

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**NÁVRH VELKOPLOŠNÉHO SÁLAVÉHO VYTÁPĚNÍ  
VÝROBNÍ PRŮMYSLOVÉ HALY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kapras** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **424071**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Technika životního prostředí**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh velkoplošného sálavého vytápění výrobní průmyslové haly**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of Radiant Heating for an Industrial Production Hall**

Pokyny pro vypracování:

Pro zadanou výrobní halu stanovte vhodným způsobem tepelné ztráty prostupem (tepelné ztráty větráním jsou hrazeny autonomní VZT jednotkou) a diskutujte různé způsoby průmyslového vytápění s ohledem na stavební a provozní podmínky haly (v hale je umístěn lakovací box). Pomocí vhodného zařízení z úvodní rešerše kompletně navrhnete otopný systém s ohledem na optimální pokrytí různých požadavků na tepelný výkon v různých částech haly. Systém vytápění navrhnete rovněž pro administrativní přístavek haly. Závěrem lze stanovit provozní a investiční náklady.

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.  
BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. Otopné soustavy teplovodní. 3., přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, odborná sekce vytápění, 2008. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 978-80-02-02064-6.  
BAŠTA, Jiří. Výkresová dokumentace ve vytápění. 2., přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 80-02-01465-0.  
LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 80-02-01466-9.  
BAŠTA, Jiří a Ondřej HOJER. Sálavé a průmyslové vytápění pro IB, Praha: Skripta ČVUT, 2009.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jindřich Boháč, Ú 12116**

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

Datum zadání diplomové práce: **26.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **22.06.2018**

Platnost zadání diplomové práce:



Ing. Jindřich Boháč  
podpis vedoucí(ho) práce



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



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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**26.4.2018**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## **SOUHRN**

Tato diplomová práce je zaměřena na různé druhy vytápění velkoprostorových průmyslových objektů a to zejména na systémy vytápění založené na principu sálavého přenosu tepla. V rešeršní části práce jsou popsány principy, možnosti uplatnění, omezení, výhody a nevýhody jednotlivých způsobů vytápění velkoprostorových objektů. V projektové části práce je v první fázi stanovena tepelná ztráta zadaného objektu, následně je pro halu objektu zvolena a navržena vhodná varianta sálavého vytápění, zároveň je navržena i soustava vytápění pomocí klasických otopných těles pro administrativní přístavek objektu. Součástí práce je i stanovení investičních a provozních nákladů navržené soustavy.

## **SUMMARY**

This diploma's thesis is focused on the various types of heating in the large industrial buildings, especially on the systems of heating based on the principle of radiant delivery of the heat. In the theoretically part of the thesis are described principles, possibilities of application, limitations, advantages and disadvantages of the types of heating in the large halls. In the practical part of the thesis is in the first part determined heat loss of the object. In the next part is for the halls of object selected and designed the suitable variant of the radiant heating. For the administration part of the object is designed the system of heating using classic radiators. In the end of the thesis are determined the investment and operating costs of the projected system.

**Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh velkoplošného sálavého vytápění výrobní průmyslové haly“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jindřicha Boháče s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 22. 6. 2018

Bc. Tomáš Kapras

## OBSAH

<b>1. Úvod .....</b>	<b>11</b>
1.1 Přenos tepelné energie.....	11
1.1.1 Vedení tepla .....	11
1.1.2 Přenos tepla prouděním.....	12
1.1.3 Přenos tepla sáláním .....	12
1.2 Hodnocení stavu vytápěného prostoru .....	13
<b>2. Popis objektu .....</b>	<b>15</b>
2.1 Návrhové parametry objektu .....	16
2.2 Konstrukce stavby .....	16
2.3 Tepelně technické vlastnosti stavebních materiálů .....	17
<b>3. Vytápění velkoprostorových objektů .....</b>	<b>19</b>
3.1 Teplovzdušné vytápění.....	20
3.2 Sálavé vytápění .....	21
3.2.1 Sálavé panely .....	21
3.2.2 Světlé a tmavé plynové zářiče.....	25
3.3 Teplotní poměry v hale .....	29
<b>4. Výpočet tepelných ztrát.....</b>	<b>31</b>
4.1 Součinitel prostupu tepla.....	31
4.2 Celková návrhová tepelná ztráta .....	34
4.3 Tepelné ztráty objektu.....	36
<b>5. Návrh vytápění hal.....</b>	<b>37</b>
5.1 Teoretický postup návrhu sálavých panelů .....	37
5.1.1 Požadovaný instalovaný výkon.....	37
5.1.2 Výkon sálavých panelů .....	39
5.2 Návrh sálavých panelů .....	40
5.3 Zapojení sálavých panelů .....	42
5.4 Návrh potrubní sítě.....	44
5.5 Izolace potrubí a kompenzátory délkové roztažnosti .....	46
5.6 Tlaková ztráta potrubí .....	46
5.7 Hydraulické vyvážení soustavy.....	48
<b>6. Návrh vytápění administrativního přístavku .....</b>	<b>49</b>
6.1 Návrh otopných těles.....	49

6.2	Návrh potrubní sítě.....	50
6.3	Izolace potrubí a kompenzátory délkové roztažnosti.....	50
6.4	Hydraulické vyvážení soustavy.....	50
<b>7.</b>	<b>Návrh vzduchotechniky.....</b>	<b>52</b>
<b>8.</b>	<b>Návrh technické místnosti.....</b>	<b>54</b>
8.1	Zdroje tepla.....	54
8.1.1	Přívod spalovacího vzduchu.....	55
8.1.2	Odvod spalin.....	56
8.2	Rozdělovač otopné vody.....	57
8.3	Termohydraulický rozdělovač.....	57
8.4	Směšovací armatury.....	58
8.5	Oběhová čerpadla.....	59
8.6	Pojistné a zabezpečovací zařízení.....	60
8.6.1	Pojistné zařízení.....	60
8.6.2	Zabezpečovací zařízení.....	61
<b>9.</b>	<b>Odvzdušnění soustavy.....</b>	<b>63</b>
<b>10.</b>	<b>Regulace.....</b>	<b>64</b>
<b>11.</b>	<b>Náklady.....</b>	<b>65</b>
11.1	Investiční náklady.....	65
11.2	Potřeba tepla a paliva.....	66
<b>12.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>68</b>

**Seznam použitého značení**

<i>A</i>	plocha	$m^2$
<i>B</i>	šířka haly	m
<i>B'</i>	charakteristický rozměr	m
<i>C</i>	experimentální konstanta	–
<i>H</i>	součinitel tepelné ztráty	W/K
	výhřevnost paliva	$J/m^3$
	výška haly	m
<i>I</i>	intenzita osálení	$W/m^2$
<i>L</i>	délka haly	m
	rozteč panelů	m
<i><math>\dot{M}</math></i>	hmotnostní průtok	kg/s
<i>P</i>	autorita ventilu	–
	obvodová délka	m
<i>R</i>	měrná tlaková ztráta	Pa/m
	odpor při prostupu tepla	$m^2 \cdot K/W$
<i>Re</i>	Reynoldsovo číslo	–
<i>S</i>	průřez	$m^2$
<i>T</i>	termodynamická teplota	K
<i>U</i>	součinitel prostupu tepla	$W/m^2 \cdot K$
<i>V</i>	objem	$m^3$
	spotřeba	$m^3/s$
<i><math>\dot{V}</math></i>	objemový průtok	$m^3/s$
<i>b</i>	šířka panelu	m
<i>c</i>	konstanta	–
	měrná tepelná kapacita	$J/kg \cdot K$
<i>d</i>	počet dnů otopného období	den
	vnitřní průměr potrubí	m
<i>d<sub>t</sub></i>	ekvivalentní tloušťka podlahy	m
<i>e</i>	opravný součinitel	–
<i>f</i>	korekční součinitel	–
<i>g</i>	gravitační zrychlení	$m/s^2$
<i>h</i>	výška	m

