

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

VYTÁPĚNÍ PRŮMYSLOVÉ HALY SÁLAVÝMI PANELEMI A KOTLEM
NA BIOMASU

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

ABSTRAKT

Úkolem této práce je zpracovat projekt pro stavební povolení na vytápění průmyslové haly s administrativním přístavkem pomocí sálavých panelů a otopných těles. Zdroji tepla pro otopné soustavy budou kotle na biomasu. V projektu se počítá i s ohřevem teplé vody pomocí jednoho z kotlů, návrhem kotelny i výpočtem roční potřeby tepla na vytápění.

ABSTRACT

The main task of this thesis is to process a project for a building permission for heating an industrial hall with an administrative annex using radiant panels and panel radiators. Sources of the heat will be biomass burning boilers. This project considers also heating of the domestic water utilizing one of the boilers, design of boiler room and calculation of an annual heat consumption.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Vytápění průmyslové haly sálavými panely a kotlem na biomasu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Hojera, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze

David Maděra

SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ:

1.	ÚVOD.....	1
2.	POPIS OBJEKTU:.....	2
2.1.	Základní údaje popisující stavbu	2
2.2.	Funkční a dispoziční uspořádání	2
2.3.	Skladba stavebních konstrukcí	2
3.	VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT	3
3.1.	Teorie.....	3
3.2.	Tepelná ztráta haly	5
3.3.	Tepelná ztráta administrativního přístavku	5
4.	NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ ADMINISTRATIVNÍHO PŘÍSTAVKU	6
4.1.	Druh a uspořádání otopné soustavy.....	6
4.2.	Materiál rozvodu	7
4.3.	Izolace rozvodu	7
5.	OTOPNÁ TĚLESA	7
5.1.	Návrh otopných těles	7
5.2.	Přepočítání výkonu otopných těles	8
6.	HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ OTOPNÝCH TĚLES	8
6.1.	Návrh průměru potrubí	8
6.2.	Tlaková ztráta třením.....	9
6.3.	Tlaková ztráta místními odpory.....	10
6.4.	Celková tlaková ztráta potrubí.....	10
6.5.	Návrh rozdělovače a sběrače	11
7.	ZAREGULOVÁNÍ OTOPNÉ SOUSTAVY	11
8.	PŘÍPRAVA TEPLÉ VODY	11
8.1.	Návrh přípravy teplé vody podle ČSN 06 0320	12

9	NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ PRŮMYSLOVÉ HALY	16
9.1	Druh otopné soustavy	16
9.2	Materiál rozvodu	16
9.3	Izolace rozvodu	17
9.4	Kompenzátory	17
10	SÁLAVÉ PANELY	17
10.1	Návrh sálavých panelů	17
11	HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SÁLAVÝCH PANELŮ	18
11.1	Připojení sálavých panelů	19
11.2	Návrh průměrů potrubí a tlakové ztráty v potrubí	19
12	NÁVRH KOTELNY	19
12.1	Zdroj tepla	19
12.2	Stanovení výkonu kotlů	19
12.2.1	Kotel pro administrativní přístavek a ohřev TV	19
12.2.2	Kotel pro výrobní halu	21
12.3	Zásobování kotlů palivem	21
12.4	Větrání kotelny	22
12.4.1	Výpočet průtoku spalovacího vzduchu	22
12.4.2	Výpočet průtoku větracího vzduchu do kotelny	22
12.4.3	Návrh otvorů pro přívod vzduchu do kotelny	23
13	DIMENZOVÁNÍ SMĚŠOVACÍCH ARMATUR	24
13.1	Termostatický ventil primárního okruhu pro kotel otopných těles a zásobníkových ohřevačů TV	24
13.2	Trojcestný směšovací ventil okruhu s otopnými tělesy	25
13.3	Trojcestný směšovací ventil okruhu se sálavými panely	27
13.4	Nahrazení termostatického směšovacího ventilu kotle u okruhu se sálavými panely	27
14	POJISTNÉ A ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ OTOPNÝCH SOUSTAV	28

14.1	Návrh pojistných ventilů pro zdroje tepla	29
14.1.1	Pojistný ventil pro kotel otopných těles a zásobníkových ohřivačů	29
14.2	Návrh expanzních nádob pro otopné soustavy	31
14.2.1	Návrh expanzní nádoby pro soustavu s otopnými tělesy a zásobníkovými ohřivači.....	31
14.2.2	Návrh expanzní nádoby pro soustavu se sálavými panely	31
15	ODPLYNĚNÍ SOUSTAV	32
16	OBĚHOVÁ ČERPADLA.....	32
17	KOMÍNOVÁ TECHNIKA.....	33
18	POTŘEBA TEPLA A PALIVA	34
18.1	Potřeba tepla pro administrativní přístavek a ohřev TV.....	34
18.2	Potřeba tepla pro výrobní halu	35
18.3	Hmotnost a cena pelet potřebných pro vytápění administrativního přístavku za otopné období.....	36
18.4	Hmotnost a cena pelet potřebných pro vytápění haly za otopné období.....	36
18.5	Celková hmotnost a cena pelet pro vytápění objektu za otopné období	37
19	REGULACE	37
20	ZÁVĚR	38
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	40
	SEZNAM PŘÍLOH.....	41
	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE	42

SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ:

B	-charakteristické číslo budovy	[-]
C	-cena	[Kč]
D	-denostupně	[K.den]
H	-dopravní výška	[m]
H _{MJ}	-výhřevnost	[MJ/kg]
I	-intenzita větrání	[1/h]
L	-délka	[m]
M	-charakteristické číslo místnosti	[-]
Ḣ	- hmotnostní průtok	[kg/s]
N	-počet dní v roce	[-]
P	-objemový průtok pelet	[m ³ /s]
P _v	-autorita ventilu	[-]
Q	-výkon	[W]
	-tepelná ztráta	[W]
S	-plocha větracího otvoru	[m ²]
U	-součinitel prostupu tepla	[W/m ² K]
V	-objem	[m ³]
Ḣ	-objemový průtok	[m ³ /s]
c	-měrná tepelná kapacita vody	[J/kgK]
d	-počet dnů otopného období	[-]
	-průměr potrubí	[m]
g	-gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	-výška	[m]

k_{vs}	-jmenovitý průtok armaturou při maximálním otevření a tlakové ztrátě 100 kPa	[m ³ /h]
l	-výpočtová délka	[m]
m	-hmotnost pelet	[kg]
n	-počet dávek	[-]
	-počet uživatelů	[-]
p	-tlak	[Pa]
	-přirážka	[-]
p_d	- součinitel prodloužení doby dávky	[-]
q	-jmenovitý tepelný výkon sálavého panelu	[W/m]
s	-tloušťka stěny	[m]
t	-teplota	[°C]
w	-rychlost proudění	[m/s]
Δ	-rozdíl dvou hodnot	[-]
ε	-koeficient nesoučasnosti	[-]
η	-účinnost	[-]
λ	-součinitel tření	[-]
	-součinitel přebytku vzduchu při spalování	[-]
μ	-průtokový součinitel	[-]
ρ	-hustota vody	[kg/m ³]
τ	-čas	[s]
τ_d	-doba dávky teplé vody	[s]
ξ	-součinitel místní ztráty	[-]

Indexy

Č	-čerpadlo
EN	-expanzní nádoba
KK	-kulový kohout
MJ/kg	-výhřevnost v MJ/kg
MJ/m ³	-výhřevnost v MJ/m ³
OS	-otopná soustava
OT	-otopná tělesa
SP	-sálavé panely
TV	-teplá voda
TV,směna	-teplá voda za směnu
TV,den	-teplá voda za den
TRS	-trojcestný směšovací ventil
abs	-absolutní hodnota
c	-celkový
cA	-celkový, administrativní přístavek
celk,VYT	-celkový vytápění
cH	-celkový, výrobní hala
d	-dolní hodnota
dov	-dovolená hodnota
e	-venkovní
es	-venkovní průměrná
h	-horní hodnota
i	-vnitřní
is	-vnitřní průměrná

j	-pořadnice
k	-kotel
m	-místní ztráty
max	-maximální hodnota
min	-minimální hodnota
min,teor	-minimální, teoretický
ms	-místní ztráty zpátečky
mt	-místní ztráty teplé vody
o	-odváděcí otvor
ot	-otopná tělesa
p	-přiváděcí otvor -prostup tepla
p1	-připojený 1
p2	-připojený 2
pA	-pelet na administrativní přístavek
pH	-pelet na výrobní halu
pot	-potrubí
r	-regulace
rz	-rozvod
s	-průměrná hodnota
skut	-skutečná hodnota
t	-teplá voda
ti	-otopná tělesa instalovaná
tc	-celkové ztráty třením
ts	-ztráty třením v potrubí zpátečky
tt	-ztráty třením v potrubí teplé vody

v -větrání

vs -tlaková ztráta armatury

vs,skut -skutečná tlaková ztráta armatury

vz -větrací vzduch

z -zisky

zdroj -zdroj tepla

1 -přirážka na vyrovnání vlivu chladných stěn

-teplota teplé vody

2 -přirážka na urychlení zátoku

-teplota zpátečky

3 -přirážka na světovou stranu

1p -dodávka tepla

2p -odběr tepla

2z -ztráty tepla vedením v potrubí

1. ÚVOD

Hlavním cílem této práce je návrh vytápění průmyslové haly a administrativního přístavku, ve kterém se nacházejí jak kanceláře, tak jídelna, sprchy, šatny i samotná kotelna. K vytápění haly budou použity sálavé panely, které jsou navrženy jako samostatný okruh s vlastním kotlem na biomasu určeným pouze pro zajištění teplé vody pro sálavé panely. Administrativní přístavek bude mít vlastní topný okruh s deskovými otopnými tělesy, jehož zdrojem bude také kotel na biomasu. Tento kotel bude využíván i k ohřevu teplé vody, která je určena pro koupelny a jídelnu.

2. POPIS OBJEKTU:

2.1. Základní údaje popisující stavbu

Zastavěná plocha: 3716 m²

Počet podlaží: výrobní hala: 1NP

administrativní přístavek: 1NP

V třísměnném provozu pracuje celkem 120 lidí, tj. 40 lidí na osmihodinovou směnu.

2.2. Funkční a dispoziční uspořádání

Průmyslová hala s administrativním přístavkem je obdélníkového půdorysu s rozměry 84 x 45 m. Budova je složena z nedělené výrobní haly a přístavku, ve kterém se nacházejí kanceláře, sociálky pro zaměstnance, jídelna, kotelna a různé technologické místnosti.

