

TERMİK SİSTEMLERİN OPTİMİZASYONU

Menderes KALKAT

Erciyes Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü'ne
Makina Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans
Tezi olarak sunulmuştur.

Temmuz, 1991

Y. G.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

Erciyes Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü' ne

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Anabilim dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/07/1991

Başkan : Doç. Dr. B. Sami YILBAŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. ABİ KOÇ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin YARICI

ONAY :

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. 1/8/1991

Enstitü Müdürü
Doç. Dr. Behir Sami YILBAŞ

Ö Z E T

Çok büyük termal sistemlerde optimizasyon tekniklerinin uygulanması hala başlangıç safhasındadır. Fakat oldukça müspet gelişmeler meydana gelmiştir. Bir optimizasyon metodunun bir noktaya tatbik edilmesi belki toplam çalışma gücünün %70' ini kapsayacak bir çabayı gerektirebilir. Optimizasyon tekniklerinde önemli olan nokta, çeşitli metodların bilinmesinden sonra mühendisin evinde dahi çalışmasını yapabilmesidir.

Bununla birlikte, gerçekte optimizasyon işleminin icra edilmesi, fiziksel sistemin karakteristiklerinin objektif fonksiyon ve sınırlamalar için denklemlere dönüştürüldüğü zaman yerine getirilebilir.

Bu çalışmanın ikinci bölümünde, değişik olan gerçek makina çevrimlerine, eşdeğer ideal çevrim formlarının tatbik edilmesi incelendi. Bu işlemler için gerekli olan akışlı ve akışsız ortamlar için gerekli olan iş transferi, ısı transferi ve uygun özellik gibi işlemlerle belirlenen değerler bulundu ve çevrim parametrelerinin hesapları yapıldı.

Üçüncü bölümde, ele alınan sistem simülasyonunun kütle ve enerjinin dengelenmesi gibi daimi şartlarda çalışan bir sistemin, çalışma değişkenlerinin (basınçlar, sıcaklıklar, enerji ve akışkan debisi) hesaplanması, çalışma (iş) materyalinin hal denklemleri ve tüm elemanların performans karakteristiklerinin iyileştirilmesi gibi konuları ihtiva etmektedir.

Dördüncü bölümde, Optimizasyon konusu çeşitli boyutlarıyla ele alındı. Optimizasyon, optimizasyon seviyesi, optimizasyonun matematiksel ifadesi gibi işlemler incelendi.

Beşinci bölümde ise sistem simülasyonu ile ilgili olarak Newton-Raphson metoduyla iki sayısal örnek çözüldü ve irdelendi.

SUMMARY

The application of optimization techniques to large-scale thermal systems is still in its infancy, but one sobering fact has emerged. Setting up the problem to the point where an optimization method can take over represents, perhaps, 70 percent of the total effort. The emphasis on optimization techniques, may suggest that the engineer is home free once he knows several methods.

Realistically, however, the execution of the optimization can only begin when the characteristics of the physical system have been converted to the equations for the objective function and constraints.

In chapter 2, a number of ideal reversible processes are used to form ideal cycles equivalent to various real machine cycles. These are considered for non-flow and flow situations and the relevant property changes, work transfers and heat transfers associated with the processes are evaluated and used to determine cycle parameters.

In chapter 3, system simulation, as used in this chapter, is the calculation of operating variables (pressures, temperatures, energy and fluid flow rates) for a system operating in a steady state such that all energy and mass balances, all equations of state of working substances, and the performance characteristics of all components are satisfied.

In chapter 4, basic to any optimization process is the decision regarding which criterion is to be optimized.

In chapter 5, two numerical problems which are interested with system simulation solved by the methods of Newton-Raphson.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Menderes KALKAT

Baba Adı : Ali

Ana Adı : Hatun

1962 Yılında Kayseri ilinde doğdu. İlkokulu, Ortaokulu, Liseyi Kayseri' de bitirdi. 1987 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünden mezun oldu. 1987 - 1989 yılları arasında TÜBİTAK - TURDOK Bölümünde Uzman Yardımcısı olarak çalıştı. 1989 yılında Araştırma Görevlisi olarak girdiği Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde halen çalışmaktadır.

T E Ő E K K U R

Öncelikle bana bu konuda çalışma fikri veren ve yardımlarını esirgemeyen Hocam Yrd.Doç.Dr. Hüseyin YAPICI' ya ve tezin her safhasında yakından ilgilenen Doç.Dr.B.Sami YILBAŞ Bey'e Őukranlarımı sunar, teŐekkür ederim.

Ayrıca her türlü çalıŐmalarımnda yardımcı olup ilgisini esirgemeyen ve zor durumda olduğumda aynı duygu ve amacı paylaŐtıđım arkadaşım ArŐ.Öör. Sebahattin ÜNALAN baŐta olmak üzere, diğer hocalarıma ve arkadaşlarıma teŐekkürü bir borç bilirim.

Menderes KALKAT

I Ç İ N D E K İ L E R

	<u>Sayfa</u>
1. GİRİŞ	1
2. PROSESLER VE ÇEVİRİMLERİN TEMEL TEORİSİ	4
2.1. Tersinir işlemler	5
2.2. Gazlar için tersinir akışsız işlemler	6
2.3. Buhar ve gazlar için daimi akış işlemleri	7
2.4. Yanma işlemleri	8
2.5. Hidrokarbonların yanması	9
2.6. İdeal çevrimler	10
2.6.1 Buhar çevrimleri	10
2.6.2 Gaz türbini çevrimleri	12
2.6.3 Pistonlu motor çevrimi	13
2.6.4 Pistonlu pompa ile hava sıkıştırma çevrimi	15
2.6.5 Soğutma ve ısı pompası çevrimi	17
2.6.6 Havalandırma çevrimi	18
3. SİSTEM SIMULASYONU	20
3.1. Sistemlerin sınıflandırılması	21
3.2. Bilgi-akış diyagramları	23
3.3. Ardışık (zincirleme) ve eşanlımlı hesaplamalar	27
3.4. Ardışık yerdeğiştirme	30
3.5. Lineer olmayan eşzamanlı denklemlerin çözümü	32
3.6. Taylor seri açılımı	32
3.7. Bir bilinmeyenli bir denklem için Newton Raphson metodu	34
3.8. Eşzamanlı denklem sistemi	37
3.9 Bir bilgi akış diyagramının kullanımı	39
4. OPTİMİZASYON	41
4.1. Optimizasyon seviyesi	42
4.2. Optimizasyon probleminin matematiksel ifadesi	43
4.3. Su soğutma sistemi	44

4.4. Optimizasyon işlemleri	46
4.5. Hesaplama metodları ve lagrange çarpanları	46
4.6. Araştırma metodları	46
4.7. Dinamik programlama	47
4.8. Geometrik programlama	47
4.9. Lineer programlama	47
5 SAYISAL ÖRNEKLER	48
5.1. Bir su pompa sistemi simülasyonu	48
5.2. Bir gaz türbini çevriminin simülasyonu	54
EKLER	59
KAYNAKLAR	65



S E M B O L L E R

C_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı	(kcal/kg $^{\circ}C$)
C_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı	(kcal/kg $^{\circ}C$)
P	: Basınç	(Pa)
w	: Özgül iş	(kj/kg)
η_t	: Termal verim	
u	: İç enerji	(kcal/kg)
q	: Birim kütlede transfer edilen ısı	(kcal/kg)
v	: Hacim	(m^3)
h	: Entalpi	(kcal/kg)
R	: Universal gaz sabiti	(kcal/kg $^{\circ}K$)
T	: Sıcaklık	($^{\circ}K$)
P_v	: Sabit basınçtaki basınç	(pa)
γ	: Aktivite sayısı	
n	: Mol sayısı	
g	: Yerçekimi ivmesi	(m/sn^2)
z	: Mesafe	(m)
h_f	: Formasyon entalpisi	(kcal/kg)
η_{izen}	: İzentropik verim	
η_k	: Kompresör verimi	
m_c	: Eksoz edilen kaybolmuş kütle	(kg)
m	: Kütle	(kg)
E_{ξ}	: Şaft gücü	(w/m^2)
E_k	: Kompresör gücü	(w/m^2)
E_t	: Türbin gücü	(w/m^2)
W	: Kütle debisi	(kg/sn)
Q	: Hacimsel debi	(m^3/sn)
P_a	: Kompresör akış basıncı	(Pa)
H_o	: Basma yüksekliği	(m)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Endüstrinin gelişiminin başlangıcında yer alan termik sistemler, bugün hala enerjiye verilen önemiyetin artmasına paralel olarak gelişimini ve önemini devam ettirmektedir. İlk yıllarında en kaba manada yakma işlemiyle elde edilen ısının, suyun buhar fazına geçişini sağlayan faz değişim enerjisi olarak kullanılması esas iken, bugün artık daha değişik formlarla, daha değişik enerjilerin daha kullanılabilir olarak elde edilebilmesi ve bütün bunların yanında en verimli ve en ekonomik olması esastır. Artan ihtiyaca paralel olarak enerji elde etmek artık kolay olmaktan çıkmış, kaynaklar talebi karşılamada daha yetersiz hale gelmiştir. İlk yıllarda hiçde akla gelmeyen sonsuz kaynak inancı, yerini kaynakların sınırlı olduğu ve bir gün bitebileceği inancına bırakmıştır. Günümüz enerjisinin elde edilmesinde yeni metodların bulunmasının yanında, ilave olarak girdiler ve çıktılar arasındaki dengiyi tarif eden verim olayınında çalışmaları içine katmıştır. Bu noktadan itibaren beyinler nasıl en verimli olunabilir sorusuna cevap aramakla meşgul olmuştur. Ancak tatbikat sahası, bu çalışmaların neticelendirilmesine müsaade etmemiş, yeni problemlerin çıkmasına sebep olmuştur. Oldukça büyük ve komplike enerji birimlerinin daha verimli çalışabilmesini sağlamak için, birimi

meydana getiren parametrelerin değiştirilmesi ekonomik ve diğer teknik yönden imkansız olmuştur. Mesela, bir buhar türbininde türbin kanat boyutlarının verim üzerine etkisini incelemek için, deneme yanılma metodunun esas alınması durumunda, binlerce değişik boyutlarda türbinin imal edilmesi gerektiği aşıkardır. Ekonomik ve teknik imkansızlıklar, verimleşme olayının incelenmesinde mühendisleri yeni arayışlara yöneltmiştir. Ekonomik meseleler boyutların küçültülmesiyle, teknik imkansızlıklarda benzerlik kavramının getirilmesiyle çözülmeye çalışılmıştır. Artık büyük enerji birimleri küçük modelleri üzerinde yaopılan çalışmalardan sonra inşa edilmektedir. Bu küçük model bazen bir maket olurken, bazen de matematiksel denklemlerde meydana gelen analitik ifadeler olmuştur. Bu gelişme literatürde ''Simulasyon '' olarak ifade edilmiştir.

Enerjinin ne suretle olursa olsun elde edilmesi esasına dayanan ilk çalışma daha sonraki yıllarda enerjinin verimli bir şekilde elde edilmesi şeklinde devam etmiştir. Gelişmesini sürdüren endüstride ise artık sadece enerji üreten sistemlerden bahsetmek oldukça hatalı olur. Artık birimler daha karmaşık hale gelmiş, üretim ve tüketim birbirinin tamamlayıcısı olmuştur. Bir birim tesis edilirken girdilerin birden fazla olması mecburi olmuştur. Misal olarak yakıt yüksek bir verimle yanarken, bu imkanı sağlayan tesisin ekonomik yönü pek içaçıcı olmamaktadır. Yani bir bir parametre daha verimli yapılırken başka bir parametre zararlı bir forma getirilebilmektedir. Bu gibi durumlarda da mühendisin karşısına her iki parametreyi de bir noktada birleştirme gibi en uygun yakın ne olabileceği sorusu çıkmıştır. Literatürde '' Optimizasyon '' olarak geçen bu arayış birçok tekniklerle gelişimine devam etmektedir. Optimizasyon işlemide çok büyük tesislerin inşasında çeşitli uygulama zorlukları bulduğundan geliştirilen tekniklerde matematiksel ağırlıklı olmuştur.

Gerek optimizasyon ve gerekse simulasyon işlemlerinin matematiksel formdaki ifadeleri çok fazla bilinmeyenleri ihtiva ettiği gibi, bu bilinmeyen parametrelerin bulunmasında uygulanan çözümler de çok fazla iterasyonu gerekli kılmıştır. Bu nedenle çok komplike sistemlerin matematik formasyonda optimize ve simule etme çalışmaları geçmişte çok büyük bir uygulama alanı bulamamıştır.

Çünkü insan beyninin hesaplamaları yapma hızı ve kapasitesi buna müsaade etmemiştir. Ancak günümüzde işlem hızı ve hafıza kapasitesi yüksek bilgisayarların kullanılmasının mümkün olması optimizasyon ve simulasyon çalışmalarına çok daha fazla önem verilmesine sebep olmuştur. Bu çalışmada optimizasyon ve simulasyonun çeşitli teknikleri ve bilgisayarla olan çözüm yolları ele alınacaktır.



BÖLÜM 2

PROSESLER VE ÇEVİMLERİN TEMEL TEORİSİ

İdeal tersinir işlemlerin biride değişik gerçek makina çevrimlerine, eşdeğer ideal çevrim formlarının tatbik edilmesidir. Bu işlemler akışlı ve akışsız ortamlar için düşünülür ve iş transferi, ısı transferi, uygun özellik değişimleri gibi işlemler ile belirlenen değerler bulunur ve çevrim parametrelerinin hesaplanmasında kullanılır.

Mühendislerin ilgisini çeken en önemli iki çevrim parametresi özgül iş transferi (veya özgül çıkış) ve termal verimdir. Özgül çıkış, bir alternatif olarak çalışma maddesinin tüketim değeride kullanılabilir. Bu parametreler hava sıkıştırma çevrimleri, soğutma çevrimleri, ısı pompası ve havalandırma çevrimlerine tatbik edilemez.

$$\text{Özgül iş transferi (w)} = \frac{\text{net iş}}{\text{kg çalışma maddesi}} \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

(iş maddesi)

Özgül tüketim = Birim iş üretmek için gerekli çalışma maddesinin miktarı $\left(\frac{\text{kg}}{\text{kJ}}\right)$

$$\text{Termal verim } (\eta_t) = \frac{\text{özgül iş transferi}}{\text{çevrime transfer olan özgül ısı}}$$

2.1 TERSİNİR İŞLEMLER

Tablo halinde düzenlenmiş beş işlem şöyledir:

Buhar için tersinir akışsız işlemler

Hal	Kanun	Yerdeğiştirme işi $\int_1^2 p dv$	Δu	$q = w + \Delta u$
Sabit hacim	$v = \text{Sabit}$	0	$u_2 - u_1$	$q = (u_2 - u_1)$
Sabit basınç	$p = \text{Sabit}$	$w = p(v_2 - v_1)$	$u_2 - u_1$	$q = p(v_2 - v_1) + (u_2 - u_1)$ veya $q = h_2 - h_1$
Hiperbolik	$pv = \text{Sabit}$	$w = p_1 v_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$	$u_2 - u_1$	$q = p_1 v_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) + (u_2 - u_1)$
Politropik	$pv^n = \text{Sbt.}$	$w = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}$	$u_2 - u_1$	$q = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} + u_2 - u_1$ $q = \frac{h_1 - h_2 + n(u_2 - u_1)}{n-1}$
Adyabatik	$pv^k = \text{Sbt.}$	$w = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1}$	$u_2 - u_1$	$q = 0$

2.2 GAZLAR İÇİN TERSİNİR AKIŞSIZ İŞLEMLER

İdeal gaz kanunu ($pv=RT$), u ve h için özgül ısı bağıntıları ($\Delta u=C_V \Delta T$, $\Delta h=C_P \Delta T$) ve adyabatik işlemlerde k üssü için $C_P/C_V=\gamma$ oranı alınırsa tablo aşağıda görüldüğü hale gelir.

Hal	Kanun	Yerdeğiştirme işi $\int_1^2 p dv$	Δu	$q = w + \Delta u$
Sabit hacim	$v = \text{Sbt.}$	0	$C_V (T_2 - T_1)$	$q = C_V (T_2 - T_1)$
Sabit basınç	$p = \text{Sbt.}$	$w = R(T_2 - T_1)$	$C_V (T_2 - T_1)$	$q = C_P (T_2 - T_1)$
Sabit sıcaklık (izotermal)	$pv = \text{Sbt.}$ $T = \text{Sbt.}$	$w = RT_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	$C_V (T_2 - T_1)$	$q = RT_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) + C_V (T_2 - T_1)$
Politropik	$pv^n = \text{Sbt.}$	$w = \frac{R(T_1 - T_2)}{n-1}$	$C_V (T_2 - T_1)$	$q = \left(\frac{\gamma-n}{\gamma-1}\right) \frac{R(T_1 - T_2)}{(n-1)}$
Adyabatik	$p_V^\gamma = \text{Sbt.}$	$w = \frac{R(T_1 - T_2)}{\gamma-1}$	$C_V (T_2 - T_1)$	0

Tabloda görüldüğü gibi $p_V = \text{Sbt.}$ ile ifade edilen hiperbolik hal $T = \text{Sbt.}$ şeklinde değişim ile gösterilmiştir.