$k_v$	průtokový součinitel	$m^3/h$
$l$	délka úseku	m
$n$	intenzita výměny vzduchu	1/h
	součinitel zvětšení objemu	–
	teplotní exponent	–
$p$	tlak	Pa
$q$	měrný výkon panelu	W/m
$\dot{q}$	hustota tepelného toku	W/m <sup>2</sup>
$s$	tloušťka	m
$t$	teplota	°C
$t_g$	výsledná teplota	°C
$t_r$	střední radiační teplota	°C
$w$	celková tloušťka obvodové stěny	m
	rychlost proudění	m/s
$\Delta l$	změna délky potrubí	m
$\Delta p$	tlaková ztráta	Pa
$\Delta T$	rozdíl teplot	K
$\Delta t$	pracovní rozdíl teplot	K
$\Delta U_{tb}$	korekční součinitel	W/m <sup>2</sup> ·K
$\theta$	teplota	°C
$\Phi$	potřeba tepla	J
	tepelná ztráta	W
	tepelný výkon	W
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	W/m <sup>2</sup> ·K
	součinitel teplotní délkové roztažnosti	mm/m·K
	úhel zavěšení	°
	výtokový součinitel	–
$\varepsilon$	emisivita	–
$\zeta$	součinitel místní ztráty	–
$\eta$	stupeň využití expanzní nádoby	–
	účinnost	–
$\lambda$	přebytek vzduchu pro spalování	–
	součinitel tepelné vodivosti	W/m·K



$\lambda$	součinitel třecích ztrát	–
$\nu$	kinematická viskozita	$\text{m}^2/\text{s}$
$\rho$	hustota	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	Stefan-Boltzmanova konstanta	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$
$\varphi$	součinitel osálení	–

## Seznam použitých indexů

$A$	absolutní
$EN$	expanzní nádoba
$I$	primární
$N$	jmenovitý
$T$	prostup
$V$	větrání
$b$	barometrický
$c$	celkový
$d$	dynamický
	nejnižší
$dov$	dovolený
$e$	okolí
	venkovní
$equiv$	ekvivalentní
$f$	podlaha
$g$	výsledný
$h$	nejvyšší
$i$	číslo pořadí
	vnitřní
$ie$	z vytápěného do venkovního prostoru
$ig$	z vytápěného prostoru do zeminy
$ij$	z vytápěného do sousedního prostoru s jinou teplotou
$iue$	z vytápěného do venkovního prostoru přes nevytápěný prostor
$int$	vnitřní
$k$	konvekce
	stavební část
$kc$	korigovaný

<i>kg</i>	konvekce na povrchu koule
<i>m</i>	místní střední teplonosné medium
<i>max</i>	maximální
<i>min</i>	minimální
<i>n</i>	stavební konstrukce
<i>odv</i>	odváděný
<i>opt</i>	optimální
<i>ot</i>	otevírací
<i>p</i>	pojistný povrch příkon
<i>pan</i>	panel
<i>pot</i>	potrubí
<i>pož</i>	požadovaný
<i>přen</i>	přenášený
<i>r</i>	střední radiační
<i>s</i>	osálání sálání soustava
<i>se</i>	na vnější straně
<i>sg</i>	sálání na povrchu koule
<i>si</i>	na vnitřní straně
<i>sk</i>	skutečný
<i>t</i>	tření
<i>teor</i>	teoretický
<i>v</i>	ventil
<i>vyp</i>	vypočítaný
<i>vyt</i>	vytápění
<i>w</i>	voda

## 1. ÚVOD

Předmětem této diplomové práce je problematika vytápění velkoprostorových průmyslových objektů, které se realizuje buď teplovzdušnými jednotkami (vodní a plynové jednotky), nebo systémy sálavého vytápění (tepl vodní sálavé panely, světlé a tmavé plynové zářiče a v některých případech pomocí podlahového vytápění). Oba tyto způsoby vytápění jsou v práci popsány. Vytápění velkoprostorových objektů má oproti běžným objektům několik specifíků. Prvním specifíkem je krytí značně vyšší tepelné ztráty. V současnosti jsou požadavky na snižování obou složek tepelné ztráty objektů. Použitím moderních zateplovacích systémů se daří snižovat tepelnou ztrátu prostupem. Tepelnou ztrátu větráním, která je dána produkcí škodlivin od aplikovaných technologií, lze značně snížit použitím výměníku zpětného získávání tepla i o desítky procent. Problémem bývá i přesné určení jednotlivých parametrů pro výpočet tepelných ztrát, potažmo zisků, jako je použitá technologie v objektu (vnitřní zdroje tepla a škodlivin), kterou investor často ani neupřesní nebo je během užívání objektu tato technologie nahrazena jinou. Proto nelze použít tuto technologii jako stálý zdroj tepla do výpočtu tepelných ztrát respektive zisků nebo pro stanovení množství odsávaného vzduchu a návrh je většinou realizován pro prázdnou halu. Dalším rozdílem oproti běžným objektům je větší výška vytápěného prostoru, což sebou nese problém s vertikálním teplotním gradientem, kvůli kterému může docházet k nedotápění pásma nad podlahou a vytváření tepelné nepohody pro zaměstnance. Z uvedených specifíků plynou nároky na správnou projekci systému vytápění a větrání hal a speciálně na vhodné provedení regulace, která může pozitivně i negativně ovlivnit náklady na provoz soustavy.

### 1.1 Přenos tepelné energie

Přenos tepelné energie je realizován třemi základními fyzikálními principy: vedením (kondukce), prouděním (konvekce) a sáláním.

#### 1.1.1 Vedení tepla

Přenos tepla vedením se uplatňuje mezi molekulami v nehybném prostředí (zejména v pevných látkách). V oboru techniky prostředí je to zejména vedení tepla stavební konstrukcí. Vedení tepla je popsáno Fourierovým zákonem:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T, \quad (1)$$

kde  $\vec{q}$  [W/m<sup>2</sup>] je hustota tepelného toku,

$\lambda$  [W/m·K] součinitel tepelné vodivosti,

$T$  [K] teplota.

Rovnici pro hustotu tepelného toku rovinnou stěnou získáme úpravou Fourierova zákona do tvaru:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta T, \quad (2)$$

kde  $s$  [m] je tloušťka stěny,

$\Delta T$  [K] rozdíl teplot povrchů stěn.

### 1.1.2 Přenos tepla prouděním

K přenosu tepla konvekcí (prouděním) dochází v případě, kdy tekutina proudí kolem pevného povrchu o jiné teplotě, než je teplota proudící tekutiny. Základní rovnice pro přenos tepla konvekcí je dána Newtonovým ochlazovacím zákonem:

$$\dot{q} = \alpha_k \cdot (t_p - t_e), \quad (3)$$

kde  $\alpha_k$  [W/m<sup>2</sup>·K] je součinitel přestupu tepla konvekcí,

$t_p$  [°C] teplota povrchu,

$t_e$  [°C] teplota proudící tekutiny.

Součinitel přestupu tepla konvekcí  $\alpha_k$  [W/m<sup>2</sup>·K] zohledňuje vlastnosti teplosměnné plochy, proudící tekutiny a charakter konvekce (přirozená nebo nucená). Jeho hodnota se určuje experimentálně nebo pomocí kritériálních rovnic.

### 1.1.3 Přenos tepla sáláním

Základem přenosu tepelné energie sáláním je elektromagnetické vlnění. Význam pro přenos tepla sáláním má elektromagnetické vlnění o vlnových délkách od 0,1 do 1000  $\mu\text{m}$ . Tepelnou energii vyzařuje sáláním každé těleso, jehož termodynamická teplota je vyšší než 0 K. Podmínkou pro přenos tepla sáláním mezi dvěma povrchy je aby prostředí mezi těmito povrchy bylo alespoň částečně průteplivé. Vzduch považujeme za dokonale průteplivé prostředí, což je takové prostředí, které žádné záření nepohlčuje a ani samo žádné záření nevyzařuje. Hustota tepelného toku  $\dot{q}$  [W/m<sup>2</sup>] při přenosu tepla sáláním z teplejšího povrchu 1 na chladnější povrch 2 je dána vztahem:

$$\dot{q} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot \varphi_{12} \cdot (T_{p1}^4 - T_{p2}^4), \quad (4)$$

kde  $\varepsilon_i$  [–] je emisivita  $i$ -tého povrchu,

$\sigma$  [W/m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>] Stefan-Boltzmanova konstanta  
( $5,67 \cdot 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>),

$\varphi_{12}$	[-]	součinitel osálení,
$T_{pi}$	[K]	termodynamická teplota i-tého povrchu.

