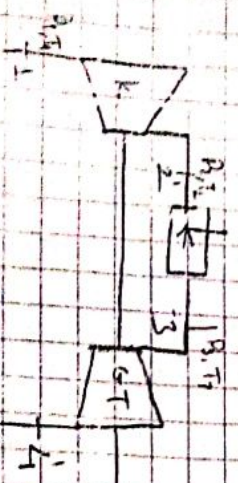


C

ideal avirindak su kəbirer yəqin
 2) Gərin boyuca üstədən homojen və kəndirən. 3) Gərin boyuca üstədən 2
 1) Gərin boyuca üstədən homojen və kəndirən. 3) Gərin boyuca üstədən 2
 1) Gərin boyuca üstədən homojen və kəndirən. 3) Gərin boyuca üstədən 2

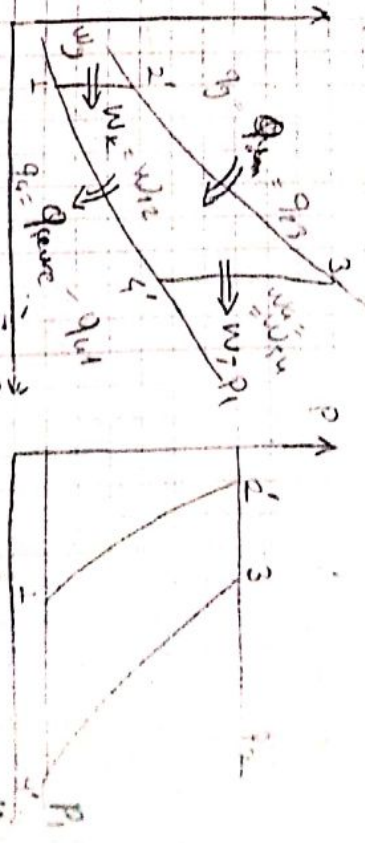
GAZ CƏVRLƏRİ

IDEAL BAYTON CƏVRİMİ
 Gəz kəndirən cəvrim: Bayton Cəvrim
 Gəz kəndirən cəvrim: Bayton Cəvrim
 Gəz kəndirən cəvrim: Bayton Cəvrim



1-2 isobarik genişlənmə
 2-3 adiabatik sıxılma
 3-4 isobarik sıxılma
 4-1 adiabatik genişlənmə

- 1-2 isobarik genişlənmə (kompresiyada)
- 2-3 adiabatik sıxılma (kompresiyada)
- 3-4 isobarik sıxılma (kompresiyada)
- 4-1 adiabatik genişlənmə (kompresiyada)



1-2 isobarik genişlənmə
 2-3 adiabatik sıxılma
 3-4 isobarik sıxılma
 4-1 adiabatik genişlənmə

$$q_1 = q_2 = q_3 = q_4 = h_1 - h_2 = C_p (T_1 - T_2) \quad 17/19$$

$$q_2 = q_3 = q_4 = h_3 - h_1 = C_p (T_3 - T_1) \quad 17/19$$

$$q_3 = q_4 = h_4 - h_3 = C_p (T_4 - T_3) \quad 17/19$$

$$q_4 = q_1 = h_1 - h_4 = C_p (T_1 - T_4) \quad 17/19$$

1-2 isobarik genişlənmə
 2-3 adiabatik sıxılma
 3-4 isobarik sıxılma
 4-1 adiabatik genişlənmə

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = nR(T_1 - T_2) + nR(T_2 - T_3) + nR(T_3 - T_4) + nR(T_4 - T_1) \quad 17/19$$

3

ideal Brayton çevrimine net p1' ıñat ıñat ıñat

$\dot{W}_{net} = (\dot{h}_3 - \dot{h}_4) - (\dot{h}_2 - \dot{h}_1) \quad [kJ/kg] \quad \text{ve} \quad \dot{W}_{net} = \dot{m} \cdot \dot{W}_{net} \quad (kW)$

$\dot{W}_{net} = \dot{m} \dot{c}_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (kW)$

$= \dot{m} \dot{c}_p \left[T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (T)$

$\Theta = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{steel için } \frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\kappa} \left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) + 1 \quad (a)$

$P_c = \frac{P_2}{P_1} = \text{kompresör basma oranı}$

$\dot{W}_{net} = \dot{m} c_p T_1 \left[\Theta \left(1 - \frac{1}{P_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) - \left(P_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right] \quad (kW)$

net işin de 499
- ideal Brayton çevrimine Terimle Net p1' ıñat ıñat ıñat

$\eta_B = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{girdi}} = 1 - \frac{Q_{girdi}}{Q_{girdi}} = 1 - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$

$\eta_B = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{girdi}} = 1 - \frac{T_1 (T_2/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)} \Rightarrow \eta_B = 1 - \frac{T_1 (T_2/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$

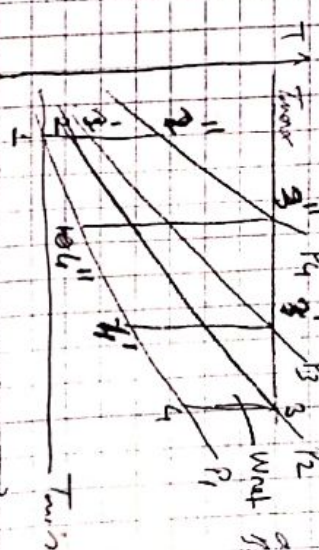
$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$

$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

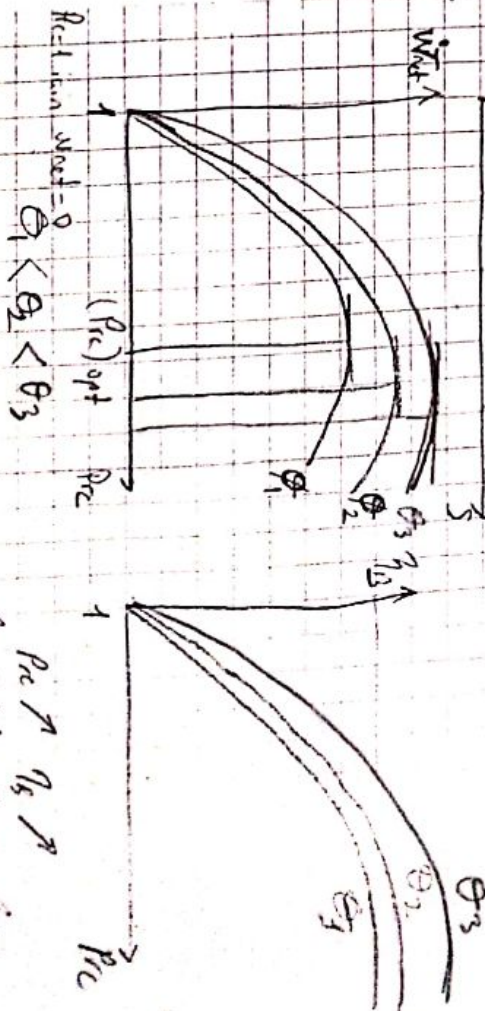
$\eta_B = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}}$

4

$\eta_B = 1 - \frac{1}{P_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$



(6.2. sayfa 21)
it's suitable not too
around 1000 K
Wnet 1000 K
 $\frac{P_2}{P_1} < \frac{P_2}{P_1} < \frac{P_2}{P_1}$



Çevrimdeki en yüksek sıcaklık (T3) yavaş olarak
çalıştırılarak bu türbin konat malzemesinin

(Yanlış türbin komat malzemeyle yapılabilir.)

dayanabileceği en üst skalalar ile belirlenir. Aynı
Gazının basınç oranı ise net işi maksimum yapan P_{r1} 'ye
bakılarak belirlenebilir. Çünkü basınç oranı artınca

Önce net iş artar ve sonra tekrar azalır veya düşer.

Bu nedenle diğer parametreler sabit kaldığında

net işi maksimum yapan bir kompresör basınç oranı

vardır. Türbin giriş sıcaklığının artması ile hem net

işin değeri, hem de net işi maksimum yapan kompre-

sör basınç oranı artar. İdeal Brayton çevriminde

termiz veriminde kompresör basınç oranının

artması ile artar. Fakat gerçek basınç oranların-

da "verimdeki" artış çok fazla değildir.

Gaz türbinlerinde en önemli özellik

gaz türbin komatlarının basıncı hava ile sıkıştır-

maştır. Gaz türbinlerinde ^{hava/yakıt} yakıt/hava oranı 50-60 15-20

arasında değişir. Bu nedenle yanma ürünleri komatının

özelliklerine yakınlık bir özellik gösterir. Hesaplamalarda da

yakıtın kütleli debisi genellikle ihmal edilir.

Normalde $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_y$ fakat "edince $\dot{m}_g = \dot{m}_a = \dot{m}$ ol

GERÇEK BRAYTON GEVRİMİ

Gerçek çevrim ile ideal çevrim arasında aşağıda sıralanan farklar vardır. Bu farklardan dolayı değişimlerin gaz türbini modellerine dahil edilmesi gerekir.

1. İzentropik verimleri: İdeal çevrimde kompresördeki sıkıştırma ve türbindeki genişleme izentropik olarak alınmış kabulü gerçekte her değişimi tersinmez adyabatiktir. Tersinmezliklerin etkisini değerlendirmek amacı ile izentropik verimler tanımlanır.

2. Basınç kayıpları: Alınan ısıya her yerde sürtünme ve dolayısıyla basınç kaybı söz konusudur. Basınç kayıpları, kompresör-yanma odası arasında, kanallarda, yanma odasında ve varsa rejeneratörde meydana gelir. Ayrıca türbinden gazların atmosfere atılması için eklenen sıkış basıncının, atmosfer basıncından bir miktar yüksek olması istenir.

3. Yanma odasında ısı kaybı ve yanma verimi: İdeal durumda yanma odasında sabit basıncda yanma olup ve ısıya ^{çevrimde} ~~tabii~~ kabul edilir. Gerçek ^{çevrimde} ~~tabii~~ yanma odasından dışarıya ısı kaybı olur. Yanma sonu sıcaklığını istenen değere getirmek için yanma odasında teorik olarak hesaplanan yakıttan daha fazla yakıtın yakılması gerekir. Teorik yakıtın gerçekte yakıt miktarına oranına yanma verimi denir.

4. Akışkan özellikleri: İdeal çevrimde tüm sistemde havanın akışkanlığı kabulü yapılmıştır. Gerçekte ise, kompresörde hava yanma odasında hava-yakıt karışımı ve türbide ekso gazları akışır. Bu akışkanların kimyasal bileşimleri farklı olup olmaları termodinamik özellikleri ve ~~kuşak~~ miktarlarında birbirinden farklıdır.

5. Sıcaklık değişiminin termodinamik özelliklere etkisi: İki akışkanın kimyasal bileşimi aynı kalsada özgül ısılar (c_p ve c_v) sıcaklık ile değişir. Bu değişim aynı zamanda γ özgül ısı oranlarını da değiştirir.

6. Mekanik verim: Türbin ve kompresör aynı milde bağlıdır. Milin yataklarında sürtünmelerden dolayı güç kaybı olur. Ayrıca yağ pompası, yakıt kompresörü vb. yardımcı elemanlar

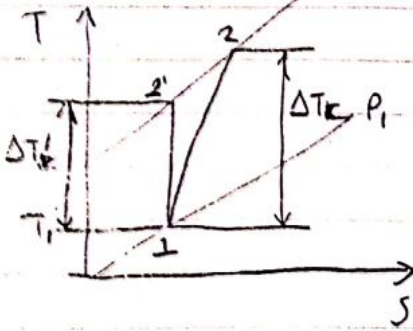
Arkada denklemler var.

kurum ilave güç ihtiyacı vardır. Tüm bu güç ihtiyaçları sistemden elde edilen net güç azaltır.

7. Regeneratör verimi: Regeneratör bir ısı değiştiricidir ve etkinliği vardır. İdeal anlamda regeneratördeki akışkanlar arasında %100 ısı değişimi olduğu ve sonucunda ~~karşılıklı bir regeneratörde~~ soğuk ve sıcak akışkanların giriş-çıkış sıcaklıklarının birbirine eşit olduğu kabul edildi. Gerçekte ise bunun aksine mümkün değildir. Çünkü ısı transferi için soğuk ve sıcak akışkanlar arasında sıcaklık farkının bulunması gerekir. Bu nedenle regeneratörün etkinliğini gösteren regeneratör verimi tanımlanır.

İZENTROPİK VERİMLER

a) Kompresör izentropik verimi: (K'den)



$\Delta T_c' = \text{İdeal sıkıltırmada sıcaklık artışı}$

$\Delta T_c = \text{Gerçek " " "}$

Kompresör izentropik verimi; izentropik sıkıştırma işinin (ideal), tersinmez adyabatik sıkıştırma işine (gerçek) oranıdır.

$$\eta_{kıs} = \frac{W_{kıs}}{W_c} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_p(T_2' - T_1)}{C_p(T_2 - T_1)} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\Delta T_c'}{\Delta T_c}$$

ısılığe

Bu değer sıkıştırma basınç oranına ($P_{r2} = P_2/P_1$) ve imalat şartlarına bağlıdır. Basınç oranı arttıkça ve imalat kalitesi kötü bir değer olduğunda bunun sonucu ise kompresörde aynı basınç oranını elde etmek için daha fazla enerjiye ihtiyaç duyulmasıdır. Aynı zamanda kompresör ucundaki sıcaklık artar. Çünkü tersinmezlikler ısı enerjisi (ou) ve dolayısı ile sıcaklığı artıracaktır.

Kompresör çıkış sıcaklığı (T_2) $T_2 - T_1$ çıkar. Ondan T_2 yi bul.

$$\eta_{kıs} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{T_2' - T_1}{\eta_{kıs}} + 1 \right) \quad \text{ve} \quad T_2 - T_1 = \frac{T_2' - T_1}{\eta_{kıs}} \quad (1)$$

Burada $T_2' - T_1$ ifadesini basınç oranı cinsinden yazalım:

(2')

$$T_2' - T_1 = T_1 \left(\frac{T_2'}{T_1} - 1 \right)$$

İzentropik sıkıltırmada; $\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} = P_{rc}^{k_a-1/k_a}$

k_a = Havanın özgül ısı oranları.

$$T_2' - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] = T_1 \left[P_{rc}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \quad (2)$$

Bu ifade sıcaklık farklarında yerine yazılırsa (2'yı 1'de yerine koyarsak)

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[P_{rc}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left(P_{rc}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) \right]$$

$$T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[P_{rc}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \quad \text{ve } T_2 = \text{ " " " " olur.}$$

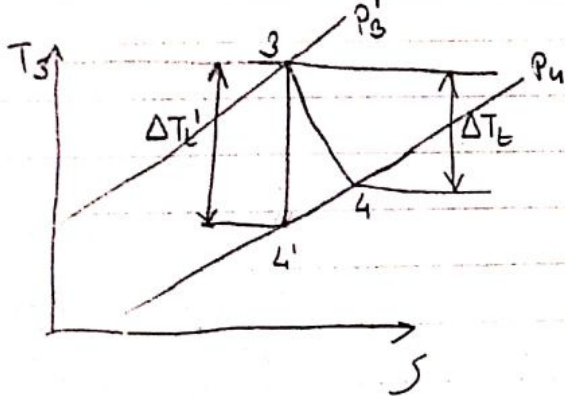
Kompresör W_c (Wc) yerine yaz.

$$W_c = h_2 - h_1 = c_{pa} (T_2 - T_1)$$

$$(kısıt) W_c = \frac{W_{cis}}{\eta_{cis}} = \frac{C_{pa}}{\eta_{cis}} (T_2 - T_1) = \frac{C_{pa}}{\eta_{cis}} T_1 \left[\frac{T_2'}{T_1} - 1 \right] = \frac{C_{pa} T_1}{\eta_{cis}} \left(P_{rc}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right)$$

c_{pa} edilir. (İkbaldekinden farklı olarak η_{cis} geldi. aynı paydadır) $[kJ/kg]$

b) Türbin izentropik verimi



ΔT_t = Türbünde gerçekte sıcaklık düşüşü.

