



TEPELNÁ ČERPADLA

Dr. Ing. Veneta Zlatareva

Předmluva

Tato publikace byla zpracována za finanční podpory ČEA a má sloužit k doplnění informace o tepelných čerpadlech v publikacích ČEA již obsažených. Je určena pro poradenství a tomu je přizpůsoben i rozsah výkladu. Jsou zde uvedeny principy a příklady, ze kterých je možné odvodit závěry.

OBSAH

Předmluva	2
OBSAH	3
Úvod	4
1. Třídění tepelných čerpadel	5
2. Princip a funkce nejrozšířenějších typů tepelných čerpadel	6
2.1. Princip absorpčního tepelného čerpadla	6
2.2. Princip kompresorového tepelného čerpadla	6
3. Topný faktor kompresorového tepelného čerpadla	9
4. Podmínka energetické efektivity TČ	10
5. Komponenty kompresorových tepelných čerpadel	12
5.1. Výparníky a kondenzátory	12
5.2. Kompresory	12
6. Chladiva pro tepelná čerpadla	15
7. Rozdíl mezi tepelným čerpadlem a klasickým zdrojem tepla	17
8. Zdroje nízkopotenciálního tepla	18
8.1. Venkovní vzduch	18
8.2. Geotermální teplo	19
8.2.1. Přecherávání tepla z podpovrchové vrstvy zeminy	19
8.2.2. Využití tepla akumulovaného v zemském polomasivu	23
8.2.3. Přecherávání tepla z podpovrchových studničních vod	24
8.3. Voda povrchová	25
8.4. Odpadní teplo	25
8.5. Solární energie	26
9. Typy provozu a zapojení tepelných čerpadel	26
9.1. Bod bivalence	26
9.2. Monovalentní provoz	27
9.3. Bivalentní provoz	27
9.4. Monoenergetický provoz	29
10. Orientační návrh tepelného čerpadla	30
11. Ekonomické, ekologické a společenské aspekty použití TČ	32
11.1. Energetická náročnost objektu vytápěném tepelným čerpadlem	32
11.2. Energetické úspory vytápěcího systému s tepelným čerpadlem	33
11.3. Ekonomické aspekty vytápěcích systémů s TČ	34
PŘÍLOHY	37
Použitá literatura	40

Úvod

Naše planeta skrývá obrovský, dosud málo využívaný tepelný potenciál. Většina obnovitelných nebo druhotných zdrojů energie vzniká v důsledku slunečního záření. Jeho intenzita na hranici stratosféry je 1368 W/m^2 . Tepelná energie pocházející z nitra země je důsledkem přírodního radioaktivního rozpadu. Přenáší se sdílením tepla a hmoty z jádra země do zemské kůry. Geotermální tepelný tok má v průměru 10 000 krát nižší intenzitu než je intenzita dopadajícího na zem slunečního záření. Přesto není množství energie, které je možné odčerpát zanedbatelné. Celkový geotermální energetický potenciál se odhaduje na 10^{17} megawatroků a to je z hlediska délky života jedné generace obrovské množství.

Je mnoho zdrojů, ze kterých je možné vhodným způsobem získávat teplo. Nevýhodou většiny z nich je jejich nízký energetický potenciál. Vzhledem k tomu je nutné teplo přečerpávat na úroveň využitelnou pro praktické účely. Princip tepelného čerpadla byl formulován lordem Kelvinem ještě v devatenáctém století. Technologický vývoj v této oblasti doznal jak kvantitativních, tak kvalitativních změn.

Proces přečerpávání tepla je možné znázornit jako čerpání vody z nižší hladiny na vyšší. K tomu je potřeba dalšího zdroje energie. Spotřeba energie je tím větší čím větší výškový rozdíl musí čerpadlo překonat.

1. Třídění tepelných čerpadel

Z hlediska typu termodynamických pochodů se tepelná čerpadla třídí do tří hlavních kategorií:

- a) sorpční - absorpční a resorpční tepelná čerpadla, sorpční tepelné transformátory,
- b) kompresorová,
- c) hybridní.

Pro úplnost je třeba uvést i tepelná čerpadla dalších principů – paroproudá, plynová atd.

Nejrozšířenější typ sorpčních tepelných čerpadel jsou absorpční tepelná čerpadla, kde jako hnací energii je přiváděno teplo přímým spalováním paliva např. plynu nebo přivedením jiného vhodného topného media. Základní schéma je dáno v literatuře, např. [1]. U kompresorového tepelného čerpadla, tak jako u chlazení, měníme teplotu a tlak par nebo plynů pomocí kompresoru, poháněného elektromotorem, plynovou turbínou atd. Hybridní tepelná čerpadla pracují na absorpčním principu, se stlačením téměř syté páry chladiva pomocným kompresorem. Tyto typy tepelných čerpadel se vyrábějí obvykle na zakázku a jsou investičně velmi nákladná (viz lit. [8]). Nejrozšířenější jsou kompresorová tepelná čerpadla. Z hlediska typu nízkopotenciálního zdroje (NPZ) na primární straně a ohřivaného média na sekundární straně jsou tříděna do následujících kategorií:

- voda – vzduch,
- voda – voda,
- země – voda,
- země - vzduch,
- vzduch – vzduch,
- vzduch – voda.

Uvedená tepelná čerpadla (TČ) se principiálně neliší na sekundární straně. Na primární straně se neliší ani TČ „země-voda“ a „voda-voda“. U obou těchto typů zprostředkuje přívod nízkopotenciálního tepla (NPT) většinou nemrznoucí kapalina nebo směs NaCl-voda. Tato TČ se proto liší jen v míře opatření, zabezpečující výparník před možným zamrznutím.

Výjimku tvoří tepelná čerpadla velmi malých výkonů s přímým přívodem tepla do výparníku. Zařízení typu „vzduch-voda“ jsou výrazně odlišná. Je to dáno tím, že přívod NPT zprostředkovává vzduch, jehož teplota se v průběhu roku mění. Vzhledem k účelu této publikace budou dále podrobněji probírány vlastnosti a způsoby provozu kompresorových tepelných čerpadel.

2. Princip a funkce nejrozšířenějších typů tepelných čerpadel

2.1. Princip absorpčního tepelného čerpadla

Absorpční tepelná čerpadla pracují bez kompresoru. Hlavními aparáty jsou výparník, absorber, vypuzovač a kondenzátor. Páry chladiva, obvykle čpavku (NH_3) o nízkém tlaku jsou z výparníku odsávány následkem jejich pohlcování absorbentem – vodou – protékajícím prostorem absorberu. Vzniklý roztok je dopraven čerpadlem do vypuzovače, kde se chladivo příívodem tepla z obohaceného absorbentu (bohatého roztoku) opět vypudí a ve formě par s vyšší teplotou a tlakem proudí do kondenzátoru kde předá teplo, zkapalní a přes škrtkící ventil expanduje a vrací se zpět do výparníku, kde se vlivem tepla odebíraného ze „studeného zdroje“ (vzduchu, vody, země apod.) opět oteplí a vypaří. Ochuzený absorbent (chudý roztok) je veden z vypuzovače přes škrtkící ventil zpět do absorberu.

Absorpční zařízení mají spotřebu energie vztaženou k místu spotřeby 2,5 až 4 krát větší než zařízení kompresorové. Z tohoto srovnání se jeví jako velice neekonomické.

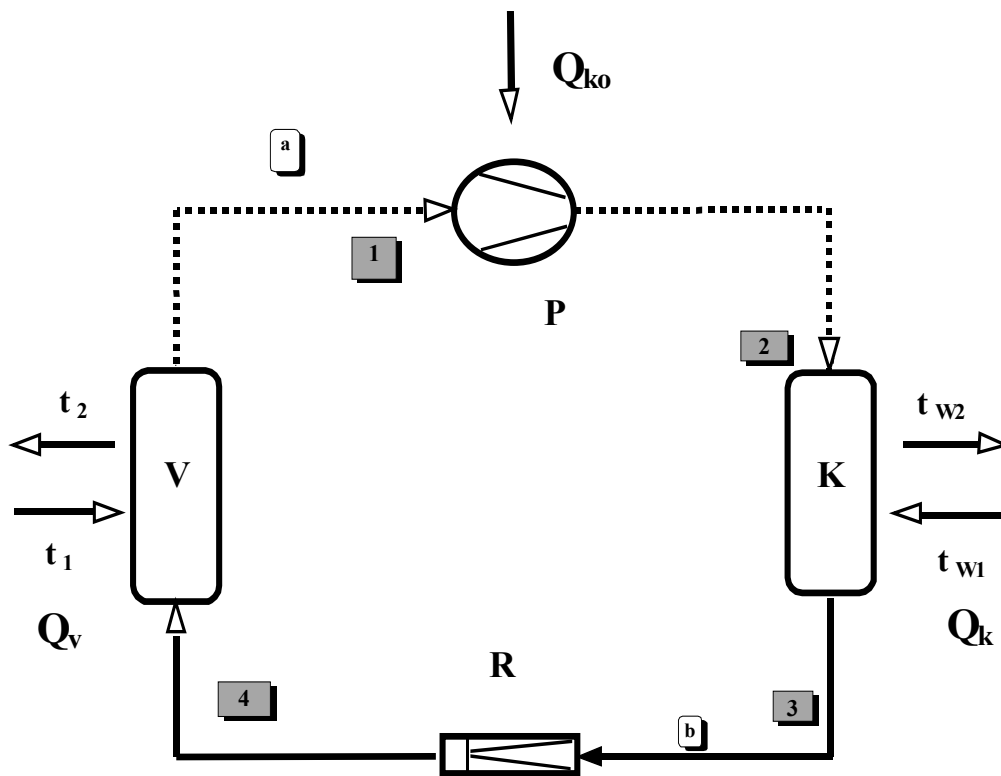
2.2. Princip kompresorového tepelného čerpadla

Pro funkci tepelného čerpadla jsou nezbytné tři okruhy, tři teplotně nosné látky.

- okruh nízkopotenciálního zdroje (primární okruh)
- okruh s obíhajícími chladivem
- okruh topné vody nebo vzduchu (sekundární okruh)

V pracovním okruhu TČ obíhá chladivo. Za nízké teploty a tlaku ve výparníku je teplo o množství Q_v odnímáno látce s nízkým tepelným potenciálem - např. vodě, vzduchu. Tím se chladivo odpařuje. Chladivo v plynném stavu je nasáváno kompresorem. Kompresor spotřebuje energii Q_{ko} a chladivo tlačí na daný kondenzační tlak, současně stoupne i teplota. Stlačené chladivo je zavedeno do kondenzátoru, kde předává teplo topné vodě (popř. ohřívá vzduch). Předáním tepla Q_k chladivo kondenzuje. Za kondenzátorem prochází zkapalněné chladivo redukčním ventilem a tím se okruh uzavírá. Schéma zapojení je uvedeno na obr. 1.

Princip tepelného čerpadla neodporuje zákonu zachování energie jak bude uvedeno i níže.

