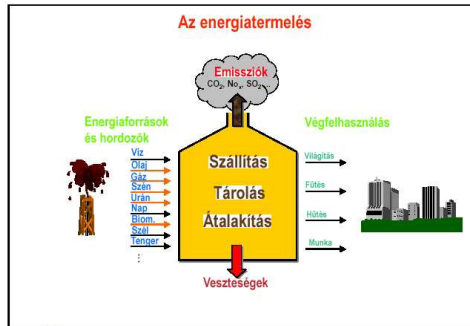


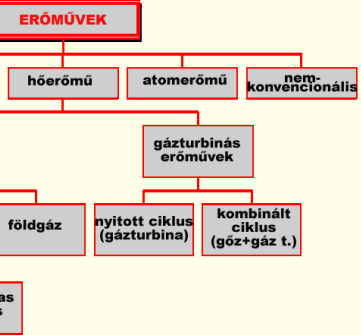
## Korszerű ENERGIATERMELÉS 5.

# ENERGIATERMELÉS HŐERŐMŰVEKBEN



Dr. Páztay György

1



Dr. Páztay György

2

## HŐERŐMŰVEK

Az erőművek általában villamos energia termelésére épített létesítmények. Az energiaforrás szerint lehetnek:

- Hőerőművek
- Vízerőművek
- Szélenergiaerőművek
- Egyéb erőművek

A termelt vagy szolgáltatott energia szerint:

- Tisztán villamos energiát szolgáltató
- Villamos energiát és hőenergiát szolgáltató erőművek



Az erőművek kihasználása szerint:

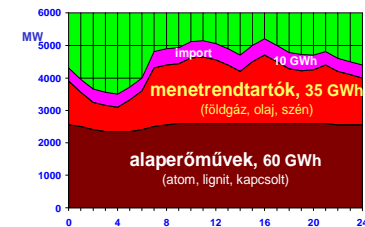
- **Alaperőművek**, egész évben egyenletesen termel, jól kihasználja a kapacitását
- **Menetrendtartó erőművek**, igények alapján előre megszabott menetrend szerint
- **Csúcserőművek**, csak a terhelési csúcsok idején szolgáltat energiát

Dr. Páztay György

3

- alaperőmű
- menetrendtartó erőmű
- csúcserőmű

### A napi villamos terhelés (csoportokra osztva; 2001.06.20.)



4

Dr. Páztay György

4

**Erőművek közötti kapcsolat szerint:**

- Együttműködő erőművek
- Elszigetelt erőművek

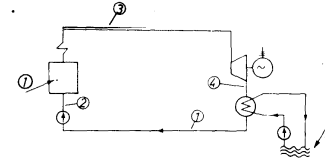
Magyarország villamos energiájának döntő részét hőerőművekben állítják elő, melynek során hőenergia szabadul fel fosszilis tüzelőanyagok égetése, vagy maghasadás révén és hő-körfolyamat segítségével a hőenergia egy részét villamos energiává alakítják. Az átalakítás során mechanikai munkát nyernek a hő-körfolyamat révén, majd a mechanikai munka egy részét villamos energiává alakítják.

**Hőerőmű alaptípusok**

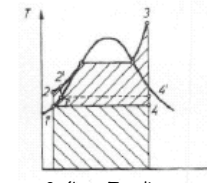
A hőerőművekben jelenleg rendszerint vízgőz-körfolyamat, az ún. **Rankin-Clausius körfolyamat** valósul meg. A körfolyamatnak számos határfokot javító változata ismert. A csak villamosenergia termelést végző hőerőművet **kondenzációs erőműnek** nevezzük. Ennek kapcsolási vázlata és T-s diagramja a következő 1-2. ábrákon látható:

Dr. Pátzay György

5



1. ábra: Kondenzációs erőmű

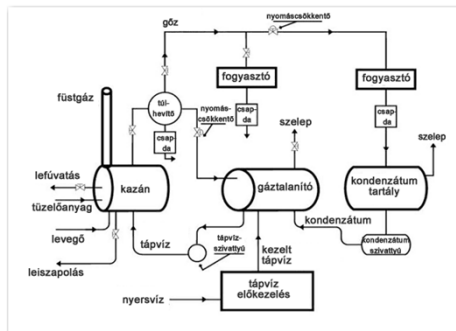


2. ábra: T-s diagram

A bevezetett hőmennyiség az 1-2-3-4 görbe alatti, míg a rendszerből kikerülő hőmennyiség a 4-1 alatti területtel arányos. Kondenzációs erőműnél a kondenzátorral elvont hőmennyiség a munkafolyamat szempontjából veszteség. Ez a veszteség csökkenthető, ha az itt elvont hőmennyiséget valamilyen más célra, például fűtésre hasznosítjuk. Gyakorlatilag ez a hasznosítás akkor lehetséges, ha a kondenzációs hőmérsékletet megnöveljük (70-80°C), azaz melegebb kondenzált vizet vezetünk ki a rendszerből. Ekkor az erőmű a villamos energián felül már hőenergiát is szolgáltat (forróvíz), melyet egyéb hasznos célra, például fűtésre lehet felhasználni. Az ilyen **kapcsolt energiatermelésű** (kogenerációs) hőerőművet **ellennyomásos hőerőműnek** nevezzük, melynek kapcsolását a 3. ábrán és a folyamat T-s diagramját pedig a 2. ábrán az 1'-2'-3'-4'-1' pontok határolják.

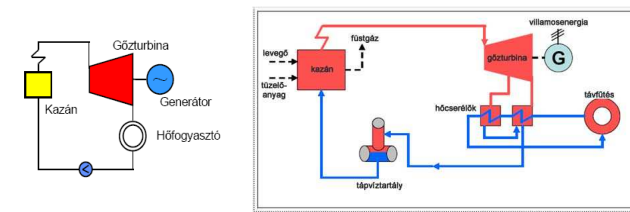
Dr. Pátzay György

6



Dr. Pátzay György

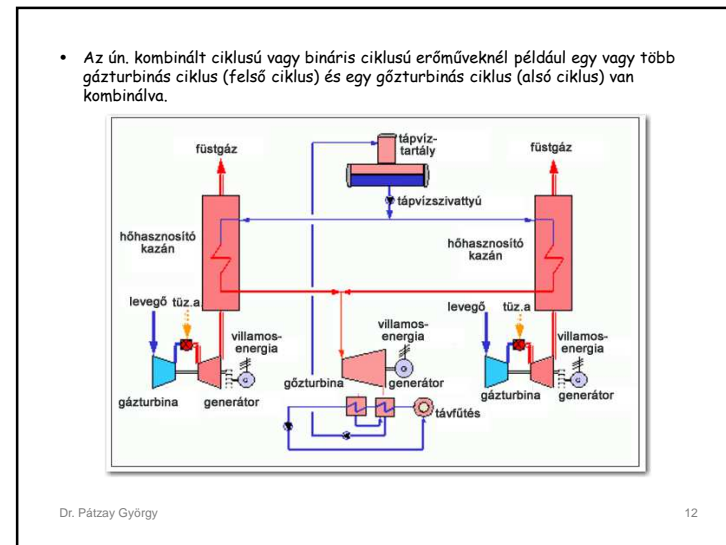
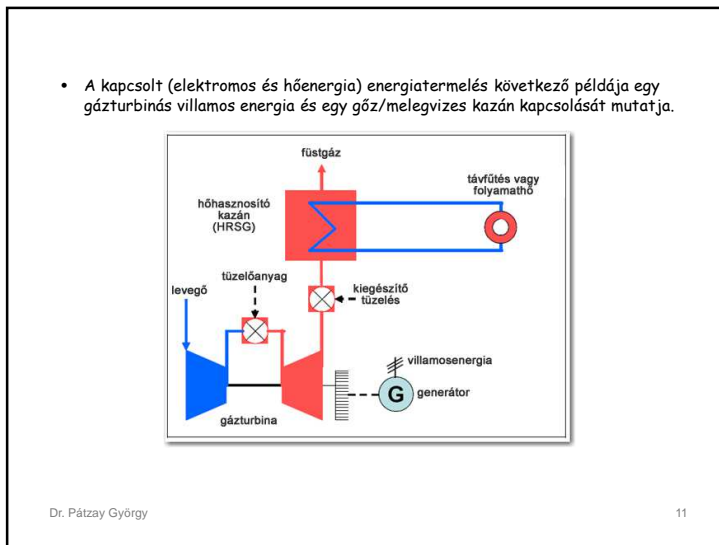
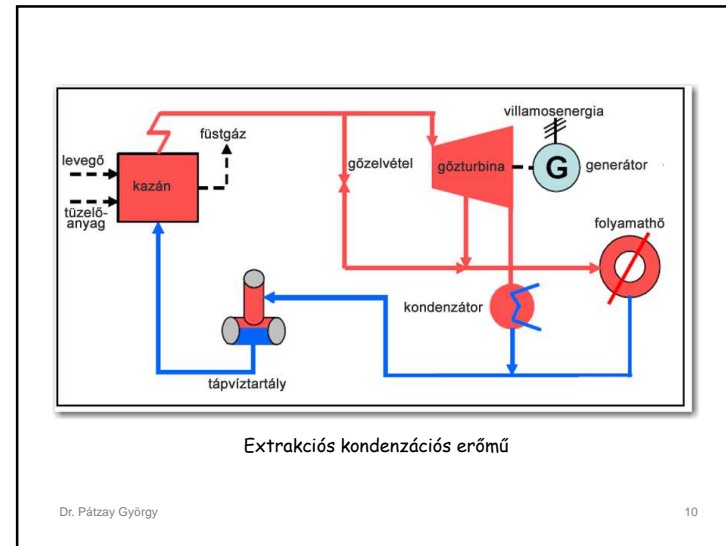
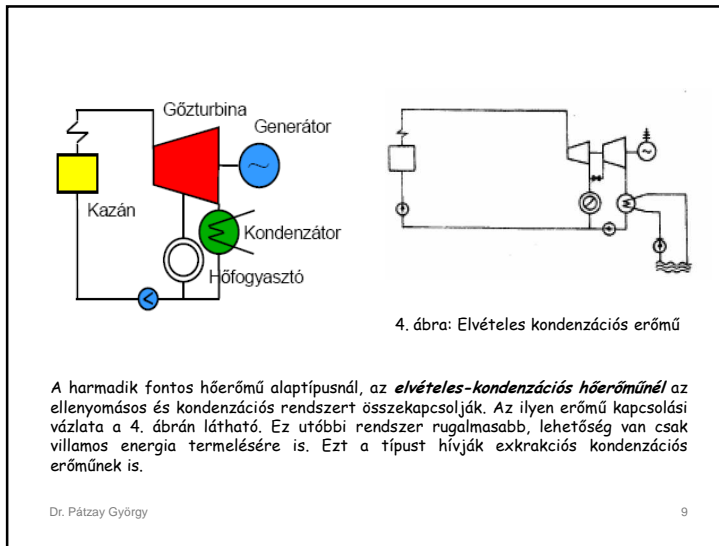
7



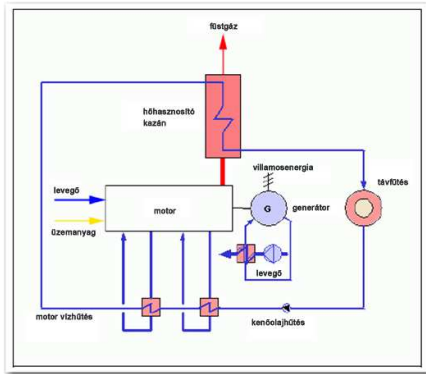
3. ábra: Ellennyomásos erőmű

Dr. Pátzay György

8

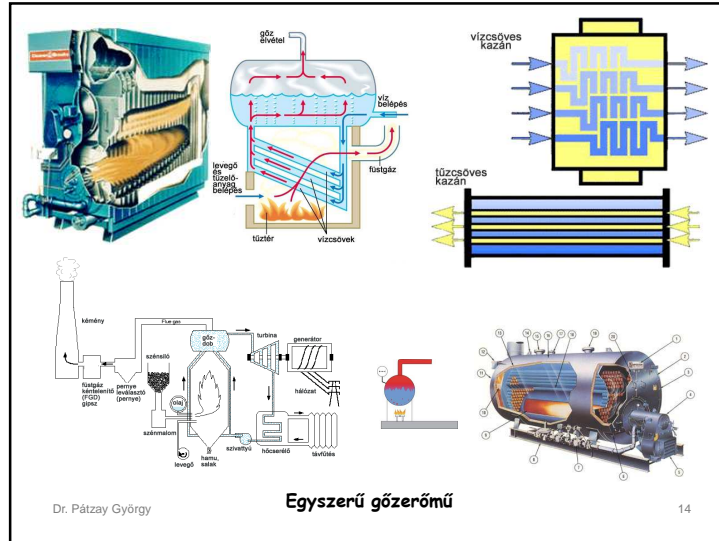


- Van olyan kombinált ciklusú energiatermelő erőmű is, ahol egy dízelmotoros villamos erőművet kombinálnak egy gőz/melegvizet kazánnal.



Dr. Pátzay György

13



Dr. Pátzay György

Egyszerű gőzerőmű

14

### Energia minőség (a termodinamika 2. főtétele)

Az energia minőséget a hőmérséklet határozza meg. Minél magasabb a hőmérséklet, annál magasabb a minőség. Míg az energia mennyisége megmarad, a munkavégzési potenciál nem. Amikor a hőenergia a magasabb hőmérsékletű helyről az alacsonyabb hőmérsékletű hely felé áramlik az energia minősége degradálódik.

Az összes energia átalakításban, annak egy része degradálódik, minden fizikai folyamatban az alkalmazott energia átlagos minősége csökken. Nincs olyan folyamat, ahol energia a hidegebb helyről áramolna a melegebb hely felé.

Nincs olyan folyamat, melynek eredményeként adott mennyiségű hőenergiát át lehetne alakítani mechanikai energiává (energia minőség csökkenés lép fel). A rendezettség rendetlenség irányába tart. A rendszer entrópiája (S) a rendszer hőenergiájának mechanikai munkává váló teljes alakításának korlátozottságát jelenti.

**Exergia (E)**- egy rendszer energiataralmának reverzibilis körfolyamatban tetszőleges más energia formává alakítható része, **anergia (A)**- a rendszer energiataralmának más energiaformává át nem alakítható része. Ezek bármelyike 0 és 100% között változhat. A mechanikai energia (kinetikai és potenciális) és a villamos energia tiszta exergia, a rendszer belső energiája pedig tiszta anergia. Az exergia tulajdonképpen azt mutatja, hogy a rendszer mennyiben tér el a környezeti egyensúlytól.

A hőenergia exergia és anergia tartalma:  $E = (1 - \frac{T_L}{T_H}) \cdot Q$       $A = \frac{T_L}{T_H} \cdot Q$

Dr. Pátzay György

15

### Példa:

Mekkora 1 kg szobahőmérsékletű (25 °C) víz és 1 termoszt (800 cm<sup>3</sup>, 0,8kg) 100 °C-os kávé energiája, exergiája és anergiája?

Az energiataralom azonos:

$$Q_{víz} = c_{p,víz} \cdot m_{víz} \cdot T_{víz} = 4,2 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 1kg \cdot 298K = 1253kJ$$

$$Q_{kávé} = c_{p,kávé} \cdot m_{kávé} \cdot T_{víz} = 4,2 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 0,8kg \cdot 373K = 1253kJ$$

Ezzel szemben exergia és anergia tartalmuk különböző:

$$E_{víz} = (1 - \frac{T_L}{T_H}) \cdot Q_{víz} = (1 - \frac{298K}{298K}) \cdot 1253kJ = 0kJ$$

$$E_{kávé} = (1 - \frac{T_L}{T_H}) \cdot Q_{kávé} = (1 - \frac{298K}{373K}) \cdot 1253kJ = 252kJ$$

$$A_{víz} = (\frac{T_L}{T_H}) \cdot Q_{víz} = (\frac{298K}{298K}) \cdot 1253kJ = 1253kJ$$

$$A_{kávé} = (\frac{T_L}{T_H}) \cdot Q_{kávé} = (\frac{298K}{373K}) \cdot 1253kJ = 1001kJ$$

Dr. Pátzay György

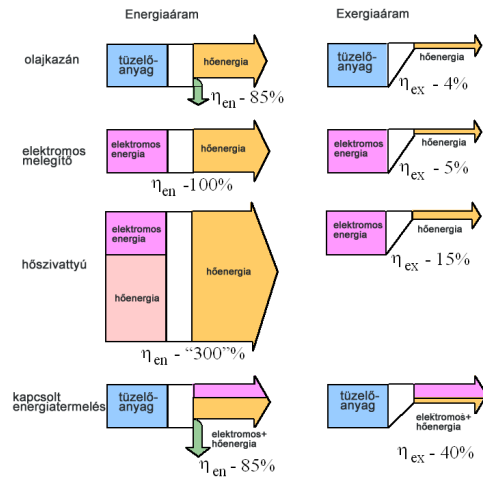
16

100 kJ/kg hő exergiája 25 °C környezeti hőmérsékleten

Hőmérséklet (°C)	E (exergia) (kJ/kg)	Alkalmazás
25	0,0	Nincs
50	100*(1-298/323)= 7,74	
100	20,11	Egyedi és távfűtés
150	29,55	
200	37,00	
400	55,72	Hagyományos erőművek
600	65,86	
800	72,23	
1000	76,59	Gáz/gőz közegű erőművek
1200	79,70	

Dr. Páztay György

17



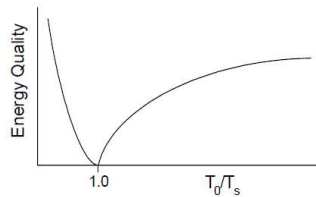
Dr. Páztay György

18

Exergy = Energy \* Quality

where the quality is given by

$$Quality = \left| 1 - \frac{T_0}{T_s} \right|$$

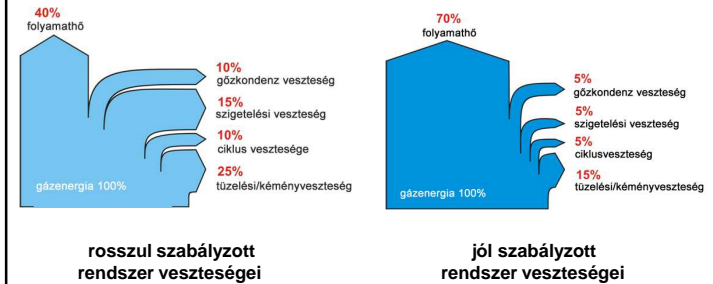


Source	Energy (J)	Exergy (J)	Quality (%)
Water at 0 °C	100	9	9
Water at 25 °C	100	0	0
Water at 80 °C	100	16	16
Natural Gas	100	99	99
Electricity or Work	100	100	100

Figure 1: Quality of energy as function of stream temperature.

