

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO DOMU

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

SOUHRN

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem na vytápění rodinného domu. Nejprve stanovuji parametry objektu, pro který poté navrhuji otopnou soustavu dle současných norem. Práce dále zkoumá potřebu tepla na vytápění a ohřev teplé vody daného objektu a vhodnou volbu zdroje tepla.

SUMMARY

This bachelor thesis examines the heating of a family house. First, I establish parameters of the object for which I am going afterwards design heating system according to the current standards. The thesis also examines the need for heating and hot water, and the appropriate choice of heat source.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Vytápění rodinného domu“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Bašty, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 13. 1. 2017

Adam Fečko

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat panu prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a odborné vedení při tvorbě této bakalářské práce.

OBSAH

1. ÚVOD	13
2. POSTUP VÝPOČTU	14
3. SKLADBA KONSTRUKCÍ	16
3.1. Obvodové zdivo	16
3.2. Vnitřní zdivo 1	16
3.3. Vnitřní zdivo 2	17
3.4. Podlaha.....	17
3.5. Strop	17
3.6. Okna a dveře.....	17
4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA	18
4.1. Ukázka výpočtu součinitele prostupu tepla.....	18
4.2. Porovnání tepelně technických stavebních konstrukcí.....	20
4.3. Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří	21
5. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT OBJEKTU	22
5.1. Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty	22
5.2. Výpočet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla	23
5.2.1. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes obvodové konstrukce.....	23
5.2.2. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes nevytápěný prostor	25
5.2.3. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu.....	26
5.2.4. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedícího vytápěného prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu.....	27
5.3. Výpočet návrhové tepelné ztráty větráním.....	28
5.3.1. Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	28
5.4. Výpočet návrhového tepelného výkonu	30
6. VOLBA OTOPNÉ SOUSTAVY	33
6.1. Tepelná pohoda	33

6.2.	Typ otopné soustavy.....	35
6.3.	Teplota teplotonosné látky	36
6.4.	Volba materiálu potrubní sítě.....	36
6.5.	Umístění otopných těles	37
6.6.	Návrh otopných těles.....	40
6.7.	Přepoččet výkonu otopných těles.....	40
6.7.	Přepoččet výkonu otopných těles.....	46
7.	VOLBA VHODNÉHO ZDROJE TEPLA	45
7.1.	Výpočet tlakových ztrát	48
7.1.1.	Tlaková ztráta třením.....	48
7.1.2.	Tlaková ztráta místními odpory.....	52
7.1.3.	Celková tlaková ztráta	53
7.2.	Hydraulické vyvážení soustavy.....	58
8.	NÁVRH OBĚHOVÉHO ČERPADLA	59
9.	NÁVRH ZDROJE TEPLA	61
9.1.	Plynový kotel.....	62
10.	DENOSTUPŇOVÁ METODA	67
11.	POJISTNÉ A ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ.....	71
11.1.	Návrh pojistného ventilu	71
11.2.	Návrh expanzní nádoby.....	71
12.	ZÁVĚR.....	75
13.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	77
14.	SEZNAM OBRÁZKŮ	78
15.	SEZNAM TABULEK	79
16.	SEZNAM PŘÍLOH.....	80
17.	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	81

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Veličina	Rozměr
V_i	Výměna vzduchu ve vytápěném prostoru (objemový tok)	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
A_g	Plocha uvažované podlahové konstrukce	$[m^2]$
A_i	Podlahová plocha vytápěného prostoru	$[m^2]$
G_w	Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody	$[-]$
$H_{T,ie}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy	$[W \cdot K^{-1}]$
$H_{T,ig}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem od zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu	$[W \cdot K^{-1}]$
$H_{T,ij}$	Součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu	$[W \cdot K^{-1}]$
$H_{T,iue}$	Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	$[W \cdot K^{-1}]$
$H_{V,i}$	Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	$[W]$
$U_{N,20}$	Součinitel prostupu tepla pro budovy s převažující návrhovou teplotou $t_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$U_{equiv,k}$	Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
U_{kc}	Korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
V_{aku}	Minimální akumulovaný objem otopné vody	$[l]$
V_{et}	Objem tlakové expanzní nádoby	$[l, m^3]$
V_o	Objem vody v otopné soustavě	$[l, m^3]$
b_u	Redukční činitel teploty	$[-]$
c_p	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
e_k	Korekční činitel zahrnující klimatické vlivy	$[-]$
e_l	Korekční činitel zahrnující klimatické vlivy	$[-]$
f_{RH}	Korekční součinitel závisející na době zátoku a předpokládanému poklesu vnitřní teploty v útlumové době	$[W \cdot m^{-2}]$
f_{g1}	Korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty	$[-]$

f_{g2}	Teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou	[-]
f_{ij}	Teplotní redukční činitel	[-]
l_l	Délka lineárního tepelného mostu mezi vnitřním prostorem a venkovním prostředím	[m]
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
t_e	Venkovní výpočtová teplota	[°C]
t_{em}	Střední denní venkovní teplota	[°C]
t_{es}	Střední venkovní teplota za otopné období	[°C]
$\Phi_{HL,i}$	Tepelný výkon pro vytápěný prostor	[W]
$\Phi_{RH,i}$	Zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{V,i}$	Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	[W]
Φ_i	Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
ψ_l	Činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ΔU_{tb}	Korekční součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Δp	Tlaková ztráta	[Pa]
Δt	Rozdíl teplot	[K]
B	Charakteristické číslo budovy	[Pa ^{0,67}]
c	Teplotní podílový součinitel	[-]
d	Vnitřní průměr potrubí	[m]
d	Potřebný dodatečný výkon při nominálních podmínkách	[kW]
f	Opravný součinitel	[-]
g	Tíhové zrychlení	m/s ²
k	Součinitel prostupu tepla tělesem	[W.m ⁻² .K ⁻¹];
k/d	Relativní drsnost	[k/d]
l	Délka uvažovaného úseku potrubí	[m]

n	Minimální intenzita výměny venkovního vzduchu za hodinu	$[h^{-1}]$
n	Teplotní exponent otopného tělesa	$[-]$
n	Počet odporů v úseku	$[-]$
n	Součinitel zvětšení objemu	$[-]$
P	Obvod uvažované podlahové konstrukce	$[m]$
R	Tepelný odpor	$[m^2.K.W^{-1}]$
R	Měrná tlaková ztráta	$[Pa.m^{-1}]$
s	Tloušťka vrstvy materiálu	$[m]$
U	Součinitel prostupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
w	Střední rychlost proudění	$[m.s^{-1}]$
α	Součinitel přestupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
Δp_v	Tlakový rozdíl potřebný k doškrcení	$[Pa]$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
λ	Součinitel tření	$[-]$
ν	Kinematická viskozita	$[m^2.s^{-1}]$
ξ	Příslušný součinitel místního odporu	$[-]$
B'	Charakteristický parametr	$[m]$
Q	Tepelný výkon	$[W]$
Z	Tlaková ztráta místními odpory	$[Pa]$
η	Stupeň využití expanzní nádoby	$[-]$
θ	Teplota	$[^{\circ}C]$
ρ	Hustota	$[kg.m^{-3}]$

INDEXY

1	vstupní
2	výstupní
3V	trojcestný směšovací ventil
A	absolutní
c	celkový
d,dov	nejnižší dovolený
dov	dovolený
e	venkovní
e	venkovní prostředí
ek	ekonomický
h,dov	nejvyšší dovolený
hl.v	hlavní větev
i	vytápěný prostor
int	vnitřní
k	stavební část
m	střední
max	maximální
min	minimální
N	jmenovitý
NPT	nízko-potencionální
ot	otevírací
OT	otopné těleso
RŠ	regulační šroubení
sk	skutečný
TČ	tepelné čerpadlo
TRV	termostatický ventil
u	nevytápěný prostor
ú	úsek
VV	vyvažovací ventil
výpočet	výpočtový
w	otopná voda
zdr	zdroj

zm	ztráta místními odpory
zt	ztráta třením
zu	celková ztráta
Δt	teplotní rozdíl

1. ÚVOD

Mezi nedílnou součástí, každého moderního objektu v našich zeměpisných šířkách, patří vytápěcí systém. Tento systém má za úkol zajistit tepelnou pohodu daného prostředí. Vlivem současného trendu lidé tráví čím dál více času ve vnitřním prostředí, ať doma, či v práci. Úměrně tomu, také vzrůstají požadavky, jak na tepelnou pohodu, tak na ekonomickou stránku celé věci. Důležitá je tedy správná volba otopného systému, i jeho finanční udržitelnost.

Cílem této práce je navrhnout vytápění pro zvolený objekt. V průběhu práce projdu postupně „výpočtovou kuchařkou,“ která má základ v současných normách potřebných pro výpočet. Výpočet tepelných ztrát bude proveden podle *ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu*. Nejdříve navrhnu a posoudím technické parametry domu. Následně provedu výpočet tepelných ztrát objektu, které jsou hlavním předpokladem pro návrh otopné soustavy a následné volby správného dimenzování zdroje tepla. Pro správnou funkci systému musí být každý člen otopné soustavy regulován, čehož dosáhnu vyrovnáním tlakových poměrů všech větví systému. Nastavením armatur (termostatické ventily, regulační šroubení) zajistím hydraulické vyvážení otopné soustavy. Pro bezpečný provoz systému, budu kontrolovat přítomnost pojistného ventilu proti překročení maximálního dovoleného přetlaku a provedu výpočet expanzní nádoby.

Návrh otopné soustavy a zdroje tepla se budu snažit volit v optimálním poměru, mezi investičními a provozními náklady.

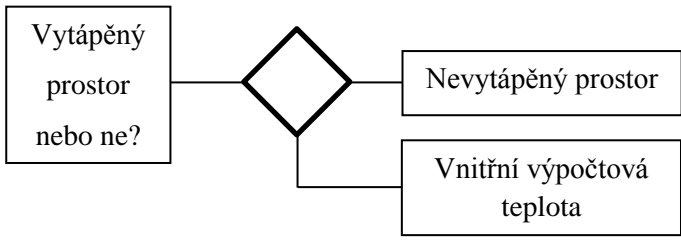
V rámci projektování této práce, byly všechny výpočty provedeny v programu Microsoft Excel, který ovšem dostatečně posloužil k postupnému řešení fyzikálních rovnic obsáhlé problematiky. V běžné praxi se ale standardně používají speciální výpočtové systémy a simulátory.

Cílem studie je jednopodlažní rodinný dům. Jedná se o novostavbu umístěnou ve městě Říčany, které se nachází v okrese Praha-východ. Dům je postaven na rovném, mírně vyvýšeném terénu a jeho charakteristika umístění a popis lokality se nachází v Tab 1.1.

Tab. 1.1 Popis lokality a umístění budovy

Lokalita	Praha
Venkovní výpočtová teplota t_e	-12 °C
Střední venkovní teplota za otopné období t_{es} (otopné období pro $t_{em} = 13$ °C)	4,3 °C
Poloha budovy v krajině	nechráněná
Druh budovy	osaměle stojící
Krajinná oblast se zřetelem k intenzitě větru	normální
Charakteristické číslo budovy B	8 Pa ^{0,67}

2. POSTUP VÝPOČTŮ

a)	<p>Stanovení venkovních klimatických podmínek:</p> <ul style="list-style-type: none"> - venkovní výpočtové teploty - střední venkovní výpočtová teplota za otopné období - polohy objektu 	Klimatické údaje
b)	<p>Stanovení vnitřních výpočtových podmínek</p> 	Popis každého prostoru a výpočtová vnitřní teplota každého vytápěného prostoru
c)	<p>Stanovení tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí pro každou místnost:</p> <ul style="list-style-type: none"> - skladba konstrukce - rozměrové vlastnosti - tepelně-technické vlastnosti - součinitele prostupu tepla 	Stavební údaje

d)	<p>Výpočet návrhové tepelné ztráty objektu prostupem tepla z vytápěného prostoru</p> <ul style="list-style-type: none"> - do exteriéru přes obvodové konstrukce - do exteriéru přes nevytápěný prostor - do zeminy za ustáleného stavu - do sousedícího vytápěného prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu 	Výpočet tepelné ztráty budovy
e)	<p>Výpočet návrhových tepelných ztrát větráním</p> <ul style="list-style-type: none"> - stanovení větrací soustavy mezi přirozeným a nuceným větráním - součinitel návrhové tepelné ztráty větráním 	Výpočet tepelné ztráty budovy
f)	<p>Výpočet návrhového tepelného výkonu</p> <ul style="list-style-type: none"> - standardně se s přerušovaným provozem (a tedy zátopovým tepelným výkonem) neuvažuje 	Účinky přerušovaného vytápění
g)	<p>Stanovení celkového návrhového tepelného výkonu sečtením tepelné ztráty prostupem, větráním a projektovaného tepelného příkonu</p>	Výpočet návrhového tepelného výkonu
h)	<p>Výpočet teoretické potřeby tepla na vytápění (za otopné období)</p> <ul style="list-style-type: none"> - opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem - opravný součinitel na snížení vnitřní teploty - opravný součinitel na zkrácení doby provozu 	Teoretická potřeba tepla na vytápění / ot. ob.
ch)	<p>Výpočet skutečné potřeby tepla na vytápění (za otopné období)</p> <ul style="list-style-type: none"> - účinnost kotle - účinnost rozvodu - účinnost obsluhy 	Skutečná potřeba tepla na vytápění / ot. ob.

i)	<p>Výpočet roční potřeby tepla na přípravu teplé vody podle denostupňové metody</p> <ul style="list-style-type: none"> - nejdříve je potřeba spočítat denní potřebu tepla pro přípravu TV - krát počet provozních dní soustavy 	Potřeba tepla pro přípravu TV / rok
j)	<p>Výpočet celkové roční potřeby tepla</p> <ul style="list-style-type: none"> - sčítáme skutečnou potřebu tepla na vytápění s roční potřebou tepla na přípravu TV 	Potřeba tepla na vytápění a přípravu TV / rok
k)	<p>Výpočet roční potřeby paliva</p> <ul style="list-style-type: none"> - hodnotu celkové roční potřeby tepla dělíme výhřevností použitého paliva 	Množství paliva na vytápění a přípravu TV / rok

3. SKLADBA KONSTRUKCÍ

První věc, která se musí v projektu udělat, je návrh či inventura daných konstrukcí, které tvoří obálku domu. Potřebuji znát jejich plochu (ta se bere z vnější strany) a skladbu. Tedy z jakých materiálů je konstrukce poskládána a jakou mají tloušťku. Pro výpočet tepelné ztráty, musím pro každou stavební konstrukci, určit hodnotu součinitele prostupu tepla U . Součinitel prostupu tepla vyjadřuje, kolik tepla unikne konstrukci o ploše 1 m^2 při rozdílu teplot 1 K .

3.1. Obvodové zdivo

Obvodové zdivo se skládá z vápenocementové jednovrstvé vnitřní omítky POROTHERM UNIVERSAL tl. 12 mm, broušených cihel POROTHERM 30 Profi P15 o tl. 300 mm, na které je z vnější strany nalepena izolace pomocí lepicího tmelu o tl. 3 mm ve formě pěnového polystyrenu ISOVER EPS 70F o tl. 100 mm, stěrkového tmelu o tl. 3 mm a vnější vrstvy zrnitého silikonu o tl. 3 mm.

3.2. Vnitřní zdivo 1

Vnitřní stěna 1 o celkové tloušťce 150 mm je složena, ze dvou sádkartonových desek o tl. 25 mm, mezi nimiž je vložena minerální izolace ISOVER UNI o tl. 100 mm.

3.3. Vnitřní zdivo 2

Vnitřní stěna 2 o celkové šířce 324 mm je nosná a je složena z broušených cihel POROTHERM 30 Profi P15 o tl. 300 mm. Z obou stran cihel je vápenocementová jednovrstvá omítka POROTHERM UNIVERSAL tl. 12 mm.

3.4. Podlaha

Podlaha o celkové tl. 280 mm je složena z podlahové krytiny o tl. 10 mm, vyrovnávací samonivelační stěrky o tl. 2 mm, betonové mazaniny a kari sítě o tl. 100 mm, oddělovací asfaltové lepenky (ve výpočtu zanedbáno), podlahové izolační desky EPS 100Z o tl. 80 mm, hydroizolace o tl. 4 mm a podkladního betonu o tl. 80 mm. Pod podkladním betonem je štěrkový násyp a přibližné tloušťce 200 mm, který je na rostlém hutněném terénu.

3.5. Strop

Plochá střecha o celkové tl. 550 mm je tvořena stropním systémem POROTHERM o celkové tl. 210 mm, spádové vrstvy z lehčeného betonu o tl. 80 mm, pojistné hydroizolace (asfaltový pás) o tl. 4 mm, tepelné izolace EPS 150 S o tl. 200 mm, střešní hydroizolační fólie o tl. 1,5 mm, na které je vrstva oblých kamenných valounků o tl. cca 45 mm. Na spodní straně konstrukce je vnitřní omítka POROTHERM UNIVERSAL o tl. 10 mm.

3.6. Okna a dveře

Pro každý nový dům, stavěný v současném trendu, jsou kvalitní dveře a okna velmi důležitá. Přes sklo se nejlépe získávají solární tepelné zisky. Nicméně právě okna a dveře způsobují největší tepelné ztráty v obálce domu. Proto je důležité najít správně uzpůsobená okna pro danou budovu v daném prostředí.

Moderní okna mají velmi dobré tepelně technické vlastnosti a stále lepší těsnost spár, což se pozitivně projeví na snížení tepelných ztrát objektu. Tyto stále zlepšující se tepelně technické vlastnosti nově vyráběných oken způsobují jejich nízkou průvzdušnost, ta je ovšem doprovázena poklesem výměny vzduchu infiltrací pod hygienickou mez, potřebnou k zajištění odvodu vodních par a dalších škodlivin z prostoru. To se může projevit například vznikem plísní. Z těchto důvodů jsou všechna

okna v domě vybavena polohou pro mikroventilaci, aby byla zajištěna dostatečná výměna vzduchu v jednotlivých místnostech [2].

Celý dům je osazen dřevěnými okny ve dvou velikostních variantách, mají izolační trojskla se součinitelem prostupu tepla celého okna $U = 0,93 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Francouzská okna jsou ze dřeva s izolačními trojskly s celkovým součinitelem prostupu tepla $U = 0,93 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Vchodové dveře jsou dřevěné a mají součinitel prostupu tepla $U = 1,0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Vnitřní dveře jsou dřevěné a mají součinitele prostupu tepla $U = 2,0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA

Pro výpočet tepelných ztrát je nezbytně nutné znát součinitel prostupu tepla U jednotlivých stavebních konstrukcí. Součinitel prostupu tepla vyjadřuje množství tepla, které projde jedním metrem čtverečním z jednoho prostředí o vyšší teplotě do druhého prostředí s nižší teplotou přes stavební konstrukci při rozdílu teplot 1 K. Čím nižší je jeho hodnota, tím jsou tepelně technické vlastnosti dané konstrukce lepší. Prostup tepla je složen z přenosu tepla konvekcí, kondukcí a sáláním [1].

