

Thermodynamics: An Engineering Approach

Seventh Edition

Yunus A. Cengel, Michael A. Boles

McGraw-Hill, 2011

Chapter 10
BUHARLI VE BİRLEŞİK GÜÇ
ÇEVİRİMLERİ

Ceyhun Yılmaz

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Amaçlar

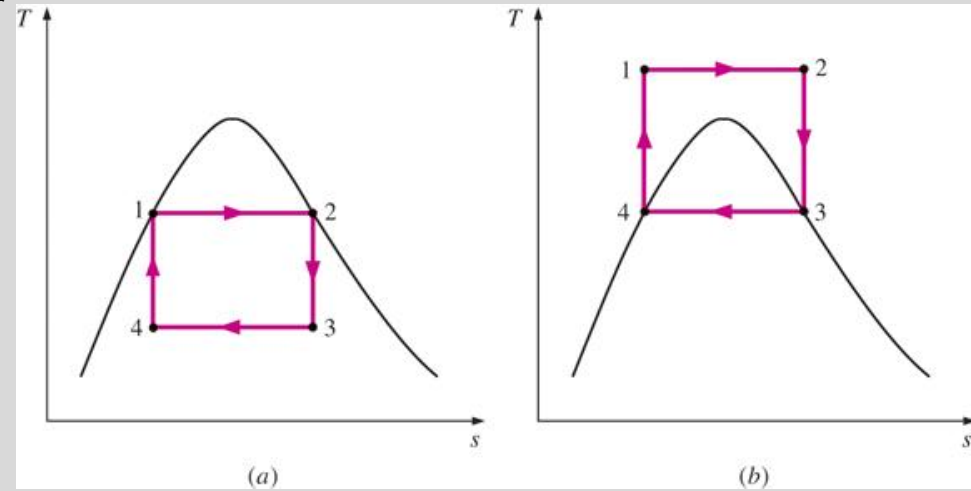
- İş akışkanının çevrimde dönüşümlü olarak buharlaştırıldığı ve yoğunlaştırıldığı buharlı güç çevrimlerini çözümlmek.
- Kojenerasyon olarak adlandırılan, bileşik ısı-güç üretim sistemlerini çözümlmek.
- Ara ısıtmalı ve ara buhar almalı buharlı güç çevrimlerini çözümlmek.
- Birleşik çevrimler ve ikili çevrimler olarak bilinen ve iki farklı çevrimden oluşan güç çevrimlerini çözümlmek.
- Çevrimin ısı verimini artırmaya yönelik olarak temel Rankine buharlı güç çevriminde yapılabilecek düzenlemeleri incelemek.
- İkili çevrimlere ilişkin kavramları tanımak.

THE CARNOT VAPOR CYCLE

Belirli iki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimidir buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim değildir. Çünkü;

1-2 hal değişimi: Çevrimde kullanılacak en yüksek sıcaklığı önemli ölçüde kısıtlar (bu değer su için 374 C'dir). Çevrimin en yüksek sıcaklığının bu şekilde sınırlandırılması, ısı veriminin de sınırlandırılması anlamına gelir. **2-3 hal değişimi:** Genişleme işlemi sırasında buharın kuruluk derecesi azalır. Sıvı zerreciklerinin türbin kanatlarına çarpması, türbin kanatlarında aşınmaya ve yıpranmaya yol açar. **4-1 hal değişimi:** İzentropik sıkıştırma işlemi sıvı-buhar karışımının doymuş sıvı haline sıkıştırılmasını gerektirmektedir. Bu işlemle ilgili iki zorluk vardır. Birincisi, yoğunlaşmanın 4 halinde istenen kuruluk derecesine sahip olarak son bulacak şekilde hassas olarak kontrol edilmesi kolay değildir. İkincisi, iki fazlı akışkanı sıkıştırarak şekilde bir kompresörün tasarlanması uygulamada zordur

- 1-2 Kazanda izotermal ısı geçişi
- 2-3 Türbinde izantropik sıkıştırma
- 3-4 Kondenserde izotermal ısı çıkışı
- 4-1 Kompresörde izantropik sıkıştırma

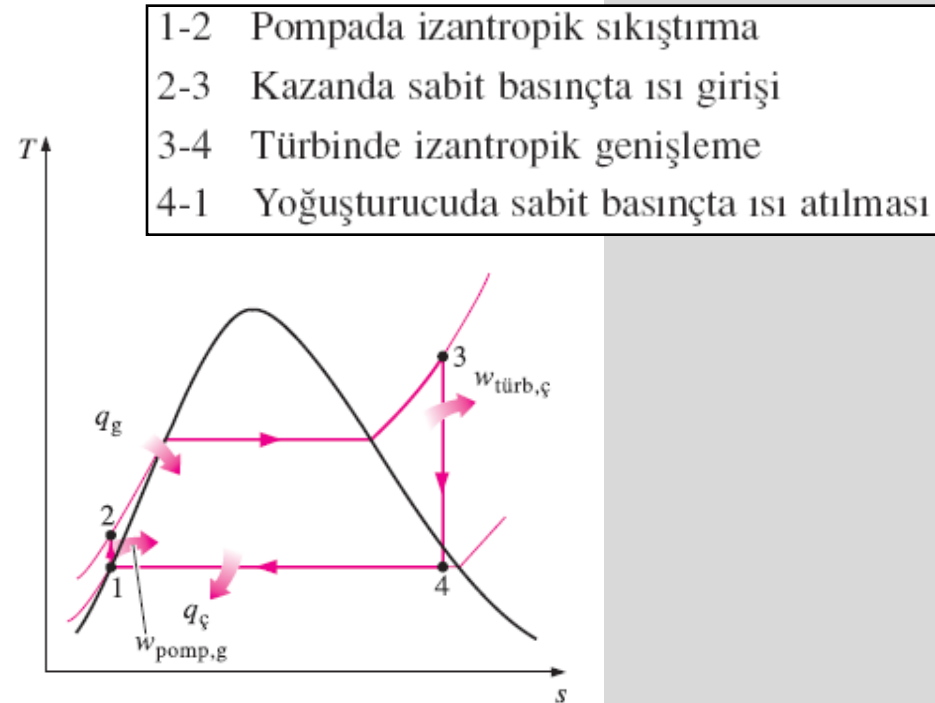
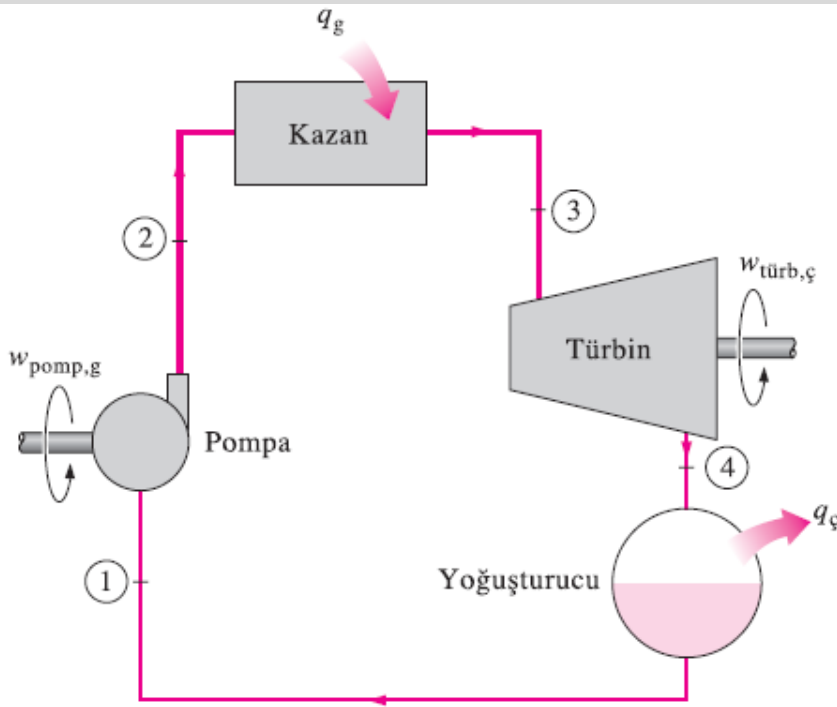


İki Carnot buhar çevriminin T-s diyagramları

RANKINE CYCLE: THE IDEAL CYCLE FOR VAPOR POWER CYCLES

Carnot çevriminin uygulanmasında karşılaşılan sorunların bir çoğu, kazanda suyun kızgın buhar haline ısıtılması ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline soğutulmasıyla giderilebilir.

Oluşan bu çevrim, buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan **Rankine çevrimidir**. İdeal Rankine çevrimi, içten tersinmezliklerin olmadığı dört hal değişiminden oluşur:



Basit ideal Rankine çevrimi

İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi

sürekli akışlı enerji denklemi

$$(q_g - q_ç) + (w_g - w_ç) = h_{çıkış} - h_{giriş}$$

Pompa ($q = 0$):

$$w_{pomp,g} = h_2 - h_1$$

veya,

$$w_{pomp,g} = v(P_2 - P_1)$$

burada

$$h_1 = h_f @ P_1 \quad \text{ve} \quad v \cong v_1 = v_f @ P_1$$

dir.

Kazan ($w = 0$):

$$q_g = h_3 - h_2$$

Türbin ($q = 0$):

$$w_{türb,ç} = h_3 - h_4$$

Yoğuşturucu ($w = 0$):

$$q_ç = h_4 - h_1$$

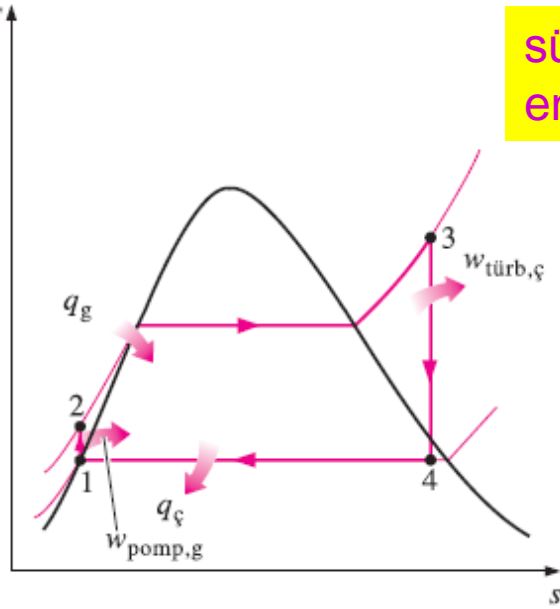
Rankine çevriminin ısı verimi

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada

$$w_{net} = q_g - q_ç = w_{türb,ç} - w_{pomp,g}$$

olmaktadır.



ABD'deki güç santrallerinin dönüşüm verimleri genellikle, 1 kWh elektrik enerjisi üretmek için Btu cinsinden harcanan ısı olarak tanımlanan, **ısı oranı** ile ifade edilir.

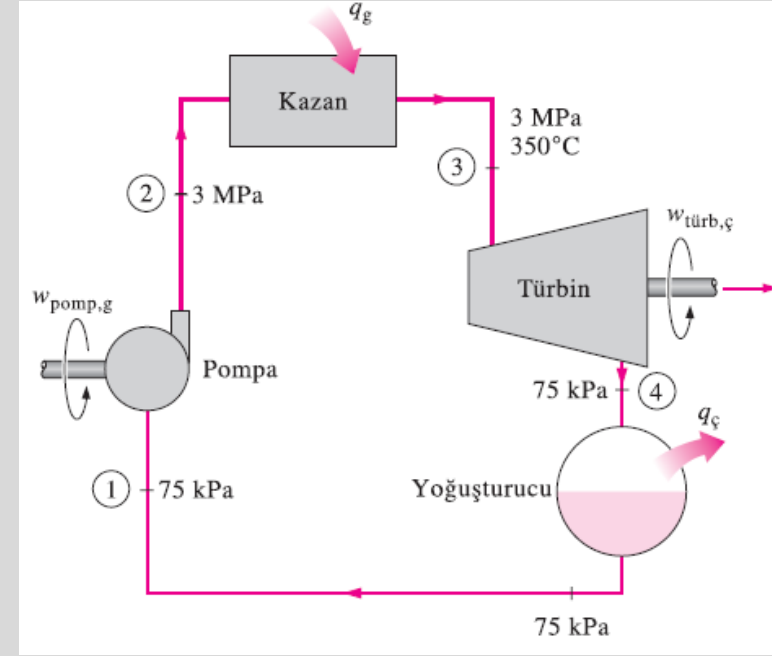
$$\eta_{th} = \frac{3412 \text{ (Btu/kWh)}}{\text{Isı oranı (Btu/kWh)}}$$

Isıl verim aynı zamanda, çevrime ısı girişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranı şeklinde yorumlanabilir.

