

DOĞAL GAZLI KOJENERASYON SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ ÖRNEĞİ

Nilay AKDENİZ
Cemre Doğan İLHAN
İbrahim ÜÇGÜL
Mustafa ACAR
Mustafa BAYHAN

ÖZET

Doğal gazın kojenerasyon sistemlerinde kullanılan fosil kökenli yakıtlara (katı yakıt, fuel-oil v.b.) oranla rezervlerinin fazla olması, ekonomik olması ve çevresel faydaları gibi birçok avantajından dolayı doğal gazlı kojenerasyon sistemleri, enerji üretici sistem olarak enerji sektöründe önemli bir yere sahiptir. Kojenerasyon, elektrik ve ısı enerjisinin aynı anda bir tekil ısı kaynağından elde edildiği sistem olarak tanımlanabilir. Kojenerasyon sistemlerinde temel amaç, yakıtın enerjisinden en üst düzeyde yararlanmaktır. Isı ve mekanik enerjinin ayrı ayrı üretildiği klasik tesislerin toplam enerji yönünden yararlanma oranı %55-65 civarında iken kojenerasyon tesislerinde bu değer %80-90 civarındadır.

Bu çalışmada, Süleyman Demirel Üniversitesi Merkez Kampüsü' nün ihtiyaç duyduğu elektrik ve ısı enerjisini karşılayabilecek doğal gazlı kojenerasyon sisteminin projelendirmesine yönelik analizin sunulması amaçlanmıştır. Bu maksatla hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, hava ön ısıtıcı ve ısı rejeneratörü-buhar jeneratöründen oluşan 10 MW gücündeki doğal gazlı kojenerasyon sistemi için termodinamik analiz yapılmıştır. Yapılan termodinamik analiz neticesinde 10 MW gücündeki doğal gazlı kojenerasyon sistemin, normal şartlar altında kampüsün elektrik ve ısıtma enerji ihtiyacını verimli bir şekilde karşılayabileceği tespit edilmiştir.

1. GİRİŞ

Enerji, insanoğlunun bugünkü sahip olduğu medeniyetin en temel ve lokomotifi olabilecek taşlarından biridir. Bu sebeple enerji üretimi ve tüketimi, üzerinde titizlikle düşünülmesi ve strateji geliştirilmesi gereken konuların başında gelir. Dünya enerji piyasası iki önemli ihtiyacı karşılamalıdır. Bunlardan birincisi yüksek etkinlik bir diğeri ise düşük emisyon değerleridir. Enerji üretimi pahalı ve büyük yatırımlar gerektirdiği için kullanımın da bu ölçüde özen gerektirdiği unutulmamalıdır [1].

Gelişme yolunda hızlı ilerleyen ve sanayileşen ülkelerin enerji ihtiyaçları da sürekli olarak artmaya devam etmektedir. Elektrik enerjisinin yüksek verimliliği, kullanım alanlarının çok çeşitli ve kolay olması nedeniyle, dünya elektrik enerjisi talebindeki artış hızı, genel enerji talebi artışından daha yüksek ve sürekli olmaktadır.

Ülkemiz, ticari enerji üretimi ve tüketimi açısından tüketimdeki daha hızlı bir gelişmeye rağmen halen dünya ortalamasının yarısı düzeyindedir. Önümüzdeki yıllarda hızla artacak olan enerji ihtiyacımızın nasıl karşılanacağı hususu en önemli sorunlardan birisini oluşturmaktadır. Önümüzdeki yıllarda ithal kaynaklara dayalı elektrik enerjisi üretimi kaçınılmaz bir şekilde artacaktır.

Bu nedenle, ülkemiz ekonomisini yakından ilgilendiren, yatırım ve üretim maliyetleriyle ekonomik gelişim, sanayi üretimi ve toplumsal yaşam üzerinde etkili olan elektrik enerjisinin temini ve üretimi ile ilgili projelerin yatırım kararları alınmadan önce ciddi ve sağlıklı duyarlılık analizleri yapılmalıdır. Bu sonuçlara dayalı ekonomik analiz ve değerlendirmelerin yapılması ülkemizin yararı açısından büyük önem arz etmektedir [2].

