verilmiştir:

$$1\,J = 1\ N.m$$

SI birimlerinde enerjinin daha çok kullanılan birimi kilojoule olup, 1 kJ = 10^3 J eşitliğiyle tanımlanır. İngiliz sisteminde enerjinin birimi Btu veya 'British thermal unit'dir. 1 Btu, 68 °F sıcaklığındaki 1 lbm su kütlesinin sıcaklığını 1 °F yükseltmek için gerekli ısıl enerjiye eşittir. 1 Kilojoule ve 1 Btu'nun temsil ettikleri ısıl enerji değerleri birbirine çok yakındır (1 Btu = 1.055 kJ).

Boyutların Uyuşması

Elmalarla armutların toplanamayacağı ilkokulda öğretilir. Fakat bu hata arada sırada farkına varmadan yapılır. Mühendislik problemlerinde tüm denklemlerin boyutsal uyuşumu zorunludur. Başka bir deyişle, bir denklemdeki terimlerin tümü aynı birimlerde olmak zorundadır (Şekil 1-10). Eğer çözümlemenin herhangi bir aşamasında farklı birimlere sahip iki büyüklüğü toplamak zorunda kalırsak, bu, daha önceki aşamalarda hata yaptığımız anlamına gelir. Bu bakımdan birimlerin karşılaştırılması hataların bulunmasına yardımcı olur.

ÖRNEK 1-1

Bir problemin çözüm aşamasında aşağıdaki gibi bir denklemle karşılaşıldığı düşünülsün:

$$E = 25\ kJ + 7\ kJ/kg$$

Burada E toplam enerjiyi göstermektedir ve birimi kilojoule'dür. Varsa, hatayı tartışın.

Çözüm: Sağ taraftaki terimlerin birimleri farklıdır ve bu nedenle toplam enerjiyi hesaplamak için toplanamaz. Eğer ikinci terim kütle ile çarpılırsa, paydadaki kg yok edilir ve böylece denklem boyut uyuşması bakımından doğru olur; başka bir deyişle, denklemdeki terimlerin hepsi aynı birimleri taşır. Bu problemde hata büyük bir olasılıkla, son terimin hesaplanması sırasında kütle ile çarpımın unutulmasından kaynaklanmaktadır.

Birimler bağıntıları kontrol etmek için, hatta aşağıdaki örnekte açıklandığı gibi doğrudan bağıntıları çıkarmak için kullanılabilir.

ÖRNEK 1-2

2 m^3 hacmi olan bir depo, yoğunluğu 850 kg/m^3 olan bir yağ ile doludur. Depodaki kütleyi hesaplayın.

Çözüm: Yoğunlukla kütle arasındaki ilişkiyi veren formülü unuttuğumuzu düşünelim. Fakat kütlenin biriminin kg olduğunu biliyoruz. Bu nedenle, hesaplarımızın sonucunda birimin kg olması gerekir. Verilen bilgiyi gözden geçirirsek:

$$\rho = 850\ kg/m^3\ ,\quad V = 2\ m^3\ \text{ ve } m=?$$

olduğundan, bu iki büyüklüğü çarparak kg birimini elde edeceğimiz açıkça görülür.

$$m = \rho . V$$

$$m = (850\ kg/m^3)\ (2\ m^3) = 1700\ kg$$

Öğrenci, terimlerinin birimleri uyuşmayan bir bağıntının hatalı olduğunu bilmelidir. Fakat terimlerinin birimleri uyuşan her bağıntının da mutlaka doğru olması gerekmez.

VERİMLER

GENEL BİLGİLER :

Bir tesis, makine veya cihazda, çalışma anında çeşitli nedenlerden dolayı kayıplar oluşur. Bu kayıplar enerjinin bir kısmini alıp götürdüğünden sonuçta alman miktar verilenden daima daha küçük olur. Çalışma için gerekli enerji E1, alınan ise E2 olduğuna göre kayıplar:

$$Ek=E1 – E2$$

şeklinde gösterilir. Söz konusu enerji: termik, nükleer, kimyasal, mekanik enerji veya elektrik enerjisi de olabilir. Zaten bir enerjiden diğerine geçmek mümkündür.

Örneğin bir Diesel motorunda yakıtın yakılması sonucunda elde edilen termik enerji, bu motorun kavramasında mekanik enerji olarak istenilen amaca harcanabilmektedir. Bu Diesel motorunun arkasında, bir elektrik generatörü bulunduğu zaman elektrik enerjisi elde edilebileceği doğaldır. Bu elektrik enerjisi de, istenildiği zaman, elektroliz gibi bir kimyasal olayda da kullanılabilmektedir. Fakat bir enerjiden diğerine geçişte daima kayıplar olur.

Enerji cinsi değişmediği zaman da kayıplar vardır. Örneğin bir buhar kazanında üretilen buhar yardımıyla alman ısı miktarı, bu kazana yakıtla verilmiş olan ısı miktarından düşüktür.
Bu azalış, gayet doğal olarak enerji değiştiği zaman da kendini gösterir. Örneğin bir elektrik generatöründen alman elektrik enerjisi, bu generatörü çalıştırmak için verilmiş olan mekanik enerjiden daha azdır.

Alınan enerji ile verilen arasındaki oran, söz konusu olan : makine, cihaz veya tesisin : verim veya diğer adıyla randımanını oluşturur. Bu derste biz birinci terimi yani verim ifadesini kullanacağız. Dolayısıyla verim ifadesi:

$$\eta=(E1 — E2)/E1 = Ev/E1$$

olmaktadır. Enerji cinsinin ısı olarak yazılması ve Q olarak gösterilmesi durumunda yukarıdaki eşitlik :

$$\eta=(Q1 — Q2)/Q1 = Qv/Q1$$

şeklinde yazılabilir.

Verim değeri desimal kesir olarak veya 100 ile çarpıldıktan sonra yüzde olarak belirtilebilir; (örneğin 0,28 veya 28 % gibi).

Verim, söz konusu olan cihazın bir kısmına, tamamına veya bu cihazın bir parçasını oluşturduğu tesise ait olabilir. Birinciye örnek olarak: bir buhar kazanında; yakma tertibatının veya hava ısıtıcının veriminden sözedilebilir. ikinciye Örnek ise, kazanın kendi verimidir. Son olarak Üçüncüye örnek ise, bu kazanın buhar verdiği termik tesisin toplam verimi oluşturur.

ÖZGÜL (SPESİFİK) EFEKTİF ISI SARFİYATI

Spesifik buhar sarfiyatı, buharın makineye giriş ve çıkış durumlarıyla ilgili olduğundan, ısının iyi veya kötü kullanıldığı konusunda her zaman doğru bilgi vermeyebilir. Yüksek basınç ve sıcaklıkta taze buhar kullanan bir tesiste buhar sarfiyatı düşük doğal olarak olacaktır; fakat buna karşılık bu buharın elde edilebilmesi için kazanda daha fazla yakıt kullanılması gerekecektir. Demek ki bu değer, ancak makinenin önündeki ve arkasındaki buhar şartları aynı olan 2 tesiste doğru bir karşılaştırma imkânı sağlayabilir.

Buharlı tesislerde daha doğru bir karşılaştırma, ısı sarfiyatını hesaplamakla yapılır. Özgül efektif ısı sarfiyatı; saatte 1 PSe veya 1 kWe lık bir güç elde edebilmek için kullanılması gereken ısı miktarıdır. Yani; bir termik tesiste birim güç üretmek için kazanda verilmesi gereken ısı miktarıdır.
Buharlı olmayan patlamalı veya içten yanmalı motorlar, gaz türbinleri, gaz jeneratörleri gibi diğer termik makinelerde, sadece ısı sarfiyatı kullanılabilir. Diğer taraftan bu kavram, ısı harcayan ocaklar, fırınlar, kurutucular ve benzeri sınai (endüstriyel) tesisler için de kullanılabilir.
Buharla çalışan bir tesiste özgül efektif buhar sarfiyatı, taze buharın ısı tutumu h_2 ve besleme suyunun kazana giriş sıcaklığı belli olduğu zaman özgül efektif ısı sarfiyatını hesaplayabiliriz.

DEFTER

İçten yanmalı motorlar, gaz türbinleri, gaz jeneratörleri gibi diğer termik makinelerde ise bu değer, belirli bir sürede ölçülen toplam yakıt miktarı G_h (kg/h) ın, bu yakıtın sahip olduğu ısı değeri Hu ile çarpılması sonucunda elde edilen rakamın, makine gücüne bölünmesiyle bulunur.

$$q_e = (Bh.Hu) / Ne \quad [kcal/PSeh ; kcal/kWeh \text{ veya } kJ/kWeh]$$

Ocak, fırın ve benzeri ısı kullanan sınai tesislerde ise, doğal olarak, spesifik ısı sarfiyatı, üretilen her bir ton veya kg mal için sarf edilmesi gereken ısı miktarını anlatır. Bu gibi tesislerde, bir zaman birimi anında, çoğunlukla saatte, kullanılan ısı miktarı da işletme ekonomisi için bilinmesi ve kontrolü gereken bir faktör oluşturur.

ISI BİLANÇOSU

Bir termik tesiste yakıt yakarak veya başka şekilde elde edilen ısının nasıl kullanıldığını izlemek gerekir. Bu konu ya bir ısı bilançosu cetveli düzenleyerek, yada bu cetvelin grafik şeklini oluşturan bir Sankey diyagramı çizerek yapılabilir. Bu cetvel veya diyagramda, tesise verilen ısı ya ısı birimi cinsinden yazılır ve çeşitli nedenlerle harcanan ısılar bu esas değerden çıkarılır; yada bu ısının % 100 olduğu varsayılır ve harcanan ısılar bu durumda yüzde olarak belirtilir. Cetvel veya diyagrama ısı miktarlarını yada yüzdelerini koyabiliriz.

Bir tesiste verilen ısı miktarı bilindiğine göre; ana ve yardımcı makinelerde yararlı işe çevrilen ısı miktarları; ayrıca ısıtma, kurutma, pişirme, buharlaştırma ve benzeri teknolojik amaçlarda kullanılan ısı miktarları ve söz konusu tesiste soğutma suyu, duman gazı, ışınım ve kaçaklar nedeniyle oluşan ısı kayıpları, ısı bilançosu adını taşıyan bir cetvele yerleştirilir. Bu cetvelde verilen ve alınan ısı miktarları birbirine eşit olmalıdır. Aksi taktirde hesaba katılması unutulmuş bir kayıp kaynağı veya kaynakları bulunduğu anlaşılır.

Bu ısı bilançosunu komple tesis için, veya bu tesis içinde çalışan bir makine için yada bir makine veya teçhizatın belirli bir kısmı için düzenlemek mümkündür. Örneğin; verimi % 85 olan ve yakıt olarak kömür kullanan bir buhar kazanına ait ısı bilançosu, yakıtla verilen ısının % 100 olduğu varsayımıyla, aşağıdaki cetvelde verildiği şekilde olur.

Harcama yeri	Verilen ısı	Alınan ısı
Yakıta verilen ısı	**100**	
Baca kaybını oluşturan duman gazı ısısı		7,0
Yakıtın yanmadan kalan kısmının ısısı		2,0
Kazandan ışınım yoluyla kaçan ısı		3,5
Yardımcı makinelerin gerektirdiği ısı		2,5
Taze buhar ısısı		85,0

Bilanço	**100**	**100,0**
Yakma havası	10	10

Cetvelden de görüldüğü üzere, yakma havası kapalı devre yaptığından, bilanço dışı bırakılmaktadır.

Aşağıdaki cetvelde taze buharın sahip olduğu ısının %100 olduğu kabul edilerek, karşı basınçla çalışan ve ekzost ısısı teknolojik amaçlarda kullanılan bir tesise ait ısı bilançosu verilmiştir.

Harcama yeri	Verilen ısı	Alınan ısı
Taze buharla verilen ısı	100	
Türbin ışınım kayıpları ısısı		0,3
Elektrik kayıpları ısısı		1,5
Elektrik enerjisine çevrilen ısı		13
Karşı basınç buharı ısısı		85,2
Bilanço	**100**	**100,0**

Kondensasyonla çalışan bir ısı kuvvet tesisine ait ısı bilançosu ise aşağıdaki cetvelde verilmiştir. Burada, kazanda yakıt yoluyla verilen ısı miktarı %100 alınmıştır.

Cetvel		
Harcama yeri	Verilen ısı	Alman ısı
Yakıtla kazana verilen ısı	100	
Kazan kayıplarına karşılık gelen ısı		11,8
Taze buhar devresinde ışınım yoluyla kaybolan ısı		1,2
Türbin ışınım kayıpları ısısı		0,3
Elektrik kayıpları ısısı		1,4
Elektrik enerjisine çevrilen ısı		27,2
Soğuyan yoğuşum suyunun verdiği ısı		0,5
Kondenser soğutma suyunun aldığı ısı		57,6
Bilanço	**100**	**100,0**

Buharla çalışan bir ısı kuvvet tesisinde ısı bilançosunun düzenlenebilmesi için kayıplara ve mekanik işe çevrilmiş olan ısı miktarları belirlenir. Bulunan değerler buharın tesis içindeki akış yönündeki sıralarına göre cetvele geçirilir.

Rankine çevrimini ele alalım. Kazanda yakıt yoluyla verilen ısı miktarı başlangıç olarak alınır. Bu ısı miktarını % 100 değeriyle de gösterebiliriz. Bu durumda; kazan verimi η_k ile gösterildiği zaman, burada kaybolan ısı miktarı (I) aşağıdaki gibi olur.

$$I = (1-\eta_k).100 \qquad [\%]$$

Kazanla, buhar türbini arasındaki boru devresinde ışınım ve kaçak yoluyla kaybolan ısı miktarı ise (II), söz konusu devrenin verimi η_d olduğu zaman aşağıdaki gibi olur.

$$II = (1-\eta_d).\eta_k .100 \qquad [\%]$$

Isı kuvvet makinesinin dış kayıplarına karşılık gelen ısı miktarı (III), bu makinenin termik verimi η_{te} , iç verimi de η_i olduğuna göre :

$$III = (1-\eta_m).\ \eta_k\ .\ \eta_d\ .\ \eta_{te}\ .\ \eta_i\ .\ 100 \qquad [\%]$$

Isı kuvvet makinesinin iç kayıpları, ekzost buharının ısı tutumunun (yani entalpisinin) yükselmesine neden olurlar. Bu ısı da kondenser soğutma suyu yardımıyla atılır. Demek ki kondenser soğutma suyu yardımıyla giden ısı miktarı (IV):

$$IV = (1-\ \eta_{te}\ .\eta_i).\ \eta_k\ .\ \eta_d\ .100 \qquad [\%]$$

Yoğuşum suyu ısısı (V), tekrar kazana geri döndüğünden (yani kapalı devre yaptığından) tesisat için bir kayıp oluşturmaz. Fakat değeri aşağıdaki gibi olur.

$$V = (c_{psu}\ .t_w)/(h_b-\ c_{psu}.t_w).\ \eta_k\ .\ \eta_d\ .100$$

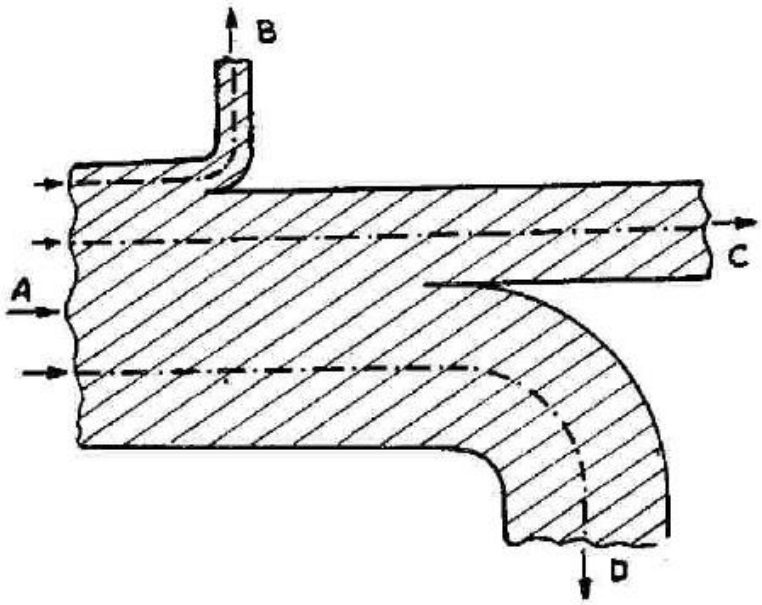
Böylece makinenin milinde mekanik işe çevrilmiş olan ısı miktarı (VI):

$$VI = 100 - (I+II+III+IV)$$

olur. Bunun değeri, genel verim yani ekonomik verime eşit olmaktadır.

SANKEY DİYAGRAMI

Bir termik tesise verilen ısı miktarının nerede ne kadarının harcandığını görmek, işletmecilik bakımından büyük önem taşır. Bu özellik bir Sankey diyagramıyla da gösterilebilir. Isı akış diyagramı adıyla da anılan bu diyagramda, tesise verilen ısı miktarı, değeri % 100 olarak alınan bir ana akış kolu yardımıyla gösterilmektedir. Burada çeşitli harcama yerleri, ana akıştan ayrılan birer kol olarak gösterilir. Ana koldan ayrılan bu ara kolların her biri 100 e göre bir değer taşıdığı için, toplamları da % 100 olmalıdır. Bazı tesislerde kapalı devre yapan ısı miktarları da bulunabilir. Bu tür kollar, yukarıda belirtilmiş olan % 100 değerine bir katkıda bulunmazlar.

