

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE**

**2-BS-2018**

Petr  
Calta

# Souhrn

První část bakalářské práce uvádí teoretické poznatky týkající se tepelně-technických parametrů budov. Dále popisuje postup výpočtu tepelných ztrát dle ČSN EN 12831 a návrhu teplovodních a nízkoteplotních otopných soustav. Zabývá se také způsobem stanovení nákladů na vytápění a jejich rozúčtováním pro bytové domy. Součástí práce je popis možných způsobů návrhu zásobníku pro přípravu teplé vody.

Druhá praktická část se zabývá návrhem a zpracováním prováděcí projektové dokumentace systému vytápění a ohřevu teplé vody pro zadaný bytový dům o čtyřech podlažích. Součástí návrhu je stanovení tepelně-technických parametrů stavebních konstrukcí a výpočet tepelných ztrát podle ČSN EN 12831. Dále práce uvádí stanovení velikosti zásobníku pro přípravu teplé vody dle DIN 4708 a využití kolorimetrických měřičů tepla pro rozúčtování nákladů na vytápění.

# Summary

The first part of the thesis introduces theoretical findings related to thermo-technical parameters of buildings. Furthermore, it describes the process of calculation of heat loss according to ČSN EN 12831 and the proposal of hot water and low temperature water heating systems. It is also concerned with the way of cost assessment of heating and its invoicing for blocks of flats. The thesis also incorporates descriptions of possible ways of hot water tank projects.

The practical part introduces a project and its documentation of heating system and water heating of assigned block of flats including four floors. Another part of the proposal is the determination of thermo-technical parameters of building constructions and the calculation of heat loss according to ČSN EN 12831. The thesis also shows determination of hot water tank for hot water heating according to DIN 4708 and employment of calorimetric heat gauges for cost invoicing of heating.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh vytápění bytového domu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jindřicha Boháče, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 22. 6. 2018

Petr Calta

# Poděkování

Tímto děkuji Ing. Jindřichu Boháčovi za cenné rady a věcné připomínky při vedení této bakalářské práce.

# Obsah

1	Úvod .....	- 11 -
1.1	Úkol a cíle práce .....	- 11 -
2	Tepelně-technické parametry budov .....	- 12 -
2.1	Výpočet tepelné ztráty dle ČSN EN 12831 .....	- 13 -
2.1.1	Návrhová tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru $\Phi_{T,i}$ [W].....	- 13 -
2.1.2	Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru $\Phi_{V,i}$ [W].....	- 18 -
2.1.3	Návrhový tepelný výkon .....	- 21 -
2.1.4	Další možnosti normy ČSN EN 12831 .....	- 22 -
3	Vytápění budov .....	- 23 -
3.1	Otopné soustavy .....	- 23 -
3.1.1	Prostorové uspořádání soustavy.....	- 24 -
3.1.2	Nejvyšší pracovní teplota .....	- 26 -
3.1.3	Konstrukce expanzní nádoby.....	- 28 -
3.1.4	Oběh otopné vody .....	- 31 -
3.1.5	Materiál rozvodu .....	- 32 -
3.1.6	Otopné plochy .....	- 35 -
3.1.7	Zdroje tepla.....	- 39 -
3.1.8	Pojistné zařízení .....	- 41 -
3.1.9	Dimenzování potrubní sítě.....	- 43 -
3.1.10	Výpočet tlakových ztrát.....	- 45 -
3.2	Náklady na vytápění.....	- 50 -
3.2.1	Potřeba tepla na vytápění.....	- 50 -
3.2.2	Rozúčtování tepla pro více bytových jednotek.....	- 52 -
4	Příprava teplé vody.....	- 54 -

4.1	Návrh podle ČSN 06 0320.....	- 54 -
4.2	Návrh podle DIN 4708 .....	- 56 -
4.3	Přednostní příprava teplé vody .....	- 58 -
5	Praktická část.....	- 60 -
5.1	Identifikace domu.....	- 60 -
5.2	Tepelně-technické parametry bytového domu.....	- 61 -
5.2.1	Skladba a parametry konstrukcí.....	- 61 -
5.2.2	Stanovení tepelné ztráty .....	- 64 -
5.3	Otopná soustava .....	- 69 -
5.3.1	Teplotní spád .....	- 69 -
5.3.2	Otopná tělesa.....	- 69 -
5.3.3	Návrh potrubní sítě.....	- 71 -
5.3.4	Návrh zdroje tepla.....	- 78 -
5.3.5	Návrh oběhového čerpadla .....	- 80 -
5.3.6	Návrh pojistného ventilu .....	- 81 -
5.3.7	Návrh tlakové expanzní nádoby.....	- 81 -
5.4	Vyčíslení nákladů na vytápění.....	- 83 -
5.5	Návrh přípravy teplé vody.....	- 85 -
6	Závěr .....	- 89 -
7	Seznam příloh.....	- 91 -
8	Seznam literatury a použitých pramenů.....	- 92 -

# Soupis značení

<b>Značka</b>	<b>Veličina</b>	<b>Jednotka</b>
$A_0$	– průřez sedla pojistného ventilu	[mm <sup>2</sup> ]
$A_K$	– plocha stavební části	[m <sup>2</sup> ]
$G_w$	– korekční činitel zohledňující vliv spodní vody	[1]
$H_{T,ie}$	– součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí	[W.K <sup>-1</sup> ]
$H_{T,ig}$	– součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru do zeminy	[W.K <sup>-1</sup> ]
$H_{T,ij}$	– součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně nižší teplotu	[W.K <sup>-1</sup> ]
$H_{T,iue}$	– součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem	[W.K <sup>-1</sup> ]
$H_{V,i}$	– součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	[W.K <sup>-1</sup> ]
$K$	– konstanta průřezu sedla ventilu	[kW.mm <sup>-2</sup> ]
$N$	– koeficient potřeby	[1]
$P_z$	– tepelný výkon zdroje tepla	[kW]
$\dot{Q}$	– tepelný výkon otopného tělesa	[W]
$Q_1$	– dodaná tepelné energie v úseku $\tau$	[kWh]
$Q_{2p}$	– tepelné energie odebraná z ohřívače	[kWh.den <sup>-1</sup> ]
$Q_d$	– teoretická potřeba tepla na vytápění za otopné období	[J]
$Q_{d,skut}$	– skutečná potřeba tepla na vytápění za otopné období	[J]
$Q_N$	– normovaná potřeba tepelné energie „jednotkového bytu“	[kWh]
$\dot{Q}_n$	– jmenovitý tepelný výkon otopného tělesa	[kW]
$R$	– měrná tlaková ztráta	[Pa.m <sup>-1</sup> ]
$Re$	– Reynoldsovo kritérium	[1]
$R_{opt}$	– optimální (ekonomická) měrná tlaková ztráta	[Pa.m <sup>-1</sup> ]
$R_p$	– předběžná měrná tlaková ztráta	[Pa.m <sup>-1</sup> ]
$U_{equiv,k}$	– ekvivalentní součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]

$U_k$	– součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{kc}$	– korigovaný součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{N,20}$	– minimální požadovaný součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{pas,20}$	– součinitel prostupu tepla pro pasivní budovy	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{rec,20}$	– doporučený součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$V_{2p}$	– celková potřeba teplé vody	$[\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}]$
$V_{EN-T}$	– objem tlakové expanzní nádoby	[l]
$V_i$	– objem řešeného prostoru	$[\text{m}^3]$
$\dot{V}_i$	– výměna vzduchu ve vytápěném prostoru	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{V}_{inf,i}$	– množství vzduchu přivedené infiltrací	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$\dot{V}_{mech,inf,i}$	– rozdíl mezi nuceně odváděným a přiváděným vzduchem z vytápěné prostoru	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$V_{os}$	– objem teplonosné látky v soustavě	[l]
$\dot{V}_{su,i}$	– množství nuceně přiváděného vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$V_{TV}$	– objem zásobníku teplé vody	$[\text{m}^3]$
$X_p$	– spínací diference pro dohřev teplé vody	[K]
$Z$	– tlaková ztráta v místních odporech	[Pa]
$a$	– podíl místních a třecích tlakových ztrát	[1]
$b_u$	– teplotní redukční činitel	[1]
$c$	– měrná tepelná kapacita	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
	– teplotní podílový součinitel	[1]
$d$	– počet dnů otopného období	[den]
$d_i$	– vnitřní průměr potrubí	[m]
$d_n$	– tloušťka stavební konstrukce	[m]
$d_v$	– vnitřní průměr pojistného potrubí	[mm]
$e_d$	– opravný součinitel na zkrácení doby provozu	[1]
$e_i$	– stínící součinitel	[1]
	– opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty prostupem a větráním	[1]
$e_k$	– korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům	[1]
$e_l$	– korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům	[1]



$e_t$	– opravný součinitel na snížení vnitřní teploty	[1]
$f_{g1}$	– korekční činitel	[1]
$f_{g2}$	– teplotní redukční činitel	[1]
$f_m$	– opravný součinitel na hmotnostní průtok	[1]
$f_n$	– opravný součinitel na počet článků	[1]
$f_o$	– opravný součinitel na úpravu okolí	[1]
$f_p$	– opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru	[1]
$f_{RH}$	– korekční zátopový součinitel	[1]
$f_{vi}$	– redukční činitel	[1]
$f_x$	– opravný součinitel na připojení tělesa	[1]
$f_{\Delta t}$	– opravný součinitel na teplotní rozdíl	[1]
$k$	– absolutní drsnost	[m]
$k_v$	– objemový průtok armaturou při tlakové ztrátě 100 kPa	[m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]
$k_{vs}$	– objemový průtok plně otevřenou armaturou při tlakové ztrátě 100 kPa	[m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]
$l$	– délka potrubí	[m]
$l_l$	– délka lineárních tepelných mostů	[m]
$\dot{m}$	– hmotnostní průtok teplotnosné látky	[kg.h <sup>-1</sup> ]
$n$	– součinitel zvětšení objemu – počet bytů	[1]
$n_{50}$	– intenzita výměny vzduchu	[h <sup>-1</sup> ]
$n_{min}$	– minimální intenzita výměny vnitřního vzduchu	[h <sup>-1</sup> ]
$p$	– počet osob nebo koeficient obsazenosti	[1]
$p_{d,dov}$	– nejnižší dovolený přetlak v soustavě	[Pa]
$p_{d,dov,A}$	– nejnižší dovolený absolutní tlak v soustavě	[Pa]
$p_{et,seř}$	– seřizovací přetlak plynu	[Pa]
$p_{h,dov,A}$	– nejvyšší dovolený absolutní tlak v soustavě	[Pa]
$p_{ot}^{0,5}$	– otevírací přetlak pojistného ventilu	[kPa]
$t_1$	– teplota studené vody (10 °C)	[°C]
$t_2$	– teplota teplé vody (55 °C)	[°C]
$t_D$	– teplota okolního vzduchu	[°C]
$t_{w2}$	– výstupní teplota teplotnosné látky z otopného tělesa	[°C]
$t_{w1}$	– vstupní teplota teplotnosné látky do otopného tělesa	[°C]

$t_{wm}$	– střední teplota na otopném tělese	[°C]
$w$	– rychlost proudění	[m.s <sup>-1</sup> ]
$w_{opt}$	– optimální (ekonomická) rychlost proudění	[m.s <sup>-1</sup> ]
$w_v$	– potřeba tepla odběrných míst	[kWh]
$x_p$	– pásmo proporcionality regulačního ventilu	[K]
$y$	– korekční faktor odběru tepla ze zásobníku	[1]
$z$	– poměrná tlaková ztráta při ohřevu a distribuci	[1]
$\alpha_i$	– součinitel přestupu tepla na vnitřní straně	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_e$	– součinitel přestupu tepla na vnější straně	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_v$	– výtokový součinitel pojistného ventilu	[1]
$\Delta p$	– dispoziční rozdíl tlaků	[Pa]
$\Delta p_c$	– celková tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta p_m$	– tlaková ztráta v místních odporech	[Pa]
$\Delta p_N$	– referenční tlaková ztráta 100 kPa	[kPa]
$\Delta p_t$	– tlaková ztráta třením	[Pa]
$\Delta Q_{max}$	– maximální rozdíl mezi křivkou odběru a dodávky	[kWh]
$\Delta t$	– ochlazení teplotnosné látky	[K]
	– střední teplotní rozdíl na otopném tělese	[K]
$\Delta t_n$	– jmenovitý střední teplotní rozdíl na otopném tělese	[K]
$\Delta U_{tb}$	– korekční součinitel	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\varepsilon_i$	– výškový korekční činitel	[1]
$\eta$	– stupeň využití expanzní nádoby	[1]
$\eta_K$	– účinnost zdroje tepla	[1]
$\eta_o$	– účinnost obsluhy nebo regulace	[1]
$\eta_R$	– účinnost rozvodu	[1]
$\theta_e$	– venkovní oblastní výpočtová teplota	[°C]
$\theta_{int,i}$	– vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$\theta_{m,e}$	– průměrná venkovní teplota za otopné období	[°C]
$\theta_{su,i}$	– teplota přiváděného vzduchu	[°C]
$\theta_j$	– teplota sousedního vytápěného prostoru	[°C]
$\theta_u$	– teplota nevytápěného prostoru	[°C]

$\lambda$	– součinitel tepelné vodivosti	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
	– součinitel tlakové ztráty třením	[1]
$\nu$	– kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\zeta$	– součinitel místní tlakové ztráty	[1]
$\rho$	– hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\tau$	– časový úsek	[h]
$\tau_a$	– doba dohřevu	[s]
$\Phi_{HL}$	– celkový návrhový tepelný výkon	[W]
$\Phi_{HL,i}$	– návrhový tepelný výkon dílčího prostoru	[W]
$\Phi_i$	– celková tepelná ztráta dílčího prostoru	[W]
$\Phi_n$	– jmenovitý výkon	[kW]
$\Phi_p$	– pojistný výkon	[kW]
$\Phi_{RH,i}$	– zátopový tepelný výkon	[W]
$\Phi_{T,i}$	– návrhová tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$\Phi_{V,i}$	– návrhová tepelná ztráta větráním	[W]
$\Psi_l$	– činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

# 1 Úvod

## 1.1 Úkol a cíle práce

Bakalářská práce se zabývá návrhem soustavy pro vytápění a přípravu teplé vody pro občanský bytový dům. Návrh této soustavy je proveden v rozsahu prováděcí projektové dokumentace. Součástí návrhu je posouzení tepelně-technických vlastností stavebních konstrukcí domu a výpočet potřeby tepla včetně návrhu možného rozúčtování mezi vlastníky jednotlivých bytových jednotek.

Cílem první teoretické části textu je uvést ucelené poznatky na jejichž základě bude zpracována druhá praktická část práce. Dalším cílem první části textu je uvedení základních legislativních požadavků a praktických doporučení pro návrh.

Praktická část textu má za úkol popsat postup návrhu jednotlivých částí soustavy pro vytápění a přípravu teplé vody. Cílem bylo navrhnout řešení splňující všechny předpoklady pro vysokou kvalitu tepelné pohody řešeného prostoru a zajišťující dostatečné množství teplé vody. Zároveň byl návrh vypracován s ohledem na nižší pořizovací náklady, krátkou dobu montáže, jednoduchou obsluhu a vysokou životnost celého zařízení.

## 2 Tepelně-technické parametry budov

Tepelně-technické parametry konstrukcí budov jsou v dnešní době jedním z nejdůležitějších kritérií pro výběr stavebních konstrukcí při návrhu nové budovy, případně při volbě dodatečného tepelně-izolačního opatření při rekonstrukci stávajících budov. Tato volba má velice významný vliv na tepelný komfort uvnitř budovy, především pak ale na tepelnou ztrátu objektu a s ní spojené náklady na vytápění, případně chlazení. Je potřeba si uvědomit, že volba není činěna na několik jednotek let, ale zpravidla na 3 až 5 desítek let. Je to doba mezi výstavbou a rekonstrukcí nebo jednotlivými rekonstrukcemi domu. V těchto intervalech se změna tepelně-technických parametrů konstrukcí většinou zohledňuje. Toto rozhodnutí za projektanta však z části řeší česká legislativa, a to odkazem na ČSN 73 0540-2. Tato norma udává minimální požadované hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{N,20}$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ] pro nejrůznější stavební konstrukce (stěna vnější, střecha strmá se sklonem nad  $45^\circ$ , výplň otvoru vedoucí z vytápěného do temperovaného prostoru a další.). Dále pak udává tzv. doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{\text{rec},20}$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ], a ještě doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla pro pasivní budovy  $U_{\text{pas},20}$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]. Projektant nové budovy nebo její celkové rekonstrukce je tedy povinen zvolit takovou skladbu stěny, výplň nebo jinou část konstrukce tak, aby těmto minimálním požadavkům vyhověl. Vzhledem k neustále rostoucím nákladům na energie a naproti tomu snižujícím se nákladům na pořízení konstrukce s lepšími parametry součinitele prostupu tepla je účelné se přiblížit k doporučeným hodnotám součinitele prostupu tepla nebo třeba až k doporučeným součinitelům prostupu tepla pro pasivní budovy. Tyto úvahy už je ale výhodnější řešit pomocí optimalizačních výpočtů na základě návratnosti dané investice.

## 2.1 Výpočet tepelné ztráty dle ČSN EN 12831

Hlavním ukazatelem tepelné náročnosti budovy je její celková tepelná ztráta, která je součtem dílčích tepelných ztrát jednotlivých místností  $\Phi_i$  [W]. Tepelná ztráta dílčího vytápěného prostoru se stanoví jako:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} , \quad (1)$$

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

### 2.1.1 Návrhová tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru $\Phi_{T,i}$ [W]

Výpočet se provádí dle následující rovnice:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) . \quad (2)$$

$\theta_{int,i}$  [°C] je vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru. Uvažuje se, že teplota vzduchu vytápěného prostoru je shodná s výslednou teplotou měřenou kulovým teploměrem. Pro případ, kdy je teplota vzduchu výrazně odlišná od střední teploty okolních ploch uvádí norma korekční postup. První metodika pro stanovení  $\theta_{int,i}$  vychází z informativní přílohy normy a odkazuje na EN ISO 7730, ve které je kvalita tepelné pohody vyjádřena pomocí hodnot PMV a PPD. Výsledkem je tedy optimální teplota vytápěného prostoru doplněna navíc přípustným rozsahem, ve kterém by se teplota měla pohybovat. Dále příloha normy uvádí tabulku, kde pro různé profily užívání místností nabízí optimální rozsahy výsledné teploty vytápěného prostoru. Poslední možností volby vnitřní výpočtové teploty vytápěného prostoru je použití tabulky z normativní přílohy normy, která udává základní výpočtové vnitřní teploty pro jednotlivé profily užívání místností.

$\theta_e$  [°C] je venkovní oblastní výpočtová teplota, je to teplota určená z průměru pěti nejchladnějších denních průměrných teplot vybraného roku. Informativní příloha normy uvádí tři základní venkovní oblastní výpočtové teploty a to: -12 °C, -15 °C, -18 °C pro vybrané lokality ČR (Praha -12 °C). Dále uvádí tabulku, kde venkovní oblastní výpočtovou teplotu snižuje na základě vyšší nadmořské výšky.

$H_{T,ie}$  [W.K<sup>-1</sup>] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy a spočítá se jako:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \Psi_l + l_1 + e_1, \quad (3)$$

- kde  $A_k$  plocha stavební části [m<sup>2</sup>],  
 $U_k$  součinitel prostupu tepla [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $e_k$  korekční součinitel vystavení povětrnostním vlivům [1],  
 $\Psi_l$  činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $l_1$  délka lineárních tepelných mostů [m],  
 $e_1$  korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům [1].

Součinitel prostupu tepla  $U_k$  se vypočte podle obecně známého vztahu jako:

$$U_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_n \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_e}}, \quad (4)$$

- kde  $\alpha_i$  součinitel přestupu tepla na vnitřní straně [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $\lambda_n$  součinitel tepelné vodivosti [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $\alpha_e$  součinitel přestupu tepla na vnější straně [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $d_n$  tloušťka stavební konstrukce [m].

Hodnoty součinitelů  $e_k$  a  $e_l$  se uplatňují pro korekci vlivem slunečního záření, pohlcování vlhkosti, rychlosti větru apod. Jejich stanovení se řeší na národní úrovni, pro českou variantu normy se oba součinitele rovnají hodnotě 1,0.

Hodnoty pro lineární činitel lineárního prostupu tepla tepelného mostu  $\Psi_1$  se stanoví na základě EN ISO 14683 nebo EN ISO 10211. Další možností je  $\Psi_1$  nestanovovat a původní výpočet  $H_{T,ie}$  nahradit:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k * U_{kc} * e_k, \quad (5)$$

kde  $U_{kc}$  korigovaný součinitel prostupu tepla [ $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ].

Stanovení lineární tepelné ztráty se tak zahrne do první části původního vztahu. Početně pak:

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \quad (6)$$

kde  $\Delta U_{tb}$  korekční součinitel závisející na druhu stavební konstrukce (jeho hodnoty jsou uvedeny v normativní příloze normy) [ $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ].

Jelikož se korekční součinitel zadává globálně na určitou část stavební konstrukce, nezohledňuje tedy přesnou geometrii a druh tepelného mostu, budou výsledky za použití této metodiky méně přesné než při podrobném výpočtu lineárních tepelných mostů. Je tedy potřeba, na základě účelu použití výsledku výpočtu zvážit, jakou metodu stanovení lineární tepelné ztráty použít. Obecně pro nízkoenergetické a pasivní budovy je doporučováno použití podrobné metody. [L1]



$H_{T,iue}$  [W.K<sup>-1</sup>] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem. Stanoví se jako:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \Psi_l + l_1 + b_u, \quad (7)$$

kde  $b_u$  teplotní redukční činitel zohledňující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní výpočtovou teplotou [1].

Redukční činitel  $b_u$  lze stanovit ze vztahu:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (8)$$

kde  $\theta_u$  teplota nevytápěného prostoru, zjišťuje se bilančním výpočtem, alternativně lze použít hodnoty z ČSN 06 0210 [°C].

Rovněž lze  $b_u$  odečíst z normativní přílohy, kde jsou jednotlivé hodnoty stanoveny na základě podlaží, počtu ochlazovaných stěn, výplní otvorů atd.

Stejně jako u součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy  $H_{T,ie}$  [W.K<sup>-1</sup>] je možné vztah (7) transformovat, nestanovovat  $\Psi_l$  a původní  $U_k$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>] nahradit  $\Delta U_{tb}$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>].

$H_{T,ig}$  [W.K<sup>-1</sup>] je součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu a vypočte se dle vztahu:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w, \quad (9)$$

- kde  $f_{g1}$  korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty (pro naše zeměpisné podmínky se uvažuje s hodnotou 1,45) [1],
- $f_{g2}$  teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou [1],
- $G_w$  korekční činitel zohledňující vliv spodní vody (konkrétní hodnoty udává normativní příloha) [1].

Redukční činitel  $f_{g2}$  se určí jako:

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

- kde  $\theta_{m,e}$  průměrná venkovní teplota za otopné období [°C],
- $U_{equiv,K}$  ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí (pro jeho stanovení udává norma poměrně rozsáhlou metodiku, avšak její správnost je velice diskutabilní [L2], pro přesné stanovení je tak lepší použít ČSN EN ISO 13 370) [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>].

$H_{T,ij}$  [W.K<sup>-1</sup>] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně nižší teplotu a vypočte se podle vztahu:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k, \quad (11)$$

kde

$$f_{ij} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_j}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e}, \quad (12)$$

pak  $\theta_j$  teplota sousedního vytápěného prostoru (uvedena v normativní příloze) [°C].

### 2.1.2 Návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru $\Phi_{V,i}$ [W]

Výpočet se provádí dle vztahu:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \quad (13)$$

$H_{V,i}$  [W.K<sup>-1</sup>] je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním a stanoví se dle:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c, \quad (14)$$

kde  $\rho$  hustota vzduchu [kg.m<sup>-3</sup>],  
 $c$  měrná tepelná kapacita vzduchu [J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $\dot{V}_i$  výměna vzduchu ve vytápěném prostoru [m<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>].

Následně se výpočet dělí podle toho, zda výměna vzduchu probíhá přirozeně či nuceně.

**Přirozená výměna** uvažuje:

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{\text{inf},i}; \dot{V}_{\text{min},i}). \quad (15)$$

$\dot{V}_{\text{inf},i}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ] je množství vzduchu přivedené infiltrací a vypočítá se jako:

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i, \quad (16)$$

- kde  $V_i$  objem řešeného prostoru [ $\text{m}^3$ ],  
 $n_{50}$  intenzita výměny vzduchu mezi vnitřním a venkovním prostorem při rozdílu tlaků 50 Pa [ $\text{h}^{-1}$ ],  
 $e_i$  stínící součinitel, závisí na umístění exponované fasády vůči účinkům větru (volí se dle normativní přílohy) [1],  
 $\varepsilon_i$  výškový korekční činitel, který závisí na výšce vytápěného prostoru nad terénem (volí se dle normativní přílohy) [1].

$\dot{V}_{\text{min},i}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ] je minimální přivedené hygienické množství vzduchu potřebné pro vytvoření zdravého a komfortního prostředí ve vytápěném prostoru, stanoví se jako:

$$\dot{V}_{\text{min},i} = n_{\text{min}} \cdot V_i, \quad (17)$$

- kde  $V_i$  objem řešeného prostoru [ $\text{m}^3$ ],  
 $n_{\text{min}}$  minimální intenzita výměny vnitřního vzduchu za čerstvý venkovní vzduch. [ $\text{h}^{-1}$ ].

Základní číselné hodnoty pro minimální intenzitu výměny vzduchu udává normativní příloha (obytné místnosti 0,5, kuchyně, koupelny 1,5 atd.), případně odkazuje na dokument EN CR 1752, jehož větrací množství vzduchu jsou založena na maximální přípustné koncentraci CO<sub>2</sub> (1200 ppm). Při stanovení minimálního množství větracího vzduchu bude však pro projektanta klíčové dodržet vyhlášku č. 20/2012 Sb., o technických požadavcích na stavby, která nařizuje dodržení intenzity větrání v obytných místnostech právě 0,5 h<sup>-1</sup>, avšak za předpokladu pobytu osob [L3].