Enerji ihtiyacının her geçen gün artması ve sanayileşme hedefleri gerçekleştirilirken önemli çevre sorunlarının ortaya çıkmış olması gibi nedenlerle bütün dünyada birincil yakıt kaynaklarından mümkün olan en yüksek oranda yararlanma eğilimi önem kazanmıştır. İşletmelerde elektrik ve ısı enerjilerine aynı anda ihtiyaç duyuluyor olması ve özellikle mekanik enerji eldesinden sonra atık gazların yüksek sıcaklıkları nedeniyle önemli miktarda ısı enerjisi içeriyor olmaları aynı tesis içerisinde ısı ve mekanik enerji ihtiyaçlarının birlikte karşılanması alternatifini ortaya çıkarmıştır.

Bileşik ısı-güç üretimi veya kojenerasyon, elektrik ve ısının aynı güç santralinden sağlanmasıdır. Bu uygulamanın ardında yatan temel düşünce, güç santrallerinde çevreye atılan ısının yararlı bir amaca yönlendirilmesidir. Bu amaç proses ısısının sağlanması, kurutma, konut ısıtması, ek güç üretimi, soğutma olabilir. Böylece birincil enerji daha etkin kullanılır. Enerji verimliliğinin yanı sıra, çevreye atılan karbon dioksitin ve diğer zararlı gazların azaltılması, daha büyük ölçekte sera etkisini azaltır [3].

Kojenerasyon sisteminin seçimi için çeşitli alternatifler bulunmaktadır. Bu alternatifler şöyle sıralanabilir.

1. Gaz Türbinli Sistemler
2. Buhar Türbinli Sistemler
3. Gaz Motorlu Sistemler
4. Gaz ve Buhar Türbinli Kombine Sistemler

Kojenerasyon, enerjinin etkin kullanımı ile hem boşa giden enerji miktarını azaltmakla hem de enerji tüketiminden kaynaklanabilecek olumsuz çevresel etkileri en aza indirebilmekle sürdürülebilir bir yaşam ve çevre kalitesine katkıda bulunan bir teknolojidir. Kojenerasyon, kömür, petrol türevi yakıtlar, doğal gaz ve biyokütle yakıtlar gibi çeşitli yakıtlarla yapılabilmektedir.

Enerji sektöründe temel amaç, artan nüfusun ve gelişen ekonominin enerji ihtiyaçlarının sürekli, kesintisiz bir şekilde ve mümkün olan en düşük maliyetlerle, güvenli bir arz sistemi içinde karşılanabilmesidir. Bu kapsamda, diğer enerji kaynaklarına göre kolay temin edilebilen ve çevreye etkisi daha az olan doğalgazın ülkemizde birincil enerji kaynağı olarak kullanımı giderek artmaktadır [4].

Doğal gazın esas olarak yapısını metan (CH_4) ve daha az oranda etan (C_2H_6) ve propan (C_3H_8) gibi hidrokarbonlar oluşturur. Ayrıca bileşiminde azot (N_2), karbondioksit (CO_2), hidrojen sülfür (H_2S) ve helyum (He) gazları da bulunabilir.

Doğal gaz renksiz ve kokusuz bir gazdır. Kokusuz olması nedeniyle sızıntısı fark edilemeyeceğinden dağıtımından önce özel olarak kokulandırılmaktadır.

Tablo 1. Doğal gazın enerji üretiminde kullanılan diğer yakıtlarla karşılaştırılması [5].

