

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**PŘÍPADOVÁ ANALÝZA  
POUŽITELNOSTI VODNÍCH  
SÁLAVÝCH PANELŮ PRO  
CHLAZENÍ PRŮMYSLOVÉ HALY**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

KONSTANTIN KOROLEV

4 – BS – 2020



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Korolev Jméno: Konstantin Osobní číslo: 469209  
 Fakulta/ústav: Fakulta strojní  
 Zadávací katedra/ústav: Ústav techniky prostředí  
 Studijní program: Strojirenství  
 Studijní obor: Technika životního prostředí

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Případová analýza použitelnosti vodních sálavých panelů pro chlazení průmyslové haly**

Název bakalářské práce anglicky:

**Case Analysis of Water Radiant Panels' Utilisation for Cooling of an Industrial Hall**

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete sálavé vytápění průmyslové haly a přilehlého administrativního přístavku se zdrojem tepla, plynovou kotelnou. Posudte možnosti využití navržených sálavých panelů pro režim chlazení. Ukažte na projektu zadaného objektu, jaké zásahy by využití panelů pro režim chlazení znamenali pro režim vytápění. Za zdroj chladu uvažujte vzduchem chlazenou venkovní jednotku. Posudte dosažitelné chladicí výkony i nutná související opatření. Získané výsledky podrobte diskuzi.

Seznam doporučené literatury:

BAŠTA, Jiří. Velkoplošné sálavé vytápění: podlahové, stěnové a stropní vytápění a chlazení. Praha: Grada, 2010. Stavitel. ISBN 978-80-247-3524-5.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jindřich Boháč, Ph.D., Ú 12116**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

**Ing. Ondřej Hojer, Ph.D., KOTRBATÝ V.M.Z., s.r.o.**

Datum zadání bakalářské práce: 30.04.2020

Termín odevzdání bakalářské práce: 31.07.2020

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Jindřich Boháč, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhál, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.04.2020  
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## **SOUHRN**

Úkolem této práce je zpracovat projekt na vytápění průmyslové haly s administrativním přístavkem pomocí sálavých panelů a otopných těles a posoudit, zda by bylo možné použít sálavé panely i pro chlazení průmyslové haly v letním období.

## **SUMMARY**

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 and assess whether the radiant panels are also applicable for cooling of the industrial hall in the summer.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Případová analýza použitelnosti vodních sálavých panelů pro chlazení průmyslové haly“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Hojera, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze .....

Korolev Konstantin

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu, Ing. Ondřeji Hojerovi Ph.D., za poskytnuté materiály, rady a připomínky k vypracování bakalářské práce.

SOUHRN .....	3
SUMMARY .....	3
SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ:.....	8
1 ÚVOD .....	12
2 POPIS OBJEKTU .....	12
2.1 Základní údaje .....	12
2.2 Skladba stavebních konstrukcí .....	12
3 TEPELNÉ ZTRÁTY .....	13
3.1 Teorie .....	13
3.1.1 Celková tepelná ztráta .....	13
3.1.2 Tepelná ztráta prostupem .....	13
3.1.3 Tepelná ztráta větráním .....	14
3.2 Tepelná ztráta halového prostoru .....	14
3.3 Tepelná ztráta administrativního přístavku .....	15
4 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ ADMINISTRATIVNÍHO PŘÍSTAVKU .....	17
4.1 Druh otopné soustavy .....	17
4.2 Materiál rozvodů .....	17
4.3 Izolace .....	17
5 NÁVRH OTOPNÝCH TĚLES .....	18
5.1 Obecný návrh .....	18
5.2 Přepočet výkonu otopných těles .....	19
6 HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SOUSTAVY OTOPNÝCH TĚLES A VYVÁŽENÍ .....	20
6.1 Návrh průměru potrubí .....	20
6.2 Tlaková ztráta třením .....	21
6.3 Celková tlaková ztráta .....	21
6.4 Vyvážení .....	22
7 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ HALY .....	23
7.1 Druh otopné soustavy .....	23
7.2 Materiál rozvodu .....	23
7.3 Izolace rozvodu .....	23
8 SÁLAVÉ PANELY .....	23

8.1	Návrh sálavých panelů .....	24
9	HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SÁLAVÝCH PANELŮ.....	25
9.1	Návrh průměrů potrubí a vyvážení .....	25
10	CHLAZENÍ ZÁVĚSNÝMI PANELY .....	26
11	TEPELNÉ ZISKY .....	27
11.1	Výpočet .....	27
11.1.1	Celková tepelná zátěž .....	27
12	CHLAZENÍ .....	28
12.1	Chladicí výkon panelů.....	28
12.2	Zdroj chladu .....	29
13	MÍSTNOST PRO VYTÁPĚNÍ.....	30
13.1	Volba kotlů.....	30
13.2	Větrání technické místnosti.....	31
13.3	Návrh čerpadel .....	32
13.4	Návrh expanzní nádoby.....	33
13.5	Rozdělovač.....	34
13.5.1	Větev pro vytápění / chlazení výrobní haly .....	34
13.6	Primární okruh pro vytápění .....	35
14	ZÁVĚR .....	36
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	39
	SEZNAM POUŽITÝCH NOREM.....	39
	SEZNAM FIREMNÍCH ZDROJŮ.....	40
	SEZNAM TABULEK .....	40
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	41
	SEZNAM PŘÍLOH.....	41
	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	41

**SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ:**

B	šířka panelu	[m]
H	součinitel tepelné ztráty	[W/K]
L	délka	[m]
$\dot{M}$	hmotnostní průtok	[kg/s]
N	počet	[-]
Q	tepelný výkon	[W]
	tepelná zátěž	[W]
R	měrná tlaková ztráta třením	[W/m <sup>2</sup> K]
U	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> K]
V	objem	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> /s]
$\Phi$	tepelná ztráta, návrhový tepelný výkon	[W]
$\theta$	teplota	[°C]
c	podíl rozdílu teplot	[-]
$c_p$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kgK]
d	průměr potrubí	[m]
f	opravný součinitel	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
h	výška	[m]
$k_{vs}$	jmenovitý průtok armaturou při maximálním otevření a tlakové ztrátě 100 kPa	[m <sup>3</sup> /h]
l	výpočtová délka	[m]



n	součinitel zvětšení objemu	[-]
	teplotní exponent otopných těles	[-]
p	tlak	[Pa]
q	měrný tepelný výkon sálavého panelu	[W/m]
t	teplota	[°C]
w	rychlost proudění	[m/s]
$\Delta$	rozdíl dvou hodnot	[-]
$\eta$	stupeň využití expanzní nádoby	[-]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\xi$	součinitel místní ztráty	[-]

**Indexy**

EN	expanzní nádoba
CH	chladicí
N	nominální
T	prostup tepla
$T_{ie}$	návrhová tepelná ztráta prostupem mezi vnitřním a venkovním prostředím
$T_{ig}$	návrhová tepelná ztráta prostupem do země
$T_{ij}$	návrhová tepelná ztráta prostupem do sousední vytápěné místnosti
$T_{iue}$	návrhová tepelná ztráta prostupem přes nevytápěnou místnost do venkovního prostředí
V	větrání
c	celkový
c, A	celkový, administrativní přístavek
c, Ai	celkový, administrativní přístavek, jednotlivé místnosti
c, H	celkový, výrobní hala
d	dolní hodnota
dov	dovolená hodnota
e	venkovní, výpočtová tepelný zisk od strojů
h	horní hodnota
hu	zátopový tepelný výkon
i	teplo, produkované lidí jednotlivá místnost vnitřní
inf	infiltrace

inst	instalovaný
int,i	vnitřní výpočtová
m	místní ztráty
max	maximální hodnota
min	minimální určený hygienický požadavek
ok	okno
opt	optimální
ot	otevřací
s	soustava
skut	skutečná hodnota
sv	svítidla
s1	venkovní stěny
s2	vnitřní stěny
s3	strop
s4	podlaha
ti	otopná tělesa instalovaná
tr	tlakové ztráty třením
v	ventilátor
w1	teplonosná látka, přívod
w2	teplonosná látka, zpátečka
zdr	zdroj tepla
$\Delta t$	teplotní rozdíl

## 1 ÚVOD

Hlavním cílem této práce je návrh vytápění průmyslové haly závěsnými sálavými panely a posouzení vhodnosti jejich využití pro chlazení této haly. Dalším úkolem je návrh vytápění přilehlého administrativního přístavku, ve kterém se nacházejí kanceláře, laboratoře, kuchyňka, jednací místnosti, šatna, sprcha i samotná kotelna. Administrativní přístavek bude mít 4 samostatné otopné okruhy s deskovými otopnými tělesy. Jako zdroj tepla bude použit plynový kotel. Za zdroj chladu budeme uvažovat vzduchem chlazenou venkovní jednotku.

