

# 8. Obrátené obehý

## Učebný cieľ kapitoly

V kap.4. sme definovali obrátené obehý ako obehý, vypočítané na prečerpávanie pracovnej látky z prostredia nižšej energetickej hladiny do prostredia vyššej energetickej hladiny. V tomto všeobecnom ponímaní možno považovať za obrátený obeh napr. aj obeh kompresora. V tejto kapitole sa však budeme zaoberať len obrátenými obehmi, ktoré *prečerpávajú teplo* z prostredia nižšej teploty do prostredia vyššej teploty. Tieto procesy, v súlade s 2. zákonom termodynamiky, nemôžu prebiehať samovoľne na ich uskutočnenie treba dodať vonkajšiu mechanickú prácu.

Existuje veľa termodynamických princípov, na základe ktorých možno obrátené tepelné obehý realizovať, z praktických dôvodov sa však využívajú len dva:

1. *obeh kompresorový*
2. *obeh absorbcný*

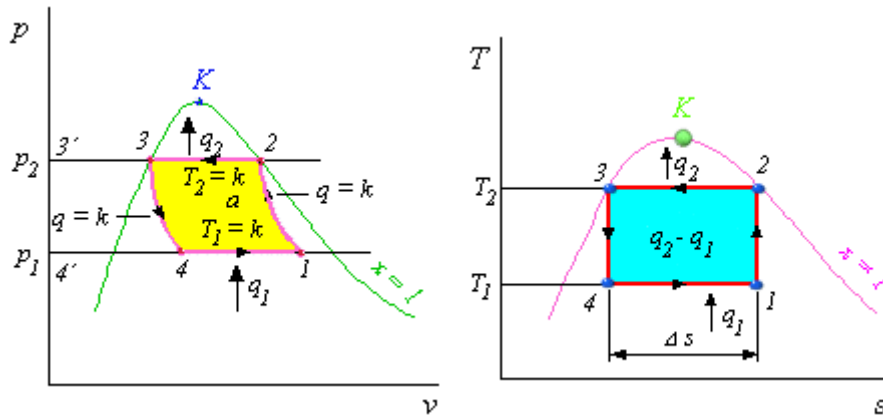
Každý obrátený obeh na jednej strane, teplo z prostredia nižšej teploty odoberá, teda *chladí*, na druhej strane teplo do prostredia vyššej teploty dodáva, teda *vykuruje*. Podľa toho, ktorá funkcia obráteného obehú je pre nás podstatná, hovoríme alebo o *chladiacich zariadeniach* alebo o *tepelných čerpadlách*. Termodynamický princíp, teda obeh, je rovnaký.

Pracovná látka, s ktorou realizujeme obeh sa nazýva *chladivo*. Existuje niekoľko desiatok prakticky používaných chladív. Ich výber závisí od teplôt  $T_1$  (ochladzovaný priestor) a  $T_2$  (otepľovaný priestor), medzi ktorými má obeh pracovať. Líšia sa medzi sebou chemickým zložením a závislosťou teploty bodu varu od tlaku. Tento všeobecný popis hlbšie objasníme v nasledujúcich kapitolách.

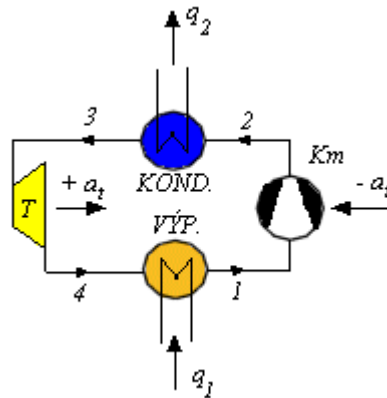
Učebným cieľom tejto kapitoly je podrobné zvládnutie problematiky obrátených obehov a ich využitia pri výrobe tepla a v chladiarenstve. Čitateľ by mal zvládnuť problematiku týchto tepelných obehov ako aj postupov vykonania ich tepelnej bilancie. Mal by podrobne zvládnuť problematiku tepelných čerpadiel i rôznych typov chladiacich zariadení, vrátane základov ich realizácie v praxi.

## 8.1 CARNOTOV OBEH V OBLASTI MOKREJ PARY CHLADIVA

Rovnako ako pri priamych obehoch, je Carnotov obeh teoreticky optimálny aj pre obrátené obehý medzi dvomi teplotami. Realizuje sa v oblasti pár chladiva. Diagramy pár rôznych chladív majú kvalitatívne podobné priebehy ako diagram vodnej pary, ktorý už poznáme. Obrátený Carnotov obeh v  $p-v$  a  $T-s$  diagrame je na obr.8.1, technická realizácia na obr.8.2.



obr.8.1a Obrátený Carnotov obeh:  $p$ - $v$  diagram      obr.8.1b Obrátený Carnotov obeh:  $T$ - $s$  diagram



obr.8.2 Obrátený Carnotov obeh - principiálna schéma

Carnotov obeh je zložený z dvoch izotermických a dvoch adiabatických zmien. Možno ho realizovať v oblasti mokrej pary (chladiwa), kde *izotermy sú totožné s izobarami* (ako u vodnej pary). V  $T$ - $s$  diagrame sú pre jednoduchosť zakreslené ideálne adiabatické zmeny.

Analyzujme teraz predpísané zmeny a ich technickú realizáciu:

1-2, adiabatická kompresia z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_2$ . Súčasne sa zvýši teplota  $T_1$  na  $T_2$ . Realizuje sa v dokonale tepelne izolovanom kompresore  $K_m$ . Na kompresiu treba *dodať prácu*, danú v  $p$ - $v$  diagrame plochou 1, 2, 3', 4'.

2-3, izotermická kompresia pri teplote  $T_2$  (a tlaku  $p_2$ ). Je v oblasti mokrej pary kompresiou len v zmysle znižovania objemu, nie v zmysle zväčšovania tlaku. Fyzikálne predstavuje kondenzáciu sýtej pary na dolnú medznú krivku (bod varu pri danom tlaku). Realizuje sa *odoberaním tepla*  $q_2$  vo výmenníku, ktorý nazývame podľa procesu v ňom prebiehajúcim *kondenzátor*. Teplo odvedené z obehu pri kondenzácii je v  $T$ - $s$  diagrame dané plochou pod krivkou termodynamickej zmeny, plochou pod izotermou  $T_2$  (2-3).

3-4, adiabatická expanzia z tlaku  $p_2$  na tlak  $p_1$ . Súčasne sa zníži teplota z  $T_2$  na  $T_1$ . Realizuje sa v dokonale izolovanom expanznom stroji (turbíne). Pri expanzii *získavame prácu*, danú v  $p$ - $v$  diagrame plochou 3, 4, 4', 3'.

4-1, izotermická expanzia pri teplote  $T_1$  (a tlaku  $p_1$ ) analogicky ako pri zmene 2-3, je v oblasti mokrej pary expanziou len v zmysle zväčšovania objemu, nie v zmysle znižovania tlaku. Fyzikálne predstavuje vyparovanie mokrej pary pri teplote bodu varu pri danom tlaku na stav sýtej pary. Realizuje sa dodávkou tepla  $q_1$  vo výmenníku, ktorý podľa procesu v ňom prebiehajúcom nazývame výparník. Teplo dodané do obehu pri vyparovaní je v  $T$ - $s$  diagrame dané plochou pod izotermou  $T_1$  (4-1).

