

Česká zemědělská univerzita v Praze  
Technická fakulta

**Návrh nízkoteplotní otopné soustavy**  
Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing., Radomír Adamovský, DrSc.  
Student: Bc. Vít Pokorný

PRAHA 2013

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra mechaniky a strojnictví

Technická fakulta

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Pokorný Vít

Technologická zařízení staveb

Název práce

**Návrh nízkoteplotní otopné soustavy**

Anglický název

**Design of low-temperature heating system.**

### Cíle práce

Navrhnout nízkoteplotní otopnou soustavu pro konkrétní objekt a vyhodnotit ji z hlediska energetického, ekonomického a ekologického.

### Metodika

- Analýzy současných technických řešení nízkoteplotních otopných soustav v ČR a v zahraničí;
- Vyhodnocení provedených analýz;
- Zpracování variantních návrhů nízkoteplotní otopné soustavy pro konkrétní objekt;
- Zpracování projektové studie pro vybranou variantu;
- Zhodnocení navrženého řešení z hlediska technického, ekologického a ekonomického.

### Osnova práce

1. Úvod.
2. Současný stav řešení problematiky.
3. Metodika.
4. Výsledky a diskuse.
5. Závěr

### Rozsah textové části

40 stran textu včetně obrázků, grafů a tabulek

### Klíčová slova

alternativní zdroje energie; tepelné čerpadlo; kondenzační kotel; rekuperace tepla; tepelné ztráty; součinitel prostupu tepla.

### Doporučené zdroje informací

Kolektiv. Topenářská příručka. Sv. 1, 1. vyd. Praha: GAS s. r. o., 2001. 1 122 s. ISBN 80-86176-82-7

Kolektiv. Topenářská příručka. Sv. 2, 1. vyd. Praha: GAS s. r. o., 2001. 2 395 s. ISBN 80-86176-83-5

Kolektiv. Topenářská příručka. Sv. 3, 1. vyd. Praha: Agentura ČSTZ, s. r. o., 2007. 378 s. ISBN 978-80-86028-13-2

ČSN EN 12831. Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu. Praha: Český normalizační institut, 2005. 76 s.

ČSN 06 0320. Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody – Navrhování a projektování. Praha: Český normalizační institut, 2006. 20 s.

URL: <<http://www.tzb-info.cz>>

### Vedoucí práce

Adamovský Radomír, prof. Ing., DrSc.

### Termín zadání

listopad 2011

### Termín odevzdání

duben 2013

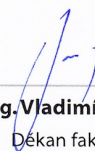


**prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.**

Vedoucí katedry



V Praze dne 17.2.2012



**prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.**

Děkan fakulty

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "Návrh nízkoteplotní otopné soustavy" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce prof. Ing. Radomírem Adamovským, DrSc a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením vědomě neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne

---

Bc. Vít Pokorný

## Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Radomíru Adamovskému, DrSc. Děkuji především za konzultace, rady a strávený čas při zpracování diplomové práce. Dále děkuji za případnou kritiku, kontrolu a usměrňování ke správné podobě a vzhledu diplomové práce.

**Abstrakt:**

Diplomová práce se zabývá návrhem nízkoteplotní otopné soustavy. Cílem práce je analýza problému, navrhování a výpočty těchto soustav a jejich následným vyhodnocením z hlediska energetického, ekonomického a ekologického. Práce je členěna do třech základních částí. První částí je literární rešerše. Tato část práce se zabývá analýzou a syntézou dostupných informací o nízkoteplotních soustavách a je rozdělena do tří kapitol. Nejdříve se zabývá způsoby řešení nízkoteplotních soustav v současnosti. Druhou kapitolou jsou faktory ovlivňující otopné soustavy, dále zdroje energie nízkoteplotních otopných soustav. V části metodika jsou navrženy možnosti řešení v konkrétním objektu. První část je východiskem pro třetí tedy praktickou část diplomové práce. V této části jsou aplikovány poznatky z první části. Jedná se především o návrh otopné soustavy v třípodlažním rodinném domu a její vyhodnocení především z hlediska energetického a ekonomického.

**Klíčová slova:** nízkoteplotní, soustava, energie, kondenzační kotel, tepelné čerpadlo, tepelné ztráty, prostup tepla

## **Design of low-temperature heating system**

**Summary:**

This diploma thesis is about design of low-temperature heating system. The goals are acquainted with design and calculation of these systems and their subsequent evaluation in terms of energy, economic and environmental. The work is divided into three basic parts. The first part is a literature review. This part deals with the analysis and synthesis of existing information on the low-temperature systems and is divided into three chapters. The first one is about currently low-temperature systems. The second is about factors which involved heating system and sources of low temperature heating systems. In the proposed methodology are possible solutions in a specific subject. The first part is the starting point for the third thus practical part of the thesis. In this section are applied findings from the first part. This is essentially a design heating systems in three-story family house and its assessment mainly on energy and economic.

**Key words:** low-temperature, system, energy, condensing boiler, heat pump, heat loss, heat transmission

## OBSAH

<b>1. Úvod</b>	<b>1</b>
<b>2. Současný stav řešení problematiky</b>	<b>2</b>
2.1 <i>Způsoby řešení nízkoteplotních otopných soustav</i>	2
2.1.1 Teplonosná látka	2
2.1.2 Sdílení tepla	2
2.1.3 Umístění rozvodu teplonosné látky	4
2.1.4 Oběh teplonosné látky	4
2.1.5 Materiál rozvodu	5
2.2 <i>Faktory ovlivňující otopné soustavy a jejich výpočet</i>	5
2.2.1 Teplota a tepelná pohoda	5
2.2.2 Potřeba energie na vytápění	6
2.2.3 Tepelné ztráty budov	6
2.2.4 Výpočtové teploty	12
2.3 <i>Zdroje energie nízkoteplotních otopných soustav</i>	13
2.4 <i>Kondenzační kotel</i>	14
2.4.1 Princip a využití kondenzace spalin	14
2.4.2 Spalné teplo	15
2.4.3 Výhřevnost	15
2.4.4 Vzájemná závislost spalného tepla a výhřevnosti	16
2.4.5 Teoretické spalování zemního plynu	17
2.4.6 Účinnost spalování zemního plynu	18
2.4.7 Provedení kondenzačních kotlů	20
2.5 <i>Tepelné čerpadlo</i>	22
2.5.1 První zákon termodynamiky	22
2.5.2 Druhý zákon termodynamiky	22
2.5.3. Princip funkce tepelného čerpadla	22
2.5.4 Technický princip tepelného čerpadla	23
2.5.5 Rozdělení a princip značení tepelných čerpadel	23
2.5.6 Topný faktor tepelného čerpadla	24
2.5.7 Zdroje energie výparníku	25
<b>3 Metodika</b>	<b>30</b>
3.1 <i>Popis budovy a otopné soustavy</i>	30
3.2 <i>Varianty zdroje nízkoteplotní otopné soustavy</i>	31

3.2.1 Bod bivalence	31
<b>4 Výsledky a diskuze</b>	<b>33</b>
4.1 <i>Výpočet tepelných ztrát objektu dle ČSN 12831</i>	33
4.1.2 Výpočtové hodnoty	33
4.1.3 Celkové tepelné ztráty	35
4.2 <i>Výběr varianty otopné soustavy</i>	35
4.2.1 Volba nízkoteplotního kondenzačního kotle	35
4.2.2 Úpravy otopné soustavy	36
4.3 <i>Energetické a ekonomické vyhodnocení navržené varianty</i>	37
4.3.1 Výpočet roční spotřeby plynu	37
4.3.2 Porovnání spotřeby zemního plynu	38
4.3.3 Výpočet doby návratnosti	38
4.4 <i>Ekologické vlivy navrženého řešení</i>	39
<b>5 Závěr</b>	<b>40</b>
<b>6 Seznam použité literatury</b>	<b>41</b>



## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Označení	Legenda	Jednotka
$Q_c$	Celkový tepelný výkon	(W)
$Q_p$	Sdílené teplo	(W)
$Q_k$	Konvekční teplo	(W)
$Q$	Potřeba energie na vytápění budovy	(W)
$Q_r$	Teplo zpětně získané z přídavných zařízení	(W)
$Q_w$	Potřeba tepla na přípravu teplé vody	(W)
$Q_t$	Celková tepelná ztráta otopné soustavy	(W)
$\Phi_i$	Celková návrhová tepelná ztráta	(W)
$\Phi_{Ti}$	Návrhová tepelná ztráta prostupem	(W)
$\Phi_{vi}$	Ztráta větráním	(W)
$H_{T,ie}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	(W/K)
$H_{T,iue}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	(W/K)
$H_{T,ig}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu	(W/K)
$H_{T,ij}$	Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu	(W/K)
$\theta_{int,i}$	Cýpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru	(°C)
$\theta_e$	Výpočtová venkovní teplota	(°C)
$A_k$	Plocha stavební části	(m <sup>2</sup> )
$e_{k_s}$	Korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům	(-)
$U_k$	Součinitel prostupu tepla stavební částí	(W/m <sup>2</sup> )
$l_l$	Délka lineárních tepelných	(m)
$\Psi_l$	Činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu	(W/m.K)
$b_u$	Teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhové teploty	(-)
$H_{iu}$	Součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným prostorem a nevytápěným prostorem	(W/K)
$H_{ue}$	Součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do	

Označení	Legenda	Jednotka
	venkovního prostředí	(W/K)
$f_{g1}$	Korekční součinitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty	(-)
$f_{g2}$	Teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou	(-)
$U_{equiv,k}$	Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části	(W/m <sup>2</sup> .K)
$G_w$	Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody	(-)
$A_G$	Plocha uvažované podlahové konstrukce	(m <sup>2</sup> )
$P$	Obvod uvažované podlahové konstrukce	(m)
$H_{V,i}$	Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	(W/K)
$\theta_{int,i}$	Výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru	(°C)
$\theta_e$	Výpočtová venkovní teplota	(°C)
$V_{min,i}$	Výměna vzduchu ve vytápěném prostoru	(m <sup>3</sup> /s)
$\rho$	Hustota vzduchu	(kg/m <sup>3</sup> )
$c_p$	Měrná tepelná kapacita vzduchu při	(kJ/kg.K)
$n_{min}$	Minimální intenzita výměny venkovního vzduchu za hodinu	(h <sup>-1</sup> )
$V_m$	Objem vytápěné místnosti	(m <sup>3</sup> )
$Q_s$	Spalné teplo	(J/kg)
$Q_i$	Výhřevnost	(J/kg)
$m_{H_2O}$	Obsah vody ve spalinách	(kg)
$E$	Příkon	(W)
$T_H$	Teplota, při níž dochází ke kondenzaci chladiva	(°C)
$T_C$	Teplota, při níž dochází k odpařování chladiva	(°C)
$\eta_t$	Účinnost termodynamického cyklu	(%)
$Q_{VYT,teor}$	Teoretická potřeba tepla na vytápění	(J)
$E$	Opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přírážek pro výpočet tepelných ztrát objektu	(-)
$t_{is}$	Průměrná vnitřní teplota objektu	(°C)
$t_{es}$	Průměrná venkovní teplota za otopné období	(°C)
$t_{ev}$	Oblastní venkovní výpočtová teplota	(°C)
$d$	Počet dnů otopného období	(dny)

Označení	Legenda	Jednotka
$\eta_R$	Součinitel rozvodu tepelné energie	(%)
$\eta_o$	Součinitel účinnost obsluhy	(%)
$\eta_k$	Součinitel účinnost zdroje tepla	(%)
$Q_{VYT}$	Reálná spotřeba plynu	(J)
$T_d$	Doba návratnosti	(rok)
N	Náklady	(kč)
U	Úspory	(kč)

# 1.Úvod

Otopnou soustavou považujeme takové zařízení, jehož součástí je zdroj tepla, zabezpečovací zařízení, potrubní síť, otopná tělesa (plochy), armatury apod. Takto definovaná otopná soustava je součástí našich životů posledních 40 - 50 let. V blízké budoucnosti se nezdá reálné, že by tento princip vytápění byl překonán. Invence jde dopředu především v oblastech zdrojů tepla a zdokonalováním současných systémů.

U zdrojů tepla se jedná především u využívání obnovitelných zdrojů energie a tam, kde to není možné, o efektivnější a účinnější využití energie z ušlechtilých paliv. Jedná se především o tepelná čerpadla, solární kolektory a kondenzační kotle.

U otopných soustav je snaha minimalizovat tepelné ztráty a hydraulický odpor pomocí speciálních armatur.

V poslední době se především u novostaveb rodinných domů či při celkové rekonstrukci využívá nízkoteplotních otopných soustav s tepelným spádem 35/25 °C, 45/35 °C, 55/45 °C přívodní/vratná voda. Toto řešení je vhodné především pro nízkoenergetické stavby u nichž je roční spotřeba tepla na vytápění nejvýše 50 kWh/m<sup>2</sup>.

Cílem této diplomové práce je seznámení s těmito soustavami a s jejich navrhováním. Výsledkem práce je návrh otopné soustavy třípodlažního rodinného domu. Zdrojem monovalentní otopné soustavy bude pouze kondenzační kotel. Ohřev teplé užitkové vody je řešen zvlášť.

## 2. Současný stav řešení problematiky

### 2.1 Způsoby řešení nízkoteplotních otopných soustav

Za otopnou soustavu považujeme zařízení, jehož součástí je zdroj tepla, zabezpečovací zařízení, potrubní síť, otopná tělesa, armatury apod. U nízkoteplotních otopných soustav se zaměřujeme především na tyto parametry:

- teplotonosná látka
- sdílení tepla
- umístění rozvodu teplotonosné látky
- oběh teplotonosné látky
- materiál rozvodu

V dalším textu se věnuji jednotlivým kategoriím.