Bir mükemmel gaz için politropik ve adyabatik hal için sıcaklık, hacim ve basınç arasında şu bağıntılar yazılabilir.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

ve

$$T_1 V_1^{n-1} = T_2 V_2^{n-1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

ve

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1}$$

2.3 BUHAR VE GAZLAR İÇİN DAIMİ AKIŞ İŞLEMLERİ

Tersinir daimi akış işlemleri matematiksel bağıntılar ile açıklanabilir ve aynı zamanda kinetik ve potansiyel enerjilerde tedarik edilen değişimlerin ihmal edilmesi de mümkündür. Bu durumda

$$w_x = \int_1^2 v dp$$

formundan uygun şart işi bulunabilir.

Cihaz	$q - w_x = \Delta \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)$
Isı değiştiricisi (eşanjörleri)	$\Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz \right)$ ihmal edilirse $q = \Delta h$
Adyabatik türbin veya dönel kompresör	$\Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz \right)$ ihmal edilirse $-w_x = \Delta h$
Adyabatik lüle veya difüzör	Δgz ihmal edilirse $\Delta \left(h + \frac{v^2}{2} \right) = 0$
Adyabatik kelebek valf	$\Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz \right)$ ihmal edilirse $\Delta h = 0$

Bu işlem, pratik akış işlemlerinin ekseriyetinde yapılan ideal adyabatik kabulünde olduğu gibi çok faydalı bir analiz metodu olarak görülmemiştir ve daimi akış enerji denklemi doğrudan toplam shaft işine veya transfer olan ısıya denk olacaktır. İlgili çekici dört durum yukardaki tabloda görüldüğü gibi verilebilir.

Tersinir işlem kanunlarının, bu neticeleri bulmak için integrasyonuna gerek olmadığından bu değerler tersinir ve tersinmez işlemlere eşit olarak alınıp kullanılır. Tersinir ve tersinmez haller için çıkış ile arasındaki bağıntılar işlem verimi olarak isimlendirilir.

2.4 YANMA İŞLEMLERİ

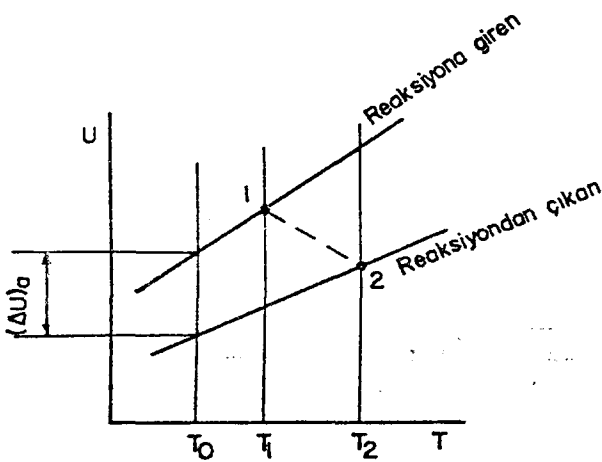
Yanma işlemlerindeki özellik değişimleri termodinamik kanunların uygulanmasıyla hesaplanabilir.

Başlangıçta reaksiyon için kimyasal denklem atom dengesiyle kurulmalıdır ve bir kütle dengesi moleküler kütle değerleri bağıntısı kullanılarak bulunmalıdır. Misal olarak;



$$28\text{kg} + 96\text{kg} = 88\text{kg} + 36\text{kg} \quad (\text{kütle})$$

Molar denklemi hacmi izah etmektedir (Avogadro kanunu).



Şekil 2.1 Akışsız işlemlerde reaksiyona giren ve reaksiyondan üretilen maddelerin Δu ve T' ye bağlı değişimi.

Bu denklem kurulduğu zaman termodinamığın birinci kanunu, sıcaklığın T_1 den T_2 ye değiştiği bir reaksiyondaki, reaksiyona giren maddelere reaktanslar (R) ve reaksiyon ürünlerine (P) tatbik edilebilir. Şekil 2.1 $(\Delta U)_0$ lık enerji farkının bilindiği akışsız bir işlemi göstermektedir. Toplam reaksiyondaki enerji değişimi;

$$\Delta U = (U_2 - U_1)_P + (\Delta U)_0 + (U_0 - U_1)_R \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Akış işleminde de benzer olarak (aynı sıcaklıkta aynı reaktansların kabul edilmesiyle)

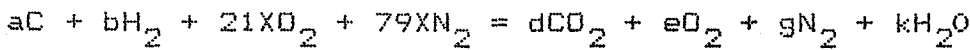
$$\Delta H = (H_2 - H_1)_P + (\Delta H)_0 + (H_0 - H_1)_R \quad (2.2)$$

olarak yazılabilir.

$(\Delta U)_0$ ve $(\Delta H)_0$ in değerleri maddelerin formasyon entalpisi (Δh_f) için temel kimyasal datalardan hesaplanabilir. Bir maddenin formasyon entalpisi; maddenin elementlerinden düzenlendiği izotermal reaksiyon ve sabit basınçtaki ürünlerin entalpisidir.

2.5 HIDROKARBONLARIN YANMASI

Çogu uygulamalarda ilgili kimyasal denklem, havada hidrokarbonun yanmasını ihtiva eder. Mühendislik, en uygun hava-yakıt oranıyla ilgilenir. Bu oranda yakıt çok fazla olmayan oksijen ile yakılır. Aynı zamanda bu değer tam yanmanın sağlandığı değerdir. Yanma ürünlerini analiz mümkündür ve yakıt hesabı ile hava-yakıt oranının kullanılmasıyla bu analiz yapılabilir. Gerekli olan kimyasal denklem,



şeklinde yazılabilir [1]. Burada a,b,d,e,g ve k volumetrik veya molar yüzdendir. Benzer olarak $b=(100-a)$ dır, k değerinin eksoz analizinden bulunamaması nedeniyle $(d + e + g) = 100$ dür. Uygun hava hacminin %21 nin oksijen ve %79 u azot olan yakıtın tamamının

yanmasını sağladığı kabul edilmiştir. Bu gibi problemlerde d, e ve g değerleri bilinir ve dört kimyasal denge denklemi (C_2 , H_2 , O_2 , N_2) a, b, X ve k yi çözmek için kullanılır. 100X miktarı a kadarlık karbon ve b kadarlık oksijeni yakmak için tedarik edilen havanın mol miktarıdır. Hava-yakıt oranı

$$H_{yo} = \frac{2900X}{12a + 2b}$$

olarak kütle ile tariflenebilir. En uygun hava - yakıt oranı yalnızca a ve b nin bilindiği ve e=0 alınarak denklemin çözülmesiyle açıklanabilir ve fazla yakıt miktarı

$$F_{ym} = \frac{h_{yo} - h_{yo}(\text{uygun})}{h_{yo}(\text{uygun})} \%100$$

ile tarif edilebilir.

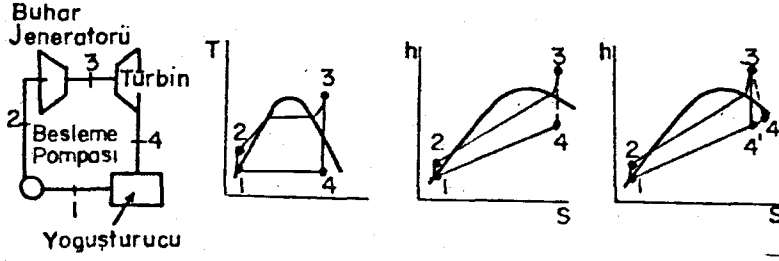
Bu metod, denklemin sağ tarafında eO_2 için eCO kullanılmasıyla havanın eksikliği var olsa dahi katıdır. Çünkü, hidrojenin eksikliği nedeniyle karbondan ayrıldığı tam yanmanın olduğu kabul edilir [1].

2.6 IDEAL ÇEVİRİMLER

Aşağıda değinilen çevrimler gerçek makinalarda kullanılan çevrimlere eşdeğer olarak düşünülür. Gerçek işleme dönüştürme işlem veriminin kullanımı ön plana çıkar, ısı transferi işleminin sabit sıcaklıkta meydana geldiği bir uygulama pratikte yoktur ve ideal pratik ısı transferi işlemleri sabit sıcaklıkta yapılır. Bu tarif Carnot verimine eşit bir termal verime ulaşmanın imkansızlığına işaret eder.

2.6.1 BUHAR ÇEVİRİMLERİ

İdeal buhar çevrimi Rankin çevrimi olarak bilinmektedir. Şekil 2.2 de aşırı ısıtmalı çevrim ve diğer diyagramları görülmektedir. Akış işlemi sabit basınçta meydana gelmektedir.



Şekil 2.2 Buhar çevrimi

İşlem	İzahat	$q - w_x = \Delta h, \Delta\left(\frac{v^2}{2} + gz\right)$ ihmal edilebilir
1-2	Bir besleme pompasında doymuş suyun tersinir adyabatik sıkıştırılması	$-w_x = \Delta h = h_2 - h_1$
2-3	Bir buhar jeneratöründe çevrime sabit basınçta tersinir ısı transferi	$q = \Delta h = h_3 - h_2$
3-4	Bir türbinde buharın tersinir adyabatik genişlemesi	$-w_x = \Delta h = h_4 - h_3$ yada $w_x = h_3 - h_4$
4-1	Bir kondenserde çevrimden dışarı tersinir adyabatik ısı transferi	$q = \Delta h = h_1 - h_4$

esleme pompası işi $(h_2 - h_1)$ ihmal edilebilir ve böylece h_2 nin h_1 'e eşit olduğu düşünülebilir. Bu durumda

$$\text{Özgül iş} = h_3 - h_4$$

(2.3)

$$\text{Termal verim} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \quad (2.4)$$

lur. Tersinmezliğin etkisi türbinde iş transferinin düşmesine sebep olur ve izentropik verim

$$\eta_{isen} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4}$$

olarak tariflenir. Şekil 2.2 Kondenser basıncı 19°C de uygun abii soğumayla bulunabilir, bu durumda buhar 0.004 MN/m^2 basınçta 29°C de yoğunlaşacaktır.

6.2 GAZ TURBİNİ ÇEVİMLERİ

deal gaz turbini çevrimi joule çevrimi olarak bilinir. İşlem kışı sabit basınçtadır.

İşlem	izahat	$q - w_x = \Delta h, \Delta(\frac{v^2}{2} + gz)$ ihmal edilebilir
1-2	Dönel bir kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma	$-w_x = \Delta h = h_2 - h_1$ $= C_P(T_2 - T_1)$
2-3	Bir ısıtıcıda çevrime sabit basınçta tersinir ısı transferi	$q = h_3 - h_2$ $= C_P(T_3 - T_2)$
3-4	Bir türbinde tersinir adyabatik genişleme	$-w_x = h_4 - h_3$ $w_x = C_P(T_3 - T_4)$
4-1	Bir kondensör vasıtasıyla dışarıya sabit basınçta tersinir ısı transferi	$q = h_1 - h_4$ $= C_P(T_1 - T_4)$

$$\text{Özgül iş} = C_P(T_3 - T_4) - C_P(T_2 - T_1) \quad (2.5)$$

$$\text{Termal Verim} = \frac{C_P(T_3 - T_4) - C_P(T_2 - T_1)}{C_P(T_3 - T_2)} \quad (2.6)$$

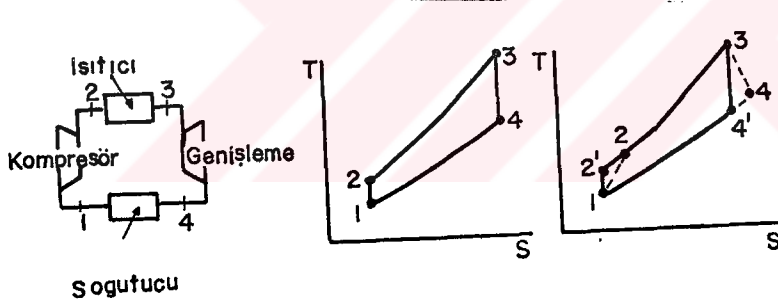
Burada tersinmezliğin etkisi türbinde iş transferinin düşüşü, kompresörde ise iş transferinin artması olarak görülür. İzentropik verim

$$\eta_{isen} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'}$$

olarak ve kompresör verimi

$$\eta_k = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1}$$

olarak yorumlanabilir.



Şekil 2.3 Joule Çevrimi

2.6.3 PİSTONLU MOTOR ÇEVİRİMİ

Sıkıştırma neticesinde ateşlenen dizel motor ve kıvılcımla ateşlenen benzinli motorlar için ideal çevrim Otto çevrimi olarak isimlendirilir. Şekil 2.4 de, gerçek motorlarda farklı yanma işlemlerine elverişli dizel ve dual çevrimleri olarak bilinen iki farklı düzenleme ve çevrim görülmektedir. Bu çevrimlerde piston ve silindirlerde hacim sabit, akış yoktur veya ısı transferi sabit basınçta meydana gelmektedir.

$$\text{Termal Verim} = \frac{C_P(T_3 - T_4) - C_P(T_2 - T_1)}{C_P(T_3 - T_2)}$$

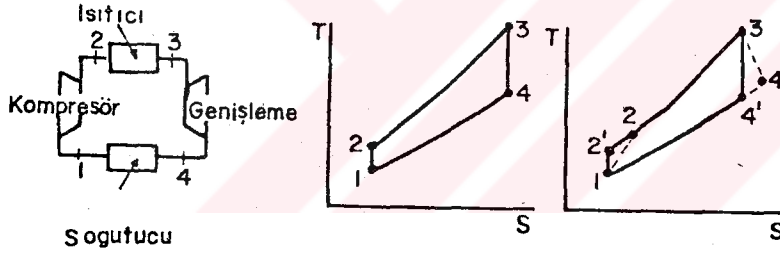
urada tersinmezliğin etkisi türbinde iş transferinin düşüşü, ompresörde ise iş transferinin artması olarak görülür. İzentropik erim

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'}$$

arak ve kompresör verimi

$$\eta_k = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1}$$

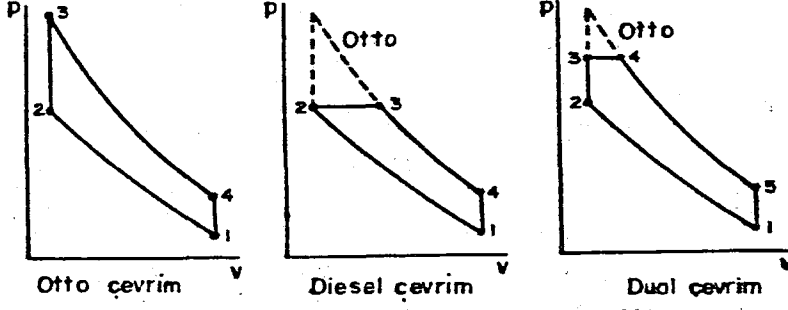
arak yorumlanabilir.



Şekil 2.3 Joule Çevrimi

2.6.3 PİSTONLU MOTOR ÇEVİRİMİ

İkişma neticesinde ateşlenen dizel motor ve kıvılcımla ateşlenen benzimli motorlar için ideal çevrim Otto çevrimi olarak simlendirilir. Şekil 2.4 de, gerçek motorlarda farklı yanma plemlerine elverişli dizel ve dual çevrimleri olarak bilinen iki farklı düzenleme ve çevrim görülmektedir. Bu çevrimlerde piston ve silindirlerde hacim sabit, akış yoktur veya ısı transferi sabit ısıya meydana gelmektedir.