Práca obehu je ako vždy daná plochou obehu, v tomto prípade ide o prácu zápornú (dodanú), ako súčet zápornej práce kompresora a kladnej práce turbíny (v diagrame  $p$ - $v$  vyšrafovaná plocha).

Obeh sa realizuje s vhodne zvolenou pracovnou látkou (chladivom), ktorá sa pri danej teplote  $T_1$  (obvykle zápornej v °C) a tlaku  $p_1$  dodávkou tepla odparuje a pri danej teplote  $T_2$  (kladnej, rádovo desiatky °C) a tlaku  $p_2$  odoberaním tepla kondenzuje. Danými teplotami  $T_1$  a  $T_2$  sú dané aj tlaky  $p_1$  a  $p_2$  (izotermy sú totožné s izobarami v oblasti mokrej pary - pozri diagramy na obr.8.1). K požiadavkám na chladivo sa ešte vrátíme pri skutočných obehoch, ktoré sa v práci realizujú.

V kapitole 4. sme definovali základné pojmy pre tepelné obehly. Efektívnosť obrátených obehov určujú:

podľa vzťahu (4-5) *chladiaci faktor*  $\varepsilon_{ck}$

$$\varepsilon_{ck} = \frac{q_1}{\alpha} = \frac{q_1}{q_2 - q_1}$$

v prípade že sa zariadenia využíva na chladenie, alebo *vykurovací faktor* podľa vzťahu (4-6)

$$\varepsilon_k = \frac{q_2}{\alpha} = \frac{q_2}{q_2 - q_1}$$

ak zariadenie využívame na vykurovanie (ako tepelné čerpadlo).

V diagrame  $T$ - $s$  má Carnotov obeh s mokrou parou rovnaký geometrický tvar ako s ideálnym plynom. Teplá  $q_1$  a  $q_2$  vyjadříme rovnako, ako plochy pod izotermami  $T_2$  a  $T_1$ , teda

$$q_2 = T_2 \Delta s$$

$$q_1 = T_1 \Delta s$$

Sú totožné s rovnakými faktormi pre ideálny plyn (pozri vzťah (4-8) a (4-9)). Rovnaké sú aj závery z nich vyplývajúce. *Efektívnosť bude tým vyššia, čím nižší bude rozdiel teplôt  $T_2 - T_1$  medzi ktorými obeh pracuje.*

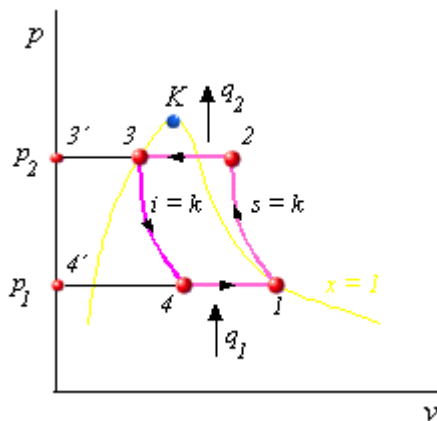
Carnotov obeh v oblasti mokrej pary chladiva podľa obr.8.1 a obr.8.2 má pre praktickú technickú realizáciu niektoré nevýhody:

1. na vstupe do kompresora je mokrá para s pomerne vysokým obsahom kvapalnej časti chladiva, t.j. malou suchosťou, ktorá sa vysuší na hodnotu  $x = 1$  až pri kompresii. Vysoký obsah kvapalnej časti je pre kompresor nežiadúci.
2. súčasťou zariadenia je expanzný stroj, z ktorého získame kladnú prácu. Tento element celé zariadenie veľmi komplikuje. (Predstavme si, že by naša domáca chladnička mala mať ešte turbínku, s výkonom rádovo niekoľkých watov).

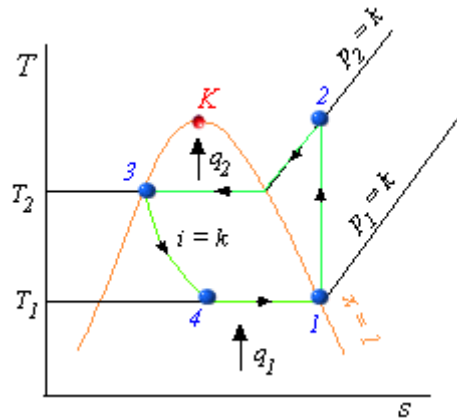
Uvedené nedostatky odstraňuje upravený obeh zvaný Rankinov, ktorý: ad 1. posúva koniec odparovania až na hornú medznú krivku ( $x = 1$ ) ad 2. expanziu v turbíne z tlaku  $p_2$  na tlak  $p_1$  nahradzuje škrtením (redukciou tlaku) v redukčnom ventile. V redukčnom ventile síce expanznú prácu maríme, ale zariadenie sa podstatne zjednoduší.

## 8.2 RANKINOV OBEH

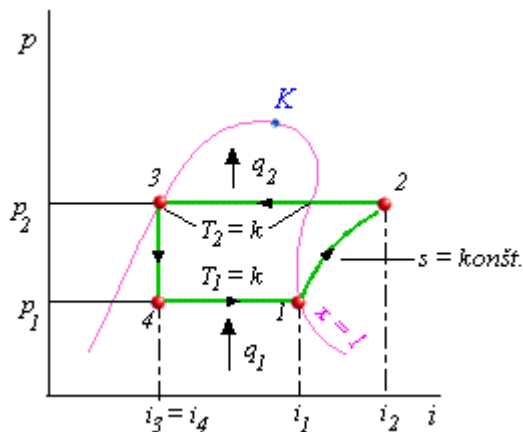
Obrátený Rankinov obeh je teoretickým obehom kompresorových chladiacich zariadení a tepelných čerpadiel. Je to obeh, ktorého princíp možno využiť od najmenších po najväčšie výkony a chladiace teploty  $t_1$  až do  $-60^\circ\text{C}$ . Obeh v  $p$ - $v$  a  $T$ - $s$  súradniciach je na obr.8.3. V chladiarenskej technike sa takmer výlučne používa  $p$ - $i$  diagram, v ktorom sú zakreslené čiary  $s = \text{const}$ . Pomocou nich sa jednoducho znázorni adiabatická kompresia.



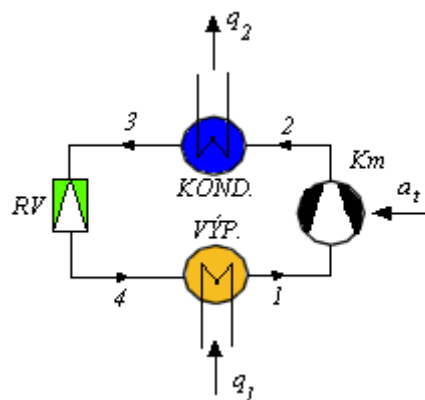
obr.8.3a Obrátený Rankinov obeh:  
 $p$ - $v$  diagram



obr.8.3b Obrátený Rankinov obeh:  
 $T$ - $s$  diagram



obr.8.4a Obrátený Rankinov obeh:  
 $p$ - $i$  diagram



obr.8.4b Obrátený Rankinov obeh:  
princiálna schéma

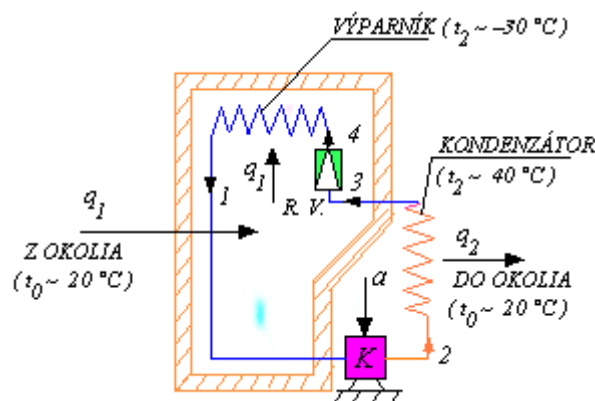
V tomto súradnicovom systéme je obeh spolu s principiálnou blokovou schémou na obr.8.4. Popíšme teraz jednotlivé zmeny a ich technickú realizáciu,

1-2 adiabatická kompresia v kompresore Km ako u Carnotovho obehu

2-3 izobarická kondenzácia v kondenzátore Kond, v dôsledku odoberania tepla  $q_2$  pri vyššej z teplôt obehu  $T_2$ .