#### 2.1.1 Teplotonosná látka

Nejvhodnější teplotonosnou látkou je teplá voda ve smyslu ČSN 06 0310 (do 110 °C). Nízkoteplotní otopné soustavy jsou provozovány nejčastěji při teplotních spádech 35/25 °C, 45/35 °C, 55/45 °C ne však více než 65 °C což je hraniční teplota mezi nízkoteplotní soustavou a teplovodní otopnou soustavou (65 - 115 °C). [1]

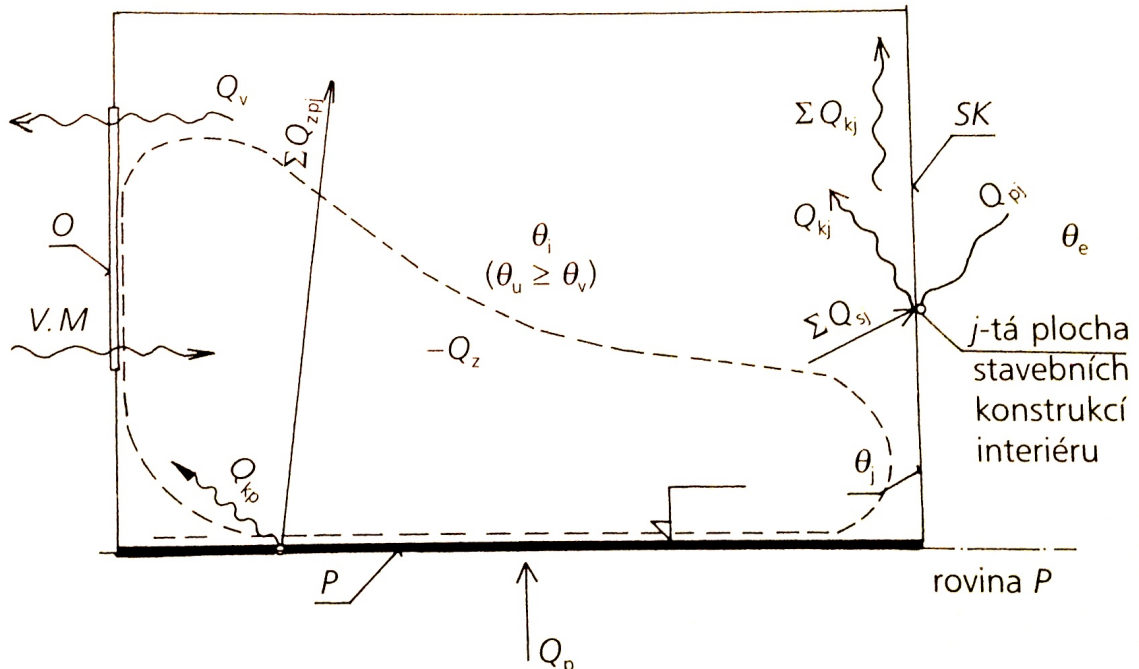
#### 2.1.2 Sdílení tepla

Sdílení tepla u nízkoteplotních otopných soustav můžeme rozdělit do tří kategorií podle toho, který způsob sdílení tepla převládá. Převážně sálavé, převážně konvekční a především jejich kombinace.

Celkovým tepelným výkonem otopné plochy  $Q_c$  rozumíme součet tepelného toku sdíleného do okolního prostoru sáláním  $Q_p$  a konvekcí  $Q_k$ . [9]

$$Q_c = Q_p + Q_k \quad (W) (1)$$

Při sálavém způsobu vytápění interiéru viz. obr. č.1 odevzdává otopná plocha P tepelný tok sáláním bez prostřednictví vzduchu okolním ochlazeným plochám interiéru, přitom vždy platí že účinná teplota  $\Theta_u$  je větší než teplota vzduchu  $\Theta_v$ .



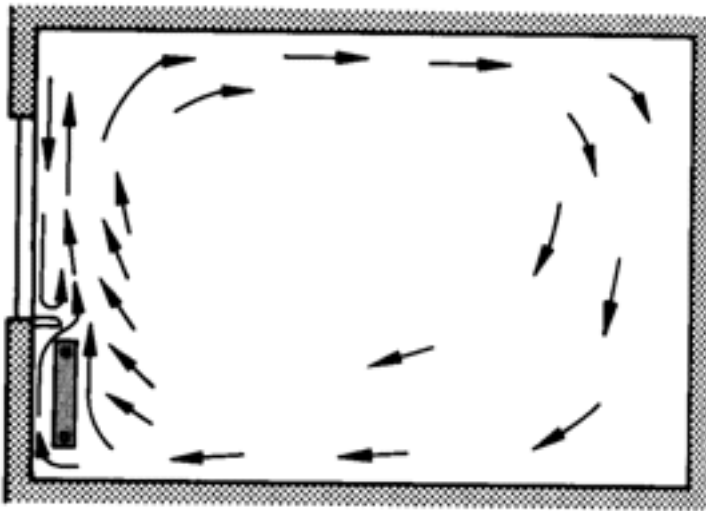
**Obr. 1. Tepelná rovnováha interiéru s podlahovým topením [7]**

Sálavá otopná plocha  $Q_p$  je umístěna v jedné nebo na jedné ze stavebních konstrukcích, kterou je strop, stěna nebo podlaha. Potom hovoříme o velkoplošném sálavém vytápění stropním, stěnovém nebo podlahovém.[7]

Průběh toku vzduchu je následující. Chladný proud vzduchu padá bez překážek dolů a "proplachuje" oblast podlahy s rychlostí od 0,3 do 0,5 m/s. Až hlouběji v místnosti se ohřívá a obrací se vzhůru. Proudí okolo vnitřních stěn ke stropu a zpět k ochlazené stěně. [9]

V případě převážně konvekčního vytápění rychlost a směr proudění ve vytápěném prostoru jsou závislé především na umístění ochlazených ploch (stěny obvodového pláště, okna) a na umístění a velikosti otopných ploch. Pokud máme např. těleso umístěno pod oknem u ochlazené stěny, zabrání chladným padajícím proudům dostat se až k podlaze a vytvořit tak poměrně velkou oblast lokální tepelné nepohody. Teplé konvekční proudy od tělesa stoupají vzhůru, narážejí na chladné padající proudy, obracují je a směšují se s nimi. Tyto smíšené proudy pak s vhodnou rychlostí proudění i teplotou "proplachují" celý vytápěný prostor. Principiální zobrazení tohoto děje vidíme na obr. č.2. Takto

zobrazené proudění je pouze v oblasti délky otopného tělesa a tak je třeba navrhovat délku otopných těles pokud možno v délce okna. [9]



**Obr. 2 Proudění vzduchu v uzavřeném vytápěném prostoru s otopným tělesem pod ochlazovanou plochou [9]**

### **2.1.3 Umístění rozvodu teplotnosné látky**

Rozlišujeme otopné soustavy s horním nebo spodním rozvodem. Dále řešíme, zdali je rozvod k otopným tělesům vertikální, horizontální či hvězdicovitý. Tento výběr záleží především na konstrukčním a dispozičním řešení objektu.

Např. v soustavách s dolním rozvodem je rozvod veden v nejnižším podlaží pod stropem nebo v kanálu v podlaží a na něj jsou napojeny stoupačky. Tento způsob vedení je nejčastěji používán u podsklepených budov se zdrojem tepla umístěným v nejnižším podlaží.[1]

### **2.1.4 Oběh teplotnosné látky**

Oběh vody v soustavě je buď přirozený nebo nucený. Přirozený oběh vzniká na základě rozdílných hustot vratné (studené) a přívodní (teplé) vody. Nucený oběh je vyvolán dopravním tlakem oběhového čerpadla.

K výhodám přirozeného oběhu patří nezávislost na dodávce elektrické energie a k výhodám nuceného oběhu zase zajištění lepších hydraulických a teplotních parametrů, dobrá regulace a měření spotřeby tepla, jakož i urychlení zátopy.

K nevýhodám přirozeného oběhu patří omezené možnosti napojení nepříznivě umístěných těles, velká tepelná setrvačnost, velké průměry potrubí, nemožné použití vhodných regulačních prvků. Nevýhodou nuceného oběhu je závislost na dodávce elektrické energie.[1]

U nízkoteplotních otopných soustav se využívá především nucený oběh z důvodů menšího teplotního spádu a lepší regulovatelnosti soustavy.

### **2.1.5 Materiál rozvodu**

Otopná soustava musí být chráněna proti korozi z venkovní i vnitřní strany. Požadavky a kritéria na kvalitu plnicí, přídavné otopné vody pro teplovodní otopné soustavy jsou uvedeny v ČSN 07 7401. Podle druhu použitého materiálu v otopné soustavě se pH hodnoty upravují takto:

- u ocelových trubek je nejvhodnější pH=10,
- měděným trubkám vyšší hodnota pH neškodí, ale nedoporučuje se.

U nízkoteplotních otopných soustav se nejčastěji používá měď případně plast.

## **2.2 Faktory ovlivňující otopné soustavy a jejich výpočet**

Dnešní člověk tráví v uzavřených prostorách většinu života. Třetinu aktivního života v nich pracuje a třetinu regeneruje síly spánkem. Vnitřní prostředí proto patří k dominantním složkám životního prostředí. Jeho kvalita významným způsobem ovlivňuje výkonnost člověka a jeho zdraví. [1]

### **2.2.1 Teplota a tepelná pohoda**

Cílem vytápění interiérů v zimním období je zabezpečit tepelnou pohodu pro uživatele. To znamená, že musí být dosaženo takových tepelných poměrů, při nichž člověk ve vytápěných místnostech necítí ani chlad, ani nadměrné teplo, tedy cítí se příjemně.[7]

Různé faktory ovlivňují tepelné pohodlí v průběhu roku, v důsledku změn povrchových teplot, změny oblečení, solárních podmínek, proudění vzduchu nebo při extrémních letních teplotách v neklimatizovaných budovách.[3]



Přes všechny uvedené vlivy lze určit průměrné hodnoty vzhledem k proudění vzduchu, jeho teplotě a teplotě okolních ploch tak ,aby člověk pociťoval tepelnou pohodu. Zde pak hrají hlavní roli, krom oblečení a druhu vykonávané činnosti, čtyři veličiny: teplota vzduchu, vlhkost vzduchu, rychlost proudění vzduchu a teplota okolních ploch. [1]

### 2.2.2 Potřeba energie na vytápění

Účinnost a tepelné ztráty otopných soustav vycházejí z tepelných toků a používají se k určení potřeby energie na vytápění. Otopné soustavy potřebují obvykle pomocná zařízení (čerpadla, ventilátory, regulační zařízení, atd.), která zpravidla spotřebují elektrickou energii. Část této energie jde ve prospěch vytápění. Tato přídatná zařízení závisejí na otopné soustavě a ve výpočtu se nezohledňují. Bez ohledu na to je však třeba s nimi počítat v celkové energetické bilanci.

Pokud nebudou k dispozici evropské normy, definují a počítají se tepelné ztráty a účinnosti vyplývající z otopné soustavy podle národních předloh.

Pro dané období se potřeba energie otopné soustavy  $Q$  určí podle vztahu:

$$Q + Q_r = Q_h + Q_w + Q_t \quad (\text{W}) \quad (2)$$

kde  $Q$  je potřeba energie na vytápění budovy  $(\text{W})$ ,

$Q_r$  - teplo zpětně získané z přídatných zařízení, otopné soustavy a z okolí  $[\text{W}]$ ,

$Q_h$  - potřeba tepla na vytápění (tep. ztráty)  $(\text{W})$ ,

$Q_w$  - potřeba tepla na přípravu teplé vody  $(\text{W})$ ,

$Q_t$  - celková tepelná ztráta otopné soustavy  $(\text{W})$ . [7]

### 2.2.3 Tepelné ztráty budov

Výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností se stanoví dle České technické normy Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu ČSN EN 12 831. Tepelná ztráta budovy není prostým součtem vypočtených tepelných ztrát jednotlivých místností. Je nutné posoudit současnost infiltrace a doby provozu jednotlivých místností a zohlednit tepelné zisky. [1]

V ustáleném stavu je výpočet tepelných ztrát založen na rozdílu vnitřní a vnější teploty. Existují dvě hlavní složky tepelných ztrát. Ztráty prostupem a výměnou vzduchu. Výpočet nezahrnuje sluneční ani příležitostné zisky. [3]

Bilance energie se vztahuje na následující faktory vlivu (v úvahu se bere pouze citelné teplo):

- tepelná ztráta prostupem a větráním z interiéru do venkovního prostředí,
- tepelné ztráty a zisky prostupem a větráním oproti přilehlým zónám,
- využitelné vnitřní tepelné zisky, tj. využití množství tepla z vnitřních tepelných zdrojů,
- využití solární zisky,
- tepelné ztráty otopné soustavy při výrobě, rozvodu, odvodu spalin a regulaci,
- přívod energie do otopné soustavy. [7]

### ***Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru - základní případy***

Celková návrhová tepelná ztráta  $\Phi_i$  (W) vytápěného prostoru (i) je rovna součtu tepelné ztráty prostupem tepla konstrukcemi a tepelné ztráty větráním:

$$\Phi_i = \Phi_{Ti} + \Phi_{vi} \quad (\text{W}) \quad (3)$$

kde:  $\Phi_{Ti}$  je návrhová tepelná ztráta prostupem

tepla vytápěného prostoru (i) (W)

$\Phi_{vi}$  - ztráta větráním (W)[10]

### ***Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla***

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla  $\Phi_{Ti}$  se pro vytápění prostor (i) vypočítá z rovnice:

$$\Phi_{Ti} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (4)$$

kde:

$H_{T,ie}$  je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru (i) do venkovního prostředí (e) nevytápěným prostorem (u) (W/K),

$H_{T,iue}$  součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru (i) do venkovního prostředí (e) nevytápěným prostorem (u) (W/K),

$H_{T,ig}$  součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru (i) do zeminy (g) v ustáleném stavu (W/K),

- $H_{T,ij}$  součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (i) do sousedního prostoru (j) vytápěného na výrazně jinou teplotu (W/K)
- $\theta_{int,i}$  výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru (i) (°C),
- $\theta_e$  výpočtová venkovní teplota (°C). [10]

### ***Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí - součinitel tepelné ztráty $H_{T,ie}$***

Součinitel tepelné ztráty z vytápěného (I) do vnějšího (e) prostředí  $H_{T,ie}$  zahrnuje všechny stavební části a lineární tepelné mosty, které oddělují vytápěný prostor od venkovního prostředí, jako jsou stěny, podlaha, strop, dveře, okna.  $H_{T,ie}$  se vypočítá z rovnice:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot e_l \quad (\text{W/K}) \quad (5)$$

kde:

$A_k$  je plocha stavební části (k) ( $\text{m}^2$ ),

$e_k, e_l$  korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům při uvažování klimatických vlivů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru a teplota, pokud tyto vlivy nebyly uvažovány při stanovení U-hodnot (EN ISO 6946).