Ke konvekci dochází na vnitřní a vnější straně stavební konstrukce (stejně tak i k sálání), kde je konstrukce ve styku se vzduchem z kterého a do kterého k přestupu tepla dochází. Konvekce je určena součinitelem přestupu tepla α , který vychází z kritériálních rovnic a jeho hodnota je rozdílná pro vnitřní a venkovní stranu stavební konstrukce v závislosti na proudění vzduchu [3].

Kondukcce neboli vedení tepla stavební konstrukcí je ovlivněna tloušťkou a tepelně technickými vlastnostmi daných materiálů.

4.1. Ukázka výpočtu součinitele prostupu tepla

Pro výpočet součinitele prostupu tepla dané stavební konstrukce platí vztah:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{R_i + \sum R + R_e} \text{ [W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}] \quad (4.1)$$

Kde

α_i – celkový součinitel přestupu tepla na vnitřní straně [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]

α_e – celkový součinitel přestupu tepla na venkovní straně [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]

λ – součinitel tepelné vodivosti stavební konstrukce [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]

s – tloušťka stavební konstrukce [m]

R – tepelný odpor [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$]

R_i – tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$]

R_e – tepelný odpor při přestupu tepla na venkovní straně [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$]

Součinitele přestupu tepla α norma uvádí v podobě tepelných odporů při přestupu tepla R_i, R_e [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$] [4].

Tab. 4.1 Složení stavební konstrukce obvodových stěn

Označení stavebních částí	λ [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]	s [m]	R [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$]	U [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]
Tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,130	0,23
Vnitřní omítka	0,450	0,012	0,030	
POROTHERM 30 Profí	0,175	0,300	1,710	
Lepící tmel	0,860	0,003	0,003	
ISOVER EPS 70F	0,040	0,100	2,500	
Stěrkový tmel	0,860	0,003	0,003	
Sílikon zrnitý	0,860	0,003	0,003	
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,040	

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{R_i + \sum R + R_e} \\
 &= \frac{1}{0,13 + \frac{0,012}{0,45} + \frac{0,3}{0,175} + \frac{0,003}{0,86} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,003}{0,86} + \frac{0,003}{0,86} + 0,04} = \\
 &= 0,23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

U ostatních stavebních konstrukcí jsem pro výpočet součinitele prostupu tepla postupoval stejným způsobem, vypočtené hodnoty jsou uvedeny v příloze [P1]. Pouze u počítání podlahy a stropu je zapotřebí si dát pozor na změnu hodnoty tepelného odporu při přestupu tepla.

Tab. 4.2 Hodnoty tepelného odporu při přestupu tepla

R	směr tepelného toku		
	vodorovně	nahoru	dolů
R_i [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]	0,13	0,1	0,17
R_e [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]	0,04	0,04	0,04

4.2. Porovnání tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí

Vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních konstrukcí musí vyhovovat normativním požadavkům, které definuje norma ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky. Tato norma stanovuje požadované a doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla pro budovy s převažující návrhovou vnitřní teplotou θ_{im} v intervalu 18 až 22 °C [5].

V případě, že by některá hodnota součinitele prostupu tepla byla větší než normou definovaná požadovaná hodnota $U_{N,20}$, bylo by nutné provést patřičné opatření pro zlepšení tepelně-technických parametrů dané stavební konstrukce. Nejčastěji se jedná o přidání tepelné izolace.

Veškeré skutečné hodnoty součinitele prostupu tepla U_{sk} jednotlivých stavebních konstrukcí budovy jsem porovnal s normativními požadovanými hodnotami a ověřil tak platnost nerovnosti $U_{sk} < U_{N,20}$. Vzhledem ke splnění této podmínky, nebylo třeba provádět z hlediska tepelně-technických parametrů žádná opatření.

Tab. 4.3 Porovnání tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1]

Popis konstrukce	Součinitel prostupu tepla	
Skutečné hodnoty U_{sk} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	Požadované hodnoty $U_{N,20}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	
Obvodová stěna	0,23	0,30
Vnitřní stěna 1 (s rozdílem teplot do 5 °C včetně)	0,31	2,70
Vnitřní stěna 2 (z vytápěného k nevytápěnému prostoru)	0,49	0,60
Podlaha	0,42	0,45
Plochá střecha	0,15	0,24

4.3. Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří

V objektu jsou použita dřevěná okna, dřevěné vchodové a vnitřní dveře a dřevěná francouzská okna. Francouzská okna mají poměrně velkou plochou, a mají tak velký podíl na tepelné ztrátě objektu, kterou jsem se snažil vybalancovat pomocí zapuštěných konvektorů u každého z nich. Z důvodu minimalizace úniku tepla těmito plochami byla použita izolační trojskla. Z hlediska normou požadovaných hodnot součinitele prostupu tepla, všechna instalovaná okna i dveře vyhovují.

Tab. 4.4 Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011 [P1]

Popis konstrukce	Součinitel prostupu tepla	
Skutečné hodnoty U_{sk} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	Požadované hodnoty $U_{N,20}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	
Dřevěné okno s trojsklem	0,93	1,50
Francouzské okno	0,93	1,50
Dřevěné vchodové dveře	1,00	1,70
Dřevěné vnitřní dveře	2,00	-

5. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT OBJEKTU

Výpočet tepelných ztrát budov se v České republice od roku 1994 do 1. 9. 2008 řídil normou ČSN 06 0210 „Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění“, která předpokládá kvazistacionární podmínky při nepřerušovaném vytápění a sloužila tak jako podklad pro dimenzování otopných soustav ústředního vytápění. V rámci vstupu do Evropské unie však bylo nutné českou normu sjednotit s evropskou normou EN 12831, která stanovuje postup výpočtu pro země evropské unie. V dubnu 2005 byla tedy v platnost uvedena norma ČSN EN 12831 „Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu“ a nahradila tak normu ČSN 06 0210 [1].

Hlavním rozdílem mezi dvěma zmíněnými normami je problematika tepelných mostů. Tepelný most je místo v konstrukci, ve kterém dochází k většímu tepelnému toku, než v bezprostředním okolí tohoto místa. Tepelné mosty se tak negativně podílejí na energetické bilanci budovy. Vzhledem k tomu, že norma ČSN 06 0210 na rozdíl od ČSN EN 12831 tepelné mosty zvláště neuvažuje, není tak schopna reagovat na nové trendy ve stavitelství a nové stavební materiály, jejichž pokrok výrazně zvyšuje podíl tepelných mostů na tepelné ztrátě objektu. To se projeví zvláště při výpočtu tepelných ztrát u moderních domů splňujících pasivní, resp. nízkoenergetický standart, u nichž je vliv tepelných mostů na tepelné ztráty nezanedbatelný. Při použití evropské normy ČSN EN 12831 pro výpočet tepelné ztráty u starších domů, nebo domů nesplňujících nízkoenergetický standart však vycházejí hodnoty tepelné ztráty oproti české normě ČSN 06 0210 vyšší o 10 až 40 %. To má za následek zbytečné předdimenzování otopné soustavy a zdroje tepla pro vytápění. Z tohoto důvodu se v praxi používají souběžně obě normy, a to s ohledem na konkrétní objekt, pro který se tepelná ztráta počítá [1].

V mé práci při výpočtu tepelných ztrát postupuji dle ČSN EN 12831 [6]. Pro zahrnutí tepelných mostů do výpočtu jsem použil zjednodušenou metodu pro stanovení lineárních tepelných ztrát, která počítá s korigovaným součinitelem prostupu tepla. Ten odpovídá hodnotě součinitele prostupu tepla podle ČSN 73 0540-4 [6].

5.1. Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru dle ČSN EN 12831 [6] je složena z návrhové ztráty prostupem tepla a návrhové tepelné ztráty větráním vytápěného prostoru.

$$\phi_i = \phi_{T,i} + \phi_{V,i} , \quad (5.1)$$

kde

Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	[W]

5.2. Výpočet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru se vypočítá podle následující rovnice:

$$\phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) , \quad (5.2)$$

kde

$\phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	[W]
$H_{T,ie}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes obvodové konstrukce	[W.K ⁻¹]
$H_{T,iue}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes nevytápěný prostor	[W.K ⁻¹]
$H_{T,ig}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu	[W.K ⁻¹]
$H_{T,ij}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedícího vytápěného prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu	[W.K ⁻¹]
$\theta_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru	[°C]
θ_e	venkovní oblastní výpočtová teplota	[°C]

5.2.1. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes obvodové konstrukce

Tento výpočet je platný pro ty stavební části a lineární tepelné mosty budovy, které oddělují vytápěný prostor od venkovního prostředí.

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k * U_k * e_k + \sum_l \psi_l * l_l * e_l , \quad (5.3)$$

kde

$H_{T,ie}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes obvodové konstrukce	$[\text{W.K}^{-1}]$
A_k	plocha stavební části (k)	$[\text{m}^2]$
U_k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
e_k, e_l	korekční součinitel na povětrnostní vlivy při uvažování klimatických jevů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru apod. (příloha ČSN EN 12831)	$[-]$
l_l	délka lineárních tepelných mostů mezi vnitřním a venkovním prostředím	$[\text{m}]$
ψ_l	součinitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu viz EN ISO 14683 pro hrubé stanovení přes tabelované hodnoty, nebo pro „přesný“ výpočet EN ISO 10211-2	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$

Součinitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu může být dle ČSN EN 12831 [6] stanoven dvěma způsoby. Prvním způsobem, který slouží pro hrubé stanovení přes tabelované hodnoty uvedené v EN ISO 14683. A druhým, přesnějším způsobem podle EN ISO 10211-2. Přesný výpočet dává smysl u pasivních domů, kde tepelné mosty hrají důležitou roli, eventuálně u domů s nulovou spotřebou energie.

Pokud ovšem neznám přesné řešení tepelných mostů, nebo v případě kdy je stavba provedena jinak než udává výkresová dokumentace, stává se pro mě výpočet zdoluhavý a zbytečně zatěžující. Jelikož počítám sice přesně, ale s nepřesnými čísly. Norma mi v tom případě poskytuje tu možnost, použít zjednodušenou metodu. Já pro následující výpočty použiji zjednodušenou metodu podle Prof. Vaverky.

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb} , \quad (5.4)$$

kde

U_{kc}	celkový korigovaný součinitel prostupu tepla stavební části, který zahrnuje lineární tepelné mosty	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
U_k	součinitel prostupu tepla stavební části	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
ΔU_{tb}	korekční součinitel prostupu tepla závisící na druhu stavební části dle ČSN EN ISO 730540-4	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$

Po zavedení korigovaného součinitele prostupu tepla stavební části se výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy zjednoduší a pro výpočet bude platit vztah:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k * U_k * e_k + \sum_l \psi_l * l_l * e_l = \sum_k A_k * (U_{kc}) * e_k \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.5)$$

5.2.2. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes nevytápěný prostor

V případě, že se mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředím nachází nevytápěný prostor, počítá se návrhový součinitel tepelné ztráty prostupem tepla následujícím způsobem:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k * U_k * b_u + \sum_l \psi_l * l_l * b_l = \sum_k A_k * (U_{kc}) * b_u \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1}], \quad (5.6)$$

kde

b_u opravný součinitel zahrnující rozdíl teplot mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou [-]

Je-li teplota nevytápěného prostoru θ_U stanovená, nebo navržená podle návrhových podmínek stanovíme opravný součinitel podle:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_U}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (5.7)$$

kde

θ_U teplota nevytápěného prostoru [°C]

Je-li θ_U neznámá, musíme součinitel b_u vypočítat z tepelné bilance:

$$b_u = \frac{H}{H_{iu} - H_{ue}} \quad [-] \quad (5.8)$$

5.2.3. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu

K tepelné ztrátě do zeminy dochází přes základové stěny a podlahy, které jsou v kontaktu se zeminou. Velikost této ztráty závisí na více faktorech. Ty obsahují plochu a obvod podlahové desky, hloubku podlahy pod úrovní zeminy a tepelné vlastnosti zeminy. Dle [6] se hodnota tepelné ztráty do zeminy stanoví dle EN ISO 13370, a to podrobným výpočtem, nebo dále uvedeným zjednodušeným výpočtovým postupem.

$$H_{T,ig} = f_{g1} * f_{g2} * (\sum_k A_k * U_{equiv,k}) * G_w, \quad (5.9)$$

kde

$H_{T,ig}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu	[W.K ⁻¹]
f_{g1}	opravný součinitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty (příloha ČSN EN 12831), v našich podmínkách cca 1,45	[-]
f_{g2}	opravný součinitel na průměrnou venkovní teplotu zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou (nebo lépe za OO) venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou	[-]
A_k	plocha stavebních částí, které se dotýkají zeminy	[m ²]
$U_{equiv,k}$	ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavebních částí, stanovený dle parametru B'	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
G_w	korekční součinitel zohledňující vliv spodní vody	[-]

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (5.10)$$

kde

$\theta_{m,e}$	průměrná roční venkovní teplota	[°C]
----------------	---------------------------------	------

Hodnoty ekvivalentního součinitele $U_{equiv,k}$ prostupu tepla stanovuje ČSN EN 12831, dle typologie podlahy, a to v závislosti na součiniteli prostupu tepla podlahy a parametru B', který je určen rovnicí:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 - P}, \quad (5.11)$$

kde

B'	charakteristický parametr	[m]
A_g	plocha uvažované podlahové konstrukce. Pro budovu je to celková půdorysná plocha objektu, pro část budovy je to plocha jen uvažované části	[m ²]
P	obvod uvažované podlahové konstrukce. Pro celou budovu je to obvod celé budovy, pro část budovy je to délka obvodových stěn, které zasahují do venkovního prostředí	[m]

Vliv spodní vody se při výpočtu uvažuje jen tehdy, pokud je vzdálenost mezi předpokládanou hladinou spodní vody a úrovní základů menší než jeden metr. V tom případě by dle ČSN EN 12831 [6] byla hodnota korekčního činitele $G_w = 1,15$. V případě, kdy je vzdálenost větší, nemusíme korekci uvažovat a hodnota činitele $G_w = 1,0$.

5.2.4. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedícího vytápěného prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu

Tento součinitel vyjadřuje tok tepla prostupem mezi dvěma prostory vytápěnými na výrazně odlišnou teplotu. Tímto prostorem může být například koupelna uvnitř funkční části budovy.

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} * A_k * U_k, \quad (5.12)$$

kde

$H_{T,ij}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedícího vytápěného prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu	[W.K ⁻¹]
$f_{i,j}$	teplotní opravný činitel, který koriguje rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtové teploty	[-]

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{vytápěného\ souseďního\ prostoru}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad [-] \quad (5.13)$$

kde

$\theta_{vytápěného\ souseďního\ prostoru}$ teplota souseďního vytápěného prostoru [°C]
(volíme podle ČSN 06 0210)

Pokud hodnota teplotního redukčního činitele $f_{i,j}$ vyjde záporná, znamená to, že tepelný tok probíhá opačným směrem a celková tepelná ztráta daného prostoru je tak zmenšena o tepelné zisky ze souseďního prostoru.

5.3. Výpočet návrhové tepelné ztráty větráním

Tepelná ztráta větráním odpovídá potřebnému výkonu na ohřev venkovního vzduchu, který vnikne do budovy z důvodu infiltrace, nebo větrání za účelem výměny vzduchu z hygienických důvodů. Pro výpočet návrhové tepelné ztráty větráním tak dle [6] platí rovnice:

$$\phi_{V,i} = H_{V,i} * (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (5.14)$$

kde

$\Phi_{V,i}$ návrhová tepelná ztráta větráním [W]
 $H_{V,i}$ součinitel návrhové tepelné ztráty větráním [W.K⁻¹]
 $\theta_{int,i}$ vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru [°C]
 θ_e venkovní oblastní výpočtová teplota [°C]

5.3.1. Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním

Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním závisí na objemovém toku větraného vzduchu a vypočte se dle rovnice:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i * \rho * c_p, \quad [W.K^{-1}] \quad (5.15)$$

kde

\dot{V}_i objemový průtok vzduchu [m³.s⁻¹]
 ρ hustota vzduchu při $\theta_{int,i}$ [W.m⁻².K⁻¹]

c_p měrná tepelná kapacita vzduchu při $\theta_{int,i}$ [-]

Pro zjednodušení výpočtu se uvažují konstantní hodnoty ρ a c_p a rovnice pro výpočet se tak zjednoduší na tvar:

$$H_{V,i} \approx \dot{V}_i * 0,34, \quad [\text{W.K}^{-1}] \quad (5.16)$$

kde v tomto zjednodušeném vztahu je nutno za \dot{V}_i dosazovat v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Výpočet výměny vzduchu závisí na způsobu, jakým je vzduch do uvažovaného prostoru přiváděn. Norma ČSN EN 12831 rozlišuje výpočtový postup pro přirozené větrání a nucené větrání. V případě budovy, která je předmětem této práce, není větrací soustava k výměně vzduchu instalována. Bude docházet pouze k přirozenému větrání. Lze tak předpokládat, že přiváděný vzduch má tepelné vlastnosti vzduchu venkovního a tepelná ztráta je úměrná rozdílu teplot vnitřní a venkovní výpočtové teploty.

Pro stanovení hodnoty výměny vzduchu je třeba rozlišit výměnu vzduchu infiltrací spárami, styky obvodového pláště budovy a minimální výměnu vzduchu, která je požadovaná z hygienických důvodů. Pro výpočet měrné tepelné ztráty se poté vezme větší z těchto dvou hodnot. S ohledem na minimální hodnoty průvzdušnosti moderních oken a dveří, kterými je dům osazen, bude velikost výměny vzduchu infiltrací vždy menší než minimální výměna vzduchu požadovaná z hygienických důvodů. Hodnota výměny vzduchu tak byla v této studii počítána pro všechny prostory domu na základě [6] dle rovnice:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{min,i} = n_{min} * V_i, \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (5.17)$$

kde

$\dot{V}_{min,i}$ minimální hygienické množství vzduchu $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$

n_{min} minimální hygienická intenzita výměny vzduchu za hodinu $[\text{h}^{-1}]$

V_i objem vytápěné místnosti $[\text{m}^3]$

Tab. 5.1 Minimální intenzita výměny vzduchu přirozeného větrání

Druh místnosti	$n_{min} [h^{-1}]$
Obytná místnost	0,5
Kuchyně, koupelna s oknem, WC	1,5
Kanceláře	1,0
Zasedací místnosti, učebny	2,0

5.4. Výpočet návrhového tepelného výkonu

Návrhový tepelný výkon jednotlivých vytápěných prostor i celého domu je třeba vypočítat pro dimenzování otopných těles a zdroje tepla pro vytápění. Jedná se o prostý součet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla, návrhové tepelné ztráty větráním a zátopového výkonu, jeho hodnotu pro vytápěný prostor určuje rovnice:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \quad (5.18)$$

kde

$\Phi_{HL,i}$	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{RH,i}$	zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]

Zátopový tepelný výkon slouží pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění. Prostory s přerušovaným vytápěním vyžadují tento tepelný výkon pro dosažení požadované výpočtové vnitřní teploty po útlumu. Zátopový tepelný výkon závisí na mnoha činitelích jako například na akumulacích vlastnostech stavebních částí, době zátopu, teplotním poklesu po dobu útlumu a dalších. Norma ČSN EN 12831 [6] stanovuje zjednodušenou metodu pro jeho výpočet:

$$\Phi_{RH,i} = A_i * f_{RH}, \quad (5.19)$$

[W]

kde

A_i	plocha podlahy vytápěného prostoru	[m ²]
f_{RH}	opravný součinitel, který závisí na době zátoku a předpokládaném poklesu vnitřní teploty v útlumové době (volí v rozmezí 2 až 45)	[W.m ⁻²]

Pro funkční část budovy nebo pro celou budovu se tepelný výkon vypočte jako součet celkových návrhových tepelných ztrát jednotlivých prostor a součtu zátokových výkonů dle:

$$\phi_{HL} = \sum \phi_{T,i} + \sum \phi_{V,i} + \sum \phi_{RH,i} , \quad (5.20)$$

kde

ϕ_{HL}	tepelný výkon budovy nebo její funkční části	[W]
$\sum \phi_{T,i}$	suma tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostor s výjimkou tepla sdíleného uvnitř funkčních částí budovy	[W]
$\sum \phi_{V,i}$	suma tepelných ztrát větráním všech vytápěných prostor s výjimkou tepla sdíleného uvnitř funkčních částí budovy	[W]
$\sum \phi_{RH,i}$	suma tepelných zátokových výkonů všech vytápěných prostor	[W]

U rodinného domu, který je předmětem této studie, se nepředpokládá přerušované vytápění a zátokový tepelný výkon tak nebude ve výpočtu uvažován. Vztah pro výpočet tepelného výkonu potřebného pro zajištění tepelné pohody v uvažovaném domě se zjednoduší na tvar:

$$\phi_{HL} = \sum \phi_{T,i} + \sum \phi_{V,i} , \quad [W] \quad (5.21)$$

Výpočet tepelných ztrát objektu jsem provedl v souladu s výše uvedeným postupem na základě normy ČSN EN 12831 [6].

