

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TERMİK SANTRALLERDE KONDENSER  
OPTİMİZASYONU**

**Mak. Müh. Elif Doğa KUNDAKÇIOĞLU**

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK**

*Prof. Dr. Ahmet R. Bayülken  
Prof. Feriyyül Kıvılcıkanonkeli*

*Bayülken  
Kıvılcıkanonkeli*

**TE. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANIZASYON MERKEZİ**

**İSTANBUL, 2001**

106196

*Öztürk*

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vi
ÖNSÖZ .....	vii
ÖZET .....	vii
ABSTRACT.....	ix
1 GİRİŞ .....	1
2 BUHAR TÜRBİNLİ SANTRAL .....	2
3 KONDENSASYON.....	4
3.1. Kondensasyon Hakkında Genel Bilgiler .....	4
3.2. Bir Kondensasyon Devresinin Çalışması .....	6
3.3. Vakum .....	7
4 KURAMSAL ANALİZ .....	8
4.1 Termodinamik Analiz .....	8
4.2 Kondenser Isı Transfer Alanının Hesabı.....	10
4.3 Kondenser Soğutma Suyu Pompası .....	15
4.4 Enerji Maliyeti .....	15
4.4.1 Yatırım Maliyeti .....	16
4.4.2 İşletme ve Bakım Maliyeti.....	17
4.4.3 Yakıt Maliyeti .....	17
4.5 Kondenser Maliyeti.....	18
4.6 Kondenser Soğutma Suyu Pompası Maliyeti.....	18
5 VARSAYIMLAR .....	19
6 SONUÇLAR ve YORUMLAR.....	20
KAYNAKLAR .....	23
EKLER .....	25
Ek 1 Termodinamik ve Maliyet Eğrileri.....	26
Ek 2 Kullanılan Parametrelere Ait Birimler .....	34
Ek 3 Program Uygulamaları .....	36
ÖZGEÇMİŞ .....	48

## SİMGE LİSTESİ

P	Türbin girişindeki buhar basıncı
T	Türbin girişindeki buhar sıcaklığı
$P_0$	Kondenser basıncı
Ne	Türbin gücü
h	Entalpi
$\eta$	Verim
$d_e$	Efektif özgül buhar sarfiyatı
$m_b$	Buharın debisi
$c_p$	Suyun özgül ısısı
$m_s$	Soğutma suyunun debisi
m	Spesifik soğutma suyu miktarı
$\Delta T_m \log$	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
Q	Kondenserde buharı yoğuşturmak için gerekli ısı miktarı
$K_{TEORİK}$	Kondenser için teorik ısı transfer katsayısı
$F^*$	Kondenser soğutma yüzeyi
F	Toplam Kondenser Yüzeyi
$F_{ft}$	Toplam Kondenser yüzeyi
$d_i$	Kondenser boru iç çapı
$d_d$	Kondenser boru dış çapı
$\delta$	Boru et kalınlığı
n	Kondenser boru sayısı
$v_{su}$	Soğutma suyunun boru içerisindeki akış hızı
$t_g$	Soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı
$t_ç$	Soğutma suyunun kondenserden çıkış sıcaklığı
$t_{msu}$	Soğutma suyunun ortalama sıcaklığı
$\rho$	20°C'de suyun yoğunluğu
L	Kondenser boru uzunluğu
$\alpha_{su}$	Suyun ısı tranfer katsayısı
$\alpha_{buhar}$	Buharın ısı tranfer katsayısı
$K_{HESAP}$	Kondenser için hesaplanan ısı transfer katsayısı
$\lambda$	Boru malzemesi ısı transfer katsayısı
$N_p$	Kondenser pompasının gücü
$\alpha$	Emniyet katsayısı
g	Birim enerji başına toplam üretim maliyeti
$C_k$	Yıllık sabit sermeye veya yatırım maliyeti
$g_k$	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yatırım maliyetinin hissesi
$C_m$	Yıllık işletme ve bakım maliyeti
$g_m$	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde O&M maliyetinin hissesi
$C_f$	Yıllık yakıt maliyeti
$g_f$	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yakıt maliyetinin hissesi
YF	Yakıt fiyatı
q	Santralin özgül ısı sarfiyatı
Hu	Kullanılan yakıtın alt ısıl değeri
Ee	Yıllık elektrik enerjisi üretimini

## ŞEKİL LİSTESİ

		Sayfa
Şekil 2.1	Buhar türbinli santralin tesis şeması.....	2
Şekil 2.2	Rankine çevriminin (h-s) ve (T-s) diyagramları.....	2
Şekil 3.1	Su soğutmalı kondenser.....	4
Şekil 3.2	Türbinde basınç düşüşünün üretilen güce etkisi.....	4
Şekil 3.3	Bir kondensasyon devresinin çalışması.....	6
Şekil 4.1	Termodinamik hesaplamalarda Rankine çevriminin baz alınan prosesleri.....	8
Şekil 4.2	Kondenserin ısı transfer diyagramı.....	10
Şekil Ek 1.1	Kondenser basıncının (0,03÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi.....	25
Şekil Ek 1.1.a	Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi.....	25
Şekil Ek 1.1.b	Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi.....	26
Şekil Ek 1.2	Suyun ısı transfer katsayısının farklı boru dış çap değerleri için soğutma suyu akış hızına bağlı olarak değişimi (N=10 MW).....	26
Şekil Ek 1.3	Kondenserin ısı transfer katsayısının farklı boru dış çap değerleri için soğutma suyu akış hızına bağlı olarak değişimi.....	27
Şekil Ek 1.4	Kondenser basıncının (0,03÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin farklı boru dış çapı değerleri için kondenser maliyetine etkisi (N=10 MW).....	27
Şekil Ek 1.4.a	Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin farklı boru dış çapı değerleri için kondenser maliyetine etkisi (N=10 MW).....	28
Şekil Ek 1.5	Soğutma suyu miktarının kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.....	28
Şekil Ek 1.6	Birim tesis bedelinin üretilen net güce bağlı olarak değişimi.....	29
Şekil Ek 1.7	Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.....	29
Şekil Ek 1.7.a	Üretilen birim enerji maliyetinin (5÷30) MW değerleri arasında kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.....	30
Şekil Ek 1.8	Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,04÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi.....	30

Şekil Ek 1.8.a	Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,04÷0,1) bar değerleri arasında N=10 MW için üretilen net güce bağlı olarak değişimi.....	31
Şekil Ek 1.8.b	Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,03÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi.....	31
Şekil Ek 1.8.c	Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,03÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi. (N=10 MW).....	32
Şekil Ek 1.9	Tesiste üretilen net gücün kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.....	32



## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 Standart kondenser boru uzunlukları .....	12
Çizelge 4.2 $\lambda$ değerleri .....	15



## ÖNSÖZ

Öncelikle çalışmayı tamamlamamda emeği geçen herkese, özellikle danışmanım Doç.Dr. Recep ÖZTÜRK başta olmak üzere; Sn. Ali Feridun ÖZGÜÇ, Yük. Mak. Müh. Metin YILMAZ, Yük. Elk. Müh. Ediz GİZLİER , Aslı EMİRLEROĞLU, Ferhat ÇAPAN, Tanser ÖZKAYA ve son olarak aileme teşekkürlerimi sunarım.



## ÖZET

Türkiye’de elektrik enerjisi üretimi, 1996 verilerine göre %53,2 oranında termik santraller kanalıyla sağlanmaktadır. Bu çalışmada da, basit Rankine çevrimindeki prosesleri baz alan bir termik santralin termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak, belirlenen kriterlere en uygun kondenser seçiminin yapılmasına çalışılmıştır.

İlk olarak, proses akışkanı olan buharın türbin girişindeki başlangıç şartları (  $P= 50$  bar ve  $T= 400$  °C ) sabit kabul edildiğinden kondenser basıncı  $P_0 = 0,1 \div 0,03$  bar aralığında kademeli olarak düşürülmüş ve türbin gücü  $N$ 'in değişimine göre santralin termodinamik hesaplamaları yapılmıştır. Her türbin gücü değeri için maliyet hesaplamaları tekrarlanmıştır. Kondenser basıncının mümkün olduğu kadar düşük tutulmak istenmesi türbinde üretilen gücün ve tesis veriminin yüksek tutulabilmesini sağlamaktadır. Bu nedenle, kondensere ait hesaplamalar piyasa kriterleri de göz önüne alınarak düzenlenmiştir. Soğutma suyu pompası ile ilgili veriler de hesaplamalara katılmıştır.

Enerji maliyeti hesaplamalarında, türbin gücünün başlangıç değerinin değişimine bağlı olarak santralin, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti, teknik ve ekonomik parametrelerin fonksiyonu olarak ortaya konmuştur.

Hesaplanan parametreler arasındaki bağıntılar, bilgisayar programına bağlı olarak eğrilerle gösterilip irdelenmiştir.

Sonuç olarak, programın istenen şartlarla çalışmasından elde edilen değerler çerçevesinde, eğrilerle parametreler arasında ilişkilendirme yapılarak en uygun kondenserin seçiminin yapılması hedeflenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Rankine çevrimi, buhar, kondenser, enerji maliyeti, termik santral

## **ABSTRACT**

The thermal power plants supply 53,2% of total electric energy production of Turkey. In this study, analyzing thermodynamics and cost of thermal power plant based on the simple Rankine cycle, it is considered to find the most suitable condenser for the defined criteria.

First, since the starting conditions ( $P=50$  bar and  $T=400^{\circ}\text{C}$ ) of the steam, which is the process fluid, is regarded as constant, condenser pressure is decreased gradually in the interval of  $P_0 = 0,1 \div 0,03$  bar, and thermodynamic values of the plant is calculated according to the change in  $N$ , which is nominal turbine power. The pressure of condenser regarded as minimum as possible to reach higher efficiency and power production. Data about the cooling water pump is also taken into consideration.

In the energy cost calculation, the cost of production of one unit electrical energy, depending on the change in starting point value of turbine power is suggested as the function of the technical and economical parameters.

The relations among the calculated parameters, using the computer software, were shown and defined in the curves.

Consequently, with the data and values attained from the operation of the software in the desired conditions, it is aimed to choose the most suitable condenser, by evaluating the relations between the curves and parameters.

**Keywords:** Rankine cycle, steam, condenser, cost of energy, thermal power plant

## 1. GİRİŞ

Mühendislik esasları, yeni kimyasal tesislerin tasarımında, varolanların geliştirilmesinde, ekonomik şartların koymuş olduğu sınırlar içinde uygulanır. Mühendislik problemlerinin aksine, tasarım problemlerinin “ mutlak doğru ” bir çözümü yoktur. Genelde “ daha iyi ” bir çözümü vardır. İyi uygulanırsa tasarımların her biri, beklenen sonucu verir: ancak, çoğu durumda tasarım seçeneklerinden biri ekonomik yönden üstünlük gösterebilir. Bazen maliyetten başka etkenler de göz önünde tutulur. Örneğin; nükleer santrallerde en önemli etken güvenlidir.

Modern santrallerin birçoğunda kazanda yakıt olarak kömür ,doğalgaz, ya da petrol kullanılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar üretilir. Buhar, bir mile bağlı çok sayıda kanattan oluşan buhar türbininde genişler. Genişleyen buhar, kondenserde yoğunlaştırılarak su haline gelir ve kazana döner. Türbinin verimini maksimize etmek için buharın türbinden çıkış basıncı ve sıcaklığı mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır. Bu amacı gerçekleyen tesis ünitesi kondenserdir. Kondenser bir tür ısı değiştirgecidir ve konstrüksiyonunu, destekleyen sistemleri, çalışmasını ve performansını ve de test yöntemlerini iyi anlamak, ünite veriminin iyileştirilmesi sonucunu verebilir. Kondenserin performansı, üretilen enerjinin miktarını ve ısının transfer edilme prosesini büyük oranda etkiler. Optimum koşulları gerçekleyen kondenserin performansı, tesisin verimliliğini etkiler. Optimizasyon, ekonomi ve mühendisliğin bir karışımıdır. Ekonomik verimlilik aynı zamanda, kuruluş maliyeti, işletme maliyeti, ve yakıt maliyetini içeren enerji maliyetine de bağlıdır.

Bu çalışmada, 50 bar basınç ve 400°C’de türbine gönderilen kızgın buharın basıncı, 0,1 bar’dan 0,03 bar’a değişen kondenser basınçlarına kademe kademe düşürülmüştür. Bu modelleme zinciri, gücü 5 MW ile 100 MW arasında değişen türbin güçleri için tekrarlanmıştır. Tesis için optimum kondenser seçimi, kondenserin boyutu ve özellikle tesiste üretilen birim enerji başına maliyete göre yapılmaktadır. Bunun için de bir bilgisayar programı kullanılmıştır. Modellemeleri yapılan tesisler için termodinamik ve maliyet analizleri belirtilen varsayımlar ve formüllere göre gerçekleştirilmiştir.



Burada :

- 1-2 Buhar kazanında sabit basınçta buharlaşma ve kızdırma
- 2-3 Buhar türbininde genişleme
- 3-4 Kondenserde sabit basınçta yoğuşturma
- 4-1 Kazan besleme suyu pompasında kazan basıncına basma

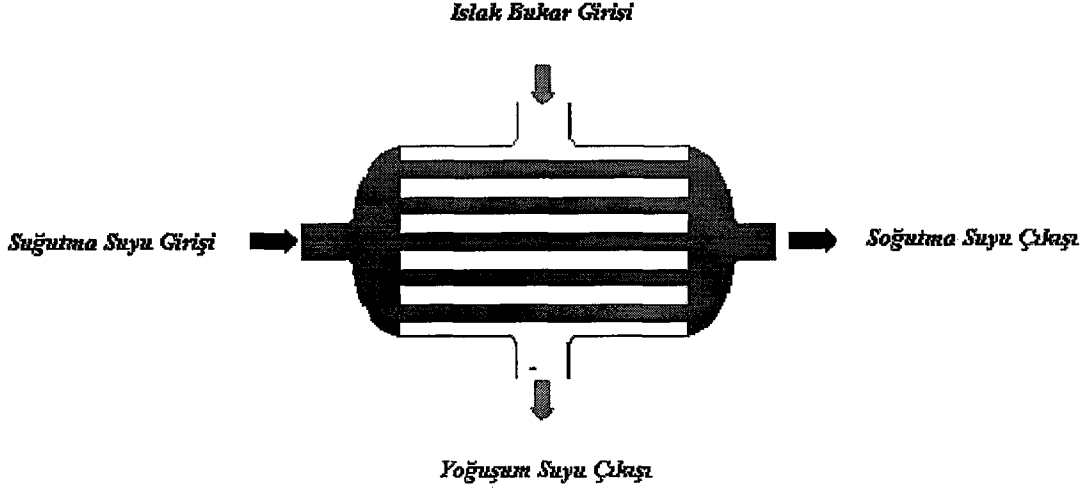
Tesiste :

- K Buhar kazanı
- BT Buhar türbini
- G Generatör
- C Kondenser
- BST Besleme suyu tankı

Enerji üretim santrallerinde kazanda yakıt olarak kömür ,doğalgaz, ya da petrol kullanılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar üretilir. Buhar , faydalı iş alınması için generatöre bağlı olan türbinde genişler. Türbin, bir mile bağlanmış çok sayıda kanattan oluşur ve buhar bu kanatlar arasından geçmeye zorlanarak mil döndürülür. Buhar,elektrik üreten bir elektromagnetik generatöre kumanda eden bir türbini döndüren bir basınç oluşturur. Mil aynı zamanda generatöre de bağlıdır. Buhar kondenserde yoğuşturularak su haline gelir ve kazana döner. Buhar türbinli santrallerde çok büyük miktarlarda soğutma suyu kullanılır. Yoğuşturulacak buhar için gereken suyun büyük miktarı nehirlerden, göllerden ya da denizlerden sağlanır. Bu sebeple, pratikte tüm buhar türbinli santraller geniş su kaynaklarının yakınlıklarına inşa edilir. Eğer yakınlarda herhangi bir su kaynağı yoksa soğutma kuleleri kurulur. Soğutma kuleleri türbinde genişleyen buharın suya dönüştürüldüğü ve kazana geri gönderildiği yapılardır. (Öztürk, 1998)

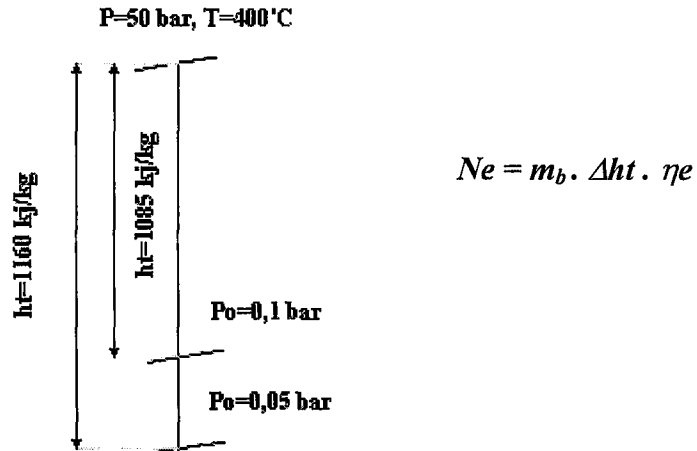
### 3. KONDENSASYON

#### 3.1. Kondensasyon Hakkında Genel Bilgiler



Şekil 3.1 Su soğutmalı kondenser

Buhar türbininin verimini ve türbinde üretilen gücü maksimize etmek için buharın türbinden çıkış basıncı ve sıcaklığı mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır. Şekil 3.2’de de görüldüğü gibi basıncın 0,1 bar’dan 0,05 bara düşürülmesi ile türbinde üretilen güç artmaktadır. Bu amaçla, türbinden çıkan buhar, yoğuşturularak suya dönüştürüldüğü kondensere gönderilir. (Öztürk, 1998)



Şekil 3.2 Türbinde basınç düşüşünün üretilen güce etkisi

Kondenser içerisinde soğutma devresinden gelen soğutma suyunun geçtiği binlerce borudan oluşan bir ısı eşanjörüdür. Buhar boruların dışından akarken yoğuşur. Soğutma suyu buhardan çektiği ısıyla geri döner.