Dalším důležitým parametrem pro stanovení množství větracího vzduchu je odvod vzdušné vlhkosti, protože při její zvýšené koncentraci dochází ke kondenzaci na stěnách a podporuje bujení především černých plísní, které nejsou v žádném případě ukazatelem zdravého vnitřního prostředí budovy [L4].

Z praktických poznatků vyplývá, že pro novostavby nebo rekonstrukce, kde jsou použita moderní okna s vysoce účinným těsněním je prakticky nemožné dosáhnout požadované intenzity výměny vzduchu pomocí infiltrace vzduchu do místnosti. Je nutné se tedy uchýlit k volbě jiného způsobu větrání ať už založeného na principu přirozeného větrání nebo systému nuceného [L4].

**Nucená výměna** vzduchu může znamenat přívod vzduchu s jinými tepelnými parametry, než má vzduch ve vytápěné místnosti. Matematicky:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{\text{inf},i} + \dot{V}_{\text{su},i} \cdot f_{\text{vi}} + \dot{V}_{\text{mech,inf},i}, \quad (18)$$

kde	$\dot{V}_{\text{inf},i}$	množství čerstvého vzduchu přivedeného infiltrací [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ],
	$\dot{V}_{\text{su},i}$	množství nuceně přiváděného vzduchu do místnosti [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ],
	$\dot{V}_{\text{mech,inf},i}$	rozdíl mezi nuceně odváděným a přiváděným vzduchem z vytápěného prostoru [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ],
	$f_{\text{vi}}$	redukční činitel zohledňující rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a venkovní výpočtovou teplotou [1].

Redukční činitel  $f_{vi}$  se určí jako:

$$f_{vi} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{\text{su},i}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e}, \quad (19)$$

kde  $\theta_{\text{su},i}$  teplota přiváděného vzduchu do místnosti.

Podíl čerstvého vzduchu ve  $\dot{V}_i$  musí být samozřejmě větší než  $\dot{V}_{\text{min},i}$ .

### 2.1.3 Návrhový tepelný výkon

Tepelný výkon  $\Phi_{\text{HL},i}$  [W] potřebný pro každý dílčí řešený prostor se určí ze vztahu:

$$\phi_{\text{HL},i} = \phi_{\text{T},i} + \phi_{\text{V},i} + \phi_{\text{RH},i} \quad (20)$$

jedná se o součet návrhové tepelné ztráty prostupem  $\Phi_{\text{T},i}$ , návrhové tepelné ztráty větráním  $\Phi_{\text{V},i}$  a zátopového tepelného výkonu požadovaného pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění  $\phi_{\text{RH},i}$  [W]. Podrobnější metodiku pro stanovení tohoto výkonu však norma neuvádí, upozorňuje pouze na vlivy, které se na stanovení výkonu podílejí. Nabízí tedy zjednodušenou metodu pro stanovení zátopového tepelného výkonu dle:

$$\phi_{\text{RH},i} = A_i + f_{\text{RH}}, \quad (21)$$

kde  $A_i$  podlahová plocha vytápěného prostoru [m<sup>2</sup>],

$f_{\text{RH}}$  korekční součinitel závisící na době zátoku a předpokládaném poklesu vnitřní teploty v útlumové době [1].

Číselné hodnoty pro korekční činitel jsou uvedeny v normativní příloze. Použití  $\phi_{\text{RH},i}$  je však velice diskutabilní a pro běžné soustavy vytápění, které často nepracují s extrémními útlumovými stavy, se doporučuje ho z výpočtu zcela vypustit. Navíc celý výpočet tepelné

ztráty je řešen pro extrémní stav a otopná soustava pracuje při nejvyšších výkonech zhruba 10 % času z otopného období, tudíž je povětšinou určitý přebytečný výkon k dispozici právě pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění [L1] [L5].

Celkový návrhový tepelný výkon  $\Phi_{HL}$  [W] pro celou budovu nebo její funkční celek je prostým součtem návrhových tepelných výkonů každého prostoru.

#### **2.1.4 Další možnosti normy ČSN EN 12831**

Norma dále uvádí, zjednodušenou metodu výpočtu tepelné ztráty domu, jedná se o tzv. obálkovou metodu, kdy se uvažuje budova jako jeden prostor. Vnitřní výpočtová teplota se stanoví jako střední. Výpočet je vhodný pro případy, kdy je potřeba zjistit celkovou tepelnou ztrátu domu bez ohledu na tepelné ztráty jednotlivých místností.

Dále se norma zabývá výpočtem prostorů se světlou výškou vyšší než 5 m, kde výškový teplotní gradient začíná hrát významnější roli.

### 3 Vytápění budov

Historicky člověk řešil ve svých obydlích vytápění, ať už se jednalo v pravěku o otevřená ohniště, ve středověku o hliněné pece nebo dnešní nejmodernější způsoby vytápění. Vždy se snažil docílit zvýšeného tepelného komfortu, než mu samotné obydlí mohlo nabídnout. Odhlédneme-li od minulosti a zaměříme-li se na současnost, zjistíme, že momentálně existuje a je dostupné nepřeberné množství systémů vytápění. Tyto systémy sestávají z nejrůznějších prvků sdílejících teplo do daného prostoru, zdrojů tepla, potrubí, armatur, regulačních prvků, zabezpečovacích prvků atd. Hlavním úkolem moderního vytápění je zajistit ve vytápěném prostředí optimální tepelnou pohodu v závislosti na požadavcích uživatele a to za vynaložení co nejnižších pořizovacích a provozních nákladů. Projektant v dnešní době má tedy k dispozici velké množství komponentů, z kterých může danou soustavu vytvořit. Záleží už jenom na jeho schopnostech, případně vůli investora, s jakou efektivitou bude soustava fungovat.

Osobně vidím jako největší obtíž při návrhu vytápění právě onu efektivitu, přesněji, ve smyslu jejího stanovení. Bez dlouhodobého detailního měření je totiž prakticky nemožné efektivitu soustavy zjistit. Pro investora je tak poměrně obtížné, si zpětně po instalaci soustavy a jejím krátkodobějším provozu ověřit, co mu projektant „slíbil“. Stejně platí pro projektanta ve smyslu zpětné vazby, která z tohoto důvodu není ideální. Uvědomuji si, že obdobná situace platí ve spoustě oborech lidské činnosti, uvedu-li ale kupříkladu automobil, má jeho uživatel oproti otopné soustavě mnohem větší přehled o jeho efektivitě, a to mu v jednoduchosti stačí znát pouze spotřebu paliva.

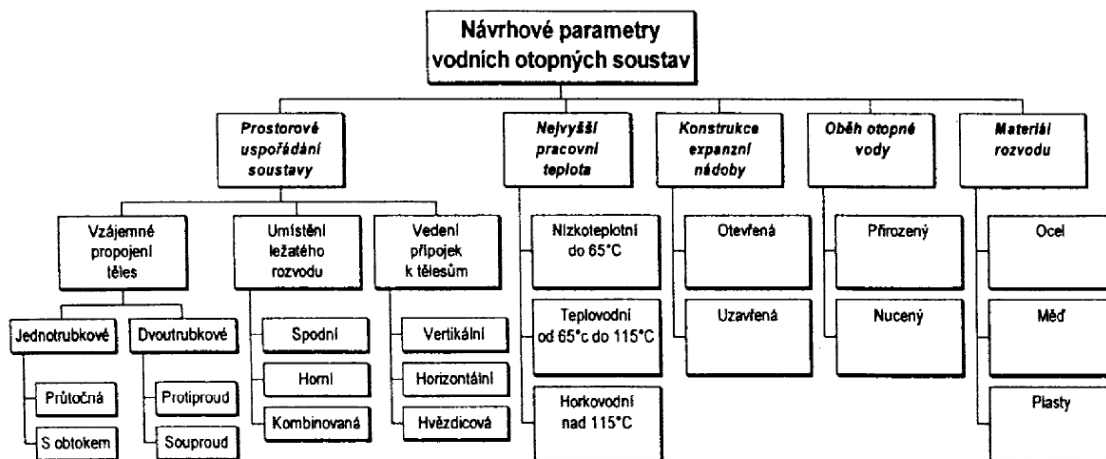
Níže v následujících podkapitolách uvedu základní přehled různých otopných soustav a používaných komponent, včetně matematických nebo jiných pravidel pro jejich návrh.

#### 3.1 Otopné soustavy

V oboru vytápění se v historii vyvinulo nespočet různých možností, jak dopravit teplo od zdroje tepla a následně ho předat do požadovaného prostoru. Tento vývoj se uskutečňoval na základě řady návrhových parametrů v závislosti na použitém zdroji tepla, architektonickém řešení stavby, omezujících parametrech ve vytápěném prostoru, ale



třeba i pořizovacích a provozních nákladech apod. Základním kritériem pro rozdělení otopné soustavy je rozdělení podle teploty látky. Teplotou látkou pro otopné soustavy může být zjednodušeně voda, pára, vzduch, případně se může teplo předávat přímo pouze přes teplosměnnou plochu, například u lokálních topidel jako jsou krbová kamna apod. Další samostatnou kapitolou jsou elektrická topná tělesa ať už ve formě přímotopných topidel, akumulčních kamen nebo elektrických topných rohoží. Ve všech těchto případech se pak jedná vlastně o formu lokálního vytápění. Jelikož by podrobnější popis všech těchto soustav byl na samostatnou bakalářskou práci, dále se budu věnovat už pouze vodním otopným soustavám, které úzce souvisí s celým textem. Odhlédneme-li od soustav používaných v dávné minulosti a zaměříme-li se na současnost a nedávnou minulost, lze drtivou většinu provozovaných vodních otopných soustav rozdělit dle návrhových parametrů popsaných na následujícím obrázku.



Obr. 1 Návrhové parametry vodních otopných soustav [L6].

### 3.1.1 Prostorové uspořádání soustavy

**Vzájemné propojení těles** je volba, která stojí hned na začátku daného projektu. Nejběžnější volbou je použití dvoutrubkové protiproudé soustavy, která se vyznačuje tím, že každé těleso je napojeno na přívodní a vratné potrubí. Střední teplota vody na všech otopných tělesech je tedy shodná. Přívodní a vratné potrubí (zpravidla shodných dimenzí) jsou v daném úseku vedena souběžně a přívodní voda teče proti směru toku vody vratné. Výhodou tohoto zapojení je poměrně malá spotřeba trubního materiálu, kdy se soustava

prakticky libovolně větví po nejkratší dráze ke každému tělesu. Další výhodou jsou nízké tlakové ztráty díky paralelnímu zapojení jednotlivých těles. Naopak nevýhodou tohoto zapojení je rozdílná délka jednotlivých okruhů a z toho plynoucí rozdílné tlakové ztráty jednotlivých okruhů. Následné hydraulické vyvažování okruhů „blíže“ ke zdroji může být v některých případech dosti komplikované [L6], [L7].

Komplikace při vyvažování lze částečně nebo úplně vyřešit použitím dvoutrubkové otopné soustavy se souproudým zapojením tzv. Tychelmannovo zapojení. Toto zapojení se vyznačuje tím, že otopná voda v potrubí vedeném souběžně proudí stejným směrem a součet délek potrubí (přívodního i vratného) je pro každé těleso stejný. Nevýhodou tohoto zapojení je vyšší spotřeba trubního materiálu. S výhodou se používá v rozsáhlejších aplikacích, kde lze vést potrubí do okruhu. Často se používá pro napojení stoupacích potrubí v rozsáhlejších objektech nebo pro napojení více zdrojů do kaskády [L6], [L7].

Další možností je jednotrubkové napojení otopných těles, kdy nejjednodušší je průtočné zapojení. Toto zapojení má však výrazná omezení, především v počtu napojených těles. Jelikož jsou tělesa napojena do série, tak střední teplota na jednotlivých tělesech postupně klesá, a tím úměrně roste velikost otopné plochy. Maximální počet takto napojených těles tak je v jednotkách kusů. Regulace takto napojených těles je prakticky nemožná. Dalšími možnostmi jsou tak zapojení s obtokem nebo čtyřcestnou armaturou, kdy část otopné vody protéká tělesem a část teče obtokem mimo těleso, po smísení pokračují k dalšímu tělesu. Nevýhoda ve smyslu snižující se střední teploty na tělese zůstává, ale není už tak markantní. Problém s velkou tlakovou ztrátou lze za pomoci nízkoodporových armatur také celkem úspěšně potlačit, a nejsou tak výjimkou soustavy s napojením několika desítek těles. Regulaci tohoto systému je možné úspěšně řešit, avšak musíme mít na paměti, že regulace na jednom tělese vyvolá změnu vstupních parametrů pro všechna následující tělesa. Výhodou, vzhledem k horizontálnímu provedení rozvodu, je minimalizace stropních prostupů, další výhodou je snadná možnost kalorimetrického měření spotřeby tepla a regulace po jednotlivých zónách (byt, podlaží, křídlo budovy...). U těchto řešení už převažují výhody nad nevýhodami, a proto jsou často vhodnou alternativou k masivně užívaným dvoutrubkovým soustavám, avšak kvůli složitějšímu návrhu není jejich potenciál zcela naplněn [L6], [L7].

**Umístění ležatého rozvodu** závisí především na architektonických možnostech stavby, případně na typu soustavy, kdy například u Tychelmannova rozvodu nebo u etážové soustavy s přirozeným oběhem, s výhodou využijeme kombinaci spodního a horního ležatého rozvodu. Pokud zdroj tepla bude umístěn v nejvyšším podlaží, pak lze často užít horního rozvodu. Nejčastěji se však setkáme se spodním rozvodem vedeným pod stropem podzemního podlaží, případně v kanále v podlaze nejnižšího podlaží [L6], [L7].

**Vedení přípojek k tělesům** je možno řešit jako tzv. vertikální, kdy je těleso napojeno pouze krátkými horizontálními potrubími, z jednoho stoupacího potrubí mohou být napojena pouze dvě tělesa. Tento způsob se používal dříve, především při výstavbě panelových bytových domů, ale jeho hlavní nevýhodou pro dnešní provoz je problematické měření spotřeby tepla a velký počet prostupů horizontálními konstrukcemi.

Dalším způsobem je horizontální napojení, kdy je proveden podlažní horizontální rozvod, na který jsou napojena jednotlivá tělesa pomocí krátkých vertikálních přípojek. Tento v dnešní době velice preferovaný způsob minimalizuje potřebný počet stoupacích potrubí a je vhodný pro použití kalorimetrického měření tepla.

Speciálním případem je hvězdicové napojení jednotlivých těles, které vychází z konceptu bytového rozdělovače, na který jsou napojeny relativně dlouhé přípojky k jednotlivým tělesům. Idea napojení je v přípojce zhotovené z jednoho kusu potrubí bez jakéhokoli spoje, která je navíc vedena v ochranném potrubí, aby ji bylo možné v případě defektu nahradit novým potrubím. Soustava předpokládá potrubí, které je pružné a snese značné mechanické namáhání pro jeho použití na změny směru prostým ohybem. Ruku v ruce se tak tento způsob zapojení rozvíjí spolu s vývojem plastových potrubí vhodných pro vytápění [L6], [L7].

### 3.1.2 Nejvyšší pracovní teplota

Při volbě provozních teplot otopné soustavy se řídíme především ekonomickými faktory, hygienickými předpisy, technickými možnostmi a fyzikálními vlastnostmi pracovní látky [L6], [L7].

Z ekonomického hlediska sledujeme pořizovací náklady na otopné plochy, kdy například s rostoucí střední teplotou na otopném tělese klesá jeho požadovaná velikost a s ní i cena.

Na druhou stranu je v některých případech výhodnější volit teplotní spád otopné soustavy nižší (i za cenu větší otopné plochy), za účelem úspory provozních nákladů. To se týká například nízkopotenciálních zdrojů tepla, jako jsou tepelná čerpadla, jejichž topný faktor se snižující výstupní (kondenzační) teplotou roste [L6], [L7].

Hygienické předpisy omezují maximální povrchové teploty otopných ploch v obytných místnostech na teplotu 90 °C a v případě jeslí nebo mateřských škol na teplotu 85 °C. U otopných podlahových ploch je to pak maximálně 34 °C, závisí však na profilu užívání místnosti [L6], [L7].

Technické vlastnosti mohou omezovat teplotní parametry otopné vody jak z důvodu maximální teploty použitelnosti materiálů rozvodů a dalších komponent soustavy, tak například z důvodu minimální požadované teploty vratné vody do kotle pro ochranu před nízkoteplotní korozi [L6], [L7].

Fyzikální aspekty omezují maximální možnou teplotu media především ve smyslu zachování skupenství, kdy pro teplovodní soustavy jsou hraničními parametry teplota 110 °C a odpovídající tlak pro zachování kapalného skupenství (nad 110 °C se soustavy označují jako horkovodní, pod 65 °C pak nízkoteplotní) [L6], [L7].

Dalším omezením může být i legislativa, kdy vyhláška č. 193/2007 Sb. udává maximální vstupní teplotu do otopného tělesa 75 °C v případě nuceného oběhu a 90 °C pro případ samotížné soustavy.

Ochlazení  $\Delta t$  na otopné ploše je potřeba volit s ohledem na její zapojení, kdy pro jednorubkové soustavy se volí 5 až 10 K, ale mělo by být nižší než ochlazení otopné soustavy. U dvoutrubkové soustavy se ochlazení pohybuje v rozmezí 10 až 25 K a je shodné s teplotním spádem otopné soustavy. Ochlazení otopné soustavy se volí především s ohledem na provozní náklady z hlediska hmotnostního průtoku soustavou a s ním spojené náklady na práci oběhových čerpadel.

Běžně používané teplotní spády pro teplovodní soustavy jsou: 90/70 °C (přirozený oběh), (85/75 °C, 80/60 °C), 75/65 °C, 70/50 °C, 70/60 °C, pro nízkoteplotní soustavy 55/45 °C, 45/35 °C, 35/25 °C [L6], [L7], [L8].

### 3.1.3 Konstrukce expanzní nádoby

Expanzní nádoba zajišťuje v otopné soustavě vytápění jednu z nejdůležitějších funkcí, a tou je bezpečnost. Jejím úkolem je pokrýt objemové změny způsobené tepelně-objemovou roztažností teplotnosné látky.

V případě, že se jedná o otevřenou expanzní nádobu, plní funkci zabezpečovacího a zároveň pojistného zařízení. Její použití bylo především v minulosti u soustav s přirozeným oběhem vody. Byla většinou vyráběna přímo na stavbě a umísťovala se do nejvyššího bodu soustavy. Jelikož byla přímo spojena s okolním prostředím, docházelo často k difuzi kyslíku do otopné vody, a především samotná nádoba a blízká expanzní potrubí byla často napadána korozí. Dalším problémem bylo její umístění, kdy byla často umístěna na půdách nebo jiných nevytápěných prostorech a musela tak být chráněna proti zamrzání. Z těchto a dalších důvodů byla až na úplné výjimky vytlačena tlakovou expanzní nádobou [L6].

Uzavřená expanzní nádoba je konstrukčně tvořena tlakovou nádobou s membránou, která odděluje teplotnosnou látku od „tlakového polštáře“ (vzduch, dusík, argon...), který vytváří v otopné soustavě požadovaný přetlak (u otevřené EN tvoří tento přetlak hydrostatický tlak) a zároveň díky své stlačitelnosti pokrývá tepelně-objemové změny teplotnosné látky. Tlaková expanzní nádoba zajišťuje v otopné soustavě pouze funkci zabezpečovací, pro zajištění pojistné funkce musí být soustava doplněna o pojistný ventil, viz podkapitola **3.1.8**. Většina menších zdrojů tepla (do 50 kW) je dnes vybavena tlakovou expanzní nádobou již od výrobce, jelikož je ale potřebný objem expanzní nádoby závislý na objemu celé otopné soustavy, je vždy nezbytné zkontrolovat, zda je daný objem expanzní nádoby pro danou otopnou soustavu dostatečný. Výpočet objemu tlakové expanzní nádoby se provede dle následujících vztahů:

$$V_{\text{EN-T}} = 1,3 * V_{\text{os}} * n * \frac{1}{\eta}, \quad (22)$$

- kde  $V_{\text{EN-T}}$  objem tlakové expanzní nádoby [l],  
 $V_{\text{os}}$  objem teplotnosné látky v soustavě [l],  
 $n$  součinitel zvětšení objemu [1], určí se podle tab. 1, na základě maximálního dosahovaného rozdílu teplot v otopné soustavě, kdy výchozí teplotou je 10 °C,  
 $\eta$  stupeň využití expanzní nádoby [1],

$$\eta = \frac{p_{\text{h,dov,A}} - p_{\text{d,dov,A}}}{p_{\text{h,dov,A}}}, \quad (23)$$

- kde  $p_{\text{h,dov,A}}$  nejvyšší dovolený absolutní tlak v soustavě, zpravidla otevírací přetlak pojistného ventilu [Pa],  
 $p_{\text{d,dov,A}}$  nejnižší dovolený absolutní tlak v soustavě [Pa], volí se jako 1,1 násobek hydrostatického přetlaku vůči napojení tlakové expanzní nádoby + 100 kPa barometrického tlaku, pro případ nástřešních kotelen nebo etážových soustav se volí v závislosti na nejnižším dovoleném provozním přetlaku kotle, případně na umístění oběhového čerpadla v síti, aby nedocházelo k relativnímu podtlaku v soustavě a tím k jejímu zavzdušňování [L9], [L10].

Tab. 1 Hodnoty  $n$  pro různé rozdíly teplot  $\Delta t$  [L10].

$\Delta t = t_{\text{max}} - 10$ [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
$n$ [-]	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
$\Delta t = t_{\text{max}} - 10$ [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
$n$ [-]	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

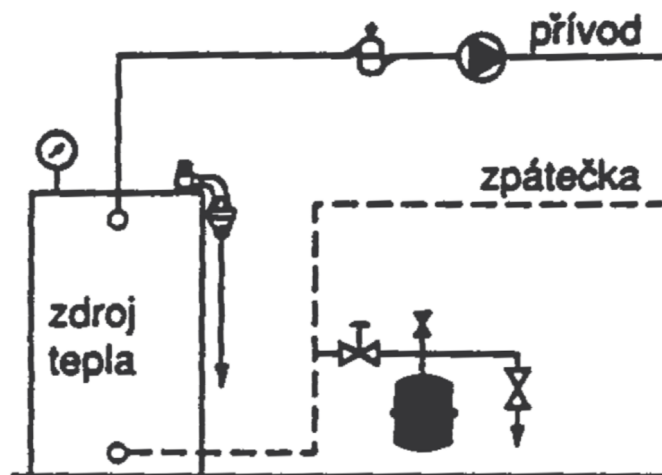
Následně se podle vypočítaného objemu tlakové expanzní nádoby vybere nejbližší větší z rozměrové řady. Před uvedením soustavy do provozu je ještě potřeba seřídit přetlak plynu na straně vzdušiny na hodnotu:

$$p_{\text{et,seř}} = (1,1 \text{ až } 1,3) * p_{\text{d,dov}}, \quad (24)$$

kde  $p_{\text{et,seř}}$  seřizovací přetlak na straně plynu expanzní nádoby [Pa],

$p_{\text{d,dov}}$  volený  $p_{\text{d,dov,A}}$  ponížen o hodnotu barometrického tlaku [Pa] [L9], [L10].

Neméně důležité pro správný provoz a především snadný servis tlakové expanzní nádoby je její napojení na otopnou soustavu. Správné napojení je realizováno přes uzavírací kohout, za kterým následuje odvzdušňovací ventil a vypouštěcí kohout. Tato sestava je vhodná především pro kontrolu tlaku vzdušiny v expanzní nádobě bez nutnosti vypouštění celé otopné soustavy.



Obr. 2 Příklad napojení tlakové expanzní nádoby [L6].

Zvláštní opatření pro napojení expanzní nádoby si žádá soustava s 4-cestným směšovacím ventilem, kdy je potřeba, aby expanzní nádoba byla spojena jak s kotlovým, tak sekundárním okruhem, případně je možné použít zvlášť expanzní nádobu na každý okruh [L9].

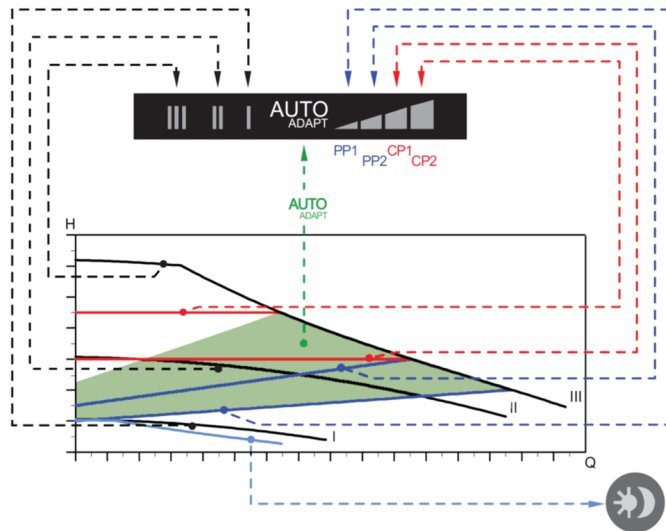
### 3.1.4 Oběh otopné vody

Obecně existují prakticky pouze dva možné používané způsoby, jak dopravit otopnou vodu od zdroje k otopné ploše. První historicky využívanou možností je využití přirozeného oběhu daného fyzikálními vlastnostmi vody. Teplejší voda s nižší hustotou stoupá soustavou vzhůru, a naopak studenější vychlazená voda „padá“ dolů. Tento účinný vztlak je daný převýšením soustavy a rozdílem teplot výstupní a vratné vody. Tento vztlak, který je v soustavě k dispozici pro překonání tlakových ztrát dosahuje pouze stovek [Pa], proto je nutností navrhovat rozvody s poměrně velkými dimenzemi, což přináší spoustu nevýhod. S rostoucí účinností, dostupností a zároveň klesající cenou oběhových čerpadel v posledních zhruba 40 letech byly soustavy s přirozeným oběhem prakticky vytlačeny. Zařazením oběhových čerpadel do soustavy se mnohonásobně zvýšil dispoziční tlak pro pokrytí tlakových ztrát soustavy. Díky tomu je možné dnes navrhovat potrubní sítě výrazně menších dimenzí a dynamika celé soustavy se tak zvýšila [L11].