Dr. Páztay György

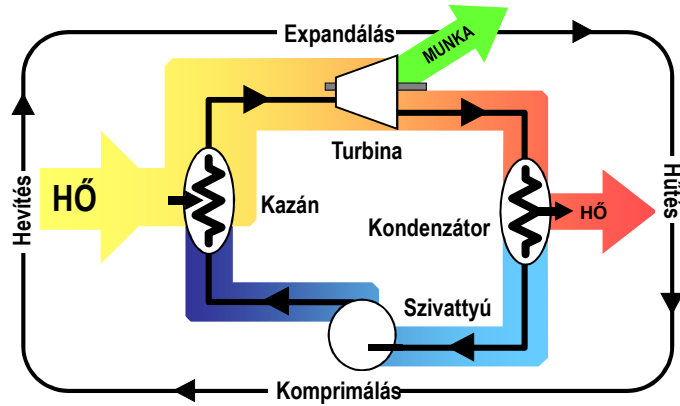
19



Dr. Páztay György

20

# Hőerőgép. . .



Dr. Pátzay György

21

## Energiatermelés hőerőművekben

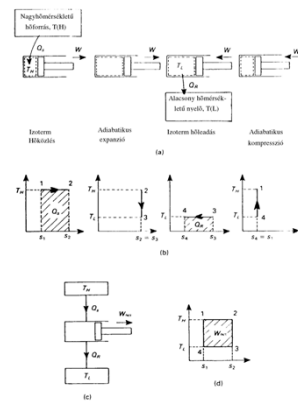
A XX. Században az elektromos energia nélkülözhetetlen. Ez egy nagyon flexibilis, fűtésre, hűtésre, világításra, hajításra könnyen felhasználható, könnyen szállítható és ellenőrizhető energiaforma. A civilizáció összeomlana nélküle, ezért fontos nagymennyiségű energia átalakítása elektromos energiává. A hőerőművekben történik a fosszilis és nukleáris üzemanyagokból felszabadított termikus energia átalakítása elektromos energiává. A világon üzemelő erőművek kétharmada gőztermelő erőmű, a maradék egyharmad vízi-, dieselmotoros, vagy gázturbinás erőmű. A szél- árapály- nap- és egyéb erőművek jelenleg fejlesztési stádiumban vannak. A termodinamikából ismert, hogy a hőtermelő körfolyamatokban a hőt magas hőmérsékletű forrásból nyerik, egy részét munkává alakítják és a maradék hőt egy alacsony hőmérsékletű nyelőbe bocsátják ki. Az összes felvett hő sajnos nem alakítható munkává. A maximális hatásfokot a **Carnot körfolyammal** számíthatjuk ki, de ez csak elméleti lehetőség, mert a reális folyamatok sajnos mind irreverzibilisek és így a gyakorlati hatásfokok alacsonyabbak, mint a Carnot körfolyamat hatásfokai.

### A Carnot körfolyamat

1824-ben Sadi Carnot francia mérnök egy hipotetikus reverzibilis hőerőgépet fogalmazott meg (5. ábra).

Dr. Pátzay György

22



5. ábra: A Carnot-körfolyamat

Dr. Pátzay György

A dugattyúval ellátott hengerben levegő van. Körfolyamatban történő üzemeltetésénél nettó munkavégzés nyerhető.

A körfolyamat 4 lépésből áll:

#### 1-2 Izoterm hűtődés

A  $T_H$  hőmérsékletű hőforrásból  $Q_1$  hőenergiát közlünk a levegővel. A levegő hőmérséklete állandóan  $T_H$  marad. A hő elhanyagolható hőmérséklet különbség mellett megy át. A levegő kitérül és bizonyos munkát ad le.

#### 2-3 Adiabatus kiterjedés

Nincs hűtődés. A levegő kitérül és munkát ad le, miközben  $T_H$  hőmérsékletéről  $T_L$  hőmérsékletre hűl le.

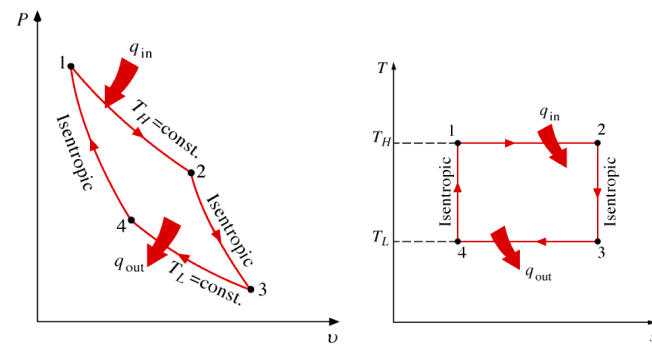
#### 3-4 Izoterm hőeladás

A levegő lead  $Q_2$  hőenergiát a  $T_L$  alacsony hőmérsékletű nyelőnek. A levegő hőmérséklete állandó  $T_L$ . Itt is a hő elhanyagolható hőmérséklet különbség mellett megy át. A levegőt komprimáljuk és ehhez bizonyos munkavégzés kell.

#### 4-1 Adiabatus kompresszió

A levegőt komprimáljuk hőtmenet nélkül. Ehhez szintén bizonyos munkavégzés szükséges.

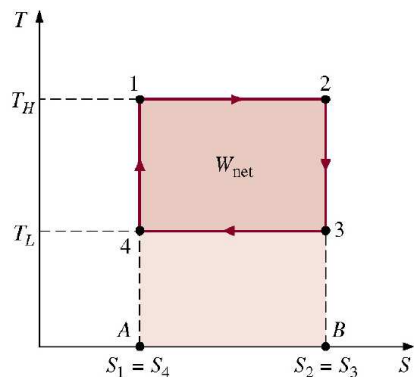
23



A Carnot-ciklus a p-v és T-s diagramokban

Dr. Pátzay György

24



6. ábra: Munkavégzés reverzibilis körfolyamatban

Dr. Pátzay György

25

Az 5/b. ábrán a körfolyamat lépéseinek T-s diagramja látható, a főlött hőmennyiség  $Q_s$ , a leadott hőmennyiség pedig  $Q_R$ . Az 5/c. ábrán egy Carnot gőzgép működésének sémája, az 5/d. ábrán pedig a teljes körfolyamat T-s görbéje látható. A leadott nettó munkavégzés a görbe alatti területtel egyenlő. Az ábrák alapján:

$$Q_s \equiv T_H (s_2 - s_1)$$

$$Q_R \equiv T_L (s_3 - s_4)$$

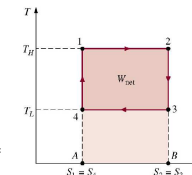
Illetve

$$W_{net} = Q_s - Q_R$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_s} = \frac{Q_s - Q_R}{Q_s} = \frac{T_H(s_2 - s_1) - T_L(s_3 - s_4)}{T_H(s_2 - s_1)} =$$

$$= \frac{T_H - T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

mert  $(s_2 - s_1) = (s_3 - s_4)$



A Carnot körfolyamat hatásfoka bármely  $T_H$ ,  $T_L$  hőmérsékleteken üzemelő gőzgép hatásfok maximumát határozza meg. A körfolyamat hatásfoka növekvő  $T_H$  és csökkenő  $T_L$  értékkel nő.

Dr. Pátzay György

26

### 1. példa:

Egy Carnot gőzgép 1200 °C-on hőt vesz fel és munkavégzés után hőt ad le egy 180 °C-os nyelőnek. A leadott munka 15 kW. Mekkora a gép hatásfoka? Mekkora a hőközlés és hőleadás sebessége? Mekkora a hatásfok javulása, ha a hőleadás 40 °C-os nyelőbe történik?

### Megoldás:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{180 + 273}{1200 + 273} = 0,692$$

$$Q_R = Q_s - W_{net} = 21,7 - 15 = 6,7 \text{ kW}$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_s} \rightarrow Q_s = \frac{W_{net}}{\eta_{Carnot}} = \frac{15}{0,692} = 21,7 \text{ kW}$$

$$\text{ha } T_L = 40^\circ \text{C}$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{40 + 273}{1200 + 273} = 0,787$$

$$W_{net} = \eta_{Carnot} Q_s = 0,787 * 21,7 = 17,1 \text{ kW}$$

így a % - os munka növekedés

$$\frac{17,1 - 15}{15} = 0,14 \text{ azaz } 14\%$$

### A gyakorlati határ a Carnot körfolyamat esetén:

A környezet hőmérséklete ritkán alacsonyabb 30 °C-nál, a tüzelőanyagok égetésekor elérhető maximális hőmérséklet 2800 °C alatt van, így:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{303}{3073} = 0,9$$

Dr. Pátzay György

27

Tehát az elméletileg elérhető hatásfok 90% körül van. Gyakorlatban azonban a füstgázok hőfoka ~200 °C, metallurgiai okokból 1000 °C fölé nem mehet a hőmérséklet, így a reális körfolyamat hatásfoka nem mehet 15-40% fölé!

### Gépjármű motor

- $T_H = 1200^\circ \text{C} = 1473 \text{ K}$
- $T_L = 500^\circ \text{C} = 773 \text{ K}$
- ❖  $\eta = (1473 - 773)/1473 = 48\%$

### Fosszilis tüzelésű gőzerőmű

- $T_H = 700^\circ \text{C} = 973 \text{ K}$
- $T_L = 200^\circ \text{C} = 473 \text{ K}$
- ❖  $\eta = (973 - 473)/973 = 51\%$

### Geotermális erőmű

- $T_H = 150^\circ \text{C} = 423 \text{ K}$
- $T_L = 80^\circ \text{C} = 353 \text{ K}$
- ❖  $\eta = (423 - 353)/423 = 17\%$

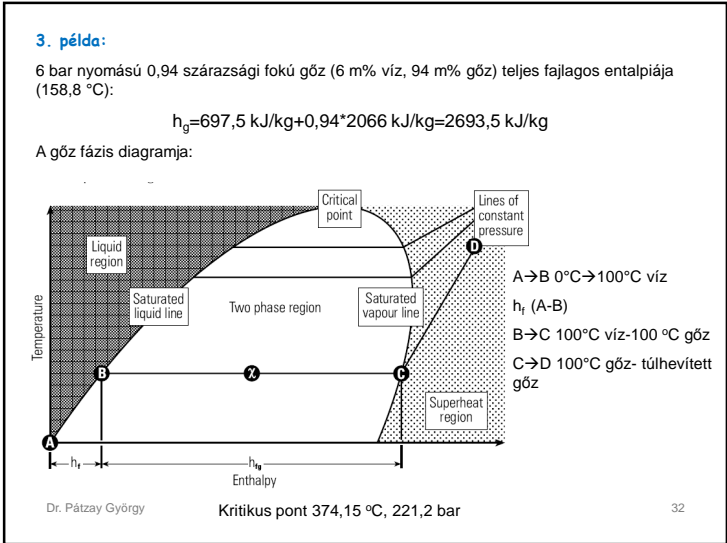
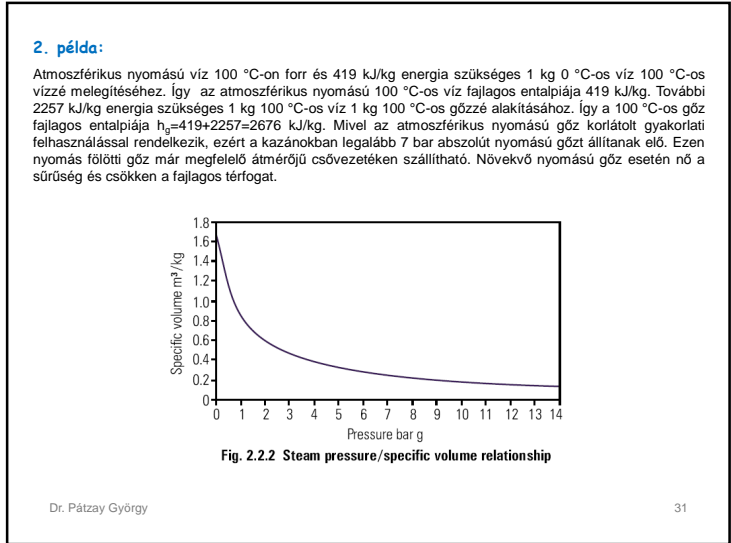
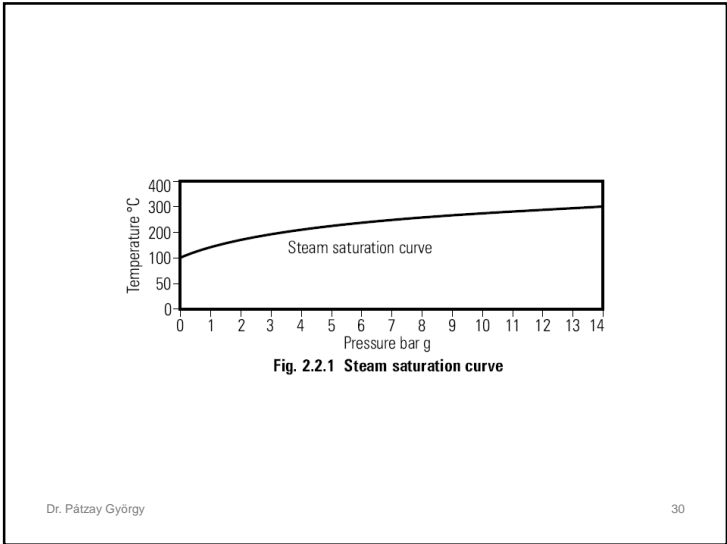
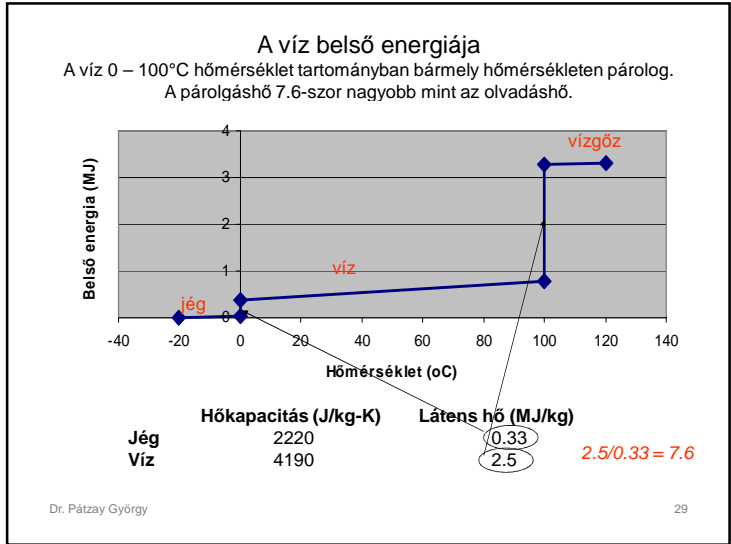
### Valóságos elérhető hatásfokok

Autó a sztrádán: kb. 5%  
Geotermális erőmű: 5% körül, néha <1%

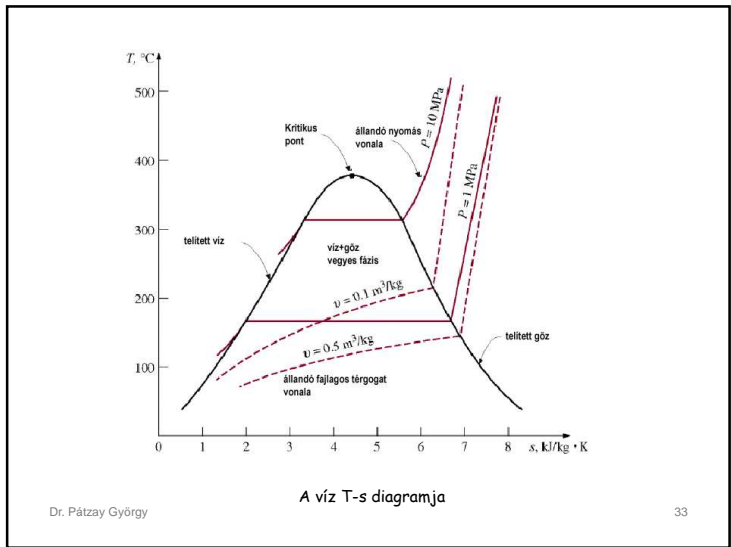
**A Carnot-ciklus csak elméletileg működik.** Víz munkaközeg esetén például víz+gőz vegyes fázist kellene szállítani és komprimálni. Reális lehetőség viszont az a megoldás, ahol a rendszerbe egy kondenzátort iktatunk be és a „fáradt” gőzt lekondenzáltatjuk → **Rankine-Clausius körfolyamat**.

