

1.5. VRSTE I PODJELA PLINSKIH TURBINA

Postoje dva osnovna ciklusa po kojima mogu raditi plinske turbine:

- I) otvoreni ciklus,
- II) zatvoreni ciklus.

Danas se gotovo isključivo koristi otvoreni ciklus.

Prema tijeku ekspanzije plinske turbine mogu biti:

- I) akcijske,
- II) reakcijske.

Turbine kod kojih se izgaranje vrši pri:

- I) konstantnom tlaku,
- II) konstantnom volumenu (danas se ne primjenjuju).

Prema tipu kompresora, postoji:

- I) plinsko-turbinsko postrojenje s aksijalnim kompresorom,
- II) plinsko-turbinsko postrojenje s radijalnim kompresorom.

Prema tipu turbine, postoji:

- I) plinsko-turbinsko postrojenje s aksijalnom turbinom,
- II) plinsko-turbinsko postrojenje s radijalnom turbinom.

Prema hlađenju lopatica razlikuju se plinske turbine s:

- I) nehladićim lopaticama,
- II) lopaticama hlađenim zrakom,
- III) lopaticama hlađenim kapljevinom.

Prema uporabi razlikuju se:

- I) plinske turbine za pogon zrakoplova,
- II) plinske turbine za pogon brodova
- III) plinske turbine za pogon željeznica
- IV) industrijske plinske turbine;

-plinske turbine za proizvodnju el. energije - bazna opterećenja (uglavnom combi postrojenja),

-plinske turbine za proizvodnju električne energije - vršna opterećenja,

-plinske turbine za pogon kompresora, i pumpi

V) turbopunjač, kao pomoći stroj Diesel ili Otto motoru.

VI) u turbo-compound sustavu

Plinske turbine primjenjene u zrakoplovstvu dijele se na:

- 1) jednostavne turbomlazne propulzore,
- 2) turbomlazne propulzore s povećanjem protoka goriva,
- 3) turbomlazne propulzore s povećanjem protoka zraka (dvostrujni turbomlazni propulzori),
- 4) turbomlazne propulzore s povećanjem protoka goriva i zraka,
- 5) turbo/ram mlazne propulzore,
- 6) turbo-raketne mlazne propulzore.

Ad 2)

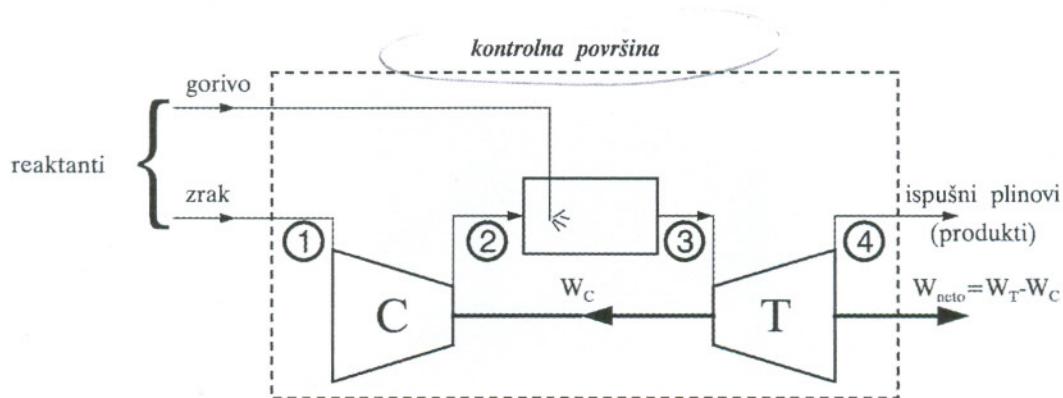
- s unutarnjim hlađenjem (ubrizgavanjem rashladne tekućine)
- naknadnim ubrizgavanjem i izgaranjem goriva u dogrijevnoj komori

Ad 3)

- ventilatorsko-turbomlazni propulzor (nizak by-pass omjer)
- ventilatorsko-turbomlazni propulzor (visok by-pass omjer)
- turbomlazni propulzor s kontrarotirajućim ventilatorima

2.2. JEDNOSTAVNO PLINSKO-TURBINSKO POSTROJENJE - OTVORENI I ZATVORENI PROCES

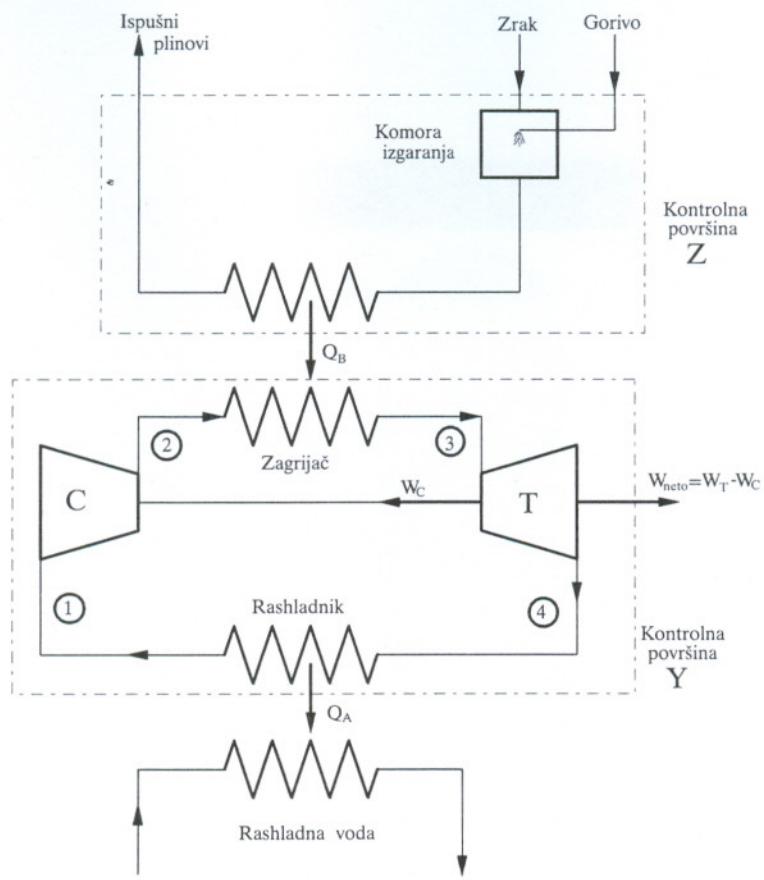
Danas se u praksi najčešće susreće plinsko turbinsko postrojenje otvorenog ciklusa, gdje produkti izgaranja izravno prolaze kroz turbinu. Na slici 2.3. prikazano je najjednostavnije postrojenje otvorenog ciklusa, gdje se vidi da kontrolnu površinu uz izlazni rad sijeku reaktanti i ispušni plinovi. To znači da ovo nije kružno toplinsko energetsko postrojenje, budući da nema toplinskog izvora i toplinskog ponora. Ovo je otvoreni kružni proces koji proizvodi stalni izlazni rad na spojci izlaznog vratila, budući da kontrolnu plohu sijeku reaktanti (gorivo i zrak) na ulazu, i produkti izgaranja (ispušni plinovi) na izlazu, a ne dovedena i odvedena toplina. Ispušni plinovi, premda vrući, nisu topline, nego masa koja sadrži toplinu.