Jak už bylo zmíněno, vývoji oběhových čerpadel je v poslední době věnována značná pozornost. Ačkoliv účinnost samotných čerpadel se už příliš zvyšovat nedá, spotřeba energie čerpadel je obecně stále nezanedbatelnou částí provozních nákladů. Proto výrobci vybavují čerpadla elektronikou, která se snaží přizpůsobovat otáčky čerpadla aktuálním potřebám soustavy. Výrobci jsou k těmto úpravám nuceni především konkurenčním prostředím trhu, ale určité požadavky na efektivitu čerpadel jsou kladeny též legislativně a to evropskou směrnicí ErP 2009/125/EC, která jejich požadovanou efektivitu, pro výrobky nově uváděné na trh, stanovuje na základě hodnoty indexu EEI. Oběhová čerpadla jsou dnes běžně vybavena možností nastavení pevných otáček ve třech stupních, což už je pro dnešní potřeby prakticky nepoužitelné. Dále jsou vybaveny možností plynulé změny otáček na základě udržování konstantního, případně variabilního tlaku, při změně charakteristiky potrubní sítě. Za účelem ztraktivnění svých výrobků někteří výrobci nabízejí i další možnosti řízení otáček na základě blíže nespecifikovaných algoritmů (např. firma Grundfoss režim s názvem AUTOADAPT). Otázkou je, do jaké míry se v těchto případech může z hlediska efektivity výrobcům věřit a zda je algoritmus schopný dosahovat v reálné otopné soustavě stejné efektivity jako při měření v laboratorních podmínkách. Řada oběhových čerpadel je navíc vybavena PWM (Pulse



width modulation) vstupem pro řízení jeho otáček externí regulací, čímž lze dosáhnout dalšího zefektivnění regulace celého systému [L11], [L12].



Obr. 3 Pracovní křivky oběhového čerpadla Grundfos Alpha 2 [L12].

Nastavení	Křivka čerpadla
AUTOADAPT (nastavení z výroby)	Požadovaná hodnota v zeleně vyznačené oblasti
PP1	Nejnižší křivka proporcionálního tlaku
PP2	Nejvyšší křivka proporcionálního tlaku
CP1	Nejnižší křivka konstantního tlaku
CP2	Nejvyšší křivka konstantního tlaku
III	Konstantní otáčky, otáčkový stupeň III
II	Konstantní otáčky, otáčkový stupeň II
I	Konstantní otáčky, otáčkový stupeň I
	Křivka pro automatický redukováný noční provoz

Obr. 4 Vysvětlivky k pracovním křivkám oběhového čerpadla Grundfos Alpha 2 [L12].

### 3.1.5 Materiál rozvodu

Materiál rozvodu je rozhodujícím faktorem pro jeho životnost. Při rozhodování, jaký materiál zvolit, se kalkuluje především s cenou potrubí a tvarovek, rychlostí montáže, měrnou tlakovou ztrátou  $R$  [ $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ ] a teplotní délkovou roztažností. Životnost potrubí je dána především mírou jeho odolnosti proti korozi, teplotnímu a mechanickému namáhání. Odolnost proti korozi závisí na chemickém složení otopné vody, ale také na mechanickém a tepelném namáhání potrubí, případně na korozivních vlastnostech prostředí vně potrubí.

Požadavky na chemické složení otopné vody jsou stanoveny v ČSN 07 7401. Pro ocelové potrubí se uvádí doporučená hodnota pH 10, pro měděné potrubí se nedoporučují hodnoty vyšší než pH 6. Nejpodstatnější škody v otopných soustavách z hlediska koroze způsobuje kyslík. Pro zamezení jeho vnikání do otopné soustavy je potřeba zajistit ve všech místech otopné soustavy přetlak vůči atmosféře. Dále je potřeba se vyvarovat použití potrubí bez ochranné bariéry vůči difuznímu pronikání kyslíku, případně tato potrubí oddělit od zbytku soustavy například deskovým výměníkem [L6], [L13].

**Ocelová potrubí** závitová či bežešvá spojovaná svařováním plamenem jsou v dnešní době minimálně pro vytápění občanských staveb prakticky minulostí. Namísto nich se prosazuje tenkostěnné ocelové potrubí opatřené z vnější strany zinkovým povlakem. Spojování se provádí pomocí lisovacích tvarovek za použití speciálního nářadí. Cena samotného potrubí je poměrně nízká, avšak cena tvarovek už tak příznivá není. Pro významné aplikace je potrubí dodáváno i v nerezovém provedení. Největší výhodou tohoto systému je rychlost dělení a následně spojování potrubí, což se může příznivě projevit na ceně samotné montáže. Dalšími výhodami je malá tepelně-délková roztažnost a tenká stěna potrubí. Nevýhodou je zmiňovaná cena, nerozebíratelnost jednotlivých spojů a vyšší náchylnost ke korozi [L6] [L13].

**Měděná potrubí** patří v poslední době k velice oblíbeným nejen pro rozvody vytápění. Jsou vyráběna ve třech řadách pevnosti jako měkké, polotvrdé a tvrdé. Spojují se měkkým kapilárním pájením za pomoci pájecí pasty nebo technologií tvrdého pájení, které by se mělo používat výhradně pro horkovodní rozvody, rozvody se zvýšeným mechanickým namáháním a rozvody podlahového vytápění. Dalším způsobem spojování je, obdobně jako u tenkostěnného ocelového potrubí, lisování. Přestože má měď dobré protikorozivní vlastnosti, je nutné ji chránit před extrémně korozivním prostředím, jakým jsou třeba omítky apod. Z hlediska vnitřního prostředí je doporučováno, aby teplotná látka měla  $\text{pH} > 6$ . Výhodami měděného potrubí je dobrá odolnost proti korozi, jednoduché spojování, tenká tloušťka stěny potrubí, vysoká životnost, nízká měrná tlaková ztráta  $R$  [ $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ ] a antibakteriální účinek. Naopak nevýhodami je vyšší tepelně-délková roztažnost, větší pracnost při pájení oproti lisování a korozivně-reakční vlastnosti vůči jiným materiálům (zinek) [L6], [L13].

**Plastová potrubí** se pro vytápění ve větší míře začínají prosazovat až v několika málo posledních letech. Dlouhou dobu byla jejich nemožnost použití silně závislá na jejich životnosti, která je funkcí především teploty a mechanického namáhání. Vývoj v posledních letech zvýšil životnost plastů při vyšších teplotách a navíc se prosazuje i trend snižování středních teplot teplotnosné látky. Dalším problémem plastových potrubí je difuze kyslíku přes jejich stěnu do teplotnosné látky. Potrubí dnes mají difuzní bariéru ve formě kovové folie nebo tzv. zesíťování, případně další opatření. V minulosti se tak plastové potrubí ve vytápění používalo prakticky výhradně pro podlahové vytápění, kde vzhledem k nižším provozním teplotám byla jeho životnost dostatečná. Přibližně v posledních 20 letech se však lze setkat se systémy vhodnými i na ostatní oblasti vytápění a jejich cena oproti ostatním materiálům stále klesá. Nejčastěji se na trhu lze setkat s materiály označenými jako: PE-XA/AL/PE (vícevrstvé polyetylenové potrubí s hliníkovou folií), PB (polybuten), PP-R (statický polypropylen), PVC-C (chlorované PVC) a další většinou vícevrstvá potrubí. Mimo zabránění difuze kyslíku řeší kovová folie ve vícevrstvě potrubí i teplotně-délkovou roztažnost, která je u samotných plastů o několik řádů vyšší než u kovů. Tím se tak spojují výhody obou materiálů. U plastů bez opatření proti zvýšené roztažnosti je nutno na tuto skutečnost brát zřetel a volit vhodná opatření ve formě kompenzátorů. Spojování plastových potrubí se provádí za pomoci lisovacích tvarovek nebo polyfúzním svařování. Většina lisovacích systémů je řešena tak, že se potrubí nasune na tvarovku a následně se zajistí vnější přesuvnou objímkou. To však způsobuje poměrně dramatické zmenšení vnitřního průtočného průměru v místě tvarovky, což vyvolává odpovídající poměrně vysokou tlakovou ztrátu. Více než u ostatních způsobů spojování je zde tedy potřeba dbát na používání správných součinitelů místní tlakové ztráty  $\zeta$  [1], v ideálním případě používat hodnoty naměřené přímo výrobcem. Výhodou plastových potrubí je tedy jejich poměrně jednoduchá a rychlá montáž, odolnost proti korozi, nízká měrná tlaková ztráta  $R$  [ $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ ] a v některých případech i cena. Nevýhodami může být velká tepelná roztažnost, pronikání kyslíku, vysoká cena jak potrubí, tak především lisovacích tvarovek, velká tlaková ztráta lisovacích tvarovek, případná životnost a nakonec složitá likvidace dosloužilého potrubí [L6], [L13], [L14].

### 3.1.6 Otopné plochy

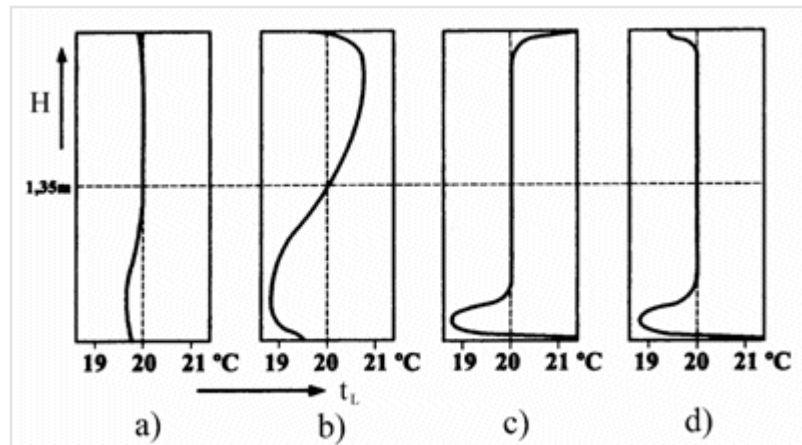
Otopná plocha je prvek soustavy, na jehož vlastnostech z největší části závisí kvalita tepelné pohody ve vytápěném prostoru. Z konstrukčního hlediska lze rozlišovat otopné plochy zabudované (podlahová, stěnová, případně stropní otopná plocha) a nezabudované otopná tělesa (desková, článková, trubková a konvektory). Trh nabízí nepřeberné množství systémů a variant otopných ploch. Není cílem této kapitoly je obsáhnout a popsat, ale spíše stručně uvést možnosti a parametry návrhu některých z nich.

Návrh otopné plochy se realizuje především na základě potřeby zajištění tepelné pohody ve vytápěném prostoru. Dalšími hledisky jsou možné parametry teplotní látky v soustavě a případná kvalita místní regulace výkonu otopné plochy.

Tepelná pohoda prostoru je otopnou plochou ovlivněna především z hlediska poměru konvekční a sálavé složky jejího tepelného výkonu. Tento poměr spolu s umístěním otopné plochy má tedy zásadní vliv na: směr a rychlost proudění ve vytápěném prostoru, rozložení teplot ve vytápěném prostoru a povrchové teploty vzhledem k jejich sálavému účinku [L15].

Vlivem ochlazení vzduchu na studenějších površích (především okenní výplně, ale i obvodové stěny, případně strop) vznikají ve vytápěném prostoru konvekční proudy vzduchu, kdy maximální rychlost těchto proudů by neměla přesahovat  $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Otopná plocha by ideálně měla tyto chladné proudy potlačit a zamezit jejich dalšímu šíření prostorem.

Správný návrh otopné plochy by měl také respektovat vertikální teplotní profil, který by měl být, z hlediska tepelné pohody, mírně klesající (s rostoucí výškou místnosti klesá teplota vzduchu v místnosti). Přiblížit se tomuto ideálnímu profilu lze nejčastěji podlahovou otopnou plochou. Pouze za předpokladu vhodného umístění, vhodné délky a správné střední teploty na otopném tělese  $t_{wm} [^{\circ}\text{C}]$ , lze velice vyrovnaného teplotního profilu dosáhnout i pomocí deskového otopného tělesa. Příklad vertikálního rozložení teplot je na obr. 5 [L15], [L16].



- a) otopné těleso při  $t_{wm} = 57,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  
 b) krátké otopné těleso při  $t_{wm} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  
 c) podlahové vytápění v prostředním patře objektu,  
 d) podlahové vytápění v místnosti pod střechou

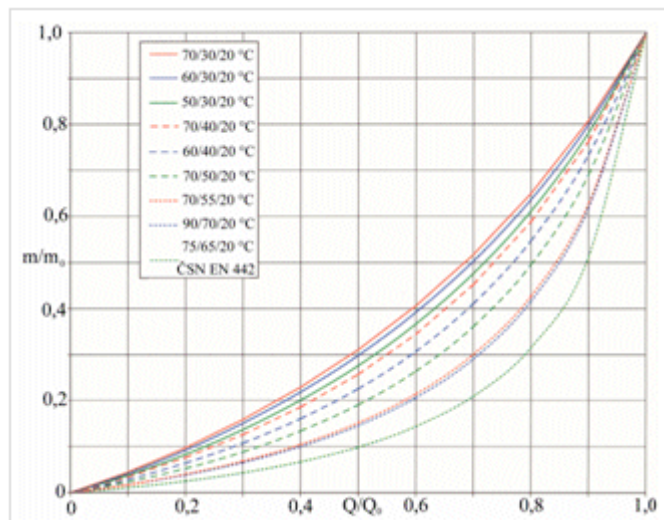
Obr. 5 Typické vertikální teplotní profily vytápěné místnosti o výšce  $H$ , pro různé druhy otopných ploch [L15].

Nízké povrchové teploty stěn, vzhledem k jejich sálavému účinku narušují tepelnou pohodu, a to především pokud je rozdíl oproti teplotě okolního vzduchu větší než 3 K. Největší riziko z hlediska nízké povrchové teploty stěn představují především starší budovy s nedostatečnými tepelně-izolačními parametry a místnosti s nevhodně umístěnou otopnou plochou, například otopným tělesem umístěným naproti oknu, kdy otopné těleso není schopno kompenzovat vliv sálání okna [L15], [L16].

Omezíme-li se tedy na otopné těleso, lze s jistou mírou zjednodušení konstatovat, že nejvhodnější je jeho umístění u nejchladnějšího povrchu místnosti, kterým je ve většině případů okenní výplň, a zároveň by jeho délka měla být minimálně tak dlouhá, jako je délka okenní výplně. Tyto předpoklady jsou tak spolu s vhodnou střední povrchovou teplotou tělesa v souladu s tzv. „bilanční metodou návrhu otopných těles“, která zohledňuje tepelnou pohodu uživatele [L15], [L16], [L17].

Místní regulace je u otopných soustav důležitým prvkem pro zajištění optimální tepelné pohody ve vytápěném prostoru. Jejím úkolem je také zajistit ekonomický provoz soustavy za všech provozních podmínek. Omezíme-li se opět pouze na otopná tělesa, zjistíme, že nejčastěji je u nich řešena místní regulace za pomoci termostatického regulačního ventilu

(kvantitativní regulace) a samočinné termostatické hlavice (proporcionální regulátor). Naším cílem pro nejefektivnější regulaci by bylo dosažení takové závislosti, kdy by výkon tělesa byl přímo úměrný změně průtoku (procentuálně vyjádřeno). Tato závislost je úzce spojena se vstupní teplotou otopné vody a jejím ochlazením na otopném tělese. Pokud bychom se zajímali, jak tyto parametry souvisí s výkonem otopného tělesa, došli bychom k závislosti viz obr. 6 [L15].



Obr. 6 Závislost hmotnostního průtoku vody a výkonu tělesa v závislosti na teplotních spádech a vstupní teplotě vody do otopného tělesa (při  $n=1,3$ ) [L15].

Pokud bychom zkoumali oba jevy odděleně, dojdeme k závěru, že pro maximální „linearizaci“ výkonu je nejvhodnější maximalizovat ochlazení otopné vody na tělese a zároveň přiblížit teplotu otopné vody co nejvíce k teplotě okolního prostředí.

Oba zmíněné parametry mají však svá omezení, obecně je tak doporučováno volit teplotu přívodní vody od 50 °C do 65 °C a teplotní spád do 20 K. Tato doporučení navíc poměrně vhodně korespondují s nejnovějším vývojem zdrojů tepla jako je kondenzační technika nebo tepelná čerpadla [L15].

Pro projektantskou praxi je často důležité zjistit výkon tělesa pro jiné provozní podmínky, než pro které jej uvádí výrobce. Výkon tělesa je tak možné přepočítat na základě DIN 4704 ze vztahu:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_n} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta t_n} \right)^n, \quad (25)$$

- kde  $\dot{Q}$  tepelný výkon tělesa [W],  
 $\dot{Q}_n$  tepelný výkon tělesa při jmenovitých podmínkách (75/65/20 °C) [W],  
 $\Delta t$  střední teplotní rozdíl na tělese [K],  
 $\Delta t_n$  střední teplotní rozdíl na tělese při jmenovitých podmínkách (75/65/20 °C) [K],  
 $n$  teplotní exponent otopného tělesa (určen experimentálně – desková otopná tělesa 1,3, podlahová otopná plocha 1,1...) [1] [L18].

Střední teplotní rozdíl se pak určí na základě teplotního podílového součinitele:

$$c = \frac{t_{w2} - t_D}{t_{w1} - t_D}, \quad (26)$$

- kde  $c$  teplotní podílový součinitel [1],  
 $t_{w2}$  výstupní teplota teplonosné látky z tělesa [°C],  
 $t_{w1}$  vstupní teplota teplonosné látky do tělesa [°C],  
 $t_D$  teplota okolního vzduchu [°C] [L18].

Pro  $c \geq 0,7$  
$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_D, \quad (27)$$

pro  $c < 0,7$  
$$\Delta t = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_D}{t_{w2} - t_D}} \quad [L18]. \quad (28)$$

Dalším praktickým vztahem pro stanovení výkonu otopného tělesa, které není standardně zapojeno nebo umístěno v prostoru, je vztah zohledňující tzv. opravné součinitele:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n * f_{\Delta t} * f_m * f_x * f_o * f_n * f_p, \quad (29)$$

kde  $\dot{Q}$  tepelný výkon tělesa při zohlednění opravných součinitelů [W],  
 $\dot{Q}_n$  normovaný tepelný výkon (75/65/20) [W],  
 $f_{\Delta t}$  opravný součinitel na teplotní rozdíl [1],  
 $f_m$  opravný součinitel na hmotnostní průtok (pro konvektory) [1],  
 $f_x$  opravný součinitel na připojení tělesa [1],  
 $f_o$  opravný součinitel na úpravu okolí [1],  
 $f_n$  opravný součinitel na počet článků [1],  
 $f_p$  opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru [1] [L19].

Jednotlivé hodnoty, grafy nebo tabulky pro určení součinitelů jsou běžně k dispozici v literatuře zabývající se touto problematikou. Za bližší zmínku, v tomto případě, stojí především opravný součinitel na teplotní rozdíl, který plně vychází z metodiky popsané výše, tedy:

$$f_{\Delta t} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta t_n} \right)^n \quad [L19]. \quad (30)$$

### 3.1.7 Zdroje tepla

Trh v dnešní době nabízí na výběr velké množství typů zdrojů tepla. Není ambicí této podkapitoly uvést všechny možné varianty zdrojů tepla s jejich výhodami a nevýhodami pro tu či onu otopnou soustavu, ale pouze stručně popsat nejběžnější typy zdrojů s důrazem na nejnovější legislativní omezení pro jejich prodej a provoz.

Momentálně lze pro občanskou výstavbu jako nejběžnější zdroje tepla považovat: kotle na zemní plyn, kotle na tuhá paliva, tepelná čerpadla, nějakou z forem elektrického



vytápění, případně možnost připojení na soustavu CZT. Zdroj tepla jakožto „srdce“ je jedním z nejdůležitějších a zároveň nejdražších prvků otopné soustavy a provozovatel na něj klade nejpřísnější požadavky především z hlediska spolehlivosti, vysoké sezónní účinnosti, bezproblémové obsluhy a dlouhé životnosti. Budeme-li se dále zabývat především zdroji tepla do výkonu 50 kW, legislativa pak klade na tyto kotle nároky hlavně z hlediska účinnosti a emisí znečišťujících látek. V této souvislosti je momentálně nejčastěji skloňováno nařízení Komise EU o tzv. Ekodesignu zdrojů tepla [L20].

Největším „nepřítelem“ z výše uvedené kategorie jsou bezesporu kotle na tuhá paliva s ručním přikládáním, které se však díky legislativním omezením z poslední doby a podpůrným dotačním programům (kotlíkové dotace, zelená úsporám) daří omezovat. Například Nařízení Komise EU 2015/1189 nařizuje výrobcům a prodejcům od 1. 1. 2020 uvádět na trh pouze kotle na tuhá paliva splňující ekodesing. Těmto podmínkám mají šanci vyhovět už pouze kotle s automatickou dodávkou paliva nebo kotle pyrolytické, případně kotle speciálních konstrukcí. Dalším, z velice diskutovaných omezení, je zákaz provozování kotlů na tuhá paliva 1. a 2. emisní třídy od 1. 9. 2022 [L20].

U kotlů spalujících plynná paliva je situace velice obdobná. Nejvýznamnější část kotlů nově uváděných do provozu přebírají kondenzační kotle na zemní plyn. Zde figuruje nařízení Komise EU č. 811/2013 (v platnosti od 26. září 2015), které nově začíná účinnost kotlů hodnotit na základě spalného tepla, a navíc pracuje s parametrem tzv. sezónní energetické účinnosti, který zohledňuje účinnost při různých provozních stavech kotle během otopného období. Tento parametr, tak dává mnohem větší představu o efektivitě kotle. Na základě požadavků z nařízení se kotle bez možnosti využití kondenzačního tepla na trh již prakticky nedostanou [L21].

### **Tepelná čerpadla**

Požadavky na tepelná čerpadla pro vytápění a kombinovanou přípravu teplé vody se řídí dle nařízení Komise EU č. 813/2013 s platností od 26. září 2015. Hlavním parametrem pro jejich dodržení je tzv. sezónní energetická účinnost  $\eta_s$  [1], což je zjednodušeně podíl  $SCOP$  [1] a převodního koeficientu  $CC$ , který odpovídá průměrnému evropskému faktoru primární neobnovitelné energie (jeho hodnota se uvažuje 2,5 pro průměrnou účinnost výroby el. energie v EU 40 %).  $SCOP$  je pak sezónní topný faktor udávající efektivitu

produkce tepla tepelným čerpadlem během celého roku. Minimální požadavky na parametry tepelných čerpadel pro vytápění a přípravu teplé vody dle výše uvedeného nařízení pro režim vytápění uvádí následující tab. č. 2 [L22].

Tab. 2 Minimální parametry tepelných čerpadel pro uvádění na trh dle Nařízení Komise EU č. 813/2013 platné od 26. 9. 2017 [L22].

Typ TČ	standardní			nizkoteplotní		
	$\eta_s$ [%]	třída en. účinnosti	SCOP [-]	$\eta_s$ [%]	třída en. účinnosti	SCOP [-]
vzduch-voda, vzduch-vzduch	110	A+	2.83	125	A+	3.20
kapalina-voda, voda-voda	110		2.95			3.33

### 3.1.8 Pojistné zařízení

Definičně dle ČSN 06 0830: „Pojistné zařízení je zařízení, které chrání zdroj tepla proti nedovolenému přetlaku, podtlaku, teplotě a proti nedostatku vody v soustavě“. Jedná se tedy o poslední možné bezpečnostní zařízení, které má za úkol, v případě, že selžou všechny ostatní mechanismy, odvést přebytečné teplo mimo soustavu a tím odvrátit případné nebezpečí havárie [L9].

Pojistné zařízení se podle ČSN 06 0830 pro kotle, výměníky a ohříváče vody skládá z ochrany proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku a nejvyšší dovolené teploty [L9].

**Ochrana proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku** je v našich zeměpisných šířkách realizována zpravidla pojistným ventilem (v případě otevřených soustav sloupcem vody). Návrh průřezu sedla pojistného ventilu a vnitřního průměru pojistného potrubí se řídí dle skupenství, které by bylo pojistným zařízením odvedeno. Pro zdroje, u kterých není technologicky možné dosáhnout teploty vyšší než 100 °C se výpočty provádějí pro vodu, a u zdrojů, kde naopak teplota teplotonosné látky může přesáhnout 100 °C se pro výpočty uvažuje s párou [L9].

Nejprve se dle ČSN 06 0830 stanoví tzv. pojistný výkon  $\Phi_p$  [kW], který je pro kotle a ohříváče vody roven jmenovitému výkonu  $\Phi_n$  [kW] a pro výměníky dvojnásobku jmenovitého výkonu  $\Phi_n$ . Následně se vypočte dle ČSN 13 4309-3 průřez sedla pojistného ventilu pro vodu dle:

$$A_0 = \frac{2 * \phi_p}{\alpha_v * p_{ot}^{0,5}}, \quad (31)$$

pro páru pak:

$$A_0 = \frac{\phi_p}{\alpha_v * K}, \quad (32)$$

kde  $A_0$  průřez sedla pojistného ventilu [mm<sup>2</sup>],  
 $\Phi_p$  pojistný výkon [kW],  
 $\alpha_v$  výtokový součinitel pojistného ventilu [1],  
 $p_{ot}^{0,5}$  otevírací přetlak pojistného ventilu [kPa],  
 $K$  konstanta závislá na stavu syté vodní páry [kW.mm<sup>-2</sup>].

Výtokový součinitel  $\alpha_v$  by měl udávat výrobce pro daný typ ventilu a konstanta  $K$  je přílohou normy ČSN 06 0830. Následně je ještě potřeba zkontrolovat minimální vnitřní průřez pojistného potrubí, což je úsek potrubí spojující zdroj tepla a pojistné zařízení. Tento úsek musí být neuzavíratelný, perfektně odzdušnitelný a co možná nejkratší.

Vnitřní průměr pojistného potrubí se tedy stanoví pro vodu jako:

$$d_v = 10 + 0,6 * \phi_p^{0,5}, \quad (33)$$

pro páru pak:

$$d_v = 15 + 1,4 * \phi_p^{0,5}, \quad (34)$$

kde:  $d_v$  vnitřní průměr pojistného potrubí [mm],  
 $\Phi_p$  pojistný výkon [kW].