ÖRNEK

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santrali düşünün. Buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350°C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğunlaşmaktadır. Çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Çözüm Güç santralinin ideal Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için türbin ve pompanın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basıncın sabit kaldığı, buharın yoğuşturucudan, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı halinde çıktığı ve pompaya girdiği kabul edilmektedir.



$$\begin{array}{l} 1 \text{ Hali:} \\ \left. \begin{array}{l} P_1 = 75 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 75 \text{ kPa} = 384.44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 75 \text{ kPa} = 0.001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 2 \text{ Hali:} \\ P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$w_{\text{pomp,g}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 75) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

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

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (384.44 + 3.03) \text{ kJ/kg} = 387.47 \text{ kJ/kg}$$

3 Hali: $\left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$

4 Hali: $P_4 = 75 \text{ kPa}$ (Doymuş sıvı-buhar karışımı)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2278.0) = 2403.0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47) \text{ kJ/kg} = 2728.6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_\zeta = h_4 - h_1 = (2403.0 - 384.44) \text{ kJ/kg} = 2018.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} = 1 - \frac{2018.6 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.260 \text{ veya } \% 26}$$

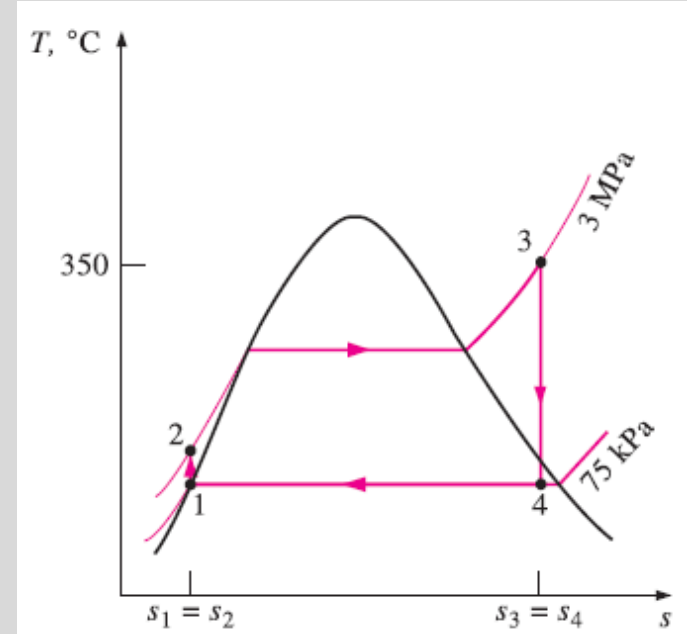
Isıl verim net iş bulunarak da hesaplanabilir:

$$w_{\text{türb,ç}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2403.0) \text{ kJ/kg} = 713.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türb,ç}} - w_{\text{pomp,g}} = (713.1 - 3.03) \text{ kJ/kg} = 710.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = q_g - q_c = (2728.6 - 2018.6) \text{ kJ/kg} = 710.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{710.0 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = 0.260 \text{ veya } \% 26$$



Böylece güç santrali kazanda aldığı ısının yüzde 26'sını net işe dönüştürülebilmektedir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek bir güç santralinin ısı verimi sürtünme ve benzeri tersinmezliklerden dolayı daha az olacaktır, santralin geri iş oranının ($r_{gi} = w_{\text{pompa}} / w_{\text{türbin}}$) 0.004 olduğu gözden kaçmamalıdır. Yani, türbin işinin sadece yüzde 0.4'ü pompayı çalıştırmak için kullanılmaktadır. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısı verimini hesaplamakda yararlı olacaktır:

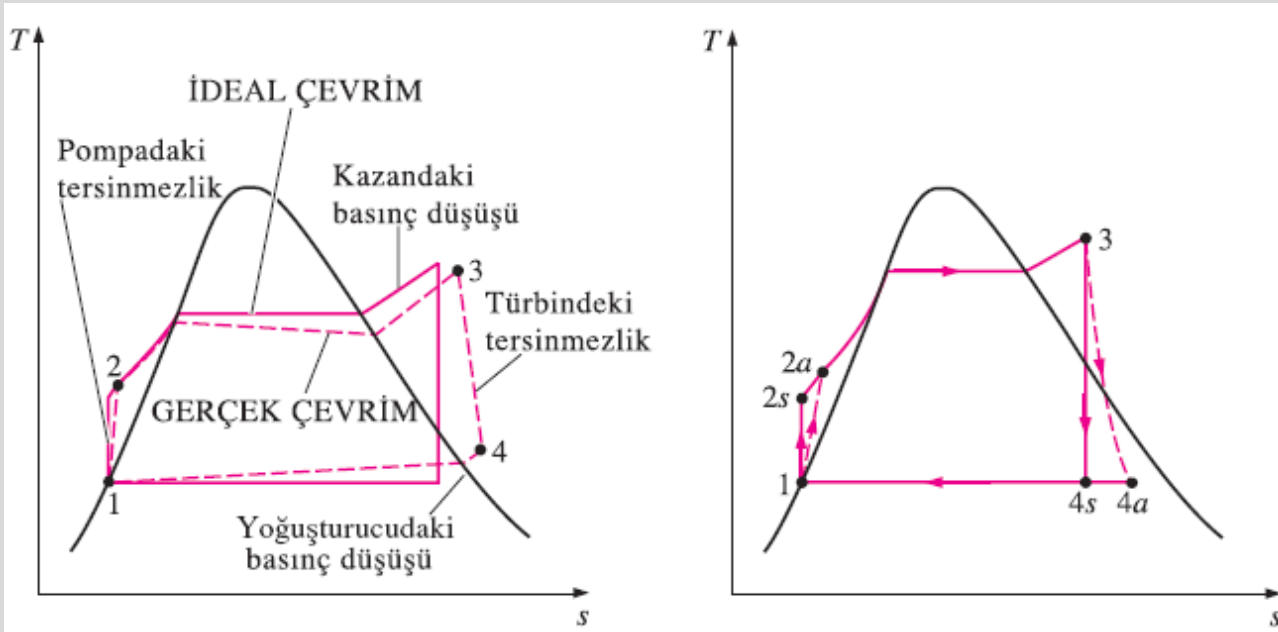
$$\eta_{\text{th, Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 1 - \frac{(91.76 + 273) \text{ K}}{(350 + 273) \text{ K}} = 0.415$$

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

GERÇEK BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMİNİN İDEAL BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMİNDEN FARKI

Çeşitli tersinmezliklerden dolayı gerçek buharlı güç santrallerinin çevrimi, ideal Rankine çevriminden farklıdır.

Sürtünme ve çevreye olan ısı kayıpları tersinmezliklerin başlıca iki kaynağıdır.



İzantropik verimler

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

(a) Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farklılığı. (b) Pompa ve türbindeki tersinmezliklerin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkileri.

ÖRNEK

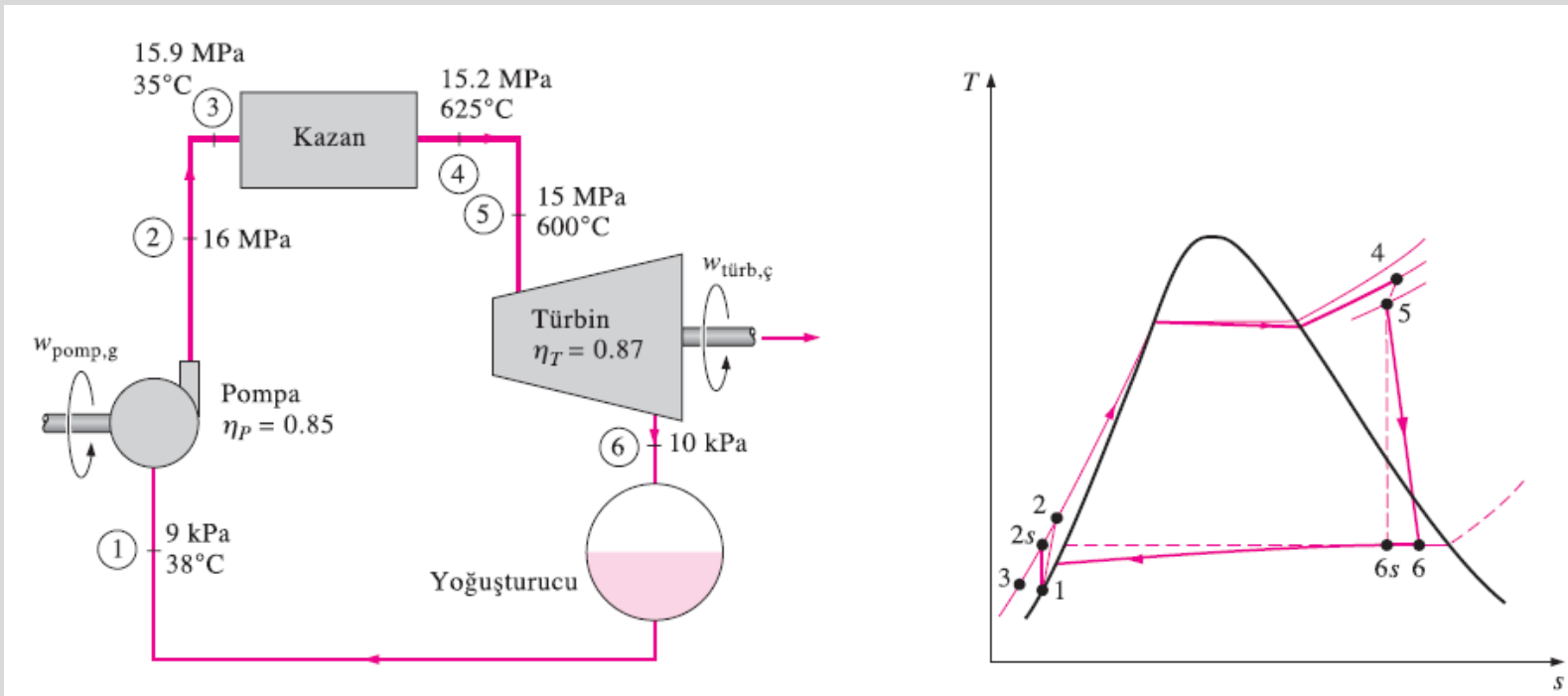
Bir buharlı güç santrali şekildeki çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (a) Çevrimin ısı verimini, (b) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.

ÖRNEK

Bir buharlı güç santrali şekildeki çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (a) Çevrimin ısı verimini, (b) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.

Çözüm

Çevrimin tüm elemanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmakta, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Verilen hallerde gerekli diğer özellikler, buhar tablolarından elde edilebilir.



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

Pompaya verilen iş:

$$\begin{aligned}w_{\text{pomp,g}} &= \frac{w_{s,\text{pomp,g}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p} \\ &= \frac{(0.001009 \text{ m}^3/\text{kg})[(16,000 - 9) \text{ kPa}]}{0.85} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 19.0 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Türbinden elde edilen iş:

$$\begin{aligned}w_{\text{türb,ç}} &= \eta_T w_{s,\text{türb,ç}} \\ &= \eta_T (h_5 - h_{6s}) = 0.87(3583.1 - 2115.3) \text{ kJ/kg} \\ &= 1277.0 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Kazanda çevrime giren ısı:

$$q_g = h_4 - h_3 = (3647.6 - 160.1) \text{ kJ/kg} = 3487.5 \text{ kJ/kg}$$

Böylece,

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türb,ç}} - w_{\text{pomp,g}} = (1277.0 - 19.0) \text{ kJ/kg} = 1258.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{1258.0 \text{ kJ/kg}}{3487.5 \text{ kJ/kg}} = 0.361 \text{ veya } \%36.1$$

(b) Bu güç santrali tarafından üretilen güç:

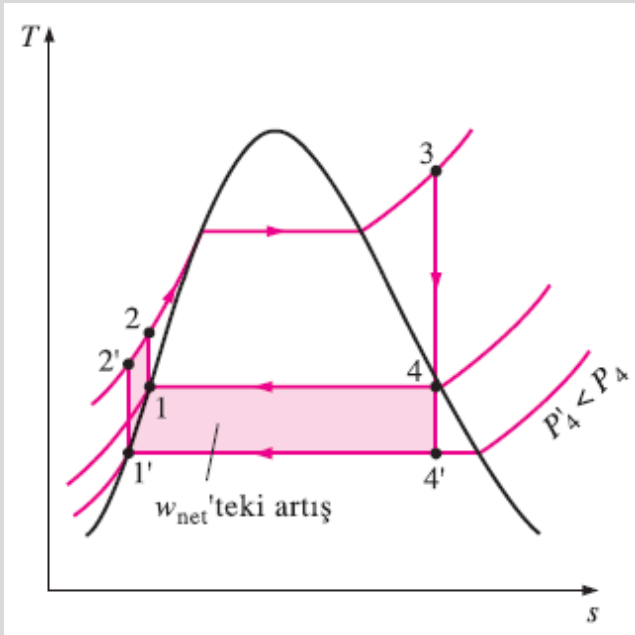
$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m}(w_{\text{net}}) = (15 \text{ kg/s})(1258.0 \text{ kJ/kg}) = 18.9 \text{ MW}$$

RANKİNE ÇEVİRİMİNİN VERİMİ NASIL ARTIRILABİLİR?

Bir güç çevriminin ısı verimini artırmaya yönelik bütün değişikliklerin arkasında yatan temel düşünce aynıdır:

kazanda iş akışkanına ısı geçişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın yükseltilmesi veya yoğuşturucuda iş akışkanından ısının atıldığı ortalama sıcaklığın düşürülmesi” şeklinde özetlenebilir.

Yoğuşturucu Basıncının Düşürülmesi (TL,ort 'yı düşürür)

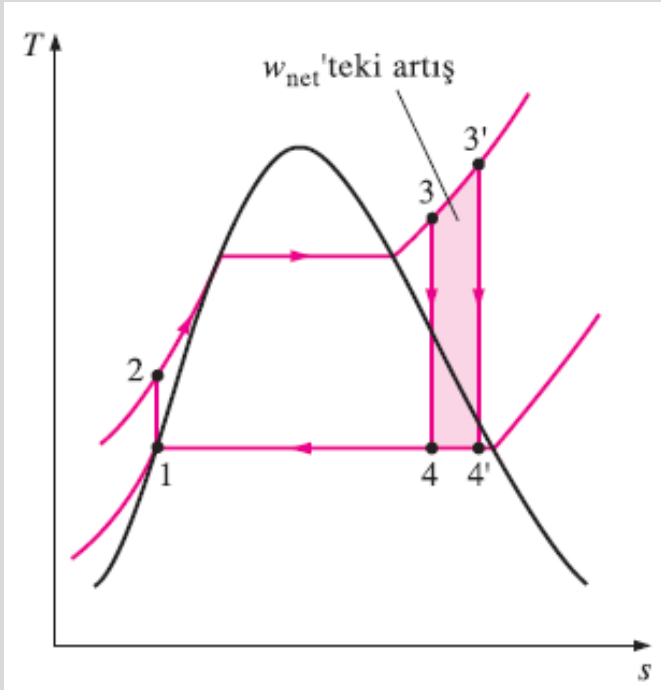


Düşük basınç sonucu ısı verimindeki artıştan yararlanmaya yönelik olarak buharlı güç santrallerindeki yoğuşturucular genellikle atmosfer basıncının oldukça altında çalıştırılırlar. Fakat yoğuşturucu basıncının düşürülebileceği bir alt sınır vardır.

Yan etkisi: Türbinin son kademelerinde kuruluk derecesinin azalmasıdır. Buharın içinde sıvı zerreciklerinin bulunması hem türbin veriminin azalmasına, hem de türbin kanatlarının aşınmasına yol açar.