Şekil 2.4 Pistonlu Motor Çevrimi

İşlem	Açıklama	$q-w=\Delta u$
1-2	Tersinir adyabatik sıkıştırma	$-w = (u_2 - u_1)$ $= C_v (T_2 - T_1)$
2-3	Çevrime sabit hacimde tersinir ısı transferi	$q = (u_3 - u_2)$ $= C_v (T_3 - T_2)$
3-4	Tersinir adyabatik genişleme	$-w = (u_4 - u_3)$ $w = C_v (T_3 - T_4)$
4-1	Çevrimden dışarı sabit hacimde tersinir ısı transferi	$q = (u_2 - u_4)$ $= C_v (T_1 - T_4)$

$$\text{Dzgöl iş} = C_v (T_3 - T_4) - C_v (T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

$$\text{Termal verim} = \frac{C_v (T_3 - T_4) - C_v (T_2 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} \quad (2.8)$$

Bu ifadeler dizel çevrimi için

$$\text{Özgül iş} = R(T_3 - T_2) + C_v(T_3 - T_4) - C_v(T_2 - T_1) \quad (2.9)$$

$$\text{Termal verim} = \frac{R(T_3 - T_2) + C_v(T_3 - T_4) - C_v(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (2.10)$$

haline gelir. Dual çevrimi için ise

$$\text{Özgül iş} = R(T_4 - T_3) + C_v(T_4 - T_5) - C_v(T_2 - T_1) \quad (2.11)$$

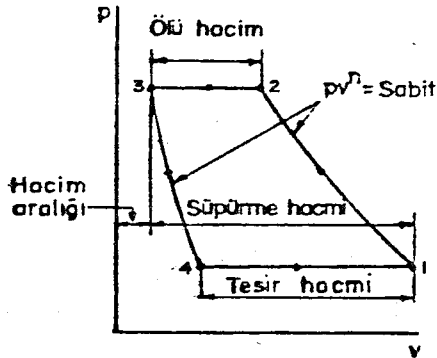
$$\text{Termal verim} = \frac{R(T_4 - T_3) + C_v(T_4 - T_5) - C_v(T_2 - T_1)}{C_p(T_4 - T_3) + C_v(T_3 - T_2)} \quad (2.12)$$

elde edilir.

Otto çevrimi sıkıştırma oranı $\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$, aynı olmak şartıyla üç ideal çevrim içinde en yüksek verime sahiptir. Fakat pratikte yanma metodundan dolayı, daha yüksek sıkıştırma oranlarına ulaşarak kendiliginden tutuşmayı hızlandırmak ve böylece daha yüksek verime ulaşmak için dual çevrimi kullanılır.

2.6.4 PİSTONLU POMPA İLE HAVA SIKIŞTIRMA ÇEVİRİMİ

Pistonlu pompa ile ideal hava sıkıştırma çevrimi Şekil 2.5 de görülmektedir. İşlem çevrimi akışsızdır.



Şekil 2.5 Pistonlu sıkıştırma işlemi

İşlem	Açıklama	Yerdeğiştirme iş $\int_1^2 p dv$
1-2	Tersinir politropik sıkıştırma, $pV^n = \text{Sbt.}$	$W = \frac{(P_1 V_1 - P_2 V_2)}{n-1}$
2-3	Sabit basınç ve sıcaklıkta sıkışmış havanın bloke edilmesi	$W = P_2 (V_3 - V_2)$
3-4	Tersinir politropik genişleme, $pV^n = \text{Sbt.}$	$W = \frac{(P_3 V_3 - P_4 V_4)}{n-1}$
4-1	Sabit basınç ve sıcaklıkta yeni havanın emilmesi	$W = P_1 (V_1 - V_4)$

m_c , eksoz edilen kaybolmuş kütle olarak ele alınır. Bu durumda iş blok edilen m kütlesiyle iletilmiş olur. Bu n indeksi sıkıştırma ve genişleme için aynı olmak kaydıyla toplam iş;

$$W = m \left\{ \frac{n}{n-1} \right\} R(T_1 - T_2)$$

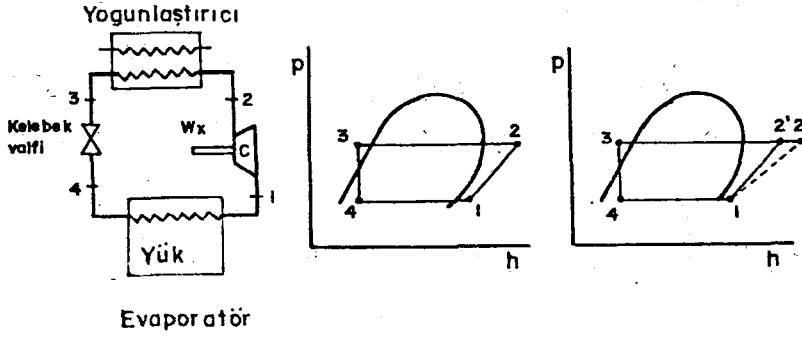
yada

$$W = m \left\{ \frac{n}{n-1} \right\} RT_1 \left[1 - \left\{ \frac{P_2}{P_1} \right\}^{\frac{n}{n-1}} \right] \quad (2.13)$$

olarak ifade edilebilir. Bazı özel durumlarda emilen m kütlesi belirli bir hacim akısı olarak ele alınır.

2.6.5 SOGUTMA VE ISI POMPASI CEVRIMI

En basit sogutma çevrimi 2.6 da görülmektedir. Akış işlemi sabit basınçtadır.



Şekil 2.6 Sogutma Çevrimi

İşlem	izahat	$q - w_x = \Delta h, \Delta\left(\frac{v^2}{2} + gz\right)$ ihmal edilebilir
1-2	Kompresörde kızdırılmış buharın tersinir adyabatik sıkıştırılması	$-w_x = h_2 - h_1$
2-3	Bir kondenserde çevrimden dışarı sabit basınçta tersinir ısı transferi	$q = h_3 - h_2$
3-4	Bir kelebek valfle buharın tersinmez genişlemesi	$h_3 = h_4$
4-1	Bir evaporatörde çevrime sabit basınçta ısı transferi	$q = h_1 - h_4$

Sogutma etkisi = $h_1 - h_4$

(2.14)

$$\text{Performans katsayısı} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.15)$$

Tersinmezliğin etkisi sıkıştırma işleminde gerekli iş ihtiyacını artırır. Bu durumda izentropik verim

$$\eta_{isen} = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1}$$

olarak yazılabilir.

Evaporatör basıncı soğutucu kapasitesinin ulaşabildiği sıcaklık ile bulunabilir. Kondenser basıncı 19°C lik tabii soğutma sıcaklığı ile hesaplanır, böylece yoğunlaşma tahmini 30°C sıcaklıkta meydana gelir.

Isı pompası çevrimi, kondenserin çıkış olarak ele alınmasıyla soğutma çevrimi ile aynıdır. Kondenserden alınan ısı esastır. Bu etki özgül soğutma etkisi olarak isimlendirilir.

$$\text{Özgül ısıtma etkisi} = h_2 - h_3 \quad (2.16)$$

$$\text{Performans katsayısı} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.17)$$

Evaporatör şartları kullanılan enerji kaynağının şartları ile açıklanır ve ortamda gerek duyulan sıcaklığa göre seçilir.

2.6.6 HAVALANDIRMA CEVRİMİ

Çevrimdeki işlem akışı tablodaki gibidir.

İşlem	izahat	$q - w_x = \Delta h, \Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz \right)$ ihmal edilebilir
1-2-3	2 noktasındaki m_2 kütleli taze hava ile 1 noktasında sirküle olmuş m_1 kütleli havanın karışması	$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2}$
3-4-5.	4 noktasına gelindiğinde havanın soğuması nedeniyle devamlı soğuma sonucu yoğunlaşmadan buharlaşmaya geçilir ve nemlilik oranı düşer.	$q_{35} = (h_5 - h_3) + \left[\frac{m_{\text{havalandırma}}}{m_{\text{kuru hava}}} \right] h_{f5}$ $\frac{m_{\text{havalandırma}}}{m_{\text{kuru hava}}} = w_3 - w_5$
5-6	6 noktasında, nemi alınmış soğuk hava sabit basınçta tekrar ısıtılır.	$q_{56} = h_6 - h_5$
6-1	6 noktasında hava şartları değişir ve tekrar 1 noktasındaki hale dönülür.	

BÖLÜM 3

SİSTEM SIMULASYONU

Bir sistem, performans parametrelerinin birbirine uygun olan elemanların toplamı olarak tanımlenebilir. "Sistem simülasyonu" terimi gerçek bir sistemi taklid eden sentetik (yapma) bir sistemin incelenmesi manasına gelmektedir. Bu bölümde, üzerinde çalışılacak olan simülasyon tipi, başka fiziksel sistemin performansının incelenmesiyle, benzer bir fizik sistemle arasındaki farkın tespiti yoluyla ortaya çıkarıldığı bir usul olarak tanımlenebilir. Birbirine uygun iki fiziksel sisteme misal olarak, kapasitörler ve dirençlerden kurulu bir elektrik sistemin katı bir duvardaki ısı akışı gibi açıklanması verilebilir (ısı akışına benzetilmesi). Sistem simülasyonu tüm elemanların performans karakteristikleri hakkında yeteri kadar bilginin varolduğu kabulüne dayanır. Simülasyon gerçek bir sistemin incelenmesinin ekonomik veya mümkün olmadığı hallerde kullanılır. Misal olarak gerçek bir sistem üzerinden ölçüm yapmak hem pahalı ve hemde teknik açıdan oldukça zor olabilir. Bununla birlikte elemanların performansı iyi olarak biliniyorsa bir simülasyon işlemi, sistem etkilerinin değerlendirilebileceği çalışma problemlerinin veya hallerinin tespiti

yönünde kullanılabilir. Sistem simülasyonunun kullanıldığı bir diğer durumda, sistemin henüz dizayn aşamasında olması veya gerçek sistemin varolmaması halleridir. Performans veya dizayn sonunda sistemin kontrolü ilgi çekici olabilir. Bu durumda planlanan sistemin konstrüksiyonunu geliştirmek geçerli bir sebep olabilir. Çoğu termal sistemler maksimum yük için veya istenilenden daha büyük boyutlarda dizayn edilirler, ancak çalışma esnasında karşılaşılan yük, dizayndaki gözönüne alınan yükten daha küçüktür. Ekonomik ve optimizasyon analizleri dizaynın gözönüne alınmadığı ve çalışma şartlarının tamamıyla hesaba katıldığı hallerde yapılması gerekir.

Bu bölümde ilk olarak sistem simülasyonunun sınıflandırılması ve devamında da bu sınıftan biri üzerinde çalışmalar yoğunlaştırılacaktır. Daha sonra ise bilgi-akış diyagramlarının kullanılması ve ardışık (zincirleme) ile eşzamanlı hesaplamalara uygulanması ele alınacaktır. Daimi halde çalışan birbirine benzeyen termal sistemlerin işlemleri, eşzamanlı çözümleri ve lineer olmayan cebirsel denklemler ile bunların hesapları basamak basamak kapsama alınacaktır.

3.1 SİSTEMLERİN SINIFLANDIRILMASI:

Sistem simülasyonu popüler bir terimdir ve farklı konularda çalışanlar için değişik şekilde kullanımı mümkündür. İlk etapta sistemler sınıflandırılacak ve istenilen tip için sınırlayıcı (kullanımı engelleyen) etkilerden bahsedilecektir. Sistemler sürekli ve farklı olarak sınıflandırılabilir. Sürekli bir sistemde, akışkan akışında olduğu gibi veya katı parçacıkların parçacık boyutlarına bağlı olarak meydana getirdiği akış işlemindeki gibi bir süreklilik mevcuttur. Farklı sistemlerde akış sanki belirli sayıdaki bütünler gibidir. (Yani taşınma olayı su gibi daimi değil parça parça meydana gelmektedir). Değişik dükkanlardan oluşmuş bir süpermarket içinde insanların alışveriş seyrinin analizi ve bunların sayısal yoğunluğu bir farklı sisteme nisal olabilir. Farklı sistem bir diğer örnekte şehir caddelerinde ve virajlarda trafik kontrolündeki akış verilebilir (Yollardan, bir insanların birde araçların ışığa bağlı geçişleri). Burada uğraşılacak konu akışkan sistemlerdeki gibi süreklilik gösteren

sistemlerden meydana gelmektedir.

Bir diğer sınıflama türünde deterministik (belirli), karşılık olarakta belirli olmadığı için stokastik (tahmini) dir. Deterministik analizde giriş değişkenleri kesinlikle belirlidir. Buna karşılık stokastik analizde giriş şartları belirli değildir veya tahmin edilir yada mümkün olabilen bir dağılım kullanılır. Mısal olarak kolay olması bakımından, elektrik gücü ve buhar işlemlerinin tedarik edildiği buhar-elektrik üretim sisteminin performansının simülasyonunda, deterministik analiz, istenilen gücü sağlayacak gerekli buhar değeriyle başlar. Bir stokastik analiz istenilen gücü ve buharı tahmini olarak açıklayan bir değerle başlar. Farklı deterministik analizlerin belirli bir serisi giriş şartlarının farklı kombinasyonlarıyla yapılacağından çalışma alanı deterministik analizde toplanacaktır.

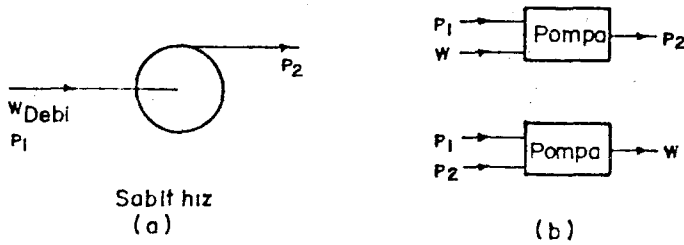
Son olarak sistemler daimi hal ve geçici (süreksiz) hal olarakta sınıflanabilir. "Sistem simülasyonu" teriminin popüler kullanımı sistemlerin analizindeki süreksizliğe delalet eder. Süreksiz analizler, daha hassas kontrol elde edebilmek ve stabil olmayan çalışma şartlarının önüne geçmek için, bir kontrol sisteminin çalışması gibi gayeler için kullanılır. Esasen, süreksiz bir sistemin simülasyonu, daimi halin süreksiz analizlerinin bazı özel halleri dışında, daimi hal esaslı sistemin simülasyonundan daha zordur. Bununla birlikte, bu gerçek daimi-hal simülasyonunun değerini düşürmez. Sebebi ise simülasyonun kapsamı nispeten daha küçük ve daha basit sistemlerin analizleriyle sınırlanmış olmasıdır. Çok kompleks termal sistemlerin analizine başlanırken yapılan daimi-hal sistem analizi kabulüyle oldukça verimli bir çalışma yapılabilir.

Özet olarak burada pratikte kullanılacak simülasyonun daimi-hal deterministik ve sürekli sistemlere tatbiki yapılacaktır.

3.2 BILGI-AKIŞ DIYAGRAMLARI

Akışkan ve enerji akış diyagramları mühendislik alanında standart hale gelmiştir. Sistem simulasyonunda bunlara ek olarak, oldukça faydalı olan bilgi akış diyagramları verilecektir. Bir kontrol sisteminin blok diyagramı, blok içerisinde faydalanılarak giriş bilgisinin bilinmesiyle çıkış bilgisinin hesaplanabildiği bir bilgi-akış diyagramıdır. Zamana bağlı değişimlerin hesaplanabildiği otomatik kontrol işleminde kullanılan blok diyagramlar ile zamana bağlı olmayan parametreleri ihtiva eden daimi-hal diyagramları arasındaki fark açıkça görülebilmektedir. Bir santrifüj pompanın akışkan-akış diyagramı Şekil 3.1.a' da görüldüğü gibidir. Bir blok için çıkış basıncının ve diğerleri için akış debisinin hesaplanabildiği fonksiyonları ve ifadeleri ihtiva eden bilgi-akış diyagramında Şekil 3.1.b' de görüldüğü gibidir. Şekil 3.1.b' de görüldüğü gibi bir blok süreksiz (geçici) fonksiyon olarak isimlendirilir ve bir denklem veya enterpolasyon işleminin uygulanabildiği data grubu olabilir.

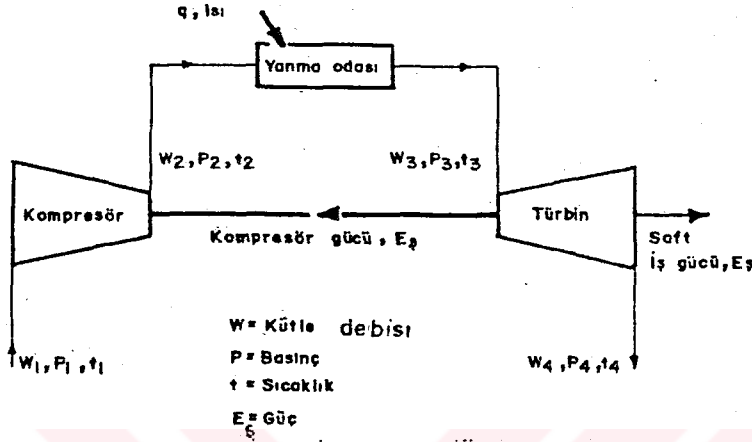
Şekil 3.1 de yalnızca bir eleman görülmektedir. Bu tek başına bir bloğun nasıl olduğunu gösterebilmek için, Şekil 3.2 de görülen basit gaz türbini çevrimi düşünülürse bir sistem için bilgi-akış diyagramı geliştirilebilir.