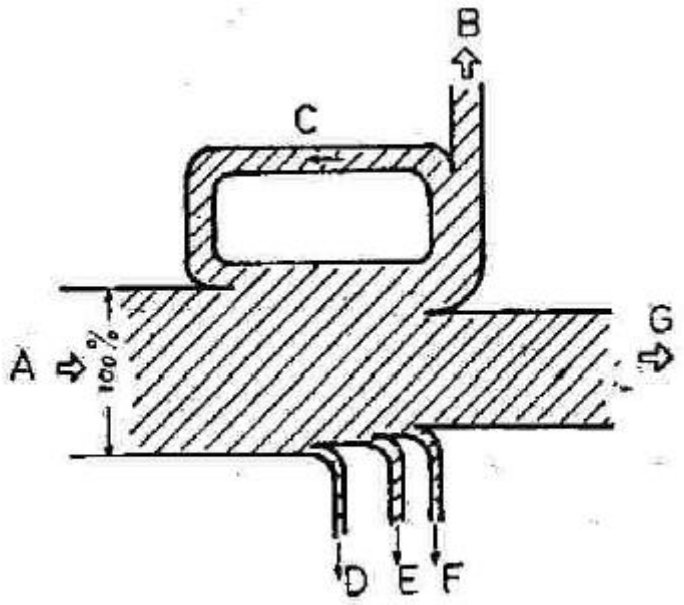


Şekil: 166

Şekil 166 da, yalnız esas kolları kapsayan bir Sankey diyagramı verilmiştir. Buharlı bir ısı kuvvet tesisine ait olan bu diyagramda A, kazanda yakıt yoluyla verilen ısı miktarını göstermektedir. Bu ana koldan ayrılan B kolu, kazan kayıplarının alıp götürdüğü ısıyı; C kolu; turbo-alternatör grubunda, önce mekanik, daha sonra da elektrik enerjisine çevrilen yararlı ısıyı; son olarak D

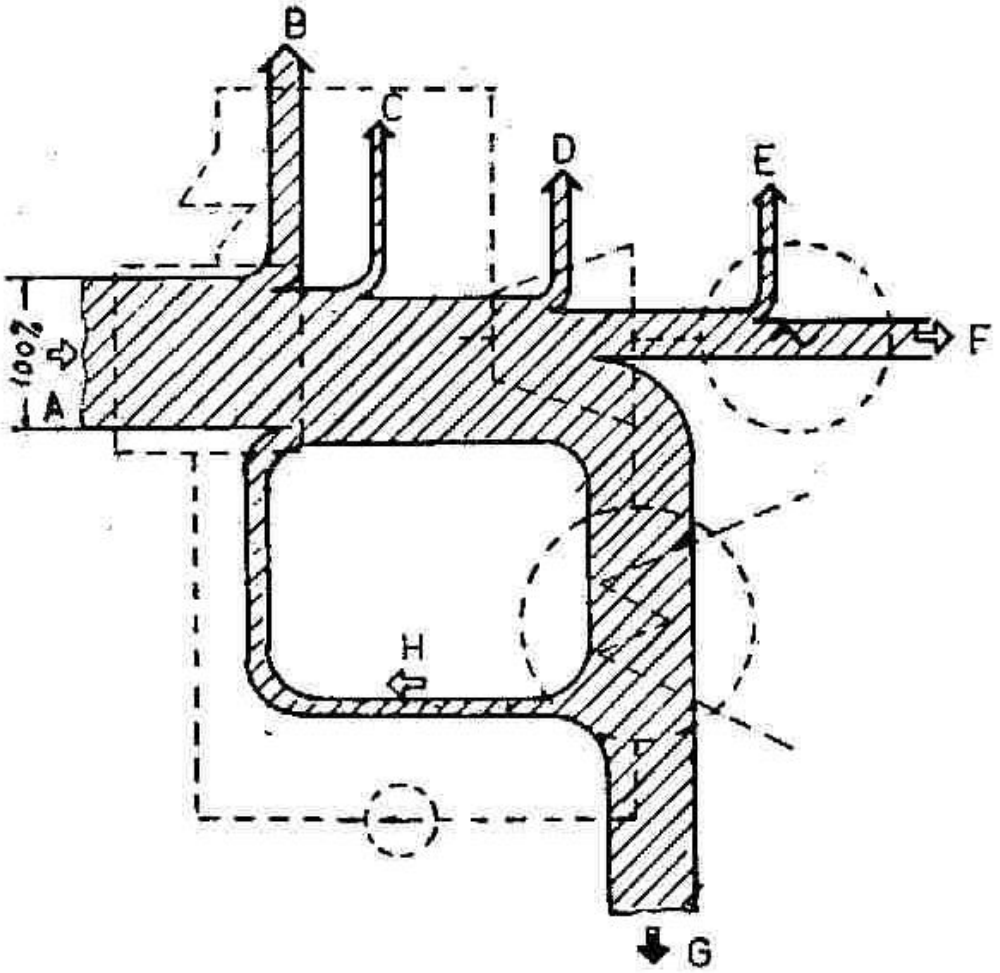
kolu ise, kondenserde soğutma suyu yardımıyla dışarıya atılan ısıyı göstermektedir.

Şekil 167 de, bir buhar kazanma ait Sankey diyagramı verilmiştir. Burada A, yakıt yoluyla verilen ısıyı; B, duman gazları yardımıyla atmosfere atılan ısıyı; C, luvoda duman gazları yardımıyla ısınan yakma havası yoluyla devreye giren ısıyı; D, yakıtın yanmamış olan kısmıyla dışarıya atılan ısıyı; E, ışınım yoluyla dışarıya kaçan ısıyı; F, yardımcı makinelerin tahriki için harcanan ısıyı; G de suyu buhar durumuna getiren yararlı ısıyı göstermektedir.



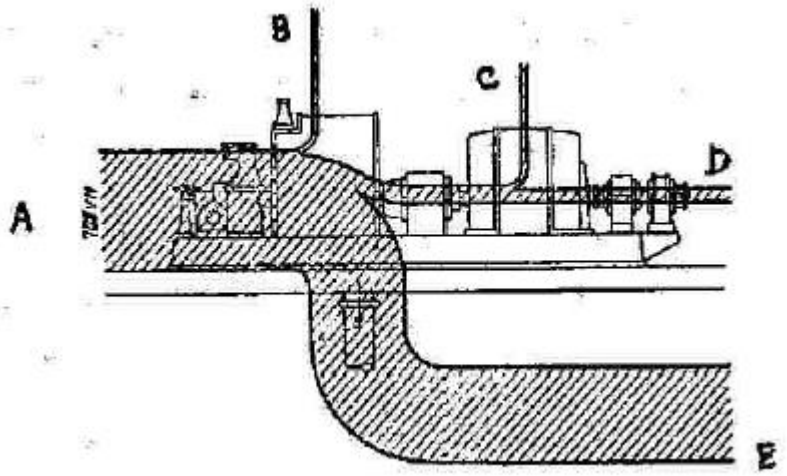
Şekil 167

Bir ısı akış diyagramının altına, bu diyagramın ait olduğu tesisin, Stender elemanlarıyla çizilmiş olan şeması koyulduğu zaman, Sankey diyagramı daha da anlamlı olur. Şekil 168 de, bu şekilde yapılmış bir Sankey diyagramı verilmiştir. Buharlı bir elektrik santralına (Rankine Çevrimi) ait olan bu diyagramda A, kazanda yakıt yakarak elde edilen ve varsayım değeri %100 olan ana kolu göstermektedir. Bu ana koldan sırasıyla B kolu; kazan kayıplara giden ısıyı, C kolu; kazan ile türbin arasındaki boru devresindeki ışınım ve kaçak kayıplarına karşılık gelen ısıyı, D kolu; türbin kayıplarına giden ısıyı, E kolu; alternatör (jeneratör) kayıplarına karşılık gelen ısıyı, F kolu; elektrik enerjisine çevrilen yararlı ısıyı, G kolu; kondenserde soğutma suyunun aldığı ısıyı göstermektedir. Buna karşılık, besleme suyunun sahip olduğu ısıyı gösteren H kolu ise kapalı devre yapmaktadır. Bütün ısı alış verişlerini göstermesi istenilen bir Sankey diyagramı, burada verilmiş olana göre çok daha karmaşıktır.



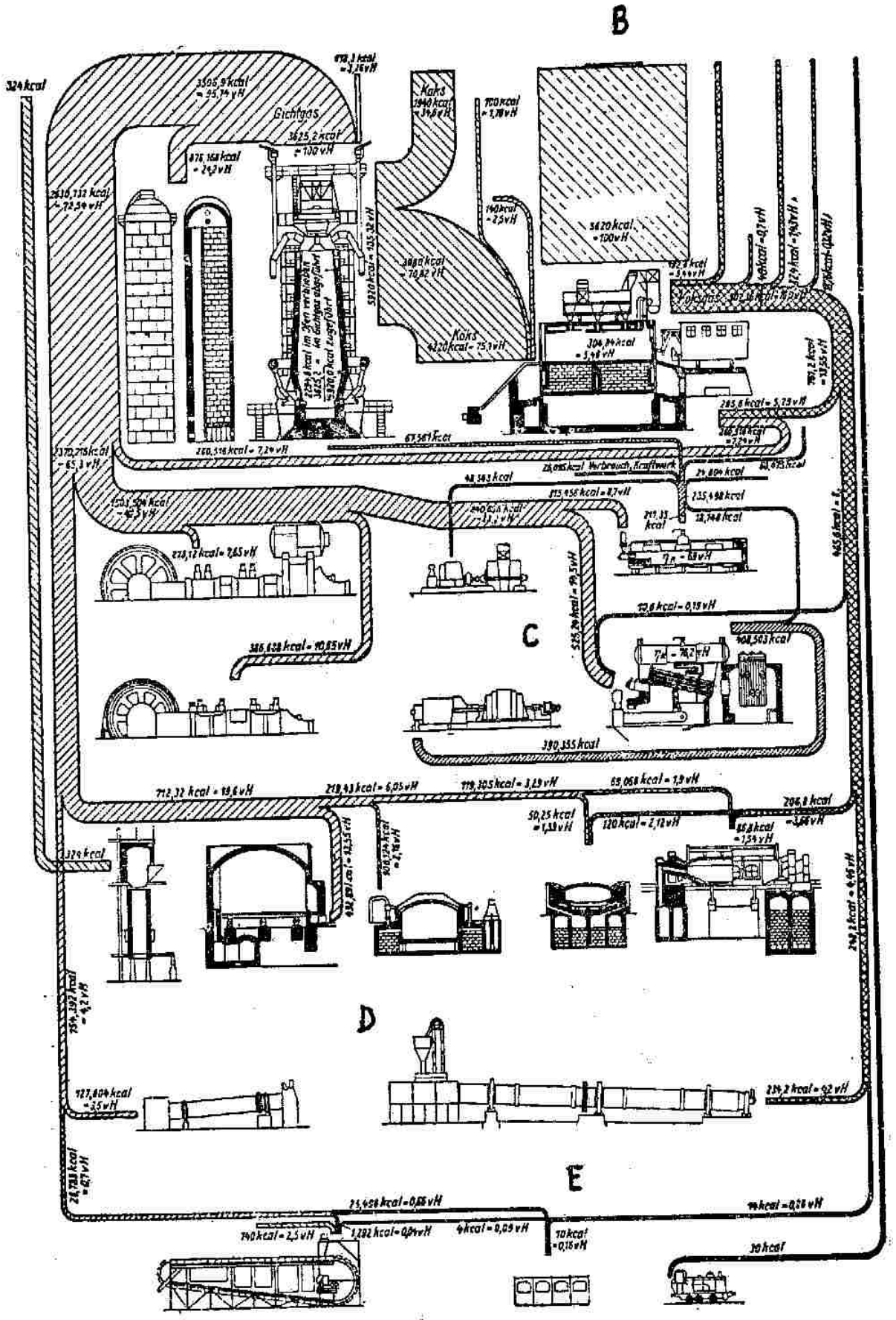
Şekil 168

Bir ısı akış diyagramında tesise ait şema, Stender elemanları yerine basit bir dış görünüş resmiyle de gösterilebilir. Şekil 169 da, bu şekilde yapılmış ve karşı basınçla çalışan bir turbo-generatör grubuna ait Sankey diyagramı verilmiştir. Bu diyagramda, kazanda yakıttan elde edilen ısının %100 varsayımı yerine, bu değer türbine taze buhar yardımıyla gelen ısıya verilmiştir. Bu ana koldan türbin kayıplarına karşılık gelen, B kolu; generatör kayıplarına karşılık gelen, C kolu ve elektrik enerjisine çevrilen D kolu çıkarıldığı zaman, geri kalan E kolu, karşı basınç devresinden, ısı kullanıcılara giden teknolojik buharın sahip olduğu ısı miktarını gösterir.



Şekil 169

Şekil 170 de, bir demir çelik fabrikasına ait Sankey diyagramı görülmektedir. Aynı zamanda yüksek fırın çimentosu da üreten bu tesiste: A, yüksek fırın kısmını; B, kok fabrikasını; C, kuvvet santralını; D, çimento fabrikasını; E de demirhane ve diğer kısımları göstermektedir.



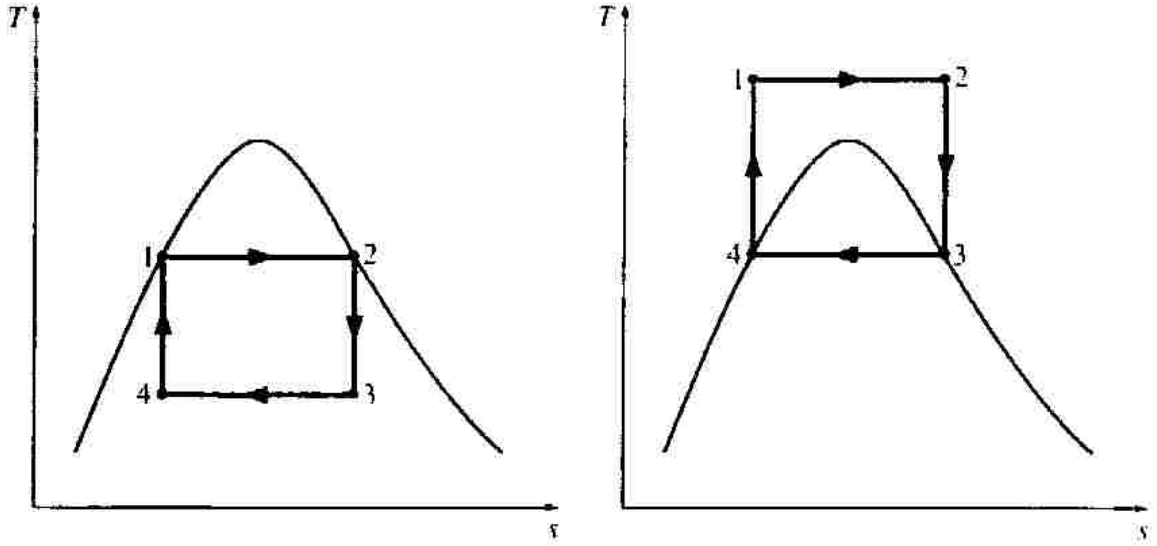
Şekil 170

BUHARLI GÜÇ ÇEVRİMLERİ

CARNOT BUHAR ÇEVRİMİ

İki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrimin Carnot çevrimi olduğunu daha önce belirtilmiştik. Bu nedenle, buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim araştırılırken önce Carnot çevriminin akla gelmesi doğaldır. Eğer uygulanabilirse Carnot çevriminin ideal buharlı güç çevrimi olarak seçilmesi gerekir. Fakat aşağıda açıklanacağı üzere, Carnot çevrimi buharlı güç çevrimleri için uygun bir model değildir. Buharlı güç çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan akışkan sudur. Bu nedenle, incelemelerde aracı akışkanın *su buharı* olduğu kabul edilecektir.

Su gibi saf bir maddenin doyma bölgesinde, sürekli akışlı bir sistemde gerçekleşen Carnot çevrimini inceleyelim (Şekil 9-1a). Su, 1-2 hal değişiminde, kazanda sabit sıcaklıkta (izotermal) ve tersinir olarak ısıtılır. 2-3 hal değişimi türbinde sabit entropide (izantropik) genişlemedir. 3-4 hal değişiminde su sabit sıcaklıkta ve tersinir olarak yoğuşur ve daha sonra 4-1 hal değişiminde sabit entropide sıkıştırılarak ilk haline getirilir.



Şekil 9.1 Carnot buhar çevriminin T-s diyagramı

Bu çevrimin uygulanması aşağıdaki nedenlerden dolayı zordur:

1) İki fazlı bir sistemden veya sisteme sabit sıcaklıkta ısı geçişi uygulamada gerçekleştirilebilir. Çünkü ısıtıcı içinde basıncın sabit tutulması sıcaklığın da doyma değerinde sabit kalmasını sağlayacaktır. Bu nedenle, 1-2 ve 3-4 hal değişimleri kazan ve yoğuşturucularda (kondenserde) kolaylıkla sağlanabilir. Fakat

ısı geçişini iki fazlı sistemlerle sınırlamak, çevrimde erişilebilecek en yüksek sıcaklığı önemli ölçüde kısıtlar. Bu sıcaklık kritik sıcaklığın üzerinde olamaz, su için bu değer 374 °C'dir. Sıcaklığın kısıtlanması ısıl verimin de sınırlanması anlamına gelir. Çevrimdeki en yüksek sıcaklığın doyma sıcaklığının üzerine çıkarılması durumunda, akışkana ısı geçişi bu sefer kızgın buhar bölgesinde, başka bir deyişle tek fazlı bölgede olur. Tek fazlı bölgede ise izotermal ısı geçişinin gerçekleştirilmesi çok zordur.

2) İzantropik genişleme (2-3 hal değişimi) iyi tasarlanmış bir türbinde yaklaşık olarak gerçekleştirilebilir. Fakat Şekil 9-1a'da görüldüğü gibi genişleme sırasında buharın kuruluk derecesi azalır. Bu durumda türbinde akan buhar içindeki sıvı zerreciklerinin miktarı artacaktır. Sıvı zerreciklerinin türbin kanatlarına çarpması, aşınmaya ve yıpranmaya neden olur. Bu bakımdan güç santrallerinde türbindeki genişleme sırasında kuruluk derecesinin yüzde 90'nın altına düşmesi pek istenmez. Bu sorun, doymuş buhar eğrisi çok dik olan bir akışkan kullanarak çözülebilir.

3) İzantropik sıkıştırma (4-1 hal değişimi), sıvı buhar karışımının doymuş sıvı haline sıkıştırılmasını öngörmektedir. Bu işlemle ilgili iki zorluk vardır. Birincisi, yoğuşturmanın 4 halinde son bulacak biçimde gerçekleştirilmesi çok kolay değildir. Ayrıca iki fazlı bir karışımı sıkıştıracak bir kompresörün yapımı uygulamada sorunlar yaratır.

Bu zorluklardan bazıları, Carnot çevrimini Şekil 9-1b'de görüldüğü gibi tasarlayarak yokedilebilir. Fakat bu kez, çok yüksek basınçlarda izantropik sıkıştırma ve değişen basınç altında izotermal ısı geçişi gibi başka güçlükler ortaya çıkar. Bu nedenle Carnot çevriminin gerçek makinelerde uygulanamayacağı ve buharlı güç çevrimleri için gerçekçi bir model oluşturamayacağı sonucuna varabiliriz.

TERMİK MAKİNE ve ISIL (TERMİK) VERİM

Yüksek sıcaklık kaynağı, T_H

Şekil,

Düşük sıcaklık kaynağı, T_L

Isı enerjisini işe dönüştüren makinelere “termik makine” denilir. Birçok farklı tipte termik makine olmasına rağmen hepsinin bazı ortak noktaları vardır. Bunlar;

1) Yüksek sıcaklıktaki enerji deposundan ısıl (termik) enerji alırlar. Güneş, kazan, reaktör vb.
2) Isı enerjisinin bir miktarı bu makinelerde mil işine dönüştürülür.
3) Giren ısı enerjisinin işe dönüşen kısmından geri kalanı çevreye (düşük ısı kaynağına) atılır.
4) Termik makinelerde hal değişimleri sonucu başlangıç konumuna gelinir. Yani bir çevrim oluşturulur.