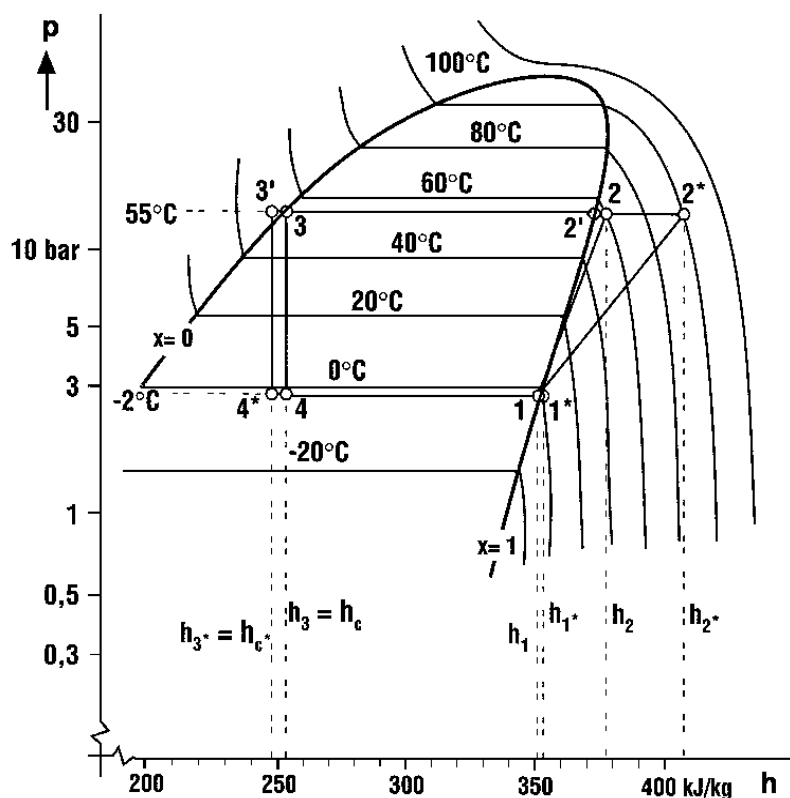


Obr. č. 1. Schéma kompresorového tepelného čerpadla

V - výparník, P - kompresor, K - kondenzátor, R - redukční ventil, a - páry chladiva,
b - zkondenzované chladivo

Z výše uvedeného je zřejmé, že každé chladicí zařízení pracuje jako tepelné čerpadlo.

Tepelný cyklus teplotnosné látky (chladiva) se výstižně znázorňuje v souřadnicích „log(p) – h“. Mezní křivka používaných teplotnosných látek je mnohem sevřenější než je tomu u vody, protože chladicí látky mají mnohem menší výparné teplo než voda. Schéma tepelného oběhu, znázorněného na obr. č. 2 umožňuje velmi snadno stanovit efektivnost přečerpávání energie tepelným čerpadlem v daných podmínkách.



Obr. č. 2. Diagram tepelného oběhu

Pochod 1-2-3-4 znázorňuje Clausius-Rankinův obrácený porovnávací cyklus, charakterizovaný izoentropickou kompresí pracovní látky a izoentalpickou expanzí v redukčním ventilu, čili :

3 – 4 - expanze v redukčním ventilu kde $h_3 = h_4$.

1 – 2 - izoentropická komprese par

Clausius-Rankinův obrácený pochod 1-2-3-4 představuje určitý stupeň přiblížení reálného oběhu ideálnímu Carnotovu cyklu. Pochod chladiva ve skutečném tepelném čerpadle (skutečný chladicí oběh a reálné chladivo) lze vyjádřit oběhem 1*-2*-3*-4*. Zde značí:

3* – 4* - expanze v redukčním ventilu, je $h_{3*} = h_{4*}$.

1* - 2* - polytropická komprese pár (ve skutečnosti křivka)

Tepelný ekvivalent mechanické práce Q_{ko} , předaný teplotonosné látce kompresorem za účelem

zvýšení teploty a tlaku ze stavu $1^* \neq 1$ do stavu 2^* , plus teplo odebrané z nízkopotencionálního zdroje Q_v se rovná využitelnému teplu Q_k , jež je odváděno z kondenzátoru:

$$Q_k = Q_{ko} + Q_v$$

Pro hmotnostní průtok teplotnosné látky m podle diagramu číselně platí:

$$Q_k = m (h_{2^*} - h_{3^*})$$

$$Q_{ko} = m (h_{2^*} - h_{1^*})$$

$$Q_v = m (h_{1^*} - h_{4^*})$$

3. Topný faktor kompresorového tepelného čerpadla

Topný faktor určuje míru efektivnosti přečerpávání energie.

U tepelného čerpadla je topný faktor definován jako číslo udávající kolikrát je větší teplo odvedené z kondenzátoru (Q_k) než tepelný ekvivalent energie dodané hnacím strojem Q_{ko} (v případě kompresorem):

$$\varepsilon = \frac{Q_k}{Q_{ko}} = \frac{h_{2^*} - h_{3^*}}{h_{2^*} - h_{1^*}}$$

Topný faktor TČ je větší než 1.

Z číselných hodnot, uvedených na obrázku č. 2 je možné zjistit, že topný faktor oběhu 1-2-3-4 je vyšší než topný faktor oběhu $1^*-2^*-3^*-4^*$. Obecně dosahuje teoretický topný faktor Carnotova porovnávacího okruhu ε_T ze všech prakticky dosažitelných případů nejvyšší hodnotu. Z definice vyplývá, že vyšší hodnoty topného faktoru lze dosáhnout snížením Q_{ko} využitím NPZ tepla s vyšší teplotou, a (nebo) snížením teploty topné látky v otopném systému.

Topný faktor systému

Topný faktor systému, definovaný stejným způsobem jako topný faktor TČ, je nižší než topný faktor tepelného čerpadla, protože se k hodnotě Q_{ko} , musí přičíst příkony dalších strojů

nezbytných pro funkce celého zařízení tj. doprava NPZ - ventilátory vzduchu, čerpadla studniční vody atd. Oproti konvenčním systémům je průtok topné látky na sekundární straně systému s TČ až dvakrát vyšší, což je třeba mít v úvahu při srovnání energetické efektivity dvou systémů. Je třeba zdůraznit, že topný faktor se vždy vztahuje na okamžitý provozní stav. Z tohoto hlediska je potřeba akceptovat průměrné roční hodnoty topného faktoru.

V reálných podmínkách se průměrný roční topný faktor TČ pohybuje mezi 2,5 a 3,5.

Z výše uvedeného je zřejmé, že topný faktor je ovlivněn:

- a) typem nízkoteplotního média,
- b) teplotou a vydatností nízkoteplotního zdroje,
- c) nároky, kladenými na vysokoteplotní straně - čím nižší jsou teploty topné látky, tím menší je kompresní práce, tím vyšší je topný faktor za jinak stejných podmínek na primární straně,
- d) typem použitého kompresoru,
- e) termodynamickými vlastnostmi chladicí látky.

4. Podmínka energetické efektivity TČ

Podmínka energetické efektivity tepelného čerpadla znamená, že příkon kompresoru P_m vztažený na primární palivo, musí být menší nebo roven palivovému příkonu srovnávacího zařízení, například kotle P_{kot} :

$$P_m \leq P_{kot}$$

Pro kotel o stejném tepelném výkonu jako tepelné čerpadlo platí

$$Q_{kot} = Q_k$$

Příkon kotle je:

$$P_{kot} = \frac{Q_k}{\eta_{kot}}$$

Příkon motoru kompresoru je :

$$P_m = \frac{Q_{ko}}{\eta_{ko} \cdot \eta_m}, \text{ kde}$$

η_m - účinnost motoru ve kterém se palivo přímo spaluje,

η_{ko} - účinnost kompresoru, závislá na jeho konstrukci a chlazení.

V případě kompresoru s elektromotorem, což je obvyklý případ, je:

$$\eta_m = \eta_{el} \cdot \eta_z, \text{ kde}$$

η_{el} - účinnost elektromotoru (0,95 – 0,98)

η_z - celková účinnosti transformace energie v elektrárně (v ČR asi 0,3).

Minimální požadovaný topný faktor vyjadřující podmínku energetické efektivity bude:

$$\varepsilon_{\min} \geq \frac{Q_k}{Q_{ko}} = \frac{h_{2^*} - h_{3^*}}{h_{2^*} - h_{1^*}} = \frac{\eta_{kot}}{\eta_{ko} \cdot \eta_m}$$

Je to obecná podmínka energetické efektivity tepelného čerpadla. Hodnoty minimálního topného faktoru se pohybují v širokém rozmezí. Pro názor je možné uvést, že například oproti elektrokotli jako zdroj tepla, tepelné čerpadlo s kompresorem v hermetickém provedení s účinností 100 % a elektromotorem s účinností 98%, podmínka energetické efektivity bude zachována, podaří-li se dosáhnout

$$\varepsilon_{\min} > 3,2$$

Přihlédneme-li k nákladům na údržbu a amortizaci by měl být minimální topný faktor ještě vyšší. Efektivnost tepelných čerpadel z hlediska ekologického, celospolečenského a další jsou rozebrány v posledních kapitolách.

5. Komponenty kompresorových tepelných čerpadel

5.1. Výparníky a kondenzátory

Výparníky a kondenzátory jsou konstruovány zpravidla jako rekuperační protiproudé výměníky. Nejnepříznivější jsou termodynamické poměry u výparníků vzduchových, kde je minimální požadovaný rozdíl mezi teplotou vzduchu na vstupu a vypařovací teplotou média 10 K. Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu při přirozeném proudění nepřekročí 20 až 25 W/m²K, při nuceném proudění může být i 40 až 80 W/m²K. Povrch výparníku na straně vzduchu musí být z toho důvodu žebrovaný. Součinitel přestupu tepla na straně vypařujícího se chladiva je vyšší, pro teplonosné látky na metanové nebo etanové bázi – 400 W/m²K i více.

Ochlazení vzduchu na výparníku je vesměs provázeno kondenzací vlhkosti obsažené ve vzduchu. Při vyšších teplotách vzduchu kondenzát volně odtéká, při nižších teplotách kondenzát namrzá na ploše výměníku a to vede ke zhoršení podmínek pro přestup tepla na straně vzduchu. Námraza se musí periodicky odstraňovat např. reverzací funkce TČ.

Součinitel přestupu tepla při kondenzaci teplonosné látky je řádově 1600 až 2100 W/m²K za běžných teplotních podmínek. Obvyklá hodnota středního teplotního rozdílu mezi teplonosnou látkou a médiem, které teplo přijímá (voda, vzduch) bývá průměrně 6-10 K.

5.2. Kompresory

Běžně používané kompresory, (běžně vyráběné pro chladicí zařízení) jsou kompresory pístové s účinností 0,65 až 0,75. Ztráty v kompresoru ucpávkového provedení jsou odváděny do okolí. U polohermetických kompresorů jsou tepelné ztráty kompresoru odváděny z pláště do teplonosné látky za účelem zvýšení entalpie. Zcela hermetické kompresory (u menších strojů) jsou konstrukčně uspořádány tak, že převádějí do teplonosné látky i tepelné ztráty motoru. Zařízení s kompresorem v hermetickém provedení lze snadno použít u menších TČ s motorem do 2 kW na vytápění nízkoenergetických rodinných domků s tepelnou ztrátou 7-9 kW. U větších výkonů až do 100 kW lze použít hermetické kompresory ve zdvojeném provedení.

Kvalitativní skok ve vývoji tepelných čerpadel jsou spirálové kompresory.

Funkční částí spirálových kompresorů jsou dvě excentrické spirály - jedna pevná, druhá –

pohyblivá. Jejich použití přináší řadu podstatných výhod.

Při větším rozdílu teplot mezi NPZ a sekundární stranou musí kompresor překonávat větší teplotní a tlakový rozdíl, a musí konat větší kompresní práci. Negativní vliv škodlivého prostoru se u TČ s klasickými pístovými kompresory projeví zhoršováním výkonových parametrů.

Výhody spirálových kompresorů

Spirálové kompresory typu SCROLL, pracují s téměř stoprocentní objemovou účinností z důvodu chybějícího škodlivého prostoru. Se zvětšujícím se rozdílem teplot dochází samozřejmě i u těchto kompresorů k poklesu topného výkonu i topného faktoru. Tento pokles je ale výrazně nižší než u kompresorů pístových. Vliv objemové účinnosti na parametry kompresoru, je možné pozorovat na dvou grafech - obr. č. 3-a, obr. č. 3-b. Na obrázcích jsou porovnávány relativní topné výkony pro dvě aplikace tepelných čerpadel vzduch-voda:

- a) podlahové vytápění,
- b) nízkoteplotní radiátorové vytápění.

Grafy jsou zpracovány v závislosti na vypařovací teplotě pro:

- teoretický okruh s chladivem R 404A a dopravní účinnost 100 %,
- reálný kompresor Glaser Scroll s chladivem R 404A,
- reálný pístový kompresor s chladivem R 22,
- reálný pístový kompresor s chladivem R 134a.

Vypařovací teplota -7°C je brána jako základ (hodnota 100 %). Tato teplota odpovídá teplotě zdroje nízkopotenciálního tepla 0°C , vypařovací teplotě -20°C odpovídá teplota nízkopotenciálního tepla -15°C .