**Ochrana proti překročení nejvyšší dovolené teploty** musí v případě navýšení teploty nad dovolenou mez přerušit dodávku paliva, energie nebo spalovacího vzduchu do zdroje tepla. Překročení nejvyšší dovolené teploty nastává při poruše regulačních prvků kotle anebo daleko častěji při výpadku el. energie, kdy přestanou pracovat oběhová čerpadla a tudíž je přerušen odběr tepla z kotle (především u kotlů na tuhá paliva). Pro tento případ musí být soustava vybavena prvky, které zajistí spolehlivé vychlazení kotle (automatické vychlazovací smyčky, záložní zdroje el. energie apod.) [L9].

Další zabezpečovací zařízení se umísťují za účelem odstavení zdroje tepla při nedostatku vody nebo při riziku podtlaku v soustavě [L9].

### 3.1.9 Dimenzování potrubní sítě

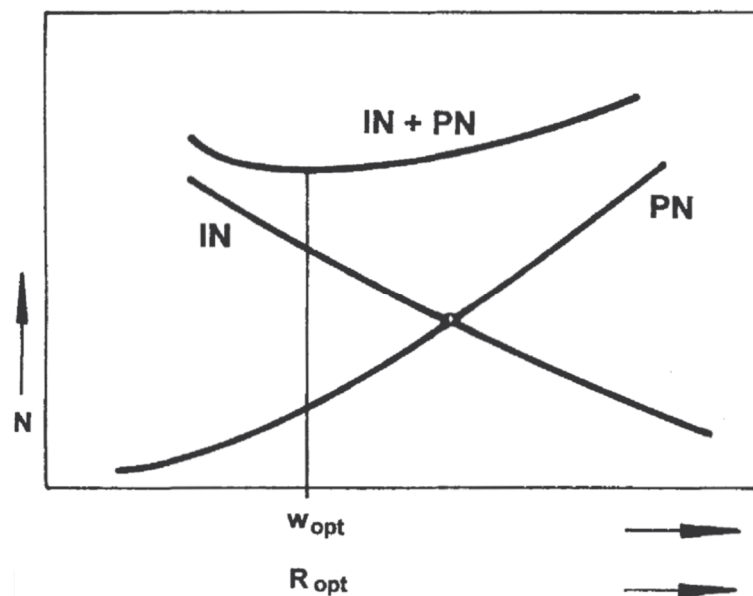
Výchozím parametrem pro dimenzování je znalost hmotnostního průtoku  $\dot{m}$  [kg.h<sup>-1</sup>] teplotnosné látky, který má být daným potrubím dopraven. Pro následný návrh průměru potrubí jsou k dispozici prakticky tyto 3 metody: metoda ekonomické rychlosti, metoda ekonomické měrné tlakové ztráty a metoda předběžné měrné tlakové ztráty.

**Metoda ekonomické rychlosti** je velice vhodná pro návrh většiny dvoutrubkových a jedno trubkových otopných soustav. Vychází ze zkušeností a jedná se vlastně o rozsah doporučených rychlostí proudění v potrubí stanoveného z minima součtu křivky investičních a provozních nákladů otopné soustavy, viz obr.7, kde na vodorovné ose je rychlost  $w$  [m.s<sup>-1</sup>], případně měrná tlaková ztráta  $R$  [Pa.m<sup>-1</sup>] a na svislé ose jsou vyneseny náklady  $N$ . Doporučený rozsah ekonomických rychlostí je pro teplovodní otopné soustavy s nuceným oběhem vody v rozsahu (0,2 až 1 m.s<sup>-1</sup>), kdy průměrná ekonomická rychlost je 0,63 m.s<sup>-1</sup>. Pro určení vnitřního průměru potrubí stačí zvolenou hodnotu ekonomické rychlosti spolu s hmotnostním průtokem dosadit do:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot w \cdot \rho}}, \quad (35)$$

kde  $d_i$  vnitřní průměr potrubí [m],  
 $\dot{m}$  hmotnostní průtok teplotnosné látky [kg.h<sup>-1</sup>],  
 $w$  rychlost proudění teplotnosné látky [m.s<sup>-1</sup>],  
 $\rho$  hustota teplotnosné látky [kg.m<sup>-3</sup>] [L23], [L24].

**Metoda ekonomické měrné tlakové ztráty** vychází prakticky ze stejného základu jako metoda ekonomických rychlostí, pouze je často vztažena přímo k danému materiálu potrubí. Jako je pro ekonomickou rychlost u teplovodní otopné soustavy s nuceným oběhem udávána rychlost oněch 0,63 m.s<sup>-1</sup>, tak zde je často v odborné literatuře zmiňována hodnota  $R = 150 \text{ Pa.m}^{-1}$ . Následně zvolenou hodnotu  $R$  spolu s hmotnostním průtokem  $\dot{m}$  [kg.h<sup>-1</sup>] porovnáme s výpočtovými tabulkami a zvolíme odpovídající průměr potrubí [L23], [L24].



Obr. 7 Závislost provozních a investičních nákladů na rychlosti nebo měrné tlakové ztrátě [L23].

Poslední zmiňovanou možností je metoda předběžné měrné tlakové ztráty, která se určí ze vztahu:

$$R_P = \frac{\Delta p \cdot (1-a)}{\Sigma l}, \quad (36)$$

- kde  $R_P$  předběžná měrná tlaková ztráta [ $\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$ ],  
 $a$  podíl místních a třecích tlakových ztrát v soustavě, volí se empiricky, viz tab. 3 [1],  
 $\Delta p$  dispoziční rozdíl tlaků [ $\text{Pa}$ ],  
 $\Sigma l$  součet délek potrubí nejnepříznivějšího okruhu otopné soustavy [ $\text{m}$ ] [L23].

Tab. 3 Podíl místní a třecí tlakové ztráty v soustavě  $a$  [L24].

DRUH SOUSTAVY - BUDOVY	HODNOTA $a$
Venkovní dálkové rozvody	0,10 - 0,20
Otopné soustavy v rozsáhlých průmyslových budovách	0,20 - 0,30
Běžné dvoutrubkové otopné soustavy v obytných budovách	0,30 - 0,40
Otopné soustavy v rekonstruovaných budovách	0,40 - 0,50
Otopné soustavy s členitým rozvodem	0,45 - 0,55

Tato metoda je ideální pro návrh soustav s přirozeným oběhem, kde dispozičním rozdílem tlaků bude účinný vztlak. Další možností je využití metody v případě, že pro navrhovanou soustavu známe už dopředu dopravní tlak čerpadla. Výsledek  $R_P$  spolu s požadovaným hmotnostním průtokem  $\dot{m}$  následně porovnáme s výpočtovými tabulkami a vybereme odpovídající průměr potrubí [L24].

### 3.1.10 Výpočet tlakových ztrát

Tlaková ztráta při proudění teplotnosné látky v potrubí vzniká třením o stěny potrubí a v tzv. místních odporech. Výpočet se provádí po úsecích, což je část potrubí se shodným průtokem otopné vody.

**Tlaková ztráta třením** je dána vztahem:

$$\Delta p_t = R * l = \frac{\lambda * l}{d} * \frac{w^2 * \rho}{2}, \quad (37)$$

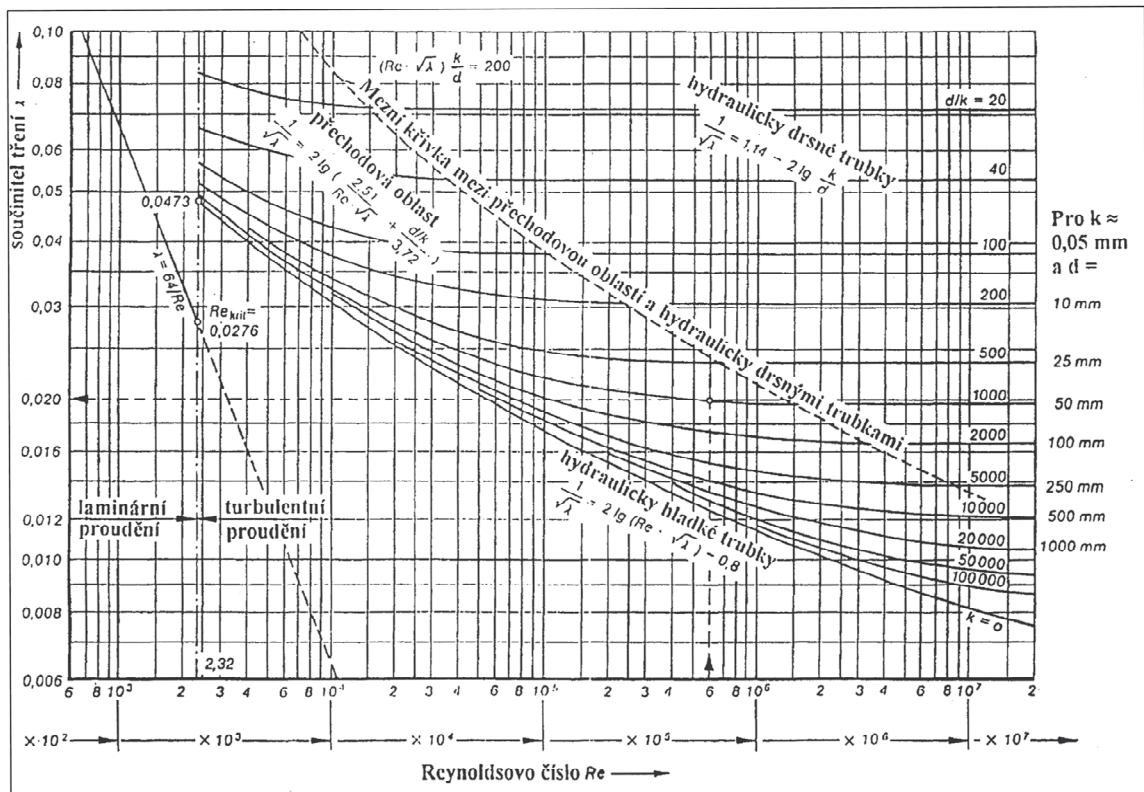
kde  $\Delta p_t$  tlaková ztráta třením [Pa],  
 $R$  měrná tlaková ztráta [ $\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$ ],  
 $l$  délka daného úseku potrubí [m],  
 $\lambda$  součinitel tlakové ztráty třením [1],  
 $d$  vnitřní průměr potrubí [m],  
 $\rho$  hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],  
 $w$  rychlost proudění [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] [L25].

Stanovení součinitele tlakové ztráty  $\lambda$  lze za pomoci teorie podobnosti určit jako funkci relativní drsnosti potrubí  $\frac{k}{d}$  [1] a Reynoldsova kritéria  $Re$  [1], které se stanoví dle:

$$Re = \frac{w * d}{\nu} \quad (38)$$

kde  $w$  rychlost proudění [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  
 $d$  vnitřní průměr potrubí [m],  
 $\nu$  kinematická viskozita [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ] [L25].

Závislost  $\lambda$  na relativní drsnosti a Reynoldsově kritériu nejlépe vystihuje tzv. Moodyho diagram viz obr. 8.



Obr. 8 Moodyho diagram [L25].

Pro běžnou projektantskou praxi je však výhodnější použití tabulek zpracovaných v nejruznějších odborných publikacích případně přímo výrobcem potrubí. Výslednou hodnotou těchto tabulek bývá měrná tlaková ztráta  $R$  [ $\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$ ], získaná v závislosti na vstupních parametrech hmotnostního průtoku a dimenze potrubí. Jelikož součinitel ztráty třením je poměrně značně závislý na absolutní drsnosti potrubí, bývají tabulky navíc zpracovány pro různé hodnoty absolutních drsností  $k$  [m] [L25].

**Místní tlaková ztráta** je úbytek tlaku způsobený prouděním tekutiny skrze určitou měnící se geometrií potrubí. Obecně je matematicky velmi obtížné stanovit výslednou tlakovou ztrátu  $u$  u těch nejjednodušších geometrií. Většinou se proto ztráta na těchto prvcích zjišťuje experimentálně a vyjadřuje se pomocí součinitele místní tlakové ztráty  $\zeta$  [1], který následně vystupuje ve vztahu:



$$\Delta p_m = Z = \sum \zeta * \frac{w^2 * \rho}{2}, \quad (39)$$

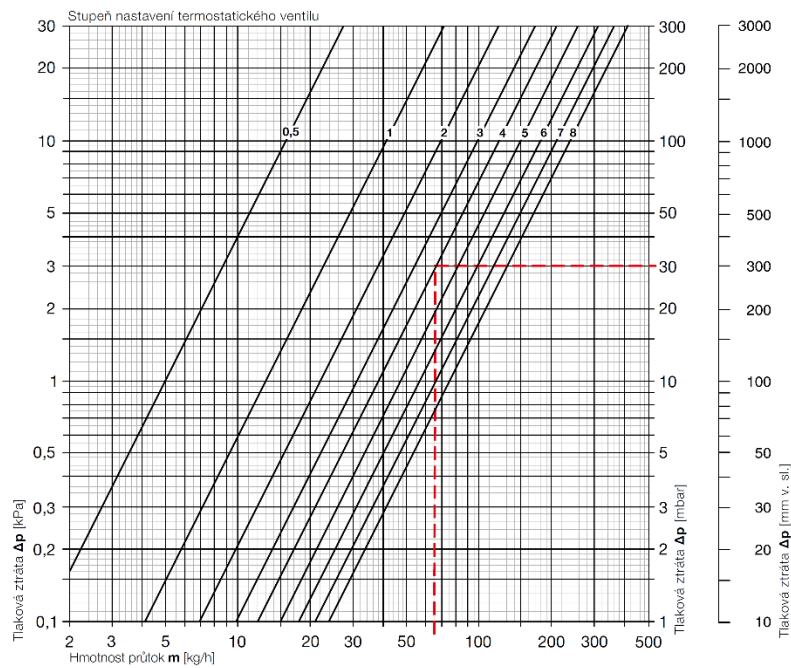
kde	$\Delta p_m$	tlaková ztráta v místních odporech [Pa],
	$Z$	tlaková ztráta v místních odporech [Pa],
	$\zeta$	součinitel místní tlakové ztráty [1],
	$\rho$	hustota [kg.m <sup>-3</sup> ],
	$w$	rychlost proudění [m.s <sup>-1</sup> ] [L25].

Hodnoty součinitelů místní ztráty  $\zeta$  jsou běžně dostupné v odborné literatuře pro nejrůznější prvky a tvarovky otopných soustav. Nejvhodnější je použití hodnot naměřených přímo výrobcem a to speciálně u lisovacích tvarovek pro plastová potrubí, viz podkapitola 3.1.5 (Plastová potrubí).

Dalším druhem tlakových ztrát, které se však uvažují jako místní, jsou tlakové ztráty nejrůznějších regulačních prvků a armatur (regulační šroubení, termostatické ventily, třícestné směšovací ventily, vyvažovací ventily a další...), ale také např. i otopných těles spolu s termostatickým ventilem nebo dalších celků. Výrobce pak poskytuje k danému prvku digramy, viz např. obr. 9, ze kterých je možné pro požadovaný průtok a stupeň nastavení odečíst reálnou tlakovou ztrátu prvku v projektované otopné soustavě. Opačně se při hydraulickém vyvažování soustavy hledá v diagramu stupeň nastavení v závislosti na požadovaném průtoku a tlakové ztrátě. Tlakovou ztrátu těchto prvků je možné vyjádřit též tzv.  $k_v$  hodnotou, což je vlastně průtok daným prvkem  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>] při tlakové ztrátě 100 kPa. Reálnou tlakovou ztrátu při projektovaném průtoku v závislosti na  $k_v$  hodnotě pak lze vyjádřit dle vztahu:

$$k_v = \dot{V} * \sqrt{\frac{\Delta p_N}{\Delta p}} \quad (40)$$

- kde  $\dot{V}$  objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ],  
 $\Delta p_N$  referenční tlaková ztráta 100 kPa [kPa],  
 $\Delta p$  tlaková ztráta [kPa] [L25].



Obr. 9 Diagram tlakových ztrát otopného tělesa KORADO VKM včetně termostatického ventilu v závislosti na průtoku a nastavení ventilu [L26]

Tab. 4  $k_v$  hodnoty otopného tělesa KORADO RADIK VKM včetně termostatického ventilu v závislosti na nastavení ventilu [L26]

Otopná tělesa v provedení VENTIL KOMPAKT bez přípojovacích armatur		Stupeň nastavení ventilu								Nejvyšší přípustná prov. teplota [°C]	Nejvyšší přípustný prov. přetlak [MPa]	
		0,5	1	2	3	4	5	6	7			8
Ventil s termostatickou hlavicí	$k_v$ [m <sup>3</sup> /h]	0,05	0,13	0,22	0,31	0,38	0,47	0,57	0,66	0,75	110	1,0
Ventil bez termostatické hlavice	$k_{vs}$ [m <sup>3</sup> /h]	0,05	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.

Celková tlaková ztráta je pak vyjádřena dle vztahu:

$$\Delta p_c = R * l + Z, \quad (41)$$

kde  $\Delta p_c$  celková tlaková ztráta daného úseku [Pa],  
 $R$  měrná tlaková ztráta [ $\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$ ],  
 $l$  délka daného úseku potrubí [m],  
 $Z$  tlaková ztráta v místních odporech [Pa] [L25].

Tímto postupem se při výpočtu tlakových ztrát nejprve určí tlaková ztráta tzv. nejnepriznivějšího okruhu, což je okruh otopného tělesa, jehož součet jednotlivých úseků má největší tlakovou ztrátu ze všech okruhů v otopné soustavě. Následně se k této referenční tlakové ztrátě hledá takové nastavení na regulačním ventilu, aby všechny ostatní projektované okruhy měly stejnou tlakovou ztrátu jako referenční a každým okruhem tak protékalo projektované množství teplotnosné látky. V projektové dokumentaci je pak nutné uvést stupně nastavení pro jednotlivé regulační prvky [L25].

## 3.2 Náklady na vytápění

Provozovatele nebo odběratele z hlediska vytápění kromě tepelného komfortu zajímá především konečná cena za teplo dodané otopnou soustavou. Je tak třeba stanovit celkovou potřebu tepla za otopné období. Následně je nutné, v případě rozsáhlých soustav s více odběrateli, cenu za dodané teplo spravedlivě rozúčtovat.

### 3.2.1 Potřeba tepla na vytápění

Základním a nejjednodušším nástrojem pro zjištění potřeby tepla na vytápění je výpočet podle tzv. denostupňové metody. Teoretická potřeba tepla na vytápění se tak pomocí této metody stanoví dle vztahu:

$$Q_d = 24 * 3600 * \sum \phi_i * d * \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{\text{m},e}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} * e_i * e_t * e_d, \quad (42)$$

- kde  $Q_d$  teoretická potřeba tepla na vytápění za otopné období [J],  
 $\sum \Phi_i$  celková tepelná ztráta objektu [W],  
 $d$  počet dnů otopného období [den],  
 $\theta_{\text{int},i}$  vnitřní výpočtová teplota (průměrná) [°C],  
 $\theta_{\text{m},e}$  průměrná venkovní teplota za otopné období [°C],  
 $\theta_e$  venkovní oblastní výpočtová teplota [°C],  
 $e_i$  opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty prostupem a větráním [1] (volí se v rozmezí hodnot 0,6 až 0,9),  
 $e_t$  opravný součinitel na snížení vnitřní teploty [1] (volí se v rozmezí hodnot 0,8 až 1 na základě profilu užívání budovy),  
 $e_d$  opravný součinitel na zkrácení doby provozu [1] (volí se v rozmezí hodnot 0,7 až 1 na základě profilu užívání budovy) [L27].

Následně se stanoví skutečná potřeba tepla dle vztahu:

$$Q_{\text{d,skut}} = \frac{Q_d}{\eta_K * \eta_R * \eta_O}, \quad (43)$$

- kde  $Q_{\text{d,skut}}$  skutečná potřeba tepla na vytápění [J],  
 $Q_d$  teoretická potřeba tepla na vytápění za otopné období [J],  
 $\eta_K$  účinnost zdroje tepla [1] (běžně 0,68 až 0,92),  
 $\eta_R$  účinnost rozvodu [1] (běžně 0,95 až 0,98),  
 $\eta_O$  účinnost obsluhy nebo regulace [1] (běžně 0,9 až 1) [L27].

Největší výhodou této metody je její jednoduchost a minimální počet vstupních hodnot. Na tomto základě však nelze předpokládat, že metoda bude dosahovat vysoké přesnosti.

Obecně se uvádí, že metoda výsledky spíše nadhodnocuje a je vhodná spíše pro starší výstavbu než pro moderní nízkoenergetické domy. Její nepřesnost se projevuje především v nemožnosti zohlednění jakýchkoli tepelných zisků. Alternativně lze místo bilance za celé otopné období použít bilancování po jednotlivých měsících, dnech nebo dokonce hodinách a tím výpočet zpřesnit. Z hlediska přesnosti by denostupňová metoda měla být používána spíše k „odhadům“ než pro odborný technický výpočet [L28].

Pokud potřebujeme určit potřebu tepla s vyšší přesností, je účelné použít normy ČSN EN ISO 13 790. Tato norma pracuje běžně s měsíční bilancí za otopnou sezónu a zohledňuje, jak vnitřní, tak i vnější zisky tepla. Pracuje navíc i s akumulací schopnostmi konstrukcí [L28].

### **3.2.2 Rozúčtování tepla pro více bytových jednotek**

Jednotliví uživatelé bytových jednotek mají různé nároky na tepelný komfort. Teplo tak přechází mezi jednotlivými bytovými jednotkami, každá z jednotek pak odebírá různé množství tepla a je proto nutné tyto odlišnosti rozlišovat v konečném rozúčtování nákladů na vytápění. Situaci však komplikuje fakt, že někteří uživatelé se nechávají záměrně „vytápět“ od sousedů a tím tedy snižují svoji spotřebu tepla na úkor souseda.

Tento problém se snaží řešit legislativa pomocí vyhlášky č. 269/2015 Sb. platné od ledna 2016. Vyhláška pracuje s pojmy základní a spotřební složka nákladů. Základní složku má tvořit 30 až 50 % z celkových nákladů a má být rozpočítávána mezi jednotlivé vlastníky jednotek na základě vlastnického podílu podlahové plochy. Spotřební složka nákladů má pak tvořit zbytek z celkových nákladů na vytápění a rozúčtování na jednotlivé jednotky má být provedeno podle skutečné spotřeby tepla bytové jednotky za dané období. Tato skutečná spotřeba tepla může být zjištěna pomocí náměru poměrových indikátorů, za použití denostupňové metody, kdy se měří vnitřní teplota vzduchu v místnostech, nebo pomocí kalorimetrických měřičů tepla. První dva případy měření spotřeby tepla jsou nejpoužívanější a jednoduché, avšak velice ovlivnitelné a nepřesné. Třetí ze způsobů je naopak velice přesný, ale často je do starších otopných soustav těžko zakomponovatelný a tudíž drahý. Celá problematika je však i za použití velice přesného měření komplikovaná. Přesné měření stejně nedokáže odstranit ani nijak zohlednit „krádeže“ tepla od sousedů. Vyhláška se snaží těmto situacím předcházet korekcemi,

kdy určuje měrné náklady na vytápění na 1 m<sup>2</sup> podlahové plochy minimálně na 80 % z průměrných nákladů. Naopak se snaží chránit „okrádané“ stanovením maximálních možných nákladů na 1 m<sup>2</sup> na 200 % z průměrných nákladů. Celá problematika je tak velice komplikovaná, zatížena značnými nejistotami a tudíž potenciálně nespravedlivá. Spravedlivé rozúčtování by bylo možné pouze za předpokladu značně technicky náročného „mapování“ provozu celého domu nebo udržování shodné vnitřní teploty v celém domě. Obě tyto varianty jsou však pro dnešní dobu prakticky nereálné [L29].

## 4 Příprava teplé vody

Jedná se o neméně důležitou potřebu budov, která navíc v dnešní době získává na důležitosti, neboť procentuálně zaujímá stále větší podíl na celkové energii dodané do budovy. Tento efekt je způsoben neustále se snižující potřebou tepla na vytápění, přičemž potřeba tepla na přípravu teplé vody je prakticky totožná. Z tohoto důvodu je správný návrh systému pro přípravu teplé vody důležitější než dříve. Opomineme-li průtokové ohřívače vody, které kvůli svému velkému příkonu existují pouze v menších aplikacích, zbyde nám prakticky pouze možnost zásobníkového ohřevu, přičemž právě velikost zásobníku bude hlavním úkolem celého návrhu.

### 4.1 Návrh podle ČSN 06 0320

Návrh vychází z určení množství potřeby teplé vody za periodu (obvykle 24 h), přičemž pracuje se třemi základními objemy dle způsobu využití:  $V_o$  – mytí osob,  $V_j$  – mytí nádobí,  $V_u$  – úklid. Pro stanovení těchto objemů uvádí norma matematické vztahy a tabulkové hodnoty, které ovšem vzhledem k době jejich vzniku dávají poměrně zkreslené hodnoty o celkové potřebě teplé vody  $V_{2p}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$ ]. Z nejnovějších dlouhodobých měření na bytových a rodinných domech však vyplývá reálná spotřeba teplé vody v rozmezí 0,04 až 0,05  $\text{m}^3 \cdot \text{osoba}^{-1} \cdot \text{den}^{-1}$ . Pro běžné aplikace je tak lepší pracovat s touto hodnotou. Dále výpočet pokračuje určením množství tepla potřebného na přípravu teplé vody za jednu periodu. Určí se dle vztahu:

$$Q_{2p} = (1 + z) * \frac{V_{2p} * \rho * c * (t_2 - t_1)}{3600 * 1000}, \quad (44)$$

kde	$Q_{2p}$	tepelná energie odebraná z ohřívače za 1 periodu (24 h) [ $\text{kWh} \cdot \text{den}^{-1}$ ],
	$z$	poměrná tepelná ztráta při ohřevu a distribuci [1],
	$V_{2p}$	celková potřeba teplé vody [ $\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$ ],
	$\rho$	hustota vody při střední teplotě v zásobníku [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],
	$c$	měrná tepelná kapacita vody [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ],
	$t_1$	teplota studené vody (10 °C) [°C],
	$t_2$	teplota teplé vody (55 °C) [°C] [L30].