$\Delta T_t'$ = " izentropik " "

Türbin izentropik verimi, tersinmez adyabatik genişleme işinin (gerçek), izentropik genişleme (ideal) işine oranıdır.

$$\eta_{tis} = \frac{W_t}{W_{tis}} = \frac{C_{ps} (T_3 - T_4)}{C_{ps} (T_3 - T_4')} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} = \frac{\Delta T_t}{\Delta T_t'}$$

İşçiliğe

η_{tis} , türbündeki basınç oranına ve türbin imalatındaki işçiliğe bağlı olarak değişir. Türbin basınç oranı arttıkça ve işçilik iyileştikçe izentropik verim artar. izentropik verimin artması türbinden elde edilen genişleme işinin artması ve elaz gazlarının sıcaklığının azaltılması anlamına gelir..

Türbin ısıtıcı sıcaklığı (T_u); $T_3 - T_4 = \eta_{tis} (T_3 - T_4')$ sonra T_4 'ü alalım

$$\eta_{tis} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} \Rightarrow T_3 - T_4 = \eta_{tis} (T_3 - T_4') = \eta_{tis} T_3 \left(1 - \frac{T_4'}{T_3}\right) \quad (1)$$

$$T_3 - T_4 = \eta_{tis} \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{P_{rt}^{(k_g-1)/k_g}}\right)$$

Türbinde entropik genişleme;

$$\frac{T_3}{T_4'} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} = (P_{rt})^{\frac{k_g-1}{k_g}} \quad (2)$$

Türbin basınç oranı

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{tis} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}}\right]\right]$$

daha sonra T_4 'ü alalım

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{tis} \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{\frac{k_g-1}{k_g}}}\right]\right]$$

Türbin işi (W_T)

$$W_T = h_3 - h_4 = c_{pg} (T_3 - T_4) = c_{pg} \cdot \eta_{tis} \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{P_{rt}^{(k_g-1)/k_g}}\right)$$

$$W_T = \eta_{tis} W_{tis} = \eta_{tis} c_{pg} (T_3 - T_4') = \eta_{tis} c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{T_4'}{T_3}\right)$$

$$W_T = c_{pg} T_3 \eta_{tis} \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{\frac{k_g-1}{k_g}}}\right] \quad \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

BASINÇ KAYIPLARI

Gerçek gaz türbinlerinde kanallardaki sürtünmelerden, yama odasındaki momentum değişimlerinden dolayı basınç kayıpları olur. Ayrıca egzoz gazlarının türbin den atılması için çıkış basıncının atmosfer basıncından daha büyük olması zorunludur. Tüm bu basınç kayıpları kompresör ve türbin basınç oranlarının birbirinden farklılaşmasına neden olur. Her kompresör hem de türbin gerçek işlerinin belirlenmesi için basınç oranının basınç kayıplarına bağlı olarak belirlenmesi gerekir.

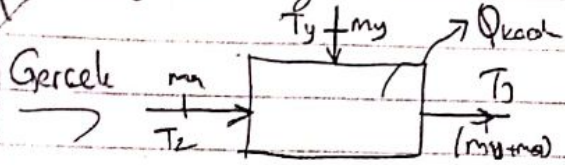
1. Kompresör - yama odası ^{bölünmesi} arasında basınç kaybı: ΔP_k (bar)
2. Yama odası basınç kaybı: ΔP_y (bar)
3. Çıkış basınç kaybı: ΔP_a (bar)

$$f' = \frac{m_y}{m_a} = \frac{\text{Yakıt kütlesi}}{\text{Hava kütlesi}} = \text{Teorik Yakıt-hava oranı}$$

analiz

Burada f yakıt/hava oranını göstermektedir. Bu değer gaz türbinlerinde 1kg yakıt için 45-120kg hava çekmektedir. Bu durumda sıcaklık 1650°C ve daha aşağıda tutulur. Yakıt-hava oranının değeri denklemlerde gördüğümüz gibi Yanma odası giriş sıcaklığı (T_2), türbin giriş sıcaklığı (T_3) ve yakıt cinsi (A_u) belirtilmektedir. Aynı durumda bu değer $f' = 0,003 - 0,02$ arasındadır.

Yukarıdaki analizde yanma odasından dışarıya P^1 kesisi düşüyor varsayıldı. Fakat gerçek partlerde yanma odasından dışarıya o kadar vardır. Bu ise aynı T_3 sıcaklığını sağlamak için daha fazla yakıt yakılması gerekir.



$$Q - W = \sum m_i h_i - \sum m_e h_e \Rightarrow Q = (m_a + m_y) \cdot h_3 - m_a \cdot h_2 - m_y \cdot h_y \quad (2)$$

Her taraf: - m_a 'ya bölünürse

$$\frac{Q}{m_a} = \left(1 + \frac{m_y}{m_a}\right) \cdot h_3 - h_2 - \frac{m_y}{m_a} h_y \quad \text{yazılır.}$$

$f = \frac{m_y}{m_a}$ Gerçek yakıt-hava oranıdır. Q 'nın değerini tam olarak hesaplamak oldukça zordur. Bu nedenle genellikle formülde verilen yakıt miktarı ile asılları. Bu oran yanma verimi (η_y) olarak adlandırılır.

$$\eta_y = \frac{f'}{f} = \frac{\text{Teorik yakıt-hava oranı}}{\text{Gerçek yakıt-hava oranı}}$$

Uygulamada yanma verimi %98-99 arasında değişmektedir.

$$f = \frac{f'}{\eta_y}$$

Yanma odasında verilen ısı $Q_y =$

(1. nolu denkleme göre yazdık T.D.I. kanununu)

$$Q_y = m_y' \cdot h_u = (m_y + m_a) \cdot h_3 - m_a \cdot h_2$$

$$Q_y = m_a (f') \cdot h_u = [(1+f') \cdot C_{p3} T_3 - C_{p2} T_2] \cdot m_a$$

Gercek şartlarda ise

(2. nolu denkleme göre; T.D.I. kanununu)

$$Q_y = m_y' \cdot h_u = (m_y + m_a) \cdot h_3 + Q_{kayıp} - m_a \cdot h_2 \quad (\text{Çıkan ısı -})$$

$$Q_y = m_a \cdot f' \cdot h_u = m_a [(1+f') C_{p3} T_3 + Q_{kayıp} - C_{p2} T_2] \quad (k5)$$

$$\eta_b = \frac{Q_y'}{Q_y} = \frac{m_a f' \cdot h_u}{m_a f' \cdot h_u} = \frac{f'}{f} \quad \text{objeye göreler.}$$

$$Q_y = \frac{Q_y'}{\eta_b} = m_a [(1+f') C_{p3} T_3 - C_{p2} T_2] / \eta_b$$

olur (Gerçek te Q_y için bu denklem kullanılmaktadır.)

Ara Isıya bağlı hesaplarda $m_y + m_a = m_y$ (güçte) buradan geçir yaptık.

$$Q_y = m_y' \cdot h_u / \eta_b = m_a C_{pb} (T_3 - T_2) / \eta_b \quad (k6)$$

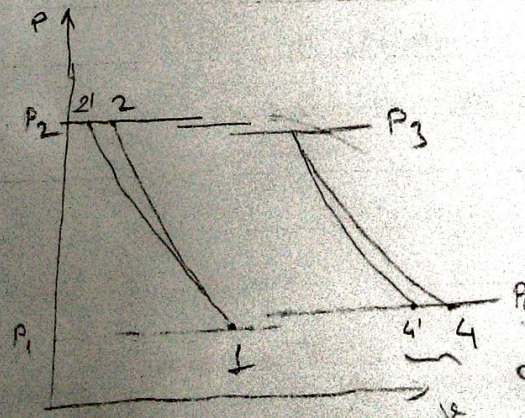
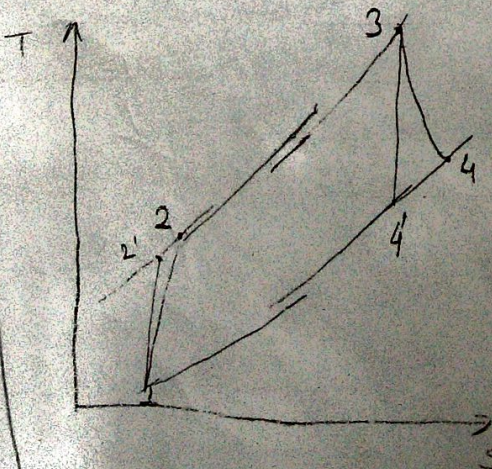
Burada C_{pb} yama odasındaki ortalama ortal w ve $f = 0$ alınmıştır.

Dijital yakıt tüketimi;

$$b_e = \frac{3600}{h_u \cdot \eta_{th}} \quad \left(\frac{\text{Nm}^3/\text{kWh}}{\text{kg/kWh}} \right) \quad \text{saatlik} \quad B_h = N_e \cdot b_e = W_{net} \cdot b_e$$

$\eta_{th} = \eta$

GERÇEK GERİM ~~ve~~ GÜÇ VE TERMİK VERİM



genelinde ideal ve gerçel noktaları ders!

$$Q_y = C_{pb} \cdot (T_3 - T_2) / \eta_b = C_{pb} \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{is}} \cdot (r_p)^{\frac{k_p-1}{k_p}} - 1 \right) \right] / \eta_b$$

(T_1 'i verene yazarsak)

- 1-2 → Kompresörde tersinmez adiabatik sıkıştırma
 2-3 → Sabit basınçta ısıtma sırasında ısı salınması
 3-4 → Gaz türbininde tersinmez adiabatik genişleme
 4-1 → Sabit basınçta ısı alımı

Kompresör işi: $W_k = \frac{C_{p0} \cdot T_1}{\gamma_{k0}} \left[P_{r2}^{\frac{\gamma_{k0}-1}{\gamma_{k0}}} - 1 \right] \quad [kJ/kg] \quad \eta_m = ? \text{ say!}$

Kompresör gücü = $\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_a \cdot C_{p0} \cdot T_1}{\gamma_{k0}} \left[P_{r2}^{\frac{\gamma_{k0}-1}{\gamma_{k0}}} - 1 \right] \quad [kW]$

Türbin işi → $W_T = C_{p0} \cdot T_3 \cdot \eta_{T0} \left[1 - \frac{1}{P_{r4}^{\frac{\gamma_{T0}-1}{\gamma_{T0}}}} \right] \quad [kJ/kg] \quad \eta_m = ? \text{ say!}$

Türbin gücü → $\dot{W}_T = (\dot{m}_{aT}) W_T \approx \dot{m}_a C_{p0} T_3 \eta_{T0} \left[1 - \frac{1}{P_{r4}^{\frac{\gamma_{T0}-1}{\gamma_{T0}}}} \right] \quad [kW]$

Sistemin elde edilen net iş:

$W_{net} = W_T - W_k = \dot{m}_a C_{p0} T_3 \eta_{T0} \left[1 - \frac{1}{P_{r4}^{\frac{\gamma_{T0}-1}{\gamma_{T0}}}} \right] - \frac{C_{p0} \cdot T_1}{\eta_m \cdot \gamma_{k0}} \left[P_{r2}^{\frac{\gamma_{k0}-1}{\gamma_{k0}}} - 1 \right] \quad [kJ/kg]$
 $W_{net} = \eta_{net} W_T - \frac{W_k}{\eta_m}$

* (S.B sayfa 38)

Sistemin elde edilen güç;

$\dot{W}_{net} = \dot{m}_a W_{net} = \dot{m}_a \left[C_{p0} T_3 \eta_{T0} \left[1 - \frac{1}{P_{r4}^{\frac{\gamma_{T0}-1}{\gamma_{T0}}}} \right] - \frac{C_{p0} T_1}{\eta_m \cdot \gamma_{k0}} \left[P_{r2}^{\frac{\gamma_{k0}-1}{\gamma_{k0}}} - 1 \right] \right] \quad [kW]$

Bir sistemde W_{net} değerinin büyük olması gerekir çünkü aynı güçte çıkartılan işin W_{net} büyüdükçe sistemde verimliliği gelecek hava miktarı azalır. Bu ise sistemin boyutlarının azalmasını sağlar boyutlar azaldıkça ise maliyetler düşer ve sistem ucuzlar.

$\dot{Q} = A \cdot \dot{m} \cdot v \Rightarrow \dot{m}_a = \frac{A \cdot v}{v} = \rho A v$

Burada v hızdır ve değeri ses hızı ile sınırlıdır. v büyük hacim ise basınç değerine bağlıdır. Bu nedenle \dot{m}_a 'nın artması

* mekanik kayıplar (S.B.'in notlarında 38. sayfa) ..

8

A'nın artmasına neden olur. Buda türbin ve kompresör kayıplarını artırır.

→ Çevrimin termik ^{etkili} verimi.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{g}} = \frac{W_T - W_C}{Q_{g}}$$

$$W_C = W_{12}$$

$$W_T = W_{34}$$

$$Q_g = Q_3 = Q_{23}$$

$$Q_a = Q_4 = Q_{41}$$

$$\eta_{eg} = \eta_{te} = \eta_{th} = \frac{\eta_{th} \cdot C_{p3} \cdot T_3 \cdot \eta_{12} \left(1 - \frac{1}{\eta_{12}}\right) - \frac{C_{p3} \cdot T_1}{\eta_{12} \cdot \eta_{23}} \left(P_{r2} \frac{1}{\eta_{23}} - 1\right)}{C_{p3} [T_3 - T_2] / \eta_b}$$

ve türbin kompresör mekanik

verimlerini artırıyor.