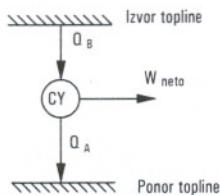
Slika 2.3. Jednostavno plinsko-turbinsko postrojenje - otvoren proces |8|

Zatvoreni plinsko-turbinski proces prikazan je slici 2.4. Ovdje se toplina dovodi radnom mediju preko zagrijivača sa produkata izgaranja, kao na slici, ili s medija zagrijanog npr. u nuklearnom reaktoru.

2. Performance toplinskih turbopostrojenja



a) dijagram toka



b) pojednostavljeni dijagram za kontrolnu površinu Y

Slika 2.4. Jednostavno plinsko-turbinsko postrojenje - zatvoren proces [8]

Radni medij (zrak, helij, itd.) najprije se komprimira u kompresoru, zatim zagrijava u zagrijivaču, te nakon ekspanzije u plinskoj turbinu, hlađi u rashladniku na početno stanje.

Budući da radni medij cirkulira kontinuirano kroz zatvoren proces plinsko turbinskog postrojenja, može se načiniti pojednostavljeni dijagram za kontrolnu površinu Y , koji je istovjetan jednostavnom parno-turbinskom postrojenju. Ovdje su komora izgaranja i zagrijivač (odnosno reaktor kod plinsko-nuklearnog postrojenja) pandan parnom kotlu, a kompresor zamjenjuje napojnu pumpu. Hlađenje fluida na početnu vrijednost vrši se u rashladniku, dok kod parnog postrojenja tu funkciju obavlja kondenzator. Osnovna razlika je da plinsko-turbinsko postrojenje koristi fluid, koji ostaje plinovit kroz čitav ciklus, što uzrokuje da se odvođenje topline ne odvija pri konstantnoj temperaturi.

Plinsko-turbinsko postrojenje ne može samo krenuti, nego se za njegovo upuštanje koristi Diesel motor ili elektromotor. Pri ovoj brzini koja je manja od normalne radne brzine, gorivo i zrak dovedeni u komori izgaranja, pale se električnom iskrom (svjećicom), a budući da postoji dovoljna razlika tlakova kroz kompresor i turbinu, rotacija se održava sama od sebe. Daljnje povećanje brzine postiže se izgaranjem veće količine goriva, čime se povisuje radna sposobnost fluida na ulazu u turbinu.

2.2.1. Parametri performanci jednostavnog plinsko-turbinskog postrojenja zatvorenog ciklusa

Parna i plinska turbineska postrojenja zatvorenog ciklusa su postrojenja s vanjskim izgaranjem, u kojima radni fluid prolazi kroz zatvoreni termodinamički ciklus. Metode određivanja njihovih parametara su zbog toga slične.

Toplinski stupanj djelovanja ili efikasnost ciklusa η_{CY} je definiran omjerom netto izlaznog rada i dovedene topline.

$$\eta_{CY} \equiv \frac{W_{net}}{Q_B}$$

Stupanj djelovanja ogrjevnog uređaja je

$$\eta_B \equiv \frac{Q_B}{H_d}$$

H_d - donja ogrjevna vrijednost goriva

Stupanj djelovanja postrojenja ili ukupna efikasnost

$$\eta_o \equiv \frac{W_{net}}{H_d}$$

ili

$$\eta_o \equiv \eta_{CY}\eta_B \quad (2.9)$$

2.2.2. Kriterij za efikasnost jednostavnog plinsko-turbinskog ciklusa efikasnost Joule-ovog ciklusa

Zbog sličnih razloga datim u 2.1.2. za jednostavno parno postrojenje, odgovarajući kriterij koji ocjenjuje izmjerenu vrijednost η_{CY} , bit će toplinska efikasnost (iskoristivost) idealnog reverzibilnog ciklusa, koji radi pod istim uvjetima. U ovom slučaju, to je idealan Joule-ov (također zvan i Brayton-ov) ciklus.

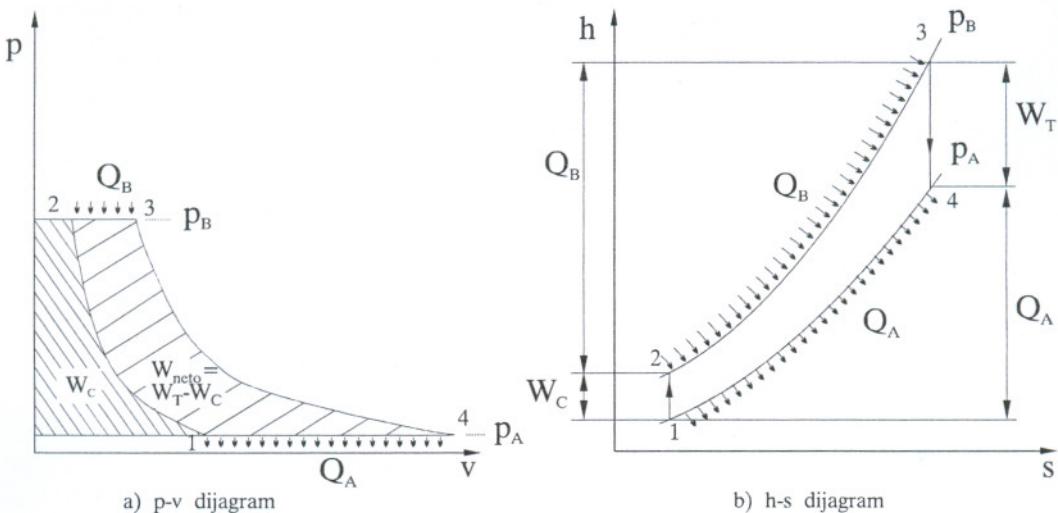
Omjer efikasnosti stvarnog ciklusa i odgovarajuće efikasnosti Joule-ovog ciklusa nazvat će se kao i kod parnog postrojenja omjerom efikasnosti. On će dati podatak,

2. Performance toplinskih turbopostrojenja

koliko se stvarno postrojenje približilo savršenosti (samo indikaciju budući je u stvarnom plinsko-turbinskem postrojenju radna materija realan plin, a u Joule-ovom ciklusu se radna materija ponaša kao savršen ili idealan plin).

