

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra mechaniky a strojnictví

**Analýza nízkoteplotních zdrojů energie - lineární tepelný výměník,
výměník typu dvojité U, vzduch**

Diplomová práce

Vedoucí práce: prof. Ing. Radomír Adamovský DrSc.

Autor práce: Bc. Marek Junek

PRAHA 2017

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Marek Junek

Technologická zařízení staveb

Název práce

Analýza nízkoteplotních zdrojů energie – lineární tepelný výměník, výměník typu dvojité U, vzduch

Název anglicky

Analysis of the low-temperature energy sources – linear heat exchanger, double U tube heat exchanger, air

Cíle práce

Analýza a komparace nízkoteplotních zdrojů energie z hlediska jejich vlivu na provoz tepelných čerpadel, topný faktor, efektivnost a životní prostředí.

Metodika

1. Rešerše o současném stavu řešení problematiky v ČR a v zahraničí.
2. Metodika ověřování.
3. Výsledky ověřování.
4. Diskuse a závěr.

Doporučený rozsah práce

40 stran

Klíčová slova

nízkoteplotní zdroj energie; zemní masiv; horninový masiv; vzduch; teplota; výměník tepla; tepelné čerpadlo; topný faktor

Doporučené zdroje informací

- ADAMOVSÝ, Daniel, NEUBERGER, Pavel, ADAMOVSÝ, Radomír. Changes in energy and temperature in the ground mass with horizontal heat exchangers – The energy source for heat pumps. *Energy and Buildings*. 2015, 92, 107-115. ISSN 0378-7788.
- BANKS David. *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*, 2nd ed.; Publisher: John Wiley & Sons, Ltd., Chichester, West Sussex, United Kingdom of Great Britain, 2012. 510 s. ISBN 978-0-470-67034-7.
- BRANDL, H. Energy foundations and other thermo-active ground structures. *Géotechnique*, 2006, 56, 2, 81 – 122. ISSN 0016-8505.
- GUSTAFSSON, Anna-Maria. WESTERLUND, Lares. Heat extraction thermal response test in groundwater-filled borehole heat exchanger – Investigation of the borehole thermal resistance, *Renewable Energy* 36 (2011) 2388–2394. ISSN 1214-7044.
- Inflow: tzbinfo-stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online časopis]. 2010 – 2014. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/>. ISSN 1801-4399
- NEUBERGER, Pavel, ADAMOVSÝ Radomír, ŠEDOVÁ Michaela. Temperatures and heat flow in a soil enclosing a slinky horizontal heat exchanger, *Energies*. 2014, 7, 972-987. ISSN 1996-1073.
- SARBU, Ioan, SEBARCHIEVICI, Calin. General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings, *Energy and Buildings* 70, (2014) 441– 54. ISSN 0378-7788.

Předběžný termín obhajoby

2016/17 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 10. 2. 2016

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 2. 3. 2016

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 04. 02. 2017

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Analýza nízkoteplotních zdrojů energie - lineární tepelný výměník, výměník typu dvojitě U, vzduch“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne

.....

Bc. Marek Junek

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval všem, kteří mi při tvorbě diplomové práce pomohli a v neposlední řadě své rodině. Hlavně bych poděkoval svému vedoucímu práce panu prof. Ing. Radomíru Adamovskému DrSc. za cenné rady, připomínky a čas, který mi věnoval.

Abstrakt:

Tato práce se ve svém začátku zabývá současným řešením problematiky tepelných čerpadel, což obsahuje vysvětlení základních principů nezbytných k funkci tepelného čerpadla, charakteristiku základních způsobů hodnocení a provozů tepelných čerpadel, popis zdrojů a principů jejich využití, základní tepelné vlastnosti hornin a explanaci dvou základních typů zemních výměníků. Hlavním bodem práce je sledování a statistické hodnocení naměřených teplot teplotnosných kapalin vstupujících do výparníku lineárního HGHE kolektoru a vertikálního GLHE typu dvojitě U během topného období 2012/2013. Hodnoceny jsou teploty teplotnosné kapaliny, které mají přímý vliv na teoretický topný faktor a celkovou efektivnost provozu tepelného čerpadla, v porovnáním s okolním vzduchem.

Klíčová slova: Nízkoteplotní zdroj energie; zemní masiv; horninový masiv; vzduch; teplota; tepelné čerpadlo; topný faktor

Analysis of the low-temperature energy sources – linear heat exchanger, double U tube heat exchanger, air

Summary:

This thesis at the beginning deals with currently solving problem with heat pumps which include explanation of elemental principles necessary for operation heat pump, characteristic of basic evaluation method and heat pump operation, source description and principles of their use, primary thermal properties of soil and explanation both elementary types of ground heat exchangers. the main point of this thesis is observation and evaluation measured temperature of heat transfer liquid entering into evaporator of linear HGHE and vertical GLHE type double U during the heating season 2012/2013. It concerns of evaluation temperature of heat transfer liquid which has directly impact upon the theoretical coefficient of performance and altogether efficiency of operation heat pump, in comparison with surrounding air.

Keywords: low-temperature energy source; soil mass; rock mass; air; temperature; heat pump; coefficient of performance

Obsah

1	Úvod	- 9 -
2	Současný stav řešení problematiky	- 10 -
2.1	Historie	- 10 -
2.2	Princip tepelného čerpadla	- 11 -
2.2.1	První věta zákona termodynamiky	- 12 -
2.2.2	Druhá věta zákona termodynamiky	- 12 -
2.2.3	Pracovní cyklus tepelného čerpadla	- 12 -
2.3	Topný faktor	- 13 -
2.4	Zdroje tepla pro tepelné čerpadlo	- 16 -
2.4.1	Tepelné čerpadlo VZDUCH-VODA	- 16 -
2.4.2	Tepelné čerpadlo ZEMĚ-VODA	- 19 -
2.4.3	Tepelné čerpadlo VODA-VODA	- 20 -
2.5	Monovalentní a bivalentní provoz tepelných čerpadel	- 21 -
2.5.1	Bivalentní systém zapojení	- 22 -
2.6	Chladivo – pracovní látka tepelného čerpadla	- 22 -
2.7	Tepelné vlastnosti hornin	- 23 -
2.7.1	Součinitel tepelné vodivosti	- 24 -
2.7.2	Tepelná kapacita	- 25 -
2.7.3	Sluneční záření jako zdroj energie	- 26 -
2.8	Typy zemních výměníků	- 27 -
2.8.1	Horizontální lineární tepelný výměník	- 27 -
2.8.2	Vertikální horninový výměník – typ GLHE (Ground Loop Heat Exchangers)	- 29 -
3	Cíl práce	- 32 -
4	Materiál a metody	- 32 -
4.1	Lineární HGHE (Horizontal Ground Heat Exchangers)	- 32 -
4.1.1	Profil zemního masivu	- 34 -
4.2	Vertikální GLHE (Ground Loop Heat Exchangers) typu dvojité U	- 35 -

4.2.1	Profil zemního masivu.....	- 36 -
4.3	Měření a způsob hodnocení.....	- 36 -
4.3.1	Teploty horninového masivu.....	- 36 -
4.3.2	Hodnocení teploty teplosměnné kapaliny.....	- 38 -
5	Výsledky ověřování.....	- 38 -
5.1	Vzduch.....	- 39 -
5.2	Horizontální lineární HGHE.....	- 40 -
5.3	Vertikální GLHE typ dvojité U.....	- 42 -
5.4	Komparace.....	- 44 -
5.4.1	Teploty.....	- 44 -
5.4.2	Topný faktor.....	- 45 -
5.4.3	Přehled.....	- 47 -
6	Diskuse a závěr.....	- 47 -
7	Seznam použitých zdrojů.....	- 49 -
8	Seznam obrázků.....	- 52 -

1 Úvod

V dnešní době, kdy je hospodářská a energetická náročnost na velkém vzestupu je nutné zlepšovat hospodaření s energiemi všeho druhu. Tento důvod vzbudil v posledních mnoha letech velký zájem o využití netradiční energetiky. Tímto se rozumí využívat obnovitelných a druhotných energetických zdrojů. Ten způsob využití „volné“ energie nám pomáhají zužitkovat tepelná čerpadla. Jedná se o moderní, energeticky velmi nenáročné a značně ekologické zařízení, které do ovzduší vypouští nulové emise. Tepelné čerpadlo odejímá teplo ze vzduchu, země nebo vody a dokáže jej přeměnit z nízkoteplotní hladiny na vysokoteplotní. Tímto způsobem je možné dodávat teplo pro ohřev teplé užitkové vody a pro vytápění objektu.

Při návrhu tepelného čerpadla je optimální skloubit dvě základní stránky této problematiky. Stránku technickou a stránku ekonomickou. Z hlediska technické stránky se jedná o velmi podobný proces, který nalezneme u chladících zařízení, tj. levotočivý oběh. Druhou a velmi podstatnou váhu má v tomto oboru ekonomická stránka. Ve většině případů je to rozhodující faktor. Pro vytápění a ohřev vody se zpravidla vždy najde alternativní řešení, které je jednodušší.

Na trhu se objevuje velké množství společností, které nabízejí kompletní dodávku všech druhů tepelných čerpadel. Cena těchto nabídek se v posledních letech značně snížila. Každým rokem jsou po celé Evropě nainstalovány tisíce těchto zařízení a jejich podíl na trhu se stále zvyšuje. Je možné předpokládat, že tento trend bude dále pokračovat a množství instalovaných tepelných čerpadel se bude nadále zvyšovat.

Nepochybnou výhodou tepelných čerpadel je jejich velmi úsporný a bezobslužný provoz. Provozní náklady jsou v podstatě jen náklady na elektrickou energii, která pohání kompresor, oběhová čerpadla a případně, u TČ vzduch-voda, i ventilátor.

Strojní zařízení jako tepelné čerpadlo je velice složitý a komplikovaný mechanismus. Návrh vhodného typu pro konkrétního uživatele, vyčíslení předpokládaných úspor paliva a ekonomika provozu vyžadují zvládnutí teoretických problémů a znalost různých systémů zapojení. Projektování energetických provozů s tepelnými čerpadly vyžadují od řešitelů prohloubení a rozšíření vědeckého a technického rozhledu hlavně v oblasti termodynamiky, výměníků tepla a přidružených technických disciplín. Současný vývoj projektování složitých systémů se ubírá k simulaci těchto procesů na počítačích.

2 Současný stav řešení problematiky

2.1 Historie

Princip funkce tepelného čerpadla není historicky ničím novým, ale k praktickému využití došlo mnohem později. Nejčastěji se vysvětluje činnost tepelného čerpadla jako „obrácená lednička“. Tepelné čerpadlo má opravdu princip funkce velice podobný chladničce, ale v mnoha technických souvislostech se liší. V roce 1824 Nicolas Léonard Sadi Carnot publikoval dílo „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu“, kde byl mimo jiné poprvé popsán slavný Carnotův cyklus. Na základě jeho práce zformuloval první myšlenku o konstrukci tepelného čerpadla roku 1852 lord Kelvin (William Thomson), ovšem na jeho praktické využití si museli lidé ještě dlouhou dobu počkat.

Po 75 letech se objevila historicky první průmyslová aplikace, kdy v roce 1927 T. Haldane použil tepelné čerpadlo pro vytápění úřední budovy v americkém městě Los Angeles. Tato doba přechodu z teoretického základu k praktickému využití nebyla tak dlouhá kvůli nemožnosti technického řešení (v této době již byli úspěšně zkonstruovány velice složitá zařízení pracující s tlaky až 9MPa), ale důvodem byla ekonomická a provozní nevýhodnost s jinými alternativními způsoby vytápění v této době, protože byl spolehlivý dostatek jiného a levného paliva. V roce 1932 začala americká firma Kinetic Chemicals Inc. vyrábět chladiivo ze skupiny CFC (dichlordifluormetan), které dostalo označení Freon R12. K velkému rozmachu tepelných čerpadel došlo ve Švýcarsku, které bylo za II. světové války závislé na dovozu veškerého paliva. V této době bylo zrealizováno několik velmi technicky zdařilých projektů, které udivovali svým technickým řešením a dále svou mnohaletou a prakticky bezúdržbovou spolehlivostí provozu. U nás se velkého rozmachu dočkala tepelná čerpadla hlavně v poválečném období, kdy byla velká snaha po úspoře energie a paliv pro obnovované národní hospodářství. Byla postavena tepelná čerpadla pro úpravu pitné vody pro tehdejší Gottwaldov, vytápění prostorů hydroelektráren, pomocí horkých pramenů v lázeňském městě Štubňanské Teplice bylo vytápěno několik budov. [1]

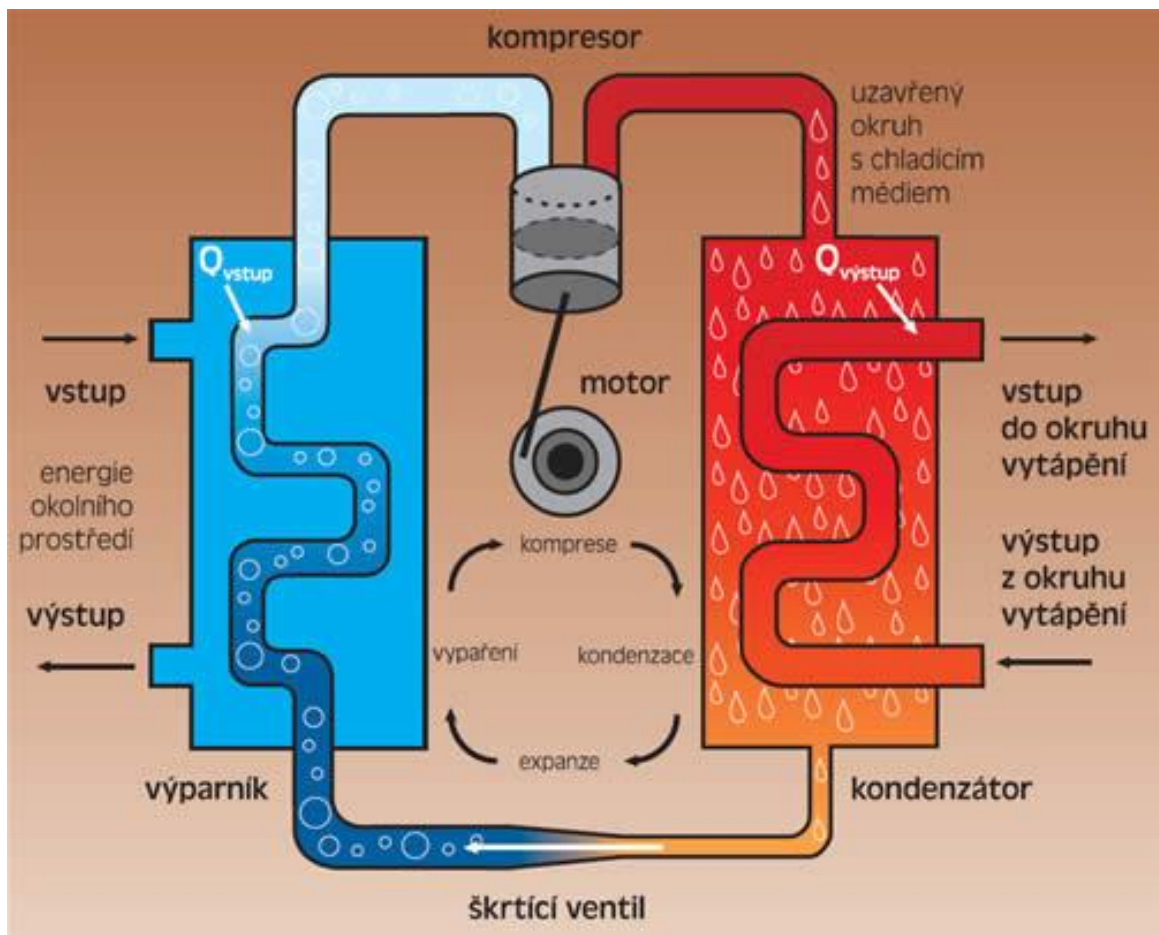
Celosvětová vlna rozmachu tepelných čerpadel se projevila v sedmdesátých letech 20. století s příchodem světové energetické krize, kdy docházelo k rychlému zvyšování cen energií. V tomto období byla vyvinuta i velmi technicky zdařilá tepelná čerpadla na našem území, která dosahovala výkonu 10kW a 20kW (Frigera Kolín). Jejich technické řešení bylo velmi zajímavé, to pramenilo z nemožnosti dovážení „západních“ dílů a technologií a vypovídalo o schopnosti a důmyslnosti našich lidí. V roce 1981 bylo v Evropě na 100 000 funkčních jednotek, v

Japonsku 500 000 jednotek a v USA kolem 3 mil. jednotek. Díky tomu výrazně vzrostl počet výrobců a konstruktérů tepelných čerpadel a jejich komponentů, což vedlo k rychlé dynamice vývoje konstrukčních řešení. Bylo dosaženo velmi vysoké hospodárnosti a spolehlivosti. [2]

2.2 Princip tepelného čerpadla

Princip tepelného čerpadla je založen na jeho schopnosti využít nízkoteplotní energii, které je v okolí velké množství, a přeměnit ji na energii vysokoteplotní. Aby tento pochod byl možný z fyzikálního hlediska, je nezbytné dodat určité množství mechanické energie. Tuto energii ve většině případů dodáváme ve formě elektromotoru, který pohání kompresor. Další možnosti jsou tepelná čerpadla na absorpčních a adsorpčních principech, ale většina tepelných čerpadel pracuje s parním oběhem a kompresorem. [3]

Obr. 1 - Schéma kompresorového tepelného čerpadla [24]



Schopnost tepelného čerpadla přeměny nízkoteplotní energie na vysokoteplotní je možné popsat následovně. Na vstupní straně tepelného čerpadla je tzv. primární větev, kde je vždy výměník tepla (výparník). Do výparníku se přivádí vhodným médiem (nemrzoucí směsí) energie z nízkoteplotního zdroje energie. Pracovní látka, tzv. chladivo, se vstříkuje pod vysokým tlakem přes trysku expanzního ventilu do výparníku. Na straně za expanzním

ventilem je tlak nižší, a proto se chladivo rychle odpařuje na stav mokré páry. Tímto způsobem se pracovní látka podchladí, na teplotu nižší než je teplota nízkoteplotního zdroje energie, ze kterého se odebírá teplo oběhem nemrznoucí směsi. Tento pochod zajišťuje, že teplo z nízkoteplotního zdroje je předáno podchlazené páře chladiva, která je nasávána kompresorem. Nasávané páry nesou získanou tepelnou energii a při stlačování se silně zahřívají. Mimo energie získané stlačením se do páry přivede ještě tepelná energie ve formě ztrátového tepla z elektromotoru kompresoru a teplo vzniklé při tření pohyblivých částí. Stlačené páry nyní dosahují vyšší teploty než je teplota v topném systému a jsou přiváděny do sekundárního výměníku tzv. kondenzátoru. V kondenzátoru páry zkapalní a předají tepelnou energii otopné soustavě. Kondenzát je zase veden zpět do expanzního ventilu. Tento celý cyklus běží spojitě dokola. V obou tepelných výměnících (výparníku a kondenzátoru) samozřejmě platí druhá věta termodynamického zákona. [3]

2.2.1 První věta zákona termodynamiky

Množství energie v izolované soustavě je stálé. Energie se nemůže samovolně ztrácet nebo narůstat, může pouze dojít k její přeměně na jinou formu.