Termik iş verim (η_{th}) = η_{Bg} = mekanik verimler olmayacak =

Termik verimin yüksek olması istenir. Termik verim ne kadar artar ise aynı enerji miktarını üretmek için harcanan yakıt miktarı azalır. Özgül yakıt sarfiyatı birim enerji üretimi için gerekli olan yakıt miktarını gösterir.

$$b_e = \frac{3600}{\dot{m} \cdot \eta_{th}} \quad [m^3/kWh, kg/kWh]$$

Net işin maksimum değeri arandığında, etkili olan değişkenlerin $T_3, T_1, \eta_{12}, \eta_{23}, P_{r2}, P_{r1}, k_a$ ve k_g değişir. Bunlardan

T_1 = Çevre sıcaklığıdır ve kontrol edilemez. Gaz türbinin çalıştığı ortama bağlıdır. Fakat ne kadar düşük olursa o kadar iyidir.

η_{12}, η_{23} = iletkenliklerine bağlıdır. Bu nedenle üreticinin hassasiyetine ve üretimin kalitesine bağlıdır. Bu değerlerin büyük olması istenir.

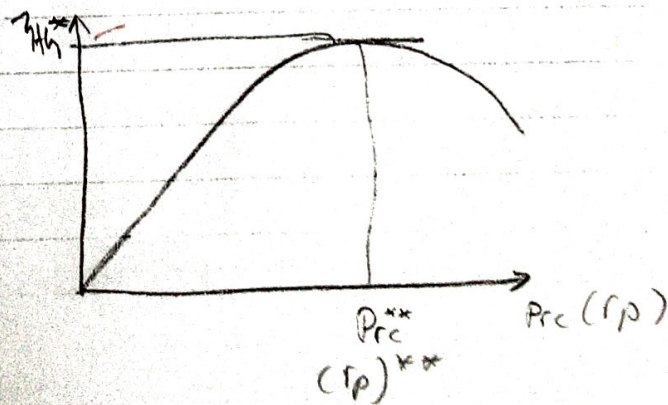
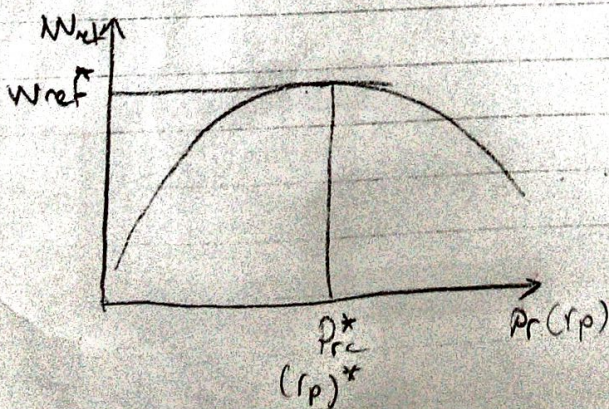
k_a, k_g → Akışkanın cinsine ve özelliklerine bağlıdır. k_a hava için olduğundan değeri çok değişmez. k_g ise yakılan yakıtla bağlıdır.

Net iş üzerine en etkin parametreler T_3 sıcaklığı ve basınç oranlarıdır. Türbin basınç oranı kayıplar oranı ile kompresör basınç oranına bağlı olarak değişir.

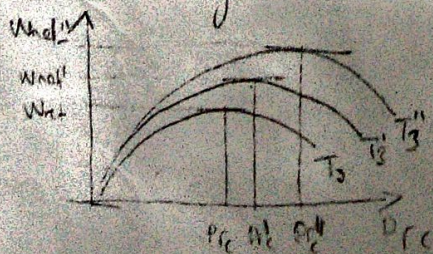
Bu nedenle ayrı bir parametre olarak değiştirilemez. Bu durum da net iş ve termik verim üzerine en etkin parametreler T_3 sıcaklığı ve P_{rc} Kompresör basıncı oranıdır.

T_3 Türbin giriş sıcaklığının etkisi: Türbin giriş sıcaklığının artması i-kompresör basıncı oranı sabitken hem net işi, hem de termik verimi artırır. Bu nedenle büyük değerde olmalıdır. Bu sıcaklığın üst değerini gaz türbini taraflarının ^{malzemesinin} dayanım sıcaklığı belirler. Sıcak gaz tarat yüzeyleri ile temas ettiğinden tarat yüzey sıcaklığının maksimum dayanım sıcaklığına darsızlık gelen gaz sıcaklığı sağlar. Gaz türbinlerinde korotermiğinden geçen soğuk hava ile soğutma yapıldığından yüzey sıcaklığı düşürülebilir. Bu önemli bir avantajdır ve T_3 sıcaklığının artmasını sağlar. Günümüzde T_3 sıcaklığı 1600°C ye kadar soğuk gaz türbinlerinde sıkmıştır.

Diger parametre basıncı oranıdır. bu değeri zengin termik verimi ve net işi maksimum yapan basıncı oranları vardır. Diger parametreler sabit olduğunda P_{rc} ile termik verim ve net iş değişimi



Termik verim maksimum yapan P_{rc}^{**} ile net işi maksimum yapan P_{rc}^* bir birinden farklı değerlerdir. $P_{rc}^{**} > P_{rc}^*$ dir. Aynı T_3 sıcaklığı arttıkça optimum P_{rc} değerleri de artmaktadır.



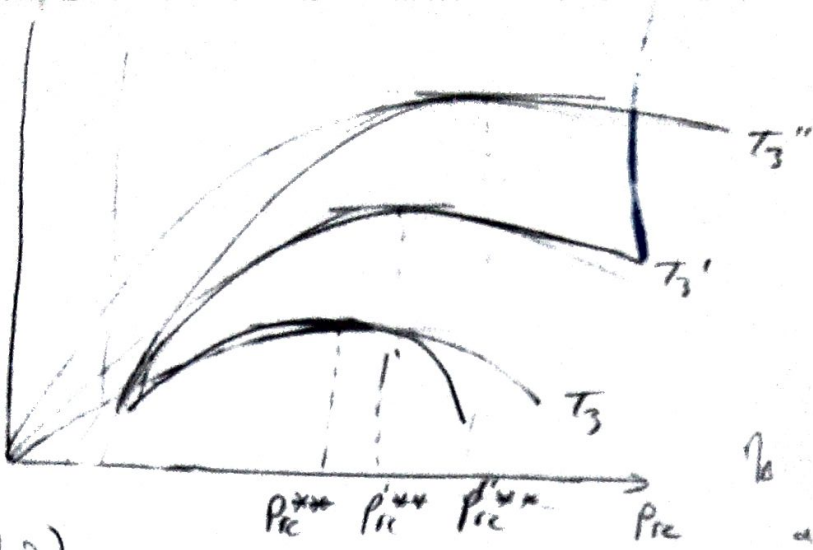
$$T_3'' > T_3' > T_3$$

$$W_{net}'' > W_{net}' > W_{net}$$

$$P_{rc}'' > P_{rc}' > P_{rc}$$

Artık sayfada

η_{Bg}



Yüksek T_3 değerlerinde

Pr artışı ile η_{Bg} önce artıyor

maksimumundan sonra

çok az düşüyor. Hatta azaltılabilir

görmektedir. Bu T_3 lerde de

η_{Bg} max. değerinden sonra Pr'nin

artması ile daha fazla düşüyor

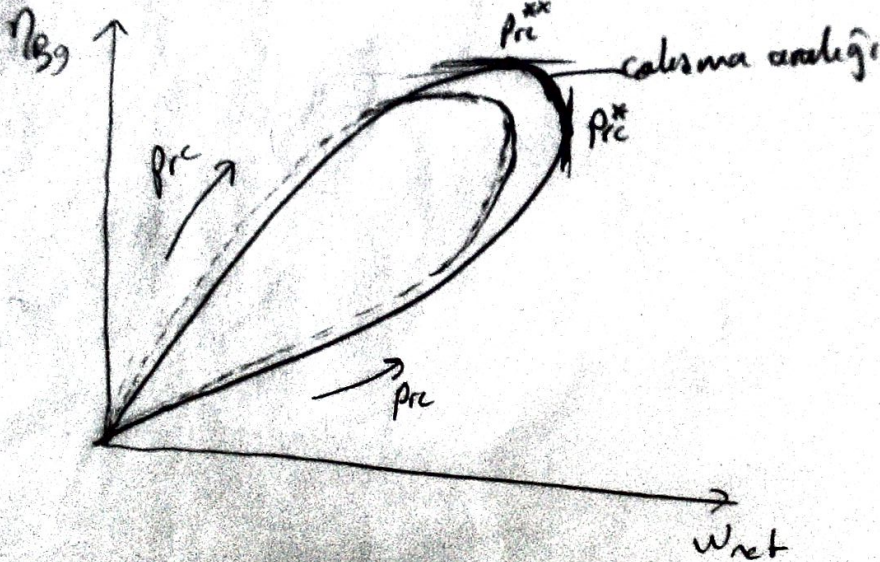
(net id)

Güç ve termik verim için optimum Pr birbirinden farklıdır

Aynı T_3 için verim max yapan

Pr , güç max yapan opt. Pr 'den daha

büyük olur. Dolayısıyla gaz türbinlerinde optimum basınç oranı bu iki değer arasındadır. Bu güç-verim egrisinden daha net görülmektedir.



$$T_3 = 1027 \text{ K}$$

$$T_1 = 15^\circ \text{C}, \eta_{AB} = \eta_{CB} = 0,88 \quad \eta_b = 0,98 \quad \eta_m = 0,95$$

$$g_{pb} = 1,115$$

$$c_{pa} = 1,005$$

$$g_{pg} = 1,167 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

$$h_1 = 479,66 \text{ kJ/kg}$$

$$\epsilon_g = \%2$$

$$\epsilon_k = \%3 \quad \epsilon_c = \%1$$

$$k_a = 1,4 \quad k_g = 1,333$$

(değerleri verilen haptan çevriminin net iş ve termik verimini bulun.)

a) Basınç oranı ile net iş ve termik verim değerlerini inceleyin.

b) $T_3 = 900 - 1100 - 1300 - 1500 - 1800 \text{ K}$ için " " (900 K - 1100 K)

c) $\eta_{AB} = \eta_{CB} = 0,75 - 0,95$ için " " " "

d) b ve c için η_{ft} termik verim - net iş grafiklerini çiziniz?

e) max iş ve termik verim değerlerini bulun?

veya $w_{t3} \cdot \eta_{t3}$

$$w_{34} = w_T = C_{pg} (T_3 - T_4) = C_{pg} \eta_{t3} \cdot T_3 \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{1/\gamma_g}} \right]$$

$$w_{34} = w_T = 1.147 \cdot 0.87 \cdot 1373 \left[1 - \frac{1}{18.27^{1.333}} \right] = 682.7 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{net} = w_T - w_c / \eta_m = 682.7 - 468.9 / 0.99 = 209 \text{ kJ/kg}$$

$w_{net} = \eta_{mt} \cdot w_T - \frac{w_c}{\eta_{mc}} \approx \eta_{mt} w_T - w_c$

Yanma odasında verilen ısı Q_{yan} değeri ≈ 684 çıkar. η_b ya eşitler 697.9 çıkar.

$$q_{23} = Q_{yan} = \frac{C_{pb} \cdot (T_3 - T_2)}{\eta_b} = C_{pb} \left(T_3 - T_1 \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{1/\gamma_g}} \right] \right) / \eta_b$$

$$q_{23} = Q_{yan} = 1.115 \cdot (1373 - 759.6) = 697.9 \text{ kJ/kg}$$

η_b bulundu,

$$\text{Termik verim} = \eta_{th} = \frac{w_{net}}{Q_{yan}} = \frac{209}{697.9} = 0.2995$$

PERFORMANSI ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Bazı tür türden gaz türbinlerinde özellikle termik verim oldukça düşüktür. Bunun nedeni ise aerodinamik olarak gazların sıcaklıklarının yüksek olmasıdır. Bu sıcaklık 200-500°C arasında değişir. Gazların üst sıcaklığı termik verim üzerine olumlu etki yaparken, aerodinamik alt sıcaklığının yüksek olması verimi düşürür. Bu nedenle bazı tür türden verimini ve net işini arttıracak yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerin başlıcaları

1. Regeneratörle Brayton çevrimi
2. Ara soğutma " "
3. Ara ısıtma " "
4. Giriş havasının soğutulması
5. Buhar ve su enjeksiyonlu Brayton çevrimi

Bunun dışında püskürtülür. Bir miktar " " aldığı iken (bu buharlaştır, buhar taze buhar olur) T_3 sıcaklığı düşürülür. (son) olur. NOx olur. Bu buharlaştırma net işi artırır. Yani bir miktar artırır.

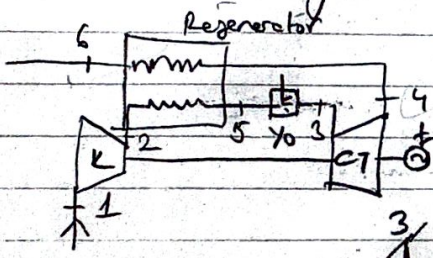
1. REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

Bazı Brayton çevriminde yanma ürünü gaz türbinlerden çıktıktan sonra aerodinamik olarak gazların sıcaklığı bu gazlardan faydalanılması aerodinamik verimini arttıracaktır.

Aerodinamik olarak faydalanmanın ilk yolu atık gazların dışarıdan girerek yanma odasına girmeden önce

NOx oranını 2000°C'ye kadar düşürmek. Bu sıcaklık bunun altında tutulup NOx oranını düşürülecektir ki bu durumda η_{th} düşük olur. Yani 1000°C'ye kadar düşürülecektir. (NOx tutucular kullanılır. İlave bir maliyet demektir.)

havanın sıcaklığının artırılmasıdır. Bu işlem için rejeneratör ya da reküperatör adı verilen ısı değiştiricileri kullanılır. Yanma ürünleri ısıyı vererek sıcaklığı azalırken, yanma odasına giren havanın sıcaklığı artar. Bu sayede yanma odasında verilmesi gereken ısı miktarı ve dolayısı ile yakılması gereken yakıt miktarı azalır. Sistemden elde edilen net iş değişmediğinden (basınç kayıpları ihmal edilirse) ve yanma odasında yakılan yakıt miktarı azaldığından termik verim artar.



(tersinmez adyabatik)

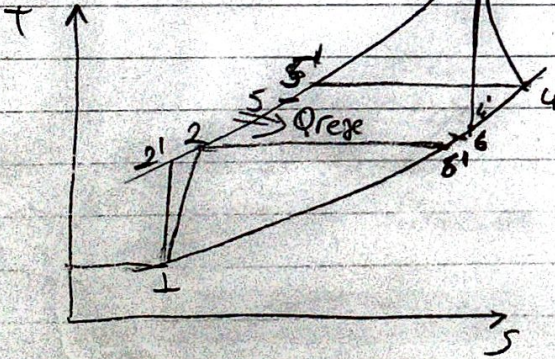
1-2: Kompresörde politropik sıkıştırma

2-5: ---

5-3: 4-0'da sabit basınçta yanma

3-4: Gaz türbininde politropik genişleme

4-6: ---



2-5 → Sabit basınçta havanın rejeneratörde ısıtılması

4-6 → Sabit basınçta yanma ürünlerinden ısı çekilmesi (yakma havasına ısı verilmesi)

6-1: Alık çevrimde çevreye, kapalıda ön soğutma caya sabit basınçta ısı atılır.