$U_k$  součinitel prostupu tepla stavební částí (k) ( $\text{W}/\text{m}^2$ ),

$l_l$  délka lineárních tepelných mostů (l) mezi vnitřním a venkovním prostředím (m)

$\Psi_l$  činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu (l) ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ). [10]

### ***Tepelné ztráty nevytápěným prostorem - součinitel tepelné ztráty $H_{T,iue}$***

Je-li mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředím (e) nevytápěný prostor (u), návrhový součinitel tepelné ztráty prostupem tepla  $H_{T,iue}$  z vytápěného prostoru do venkovního prostředí se vypočte:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot b_u \quad (\text{W/K}) \quad (6)$$

kde:

$b_u$  je teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhové teploty.

Teplotní redukční činitel  $b_u$  se může stanovit jedním z následujících tří způsobů:

a) je-li teplota nevytápěného prostoru  $\theta_u$  stanovena nebo navržena podle návrhových podmínek, je  $b_u$ :

$$b_u = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_u}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \quad (-) \quad (7)$$

b) je-li  $\theta_u$  neznáma, vypočte  $b_u$  se jako:

$$b_u = \frac{H_{\text{int},i}}{H_{\text{iu}} - H_{\text{ue}}} \quad (-) \quad (8)$$

kde:

$H_{\text{iu}}$  je součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným prostorem (i) a nevytápěným prostorem (u) (W/K), přičemž se zohledňují:

- tepelné ztráty prostupem (z vytápěného prostoru do nevytápěného prostoru),
- tepelné ztráty větráním (výměna vzduchu mezi vytápěným a nevytápěným prostorem),

$H_{\text{ue}}$  součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru (u) do venkovního prostředí (e) (W/K), přičemž se zohledňují:

- tepelné ztráty prostupem (do venkovního prostředí a do přilehlé zeminy),
- tepelné ztráty větráním ( mezi nevytápěným a venkovním prostředím).

c) redukční činitel  $b_u$  se pro každý případ stanoví v národní příloze k této normě. Neexistují-li národní hodnoty, použijí se základní hodnoty. [10]

### ***Tepelné ztráty do přilehlé zeminy - součinitel tepelné ztráty $H_{T,ig}$***

Tepelné ztráty podlahami a základovými stěnami a přímým nebo nepřímým stykem s přilehlou zeminou závisí na více činitelích. Zahrnují plochu a obvod podlahové desky, hloubku podzemního podlaží pod úroveň zeminy, tepelné vlastnosti zeminy.

Hodnota tepelné ztráty prostupem do zeminy v ustáleném stavu  $H_{T,ig}$  z vytápěného prostoru (i) do zeminy (g) se vypočte z rovnice:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{\text{equiv},k}) \cdot G_W \quad (\text{W/K}) \quad (9)$$

kde:

$f_{g1}$  je korekční součinitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty. Tato hodnota je určena jako národní.

$f_{g2}$  teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou, který se stanoví jako:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (10)$$

$A_k$  plocha stavebních částí (k), které se dotýkají zeminy ( $m^2$ ),

$U_{equiv,k}$  ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části (k) ( $W/m^2.K$ ), stanovený podle typologie podlahy. Je závislý na U-hodnotě stavebních částí a charakteristického parametru  $B'$  předpokládaná hodnota součinitele tepelné vodivosti zeminy je  $\lambda_g = 2,0$  ( $W/m.K$ )

$G_w$  korekční činitel zohledňující vliv spodní vody. Tento vliv se musí uvažovat, je-li vzdálenost mezi předpokládanou vodní hladinou spodní vody a úrovní podlahy podzemního podlaží menší než 1m.

Charakteristický parametr  $B'$  se stanoví jako:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} \quad (m) \quad (11)$$

kde:

$A_G$  je plocha uvažované podlahové konstrukce ( $m^2$ ). Pro budovu se  $A_G$  stanoví jako celková plocha podlahové konstrukce.

$P$  obvod uvažované podlahové konstrukce (m)

V EN ISO 13370 je parametr  $B'$  vypočítán pro celou budovu. Při výpočtu jednotlivých místností metodou místnost po místnosti,  $B'$  se vypočte pro každou místnost jedním z uvedených tří způsobů:

- pro všechny místnosti bez vnějších stěn oddělujících vytápěný prostor od venkovního prostředí se užije  $B'$  pro celou budovu,
- pro všechny místnosti s dobře izolovanou podlahou ( $U_{podlahy} < 0,5$   $W/m^2$  K) se užije  $B'$  vypočtené pro celou budovu,
- pro všechny ostatní místnosti se vypočítá samostatně  $B'$  metodou místnost po místnosti (tradiční výpočet).

### ***Navrhovaná tepelná ztráta větráním***

Návrhová tepelná ztráta větráním  $\Phi_{V,i}$  pro vytápěný prostor (i) se vypočte:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (12)$$

kde:

$H_{V,i}$  je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním (W/K)

$\theta_{\text{int},i}$  výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru (i) (°C),

$\theta_e$  výpočtová venkovní teplota (°C).

Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním  $H_{V,i}$  vytápěného prostoru (i) se vypočte:

$$H_{V,i} = V_{\text{min},i} \cdot \rho \cdot c_p \quad (\text{W/K}) \quad (13)$$

kde:

$V_{\text{min},i}$  je výměna vzduchu ve vytápěném prostoru (i) ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\rho$  hustota vzduchu při  $\theta_{\text{int},i}$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$c_p$  měrná tepelná kapacita vzduchu při  $\theta_{\text{int},i}$  ( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )

Při předpokladu konstantního  $\rho$  a  $c_p$  se rovnice (13) zjednoduší:

$$H_{V,i} = V_{\text{min},i} \cdot 0,34 \quad (\text{W/K}) \quad (14)$$

kde:

$V_i$  je nyní vyjádřena v ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

Výpočtový postup pro stanovení výměny vzduchu  $V_i$  závisí na uvažovaném řešení, např. s nebo bez větrací soustavy. [10]

Vzhledem k vybranému objektu budu dále popisovat pouze přirozené větrání bez větrací soustavy.

### ***Přirozené větrání***

Není-li instalována větrací soustava, předpokládá se, že přiváděný vzduch má tepelné vlastnosti venkovního vzduchu. Tepelná ztráta je úměrná rozdílu teplot vnitřní výpočtové teploty a venkovní teploty.

Hodnota výměny vzduchu vytápěného prostoru (i) pro výpočet návrhového součinitele tepelné ztráty je minimální výměna vzduchu  $V_{\text{min},i}$  požadovaná z hygienických důvodů.

### **Hygienické množství vzduchu $V_{min,i}$**

Minimální množství vzduchu se požaduje z hygienických důvodů.  $V_{min,i}$  se stanoví dle:

$$V_{min,i} = n_{min} \cdot V_m \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (15)$$

kde:

$n_{min}$  je minimální intenzita výměny venkovního vzduchu za hodinu ( $\text{h}^{-1}$ ),  
hodnota  $n_{min}$  se stanoví dle tabulky 1

$V_m$  objem vytápěné místnosti (i).

**Tabulka 1 - Minimální intenzita výměny vzduchu  $n_{min}$  [10]**

<b>DRUH MÍSTNOSTI</b>	<b><math>n_{min}</math> (<math>\text{h}^{-1}</math>)</b>
<b>Obytná místnost (základní)</b>	0,5
<b>Kuchyně nebo koupelna s oknem</b>	1,5
<b>Kancelář</b>	1,0
<b>Zasedací místnost, učebna</b>	2,0

### **2.2.4 Výpočtové teploty**

Jako výpočtová oblastní venkovní teplota  $\theta_e$  je volena průměrná teplota pěti za sebou následujících nejchladnějších dnů podle dlouhodobých meteorologických údajů. Pro území ČR se používají tři základní výpočtové oblasti venkovní teploty  $-12\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $-15\text{ }^\circ\text{C}$  a  $-18\text{ }^\circ\text{C}$ . Pro místa s nadmořskou výškou nad 400 m se hodnoty  $\theta_e$  snižují o 3 K. [11]

Základní hodnoty pro výpočtovou vnitřní teplotu  $\theta_{int,i}$  pro různé druhy prostorů jsou v tabulce 2. [10]

**Tabulka 2 - Výpočtová vnitřní teplota**

<b>DRUH MÍSTNOSTI</b>	<b><math>\theta_{int,i}</math> (<math>^\circ\text{C}</math>)</b>
<b>kancelář</b>	<b>20</b>
<b>obytný prostor</b>	<b>20</b>
<b>koupelna</b>	<b>24</b>

## 2.3 Zdroje energie nízkoteplotních otopných soustav

Energetické zdroje nízkoteplotních otopných soustav můžeme rozdělit do dvou základních skupin. První skupinou jsou tzv. obnovitelné zdroje energie. Do této kategorie patří především sluneční energie, geotermální energie a energie prostředí. Druhou skupinou jsou pak zdroje neobnovitelné, zejména spalování fosilních paliv (plyn, LTE, hnědé a černé uhlí).

Tato práce se zaměřuje na nízkoteplotní otopné soustavy, kde zdrojem tepelné energie je kondenzační kotel jako velmi dostupný a účinný zdroj energie. Kondenzační kotel je dobrou volbou především díky své finanční dostupnosti a velmi širokým možnostem použití.

Alternativou ke kondenzačnímu kotli je pak tepelné čerpadlo jako zástupce obnovitelných zdrojů. Zdrojem energie tepelného čerpadla může být zemní nebo horninový masiv. Zemská kůra je významným zdrojem energie prostředí, a to hlavně díky teplotní úrovni, mírným výkyvům teplot, všeobecné dostupnosti a neomezené tepelné kapacitě. Tepelná čerpadla dále mohou odebírat tepelnou energii ze vzduchu a vody, tzv. tepelná čerpadla voda/vzduch voda/voda.

Výše popsané zdroje tepelné energie jsou uváděny jako monovalentní zdroje. Tyto zdroje lze dále kombinovat v bivalentních soustavách. Výhodou těchto soustav jsou dva nezávislé zdroje tepla, které mohou pracovat zcela nezávisle na sobě, resp. se mohou vzájemně vhodně doplňovat.



## 2.4 Kondenzační kotel

Většina kondenzačních kotlů se na první pohled od běžných kotlů odlišuje tím, že je jejich hořák umístěn na horní části kotle a naopak spalinové hrdlo je ve spodní části kotle. Spalinové hrdlo má poměrně malý průměr, neboť odvádí spaliny o nízké teplotě a tím i o nízkém měrném objemu. [8]

Kondenzační kotel je navržen záměrně pro kondenzační provoz, tzn., že přímo v kotli má docházet ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách. Využitím kondenzačního tepla se snižuje spotřeba plynu. Teplota vstupní vody do kotle není omezována určitou výší. Teplota spalin je v rozsahu 40 až 90 °C.