2.2.2 Druhá věta zákona termodynamiky

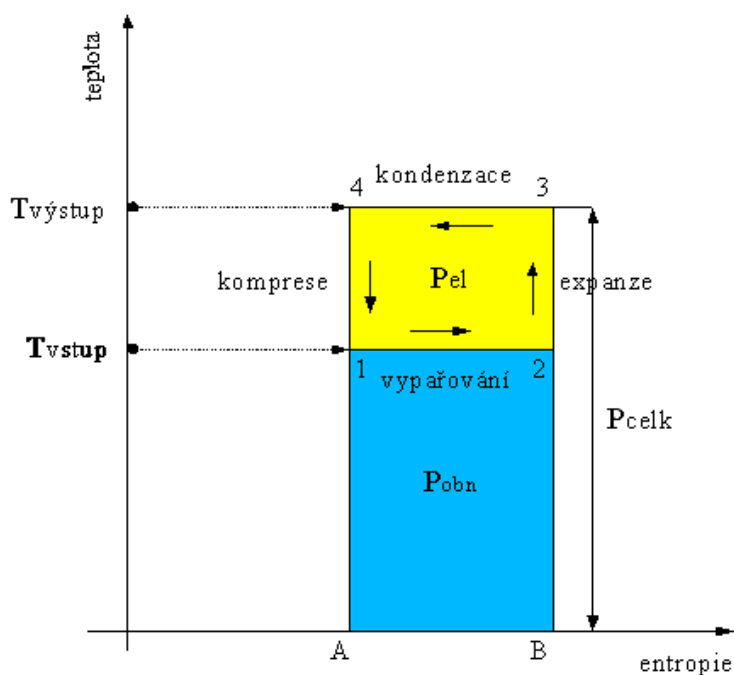
Teplo se může samovolně sdílet pouze z prostředí o vyšší teplotě do prostředí s nižší teplotou, nikoli opačně.

Právě kvůli tomuto druhému zákonu termodynamiky k využívání nízkoteplotní energie z chladnějšího do teplejšího prostředí musíme použít tepelná čerpadla. [3]

2.2.3 Pracovní cyklus tepelného čerpadla

Na obrázku je graficky znázorněn ideální porovnávací Carnotův pracovní cyklus v T-S diagramu tepelného čerpadla.

Obr. 2 - Ideální Carnotův cyklus tepelného čerpadla (P_{obn} – energie přivedená na výparník při teplotě T_{vstup} ; P_{el} – energie potřebná pro pohon čerpadla; P_{celk} – výsledná energie; T_{vstup} – teplota nízkoteplotního zdroje; $T_{výstup}$ – teplo dodávané do topného systému) [25]



Tento cyklus se skládá z následujících termodynamických fází:

1-2 Izotermické vypařování

2-3 Adiabatická komprese

3-4 Izotermické kondenzování

4-1 Adiabatická expanze

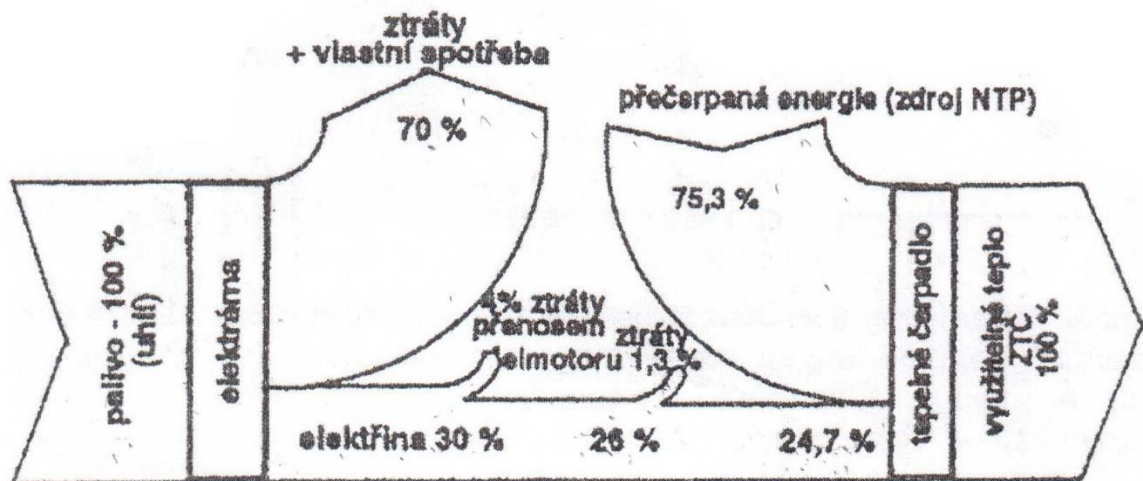
2.3 Topný faktor

Jedním ze základních ukazatelů energetického efektu tepelného čerpadla je topný faktor (COP – Coefficient of Performance). Je to bezrozměrné číslo, které udává poměr mezi vyrobeným teplem a elektrickou (případně jinou) energií nutnou pro pohon kompresoru tepelného čerpadla. Z toho je patrné, že čím vyšší je číslo topného faktoru, tím efektivněji tepelné čerpadlo pracuje. [4]

Hodnoty topného faktoru běžně nabývají hodnot od 2 do 5. Ovšem u velmi kvalitních tepelných čerpadel a za předpokladu ideálních podmínek se toto číslo může vyšplhat až k číslu 7. Nicméně tyto čísla topného faktoru nejsou konstantní během celého roku. Mění se vlivem podmínek, za kterých tepelné čerpadlo pracuje. [4]

Z hlediska celospolečenského pohledu bychom na topný faktor měli pohlížet jako na možnost snížení obrovských ztrát při výrobě elektrické energie v uhelných elektrárnách. Jelikož v uhelných odsířených elektrárnách se vyrábí elektrická energie s účinností pouhých cca 30% + další ztráty přenosem energie 4% + další ztráty, měl by topný faktor tepelného čerpadla nabývat minimální hodnoty 4,05, aby docházelo k pokrytí těchto ztrát. ($4,0486 \cdot 24,7 = 100\%$) [2]

Obr. 3 - Schéma toků energie při výrobě elektrické energie a v tepelném čerpadle poháněném elektrickou energií [6]



Většina tepelných čerpadel, které se u nás běžně používají, pracuje na principu parního oběhu s jednosložkovým chladivem, který je možné ztotožnit s Carnotovým levotočivým chladícím oběhem. Určení topného faktoru u tepelných čerpadel, které jsou již navržena a vyprojektována, není veliký problém. Problém se objevuje v okamžiku, kdy chceme zjistit topný faktor u ještě nenavržených čerpadel, abychom mohli zjistit, jestli bude jeho použití ve všech ohledech vhodné a hospodárné. Pro zadané požadavky na ochlazení zdroje tepla a ohřátí topného média je ideální porovnávací Carnotův oběh pracující s nekonečně velkými teplosměnnými plochami ve výměnících s topným faktorem. [2]

Výpočet topného faktoru:

$$\varepsilon_{c, id} = \frac{T_k^x}{T_k^x - T_0^x} \quad [-] \quad (1)$$

Nebo

$$\varepsilon = \frac{Q_k}{A} \quad [-] \quad (2)$$

Kde: Q_k – Tepelný výkon odvedený z kondenzátoru TČ [kW]

A – Mechanická práce pro pohon kompresoru [kW]

T_k – Teplota, při které odvádíme teplo pracovní látky [K]

T_o – Teplota, při které přivádíme teplo pracovní látky [K]

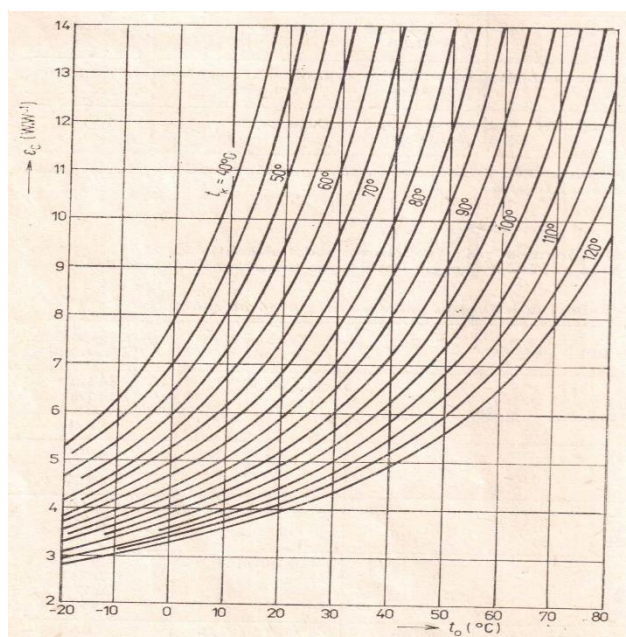
Z toho je patrné, že nevhodnější je využívat zdroje s co nejvyšší teplotou a toto teplo dodávat do topného systému s co nejnižší teplotou. [2]

Z těchto rovnic je patrné, že topný faktor je přímo závislý na rozdílu teplot odpařování pracovní látky a její kondenzační teploty. Za předpokladu kondenzace pracovní látky za konstantní teploty lze zvýšit topný faktor zvýšením vypařovací teploty. Proto je velmi vhodné používat jako zdroj nízkoteplotní energie zemní masiv. Teplota zemního masivu je v zimním období vyšší, než je teplota okolního vzduchu. Naopak je teplota zemního masivu v letním období nižší, než je teplota okolního prostředí. Díky těmto skutečnostem se jeví zemní masiv jako ideální zdroj nízkoteplotní energie pro vytápění v topném období a zároveň pro chlazení v letním období. [4]

Rozlišujeme topný faktor okamžitý (viz rovnice 1) a sezónní, čili SCOP – Season Coefficient of Performance. Rozdíl je, že do rovnice se dosadí sezónní získaný tepelný výkon a sezónní mechanická práce pro pohon kompresoru. [5]

Hodnoty topného faktoru lze pro rychlejší práci odečíst z následujícího grafu na Obr. 4.

Obr. 4 - Topný faktor Carnotova oběhu [2]



Ztráty, které mají vliv na výsledné číslo topného faktoru, můžeme rozdělit do následujících skupin:

a) Velikost teplosměnných ploch je konečná a v tomto důsledku dochází teplotním rozdílům $\delta_{(m)}$, který mění topný faktor tímto způsobem: [1] $\epsilon_c = \frac{T_K}{T_K - T_o} =$

$$\frac{T_k^{x+\delta_{(m),k}}}{T_k^x - T_o^{x+\delta_{(m),k} + \delta_{(m),v}}} \quad [-] \quad (3)$$

$\delta_{(m)}$ – teplotní rozdíly [K]

Teplotní rozdíly $\delta_{(m)}$ značně ovlivňují hospodárnost tepelného čerpadla a teploty T_0^x a T_k^x by se měli optimalizovat. [2]

- b) Pochody ve skutečném kompresoru
- c) Ztráty tepla do okolí
- d) Příkon pomocných zařízení

2.4 Zdroje tepla pro tepelné čerpadlo

Zdroje nízkoteplotní energie pro tepelné čerpadlo rozdělujeme do dvou typů. Prvním zdrojem tepla je druhotné, odpadní teplo z nejrůznějších technologických procesů. Druhým zdrojem je teplo z obnovitelných zdrojů energie. Mezi tyto obnovitelné zdroje se řadí venkovní vzduch, povrchová nebo podzemní voda, sluneční záření a v neposlední řadě zemní masiv. Všechny tyto zdroje tepla se vzájemně ovlivňují a během roku jejich teploty kolísají. Z hlediska kolísání teplot během roku můžeme označit zemní masiv za nejstabilnější. [3]

Dle typu zdroje nízkoteplotní obnovitelné energie rozlišujeme typy tepelných čerpadel. Názvy těchto typů čerpadel se skládají ze dvou termínů. První z těchto termínů označuje zdroj nízkoteplotní energie a druhý termín označuje médium, do kterého je tato energie předána. Nejčastěji je to voda cirkulující v otopném systému nebo vzduch při použití teplovzdušného vytápění. [6]

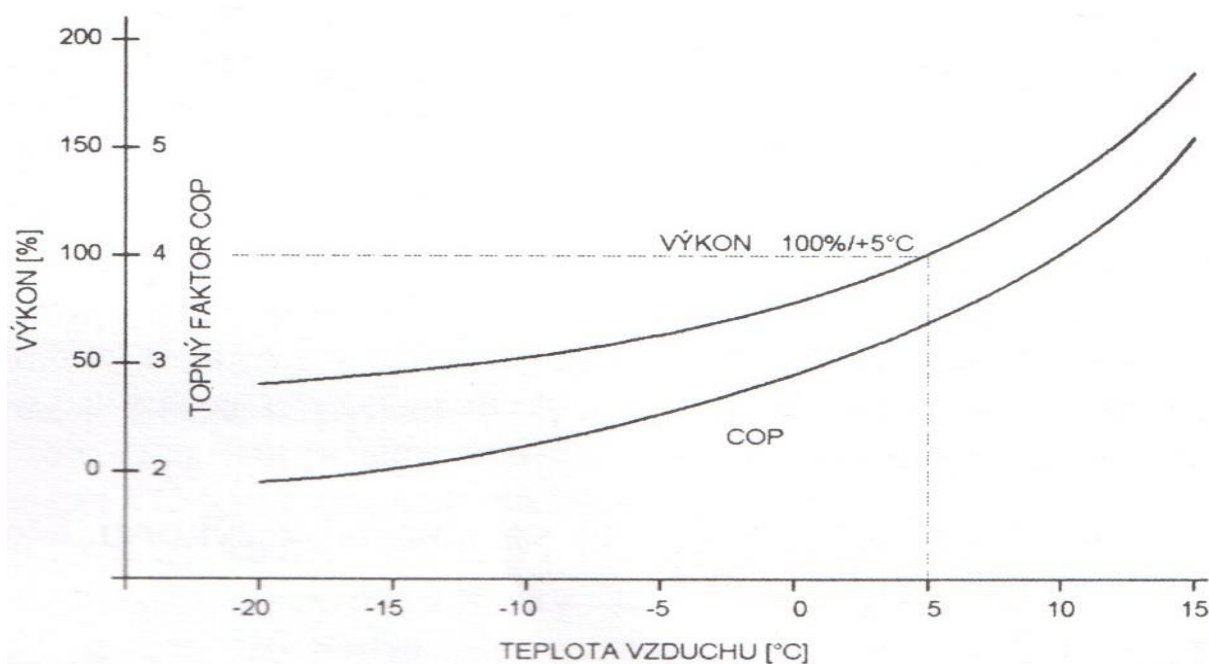
2.4.1 Tepelné čerpadlo VZDUCH-VODA

Zdrojem tepla pro tento typ tepelného čerpadla je okolní vzduch na primární straně. Na sekundární straně se teplo předá do otopné vody. Tento systém musí být na primární straně opatřen ventilátorem pro zajištění dostatečného proudění vzduchu výparníkem a to z důvodu nízké hustoty, měrné tepelné kapacity a nízkého součinitele přestupu tepla vzduchu. Ventilátor svým příkonem snižuje topný faktor a je nutné počítat i s jeho hlučností.

Výhoda těchto systémů tkví v jejich snadné instalaci a nízkých pořizovacích nákladech. Tepelné čerpadlo vzduch-voda je možné použít takřka na jakémkoliv objektu. Odpadají také drahé zemní práce, což počáteční investici značně sníží.

Velká nevýhoda tohoto typu tepelných čerpadel spočívá v tom, že jejich výkon se mění s teplotou okolního vzduchu. S klesající teplotou vzduchu také klesá výkon tepelného čerpadla, s rostoucí teplotou výkon stoupá. Z těchto důvodů se tepelné čerpadlo vzduch-voda používá v bivalentním zapojení. [2]

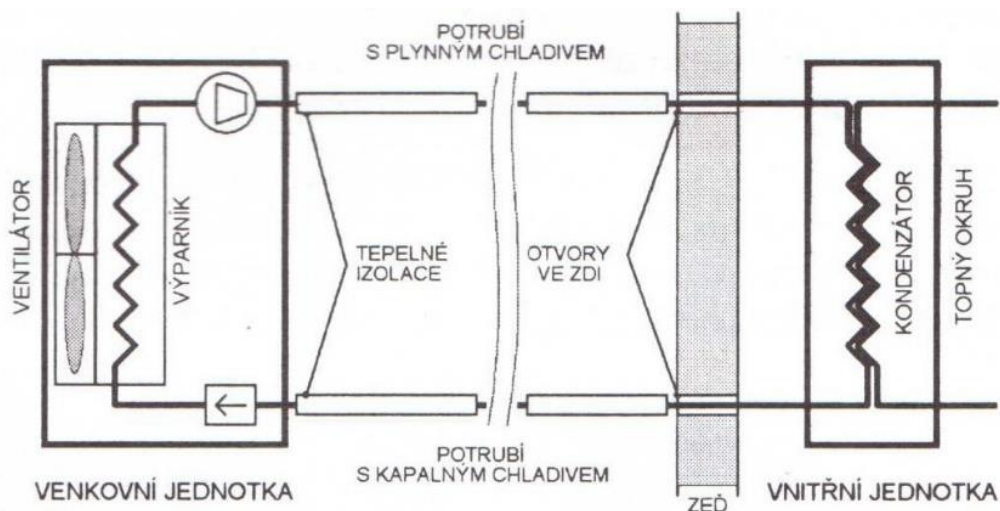
Obr. 5 - Závislost topného faktoru na teplotě okolního vzduchu [3]



Další nevýhodou je obsah vodní páry ve vzduchu, která se bude při teplotách blízkých 0°C srážet na povrchu výparníku a dále namrzat. Námraza na povrchu výparníku funguje jako tepelná izolace, která zamezuje prostupu tepla ze vzduchu do chladiva. Proto je nutné tuto námrazu odstraňovat reverzí chodu tepelného čerpadla, což má za následek snížení efektivity provozu a vyšší opotřebení kompresoru. Druhá možnost je opatření výparníku topnými kabely. Musí být zajištěn odvod kondenzátu z výparníku. [2]

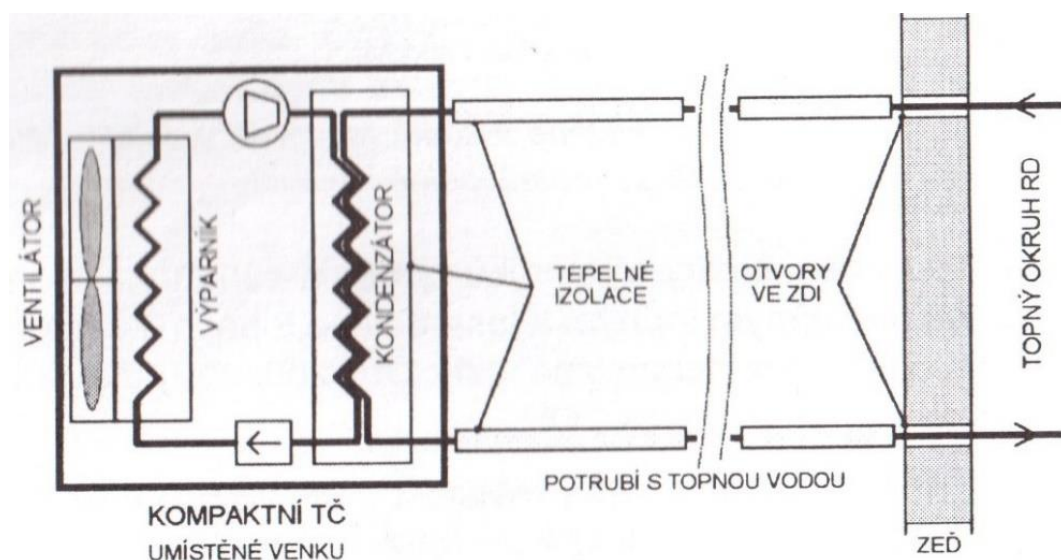
Při tomto systému tepelného čerpadla je možné vybrat ze tří typů řešení. Prvním je split systém, který má výparník s ventilátorem umístěný vně budovy a izolovaným potrubím je spojen s kondenzátorem umístěným uvnitř budovy. Kompresor může být umístěn dle vhodnosti u výparníku nebo u kondenzátoru. [1]