Şekilde görüldüğü gibi basit çevrimde yanma odasına T_2 sıcaklığında giren hava, rejeneratörlü çevrimde T_5 sıcaklığında girer. Sonuçta $C_{pg}(T_4 - T_6)$ ısı crejisi çevrimde geri kazandırılarak havanın sıcaklığı T_2 'den T_5 sıcaklığına artırılır. Bu sayede yanma odasında verilmesi gereken ısı crejisi azalır

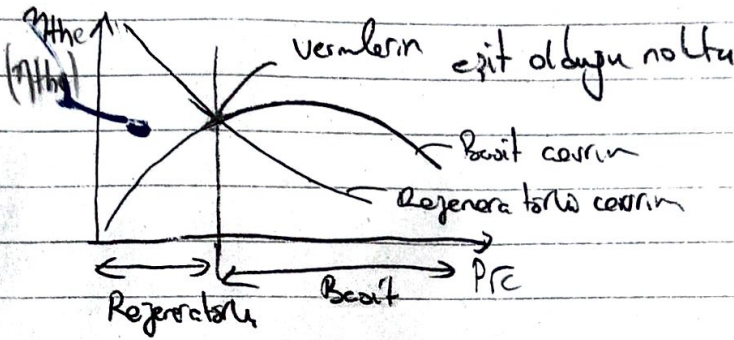
$$\dot{Q}_y = \dot{Q}_g = \text{Basit çevrimde } \dot{Q}_y = C_{pb} \cdot (T_3 - T_2) / \eta_y = \dot{Q}_{y3} \quad \text{ve } \dot{Q}_y = \dot{m}_y \cdot \dot{q}_y = \dot{m}_y \cdot H_u$$

$$\dot{Q}_{yR} = \dot{Q}_{gR} \quad \text{Rejeneratörlü çevrimde } \dot{Q}_{yR} = C_{pb} (T_3 - T_5) / \eta_y = \dot{Q}_{y3} \quad \text{ve } \dot{Q}_{yR} = \dot{m}_y \cdot \dot{q}_{yR} = \dot{m}_y \cdot H_u$$

Fark: $\dot{Q}_y - \dot{Q}_{yR} = \Delta \dot{m}_y \cdot H_u$ olduğundan $\Delta \dot{m}_y$ kadar yakıttan tasarruf edilir. Bu yakıt tasarrufu ya da termik verim artışı T_5 sıcaklığına bağlıdır. Bu değer ne kadar büyük olursa termik verim o kadar artar. T_5 rejeneratörden çıkan ısı sıcaklığının üst değeri yanma ürünlerinin en fazla gazlarının

T₁T₂ ise regenerator uygun!

etkinliğini ve faydasını azaltır. (Hatta basınç oranı belirli bir değerin üzerine çıktığında $T_2 > T_1$ olduğundan regenerator ters çalışmaya başlar. Yani havanın sıcaklığı, ısıtıcı gazların sıcaklığından daha fazla olur ve ısıyı soğutur. Bu durum ise termik verimin düşmesine neden olur. Bu nedenle yüksek basınç oranlarında regenerator kullanılmaz. Regeneratorın diğer bir avantajı ise maliyetleri artırmazdır. Ayrıca basınç kaybına sebep olduğundan türbin basınç oranını ~~ve~~ türbin gücünü bir miktar düşürür. Buda net gücü azaltır.

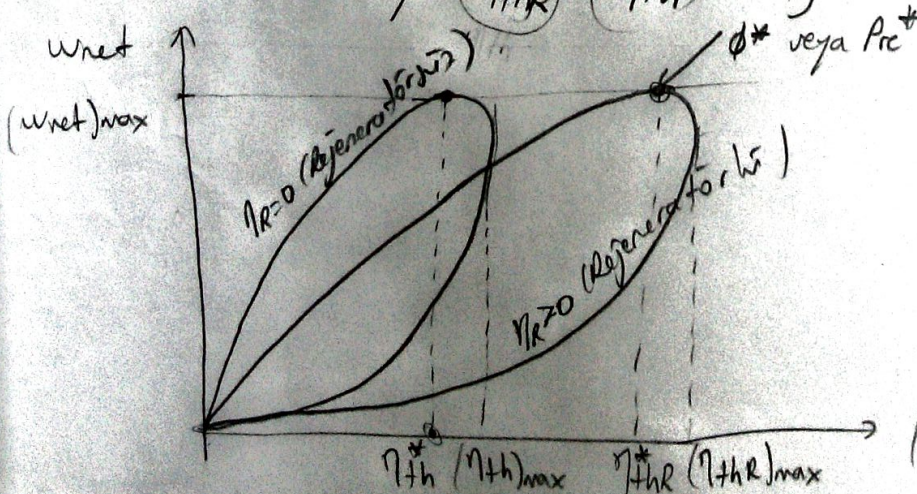


Öküz: $T_1 = 20^\circ\text{C}$, $T_3 = 1100^\circ\text{C}$, $\eta_{H_2} = \eta_{H_3} = 0.85$

net işi maksimum yapan basınç oranını bulun.

$$\frac{\partial W_{net}}{\partial P} = 0 \text{ ise } (P/P_1)_{opt} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_{H_2} \cdot \eta_{H_3}} \Rightarrow P/P_1 = \sqrt{\frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_{H_2} \cdot \eta_{H_3}}$$

Bunu net işte yerine yazarsak $(W_{net})_{max}$ bulunur. Regenerator η ve regenerator çalıştırma veriminde yerine yazarsak max iş için verimi bulunur. Sebepden de gördüğümüz üzere regenerator η ve η_{H_2} ile η_{H_3} değeri değiştiğinde termik veriminde önemli bir artış söz konusudur. Max. gücteki termik verim artışı $\Delta \eta = \eta_{H_2} - \eta_{H_3}$



arkada

$$(\eta_{H_2})_g = \eta_{H_2} = \eta_{H_3}$$

REJENERATÖRLÜ

16

SORU 2

$$T_a = 25^\circ\text{C} \quad \eta_{k13} = 0.86 \quad \eta_m = 0.89 \quad C_{p1} = 1.005 \quad C_{p3} = 1.147$$

$$P_{r1} = 12 \quad \eta_{k13} = 0.88 \quad \eta_b = 0.88 \quad C_{p2} = 1.115 \quad P_1 = 1 \text{ bar}$$

$$k_a = 1.24$$

$$\Delta P_X = 0.02$$

$$k_g = 1.333$$

$$\Delta P_L = 0.03$$

$$H_u = 40000 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta P_C = 0.04 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_a = 100 \text{ kg/s}$$

$$\Delta P_r = 0.03 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_y = 0 \text{ (hava)}$$

Basit Cevap

$$P_2 = P_1 \cdot P_{r1} = 12$$

$$P_3 = P_2 (1 - \Delta P_X - \Delta P_L) = 12 (1 - 0.02 - 0.03) = 11.4 \text{ bar}$$

$$P_4 = P_1 \cdot \frac{P_3}{P_1} + \Delta P_C = 1.004 \text{ bar} = P_1 (1 + \epsilon_a)$$

$$P_{r1} = 10.96$$

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{k13}} \left(P_{r1}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) \right) = 656.3 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_{k13} \left(1 - \frac{1}{P_{r1}^{\frac{k_a-1}{k_a}}} \right) \right) = 889.5$$

$T_4 > T_2$ olduğundan rejenerator uygundur.

$$\dot{W}_K = C_{p1} \Delta T_c = 1.005 \cdot (656.3 - 298) = 360.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_K = 360.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_T = C_{p3} \Delta T_t = 1.147 \cdot (1477 - 889.5) = 669.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\epsilon = \eta_r = 0.80$$

a) R' ve R' suat Terim
sadece soldan
güç ve R' suat Terim
sadece sağdan
güç ve R' suat Terim
sadece ortadan
güç ve R' suat Terim

b) be / Bh = ?

m verilmeli? $\dot{m}_a = 100 \text{ kg/s}$

c) yolluk yakıt ve parasetil tasarrufu?

$$I_R = ?$$

d) Yakıtta % 50 c varsa

yolluk CO₂ tasarrufu?

$$* W_{net} = W_T - W_C / \eta_m = 669.3 - 360.1 / 0.9 = 305.6$$

$$Q_{gen} = C_{pb} (T_3 - T_2) / \eta_b = 1.115 (1473 - 656.3) / 0.88 = 929.2$$

$$\eta_{the} = \frac{W_{net}}{Q_{gen}} = \frac{305.6}{929.2} = \underline{\underline{0.3289}}$$

REDERATORLU ÇEVREM

$$P_3 = P_2 (1 - \Delta P_L - \Delta P_4 - \Delta P_r) = 11.04 \text{ bar}$$

$$P_4 = P_1 + \Delta P_s + \Delta P_r = 1.07 \text{ bar} = P_1 (1 + \epsilon_a + \epsilon_R)$$

$$P_r = 10.32$$

$$T_2 = 656.3 \text{ K}$$

$$T_4 = 900.3 \text{ K}$$

$$T_5 = \eta_k T_4 + T_2 (1 - \eta_k) = 851.5 \text{ K} \quad [T_5 = T_2 + \eta_R (T_4 - T_2)]$$

$$Q_y = C_{pb} (T_3 - T_5) / \eta_b = 707.1 \text{ kJ/kg}$$

$$W_C = 360.1 \text{ kJ/kg}$$

$$W_T = 656.9 \text{ K}$$

$$W_{net} = W_T - W_C / \eta_m = \frac{293.16}{656.9} \cdot 305.6 = 12.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{tutar verim oranı} = \frac{\Delta \eta}{\eta_{the}} = \% 20.67$$

$$\eta_{the} = \eta_{the} = 0.4146 (0.3289)$$

basit çevrimde

$$\Rightarrow \text{Fark } \Delta \eta = \eta_{theR} - \eta_{the} = 0.0857 = \% 8.57$$

$$H_u = 4000 \text{ kJ/kg ise } Q_y - Q_{yR} = \Delta \eta \cdot H_u$$

Analiz et lütfen orkade →

$$be = \frac{3600}{\text{hr}} \cdot \eta_e \quad \text{ve} \quad Rh = be \cdot \text{Wnet} \quad (\text{kg/h})$$

$$Ry = 8760 \cdot Lf \cdot Rh \quad (\text{kg/y} \cdot \text{t} \times \text{kg/y} \cdot \text{t})$$

$$Cy = Ry \cdot F \quad \text{TL/y} \cdot \text{t}$$

$$\Delta Ry = YPT = \text{tillik yekit tapirufu} = Ry - RyR$$

$$\Delta Cy = YPT = \text{" parallel " } = Cy - CyR \quad \text{TL/y} \cdot \text{t}$$

$$I_R \cdot a \leq YPT \rightarrow I_R = \frac{YPT}{a} \quad (\text{tallanin ist sinin})$$

$$a = \frac{(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad \text{amartimaw fideiis}$$

$$a = \frac{(1+0,1)^{30} \cdot 0,1}{(1+0,1)^{30} - 1} = 0,106079$$

ba'wat Gamin:

$$be = \frac{3600}{60000 \cdot 0,1289} = 0,1736 \text{ kg/kWh}$$

$$Rh = be \times \text{Wnet} \\ Rh = 8362,6 \text{ kg/h}$$

$$\text{Wnet} = \eta_b \cdot \text{Wnet} = 30560 \text{ kW}$$

$$Ry = Rh \cdot 8760 \times 0,75 = 54.961.101 \text{ kg/h}$$

Ldi iain:

$$be_R = \frac{3600}{60000 \cdot 0,6146} \approx 0,21207$$

$$Rh_R = 6363,82 \text{ kg/h}$$

$$\text{Wnet}_R = \eta_{bR} \cdot \text{Wnet}_R = 29316 \text{ kW}$$

$$Ry_R = 8760 \cdot 0,75 \times Rh_R = 41.810.301 \text{ kg/y} \cdot \text{t}$$

$$\Delta Ry = YPT = Ry - Ry_R = 13.130.800 \text{ kg/y} \cdot \text{t} = 13.130,8 \text{ ton/y} \cdot \text{t}$$

$$YPT = YPT \cdot F = 13.130.800 \text{ TL/y} \cdot \text{t} \quad \text{ve} \quad I_R = YPT / a \text{ dan}$$

$$I_R = 123.782.925 \text{ TL}$$

$$\text{Net p'is ayni alinirsa: } YPT = \Delta Ry = \frac{3600 \cdot \text{Wnet} \cdot Lf \cdot H}{\text{hr}} \left(\frac{1}{\eta_R} - \frac{1}{\eta_{bR}} \right)$$

(Regenerator deti basirg tavgb, imal edilirse)

$$YPT = \Delta Cy = \Delta Ry \cdot F$$

Nisan

(Farklı veriler)

$T1=30+273 \text{ [C]}$: $T3=1200+273 \text{ [C]}$
 $P1=1 \text{ [bar]}$: $Prc=15$: $ma=20 \text{ [kg/s-hava debisi]}$ {yakıt debisi ihmal}
 $\eta_{cis}=0,87$: $\eta_{tis}=0,9$: $\eta_m=0,97$: $\eta_b=0,98$
 $cpa=1,005 \text{ [kJ/kgK]}$: $cpg=1,147 \text{ [kJ/kgK]}$: $cpb=1,115 \text{ [kJ/kgK]}$
 $ka=1,4$: $kg=1,333$: $Hu=48000 \text{ [kJ/kg]}$
 $F=0,805383 \text{ [TL/m3-yakıt fiyatı-Dgaz]}$ 0,805383 TL/m3 ve $\gamma_{og}=0,72 \text{ kg/m3}$, 6 Nisan 2016
 $Fy_{tl}=F/\gamma_{og_dgaz}$ {TL/kg-yakıt fiyatı} : $\gamma_{og_dgaz}=0,72$
 $Fy_dolar=Fy_{tl}/2,8506$ {1 dolar=2,8506 TL, 6 Nisan 2016}
 $t=5500$ {h-yıllık çalışma süresi}
 $d_{py}=0,03$: $d_{pk}=0,04$: $d_{pc}=0,05$: $Lf=0,85$

"çözüm"