Tab. 5.2 s výpočtem celkové návrhové tepelné ztráty pro místnost 101 je uvedena níže. Ostatní místnosti jsou vypočteny stejným způsobem a jsou uvedeny v [P2].

Tab. 5.2 Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty místnosti 101 [P2]

Místnost 101-												θ_{int} [°C]	20
H_{Tg} - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy													
Stavební konstrukce	Délka nebo šířka [m]	Výška [m]	Počet [ks]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů A _g [m ²]	U _k [W/m ² ·K]	ΔU_{to} [W/m ² ·K]	U [W/m ² ·K]	A _g U	H _{Tg} [W/K]		
STR	-	-	-	72,33	0	72,33	0,15	0,1	0,25	18,3			
SO	18,95	3,05	1	57,80	14,97	42,83	0,23	0,1	0,33	14,0			
OKN1	1,7	1,5	3	7,65	0	7,65	0,93	0,1	1,03	7,9		48	
OKNF	2,2	2,35	1	5,17	0	5,17	0,93	0,1	1,03	5,3			
DVE1	1,05	2,05	1	2,15	0	2,15	1	0,1	1,10	2,4			
H_{Tge} - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka nebo šířka [m]	Výška [m]	Počet [ks]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů A _g [m ²]	U _k [W/m ² ·K]	ΔU_{to} [W/m ² ·K]	U [W/m ² ·K]	A _g U	b _g	H _{Tg} [W/K]	
SV1	5,1	3,05	1	15,56	3,55	12,01	0,31	0,1	0,41	4,9			
SV2	1	3,05	1	3,05	0	3,05	0,49	0,1	0,59	1,8		0,63	
DVE2	0,9	1,97	2	3,55	0	3,55	2	0,1	2,10	7,4		8,86	
H_{Tge} - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka nebo šířka [m]	Výška [m]	Počet [ks]	Plocha A _g [m ²]	Char. obvod P [m]	Parametr B [m]	U _k [W/m ² ·K]	U _{equiv,k} [W/m ² ·K]	A _g U _{equiv,k}	G _w	f _{g2}	H _{Tg} [W/K]	
PODL	-	-	-	72,33	18,95	7,6	0,42	0,27	19,53	1	0,490625	13,89	
H_{Tji} - Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K]													
Stavební konstrukce	Délka nebo šířka [m]	Výška [m]	Počet [ks]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů A _g [m ²]	Plocha bez otvorů A _g [m ²]	U _k [W/m ² ·K]	A _g U _k	$\theta_{sousedni}$	f _{ji}	H _{Tj} [W/K]		
SV2	2,10	3,05	3	6,41	0	6,41	0,49	3,16	24	-0,13	-0,39		
Φ_{Tj} - Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla [W]													
2247													
V_{inf} - Infiltrace obvodovým pláštěm budovy													
plocha podlahy [m ²]	výška [m]	V _l - Objem [m ³]	A ₅₀	e _l - stínící činitel	e _l - výškový korekční činitel	V _{inf} - Infiltrace obvodovým pláštěm budovy [m ³ /hod]	θ						
V_{min} - minimální hygienické množství [m ³ /hod]													
plocha podlahy [m ²]	výška [m]	V _l - Objem [m ³]	ρ_{min} - min. intenzita výměny venkovního vzduchu [hod ⁻¹]	0,5		V _{min} [m ³ /hod]							
72,33	3,05	220,6				110,3							
$V_i = \max\{V_{inf}, V_{min}\}$ [m ³ /hod]													
110,3			$\rho_{c,p}$	0,34		H _{Tj} [W/K] - součinitel návrhové tepelné ztráty větráním							
Φ_{vj} - Návrhová tepelná ztráta větráním [W]													
37,50													
Φ_{vj} - Návrhová tepelná ztráta větráním [W]													
1200													
Φ_i - Celková návrhová tepelná ztráta [W]													
3450													

6. VOLBA OTOPNÉ SOUSTAVY

Otopná soustava se skládá ze tří základních vzájemně propojených prvků. Prvním prvkem je zdroj tepla, zastoupený ve většině případů jednou z variant:

- plynový kotel (standardní, nízkoteplotní a kondenzační)
- kotel na tuhá paliva
- elektrokotel
- tepelné čerpadlo (země – vzduch, vzduch – vzduch, voda – voda a jiné)

Druhým základním prvkem každé otopné soustavy je potrubní síť. Rozdělená podle způsobu propojení otopných těles, pracovní teploty, konstrukce expanzní nádoby, oběhu vody či materiálu rozvodu.

Třetím základním prvkem jsou otopné plochy (tělesa). Jakékoliv otopné těleso, které z obsáhlé nabídky na trhu vybereme, ať článkové, deskové, trubkové nebo konvektor.

Otopná soustava se dále skládá z mnoha doplňujících prvků, například pojistné systémy, armatury, čerpadla, prvky pro měření. Volba otopné soustavy musí vycházet z konkrétních požadavků pro danou budovu. Měla by zohledňovat jak umístění, účel a provoz objektu, konstrukci budovy z hlediska tepelně technických vlastností atd.

V podstatě se jedná o volbu jednotlivých parametrů soustavy z hlediska minimalizace provozních a pořizovacích nákladů s ohledem na specifické podmínky daného objektu a zajištění tepelného komfortu ve vytápěných prostorech [7].

6.1. Tepelná pohoda

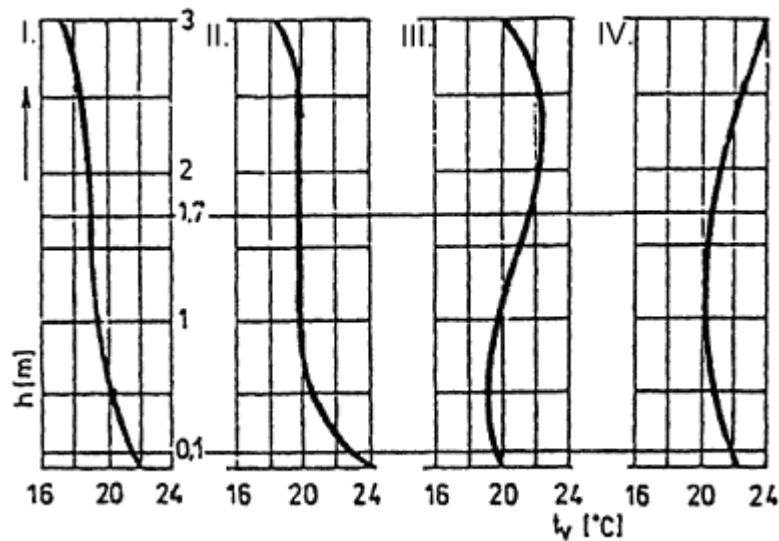
Celý otopný systém má za úkol zajistit tepelnou pohodu v objektu. To znamená, že musí být zajištěn takový stav prostředí, kdy člověku není ani chladno ani příliš teplo.

Hlavními faktory, ovlivňující tepelnou pohodu člověka jsou:

- činnost vyjádřena metabolickým tepelným tokem q_m [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
- tepelný odpor oblečení R_{ob} [$\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$]
- teplota vnitřního vzduchu t_i [$^{\circ}\text{C}$]

- střední radiační teplota t_r [°C]
- rychlost proudění vzduchu w [m.s⁻¹]
- relativní vlhkost vzduchu φ [%]

Tepelnou pohodu také ovlivňuje prostorové rozložení teplot. Vertikální rozložení teplot můžeme vidět na Obr. 6.1.



Obr. 6.1 – Vertikální průběh teploty vzduchu ve vytápěné místnosti při různém způsobu vytápění [2]

- | | |
|------|--|
| I. | ideálně požadovaný průběh |
| II. | podlahové vytápění s ochlazovaným stropem. |
| III. | člákové otopné těleso |
| IV. | stropní vytápění |

V ideálním případě, jak je vidět na Obr. 6.1, by měla teplota s výškou místnosti klesat tak, aby v oblasti hlavy stojícího člověka byla teplota vzduchu minimálně o 2 °C nižší než v oblasti kotníků, což nám říká i staré známé pořekadlo „Chce to chladnou hlavu a nohy v teple.“ Ideálnímu stavu se nejvíce blíží podlahové vytápění [5].

6.2. Typ otopné soustavy

- Dělení podle zajištění oběhu otopné vody
 - soustavy s přirozeným oběhem
 - soustavy s nuceným oběhem
- Dělení podle provedení hlavního rozvodu
 - soustavy se spodním rozvodem
 - soustavy s horním rozvodem
 - soustavy s kombinovaným rozvodem
- Dělení podle rozvodu k jednotlivým OT
 - vertikální
 - horizontální
 - hvězdicové
 - smíšené
- Dělení podle způsobu přívodu a odvodu otopné vody k/z otopných těles
 - dvoutrubkové
 - protiproudé
 - souproudé
 - jednostrubkové
 - bez obtoků těles (průtočné, se čtyřcestnými armaturami)
 - s obtoky těles
- Dělení podle spojení s atmosférou
 - teplovodní otopné soustavy otevřené
 - teplovodní otopné soustavy uzavřené
- Dělení podle teploty teplotnosné látky
 - otopné soustavy nízkoteplotní do 65 °C
 - otopné soustavy teplovodní do 110 °C
 - otopné soustavy horkovodní nad 110 °C

Vzhledem k tepelně technickým a dispozičním požadavkům objektu jsem pro tento rodinný dům zvolil uzavřenou, nízkoteplotní, dvoutrubkovou otopnou soustavu, horizontální, protiproudou s nuceným oběhem vody a otopnými tělesy v každé vytápěné místnosti.

6.3. Teplota teplotnosné látky

Každá otopná soustava vzhledem ke zdroji tepla a otopným plochám musí být řešena individuálně. Optimální ochlazení (teplotní spád) otopných ploch přímo ovlivňuje průtok teplotnosné látky. Principiálně by měly být voleny takové parametry, které zajistí, že při určité změně průtoku dojde i ke stejné změně tepelného výkonu. V tomto případě volím teplotní spád soustavy 55/45 °C, což odpovídá optimálnímu teplotnímu spádu pro kondenzační kotel.

6.4. Volba materiálu potrubní sítě

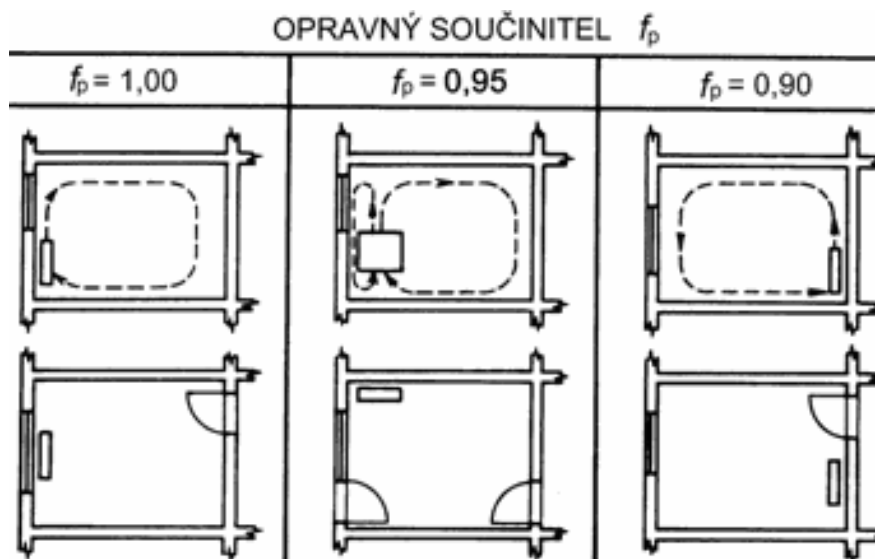
V dnešní době může být rozvodné potrubí z všemožných materiálů. Mezi nejčastěji používané materiály však patří plast, vícevrstvé potrubí či měď a ocel. Každý z materiálů má však jiné mechanické vlastnosti, na které musím při návrhu dbát. Potrubí z kovových materiálů je samonosné a má menší teplotní délkovou roztažnost, můžu ho tedy díky tomu volně vést pod stropem. Plastové rozvody je potřeba chránit, protože mají velkou teplotní délkovou roztažnost a mohly by se díky tomu, vlivem zahřátí mechanicky poškodit. Každý materiál má jinou teplotní odolnost, teplotní délkovou roztažnost, mechanickou pevnost a odolnost, odolnost vůči korozi, difuzní odolnost vůči kyslíku a montážní omezení. Pokud tedy budu chtít některou z daných výhod těchto různých materiálů využít, musím to zohlednit již při tvorbě návrhu [7].

Jako materiál rozvodu pro tento rodinný dům jsem volil vícevrstvé plasto-hliníkové potrubí MLC od firmy Uponor [P11]. Jedná se o nejnovější generaci z výše uvedených typů materiálů. Potrubí se vyrábí z polyethylenu metodou vytlačování, v jehož průběhu se zavádí hliníková páska ve formě svinuté trubky, svařené ultrazvukem (čímž se získá těsný podélný svar), následně oboustranně pokryté pojivem a vrstvami polyethylenu vhodné tloušťky. Použití materiálů s tak rozdílnými vlastnostmi umožnilo získat potrubí s velmi příznivými parametry pro vodovodní instalace a ústřední vytápění. Dle platných norem a předpisů, musí být potrubí izolováno, bude tedy opatřeno návlekovou tepelnou izolací TUBEX od firmy Spur [P12].

6.5. Umístění otopných těles

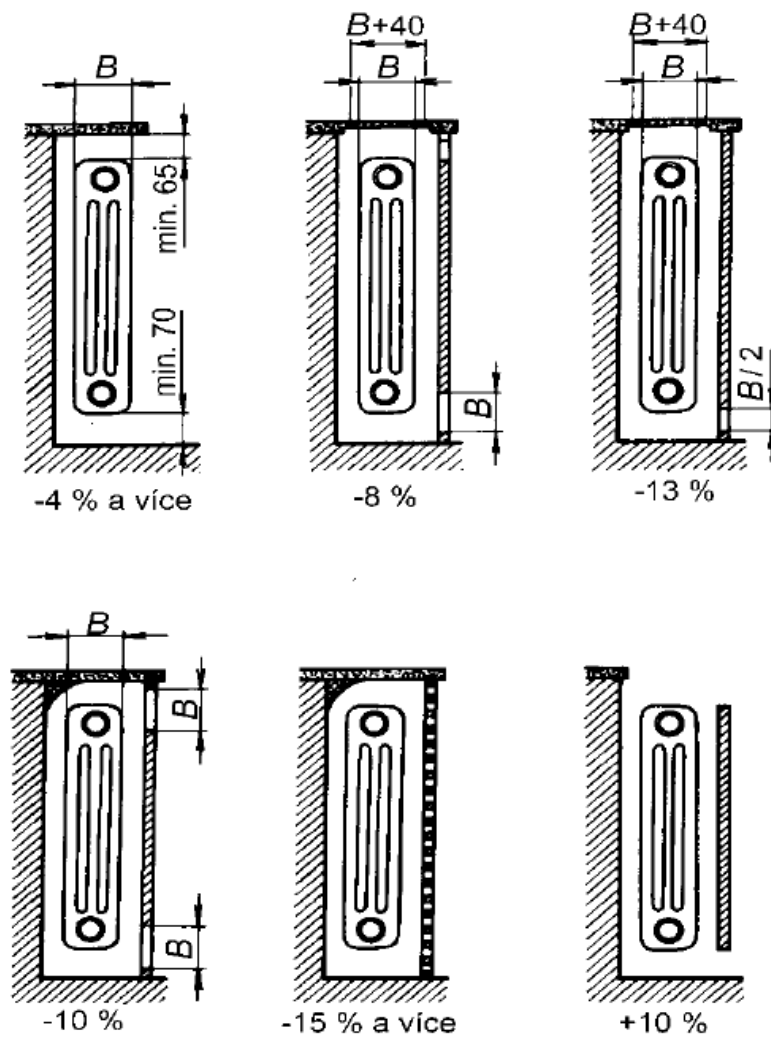
Umístění otopných těles má bez pochyby značný vliv na tepelnou pohodu vytápěného prostoru. Pouze postačující hodnota výkonu otopného tělesa ještě nemusí zaručovat dosažení tepelné pohody. Při nesprávném umístění do prostoru, nebo například zastíněním jedné ze stran otopného tělesa, mohou přijít až o desítky procent jejich tepelného výkonu.

Otopná tělesa umisťují pokud možno k ochlazované ploše, což je plocha mezi vytápěnou místností a venkovním prostředím. Pokud otopné těleso není umístěno na ochlazované stěně, změní se teplotní a rychlostní pole a stejně tak i výkon tělesa. Změna (snížení) tepelného výkonu otopného tělesa v závislosti na jeho umístění ve vytápěném prostoru je vyjádřena opravným součinitelem na umístění tělesa f_p . Obr. 6.2 zobrazuje hodnoty f_p při různém umístění otopného tělesa v prostoru [4].