Yoğuşturucu basıncının düşürülmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Buharın Kızdırılması (TH,ort 'yı yükseltir)



Buharın kızdırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

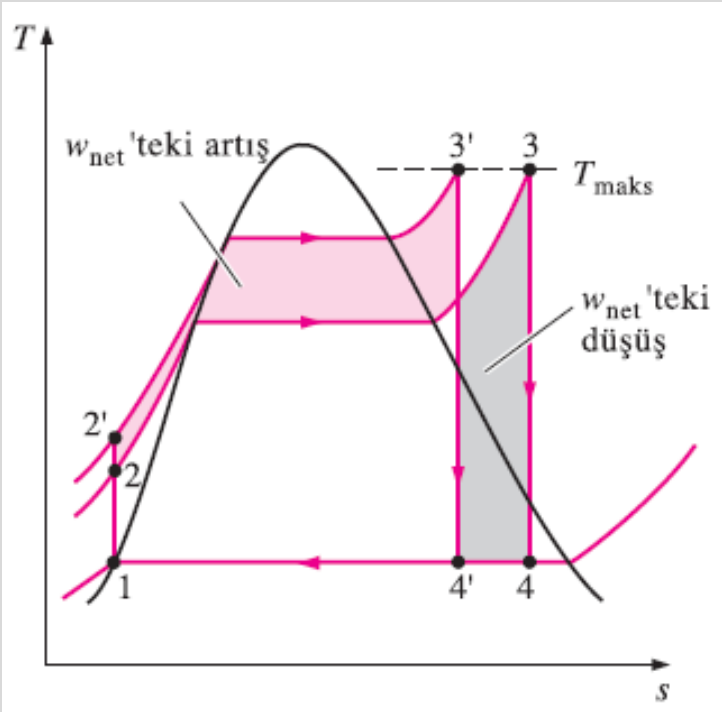
Buhara ısının verildiği ortalama sıcaklık, kazan basıncı yükseltilmeden buharın kızgın buhar bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara ısıtılmasıyla artırılabilir. Kızdırmanın buharlı güç çevriminin performansına etkisi Şekil'de bir $T-s$ diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Bu diyagramdaki renklendirilmiş alan net işteki artışı göstermektedir.

Kızdırma sonucu türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi artmaktadır

Buharın kızdırılabileceği sıcaklık, malzeme dayanımıyla sınırlıdır. Günümüzde türbin girişinde izin verilebilen en yüksek buhar sıcaklığı yaklaşık 620°C dolaylarındadır.

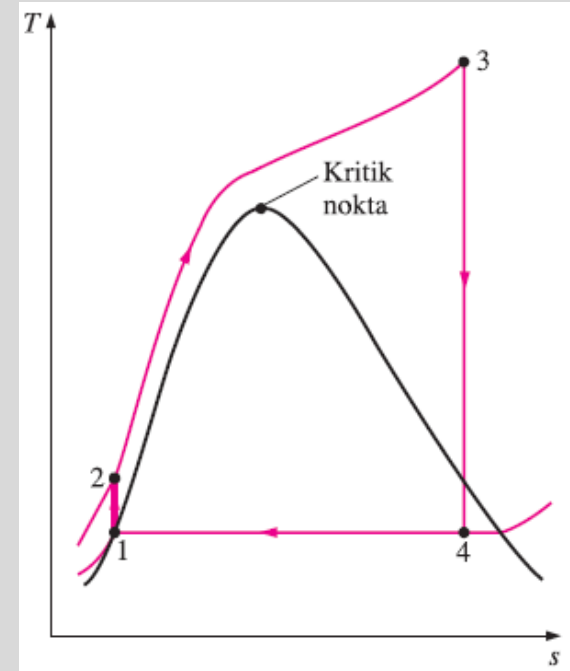
Kazan Basıncının Yükseltilmesi (T_H , ort 'yı yükseltir)

Türbin giriş sıcaklığının sabit tutulması durumunda çevrimin sola doğru kaydığına ve türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azaldığına dikkat edilmelidir.



Kazan basıncının yükseltilmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Günümüzde bir çok modern buharlı güç santralleri kritik basıncın üzerindeki basınçlarda ($P > 22.09$ MPa); fosil yakıtlı santrallerde yaklaşık yüzde 40 ısı verimle, nükleer santrallerde ise yüzde 34 ısı verimle çalışmaktadır.



Kritik basınç üzerinde çalışan bir Rankine çevrimi.

ÖRNEK

ideal Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç çevriminde, su buharı türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir,

- (a) Santralin ısı verimini hesaplayın,
- (b) Bu buharının kazanda 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa ısıtılması durumunda ısı verimin ne olacağını hesaplayın,
- (c) Kazan basıncının 15 MPa'e yükseltilip, türbin giriş sıcaklığının 600 °C'de kalması durumunda ısı verimin ne olacağını hesaplayın.

Çözüm:

(a) Bu şıkta ele alınan çevrim önceki çözümlenen çevrimdir, sadece yoğuşturucu basıncı 75 kPa'den 10 kPa'a düşürülmüştür. Isıl verim benzer biçimde hesaplanır:

$$1 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$2 \text{ Hali: } \begin{array}{l} P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

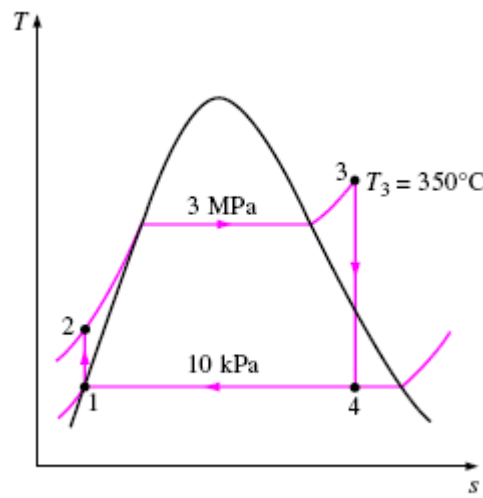
$$w_{\text{pomp,g}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$
$$= 3.02 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (191.81 + 3.02) \text{ kJ/kg} = 194.83 \text{ kJ/kg}$$

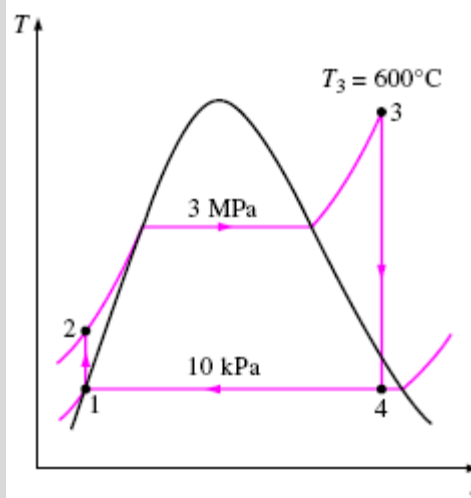
$$3 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$4 \text{ Hali: } \begin{array}{l} P_4 = 10 \text{ kPa} \quad (\text{doymuş sıvı-buhar karışımı}) \\ s_4 = s_3 \end{array}$$

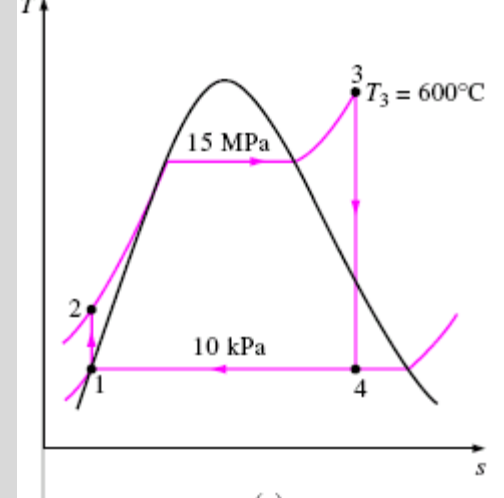
$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$



(a)



(b)



(c)

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2392.1) = 2136.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = (3116.1 - 194.83) \text{ kJ/kg} = 2921.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_c = h_4 - h_1 = (2136.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} = 1944.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_c}{q_g} = 1 - \frac{1944.3 \text{ kJ/kg}}{2921.3 \text{ kJ/kg}} = 0.334 \text{ veya } \% 33.4$$

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

$$h_3 = 3682.8 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = 3682.8 - 194.83 = 3488.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2380.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

$$q_c = h_4 - h_1 = 2380.3 - 191.81 = 2188.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_c}{q_g} = 1 - \frac{2188.5 \text{ kJ/kg}}{3488.0 \text{ kJ/kg}} = 0.373 \text{ veya } \% 37.3$$

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

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2115.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.804)$$

$$q_g = h_3 - h_2 = 3583.1 - 206.95 = 3376.2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_\zeta = h_4 - h_1 = 2115.3 - 191.81 = 1923.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} = 1 - \frac{1923.5 \text{ kJ/kg}}{3376.2 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.430 \text{ veya } \% 43.0}$$

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

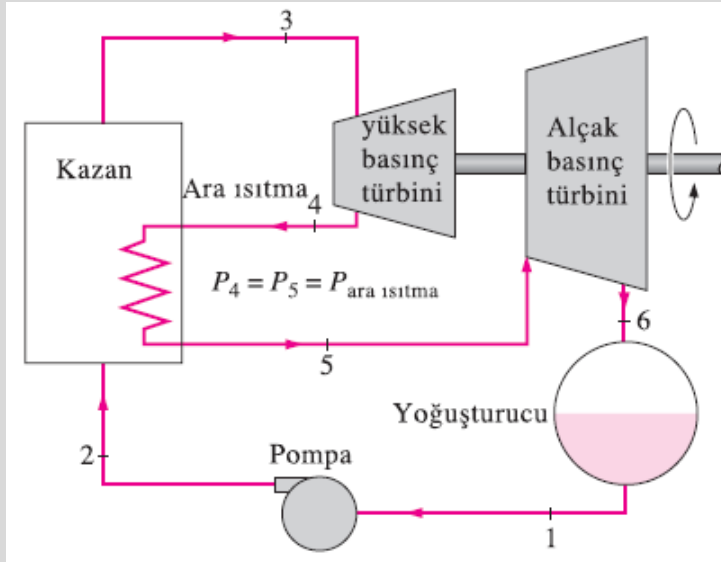
İDEAL ARA ISITMALI RANKİNE ÇEVİRİMİ

Türbinin son kademesindeki kuruluk derecesini azaltmadan, yüksek kazan basıncı nedeniyle sağlanan verim artışından nasıl yararlanabiliriz?

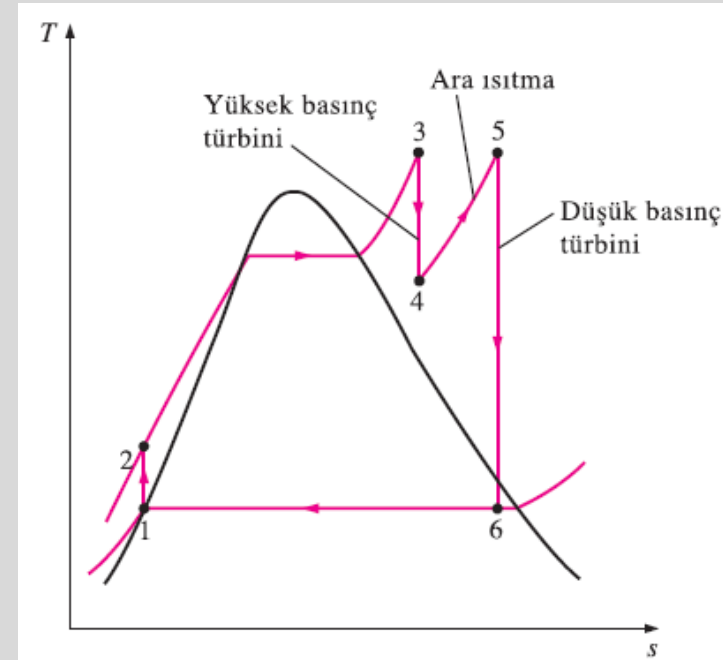
1. Türbine girmeden önce buhar çok yüksek sıcaklıklara kızdırılabilir. Türbin malzemesi tarafından sınırlıdır .
2. Buhar türbinde iki kademede genişletilebilir ve kademeler arasında ara ısıtma uygulanabilir.

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

$$w_{\text{türb.ç}} = w_{\text{türb,I}} + q_{\text{türb,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$



İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi.

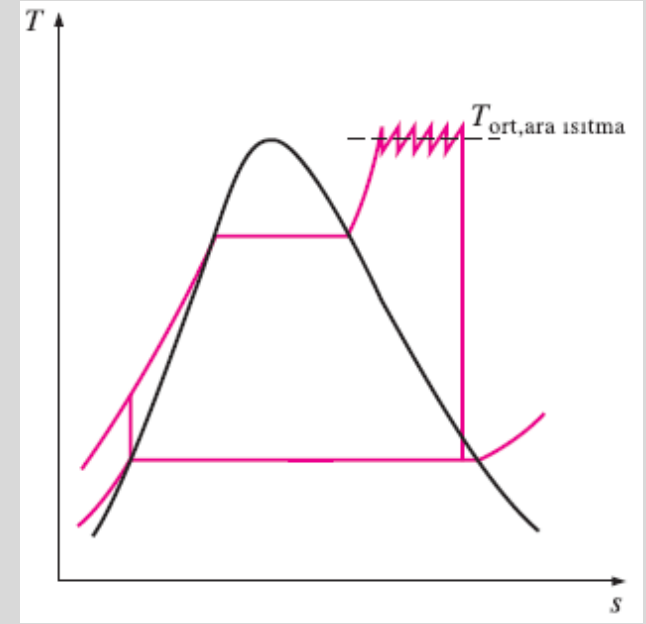


Günümüz güç santrallerinde bir kademe ara ısıtmanın uygulanması, buharı ısı verilen ortalama sıcaklığı yükselttiği için çevrimin ısı verimini yüzde 4 ila 5 düzeyinde artırmaktadır.