Obr. 6 - Tepelné čerpadlo v provedení split [3]



Jako druhé a třetí řešení je možnost kompaktního provedení tepelného čerpadla, které se vyznačuje soustředěním všech komponentů zařízení na jednom místě. Díky tomuto je možné zařízení plnit chladivem již od výrobce a na místě po instalaci jen připojit na topný okruh. Jedná se o umístění vně nebo uvnitř objektu. Při umístění vně objektu je riziko zamrznutí kondenzátoru při výpadku elektrické energie. Způsob jak se této skutečnosti vyhnout je použit v topném systému nemrznoucí směs. [1]

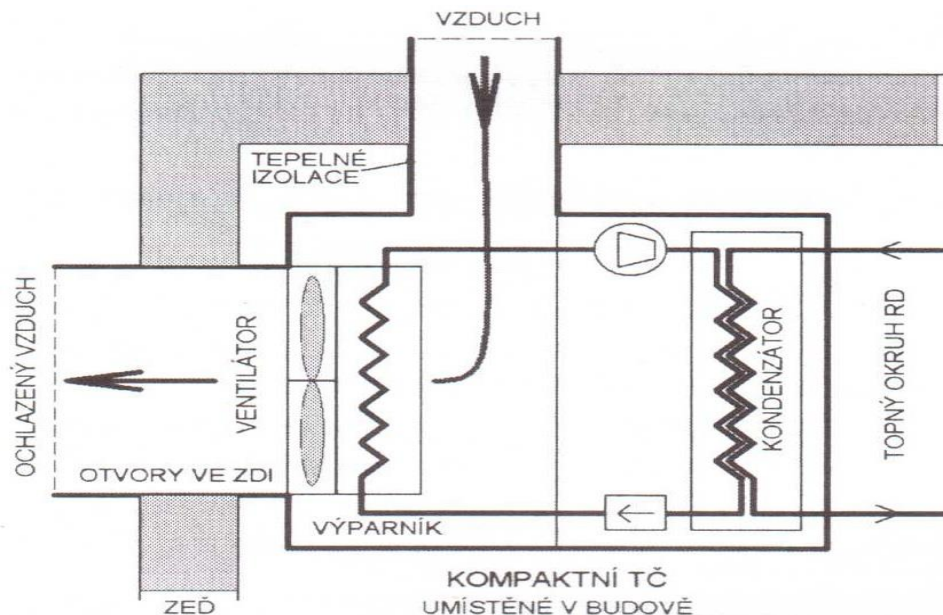
Obr. 7 - Kompaktní tepelné čerpadlo umístěné vně budovy [3]



Druhou možností umístění kompaktního tepelného čerpadla je uvnitř objektu. Vhodné prostory pro jejich umístění jsou podkroví nebo sklep. Při tomto umístění je nutné zabezpečit, aby ochlazený vzduch procházející výparníkem nemohl vnikat zpět do sání k výparníku.

Zabraňuje se tomu použitím izolovaného potrubí, které je vyvedeno vně budovy. Musí být zajištěno, aby výdech výparníku nesměřoval na okolní budovy nebo stromy. [1]

Obr. 8 - Kompaktní tepelné čerpadlo umístěné uvnitř budovy [3]



2.4.2 Tepelné čerpadlo ZEMĚ-VODA

Tento typ tepelného čerpadla využívá jako zdroj nízkoteplotní energie teplo naakumulované v zemním masivu. Díky skutečnosti, že v minimální hloubce 0,8 až 1 m se nachází teplotní oblast, kde teplota během celého roku neklesá pod 0 °C.

V praxi se používají dva způsoby odjímání tepla ze země. V prvním případě se jedná o horizontální tepelný výměník (vodorovný kolektor), který je umístěn v hloubce od 1m až do 2 m hloubky pod povrchem země. Druhý způsob je provedení hloubkového (vertikálního) vrtu, který dosahuje hloubky až do 200 m.

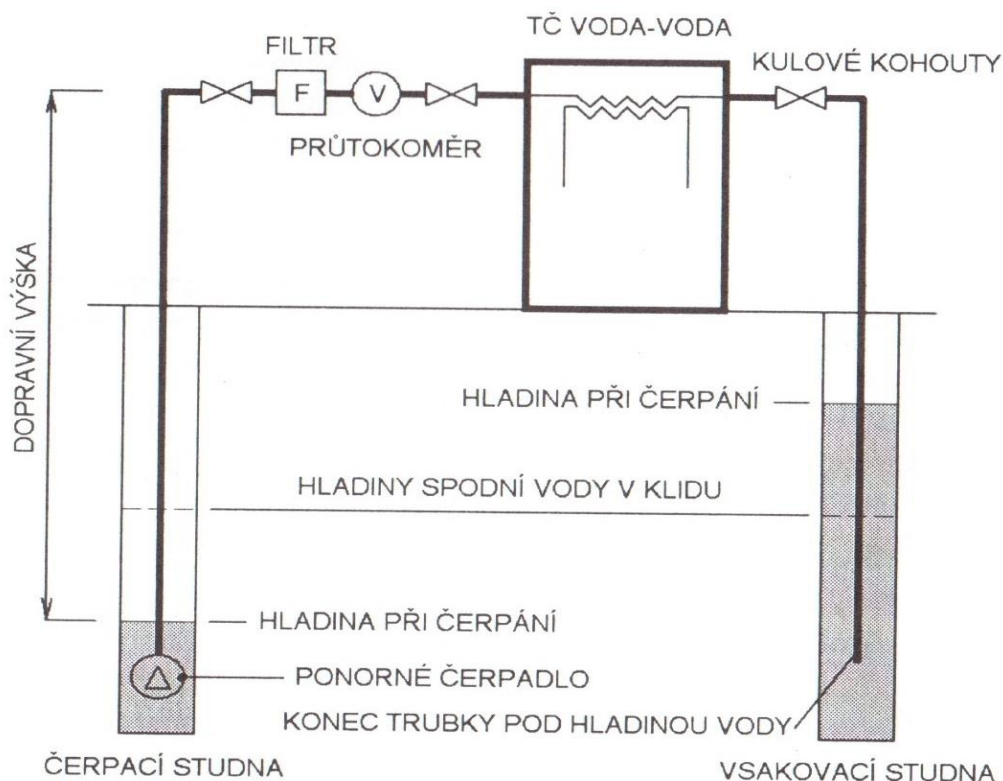
Výběr z těchto dvou způsobů je závislý na ploše, kterou je možné využít pro instalaci výměníku a geologickými podmínkami. Nové domy mají dostatek venkovního prostoru, a proto je možné využít horizontálních výměníků. V případě, že plocha není dostatečná, je nutné využít vertikálních kolektorů, které jsou ovšem investičně víc nákladné. Tepelný výkon a topný faktor je značně ovlivňován vlhkostí půdy. Pokud je vlhkost půdy nižší než 12,5 %, má to velmi negativní až devastující účinek pro výkon tepelného čerpadla. Oba typy kolektorů je možné využívat i v letních měsících pro ohřev teplé vody.

2.4.3 Tepelné čerpadlo VODA-VODA

V tomto případě je využíván jako zdroj nízkoteplotní energie voda, a to voda povrchová nebo podzemní. V obou případech jsou na vodu kladené nároky na její chemické složení a její teplotu.

Použití podzemní vody je považováno jako za ideální zdroj nízkoteplotní energie, protože má dostatečnou teplotu po celé topné období. Z průměrné teploty v naší zemi, hloubky studny a geotermickým gradientem lze vypočítat, že v případě hloubky studny 15m bude teplota vody okolo 10 °C. Díky tomu je možné navrhnout toto tepelné čerpadlo s vysokým topným faktorem a jako monovalentní zdroj tepla. Lze je využít pouze v oblastech, v kterých je velmi vydatná spodní voda, protože je nutné odčerpávat 0,6 – 1 litr/s. Pro správnost fungování je nutné vybudovat dvě studny, jednu čerpací, která je ochlazována, a druhou vsakovací, díky které se ochlazená voda dostane zpět do země. Tyto dvě studny musí být od sebe vzdáleny minimálně 15 m. [2]

Obr. 9 - Tepelné čerpadlo voda (podzemní)-voda [3]



Však zvýšené odebrání tepla z podzemních vod může působit nepříznivě na ekologii prostředí. Z těchto důvodů je velice složité, ne-li nemožné získat povolení pro tento typ tepelného výměníku.

Použití povrchové vody jako zdroje tepla je z technického pohledu možné. Avšak konstrukce takového typu tepelného čerpadla s sebou nese řadu negativních hledisek. Nevzniká zde jen problém s vhodným chemickým složením vody, ale zároveň je zde problém s teplotou vody. V zimních měsících teplota povrchové vody prudce klesá, často se teplota dostává až k bodu mrazu. Zároveň v těchto měsících klesá průtok. Vhodná lokalizace tepelného výměníku je za energetickým dílem, v této části toku dochází k jeho oteplení a zvyšuje se tak topný faktor. Používají se dva způsoby provedení. První z nich je čerpání povrchové vody k výparníku (jako u předchozího případu studen) nebo je umístěn v povrchové vodě další výměník, ve kterém koluje nemrzoucí směs, viz Obr. 10. Je možné odebírat teplo z tekoucí nebo stojaté vody. [3]

Obr. 10 - Odebírání tepla ze stojaté vody [9]



2.5 Monovalentní a bivalentní provoz tepelných čerpadel

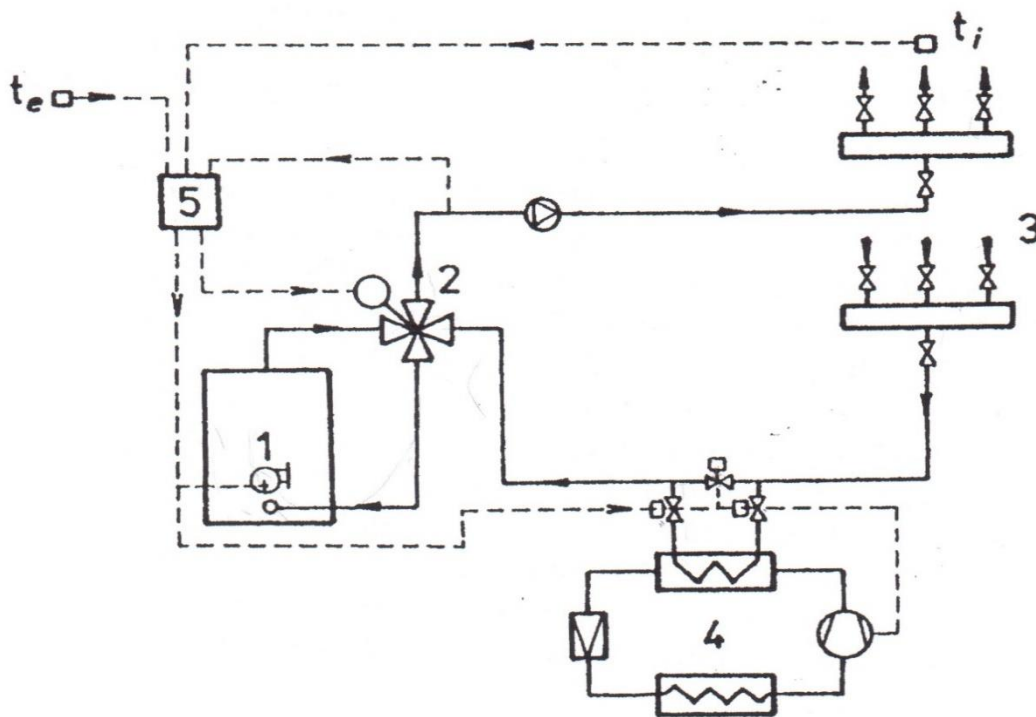
Výkon tepelného čerpadla se někdy dimenzuje na nižší hodnotu než je potřebný topný výkon stanovený podle okamžitých tepelných ztrát budovy, nejen u otopné soustavy využívající jako zdroj tepla vzduch, ale i u ostatních zdrojů nízkoteplotní energie. Důvodem těchto opatření může být nízký potenciál zdroje tepla nebo možnost snížení investice na tepelné čerpadlo. Proto je tedy možné se v praxi setkat se systémy, které používají jako další otopný zdroj, kromě tepelného čerpadla, například elektrický nebo plynový kotel sloužící jako špičkový zdroj energie. Tyto systémy nazýváme bivalentní. Jako monovalentní systémy zapojení nazýváme ty systémy, které jsou schopné svým topným výkonem plně pokrýt tepelnou ztrátu budovy. [6]

2.5.1 Bivalentní systém zapojení

Od systémů bivalentního zapojení tepelných čerpadel se v posledních letech značně ustupuje. Hlavním důvodem tohoto trendu jsou velmi nízké výkony na kondenzátorech takového tepelného čerpadla. Rozlišují se dva typy bivalentního zapojení, alternativní a paralelní: [6]

- Bivalentně alternativní – Tepelné čerpadlo je v provozu, nebo je v provozu jiný zdroj
- Bivalentně paralelní – Tepelné čerpadlo je v provozu a současně je v provozu další zdroj

Obr. 11 - Zapojení tepelného čerpadla v provozu s plynovým kotlem [6]



1 - plynový kotel; 2 - čtyřcestná směšovací armatura; 3 - rozdělovač a sběrač; 4 - tepelné čerpadlo; 5 - elektronický regulátor

2.6 Chladivo – pracovní látka tepelného čerpadla

Pracovní látkou se rozumí látka obíhající uvnitř tepelného čerpadla, která za nízkého tlaku a teplotě odebírá teplo ve výparníku a za vysokého tlaku a teplotě odevzdává teplo v kondenzátoru. Na pracovní látky jsou kladeny nároky, které lze shrnout v následujících vlastnostech: [3]

- Nehořlavost a nejedovatost
- Co nejmenší dopad na životní prostředí
- Co největší výparné teplo
- Co nejmenší měrnou tepelnou kapacitu v kapalně fázi
- Co nejvyšší součinitel tepelné vodivosti
- Co nejnižší viskozita pracovní látky

Dle mezinárodní organizace ASHRAE rozdělujeme pracovní látky do následujících kategorií:[6]

a) Přírodní chladiva - Anorganická (čpavek, vzduch, voda,...)

- Organické uhlovodíky (metan, etan, propan,...)

b) Syntetická chladiva - Chlorované uhlovodíky

- Fluorované uhlovodíky

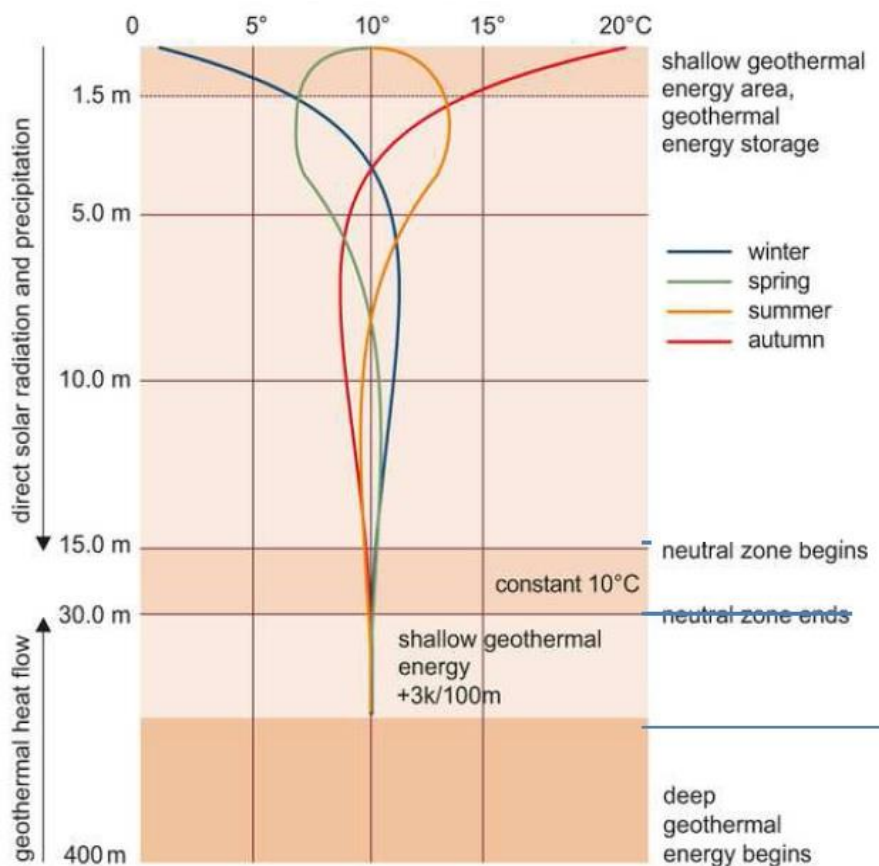
- Jiná syntetická chladiva

2.7 Tepelné vlastnosti hornin

Tepelnou energii, která je obsažená v horninovém masivu, lze pokládat za velmi atraktivní zdroj nízkoteplotní obnovitelné energie. Její tepelná stálost, dostupnost a příznivá tepelná kapacita z ní dělají vyhledávaný zdroj pro tepelná čerpadla. Ovšem je nutné znát geologickou situaci v dané lokalitě, která se stanoví z geologického průzkumu. Klimatické podmínky okolí rovněž ovlivňují teplotní profil pod povrchem a musejí být brány v úvahu pro projektování. Faktory ovlivňující teploty zemního masivu jsou teplota okolního vzduchu, vítr, sluneční záření, vlhkost vzduchu a množství srážek.[8]

Základní vlastnosti horninového masivu lze vyjádřit součinitelem tepelné vodivosti a měrnou tepelnou kapacitou. Tyto základní vlastnosti hornin jsou závislé na tom, jak velký objem posuzujeme. Každá hornina má pórovitost, proto její celkový objem je součtem objemů horninového zrna a pórů. Póry horniny jsou vyplněny vodou nebo vzduchem. Tepelná kapacita posuzované horniny se rovná součtu tepelných kapacit všech objemů horninových zrn, vody a vzduchu.

Obr. 12 - Tepelné vlastnosti hornin – sezónní a hloubkové změny [zdroj: solarpraxis.de]



U tepelné vodivosti určitého objemu horniny je závislost i na vzájemném prostorovém uspořádání horniny, vody a vzduchu, proto bývá v každém směru jiná.