Buharlı bir elektrik enerjisi üretim tesisinde kondenser, sistemdeki en etkili komponentlerden biridir. Aynı zamanda en çok ihmal edilen komponentlerden de biridir. Konstrüksiyonunu, destekleyen sistemleri, çalışmasını ve performansını ve de test yöntemlerinin iyi anlamak, ünite veriminin iyileştirilmesi sonucunu verebilir. Kondenserin performansı üretilen enerjinin miktarını ve ısının transfer edilme oranını büyük oranda etkiler. Bilinen şu ki, kondenser basıncı düştükçe sistemin verimi ve türbinde üretilen güç artar.

Bir buhar türbininde iş görüp genişledikten sonra dışarı çıkan buhar, havaya atılacak yerde, bir hazneye gönderilerek burada yoğuşturulduğunda, hazne içinde atmosferden daha düşük bir basınç elde edilmiş olur. Örneğin, hazneye gönderilen buharın basıncı  $P_0 = 1$  bar olan doymuş buhar olması halinde özgül hacim  $v_b = 1,694 \text{ m}^3/\text{kg}$  olacaktır. hazne hacminin de  $V = 100 \text{ m}^3$  olduğu kabul edilirse,

$$m_b = \frac{V}{v_b} = \frac{100}{1,694} \cong 59 \text{ kg} \quad (3.1)$$

ağırlığında olan buhar, hazneyi tamamen doldurabilecektir. Fakat kondensasyon sonunda 59 kg olan buhar tamamen su haline gelmiş olacağından, ancak  $0,058 \text{ m}^3$ 'lük veya 58 lt'lik yer kaplayacağından, hazne hemen hemen boş olacaktır. Bu durumda hazne içerisinde; *vakum* dediğimiz oldukça düşük bir alt basınç meydana gelmiş olur.

Buharın içinde yoğuştuğu hazneye *kondenser* adı verilir. Bilindiği gibi, bu sistemle çalışan türbinler de *kondensasyon türbinleri* olarak anılır. Bu gibi tesislerde soğutucu akışkan olarak daima su kullanılır.

Türbin tesislerine özgü kondenserler genellikle *yüzey tip kondenserlerdir*. Bu sistemde yoğuşan buharla soğutma suyu birbirine karıştırılmadıklarından elde edilen yoğuşum suyunu, kazan besleme suyu olarak kullanmak mümkündür. Bu sayede hem yüksek vakum elde edilir, hem de yoğuşum suyunun ısısından yararlanılmış olur. Karışım tip kondenserler ise, soğutucu akışkan ve buharın birbirine karışmasından dolayı türbin tesislerinde az kullanılır. Soğutma suyu, buharla direkt temas halinde olacak şekilde kondenserin içine dağıtılır. Karışım tipi kondenserler, kuru tip soğutma kuleleri kullanılan yerlerde uygulama alanına sahiptir. Kondenserdan gelen yoğuşumun bir kısmı kuru tip soğutma kulesine gönderilerek soğutulur

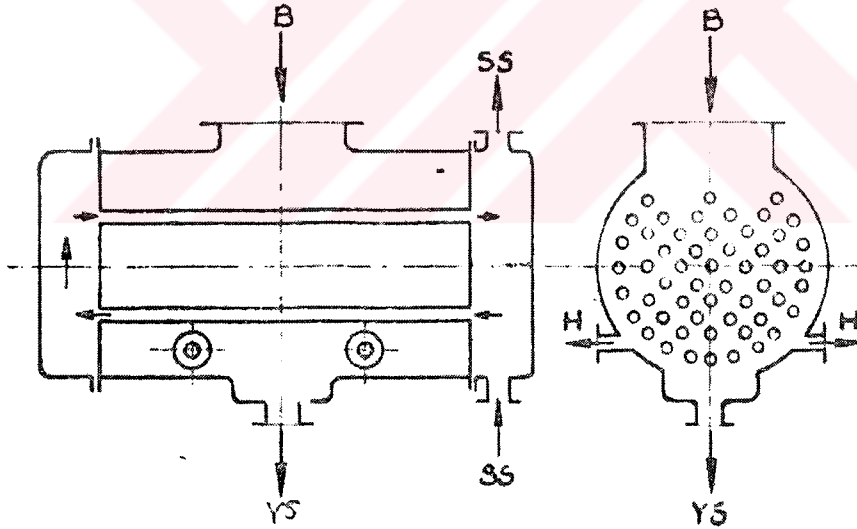
ve tekrar soğutma suyu olarak kullanılır. Yoğuşumun geri kalanı ayrıca pompalanarak besleme suyu çevrimine girer. [2]

Kondensasyon (yoğuşurma) buhar enerjisinden maksimum düzeyde yararlanma imkanı sağlamaktadır. Bu durum, Mollier diyagramı üzerinde de oldukça belirgin bir biçimde görülmektedir. Özetle, 50 bar ve 400 °C durumundaki buharın atmosfer basıncına adyabatik olarak genişlemesi halinde, ısı düşüşü  $\Delta h_t=810$  kJ/kg olmaktadır. Aynı buhar 0,04 bar basınca kadar genişlediğinde ise adyabatik ısı düşüşü  $\Delta h_t=1194,16$  kJ/kg 'a yükselmektedir.

Gücün ifade edilmiş olduğu birime göre, özgül buhar sarfiyatı;

$$d_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot h_t} (\text{kg/kWh}) \quad (3.2)$$

denklemler ile ifade edildiğine göre, buhar basıncının düşmesi ( veya vakumun yükselmesi) buhar sarfiyatının azalmasına neden olacak; ya da aynı miktarda buharla daha fazla iş görmek mümkün olacaktır. Bu nedenle, türbinden çıkan buharın enerjisinden yararlanılmadığı durumlarda, kondensasyon tesisi kurmak iyi bir çözümdür.



Şekil 3.3 Bir kondensasyon devresinin çalışması

### 3.2. Bir Kondensasyon Devresinin Çalışması

Şekil 3.3 'de de görüldüğü gibi, B,buharı; YS , yoğuşum suyunu; SS soğutma suyunu; H ise havayı ifade etmektedir. Burada, buhar büyük bir ağızdan kondensere girdikten sonra, belirli bir şekilde yerleştirilmiş olan soğutma suyu borularına çarparak yoğuşur ve alt kısımda toplanır. Bu su, yoğuşum suyu pompası adını taşıyan bir pompa tarafından emilerek özel bir

hazneye basılır. Soğutma suyu ise soğutma suyu pompası tarafından, kondenserin alt kısmından içeriye verilir ve iş gördükten ve bir miktar ısındıktan sonra üst kısımdan tekrar dışarıya çıkar. Kondenser içinde yoğuşması istenen buhar, içinden soğutma suyu geçen boruların etrafında dolaşmaktadır.

Boru tesisatındaki salmastra ve contalardan bir mitar hava devamlı olarak içeriye girer. Bu havanın kondenserdeki vakumu bozacağı bilinmektedir. Çünkü Dalton Kanunu'na göre: bir karışımın basıncı, bu karışımı oluşturan çeşitli gaz basınçlarının toplamına eşittir. Bu nedenle, kondenser basıncı da:

$$p_0 = p_1 + p_d \text{ (bar)} \quad (3.3)$$

yani, buhar ve hava basınçlarının toplamı kadar olacaktır. Kondenser basıncının düşürülebilmesi için, havanın özel cihazlarla devamlı olarak emilerek dışarıya atılması gerekmektedir. Bu cihazlar da pistonlu pompa, buhar veya su ejektörleri olabilir. Pistonlu pompalar da, havayı yoğuşum suyu ile birlikte veya ayrı emdikleri durumlara göre yağ hava pompaları ve kuru hava pompaları olarak ikiye ayrılırlar. Yağ hava pompalarına türbin tesislerinde pek rastlanmaz. Kondenser içinde bulunan havanın soğukluğu oranında hacmi de küçüleceğinden, pompalama işini azaltmak amacıyla, emme yerinin mümkün olduğu kadar soğutma suyu giriş yerine yakın yapılması yerinde olur. (Eyice, 1974)

### 3.3. Vakum

Pratikte, kondenser basıncı, mutlak basınç yerine atmosfer basıncının yüzdesi; yani vakum olarak verilir. Bu durumda, kondenserdeki mutlak basınç  $p_a$  olduğuna göre;

$$\text{vakum} = 100.(1 - p_a) \text{ [%]} \quad (3.4)$$

olarak hesaplanır.

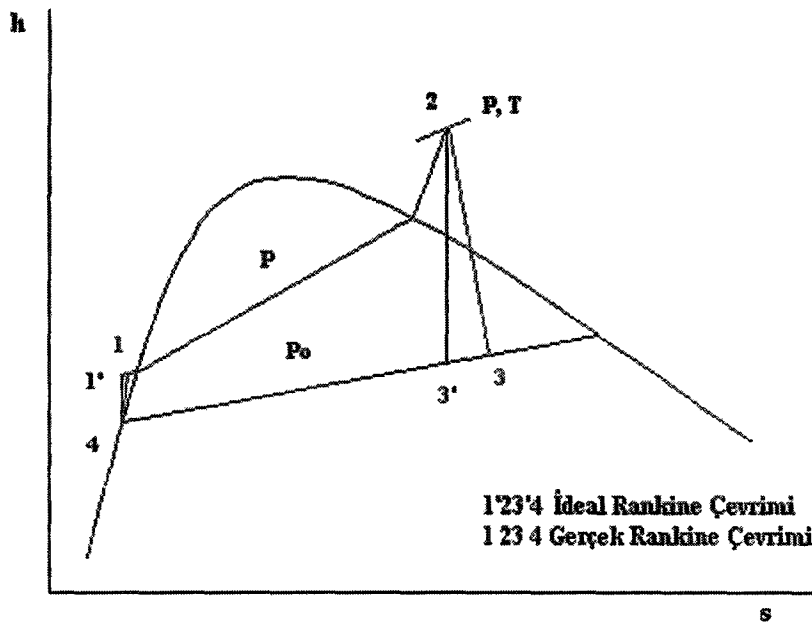
Kondensasyon tesislerinde uygun şartların sağlanmasıyla elde edilebilecek en yüksek vakuma *teorik vakum* adı verilir. [9]

#### 4. KURAMSAL ANALİZ

Çalışmada ele alınan yaklaşıma göre, tasarım hesaplamaları optimum ekonomik şartlara dayandırılarak yapılır. Hangi yöntem kullanılırsa kullanılsın genel prensipleri aşağıdaki gibidir:

1. Amaç belirlenir: ısı aktarım hızı, akışkan debileri, sıcaklıklar,
2. Akışkanın gerekli fiziksel özellikleri belirlenir: yoğunluk, viskozite, ısıl iletkenlik,
3. Kullanılacak kondenser üzerinde karar verilir,
4. Başlangıç için bir toplam ısı transfer katsayısı (K) kabul edilir,
5.  $Q = K.F .\Delta T_m$  denkleminde gerekli ısı transfer alanı hesaplanır,
6. Kondenser yapım özellikleri belirlenir,
7. Isı transfer katsayıları tek tek hesaplanır,
8. Toplam ısı transfer katsayıları hesaplanır ve kabul edilen değerle karşılaştırılır. Aradaki fark çok büyük ise, yeni hesaplanan değer kullanılarak hesaplamalar tekrarlanır.
9. Tasarım optimize edilir. 4.-9. kademeler arasında hesaplamalar tekrarlanarak en ucuz kondenser (genelde en küçük olanı) tasarlanır. (Perry ve Green, 1997)

##### 4.1. Termodinamik Analiz



ŞEKİL 4.1 Termodinamik hesaplamalarda Rankine çevriminin baz alınan prosesleri

Kazandan çıkan buharın türbine giriş entalpisi;  $h_2$

$h_2$  (kJ/kg) olarak Molire Diyagramı'ndan P ve T değerlerine göre okunur.

Kondenser basıncı;  $P_0$

İdeal Rankine çevrimine göre 2 ve 3' entropileri ( $s_2=s_3'$ ) eşittir. Buna göre;

$P_0$  basıncında doymuş suyun entalpisi;  $h_4$

Türbin verimi;  $\eta_i$

$$\eta_i = \eta_e / \eta_m \quad (4.1)$$

$$\Delta h_t = h_2 - h_3' \quad (4.2)$$

4 noktasındaki entalpi,  $h_4$ ,  $P_0$  ve  $x = 0$  için Molire diyagramından okunur.

Kazan besleme suyu pompasındaki termodinamik bağıntı ideal Rankine çevrimi için;

$$(h_4 - h_{1'}) = v_4(P_0 - P) \quad (4.3)$$

$$h_{1'} = h_4 - [(P_0 - P) / v_4] \quad (4.3a)$$

Gerçek çevrim için bağıntı;

$$(h_4 - h_{1'}) = \eta_p (h_4 - h_1) \quad (4.4)$$

şeklindedir.

$$h_1 = h_4 - [(h_4 - h_{1'}) / \eta_p] \quad (4.4a)$$

Gerçek Rankine çevrimine göre 3 noktasının entalpisi aşağıdaki bağıntıdan bulunur:

$$h_3 = h_2 - [(h_2 - h_3') \cdot \eta_i] \quad (4.5)$$

formülünden hesaplanır.

Özgül efektif buhar sarfiyatı;  $de$

$$de = \frac{3600}{\eta_e \cdot h_t} \text{ (kg / kWh)} \quad (4.6)$$

şeklinde hesaplanır.

Türbinden çıkan buharın debisi;  $m_b$

$$m_b = \frac{de \cdot N}{3600} \text{ (kg / s)} \quad (4.7)$$

formülünde N'nin birimi kW olarak alınır. Burada N değeri 5 MW ile 100 MW arasında değiştirilerek hesaplamalar tekrarlanır.

Türbinde üretilen güç;  $Ne$

$$Ne = m_b \cdot \Delta h_t \cdot \eta_e \text{ (kW)} \quad (4.8)$$

formülünden kW olarak hesaplanır.