Dr. Pátzay György

28







### Sarjűgőz (Flash steam)

Nagy nyomású adott az 1 bar nyomású víz forrtpontja feletti hőmérsékletű víz nyomáscsökkentése során a csökkenő nyomású vízből részben gőz keletkezik. Ha a nagy nyomású víz hőmérséklete kisebb, mint az 1 bar nyomású víz forrtpontja nem keletkezik gőz.

Fig. 2.2.4 Flash steam formed because  $T_1 > T_2$

**4. példa:**

5 barg túlnyomású 159 °C hőmérsékletű vizet atmoszférikus nyomásra (0 barg) viszünk, mekkora a keletkezett sarjűgőz fajlagos mennyisége? A 159 °C-os víz fajlagos entalpiája 671 kJ/kg, a 100 °C-os vizé 419 kJ/kg.

$$\frac{h_{p_1} - h_{p_2}}{h_{fsp_2}} = \frac{671 - 419}{2257} = 0,112 \text{ kg gőz/kg víz}$$

Dr. Pátzay György 34

Total enthalpy of saturated water at atmospheric pressure ( $h_f$ ) = 419 kJ/kg  
 Total enthalpy in saturated steam at atmospheric pressure ( $h_g$ ) = 2 675 kJ/kg  
 Therefore, at the lower pressure state of 0 bar g,  
 Total enthalpy in the water = 0.888 kg x 419 kJ/kg = 372 kJ (A)  
 Total enthalpy in the steam = 0.112 kg x 2 675 kJ/kg = 299 kJ (B)  
 Total enthalpy in condensate and steam at the lower pressure = A + B = 671 kJ

Fig. 2.2.5 No flash steam formed because  $T_1 < T_2$

Dr. Pátzay György 35

### Energiaátalakító folyamatok eredő hatásfoka

**Példa: dízelgenerátoros villamos vízszivattyú**

Overall system efficiency = 30% x 80% x 80% x 60% = 12%

Dr. Pátzay György 36

### A Rankine-Clausius körfolyamat

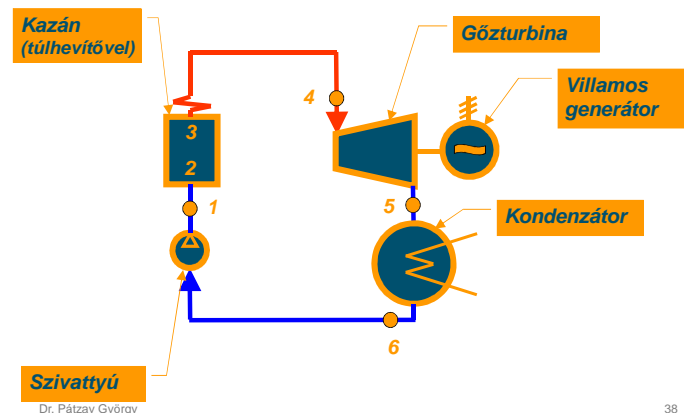
A gyakorlatban a folyamatok nem reverzibilisek, így a valós hatásfok még kisebb. Egy lehetséges gyakorlati körfolyamat a **Rankine-Clausius körfolyamat**. William Rankine skót mérnök volt. Körfolyamata a szén-, olaj, gáz- és atomerőművek hőtermelésének leírására alkalmazható. Az erőművekben általában fosszilis tüzelőanyagot égetnek el (magas hőmérsékletű forrás) és a környező levegő, vagy víz (tó, folyó, tenger) az alacsony hőmérsékletű nyelő. A Rankine körfolyamatban a hőhordozó, amely leggyakrabban víz, fázisváltáson megy keresztül.

A Rankine-Clausius körfolyamat (röviden Rankine-körfolyamat) négy alapvető szerkezeti komponensből áll: a kazánból, a turbinából, a kondenzátorból és a szivattyúból.

Dr. Páztay György

37

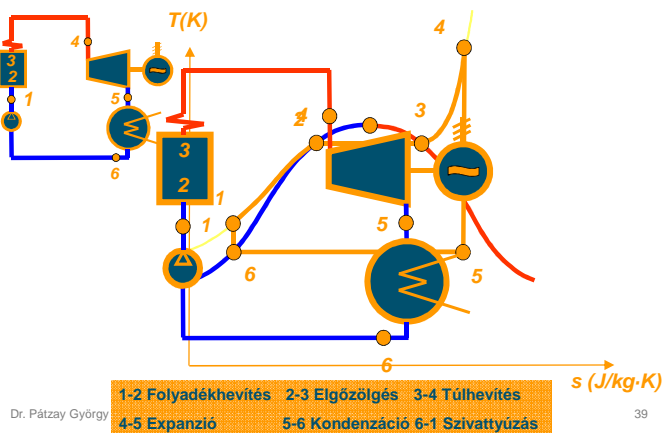
### A Rankine-Clausius körfolyamat



Dr. Páztay György

38

### A Rankine-Clausius körfolyamat

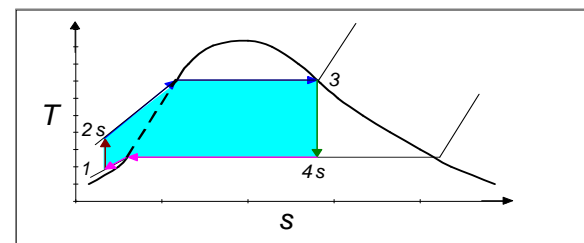


Dr. Páztay György

39

### Ideális Rankine ciklus

- 1-2 reverzibilis adiabatikus szivattyúzás
- 2-3 hevítés állandó nyomáson (részben izoterm)
- 3-4 reverzibilis adiabatikus expanzió
- 4-1 hűtés állandó nyomáson (részben izoterm)

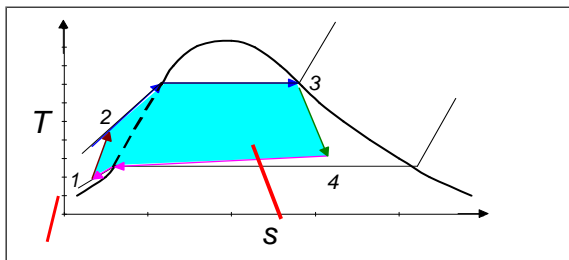


Dr. Páztay György

40

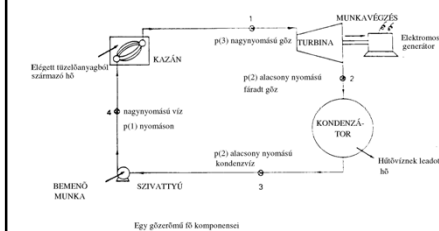
## Reális Rankine ciklus

- 1-2 nemizentrópiás szivattyúzás
- 2-3 irreverzibilis hevítés
- 3-4 nemizentrópiás expanszió
- 4-1 irreverzibilis hűtés



Dr. Pátzay György

41



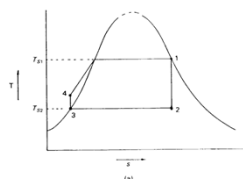
A Rankine-Clausius körfolyamat

**Kazán:** Itt a vízzel hőt közlünk és nagy nyomású gőzt hozunk létre.  
**Turbina:** Itt a nagy nyomású gőz expandál alacsony nyomású gőz keletkezik és a turbina rotorjának forgatásával munkát végez.  
**Kondenzátor:** Itt bizonyos hőleadás révén az alacsony nyomású gőz lehűl és lekondenzál vízzé.  
**Szivattyú:** Itt az alacsony nyomású vizet visszaszivattyúzzák a kazánba, melynek végén nagy nyomású alacsony hőmérsékletű víz lesz belőle.

Dr. Pátzay György

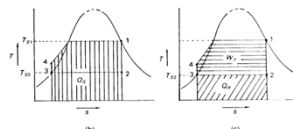
42

A Rankine-körfolyamat az a, b, c ábrán szemléltetett termodinamikai változásokon megy keresztül. Ennek lépései a következők:



**Állandó nyomáson hőközlés a hőhordozóval.** Ez a 4-1 lépés. Az elégetett tüzelőanyag először fölmelegíti a 4-es állapotban belépő hideg vizet a telítési hőmérsékletre ( $T_{s0}$ ), majd elpárologtatja nagy nyomású száraz telített gőzzé (1-es állapot).

**A hőhordozó izentrópiás (adiabatikus + reverzibilis) expansziója, 1-2 lépés.** A kazánból érkező nagy nyomású 1-es állapotú gőz adiabatikusan és reverzibilisen expandál a turbinán és alacsony nyomású gőz keletkezik (2-es állapot). Eközben a turbina forgatásával munkát végez.



A Rankine-körfolyamat

**A hőhordozó hőleadása az alacsony hőmérsékletű nyelőknek állandó hőmérsékleten, 2-3 -as lépés.** A turbinából kilépő alacsony nyomású, 2-es állapotú gőz lehűl és állandó nyomáson lekondenzál, 3-as állapotú telített víz keletkezik.

**A hőhordozó izentrópiás kompressziója (szivattyúzása), 3-4 lépés.** A kondenzátorból kikerülő alacsony nyomású vizet szivattyúval a kazánba vezetjük, ahol a 4-es állapotnak megfelelő állapotba kerül. Eközben bizonyos munkavégzés szükséges.

Dr. Pátzay György

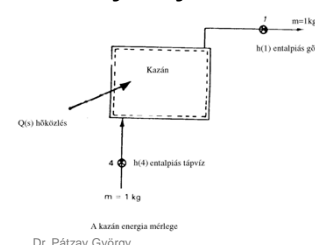
43

A ábrán a közölt hő  $Q_s$ , a leadott hő  $Q_R$ , a turbinán leadott munkavégzés  $W_T$  a T-s diagramokon a megfelelő sraffozott területekkel egyenlő.

## Az egyszerű Rankine-körfolyamat elemzése

Ha  $h_1, h_2, h_3$ , és  $h_4$  a hőhordozó fajlagos entalpiája (kJ/kg) az 1, 2, 3 és 4 állapotban és elhanyagoljuk a kinetikus és potenciális energiákban bekövetkező változásokat a munkavégzés és hőátmenet mértéke mindegyik komponensre számítható. A következő, állandósult állapotra vonatkozó elemzés 1 kg munkaközeggel számolva a következő:

A kazán energiámérlege



Az összes bemenő energia = az összes kimenő energiával:

$$h_4 + Q_s = h_1$$

$$Q_s = h_1 - h_4 \text{ (kJ/kg)}$$

Dr. Pátzay György

44

**A turbina energiámérlege**

Az összes bemenő energia = az összes kimenő energia

$$h_1 = Q_L + W_T + h_2$$

Ha a turbinához jól szigetelt a  $Q_L$  hővesztés kicsi és elhanyagolható ( $Q_L=0$ ), így:

$$W_T = h_1 - h_2 \text{ (kJ/kg)}$$

**A kondenzátor energiámérlege**

Az összes bemenő energia = az összes kimenő energia:

$$h_2 = Q_R + h_3$$

$$Q_R = h_2 - h_3 \text{ (kJ/kg)}$$

Dr. Pátzay György 45

**A szivattyú energiámérlege**

Az összes bemenő energia = az összes kimenő energia

$$h_3 + W_p = h_4 \text{ (kJ/kg)}$$

Mivel a víz összenyomhatatlan a szivattyú munkája közelítőleg:

$$\text{szivattyú bemenő munka} = v_w (p_4 - p_3) \frac{m^3 N}{\text{kgm}^2} \equiv \frac{Nm}{\text{kg}} = \frac{J}{\text{kg}}$$

$$W_p = \frac{v_w (p_4 - p_3)}{1000} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ahol  
 $W_p$  - a szivattyú bemenő munkája (kJ/kg)  
 $v_w$  - a víz fajlagos térfogata (0,001 m<sup>3</sup>/kg körülbelül)  
 $p_3, p_4$  - a szivattyú bemenetén és kimenetén a nyomás, (N/m<sup>2</sup>)

A nettó munka munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p$

Dr. Pátzay György 46

**A TELJES RENDSZER ENERGIAMÉRLEGE**

Az összes bemenő energia = az összes kimenő energia

$$Q_s + W_p = W_T + Q_R$$

$$Q_s - Q_R = W_T - W_p$$

$$Q_{NET} = W_{NET}$$

ahol  
 $Q_{NET}, W_{NET}$  - a rendszerbe bevitt nettó hő (kJ/kg) és a rendszer munkavégzése (kJ/kg)

A rendszer **nettó teljesítmény kimenete**:

$$P = m \cdot W_{NET} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

ahol  
 $P$  - a nettó teljesítmény, kW  
 $m$  - a gőz tömegárama, kg/s  
 $W_{NET}$  - nettó munkavégzés, kJ/kg

Dr. Pátzay György 47

A rendszer **termikus (Rankine) hatásfoka**:  $\eta = \frac{\text{rendszer nettó munkavégzése}}{\text{rendszerrel közölt hőmennyiség}} = \frac{W_{NET}}{Q_s}$

Másik fontos jellemző a **munkavégzés aránya** (work ratio, WR):

$$WR = \text{nettó munkavégzés} / \text{turbina munkavégzése} = W_{NET} / W_T$$

A Rankine ciklusban a szivattyú munkáigénye igen kicsi a turbina munkavégzéséhez képest (kb. 5%). Így  $WR > 0,95$ . A kondenzálódó fűadt gőz térfogata drasztikusan csökken a szivattyúzás előtt, ezért csökken le a szivattyúzási munka (1 kg víz térfogata kb. ezerszer kisebb mint ugyanannyi kis nyomású gőzé). Ez a Rankine ciklus fő előnye a többi ciklushoz képest. Ezzel szemben a Carnot ciklusnál, vagy a gázturbiná-ciklusnál a szivattyúzáshoz, vagy a kompresszióhoz szükséges munka igen nagy, körülbelül 40%, így WR kicsi.

Harmadik fontos jellemző a **fajlagos gőzfogyasztás** (specific steam consumption, SSC). Ez a kg/h egységben kifejezett gőz-tömegáram, amely 1 kW nettó teljesítmény kimenetéhez szükséges:

$$S.S.C. = \frac{3600}{W_{NET}} \text{ (kg/kWh)}$$

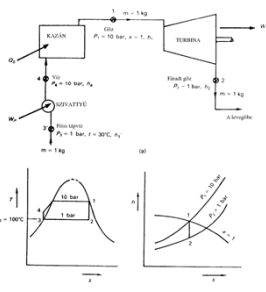
Minél alacsonyabb a fajlagos gőzfogyasztás, annál kisebb lesz ugyanakkora elektromos energiatermeléshez szükséges gőzárám mennyisége. Ez végeredményben kisebb kazán- és kondenzátorméreteket jelent, azaz minél kisebb a fajlagos gőzfogyasztás, annál kompaktabb lesz a gőzerőmű.

Kisméretű erőműveknél sokszor a kondenzátort elhagyják és a turbináról lejövő fűadt gőzt kiengedik a levegőbe és a veszteséget friss tápvízzel pótolják (kipufogós üzemmód).

Dr. Pátzay György 48

**5. példa:**

Egy nyitott áramkörű gőzerőműben az atmoszferikus nyomású és 30 °C-os tápvízet olajtűzelésű kazánba táplálják, ahol száraz, telített 10 bar nyomású gőzt termelnek.



Ez a gőz turbinára kerül és izentropikusan atmoszferikus nyomásig expandál és a környező levegőbe távozik. Határozzuk meg:

- az erőmű termikus hatásfokát.
- a munkavégzés arányát,
- a fajlagos gőzfogyasztást.

**Megoldás:**

Ha az atmoszferikus nyomás 1 bar,  $p_1=10$  bar,  $p_2=1$  bar,  $t_3=30$  °C

A gőz-entalpia táblázatokból a 10 bar-os száraz telített gőz entalpiája:  
 $h_1=h_{g1}=2778$  kJ/kg

A nedves (fáradt) gőz  $h_2$  entalpiája a következő megfontolások alapján határozható meg:

Az 1-2 lépés izentropikus expanzió, így

$$s_2 = s_1$$

$$s_{f2} + x_2 \cdot s_{fg2} = s_{g1}$$

$$1,303 + x_2 \cdot 6,056 = 6,586$$

Nyitott áramkörű gőzerőmű

Az az  $x_2$  szárazsági fokú nedves gőz entrópiája ( $s_2$ ) egyenlő a telített folyadékfázis entrópiájának ( $s_{f2}$ ) és a szárazsági fokkal megszorozott párolgási entrópia ( $x_2 \cdot s_{fg2}$ ) értékének összegével.

A táblázatból 10 bar nyomás mellett  $s_g=6,586$  kJ/kgK, és 1 bar nyomás esetén  $s_f=1,303$  kJ/kgK,  $s_{fg}=6,056$  kJ/kgK. Így a fáradt gőz szárazsági foka (gőzaránya)  $x_2=0,872$ . Ebből következik, hogy hasonlóan az entrópia felírtak szerint:

$$h_2 = h_{f2} + x_2 \cdot h_{fg2} = 417 + 0,872 \cdot 2258 = 2386 \text{ kJ/kg}$$

(1 bar nyomáson  $h_f=417$  kJ/kg,  $h_{fg}=2258$  kJ/kg)

A táblázat alapján a 30 °C-os tápvíz entalpiája  $h_3=h_f=125,7$  kJ/kg.