3-4 redukcia tlaku z  $p_2$  na  $p_1$  v redukčnom ventile RV. Znížením tlaku sa súčasne zníži teplota z  $T_2$  na  $T_1$  (ako pri expanzii v turbíne). Redukcia tlaku (škrtenie) prebieha pri  $i = \text{const}$ . Náhradou expanzného stroja redukčným ventilom sa líšia obrátený Rankinov obeh na obr.8.3, obr.8.4 od obehu Carnotovho, s ktorým sme sa zaoberali doteraz. Existujú aj zariadenia s expanzným strojom, využívajúcim prácu 3, 3', 4, 4', pre svoju zložitosť sa však prakticky nevyužívajú.

4-1 izobarické odparenie vo výparníku VP v dôsledku dodávky tepla pri nižšej z teplôt obehu  $T_1$ .



obr.8.5 Obrátený Rankinov obeh pre chladenie

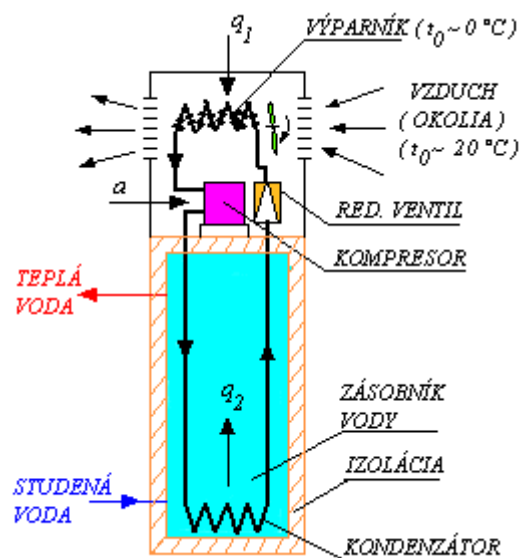
Na obr.8.5. je schéma využitia obráteného Rankinového obehu pre chladenie. Pre názornosť sú na obrázku uvedené ako príklad teploty, medzi ktorými obeh prebieha, t.j.  $t_1$  a  $t_2$ . Nižšia teplota  $t_1$  (napr.  $-30^\circ\text{C}$ ) je daná požiadavkami na chladenie. Táto teplota je podstatne nižšia ako je teplota okolia  $t_0$  (napr.  $+20^\circ\text{C}$ ). V dôsledku rozdielu teplôt  $t_1$  a  $t_2$  vniká do chladeného priestoru teplo z okolia  $q_1$ , ktoré vieme vypočítať zo zákona prenosu tepla. Teplo  $q_1$  je absorbované výparníkom, v ktorom prúdi chladivo pri veľmi nízkej teplote  $t_1$ . Dodávkou tepla  $q_1$  pri tlaku  $p_1$  sa chladivo odparí. Teplo  $q_1$ , ktoré vniklo do chladeného priestoru a je absorbované chladivom vo výparníku pri veľmi nízkej teplote  $t_1$ , musíme z chladeného priestoru a z chladiva dostať von do okolia. Aby bol tento proces možný, musíme zvýšiť teplotu chladiva nad teplotu okolia. Zvýšenie teploty z  $t_1$  na  $t_2$  (a súčasne zvýšenie tlaku z  $p_1$  na  $p_2$ ) realizujeme kompresorom. Pri teplote  $t_2$  (napr.  $40^\circ\text{C}$ ) vyššej ako je teplota okolia  $t_0$  prechádza teplo z chladiva do okolia. Treba mať na pamäti blokovú schému obráteného obehu a zákon zachovania energie, podľa ktorého  $q_2 = a + q_1$ , teda teplo na výstupe  $q_2$  je zväčšené oproti teplu na vstupe  $q_1$  o mechanickú prácu a dodanú v kompresore. V kondenzátore pri teplote  $t_2$  a tlaku  $p_2$  v dôsledku odoberania tepla  $q_2$  (chladenia) prebieha kondenzácia pri konštantnej teplote  $t_2$ . Aby mohlo chladivo v nasledujúcej časti obehu odoberať teplo z chladeného priestoru pri nízkej teplote, treba znížiť jeho teplotu z  $t_2$  na  $t_1$ . Tento proces sa realizuje v redukčnom ventile škrtením.

Uvedený príklad chladničky demonštruje ako obrátený obeh na jednej strane odoberá teplo  $q_1$ , na druhej strane dodáva teplo  $q_2$ . Teda každá chladnička súčasne chladí aj vykuruje. V prípade chladničky je podstatné (určujúce) pre výpočet teplo  $q_1$ , ktoré musíme z chladeného

priestoru odobrať. Teplo  $q_2$  nás v tomto prípade väčšinou nezaujíma, odvádzame ho do okolia.

V prípade tepelného čerpadla nie je podstatné (určujúce) pre výpočet teplo  $q_1$ , ktoré odoberáme z okolia, naopak podstatné je teplo  $q_2$ , ktorým treba pokryť tepelné straty vykurovaného priestoru, či požiadavky na ohrev.

Príklad využitia obráteného Rankinovho obehu vo funkcii tepelného čerpadla pre ohrev teplej úžitkovej vody (TÚV) je na obr.8.6. Teplo  $q_1$  sa v tomto príklade odoberá zo vzduchu (jeho ochladzovaním), teplo  $q_2$  slúži na ohrev vody. Na obr.8.6. sú uvedené teploty  $t_1$  a  $t_2$  (ako príklad), medzi ktorými môže obeh pracovať. Samozrejme sú možné aj iné hodnoty teplôt. Stále však treba mať na pamäti, že efektívnosť obehu (či chladiaci alebo vykurovací faktor) je tým väčšia, čím menší je rozdiel teplôt  $t_2 - t_1$ , medzi ktorými obeh pracuje.



obr.8.6 Tepelné čerpadlo pre TÚV, zdroj tepla je vzduch

### 8.3 TEPELNÁ BILANCIA OBRÁTENÉHO RANKINOVHO OBEHU

Na bilanciú použijeme  $p-i$  diagram na obr.8.4. Teplotami  $T_1$  a  $T_2$  je celý obeh zadaný a možno ho zakresliť do diagramu.