$a=(ka-1)/ka$: $b=(kg-1)/kg$: $p2=p1 \cdot Prc$
 $P3=P2 \cdot (1-d_{py}-d_{pk})$: $p4=p1 \cdot (1+d_{pc})$: $Prt=P3/p4$
 $T2=T1 \cdot (1+(1/\eta_{cis}) \cdot (Prc^a-1))$ {K}
 $T4=T3 \cdot (1-\eta_{tis} \cdot (1-(1/(Prt^b))))$ {K}
 $Wc=(cpa \cdot T1/\eta_{cis}) \cdot (Prc^a-1)$ {kJ/kg} $Wc=cpa \cdot (T2-T1)$
 $Wt=cpg \cdot T3 \cdot \eta_{tis} \cdot (1-(1/(Prt^b)))$ {kJ/kg} $Wt=cpg \cdot (T3-T4)$
 $w_{net}=wt-wc/\eta_m$ {kJ/kg}
 $q_{yan}=cpb \cdot (T3-T2)/\eta_b$ {kJ/kg}
 $\eta_{th}=w_{net}/q_{yan}$
 $be=3600/(\eta_{th} \cdot Hu)$ {kgy/kWh-özümlü yakıt sarfiyatı}
 $N=ma \cdot w_{net}$ {kW-net güç}
 $Nc=ma \cdot Wc$ {kW-kompresör gücü} : $Nt=ma \cdot Wt$ {kW-türbin gücü}
 $Bh=be \cdot N$ {kg/h}
 $By=Bh \cdot t \cdot Lf$ {kg/yıl}
 $YP=By \cdot Fy_{tl}$ {TL/yıl-Yakıt parası}

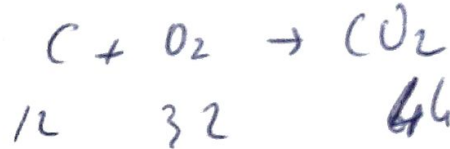
SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

- 0 - $a = 0,2857$
 19 $be = 0,2154 \text{ [kg/kWh]}$
 21 $By = 6,090E+06 \text{ [kg/yıl]}$
 $cpb = 1,115$
 $d_{pc} = 0,05$
 $d_{py} = 0,03$
 $\eta_{cis} = 0,87$
 16 $\eta_{th} = 0,3481$
 $F = 0,8054$
 $Fy_u = 1,119$
 $ka = 1,4$
 $Lf = 0,85$
 18 $N = 6047 \text{ [kW]}$
 18' $Nt = 14475 \text{ [kW]}$
 ③ $p2 = 15 \text{ [bar]}$
 5 $p4 = 1,05 \text{ [bar]}$
 6 $Prt = 13,29$
 $t = 5500$
 7 $T2 = 709,7 \text{ [K]}$
 8 $T4 = 842 \text{ [K]}$
 11 $w_{net} = 302,3 \text{ [kJ/kg]}$
 $\gamma_{og_dgaz} = 0,72$

- 0 - $b = 0,2498$
 20 $Bh = 1303 \text{ [kg/h]}$
 $cpa = 1,005$
 $cpg = 1,147$
 $d_{pk} = 0,04$
 $\eta_b = 0,98$
 $\eta_m = 0,97$
 $\eta_{tis} = 0,9$
 $Fy_{dolar} = 0,3924$
 $Hu = 48000$
 $kg = 1,333$
 $ma = 20$
 18' $Nc = 8175 \text{ [kW]}$
 $P1 = 1$
 6 $P3 = 13,95 \text{ [bar]}$
 $Prc = 15$
 15 $q_{yan} = 868,4 \text{ [kJ/kg]}$
 ① $T1 = 303$
 ② $T3 = 1473 \text{ [C]}$
 9 $Wc = 408,8 \text{ [kJ/kg]}$
 10 $Wt = 723,7 \text{ [kJ/kg]}$
 22 $YP = 6,812E+06 \text{ [TL/yıl]} = Cy$

d) Yakıtın içinde %65 C,
 %2 H olduğuna göre
 yakıt kaynaklı atmosfere
 atılan CO2 ve H2O'yu bulun



12 kg C yakıtta 44 kg CO2

$$x_{CO_2} = \frac{44}{12} CO_2$$

$$M_c = \frac{0,65}{1} \cdot By = 2,76 \cdot 10^6 \frac{kg}{yıl}$$

$$M_{CO_2} = \frac{M_c}{1} \cdot \frac{44}{12} = 10,03 \cdot 10^6 \frac{kg}{yıl}$$

13 potential unit problems were detected.

⑦ $\eta_{gi} = \frac{Wc}{Wt} = 0,56487 = \%56,487$

Ta=35 {C} : T3_C=1200 {C} : T3=T3_C+273 : P1=1 {bar} : Prc=15 : ma=30 {kg/s-hava debisi}

eta_cis=0,86 : eta_tis=0,88 : eta_m=0,99 : eta_b=0,98

cpa=1,005 {kJ/kgK} : cpg=1,15 {kJ/kgK} : cpb=1,135 {kJ/kgK} : ka=1,4 : kg=1,333

Hu_kcal=11000/4,18 {10000 kcal/kg} : Hu=4,18*Hu_kcal {kJ/kg}

F=1,2 {TL/kg-yakıt fiyatı-Dgaz 0,7 USD/m3 ve yoğunluk=0,7 kg/m3 ise F=... YTL/kg; bak...}

Lf=0,85 {yük faktörü} : t=6500 {h-yıllık çalışma süresi}

lokul=1000000 {TL-okul parası} : i=0,08 {yıllık faiz oranı} : m=25 {yıl-(yatırım ömrü)}

d_py=0,04 : d_pk=0,02 : d_pc=0,03

"ç ö z ü m"

mg=ma {yakıt debisi ihmal}

T1=Ta+273

a=(ka-1)/ka : b=(kg-1)/kg

p2=p1*Prc : P3=P2*(1-d_py-d_pk) : p4=p1+d_pc : Prt=P3/p4

T2=T1*(1+(1/eta_cis)*(Prc^a-1))

T4=T3*(1-eta_tis*(1-(1/(Prt^b))))

Wc=cpa*(T2-T1) : Wt=cpg*(T3-T4) : wnet=eta_m*wt-wc/eta_m {kJ/kg}

qyan=cpb*(T3-T2)/eta_b {kJ/kg} : eta_th=wnet/qyan

"***** R E J E N E R A T Ö R L Ü *****"

eta_r=0,84 : d_Pr=0,04

P3a=P2*(1-d_py-d_pk-d_Pr) : p4a=p1+d_pc+p1*d_Pr : Prta=P3a/p4a

T2a=T1*(1+(1/eta_cis)*(Prc^a-1)) : T4a=T3*(1-eta_tis*(1-(1/(Prta^b))))

T5=T2a*(1-eta_r)+eta_r*T4a

Wca=cpa*(T2a-T1) : Wta=cpg*(T3-T4a) : wneta=eta_m*wta-wca/eta_m {kJ/kg}

qyana=cpb*(T3-T5)/eta_b {kJ/kg} : eta_th_R=wneta/qyana

delta_eta=100*(eta_th_R-eta_th)/eta_th_R

be=3600/(eta_th*Hu) : be_R=3600/(eta_th_R*Hu) {kg/kWh-R.lü özgül yakıt sarfiyatı}

Bh=be*N {kg/h-saatlik yakıt sarfiyatı-rejeneratörsüz}

Bh_R=be_R*N_R : By=Bh*t*Lf {kg/yıl-yıllık yakıt sarfiyatı-rejeneratörsüz: By=Bh*8760*Lf}

By_R=Bh_R*Lf*t : delta_By=By-By_R {kg/yıl-yıllık yakıt tasarrufu}

delta_Bh=be*N-be_R*N_R {kg/h-yakıt tasarrufu-rejeneratör kaybı dikkate alınır}

N=mg*wnet {kW-r.süz durumda net güç}

N_R=mg*wneta {kW-r.lü durumda net güç}

YPT=Lf*t*delta_Bh*F {YTL-rejeneratör kaybı dikkate alınır}

n_okul=YPT/lokul

amortisman=((1+i)^m)/((1+i)^m-1)

I_R=YPT/amortisman {YTL}

{rejeneratördeki kayıp ihmal edilirse}

delta_Bh_rsiz=be*N-be_R*N {kg/h-yakıt tasarrufu-rejeneratör kaybı dikkate alınmaz}

para_rsiz=t*delta_Bh_rsiz*F {YTL-rejeneratör kaybı dikkate alınmaz}

n_okul_rsiz=para_rsiz/lokul

wta_kontrol=cpa*(T3-T4a+273)

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$a = 0,2857$

$b = 0,2498$

$24 \quad be_R = 0,8922 \text{ [kg/kWh]}$

$25 \quad Bh_R = 7167$

$26 \quad By_R = 3,960E+07$

$cpb = 1,135$

$\delta Bh = 1324 \text{ [kg/h]}$

$27 \quad \delta By = 7,315E+06$

$d_{pc} = 0,03$

$d_{Pr} = 0,04$

$\eta_b = 0,98$

$\eta_m = 0,99$

$10 \quad \eta_{th} = 0,3279$

$\eta_{tis} = 0,88$

$Hu = 11000$

$i = 0,08$

$29 \quad I_R = 9,371E+07$

$kg = 1,333$

$m = 25 \text{ [y\ddot{y}l]}$

$mg = 30$

$nokul = 8,778$

$31 \rightarrow N_R = 8033 \text{ [kW]}$

$p_2 = 15 \text{ [bar]}$

$11 \quad P_{3a} = 13,5 \text{ [bar]}$

$12 \quad p_{4a} = 1,07 \text{ [bar]}$

$Prc = 15$

$13 \quad Prta = 12,62$

$20 \quad q_{yana} = 730 \text{ [kJ/kg]}$

$T_1 = 308$

$14 \quad T_{2a} = 726,2 \text{ [K]}$

$T_{3c} = 1200$

$15 \quad T_{4a} = 864,9 \text{ [K]}$

$T_a = 35$

$17 \quad W_{ca} = 420,3 \text{ [kJ/kg]}$

$19 \quad w_{neta} = 267,8 \text{ [kJ/kg]}$

$18 \quad W_{ta} = 699,4 \text{ [kJ/kg]}$

$28 \quad YPT = 8,778E+06 \text{ [YTL/y\ddot{y}l]}$

$amortisman = 0,09368$

$21 \quad be = 0,9981 \text{ [kg/kWh]}$

$22 \quad Bh = 8491$

$23 \quad By = 4,691E+07$

$c_{pa} = 1,005$

$c_{pg} = 1,15$

$\delta Bh_{rsiz} = 901 \text{ [kg/h]}$

$\delta \eta = 10,61$

$d_{pk} = 0,02$

$d_{py} = 0,04$

$\eta_{cis} = 0,86$

$\eta_r = 0,84$

$19' \quad \eta_{th,R} = 0,3668$

$F = 1,2$

$Hu_{kcal} = 2632$

$Iokul = 1000000$

$ka = 1,4$

$Lf = 0,85$

$ma = 30$

$30 \rightarrow N = 8507 \text{ [kW]}$

$nokul_{rsiz} = 7,028$

$P_1 = 1$

$① \quad P_3 = 14,1 \text{ [bar]}$

$② \quad p_4 = 1,03 \text{ [bar]}$

$para_{rsiz} = 7,028E+06 \text{ [YTL]}$

$⑤ \quad Prt = 13,69$

$9 \quad q_{yan} = 864,9 \text{ [kJ/kg]}$

$t = 6500$

$4 \quad T_2 = 726,2 \text{ [K]}$

$T_3 = 1473$

$5 \quad T_4 = 851 \text{ [K]}$

$16 \quad T_5 = 842,7 \text{ [K]}$

$7 \quad W_c = 420,3 \text{ [kJ/kg]}$

$8 \quad w_{net} = 283,6 \text{ [kJ/kg]}$

$6 \quad W_t = 715,3 \text{ [kJ/kg]}$

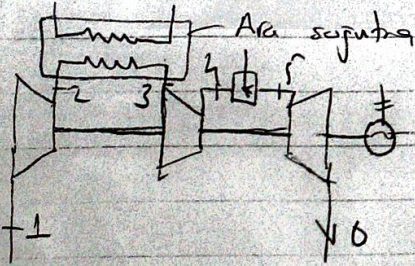
$w_{ta_{kontrol}} = 885,5$

26 potential unit problems were detected.

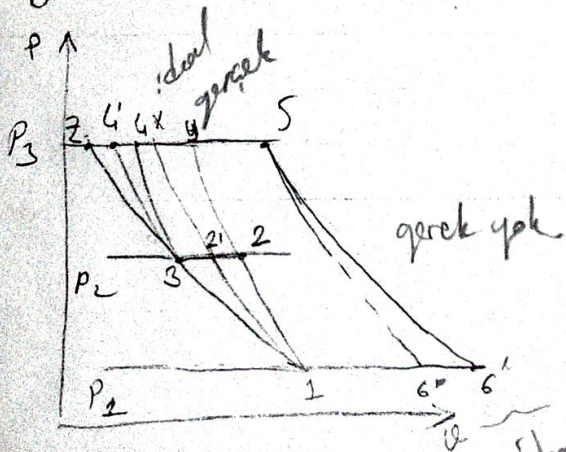
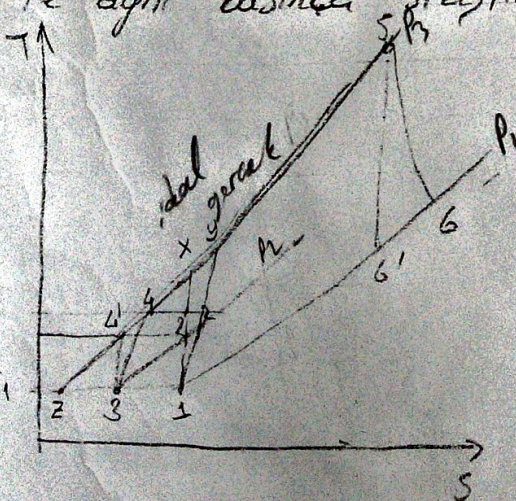
Brayton çevriminde elde edilen net işi arttırmak için uygulanabilecek iki yöntemden biri ara soğutma uygulamasıdır. Ara soğutma, ortam kompresörde bulunan işin azaltılmasıdır. İdeal şartlarda eğer sıkıştırma izotermal olarak yapılabilirse en az sıkıştırma işine ihtiyaç duyulur. Gerçekte bu uygulamaya rağmen sıkıştırma işini azaltmak için mümkün olduğunca izotermal sıkıştırmaya yaklaşılmalıdır. İdeal şartlarda eğer kompresör sonsuz sayıda basımağa ayrılırsa ve her basımağın arasında oluşan soğutulmuş, kotermal bir proses elde edilir. Gerçekte ise 2 yada 3 basımağa ayırarak kompresörler arasında oluşan soğutulur. Daha fazla sayıda ara soğutma yapmak ekonomiktir değildir.

Ara soğutmanın termik verime etkisi, ara soğutmanın yapılacağı basınca bağlıdır. Bu etki optimum yada azaltma yönünde olabilir.