A szivattyúzás munkaiagénye:

$$W_p = v_c(p_2 - p_1) = 0,001(10^6 - 10^5) = 900 \text{ J/kg} = 0,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{m^3}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

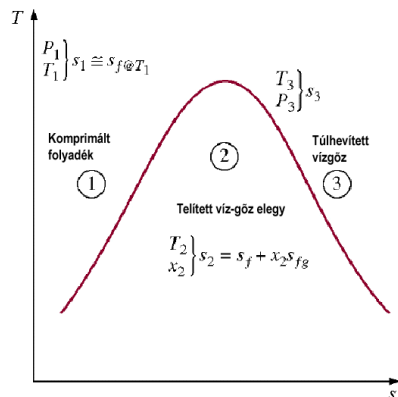
A szivattyúzás energiamérlege alapján  $h_4$  értéke:

$$h_3 + W_p = h_4 = 125,7 + 0,9 = 126,6 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege alapján pedig  $Q_s$  értéke számítható:

$$h_4 + Q_s = h_1$$

$$Q_s = h_1 - h_4 = 2778 - 126,6 = 2651,4 \text{ kJ/kg}$$



Fajlagos entrópia számítása a víz-gőz rendszer különböző tartományában

	Telített Hőmérséklet (°C)		Telített víz entalpiája (kJ/kg)		Párologtatás (kJ/kg)		Telített gőz entalpiája (kJ/kg)	
	Nyomás (bar)	Hőmérséklet (°C)	Telített víz entalpiája (kJ/kg)	Telített gőz entalpiája (kJ/kg)	Párologtatás (kJ/kg)	Telített gőz entalpiája (kJ/kg)	Telített gőz fajlagos entalpiája (kJ/kg)	
atmoszférikus nyomás	0,30	69,10	289,23	2386,1	2096,9	2675,3	5,229	
	0,50	81,33	340,49	2369,4	2028,9	2650,4	3,240	
	0,75	91,78	384,36	2358,5	1974,2	2633,6	2,217	
	0,99	98,20	411,43	2351,8	1930,4	2623,2	1,777	
tűnyomás	0	100,00	419,04	2337,0	1917,9	2616,0	1,673	
	0,10	102,96	430,2	2320,2	1890,0	2604,4	1,303	
	0,20	105,10	440,8	2303,4	1864,2	2594,2	1,144	
	0,30	106,59	450,4	2287,2	1840,0	2585,6	1,025	
	0,40	107,56	459,7	2272,0	1817,0	2578,7	0,925	
	0,50	108,11	468,3	2258,5	1795,0	2573,3	0,839	
	0,60	108,36	476,4	2246,4	1774,0	2569,4	0,764	
	0,70	108,36	484,1	2235,4	1754,0	2566,5	0,700	
	0,80	108,14	491,6	2225,4	1735,0	2564,6	0,645	
	0,90	107,60	498,9	2216,4	1717,0	2563,6	0,599	
	1,00	106,82	506,8	2208,4	1700,0	2563,4	0,560	
	1,10	105,86	515,2	2192,2	1684,0	2563,9	0,527	
	1,20	104,68	524,0	2177,8	1669,0	2565,0	0,500	
	1,40	102,40	534,6	2154,8	1645,0	2567,6	0,467	
	1,60	100,00	546,1	2133,2	1622,0	2571,5	0,434	
	1,80	97,50	558,3	2113,0	1600,0	2576,5	0,401	
	2,00	94,96	571,2	2094,2	1579,0	2582,5	0,368	
	2,20	92,39	584,8	2076,8	1559,0	2589,4	0,335	
	2,40	89,71	599,1	2060,8	1540,0	2597,1	0,302	
	2,60	86,94	614,0	2046,2	1522,0	2605,6	0,269	
	2,80	84,10	629,4	2033,0	1505,0	2614,8	0,236	
	3,00	81,20	645,4	2021,0	1489,0	2624,6	0,203	
	3,20	78,25	661,9	2010,0	1474,0	2635,0	0,170	
	3,40	75,26	678,8	2000,0	1460,0	2646,0	0,137	
3,60	72,23	696,1	1991,0	1447,0	2657,5	0,104		
3,80	69,16	713,8	1983,0	1435,0	2669,4	0,071		
4,00	66,06	731,9	1976,0	1424,0	2681,6	0,038		
4,50	60,06	780,6	1958,0	1396,0	2705,6	0,005		
5,00	54,06	829,9	1941,0	1369,0	2730,9	0,000		
6,00	42,06	897,5	1915,0	1325,0	2767,5	0,000		
8,00	26,06	999,7	1871,0	1254,0	2825,7	0,000		
10,00	17,06	1107,4	1820,0	1187,0	2897,0	0,000		
12,00	10,06	1220,6	1772,0	1124,0	2980,6	0,000		
14,00	5,06	1339,4	1728,0	1066,0	3077,4	0,000		
16,00	1,06	1463,8	1687,0	1013,0	3186,8	0,000		
18,00	0,06	1593,9	1648,0	965,0	3308,9	0,000		
20,00	0,00	1729,6	1610,0	921,0	3443,6	0,000		
22,00	0,00	1870,9	1573,0	880,0	3592,9	0,000		
24,00	0,00	2017,8	1537,0	841,0	3756,8	0,000		
26,00	0,00	2170,3	1502,0	804,0	3936,3	0,000		
28,00	0,00	2328,4	1468,0	769,0	4132,4	0,000		
30,00	0,00	2492,1	1435,0	736,0	4346,1	0,000		

T °C	P kPa	Specific Volume, m³/kg			Internal Energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/(kg·K)		
		v <sub>g</sub>	v <sub>f</sub>	v <sub>fg</sub>	u <sub>g</sub>	u <sub>f</sub>	u <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>
5	0.8726	0.001000	147.02	147.02	21.020	2360.4	2381.4	21.021	2488.7	2509.7	0.07626	8.9473	9.0236
10	1.2281	0.001000	106.32	106.32	41.986	2346.3	2388.3	41.988	2476.9	2518.9	0.1510	8.7476	8.8966
15	1.7056	0.001001	77.896	77.897	62.915	2332.3	2395.2	62.917	2465.1	2528.0	0.2242	8.5550	8.7792
20	2.3388	0.001002	57.777	57.7781	83.833	2318.2	2402.0	83.835	2453.4	2537.2	0.2962	8.3689	8.6651
25	3.1690	0.001003	43.356	43.357	104.75	2304.1	2408.9	104.75	2441.6	2546.3	0.3670	8.1888	8.5558
30	4.2455	0.001004	32.895	32.896	125.67	2290.0	2415.7	125.67	2429.6	2555.3	0.4385	8.0148	8.4513
35	5.6267	0.001006	25.219	25.220	146.58	2275.9	2422.5	146.59	2417.8	2564.4	0.5050	7.8461	8.3511
40	7.3814	0.001008	19.527	19.528	167.50	2261.7	2429.2	167.50	2405.9	2573.4	0.5723	7.6827	8.2550
45	9.5898	0.001010	15.262	15.263	188.41	2247.5	2435.9	188.42	2393.9	2582.3	0.6385	7.5244	8.1629
50	12.344	0.001012	12.036	12.037	209.31	2233.3	2442.6	209.33	2381.9	2591.2	0.7037	7.3708	8.0745

Dr. Páztay György

53

The screenshot shows the 'ES\_Stable - ENGSofT Inc. (www.engsoft.co.kr)' window. The 'Steam Table' section is active, showing a table with columns for 'Steam/Water', 'Sat. Water', and 'Sat. Steam'. The 'Pressure' field is set to 0.2 bar a. The 'Temp.' field is set to 60.0848 °C. The 'Quality' field is set to 1.01719E-03. The 'S. Vol.' field is set to 7.65095E+00 m³/kg. The 'Enthalpy' field is set to 251.45 kJ/kg. The 'Entropy' field is set to 0.83206 kJ/kg·K. The 'Abs. Vis.' field is set to 4.63E-04 Pa·s. The 'Kin. Vis.' field is set to 4.7E-07 m²/s. The 'Setting' section has four radio buttons: 'Get independently for each condition.', 'Show sat. water and steam at pressure when getting Steam/Water.', 'Show sat. water and steam at temp. when getting Steam/Water.', and 'Show sat. water when getting sat. steam, or vice-versa.' The 'Get' button is highlighted.

Az ES\_Stable gőztáblázat számító program

Dr. Páztay György

54

$W_T$  értéke pedig a turbina energiámérlege alapján:  $h_1 = W_T + h_2$   
 $W_T = h_1 - h_2 = 2778 - 2386 = 392 \text{ kJ/kg}$

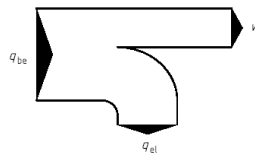
A nettó munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_P = 392 - 0,9 = 391,1 \text{ kJ/kg}$

(a szivattyúzás munkaiénye elhanyagolható a turbina munkavégzéséhez képest)

A termikus hatásfok:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{391,1}{2651,4} = 0,1475 = 14,75\%$

A munkavégzés aránya:  $WR = \frac{W_{NET}}{W_T} = \frac{391,1}{392} = 0,998$

A fajlagos gőzfogyasztás pedig:  $S.S.C. = \frac{3600}{W_{NET}} = \frac{3600}{391,1} = 9,2 \text{ kg/kWh}$



Dr. Páztay György

Shankey diagram

55

### A kondenzátor szerepe

A Carnot ciklusból kiderült, hogy a hőleadásnál a  $T_L$  hőmérséklet csökkentése növelte a nettó munkavégzés mértékét és a hatásfokot. Ennek alapján illesztették be a kondenzátorokat a gőzerőművekbe. Az előző példában a 100 °C-os 1 atm nyomású fűtő gőzt kibocsátották a környező atmoszférába. Más szóval a hőleadás 100 °C-on történt. Kondenzátor beillesztésével a fűtő gőz lekondenzál és a folyadékfázis keletkezésével drasztikus térfogatcsökkenés következik be, ami parciális vákuumot okoz és  $p_2$  abszolút nyomás az atmoszférikus nyomás alá csökkenhet. Így a turbinában nagyobb az expanzió és így a munkavégzés. Ha a turbina kimenő nyomása csökken, a megfelelő telítési hőmérséklet  $T_{s2}$  is csökken, azaz a hőleadási hőmérséklet is csökken. Ezt az esetet a következő példában mutatjuk be.

Dr. Páztay György

56

Minél alacsonyabb a kibocsátási nyomás, annál jobb az erőmű hatásfoka. A rendelkezésre álló hűtővíz hőmérséklete a korlátozó tényező. Északi országokban, télen közel 0 °C a hűtővíz hőmérséklete, így télen üzemelnek a gőzerőművek a legjobb hatásfokkal. Tehát a kondenzátor fő feladata, hogy a turbina ellennyomását csökkentve, növelje a munkavégzést és így az erőmű hatásfokát. Ezenfelül a kondenzvíz recirkulálható a tápvízkörben.

Zárt áramkörű gőzerőmű

Dr. Pátzay György 57

**6. példa:**  
Az 5. példában szereplő erőműhöz kondenzátort illesztve a turbina ellennyomása  $p_2=0,2$  bar értékre csökkent. Határozzuk meg:

- a fűradt gőz paramétereit,
- a nettó munkavégzés és a hatásfok emelkedését,
- 1000 kg/h gőzáram mellett az erőmű energialeadását.

**Megoldás:**  
 $p_1=10$  bar,  $p_2=0,2$  bar  
A gőz-táblázatból a 10 bar nyomású száraz, telített gőz entalpiája:  $h_1=h_{g1}=2778$  kJ/kg.  
A fűradt gőz  $h_2$  entalpiája, az 1-2 lépés izentrópius:  $s_2 = s_1$   
 $s_{f2} + x_2 * s_{fg2} = s_{g1}$   
 $0,832 + x_2 * 7,075 = 6,586$   
 $x_2 = 0,813$

A fűradt gőz szárazsági tényezője  $x_2=0,813$  így:  
 $h_2 = h_{f2} + x_2 * h_{fg2} = 251 + 0,813 * 2358 = 2168$  kJ/kg

(Használhattuk volna a h-s diagramot (előző dián c ábra) is  $h_2$  közvetlen meghatározására, de az kevésbé pontos eredményt adna.)

Dr. Pátzay György 58

A kondenzátum entalpiája:  $h_3=h_f=251$  kJ/kg (0,2 bar nyomáson)

A szivattyú bemenő munkája:  $W_p = v_w(p_4 - p_3) = 0,001(10^6 - 2 \cdot 10^4) = 980$  J/kg = 0,98 kJ/kg

A szivattyú energiámérlege:  $h_3 + W_p = h_4$   
 $251 + 0,98 = 252$  kJ/kg

A kazán energia mérlege alapján:  $h_4 + Q_s = h_1$   
 $Q_s = h_1 - h_4 = 2778 - 252 = 2526$  kJ/kg

A turbina energia mérlege alapján pedig:  $h_1 = h_2 + W_T$   
 $W_T = h_1 - h_2 = 2778 - 2168 = 610$  kJ/kg

A nettó munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p = 610 - 0,98 \approx 609$  kJ/kg

Összehasonlítva az 1. példa adataival, a kondenzátor beillesztése jelentősen megnövelte a munkavégzést:  
% - os munkavégzés növekedés =  $\frac{609 - 391,1}{391,1} * 100 = 55,7\%$

A termikus hatásfok:  
 $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{609}{2526} = 0,241 = 24,1\%$   
hatásfok növekedés =  $24,1 - 14,75 = 9,35\%$  ami igen jelentős.

A nettó munkavégzés:  $P = \dot{m} * W_{NET} = \frac{10000}{3600} * 609 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$   
= 1692 kW = 1,692 MW

Dr. Pátzay György 59

Az egyszerű ideális túlhevített vízgőzös Rankine-ciklus

Dr. Pátzay György 60

## A Termodinamika 2. törvénye és Carnot hatásfok

**2. törvény:** Hő nem alakítható át munkává bizonyos hőveszteség nélkül.

**Carnot hatásfok:** A végzett munka és a rendszerrel közölt hő csak a hőmérséklettől függ. Nincs jobb hatásfokú hőerőgép a Carnot hőerőgépnél.

**Fontos:** A hőmérséklet Kelvin vagy Rankine egységben lehet.

$$\eta_c = W_{\text{net}}/Q_{\text{high}} = (T_{\text{high}} - T_{\text{low}})/(T_{\text{high}})$$

$$\eta_c = 1 - (T_{\text{low}}/T_{\text{high}})$$

$$K = ^\circ\text{C} + 273.15$$

$$R = ^\circ\text{F} + 459.67$$

### A 2. törvény szerinti hatásfok

A 2. törvény szerinti hatásfok a rendszer aktuális hatásfokának és a maximális lehetséges (Carnot) hatásfoknak az aránya.

$$\eta_{II} = 2. \text{ törvény szerinti hatásfok (hatásosság)} \quad \eta_{II} = \eta_I / \eta_c$$

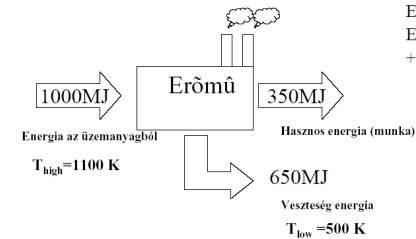
$\eta_I = 1.$  törvény szerinti hatásfok

$\eta_c =$  Carnot hatásfok

Dr. Pátzay György

61

## Erőmű hatásfokai



$$E_{\text{in}} = 1000 \text{ MJ} \text{ a tüzelőanyagból}$$

$$E_{\text{out}} = 350 \text{ MJ} \text{ hasznos energia}$$

$$+ 650 \text{ MJ} \text{ veszteség energia}$$

$$\eta_I = W_{\text{net}}/Q_{\text{high}} = 350 \text{ MJ} / 1000 \text{ MJ} = 0.35 = 35\%$$

$$\eta_c = 1 - T_{\text{low}}/T_{\text{high}} = 1 - 500 \text{ K} / 1100 \text{ K} = 55\%$$

$$\eta_{II} = \eta_I / \eta_c = 35\% / 55\% = 64\%$$

Dr. Pátzay György

62

## Eltérés az ideális Rankin-Clausius ciklustól

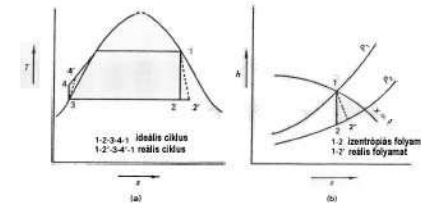
A reális körülmények között fellépő veszteségek közül a legjelentősebbek a súrlódási és a környezetbe jutó hőveszteségek. Ezek irreverzibilitást okoznak és növelik az entrópiát. A kazánban fellépő nyomásesés következtében a kazánba belépő tápvíz az a kilépő gőznyomásnál jelentősen nagyobb nyomáson kell beszívattatni.

### Turbina veszteségek

A turbinánál fellépő veszteségek fő oka a turbina-házon keresztül távozó hőveszteség és az turbina lapátokon, valamint szelepeken áramló gőz súrlódási veszteségei. Ezek ugyancsak irreverzibilitást és entrópia növekedést okoznak. Ezen okok miatt az expanzió nem izentropikus, ahogy azt a 19. ábra is mutatja. Az ábrán a 2-es pont az izentropikus expanzió utáni ideális állapotot, a 2' pont pedig a reális végállapotot mutatja. A fenti okok miatt a valódi munkavégzés kisebb lesz és a kilépő fűrészt gőz magasabb entalpiával, valamint entrópiával távozik.