## 2 POPIS OBJEKTU

### 2.1 Základní údaje

Objekt se složen z jednopatrové nedělené výrobní haly obdélníkového půdorysu o rozměrech 15,4 x 42 m a dvoupatrového administrativního přístavku téměř čtvercového půdorysu o rozměrech 21 x 20 m.

Plocha výrobní haly: 629 m<sup>2</sup>

Plocha patra administrativního přístavku: 420 m<sup>2</sup>

### 2.2 Skladba stavebních konstrukcí

V projektu byla uvažována taková skladba jednotlivých konstrukcí, aby odpovídala požadovaným hodnotám součinitelů prostupu tepla, uvedeným v normě ČSN 73 0540 – 2. Byly uvažovány následující technické vlastnosti:

Tab. 2-1 Součinitele prostupu tepla

Typ konstrukce	U [W/m <sup>2</sup> .K]
Vnější stěna	0,30
Vnitřní stěna mezi prostory	2,70
Strop	0,24
Podlaha, přilehlá k zemině	0,45
Podlaha mezi 1. a 2. patrem	0,75
Vrata	3,5
Okna	1,5

### 3 TEPELNÉ ZTRÁTY

#### 3.1 Teorie

Výpočet tepelných ztrát byl proveden na doporučení vedoucího práce podle evropské normy ČSN EN 12831-1. Tato norma zahrnuje podrobný výpočet tepelných ztrát včetně tepelných mostů i zjednodušený výpočet. Vzhledem k zaměření práce byla zvolena zjednodušená metoda. Použitím této normy předpokládáme rovnoměrné rozložení teplot a kvazistacionární stav prostředí.

##### 3.1.1 Celková tepelná ztráta

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru (i)  $\Phi_i$  [W] se vypočte ze vztahu

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{hu,i} \quad [\text{W}],$$

kde  $\Phi_{T,i}$  [W] je návrhová tepelná ztráta prostupem;

$\Phi_{V,i}$  [W] je návrhová tepelná ztráta větráním;

$\Phi_{hu,i}$  [W] je zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru.

##### 3.1.2 Tepelná ztráta prostupem

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla se určuje ze vztahu

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

kde  $H_{T,ie}$  [W/K] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes obvodové konstrukce;

$H_{T,iue}$  [W/K] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do exteriéru přes nevytápěný prostor;

$H_{T,ig}$  [W/K] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy;

$H_{T,ij}$  [W/K] je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedícího vytápěného prostoru, který se vytápí na výrazně jinou teplotu;

$\theta_{int,i}$  [K] je vnitřní návrhová teplota vytápěného prostoru;

$\theta_e$  [K] je venkovní oblastní výpočtová teplota.

### 3.1.3 Tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním se pro vytápěný prostor vypočítá podle vztahu

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

kde  $H_{V,i}$  [W/K] je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním;

$\theta_{int,i}$  [K] je vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru;

$\theta_e$  [K] je venkovní oblastní výpočtová teplota.

Součinitel návrhové tepelné ztráty větráním se určuje ze vztahu

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p,$$

kde  $\dot{V}_i$  [m<sup>3</sup>/s] je objemový průtok větracího vzduchu;

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustota vzduchu při teplotě  $\theta_{int,i}$ ;

$c_p$  [J/kg.K] je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě  $\theta_{int,i}$ ;

Objemový průtok větracího vzduchu se určuje ze vztahu

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{inf,i}; \dot{V}_{min,i}) \quad [m^3/s],$$

kde  $\dot{V}_{inf,i}$  [m<sup>3</sup>/s] je objemový průtok vzduchu infiltrací;

$\dot{V}_{min,i}$  [m<sup>3</sup>/s] je minimální objemový průtok vzduchu určený hygienickými požadavky.

## 3.2 Tepelná ztráta halového prostoru

Pro zadanou oblast je venkovní oblastní výpočtová teplota  $\theta_e = -12$  °C.

Vnitřní výpočtová teplota  $\theta_{int,i} = 18$  °C.

Výpočet byl proveden pro místnosti -101- až -103-, ztráty místnosti -104- jsou zanedbatelné kvůli malým rozměrům a nepřítomnosti oken a venkovních dveří.

Výsledná tepelná ztráta halového prostoru byla stanovena výpočtem

$$\Phi_{c,H} = 30,85 \text{ kW} \approx 31 \text{ kW}$$

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

Tab. 3-1 Tepelné ztráty haly

Místnost	$\Phi_T$ [W]	$\Phi_V$ [W]	$\Phi_{hu}$ [W]	$\Phi_c$ [kW]
101	4554	8777	832	14,16
102	2594	5851	554	9,00
103	2491	4750	450	7,69
Celkem	10326	20256	1919	30,85

### 3.3 Tepelná ztráta administrativního přístavku

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.2, venkovní výpočtová teplota pro zadanou oblast je  $\theta_e = -12^\circ\text{C}$ .

Vnitřní výpočtová teplota byla stanovena  $\theta_{int,i} = 20^\circ\text{C}$ , za výjimkou místnosti -128- (v šatně je požadována vyšší teplota interiéru,  $\theta_{int,i} = 24^\circ\text{C}$ ) a místností -112-, -121-, -122-, -123-, -124-, -127-, -201-, -213-, -214-, -217-, -218- (v chodbách, záchodech, serveru a archivu naopak není zapotřebí tak vysoká vnitřní teplota,  $\theta_{int,i} = 15^\circ\text{C}$ ).

Pro místnosti s vnitřní výpočtovou teplotou  $\theta_i$  jinou, než  $20^\circ\text{C}$  byl proveden přepočít na skutečné podmínky pomocí opravného součinitele na teplotní rozdíl  $f_{\Delta t}$  [-].

Celý výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností byl proveden podle teorie, uvedené v kapitole 3.1.

Celý výpočet tepelných ztrát pro administrativní přístavek je přiložen na CD v Příloze 2.

Tab. 3-2 Tepelné ztráty jednotlivých místností administrativního přístavku

č. místnosti	$\theta_i$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$\Phi_T$ [W]	$\Phi_V$ [W]	$\Phi_{hu}$ [W]	$\Phi_c$ [W]	$\Phi_c / f_{\Delta t}$ [W]
-111-	10	126	73	179	378	
-112-	15	384	707	1355	2446	4615
-113-	20	1539	1155	2039	4733	
-115-	20	1254	1129	1988	4371	
-116-	20	289	272	479	1040	
-117-	20	375	317	559	1251	
-118-	20	659	263	463	1385	
-119-	20	403	262	462	1127	

-121-	15	292	402	826	1520	2868
-122-	15	130	179	367	677	1276
-123-	15	55	76	157	288	543
-124-	15	58	80	165	303	571
-125-	20	1084	461	812	2357	
-127-	15	166	229	470	865	1633
-128-	24	1174	383	605	2162	3088
-129-	20	593	328	578	1499	
-201-	15	569	1473	3024	5066	9558
-202-	20	533	235	414	1182	
-203-	20	550	343	604	1497	
-204-	20	497	322	567	1386	
-205-	20	672	329	579	1580	
-206-	20	631	360	633	1624	
-207-	20	440	350	616	1406	
-208-	20	440	350	616	1406	
-209-	20	440	350	616	1406	
-211-	20	527	357	628	1512	
-212-	20	806	372	654	1832	
-213-	15	34	106	219	359	677
-214-	15	72	227	466	765	1444
-215-	20	600	118	208	926	
-216-	20	1013	457	805	2275	
-217-	15	65	116	238	419	791
-218-	15	83	148	304	535	1010
-219-	20	288	122	216	626	
-221-	20	542	825	434	1801	
-222-	20	638	825	516	1979	

Celková tepelná ztráta administrativního přístavku  $\Phi_{c,A} = 56 \text{ kW}$ .