Předchozí vztah můžeme pomocí součinitele přestupu tepla sáláním  $\alpha_s$  [W/m<sup>2</sup>·K] zapsat analogickým vztahem k přenosu tepla konvekcí (viz rovnice č. 3):

$$\dot{q} = \alpha_s \cdot (t_{p1} - t_{p2}), \quad (5)$$

kde  $t_{pi}$  [°C] je teplota i-tého povrchu.

Součinitel přestupu tepla sáláním  $\alpha_s$  není fyzikálním vyjádřením podstaty sdílení tepla sáláním, nýbrž je pouze matematicky vyjádřen na základě porovnání předchozích dvou vztahů.

$$\alpha_s = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot \varphi_{12} \cdot \frac{T_{p1}^4 - T_{p2}^4}{t_{p1} - t_{p2}} \quad (6)$$

V oblasti techniky prostředí jedna z povrchových teplot použitých v předcházejících rovnicích zastupuje, v závislosti na zkoumané situaci, tzv. střední radiační teplotu  $t_r$  [°C]. Tato teplota je definována jako rovnoměrná teplota všech ploch v prostoru, při které by byl přenos tepla sáláním z povrchu koule stejný jako ve skutečném teplotně nesourodém prostředí a je určena vztahem:

$$t_r = \sqrt[4]{\sum_i \varphi_i \cdot T_{pi}^4 - 273,15}, \quad (7)$$

kde	$t_r$	[°C]	je střední radiační teplota,
	$\varphi_i$	[-]	součinitel osálení i-tého povrchu,
	$T_{pi}$	[K]	termodynamická teplota i-tého povrchu.

## 1.2 Hodnocení stavu vytápěného prostoru

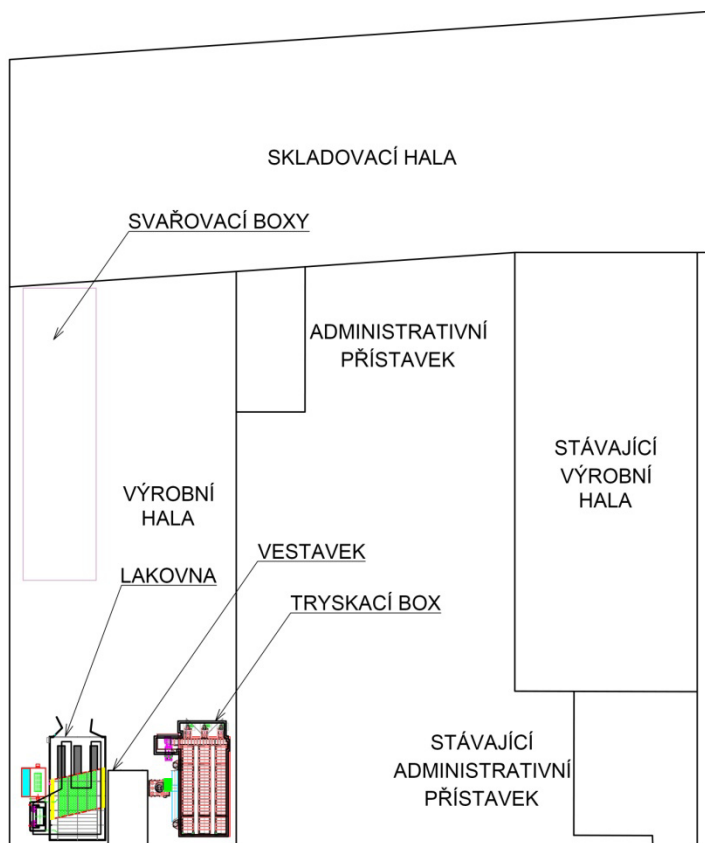
K hodnocení stavu ve vytápěném prostoru slouží tzv. výsledná teplota  $t_g$  [°C], která zahrnuje vliv konvekce a sálání. Výsledná teplota je snímána kulovým teploměrem, který je složen z kulové baňky o průměru 150 mm z tenkého měděného plechu, opatřeným matným černým povrchem, ve které je umístěno teplotní čidlo. Při ustáleném stavu je výsledný tepelný tok sáláním do kulové baňky v rovnováze s tepelným tokem konvekcí z povrchu baňky do okolí, z čehož vyplývá vztah pro výslednou teplotu  $t_g$  [°C]:

$$t_g = \frac{\alpha_{kg} \cdot t + \alpha_{sg} \cdot t_r}{\alpha_{kg} + \alpha_{sg}}, \quad (8)$$

kde	$\alpha_{kg}$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	je součinitel přestupu tepla konvekcí na povrchu koule,
	$\alpha_{sg}$	[W/m <sup>2</sup> ·K]	součinitel přestupu tepla sáláním z povrchu koule,
	$t$	[°C]	teplota vzduchu v místnosti,
	$t_r$	[°C]	střední radiační teplota stěn v místnosti.

## 2. POPIS OBJEKTU

Řešeným objektem v projektové části této diplomové práci je přístavba ke stávajícímu objektu zámečnické haly č. p. 2452 v průmyslové zóně Lhotka Pelhřimov. Stávající objekt se skládá z výrobní haly a administrativního přístavku. Přístavba, pro níž bude navržena otopná soustava, se skládá ze tří částí. První částí je administrativní přístavek obsahující celkem 9 místností (101 – 109) včetně technické místnosti (109), kde bude osazen kotel pro přípravu otopné vody. Druhou částí je výrobní hala zahrnující samotnou výrobní halu 110 a vestavek 112 o výšce 3 metry umístěným uprostřed jižní části haly. Střední výška výrobní haly je 7,7 metrů. Výrobní hala je určena jako zámečnická dílna a obsahuje lakovnu, tryskací box a 5 svařovacích boxů. Místnost 112 slouží jako sklad a míchárna barev. Třetí částí je skladovací hala (111). Popis všech místností řešené přístavby je uveden v tabulce 2-1. Schéma půdorysu celého objektu je na obrázku 2-1. Pracovní režim je ve firmě stanoven jako dvousměnný, objekt je tedy využíván 17 hodin denně 5 dní v týdnu.



Obr. 2-1 Půdorys objektu

## 2.1 Návrhové parametry objektu

Pro lokalitu Pelhřimov byly podle hodnot uvedených v normě ČSN EN 12 831 stanoveny tyto návrhové venkovní parametry:

- venkovní oblastní výpočtová teplota  $\theta_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$
- průměrná venkovní teplota v otopném období  $\theta_{e,m} = 3,6 \text{ }^\circ\text{C}$
- počet dnů otopného období  $d = 257 \text{ dnů}$

Vnitřní výpočtové teploty  $\theta_{int,i} [^\circ\text{C}]$  a hodnoty intenzity výměny vzduchu  $n [1/\text{h}]$  byly určeny podle tabulkových hodnot z normy ČSN 73 0540-3 a jsou uvedeny v následující tabulce 2-1.

*Tab. 2-1 Popis jednotlivých místností*

Místnost	Popis	$\theta_{int,i} [^\circ\text{C}]$	$n [1/\text{h}]$	$A [\text{m}^2]$	$V [\text{m}^3]$
101	Chodba	18	0,3	7,15	21,5
102	Kancelář	20	0,5	10,33	31,0
103	Chodba	18	0,3	4,95	14,9
104	Úklid	15	0,3	1,35	4,1
105	Umývárna	20	1,5	6,73	20,2
106	WC	20	1,5	2,34	7,0
107	Šatna	24	0,5	8,96	26,9
108	Sprcha	24	1,5	2,66	8,0
109	Technická místnost	5	0,3	10,02	30,1
110	Zámečnická dílna	18	0,3	847,5	6 630,1
111	Sklad	15	0,3	1 071,52	8 250,7
112	Sklad barev	18	0,3	18,00	54,0

## 2.2 Konstrukce stavby

### Administrativní přístavek

Stěny přístavku se skládají z cihel Heluz o různých šířkách. Obvodové stěny jsou složeny z cihel Heluz P15 tloušťky 300 mm a na vnější straně opatřeny tepelnou izolací ve formě expandovaného polystyrenu EPS 100 o tloušťce 150 mm. Stěna oddělující přístavek od výrobní haly je tvořena pouze cihlami bez tepelné izolace, stěna oddělující přístavek od skladovací haly je opatřena minerální vatou o tloušťce 150 mm umístěnou ze strany haly. Příčky se skládají z cihel Heluz o tloušťkách 80, 115



a 140 mm. Povrchy stěn jsou překryty omítkou, která je v některých místnostech doplněna o keramický obklad lepený do výšky dvou metrů.