Termik makinelerde bir çevrim olduğundan, kütle alışverişi yoktur. Ayrıca akışkan çevrim sonunda başlangıç şartlarına geldiğinden iç enerji değişimi olmaz. Kapalı bir sistem ve iç enerji değişiminin olmadığı şartlar için (T.D. 1. Kanunundan);

$\delta Q - \delta W = \Delta U$ (T.D. 1. Kanunu) ve $\Delta U = 0$ olduğundan $\delta Q = \delta W$ olacaktır. Buradan;
$Q_{net} = W_{net}$ ve $W_{net} = Q_{giren} - Q_{çıkan} = W_{çıkan} - W_{giren}$

Bir termik makine için termik (ısıl) verim, giren ısı enerjisinin net işe dönüştürülme oranıdır.

$\eta_{te} = \eta_{ısıl}$ = Elde edilen faydalı enerji / Sisteme giren ısıl enerji

$\eta_{te} = W_{net} / Q_{giren} = 1 - (Q_{çıkan} / Q_{giren}) = 1 - (Q_L / Q_H)$

Termik verim, termik makinelerin aldığı ısıyı hangi oranda işe dönüştürdüğünü gösteren bir ölçüdür. Bu nedenle mümkün olduğu kadar büyük olması istenir. Farklı termik makinelerin karşılaştırılmasında termik (ısıl) verim kullanılabilir.

Termodinamiğin I. kanununa göre verim olarak da tanımlanan termik verim kullanılarak yapılan karşılaştırmalarda, termik makineler aynı sıcaklık sınırları arasında çalışıyorsa bir anlam ifade eder. Farklı sıcaklık sınırları arasında çalışan makinelerden termik verimi büyük olan her zaman daha iyidir anlamına gelmez. Bu nedenle termik verim ile kıyaslama için bir referans değerine ihtiyaç duyulur. Bu değer de Carnot verimidir. Çünkü belirli sıcaklıklar arasında çalışan termik makinelerden elde edilebilecek en büyük verim Carnot verimidir. Bu nedenle her hangi bir termik makinenin ısıl verimi bu sıcaklıklar arasında çalışabilecek Carnot verimine oranlanarak yeni bir verim tanımlanır ve farklı sıcaklıklar arasında çalışan termik makinelerin karşılaştırılmasında kullanılır.

$\eta_{II} = \eta_{te} / \eta_C$

Örnek: Kaynak sıcaklığı 1300 °C olan bir termik makinenin verimi % 35 tir. Diğer bir termik makinenin verimi % 35 olup yüksek sıcaklık kaynağı 700 °C dir. Her iki makinede atık ısılarını 27 °C olan çevreye attıklarına göre verimlerini karşılaştırın.

	η_{te}	η_c	η_{II}
I.Makine	% 35	% 81	% 43
II.Makine	% 35	% 69	% 50,7

Buradan da görüldüğü üzere termik verimleri aynı olan makinelerden, düşük sıcaklıklar arasında çalışanın II. Kanun verimi daha yüksektir.

RANKİNE ÇEVRİMİ

Buharlı güç çevrimlerinde iş akışkanı, çevrimde dönüşümlü olarak buhar ve sıvı fazdadır. Buhar çevrimleri Rankine çevrimine göre çalışır.

1) İDEAL RANKİNE ÇEVRİMİ

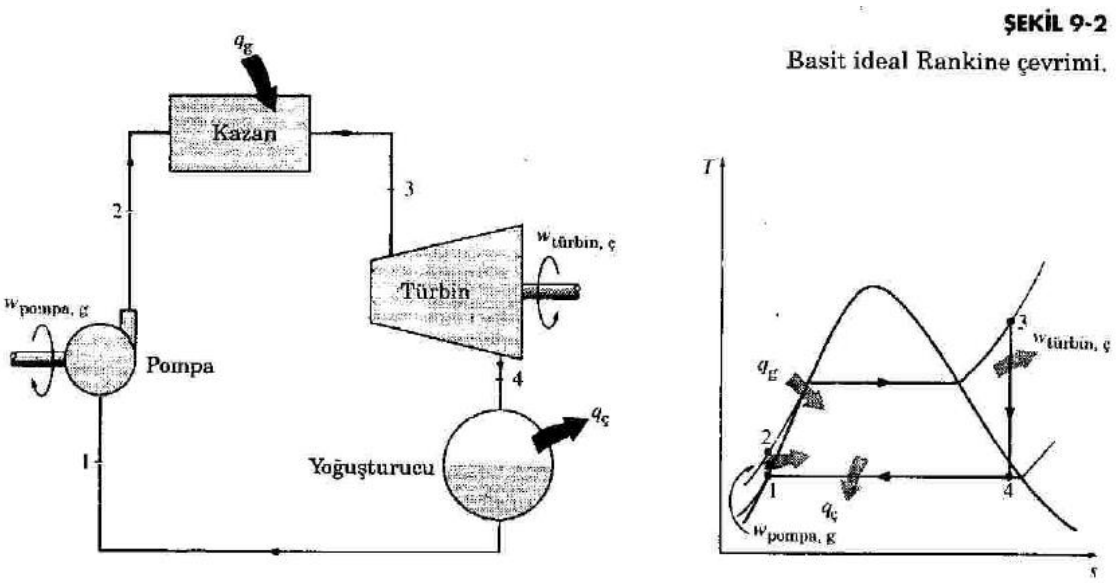
Rankine çevrimi buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. İdeal Rankine çevrimi içten tersinir dört hal değişiminden oluşur.

1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma

2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi (ısıtma)

3-4 Türbinde izantropik genişleme

4-1 Yoğuşturucuda (kondenser), sistemden sabit basınçta (P = sabit) ısı atılması



Şekil 9.2 İdeal Rankine Çevrimi

Su, pompaya 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve izantropik bir hal değişimiyle kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izantropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. T-s diyagramında 1 ve 2 halleri arasındaki dikey aralık, diyagramın rahat anlaşılabilmesi için olduğundan büyük gösterilmiştir.

Su, kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonucunda oluşan gazlardan, nükleer reaktörden veya diğer kaynaklardan sağlanan ısı, burada hemem hemen sabit basınçta, suya geçer. Kazan buharın kızgın hale geldiği kızdırıcıyla birlikte, genellikle buhar üreticisi diye adlandırılır.

3 halindeki kızgın buhar, türbinde izantropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu hal değişimi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalarak 4 halindeki değerlere ulaşır. Buhar, türbinden çıktıktan sonra yoğuşturucuya yani kondensere girer. Yoğuşturucuya giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Yoğuşturucu büyük bir ısı değiştiricisidir. Buhar burada göl, akarsu veya atmosfere ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Su, yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya girerek çevrimi tamamlar. Suyun az olduğu bölgelerde, güç santrallerinde soğutma, su yerine havayla yapılır. Arabaların motorlarında da kullanılan bu tür soğutma kuru soğutma diye bilinir.

T-s diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alanın içten tersinir hal değişimleri için ısı geçişini gösterir. Buna göre; 2-3 eğrisi altında kalan alan suya

kazanda verilen ısıyı, 4-1 eğrisi altında kalan alan da yoğuşturucuda çevreye verilen ısıyı göstermektedir. Bu ikisi arasındaki fark (çevrimi gösteren eğrinin içinde kalan alan) çevrimin net işi veya net ısı alışverişidir.

İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi

Buharlı güç santralini oluşturan makinelerin tümü (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) sürekli akışlı makinelerdir Bu nedenle Rankine çevrimi de dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan bir çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim genellikle ısı geçişi ve işe oranla küçük olduğundan ihmal edilebilir. Böylece, sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi, buharın birim kütlesi için aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$q\text{-}w = h_ç\text{-}h_g$ (kJ/kg)

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur, ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimleri izantropik kabul edilebilir. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi olur.

1) Pompada enerji dengesi (q = 0)

$-w_{pompa,g}=- w_g =-w_p=h_2-h_1=\nu(P_2-P_1)$ (kJ/kg)

2) Kazanda enerji dengesi (w = 0)

$q_g=q_k=h_3-h_2$ (kJ/kg)

3) Türbinde enerji dengesi (q = 0)

$w_{türbin,ç}= w_ç =w_t=h_3-h_4$ (kJ/kg)

4) Yoğuşturucuda (kondenserde) enerji dengesi (w = 0)

$q_ç=q_{kon}=h_4-h_1$ (kJ/kg)

Sistemden elde edilen net iş;

$w_{net}= w_ç- w_g=q_g-q_ç$

Rankine çevriminin termik (ısıl) verimi:

$\eta_{te}=w_{net}/q_g = 1- (q_ç/q_g) =1- [(h4-h1)/(h3-h2)]$

Isıl verim aynı zamanda T-s diyagramında çevrimi belirten eğrinin içinde kalan alanın, ısı geçişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranı olarak da ifade edilebilir.

ÖRNEK 1 (9.15)

Buharlı bir güç santrali basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin üst ve alt basınç sınırları 3 MPa ve 50 kPa olup, buhar türbine 400 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimde dolaşan suyun debisi 25 kg/s'dir. Çevriminin tesis şemasını çizerek, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir h-s ve T-s diyagramında gösterin ve (a) çevrimin ısıl verimini, (b) santralin net güç üretimini hesaplayın. c) r_{gi} = ?

Çözüm:

$P_3=P_2=3$ MPa ve $T_3=400$ °C için $h_3= 3232,5$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,9247$ kJ/kg-°C

$P_1= 50$ kPa için $t_d=81,34$ °C ; $s_f=s_s=s_1=1,0912$; $s_g=s_b=7,5948$; $s_{fg}=6,5035$

$\nu_{f,75\ kPa}= \nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=340,56$; $h_g=h_b=2645,99$; $h_{fg}=2305,42$

$s_4= 6,9247$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 50$ kPa için $h_4= 2408,46$ kJ/kg ; $x_4=0,897$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,897$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2408,46$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t – w_p) / q_k$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 – h_4 = 3232,5 – 2408,46 = 824,04$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (3000-50) = 2,95$ kJ/kg

buradan $h_2 = 2,95 + 340,56 = 343,51$ kJ/kg

$w_{net} = w_t – w_p = 824,04 – 2,95 = 821,09$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k – q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= q_g = h_3 – h_2 = 3232,5 – 343,51 = 2888,99$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 821,09 / 2888,99 = 0,2842 = \%\ 28,42$

Böylece güç santrali kazanda aldığı ısının yüzde 28,42'sini net işe dönüştürebilmektedir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek bir güç

santralinin ısıl verimi sürtünme ve benzeri tersinmezliklerden dolayı daha az olacaktır

b) $N_e = m_b \cdot w_{net} = 25 \cdot 821{,}09 = 20527{,}25$ kW

veya pompa işi ihmal edilerek de problem çözülebilir. Buna göre çözersek;

$q_k = h_3 - h_1 = 2891{,}84$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_t / q_k = 824{,}04 / 2891{,}84 = 0{,}2849$

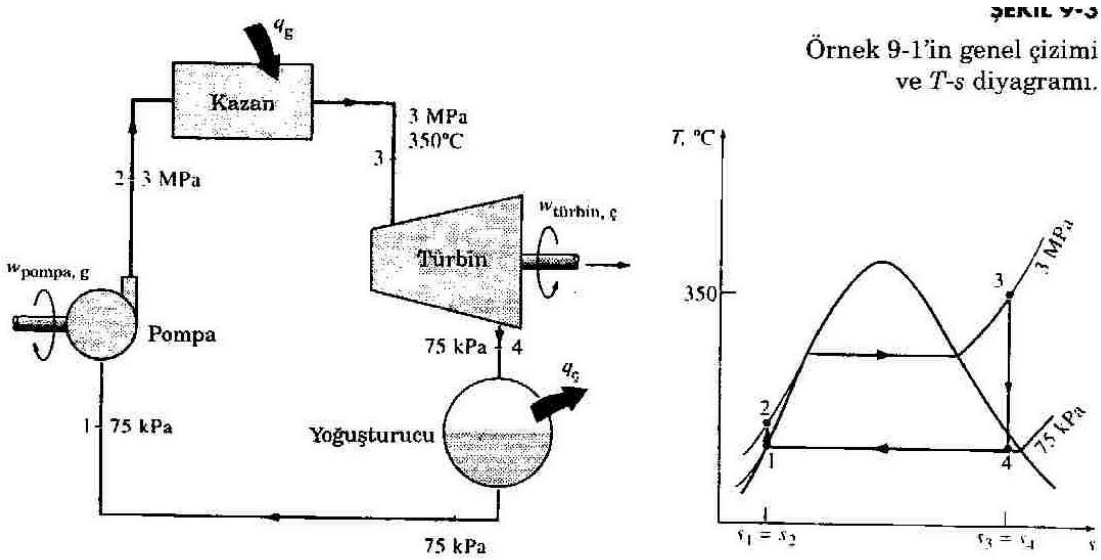
$N_e = m_b \cdot w_t = 25 \cdot 824{,}04 = 20600$ kW

c) Geri iş oranı; $r_{gi} = w_p / w_t = 0{,}0035$

Bu santralin geri iş oranının ($r_{gi} = w_{pompa} / w_{türbin}$) 0,0035 hesaplanır. Başka bir deyişle, türbin işinin sadece % 0,35'i pompayı çalıştırmak için kullanılmaktadır. Küçük geri iş oranları (yaklaşık yüzde 1) buharlı güç çevrimlerinin özelliklerinden biridir. Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde bu oran çok daha yüksektir (% 40 ile 80 arasında).

ÖDEV-1)

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan buharlı güç santralinde buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğuşmaktadır. Çevrimin ısıl verimini hesaplayın ve carnot verimiyle karşılaştırın.



ŞEKİL 9-3
Örnek 9-1'in genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

Güç santralinin genel çizimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-3'te gösterilmiştir. Güç santralinin ideal Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için türbin ve pompanın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basıncın sabit kaldığı, buharın yoğuşturucudan, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı halinde çıktığı ve pompaya girdiği kabul edilmektedir.

Su buharının değişik hallerdeki özelikleri su buharı tablolarından okunabilir.

1 Hali: $P_1 = 75$ kPa, Doymuş sıvı $\Big\}$ $h_1 = h_{f,75\,\text{kPa}} = 384.39$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,75\,\text{kPa}} = 0.001037$ m^3/kg

2 Hali: $P_2 = 3$ MPa

$s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompa},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001\,037\ \text{m}^3/\text{kg})[(3000 - 75)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.03\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompa},g} = (384.39 + 3.03)\ \text{kJ/kg} = 387.42\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350\ °\text{C}$ $\Big\}$ $h_3 = 3115.3$ kJ/kg, $s_3 = 6.7428$ kJ/(kg·K)

4 Hali: $P_4 = 75$ kPa (doymuş sıvı - buhar karışımı)

$s_4 = s_3$

$s_{fg} = s_g - s_f$ (75 kPa için) tablodan

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7428 - 1.213}{6.2434} = 0.886$$

75 kPa $\longrightarrow$ $h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.39 + 0.886(2278.6) = 2403.2$ kJ/kg

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3115.3 - 387.42)$ kJ/kg $= 2727.88$ kJ/kg

$q_ç = h_4 - h_1 = (2403.2 - 384.39)$ kJ/kg $= 2018.81$ kJ/kg

ve $$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{ç\,\text{kondenser}}}{q_{g\,\text{kazan}}} = 1 - \frac{2018.81\ \text{kJ/kg}}{2727.88\ \text{kJ/kg}} = 0.260\ (\text{veya } \%26)$$

olarak belirlenir. Isıl verim net iş bulunarak da hesaplanabilir:

$$w_{\text{türbin}} = h_3 - h_4 = (3115.3 - 2403.2)\ \text{kJ/kg} = 712.1\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türbin}} - w_{\text{pompa}} = (712.1 - 3.03)\ \text{kJ/kg} = 709.07\ \text{kJ/kg}$$

veya $$w_{\text{net}} = q_g - q_ç = (2727.88 - 2018.81)\ \text{kJ/kg} = 709.07\ \text{kJ/kg}$$

ve $$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{709.07\ \text{kJ/kg}}{2727.88\ \text{kJ/kg}} = 0.260\ (\text{veya } \%26)$$

Böylece güç santrali kazanda aldığı ısının yüzde 26'sını net işe dönüştürebilmektedir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek bir güç santralinin ısıl verimi sürtünme ve benzeri tersinmezliklerden dolayı daha az olacaktır

Bu santralin geri iş oranının ($r_{gi} = w_{pompa}/ w_{türbin}$) 0,004 hesaplanır. Başka bir deyişle, türbin işinin sadece % 0,4'ü pompayı çalıştırmak için kullanılmaktadır. Küçük geri iş oranları (yaklaşık yüzde 1) buharlı güç çevrimlerinin özelliklerinden

biridir. Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde bu oran çok daha yüksektir (% 40 ile 80 arasında)

Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısıl verimini ise:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{maks}} = 1 - \frac{(91.78 + 273)\ K}{(350 + 273)\ K} = 0.414$$

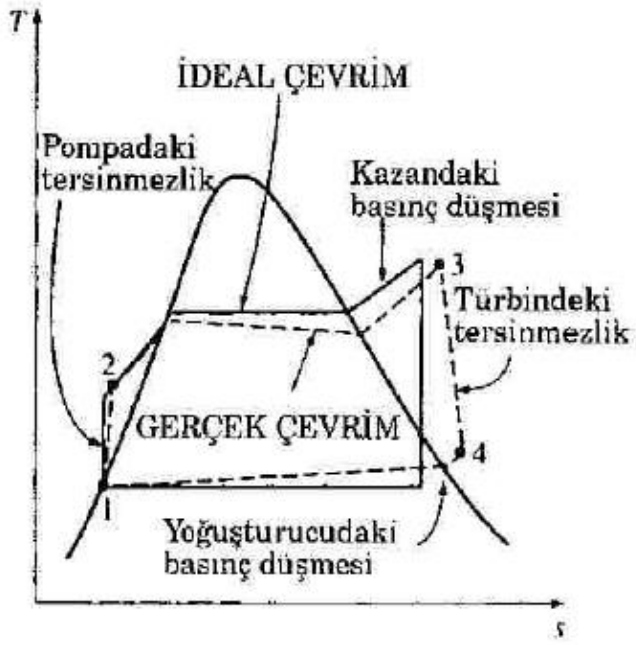
Isıl verimler arasındaki fark, Rankine çevrimine ısı geçişi sırasında buhar ve yanma sonu gazları arasındaki sıcaklık farkından ileri gelmektedir.