2.3. Skladba stavebních konstrukcí

V projektu byla uvažována typická skladba jednotlivých konstrukcí tvořících obálku budovy. Byly uvažovány následující technické vlastnosti:

Veškeré podlahy: $U = 0,450 \text{ W/m}^2\text{K}$

Střecha: $U = 0,240 \text{ W/m}^2\text{K}$

Obvodový plášť haly a administrativního přístavku:

Kingspan KS1000 AWP: $s = 100 \text{ mm}$ $U = 0,226 \text{ W/m}^2\text{K}$

Příčky administrativního přístavku:

SDK příčky, dvojitě opláštěné, s minerální izolací typ Knauf W112:

$s = 150 \text{ mm}$ $U = 0,380 \text{ W/m}^2\text{K}$

SDK příčky, jednoduše opláštěné, s minerální izolací typ Knauf W111:

$s = 100 \text{ mm}$ $U = 0,500 \text{ W/m}^2\text{K}$

Okna:

Okna nebo dveře z vytápěného do venkovního prostředí: $U = 1,700 \text{ W/m}^2\text{K}$

Okna nebo dveře z vytápěného do vytápěného prostředí: $U = 3,500 \text{ W/m}^2\text{K}$

Světlík s komůrkovým polykarbonátem: $U = 2,500 \text{ W/m}^2\text{K}$

3. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

3.1. Teorie

Výpočet tepelných ztrát byl proveden na doporučení vedoucího práce dle normy ČSN 06 0210 a [L6]. Tato norma již v současné době není platná, ale vzhledem k její fyzikální podstatě se jejím použitím nedopustíme chyby a nedopustíme se velkého předimenzování soustavy velkoprostorového objektu. Vzhledem k zaměření bakalářské práce byl volen tento postup.

3.1.1. Celková tepelná ztráta

Celková tepelná ztráta haly Q_{cH} [W]:

$$Q_{cH} = Q_p + Q_v - Q_z$$

kde Q_p [W] je tepelná ztráta prostupem stěnami budovy

Q_v [W] je tepelná ztráta větráním

Q_z [W] jsou tepelné zisky

3.1.2. Tepelná ztráta prostupem

Tepelná ztráta prostupem Q_p [W] se určí pomocí vztahu:

$$Q_p = Q_0 * (1 + p_1 + p_2 + p_3)$$

kde Q_0 [W] je vlastní tepelná ztráta prostupem přes stěny budovy

p_1 [-] je přírážka na vyrovnání vlivu chladných stěn

p_2 [-] je přírážka na urychlení zátoku

p_3 [-] je přírážka na světovou stranu

Základní tepelná ztráta prostupem přes stěny budovy Q_0 [W] se vypočte ze vztahu:

$$Q_0 = \sum_{j=1}^n U_j * S_j * (t_i - t_e)$$

kde U_j [W/m²K] je součinitel prostupu tepla pro j-tou stěnu

S_j [m²] je plocha j-té stěny

t_i [°C] je vnitřní návrhová teplota

t_e [°C] je venkovní výpočtová teplota

pro tento případ:

$$Q_0 = 92360 \text{ W}$$

po započítání přírážek $p = 1,06$

$$Q_p = p * Q_0$$

$$Q_p = 1,06 * 92360 = 97900 \text{ W} \approx 98 \text{ kW}$$

3.1.3. Tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním Q_v [W] se určí pomocí vztahu:

$$Q_v = 1300 * \dot{V}_v * (t_i - t_e)$$

kde \dot{V}_v [m³/s] je objemový průtok větracího vzduchu

t_i [°C] je vnitřní návrhová teplota

t_e [°C] je venkovní výpočtová teplota

Objemový průtok větracího vzduchu \dot{V}_v se volí na základě hygienických nebo technologických požadavků pro konkrétní prostory. Tyto požadavky jsou obvykle zadány intenzitou větrání I [1/h], takže výsledný objemový průtok \dot{V}_v [m³/h] se stanoví:

$$\dot{V}_v = \frac{I}{3600} * V_m$$

kde V_m [m³/h] je objem dané místnosti

Pro halu byla zadána požadovaná intenzita větrání $I = 0,3$ 1/h, takže musí být zajištěn objemový průtok větracího vzduchu z výše uvedeného vztahu pro výpočet \dot{V}_v .

$$\dot{V}_v = \frac{0,3}{3600} * 19759 = 1,646 \text{ m}^3/\text{h}$$

Charakteristické číslo budovy B bylo zvoleno na základě postavení budovy. Budova je samostatně stojící a nechráněna, proto $B = 8$.

Charakteristické číslo místnosti $M = 1$, protože se jedná o velký, otevřený prostor.

3.2. Tepelná ztráta haly

Pro zadanou oblast je venkovní výpočtová teplota $t_e = -12$ °C.

Vnitřní výpočtová teplota $t_i = 18$ °C.

Z výpočtů vychází, že tepelná ztráta haly prostupem $Q_p = 98$ kW, tepelná ztráta haly větráním $Q_v = 60$ kW, z čehož, když uvažují tepelné zisky $Q_z = 0$, vychází celková tepelná ztráta haly $Q_{CH} = 158$ kW ≈ 160 kW.

Celý výpočet tepelných ztrát pro budovu je přiložen na CD v Příloze 1.

3.3. Tepelná ztráta administrativního přístavku

Jak již bylo uvedeno, pro zadanou oblast je venkovní výpočtová teplota $t_e = -12$ °C, vnitřní návrhová teplota byla zvolena pro kanceláře (místnosti 1.18 a 1.20), měřicí místnost (1.19), jídelnu (1.22) a šatny (1.28 a 1.29) $t_{i1} = 20$ °C, pro úpravnu vody (místnost 1.34) $t_{i2} = 5$ °C z důvodu ochrany proti zamrznutí vody, pro sklad nástrojů (místnost 1.21) $t_{i3} = 10$ °C a pro koupelny (místnosti 1.24 a 1.31) $t_{i4} = 24$ °C.

Zadaná intenzita větrání v těchto místnostech je $I = 0,5$ 1/h.

Výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností administrativního přístavku byl proveden podle výše zmíněné teorie a je rovněž v příloze na CD v Příloze 1

Tepelné ztráty jednotlivých místností:

Tab. 4.3. Tepelné ztráty místností

Číslo místnosti	Celková tepelná ztráta Q_{cAi} [W]
1.18	3950
1.19	4200
1.20	900
1.21	1300
1.22	3050
1.24	1100
1.26	3400
1.29	2850
1.31	2150
1.34	1100

U ostatních místností nebyla tepelná ztráta počítána, neboť se neuvažuje s jejich vytápěním.

Celková tepelná ztráta přístavku tedy činí:

$$Q_{cA} = Q_{cA1.18} + Q_{cA1.19} + Q_{cA1.20} + Q_{cA1.21} + Q_{cA1.22} + Q_{cA1.24} + Q_{cA1.26} + Q_{cA1.29} + Q_{cA1.31} + Q_{cA1.34}$$

$$Q_{cA} = 3950 + 4200 + 900 + 1300 + 3050 + 1100 + 3400 + 2850 + 2150 + 1100$$

$$Q_{cA} = 24000 \text{ W} = 24 \text{ kW}$$

4. NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ ADMINISTRATIVNÍHO PŘÍSTAVKU

4.1. Druh a uspořádání otopné soustavy

Pro tento případ, kdy je administrativní přístavek pouze jednopodlažní budova, jsem zvolil horizontální dvoutrubkovou otopnou soustavu s nuceným oběhem vody

a deskovými otopnými tělesy od firmy KORADO. Zdrojem tepla pro tuto soustavu je kotel na biomasu od firmy OPOP, jehož primární okruh zásobuje teplem rozdělovač, ze kterého jsou vedeny okruhy pro otopnou soustavu a pro dva zásobníkové ohříváče teplé vody od firmy REGULUS. Oběhy jednotlivých okruhů zajišťují čerpadla od firmy GRUNDFOS.

4.2. Materiál rozvodu

Jako materiál rozvodu jednotlivých okruhů jsem zvolil měď pro její dobré mechanické vlastnosti, odolnost proti korozi a menší tloušťku stěn oproti potrubí z ocele. Dalším pozitivem je, že měděné potrubí má, díky menší drsnosti povrchu vnitřní stěny, nižší tlakové ztráty.

Naopak nevýhodou měděného potrubí je náchylnost k reakci se sádkou, která způsobuje korozi mědi, tudíž pokud chceme potrubí vést přes zdi, musíme použít vhodnou ochranu např. v podobě pouzdra.

4.3. Izolace rozvodu

Pro minimalizování tepelných ztrát a vzhledem k rozvodu pod podlahou je nutné potrubí zaizolovat. K tomuto účelu jsem použil izolační trubice MIRELON od firmy MIREL VRATIMOV. Rozdělovač je zaizolován minerální vatou od firmy ISOVER.

5. OTOPNÁ TĚLESA

5.1. Návrh otopných těles

Pro kompenzování tepelných ztrát jednotlivých místností jsem navrhl desková otopná tělesa RADIK KLASIK a RADIK VK od firmy KORADO. Vzhledem k rozměrům venkovních oken, která jsou umístěna ve výšce 0,9 m od podlahy a zabírají většinu šíře místnosti, jsem, v rámci možností nabízených verzí otopných těles, volil tělesa dlouhá a nízká, aby co nejlépe pokrývala svou délkou délku okna.

Důležité bylo při návrhu zohledňovat fakt, že tepelný výkon těles Q_{ti} musí být větší než tepelná ztráta místnosti Q_{cAi} .

$$Q_{ti} > Q_{cAi}$$

Teplotní spád byl s ohledem na požadavek kotle na minimální teplotu zpátečky 65 °C zvolen 75/65 °C tak, aby nedocházelo ke korozi kotle.

5.2. Přepočet výkonu otopných těles

Jmenovitý tepelný výkon otopných těles se udává při teplotním spádu 75/65 °C a vnitřní návrhové teplotě $t_i = 20$ °C. Pro jiný teplotní spád a t_i je potřeba udávaný nominální výkon přepočítat. V mém případě, kdy je mnou zvolený teplotní spád roven teplotnímu spádu při nominálním výkonu, je tedy nutné pouze přepočítat hodnoty pro jinou vnitřní návrhovou teplotu.

Pro návrh otopných těles jsem využil programu přímo od firmy KORADO [L1], který je volně k dispozici na firemních internetových stránkách a který příkládám na CD i s vypočtenými hodnotami pro otopná tělesa do Přílohy 2

Po návrhu a přepočtu výkonů otopných těles vyšel instalovaný tepelný výkon otopné soustavy $Q_{OS} = 25,2$ kW, což plně splňuje podmínku $Q_{OS} \geq Q_{CA}$.

6. HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ OTOPNÝCH TĚLES

Cílem výpočtu je stanovit průměry potrubí teplotonosné látky tak, aby byl zajištěn dostatečný průtok teplotonosné látky pro dopravu potřebného energie k otopným tělesům a zásobníkovým ohřivačům teplé vody.

Výpočet potrubní sítě jsem provedl pomocí metody optimální rychlosti w v potrubí. Pro teplovodní soustavy s nuceným oběhem teplé vody jsem zvolil střední rychlost teplotonosné látky $w_s = 0,63$ m/s. [L4]

Jako příklad výpočtu bude uveden výpočet průměru potrubí primárního okruhu, který vede z kotle do rozdělovače.