#### 4.2. Kondenser Isı Transfer Alanının Hesabı

Yoğuşturulan buhardan soğutma suyuna transfer edilen ısı miktarı;  $Q$  [kJ/s], [kW]

Buharın kondenserde verdiği ısı:

$$Q_b = m_b \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.9)$$

Soğutma suyunun kondenserde aldığı ısı:

$$Q_s = m_s \cdot c_{psu} \cdot \Delta T \quad (4.10)$$

(4.10) Formülündeki  $\Delta T$ , soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı ve kondenserden çıkış sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını temsil eder. Bu durumda elde edilen formül (4.10a) bağıntısındaki halini alır.

$$Q_s = m_s \cdot c_{psu} \cdot (t_g - t_e) \quad (4.10a)$$

Kondensasyonlu buhar türbin tesislerinde  $\Delta T = 6 \div 8^\circ \text{C}$  arasında kabul edilebilir.

Kondenser yüzeyini soğutmak için gerekli ısı miktarı;

$$Q_c = F \cdot K_{\text{TEORİK}} \cdot \Delta T m_\theta \quad (4.11)$$

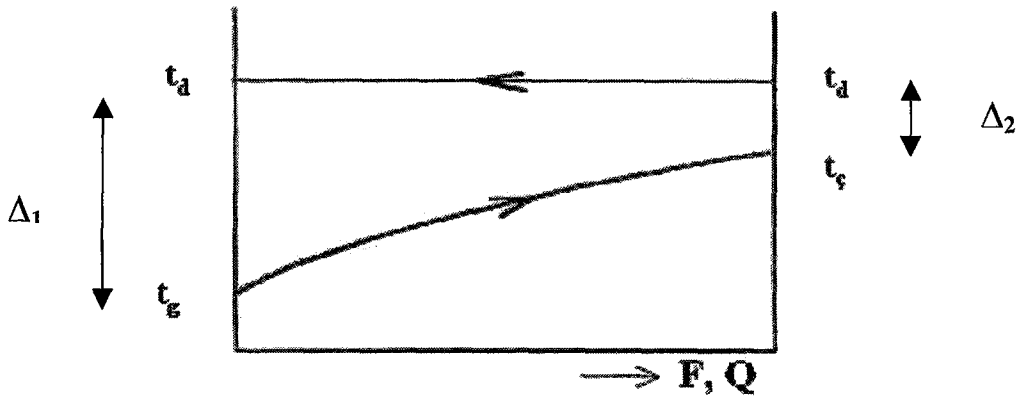
Kondenser soğutma yüzeyi;

$$F = \frac{Q}{K_{\text{TEORİK}} \cdot \Delta T m_\theta} \quad (4.11a)$$

Teorik ısı transfer katsayısı  $K_{\text{TEORİK}} = 2.000 \div 3.500 \text{ kcal/m}^2\text{hK}$  arasında kabul edilebilir.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı;

$$\Delta T m_\theta = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2}\right)} \quad (4.12)$$



ŞEKİL 4.2 Kondenserin ısı transfer diyagramı

$t_d$ ;  $P_0$  basıncındaki suyun doyma sıcaklığı.

Kondenserde elde edilebilecek vakum, buharla karışım halinde bulunan hava ile oldukça ilgilidir. Bu hava, kazan besleme suyu kanalıyla devreye girmiş olabileceği gibi; tesisattaki salmastra ve contalardan da içeri sızmış olabilir.

Kondensasyon sırasında, buharın büyük bir kısmı üst borularda yoğuşmuş olacağından, kondenserin alt kısmına doğru ilerledikçe, buhar – hava karışımının yüzdesi yükselir. Böylece de, ısı transfer katsayısının değeri düşer. (Incorpera ve DeWitt, 1996)

Kondenser içinde bulunan havanın basıncı ,bilindiği üzere, Dalton'un kısmi basınçlar kanununa göre;

$$p_1 = p_0 - p_d' \text{ (bar)} \quad (4.13)$$

$p_0$  : kondenser basıncı

$p_d'$  : hava emme yerindeki buhar basıncı

Kondenser basıncı  $p_k$  ,vakummetre ile ölçülür veya proje hesaplarında buhar doyma sıcaklığı  $t_d'$ den de bulunabilir. Emme yerindeki hava sıcaklığı Dietzel'e göre;

$$t_1 = t_g + 4 + 0,1.(t_g - t_g) \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (4.14)$$

formülü ile hesaplanabilir. Bu sıcaklığın düşüklüğü oranında pompalama işi de az olur.

Hava emme yerinde, karışım halinde bulunan hava ve buhar sıcaklıkları arasında bir fark bulunamayacağına göre, buhar sıcaklığı da:

$$t_d' = t_1 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

olacaktır. Yani, doyma sıcaklığına denk gelen  $p_d'$  basıncı da, su ve su buharı tablosundan kolayca okunabilir.

Türbin tesislerinde kondenser içinde bulunan hava miktarını Hoefler denklemini ile hesaplamak mümkündür. Burada  $m_h$ , saatteki buhar miktarını göstermektedir.

$$m_H = 3 + 4,5 \cdot \left( \frac{m_h}{10^4} \right)^{0,9} \text{ (kg/h)} \quad (4.15)$$

$F_H$ , Kondensere giren havanın soğutulması için gerekli hava yüzeyi olmak üzere;

$$F_H = \frac{m_H \cdot c_{phava}}{k_1} \cdot \ln \left( \frac{T_d - t_g}{t_1 - t_g} \right) \text{ (m}^2\text{)} \quad (4.16)$$

olarak bulunur. (Öztürk, 1996)

Burada,  $c_{phava}$  havanın özgül ısısını,  $k_1$  de havanın ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.  $c_{phava}$  değeri kondenser basınç ve sıcaklıkları için yaklaşık olarak 0,240 kcal/kg $^\circ$ C olarak

alınabilir.  $k_1$  değerinin genelde 0,04 ve 0,10 kcal/m<sup>2</sup>h°C arasında bulunduğu, hatta mutlak basınca eşit kabul edilebileceği ( $k_1 \sim p_k$ ) bilinmelidir. Buna göre kondenserin toplam soğutma yüzeyi;

$$F_c = F + F_H \text{ (m}^2\text{)} \quad (4.17)$$

hesaplanır.

Kondenserin toplam soğutma yüzeyine bağlı olarak, kondenser boruları için bir dış çap ( $d_d$ ) değeri ve bir boru uzunluğu (L) değeri seçilir. Dış çap için 3/4", 7/8" ya da 1" değerlerinden biri kabul edilir. Boru uzunluğu ise toplam kondenser yüzeyinin ft<sup>2</sup> ( 1ft<sup>2</sup> = 0,0929 m<sup>2</sup> ) değerine bağlı olarak Çizelge 4.1'den belirlenir. (Geankopolis, 1993)

Çizelge 4.1 Standart kondenser boru uzunlukları (ft)

Kondenser Yüzeyi(ft <sup>2</sup> )	Boru Uzunluğu (ft)		
	$d_d=3/4"$	$d_d=7/8"$	$d_d=1"$
1000-1750	8,10,12,14	.	
2000-2500	10,12,14,16		
2750-4250	12,14,16,18	12,14,16,19	
5000-7000	14,16,18,20	14,16,18,20	14,16,18,20
7250-14000	16,18,20,22	16,18,20,22	16,18,20,22
15000-19000		18,20,22,24	18,20,22,24
20000-27500		20,22,24,26	20,22,24,26
30000-47500		22,24,26,28	22,24,26,28
>=50000		24,26,28,30	24,26,28,30

Boru dış çapı;

$$d_i = d_d - 2.\delta \quad (4.18)$$

$\delta$  ; Kondenser borularının et kalınlığı olmak üzere malzeme standardı BWG 18'e göre seçilir.

$$F_n = \frac{F_c}{0,0929} \text{ (ft}^2\text{)} \quad (4.19)$$

Kondenser boru uzunluğu; L Çizelge 4.1'e göre belirlenir. ( 1ft = 0,3048m )

Kondenserin içindeki boru sayısı (n) ;

$$F_c = \pi d_d L.n \quad (4.20)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$n = \frac{F_c}{\pi.d_d L} \quad (4.20a)$$

Soğutma suyu miktarı;  $m_s$ , (4.9) ve (4.10a) bağıntılarının eşitliğinden yararlanılarak;

$$m_s \cdot c_{psu} \cdot (t_{\phi} - t_g) = m_b \cdot (h_4 - h_3) \quad -$$

$$m_s = \frac{m_b \cdot (h_4 - h_3)}{c_{psu} \cdot (t_{\phi} - t_g)} \quad (\text{kg/s}) \quad (4.21)$$

olarak hesaplanır.

Kullanılabilen soğutma suyu miktarı doğal olarak sınırsız değildir. Bu nedenle, kondenser içinde buhar yoğuşurken, soğutma suyu da bir miktar ısınır. Bu ısınma derecesi de: bir zaman biriminde kullanılan soğutma suyu miktarının, aynı zaman zarfında yoğuşan buhar miktarına olan oranına bağlıdır. Soğutma suyu miktarı  $m_s$ , buhar miktarı da  $m_b$  olduğuna göre, oran:

$$m = \frac{m_s}{m_b} \quad (\text{kg su/kg buhar}) \quad (4.22)$$

olacaktır. Bu orana *spesifik soğutma suyu miktarı* adı verilir. Bu değer pratikte 60÷100 arasındadır.

Boru içindeki suyun akış hızı;  $v_{su}$

$$v_{su} = \frac{4 \cdot m_s}{\pi \cdot d_i^2 \cdot n \cdot \rho} \quad (\text{m/s}) \quad (4.23)$$

Soğutma suyunun ortalama sıcaklığı;  $t_{msu}$

$$t_{msu} = \frac{t_g + t_{\phi}}{2} \quad (4.24)$$

$\rho$ ; Soğutma suyunun suyun ortalama sıcaklığındaki yoğunluğudur.

Soğutma suyunun ısı transfer katsayısı:

$$\alpha_{su} = a \cdot \frac{v_{su}^n}{d_i^m} \cdot [1 + (b \cdot t_{msu})] \quad - \quad (4.25)$$

formülünden hesaplanır. Burada:

$$a=1755 \quad b=0,015$$

$$n=0,87 \quad m=0,13$$

olup sabit değerlerdir.

$$\alpha_{su}^* = \varphi \cdot \alpha_{su} \quad (\text{gerçek değer}) \quad (4.26)$$

Soğutma suyunun kirlenme faktörü;  $\varphi$

$$\varphi = 0,60 \div 0,70$$

arasında alınabilir.

Buharın ısı transfer katsayısı;  $\alpha_{buhar}$  için sayısal değer 10.000 ÷ 15.000 kcal/m<sup>2</sup>h°C arasında kabul edilebilir.

Kondenser için, hesaplanan ısı transfer katsayısı;  $K_{HESAP}$

$$\frac{1}{K_{HESAP}} = \frac{1}{\alpha_{su}^*} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{buhar}} \quad (4.27)$$

bağıntısından bulunur. Yoğuşan buhardan soğutma suyuna ısı transferi: boru dış cidarına, dış cidardan iç cidara, ve de iç cidardan soğutma suyuna olur. Bu sırada en büyük sıcaklık düşüşleri, cidarlara yakın olan kısımlarda meydana gelir. Isının buhardan dış cidara transferi burada  $\alpha_{buhar}$  katsayısı ile ifade edilmiştir.  $\alpha_{buhar}$  katsayısı üzerine; buharın sıcaklığı ve diğer fiziksel özellikleri, buharın borular etrafındaki hareketi, dış cidar üzerinde oluşan su tabakasının kalınlığı ve bu suyun ısı transfer kabiliyeti, boru dış yüzeyinin pürüzlü olup olmadığı gibi çeşitli faktörler etki eder.

Borunun cidar kalınlığı içinde de bir miktar sıcaklık düşüşü meydana gelir. Cidar kalınlığı  $\delta$  ile ifade edilir ve kondenser borularında 1÷2 mm kadardır. Boru malzemesinin ısı transfer katsayısı  $\lambda$  ile gösterilir. Burada  $\lambda$  değeri, Çizelge 4.2'den boru malzemesine göre seçilir.

Son olarak, ısının boru iç cidarından soğutma suyuna transferi  $\alpha_{su}^*$  ile gösterilir. Bu katsayı da iç cidarın pürüzlü olup olmadığı, soğutma suyunun fiziksel özellikleri, sıcaklığı ve boruların içinden geçiş hızı ile yakından ilgilidir ve  $K_{HESAP}$  düz bir cidar için (4.27) formülü ile hesaplanır. Buradaki terimlerden;  $\frac{\lambda}{\delta}$  en büyük,  $\alpha_{buhar}$  buna yakın,  $\alpha_{su}^*$  da en ufak olduğundan,

$K_{HESAP}$  değerine en fazla  $\alpha_{su}^*$ 'nin etkisi olur. Bu nedenle, boru iç cidarından soğutma suyuna ısı transferinin mümkün mertebe mükemmel olmasına çalışmak şarttır. Isı transfer katsayısına; ısı transferinin süresi, soğutma yüzeyi büyüklüğü, boruların diziliş durumu ve içlerinin temiz olup olmadığı, kondenser içindeki hava miktarı gibi konular da etki ederler. (Coulson ve Richardson, 1996)

Çizelge 4.2  $\lambda$  değerleri

Malzeme Cinsi	$\lambda$ Değerleri (kcal/mhK)
Bakır SD-Cu	187
Bakır SB-Cu	144
(Sondermissing) Admiralty (CuZn28Sn)	93.5
Al Brass (CuZn20Al)	86.4
Al Bronze (CuAl15As)	72
Stahl (St35-8)	45
Kupfermichellegierung (CuNi10Fe)	39.6
Kupfermichellegierung (CuNi20Fe)	28.8
Kupfermichellegierung (CuNi30Fe)	25.2
Nichtrostender Stahl (X5CrNi189) Typ:304	12.6
Nichtrostender Stahl (X5CrNiMo1812) Typ:316	12.6

Teorik değer ile hesaplanan değer arasındaki bağıl oran, %2'yi aşmamalıdır.

$$R = \frac{K_{\text{TEORİK}} - K_{\text{HESAP}}}{K_{\text{TEORİK}}} \quad (4.28)$$

Bu hesaplama sonunda bağıl oran değeri R istenilen aralıkta olmazsa hesaplama işlemlerinin tekrarlanması gerekmektedir. (Guyer, 1989)

#### 4.3. Kondenser Soğutma Suyu Pompası

$$\text{Soğutma suyu pompası gücü; } N_p = \frac{m_s \cdot \gamma \cdot H_m}{\eta_g \cdot 102} \text{ (kW)} \quad (4.29)$$

(Burada soğutma suyu miktarı  $m_s$ 'in birimi  $m^3/s$  olarak alınmalıdır.) (Peselik, 1997)

#### 4.4. Enerji Maliyeti

Elektrik enerjisinin maliyeti ile müşteriye satış fiyatı arasında fark vardır. Satış fiyatı, üretim maliyetine ilave olarak, taşıma ve dağıtım masraflarını içine aldığı gibi bir miktar kar içerebilir. Genellikle, elektrik satış fiyatını hükümet belirler, değişik saatlerde ve değişik müşteri kategorilerine farklı fiyatlar uygulanır. Elektrik satış fiyatının doğru belirlenebilmesi için maliyetin doğru bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Elektrik enerjisi üretim

maliyetini hesaplayabilmek için santrale yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Bu masraflar sırasıyla, yatırım masrafları, işletme ve bakım masrafları ve yakıt masraflarıdır. [1]

Santralin her yıl yaklaşık aynı elektrik enerjisini ürettiğini kabul edersek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti, yıllık toplam masrafların yıllık enerji üretimine oranı olarak,

$$g = \frac{C_k + C_m + C_f}{Ee} \quad (4.30)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada;  $C_k$ , yıllık sabit sermaye veya yatırım maliyetini,  $C_m$ , yıllık işletme ve bakım maliyetini,  $C_f$ , yıllık yakıt maliyetini ve  $Ee$ , yıllık elektrik enerjisi üretimini göstermektedir. ( Aybers ve Şahin, 1995)

#### 4.4.1. Yatırım Maliyeti

Yatırım maliyetine etki eden faktörler, sermayenin eskalasyonu, amortismanı ve faizi olarak alınır. Hesaplamalarda baz olarak,  $N_e = 100$  MW'lık bir tesis için birim tesis bedeli,  $M_{100} = 900$  \$ / kWe olarak alınmıştır ve yatırım maliyeti hesabında “ Şimdiki Değer – Present Worth ” yöntemi kullanılmıştır.