2) GERÇEK BUHAR ÇEVRİMİ

Gerçek buharlı güç çevrimi, Şekil 9-4a'da gösterilen tersinmezliklerden dolayı, ideal Rankine çevriminden farklıdır. Gerçek çevrimde akış sürtünmesi ve çevreye olan istenmeyen ısı kayıpları, tersinmezliklerin başlıca sebepleridir.

Akış sürtünmesi kazanda, kondenserde (yoğuşturucu) ve bağlantı borularında basınç düşmelerine neden olur. Bunun sonucu olarak buhar kazandan biraz daha düşük bir basınçta çıkar. Benzer biçimde türbin girişinde buharın basıncı aradaki borularda basıncın düşmesinden dolayı kazan çıkışındaki buhar basıncından daha düşüktür. Kondenserde basınç düşmesi genelde çok daha küçüktür. Basınç düşmelerini karşılamak için su ideal çevrimde belirtilenden daha yüksek bir basınca pompalanmak zorundadır. Bu da daha büyük bir pompa ve daha çok pompa işi gerektirir.

Tersinmezliklerin diğer bir nedeni de, çeşitli elemanlardaki akış sırasında, buhardan çevreye olan ısı kayıplarıdır. Özellikle kazanda sıcaklıklar yüksek ve boyutlar büyük olduğu için ısı kayıpları da daha yüksek olmaktadır. Net işin aynı kalabilmesi için, kazanda buhara ısı kayıplarını karşılayacak kadar fazladan ısı verilmesi gerekir. Bu ise termik (ısıl) verimin düşmesine neden olur.



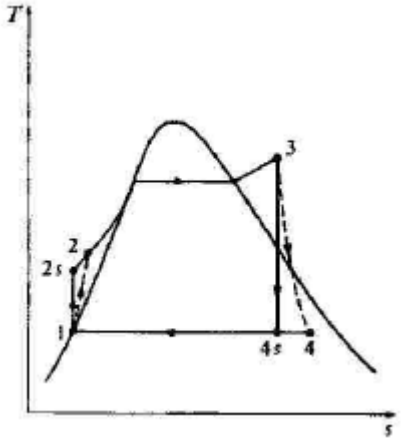
ŞEKİL 9-4a

Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farklılığı.

Rankine çevriminde pompa ve türbinde olan tersinmezlikler de özel bir önem taşır. Tersinmezlikler sonucunda pompa idealdekinden daha çok iş gerektirirken (yani daha fazla enerji harcarken), türbinde daha az iş (enerji) üretir. İdeal şartlarda bu makinelerde akış sabit entropidedir veya izantropiktir. Dolayısıyla, ideal şartlardaki izentropik hal değişiminin gerçek şartlardaki hal değişiminden farkını belirlemek için izentropik verimler kullanılır. Buna göre pompa ($\eta_p=\eta_{pis}$) ve türbin ($\eta_t=\eta_{tis}$) izentropik verimleri aşağıdaki gibi olur.

$$\eta_P = \frac{w_s}{w} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$



Şekil 9.4b

Burada 2 ve 4 indisleri sırasıyla pompa ve türbinin gerçek çıkış hallerini, 2s (2') ve 4s (4') indisleri ise izantropik çıkış hallerini göstermektedir (Şekil 9-4b).

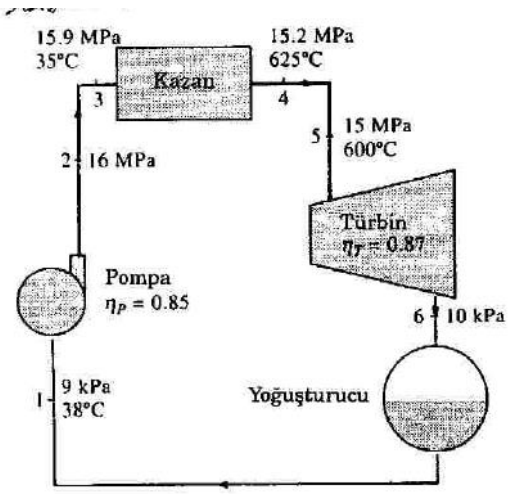
Gerçek buharlı güç çevrimlerinin çözümlemesinde gözönüne alınması gereken başka etkenler de vardır. Örneğin, gerçek yoğuşturucularda su, kavitasyon olgusunu önlemek için doymuş sıvı halinin ötesinde aşırı soğutulur. Kavitasyon, pompa çarkının alçak basınç tarafında akışkanın hızlı buharlaşması ve

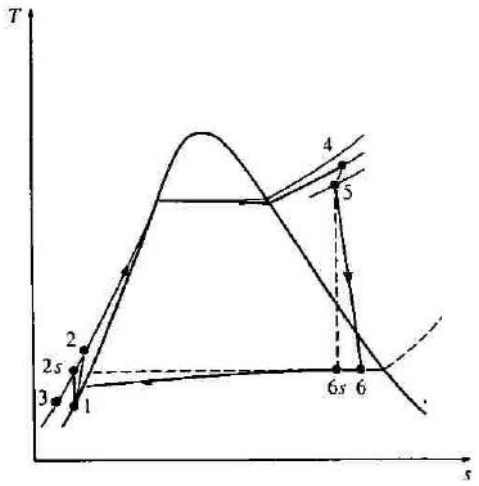
yoğuşmasıdır, sonuçta pompa büyük zarar görebilir. Yataklarda, hareket eden parçalar arasındaki sürtünme bir başka tersinmezlik nedenidir. Çevrimden dışarı sızan buhar ve yoğuşturucuda çevrime dışarıdan sızan hava ideal çevrimden sapmaya neden olur. Son olarak, kazana hava sağlayan fanlar da gerçek bir güç santralinin çözümlemesinde gözönüne alınmalıdır.

Tersinmezliklerin buharlı bir güç santralinin ısıl verimi üzerindeki etkileri aşağıda verilen örnekte incelenmiştir.

ÖRNEK 9-2

Bir buharlı güç santrali Şekil 9-5'te gösterilen çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik (izentropik) verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (a) Çevrimin ısıl verimini, (b) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.





Çözüm: Çevrimin çeşitli noktalarında suyun sıcaklığı ve basıncıyla çevrimin bu değerlere göre çizilmiş T-s diyagramı Şekil 9-5'te gösterilmiştir. Çevrimin tüm elemanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmakta, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Verilen hallerde gerekli diğer özelikler, buhar tablolarından elde edilebilir.

a) Çevrimin ısıl verimi, net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Net işi bulmak için pompa ve türbin işlerinin hesaplanması gerekir.

$s_5=s_{6s}$=6,6776 kJ/kgK (sayfa 801 den)

Sayfa 706
10 kPa için $h_{fg} = 2392,8$ kJ/kg
$h_f = 191,83$ kJ/kg
$s_f = 0,6493$ kJ/kgK
$s_{fg} = 7,5$

$$x_{6s} = \frac{s_{6s} - s_f(10\,kPa)}{s_{fg}(10\,kPa)}$$

$$x_{6s} = \frac{6,6776 - 0,6493}{7,5} \cong 0,8$$

$$h_{6s} = h_f + x_4 . h_{fg} = 191,83 + 0,8 . 2392,8 \cong 2106$$

$h_4 \rightarrow$ Sayfa 801'de enterpolasyon

$h_3 \rightarrow$ Sayfa 802'de enterpolasyonla

$h_5 \rightarrow$ Sayfa 801'de

Çözüm Çevrimin çeşitli noktalarında suyun sıcaklığı ve basıncıyla çevrimin bu değerlere göre çizilmiş *T-s* diyagramı Şekil 9-5'te gösterilmiştir. Çevrimin tüm elemanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmakta, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Verilen hallerde gerekli diğer özelikler, buhar tablolarından elde edilebilir.

(*a*) Çevrimin ısıl verimi, net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Net işi bulmak için pompa ve türbin işlerinin hesaplanması gerekir:

Pompa işi:
$$w_{pompa,g} = \frac{w_{s,pompa,g}}{\eta_P} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_P}$$
$$= \frac{(0.001008\ m^3/kg)[(16000 - 9)\ kPa]}{0.85}\left(\frac{1\ kJ}{1\ kPa \cdot m^3}\right)$$
$$= 19.0\ kJ/kg$$

Türbin işi:
$$w_{türbin} = \eta_T w_{s,türbin}$$
$$= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0.87(3582.3 - 2115.7)\ kJ/kg$$
$$= 1275.9\ kJ/kg$$

2106 buldum

Çevrime verilen ısı:
$$q_g = h_4 - h_3 = (3645.7 - 146.7)\ kJ/kg = 3499.0\ kJ/kg$$

Böylece,
$$w_{net} = w_{türbin} - w_{pompa,g} = (1275.9 - 19.0)\ kJ/kg = 1256.9\ kJ/kg$$
$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{1256.9\ kJ/kg}{3499.0\ kJ/kg} = 0.359\ (veya\ \%35.9)$$

elde edilir. Tersinmezlikler olmadan bu çevrimin ısıl verimi yüzde 43.0 olmaktadır (9-3*c* numaralı örneğe bakın).

(*b*) Bu santralde üretilen güç, akışkanın kütle debisiyle çevrimin net işinin çarpımıdır:
$$\dot{W}_{net} = \dot{m}(w_{net}) = (15\ kg/s)(1256.9\ kJ/kg) = 18854\ kW$$

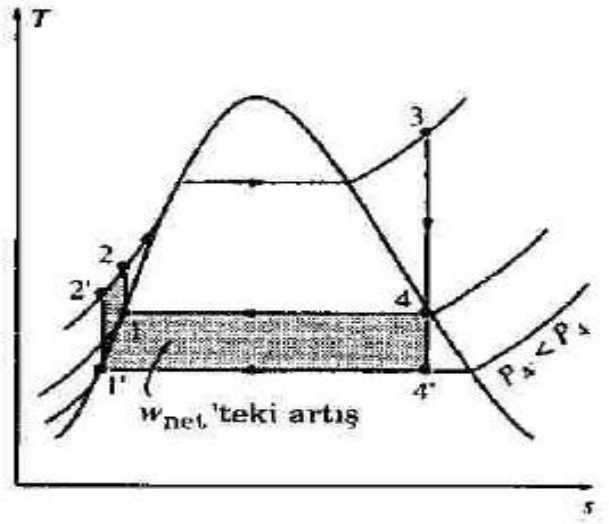
RANKİNE ÇEVRİMİNİN VERİMİ NASIL ARTIRILABİLİR

Dünyadaki elektrik üretiminin büyük çoğunluğu buharlı güç santrallerinden sağlanmaktadır. Bu nedenle termik (ısıl) verimde sağlanacak küçük iyileştirmeler bile önemli yakıt tasarrufları sağlayabilir. Dolayısıyla buharlı güç santrallerinin dayandığı çevrimin termik (ısıl) verimini artırmak için büyük çabalar harcanmaktadır.

Bir güç santralinin termik (ısıl) verimini yükseltmek için yapılan tüm düzenlemelerin arkasında yatan temel düşünce aynıdır: Kazanda, aracı akışkana ısı verilen ortalama sıcaklığın yükseltilmesi, kondenserde yani yoğuşturucuda, aracı akışkandan ısı çekilen ortalama sıcaklığın düşürülmesi. Başka bir deyişle, ortalama akışkan sıcaklığı çevrime ısı verilmesi sırasında olabildiğince yüksek, çevrimden ısı çekilmesi sırasında olabildiğince düşük tutulmalıdır. Rankine çevrimi için yukarıda belirtilen düşünceyi gerçekleştirmek için üç yöntem vardır.

1) Kondenser (Yoğuşturucu) Basıncının Düşürülmesi ($T_{L,ort}$ yı düşürür)

Kondenserdeki su buharı, kondenser çalışma basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığında, doymuş sıvı buhar karışımıdır. Bu nedenle kondenserin çalışma basıncının düşürülmesi aynı zamanda akışkanın sıcaklığını düşürür, bu da çevrimden ısı çekilen ortalama sıcaklığın düşürülmesi anlamına gelir.



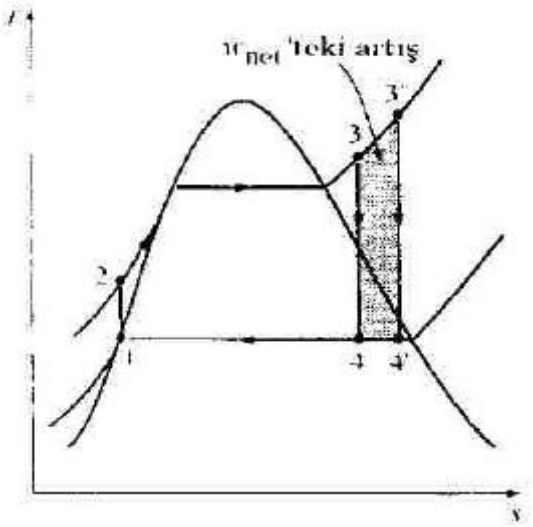
Şekil 9-6 Kondenser basıncının düşürülmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

Kondenser basıncının düşürülmesinin Rankine çevriminin termik (ısıl) verimi üzerindeki etkisi Şekil 9-6'da açıklanmıştır. Karşılaştırma yapabilmek amacıyla türbin giriş sıcaklığı sabit kabul edilmiştir. Bu diyagramda görülen taralı alan, kondenser basıncının P4 'ten, P4' 'ne düşürülmesi sonucu net işte olan artışı göstermektedir. Bu durumda çevrime verilmesi gereken ısıda da bir artış olmaktadır (2'-2 eğrisi altında kalan alan). Fakat bu artış çok azdır. Dolayısıyla, kondenser basıncını düşürmenin toplam etkisi çevrimin termik verimini artırma yönündedir.

Düşük basınçlarda artan ısıl verimden yararlanabilmek için, buharlı güç santrallerinin yoğuşturucuları genellikle atmosfer basıncının çok daha altında çalışırlar. Buhar çevrimleri kapalı çevrimler olduğu için bu bir sorun yaratmaz. Fakat kondenser basıncının düşürülebileceği bir alt sınır vardır. Bu sınır, çevrimin ısı verdiği ortamın sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır. Örnek olarak konsenserin bir nehirden alınan 15 °C su ile soğutulduğunu düşünelim. Kondenserde ısı transferinin olması için soğutma suyu ile kondenser sıcaklığı arasında sıcaklık farkının olması gerekir. Bu sıcaklık farkı ne kadar az olursa

kondenser basıncı o kadar düşer. Fakat bu durumda da kondenser boyutları çok büyür ve maliyet çok artar. Kondenserde sıcaklık artışı 10 °C seçersek, kondenserdeki su buharının sıcaklığı (kondenser sıcaklığı) 25 °C olacaktır. Bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncı 3.2 kPa'dır. Bu nedenle kondenser basıncı 3.2 kPa'ın altına inemez.

Kondenser basıncını düşürmenin bazı yan etkileri de vardır. İlk olarak, kondensere dışardan hava girer. Daha da önemlisi, türbinin son kademelerinde, Şekil 9-6'da görüldüğü gibi, kuruluk derecesi azalır. Buharın içinde sıvı zerreciklerinin bulunması, türbinin verimini azaltır ve kanatlarda aşınmaya yol açar.



Şekil 9-7 Buharın kızdırılmasının İdeal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

2) Buharın Kızdırılması ($T_{H,ort}$ yı artırır)

Buhara ısı verilen ortalama sıcaklık (buhar sıcaklığı), kazan basıncını yükseltmeden, buharı kızgın buhar bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara ısıtarak artırılabilir. Kızdırmanın, buharlı güç çevriminin termik verimi üzerindeki etkisi Şekil 9-7'de açıklanmıştır. Bu diyagramda görülen taralı alan net işteki artışı göstermektedir. 3-3' hal değişimi eğrisi altında kalan alan çevrime fazladan verilen ısıyı göstermektedir. Böylece hem Çevrime verilen ısı hem de net iş, kızdırma sonunda artmaktadır. Bununla birlikte, toplam etki ısıl verimi artırma yönündedir. Çünkü çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselmektedir.

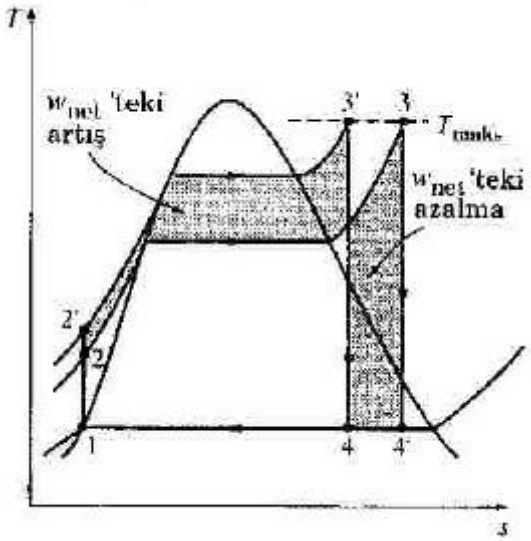
Buharı daha yüksek sıcaklıklara kızdırmanın bir başka olumlu etkisi vardır. Bu da, T-s diyagramından görülebileceği gibi, türbin çıkışında kuruluk derecesi artmaktadır (4' halindeki kuruluk derecesi 4 haline oranla daha büyüktür).

Buharın kızdırılabileceği sıcaklık malzeme dayanıklılığıyla sınırlıdır. Günümüzde türbin girişinde kabul edilebilecek en yüksek sıcaklık 620-650 °C civarlarındadır. Bu sıcaklığın yükseltilebilmesi için varolan malzemelerin iyileştirilmesi veya yeni malzemelerin bulunması gerekmektedir. Seramik malzemelerin gelişmesi bu konuda ümit vermektedir. Fakat bu sıcaklığın artırılması kazan maliyetlerini oldukça yükselteceğinden tercih edilmemektedir.

Gaz türbinlerinde yanma odası küçüktür ve çeveçevre daireseldir. Burada çok özel pahalı malzemelerde olsa birim üretim başına maliyet oranı düşüktür. O yüzden maliyet fazla artmaz. Fakat termik santrallerde kazan boyutları oldukça fazladır (3-4 katlı bir apartman boyundadır.) ve km lerce uzunlukta borular vardır. Bu nedenle sıcaklığı artırmak istersek özel malzemeler kullanmak gerekir. Buda kazan maliyetini çok artırır. Örneğin bir hidrolik pnömatik sistemde basıncı 1000 bar a kadar çıkarabiliriz. Çünkü burada sıcaklık düşüktür. Dolayısıyla borularda yüksek basınçlara çıkabilir. Fakat sıcaklık artınca malzemenin ısıl mukavemeti zayıflamaktadır. Bu nedenle özel malzeme kullanmak gerekir ve boru et kalınlığını da artırmak gerekir. Et kalınlığı fazla olduğunda boruyu imal etmekte zorlaşır. Daha pahalı bir teknoloji kullanmak gerekir. Dolayısıyla maliyet artmış olur. Ayrıca basıncın ve sıcaklığın beraber artması malzemenin ısıl mukavemetini daha fazla zayıflatır ve çok özel ve de pahalı malzemeler gerektirir.