2.7.1 Součinitel tepelné vodivosti

Tepelná vodivost horniny je schopnost hornin vést teplo. Je to nejvýznamnější parametr vlastnosti půdy. Závisí například na struktuře a textuře horniny, její pórovitosti a zejména na minerálním složení (velmi dobrým vodičem je křemen, naopak velmi špatným vodičem jsou jílové minerály). Tepelná vodivost horniny λ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) je vyjádřena množstvím tepla, které prostoupí jednotkou délky při jednotkovém teplotním rozdílu. [9]

Na tepelnou vodivost má velký vliv vlhkost půdy. Song a kolegové [10] se tomuto věnovali a analyzovali nejpodstatnější aspekt, který má vliv na tepelnou vodivost a to vlhkost půdy. Jejich experiment ukázal, že v teplotním rozpětí 10-40 °C má půda v suchém stavu tepelnou vodivost 0,55-0,6 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Koeficient tepelné vodivosti půdy, která měla normální vlhkost, byla v průměru 2,3 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a ve vlhké půdě se tento koeficient vyšplhal až na 2,7 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. S rostoucí vlhkostí tedy stoupá tepelná vodivost až do určité hodnoty. V případě dosažení této hodnoty zůstává koeficient tepelné vodivosti prakticky stejný i za předpokladu,

že se stále zvyšuje vlhkost. Leong a kolegové [11] prezentoval silnou spojitost vlhkosti půdy a její tepelné vodivosti, což má dopad na celkový výkon tepelného čerpadla. Experimenty bylo dokázáno, že vlhkost půdy pod 12,5 % má silně negativní vliv na výkon tepelného čerpadla. V případě, že vlhkost stoupne nad 25 %, projeví se to velmi pozitivním způsobem na celkový výkon tepelného čerpadla. Ovšem hranice, do kdy je možné navyšovat tepelnou vodivost horniny a tudíž i výkon tepelného čerpadla, nastává u 50 % vlhkosti půdy. Vlhkost nad touto hranicí má prakticky zanedbatelný vliv. Tento princip vysvětlil už Kutílek M. [12] tím, že při nízké vlhkosti je teplo přenášeno pouze na bodových kontaktech elementů, které vodí teplo. Při zvyšování vlhkosti prudce vzrůstá λ z důvodů vzniku vodních filmů, které značně zvýší dotykové plochy pro vedení tepla. Další zvyšování vlhkosti má za následek jen mírné zvyšování dotykové plochy. Vysoká vlhkost (nad 50 %) má vliv na tepelnou vodivost pouze tím, že je vodou vytlačován vzduch. [13]

2.7.2 Tepelná kapacita

Tepelná kapacita C [$J \cdot K^{-1}$] je parametr vyjadřující množství tepla, které je potřebné k ohřátí tělesa o 1 K. Měrná tepelná kapacita c [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] vyjadřuje množství tepla potřebné k ohřátí 1kg látky o 1 K. Dále se rozlišuje objemová tepelná kapacita c_{ob} [$J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$], jež vyjadřuje potřebu množství tepla, kterým je možné ohřát $1m^3$ látky o 1 K. Tepelná kapacita formuluje množství energie uložené v materiálu vztaženou na jednotku objemu či hmotnosti. Výpočet této hodnoty se stanovuje z měrných tepelných kapacit jednotlivých složek půdy dle jejich měrných objemů. Při výpočtu jsou relevantní měrné objemy horninového zrna, organických látek a vody. Nicméně tepelná kapacita organických a minerálních látek je prakticky totožná a proto je jediným parametrem ovlivňující tuto hodnotu obsah vody. Měrná tepelná kapacita se zvýší s obsahem vody a sníží se v případě zamrznutí. Objemová tepelná kapacita c_{ob} z měrné tepelné kapacity a z hustoty lze vyjádřit dle následujícího vzorce [14]:

$$c_v = \rho_s * \left(c_s + c_w * \frac{w}{100} \right) \quad [J * m^{-3} * K^{-1}] \quad (4)$$

Kde:

ρ_s - objemová hmotnost minerálních složek [$kg \cdot m^{-3}$]

c_s - měrná tepelná kapacita minerálních složek [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

c_w - měrná tepelná kapacita vody [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

w - obsah vody v procentech

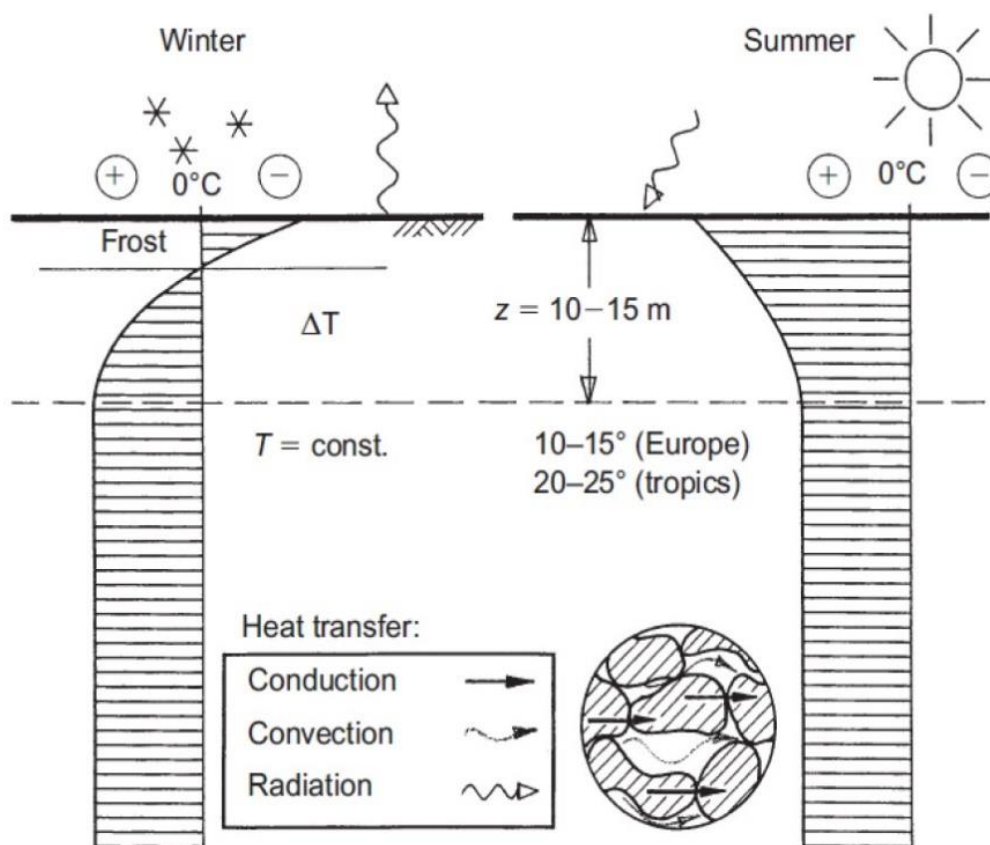
2.7.3 Sluneční záření jako zdroj energie

Vliv slunečního záření má vliv pouze do určitých hloubek pod povrchem. Ve skutečnosti je celkový přírůstek energie do země snížen o energii spotřebovanou výparem, transpirací a o energii vyzářenou do atmosféry. Dle RNDr. Čížka je zde ještě další skutečnost, která ovlivňuje přírůstek energie v zemi. Je to fázový posun, který má vliv při pohybu tepla zemí. Jelikož se teplo zemí nepohybuje ve stejnorodém prostředí, nýbrž v hornině jejíž teplotní vlastnosti se s hloubkou mění, změna teploty v hloubce je časově posunuta oproti teplotním změnám, které probíhají na povrchu.

Dopadající sluneční záření na Zemi v našich podmínkách se pohybuje od 100 až 800 $W \cdot m^2$. Avšak při povrchové teplotě 20 °C a teplotě 10 °C v hloubce 2 m se do hloubky 1m dostane pouze 0,08 $W \cdot m^2$, v hloubce pod povrchem je to jen 0,04 $W \cdot m^2$ a do hloubky 4 m 0,01 $W \cdot m^2$. [15]

Podle závěrů H. Brandla na většině Evropského území se v hloubce od 10 – 15 m pod povrchem drží sezónní teploty na relativně konstantní hladině. Tyto teplotní hodnoty 10 – 15 °C převažují až do hloubky přibližně 50 m. Tato skutečnost umožňuje ekonomické vytápění a chlazení staveb pomocí tepelného čerpadla s horninovým výměníkem. [14]

Obr. 13 - Přenos tepla v zimním a stagnačním období [14]



2.8 Typy zemních výměníků

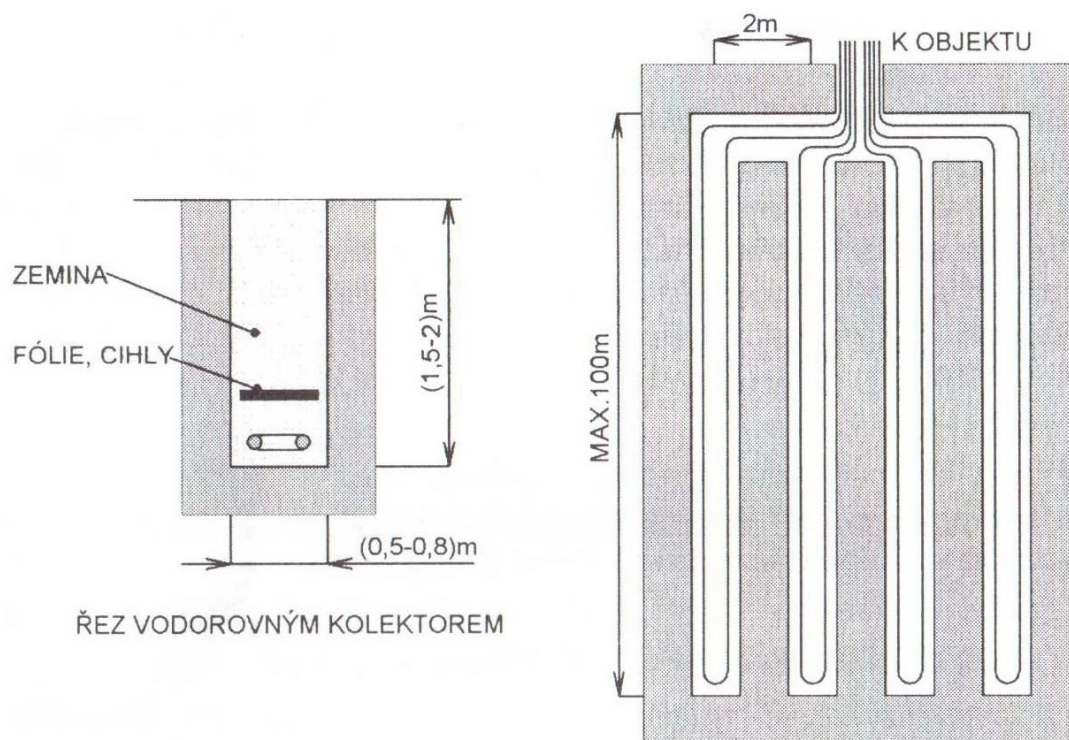
V praxi můžeme typy zemních výměníků rozdělit do dvou hlavních kategorií, a to horizontální a vertikální. Horizontální zemní výměníky se umísťují mělce pod povrch země a zaujímají velkou půdorysnou plochu. Vertikální zemní výměníky naopak zaujímají velmi malou půdorysnou plochu, ale jsou vrtány do velkých hloubek. V této práci se budu zabývat pouze horizontálními lineárními výměníky a vertikálním výměníkem s dvojitou U smyčkou.

2.8.1 Horizontální lineární tepelný výměník

Horizontální tepelné výměníky představují kompromis mezi vysokou efektivností a investičními náklady. Nabízejí tři možnosti vyhotovení, jsou to typy slinky, cívkový typ a lineární. [14] Polyuretanové hadice o průměru 30 – 50 mm jsou ukládány na částečně nebo souvisle odkrytou plochu do hloubky 1,5 – 2 m pod povrch země. Tato hloubka je závislá na geologickém složení a teplotní charakteristice daného zemního masivu. Výsledky měření zemního masivu naznačují, že hloubka nižší než 1 m pod zemským povrchem je mnohem více ovlivňována okolní teplotou vzduchu a celkově počasím [16]. Experimenty byla zjištěna základní konfigurace horizontálních zemních výměníků. Výsledkem několikaletého měření teploty zeminy a množství tepla odebraného zemnímu masivu tepelným výměníkem bylo, že nejzásadnějšími parametry jsou tepelná vodivost horniny a rychlost proudění nemrznoucí směsi kolující v zemním tepelném výměníku. Naopak vzdálenost hadic tepelného výměníku od sebe a hloubka uložení nehrají zásadní roli při efektivnosti navržené tepelného výměníku [17]. [13]

Plocha pro správnou funkčnost tohoto zemního výměníku by se měla pohybovat v rozmezí 3x – 4x větší než plocha vytápěného prostoru. Výkony zemních kolektorů jsou závislé na složení půdy. Například u půdy s písčitém podkladem se výkon pohybuje okolo 10 W/m² a půda, která má vysokou hladinu spodní vody může dosahovat hodnoty až 30 W/m². Teplo se v letních měsících akumuluje do země přímým slunečním zářením a přestupem tepla ze vzduchu. Tímto způsobem se půda ochlazená odebráním tepla v zimních měsících opět regeneruje. [3]

Obr. 14 - Lineární zemní výměník [3]



Dalším významným faktorem ovlivňujícím přestup tepla je proudění nemrznoucí směsi v hadicích tepelného výměníku. Byla vytvořena počítačová simulace lineárního tepelného výměníku uloženého 0,5 m a 1 m pod povrchem. V této simulaci se předpokládalo laminární proudění nemrznoucí směsi a bylo zjištěno, že proces přestupu tepla je závislý na průtoku nemrznoucí směsi a průměru trubky stejně jako na součiniteli tepelné vodivosti, hustoty kapaliny a její tepelné kapacitě. Rovněž bylo zjištěno, že přestup tepla mezi nemrznoucí kapalinou a stěnou trubky je intenzivnější při nižších teplotách, vyšší koncentraci vody v nemrznoucí směsi, při použití kratších trubek, větším vnitřním průměru trubek a vyšším průtoku nemrznoucí kapaliny. Dopady horizontálních tepelných výměníků na termální degradaci zemního masivu jsou minimální. [18] [13]

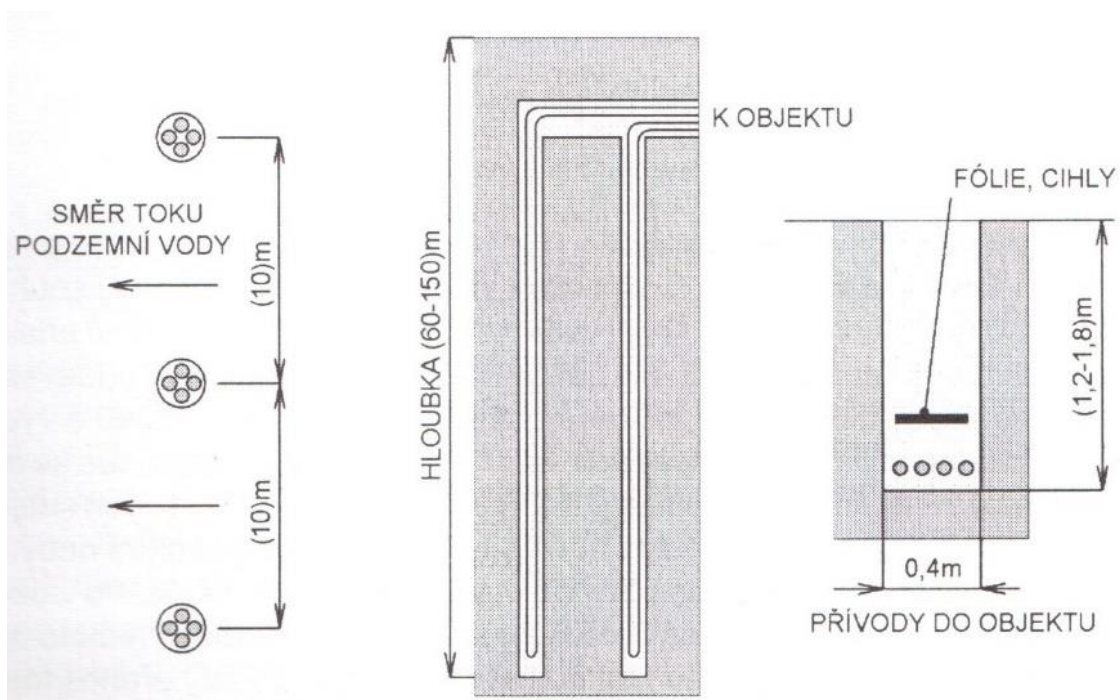
Vedení lineárního tepelného výměníku smí křížovat jiné podzemní vedení jako je například kanalizace či vodovodní potrubí pouze v případě, že jsou obě tyto vedení izolována. Teplota nemrznoucí kapaliny v kolektoru může klesnout v některých částech topného období hluboko pod bod mrazu a tím nepříznivě ovlivnit ostatní přípojky. Většinou se tyto izolace provádějí nenasákavým kaučukem. Bezpečná vzdálenost lineárního tepelného výměníku od základových konstrukcí budov by měla být minimálně 1,5 m. [19]

2.8.2 Vertikální horninový výměník – typ GLHE (Ground Loop Heat Exchangers)

Pro možnost využívání geotermální energie jako nízkoteplotní zdroj pro tepelné čerpadlo lze využít vertikální horninové výměníky tepla. V těchto případech se jedná o hlubinný vrt do zemské kůry, který má poměrně malý průměr a jsou v něm umístěny polyetylenové trubice, v kterých se ohřívá teplotonosná kapalina, která na výparníku tepelného čerpadla předává energii s nízkým energetickým potenciálem. Prostor mezi stěnou vrtu a hadicemi je vyplněn vhodnou směsí, která umožňuje vysoký přestup a vedení tepelné energie, většinou se k těmto účelům využívá bentonitová suspenze. Trubice uložené ve vertikálním výměníku mají průměr 32 mm nebo 40 mm s tloušťkou stěny 3 mm. V Evropských podmínkách se vrty hloubí nejčastěji od 50 m do 150 m. Měrný chladicí výkon tepelného výměníku se liší dle geologického podloží a nabývá hodnot od 30 do 100 W·m⁻¹. [7] [20]

Pro zjištění do jaké hloubky musí být vrt vyhlouben, aby bylo dosaženo požadovaného výkonu tepelného čerpadla, musí být vyhotoven podrobný geologický průzkum, díky kterému se zjistí složení půdy, její vlhkost a množství podzemní vody. Pro tepelné čerpadlo o výkonu 10 kW je proto nutný vrt o hloubce přibližně 120 m – 180 m. Z tohoto důvodu se často využívá více vrtů vedle sebe. Vrty by měli být vzdáleny minimálně 10 m od sebe, aby nedocházelo k jejich vzájemnému ovlivňování. Osa více vrtů vedle sebe by měla být kolmá na směr proudění podzemní vody, aby bylo možné získat co největší množství tepla. [7]

Obr. 15 - Vertikální horninový výměník [3]



Trubky vertikálního horninového U výměníku vedené souběžně vedle sebe představují v podstatě protiproudý výměník, kde dochází ke sdílení tepla mezi trubkami vedenými z výparníku a do výparníku. Z důvodu největších rozdílů tepla v teplonosné kapalině v horní části výměníku, dochází především zde k nejpodstatnějšímu sdílení tepla. Až 75 % potřebného tepla pochází ze sdílení tepla mezi trubkami U výměníku. Toto sdílení tepla mezi větvemi způsobuje snížení množství tepla, které může být přivedeno na výparník tepelného čerpadla. Tento problém lze z části vyřešit použitím rozpěrek, které se umísťují mezi trubky U výměníku. Při jejich použití je možné dosáhnout snížení potřebné hloubky vrtu až o 23 %, oproti hloubce vrtu, kde byly trubice volně ložené. [21]