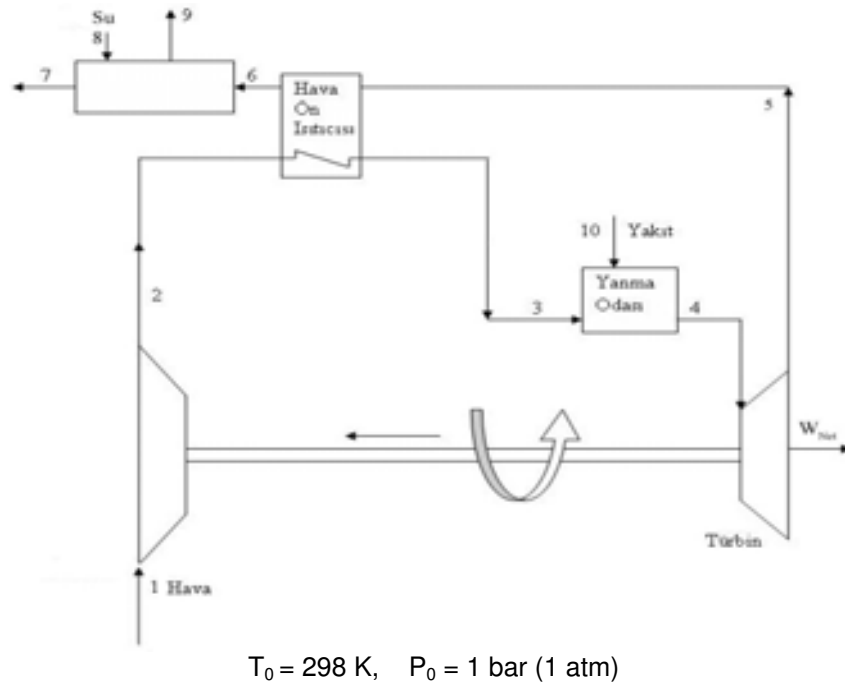
	Kömür	Fuel Oil	Doğal gaz
Karbon oranı %	77,7	84,58	73,98
Hidrojen oranı %	1,4	10,90	24,57
Kükürt oranı %	1,0	4,00	-
Kül oranı %	8,0	-	-
Nem oranı %	7,0	-	-
Isıl değeri kJ/kg(kcal/kg)	29,600(7080)	39,220(9380)	49,085(11780)

Baca gazındaki buhar oranı %	1,8	8,1	16,9
Baca gazındaki SO ₂ oranı (ppm)	1,644	5,5	-
Baca gazı su çığ.nok. °C	35	49	56
Ocak yükü kJ/m ³ h	0,4-1,2.10 ⁶	1,2-3,1.10 ⁶	1,6-4.10 ⁶
Ocak sıcaklığı yaklaşık °C	900	1200	1500
Teorik özgül hava miktarı	6,3 Nm ³ /kg	10,4 Nm ³ /kg	9,3 Nm ³ /kg
Gerçek özgül hava miktarı	10,1 Nm ³ /kg	13,0 Nm ³ /kg	10,3 Nm ³ /kg
Teorik özgül duman mik.	6,7 Nm ³ /kg	10,8 Nm ³ /kg	10,7 Nm ³ /kg
Gerçek özgül duman mik.	10,5 Nm ³ /kg	13,4 Nm ³ /kg	11,6 Nm ³ /kg
Hava fazlalığı	1.4-2.0	1,2-1,3	1,05-1,1
Alev ışınım katsayısı	0,55-0,98	0,45-0,8	0,3-0,5

Doğal gaz, kömür ve fuel oil' le karşılaştırıldığında yanma özellikleri açısından mükemmel bir yakıttır.

2. TERMODİNAMİK MODEL

Bu çalışmada, Süleyman Demirel Üniversitesi kampüsünün 10 MW' lık elektrik ihtiyacını karşılaması planlanan bir bileşik ısı-güç sistemi oluşturuldu. Kojenerasyon sisteminde kullanılacak yakıt olarak doğalgaz seçildi. Hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, hava ön ısıtıcısı ve ısı rejeneratörü - buhar jeneratöründen oluşan sistemin termodinamik analizi yapıldı. Kojenerasyon sistemi için değişkenler ve parametreler belirlendikten sonra sistem ekipmanlarının her birinin giriş ve çıkış noktaları için sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 1. Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri [6].

