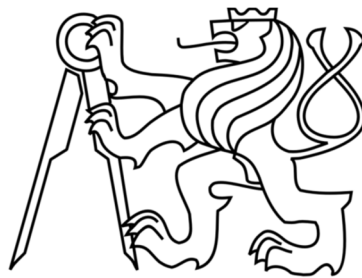


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
FAKULTA STAVEBNÍ
Katedra technických zařízení budov**



**DIPLOMOVÁ PRÁCE
Využití velkoplošných systémů pro vytápění a
chlazení budov**

2. Výpočtová část

Vypracoval: Bc. Dominik Beneš

Vedoucí diplomové práce: Ing. Stanislav Frolík, Ph.D.

Obsah

1	Výpočet tepelných ztrát a tepelné zátěže	5
1.1	Tepelné ztráty	5
1.1.1	Výsledky	5
1.2	Tepelná zátěž	5
1.2.1	Výsledky	5
2	Výpočet přípravy TV	6
2.1	Předpoklady pro výpočet.....	6
2.2	Použité vzorce a jednotky	6
2.3	Výpočty.....	6
2.4	Graf znázorňující potřebu a dodávku tepla	7
2.5	Výsledky	7
3	Tepelná roční bilance	8
3.1	Roční potřeba tepla na přípravu teplé vody	8
3.1.1	Předpoklady pro výpočet	8
3.1.2	Použité vzorce a jednotky	8
3.1.3	Výpočty.....	8
3.1.4	Výsledky	9
3.2	Roční potřeba tepla na vytápění – denostupňová metoda.....	9
3.2.1	Předpoklady pro výpočet	9
3.2.2	Použité vzorce a jednotky	9
3.2.3	Výpočty.....	9
3.2.4	Výsledky	10
3.3	Celková roční potřeba tepla	10
3.3.1	Použité vzorce a jednotky	10
3.3.2	Výpočty.....	10
3.3.3	Výsledky	10
3.4	Roční potřeba energie	10
3.4.1	Použité vzorce a jednotky	10
3.4.2	Výpočty.....	10
3.4.3	Výsledky	10
4	Návrh zdroje tepla a chladu	11
4.1	Návrh zdroje	11
4.1.1	Vytápění.....	11
4.1.2	Pasivní chlazení	11

4.2	Vybraný zdroj.....	11
4.3	Návrh primárního okruhu	11
4.3.1	Tlaková ztráta v režimu vytápění.....	12
4.3.2	Tlaková ztráta v režimu pasivního chlazení	13
5	Plošné výkony kapilárních rohoží.....	14
5.1	Maximální přípustný topný výkon	14
5.2	Topné a chladicí výkony	14
6	Návrh deskových výměníků	15
6.1	Výměník V1 – okruh kapilárních rohoží	15
6.2	Výměník V2 – okruh pasivního chlazení	15
7	Dimenzování otopné soustavy	15
8	Návrh akumulční nádoby	16
8.1	Navržené řešení	16
9	Návrh expanzních nádob	16
9.1	Expanzní nádoba E1 – okruhy kapilárních rohoží.....	17
9.1.1	Výpočet.....	17
9.1.2	Navržené řešení.....	17
9.2	Expanzní nádoba v TČ – teplá strana	18
9.2.1	Výpočet.....	18
9.2.2	Navržené řešení.....	18
9.3	Expanzní nádoba v TČ – studená strana	19
9.3.1	Navržené řešení.....	19
10	Dimenzování potrubí v kotelně	19
10.1	Použité vzorce a jednotky	19
10.2	Propojovací potrubí v kotelně	19
10.3	Expanzní potrubí	19
10.3.1	Návrh	19
11	Návrh třicestných ventilů	20
11.1	Použité vzorce a jednotky	20
11.2	Návrh třicestného směšovacího ventilu TCV1.....	20
11.2.1	Výpočet.....	20
11.2.2	Navržené řešení.....	20
11.3	Návrh třicestného směšovacího ventilu TCV2.....	21
11.3.1	Výpočet.....	21
11.3.2	Navržené řešení.....	21

11.4	Návrh třicestného přepínacího ventilu TCV3.....	21
11.4.1	Výpočet.....	21
11.4.2	Navržené řešení.....	21
11.5	Návrh třicestného přepínacího ventilu TCV4.....	21
11.5.1	Výpočet.....	21
11.5.2	Navržené řešení.....	21
12	Návrh oběhových čerpadel.....	22
12.1	Použité vzorce a jednotky.....	22
12.2	Návrh čerpadla Č1 – okruh OT.....	22
12.2.1	Vstupní hodnoty.....	22
12.2.2	Navržené řešení.....	22
12.3	Návrh čerpadla Č2 – okruh pro kapilární rohože.....	23
12.3.1	Vstupní hodnoty.....	23
12.3.2	Navržené řešení.....	23
12.4	Návrh čerpadla Č3 – ROH1.....	24
12.4.1	Vstupní hodnoty.....	24
12.4.2	Navržené řešení.....	24
12.5	Návrh čerpadla Č4 – ROH2.....	25
12.5.1	Vstupní hodnoty.....	25
12.5.2	Navržené řešení.....	25
12.6	Návrh čerpadla Č5 – okruh pasivního chlazení.....	26
12.6.1	Vstupní hodnoty.....	26
12.6.2	Navržené řešení.....	26
12.7	Ověření čerpadla v TČ – primární okruh.....	27
12.7.1	Vstupní hodnoty.....	27
12.7.2	Navržené řešení.....	27
12.8	Ověření čerpadla v TČ – sekundární okruh.....	28
12.8.1	Vstupní hodnoty.....	28
12.8.2	Navržené řešení.....	28
13	Návrh izolace potrubí.....	29

1 Výpočet tepelných ztrát a tepelné zátěže

1.1 Tepelné ztráty

Pro výpočet tepelných ztrát řešeného objektu byly uvažovány skladby konstrukcí navržené projektantem stavební části.

Při výpočtu byly uvažovány dva druhy tepelných ztrát. Jedním druhem jsou ztráty prostupem tepla stavebními konstrukcemi, druhým jsou ztráty větráním, které tvoří podstatnou část celkové tepelné ztráty objektu.

V rámci výpočtu bylo uvažováno pouze s přirozeným větráním.

1.1.1 Výsledky

Tepelná ztráta větráním: **6,1 kW**

Tepelná ztráta prostupem: **10,3 kW**

Výsledná tepelná ztráta objektu: **16,4 kW**

Podrobný výpočet a ztráty jednotlivých místností viz přílohy.

1.2 Tepelná zátěž

Tepelná zátěž byla spočtena jen pro vybrané místnosti uvedené v tabulce níže, jelikož není uvažováno s chlazením podřadných prostor a prostor bez trvalého pobytu osob.

Výpočet tepelné zátěže byl vypočten pomocí Excel souboru, který vypočítává tepelnou zátěž objektu dle ČSN 730448.

Největší podíl na tepelné zátěži mají okna a vnitřní zisky od osob. Okna jsou uvažována jako dvojskla s $U=1,2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ v kritických místnostech osazena venkovními žaluziemi. Počet a složení osob v místnosti je stanoveno odhadem dle využití místnosti. Tepelná zátěž jednotlivých osob je uvažována dle výše uvedené normy.

č.m.	název místnosti	počet osob/zařízení	stínění oken	objem místnosti [m ³]	intenzita větrání [h ⁻¹]	Δt [K]	tepelná zátěž větráním [W]	tepelná zátěž okny a vnitřní zisky [W]	tepelná zátěž celkem [W]
1. NP									
1.3.	Pokoj	1M, 1Ž	VŽ	43,5	0,5	6	43	277	320
1.6.	Pracovna	1M, 1PC	VŽ	31	0,5	6	31	193	224
1.7.	Denní místnost	1M, 1Ž, 2D	VŽ	90,5	0,5	6	90	868	958
1.8.	Kuchyň+jídelna	3M, 3Ž	VŽ	124	0,5	6	123	580	703
2. NP									
2.3.	Pokoj	1M, 1Ž	VŽ	61,5	0,5	6	61	274	335
2.6.	Chodba	2M, 1Ž	VŽ, stř. okna bez st.	119	0,1	6	24	868	892
2.7.	Pokoj	2D, 1PC	VŽ	53,5	0,5	6	53	303	356
2.8.	Pokoj	2D, 1PC	VŽ	52	0,5	6	51	363	414
2.10.	Pokoj	2D, 2PC	VŽ	55,5	0,5	6	55	490	545
								TEPELNÁ ZÁTĚŽ OBJEKTU CELKEM:	4746

1.2.1 Výsledky

Výsledná tepelná zátěž: **4,8 kW**

2 Výpočet přípravy TV

2.1 Předpoklady pro výpočet

V rámci výpočtu je potřeba teplé vody uvažována hodnotou 60 litrů teplé vody na osobu a den. Počet osob v rodinném domě je stanoven na 5 osob. Ztráta tepla při ohřevu je stanovena bezpečnou hodnotou 0,5. Maximální rozdíl mezi dodanou a potřebnou energií pro výpočet velikosti zásobníku teplé vody byl odečten z níže uvedeného grafu.