V případě vertikálních horninových kolektorů se jedná o zařízení, které je projektováno a konstruováno na životnost několika desetiletí. Tato životnost byla ověřena několikaletým pozorováním, kdy bylo zjištěno, že teploty horninového masivu klesají do záporných hodnot jen velmi zřídka, dále bylo zjištěno, že teploty funkčního (odebírajícího nízkoteplotní energii) vrtu jsou ve srovnání s referenčním nefunkčním vrtem v průměru jen o 5 K nižší. Teploty horninového masivu na začátku a konci topného období se příliš neliší. Tyto aspekty vedou k tomu, že stavba vertikálního horninového výměníku je stavba, která může být využívána několik desítek let. S těmito závěry je spojená myšlenka, že po ukončení životnosti nebo zastarání používaného tepelného čerpadla je možné jej nahradit novým, modernějším tepelným čerpadlem, které bude i nadále využívat již vybudovaný horninový výměník. [20]

Obr. 16 - Nejčastější půdorysné uspořádání výměňkových kanálů v BHE. a) otevřený koaxiál, b) uzavřený koaxiál, c) jednoduchá U smyčka, d) dvojitá U smyčka, e) mnohosmyčkový koaxiál TIL [22]



a)

b)

c)

d)

e)

Výměna tepla mezi teplonosnou kapalinou a okolní horninou má základní matematický vztah, který tuto výměnu tepla popisuje. Tento vztah je možné vysvětlit způsobem, že množství odebraného tepla je přímo úměrné rozdílu teplot (teplonosné kapaliny a horniny) a nepřímo úměrné tepelnému odporu. Tepelný odpor se skládá ze dvou následujících složek: vnitřní

tepelný odpor vrtu R_b a vnější tepelný odpor R_e , který klade proudícímu teplu hornina obklopující vrt. Výměnu tepla lze popsat následujícím vztahem. [22]

$$q' = \frac{\Delta T}{R_b + R_e} \quad [W \cdot m^{-1}] \quad (5)$$

Kde:

q' – výměna tepelné energie, která připadá na 1 m vertikálního výměníku $[W \cdot m^{-1}]$

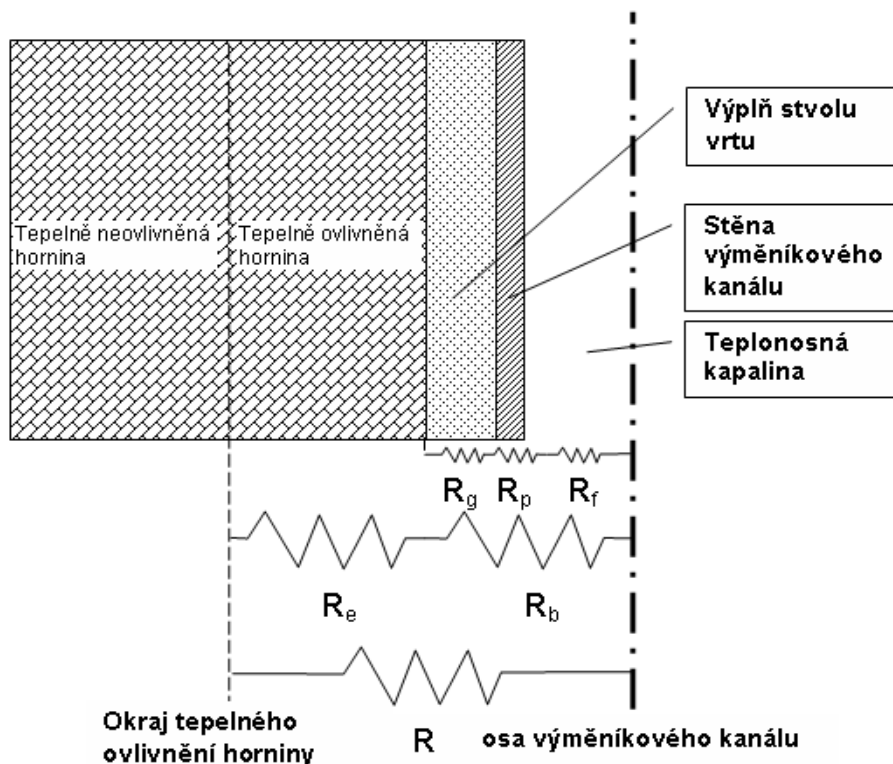
ΔT – rozdíl teplot teplotnosné kapaliny a doposud vrtem neovlivněnou horninou $[K]$

R_b – vnitřní tepelný odpor celého vrtu $[K \cdot m \cdot W^{-1}]$

R_e – tepelný odpor horniny mezi stěnou vrtu a hranicí za níž hornina není tepelně ovlivněna vrtem. Vzdálenost této hranice od stěny vrtu je závislá na místních podmínkách horniny a na čase, který již uplynul od doby, kdy je vrt v provozu $[K \cdot m \cdot W^{-1}]$

Tepelný odpor R_b lze ještě rozdělit do několika dalších odporů všech materiálů, které se nacházejí ve vrtu. Jedná se o tepelný odpor teplotnosné kapaliny, stěny trubice a odpor materiálu, který vyplňuje vrt. Zřejmé je to z následujícího obrázku. [22]

Obr. 17 - Schéma tepelného odporu $R [K \cdot m \cdot W^{-1}]$ [22]



Kde:

R_f – tepelný odpor mezi teplotonosnou kapalinou a vnitřní stěnou trubice [$K \cdot m \cdot W^{-1}$]

R_p – tepelný odpor stěny výměňkové trubice [$K \cdot m \cdot W^{-1}$]

R_g – tepelný odpor výplně mezi trubicemi a stěnou vrtu [$K \cdot m \cdot W^{-1}$]

3 Cíl práce

Cílem práce je analýza a komparace nízkoteplotních zdrojů energie z hlediska jejich vlivu na provoz tepelných čerpadel, topný faktor, efektivnost a životní prostředí. Hodnocen je horizontální lineární tepelný výměník, vertikální horninový výměník typu dvojité U a vzduch. Hodnocení vychází z měření teplot, v topném období 2012/2013, nemrznoucí směsi, která vstupuje a vystupuje z výparníku tepelného čerpadla.

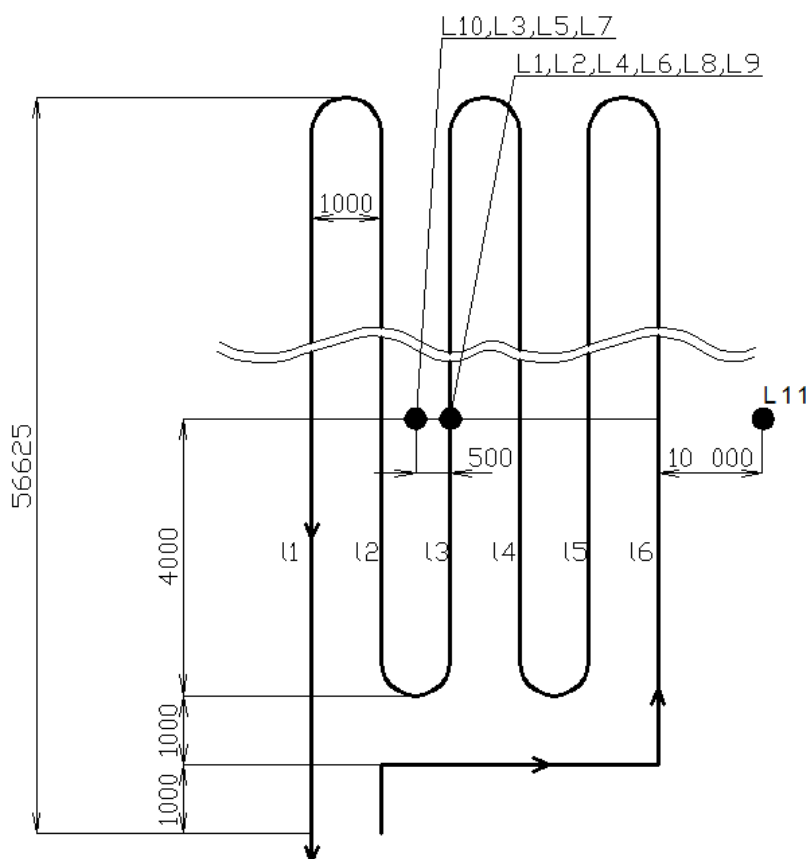
4 Materiál a metody

V následující kapitole jsou popsány dva horninové výměníky, které budou porovnávány dle jejich teplot během topného období a množství tepla, které jimi bylo odebráno. Pro nás nejvýznamnější hodnoty jsou teploty teplotonosné kapaliny v potrubí, které směřuje od výparníku a zpátky k němu. Teploty budou rozděleny do několika teplotních tříd a budou graficky vyobrazeny v histogramech.

4.1 Lineární HGHE (Horizontal Ground Heat Exchangers)

Lineární horizontální tepelný výměník (HGHE) je vyroben z polyetylenového potrubí PE 100RC 40 x 3,7 mm (Luna Plast a.s.). Tento materiál je odolný vůči bodovému zatížení a vzniku trhlin. Instalované potrubí se rozkládá na ploše 41,5 m² a celková délka potrubí je 330 m. Potrubí je uloženo v hloubce 1,8 m pod povrchem země a zaujímá 3 smyčky se vzájemnou roztečí 1 m. Umístění teplotních senzorů vůči poloze HGHE je vyobrazeno na následujícím Obr. 18 a 19. [23]

Obr. 18 - Půdorysná poloha HGHE a umístění teplotních senzorů [23]



Teplonosná kapalina cirkulující v potrubí výměníku je směs etylalkoholu, která zaujímá objem 33 % a vody, jež zaujímá 67 %. Tepelný výměník typu HGHE, jako zdroj energie, je připojený na tepelné čerpadlo IVT PremiumLine EQ E17, o tepelném výkonu 17 kW. Toto tepelné čerpadlo slouží výhradně k vytápění administrativní budovy a montážní haly společnosti VESKOM s.r.o., která má sídlo v Praze Dolních Měcholucech. [23]

Teploty byly měřeny senzory GKF 125 a GKF 200 od výrobce Greisinger Electronic a zaznamenávány v půlhodinových intervalech měřícím ústrojím Almemo 5990 a Almemo 2890-9 od výrobce Ahlborn. Teploty okolního vzduchu byly měřeny senzorem Almemo FHA646AG, který byl umístěn ve výšce 2 m nad povrchem země a ve vzdálenosti 20 m od horizontálního horninového výměníku. Hodnoty byly zaznamenávány každou hodinu. [23]

Tab. 1 - Základní údaje charakterizující zemní masiv [23]

Hloubka (m)	t (°C)	w (%)	λ (W/m.K)	C (MJ/m ³ .K)	a (mm ² /s)
0.22	12.36	26.20	1.28	2.14	0.600
0.30	11.31	30.30	1.38	2.24	0.617
0.60	11.90	27.29	1.15	1.73	0.666
0.90	12.16	32.30	1.41	2.12	0.667
1.20	12.29	34.9	1.50	1.99	0.755
1.50	13.37	40.50	1.76	2.40	0.733
1.60	13.68	37.50	1.65	2.27	0.724

4.2 Vertikální GLHE (Ground Loop Heat Exchangers) typu dvojité U

Vertikální horninový výměník GLHE slouží jako zdroj nízkoteplotní energie pro tepelné čerpadlo IVT GreenLine HT Plus E17, které poskytuje tepelný výkon 16,2 kW při 0/35°C. Tepelné čerpadlo slouží výhradně k vytápění, nikoli k chlazení, administrativní dvoupodlažní budovy a montážní haly společnosti Veskom s.r.o. se sídlem v Praze Dolních Měcholupech. Měření bylo provedeno na vrtu o hloubce 113 m, který tvoří dvojité U výměník z polyetylenového potrubí PE 100RC 4 x 32 x 2,9 mm od výrobce Luna Plast a.s., které je odolné vůči bodovému zatížení a vzniku trhlin. Vnější plocha vrtu je 0,402 m² a vnitřní plocha 0,329 m², obě tyto plochy jsou vztaženy na jeden délkový metr vrtu. Ve vrtu bylo umístěno 5 teplotních čidel s rozlišením 0,1°C a citlivostí 0,01 °C, a to v hloubkách 0,2 m, 9 m, 20 m, 50 m, a 100 m mezi vzestupnou a sestupnou větví výměníku. Teplota okolního vzduchu byla monitorována teplotním čidlem typu ATF 2 KTY 81.210 od Německé společnosti S+S Regeltechnik, které bylo umístěné ve výšce 2,5 m nad povrchem země. Na vstupní a výstupním potrubí vrtu byly instalované platinové snímače teploty Pt100 pro měření teploty teplotnosné kapaliny. Teplota byla zaznamenávána v intervalech čtvrt hodiny. Teplotonosná kapalina

cirkulující ve vertikálním výměníku je směs etylalkoholu a vody v poměru etylalkohol 67 % a voda 33 %. [20]

4.2.1 Profil zemního masivu

Geologické poměry v prostoru vrtu jsou tvořeny především navážkami, jejichž mocnost se pohybuje v rozmezí 4 m – 9,5 m. Navážka obsahuje zejména šedočerné jílovité břidlice letenského souvrství. Ve větších hloubkách je podloží tvořeno masivní horninou, která je místy značně rozpukaná, což je důvod přítoku značného množství spodní vody do vrtu. Rozpukané útvary se nacházejí hlavně v hloubce vrtu okolo 30 m – 80 m. Hladina podzemní vody byla detekována v hloubce 10 m – 12 m pod povrchem. Výsledky testů teplotní odezvy vypovídají o průměrné hodnotě součinitele tepelné vodivosti $\lambda = 2,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a tepelný odpor vrtu $R = 0,137 \text{ K} \cdot \text{m} \cdot \text{W}^{-1}$. [20]

4.3 Měření a způsob hodnocení

Jedním ze základních parametrů pro hodnocení zdroje nízkoteplotní energie je teplota tohoto zdroje během topného období. Z toho vyplývá, že zdroj, který má nejvyšší teplotu a rozdíly teplot během topného období jsou nejmenší, bude i vhodnějším zdrojem nízkoteplotní energie, díky kterému je možné dosáhnout co nejvyššího topného faktoru tepelného čerpadla s co nejnižšími výkyvy.

4.3.1 Teploty horninového masivu

Následující Tab. 2 vypovídá o průměrných teplotách všech teplotních senzorů umístěných v různých hloubkách a různých vzdálenostech od lineárního HGHE. Z tabulky je patrné, že teplota je nižší v oblastech bližších zemskému povrchu. Ani nejnižší teploty během celého topného období nejsou pod hranicí 0 °C. Nejnižších teplot nebylo dosaženo v blízkosti lineárního HGHE, nýbrž v menších hloubkách pod povrchem. To dokazuje vliv okolního prostředí na teploty v různých hloubkách, ale hlavním parametrem, který dokazuje ovlivnění okolním prostředím je amplituda oscilace, $\Delta\tau_A$, teplot kolem střední teploty. Nejvyšší amplitudy teploty bylo dosaženo v mělké hloubce a s rostoucí hloubkou se amplituda zmenšovala. Průměrná teplota referenčního zemního masivu ve vzdálenosti 10 m od nejbližšího potrubí lineárního HGHE nebyla příliš rozdílná od teploty masivu v blízkosti výměníku. To ovšem dokazuje mírné ovlivnění teplot zemního masivu lineárním HGHE. [23]

Tab. 2 - Teploty horninového masivu s lineárním HGHE [23]

	t_{L1} (°C)	t_{L2} (°C)	t_{L3} (°C)	t_{L5} (°C)	t_{L7} (°C)	t_{L8} (°C)	t_{L9} (°C)	t_{L11} (°C)
Max. (°C)	17,08	14,14	18,01	17,43	14,33	17,32	17,29	16,74
Min. (°C)	2,68	2,00	1,26	1,61	1,71	0,66	0,72	5,23
Average (°C)	8.04±4.74	7.08±4.76	7.23±4.78	6.55±4.57	6.06±4.20	5.94±4.39	5.86±4.55	9.30±3.74
$\Delta\tau_A$ (K)	6,706	7,207	7,312	7,429	7,243	7,627	8,024	5,337

V další Tab. 3 jsou shrnuty průměrné denní teploty, minimální teploty horninového masivu v závislosti na hloubce u vertikálního horninového výměníku typu dvojité U a průměrné denní a minimální teploty okolního vzduchu v topném období 2012 / 2013, které čítá 216 dní. Podstatné údaje, které z naměřených hodnot vyplývají, jsou minimální teploty, které během celého topného období nespádnou pod bod mrazu, ale nabývají minimální hodnoty 0,49 °C v hloubce 50 m a skutečnost, že teploty ve všech sledovaných hloubkách se vzájemně liší jen do 32. dne od začátku topného období. Od 32. dne až do konce topného období se rozdíl mezi maximální a minimální průměrnou denní teplotou ve všech sledovaných hloubkách od 9 m až do 100 m nepřesáhl hodnotu 1,09 K. [23]

Tab. 3 - Průměrné denní a minimální teploty horninového masivu v topném období [23]

Hloubka (m)	Teploty (°C)	
	t_{\varnothing}	$t_{min.}$
9	6,69	0,59
20	6,42	0,75
50	6,34	0,49
100	6,60	0,78
t_e	5,34	-15,80

Průměrné teploty horninového masivu na začátku topného období klesají vlivem nižších teplot okolního prostředí a nárůstu potřeby topného výkonu tepelného čerpadla. Snižování teploty shodně přetrvává po dobu přibližně 104 dní od začátku topného období a to se spádem 1 K za 13,37 dne. V následujících dnech až do 201 dne jsou teploty zemského masivu převážně na stabilní úrovni a pohybují se okolo teploty 4,45 °C ± 0,85 K. U konce topného období, kdy

je již poskytovaný výkon tepelného čerpadla velmi nízký až nulový a teplota okolního prostředí se zvýší, se teplota v zemním masivu velmi rychle zvyšuje a to až rychlostí 1 K za 4,22 den. Na úplném konci topného období, tedy 216 den, dosáhnou teploty zemního masivu až 62,81 % teploty masivu na začátku topného období. [23]

4.3.2 Hodnocení teploty teplosměnné kapaliny

V následující části se práce věnuje hodnocení horizontálního lineárního HGHE a vertikálního GLHE v závislosti na teplotě teplosměnné kapaliny, která opouští a vrací se zpět do výparníku tepelného čerpadla. Cílem tohoto hodnocení bude dosáhnout relevantního hodnocení obou zdrojů nízkoteplotní energie a schopnost vypovědět, který z nich je vhodnější. Určit dle provedených měření jak se mění během celého topného období teplota teplosměnné kapaliny a jaký bude teoretický topný faktor obou tepelných čerpadel. Výsledky následně porovnávat s variantou, ve které by nízkoteplotním zdrojem energie byl okolní vzduch.