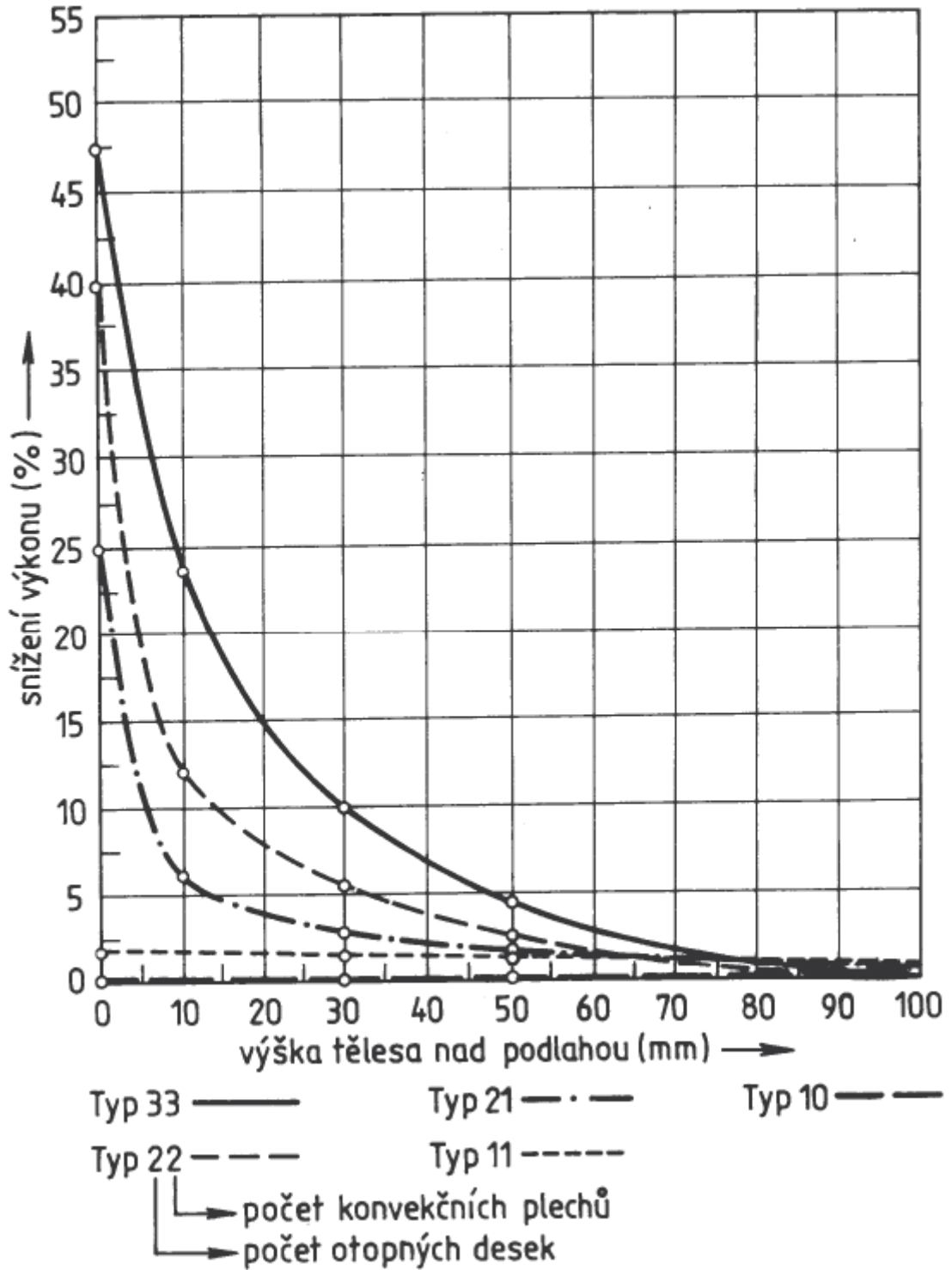
Obr. 6.2 – Opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru [4]

Dalším důležitým kritériem je umístění otopného tělesa pod okno, přičemž délka tělesa by měla být minimálně stejně dlouhá jako je délka okna. Teplý konvekční proud je pak schopen obrátit a promísit chladné padající proudy od ochlazované okenní plochy. Takto dojde k zabránění vzniku lokální tepelné nepohody způsobené chladnými padajícími proudy, které by „přilnuly“ k podlaze a působily tepelný dis-komfort zhruba do výšky kotníků [4].



Obr. 6.3 – Opravný součinitel na úpravu okolí pro článková otopná tělesa [9]

Umístění otopných těles na jiné stěny než ochlazované, nemožnost umístění tělesa pod okno, nebo zabránění volnému proudění vzduchu kolem otopné plochy nějakou překážkou viz Obr. 6.3 je nutno zohlednit při návrhu výkonu otopných těles. Vlivem uvedených případů může dojít ke snížení výkonu otopných těles, což by mohlo způsobit nedostatečný výkon těles pro vytvoření tepelného komfortu v daném vytápěném prostoru [4].



Obr. 6.4 – Změna tepelného výkonu otopného tělesa s výškou tělesa nad podlahou [9]

6.6. Návrh otopných těles

Základním požadavkem na otopná tělesa (OT) je, aby jejich tepelný výkon dokázal pokrýt tepelné ztráty dané místnosti a nám přinesl tepelnou pohodu. Zvolil jsem tři typy otopných ploch. Jako základní typ deskových otopných těles jsem zvolil RADIK VK/VKL od firmy KORADO [P13]. Všechna tato desková otopná tělesa, která jsou umístěna pod oknem, jsem se snažil navrhovat s ohledem na tepelnou pohodu uživatele a to tak, aby jejich délka byla minimálně stejně dlouhá jako délka okna. Výška otopných těles je v celém objektu stejná a to 500 mm. Výška těles byla zvolena tak, aby tělesa mohla být umístěna nejméně 150 mm nad podlahou a nejméně 150 mm pod parapetem, aby nedocházelo ke zbytečným ztrátám na výkonu OT. Jako druhý typ jsem do koupelen umístil trubková otopná tělesa KORALUX LIMEAR COMFORT od stejného výrobce [P14]. Posledním typem použitých otopných ploch je konvektor KORAFLEX FV taktéž od firmy KORADO [P15]. Umístil jsem ho do dvou místností, kde jsou umístěna francouzská okna, aby pokryl tepelné ztráty z velkých prosklených ploch.

Desková otopná tělesa jsou připojena k otopné soustavě pomocí regulačních šroubení Regulux od firmy IMI HEIMEIER [P16]. Mají regulační, uzavírací, napouštěcí i vypouštěcí funkci, takže lze například otopná tělesa odstavit od soustavy a zajistit jejich údržbu. Dále mají tato tělesa v provedení VENTIL KOMPAKT zabudovaný vnitřní rozvod, který je při kompletaci OT osazen ventilem.

Trubková otopná tělesa jsou připojena pomocí tzv. HM ARMATURY od firmy KORADO. V těle armatury je integrován ventil a regulační uzavírací šroubení, lze tedy odpojit otopné těleso od otopné soustavy bez přerušení provozu [P17].

U konvektorů jsem použil na přívodu doporučený termostatický regulační ventil od stejného výrobce, jako jsou samotné konvektory [P15]. A na zpátečce jsou výše uvedené regulační šroubení Regulux [P16].

6.7. Přepočítání výkonu otopných těles

Dle norem musí výrobce OT udávat jmenovitý výkon tělesa při jmenovitých podmínkách. Výkon OT se zkouší v kalorimetrické komoře při jmenovitém teplotním spádu 75/65 °C a jmenovité teplotě v komoře 20 °C. V případě, že je otopná soustava

provozována při jiných podmínkách je třeba výkony OT přepočítat na skutečné teplotní podmínky [4].

Výrobci otopných těles musí udávat jejich jmenovitý výkon při jmenovitých podmínkách. Ten se stanovuje v kolorimetrické komoře za jmenovitých podmínek, při teplotním spádu 75/65 °C a teplotě v komoře 20 °C. Pokud bude těleso provozováno v jiných podmínkách, je potřeba jeho jmenovitý výkon přepočítat.

Jmenovitý výkon otopného tělesa přepočítám pomocí následující rovnice:

$$Q = k * S * (t_{wm} - t_i) , \quad (6.1)$$

kde

Q	teplený výkon otopného tělesa	[W]
k	součinitel prostupu tepla tělesem	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
S	teplosměnná plocha tělesa na straně vzduchu	[m ²]
t_{wm}	střední teplota vody v otopném tělese	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]

Jmenovité podmínky jsou označeny indexem N :

$$t_{w1N} = 75 \text{ °C} , t_{w2N} = 65 \text{ °C} , t_{iN} = 20 \text{ °C} ,$$

kde

t_{w1N}	jmenovitá teplota otopné vody na vstupu do OT	[°C]
t_{w2N}	jmenovitá teplota otopné vody na výstupu z OT	[°C]

Změna velikosti výkonu otopného tělesa je dána poměrem skutečného a jmenovitého výkonu:

$$\frac{Q_{sk}}{Q_N} = \frac{k * S_L * (t_{wm} - t_i)}{k_N * S_{LN} * (t_{wmN} - t_{iN})} , \quad (6.2)$$

kde

Q_{sk}	skutečný tepelný výkon OT	[W]
Q_N	jmenovitý tepelný výkon OT (naměřený při jmenovitých podmínkách)	[W]

Navržené těleso má teplosměnnou plochu stále stejnou $S_L = S_{LN}$ a změnu součinitele prostupu tepla způsobenou změnou teplotních parametrů lze postihnout exponenciální funkcí:

$$\frac{Q_{sk}}{Q_N} \approx \left[\frac{t_{wm} - t_i}{t_{wmN} - t_{iN}} \right]^n = \left[\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right]^n, \quad (6.3)$$

kde

n	teplotní exponent OT (vyjadřuje změnu součinitele prostupu tepla)	[-]
Δt	rozdíl teplot	[K]

Abych spočítal skutečný tepelný výkon otopného tělesa, musím při přepočtu zohlednit i jiné faktory, které zohledňuji pomocí opravných součinitelů:

$$Q_{sk} = Q_N * f_{\Delta t} * f_x * f_o * f_n * f_m * f_p, \quad [W] \quad (6.4)$$

kde

$f_{\Delta t}$	opravný součinitel na teplotní rozdíl	[-]
f_x	opravný součinitel na připojení tělesa	[-]
f_o	opravný součinitel na úpravu okolí	[-]
f_n	opravný součinitel na počet článků	[-]
f_m	opravný součinitel na odlišný hmotnostní průtok	[-]
f_p	opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru	[-]

Za pomoci těchto opravných součinitelů jsem schopen přepočítat tepelný výkon otopného tělesa za odlišných podmínek, než jsou jmenovité. Přepočet výkonu závisí na teplotním podílovém součiniteli c , který je dán rovnicí:

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i}, \quad (6.5)$$

kde

c	teplotní podílový součinitel	[-]
-----	------------------------------	-----

Pro $c \geq 0,7$ platí:

$$Q_{sk} = Q_N * \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n \quad (6.6)$$

Opravný součinitel na teplotní rozdíl spočítám:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n \quad (6.7)$$

Aritmetický určený rozdíl teplot spočítám:

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \quad (6.8)$$

Pro $c \leq 0,7$ platí:

$$Q_{sk} = Q_N * \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n = Q_N * f_{\Delta t,ln} , \quad (6.9)$$

kde

$$\Delta t_{ln} \quad \text{logaritmicky určený rozdíl teplot} \quad [\text{K}]$$

$$f_{\Delta t,ln} = \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{N,ln}} \right)^n \quad (6.10)$$

Pro výpočet Δt_{ln} platí vztah:

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln * \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} \quad (6.11)$$

Nyní názorně předvedu postup při přepočtu tepelného výkonu u jednoho z otopných těles. Vybral jsem si deskové otopné těleso v místnosti 107.

MÍSTNOST 107

$\phi_{HL,i} = 770 + 23$	návrhový tepelný výkon místnosti + potřebný výkon na pokrytí
$= 793 \text{ W}$	ztrát okolních místností
$55/45 \text{ }^\circ\text{C}$	teplotní spád
$t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	výpočtová teplota
1700 mm	šířka okna

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} = \frac{45 - 20}{55 - 20} = 0,714 \quad (6.12)$$

Platí, že $c \geq 0,7$ a počítám tedy podle vztahu:

$$Q_{sk} = Q_N * f_{\Delta t} \quad (6.13)$$

Pro který nejdříve musím spočítat opravný součinitel na teplotní rozdíl:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_N} \right)^n = \left(\frac{30}{50} \right)^{1,3334} = 0,506 \quad (6.14)$$

Kde jsou aritmeticky určené rozdíly teplot podle vztahu:

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i = \frac{55 + 45}{2} - 20 = 30 \text{ K} \quad (6.15)$$

$$\Delta t_N = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i = \frac{75 + 65}{2} - 20 = 50 \text{ K} \quad (6.16)$$

Hodnotu teplotního exponentu otopného tělesa $n = 1,3334$ zjistím v technické dokumentaci od výrobce [P13]. Nyní si vyjádřím normovaný tepelný výkon a za výkon skutečný dosadím návrhový tepelný výkon dané místnosti.

$$Q_{sk} = Q_N * f_{\Delta t} \rightarrow Q_N = \frac{Q_{sk}}{f_{\Delta t}} = \frac{793}{0,506} = 1567 \text{ W} \quad (6.17)$$

Na základě tohoto výpočtu bych volil z katalogu výrobce těleso s minimálně nejbližším vyšším tepelným normovaným výkonem [P13]. Ideální by pro to bylo těleso RADIK VK 21 - 500 x 1600 o tepelném normovaném výkonu 1787 W. Pro zaručení tepelné pohody jsem ale volil těleso RADIK VK 21 - 500 x 1800 s tepelným normovaným výkonem 2011 W, které ovšem splňuje požadavek, aby těleso bylo širší, než je šířka okna (1700 mm).

Nyní, pro toto těleso zpátky přepočítám tepelný výkon tělesa za skutečných podmínek provozu:

$$Q_{sk} = Q_N * f_{\Delta t} = 2011 * 0,506 = 1012 \text{ W} \quad (6.18)$$

Otopné těleso bude mít tedy při teplotním spádu 55/45 °C a výpočtové teplotě místnosti 20 °C skutečný tepelný výkon 1012 W.

Tab. 6.1 – Opravný součinitel na úpravu okolí [P4]

místnost	označ. tělesa	ztráta místnosti [W]	kryté místnosti	výkon na krytí okolí, místn. [W]	celkový potřebný výkon [W]	počet těles	potřebný výkon na 1 těleso [W]	výkon reálného tělesa 55/45 [W]	Splněno	šířka okna [mm]	označení
101	OT1	3400		0	3400	3	1130	802	60	0	VK 22 - 500 x 1300
	1396							FV 11/70 - 2000			
	1312							VK 22 - 500 x 1300			
102	OT2	0									
103	OT3	939		0	939	2	465	386	12	0	K17M 1220 - 750
	636							VK 22 - 500 x 900			
104	OT4	1100		0	1100	1	1100	1396	296	0	FV 11/70 - 2000
	739							VK 20 - 500 x 1300			
105	OT7	460	109	22,5	463	1	463	552	290	1700	VK 21 - 500 x 1800
	763							VK 21 - 500 x 1800			
106	OT8	760	109	22,5	763	1	763	1012	220	1700	VK 21 - 500 x 1800
	636							VK 22 - 500 x 900			
108	OT10	739	109	22,5	739	2	396	386	230	700	K17M 1220 - 750
	636							K17M 1220 - 750			
109	OT11	90	bez tělesa		0			bez tělesa		0	
110	OT12	380			380	1	380	428	56	700	K17M 1220 - 750
111		0									

Při návrhu všech otopných těles, obsažených v této práci však tyto přepočty nebyly zapotřebí, protože na stránkách výrobce (KORADO), lze stáhnout výpočtový program s katalogem otopných těles, který dělá přepočet po zadání vstupních hodnot automaticky. Pouze jsem si tedy mé výpočty zkontroloval s hodnotami udávanými výrobcem, a ty se shodovaly. Celkový návrh otopných těles je uveden v [P4].

6.8. Návrh potrubní sítě

Mám čtyři základní výpočtové metody pro návrh potrubní sítě a to:

- Metodu přímé volby dopravního tlaku čerpadla
- Metodu ekonomických rychlostí
- Metodu ekonomických měrných tlakových ztrát

Pro výpočty součástí této práce jsem postupoval dle metody ekonomických rychlostí. U této metody jsem při vysokých rychlostech proudění schopen přenést požadovaný tepelný výkon menšími průměry potrubí a investiční náklady tím budou menší. Nevýhodou této metody je, že při vysokých rychlostech proudění budou vysoké tlakové ztráty a bude nutné použít čerpadlo s vysokým dopravním tlakem. Tím se samozřejmě zvýší na druhou stranu náklady na provoz. Tedy čím větší průměr potrubí, tím dražší pořizovací cena, ale nižší náklady na čerpadlo a jeho provoz a naopak. Mezi těmito extrémny leží právě základ pro použití metody ekonomických rychlostí, která se snaží najít ten optimální střed, mezi investičními a provozními náklady.

Takovým standardem u otopných soustav rodinných domů se považuje rychlost mezi 0,3 až 0,9 m.s⁻¹ [7]. Pro výpočet průměru potrubí pomocí metody ekonomických rychlostí použiji vztah:

$$d_{výpočet} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{w_{ek} \cdot \rho \cdot \pi}}, \quad (6.19)$$

kde

$d_{výpočet}$	vnitřní výpočtový průměr potrubí	[m]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
w_{ek}	ekonomická (optimální) rychlost	[m.s ⁻¹]
ρ	hustota teplotnosné látky	[kg.m ⁻³]

Než začnu počítat, je vhodné si vytvořit přehledné schéma, zakreslené v pravouhlé axonometrii. Mělo by obsahovat skladbu potrubní sítě, místní odpory, otopná tělesa a jejich tepelné výkony. Toto schéma rozdělím na jednotlivé úseky okruhů. Kde úsek je část potrubí se stejným hmotnostním průtokem. Úseky očísloji a uvedu u nich tepelný výkon, který přenášejí a jemu odpovídající hmotnostní průtok [4].

Tepelný výkon, přenášený úsekem se rovná součtu tepelných výkonů těles, která úsek zásobuje.

Pro příklad provedu výpočet pro úsek č. 0, který vede přímo ze zdroje tepla a zásobuje tedy celou otopnou soustavu.

Sečtením všech hmotnostních průtoků otopných těles v soustavě dostanu hodnotu celkového hmotnostního průtoku, odpovídajícímu tepelnému výkonu, který musí tento úsek přenést [4]:

$$\dot{m}_{\dot{u}0} = 0,242 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet hmotnostního průtoku vychází z kalorimetrické rovnice. Je zapotřebí, aby byl dostatečný a bez problému dokázal zásobit tepelným výkonem otopná tělesa. Uvedu příklad pro výpočet OT1.

Skutečný výkon otopného tělesa č. 1 (OT1) [P4]:

$$Q_{OT1} = 802 \text{ W}$$

Z kalorimetrické rovnice vypočítám hmotnostní průtok:

$$Q_{OT1} = \dot{m}_{OT1} * c_w * (t_{w1} - t_{w2}) \quad [\text{W}] \quad (6.20)$$

Upravím:

$$\dot{m}_{OT1} = \frac{Q_{OT1}}{c_w * (t_{w1} - t_{w2})} = \frac{802}{4184 * (55 - 45)} = 0,019 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.21)$$

Stejným způsobem spočítám hmotnostní průtoky všech ostatních otopných těles, výsledky jsou uvedeny v [P5].