2.2 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: V_{2p} [m³/den] – potřeba TV za den
 n [osoba] – počet osob
 ρ [kg/m³] – hustota
 c [Wh/kg.K] – měrná tepelná kapacita
 t_1 [°C] – teplota studené vody
 t_2 [°C] – teplota teplé vody
 z [-] – ztráta tepla při ohřevu
 E_{2p} [Wh/den] – potřeba tepla odebraného z ohříváče
 E_{2t} [Wh/den] – teoretické teplo pro ohřátí množství V_{2p}
 E_{2z} [Wh/den] – teplo ztracené při ohřevu a dopravě TV
 ΔE_{max} [Wh] – max. rozdíl mezi dodanou a potřebnou energií
 V_z [m³] – velikost zásobníku

Seznam vzorců: $V_{2p} = 0,06 \cdot n$
 $E_{2t} = V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)$
 $E_{2z} = E_{2t} \cdot z$
 $E_{2p} = E_{2t} + E_{2z}$
 $V_z = \frac{\Delta E_{max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}$

2.3 Výpočty

$$V_{2p} = 0,06 \cdot n = 0,06 \cdot 5 = 0,3 \text{ m}^3/\text{den}$$

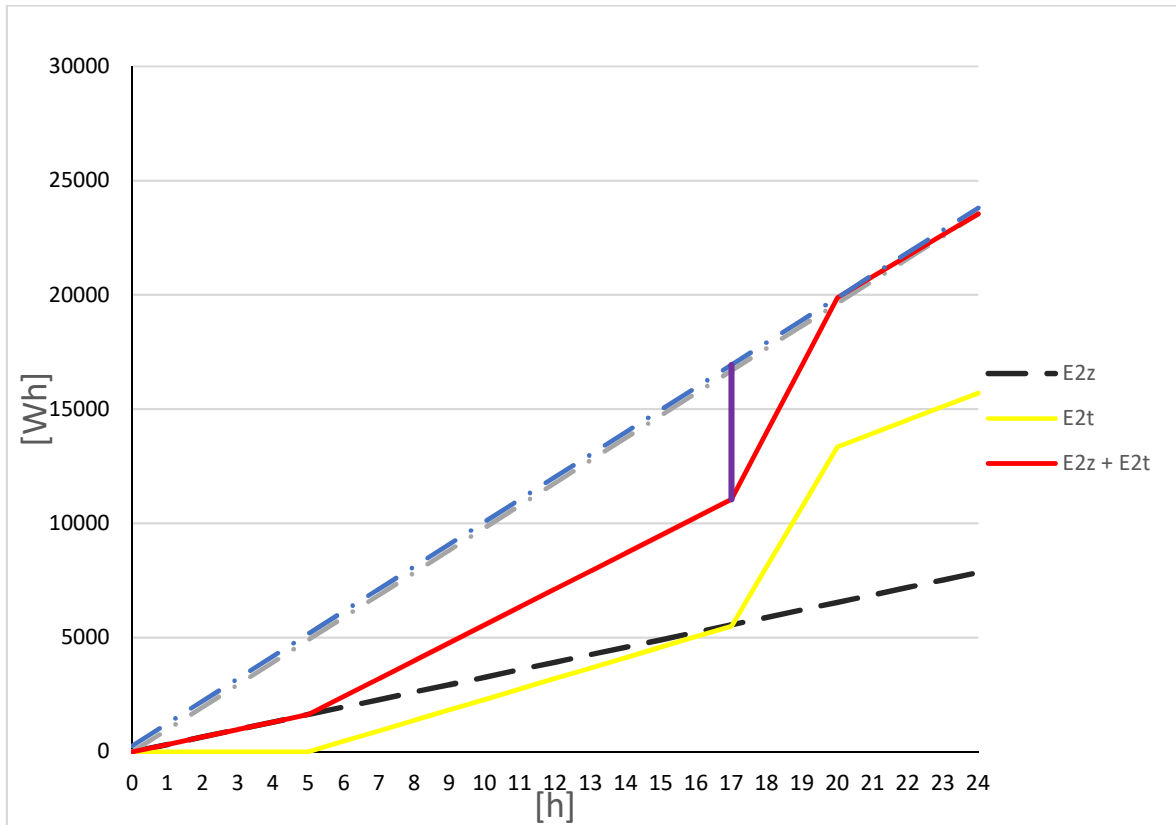
$$E_{2t} = V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = 0,3 \cdot 1000 \cdot 1,163 \cdot (55 - 10) = 15701 \text{ Wh/den}$$

$$E_{2z} = E_{2t} \cdot z = 15701 \cdot 0,5 = 7850,5 \text{ Wh/den}$$

$$E_{2p} = E_{2t} + E_{2z} = 15701 + 7850,5 = 23550,5 \text{ Wh/den}$$

$$V_z = \frac{\Delta E_{max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{5888}{1000 \cdot 1,163 \cdot (55 - 10)} = 0,113 \text{ m}^3$$

2.4 Graf znázorňující potřebu a dodávku tepla



2.5 Výsledky

Potřeba TV za den: **0,3 m³/den**
Teoretické teplo pro ohřátí množství V_{2p} : **15,7 kWh/den**
Teplo ztracené při ohřevu a dopravě TV: **7,85 kWh/den**
Potřeba tepla odebraného z ohřívače: **23,55 kWh/den**
Minimální velikost zásobníku TV: **0,113 m³**

3 Tepelná roční bilance

3.1 Roční potřeba tepla na přípravu teplé vody

3.1.1 Předpoklady pro výpočet

Potřeba teplé vody byla uvažována hodnotou 40 litrů teplé vody na osobu a den. Počet osob v bytovém domě byl stanoven na 5. Teplota studené vody v zimě je 5°C, v létě 15°C. Počet dnů za rok s teplotou < 13°C byl stanoven pro lokalitu, kde je řešený objekt umístěn, hodnotou 234 dnů. Předpokládá se, že soustava bude pracovat 365 dní v roce.

3.1.2 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: V_{2p}' [m³/osoba.den] – potřeba TV za čas. periodu na osobu
 n [osoba] – počet osob
 d [den] – počet dnů za rok s teplotou <13 °C
 t_{svl} [°C] – teplota studené vody v létě
 t_{svz} [°C] – teplota studené vody v zimě
 N [den] – počet pracovních dní soustavy v roce
0,8 [-] - součinitel zohledňující snížení potřeby TV v létě
 ρ [kg/m³] – hustota
 c [Wh/kg.K] – měrná tepelná kapacita
 t_1 [°C] – teplota studené vody
 t_2 [°C] – teplota teplé vody
 z [-] – ztráta tepla při ohřevu
 $Q_{TV,d}$ [Wh/den] – potřeba tepla odebraného z ohřivače
 E_{2p}' [Wh/den] – potřeba tepla odebraného z ohřivače
 E_{2t}' [Wh/den] – teoretické teplo pro ohřátí množství V_{2p}'
 E_{2z}' [Wh/den] – teplo ztracené při ohřevu a dopravě TV
 $Q_{TV,r}$ [Wh/den] – roční potřeba tepla na přípravu teplé vody

Seznam vzorců:

$$V_{2p}' = 0,04 \cdot n$$
$$E_{2t}' = V_{2p}' \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)$$
$$E_{2z}' = E_{2t}' \cdot z$$
$$Q_{TV,d} = E_{2p}' = E_{2t}' + E_{2z}'$$
$$Q_{TV,r} = Q_{TV,d} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{TV,d} \cdot \frac{55 - t_{svl}}{55 - t_{svz}} \cdot (N - d)$$

3.1.3 Výpočty

$$V_{2p}' = 0,04 \cdot n = 0,04 \cdot 5 = 0,2 \text{ m}^3$$
$$E_{2t}' = V_{2p}' \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = 0,2 \cdot 1000 \cdot 1,163 \cdot (55 - 10) = 10467 \text{ Wh/den}$$
$$E_{2z}' = E_{2t}' \cdot z = 10467 \cdot 0,5 = 5233,5 \text{ Wh/den}$$
$$Q_{TV,d} = E_{2p}' = E_{2t}' + E_{2z}' = 10467 + 5233,5 = 15700,5 \text{ Wh/den}$$

$$\begin{aligned}
Q_{TV,r} &= Q_{TV,d} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{TV,d} \cdot \frac{55 - t_{svl}}{55 - t_{svz}} \cdot (N - d) = \\
&= 15700,5 \cdot 234 + 0,8 \cdot 15700,5 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot (365 - 234) \\
&= 4990000 \text{ Wh/rok} = 4,99 \text{ MWh/rok}
\end{aligned}$$

3.1.4 Výsledky

Roční potřeba tepla na přípravu teplé vody: **4,99 MWh/rok**

3.2 Roční potřeba tepla na vytápění – denostupňová metoda

3.2.1 Předpoklady pro výpočet

Průměrná vnitřní výpočtová teplota $t_{i,s}$ byla stanovena hodnotou 19°C . Vnější výpočtová teplota byla uvažována hodnotou -15°C .