## 4 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ ADMINISTRATIVNÍHO PŘÍSTAVKU

### 4.1 Druh otopné soustavy

Pro dvoupatrový administrativní přístavek byla zvolena dvoutrubková otopná soustava horizontální s nuceným oběhem vody, uzavřená, s protiproudým zapojením otopných těles. Otopná soustava se skládá ze čtyř okruhů. Hlavní ležaté rozvody jsou vedené v podlaze. Vychází z rozdělovače, který se nachází v technické místnosti v prvním patře (místnost -116-). Zdrojem tepla pro otopnou soustavu jsou dva plynové kondenzační kotle společnosti Buderus, jejichž primární okruh vede teplo do rozdělovače, ze kterého jsou vedené okruhy pro otopnou soustavu. Oběhy jednotlivých okruhů zajišťují čerpadla od firmy Wilo.

### 4.2 Materiál rozvodů

Jako materiál rozvodu jednotlivých okruhů jsem zvolil uhlíkovou ocel, přesné trubky s lisovaným spojem společnosti Geberit. Ocel je tradičním materiálem pro potrubní sítě na vytápění. Tento druh materiálu má velmi dobré vlastnosti při dlouhodobém použití, nízký součinitel teplotní délkové roztažnosti  $\alpha$  a přijatelnou cenu. [3]

Hlavní nevýhodou tohoto materiálu je nižší odolnost proti korozi oproti ostatním materiálům. Základní opatření proti vzniku koroze jsou použití ochranného nátěru po celé délce a dodržení vhodného pH otopné vody (pro ocel  $\text{pH} = 10$ ).

### 4.3 Izolace

Pro snížení tepelných ztrát je nutná izolace potrubí. K tomuto účelu jsem zvolil čedičovou izolaci Izotub ALS s hliníkovou folií. Tento materiál má dobré izolační vlastnosti a dokáže velmi efektivně zabránit tepelným ztrátám. Jeho výhodou je zejména rychlá a snadná montáž, ale i dlouhá životnost.

## 5 NÁVRH OTOPNÝCH TĚLES

### 5.1 Obecný návrh

Pro pokrytí tepelných ztrát jednotlivých místností byla navržena desková otopná tělesa Radik VK od společnosti Korado. Počet a délku otopných těles jsem většinou volil stejné jako počet a délky oken (výjimkou jsou místnosti, kde by taková volba vedla k výraznému předimenzování instalovaného výkonu a snížení teplotního spádu by nedávalo smysl u jiných místností). Podle těchto údajů jsem volil vhodný typ a výšku otopných těles z katalogu výrobce, který je ke stažení na webových stránkách společnosti, tak, aby byla splněna podmínka

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

kde  $Q_{ti}$  je tepelný výkon otopných těles

$Q_{cAi}$  je tepelná ztráta jednotlivé místnosti

Tab. 5-1 Volba otopných těles pro jednotlivé místnosti administrativního přístavku

č. místnosti	Typ OT	Výška [mm]	Délka [mm]
-112-	VK20	500	3*2300
-113-	VK11	500	3*2300
-115-	VK11	600	2*2300+1*1100
-116-	VK11	500	1*1600
-117-	VK11	600	1*1600
-118-	VK11	500	1*2000
-119-	VK11	600	1*1400
-121-	VK11	600	2*1800
-122-	VK11	600	1*1600
-123-	VK11	500	1*800
-124-	VK11	400	1*1000
-125-	VK11	500	2*1800
-127-	VK11	700	1*1800
-128-	VK22	600	1*2300
-129-	VK11	500	1*2300
-201-	VK11	500	6*2300

-202-	VK11	500	1*1800
-203-	VK11	500	1*2300
-204-	VK11	500	1*2000
-205-	VK11	500	1*2300
-206-	VK20	500	1*2600
-207-	VK11	600	1*1800
-208-	VK11	600	1*1800
-209-	VK11	600	2*900
-211-	VK11	500	1*2300
-212-	VK11	600	1*2300
-213-	VK11	500	1*1000
-214-	VK11	600	1*1800
-215-	VK11	500	1*1400
-216-	VK11	400	2*2000
-219-	VK11	600	1*800
-221-	VK11	500	1*2600
-222-	VK20	500	1*3000

Teplotní spád podle doporučení vedoucího projektu byl zvolen 70/55 °C.

## 5.2 Přepočet výkonu otopných těles.

Jmenovitý výkon otopných těles se udává v katalogu výrobce při daném teplotním spádu a vnitřní výpočtové teplotě  $\theta_{\text{int},i} = 20$  °C. V tomto projektu jsou i místnosti s jinou vnitřní výpočtovou teplotou (viz kapitola 3.2). Pro tyto místnosti je potřeba provést přepočet výkonu otopných těles na jiné pracovní podmínky. Tento přepočet spočívá v násobení hodnoty výkonu otopného tělesa, uvedené v katalogu výrobce opravným součinitelem na teplotní rozdíl  $f_{\Delta t}$  [-]

$$f_{\Delta t} = \left[ \frac{\Delta t_{\text{skut}}}{\Delta t_N} \right]^n \quad [-],$$

kde  $\Delta t_{\text{skut}}$  je skutečný rozdíl teplot [K];

$\Delta t_N$  je nominální rozdíl teplot [K].

Pod nominálními podmínkami rozumíme podle normy ČSN EN 442 teplotu vstupní vody  $t_{w1} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ , teplotu výstupní vody  $t_{w2} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ , vnitřní výpočtovou teplotu vzduchu  $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Volba matematického modelu výpočtu rozdílu teplot závisí na hodnotě podílu rozdílu teplot  $c$  [-]:

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} \quad [-],$$

kde  $t_{w1}$  je teplota vstupní vody  $[\text{ }^\circ\text{C}]$

$t_{w2}$  je teplota výstupní vody  $[\text{ }^\circ\text{C}]$

$t_i$  je vnitřní výpočtová teplota vzduchu  $[\text{ }^\circ\text{C}]$

a) Pro  $c \geq 0,7$  platí

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i \quad [K]$$

b) Pro  $c < 0,7$  platí

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}} \quad [K]$$

Výsledné hodnoty přepočtených výkonů otopných těles lze nalézt v Tab. 3-2.

## 6 HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SOUSTAVY OTOPNÝCH TĚLES A VYVÁŽENÍ

Cílem výpočtu je stanovit průměry potrubí, přenášejících otopnou látku k otopným tělesům tak, aby byl zajištěn dostatečný průtok teplotnosné látky. V rámci tohoto projektu je teplotnosnou látkou voda.

Výpočet dimenzí potrubní sítě otopné soustavy jsem provedl metodou optimálních rychlostí. Pro teplovodní dvoutrubkovou soustavu jsem zvolil optimální rychlost vody  $w_{opt} = 0,5 \text{ m/s}$ .

### 6.1 Návrh průměru potrubí

Jako příklad výpočtu bude uveden výpočet průměru přívodního potrubí, vedoucího od rozdělovače k stoupače okruhu číslo 1.

Tepelný výkon  $Q_{c1}$ , který musí teplotně nosná látka přenést je  $Q_{c1} = 12,5 \text{ kW}$ .

Měrná tepelná kapacita otopné vody  $c = 4197 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ .

Teplotní spád je  $70/55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Hustota otopné vody  $\rho = 977,8 \text{ kg/m}^3$ .

Hmotnostní průtok otopné vody určíme ze vztahu

$$\dot{M} = \frac{Q_{c1}}{c \cdot \Delta t} = \frac{12500}{4197 \cdot 15} = 0,2 \text{ kg/s}$$

Spočítaný hmotnostní průtok dosadíme do vzorku pro výpočet optimálního vnitřního průměru potrubí  $d_{opt}$

$$d_{opt} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}}{\pi \cdot w_{opt} \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,5 \cdot 977,8}} = 22,8 \text{ mm}$$

Pro vypočtený optimální vnitřní průměr potrubí  $d_{opt}$  najdu v tabulce normalizované řady ocelového bezešvého potrubí dle ČSN 42 5715 nejbližší vhodný vnitřní průměr potrubí  $d_{skut}$ , což pro tento případ je  $d_{skut} = 25 \text{ mm}$  a potrubí řady 28x1,5 a vypočítám skutečnou rychlost proudění  $w_{skut}$  v potrubí při zvoleném průměru

$$w_{skut} = \frac{4 \cdot \dot{M}}{\pi \cdot d_{skut}^2 \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,025^2 \cdot 977,8} = 0,41 \text{ m/s}$$

## 6.2 Tlaková ztráta třením

Pro výpočet tlakových ztrát potrubí třením jsem použil vzorec

$$\Delta p_{tr} = R \cdot l \quad [\text{Pa}],$$

kde  $\Delta p_{tr}$  je tlaková ztráta třením [Pa];

$R$  je měrná tlaková ztráta třením [Pa/m];

$l$  je délka potrubí [m].

Hodnoty měrné tlakové ztráty třením  $R$  jsou čerpané z katalogu výrobce Geberit, který je ke stažení na webových stránkách společnosti.

## 6.3 Celková tlaková ztráta

Jako příklad bude uvedena výsledná tabulka vypočtených tlakových ztrát pro okruh číslo 1.

Celý výpočet tlakových ztrát pro administrativní přístavek je přiložen na CD v Příloze 3.

Tab. 6-1 Tlakové ztráty okruhu číslo 1

Úsek	L [m]	DN	w_real [m/s]	R [Pa/m]	$\Delta p_t$ [Pa]	Z [Pa]	$\xi$ [-]	$\Delta p_m$ [Pa]	$\Sigma \Delta p$ [Pa]
1	10,00	12,00	0,32	220,00	2200,00	52,07	3,00	156	2356
2	4,30	15,00	0,38	200,00	860,00	72,92	2,00	146	1006
3	1,55	18,00	0,38	147,00	227,85	71,51	3,00	215	442
4	2,54	22,00	0,36	94,00	238,76	63,93	3,00	192	431
5	1,80	28,00	0,41	83,00	149,40	82,15	2,00	164	314
6	0,67	12,00	0,32	220,00	147,40	52,07	3,00	156	304
7	0,67	12,00	0,32	220,00	147,40	52,07	3,00	156	304
8	1,20	12,00	0,32	220,00	264,00	52,07	4,00	208	472
9	1,60	18,00	0,49	229,00	366,40	117,81	4,00	471	838
10	3,70	18,00	0,37	141,00	521,70	68,49	1,00	68	590
11	2,70	15,00	0,37	180,00	486,00	69,84	2,00	140	626
12	5,30	12,00	0,32	208,00	1102,40	49,87	7,00	349	1452
13	0,66	12,00	0,32	208,00	137,28	49,87	3,00	150	287
14	0,66	12,00	0,32	208,00	137,28	49,87	3,00	150	287
15	0,66	12,00	0,30	208,00	137,28	43,56	3,00	131	268

#### 6.4 Vyvážení

Pro hydraulické vyregulování otopné soustavy jsem volil nastavení termostatických ventilů s radiátorovým připojením Multilux od firmy IMI Heimeier tak, aby rozdíl tlakových ztrát mezi jednotlivými otopnými tělesy nevycházel větší, než 3 kPa. Výpočet a nastavení termostatických ventilů je uveden v programu na výpočet tlakových ztrát

jednotlivých úseků v okruhu s otopnými tělesy, který je rovněž vložen na přiloženém CD v Příloze 3. Nastavení jednotlivých ventilů je patrné z projektové dokumentace.

## **7 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY PRO VYTÁPĚNÍ HALY**

### **7.1 Druh otopné soustavy**

V rámci tohoto projektu jsem navrhl použití závěsných sálavých panelů od společnosti Kotrbatý k vytápění průmyslové haly. Zdrojem tepla jsou stejně jako pro administrativní přístavek plynové kondenzační kotle od firmy Buderus. Oběh otopné vody zajišťuje čerpadlo od společnosti Wilo.

### **7.2 Materiál rozvodu**

Jako materiál rozvodu jsem zvolil stejně jako u soustavy pro vytápění administrativního přístavku uhlíkovou ocel, přesné trubky s lisovaným spojem společnosti Geberit. Hlavními důvody jsou vhodná cena a malý součinitel délkové teplotní roztažnosti. Ostatní výhody a nevýhody tohoto materiálu byly popsány v kapitole 4.2

### **7.3 Izolace rozvodu**

Vzhledem k velkým dopravním vzdálenostem je nutné minimalizovat tepelné ztráty izolací rozvodového potrubí. K tomuto účelu jsem zvolil čedičovou izolaci Izotub ALS s hliníkovou folií.

## **8 SÁLAVÉ PANELY**

Pro pokrytí tepelných ztrát průmyslové haly bylo navrženo sálavé vytápění pomocí sálavých panelů od společnosti Kotrbatý. Panely jsou zavěšené pomocí uzlových řetízků umístěny příčně ve výšce 5,7 m od podlahy do pásů různé délky v závislosti na délce jednotlivé místnosti mezi jednotlivými vazníky tak, aby nebránily průniku světla ze světlíků. Vzdálenost konců pásů od svislé stěny budovy je přibližně 1 m.

Vnitřní výpočtová teplota v hale je 18 °C.

## 8.1 Návrh sálavých panelů

Tepelné ztráty jednotlivých místnosti jsou uvedené v Tab. 3 – 1.

Jako příklad bude uveden výpočet pro místnost -101-.

Dle rozmístění světlíků uprostřed místnosti a doporučení vedoucího volím sudý počet sálavých pasů.

Délka místnosti -101- je 18 m, z toho volím délku jednoho pásu 16 m.

Jmenovitý měrný tepelný výkon  $q_0$  [W/m] se určuje ze vztahu:

$$q_0 = \frac{\Phi_c}{L_c} \quad [W/m],$$

kde  $\Phi_c$  je celková tepelná ztráta místnosti;

$L_c$  je celková délka pasů.

Výpočtem jsem zjistil, že vhodnější bude zvolit 2 pásy. Celková délka pasů  $L_c = 2 \cdot 16 = 32$  m. Požadovaný jmenovitý měrný tepelný výkon sálavého panelu  $q_0$  [W/m]:

$$q_0 = \frac{14160}{32} = 443 \quad [W/m]$$

Teplotní spád volím stejně jako u výpočtu pro administrativní přístavek 70/55 °C.

Pracovní rozdíl teplot, důležitý pro návrh sálavých panelů,  $\Delta t$  [K] se vypočte pomocí vztahu:

$$\Delta t = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_i = \frac{70 + 55}{2} - 18 = 45 \quad [K],$$

kde  $t_{w1}$  je teplota teplotonosné látky - přívod [°C];

$t_{w2}$  je teplota teplotonosné látky - zpátečka [°C];

$t_i$  je vnitřní výpočtová teplota vzduchu [°C].

Z vypočítaných hodnot  $q_0$  a  $\Delta t$  vychází volba panelu šířky 1050 mm o jmenovitém výkonu  $q_{0i} = 440$  W/m.