Genişleme ve ara ısıtma kademe sayısı artırılarak, ara ısıtma sırasındaki ortalama sıcaklık yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça, genişleme ve ara ısıtma işlemleri en yüksek sıcaklıkta izotermal ısı geçişine yaklaşmaktadır. Fakat iki kademedен daha fazla ara ısıtmanın yapılması ekonomik değildir. İkinci ara ısıtma kademesiyle sağlanan kuramsal verim artışı, tek ara ısıtma kademesiyle sağlananın yaklaşık yarısı kadar olmaktadır

Ara ısıtma sıcaklıkları, türbin giriş sıcaklıklarına eşit veya çok yakındır

En uygun ara ısıtma basıncı, en yüksek çevrim basıncının yaklaşık dörtte biri kadardır.



Ara ısıtma kademe sayısı artırıldıkça, çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselir.

ÖRNEK

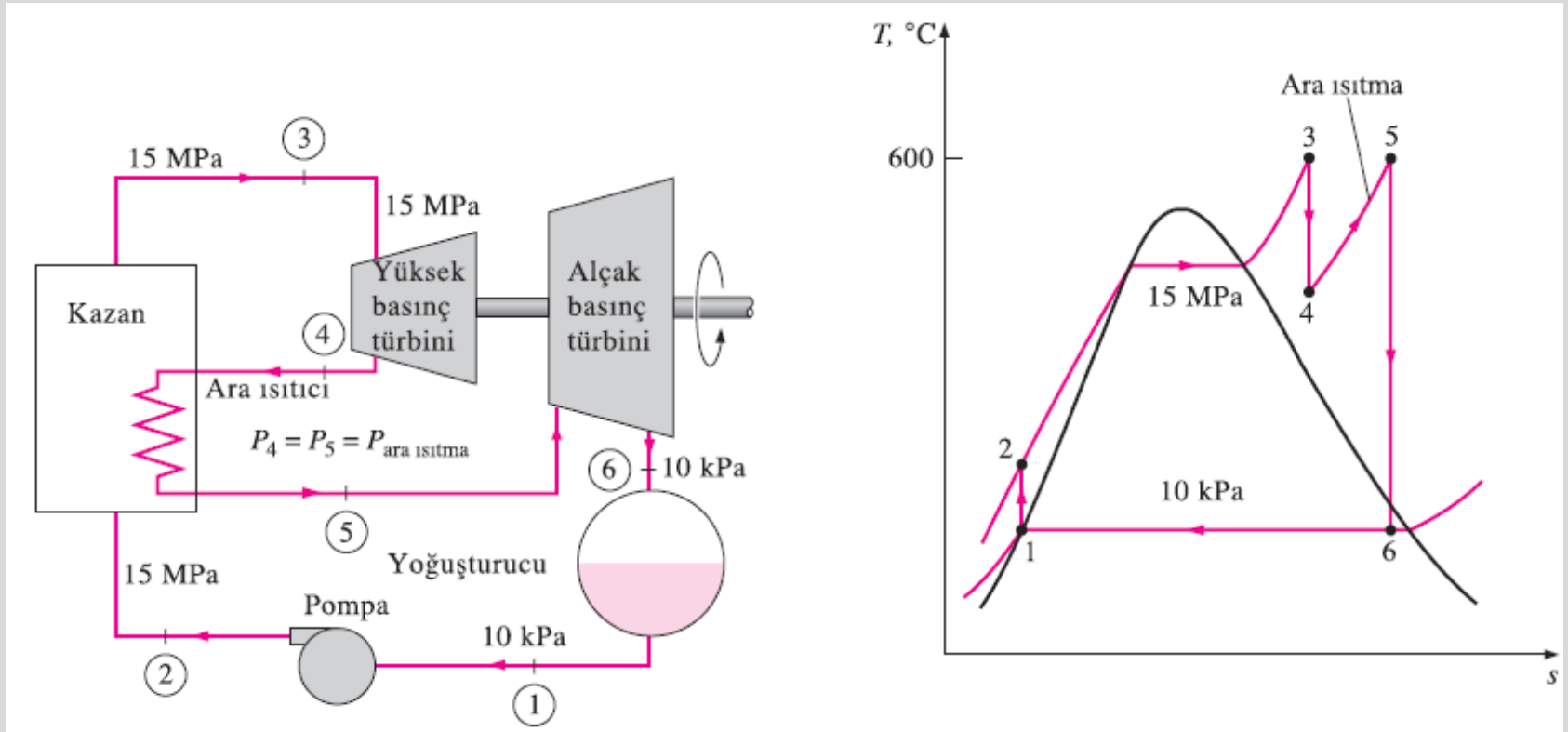
ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinde su buharı türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Alçak basınç türbininin çıkışında buharın kuruluk derecesinin yüzde 89.6'nın altına düşmemesi istenmektedir,

- (a) Buharın ara ısıtma basıncını,
- (b) çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Ara ısıtma sonunda buharın türbin giriş sıcaklığına getirildiğini kabul edin.

ÇÖZÜM

Güç santralinin, ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbinin her iki kademesinin ve pompanın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basınç düşüşleri olmadığı, buharın yoğuşturucudan çıkıp pompaya, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmektedir.



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

$$\begin{aligned}6 \text{ Hali: } \quad P_6 &= 10 \text{ kPa} \\ x_6 &= 0.896 \quad (\text{doymuş sıvı-buhar karışımı}) \\ s_6 &= s_f + x_6 s_{fg} = 0.6492 + 0.896(7.4996) = 7.3688 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

ve,

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.81 + 0.896(2392.1) = 2335.1 \text{ kJ/kg}$$

Böylece,

$$\begin{aligned}5 \text{ Hali: } \quad T_5 &= 600^\circ\text{C} \\ s_5 &= s_6\end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} T_5 &= 600^\circ\text{C} \\ s_5 &= s_6 \end{aligned}} \right\} \begin{aligned} P_5 &= \mathbf{4.0 \text{ MPa}} \\ h_5 &= 3674.9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

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

(b) Isıl verimin hesaplanabilmesi için diğer hallerde entalpilerin bulunması gerekmektedir:

$$\begin{aligned}1 \text{ Hali: } \quad P_1 &= 10 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} P_1 &= 10 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{aligned}} \right\} \begin{aligned} h_1 &= h_{f@ 10 \text{ kPa}} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 &= v_{f@ 10 \text{ kPa}} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

$$2 \text{ Hali: } \quad P_2 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_2 = s_1$$

$$\begin{aligned}w_{\text{pomp,g}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg}) \\ &\quad \times [(15,000 - 10)\text{kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 15.14 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (191.81 + 15.14) \text{ kJ/kg} = 206.95 \text{ kJ/kg}$$

$$3 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 15 \text{ MPa} \\ T_3 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$4 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_4 = 4 \text{ MPa} \\ s_4 = s_3 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_4 = 3155.0 \text{ kJ/kg} \\ (T_4 = 375.5^\circ\text{C}) \end{array}$$

Böylece

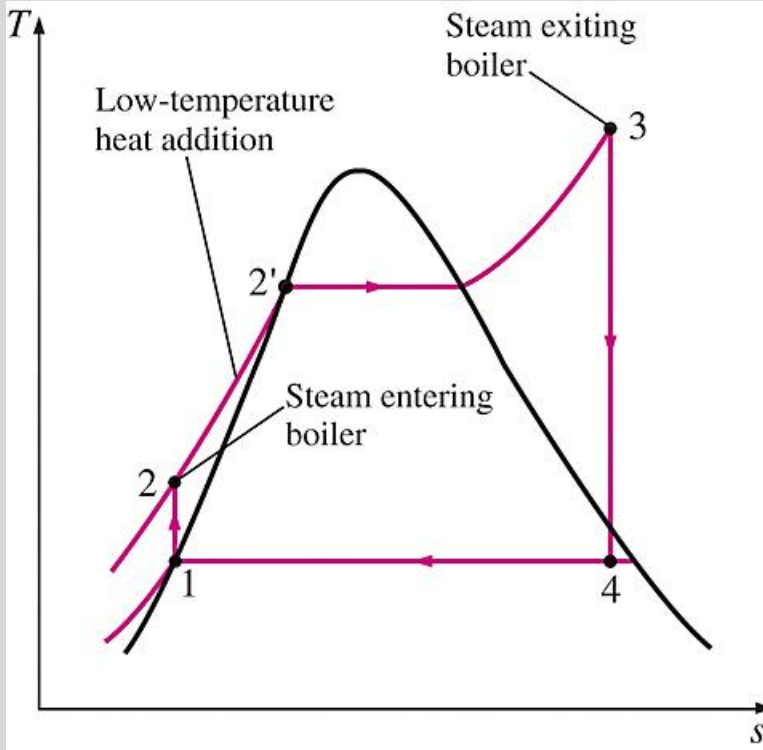
$$\begin{aligned} q_g &= (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \\ &= (3583.1 - 206.95) \text{ kJ/kg} + (3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg} \\ &= 3896.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_\zeta &= h_6 - h_1 = (2335.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\ &= 2143.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{s,1} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} = 1 - \frac{2143.3 \text{ kJ/kg}}{3896.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.450 \text{ veya } \% 45}$$

Önceki problemdeki sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara ısıtmanın türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüzde 80.4'ten 89.6'ya, çevrimin ısı verimini ise yüzde 43.0'ten yüzde 45.0'e yükselttiğini göstermektedir.

İDEAL ARA BUHAR ALMALI RANKİNE ÇEVİRİMİ



Kazandaki ısı geçişinin ilk bölümü göreceli olarak düşük sıcaklıklarda gerçekleşir.

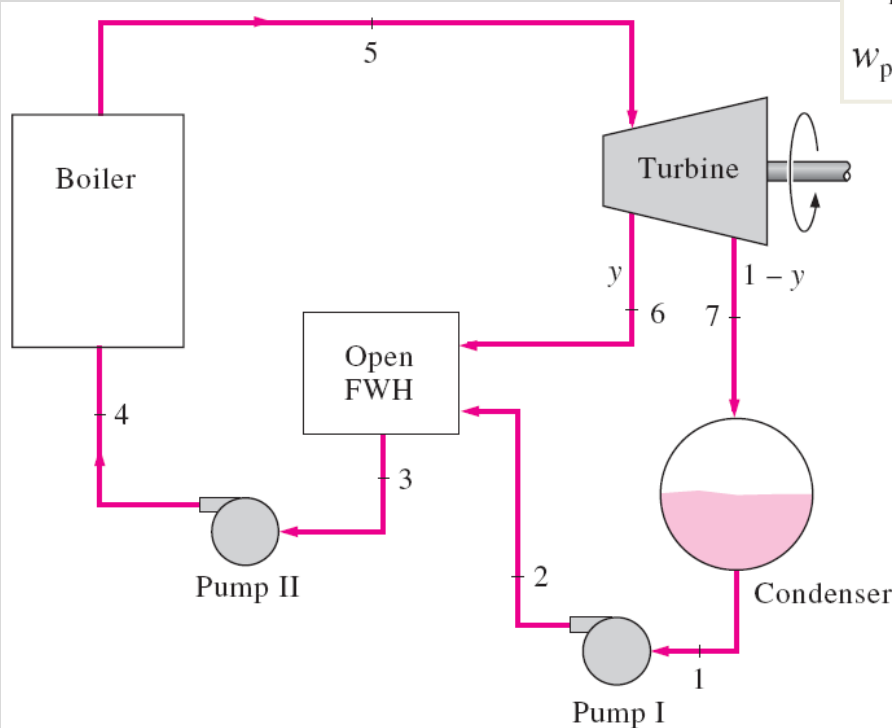
Hal değişimi sırasında iş akışkanına ısı geçişinin sağlandığı sıcaklığın göreceli olarak düşük olduğu gözlenebilir. Bu durum, çevrime ısı girişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın düşmesine ve böylece çevrim veriminin azalmasına neden olmaktadır.

In steam power plants, steam is extracted from the turbine at various points. This steam is used to preheat the boiler feedwater. This is a more applicable way of heating the boiler feedwater, where a portion of the steam from the turbine is extracted at certain points and used to preheat the boiler feedwater. Thus, the steam that continues to expand in the turbine can produce more work, and the steam used for preheating the boiler feedwater has already been used. This process is called reheat steam extraction or regeneration; regeneration is the process of preheating the boiler feedwater using the steam extracted from the turbine.

Besleme suyu ısıtıcısı esas olarak, iki akışın doğrudan karışarak (**açık besleme suyu ısıtıcısı**) veya birbirine karışmadan (**kapalı besleme suyu ısıtıcısı**) ısı alışverişinde buldukları bir ısı değiştiricisidir.

