

A Rankine-Clausius körfolyamat megvalósítása

(a vízgőz entalpia értékeit a tárgy segédanyagai között hozzáférhető digitális diagramok segítségével határozza meg!)

1. A vízgőz h - s diagramja segítségével állapítsa meg, mekkora a termikus hatásfoka annak az ideális Rankine-Clausius körfolyamat szerint működő erőműi blokknak, melyben a kazán nyomása 70 bar , a gőzturbinát elhagyó közeg $0,5 \text{ bar}$ nyomású és 10%-os nedvességtartalmú? A szivattyúzási munkát elhanyagolhatja.

Megoldás

A vízgőz h - s diagramja ill. gőztáblázata segítségével:

a gőzturbinát elhagyó közeg entalpiája $h_5 = 2417,2 \text{ kJ/kg}$, hőmérséklete $t_5 = 82 \text{ }^\circ\text{C}$,
a gőzturbinába belépő közeg entalpiája $h_4 = 3530,9 \text{ kJ/kg}$, hőmérséklete $t_4 = 550 \text{ }^\circ\text{C}$.

A kazánba belépő víz entalpiája $h_1 \approx h_6 = c_{\text{viz}} \cdot t_5 = 4,189 \cdot 82 \approx 344 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Ezekkel az értékekkel a közölt hő $q_{be} = h_4 - h_1 = 3530,9 - 344 = 3186,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

A turbina hasznos munkája $w_h = h_4 - h_5 = 3530,9 - 2417,2 = 1113,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

A termikus hatásfok $\eta_t = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{1113,7}{3186,9} = 0,3495 \Rightarrow 35 \%$

2. A nedves gőz nyomása $0,1 \text{ bar}$, nedvességtartalma 23% . Gőztáblázat alapján tudja, hogy a száraz telített gőz állapot jellemzői: $t'' = 45,45 \text{ }^\circ\text{C}$, $h'' = 2583,256 \text{ kJ/kg}$, $s'' = 8,1559 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, $v'' = 14,95 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Határozza meg a nedves gőz entalpiáját, entrópiáját és fajtérfogatát vízgőztáblázat és h - s diagram használata nélkül!

Megoldás

A keresett jellemzők értékeit a telített folyadék és a telített gőz állapotban érvényes értékek segítségével, az adott jellemzőnek a halmazállapot-változás során bekövetkező teljes megváltozásának arányos felosztásával végezzük.

A telített folyadék állapotban érvényes jellemzők:

$v' = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$,

$h_i = c_{\text{viz}} \cdot t = 4,189 \cdot 45,45 \approx 190,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$,

$s' = c_{\text{viz}} \cdot \ln \frac{T}{T_0} = 4,189 \cdot \ln \frac{45,45 + 273}{273} \approx 0,645 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$.

$v_{x=0,77} = v' + (v'' - v') \cdot x = 0,001 + (14,95 - 0,001) \cdot 0,77 \approx 11,51 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$h_{x=0,77} = h' + (h'' - h') \cdot x = 190,4 + (2583,256 - 190,4) \cdot 0,77 \approx 2033 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$s_{x=0,77} = s' + (s'' - s') \cdot x = 0,645 + (8,1559 - 0,645) \cdot 0,77 \approx 6,428 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

3. Vizsgáljuk meg a kazánnyomásnak a R-C ciklus termikus hatásfokra gyakorolt hatását. Az egyik esetben 50 bar a másik esetben 100 bar nyomásról legyen szó. Mindkét esetben legyen azonos

a túlhevítési véghőmérséklet és a kondenzátor nyomás, 540 °C, ill. 0,7 bar. A szivattyúzási munkát elhanyagolhatja.

Megoldás

Jellemző	50 bar kazánnnyomás	100 bar kazánnnyomás
A kondenzáció hőmérséklete (°C)	89,8	89,8
Kazánba belépő víz entalpiája (kJ/kg)	381,2	381,2
A turbinába belépő gőz entalpiája (kJ/kg)	3526,6	3474,9
A turbinából távozó gőz entalpiája (kJ/kg)	2518,9	2384,4
A kazánban közölt hő (kJ/kg)	3145,4	3093,7
A turbinából nyerhető munka (kJ/kg)	1007,7	1090,5
A termikus hatásfok (%)	32,04	35,25
Nedvességtartalom az expanzió végén (%)	6,2	12,1

A kazánnnyomás emelése javítja a termikus hatásfokot, de ugyanakkor növekszik az expanzió végén a nedvességtartalom, ami veszélyeztetheti a turbina üzemét.

4. Egy R-C ciklus szerint üzemelő erőműi blokk (egy kazán és egy turbina) teljesítménye 100 MW. A gőz túlhevítési hőmérséklete 500 °C, nyomása 80 bar. A kondenzátornyomás 0,3 bar. Határozzuk meg a gőzturbinához vezető gőzvezeték szükséges átmérőjét, ha tudjuk, hogy a maximális sebesség 18 m/sec lehet.