$N_e$  MW'lık bir tesis için birim tesis bedeli;

$$M_x = M_{100} \cdot \left( \frac{N_{e100}}{N_e} \right)^{n_k} \quad (4.31)$$

$n_k$  'nın değeri termik santraller için 0,60 olarak alınır.

$$\text{Ödenen ana para; } A_s = M_{N_e} \cdot N_{N_e} \quad (\text{USD}) \quad (4.32)$$

Ödemenin 3 yıla yayıldığı kabul edilmiştir. ( $s=3$ )

Faiz;  $f = \%10$

Eskalasyon;  $e = \%6$

Santral ömrü;  $t= 30$  yıl

olarak kabul edilmiştir. Buna göre;

$$\text{Faiz} = \sum_{s=1}^3 \left[ (1+f)^s \cdot A_s \right] - A_s \quad (4.33)$$

$$\text{Eskalasyon} = \sum_s^1 \left[ (1+e)^s \cdot A_s \right] - A_s \quad (4.34)$$

Hesaplamaları da (4.33) ve (4.34) formülleri kullanılarak yapılır.

Yatırım maliyetinin şimdiki değeri :

$$\text{YMŞD} = \frac{\text{TYM}}{(1+f)^s} \quad (\text{USD}) \quad (4.35)$$

Kapital geri kazanma faktörü :

$$CRF = \frac{f.(1+f)^t}{(1+f)^t - 1} \quad (4.36)$$

Yıllık yatırım maliyeti :

$$C_k = YM = YM\$.D.CRF \text{ (USD)} \quad (4.37)$$

Ortalama yıllık elektrik enerjisi üretimi :

$$E_e = 8760.N_e.L_f \text{ kW}_e\text{h/yıl} \quad (4.38)$$

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yatırım maliyetinin hissesi,

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \text{ (mills/kW}_e\text{h)} \quad (4.39)$$

#### 4.4.2. İşletme Ve Bakım (O&M) Maliyeti

O&M masrafları, işletme esnasındaki tüm işçilik, malzeme tedarik ve depolama, tamir ve bakım, sigorta v.b. masrafları kapsar.

$$C_m = YM\$.D.SMY \text{ (USD/yıl)} \quad (4.40)$$

Sabit masraflar yüzdesi; SMY sabit bir değer olup hesaplamalarda 0,015 olarak alınmıştır.

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde O&M maliyetinin hissesi,

$$g_m = \frac{C_m}{E_e} \text{ mills/kW}_e\text{h} \quad (4.41)$$

#### 4.4.3. Yakıt Maliyeti

Kömür, fuel-oil, ağır yağ, linyit ve doğal gaz gibi fosil yakıtlarla çalışan klasik santrallerde üretilen birim enerji başına yakıt maliyeti aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$g_f = c_f = \frac{YF.q}{H_u} \quad (4.42)$$

Burada; YF yakıt fiyatını (USD/ton veya USD/Nm<sup>3</sup>)... q, santralin özgül ısı sarfiyatını (kJ/kWeh veya kcal/kWeh)... H<sub>u</sub> ise kullanılan yakıtın alt ısıl değerini (kJ/kg, kJ/Nm<sup>3</sup> veya kcal/kg, kcal/Nm<sup>3</sup>) göstermektedir. Bu çalışmaya ait hesaplamalarda yakıt olarak doğalgaz kullanılmıştır. 2000 yılı verilerine göre ülkeye giren doğalgazın % 63'ü elektrik üretimi, % 24'ü şehir içi tüketim ve %13'ü sanayi amaçlı olarak kullanılmaktadır.

Bütün bunlardan sonuç olarak, birim enerji başına toplam üretim maliyeti ise,

$$g = g_k + g_m + g_f \text{ (mills/kW}_e\text{h)} \quad (4.43)$$

olarak hesaplanır.

#### 4.5. Kondenser Maliyeti

$K_{HESAP}$  değeri doğru olarak bulunduktan sonra, kondenser için maliyet değeri de ortaya çıkmaktadır. Maliyetlerin hesaplanmasında kondenserin toplam yüzeyi ve malzemesi dikkate alınmıştır. Kondenser malzemesi için birim fiyat ( $g_{Cu}$ ), kondenser yüzeyi ile ağırlığı arasındaki ilişki katsayısı;  $\beta$  olmak üzere, kondenser maliyeti:

$$C_{Condenser} = F \cdot \beta \cdot g_{Cu} \text{ (USD)} \quad (4.44)$$

olarak hesaplanır.

#### 4.6. Kondenser Soğutma Suyu Pompası Maliyeti

Pompanın çektiği güç;  $N_p$ , üretilen birim enerji başına maliyet;  $g$  olmak üzere, pompanın elektrik enerjisi tüketim maliyeti;  $C_{Nep}$

$$C_{Nep} = N_p \cdot g \cdot 3600 \text{ (USD)} \quad (4.45)$$

olarak hesaplanır.

## 5. VARSAYIMLAR

Çalışmada, işlemlerin yapılabilmesi için bazı değerlerin belli sınırlar içinde kabullerinin yapılması gerekmektedir.

- Mekanik verim;  $\eta_m = 0,99$ , efektif verim;  $\eta_e = 0,80$ , kazan besleme suyu pompasının verimi;  $\eta_p = 0,75$
- Kondenser ısı transfer yüzeyinin bulunabilmesi için başlangıçtaki ısı transfer katsayısı;  $K_{TEORİK} = 2500 \text{ kcal/m}^2\text{hK}$
- Soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı  $t_g = 16 \text{ }^\circ\text{C}$  ve soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark  $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$
- BWG 18 ( Birmingham Wire Gauge) boru standardına göre, kondenser boruları et kalınlığı;  $\delta = 1,24 \text{ mm}$
- Boru malzemesi; Admiralty
- Soğutma suyunun ortalama sıcaklığındaki yoğunluğu;  $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$
- Kirlenme faktörü;  $\varphi = 0,65$
- Proses buharının ısı transfer katsayısı;  $\alpha_{buhar} = 12.000 \text{ kcal/m}^2\text{hK}$
- Tesise ait ödeme planı 3 yıla yayılmıştır. ( $s = 3\text{yıl}$ )
- Eskalasyon;  $e = \%6$ , faiz;  $f = \%10$
- Tesisin ömrü;  $t=30 \text{ yıl}$
- İşletme ve bakım maliyeti hesaplarında kullanılan sabit masraflar yüzdesi;  $SMY = 0,015$  (Termik santraller için)
- Kullanılan yakıt doğalgaz'dır. Doğalgaz'ın BOTAŞ tarifesi;  $YF = 0,187 \text{ USD/Nm}^3$ , kalorifik değeri  $H_u = 8250 \text{ kcal/Nm}^3$
- Tesis verimi;  $\eta_{TH} = 0,37$
- Kondenser malzemesi Admiralty olarak seçilmiş olsa da maliyeti konusunda kesin bir bilgi bulunamadığından maliyet hesaplamalarında bakıra ait veriler kullanılmıştır. Bakır için birim fiyat;  $g_{Cu} = 5,5 \text{ USD/kg}$ , kondenser yüzeyi ile ağırlığı arasındaki ilişki katsayısı;  $\beta = 11,110 \text{ kg/m}^2$  dir.

## 6. SONUÇLAR ve YORUMLAR

Bu çalışmada, bir termik santralde  $0,03 \div 0,1$  bar aralığındaki farklı basınçlarda çalışan kondenserler için modellemeler yapılmış ve kondenser modellemeleri gücü  $5 \div 10$  MW arasında değişen santraller için çoğaltılmıştır. Soğutma suyu giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklıkları farkı sabit alınarak, bu değişimlerin belirli sınırlamalar altında kondenser boyutuna, maliyetine ve santralde birim enerji üretim maliyetine yaptığı etkiler incelenmiştir. Kondenser basıncının  $0,04$  barın altına düşürülmesinin kondenser boyutunun aşırı derecede artmasına ve birim enerji üretim maliyetinin yeniden yükselmesine neden olduğu görülmüştür. Kondenser boyutunun büyümesi, yani soğutma yüzeyinin büyümesi, sistemdeki buharı yoğuşturmak için gerekli soğutma suyu miktarının artmasına, buna bağlı olarak soğutma suyu pompasının gücünün artmasına ve üretilen net gücün düşmesine neden olacaktır. Burada bütün bu sonuçlar incelenerek optimum kondenser seçimi yapılmak istenmektedir. Bu amaçla, Matlab R12 bazında çalışan bir bilgisayar programı kurulmuştur. Program aynı zamanda istenen eğrileri de bize sağlamıştır. Program iki bölümden oluşur. İlk olarak program yazılırken, kondenserin ısı transfer katsayısı  $K$ , ilk hesaplamalar için her basınç düşüşü çevriminde  $2500 \text{ kcal/m}^2\text{hK}$  olarak kabul edilmiş ve hesaplanan  $K$  değeri ile bir karşılaştırma döngüsü kurulmuştur. Şartı sağlayan  $K$  değerine sahip kondenser ve bu kondenserin ait olduğu tesis için maliyet analizlerine geçilmiştir. Program her defasında yeni bir türbin gücü değeri için çalıştırılabilir ya da yeni bir program kullanılarak bütün bilgiler  $N=5 \text{ MW} \div 100 \text{ MW}$  arasındaki türbin gücü değerleri için bütün bilgiler program hafızasında depolanabilir. Sonuçta elde edilen eğriler Ek-1 başlığı altında sunulmaktadır.

Yapılan modellemeler için bulunan termodinamik ve maliyet eğrileri incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmaktadır:

Kondenser basıncının  $(0,03 \div 0,1)$  bar değerleri arasında ve  $(0,04 \div 0,1)$  bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisini gösteren grafikler (Şekil Ek - 1.1, Şekil Ek - 1.1.a, Şekil Ek - 1.1.b) incelendiğinde kondenser basıncı  $(0,04 \div 0,1)$  bar değer aralığında türbin gücünün artırılması halinde  $0,04$  bar basınçta, kondenserlerin toplam yüzey değerleri  $500$  ile  $13000 \text{ m}^2$  aralığında değişim göstermektedir. Bu aralık  $0,03$  bar basınca kadar genişletildiğinde, kondenserlerin toplam yüzey değerleri  $1000$  ile  $100000 \text{ m}^2$  aralığında, belirgin eğimlere sahip bir değişim göstermektedir. Soğutma yüzeyinin büyümesine ekonomik sebepler bir set çekmektedir. Ayrıca da boyut büyüklüğü nedeniyle yer problemi de oluşturmaktadır. Bu durumda  $P_o=0,04$  bar kondenser basıncının kondenser yüzeyi artışı bakımından bir sınır olduğu kabul edilebilir. -

Kondenser maliyeti açısından bakıldığında, Şekil Ek-1.4 ve Şekil Ek-1.4.a 'ya bakıldığında eğrilerin trendlerinin Şekil Ek - 1.1, Şekil Ek - 1.1.a, Şekil Ek - 1.1.b'de yer alan eğrilerle aynı olduğu açıkça görülebilmektedir. Aynı türbin gücü değeri için kondenser borularının dış çap değerleri sırasıyla  $d_d=3/4''$ ,  $7/8''$ ,  $1''$  olarak alındığında, kondenser maliyeti de bu oranda artmaktadır. Boru dış çapının büyütülmesi, aynı kondenser yüzeyi için, gereksiz yere kondenser maliyetinin yükselmesine neden olacaktır. Genel bir kural olarak, soğutma yüzeyi  $15.000 \text{ ft}^2$  'ye kadar olan kondenserlerde boru dış çapı  $3/4''$ , soğutma yüzeyi  $15.000 \text{ ft}^2$  ile  $50.000 \text{ ft}^2$  arasında olan kondenserlerde boru dış çapı  $7/8''$  ve  $''$ , soğutma yüzeyi  $50.000 \text{ ft}^2$  'den büyük olan kondenserlerde boru dış çapı  $1''$  olarak kullanılmaktadır.

Şekil Ek -1.6' de bu çalışmada baz alınan şartlar altında, hesaplanan veriler yardımı ile elde edilen Net Güç- Birim Tesisi Bedeli eğrisinden de görülebileceği gibi, tesisin kurulu gücü arttıkça birim tesis (yatırım) bedeli düşmektedir. Bu da yatırım masrafları yönünden bir ekonomi sağlamaktadır. Şekil Ek -1.6' da verilen eğri yardımıyla belirlenecek birim tesis bedeli ancak yaklaşık değerlendirmelerde kullanılabilir. Gerçek bir projede santralin tesisi masraflarının bir dökümü yapılarak değerlendirme yoluna gidilmelidir.

Şekil Ek -1.8, Şekil Ek -1.8.a, Şekil Ek -1.8.b ve Şekil Ek -1.8.c 'de yer alan eğriler, Üretilen Net Güç ile Üretilen Birim Enerji Başına Maliyet arasındaki ilişkinin incelenmesi sonucu ortaya çıkmıştır. Görüldüğü gibi, Şekil Ek -1.8, kondenser basıncı değerlerinin  $0,04 \div 0,1$  bar ve türbin gücü N değerlerinin  $5 \div 100$  MW arasında değiştirilmesi sonucu ortaya çıkan bir Net Güç- Birim Enerji Başına Maliyet eğrisidir. Tesiste üretilen net güç arttıkça üretilen birim enerjinin maliyeti de düşmektedir. Bu eğri, Şekil Ek - 1.8.a ' de görülen ve sadece  $N= 10$  MW için ortaya çıkan eğri gibi 20 eğrinin birleşiminden oluşmaktadır. Yani, sadece bir N değeri için grafik aslında Şekil Ek - 1.8.a 'daki gibidir. Kondenser basıncı değer aralığı  $P_o=(0,03 \div 0,1)$  bar olarak genişletildiğinde, ortaya çıkan eğriler ise, Şekil Ek -1.8.b ve Şekil Ek -1.8.c 'de görülmektedir. Şekil Ek -1.8.b' de yer alan eğri, Şekil Ek - 1.8.c ' de görülen ve  $N= 10$  MW için ortaya çıkan eğri gibi,  $N=5 \div 100$  MW arasında değişen, 20 eğrinin birleşiminden oluşmaktadır. Anlaşılacağı gibi, kondenser basıncı  $0,03$  değerine düşürüldüğünde, üretilen birim enerji başına maliyetin artış göstermektedir. Bu kriter açısından bakıldığında,  $P_o= 0,04$  bar değeri, bu çalışmada baz alınan şartlara göre, bir kondenser için optimum çalışabilme koşulu olarak değerlendirilebilir. Şekil Ek- 1.7.a 'da yer alan ve farklı güçlere göre elde edilen eğrilerden de görülebileceği gibi, kondenser basıncı  $P_o=0,04$  bar olduğunda, tesiste üretilen birim enerji başına maliyet minimum değerine ulaşmaktadır.

Yüzey tipi kondenserlerde, ısı transfer katsayısının değeri, boru içinden geçen soğutma suyunun hızıyla ilgilidir. Normal soğutma suyu hızı değer aralığı 0,8 ÷ 2,5 m/s arasındadır. Daha yüksek hızlar, daha büyük ısı transferi sağlamaktadır fakat artan bir sürtünme kaybına ve malzemeye bağlı olarak da aşırı aşınmaya neden olmaktadır. Şekil Ek - 1.3'te yer alan Kondenserin Isı Transfer Katsayısı - Soğutma Suyu Akış Hızı eğrisi, soğutma suyu giriş sıcaklığı  $t_g=16^{\circ}\text{C}$  'de ve  $N=20$  MW için kondenser boru çaplarının  $d_d=3/4''$ ,  $7/8''$ ,  $1''$  olarak değiştirildiği şartlarda elde edilmiştir.