2.2.3. Idealan Joule-ov ciklus

U idealnom Joule-ovom ciklusu, kao i u idealnom Rankine-ovom ciklusu nema pada tlaka u izmjenjivačima i cjevovodu, a kompresija i ekspanzija su izentropske promjene stanja. Kao što je rečeno Joule-ov ciklus je definiran kao ciklus u kojem se radni medij ponaša kao savršen plin i prikazan je na slici 2.5.



Slika 2.5. Joule-ov (Brayton-ov) proces

Toplinska efikasnost Joule-ovog procesa je:

$$\eta_{\text{Joule}} = \left(1 - \frac{Q_A}{Q_B} \right) = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.10)$$

Za izentropsku promjenu stanja iz 1 u 2 i 3 u 4 vrijedi

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_B}{p_A} \right)^{\frac{k-1}{k}} = r^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.11)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} - \text{eksponent izentropne}$$

Također je iz jednadžbe (2.11)

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

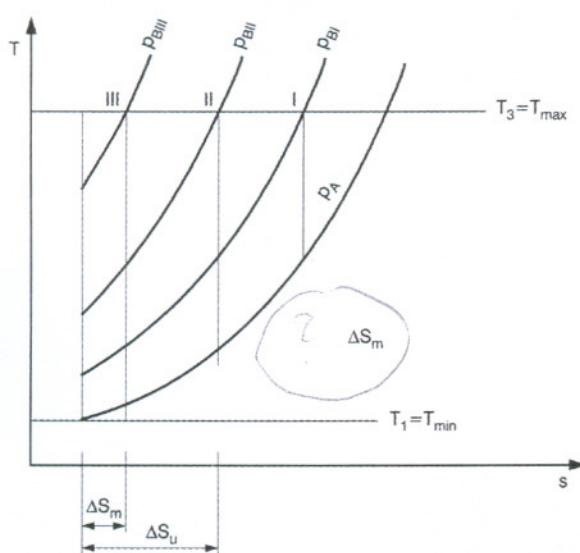
Jednadžba (2.10) može se pisati

$$\eta_{\text{Joule}} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}}$$

Uvrštavanjem (2.11) u gornji izraz dobiva se:

$$\eta_{\text{Joule}} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.12)$$

Iz gornje jednadžbe vidi se da je toplinska efikasnost idealnog Joule-ovog ciklusa sa savršenim plinom kao radnim fluidom funkcija samo omjera tlakova i neovisna o ulaznim temperaturama u kompresor i turbinu.



Slika 2.6. Joule-ov proces za različite omjere tlakova

između realnog i idealnog procesa, pa izraz 2.12 nije od praktične važnosti.

Iz slike 2.6. vidi se da je efikasnost Joule-ovog procesa stvarno veća za veći omjer tlakova, uz istu minimalnu i maksimalnu temperaturu procesa. Međutim, uz visoke omjere tlakova, količina dobivenog rada je mala (slučaj III). U drugu ruku, kod stavnih procesa postoje nepovratni gubici pri kompresiji i ekspanziji, pa su crte kompresije i ekspanzije nagnute.

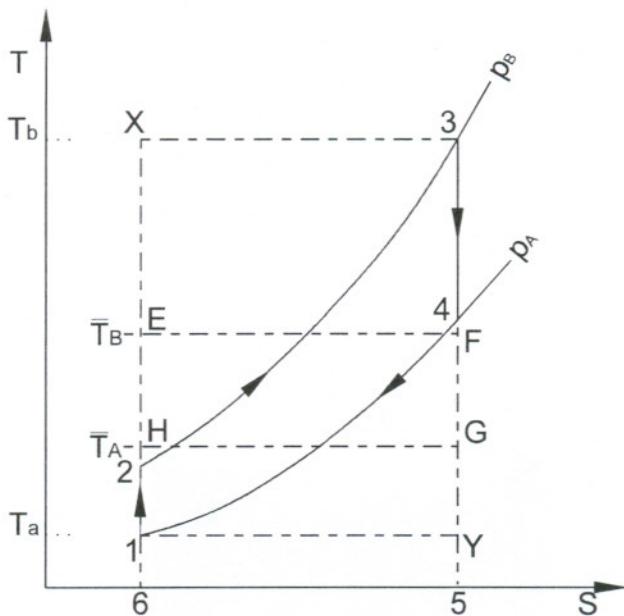
Također kod dovođenja i odvođenja topline prisutna je pojava gubitaka, tako da ni ti procesi nisu pri $p=\text{const.}$, već postoji izvjestan pad tlaka. Iz navedenih razloga postoje velike razlike

2.4. POBOLJŠANJA PLINSKO-TURBINSKOG POSTROJENJA

2.4.1. Ograničenja jednostavnog plinsko-turbinskog ciklusa

Na slici 2.15 prikazan je T-s dijagram za jednostavan Joule-ov ciklus na kojem su srednje temperature dovođenja i odvođenja topline definirane

$$\bar{T}_B \equiv \frac{\int_2^3 T ds}{S_3 - S_2} \quad \bar{T}_A \equiv \frac{\int_1^4 T ds}{S_4 - S_1}$$



Slika 2.15. T-s dijagram jednostavnog Joule-ovog procesa

Srednja temperatura dovodenja topline procesu \bar{T}_B je takva temperatura da je dovedena toplina Q_B jednaka površini 2-3-5-6-2 i površini E-F-5-6-E, dok je \bar{T}_A takva temperatura da odvedena toplina Q_A odgovara površinama 4-1-6-5-4 i 6-H-G-5-6.