Dr. Pátzay György

63



A turbina izentropikus hatásfoka:  $\eta_T = \frac{\text{Aktuális turbina munka kimenet}}{\text{Izentropikus munka kimenet}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$

### Szivattyú veszteségek

Ugyancsak a súrlódási veszteségek miatt a szivattyúzás már nem izentropikus kompresszió és így a valódi szükséges munkavégzés a szivattyúnál megnövekedik.

A szivattyú izentropikus hatásfoka:  $\eta = \frac{\text{Izentropikus munka bemenet}}{\text{Aktuális munka bemenet}} = \frac{h_4 - h_3}{h_4' - h_3}$

Jó turbina és szivattyú konstrukciók esetén az izentropikus hatásfokok értéke 0,8-0,85 között van.

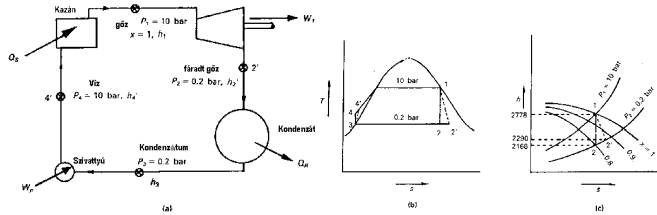
Dr. Pátzay György

64



### 7. példa

A 6. példában szereplő adatok alapján, ha az izentrópus hatások a turbina esetén 81% és a szivattyúnál 85%, mekkora a nettó teljesítmény kimenet? Milyenek a turbináról kilépő gőz paraméterei?



Egy reális Rankin ciklus

Dr. Pátzay György

65

$$\eta_T = 0.8; \eta_P = 0.85$$

A 6. példa alapján  $h_1 = 2778 \text{ kJ/kg}$ ;  $h_2 = 2168 \text{ kJ/kg}$   $h_3 = 251 \text{ kJ/kg}$ ;  $h_4 = 252 \text{ kJ/kg}$ . A turbina izentrópus hatások alapján:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2}$$

$$0.8 = \frac{2778 - h_2}{2778 - 2168}$$

$$h_2 = 2290 \text{ kJ/kg}$$

A kilépő fázist gőz jellemzői:  $h_2 = h_2 + x_2 \cdot h_{fg}$   
 $2290 = 251 + x_2 \cdot 2358$   
 $x_2 = 0.856$

(A gőztáblázatból 0,2 bar nyomásnál  $h_f = 251$  és  $h_{fg} = 2358 \text{ kJ/kg}$ )  $x_2$  értéke az előző dián szereplő ábra c görbéjéhez hasonló H-s görbékből is leolvasható közvetlenül. Az így nyert gőz szárazabb, mint az ideális ciklus alapján számított érték ( $x_2 = 0,813$ ). A szivattyú hatások pedig:

$$\eta_P = \frac{h_4 - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$0.85 = \frac{252 - 251}{h_4 - 251}$$

$$h_4 = 252.2 \text{ kJ/kg}$$

Dr. Pátzay György

66

A kazán energiamérlege alapján:  $h_4 + Q_s = h_1$   
 $Q_s = h_1 - h_4 = 2778 - 252.2 = 2525.8 \text{ kJ/kg}$

A turbina anyagmérlege alapján pedig:  $h_1 = h_2 + W_T$   
 $W_T = h_1 - h_2 = 2778 - 2290 = 488 \text{ kJ/kg}$

Látható, hogy a turbina valóságos kimeneti munkája lényegesen alacsonyabb, mint az ideális ciklus esetén (610 kJ/kg).

A szivattyú energiamérlege alapján:  $h_3 + W_P = h_4$   
 $W_P = h_4 - h_3 = 252.2 - 251 = 1.2 \text{ kJ/kg}$

A reális munka szivattyún nagyobb, mint az ideális esetben. A nettó munkavégzés:  
 $W_{NET} = W_T - W_P = 488 - 1.2 = 486.8 \text{ kJ/kg}$

A termikus hatások:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{486.8}{2525.8} = 0.193 = 19.3\%$

A termikus hatások megint csak alacsonyabb, mint ideális esetben.

A nettó leadott teljesítmény:  $P = \dot{m} \cdot W_{NET} = \frac{10000}{3600} \cdot 486.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{W}$   
 $= 1352 \text{ kW} = 1.352 \text{ MW}$

Dr. Pátzay György

67

### A kazányomás növekedés hatása

A kazányomás növekedése a maximális ciklus hőmérséklet növekedését okozza és így a hatások is növekszik. Ez a hatás ~150 barig áll fent, e fölött a  $h_{fg}$  látens hő drasztikusan csökken és így kevesebb hő megy át, így a hatások enyhén csökken.

### 8. példa

A 6. példánál a kazányomás 10 bar, a kondenzátornyomás pedig 0,2 bar volt. Ha a kazányomást 50 bar-ra növeljük, mekkora lesz a hasznos munkavégzés és a hatások növekedése? Tétélezzük föl, hogy a turbinára száraz, telített gőz áramlik és az expanzió izentrópus. Lásd 21. ábra.

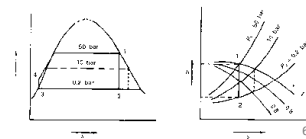
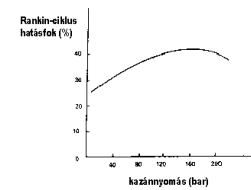
Az ábra szerint  $p_1 = 50 \text{ bar}$ ,  $p_2 = 0,2 \text{ bar}$ . A gőztáblázatból az 50 bar nyomású, száraz, telített gőz entalpiája:  $h_1 = h_g = 2794 \text{ kJ/kg}$  és entrópiája  $s_{g1} = 5.973 \text{ kJ/kg.K}$ .

A kilépő gőz  $h_2$  entalpiájának meghatározásához (1-2 lépés izentrópus):  $s_2 = s_1$

$$s_{f,2} + x_2 \cdot s_{fg,2} = s_{g1}$$

$$0.832 + x_2 \cdot 7.075 = 5.973$$

$$x_2 = 0,727$$



Dr. Pátzay György

68

Ezután:  $h_2 = h_{12} + x_2 \cdot h_{g2} = 251 + 0.727 \cdot 2358 = 1965 \text{ kJ/kg}$

(Használhatjuk a h-s diagrammot is  $h_2$  leolvasására.)

A kondenzátum entalpiája (0,2 bar):  $h_3 = h_f = 251 \text{ kJ/kg}$

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_p = v_p(p_4 - p_3) = 0.001(50 \cdot 10^5 - 0.2 \cdot 10^5) = 4980 \text{ J/kg} = 4.98 \text{ kJ/kg}$

A szivattyú energiamérlege alapján:  $h_3 + W_p = h_4$

$$251 + 4.98 = h_4$$

$$h_4 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlegével:  $h_4 + Q_s = h_1$

$$Q_s = h_1 - h_4 = 2794 - 256 = 2538 \text{ kJ/kg}$$

A turbina energiamérlege alapján:  $h_1 = h_2 + W_T$

$$W_T = h_1 - h_2 = 2794 - 1965 = 829 \text{ kJ/kg}$$

A nettó (hasznos) munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p = 829 - 4.98 = 824 \text{ kJ/kg}$

$$\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{824}{2538} = 0.3246 = 32.46\%$$

$$\text{hatásfok növekedés} = 32.46 - 24.1 = 8.36\%$$

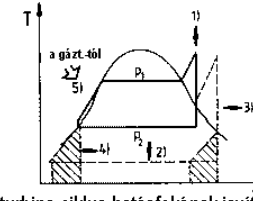
Az alacsonyabb gőznyomású esethez képest a hasznos munkavégzés 35,3%-al, a hatásfok pedig 8,4%-al nőtt.

Dr. Pátzay György

69

### A Rankine-Clausius ciklus hatásfokának növelése

A Rankine-ciklus hatásfoka nem túl magas, de bizonyos módosításokkal növelhető.



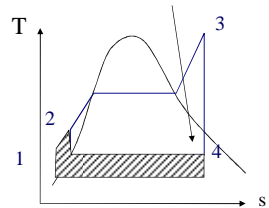
A gőzturbina ciklus hatásfokának javítási lehetőségei:

1. A frissgőz jellemzőinek javítása
2. A kondenzációs nyomás csökkentése
3. Köztes túlhevítés alkalmazása
4. Tápvíz regeneratív előmelegítése
5. Kombinálás más folyamatokkal

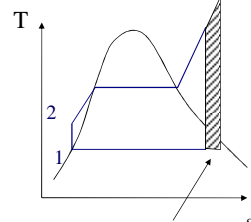
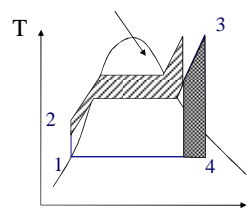
Dr. Pátzay György

70

(a) alacsonyabb kond. nyomás (hőm.)



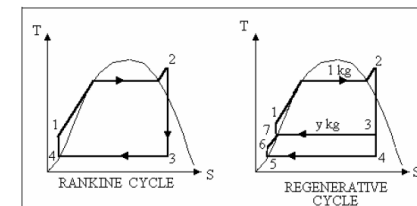
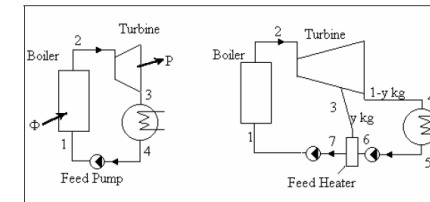
(c) nyomás (hőm.) növelése



(b) nagyobb túlhevítés

Dr. Pátzay György

71



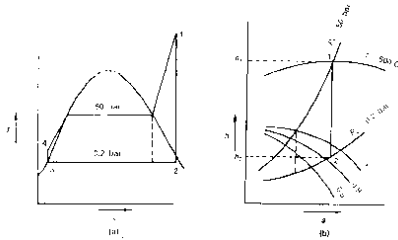
A regeneratív tápvíz előmelegítés hatása

Dr. Pátzay György

72

### 1. Túlhevítés

Növelve a gőz hőmérsékletét a Carnot ciklus szerint nő a hatásfok. A kazánból kilépő nedves vagy száraz telített gőzt a túlhevítőn vezetik keresztül, amíg a gőz egy adott magasabb hőmérsékletre melegszik. Minél magasabb a túlhevített gőz hőmérséklete, annál nagyobb a hatásfok. A hőmérséklet felső határa a jelenlegi anyagok esetén ~1100 °C.



Dr. Pátzay György

73

### 9. példa

Az előző példában 50 bar nyomású, száraz, telített gőzt vezetünk a kazánból a turbinára és a kondenzátor nyomása 0,2 bar volt. Ha a kazánból kilépő gőzt 600 °C-ra hevítjük a turbina előtt, mekkora a hasznos munka és a hatásfok növekedés? Az expanzió izentropikus.

$p_1=50$  bar,  $p_2=0,2$  bar,  $t_1=600$  °C. A túlhevített gőztáblázatból az 50 bar nyomású és 600 °C hőmérsékletű gőz entalpiája  $h_1=3666$  kJ/kg és entrópiája  $s_1=7,258$  kJ/kg.K.

A kilépő gőz  $h_2$  entalpiája (1-2 folyamat izentropikus):  $s_2 = s_1$

$$\text{Így } x_2=0,908.$$

$$0,832 + x_2 \cdot 7,075 = 7,258$$

A kilépő gőz most szárazabb, mint az előző példában. Ez csökkenti a turbinalapátok erózióját. Ezután  $h_2$  értéke:  $h_2 = h_{f2} + x_2 \cdot h_{fg2} = 251 + 0,98 \cdot 2358 = 2392$  kJ/kg

$h_2$  értéke megint csak leolvasható a h-s diagramból is. A kondenzátum entalpiája 0,2 bar nyomáson:  $h_3 = h_f = 251$  kJ/kg

A szivattyú bemeneti munkája:

$$W_p = v_w(p_4 - p_3) = 0,001(50 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5) = 4980 \text{ J/kg} = 4,98 \text{ kJ/kg}$$

Dr. Pátzay György

74

A szivattyú energiamérlege:  $h_3 + W_p = h_4$

$$251 + 4,98 = h_4$$

$$h_4 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege:  $h_4 + Q_s = h_1$

$$Q_s = h_1 - h_4 = 3666 - 256 = 3410 \text{ kJ/kg}$$

A turbina anyagmérlege szerint:  $h_1 = h_2 + W_T$

$$W_T = h_1 - h_2 = 3666 - 2392 = 1274 \text{ kJ/kg}$$

A nettó (hasznos) munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p = 1274 - 4,98 = 1269 \text{ kJ/kg}$

Az előző példához képest a túlhevítés jelentősen megnövelte a nettó munkavégzést.

A munkavégzésben a százalékos növekedés  $= \frac{1269 - 824}{824} \cdot 100 = 54\%$

A hatásfok:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{1269}{3410} = 0,372 = 37,2\%$

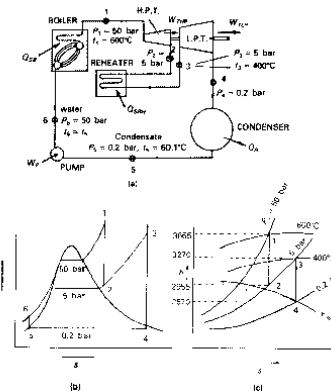
A hatásfok %-os növekedés  $= 37,2 - 32,5 = 4,7\%$  Ez jelentős növekedés.

Dr. Pátzay György

75

### 2. Újrahevítés

Itt a gőz átlagos hőmérsékletét más módon növelik. Miután a gőz a turbinán expandált elvezetik onnan azon a ponton, ahol éppen nedves gőz lenne és az újrahevítőben magasabb hőmérsékletre hevítik. Az újra hevített gőz aztán a turbinán a kondenzátor nyomásig expandál.



Dr. Pátzay György

76

### 10. példa

Az előző példában az 50 bar nyomású és 600 °C-os túlhevített gőz a turbinán 0,2 bar nyomásig expandált. Az erőművet az előző dián szereplő ábra szerint módosítva a túlhevített gőz belép a nagynyomású turbinába és 5 bar nyomásig expandál, majd ez a gőz áthalad az újrahevítőn, ahol állandó nyomáson 400 °C-ra hevül. Az újrahevített gőz ezután az alacsony nyomású turbinára kerül, ahol a 0,2 bar kondenzátor nyomásig expandál. Mekkora a növekedés hasznos munkavégzésben és a hatásokban? Mindkét turbinán az expanziót izentrópiкусnak tételezzük föl.

Az ábra szerint:  $p_1=50$  bar,  $p_2=5$  bar,  $p_3=5$  bar,  $t_1=600$  °C,  $t_3=400$  °C. Az entalpia értékek a h-s diagramból könnyen leolvashatók:  $h_1=3665$  kJ/kg,  $h_2=2955$  kJ/kg,  $h_3=3270$  kJ/kg,  $h_4=2570$  kJ/kg. Az alacsony nyomású turbináról távozó gőz jellemzője a diagramról ugyancsak könnyen leolvasható:  $x_4=0,984$ . A gőz tehát szárazabb, mint az előző példában, így tovább csökken a turbina lapátok eróziós igénybevétele.

A kondenzátum entalpiája:  $h_5=h_f=251$  kJ/kg 0,2 bar nyomáson.

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_p = v_w \cdot (\rho_6 - \rho_5) = 0,001(50 \cdot 10^6 - 0,2 \cdot 10^6) = 4980$  J/kg = 4,98 KJ/kg

A szivattyú energiámérlege:  $h_5 + W_p = h_6$

$$251 + 4,98 = h_6$$

$$h_6 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiámérlege:  $h_6 + Q_{SB} = h_1$

$$Q_{SB} = h_1 - h_6 = 3665 - 256 = 3409 \text{ kJ/kg}$$

A nagynyomású turbina energiámérlege:  $h_1 = h_2 + W_{THP}$

$$W_{THP} = h_1 - h_2 = 3665 - 2955 = 710 \text{ kJ/kg}$$

Az újrahevítő anyagmérlege:  $h_2 + Q_{SRH} = h_3$

$$Q_{SRH} = h_3 - h_2 = 3270 - 2955 = 315 \text{ kJ/kg}$$

Az összes közölt hő:  $Q_S = Q_{SB} + Q_{SRH} = 3409 + 315 = 3724 \text{ kJ/kg}$

Az alacsony nyomású turbina anyagmérlege:  $h_3 = h_4 + W_{TLP}$

$$W_{TLP} = h_3 - h_4 = 3270 - 2570 = 700 \text{ kJ/kg}$$

Az összes turbina munkavégzés:  $W_T = W_{THP} + W_{TLP} = 710 + 700 = 1410 \text{ kJ/kg}$

A hasznos munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p = 1410 - 4,98 \approx 1405 \text{ kJ/kg}$

Az előző példához képest az újrahevítés jelentősen növelte a hasznos munkavégzést. A százalékos növekedés a munkavégzésben és a hatásokban:

$$\% \text{-os munka növekedés} = \frac{1405 - 1269}{1269} \cdot 100 = 10,7\%$$

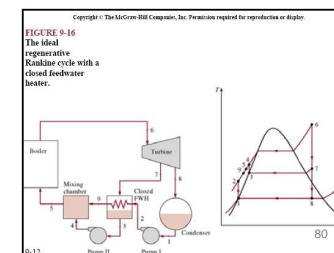
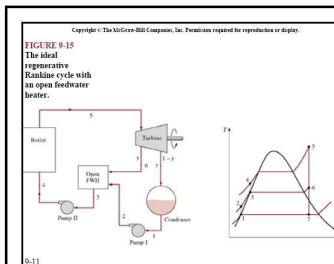
$$\eta = \frac{W_{NET}}{Q_S} \cdot 100 = \frac{1405}{3724} \cdot 100 = 37,7\%$$

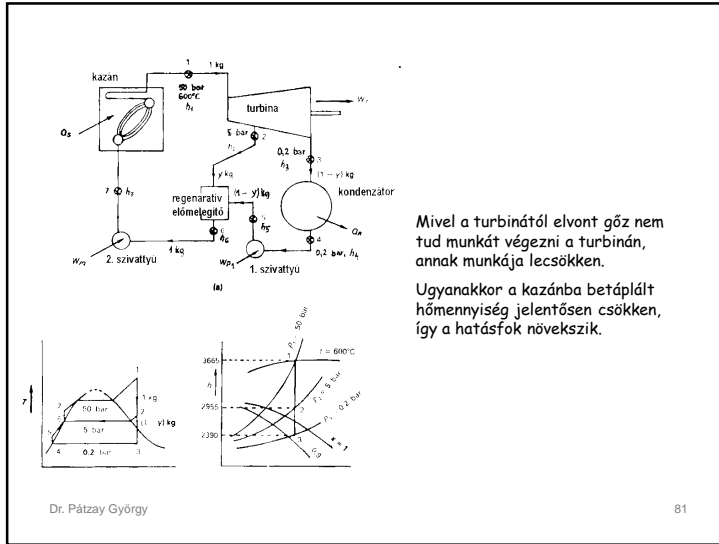
A hatások növekedés 37,7-37,2=0,5% elhanyagolható, mert a hőközlés átlagos hőmérséklete csak kicsit változott. Az újrahevítés fő előnye az, hogy csökken az alacsony nyomású turbinában a gőz nedvessége.