3.2.2 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: $Q_{VYT,r}$ [Wh/rok] – roční potřeba tepla na vytápění
 D [K.den] – počet denostupňů
 Q_c [W] – tepelná ztráta objektu
 ε [-] – opravný součinitel na snížení teploty, zkrácení doby vytápění, nesoučasnost, tepelné ztráty infiltrací
 d [den] – počet dnů za rok s teplotou $<13^\circ\text{C}$
 $t_{i,s}$ [$^\circ\text{C}$] – průměrná vnitřní výpočtová teplota
 $t_{e,s}$ [$^\circ\text{C}$] – průměrná vnější teplota
 t_e [$^\circ\text{C}$] – vnější výpočtová teplota
 e_i [-] - nesoučasnost tep. ztráty infiltrací a prostupem
 e_t [-] – snížení teploty v místnosti během dne, resp. noci
 e_d [-] – zkrácení doby vyt. u objektu s přestávkami v provozu
 η_o [-] – účinnost obsluhy, resp. možnosti regulace soustavy
 η_r [-] – účinnost rozvodu vytápění

Seznam vzorců:

$$Q_{VYT,r} = \frac{24 \cdot Q_c \cdot \varepsilon \cdot D}{t_{i,s} - t_e}$$

$$D = (t_{i,s} - t_{e,s}) \cdot d$$

$$\varepsilon = \frac{e_i \cdot e_t \cdot e_d}{\eta_o \cdot \eta_r}$$

3.2.3 Výpočty

$$\varepsilon = \frac{e_i \cdot e_t \cdot e_d}{\eta_o \cdot \eta_r} = \frac{0,65 \cdot 0,9 \cdot 1}{0,98 \cdot 1} = 0,597$$

$$D = (t_{i,s} - t_{e,s}) \cdot d = (19 - 3,5) \cdot 234 = 3627 \text{ K.den}$$

$$Q_{VYT,r} = \frac{24 \cdot Q_c \cdot \varepsilon \cdot D}{t_{i,s} - t_e} = \frac{24 \cdot 16363 \cdot 0,597 \cdot 3627}{19 - (-15)} = 25010199 \text{ Wh/rok}$$

3.2.4 Výsledky

Roční potřeba tepla na vytápění: **25,01 MWh/rok**

3.3 Celková roční potřeba tepla

3.3.1 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: $Q_{VYT,r}$ [Wh/rok] – roční potřeba tepla na vytápění
 $Q_{TV,r}$ [Wh/rok] – roční potřeba tepla na přípravu TV
 Q_R [Wh/rok] – celk. roční potřeba tepla na vyt. a přípravu TV

Seznam vzorců: $Q_R = Q_{VYT,t} + Q_{TV,r}$

3.3.2 Výpočty

$$Q_R = Q_{VYT,t} + Q_{TV,r} = 4990000 + 25010199 = 30000199 \text{ Wh/rok}$$

3.3.3 Výsledky

Celková roční potřeba tepla na vytápění a přípravu TV: **30,0 MWh/rok**

3.4 Roční potřeba energie

3.4.1 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: $Q_{EN,a}$ [kWh] – roční potřeba elektrické energie
 $Q_{H,a}$ [kWh] – roční potřeba tepla na výstupu ze zdroje tepla
 $\eta_{H,a}$ [-] – průměrná roční účinnost zdroje tepla (SCOP)

Seznam vzorců: $Q_{EN,a} = \frac{Q_{H,a}}{\eta_{H,a}}$

3.4.2 Výpočty

$$Q_{EN,a} = \frac{Q_{H,a}}{\eta_{H,a}} = \frac{30000}{4,2} = 7,15 \text{ MWh}$$

3.4.3 Výsledky

Roční potřeba el. energie: **7,15 MWh**

4 Návrh zdroje tepla a chladu

4.1 Návrh zdroje

4.1.1 Vytápění

Projekt uvažuje TČ země/voda s vrty jako primární zdroj tepla v topné sezóně a jako zdroj chladu v letním období, kdy projekt počítá s využitím pasivního chlazení.

Minimální výkon pro ohřev TV a vytápění je určen na základě tepelné ztráty objektu, přičemž se předpokládá, že navržený zdroj tepla bude pracovat buď v režimu ohřevu vody pro otopnou soustavu nebo pouze v režimu ohřevu teplé vody.

Minimální výkon pro ohřev TV a vytápění: **16,4 kW**

Návrhový výkon TČ uvažuji jako 80 % z potřebného výkonu pro ohřev TV a vytápění.

výkon TČ: $Q_{TČ} = Q_{req} \cdot 0,8 = \mathbf{13,2 kW}$

Součástí TČ je vestavěný elektrokotel o výkonu **6 kW**.

4.1.2 Pasivní chlazení

Projekt počítá s využitím pasivního chlazení, kdy je předpoklad, že 1 m vrtu s 4-trubkovou sondou dokáže poskytnout chladicí výkon **37W/m** a k dispozici budou dva vrty o celkové délce **260 m**.

Teplotní spád primární strana: 17/14°C

Teplotní spád sekundární strana: 19/16°C

Požadavek na chladicí výkon: **4,8 kW**

Maximální dosažitelný výkon pasivním chlazením: **9,62 kW**

4.2 Vybraný zdroj

Jako zdroj bylo vybráno tepelné čerpadlo **ecoGEO Compact C2 3-12 EH**, o maximálním výkonu při B0W35 – 16,0kW a při B0W55 – 13,7 kW.

Součástí TČ je vestavěný elektrokotel o výkonu 6 kW, který bude sloužit jako bivalentní zdroj.

4.3 Návrh primárního okruhu

V primárním okruhu bude použita 4-trubková sonda 40x3,7, která disponuje vyšším výkonem a je vhodným řešením pro pasivní chlazení.


			Dimenzování primárních okruhů pro EcoGEO B,C 1-22 kW							
			Vrty				Plošné kolektory (m ² = délka hadice a výkopu)			
			55/45°C		45/35°C		55/45°C		45/35°C	
			Hornina				Zemina			
TZ	TČ	Spotřeba tepla	Normální	Suchá	Normální	Suchá	Normální	Suchá	Normální	Suchá
kW	model- B,C	kWh	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²
5	1-9 kW	13 500	82	137	88	147	258	344	276	368
7	1-9 kW	17 300	112	187	121	201	351	469	377	502
9	1-9 kW	21 100	142	237	153	255	445	594	477	636
11	1-9 kW	25 900	152	253	177	295	473	631	553	737
13	3-12 kW	30 700	203	338	221	368	633	844	691	921
15	3-12 kW	34 500	203	338	253	422	633	844	791	1055
17	5-22kW	38 300	266	444	285	476	832	1 109	892	1 189
19	5-22kW	42 100	296	494	318	529	926	1 234	992	1 323
21	5-22kW	45 900	326	544	350	583	1 019	1 359	1 093	1 457
23	5-22kW	49 700	330	550	382	636	1 091	1 375	1 193	1 591
25	5-22kW	53 500	330	550	402	670	1 091	1 375	1 256	1 675

V místě stavby se předpokládá normální zemina. Dle údajů v tabulce budou zřízeny dva vrty, každý o délce **130 m**.

Primární okruh bude naplněn nemrznoucí směsí ethanolu a vody v poměru 1:2 (lív:hoda). Celkový objem nemrznoucí směsi v okruhu je cca 220 l.