$K_{\text{HESAP}}$  değerine en fazla  $\alpha_{\text{su}}^*$  'nun etkisi olur. Bu nedenle, boru iç cidarından soğutma suyuna ısı transferinin mümkün merteye mükemmel olmasına çalışmak şarttır.

Şekil Ek-1.9'da yer alan Kondenser Basıncı – Üretilen Net Güç eğrisinden de anlaşılacağı gibi, 0,1 bar basınçta çalışan bir kondensere sahip bir tesiste, nominal gücü 100 MW olan bir türbinden elde edilecek güç 100 MW olarak görünmektedir. Aynı tesis için, 0,04 bar basınçta çalışan bir kondenser kullanılması durumunda yine aynı türbinden elde edilebilecek güç yaklaşık olarak 107 MW değerine ulaşmaktadır. Bu durum günümüzde, bir tesisin verimliliğini iyileştirmede kullanılan bir yöntemdir.

## KAYNAKLAR

Aybers, N., Şahin, B.,(1995), “ Enerji Maliyeti”, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, Yayın No : 299, İstanbul

Coulson ve Richardson, (1996), Chemical Engineering Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer. Volume 1, 5 th ed., Butterworth and Heinemann.

Eyice, S., (1974), “Buhar Türbinleri Hesap ve Konstrüksiyonları Cilt III” , İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademi Yayınları, Sayı : 88

Geankoplis, Christie J., (1993), “Transport Processes and Unit Operations”, 3 rd ed., Prentice Hall.

Guyer, E. C., (1989), “Handbook of Applied Thermal Design” , McGraw- Hill Book CO., New York

Incropera ve DeWitt, (1996), “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 4 th ed., John Wiley and Sons.

Öztürk ,R., (1998), “ Termik Makinalar (Turbo) ” ders notları, Yıldız Teknik Üniversitesi,Makine Mühendisliği Bölümü

Öztürk,R., (1998), “ Enerji Tesis ve İşletmeleri ” ders notları, Yıldız Teknik Üniversitesi,Makine Mühendisliği Bölümü

Öztürk, R.,(1996), “ Gemilerde Kullanılan Vakum Evaporatörlerinde Optimum Isı Transfer Alanının Belirlenmesi ”, TMMOB Tesisat Mühendisliği yayını – Mayıs/Haziran 1996

Perry, P.H. ve Green, D., (1997), “Perry’s Chemical Engineering Handbook” 7 th ed., McGraw-Hill Book Co.

Peselik, İ., (1997) “ Hidrolik Makinalar ” ders notları, Yıldız Teknik Üniversitesi,Makine Mühendisliği Bölümü

### İnternet Kaynakları

1. [http://www.comptons.com/encyclopedia/ARTICLES/0050/00596224\\_A.html](http://www.comptons.com/encyclopedia/ARTICLES/0050/00596224_A.html) Electric Power

2. [http://www.energy.com/resources/consumer\\_education/funelec/steam.shtml](http://www.energy.com/resources/consumer_education/funelec/steam.shtml) Fundamentals of Electricity - Steam Generation

3. <http://ffden-2.phys.uaf.edu/212.web.stuff/Andrew%20Lee/aclphysics/steam.htm> Power Generation Method - Steam Turbine

4. <http://www.pepse.com> Standards for Steam Surface Condensers, Ninth Edition, Heat Exchange Institute Incorporated, Cleveland, Ohio - 1995.

5. <http://www.pepse.com> Gene L. Minner, PhD, Scientech, Inc., Timothy M. Feigl Ameren Energy Generating Company “ Calculations of Condenser Performance Using PEPSE ”

6. <http://www.pepse.com> “HEI Standards for Steam Surface Condensers

7. <http://www.se-ace.com/S2000P>

8. <http://www.ergaerospace.com/al.htm>

9. <http://www.thermacore.com/>

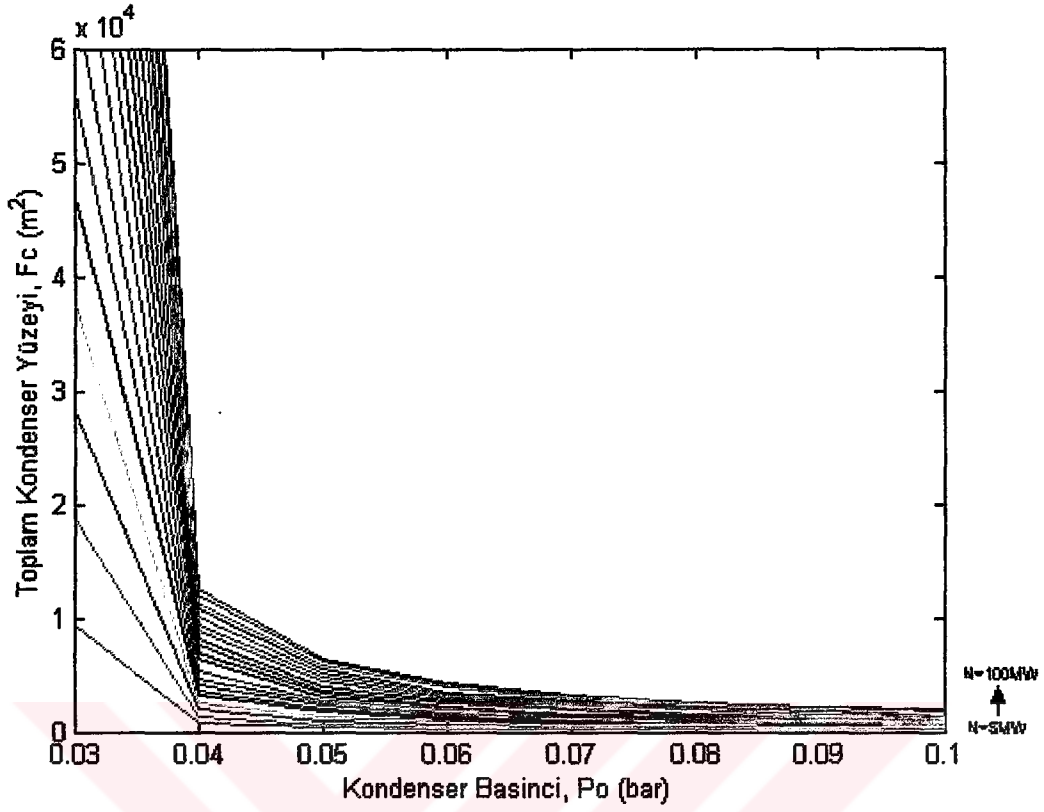


**EKLER**

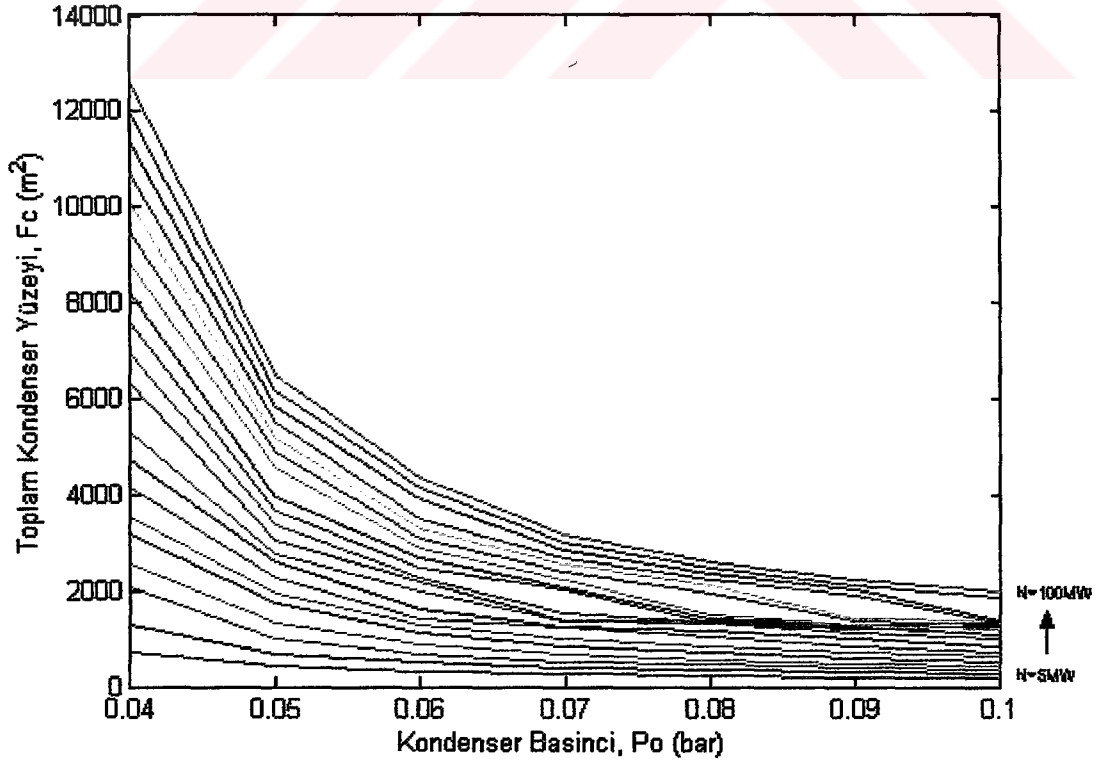
- Ek 1 Termodinamik ve Maliyet Eğrileri  
Ek 2 Parametrelere Ait Birimler.  
Ek 3 Program Uygulamaları [4], [5], [6], [7], [8]



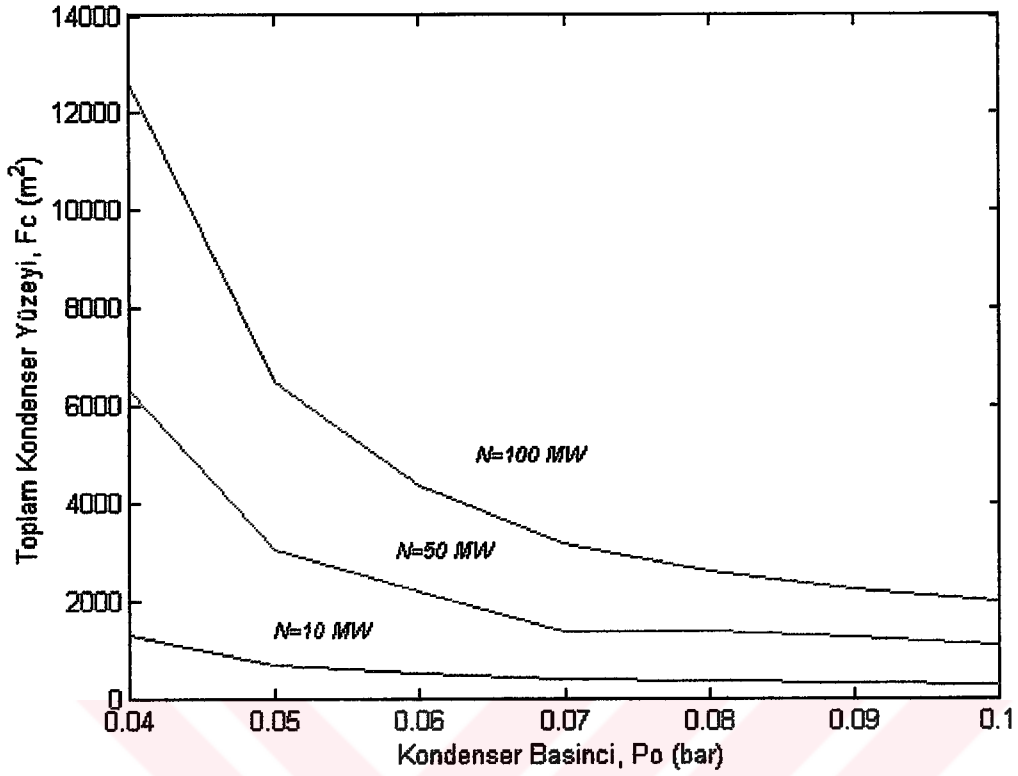
### EK - 1 . Termodinamik ve Maliyet Egrileri



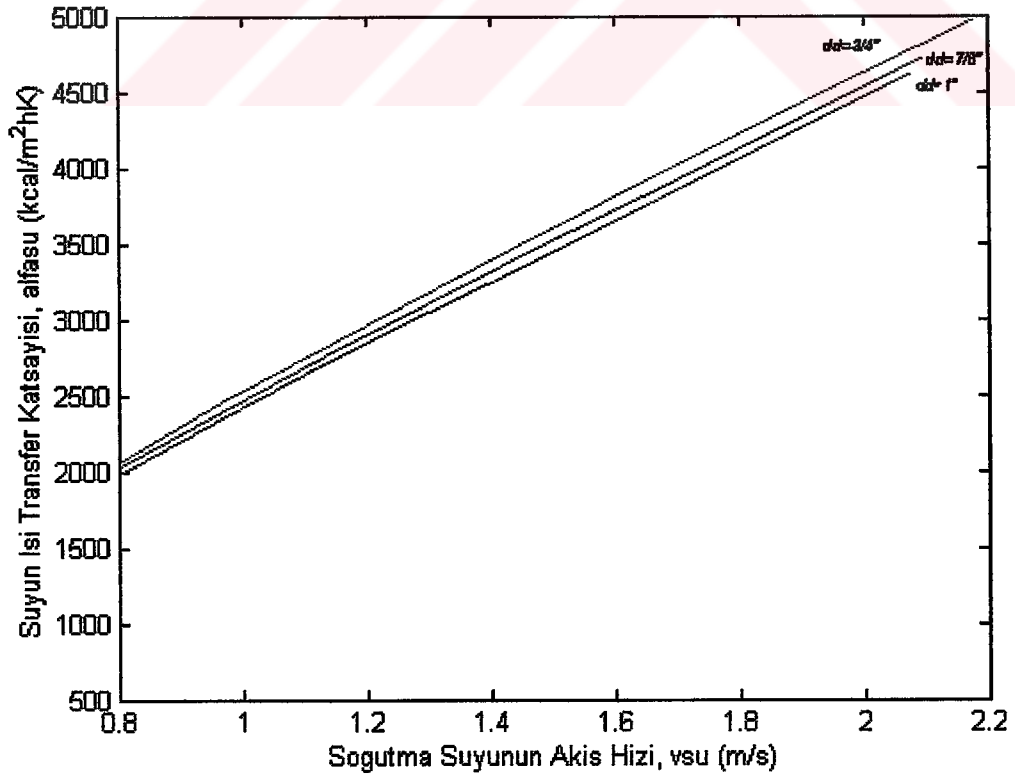
Şekil Ek - 1.1. Kondenser basıncının (0,03÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi.