Tek basımalı ara soğutma:



Tek basımalı ara soğutmada 2 kompresör vardır. Bu iki kompresör arasında bir ısı değiştirici ile havanın sıcaklığı düşürülür. Sıcaklığı düşen hava 2. kompresörde tekrar sıkıştırılır. Bu şekilde tek kompresöre sıkıştırma işinden, daha az iş ile aynı basınca sıkıştırma yapılır.



İdeal ve gerçek noktaları (gerçeklerde) ters!

Burada;

19

1-2 İzotermal sıkıştırma

1-x Tek kompresör lü sisteminde izentropik sıkıştırma

1-y " " " tersinmez adiyoabatic sıkıştırma

İdeal şartlarda 1-2 çivisi izotermal sıkıştırma gösterir. Ara soğutmalı sistemde kompresör işleri toplamı;

$$W_k = W_{k1} + W_{k2}$$

$$W_k = C_{pa} (T_2 - T_1) + C_{pa} (T_4 - T_3)$$

$$= C_{pa} \frac{T_1}{\gamma_{k1}} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) + C_{pa} \frac{T_3}{\gamma_{k2}} \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right) \quad (T_3 = T_1 \text{ olduğundan})$$

$$W_k = C_{pa} \frac{T_1}{\gamma_{k1}} \left[\left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \left(\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] = C_{pa} \frac{T_1}{\gamma_{k1}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 2 \right]$$

P_2 = Ara soğutma basıncı

Ara soğutma basıncının değişmesi kompresör işleri toplamını değiştirir. Bu nedenle kompresör işleri toplamını minimum yapan ara soğutma basıncının bulunması gerekir. Optimum ara soğutma basıncının bulunması için kompresör işleri toplamının P_2 'ye göre türevi alınarak 0'a eşitlenir.

$$\frac{\partial W_k}{\partial P_2} = 0$$

$$\frac{\partial W_k}{\partial P_2} = \frac{\partial}{\partial P_2} \left[\left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^a - 1 \right) + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^a - 1 \right]$$

$$a \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{a-1} \left(\frac{1}{P_1} \right) + a \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{a-1} \left(-\frac{P_3}{P_2^2} \right) = 0$$

$$\cancel{a} \frac{P_2^{a-1}}{P_1^a} = \cancel{a} \frac{P_3^a}{P_2^{a+1}} \Rightarrow P_2^{2a} = P_1^a P_3^a$$

$$\Rightarrow \boxed{P_2 = \sqrt{P_1 P_3}} \Rightarrow \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_2}{P_1} \text{ olur}$$

olur.

normalde burası T_3 'tür. Burada max. sic. T_5 olduğundan o 20 yapıldı.

Gaz türbininden elde edilen iş değişmez

$$W_T = C_{pg} T_5 \cdot \eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}} \right] \quad P_{rt} = \frac{P_3}{P_1} \text{ basınç kaybı sıfır}$$

Flüvbin işi değişmediğinden ve kompresör işi olduğu için, sürtünmeden elde edilen net iş artmaktadır.

$$W_{net} = W_T - W_k / \eta_m$$

$$W_{net} = C_{pg} \cdot T_5 \cdot \eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{P_{rt}^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}} \right] - \frac{C_{pa} \cdot T_1}{\eta_{cs}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 2 \right] / \eta_m$$

Yanma odaında verilen ısı artar. Çünkü yanma odaına giren havanın sıcaklığı daha düşüktür.

$$q_g = q_y = q_{\text{yanma}} = C_{pb} (T_5 - T_4) / m_b = q_{us}$$

$\Rightarrow \frac{dW_{net}}{dP_2}$ de alınabilir

Optimum ara soğutma durumunda $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2}$ olduğu görülür. (Yani iki katlı bir kompresörde sıkıştırma işinin en düşük değerine)

$T_2 = T_4$ olduğundan

adimlerdeki basınç oranları eğit olduğun zaman ulaşılır. (Türbindeki ara soğutma da yine benzer durum söz konusudur. (Cengel, s. 437)

$$T_4 = T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cs}} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

$$q_g = q_{us} = q_{\text{yanma}} = \frac{C_{pb}}{\eta_b} \left\{ T_5 - T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cs}} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right] \right\}$$

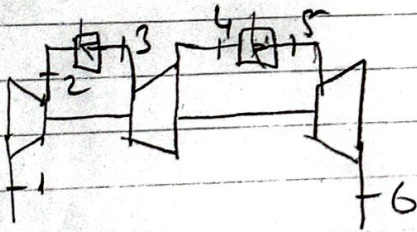
Sistemi verim!

$$\eta_{thas} = \frac{W_{net}}{Q_{\text{yanma}}} = \frac{W_{net}}{q_g} = \frac{W_{net}}{q_{us}}$$

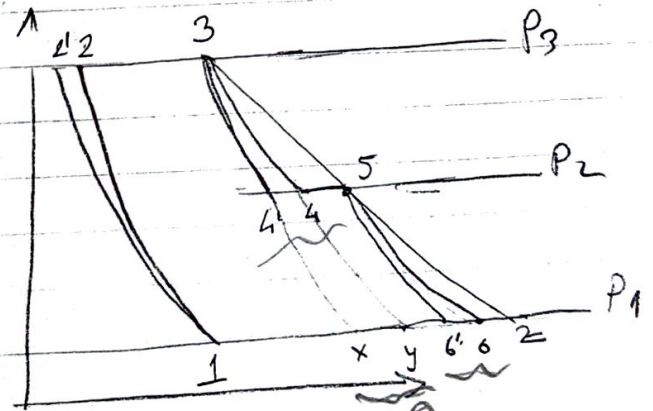
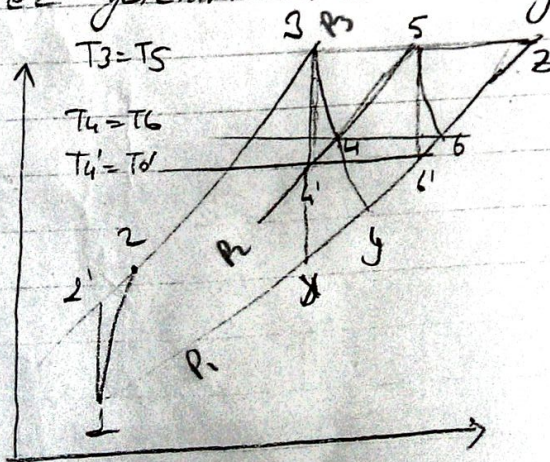
Sürekli akışlı makinelerde sıkıştırma ve genişleme işi, özgül hacim (v) oranından bu nedenle sıkıştırma sırasında v olabildiğince küçük, genişleme sırasında olabildiğince büyük olmalıdır. Ara soğutma ve ara ısıtma yapıları buna olarak budur. (Cengel, s. 436.)
 $v \rightarrow T$ 'ye bağlı. $T \rightarrow$ ise $v \rightarrow$; $T \searrow$ ise $v \searrow$ dir. $W_{net} = \int v \cdot dP$

Ara soğutmada olduğu gibi; genişlerdeki hal değişimi izotermal olursa en büyük genişleme işi elde edilmiş olur. Genişleme işi artarsa verimden elde edilen net iş artacaktır. Fakat gerçek şartlarda izotermal bir genişleme elde edilemez. Bunun yerine türbindeki genişleme kuramalarına ayrılır. Her türbini arasında ara ısıtma yapılır. Böylelikle genişlerdeki hal değişimi izotermal hal değişimine yaklaştırılmaya çalışılır. Eğer sensuz sayıda ara ısıtma yapılırsa izotermal genişlere elde edilir. Gerçek ise 2 yada 3 ara ısıtma ekonomide olarak uygulanabilir.

Ara ısıtmanın termik verime etkisi uygulanacağı basınca bağlıdır. Net iş artarken, yama odasında verilen ısı grafiğinde arttığından verim de artmış yada azalmış görülebilir.



1. türbinden çıkan gazları ara ısıtıcıda tekrar ısıtılarak genişletilerek 2. türbina girer. Gazlar sıcaklığı artmış olarak 2. türbina girer.



- 3-2 - izotermal genişleme (ideal durumda)
- 3-4 - izentropik genişleme (tek türbin)
- 3-y → tersinmez adiabatik genişleme (tek türbin)

İdeal ve gerçek nokta farkı ters gibi

İdeal aralık dırma uygulandığında kompresör işi değişmez 22

$$W_K = \frac{C_p T_1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$P_{rc} = \frac{P_3}{P_1}$$

Türbinlerden elde edilen genişleme işleri toplamı

$$W_T = W_{T1} + W_{T2} = C_p T_3 \eta_{H1} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] + C_p T_5 \eta_{H2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]$$

$T_3 = T_5$ olduğundan (genellikle ilk türbin girisi sıcaklığına yapılır.)

$$W_T = C_p T_3 \left[2 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right]$$

yaşatabilir. Optimum ara ısıtma basıncını buhar için toplam türbin işi denklerinin P_2 ara ısıtma basıncına göre türeni alır ve 0° a eşitlenerek bulunur.

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_3} \quad \text{e ke edilir} \quad \left(\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} \right)$$

Net iş;

$$W_{net} = W_T - W_K / \eta_m$$

Yanma odasında verilen ısı

$$Q_T = Q_y + Q_{a1}$$

$$Q_y = Q_{23} + Q_{45} = Q_y + Q_{a1} \quad \left[\begin{array}{l} Q_y = Q_{23} + Q_{45} \\ Q_y = Q_b + Q_{a1} \end{array} \right]$$

$$Q = Q_{gen} + Q_{kay}$$

$$= \left[C_p b (T_3 - T_2) + C_p b (T_5 - T_4) \right] / \eta_y = C_p b \left\{ \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] + \left[T_3 - T_3 \left(1 - \eta_{H2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] \right) \right] \right\}$$

$$P_u = P_5$$

Verim

$$\eta_{Hd1} = \frac{W_{net}}{Q_y}$$

Opt. Ara ısıtmada $P_2/P_1 = P_3/P_2$ olur Yani iki kademe türbinde genişleme işi en büyük değere, kademeledeki basınç oranları eşit olduğu zaman alır.

Komp. tersine gide türbin işinin artması optimal basınç artmasına bağlı. Çünkü η \propto $\frac{1}{P}$ orantılı. Ara ısıtmadaki mantık da η 'nin artırılmasına dayanıyor.

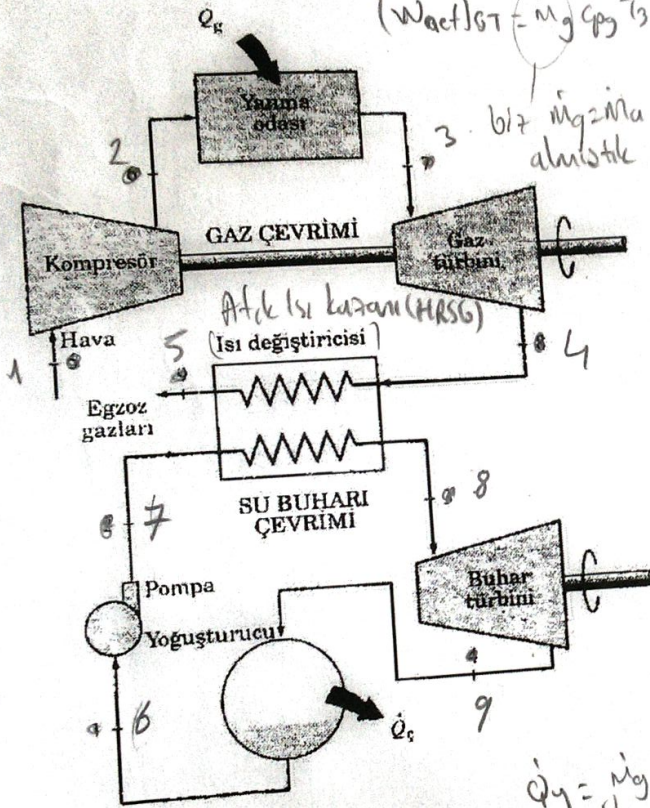
9-10 ■ BİRLEŞİK GAZ-BUHAR GÜÇ ÇEVİRİMİ

Daha yüksek ısı verim sağlayabilmek için süregelen çalışmalar, alışılmış güç santrallerinde yeni düzenlemelerin yapılmasına yol açmıştır. Yukarıda açıklanan *ikili buhar çevrimi* bunlardan biridir. Daha çok kabul gören bir düzenleme ise gaz akışkanlı bir güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır. Bu çevrime **birleşik gaz-buhar güç çevrimi** veya sadece **birleşik çevrim** adı verilir. En çok ilgi duyulan birleşik çevrim, gaz türbini (Brayton) çevrimiyle buhar türbini çevriminin (Rankine) oluşturduğu çevrimdir. Bu çevrimin ısı verimi her iki çevrimin ısı veriminden daha yüksektir.

Gaz türbini çevrimleri, buhar çevrimlerinden daha yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş

ŞEKİL 9-25

Birleşik gaz-buhar santrali.



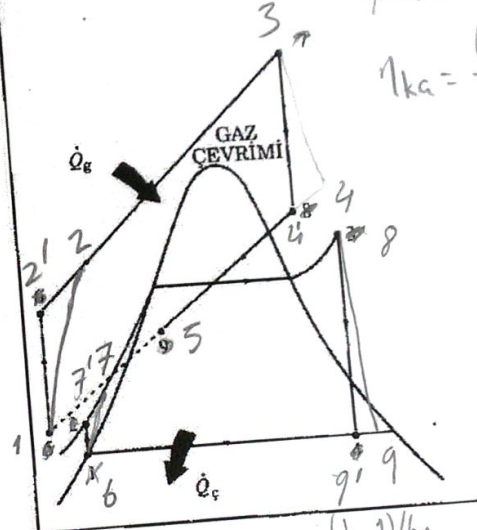
$$(\dot{W}_{net})_{ka} = (\dot{W}_{net})_{GT} + (\dot{W}_{net})_{ST}$$

$$(\dot{W}_{net})_{GT} = \dot{m}_g c_{pg} T_3 \eta_{tis} \left[1 - \frac{1}{P_r^{(\gamma_g-1)/\gamma_g}} \right] - \frac{(\dot{m}_g c_{pg} T_1)}{\eta_{tis} \eta_m} \left[\frac{k_g-1}{k_g} \right] \quad (kW)$$

bir \dot{m}_g için alınırsa

$$(\dot{W}_{net})_{ST} = \dot{m}_b [(h_8 - h_9) - (h_7 - h_6)] \quad (kW)$$

$$\eta_{ka} = \frac{(\dot{W}_{net})_{ka}}{\dot{Q}_g}$$



$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g c_{pg} \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{tis}} \cdot (P_r^{(\gamma_g-1)/\gamma_g} - 1) \right) \right] \quad (kW)$$

ilave yanması.