3) Kazan Basıncının Yükseltilmesi ($T_{H,ort}$ yı artırır)

Çevrime ısı verme sırasında akışkanın ortalama sıcaklığını yükseltmenin bir yolu da kazan çalışma basıncını yükseltmektir. Kazan basıncı yükselince buharlaşmanın gerçekleştiği sıcaklık da (doyma sıcaklığı) kendiliğinden yükselir. Böylece su buharına ısı verilen ortalama sıcaklık ve buna bağlı olarak da ısıl verim artmış olur.

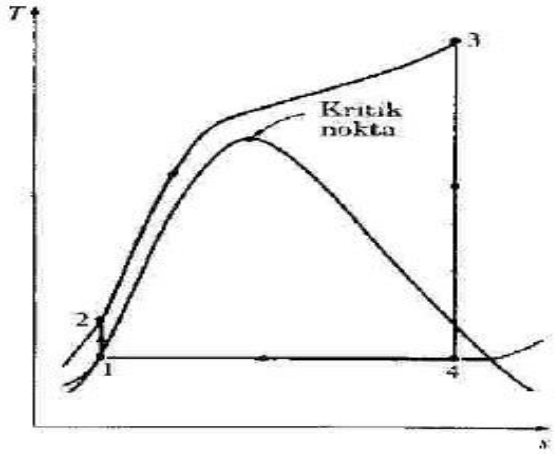


Şekil 9-8 Kazan basıncının yükseltilmesinin İdeal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

Kazan basıncını yükseltmenin buharlı güç çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisi, Şekil 9-8'de T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Çevrimin sıcaklığı sabit tutularak basınç P değerinden P' değerine çıkarılırsa elde edilen iş düşey olarak taranmış alan kadar artar (22'3'..) ve yatay olarak taranmış alan kadar (..344') azalır. Bunun sonucunda net olarak elde edilen iş yaklaşık olarak aynı kalır. Buna karşılık kondenserde soğutma suyuna verilen ısının miktarı çapraz olarak taranmış alan kadar (44'ab –s üzerinde ab) azalır. Dolayısıyla termik verim artar. (veya şekilden de görüldüğü gibi basıncın artması net işte azalmaya ve artmaya neden olur. Fakat net işteki artış daha fazla olduğu için termik verim de artmaktadır.)
Basıncı artırmanın mahsuru ise türbin çıkışında kuruluk derecesinin düşmesidir. (Belirli bir türbin giriş sıcaklığı için, çevrimin sola doğru kaydığı ve türbin çıkışında kuruluk derecesinin azaldığı görülmektedir. İstenmeyen bu etki, daha sonra açıklanacağı gibi, ara ısıtmayla önlenebilir.)

Kazan basıncı bu günkü termik santrallerde 30 MPa (300 bar)'e kadar çıkmıştır. Bu değer kritik basıncın (22,09 MPa) üzerindedir. Bu santrallerin ısıl verimleri fosil yakıtlı santraller için yüzde 40, nükleer santraller için yüzde 34 dolaylarındadır. Nükleer güç santrallerinin verimlerinin düşük olması, bu santrallerin en yüksek sıcaklıklarının güvenlik gerekçesiyle daha düşük tutulmalarındandır. ABD'de 112 adet nükleer güç santrali olup bunlar ulusal elektrik gereksiniminin yüzde 21'ini karşılamaktadır. Fransa'da ulusal elektrik gereksiniminin yüzde 75'i nükleer güç

santralleri tarafından karşılanmaktadır. Kritik basıncın üzerinde çalışan bir Rankine çevriminin T-s diyagramı Şekil 9-9'da gösterilmiştir.



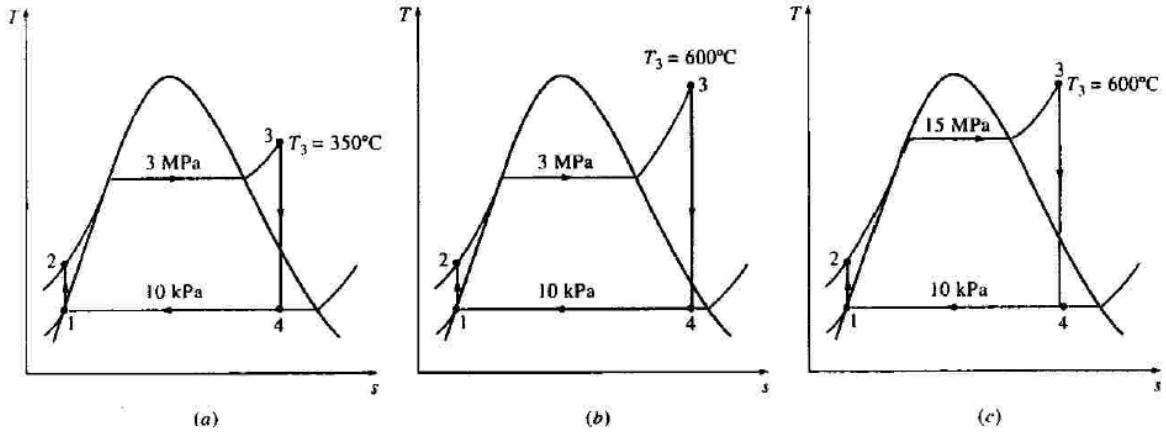
Şekil 9-9 Kritik basıncın üzerinde çalışan bir Rankine Çevrimi

ÖRNEK 9-3

İdeal Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç çevriminde, buhar türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa basınçta çıkmaktadır. (a) Santralin termik verimini hesaplayın, *(b)* bu buharın kazanda 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa ısıtılması durumunda termik verimi hesaplayın, (c) kazan basıncının 15 MPa'e yükseltilip, türbin giriş sıcaklığının 600 °*C de* kalması durumunda termik verimin ne olacağını hesaplayın, d) buhar sıc. 350 °*C,* basıncının *3* MPa ve kondenser basıncının 75 kPa olması durumunda termik verimi hesaplayın.

Çözüm: Her üç çevrimin *T-s* diyagramları Şekil 9-10'da verilmiştir.

a) Bu şıkta ele alınan çevrim Ödev-1 de çözümlenen çevrimdir, sadece kondenser basıncı 75 kPa'den 10 kPa'e düşürülmüştür. Isıl verim benzer biçimde hesaplanır.



a)

$P_3=P_2=3$ MPa ve $T_3=350$ °C için $h_3=$ 3117,87 kJ/kg ; $s_3=s_4=$ 6,7472 kJ/kg-°C

$P_1=$ 10 kPa için $t_d=45,83$ °C ; $s_f=s_s=s_1=0,6493$; $s_g=s_b=8,1511$; $s_{fg}=7,5019$

$\nu_{f,10\ kPa}=\nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=191,83$; $h_g=h_b=2584,78$; $h_{fg}=2392,95$

$s_4=$ 6,7472 kJ/kg-°C ve $P_o=P_1=$ 10 kPa için $h_4=$ 2136,96 kJ/kg ; $x_4=0,8129$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 \cdot s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,8129$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 \cdot h_{fg}$ den $h_4 = 2136,96$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t - w_p) / q_k = 1- q_ç/q_g$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 - h_4 = 980,93$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 = 0,001\ (3000-10) = 3,014$ kJ/kg

buradan $h_2 = 3,014 + 191,83 = 194,84$ kJ/kg

$w_{net} = w_t - w_p = 977,91$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k - q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= q_g = h_3 - h_2 = 2923,026$ kJ/kg

$q_{kon}= q_ç = h_4 - h_1 = 1945,13$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k =$ % 33,45

b)

$P_3=P_2=3$ MPa ve $T_3=600$ °C için $h_3=$ 3681 kJ/kg ; $s_3=s_4=$ 7,5079 kJ/kg-°C

$s_4=$ 7,5079 kJ/kg-°C ve $P_o=P_1=$ 10 kPa için $h_4=$ 2379,6153 kJ/kg ; $x_4=0,9143$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 \cdot s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,9143$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 \cdot h_{fg}$ den $h_4 = 2379,6153$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 - h_4 = ...$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 = 0,001\ (3000-10) = 3,014$ kJ/kg

buradan $h_2 = 3,014 + 191,83 = 194,84$ kJ/kg

$w_{net} = w_t - w_p = ...$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k - q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= q_g = h_3 - h_2 = 3486,156$ kJ/kg

$q_{kon} = q_ç = h_4 – h_1 = 2187,785$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g =$ % 37,24

c)

$P_3=P_2=15$ MPa ve $T_3=600$ °C için $h_3= 3582,3$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,6764$ kJ/kg-°C

$s_4= 6,6764$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 10$ kPa için $h_4= 2115,7$ kJ/kg ; $x_4=0,804$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,804$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2115,7$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g$

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (15000-10) = 15,11$ kJ/kg

buradan $h_2 = 15,11 + 191,83 = 206,94$ kJ/kg

$q_k= q_g = h_3 – h_2 = 3582,3 – 206,94 = 3375,36$ kJ/kg

$q_{kon}= q_ç = h_4 – h_1 = 2155,7 – 191,83 = 1923,87$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g =$ % 43

d) bunun çözümü ÖDEV-1 de var.

$P_3=P_2=3$ MPa ve $T_3=350$ °C için $h_3= 3117,87$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,7472$ kJ/kg-°C

$P_1= 75$ kPa için $t_d=$ °C ; $s_f=s_s=s_1=$; $s_g=s_b=$; $s_{fg}=$

$\nu_{f,75\ kPa}= \nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=$; $h_g=h_b=$; $h_{fg}=$

$s_4= 6,7472$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 75$ kPa için $h_4= 2403,2$ kJ/kg ; $x_4=0,886$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,886$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2403,2$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t – w_p) / q_k = 1- q_ç/q_g$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 – h_4 = 712,1$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (3000-75) = 3,03$ kJ/kg

buradan $h_2 = 387,42$ kJ/kg

$w_{net} = w_t – w_p = 709,07$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k – q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k = q_g = h_3 - h_2 = 2727{,}82$ kJ/kg

$q_{kon} = q_ç = h_4 - h_1 = 2018{,}81$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k =$ % 26

1 Hali: $P_1 = 10$ kPa, Doymuş sıvı $\Big\}$ $h_1 = h_{f,10\,kPa} = 191.83$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,10\,kPa} = 0.001008$ m^3/kg

2 Hali: $P_2 = 3$ MPa

$s_2 = s_1$

$$w_{pompa,g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001008\ \text{m}^3/\text{kg})[(3000-10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.01\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{pompa,g} = (191.83 + 3.01)\ \text{kJ/kg} = 194.84\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350$ °C $\Big\}$ $h_3 = 3115.3$ kJ/kg, $s_3 = 6.7428$ kJ/(kg·K)

4 Hali: $P_4 = 10$ kPa (doymuş sıvı - buhar karışımı)

$s_4 = s_3$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7428 - 0.6493}{7.5009} = 0.812$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.83 + 0.812(2392.8) = 2134.8\ \text{kJ/kg}$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3115.3 - 194.84)\ \text{kJ/kg} = 2920.46\ \text{kJ/kg}$

$q_ç = h_4 - h_1 = (2134.8 - 191.83)\ \text{kJ/kg} = 1942.97\ \text{kJ/kg}$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1942.97\ \text{kJ/kg}}{2920.46\ \text{kJ/kg}} = 0.335\ (\text{veya } \%33.5)$$

olur. Yoğuşturucu basıncının 75 kPa'den 10 kPa'e düşürülmesiyle çevrimin ısıl verimi yüzde 26'dan yüzde 33.5'e yükselmektedir. Fakat aynı zamanda türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi 0.886'dan 0.812'ye düşmektedir. Başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımı içindeki sıvının miktarı artmaktadır.

b) 1 ve 2 halleri aynı kalmaktadır. 3 halinde (3 MPa ve 600 °C) ve 4 halinde (10 kPa ve $s_4 = s_3$) entalpiler benzer bir biçimde bulunabilir.

$$h_3 = 3682.3 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2378.8 \text{ kJ/kg} \qquad (x_4 = 0.914)$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3682.3 - 194.84) \text{ kJ/kg} = 3487.46 \text{ kJ/kg}$

$$q_ç = h_4 - h_1 = (2378.8 - 191.83) \text{ kJ/kg} = 2186.97 \text{ kJ/kg}$$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{2186.97 \text{ kJ/kg}}{3487.46 \text{ kJ/kg}} = 0.373 \text{ (veya \%37.3)}$$

olur. Buharı 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa kızdırmakla, çevrimin ısıl verimi yüzde 33.5'ten yüzde 37.3'e yükselmektedir. Aynı zamanda türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi de 0.812'den 0.914'e çıkmaktadır. Başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımı içindeki sıvının miktarı azalmaktadır.

c) 1 hali aynı kalmakta, fakat diğer haller değişmektedir. 2 halinde (1 5 MPa ve $s_2 = s_1$), 3 halinde (15 MPa ve 600 °C) ve 4 halinde (10 kPa ve $s_4 = s_3$) entalpiler yukarıdakine benzer bir biçimde hesaplanabilir.

$$h_2 = 206.94 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 3582.3 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2115.7 \text{ kJ/kg} \qquad (x_4 = 0.804)$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3582.3 - 206.94) \text{ kJ/kg} = 3375.36 \text{ kJ/kg}$

$$q_ç = h_4 - h_1 = (2115.7 - 191.83) \text{ kJ/kg} = 1923.87 \text{ kJ/kg}$$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1923.87 \text{ kJ/kg}}{3375.36 \text{ kJ/kg}} = 0.430 \text{ (veya \%43.0)}$$

olur. Türbin giriş sıcaklığı 600 °C'ta kalırken, kazan basıncını 3 MPa'den 15 MPa'e yükseltmek ısıl verimi yüzde 37.3'ten 43.0'e yükseltmektedir. Aynı zamanda, türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi de 0.914'ten 0.804'e azalmaktadır. Başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımındaki sıvının miktarı artmaktadır.

4. İDEAL ARA ISITMALI (KIZDIRMALI) RANKİNE ÇEVRİMİ

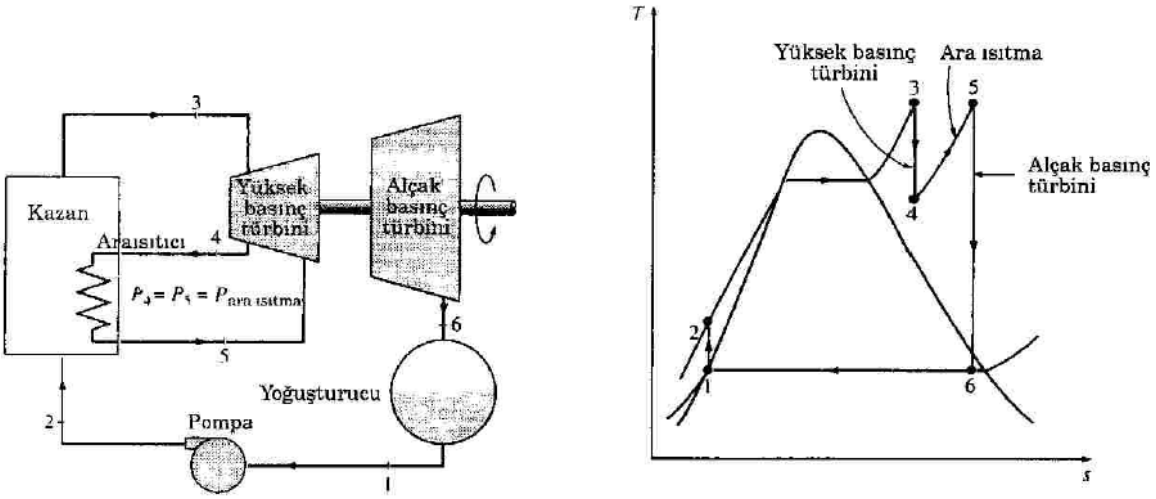
Bir önceki bölümde, kazan basıncını yükseltmenin, Rankine çevriminin ısıl verimini yükselttiği, buna karşılık türbin çıkışında kuruluk derecesinin kabul edilemez ölçülerde azalmasına neden olduğu belirtilmişti. Bu durumda akla şu soru gelebilir: *Yüksek kazan basıncında sağlanabilecek verim artışından, türbinin son kademelerinde buharın kuruluk derecesini azaltmadan nasıl yararlanabiliriz?*

İki çözüm önerilebilir:

1) Buharı türbine girmeden önce çok yüksek sıcaklıklara kızdırmak uygun bir çözüm gibi görünmektedir. Bu çözüm, çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığı artırdığı için ısıl verimi de yükseltmektedir. Fakat, buhar sıcaklığı boru malzemesi açısından güvenli olmayan sıcaklıklara yükseltmek mümkün değildir.

2) Buharı türbinde iki kademede genişleterek arada ısıtma yapmak bir başka çözüm yoludur. Başka bir deyişle, basit ideal Rankine çevrimine bir **ara ısıtma (kızdırma)** işlemi eklenebilir. Ara ısıtma, türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azalmasını önlemek için uygulanabilir bir çözümdür ve günümüz buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin *T-s* diyagramı ve bu çevrime göre çalışan bir güç santralinin genel çizimi Şekil 9-11'de gösterilmiştir. İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi, basit ideal Rankine çevriminden genişleme işleminde farklılık göstermektedir. Genişlemenin iki kademede olduğu bu çevrimde, buhar türbinde bir ara basınca kadar genişledikten sonra (yüksek basınç kademesi) yeniden kazana gönderilerek ısıtılmaktadır. Buharın ikinci kademeye giriş sıcaklığı genellikle birinci kademeye giriş sıcaklığıyla aynıdır. Buhar daha sonra türbinin ikinci kademesinde (alçak basınç kademesi) kondenser basıncına kadar genişlemektedir. Böylece ara ısıtmalı çevrimde, buhara verilen toplam ısı ve türbinde yapılan toplam iş aşağıda verildiği gibi gerçekleşmektedir.



Şekil 9.11 İdeal ara kızdırmalı (ısıtmalı) Rankine çevrimi

$$q_g = q_{\text{birincil}} + q_{\text{ara ısıtma}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_t = w_{t,\mathrm{I}} + w_{t,\mathrm{II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

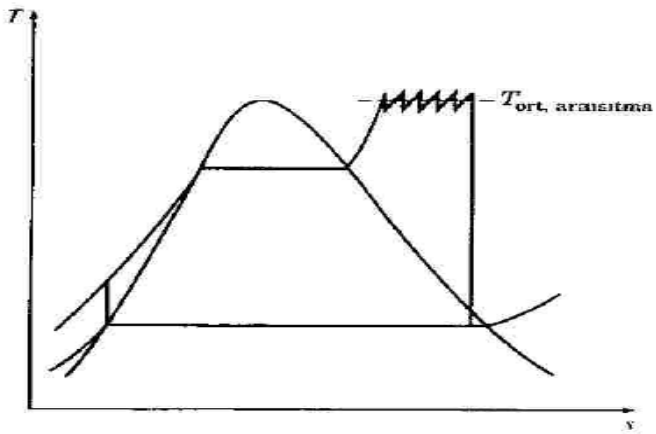
Günümüz güç santrallerinde, bir kademe ara ısıtmanın uygulanması, buhara ısı verilen ortalama sıcaklığı yükselttiği için çevrimin ısıl verimini (ara kızdırma sıcaklığının çevrimin maksimum sıcaklığını eşit olması durumunda) % 4-6 arasında artırmaktadır.