Megoldás

A gőzvezeték átmérőjének meghatározásához tudnunk kell a gőz mennyiségét és fajtérfogatát. A gőz entalpiaváltozása a turbinában (a turbina fajlagos munkája) az i-s diagramból:

$$w_{turbina} = h_{be} - h_{ki} = 3398,9 - 2268,4 = 1130,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{A gőz tömegárama: } \dot{m}_g = \frac{P_{turbina}}{w_{turbina}} = \frac{100 \cdot 10^6}{1130,5 \cdot 10^3} = 88,46 \frac{kg}{sec}$$

$$\text{A gőz térfogatárama (gőztáblázatból): } \dot{V}_g = \dot{m}_g \cdot v_g = 88,46 \cdot 0,04228 \approx 3,74 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{A keresett átmérő: } d_g = \sqrt{\frac{\dot{V}_g \cdot 4}{c_g \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{3,74 \cdot 4}{18 \cdot \pi}} = 0,5145 m \Rightarrow 514,5 mm$$

5. Határozzuk meg a napi lignitfogyasztását annak a kazánnak, melyben óránként 160 tonna, 40 bar nyomású, 450 °C hőmérsékletű túlhevített gőzt állítanak elő 34 °C hőmérsékletű tápvízből. A kazánhatásfokot vegye 85 %-nak, a lignit fűtőértékét pedig 19700 kJ/kg-nak.

Megoldás

$$\text{A tápvíz entalpiája: } h = c_{viz} \cdot t = 4,189 \cdot 34 \approx 142,4 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{A kazánból távozó gőz entalpiája: } h_g = 3329,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{A kazánban közölt hő fajlagos értéke: } q_{kazán} = h_g - h_{tápvíz} = 3329,9 - 142,4 = 3187,5 \frac{kJ}{kg}$$

A kazánban közölt hő időegység alatt:

$$\dot{Q}_{kazán} = q_{kazán} \cdot m_g = 3187,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{160 \cdot 10^3}{3600} = 141667 \frac{kJ}{s}$$

A lignitfogyasztás a kazánhatásfok figyelembe vételével:

$$\dot{m}_{lignit} = \frac{\dot{Q}_{kazán}}{H_{lignit}} \cdot \frac{1}{\eta_{kazán}} = \frac{141667}{19700} \cdot \frac{1}{0,85} \approx 8,46 \frac{kg}{s} = 730,9 \frac{t}{nap}$$

6. Egy Rankine-Clausius ciklus szerint működő óránként 88 tonna gőzt előállító erőművi blokk kazánjában 16 órás folyamatos üzem során 145 tonna 26,3 MJ/kg fűtőértékű szenet tüzelnek el. A kazánba érkező tápvíz hőmérséklete 80 °C, a túlhevítési hőmérséklet 340 °C. Határozzuk meg az elméleti ciklus villamos energia termelésre vetített termodinamika hatásfokát, ha a kazánhatásfok 88%! A gőzturbinából nedves gőz lép ki, melynek nedvességtartalma 5 %! A víz fajhője 4,189 kJ/kg.K.

Megoldás

Először meghatározzuk, hogy a munkaközeg egy kg-jára mennyi bevitt hő jut:

$$q_{be} = \frac{m_{szén} \cdot H_{szén} \cdot \eta_k}{\dot{m}_g} = \frac{145 \cdot 1000}{16 \cdot 3600} \cdot 26,3 \cdot 0,88 = 2,383 \frac{MJ}{kg}$$

Ennek ismeretében meghatározhatjuk a kazánból távozó gőz entalpiáját:

$$h_{ig} = h_{tv} + q_{be} = c_v \cdot t_{tv} + q_{be} = 4,189 \cdot 80 + 2383 = 2718,12 \frac{kJ}{kg}$$

A gőzdiagramban megkeressük a kiszámított entalpia és a megadott túlhevítési hőfok metszéspontját, ahol leolvashatjuk, hogy a gőz nyomása, ami a kazánnyomást jelenti, kb. 133 bar. Ebből a pontból indul ki a turbinában lezajló adiabatikus expanzió, melynek végpontja az innen indított függőleges és az x=0,8 vonal metszéspontja lesz, hiszen az 5% nedvességtartalom 95%-os gőztartalmat takar.

Az expanzió végpontjánál az entalpia kb. 2434,94 kJ/kg, a nyomás kb. 24,9 bar, a hőmérséklet pedig kb. 223,9 °C.

Mindez azt jelenti, hogy a turbinából távozó, munkát végzett gőz még jelentős hőmennyiséget hordoz, ami pl. távfűtés esetén fűtőközegként hasznosítható. Az ilyen blokkot ellennyomásúnak nevezik.

A termelt villamos energiára vetített hatásfok:

$$\eta_{cikl} = \frac{w_{turb}}{q_{be}} = \frac{h_{ig} - h_{tki}}{q_{be}} = \frac{2718,12 - 2434,94}{2383} = 0,1183$$

azaz kb. 11,83 %.

Ez a hatásfok nagyon kicsi. Ilyen blokkot üzemeltetni csak akkor van értelme, ha a turbinából távozó gőz hőjét hasznosítják. A hasznosítható hőmennyiség nagysága:

$$q_{haszn} = \Delta h_{kond} + \Delta q = (2434,94 - 223,9 \cdot 4,189) + 4,189 \cdot (223,9 - 80) = 2099,8 \frac{kJ}{kg}$$

7. Egy Rankine-Clausius ciklus szerint működő, óránként 8,65 t gőzt előállító erőművi blokk kazánjában 1 óra alatt 1,66 tonna 16,3 MJ/kg fűtőértékű szenet tüzelnek el. A kazánba érkező tápvíz hőmérséklete 60 °C, a kazánnyomás 20 bar. Határozzuk meg az elméleti ciklus villamos

energia termelésre vetített termodinamika hatásfokát, ha a kazánhatásfok 85%, a gőzturbinából nedves gőz lép ki, melynek nedvességtartalma 12 %! A víz fajhője 4,189 kJ/kg.K.