4.3.1 Tlaková ztráta v režimu vytápění

VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT PRIMÁRNÍHO OKRUHU TEPELNÉHO ČERPADLA ZEMĚ/VODA

Chladič výkon TČ [kW]		10000																		
Navržený rozdíl teplot na výparníku [K]		4																		
Průtok přes výparník TČ [kg/s]		0,58																		
Počet smyček primárního okruhu TČ		2																		
Průtok jednou smyčkou [kg/s]		0,29																		
																				
Úseky	Potrubí		Průtok		Tlaková ztráta třením		Tlaková ztráta vřazenými odpory										Celková tlaková ztráta úseku ΔPc [kPa]			
	Dimenze	Délka úseku [m]	m	Rychlost proudění w [m/s]	Měrná ztráta třením R [Pa/m]	ΔP _{tr,NS} [Pa]	Počet kusů vybraných armatur v daném úseku													
							Koleno 90°	Třícestný kulový kohout	Kulový kohout	Zpětná klapka	T-kus	Redukce počtu větví	Přechod Cu-PE	Tlaková ztráta filtrballu [Pa]	Tlaková ztráta ventilu 1 [Pa]	Tlaková ztráta ventilu 2 [Pa]	Tlaková ztráta výparníku [Pa]	Tlaková ztráta U-kolena [Pa]	ΔP _{z,NS} [Pa]	
1	Cu 42x1,5	10	0,58	0,49	94,2	1253	2	1	5	1			2	1500			18000		22160	23,4
2		296	0,29	0,35	65,6	25841			2										161	26,0
3	GEROTOP PE 40x3,7	0	0,00	0,00	0,0	0													0	0,0
4	GEROTOP PE 40x3,7	0	0,00	0,00	0,0	0													0	0,0
Pozn.: Tepelný výkon=navrhový výkon TČ - příkon TČ= 13,2 - 3,2 = 10,0 kW														Výsledná tlaková ztráta celkem [kPa]		49,4				

Tlaková ztráta primárního okruhu v režimu vytápění je **49,4 kPa**.

4.3.2 Tlaková ztráta v režimu pasivního chlazení

Chladicí výkon TČ [W]	9620
Navržený rozostř teplot na výparníku [K]	3
Průtok přes výparník TČ [kg/s]	0,75
Počet smyček primárního okruhu TČ	2
Průtok jednou smyčkou [kg/s]	0,37



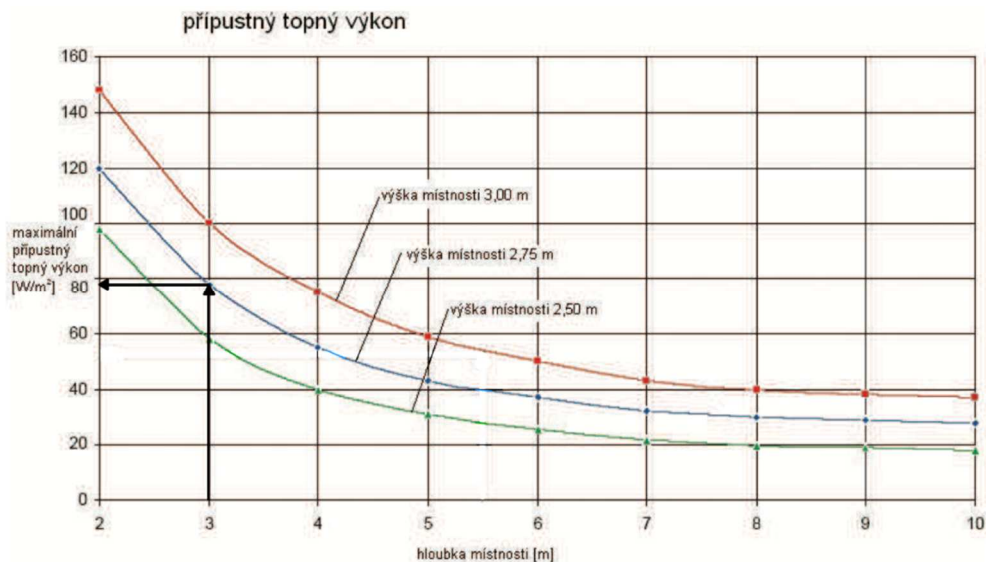
Úseky	Potrubí		Průtok		Tlaková ztráta třením		Počet kusů vybraných armatur v daném úseku								Tlaková ztráta vřazenými odpory		Celková tlaková ztráta úseku ΔPc [kPa]			
	Dimenze	Délka úseku [m]	m	Rychlost proudění w [m/s]	Měrná ztráta třením R [Pa/m]	ΔP _{t,N5} [Pa]	Koleno 90°	Třícestný kulový kohout	Kulový kohout	Zpětná klapka	T-kus	Redukce počtu větví	Přechod Cu-PE	Tlaková ztráta filtračního [Pa]	Tlaková ztráta ventilu 1 [Pa]	Tlaková ztráta ventilu 2 [Pa]		Tlaková ztráta výparníku [Pa]	Tlaková ztráta U-kolena [Pa]	ΔP _{zm,N5} [Pa]
														1500				7680		
1	Cu 42x1,5	6	0,75	0,63	147,8	1179	2	1	5	1			2	1500			7680		13295	34,5
2	GEROTOP PE 40x3,7	260	0,37	0,44	100,5	34765			2										262	35,0
3	GEROTOP PE 40x3,7	0	0,00	0,00	0,0	0													0	0,0
4	GEROTOP PE 40x3,7	0	0,00	0,00	0,0	0													0	0,0
Pozn.:														Výsledná tlaková ztráta celkem [kPa]				49,5		

Tlaková ztráta primárního okruhu v režimu pasivního chlazení je **49,5 kPa**.

5 Plošné výkony kapilárních rohoží

5.1 Maximální přípustný topný výkon

Maximální přípustný výkon kapilárních rohoží je omezen z hlediska sálavé asymetrie dle grafu výrobce kapilárních rohoží a byl stanoven na **78W/m²**. Toto omezení platí pro všechny obytné místnosti.



U chlazení riziko tepelné nepohody vlivem sálavé asymetrie nevzniká, teplota přívodu je však z hlediska rizika kondenzace omezena minimální teplotou 16°C.

5.2 Topné a chladící výkony

TOPNÝ VÝKON (ti=20°C)		
kostanta dle typu instalace	C	6,21
charakteristický exponent	n	1,112
teplota přívodu	tp	31
teplota zpátečky	tz	27,5
teplota interiéru	ti	20
Q= 73,7 W/m ²		
M= 18,2 l/h*m ²		

TOPNÝ VÝKON (ti=24°C)		
kostanta dle typu instalace	C	6,21
charakteristický exponent	n	1,112
teplota přívodu	tp	31
teplota zpátečky	tz	29
teplota interiéru	ti	24
Q= 45,5 W/m ²		
M= 19,6 l/h*m ²		

TOPNÝ VÝKON (ti=18°C)		
kostanta dle typu instalace	C	6,21
charakteristický exponent	n	1,112
teplota přívodu	tp	31
teplota zpátečky	tz	27,5
teplota interiéru	ti	18
Q= 91,6 W/m ²		
M= 22,6 l/h*m ²		

CHLADÍCÍ VÝKON (ti=26°C)		
kostanta dle typu instalace	C	6,21
charakteristický exponent	n	1,112
teplota přívodu	tp	18
teplota zpátečky	tz	21
teplota interiéru	ti	26
Q= 49,8 W/m ²		
M= 14,3 l/h*m ²		

8 Návrh akumulční nádoby

Návrh akumulční nádoby se řídí doporučením výrobce, který stanovuje minimální objem AN na 20l na 1 kW výkonu a zároveň maximální objem 60l na 1kW výkonu TČ. Vybrané tepelné čerpadlo disponuje frekvenčním řízením výkonu, proto uvažovaný výkon ve vzorci je minimální výkon TČ.

$$V_{aku,min} = 20 \cdot Q_{min} = 20 \cdot 2,6 = 52l$$
$$V_{aku,max} = 60 \cdot Q_{min} = 60 \cdot 2,6 = 156l$$

8.1 Navržené řešení

Akumulční nádoba **IVT BC 120/3**, objem 115l.

9 Návrh expanzních nádob

Návrh je proveden podle normy ČSN EN12828+A1.