### 3. Tápvíz regeneratív előmelegítése

Túlhevítéssel és újrahevítéssel együtt is a Rankine-ciklus hatásfoka nem éri el a 40%-ot. Az ideális Carnot-ciklus hatásfoka a 10. példa adataival 62%. A különbség oka az, hogy a Rankine-ciklusban a hő zömét a ciklus maximális hőmérsékleténél alacsonyabb hőmérsékleten közöljük. Ez a hatás a tápvíz regeneratív előmelegítésével csökkenthető.

A regeneratív tápvíz előmelegítésnél gőzt vonnak el a turbina köztes fokozatától a kazánba belépő tápvíz előmelegítésére. Így a kazánban a hőbevitel magasabb átlagos hőmérsékleten történik.





### 11. példa

Egy hőerőműben a turbinára 50 bar nyomású, 600 °C hőmérsékletű gőz áramlik. Miután 5 bar nyomásig expandált, a gőz egy részét tápvíz előmelegítésre vonjuk el egy nyitott hőcserélőben. A hőcserélőből távozó telített víz 5 bar nyomású. A turbinán maradó gőz a 0,2 bar kondenzátor nyomásig (izentropikus) expandál. Mekkora a ciklus termikus hatásfoka? Mekkora a hasznos teljesítmény 10000 kg/óra gőztermelés mellett?

Az előző dián szereplő ábra szerint:  $p_1=50 \text{ bar}$ ,  $p_2=5 \text{ bar}$ ,  $p_3=0,2 \text{ bar}$ ,  $t_1=600 \text{ °C}$ .

Az 1,2 és 3 állapotú gőz entalpiája a h-s diagram alapján:

$h_1=3665 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2=2955 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3=2390 \text{ kJ/kg}$ .

A kondenzátum entalpiája:  $h_4=h_f=251 \text{ kJ/kg}$  0,2 bar nyomáson.

Az szivattyú bemeneti munkája:

$$W_{p1} = v_w (p_5 - p_4) = 0,001(5 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5) = 481 \text{ J/kg} = 0,48 \text{ kJ/kg}$$

Az 1. szivattyú energiamérlege alapján:  $h_4 + W_{p1} = h_5$

$$251 + 0,48 = h_5$$

$$h_5 = 251,5 \text{ kJ/kg}$$

Dr. Pátzay György

82

$h_6$ =az 5 bar nyomású, telített víz entalpiája =  $h_f=640 \text{ kJ/kg}$

Lépjön ki 1 kg gőz a kazánból és y kg gőzt vonjunk el a turbinától tápvíz előmelegítésre.

A tápvíz előmelegítő energiamérlege alapján:

Összes belépő energia = összes kilépő energia

$$y \cdot h_2 + (1 - y) \cdot h_5 = 1 \cdot h_6$$

$$y \cdot 2955 + (1 - y) \cdot 251,5 = 1 \cdot 640$$

$$y = 0,144$$

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_{p2} = v_w (p_1 - p_6) = 0,001(50 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5) = 4500 \text{ J/kg} = 4,5 \text{ kJ/kg}$

A 2. szivattyú energiamérlege alapján:  $h_6 + W_{p2} = h_7$

$$640 + 4,5 = h_7 = 644,5 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege alapján:  $h_7 + Q_s = h_1$

$$Q_s = h_1 - h_7 = 3665 - 644,5 = 3020,5 \text{ kJ/kg}$$

A turbina energiamérlege alapján:  $1 \cdot h_1 = y \cdot h_2 + (1 - y) \cdot h_3 + W_T$

$$1 \cdot 3665 = 0,144 \cdot 2955 + (1 - 0,144) \cdot 2390 + W_T$$

$$W_T = 1194 \text{ kJ/kg}$$

Dr. Pátzay György

83

A nettó munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - (1 - y) \cdot W_{p1} - W_{p2} = 1194 - (1 - 0,144) \cdot 0,48 - 4,5 = 1189 \text{ kJ/kg}$

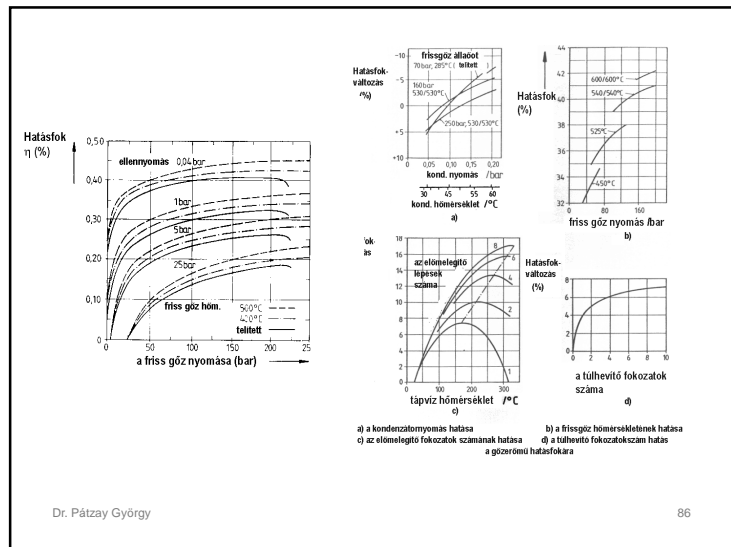
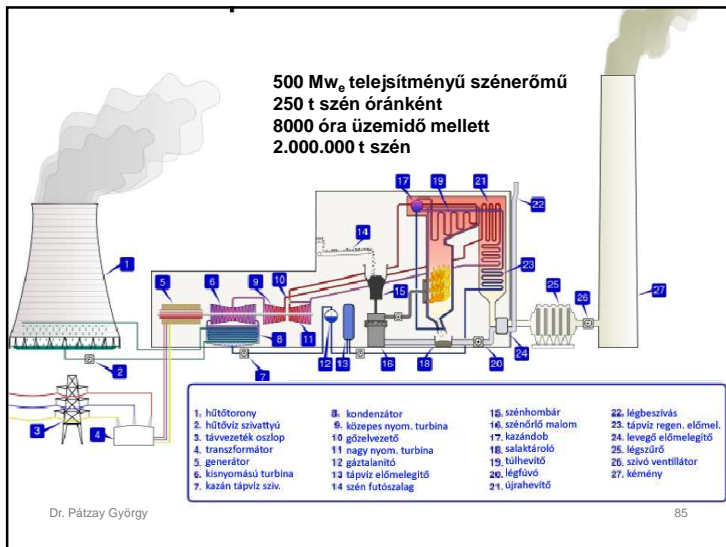
A termikus hatásfok:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} \cdot 100 = \frac{1189}{3020,5} \cdot 100 = 39,4\%$

Tehát a tápvíz regeneratív előmelegítése nélküli 37,2%-os hatásfok 39,4%-ra javult, tehát fokozatonként ~2%-os javulás érhető el. A nagy erőművekben maximum 7 fokozatú előmelegítő rendszert alkalmaznak.

A nettó teljesítménykimenet =  $\dot{m} W_{NET} = \frac{10000}{3600} \cdot 1189 = 3303 \text{ kW} = 3,303 \text{ MW}$

Dr. Pátzay György

84



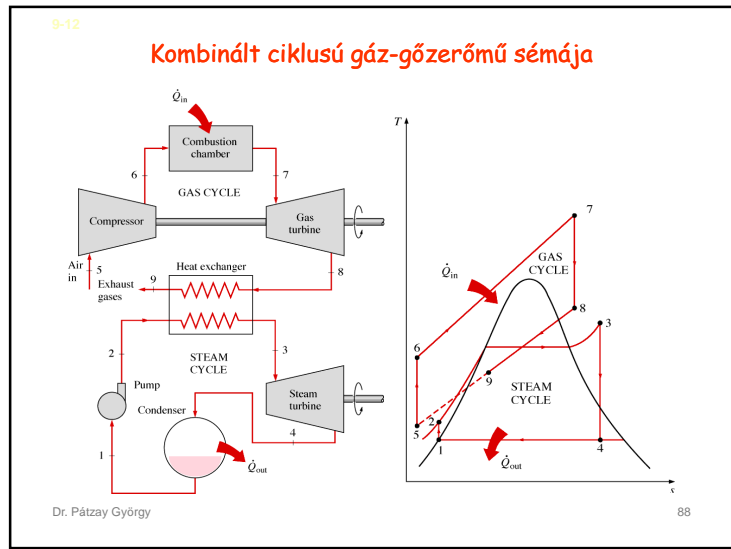
**TOVÁBBI HATÁSFOK JAVÍTÁSI LEHETŐSÉGEK**

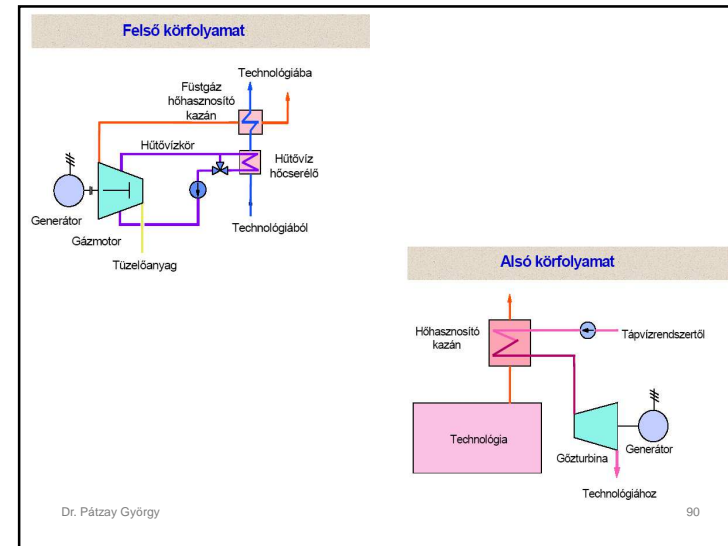
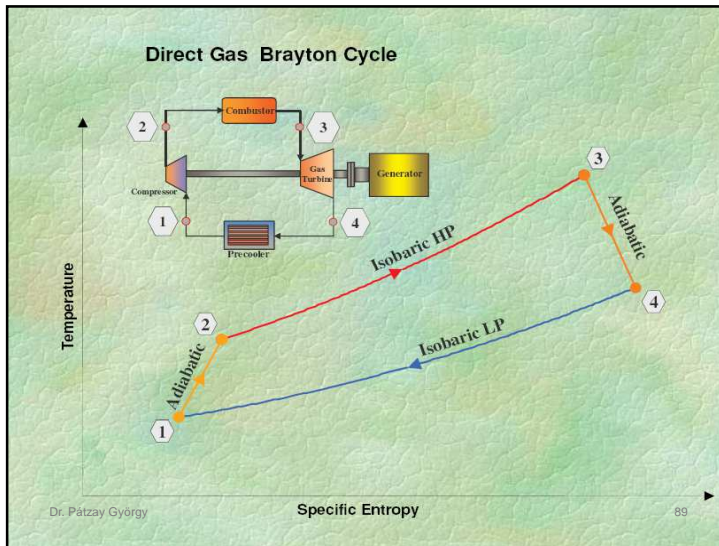
**1. Kombinált ciklusok (bináris ciklusok) alkalmazása**

Egy erőmű termikus hatásfoka tovább növelhető bináris ciklusok (kombinált ciklusok) alkalmazásával.

A bináris ciklus két külön ciklusból áll: egy magasabb hőmérsékletű (topping cycle) és egy relatíve alacsonyabb hőmérsékletű ciklusból. A legáltalánosabb bináris ciklus a gáz-gőz (turbinás) kombinált ciklus, ahol egy gázturbina (Joule-Brayton ciklus szerint) üzemel a magasabb hőmérsékletű tartományban és egy gőzturbina az alacsonyabb hőmérsékletű tartományban. Az első ciklusból, a gázturbináról kilépő forró füstgázok hevítik fel gőzzé a vizet a második ciklusban. Természetesen a kombinált ciklus alkalmazása esetén a termikus hatásfok magasabb, mint a külön alkalmazott egyes ciklusok hatásfokai.

Dr. Pátzay György 87





### Kombinált ciklusú körfolyamat

### Műszaki paraméterek, Energetikai jellemzők

	Villamos teljesítmény [MW]	Villamos hatásfok [%]	Termikus hatásfok [%]	Össz hatásfok [%]	Fajlagos kapcsolt vill. en. termelés [t]
Belsőégésű motorok	0,03-15	25-42	65-40	52-90	0,4-1
gázturbinák	2-25	38-45	40-35	75-85	0,9-1,3
Gázturbinák aeroderivatív ipari	1-50	24-42	66-46	85-90	0,35-0,9
Gőzturbinák	0,2-270	16-37	74-53	85-90	0,2-0,7
Gáz/Gőz kombinált ciklus	0,5-180	24-28	45-60	75-85	0,4-0,5
	5-300	35-65	30-45	80-85	0,7-1,2

Dr. Pátzay György 91

### Kombinált ciklusok

Amennyiben két termék van és a hatásfok eléri a 65%-ot, akkor ez kapcsolt termelés.

Dr. Pátzay György 92

## 2. Kapcsolt energiatermelés (Kogeneráció)

Kapcsolt energiatermelés: mechanikai, villamosenergia és hőenergia együttes termelése.

A hőenergia lehet:

- gőz (általában technológiai célra)
- forróvíz (technológiai illetve fűtési célra)
- forró levegő (technológiai célra, általában szárítás)

Kapcsolt energiatermelés energetikai mutatói

Két fontos mutató együttes használata szükséges

- összhatéfok (mennyiségi határfok)

$$\eta_o = \frac{\dot{Q} + P}{\dot{Q}_u} = \eta_{th} + \eta_e$$

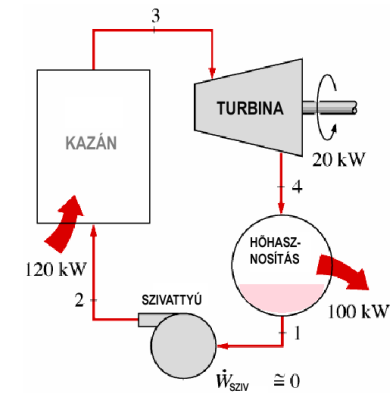
- fajlagos kapcsolt villamosenergia-termelés

$$\sigma = \frac{P}{\dot{Q}}$$

Dr. Pátzay György

93

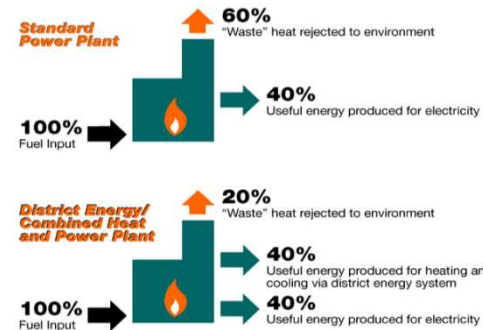
## Ideális kapcsolt energiatermelés



Dr. Pátzay György

94

## Energy-Efficiency Comparisons



Dr. Pátzay György

95

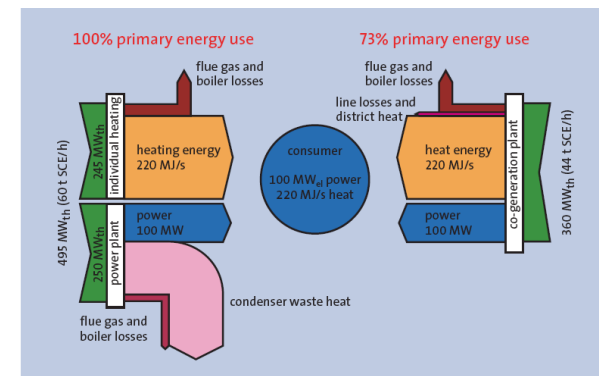


Figure 3-32 Comparison between independent heating and co-generation

Dr. Pátzay György

96



### Kapcsolt energiatermelés

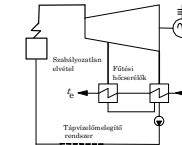
Az energia-megtakarításnak egyik leghatékonyabb eszköze a kapcsolt hő- és villamosenergia-termelés, amikor egy villamosenergia-termelő berendezés termodinamikai alaptörvények következtében elkerülhetetlenül keletkező hulladék-hőjét olyan hőfokszinten tudjuk előállítani, hogy az még hőigények - elsősorban fűtési igények - kielégítésére felhasználható. Az ilyen rendszerekben a felhasznált tüzelőhő 80-90%-a hasznos villamos- vagy hőenergia formájában. E két energiaforma aránya azonban a választott körfolyamat típusától függően eltérő lehet.