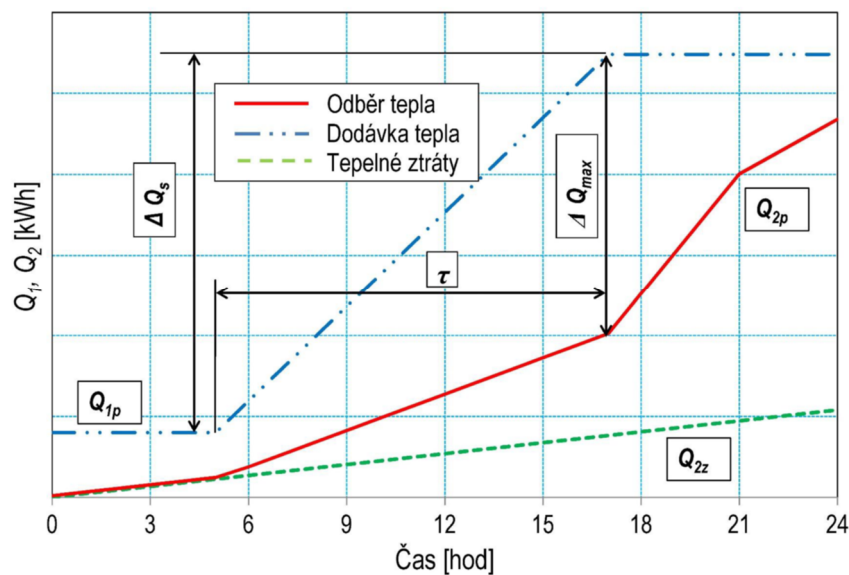
Velikost poměrné tepelné ztráty  $z$  závisí především na délce rozvodů, tepelné izolaci rozvodů, tepelné ztrátě zásobníku, tepelných ztrátách ve zdroji a zda je použita cirkulace teplé vody. Samotná hodnota pro starší výstavbu může dosahovat  $z = 1$  až  $5$ , pro novostavby by pak tato hodnota neměla přesáhnout  $z = 0,5$ , pro běžné tloušťky izolace je možné volit hodnotu  $z = 0,3$  [L30].

Návrh pokračuje sestavením křivek odběru a dodávky tepla za jednu periodu dle následujícího schématu:

- od 5 do 17 hodin 35 % odběru tepla
- od 17 do 20 hodin 50 % odběru tepla
- od 20 do 24 hodin 15 % odběru tepla [L30].

Odběr tepla by však vždy měl respektovat profil užívání budovy.

Odběrový diagram pro obytnou budovu dle výše uvedeného schématu pak může vypadat jako na obr. 10.



Obr. 10 Křivky odběru a dodávky tepla s časově omezenou dodávkou tepla do zásobníku [L30].



Důležité z hlediska dostatečné teploty v zásobníku je, aby křivka dodávky tepla ležela vždy nad křivkou odběru tepla, ideálně by jejich rozdíl měl představovat 15 % z  $Q_{2p}$ . Sklon křivky dodávky tepla představuje potřebnou velikost výkonu. Objem zásobníku se pak vypočte jako:

$$V_{TV} = \frac{\Delta Q_{\max}}{\rho * c * (t_2 - t_1)} * 3600 * 1000, \quad (45)$$

- kde  $V_{TV}$  objem zásobníku teplé vody [ $m^3$ ],  
 $\Delta Q_{\max}$  maximální rozdíl mezi křivkou odběru a dodávky tepla [kWh],  
 $\rho$  hustota vody při střední teplotě v zásobníku [ $kg \cdot m^{-3}$ ],  
 $c$  měrná tepelná kapacita vody [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ],  
 $t_1$  teplota studené vody (10 °C) [°C],  
 $t_2$  teplota teplé vody (55 °C) [°C] [L30].

Požadovaný výkon zdroje tepla se pak určí jako:

$$P_z = \left( \frac{Q_1}{\tau} \right)_{\max}, \quad (46)$$

- kdy  $Q_1$  dodaná tepelná energie v úseku  $\tau$  [kWh],  
 $\tau$  časový úsek [h] [L30].

## 4.2 Návrh podle DIN 4708

Další možností je návrh velikosti zásobníku podle DIN 4708, který je založen na koeficientu potřeby  $N = 1$ , který odpovídá definici tzv. „jednotkového bytu“. Matematicky se koeficient potřeby  $N$  vyjádří jako:

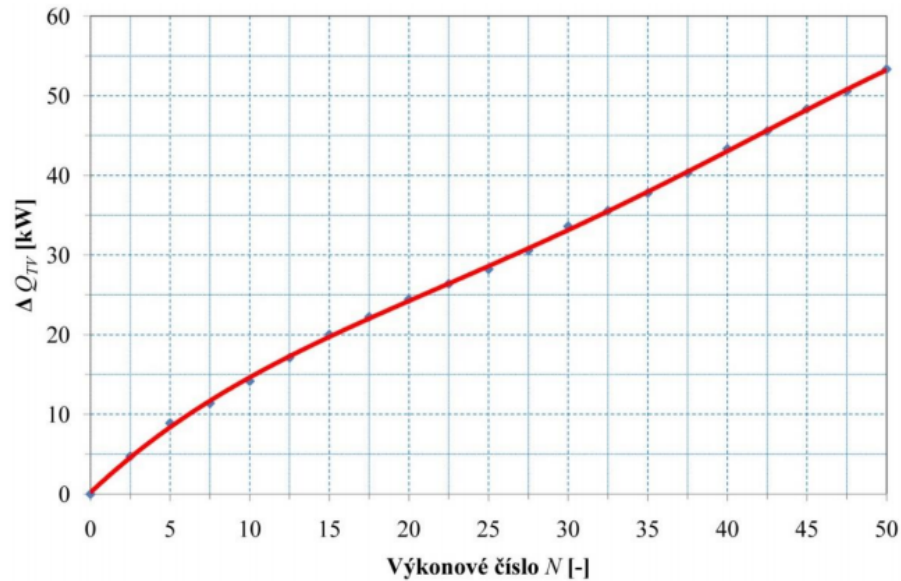
$$N = \frac{\sum(n \cdot p \cdot \sum w_v)}{Q_N}, \quad (47)$$

kde	$N$	koeficient potřeby [1],
	$n$	počet bytů [1],
	$p$	počet osob nebo koeficient obsazenosti [1],
	$w_v$	potřeba tepla odběrných míst [kWh],
	$Q_N$	normovaná potřeba tepelné energie „jednotkového bytu“ [kWh] [L30].

Jednotkový byt je pak definován 4 místnostmi, kde bydlí 3 až 4 osoby, tudíž koeficient obsazenosti je roven 3,5. Parametr potřeby tepla odběrných míst  $w_v$  je rozlišován pro byty s normální vybaveností a komfortní vybaveností. Jednotkový byt se uvažuje s normálním vybavením. Pro byty s normální vybaveností se předpokládá vybavenost ve formě koupací vany nebo sprchové kabiny, umyvadla a dřezu, přičemž do  $\sum w_v$  se uvažuje pouze koupací vana nebo sprcha ( $\sum w_v = 5,82$  kWh). Normovaná potřeba tepelné energie pro jednotkový byt je tak rovna  $Q_N = 20,37$  kWh. Postup pro stanovení koeficientu potřeby  $N$  pro komfortní vybavenost je obdobný s postupem pro normální vybavenost [L30].

Pro zjištěný koeficient potřeby  $N$  následně hledáme vhodnou velikost zásobníku, přičemž musíme dodržet tyto podmínky:

- Koeficient potřeby zásobníku  $N_L$  musí být větší než požadovaný koeficient potřeby  $N$ .
- Tepelný výkon kotle musí být větší než trvalý tepelný výkon  $Q_D$  (udává výrobce pro ohřev z 10 °C na 45 °C), pro dosažení výkonového čísla  $N_L$ .
- Pokud bude kotel sloužit pro vytápění i přípravu teplé vody, je nutné jeho výkon zvětšit o  $\Delta Q_{TV}$  podle diagramu na obr. 11 [L30].



Obr. 11 Zvýšení výkonu kotle na základě výkonového čísla pro vytápění a přípravu teplé vody jedním zdrojem [L30].

### 4.3 Přednostní příprava teplé vody

Návrh zásobníku dle přednostního ohřevu teplé vody se většinou využívá v rodinných nebo menších bytových domech, kdy jeden zdroj tepla slouží jak pro vytápění, tak pro přípravu teplé vody. Systém funguje tak, že při požadavku na dohřev zásobníku teplé vody se celý (maximální) výkon zdroje tepla odkloní pomocí třicestného ventilu do zásobníku a po jeho nahřátí zase zpět do otopné soustavy. Tento dohřev by z hlediska kontinuity vytápění neměl u staveb s malou akumulací přesáhnout 10 minut a u staveb těžších s výraznější akumulací 20 minut. Na základě tohoto omezení a výkonu zdroje tepla, který je dimenzován na pokrytí tepelné ztráty domu, se objem zásobníku určí ze vztahu:

$$P_z = \frac{V_{TV} * y * \rho * c * X_p}{\tau_a}, \quad (48)$$

- kde  $P_z$  tepelný výkon zdroje tepla [kW],  
 $V_{TV}$  objem zásobníku teplé vody [m<sup>3</sup>],  
 $y$  korekční faktor odběru tepla ze zásobníku [1],  
 $\rho$  hustota vody při střední teplotě v zásobníku [kg.m<sup>-3</sup>],  
 $c$  měrná tepelná kapacita [J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  
 $X_p$  spínací diference pro dohřev teplé vody (5 až 10 K) [K],  
 $\tau_a$  doba dohřevu [s] [L30].

Korekční faktor  $y$  zohledňuje nerovnoměrné prohřátí zásobníku teplé vody a určuje se na základě tab. 5 [L30].

Tab. 5 Korekční faktor pro dobu dohřevu 10 a 20 minut, v závislosti na druhu zásobníku [L30].

Zásobník TV	$y$ [-]	
	$\tau_a < 20$ minut	$\tau_a < 10$ minut
Vertikální zásobník TV	0,94	0,89
Horizontální zásobník TV (do 400 l)	0,96	0,91
Horizontální zásobník TV (nad 400 l)	0,90	0,85

Při návrhu je nutné zohlednit také trvalou potřebu odběrných míst a zkontrolovat, zda teplosměnná plocha výměníku je schopna tento trvalý výkon předat.

## 5 Praktická část

Jak již bylo zmíněno v úvodu, cílem praktické části textu bylo zpracování prováděcí projektové dokumentace vytápění a přípravy teplé vody. Celý návrh vychází především z požadavku na ekonomický provoz, vysokou tepelnou pohodu, jednoduchou obsluhu, spolehlivost a vysokou životnost. Dalšími požadavky jsou rychlost montáže a nižší cena celého zařízení. Vzhledem k těmto požadavkům by přístup k tomuto návrhu mohl být „vzorem“ např. pro masivní výstavbu cenově dostupného bydlení.

### 5.1 Identifikace domu

Vstupem pro samotný návrh byla stavební projektová dokumentace bytového domu. Bytový dům je situován do lokality (Kladno – Lány). Dům má čtyři obytná podlaží suterén a podstřešní prostory. Přístup do jednotlivých bytů obstarávají dvě schodiště vedoucí ze suterénu až do podstřešních prostor.

Nejnižším podlažím je suterén o celkové podlahové ploše 116 m<sup>2</sup> a světlé výšce 2 m. Nachází se v něm 8 sklepních kójí, 3 technické místnosti a přístupová chodba. Suterén je částečně zapuštěn pod terén, přičemž všechny místnosti mají okna.

Každé ze čtyř obytných podlaží tvoří dva byty o odlišných velikostech. Menší z bytů, o podlahové ploše 46 m<sup>2</sup> je tvořen chodbou, WC, koupelnou, kuchyní, obývacím pokojem a ložnicí. Větší z bytů o podlahové ploše 70 m<sup>2</sup> má navíc oproti menšímu bytu jídelnu a dětský pokoj. Světlá výška všech bytů je 2,6 m. Podlahové plochy jednotlivých místností pro 1. nadzemní podlaží (1NP) nabízí tab. 6 (velikost místností ve vyšších podlažích je totožná).

Podstřešní prostory pod sedlovou střechou domu nemají prozatím plánované žádné využití.

Celkem tedy dům tvoří 4 malé byty, 4 velké byty a ostatní prostory. Celková obytná podlahová plocha domu je 464 m<sup>2</sup>. Půdorysná plocha domu je 174 m<sup>2</sup>, přičemž délka domu je 20,8 m, šířka 9,6 m a výška od úrovně terénu po hřeben střechy je 17,5 m. Orientace domu vůči světovým stranám, dispoziční řešení nebo instalační šachty viz projektová dokumentace.

Tab. 6 Podlahové plochy jednotlivých místností prvního nadzemního podlaží.

Číslo místnosti	Účel	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Číslo místnosti	Účel	Plocha [m <sup>2</sup> ]
Malý byt			Velký byt		
101	Chodba	8,1	111	Jídelna	12,8
102	WC	1,1	112	Kuchyň	8,8
103	Koupelna	4	113	WC	1,1
104	Kuchyň	8,8	114	Koupelna	4
105	Obývací pokoj	13,3	115	Chodba	8,1
106	Ložnice	10,7	116	Dětský pokoj	10,7
	<b>Celkem</b>	<b>46</b>	117	Obývací pokoj	13,3
			118	Ložnice	11,4
				<b>Celkem</b>	<b>70</b>

## 5.2 Tepelně-technické parametry bytového domu

### 5.2.1 Skladba a parametry konstrukcí

Jedním z úkolů bylo stanovení tepelně-technických parametrů jednotlivých konstrukcí, tak, aby vyhovovaly ČSN 73 0540-2. Zadání bakalářské práce požaduje dodržet alespoň požadované hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{N,20}$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>]. Pro snížení energetické náročnosti budovy jsem se však rozhodl navrhnout konstrukce tak, aby splňovaly doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{rec,20}$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>].

Jelikož pro určení  $U_{rec,20}$  daného typu konstrukce je nutné znát účel užívání a teplotu „před“ i „za“ konstrukcí, bylo nejprve nutné stanovit výpočtové teploty vytápěných místností, nevytápěných místností a venkovního prostředí.

Venkovní oblastní výpočtovou teplotu jsem určil z národní přílohy normy ČSN EN 12831 pro lokalitu Kladno (Lány) jako:  $\theta_e = -15$  °C. Vnitřní výpočtové teploty vytápěných místností jsem určil z národní přílohy normy ČSN EN 12831. Teploty v sousedních nevytápěných místnostech jsem pak určil z ČSN 06 0210. Všechny zvolené výpočtové teploty uvádí tab. 7.

Tab. 7 Výpočtové teploty.

	[°C]
<b>Venkovní oblastní výpočtová teplota</b>	<b><math>\theta_e</math></b>
Kladno (Lány)	-15
<b>Vnitřní výpočtová teplota</b>	<b><math>\theta_{int,i}</math></b>
Chodba	20
WC	20
Koupelna	24
Kuchyň	20
Obývací pokoj	20
Ložnice	20
Dětský pokoj	20
Jídlna	20
<b>Teplota v sousedních nevytápěných místnostech</b>	<b><math>\theta_u</math></b>
Schodiště	5
Sklepní koje	0
Technická místnost	0; 5
Sklepní chodba	0
Podstřešní prostor	0

Následoval výpočet součinitele prostupu tepla  $U$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ] podle vztahu (4) pro jednotlivé skladby stavebních konstrukcí. Ve výpočtu jsem pro součinitel přestupu tepla v interiéru  $\alpha_i$  používal hodnotu  $8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  a pro součinitel přestupu tepla v exteriéru  $\alpha_e$  hodnotu  $23 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . Následující tab. 8. uvádí skladbu navržených konstrukcí včetně součinitelů tepelné vodivosti  $\lambda_n$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] jednotlivých stavebních materiálů a výsledného součinitele prostupu tepla  $U$  dané konstrukce. Číselné hodnoty součinitele tepelné vodivosti jsem čerpal z podkladů výrobců nebo z ČSN 73 0540-3 [L31 až L39].

Tab. 8 Skladby a součinitelé prostupu tepla stavebních konstrukcí.

Označení	Składba konstrukce	$d_n$ [m]	$\lambda_n$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	$U$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
(1)	Vnější omítkový systém s tepelně-izolační omítkou	0,04	0,1	0,21
	HELUZ Family 38 broušená	0,38	0,089	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(2)	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	0,76
	HELUZ 25 broušená	0,25	0,248	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(3)	Keramický obklad	0,02	2,5	1,38
	HELUZ 11,5 broušená	0,115	0,259	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(4)*	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	1,27
	HELUZ 14 broušená	0,14	0,289	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(5)	Pochozí vrstva (keramická dlažba)	0,02	2,5	0,31
	Stropní konstrukce YTONG Klasik	0,2	0,137	
	Polystyren ISOVER EPS 200	0,05	0,034	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(6)*	Pochozí vrstva (keramická dlažba)	0,02	2,5	0,57
	Stropní konstrukce YTONG Klasik	0,2	0,137	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(7)	Pochozí vrstva (dřevotřísková deska)	0,02	0,5	0,16
	Mínérální tepelně-izolační vata ISOVER NF 333 V	0,19	0,041	
	Stropní konstrukce YTONG Klasik	0,2	0,137	
	Vnitřní jádrová omítka	0,015	0,6	
(8)	Okenní výplň WEKRA Prima			0,92
(9)	Dveřní výplň – vstupní dveře do bytu HT Premium EXT			1,7
(10)	Dveřní výplň – interiérové dveře ERKADO Standard			2,6

\* Označené konstrukce ve výpočtech nefigurují, jelikož oddělují prostory se shodnou výpočtovou teplotou. Uvedeny jsou pouze pro úplnost.

Další tab. 9. porovnává vypočtené hodnoty  $U$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>] s doporučenými hodnotami  $U_{rec,20}$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>] dle ČSN 73 0540-2.



Tab. 9 Porovnání navržených a doporučených součinitelů prostupu tepla dle ČSN 73 0540-2.

	Doporučená hodnota ČSN 73 0540-2	Navržená stavební konstrukce	Součinitel prostupu tepla
Odpovídající stavební konstrukce dle ČSN 73 0540-2	$U_{rec,20}$ [W.m <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> ]		$U$ [W.m <sup>2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Stěna vnější – těžká	0,25	(1) Obvodové zdivo 400	0,21
Stěna mezi prostory s rozdílem teplot do 10 °C	0,9	(2) Stěna vnitřní 250	0,76
Stěna mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C	1,8	(3) Přička 100	1,38
Stěna mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C	1,8	(4) Přička 150	1,27
Strop a stěna vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostoru	0,4	(5) Strop/podlaha	0,31
Strop vnitřní mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C včetně	1,45	(6) Strop/podlaha	0,57
Strop pod nevytápěnou půdou (se střechem bez tepelné izolace)	0,2	(7) Strop	0,16
Výplň otvoru mezi vytápěným o venkovním prostorem, kromě dveří	1,2	(8) Okno	0,92
Není definováno	-	(9) Vstupní dveře	1,7
Není definováno	-	(10) Interiérové dveře	2,6

### 5.2.2 Stanovení tepelné ztráty

Výpočet tepelných ztrát jsem provedl podle normy ČSN EN 12831. Jak již bylo zmíněno, výpočet byl proveden pro lokalitu Kladno (Lány), kde venkovní oblastní výpočtová teplota je  $\theta_e = -15$  °C. Průměrná venkovní teplota za otopné období v této lokalitě je  $\theta_{m,e} = 4$  °C. Vnitřní výpočtové teploty jednotlivých místností uvádí tab. 7.

Pro výpočet součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy  $H_{T,ie}$  [W.K<sup>-1</sup>] jsem použil zjednodušenou metodu stanovení lineární tepelné ztráty, zahrnutou ve vztahu (5). Obdobně jsem postupoval při stanovení součinitele tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem  $H_{T,iue}$  [W.K<sup>-1</sup>]. Tab. 10 uvádí korigované hodnoty součinitelů prostupu tepla  $U_{kc}$  [W.m<sup>2</sup>.K<sup>-1</sup>] jednotlivých stavebních konstrukcí, navýšené o korekční součinitel  $\Delta U_{tb}$  [W.m<sup>2</sup>.K<sup>-1</sup>].

Tab. 10 Korigované součinitele prostupu tepla  $U_{kc}$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] jednotlivých stavebních konstrukcí.

Konstrukce	$U_k$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]	$\Delta U_{tb}$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]	$U_{kc}$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
Obvodové zdivo 400 (1)	0,21	0,05	0,26
Stěna vnitřní 250 (2)	0,76	0,05	0,81
Příčka 100 (3)	1,38	0,05	1,43
Příčka 150 (4)	1,27	0,05	1,32
Strop/podlaha (5)	0,31	0,1	0,41
Strop/podlaha (6)	0,57	0,1	0,67
Strop (7)	0,16	0,1	0,26
Okno (8)	0,92	0,1	1,02
Vstupní dveře (9)	1,7	0,1	1,8
Interiérové dveře (10)	2,6	0,1	2,7

Ve výpočtu jsem dále pracoval s následujícími konstantami nebo tabulkovými hodnotami:

- korekční součinitel vystavení povětrnostním vlivům  $e_k = 1.0$  (určeno dle normativní přílohy ČSN EN 12831)
- minimální intenzita výměny vnitřního vzduchu za čerstvý venkovní  $n_{\min}$  [ $h^{-1}$ ] viz tab. 11.

Tab. 11 Minimální intenzity výměny vzduchu  $n_{\min}$  [ $h^{-1}$ ] podle účelu místnosti.

Účel	$n_{\min}$ [ $h^{-1}$ ]
Chodba	0,3
WC	1,5
Koupelna	1,5
Kuchyň	1,5
Obývací pokoj	0,5
Ložnice	0,5
Dětský pokoj	0,5
Jídlna	0,5

Minimální intenzitu výměny vzduchu jsem určil na základě normativní přílohy ČSN EN 12831, mimo chodbu, kde jsem vzhledem ke krátkodobému pobytu osob zvolil hodnotu  $0,3 \text{ h}^{-1}$ .

Veličiny  $f_{g1}$ ,  $f_{g2}$  a  $G_w$  jsem nepotřeboval, jelikož žádná z vytápěných místností domu nepřiléhá k zemině.

Množství vzduchu přivedené infiltrací  $\dot{V}_{\text{inf},i} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$  bylo z důvodu velice těsných okenních výplní vždy nižší než minimální přivedené hygienické množství vzduchu  $\dot{V}_{\text{min},i} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ , nebudu zde tedy hodnoty veličin týkající se přívodu vzduchu infiltrací uvádět. Vzhledem k minimální infiltraci je nutné zajistit výměnu vzduchu pomocí systému vzduchotechniky, okenních štěrbin nebo v krajním případě mikroventilací.

Příklad výpočtu tepelných ztrát jedné z místností, konkrétně se jedná o chodbu velkého bytu v 1NP (115), uvádí tab. 12. Celkovou návrhovou tepelnou ztrátu jednotlivých místností, bytů a celého domu, pak uvádí tab. 13.

Tab. 12 Příklad výpočtu tepelných ztrát místnosti 115.

115 Chodba								
Údaje o místnosti								
vnitřní výpočtová teplota $\theta_{\text{int},i}$ [°C]							20	
$f_{g1}$ [1]							1,45	
$f_{g2}$ [1]							0,46	
podlahová plocha [m <sup>2</sup> ]							8,10	
světlná výška místnosti [m]							2,60	
vnitřní objem místnosti [m <sup>3</sup> ]							21,06	
$H_{T,ie}$ [W.K <sup>-1</sup> ] součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do exteriéru pláštěm budovy								
konstrukce	výška [m]	délka [m]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha k. [m <sup>2</sup> ]		$H_{T,ie}$ [W.K <sup>-1</sup> ]	$\Phi_{T,ie}$ [W]	
Obvodové zdivo 400 (1)	3,1	1,6	0	4,96		1,29	45	
$H_{T,iue}$ [W.K <sup>-1</sup> ] součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do exteriéru přes nevytápěný prostor								
konstrukce	výška [m]	délka [m]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha k. [m <sup>2</sup> ]	tep. nevytap. prostoru $\theta_u$ [°C]	$H_{T,iue}$ [W.K <sup>-1</sup> ]	$\Phi_{T,iue}$ [W]	
Stěna vnitřní 250 (2)	3,1	4,3	1,77	11,56	5	4,01	140	
Vstupní dveře (9)	1,97	0,9	0	1,77	5	1,37	48	
Strop/podlaha (5)	17,5	1	0	17,50	0	4,10	144	
$H_{T,ij}$ [W.K <sup>-1</sup> ] součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do prostoru vytápěného na výrazně odlišnou teplotu								
konstrukce	výška [m]	délka [m]	plocha otvorů [m <sup>2</sup> ]	plocha k. [m <sup>2</sup> ]	teplota vyt. prostoru $\theta_j$ [°C]	$H_{T,ij}$ [W.K <sup>-1</sup> ]	$\Phi_{T,ij}$ [W]	
Příčka 100 (3)	3,1	4,3	1,38	11,95	24	-1,95	-68	
Interiérové dveře (10)	1,97	0,7	0	1,38	24	-0,43	-15	
$H_{V,i}$ [W.K <sup>-1</sup> ] měrná tepelná ztráta větráním- přirozené větrání								
$V_{\text{inf},i}$ [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ] množství přivedeného vzduchu infiltrací						0		
$n_{50}$ intenzita výměny vzduchu při rozdílu 50 Pa						2		
$e_i$ stínící součinitel						0		
$\varepsilon_i$ výškový korekční činitel						1		
$V_{\text{min},i}$ [m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> ] hygienické minimální množství přivedeného vzduchu						6,3		
$n_{\text{min}}$ [h <sup>-1</sup> ] minimální hygienická intenzita výměny vzduchu						0,3		
$H_{V,i}$ [W.K <sup>-1</sup> ]						2,15	$\Phi_{V,i}$ [W]	75
Vypočtené hodnoty celkem								
$\Sigma H_{T,ie}$ [W.K <sup>-1</sup> ]		1,29			$\Sigma \Phi_{T,ie}$ [W]		45	
$\Sigma H_{T,iue}$ [W.K <sup>-1</sup> ]		9,48			$\Sigma \Phi_{T,iue}$ [W]		332	
$\Sigma H_{T,g}$ [W.K <sup>-1</sup> ]		0,00			$\Sigma \Phi_{T,g}$ [W]		0	
$\Sigma H_{T,ij}$ [W.K <sup>-1</sup> ]		-2,38			$\Sigma \Phi_{T,ij}$ [W]		-83	
$\Sigma H_{V,i}$ [W.K <sup>-1</sup> ]		2,15			$\Sigma \Phi_{V,i}$ [W]		75	
$\Sigma H_i$ [W.K <sup>-1</sup> ]		10,54			$\Sigma \Phi_i$ [W]		370	

Tab. 13 Přehled návrhových tepelných ztrát všech místností a bytů.