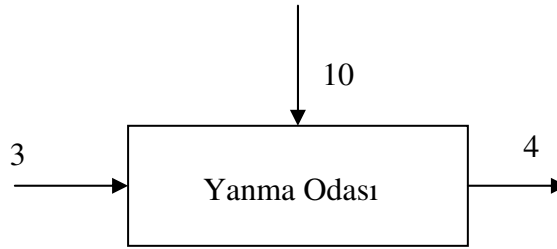
Sisteme çevre koşullarında alınan hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır. Bunun sonucunda basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava, hava ön ısıtıcısı adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinden geçirilerek türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılır. Isıtılan havayla yakıtın sabit basınçta yanmanın meydana geldiği yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gaz genişletilerek türbinde işe çevrilir. Türbinden çıkan egzoz gazları ilk önce hava ön ısıtıcısından geçirilir. Daha sonra yüksek sıcaklıktaki gazlar atmosfere atılmadan önce atık ısı buhar kazanında buhar veya sıcak su üretilmek için kullanılır.

2.1. Sistemin I. Yasa Analizi

Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralının 1. yasa uygulamasının yapılabilmesi için ilk önce kontrol hacimlerinin doğru olarak seçilmesi gerekmektedir.

2.1.1. Yanma Odası Kontrol Hacmi

Yanma işleminde, kimyasal reaksiyon öncesi var olan maddeler yanma işlemine girenler ve reaksiyon sonunda oluşan maddeler ise yanma sonu ürünleri olarak adlandırılır.



Şekil 2. Yanma Odası

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\sum m_g = \sum m_c \quad (2.1)$$

$$m_H + m_Y = m_{YÜ} \quad (2.2)$$

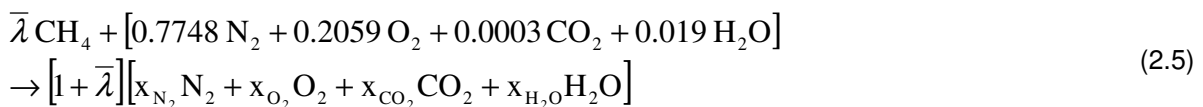
Kimyasal reaksiyon esnasında mol miktarının korunması söz konusu değildir. Hava ve yakıt miktarını belirleyebilmek için yanma işlemlerinde kullanılan bir parametre olan yakıt hava oranı ($\bar{\lambda}$), yakıt mol miktarının hava mol miktarına oranıdır.

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_Y}{\dot{n}_H} \quad (2.3)$$

Ya da;

$$1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{YÜ}}{\dot{n}_H} \quad (2.4)$$

Yanma odasında, yanmanın tam olduğu kabul edilir. Yakıtın (CH_4) tam yanma için kimyasal denklemi;



Karbon, hidrojen, oksijen ve azot dengesinden yanma ürünleri bileşenlerinin mol oranları;

$$\begin{aligned} x_{N_2} &= \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}} & x_{O_2} &= \frac{0.2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \\ x_{CO_2} &= \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} & x_{H_2O} &= \frac{0.019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \end{aligned} \quad (2.6)$$

olur [8]. Yakıt-Hava karışımı oranının belirlenmesinde termodinamiğin 1. yasası enerjinin korunumu ilkesinden faydalanılır. Enerji korunumu ilkesine göre;

$$\dot{Q} - \dot{W}_{kh} = \sum_{\dot{m}_{\zeta}} \dot{m}_{\zeta} \left[h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right] - \sum_{\dot{m}_g} \dot{m}_g \left[h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right] \quad (2.7)$$

Potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal edilirse:

$$Q_{KH} - \dot{W}_{KH} = m(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (2.8)$$

denklemleri elde edilir [7].

Yanma odasında bir iş yapılmadığından dolayı iş terimi sıfır olur ($W=0$), potansiyel enerji Δpe ve kinetik enerji Δke değerleri çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilir. Yanma odası için enerjinin korunumu ilkesine göre;

$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \dot{n}_Y \bar{h}_Y + \dot{n}_H \bar{h}_H - \dot{n}_{YU} \bar{h}_{YU} \quad (2.9)$$

olur.