Seznam jednotek: $V_{N,min}$ [l] – minimální objem tlakové expanzní nádoby
 V_{system} [l] – celkový objem vody v soustavě
 V_{ex} [l] – expanzní objem
 V_{wr} [l] – vodní rezerva
 e [-] – součinitel zvětšení objemu
 p_0 [kPa/bar] – nejnižší pracovní přetlak soustavy
 p_{fin} [kPa/bar] – konečný přetlak
 p_{sv} [kPa/bar] – otevírací tlak pojistného ventilu
 h [m] – výška nejvyššího bodu otopné soustavy
 ρ [kg/m³] – hustota
 g [m/s²] – gravitační zrychlení

Seznam vzorců:
$$V_{N,min} = (V_{ex} + V_{wr}) \cdot \frac{p_{fin}^{+1}}{p_{fin} - p_0}$$

$$p_0 = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3}$$

$$p_{fin} = p_{sv} - 50$$

$$V_{wr} = 0,005 \cdot V_{system}$$

$$V_{ex} = V_{system} \cdot e$$

9.1 Expanzní nádoba E1 – okruhy kapilárních rohoží

9.1.1 Výpočet

$$V_{ex} = V_{system} \cdot e = 220 \cdot 0,004 = 0,88 \text{ l}$$



Graf 1: Graf závislosti poměrného zvětšení objemu vody (zdroj: www.regulus.cz)

Vodní rezerva se vypočítá jako 0,5 % z objemu vody v systému.

$$V_{wr} = 0,005 \cdot V_{system} = 0,005 \cdot 220 = 1,1 \text{ l}$$

Nejnižší pracovní přetlak soustavy je hydrostatický tlak navýšený o 10% rezervu.

$$p_0 = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} = 1,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 10,8 \cdot 10^{-3} = 116,6 \approx 117 \text{ kPa} = 1,17 \text{ bar}$$

Konečný přetlak je otevírací tlak pojistného ventilu snížený o 50 kPa.

$$p_{fin} = p_{sv} - 50 = 300 - 50 = 250 \text{ kPa} = 2,5 \text{ bar}$$

Minimální objem tlakové expanzní nádoby se poté vypočítá podle následujícího vzorce.

$$V_{N,min} = (V_{ex} + V_{wr}) \cdot \frac{p_{fin} + 1}{p_{fin} - p_0} = (0,88 + 1,1) \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5 - 1,17} = 5,2 \text{ l}$$

9.1.2 Navržené řešení

Neprůtočná membránová tlaková expanzní nádoba Reflex Refix DE 8, 8 l, 10 bar, 3/4“, průměr 206 mm

9.2 Expanzní nádoba v TČ – teplá strana

9.2.1 Výpočet

$$V_{ex} = V_{system} \cdot e = 171 \cdot 0,009 = 1,54 \text{ l}$$



Graf 2: Graf závislosti poměrného zvětšení objemu vody (zdroj: www.regulus.cz)

Vodní rezerva se vypočítá jako 0,5 % z objemu vody v systému.

$$V_{wr} = 0,005 \cdot V_{system} = 0,005 \cdot 170 = 0,85 \text{ l}$$

Nejnižší pracovní přetlak soustavy je hydrostatický tlak navýšený o 10% rezervu.

$$p_0 = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} = 1,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 32,4 \approx 33 \text{ kPa} = 0,33 \text{ bar}$$

Konečný přetlak je otevírací tlak pojistného ventilu ponížený o 50 kPa.

$$p_{fin} = p_{sv} - 50 = 300 - 50 = 250 \text{ kPa} = 2,5 \text{ bar}$$

Minimální objem tlakové expanzní nádoby se poté vypočítá podle následujícího vzorce.

$$V_{N,min} = (V_{ex} + V_{wr}) \cdot \frac{p_{fin} + 1}{p_{fin} - p_0} = (1,54 + 0,85) \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5 - 0,33} = 3,85 \text{ l}$$

9.2.2 Navržené řešení

V TČ je na teplé straně osazena expanzní nádoba o objemu 12 l, tedy je dostačující a není třeba instalovat dodatečnou expanzi.

9.3 Expanzní nádoba v TČ – studená strana

Výrobce tepelného čerpadla stanovuje velikost expanzní nádrže na primární straně podle následující tabulky.

Tepelné čerpadlo	ecoGEO 1-6	ecoGEO 1-9	ecoGEO 3-12	ecoGEO 5-22
Expanzní nádoba	-	-	12 l	18 l

9.3.1 Navržené řešení

Tlaková expanzní nádoba Regulus HS012, 12 l, 6 bar, 3/4“, průměr 270 mm

10 Dimenzování potrubí v kotelně

10.1 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: Q_p [kW] – výkon zdroje tepla
 d_v [mm] – průměr expanzního potrubí

Seznam vzorců: $d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{Q_p}$

10.2 Propojovací potrubí v kotelně

Propojovací potrubí v kotelně je dimenzováno na maximální tlakovou ztrátu 120 Pa/m a maximální rychlost proudění 1m/s. Pro stanovení tlakové ztráty a rychlosti byla použita aplikace HyTools od IMI Hydronic Engineering.

TČ – AN: $m=1712$ kg/h -> Cu42
AN – R/S: $m=1712$ kg/h -> Cu42
TCV3 – V2: $m=1392$ kg/h -> Cu42
Primár – TČ: $m=2100$ kg/h -> Cu42
Primár – V2: $m=2700$ kg/h -> Cu42

10.3 Expanzní potrubí

Minimální dimenze pro potrubí pro větev vedoucí do expanzní nádoby je vypočítána podle následujícího vzorce.

expanzní nádoba E1: $d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{Q_p} = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{15,5} = 12,36$ mm

expanzní nádoba E2: $d_v = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{Q_p} = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{16} = 12,4$ mm

Vypočítaná hodnota je min. dimenze. Navržená dimenze odpovídá připojení na expanzní nádrž, které je 3/4“.

10.3.1 Návrh

Expanzní nádoba E1: PP-RCT 25x3,5

Expanzní nádoba E2: Cu 22x1

11 Návrh třícestných ventilů

11.1 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: m [kg/h] – hmotnostní průtok
 Δp_v [kPa] – tlaková ztráta třícestného ventilu
 K_v [m³/h] – součinitel K_v ¹
 K_{vs} [m³/h] – hodnota K_{vs} ²

Seznam vzorců: $K_v = 0,01 \cdot \frac{m}{\sqrt{\Delta p_v}}$
 $\Delta p_v = \left(0,01 \cdot \frac{m}{K_{vs}}\right)^2$

11.2 Návrh třícestného směšovacího ventilu TCV1

11.2.1 Výpočet

Nejprve je třeba vypočítat hodnotu K_v na základě které vybereme vhodný ventil. Při výběru ventilu hledáme nejbližší vyšší hodnotu K_{vs} .

$$K_v = 0,01 \cdot \frac{m}{\sqrt{\Delta p_v}} = 0,01 \cdot \frac{182}{\sqrt{8,8}} = 0,61 \text{ m}^3/\text{h}$$

Z technického listu výrobce byl vybrán ventil s $K_{vs} = 0,63 \text{ m}^3/\text{h}$. Pro tuto hodnotu dopočítáme reálnou tlakovou ztrátu ventilu.

$$\Delta p_v = \left(0,01 \cdot \frac{m}{K_{vs}}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{182}{0,63}\right)^2 = 8,35 \text{ kPa}$$

11.2.2 Navržené řešení

Směšovací 3 -cestný ventil ESBE VRG131, DN15, $K_{vs} = 0,63 \text{ m}^3/\text{h}$ + servopohon ESBE ARA 600

¹ součinitel K_v vyjadřuje průtočné množství za hodinu při definovaném zdvihu regulační kuželky a definované tlak. ztrátě ventilu

² hodnota K_{vs} udává jaké množství průtoku za hodinu proteče plně otevřenou armaturou při tlak. ztrátě 100 kPa a teplotě vody 15°C

11.3 Návrh třícestného směšovacího ventilu TCV2

11.3.1 Výpočet

$$K_v = 0,01 \cdot \frac{m}{\sqrt{\Delta p_v}} = 0,01 \cdot \frac{3883}{\sqrt{8,2}} = 13,56 \text{ m}^3/h$$

$$\Delta p_v = \left(0,01 \cdot \frac{m}{K_{vs}}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{3883}{16}\right)^2 = 5,89 \text{ kPa}$$

11.3.2 Navržené řešení

Směšovací 3 -cestný ventil ESBE VRG131, DN32, $K_{vs} = 16 \text{ m}^3/h$ + servopohon ESBE ARA 600

11.4 Návrh třícestného přepínacího ventilu TCV3

11.4.1 Výpočet

Jelikož se jedná pouze o přepínací ventil, není z důvodu regulační schopnosti požadována minimální tlaková ztráta ventilu. Dimenze ventilu je zvolena o dimenzi menší, než je dimenze potrubí.

$$\Delta p_v = \left(0,01 \cdot \frac{m}{K_{vs}}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{1712}{16}\right)^2 = 1,15 \text{ kPa}$$

11.4.2 Navržené řešení

Směšovací 3 -cestný ventil ESBE VRG231, DN32, $K_{vs} = 16 \text{ m}^3/h$ + servopohon ESBE ARA 600

11.5 Návrh třícestného přepínacího ventilu TCV4

11.5.1 Výpočet

Jelikož se jedná pouze o přepínací ventil, není z důvodu regulační schopnosti požadována minimální tlaková ztráta ventilu. Dimenze ventilu je zvolena o dimenzi menší, než je dimenze potrubí.

$$\Delta p_v = \left(0,01 \cdot \frac{m}{K_{vs}}\right)^2 = \left(0,01 \cdot \frac{2700}{16}\right)^2 = 2,85 \text{ kPa}$$

11.5.2 Navržené řešení

Směšovací 3 -cestný ventil ESBE VRG231, DN32, $K_{vs} = 16 \text{ m}^3/h$ + servopohon ESBE ARA 600

12 Návrh oběhových čerpadel

Čerpadlo musí pokrýt tlakovou ztrátu daného okruhu při daném hmotnostním průtoku včetně ztrát vyvažovacích a třícestných armatur a výměníků tepla.