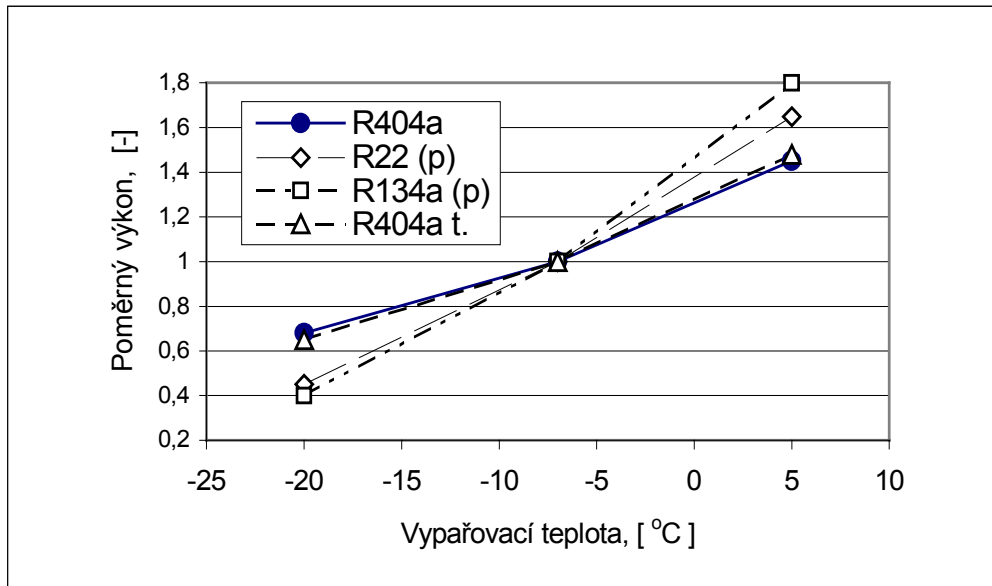
Z grafů vyplývá, že:

- okruh s reálným kompresorem SCROLL a teoretický okruh jsou prakticky shodné, což potvrzuje skutečnost skoro stoprocentní objemové účinnosti kompresoru SCROLL,
- při vypařovacích teplotách nižších než -7°C , tj. za venkovních teplot nižších než 0°C vykazují kompresory SCROLL vyšší výkon než kompresory pístové. To je důležité při provozu TČ pod bodem bivalence (kapitola 9).

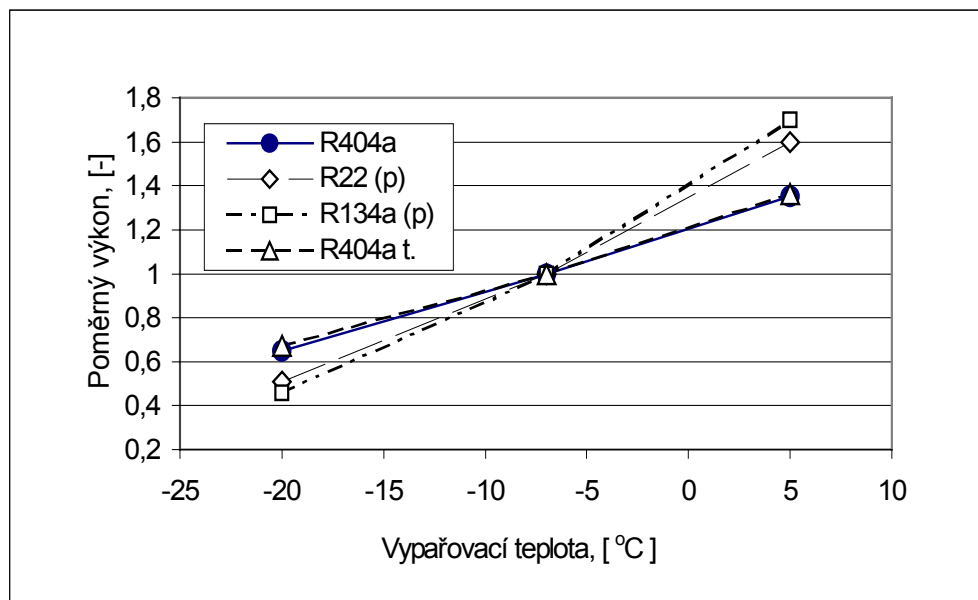
Další výhody jsou:

- vysoká životnost (v literatuře je uváděna až 2,5 krát vyšší než u pístových kompresorů), odvozená od odlišné konstrukce pohybu spirál,
- snížení hladiny hluku a vibrací.

Nevýhodou spirálových kompresorů je zatím limitovaný výkon.



Obr. č. 3-a.



Obr. č. 3-b.

Obr. č. 3-a, č. 3-b. Závislost parametrů kompresoru na typu využitého chladiva.

6. Chladiva pro tepelná čerpadla

Z velkého množství látek, které podle jejich vlastností lze jako chladiva použít, jsou nejznámější rozděleny do dvou skupin dle ISO 817 – jednosložková chladiva a směsi.

Jednosložková chladiva jsou rozdělena do následujících kategorií:

- nepřipustná* – CCl_3F (R11), CCl_2F_2 (R12) a další,
- výběhová** – CHClF_2 (R22), $\text{C}_2\text{H}_3\text{ClF}_2$ (R142b),
- alternativní halogenované uhlovodíky – $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ (R134a), $\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$ (R152a) a další,
- organická chladiva – propan (R290), izobutan (R600a) a další,
- anorganická - čpavek NH_3 (R717), voda (R718), oxid uhličitý (R744).

Do kategorie směsi chladiv patří například:

- R404A, složení R125/R134a/R143a (44/4/52 hmot.%),
- R407A, složení R32/R125/R134a (20/40/40 hmot.%),
- R407C, složení R32/R125/R134a (23/25/52 hmot.%),
- R507, složení R125/R143a (50/50 hmot.%),
- R502* *.

Další typy jsou směsi anorganických látek - $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiBr-H}_2\text{O}$ – používaná pro experimentální účely v hybridních tepelných čerpadlech.

Podrobnější seznam chladiv je dán v [9].

Evropské státy se dohodly na zákazu resp. omezení výroby a prodeje některých chladiv podepsáním Montrealského protokolu o ochraně ozónové vrstvy (rok 1987) a v mnoha následujících dokumentech. Chladiva označená (*) je nepřipustné vyrábět a uvádět na trh. Chladiva označená (**) je nepřipustné vyrábět a uvádět na trh po 1.1.2010 podle nařízení EU, nestanoví-li národní předpisy jednotlivých států nebo skupin států lhůty kratší. Část států se dohodla na zkrácení této lhůty a zákaz prodeje tepelných čerpadel s R22 od 1.1.2004. S tím v rámci mezinárodních úmluv o ochraně ozónové vrstvy Země se ztotožní i český zákon.

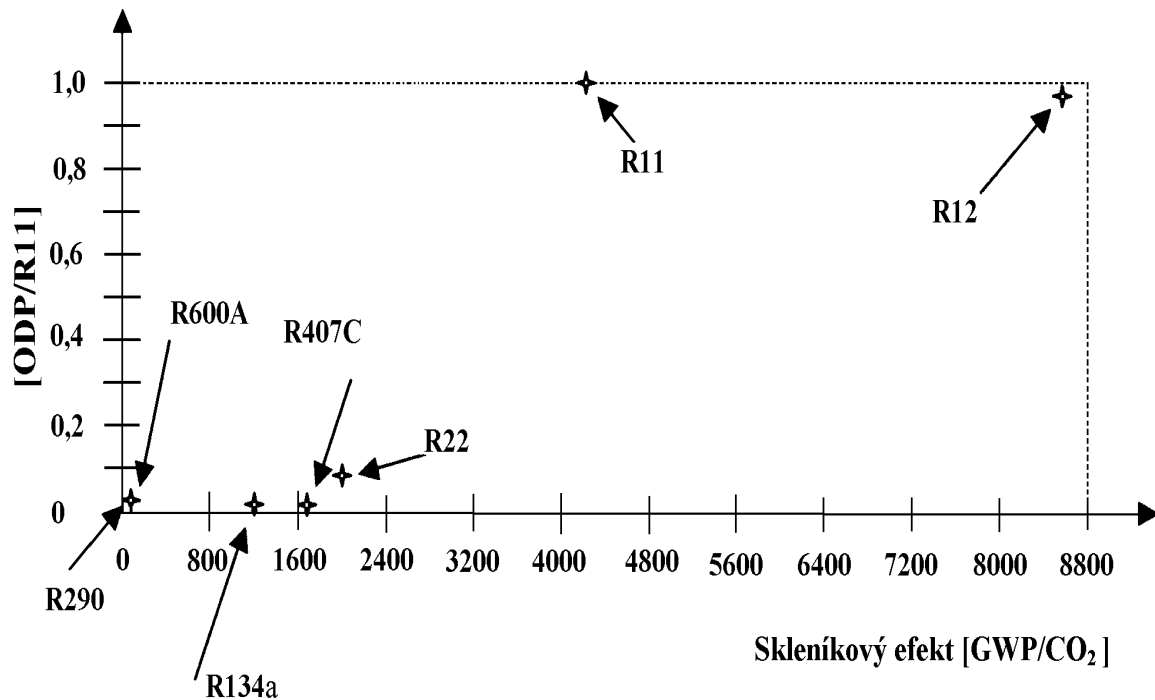
Vzhledem k tomu se použití R22 u nových zařízení jeví jako neperspektivní.

Ekologické důsledky použití některých druhů chladiv jsou dány na obr. č. 4, kde je předpokládáno, že chladivo R11 vykazuje 100 % porušení ozónové vrstvy.

Při nízkých teplotách prostředí by mělo chladivo splňovat tyto obecné požadavky:

- nízký kompresní poměr,

- co nejmenší přehřátí par na výtlaku,
- vysoká objemová chladivost,
- nízký výtlačný (kondenzační) tlak.



Obr. č. 4. Ekologické důsledky využití jednotlivých chladiv.

Alternativní halogenované uhlovodíky Cl_2 neobsahují. Bohužel ale vykazují jiné termodynamické vlastnosti než R11, R12. Dále budou uvedeny některé vlastnosti chladiv pro kompresorová tepelná čerpadla, která splňují ekologické požadavky. Jedny z nejdůležitějších vlastností chladiv jsou objemová chladivost a kondenzační teplota.

V tabulce č.1 jsou uvedeny závislosti kondenzační teploty na tlaku. Je vidět, že R134a má nejvyšší kondenzační teploty při daném tlaku. Z hlediska objemové chladivosti ale není R134a nejlepší. Při daném termodynamickém teplotním rozdílu na stěnách kondenzátoru chladivo limituje teplotu topné vody a tím ovlivňuje i koncepci topného systému.

Tab. č. 1. Závislost kondenzační teploty na tlaku

Tlak (bar)	R134a	R507	R 404 A	R 407 A	R 407 C	R 22	R 290
Průměrné teploty kondenzace, °C							
20				45,44	47,84	51,33	58*
20,5				46,45	48,87	52,42	
21	70	44,69	45,75	47,45	49,87	53,49	
21,5		45,7	46,75	48,43	50,85	54,54	
22		46,69	47,75	49,39	51,81	55,57	
22,5		47,66	48,72	50,33	52,77	56,59	
23		48,62	49,67	51,27	53,7	57,58	
23,5		49,56	50,62	52,18	54,61	58,57	
24	75	50,48	51,55	53,08	55,53	59,53	
24,5		51,39	52,45	53,96	56,41	60,49	
25		52,29	53,36	54,83	56,86	61,42	
25,5		53,17	54,24	55,69		62,35	
26		54,05	55,1			63,25	
26,5	80	54,9	55,97			64,15	70*
27		55,74	56,81			65,03	
27,5		56,58	57,53				
28		57,39	58,47				
30							77*

* Hodnoty jsou odečteny z grafických podkladů

V tabulce č. 2 v příloze jsou uvedeny další parametry chladiv při extrémních teplotních podmínkách z pohledu tepelných čerpadel. Z hlediska kompresního poměru a výtlačné teploty nejvhodnější z nových je chladivo R 404A.