Ak obeh pracuje ako chladiaci, je zadaný *chladiaci výkon* -  $P_{Q1}$

$$P_{Q1} = \dot{m} q_1 \quad (8-1)$$

resp. ak pracuje ako tepelné čerpadlo, je zadaný *vykurovací výkon* -  $P_{Q2}$

$$P_{Q2} = \dot{m} q_2 \quad (8-2)$$

Predpokladajme tepelné čerpadlo, vychádzame teda z vykurovacieho výkonu  $P_{Q2}$  (výpočet pre chladiace zariadenie je analogický, vychádzame však z chladiaceho výkonu  $P_{Q1}$ ).

*Množstvo pracovnej látky prúdiacej obehom*

$$\dot{m} = \frac{P_{\dot{Q}2}}{q_2}$$

Teplo  $q_2$  sa odvádza pri izobarickej zmene 2-3 ( $p_2 = \text{const.}$ ).  
Z vety o energii ( $dq = di - vdp$ ) je pre izobaru 2-3 *odvedené teplo*

$$q_2 = i_2 - i_3 \quad (8-3)$$

a množstvo

$$\dot{m} = \frac{P_{\dot{Q}2}}{i_2 - i_3} \quad (8-4)$$

*Teplo privedené* pri izobarickej zmene 4-1 ( $p_1 = \text{const.}$ ) analogicky bude

$$q_1 = i_1 - i_4 = i_1 - i_3 \quad (8-5)$$

*Výkon kompresora*

$$P_K = \dot{m} a_t \quad (8-6)$$

kde technickú prácu kompresora  $a_t$  pri adiabatickej kompresii 1-2 vypočítame z vety o energii

$$a_T = i_1 - i_2 \quad (8-7)$$

*Vykurovací faktor* podľa definície (4-6)

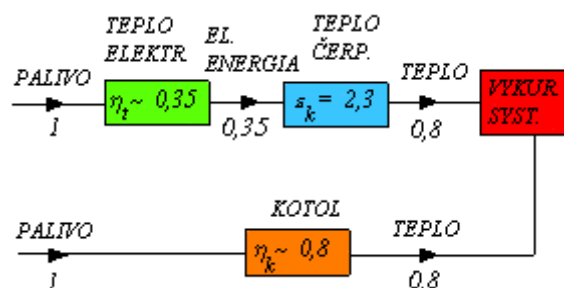
$$\varepsilon_K = \frac{q_2}{a_t} = \frac{i_2 - i_3}{i_1 - i_2} \quad (8-8a)$$

$$\varepsilon_K = \frac{P_{\dot{Q}2}}{P_K}$$

Chladiaci faktor podľa definície (4-5)

$$\varepsilon_{ch} = \frac{q_1}{a_t} = \frac{i_1 - i_3}{i_1 - i_2} \quad (8-8b)$$

$$\varepsilon_{ch} = \frac{P_{\dot{Q}1}}{P_K}$$



obr.8.7 Ekvivalentné toky energií porovnávajúceho zdroja (paliva)

*Ekonomická hodnota vykurovacieho faktora*

Tepelné čerpadlo je alternatívou vykurovania klasickým palivom. Kompresor tepelného čerpadla najčastejšie poháňa elektrická energia, ktorú získavame z klasického paliva v

tepelnej elektrárni s účinnosťou  $\eta_{h0} \sim 0,3$ . Účinnosť priameho vykurovania (prostredníctvom kotla) je asi  $\eta_{h0} \sim 0,75$ . Z hľadiska primárnych zdrojov energie bude teda tepelné čerpadlo ekvivalentné klasickému kúreniu, ak bude dodávať do vykurovacieho systému rovnaké teplo ako priame spaľovanie. Ekvivalentné toky energií porovnávajúceho zdroja (palivo) sú pre obidva systémy na obr.8.7. Vykurovací faktor ako pomer tepla na výstupe k dodanej práci

$$\varepsilon_x = \frac{0,8}{0,35} = 2,1$$

čo je súčasne pomer účinnosti kotla a účinnosti tepelnej elektrárne

$$\varepsilon_x = \frac{\eta_x}{\eta_h}$$

keď  $\varepsilon_x > 2,7$  je výhodnejšie tepelné čerpadlo.

$\varepsilon_x < 2,7$  je výhodnejšie klasické kúrenie.

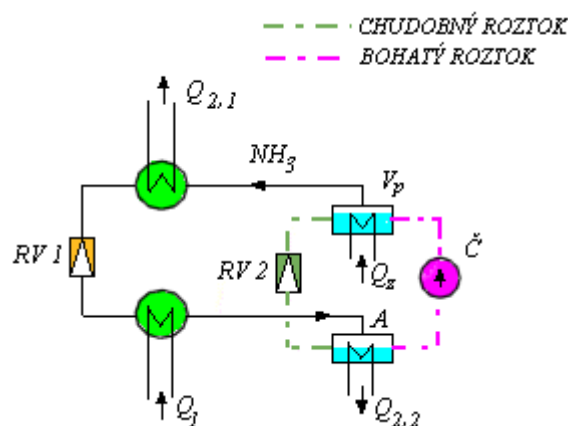
**Poznámka:**

Ak tepelné čerpadlo porovnávame s vykurovaním el. energiou potom je zrejme tepelné čerpadlo vždy energeticky výhodnejšie ak  $\varepsilon_x > 1$ .

Pri celkovom ekonomickom bilancovaní, treba, brať do úvahy aj investičné náklady, ktoré sú pre tepelné čerpadlá niekoľkokrát vyššie ako náklady na kotol. Uvedené ekonomické hodnoty platia, samozrejme pre tepelné čerpadlá pracujúce na princípe obráteného parného Rankinovho obehu, s ktorým sme sa doteraz zaoberali a ktorý sa využíva v systémoch tepelných čerpadiel vo viac ako 90% prípadoch. Tepelné čerpadlá a chladiace zariadenia možno však realizovať aj na princípe iných obehov, z ktorých je najrozšírenejší, najmä v chladiacej technike, obeh absorpčný.

## 8.4 ABSORBČNÝ OBEH

Pohonnu energiou absorpčného obehu je energia tepelná, získaná spaľovaním alebo odporovým elektrickým ohrevom. Je výhodné najmä tam, kde je k dispozícii odpadové teplo, odberaná para a pod., takže v porovnaní s kompresorovým zariadením možno ušetriť elektrickú energiu, potrebnú pre pohon kompresora. Principiálna schéma je na obr.8.8.



obr.8.8 Absorpčný obeh - principiálna schéma



Schéma obehu je na obr.8.8. Obeh pracuje s dvojicou chladiacich médií a najčastejšie sa používa dvojica čpavok a voda. Obeh má dva okruhy: *okruh chladiaceho média* (na obrázku plnou čiarou) a *okruh roztoku* (na obrázku bodkočiarkovanou čiarou). Popíšme teraz jeho funkciu a predpokladajme pritom činnosť tepelného čerpadla pre kúrenie. Chladivo (NH<sub>3</sub>) na výstupe z vypudzovača V<sub>p</sub> je v plynnom stave a má teplotu vyžadovanú pre kúrenie. Odovzdáva teplo Q<sub>1</sub> v kondenzátore KOND, čím kondenzuje, v redukčnom ventilu RV 1 sa zníži tlak a teplota pod teplotu okolia. Vo výparníku V prijíma teplo okolia Q<sub>1</sub> pričom sa odparí. Ďalej vstupuje do absorbéra A naplneného vodou, v ktorej sa čpavok pohltí pri súčasnom uvoľnení tepla Q<sub>2,2</sub>. Obehovým čerpadlom Č sa roztok, bohatý na čpavok, dopravuje do vypudzovača V, v ktorom sa prostredníctvom dodaného tepla Q<sub>z</sub> (získaného napr. spaľovaním) zohrieva, čpavok sa uvoľňuje a znova prúdi do okruhu chladiva. Roztok ochudobnený o čpavok sa prepúšťa cez redukčný ventil RV 2 do absorbéra.