Základ střechy přístavku tvoří stropní konstrukce v provedení ze stropních panelů Heluz, které jsou z vrchní strany opatřeny modifikovaným asfaltovým pásem, tepelnou izolací z polystyrenových desek a hydroizolační PVC folií. Ze spodní strany jsou stropní panely překryty vápennou štukovou omítkou.

Podlaha je tvořena ze spodu hutněným podsypem, podkladním betonem tloušťky 100 mm s ocelovou sítí, geotextilií, hydroizolací, tepelnou izolací z expandovaného polystyrenu EPS 150 tloušťky 120 mm, polyethylenovou folií, betonovou mazaninou tloušťky 65 mm. Finální vrchní vrstva podlahy je provedena převážně z keramické dlažby, pouze v kanceláři 102 pomocí linolea z PVC.

## **Haly**

Obvodové stěny hal jsou vybudovány ze sendvičových panelů SP2B PUR tloušťky 100 mm. Tato konstrukce je v případě venkovních stěn postavena na železobetonovém soklu výšky 0,5 metru a šířky 150 mm, z vnější strany opatřený deskami z expandovaného polystyrenu EPS 150 tloušťky 120 mm.

Stropy hal jsou tvořeny nosnou konstrukcí, na níž jsou umístěny trapézové plechy, na nichž je umístěno několik vrstev izolací. Pro výpočet součinitele prostupu tepla  $U$  [ $W/m^2 \cdot K$ ] má výraznější vliv pouze vrstva tepelné izolace z expandovaného polystyrenu EPS 100 tloušťky 200 mm.

Základ podlah hal tvoří hutněné podsypy, na kterých jsou umístěny vrstvy geotextilie a hydroizolace. Nad těmito vrstvami je po obvodu hal v šíři 2 metrů pod finální vrstvou podlahy umístěna ještě tepelná izolace z podlahového polystyrenu EPS 200 tloušťky 80 mm. V celém prostoru haly je vrchní vrstva podlahové konstrukce vytvořena drátkobetonem tloušťky 180 mm.

Ve výrobní hale se nachází již zmíněný sklad a míchárna barev, který je od haly oddělen sádkartonovými příčkami s ocelovými profily a stropem rovněž ze sádkartonových desek.

### **2.3 Tepelně technické vlastnosti stavebních materiálů**

Tepelně technické vlastnosti materiálů jsou dány součinitelem tepelné vodivosti daného materiálu  $\lambda$  [ $W/m \cdot K$ ] pomocí něhož a tloušťky materiálu  $s$  [m] je určen odpor při prostupu tepla stavební konstrukcí  $R$  [ $m^2 \cdot K/W$ ] podle vztahu:

$$R = \frac{s}{\lambda} \quad (9)$$

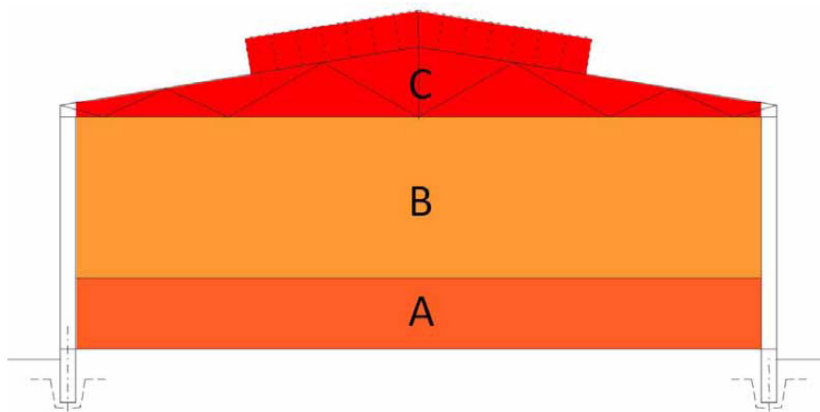
Hodnoty tepelně technických vlastností použitých stavebních materiálů jsou uvedeny v příloze č. 1. Hodnoty součinitele tepelné vodivosti byly v případě tepelné izolace zvýšeny o 10 % oproti hodnotám udávaných výrobcí a to z důvodu možnosti nevhodného uskladnění a montáže na stavbě (např. navlhnutí izolačního materiálu).

### 3. VYTÁPĚNÍ VELKOPROSTOROVÝCH OBJEKTŮ

Hlavním cílem vytápění jakéhokoliv prostoru je snaha o vytvoření optimálního prostředí za co nejmenší energetické náročnosti. Právě energetická náročnost je jedním z problémů při vytápění vyšších prostor neboť podle fyzikálních zákonů má teplý vzduch nižší hustotu než vzduch chladný. Díky tomu s rostoucí výškou místnosti roste vertikální teplotní gradient a teplý vzduch se hromadí pod střechou prostoru, kde kvůli většímu teplotnímu rozdílu vnitřního a venkovního vzduchu (oproti teoretickému rovnoměrnému rozložení teplot) dochází ke zvýšení tepelných ztrát objektu. Teplotní poměry v halách, v závislosti na použitém druhu vytápění, jsou popsány v kapitole 3.3.

#### Vertikální členění hal

Prostory vyšší než 6 metrů lze rozdělit do 3 výškových zón a to na zónu pobytu osob, neutrální zónu a na zónu energetické náročnosti haly. Rozdělení je vidět na obrázku 3-1. [1]



Obr. 3-1 Výškové členění haly: A – zóna pobytu osob; B – neutrální zóna; C – zóna energetické náročnosti budovy [1]

#### a) Zóna pobytu osob (Obr. 3-1 – A)

V této zóně je kladem požadavek na zachování tepelné pohody osob, která je ovlivněna výslednou teplotou prostoru. Hranice této zóny je přibližně vymezena výškou 2 metrů. [1]

#### b) Neutrální zóna (Obr. 3-1 – B)

Teplota vzduchu v této zóně neovlivňuje přímo podmínky v zóně pobytu osob, ale vertikální teplotní gradient (0,9 až 1,1 K/m u teplovzdušného vytápění a 0,3 až 0,5 K/m u sálavého vytápění) má vliv na teplotu vzduchu v oblasti pod střechou a tím i na tepelné ztráty objektu. [1]

**c) Zóna energetické náročnosti budovy (Obr. 3-1 – C)**

V této zóně se soustřeďuje teplý vzduch a dochází tak k vyšším tepelným ztrátám střešní konstrukcí. Za účelem omezení energetické náročnosti lze teplý vzduch z této zóny využít. Buď ho pomocí ventilátorů vhnět do zóny u podlahy (pokud to umožňuje koncentrace škodlivin v tomto vzduchu), nebo ho pomocí výměníku zpětného získávání tepla využít k přehřátí přiváděného čerstvého vzduchu. [1]

**Rozdělení průmyslového vytápění**

Vytápění průmyslových hal se realizuje hlavně dvěma základními způsoby a to buď teplovzdušným vytápěním, nebo sálavými systémy. Volba vhodného systému vytápění je ovlivněna zejména parametry haly a instalovanou technologií. Při volbě je systému vytápění je nutné zohlednit dostatečnou distribuci tepla do oblastí pobytu osob a energetickou náročnost daného systému.

**3.1 Teplovzdušné vytápění**

Jak už napovídá samotný název, jedná se o vytápění přívodem teplého vzduchu, což sebou nese již zmíněný problém s vertikálním teplotním gradientem. Proto se tento systém uplatňuje spíše u hal s nižší výškou než 6 metrů. Teplý vzduch je do prostoru distribuován pomocí nástěnných teplovzdušných soustav, které mohou být vodní nebo plynové.