Nakon ovih razmatranja izraz za toplinsku efikasnost Joule-ovog ciklusa može se pisati:

$$\eta_{\text{Joule}} = \left(1 - \frac{Q_A}{Q_B} \right) = \left[1 - \frac{\bar{T}_A (S_5 - S_6)}{\bar{T}_B (S_5 - S_6)} \right] = \left(1 - \frac{\bar{T}_A}{\bar{T}_B} \right) \quad (2.25)$$

Carnot-ov ciklus koji radi između temperature T_b i temperature T_a ima efikasnost:

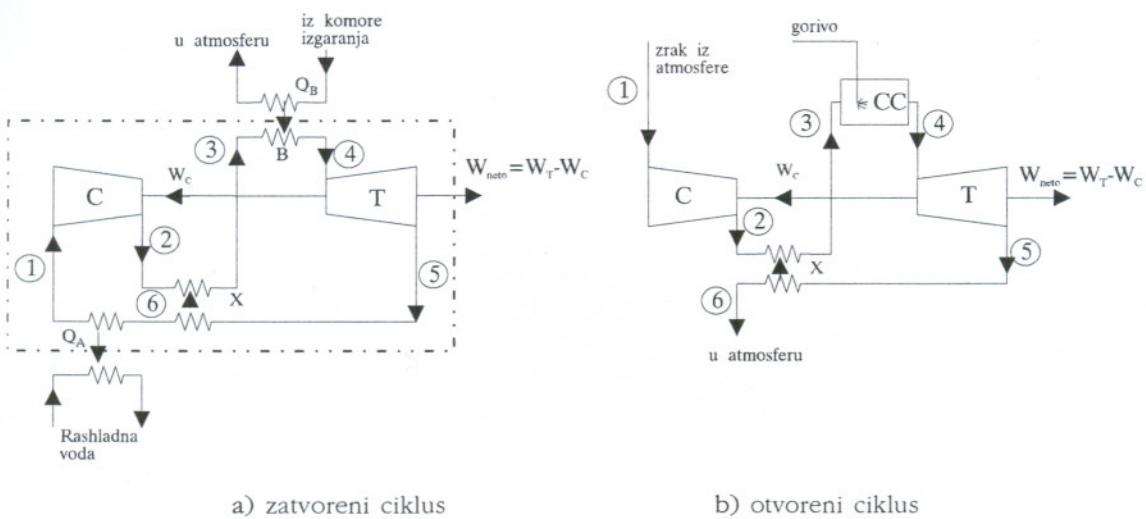
$$\eta_{\text{Carnot}} = \left(1 - \frac{T_a}{T_b} \right) \quad (2.26)$$

Usporedba izraza (2.25) i (2.26) i slika 2.15 pokazuje da je η_{Joule} znatno manji od η_{Carnot} , budući je \bar{T}_B znatno ispod T_b i \bar{T}_A znatno iznad T_a . Kao što se zna temperature T_b i T_a su nam granične temperature, koje se mogu i smiju postići kod odvijanja procesa.

Iz ovog slijedi važan opći zaključak. Za reverzibilne cikluse srednja temperatura dovođenja i odvođenja topline određuje efikasnost ciklusa, a ne ekstremne temperature. Slično vrijedi i za ireverzibilne procese.

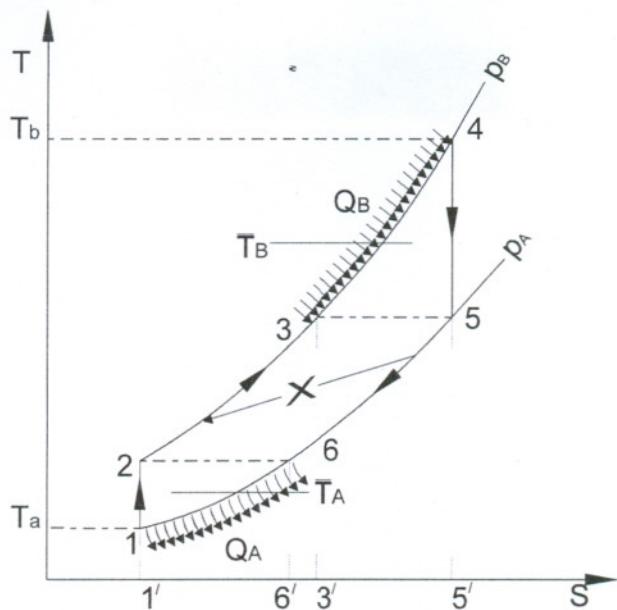
2.4.2. Regenerativno zagrijavanje radnog medija ispušnim plinovima

Najizravniji način istovremenog povećanja srednje temperature dovođenja topline, i smanjenja srednje temperature odvođenja topline je ugradnja izmjenjivača topline ispušnih plinova u ciklus kao što je prikazano na slici 2.16. Ovaj proces u T-s dijagramu prikazan je na slici 2.17. Usporedbom slika 2.17 i 2.15 uočljivo je koliki su efekti izmjenjivača topline na srednju temperaturu dovođenja i odvođenja topline.

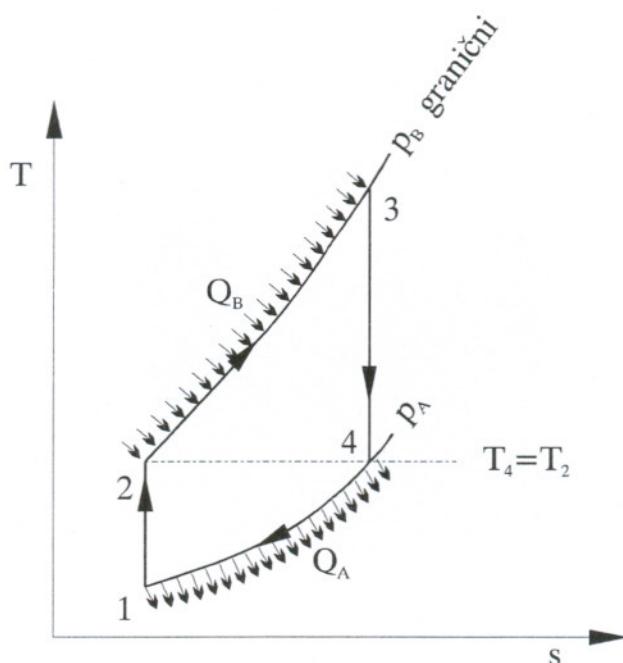


Slika 2.16. Plinsko-turbinski ciklus sa izmjenjivačem topline ispušnih plinova

Toplina sadržana u radnom mediju nakon ekspanzije u turbinu ne odvodi se rashladnom vodom, ili kod otvorenog procesa, ne ispušta se u atmosferu. Preko regenerativnog zagrijivača X, dio ove topline prikazan u T-s dijagramu površinom 5-6-6'-5'-5, predaje se radnom mediju nakon izlaska iz kompresora. Ukoliko je proces bez gubitaka, dovedena toplina prikazana površinom 2-3-3'-1'-2, jednaka je toplini prikazanoj površinom 5-6-6'-5'-5. Time se povećava srednja temperatura dovođenja topline procesu izvana, odnosno smanjuje srednja temperatura odvođenja topline procesu, pa raste efikasnost procesa.