Megoldás

Először meghatározzuk, hogy a munkaközeg egy kg-jára mennyi bevitt hő jut:

$$q_{be} = \frac{m_{szén} \cdot H_{szén} \cdot \eta_k}{\dot{m}_g} = \frac{1,66 \cdot 1000}{3600} \cdot 16,3 \cdot 0,85}{\frac{8,65 \cdot 1000}{3600}} = 2656,7 \frac{kJ}{kg}$$

Ennek ismeretében meghatározhatjuk a turbinából távozó gőz entalpiáját:

$$h_{tg} = h_{tv} + q_{be} = c_v \cdot t_{tv} + q_{be} = 4,189 \cdot 60 + 2656,7 = 2908,89 \frac{kJ}{kg}$$

A gőzdiagramban megkeressük a kiszámított entalpia és a megadott kazánnyomás metszéspontját, ahol leolvashatjuk, hogy a kazánból érkező túlhevített gőz hőmérséklete kb. 252,7 °C. Ebből a pontból indul ki a turbinában lezajló adiabatikus expanzió, melynek végpontja az innen indított függőleges és az x=0,85 vonal metszéspontja lesz kezdőpontja lesz, hiszen a 15 % nedvességtartalom 85%-os gőztartalmat takar.

Az expanzió végpontjánál az entalpia 2312,03 kJ/kg, a nyomás kb. 0,64 bar, a hőmérséklet pedig kb. 87,6 °C.

Mindez azt jelenti, hogy a turbinából távozó gőz hőmérséklete már meglehetősen alacsony, az hasznosítható hőmennyiséget már nem rejt magában.

A termelt villamos energiára vetített hatásfok:

$$\eta_{cikl} = \frac{w_{turb}}{q_{be}} = \frac{h_{tg} - h_{tki}}{q_{be}} = \frac{2908,89 - 2312,03}{2656,7} = 0,2247$$

azaz kb. 22,5 %.

Ez a hatásfok már többé-kevésbé elfogadható, de azért az alacsonyabb értékek közé tartozik.

8. Egy Rankine-Clausius ciklus szerint működő, óránként 4,23 t gőzt előállító erőművi blokk turbinája egy olyan kondenzátorra csatlakozik, ahol a nyomás 350 mbar. Határozzuk meg a villamos energiatermelésre vetített hatásfokot, ha tudjuk, hogy a turbinát elhagyó gőz nedvességtartalma 14 %, a kazánnyomás pedig 35 bar! Mennyi 28,2 MJ/kg fűtőértékű tüzelőanyagot kell óránként elégetni a kazánban, ha a kazántápvíz hőmérséklete megegyezik a kondenzátumével? A kazánhatásfok 92 %, a víz fajhője 4,189 kJ/kg.K.

Megoldás

A kondenzátorba belépő, munkát végzett gőz paramétereit alapján a gőzdiagramból leolvasható, hogy az entalpia értéke 2305 kJ/kg, a hőmérséklet kb. 72,6 °C. Ebben a pontban végződik a turbina adiabatikus expanzióját leíró függőleges egyenes, melyen addig kell felfelé haladni, amíg a megadott kazánnyomást el nem érjük. Ebben a pontban leolvasható a túlhevített gőz hőmérséklete és entalpiája, melyek rendre 381,2 °C és 3178 kJ/kg.

A turbina által szolgáltatott hasznos munka, azaz a termelt villamos energia mennyisége:

$$w_t = h_{tg} - h_{kond} = 3178 - 2305 = 873 \frac{kJ}{kg}$$

A kazánban közlendő hő a munkaközeg egy kg-jára vetítve:

$$q_{be} = h_{ig} - c_v \cdot t_k = 3178 - 4,189 \cdot 72,6 = 2873,8 \frac{kJ}{kg}$$

A termelt villamos energiára vetített hatásfok:

$$\eta_{cikl} = \frac{w_{turb}}{q_{be}} = \frac{873}{2873,8} = 0,304$$

azaz kb. 30 %.

A felhasználandó tüzelőanyag mennyisége óránként:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_g \cdot q_{be}}{H_t \cdot \eta_k} = \frac{4,23 \cdot 10^3 \cdot 2873,8}{28,2 \cdot 10^3 \cdot 0,92} = 468,6 \frac{kg}{h}$$

9. Egy Rankine-Clausius ciklus szerint működő, óránként 7,25 t gőzt előállító erőművi blokk kondenzátora léghűtésű. A hűtő levegő mennyisége 305 m³/s, hőmérsékletváltozása 13 °C. Határozza meg a blokk termodinamikai hatásfokát a villamos energiatermelésre vetítve, ha tudja, hogy a kazánnyomás 16,6 bar, a kondenzátum hőmérséklete 50 °C. Mennyi 32,2 MJ/kg fűtőértékű tüzelőanyagot kell óránként elégetni a kazánban, ha a kazánhatásfok 94 %,? A víz fajhője 4,189 kJ/kg.K, a levegő állandó nyomású fajhője 1015 J/kg.k, sűrűségének közepes értéke 1,12 kg/m³.

Megoldás

A kondenzátorban elvont hő mennyisége megegyezik a kondenzálódó vízgőz által leadott hővel. Ebből az egyenletből meghatározható, hogy a kondenzáció kezdetén mekkora a gőz entalpiája:

$$h_{kbe} = h_{kki} + \frac{\dot{V}_l \cdot \rho_l \cdot c_{pl} \cdot \Delta t_l}{\dot{m}_g} = 4,189 \cdot 50 + \frac{305 \cdot 1,12 \cdot 1,015 \cdot 13}{7,25 \cdot 10^3} \cdot 3600 = 2447,6 \frac{kJ}{kg}$$

Az így kiszámított entalpia és a kondenzátum-hőmérséklet vonalának metszéspontja a turbinában lezajló adiabatikus expanzió végpontja, amihez egyébként 93,9 % gőztartalom és 123 mbar kondenzátornyomás tartozik.