700
 sıcaklığı 620 °C ile sınırlı iken, bu sınır gaz türbinlerinde 1150 °C'nin üzerindedir. Turbojet motorlarında yanma odası çıkışında sıcaklıklar 1500 °C'nin üzerinde olabilmektedir. Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkabilmek, türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemeyle kaplanması sonucu gerçekleşebilmiştir. Isı, çevrime daha yüksek bir ortalama sıcaklıkta verildiği için, gaz türbini çevriminin daha yüksek bir ısı verime sahip olması beklenir. Fakat gaz türbini çevriminin önemli bir kusuru vardır, bu da gazların türbinden çok yüksek bir sıcaklıkta (genellikle 500 °C'nin üzerinde) çıkmasıdır. Böylece ısı verimde beklenen iyileşme silinmiş olur. Çevrime rejeneratör eklenmesiyle durum bir ölçüde düzeltilebilir. Bu nedenle gaz türbini santrallerinin ısı verimleri genellikle buharlı güç santrallerinin ısı verimlerinden daha düşüktür.

Gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak yanma sonu gazlarını buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek mühendislik yaklaşımının gereğidir. Bu düşüncenin ürünü Şekil 9-25'te gösterilen birleşik gaz-buhar çevrimidir. Bu çevrimde, egzoz gazlarının enerjisi kazan işlevi yüklenen bir ısı değiştiricisinde buhar üretmek için kullanılır. Alt çevrime gerekli enerjiyi sağlayabilmek için bir kazana genellikle birden çok gaz türbini bağlanır. Ayrıca buhar çevriminde ara ısıtma ve ara buhar alma yapılabilir. Ara ısıtma için enerji, fazladan bir miktar yakıtı oksijen açısından zengin egzoz gazlarıyla yakarak sağlanabilir.

Gaz türbini teknolojisinde son yıllarda olan gelişmeler, birleşik gaz-buhar santrallerini ekonomik açıdan çok çekici yapmıştır. Birleşik çevrim, yatırım giderlerini çok fazla artırmadan ısı verimi yükseltmektedir. Bunun sonucu olarak birçok yeni güç santrali birleşik çevrime göre tasarlanmakta, varolan birçok buharlı veya gaz türbinli santral de birleşik santrale dönüştürülmektedir. Dönüşümü tamamlanan santrallerde ısı verimin yüzde 40'ın üzerinde olduğu bildirilmektedir.

Japonya'nın Niigata kentinde 1985 yılında çalışmaya başlayan 1090 MW gücündeki Tohoku birleşik santralının ısı veriminin yüzde 44 olduğu belirtilmektedir. Bu santralde iki adet 191 MW gücünde buhar türbini, altı adet 118 MW gücünde gaz türbini bulunmaktadır. Sıcak yanma sonu gazları, gaz türbinlerine 1154 °C sıcaklıkta girmektedir. Buharın türbin giriş sıcaklığı 500 °C olup, yoğunlaştırucuda kullanılan soğutma suyunun ortalama sıcaklığı 15 °C'dur. Kompresörlerin basınç oranı 14 olup, kompresörlerden geçen havanın kütle debisi 443 kg/s'dir.

Alman Siemens firması tarafından 1988 yılında yapılan ve İstanbul Ambarlı'da kurulu olan birleşik çevrim güç santrali 1350 MW gücündedir. Bu santralin ısı verimi tasarlanan çalışma koşullarında yüzde 52.5 gibi yüksek bir değere erişebilmiştir. Bu değer dünyada kurulu tüm termik santrallerin ısı verimleri arasında en yüksek olanıdır. Bu santralde altı adet 150 MW gücünde gaz türbini ve üç adet 173 MW gücünde buhar türbini vardır.

ÖRNEK 9-9

Şekil 9-26'da gösterilen birleşik gaz-buhar güç çevrimini inceleyelim. Üst çevrim olan gaz türbini çevriminin basınç oranı 8 olup, hava kompresöre 300 K, turbine 1300 K sıcaklıkta girmektedir. Kompresörün adyabatik verimi yüzde

80, gaz türbininin adyabatik verimi yüzde 85'tir. Alt çevrim, 7 MPa ve 5 kPa basınç sınırları arasında çalışan basit ideal Rankine çevrimidir. Buhar, atık ısı kazanında, sıcak yanma sonu gazları tarafından 500 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Yanma sonu gazları atık ısı kazanından 450 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (a) Buhar ve gaz çevrimde dolaşan akışkanların kütleli debilerinin oranını, (b) birleşik çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Çözüm Her iki çevrimin T - s diyagramı Şekil 9-26'da gösterilmiştir. Gaz türbini çevrimi 8-6 numaralı örnekte, buhar çevrimi 9-8b numaralı örnekte ayrı ayrı incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

Gaz çevrimi: $h'_4 = 880.14 \text{ kJ/kg}$ ($T'_4 = 853 \text{ K}$)
 $q_g = 790.58 \text{ kJ/kg}$ $w_{\text{net}} = 210.63 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{\text{th}} = \%26.6$
 $h'_5 = h_{450\text{K}} = 451.80 \text{ kJ/kg}$

Buhar çevrimi: $h_2 = 144.85 \text{ kJ/kg}$ ($T_2 = 33 \text{ °C}$)
 $h_3 = 3410.3 \text{ kJ/kg}$ ($T_3 = 500 \text{ °C}$)
 $w_{\text{net}} = 1331.4 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{\text{th}} = \%40.8$

(a) Kütle debilerinin oranı, atık ısı kazanına (ısı değiştiricisine) enerjinin korunumu denklemini uygulayarak hesaplanabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c h_c - \sum \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{m}_{\text{gaz}} h'_5 + \dot{m}_{\text{su}} h_3 = \dot{m}_{\text{gaz}} h'_4 + \dot{m}_{\text{su}} h_2$$

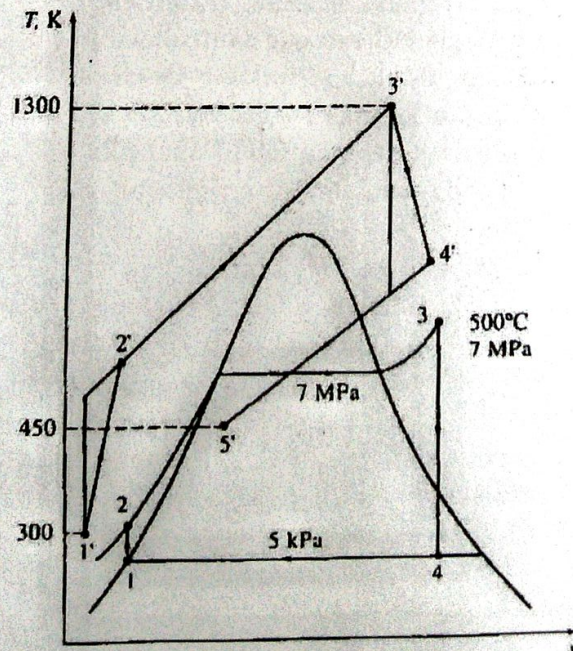
$$\dot{m}_{\text{su}} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\text{gaz}} (h'_4 - h'_5)$$

$$\dot{m}_{\text{su}} (3410.3 - 144.85) = \dot{m}_{\text{gaz}} (880.14 - 451.80)$$

Böylece,

$$\frac{\dot{m}_{\text{su}}}{\dot{m}_{\text{gaz}}} = y = 0.131$$

elde edilir. Bu sonuç, 1 kg yanma sonu gazları 853 K'den, 450 K sıcaklığa soğurken, sadece 0.131 kg buharın 33 °C'dan 500 °C sıcaklığa ısıtılacağını gös-



ŞEKİL 9-26

Örnek 9-9'da incelenen birleşik gaz-buhar güç çevriminin T - s diyagramı.

Özet

termektedir. Yanma sonu gazlarının birim kütlesi için çevrimin toplam işi her iki çevrimde yapılan işlerin toplamıdır:

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= W_{\text{net, gaz}} + W_{\text{net, buhar}} \\ &= (210.63 \text{ kJ/kg gaz}) + (0.131 \text{ kg buhar/kg gaz})(1331.4 \text{ kJ/kg buhar}) \\ &= 385.04 \text{ kJ/kg gaz} \end{aligned}$$

Bu nedenle gaz türbininden geçen yanma sonu gazlarının birim kütlesi için birleşik santralde 385.04 kJ iş yapılmaktadır. Birleşik santralin net gücü, bu değer gaz türbini çevriminde dolaşan akışkanın debisiyle çarpılarak bulunur.

(b) Birleşik santralin ısı verimi,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_g} = \frac{385.04 \text{ kJ/kg gaz}}{790.58 \text{ kJ/kg gaz}} = 0.487 \text{ (veya \%48.7)}$$

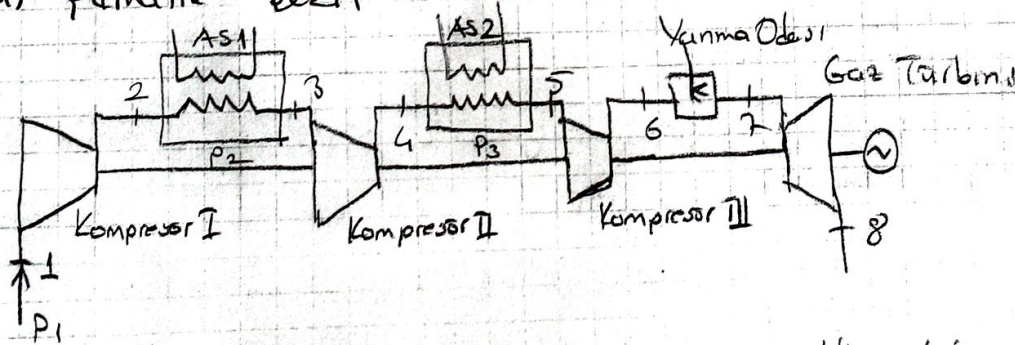
olarak bulunur. Böylece birleşik santral, yanma odasında sağlanan enerjinin yüzde 48.7'sini yararlı işe dönüştürebilmektedir. Dikkat edilirse bu değer daha önce gaz türbini çevrimi için bulunan yüzde 26.6'nın ve buhar çevrimi için bulunan yüzde 40.7'nin üzerindedir.

AKA SOĞUTMA

Brayton çevriminden elde edilen ısı artırmak için ara soğutma yapılır. Sıkıştırma ısısının minimuma indirilmesi çevrimden elde edilecek ısı ve güç artırır. Sıkıştırma ısısının minimuma indirilmesi sıkıştırmanın izotermal kompresyona yaklaştırılmasıyla sağlanır. Bu amacı gerçekleştirmek için kompresyonu sonuna sayıda ara basamağa bölerek alıptanin soğutulması gerekir. Ekonomik sebeplerden dolayı en fazla 3 basamaklı ara soğutma yapılır.

Ara soğutmanın termik verim etkisi ara soğutmanın yapıldığı ^(basınca) şartlara bağlıdır. Bu nedenle termik verim etkisi uygulanan ara soğutmadan sonra incelenmelidir.

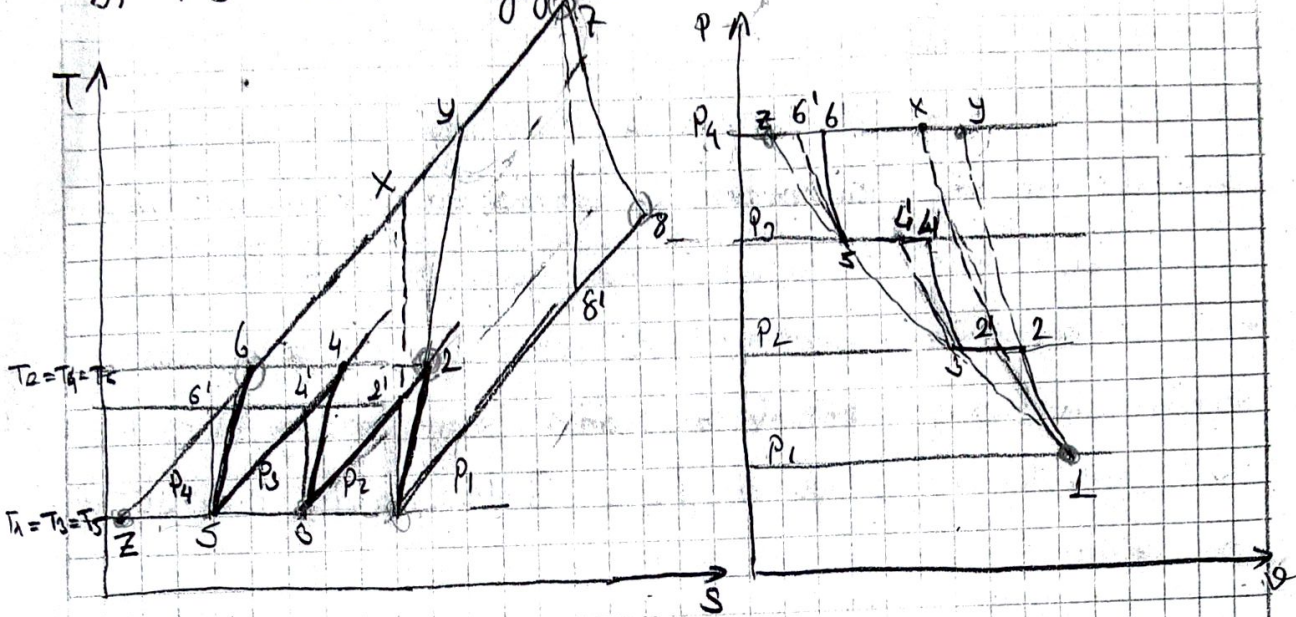
a) Şematik Sekil



Burada 2 basamaklı ara soğutmanın şematik şekli verilmiştir. Birinci kompresörden çıkan hava birinci ara soğutmada dışardan alınan bir akışkanla soğutulurak ikinci kompresöre gönderilir. Aynı şekilde ikinci kompresörden çıkan hava ikinci ara soğutmada soğutulurak üçüncü kompresöre gönderilir.