Açık Besleme Suyu Isıtıcıları

Açık (veya doğrudan temaslı) besleme suyu ısıtıcısı, temelde türbinden çıkan buharla pompadan çıkan besleme suyunun karıştığı bir *karışım odasıdır*. İdeal durumda karışım ısıtıcıdan, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı olarak çıkar.



$$q_{in} = h_5 - h_4$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1)$$

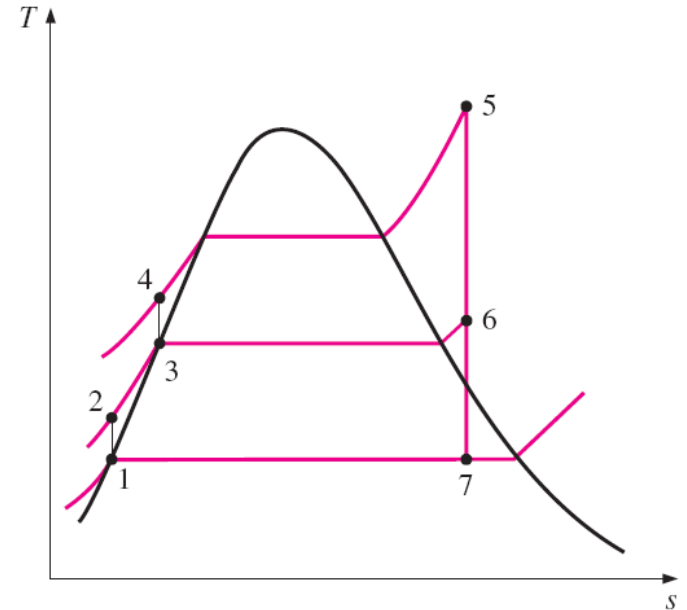
$$w_{turb,out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)$$

$$w_{pump,in} = (1 - y)w_{pump I,in} + w_{pump II,in}$$

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (\text{fraction of steam extracted})$$

$$w_{pump I,in} = v_1(P_2 - P_1)$$

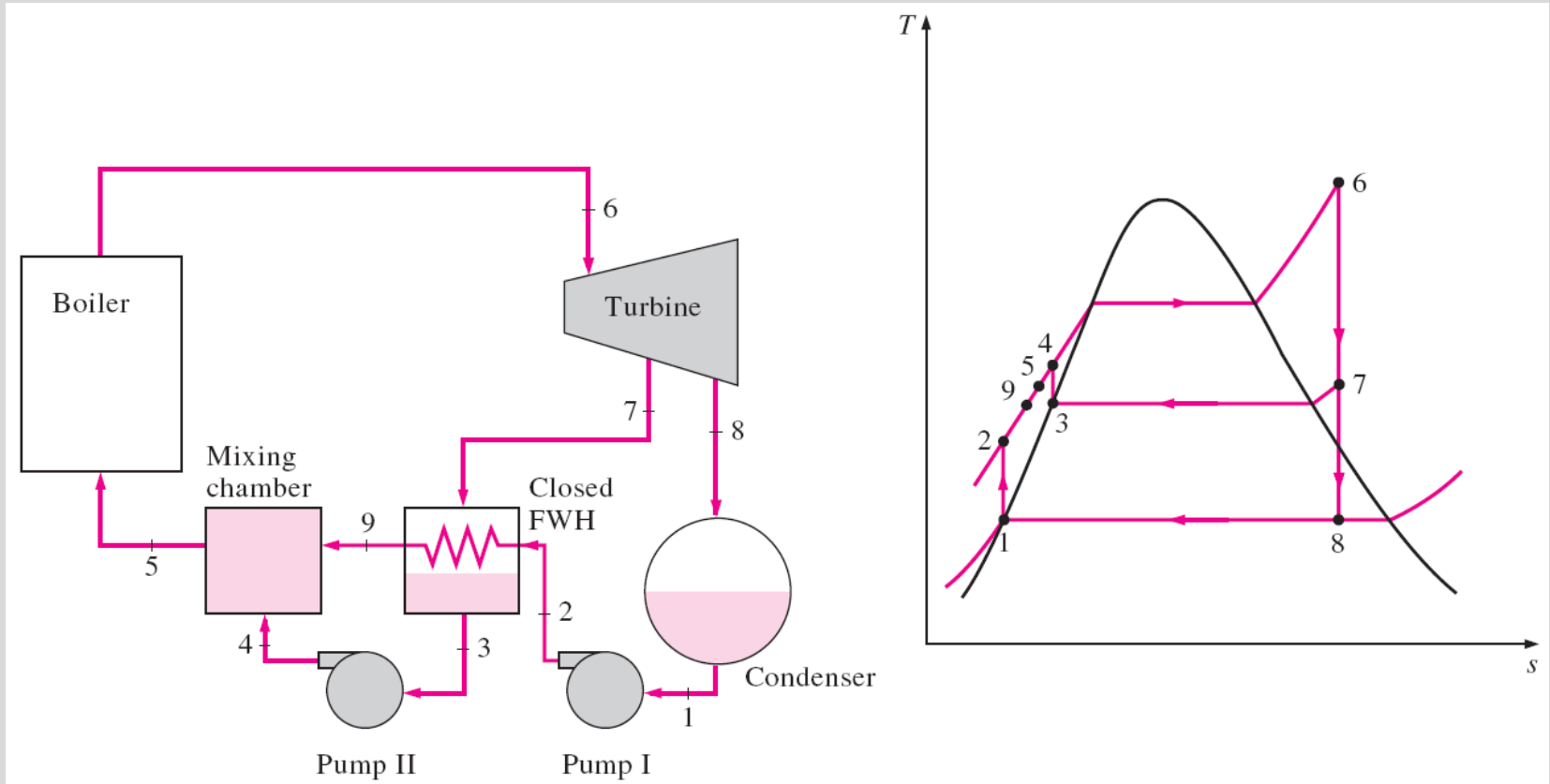
$$w_{pump II,in} = v_3(P_4 - P_3)$$



Tek besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı (rejenerasyonlu) Rankine çevrimi

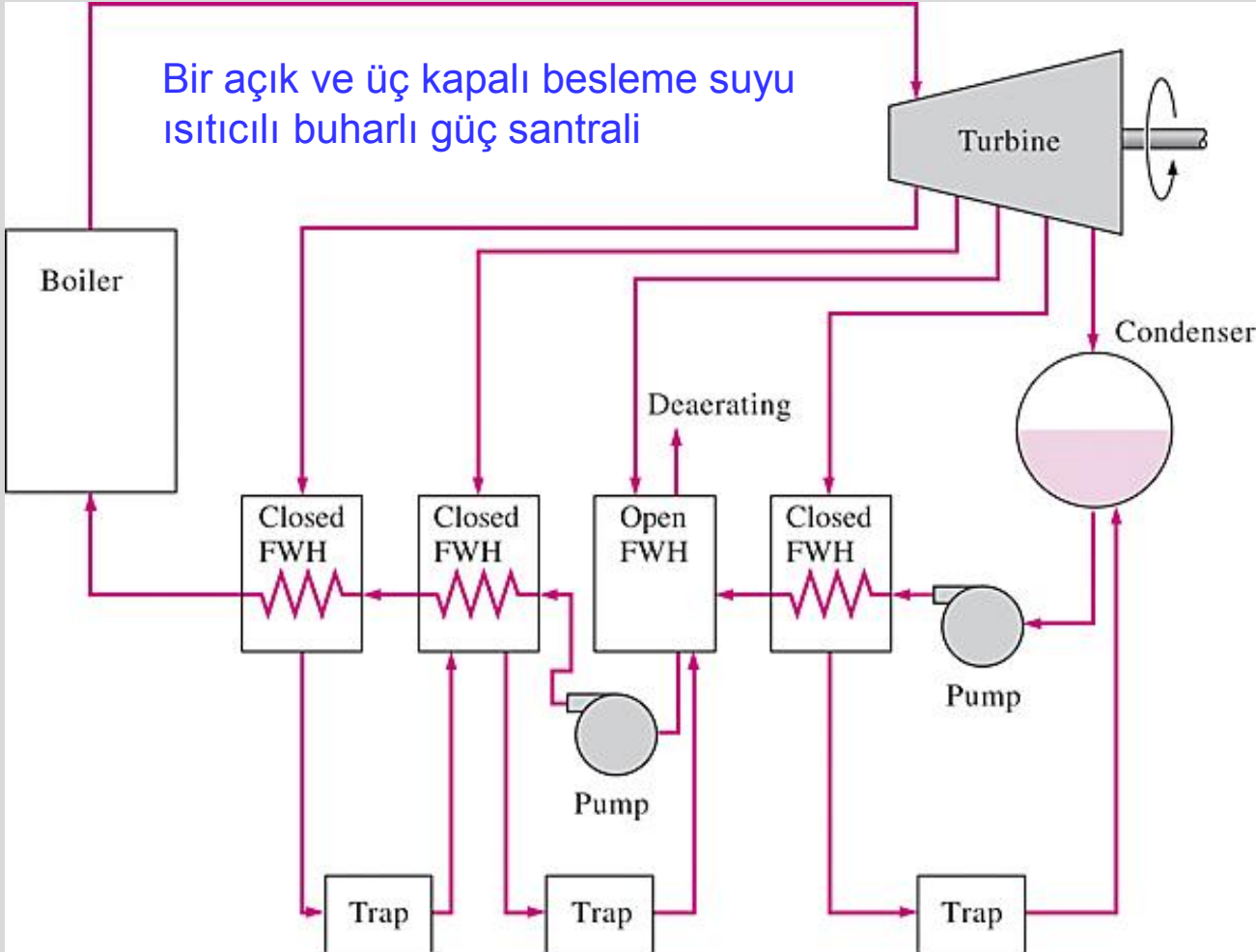
Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları

Buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılan bir başka tür besleme suyu ısıtıcısı, **kapalı besleme suyu ısıtıcısı**dır. Burada türbinden ayrılan buhardan kazan besleme suyuna olan ısı geçişi, akışlar birbirine karışmadan gerçekleşir. Karışma olmadığından, iki akış farklı basınçlarda olabilir.



Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ideal ara buhar almalı Rankine çevrimi.

Kapalı besleme suyu ısıtıcıları, içlerindeki boru düzeneği nedeniyle daha karmaşık ve daha pahalıdır. Akışlar doğrudan temas etmediklerinden, kapalı besleme suyu ısıtıcılarındaki ısı geçişi daha az etkindir. Buna karşın, türbinden ayrılan buhar ve besleme suyu farklı basınçlarda olabildiğinden, her bir ısıtıcı için ayrı bir pompa gerekmez.



Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuz olup, iyi ısı geçiş özelliklerine sahiptir. Fakat, her ısıtıcı için ayrı bir besleme suyu pompası gerekir. Buharlı güç santrallerinin çoğunda, açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları birlikte kullanılmaktadır.

ÖRNEK

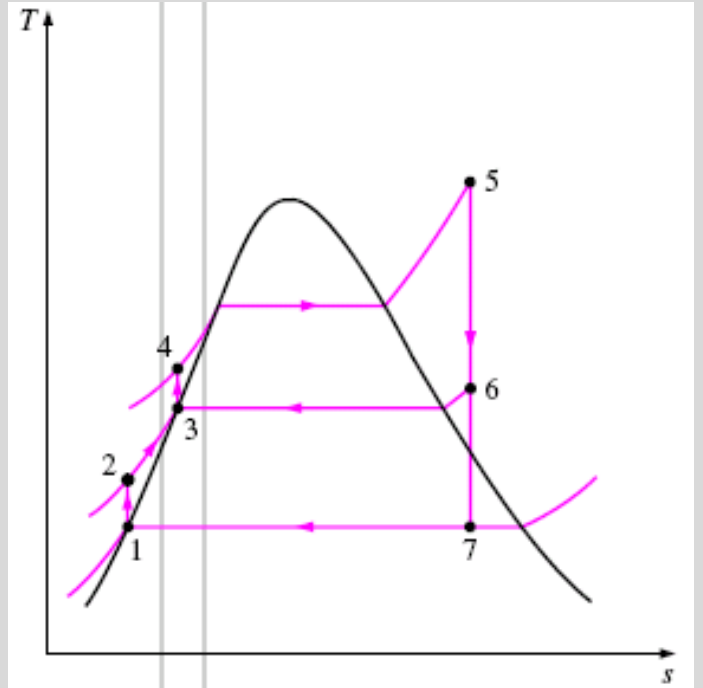
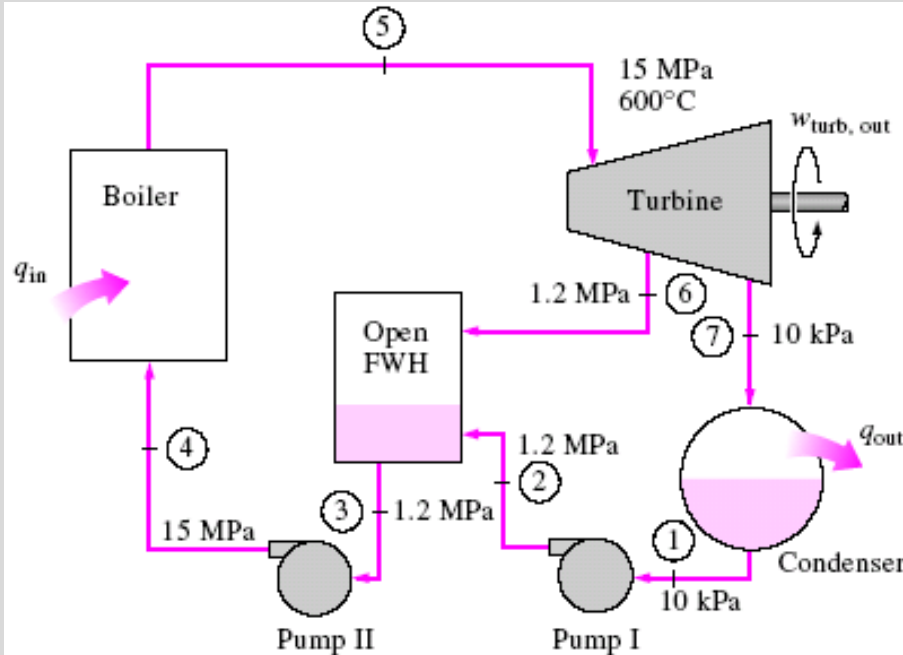
ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı kullanılmaktadır. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Bir miktar buhar türbinden 1.2 MPa basınçta ayrılarak, açık besleme suyu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

ÖRNEK

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

Çözüm

Güç santralinin ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbin ve pompaların izantropik olduğu kabul edilebilir. Ayrıca, kazanda, besleme suyu ısıtıcısında ve yoğuşturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğuşturucu ve besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilebilir.



$$\text{State 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{State 2: } P_2 = 1.2 \text{ MPa}$$

$$s_2 = s_1$$

$$\begin{aligned} w_{\text{pump I, in}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(1200 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 1.20 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump I, in}} = (191.81 + 1.20) \text{ kJ/kg} = 193.01 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{State 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 1.2 \text{ MPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_3 = v_f @ 1.2 \text{ MPa} = 0.001138 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 = h_f @ 1.2 \text{ MPa} = 798.33 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

$$\text{State 4: } P_4 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_4 = s_3$$

$$\begin{aligned} w_{\text{pump II, in}} &= v_3(P_4 - P_3) \\ &= (0.001138 \text{ m}^3/\text{kg})[(15,000 - 1200) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 15.70 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pump II, in}} = (798.33 + 15.70) \text{ kJ/kg} = 814.03 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{State 5: } \left. \begin{array}{l} P_5 = 15 \text{ MPa} \\ T_5 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_5 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_5 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{State 6: } \left. \begin{array}{l} P_6 = 1.2 \text{ MPa} \\ s_6 = s_5 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_6 = 2860.2 \text{ kJ/kg} \\ (T_6 = 218.4^\circ\text{C}) \end{array}$$

$$\text{State 7: } P_7 = 10 \text{ kPa}$$

$$s_7 = s_5 \quad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2392.1) = 2115.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$
$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e$$

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

Burada y , türbinden ayrılan buharın oranını ($= m_6/m_5$) göstermektedir. Bulunan entalpi değerleri yukarıdaki denklemde yerine konur vey çözülrse,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2860.2 - 193.01} = 0.2270$$

$$q_{\text{in}} = h_5 - h_4 = (3583.1 - 814.03) \text{ kJ/kg} = 2769.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2115.3 - 191.81) \text{ kJ/kg}$$
$$= 1486.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1486.9 \text{ kJ/kg}}{2769.1 \text{ kJ/kg}} = 0.463 \text{ or } 46.3\%$$

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

ÖRNEK

Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Santralde biri açık diğeri kapalı olmak üzere iki besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır ve ara ısıtma yapılmaktadır. Buhar türbine 15 Mpa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Buhar türbinde 4 MPa basınca genişledikten sonra bir bölümü ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu buhar ısıtıcıda tümüyle yoğuştuktan sonra bir pompayla 15 MPa basınca sıkıştırılmakta ve kazana giren besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Geri kalan buhar yeniden 600 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve daha sonra alçak basınç türbinine girmektedir. Burada yoğuşturucu basıncına genişleyen buharın bir bölümü 0.5 MPa basınçta ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ısıtıcılar için ayrılan buhar miktarlarını ve çevrimin ısı verimini hesaplayın.