A turbinában lezajló adiabatikus expanzió kezdőpontja a gőzdiagramban az imént megtalált pontból induló függőleges és a megadott 16,6 bar kazánnyomás metszéspontja. Ehhez 3558,9 kJ/kg entalpia és 540 °C túlhevítési hőmérséklet tartozik.

A turbina által szolgáltatott hasznos munka, azaz a termelt villamos energia mennyisége:

$$w_t = h_{ig} - h_{kond} = 3558,9 - 2447,6 = 1111,3 \frac{kJ}{kg}$$

A kazánban közlendő hő a munkaközeg egy kg-jára vetítve:

$$q_{be} = h_{ig} - c_v \cdot t_k = 3558,9 - 4,189 \cdot 50 = 3349,5 \frac{kJ}{kg}$$

A termelt villamos energiára vetített hatásfok:

$$\eta_{cikl} = \frac{w_{turb}}{q_{be}} = \frac{1111,3}{3349,5} = 0,3318$$

azaz kb. 33 %.

A szükséges tüzelőanyag mennyisége:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_g \cdot q_{be}}{H_t \cdot \eta_k} = \frac{7,25 \cdot 10^3 \cdot 3349,5}{32,2 \cdot 10^3 \cdot 0,94} = 802,3 \frac{kg}{h}$$

A hűtő és hőszivattyú körfolyamatok megvalósítása(a különböző hűtőközegek digitális $\log p$ - h diagramjai a tárgy segédanyagai között hozzáférhetők!)

10. Határozzuk meg annak az adiabatikus ammónia kompresszornak a fajlagos munkaszükségletét, mely $-20\text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletű telített ammónia gőzt komprimál 12 bar nyomásra.

MegoldásAz ammónia $\log p$ - h diagramjából:

$$h_1 = h'' \approx 1,435\text{ MJ/kg}$$

$$h_2 \approx 1,7\text{ MJ/kg}$$

$$\text{A fajlagos munkaszükséglet: } w_{\text{kompresszor}} = h_2 - h'' = 1,7 - 1,435 \approx 0,265 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

11. Egy ammónia munkaközeggel működő kompresszoros körfolyamat kompresszorának felvett teljesítmény 1642 W , feltételezett hatásfoka 67% . Méréssel meghatároztuk, hogy az elpárologtatóban a hőmérséklet $-25\text{ }^\circ\text{C}$, az adiabatikus kompresszorból kilépő ammónia hőmérséklete $70\text{ }^\circ\text{C}$. Határozza meg a hűtőberendezés fajlagos hűtési teljesítményét és az elpárologtatóban felvett hőmennyiséget, ha tudja, hogy a fojtószelepbe 5% gőztartalmú közeg lép be, $30\text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékleten.

MegoldásAz ammónia $\log p$ - h diagramjából megállapíthatók a következők:

- a fojtószelepbe belépő közeg hőmérséklete alapján a kompresszorból kilépő közeg nyomása $11,6\text{ bar}$, a kilépő $70\text{ }^\circ\text{C}$ hőmérséklet segítségével az entalpiája 1600 kJ/kg ,
- az adiabatikus kompresszió $s=\text{áll.}$ vonalát követve alapján a kompresszorba belépő közeg entalpiája 1340 kJ/kg ,
- az elpárologtató hőmérsékletét alapján a kompresszorba belépő közeg nyomása $1,51\text{ bar}$, a kompresszorba belépő közeg gőztartalma $93,4\%$,
- a fojtószelepbe belépő közeg $11,6\text{ bar}$ nyomása és a megadott 5% gőztartalom alapján a fojtószelepbe be- és onnan kilépő közeg entalpiája 395 kJ/kg ,
- a fojtószelepből kilépő közeg entalpiájának és az elpárologtató nyomásának vonala kereszteződésénél leolvasható, hogy a fojtószelepből kilépő közeg gőztartalma 23% .

A munkaközeg mennyisége:

$$\dot{m}_{mk} = \frac{P_k \cdot \eta_k}{\Delta h_k} = \frac{1,642 \cdot 0,67}{1600 - 1340} = 0,00423 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Az elpárologtatóban felvett hőmennyiség:

$$\dot{Q}_e = q_e \cdot \dot{m}_a = (h_{eki} - h_{ebe}) \cdot \dot{m}_{mk} = (1340 - 395) \cdot 0,00423 = 3,997 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

A fajlagos hűtőteljesítmény:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_h}{P_{kh}} = \frac{3997}{1642 \cdot \eta_k} = 3,63$$

12. Egy R114 (Dichlorotetrafluorethan) munkaközeggel működő kompresszoros körfolyamat fojtószelepe előtt a nyomás 8 bar utána pedig $0,8\text{ bar}$. Milyen munkaközeg-tömegáram szükséges a körfolyamatban, ha a szükséges hűtési teljesítmény $2,5\text{ kJ/s}$? Tételezzük fel, hogy a fojtószelepbe és a kompresszorba belépő közeg gőztartalma, ill. nedvességtartalma egyaránt 10% ! A kompresszorban ideális adiabatikus folyamat zajlik. Mekkora a kompresszor teljesítményszükséglete, ha összes hatásfokát 84% -ra becsüljük?