Şekil 3.1.a: Akışkan-akış diyagramında santrifüj pompa,
b: Ele alınan pompanın mümkün olan bilgi-akış diyagramı.

Bu çevrimdeki elemanlar kompresör, yanma odası ve türbindir.

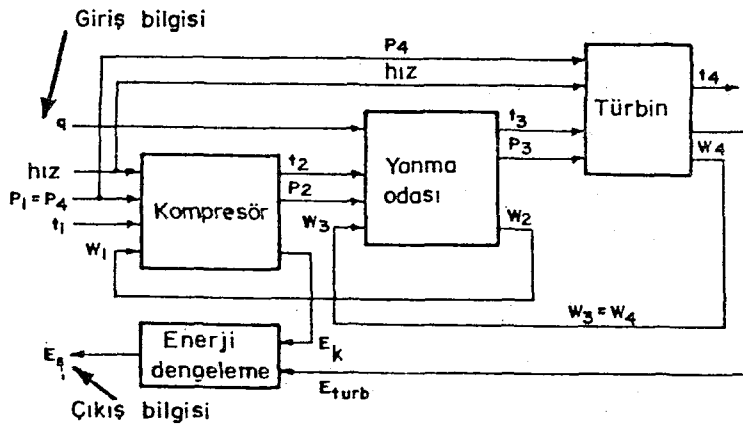
Türbin dışarıya güç verirken aynı zamanda kompresörü çalıştırır. Yanma odasında yanma işlemiyle sağlanan q kadarlık ısı, yakıt masifasıyla meydana gelir. Bu yakıt kütleli kompresörden gelen W_2 kütle kütleye eklenerek W_3 debisinin meydana gelmesine sebep olur.



Şekil 3.2 Sabit hızda çalışan gaz türbini çevriminin akışkan ve enerji-akış diyagramı.

Şekil 3.3 Sabit hızda çalışan gaz türbini çevriminin enerji-akış diyagramı, $E_{ş}$ soft gücünün, yanma odasında verilen ısıyla sistem için hesaplanması durumunda kullanılabilen bir durumda Şekil 3.3 de geliştirilmiştir.

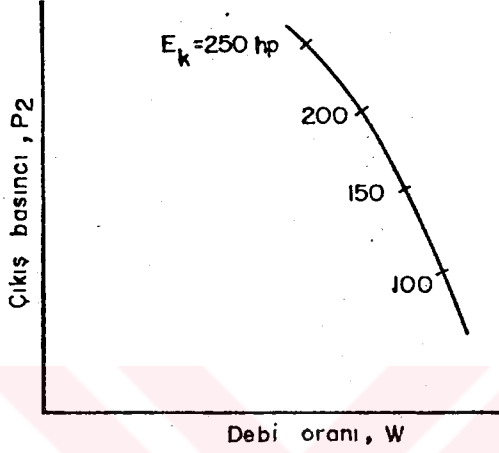
Giriş bilgisi t_1 çevre şartları ve $P_1 = P_4$ ve dönme hızından barrettir.



Şekil 3.3 Gaz türbini çevrimi için bilgi akış diyagramı. Giriş bilgisi = P_1, t_1, P_4, q . Hesaplanabilen çıkış bilgisi : $E_{ş}$

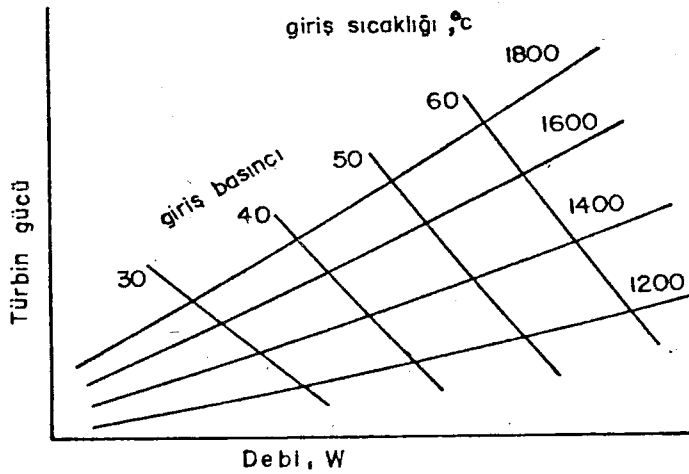
Kompresör blok ile tarif edilen süreksiz fonksiyon, hız, giriş basıncı ve debinin belirli olduğu, çıkış basıncı ve kompresörün ihtiyaç duyduğu gücün hesaplandığı durumlarla tariflenebilir.

Tahmin edilen fonksiyonel bir bağıntı Şekil 3.4 de grafik olarak görülmektedir. Bu grafikten istenilen w değerine karşılık gelen P_2 ve E_k değerleri okunabilir.



Şekil 3.4 Verilen sabit hız ve havanın giriş sıcaklığı ve basıncında çalışan partiküler kompresörün performansı.

Bir türbinin performansı, istenilen giriş sıcaklığı ve basıncı, E_t türbin gücüyle hasil olan güç ve türbin içindeki debiyi temsil eden W değerleri Şekil 3.5 de görülmektedir.



Şekil 3.5 Verilen hızda ve çıkış basıncında çalışan partiküler türbinin performansı.

Şekil 3.4 ve 3.5 de grafikler, denklemlerin çalışma parametrelerine bağlı olarak geliştirilebildiğini göstermektedir. Ψ sembolü fonksiyonel bir bağıntıyı tariflemek için kullanılacaktır. Misal olarak $\Psi(x,y,z)=0$ denildiği zaman burada x, y ve z ye bağlı bazı denklemlerin varolduğu anlaşılacaktır. Giriş şartları altında gaz türbini çevriminde zorunlu olarak şu bağıntılar verilebilir:

Kompresör

$$\Psi_1(p_2, w_1) = 0 \quad (3.1)$$

$$\Psi_2(p_2, E_k) = 0 \quad (3.2)$$

Kompresördeki enerji dengesinden

$$\Psi_3(E_k, w_1, t_2, p_2) = 0 \quad (3.3)$$

Yanma odası:

Yanma odasında basınç düşümünün varolduğu düşünülerek,

$$\Psi_4(p_2, w_1, t_2, p_3) = 0 \quad (3.4)$$

Bir enerji dengesinden

$$\Psi_5(q, w_1, t_2, t_3, p_2) = 0 \quad (3.5)$$

q ısısını karşılayan yakıt debisinin ilavesiyle w_3, w_2 den daha büyük olacağından

$$\Psi_6(q, w_2, w_3) = 0 \quad (3.6)$$

Türbin :

$$\Psi_7(t_3, p_3, w_3) = 0 \quad (3.7)$$

$$\Psi_8(t_3, P_3, E_t) = 0 \quad (3.8)$$

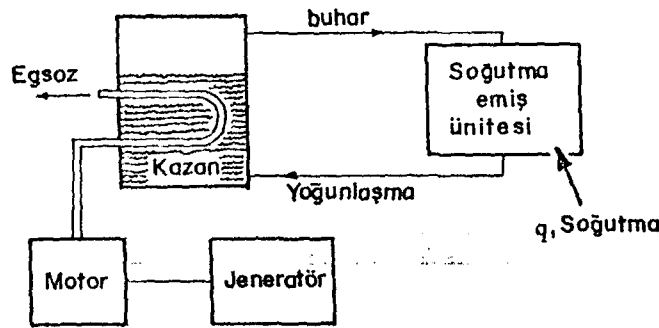
Türbin gücü bölündüğünden (iki kısma ayrıldığından)

$$\Psi_9(E_t, E_k, E_\varphi) = 0 \text{ dir.} \quad (3.9)$$

3.1 den 3.9' a kadar olan dokuz denklem $P_2, P_3, W_1, W_3, E_k, E_t, E_\varphi, t_2, t_3$ den ibaret dokuz bilinmeyen ihtiva etmektedir, böylece tüm bilinmeyenler araştırılmalıdır. Verilen giriş şartlarına bağlı olarak bu parametrelerin çözümü, bu gaz türbini sisteminin simülasyonu olarak tarif edilir [1].

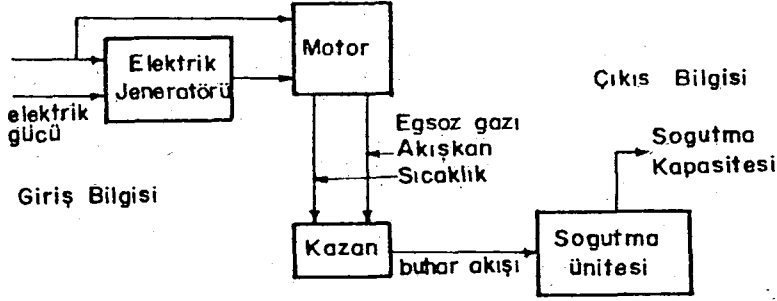
3.3. ARDIŞIK (ZİNCİRLEME) VE EŞANLAMLI HESAPLAMALAR

Bazen sistemlerin düzeni, giriş bilgisini kullanarak sistemin ilk elemanlarının doğrudan nümerik hesaplarının yapılmasına müsaade eder yapıdadır. Bu ilk elemanların çıkış bilgisi, daha sonraki elemanların çıkış bilgisinin hesabı için gerekli olabilir ve böylece bu gereklilik sistemin en son elemanına kadar devam eder. Böyle bir sistem simülasyonu ardışık (zincirleme) hesapları ihtiva eder. Ardışık hesaplamalara bir misal olarak, Şekil 3.6 da şematik olarak görüldüğü gibi ısıtma ve soğutma işlemini sağlamak amacıyla ısı çevrimini sağlayan sistem verilebilir. Motordan elde edilen egzoz gazları kazan içerisinden geçerek absorpsiyon soğutma ünitesini çalıştıran buharı üretir.



Şekil 3.6.a Soğutma işlemi için ısı alışverişini buharlaşma ile sağlayan tesisat.

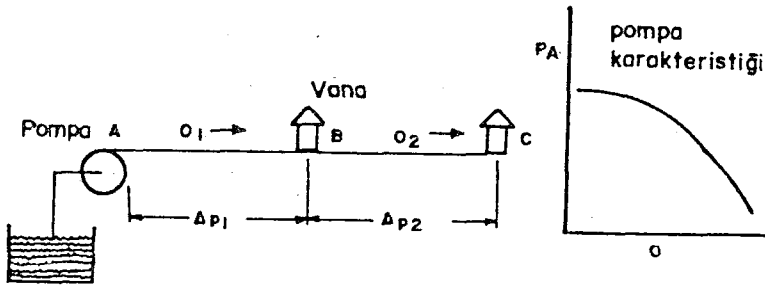
Şayet çıkış bilgisi soğutma kapasitesi ise, ünitenin çalışması verilen bir elektrik gücü sağlandığı zaman uygun olur. Bu hesaplamaların bilgi akış diyagramı Şekil 3.6.b'de görülmektedir.



Şekil 3.6.b Tesisin bilgi akış diyagramı.

Bütün elemanların süreksiz fonksiyonları ve istenilen çalışma hızı ve elektrik gücünün bilinmesiyle başlayan hesaplamalar, çıkış bilgisini oluşturan en son eleman olan soğutucunun kapasitesinin zincirleme bir şekilde bulunmasıyla son bulur. Yani her eleman için sırasıyla hesaplamalar yapılarak en son soğutma ünitesinin hesaplamaları yapılmaktadır.

Eş zamanlı hesaplamaları gerektiren bir misal olarak Şekil 3.7.a'da görülen üzerinde iki vana bulunan su borusunu besleyen pompa düzeni verilebilir.



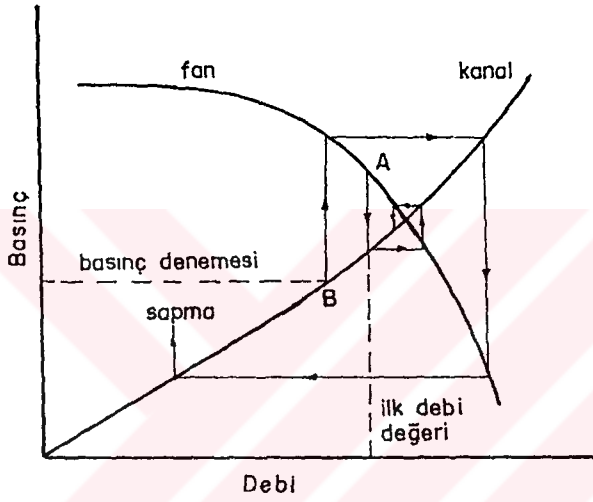
Şekil 3.7.a Su sistemi ve pompa karakteristikleri.

3.4 ARDIŞIK YERDEĞİŞTİRME

Simulasyon metodlarının açıkça uygulandığı eşzamanlı sistemlerin muhtemelen büyük çoğunluğunda ardışık yerdeğiştirme mevcuttur. Ardışık yerdeğiştirme giriş şartlarıyla başlar ve giriş değişkenlerinden birinin veya daha çoğunun bir sonraki hesaplamada çıkış değişkeninden dolayı geçici olarak bilinmediği hesaplama bloguna ulaşınca kadar yapılan hesaplamalarla ilerler. Böyle bir blokta bilinmeyen değişkenlere deneme değerleri verilir ve bu değerlerle blok içerisinde hesaplama işlemi ilerletilir. Bir geçici bilinmeyen değişken hesaplandıktan sonra değeri esas istenilen orijinal değerine dönüşür ve deneme değeriyle yer değiştirilir. Bu değişken için bir döngü etrafındaki iteratif hesaplamalar tayin edilen bir tolerans değerinden daha küçük iterasyon değişimi elde edilinceye kadar ardışık yerdeğiştirme işlemi devam ettirilir. Şekil 3.3' deki gaz türbini çevrimine tatbik edilen ardışık yerdeğiştirme işlemi şu şekilde açıklanabilir. Kompresör açıklamaları W_1 bilinmediği için yapılamaz, bunun içinde W_1' e tahmini bir değer verilerek t_2 ve P_2 hesaplanır. Yanma odasına doğru gelince W_3 değerinde geçici olarak bilinmemesinden dolayı hesaplama yine yapılamayacaktır. W_3 değeri tahmin edilerek kompresör girişine geri dönüşü ifade eden $W_2 = W_1$ olacak bir hesaplama yürütülür. Yani yanma odası ve kompresör arasında meydana gelen döngü içinde bilinmeyen W_1 ve W_3 değerleri $W_1 = W_2$ şartı sağlayacak sonuçlar elde edilinceye kadar iteratif olarak değiştirilir. Bununla birlikte bulunan W_1 değeri memnuniyet verici bir değer olmayabilir. Sebebi ise W_3 değerine verilen tahmini bir değerle bulunmuş olmasıdır. Bunun içinde yanma odası ile türbin arasında kurulan yeni bir döngü için iterasyonla W_3 için ardışık yerdeğiştirme yapılarak, W_4 ü hesaplamak için türbin hesap blogu içinde işleme devam edilir. W_3 ve W_4 değerleri stabil bir degere ulaştıkları zaman W_1 ve W_2 deki yeni bir iterasyon için kompresör ile yanma odası arasındaki döngüye dönülür. Kompresör - yanma odası ve yanma odası - türbin arasındaki döngüler arasındaki gidiş gelişler neticesinde W_1 ve W_3 değerleri stabil hale getirildikten sonra E_{ξ} yi hesaplamak için E_k ve E_t ile enerji balansı hesabına geçilir.

Ardışık yerdeğiştirme metodunun prensibi basittir ve iterasyonlar

anormal değilse bir bilgisayar için programlaması yapılabilir. Bununla birlikte uygulanmakta güçlük ve dezavantajların varolduğu bir gerçektir. Dezavantajlar, her bilinmeyen denkleminde tam olarak gözüktüğü forma uygun denklemlerden kaynaklanmaktadır. Bu işlem döngü içinde bir denklem ile bilinmeyen her değişkenin hesaplanabilmesi için gereklidir. Ardışık yerdeğiştirme metodunun tehlikesi, bir sapmanın mümkün olmasıdır. Hesaplama hedefe doğru ilerleyen ve hedeften sapan problem tipine basit bir örnek Şekil 3.8'deki fan-kanal sisteminin elemanlarının performans karakteristiklerinde görülmektedir.