Vodní teplovzdušné jednotky pracují na principu stálého objemového průtoku vzduchu. Regulace probíhá změnou teploty distribuovaného vzduchu (tzv. kvalitativní regulace), respektive teploty látky (vody), v závislosti na změnách venkovní teploty (tzv. ekvitermní regulace). S klesající teplotou venkovního vzduchu roste teplota přiváděného vzduchu, což má za následek rychlejší obrácení proudu přiváděného vzduchu směrem ke stropu. Dochází tak k růstu teplot pod stropem a tepelných ztrát z této oblasti, a ke klesání teploty v pásmu pobytu osob a v některých případech i k jeho nedostatečnému provětrání.

Na rozdíl od vodních teplovzdušných jednotek pracují plynové jednotky na principu „on – off“ regulace. Ta spočívá v provozu jednotky na plný výkon, od okamžiku zaznamenání dolní hranice teploty vzduchu termostatem až do okamžiku, kdy je zaznamenána požadovaná teplota vzduchu v prostoru (horní hranice). V tento okamžik je jednotka vypnuta a setrvává neaktivní až do doby, kdy teplota vzduchu opět poklesne na dolní hranici.

### 3.2 Sálavé vytápění

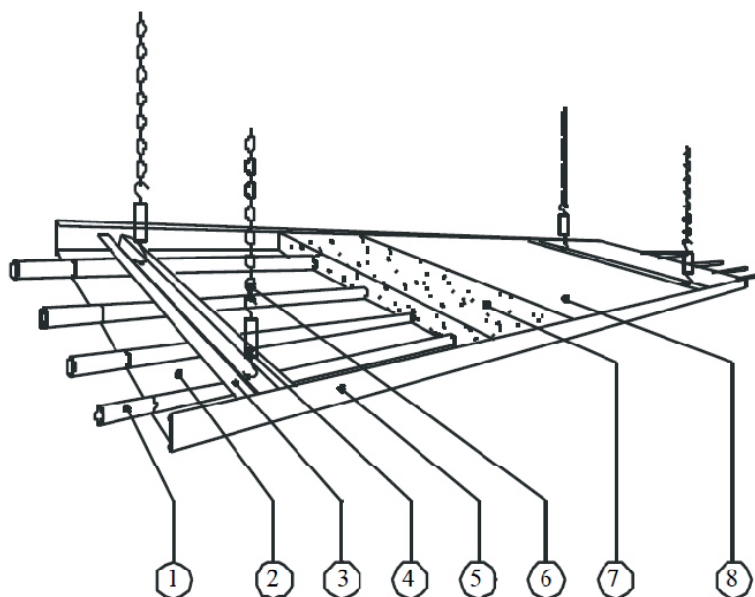
Při vytápění je teplo z otopné plochy sdíleno do prostoru konvekcí a sáláním. Sálavým vytápěním rozumíme takový systém, ve kterém sálavá složka přenosu tepla převládá nad složkou konvekční, což v důsledku znamená, že se od otopné (sálající) plochy zahřívají prvotně ostatní plochy v prostoru (podlaha, nábytek, osoby...), které se stávají druhotnou otopnou plochou, a teprve od nich je ohříván vzduch v místnosti. Z principu sálavého vytápění je jasné, že teploty ploch v prostoru jsou vyšší než u vytápění s převládající konvekční složkou. Tento jev vyjadřuje vyšší hodnotou střední radiační teploty  $t_r$  [°C].

Mezi sálavé vytápění řadíme vytápění podlahové, stěnové, stropní, vytápění sálavými panely a vytápění plynovými zářiči dělené na zářiče světlé a tmavé. V průmyslovém vytápění se uplatňují zejména systémy se sálavými panely, světlými a tmavými plynovými zářiči.

Hygienické limity jsou pro vytápění podlahové, stěnové a stropní dány hodnotami vhodných povrchových teplot pro daný typ otopných ploch. Pro vytápění sálavými panely, světlými a tmavými zářiči jsou hygienické limity stanoveny hodnotou intenzity osálení temene hlavy  $I_s$ , která by neměla překročit 200 W/m<sup>2</sup>.

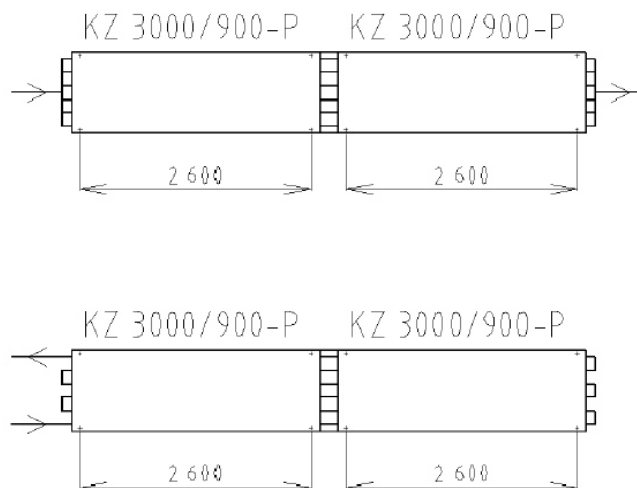
#### 3.2.1 Sálavé panely

Sálavými panely rozumíme zařízení tvořené z rozvodných trubek, kterými proudí teplotonosná látka. Rozvodné trubky jsou připevněny na hliníkových nebo ocelových lamelách, jež tvoří samotnou otopnou plochu. Z vrchu jsou trubky a lamely zakryty tepelnou izolací tloušťky 40 mm a překrytou reflexní folií k omezení úniku tepla směrem ke střeše objektu. Z boku jsou opatřeny bočnicemi z hliníkového plechu (tzv. křídélka), která mohou při správném provedení sloužit jako prvky pro omezení konvekční složky sdílení tepla. Sálavé panely jsou zavěšovány pod strop a upevňovány pomocí uzlových řetízků s napínacími šrouby do stropní konstrukce. Do panelů lze integrovat i osvětlení. Schéma panelu je na obrázku 3-2. [1][2]



Obr. 3-2 Schéma sálavého panelu: 1 – trubkový registr; 2 – lamela; 3 – nosný příčník; 4 – napínací šroub; 5 – bočnice; 6 – uzlový řetízek; 7 – tepelná izolace; 8 – reflexní folie [2]

Šířka panelu závisí na počtu rozvodných trubek (modulů), šířka jednoho modulu bývá 150 mm. Firma KOTRBATÝ V.M.Z. dodává sálavé panely o šířkách od 300 mm (2 moduly) až do šířky 1 500 mm (10 modulů). Délka jednoho panelu bývá maximálně 6 metrů, ale pomocí spojování lze vytvořit teoreticky nekonečný sálavý pas. Spojování sálavých panelů je provedeno buď svařováním, nebo pomocí lisovacích fitinek (do PN 16). Spojovací místo je zespodu překryto plechem a z vrchu opatřeno tepelnou izolací, takže spojené panely tvoří jeden kompaktní celek. Na koncích jsou pasy opatřeny rozdělovacími registry, jejichž tvar závisí na požadovaném zapojení jednotlivých trubek pasu. Základními druhy zapojení trubek je zapojení sériové a paralelní (viz obrázek 3-3). [2]



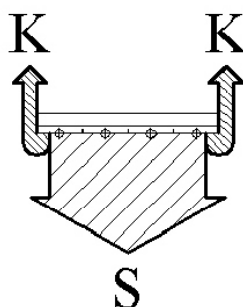
Obr. 3-3 Zapojení sálavého panelu [3]