Isı kayıpları yakıtın alt ısı değerini (\overline{LHV}) % 2 si kadardır (Bejan vd., 1996). Buradan;

$$\dot{Q}_{KH} = -0.02 \dot{n}_Y \overline{LHV} = \dot{n}_H (-0.02 \bar{\lambda} \overline{LHV}) \quad (2.10)$$

$$0 = -0.02 \bar{\lambda} \overline{LHV} + \bar{h}_H + \bar{\lambda} \bar{h}_Y - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{YU} \quad (2.11)$$

denklemleri elde edilir.

İdeal gaz-karışım prensipleri ile hava ve yanma ürünlerinin entalpileri aşağıda tanımlanan denklemler yardımıyla

$$\bar{h}_H = [0.7748 \bar{h}_{N_2} + 0.2059 \bar{h}_{O_2} + 0.0003 \bar{h}_{CO_2} + 0.019 \bar{h}_{H_2O}] (T) \quad (2.12)$$

$$(1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{YU} = [0.7748 \bar{h}_{N_2} + (0.2059 - 2\bar{\lambda}) \bar{h}_{O_2} + (0.0003 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{CO_2} + (0.019 + 2\bar{\lambda}) \bar{h}_{H_2O}] (T) \quad (2.13)$$

şeklinde hesaplanır.

(2.11) , (2.12) ve (2.13) numaralı denklemlerden faydalanarak yakıt-hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) elde edilir.

$$\bar{\lambda} = \frac{0.7748 \Delta \bar{h}_{N_2} + 0.2059 \Delta \bar{h}_{O_2} + 0.0003 \Delta \bar{h}_{CO_2} + 0.019 \Delta \bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_Y - 0.02 \overline{LHV} - (-2\bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O})(T_4)} \quad (2.14)$$

(2.14) numaralı denklemde kullanılan $\Delta \bar{h}_{N_2}$, $\Delta \bar{h}_{O_2}$, $\Delta \bar{h}_{CO_2}$ bileşenlerin T_3 ve T_4 sıcaklıklarında sahip olunan entalpilerin farklarıdır.

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesabı için

$$\dot{m}_Y = \bar{\lambda} \frac{M_Y}{M_H} \dot{m}_H \quad (2.15)$$

Burada;

M_Y = Yakıtın moleküler ağırlığı

M_H = Havanın moleküler ağırlığı

2.1.2. Kompresör ve Türbin Kontrol Hacmi

Kompresör, havanın basıncını yükseltir. Türbinde ise yüksek basınçlı yanma ürünleri mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Milin dönmesi ile aynı zamanda kompresöre güç aktarır. Kontrol hacmi için enerjinin korunumu ilkesine göre;

$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \dot{n}_H (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + \dot{n}_{YU} (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (2.16)$$

elde edilir.

Kompresör ve türbinde mil işine göre küçük olduğundan dolayı ihmal edilebilir.

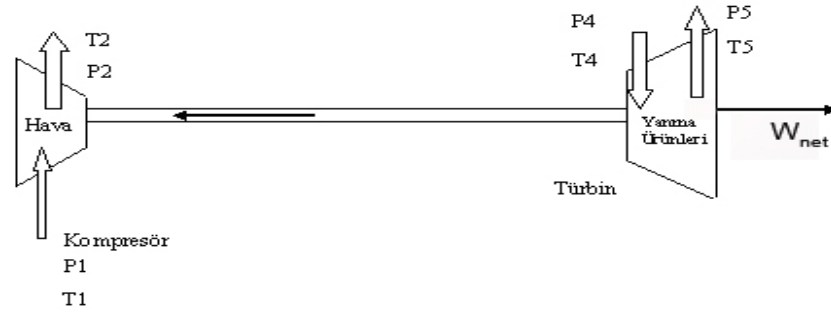
\dot{W}_{KH} bileşik ısı güç sistemlerinden elde edilen net güç olup;

$$0 = -\frac{\dot{W}_{KH}}{\dot{n}_H} + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \bar{\lambda})(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (2.17)$$

şeklinde verilir.

Kompresörün izentropik verimi;

$$\eta_{komp} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad (2.18)$$



Şekil 3. Kompresör ve türbin

Türbinin izentropik verimi;

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_5}{\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}} \quad (2.19)$$

şeklindedir.