Şekil 3.8 Fan-kanal sisteminin simülasyonu için ardışık yerdeğiştirme metodunun kullanılmasıyla elde edilen başarılı ve başarısız neticeler [1].

Şekil 3.8 bu sistem için iki ayrı bilgi akış diyagramının olabileceğini göstermektedir. Başarılı bir simülasyon, bir basınç farzedilmesiyle ve Şekil 3.9.a'daki gibi fan denkleminin, akış debisinin hesaplanmasında kullanıldığı durumda meydana gelir. Böylece Şekil 3.8' de A noktasıyla ifade edilen ve hesaplanan debi değeri yeni bir basıncın bulunması için kanal denklemini destekler. Bununla birlikte döngü denge noktasında kapalı olarak devam eder.

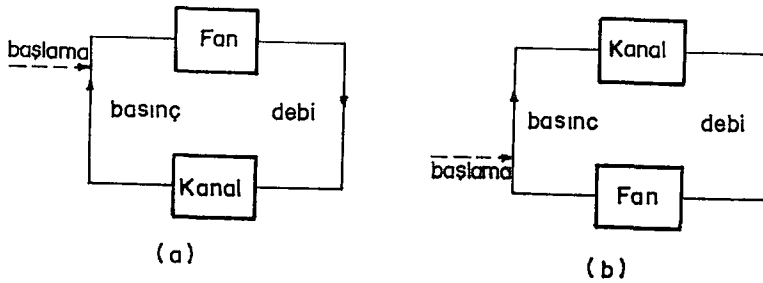
Diğer taraftan Şekil 3.9.b'deki bilgi akış diyagramına göre ise Şekil 3.8' deki B noktasına uygun olarak deneme basınç değeri keyfi olarak seçilebilir. Bu seçime bağlı döngü içindeki hesaplarda ise bir sapmanın vuku bulmasıyla neticelenir. Bu misalde doğru bir yaklaşımın yapılması ihtimali %50'dir. Çok büyük sistemlerde sapma

ihtimali daha azdır ve mühendislerin simulasyon çalışmalarında ardışık yerdegiştirmenin kullanıldığı bilgisayar programlarında da sık sık sapmanın olduğunu ihtiva eder, bir raporları mevcut değildir. Yine de tehlike mevcuttur [1].

Ardışık yerdegiştirme metodunun tehlike ve dezavantajlarını yok etmenin bir yolu da Newton-Raphson tekniğini kullanarak sistem denklemlerinin eşzamanlı çözümleridir. Bölüm 3.8 de bu metod açıklanmıştır. Bölüm 3.6 ve 3.7 de ise bu metodun anlatımı ikinci planda ele alınmıştır.

3.5 LINEER OLMAYAN EŞZAMANLI DENKLEMLERİN ÇÖZÜMÜ

Lineer olmayan eşzamanlı denklem takımının çözümü için kullanılacak metod ileriki kısımlarda değinileceği üzere Newton-Raphson tekniği olarak isimlendirilir ve Taylor serisinin açılımına dayanmaktadır. Metod bilinmeyen tüm değişkenler için önce bir değer kabul edilmesiyle başlayan iteratif bir işlemdir. Kabul edilen değerlerin çoğu genellikle denklemleri sağlamayacaktır. Böylece çözüm denklemleri tayin edilmiş kabul edilebilir bir tolerans dahilinde sağlayan değerlerin sistematik bir şekilde düzeltilmesiyle kullanılır.



Şekil 3.9 Fan-kanal sisteminin bilgi-akış diyagramı.
a= Birleşen, b= Ayrılan [Sapan]

3.6 TAYLOR SERİ AÇILIMI

z , x ve y ' ye bağlı iki değişkenli bir fonksiyon ise, bu fonksiyonun $x=a$ ve $y=b$ (a,b) noktasındaki seri açılımı şu

formdadır ;

$z = [\text{Sabit deger}] + [1.\text{derece terim}] + [2.\text{derece terim}] + [\text{Daha yüksek dereceli terimler}]$

Veya daha özel bir formda

$$Z = [c_0] + [c_1(x-a) + c_2(y-b)] + [c_3(x-a)^2 + c_4(x-a)(y-b) + c_5(y-b)^2] + \quad (3.10)$$

olarak yazılabilir [1].

Şimdi 3.10 denklemindeki sabit degerler düzenlenecektir. Şayet 3.10 denkleminde $x=a$ ve $y=b$ olarak alınıp işlem yapılırsa c_0 haricindeki bütün terimlerin sıfır olduğu görülecektir. Böylece (a,b) noktasında z nin degeri c_0 'a eşit olacaktır.

$$c_0 = z(a,b) \quad (3.11)$$

c_1 degerini bulmak için 3.10 denkleminin x ' e göre türevi alınıp $x=a$ ve $y=b$ noktasındaki türev degeri bulunursa

$$c_1 = \frac{\partial z(a,b)}{\partial x} \quad (3.12)$$

bulunur. Benzer şekilde y 'ye kısmi türev uygulanırsa

$$c_2 = \frac{\partial z(a,b)}{\partial y} \quad (3.13)$$

bulunur. c_3, c_4, c_5 gibi sabitleri bulabilmek için 3.10 denkleminin ikinci dereceden kısmi türevlerinde $x=a$ ve $y=b$ yazılarak degerleri araştırılırsa

$$c_3 = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 z(a,b)}{\partial x^2} \quad (3.14.a)$$

$$c_4 = \frac{\partial^2 z(a,b)}{\partial x \partial y} \quad (3.14.b)$$

$$c_5 = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 z(a,b)}{\partial y^2} \quad (3.14.c)$$

elde edilir.

Özel olarak x'e bağlı tek değişkenli bir y fonksiyonunun x=a noktasındaki Taylor serisi

$$y=y(a)+\left[\frac{dy(a)}{dx}\right](x-a)+\left[\frac{1}{2}\frac{d^2y(a)}{dx^2}\right](x-a)^2+\dots+ \quad (3.15)$$

şeklinde yazılabilir.

n değişkenli bir y fonksiyonunun Taylor serisi açılımı, genel bir ifade olarak

$(x_1=a_1, x_2=a_2, \dots, x_n=a_n)$ noktası için $y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ dir.

$$\begin{aligned} &=y(a_1, a_2, \dots, a_n)+\sum_{j=1}^n\left[\frac{\partial y(a_1, \dots, a_n)}{\partial x_j}\right](x_j-a_j) \\ &+\frac{1}{2}\sum_{i=1}^n\sum_{j=1}^n\left[\frac{\partial^2 y(a_1, \dots, a_n)}{\partial x_i \partial y_j}\right](x_i-a_i)(x_j-a_j)+\dots+ \end{aligned} \quad (3.16)$$

yazılabilir.

3.7 BİR BİLİNMEYENLİ BİR DENKLEM İÇİN NEWTON-RAPHSON METODU

3.15 nolu denklemdeki Taylor serisi ifadesinde x değeri a'ya yaklaştırıldığı zaman daha yüksek dereceden terimler ihmal edilebilir dereceye düşer. Bu durumda denklem indirgenmiş haliyle

$$y = y(a) + [y'(a)](x-a) \quad (3.17)$$

olarak yazılabilir. Bu denklem lineer olmayan cebirsel denklemlerin çözümü için Newton-Raphson iterasyon tekniğinin temelini oluşturmaktadır. x değerinin 3.17 yapısındaki bir denklemi sağladığını farzederek,

$$x+2=e^x \quad (3.18)$$

şeklindeki bir denklem yeni formda

$$y(x) = x+2-e^x \quad (3.19)$$

şeklinde yazılabilir. Bu durumda herhangi x değerleri için $y=0$ bulunacaktır. Bu hali x_k ile belirtirsek

$$y(x_k) = 0 \quad (3.20)$$

olur. Newton-Raphson işlemi x değerinin başlangıçta tahmini olarak tayin edilmesini gerektirir. x_t , x 'in başlangıçta tahmin edilen değeri olsun. Bu durumda x_t değeri 3.19 denkleminde yerine konduğu zaman sıfır ($y=0$) olması gerekir. Özel olarak $x_t=2$ alınırsa

$$y(x_t) = x_t + 2 - e^{x_t} = 2 + 2 - 7.40 = -3.40$$

bulunur. Bu durumda x 'in deneme değeri (tahmin edilen x değeri) doğru değildir. Şimdi soru $y=0$ şartını sağlayan x değerinin ne olduğudur. 3.17 denklemiyle ifade edilen Taylor açılımına dönülecek olursa, x_k bilinmeyen değeri için x 'e göre açalım,

$$y(x) \cong y(x_k) + [y'(x_k)](x-x_k) \quad (3.21)$$

şeklini alır. $x=x_t$ alınarak 3.21 denklemi

$$y(x_t) \cong y(x_k) + [y'(x_t)](x_t - x_k) \quad (3.22)$$

Denklem 3.22, x_k degerinin hala bilinmeyen pozisyonunu ve x_t nin türev degeri ve tahmini degerini ihtiva etmektedir. Denklem 3.20'deki $y(x_k)=0$ şartı, 3.22 denklemi tatbik edilerek tahmini olarak bilinmeyen x_k degeri çözülebilir. Bu durumda yeni haliyle düzenlenirse

$$x_k \cong x_t - \frac{y(x_t)}{y'(x_t)} \quad (3.23)$$

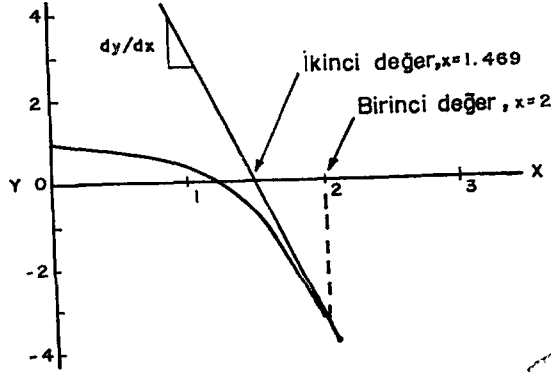
haline gelir. Yukarıdaki nümerik misale tatbik edilirse

$$x_k \cong 2 - \frac{-3.40}{1-e^2} = 1.4690$$

bulunur. Bulunan $x_k=1.4690$ degeri daha dogru bir netice verir ve bir ileriki iterasyonda kullanılır. Yani bu durumda yeni iterasyon için $x=1.4690$ alınarak yapılacaktır. Hesaplama için geliştirilen bilgisayar programı Ek-1' de verilmiştir.

X	y(x)
1.469	-0.871
1.208	-0.132
1.152	-0.018

şeklinde bir tablo düzenlenebilir. Iterasyonun şematik olarak seyri Şekil 3.10 de, $y = x+2-e^x$ denklemi için x-y düzleminde görülmektedir.



Şekil 3.10 Newton-Raphson İterasyonu

İlk deneme değerinde (iterasyon başlangıcında) $x=2$ dir ve y 'yi sıfıra götüren (egrinin seyrine göre) yeni değer 1.4690'dur. Bu değer yeni iterasyon için başlangıç değeridir. Newton-Raphson metodu, ilk deneme değeri, doğru neticeyi doğrulaması için çok yanlışta olsa, çok dikkatli kullanılması şartıyla çok kuvvetli bir metoddur. Çünkü çözümde sürekli bir sapma olmaz. Fonksiyonun yapısı kavranılarak çözüm yapıldığından daimi başarılı netice elde etmek mümkündür.

3.8 EŞZAMANLI DENKLEM SİSTEMİ

Bölüm 3.8 de izah edilen bilinmeyen değişkenleri ihtiva eden lineer olmayan bir denklemin çözümü, birden fazla denklemden meydana gelmiş denklemler sisteminden yalnızca birinin çözümü için kullanılabilir.  tane lineer olmayan denklem kabul edilirse, x_1, x_2 ve x_3 gibi  bilinmeyen değişkenin bulunması gerekliliği ortaya çıkar.

$$f_1(x_1, x_2, x_3) = 0 \tag{3.24}$$

$$f_2(x_1, x_2, x_3) = 0 \tag{3.25}$$

$$f_3(x_1, x_2, x_3) = 0 \tag{3.26}$$

Böyle bir denklem sisteminin çözüm yolu şu şekilde adımlara ayrılabilir.

1.Adım = $x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}$ olarak tariflenecek değişkenler için tahmini değerler tayin edilir.

2.Adım = $x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k}$ olarak isimlendirilme yapılarak bilinmeyenlerin doğru çözümü için Taylor serisinde fonksiyonun açılımı yapılır.

3.Adım = x' in aldığı değerler için lineer denklemler çözülür ve 1.Adıma dönülür. Çözümün mükemmelliği için arzu edilen degere kadar bu yaklaşım devam ettirilir.

Denklem 3.24, 3.16'daki Taylor serisi esas alınarak, seri açılımı detaylı olarak $x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k}$ noktası için şu şekilde yazılabilir;

$$\begin{aligned} f_1(x_1, x_2, x_3) &\cong f_1(x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k}) \\ &+ \left[\frac{\partial f_1(x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k})}{\partial x_1} \right] (x_1 - x_{1,k}) \\ &+ \left[\frac{\partial f_1(x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k})}{\partial x_2} \right] (x_2 - x_{2,k}) \\ &+ \left[\frac{\partial f_1(x_{1,k}, x_{2,k}, x_{3,k})}{\partial x_3} \right] (x_3 - x_{3,k}) \end{aligned} \quad (3.27)$$

$(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t})$ noktasının tahmini değerleriyle çözümünde, (f_1, f_2, f_3) gibi üç fonksiyonun değeri yaklaşık olarak şu şekilde açıklanabilir.

$$b_1 \cong a_{11}(x_{1,t} - x_{1,k}) + a_{12}(x_{2,t} - x_{2,k}) + a_{13}(x_{3,t} - x_{3,k}) \quad (3.28)$$

$$b_2 \cong a_{21}(x_{1,t}^{-x_{1,k}}) + a_{22}(x_{2,t}^{-x_{2,k}}) + a_{23}(x_{3,t}^{-x_{3,k}}) \quad (3.29)$$

$$b_3 \cong a_{31}(x_{1,t}^{-x_{1,k}}) + a_{32}(x_{2,t}^{-x_{2,k}}) + a_{33}(x_{3,t}^{-x_{3,k}}) \quad (3.30)$$

Burada

$$b_k \cong f_k(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}) \quad (3.31)$$

$$a_{ij} = \frac{\partial f_i(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t})}{\partial x_j} \quad (3.32)$$

Denklem 3.32 henüz bilinmeyen noktadan, tahmin edilen noktaya kısmi türevinin değerini göstermektedir. a ve b terimleri üç bilinmeyenli $(x_{1,t}^{-x_{1,k}}, x_{2,t}^{-x_{2,k}})$ ve $(x_{3,t}^{-x_{3,k}})$ eşzamanlı lineer üç denklemden elde edilen nümerik değerleri ihtiva etmektedir. Misal olarak x'in yeni değeri

$$x_{1,yeni} = x_{1,t}^{-x_{1,k}}$$

denklemden bulunarak kullanılacaktır.

x değeri, f fonksiyonlarında yerine konulup hesaplama yapıldığında, fonksiyonu ya sıfıra götürmeli ya da istenilen doğruluktaki bir hassasiyete indirmelidir.

3.9 BİR BİLGİ - AKIŞ DİYAGRAMININ KULLANIMI

Belirli bir sistemin simülasyonu, bir bilgi-akış diyagramı ile karşılaşmaksızın yapılamaz, birçok misalde de avantaj teşkil eder. Bilgi - akış diyagramının birinci avantajı, simülasyonun ardışık veya eşzamanlı hesaplamayı gerektirdiğine bakılmaksızın hesaplama işlemine yardımcı olmasıdır. Ardışık hesaplamalarda hesaplama başlanırken, işlemin ve bilinenlerin bir veya birden fazla olması,

simulasyon işleminin ardışıklığını değiştirmez. Simulasyonun Newton-Raphson tekniği ile yapıldığı zaman, fonksiyonlar sıralanabilir ve bilinmeyenler bir şekil çizilerek gösterilebilir. Fonksiyonların sayısı bilinmeyenlerin sayısına eşitse ve bu fonksiyonlar bağımlı fonksiyon ise simulasyon işlemi yapılabilir. Diğer taraftan bilgi-akış diyagramı, simulasyon için ardışık yerdegiştirme metodu kullanıldığı zaman daha az faydalıdır. Ardışık yerdegiştirme metodu her bilinmeyen değişkenin yalnız ve yalnızca bir hesaplama bloğundan elde edilen çıkış değişkeninden belirlenmesini gerektirir. Bilgi-akış diyagramı bu yapının tesis edilmesine yardım eder. Misal olarak su sisteminde, Şekil 3.9 da görülen bilgi akış diyagramı ile iki vana için denklemlerin orijinal formu çıkış olarak debi ve giriş olarak da basıncın olduğu belirlenmiştir. B vanası tesisatın girişindedir hesap gerektirmez fakat C vanası için hesaplamada BC borusunun uygun bir basınca sahip olması için giriş olarak debinin ve çıkış olarak da basıncın kullanılması gerekir.