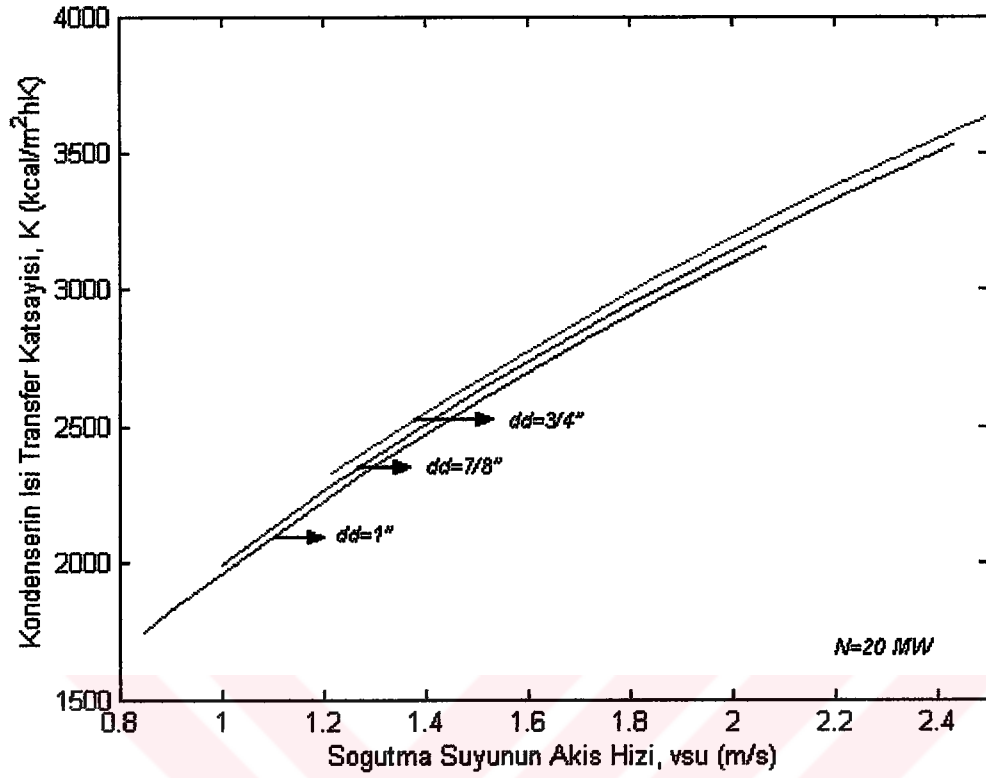
Şekil Ek - 1.1.a. Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi



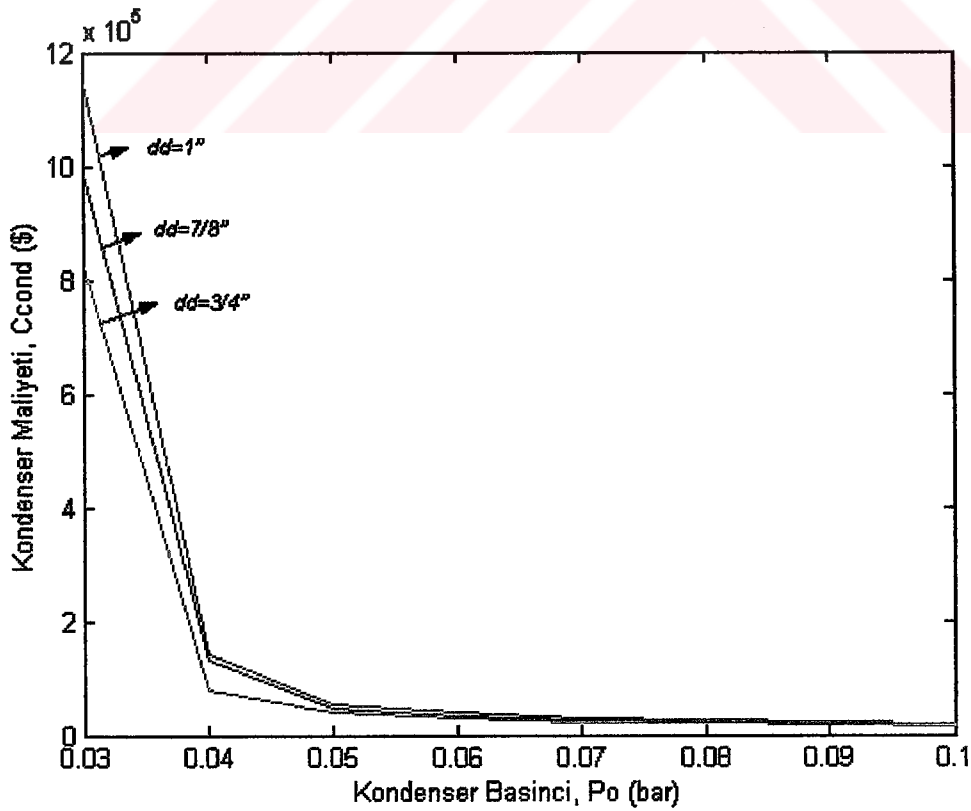
Şekil Ek - 1.1.b. Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin toplam kondenser yüzey alanına etkisi.



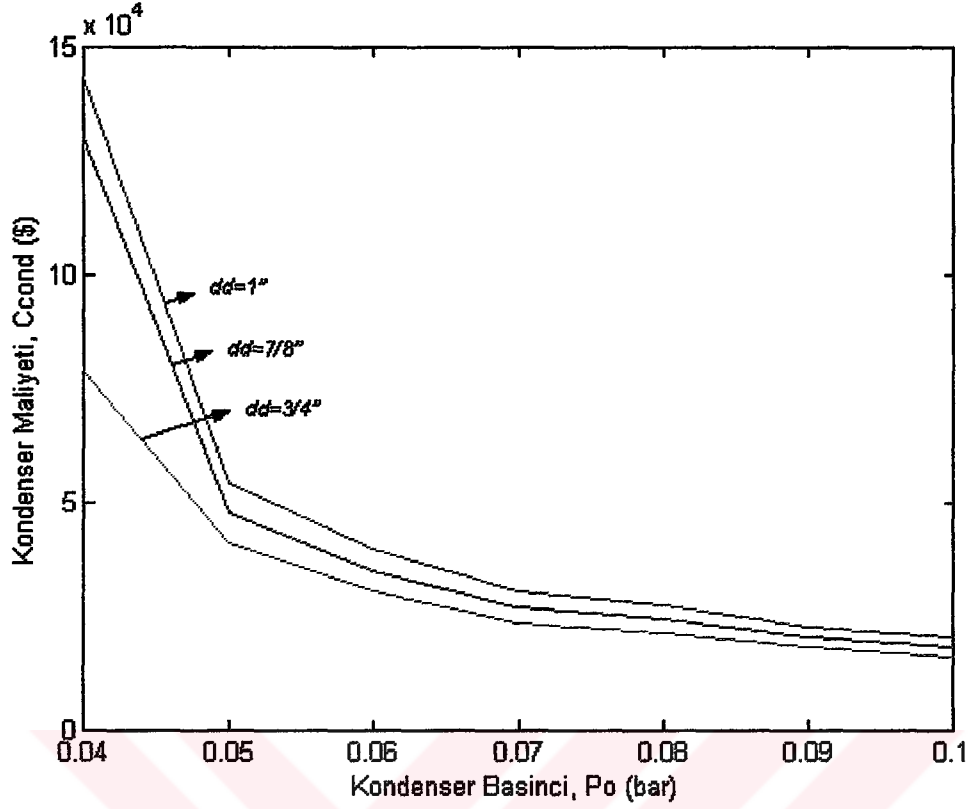
Şekil Ek - 1.2. Suyun ısı transfer katsayısının farklı boru dış çap değerleri için soğutma suyu akış hızına bağlı olarak değişimi. (N=10 MW)



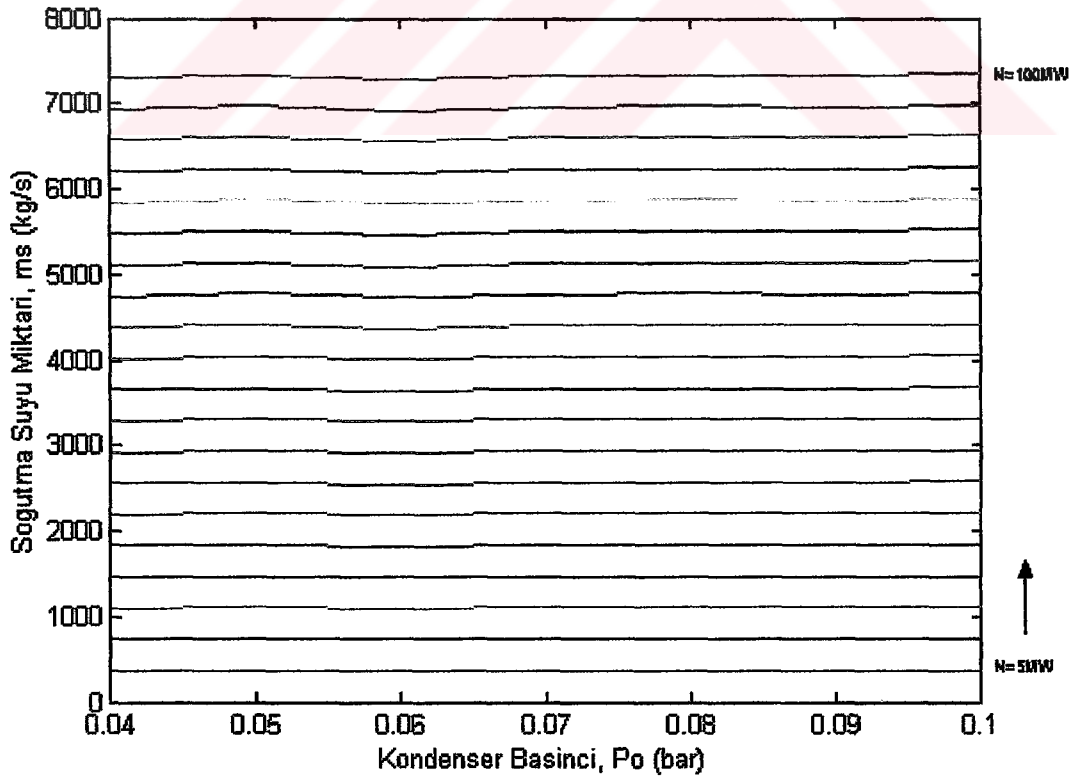
Şekil Ek - 1.3. Kondenserin ısı transfer katsayısının farklı boru dış çap değerleri için soğutma suyu akış hızına bağlı olarak değişimi



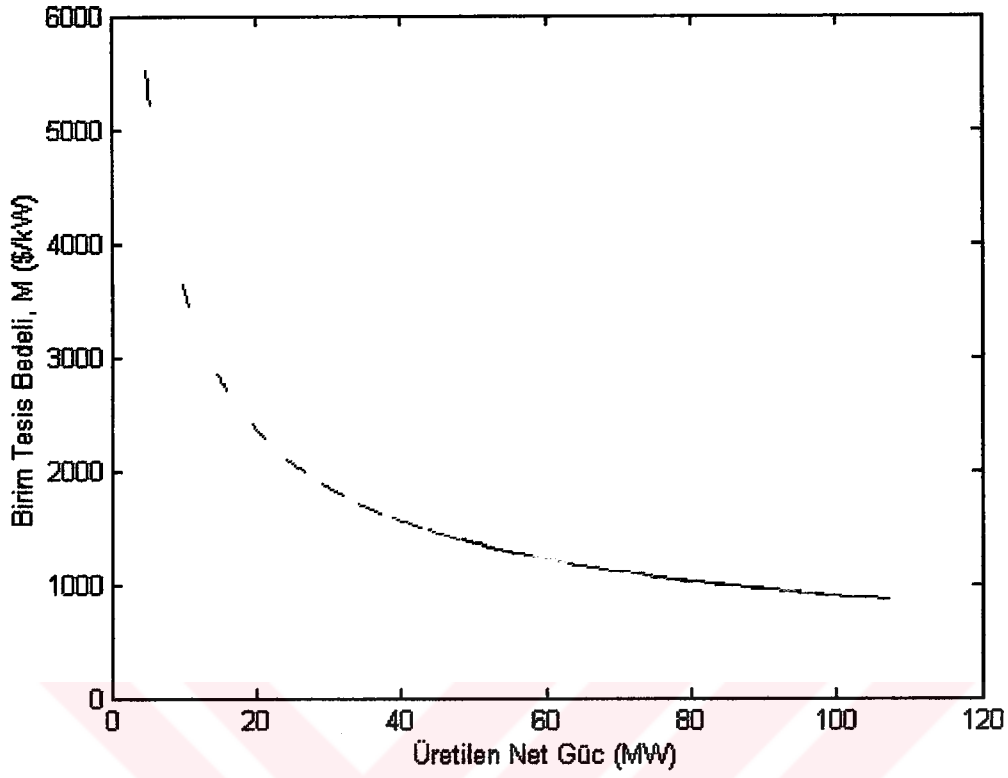
Şekil Ek - 1.4. Kondenser basıncının (0,03÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin farklı boru dış çapı değerleri için kondenser maliyetine etkisi. (N=10 MW)



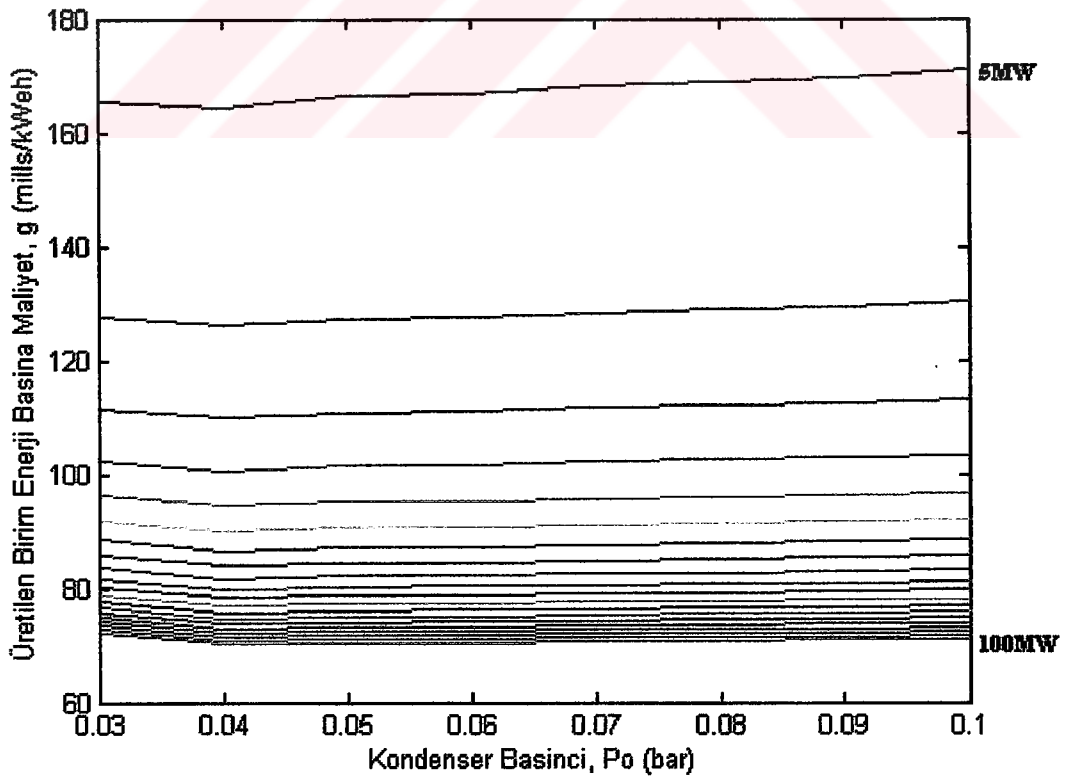
Şekil Ek - 1.4.a. Kondenser basıncının (0,04÷0,1) bar değerleri arasında değişiminin farklı boru dış çapı değerleri için kondenser maliyetine etkisi. (N=10 MW)



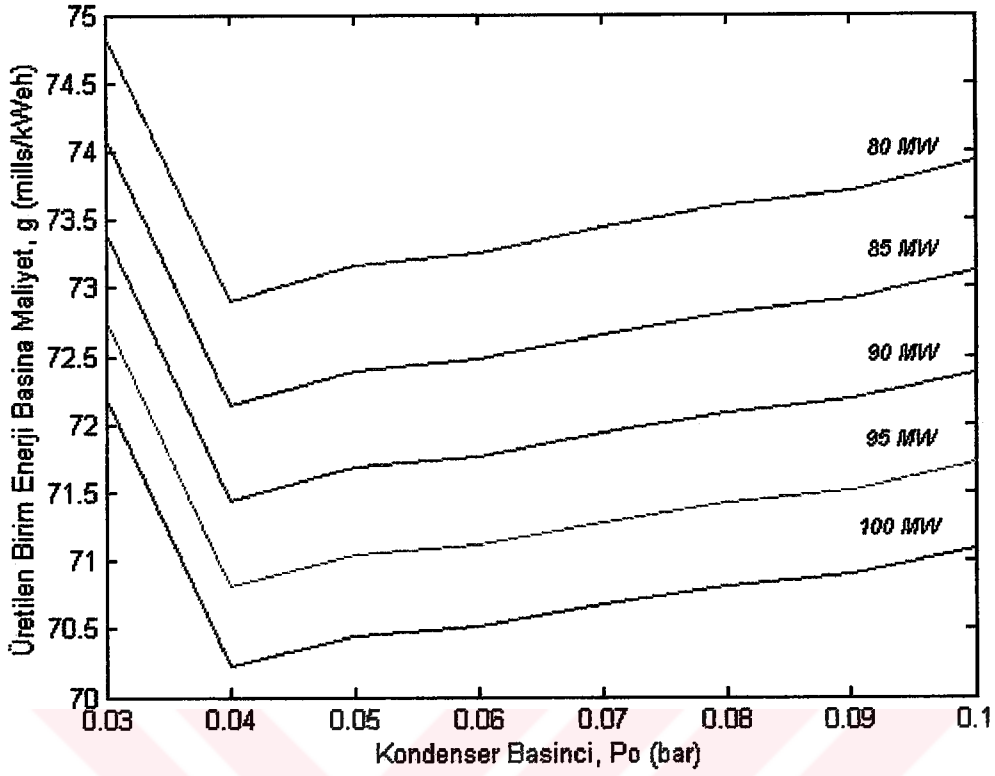
Şekil Ek - 1.5. Soğutma suyu miktarının kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.