Nyní na základě hodnoty spočítaného hmotnostního průtoku pro úsek č. 0, vypočtu dle vztahu (6.19) vnitřní výpočtový průměr potrubí.

Za hodnotu ekonomické rychlosti volím $w_{ek} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_{\text{výpočet}} = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}}{w_{ek} * \rho * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,242}{0,6 * 998 * \pi}} = 22,68 \text{ mm} \quad (6.22)$$

Nyní když mám spočítanou výpočtovou hodnotu vnitřního průměru, vyberu nejbližší normalizovaný průměr zvoleného potrubí. V tomto případě volím potrubí

o rozměrech 32x3 mm s vnitřním průměrem $d = 26$ mm. Poté zpětně pomocí tohoto průměru dokáží spočítat skutečnou rychlost proudění teplotnosné látky.

Dopočítám z upraveného vztahu:

$$w_{sk} = \frac{4 * \dot{m}_{ú0}}{\pi * d^2 * \rho} = \frac{4 * 0,242}{\pi * 0,026^2 * 998} = 0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.23)$$

Stejný způsob aplikuji i při návrhu všech ostatních úseků potrubní otopné sítě. Kvůli přípojovacím rozměrům na otopná tělesa jsem volil nejmenší průměr potrubí 16x2 mm viz [P5], kde jsou dopočítány zbylé úseky a jejich hodnoty. U potrubí menších průměrů z pravidla roste i jeho cena a k připojení otopných těles by bylo potřeba redukci. Z těchto důvodů se menší průměry v praxi nepoužívají.

7. HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ

Abych dokázal zajistit navržené výkonové parametry otopných těles, musí v jednotlivých úsecích proudit dostatečné množství teplotnosné látky. Dostatečně velké průtoky těmito úseky, musím zajistit hydraulickým vyvážením otopné soustavy. Cílem vyvážení soustavy je tedy dostat tlakové ztráty jednotlivých paralelních okruhů otopných těles (při požadovaných průtocích) na úroveň tlakové ztráty hlavní větve. Toho se budu snažit dosáhnout pomocí návrhu jmenovitých světlostí a přednastavením regulačních šroubení a termostatických ventilů.

7.1. Výpočet tlakových ztrát

Pro vyrovnání tlakových poměrů jednotlivých úseků, potřebuji znát jednotlivé ztráty v daných úsecích. Celková tlaková ztráta se skládá z tlakové ztráty třením a místními odpory.

7.1.1. Tlaková ztráta třením

Vlivem proudění teplotnosné látky v potrubí dochází k tlakovému úbytku dp :

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda}{d} * \frac{w^2}{2} * \rho , \quad (7.1)$$

kde

λ	součinitel tření	[-]
w	střední rychlost v úseku potrubí	[m.s ⁻¹]
d	vnitřní průměr potrubí	[m]
ρ	hustota vody (při výpočtu celé otopné soustavy se pracuje s hustotou odpovídající střední teplotě vody v soustavě)	[kg.m ⁻³]

Hustotu vody v závislosti na její teplotě spočítám podle vztahu:

$$\rho_{w,m} = 1003,7 - 0,17265 * t_m - 0,0028136 * t_m^2 , \quad (7.2)$$

kde

$\rho_{w,m}$	hustota vody při střední teplotě vody v soustavě	[kg.m ⁻³]
t_m	střední teplota vody v soustavě	[°C]

A pro nestlačitelné kapaliny podle vztahu:

$$\frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{\lambda}{d} * \frac{w^2}{2} * \rho = R , \quad (7.3)$$

kde

R	tlaková ztráta třením jednoho metru přímého úseku, nazývá se měrná tlaková ztráta či tlakový spád	[Pa.m ⁻¹]
l	délka uvažovaného úseku potrubí	[m]

Pro určení součinitele tření λ jsem použil zjednodušení vztahu pomocí Reynoldsova kritéria Re a relativní drsnosti k/d ve vztahu:

$$\lambda = f(Re, k/d) , \quad [-] \quad (7.4)$$

kde

$$Re = \frac{w*d}{\nu} = \frac{w*d*\rho}{\eta} , \quad [-] \quad (7.5)$$

kde

k	absolutní povrchová drsnost	[m]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]

Kinematickou viskozitu vypočítám v závislosti na teplotě podle vztahu:

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot t_m + 0,000221 \cdot t_m^2} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.6)$$

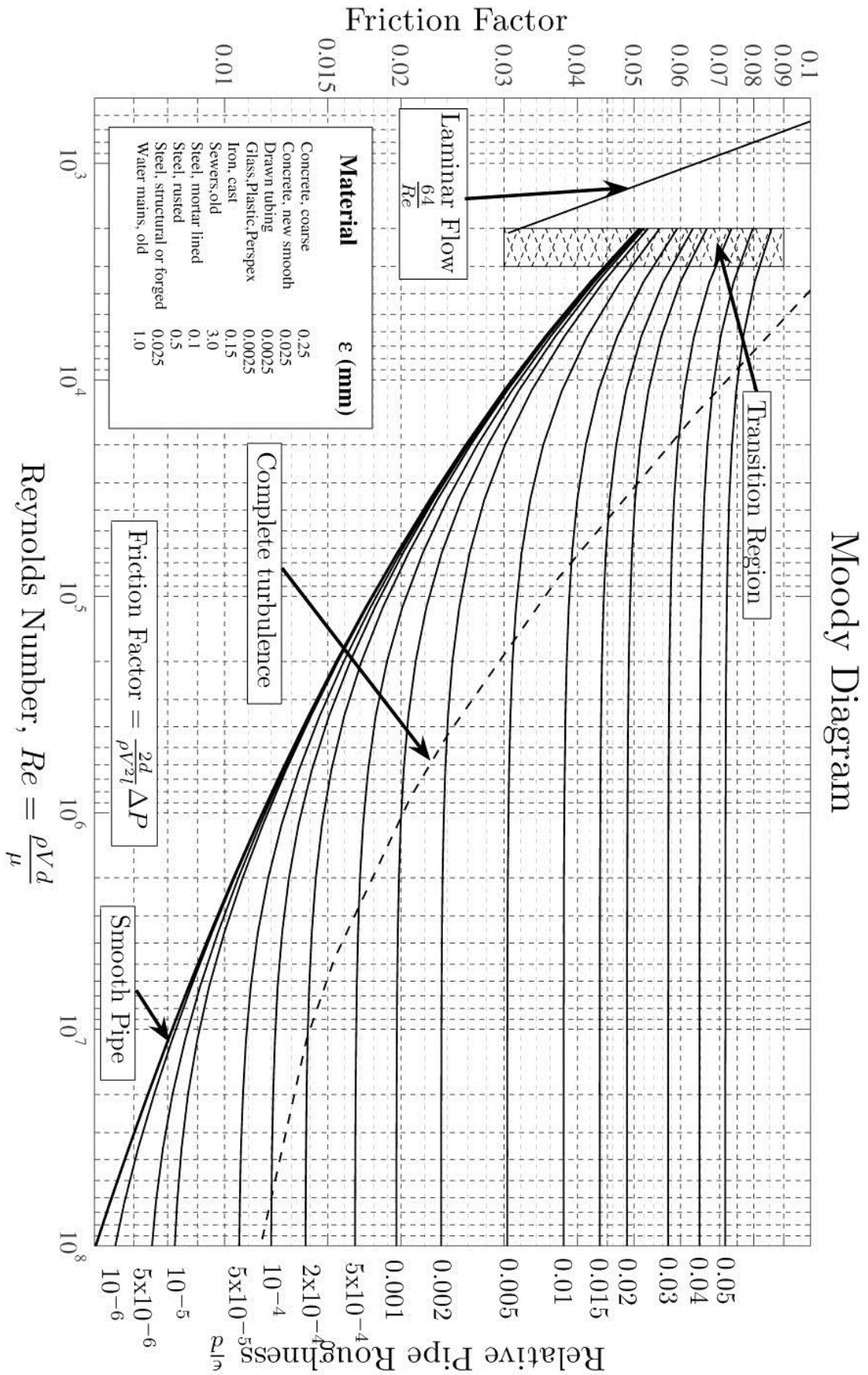
Součinitel tření mohu odvodit buď to graficky z Moody-Colebrookova diagramu na Obr. 7.1, nebo početně. U laminárního proudění ($Re < 2320$) newtonské kapaliny v potrubí, s relativní drsností $k/d < 0,05$ mohu pro výpočet součinitele tření použít vztah:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad [-] \quad (7.7)$$

U turbulentního proudění ($Re > 2320$) nemohu počítat rovnicí pro součinitel tření analyticky, nýbrž musím použít jednu z experimentálně stanovených metod. Při postupu jsem použil vztah, který odvodil Paul Richard Heinrich Blasius pro hydraulicky hladké potrubí ($k = 0$):

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad [-] \quad (7.8)$$

Největším problémem pro výpočet je oblast přechodová. Pro tuto oblast bylo také odvozeno několik desítek rovnic, z čehož nejčastěji používaná je rovnice Colebrookova, tato rovnice je ovšem zapotřebí řešit iterací. Z toho důvodu jsem pro zjednodušení výpočtu přechodové oblasti použil Blasiova vztahu pro hydraulicky hladké potrubí (7.8). Z diagramu na Obr. 7.1 vyplývá, že pro nízké hodnoty Re se křivky pro různé relativní drsnosti přibližují k Blasiově křivce. U velmi nízkých hodnot $Re < 10^3$ pak křivky s Blasiovou křivkou téměř splývají. Pro tento dům zvolený potrubní materiál má povrchovou drsnost $k = 0,004$, k hodnotě vypočtené pomocí Blasiova vztahu připočtu 10 procent, jako kompenzaci s ohledem na reálnou existenci drsnosti potrubí.



Obr. 7.1 – Moody-Colebrook diagram

Úpravou vztahu (7.3) pak získám ztrátu třením pro daný úsek potrubí:

$$\Delta p_{zt} = p_2 - p_1 = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{w^2}{2} * \rho = R * l, \quad (7.9)$$

kde

$$\Delta p_{zt} \quad \text{tlaková ztráta třením} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_2 \quad \text{tlak na začátku úseku potrubí} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_1 \quad \text{tlak na konci úseku potrubí} \quad [\text{Pa}]$$

Pokud chci vyjádřit měrnou tepelnou ztrátu R v závislosti na hmotnostním průtoku, za rychlost w dosadím do vztahu (7.9):

$$w = \frac{m}{\rho * \frac{\pi * d^2}{4}} \quad (7.10)$$

A získám tak vztah:

$$R = \frac{0,811 * \lambda * m^2}{\rho * d^5} \quad (7.11)$$

Z tohoto vztahu mohu vyčíst, že největší vliv na tlakovou ztrátu má vnitřní průměr, dále pak hmotnostní průtok. Nepatrně se pak mění tlaková ztráta s teplotou vody a s drsností potrubí [7].

7.1.2. Tlaková ztráta místními odpory

Spolu se ztrátami třecími, vznikají v potrubí také ztráty vlivem místních odporů. Tyto ztráty vznikají změnou velikosti a směru proudění, to pak vyvolává víření a dochází k disipaci energie. Místními odpory jsou myšleny například T-kusy, kolena, armatury, měřicí zařízení či změny průřezu potrubí.

Tlakové ztráty místními odpory počítám podle vztahu:

$$\Delta p_{zm} = \sum_{i=1}^n \xi_i * \frac{w^2}{2} * \rho = Z, \quad (7.12)$$

kde

$$\Delta p_{zm}, Z \quad \text{tlaková ztráta místními odpory} \quad [\text{Pa}]$$

$$\xi \quad \text{příslušný součinitel (koeficient) místního odporu} \quad [-]$$

$$n \quad \text{počet odporů v úseku} \quad [-]$$







$$w \quad \text{střední rychlost proudění v průřezu úseku} \quad [\text{m.s}^{-1}]$$

ρ hustota vody (při výpočtu celé otopné soustavy se pracuje s hustotou odpovídající střední teplotě vody v soustavě) [kg.m⁻³]

Vzorec pro rychlost proudění (7.10) dosadím do vzorce pro ztráty místními odpory (7.12) a dostanu tak vztah v závislosti na hmotnostním průtoku:

$$\Delta p_{zm} = Z = \frac{0,811 * \sum_{i=1}^n \xi_i * m^2}{\rho * d^4} \quad [\text{Pa}] \quad (7.13)$$

Tab. 7.1 – Tabulka s přehledem koeficientů místních odporů u prvků potrubního systému Uponor MLC [P11]

Rozměr průřezu D _z × e [mm]	14×2	16×2	18×2	20×2,25	25×2,5	32×3	40×4	50×4,5	63×6	75×7,5	90×8,5	110×10
Koleno 90° 	5,00	3,40	2,90	3,60	2,40	2,10	1,90	1,50	1,40	1,30	1,20	1,20
Koleno 45° 	-	-	-	-	1,30	1,10	1,10	0,80	0,80	0,60	0,60	0,40
Redukce 	2,00	1,30	1,10	1,00	0,90	0,80	0,80	0,60	0,60	0,40	0,40	0,30
T-kus na Odbočce 	5,90	4,00	3,40	3,10	2,80	2,40	2,30	1,80	1,70	1,60	1,60	1,50
T-kus na Odbočce 	1,40	0,90	0,80	0,70	0,70	0,60	0,50	0,40	0,40	0,30	0,30	0,20
T-kus na sbíhavém toku 	5,20	3,50	3,00	2,80	2,50	2,10	2,00	1,60	1,50	1,40	1,30	1,30

7.1.3. Celková tlaková ztráta

Celkovou tlakovou ztrátu úseku dostanu součtem tlakových ztrát třením a místními odpory. Celkovou tlakovou ztrátu okruhu poté spočítám součtem celkových tlakových ztrát jednotlivých úseků.

Celkovou tlakovou ztrátu počítám podle vztahu:

$$\Delta p_{zu} = \Delta p_{zt} + \Delta p_{zm} = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{w^2}{2} * \rho + \sum \xi * \frac{w^2}{2} * \rho = R * l + Z, \quad (7.14)$$

kde

Δp_{zu} celková tlaková ztráta úseku [Pa]

Pro výpočet jednotlivých okruhů celkových tlakových ztrát otopných těles (OT) Δp_c , musím ve výpočtu zohlednit tlakové ztráty způsobené například vlivem armatur, regulačních šroubení a ventilů, které nespádají pod jednotlivé úseky, ale jsou obsaženy v daném okruhu.

U otopných těles RADIK VK/VKL se bude jednat o tlakovou ztrátu integrovaným termostatickým ventilem, včetně ztráty otopného tělesa $\Delta p_{TRV,OT}$ a tlakovou ztrátu regulačních šroubení $\Delta p_{R\check{S}}$ umístěných na přívodu a zpátečce otopného tělesa.

Otopná tělesa KORALUX LIMEAR COMFORT jsou k otopné soustavě připojena pomocí HM ARMATUR. Pro tato otopná tělesa budu tedy uvažovat tlakové ztráty armatury HM Δp_{HM} a tlakové ztráty způsobené otopným tělesem samotným Δp_{OT} . U dvou z těchto otopných těles bylo pro vyvážení otopné soustavy za potřeby navíc i regulačních šroubení, jejichž ztráty $\Delta p_{R\check{S}}$ musím při výpočtu také zohlednit.

U konvektorů typu KORAFLEX FV jsou tlakové ztráty způsobeny průtokem tělesem samotným Δp_{OT} , tlakovou ztrátou termostatického ventilu Δp_{TRV} na přívodu a regulačním šroubením $\Delta p_{R\check{S}}$ na zpátečce.

V kotelně je dále umístěn, jako součást otopné soustavy i trojcestný směšovací ventil a ventil vyvažovací. Tyto ventily jsou umístěny tak, že se jejich tlakové ztráty Δp_{3V} a Δp_{VV} projeví na výpočtu všech okruhů.

Celkové tlakové ztráty jednotlivých okruhů vypočítám podle:

$$\Delta p_c = \sum \Delta p_{zu} + \Delta p_{OT} (+\Delta p_{TRV,OT}) + \Delta p_{TRV} (+\Delta p_{HM}) + \sum \Delta p_{R\check{S}} + \Delta p_{3V} + \Delta p_{VV}, \quad (7.15)$$

kde

$\sum \Delta p_{zu}$	součet celkových tlakových ztrát všech úseků v daném okruhu	[Pa]
Δp_{OT}	tlaková ztráta otopného tělesa	[Pa]
$\Delta p_{TRV,OT}$	tlaková ztráta otopného tělesa s integrovaným termostatickým ventilem	[Pa]
Δp_{TRV}	tlaková ztráta termostatického ventilu	[Pa]
Δp_{HM}	tlaková ztráta armatury HM	[Pa]
$\sum \Delta p_{R\check{S}}$	součet tlakových ztrát regulačních šroubení	[Pa]

Δp_{3V} tlaková ztráta trojcestného směšovacího ventilu [Pa]

Δp_{VV} tlaková ztráta vyvažovacího ventilu [Pa]

Jedním ze dvou hlavních parametrů, určujících velikost tlakové ztráty regulačních armatur je jmenovitý průtokový součinitel k_v . Tato hodnota vyčísľuje vztah mezi nastavením ventilu a protékajícím množstvím teplotnosné látky. Představuje tedy jmenovitý průtok armaturou v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při maximálním otevření armatury a tlakové ztrátě $\Delta p_o = 100$ kPa. Druhým parametrem je pak velikost průtoku teplotnosné látky armaturou. Pro vodu počítáme velikost k_v hodnoty podle vztahu [8]:

$$k_v = \dot{V} * \sqrt{\frac{\Delta p_o}{\Delta p_V}}, \quad (7.16)$$

kde

\dot{V} objemový průtok armaturou [Pa]

Δp_V tlaková ztráta ventilu [Pa]

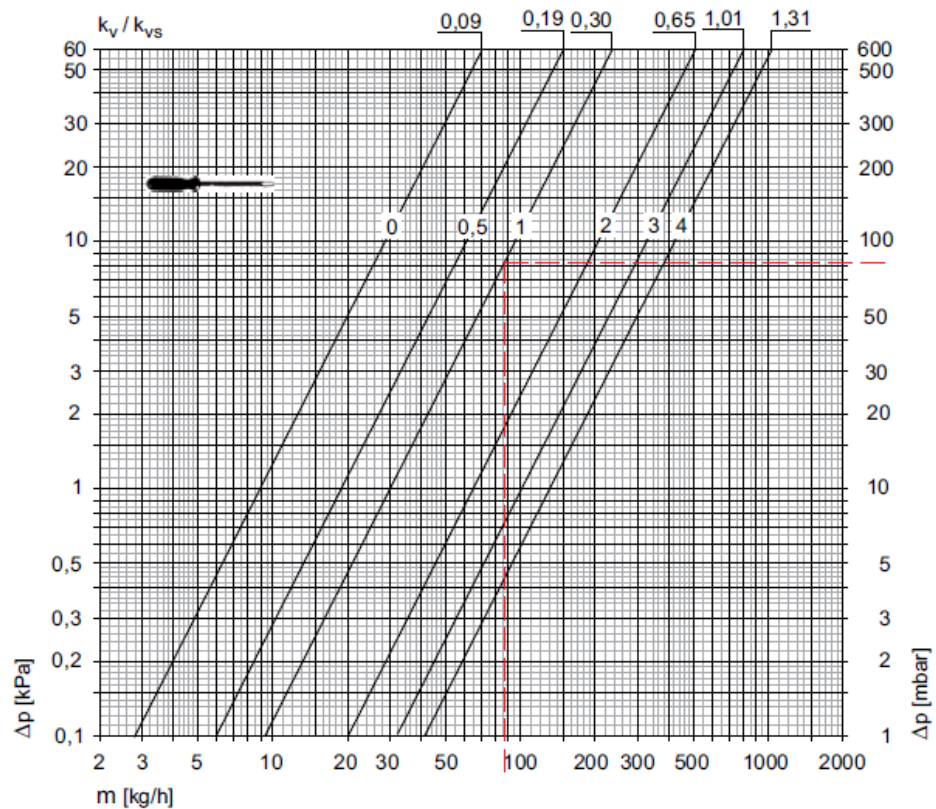
Δp_o jmenovitá tlaková ztráta 1 bar (= 100 kPa) na zcela otevřeném ventilu [Pa]

Dle tohoto vztahu mohu na základě známé hodnoty k_v a požadovaném průtoku určit tlakovou ztrátu dané armatury. Dalším způsobem je odečíst tuto hodnotu podle průtoku z návrhového diagramu pro danou regulační armaturu. Diagram hydraulických vlastností armatury znázorňuje závislost hmotnostního průtoku a její tlakové ztráty s vymezením pásma proporcionality [8].