6.1. Návrh průměru potrubí

Tepelný výkon Q_{pot} , který musí teplotonosná látka proudící potrubím přenést je $Q_{pot} = 60$ kW.

Měrná tepelná kapacita vody je $c = 4187$ J/kgK.

Teplotní spád je 75/65 °C.

Ze vztahu $Q_{pot} = M * c * \Delta t$ si vyjádřím hmotnostní průtok M [kg/s]:

$$M = \frac{Q_{pot}}{c * \Delta t} = \frac{60000}{4187 * 10} = 1,433 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní průtok \dot{M} [kg/h] si převedu na objemový průtok \dot{V} [m³/h] pomocí vztahu:

$$\dot{V} = \frac{\dot{M}}{\rho_t} = \frac{1,433}{975} = 1,47 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

kde ρ_t je hustota teplé vody $\rho_t = 975 \text{ kg/m}^3$

Pro předběžný výpočet dimenze potrubí vycházím ze vztahu:

$$d = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}}{\pi * w}} = \sqrt{\frac{4 * 1,47 * 10^{-3}}{\pi * 0,63}} = 0,0545 \text{ m} = 54,5 \text{ mm}$$

Pro vypočtený vnitřní průměr potrubí d najdu v tabulce normalizované řady měděného potrubí dle DIN 8905 nejbližší vhodný vnitřní průměr potrubí d_{skut} , což pro tento případ je $d_{skut} = 50 \text{ mm}$ a potrubí řady 54x2 a vypočítám skutečnou rychlost proudění v potrubí při zvoleném průměru:

$$w_{skut} = \frac{4 * \dot{V}}{\pi * d_{skut}^2} = \frac{4 * 1,47 * 10^{-3}}{\pi * 0,05^2} = 0,748 \text{ m/s}$$

6.2. Tlaková ztráta třením

Při proudění vody v potrubí dochází k tlakovým ztrátám v důsledku tření kapaliny o stěny potrubí. Tato tlaková ztráta je dána vztahem:

$$\Delta p_t = \frac{\lambda}{d} * \frac{w_{skut}^2}{2} * \rho * l$$

kde Δp_t [Pa] je tlaková ztráta třením

λ je součinitel tření, dle tabulky pro třecí charakteristiky měděného potrubí pro střední teplotu $t_s = 80 \text{ °C}$ (63 - 110 °C) a střední rychlost proudění

$w = 0,63 \text{ m/s}$ [L5]

d [m] jmenovitý průměr potrubí

w_{skut} [m/s] je skutečná rychlost proudění v potrubí

ρ [kg/m³] je hustota vody

l [m] je výpočtová délka potrubí

Pro náš případ je tedy tlaková ztráta třením pro přívod:

$$\Delta p_{tt} = 0,38 * \frac{0,748^2}{2} * 975 * 11,16 = 1158 \text{ Pa}$$

pro zpátečku:

$$\Delta p_{ts} = 0,38 * \frac{0,748^2}{2} * 980 * 11,16 = 1163 \text{ Pa}$$

6.3. Tlaková ztráta místními odpory

Spolu s hydraulickými ztrátami při proudění tekutiny v potrubí vznikají také ztráty v místních odporech například v kolenech, ventilech atd.

Tyto ztráty Δp_m jsou vyjádřeny následujícím vztahem:

$$\Delta p_m = \sum_i^n \xi * \frac{w_s^2}{2} * \rho$$

kde $\xi = 1$ je součinitel místní ztráty daného kolena

Pro náš případ je tlaková ztráta místními odpory pro přívod:

$$\Delta p_{mt} = \sum_{i=1}^6 1 * \frac{0,748^2}{2} * 975 = 1636 \text{ Pa}$$

pro zpátečku:

$$\Delta p_{ms} = \sum_{i=1}^6 1 * \frac{0,748^2}{2} * 980 = 1645 \text{ Pa}$$

6.4. Celková tlaková ztráta potrubí

Celková tlaková ztráta v potrubí Δp_{tc} je součtem tlakové ztráty třením a tlakové ztráty místními odpory pro přívod a zpátečku:

$$\Delta p_{tc} = \Delta p_{tt} + p_{ts} + p_{mt} + \Delta p_{ms}$$

$$\Delta p_{tc} = 1158 + 1163 + 1636 + 1645 \cong 5600 \text{ Pa}$$

Stejným způsobem, jakým je vypočítána tlaková ztráta v potrubí primárního okruhu, jsou vypočítány i tlakové ztráty v okruzích, které zajišťují přívod vody do otopné soustavy a do zásobníkových ohřivačů teplé vody. Tyto ztráty jsou vypočítány v programu, který je na přiloženém CD v Příloze 3

6.5. Návrh rozdělovače a sběrače

Rozdělovač a sběrač zajišťuje rozdělení dodávky tepla do jednotlivých okruhů.

Při volbě rozdělovače jsem vycházel z požadavku na maximální průtok, který musí rozdělovač být schopný přenést a kolik okruhů je zapotřebí.

Zvolil jsem rozdělovač RS-UNIVERSAL 3 s modulem 100 od firmy EKOTHERM s těmito vlastnostmi:

Tab. 7.5 Vlastnosti rozdělovače

Typ	Hrdla od zdroje	Hrdla výstupní	Modul	Výška hrdel [mm]	Počet větví	Celková délka [mm]	Hmotnost [kg]
RS UNI 3	DN 50/0,6	Ø 48	100	40	3	1350	23

7. ZAREGULOVÁNÍ OTOPNÉ SOUSTAVY

Pro hydraulické vyvážení otopné soustavy jsem volil nastavení termostatických ventilů typu STANDARD a regulačních šroubení typu TRIM A od firmy IMI-HYDRONIC ENGINEERING takové, že rozdíl tlakových ztrát mezi jednotlivými otopnými tělesy nevyhází větší, než přibližně 2 kPa. Výpočet a nastavení termostatických ventilů a regulačních šroubení je uveden v programu na výpočet tepelných ztrát jednotlivých úseků v okruhu s otopnými tělesy, který je rovněž vložen na přiloženém CD v Příloze 3. Nastavení jednotlivých ventilů je rovněž patrné z projektové dokumentace.

8. PŘÍPRAVA TEPLÉ VODY

K přípravě TV slouží zásobníkové ohřivače teplé vody, jejichž zdrojem tepla pro ohřev byl zvolen stejný kotel na biomasu, který zajišťuje vytápění administrativního přístavku.

Menší kotel byl volen s ohledem na lepší regulační schopnost tohoto kotle v letním období.

Pro výpočet potřeby jsem vycházel z normy ČSN 06 0320 a [L8]

8.1. Návrh přípravy teplé vody podle ČSN 06 0320

Vzhledem k tomu, že provoz je rozdělen do 3 směn po 40 lidech, je perioda ohřevu teplé vody stanovena na 8 hodin. Dále uvažuji, že každý člověk použije 3x denně umyvadlo, po skončení pracovní doby sprchu a během obědové přestávky si umyje nádobí (uvažováno jako výdej). Potřeba teplé vody na úklid návrh podle mého názoru neovlivní, neboť předpokládám, že uklízet se bude o víkendu, kdy zásobníky budou nahřáté.

Výpočet objemu teplé vody V_o [m^3] určené pro mytí za danou periodu:

$$V_o = n_i * \sum_{i=1}^n (n_d * U_3 * \tau_d * p_d)$$

kde n_i je počet uživatelů

n_d je počet dávek na osobu

U_3 [m^3/h] je objemový průtok vody při teplotě t_3

τ_d [hod] je doba dávky

p_d součinitel prodloužení doby dávky ; $p_d = 1$ - čistý provoz, $p_d = 1,5$ - špinavý provoz, $p_d = 2$ - značně špinavý provoz

pro tento případ:

$$V_o = 40 * [(3 * 0,14 * 0,014 * 1,5) + (1 * 0,23 * 0,11 * 1,5)]$$

$$V_o = 1,87 m^3$$

Výpočet objemu teplé vody V_j [m^3] určené k mytí nádobí:

$$V_j = n_i * n_j * V_d$$

kde n_i je počet uživatelů

n_j je počet jídel

V_d [m^3] je objem dávky

pro tento případ:

$$V_j = 40 * 1 * 0,002 = 0,08 m^3$$

Celkový potřebný objem V_{2p} [m^3] teplé vody:

$$V_{2p} = V_o + V_j$$

$$V_{2p} = 1,87 + 0,08 = 1,95 m^3 \approx 2 m^3$$

Z dispozičních důvodů jsem se rozhodl použít 2 stejně velké zásobníkové ohříváče o objemu 1 m^3 .

Stanovení potřeby tepla Q_{TV} :

Výpočet energie potřebné k ohřátí výše vypočteného objemu za 1 pracovní směnu se provede pomocí vztahu:

$$Q_{TVsměna} = (1 + z) * \rho * c * V_{2p} * (t_2 - t_1)$$

kde z je poměrný koeficient

ρ [kg/m^3] je hustota vody

c [$J/kg.K$] je měrná tepelná kapacita vody

t_2 [$^{\circ}C$] je teplota ohřáté vody

t_1 [$^{\circ}C$] je průměrná teplota přiváděné vody

pro tento případ:

$$Q_{TVsměna} = (1 + 0,5) * 998 * 4180 * 2 * (60 - 10) = 626\,793\,900 J \approx 626,8 MJ$$

Celková potřeba energie za den:

$$Q_{TVden} = 3 * Q_{TVsměna}$$

$$Q_{TVden} = 3 * 628,8 = 1886,4 MJ = 1,88 GJ$$

Roční potřeba energie na ohřev teplé vody:

$$Q_{TV} = Q_{TVden} * d_{pr} * 0,8 * Q_{TVden} * \frac{t_2 - t_{1léto}}{t_2 - t_{1zima}} * (N - d_{pr})$$

kde d je počet dnů otopného období

N je počet dní v roce

t_2 [°C] je teplota ohřáté vody

$t_{1léto}$ [°C] je teplota přiváděné vody v létě

t_{1zima} [°C] je teplota přiváděné vody v zimě

pro tento případ:

$$Q_{TV} = 1,88 * 232 + 0,8 * 1,88 * \frac{60 - 15}{60 - 5} * (365 - 232) = 599,2 \text{ GJ/rok}$$

Stanovení křivky odběru a dodávky tepla:

a) křivka odběru tepla:

$$Q_{2p} = V_{2p} * \rho * c * (t_2 - t_1)$$

kde ρ [kg/m³] je hustota vody

c [kWh/m³K] = 1,163 kWh/m³K je měrná tepelná kapacita vody

t_2 [°C] je teplota ohřáté vody

t_1 [°C] je průměrná teplota přiváděné vody

pro tento případ:

$$Q_{2p} = 2 * 998 * 1,163 * (60 - 10) = 116,07 \text{ kWh/směna}$$

b) ztráty tepla vedením v potrubí:

$$Q_{2z} = Q_{2p} * z$$

kde $z = 0,5$ je poměrný koeficient

$$Q_{2z} = 116,07 * 0,5 = 58,03 \text{ kWh/směna}$$

c) křivka dodávky tepla:

$$Q_{1p} = Q_{2p} + Q_{2z}$$

$$Q_{1p} = 116,07 + 58,03 = 174,10 \text{ kWh/směna}$$

Odběrový diagram:

Odběr teplé vody záleží především na čase přestávek během směny. Od začátku směny tj. nultá hodina, do přestávky po 4 hodinách je odběr teplé vody přibližně nulový, tudíž odběr tepla je roven tepelným ztrátám. V čase 4 až 4,5 hodiny od začátku směny je objem odebrané teplé vody $V_j = 0,08 \text{ m}^3$, což jsou 4 % z celkové kapacity zásobníků. Přepočteno na energii to je 6,98 kWh.