Výsledkem hodnocení dostupných dat jsou histogramy, které vypovídají o absolutních i relativních četnostech teplot, které se objevují ve zpětné větvi výměníků, která směřuje do výparníku tepelného čerpadla. Výsledky těchto histogramů je možné porovnávat dva horninové výměníky. Z Carnotova levotočivého oběhu je zřejmé, že čím vyšší je teplota na výparníku tepelného čerpadla, tím vyšší bude jeho topný faktor, to vše za předpokladu, že teplota na kondenzátoru bude konstantní. Tento teoretický topný faktor a teploty teplosměnné kapaliny směřující do výparníku budou hlavními činiteli, díky kterým můžeme zhodnotit horninový tepelný výměník.

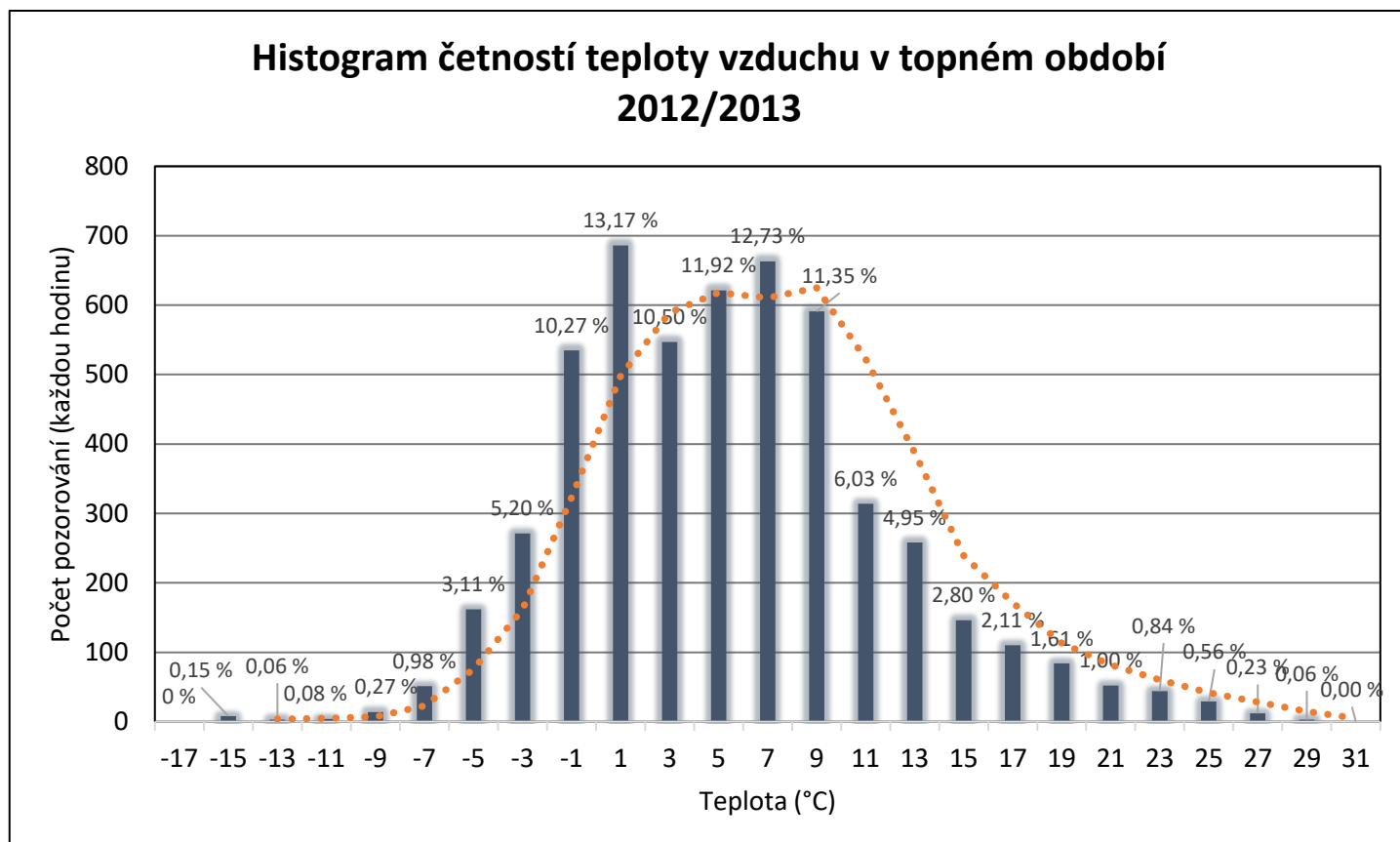
5 Výsledky ověřování

V následující části práce se věnuji histogramům a grafům, které jsou zhotoveny díky provedeným měřením. Z důvodu, že oba zemní výměníky lineární HGHE a vertikální GLHE typu dvojité U se nacházejí na stejném pozemku a měření probíhalo ve stejném topném období, se domnívám, že vypovídající schopnost je značná.

5.1 Vzduch

Níže uvedený histogram zobrazuje počet četností výskytu všech teplot během topného období s procentuálním zastoupením. Teplotní třídy byly rozděleny do 25 tříd s intervalem 2 K. Je patrné, že se jedná o spíše mírnější zimu, kdy značně převládají nad nulové teploty a teplot nízko pod nulou není mnoho.

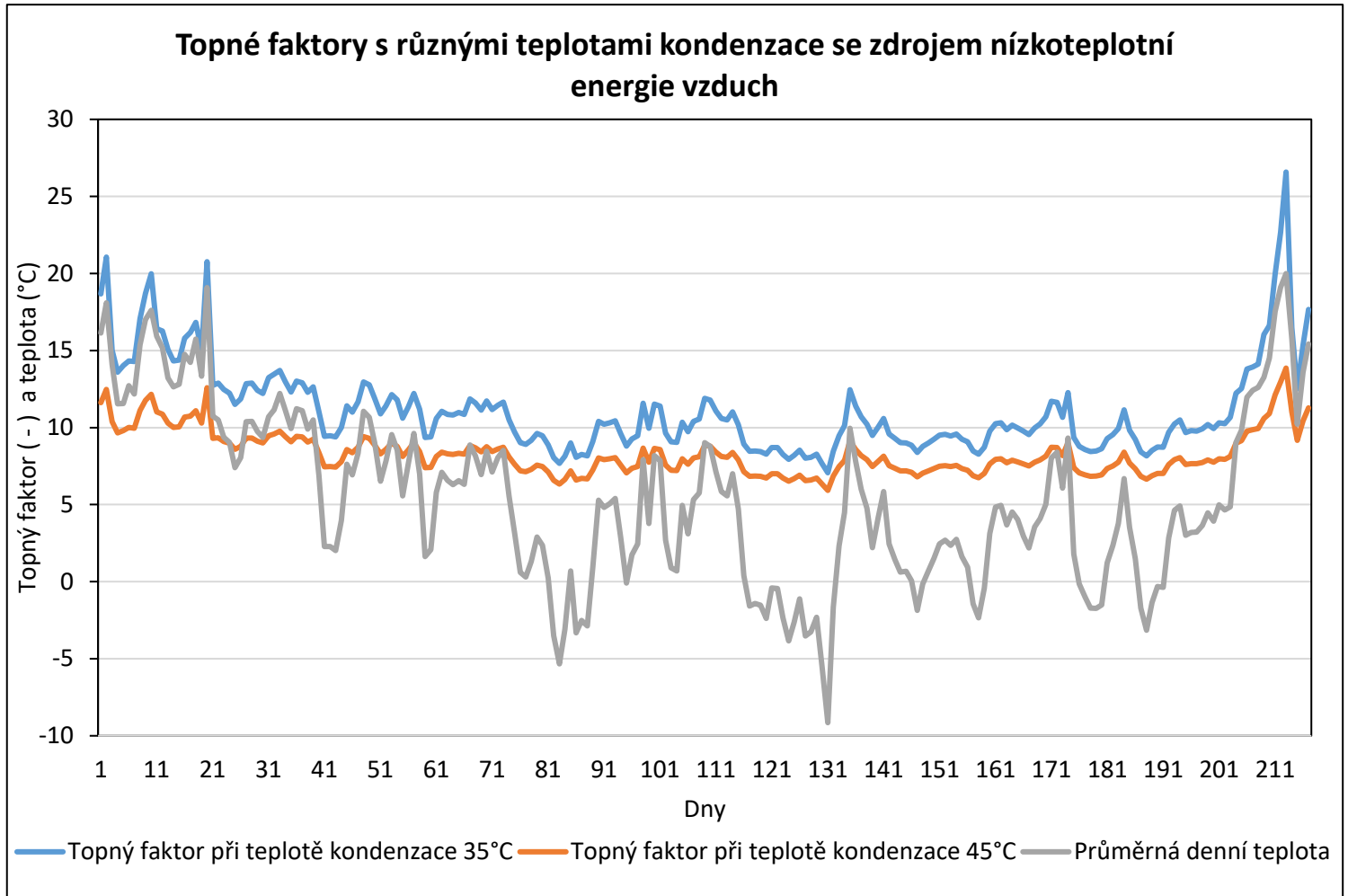
Obr. 20 - Četnost výskytu teplot vzduchu v topném období 2012/2013



Bylo dosaženo maximální teploty vzduchu 28,6 °C, minimální teploty -15,8 °C a průměrné teploty 5,47 °C. Přičemž 75 % naměřených teplot se pohybovalo nad teplotou 1 °C a 25 % naměřených hodnot bylo nad 9,1 °C. Z hlediska teoretického topného faktoru je uvažováno s teplotami na kondenzátoru 35 °C a 45 °C. Při výpočtu teoretického COP, podle levotočivého porovnávacího Carnotova cyklu, byly vyřazeny hodnoty, kdy teplota vzduchu přesahovala 17 °C, aby nedocházelo k nepřiměřenému zkrácení rozdílu teplot na kondenzátoru a výparníku. Při teplotě kondenzace 35 °C bylo dosaženo teoretického topného faktoru v průměru 10,47, přičemž minimální hodnota je 6,07 a maximální 16,93. Za teploty kondenzace 45 °C je průměrná hodnota 11,76, minimální 5,23 a maximální 11,28. Graf na obrázku č. 21 reprezentuje průběh topných faktorů při teplotách kondenzace 35 °C a 45 °C a postup průměrných denních teplot v topném období. Můžeme zde vidět, že výsledné křivky topných faktorů jsou si podobné a jsou značně nerovnoměrné. Čili z hlediska stability nemůžeme hovořit

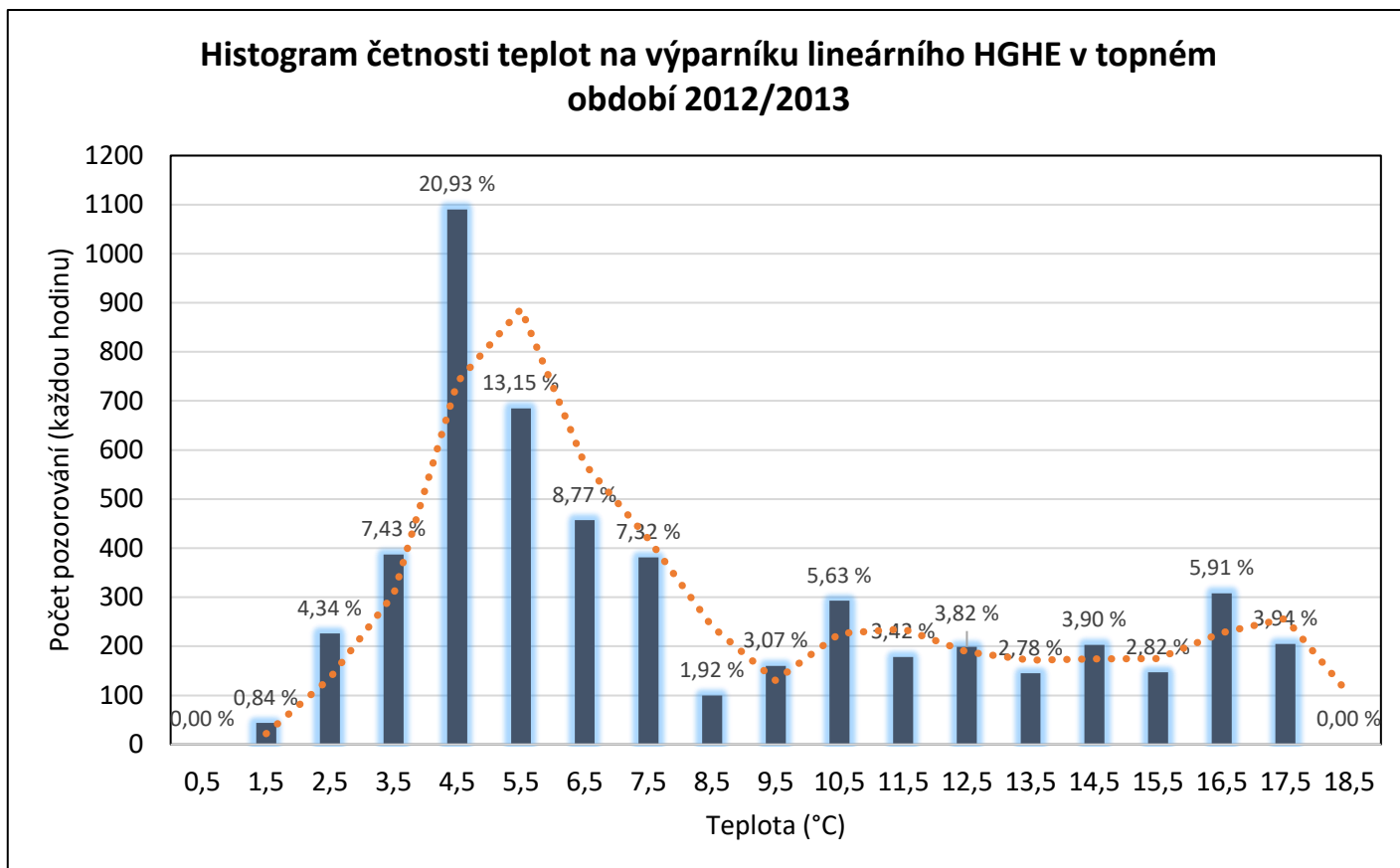
o stabilním zdroji nízkoteplotní energie. V podzimním a jarním období, kdy je teplota vzduchu poměrně vysoká, jsou vysoké topné faktory, avšak v zimních dnech, kdy je potřeba získávání tepla nejvyšší, teoretický topný faktor výrazně klesá.

Obr. 21 - Topné faktory s různými teplotami kondenzace se zdrojem nízkoteplotní energie vzduch



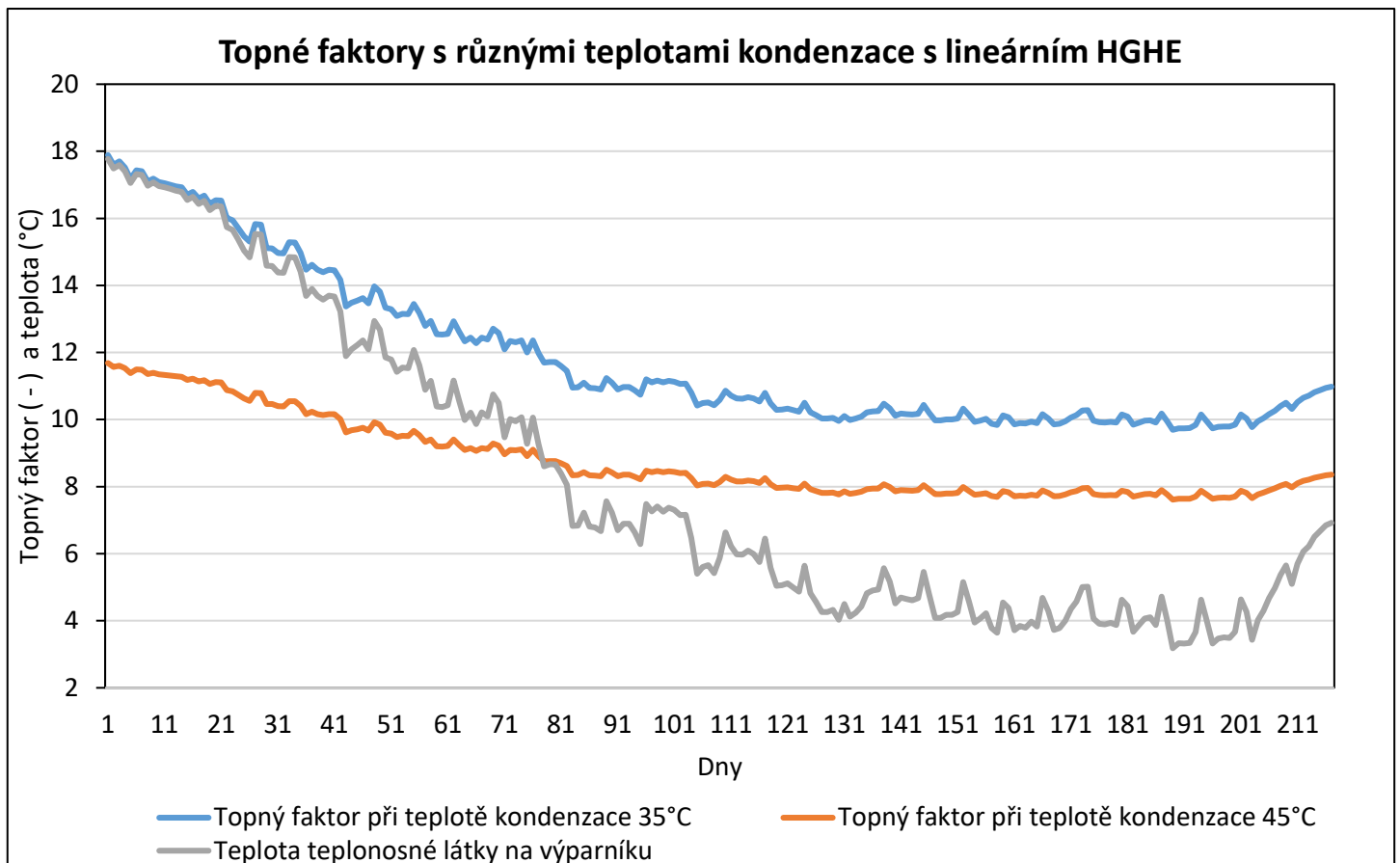
5.2 Horizontální lineární HGHE

Histogram četností teplot na výparníku lineárního HGHE výměníku na obr. 22 zobrazuje výskyt všech teplot, včetně procentuálního zastoupení, v topném období 2012/2013. Histogram byl rozdělen do 19 teplotních tříd, s intervalem 1 K. Velmi zásadní skutečnost je, že během celého topného období se minimální teploty teplotnosné látky nedostaly do záporných hodnot. Maximální teplota vystoupala až na hodnotu 17,82 °C, minimální klesla k 1,67 °C a průměrná teplota teplotnosné kapaliny byla 8,13 °C. V průběhu topného období se 25 % naměřených teplot pohybovalo přes 11,44 °C a 75 % teplot nad 4,62 °C, medián všech hodnot byl stanoven na 6,37 °C.