### Sálavá účinnost

Pro sálavé panely je sálavá účinnost definována jako poměr sálavého tepelného výkonu sdíleného do okolí a celkového tepelného výkonu předaného do okolí daného součtem sálavého a konvekčního tepelného výkonu. Konvekční tepelný výkon uniká pod střechu objektu (viz obrázek 3-4) a při jeho následném nevyužití se jedná o výkon ztrátový. [2]

$$\eta_s = \frac{\Phi_s}{\Phi_c} = \frac{\Phi_s}{\Phi_s + \Phi_k}, \quad (10)$$

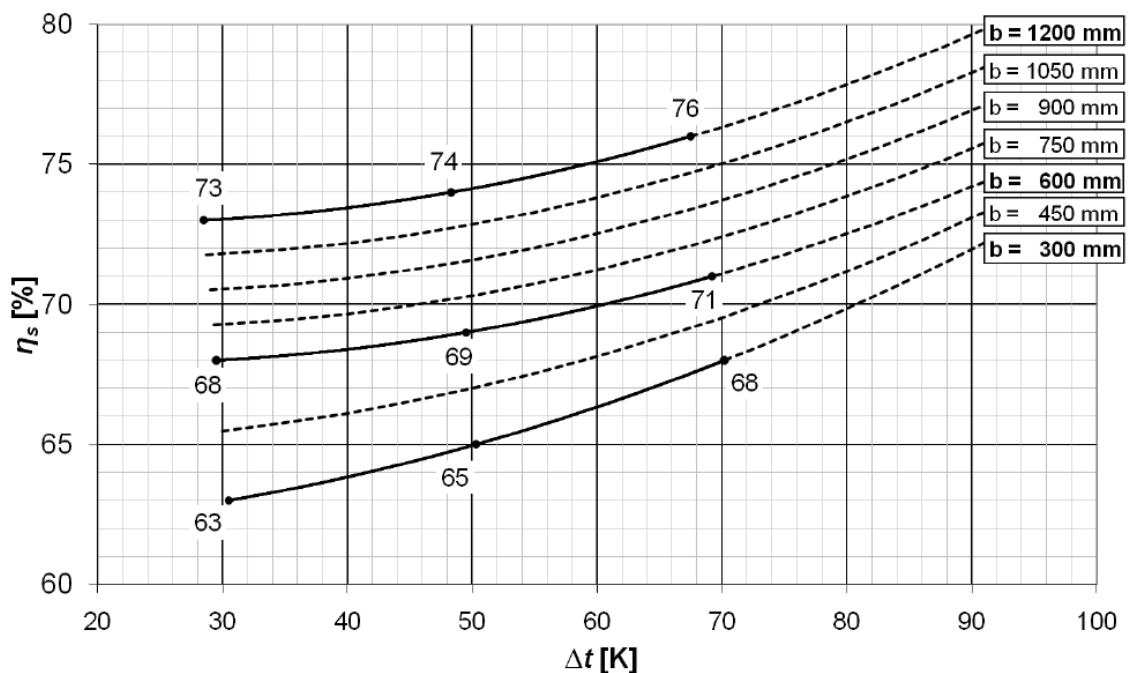
kde	$\eta_s$	[-]	je sálavá účinnost panelu,
	$\Phi_c$	[W]	celkový tepelný výkon sdílený do okolí,
	$\Phi_s$	[W]	tepelný výkon sdílený do okolí sáláním,
	$\Phi_k$	[W]	tepelný výkon sdílený do okolí konvekcí. [2]



Obr. 3-4 Rozdělení celkového tepelného výkonu sálavého panelu [4]

Experimentálním měřením bylo zjištěno, že sálavá účinnost je významně ovlivněna šířkou panelu  $b$  [mm] a pracovním rozdílem teplot  $\Delta t$  [K]. Tato závislost je zobrazena na obrázku 3-5. Ze závislosti vyplývá, že čím je větší šířka panelu  $b$ , tím

roste i sálavá účinnost a zároveň čím je větší pracovní rozdíl teplot  $\Delta t$ , tím je opět větší i sálavá účinnost. Běžné hodnoty sálavé účinnosti sálavých panelů se pohybují kolem 70 %. [4]



Obr. 3-5 Závislost sálavé účinnosti na šířce panelu a pracovním rozdílu teplot [2]

### Intenzita osálení temena hlavy

Intenzita osálení temena hlavy je v případě sálavých panelů dána vztahem:

$$I_s = \frac{\Phi_{inst} \cdot \eta_s}{A}, \quad (11)$$

kde  $\Phi_{inst}$  [W] je instalovaný tepelný výkon sálavých panelů,  
 $\eta_s$  [-] sálavá účinnost,  
 $A$  [m<sup>2</sup>] půdorysná vytápěná plocha. [1]

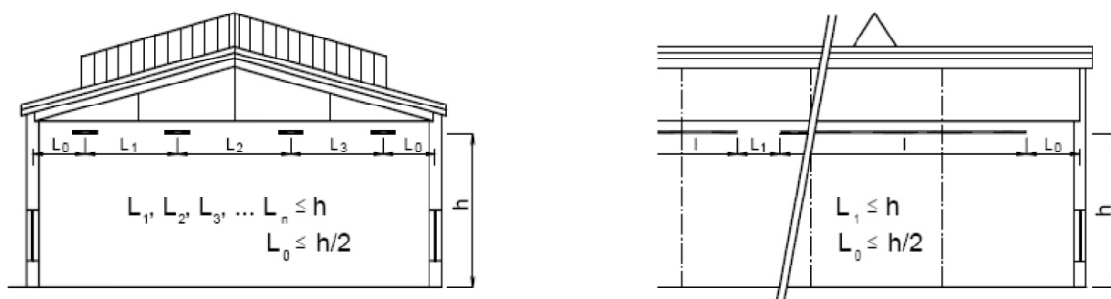
### Možnosti aplikace

Sálavé panely je možné uplatnit téměř do jakéhokoliv halového objektu. Lze je umístit do výšky od 3 až do 20 metrů, rostoucí výška zavěšení sebou ovšem nese zvyšování požadovaného instalovaného tepelného výkonu a je tedy nezbytné ji zohlednit při projektování (viz kapitola 5.1.1). Omezení instalace sálavých panelů je minimální a to díky nízkým povrchovým teplotám i pro provozy s nebezpečím požáru. Limit jejich instalace představuje pouze jejich velká tepelná setrvačnost, která je předurčuje zejména k celoplošnému vytápění.



### Rozmístění sálavých panelů

Při návrhu rozmístění sálavých panelů je pro dosažení rovnoměrnosti osálení dodržováno pravidlo, že vzdálenost  $L_0$  mezi krajním pasem a stěnou by neměla být větší než polovina výšky jejich zavěšení  $h$  a rozteč mezi jednotlivými pasy  $L_n$  by neměla být větší než výška jejich zavěšení. Důležitým aspektem při rozmisťování je uvažování vlivů ve vytápěné oblasti jako je např. vliv chladných stěn, vnitřní zdroje tepla, vrata otevíraná do venkovního prostředí, světlíky atd. Z toho důvodu je při projektování vhodné halu rozčlenit na části a to zejména podle tepelné ztráty. Nutné je uvažovat i délku rozvodného potrubí s ohledem na investiční náklady a na hydraulické vyvážení soustavy. Obecně je doporučováno soustředit rozvodné potrubí (armatury) u jednoho z čel hal.



Obr. 3-6 Schéma rozmístění sálavých panelů [2]

### Výhody a nevýhody

Mezi výhody sálavých panelů patří, kromě již zmíněné univerzálnosti jejich použití, jejich téměř bezporuchový provoz. Poruchy jsou spíše způsobeny jinými prvky než panely, jako např. armatury a čerpadla. Provoz samotných panelů je téměř bezporuchový, z čehož vyplývají i nižší nároky na údržbu systému.

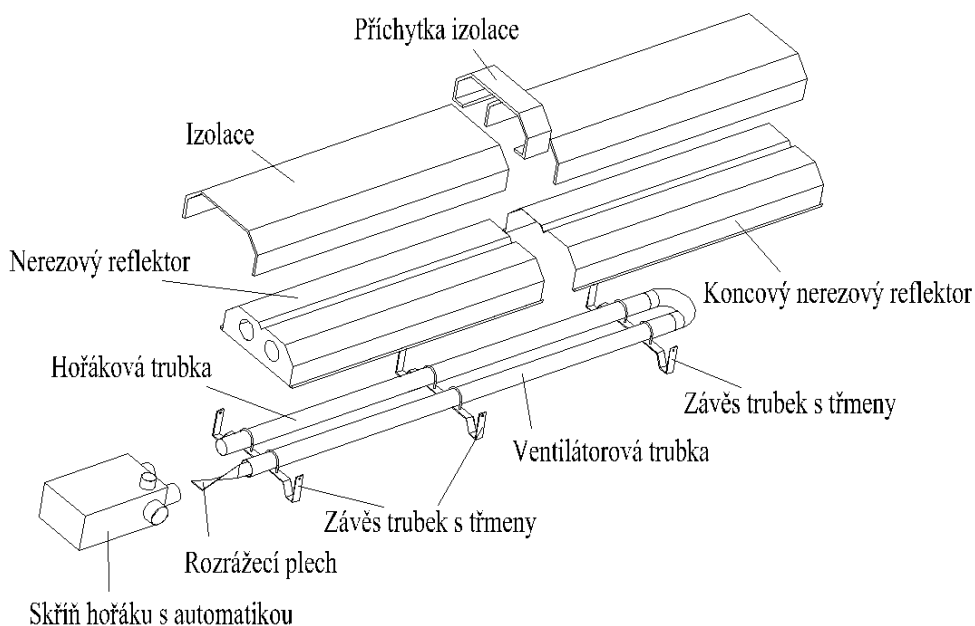
Nevýhodou může představovat jejich větší hmotnost (potrubí jsou z oceli a při provozu naplněny vodou) a požadavek na větší volný prostor pod stropem haly (omezení např. jeřábem).