Od 4,5. hodiny do osmé hodiny od začátku pracovní směny je odběr opět přibližně nulový a tudíž roven pouze tepelným ztrátám.

Osmou hodinu, kdy končí pracovní směna, je počítáno s maximálním odběrem teplé vody, neboť počítám s tím, že každý zaměstnanec se bude chtít po práci osprchovat. Odběr bude:

$$\Delta Q_{max} = Q_{1p} - (Q_{zz} + 0,04 * Q_{1p})$$

$$Q_{max} = 174,1 - (58,03 + 0,04 * 174,1) = 109,1 \text{ kWh}$$

Odebraný objem teplé vody ze zásobníkového ohříváče:

$$V_z = \frac{\Delta Q_{max}}{c * (t_2 - t_1)}$$

$$V_z = \frac{109,1}{1,163 * (60 - 10)} = 1,88 \text{ m}^3$$

Tepelný výkon zdroje Q_{zdroj} [kW]:

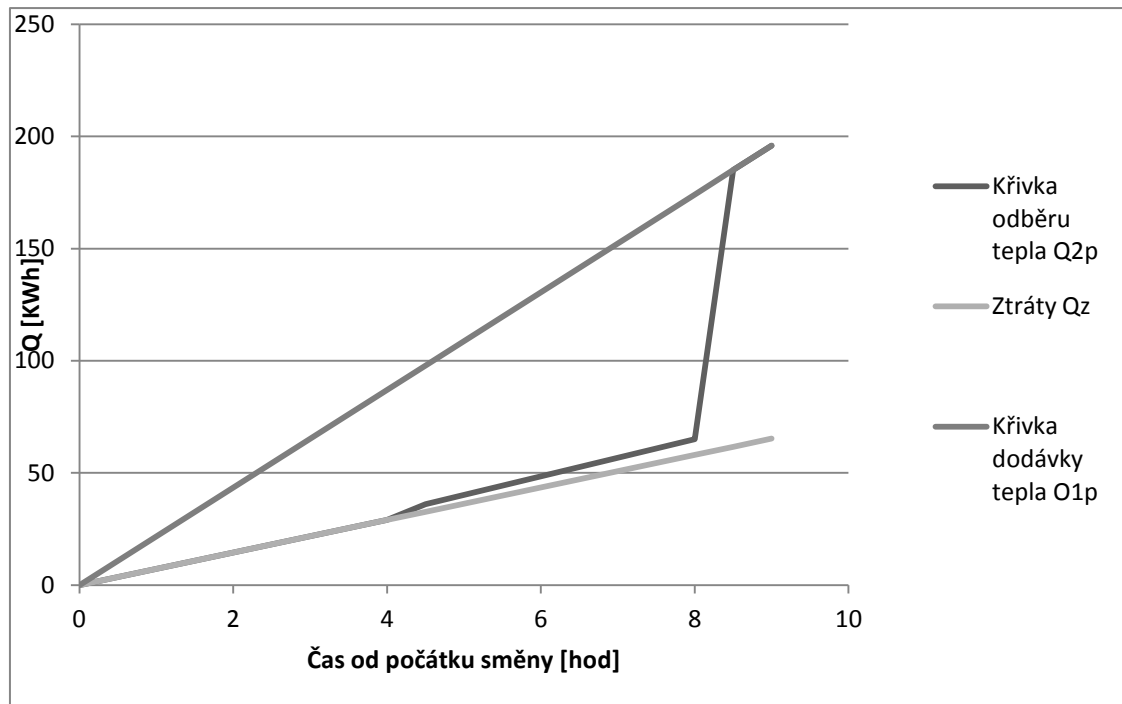
$$Q_{zdroj} = \frac{Q_{1p}}{\tau}$$

kde Q_{1p} [kWh] je celková potřeba tepla za směnu

τ [hod] je pracovní doba

takže:

$$Q_{zdroj} = \frac{174,1}{8} = 21,76 \text{ kW} \approx 22 \text{ kW}$$



Obr 9.1 Odběrový diagram

9 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ PRŮMYSLOVÉ HALY

9.1 Druh otopné soustavy

V této práci jsem k vytápění průmyslové haly navrhl použití teplovodních sálavých panelů od firmy KOTRBATÝ. Zdrojem tepla je rovněž kotel na biomasu od firmy OPOP. Oběh otopné vody zajišťuje čerpadlo od firmy GRUNDFOS.

9.2 Materiál rozvodu

Jako materiál rozvodu jsem zvolil ocel, a to hlavně z finančních důvodů, neboť při potřebné délce a dimenzích potrubí vychází ocelové potrubí citelně levněji v porovnání například s mědí.

Ocelové potrubí má také dobré mechanické vlastnosti, ale mezi jeho hlavní nevýhody patří větší tloušťka stěn trubek a z toho plynoucí i jejich vyšší hmotnost a nutnost opatřit potrubí ochranným nátěrem kvůli ochraně proti korozi.

9.3 Izolace rozvodu

Vzhledem k velkým dopravním vzdálenostem je nutné minimalizovat tepelné ztráty izolací rozvodového potrubí. Toto bylo dosaženo použitím termoizolačních trubíc MIRELON od firmy MIREL VRATIMOV.

9.4 Kompenzátory

Z důvodu použití dlouhého potrubí pro rozvod otopné vody je nutné použít kompenzátory pro zajištění stability potrubí, protože to kvůli teplotě dilataje a hrozí zde jeho vybočení. Potrubí je uchyceno dvěma pevnými body, mezi nimiž se nachází kompenzátor. Detailním návrhem kompenzátoru jsem se z časových důvodů na radu vedoucího práce nezabýval a byly voleny pouze přibližné tabulkové hodnoty.

10 SÁLAVÉ PANELY

Pro vytápění průmyslové haly a tedy krytí tepelných ztrát této haly jsem navrhl sálavé vytápění pomocí sálavých panelů od firmy KOTRBATÝ. Panely jsou pomocí závěsných řetízků umístěny příčně ve výšce 6 m od podlahy do 30 metrových pásů mezi jednotlivými vazníky tak, aby nebránily průniku světla ze světlíků. Vzdálenost konců pásů od svislé stěny budovy je přibližně 3 m.

10.1 Návrh sálavých panelů

Tepelná ztráta haly $Q_{cH} = 158 \text{ kW} \approx 160 \text{ kW}$

Vzhledem k rozměrům haly a výšce zavěšení vychází optimální počet navržených pásů 14 a celková délka $L = 14 * 30 = 420 \text{ m}$

Požadovaný jmenovitý tepelný výkon q_0 [W/m] sálavého panelu [L3]:

$$q_0 = \frac{Q_{cH}}{L} = \frac{160000}{420} = 381 \text{ W/m}$$

Teplotní spád volím rovněž s ohledem na teplotu zpátečky 85/65 °C. Pracovní rozdíl teplot, důležitý pro návrh sálavých panelů, Δt [K] se vypočte pomocí vztahu:

$$\Delta t = \frac{t_p + t_z}{2} - t_i$$

kde t_p [°C] je teplota přiváděné vody

t_z [°C] je teplota zpátečky

t_i [°C] je vnitřní návrhová teplota haly

$$\Delta t = \frac{85 + 65}{2} - 18 = 57 \text{ °C}$$

Z vypočítaných hodnot q_o a Δt vychází volba panelu šířky 750 mm o jmenovitém výkonu $q_{oi} = 434 \text{ W/m}$

Po zpětném přepočtení vychází instalovaný výkon Q_{cHi} [kW]:

$$Q_{cHi} = q_{oi} * L = 182280 \text{ W} \approx 182,3 \text{ kW}$$

Z uvedeného výpočtu je zřejmé, že instalovaný výkon je vyšší než tepelné ztráty ($Q_{cHi} > Q_{cH}$).

Pro celkovou délku $L = 420 \text{ m}$ je zapotřebí celkem 70 šestimetrových panelů, z nichž 28 bude koncových s navařenými registry. Spojení jednotlivých panelů je uvažováno pomocí lisovacích fitinek. Zavěšení bude do střešní konstrukce.

Pro návrh sálavých panelů jsem využil program společnosti KOTRBATÝ, který je volně k dispozici na internetových stránkách společnosti. Program je na příloženém CD v Příloze 4.

11 HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SÁLAVÝCH PANELŮ

Cílem výpočtu je stanovit průměry potrubí tak, aby byl zajištěn dostatečný průtok teplotonosné látky pro dopravu potřebného množství energie k sálavým panelům. Pro hydraulické vyvážení soustavy jsem navrhl použití tzv. Tichelmannova zapojení, kdy se při připojování na zpátečku, z pohledu přívodu teplé vody, postupuje od nejvzdálenějšího panelu k nejbližšímu a tím je dosaženo přirozeného hydraulického vyvážení soustavy. Panely jsou rozděleny do 7 okruhů, tj. každé 2 pásy jsou spojeny sériově za sebou, k nimž náleží 33 úseků potrubí, u kterých je nutné spočítat tlakovou ztrátu.

11.1 Připojení sálavých panelů

Nejdříve bylo nutné navrhnout zapojení sálavých panelů tak, aby bylo dosaženo rychlosti proudění vody v panelu w_1 takové, že bude zajištěn potřebný výkon sálavého panelu. To nelze zaručit pro rychlost proudění $w_1 < 0,15 \text{ m/s}$, neboť tehdy není jistota, že je splněna podmínka turbulentního proudění, při kterém byl zkušebnou naměřen jmenovitý výkon sálavého panelu. Pro splnění této podmínky jsem navrhl připojit přívod teplé vody přes registry vždy na tři lamely sálavého panelu a vývod zpátečky na zbylé dvě.

11.2 Návrh průměrů potrubí a tlakové ztráty v potrubí

Při návrhu průměru potrubí jsem použil stejné metody návrhu jako u soustavy s otopnými tělesy (viz kapitola 7.1). Opět jsem vycházel z výkonu, který je nutný přenést k sálavým panelům ($Q_{\text{chi}} = 182,3 \text{ kW}$), ze zvoleného teplotního spádu ($85/65 \text{ °C}$) a měrné tepelné kapacity vody ($c = 4187 \text{ J/kgK}$).