Elektrická energia na pohon obehového čerpadla je zanedbateľná. Do obehu dodávame teplo Q<sub>z</sub> vo vypudzovači, získavame teplotu Q<sub>2,1</sub> v kondenzátore a Q<sub>2,2</sub> v absorbére.

*Vykurovací faktor* ako pomer získaného tepla k dodanej pohonnej energii potom bude

$$\varepsilon_x = \frac{Q_{2,1} + Q_{2,2}}{Q_z} \quad (8-9)$$

a *chladiaci faktor*

$$\varepsilon_{ck} = \frac{Q_1}{Q_z} \quad (8-10)$$

*Ekonomická hodnota vykurovacieho faktora* závisí od druhu pohonnej energie:

- ak pohonná tepelná energia sa získava spaľovaním a absorpčný obeh slúži ako náhrada klasického kúrenia, musí byť

$$\varepsilon_x \geq 1$$

- ak pohonná tepelná energia sa získava z elektrickej energie, je ekonomická hodnota rovnaká ako pri parnom obehú s kompresorom, poháňaným el. energiou, t.j.

$$\varepsilon_x \geq 2,7$$

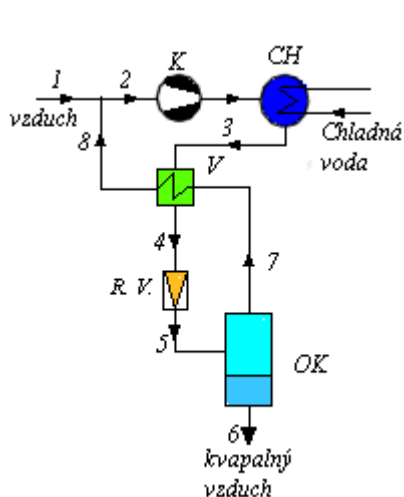
U absorbčných chladičiek, používaným v domácnosti, sa používajú tzv. difúzne obehú, v ktorých okrem chladiva a absorbenta je ešte treba látku, do ktorej prostredia sa chladivo odparuje. (Např. sa používa trojica látok: čpavok, voda a vodík.)

Vodík svojím parciálnym tlakom vyrovnáva tlak v nízkotlakovej časti (vo výparníku) na celkový tlak, rovný tlaku vo vysokotlakovej časti. Pritom pre nízku teplotu vyparovania chladiva je rozhodujúci parciálny tlak čpavku vo výparníku.

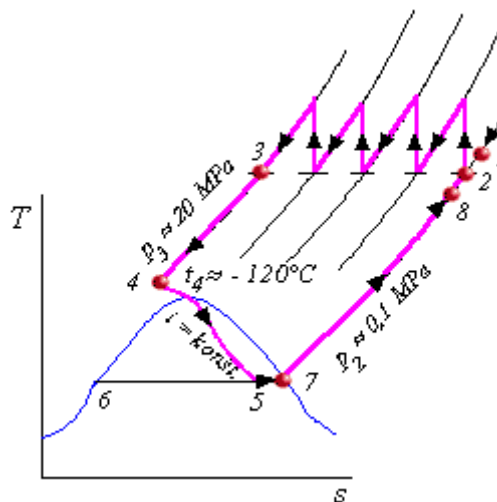
Ak sa výparník umiestni hore, môže chladivo pretekať do vypudzovača rozdielom hydrostatických tlakov, takže u týchto zariadení nie je potrebné žiadne čerpadlo, teda žiaden točivý stroj. Stačí len elektrický alebo plynový ohrev vypudzovača.

## **8.5 HLBOKÉ OCHLADENIE**

Pre chladienie látok na teploty hlboko pod bodom mrazu sa používajú rôzne systémy. My si tu uvedieme len ako príklad Hampsonove zariadenie, slúžiace ku skvapalňovaniu plynov (např. vzduchu). Toto zariadenie využíva Jouleovho-Thomsonovho javu, pri ktorom znížením tlaku tekutiny škrtením, dochádza k ochladeniu tekutiny.



obr.8.9 Realizačná schéma Hampsonovho zariadenia



obr.8.10  $T-s$  diagram hlbokého chladenia

Základná schéma Hampsonovho zariadenia je nakreslená na obr.8.9 a príslušný idealizovaný termodynamický obch v  $T-s$  diagrame na obr.8.10.

Kompresorom K sa nasáva vzduch s tlakom  $p_2 = p_1 = p_8 = 0,1 \text{ MPa}$ , ktorý je zmesou vzduchu braného z atmosféry (1) a vracajúceho sa chladnejšieho vzduchu (8). Kompresia (2-3) je štvorstupňová s medzichladením v chladiči CH, čo je znázornené v  $T-s$  diagrame na (obr.8.10). V schéme na (obr.8.9) nie je chladenie medzi jednotlivými stupňami kompresie podrobnejšie rozkreslené. Pre jednoduchosť je kompresia znázornená ako izoentropická.

Po kompresii a čiastočnom ochladiení chladiacej vody vzduchom, stlačený na cca 15 až 20  $\text{MPa}$  v stave (3) vedie do výmenníku V, v ktorom sa ďalej ochladzuje chladným vzduchom, odchádzajúcim z odlučovača OK. Z výmenníku V sa vzduch v stave (4) vedie do redukčného ventilu RV, v ktorom dochádza k izoentalpickým škrtením na tlak  $p_5 = p_1 = 0,1 \text{ MPa}$ , pričom dôjde vplyvom Jouleovho-Thomsonovho javu ku zníženiu teploty na teplotu  $t_5$ .

Bod (5) leží v oblasti koexistencie sýtej vzduchovej pary a kvapalného vzduchu na bod varu pri teplote  $t_5$ . Táto zmes sa zavedie do odlučovača OK, kde sa oddelí kvapalná fáza (6) (asi 10% z celkového množstva). Zostávajúca parná zložka (7) sa odvádza do výmenníka V a potom späť do sania kompresora.

Na podobnom princípe je založené Lindeovo chladiace zariadenie, vybavené niektorými doplnkami, zvyšujúcimi jeho účinnosť.

## 8.6 CHLADIVÁ

Obrátené obchy pracujú pri rôznych teplotách  $t_1$  a  $t_2$  daných požiadavkami na teplotu chladenia  $t_1$  (v prípade chladiacich zariadení) resp. na teplotu vykurovacieho systému  $t_2$  (v prípade tepelných čerpadiel). Teplotami  $t_1$  a  $t_2$  sú dané tlaky v systéme  $p_1$  a  $p_2$ , ako je to zrejme z konštrukcie obchu v diagramoch na obr.8.3 a obr.8.4.