#### 3.2.2 Světlé a tmavé plynové zářiče

Rozdělení plynových zářičů na světlé a tmavé vyplývá z barvy povrchu při jejich provozní teplotě. Tmavé zářiče svoji barvu při provozu nemění, světlé zářiče spalují plyn za vysoké teploty na keramických destičkách, které za provozu „svítí“.

### Tmavé plynové zářiče

Tmavý plynový zářič je zařízení, které obsahuje plynový hořák s automatikou pro regulaci tlaku plynu (oboje umístěno v řídicí skříni), spalinový ventilátor, rozvodnou trubici (tvaru písmene I nebo U) a reflexním zákrytem, který může být z vrchní strany opatřen tepelnou izolací k omezení úniku tepla pod strop haly. Schéma tmavého plynového zářiče v provedení U je na obrázku 3-7.

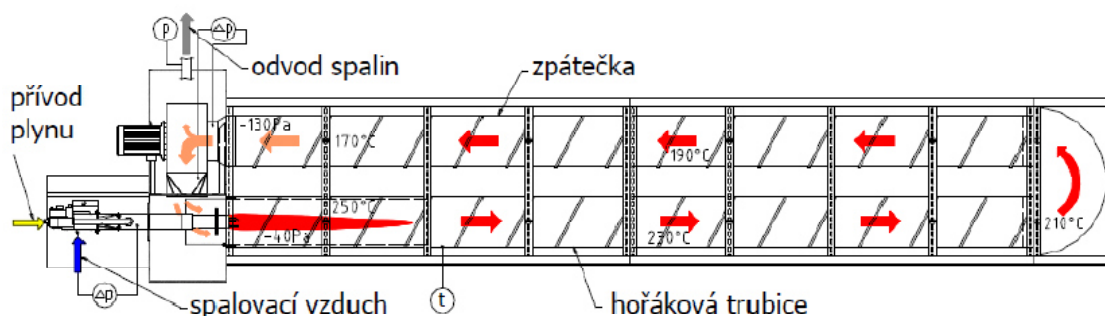


Obr. 3-7 Schéma tmavého plynového zářiče typu U [2]

Plyn je spalován v hořáku, odkud jsou spaliny vedeny do trubice, kde dochází k jejich ochlazení a zvýšení teploty povrchu trubice. Na vstupu do trubice mají spaliny teplotu přibližně 500 °C, na výstupu 160 až 250 °C (v závislosti na délce trubice). Ochlazené spaliny jsou odváděny kouřovody přímo mimo objekt. Provedení reflexního zákrytu má velký vliv na sálavou účinnost zářiče, jeho špatná konstrukce (úzká postraní křídélka, absence koncových čel) a materiál (lesklý hliník má větší odrazivost než nerezový plech, ale kratší životnost) můžou mít za následek snížení sálavé účinnosti až na 50 %. Vliv na sálavou účinnost má i způsob zavěšení zářiče, obvykle je zářič zavěšen vodorovně pod stropem haly, ale lze zářič umístit i do svislé polohy, to sebou ovšem nese zvýšení konvekčního přenosu tepla (ztrát). Tepelná izolace (obvykle tloušťky 20 mm) na vrchní straně reflexního zákrytu zlepšuje využití přivedené tepelné energie o 3 až 5 %. [2][4]

Běžné výkony tmavých plynových zářičů se pohybují v rozmezí mezi 5 až 50 kW a jejich délky v rozpětí od 3 do 12 metrů pro trubice tvaru U a od 5 do 22 metrů pro trubice tvaru I. [4]

Samostatnou podkapitolu tmavých zářičů tvoří tzv. kompaktní plynové zářiče (viz obrázek 3-8). V principu se jedná o tmavé zářiče s recirkulací spalin, díky které dochází ke snížení povrchové teploty zářiče a tudíž i k lepšímu využití tepla ve spalinách. Tento typ zářičů dosahuje sálavé účinnosti cca 85 %. Uplatnění tento typ nachází např. v nových halách s nižší tepelnou ztrátou. [2]



Obr. 3-8 Kompaktní plynový zářič [2]

### Možnosti aplikace tmavých zářičů

Tmavé zářiče jsou vhodné pro haly o nižší výšce. Omezení tvoří prostory s nebezpečím výbuchu, kde nesmějí být tmavé zářiče instalovány. Dalším omezením může být jejich nižší dynamika (např. doba náběhu 10 až 15 minut), což jejich aplikaci limituje spíše na velkoplošné vytápění. [2]

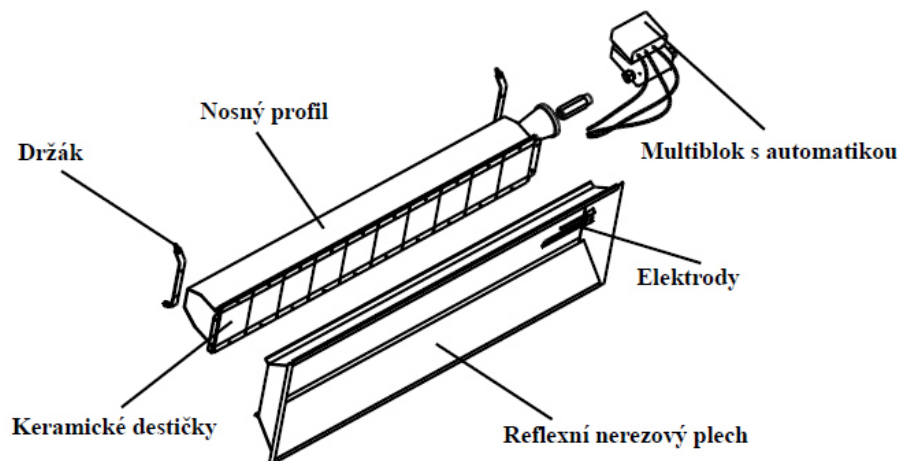
### Výhody a nevýhody tmavých zářičů

Výhodou tmavých zářičů je dobrá rovnoměrnost dodávky tepla při velkoplošném vytápění. Další výhodou představuje možnost instalace do prašného prostředí, které nemá výraznější vliv na sálavý výkon zářičů.

Nevýhodou je nižší sálavá účinnost, již zmíněná delší náběhová reakce a nesmíme opomenout ani jejich větší rozměry a vyšší obsah  $\text{NO}_x$  ve spalinách. [2]

### Světlé plynové zářiče

Světlý plynový zářič je zařízení, které se skládá ze směšovací komory, keramických perforovaných destiček, řídicí automatiky, vstupní trysky, zapalovací a ionizační elektrody a z nerezového reflexního zákrytu. Schéma světlého plynového zářiče je na obrázku 3-9.



Obr. 3-9 Schéma světelného plynového zářiče [2]

U světelných plynových zářičů probíhá bezplamenné katalytické spalování směsi plynu a vzduchu na povrchu keramických destiček, kde je dosahováno teplot 900 až 950 °C. V důsledku tohoto způsobu spalování dochází k velmi malé produkci škodlivin, odvod spalin proto může být realizován jednotně v nejvyšším místě haly axiálním ventilátorem. Nezbytností je, aby tento ventilátor byl v činnosti vždy, když bude v provozu minimálně jeden z instalovaných světelných zářičů v daném vytápěném prostoru. Stejně jako v případě tmavého plynového zářiče, je sálavá účinnost světelného plynového zářiče závislá na kvalitě provedení reflexního zákrytu. [2][4]

Výkon světelných plynových zářičů je závislý na jejich typu a konstrukci. Běžné výkony se pohybují ve stejných hodnotách jako u tmavých zářičů, ale světelné zářiče dosahují vyšší sálavé účinnosti než zářiče tmavé.