BÖLÜM 4

OPTİMİZASYON

Optimizasyon, bir fonksiyonun minimum veya maksimum değerlerinin elde edildiği şartlarının bulunması işlemidir. Optimizasyon, her ne kadar küçük projelerde bazen mühendislik katkısı, bir optimizasyon gereğini doğurmasada daima mühendislerin katkısıyla gerçekleşir. Bir dizaynı sık sık karışıklığından dolayı optimize etmek çok zor olabilir. Bu gibi durumlarda çok yönlü sistem optimizasyonu yapmak ve bu çok yönlü sistem optimizasyonunun optimum kombinasyonunu seçmek mümkün olabilir. Bununla birlikte bu metod kullanılarak doğru bir optimum değer elde etmek pek güven verici değildir.

Keyfi olarak kabul edilen belirli parametrelerden meydana gelen uygulanabilir bir sistemin dizaynını ve kabul edilen değerler çerçevesinde tek bir değer seçilmesi mümkün olabilir. Aksi halde optimizasyon dizayn işleminin bir toplamı olması durumunda, parametreler, optimum değerlere ulaşmaya kadar parametrelerin kombinasyonu değişkendir.

Herhangi bir optimizasyon işleminde esas kriter değerinin optimum olduğu yerde verilen hükümdür. Mesela bir uçakta veya araçta

minimum ağırlık kriter olabilir. Bir otomobilde ise sistemin boyutları kriter olabilir. Minimum maliyet, daha önce gerek duyulmamasına rağmen günümüzde kriter olabilir. Diğer taraftan minimum degere satın alma gücü ve çalışma maliyeti gibi ekonomik olarak üzerinde çalışılan bu gibi değerler daimi olarak tam manasıyla ele alınmayabilir. Misal olarak bir soğutucu üreticisi, teçhizatın kullanılması esnasında tüketiciye minimum bir maliyetle tedarik etmek için, sistemin dizaynı ile uğraşmaz. Daha ziyade minimum bir satış fiyatı, çalışma maliyetine tercih edilmekle beraber her zaman çalışma maliyeti tam olarak normalin üstünde olmayabilir. Endüstriyel organizasyonlar ekonomik taraf bir yana, estetik, insani ve içtimai problemlerin çözümüyle ilgilenirler. Bunların kriter fonksiyonunun sadece parasal faktörler olmadığı, bazı belirli faktörlerde zikredildiği gibi dikkate alınarak seçildiği aşıkardır.

Optimizasyonun bazı konuları operasyon kaynağı ismi altında sık sık uygulanmaktadır. Operasyon kaynağındaki bir çok gelişmeler ekonomik sistemlerin matematik modellerini optimize etmek için yapılan çalışmalardan meydana gelmiştir. Makina ve kimya mühendislerinin akışkan ve enerji akış sistemlerini optimize etmek için belirli kaidelerin kullanılması yalnızca son zamanlarda vuku bulmuştur.

Sistem simulasyonu ve simulasyon elemanları geniş çalışma şartları üzerinde daha iyi performans bulabilmek için gerekli olduğundan termal sistemlerin optimizasyonu için başlangıç olabilir. Dizayn yükleri için optimum hale gelen bir sistem, beklenen çalışmasının üzerinde olamaz.

4.1 OPTİMİZASYON SEVİYESİ

Bazen dizayn mühendisi " iş yapmak için dört farklı kavram üzerinde çalışarak dizayn optimizesi yaptım " diyebilir. Bu söylediği dört farklı kavramın karşılaştırılarak iş yapıldığı manasına gelebilir. Mühendisin ifadesi, alternatif kavramların mukayesesi ve kavramların optimizasyonu olmak üzere iki önemli seviyeyi gösterir. Sistem akış diyagramı ve matematiksel ifadeleri, başlangıçta uygun olmalı ve optimizasyon işlemi bir veri ihtiva etmeli ve yalnızca bir elemanın boyutları ele alınmalıdır. Bu optimizasyonların tamamı verilen

kavramların içinde tamamlanır. İleri işlemlerde farklı bir model üzerine çalışma yoktur. Misal olarak, buhar-elektrik üretimi tesisinden yakıt odası kavramı arasında ilişki düşünülürse otomatik olarak sistem değişimi ele alınmaz. Komple bir optimizasyon işlemi mantıklı tüm kavramları, her bir kavramın dizayn optimizasyonunu ve en iyi optimize olmuş dizaynın seçiminide içine alır.

4.2 OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN MATEMATİKSEL İFADESİ

Optimizasyonun matematiksel ifadesi , fonksiyonun tayini ve sınırlamadan meydana gelmektedir. y optimize olan fonksiyonun objektif fonksiyonu olarak isimlendirilir ve bağımsız değişken olarak isimlendirilen;

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$$

in bir fonksiyonudur.

Objektif fonksiyon;

$$y = y(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4.1)$$

olarak ifade edilebilir. Bir çok fiziksel durumlarda ;

$$\phi_1 = \phi_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (4.2)$$

$$\phi_m = \phi_m(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (4.3)$$

bazı eşitliklerle birlikte ;

$$\psi_1 = \psi_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq L_1 \quad (4.4)$$

$$\psi_j = \psi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq L_j \quad (4.5)$$

eşitsizlikleri yazılabilir.

Fiziksel şartlar 4.4 ve 4.5 denklemlerinde eşitsizliklerin mahiyeti olarak görülmektedir. İlave olarak objektif fonksiyona,

optimumun meydana geldiği bağımsız değişkenlere etkisi olmayan bir sabit eklenerek ;

$$y = a + Y(x_1, \dots, x_n)$$

bulunur. y ' nin minimum değeri ,

$$\min [a + Y(x_1, \dots, x_n)] = a + \min [Y(x_1, \dots, x_n)] \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir.

Optimum özellik bir fonksiyonun maksimumunun, fonksiyonun negatif minimum değerinin meydana geldiği aynı noktada meydana gelen değeridir, ve;

$$\max [y(x_1, \dots, x_n)] = -\min [-y(x_1, \dots, x_n)] \quad (4.7)$$

olarak ifade edilebilir.

4.3 SU SOĞUTMA SİSTEMİ

Şekil 4.1' de şematik olarak gösterilen bir su soğutma sistemi matematiksel ifadeyi tanımlamak için kullanılacaktır. Sistemin ihtiyacı $0,023 \text{ m}^3/\text{sn}$ 'de suyu 13 C° 'den 7 C° 'a soğutmak şeklindedir. Soğutma kulesi vasıtasıyla ısı atmosfere atılmaktadır. Biz bu vazifeyi minimum bir maliyet ile gerçekleştirmeye çalışacağız. x_k , x_{ev} , x_{kn} , x_P ve x_{sk} sırasıyla kompresörün, evaporatörün, kondenserin, pompanın ve soğutma kulesinin ifadesi olmaktadır. y 'nin toplam maliyeti tek bir ilave tesisatın maliyetlerinin toplamıdır. Bu değer istediğimiz minimum değerdir.

$$y(x_k, x_{ev}, x_P, x_{kn}, x_{sk}) \longrightarrow \text{minimum} \quad (4.8)$$

4.8 denklemindeki minimum değerine, yalnızca tüm elemanların boyutlarının sıfıra inmesiyle ulaşılabilir. Bu arada göze alınmayan konuda , ele alınan su soğutma sisteminin boyutlarının

$$t_d \left[x_k, x_{ev}, x_{kn}, x_p, x_{sk} \right] \leq 107 \text{ C}^\circ \quad (4.11)$$

olacaktır.

Bir diger sınırlayıcı sabit degerde dışarı sıçramayı önlemek için sogutma kulesinin boyutlarında soguk su akışıyla kondansere olabilir.

4.4 OPTİMİZASYON İŞLEMLERİ

Sistemlerin optimizasyonunda, objektif fonksiyonun birden fazla degişkene baglı olduğu bilinen bir durumdur. Gerçekte bazı termal sistemler tecrübe edilmiş optimizasyon tekniklerinin içerdigi bir çok degişkene sahiptirler. Önemli çalışmalar optimizasyon işleminde gerekli olabilirken optimize olmuş fonksiyon için matematiksel bagıntılar geliştirme ve sınırlamalar içinde önemli bir çalışmaya gerek vardır.

4.5 HESAPLAMA METODLARI VE LAGRANGE ÇARPANLARI

Hesaplama ile optimizasyonun esası, optimum deger türev işleminde belirlenmektedir. Lagrange çarpanları metodu eşit sınırlamaların varolduğu bir optimizasyon türüdür. Fakat bu metod eşitsizlik sınırlamalarına direkt uygulanamaz. Hesaplama metodunun kullanılabilmesi için objektif fonksiyon ve sınırlamanın turevleri alınabilmelidir.

4.6 ARAŞTIRMA METODLARI

Bu metodlar, bağımsız degişkenlerin degerleri kombinasyona tabii tutularak bir deger elde edilmesini ve bu kombinasyonlarda objektif fonksiyonun degerinden en sonucusunun çekilmesini kapsar. Misal olarak bir parametre için bulunan 20 degerin mümkün olan tüm kombinasyonlarında fonksiyonun degerini hesaplamak mümkündür, aynı şekilde ikinci degişken içinde 20 deger bulunur ve böylece devam eder. Bu gibi araştırma metodu çok kullanışlı ve verimli degidir. Böyle araştırma metodları, çok degişkenlilere uygulandığı zaman

verimli neticeler bulunabilir.

Yalnız bir tek noktaya uygulanmak üzere sürekli fonksiyonlara araştırma metodları uygulandığı zaman tam optimum değer bulunur, deneysel değerlerin sınırlı bir sayısıyla bulunamaz. Diğer taraftan elemanların yalnızca belirli adımlarına uygulandığı zaman araştırma metodları boyutların sonsuz değerinin kabul edildiği metodlar, hesaplamak için daha iyidir.

4.7 DİNAMİK PROGRAMLAMA

Burada 'programlama' kelimesi optimizasyon manasındadır. Bilgisayar programlama ile doğrudan bir ilgisi yoktur. Bu optimizasyon metodu, optimum noktadan ziyade optimum bir fonksiyon elde edilmesini ihtiva eder. Burada ifade edilen diğer bütün metodların sonucu, objektif y fonksiyonunun optimal değerinden elde edilen x_1 'den x_n ' e kadar değişen bağımsız değişken değerlerinin oluşturduğu bir data grubudur. Dinamik programlama ile izah edilen problem, istenilen neticenin, misal olarak en iyi gaz borusu hattının seçimi gibi, bir yol olduğu durumlarda meydana gelir. Böylece netice çeşitli değişkenlere bağlı bir fonksiyondur. Dinamik programlama, değişkenlerin hesaplanmasıyla bağıntılıdır ve değişkenlerin hesabının sürekli olarak yapılabilirdiği farklı işlemler serisidir.

4.8 GEOMETRİK PROGRAMLAMA

Programlama ailesinin en yenisi geometrik programlamadır. Geometrik programlama değişkenlerin integer ve integer olmayan ifadelerin görülebildiği polinomların toplamını ihtiva eden bir fonksiyon optimizasyonudur.

4.9 LINEER PROGRAMLAMA

Lineer programlama , 4.1 ile 4.5 denklemleri gibi tüm denklemlerin lineer olduğu uygulamalarda iyi neticeler vermiştir geniş bir kullanım alanı vardır. Lineer programlama ile çözülen problemlerin büyüklüğü yüzlerce çeşit değişken ihtiva eden geniş optimizasyon sahasını kapsayacak kadar büyüktür.

BÖLÜM 5

SAYISAL ÖRNEKLER

5.1 BİR SU POMPA SİSTEMİ SIMULASYONU

Bu bölümde örnek olarak seçilen iki değişik sistem simülasyonu amaçlandı. Bu sistemler için bağıntılar çıkarılarak elde edilen lineer olmayan denklem sistemlerinin sayısal çözümleri yapıldı. Metod olarak Newton-Raphson metodu kullanıldı. Bu sayısal çözümler için iki ayrı bilgisayar programı hazırlandı (Bak.Ek 2-3).

Burada verilmek istenen, mühendislikte karşılaşılan ve çözümleri el ile yapılması ya çok zor yada mümkün olmadığı durumlarda problem, matematiksel model kurup nasıl bir program hazırlanacağını adım adım tarifleyebilmektir. Seçilen bu iki örnek referans alınarak daha değişik problemler çözülebilir ve bunlar için yeni programlar geliştirilebilir.

Şekil 5.1' de görüldüğü gibi, H_0 yükseklikteki bir depoya paralel bağlı üç pompa ile su pompalanması düşünülmektedir. Borularda sürtünmeden meydana gelen düşü kayıpları $0.5Q^2$ ile tanımlanmıştır.

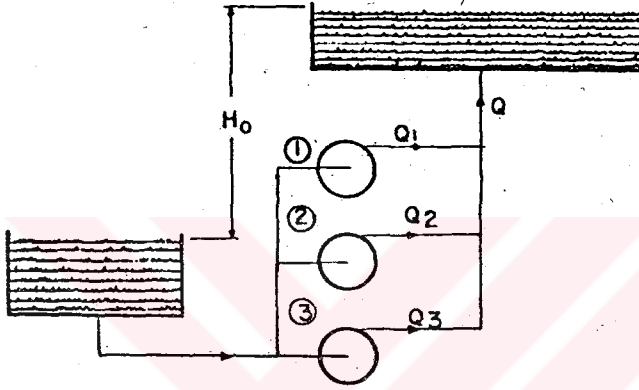
Q, burada toplam debi olduğuna göre, pompanın karakteristik denklemleride;

$$1. Pompa \quad h_1 = 250 + 30Q_1 - 6Q_1^2 \quad (5.1)$$

$$2. Pompa \quad h_2 = 275 + 15Q_2 - 18Q_2^2 \quad (5.2)$$

$$3. Pompa \quad h_3 = 300 + 20Q_3 - 12Q_3^2 \quad (5.3)$$

şeklinde tanımlandığı dikkate alınarak her pompanın basması gereken debiyi bulalım.