Tab. 7.2 – Výpočet celkové tlakové ztráty okruhu OT1 [P7]

Tlaková ztráta okruhu OT1													
úsek	m [kg·h ⁻¹]	l [m]	DN [mm]	d [mm]	k_r [-]	w_{skut} [m·s ⁻¹]	Re [-]	λ [-]	Δp_{st} [Pa]	$\Sigma \xi$ [-]	Δp_{zm} [Pa]	Δp_{zu} [Pa]	
0	871	0,20	32x3	26	1,54E-05	0,46	21466	0,025	20	2,4	247	267	
1	395	6,20	20x2,25	15,5	2,58E-05	0,58	16353	0,027	1832	2,1	353	2185	
9	69	0,30	16x2	12	3,33E-05	0,17	3686	0,042	15	2,1	30	45	
9'	69	0,30	16x2	12	3,33E-05	0,17	3686	0,042	15	2,1	30	45	
1'	395	6,20	20x2,25	15,5	2,58E-05	0,58	16353	0,027	1832	2,1	353	2185	
0'	871	0,20	32x3	26	1,54E-05	0,46	21466	0,025	20	2,4	247	267	
Tlaková ztráta třením a místními odpory v potrubí okruhu OT1 - $\Sigma \Delta p_{zu}$												4994	
Tlaková ztráta otopného tělesa a termostatického ventilu VK $\Delta p_{TRV, OT}$											k_v	0,75	867
Tlaková ztráta regulačního šroubení Δp_{R5}											k_v	1,31	284
Tlaková ztráta regulačního šroubení Δp_{R5}											k_v	1,31	284
Tlaková ztráta třicestného směšovacího ventilu Δp_{3V}											k_{vs}	10	777
Tlaková ztráta vyvažovacího ventilu Δp_{VV}											k_{vs}	4,08	4667
Celková tlaková ztráta okruhu OT1 - Δp_c												11874	

$K_v/K_{vs} = \text{m}^3/\text{h}$ při tlakové ztrátě 1 bar.



Obr. 7.2 – Návrhový diagram pro určení přednastavení regulačních šroubení [P16]

Tab. 7.3 – Tabulka pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT [P13]

Otopná tělesa v provedení VENTIL KOMPAKT bez přípojovacích armatur	Stupeň nastavení ventilu								Nejvyšší přípustná prov. teplota [°C]	Nejvyšší přípustný prov. přetlak [MPa]	
	1	2	3	4	5	6	7	8			
Ventil s možností nastavení v osmi stupních a termostatickou hlavici	k_v [m ³ /h]	0,13	0,22	0,31	0,38	0,47	0,57	0,66	0,75	110	1,0
	k_{vs} [m ³ /h]	0,16	0,27	0,38	0,43	0,65	0,98	1,23	1,43		
Uvedené hodnoty k_v odpovídají pásmu proporcionality 2 K											

Převodní tabulka pro nastavení ventilu

Odpovídající hodnoty nastavení pro 8stupňový ventil v případě, že byl stupeň nastavení vypočten pro 6stupňový ventil.

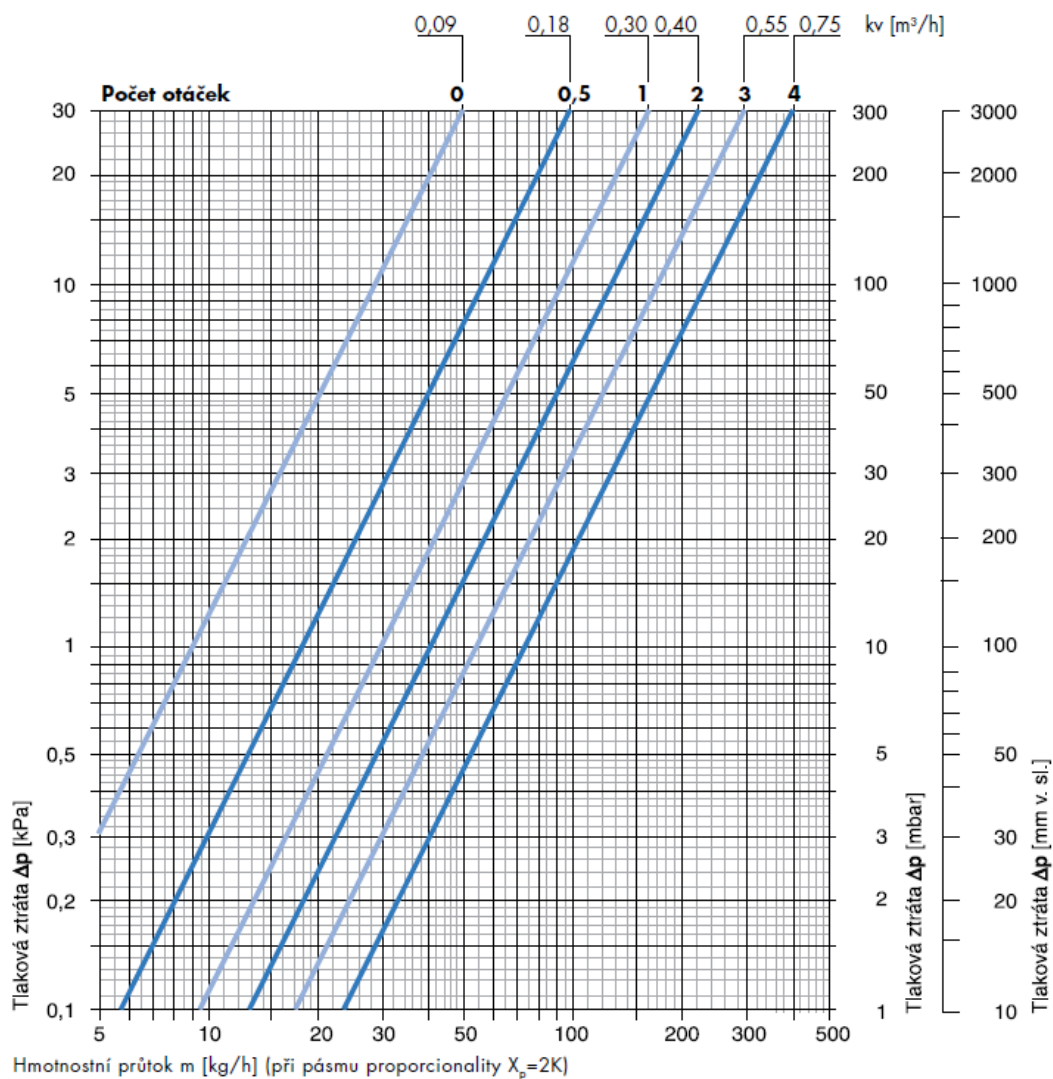
	Stupeň nastavení ventilu					
	1	2	3	4	5	6
6stupňový ventil	1	2	3	4	5	6
8stupňový ventil	1	1	2,5	4,5	6,5	8

Tab. 7.4 – Tabulka pro určení přednastavení TRV u otopných těles
KORAFLEX FV [P15]

Stupeň přednastavení	1	2	3	4	5	6
$K_v (\Delta t = 2K)$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
K_{vs}	0,10	0,20	0,30	0,40	0,57	0,80

K_v průtokový součinitel (m^3/h)
 K_{vs} maximální průtok (m^3/h)
 $\Delta t = 2K$ pásmo proporcionality ventilu (K)

Tab. 7.5 + Obr 7.3 – Tabulka a návrhový diagram pro určení přednastavení ARMATUR
HM [P17]



ARMATURA HM s termostatickou hlavicí	X_p [K]	k_v [m^3/h] při přednastavení na stupeň (počet otáček)						k_{vs} [m^3/h]	Max. teplota [°C]	Max. provozní tlak [bar]	Max. tlaková diference, při níž ventil ještě uzavírá Δp [bar]
		0	0,5	1	2	3	4				
DN 15 ($1/2''$); přímá a rohová arma- tura; dvoutrubková otopná soustava	1	0,09	0,17	0,22	0,25	0,28	0,38	1,10	120	10	1,0
	2	0,09	0,18	0,30	0,40	0,55	0,75				

7.2. Hydraulické vyvážení soustavy

Pro správnou funkci otopné soustavy a zaručení požadovaných výkonových parametrů pro otopná tělesa je zapotřebí správného vyvážení potrubní sítě. Cílem vyvážení soustavy je dostat tlakové ztráty jednotlivých okruhů otopných těles (při požadovaných průtocích) na úroveň tlakové ztráty hlavní větve. Toho se budu snažit dosáhnout pomocí přednastavení termostatických ventilů a regulačních šroubení na jednotlivých otopných tělesech [8].

Při návrhu jsem se snažil vyhnout tomu, abych musel přiškrcovat na termostatických ventilech a to z důvodu, že by mohlo docházet k problémům se zanášením, prouděním a poté i k celkovému snížení pásma proporcionality. Proto jsem doškrcoval tlakové ztráty primárně na regulačních šroubeních umístěných na zpátečce, popřípadě na napájení.

Pro příklad uvedu vyvážení rozdílu tlaků u OT6:

$$\Delta p_{hl.v} - (\sum \Delta p_{zu} + \Delta p_{3v} + \Delta p_{VV}) = 35888 - (14870 + 777 + 4667) = \quad (7.17) \\ = 15574 \text{ Pa}$$

Tento tlakový rozdíl mezi okruhem OT6 a hlavní větví budu doškrcovat při požadovaném průtoku $\dot{m} = 113 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Jak už jsem zmínil, budu primárně doškrcovat regulační šroubení (RŠ) na zpátečce, sekundárně na napájení a kdyby bylo za potřeby doškrcovat ještě víc, až jako poslední možnost bych doškrcoval na termostatickém ventilu. Podívám-li se tedy na Obr. 7.2, kde je uvedený návrhový diagram pro přednastavení regulačního šroubení, budu při požadovaném průtoku volit přednastavení počtu otáček RŠ na hodnotu 1. Tím doškrtím na zpátečce tlak o hodnotě zhruba 13 000 Pa. Na druhém regulačním šroubení, umístěném na napájení, zvolím přednastavenou hodnotu otáček na 3, tím doškrtím cca 1 200 Pa. Celková ztráta tlakového rozdílu se tedy zmenší na:

$$\Delta p_{hl.v} - (\sum \Delta p_{zu} + \Delta p_{3v} + \Delta p_{VV}) = 35888 - (14870 + 777 + 4667) = \quad (7.18) \\ = 15574 - 13000 - 1200 = 1374 \text{ Pa}$$

Všechny zbylé výpočty hydraulických vyvážení okruhů OT uvedeny v [P8].

8. NÁVRH OBĚHOVÉHO ČERPADLA

Jelikož jsem při návrhu potrubní sítě postupoval dle metody ekonomických rychlostí, kdy díky dopravnímu tlaku čerpadla mohu volit vyšší rychlosti proudění, bude se jednat o soustavu s nuceným oběhem vody. Jak již bylo uvedeno, při vysokých rychlostech proudění jsem schopen přenést požadovaný tepelný výkon menšími průměry potrubí a tím se sníží investiční náklady. Nevýhodou ovšem je, že při vysokých rychlostech proudění budou vysoké tlakové ztráty a bude nutné použít čerpadlo s vysokým dopravním tlakem, tím se zase zvýší náklady na provoz. Díky metodě ekonomických rychlostí jsem již určil optimální střed, mezi investičními a provozními náklady [8] při volbě otopné soustavy.

Nyní, k tomuto optimálnímu středu potřebuji navrhnout i vhodné čerpadlo. Určím si pracovní bod své otopné soustavy, který získám při vynesení požadovaného průtoku otopné soustavy a ztráty hlavní větve potrubí. S ohledem na minimalizaci spotřeby elektrické energie se budu snažit volit čerpadlo, u něhož mi bude pracovní bod ležet na charakteristice čerpadla (s odchylkou průtoku $\pm 15\%$). Charakteristika čerpadla je křivka, udávající závislost dopravního tlaku čerpadla na dopravním množství čerpadla udávaným výrobcem. Toto platí u oběhových čerpadel, která se buďto regulovat nedají, nebo mají jen zpravidla tři stupně otáček [8].

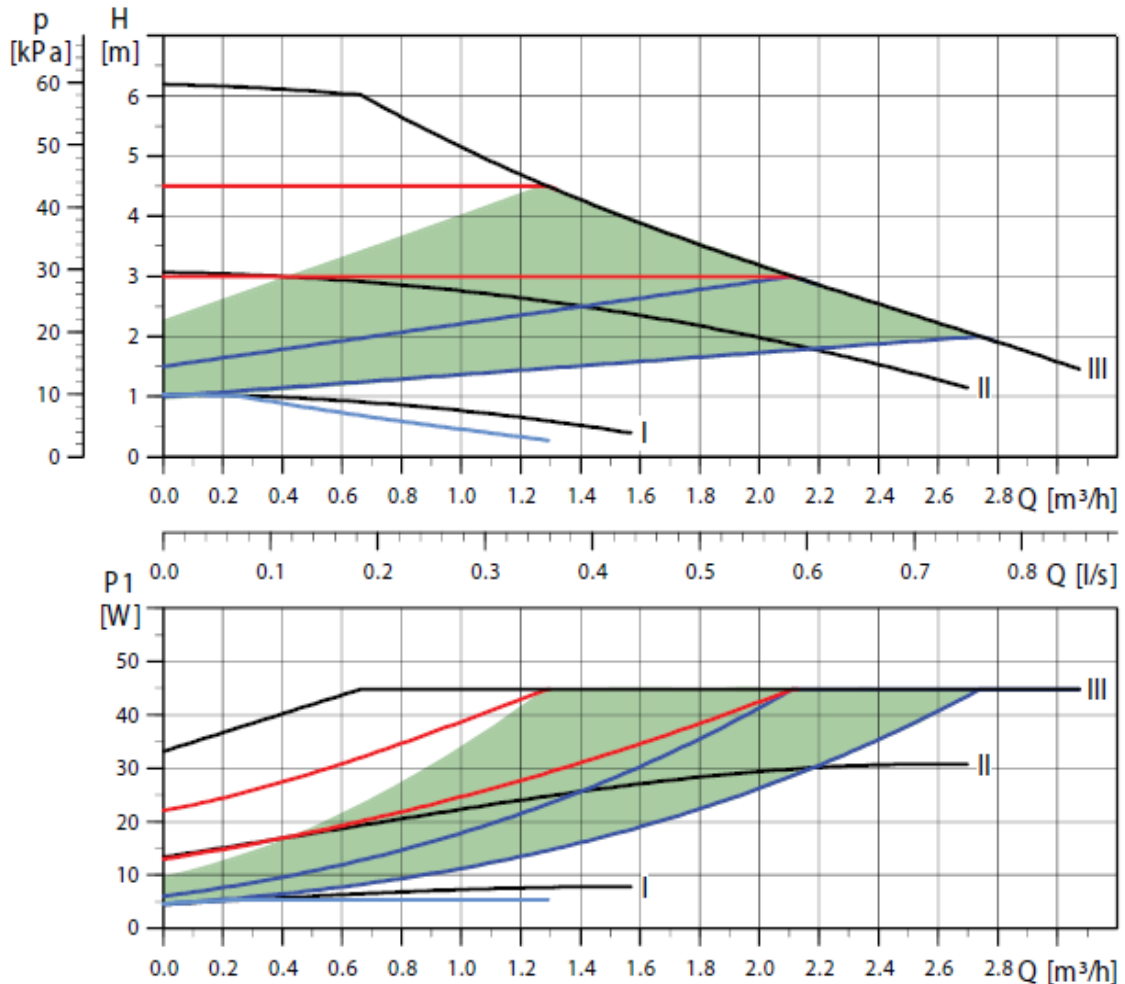
Z důvodu nedostatečného výkonu integrovaného oběhového čerpadla, které je součástí kondenzačního kotle (a tedy nevhodnou charakteristickou křivkou pro můj pracovní bod otopné soustavy), jsem pro tento objekt volil čerpadlo více vhodné.

Volené čerpadlo obsahuje frekvenční měnič, což je už dnešním lepším standardem. Frekvenční měnič zajišťuje plynulou změnu otáček a regulaci na základě tlakové difference Δp . Druhy regulace elektronicky řízených čerpadel jsou:

- Regulace na konstantní dopravní tlak ($\Delta p - c$)
- Regulace na variabilní dopravní tlak ($\Delta p - v$)
- Regulace podle teploty ($\Delta p - T$)

Mnou zvolené oběhové čerpadlo GRUNDFOS ALPHA2 32 – 60 180 má z výroby přednastavenou funkci $AUTO_{ADAPT}$, která funguje na bázi regulace od proporcionálního tlaku. Tato funkce ovšem pokrývá pouze určitý výkonový rozsah

(vyznačen zelenou oblastí viz *Obr 8.1*), do kterého je za potřebí se trefit. Dále nabízí funkce regulace k horním a dolním hraničním křivkám proporcionálního (modře), nebo konstantního tlaku (červeně) [P18].



Obr 8.1 – Charakteristické křivky oběhového čerpadla GRUNDFOS ALPHA2 XX – 60 [P18]

Pracovní bod jsme tedy získali vynesemím tlakové ztráty hlavní větve otopné soustavy $\Delta p_{hl.v} = 35,89 \text{ kPa}$ a potřebného dopravního množství \dot{V} spočítaného dle vztahu:

$$\dot{V} = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} = \frac{10120}{988 \cdot 4184 \cdot 10} * 3600 = 0,881 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}, \quad (8.1)$$

kde

Q přenášený tepelný výkon [W]

Celkový výpočet naznačen v příloze [P9].