Slika 2.17. T-s dijagram za plinsko-turbinski ciklus sa regenerativnim zagrijavanjem zraka

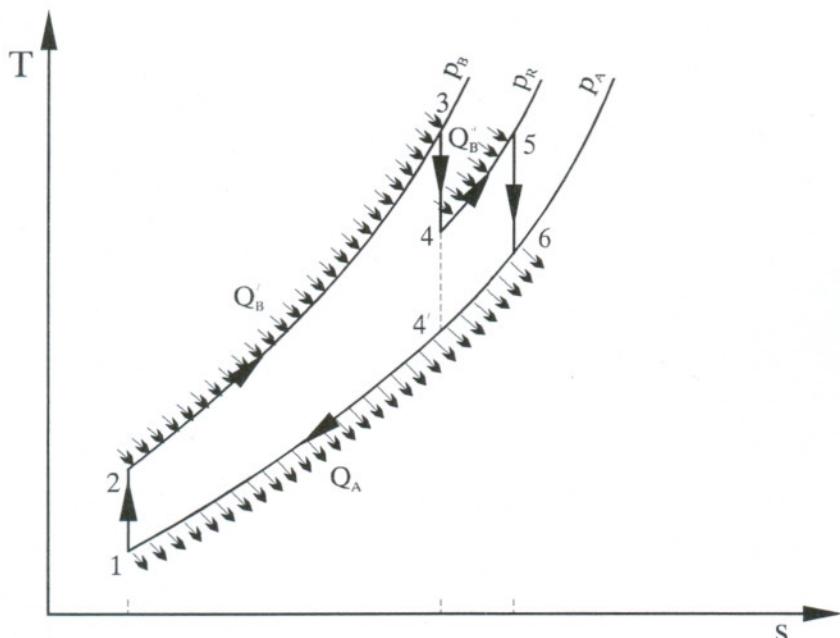


Slika 2.18. T-s dijagram za granični p_B/p_A

Povećava li se tlak na kraju kompresije, smanjuju se efekti regenerativnog zagrijavanja i postizanjem graničnog omjera tlakova p_B/p_A , ugradnja izmjenjivača gubi smisao, jer je temperatura zraka na kraju kompresije jednaka temperaturi plinova na izlazu iz turbine.

2.4.3. Dogrijavanje

Dogrijavanjem u zatvorenom kružnom procesu, ili naknadnim izgaranjem u otvorenom procesu, može se postići povećanje srednje temperature dovođenja topline. No, ukoliko se koristi bez izmjenjivača topline na ispušne plinove, povećava se i srednja temperatura odvođenja topline što je vidljivo iz slike 2.19.



Slika 2.19. T-s dijagram za plinsko-turbinsko postrojenje sa dogrijavanjem

Povećanjem \bar{T}_B povećati će se efikasnost ciklusa, dok će se povećanjem \bar{T}_A smanjivati efikasnost. Iz slike 2.19 je moguće uočiti, a proračunima dokazati, da je efikasnost ciklusa sa dogrijavanjem manja od efikasnosti jednostavnog Joule-ovog ciklusa. Odатле slijedi da je efikasnost komplettnog ciklusa s dogrijavanjem manja od η_{cv} .

Što se tiče izlaznog rada, iz slike 2.19 je uočljivo da je specifični izlazni rad, porastao za vrijednost površine $4564'4$. Izlazni maseni protok, također je nešto porastao, jer je, ubrizgana dodatna količina goriva kako bi se dovela toplina dogrijavanja Q_B .

Dogrijavanje, tj. naknadno izgaranje je veoma interesantno kod zrakoplovnog plinsko-turbinskog pogona zbog povećanja potiska. Zbog relativno niske maksimalne temperature plinsko-turbinskog procesa, omjer zraka i goriva u prvoj fazi izgaranja je daleko veći od stehiometrijskog, pa je kod naknadnog ubrizgavanja goriva u ispušne plinove moguće izgaranje ovog goriva.

2.4.4. Međuhlađenje

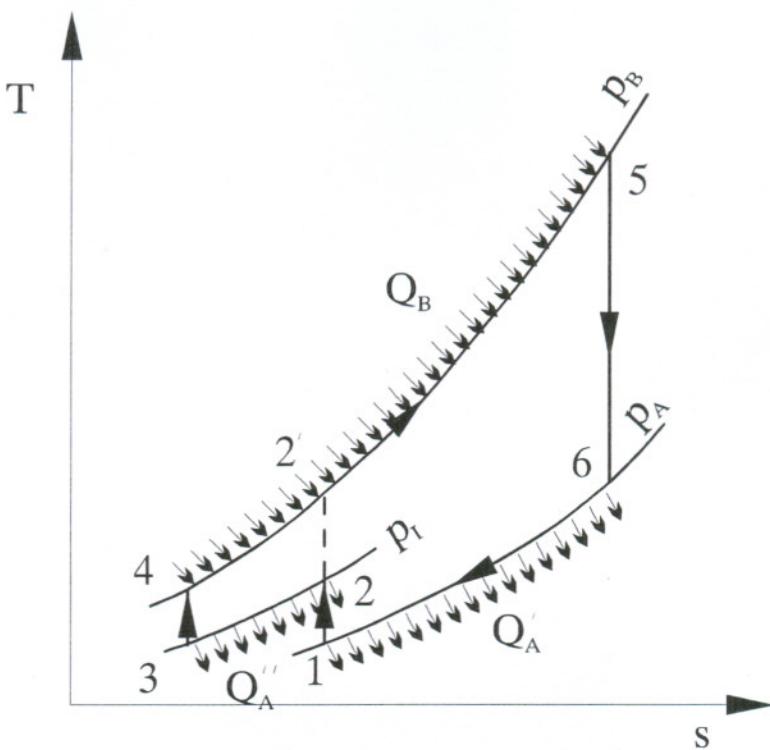
Međuhlađenje ima smisla kada se primjenjuje za vrijeme kompresije radnog medija. Time se smanjuje srednja temperatura odvođenja topline što povećava efikasnost procesa. Međutim, istovremeno je potrebno dovesti veću količinu topline da

bi se postigla ista gornja temperatura procesa i to pri nižoj \bar{T}_B , što smanjuje efikasnost procesa. Budući da je rad utrošen na kompresiju sa međuhlađenjem manji od rada kompresije bez međuhlađenja, veći je netto izlazni rad.

$$W_{net} = W_e - W_c$$

Povećanje netto izlaznog rada prikazano je u T-s dijagramu površinom 3-4-2'-2-3.

Međutim, osim što raste netto izlazni rad, raste i dovedena toplina Q_B , jer kompresija sada završava pri nižoj temperaturi. Kako je efikasnost postrojenja omjer netto izlaznog rada W_{net} i topline dovedene procesu Q_B , efikasnost može malo porasti, ali ponekad i opasti.