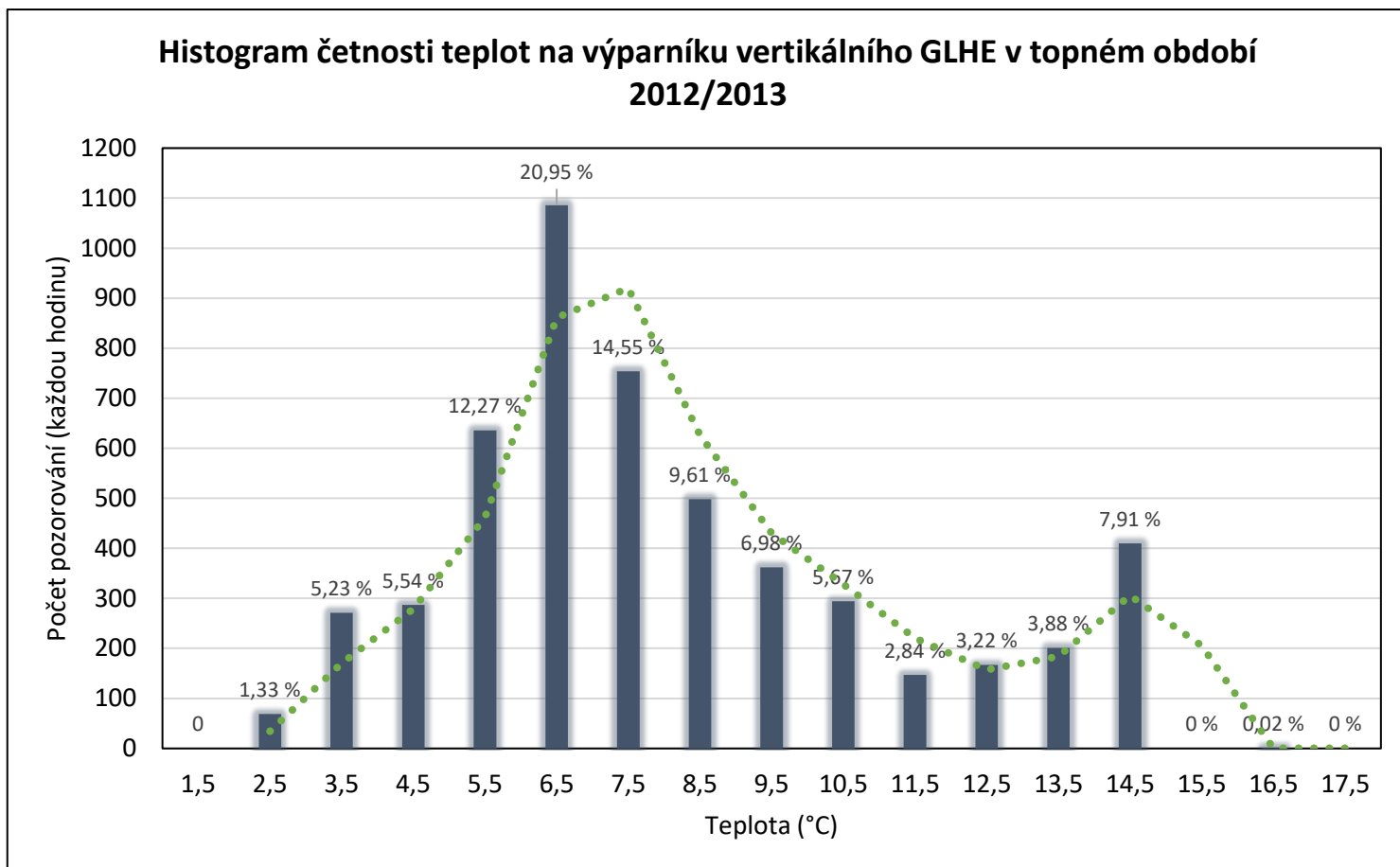
Teoretický topný faktor byl vypočítáván z teplot na výparníku, které dosahovala teplotonosná látka směřující do výparníku a přepokládaných konstantních teplot na kondenzátoru, které jsou 35 °C a 45 °C. Ve sledovaném topném období při teplotě kondenzace 35 °C bylo dosaženo maximálního teoretického COP 17,94, minimálního 9,25 a průměrná hodnota je 11,86. Při teplotě kondenzace 45 °C maximální teoretický COP vyšplhal až na hodnotu 11,71, minimální hodnota je 7,34 a průměrná 8,78. Při teplotě kondenzace 35 °C dosáhlo 75 % hodnot teoretického COP vyšší cifry než 10,09 a 25 % hodnot bylo vyšších než 13,09. Při teplotě kondenzace 45 °C jsou tyto hodnoty v průměru o 2,97 nižší. Na následujícím grafu na obr. 23 je vyobrazený průběh teoretických topných faktorů a teploty na výparníku během celého topného období. Při vyšší teplotě na výparníku je rozdíl mezi COP při teplotě kondenzace 35 °C a 45 °C vyšší a s klesající teplotou teplotonosné kapaliny se zmenšuje i rozdíl obou COP. Při pohledu na graf je patrné, že stabilita obou COP je výrazně lepší než u předchozího grafu na obr. 21. Je možné tvrdit, že teoretický COP s $t_k = 45$ °C je sice nižší, ale jeho průběh je hladší a jsou patrné menší oscilace, jejímž důvodem je proměnlivá teplota teplotonosné látky, než u průběhu COP s $t_k = 35$ °C.

Obr. 23 -Topné faktory s různými teplotami kondenzace s lineárním HGHE

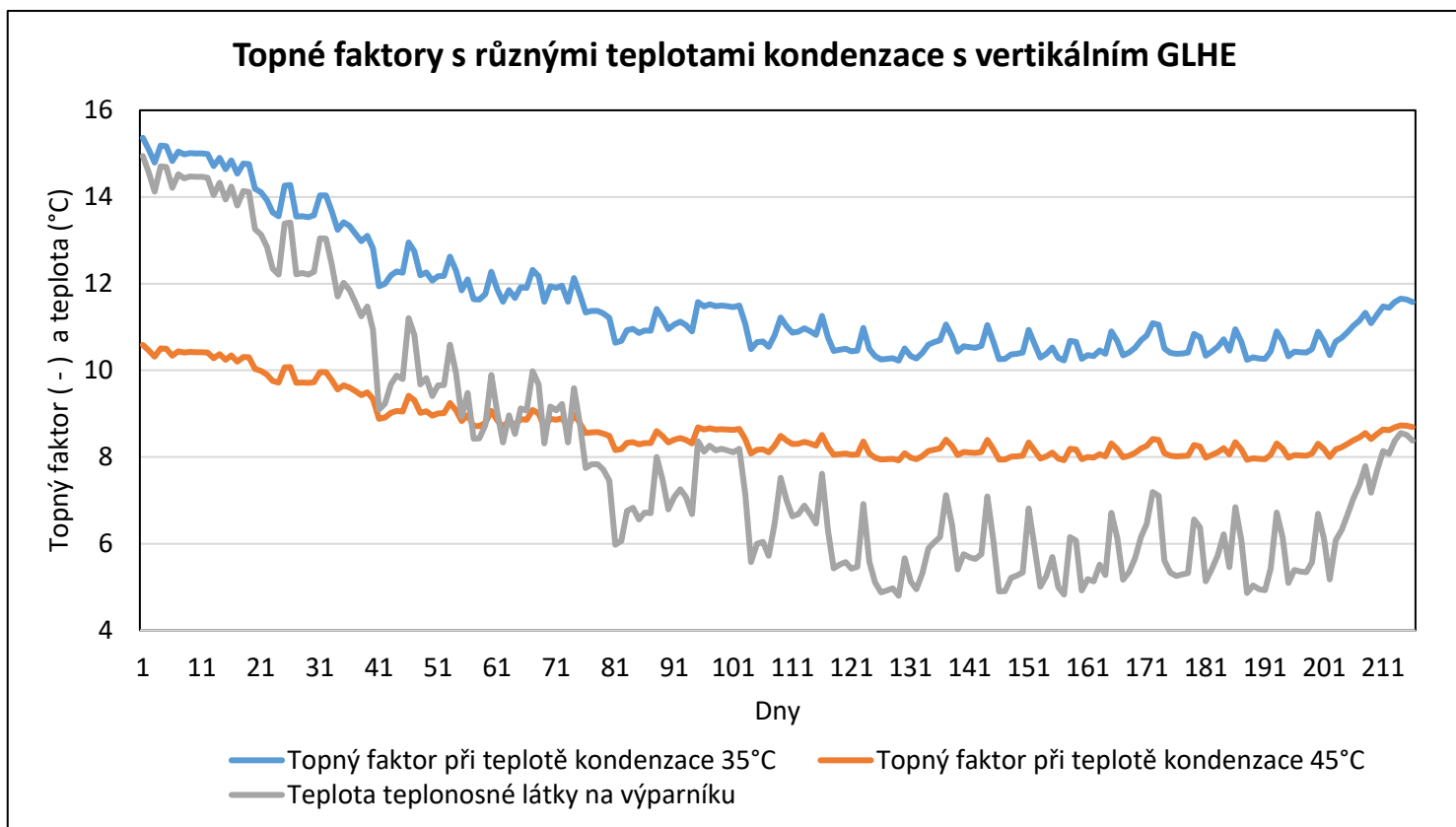


5.3 Vertikální GLHE typ dvojitě U

U Vertikálního GLHE je histogram četností výskytu teplot rozdělen do 17 teplotních tříd s intervalem 1 K. Nejvyšší dosažená teplota teplotnosné látky na vstupu do výparníku je 16,69 °C, nejnižší 2,64 °C a průměrná 8,07 °C. Ze všech naměřených hodnot se 75 % z nich pohybovalo nad teplotou 6,03 °C, což je ze všech tří porovnávaných zdrojů nízkoteplotní energie nejlepší výsledek, a 25 % z nich nad teplotou 9,81 °C. Nejpočetnějšího zastoupení v množině hodnot byla vyhodnocena teplota 6,5 °C a to 20,95 %.



Teoretický topný faktor je také hodnocen ve dvou kondenzačních teplotách, a to 35 °C a 45 °C. V topném období trvajícím 216 dní je u vertikálního GLHE dosaženo při teplotě kondenzace $t_k = 35$ °C maximálního COP 16,83, minimálního 9,52 a v průměru je dosaženo 11,61. Zároveň při této kondenzační teplotě 75 % výsledných hodnot nabývalo vyšší hodnoty než 10,52. Při výpočtech teoretického COP při $t_k = 45$ °C je zjištěno, že nejvyšší dosažená hodnota je 11,24, nejnižší 7,51 a v průměrná 8,86. Na grafu, zobrazeném na obr. 25, je zachycen průběh těchto topných faktorů během celého topného období při $t_k = 35$ °C, $t_k = 45$ °C a průměrné denní teploty teplonosné látky na vstupu do výparníku. Z grafu je zřetelné, že kolísání teoretického COP je větší než u předchozího lineárního HGHE, ale stále výrazně menší než COP u vzduchu.



5.4 Komparace

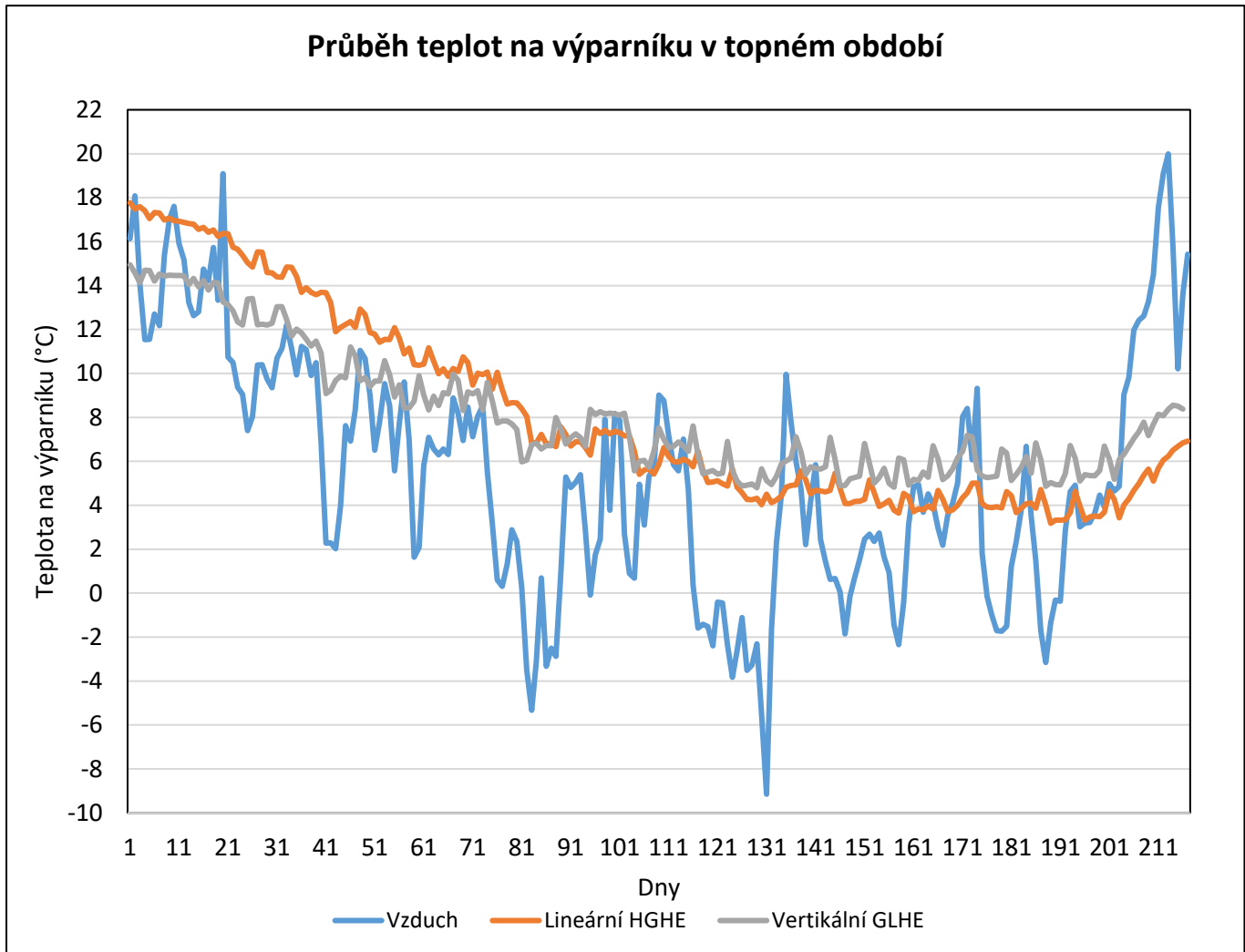
V této části práce jsou porovnány a zhodnoceny teploty předcházejících tří druhů nízkoteplotních zdrojů energie a zároveň jejich teoretické topné faktory, který byly díky těmto teplotám dosaženy.

5.4.1 Teploty

Na následujícím grafu na Obr. 26 jsou porovnávány průměrné denní teploty teplotnosných látek na vstupu do výparníku obou zemních výměníků a průměrné denní teploty vzduchu, který může být použit rovněž jako zdroj nízkoteplotní energie. Jak je vidět, teploty všech médií od začátku topného období s časem klesají a na konci opět rostou. Teploty vzduchu jsou ve většině měření nižší než teploty zemních výměníků, výjimky jsou na počátku a konci topného období. Na začátku jsou teploty u lineárního HGHE vyšší než u vertikálního GLHE řádově o 2,5 K, ale přibližně v polovině topného období dosahuje vyšších teplot teplotnosné kapaliny vertikální výměník. Tato skutečnost může být vysvětlena větším ovlivněním zemského masivu v nízkých hloubkách pod povrchem okolním prostředím a teplotou vzduchu. Naopak vertikální GLHE s hloubkou vrtu je málo ovlivněn okolním prostředím a jeho teploty jsou závislé na tepelné vodivosti horniny, množství podzemní vody a dalších faktorech. Na konci topného období je teplota vertikálního výměníku vyšší než HGHE řádově o 1,5 – 2 K. Výkyvy teplot na obou

zemních výměníků jsou podobné a jsou závislé především na množství odebíraného tepla ze zemního masivu. Je patrné, že při snížení teploty vzduchu je zvýšená potřeba odebrání tepla a tím pádem se ochlazuje zemní masiv a klesá i teplota teplotonosné kapaliny. Teplota horninového masivu v oblasti HGHE byla v 68,8 % vyšší než teplota okolního vzduchu.

Obr. 26 - Průběh teplot na výparníku v topném období 2012/2013



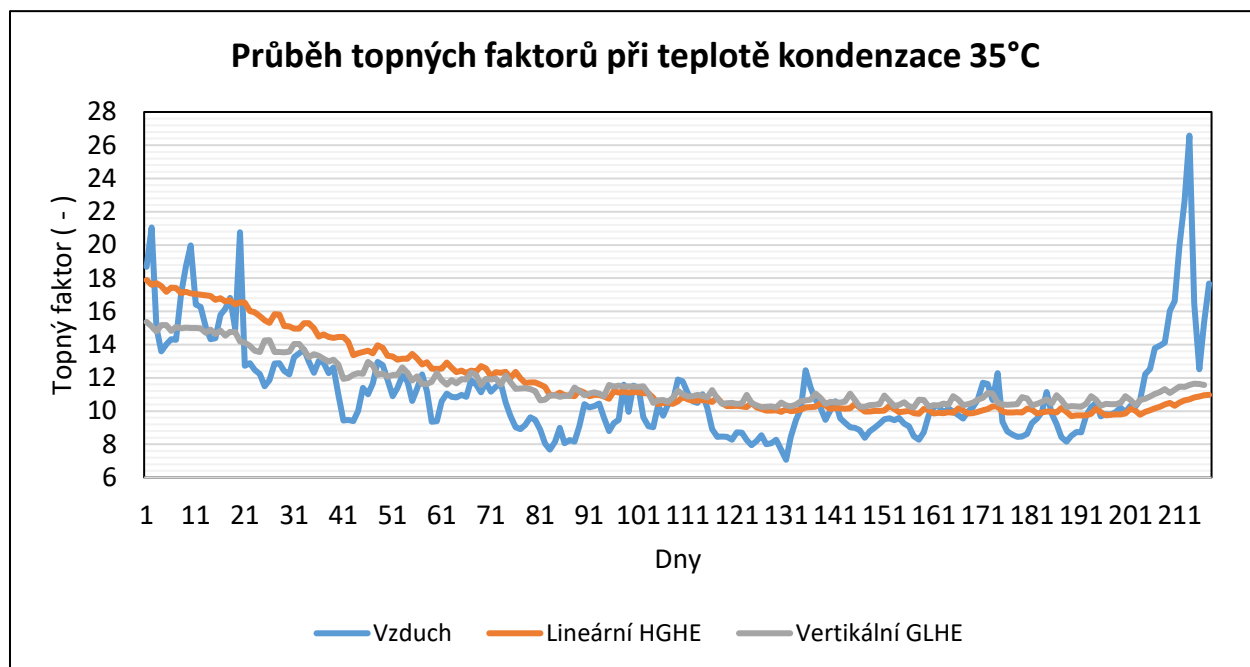
5.4.2 Topný faktor

V této kapitole jsou hodnoceny vypočtené teoretické topné faktory za předpokladu konstantní teploty kondenzace. Pozorován je teoretický COP za dvou kondenzačních teplot, 35 °C a 45 °C.