Ara ısıtma işlemi sırasında ortalama sıcaklık genişleme ve ara ısıtma kademelerinin sayısını artırarak yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça, genişleme ve ara ısıtma işlemleri, Şekil 9-12'de görüldüğü gibi çevrimin en yüksek sıcaklığında izotermal ısı geçişine yaklaşır. Fakat iki kademeden daha fazla ara ısıtma yapılması ekonomik değildir. İkinci kademede sağlanan verim artışı birinci kademede sağlananın yarısı kadardır, oysa donanım harcaması ikiye katlanmıştır. Türbin giriş basıncı yeterince yüksek değilse, iki kademe ara ısıtma yapılması uygun değildir, çünkü türbin çıkış hali kızgın buhar bölgesinde olabilir. Bu da çevrimden ısı verilen ortalama sıcaklığın artmasına ve ısıl verimin düşmesine neden olur. İki kademeli ara ısıtma genellikle kritik basıncın (22.09 MPa) üzerindeki basınçlarda çalışan güç santrallerinde yapılır. Üçüncü kademe ara ısıtmanın da yukarıda belirtilen nedenlerle uygulamada getireceği bir yarar yoktur.

Güç santrallerinde ara ısıtma, 1920'li yıllarda yapılmaya başlanmış fakat uygulamada karşılaşılan zorluklar nedeniyle 1930'larda bırakılmıştır. Kazanlardaki gelişmeler ve çalışma basınçlarındaki yükselme, 1940'larda bir kademe, 1950'lerde de iki kademe ara ısıtmanın yeniden uygulamaya konmasına neden olmuştur.

Ara ısıtma sıcaklıkları türbin giriş sıcaklıklarına eşit veya çok yakındır. En uygun ara ısıtma basıncı, çevrimin en yüksek basıncının dörtte biri kadardır. Örneğin, kazan basıncı 12 MPa olan bir çevrim için en uygun ara ısıtma basıncı 3 MPa'dir.

Ara ısıtmanın öncelikli (tek) amacının, türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüksek tutmak olduğu unutulmamalıdır. Eğer yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemeler olsaydı, ara ısıtmalı çevrimlere gerek duyulmazdı. Ara ısıtmanın diğer bir amacıda çevrimin ortalama sıcaklığını yükselttiği için termik verimi artırmasıdır

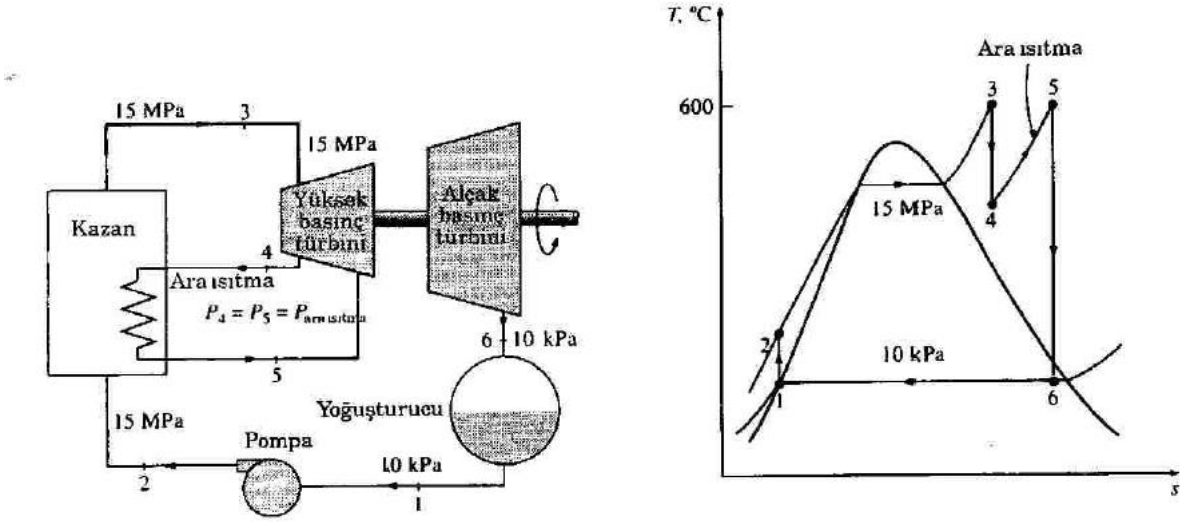


Şekil 9.12 Ara ısıtma kademesi artırıldıkça çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselir.

Ahmet R. hoca dan örnek 6.2 ye bak. (sayfa 383)

ÖRNEK 9-4

İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinde su buharı türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Kondenser basıncı 10 kPa'dir. Alçak basınç türbininin çıkışında buharın kuruluk derecesinin yüzde 89.6'nın altına düşmemesi istenmektedir, (a) Buharın ara ısıtma basıncını, *(b)* çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Ara ısıtma sonunda buharın türbin giriş sıcaklığına getirildiğini kabul edin.



Çözüm: Güç santralinin genel çizimi ve çevrimin *Ts* diyagramı Şekil 9-13'te gösterilmiştir. Güç santralinin, ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbinin her iki kademesinin ve pompanın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basınç düşüşleri olmadığı, buharın yoğuşturucudan çıkıp pompaya, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmektedir.

a) Ara ısıtma basıncı, 5 ve 6 hallerinde entropilerin eşit olmasından yola çıkarak bulunabilir.

6 Hali: $P_6 = 10$ kPa

$x_6 = 0.896$ (doymuş sıvı - buhar karışımı)

$s_6 = s_f + x_6 s_{fg} = 0.6493 + 0.896(7.5009) = 7.370$ kJ/(kg·K)

ve $h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.83 + 0.896(2392.8) = 2335.8$ kJ/kg

Böylece,

5 Hali: $\left.\begin{array}{l} T_5 = 600\ ^\circ\text{C} \\ s_5 = s_6 \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} P_5 = 4.0 \text{ Mpa} \\ h_5 = 3674.4 \text{ kJ/kg} \end{array}$

olarak bulunur. Türbin çıkışında kuruluk derecesinin 0.896 veya daha büyük olabilmesi için, buharın ara ısıtmasının 4.0 MPa veya daha düşük bir basınçta yapılması gerekmektedir.

b) Isıl verimin hesaplanabilmesi için diğer hallerde entalpilerin bulunması gerekmektedir.

1 Hali: $\left.\begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} h_1 = h_{f,10\text{kPa}} = 191.83 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_{f,10\text{kPa}} = 0.001010 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$

2 Hali: $P_2 = 15$ MPa

$s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompa},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001010 \text{ m}^3/\text{kg})[(15000 - 10) \text{ kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15.11 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompa},g} = (191.83 + 15.11) \text{ kJ/kg} = 206.94 \text{ kJ/kg}$$

3 Hali: $\left.\begin{array}{l} P_3 = 15 \text{ MPa} \\ T_3 = 600\ ^\circ\text{C} \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} h_3 = 3582.3 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.6776 \text{ kJ/(kg·K)} \end{array}$

4 Hali: $\left.\begin{array}{l} P_4 = 4 \text{ MPa} \\ s_4 = s_3 \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} h_4 = 3154.3 \text{ kJ/kg} \\ (T_4 = 375.5\ ^\circ\text{C}) \end{array}$

Böylece,

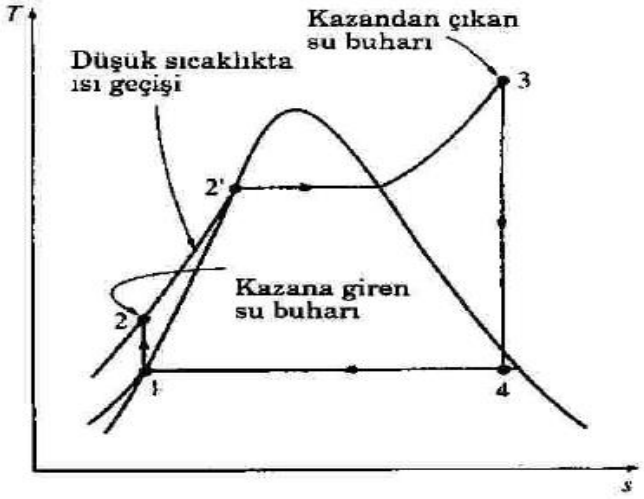
$$q_g = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$
$$= (3582.3 - 206.94) \text{ kJ/kg} + (3674.4 - 3154.3) \text{ kJ/kg}$$
$$= 3895.46 \text{ kJ/kg}$$
$$q_ç = h_6 - h_1 = (2335.8 - 191.83) \text{ kJ/kg}$$
$$= 2143.97 \text{ kJ/kg}$$

ve

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{2143.97 \text{ kJ/kg}}{3895.46 \text{ kJ/kg}} = 0.450 \text{ (veya \%45.0)}$$

Bu problem 9-3 numaralı örneğin (c) şıkkında aynı basınç ve sıcaklık sınırları arasında çalışan basit ideal Rankine çevrimi için çözülmüştü. Sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara ısıtmanın türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüzde 80.4'ten 89.6'ya, çevrimin ısıl verimini ise yüzde 43.0'ten yüzde 45.0'e yükselttiğini göstermektedir.

5. İDEAL ARA BUHAR ALMALI RANKİNE ÇEVRİMİ



Şekil 9.14

Şekil 9-14'te gösterilen Rankine çevriminin T-s diyagramı dikkatle incelendiği zaman, aracı akışkana 2-2' hal değişimi sırasında verilen ısının göreceli olarak düşük bir sıcaklıkta verildiği gözlenmektedir. Bu durum, çevrime verilen ısının daha düşük bir ortalama sıcaklıkta verilmesine ve ısıl verimin düşmesine neden olur. (Yani; kazanda besleme suyunun doyma sıcaklığına kadar ısıtılması esnasında ortalama sıcaklık düşüktür. Bu ise çevrimin üst sıcaklık ortalamasını azalttığından verimi düşürmektedir.)

Bu mahsurlu durumu ortadan kaldırmanın yolu ise; pompadan çıkan aracı akışkanın, diğer adıyla *kazan besleme suyunun,* kazana girmeden önce sıcaklığının artırılmasıdır yani ön ısıtma yapılmasıdır.

Bu mahsurlu durumu ortadan kaldırmanın yolu ise; pompadan çıkan aracı akışkanın, diğer adıyla *kazan besleme suyunun,* kazana girmeden önce sıcaklığının artırılmasıdır. Bunu sağlamanın bir yolu, kazan besleme suyunu, Carnot çevriminde olduğu gibi, izantropik olarak yüksek bir sıcaklığa sıkıştırmaktır. Fakat bu çözüm yolu çok yüksek basınçlar gerektireceği için uygulanabilir değildir. Bir başka yol, türbinde genişleyen buhardan kazan besleme suyuna, türbin içinde yapılan bir düzenlemeyle, başka bir deyişle türbin içine konan ters akışlı bir ısı değiştiricisiyle ısı vermektir. Bu çözüm yolu da uygulanabilir değildir, çünkü bu amacı gerçekleştirecek bir ısı değiştiricisinin tasarımı çok zordur. Ayrıca bu yöntem kullanıldığı zaman türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi azalacaktır.)

Bunun için birkaç farklı yöntem vardır. Fakat en uygulanabilir olanı, türbinde genişleyen buharın bir bölümünü belirli noktalarda türbinden dışarı almaktır. Böylece, türbinde genişlemeye devam etmesi durumunda iş yapabilecek olan buhar, kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmış olur. Bu işleme **ara buhar**

alma veya **rejenerasyon** adı verilir. Kazan besleme suyunun, türbinden ayrılan buharla ısıtıldığı ısı değiştiricilerine ise **besleme suyu ısıtıcısı** veya **rejeneratör** denir.

Ara buhar alma, çevrim verimini yükseltmenin yanısıra, kazan besleme suyuna yoğuşturucuda karışmış olan havanın atılması için de uygun ortam oluşturur. Su buharına karışan havanın atılması kazanda paslanmanın önlenmesi açısından gereklidir. Ara buhar almanın bir başka yararı da türbindeki genişlemenin son aşamalarında özgül hacimdeki artıştan dolayı oluşan yüksek hacimsel debileri denetim altında tutmaktır. Bu nedenlerle ara buhar alma 1920'lerin başlarından beri buharlı güç santrallerinde uygulanmaktadır.

Besleme suyu ısıtıcısı, iki akışın doğrudan karışarak (açık) veya birbirine karışmadan (kapalı) ısı alışverişinde bulundukları bir ısı değiştiricisidir. Aşağıda, ara buhar alma işlemi, kullanılan ısı değiştiricisinin türüne göre ayrı ayrı incelenmiştir.

Açık (Karışım Tipi) Besleme Suyu Isıtıcıları

Açık (veya **doğrudan temaslı) besleme suyu ısıtıcısı,** temelde türbinden ayrılan buharın, pompadan çıkan kazan besleme suyuyla karıştığı kapalı bir kaptır. Karışımın ısıtıcıdan, ısıtıcı (ara buhar) basıncında doymuş sıvı olarak ayrılması istenir. Tek besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santralinin genel çizimi ve dayandığı çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-15'te gösterilmiştir. Bu çevrim *bir ara buhar almalı çevrim* veya *tek kademeli rejenerativ çevrim* diye bilinir.

İdeal ara buhar almalı Rankine çevriminde, buhar türbine kazan basıncında girer (5 hali) ve sabit entropide ara basınca genişler (6 hali). Bu aşamada bir miktar buhar türbinden ayrılarak besleme suyu ısıtıcısına gönderilir, geri kalan buhar türbinde sabit entropide kondenser basıncına kadar genişler (7 hali). Buhar kondenserden doymuş sıvı olarak ayrılır (1 hali). Yoğuşturulmuş buhar, başka bir deyişle *kazan besleme suyu,* daha sonra izantropik bir pompada besleme suyu ısıtıcısının basıncına sıkıştırılır (2 hali) ve besleme suyu ısıtıcısına gönderilir. Besleme suyu burada türbinden ayrılan buharla karışır. Türbinden ayrılan buharın kütlesi, besleme suyu ısıtıcısından çıkan karışımın, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı halinde (3 hali) olmasını sağlayacak kadardır. İkinci bir pompa besleme suyunun basıncını kazan basıncına yükseltir (4 hali). Çevrim, akışkanın kazanda türbin giriş koşullarına ısıtılmasıyla tamamlanır (5 hali).

Buharlı güç santrallerinin çözümlemesinde, hesaplanan çeşitli büyüklükleri kazandan geçen birim akışkan kütlesine göre belirtmek kolaylık sağlar. Kazandan geçen 1 kg su için, türbinde genişleyen buharın *y* kg'lık bölümü ara basınca kadar genişler ve türbinden ayrılarak besleme suyu ısıtıcısına gönderilir. Geri kalan *(1-y)* kg, yoğuşturucu basıncına kadar genişlemeyi sürdürür. Bu nedenle değişik elemanlardaki kütle debileri farklıdır. Örneğin kazandan geçen kütle debisi *m* ile gösterilirse, yoğuşturucudan geçen kütle debisi *(1-y)m* olacaktır. Ara buhar almalı Rankine çevrimiyle ilgili bu ayrıntı, çevrimin çözümlemesi yapılırken ve *T-s* diyagramındaki alanlar yorumlanırken gözönüne alınmalıdır. Şekil 9-15'in ışığında, ara buhar almalı bir Rankine çevrimindeki ısı ve iş etkileşimleri, kazandan geçen birim akışkan kütlesi için aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir.

$$q_g = h_5 - h_4$$
$$q_ç = (1-y)(h_7 - h_1)$$
$$w_t = (h_5 - h_6) + (1-y)(h_6 - h_7)$$
$$w_{\text{pompa},g} = (1-y)w_{\text{pompa I},g} + w_{\text{pompa II},g}$$

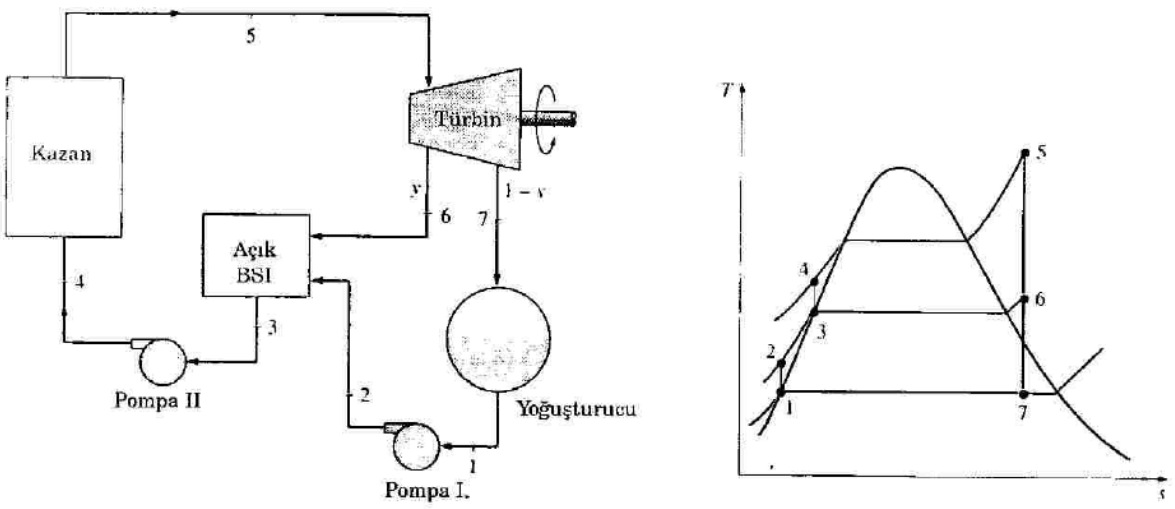
Burada, $y = \dot{m}_6/\dot{m}_5$ (ayrılan buharın oranı)

$$w_{\text{pompa I},g} = v_1(P_2 - P_1)$$
$$w_{\text{pompa II},g} = v_3(P_4 - P_3)$$

Wnet= Wt – Wp

Açık besleme suyu ısıtıcısında enerji dengesi: (mb=1; ma=y ; mb-ma=1-y)
ma. h6 + (mb-ma) . h2 = mb. h3

Genellikle karışım sonu şartları belli olduğundan öncelikle çekilen ara buhar miktarı (ma) hesaplanır.
Ara buhar alma, Rankine çevriminin ısıl verimini artırır. Bunun nedeni besleme suyu sıcaklığının kazana girmeden önce yükseltilmesi ve buna bağlı olarak çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığın yükselmesidir. Besleme suyu ısıtıcılarının sayısı arttıkça, çevrimin ısıl verimi daha da yükselir. Birden fazla besleme suyu ısıtıcısı kullanılması durumda; bir ısıtıcıdan çıkan besleme suyu pompa yardımıyla diğer bir ısıtıcıya gönderilir. Büyük güç santrallerinde kullanılan besleme suyu ısıtıcılarının sayısı 8-10'a kadar çıkabilir. Orta güçteki santrallerde bu sayı 4-8 ve küçük güç santrallerinde ise bu sayı 2-3 arasındadır. Bu sayı tamamen ekonomik kıstaslara göre belirlenir. Fazladan bir besleme suyu ısıtıcısı eklenerek yakıttan sağlanacak gelir, yapılacak yatırım harcamasını karşılamalıdır.