Dále, po přepočítání skutečné rychlosti dle zvoleného průměru potrubí, jsem spočítal tlakové ztráty v potrubí a tlakové ztráty místními odpory včetně použitých armatur.

Kompletní návrh potrubí a jeho tlakové ztráty včetně armatur jsou uvedeny v programu na CD v Příloze 4.

12 NÁVRH KOTELNY

12.1 Zdroj tepla

Ze zadání této práce vyplývá, že zdrojem tepla pro zajištění vytápění a ohřevu teplé vody jsou kotle na biomasu. Jeden kotel zajišťuje dodávku tepla pro administrativní přístavek a zásobníkové ohříváče teplé vody a druhý kotel zajišťuje pouze dodávku tepla pro sálavé panely.

12.2 Stanovení výkonu kotlů

12.2.1 Kotel pro administrativní přístavek a ohřev TV

Tepelný výkon kotle musí pokrýt navržený výkon otopné soustavy a zásobníkových ohříváčů.

Přípojně hodnoty:

$$Q_{p1} = Q_{OS} + 2 * Q_{TV} = 25,2 + 2 * 15 = 55,2 \text{ kW}$$

kde Q_{p1} [kW] je celkový připojený výkon

Q_{OS} [kW] je výkon otopné soustavy

Q_{TV} [kW] je požadovaný výkon výměníku tepla uvnitř zásobníkového ohříváče

Dále musím zohlednit fakt, že dochází ke ztrátě tepla vedením v potrubní síti, což vykompenzuji zvolením přírážky $p_r = 0,03$ k výkonu zdroje.

Potřebný výkon zdroje vypočtu podle následujícího vztahu:

$$Q_{min}^{ZDR} = Q_{p1} * (1 + p_r) = 55,2 * (1 + 0,03) = 56,9 \text{ kW}$$

Na základě znalosti minimálního potřebného výkonu kotle volím kotel OPOP Biopel 60 kW, jehož jmenovitý výkon je 60 kW.

Tab. 13.2.1 Vlastnosti kotle OPOP Biopel 60 kW

Technické parametry	jednotky	hodnoty
Jmenovitý tepelný výkon	[kW]	60
Naměřený minimální výkon	[kW]	15,5
Účinnost	[%]	90,6
Třída kotle dle EN 303-5:2013		5
Předepsané palivo		dřevěné pelety 6 - 8 mm
Spotřeba paliva při maximálním výkonu	[kg/hod]	15,1
Spotřeba paliva při minimálním výkonu	[kg/hod]	3,9
Maximální provozní teplota topné vody	[°C]	85
Minimální teplota topné vody	[°C]	70
Minimální teplota zpátečky	[°C]	65
Teplota spalin	[°C]	117,8
Minimální teplota spalin	[°C]	60
Požadovaný tah komína	[Pa]	10 až 15
Maximální provozní tlak vody	[MPa]	2
Připojovací napětí	[V/Hz]	230/50
Elektrický příkon provozní/maximální	[W]	93/393
Vodní objem kotle	[l]	95
Hmot. průtok spalin při jmenovitém výkonu	[kg/s]	0,043

12.2.2 Kotel pro výrobní halu

Připojené hodnoty:

$$Q_{p2} = Q_{SP} = 182,3 \text{ kW}$$

Pro kompenzaci tepelných ztrát v potrubí volím opět opravný koeficient $p_r = 0,03$ a potřebný výkon vypočtu ze stejného vztahu:

$$Q_{min}^{ZDR} = Q_{p2} * (1 + p_r) = 182,3 * (1 + 0,03) = 187,8 \text{ kW}$$

Volím kotel OPOP Biopel 200 kW se jmenovitým výkonem 200 kW.

Tab. 13.2.2 Vlastnosti kotle OPOP Biopel 200 kW

Technické parametry	jednotky	hodnoty
Jmenovitý tepelný výkon	[kW]	200
Naměřený minimální výkon	[kW]	59,9
Účinnost	[%]	95,5
Třída kotle dle EN 303-5:2013		5
Předepsané palivo		dřevěné pelety 6 - 8 mm
Spotřeba paliva při maximálním výkonu	[kg/hod]	45
Spotřeba paliva při minimálním výkonu	[kg/hod]	13,9
Maximální provozní teplota topné vody	[°C]	85
Minimální teplota topné vody	[°C]	70
Minimální teplota zpátečky	[°C]	65
Teplota spalin	[°C]	93,5
Minimální teplota spalin	[°C]	70
Požadovaný tah komína	[Pa]	10 až 15
Maximální provozní tlak vody	[MPa]	2
Připojovací napětí	[V/Hz]	230/50
Elektrický příkon provozní/maximální	[W]	243/543
Vodní objem kotle	[l]	1190
Hmot. Průtok spalin při jmenovitém výkonu	[kg/s]	0,085

12.3 Zásobování kotlů palivem

Pro zásobování kotlů palivem jsem navrhl použít externí násypky na 3 tuny pelet, který se bude nacházet v těsném sousedství objektu a dopravu pelet bude pro oba kotle zajišťovat šnekový dopravník.

12.4 Větrání kotelny

12.4.1 Výpočet průtoku spalovacího vzduchu

Při výpočtu průtoku spalovacího vzduchu pro kotel na biomasu jsem vycházel z [L2].

Při spalování biomasy je zapotřebí následující teoretický objem vzduchu $V_{\min, \text{teor}} = 4,12 \text{ m}_n^3/\text{kg, pal.}$

Dále spočítám hmotnostní průtok P [kg/s] pelet do kotlů:

$$P = \left(\frac{Q_{\text{kot1}} + Q_{\text{kot2}}}{\frac{\eta_{k1} + \eta_{k2}}{2} * H_{\text{MJ/kg}}} \right) * 10^{-3}$$

kde Q_{kot1} [kW] je jmenovitý výkon kotle pro soustavu s otopnými tělesy

Q_{kot2} [kW] je jmenovitý výkon kotle pro soustavu se sálavými panely

$H_{\text{MJ/kg}}$ [MJ/kg] je výhřevnost dřevěných pelet

η_1 je účinnost kotle pro soustavu s otopnými tělesy

η_2 je účinnost kotle pro soustavu se sálavými panely

pak tedy:

$$P = \left(\frac{200 + 60}{\frac{0,906 + 0,955}{2} * 17} \right) * 10^{-3} = 0,0164 \text{ kg/s}$$

$$V_{\min} = V_{\min, \text{teor}} * P = 4,12 * 0,0164 = \frac{0,0677 \text{ m}_n^3}{\text{s}} = 243,8 \text{ m}_n^3/\text{h}$$

Skutečný objem V_s [m³/h] pro výpočtovou teplotu $t = 10$ °C a atmosférický tlak $p = 100$ kPa. Součinitel přebytku vzduchu při spalování je $\lambda = 2$:

$$\dot{V}_s = V_{\min} * \lambda * \left(\frac{273 + 10}{273} * \frac{101,3}{100} \right) = 243,8 * 2 * \left(\frac{283 * 101,3}{273 * 100} \right) = 512,03 \text{ m}_n^3/\text{h}$$

12.4.2 Výpočet průtoku větracího vzduchu do kotelny

Pro zajištění dostatečného množství větracího vzduchu při požadované intenzitě větrání $I = 4$ 1/h a objemu místnosti $V_{\text{kot}} = 80 \text{ m}^3$ je potřeba objemový průtok vzduchu \dot{V}_{vz} [m³/h]:

$$\dot{V}_{\text{vz}} = I * V_{\text{kot}} = 4 * 80 = 320 \text{ m}_n^3/\text{h}$$

12.4.3 Návrh otvorů pro přívod vzduchu do kotelny

Při návrhu otvorů pro přívod vzduchu vycházím z objemového průtoku přiváděného spalovacího vzduchu \dot{V}_s a z objemového průtoku přiváděného větracího vzduchu \dot{V}_{vz} . Výsledný průtok přiváděného vzduchu je dán vyšší hodnotou:

$$\dot{V}_p = \dot{V}_s = 512,03 \text{ m}^3/\text{h} = 0,142 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pro přívod potřebného množství vzduchu navrhuji přirozené větrání metodou tlaku vyvozeného účinkem rozdílů teplot pomocí neuzavíratelných otvorů pro přívod i odvod v obvodové stěně objektu.

Při použití této metody je potřeba znát hustoty vzduchu při různých návrhových teplotách venku a uvnitř kotelny.

Hustota vzduchu při venkovní výpočtové teplotě $t_e = -12 \text{ }^\circ\text{C}$ a při atmosférickém tlaku $p = 100 \text{ kPa}$ je, dle tabulek pro hustotu vzduchu při různých teplotách a tlacích [L6], $\rho_e = 1,334 \text{ kg/m}^3$.

Hustota vzduchu při vnitřní návrhové teplotě $t_i = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ a při stejných podmínkách je, dle tabulek [L7], $\rho_i = 1,222 \text{ kg/m}^3$.

Dále je nutné stanovit rychlost proudění w_p [m/s] v přiváděcím a w_o [m/s] v odváděcím otvoru:

$$w_p = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_e}{\rho_e}}$$

kde Δp_e [Pa] je účinný vztlak využitelný k větrání vypočítaný ze vztahu:

$$\Delta p_e = h * g * (\rho_e - \rho_i)$$

kde h [m] je vzdálenost mezi přiváděcím a odváděcím otvorem

$$\Delta p_e = 3,5 * 10 * (1,334 - 1,222) = 3,92 \text{ Pa}$$

Po dosazení této hodnoty do vzorce pro rychlost proudění:

$$w_p = \sqrt{\frac{2 * 3,92}{1,334}} = 2,42 \text{ m/s}$$

Podobně jsem provedl i výpočet w_i :

$$w_o = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_e}{\rho_i}} = \sqrt{\frac{2 * 3,92}{1,222}} = 2,53 \text{ m/s}$$

Následně spočítám plochu otvorů pro přívod S_p [m^2] a odvod S_o [m^2] vzduchu:

$$S_p = \frac{\dot{V}_p}{\mu_p * w_p}$$

kde \dot{V}_p [m^3/h] objemový průtok přiváděného vzduchu

$\mu_p = \mu_o = 0,65$ je průtokový součinitel mřížky

$$S_p = \frac{0,142}{0,65 * 2,42} = 0,0902 \text{ m}^2$$

$$S_o = \frac{\dot{V}_p}{\mu_o * w_o} = \frac{0,142}{0,65 * 2,53} = 0,0863 \text{ m}^2$$

Podle vypočítaných hodnot volím rozměr přívodního otvoru 100x900 mm a rozměr odváděcího otvoru 100x860 mm. Z důvodu ochrany proti zatečení dešťové vody navrhuji použití protidešťových žaluzií.

13 DIMENZOVÁNÍ SMĚŠOVACÍCH ARMATUR

13.1 Termostatický ventil primárního okruhu pro kotel otopných těles a zásobníkových ohřivačů TV

U primárního okruhu je nutné zajistit, aby teplota vratné vody, která jde do kotle, nebyla nižší než 65 °C. Ke splnění tohoto kritéria je nutné navrhnout termostatický ventil, který bude zajišťovat potřebnou minimální teplotu na zpátečce.