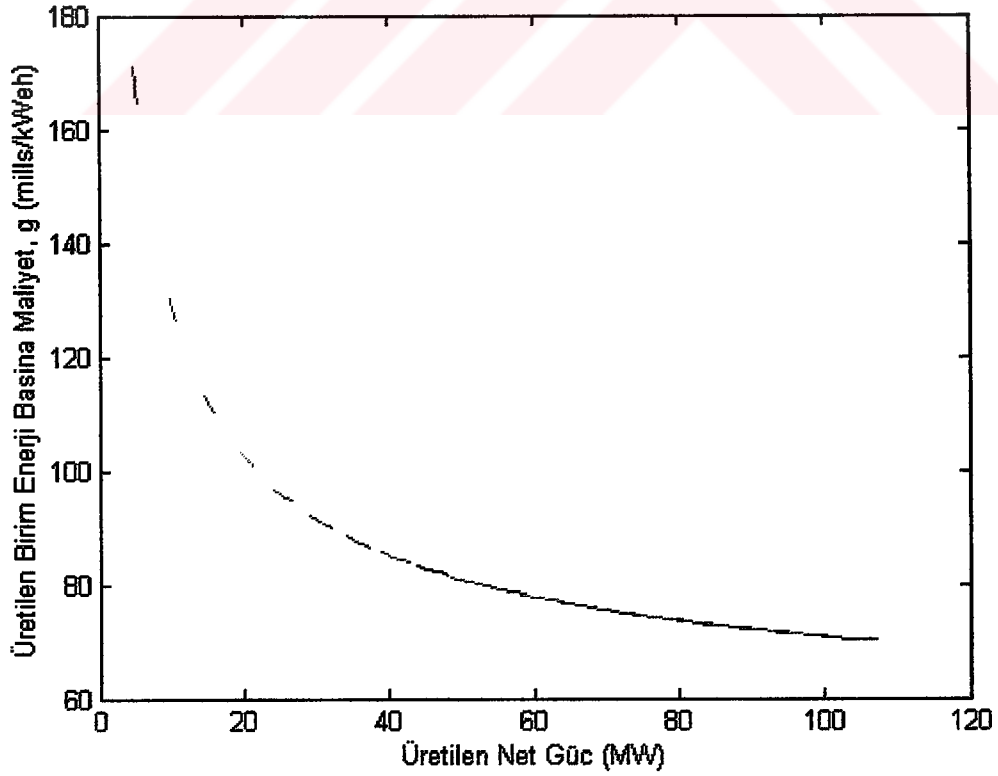
Şekil Ek – 1.6. Birim tesis bedelinin üretilen net güce bağlı olarak değişimi.



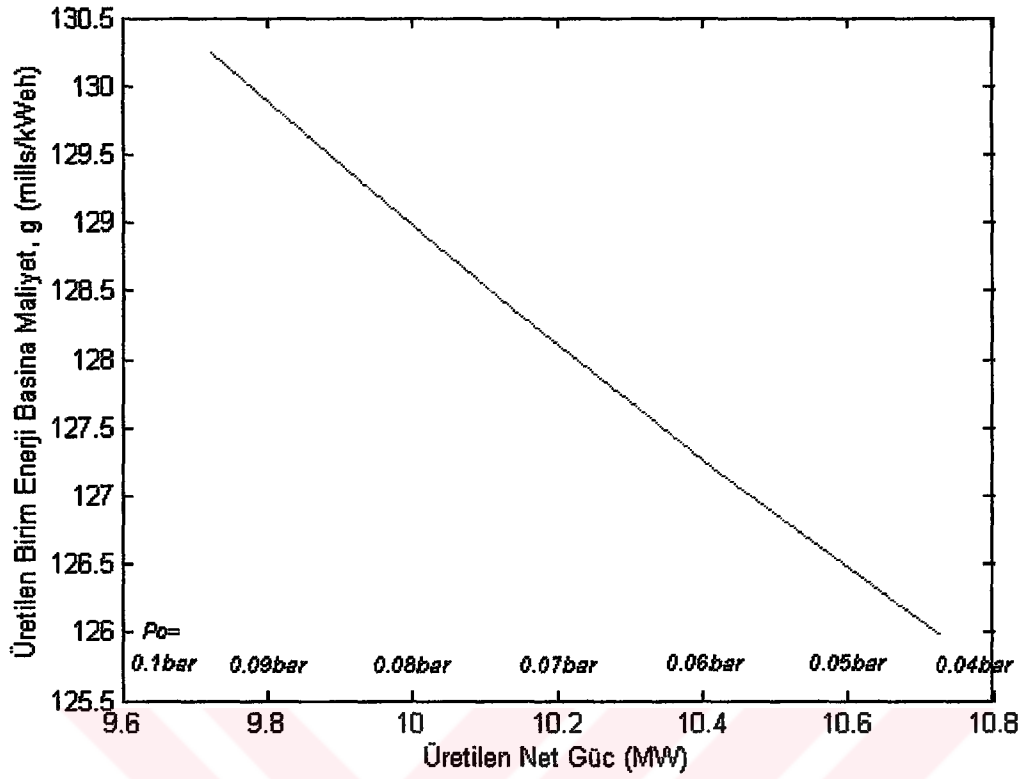
Şekil Ek – 1.7. Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.



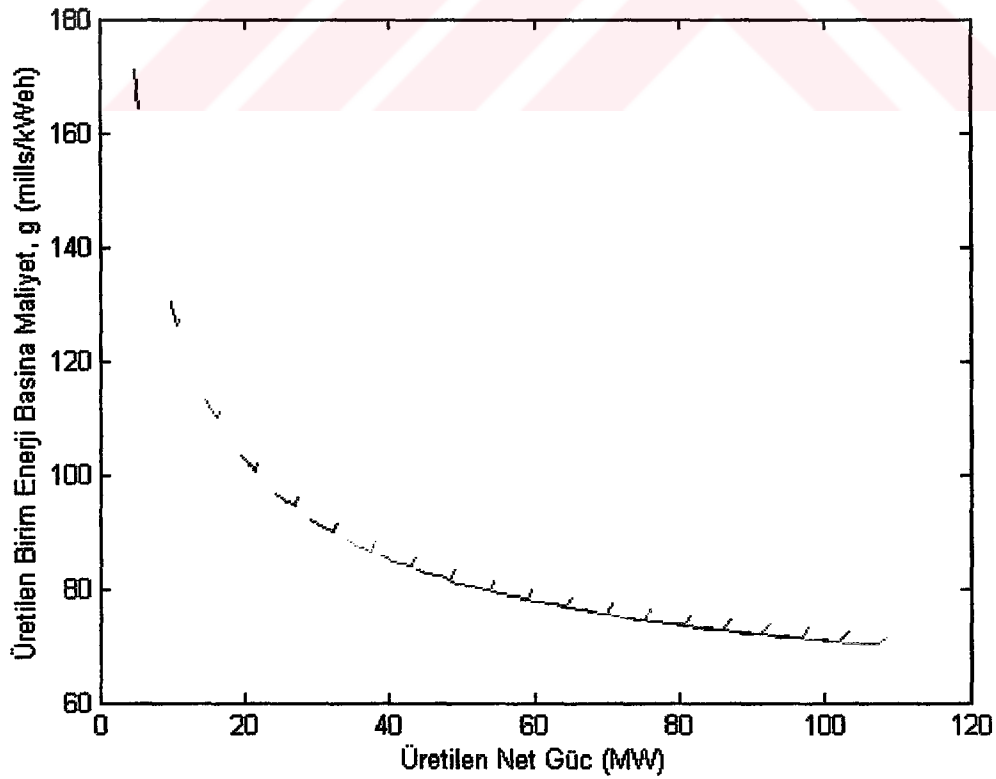
Şekil Ek – 1.7.a. Üretilen birim enerji maliyetinin (5÷30) MW değerleri arasında kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.



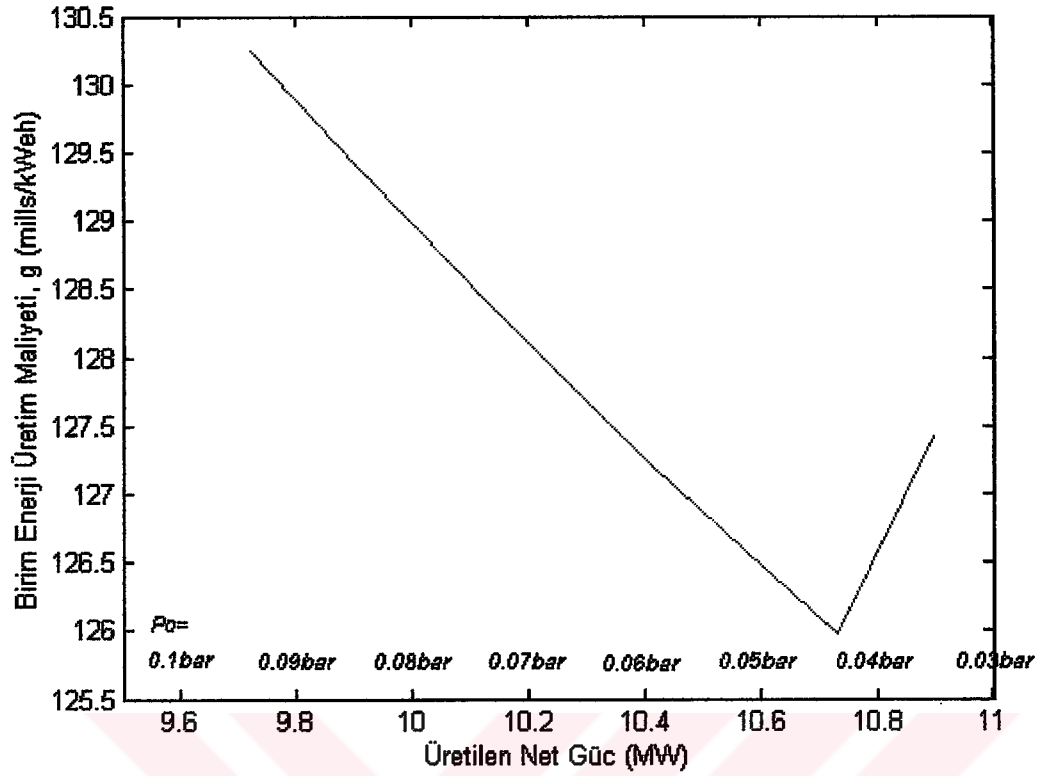
Şekil Ek – 1.8. Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,04÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi



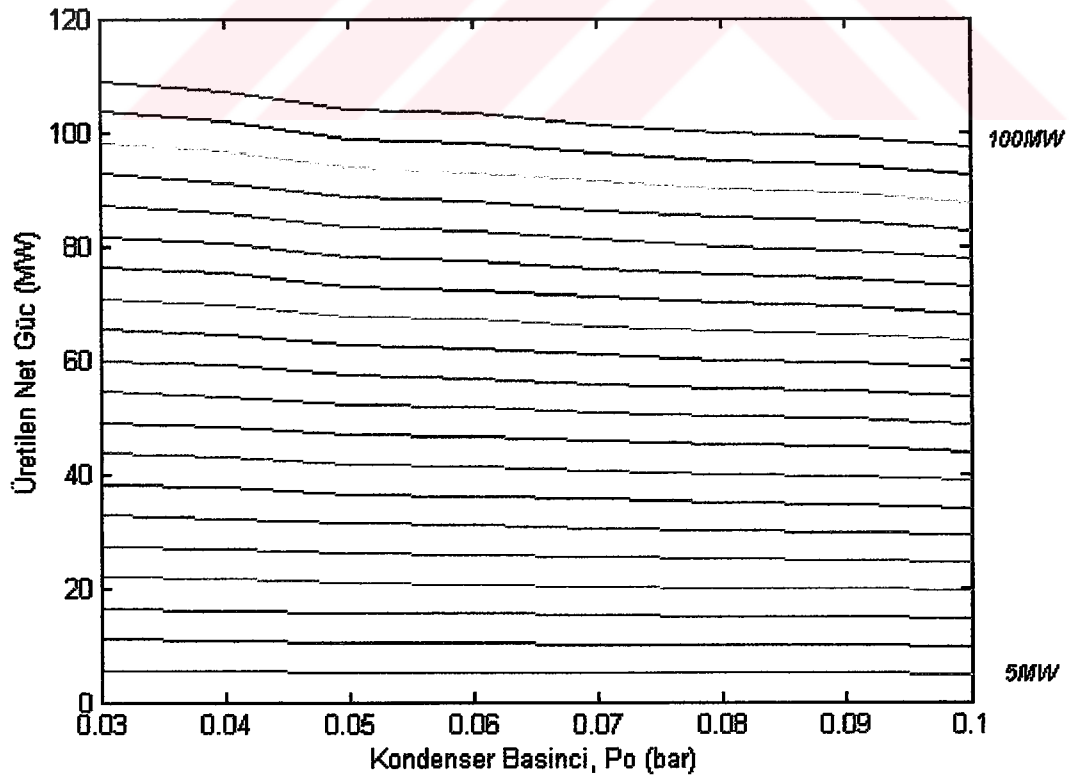
Şekil Ek – 1.8.a. Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,04÷0,1) bar değerleri arasında N=10 MW için üretilen net güce bağlı olarak değişimi.



Şekil Ek – 1.8.b. Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,03÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi.



Şekil Ek – 1.8.c. Üretilen birim enerji maliyetinin kondenser basıncı (0,03÷0,1) bar değerleri arasında üretilen net güce bağlı olarak değişimi. (N=10 MW)



Şekil Ek – 1.9. Tesiste üretilen net gücün kondenser basıncına bağlı olarak değişimi.