12.1 Použité vzorce a jednotky

Seznam jednotek: m [kg/h] – hmotnostní průtok
 Δp_{ζ} [kPa] – celková tlaková ztráta pro návrh čerpadla

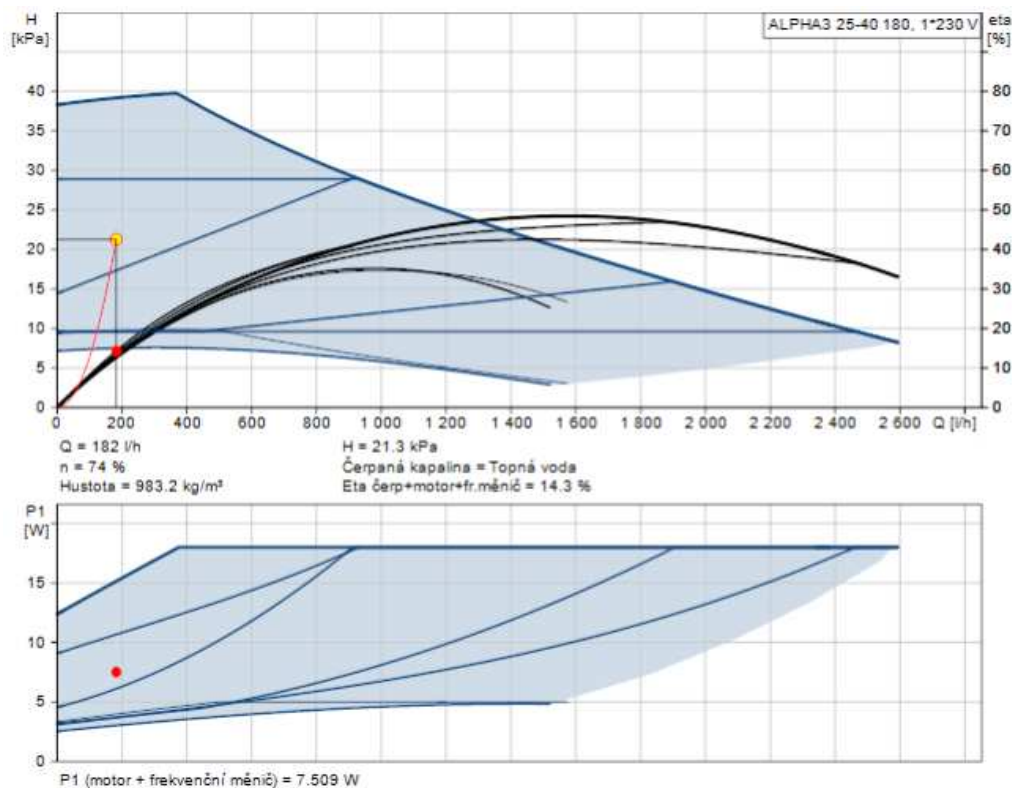
Seznam vzorců: $\Delta p_{\zeta} = \Delta p_{př} + \Delta p$

12.2 Návrh čerpadla Č1 – okruh OT

12.2.1 Vstupní hodnoty

Na základě celkové tlakové ztráty pro návrh čerpadla a hmotnostního průtoku byl proveden návrh pomocí online nástroje na dimenzování od firmy Grundfos. Čerpadlo disponuje funkcí AUTOadapt, která se stará o optimální nastavení čerpadla z hlediska aktuálně požadovaných průtoků otopné vody.

$$m = 182 \text{ kg/h}$$
$$\Delta p_{\zeta} = 21,3 \text{ kPa}$$



Graf 3: Graf pro návrh oběhového čerpadla – okruh OT

12.2.2 Navržené řešení

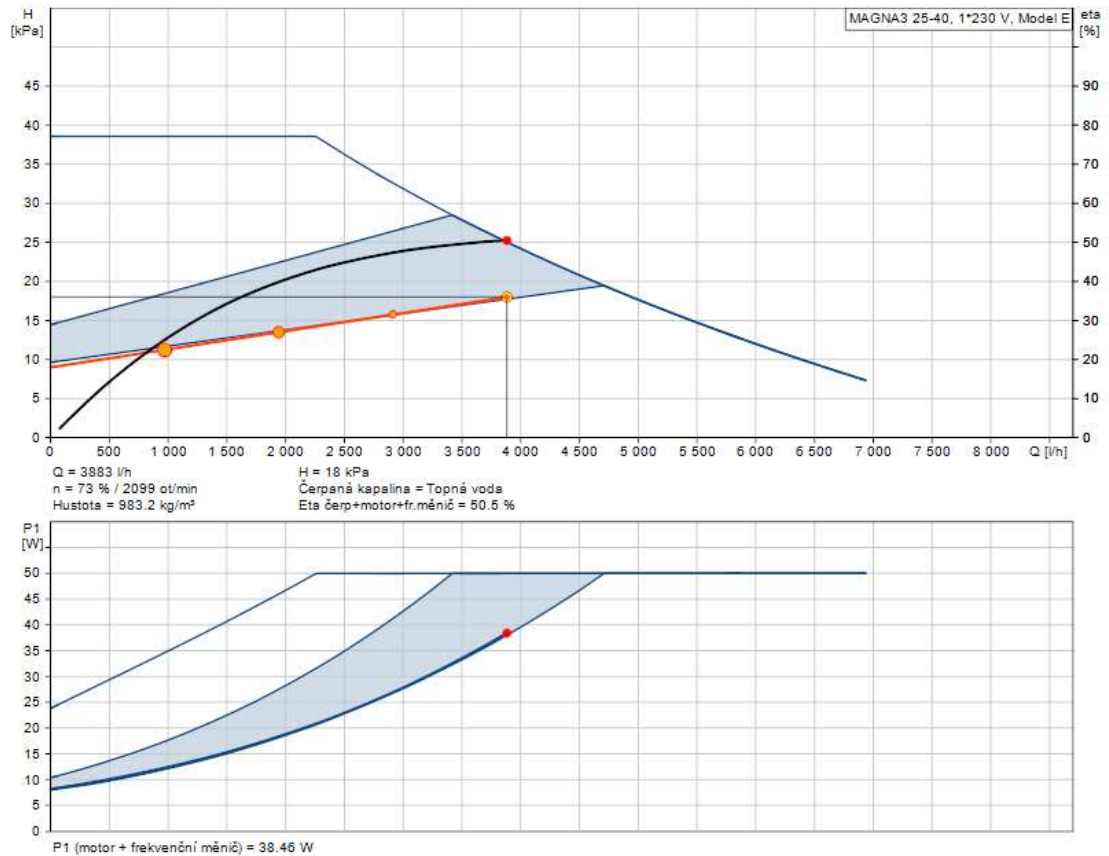
Oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA3 25-40 180

12.3 Návrh čerpadla Č2 – okruh pro kapilární rohože

12.3.1 Vstupní hodnoty

$$m = 3883 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 18,0 \text{ kPa}$$



Graf 3: Graf pro návrh oběhového čerpadla – okruh pro kapilární rohože

12.3.2 Navržené řešení

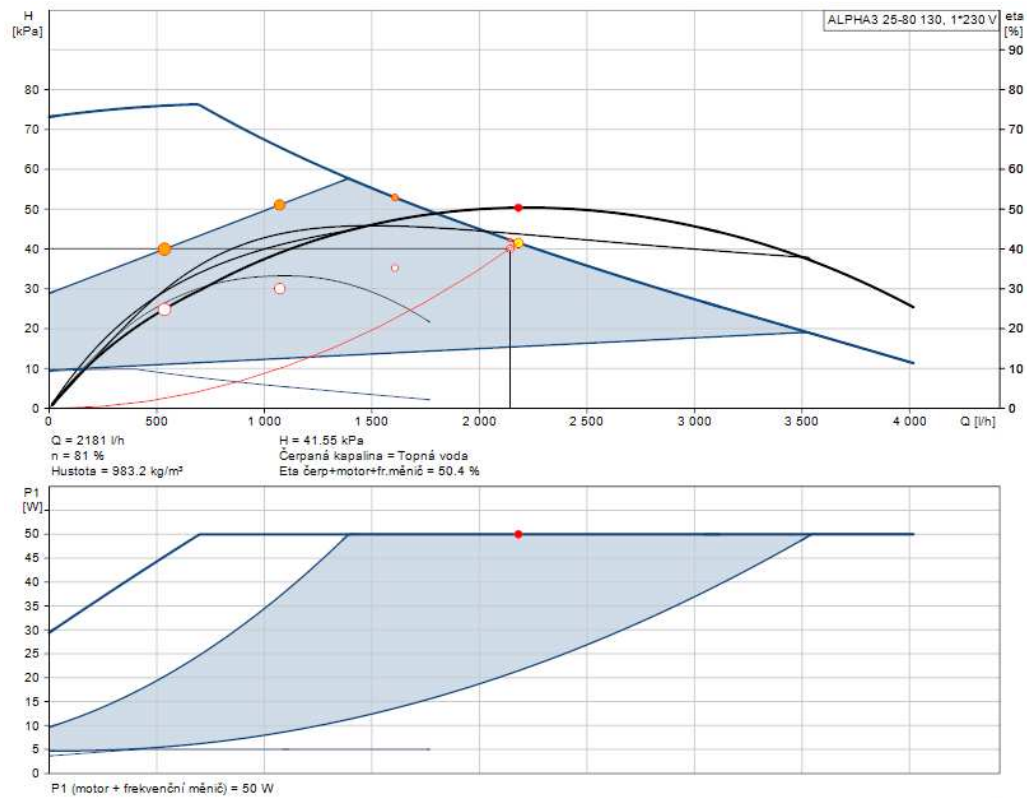
Oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-40