Na tlaky  $p_1$  a  $p_2$  sa kladú ďalšie požiadavky:

- $p_1 > 0,1 \text{ MPa}$ , aby v systéme nebol podtlak a nedochádzalo k prisávaniu z okolia,
- $p_2 < 2 \text{ MPa}$ , aby systém nebol veľmi mechanicky namáhaný, preto sa volí

$$\frac{p_2}{p_1} < 5$$

$$\text{max. } \frac{p_2}{p_1} = 10$$

Aby bolo možné splniť uvedené požiadavky pri rôznych teplotách  $t_1$  a  $t_2$  používajú sa u obrátených obehoch desiatky rôznych chladiacich médií (chladičov), ktoré sa medzi sebou líšia závislosťou teploty bodu varu od tlaku a samozrejme chemickým zložením. Medzi chladičivo patrí napr. čpavok  $\text{NH}_3$ , oxid uhličitý  $\text{CO}_2$ , metylchlorid  $\text{CH}_3\text{Cl}$ , v kompresorových obehoch to boli donedávna rôzne halogenizované chlorovodíky zvané freóny. Označujú sa písmenom R a číslom, napr.

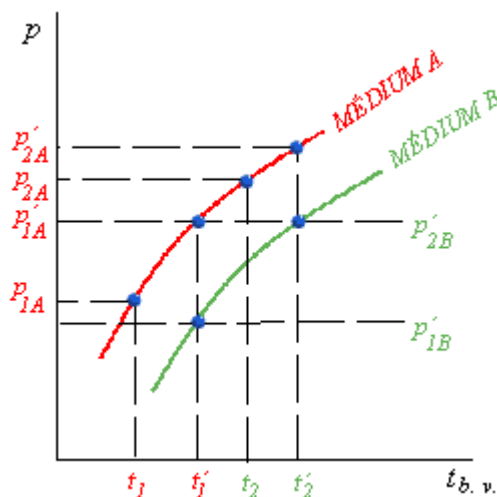
R11 - trichlórfluórmétán	C Cl3F	+23,7 °C
R12 - dichlórfluórmétán	C Cl2F2	-28,8 °C
R22 - monochlórtrifluórmétán	C ClF3	-40,8 °C
R13 - monochlórdifluórmétán	C ClF2	-81,5 °C

a mnoho ďalších. Dnes sú nahradzované zmesami alebo celkom novými ekologickými chladičivami.

Možnosti zmeny teplôt  $t_1$  a  $t_2$ , medzi ktorými obeh pracuje vyplývajú z obr.8.11.

Na obr.8.11 je nakreslená závislosť teploty bodu varu od tlaku pre dve rôzne chladiace médiá A a B. Predpokladajme, že obeh pracuje medzi teplotami  $t_1$  a  $t_2$  s médiom A. Týmito teplotami sú jednoznačne dané tlaky vyparovania -  $p_{1A}$  a kondenzácie -  $p_{2A}$ . Ak chceme zmeniť teploty z  $t_1$  na  $t_1'$  a z  $t_2$  na  $t_2'$ , máme *dve možnosti*:

1. *s rovnakým chladiacim médiom A treba zmeniť tlaky*, medzi ktorými obeh pracuje z  $p_{1A}$  a  $p_{2A}$  na  $p_{1A}'$  a  $p_{2A}'$ . Ak zariadenie nie je na tieto tlaky dimenzované, treba použiť druhú možnosť, a to



obr.8.11 Zmena teplôt chladiaceho média

2. *vymeniť chladiace médium A za chladiace médium B*, a to také, pri ktorom tlakom približne rovnakým, ako  $p_{1A}$  a  $p_{2A}$  zodpovedajú teploty vyparovania a kondenzácie  $t_1'$  a  $t_2'$ .

## 8.7 TEPELNÉ ČERPADLÁ A ZDROJE NÍZKO POTENCIÁLNEHO TEPLA

Na obr.8.6 sme ukázali príklad tepelného čerpadla využívaného na ohrev vody. Zdrojom nízko potenciálneho tepla je v tomto prípade vzduch z okolia, ktorému výparník s nízkou teplotou  $t_1$  teplo odoberal. Kondenzátor s vyššou teplotou  $t_2$  odovzdával toto teplo, zvýšené o energiu dodanú kompresorom, do vody v zásobníku. Vzduch sa odoberaním tepla ochladzuje, čo nie je vždy žiadúce, ak sa napr. jedná o uzavreté priestory. Preto sa odoberanie tepla uskutočňuje často mimo objekt napr. v záhrade.

Zberač nízko potenciálneho tepla však nemusí byť umiestnený vo vzduchu (ako je to na obr.8.6), ale aj vo vode (rieke, jazere) alebo zakopaný v zemi. Podľa toho aká z uvedených možností je idealizovaná hovoríme, že zdrojom nízko potenciálneho tepla je

1. *vzduch*, alebo
2. *voda*, alebo
3. *zem*

prípadne aj kombinácie s ďalšími zdrojmi (napr. slnečné žiarenie). Podľa zdroja nízko potenciálneho tepla (výparníka) a prostredia, do ktorého sa odovzdáva vysoko potenciálne teplo (z kondenzátora) označujeme tepelné čerpadlo ako napr.

- vzduch - voda (teplo sa odoberá vzduchu a odovzdáva vode)
- voda - voda (teplo sa odoberá vode a odovzdáva vode)
- zem - voda (teplo sa odoberá pôde a odovzdáva vode)

Od zdroja nízko potenciálneho tepla (jeho teploty) závisí efektívnosť činnosti tepelného čerpadla (vykurovací faktor  $\varepsilon_K$ ), preto sa zdrojmi budeme ďalej zaoberať.

Závislosť tepelného výkonu (vykurovacieho výkonu  $P_{Q2}$  podľa vzťahu 8-2) od teploty prostredia, z ktorého sa nízko potenciálne teplo odoberá sa nazýva *charakteristika tepelného čerpadla*.

Tepelné čerpadlo pracuje podľa obráteného Rankinovho obehu, ktorý vynikol malými úpravami z obehu Carnotovho. Pre vykurovací faktor Carnotovho obehu platí (4-8).

$$\varepsilon_K = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

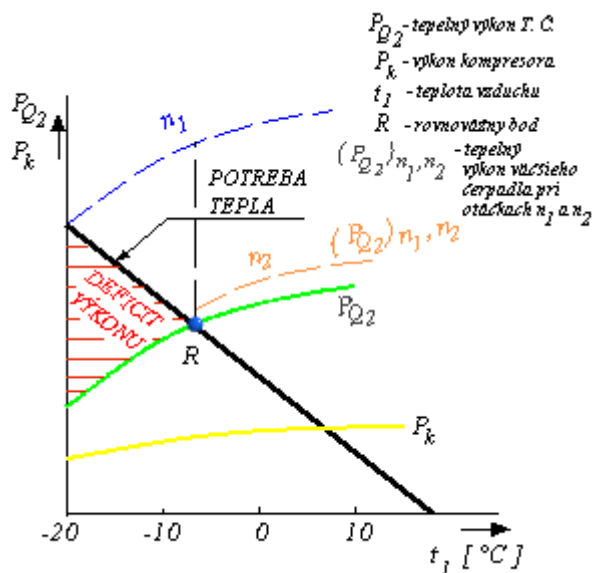
kde  $T_2$  a  $T_1$  sú (pri zanedbaní nutných teplotných spádov) teplota vykurovacieho média ( $T_2$ ) a nízko potenciálneho zdroja tepla ( $T_1$ ). Kvalitatívne platí tento vzťah aj pre obeh Rankinov. Súčasne platí podľa (9-8a)

$$\varepsilon_K = \frac{q_2}{a_t} = \frac{m q_2}{m a_t} = \frac{P_{Q2}}{P_K}$$

resp.  $P_{Q2} = \varepsilon_K P_K$

kde  $P_K$  je výkon kompresora za predpokladu  $P_K = \text{const.}$ , je tepelný výkon  $P_{Q2}$  priamo úmerný  $\varepsilon_K$ , ktorý je zasa *nepriamoúmerný rozdielu teplôt  $T_2 - T_1$ , medzi ktorými obeh pracuje*. Čím menší je rozdiel  $T_2 - T_1$  tým väčší je  $\varepsilon_K$ , resp. *čím je teplota nízko potenciálneho zdroja  $T_1$  nižšia (pri danej teplote  $T_2$ ), tým nižšia je hodnota  $\varepsilon_K$  a tým aj vykurovacieho výkonu  $P_{Q2}$ .*