• Sürekli akışlı makinelerde sıkıştırma genişleme ısı etkisi/ hacim (V) orantılıdır ($W_{komp} = \int P dV$). Bu nedenle genişleme sırasında ısı etkisi/ hacim, olabildiğince küçük olmalıdır. Ara soğutmayla yapılmak istenen tim olarak budur.

b) T-S ve P-v diyagramı



c) Hal değişimleri

1-2' → İzentropik sıkıştırma (I. kompresörde)

1-2 → Tersinmez adiabatik sıkıştırma (I. kompresörde)

2-3 → I. araşutucuda sabit basınçta soğutma

3-4' → İzentropik sıkıştırma (II. kompresörde)

3-4 → Tersinmez adiabatik sıkıştırma (II. kompresörde)

4-5 → II. araşutucuda sabit basınçta soğutma

5-6' → İzentropik sıkıştırma (III. kompresörde)

5-6 → Tersinmez adiabatik sıkıştırma (III. kompresörde)

1-x → Tek kompresörlü sistem için izentropik sıkıştırma

1-y → Tek kompresörlü sistem için tersinmez adiabatik sıkıştırma

1-z → izotermal sıkıştırma

T-s ve P-v diyagramından görüleceği gibi ara soğutma noktasında sıkıştırma (1 2 3 4 5 6 7) noktalarını takip edecek şekilde yapılır. Bu noktalar altında kalan alan ara soğutmalı sistemde harcanan işi verir. Eğer sıkıştırma izental dayı harcanacak olan iş 1-2 ekseninde kalan alana eşit olurdu. Ancak görüldüğü gibi sıkıştırma izental sıkıştırma ya yaklaşıp sıkıştırma için harcanan iş azalmaktadır.

2) Ara soğutmalı sistemin net işi

$$W_{net} = W_T - W_K$$

$$= W_T - (W_{K1} + W_{K2} + W_{K3})$$

Türbin işi:

$$W_T = h_7 - h_8 = C_{p3} (T_7 - T_8) = C_{p3} \Delta T_t$$

$$\Delta T_t = \text{Türbin sıcaklık farkı}$$

$$\eta_{tis} = \frac{\Delta T_t}{\Delta T_t'} = \Delta T_t = \eta_{tis} \Delta T_t' = \Delta \eta_{tis} (T_7 - T_8')$$

$$\Delta T_t = \eta_{tis} T_7 \left(1 - \frac{T_8'}{T_7}\right) = \eta_{tis} T_7 \left(1 - \frac{1}{P_r + \frac{1}{\eta_{t3}}}\right)$$

Bu ifadeyi türbin işi denkleminde yerine yazarsak

$$W_T = C_{p3} T_7 \eta_{tis} \left(1 - \frac{1}{P_r + \frac{1}{\eta_{t3}}}\right) \quad [kJ/kg]$$

Kompresör işleri

$$\begin{aligned} W_K &= W_{K1} + W_{K2} + W_{K3} = C_{p1} (T_2 - T_1) + C_{p2} (T_4 - T_3) + C_{p3} (T_6 - T_5) \\ &= C_{p1} [\Delta T_{c1} + \Delta T_{c2} + \Delta T_{c3}] \end{aligned}$$

Eğer $T_1 = T_3 = T_5$ ve $T_2 = T_4 = T_6$ kabulü yapıldı ise

$$W_k = C_{pa} \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right]$$

$$W_k = C_{pa} \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 3 \right] \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$W_{net} = C_{pa} T_1 \eta_{is} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}}} \right] - C_{pa} \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 3 \right] \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

a) Termik Verm

$$\eta_{ass} = \frac{W_{net}}{Q_{anna}}$$

$$Q_{anna} = h_7 - h_6 = C_{pb} (T_7 - T_6) / \eta_b$$

$$T_6 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \right]$$

$$Q_{anna} = C_{pb} \left[T_7 - T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \right] \right] / \eta_b$$

$$\eta_{ass} = \frac{C_{pa} T_1 \eta_{is} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}}} \right] - \left\{ C_{pa} \frac{T_1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 3 \right] \right\}}{C_{pb} \left[T_7 - T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{cis}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \right] \right] / \eta_b}$$

f.) Optimum Ara Soğutma Basıncaları

Ara soğutma için seçilen basıncalar kompresörde harcanan toplam işi minimum yapmalıdır. Bu nedenle kompresör işi minimum yapan basınç oranlarına optimum ara soğutma basıncaları denilir. Bu basınç oranlarını bulmak için kompresör işi yazılarak basınç oranına göre türevi alınır ve 0'a eşitlenir.

$$W_k = C_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 3 \right] \text{ kJ/kg}$$

$$a = \frac{k-1}{k}$$

$$\frac{W_k}{C_p T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^a + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^a + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^a - 3$$

1 Ara soğutma optimum basıncı (P_2)

$$\frac{\partial \left(\frac{W_k}{C_p T_1} \right)}{\partial (P_2)} = 0 \text{ olmalıdır.}$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial P_2} \left(\frac{P_2^a}{P_1^a} + \frac{P_3^a}{P_2^a} + \frac{P_4^a}{P_3^a} - 3 \right)$$

$$a \frac{P_2^{a-1}}{P_1^a} - a \frac{P_3^a}{P_2^{a+1}} = 0 \text{ olduğundan}$$

$$\frac{P_2^{a-1}}{P_1^a} = \frac{P_3^a}{P_2^{a+1}} \Rightarrow \boxed{P_2^2 = P_1 \cdot P_3} \text{ bulunur}$$

$$\frac{T_2'}{T_1} = \frac{T_6'}{T_5} \text{ olduğundan } \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \Rightarrow P_3 = \frac{P_1 P_4}{P_2} \text{ yerine yazılırsa}$$

$$P_2^2 = P_1 \cdot \frac{P_1 \cdot P_4}{P_2} \Rightarrow P_2^3 = P_1^2 \cdot P_4 \Rightarrow \boxed{P_2 = (P_1^2 P_4)^{1/3}}$$

II. Ara Soğutma Optimum Baskısı

$$\frac{\partial (W/C_R T_h)}{\partial P_3} = 0 \text{ alınabilir.}$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial P_3} \left(\frac{P_2^a}{P_1^a} + \frac{P_3^a}{P_2^a} + \frac{P_4^a}{P_3^a} \right)$$

$$0 = a \frac{P_2^{a-1}}{P_1^a} - a \frac{P_3^a}{P_2^{a+1}} \text{ olduğundan}$$

$$\frac{P_2^{a-1}}{P_1^a} = \frac{P_3^a}{P_2^{a+1}} \Rightarrow P_3^2 = P_2 \cdot P_4 \text{ olur}$$

$$\frac{T_2}{T_h} = \frac{T_6}{T_s} \text{ den } P_2 = \frac{P_4 \cdot P_1}{P_3} \text{ yerine yazılırsa}$$

$$P_3^2 = \frac{P_1 \cdot P_4 \cdot P_4}{P_3} \Rightarrow P_3^3 = P_1 \cdot P_4^2 \Rightarrow \boxed{P_3 = (P_1 P_4^2)^{1/3}}$$

Tek basamaklı ara soğutma için optimum basınç aynı işlemler yapılarak bulunabilir.

$$P_2 = \sqrt{P_1 \cdot P_3} \text{ bulunur.}$$

VERSTÄNDLICH

A

①

Brennstoff Energie: Kohlenwasserstoffe → Kohlen, Petroleum, Gas, Glycerin, Alkohol
 Elektrische Energie (Fossile Brennstoffe) → Kohlen, Erdgas, Erdöl, Uran

25.02.2005

ENERGIE KATEGORIEN

1. Fossile Brennstoffe

- a) Kohlen
- b) Braunkohle
- c) Bituminöse Schluffe
- d) Braunkohle
- e) Petroleum
- f) Gas

- 1) Gas
- 2) Braunkohle
- 3) Braunkohle
- 4) Petroleum

2) Biomasse
 a) Holz, Stroh
 b) Energiepflanzen

3) Nukleare Energie: Kohlenwasserstoffe (Uranium)
 4) Erneuerbare Energie: Kohlenwasserstoffe

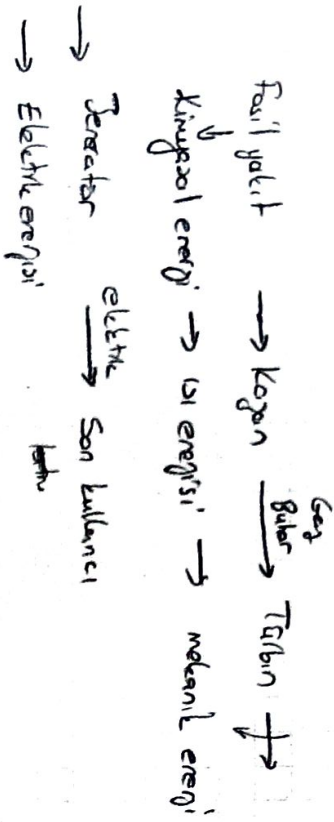
- 1. Erneuerbare Energie
- 2) Gas, Erdgas
- 3) Braunkohle, Erdgas
- 4) Braunkohle, Erdgas
- 5) Biomasse

5) Nukleare

TEF = 7,10 kcal
 TEP = 10,7 kcal

FOSİL YAKITLAR

Fosil yakıtlar tarih öncesi dönemlerdeki bitki ve hayvan fosillerinden oluşmuştur. Genellikle yakılarak olarak dünya elektrik talebinin %66'sı ve toplam enerji talebinin (ısı, buhar, buhar, elektrik ve diğer) %95'ini sağlanmaktadır.



AVANTAJ

Fosil yakıtların en büyük avantajı enerji yoğunluklarının yüksek ve keskin olarak diğer enerji kaynaklarına kıyasla çok yüksektir.

DEZAVANTAJ

1. Kaynaklar sınırlıdır ve tükenirler.
2. Tesislere nakliyat bir gerektirir.
3. Çevreye zararlı etkiler bırakır (CO₂, SO₂, toz vb.)

②

Doğal gaz diğer fosil yakıtlara göre bazı avantajları vardır. Tünelin kolay ve çevreye verildiği yerler daha azdır.

Dünya Enerji Talebinin Payları	
Kömür	%28
Petrol	%40
Doğal gaz	%20
Nükleer	%11
	Fosil

FOSİL YAKITLARDAN ENERJİ ÜRETİMİ

1) Fosil yakıt + Kaya \rightarrow ısı enerjisi
 \downarrow
 Kimsel enerji + Isı \rightarrow ısı enerjisi

2) Fosil yakıt + Akışkan \rightarrow Soğutma enerjisi
 \downarrow
 Kimsel enerji \rightarrow Isı \rightarrow Soğutma enerjisi

3) Fosil yakıt + Motor \rightarrow Mekanik enerji
 (Diesel + O₂)

4) Fosil yakıtlar ile elektrik üretimi

1. Rankine çevrimi
2. Brayton çevrimi
3. Fuel-cell \rightarrow Doğrudan elektrik üretimi

TEKNİK SANTRALLER

Faaliyetlerin sürdürülmesi için gerekli enerji kaynaklarıdır.

Temel santrallerin sınıflandırması

1. Biyokütle santralleri
2. Petrol ve Doğalgaz santralleri
3. Güneş enerjisi santralleri
4. Her türlü fosil yakıt santralleri için temel santral türleridir.

DEĞERLENDİRME

1. Fosil yakıtların kullanılması çevre kirliliğine neden olmaktadır. Bunun da CO_2 , SO_2 gazı emisyonu gibi etkenler vardır.
2. Kömürün yakılması ile CO_2 emisyonu gaz ve petrolden daha fazladır. Aynı zamanda SO_2 , NO_2 emisyonu havadaki su buharı ile birleşerek asit yağmurlarına neden olur.
3. Kömürün çıkarılması zor ve tehlikelidir.

Değerlendirme

YENİLENERGİLER ENERJİ KAYNAKLARINDA

1. Kullandığı malzemelerin yenilenebilirliği
2. Güvenilirlik oranı (ortalama %50)
3. Kullandığı alanlarda uygulanabilirliği
4. Araştırma ve geliştirme ihtiyacı durumu
5. Pazar ile ilgili durumda uygulanabilirliği

8. Kahr ahl birazlar

HIDROELEKTRİK İNSTRALAJA

Avantajları

1. Baraj inşa edililtilti sonra yekit masrafı yekitir.
2. Enerji, yağır ve olğa enerjiden ab ha gavaratılır
3. Pile taleplean karsılamasında enerji depolanır için uygundur
4. Yık değişimleri ve ten yake çıkma taleplean
5. Elektrik üretimi sabit bir şekilde yapılmakta
6. Elektrik aetke neticeler değışiktir
7. Çevreye elektrik maddede bidekiler

Dezavantajları

1. Yatırım masrafları fazladır. Özellikle baraj masrafları çoktur. Felaket boğalar aya garmada sol kontrolünde kurlanılır
2. Baraj altında çok fazla olgundan çevre zararları vardır
3. Uygun yerin bulunması zordur.
4. Su kalitesi kontrolün önüne etkilir.
5. Rikansiyelleri sınırlar
6. Aetke bidekiler çevre zararlara boğılır.
7. Aetke ve olgıal yarı etkililer

FAYDALI ENERJİ FORMLARI

1. Mekanik enerji
2. Isı enerjisi
- 3) Sogutma enerjisi
- 4) Elektrik

Faydalı enerji'nin bulunan sahaları

1. Tarım ve ulaşıım
2. Binalar ve kurlatılar

1. Aydınlatma

2. Isıtma

3. Sogutma

4. Ev binalarlarının calıstırılması

5. Ziraat (sulama) - Ziraat makinaları

6. Endüstri (seriye) - Rikane

7. Proses - Kurlatma

8. Isıtma - Isıtma

9. Sogutma - Sogutma

10. Aydınlatma - Aydınlatma

11. Makinaların tahkiki

5. Sokak Aydınlatması

Geotermal Enerji #1

Avantajları

1. Kirliliği olmayan temiz bir enerji kaynağıdır.
2. Yakıt ihtiyacı yoktur.

Dezavantajları

1. Mühendislik gerektirir. Özellikle kaya malzemesi gerektirir.
2. Bazen geotermal sızıntıdan kaynaklı toz ve gaz olabilir.
3. Zemin çökmesi ve deprem riski vardır.

(6)

YÜZEL ENERJİ

Avantajları

1. Temiz ve yenilenebilir bir kaynaktır.
2. Yakıt ihtiyacı yoktur.
3. Ağustos'ta su seviyesi düşmektedir.

Dezavantajları

1. Yatırım maliyeti yüksektir.
2. Yakıt maliyetleri yüksektir.

GÜNEŞ ENERJİSİ

Avantajları

1. İklimden bağımsız, yerel maddelerde yoktur
2. Güne kirlenmeye sebep olmaz
3. Elektrik üretiminin olumsuz etkilerde bulunmaz.

Dezavantajları

1. Güneşin olumsuz yönleri arasında elektrik üretimi yoktur. Güneşli günlerin az olması
2. Yüksek maliyetli yapılardır
3. Güneş enerjisinin olumsuz etkilerde bulunmaz
4. Güneş enerjisi olumsuz etkilerde bulunmaz

RÜZGAR

Avantajları

1. İklimden bağımsız yoktur
2. Güne kirlenmeye sebep olmaz aynı zamanda
3. Yüksek maliyetli bir yapıdır aynı zamanda

Dezavantajları

1. Güneşli günlerin az olması elektrik üretimi
2. Yüksek maliyetli yapılardır
3. Güneşli günlerin az olması