7. Rozdíl mezi tepelným čerpadlem a klasickým zdrojem tepla

Pro rozhodování zda je vhodné tepelné čerpadlo použít je nutné poukázat, jaké jsou jeho přednosti oproti klasickému zdroji tepla a kde jsou jeho nedostatky:

- pro svůj provoz potřebuje TČ dva energetické zdroje a to jednak vhodné nízko-potenciální teplo, jednak energii hnací,
- teplotní úroveň teplotnosné látky je ohraničena shora (viz tab. č.1). Ohraničení určují

- především pevnostní hlediska (teplotě látky odpovídá tlak chladiva v okruhu a ten nesmí překročit hodnotu na kterou je okruh dimenzován). U klasických zdrojů tepla je naopak teplota teplotnosné látky limitována zpravidla zdola teplotou vratné vody,
- c) topný výkon určitého typu TČ je definován jsou li dány teplotní podmínky na primární (nizkoteplotní) a sekundární straně (na straně topné vody),
 - d) topný výkon se značně mění s teplotou NPZ u tepelných čerpadel vzduch-voda a je téměř konstantní u tepelných čerpadel země-voda a tepelných čerpadel využívající studniční vodu jako zdroj nizkopotenciálního tepla,
 - e) energetická efektivnost je doménou systému jako celku, nikoli pouze tepelného čerpadla. Z běžných soustav je nejvýhodnější podlahové vytápění. To pracuje s teplotou topné vody 40°C i méně. Hygienicky přípustná hodnota povrchové teploty podlahy je v obytné zóně 28°C, v koupelně až 32°C. Soustava s velkoplošnými otopnými tělesy pracuje obvykle s průměrnou teplotou 50 – 55°C,
 - f) nižší teploty teplotnosné látky pro návrh otopné soustavy, lze kompenzovat menším rozdílem teplot teplotnosné látky, což zajistí vyšší střední teplotu media pro otopnou soustavu. Pro zajištění určitého topného výkonu v systému s TČ se při menším pracovním rozdílu teplot musí použít větší průtok teplotnosné látky.

* Poznámka: Různí výrobci TČ ve své firemní literatuře udávají jmenovitý topný výkon pro různé venkovní teploty.

8. Zdroje nizkopotenciálního tepla

8. 1. Venkovní vzduch

Využívá se v tepelných čerpadlech vzduch-vzduch nebo vzduch-voda.

Tento zdroj nizkopotenciálního tepla je nejsnáze přístupný, je prakticky neomezený, levný a dá se říci, že i neekologičtější, protože nezpůsobuje změny okolního prostředí. Teplota vzduchu kolísá s ročními obdobími, denní dobou, s větrem, slunečním svitem, geografickou polohou. Kromě toho kolísá i jeho vlhkost. Ochlazením vzduchu, proudícího na vnější straně výparníku získáme teplo, potřebné k odpaření chladiva.

Nevýhodou využití venkovního vzduchu jako zdroje nizkopotenciálního tepla je jeho proměnná teplota.

8. 2. Geotermální teplo

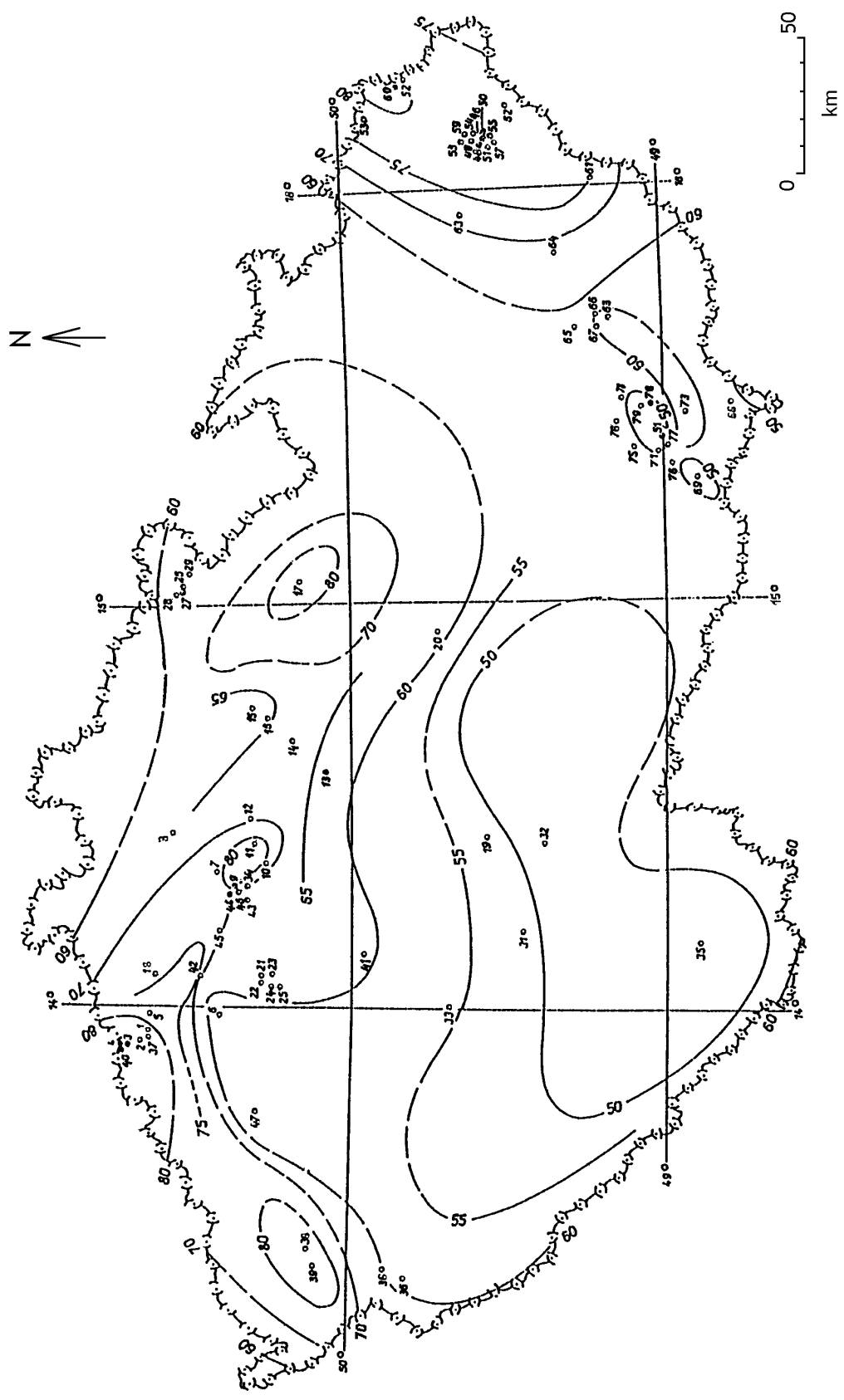
Geologické procesy určují nehomogenní strukturu hornin v zemském jádru a zemské kůře. Zatím pouze prostřednictvím vody lze využít značnou část geotermálního toku a při umělém odčerpávání místně naakumulované teplo. Průměrná hodnota tepelného toku z hlubin českého masivu je 66 mW/m^2 . Nejvyšší jsou hodnoty v Podkrkonošském areálu – 70 až 80 mW/m^2 , nejnižší – v jižních Čechách - 20 až 30 mW/m^2 . Hodnoty geotermálního tepelného toku jsou znázorněny na mapě na obr. č. 5.

Využívání termálních pramenů k lázeňským účelům má v ČR dlouhou tradici. Proto jsou prameny dobře zmapované - karlovarské prameny mají teplotu až $72,3^\circ\text{C}$, vydatnost bez umělého čerpání až $40 \text{ dm}^3/\text{s}$, ale jejich nevýhodou je značná mineralizace – $6,5 \text{ g/kg}$. Termální prameny v Teplicích mají teplotu 42°C a vydatnost rovněž $40 \text{ dm}^3/\text{s}$. Tyto prameny se mohou využívat přímo k ohřevu topné vody resp. TUV a další. Prameny o teplotách $20\text{--}32^\circ\text{C}$ – Jáchymov, Janské Lázně atd. není možné využívat přímo na vytápění. Takový tepelný potenciál je možné využívat prostřednictvím tepelných čerpadel .

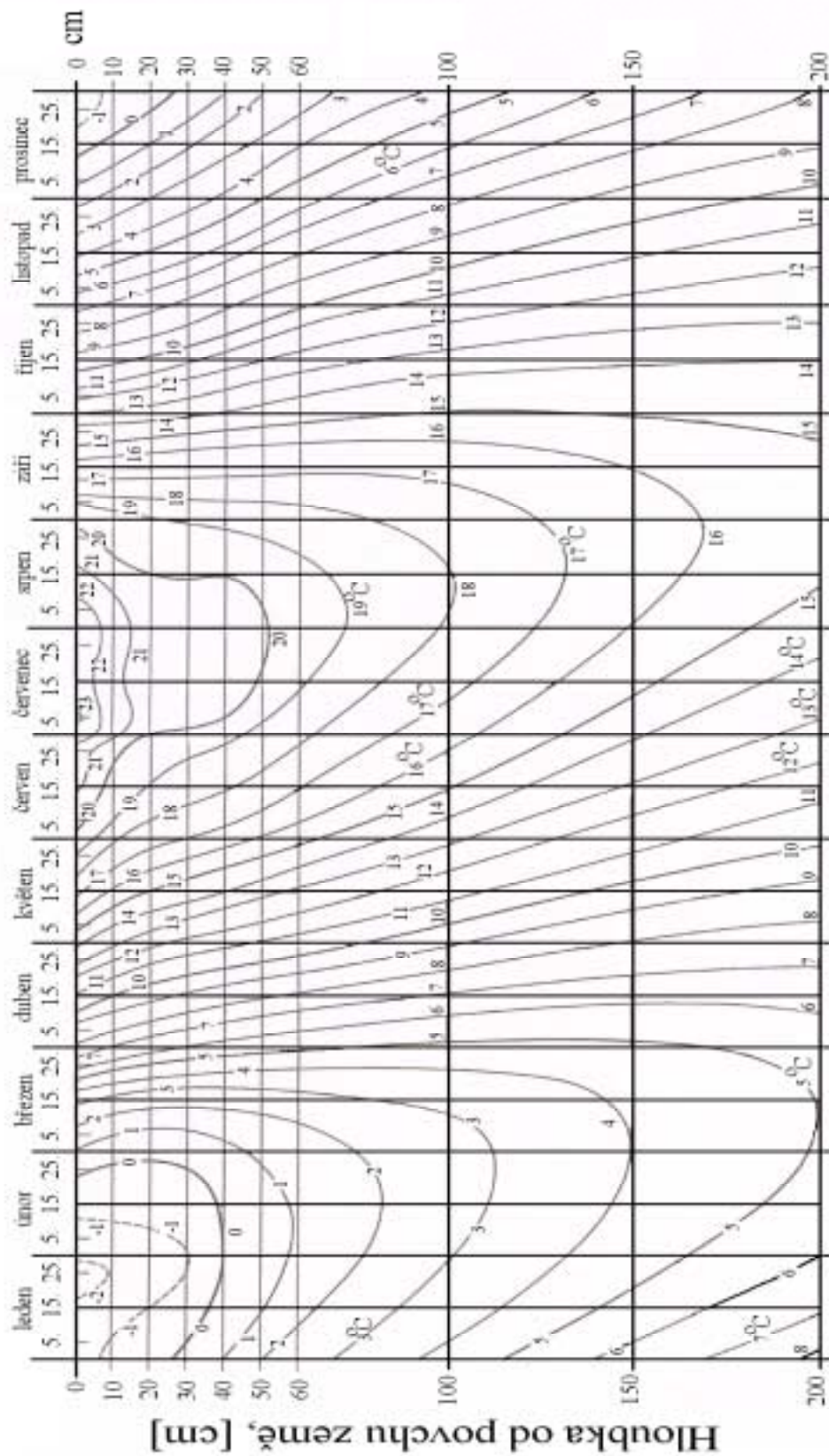
Další možnosti zjišťování výskytu geotermálních vod jsou sondáže – teploty těchto vod až na výjimky jsou v ČR 20 až 35°C . Zde je třeba uvést i možnosti využití geotermálních vod čerpaných na činných dolech. Voda se z dolů musí odčerpávat aby se umožnila těžba nerostných surovin. Podle hloubky dolu lze odvodit i teplotu odčerpávané vody. Průměrný přírůstek teploty zeminy je $0,03 \text{ K/m}$.