Parametry navrženého termostatického ventilu REGULUS TSV8 DN50 65°C:

Tab. 14.1 parametry termostatického ventilu REGULUS TSV8 DN50 65 °C

Otevírací teplota	65 °C
Průtokový součinitel k_{VS}	15,8 m ³ /h
Max. provozní přetlak	6 bar
Jmenovitá světlost DN	50 mm
Hmotnost	1,75 kg
Připojovací závity	2" vnitřní

Výpočet skutečné tlakové ztráty $\Delta p_{vs,skut}$ [Pa] termostatického ventilu [L1]:

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{\dot{V}^2}{k_{VS}^2} * \Delta p$$

kde \dot{V} [m³/h] je objemový průtok vody v primárním okruhu

k_{vs} [m³/h] je průtokový součinitel

Δp [Pa] je tlaková ztráta 100 kPa

pro tento případ:

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{5,3^2}{15,8^2} * 100000 = 11252 Pa$$

a skutečná rychlost proudění w_{skut} [m/s]:

$$w_{skut} = \frac{4 * \dot{V}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 5,3}{\pi * 0,05^2 * 3600} = 0,75 m/s$$

kde d [m] je světlost potrubí

13.2 Trojcestný směšovací ventil okruhu s otopnými tělesy

Pro použití kvalitativní regulace otopné soustavy se k dosažení požadované teploty v okruhu používá trojcestných směšovacích ventilů. V těchto ventilech dochází ke směšování dvou proudů teplotně látky a tím je zajištěna potřebná teplota.

V případě, kdy je v zapojení pouze jeden směšovací ventil, volím autoritu ventilu $P_v \geq 0,5$, která ukazuje podíl tlakové ztráty zcela otevřeného ventilu a tlakové ztráty

části otopné soustavy s proměnným objemovým průtokem. Dále musí být zajištěno, aby rychlost proudění nebyla vyšší než $w = 1,2$ m/s pro jmenovitý průměr do DN100.

Výpočet tlakové ztráty Δp_{vs} [Pa] trojcestného směšovacího ventilu:

$$\Delta p_{vs} = P_v * \frac{\Delta p_{var}}{1 - P_v}$$

kde Δp_{var} [Pa] je tlaková ztráta částí okruhu s proměnným průtokem

P_v [-] je autorita ventilu

pro tento případ:

$$\Delta p_{vs} = 0,5 * \frac{875}{1 - 0,5} = 875 \text{ Pa}$$

Pro výpočet jmenovitého průtoku armaturou k_{vS} [m³/h] při maximálním otevření armatury H₁₀₀ a tlakové ztrátě $\Delta p_0 = 100$ kPa vyjdu ze vztahu:

$$k_{vS} = \dot{V} * \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{vS}}}$$

kde \dot{V} [m³/h] je objemový průtok otopné vody

$$k_{vS} = 2,23 * \sqrt{\frac{100000}{875}} = 23,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na základě vypočítané hodnoty k_{vS} volím trojcestný směšovací ventil od firmy SIEMENS typ VXP45.32-16 o jmenovitém průměru DN32 a hodnotě $k_{vS} = 16$ m³/h z důvodů přesnější regulace soustavy.

Na základě hodnoty k_{vS} zvoleného ventilu je nutné vypočítat skutečnou tlakovou ztrátu daného ventilu $\Delta p_{vs,skut}$ [Pa] :

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{\dot{V}^2}{k_{vS}^2} * \Delta p_0 = \frac{2,23^2}{16^2} * 100000 = 1943 \text{ Pa}$$

z čehož dále vypočítáme skutečnou rychlost proudění w_{skut} [m/s]:

$$w_{skut} = \frac{4 * \dot{V}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 2,23}{\pi * 0,032^2 * 3600} = 0,77 \text{ m/s}$$

kde d [m] je světlost potrubí

13.3 Trojcestný směšovací ventil okruhu se sálavými panely

Při návrhu trojcestného směšovacího ventilu pro okruh se sálavými panely jsem postupoval stejným způsobem jako při návrhu tohoto ventilu pro okruh s otopnými tělesy. Proto pro zjednodušení a zkrácení zápisu uvedu pouze výsledné hodnoty tlakové ztráty a skutečné rychlosti ve zvoleném ventilu od firmy SIEMENS typ VXF22.80-100.

Výsledná skutečná tlaková ztráta ventilu $\Delta p_{vs,skut}$ [Pa]:

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{\dot{V}^2}{k_{vs}^2} * \Delta p_0 = \frac{16,4^2}{100^2} * 100000 = 2690 Pa$$

kde \dot{V} [m³/h] je objemový průtok vody v primárním okruhu

k_{vs} [m³/h] je průtokový součinitel

Δp_0 [Pa] je jmenovitá tlaková ztráta = 100 000 Pa

Výsledná skutečná rychlost proudění vody přes ventil w_{skut} [m/s]:

$$w_{skut} = \frac{4 * \dot{V}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 16,4}{\pi * 0,0818^2 * 3600} = 0,87 m/s$$

kde d [m] je světlost potrubí

13.4 Nahrazení termostatického směšovacího ventilu kotle u okruhu se sálavými panely

Pro zajištění teploty zpátečky vyšší než 65 °C v tomto případě nemohu použít termostatický směšovací ventil, neboť se nevyrábí s nominálním průměrem vyšším než DN 50. Je tedy nutné nahradit tuto součást pomocí jiných prostředků.

K této funkci volím použití dvoucestného ventilu od firmy SIEMENS typ VVF22.80100 se servopohonem, který bude umístěn na zkratovém potrubí hned za kotlem, a který bude řízen pomocí regulátoru reagující na teplotu zpátečky. Pokud bude teplota zpátečky nižší, než 65 °C regulátor ventil otevře, dojde k přepuštění teplé vody a tím bude zajištěna požadovaná teplota na zpátečce proudící do kotle. Vlastnosti ventilu jsou uvedeny v tabulce 14.4.

Tab. 14.4 Vlastnosti ventilu SIEMENS VVF22.80-100

Jmenovitý průměr DN	80 mm
Průtokový součinitel k_{vs}	100 m ³ /h
Maximální provozní přetlak PN	6 bar
Pohon	SIEMENS SAX31.00
Připojení	Příruby

Skutečná tlaková ztráta dvoucestného ventilu $\Delta p_{vs,skut}$ [Pa]:

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{\dot{V}^2}{k_{vs}^2} * \Delta p$$

kde \dot{V} [m³/h] je objemový průtok vody v primárním okruhu

k_{vs} [m³/h] je průtokový součinitel

Δp [Pa] je jmenovitá tlaková ztráta 100 000 Pa

pro tento případ:

$$\Delta p_{vs,skut} = \frac{16,4^2}{100^2} * 100000 = 2690 Pa$$

a skutečná rychlost proudění w_{skut} [m/s]:

$$w_{skut} = \frac{4 * \dot{V}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 16,4}{\pi * 0,08^2 * 3600} = 0,91 m/s$$

kde d [m] je světlost potrubí

14 POJISTNÉ A ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ OTOPNÝCH SOUSTAV

Pojistná zařízení slouží k jištění zdroje tepla proti překročení maximálního dovoleného přetlaku, zatímco zabezpečovací zařízení jistí otopnou soustavu tím, že vyrovnávají změny tlaku vlivem ohřívání a ochlazování teplotnosné látky.

K jištění zdroje tepla slouží pojistné ventily a k jištění otopných soustav expanzní nádoby.

14.1 Návrh pojistných ventilů pro zdroje tepla

Při návrhu pojistných ventilů musím vycházet z podmínky, že otevírací přetlak pojistného ventilu Δp_{ot} musí být menší než maximální konstrukční přetlak nejslabšího článku v soustavě přepočtený do výškové úrovně pojistného ventilu.

14.1.1 Pojistný ventil pro kotel otopných těles a zásobníkových ohřivačů

Pro návrh pojistného ventilu kotle je zapotřebí znát hodnoty maximálních konstrukčních přetlaků jednotlivých částí otopné soustavy.

Tab. 15.1.1 Hodnoty maximálních přetlaků jednotlivých částí otopné soustavy

$\Delta p_{\max k}$	2000 kPa
$\Delta p_{\max OT}$	1000 kPa
$\Delta p_{\max TV}$	1000 kPa
$\Delta p_{\max KK28}$	3500 kPa
$\Delta p_{\max KK32}$	4000 kPa
$\Delta p_{\max KK50}$	3000 kPa
$\Delta p_{\max TRS}$	1600 kPa
$\Delta p_{\max \epsilon 1}$	1600 kPa
$\Delta p_{\max \epsilon 2}$	1000 kPa
$\Delta p_{\max \epsilon 3}$	1000 kPa
$\Delta p_{\max EN}$	600 kPa

Z výše uvedených hodnot maximálního dovoleného přetlaku je zřejmé, že nejnižší hodnota $\Delta p_{\max} = 600$ kPa, na kterou je třeba dimenzovat pojistný ventil.

Vzhledem ke skutečnosti, že veškerá otopná tělesa a zásobníkové ohřivače jsou umístěna v jedné hladině společně s kotlem, není třeba přepočítávat tlaky do manometrické hladiny.

Vzhledem k tomu, že není třeba držet přetlak soustavy vysoko, horizontální soustava se všemi rozvody v přízemí minimalizuje možnost zavzdušňování, volím pojistný ventil s otevíracím přetlakem $\Delta p_{ot} = 3$ bar od firmy REGULUS typ PV 3 3/4“X1“ F/F.

Minimální průměr pojistného potrubí d_{min} pro situaci, kdy nemůže dojít k vývinu páry:

$$d_{min} = 10 + 0,6 * \sqrt{Q_k} = 10 + 0,6 * 60 = 46 \text{ mm}$$

z čehož plyne volba pojistného potrubí 54x2 se světlostí 50 mm.

Pojistný ventil pro kotel sálavých panelů

Tab. 15.1.2 Hodnoty maximálních přetlaků jednotlivých částí otopné soustavy

$\Delta p_{max\ k}$	2000 kPa
$\Delta p_{max\ SP}$	600 kPa
$\Delta p_{max\ EN}$	600 kPa
$\Delta p_{max\ \check{C}}$	1000 kPa
$\Delta p_{max\ KK}$	1600 kPa
$\Delta p_{max\ TRS}$	600 kPa
$\Delta p_{max\ INOFLEX}$	1000 kPa

Z výše uvedených hodnot vyplývá, že minimální hodnota maximálního dovoleného přetlaku, na kterou je třeba ventil dimenzovat je $\Delta p_{max} = 600$ kPa.