Po zpětném přepočtu z určeným měrným tepelným výkonem vychází skutečný výkon sálavých panelů  $Q_{c,i}$  [kW]:

$$Q_{c,i} = q_{0i} \cdot L = 440 \cdot 32 = 14,58 \quad [kW]$$

Z uvedeného výpočtu je zřejmé, že instalovaný výkon je vyšší, než tepelné ztráty což splňuje podmínku výpočtu.



V této místnosti se jeden pás bude skládat ze dvou šestimetrových a jednoho čtyřmetrového panelu. Spojení jednotlivých panelů je uvažováno pomocí lisovacích fitinek. Na koncových panelech jsou navařené registry. Zavěšení bude do střešní konstrukce.

Ve výpočtu se také uvažuje s výkonem registrů na konci sálavých pásů, které také předávají teplo do vytápěného prostoru.

Celý návrh sálavých panelů je přiložen na CD v Příloze 4.

Tab. 8 – 1 Návrh sálavých panelů pro jednotlivé místnosti

č. místnosti	$\Phi_c$ [kW]	Lpás [m]	N [-]	Lc [m]	q [W/m]	B [mm] - volba	qV,inst, p [W/m]	qV,inst, reg [W]	QV,inst [kW]
111	14,16	16	2	32	443	1050	440	124	14,58
112	9,00	10	4	40	225	450	212	47	8,86
113	7,69		4	26	296	600	270	65	7,54

## 9 HYDRAULICKÝ VÝPOČET POTRUBNÍ SÍTĚ SÁLAVÝCH PANELŮ

Cílem výpočtu je stanovit průměry potrubí, přenášející teplotonosnou látku k otopným tělesům tak, aby byl zajištěn dostatečný průtok k sálavým panelům. Pro hydraulické vyvážení soustavy jsem navrhl použití ventilů STAD, které jsou umístěné na zpátečce. Panely jsou rozděleny do 3 okruhů podle jednotlivých místností a jsou napojeny na hlavní přívodní a zpětné potrubí, vedoucí přes rozdělovač ke zdroji tepla.

### 9.1 Návrh průměrů potrubí a vyvážení

Při návrhu průměrů potrubí pro okruh sálavých panelů jsem také použil metodu optimální rychlosti jako při dimenzování potrubí pro otopná tělesa. Podrobný příklad výpočtu pomocí této metody je uveden v kapitole 6.1. Pro návrh jsem dbal na tepelné

ztráty jednotlivých místností (viz Tab. 3-1), teplotní spád 70/55 °C, měrnou tepelnou kapacitu vody  $c = 4197 \text{ J/kg.K}$  a optimální rychlost proudění teplotonosné látky  $w_{\text{opt}} = 0,5 \text{ m/s}$ .

Dále, po přepočítání skutečné rychlosti dle zvoleného průměru potrubí, jsem spočítal celkové tlakové ztráty všech potrubních úseků a pak jsem navrhl nastavení vyvažovacích ventilů STAD tak, abych vyrovnal tlakové ztráty mezi jednotlivými odbočkami.

Kompletní návrh potrubí a jeho tlakové ztráty jsou uvedeny v programu na CD v Příloze 5.

## 10 CHLAZENÍ ZÁVĚSNÝMI PANELY

Výhodou použití závěsných sálavých panelů k vytápění je možnost jejich přepnutí na režim chlazení v letním období. V režimu chlazení stropními panely protéká studená voda.

Osoby a předměty v místnosti předávají díky své vyšší povrchové teplotě teplo sáláním i směrem k sálavým panelům. Zároveň teplý vzduch v místnosti stoupá nahoru ke stropu a předává teplo chladicím stropním panelům. Ochlazený vzduch přirozeně klesá zpět do místnosti.

V režimu chlazení mají navíc systémy se závěsnými panely ve srovnání s běžnými klimatizačními zařízeními tu výhodu, že jejich provoz není spojen se vznikem silného proudění vzduchu, uživatele v místnosti neobtěžuje nepříjemný průvan, a mohou se tak cítit příjemněji.

U stropního chlazení však musíme dbát na to, aby povrchová teplota chladicí plochy byla vyšší, než je teplota rosného bodu vzduchu proudícího okolo chladicí plochy. Teplota chladicí vody přiváděné do panelů se volí tak, aby nedocházelo k orosování povrchu. [4]

## 11 TEPELNÉ ZISKY

### 11.1 Výpočet

Výpočet tepelné zátěže byl proveden podle normy ČSN 73 0548. Tato norma platí pro výpočet tepelné zátěže a tepelných zisků prostoru se stálou vnitřní teplotou.

#### 11.1.1 Celková tepelná zátěž

Celková tepelná zátěž ochlazovaného prostoru  $Q_c$  se stanoví ze vztahu:

$$Q_c = Q_i + Q_{sv} + Q_e + Q_v + Q_{ok} + Q_{s1} + Q_{s2} + Q_{s3} + Q_{s4} \quad [kW],$$

kde  $Q_i$  je produkce tepla od lidí [kW];

$Q_{sv}$  je produkce tepla svítidel [kW];

$Q_e$  je produkce tepla strojů [kW];

$Q_v$  je produkce tepla ventilátorů [kW];

$Q_{ok}$  je tepelné zisky okny [kW];

$Q_{s,1}$  je tepelné zisky venkovními stěnami [kW];

$Q_{s,2}$  je tepelné zisky vnitřními stěnami [kW];

$Q_{s,3}$  je tepelné zisky stropem [kW];

$Q_{s,4}$  je tepelné zisky podlahou [kW].

Pro návrh byly uvažovány následující vstupní údaje:

- Počet lidí: 1 osoba na 10 m<sup>2</sup> plochy místností
- Produkce tepla jednou osobou: 66 W
- Teplo od svítidel: 10 W/m<sup>2</sup> podlahové plochy
- Teplo od strojů: 10 kW pro každou místnost
- Teplo od ventilátorů: 300 W pro každou místnost
- Celková intenzita sluneční radiace  $I_0$ : 435 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita difúzní sluneční radiace  $I_0$ : 405 W/m<sup>2</sup>
- Součinitel prostupu tepla oknem  $U_0$ : 1,5 W/m<sup>2</sup>.K

Výsledné tepelné zisky jednotlivých místností halového prostoru jsou uvedené v tabulce

Tab. 11 – 1 Tepelné zisky jednotlivých místností haly

.	<b>-101-</b>	<b>-102-</b>	<b>-103-</b>
<b>Qlidi [W]</b>	1782	1188	990
<b>Qsvětlo [W]</b>	2714	1804	1499
<b>Qstroj [W]</b>	10000	10000	10000
<b>Qvent [W]</b>	300	300	300
<b>Qokno_konv [W]</b>	26	13	0
<b>Qokno_rad [W]</b>	0	0	0
<b>Qs1 [W]</b>	931	627	723
<b>Qs2 [W]</b>	0	0	0
<b>Qs3 [W]</b>	315	209	174
<b>Qs4 [W]</b>	217	144	144
<b>ΣQ [kW]</b>	<b>16,3</b>	<b>14,3</b>	<b>13,8</b>

## 12 CHLAZENÍ

Dalším úkolem tohoto projektu je posoudit možnost a efektivnost využití již navržených sálavých panelů pro chlazení výrobní haly v letní sezoně.

Délky a šířky jednotlivých pasů jsou uvedeny v Tab. 8 – 1, vnitřní výpočtová teplota v letní sezoně je zvolena  $\theta_{CH,i} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ , teplotní spád 16 / 20  $^\circ\text{C}$ .

### 12.1 Chladicí výkon panelů

Postup při výpočtu chladicího výkonu  $Q_{CH}$  je výrazně jednodušší než výpočet tepelného výkonu, protože nepotřebujeme znovu navrhovat rozměry panelů, bereme již navržené panely. Cílem nebylo plně pokrýt tepelnou zátěž, ale posoudit, jaký výkon je možné získat z panelů primárně navržených na režim vytápění. Výpočet je následující:

$$Q_{CH} = q_{CH} \cdot L \quad [kW],$$

kde  $q_{CH}$  je měrný chladicí výkon panelu  $[W/m]$ ;

$L$  je délka jednotlivého pasu  $[m]$ .