8.2.1. Přečerpávání tepla z podpovrchové vrstvy zeminy

Tento způsob znamená přečerpávání tepla akumulovaného v povrchových vrstvách zeminy jak vlivem slunečního záření tak vlivem akumulované geotermální energie horizontálními zemními kolektory. Průměrné roční teplotní průběhy v závislosti na hloubce od povrchu jsou znázorněny na obr. č. 6. Z obrázku je zřejmé, že v hloubce do $0,5 \text{ m}$ teplota silně kolísá během roku, kdežto v hloubce dvou metrů a více je vliv slunečního záření slabší. Z toho vyplývá nutnost ukládání registrů v tak zvané „nezámrazné“ hloubce – minimálně $1,5 \text{ m}$. Teplotní děje při přečerpávání tepla jsou nestacionární jak vlivem přerušování chodu tepelného čerpadla, tak



Obr. č.5. Mapa geotermálních tepelných toků ČR



Obr. č.6. Průměrné roční teploty půdy v závislosti na hloubce od povrchu země

vlivem měnicích se teplotních podmínkách v zemině v okolí trubek. Odčerpáváním tepla se zemina v okolí trubek ochlazuje, ale geotermální tepelný tok ji stačí temperovat v důsledku vedení tepla z vzdálenějších míst polomasivu. Je potřeba pouze dodržovat rozteč trubek, která by umožnila toto temperování v čase.

Trubky se ukládají ve vzdálenosti 0,5 až 1 m. Měrné výkony jímání z 1 m² půdy horizontálním zemním kolektorem při rozteči trubek 0,5 m uložené v hloubce 1,5 m jsou uvedeny v tabulce č. 3.

Tabulka č. 3.

Suché nesourodé půdy	10 – 15 W/m ²
Vlhké soudržné půdy	15 - 20 W/m ²
Velmi vlhké soudržné půdy	20 - 25 W/m ²
Půdy obsahující vodu	25 - 30 W/m ²
Půdy s výskytem spodní vody	30 - 40 W/m ²

Je možné počítat s nejnižším měrným tepelným výkonem v rozmezí 10 - 15 W/m².

Např. je-li potřebný tepelný příkon domu 30 W/m² vytápěné plochy, čili z hlediska energetické náročnosti je dům nízkoenergetický, k získání potřebného tepelného toku bude potřeba alespoň dvakrát větší plochu zemního kolektoru než je vytápěná plocha objektu.

Při dimenzování trubkového kolektoru je nutné vzít v úvahu tlakové ztráty. K optimalizaci tlakových ztrát se volí délky registrů ne větší než 100 m.

Jako nemrznoucí směs se používá solanka, antifrig apod.

V polovině 80 let se objevily první systémy přímého odpařování. V půdě byly položeny trubky měděné. Pracovní látka po odpaření je vedena přímo do kompresoru. Tímto je dosaženo vyššího topného faktoru. Takový systém se používá u tepelných čerpadel s malým výkonem.

8.2.2. Využití tepla akumulovaného v zemském polomasivu

Graf na obr. č. 6 ukazuje průběh izoterm v jednotlivých měsících (horizontální osa) v závislosti na hloubce (vertikální osa) do dvou metrů od povrchu země. V hloubkách větších než dva metry je vliv slunečního záření slabší a prohřátí půdy méně výrazné.

Čerpání tepla z hlubin lze uskutečnit pomocí suchých vrtů neboli zemních sond. Vrtné soupravy mohou dosáhnou hloubky až 150 m. Jednotlivé vrty by měly být vzdáleny na více než 15 m. Při nedostatečné výměře pozemku se volí vrty šikmé, vějířovitě rozložené.

Vrtaný otvor má průměr do 140 mm. Do otvoru jsou vloženy dvě dvojice trubek ve tvaru U – dvě přívodní, dvě vratné. Pokud je potřebný výkon větší se volí vrty několikanásobné pro jeden zdroj. Pro vrty do hloubky 75 m se používají trubky DN 25, pro vrty do 150 m – DN 32. Trubky mohou být též z plastů s příslušnou tlakovou odolností.

Aby bylo možné zabezpečit těsné, trvalé a fyzikálně stabilní spojení zemní sondy s okolní horninou se vrt zpevní suspenzí s velkou tepelnou vodivostí např. bentonit.

Tepelný výkon, který lze odčerpat z vrtu závisí na jeho hloubce, na teplotním rozdílu mezi teplotou polomasivu a střední teplotou nemrznoucí kapaliny proudící v trubkách a následujících parametrech zeminy:

- na měrné tepelné kapacitě c [kJ/kg.K],
- na hustotě ρ [kg/m³],
- na měrné tepelné vodivosti λ [W/m.K].

Měrná tepelná kapacita c se pohybuje v rozmezí 0,9 – 2,9 kJ/kg.K.

Hustota zemin a hornin ρ se pohybuje v širokém rozmezí 1600 – 2400 kg/m³. Nejlehčí jsou zeminy s obsahem písku, např. s obsahem písku nad 30% je $\rho = 1600\text{--}2000$ kg/m³, štěrkovité zeminy $\rho = 2000\text{--}2250$ kg/m³.

Měrná tepelná vodivost zeminy λ závisí především na obsahu vlhkosti. Měrná tepelná vodivost se pohybuje v rozmezí 0,9 W/mK (suché písčité půdy) - 2,45 W/mK (jíl s 10% obsahem vlhkosti).

Pokud nejsou předem známe vlastnosti zeminy v předpokládané hloubce lze použít průměrné hodnoty:

- měrná tepelná kapacita zeminy c - **1,9 kJ/kg.K**,
- hustota zeminy ρ - **2200 kg/m³**,
- měrná tepelná vodivost zeminy λ - **1,7 W/m.K**.

Z citovaného grafu je možné pro praktické účely použít průměrnou hodnotu zeminy +10°C. Termodynamický teplotní rozdíl mezi teplotou polomasivu a střední teplotou nemrznoucí kapaliny proudící v trubkách je 5 až 10 K.

Je-li znám typ a kvalita zeminy lze pro měrný tepelný tok odčerpávaný z 1m vertikálního vrtu pro uvažované průměry trubek použít hodnoty v tabulce č. 4:

Tabulka č. 4.

Hornina s velkým výskytem spodní vody	100 [W/m]
Pevná hornina o vysoké tepelné vodivosti	80 [W/m]
Normální pevná hornina	55 [W/m]
Špatná zemina se suchými usazeninami	30 [W/m]

8.2.3 Přečerpávání tepla z podpovrchových studničních vod

K tomuto způsobu vytápění je třeba zřídit dvě studny - jednu čerpací, jednu vsakovací. Voda ochlazená v tepelném čerpadle se nesmí vracet zpět do odběrové studny. Odběrem tepla by se studna neustále ochlazovala. Odvádění ochlazené vody do kanalizace nebo vodoteče také není vhodné z hlediska ekologického. Nejvhodnějším řešením je proto vrácení vody do vsakovací studny. Pokud to pozemek umožňuje vzdálenost mezi oběma studnami by neměla být menší než 15 m. Směr proudění podzemních vod by měl být od vsakovací studny ke studni odběrové.

K zajištění potřebného výkonu je třeba znát vydatnost zdroje. Potřebná vydatnost zdroje musí být potvrzena čerpací zkouškou. Během ní se sleduje i teplota vody, která by neměla v průběhu zkoušky klesnout. Dále je ověřován obsah minerálních látek s ohledem na nebezpečí koroze a nánosů.

Voda musí splňovat následující limity:

- hodnota pH – 6 až 9, zjišťuje se přímo na místě,
- chlorid vápenatý – 300 mg/l,
- volné chloridy – 5 mg/l,
- sírany – 70 mg/l,
- volná kyselina uhličitá – 20 mg/l,
- železo a mangan – 3 mg/l,
- kyslík – 2 mg/l, zjišťuje se přímo na místě.

U železa a manganu se předpokládá, že voda nepřijde do styku s kyslíkem při své cestě do vsakovací studně. Vodu lze zavádět přímo do výparníku tepelného čerpadla. Tak je tomu v případě, kdy voda má vhodné složení, je dostatečně čistá, má celoročně potřebnou teplotu - minimálně cca 8°C.

Ochlazení vody ve výparníku o 4 až 5 K je termodynamicky reálné. Velkou předností použití studničních vod je jejich stálá teplota.

8.3. Voda povrchová

Povrchová voda, která se má použít jako zdroj nízkopotenciálního tepla pro TČ, by měla splňovat stejné požadavky jako voda podpovrchová (složení, čistota, teplota, množství).

Nevýhodou povrchové vody je nestálý průtok. V těchto zeměpisných šířkách je kolísání průtoku doprovázeno klesáním teploty až k 0°C. Výparník může být ponořen do vodního toku přímo. Další možnost je převod tepla prostřednictvím dalšího výměníku s nemrznoucí kapalinou ponořeného do vodního toku (tím se zhoršuje energetický efekt). Voda je ochlazována optimálně z hlediska sdílení tepla o 3 - 4 K.

Zásahy do vodního toku podléhají přísným legislativním opatřením.

8.4. Odpadní teplo

Odpadní teplo z technologických procesů může být vhodným zdrojem nízkopotenciálního tepla. Další možnosti je využití tepla z odváděného větracího vzduchu. Například v nízkoenergetických budovách se sníženou, popř. nulovou infiltrací okny je nutné zajistit nucené větrání. Vzduch odváděný z místností je vhodným zdrojem tepla pro tepelné čerpadlo vzduch - vzduch. Z hlediska ekonomické efektivity pro vytápění v obytné výstavbě nemá

velké uplatnění. Lepší ekonomické parametry lze dosáhnout využitím tepelného čerpadla v občanské výstavbě, kde jsou požadavky na výměnu vzduchu vysoké.

8.5. Solární energie

Zde je uvedena pouze pro úplnost. V úvahu přichází:

- aktivní solární systémy - ekonomický přínos vynaložené investice přináší buď jen samotný systém s TČ nebo jen samotný systém s aktivními solárními prvky. Kombinace jejich energetický efekt sice zvyšuje, ale z hlediska ekonomického je značně náročný,

- kombinace aktivních solárních prvků s krátkodobou nebo sezónní akumulací tepla - ekonomicky velmi náročné, ale energeticky výhodnější. Realizace projektu takového typu v ústavu sociální péče pro mládež ve Slatiňanech je dána v [7],

- pasivní solární prvky- pasivní využívání solární energie je problémem vytápěného objektu, které druhotně ovlivní řešení vytápěcího systému.

9. Typy provozu a zapojení tepelných čerpadel

9.1. Bod bivalence

Bivalentní bod prezentuje teplotu nízkopotenciálního zdroje, při které je nutné z důvodů energetických nebo ekonomických, systém přepnout na druhý tepelný zdroj.