12.4 Návrh čerpadla Č3 – ROH1

12.4.1 Vstupní hodnoty

$$m = 2143 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 40,1 \text{ kPa}$$



Graf 4: Graf pro návrh oběhového čerpadla – okruh ROH1

12.4.2 Navržené řešení

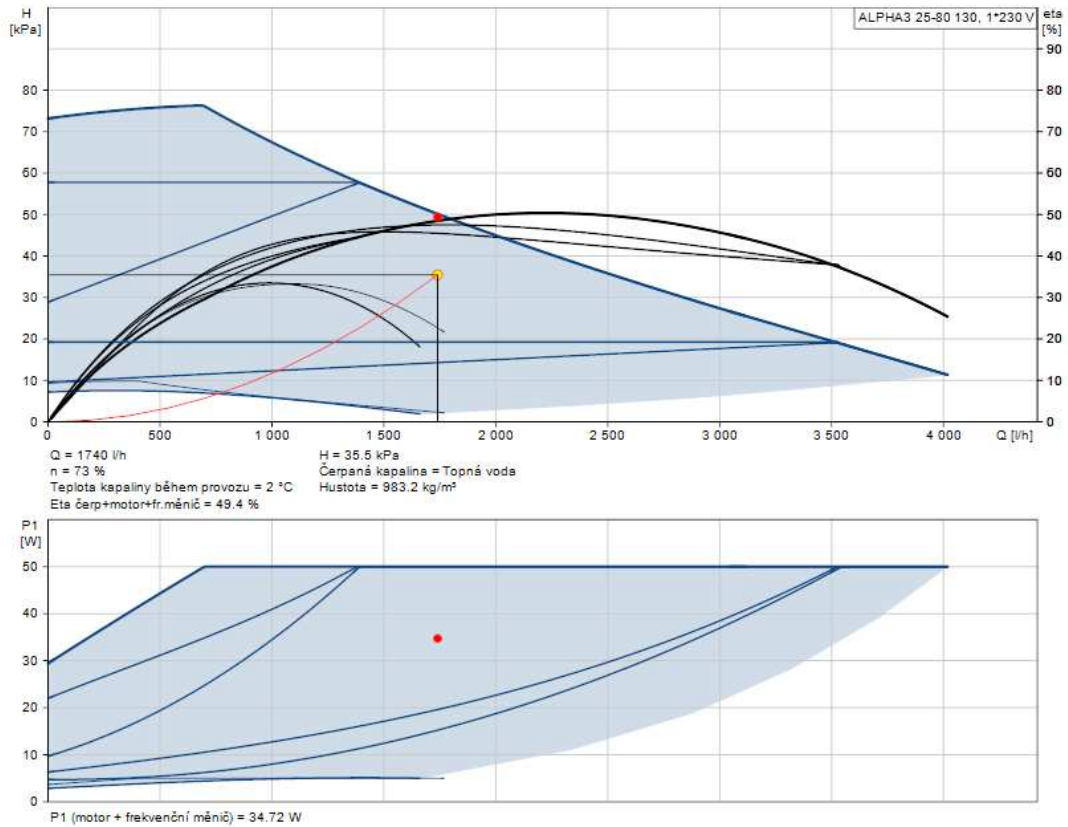
Oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA3 25-80 130 (nerezové provedení)

12.5 Návrh čerpadla Č4 – ROH2

12.5.1 Vstupní hodnoty

$$m = 1740 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 35,5 \text{ kPa}$$



Graf 5: Graf pro návrh oběhového čerpadla – okruh ROH2

12.5.2 Navržené řešení

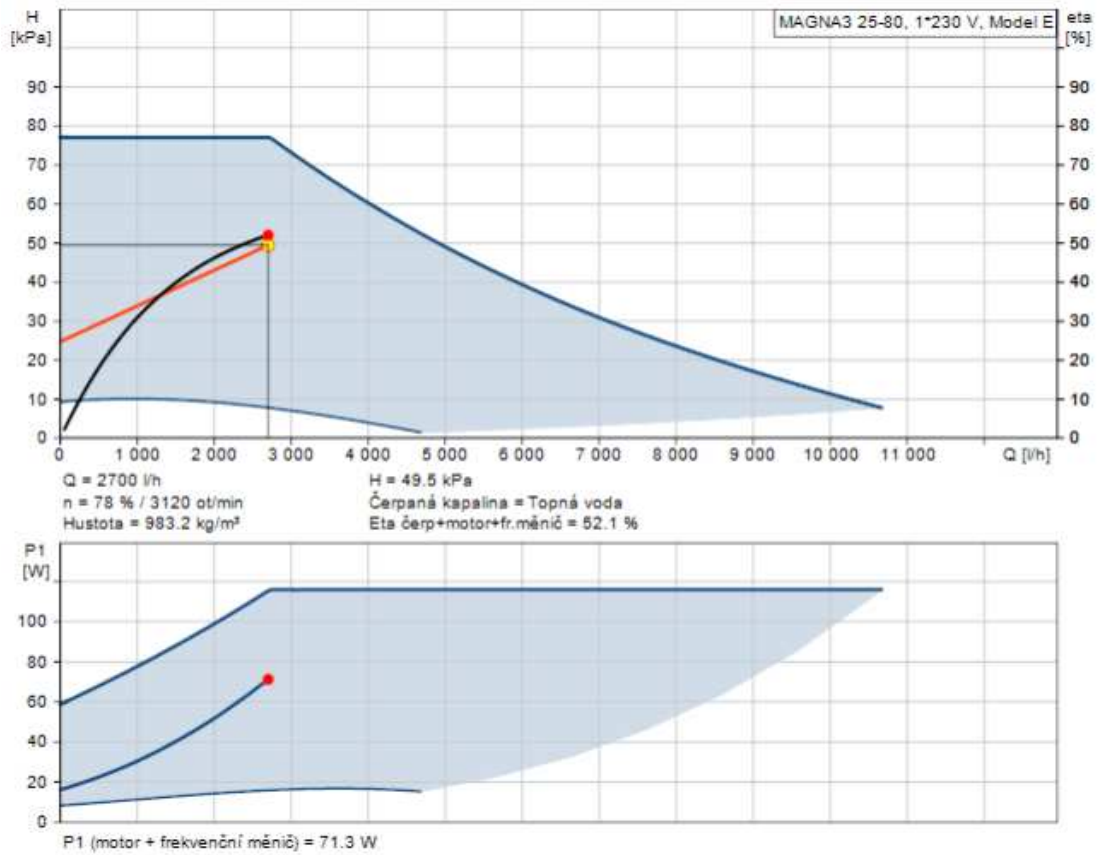
Oběhové čerpadlo Grundfos ALPHA3 25-80 130 (nerezové provedení)

12.6 Návrh čerpadla Č5 – okruh pasivního chlazení

12.6.1 Vstupní hodnoty

$$m = 2700 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 49,5 \text{ kPa}$$