Měrné chladicí výkony jsou uvedené v prospektu od výrobce společnosti Kotrbaty.

Výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tabulce, celý výpočet chladicího výkonu je přiložen na CD v Příloze 4.

Tab. 12 – 1 Chladicí výkon panelů

Č. Místnos ti	$\theta_{CH,i}$ [°C]	$L_{pás}$ [m]	N [-]	$L_c$ [m]	B [mm]	$q_{CH,inst,p}$ [W/m]	$Q_{CH,inst}$ [kW]
101	28	16	2	32	1050	99	3,2
102	28	10	4	40	450	35	1,4
103	28		4	26	600	50	1,3

## 12.2 Zdroj chladu

Jak je uvedeno v zadání tohoto projektu, jako zdroj chladu navrhujeme vzduchem chlazenou jednotku. Navrhujeme ji pouze pokrytí tepelné zátěži výrobní haly v letním období.

V předchozí kapitole jsem spočítal chladicí výkony pro jednotlivé místnosti halového prostoru pokud přepneme již navržené panely do režimu chlazení, celkový maximální potřebný chladicí výkon  $Q_{CH,c}$  dostaneme sumou:

$$Q_{CH,c} = Q_{CH,101} + Q_{CH,102} + Q_{CH,103} = 5,9 \quad [kW]$$

Na základě znalosti potřebného celkového chladicího výkonu jsem zvolil aplikovaný systém Daikin EWAQ006ADVP, jehož jmenovitý chladicí výkon je 6 kW.

Tab. 12 – 2 Vlastnosti aplikovaného systému Daikin EWAQ006ADVP

Technické parametry	Hodnoty	Jednotky
Jmenovitý chladicí výkon	6,00	kW
Příkon	2,35	kW
Jmenovitý průtok	1,03	m <sup>3</sup> /h
Čerpadlo	45,1	kPa
Hladina akustického výkonu	62	dB
Hladina akustického tlaku	48	dB
Teploty vody	5 – 20	°C
Teploty vzduchu	10 – 43	°C
Hmotnost chladiva	1,7	kg
Elektrické napájení	50/230	Hz/V

## 13 MÍSTNOST PRO VYTÁPĚNÍ

Jak je uvedeno v zadání tohoto projektu, jako zdroj tepla pro zajištění vytápění byl navržen plynový kondenzační kotel. Zvolil jsem paralelní zapojení dvou kotlů, které zajišťuje dodávku tepla jak pro administrativní přístavek, tak i pro halový prostor kvůli tomu, že nerozdělujeme tyto okruhy, všechny jsou napojené na jeden rozdělovač.

### 13.1 Volba kotlů

Tepelný výkon kotle  $Q_{zdr}$  musí u této otopné soustavy, kde neuvažujeme ohřev teplé vody splňovat následující podmínku:

$$Q_{zdr} \geq Q_c,$$

kde  $Q_c$  je celkový navržený výkon otopné soustavy [kW].

Celkový navržený výkon otopné soustavy je dán součtem všech navržených výkonů jednotlivých okruhů pro vytápění administrativního přístavku a navrženým výkonem pro vytápění výrobní haly.

$$Q_c = \sum_{i=1}^5 Q_{inst,i} = 95,5 \quad [kW]$$

Aby nemuseli v rámci tohoto projektu splňovat v technické místnosti náročnější požadavky kotelny III.kategorie, bylo rozhodnuto použít dva kotle, z nich jednotlivý výkon je nižší, než 50 kW a součtový výkon ne vyšší, než 100 kW.

Na základě znalosti minimálního požadovaného výkonu kotlů volím 2 kotle Buderus Logamax plus GB192-50 iW H, jejichž jmenovitý výkon je 48 kW.

Tab. 13 – 1 Vlastnosti kotlů Buderus Logamax plus GB192-50 iW H

Technické parametry	Hodnoty	Jednotky
Jmenovitý tepelný výkon	48	kW
Sezonní energetická účinnost	94	%
Hladina akustického výkonu	55	dB
Elektrické napájení	50/230	Hz/V

### 13.2 Větrání technické místnosti

Instalované kotle v místnosti s kotli patří dle TPG 704 01 do kategorie spotřebičů v provedení C, tedy vzduch pro provoz spotřebiče se přivádí z venkovního prostoru a spaliny jsou rovněž odváděny do venkovního prostoru. Nejsou kladeny žádné zvláštní požadavky na objem prostoru, větrání ani na přívod vzduchu. [9]

Při tomto provedení je potřeba zajistit přívod spalovacího vzduchu i odvod spalin. Aby neřešili vedení několika jednovrstvých samostatných potrubí, protože takové řešení je docela prostorově náročné, byl navržen koncentrický kaskádový systém odvodu spalin Almeva CAS. Celá vzducho-spalinová cesta je vyřešena jedním společným souosým potrubím.

Vnitřní vrstva koncentrického systému je z odolného plastového potrubí z materiálu PPH (polypropylen homopolymer) s hrdlovým spojem s velmi kvalitním čtyřbřítým EPDM těsněním (etylen-propylen-dien-kaučuk). Vnější vrstvou souosého systému je ocelové potrubí komaxitované na bílo, a to jak z vnější, tak i vnitřní strany, rovněž s hrdlovým spojem s EPDM těsněním. Prostor mezi vnitřní a vnější trubkou umožňuje spotřebičům přisávat spalovací vzduch z vnějšího prostředí. Díky tomu je kaskáda spotřebičů nezávislá na vzduchu v místnosti. [10]

Schéma tohoto zapojení je uvedena na obrázku:



Obr. 1 Schéma koncentrického systému odvodu spalin Almeva CAS [10]

### 13.3 Návrh čerpadel

Čerpadla slouží k dopravě otopného / chladicího média od zdroje tepla k otopným tělesům. Čerpadlo také musí být schopno překonat tlakové ztráty v potrubí a příslušných armaturách, takže musí být dimenzováno na dostatečný dopravní tlak, v němž jsou tyto tlakové ztráty započítány.

V tomto projektu jsem navrhl použití oběhových čerpadel Wilo Yonos PICO.

Tab. 13 – 2 Použitá čerpadla

	<b>M</b> [kg /h]	<b>V</b> [m 3/h ]	<b>Dp</b> (tělesa) [kPa]	<b>Dp</b> (TRV ) [kPa]	<b>Kvs</b> (TRV ) [m3/h ]	<b>Dp</b> (VV) [kPa]	<b>Kvs</b> (TRV) [m3/h]	$\Sigma$ [kPa]	<b>Čerpadlo</b>
<b>Ok ruh 1</b>	716	0,7	6,75	7,84	2,5	1,51	5,7	16, 10	Yonos PICO 15/1-4
<b>Ok ruh 2</b>	743	0,7	6,55	8,83	2,5	1,7	5,7	17, 10	Yonos PICO 15/1-5
<b>Ok ruh 3</b>	105 5	1,1	8,60	17,80	2,5	3,4	5,7	29, 80	Yonos PICO 25/1-5-130
<b>Ok ruh 4</b>	120 0	1,2	10,35	23,04	2,5	4,43	5,7	37, 80	Yonos PICO 25/1-6-130
<b>Pa nel y</b>	177 2	1,8	12,30	19,60	4	-	-	31, 90	Yonos PICO 25/1-6-130



### 13.4 Návrh expanzní nádoby

Expanzní nádoba je zabezpečovací zařízení umožňující vyrovnat změny roztažnosti vody otopné soustavy bez její ztráty a udržet přetlak v otopné soustavě v předepsaných mezích.

Volím uzavřenou (tlakovou) expanzní nádobu a stejně jako u kotlů ji navrhuji pro celou soustavu.