Malé byty				Velké byty			
1NP				1NP			
Místnost	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_i$ [W]	Místnost	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_i$ [W]
101	294	75	370	111	253	198	450
102	44	52	100	112	145	408	550
103	199	207	410	113	44	52	100
104	145	408	550	114	199	207	410
105	335	206	540	115	294	75	370
106	404	166	570	116	404	166	570
<b>Celkem</b>	1422	1114	<b>2540</b>	117	335	206	540
				118	256	176	430
				<b>Celkem</b>	<b>1533</b>	<b>882</b>	<b>3420</b>
2NP				2NP			
201	150	75	230	211	144	198	340
202	28	52	80	212	76	408	480
203	156	207	360	213	28	52	80
204	76	408	480	214	156	207	360
205	206	206	410	215	150	75	230
206	290	166	460	216	290	166	460
<b>Celkem</b>	906	1114	<b>2020</b>	217	206	206	410
				218	144	176	320
				<b>Celkem</b>	<b>974</b>	<b>882</b>	<b>2680</b>
3NP				3NP			
301	150	75	230	311	144	198	340
302	28	52	80	312	76	408	480
303	156	207	360	313	28	52	80
304	76	408	480	314	156	207	360
305	206	206	410	315	150	75	230
306	290	166	460	316	290	166	460
<b>Celkem</b>	906	1114	<b>2020</b>	317	206	206	410
				318	144	176	320
				<b>Celkem</b>	<b>974</b>	<b>882</b>	<b>2680</b>
4NP				4NP			
401	241	75	320	411	223	198	420
402	38	52	90	412	130	408	540
403	183	207	390	413	38	52	90
404	130	408	540	414	183	207	390
405	288	206	490	415	241	75	320
406	362	166	530	416	362	166	530
<b>Celkem</b>	1243	1114	<b>2360</b>	417	288	206	490
				418	215	176	390
				<b>Celkem</b>	<b>1328</b>	<b>882</b>	<b>3170</b>
<b>Celková návrhová tepelná ztráta pro celý dům <math>\Sigma\Phi_i \cong 21</math> kW</b>							

## 5.3 Otopná soustava

Navrhl jsem dvoutrubkovou otopnou soustavu horizontální se spodním rozvodem, s nuceným oběhem, nízkoteplotní, uzavřenou, s protiproudým napojením otopných těles.

### 5.3.1 Teplotní spád

Vzhledem k tomu, že zdrojem tepla bude kondenzační plynový kotel, je nutné, aby teplota vratné vody ze soustavy, v lepším případě i výstupní teplota, byly nižší, než je kondenzační teplota spalin. Dalšími faktory vstupujícími do volby teplotního spádu je velikost otopných těles, regulace jejich výkonu a s nimi spojená kvalita tepelné pohody ve vytápěném prostoru. Podle doporučení v podkapitole 3.1.6 jsem zvolil výstupní teplotu otopné vody 55 °C. Ochlazení otopné vody jsem pak volil také na základě doporučení z 3.1.6 s přihlédnutím k minimalizaci objemového průtoku otopné vody soustavou, a tím nižších nákladů na práci oběhového čerpadla. Teplotní spád soustavy jsem tedy zvolil 55/40 °C.

### 5.3.2 Otopná tělesa

Jako otopná tělesa jsem zvolil desková otopná tělesa od firmy KORADO typ RADIK VKM. Jedná se o těleso se spodním středovým napojením na otopnou soustavu. Místní regulace tělesa je pak realizována pomocí termostatického regulačního ventilu, který je přímo součástí dodávky otopného tělesa. Ovládání tohoto ventilu pak zajišťuje termostatická hlavice. Tělesa jsou vyráběna v celé řadě výšek, délek a jím příslušejícím počtu desek a konvekčních plechů. Při návrhu jsem se omezil na výšky 500 a 600. Délku tělesa jsem se snažil maximálně přizpůsobit délce okna, pod které bylo umístěno. Dále jsem se snažil volit tělesa s menším počtem desek a konvekčních plechů z důvodu maximálního sdílení tepla sáláním. Pro všechny koupelny jsem pak zvolil trubková otopná tělesa také od firmy KORADO, typ KORALUX LINEAR MAX-M. Tento typ otopného tělesa se napojuje také v jeho středu pomocí přípojovací HM armatury, která plní funkci termostatického ventilu a zároveň regulačního šroubení.

Výkon těles jsem se snažil přiblížit co nejvíce návrhové tepelné ztrátě vytápěného prostoru. Vzhledem k možnosti zdroje tepla připravovat otopnou vodu i o vyšší teplotě než projektované, jsem tak žádné paušální navýšení výkonu těles oproti návrhové tepelné

ztrátě neuvažoval. Pro přepočet výkonu otopných těles z jmenovitých podmínek na skutečné jsem využil aplikaci na webových stránkách výrobce [L40], [L41]. Následující tab. 14 uvádí navržená otopná tělesa do jednotlivých místností včetně jejich výkonu při návrhových podmínkách.

Tab. 14 Navržená otopná tělesa

Místnost	$\Phi_i$ [W]	Typ	Výkon [W]	Výkon [W]	Inst. Výkon [W]	Pokrytí tepelné ztráty [%]
101	370	11-600x1100	477		477	122
102	100		0		0	0
103	410	1810X750	514		514	120
104	550	21-500x1200	585		585	106
105	540	10-500x1100	280	280	560	104
106	570	21-500x1200	585		585	103
111	450	11-600x1100	477		477	106
112	550	21-500x1200	585		585	106
113	100		0		0	0
114	410	1810X750	514		514	120
115	370	11-600x1100	477		477	122
116	570	21-500x1200	585		585	103
117	540	10-500x1100	280	280	560	104
118	430	11-500x1200	446		446	104
201; 301	230	10-600x1100	324		324	129
202; 302	80		0		0	0
203; 303	360	1810X750	514		514	130
204; 304	480	11-600x1200	520		520	108
205; 305	410	10-500x900	229	229	458	110
206; 306	460	11-600x1100	477		477	104
211; 311	340	10-600x1200	352		352	103
212; 312	480	11-600x1200	520		520	108
213; 313	80		0		0	0
214; 314	360	1810X750	514		514	130
215; 315	230	10-600x1100	346		346	134
216; 316	460	11-600x1100	477		477	104
217; 317	410	10-500x900	229	229	458	110
218; 318	320	10-600x1100	324		324	101
401	320	11-600x1000	433		433	126
402	90		0		0	0
403	390	1810X750	514		514	124
404	540	21-500x1200	585		585	108
405	490	10-500x1000	254	254	508	104
406	530	21-500x1100	536		536	101
411	420	11-500x1200	446		446	106
412	540	21-500x1200	585		585	108
413	90		0		0	0
414	390	1810X750	514		514	124
415	320	11-600x1000	433		433	126
416	530	21-600x1000	536		536	101
417	490	10-500x1000	254	254	508	104
418	390	11-500x1100	409		409	105
<b>Celkový instalovaný výkon</b>					<b>23 kW</b>	

Trubková otopná tělesa do koupelen jsem kvůli možnému zakrytí ručníky apod. navrhl v maximální možné velikosti. Vzhledem k malým rozměrům a malé tepelné ztrátě v místnostech WC, jsem do těchto místností žádná tělesa nenavrhoval a výkon potřebný pro pokrytí jejich tepelné ztráty přičítal k přímo sousedícím chodbám.

### 5.3.3 Návrh potrubní sítě

#### Vedení potrubní sítě

Vlastní potrubní síť začíná u zdroje tepla, kde na výstupním potrubí z kotle je v tzv. pojistném úseku osazen pojistný ventil, následuje termo-manometr, kulový kohout, dále pak rozdělení na větev pro vytápění a větev pro nepřímotopný zásobník na přípravu teplé vody. Větev pro vytápění pokračuje filtrem, oběhovým čerpadlem, zpětnou klapkou a dalším kulovým kohoutem. Za tímto kohoutem je osazen snímač teploty pro kalorimetrický měřič tepla. Na vratném potrubí směrem od kotle je napojena tlaková expanzní nádoba, termo-manometr a kulový kohout, sloužící spolu s prvním kulovým kohoutem za pojistným ventilem na výstupním potrubí pro případné odpojení kotle bez nutnosti vypouštění celé soustavy. Následuje spojení vratné větve vytápění a přípravy teplé vody. Na vratné větvi z vytápění je pak osazen vlastní kalorimetrický měřič tepla. Před měřičem tepla je osazen filtr.

Potrubní síť dále přechází v horizontální a větví se na dvě části spodního rozvodu. Každá část je osazena kulovými a vypouštěcími kohouty na přívodním i vratném potrubí pro případnou odstávku jedné z nich. Na kratší části spodního rozvodu je na přívodním potrubí navíc osazen vyvažovací ventil. Dále potrubí pokračuje jako spodní rozvod ke stoupacímu potrubí.

Stoupací potrubí jsou v domě pouze dvě a jsou vedeny v instalačních šachtách navržených architektem budovy. Ze stoupacích potrubí jsou dále vyvedeny odbočky k jednotlivým bytům.

Přívodní odbočky jsou osazeny kulovým kohoutem, vyvažovacím ventilem (v nejvyšším podlaží není osazen), snímačem pro kalorimetrické měření tepla a dalším kulovým kohoutem. Vratné části odboček jsou pak vždy vybaveny kulovým kohoutem, filtrem, samotným měřicím zařízením kalorimetru a dalším kulovým kohoutem. Stoupací potrubí jsou v nejvyšším podlaží zakončena odvzdušňovacími ventily.



Až po tuto část je rozvod navržen z měděného potrubí, spojovaného pomocí měkkého kapilárního pájení. Potrubí bude v celé délce opatřeno tepelnou izolací podle vyhlášky č. 193/2007 Sb. (tloušťka izolace rovna vnějšímu průměru potrubí). Měděné potrubí jsem pro tyto části rozvodů zvolil kvůli vysoké životnosti, snadné manipulaci, jednoduché montáži a nízké tlakové ztrátě. Dále vzhledem k vedení potrubí volně po stěně, je výhodou jeho vyšší mechanická pevnost a pro dlouhé části spodního rozvodu a stoupaček přijatelná teplotně-délková roztažnost.

Jednotlivé odbočky do bytů jsou dále navrženy z plastového potrubí REHAU RAUTITAN Stabil (PE-Xa), které je vedeno v podlaze ve vrstvě betonové mazaniny a větví se k jednotlivým tělesům. Potrubí je opatřeno tepelnou izolací o tloušťce podle vyhlášky č. 193/2007 Sb. (tloušťka izolace rovna vnějšímu průměru potrubí), která mimo jiné, „pohlcuje“ teplotně-délkové změny potrubí. Potrubí se spojuje lisováním a změny směru je možné provádět prostým ohybem v předepsaném rádiu. Toto potrubí jsem pro bytový horizontální rozvod zvolil především pro rychlost a jednoduchost montáže.

Otopná tělesa jsou napojena na přípojky vyvedené na středu tělesa ze stěny. Napojení je provedeno pomocí regulačních šroubení, které je možné v případě potřeby výměny otopného tělesa uzavřít. Každé otopné těleso je již od výrobce vybaveno odzdušňovacím ventilem.

Konkrétní dimenze a typy zmíněných armatur či zařízení, případně postup jejich návrhu, jsou uvedeny v projektové dokumentaci nebo níže v textu.

### **Dimenzování a tlakové ztráty potrubní sítě**

Dimenzování potrubní sítě jsem prováděl metodou ekonomické rychlosti viz. podkapitola 3.1.9. Jako maximální rychlost proudění otopné vody jsem uvažoval doporučenou ekonomickou rychlost  $0,63 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Vyšších rychlostí proudění je dosaženo pouze v kotlovém okruhu v technické místnosti a v okruhu pro přípravu teplé vody. Ostatní rychlosti se pohybují okolo  $0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Vzhledem k tomu, že potrubí RAUTITAN Stabil se vyrábí v nejmenší dimenzi  $16,2 \times 2,6 \text{ mm}$ , tak v úsecích, které zásobují pouze jedno nebo dvě otopná tělesa, klesá rychlost proudění otopné vody hluboko pod zmiňovaných  $0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato skutečnost by mohla vést k zanášení potrubí, avšak vzhledem k přítomnosti několika filtrů v soustavě, je toto riziko minimální. Nízká rychlost bude

naopak výhodná z hlediska nižších hlukových projevů. Další výhodou je, že v celém bytovém rozvodu je tak použita pouze jedna dimenze potrubí, čímž se zjednoduší jeho montáž.

Při výpočtu tlakových ztrát jsem celou soustavu rozdělil do celkem 226 číselně značených úseků a ještě dalších 12 úseků značených písmeny s čísly viz výkres axonometrie. Nejprve jsem určil tlakovou ztrátu hydraulicky nejbližšího otopného tělesa vzhledem k odbočce do bytu v INP (ve výkresu axonometrie označeno jako bod A; B). Následně jsem spočítal tlakovou ztrátu ostatních otopných těles daného bytu a rozdíl v tlakové ztrátě oproti hydraulicky nejbližšímu tělesu „vyvážil“ na otopném tělese. Hydraulické vyvážení na tělese jsem se snažil provést s ohledem na zachování maximálního možného pásma proporcionality termostatického ventilu. Nejdříve jsem tedy vyvažoval na vratném regulačním šroubení, posléze na vstupním regulačním šroubení a v krajním případě pak na termostatickém ventilu. Stejně jsem postupoval v ostatních podlažích s tím rozdílem, že v nižších podlažích jsem vždy na vyvažovacím ventilu osazeném na vstupu do bytu, hydraulicky vyvážil rozdíl tlakové ztráty součtu úseků jednotlivých bytů. Dále jsem provedl hydraulické vyvážení rozdílů tlakových ztrát jednotlivých stoupacích potrubí s příslušnou částí spodního rozvodu (podle axonometrie, hydraulické vyvážení rozdílů tlakové ztráty bodů A; B vůči bodu C). Nakonec jsem určil tlakovou ztrátu kotlového okruhu.

Při určování měrné tlakové ztráty třením  $R$  [ $\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$ ] a součinitelů místních odporů  $\zeta$  [1] jsem u plastového potrubí vycházel z podkladů výrobce a u měděného potrubí z výpočtových tabulek pro vytápění [L42], [L43].

Tlakovou ztrátu otopného tělesa RADIK VK-M včetně termostatického ventilu v závislosti na stupni jeho nastavení jsem určoval podle  $k_v$  [ $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ] hodnoty dle tab. 4 a vztahu (40), postup je podrobně popsán v 3.1.10.


Tlakovou ztrátu trubkového otopného tělesa KORALUX LINEAR MAX-M jsem stanovil na základě součinitele místní tlakové ztráty  $\zeta = 9,3$  při průtoku potrubím DN 15. Tlakovou ztrátu HM armatury, kterou jsou připojena trubková otopná tělesa na potrubí, jsem stanovil na základě  $k_v$  [ $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ] hodnoty dle tab. 15 [L44].

Tab. 15 Hodnota  $k_v$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] v závislosti na stupni nastavení – HM armatura ( $x_p$  [K] je pásmo proporcionality ventilu).

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 niž ventil ještě uzavírá $\Delta p$ [bar]
		0	0,5	1	2	3	4				
DN 15 (½"); přímá a rohová armatura; 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				

Tlakovou ztrátu regulačních připojovacích šroubení IVAR.DS 306, kterými jsou na potrubí připojena desková otopná tělesa, jsem určil na základě hodnoty  $k_v$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] dle tab. 16. Napojení potrubí na toto šroubení se provede pomocí příslušného adaptéru [L45].

Tab. 16 Hodnota  $k_v$  v závislosti na stupni nastavení – Regulační šroubení IVAR.DS 306.

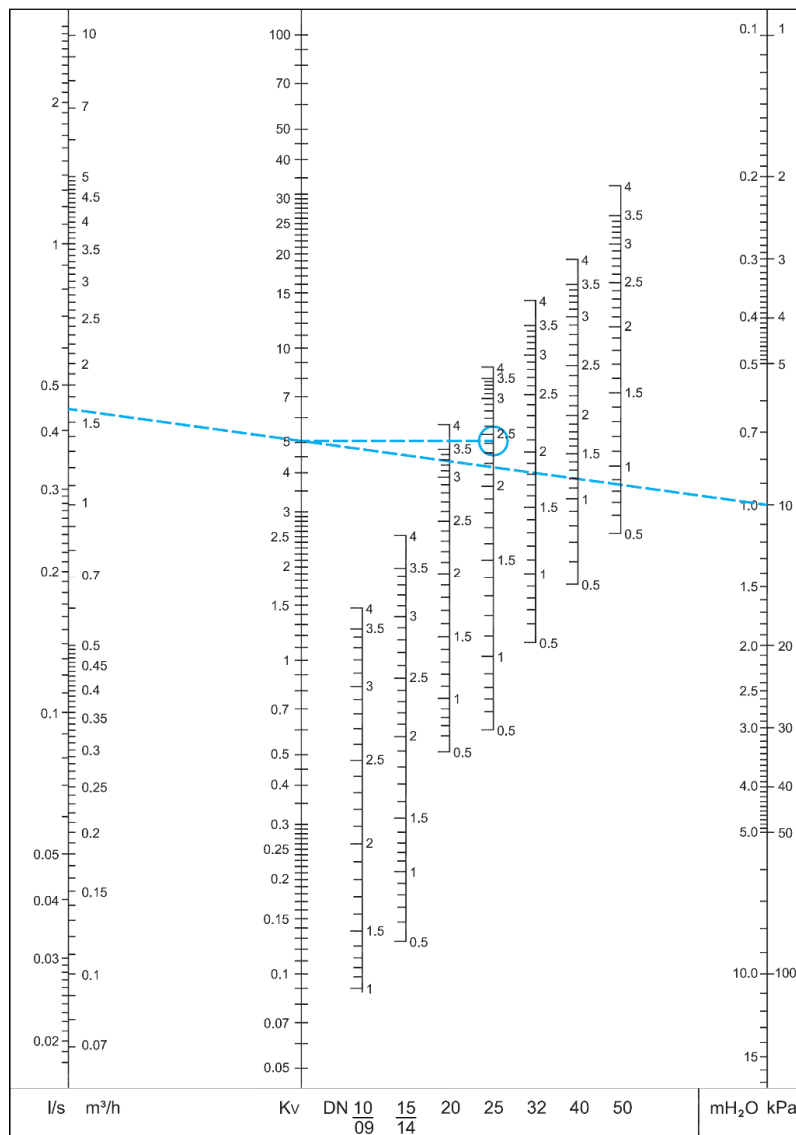
#	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1¼	1½	1¾	2	2½	3	3½	4	Max
$K_v$	0.14	0.20	0.31	0.43	0.60	0.79	1.00	1.20	1.35

U kalorimetrických měřičů tepla SUPERCAL 739 jsem pro stanovení tlakových ztrát používal  $k_{vs}$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] hodnoty ( $k_{vs}$  představuje průtok [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] plně otevřenou armaturou při tlakové ztrátě 100 kPa). Příslušné  $k_{vs}$  hodnoty dle velikosti měřiče uvádí tab. 17 [L46].

Tab. 17 Technické parametry kalorimetrických měřičů tepla SUPERCAL 739 dle jejich velikosti.

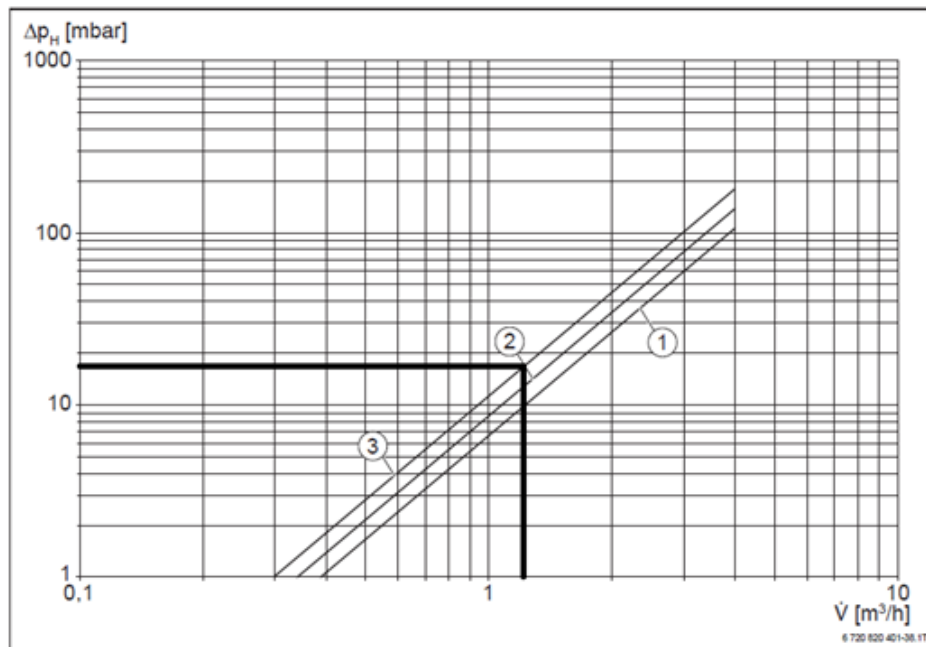
Jmenovitý průtok	$m^3/h$	0,6	1,5	2,5
Jmenovitý průměr	mm	15	15	20
Celková délka	mm	110	110	130
Start. průtok	l/h	3	3	8
Min. průtok	l/h	12/24	30/60	50/100
Max. průtok	$m^3/h$	1,2	3	5
Provozní tlak	bar	16	16	16
Tlak. ztráta při $q_p$	mbar	220	220	240
$K_{vs}$		1,3	3,2	5,1
Připojení		závit	závit	závit

Hydraulické vyrovnání jednotlivých bytů nebo částí rozvodu je realizováno pomocí vyvažovacího ventilu STAD IMI TA. Použil jsem dvě velikosti ventilu: DN15 a DN20. Pro správnou funkci ventilu výrobce doporučuje ponechat před ventilem volnou délku min. 5 průměrů potrubí a za ventilem min. 2 průměrů potrubí. Stupeň nastavení ventilu v závislosti na požadované tlakové ztrátě [kPa] při požadovaném objemovém průtoku otopné vody [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ] jsem odečítal z grafu viz obr. 12 [L47].



Obr. 12 Stupeň nastavení vyvažovacích ventilů IMI TA v závislosti na požadované tlakové ztrátě [kPa] při požadovaném objemovém průtoku otopné vody [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ].

Poslední výraznou tlakovou ztrátou v otopné soustavě představuje samotný zdroj tepla BUDERUS Logano plus GB212-40, jehož tlakovou ztrátu jsem odečetl z diagramu viz obr.13 [L49].



Obr. 13 Tlaková ztráta kotle [mBar] v závislosti na objemovém průtoku otopné vody [ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ]. (Kotel Logano plus GB212-40 představuje křivka 3).

Následující tab. 18 uvádí příklad dimenzování a výpočtu tlakových ztrát okruhu hydraulicky nejvzdálenějšího otopného tělesa (těleso v místnosti -416- dětský pokoj).

Tab. 18 Příklad dimenzování a výpočtu tlakových ztrát okruhu hydraulicky nejvzdálenějšího otopného tělesa.

Úsek	$m$ [kg.h <sup>-1</sup> ]	DN	$w$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$p_d$ [Pa]	$R$ [Pa.m <sup>-1</sup> ]	$l$ [m]	$R \cdot l$ [Pa]	$\Sigma \zeta$	$\Sigma \zeta \cdot p_d$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	nas.
101-116	<b>Těleso 416 - Bod B</b>										
101	540	22x1	0,48	113	165	3,0	495	1,0	113	608	
102	540	22x1	0,48	113	165	3,0	495	1,0	113	608	
103	369	18x1	0,51	128	245	3,0	735	1,1	141	876	
104	369	18x1	0,51	128	245	3,0	735	1,1	141	876	
105	197	15x1	0,41	84	219	3,3	723	5,5	462	1185	
106	197	15x1	0,41	84	219	3,3	723	4,7	395	1117	
	197	STAD ventil v tomto podlaží není osazen								0	
	197	měřič spotřeby tepla SUPERCAL 739 DN 15, průtok 0,6								2296	
107	197	16,2 x 2,6	0,58	164	491	2,0	981	1,0	164	1145	
108	197	16,2 x 2,6	0,58	164	491	2,0	981	1,0	164	1145	
109	138	16,2 x 2,6	0,40	80	263	3,0	789	3,8	305	1095	
110	138	16,2 x 2,6	0,40	80	263	3,0	789	9,0	723	1513	
111	83	16,2 x 2,6	0,24	29	108	4,3	464	1,0	29	493	
112	83	16,2 x 2,6	0,24	29	108	4,3	464	17,3	503	967	
113	45	16,2 x 2,6	0,13	9	42	1,2	51	3,9	33	84	
114	45	16,2 x 2,6	0,13	9	42	1,2	51	9,8	84	134	
115	31	16,2 x 2,6	0,09	4	29	2,8	81	1,0	4	85	
116	31	16,2 x 2,6	0,09	4	29	2,8	81	17,3	70	151	
	31	regulační šroubení na vstupu								53	9
	31	regulační šroubení na výstupu								53	9
	31	otopné těleso včetně termostaického ventilu								171	8
	<b>Celková tlaková ztráta 416 - B</b>									<b>14655</b>	
B1-B2	<b>Bod B - Bod C</b>										
B1	749	28x1	0,4	76	81	12,0	972	3,0	228	1200	
B2	749	28x1	0,4	76	81	12,0	972	3,0	228	1200	
	<b>Celková tlaková ztráta B - C</b>									<b>2399</b>	
C1-C2	<b>Bod C - Kotel</b>										
C1	1316	35x1,5	0,5	102	68	0,5	34	1,5	153	187	
C2	1316	35x1,5	0,5	102	68	1,2	82	2,5	255	337	
C3	1316	28x1	0,7	234	205	2,0	410	11,0	2576	2986	
C4	1316	28x1	0,7	234	205	1,0	205	6,0	1405	1610	
	kotel Logano plus GB212-40								1800		
	měřič spotřeby tepla SUPERCAL 739 DN 20, jmenovitý průtok 2,5 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>								6658		
	<b>Celková tlaková ztráta C - kotel</b>									<b>13578</b>	
	<b>Celková tlaková ztráta okruhu hydraulicky nejvzdálenějšího otopného tělesa</b>										<b>≅ 31000</b>

Celková tlaková ztráta okruhu hydraulicky nejvzdálenějšího tělesa je tedy viz tab. 18  $\Delta p_c = 31$  kPa. Tlakovou ztrátu ostatních okruhů otopných těles jsem se pomocí regulačních prvků soustavy snažil vyvážit právě k hodnotě 31 kPa. Většinu okruhů se podařilo vyvážit s odchylkou do 2 %. Pouze u trubkových otopných těles, kde regulační armatura nedovolovala jemnější nastavení, jsou odchylky do 5 %. Tab. 18 dále uvádí stupně nastavení regulačních armatur. Pro ostatní armatury jsou tyto stupně nastavení uvedeny na příslušných výkresech projektové dokumentace.