Kütlenin korunum ilkesine göre;

$$\text{Kompresör} \quad : m_1 = m_2 = m_H \quad (2.20)$$

$$\text{Türbin} \quad : m_4 = m_5 = m_{YÜ} \quad (2.21)$$

denklemleri elde edilir.

Kompresörün basınç oranı

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.22)$$

şeklinde verilir.

k, özgül ısı oranıdır.

2.1.3. Hava Ön Isıtıcısı Kontrol Hacmi

Bu kontrol hacmi için enerji dengesi enerji korunumu ilkesine göre;



Şekil 4. Hava ön ısıtıcısı

$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \dot{n}_H (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) + \dot{n}_{YÜ} (\bar{h}_5 - \bar{h}_6) \quad (2.23)$$

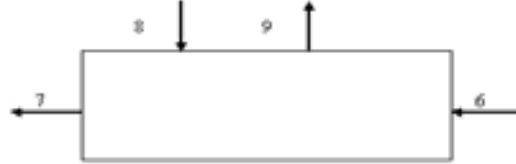
şeklinde ve kütle korunumu ilkesine göre;

$$m_2 + m_5 = m_3 + m_6 \quad (2.24)$$

şeklinde yazılabilir.

2.1.4. Atık Isı Kazanı Kontrol Hacmi

Bu kontrol hacmi için enerji dengesi;



Şekil 5. Atık ısı kazanı

Enerjinin korunumu ilkesine göre;

$$0 = \dot{n}_{\text{vü}} (\bar{h}_6 - \bar{h}_7) + \dot{m}_8 (h_8 - h_9) \quad (2.25)$$

ve kütle korunumu ilkesine göre;

$$m_6 + m_8 = m_7 + m_9 \quad (2.26)$$

eşitliği elde edilir.

Yanma sonucu oluşan gazlar, su buharının çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su oluşur. Çığ noktası sıcaklığının bilinmesinin büyük önemi vardır. Çünkü su damlacıkları genellikle kükürt dioksitle birleşerek, paslanmaya yol açan sülfürik asit'i oluşturur. Genellikle yanma sonu oluşan gazların atık ısı kazanından çıkış sıcaklığının maksimum 400 K olması istenir.

2.2. Sistemin Entropi Analizi

İdeal gazların özgül entropi değerinin hesaplanmasında, aşağıda verilen denklem kullanılmıştır.

$$\bar{s}^- = \bar{s}^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (2.27)$$

1. noktada havanın, T_1 sıcaklığındaki entropi değeri aşağıda ifade edilen denklem yardımı ile hesaplanır:

$$\bar{s}_1 = 0,7748 \bar{s}_{N_2}(T_1) + 0,2059 \bar{s}_{O_2}(T_1) + 0,0003 \bar{s}_{CO_2}(T_1) + 0,019 \bar{s}_{H_2O}(T_1) \quad (2.28)$$

Kompresörlerde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$s_{2s} - s_1 = 0 \quad (2.29)$$

Hava ideal gaz olarak kabul edilir. Havanın, kompresörde oluşan izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$s_{2s} - s_1 = 0,7748 \left[s^{-0}(T_{2s}) - s^{-0}(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{N_2} + 0,2059 \left[s^{-0}(T_{2s}) - s^{-0}(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{O_2} + 0,0003 \left[s^{-0}(T_{2s}) - s^{-0}(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{CO_2} + 0,019 \left[s^{-0}(T_{2s}) - s^{-0}(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{H_2O} \quad (2.30)$$

2. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{s}_2 = 0,7748 \bar{s}_{N_2}(T_2) + 0,2059 \bar{s}_{O_2}(T_2) + 0,0003 \bar{s}_{CO_2}(T_2) + 0,019 \bar{s}_{H_2O}(T_2)$$

3. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{s}_3 = 0,7748 \bar{s}_{N_2}(T_3) + 0,2059 \bar{s}_{O_2}(T_3) + 0,0003 \bar{s}_{CO_2}(T_3) + 0,019 \bar{s}_{H_2O}(T_3)$$