**EK-2. Kullanılan Parametrelere Ait Birimler**

P	Bar	Türbin girişindeki buhar basıncı
T	°C	Türbin girişindeki buhar sıcaklığı
P <sub>0</sub>	Bar	Kondenser basıncı
Ne	MW	Türbin gücü
h	kJ/kg	Entalpi
η	boyutsuz	Verim
d <sub>e</sub>	kg/kWeh	Efektif özgül buhar sarfiyatı
m <sub>B</sub>	kg/s	Buharın debisi
c <sub>p</sub>	kJ/kg°C	Suyun özgül ısısı
m <sub>CW</sub>	kg/s,m <sup>3</sup> /s	Soğutma suyunun debisi
m	kg su/kg buhar	Spesifik soğutma suyu miktarı
ΔT <sub>m log</sub>	°C, °K	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
Q	KJ	Kondenserde buharı yoğuşturmak için gerekli ısı miktarı
K <sub>TEORİK</sub>	W/m <sup>2</sup> °K, W/m <sup>2</sup> °C	Kondenser için teorik ısı transfer katsayısı
F*	m <sup>2</sup>	Kondenser soğutma yüzeyi
F	m <sup>2</sup>	Toplam Kondenser Yüzeyi
F <sub>ft</sub>	ft <sup>2</sup>	Toplam Kondenser yüzeyi
d <sub>i</sub>	İnch	Kondenser boru iç çapı
d <sub>d</sub>	M	Kondenser boru dış çapı
δ	Mm	Boru et kalınlığı
n	Adet	Kondenser boru sayısı
v <sub>su</sub>	m/s	Soğutma suyunun boru içerisindeki akış hızı
t <sub>g</sub>	°C	Soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı
t <sub>ç</sub>	°C	Soğutma suyunun kondenserden çıkış sıcaklığı
t <sub>msu</sub>	°C	Soğutma suyunun ortalama sıcaklığı
ρ	kg/m <sup>3</sup>	20°C'de suyun yoğunluğu
L	Ft	Kondenser boru uzunluğu
α <sub>su</sub>	kcal/m <sup>2</sup> gradh	Suyun ısı tranfer katsayısı
α <sub>buhar</sub>	kcal/m <sup>2</sup> h°K	Buharın ısı tranfer katsayısı
K <sub>HESAP</sub>	W/m <sup>2</sup> °K, W/m <sup>2</sup> °C	Kondenser için hesaplanan ısı transfer katsayısı
λ	W/m <sup>2</sup> °C	Boru malzemesi ısı transfer katsayısı
Ne <sub>POMPA</sub>	KW	Kondenser pompasının gücü
α		Emniyet katsayısı
g	mills/kWeh	Birim enerji başına toplam üretim maliyeti
C <sub>k</sub>	\$/Yıl	Yıllık sabit sermaye veya yatırım maliyeti
g <sub>k</sub>	mills/kWeh	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yatırım maliyetinin hissesi
C <sub>m</sub>	\$/Yıl	Yıllık işletme ve bakım maliyeti
g <sub>m</sub>	mills/kWeh	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde O&M maliyetinin hissesi
C <sub>f</sub>	\$/Yıl	Yıllık yakıt maliyeti
g <sub>f</sub>	mills/kWeh	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yakıt maliyetinin hissesi
YF	\$/Nm <sup>3</sup>	Yakıt fiyatı
q	kcal/kWeh	Santralin özgül ısı sarfiyatı

Hu	kcal/Nm <sup>3</sup>	Kullanılan yakıtın alt ısı değeri
Ee	kW <sub>e</sub> h/Yıl	Yıllık elektrik enerjisi üretimini



**EK – 3 . Program Uygulamaları**

```

P=50;
T=400;
h2=3200;
verimmek=0.99;
verimeff=0.80;
verimi=verimeff/verimmek;
etk=1.24*(10^-3);
cp=(427/0.102)*(10^-3);
tg=16;
tc=24;
t1=tg+4+(0.1*(tc-tg));
cph=0.240;
deltat=abs(tg-tc);
tm=(tg+tc)/2;
alfad=12000;
gama=1000;
Hm=30;
alfap=1.1;
verimg=0.78;
ro=998.2;
lambda=93.5;
Mb=900;
Nb=100;
i=0.10;
e=0.06;
s=3;
t=30;
Lf=0.60;
SMY=0.015;
CRF=(i*(1+i)^t)/(((1+i)^t)-1);
Hu=8250;
F=0.187;
verimtesis=0.37;
beta=11.110;
gcu=5.5;
b=10:-1:3;
N=input(' Teorik Türbin Gücü Degerini Girin ');

for x=1:8

    Po(x)=b(x)/100;

    switch Po(x)

    case 0.03
        sayac1=0;
        K=2500;
        h31=1987.5;
        h4=101.00;

```

Td=24.100;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.04

sayac1=0;  
 K=2500;  
 h31=2005.84;  
 h4=121.41;  
 Td=28.983;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.05

sayac1=0;  
 K=2500;  
 h31=2040;  
 h4=137.77;  
 Td=32.898;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.06

sayac1=0;  
 K=2500;  
 h31=2050;  
 h4=163.38;  
 Td=36.183;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.07

sayac1=0;  
 K=2500;  
 h31=2070;  
 h4=163.38;  
 Td=39.025;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.08

sayac1=0;  
 K=2500;  
 h31=2085;  
 h4=173.86;  
 Td=41.534;  
 DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

case 0.09

sayac1=0;  
 K=2500;

```

h31=2095;
h4=183.28;
Td=43.787;
DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

```

```

case 0.1

```

```

    sayac1=0;
    K=2500;
    h31=2115;
    h4=191.83;
    Td=45.833;
    DeltaTmlog=((Td-tg)-(Td-tc))/(logm((Td-tg)/(Td-tc)));

```

```

end

```

```

Td1(x)=Td;
h41(x)=h4;
h312(x)=h31;
DeltaTmlog1(x)=DeltaTmlog;

```

```

ht(x)=h2-h312(x);
h11(x)=h4-((Po(x)-P)*0.1);
h1(x)=h4-((h4-h11(x))/0.75);
h3(x)=h2-((h2-h312(x))*0.8);
hi(x)=h2-h3(x);
de(x)=3600/(ht(x)*verimeff);
mb=de(1)*N*1000/3600;
Ne(x)=mb*ht(x)*verimeff*10^-3;
Q(x)=mb*(h3(x)-h4);
ms(x)=Q(x)/(cp*deltat);
m(x)=ms(x)/mb;

```

```

%'KONDENSER HESAPLAMALARI'

```

```

Gh=3+4.5*((mb/3600)/10^4)^0.9;
k1(x)=Po(x);
Fh(x)=(Gh*cph/k1(x))*logm((Td-tg)/(t1-tg));
Fc(x)=Fh(x)+((Q(x))/(K*1.163*(10^-3)*DeltaTmlog1(x)));
Fft(x)=Fc(x)/0.0929;

```

```

if (Fft(x)<=15000)
    dd=3/4;
end

```

```

if (Fft(x)>15000)&(Fft(x)<=50000)
    dd=7/8;
end

```

```

if (Fft(x)>50000)
    dd=1;

```

end

$dd1(x) = dd * 25.4 * (10^{-3});$   
 $di(x) = dd1(x) - (2 * etk);$

if  $(Fft(x) \geq 1000) \& (Fft(x) < 2000)$   
 $L = 8;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 2000) \& (Fft(x) < 2750)$   
 $L = 10;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 2750) \& (Fft(x) < 5000)$   
 $L = 12;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 5000) \& (Fft(x) < 7250)$   
 $L = 14;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 7250) \& (Fft(x) < 15000)$   
 $L = 16;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 15000) \& (Fft(x) < 20000)$   
 $L = 18;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 20000) \& (Fft(x) < 30000)$   
 $L = 20;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 30000) \& (Fft(x) < 50000)$   
 $L = 22;$   
 end

if  $(Fft(x) \geq 50000)$   
 $L = 24;$   
 end

$Lft(x) = L;$   
 $L1(x) = L * 0.3048;$

$n(x) = Fc(x) / (\pi * dd1(x) * L1(x));$   
 $n1(x) = \text{fix}(n(x));$   
 $vsu(x) = 4 * ms(x) / (\pi * (di(x))^2 * n1(x) * ro);$   
 $alfasu(x) = 0.65 * (1755 * ((vsu(x))^{0.87}) * (1 + (0.015 * tm))) / (di(x)^{0.13});$   
 $alfasu1(x) = alfasu(x) * (1.163 * 10^{-3});$   
 $Khesap(x) = (alfasu(x) * lambda * alfad) / ((alfasu(x) * lambda) + (alfasu(x) * etk * alfad) + (alfad * lambda));$

```
U(x)=Khesap(x)*(1.163*10^-3);
fark(x)=abs((K-Khesap(x))/K);
```

```
while (abs((K-Khesap(x))/K))>0.02
```

```
    sayac1=sayac1+1;
    K1(x)=K;
```

```
    K=Khesap(x);
```

```
    K2(x)=K;
```

```
    Gh=3+4.5*((mb/3600)/10^4)^0.9;
```

```
    k1(x)=Po(x);
```

```
    Fh(x)=(Gh*cph/k1(x))*logm((Td-tg)/(t1-tg));
```

```
    Fc(x)=Fh(x)+((Q(x))/(K*1.163*(10^-3)*DeltaTmlog1(x)));
```

```
    Fft(x)=Fc(x)/0.0929;
```

```
    if (Fft(x)<=15000)
```

```
        dd=3/4;
```

```
    end
```

```
    if (Fft(x)>15000)&(Fft(x)<=50000)
```

```
        dd=7/8;
```

```
    end
```

```
    if (Fft(x)>50000)
```

```
        dd=1;
```

```
    end
```

```
    dd1(x)=dd*25.4*(10^-3);
```

```
    di(x)=dd1(x)-(2*etk);
```

```
    if (Fft(x)>=1000)&(Fft(x)<2000)
```

```
        if (sayac1>=0) & (sayac1<30)
```

```
            try
```

```
                L=8;
```

```
            end
```

```
        end
```

```
    if (sayac1>=30) & (sayac1<60)
```

```
        try
```

```
            L=10;
```

```
        end
```

```
    end
```

```
    if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
```

```
        try
```

```

    L=12;
end
end

if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
    try
        L=14;
    end
end
end
end

```

%%%%%%%%%

```

if (Fft(x)>=2000)&(Fft(x)<2750)

```

```

    if (sayac1>=0) & (sayac1<30)
        try
            L=10;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=30) & (sayac1<60)
        try
            L=12;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
        try
            L=14;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
        try
            L=16;
        end
    end
end
end

```

%%%%%%%%%

```

if (Fft(x)>=2750)&(Fft(x)<5000)

```

```

    if (sayac1>=0) & (sayac1<30)
        try
            L=12;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=30) & (sayac1<60)

```

```

    try
        L=14;
    end
end

if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
    try
        L=16;
    end
end
if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
    try
        L=18;
    end
end
end
end

```

%%%

```

if (Fft(x)>=5000)&(Fft(x)<7250)

```

```

    if (sayac1>=0) & (sayac1<30)

```

```

        try
            L=14;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=30) & (sayac1<60)

```

```

        try
            L=16;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=60) & (sayac1<90)

```

```

        try
            L=18;
        end
    end
end

```

```

    if (sayac1>=90) & (sayac1<120)

```

```

        try
            L=20;
        end
    end
end
end

```

%%%

```

if (Fft(x)>=7250)&(Fft(x)<15000)

```

```

    if (sayac1>=0) & (sayac1<30)

```

```

try
    L=16;
end
end

```

```

if (sayac1>=30) & (sayac1<60)
try
    L=18;
end
end

```

```

if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
try
    L=20;
end
end

```

```

if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
try
    L=22;
end
end
end

```

%%%

```

if (Fft(x)>=15000)&(Fft(x)<20000)

```

```

if (sayac1>=0) & (sayac1<30)
try
    L=18;
end
end

```

```

if (sayac1>=30) & (sayac1<60)
try
    L=20;
end
end

```

```

if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
try
    L=22;
end
end

```

```

if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
try
    L=24;
end
end

```

TC YATIRIM MENKUL DEĞERLER KURUMU  
 PORTFOLY YÖNETİM MERKEZİ

end

%%%

if (Fft(x)>=20000)&(Fft(x)<30000)

if (sayac1>=0) & (sayac1<30)

```
try
    L=20;
end
end
```

if (sayac1>=30) & (sayac1<60)

```
try
    L=22;
end
end
```

if (sayac1>=60) & (sayac1<90)

```
try
    L=24;
end
end
```

if (sayac1>=90) & (sayac1<120)

```
try
    L=26;
end
end
```

end

%%%

if (Fft(x)>=30000)&(Fft(x)<50000)

if (sayac1>=0) & (sayac1<30)

```
try
    L=22;
end
end
```

if (sayac1>=30) & (sayac1<60)

```
try
    L=24;
end
end
```

if (sayac1>=60) & (sayac1<90)

```
try
    L=26;
end
end
```

```

if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
    try
        L=28;
    end
end
end
end

```

```

%%%%%%%%%%

```

```

if (Fft(x)>= 50000)

    if (sayac1>=0) & (sayac1<30)
        try
            L=24;
        end
    end

    if (sayac1>=30) & (sayac1<60)
        try
            L=26;
        end
    end

    if (sayac1>=60) & (sayac1<90)
        try
            L=28;
        end
    end

    if (sayac1>=90) & (sayac1<120)
        try
            L=30;
        end
    end

end

```

```

%%%%%%%%%%

```

```

Lft(x)=L;
L1(x)=L*0.3048;

n(x)=Fc(x)/(pi*dd1(x)*L1(x));
n1(x)=fix(n(x));
vsu(x)=4*ms(x)/(pi*(di(x))^2*n1(x)*ro);

end

```

```

alfasu(x)=0.65*(1755*((vsu(x))^0.87)*(1+(0.015*tm))/(di(x)^0.13));
alfasu1(x)=alfasu(x)*(1.163*10^-3);
Khesap(x)=(alfasu(x)*lambda*alfad)/((alfasu(x)*lambda)+(alfasu(x)*etk*alfad)+(alfad*lambda));
U(x)=Khesap(x)*(1.163*10^-3);
fark1(x)=abs((K-Khesap(x))/K);

end

```

```

%'Kondenser Maliyeti'

```

```

Ccond(x)=Fc(x)*gcu*beta;

```

```

%'SOGUTMA SUYU POMPASI HESAPLAMALARI'

```

```

Np(x)=(ms(x)/1000)*gama*Hm/(verimg*102);

```

```

% Birim Tesis Bedeli

```

```

NetGuc(x)=Ne(x)-(Np(x)*(10^-3));

```

```

M(x)=Mb*((Nb/NetGuc(x))^Lf);

```

```

% Toplam Tesis Bedeli

```

```

IT(x)=M(x)*(10^3)*NetGuc(x)+Ccond(x);

```

```

% Toplam Faiz

```

```

Ik1(x)=((0.20*IT(x)*((1+i)^(s-0)))-(0.20*IT(x)))+((0.30*IT(x)*((1+i)^(s-1)))-
(0.30*IT(x)))+((0.30*IT(x)*((1+i)^(s-2)))-(0.30*IT(x)))+((0.20*IT(x)*((1+i)^(s-3)))-
(0.20*IT(x)));

```

```

% Toplam Eskalasyon

```

```

Ik2(x)=((0.20*IT(x)*((1+e)^(s-3)))-(0.20*IT(x)))+((0.30*IT(x)*((1+e)^(s-2)))-
(0.30*IT(x)))+((0.30*IT(x)*((1+e)^(s-1)))-(0.30*IT(x)))+((0.20*IT(x)*((1+e)^(s-0)))-
(0.20*IT(x)));

```

```

% Toplam Yatirim Maliyeti

```

```

Ik(x)=IT(x)+Ik1(x)+Ik2(x);

```

```

% Yatirim Maliyetinin Simdiki Degeri

```

```

Ikb(x)=Ik(x)/((1+i)^s);

```

```

% Üretilen Elektrik Enerjisi (yillik)

```

$$Ee(x)=8760*NetGuc(x)*10^3*Lf;$$

$$Ck(x)=Ikb(x)*CRF;$$

$$gk(x)=Ck(x)*10^3/Ee(x);$$

$$Cm(x)=Ikb(x)*SMY;$$

$$gm(x)=Cm(x)*1000/Ee(x);$$

$$q(x)=860*NetGuc(x)/(verimtesis*Ne(x));$$

$$Cf(x)=F*q(x)/Hu;$$

$$gf(x)=Cf(x)*1000;$$

$$g(x)=gk(x)+gm(x)+gf(x);$$

end



**ÖZGEÇMİŞ**

<b>Doğum tarihi</b>	30.08.1977	
<b>Doğum yeri</b>	İstanbul	
<b>Lise</b>	1988-1994	Erenköy Kız Lisesi
<b>Lisans</b>	1994-1998	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
<b>Yüksek Lisans</b>	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı
<b>Çalıştığı kurum(lar)</b>		
	1999-2000	Electrolux A.Ş.