Protože teplota spalin je nízká a nestačila by pro vytvoření dostatečného tahu v komíně, a tím k bezpečnému odvodu spalin, musí být v kondenzačním kotli vzduchový nebo spalinový ventilátor. [4],,

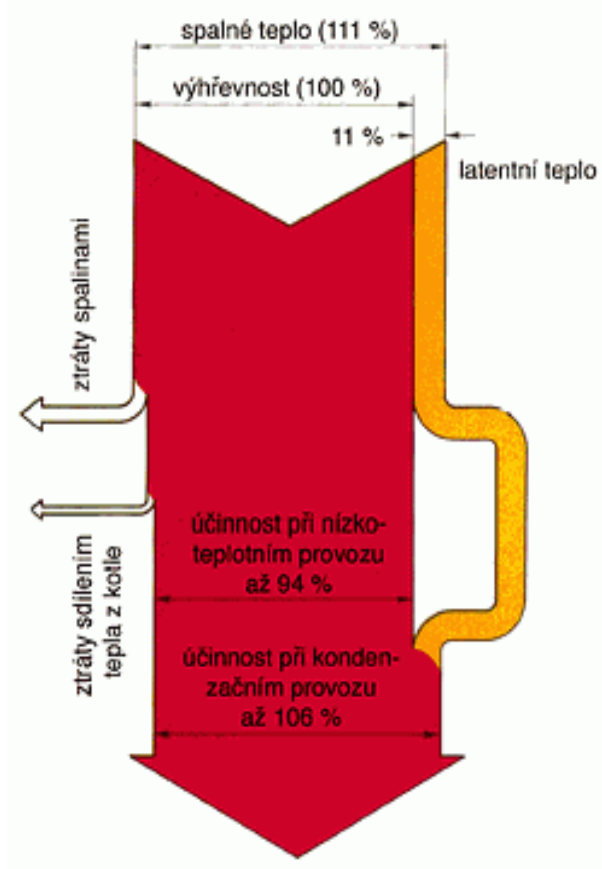
Kondenzát ze spalovaného plynu je mírně kyselý (průměrně 3,5 PH), někdy je potřeba tento kondenzát před vypuštěním do kanalizace neutralizovat. [3]

Průměrná účinnost kotle bývá podle okamžitého provozního stavu 96 až 100 %. [4]

### 2.4.1 Princip a využití kondenzace spalin

Pokud se spaliny zemního plynu ochlazují pod teplotu rosného bodu, začne z vodní páry obsažené ve spalinách kondenzovat voda, kondenzát. Pokud se toto ochlazení děje v kotli, na jeho teplosměnných plochách, uvolňuje se latentní teplo, obsažené v plynu ve formě tepla skupenského. Takto využitě teplo se převádí oběhovou vodou do tepelné soustavy, čímž se zvyšuje využití energetického obsahu zemního plynu. Následně se zásadně sníží i jeho spotřeba.

Představu o využití energetického obsahu zemního plynu si uděláme nejlépe podle schématu tepelného toku při spalování a kondenzaci (obr.2). Plyn vstupuje do kotle s plným energetickým obsahem daným spalným teplem, které je o latentní teplo (11 %) vyšší než jeho výhřevnost. Po spálení plynu dochází ke ztrátám tepla, které odchází z kotle jednak spalinami, jednak sdílením tepla z povrchu kotle při jeho běhu i při pohotovostním stavu. Při pohotovostním stavu dochází někdy i ke ztrátám uvnitř kotle nežádoucím prouděním vzduchu.



Obr. 3 Schéma toku tepla [5]

### 2.4.2 Spalné teplo

Spalné teplo ( $Q_s$ ) plynu je množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku (o počátečních teplotách  $25^\circ\text{C}$ ) při ochlazení spalin opět na teplotu  $25^\circ\text{C}$ . [1] Jednotkou spalného tepla je  $[\text{J}/\text{m}^3$  či  $\text{J}/\text{kg}]$ .

### 2.4.3 Výhřevnost

Výhřevnost ( $Q_i$ ) je takové množství tepla, které se vyvine dokonalým spálením jednotkového množství paliva, jestliže se spaliny ochladí na původní teplotu paliva a voda po spálení zůstane v plynném stavu. [6] Jednotkou výhřevnosti je  $[\text{J}/\text{m}^3$  či  $\text{J}/\text{kg}]$ .

Pokud se spaluje zemní plyn v nízkoteplotním kotli, využívá se pouze teplo dané výhřevností snížené o uvedené ztráty. Účinnost je limitována hodnotou 94 %.

Při spalování zemního plynu v kondenzačním kotli, využívá se spalné teplo snížené o uvedené ztráty. Ty jsou však s ohledem na nízkou teplotu spalin podstatně nižší. [5]

Nyní se budeme zabývat veličinami jako je spalné teplo, výhřevnost a jejich vzájemnými závislostmi.

#### 2.4.4 Vzájemná závislost spalného tepla a výhřevnosti

Vzájemnou závislost mezi výhřevností ( $Q_i$ ) a spalným teplem ( $Q_s$ ) můžeme vyjádřit vztahem:

$$Q_s = Q_i + 2500 * m_{H_2O} \quad (\text{J/m}^3, \text{J/kg}) \quad (16)$$

kde:  $m_{H_2O}$  je obsah vody ve spalinách (kg) z jednotky spáleného paliva ( $\text{kg/m}^3$ ) [6]

Vztah mezi  $Q_s$  a  $Q_i$  jasně vyjadřuje, že hodnota spalného tepla je vyšší o množství tepla (skupenského tepla výparného), které je obsažené ve vodní páře spalin.

Podle složení paliva, zejména obsahu vodíku nebo vodíkových složek v palivu, je hodnota spalného tepla  $Q_s$  v řádu o 5 až 12% vyšší, než je hodnota výhřevnosti a můžeme proto psát:

$$Q_s = Q_i + (0,05 \text{ až } 0,12) Q_i \quad (\text{J/m}^3, \text{J/kg}) \quad (17)$$

V tabulce 3 je u vybraných paliv vyznačena hodnota výhřevnosti, spalného tepla a jejich vzájemný poměr a rozdíl.

**Tabulka 3 - Spalné teplo a výhřevnost vybraných paliv [6]**

Použité palivo	Spalné teplo $Q_s$ (kWh/m <sup>3</sup> )	Výhřevnost $Q_i$ (kWh/m <sup>3</sup> )	Poměr $Q_s/Q_i$	Rozdíl $Q_s - Q_i$ (kWh/m <sup>3</sup> )	Teoretické množství kondenzátu (kg/m <sup>3</sup> ) <sup>1)</sup>
<b>Zemní plyn L</b>	9,78	8,83	1,11	0,95	1,53
<b>Zemní plyn H</b>	11,46	10,35	1,11	1,11	1,63
<b>Propan</b>	28,02	25,80	1,09	2,22	3,37
<b>Butan</b>	37,19	34,36	1,08	2,84	4,29
<b>LTO</b> <sup>2)</sup>	10,68	10,08	1,06	0,60	0,88

1) Vztahuje se na množství paliva

2) U LTO jsou údaje o palivu vztažené na jednotku "litr".

V zásadě platí, že čím větší je rozdíl mezi spalným teplem a výhřevností, tím vyšší je možnost využití kondenzačního tepla spalin.

V tabulce 3 je vyjádřením poměru  $Q_s/Q_i$  popsán i poměr účinnosti při výhřevnosti ( $\eta_i$ ) k účinnosti při spalném teple ( $\eta_s$ ), který je vyjádřen součinitelem účinnosti:

$$s = \eta_s/\eta_i \quad (-) \quad (18)$$

Pro zemní plyn při stechiometrickém spalování je součinitel účinnosti podle tabulky 3:

$$s = 1,11$$

Pro propan resp. butan je součinitel účinnosti:

$$s = 1,09 - 1,08$$

Pro LTO je součinitel účinnosti:

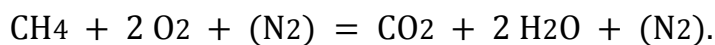
$$s = 1,06$$

Nejvyšších hodnot součinitele účinnosti je dosahována u spalování zemního plynu, kde je produkováno největší množství vodní páry ve spalinách. [6]

#### 2.4.5 Teoretické spalování zemního plynu

Zemní plyn obsahuje cca 98,4% metanu  $CH_4$ . Proto můžeme považovat spalování zemního plynu za totožné se spalováním metanu. Spalování probíhá podle níže uvedeného stechiometrického vztahu pro spalování metanu. Pro spálení  $1\text{ m}^3$   $CH_4$  jsou zapotřebí  $2\text{ m}^3$  kyslíku  $O_2$ . Spálením vznikne  $1\text{ m}^3$  oxidu uhličitého  $CO_2$  a  $2\text{ m}^3$  vlhkosti ve formě vodní páry  $H_2O$ . Protože kyslík pro spalování je do kotlů dodáván jako součást vzduchu, musíme do bilance započítat i další složku vzduchu, kterou tvoří dusík  $N_2$ . Kyslíku je ve vzduchu přibližně 20 %, dusíku 80 % celkového objemu. Na  $2\text{ m}^3$   $O_2$  připadá  $8\text{ m}^3$   $N_2$ . [1]

Spalování probíhá podle tohoto stechiometrického vztahu:



Pokud provedeme hmotnostní bilanci dostaneme:

$$0,72 + 2,86 + 10 = 1,98 + 1,60 + 10 = 13,58 \text{ kg}$$

$$1 + 3,97 + 13,89 = 2,75 + 2,22 + 13,89 = 18,86 \text{ kg}.$$

Bilance byla vytvořena vynásobením objemů hustotou složek při teplotě  $0\text{ }^\circ\text{C}$  a tlaku  $101,3\text{ kPa}$  pro  $1\text{ m}^3$   $CH_4$  (první řádek) a pro  $1\text{ kg}$   $CH_4$  (druhý řádek). Z uvedených bilancí vyplývají následující závěry:

Pro spálení 1 m<sup>3</sup> CH<sub>4</sub> je zapotřebí 2 + 8 = 10 m<sup>3</sup> vzduchu. Spálením vznikne 1 m<sup>3</sup> CO<sub>2</sub> a 2 m<sup>3</sup> vlhkosti. Objem suchých spalin je 1 + 8 = 9 m<sup>3</sup>, objem vlhkých spalin je 11 m<sup>3</sup>. Vše při teplotě 0 °C a tlaku 101,3 kPa.

Pro spálení 1 kg CH<sub>4</sub> je zapotřebí 3,97 + 13,89 = 17,86 kg vzduchu. Spálením vznikne 2,75 kg CO<sub>2</sub> a 2,22 kg vlhkosti. Hmotnost suchých spalin je 2,75 + 13,89 = 16,64 kg, hmotnost vlhkých spalin je 18,86 kg.

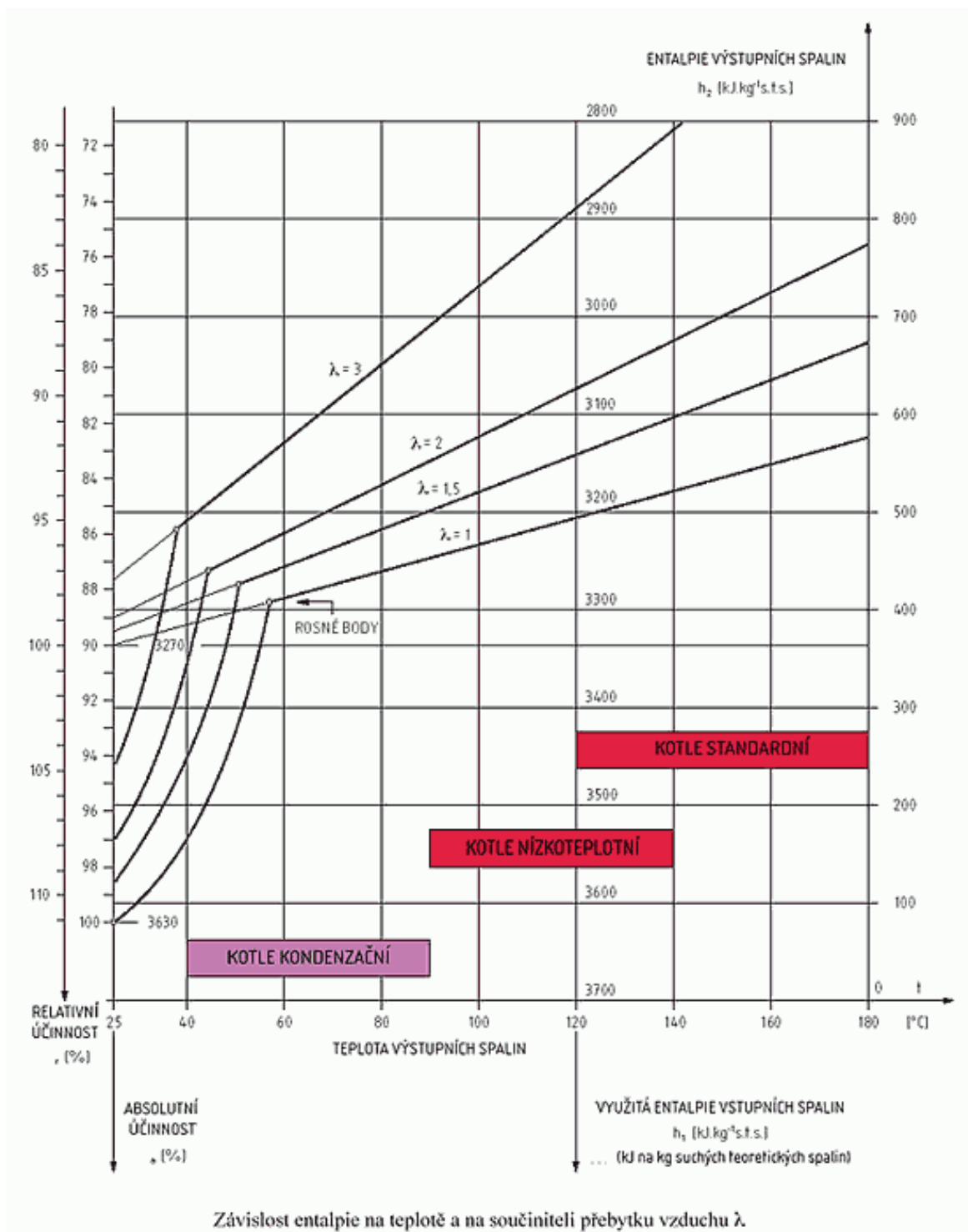
Měrná vlhkost spalin = 2,22 / (2,75 + 13,89) = 0,133 kg/kg teoretických suchých spalin. Hustota suchých spalin = (1,98 + 10) / 9 = 1,33 kg.m<sup>-3</sup>, hustota mokrých spalin = 13,58 / 11 = 1,23 kg.m. [5]

#### 2.4.6 Účinnost spalování zemního plynu

Pokud ochlazujeme spaliny zemního plynu získané při ideálním spalování, tj. bez přebytku vzduchu, pod teplotu rosného bodu (58 °C), začne ve spalinách kondenzovat vodní pára. Hmotnostní podíl vodní páry ve spalinách zemního plynu je téměř 12 %. Teplo, které lze získat z úplné kondenzace činí 11 % z tepla spalného.