Nejnižší dovolený absolutní tlak v soustavě vzhledem k výšce nejvyššího bodu soustavy  $\Delta h = 5,7$  m vypočítám:

$$\begin{aligned} p_{d,dov,A} &= 1,1 \cdot \Delta h \cdot g \cdot \rho + 100 = (1,1 \cdot 5,7 \cdot 9,81 \cdot 1000) \cdot 10^{-3} + 100 \\ &= 161,5 \quad [kPa] \end{aligned}$$

Nejvyšší dovolený absolutní tlak v soustavě vypočítám vzhledem k otevíracímu přetlaku pojistného ventilu  $p_{ot} = 3$  bar:

$$p_{h,dov,A} = p_{ot} + 100 = 300 + 100 = 400 \quad [kPa]$$

Součinitel zvětšení objemu  $n$  [-] se stanoví z tabulek, pro správné stanovení máme znát maximální rozdíl teplot, který se určuje podle vztahu:

$$\Delta t_{max} = t_{max} - 10 = 70 - 10 = 60 \quad [K]$$

Z toho vyplývá hodnota součinitele zvětšení objemu  $n = 0,02243$  [-].

Pak stanovíme stupeň využití expanzní nádoby  $\eta$  [-]

$$\eta = \frac{p_{h,dov,a} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,a}} = \frac{400 - 161,5}{400} = 0,596 \quad [-]$$

Celkový objem vody v soustavě  $V_S = 617$  [l]

Po výpočtu všech potřebných údajů můžeme stanovit objem expanzní nádoby  $V_{EN}$

$$V_{EN} = 1,3 \cdot V_S \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} = 1,3 \cdot 617 \cdot 0,02243 \cdot \frac{1}{0,596} = 30,2 \quad [l]$$

Volím nejbližší vyšší objem z výrobní řady a vychází skutečný objem tlakové expanzní nádoby 35 l. Tomu odpovídá expanzní nádoba Reflex NG 35/6.

### 13.5 Rozdělovač

Rozdělovač slouží k rozdělení dodávky teplotnosné látky od zdrojů tepla k jednotlivým okruhům.

Zvolil jsem rozdělovač RS UNI 5 od společnosti ETL – Ekotherm. Volba vychází z počtu potřebných okruhů a to ovlivňuje délku rozdělovače a z požadavků na maximální průtok.

Vlastnosti tohoto rozdělovače jsou v následující tabulce:

Tab. 13 – 3 Vlastnosti rozdělovače RS UNI 5

Typ	Hrdla od zdroje	Hrdla výstupní	Modul	Výška hrdel [mm]	Počet větví	Celková délka [mm]	Hmotnost [kg]
RS UNI 5	DN 50/0,6	Ø48	100	40	5	2150	35

Tento rozdělovač má čtyři větve na vytápění administrativního přístavku a jednu pro výrobní halu. Každá větev pro administrativní přístavek je vybavená dvěma kulovými kohouty, teploměrem, manometrem, zpětnou klapkou, filtrem, regulačním a trojcestným ventily, čerpadlem.

#### 13.5.1 Větev pro vytápění / chlazení výrobní haly

V rámci tohoto projektu jsem navrhl jednu větev pro vytápění a chlazení výrobní haly s přepnutím mezi vstupy od zdrojů tepla a zdrojů chladu pomocí šesticestného ventilu VBG6 a pohonu MR6 od firmy Honeywell.

Ventily VBG6 jsou určeny pro připojení jednoho dvourubkového výměníku tepla (např. Fancoilu, stropní jednotky nebo chladícího stropu) na 4-trubkový systém, ideálně ve spolupráci s tlakově nezávislým regulačním ventilem Kombi-FCU (V5005T), zajišťujícím dynamické vyvážení. [8]

Paralelní otáčení dvou kulových elementů, mechanicky propojených jedním dřikem, otevírá přívod a zpátečku jednoho média (např. chlazení) a současně uzavírá porty druhého média (otopného). To zabraňuje jakémukoli smíchání jednotlivých médií a snižuje potenciální energetické ztráty. [8]

Pro ovládání ventilů VBG6 jsou určeny rotační pohony MR6, dodávané ve dvou variantách. 2-polohové pohony (funkce OTV / ZAV), a plynule stavitelné pohony, které poskytují navíc zpětnou vazbu o poloze ventilu. [8]

Větev vedoucí do halového prostoru je vybavena stejnými armaturami, které jsem popsal v kapitole 13.4.

### **13.6 Primární okruh pro vytápění**

Primárním okruhem je potrubí, vedoucí od zdrojů tepla k rozdělovači. Jeho součástí jsou kulové kohouty, zpětná klapka, na zpětné potrubí primárního okruhu je připojena expanzní nádoba. Připojení na rozdělovač bylo zvoleno pomocí termohydraulického rozdělovače.

Při variantě zapojení dvou kotlů, kterou máme zvolenou v tomto projektu, dostaneme konstantní průtok kotlem za všech provozních stavů. Aby každým kotlem protékalo konstantní množství, každý kotel má své vlastní čerpadlo.

## 14 ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo zpracovat projekt na vytápění průmyslové haly a administrativního přístavku pomocí sálavých panelů a otopných těles a posoudit možnost využití již navržených sálavých panelů pro chlazení průmyslové haly v letním období.

Výpočet tepelných ztrát tohoto objektu byl proveden podle evropské normy ČSN EN 12831-1. Tato norma je aktuálně platná od září 2018 a je doporučeno její použití. Dle tohoto výpočtu jsem vypočítal tepelnou ztrátu výrobní haly  $\Phi_{\text{CH}} = 31 \text{ kW}$  a administrativního přístavku v součtu  $\Phi_{\text{CA}} = 56 \text{ kW}$ .

K vytápění administrativního přístavku jsem navrhl použití dvoutrubkové uzavřené otopné soustavy s nuceným oběhem vody a deskovými otopnými tělesy typu Radik VK od společnosti Korado, jejichž délku a výšku jsem volil s ohledem na příznivé umístění pod okny 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 radiátorovým připojením Multilux od firmy IMI Heimeier. Pro volbu teplotního spádu byly důležité jak parametry účinnosti zdroje tepla a sálavých panelů, tak i požadavků na dodávku tepla v jednotlivých místnostech. Nakonec bylo rozhodnuto zvolit 70 / 55 °C. Rozvod otopné vody zajišťuje potrubí z uhlíkové oceli, přesné trubky s lisovaným spojem společnosti Geberit, zaizolované pomocí čedičové izolace Izotub ALS s hliníkovou folií a uložené v podlaze objektu.

K vytápění výrobní haly jsem navrhl použití sálavých panelů od společnosti Kotrbatý s teplotním spádem 70 / 55 °C. Panely budou umístěny ve výšce 5,7 metrů nad podlahou mezi příčnými vazníky a odstupem od svislých stěn cca 1 m. Počet a šířky jednotlivých pásů pro každou místnost byly zvoleny tak, aby jejich výkon byl dostatečně vysoký k pokrytí tepelných ztrát. Celá otopná soustava pro výrobní halu tvoří 1 okruh s odbočkami do jednotlivých místností. Umístění pásů je provedeno tak, aby nebránily přirozenému světelnému toku ze střešních světlíků. Tato podmínka si vyžádala v rámci tohoto projektu volbu sudého počtu pásů. Rozvod vody je jako u administrativního přístavku zajištěn pomocí potrubí z uhlíkové oceli, přesné trubky s lisovaným spojem společnosti Geberit. K hydraulickému vyvážení jsem použil ventily STAD a srovnal

jsem tak tlakové ztráty jednotlivých odboček. Odvzdušňování okruhu je řešeno automatickým odvzdušňovacím ventilem umístěným v nejvyšším místě rozvodu.

Jako zdroj tepla pro celou otopnou soustavu jsem zvolil plynové kondenzační kotle od společnosti Buderus typ Logamax plus GB192-50 iW H, 48 kW. Bylo navrženo použití paralelního zapojení dvou kotly. O cirkulaci vody se stará oběhové čerpadlo Wilo.