Şekil 9.15 Tek besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı Rankine Çevrimi

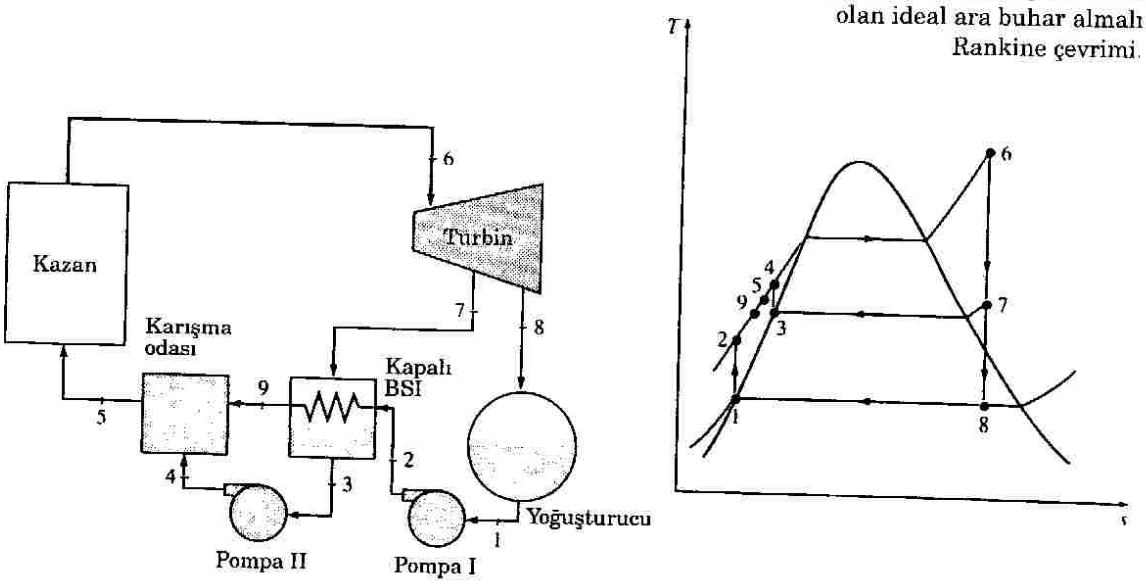
Bu tip ısıtıcılar herhangi bir ısı transfer yüzeyi gerektirmediğinden basit ve ucuzdurlar. Ayrıca kazan besleme suyunun ara buharın doyma sıcaklığına kadar ısıtılmasını sağladıklarından termodinamik açıdan da daha uygundurlar. Buna karşılık her ısıtıcının çıkışında kondens sularının tamamını basabilecek kapasitede pompaya gereksinim duyulur. Bu pompalardan bir tanesi arıza yaptığı zaman bütün tesisatın durdurulması gerekir. Arıza ihtimalinden dolayı bu pompalar genellikle çift yapılır. Bu sakıncalardan dolayı açık ısıtıcılar yerine kapalı (yüzey tipi) ısıtıcılar kullanılır. Bununla birlikte kondens suları içerisinde erimiş halde bulunan gazları açığa çıkararak atmosfere atabilmek için sisteme en az bir tane açık ısıtıcı mutlaka eklenir. Buna hatırlanacağı üzere gaz alıcı (degazör, dearatör) demiştik.

Hasan abiden şekil alınacak ve enerji dengesine bakılacak. sayfa 24

A.Rasim hocadan örnek 6.3 alınacak. Sayfa 389

ŞEKİL 9-16

Kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı Rankine çevrimi.



Kapalı (Yüzey Tipli) Besleme Suyu Isıtıcıları

Buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılan bir başka tür besleme suyu ısıtıcısı kapalı besleme suyu ısıtıcısıdır. Burada türbinden ayrılan buhardan kazan besleme suyuna olan ısı geçişi, akışlar karışmadan gerçekleşir (yani buhar ile su karışmaz). İki akışkan karışmadığı için farklı basınçlarda olabilir. Tek kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santralinin genel çizimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-16'da gösterilmiştir. İdeal bir kapalı besleme suyu ısıtıcısında, kazan besleme suyu, türbinden ayrılan buharın ısıtıcıdan çıkış sıcaklığına (buharın doyma sıcaklığına) ısıtılır. Buharın ısıtıcıdan çıkış hali ise türbinden ayrılma basıncındaki doymuş sıvı halidir. Gerçek güç santrallerinde ise, besleme suyu ısıtıcıdan, buharın çıkış (doyma) sıcaklığının altında bir sıcaklıkta çıkar. Çünkü yüzey tipi ısıtıcılarda ısı geçişinin olabilmesi için en az birkaç derecelik sıcaklık farkının olması gereklidir. Bu nedenle besleme suyunu ara buharın doyma sıcaklığına kadar ısıtma imkânı yoktur.

Bu tip ısıtıcıda yoğuşan buhar (kondens) besleme suyu hattına pompalanır **(şekil 9.16, sayfa 487)** veya bir buhar kapanından geçirilerek bir başka (önceki) besleme suyu ısıtıcısına **(şekil 9.17, sayfa 488)** veya yoğuşturucuya gönderilir. Buhar kapanı sıvının daha düşük bir basınca kısılmasını sağlar fakat buharın geçmesine izin vermez. Kısılma işlemi sırasında buharın entalpisi değişmez.

Stender elemanlarıyla kullanımları: **Kondens sularının boşaltılmasında bazen her bir ısıtıcı için bir boşaltma pompası kullanılır. (şekil hasan abi, sayfa 27**

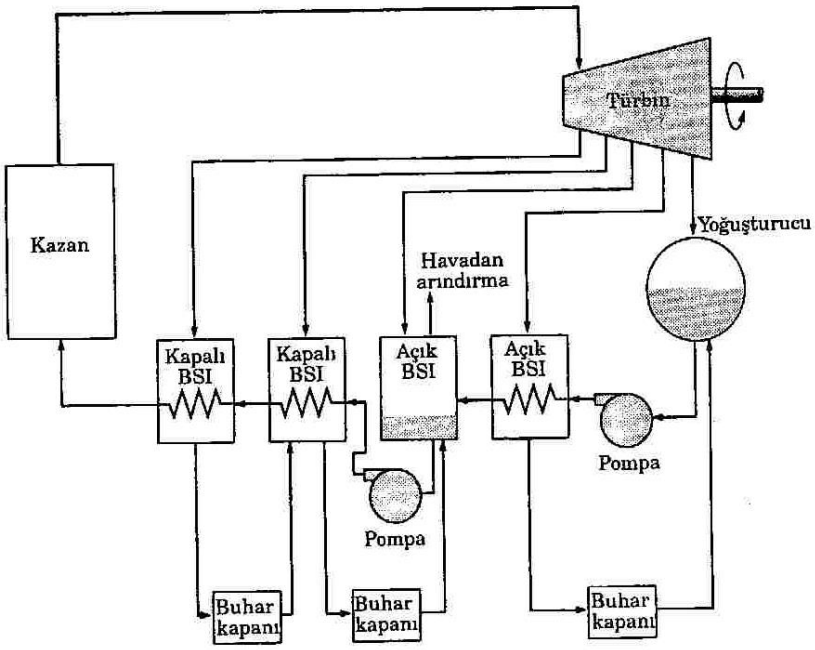
veya A.R. Büyüktür, s 388, şekil 6.14). Pompalardan bir tanesi arıza yaptığı zaman giriş ve çıkış vanaları katılarak ısıtıcı devre dışı bırakılır. Böylece tesisatın tamamı durdurulmadan pompanın onarımı yapılır. Yani santrali durdurmamış oluruz. Yaygın olarak kullanılan diğer bir uygulama ise; ısıtıcılardan her biri için ayrı bir boşaltma pompası kullanmak yerine kondensin basıncının düşürülerek bir önceki ısıtıcıya gönderilir. (şekil hasan abi, sayfa 26 veya A.R. Büyüktür, s 389, şekil 6.15). A.R. Büyüktür, s 388 de 2. paragrafın şekil 6.15 ten sonrasına bak.

Açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcılarının karşılaştırılması şöyle yapılabilir: Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuzdur, ayrıca etkin bir ısı geçişine olanak sağlar. Isıtıcıdan çıkışta, besleme suyu doymuş sıvı haline gelir. Fakat her ısıtıcı için bir besleme suyu pompası gereklidir. Kapalı bir besleme suyu ısıtıcısı, içindeki boru düzeni nedeniyle daha karmaşık bir yapıya sahiptir, bu nedenle daha pahalıdır. Kapalı bir besleme suyu ısıtıcısında akışlar doğrudan temas etmedikleri için ısı geçişi, açık ısıtıcıya oranla daha az etkindir. Bununla birlikte, kapalı besleme suyu ısıtıcıları her ısıtıcı için ayrı bir pompaya gerek göstermezler, çünkü türbinden ayrılan buhar ve besleme suyu farklı basınçlarda olabilir. Buharlı güç santrallerinde açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları genelde Şekil 9-17'de gösterildiği gibi birlikte kullanılırlar. Kondens suyunun içindeki gazları atmosfere atabilmek için açık (karışım) tip ısıtıcıdan her sistemde en az bir adet olmalıdır.

Yüzey tipi ısıtıcılarda enerji dengesi: (Şekil 9.16 veya hasan abi sayfa 29 a bak)

$$m_a h_7 + (m-m_a) h_2 = (m-m_a) h_9 + m_a h_3$$

$$m_a (h_7 - h_3) = (m-m_a) (h_9 – h_2)$$



ŞEKİL 9-17

Bir açık, üç kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santrali.

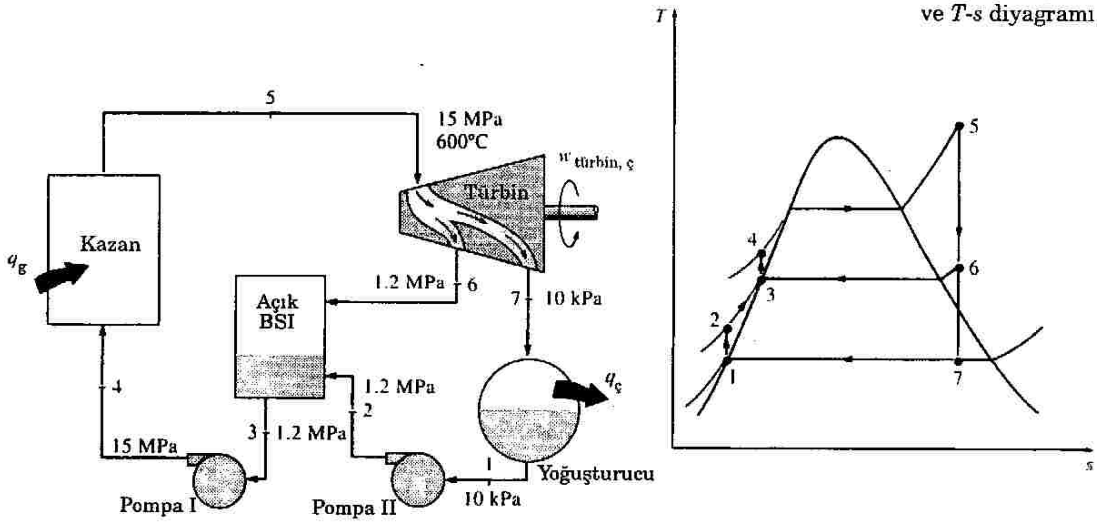
ÖRNEK 9-5

İdeal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı kullanılmaktadır. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Bir miktar buhar türbinden 1.2 MPa basınçta ayrılarak, açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ayrılan buhar miktarını ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Santralin genel çizimi ve ara buhar almalı çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-18'de verilmiştir. Güç santralinin ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbin ve pompaların izantropik olduğu kabul edilebilir. Ayrıca, kazanda, besleme suyu ısıtıcısında ve yoğuşturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğuşturucu ve besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilebilir.

Öncelikle değişik hallerdeki özelikler bulunacaktır.

ŞEKİL 9-18
Örnek 9-5'in genel çizimi ve T-s diyagramı.



1 Hali: $P_1 = 10$ kPa, Doymuş sıvı $\Big\}$ $h_1 = h_{f,10\,\text{kPa}} = 191.83$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,10\,\text{kPa}} = 0.00101$ m^3/kg

2 Hali: $P_2 = 1.2$ MPa

$s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompaI},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1200-10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 1.20\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompaI},g} = (191.83 + 1.20)\ \text{kJ/kg} = 193.03\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 1.2$ MPa, Doymuş sıvı $\Big\}$ $h_3 = h_{f,1.2\,\text{MPa}} = 798.65$ kJ/kg, $v_3 = v_{f,1.2\,\text{MPa}} = 0.001139$ m^3/kg

4 Hali: $P_4 = 15$ MPa

$s_4 = s_3$

$$w_{\text{pompaII},g} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$= (0.001139\ \text{m}^3/\text{kg})[(15000-1200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15.72\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pompaII},g} = (798.65 + 15.72)\ \text{kJ/kg} = 814.37\ \text{kJ/kg}$$

5 Hali: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600$ °C $\Big\}$ $h_5 = 3582.3$ kJ/kg, $s_5 = 6.6776$ kJ/(kg·K)

6 hali: $P_6 = 1.2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Big\}$ $h_6 = 2859.5$ kJ/kg, ($T_6 = 218.3$ °C)

7 hali: $P_7 = 10$ kPa, $s_7 = s_5$ $\Big\}$ $x_7 = \dfrac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \dfrac{6.6776 - 0.6493}{7.5009} = 0.804$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.83 + 0.804(2392.8) = 2115.6\ \text{kJ/kg}$$

Açık besleme suyu ısıtıcılarının enerji çözümlemesi, 4. Bölümde incelenen karışma odalarının enerji çözümlemesiyle aynıdır. Besleme suyu ısıtıcıları genellikle iyi yalıtılmışlardır, bu nedenle ısı geçişi yoktur (Q = 0). Herhangi bir iş etkileşimi söz konusu değildir (W = 0). Akışların kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilirse, besleme suyu ısıtıcısı (sürekli akışlı açık sistem) için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

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

$$y h_6 + (1-y) h_2 = 1(h_3)$$

Burada y, türbinden ayrılan buharın oranını (= m6/m5) göstermektedir. Bulunan entalpi değerleri yukarıdaki denklemde yerine konur ve y çözülürse

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.65 - 193.03}{2859.5 - 193.03} = 0.227$$

bulunur. Böylece,

$$q_g = h_5 - h_4 = (3582.3 - 814.37)\ \text{kJ/kg} = 2767.93\ \text{kJ/kg}$$

$$q_ç = (1-y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.227)(2115.6 - 191.83)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1487.1\ \text{kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1487.1\ \text{kJ/kg}}{2767.93\ \text{kJ/kg}} = 0.463\ (\text{veya } \%46.3)$$

olur. Bu problem 9-3 numaralı örneğin (c) şıkkında aynı basınç ve sıcaklık sınırları arasında, ara buhar alma yapılmadan çözülmüştü. Sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara buhar almanın çevrimin verimini yüzde 43.0'ten yüzde 46.3'e yükselttiği görülmektedir. Çevrimin net işi 171 kJ/kg azalmakla birlikte çevrime verilen ısı da 607 kJ/kg azalmaktadır. Böylece çevrimin ısıl verimi artmaktadır.

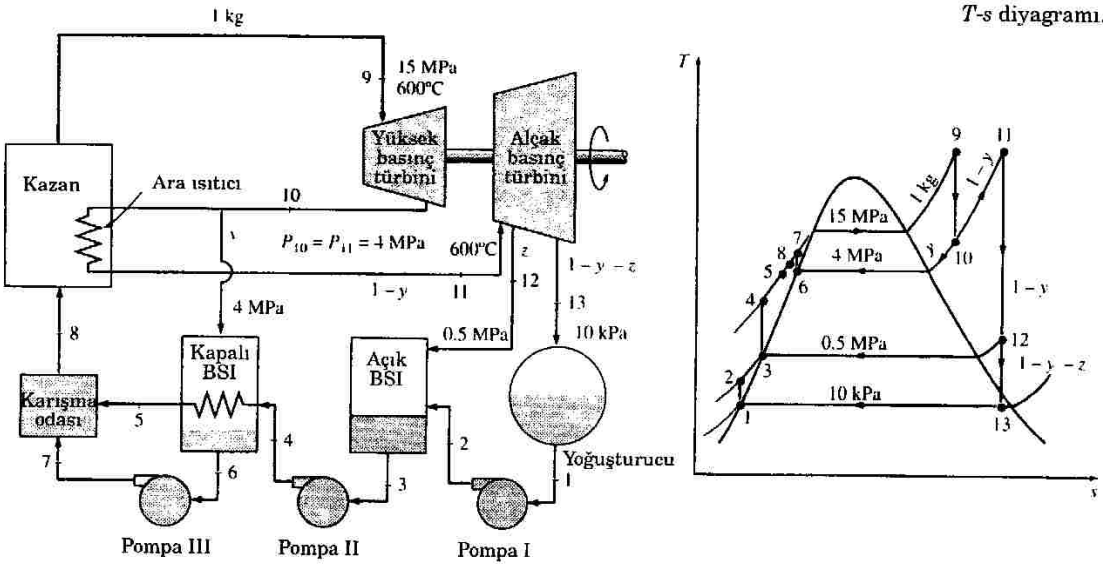
ÖRNEK 9-6

Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Santralde biri açık diğeri kapalı olmak üzere iki besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır ve ara ısıtma yapılmaktadır. Buhar türbine 15 Mpa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Buhar türbinde 4 MPa basınca genişledikten sonra bir bölümü ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu buhar ısıtıcıda tümüyle yoğuştuktan sonra bir

pompayla 15 MPa basınca sıkıştırılmakta ve kazana giren besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Geri kalan buhar yeniden 600 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve daha sonra alçak basınç türbinine girmektedir. Burada yoğuşturucu basıncına genişleyen buharın bir bölümü 0.5 MPa basınçta ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ısıtıcılar için ayrılan buhar miktarlarını ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın. (h8=1089,7 kJ/kg veya T8 = 250 C)

Çözüm: Santralin genel çizimi ve dayandığı çevrimin 7-5 diyagramı Şekil 9-19' da gösterilmiştir. Türbinden kapalı ve açık besleme suyu ısıtıcıları için ayrılan buhar oranları sırasıyla y ve z ile gösterilsin. Santralin ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtilmektedir. Bu nedenle türbin ve pompalar izantropik kabul edilebilir. Ayrıca kazanda, ara ısıtıcıda, besleme suyu ısıtıcılarında ve yoğuşturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğuşturucudan ve besleme suyu ısıtıcılarından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilmektedir.
Çevrimin çeşitli noktalarında entalpilerin değerleri ve içlerinden geçen birim akışkan kütlesi için pompa işleri tablolardan okunmuş veya hesaplanmış, sonuçlar aşağıda verilmiştir.