Z uvedenej analýzy si vieme predstaviť ako asi bude vyzerat' charakteristika tepelného čerpadla. Tá je znázornená na obr.8.12 pre zdroj nízko potenciálneho tepla - vzduch. Na obr.8.12 je zakreslená aj potreba tepla, t.j. tepelné straty vykurovaného priestoru, ktoré s klesajúcou vonkajšou teplotou narastajú približne lineárne.



obr.8.12 Charakteristika tepelného čerpadla a potreba tepla - zdroj nízko potenciálneho tepla: vzduch

Vidíme, že charakteristika tepelného čerpadla má opačný priebeh ako by sme potrebovali. Na ľavo od rovnovážneho bodu R (okolo 0°C) nestačí tepelné čerpadlo pokryť tepelné straty. Bolo by samozrejme možné navrhnúť tepelné čerpadlo väčšieho výkonu ako je to na obr.8.12 naznačené čiarkovanou čiarou a v rovnovážnom bode znížiť výkon otáčkami kompresora, ale toto riešenie by bolo nákladné a neekonomické, pretože pri teplotách pod 0°C pracuje tepelné čerpadlo s nízkym vykurovacím faktorom  $\varepsilon_K$ . Deficit výkonu naľavo od bodu R treba preto pokryť klasickým kúrením. Sú teda potrebné 2 zdroje tepla a podľa toho, v akej kombinácii pracujú, hovoríme, že prevádzka je bivalentná a to alebo

1. *paralelná* (naľavo do rovnovážneho bodu pracuje aj tepelné čerpadlo aj kotol)
2. *alternatívna* (naľavo od rovnovážneho bodu pracuje len kotol, napravo len tepelné čerpadlo). Kotol musí byť v tomto prípade navrhovaný na plný výkon, na rozdiel od prevádzky paralelnej.

Pre nízku efektivitu tepelného čerpadla pri teplotách menších ako 0°C, využíva sa viac prevádzka alternatívna).

V predchádzajúcom príklade sme naznačili problémy spojené so vzduchom ako zdrojom nízko potenciálneho tepla. Zhrňme doterajšie poznatky a pridajme ďalšie, o ktorých sme zatiaľ nehovorili.

### Vzduch - zdroj nízko potenciálneho tepla

1. nestačí pri pod nulových teplotách okolia ekonomicky pokryť potrebu tepla. Je treba aj ďalší zdroj - klasický kotol.
2. výparník (možno si predstaviť ako automobilový chladič) je pre lepší prenos tepla vybavený ventilátorom, ktorý môže svojím hlukom obťažovať okolie.

- vo výparníku prúdi chladivo s nízkymi teplotami a vzniká na ňom námraza (ako v chladničke), ktorú treba periodicky odstraňovať.

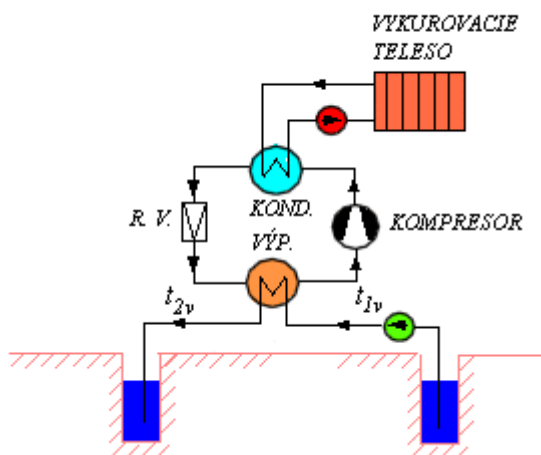
**Poznámka:**

Nízka efektívnosť pri podnulových teplotách vonkajšieho vzduchu vtedy, ak výparník možno umiestniť v priestoroch, v ktorých teplota neklesá pod 0°C (napr. v pivnici). Priestory musia byť dostatočne rozmerné, aby v dôsledku činnosti výparníka neklesla teplota pod 0°C a nedošlo k zamrznutiu rozvodov vody. Teplo odobraté výparníkom musí sa nahradiť teplom preneseným z vonkajšej vody cez základy. V tomto prípade ide o nepriamu kombináciu zdrojov: zem - vzduch.

**Voda** - zdroj nízko potenciálneho tepla  
Zdrojom môže byť voda

- povrchová
- spodná (studničná)
- termálna, resp. voda z chladenia technologických procesov

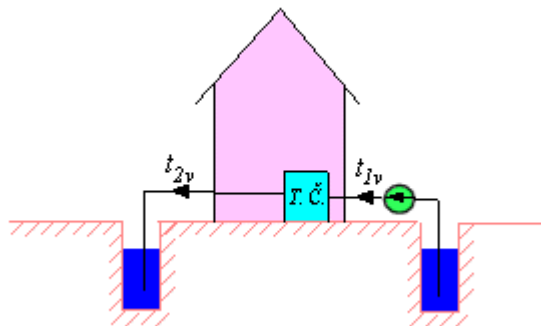
ad 1. Príklad využitia *povrchovej vody* t.j. vody z rieky, jazera či mora je na obr.8.13.



obr.8.13 Zdroj nízko potenciálneho tepla - voda z rieky.

Voda rieky odovzdáva teplo vo výparníku a ochladená o  $t_{1v} - t_{2v} \sim 4 K$  sa do rieky vypúšťa. Problém je v tom, že v zimnom období môže teplota vody v rieke klesať blízko k 0°C. Pri ochladiení vo výparníku o 4K by zamrzala a je preto použiteľná len ak je jej teplota vyššia ako 5°C. V našich klimatických podmienkach to celoročne neplatí a preto možno konštatovať ako u vzduchu. *Povrchová voda vyžaduje aj klasický kotol.*

ad 2. Príklad využitia *studničnej vody* je na obr.8.14.



obr.8.14 Zdroj nízko potenciálneho tepla - voda studničná

Studničná voda sa nachádza zvyčajne v nezamrzajúcej hĺbke t.j. v našich podmienkach asi 0,8m. Ak ju čerpáme z väčšej hĺbky, kde teplota celoročne neklesne pod 5°C, možno ju využiť po celý rok a tepelné čerpadlo *môže pracovať monovalentne*, t.j. bez prídavného klasického zdroja (kotla). Do tep. čerpadla (do výparníka) voda sa z jednej studne čerpá a ochladená o  $t_{1v} - t_{2v} \sim 4 K$  do druhej, dostatočne vzdialenej, vypúšťa. Ak by sme ju vypúšťali do tej istej studne, z ktorej čerpáme, teplota neustále klesala, až by studňa zamrzla. Spotreba vody je značná. Pre demonštráciu uvidíme jednoduchý príklad:

Požadovaný tepelný výkon  $P_{Q2} = 18 kW$  (asi pre rodinný dom)

Vykurovací faktor  $\varepsilon_x = 3$

Ochladenie vody  $t_{v1} - t_{v2} = 4 K$

Merná tepelná kapacita vody  $c = 4,2 kJ/kgK$

Potom výkon kompresora

$$P_x = \frac{P_{Q2}}{\varepsilon_x} = \frac{18}{3} = 6kW$$

Nízko potenciálne teplo

$$P_{Q1} = P_{Q2} - P_x = 18 - 6 = 12kW$$

Pre odobraté teplo z vody  $P_{Q1}$  musí platiť

$$P_{Q1} = \dot{m} c (t_{v1} - t_{v2}) = \dot{m} c \Delta t$$

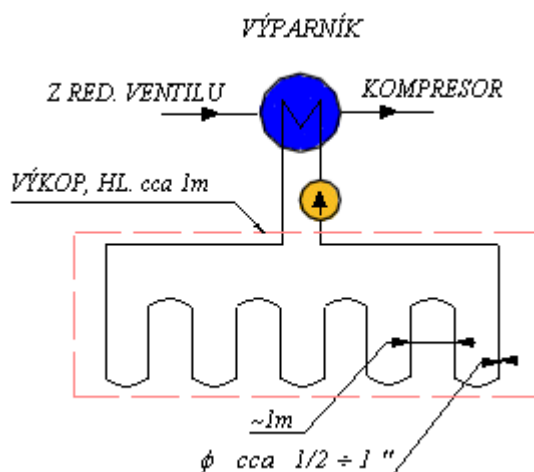
Hmotný prietok vody

$$\dot{m} = \frac{P_{Q1}}{c \Delta t} = \frac{12}{4,2 \cdot 4} = 0,7 kg/s = 2520 kg/h = 2,52 m^3/h$$

ad 3. *Voda termálna*, alebo z chladenia technologických procesov je ešte výhodnejšia ako voda studničná. Čím je jej teplota vyššia, tým vyšší je aj vykurovací faktor a efektívnosť činnosti tepelného čerpadla. U termálnej vody býva niekedy problém s obsahom solí, ktoré zapríčiňujú usadeniny na stenách teplovýmenných plôch výparníka. Vyžaduje preto chemickú úpravu.

Zem - zdroj nízko potenciálneho tepla

V hĺbke  $\sim 1m$  je teplota zeme celoročne nad 0°C, preto teplo z nej odobraté môže trvalo zabezpečiť ekonomickú prevádzku tepelného čerpadla, ktoré pracuje monovalentne, bez prídavného klasického zdroja ako v prípade studničnej vody. Zemný zberač tepla musí byť rozmiestnený na dostatočne veľkej ploche tak, aby teplo, ktoré odoberá sa stačilo priviesť z okolia tepelnou vodivosťou zeminy. Tá závisí od štruktúry zeminy a jej vlhkosti. Schéma tepelného zberača je na obr.4.15.



obr.8.15 Schéma zemného zberača tepla

Pre zlepšenie tepelnej vodivosti zeminy bývajú niekedy v priestore zberača zabudované trysky, ktoré zem zvlhčujú.

Zo schémy vyplýva, že pre uloženie zemného zberača treba najprv urobiť výkop hĺbky cca 1m na dno uložiť PVC rúrky zberača a znova výkop zasypať. Neprichádza teda v úvahu napr. v skalnom podloží, pretože nároky na plochu výkopu (ohraničenú na obr.8.15 čiarkovane) sú značné. V závislosti od tepelnej vodivosti a štruktúry zeminy možno odobrať z jednotky plochy  $q_1 \sim 30 - 40 \text{ W/m}^2$ .

Pre predstavu o potrebe plochy uvažujme rovnaký príklad ako pri studničnej vode, kde sme vypočítali, že nízko potenciálny výkon je

$$P_{Q1} = 12 \text{ kW}$$

Potom potrebná plocha zemného zberača, ak počítame s hodnotou  $q_1 = 40 \text{ W/m}^2$  je

$$S = \frac{P_{Q1}}{q_1} = \frac{12 \cdot 10^3}{40} = 300 \text{ m}^2$$

**Kombinované zdroje** nízko potenciálneho tepla

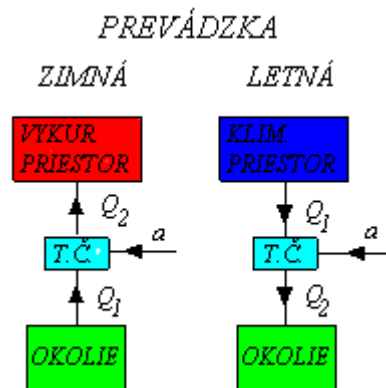
Sú možné rôzne kombinácie už uvedených zdrojov. Medzi ďalšie kombinácie, často využívané, patrí kombinácia slnečné žiarenie - vzduch, tzv. **energetická strecha**. Zberač nízko potenciálneho tepla, umiestnený na streche domu (alebo aj mimo), je v podstate podobný slnečnému kolektoru, bez izolácie na spodnej strane a bez zasklenia na hornej strane. Odoberá za každých podmienok teplo zo vzduchu, v prípade, že svieti slnko sa prívod tepla zintenzívňuje. Dážď, vietor, ktoré sú v prípade slnečného kolektora nežiadúcim javom, pôsobia u energetickej strechy priaznivo (lebo zintenzívňujú prenos tepla).

## **8.8 TEPELNÉ ČERPADLO AKO KLIMATIZAČNÉ ZARIADENIE**

Všetky chladiace obeh, z ktorých dva najrozšírenejšie sme uviedli, môžu plniť funkciu chladiacu alebo vykurovaciu. Princíp je rovnaký, v oboch prípadoch ide o prečerpávanie tepla z teploty nižšej na vyššiu, rozdiel je len v úrovni teplôt a využití tepiel, ktoré do obehu vstupujú a vystupujú. Aj klimatizácia nie je nič iné ako prečerpávanie tepla z klimatizovaného priestoru do vonkajšieho okolia prostredníctvom chladiaceho obehu. Je preto výhodné



navrhnuť klimatizačné zariadenie tak, aby mohlo v zimnom období plniť funkciu tepelného čerpadla podľa obr.8.16.



obr.8.16 . Sezónna prevádzka tepelného čerpadla

Technické riešenie spočíva v tom, že sa prostredníctvom troj- alebo štvorcestných ventilov obráti zmysel obehu. Z kompresora prúdi chladivo do pôvodného "výparníka" (s nižšou teplotou) z ktorého sa tak stane kondenzátor (s vyššou teplotou), z pôvodného "kondenzátora" sa stane výparník. Priestor, ktorý sa v pôvodnom režime chladil sa po obrátení zmyslu prúdenia zohrieva a naopak. Okrem toho je jednoznačne výhodné použiť chladiaci obchádzajúci tam, kde možno využiť obidve teplá, ktoré sa na obeh zúčastňujú, napr. klimatizácia budovy spojená s ohrevom vody pre bazén (v letnom období), alebo výroba umelého ľadu na štadióne spojená s vykurovaním budovy a pod..