Výše přebytku vzduchu se udává součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda$  [-]. Spaliny bez přebytku vzduchu mají součinitel  $\lambda = 1$ . Když je hodnota  $\lambda$  vysoká, zhoršuje se účinnost spalování (obr.3). Tento jev se projevuje v oblasti nad teplotou rosného bodu slabě (nizkotepelní kotle), ale v oblasti kondenzace spalin silně. Protože s rostoucí hodnotou  $\lambda$  klesá teplota rosného bodu spalin je nutné, aby byl u kondenzačních kotlů udržován přebytek vzduchu na nejnižší a pokud možno na stálé úrovni. Teplota rosného bodu spalin při  $\lambda = 2$  je 45 °C, při  $\lambda = 3$  je 38 °C.

Účinnost spalování zemního plynu se při teoretických úvahách nejnázne získá z entalpického diagramu spalin zemního plynu, resp. CH<sub>4</sub>. Diagram představuje závislost entalpie spalin na teplotě spalin při určitých součinitelích přebytku vzduchu. Moderní plynové kotle, mají při běhu ztrátu tepla sdílením do okolí zanedbatelnou. Při běhu vykazují pouze ztrátu tepla v odcházejících spalinách (ztrátu komínovou). Okamžitá účinnost kotle při běhu je potom snížena o uvedenou ztrátu v poměrné velikosti, vztaženou k příkonu kotle. V praxi to znamená, že účinnost spalování plynu má přibližně stejnou hodnotu jako okamžitá účinnost kotle při běhu.[1]



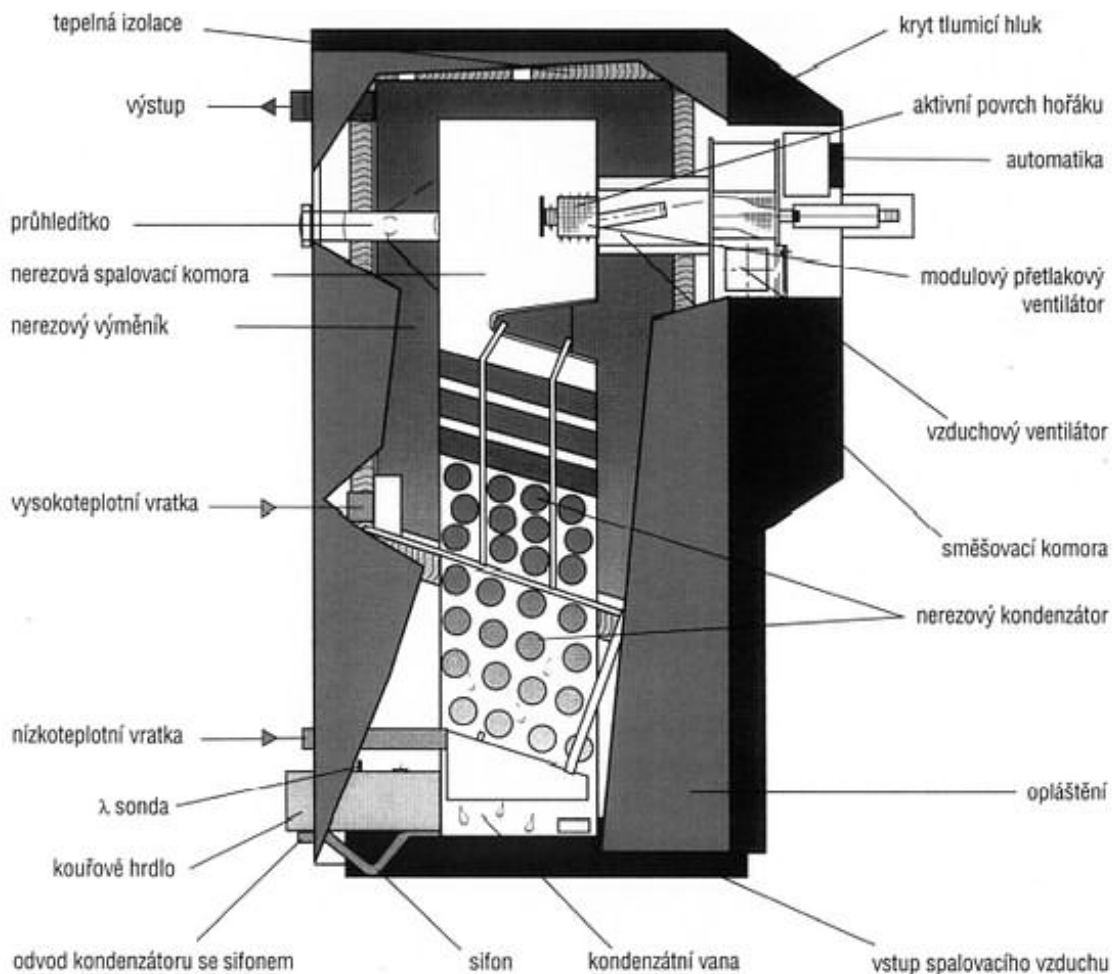
**Obr. 4** Entalpický diagram spalín metanu [4]

Spodní hranici diagramu tvoří teplota  $25^{\circ}\text{C}$ , ke které se vztahuje spalné teplo i výhřevnost. Průsečík pořadnice této teploty s přímkou entalpie nenasycených spalín při  $\lambda = 1$  udává hodnotu měrné výhřevnosti  $\text{CH}_4$  ve výši  $3270 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  teoretických suchých spalín (t.s.s). Průsečík také vytýká na pořadnici relativní účinnosti hodnotu ve výši 100%. Další

průsečík pořadnice této teploty s křivkou entalpie nasycených spalin při  $\lambda = 1$  udává hodnotu měrného spalného tepla  $\text{CH}_4$  ve výši  $3630 \text{ kJ.kg}^{-1}$  t.s.s. Průsečík také vytýká na pořadnici absolutní účinnosti hodnotu ve výši 100%. [1]

#### 2.4.7 Provedení kondenzačních kotlů

Kondenzační kotle jsou většinou koncipovány jako protiproudé výměníky tepla, které dokáží teplotu výstupních spalin ochladit až na 5 - 10 K nad teplotu vody vstupující do kotle, tj. zpátečky. Teplota spalin je tak provázána s teplotou zpětné vody. Kondenzační kotle pro domovní domy jsou nejčastěji vybaveny přetlakovým hořákem. Pokud jsou vybaveny hořáky atmosférickými s předsměšováním směsi, mají ještě odtahové ventilátory (obr.4). Kondenzační kotle lze rozlišovat podle toho, jak je řízen tepelný výkon a jak je řízeno spalování. Řízení výkonu hořáku se provádí u kotlů větších výkonů spojitě, u kotlů menších výkonů dvoustupňově nebo jednostupňově.



Obr. 5 Schématický řez kondenzačním kotlem [1]

Řízení průtoku spalovacího vzduchu, resp. směšovacího poměru vzduch-plyn, se provádí v závislosti na průtoku plynu. Ten je řízen ekvitermickým kotlovým regulátorem podle toho, zda teplota zpětné vody příslušná vnější odpovídá topné křivce. Nejvyšší kondenzační kotle jsou vybaveny ještě  $\lambda$  sondou. Teplota, která slouží pro kontrolu součinitele přebytku vzduchu a pro případnou jemnou změnu směšovacího poměru vzduch-plyn.

Kondenzační kotle jsou vyráběny nejčastěji v následujících provedeních:

- 1a - kotle se spojitě řízeným výkonem, s přímým řízením směšovacího poměru a  $\lambda$  sondou,
- 1b - kotle se spojitě řízeným výkonem, s přímým řízením směšovacího poměru,
- 1c - kotle s dvoustupňovým výkonem, s přímým řízením směšovacího poměru,
- 2a - kotle se spojitě řízeným výkonem bez řízení směšovacího poměru.

Na provedení kondenzačního kotle typu 2a, si předvedme jaké problémy mohou nastat během otopného období. Při vytápění se řídí tepelný výkon v rozsahu 25 - 100 %. Výkon kotle ze 100% se snižuje na nižší hodnoty snižováním průtoku plynu do hořáku. Protože se průtok vzduchu nemění, narůstá hodnota  $\lambda$ . Např. při provozu na výkon 33 % je vysoký přebytek vzduchu s hodnotou  $\lambda=3$ . Z entalpického diagramu (obr.3) se přesvědčíme, že kondenzaci spalin je možné vyvolat vstupní vodou o teplotě nižší než 30 až 33 °C. Teplota rosného bodu je totiž 38 °C. Takto nízké teploty vody vykazuje pouze podlahová vytápěcí soustava, a to jen část vytápěcího období. [1]



## 2.5 Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo je tepelné strojní zařízení. Stejně jako pro ostatní tepelná strojní zařízení, tak i pro tepelné čerpadlo, platí termodynamické zákony.

### 2.5.1 První zákon termodynamiky

Zákon zachování energie. Vyplývá z obecného zákona o zachování hmoty, přičemž energii pokládáme za jednu z forem existence hmoty. Zákon o zachování energie nepočítá s přeměnami látky v energii, a lze jej proto formulovat tak, že celkové kvantum energie v termodynamické soustavě a v jejím okolí je stále. [12]

### 2.5.2 Druhý zákon termodynamiky

Teplo nemůže samovolně přecházet z tělesa o nižší teplotě na těleso o vyšší teplotě. Důležitý je zde pojem samovolného přechodu tepla. Teplo totiž nemůže přecházet z tělesa o nižší teplotě na těleso o teplotě vyšší. Vždy však jen vnějším zásahem.

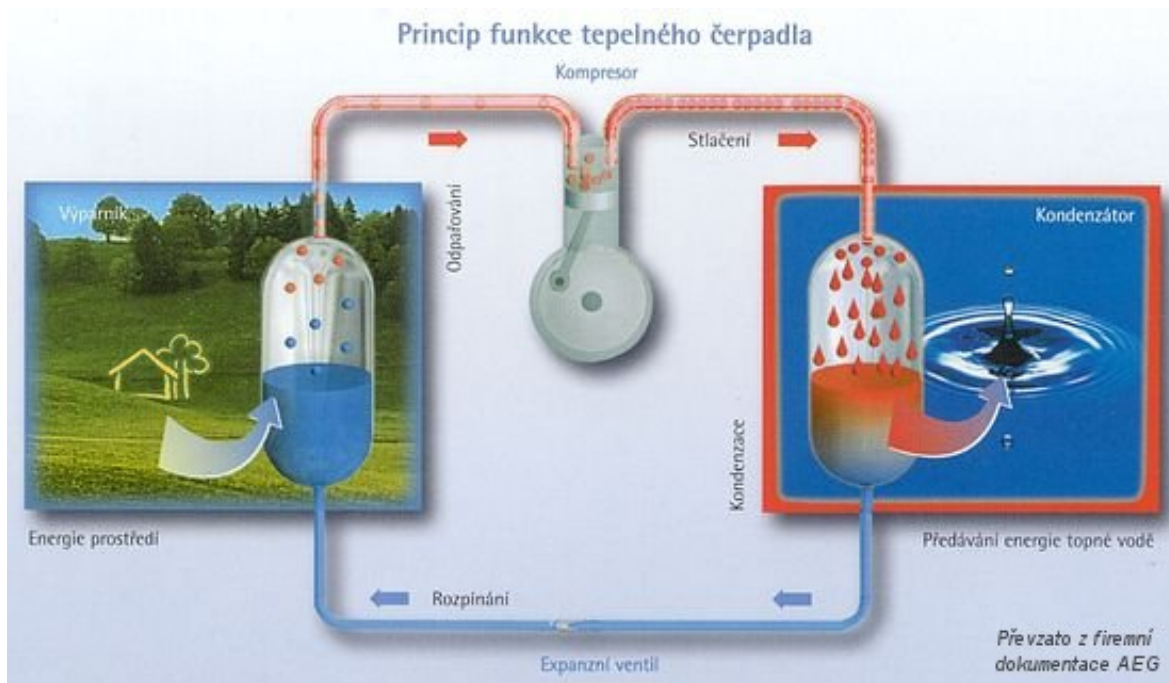
Právě z druhého zákona termodynamiky vyplývá, proč se pro přenos tepelné energie z chladnějšího do teplejšího prostředí musí použít tepelné čerpadlo. [12]

### 2.5.3. Princip funkce tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo je ve své podstatě chladicí zařízení (stejně jako známá lednička), využíváme jej jako zdroj tepla. V zemi, ve vodě i ve vzduchu je obsaženo nesmírné množství tepla, avšak jeho nízká teplotní hladina neumožňuje přímé využití pro vytápění nebo ohřev vody. Pokud chceme využít teplo látek o nízké teplotě (nízkopotencionální teplo), musíme je převést na teplotu vyšší. Podobně jako vodní čerpadlo přečerpává vodu z nižší hladiny na vyšší, tepelné čerpadlo dělá totéž s teplem.