Şekil 5.1 Su pompa sistemi

Cözüm :

Problemdede tanımlanan, pompaların karakteristik denklemleri debiye bağlı basma yüksekliklerini vermektedir. Bu durumda her pompanın basabileceği maksimum bir basma yüksekliği ve buna karşılık gelen debi değerinden bahsetmek mümkündür. Bunun yanında paralel bağlı olduğundan $h_1 = h_2 = h_3$ olmalıdır. Pompalar bu yüksekliğe çıkacak kadar suya enerji vermek durumunda olduğundan, kayıplarda dikkate alınarak, verilmesi gereken düşü enerjiyi,

$$h = H_0 + 0.5 Q^2 \quad (5.4)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada, Q toplam debi olup,

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (5.5)$$

ifadesiyle tanımlanabilir. $h_1=h_2=h_3=h$ olduğundan 5.4 ile 5.1, 5.2, 5.3 denklemleri eşitlenerek;

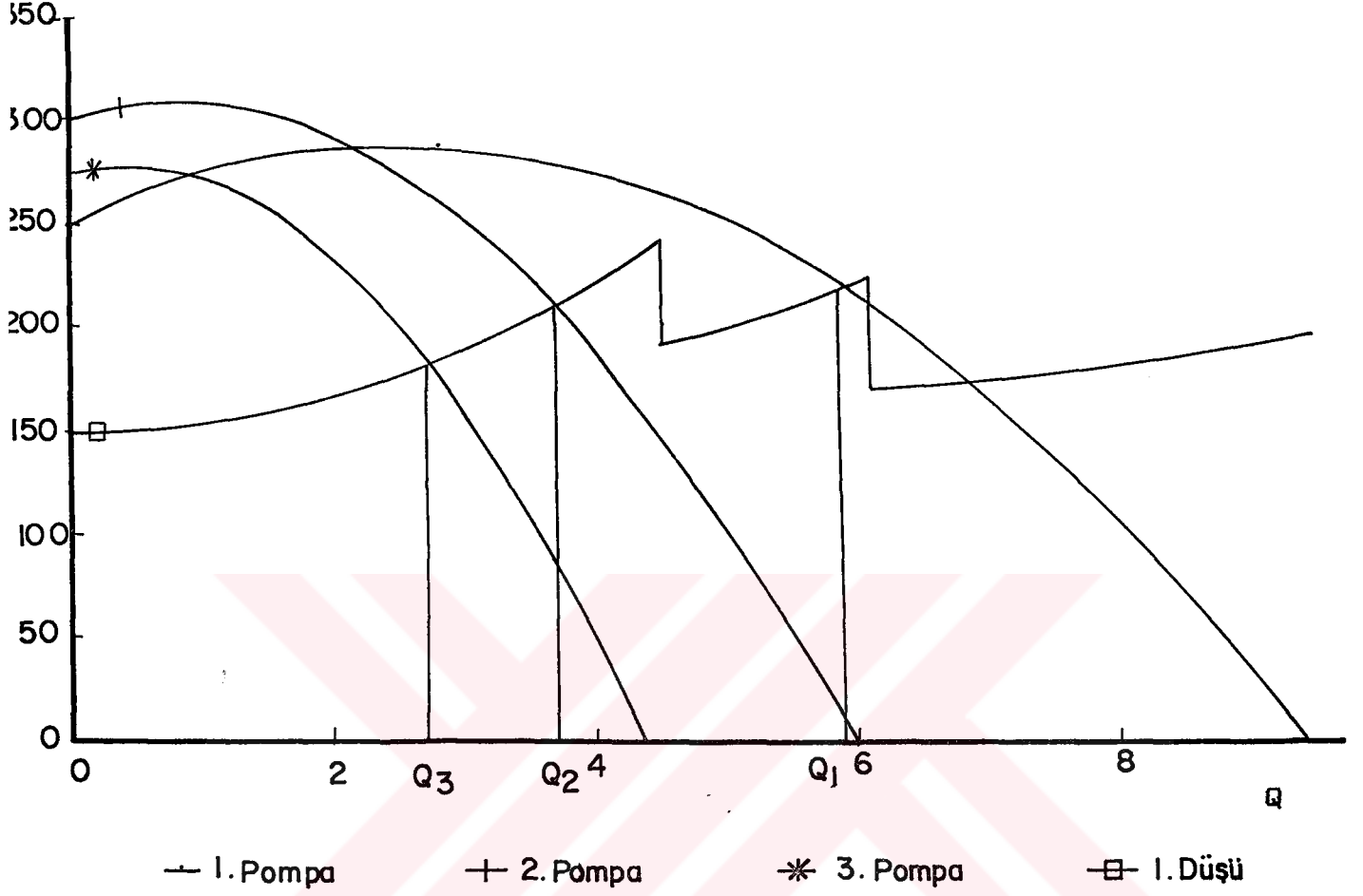
$$250+30Q_1-6Q_1^2=H_0 + (Q_1+Q_2+Q_3)^2 \quad (5.6)$$

$$275+15Q_1-18Q_2^2=H_0 + (Q_1+Q_2+Q_3)^2 \quad (5.7)$$

$$250+20Q_1-12Q_3^2=H_0 + (Q_1+Q_2+Q_3)^2 \quad (5.8)$$

bulunur. Bu suretle h basma yüksekliği olup tanımlarsak bir bilinmeyen yok edilmiş olur. Son üç denklem üç bilinmeyeni ihtiva etmektedir. Bu durumda bu denklemleri sağlayan, aynı zamanda her bir pompanın debisi olan Q_1 , Q_2 , Q_3 değerlerini bulmak mümkündür. Yukarıdaki denklemleri bir başka ifadeyle, iki ayrı egrinin kesişim noktalarının bulunması olarak yorumlanabilir.

Son üç denklem lineer olmayan nonhomojen denklemler olduğundan, aynı zamanda kompleks bir yapı arzettiğinden çözümü analitik olarak yapmak mümkün değildir, ancak nümerik olarak analizi yapılabilir. Bu çalışmada Newton-Raphson kök bulma yöntemi kullanılarak çözümü yapıldı. 5.1, 5.2, 5.3 ve 5.4 nolu denklemlerin debiye bağlı değişimleri Şekil 5.2' de görülmektedir. Bu egrilerden görüldüğü gibi pompanın karakteristik denklemleri bir max düşü değerinden sonra azalırken, 5.4 nolu denklem debiye göre sürekli artış göstermektedir.



Şekil 5.2 Egrilerin 1.hali

Bu durumda 4 nolu egrinin 1, 2 ve 3 nolu egrileri kestigi noktalara karşılık gelen debi degerleri bizim için aranan debi degerleri olmaktadır. 5.6, 5.7 ve 5.8 denklemleri Ek-2 de verilen Newton-Raphson metodu kullanılarak hazırlanmış program vasıtasıyla çözülmüş ve

$$Q_1 = 5.82246$$

$$Q_2 = 3.57021$$

$$Q_3 = 2.237$$

bulunmuştur. Bu degerler Şekil 5.2'deki noktalarla karşılaştırıldığında doğru bir neticenin elde edildiği görülecektir.

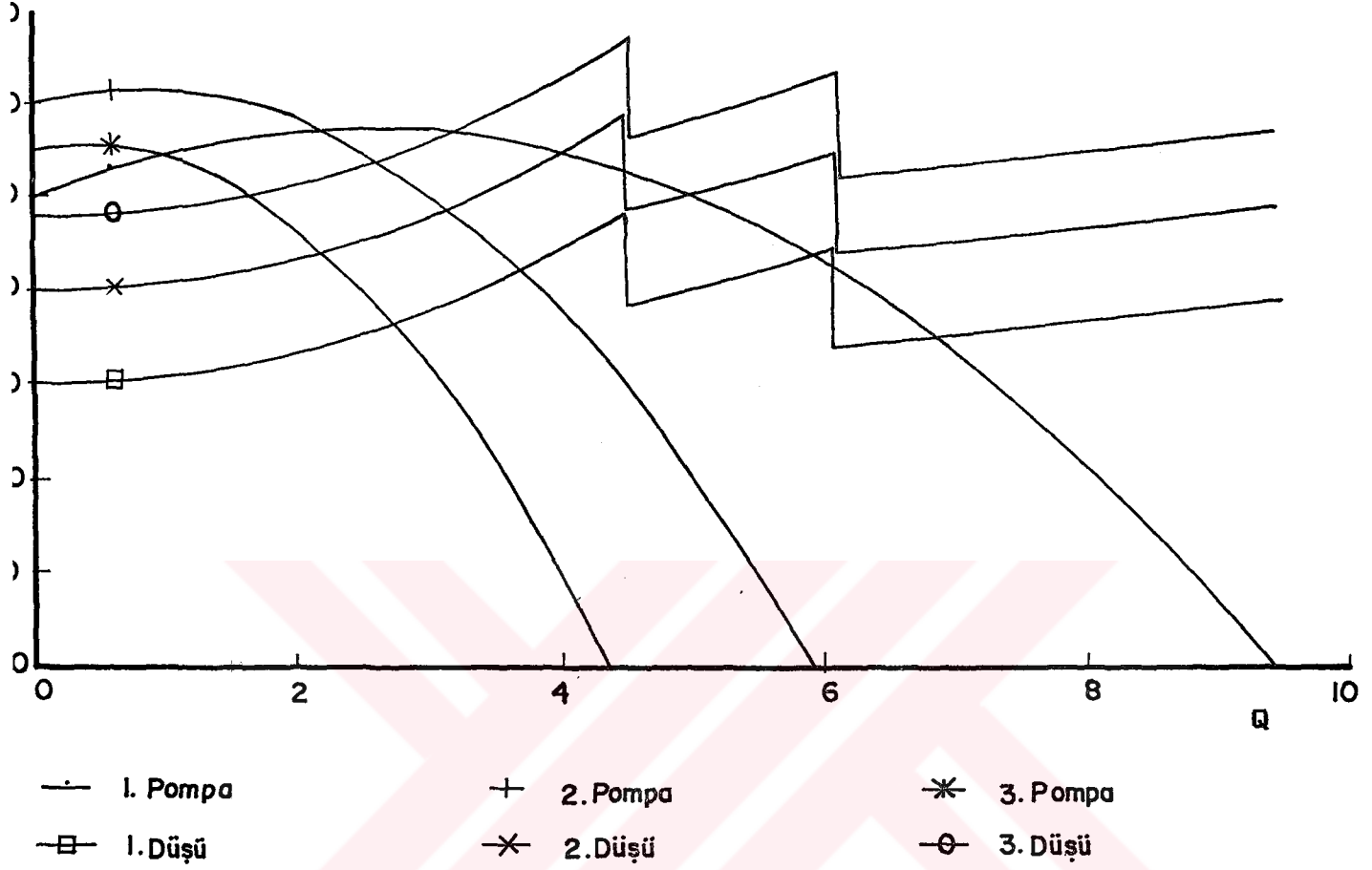
YORUM :

Sistemlerin simulasyonuna en basit bir örnek bu problemde ele alınmıştır. Paralel bağlı pompa grubunun, tek bir yüksekliğe akışkan basması durumunda bir optimum noktadan söz edilir. Genellikle yerel ve sürekli kayıplar debinin bir fonksiyonu olduğundan, pompaların sahip olması gereken debi değeri net şekilde bilinmemektedir. Çünkü pompaların karakteristiği, yani basma yükseklikleride genellikle debinin fonksiyonu olarak bağımlılık arzederler. Bu durumda da her pompanın, her zaman her debide her yüksekliğe basamayacağı aşıkardır. Sistem simulasyonu gerçek manadaki bu probleme, matematik bazda nasıl çözüm verilebileceğini inceler. Bunun içinde her pompanın çalışabileceği debi ve düşü değerlerini matematik forma benzeterek analitik bir ifade tanımlar. Neticede Şekil 5.1. deki tesisatta görülen pompalar simule edilerek 5.1 , 5.2 ve 5.3 nolu denklemlerle ifade edilmiştir. Buda yapısı ve gücü farklı pompaların kullanıldığını göstermektedir. Pompaların farklılığıda, her pompanın farklı debilerde çalışmasını gerektirecektir. Bu durumda yukarıda tarif edilen çözüm takip edilecektir.

Pompaların simule edilmesiyle, yani çalışma karakteristiklerinin matematik formda izah edilmesiyle değişik yorumlara varılabilir. Pompalar tek tek incelendiğinde her birinin maksimum basma yüksekliğine karşılık gelen debi değeri vardır.

1. Pompa	$Q=2.5$;	$h=h_{\max}$	$=287.5$ m
2. Pompa	$Q=0.47$;	$h=h_{\max}$	$=278.25$ m
3. Pompa	$Q=0.834$;	$h=h_{\max}$	$=308.34$ m

Bu değerlerle, Newton-Raphson yöntemiyle bulunan değerler karşılaştırıldığında çok farklı bir durum ortaya çıkmaktadır. Çıkan neticede her pompanın max basma yüksekliği veren debi değerlerinde çalışmasıyla optimum sonuca varılamayacağını göstermektedir. Şekil incelendiğinde bu durumun olamayacağı görülecektir. İstenilen basma yüksekliğine erişmek ve en az kayıpla çalışmayı hedeflemek arasında bir kesişim noktasını ancak yukarıda tarif edilmiş çözümle bulmak mümkündür.



Şekil 5.3 Egrilerin 2.hali

Şayet basma yüksekliği değişseydi, pompalar aynı olsaydı nasıl bir neticenin bulunacağı Şekil 5.3' de görülmektedir. Burada görüldüğü gibi basma yüksekliği arttıkça debi değerleri, her pompanın maksimum basma yüksekliğini veren debi değerlerine yaklaşmaktadır. Belirli bir yükseklikten sonra pompaların çalışma kapasitesinin üstüne çıkılmaktadır. Bu durum Newton-Raphson metoduyla çözümde debilerin negatif veya tanımsız (sanal) çıkmasıyla kendini göstermektedir.

Pompaların kapasitesine göre basma yüksekliği düşük tutulması, her pompanın çalışması gereken debi değerini büyütmektedir. Buda sayıpların artmasına dolayısıyla verim değerinin düşmesine neden olmaktadır.

5.2 BİR GAZ TÜRBİNİ ÇEVİRİMİNİN SIMULASYONU

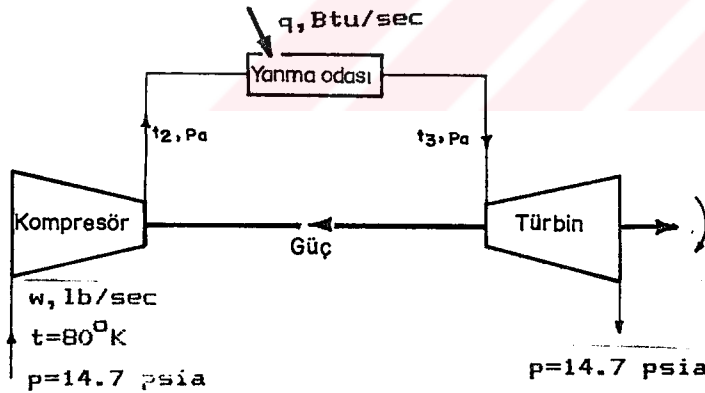
İstem simülasyonunu nümerik olarak izahını gösterebilmek için bir az türbini seçilir.

Şekil 5.4' de akış diyagramı görülen gaz türbini çevriminde 7200 /dk lık sabit devirle çalışan sistem hedeflenmektedir. Hava giriş sıcaklığı 80°F ,giriş ve çıkış basınçları 14.7 psiadır.

Çözüm için belirli basitleştirici kabuller yapılacaktır. Böylece simülasyon metodunun daha kolay hesaplanabilir bir şekilde uygulanması de esas olacaktır. Kabuller :

C_p 'nin $0.25 \text{ Btu}/(\text{lb}) (^{\circ}\text{F})$ olarak sabit ve çevrim boyunca gaz özelliklerinin ideal olduğu kabul edilecektir.

Yanma odasında ilave edilen yakıtın kütlesi, yanma odasındaki akışın düşmesi ve çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilecektir.



Şekil 5.4 Gaz türbini çevrimi

gri uydurma teknikleri kullanılarak, gerçek hallere göre azırlanmış entalpi - basınç - sıcaklık diyagramlarından [1].

$$a = 48 + 3w - 0.12w^2 \quad (5.9)$$

İde edilir. Yine kompresör için hazırlanmış debi-basınç

diyagramlarından karakteristik denklem

$$E_k = 967 - 2.50p_a + 0.231p_a^2 \quad (5.10)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;

p_a = Kompresör akış basıncını

w = Debiyi

E_k = Kompresör gücünü

göstermektedir. Güç ifadeleri 7200 d/dk'lık bir devirle çalışan türbin ve kompresör dikkate alınarak çıkarılmıştır. Yine yukarıdakine benzer bir işlemle hazır diyagramlardan faydalanarak eğri uydurma tekniği yardımıyla,

$$E_t = 1678 - 67.97p_a + 1.543p_a^2 - 3.89t_2 + 0.001111t_3^2 + 0.1843p_a t_3 - 0.002161p_a^2 t_3 - 0.463 \times 10^{-4} p_a t_3^2 + 0.617 \times 10^{-6} p_a^2 t_3^2 \quad (5.11)$$

$$w = 16.78 + 0.487p_a + 0.00385p_a^2 - 0.02889t_3 + 0.1111 \times 10^{-4} t_3^2 + 0.843 \times 10^{-3} p_a t_3 - 0.142 \times 10^{-4} p_a^2 t_3 - 0.463 \times 10^{-6} p_a t_3^2 + 0.617 \times 10^{-8} p_a^2 t_3^2 \quad (5.12)$$

bulunur. Burada;

E_t = Türbinden elde edilen güç

t_3 = Türbin giriş sıcaklığıdır.

Yanma odasından sisteme ne kadarlık ısı verilmektedirki 1400 Btu/sn'lik bir shaft gücü elde edilebilsin. Bunun içinde gerek duyulan p_a , t_3 , ve t_2 nin değerleri ne olmalıdır.