Megoldás

A kompresszorba be- és onnan kilépő közeg entalpiája:

$$h_{kbe}=322,5 \text{ kJ/kg, ill. } h_{kki}=346,5 \text{ kJ/kg}$$

Érdekes tulajdonsága e munkaközegnek, hogy az adiabatikus kompresszió során a munkaközeg nem válik túlhevítetté, sőt nő a nedvességtartalma, hiszen a kilépésnél kb. annyi lesz a gőztartalom, mint a fojtószelep után, azaz kb. 65 %!

A kompresszor fajlagos munkaszüksége e két entalpia különbsége, azaz 24 kJ/kg .

Az elpárologtatóba belépő munkaközeg entalpiája $286,5 \text{ kJ/kg}$, gőztartalma 65 %. Ezekkel az értékekkel a fajlagos hűtési hőmennyiség:

$$q_e = q_h = h_{eki} - h_{ebe} = 322,5 - 286,5 = 36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A munkaközeg szükséges mennyisége:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{q}_h} = \frac{2,5}{36} = 0,06944 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

azaz percenként $69,4 \text{ kg}$ munkaközeget kell keringetni a rendszerben.

A kompresszor teljesítményszüksége:

$$P_k = \frac{w_k \cdot \dot{m}}{\eta_k} = \frac{24 \cdot 0,06944}{0,84} = 1,98 \text{ kW}$$

13. Egy R11 (Triclorofluoromethan) munkaközeggel működő kompresszoros körfolyamat elpárologtatójában percenként 235 kJ hő felvétele történik. Az elpárologtatóban uralkodó nyomás $0,6 \text{ bar}$, a kondenzátorban a hőmérséklet $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Feltételezve, hogy a fajlagos hűtőteltjesítmény $1,6$ határozza meg a hűtőközeg tömegáramát és a fojtószelepbe be- és onnan kilépő közeg nedvességtartalmát. A kompresszorban ideális adiabatikus folyamat zajlik, melynek kezdetekor a közeg nedvességtartalma nem több 10% -nál. Mekkora a kompresszor teljesítményszüksége, ha összes hatásfokát 84% -ra becsüljük?

Megoldás

A kompresszorba belépő közeg entalpiája az elpárologtató nyomása és a kompresszorba belépő közeg nedvességtartalma alapján határozható meg. A közeg $\log p$ - h diagramjából ennek értéke 375 kJ/kg .

Követve a kompresszió kezdőpontján átmenő izentrópát egészen a $100 \text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletig, megtaláljuk a kompresszió végpontját. Itt az entalpia értéke $416,7 \text{ kJ/kg}$, a nyomás pedig kb. 8 bar . Érdekesség, hogy a kompresszió közben a közeg nedvességtartalma kis mértékben nő!

Mivel a kompresszió közben bekövetkező entalpiainövekedés most már ismert ($416,7 - 375 = 41,7 \text{ kJ/kg}$), a fajlagos hűtőteltjesítmény becsült értékével meghatározhatjuk az elpárologtatóban bekövetkező entalpiaváltozást:

$$\Delta h_e = \varepsilon \cdot \frac{w_k}{\eta_k} = 1,6 \cdot \frac{41,7}{0,84} = 79,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Vigyázat! A kompresszor nem veszteségmentes, tehát a hatásfokát is figyelembe kell venni a fajlagos hűtési teljesítménynél!

Az elpárologtatóba belépő közeg entalpiája tehát $375-79,4=295,6 \text{ kJ/kg}$, a nedvességtartalom pedig a $\log p-h$ diagramból leolvasva 57,5 %. Mellesleg a kondenzátorból kilépő közeg entalpiája is ugyanennyi, de a nedvességtartalom kb. 18 %.

A munkaközeg tömegárama:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{q}_h} = \frac{235}{60 \cdot (375 - 295,6)} = 0,0493 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

azaz másodpercenként 49,3 g munkaközeget kell keringetni a rendszerben.

A kompresszor teljesítményszükséglete:

$$P_k = \frac{w_k \cdot \dot{m}}{\eta_k} = \frac{41,7 \cdot 0,0493}{0,84} = 2,45 \text{ kW}$$

14. Egy ideális kompresszoros ammónia hűtő körfolyamat 1 és 14 bar nyomások között üzemel. A fojtószelepbe valamint a kompresszorba belépő közeg egyaránt telítési állapotú. Határozzuk meg a körfolyamat fajlagos hűtőtelteljesítményét!

Megoldás

Az ammónia $\log p-h$ diagramjából:

A kompresszorba lépő telített ammóniagőz entalpiája: 1415,2 kJ/kg

A kompresszorból kilépő túlhevített ammóniagőz entalpiája: 1827,1 kJ/kg

A fojtószelepbe és a hűtő hőcserélőbe belépő ammónia entalpiája: 368,9 kJ/kg

A kompresszor fajlagos munkaszükséglete:

$$w_{\text{kompresszor}} = h_2 - h'' = 1827,1 - 1415,2 = 411,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A hűtőben elvont fajlagos hőmennyiség: $q_o = h'' - i_{hbe} = 1415,2 - 368,9 = 1046,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

A fajlagos hűtőtelteljesítmény: $\varepsilon_e = \frac{q_o}{w} = \frac{1046,3}{411,9} = 2,54$

15. Egy hőszivattyú berendezés 52 °C kondenzációs hőmérséklet mellett üzemel. Tételezzük fel, hogy a kondenzátorba be és kilépő közeg éppen telítési állapotú. Határozzuk meg a hőszivattyú berendezés elméleti és tényleges hatékonysági tényezőjét, ha tudjuk, hogy a fojtószelep utáni nyomás 2,9 bar. Tételezzük fel, hogy a kompresszor ideális adiabatikus kompressziót hajt végre. A hűtőközeg (Freon 12 = Difluor-diklór-metán) adiabatikus kitevője 1,148, gázállandója 68,771 J/kg.K, és a kompresszor izentrópus határfoka 65 %-ra becsülhető. A hűtőközegnek a számításokhoz szükséges legfontosabb jellemzőit az alábbi táblázatból határozhatja meg.