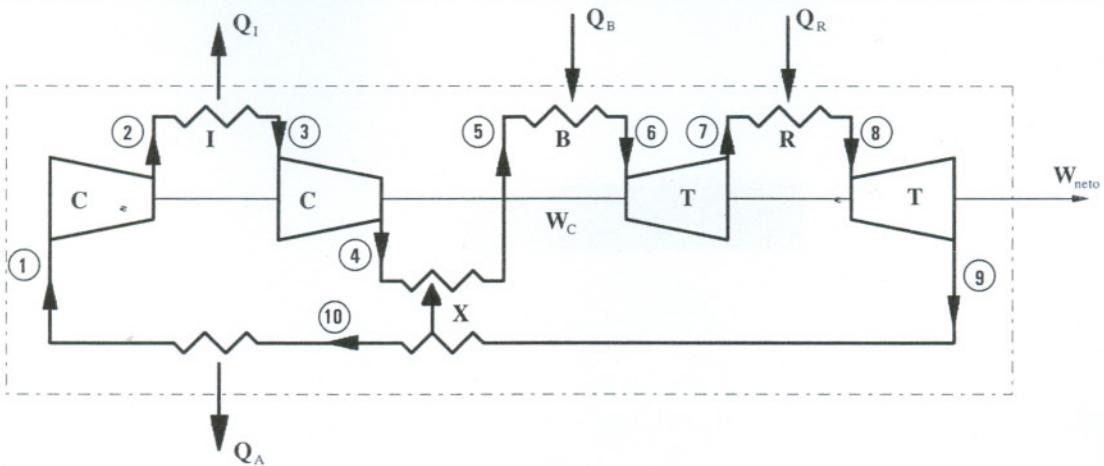


Slika 2.20. T-s dijagram za plinsko-turbinsko postrojenje s međuhlađenjem

Maseni protok malo poraste zbog ubrizgavanja veće količine goriva, kako bi postigli istu maksimalnu temperaturu procesa T_b .

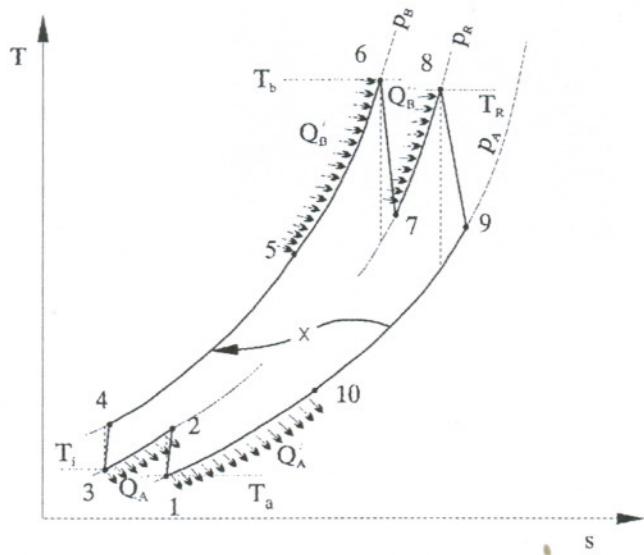
2.4.5. Dogrijavanje i međuhlađenje s regenerativnim zagrijavanjem

U svrhu približavanja idealnom Carnot procesu grade se plinsko-turbinska postrojenja u kojima se vrši dogrijavanje i međuhlađenje radnog medija u sprezi s izmjenjivačem topline na ispušne plinove.



Slika 2.21 Plinsko-turbinsko postrojenje s međuhladnjakom, dogrijačem i regenerativnim zagrijavanjem zraka

Kod dogrijavanja, ekspanzija se vrši u dvije ili više turbina u seriji i radni medij se dogrijava između turbinu obično do približno početne ulazne temperature u visokotlačnu turbinu. Slično kod međuhlađenja kompresija se vrši u dva ili više kompresora u seriji i radni medij se hlađi između kompresora do približno inicijalne ulazne temperature. U spremi sa regenerativnim zagrijavanjem postiže se prilično visoka srednja temperatura dovođenja topline \bar{T}_B i prilično niska srednja temperatura odvođenja topline procesu \bar{T}_A pa je efikasnost ovakvog procesa veća od efikasnosti jednostavnog plinsko-turbinskog postrojenja. Također se povećava netto izlazni rad što je prednost ovog procesa. Procesi kompresije i ekspanzije prikazani su na slici 2.22 s gubicima pa se odvijaju po nekim krivuljama, a ne po izentropi. I proces izmjene topline regenerativnim zagrijavanjem je prikazan realno te je temperatura T_s manja od T_9 , a temperatura T_4 manja od T_{10} . Pad tlaka tijekom strujanja radnog medija kroz cjevovode, komoru izgaranja, dogrijač i rashladnike nije uzet u obzir, pa se ovi procesi zbivaju pri $p=\text{const}$.



Slika 2.22 T-s dijagram ciklusa s međuhladnjakom, dogrijačem i regenerativnim zagrijavanjem

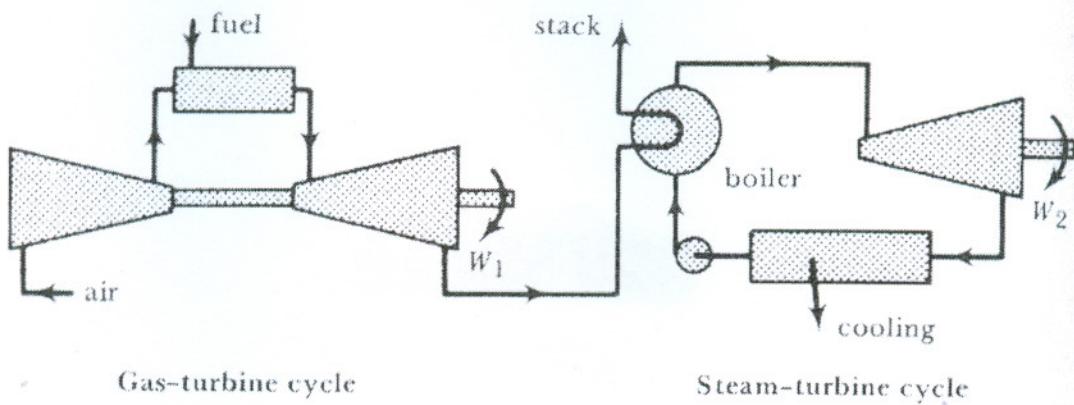


FIGURE 5.17 A Combined Gas and Steam Turbine Power Plant.

the output is unchanged, a net increase in efficiency is achieved. As the pressure ratio is increased, however, the compressor exhaust temperature, T_b , increases, and the regenerator effectiveness decreases.