ÖRNEK

Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Santralde biri açık diğeri kapalı olmak üzere iki besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır ve ara ısıtma yapılmaktadır. Buhar türbine 15 Mpa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Buhar türbinde 4 MPa basınca genişledikten sonra bir bölümü ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu buhar ısıtıcıda tümüyle yoğuştuktan sonra bir pompayla 15 MPa basınca sıkıştırılmakta ve kazana giren besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Geri kalan buhar yeniden 600 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve daha sonra alçak basınç türbinine girmektedir. Burada yoğuşturucu basıncına genişleyen buharın bir bölümü 0.5 MPa basınçta ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ısıtıcılar için ayrılan buhar miktarlarını ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm

Türbinden kapalı ve açık besleme suyu ısıtıcıları için ayrılan buhar oranları sırasıyla y ve z ile gösterilsin. Çevrimin çeşitli noktalarında entalpilerin değerleri ve içlerinden geçen birim akışkan kütlesi için pompa işleri tablolardan okunmuş veya hesaplanmış, sonuçlar aşağıda verilmiştir:

$$h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 640.09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 192.30 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 643.92 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 1087.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{11} = 3674.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 1087.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = 3014.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 1101.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{13} = 2335.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 1089.8 \text{ kJ/kg}$$

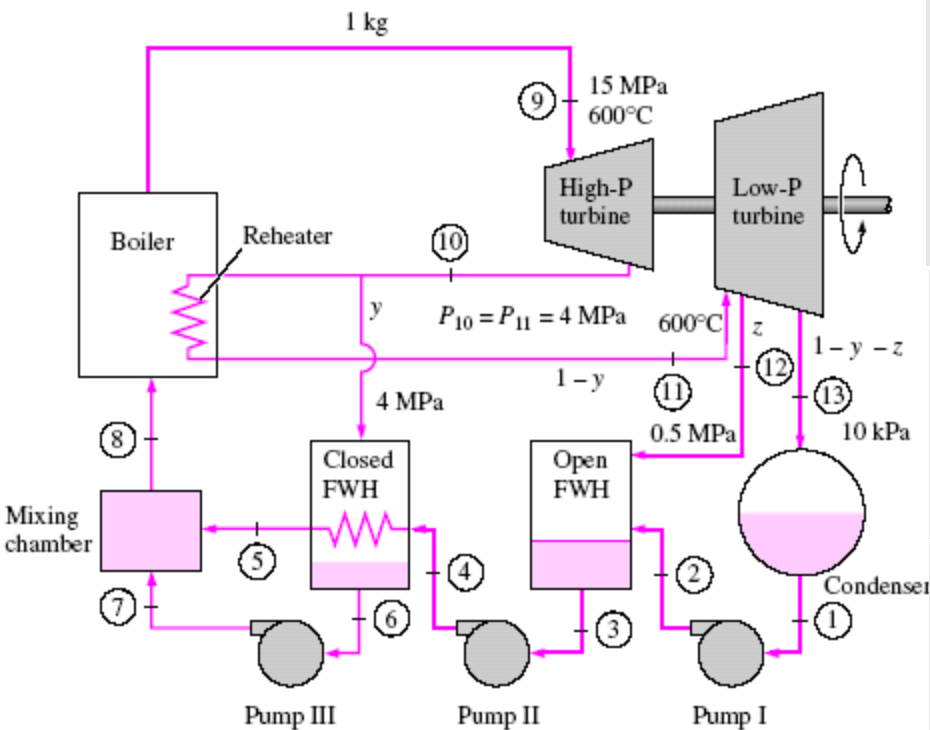
$$w_{\text{pump I, in}} = 0.49 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 3583.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump II, in}} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = 3155.0 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump III, in}} = 13.77 \text{ kJ/kg}$$



Closed feedwater heater:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$yh_{10} + (1 - y)h_4 = (1 - y)h_5 + yh_6$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1087.4 - 643.92}{(3155.0 - 1087.4) + (1087.4 - 643.92)} = 0.1766$$

Open feedwater heater:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

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

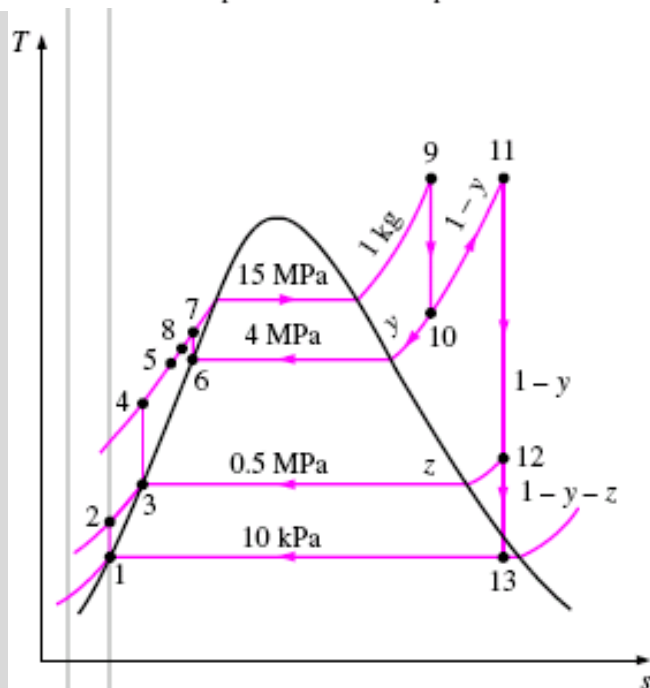
$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0.1766)(640.09 - 192.30)}{3014.8 - 192.30} = 0.1306$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.1766)(1087.4) \text{ kJ/kg} + 0.1766(1101.2) \text{ kJ/kg}$$

$$= 1089.8 \text{ kJ/kg}$$



$$q_{in} = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$

$$= (3583.1 - 1089.8) \text{ kJ/kg} + (1 - 0.1766)(3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg}$$

$$= 2921.4 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = (1 - y - z)(h_{13} - h_1)$$

$$= (1 - 0.1766 - 0.1306)(2335.7 - 191.81) \text{ kJ/kg}$$

$$= 1485.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1485.3 \text{ kJ/kg}}{2921.4 \text{ kJ/kg}} = 0.492 \text{ or } 49.2\%$$

Isıl verim çevrimin net işini hesaplayarak da bulunabilir

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{turb, out} - w_{pump, in}}{q_{in}}$$

$$w_{turb, out} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{pump, in} = (1 - y - z)w_{pump I, in} + (1 - y)w_{pump II, in} + (y)w_{pump III, in}$$

BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

Sürekli-akışlı sistemlerde ekserji

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0 (\dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}) = T_0 \left(\sum_{\text{out}} \dot{m} s + \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum_{\text{in}} \dot{m} s - \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kW})$$

$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0 \left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Sürekli akışlı, bir girişli, bir çıkışlı

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Bir çevrimin ekserjisi

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{out}}}{T_L} - \frac{q_{\text{in}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

For a cycle with heat transfer only with a source and a sink

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Stream exergy

A second-law analysis of vaporpower cycles reveals where the largest irreversibilities occur and where to start improvements.

ÖRNEK

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santralinde buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğunlaşmaktadır. Toplam olarak çevrim için tersinmezliği hesaplayın. Ayrıca türbinden çıkan buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevrimin ısı aldığı ortamın veya kazanın 1600 K sıcaklıkta olduğunu, çevrimden ısı atılan ortamın ise 290 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta bulunduğunu kabul edin.

ÖRNEK

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santralinde buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğunlaşmaktadır. Toplam olarak çevrim için tersinmezliği hesaplayın. Ayrıca türbinden çıkan buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevrimin ısı aldığı ortamın veya kazanın 1600 K sıcaklıkta olduğunu, çevrimden ısı atılan ortamın ise 290 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta bulunduğunu kabul edin.

Çözüm

1-2 ve 3-4 hal değişimleri izantropiktir, başka bir deyişle, sabit entropide gerçekleşmektedir ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$). Bu nedenle 1-2 ve 3-4 hal değişimlerinde içten veya dıştan tersinmezlikler yoktur:

$$x_{\text{dest}, 12} = 0 \quad \text{and} \quad x_{\text{dest}, 34} = 0$$

$$s_2 = s_1 = s_f @ 75 \text{ kPa} = 1.2132 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$s_4 = s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (\text{at } 3 \text{ MPa, } 350^\circ\text{C})$$

$$x_{\text{dest}, 23} = T_0 \left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{in}, 23}}{T_{\text{source}}} \right)$$

$$= (290 \text{ K}) \left[(6.7450 - 1.2132) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{2728.6 \text{ kJ/kg}}{1600 \text{ K}} \right]$$

$$= 1109.7 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{\text{dest}, 41} = T_0 \left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{out}, 41}}{T_{\text{sink}}} \right)$$

$$= (290 \text{ K}) \left[(1.2132 - 6.7450) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{2018.6 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right]$$

$$= 414.4 \text{ kJ/kg}$$

Çevrimin tersinmezliği,

$$x_{\text{dest, cycle}} = x_{\text{dest}, 12} + x_{\text{dest}, 23} + x_{\text{dest}, 34} + x_{\text{dest}, 41}$$

$$= 0 + 1109.7 \text{ kJ/kg} + 0 + 414.4 \text{ kJ/kg}$$

$$= 1524.1 \text{ kJ/kg}$$

Türbinden çıkan buharın kullanılabilirliği (iş potansiyeli), kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse,

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{V_4^2}{2} + gz_4 \\ &= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)\end{aligned}$$

$$h_0 = h_{@ 290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong h_f @ 290 \text{ K} = 71.355 \text{ kJ/kg}$$

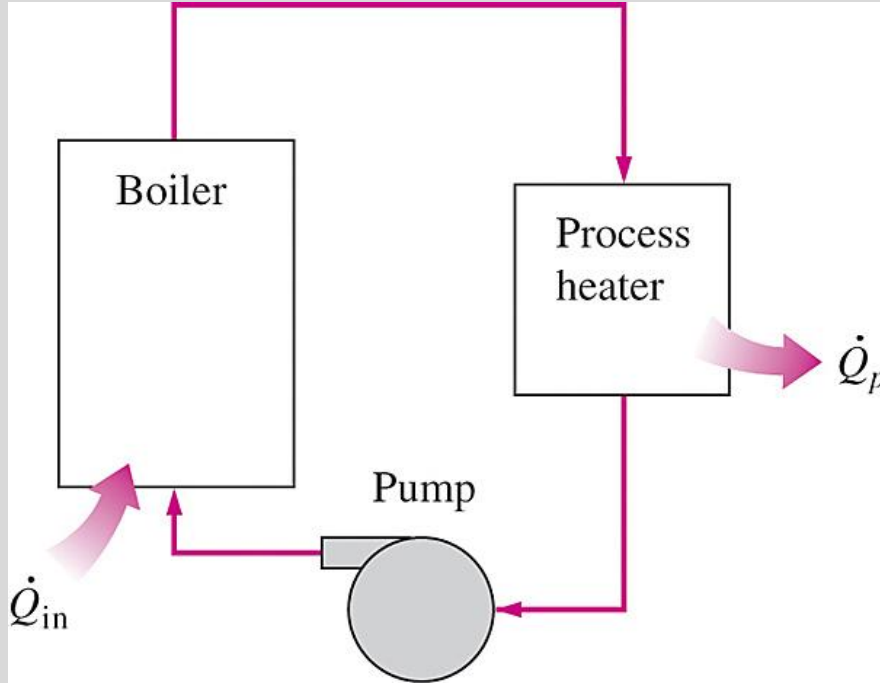
$$s_0 = s_{@ 290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong s_f @ 290 \text{ K} = 0.2533 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (2403.0 - 71.355) \text{ kJ/kg} - (290 \text{ K})[(6.7450 - 0.2533) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &= 449.1 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Başka bir deyişle, türbinden çıkan buhar eğer tersinir olarak çevre koşullarına getirilebilirse, 449.9 kJ/kg iş elde etmek mümkün olur. Bu değer çevrimin net işinin yüzde 70'idir.

KOJENERASYON

Mühendislik sistemlerinin büyük bir bölümü, enerji girdisi olarak, enerjinin ısı enerji biçimine gereksinim duyar. Bu ısıya **proses ısısı** denir. Bu endüstrilerdeki proses ısısı genellikle 5 ile 7 atm basınç ve 150 ile 200 oC sıcaklıklar arasındaki buharla sağlanır. Buharı oluşturmak için gerekli ısı genellikle kömür, petrol, doğal gaz veya başka bir yakıtın bir kazanda yakılmasıyla elde edilir.