9. NÁVRH ZDROJE TEPLA

Úkolem zdroje tepla je zásobit projektovanou otopnou soustavu dostatečným tepelným výkonem, tak aby byla zajištěna tepelná pohoda obyvatel domu během otopného období. Při rozhodování u volby zdroje tepla použiji podobný princip, jako u volby ostatních částí otopné soustavy. Budu se tedy snažit najít optimální střed, mezi investičními a provozními náklady. V našich zeměpisných šířkách je jako zdroj tepla nejčastěji volena jedna z těchto variant:

- plynový kotel (klasický, nízkoteplotní či kondenzační)
- kotel na tuhá paliva
- elektrokotel
- tepelné čerpadlo (země – voda, vzduch – voda, voda – voda)

Jako první jsem z návrhu vyloučil kotel na tuhá paliva. V první řadě kvůli diskomfortu, který je spojen s jeho provozováním. Tím mám na mysli zásobování kotle palivem, vynášení popela a čištění spalovacích prostor kotle. V dnešní době lze už pomocí zásobníku paliva a kvalitní regulací provoz kotle z části automatizovat, ale pro celoroční provoz je to značně nepohodlné.

Elektrokotel už za úvahu stál, především kvůli jeho velmi nízkým pořizovacím nákladům. Má plně automatický a tichý chod, není náročný na umístění do prostoru, dokonce u něj není zapotřebí řešit ani odvod spalin. Spolu s tepelným čerpadlem má jeho pořízení pozitivní vliv na vyšší sazby elektrické energie i pro ostatní spotřebiče v domácnosti včetně ohřevu teplé vody, a to kvůli výhodnějšímu tarifu při odběru elektrické energie. I přes to, jsou ale jeho náklady na vytápění ve většině případů stále ekonomicky nevýhodné. Dle mého osobního názoru, ho ale v kombinaci s alternativními zdroji energie, budeme vídat čím dál tím více jako upřednostňovaný zdroj tepla v blízké budoucnosti.

Tepelné čerpadlo spadá už do skupiny tzv. alternativních zdrojů energie. Využívá nízko-potencionální teplo, které je obnovitelné, a tedy se jedná o zdroj i ekologický. Tepelné čerpadlo má stejně jako elektrokotel plně automatický chod, nemusíme u něj řešit odvod spalin a máme k němu výhodný tarif při odběru elektrické energie. Jednou z nevýhod tepelného čerpadla je jeho hlučnost při provozu (především u čerpadel vzduch – voda), kdy je tím pádem zapotřebí TČ správně umístit. Další

nevýhodou, je jeho velmi vysoká vstupní investice při pořizování. Tepelné čerpadlo mi to sice vrátí na velmi nízkých nákladech na provoz, ale s návratností investic v horizontu zhruba 15 až 20 let. Právě z tohoto důvodu, jsem se rozhodl až pro poslední zbývající variantu, a to plynový kotel.

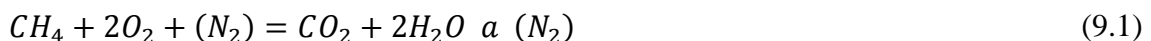
9.1. Plynový kotel

Jako poslední z uvažovaných zdrojů tepla mi zůstal plynový kotel. Plynové kotle disponují vysokou účinností, z toho plynou jejich celkem nízké provozní náklady. Mezi další výhody patří jejich automatický provoz bez nutnosti zásahu provozovatele. Avšak nutností při jejich použití je, aby u objektu byla zřízena přípojka plynofikace a odvod spalin. Plynové kotle se dělí do 3 základních typů:

- klasický
- nízkoteplotní
- kondenzační

Při spalování zemního plynu (metanu CH_4) nebo propanu (C_3H_8) vzniká určité množství vody. Hořením dochází k jejímu ohřevu. Ta pak v podobě vodní páry spolu s oxidem uhličitým tvoří spaliny hoření a odchází. Teplé spaliny s sebou nesou část skryté tepelné energie, tzv. latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladím pod teplotu jejich rosného bodu, dojde ke změně skupenství - kondenzaci obsažené vodní páry a k následnému uvolnění tohoto tepla. V kondenzačním kotli se takto uvolněná energie pomocí výměníku, využívá k předehřevu vratné vody. U ostatních typů kotlů odchází toto nevyužitě teplo se spalinami a já o něj přicházím [10].

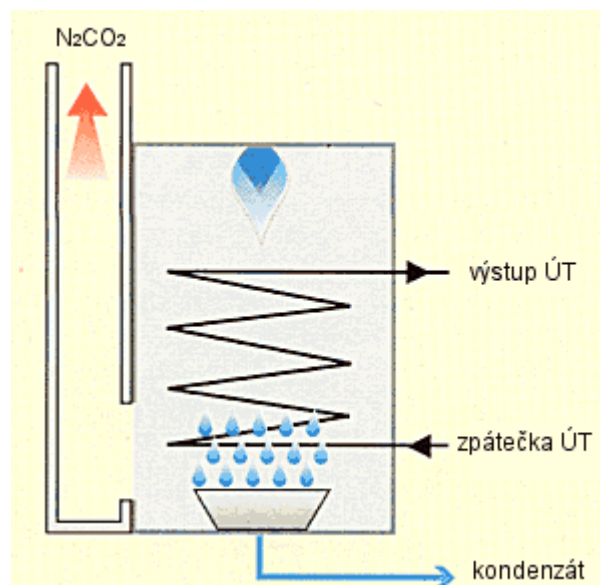
Rovnice spalování zemního plynu:



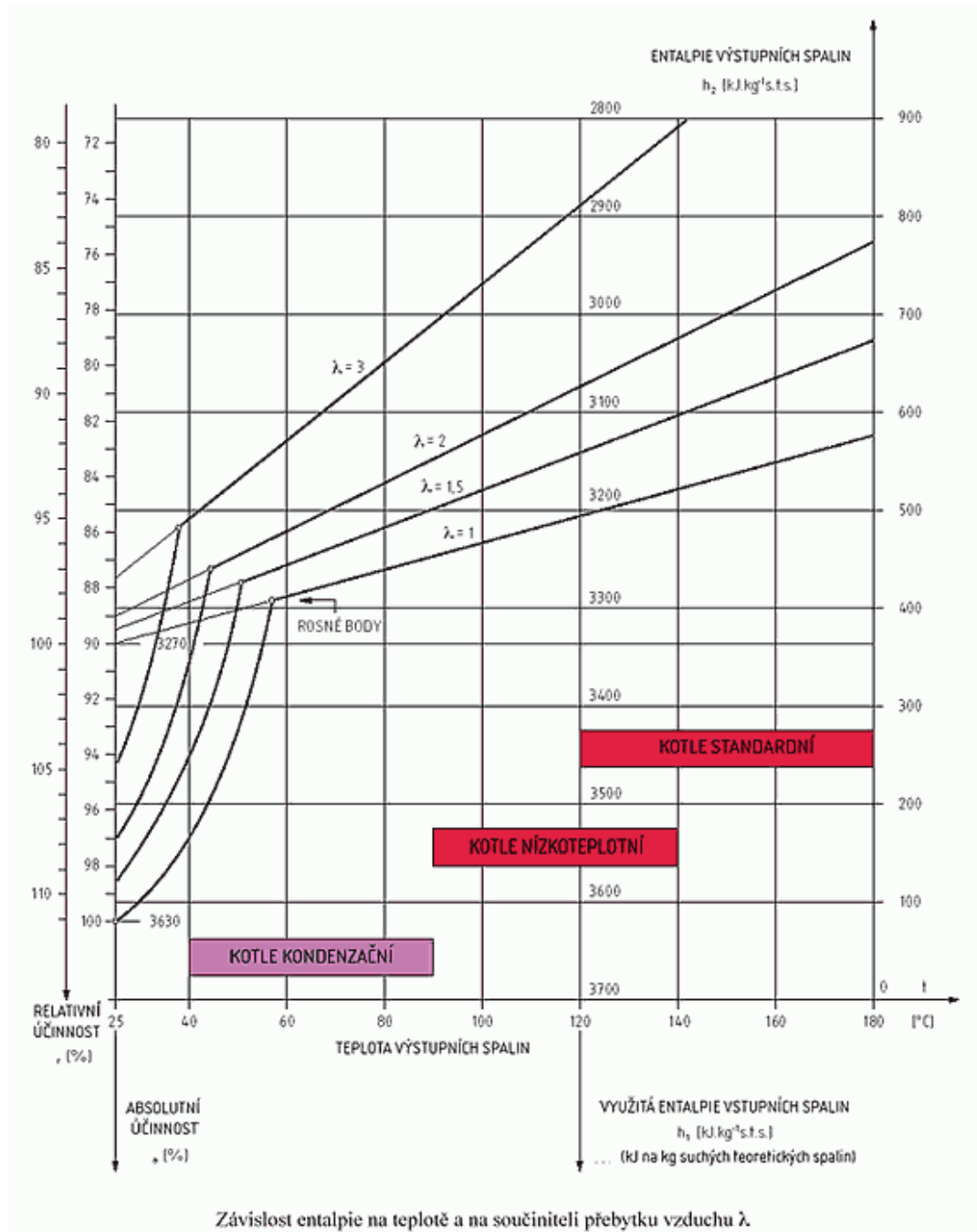
Klasický kotel je navržen pro provoz se suchými spalinami. Nejnižší dovolená teplota vstupní vody do kotle je omezena hodnotou 60 °C. Teplota spalin bývá v rozsahu 120 až 180 °C (Obr. 9.2). Při napojení na vytápěcí soustavu musí být za kotlem osazeno zařízení pro zajišťování dostatečně vysoké teploty vstupní vody (zpátečky), aby nedocházelo ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách a následně k nízkoteplotní korozi teplosměnné plochy v místě zaústění vstupu vody do kotle. Průměrná účinnost kotle bývá 91 % [11].

Nízkoteplotní kotel je navržen pro provoz se suchými spaliny, přičemž může pracovat i s teplotami vstupní vody do kotle 35 až 40 °C. Za určitých podmínek může v kotli docházet ke kondenzaci, proto musí být teplosměnná plocha provedena z materiálu odolnějšího proti korozi. Většinou se jedná o litinové článkové kotle. Teplota spalin bývá v rozsahu 90 až 140 °C (Obr. 9.2). Napojení na otopnou soustavu může být přímé, bez směšovacích armatur s přímým řízením výkonu kotle podle vnější teploty. Průměrná účinnost kotle bývá 93 % [11].

Kondenzační kotel je navržen záměrně pro kondenzační provoz, tzn., že přímo v kotli má docházet ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách. Proto musí být teplosměnná plocha druhého stupně zhotovena z materiálu plně odolného proti korozi. Používá se nerezová ocel nebo hliníko-hořčíková slitina. Kondenzát z kotle musí být trvale odváděn. Využitím kondenzačního tepla se snižuje spotřeba plynu. Teplotu vstupní vody do kotle je třeba držet pod teplotou rosného bodu. Teplota spalin je v rozsahu 40 až 90 °C (Obr. 9.2) v silné závislosti na teplotě vstupní vody do soustavy a také na okamžitém vytížení kotle. Protože teplota spalin je nízká a nestačila by pro vytvoření dostatečného tahu v komíně, tedy k bezpečnému odvodu spalin, musí být v kondenzačním kotli vzduchový nebo spalinový ventilátor. Spaliny vstupující do komína jsou mokré. Proto musí komínová konstrukce odolávat vlhkosti, a také vnitřnímu přetlaku. Průměrná účinnost kotle bývá podle okamžitého provozního stavu 96 až 104 % vztahováno k výhřevnosti [11].



Obr 9.1 – Princip spalování zemního plynu při kondenzačním ohřevu [10]



Obr 9.2 – Entalpický diagram spalín metanu [11]

Plynový kotel patří v domácnostech k nejčastějším zdrojům vytápění. Udává se, že u nových rodinných domů vytápěných plynem padne volba v 80 % na kondenzační kotel. Kondenzační plynový kotel ale rozhodně nemusí být dobrou volbou pro každou otopnou soustavu. Zda mi opravdu přinese úspory a brzkou návratnost vložené investice, záleží na typu topné soustavy, ale částečně také na klimatické oblasti, ve které objekt projektujeme.

Mezi používané jednotky při využívání energie u kondenzační techniky patří:

Spalné teplo plynu H_s [$\text{kWh}\cdot\text{m}^{-3}$] je množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku (o počátečních teplotách $25\text{ }^\circ\text{C}$) při ochlazení spalin zpět na teplotu $25\text{ }^\circ\text{C}$. Jde tedy o veškeré množství tepla vzniklé spálením jednotkového množství paliva, zahrnující i vázané teplo ve vodní páře, tzv. latentní teplo [10].

Výhřevnost plynu H_i [$\text{kWh}\cdot\text{m}^{-3}$] je rovna spalnému teplu, zmenšenému o teplo uvolněné kondenzací vodní páry ze spalin. Jde tedy o množství tepla, které energii obsaženou ve vodní páře spalin nezohledňuje (u klasických kotlů odchází toto teplo komínem do ovzduší). Právě z výhřevnosti se stanovuje účinnost spalovacích zařízení. U kondenzační jde o hodnotu vyšší než 100% . Kdybych však počítal účinnost kondenzačního kotle ze spalného tepla, dojdou korektním fyzikálním postupem na hodnotu maximálně $97,5\%$. Aby se však mohlo provést porovnání konvenčních, nízkoteplotních a kondenzačních kotlů, stanovuje se normovaný stupeň využití u kondenzačních kotlů rovněž ve vztahu k výhřevnosti [10].

Tab. 9.1 – Teoretické využití latentního tepla [10]

Teoretické využití latentního tepla	Zemní plyn	Propan	Topný olej
Spalné teplo plynu H_s [kWh/m^3]	11,06	28,12	10,68
Výhřevnost plynu H_i [kWh/m^3]	9,97	25,89	10,08
Podíl H_s/H_i	1,109 (+10,9%)	1,086 (+8,6%)	105,9 (+5,9%)

Teplo, které lze získat z úplné kondenzace činí 11% u zemního plynu. Pokud ochlazují spaliny zemního plynu získané ideálním spalováním (bez přebytku vzduchu), začne pod teplotou rosného bodu (pod $57\text{ }^\circ\text{C}$) ve spalinách kondenzovat vodní pára. Teplota spalin je provázána s teplotou vratné vody ze systému. Je požadováno, aby rozdíl mezi teplotou spalin a teplotou vratné vody byl 5 K při jmenovitém výkonu kotle a alespoň 2 K při výkonu minimálním. Pokud teplota vratné vody ze systému bude vyšší než teplota rosného bodu spalin, nedojde ke kondenzaci a uvolnění kondenzačního tepla. Kotel sice nebude využívat této své přednosti, ale stále bude pracovat s účinností nízkoteplotního kotle [10].

Ideální jsou tedy systémy, u kterých je teplota vratné vody po celé otopné období (tedy i při nejnižších venkovních teplotách) o 5 °C nižší než skutečná teplota rosného bodu spalin. Pro soustavy s kondenzačním kotlem na zemní plyn je tak trvale zaručen nejvyšší normový stupeň využití ve spojení s teplovodními nízkoteplotními systémy s teplotními parametry 40/30 až 55/45 °C. Vhodnou otopnou plochu představují sálavé systémy jako je podlahové či stěnové vytápění [10].

Jako zdroj tepla pro tuto otopnou soustavu jsem nakonec zvolil nástěnný plynový kondenzační kotel Vitodens 200-W od firmy VIESSMANN, v kombinované verzi BK2B s průtokovým ohřevem pro komfortní přípravu teplé vody s tepelným výkonem v modulovaném rozsahu 1,8 až 35 kW. Hodnoty při přeměně energie na teplo udávané výrobcem jsou až 98 % při přepočtu na spalné teplo plynu H_s a až 109 % při přepočtu k výhřevnosti plynu H_i [P19].

Tento model plynového kondenzačního kotle se pohybuje na trhu v cenovém rozmezí 50 000 až 60 000 Kč. Při výpočtu denostupňovou metodou jsem zjistil částku, kterou dám za vytápění a přípravu teplé vody za rok, ta činí přibližně 23 500 Kč. Nízkoteplotní plynový kotel, přibližně stejné kvality a výkonu se pohybuje na trhu zhruba s poloviční cenou. U kondenzačního kotle ročně díky provozním úsporám ušetřím cca 3 500 Kč. Investiční náklady na jeho pořízení by se měly tedy vrátit zhruba do 8 let.

10. DENOSTUPŇOVÁ METODA

Při kalkulaci byla použita denostupňová metoda, ta je určena pro výpočet potřeby tepla na vytápění. Do výpočtu byly dosazeny hodnoty z celkové tepelné ztráty podle ČSN EN 12831 [6].

Teoretická potřeba tepla:

$$Q_d = 24 * 3600 * \phi_{HL} * \frac{d * (t_i - t_e)}{(t_i - t_{en})} * e_i * e_t * e_d, \quad (10.1)$$

$$\varepsilon = e_i * e_t * e_d,$$

$$D = d * (t_i - t_e),$$

kde

Q_d	teoretická potřeba tepla na vytápění	[J=W.s]
ϕ_{HL}	celková návrhová tepelná ztráta objektu	[W]
D	denostupeň	[den.°C]
ε	celkový opravný součinitel	[-]
d	počet dnů v otopném období	[den]
t_i	průměrná vnitřní teplota objektu	[°C]
t_e	průměrná venkovní teplota za otopné období	[°C]
t_{en}	oblastní venkovní výpočtová teplota	[°C]
e_i	opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem	[-]
e_t	opravný součinitel na snížení vnitřní teploty	[-]
e_d	opravný součinitel na zkrácení doby provozu	[-]

Otopné období začíná ve chvíli kdy, průměrná venkovní denní teplota klesne ve dvou po sobě následujících dnech pod +13 °C a následující den je předpoklad, že tato teplota bude opět nižší než 13 °C. Konec otopného období je definován opačně.

Tab. 10.1 Údaje spojené s výpočtem, týkající se lokality a umístění budovy [P3]

ϕ_{HL}	celková návrhová tepelná ztráta objektu [W]	8 730
d	počet dnů otopného období [den]	225
t_i	průměrná vnitřní teplota objektu [°C]	19,8
t_e	průměrná venkovní teplota za otopné období [°C]	4,3
t_{en}	oblastní venkovní výpočtová teplota [°C]	-12

Výpočet průměrné vnitřní teploty celého objektu t_i je dle váženého průměru podle objemů jednotlivých místností:

$$t_i = \frac{\sum_{i=1}^n V_i * t_{ii}}{\sum_{i=1}^n V_i}, \quad (10.2)$$

kde

t_i	průměrná vnitřní teplota objektu	[°C]
t_{ii}	vnitřní výpočtová teplota i-té místnosti	[°C]
V_i	objem i-té místnosti	[m ³]

Opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty větráním a prostupem e_i se volí v rozmezí 0,6 (RD) až 0,9 (velké domy, školy). Součinitel lze teoreticky určit:

$$e_i = \frac{\phi_T}{\phi_{HL}}, \quad [-] \quad (10.3)$$

kde

ϕ_T	celková návrhová tepelná ztráta prostupem	[W]
ϕ_{HL}	celková návrhová tepelná ztráta objektu	[W]

Výpočet opravného součinitele na snížení vnitřní teploty e_t (při přerušovaném vytápění, např. s nočním útlumem):

$$e_t = \frac{t_{i,snížená} - t_e}{t_i - t_e}, \quad [-] \quad (10.4)$$

kde

$t_{i,snížená}$	snížená vnitřní teplota vytápění	[°C]
t_i	průměrná vnitřní teplota objektu	[°C]
t_e	průměrná venkovní teplota za otopné období	[°C]

Výpočet opravného součinitele na zkrácení doby provozu e_d (při přerušovaném vytápění, např. dvoudenní víkendový klid, školy – prázdniny):

$$e_d = \frac{d'}{d}, \quad [-] \quad (10.5)$$

kde

d'	počet dnů v otopném období, kdy se netopí	[den]
------	---	-------

d počet dnů v otopném období [den]

Skutečná potřeba tepla:

$$Q_{d,skut} = \frac{Q_d}{\eta_K * \eta_R * \eta_O}, \quad (10.6)$$

kde

$Q_{d,skut}$ skutečná potřeba tepla na vytápění [J=W.s]

Q_d teoretická potřeba tepla na vytápění [J=W.s]

η_K účinnost zdroje tepla (kotle) [-]

η_R účinnost rozvodu [-]

η_O účinnost obsluhy [-]

Účinnost rozvodů tepla η_R zohledňuje kvalitu tepelné izolace a způsob provedení rozvodů tepla. U rodinného domu se hodnoty pohybují okolo 0,98.