Further modifications of the basic gas-turbine cycle are possible. Multiple compressors with intercooling and multiple turbines with successive combustion chambers can result in increased efficiency. A further improvement can be achieved by using the gas-turbine "waste" heat to either partially or totally power a conventional steam-turbine power plant. Since the boiler temperature of the basic Rankine cycle of Figure 5.16 was only 636°F or 336°C, the exhaust gases of the gas-turbine example with a temperature of 386°C could be used for the boiler heat input. A gas-turbine topping cycle is illustrated in Figure 5.17. In general, modifications of both the gas- and steam-turbine cycles could also be included. Since the net work output is equal to the sum of the two outputs and the heat input is that of the gas-turbine combustion chamber alone, a substantial efficiency increase is possible.

Figure 5.18 illustrates the operation of a combined-cycle heat engine in which the waste heat of the high-temperature engine, Q_{1A} , is the heat input of the low-temperature engine, Q_{2B} . The overall thermodynamic efficiency of the combined-cycle engine is the total work divided by the heat input, Q_{2A} .

$$\eta = \frac{W}{Q_{2A}} = \frac{W_A + W_B}{Q_{2A}}$$

$$W_A = \eta_A Q_{2A}$$

$$W_B = \eta_B Q_{2B} = \eta_B Q_{1A} = \eta_B (Q_{2A} - W_A) = \eta_B (1 - \eta_A) Q_{2A}$$

Substituting for the work outputs, the following efficiency expression is obtained.

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_A + \eta_B (1 - \eta_A) \\ &= \eta_A + \eta_B - \eta_A \eta_B\end{aligned}$$

The net efficiency therefore may be substantially greater than either efficiency, as shown in Figure 5.19. Combined cycle power plants are not only being proposed

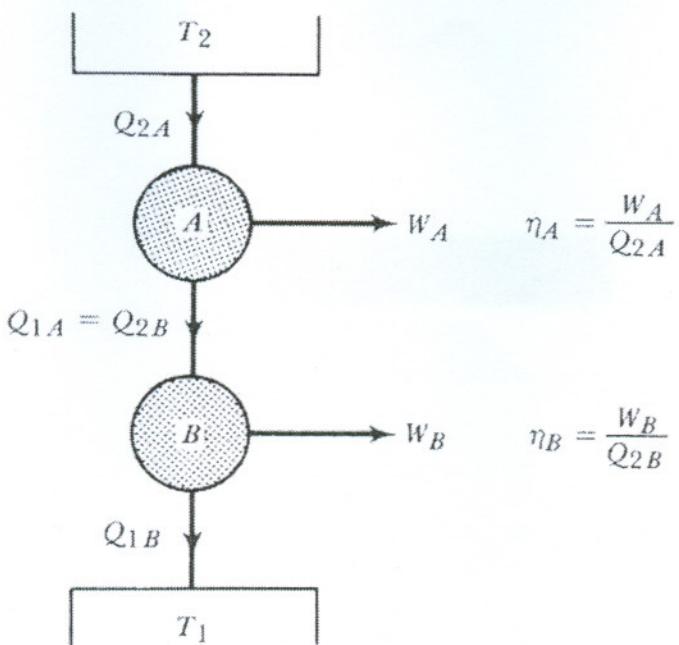


FIGURE 5.18 A Combined Cycle Heat Engine.

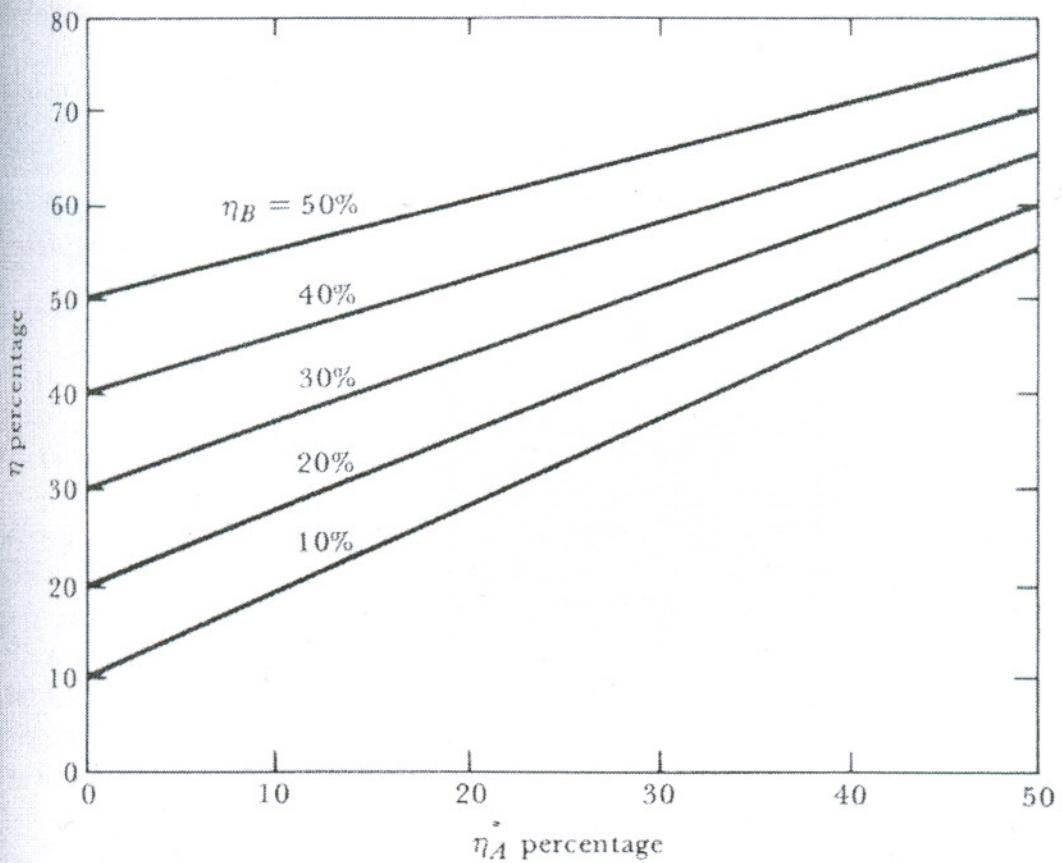


FIGURE 5.19 Overall Efficiency for a Combined Cycle.