K zabezpečení soustavy je použita tlaková expanzní nádoba Reflex NG 35/6 s objemem 35 l.

Výpočet tepelných zisků v letním období halového prostoru byl proveden podle normy ČSN 73 0548. Dle tohoto výpočtu jsem vypočítal tepelné zisky výrobní haly  $\Phi_{chH} = 44,5 \text{ kW}$ .

Jako zdroj chladu jsem zvolil vzduchem chlazenou jednotku aplikovaný systém Daikin EWAQ006ADVP, jehož jmenovitý chladičí výkon je 6 kW.

Pro vytápění a chlazení průmyslové haly je použit stejný okruh, přepnutí mezi režimy vytápění a chlazení umožňuje šesticečný ventil VBG6, který je ovládán rotačním pohonem MR6 od společnosti Honeywell.

Součástí zadání této práce je posouzení vhodnosti použití již navržených panelů pro chlazení v letním období. Jak je zřejmé z výpočtu, v rámci tohoto projektu navržené sálavé panely pro vytápění haly při využití v režimu chlazení jsou schopné pokrýt 13,5 % tepelné zátěže, což určitě není postačující hodnota pro komfortní chlazení. Výsledkem je, že při takto zadaných tepelných ziscích sálavé panely navržené pro vytápění nejsou vhodné pro plnohodnotné chlazení průmyslové haly v letním období. Pokud se ale podíváme na strukturu tepelné zátěže, je zřejmé, že velkou většinu tvoří tepelná zátěž od strojů, která byla zadána paušálně 10 kW pro každý prostor. Současně tepelná zátěž od osvětlení 10 W/m<sup>2</sup> je vyšší, než kde by se pohybovalo např. nové LED osvětlení.

Existují dvě hlavní možnosti, jak zvětšit potenciál panelů v režimu chlazení:

1. Pokles tepelných zisků od strojů

Při výpočtu tepelné zátěže výrobní haly byly zadány tepelné zisky od strojů 10 kW pro každou místnost což dohromady dělá 30 kW. Tato zátěž by se dala odvést individuálně např. odvodem samostatným větráním nebo odstíněním.

Pokud by se řešilo chlazení například skladovacího prostoru, kde je zdroj tepla

od strojů minimální sálavé panely navržené na vytápění už by byly schopné pokrýt 30 až 50 % tepelné zátěže.

## 2. Zvětšení plochy jednotlivých pásů

Dalším způsobem je zvětšení šířky panelů což vede k růstu měrného chladicího výkonu a zvětšuje celkový chladicí výkon pásů. Tím výrazně zvýšíme procento pokrytí tepelných zisků. V režimu vytápění pak je možné provést korekci a pro topný okruh výrobní haly snížit výpočtový teplotní spád. Pak můžeme dostat optimální kombinaci jak pro režim vytápění, tak pro chlazení.

V každém případě, pokud budeme řešit komfortní chlazení v hale s výraznými tepelnými zisky od technologie, vodní sálavé panely nejsou vhodným řešením. Nicméně, pokud je cílem pouze zlepšit komfort v nejhorších dnech a zdroj chladu je k dispozici, může být chlazení sálavými panely, když je stejně používáme na vytápění alternativou.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BAŠTA, Jiří. Otopné plochy - otopná tělesa. 2. přepracované vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 978-80-01-05943-2.
- [2] BAŠTA, Jiří a Roman VAVŘIČKA. Otopné plochy: cvičení. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03344-9.
- [3] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. Otopné soustavy teplovodní. 2. přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 80-02-01426-X.
- [4] BAŠTA, Jiří. Velkoplošné sálavé vytápění: podlahové, stěnové a stropní vytápění a chlazení. Praha: Grada, 2010. Stavitel. ISBN 978-80-247-3524-5.
- [5] KOTRBATÝ, Miroslav, Ondřej HOJER a Zuzana KOVÁŘOVÁ. Hospodaření teplem: "Nejlevnější energie je energie ušetřená". Praha: ČSTZ, 2009. ISBN 978-80-86028-41-5.
- [6] DUFKA, Jaroslav. Hospodárné vytápění domů a bytů. Praha: Grada, 2007. Profi & hobby. ISBN 978-80-247-2019-7.
- [7] Zehnder Group Czech Republic s.r.o. Stropní systémy pro sálavé vytápění a chlazení až se 40% úsporou nákladů. TZB-info, [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [8] Honeywell spol. s r.o. Ideální řešení pro čtyřtrubkové soustavy chlazení a vytápění – nové 6-cestné ventily a pohony Honeywell VBG6 a MR6. TZB-info, [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [9] FIK, Josef. Plynové spotřebiče (I). TZB-info, [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [10] WACHTLOVÁ, Drahomíra, Koncentrický spalínový systém Almeva pro kaskády spotřebičů. Topin, <http://www.topin.cz/>

## SEZNAM POUŽITÝCH NOREM

ČSN 73 0540 – 2	Tepelná ochrana budov - Požadavky
ČSN EN 12831 - 1	Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu
ČSN EN 442	Otopná tělesa

ČSN 42 5715 Trubky ocelové bezešvé tvářené za tepla

ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů

## SEZNAM FIREMNÍCH ZDROJŮ

Wilo s.r.o.	<a href="http://www.wilo.com/cz/cs/">www.wilo.com/cz/cs/</a>
Kotrbatý V.M.Z., spol. s r.o.	<a href="http://www.kotrbaty.cz">www.kotrbaty.cz</a>
Korado, a.s.	<a href="http://www.korado.cz">www.korado.cz</a>
Buderus s.r.o.	<a href="http://www.buderus.com/cz/cs/">www.buderus.com/cz/cs/</a>
Geberit s.r.o	<a href="http://www.geberit.cz/cs/">www.geberit.cz/cs/</a>
ETL - Ekotherm a.s.	<a href="http://www.etl.cz/">www.etl.cz/</a>
IMI Heimeier s r.o.	<a href="http://ww.imi-hydronic.com/">ww.imi-hydronic.com/</a>
Honeywell s.r.o.	<a href="http://www.honeywell.com/">www.honeywell.com/</a>
TZB-Info	<a href="http://www.tzb-info.cz">www.tzb-info.cz</a>

## SEZNAM TABULEK

Tab. 2 - 1	Součinitele prostupu tepla
Tab. 3 - 1	Tepelná ztrata haly
Tab. 3 - 2	Tepelné ztraty jednotlivých místností administrativního přístavku
Tab. 5 - 1	Volba otopných těles pro jednotlivé místnosti administrativního přístavku
Tab. 6 - 1	Tlakové ztráty okruhu číslo 1
Tab. 8 – 1	Návrh sálavých panelů pro jednotlivé místnosti
Tab. 11 – 1	Tepelné zisky jednotlivých místností haly
Tab. 12 – 1	Chladicí výkon panelů
Tab. 12 – 2	Vlastnosti aplikovaného systému Daikin EWAQ006ADVP
Tab. 13 – 1	Vlastnosti kotlu Buderus Logamax plus GB192-50 iW H



Tab. 13 – 2 Použitá čerpadla

Tab. 13 – 3 Vlastnosti rozdělovače RS UNI 5

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma koncentrického systému odvodu spalin Almeva CAS

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočet tepelných ztrát haly

Příloha 2 Výpočet tepelných ztrát administrativního přístavku

Příloha 3 Výpočet tlakových ztrát administrativního přístavku

Příloha 4 Volba sálavých pásů

Příloha 5 Výpočet tlakových ztrát haly

## SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres 1 Schema 1. větvi

Výkres 2 Schema 2. větvi

Výkres 3 Schema 3. větvi

Výkres 4 Schema 4. větvi

Výkres 5 Půdorys 1. patra administrativního přístavku

Výkres 6 Půdorys 2. patra administrativního přístavku

Výkres 7 Půdorys výrobní haly

Výkres 8 Schema rozdělovače