Türbinde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$\bar{s}_4 - \bar{s}_{5s} = 0 \quad (2.31)$$

Yanma ürünleri ideal gaz olarak kabul edilir. Türbinde yanma ürünlerinin izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir:

$$s_4 - s_{5s} = \chi_{N_2} \left[s^{-0}(T_4) - s^{-0}(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{N_2} + \chi_{O_2} \left[s^{-0}(T_4) - s^{-0}(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{O_2} + \chi_{CO_2} \left[s^{-0}(T_4) - s^{-0}(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{CO_2} + \chi_{H_2O} \left[s^{-0}(T_4) - s^{-0}(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{H_2O} = 0 \quad (2.32)$$

4. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{s}_4 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_4) \quad (2.33)$$

5. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{s}_5 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_5) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_5) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_5) \quad (2.34)$$

6. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$s_6 = \chi_{N_2} s_{N_2}(T_6) + \chi_{O_2} s_{O_2}(T_6) + \chi_{CO_2} s_{CO_2}(T_6) + \chi_{H_2O} s_{H_2O}(T_6) \quad (2.35)$$

7. noktanın entropisi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{s}_7 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_7) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_7) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_7) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_7) \quad (2.36)$$

8. noktanın entropisini sıcak su tablosunda okunur.
9. noktanın entropisi buhar tablosundan okunur.
10. noktanın entropisi, 2.27 denklemi yardımıyla hesaplanır.

3. BULGULAR

Yapılan termodinamik analiz sonucu sistem noktalarına ait termodinamik özellikler yazılan bit matlab programı ile hesaplanmıştır. Bu değerler daha sonra yapılacak olan ekserji ve ekonomik analizde kullanılarak üniversiteye kurulacak olan kojenerasyon santralinin seçim kriterlerinin belirlenmesinde kullanılacaktır. Analiz sonucu bulunan değerler Tablo 3.1 ile aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.1. Sistemin her aşamadaki değerleri

NO	T (K)	P (bar)	H (kJ/kmol)	S (kJ/kmol K)	Akış Debisi (kg/s)
1	298,15	1,013	-4713,3	199,346	30,5169
2	604,4692	10,13	4620,2	201,6207	30,5169
3	850	9,6235	12524	213,0101	30,5169
4	1520	9,1423	9299	235,8077	31,0659
5	1005	1,0993	-8839,8	238,8789	31,0659
6	781,2227	1,0663	-16497	230,5494	31,0659
7	426	1,013	-28008	211,5948	31,0659
8	298,15	10	104,89	0,3674	4,6667
9	453,04	8	2778,1	6,5865	4,6667
10	298,15	12	-74873	186,256	0,5489

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Süleyman Demirel Üniversitesi Kampüsünün 10 MW'lık elektrik ihtiyacını karşılaması için planlanan bir bileşik ısı-güç sisteminin analizi için başlangıç hesapları yapıldı. Kojenerasyon sisteminde kullanılacak yakıt olarak doğalgaz seçildi. Hava kompresörü, yanma odası, gaz türbini, hava ön ısıtıcısı ve ısı rejeneratörü - buhar jeneratöründen oluşan sistemin termodinamik analizi yapıldı. Kojenerasyon sistemi için değişkenler ve parametreler belirlendikten sonra sistem ekipmanlarının her birinin giriş ve çıkış noktaları için sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri yazılan bir programla hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, sistemi seçerken ihtiyacın ne olduğu öncelikli olarak belirlenmelidir. Temel parametre olarak tesisin elektrik-ısı ihtiyaçları oranının belirlenmesi ve sistem seçimine bundan sonra karar verilmesi gerekir. Eğer buhar (ısıya) elektrikten daha çok ihtiyacı olan bir işletmeye motorlu veya gaz jeneratörlü bir kojenerasyon sistemi uygulanırsa maliyet artar ve kojenerasyon tesisi kurmaktaki amaçtan uzaklaşmış olur.