Pro přečerpání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy i pro provoz tepelného čerpadla, je třeba dodat určité množství energie. Prakticky to znamená, že tepelné čerpadlo spotřebovává pro pohon kompresoru elektrickou nebo jinou energii. Protože její množství není zanedbatelné, lze tepelné čerpadlo považovat za alternativní zdroj tepla pouze částečně. Samozřejmě záleží na tom z čeho je energie pro pohon vyráběna, ale v našich

podmínkách se jedná většinou o spalování fosilních paliv nebo energii z jaderných elektráren. [13]



**Obr. 6 Princip funkce tepelného čerpadla [13]**

#### **2.5.4 Technický princip tepelného čerpadla**

Tepelné čerpadlo obsahuje čtyři základní části chladicího okruhu: výparník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil. Teplo odebrané venkovnímu prostředí se ve výparníku předává pracovní látce (kapalnému chladivu) při relativně nízké teplotě. Zahřátím chladiva dojde k jeho odpaření a páry jsou následně stlačeny v kompresoru na vysoký tlak. Stlačené chladivo je přiváděno do kondenzátoru, kde při kondenzaci předává teplo do topné vody za vyšší teploty, než bylo teplo ve výparníku odebráno. V expanzním ventilu se cyklus uzavírá a dochází ke snížení tlaku chladiva na původní hodnotu ve výparníku viz. obr 6. [13]

#### **2.5.5 Rozdělení a princip značení tepelných čerpadel**

Tepelná čerpadla se vždy zkráceně označují podle toho, odkud teplo odebírají a jaké látky teplo předávají. Prakticky to znamená, že např. tepelné čerpadlo "vzduch/voda" odebírá teplo z okolního vzduchu a předává vodě do topného systému. Tepelné čerpadlo

"vzduch/vzduch" předává teplo vnitřnímu vzduchu a je tedy určeno pro teplovzdušné vytápění nebo klimatizaci. Nejobvyklejší kombinace jsou vzduch/voda, vzduch/vzduch, voda/voda, země/voda. Tepelná čerpadla "země/voda" a "voda/voda" jsou totožná a liší se pouze ve venkovní části, která získává energii ze země nebo z vody. Tato část ale není součástí tepelného čerpadla od výrobce a dodává ji většinou montážní firma až při realizaci. [14]

### 2.5.6 Topný faktor tepelného čerpadla

Tepelný výkon tepelného čerpadla je dán součtem odebrané tepelné energie z okolního prostředí (země, voda, vzduch) a elektrické energie dodané pro pohon kompresoru. Avšak musíme vzít v potaz i ztráty části energie do okolí.

Podstatou ekonomické výhodnosti využívání tepelných čerpadel je skutečnost, že spotřebuje-li tepelné čerpadlo pro pohon motoru kompresoru 1 kWh elektrické energie, dodá nám 3 - 4x i vícekrát energie ve formě tepla (někdy i 7x). Tento poměr udává tzv. topný faktor.

Topný faktor slouží k porovnání efektivity provozu jednotlivých tepelných čerpadel. Topný faktor  $\epsilon$  je bezrozměrné číslo a udává okamžitou výši dosaženého topného výkonu. Můžeme jej přirovnat k účinnosti udávané běžně u ostatních zdrojů tepla. Nejčastěji se pohybuje v rozmezí od 2,5 do 4,5, někdy i výše. Okamžitá hodnota topného faktoru se neustále mění podle provozních podmínek, a proto se pro celkové hodnocení používá tzv. provozní (průměrný) topný faktor za celou topnou sezonu. Topný faktor ovlivňují následující skutečnosti:

- Vstupní teplota nízkopotencionálního zdroje, ze kterého je teplo odebíráno - čím vyšší tato teplota je, tím vyšší je topný faktor. Proto je vhodným zdrojem ten, který má stálou a co nejvyšší teplotu - podzemní voda.
- Výstupní teplota z TČ - čím je nižší, tím je vyšší topný faktor. Tato teplota však dosahuje maximálních hodnot do 65 °C, což je vhodnější pro podlahové vytápění nebo nízkoteplotní velkoplošná tělesa.
- Chladivo - vhodné fyzikální a chemické vlastnosti, které jsou však dané výrobcem.
- Dobré konstrukční provedení tepelného čerpadla, které rovněž závisí na výrobci. [15]

Zjednodušeně lze topný faktor tepelného čerpadla stanovit z rovnice:

$$\varepsilon_T = \frac{Q}{E} = \frac{T_H}{T_H - T_C} \cdot \eta_t \quad (-) \quad (19)$$

kde  $Q$  je tepelný výkon (W),

$E$  - příkon (W),

$T_H$  - teplota, při níž dochází ke kondenzaci chladiva (°C),

$T_C$  - teplota, při níž dochází k odpařování chladiva (°C),

$\eta_t$  - účinnost termodynamického cyklu. [15]

## 2.5.7 Zdroje energie výparníku

Jak již bylo řečeno, využívají tepelná čerpadla jako "zdroj tepla" nejčastěji venkovní vzduch, zemi nebo vodu. Další méně obvyklou možností je využití odpadního vzduchu, odpadních vod nebo pramenů teplé podzemní vody (těmito alternativami se dále nebudeme zabývat). V následujícím textu jsou podrobněji zmíněny jednotlivé varianty a jejich výhody a nevýhody.

### 2.5.7.1 Venkovní vzduch

Tepelná čerpadla, která využívají tepla obsaženého ve venkovním vzduchu, se vyrábějí ve třech odlišných variantách:

#### 1. Samostatná venkovní a vnitřní jednotka

Venkovní jednotka s ventilátorem je propojena s vnitřní částí izolovaným potrubím, ve kterém proudí chladivo. Venkovní jednotka je relativně malá a lze ji postavit na zem nebo na střechu, případně umístit na venkovní stěnu (závisí na provedení a výrobci). Vzdálenost venkovní a vnitřní části je omezena většinou na přibližně 10 m. Vnitřní jednotka je připojena na topnou soustavu stejně jako kotel.

#### 2. Kompaktní provedení venkovní

Celé tepelné čerpadlo je umístěno ve venkovním prostoru. Propojení s vnitřní topnou soustavou se provede izolovaným potrubím, ve kterém proudí topná voda. Výhodou je, že zařízení nezabírá žádný vnitřní prostor a nezatěžuje ho hlukem.

#### 3. Kompaktní provedení vnitřní

Celé tepelné čerpadlo je umístěno ve vnitřním prostoru. K čerpadlu musí být z venkovního prostoru přiveden vzduch a ochlazený vzduch zpět do venkovního prostoru odváděn (sací i výfukové potrubí má průměr cca 400 mm). Aby mezi nasávaným a

vyfukovaným vzduchem nedocházelo k promíchání a tím snížení účinnosti, musí být sací a výfukový otvor v dostatečné vzdálenosti od sebe. Vnitřní provedení je levnější než venkovní, ale zabírá podstatně více vnitřního prostoru (zejména díky rozměrnému vzduchovému potrubí).

Celkově lze výhody a nevýhody tepelných čerpadel, která využívají venkovního vzduchu, shrnout následovně:

#### **Výhody:**

Tepelné čerpadlo lze použít prakticky ve všech případech bez omezení místními podmínkami (velikostí pozemku, nemožností zhotovení vrtů, atd.).

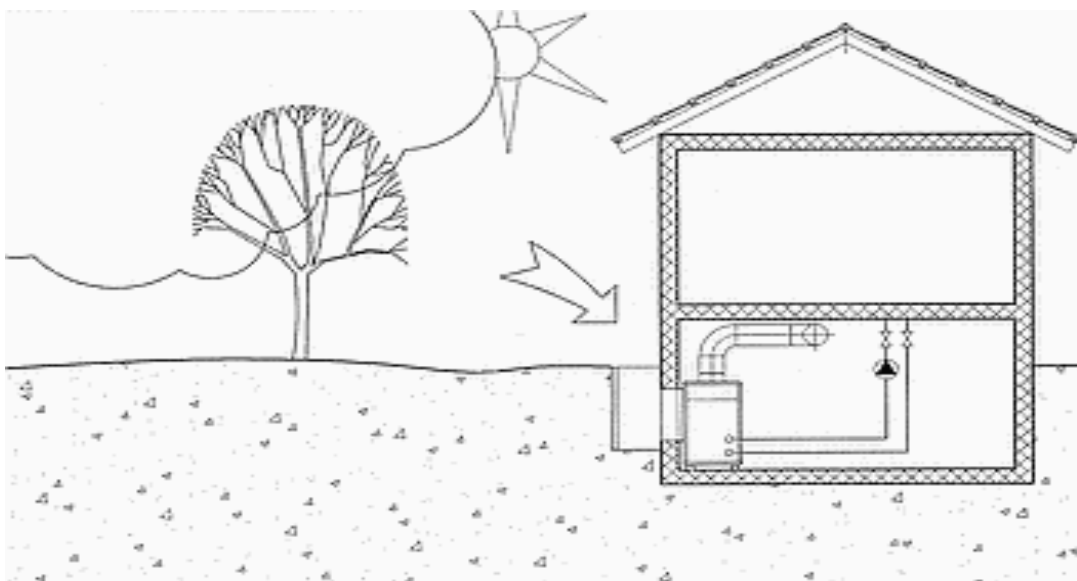
Instalace nevyžaduje žádné zásahy do okolního prostředí (vrty, výkopové práce, atd.).

+/- Vyšší pořizovací cena samostatného tepelného čerpadla, ale nejsou vyžadovány žádné další náklady (výkopové práce, vrty, atd.). Podle místních podmínek tedy může být celková výše nákladů nižší než při budování vrtů.

#### **Nevýhody:**

Hluk venkovní jednotky s ventilátorem může v některých případech způsobovat problémy.

Výkon tepelného čerpadla klesá s venkovní teplotou. A to mnohem výrazněji než u ostatních provedení. Tím narůstá spotřeba elektrické energie a mírně se zvyšují náklady na provoz. [14]



**Obr. 7 Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je venkovní vzduch [14]**

### 2.5.7.2 Zemní plošný kolektor

Tepelné čerpadlo využívá odběru tepla z půdy, např. ze zahrady. V hloubce přibližně 1 m a s roztečí také 1 m je položena plastová trubka (zemní kolektor), kterou proudí nemrznoucí kapalina. Instalace zemního kolektoru tedy vyžaduje plošnou skrývku poměrně velké plochy nebo bagrování dlouhých výkopů. Pro tepelné čerpadlo o výkonu 10kW je třeba přibližně 250-350 m<sup>2</sup> plochy pozemku. Výhodnější jsou půdy obsahující větší množství vody.

#### **Výhody:**

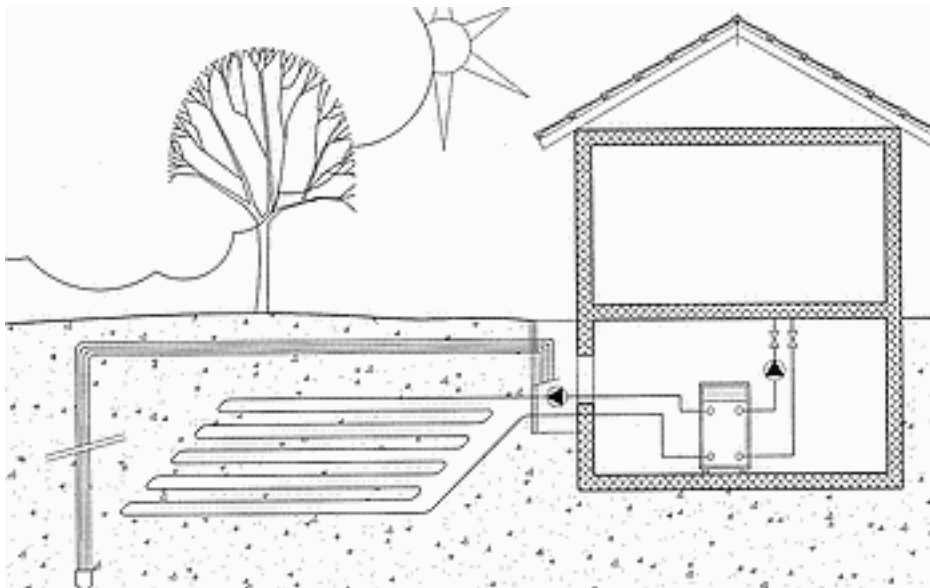
Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrtí.

#### **Nevýhody:**

Potřeba dostatečně velkého pozemku.

Na ploše, kde je uložen zemní kolektor, nelze stavět.

Neustálým ochlazováním zemního kolektoru dochází v zimních měsících k jeho promrzání a tím snižování výkonu.



**Obr. 8 Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je plošný kolektor [14]**

### 2.5.7.3 Hloubkové vrtí

Tepelné čerpadlo využívá odběru tepla z hloubkových vrtů. Do vrtů se uloží plastová trubka, ve které proudí nemrznoucí kapalina. Pro tepelné čerpadlo o výkonu 10kW je třeba

přibližně 120-180m vrtů. Jednotlivé vrty mohou být hluboké až 150m. Vrty musí být umístěny nejméně 10m od sebe. [14]

**Výhody:**

Stabilní teplota zdroje tepla z vrtu (ve vrtu se teplota po celý rok prakticky nemění) a tím provoz s nízkými náklady. Spotřeba elektrické energie není téměř vůbec ovlivněna venkovní teplotou.