Hőmérséklet (°C)	Telítési nyomás (kPa)	telített folyadék entalpiája (kJ/kg)	Telített gőz entalpiája (kJ/kg)
50	1191,6	468,67	593,395
55	1334,1	474,155	595,070

Hőmérséklet (°C)	Telítési nyomás (kPa)	telített folyadék entalpiája (kJ/kg)	Telített gőz entalpiája (kJ/kg)
-2	283,21	416,838	572,629
-1	292,9	417,759	573,089

Megoldás

A hőszivattyú hatékonysági tényezője a berendezés segítségével fűtésre fordított hőmennyiség (a hő leadó hőcserélőnél leadott hőmennyiség) és a berendezés működtetéséhez felhasznált villamos teljesítmény viszonyozása.

A fűtésre felhasznált teljesítmény a kondenzátorban leadott hő, aminek fajlagos értéke éppen a hűtőközeg kondenzációs hőjével egyenlő.

A kondenzátorból kilépő közeg entalpiája lineáris interpolációval:

$$h'_{52} = h'_{50} + \frac{\Delta h'}{\Delta t} \cdot (52 - 50) = 468,67 + \frac{474,155 - 468,67}{5} \cdot (52 - 50) = 470,864 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

A kondenzátorba belépő közeg entalpiája lineáris interpolációval:

$$h''_{52} = h''_{50} + \frac{\Delta h''}{\Delta t} \cdot (52 - 50) = 593,395 + \frac{595,070 - 593,395}{5} \cdot (52 - 50) = 594,065 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Tehát a fűtésre fordított hőmennyiség fajlagos értéke

$$q_F = h'' - h' = 594,065 - 470,864 = 123,201 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

A digitális diagramból történő entalpia-leolvasás alapján a rejtett hő kb. 119,5 kJ/kg.

Az ideálisnak feltételezett kompresszor fajlagos munkájának kiszámításához, a megadott jellemzők mellett ismernünk kell a kompresszió kiindulási hőmérsékletét és végnyomását.

A kiindulási hőmérséklet a második táblázat adatai szerint -1 és -2 °C közé esik. Tekintettel a két hőmérsékletérték közötti kicsiny különbségre, mellőzhető a lineáris interpoláció és a kiindulási hőmérséklet kb. -1,5 °C-nak vehető.

A végnyomás meghatározásához az első táblázatban ismét lineáris interpolációt kell végezni:

$$p_2 = p_{50} + \frac{\Delta p}{\Delta t} \cdot (52 - 50) = 1191,6 + \frac{1334,1 - 1191,6}{5} \cdot (52 - 50) = 1248,6 \text{ (kPa)}$$

A digitális diagramból történő leolvasás szerint a 52 °C-on a telítési nyomás 1281 kPa.

$$w_{i,k} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{1,148}{1,148 - 1} \cdot 68,771 \cdot 271,5 \cdot \left[\left(\frac{12,486}{2,9} \right)^{\frac{1,148 - 1}{1,148}} - 1 \right] = 29,992 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

A digitális diagramból meghatározott pontosabb p_2 nyomás értékkel számolva az ideális kompresszor fajlagos munkaszükséglete kb. 30,57 kJ/kg. Ennek elméletileg egyenlőnek kell lennie az ideális kompresszorban bekövetkező entalpiánövekedéssel, ami a digitális diagramról történő leolvasás alapján 25,88 kJ/kg. A két úton meghatározott fajlagos munkaszükséglet közül a digitális diagramról meghatározott tekinthető pontosnak, mivel ott a valóságos közegjellemzőkkel számolt entalpiaértékek vannak figyelembe véve.

A fentiek alapján a valóságos kompresszor fajlagos munkája az izentrópikus hatásfokkal számítható ki:

$$w_{val,k} = \frac{w_{i,k}}{\eta_{i,k}} = \frac{25,88}{0,65} = 39,82 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

A hatékonysági tényező elméleti értéke a digitális diagramról leolvasott értékek alapján

$$\varepsilon_e = \frac{q_F}{w_{i,k}} = \frac{119,5}{25,88} = 4,62$$

Végül a tényleges hatékonysági tényező

$$\varepsilon_t = \frac{q_F}{w_{val,k}} = \frac{119,5}{39,82} = 3$$

16. Egy helyiség padlófűtését hőszivattyúval kívánjuk üzemeltetni. A fűtési rendszer előremenő hőmérséklete $30\text{ }^\circ\text{C}$, a visszatérő hőmérséklet $25\text{ }^\circ\text{C}$, a keringtetett víz mennyisége 15 liter percenként. Tételezzük fel, hogy hőszivattyú hő leadó hőcserélőjében a munkaközeg $50\text{ }^\circ\text{C}$ -on kondenzálódik és a hő felvevő hőcserélőben éppen $0\text{ }^\circ\text{C}$ -os. Határozza meg a hőszivattyú hatékonysági tényezőjét, a munkaközeg térfogatáramát és az adiabatikusnak feltételezett kompresszor teljesítményfelvételét, ha ennek hatásfoka kb. 56% . Tételezze fel, hogy a munkaközeg R113 (Trichlorotrifluoroethan), a fojtószelep előtt a gőztartalom, a kompresszor előtt pedig a nedvességtartalom 10% . A munkaközeg $\log p-h$ diagramját a példatár végén találja!