Basit bir proses ısı santrali.

Isıl işlemlerin yoğun olduğu endüstriler aynı zamanda büyük miktarlarda elektrik gücü de tüketirler.

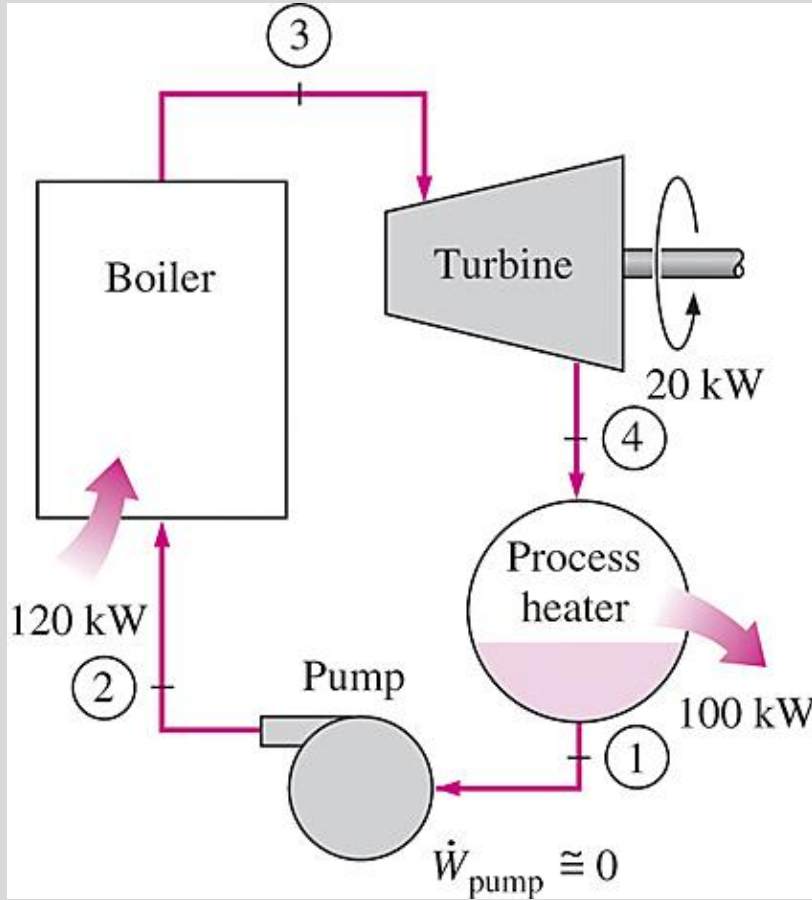
Varolan iş potansiyelini atık ısı olarak atmak yerine, güç üretimi için kullanmak yerinde olur.

Belirli endüstriyel işlemler için proses-ısı gereksinimlerini karşılarken, aynı zamanda elektrik de üreten santraller geliştirilmiştir. geliştirilmiştir. Bu santrallere bileşik ısı-güç (kojenerasyon) santralleri denir.

Kojenerasyon: enerjinin birden fazla yararlı biçiminin (proses ısısı ve elektrik gücü gibi) aynı enerji kaynağından üretilmesidir.

Enerjiden yararlanma oranı

$$\epsilon_u = \frac{\text{Net work output} + \text{Process heat delivered}}{\text{Total heat input}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$



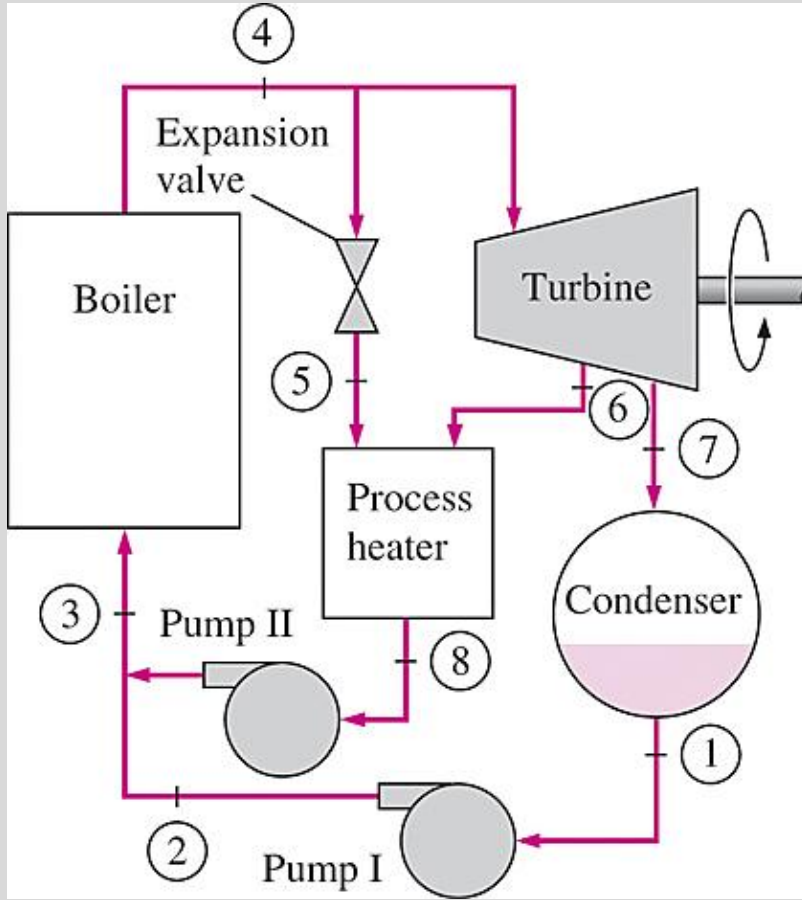
$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$

Buhar türbinli ideal bileşik ısı-güç santralinin enerjiden yararlanma oranı, yüzde 100 olmaktadır.

Gerçek bileşik ısı-güç santrallerinde bu oran yüzde 80 düzeyindedir.

Bazı yeni bileşik ısı-güç santrallerinde enerjiden yararlanma oranı daha yüksek değerlere de çıkabilmektedir.

İdeal bileşik ısı-güç (kojenerasyon) santrali.



Proses ısı yükünün fazla olduğu zamanlarda buharın tümü proses-ısı birimine yönlendirilir. Bu durumda yoğuşturucuya buhar gitmez ($m_7=0$) ve atık ısı sıfır olur.

Bu da yeterli olmazsa, kazandan çıkan buharın bir kısmı bir kısımla vanasıyla veya bir basınç düşürücü vanayla (PRV) P6 basıncına genişletilerek proses-ısı birimine gönderilir.

En yüksek miktarda proses ısı, kazandan çıkan tüm buharın basınç düşürücü vanadan geçirilmesiyle sağlanır ($m_5 = m_4$) Bu durumda güç üretimi yoktur.

Proses ısısına gerek duyulmadığında ise, buharın tümü türbin ve yoğuşturucudan geçer ($m_5 = m_6 = 0$), ve bileşik ısı-güç santrali bu kez sıradan bir buharlı güç santrali olarak çalışır.

Değişen yüklere cevap verebilen bir bileşik ısı-güç santrali.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_7(h_7 - h_1)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8$$

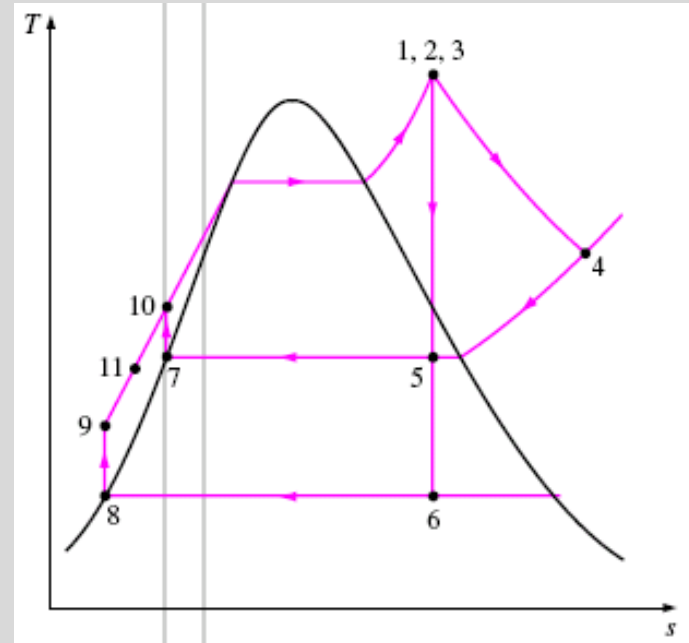
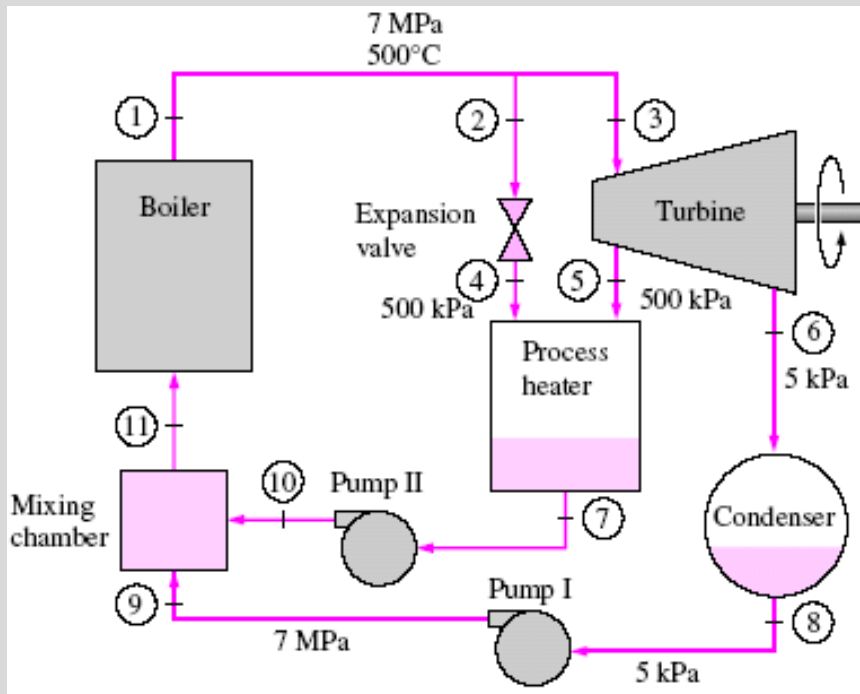
$$\dot{W}_{turb} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7)$$

ÖRNEK

Bir bileşik ısı güç santralini gözönüne alalım. Buhar türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden bir miktar buhar, 500 kPa basınçta ısı işlemler için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 5 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemekte, bu basınçta yoğuştuktan sonra 7 MPa kazan basıncına pompalanmaktadır. Fazla proses ısı gerektiği zamanlarda kazandan çıkan buharın bir bölümü doğrudan bir basınç düşürücü vanadan geçirilerek, 500 kPa basınca düşürülmekte ve ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricisinde yoğuşan buhar, buradan her zaman doymuş sıvı olarak çıkmakta ve daha sonra 7 Mpa basınca pompalanarak kazan besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Kazandan akan suyun debisi 15 kg/s'dir. Türbin ve pompalar izantropik kabul edilebilir. Borulardaki basınç düşüşlerini ve ısı kayıplarını ihmal ederek, (a) birim zamanda sağlanabilecek en çok proses ısını, (b) proses ısı sağlanmadığı zaman üretilen gücü ve enerjiden yararlanma oranını, (c) buharın yüzde 10'u türbine girmeden önce, yüzde 70'i de türbinden ayrılarak proses ısı değiştiricisine gönderildiği zaman sağlanan proses ısını hesaplayın.

ÖRNEK

Bir bileşik ısı güç santralini gözönüne alalım. Buhar türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden bir miktar buhar, 500 kPa basınçta ısı işlemler için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 5 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemekte, bu basınçta yoğuştuktan sonra 7 MPa kazan basıncına pompalanmaktadır. Fazla proses ısı gerektiği zamanlarda kazandan çıkan buharın bir bölümü doğrudan bir basınç düşürücü vanadan geçirilerek, 500 kPa basınca düşürülmekte ve ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricisinde yoğuşan buhar, buradan her zaman doymuş sıvı olarak çıkmakta ve daha sonra 7 Mpa basınca pompalanarak kazan besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Kazandan akan suyun debisi 15 kg/s'dir. Türbin ve pompalar izantropik kabul edilebilir. Borulardaki basınç düşüşlerini ve ısı kayıplarını ihmal ederek, (a) birim zamanda sağlanabilecek en çok proses ısını, (b) proses ısı sağlanmadığı zaman üretilen gücü ve enerjiden yararlanma oranını, (c) buharın yüzde 10'u türbine girmeden önce, yüzde 70'i de türbinden ayrılarak proses ısı değiştiricisine gönderildiği zaman sağlanan proses ısını hesaplayın.