**Nevýhody:**

Poměrně vysoké pořizovací náklady na zhotovení vrtů. Nepořádek spojený se zhotovováním vrtů. Neustálým ochlazováním vrtu dochází k jeho postupnému promrzání a tím se dlouhodobě snižuje výkon tepelného čerpadla.

**2.5.7.4 Voda ze studny**

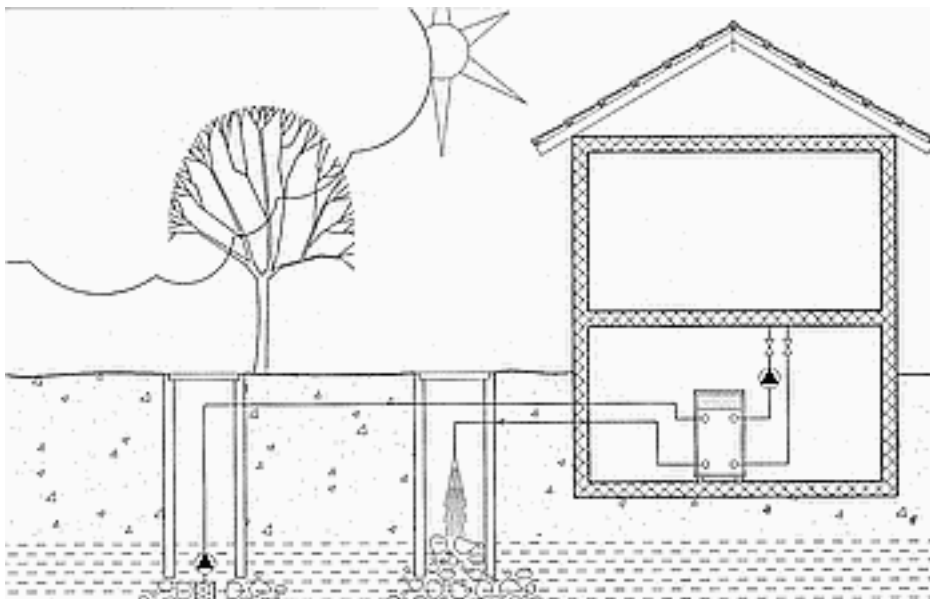
Využití studniční vody vyžaduje zejména celoročně dostatečně vydatný zdroj, který je nutno ověřit dlouhodobou čerpací zkouškou. Dále je důležité vhodné složení vody, které nebude způsobovat zanášení výměníku. Voda se čerpá ze studny většinou klasickým ponorným čerpadlem, v tepelném čerpadle je ochlazena a vrací se zpět do vsakovací studny. Kromě čerpací studny je tedy třeba zhotovit v dostatečné vzdálenosti ještě vsakovací studnu, ze které ochlazená voda nesmí prosakovat zpět do sací studny. Teplota vody ve studni musí být dostatečně vysoká, aby ji bylo možno ochlazovat bez nebezpečí zamrznutí (cca 6-7 °C). [14]

**Výhody:**

Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrty.

**Nevýhody:**

Požadavky na kvalitu, dostatečné množství vody a teplotu vody. Venkovní část dále vyžaduje pravidelnou údržbu (čištění filtrů) a je náchylnější na poruchy např. sacího čerpadla).



**Obr. 9 Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je studna [14]**

#### **2.5.7.5 Povrchová voda (rybník, řeka)**

Při využití vody z rybníka nebo řeky se většinou na dno pokládá kolektor vytvořený z plastových trubek, kterým proudí nemrznoucí teplotnosná látka. V některých případech lze vodu přivádět přímo k tepelnému čerpadlu a ochlazenou ji vypouštět zpět do řeky (obdobně jako při využití studniční vody). Problémem je ale znečištění vody a nutnost platit za odběr vody. [14]

#### **Výhody:**

Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrty.

#### **Nevýhody:**

Omezení na lokality s dostatkem povrchové vody.



## 3 Metodika

Pro správný návrh nízkoteplotní otopné soustavy je nutné vycházet z výpočtu tepelných ztrát budovy stanovené výpočtem dle České technické normy ČSN-EN-12831 - Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. [10]

### 3.1 Popis budovy a otopné soustavy

Zvoleným objektem pro návrh nízkoteplotní otopné soustavy je třígenerační rodinný dům s garáží v Praze - Suchdole. Dům je třípodlažní, zastavěná plocha je cca 101 m<sup>2</sup>. Garáž s dílnou leží mimo tento půdorys a zabírá cca 56 m<sup>2</sup>. Každé patro je koncipováno jako samostatný byt 3 + 1 či 4 + 1 pro 3 - 4 člennou rodinu.

V současnosti má dům společnou otopnou soustavu, jejímž základním zdrojem je kotel na zemní plyn Viadrus G 27 ECO s výkonem 31 - 37,5 kW. Dále je zde doplňkový zdroj na pevné palivo Dakon 024 s výkonem 24 kW a elektrický zdroj s výkonem 9 kW.

V kotelně je zřízena strojovna se skupinovým rozdělovačem pro tři topné větve ( 2 s konvenčními tělesy a 1 podlahové vytápění). Cirkulace topné vody zajišťuje oběhové čerpadlo společné pro zdroje tepla, umístěné na přívodu do rozdělovače. Regulace topné vody pro systém otopných těles není zvlášť navržena. Bude řízena pouze kotlovým termostatem. Systém podlahového vytápění je regulován pomocí trojcestného mísiče, termostatických čidel, oběhového čerpadla a regulátoru RVT. Současný tepelný spád topné vody pro podlahu je 50/40 °C.

Otopná tělesa jsou navržena smíšená, kde jsou radiátory doplněny deskovými tělesy Radik. Na tělesech jsou regulační ventily typu Vaillant s možností osazení termostatických hlavic. Veškeré rozvody jsou v měděných trubkách, včetně podlahového vytápění.

Objekt leží v nadmořské výšce 300 m n. m., v krajině s průměrnou rychlostí větru 3,5 - 4 m/s a venkovní výpočtovou teplotou -12 °C.

## 3.2 Varianty zdroje nízkoteplotní otopné soustavy

Cílem této práce je modernizace výše zmíněné otopné soustavy. Přímo se nabízejí tři varianty řešení, které bych popsal níže.

První možností je odstranění doplňkových zdrojů (kotel na pevná paliva a elektrický zdroj) a nahrazení kotle na zemní plyn kotlem kondenzačním, poté by se jednalo o monovalentní nízkoteplotní otopnou soustavu.

Druhou možností je odstranění doplňkových zdrojů a ponechání kotle na zemní plyn. Tento kotel by byl doplněn tepelným čerpadlem, v tomto případě by se jednalo o bivalentní nízkoteplotní otopnou soustavu. Výkon tepelného čerpadla by se pak navrhoval na 50-80% tepelných ztrát objektu.

Poslední variantou je odstranění všech současných zdrojů energie a jejich plné nahrazení tepelným čerpadlem.

Nejvhodnějším zdrojem energie tepelného čerpadla by byla kopaná studna, která se nachází na pozemku rodinného domu. Technický způsob tohoto řešení je uveden v kapitole 2.5.7.4 *Voda ze studny*. V tomto případě by bylo nutné zjistit vydatnost studny a provést příslušné další zkoušky.

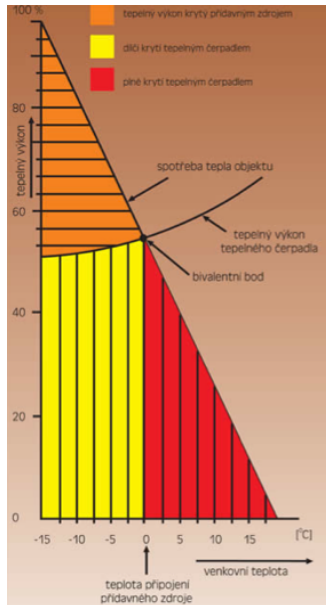
Jestliže by zkoušky prokázaly nevhodnost studny jako tepelného zdroje, pak je možné na pozemku provést hloubkový vrt. Toto řešení je popsáno v kapitole 2.5.7.3 *Hloubkový vrt*.

### 3.2.1 Bod bivalence

Bod bivalence prezentuje teplotu nízkopotenciálního zdroje, při které je nutné z důvodů energetických nebo ekonomických systém přepnout na náhradní (bivalentní) tepelný zdroj.

Pod teplotu bivalence tepelné čerpadlo pokrývá 100 % aktuální energetické potřeby budovy. S dalším poklesem, venkovní teploty je nutné pro vytápění zapojit i náhradní energetický zdroj. Teplota bivalence bývá dle poměru výkonu tepelného čerpadla vůči tepelné ztrátě objektu obvykle okolo -5 °C. Počet dní s venkovní teplotou pod teplotou bivalence je v našich podmínkách v jednom roce průměrně 20, proto je výhodné ušetřit na výkonu tepelného čerpadla a tuto rezervu pokrýt z náhradního zdroje.

Křivka tepelného výkonu pro tepelné čerpadlo ochlazující venkovní vzduch bude strmější, jelikož je zde výraznější pokles výkonu při nízké venkovní teplotě. U tepelného čerpadla se stálou teplotou nízkopotenciálního zdroje (vrty, podzemní voda) se křivka tepelného výkonu blíží vodorovné přímce. [15]



**Obr. 10 Bivalentní chod tepelného čerpadla [15]**

## 4 Výsledky a diskuze

### 4.1 Výpočet tepelných ztrát objektu dle ČSN 12831

#### 4.1.2 Výpočtové hodnoty

Tabulka 4 - Výpočtové hodnoty

Složení - střecha	$\lambda$ (W/mK)	t.l.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
šindel	0,23	0,01	0,043478261
pobytí dřevo	0,15	0,025	0,166666667
vzduch mezera		0,04	0,18
vata	0,042	0,2	4,761904762
sadrokarton	0,35	0,01	0,028571429
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>5,180621118</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce $R_{is}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnější straně kce $R_{es}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,04</b>

Součinitel prostupu tepla $U_k$ ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,18689419</b>
---	-------------------

Složení - obvodová stěna	$\lambda$ (W/mK)	t.l.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
lehká cihla	0,8	0,45	0,5625
polystyren	0,043	0,05	1,162790698
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>1,725290698</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce $R_{is}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnější straně kce $R_{es}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,04</b>

Součinitel prostupu tepla $U_k$ ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,527623547</b>
---	--------------------

Složení - obvodová stěna 3.NP	$\lambda$ (W/mK)	t.l.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
porobeton		0,25	1,59
vata	0,042	0,04	0,952380952
dutá cihla	0,6	0,08	0,133333333
polystyren	0,043	0,05	1,162790698
vzduchová mezera		0,04	0,18
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>4,018504983</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce $R_{is}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnější straně kce $R_{es}$ (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,04</b>

Součinitel prostupu tepla $U_k$ ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,238748671</b>
---	--------------------

Složení - vnitřní stěna 150	$\lambda$ (W/mK)	tl.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
lehká cihla	0,8	0,15	0,1875
sádra	0,35	0,002	0,005714286
sádra	0,35	0,002	0,005714286
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>0,198928571</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce R <sub>is</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce R <sub>is</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>

Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>2,178988327</b>
--	--------------------

Složení - podlaha 300	$\lambda$ (W/mK)	tl.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
lehká cihla	0,8	0,3	0,375
sádra	0,35	0,002	0,005714286
sádra	0,35	0,002	0,005714286
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>0,386428571</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce R <sub>is</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnější straně kce R <sub>es</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>

Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>1,546961326</b>
--	--------------------

Složení - podlaha	$\lambda$ (W/mK)	tl.d (m)	tep. Odpor R (m <sup>2</sup> K/W)
beton	1,75	0,03	0,017142857
polystyren	0,043	0,07	1,627906977
beton	1,75	0,15	0,085714286
dlažba		0,01	
<b>celkem R (m<sup>2</sup>K/W)</b>			<b>1,73076412</b>

Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně kce R <sub>is</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,13</b>
Tepelný odpor při přestupu na vnější straně kce R <sub>es</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	<b>0,04</b>

Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K)	<b>0,526104207</b>
--	--------------------

Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K) vstupní dveře	<b>1,5</b>
Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K) dveře	<b>3</b>
Součinitel prostupu tepla U <sub>k</sub> ( W/m <sup>2</sup> K) okna	<b>1,5</b>

### 4.1.3 Celkové tepelné ztráty

**Tabulka 5 - Celkové tepelné ztráty.**

Patro	Celková tepelná ztráta (kW)
1.NP	6,98
2.NP	4,74
3.NP	12,26
<b>Celkem</b>	<b>23,98</b>

Celkové tepelné ztráty rodinného domu byly stanoveny na hodnotě 23,98 kW. Způsob výpočtu a tabulky místností jsou uvedeny Příloze č.1.

## 4.2 Výběr varianty otopné soustavy

Z ekonomických a energetických důvodů byl zdrojem tepelné energie vybrán nízkoteplotní kondenzační kotel v monovalentním zapojení tedy varianta první. Po výpočtu tepelné ztráty byl zvolen nízkoteplotní kondenzační kotel, jelikož tepelná ztráta se ukázala být příliš vysoká (23,98 kW).