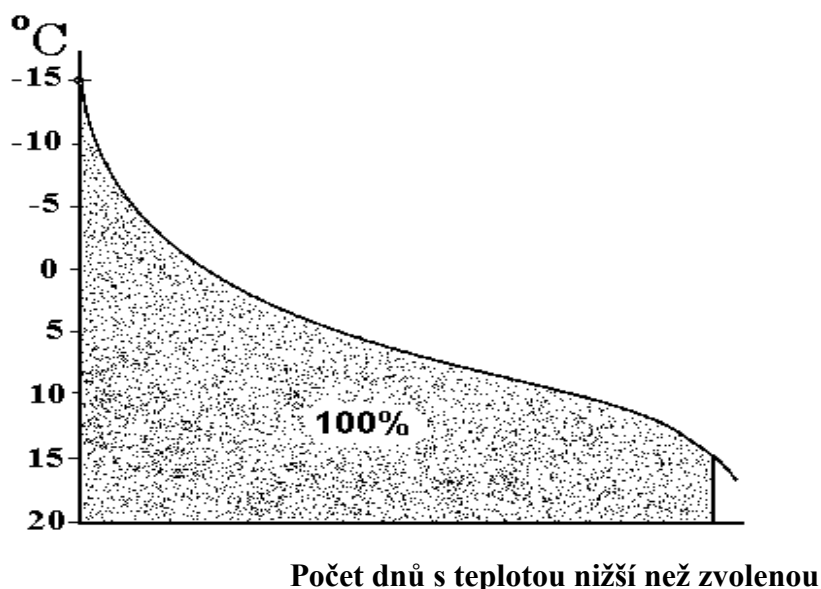
Teplota bivalence je závislá na topném výkonu tepelného čerpadla a teplotě topné vody. Ukázka určení bodu bivalence je dána v kapitole 10. Z hlediska provozu jsou bivalentní zdroje paralelní nebo alternativní.

Dále je třeba hodnotit provozní bod bivalence z hlediska amortizace, oprav a údržby tepelného čerpadla v podmínkách, kdy je topný faktor nízký. Při možné odchylce výkonu zdroje i výkonu otopné soustavy se skutečná teplota bivalence může posouvat v relativně širokém rozmezí. Jelikož od teploty bivalence je odvozen provoz přiřazeného zdroje, může docházet buď k nevhodnému provozu nebo k nedodržení parametrů tepelné pohody. Výpočtově určený bod bivalence, respektive odpovídající teploty bivalence by proto měly být provozně ověřeny.

V kapitolách 9.2–9.4 jsou schématicky dány způsoby provozu. Šrafovaná oblast prezentuje spotřebu, krytou tepelným čerpadlem.

9.2. Monovalentní provoz

Monovalentní provoz tepelného čerpadla znamená, že tepelné čerpadlo samo kryje spotřebu tepla po celé otopné období. Pro tento provoz jsou vhodná tepelná čerpadla na zemní teplo a tepelná čerpadla využívající spodní vody jako zdroj tepla protože mají přibližně konstantní teplotu. Tento způsob provozu je vhodný v kombinaci s nízkoteplotním systémem vytápění. Ukázka monovalentního způsobu provozu je dána na obr. č. 7.



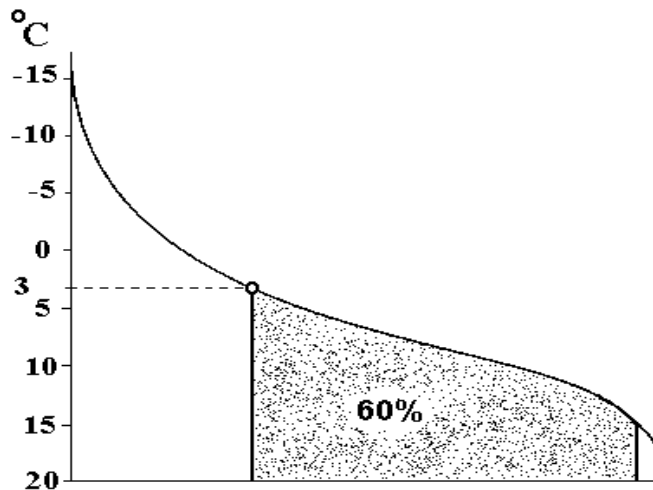
Obr. č. 7. Monovalentní provoz TČ

Nevýhodou tohoto způsobu zapojení je, že tepelné čerpadlo musí být dimenzováno na maximální potřebný výkon systému, pak to znamená velké investiční náklady. Na druhou stranu po větší část otopného období ale tepelné čerpadlo zbytečně velké.

9.3. Bivalentní provoz

Bivalentní provoz znamená, že kromě tepelného čerpadla k přívodu tepla slouží ještě konvenční tepelný zdroj, např. elektrokotel. Existují tři způsoby provozu – bivalentní alternativní, bivalentně paralelní a částečně paralelní nebo li semiparalelní.

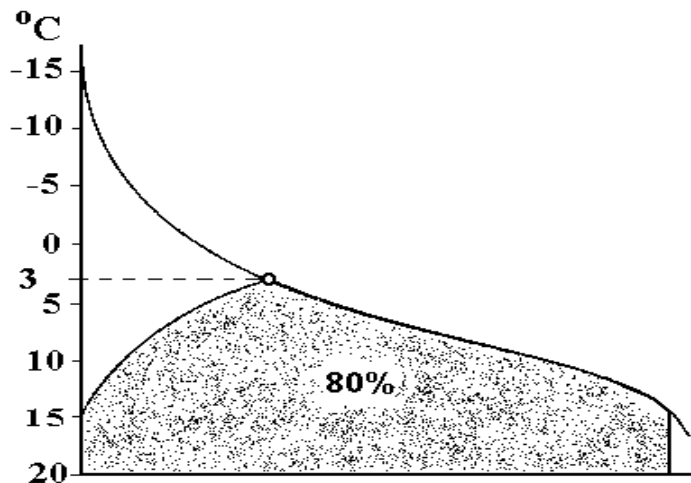
Při bivalentním alternativním provozu pracují oba zdroje tepla na sobě nezávisle. Buď pracuje čerpadlo nebo kotel. Tepelné čerpadlo pokrývá spotřebu tepla do určité venkovní teploty tzv. bodu bivalence (viz kap. 9.1.). V dalších dnech spotřebu kryje kotel, tj. způsob provozu je vhodný i pro systémy s vysokou teplotou topné vody. Ukázka bivalentně alternativního provozu je na obr. č. 8. (bod bivalence je v tomto případě při teplotě 3°C).



Počet dnů s teplotou nižší než zvolenou

Obr. č. 8. Bivalentně alternativní provoz

Při bivalentně paralelním provozu pracují čerpadlo a kotel současně - obr. č. 9. Nejdřív tepelné čerpadlo pracuje samostatně, a při teplotách bivalence začínají pracovat společně. Čerpadlo předehřívá vodu v topném systému a kotel upravuje definitivně její teplotu na požadovanou hodnotu. Ve srovnání s bivalentně alternativním provozem je podíl tepelného čerpadla větší. V porovnání s bivalentně alternativním provozem je patrné zvýšení podílu TČ na krytí spotřeby při stejném bivalentním bodě. Při provozu pod bodem bivalence může topný faktor tepelného čerpadla vzduch-voda klesnou i pod mez energetické efektivity.

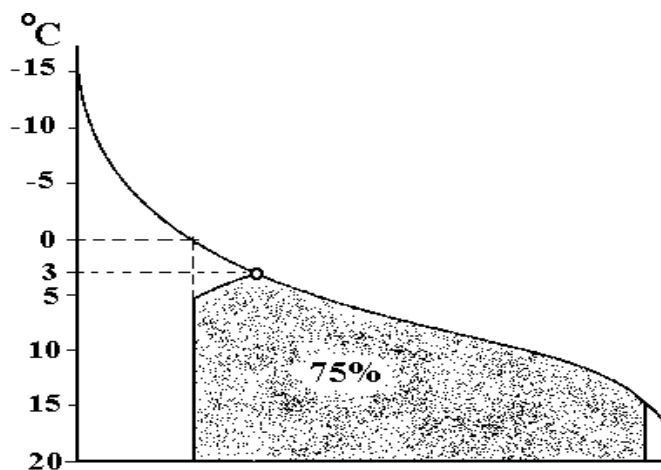


Počet dnů s teplotou nižší než zvolenou

Obr. č. 9. Bivalentně paralelní provoz TČ

Částečně paralelně bivalentní neboli semiparalelní provoz znamená, že tepelné čerpadlo

pracuje do bodu bivalence samostatně a poklesne-li teplota pod tuto hodnotu, připne se k němu další tepelný zdroj. Provoz TČ je řízen podle teploty produkované topné vody – neohřívá-li topnou vodu na odpovídající teplotu, TČ se vypne. Tento provozní způsob je vhodný pro všechny vytápěcí systémy pracující s vysokými požadavky na teplotu topné vody (viz obr. č. 10).

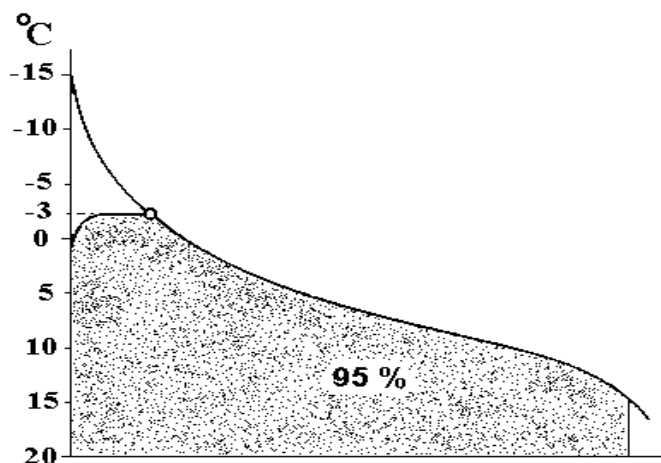


Počet dnů s teplotou nižší než zvolenou

Obr. č. 10. Bivalentní semiparalelní provoz TČ

9.4. Monoenergetický provoz

Vytápěcí systém nevyžaduje žádné další vytápěcí zařízení. TČ vzduch/voda pracuje běžným způsobem až do venkovní teploty -18°C , ale od určité venkovní teploty, kdy již jeho výkon nestačí, se připne samostatný elektrický zdroj. Ukázka monoenergetického provozu je dána na obr. č. 11.



Počet dnů s teplotou nižší než zvolenou

Obr. č. 11. Monoenergetický provoz TČ

10. Orientační návrh tepelného čerpadla

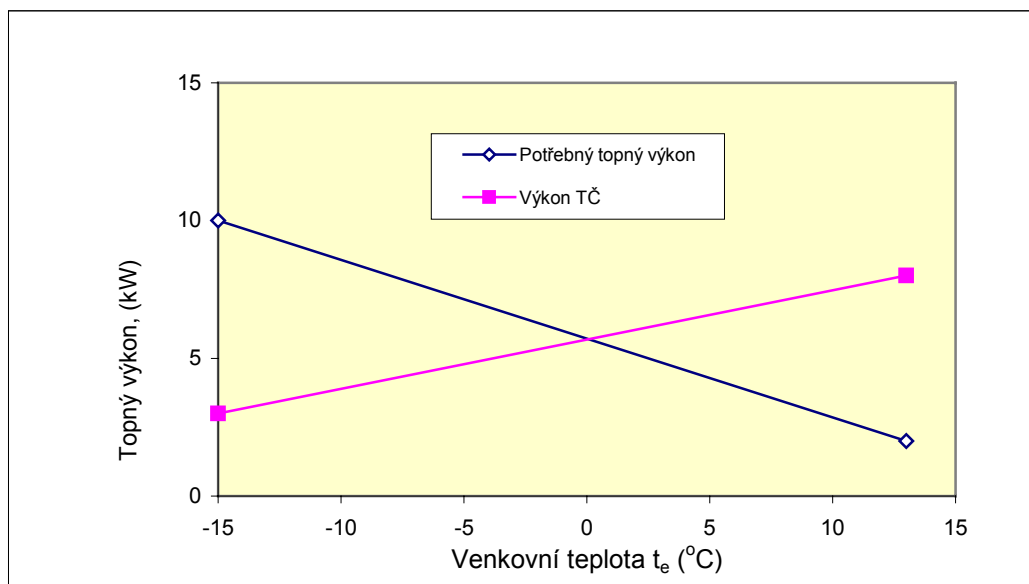
Provoz běžných tepelných čerpadel kompresorového typu je podmíněn tzv. přímotopnou sazbou. Ta pak limituje provozní dobu čerpadla a vytápěcího systému na max. 22 hodin denně (při „nízkém tarifu“). Po dobu 2 hodin je provoz blokován signálem hromadného dálkového ovládání - HDO. Spotřeba tepla objektu musí být však pokrývána po celých 24 hod. To znamená, že pro TČ provozovaná monovalentně by měl topný výkon být dimenzován se zhruba 10% rezervou, takže:

$$Q_k = 1,1 \cdot Q_N, \text{ kde}$$

Q_N je potřebný topný výkon.