Bu çalışma ile üniversiteye kurulması düşünülen doğal gazlı kojenerasyon tesisinin yapılan termodinamik analizi sonucu elde edilen değerlerin üniversite ihtiyaçları ve seçilen sisteme ait üretici kataloglarındaki parametreler ile uyumlu olduğu ortaya konmuştur. Bu çalışma yapılacak daha sonraki çalışmalara temel teşkil etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] VARINCA, K.B., GÖNÜLLÜ, M.T., "Kojenerasyon Sistemlerinin Çevresel Etkilerinin Değerlendirilmesi"

- [2] KARAKAŞ, K., “Doğal Gaz ile Elektrik Enerjisi Üretimi ve Ekonomik Analizi” Yüksek Lisans Tezi, 2002.
- [3] “Türkiye’de Enerji ve Geleceği”, İTÜ, 2007
- [4] ÜNVER Ü., KILIÇ M., “Çevre Sıcaklığının Bir Kombine Çevrim Güç Santralinin Performansına Etkisi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 10,Sayı 1, 2005.
- [5] İsisan, “Doğal Gaz Tesisatı Bacalar ve Beton Kaideler”, 1997.
- [6] TEKELİ A., “Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Sisteminin Termodinamik Çözümlemesi ASHRAE Fundamentals, “Ses ve Titreşim”, Çeviren: A. ARISOY, Tesisat Mühendisleri Derneği, 1997.
- [7] Çengel, Y.A., Boles,M.A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, 1996.
- [8] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., “Thermal Design and Optimization”, 1996.

ÖZGEÇMİŞLER

Nilay AKDENİZ

1981 yılı Zonguldak doğumludur. 2003 yılında SDÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2007 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. 2003-2004 Yılları arasında MMO’ nda Teknik Görevli olarak çalışmış ve 2004 yılından beri SDÜ Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler MYO Otomotiv Programında Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Enerji, Termodinamik ve Otomotiv konularında çalışmaktadır.

Cemre Doğan İLHAN

1980 Ankara doğumludur. 2003 yılında Doğu Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2003-2006 yılları arasında Özel bir şirkette Isıtma soğutma ve havalandırma üzerine sorumlu mühendis olarak çalışmış; 2006 yılında tesisat mühendisliği üzerine Kendi şirketini faaliyete geçirmiş bulunmaktadır. 2007 yılında Süleyman Demirel üniversitesinden Yüksek lisans ünvanını almıştır.

İbrahim ÜÇGÜL

Yrd. Doç. Dr. İbrahim üçgül 1963 yılında İstanbulda doğdu. 1998 yılında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimini tamamladı. 1991 yılında Akdeniz Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisansını ve 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi'nde doktora çalışmasını tamamladı. Aynı yıl SDÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Tekstil Mühendisliği Bölümü Tekstil Teknolojisi Anabilim Dalına Yardımcı Doçent olarak atandı. Evli ve iki çocuk babasıdır. Şu an Yenilenebilir Enerji Kaynakları Araştırma ve Uygulama Merkezi Müdürlüğü Görevini sürdürmektedir.

Mustafa ACAR

1953 yılı Diyarbakır doğumludur. 1975 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 1977 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesinde Yüksek Lisansını tamamlamıştır. 1983 yılında Uludağ Üniversitesi, Balıkesir Mühendislik Fakültesinde Doktora çalışmasını tamamlamıştır. Halen Süleyman Demirel üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Enerji Anabilim dalı, Yenilenebilir Enerji Bilim Dalında, Prof. Dr. unvanı ile öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır.

Mustafa BAYHAN

1950 yılı Burhaniye doğumludur. 1972 yılında İTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünden Yüksek Mühendis, Yıldız Teknik Üniversitesi'nden 1984 yılında Doktor ünvanını almıştır. 1979-1985 Yılları arasında Öğretim Görevlisi, 1985-1988 yıllarında Yardımcı Doçent, 1988-1994 Doçent olarak görev yapmıştır. 1994 yılından beri SDÜ Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda Prof. Dr. olarak görev yapmaktadır. Alternatif Enerji, Titreşimler, Akustik, Motorlar, Otomatik Kontrol, Rüzgar, Hidrojen, Egzoz Emisyonları konularında çalışmaktadır.