Megoldás

A kompresszor belépésénél ismert a közeg hőmérséklete ($0\text{ }^\circ\text{C}$) és a fajlagos gőztartalma (90%). Az entalpia értéke ekkor $344,3\text{ kJ/kg}$.

Követve az adiabatikus kompressziót jelentő s=áll. vonal menetét, a megadott $50\text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletnél leolvashatjuk, hogy a kilépő közeg entalpiája $368,6\text{ kJ/kg}$. Ismét konstatálhatjuk, hogy a munkaközeg gőztartalma csökken az adiabatikus kompresszió közben.

A kompresszió során az entalpiaváltozás:

$$w_k = h_{kki} - h_{kbe} = 368,6 - 344,3 = 24,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Az adiabatikus kompresszió végpontjából az $50\text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletet jelölő vízszintesen haladva eljuthatunk a kondenzátorban lezajló folyamat végállapotáig, ahol a fajlagos gőztartalom a megadott 10% . Ekkor az entalpia éppen 260 kJ/kg .

Így a kondenzátorban bekövetkező entalpiacsökkenés, azaz a fűtésre fordított fajlagos hőmennyiség is kiszámítható:

$$q_k = q_f = h_{kondbe} - h_{kondki} = 368,6 - 260 = 108,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A munkaközeg szükséges mennyisége:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_h}{q_h} = \frac{c_{v\text{íz}} \cdot m_{v\text{íz}} \cdot \Delta t_{v\text{íz}}}{q_h} = \frac{4,189 \cdot 15 \cdot 5}{60 \cdot 108,6} = 0,0482 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

azaz percenként $2,9\text{ kg}$ munkaközeget kell keringetni a rendszerben.

A kompresszor teljesítményszükséglete:

$$P_k = \frac{w_k \cdot \dot{m}}{\eta_k} = \frac{24,3 \cdot 0,0482}{0,56} = 2,09\text{ kW}$$

17. Egy helyiség fűtését hőszivattyúval kívánjuk üzemeltetni. A fűtési rendszer előremenő hőmérséklete $40\text{ }^\circ\text{C}$, a visszatérő hőmérséklet $30\text{ }^\circ\text{C}$. Tételezzük fel, hogy hőszivattyú hő leadó hőcserélőjében a munkaközeg $60\text{ }^\circ\text{C}$ -on kondenzálódik és a hő felvevő hőcserélőben $5\text{ }^\circ\text{C}$ -os. A hőszivattyú berendezésben percenként $1,54\text{ kg}$ R113 (Trichlorotrifluoroethan) munkaközeg kering. Határozza meg a hőszivattyú hatékonysági tényezőjét, a fűtési rendszerben keringtethető víz mennyiségét és a fűtési teljesítményt! Tételezze fel, hogy a hőszivattyú hő leadó hőcserélőjében lezajló kondenzáció során a munkaközeg gőztartalma 90% -ról 20% -ra csökken. A kompresszor feltételezett hatásfoka 76% . A munkaközeg $\log p-h$ diagramját a példatár végén találja!

Megoldás

A kondenzátor be- és kilépésénél ismert gőztartalom (90 % és 20 %) és tudjuk, hogy a hőmérséklet 60 °C. Ezek segítségével a $\log p$ - h diagramból a munkaközeg be és kilépő entalpiája rendre 382,86 kJ/kg és 282,86 kJ/kg. Tehát a kondenzátorban leadott, fűtésre hasznosított hőmennyiség éppen 100 kJ/kg!

Mivel ismerjük a munkaközeg tömegáramát, meghatározhatjuk a fűtési teljesítményt

$$\dot{Q}_f = \Delta h_{kond} \cdot \dot{m}_{mk} = 100 - \frac{6,54}{60} = 10,9 \frac{kJ}{s}$$

A fűtési rendszerben keringtethető víz mennyisége:

$$\dot{m}_{v\acute{z}} = \frac{\dot{Q}_f}{c_{v\acute{z}} \cdot \Delta t_{v\acute{z}}} = \frac{10,9}{4,189 \cdot 10} = 0,26 \frac{kg}{s}$$

tehát óránként 936,7 liter azaz, majdnem 1 m³ vizet kell a szivattyúval szállítani.

A kompresszor teljesítményszükséglete:

$$P_k = \frac{w_k \cdot \dot{m}}{\eta_k} = \frac{24,3 \cdot 6,54}{60 \cdot 0,76} = 3,48 kW$$

A hőszivattyú berendezés tényleges hatékonysági tényezője, nem számolva a víz szivattyúzására fordítandó energiával:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}_f}{P_k} = \frac{10,9}{3,48} = 3,13$$

A hőszivattyú elméleti hatékonysági tényezője a kompresszor hatásfokának figyelmen kívül hagyásával, azaz a kompresszor hasznos teljesítményével számítható ki:

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}_f}{P_{h,k}} = \frac{10,9}{2,65} = 4,11$$

18. Egy ammónia munkaközeggel működő hőszivattyú berendezéssel 8 °C állandó hőmérsékletű talajvízből kívánjuk megoldani egy épület fűtését. A fűtési hő szükséglet 30 kW, a fűtővíz előre menő hőmérséklete 40 °C, visszatérő hőmérséklete 20 °C. Tételezzük fel, hogy a hőszivattyú hőt felvevő hőcserélője közvetlenül a talajvízbe merül és kb. 5 °C állandó hőmérsékletkülönbség van a talajvíz és a hőt felvevő hőcserélőben elpárolgó munkaközeg hőmérséklete között (hőmérséklet lépcső). A hőt leadó hőcserélő felülete 2,8 m² és a hőátviteli tényező becslést értéke legyen 700 W/m².K. Tételezzük fel, hogy a kompresszió végpontjában és a fojtó szelep előtt a hűtő közeg telített állapotú. Határozzuk meg a hőszivattyú berendezésre jellemző hatékonysági tényezőt és a talajvízbe merülő hőcserélő felületének nagyságát, ha itt a hőátviteli tényező becslést értéke 100 W/m².K!