#### 5.3.4 Návrh zdroje tepla

Jako zdroj tepla jsem zvolil stacionární plynový kondenzační kotel BUDERUS Logano plus GB212-40. Výměník kotle je vyroben z hliníkové slitiny. Od výrobce je kotel vybaven základní regulací schopnou řídit jak vytápění, tak přípravu teplé vody. Regulace je vybavena funkcí řízení teploty výstupní vody z kotle na základě venkovní teploty dle ekvitermní křivky. Kotel není od výrobce vybaven oběhovým čerpadlem, expanzní nádobou ani pojistným ventilem, což může být výhodou z hlediska možnosti návrhu těchto komponent přímo na danou otopnou soustavu. Sezonní energetická účinnost kotle je 93 %. Přestože je celkový návrhový tepelný výkon 23 kW, zvolil jsem na základě normy DIN 4708 pro návrh zásobníku na přípravu teplé vody výkon kotle 40 kW viz podkapitola 5.5. Jelikož se jedná o kondenzační plynový kotel, je nutné z hlediska zdravotně-technických instalací zajistit odvod kondenzátu. Odkouření kotle a přívod spalovacího vzduchu bude řešen pomocí koncentrického potrubí s vnitřním potrubím o průměru 80 mm a vnějším potrubím o průměru 125 mm (systém označován jako C<sub>33x</sub>). Toto potrubí bude zhotoveno pomocí výrobcem dodávaného systému DO-S. Vedeno bude v samostatné šachtě o vnitřním rozměru 200 x 200 mm. Před zaústěním do šachty a v podstřešních prostorách budou na potrubí zhotoveny revizní otvory. Potrubí bude vyvedeno na střechu s kolmým přesahem minimálně 400 mm. Maximální možnou délku použitelnou pro tento systém odvodu spalin a přívodu spalovacího vzduchu navržená trasa splňuje [L49].

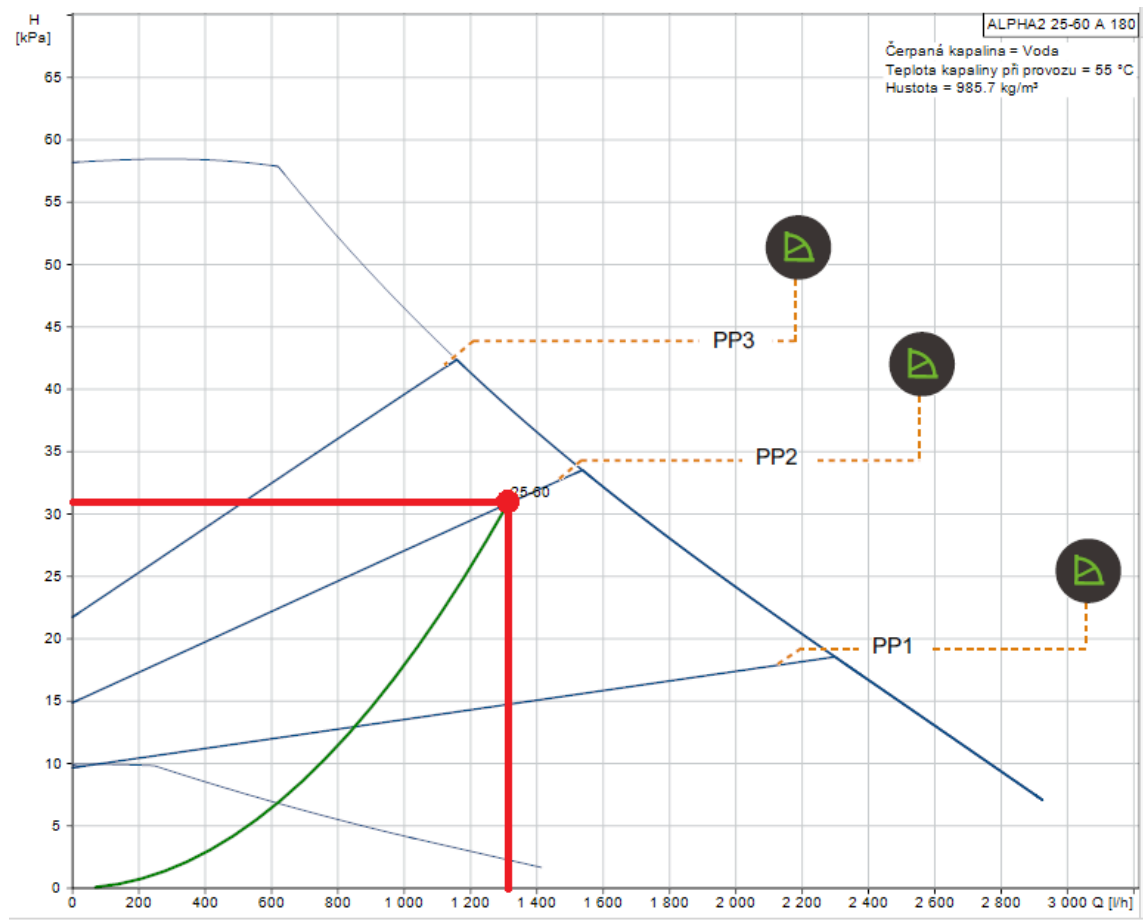
Tab. 19 Vybrané technické parametry kotle BUDERUS Logano plus GB212.

	Jedn.	Velikost kotle (výkon / počet článků)					
		GB212-15/5	GB212-22/6	GB212-30/6	GB212-40/10	GB212-50/10	
Tepelný příkon	kW	2,8 ... 14,15	4,15 ... 20,75	5,7 ... 28,3	7,5 ... 37,6	9,5 ... 47,3	
Jmenovitý tepelný výkon při 80/60 °C	kW	2,7 ... 13,8	4,1 ... 20,3	5,5 ... 27,7	7,4 ... 36,8	9,2 ... 46,2	
Jmenovitý tepelný výkon při 50/30 °C	kW	3,0 ... 15	4,5 ... 22	6,1 ... 30	8,1 ... 40	10,1 ... 49,9	
Účinnosti při max. výkonu při spádu 80/60 °C	%	97,8	97,8	97,6	97,9	97,7	
Účinnosti při max. výkonu při spádu 50/30 °C	%	106	106	105,5	106	105,6	
Normovaný stupeň využití při 75/60 °C	%	105,5	105,8	105,9	105,9	106,1	
Normovaný stupeň využití při 40/30 °C	%	109,0	109,1	109	109,1	109,4	
Provozní pohotovostní ztráta, střední teplota vody 70 a 50 °C	%	0,7/0,42	0,6/0,36	0,58/0,35	0,4/0,24	0,32/0,19	
<b>Okruh topné vody</b>							
Objem vody výměníku tepla	l	15,8	18,8	18,8	33,4	33,4	
Objem vody výměníku tepla $\Delta T$ 20 K	mbar	4	6	27	25	50	
Max. teplota výstupu	°C	85	85	85	85	85	
Max. havarijní teplota	°C	100	100	100	100	100	
Max. provozní tlak	bar	3	3	3	3	4	
<b>Přípojky</b>							
Plynová přípojka	palce	½	½	½	½	½	
Přípojky topné vody	palce	1	1	1	1	1½	
Přípojka kondenzátu	palce	¾	¾	¾	¾	¾	
<b>Připojení odvodu spalin</b>							
Přípojka odvodu spalin	mm	80	80	80	80	80	
Množství kondenzátu pro zemní plyn G20, 40/30 °C	l/h	1,76	2,64	3,50	4,56	5,9	
Hmotnostní tok spalin	plné zat.	g/s	6,6	9,6	13,1	17,4	21,9
	částeč.zat.	g/s	1,3	1,9	2,6	3,5	4,3
Teplota spalin 50/30 °C	plné zat.	°C	39	39	45	44	46
	částeč.zat.	°C	33	34	34	32	33
Teplota spalin 80/60 °C	plné zat.	°C	63	63	70	68	72
	částeč.zat.	°C	57	57	59	57	57
Obsah CO <sub>2</sub> , zemní plyn E / LL	plné zat.	%	9,3	9,1	9,1	9,1	9,1
	částeč.zat.	%	9,3	9,3	9,3	9,3	9,3
Obsah CO <sub>2</sub> , kapalný plyn G31	plné zat.	%	10,5	10,3	10,3	10,3	10,3
	částeč.zat.	%	10,5	10,3	10,3	10,3	10,3
Normovaný emisní faktor CO	mg/kWh	5	2	7	7	10	
Normovaný emisní faktor NO <sub>x</sub>	mg/kWh	20	20	34	20	32	
Zbytkový dopravní tlak ventilátoru (pro odvod spalin a nasávání vzduchu)	Pa	70	80	100	140	160	
<b>Odvod spalin</b>							
Připojení odvodu spalin dle EN 483		provoz závislý na vzduchu z místnosti: B <sub>23</sub> , B <sub>23P</sub> , B <sub>33</sub> provoz nezávislý na vzduchu z místnosti: C <sub>13x</sub> , C <sub>33x</sub> , C <sub>43x</sub> , C <sub>53x</sub> , C <sub>63x</sub> , C <sub>83x</sub> , C <sub>93x</sub>					
<b>Rozměry kotle a hmotnost</b>							
Převravní rozměry šířka x hloubka x výška	mm	600 × 630 × 965			600 × 800 × 965		
Celková délka L <sub>K</sub>	mm	625	625	625	795	795	
Rozeč nožiček L <sub>F</sub>	mm	277	277	277	447	447	
Hmotnost (bez opláštění)	kg	60	65	67	85	88	



### 5.3.5 Návrh oběhového čerpadla

Při návrhu oběhového čerpadla jsem vycházel z tlakové ztráty 31 kPa a hmotnostního průtoku otopné vody  $1316 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ . Zvolil jsem oběhové čerpadlo GRUNDFOS ALPHA2 25-60 180. Pracovní bod čerpadla je při průsečíku charakteristiky potrubní sítě s křivkou proporcionálního tlaku 2 zobrazen na obr. 14 a jeho přesné parametry jsou právě  $1316 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$  hmotnostního průtoku při tlakové ztrátě 31 kPa. Nastavením oběhového čerpadla na proporcionální křivku 2 bude regulace oběhového čerpadla reagovat na změny tlaku (charakteristiky potrubní sítě) vyvolané přivíráním termostatických ventilů na otopných tělesech. Reakce bude realizována snížením dopravního množství otopné vody právě dle proporcionální křivky 2. Tyto regulační zásahy tak pozitivně ovlivní spotřebu elektrické energie oběhového čerpadla [L12].



Obr. 14 Pracovní bod oběhového čerpadla GRUNDFOS ALPHA 2 25-40 180.

### 5.3.6 Návrh pojistného ventilu

Pojistný ventil jsem navrhl dle podkapitoly 3.1.8. Pojistný výkon je dle ČSN 06 0830 roven jmenovitému výkonu kotle, tedy  $\Phi_p = 40 \text{ kW}$ .

Zvolil jsem pojistný ventil Regulus F/F G 1/2'', jehož parametry jsou:

- otevírací přetlak 3 bar
- výtokový součinitel  $\alpha_v = 0,3$
- průřez sedla pojistného ventilu 132,73 mm.

Následně jsem kontroloval průřez sedla pojistného ventilu výpočtem podle vztahu pro páru (32) (konstanta závislá na stavu syté vodní páry pro 3 bar  $K = 1,26 \text{ kW}\cdot\text{mm}^{-2}$ ). Minimální průřez sedla pojistného ventilu pro výše uvedené parametry je  $A_0 = 106 \text{ mm}^2$ , což je méně než průřez sedla navrženého ventilu. Z tohoto hlediska tedy ventil vyhovuje.

Dále jsem kontroloval minimální vnitřní průměr potrubí pro páru dle vztahu (33). Minimální vnitřní průměr pojistného potrubí pro pojistný výkon  $\Phi_p = 40 \text{ kW}$  je  $d_i = 23,9 \text{ mm}$ . Pro pojistný úsek bylo navrženo potrubí z mědi o rozměru 35 x 1,5, kde vnitřní průměr je 32 mm, potrubí tedy vyhovuje.

Na výstup z pojistného ventilu bude napojeno odtokové odpadní potrubí stejného průměru jako je průměr výstupu z pojistného ventilu a bude svedeno nad podlahovou vpust s ponecháním volné mezery min 5 cm [L50].

### 5.3.7 Návrh tlakové expanzní nádoby

Návrh tlakové expanzní nádoby jsem provedl na základě podkapitoly 3.1.3. Nejprve jsem stanovil vodní objem soustavy, viz. tab. 20 [L40], [L41], [L49], [L51].

Tab. 20 Vodní objem jednotlivých prvků otopné soustavy.

Otopná tělesa				
Typ	Výška tělesa [mm]	Součet délky těles [m]	Vodní objem na 1 m [l/m]	Vodní objem [l]
10	500	6,8	2,7	18,4
	600	9	3,1	27,9
11	500	3,5	2,7	9,5
	600	13,4	3,1	41,5
21	500	8,3	5,3	44,0
	600	1	6,2	6,2
MAX-M	8 x 1810 x 750	-	15,9 l/ks	127,2
Celkem				275
Potrubí				
	Označení	Délka [m]	Vodní objem na 1 m [l/m]	Vodní objem [l]
	28x1	32	0,53	17,0
	22x1	18	0,31	5,7
	18x1	12	0,20	2,4
	15x1	12,6	0,11	1,4
	16,2x2,6	410	0,10	39,0
Celkem				65
Kotel				34
Výměník v zásobníku teplé vody				8
Celkem				42
<b>Celkový vodní objem otopné soustavy</b>				<b>382</b>

Následně jsem dle vztahu (23) stanovil stupeň využití expanzní nádoby  $\eta = 0,42$ , při uvažování nejvyššího dovoleného absolutního tlaku  $p_{h,dov,A} = 400$  kPa (300 kPa jako otevírací přetlak pojistného ventilu + 100 kPa jako barometrický tlak) a nejnižšího dovoleného absolutního tlaku v otopné soustavě  $p_{d,dovA} = 232$  kPa ( 132 kPa jako 1,1 násobek hydrostatického přetlaku + 100 kPa jako barometrický tlak).

Dále jsem dosadil do vztahu (22) a stanovil objem tlakové expanzní nádoby  $V_{EN-T} = 16,8$  l, při uvažování součinitele zvětšení objemu  $n = 0,01413$  pro rozdíl teplot  $55 - 10$  °C.

Zvolil jsem tlakovou expanzní nádobu REFLEX NG 18/6 o objemu 18 l. [L53]

Seřizovací přetlak plynu pak bude  $p_{et,seř} = 1,2 \cdot p_{d,dov} = 160$  kPa.

## 5.4 Vyčíslení nákladů na vytápění

Prvním předpokladem pro stanovení nákladů na vytápění je znalost teoretické potřeby tepla na vytápění za otopné období, kterou jsem stanovil pomocí denostupňové metody dle vztahu (42)  $Q_d \doteq 39\,891$  kWh. Vstupními údaji byla celková návrhová tepelná ztráta domu  $\Sigma\Phi_i \doteq 21$  kW, počet dnů otopného období (Kladno)  $d = 243$  dní, průměrná venkovní teplota za otopné období  $\Theta_{m,e} = 4$  °C, vnitřní výpočtová teplota (průměrná)  $\Theta_{int,i} = 20$  °C, venkovní oblastní výpočtová teplota  $\Theta_e = -15$  °C, opravný součinitel na nesoučasnost tepelné ztráty prostupem a větráním  $e_i = 0,75$ , opravný součinitel na snížení vnitřní teploty  $e_t = 0,95$  a opravný součinitel na zkrácení doby provozu  $e_d = 1$  [L27].

Dále jsem stanovil skutečnou potřebu tepla na vytápění ze vztahu (43)  $Q_{d,skut} \doteq 46\,548$  kWh. Ve výpočtu jsem uvažoval účinnost zdroje tepla  $\eta_K = 0,93$  (sezonní energetická účinnost kotle), účinnost rozvodu  $\eta_R = 0,97$  a účinnost obsluhy nebo regulace  $\eta_o = 0,95$ .

Vztáhneme-li tuto skutečnou potřebu tepla na obytnou podlahovou plochu domu, získáme hodnotu přibližně  $100$  kWh.m<sup>-2</sup>.rok<sup>-1</sup>.

Při zjednodušeném stanovení ceny za dodané teplo v zemním plynu jsem uvažoval s cenou zemního plynu  $1,185$  Kč.kWh<sup>-1</sup> (RWE Energie, a. s. [L52]). Po vynásobení je celková cena za dodané teplo na vytápění přibližně rovna  $55\,200$  Kč. Ceny za teplo na vytápění rozpočítané dle tepelné ztráty pro jednotlivé byty uvádí tab. 21.

Tab. 21 Ceny za teplo na vytápění dle jednotlivých bytů.

	Malé byty	Cena za teplo na vytápění [Kč]	Velké byty	Cena za teplo na vytápění [Kč]
	$\Sigma \Phi_i$ [W]		$\Sigma \Phi_i$ [W]	
1NP	2540	6712	3420	9037
2NP	2020	5338	2680	7082
3NP	2020	5338	2680	7082
4NP	2360	6236	3170	8376

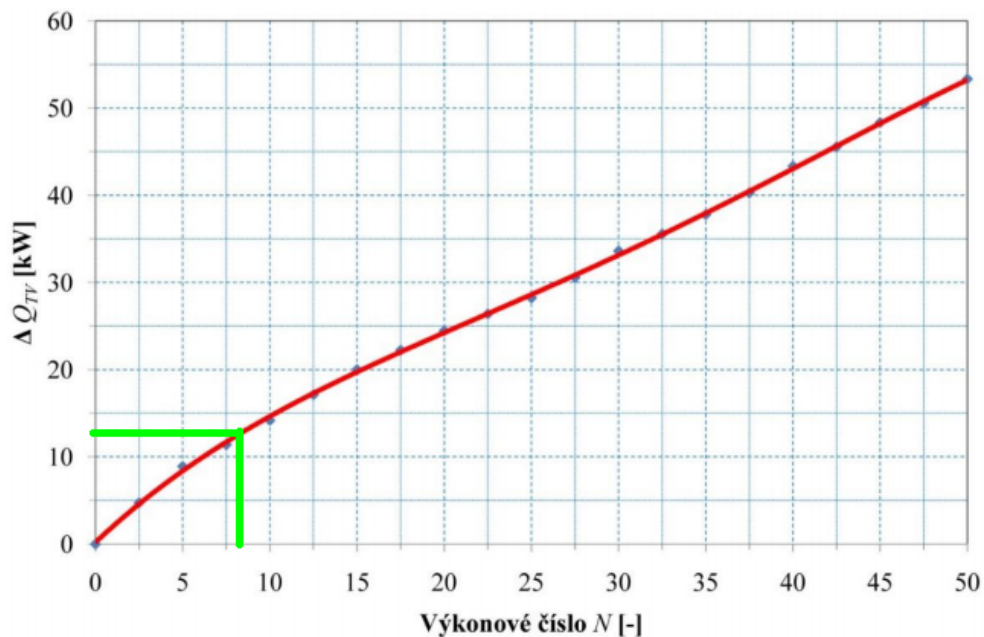
Pro reálné rozúčtování tepla v navrženém bytovém domě slouží kalorimetrické měřiče tepla ENBRA SUPERCAL 739 a ENBRA FS 473. Měřič se skládá ze snímače teploty, který se umísťuje na přívodní potrubí, a samotného měřiče (SUPERCAL 739 – rychlostní průtokoměr, FS 473 – ultrazvukový průtokoměr) s vyhodnocovací elektronikou, který se osazuje na vratné potrubí. Montáž měřičů může provádět pouze osoba s oprávněním Českého metrologického institutu a musí být pravidelně kontrolovány. Před měřič se doporučuje osadit filtr [L46], [L54].

Umístění měřičů v otopné soustavě je vždy na odbočce ze stoupacího potrubí ke každému bytu (SUPERCAL 739 DN 15, jmenovitý průtok  $0,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ). Další jsou osazeny na potrubí k zásobníku pro ohřev teplé vody (FS 473 DN 25, jmenovitý průtok  $3,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ) a na hlavní větvi otopné soustavy pro vytápění (SUPERCAL 739 DN 20, jmenovitý průtok  $2,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ) [L46], [L54].

Kalorimetrické měřiče tepla by zde měly sloužit ke stanovení spotřební složky nákladů na vytápění. Ta by v tomto případě, relativně přesného měření, mohla být stanovena jako 70 % z celkových nákladů a zbylých 30 % by náleželo základní složce nákladů. Rozúčtování by se tedy provedlo rozdělením celkových nákladů na vytápění v poměru 3/7, 30 % nákladů by se rozpočítalo podle vlastnického podílu podlahové plochy a 70 % nákladů by se rozdělilo dle náměrů na jednotlivých měřičích v bytech. Následně by se jednotlivé náklady korigovaly dle procentuální odchylky od průměrných nákladů viz 3.2.2. Měřič tepla na hlavní větvi pro vytápění pak slouží hlavně jako kontrolní měřidlo. Měřič na potrubí k zásobníku pro ohřev teplé vody slouží pro stanovení nákladů na ohřev teplé vody a tyto náklady se pak rozpočítají podle náměru na bytových vodoměrech [L29].

## 5.5 Návrh přípravy teplé vody

Pro návrh zásobníku na přípravu teplé vody jsem se rozhodl použít normu DIN 4708 a výpočet provedl dle postupu popsaného v podkapitole 4.2. Nejprve bylo potřeba stanovit obsazenost v jednotlivých bytech. Pro malý byt jsem uvažoval s obsazeností 3 osoby a pro velký byt s obsazeností 4 osoby. Oba byty jsem uvažoval jako byty s normální vybaveností. Určující odběrné místo je pro tento případ koupací vana s potřebou tepla na odběr  $w_v = 5,82$  kWh. Následně jsem provedl výpočet koeficientu potřeby  $N = 8$  dle (47). Vzhledem k tomu, že zdroj tepla má sloužit pro vytápění a zároveň pro přípravu teplé vody, bylo nutné k potřebnému výkonu na vytápění přičíst výkon  $\Delta Q_{TV}$  dle diagramu na obr. 16 [L30].



Obr. 15 Navýšení výkonu kotle o  $\Delta Q_{TV}$  na základě výkonového čísla.

Jak je patrné z obr. 15, tak pro výkonové číslo  $N = 8$  je  $\Delta Q_{TV}$  přibližně 13 kW. Požadovaný minimální výkon zdroje je tedy součet oněch 13 kW a 23 kW potřebných pro vytápění. Pro celkový minimální výkon zdroje tepla 36 kW jsem pak zvolil kotel BUDERUS Logano plus GB212-40 o jmenovitém tepelném výkonu 40 kW [L30].

Na základě výkonového čísla jsem navrhl nepřímotopný stacionární zásobník teplé vody BUDERUS Logalux SU300 o objemu 300 l a výkonovém čísle  $N_L = 9,7$  při vstupní teplotě otopné vody 80 °C, vstupní teplotě vody do zásobníku 10 °C a teplotě zásobníku 60 °C. Další parametry zásobníku uvádí tab. 22 [L51].

Tab. 22 Výkonová data zásobníkových ohřivačů BUDERUS Logalux SU.

zásobník- ový ohřivač vody Logalux	výstupní teplota otopné vody °C	koeficient výkonu $N_L^{1)}$ při teplotě zásobníku 60 °C	trvalý výkon teplé vody při výstupní teplotě teplé vody <sup>2)</sup>				průtok otopné vody m <sup>3</sup> /h	tlaková ztráta mbar
			45 °C		60 °C			
			l/h	kW	l/h	kW		
SU160 SU160 W	50	–	265	10,7	–	–	2,0	190
	60	–	440	17,9	–	–		
	70	2,4	625	25,4	335	19,4		
	80	2,6	805	32,8	475	27,5		
	90	3,0	1000	40,7	635	36,9		
SU200 SU200 W	50	–	265	10,7	–	–	2,0	190
	60	–	440	17,9	–	–		
	70	4,1	625	25,4	335	19,4		
	80	4,2	805	32,8	475	27,5		
	90	4,6	1000	40,7	635	36,9		
SU300 SU300 W	50	–	285	11,6	–	–	2,6	63
	60	–	510	20,7	–	–		
	70	9,1	695	28,2	355	20,7		
	80	9,7	875	35,6	500	29,2		
	90	10,1	1040	42,4	645	37,6		

Z tab. 22 vyplývá že dva ze tří požadavků DIN 4708 jsou splněny. Prvním z nich je, že výkonové číslo navrženého zásobníku je větší než vypočtené výkonové číslo pro daný dům. Druhý požadavek říká, že výkon kotle musí být větší, než je trvalý příkon teplé vody při ohřevu z 10 °C na 45 °C. Poslední požadavek se týká navýšení výkonu kotle při kombinované přípravě teplé vody a vytápění. To bylo vyřešeno výše. [L30].

Napojení zásobníku na otopnou soustavu je realizováno rozdělením výstupního potrubí otopné vody z kotle na větev pro vytápění a větev pro přípravu teplé vody. Každá větev má kvůli velice odlišným požadavkům na objemový průtok otopné vody navrženo vlastní oběhové čerpadlo. Přepínání mezi jednotlivými okruhy je realizováno pouhým „zrcadlovým“ spínáním a vypínáním oběhových čerpadel. Před oběhovým čerpadlem je osazen filtr, za ním pak zpětná klapka a kulový kohout. Před ohřivačem je na přívodním potrubí osazen snímač teploty pro měřič tepla a kulový kohout. Na vratné větvi před ohřivačem je osazen filtr, vlastní měřič tepla a kulový kohout. Pro zajištění výkonových parametrů zásobníku dle tab. 22 je požadován objemový průtok o hodnotě 2,6 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

Dimenzování a výpočet tlakových ztrát hydraulického okruhu kotel – zásobník udává tab. 23 [L51].