Tepelná čerpadla vzduch/voda

Jak už bylo uvedeno, jejich výkon je závislý na venkovní teplotě. Při klesající venkovní teplotě klesá výrazně topný výkon TČ, ale spotřeba tepla objektu stoupá. Proto se TČ vzduch/voda provozují převážně monoenergeticky nebo bivalentně. Výkon TČ v závislosti na venkovní teplotě, potřebný topný výkon a teoretický bod bivalence jsou znázorněny schématicky na obr. č. 12. Příklady bivalentního provozu, kdy tepelné čerpadlo pokrývá 60%, 80% nebo 75% z celkové spotřeby energie na vytápění je uveden na obr. č. 8 a obr. č. 9 v kapitole 9.3.



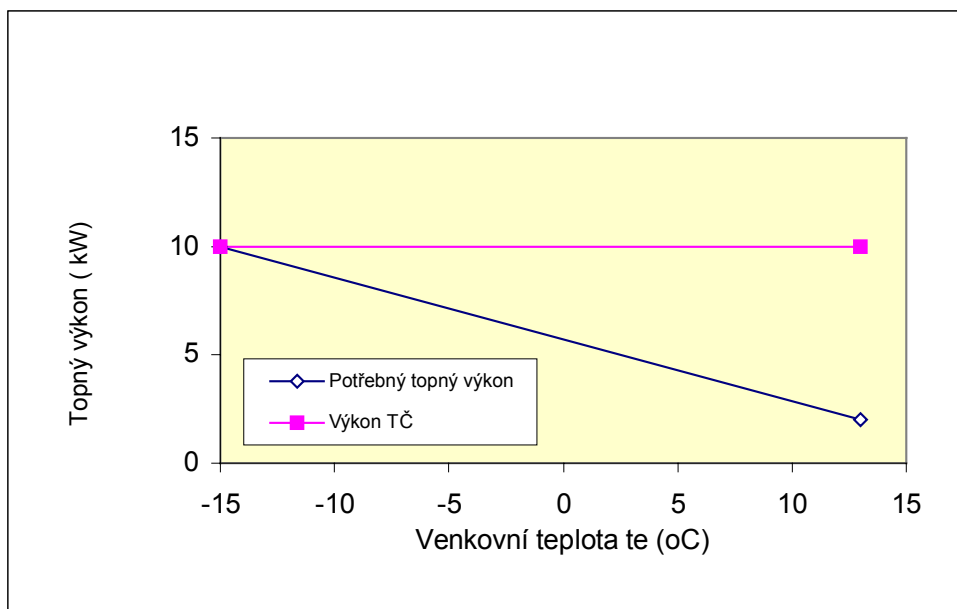
Obr. č. 12. Výkon TČ a topný výkon v závislosti na venkovní teplotě.

Výkonové diagramy tepelných čerpadel jsou uváděny ve firemní literatuře. Příklad výkonových diagramů je dán v příloze.

Z hlediska celkové spotřeby energie na vytápění jsou zhoršené parametry takového tepelného čerpadla při nízkých venkovních teplotách naopak vyváženy zlepšenými parametry v teplejším období. Druhý tepelný zdroj (elektrokotel), pracující pod teplotou bivalence, se obvykle pro jistotu dimenzuje na maximální tepelný výkon. Pořizovací náklady jsou nižší než u tepelného čerpadla „země-voda“ .

Výrobci uvádějí hladinu akustického výkonu 1 m od zdroje 40 – 45 dB. Je třeba proto věnovat pozornost vhodnému umístění tepelného čerpadla z důvodu snížení hladiny hluku.

Tepelná čerpadla země/voda nebo voda/voda ve výkonových řadách do 30 kW. Tato TČ se provozují v mnoha případech monovalentně. Zdroj tepla vykazuje po celý rok téměř stálou teplotu, takže topný výkon TČ je rovněž téměř stálý. Závislost výkonu TČ země-voda a potřebného topného výkonu na teplotě, jsou schématicky znázorněny na obr. č. 13 pro objekt s tepelnou ztrátou 10 kW.



Obr. č. 13. Výkon TČ a potřebný topný výkon v závislosti na venkovní teplotě

Z výše uvedeného je zřejmé, že vytápěcí systém s tepelným čerpadlem v monovalentním provozu vyžaduje TČ výkonově velké a investičně nákladné.

Optimální z hlediska poměru mezi pořizovacími a provozními náklady se jeví řešení bivalentního provozu vytápěcího systému.

11. Ekonomické, ekologické a společenské aspekty použití TČ

Důvody ekonomické - snižuje provozní náklady na vytápění. Například v bivalentně alternativním provozu tepelného čerpadla vzduch-voda a topnou vodu 50°C při dimenzování na 80% ze spotřeby je průměrný roční topný faktor přibližně 3,0. Úspory energie činí – cca 53%. V monovalentním provozu stejného tepelného čerpadla, kde se průměrný roční topný faktor snižuje na zhruba 2,6 by byla energetická úspora cca 62 %.

Důvody ekologické – snižuje spotřebu primárních paliv (vyčerpatečných zdrojů energie) Výsledkem je snížení tvorby škodlivých emisí. Změnou chladiv typu R22 za termodynamicky méně vhodné, ale k životnímu prostředí šetrnější chadiva lze docílit snížení podílu tak zvaných skleníkových plynů na destrukci ozónové vrstvy. Potenciál poškození ozónové vrstvy a skleníkový efekt v důsledku používání jednotlivých typů chladiv je dán na obr. č. 4, kapitola 6.

Důvody společenské – odpovědné chování lidstva z hlediska příštích generací.

11.1. Energetická náročnost objektu vytápěním tepelným čerpadlem

Realizací topného systému s tepelným čerpadlem se nespoří teplo na vytápění, ale snižuje se spotřeba ušlechtilé energie, použitím obnovitelných energetických zdrojů.

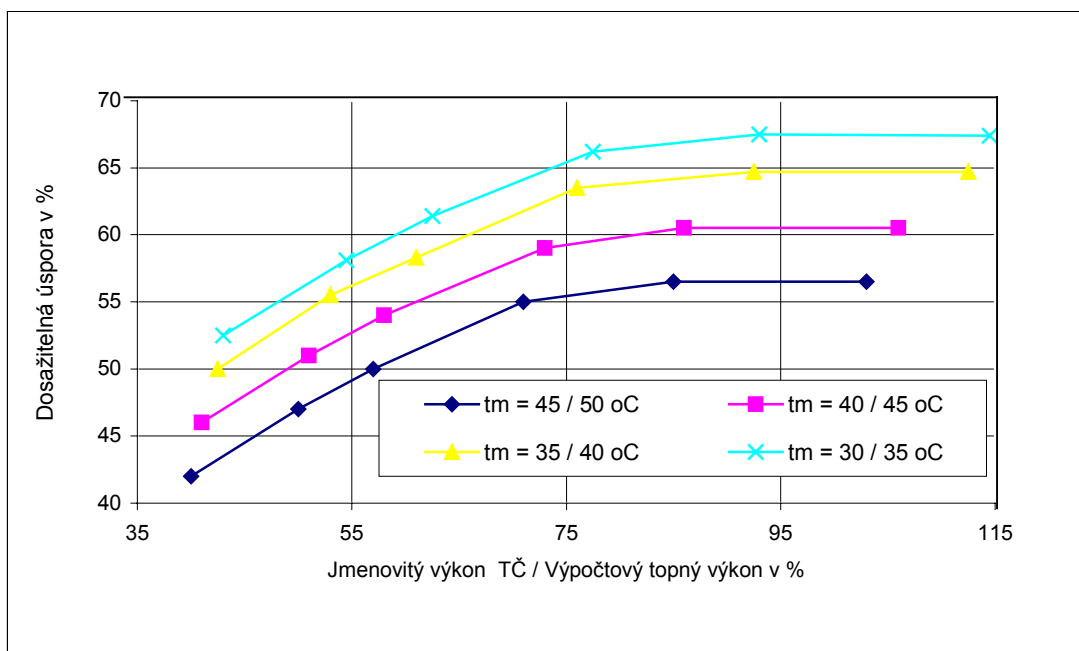
Energetická náročnost objektu je dána tepelně-technickými vlastnostmi stavby, provozním režimem, vybaveností a způsobem užívání. Nízká měrná spotřeba energie znamená možnost použití nízkoteplotních otopných soustav. Kombinace nízkoteplotní soustavy s TČ umožňují tepelnému čerpadlu pracovat s vysokým topným faktorem.

Energetický přínos vytápěcího systému s TČ je dán nikoliv pouze velikostí tepelného čerpadla ale vytápěcího systému jako celek resp. energetickou koncepcí vytápěného objektu.

11.2. Energetické úspory vytápěcího systému s tepelným čerpadlem

Energetické úspory jsou důsledkem mnoha faktorů, které byly vysvětleny v předešlých kapitolách. V diagramu na obr. č. 14 je zobrazen příklad závislosti dosažitelných poměrných energetických úspor (vztažených na roční spotřebu tepla) na poměrném výkonu TČ, který se dá charakterizovat poměrem výpočtového topného výkonu a jmenovitého výkonu. Parametrem je teplota teplotnosné látky (na vstupu a výstupu TČ) při jmenovitých podmínkách TČ. V tomto diagramu jsou zohledněny všechny příkony vytápěcího systému. Diagram je sestaven z výsledků energetických bilancí pro otopnou sezónu, zpracovaných pro konkrétní vytápěný objekt, určitou typovou řadu TČ „vzduch-voda“ s kompresorem „SCROLL“. Diagramy zpracované pro jiné případy a jiné typové řady tepelných čerpadel mají podobný tvar, proto je zde tento graf uveden jako ukázka. Z grafu je zřejmé:

- dosažitelná limitní úspora je tím větší čím nižší je teplota teplotnosné látky,
- použití TČ se jmenovitým výkonem nad cca 80 % potřebného topného výkonu nepřináší další energetický efekt,
- stejnou úsporu energie lze dosáhnout i menším tepelným čerpadlem tzn. nižšími investičními náklady.



Obr. č. 14. Dosažitelné poměrné energetické úspory

11.3. Ekonomické aspekty vytápěcích systémů s TČ

Z důvodu neustálého pohybu cen energie není možné stanovit přesně cenové relace. Na druhou stranu není možné ani nutné vyvodit obecné závěry ohledně cenové politiky jednotlivých firem. Z níže uvedeného příkladu, který navazuje na závislosti naznačené na obr. č. 14 je možné uvést obecnější zásady pro tepelná čerpadla vzduch-voda.

Na obr. č. 15-1, obr. č. 15-2 a obr. č. 15-3 jsou uvedeny příklady tří typů závislosti pro typovou řadu TČ sledovanou v diagramu na obrázku č. 14.