Çözüm

Pompa işleri ve çeşitli hallerdeki entalpiler aşağıda hesaplanmış veya su buharı tablolarından okunmuştur:

$$\begin{aligned}w_{\text{pump I, in}} &= v_8(P_9 - P_8) = (0.001005 \text{ m}^3/\text{kg})[(7000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right) \\ &= 7.03 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_{\text{pump II, in}} &= v_7(P_{10} - P_7) = (0.001093 \text{ m}^3/\text{kg})[(7000 - 500) \text{ kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right) \\ &= 7.10 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3411.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 2739.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 2073.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_f @ 500 \text{ kPa} = 640.09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_f @ 5 \text{ kPa} = 137.75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 + w_{\text{pump I, in}} = (137.75 + 7.03) \text{ kJ/kg} = 144.78 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_7 + w_{\text{pump II, in}} = (640.09 + 7.10) \text{ kJ/kg} = 647.19 \text{ kJ/kg}$$

(a) En fazla proses ısısı, kazanda üretilen tüm buhar basınç düşürücü bir vanadan geçirilip ısı değiştiricisine gönderildiği zaman elde edilir. Bu durumda,

$$\dot{Q}_{p, \max} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 640.09) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{41,570 \text{ kW}}$$

(ö) Proses ısı sağlanmadığı zaman kazanda üretilen tüm ısı türbinden geçerek 5 kPa olan yoğuşturucu basıncına genişleyecektir. Bu durumda,

$$\dot{W}_{\text{turb, out}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 2073.0) \text{ kJ/kg}] = 20,076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{pump, in}} = (15 \text{ kg/s})(7.03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net, out}} = \dot{W}_{\text{turb, out}} - \dot{W}_{\text{pump, in}} = (20,076 - 105) \text{ kW} = \mathbf{19,971 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 144.78) \text{ kJ/kg}] = 48,999 \text{ kW}$$

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(19,971 + 0) \text{ kW}}{48,999 \text{ kW}} = \mathbf{0.408 \text{ or } 40.8\%}$$

(c) Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, enerji korunumu ilkesi proses ısı değiştiricisine uygulanırsa,

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p, \text{out}} + \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_{p, \text{out}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{p, \text{out}} &= (1.5 \text{ kg/s})(3411.4 \text{ kJ/kg}) + (10.5 \text{ kg/s})(2739.3 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - (12 \text{ kg/s})(640.09 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{26,199 \text{ kW}} \end{aligned}$$

Başka bir deyişle 26184 kVW ısı işlemlerde kullanılacaktır. Bu çalışma düzeninde üretilen güç hesaplanırsa 10299 kW bulunur. Bu durumda kazanda çevrime verilen ısı 42951 kW, enerjiden yararlanma oranı da yüzde 84.9 olmaktadır.

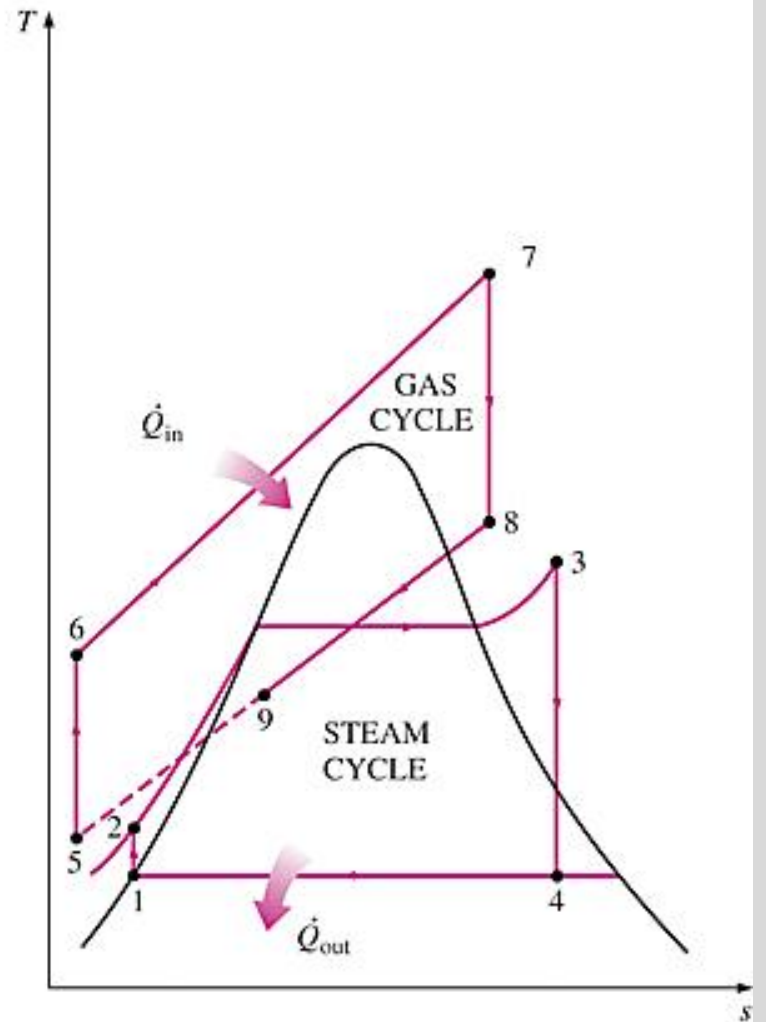
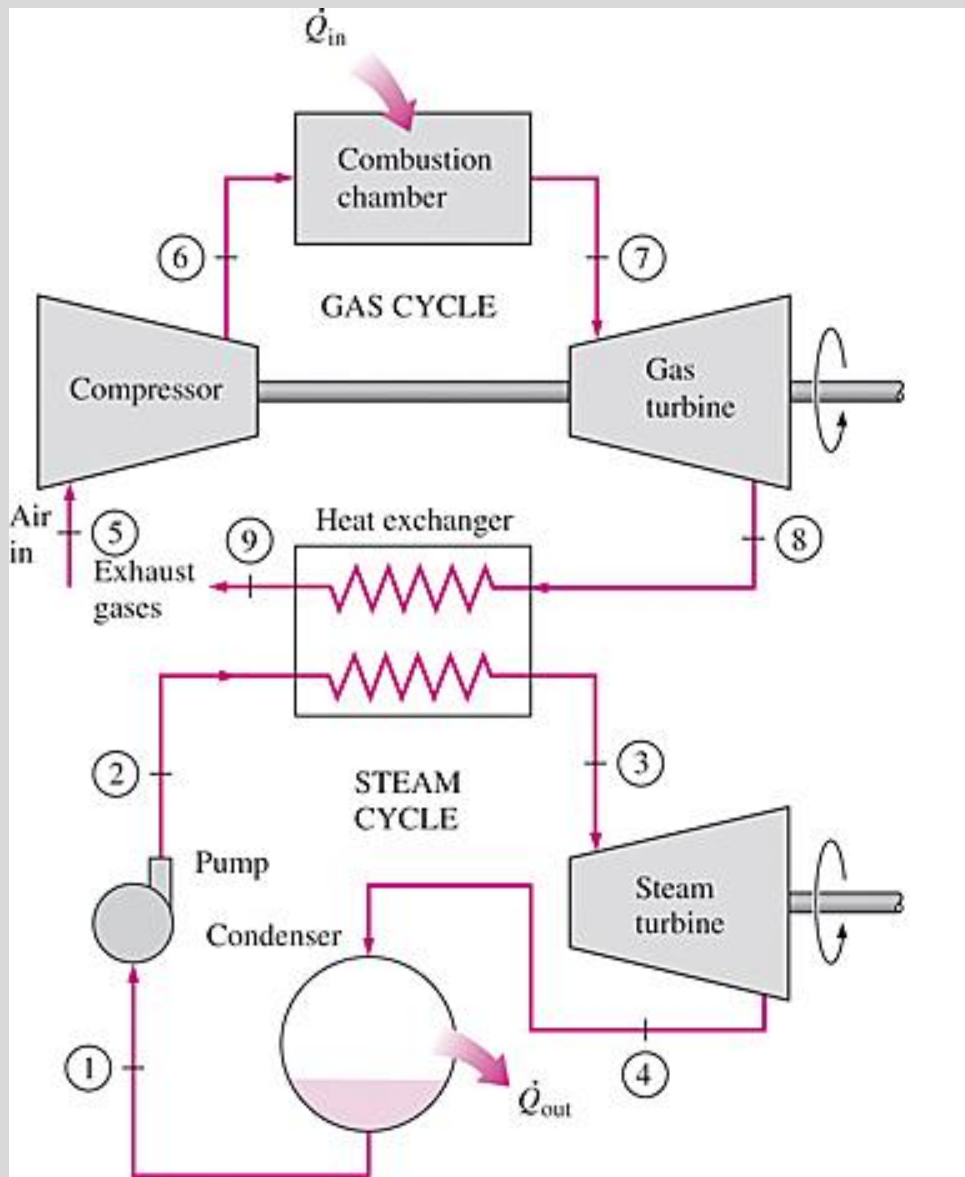
BİRLEŞİK GAZ – BUHAR GÜÇ ÇEVİRİMİ

Daha yüksek ısı verim sağlayabilmek için süregelen çalışmalar, alışılmış güç santrallerinde yeni düzenlemelerin yapılmasına yol açmıştır.

Daha çok kabulgören bir başka düzenleme ise, gaz akışkanlı güç çevrimini buharlı bir güççevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır. Bu düzenleme birleşikgazbuharçevrimi veya kısaca birleşik çevrim olarak adlandırılır.

En çok ilgiduyulan birleşik çevrim, gaz türbini (Brayton) çevrimiyle buhar türbini(Rankine) çevriminin oluşturduğu birleşik çevrimdir. Bu birleşik çevrimin ısı verimi, birleşik çevrimi oluşturan çevrimlerin ısı verimlerinden daha yüksek olmaktadır.

- Gaz türbini çevrimlerinin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak egzoz gazlarını,buharlı güç çevrimi gibi alt çevrimlerde değerlendirmek mühendislik yaklaşımının gereğidir.Bu düşüncenin ürünü birleşik gaz-buhar çevrimidir.
- Gaz türbini teknolojisinde son yıllarda görülen gelişmeler, birleşik gaz-buhar santrallerini ekonomik açıdan çok çekici yapmıştır.
- Birleşik çevrim yatırım giderlerini çok fazla artırmadan çevrimin veriminin artmasını sağlamaktadır.Bunun sonucu olarak birçok yeni güç santrali birleşik çevrime göre tasarlanmakta var olan birçok buharlı ve gaz türbinli santral de birleşik santrale dönüştürülmektedir.
- Dönüşümü tamamlanan santrallerde ısı veriminin % 50'nin üzerinde olduğu bildirilmektedir.



Birleşik gaz-buhar güç santrali.

ÖRNEK

Şekilde gösterilen birleşik gaz-buhar güç çevrimini inceleyelim. Üst çevrim olan gaz türbini çevriminin basınç oranı 8 olup, hava kompresöre 300 K, türbine 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,

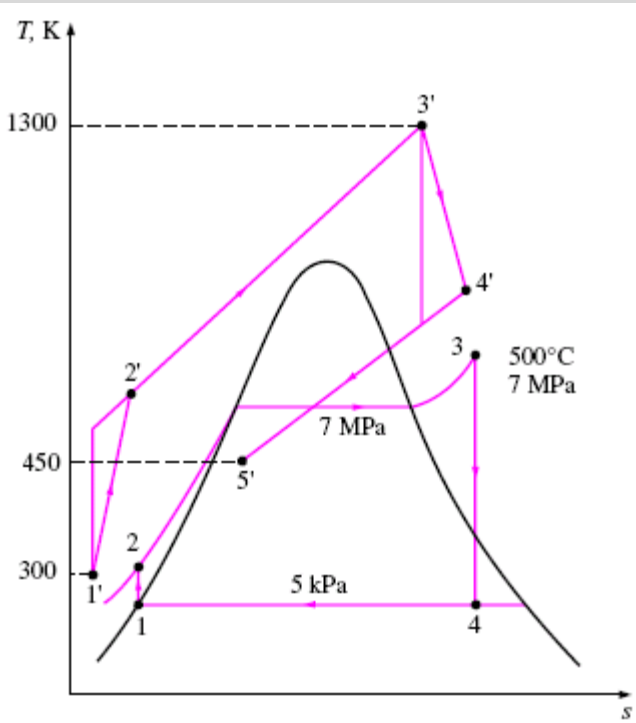
- (a) Buhar ve gaz çevrimde dolaşan akışkanların kütleli debilerinin oranını,
- (b) Birleşik çevrimin ısı verimini hesaplayın.

ÖRNEK

Şekilde gösterilen birleşik gaz-buhar güç çevrimini inceleyelim. Üst çevrim olan gaz türbini çevriminin basınç oranı 8 olup, hava kompresöre 300 K, türbine 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 kütsel debilerinin oranını, (b) birleşik çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm

Gaz türbini ve buhar çevrimi ayrı ayrı incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:



$$\text{Gas cycle: } h'_4 = 880.14 \text{ kJ/kg} \quad (T'_4 = 853 \text{ K})$$

$$q_{in} = 790.6 \text{ kJ/kg} \quad w_{net} = 210.63 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{th} = 26.6\%$$

$$h'_5 = h_{@ 450 \text{ K}} = 451.80 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Steam cycle: } h_2 = 144.78 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 33^\circ\text{C})$$

$$h_3 = 3411.4 \text{ kJ/kg} \quad (T_3 = 500^\circ\text{C})$$

$$w_{net} = 1331.4 \text{ kJ/kg} \quad \eta_{th} = 40.8\%$$

(a) Kütle debilerinin oranı;

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{m}_g h'_5 + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h'_4 + \dot{m}_s h_2$$

$$\dot{m}_s (h_3 - h_2) = \dot{m}_g (h'_4 - h'_5)$$

$$\dot{m}_s (3411.4 - 144.78) = \dot{m}_g (880.14 - 451.80)$$

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = 0.131$$

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

$$\begin{aligned}w_{\text{net}} &= w_{\text{net, gas}} + yw_{\text{net, steam}} \\ &= (210.63 \text{ kJ/kg gas}) + (0.131 \text{ kg steam/kg gas})(1331.4 \text{ kJ/kg steam}) \\ &= 385.0 \text{ kJ/kg gas}\end{aligned}$$

(b) Birleşik santralin ısı verimi

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{385.0 \text{ kJ/kg gas}}{790.6 \text{ kJ/kg gas}} = 0.487 \text{ or } 48.7\%$$

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.

Summary

- Carnot buhar çevrimi
- Rankine çevrimi: Buharlı güç çevrimleri için ideal çevrim
 - İdeal Rankine çevriminin enerji çözümlenmeleri
- Gerçek buharlı güç çevriminin ideal buharlı güç çevriminden farkı
- Rankine çevriminin verimini nasıl artırabiliriz?
 - Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi (*Azaltır $T_{low,avg}$*)
 - Buharın kızdırılması (*Yükseltir $T_{high,avg}$*)
 - Kazan basıncının yükseltilmesi (*Yükseltir $T_{high,avg}$*)
- İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi
- İdeal rejenerasyonlu Rankine çevrimi
 - Açık besleme suyu ısıtıcıları
 - Kapalı besleme suyu ısıtıcıları
- Buharlı güç çevrimlerinin ikinci yasa analizi
- Kojenerasyon
- Birleşik gaz buhar çevrimleri