Jediný prvek soustavy, který je třeba přepočítat do manometrické hladiny, jsou sálavé panely, které jsou zavěšeny ve výšce $\Delta h = 6$ m nad úrovní kotle.

$$\Delta p_{max\ SP, skut} = \Delta p_{max\ SP} + \Delta h * \rho * g = 600 + (6 * 985 * 10) * 10^{-3} = 659,1 \text{ kPa}$$

kPa

Volím opět pojistný ventil od firmy REGULUS typ PV 3 3/4“X1“ F/F s otevíracím přetlakem $\Delta p_{ot} = 3$ bar.

Minimální průměr pojistného potrubí d_{min} pro situace, kdy nemůže dojít k vývinu páry:

$$d_{min} = 10 + 0,6 * \sqrt{Q_k} = 10 + 0,6 * 200 = 115 \text{ mm}$$

z čehož vychází volba průměru pojistného potrubí 133x4,5.

14.2 Návrh expanzních nádob pro otopné soustavy

Expanzní nádoby vyrovnávají změny objemu teplotně roztažené látky a zajišťují přetlak v soustavě v předepsaném rozmezí.

14.2.1 Návrh expanzní nádoby pro soustavu s otopnými tělesy a zásobníkovými ohříváči

Nejnižší dovolený přetlak v soustavě vzhledem k výšce nejvyššího bodu soustavy $\Delta h = 3,52 \text{ m}$ vypočítám:

$$\Delta p_{ddov} = 1,1 * \Delta h * \rho * g = (1,1 * 3,52 * 985 * 10) * 10^{-3} = 38,2 \text{ kPa} \approx 40 \text{ kPa}$$

Stupeň využití expanzní nádoby:

$$\eta = \frac{p_{hdov,abs} - p_{ddov,abs}}{p_{hdov,abs}}$$

kde $p_{hdov,abs}$ [kPa] je absolutní maximální dovolený přetlak, na který je dimenzována expanzní nádoba

$p_{ddov,abs}$ [kPa] je absolutní nejvyšší statický tlak v otopné soustavě

$$\eta = \frac{400 - 140}{400} = 0,65$$

Celkový objem vody v otopné soustavě $V_o = 572 \text{ l} = 0,572 \text{ m}^3$

Objem expanzní nádoby se vypočítá ze vztahu:

$$V_{EN} = 1,3 * V_o * n * \frac{1}{\eta}$$

kde n je součinitel zvětšení objemu vody

$$V_{EN} = 1,3 * 0,572 * 0,0253 * \frac{1}{0,65} = 0,0289 \text{ m}^3 = 28,9 \text{ l}$$

Expanzní nádobu volím takovou, aby její objem byl vyšší než objem vypočítaný. Pro tento případ volím nádobu od firmy REGULUS typ HS035 s objemem 35 l.

14.2.2 Návrh expanzní nádoby pro soustavu se sálavými panely

Nejnižší dovolený přetlak v soustavě vzhledem k výšce nejvyššího bodu soustavy $h = 6 \text{ m}$ vypočítám:

$$\Delta p_{ddov} = 1,1 * \Delta h * \rho * g = (1,1 * 6 * 985 * 10) * 10^{-3} = 65 \text{ kPa}$$

Stupeň využití expanzní nádoby:

$$\eta = \frac{p_{hdov,abs} - p_{ddov,abs}}{p_{hdov,abs}} = \frac{400 - 165}{400} = 0,59$$

Celkový objem otopné vody v okruhu $V_o = 3277 \text{ l} = 3,277 \text{ m}^3$

Objem expanzní nádoby:

$$V_{EN} = 1,3 * V_o * n * \frac{1}{\eta} = 1,3 * 3,277 * 0,0321 * \frac{1}{0,59} = 0,232 \text{ m}^3 = 232 \text{ l}$$

Dle uvedeného výpočtu volím expanzní nádobu takovou, aby její objem byl větší než objem vypočítaný. Pro tento případ volím expanzní nádobu REGULUS typ HS250 s objemem 250 l.

15 ODPLYNĚNÍ SOUSTAV

K odplynění soustav otopných okruhů jsem navrhl použití automatických odvzdušňovacích ventilů od firmy REGULUS typ OV2-3/8 ZV. Tyto ventily jsou umístěny v nejvyšších místech okruhů, aby byla zaručena jejich správná funkce.

Dalším místem, kde se může jímat vzduch, jsou desková otopná tělesa. Ty jsou však vybavena svým vlastním, ručně ovládaným, odvzdušňovacím ventilem, tudíž k jejich odvzdušnění je nutný zásah obsluhy. Odvzdušnění je třeba provést důkladně při uvádění do provozu.

16 OBĚHOVÁ ČERPADLA

Oběhová čerpadla slouží k dopravě otopné vody od zdroje tepla k otopným tělesům. Čerpadlo rovněž musí být schopno překonat veškeré tlakové ztráty v potrubí, takže musí být dimenzováno na dostatečný dopravní tlak, v němž jsou právě tyto tlakové ztráty započítány.

V tomto případě jsem navrhl použít oběhová čerpadla od firmy GRUNDFOS.

Dopravní výška H [m] čerpadla se vypočítá ze vztahu:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho * g}$$

kde Δp [Pa] je celková tlaková ztráta okruhu, v němž je čerpadlo umístěno

ρ [kg/m³] je hustota otopné vody

g [m/s²] je gravitační zrychlení

Tab. 17 Použitá čerpadla GRUNDFOS

Okruh	Typ čerpadla	Dopravní výška [m]	Dopravní množství [m ³ /h]
Primární okruh pro otopná tělesa	MAGNA 1 25-60	2,46	5,47
Topný okruh	MAGNA 1 25-60	4,63	2,27
TV1	ALPHA2 L 25-40 130	1,30	1,69
TV2	ALPHA2 L 25-40 130	1,30	1,69
Okruh pro sálavé panely	MAGNA3 40-100 F	4,25	16,4

Detailní charakteristiky jednotlivých oběhových čerpadel jsou vloženy v PDF souborech na přiloženém CD ve složce Přílohy

17 KOMÍNOVÁ TECHNIKA

Pro zajištění odvodu spalin je nutné správně dimenzovat komín tak, aby byl zajištěn požadovaný minimální tah komína pro správnou funkci kotle. Nebude-li mít komín minimální požadovaný tlak udávaný výrobcem kotlů, u těchto kotlů pak nebude dosaženo jejich plného výkonu a kvality spalování, z čehož pak plynou zvýšené emise škodlivých látek do ovzduší a větší kouřivost. Komíny musí splňovat normy ČSN 73 4201 Komíny a kouřovody - Navrhování, provádění a připojování spotřebičů paliv.

Pro tento případ je nutné zajistit tah komína minimálně 10 až 15 Pa (viz Tab. 13.2.1 Vlastnosti kotel OPOP Biopel 60 kW a Tab. 13.2.2 Vlastnosti kotle OPOP Biopel

200 kW)). Dále dle diagramů výrobce volím průměr komína pro 60 kW kotel 150 mm a pro 200 kW 200 mm.

18 POTŘEBA TEPLA A PALIVA

Potřeba tepla udává, kolik je zapotřebí tepla na vytápění budovy za určité období. Pomocí výhřevnosti daného paliva a výkonu kotle je možné spočítat, kolik energie resp. kolik paliva je potřeba ke krytí tepelných ztrát objektu a ohřevu teplé vody.

Z celkové hmotnosti je pak možné snadno vypočítat celkové náklady na palivo podle jeho aktuálních cen.

18.1 Potřeba tepla pro administrativní přístavek a ohřev TV

Tab. 19.1 Souhrn informací potřebných k výpočtu potřeby tepla

Popis	Označení	Hodnota
Tepelná ztráta objektu	Q_{cA}	24 kW
Lokalita objektu	-	Cvrčovice (okres Brno-venkov)
Počet dnů otopného období	d_{ot}	232
Venkovní výpočtová teplota	t_e	-12 °C
Průměrná vnitřní teplota	t_{is}	18,3 °C
Průměrná venkovní teplota	t_{es}	4,4 °C
Koeficient nesoučasnosti	ε	0,90
Účinnost kotle	η_k	0,906
Účinnost regulace	η_r	0,9
Účinnost rozvodu	η_{rz}	0,95

Potřeba tepla za otopné období $Q_{VYT,d}$ [GJ/ot.obd.]:

$$Q_{VYT,d} = \frac{\varepsilon}{\eta_r * \eta_{rz}} * \frac{24 * D * Q_c}{t_{is} - t_e} * 3,6 * 10^{-3}$$

kde D [K*dny] jsou vytápěcí denostupně:

$$D = d * (t_{is} - t_{es}) = 232 * (18,3 - 4,4) = 3225 \text{ K} * \text{den}$$

$$Q_{VYT,d} = \frac{0,9}{0,9 * 0,95} * \frac{24 * 3225 * 24}{18,3 - (-12)} * 3,6 * 10^{-3} = 232,3 \text{ GJ/ot. obd}$$

Potřeba tepla na ohřev teplé vody za otopné období je (dle kapitoly 9.1) Q_{TV} [GJ/ot.obd]:

$$Q_{TV} = 599,2 \text{ GJ/ot. obd}$$

Z výše uvedených hodnot spočítám celkovou potřebu tepla pro administrativní přístavek a ohřev TV $Q_{celk.VYT}$ [GJ/ ot.obd]:

$$Q_{celk.VYT} = Q_{VYT,d} + Q_{TV} = 232,3 + 599,2 = 831,5 \text{ GJ/ot.obd}$$

přepočteno na MWh/ ot.obd:

$$Q_{celk.VYT} = 230,9 \text{ MWh/ot.obd}$$

18.2 Potřeba tepla pro výrobní halu

Tab. 19.2 Souhrn informací potřebných k výpočtu potřeby tepla

Popis	Označení	Hodnota
Tepelná ztráta objektu	Q_{CH}	160 kW
Lokalita objektu	-	Cvrčovice (okres Brno-venkov)
Počet dnů otopného období	d_{ot}	232
Venkovní návrhová teplota	t_e	-12 °C
Průměrná vnitřní teplota	t_{is}	18 °C
Průměrná venkovní teplota	t_{es}	4,4 °C
Koeficient nesoučasnosti	ε	0,90
Účinnost kotle	η_k	0,955
Účinnost regulace	η_r	0,9
Účinnost rozvodu	η_{rz}	0,95

Potřeba tepla za otopné období $Q_{VYT,d}$ [GJ/ ot.obd]:

$$Q_{VYT,d} = \frac{\varepsilon}{\eta_r * \eta_{rz}} * \frac{24 * D * Q_c}{t_{is} - t_e} * 3,6 * 10^{-3}$$

kde D [K*dny] jsou vytápěcí denostupně:

$$D = d * (t_{is} - t_{es}) = 232 * (18 - 4,4) = 3155 \text{ K} * \text{den}$$

$$Q_{VYT,d} = \frac{0,9}{0,9 * 0,95} * \frac{24 * 3155 * 160}{18 - (-12)} * 3,6 * 10^{-3} = 1530,3 \text{ GJ/ot. obd}$$

přepočteno na MWh/ ot.obd:

$$Q_{celk.VYT} = 425,1 \text{ MWh/ot. obd}$$

18.3 Hmotnost a cena pelet potřebných pro vytápění administrativního přístavku za otopné období

Hmotnost pelet m_{pA} [kg] potřebných pro vytápění administrativního přístavku se vypočítá ze vztahu:

$$m_{pA} = \frac{Q_{celk,VYT}}{H_{MJ} * \eta_{k1}}$$

kde $Q_{celk.VYT}$ [MJ/ ot.obd] je roční potřeba tepla na vytápění

H_{MJ} [MJ/kg] je výhřevnost dřevěných pelet

η je účinnost kotle

pro tento případ:

$$m_{pA} = \frac{831500}{17 * 0,906} = 53758 \text{ kg} \approx 53,8 \text{ t}$$

Vypočítaná hmotnost pelet závisí na výhřevnosti daného typu pelet. Pokud bude použito kvalitnějších pelet s vyšší hodnotou výhřevnosti H_{MJ} , bude hmotnost pelet nepatrně nižší. Při použití pelet s nižší hodnotou výhřevnosti H_{MJ} , bude hmotnost pelet naopak vyšší.