Megoldás

A hőszivattyú hatékonysági tényezője a berendezés segítségével fűtésre fordított hőmennyiség (a hő leadó hőcserélőnél leadott hőmennyiség) és a berendezés működtetéséhez felhasznált villamos teljesítmény viszonyozása.

Ahhoz, hogy ezeket meg tudjuk határozni ismernünk kell a munkaközeg elpárolgási (hő felvételi) és kondenzációs (hő leadási) hőmérsékletét.

Az elpárolgási hőmérséklet az adatokból könnyen meghatározható, ugyanis ebben a hőcserélőben az elpárolgás miatt állandó a munkaközeg hőmérséklete, és ez 5 °C-al kell kisebb legyen, mint a talajvíz hőmérséklete. Ebből a munkaközeg elpárolgási hőmérséklete 3 °C. Ehhez nagyjából 4,8 bar nyomás tartozik.

A kondenzációt megvalósító hőcserélőbe belépő és az abból kilépő közeg egyaránt telített állapotú és a leadott hőmennyiség éppen 30 kW. Mivel a munkaközeg hőmérséklete nem változik, közömbös, hogy ellen- vagy egyenáramú, esetleg más áramlási rendszerű hőcserélőről van szó! A munkaközeg hőfokának meghatározásához számítsuk ki a két közeg (a fűtési víz és a munkaközeg) vízértékáramát.

A fűtési vízre ez

$$W_{\text{víz}} = c_{\text{víz}} \cdot \dot{m}_{\text{víz}} = \frac{Q_F}{\Delta t_{\text{víz}}} = \frac{30 \cdot 10^3}{20} = 1500 \left(\frac{W}{K} \right)$$

A munkaközeg esetében a vízértékáram végtelen nagy, hiszen nincs hőmérsékletváltozás!

A Bosznjakovics diagram alkalmazásához a hőátviteli számra van szükségünk

$$N = \frac{k \cdot A}{W_1} = \frac{700 \cdot 2,8}{1500} = 1,31$$

Bármelyik Bosznjakovics diagramot használhatjuk, hiszen a vízértékáramok viszonyszáma zérus és ez a görbe minden diagramon azonos futású! A hatásosság értéke kb. 0,725.

A kondenzációs hőmérséklet a hatásosság definíciós egyenletéből

$$t_k = \frac{\Delta t_1 + \Phi \cdot t_{1,be}}{\Phi} = \frac{20 + 0,725 \cdot 20}{0,725} = 47,6 \text{ (} ^\circ C \text{)}$$

Ehhez a kondenzációs hőmérséklethez nagyjából 18,5 bar nyomás tartozik.

A kondenzációs és az elpárolgási hőmérséklet ismeretében az ammónia *logp-h* diagramjából meghatározhatjuk a

- forrás kezdő és a kondenzáció végállapotához tartozó entalpiát: 0,424 MJ/kg
- a kondenzáció kezdő állapotához tartozó entalpiát: 1,665 MJ/kg
- a kompresszió kezdetén a munkaközeg entalpiája: 1,463 MJ/kg

A fűtésre hasznosított hőmennyiség fajlagos értéke

$$q_F = 1,665 - 0,424 = 1,241 \left(\frac{MJ}{kg} \right)$$

A kompresszor munkaszükséglete

$$w_k = 1,665 - 1,463 = 0,202 \left(\frac{MJ}{kg} \right)$$

A hőszivattyú berendezés elméleti hatékonysági tényezője

$$\varepsilon_e = \frac{q_F}{w_k} = \frac{1,241}{0,202} = 6,14$$

A talajvízbe merülő hőcserélő felületének nagyságának meghatározásához ismernünk kell a munkaközeg tömegáramát.

$$\dot{m}_{mk} = \frac{\dot{Q}_F}{\Delta h_k} = \frac{30 \cdot 10^3}{(1,665 - 0,424) \cdot 10^6} = 2,417 \cdot 10^{-2} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Az elpárolgató hőcserélőben átadott hőmennyiség

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{mk} \cdot \Delta h_p = 0,028 \cdot (1,463 - 0,424) = 25,1 \text{ (kW)}$$

$$A_p = \frac{\dot{Q}_0}{k \cdot \Delta t} = \frac{25,1 \cdot 10^3}{100 \cdot 5} = 50,2 \text{ (m}^2 \text{)}$$

Megjegyzés:

A gyakorlatban, takarékosági okokból a munkaközeg csak közvetlenül a berendezésben kering, a talajvizet szivattyúval emelik ki és az egy hőcserélőben találkozik a munkaközeggel. Ebben az esetben a talajvíz hőmérsékletét nem lehet állandónak tekinteni, ami rontja a

berendezés hatékonyságát. Ugyancsak rontja a berendezés hatékonyságát, hogy a talajvíz kiemeléséhez használt szivattyú munkáját is illendő hozzászámítani a kompresszor munkájához.