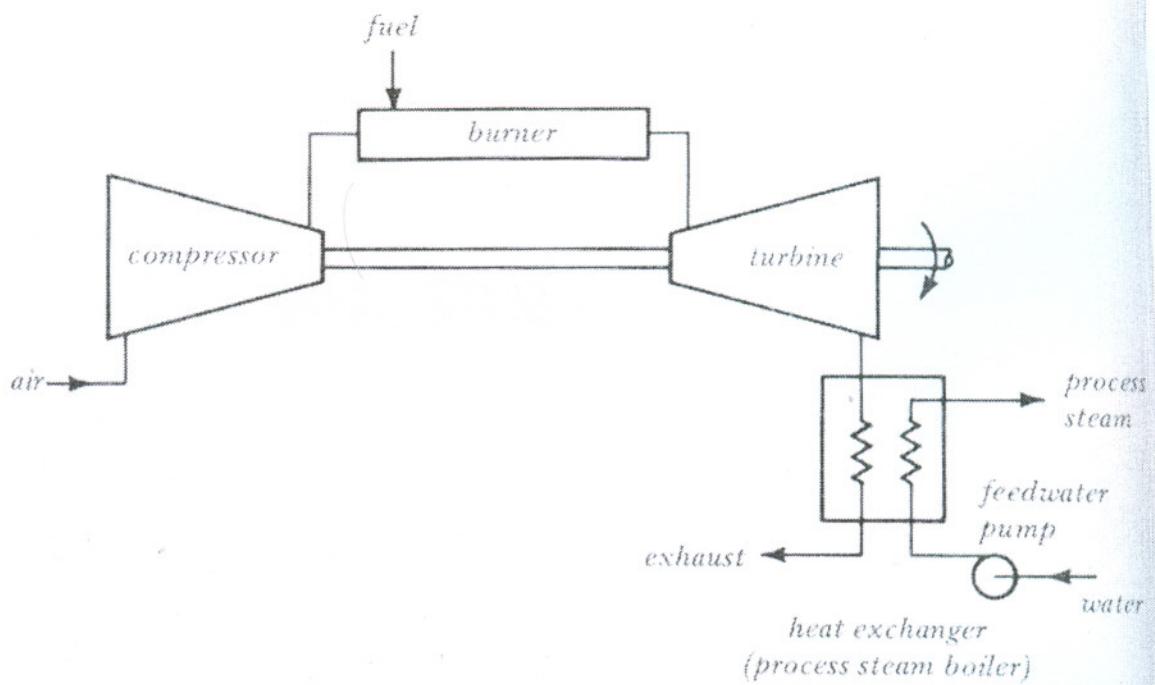


FIGURE 5.23 A Gas-Turbine Cogeneration System.

saturated steam at a temperature of 400°F (204°C), 17.6% of the fuel's input energy would be converted to available work of the steam. The overall second-law efficiency of the system with a reversible compressor and turbine would be 65.8%. This is achieved despite the irreversibility of the heat exchanger—the temperature of the turbine exhaust is considerably higher than that of the process steam.

While the second-law efficiency of a gas turbine cogeneration system is reduced by turbine and compressor losses, the reduction is less than when no process steam is produced. Since a nonideal gas turbine system rejects a greater quantity of waste heat for a given input, a greater quantity of process steam can be generated. For a 90% efficient turbine and compressor (Table 5.1), 21.5% of the input is converted to available work of the process steam (400°F), resulting in an overall second-law efficiency of 58.4%. The 80% efficient turbine and compressor reduce the second-law efficiency to 49.5%. If a lower steam temperature is desired, the second-law efficiency of the gas turbine cogeneration system would be less, owing to the greater temperature differential in the heat exchanger. But the efficiency could be increased if the heat rejected by the gas turbine were first used to raise steam suitable for a steam turbine (as in Figure 5.17). The steam-turbine portion would be suitably chosen to exhaust saturated steam at the desired temperature.

Closely related to the production of process steam for industrial uses is the cogeneration of electrical energy and hot water suitable for a district heating system. District heating systems typically use a nonpressurized hot water distribution system. Individual users, such as a private residence, tap a small quantity of the hot water which, by means of a heat exchanger, warms water for space heating and provides hot water for domestic usage. In the summer, the heat can also be used to power

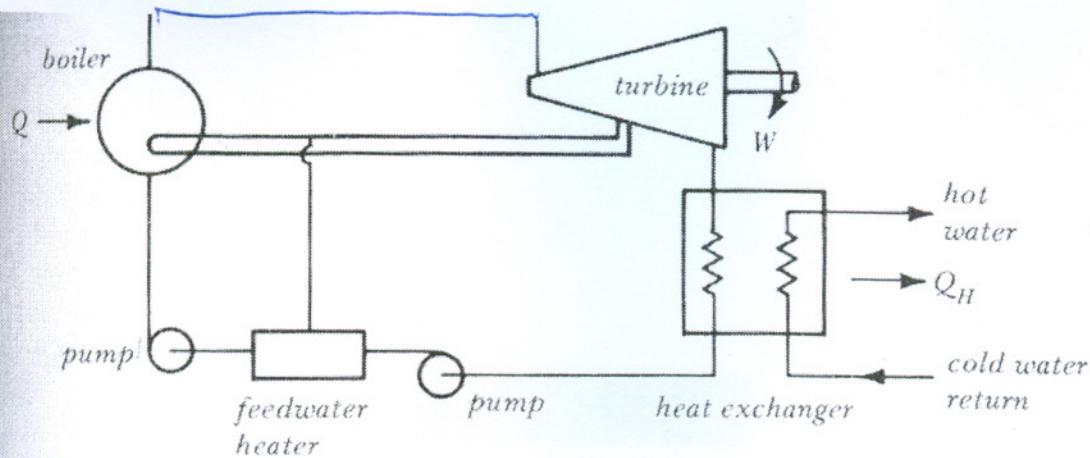


FIGURE 5.24 A Cogeneration System for District Heating.

an absorption-type air conditioning system (Section 6 of Chapter 8). District heating systems, common in Europe, could also be widely used in the United States, thus reducing energy needs [12].

Saturated steam at a temperature of 212°F (100°C) could be used to provide the hot water. The system of Figure 5.21 would have an overall second-law efficiency of 40%, assuming no thermal losses or irreversibilities. Modifications of the steam cycle, such as shown in Figure 5.24, improve the overall efficiency of the system. This cycle is similar to that of Figure 5.10, except the condenser temperature for the turbine has been increased to 212°F (100°C). The steam from the turbine is condensed in the heat exchanger, transferring a thermal energy of Q_H to the district heating system. For this system, $W/Q_2 = 36.2\%$, a considerable reduction from the 46.6% efficiency of Figure 5.10. The district heating system, however, is supplied with 855.6 Btu of thermal energy per pound of steam that flows through the boiler. The ratio of B_H (the available work of the thermal energy) to Q_2 is .147 and hence the second-law efficiency of the overall system is 50%. Since the district heat would substitute for heat supplied by conventional furnaces that are less than 10% efficient, significant energy savings could be realized even when losses of the cogeneration district heating system are taken into account.