Cena pelet C_{pA} [Kč] se pak snadno stanoví podle aktuálního ceníku. Jako příklad uvedu výpočet ceny pelet pro cenu 5200 Kč/t bukových pelet:

Celková cena pelet C_{pA} [Kč] za výše vypočítané množství:

$$C_{pA} = m_{pA} * 5200 = 53,8 * 5200 = 279760 \text{ Kč}$$

18.4 Hmotnost a cena pelet potřebných pro vytápění haly za otopné období

Při výpočtu postupuji stejným způsobem jako v předchozí kapitole.

Hmotnost m_{pH} [kg] pelet je tedy:

$$m_{pH} = \frac{1530300}{17 * 0,955} = 94259 \text{ kg} \approx 94,3 \text{ t}$$

Cena C_{pH} [Kč] při uvažování stejných podmínek:

$$C_{pH} = 94,3 * 5200 = 490360 \text{ Kč}$$

18.5 Celková hmotnost a cena pelet pro vytápění objektu za otopné období

Celková hmotnost pelet m_p [t]:

$$m_p = m_{pA} + m_{pH} = 53,8 + 94,3 = 148,1 \text{ t}$$

Celková cena pelet C_p [Kč]:

$$C_p = C_{pA} + C_{pH} = 279760 + 490360 = 770120 \text{ Kč}$$

19 REGULACE

Oba kotle budou regulovány na konstantní teplotu dle nominálního teplotního spádu. Výkon kotlů je plynule regulován tak, aby výstupní teplota byla konstantní.

K regulaci otopné soustavy s otopnými tělesy slouží termostatické čidlo umístěné v referenční místnosti, podle kterého je regulován trojcestný ventil. K místní regulaci slouží termostatické hlavice umístěné na každém otopném tělese. Sepnutí čerpadla na okruzích zásobníkových ohřivačů se řídí teplotním čidlem umístěným na každém ohřivači.

Regulaci okruhu sálavých panelů zajišťuje regulátor s připojeným čidlem výsledné teploty umístěným na neosluněném místě v dostatečné vzdálenosti od otevíraných vrat ve výšce cca 1,5 m. Podle signálu čidla se spíná trojcestný směšovací ventil a oběhové čerpadlo.

20 ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout řešení vytápění průmyslové haly a administrativního přístavku pomocí sálavých panelů a otopných těles.

Tepelné ztráty tohoto objektu byly počítány podle normy ČSN 06 0210, která již sice není platná, nicméně je možné podle ní stále tepelné ztráty počítat, neboť jejím použitím se nedopouštíme chyby ve výpočtu. Dle tohoto výpočtu jsem vypočítal tepelnou ztrátu výrobní haly $Q_{CH} = 160 \text{ kW}$ a administrativního přístavku $Q_{CA} = 24 \text{ kW}$.

K vytápění administrativního přístavku jsem navrhl použití dvoutrubkové otopné soustavy s nuceným oběhem vody a deskovými otopnými tělesy typu RADIK VK a RADIK KLASIK od firmy KORADO, jejichž rozměry jsem volil s ohledem na příznivé umístění pod okny, aby obracely směr chladného proudění od oken a zabráňovaly tak vzniku chladné vrstvy vzduchu v oblasti nohou, zároveň však tak, aby jejich výkon byl dostatečně vysoký k pokrytí tepelných ztrát jednotlivých místností. Každé těleso je vybaveno vlastním odvzdušňovacím ventilem, osazeno termostatickým regulačním ventilem s termostatickou hlavicí a regulačním šroubením od firmy IMI HYDRONIC ENGINEERING. Teplotní spád otopné soustavy $75/65 \text{ °C}$ byl volen s ohledem na minimální teplotu zpátečky 65 °C kvůli zabránění nízkoteplotní korozi kotle. Rozvod otopné vody zajišťuje měděné potrubí zaizolované pomocí termoizolačních trubic od firmy MIRELON a uložené v podlaze objektu.

Jako zdroj tepla pro tuto otopnou soustavu jsem zvolil kotel na dřevěné pelety od firmy OPOP typ BIOPEL 60 kW, který je i zdrojem tepla pro dva zásobníkové ohřivače o objemu 1000 l od firmy REGULUS typ RBC1000. Primární okruh kotle, jehož součástí je termostatický směšovací ventil od firmy REGULUS zajišťující minimální teplotu zpátečky 65 °C a oběhové čerpadlo od firmy GRUNDFOS typ MAGNA 1 25 60, přivádí vodu do rozdělovače, ze kterého vychází okruh pro otopná tělesa a okruh pro každý zásobníkový ohřivač vody. Okruh otopných těles je vybaven trojcestným směšovacím ventilem od firmy SIEMENS typ VXP45.32-16 vybaveným servopohonem SSC31 a řídicí jednotkou. O oběh vody se stará oběhové čerpadlo GRUNDFOS typ MAGNA 1 25-60. Okruhy zásobníkových ohřivačů jsou rovněž vybaveny oběhovým čerpadlem od stejného výrobce typ ALPHA2 L 25-40 130. Všechny okruhy včetně primárního jsou vybaveny automatickými odvzdušňovacími ventily umístěnými v nejvyšších místech rozvodu.

K zabezpečení soustavy je použito tlakové expanzní nádoby REGULUS HS035 s objemem 35 l. Ochranu proti překročení maximálního dovoleného přetlaku zajišťuje pojistný ventil od firmy REGULUS s otevíracím přetlakem 3 bar, který je umístěn u zdroje tepla.

K vytápění výrobní haly jsem navrhl použití sálavých panelů šířky 750 mm od firmy KOTRBATÝ s teplotním spádem 85/65 °C. Panely budou umístěny do čtrnácti třicetimetrových pásů ve výšce 6 metrů od podlahy mezi příčnými vazníky. S ohledem na přenos tepla je těchto 14 pásů zapojeno do sedmi okruhů, kde každé 2 pásy tvoří jeden topný okruh. Umístění pásů je provedeno tak, aby nebránily světelnému toku ze střešních světlíků. Rozvod vody je zajištěn pomocí ocelového potrubí a k jeho hydraulickému vyvážení jsem použil tzv. Tichelmannova zapojení, při kterém dochází k přirozenému hydraulickému vyvážení soustavy a není tedy nutné použít dodatečné regulační ventily.

Zdrojem tepla pro tuto soustavu je kotel na dřevěné pelety OPOP BIOPEL 200 kW. O oběh vody se stará oběhové čerpadlo GRUNDFOS typ MAGNA3 40-100 F.

Soustava je zabezpečena tlakovou expanzní nádobou REGULUS HS250 o objemu 250 l zdroj tepla je chráněn proti překročení maximálního dovoleného přetlaku pojišťovacím ventilem téže značky a otevíracím přetlakem 3 bar.

Větrání kotelný, která je společná pro oba kotle, je zajištěno přirozenou cestou pomocí otvorů ve venkovní stěně. Ohřev vzduchu a jeho filtrace není nutná.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- L1 BAŠTA, Jiří. Regulace vytápění. Praha Nakladatelství ČVUT, 2002. 99s.
ISBN 80-01-02582-9
- L2 HORÁK, Jirka. Úvod do teorie spalování tuhých paliv.
<http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/spalovani-tuhych-paliv.pdf>
- L3 KOTRBATÝ a kol. Vytápění průmyslových a velkoprostorových objektů. Serie 14 článků. TZB-info, www.tzb-info.cz
- L4 LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Metoda výpočtu potrubní sítě pomocí jednotkového hmotnostního průtoku. TZB-Info. 5.9.2000,
<http://www.tzb-info.cz/12489-metoda-vypoctu-potrubni-site-pomoci-jednotkoveho-hmotnostniho-prutoku>
- L5 LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Třecí charakteristika měděného potrubí. TZB-Info. <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/20-treci-charakteristika-medeneho-potrubi>
- L6 NOVÝ, Richard. a kol. Technika prostředí. Praha Nakladatelství ČVUT, 2006. 267s. ISBN 80-01-03492-5.
- L7 Tabulka hustoty suchého vzduchu. TZB-Info. <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/70-hustota-suceho-vzduchu>
- L8 Vavříčka, Roman. Metody návrhu zásobníku teplé vody. TZB-Info. 3.10.2011
<http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/7885-metody-navrhu-zasobniku-teple-vody>

Použité firemní zdroje:

GRUNDFOS s.r.o.	www.grundfos.cz
IMI HYDRONIC ENGINEERING	www.imi-hydronic.com/cs/
KOTRBATÝ V.M.Z., spol. s r.o.	www.kotrbaty.cz
KORADO, a.s.	www.korado.cz
MEIBES s.r.o.	www.meibes.cz
MIREL VRATIMOV a.s.	www.mirelon.cz
OPOP s.r.o.	www.opop.cz
REGULUS spol. s r.o.	www.regulus.cz
SIEMENS s.r.o.	www.siemens.cz
TZB-Info	www.tzb-info.cz

Použité normy:

ČSN 06 0210	Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění
ČSN 06 0320	Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování
ČSN 73 4201	Komíny a kouřovody - Navrhování, provádění a připojování spotřebičů paliv

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 - Program pro výpočet tepelných ztrát (CD)
- Příloha 2 - Program společnosti KORADO pro přepočítání výkonu otopných těles (CD)
- Příloha 3 - Programy pro výpočet tlakových ztrát jednotlivých okruhů soustavy s otopnými tělesy a zásobníkovými ohřivači teplé vody (CD)
- Příloha 4 - Program KOTRBATÝ pro návrh sálavých panelů včetně výpočtu tlakových ztrát (CD)

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

5-TZSI-2015-1	UMÍSTĚNÍ OTOPNÝCH SOUSTAV
5-TZSI-2015-2	SCHÉMA ZAPOJENÍ KOTLE 1
5-TZSI-2015-3	ROZVINUTÉ SCHÉMA OTOPNÝCH TĚLES
5-TZSI-2015-4	SCHÉMA ZAPOJENÍ KOTLE 2