Investice do realizace tepelného čerpadla, které by bylo schopné pokrýt takto velkou ztrátu, by byla pro investora příliš vysoká s ohledem na návratnost a životnost tepelného čerpadla. Studna zmiňovaná v kapitole 3.2 *Varianty zdroje nízkoteplotní otopné soustavy* velmi pravděpodobně nemá dostatečný energetický potenciál na pokrytí takto velkých tepelných ztrát objektu. Bylo by tedy nutné přistoupit k hloubkovému vrtu, což investici dále zvyšuje.

Dále by bylo nutné u objektu provést zateplení, respektive navýšit jeho tloušťku. Vzhledem k tomu, že objekt byl v roce 1997 rozsáhle rekonstruován a plocha fasády je značně rozsáhlá cca 500 m<sup>2</sup>, nemá provádění zateplení v současné době smysl.

### 4.2.1 Volba nízkoteplotního kondenzačního kotle

Po přezkoumání produktové nabídky firem Vaillant, Junkers, Viadrus a Viessmann byl vybrán stacionární nízkoteplotní kondenzační kotel původem německé firmy Vaillant VK 246 ecoVIT. Jmenovitý rozsah výkonu kotle je 8,9 - 25,5 kW (28 kW pro TV). Kotel je vybaven elektronickým zapalováním a plynulou modulací výkonu. Pro přípravu teplé

vody je potřebné připojení externího zásobníku. Veškeré technické specifikace jsou uvedeny níže v tabulce 6

**Tabulka 6 - Technické údaje kondenzačního kotle VK 246 ecoVIT**

Technické údaje	Jednotka	VK 246 ecoVIT
Rozsah tepelného výkonu při 40/30 °C	kW	9,4 - 27,0
Rozsah tepelného výkonu při 60/40 °C	kW	9,0 - 25,8
Rozsah tepelného výkonu při 80/60 °C	kW	8,7 - 25,0
Tepelný výkon pro přípravu TV	kW	28
Max. Tepelný výkon pro ohřev TV	kW	28,6
Max. Tepelný výkon pro vytápění	kW	25,5
Min. Tepelný výkon	kW	8,9
Připojovací tlak - zemní plyn	mbar	18 - 20
Připojovací tlak - propan	mbar	37
Teplota spalin min./max.	°C	40/75
Třída NO <sub>x</sub>		5
Rozsah nastavení výstupní teploty OV	°C	35 - 85
Max. provozní tlak	MPa	0,3
Elektrické připojení	V/Hz	230/50
Elektrický příkon max.	W	100
Rozměry zařízení (V x Š x H)	mm	850x585x562
Hmotnost	kg	60
Stupeň krytí		IPX4D
Připojení odvodu spalin/přívod vzduchu		60/100

OV - otopná voda, TV - teplá voda

Součástí kotle je primární oběhové čerpadlo s regulovanými otáčkami, hydraulická výhybka, automatický odvzdušňovací a pojistný ventil, sifon pro odvod kondenzátu, kondenzační výměník z nerezové oceli a přehledný ovládací panel, včetně displeje.

Cena tohoto kotle se na trhu pohybuje okolo 40 900,- Kč bez DPH.

#### 4.2.2 Úpravy otopné soustavy

Vzhledem k tomu, že otopná soustava nebyla původně navržena jako nízkoteplotní, bude nutné s výměnou kotle provést další úpravy. Především se jedná o výměnu starých

litinových radiátorů za nová velkoplošná otopná tělesa tak, aby byl zajištěn požadovaný tepelný výkon (5ks). Vhodná otopná tělesa vybereme dle výpočtových tepelných ztrát dané místnosti. Tyto hodnoty jsou uvedeny v příloze 1.

Předpokládaný tepelný spád otopné soustavy bude 50/30 °C. Při tomto tepelném spádu dosahuje zvolený kondenzační kotel výkonu 9,3 - 26,5 kW, jmenovitý stupeň účinnosti je pak 104,0 %.

## 4.3 Energetické a ekonomické vyhodnocení navržené varianty

### 4.3.1 Výpočet roční spotřeby plynu

Předpokládaná výpočtová spotřeba plynu u současného kotle Viadrus byla 7100 m<sup>3</sup>/rok. Ve skutečnosti kotel průměrně spotřebuje 5664 m<sup>3</sup>/rok. Předpokládaná spotřeba plynu u nového kondenzačního kotle byla stanovena denostupňovou metodou.

$$Q_{VYT,teor} = 24.3600 \cdot Q_c \cdot \frac{d \cdot (t_{is} - t_{es})}{(t_{is} - t_{ev})} \cdot E \cdot e \quad (J) \quad (20)$$

kde  $Q_{VYT,teor}$  je teoretická potřeba tepla na vytápění (J),  
 $Q_c$  - celková tepelná ztráta objektu (W),  
 $E$  - opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přírážek pro výpočet tepelných ztrát objektu (-),  
 $t_{is}$  - průměrná vnitřní teplota objektu (°C),  
 $t_{es}$  - průměrná venkovní teplota za otopné období (°C),  
 $t_{ev}$  - oblastní venkovní výpočtová teplota (°C),  
 $d$  - počet dnů otopného období (dny).

$$Q_{VYT,teor} = 24.3600 \cdot 23,98 \cdot 10^3 \cdot \frac{225 \cdot (19,5 - 4,3)}{(19,5 - (-12))} \cdot 0,77 \cdot 0,95 \quad (J) \quad (21)$$

$$Q_{VYT,teor} = 164,55 \text{ GJ}$$

Tento teoretický výsledek zvýšíme o součinitele účinnosti rozvodu tepelné energie  $\eta_R$  (0,97), dále o účinnost obsluhy  $\eta_o$  (0,99) a o účinnost zdroje tepla  $\eta_k$  (1,04). Tedy:

$$Q_{VYT} = \frac{164,55}{0,97 \cdot 0,99 \cdot 1,04} = 164,76 \text{ GJ je reálná potřeba tepla za rok.} \quad (J) \quad (22)$$



Nyní reálnou spotřebu tepla za rok podělíme spalným teplem plynu  $Q_s = 38,23 \text{ MJ/m}^3$  a účinností zdroje tepla  $\eta_k (1,04)$  čímž získáme roční spotřebu zemního plynu  $U$  v  $\text{m}^3$ .

$$U = \frac{Q_{\text{výt}}}{Q_s \cdot \eta_k} = \frac{164,55}{0,03823 \cdot 1,04} = 4138 \text{ m}^3 \quad (\text{m}^3) \quad (23)$$

### 4.3.2 Porovnání spotřeby zemního plynu

**Tabulka 7 - Porovnání starého a nového zdroje**

ZDROJ	SPOTŘEBA [ $\text{m}^3$ ]	CENA [ $\text{kč/m}^3$ ]*	CENA CELKEM [ $\text{kč}$ ]
Viadrus G27 ECO	5664	11,454	64 876
Vaillant 246 ecoVIT	4139	11,454	47 408
<b>ROZDÍL</b>	1525		<b>17 468</b>

\*Cena byla vypočtena ze zaplacených faktur za rok 2012

Z tabulky 7 vidíme, že s novým kondenzačním kotlem ušetříme za rok 17 468,- Kč. Jestliže porovnáme spotřebu plynu starého a nového zdroje, lze očekávat snížení spotřeby plynu až do výše 26 %.

### 4.3.3 Výpočet doby návratnosti

Dobu návratnosti  $T_d$  vypočteme jako podíl nákladů  $N$  na modernizaci otopné soustavy (kondenzační kotel a desková otopná tělesa) a úspor  $U$  za rok oproti původnímu zdroji.

$$T_d = \frac{N}{U} = \frac{59038}{17468} = 3,37 \text{ roku} \quad (\text{rok}) \quad (24)$$

**Tabulka 8 - Náklady na modernizaci otopné soustavy**

PŘEDMĚT NÁKLADU	CENA [ $\text{kč}$ vč. DPH]	POČET ks
Vaillant 246 ecoVIT	49 489	1
Radik klasik 2000x600	2 309	1
Radik klasik 1800x600	1 966	1
Radik klasik 1400x600	1 758	3
<b>NÁKLADY CELKEM</b>	<b>59 038</b>	

## **4.4 Ekologické vlivy navrženého řešení**

Současný plynový kotel je starý 16 let, lze tedy říci, že jeho životnost se chýlí ke konci. Vzhledem k tomuto faktu je nutné hledat náhradní zdroje tepelné energie, které budou šetrné jak k životnímu prostředí, tak k peněženkám investorů. Takovýmto zdrojem se zdá být tepelné čerpadlo, které je z pohledu vývoje vytápění rodinných domů dalším evolučním krokem.

V případě tohoto objektu nebyl dalším krokem krok evoluční ale modernizační, z výše zmíněných energetických a ekonomických důvodů. Jako energetický zdroj byl zvolen moderní kondenzační kotel, jehož spotřeba plynu se ukázala být až o 26% nižší než toho současného.

## 5 Závěr

Cílem mé diplomové práce byla analýza problému a návrh nízkoteplotních otopných soustav a její zdroje. V teoretické části jsem se věnoval těmto soustavám a především pak dále plynovým kondenzačním kotlům a tepelným čerpadlům. Tyto energetické zdroje jsem popsal a rozdělil do jednotlivých kategorií. V praktické části jsem na základě výpočtu tepelných ztrát rodinného domu vybral zdroj otopné soustavy.

V práci se podařilo navrhnout a modernizovat otopnou soustavu třígeneračního rodinného domu. Rodinný dům přechází na nízkoteplotní otopnou soustavu, jejímž zdrojem bude moderní kondenzační kotel firmy Vaillant. Dále budou nahrazeny současné litinové radiátory deskovými otopnými tělesy.

Další varianty modernizace otopné soustavy počítaly s tepelným čerpadlem, buď v monovalentním či bivalentním zapojení s různými zdroji energie, především pak s hloubkovým vrtem.

Výsledkem práce je navržení kondenzačního kotle a jeho vyhodnocení především z hlediska energetiky a ekonomiky. Bylo spočteno, že kondenzační kotel spotřebuje oproti původnímu kotli o 1525 m<sup>3</sup> plynu méně, což dělá přibližně 26 % z celkové spotřeby.

Dále byla vypočtena doba návratnosti celkové investice na necelé 3 roky. Což vzhledem k životnosti kotle cca 20 let, je dobrý časový horizont.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] KOLEKTIV. *Topenářská příručka svazek 1*. Praha: GAS, 2001. ISBN 80-86176-82-7.
- [2] KOLEKTIV. *Topenářská příručka svazek 2*. Praha: GAS, 2001. ISBN 80-86176-83-5.
- [3] FABER, Maunsell. *Heating and Air-Conditioning of Buildings*. Tenth edition. Burlington: Elsevier Linacre House, 2008. ISBN 978-0-7506-8365-4.
- [4] VALENTA, V. *Tzbinfo*. Vystaveno: 1.2.2002 [cit. 19.11.2012]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/868-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-i>
- [5] VALENTA, V. *Tzbinfo*. Vystaveno: 8.2.2002 [cit. 19.11.2012]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/878-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-ii>
- [6] JELÍNEK, V. *Kondenzační technika u plynových spotřebičů*. Praha: GAS, 2010. ISBN 978-80-86176-26-0.
- [7] PETRÁŠ, D. - et.al. *Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie*. Bratislava: Jaga Group, 2008. ISBN 978-80-8076-069-4.
- [8] VALENTA, V. *Tzbinfo*. Vystaveno: 15.2.2002 [cit. 17.2.2013]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/884-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-iii>
- [9] BAŠTA, J. *Tzbinfo*. Vystaveno: 10.2.2006 [cit. 1.3.2013]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3052-otopne-plochy-uvod-do-problematiky>
- [10] Česká technická norma ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. I. vydání, březen 2005, vydal: Český normalizační institut
- [11] REINBERK, Z. *Tzbinfo*. Vystaveno: 10.2.2006 [cit. 11.3.2013]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/25-venkovni-vypoctove-teploty-a-otopna-obdobi-dle-lokalit>
- [12] RAČEK, J. *Technická mechanika - Mechanika tekutin a termomechanika*. 2. vydání Brno, 2005. ISBN 80-214-2838-4.
- [13] HOŘEJŠÍ, M. *Tzbinfo*. Vystaveno: 16.4.2002 [cit. 13.3.2013]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/953-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-i>
- [14] HOŘEJŠÍ, M. *Tzbinfo*. Vystaveno: 19.4.2002 [cit. 17.3.2013]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/957-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-ii>
- [15] NÁVRÁTIL, J. *Domácí kotel a... tepelné čerpadlo*. ČVUT Praha: 1991. ISBN 8090224416.

## **SEZNAM OBRÁZKŮ**

1. Tepelná rovnováha interiéru s podlahovým topením
2. Proudění vzduchu v uzavřeném vytápěném prostoru s otopným tělesem pod ochlazovanou plochou
3. Schéma toku tepla
4. Entalpický diagram spalín metanu
5. Schématický řez kondenzačním kotlem
6. Princip funkce tepelného čerpadla
7. Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je venkovní vzduch
8. Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je plošný kolektor
9. Schéma tepelného čerpadla jehož zdrojem je studna
10. Bivalentní chod tepelného čerpadla

## **SEZNAM TABULEK**

1. Minimální intenzita výměny vzduchu  $n_{\min}$
2. Výpočtová vnitřní teplota
3. Spalné teplo a výhřevnost vybraných paliv
4. Výpočtové hodnoty
5. Celkové tepelné ztráty
6. Technické údaje kondenzačního kotle VK 246 ecoVIT
7. Porovnání starého a nového zdroje

Náklady na modernizaci otopné soustavy

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č.1 Výpočet tepelných ztrát