Ennek megfelelően a kapcsolt energiatermelést megvalósító berendezések jellemzésére két mutatót kell használni. Az egyik az **összes hatások** a két hasznos teljesítmény viszonya a bevezetett hőteljesítményhez, a másik a **két hasznos teljesítmény aránya (a fajlagos villamosenergia-termelés)**, amely a hasznos villamos teljesítmény ( $P_{vill}$ ) és hőteljesítmény ( $Q_{fűtés}$ ) aránya:

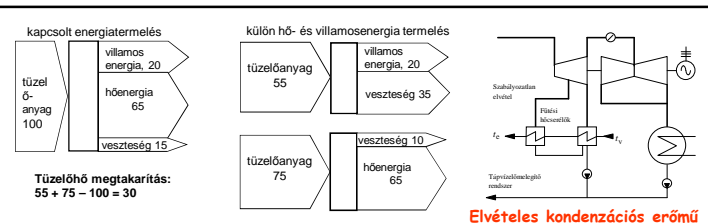
$$\eta = \frac{P_{vill} + Q_{fűtés}}{Q_{összes}} \quad \text{és} \quad \sigma = \frac{P_{vill}}{Q_{fűtés}}$$

Az utóbbi mutatónak az adja a jelentőségét, hogy különválasztott megtermelés esetén a csak villamos-energiát termelő folyamatok hatásfoka általában 30-40%, míg fűtési hő kb. 90% hatásfokkal állítható elő. Emiatt kedvezőbb az a megoldás, amelyben több értékes villamosenergia termelhető, azaz nagyobb a fajlagos villamosenergia-termelése.

Több évtizede ismeretes és alkalmazott eljárás a nagy távhőrendszerekben alkalmazott kapcsolt energiatermelés gőzkörfolyamatokban. Ez célszerűen több tíz, vagy inkább 100 MW-ot meghaladó csúcshőigényű távhőrendszerekben alkalmazható (általában fűtési célú) forróvíz vagy (általában technológiai célú) gőz hőhordozó előállítására. A hőkiadás módja **ellennyomású vagy elvételes kondenzációs lehet**. Az **ellennyomású hőszolgáltató blokk** turbinájában csak annyi gőzt lehet expandáltatni, amennyit a fogyasztók igényelnek vagy amennyivel a fogyasztók által igényelt forróvíz felmelegíthető. Ez azt jelenti, hogy a villamosenergia előállítás és a tüzelőanyag fogyasztás közelítőleg arányos a hőigény nagyságával. Egy ellennyomású fűtőblokk kapcsolását a következő ábra mutatja.



Az összes hatások általában 80...90%, a fajlagos villamosenergia-termelés értéke - a körfolyamat paramétereitől és a hőkiadás hőfokszintjétől függően - 0,2 és 0,4 között lehet. Egy ilyen kapcsolt energiatermelés és az azt helyettesítő külön-külön termelés energiáramait mutatja kerekített számokkal a következő ábra.



Elvételes kondenzációs erőmű

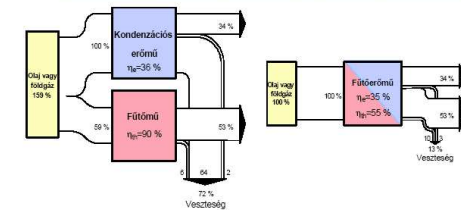
Az ellennyomású kapcsolt energiatermeléstől eltérően az **elvételes kondenzációs kapcsolt energiatermelés** esetén nincs általános kényszerkapcsolat a két termék aránya között. Az ellennyomású fűtőblokknak alapvetően három különböző üzemmódot van:

**Minimális kondenzáció:** a kondenzátorba ömlő gőzárám nem csökkenthető nullára, még az ábrában jelölt (nem mindig beépített) torlasztó csappantyú esetén sem. Ilyenkor a blokk üzeme úgy értékelhető, mint egy közös gépben megvalósuló minimális kondenzációs és egy ellennyomású körfolyamat szuperpozíciója.

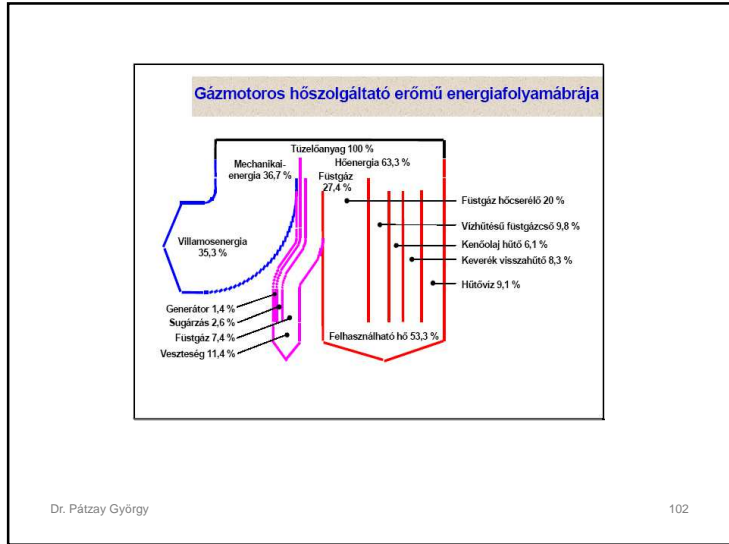
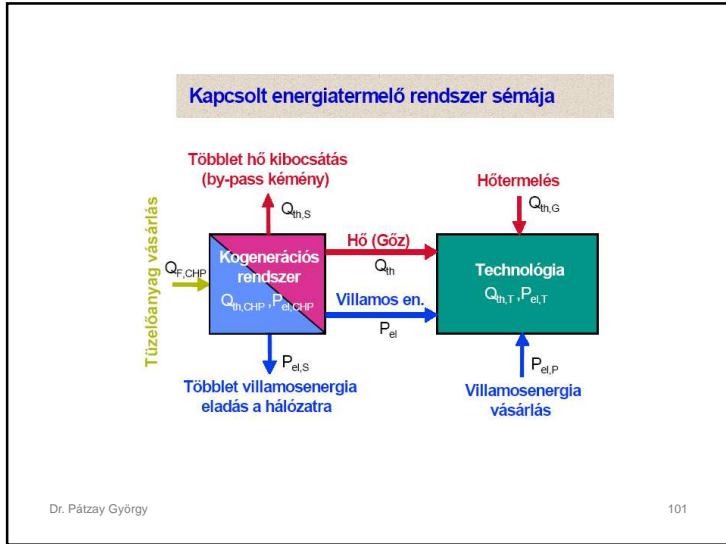
**Maximális gőznyelés:** ilyenkor a hőkiadás növelése a villamos teljesítmény csökkenését vonja maga után. A villamos teljesítmény csökkenésének és a kiadott hőteljesítménynek az arányát fajlagos kiesett villamosenergia-termelésnek nevezzük.

**Közbenső tartomány:** a két kiadott hasznos teljesítmény egymástól függetlenül változtatható, beállítható.

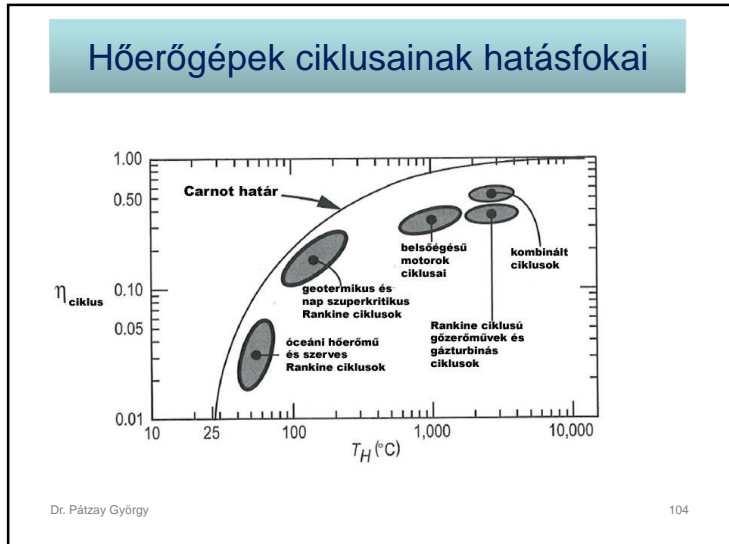
### Primerenergia megtakarítás



Primerenergia megtakarítás =  $(1 - 100\%/159\%) \cdot 100 = 37\%$



- ## HŐERŐGÉPEK CIKLUSAI
- Rankine ciklus: villamos hőerőművek, atomerőművek, hatásfok~ 30%
  - Brayton ciklus: A Rankine ciklus javítása földgázzal és tüzelőolajjal üzemelő gázturbinák, hatásfok~ 28%
  - Kombinált Rankine-Brayton ciklus: csak földgázra, hatásfok~60%!
  - Otto ciklus: szikragyújtású belsőégésű motorok (benzinmotorok), hatásfok~30%
  - Diesel ciklus: kompressziós gyújtású belső égésű motorok (dízelmotorok), hatásfok~35%
- Dr. Páztay György 103



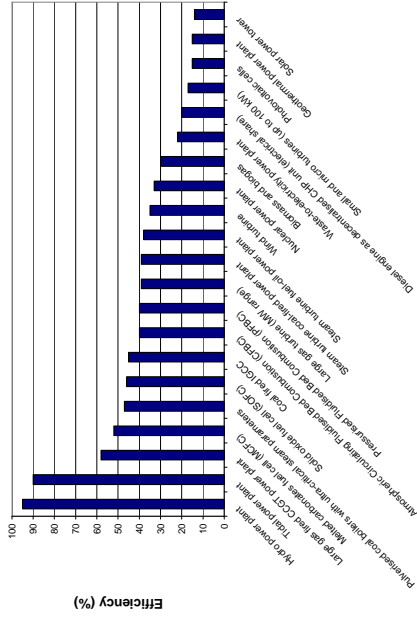
## Rankine ciklusok elméleti hatásfokai

Rankine ciklus	Hatásfok %	Hőátadás hőmérséklete K	Hőátadás hőmérséklete °C
Alap	41,4	507	234
Túlhevített	45,8	548	275
Túlhevített+újrahevített	46,5	566	293
Túlhevített+ápvíz előmelegített	52,0	619	346
Túlhevített+újrahevített+ápvíz előmelegített	53,2	634	361
Szuperkritikus	56,5	688	415

Dr. Páltzay György

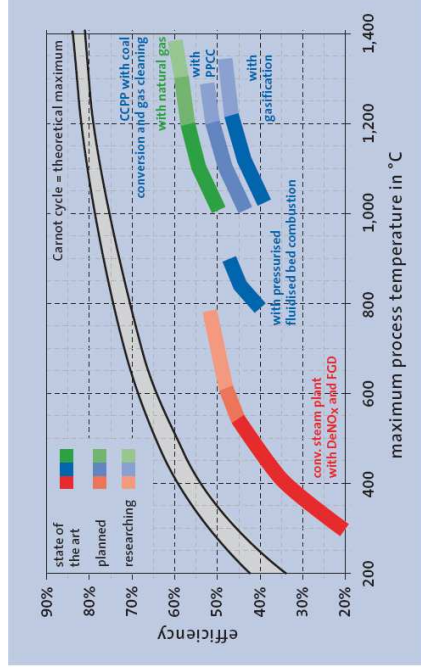
105

## Villamosenergia termelés hatásfoka



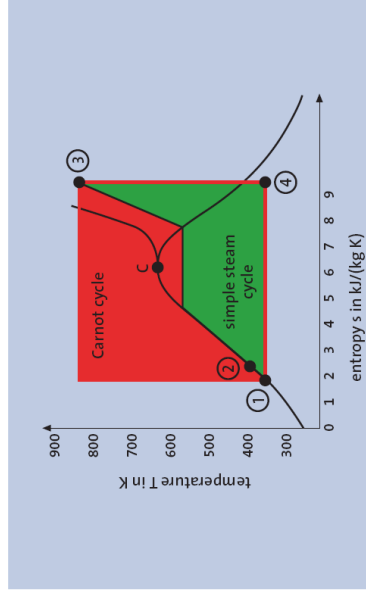
Dr. Páltzay György

106



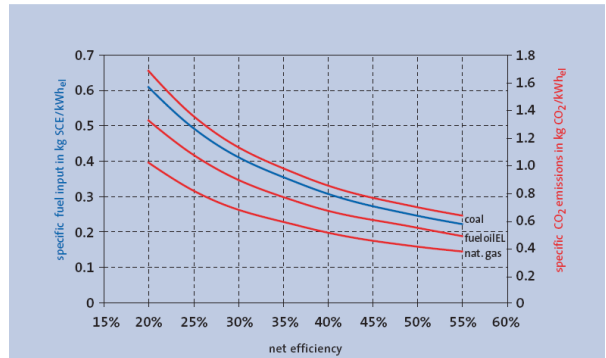
Dr. Páltzay György

107



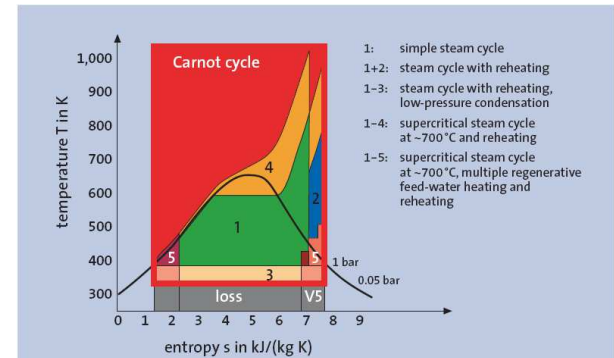
Dr. Páltzay György

108



Dr. Páztay György

109



Dr. Páztay György

110

1. TÁBLAZAT KANCSOK ENERGETIKAI ÉRTÉKELÉSÉNél 2002 BÉNI

	Hőteljesítmény	Hővesztés	Szignál	Szignál	Kapcsoló	Összes	Érték
	MW	MW	szignál	szignál	szignál	szignál	%
1 Paks	603	34,3	0,45	0,45	75	13 953	0,94
2 Dukánérs G1	5 047	78,7	0,75	1 045	1 045	1 045	100,00
3 Dukánérs G2	397	49,7	0,45	0,45	36	1 474	3,37
4 Móra	266	29,5	0,30	0,30	22	5 059	0,44
5 Csodavár	352	28,9	0,45	0,45	44	1 304	3,37
6 Tiszaújváros	409	31,7	0,30	0,30	74	461	14,00
7 Páti	2 135	14,2	0,45	0,45	267	654	66,81
8 Budaörs	1 145	31,0	0,30	0,30	95	407	23,44
9 Ábra	2 734	46,9	0,30	0,30	236	400	57,36
10 Mánfa	44	31,1	0,45	0,45	4	356	1,08
11 Csap	1 368	53,3	0,95	0,95	361	2 134	14,92
12 Zalaegerszeg	2 922	73,0	0,74	0,74	613	613	100,00
13 Újpest	2 854	81,1	0,51	402	402	100,00	
14 Debrecen ERCE	990	47,4	2,27	623	623	100,00	
15 Békéscsaba	5 235	74,0	0,12	173	173	100,00	
Magyarországon	27 063		0,54	4 080	29 258	13,94	
16 Tatabánya	1 399	71,7	0,22	86	86	100,00	
17 Dunaújváros	618	47,8	0,33	37	37	100,00	
18 Kiskőrös	1 441	78,2	0,18	81	81	100,00	
19 Kiszécs	1 084	79,5	0,19	106	106	100,00	
20 Csécsécs	1 068	82,4	0,08	28	28	100,00	
21 Nagyatád	1 510	82,1	0,15	63	63	100,00	
22 Kárm	325	76,3	0,24	22	22	100,00	
23 Győr	578	84,4	0,00	19	19	100,00	
24 Sopron	462	81,7	0,13	17	17	100,00	
25 Szécsécs	821	87,8	0,04	9	9	100,00	
26 Pécs	529	24,9	0,45	45	45	100,00	
27 Jón Stáskán	330	79,5	0,07	4	4	100,00	
28 Nécsécs, Szécs	1 048	83,9	0,09	27	27	100,00	
29 Tár	256	58,2	0,00	0	0	100,00	
30 Mór, Mór, Pécs	552	76,1	0,12	18	18	100,00	
31 Egyetértés Végvesztés	355	88,8	0,12	12	12	100,00	
32 Mór, Mór	1 069	85,2	0,33	96	96	100,00	
33 Dunaújváros	403	78,1	0,16	30	30	100,00	
34 Borsosm	1 848	77,2	0,62	319	319	100,00	
35 Adony	41	71,8	0,00	0	0	100,00	
Jelöltés, Jelöltés	16 957		0,22	1 033	1 033	94,30	
36 GÖZtermelés	471	84,8	0,70	92	92	100,00	
37 Csécsécs	348	84,2	0,70	48	48	100,00	
38 Óbányás	1 466	82,6	0,79	327	327	100,00	
Újvesztés, Jelöltés	2 315		0,76	487	487	100,00	
Működés, Jelöltés	44 335		0,44	5 400	30 756	14,19	
Átlag				5 400	35 984	15,56	
Átlag				5 400	40 414	13,86	