ŞEKİL 9-19
Örnek 9-6'nın genel çizimi ve *T-s* diyagramı.



Nokta	Basınç	Sıcaklık (°C)	Özellik	h (kJ/kg)
1	10 kPa	Td=45,83	X=0	191,83
2				
3	0,5 MPa	Td=151,8	X=0	640,23
4				
5				
6	4 Mpa	Td=250,33	X=0	640,23
9				

P_1= 10 kPa için t_d=45,83 °C ; $s_f=s_s=s_1$=0,6493 ; $s_g=s_b$=8,1511 ; s_{fg}=7,5019

$\nu_{f,10\ kPa}=\nu_1$=0,001 m^3/kg ; $h_f=h_s=h_1$=191,83 ; $h_g=h_b$=2584,78 ; h_{fg}=2392,95

P_3= 0,5 MPa için t_d=151,8 °C ; $s_f=s_s=s_3$=1,8604 ; $s_g=s_b$=6,8192 ; s_{fg}=4,9588

$\nu_{f,0.5MPa}=\nu_3$=0,0011 m^3/kg ; $h_f=h_s=h_3$=640,23 ; $h_g=h_b$=2747,54 ; h_{fg}=2107,42

P_6= 4 MPa için t_d=250,3 °C ; $s_f=s_s=s_6$=2,7965

$\nu_{f,4MPa}=\nu_6$=0,0013 m^3/kg ; $h_f=h_s=h_6$=640,23

P_9=15 MPa ve T_9=600 °C için h_9= 3582,3 kJ/kg ; $s_9=s_{10}$= 6,6764 kJ/kg-°C

s_{10}= 6,6764 kJ/kg-°C ve P_{10}= 4 MPa için h_{10}= 3154,4 kJ/kg

P_{11}=4 MPa ve T_{11}=600 °C için h_{11}= 3674,4 kJ/kg ; $s_{11}= s_{12}=s_{13}$= 7,368 kJ/kg-°C

s_{12}= 7,368 kJ/kg-°C ve P_{12}= 0,5 MPa için h_{12}= 3014,3 kJ/kg

s_{13}= 7,368 kJ/kg-°C ve P_{13}= 10 kPa için h_{13}= 2335,8 kJ/kg ; x_{13}=0,8956

veya hesaptan; $s_{13} = s_f + x_{13} . s_{fg}$ ve buradan x_{13}=0,8956 bulunur.

$h_{13} = h_f + x_{13} . h_{fg}$ den h_{13} = 2335,8 kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g$

Kondenser çıkışındaki pompa için:

$w_{p,I}= \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1$ = 0,001 (500-10) = 0,49 kJ/kg

buradan h_2 = 0,49 + 191,83 = 192,32 kJ/kg

Açık ısıtıcıdan sonraki pompa için:

$w_{p,II}= \nu_3 (P_4 - P_3) = h_4 – h_3$ = 0,0011 (15000-500) = 15,95 kJ/kg den h4=656,08

Kapalı ısıtıcıdan sonraki pompa için:

$w_{p,III}= \nu_6 (P_7 - P_6) = h_7 – h_6$ = 0,0013 (15000-4000) = 14,3 kJ/kg den h_7=1101,08

Karışım odası için enerji dengesi: $(1-y)h_5+y.h_7=1.h_8$

Kapalı BSI için enerji dengesi: $y.h_{10}+(1-y)h_4=y.h_6+(1-y)h_5$ dir. Buradan $(1-y)h_5$ çekilip yukarıdaki denklemde yerine yazılırsa; y=0,173 olarak bulunur.

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

$$y(h_{10} - h_6) = (1-y)(h_5 - h_4)$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1087.31 - 656.08}{(3154.3 - 1087.31) + (1087.31 - 656.08)} = 0.173$$

Açık BSI için enerji dengesi:

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

$$zh_{12} + (1-y-z)h_2 = (1-y)h_3$$

$$z = \frac{(1-y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1-0.173)(640.23 - 192.32)}{3014.13 - 192.32} = 0.131$$

$q_k= q_g = h_3 – h_2$ = 3582,3 – 206,94 = 3375,36 kJ/kg

$q_{kon}= q_ç = h_4 – h_1$ = 2155,7 – 191,83 = 1923,87 kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = 1- q_ç/q_g$ = % 43

UYGULAMA 1 (9.15/sayfa 509)

Buharlı bir güç santrali basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin üst ve alt basınç sınırları 3 MPa ve 50 kPa olup, buhar türbine 400 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimde dolaşan suyun debisi 25 kg/s'dir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir h-s ve T-s diyagramında gösterin ve (a) çevrimin ısıl verimini, (b) santralin net güç üretimini hesaplayın. c) r_{gi} = ?

Çözüm:

$P_3=P_2=3$ MPa ve $T_3=400$ °C için $h_3= 3232,5$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,9247$ kJ/kg-°C

$P_1= 50$ kPa için $t_d=81,34$ °C ; $s_f=s_s=s_1=1,0912$; $s_g=s_b=7,5948$; $s_{fg}=6,5035$

$\nu_{f,75\ kPa}= \nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=340,56$; $h_g=h_b=2645,99$; $h_{fg}=2305,42$

$s_4= 6,9247$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 50$ kPa için $h_4= 2408,46$ kJ/kg ; $x_4=0,897$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,897$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2408,46$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t – w_p) / q_k$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 – h_4 = 3232,5 – 2408,46 = 824,04$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (3000-50) = 2,95$ kJ/kg

buradan $h_2 = 2,95 + 340,56 = 343,51$ kJ/kg

$w_{net} = w_t – w_p = 824,04 – 2,95 = 821,09$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k – q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= h_3 – h_2 = 3232,5 – 343,51 = 2888,99$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 821,09 / 2888,99 = 0,2842 = \%\ 28,42$

b) $N_e = m_b . w_{net} = 25 . 821,09 = 20527,25$ kW

veya pompa işi ihmal edilerek de problem çözülebilir. Buna göre çözersek;

$q_k= h_3 – h_1 =2891,84$

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_t / q_k = 824,04 / 2891,84 = 0,2849$

$N_e = m_b . w_t = 25 . 824,04 = 20600$ kW

c) Geri iş oranı; $r_{gi} = w_p / w_t = 0,0035$

UYGULAMA 2 (9.16/sayfa 509)

300 MW gücünde bir buhar santrali, basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Su buharı türbine 10 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Çevrimi h-s ve T-s diyagramında gösterin ve (a) türbin çıkışında buharın kuruluk derecesini, (b) çevrimin ısıl verimini, (c) çevrimde dolaşan su buharının kütle debisini, d) geri iş oranını hesaplayın. Çözüm: (a) 0,7932 (b) % 40,17 (c) 235,38 kg/s d) % 0,77

Çözüm: a)

$P_3=P_2=10$ MPa ve $T_3=500$ °C için $h_3= 3374,41$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,5995$ kJ/kg-°C

$P_1= 10$ kPa için $t_d=45,83$ °C ; $s_f=s_s=s_1=0,6493$; $s_g=s_b=8,1511$; $s_{fg}=7,5019$

$\nu_{f,10\ kPa}= \nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=191,83$; $h_g=h_b=2584,78$; $h_{fg}=2392,95$

$s_4= 6,5995$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 10$ kPa için $h_4= 2089,91$ kJ/kg ; $x_4=0,7932$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,7932$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2089,91$ kJ/kg

b)

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t – w_p) / q_k$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 – h_4 = 1284,49$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (10000-10) = 9,99$ kJ/kg

buradan $h_2 = 201,82$ kJ/kg bulunur.

$w_{net} = w_t – w_p = 1274,5$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k – q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= h_3 – h_2 = 3172,59$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 0,4017 = \%\ 40,17$

c) $N_e = m_b . w_{net}$ ise buradan $m_b= 235,38$ kg/s

d) Geri iş oranı $r_{gi} = w_p / w_t = 0,0077 = \%\ 0,77$

veya pompa işi ihmal edilerek de problem çözülebilir. Buna göre çözersek;

$q_k= h_3 – h_1 =3182,5$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_t / q_k = 1284,49 / 3182,5 = 0,4036$

$N_e = m_b . w_t$ buradan mb = 233,55 kg/s

UYGULAMA 3 (9.17/sayfa 509) 9-16 numaralı problemi türbin ve pompanın izentropik verimlerini % 85 alarak çözün. Çözüm: (a) 0,8737 (6) % 34,06 (c) 277.8 kg/s

Çözüm: a)

$w_{t,ideal} = h_t = h_3 - h_4 = 1284,49$ kJ/kg ve $w_{t,gerçek} = h_i = h_3 - h'_4$

$\eta_{tis} = w_{t,gerçek} / w_{t,\ ideal}$ buradan $w_{t,gerçek} = 1091,81$ ve $h'_4 = 2282,59$ kJ/kg bulunur.

$h_{4s} = h_f + x_{4s} \cdot h_{fg}$ den $x'_4 = 0,8737$ hesaplanır.

veya $P_1 = 10$ kPa ve $h'_4 = 2282,59$ kJ/kg için ; $x'_4 = 0,8737$

b) $w_{p,\ ideal} = w_p = w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 = 9,99$ kJ/kg ; $w_{p,gerçek} = h'_2 - h_1$

$\eta_{pis} = w_{p,\ ideal} / w_{p,gerçek}$ buradan $w_{p,gerçek} = 11,75$ ve $h'_2 = 203,58$ kJ/kg bulunur.

$w_{net} = w_{t,gerçek} - w_{p,gerçek} = 1091,81 - 11,75 = 1080,06$ kJ/kg
$q_k = h_3 - h'_2 = 3374,41 - 203,58 = 3170,83$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 0,3406 = \%\ 34,06$

c) $N_e = m_b \cdot w_{net}$ ise buradan $m_b = 300000 / 1080,06 = 277,76$ kg/s

d) Geri iş oranı $r_{gi} = w_p / w_t = 0,0107 = \%\ 1$

UYGULAMA 4 (9.20/sayfa 509)

Kömür yakarak 300 MW elektrik üreten bir buharlı güç santralinde, su buharı türbine 5 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 25 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Santralde kullanılan kömürün ısıl değeri (kömür yandığı zaman açığa çıkan ısı) 29300 kJ/kg'dır. Bu enerjinin %75'inin kazanda buhara verildiğini ve elektrik jeneratörünün veriminin yüzde 96 olduğunu kabul ederek, (a) toplam santral verimini (net elektrik gücünün, santralin birim zamanda tükettiği yakıt enerjisine oranı), (b) bir saatte tüketilen kömür miktarını t/h olarak hesaplayın. c) r_{gi}=? (Not: 1 metrik ton (t) = 1000 kg) Çözüm: (a)% 24,54 (b)150,17 t/h c) % 0,39

Çözüm: a)

$P_3=P_2=5$ MPa ve $T_3=450$ °C için $h_3= 3317,51$ kJ/kg ; $s_3=s_4= 6,8217$ kJ/kg-°C

$P_1= 25$ kPa için $t_d=64,99$ °C ; $s_f=s_s=s_1=0,8932$; $s_g=s_b=7,8323$; $s_{fg}=6,9391$

$\nu_{f,25\ kPa}= \nu_1=0,001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=271,991$; $h_g=h_b=2618,35$; $h_{fg}=2346,36$

$s_4= 6,8217$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1= 25$ kPa için $h_4= 2276,62$ kJ/kg ; $x_4=0,8544$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 . s_{fg}$ ve buradan $x_4=0,8544$

$h_4 = h_f + x_4 . h_{fg}$ den $h_4 = 2276,62$ kJ/kg bulunur.

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t – w_p) / q_k$

$w_t = w_ç= h_t = h_3 – h_4 = 1040,89$ kJ/kg

$w_p= w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 – h_1 = 0,001 (5000-25) = 4,09$ kJ/kg

buradan $h_2 = 276,081$ kJ/kg bulunur.

$w_{net} = w_t – w_p = 1036,8$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k – q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k= h_3 – h_2 = 3317,51 – 276,081 = 3041,429$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 0,3408 = \%\ 34,08$

$\eta_T = \eta_{te} . \eta_g . \eta_k = 0,3408. 0,96 . 0,75 = 0,2454 = \%\ 24,54$ $(\eta_e=\eta_i\eta_m=1)$

b) $N_e = m_b . w_{net} . \eta_g$ ise buradan $m_b= 301,408$ kg/s ve Gh = 1085,069 ton/h

$G_h . q_k =B_h. H_u . \eta_k$ den $B_h = 150,178$ ton/h

c) Geri iş oranı $r_{gi} = w_p / w_t = 0,0039 = \%\ 0,39$

UYGULAMA 5 (9.22/sayfa 510)

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinin net gücü 30 MW'dır. Su buharı türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte, türbinde 10 kPa yoğuşturucu basıcına genişlemektedir. Buhar yoğuşturucuda bir gölden sağlanan suyla soğutularak yoğuşturulmaktadır. Göl suyunun debisi 2000 kg/s'dir. Çevrimin tesis şemasını, h-s ve T-s diyagramını çiziniz ve (a) çevrimin ısıl verimini, (b) çevrimde dolaşan suyun debisini, (c) soğutma suyunun sıcaklık artışını hesaplayın. Çözüm: (a) % 38,9 (b) 24.0 kg/s (c) 5.631 °C

Çözüm: a)

$P_3=P_2=7$ MPa ve $T_3=500$ °C için $h_3=3410{,}57$ kJ/kg ; $s_3=s_4=6{,}7993$ kJ/kg-°C

$P_1=10$ kPa için $t_d=45{,}83$ °C ; $s_f=s_s=s_1=0{,}6493$; $s_g=s_b=8{,}1511$; $s_{fg}=7{,}5019$

$\nu_{f,10\ kPa}=\nu_1=0{,}001\ m^3/kg$; $h_f=h_s=h_1=191{,}83$; $h_g=h_b=2584{,}78$; $h_{fg}=2392{,}95$

$s_4=6{,}7993$ kJ/kg-°C ve $P_o=P_1=10$ kPa için $h_4=2153{,}58$ kJ/kg ; $x_4=0{,}8198$

veya hesaptan; $s_4 = s_f + x_4 \cdot s_{fg}$ ve buradan $x_4=0{,}8198$ bulunur.

$h_4 = h_f + x_4 \cdot h_{fg}$ den $h_4=2153{,}58$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = (w_t - w_p) / q_k$

$w_t = w_ç = h_t = h_3 - h_4 = 1256{,}99$ kJ/kg

$w_p = w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 = 0{,}001\ (7000-10) = 6{,}09$ kJ/kg

buradan $h_2 = 197{,}92$ kJ/kg bulunur.

$w_{net} = w_t - w_p = 1250$ kJ/kg

veya ; $w_{net} = q_k - q_{kon}$ den de hesaplanabilir.

$q_k = h_3 - h_2 = 3212{,}65$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 0{,}389 = \%\ 38{,}9$

b) çevrimde dolaşan yoğusum suyu debisi buhar debisine eşittir.

$N_e = m_b \cdot w_{net}$ buradan $m_b = 24$ kg/s

c) kondenserdeki enerji dengesini yazarsak;

soğutma suyunun aldığı ısı=buharın verdiği ısı

$m_{s.suyu} \cdot c_{p,su} \cdot \Delta t = m_b \cdot q_{kon} = mb \cdot (h_4-h_1)$ ise $\Delta t = 5{,}631$ °C

d) Geri iş oranı $r_{gi} = w_p / w_t = 0{,}0048 = \%\ 0{,}48$

UYGULAMA 6 (9.23/sayfa 510)

Problem 9-22'yi pompa ve türbin adyabatik verimlerini yüzde 87 alarak çözün. Çözüm: (a) % 33.8, (b) 27.65 kg/s, (c) 7.03 °C

Çözüm: a)

$w_{t,ideal} = h_t = h_3 - h_4 = 1256{,}99$ kJ/kg ve $w_{t,gerçek} = h_i = h_3 - h'_4$

$\eta_{tis} = w_{t,gerçek} / w_{t,\ ideal}$ buradan $w_{t,gerçek} = 1093{,}58$ ve $h'_4 = 2316{,}93$ kJ/kg bulunur.

$h'_4 = h_{4s} = h_f + x_{4s} \cdot h_{fg}$ den $x_{4s} = x'_4 = 0{,}888$ hesaplanır.

veya $P_1 = 10$ kPa ve $h'_4 = 2316{,}93$ kJ/kg için ; $x'_4 = 0{,}888$

$w_{p,\ ideal} = w_p = w_g = \nu_1 (P_2 - P_1) = h_2 - h_1 = 6{,}09$ kJ/kg ; $w_{p,gerçek} = h'_2 - h_1$

$\eta_{pis} = w_{p,\ ideal} / w_{p,gerçek}$ buradan $w_{p,gerçek} = 7$ ve $h'_2 = 198{,}83$ kJ/kg bulunur.

$w_{net} = w_{t,gerçek} - w_{p,gerçek} = 1093{,}58 - 7 = 1086{,}58$ kJ/kg

$q_k = h_3 - h'_2 = 3410{,}52 - 198{,}83 = 3211{,}69$ kJ/kg

$\eta_{te} = \eta_{ısıl} = w_{net} / q_k = 0{,}3383 = \%\ 33{,}83$

b) $N_e = m_b \cdot w_{net}$ ise buradan $m_b = 30000 / 1086{,}58 = 27{,}60$ kg/s

c) kondenserdeki enerji dengesini yazarsak;

soğutma suyunun aldığı ısı=buharın verdiği ısı

$m_{s.suyu} \cdot c_{p,su} \cdot \Delta t = m_b \cdot q_{kon} = mb \cdot (h'_4 - h_1)$ ise $\Delta t = 7{,}01$ °C

d) Geri iş oranı $r_{gi} = w_p / w_t = 0{,}0064 = \%\ 0{,}64$