Graf 5: Graf pro návrh oběhového čerpadla – okruh pasivního chlazení

12.6.2 Navržené řešení

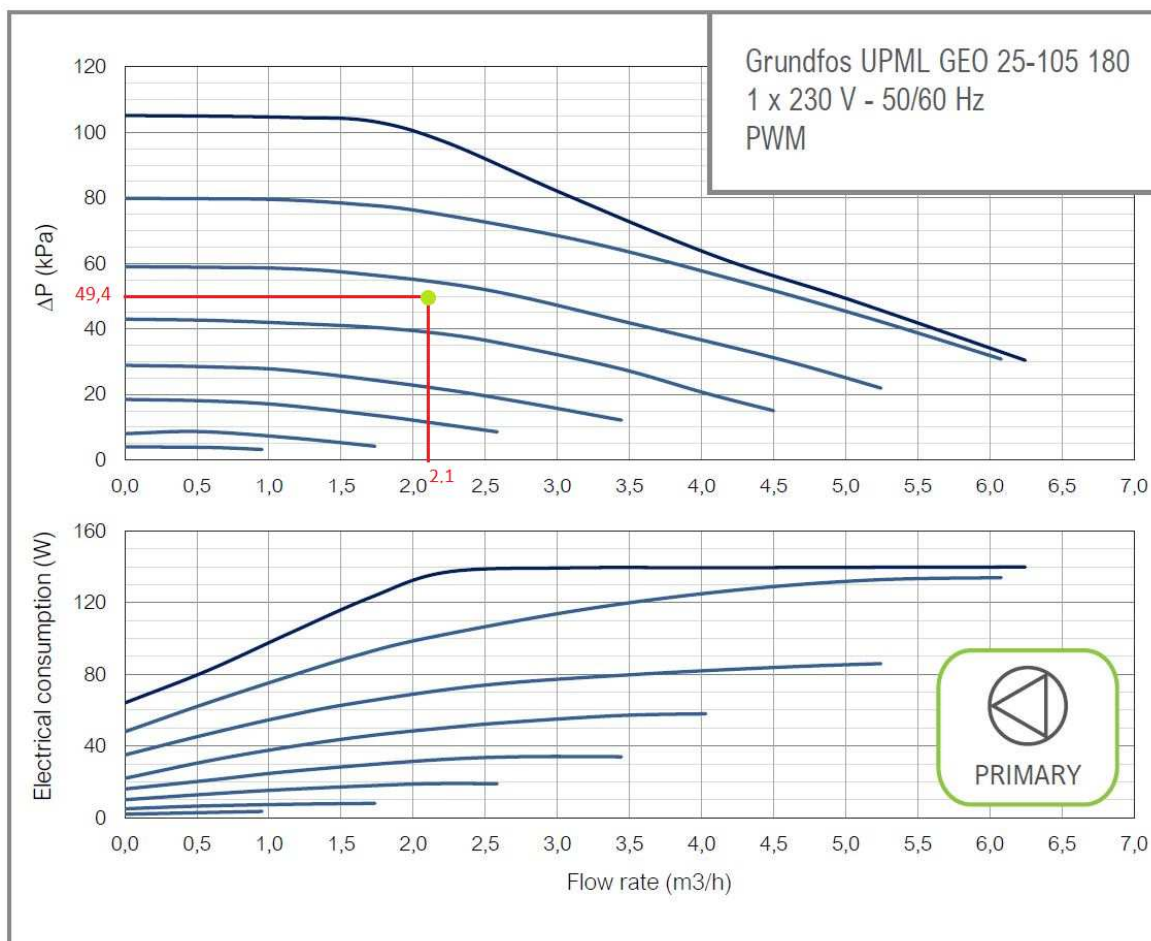
Oběhové čerpadlo Grundfos MAGNA3 25-80

12.7 Ověření čerpadla v TČ – primární okruh

12.7.1 Vstupní hodnoty

$$m = 2100 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 49,4 \text{ kPa}$$



Graf 6: Graf oběhového čerpadla – primární strana TČ

12.7.2 Navržené řešení

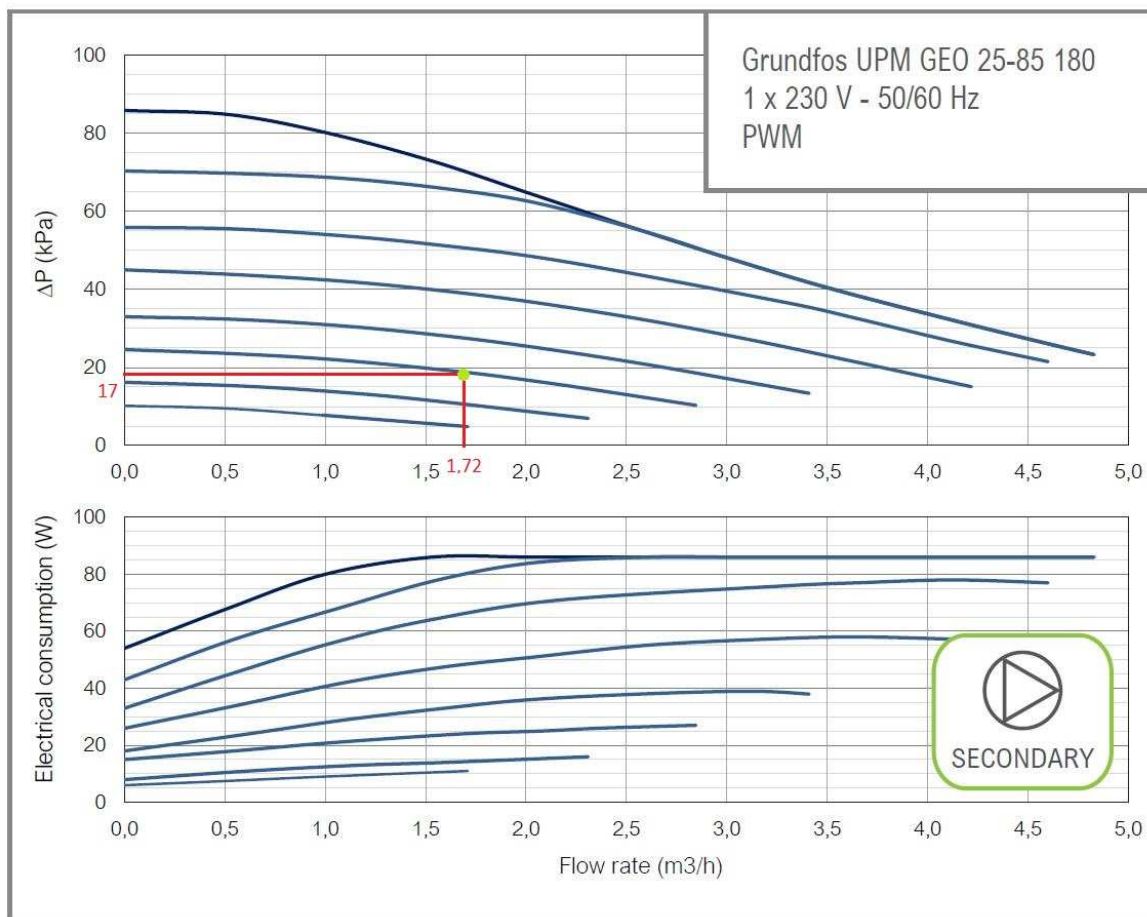
Oběhové čerpadlo integrované v TČ při požadovaném průtoku a tlakové ztrátě vyhoví.

12.8 Ověření čerpadla v TČ – sekundární okruh

12.8.1 Vstupní hodnoty

$$m = 1720 \text{ kg/h}$$

$$\Delta p_{\zeta} = 17,0 \text{ kPa}$$



Graf 7: Graf oběhového čerpadla – sekundární strana TČ

12.8.2 Navržené řešení

Oběhové čerpadlo integrované v TČ při požadovaném průtoku a tlakové ztrátě vyhoví.

13 Návrh izolace potrubí

Pro návrh izolace potrubí byl použit online nástroj dostupný na stránkách vytapeni.tzb-info.cz dle požadavků vyhlášky 193/2007.

Vzhledem k tomu, že primárním okruhem proudí médium, které může mít teplotu nižší, než je teplota rosného bodu a hrozila by tedy kondenzace na potrubí, je nutné potrubí izolovat difúzně nepropustnou kaučukovou izolací.

Měděné potrubí (primární okruh)		
Dimenze	Typ izolace	Tloušťka izolace
42x1,5	De Witky Eurobatex	32 mm

Tabulka 1: Tabulka izolace měděného potrubí – primární okruh

Měděné potrubí (sekundární okruh)		
Dimenze	Typ izolace	Tloušťka izolace
18x1,0	ROCKWOOL FLEXOROCK	40 mm
42x1,5	ROCKWOOL FLEXOROCK	30 mm

Tabulka 2: Tabulka izolace měděného potrubí – sekundární okruh

Plastové potrubí		
Dimenze	Typ izolace	Tloušťka izolace
17x2	Isofom	30 mm
20x2	Isofom	25 mm
PP-RCT 32x4,4	Isofom	40 mm
PP-RCT 40x5,5	Isofom	50 mm
PP-RCT 50x6,9	Isofom	30 mm

Tabulka 3: Tabulka izolace plastového potrubí