Cözüm :

Sistem simulasyonunun görevi yada fonksiyonu ısı ve kütle denge

denklemlerinin, hal denklemlerinin ve tüm elemanların performans karakteristiklerinin en uygun şekilde düzenlenmesini sağlamaktır. Bu uygunluk için gerekli denklemler değeri sıfır olan fonksiyonlar olarak tanımlanacaktır. Bunun için 5.9 ve 5.10 denklemlerinden ilk iki fonksiyon

$$f_1 = 48 + 3w - 0.12w^2 - p_a$$

$$f_2 = 967 - 2.5p_a + 0.231p_a^2 - E_k$$

şeklinde tanımlanacaktır. Bir diğer denklem kompresör giriş ve çıkışındaki enerji dengesinden elde edilecektir.

$$E_k = w(\text{entalpi artışı}) = wc_p(t_2 - 80)$$

Bu denklem adyabatik işlemden ideal gaz kabulünden elde edilmiştir. Böylece

$$f_3 = 80 + \frac{E_k}{0.25w} - t_2$$

bulunur. Yanma odasında yakıtın yanmasından elde edilen q Btu/sec'lik entalpi değişiminin debiyle çarpımından meydana gelecektir.

$$q = w(t_3 - t_2)$$

Bu denklem fonksiyonel olarak

$$f_4 = t_2 + \frac{q}{0.25w} - t_2$$

biçiminde düzenlenebilir. 5.11 ve 5.12 denklemlerinden türbin için

$$f_5 = 1678 - 67.97p_a + 1.543p_a^2 - 3.89t_2 + 0.001111t_3^2 + 0.1843p_a t_3 - 0.002161p_a^2 t_3 - 0.463 \times 10^{-4} p_a^2 t_3^2 + 0.617 \times 10^{-6} p_a^2 t_3^2 - E_t$$

$$f_6 = 16.78 + 0.487p_a + 0.00385p_a^2 - 0.02889t_3 + 0.1111 \times 10^{-4} t_3^2 + 0.843 \times 10^{-3} p_a t_3$$

$$-0.142 \times 10^{-4} p_a^2 t_3 - 0.463 \times 10^{-6} p_a t_3^2 + 0.617 \times 10^{-8} p_a^2 t_3^2 - w$$

yazılabilir. Son olarak kompresör ve türbinin eşit olmasından hareketle gerekli shaft gücünde hesaba katılarak, türbin gücü fonksiyonel olarak

$$f_7 = E_t - E_k - 1400$$

şeklinde ifade edilebilir.

Bu durumda çözüm, E_k , E_t , w , q , p_a , t_2 , ve t_3 bilinmeyenlerini ihtiva eden lineer olmayan yedi eşzamanlı denklemin çözümü biçiminde gelişecektir. Bütün fonksiyonlar incelendiğinde en fazla bilinmeyen değişkeni f_4 fonksiyonunun ihtiva ettiği görülecektir. Bu durumda daha sağlıklı bir çözüm için q bilinmeyeni diğer 6 bilinmeyenden sonra bulunacaktır. Çünkü q değeri sadece f_4 de bulunmaktadır. Ancak diğer bilinmeyenler bilinirse q değerinin çözümünden bahsedilebilir.

Eşzamanlı denklemlerin çözümü için bir bilgisayar kullanılması lazımdır. Bu tip denklemler için çözüme başlanırken, köklere yaklaşık olan ilk değerlerin her bilinmeyen değişken için verilmesi gerekmektedir. Bu durumda yedi bilinmeyenin ilk iteratif değerleri

$$E_k = 1500 \text{ Btu/sec}$$

$$E_t = 2500 \text{ Btu/sec}$$

$$w = 25 \text{ lb/sec}$$

$$q = 6000 \text{ Btu/sec}$$

$$p_a = 40 \text{ psia}$$

$$t_2 = 400 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_3 = 1400 \text{ }^\circ\text{F}$$

şeklinde tanımlanabilir. Bu değerler seçilirken mantık ve gerçeklerin kabul ettiği ve tecrübeye dayalı bir yol kullanılmalıdır. Bu ilk değerler bilgisayara yüklenerek f_1 ve f_2 hesaplanmalıdır. Gerçekte, fonksiyonların değerleri $f_1 = 8$, $f_2 = -263.4$, $f_3 = -80$, $f_4 = -40$, $f_5 = -555.3$, $f_6 = -2.8$, $f_7 = -400$

dür. Bulunan fonksiyonların değerlerinin sıfır değerine yakınlığı bilinmeyen değişkenlerin doğru tesbit edildiğinin işaretidir. İlk değerlerin verilmesiyle fonksiyonun değerleri olarak bulunacaktır (bak. Tablo-1). Bu değerler sıfırdan farklı olduğu için daha doğru olabilecek çözümler elde edilmelidir. Bu durumda yedi bilinmeyene verilmiş ilk değerlerin belirli bir Δp_a , Δt_3 , Δq kadarlık değerlerin çıkarılması veya ilave edilmesi gerekir. Bu miktarların bulunması içinde her fonksiyonun diferansiyelinin alınması gerekir. Bu diferansiyel değişim nümerik yaklaşımla Δ kadar bir aralıkla ifade edilirse

$$\frac{\partial f_1}{\partial E_k} \Delta E_k + \frac{\partial f_2}{\partial E_t} \Delta E_t + \dots + \frac{\partial f_7}{\partial t_3} \Delta t_3 = f_1$$

$$\frac{\partial f_7}{\partial E_k} \Delta E_k + \dots + \frac{\partial f_3}{\partial w} \Delta w + \dots + = f_7$$

Buradaki kısmi türevler fonksiyonların türetilmesiyle bulunarak, ilk değerler yardımıyla da nümerik olarak tanımlanabilir. ΔE_k , ΔE_t , Δw , Δq , Δp_a , Δt_2 , Δt_3 değerleri ise bilinmeyen değerlerdir. Δf_1 , Δf_2 , ve Δf_7 ise ilk değerlerden bulunan f_1 , f_2, \dots, f_7 değerleridir. Bu durumda karşımıza 7 bilinmeyenli lineer denklem sistemi çıkmaktadır. Bu denklem sisteminin çözümüyle bulunan Δ değerleri ilk değerlere ilave edilerek yeni değerler elde edilir. Misal olarak lineer denklemlerin çözümünden Δp_a bulunacaktır. Bu durumda p_a 'nın yeni değeri $p_a^{(1)} = (\Delta p_a^{(1)} + p_a$ olacaktır. Benzer şekilde diğer bilinmeyenlerin yeni değerleri tanımlanacaktır. Ve ilk basamaktaki işlemler tekrarlanarak daha doğru çözüme gidilecektir. Tolerans değerinin $0.1E-5$ alınmasıyla iterasyonun seyri Tablo 1'deki gibi olacaktır. Tolerans sınırı içerisinde iterasyonun son değerleri çözümü sağlayan karakteristik değerler olacaktır (Bak. Tablo-1). Bu lineer olmayan denklem sisteminin çözümü için geliştirilen bilgisayar programı Ek-3 de verilmiştir.

EK 1

```
READ(*,*)XT
HATA=0.0001
10 X=XT-Y(XT)/TUREV(XT)
F=(X)
WRITE(*,20)X,F
20 FORMAT(5X,'X=',F10.4,5X,'Y=',F10.4)
IF(ABS(X-XT).LE.HATA)STOP
XT=X
GOTO10
END
```

```
FUNCTION TUREV(X)
DX=0.0001
TUREV=(Y(X+DX)-Y(X))/DX
RETURN
END
```

```
FUNCTION Y(X)
Y=X+2-EXP(X)
RETURN
END
```

EK 2

```
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(5,6),DX(5),X0(5),FN(10)
COMMON HO
DATA M, EPS, HATA, ITER/5, 1.E-8, 1.E-5, 0/
WRITE(*,*) 'HO='
READ(*,*)HO
WRITE(*,*)M, 'ADET BASLANGIC DEGERI GIRINIZ'
WRITE(*,*)
READ(*,*) (X0(I), I=1, M)
WRITE(6,*) 'HO=', HO
N=M+1
5 DO 10 I=1, M
  DO 20 J=1, M
    CALL TUREV(I, J, EPS, X0(1), X0(2), X0(3), X0(4), X0(5), T)
20 A(I, J)=T
  XI=I
  FN(I)=F(XI, X0(1), X0(2), X0(3), X0(4), X0(5))
10 A(I, N)=-FN(I)
  WRITE(6,50) ITER, (X0(I), I=1, M)
50 FORMAT(1X, 'I=', I2, 1X, 5(1X, 1PE13.5))
* WRITE(6,50) ITER, (X0(I), I=1, M), (FN(I), I=1, M)
* 50 FORMAT(1X, 'I=', I2, 1X, 10(1X, 1PE13.5))
  ITER=ITER+1
  DO 40 I=1, M
    IF (ITER.GT.1.AND.ABS(DX(I)).LE.HATA)GOTO 99
40 CONTINUE
  CALL GAUSS(M, N, A, DX)
  DO 30 I=1, M
30 X0(I)=X0(I)+DX(I)
  GOTO 5
99 STOP
END
```

```
* SUBROUTINE TUREV(I, J, EPS, X1, X2, X3, X4, X5, T)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  COMMON HO
  XI=I
  XJ=J
  IF (J.EQ.1) T=(F(XI, X1+EPS, X2, X3, X4, X5)-
  %F(XI, X1, X2, X3, X4, X5))/EPS
  IF (J.EQ.2) T=(F(XI, X1, X2+EPS, X3, X4, X5)-
  %F(XI, X1, X2, X3, X4, X5))/EPS
  IF (J.EQ.3) T=(F(XI, X1, X2, X3+EPS, X4, X5)-
  %F(XI, X1, X2, X3, X4, X5))/EPS
  IF (J.EQ.4) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4+EPS, X5)-
  %F(XI, X1, X2, X3, X4, X5))/EPS
  IF (J.EQ.5) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4, X5+EPS)-
  %F(XI, X1, X2, X3, X4, X5))/EPS
  RETURN
END
```

```
* FUNCTION F(XI, X1, X2, X3, X4, X5)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  COMMON HO
  IF (XI.EQ.1.) F=250+30*X1-6*X1*X1-X5
  IF (XI.EQ.2.) F=300+20*X2-12*X2*X2-X5
  IF (XI.EQ.3.) F=275+15*X3-18*X3*X3-X5
```

3

```
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(7,8),DX(7),X0(7),FN(14)
COMMON HO
DATA M, EPS, HATA, ITER/7, 1.E-8, 1.E-5, 0/
WRITE(*,*) ' HO='
READ(*,*)HO
WRITE(*,*)M, ' ADET BASLANGIC DEGERI GIRINIZ'
WRITE(*,*)
READ(*,*) (X0(I), I=1,M)
WRITE(6,*) ' HO=',HO
N=M+1
5 DO 10 I=1,M
  DO 20 J=1,M
    CALL TUREV(I,J, EPS, X0(1), X0(2), X0(3), X0(4), X0(5), X0(6), X0(7), T)
20 A(I,J)=T
  XI=I
  FN(I)=F(XI, X0(1), X0(2), X0(3), X0(4), X0(5), X0(6), X0(7))
10 A(I,N)=-FN(I)
  WRITE(6,50) ITER, (X0(I), I=1,M)
50 FORMAT(1X, 'I=', I2, 1X, 7(1X, 1PE13.5))
  WRITE(6,50) ITER, (X0(I), I=1,M), (FN(I), I=1,M)
50 FORMAT(1X, 'I=', I2, 1X, 14(1X, 1PE13.5))
  ITER=ITER+1
  DO 40 I=1,M
    IF (ITER.GT. 1.AND. ABS(DX(I)).LE.HATA)GOTO 99
40 CONTINUE
  CALL GAUSS(M,N, A, DX)
  DO 30 I=1,M
30 X0(I)=X0(I)+DX(I)
  GOTO 5
99 STOP
END
```

```
SUBROUTINE TUREV(I, J, EPS, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7, T)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON HO
XI=I
XJ=J
IF (J.EQ. 1) T=(F(XI, X1+EPS, X2, X3, X4, X5, X6, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 2) T=(F(XI, X1, X2+EPS, X3, X4, X5, X6, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 3) T=(F(XI, X1, X2, X3+EPS, X4, X5, X6, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 4) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4+EPS, X5, X6, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 5) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4, X5+EPS, X6, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 6) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6+EPS, X7)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
IF (J.EQ. 7) T=(F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7+EPS)-
%F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7))/EPS
RETURN
END
```

```
FUNCTION F(XI, X1, X2, X3, X4, X5, X6, X7)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
```

COMMON HO

IF (XI.EQ.1.)F=48+3*X3-0.12*X3**2-X5

IF (XI.EQ.2.)F=967-2.5*X5+0.231*X5**2-X1

IF (XI.EQ.3.)F=80+X1/(0.25*X3)-X6

IF (XI.EQ.4.)F=X6+X4/(0.25*X3)-X7

IF (XI.EQ.5.)F=1678-67.97*X5+1.543*X5**2-3.89*X7
%+0.001111*X7**2+0.1843*X5*X7-0.002161*X5**2*X7-0.463E-4
%*X5*X7**2+0.617E-6*X5**2*X7**2-X2

IF (XI.EQ.6.)F=16.78+0.487*X5+0.00385*X5**2-0.02889*X7
%+0.1111E-4*X7**2+0.843E-3*X5*X7-0.142
%E-4*X5**2*X7-0.463E-6*X5*X7**2+0.617E-8
%*X5**2*X7**2-X3

IF (XI.EQ.7.)F=X2-X1-1400

RETURN

END

SUBROUTINE GAUSS(N,M,A,Y)

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION A(N,M),Y(N)

L=N-1

DO 12 K=1,L

JJ=K

BIG=DABS(A(K,K))

KP1=K+1

DO 7 I=KP1,N

AB=DABS(A(I,K))

IF (BIG-AB) 6,7,7

6 BIG=AB

JJ=I

7 CONTINUE

IF (JJ-K) 8,10,8

8 DO 9 J=K,M

TEMP=A(JJ,J)

A(JJ,J)=A(K,J)

9 A(K,J)=TEMP

10 DO 11 I=KP1,N

QUOT=A(I,K)/A(K,K)

DO 11 J=KP1,M

11 A(I,J)=A(I,J)-QUOT*A(K,J)

DO 12 I=KP1,N

12 A(I,K)=0

Y(N)=A(N,M)/A(N,N)

DO 14 NN=1,L

SUM=0.

I=N-NN

IP1=I+1

DO 13 J=IP1,N

13 SUM=SUM+A(I,J)*Y(J)

14 Y(I)=(A(I,M)-SUM)/A(I,I)

RETURN

END

TABLE-O-1

I= 0	1.50000E+03	2.50000E+03	2.50000E+01	6.00000E+03	4.00000E+01	4.00000E+02	1.40000E+03
I= 1	1.38597E+03	2.78598E+03	2.45508E+01	7.75591E+03	4.93475E+01	3.06068E+02	1.56426E+03
I= 2	1.41595E+03	2.81595E+03	2.43757E+01	7.53061E+03	4.98298E+01	3.12307E+02	1.54826E+03
I= 3	1.41600E+03	2.81600E+03	2.43744E+01	7.53213E+03	4.98297E+01	3.12374E+02	1.54844E+03
I= 4	1.41600E+03	2.81600E+03	2.43744E+01	7.53212E+03	4.98297E+01	3.12374E+02	1.54844E+03

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
	8.00000E+00	-2.63400E+02	-8.00000E+01	-4.00000E+01	-5.55288E+02	-2.80048E+00	-4.00000E+02
	-2.42111E-02	2.01852E+01	-2.55140E-01	5.45658E+00	9.47750E+00	-5.29491E-01	4.22777E-03
	-3.67965E-03	5.34043E-02	4.67099E-02	-1.99167E-01	-1.18741E-01	8.67287E-04	-4.46853E-08
	-1.94338E-07	-5.52157E-07	1.22560E-06	1.69571E-05	1.13116E-05	7.97386E-08	6.82121E-13
	-1.05888E-14	5.27287E-11	-8.35704E-12	-1.79239E-10	4.95091E-11	2.72248E-14	2.27374E-13

KAYNAKLAR

- 1- Stoecker, W.F., Design of Thermal Systems. Chapter 5,6. Tokyo 1971
- 2- Rogers, G.F.C., and Mayhew, Y.R. : Engineering Thermodynamics, Work and Heat Transfer, Longmans-1969
- 3- Kakaç, S. Örneklerle Isı Transferi. ODTÜ-1985
- 4- Büyüktür, Prof.Dr.Ahmet Rasim :Termodinamik Uygulama Esasları Cilt 1-2, Uludag Üniversitesi-1985
- 5- B.F.Wobker and C.E.Knight, Mechanical Drive Combined-Cycle Gas and Steam Turbines for Northern Gas Products, ASME Paper 67-GT-39,1967
- 6- Bowman,F.,and F.A.Gerard : "Higher Calculus" Cambridge University Press, London-1967
- 7- Kaplan, W. : "Advanced Calculus" Addison-Wesley Publishing Company-1952
- 8- Carnahan, B. : "Computers in Engineering Design Education", University of Michigan College of Engineering, Ann Arbor-1966
- 9- Yapıcı, H. :Bilgisayar Destekli Nümerik Analiz - Yüksek lisans ders notları. Kayseri EUMF-1991