Účinnost obsluhy zdroje tepla η_O , respektive v dnešní době regulace – zohledňují typ regulace daného zdroje tepla (ekvitermní regulace, pokojové termostaty, zóny, apod.). Spodní hranice hodnoty, například u kotle na tuhá paliva se pohybuje okolo 0,9, pro plynový kotel s rozdělením otopné soustavy do zón může hodnota nabývat 0,99.

Účinnost zdroje tepla η_K , v tomto případě plynového kondenzačního kotle je 0,96. Naproti tomu u kotlů na tuhá paliva může tato hodnota dosahovat pouze jen 0,68.

Nejprve je nutno spočítat denní potřebu tepla pro přípravu teplé vody:

$$Q_{d,TV,den} = (1 + z) * \rho * c * V_{2p} * (t_2 - t_1), \quad (10.7)$$

kde

$Q_{d,TV,den}$ potřeba tepla na přípravu TV na den [J=W.s]

z poměrový koeficient [-]

ρ hustota vody [kg.m⁻³]

c počet osob [osob]

V_{2p} potřeba teplé vody [l.os⁻¹.den⁻¹]

t_1 průměrná roční teplota přiváděné studené vody [°C]

t_2 teplota ohřáté vody [°C]

Koeficient ztrát z je závislý na délce rozvodů TV a kvalitě jejich izolace. U průtočného ohřevu má hodnotu 0, u rodinných domů cca 0,5 a u velkých budov s cirkulací dosahuje hodnot cca od 1 až do 4. Potřeba teplé vody V_{2p} pro objekt u RD činní cca 40 až 50 litrů na osobu a den. Tuto hodnotu násobím dále počtem osob, které budou v domě bydlet, v tomto případě 4 osoby. Teplota ohřáté vody t_2 je 55 °C a průměrná roční teplota přiváděné studené vody t_1 od rozvodu ke kotli je cca 10 °C.

Výpočet roční potřeby tepla pro přípravu teplé vody:

$$Q_{d,TV} = Q_{d,TV,den} * d + 0,8 + Q_{d,TV,den} * \frac{t_2 - t_{1,léto}}{t_2 - t_{1,zima}} * (N - d), \quad (10.8)$$

kde

$Q_{d,TV}$	potřeba pro přípravu TV	[J=W.s]
$t_{1,léto}$	teplota studené vody v létě	[°C]
$t_{1,zima}$	teplota studené vody v zimě	[°C]

Hodnota N je počet provozních dní soustavy (uvažují 365 dní v roce), od kterého ve výpočtu odečítám počet dnů otopného období d . Teplota studené vody $t_{1,léto}$ přiváděné v létě je cca 15 °C. Teplota studené vody přiváděné v zimě $t_{1,zima}$ je cca 5 °C.

Výpočet celkové roční potřeby tepla (na vytápění a přípravu TV):

$$Q_{d,celk} = Q_{d,skut} + Q_{d,TV}, \quad (10.9)$$

kde

$Q_{d,celk}$	potřeba pro přípravu TV	[J=W.s]
--------------	-------------------------	---------

Výpočet celkové roční potřeby paliva (na vytápění a přípravu TV):

$$U_{d,VYT+TV} = \frac{Q_{d,skut} + Q_{d,teor,TV}}{H_u}, \quad (10.10)$$

kde

$U_{d,VYT+TV}$	množství paliva na vytápění a přípravu TV	[m ³]
H_u	výhřevnost paliva	[MJ.m ⁻³]

Výhřevnost použitého paliva H_u , v tomto případě zemního plynu je $35,9 \text{ MJ.m}^{-3}$. Pro srovnání černé uhlí má výhřevnost $29,3 \text{ MJ.m}^{-3}$ a palivové dřevo $14,6 \text{ MJ.m}^{-3}$.

Celkové potřebné množství tepla na vytápění a přípravu TV na rok vychází $55\,240 \text{ MJ}$. Kdy při výhřevnosti $35,9 \text{ MJ.m}^{-3}$, budu potřebovat pro zajištění daného množství tepla $1\,540 \text{ m}^3$ zemního plynu. Cena za 1 kubík (m^3) stojí přibližně $15,4 \text{ Kč}$. Cena paliva pro vytápění a přípravu TV za rok, bude tedy činit přibližně $23\,700 \text{ Kč}$. Detailní výpočet uveden v příloze [P3].

11. POJISTNÉ A ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Pojistné zařízení jistí zdroj tepla proti překročení maximálního dovoleného přetlaku $p_{h,dov}$. V tomto případě jako pojistné zařízení bude použit pružinový pojistný ventil. Zabezpečovací zařízení zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty a potažmo tlaků v rámci tepelné roztažnosti otopné vody v soustavě [12]. Jako zabezpečovací zařízení bude použita tlaková expanzní nádoba. Návrh těchto zařízení podléhá normě ČSN 06 0830 „Tepelné soustavy v budovách - Zabezpečovací zařízení“.

11.1. Návrh pojistného ventilu

Pojistný ventil, který bude chránit navrhovaný zdroj tepla je již obsažen jako součást konstrukce plynového kondenzačního kotle Vtodens-200W. Otevírací přetlak p_{OT} je od výrobce přednastaven na hodnotu $0,3 \text{ MPa}$ a za jeho správnou funkčnost je plně zodpovědný výrobce kotle [P19]. Výpočet z mé strany není nutný.

11.2. Návrh expanzní nádoby

Expanzní nádoba je taktéž součástí konstrukce zvoleného kotle. Jedná se o membránovou tlakovou expanzní nádobu o objemu 10 l [P19]. V tomto případě je ale zapotřebí zkontrolovat, zda má expanzní nádoba pro naši otopnou soustavu dostatečný objem.

$$V_{EN-T} = 1,3 * V_{OS} * n * \frac{1}{\eta}, \quad (11.1)$$

kde

$$V_{EN-T} \quad \text{objem tlakové expanzní nádoby} \quad [\text{l}, \text{m}^3]$$

V_{os}	objem vody v otopné soustavě	[l, m ³]
$1,3$	bezpečnostní součinitel	[-]
n	součinitel zvětšení objemu	[-]
η	stupeň využití expanzní nádoby	[-]

Součinitel zvětšení objemu n je vázán na maximální rozdíl teplot v otopné soustavě. Tento rozdíl teplot vychází z projektovaných teplotních parametrů otopné soustavy:

$$\Delta t_{max} = t_{max} - t_{min} = 55 - 10 = 45 \text{ K}, \quad (11.2)$$

kde

Δt_{max}	maximální rozdíl teplot	[°C]
t_{max}	maximální projektovaná teplota v otopné soustavě	[°C]
t_{min}	minimální napouštěcí teplota otopné soustavy (u otopných soustav dosazujeme vždy 10 °C)	[°C]

Z tabulek pro teplotní roztažnost vody jsem odečetl hodnotu součinitele zvětšení objemu $n = 0,01413$ odpovídající rozdílu teplot $\Delta t_{max} = 45 \text{ K}$ [P10].

Stupeň využití expanzní nádoby spočítáme pomocí vztahu:

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}}, \quad (11.3)$$

kde

$p_{h,dov,A}$	nejvyšší dovolený absolutní tlak	[kPa]
$p_{d,dov,A}$	nejnižší dovolený absolutní tlak	[kPa]

Při výpočtu stupně využití expanzní nádoby musím dosazovat vždy v absolutních tlacích, tedy součtu přetlaku a absolutního tlaku.

$$p_A = p + p_B, \quad (11.4)$$

kde

p_A	absolutní tlak	[kPa]
p	přetlak	[kPa]

p_B barometrický tlak [kPa]

Nejvyšší dovolený absolutní tlak se rovná otevíracímu absolutnímu tlaku pojistného ventilu:

$$p_{h,dov,A} = p_{OT,A} , \quad (11.5)$$

kde

$p_{OT,A}$ otevírací absolutní tlak pojistného ventilu [kPa]

Nejnižší dovolený tlak se u etážové otopné soustavy volí 100 kPa. Nejnižší dovolený absolutní tlak se poté tedy rovná:

$$p_{d,dov,A} = p_{d,dov} + p_B = 100 + 100 = 200 \text{ kPa} , \quad (11.6)$$

kde

$p_{d,dov,A}$ nejnižší dovolený absolutní tlak [kPa]

$p_{d,dov}$ nejnižší dovolený tlak [kPa]

p_B barometrický tlak [kPa]

Nyní, když mám uvedeny všechny potřebné výpočtové vztahy, dosadím hodnoty a následným výpočtem ověřím objem expanzní tlakové nádoby. Otevírací přetlak pojistného ventilu, obsaženého v konstrukci kotle má hodnotu $p_{OT} = 300$ kPa. Nejvyšší dovolený absolutní tlak poté spočítáme:

$$p_{h,dov,A} = p_{OT,A} = p_{OT} + p_B = 300 + 100 = 400 \text{ kPa} \quad (11.7)$$

Stupeň využití expanzní nádoby spočítám podle vztahu (11.3):

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}} = \frac{400 - 200}{400} = 0,5 \quad (11.8)$$

Pro zjištění objemu expanzní tlakové nádoby potřebuji nejprve určit objem vody v otopné soustavě. Objem je roven součtu objemu vody obsažené v potrubní síti, otopných tělesech a vody obsažené v objemovém výměníku kotle. Objem vody

v otopné soustavě činí $V_{os} = 98$ l. Nyní když znám všechny neznámé, počítám dál podle vztahu (11.1):

$$V_{EN-T} = 1,3 * V_{os} * n * \frac{1}{\eta} = 1,3 * 98 * 0,01413 * \frac{1}{0,5} = 3,6 \text{ l} \quad (11.9)$$

Expanzí tlaková nádoba zabudovaná v konstrukci navrhnutého plynového kondenzačního kotle o objemu 10 l je dostačující. Z výše uvedeného kontrolního výpočtu vyplívá, že pro zabezpečení této otopné soustavy není zapotřebí volit další expanzní nádobu [P19].

12. ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh vytápění pro zadaný rodinný dům. Nejprve bylo zapotřebí posoudit, nebo stanovit parametry objektu, pro které byla poté navrhována otopná soustava dle současných norem. Součástí práce bylo dále přezkoumat potřebu tepla na vytápění, na přípravu teplé vody a zvolit vhodný zdroj tepla do daného objektu.

Před výpočtem tepelných ztrát bylo nutné určit hodnotu součinitele prostupu tepla U pro každou ze stavebních konstrukcí. Vypočtené hodnoty byly porovnány s normativními požadavky, které definuje norma ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky. Jelikož je navrhovaný objekt dostatečně zateplen a kvalitně osazen, splnily podmínku všechny jeho stavební konstrukce a nebylo zapotřebí provádět žádná další opatření pro zlepšení jeho tepelně-technických parametrů.

Při výpočtu tepelných ztrát podle normy ČSN EN 12831 bylo upuštěno od zdlouhavého a pro tento objekt nepotřebného výpočtu tepelných mostů. Ten byl nahrazen zjednodušenou metodou podle prof. Vaverky, kde je použit korigovaný součinitel prostupu tepla. Po sečtení celkových tepelných ztrát jednotlivých místností, jsem dostal celkovou návrhovou tepelnou ztrátu pro tento rodinný dům, ta činí 8 730 W.

Podle jednotlivých ztrát místností, do nich byla navržena vhodná otopná tělesa s vhodným teplotním spádem, od kterého se z části dále odvíjela i například volba zdroje tepla. Vzhledem k tepelně-technickým a dispozičním požadavkům objektu, jsem za typ otopné soustavy zvolil uzavřenou, nízkoteplotní, dvoutrubkovou otopnou soustavu, horizontální, protiproudou s nuceným oběhem vody a otopnými tělesy v každé z vytápěných místností. Při návrhu byly použity pouze tři druhy otopných těles, všechny ovšem od stejné firmy KORADO. Jednalo se o desková otopná tělesa RADIK, dále o trubková otopná tělesa KORALUX a v poslední řadě o konvektory KORAFLEX. Otopná tělesa jsem se snažil vhodně umístit, pro jejich co největší účinnost a zajištění tepelné pohody obyvatel. Celkový instalovaný tepelný výkon otopných těles je 10 120 W.

Abych dokázal zajistit navržené výkonové parametry otopných těles, bylo za potřebí do jednotlivých úseků dostat dostatečné množství teplonosné látky. Dostatečně velké průtoky těmito úseky byly zajištěny hydraulickým vyvážením. Cílem tedy bylo

hydraulické vyvážení otopné soustavy, kterého jsem dosáhl napočítáním potřebného přednastavení u regulačních šroubení a termostatických ventilů.

Zvolené oběhové čerpadlo GRUNDFOS ALPHA2 32 – 60 180 zajistí nucený oběh otopné vody v soustavě. Čerpadlo má z výroby přednastavenou funkci AUTO_{ADAPT}, která funguje na bázi regulace od proporcionálního tlaku.

Za zdroj tepla byl zvolen nástěnný plynový kondenzační kotel Vitodens 200-W od firmy VIESSMANN, v kombinované verzi BK2B pro komfortní přípravu teplé vody s tepelným výkonem v rozsahu 1,8 až 35 kW.

Pro otopnou soustavu bylo zkontrolováno zabezpečovací zařízení v podobě tlakové expanzní nádoby umístěné v kotli, které vyhovuje.

Na konec bylo denostupňovou metodou spočítáno celkové potřebné množství tepla na vytápění a přípravu teplé vody za rok, při jehož výrobě zaplatíme za plyn částku přibližně 23 700 Kč.

13. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ELCNER, Jakub. Porovnání výpočtu tepelných ztrát dle ČSN 06 0210 a ČSN EN 12831 [online]. Brno 2008 [cit. 2015-03-24]. Dostupné z: http://www.vutbr.cz.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id5958. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jan Košner, Ph.D.
- [2] Oborový informační portál TZB-info [online]. 2015 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/>
- [3] NOVÝ, Richard. Technika prostředí. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2006 267 s. ISBN 80-0103492-5.
- [4] BAŠTA, Jiří a Roman VAVŘIČKA. Otopné plochy: cvičení. Vyd. 1. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2005, 109 S. ISBN 80-010-3344-9.
- [5] ČSN 73 0540-2: Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky, 2011
- [6] ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu, 2005
- [7] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. Otopné soustavy teplovodní. 3., přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, odborná sekce vytápění, 2008, 96 s. Sešit projektanta – pracovní podklady. ISBN 978-80-02-02064-6.
- [8] BAŠTA, Jiří. Hydraulika a řízení otopných soustav. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-010-2808-9.
- [9] BOHÁČ, Jindřich. Základy vytápění 2016 – prezentace sloužící jako studijní podklad v rámci cvičení. Dostupné z: <http://www.jindrab.webnode.cz/cz/skola/>
- [10] Oborový informační portál TZB-info [online]. Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů 2004 [cit. 2004-04-02]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/>
- [11] Oborový informační portál TZB-info [online]. Kondenzační kotel pro každého 2002 [cit. 2002-02-01]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/>
- [12] BAŠTA, Jiří. Základy vytápění 2016 – prezentace sloužící jako podklad k přednáškám

14. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 6.1	Vertikální průběh teploty vzduchu ve vytápěné místnosti při různém způsobu vytápění.....	34
Obr. 6.2	Opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru	37
Obr. 6.3	Opravný součinitel na úpravu okolí pro článková otopná tělesa	38
Obr. 6.4	Změna tepelného výkonu otopného tělesa s výškou tělesa nad podlahou	39
Obr. 7.1	Moody-Colebrook diagram	51
Obr. 7.2	Návrhový diagram pro určení přednastavení regulačních šroubení.....	56
Obr. 7.3	Tabulka a návrhový diagram pro určení přednastavení ARMATUR HM	57
Obr. 8.1	Charakteristické křivky oběhového čerpadla GRUNDFOS ALPHA2 XX – 60	60
Obr. 9.1	Princip spalování zemního plynu při kondenzačním ohřevu	63
Obr. 9.2	Entalpický diagram spalin metanu	64

15. SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1	Popis lokality a umístění budovy	14
Tab. 4.1	Složení stavební konstrukce obvodových stěn	19
Tab. 4.2	Hodnoty tepelného odporu při přestupu tepla	20
Tab. 4.3	Porovnání tepelně technických vlastností stavebních konstrukcí s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011	21
Tab. 4.4	Porovnání tepelně technických vlastností oken a dveří s požadovanými hodnotami dle ČSN 73 0540-2:2011	21
Tab. 5.1	Minimální intenzita výměny vzduchu přirozeného větrání	30
Tab. 5.2	Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty místnosti 101	32
Tab. 6.1	Opravný součinitel na úpravu okolí	45
Tab. 7.1	Tabulka s přehledem koeficientů místních odporů u prvků potrubního systému Uponor MLC	53
Tab. 7.2	Výpočet celkové tlakové ztráty okruhu OT1	55
Tab. 7.3	Tabulka pro určení přednastavení integrovaných TRV u otopných těles RADIK VENTIL KOMPAKT	56
Tab. 7.4	Tabulka pro určení přednastavení TRV u otopných těles KORAFLEX FV	57
Tab. 7.5	Tabulka a návrhový diagram pro určení přednastavení ARMATUR HM	57
Tab. 9.1	Teoretické využití latentního tepla	65
Tab. 10.1	Údaje spojené s výpočtem, týkající se lokality a umístění budovy	67

16. SEZNAM PŘÍLOH

Označení	Typ	Název
[P1-10]	výpočty	BP výpočty - excel
[P11]	technický list	Uponor MLC
[P12]	technický list	Spur TUBEX
[P13]	technický list	KORADO RADIK
[P14]	technický list	KORADO KORALUX
[P15]	technický list	KORADO KORAFLEX
[P16]	technický list	IMI HEIMER Regulux
[P17]	technický list	KORADO ARMATURA HM
[P18]	technický list	GRUNDFOS ALPHA2
[P19]	technický list	VISSMANN Vitodens 200-W

17. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Označení	Název	Číslo výkresu
[V1]	1NP – Otopná soustava	1-BP-2017-1
[V2]	Rozvinuté schéma	1-BP-2017-2