Dr. Páztay György

111

### Tüzelés O<sub>2</sub>/CO atmoszférában

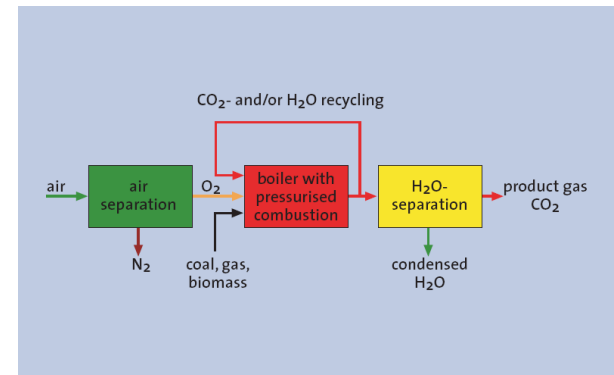
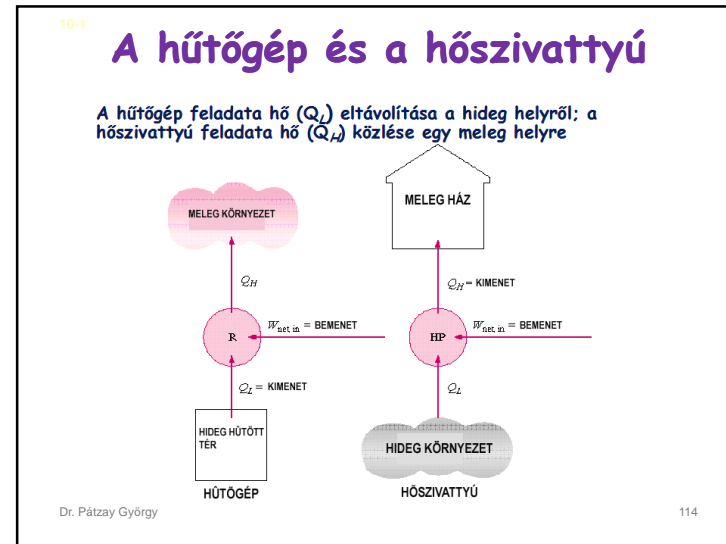
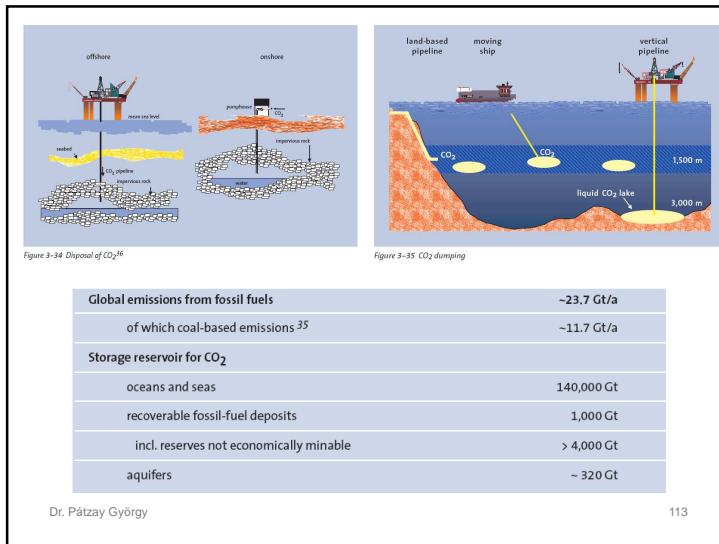


Figure 3-33 Combustion in an O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> atmosphere

Dr. Páztay György

112



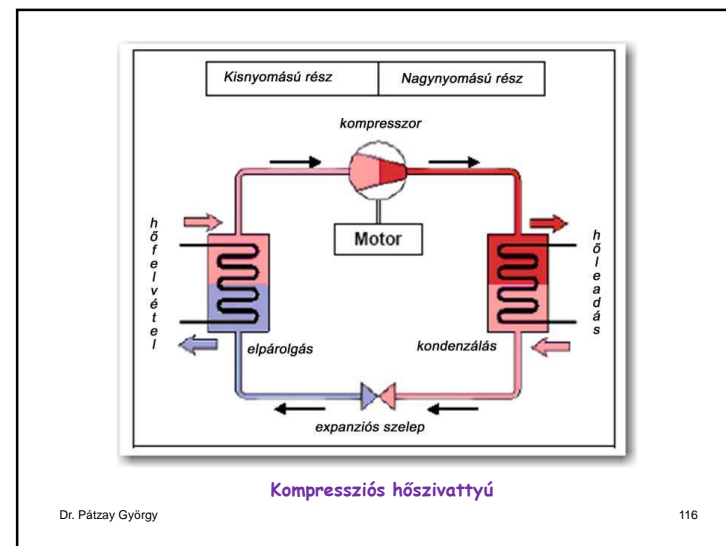
A **hőszivattyú** alacsonyabb hőmérsékletű helyről munka befektetésével magasabb hőmérsékletű helyre szállít hőenergiát. A szállítandó hőenergiát a környezetből (levegőből, talajból, vízből, vagy ipari maradákhőből) nyeri. A hőszivattyú alkalmas hűtésre is, ekkor a magasabb hőmérsékletű helyről szállít hőt munka befektetésével az alacsonyabb hőmérsékletű helyre.

**Típusai:**

1. **Kompressziós hőszivattyú**

A LEGISMERTEBB TÍPUS. Megfordított sorrendű Carnot ciklus szerint dolgozik. A bepárlóban az alacsony nyomású és hőmérsékletű hőhordozó közeg elpárolg és hőt vesz fel az alacsony hőmérsékletű forrásból. Ezután munka befektetésével kompresszorral komprimáljuk és megnöveljük a hőhordozó nyomását és hőmérsékletét. A megnövelt nyomású és hőmérsékletű hőhordozó ezután a kondenzátorban lekondenzál és hőt ad le a magasabb hőmérsékletű helyen, azaz fűt. Ezután egy expanziós szelepen alacsony nyomásra expandál és elpárolgva újra hőt vesz fel az alacsony hőmérsékletű forrásból.

Dr. Pátzay György 115



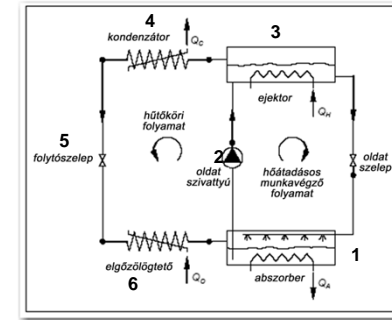
A hőszivattyú hatékonyságát az ún. munka végzés arányával (work ratio) vagy COP értékkel (coefficient of performance) jellemzik. Ez a leadott hőmennyiség és a befektetett munka aránya, a modern hőszivattyúknál COP~6, azaz 6 kW hő nyerhető 1 kW elektromos energia befektetésével.

## 2. Abszorpciós hőszivattyú

A bepárlóból érkező gáz halmazállapotú munkaközeg folyékony oldószerben nyelődik el és eközben hő szabadul fel. A továbbhaladó kombinált közeget munka végzéssel a szivattyú megnövelt nyomással ejektorba juttatja, ahol külön válik a gáz munkaközeg a folyadéktól egy külső hőforrás (maradék hő, gázégő) segítségével. A nagy nyomású gáz munkaközeg a kondenzátorba léve lekondenzál és hőt ad le a magasabb hőmérsékletű helyen. Ezután fojtószelepen áthaladva bepárlóban az alacsony nyomású és hőmérsékletű hőhordozó közeg elpárolog és hőt vesz fel az alacsony hőmérsékletű forrásból.

Dr. Pátzay György

117



A bepárlóból érkező gáz halmazállapotú munkaközeg folyékony oldószerben nyelődik el (1) és eközben hő szabadul fel. A továbbhaladó kombinált közeget munka végzéssel a szivattyú (2) megnövelt nyomással ejektorba (3) juttatja, ahol külön válik a gáz munkaközeg a folyadéktól egy külső hőforrás (maradék hő, gázégő) segítségével. A nagy nyomású gáz munkaközeg a kondenzátorba (4) érve lekondenzál és hőt ad le a magasabb hőmérsékletű helyen. Ezután fojtószelepen (5) áthaladva bepárlóban (6) az alacsony nyomású és hőmérsékletű hőhordozó közeg elpárolog és hőt vesz fel az alacsony hőmérsékletű forrásból.

## Abszorpciós hőszivattyú

Dr. Pátzay György

118

## A hőszivattyúk előnyei:

- Alacsony hőmérsékletű hőenergiát képesek munka befektetésével megfelelő hőmérsékletű hőenergiává alakítani.
- Kicsi az elektromos energia igényük és kisebb a gáz emissziójuk a szokványos hőerőgépekhez képest és kevés bennük a mozgó alkatrész.

## A hőszivattyúk hátrányai:

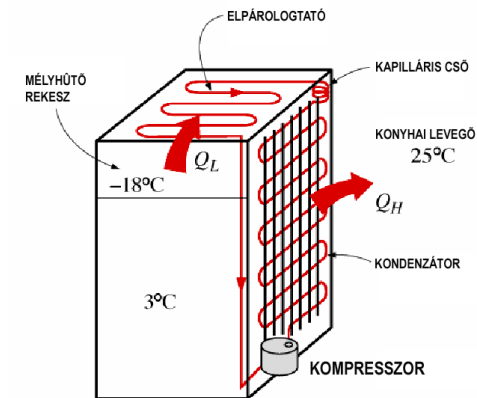
- A maximálisan elérhető hőmérséklet ~140 °C
- Csak magas energiáraknál gazdaságos a működésük
- Fejlődésük során egyre bonyolultabbak

## Alkalmazási területük:

- Fűtés, gőzfejlesztés
- Szárítás
- Bepárlás, desztilláció

Dr. Pátzay György

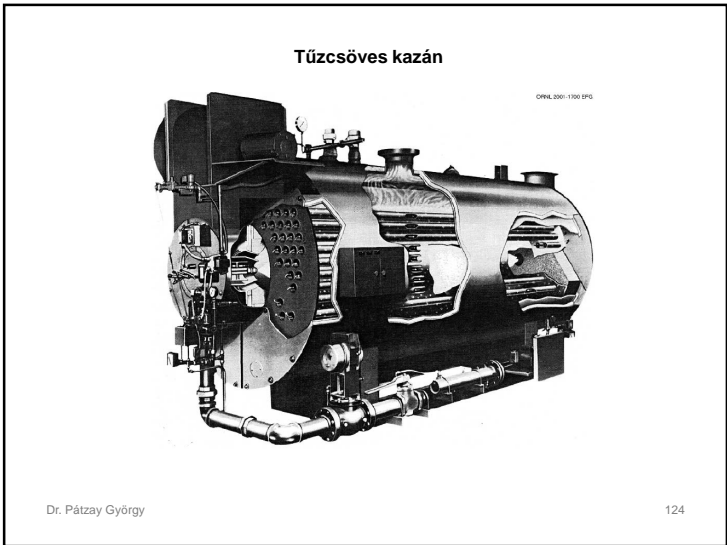
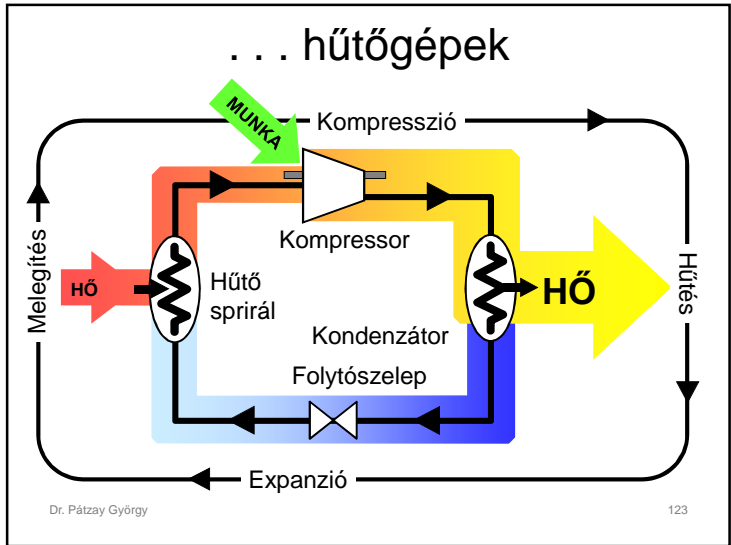
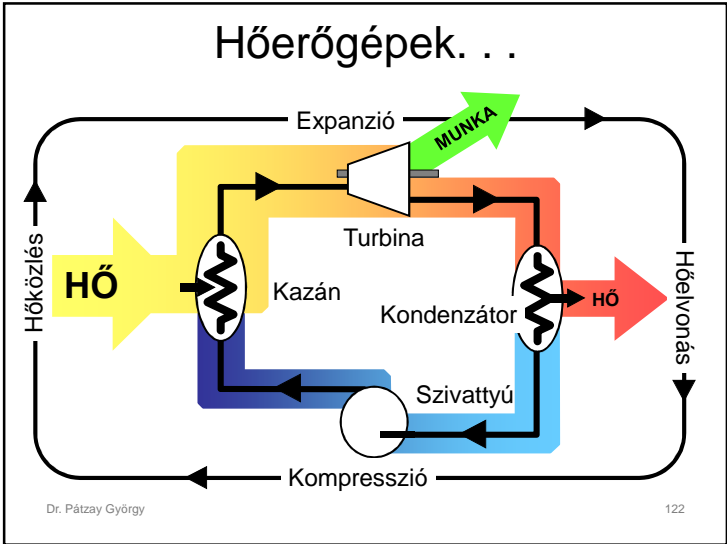
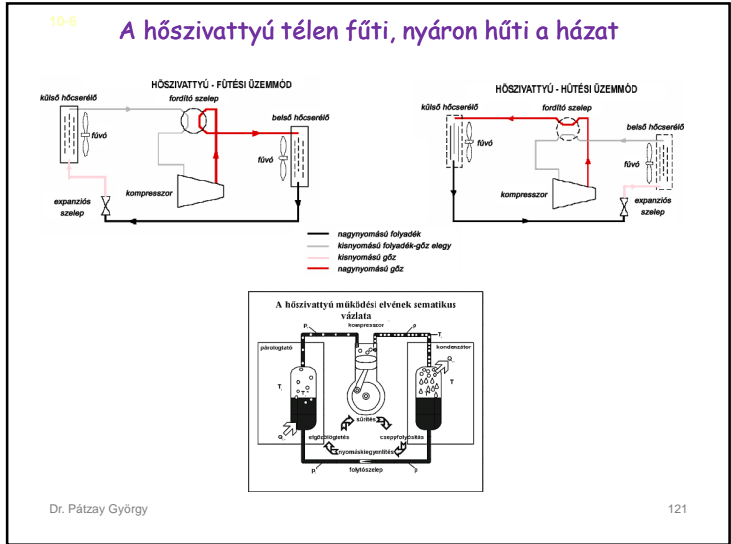
119



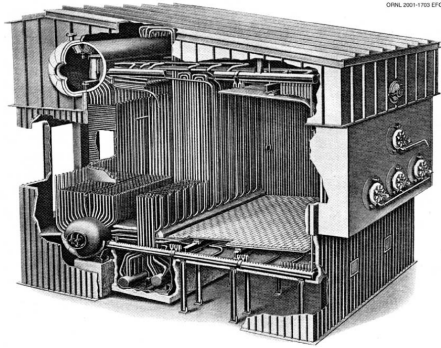
## Háztartási hűtőgép

Dr. Pátzay György

120

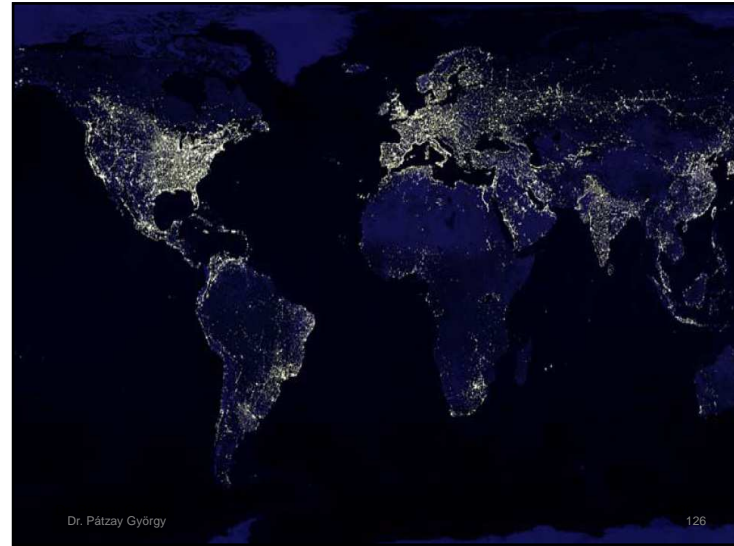


### Vízcsöves kazán



Dr. Pátzay György

125



Dr. Pátzay György

126