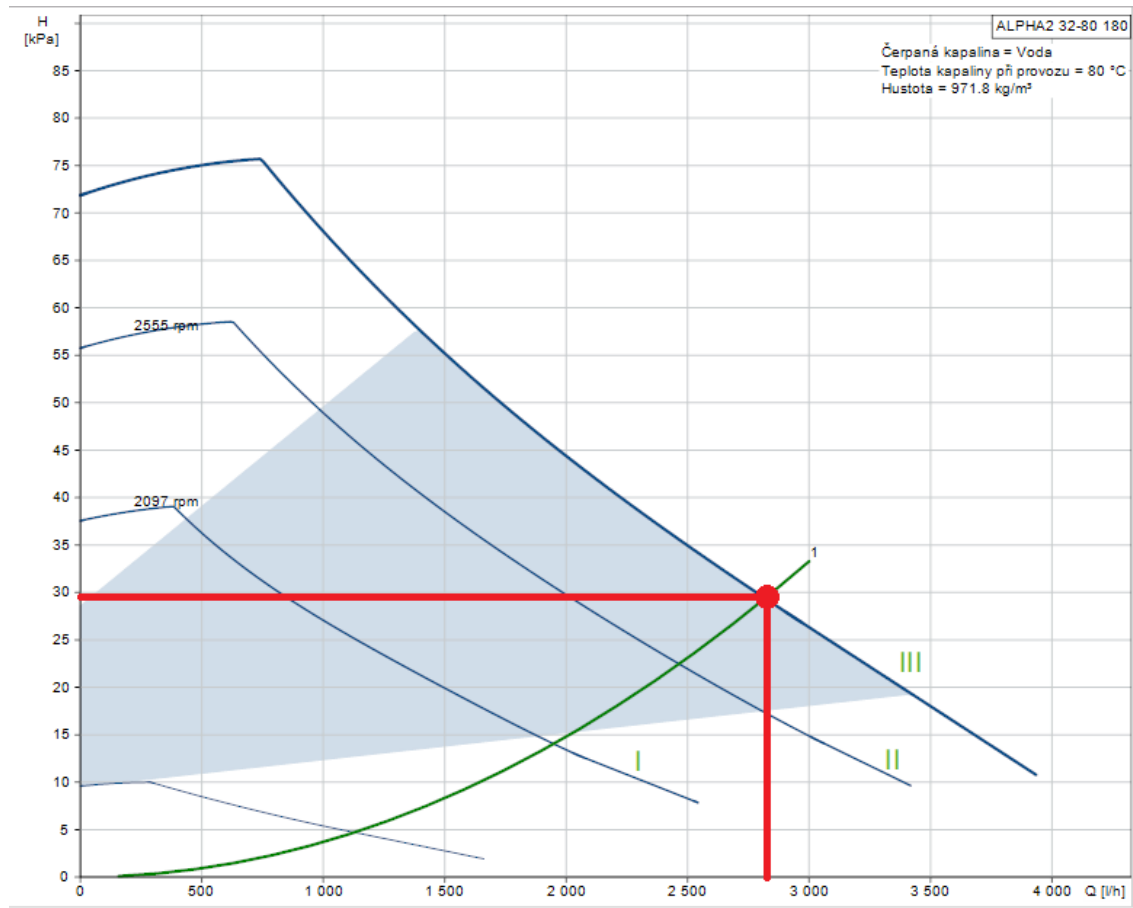
Tab. 23 Dimenzování a tlakové ztráty okruhu kotel – zásobník

Zásobník - Kotel		Zásobník - Kotel									
Úsek	$m$ [kg.h <sup>-1</sup> ]	DN	$w$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$p_d$ [Pa]	$R$ [Pa.m <sup>-1</sup> ]	$l$ [m]	$R \cdot l$ [Pa]	$\Sigma \zeta$	$\Sigma \zeta \cdot p_d$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	nas.
TV1	2600	35x1,5	0,9	398	260	0,5	130	1,5	598	728	
TV2	2600	35x1,5	0,9	398	260	1,2	312	3,0	1195	1507	
TV3	2600	35x1,5	0,9	398	260	3,0	780	12,0	4780	5560	
TV4	2600	35x1,5	0,9	398	260	2,0	520	4,0	1593	2113	
										zásobník BUDERUS Logalux SU300	6300
										kotel Logano plus GB212-40	7800
										měřič spotřeby tepla FS 473 DN 25, jmenovitý průtok 3,5 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	2427
										<b>Celková ztráta</b>	<b>≐ 25000</b>

Tlakové ztráty třením v místních odporech kotle a měřiče tepla jsem stanovil obdobně jako u výpočtu tlakových ztrát části otopné soustavy pro vytápění. Tlakovou ztrátu zásobníku jsem odečetl přímo z tab. 22.

Oběhové čerpadlo pro nabíjení zásobníku pro přípravu teplé vody jsem navrhl na základě požadovaného objemového průtoku 2,6 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> a tlakové ztráty hydraulického okruhu zásobník – kotel 25 kPa. Navrhl jsem oběhové čerpadlo GRUNDFOS ALPHA2 32-80 180, pracovní bod oběhového čerpadla je průsečík charakteristiky potrubní sítě a konstantní křivky 3. viz obr. 16. Přesné parametry pracovního bodu jsou 2825 kg.h<sup>-1</sup> hmotnostního průtoku při tlakové ztrátě 30 kPa. Oběhové čerpadlo bude tedy pro tento případ nastaveno na konstantní křivku 3 [L12].





Obr. 16 Pracovní bod čerpadla GRUNDFOS ALPHA2 32-80.

Vzhledem k zajištění výkonových parametrů zásobníkového ohřivače je předpokládáno jeho nahřívání vstupní otopnou vodou o teplotě 80 °C. Při trvalém výkonu teplé vody  $Q_D = 35,6$  kW dle tab. 22 je pak teplota vratné otopné vody ze zásobníku přibližně 69 °C. Takto vysoká teplota vratné otopné vody prakticky neumožňuje kotli pracovat v kondenzačním režimu a tím se snižuje účinnost kotle při přípravě teplé vody. Jelikož je výkonové číslo zásobníku vyšší než vypočtené, stálo by za zvážení, zda výstupní teplotu po zkušenostech s reálným provozem nesnížit a tím alespoň částečně zlepšit účinnost kotle při přípravě teplé vody. Pokud by byla snaha připravovat teplou vodu s maximální účinností, nabízela by se možnost „nízkoteplotního“ ohřevu. V tomto případě by však bylo vhodnější použití dalšího zdroje pouze pro ohřev teplé vody ve spojení s větším zásobníkem teplé vody.

## 6 Závěr

Na základě teoretických poznatků v první části bakalářské práce jsem v druhé části popsal postup návrhu systému vytápění a ohřevu teplé vody pro zadaný čtyřpodlažní bytový dům o osmi bytech a obytné podlahové ploše 464 m<sup>2</sup>.

Nejprve jsem stanovil materiálovou skladbu stavebních konstrukcí tak, aby jejich součinitel prostupu tepla  $U$  [W.m<sup>2</sup>.K<sup>-1</sup>] splňoval doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla  $U_{\text{rec},20}$  [W.m<sup>2</sup>.K<sup>-1</sup>] dle ČSN 73 0540-2. Následně jsem stanovil celkovou návrhovou tepelnou ztrátu domu  $\Sigma\Phi_i = 21$  kW.

Pokračoval jsem návrhem otopné soustavy. Navrhl jsem dvoutrubkovou otopnou soustavu horizontální se spodním rozvodem, s nuceným oběhem, nízkoteplotní, uzavřenou, s protiproudým napojením otopných těles. Soustava pracuje s teplotním spádem 55/40 °C. Zvolil jsem desková otopná tělesa typu KORADO RADIK VK-M a trubková otopná tělesa KORALUX LINEAR MAX-M. Horizontální přípojky k tělesům jsou navrženy z plastového potrubí REHAU RAUTITAN Stabil a jsou vedeny v podlaze v izolaci ve vrstvě betonové mazaniny. Na „patě“ každého bytu jsou osazeny kalorimetrické měřiče tepla EMBRA SUPERCAL 739 DN 15. Stoupačí potrubí, potrubí spodního rozvodu a potrubí kotlového okruhu je navrženo z měděného potrubí. Veškerá potrubí jsou vedena v tepelné izolaci podle vyhlášky č. 193/2007 Sb. Jako zdroj tepla je navržen stacionární kondenzační kotel BUDERUS Logano GB212-40 o jmenovitém výkonu 40 kW. Odkouření kotle a přívod spalovacího vzduchu jsou řešeny koncentrickým potrubím vyvedeným nad střechu. Oběhové čerpadlo pro otopnou soustavu bylo navrženo od firmy GRUNDFOS typ ALPHA2 25-60 180 na základě hmotnostního průtoku 1316 kg.h<sup>-1</sup> a tlakové ztráty soustavy 31 kPa. Pojistný ventil byl navržen typu Regulus F/F G 1/2". Minimální objem tlakové expanzní nádoby byl stanoven 16,8 l. Navržena byla nádoba REFLEX NG 18/6 o objemu 18 l.

Potřeba tepla na vytápění domu činí 46 548 kWh a celkové náklady na vytápění jsou 55 200 Kč. Možný způsob rozpočítávání nákladů na vytápění určuje jako základní složku 30 % z celkových nákladů a spotřební složku jako 70 % nákladů na vytápění.

Pro přípravu teplé vody byl navržen stacionární nepřímotopný zásobník BUDERUS Logalux SU300 o objemu 300 l a výkonovém čísle  $N_L = 9,7$  při vstupní teplotě otopné vody 80 °C, vstupní teplotě do zásobníku 10 °C a teplotě zásobníku 60 °C. Pro nabíjení zásobníku bylo navrženo nabíjecí oběhové čerpadlo GRUNDFOS ALPHA2 32-80 180. Na přípojovací potrubí zásobníku byl navržen kalorimetrický měřič tepla EMBRA FS 473 DN 25.

Celý návrh systému vytápění a přípravy teplé vody byl zpracován v rozsahu prováděcí projektové dokumentace.

## **7 Seznam příloh**

### **PROJEKTOVÁ DOKUMENTACE „BYTOVÝ DŮM“**

- 001** PŮDORYS 1PP A 1NP
- 002** PŮDORYS 2NP A 3NP
- 003** PŮDORYS 4NP A PODSTŘEŠNÍCH PROSTOR
- 004** SVISLÝ ŘEZ
- 005** PŮDORYS 1PP – VYTÁPĚNÍ
- 006** PŮDORYS 1NP – VYTÁPĚNÍ
- 007** PŮDORYS 2NP – VYTÁPĚNÍ
- 008** PŮDORYS 3NP – VYTÁPĚNÍ
- 009** PŮDORYS 4NP – VYTÁPĚNÍ
- 010** SCHÉMA ZAPOJENÍ – TECHNICKÁ MÍSTNOST
- 011** ROZVINUTÉ SCHÉMA NAPOJENÍ OTOPNÝCH TĚLES
- 012** VÝPOČTOVÉ SCHÉMA – AXONOMETRIE
- 013** ODKOUŘENÍ A PŘÍVOD SPALOVACÍHO VZDUCHHU

## 8 Seznam literatury a použitých pramenů

- [L1] BAŠTA, Jiří: *Výpočet tepelných ztrát dle ČSN EN 12831* [Přednáška]. Praha: ČVUT, říjen 2017.
- [L2] *Dotaz k ČSN EN 12831 ohledně venkovní teploty* [online]. VAVŘIČKA, Roman, 2016, [cit. 3. 4. 2018]. Dostupné z <http://www.topin.cz/clanky/dotaz-k-csn-en-12831-ohledne-venkovni-teploty-detail-1375>.
- [L3] *Kvalitní větrací jednotka není jen splnění norem* [online]. HODBOŮ, Josef, 2016, [cit. 5. 4. 2018]. Dostupné z <https://vetrani.tzb-info.cz/15109-kvalitni-ventraci-jednotka-neni-jen-splneni-norem>.
- [L4] *Revitalizace panelových domů a její dopad na bytové větrání* [online]. CHLUM, Miloslav, 2007, [cit. 5. 4. 2018]. Dostupné z <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-bytovych-domu/4448-revitalizace-panelovych-domu-a-jeji-dopad-na-bytove-ventrani>.
- [L5] *Parametry otopné soustavy v průběhu topného období* [online]. JELÍNEK, Vladimír, 2012, [cit. 6. 4. 2018]. Dostupné z <https://m.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/8177-parametry-otopne-soustavy-v-prubehu-topneho-obdobi>.
- [L6] BAŠTA, Jiří a KABELE, Karel: *Otopné soustavy teplovodní – sešit projektanta*. Praha: STP, 1998. 77 s. ISBN 80-02-01254-2.
- [L7] BAŠTA, Jiří: *Otopné soustavy teplovodní* [Přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2017.
- [L8] *Volba teplotního spádu* [online]. BAŠTA, Jiří, 2001, [cit. 8. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/525-volba-teplotniho-spadu>
- [L9] BAŠTA, Jiří: *Pojistné a zabezpečovací zařízení* [Přednáška]. Praha: ČVUT, prosinec 2017.
- [L10] *Návrh expanzní nádoby* [online]. BAŠTA, Jiří, 2002, [cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/1156-navrh-expanzni-nadoby>.
- [L11] BAŠTA, Jiří: *Návrh čerpadla* [Přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2017.

- [L12] *Grundfos Alpha 2 – Montážní a provozní návod pdf*. [online]. GRUNDFOS 2007, [cit. 12. 4. 2018]. Dostupné z <https://productselection.grundfos.com/catalogue.product%20families.alpha2.alpha2.html?custid=GCZ&familycode=ALPHA2&lang=CSY&time=1527767251954>
- [L13] BAŠTA, Jiří: *Materiál rozvodu* [Přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2017.
- [L14] *Vliv místních odporů na tlakové ztráty v potrubí* [online]. VRÁNA, Jakub, 2012, [cit. 14. 4. 2018]. Dostupné z <https://voda.tzb-info.cz/teorie-voda-kanalizace/8514-vliv-mistnich-odporu-na-tlakove-ztraty-v-potrubu>
- [L15] *Otopné plochy – úvod do problematiky* [online]. BAŠTA, Jiří, 2006, [cit. 16. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3052-otopne-plochy-uvod-do-problematiky>
- [L16] *Vytápěný prostor a varianty návrhu otopných těles* [online]. BAŠTA, Jiří, 2009, [cit. 16. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/5936-vytapeny-prostor-a-varianty-navrhu-otopnych-teles>
- [L17] BAŠTA, Jiří: *Otopné plochy*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2001. 328 s. ISBN 80-01-02365-6.
- [L18] *Přepočet výkonu otopného tělesa optimálně a podle EN 442* [online]. BAŠTA, Jiří, 2000, [cit. 17. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/12498-prepocet-vykonu-otopneho-telesa-optimalne-a-podle-en-442>
- [L19] BAŠTA, Jiří: *Návrh otopných těles* [Přednáška]. Praha: ČVUT, leden 2018.
- [L20] *Co musí splnit nový kotel na tuhá paliva po roce 2020?* [online]. HORÁK, Jiří, HOPAN, František, KRPEC, Kamil, KUBESA, Petr, 2015, [cit. 20. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-tuhymi-palivy/12909-co-musi-splnit-novy-kotel-na-tuha-paliva-po-roce-2020>.
- [L21] *Co se změní u plynových kotlů od září 2015?* [online]. KOPAČKOVÁ, Dagmar, 2015, [cit. 21. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/vytapime-plynem/12934-co-se-zmeni-u-plynovych-kotlu-od-zari-2015>.

- [L22] *Štítkování a ekodesign tepelných čerpadel pro vytápění a kombinovaných tepelných čerpadel* [online]. SEDLÁŘ, Jan, 2015, [cit. 21. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13141-stitkovani-a-ekodesign-tepelných-cerpadel-pro-vytapani-a-kombinovaných-tepelných-cerpadel>.
- [L23] BAŠTA, Jiří: *Metody dimenzování potrubní sítě* [Přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2017.
- [L24] *Metoda výpočtu potrubní sítě pomocí jednotkového hmotnostního průtoku* [online]. LABOUTAK, Karel, SUCHÁNEK, Tomáš, 2000, [cit. 23. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/12489-metoda-vypoctu-potrubni-site-pomoci-jednotkového-hmotnostního-prutoku>
- [L25] BAŠTA, Jiří: *Tlakové ztráty* [Přednáška]. Praha: ČVUT, listopad 2017.
- [L26] *Korado Radik – Desková otopná tělesa katalog pdf*. [online]. KORADO, 2018, [cit. 25. 4. 2018]. Dostupné z [https://www.korado.cz/ke-stazeni.html?dti\[\]=5001](https://www.korado.cz/ke-stazeni.html?dti[]=5001)
- [L27] BAŠTA, Jiří: *Potřeba tepla a paliva* [Přednáška]. Praha: ČVUT, říjen 2017.
- [L28] MATUŠKA, Tomáš: *Úvod do zásobování teplem* [Přednáška]. Praha: ČVUT, říjen 2017.
- [L29] *Nová pravidla pro rozúčtování nákladů na teplo a teplou vodu* [online]. BLAŽÍČEK, Jan, 2016, [cit. 28. 4. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/provoz-a-udrzba-vytapani/13674-nova-pravidla-pro-rozuctovani-nakladu-na-teplo-a-teplou-vodu>
- [L30] *Metody návrhu zásobníku teplé vody* [online]. VAVŘIČKA, Roman, 2011, [cit. 2. 5. 2018]. Dostupné z <https://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/7885-metody-navrhu-zasobniku-teple-vody>
- [L31] *Heluz family 38 broušená – Technický list pdf*. [online]. HELUZ, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z [http://www.heluz.cz/files/HELUZ-FAMILY-38-brousena\\_technicky-list\\_CZ.pdf](http://www.heluz.cz/files/HELUZ-FAMILY-38-brousena_technicky-list_CZ.pdf)

- [L32] *Heluz UNI 25 broušená – Technický list pdf.* [online]. HELUZ, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z [http://www.heluz.cz/files/HELUZ-UNI-25-brousena\\_technicky-list\\_CZ.pdf](http://www.heluz.cz/files/HELUZ-UNI-25-brousena_technicky-list_CZ.pdf)
- [L33] *Heluz 11,5 broušená – Technický list pdf.* [online]. HELUZ, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z [http://www.heluz.cz/files/HELUZ-11\\_5-brousena\\_technicky-list\\_CZ.pdf](http://www.heluz.cz/files/HELUZ-11_5-brousena_technicky-list_CZ.pdf)
- [L34] *Heluz 14 broušená – Technický list pdf.* [online]. HELUZ, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z [http://www.heluz.cz/files/HELUZ-14-brousena\\_technicky-list\\_CZ.pdf](http://www.heluz.cz/files/HELUZ-14-brousena_technicky-list_CZ.pdf)
- [L35] *Strop Ytong klasik – Webová stránka.* [online]. YTONG, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.ytong.cz/stropni-system.php>
- [L36] *Isover EPS 200 – Webová stránka.* [online]. ISOVER, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.isover.cz/produkty/isover-eps-200>
- [L36] *Isover NF 333 V – Webová stránka.* [online]. ISOVER, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.isover.cz/produkty/isover-nf-333-v>
- [L37] *Wekra Prima – Webová stránka.* [online]. WEKRA, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.vekra.cz/produkt/okna-prima/>
- [L38] *HT Premium EXT – Webová stránka.* [online]. HT DVEŘE, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <http://www.htdvere.cz/sortiment/bezpecnostni-dvere-do-rodinnych-domu/>
- [L39] *Erkado Standard – Webová stránka.* [online]. ERKADO, 2018, [cit. 15. 6. 2018]. Dostupné z <https://erkado.cz/technicke-informace/#standard>
- [L40] *Radik VKM – Webová stránka.* [online]. KORADO, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.korado.cz/produkty/radik/radik-vkm.html>
- [L41] *Koralux linear MAX-M – Webová stránka.* [online]. KORADO, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.korado.cz/produkty/koralux/koralux-linear-max-m.html>



- [L42] *Rautitan – Technická informace pdf.* [online]. REHAU, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.rehau.com/download/1740682/technick%C3%A1-informace.pdf>
- [L43] LABOUTA, Karel a SUCHÁNEK, Tomáš: *Výpočtové tabulky pro vytápění – sešit projektanta.* Praha: STP, 2001. 208 s. ISBN 80-02-01466-9.
- [L44] *Armatura HM – Technická informace pdf.* [online]. KORADO, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.korado.cz/common/downloads/pripojovací-armatura-hm-1425561282.pdf>
- [L45] *Ivar.ds 306 – Technický lis pdf.* [online]. IVAR.CS, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.ivarcs.cz/storage/File/16001-18000/17248-file-CSTL-IVAR.DS-306.pdf>
- [L46] *Supercal 739 – Projekční podklady pdf.* [online]. ENBRA, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z [https://www.enbra.cz/data/file/3/743-172\\_386\\_209068.pdf](https://www.enbra.cz/data/file/3/743-172_386_209068.pdf)
- [L47] *Stad IMI TA – Webová stránka.* [online]. IMI, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/vyva%C5%BEov%C3%A1n%C3%AD-regulace-a-pohony/vyva%C5%BEovac%C3%AD-ventily/vyva%C5%BEovac%C3%AD-ventily/STAD-R/eddbb941-cbd2-4543-92d7-4a6f2c0b8211>
- [L48] *Esbe VRG 232 – Technická informace pdf.* [online]. ESBE, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://www.esbe.cz/assets/Uploads/Productlist-price/rotacni-ventily-katalog-2015-cz.pdf>
- [L49] *Logano plus GB 212 – Projekční podklady pdf.* [online]. BUDERUS, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z [https://www.buderus.com/cz/media/country\\_pool/fuer\\_partner/planunsdokumente/floor\\_standing\\_boilers/pp\\_gb212\\_cz\\_2017.pdf](https://www.buderus.com/cz/media/country_pool/fuer_partner/planunsdokumente/floor_standing_boilers/pp_gb212_cz_2017.pdf)

- [L50] *Pojistné ventily F/F – Technický list pdf.* [online]. REGULUS, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z [https://www.regulus.cz/cz/pojistny-ventil-g-1-2-f-f-pool/fuer\\_partner/planunsdokumente/floor\\_standing\\_boilers/pp\\_gb212\\_cz\\_2017.pdf](https://www.regulus.cz/cz/pojistny-ventil-g-1-2-f-f-pool/fuer_partner/planunsdokumente/floor_standing_boilers/pp_gb212_cz_2017.pdf)
- [L51] *Logalux SU300 – Projekční podklady pdf.* [online]. BUDERUS, 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z [https://www.buderus.com/cz/media/country-pool/fuerpartner/planunsdokumente/dhw\\_cylinders\\_\\_general\\_/201104141016190.1371\\_pp\\_zasobniky\\_tv\\_cz.pdf](https://www.buderus.com/cz/media/country-pool/fuerpartner/planunsdokumente/dhw_cylinders__general_/201104141016190.1371_pp_zasobniky_tv_cz.pdf)
- [L52] *Porovnání nákladů na vytápění TZB-info.* [online]. TZB-INFO 2018, [cit. 16. 6. 2018]. Dostupné z <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/138-porovnani-nakladu-na-vytapani-tzb-info>
- [L53] *Reflex NG 18/6 – Technická informace.* [online]. REFLEX 2018, [cit. 19. 4. 2018]. Dostupné z <http://www.reflexcz.cz/cz/tlakove-expanzni-nadoby-s-membranou>
- [L54] *FS 473 – Projekční podklady pdf.* [online]. ENBRA, 2018, [cit. 19. 4. 2018]. Dostupné z [https://www.enbra.cz/data/file/8/768-180\\_381\\_209058.pdf](https://www.enbra.cz/data/file/8/768-180_381_209058.pdf)

## Další citované prameny normativní povahy, směrnice a nařízení

**ČSN 73 0540-2** *Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky.*

**ČSN 73 0540-3** *Tepelná ochrana budov – Část 3: Výpočtové hodnoty veličin pro navrhování a ověřování*

**ČSN EN 12831** *Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu.*

**EN ISO 7730** *Ergonomie tepelného prostředí – Analytické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu.*

**ČSN 06 0210** *Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění.*

**EN ISO 14683** *Tepelné mosty ve stavebních konstrukcích – Lineární činitel prostupu tepla – Zjednodušené metody a orientační hodnoty.*

**EN ISO 10211** *Tepelné mosty ve stavebních konstrukcích – Tepelné toky a povrchové teploty – Podrobné výpočty.*

**ČSN EN ISO 13 370** *Tepelné chování budov – Přenos tepla zeminou – Výpočtové metody.*

**EN CR 1752** *Ventilation for buildings – design criteria for the indoor environment*

**Vyhláška č. 20/2012 Sb.** *O technických požadavcích na stavby.*

**Vyhláška č. 193/2007 Sb.** *Stanovení požadavků na účinnost užití energie v nově zřizovaných zařízeních pro rozvod tepelné energie a pro vnitřní rozvod tepelné energie a chladu.*

**Směrnice ErP 2009/125/ES** *Ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie*

**ČSN 07 7401** *Voda a pára pro tepelná energetická zařízení s pracovním tlakem páry do 8 MPa*

**Nařízení Komise EU 2015/1189** *O ekodesignu kotlů na tuhá paliva.*

**Nařízení Komise EU č. 811/2013** *Požadavky na ekodesign ohříváčů pro vytápění vnitřních prostorů.*

**Nařízení Komise EU č. 813/2013** *Značení tepelných čerpadel určených primárně pro vytápění.*

**ČSN 06 0830** *Tepelné soustavy v budovách – Zabezpečovací zařízení.*

**ČSN 13 4309-3** *Průmyslové armatury. Pojistné ventily. Část 3: Výpočet výtoků.*

**ČSN EN ISO 13 790** *Energetická náročnost budov – Výpočet potřeby energie na vytápění a chlazení.*

**Vyhláška č. 269/2015 Sb.** *O rozúčtování nákladů na vytápění a společnou přípravu teplé vody pro dům.*

**ČSN 06 0320** *Tepelné soustavy v budovách – Příprava teplé vody – Navrhování a projektování*

**DIN 4708** *Centrální zařízení pro ohřev vody*