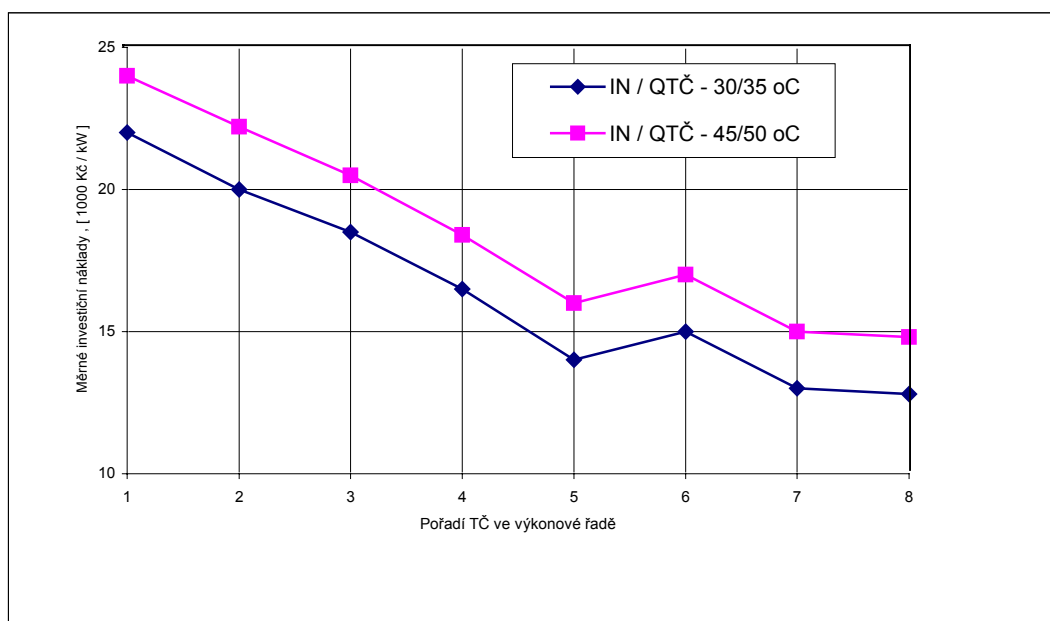
Na obr. č. 15-1 jsou naznačeny měrné investiční náklady (investiční náklady / výkon) tj. ($IN/Q_{i\check{c}}$) ve výkonové řadě TČ vzduch-voda.

Druhý typ závislosti znázorněné na obr. č. 15-2 jsou měrné investiční náklady v závislosti na úsporách v otopné sezóně.

Třetí graf – obr.č. 15-3 ukazuje závislost přírůstku měrných investičních nákladů (přírůstek investičních nákladů / přírůstek úspory energie).

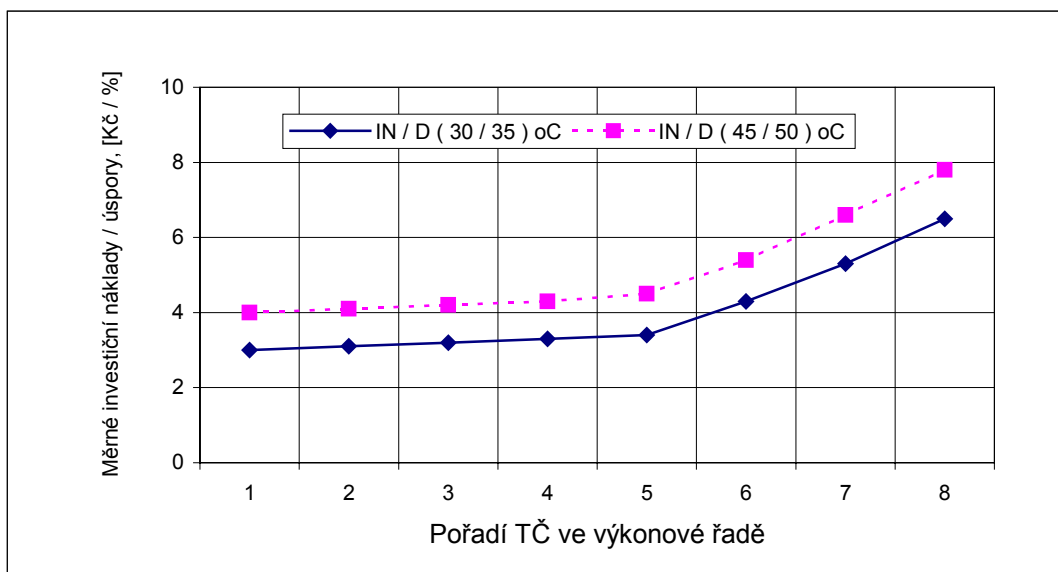
Z grafů vyplývá:

- měrná cena za jednotkový výkon klesá s velikostí výkonu. Jednotky menších výkonů tedy jsou zdánlivě investičně náročnější,
- třetí typ závislosti objektivně vystihuje jak se přírůstek investice podílí na zvýšení úspory. Z průběhu grafu je zřejmá oblast optimálních řešení.

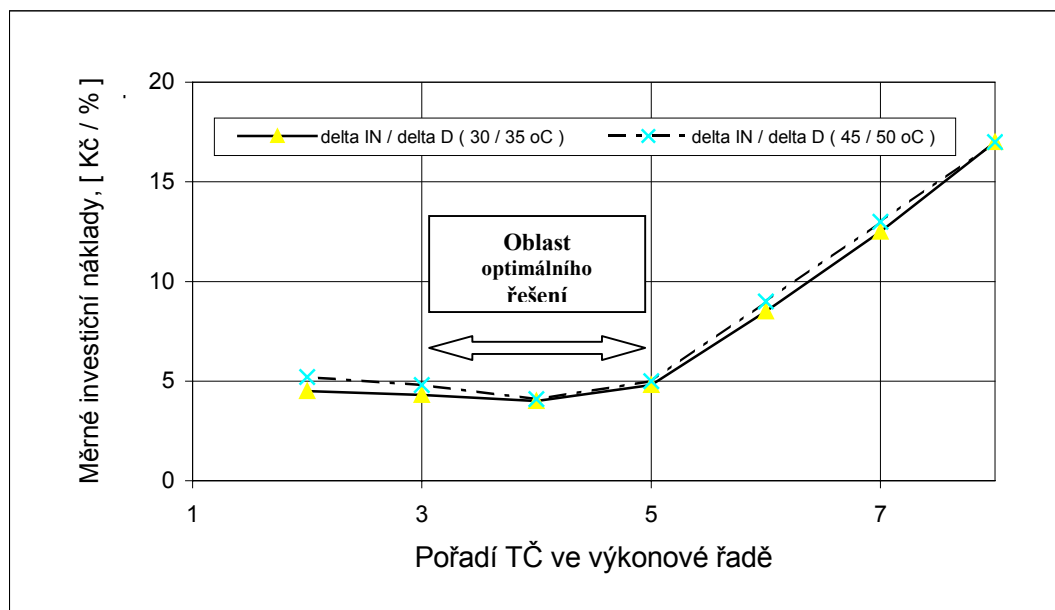


Obr. č. 15-1.

Charakter trendů je podobný pro různé přírodní zdroje NPT (vzduch, země, voda) a výkonové řady TČ.



Obr. č. 15-2.



Obr. č. 15-3.

Poměrné snížení nákladů za energii neznamená dosažení odpovídající poměrné energetické úspory protože ceníky a sazby elektrické energie platné pro vytápění s TČ se skládají ze stálé platby (podle velikosti jističe) a platby za skutečně odebranou energii a stálé platby mohou činit u RD až 30% z provozních nákladů na vytápění.

Závěrem lze shrnout kritéria pro posouzení výhodnosti použití tepelných čerpadel:

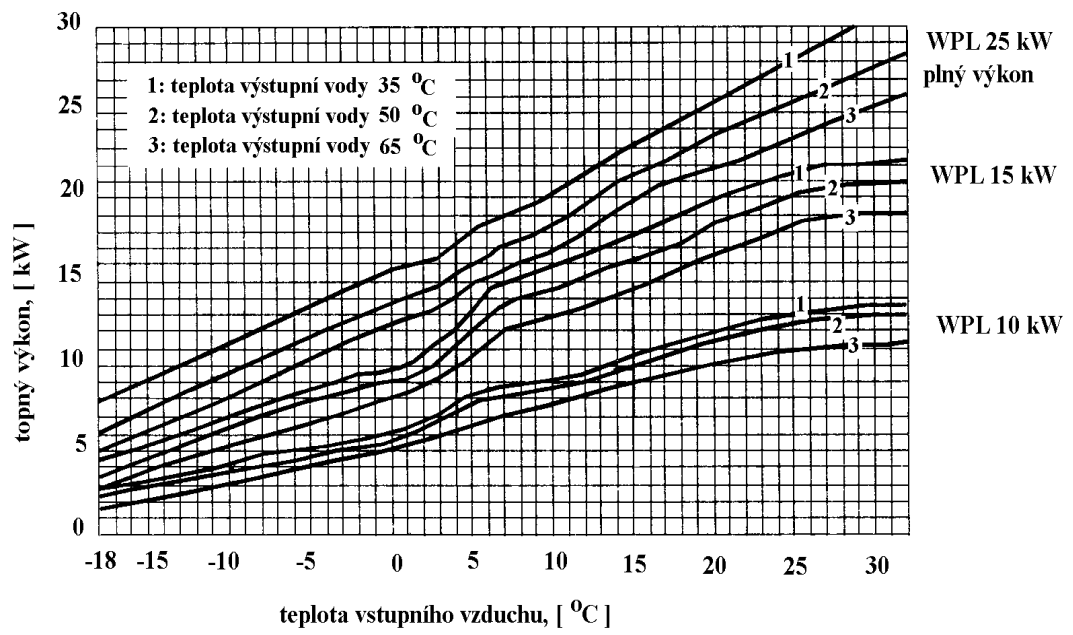
- **tepelně technické a tepelně akumulační schopnosti stavby,**
- **možnost použití jednotlivých druhů nízkopotenciálního zdroje,**
- **teplota topné látky (vody, vzduchu),**
- **ceny energie, způsob tvorby cenových tarifů,**
- **investiční náklady.**

PŘÍLOHY

Tab. č. 2. Vlastnosti chladiv při nízkých venkovních teplotách.

t_o/t_k	°C	-20/42,5			
Chladivo		R 404A	R 407A	R 407C	R 22
p _o	bar	3,07	2,58	2,36	2,44
p _k	bar	19,45	18,61	17,54	16,33
p _k /p _o	-	6,34	7,21	7,43	6,69
t _{vytl}	°C	54,32	66,91	69,93	79,05
TF	-	3,60	3,82	3,89	7,05
TF v %	%	100,00	106,06	107,93	112,26
Q _t v %	%	100,00	99,47	97,42	103,26
t_o/t_k	°C	-20/52,5			
Chladivo		R 404A	R 407A	R 407C	R 22
p _o	bar	3,07	2,55	2,34	2,44
p _k	bar	24,52	23,68	22,36	20,65
p _k /p _o	-	7,99	9,29	9,56	8,46
t _{vytl}	°C	66,04	79,33	82,57	92,63
TF	-	2,91	3,17	3,25	3,44
TF v %	%	100,00	108,99	111,74	118,36
Q _t v %	%	100,00	102,12	102,82	113,93
t_o/t_k	°C	-25/42,5			
Chladivo		R 404A	R 407A	R 407C	R 22
p _o	bar	2,54	2,10	1,92	2,01
p _k	bar	19,45	18,61	17,54	16,33
p _k /p _o	-	7,66	8,86	9,14	8,12
t _{vytl}	°C	55,06	68,86	72,24	82,63
TF	-	3,28	3,49	3,55	3,70
TF v %	%	100,00	106,31	108,24	112,82
Q _t v %	%	100,00	98,59	96,61	104,21
t_o/t_k	°C	-25/52,5			
Chladivo		R 404A	R 407A	R 407C	R 22
p _o	bar	2,54	2,07	1,90	2,01
p _k	bar	24,52	23,68	22,36	20,65
p _k /p _o	-	9,65	11,44	11,77	10,27
t _{vytl}	°C	66,74	81,23	84,83	96,18
TF	-	2,68	8,93	3,00	3,19
TF v %	%	100,00	109,29	112,29	118,97
Q _t v %	%	100,00	101,10	102,25	114,62

Příklad výkonových diagramů.



Použitá literatura

1. Alternativní zdroje energie, publikace ČEA 1997.
2. Racionalizace ve spotřebě paliv a energie, sborník přednášek 1995.
3. STIEBEL ELTRON, firemní literatura.
4. Dvořák, Z., Klazar, L., Petrák, J., Tepelná čerpadla, SNTL 1987.
5. Klazar, L., Tepelná čerpadla nové generace , Chlazení a klimatizace 4/95.
6. Topenářská příručka, kolektiv autorů, GAS, s.r.o..
7. Brož, K., Schwarzer, J., Šourek, B., První české solární zařízení se sezónní akumulací tepla, VVI 2/2001.
8. Zlatareva-Penková, V., Optimalizace tepelného oběhu hybridního tepelného čerpadla, doktorská disertační práce, 1996.
9. Zpravodaj svazu CHKT, 9/2001.