Průběh topných faktorů při $t_k = 35$ °C během celého topného období všech tří zdrojů nízkoteplotní energie je popsán v grafu na Obr. 27. Na začátku a konci otopné sezóny je patrný velmi vysoký teoretický COP při použití vzduchu jako nízkoteplotního zdroje energie. Ovšem ten klesá velmi prudce s poklesem teploty vzduchu t_e . Naopak topné faktory HGHE a GLHE se

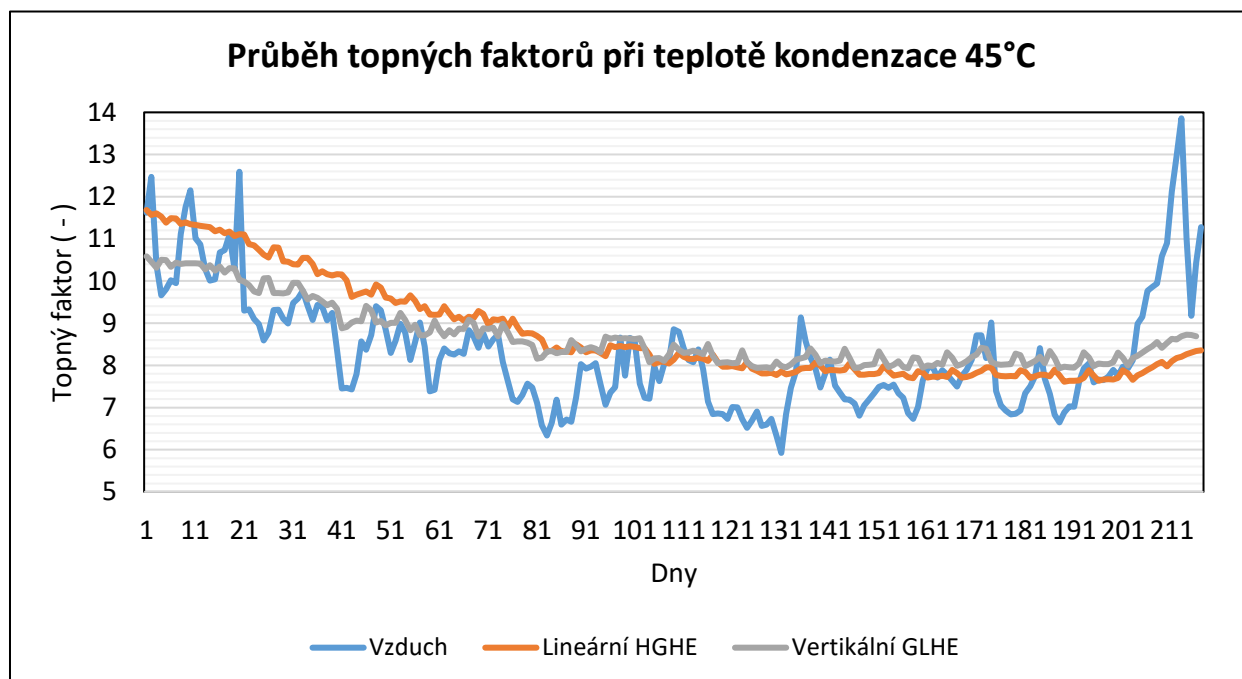
drží na vysoké hodnotě i při velmi nízkých teplotách okolního vzduchu, kdy je potřeba získávání tepla ze zdroje nejdůležitější, aby bylo možné zachovat monovalentní provoz.

Obr. 27 - Průběh topných faktorů při teplotě kondenzace 35°C



Při teplotě $t_k = 45 \text{ °C}$ je to obdobné jako u předchozího grafu, ale teoretický COP nedosahuje tak vysokých hodnot. Teoretický COP při využití vzduchu jako zdroje energie je vyšší než u ostatních zdrojů jen na začátku a konci topného období a pouze ve výjimečných případech v průběhu.

Obr. 28 - Průběh topných faktorů při teplotě kondenzace 45°C



5.4.3 Přehled

Pro celkový přehled předešlých dat je vyhotovena následující Tab. 4, která uvádí teploty teplonosných kapalin vstupujících do výparníku ze zemních výměníků HGHE a GLHE a teploty vzduchu. V její další části je přehled teoretických COP při dvou konstantních teplotách kondenzace. Pro shrnutí jsou v ní uvedeny maximální, minimální, průměrné hodnoty, medián a hodnoty vyskytující se v souboru dat ve větší míře než 75 % a 25 %.

Tabulka 4 - Přehled získaných statistických hodnot

Vzduch			
$t_v(^{\circ}\text{C})$		Teor. COP (-)	
		$t_k=35^{\circ}\text{C}$	$t_k=45^{\circ}\text{C}$
Max.	28,6	16,93	11,28
Min.	-15,8	6,07	5,23
Průměr	5,47	10,47	8,02
Medián	5,1	10,17	7,89
Dolní kvartil	1	9,24	7,97
Horní kvartil	9,1	12,21	8,78
Horizontální HGHE			
$t_v(^{\circ}\text{C})$		Teor. COP (-)	
		$t_k=35^{\circ}\text{C}$	$t_k=45^{\circ}\text{C}$
Max.	17,82	17,94	11,71
Min.	1,67	9,25	7,34
Průměr	8,13	11,86	8,78
Medián	6,37	10,76	8,24
Dolní kvartil	4,62	10,09	7,73
Horní kvartil	11,44	13,09	9,51
Vertikální GLHE			
$t_v(^{\circ}\text{C})$		Teor. COP (-)	
		$t_k=35^{\circ}\text{C}$	$t_k=45^{\circ}\text{C}$
Max.	16,69	16,83	11,24
Min.	2,64	9,52	7,51
Průměr	8,07	11,61	8,68
Medián	7,34	11,14	8,45
Dolní kvartil	6,03	10,52	7,99
Horní kvartil	9,81	12,13	9,08

6 Diskuse a závěr

Ze získaných uskutečněných měření a hodnocení tří zdrojů nízkoteplotní energie, zemní výměník HGHE, zemní výměník GLHE a vzduch, byly vytvořeny histogramy četností výskytu teplot, grafy průběhu teplot a teoretických topných faktorů, při dvou konstantních teplotách kondenzace, během jednoho topného období 2012/2013.

Z hlediska posuzování teplot bylo zjištěno, že průměrné teploty lineárního HGHE a vertikálního GLHE se liší pouze o 0,06 K, mediány teplot se liší o 0,97 K ve prospěch GLHE. Průměrné teploty HGHE a GLHE jsou o 2,63 K vyšší než průměrné teploty vzduchu. Tento nepřilíš vysoký průměrný teplotní rozdíl, díky kterému by se mohlo zdát, že se jedná o vhodný a nenáročný zdroj nízkoteplotní energie, je způsoben vysokými teplotami vzduchu v jarních a podzimních měsících. Naopak v zimních měsících uprostřed topného období, kdy je potřeba získávání tepla nejzásadnější, teplota vzduchu klesá. Teploty ani jednoho ze zemních kolektorů neklesly pod bod mrazu. Ve sledovaném topném období byla teplota teplotonosné kapaliny u lineárního HGHE kolektoru ze 73,96 % a u vertikálního GLHE ze 73,32 % vyšší než teplota okolního vzduchu t_e . Na začátku topného období teplota v lineárním HGHE byla vyšší než ve vertikálním GLHE o 2,83 K, přibližně v půlce topné sezóny byla na stejné úrovni a na konci byla nižší o 1,53 K. Tato změna byla způsobena ovlivněním lineárního HGHE okolním prostředím, čili snižováním teploty vzduchu. U vertikálního GLHE 75 % všech naměřených hodnot bylo vyšších než 6,03 °C, u horizontálního bylo 75 % měřených teplot vyšších než 4,62 °C a u vzduchu 75 % měřených teplot dosahovalo teploty vyšší pouze než 1 °C.

Při posuzování teoretického topného faktoru je zjištěno, že maximální a minimální COP se u obou zemních výměníků liší jen v řádu několika desetin. V této části budu hodnotit pouze COP s kondenzační teplotou 35 °C. U maximální hodnoty je to rozdíl 1,11 ve prospěch lineárního HGHE a u minimální hodnoty je rozdíl pouze 0,27 ve prospěch vertikálního GLHE. Tento jev dokazuje, že lineární HGHE je více ovlivňován okolním prostředím. Maximální hodnoty nemají silnou vypovídací schopnost z důvodu, že jich bylo dosaženo v období, kdy je i okolní teplota prostředí vysoká. Naopak značnou vypovídací schopnost mají nejnižší dosažené teoretické COP, které jsou v období, kdy je největší potřeba tepla. Nejvyššího dosaženého minimálního teoretického COP s hodnotou 9,52 dosáhl vertikální GLHE. Hodnoty teoretických topných faktorů, které byly zastoupeny během celého topného období v 75 %, byly vyšší než následující hodnoty: vzduch 9,24, horizontální HGHE 10,09 a vertikální GLHE 10,52. Průměrné hodnoty teoretického COP byly u vzduchu 10,47, u vertikálního GLHE 11,61 a nejvyšší průměrné hodnoty byly dosaženy u lineárního HGHE 11,86.

Z předcházejících důvodů se jako nejméně vhodný zdroj nízkoteplotní energie pro monovalentní provoz tepelného čerpadla jeví vzduch, z důvodů jeho velmi nízké teploty v období, kdy je nejvyšší potřeba získávání tepla. Mnohem lepší vlastnosti zdroje pro tepelná čerpadla vykazuje horizontální HGHE. Jeho teploty a teoretický COP byly na vysoké úrovni.

Z mého hodnocení vyplývá jako nejefektivnější a nejstabilnější zdroj nízkoteplotní energie pro tepelné čerpadlo vertikální GLHE typu dvojité U, který dosáhl nejvyšších minimálních teplot i teoretických COP a 75 % všech teplot teplotnosné kapaliny směřující do výparníku bylo vyšších než 6,03 °C. Jeho další výhodou spočívá v možnosti chlazení během letního období, což je u lineárního HGHE prakticky nemožné. Ovšem, jestli jsou tyto výhody GLHE tak značné oproti HGHE, které má nižší investiční náklady, by mohlo být námětem dalšího ověření.

7 Seznam použitých zdrojů

- [1] HAVELSKÝ, V., MEČÁRIK, K., FÜRI, B. *Tepelné čerpadla*. První vydání. Vydala Alfa, 1988. 328s. 25,04 AH, 25,44 VH.
- [2] DVOŘÁK, Z., KLAZAR, L., PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1987. 340 s. L12-B3-IV-31/22902.
- [3] ŽERAVÍK, A. *Stavíme tepelné čerpadlo*. První vydání. Přerov: EURO-PRINT Přerov spol. s.r.o., 2003. 312s. ISBN 80-239-0275-X.
- [4] KARLÍK, R., *Tepelné čerpadlo pro váš dům*. Praha: Grada Publishing, a.s., 2009. ISBN 978-80-247-2720-2.
- [5] MATUŠKA, T. *Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP*. TZB-info [online]. 2015. [cit. 2017-03-05]. Dostupný z WWW: <<http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivity-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>>.
- [6] ADAMOVSKEÝ, R. *Přednášky z aplikované termomechaniky*. Praha, 2014.
- [7] BERGHMANS, J. *Heat pump fundamentals*. First edition. The Hague: Martinus Nijhoff Publishers, 1983. 558 s. ISBN 90-247-2689-1.
- [8] FLORIDES, G., KALOGIROU, S. *Ground heat exchangers : A review of systems, models and applications*. ScienceDirect [online]. 2007, vol. 32, issue 15. [cit. 2017-02-23]. Dostupný z WWW: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148107000092>>. ISSN: 0960-1481
- [9] RYŠKA, J. *Vrty do horninového masivu - zdroj energie pro tepelná čerpadla (V)*. TZB-info [online]. 2006. [cit. 2017-02-26]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/3665-vrty-dohorninoveho-masivu-zdroj-energie-pro-tepelna-cerpadla-v>>.
- [10] SONG, Y., YAO, Y., NA, W. *Impacts of Soil and Pipe Thermal Conductivity on Performance of Horizontal Pipe in a Ground-Source Heat Pump*. Libraries Texas A&M University [online]. 2006. [cit. 2017-02-26]. Dostupný z WWW: <<http://hdl.handle.net/1969.1/5465>>.

- [11] LEONG, W.H., TARNAWSKI, V.R., AITTO MAKI, A. *Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance*. ScienceDirect [online]. 1998, vol. 21, issue 8. [cit. 2017-02-26]. Dostupný z WWW: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700798000413>>. ISSN: 0140-7007
- [12] KUTILEK M., *Vodohospodářská pedologie*. Praha: SNTL, 1978. 295 s. UK-70864/1.
- [13] NEUBERGER, P., ADAMOVS KÝ, R., ŠEĎOVÁ, M. *Temperatures and Heat Flows in a Soil Enclosing a Slinky Horizontal Heat Exchanger*. Energies [online]. 2014. [cit. 2017-3-5]. Dostupný z WWW: <<http://www.mdpi.com/1996-1073/7/2/972>>. ISSN: 1996-1073
- [14] BRANDL H., *Energy foundations and other thermo-active ground structures*. Geotechnique [online]. 2006, vol. 56, issue 2. [cit. 2017-3-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.icvirtuallibrary.com/doi/abs/10.1680/geot.2006.56.2.81>>. ISSN: 0016-8505.
- [15] *GEOTERMÁLNÍ ENERGIE: Ekologická energie z hlubin Země – současné možnosti využívání* [online]. Lanškroun: Tisk DOBEL, 2007, ročník XV, číslo 4/2007. [cit. 2017-03-04]. ISSN: 1801-6898. Dostupné z: https://prvnigeotermalni.cz/upload/4084e9a33cc28c0fe8e25501a8bcbc01/geotermalni_energie_myslil_4.pdf.
- [16] POPIEL, C.O., WOJTKOWIAK, J., BIERNACKA, B. *Measurements of temperature distribution in ground*. ScienceDirect [online]. 2001, vol. 25, issue 5. [cit. 2017-03-9]. Dostupný z WWW: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S089417770100784>>. ISSN: 0894-1777.
- [17] CONGEDO, P.M., COLANGELO, G., STARACE, G. *CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations*. ScienceDirect [online]. 2012, vol. 33–34. [cit. 2017-03-9]. Dostupný z WWW: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111004856>>. ISSN: 1359-4311.
- [18] TARNAWSKI, V.R., LEONG, W.H., MOMOSE, T., HAMADA, Y. *Analysis of ground source heat pumps with horizontal ground heat exchangers for northern Japan*. ScienceDirect [online]. 2009, vol. 34, issue 1. [cit. 2017-03-11]. Dostupný z WWW: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148108000979>>. ISSN: 0960-1481.
- [19] GEROTop spol. s r.o. - Česká republika. *Zemní plošný kolektor – instalace* [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupný z WWW: <<http://www.gerotop.cz/instalace-plosneho-kolektoru>>.
- [20] NEUBERGER P., ADAMOVS KÝ D., ADAMOVS KÝ R. *Temperatures and heat flows in the rock massif with vertical heat exchangers - an energy source for heat pumps*. Energies. 2017. [cit. 2017-3-21].

- [21] BANKS, D. *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*. 2nd edition. Garsington Road, Oxford: John Wiley & Sons, Ltd, UK, 2012. ISBN: 978-0-470-67034-7.
- [22] ČÍŽEK, P. *Základní vlastnosti vrtů pro tepelná čerpadla*. TZB-info [online]. 2012. [cit. 2017-02-26]. Dostupný z WWW: <<http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/9245-zakladni-vlastnosti-vrtu-pro-tepelna-čerpadla>>.
- [23] PAULI, P., NEUBERGER, P., ADAMOVSKEÝ, R. *Monitoring and Analysing Changes in Temperature and Energy in the Ground with Installed Horizontal Ground Heat Exchangers*. Energies [online]. 2016. [cit. 2017-02-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.mdpi.com/1996-1073/9/8/555>>.
- [24] EkoWATT Praha. *Energie prostředí, geotermální energie, tepelná čerpadla* [online]. (PDF). [cit. 2017-02-21]. Dostupný z WWW: <http://ekowatt.cz/upload/8d8404454da8be9d52d9234092c9d457/tepelna_čerpadla_web.pdf>.
- [25] RYŠKA, J. *Využití a princip funkce tepelného čerpadla (II)*. TZB-info [online]. 2006. [cit. 2017-03-18]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/3634-vrty-do-horninoveho-masivu-zdroj-energie-pro-tepelna-čerpadla-ii>>.

8 Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma kompresorového tepelného čerpadla [24]	11 -
Obr. 2 - Ideální Carnotův cyklus tepelného čerpadla (P_{obn} – energie přivedená na výparník při teplotě T_{VSTUP} ; P_{el} – energie potřebná pro pohon čerpadla; P_{celk} – výsledná energie; T_{VSTUP} – teplota nízkoteplotního zdroje; $T_{VÝSTUP}$ – teplo dodávané do topného systému) [25]	13 -
Obr. 3 - Schéma toků energie při výrobě elektrické energie a v tepelném čerpadle poháněném elektrickou energií [6]	14 -
Obr. 4 - Topný faktor Carnotova oběhu [2]	15 -
Obr. 5 - Závislost topného faktoru na teplotě okolního vzduchu [3].....	17 -
Obr. 6 - Tepelné čerpadlo v provedení split [3]	18 -
Obr. 7 - Kompaktní tepelné čerpadlo umístěné vně budovy [3]	18 -
Obr. 8 - Kompaktní tepelné čerpadlo umístěné uvnitř budovy [3]	19 -
Obr. 9 - Tepelné čerpadlo voda (podzemní)-voda [3]	20 -
Obr. 10 - Odebírání tepla ze stojaté vody [9]	21 -
Obr. 11 - Zapojení tepelného čerpadla v provozu s plynovým kotlem [6].....	22 -
Obr. 12 - Tepelné vlastnosti hornin – sezónní a hloubkové změny [zdroj: solarpraxis.de]	24 -
Obr. 13 - Přenos tepla v zimním a stagnačním období [14].....	Chyba! Záložka není definována.
Obr. 14 - Lineární zemní výměník [3].....	28 -
Obr. 15 - Vertikální horninový výměník [3]	Chyba! Záložka není definována.
Obr. 16 - Nejčastější půdorysné uspořádání výměňkových kanálů v BHE. a) otevřený koaxiál, b) uzavřený koaxiál, c) jednoduchá U smyčka, d) dvojitá U smyčka, e) mnohosmyčkový koaxiál TIL [22]	30 -
Obr. 17 - Schéma tepelného odporu R [$K \cdot m \cdot W^{-1}$] [22]	31 -
Obr. 18 - Půdorysná poloha HGHE a umístění teplotních senzorů [23]	Chyba! Záložka není definována.
Obr. 19 - Řez lineárním HGHE a umístění teplotních senzorů [23]	34 -
Obr. 20 - Četnost výskytu teplot vzduchu v topném období 2012/2013	39 -
Obr. 21 - Topné faktory s různými teplotami kondenzace se zdrojem nízkoteplotní energie vzduch	40 -
Obr. 22 - Četnost teplot na výparníku HGHE v topném období 2012/2013	41 -
Obr. 23 - Topné faktory s různými teplotami kondenzace s lineárním HGHE	42 -
Obr. 24 - Četnost teplot na výparníku GLHE v topném období 2012/2013	43 -
Obr. 25 - Topné faktory s různými teplotami kondenzace GLHE	44 -
Obr. 26 - Průběh teplot na výparníku v topném období 2012/2013	45 -
Obr. 27 - Průběh topných faktorů při teplotě kondenzace 35°C	46 -
Obr. 28 - Průběh topných faktorů při teplotě kondenzace 45 °C.....	46 -