### Možnosti aplikace světelných zářičů

Uplatnění nacházejí světelné zářiče přednostně v halách o vyšších výškách. Stejně jako tmavé zářiče tak i světelné mohou být instalovány pouze v nevybušném prostředí, ale oproti tmavým nejsou vhodné do prašného prostředí. V důsledku jejich vyšší sálavé účinnosti nejsou vhodné do prostor, kde se nacházejí technologie citlivé na osálení. [2]

### Výhody a nevýhody světelných zářičů

Výhodou světelných zářičů je jejich vyšší sálavá účinnost než tmavé zářiče, tudíž i nižší spotřeba plynu, z čehož plyne nižší potřeba materiálu na rozvodná potrubí. Další výhody představují mnohem menší rozměry než v případě tmavých zářičů a velmi malý obsah  $\text{NO}_x$  ve spalinách. Nespornou výhodou je jejich rychlá reakce (3 až 5 minut).

Vyšší sálavá účinnost ovšem může představovat i nevýhodu ve vysoké hodnotě osálení temene hlavy a u technologií citlivých na osálení. [2]

### Sálavá účinnost plynových zářičů

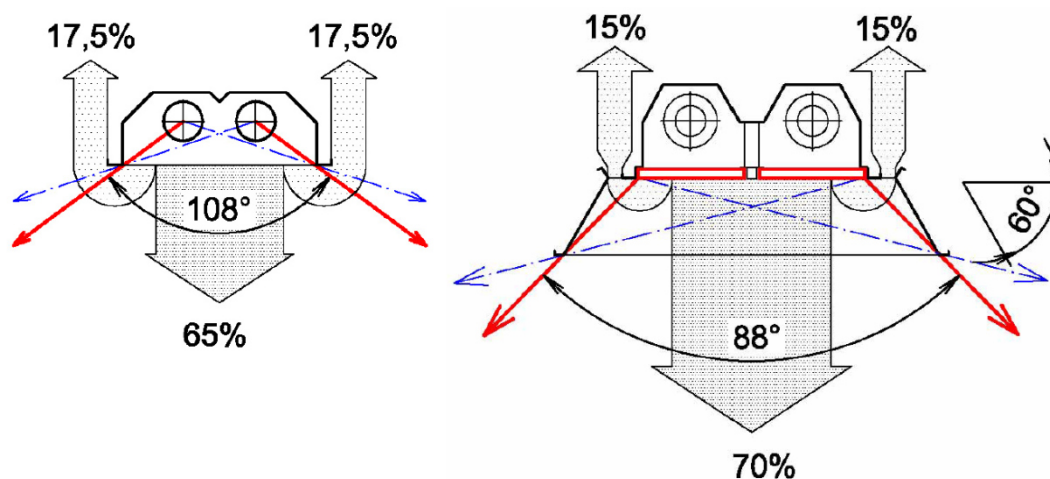
Sálavá účinnost je u plynových zářičů definována jako podíl jejich sálavého tepelného výkonu a příkonu.

$$\eta_s = \frac{\Phi_s}{\Phi_p} = \frac{\Phi_s}{H_{plyn} \cdot V}, \quad (12)$$

kde	$\eta_s$	[-]	je sálavá účinnost,
	$\Phi_s$	[W]	sálavý tepelný výkon zářiče,
	$\Phi_p$	[W]	příkon zářiče,
	$H_{plyn}$	[J/m <sup>3</sup> ]	výhřevnost plynu,
	$V$	[m <sup>3</sup> /s]	spotřeba plynu. [1]

### Úhel jádrového sálání

Prostor, do kterého je dodávána většina tepla sdíleného sáláním z plynových zářičů, je stanoven za pomoci úhlu jádrového sálání. Tento úhel je základním parametrem při návrhu rozmístění plynových zářičů. Velikost úhlu jádrového sálání je vyvozena z typu a provedení sálavého zářiče a je stanovován výrobcem.

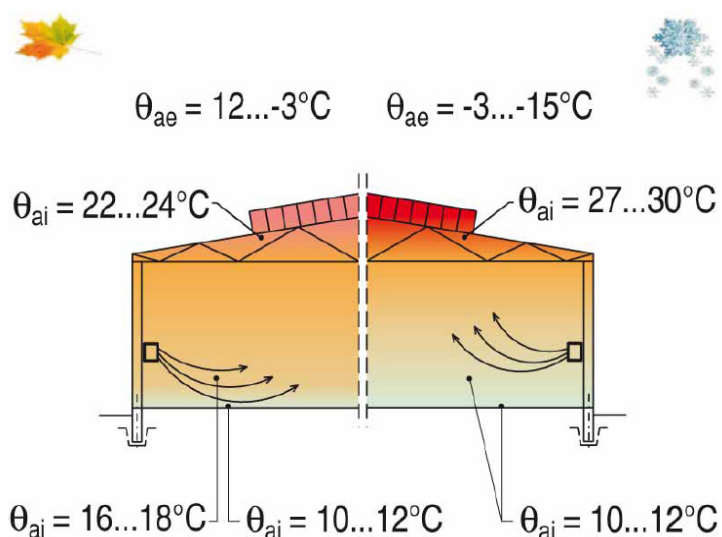


Obr. 3-10 Úhel jádrového sálání (červená šipka) pro tmavý plynový zářič (vlevo) a světlý plynový zářič (vpravo) [1]

### 3.3 Teplotní poměry v hale

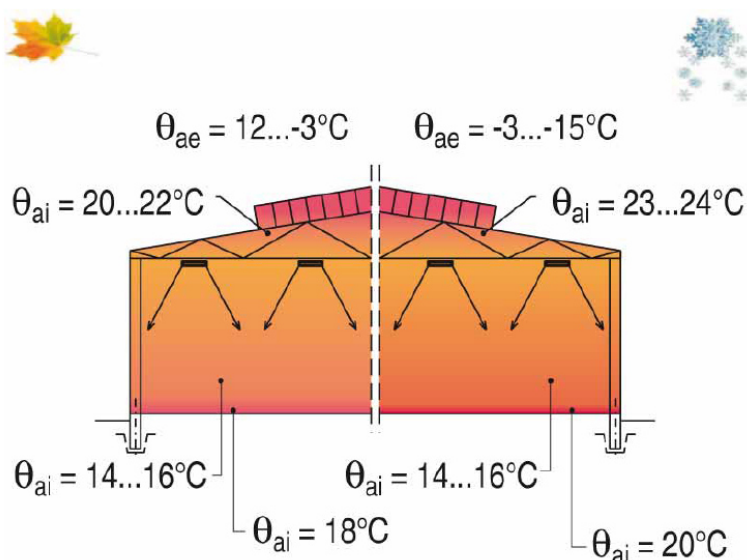
Použitý způsob vytápění přímo ovlivňuje teplotní poměry v hale. Při použití teplovzdušných jednotek (viz obrázek 3-11) je v oblasti pobytu osob v přechodném období dosaženo požadovaných hodnot teploty vzduchu. V zimním období je u podlahy dosahováno nižších teplot a nemusí tak být zajištěna tepelná pohoda pracovníků.

Naopak pod střešním pláštěm teplota roste na 27 až 30 °C, což značně zvyšuje tepelné ztráty objektu.



Obr. 3-11 Teplotní poměry v hale při použití teplovzdušných jednotek [1]

Naproti tomu při použití sálavého vytápění haly (viz obrázek 3-12) je v přechodném i zimním období dosahováno v pásmu pobytu osob stejných teplot vzduchu kolem 15 °C. V porovnání s teplovzdušným vytápěním je dosaženo vyšších teplot těsně nad podlahou a to z důvodu, že u sálavého vytápění je podlaha využita jako druhotná otopná plocha. Naopak v oblasti pod střešním pláštěm je dosahováno nižších teplot (cca 24 °C) a snížení tepelných ztrát objektu.



Obr. 3-12 Teplotní poměry v hale při použití sálavého vytápění [1]

## 4. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Tepelné ztráty objektu byly stanoveny podle výpočtu uvedeného v normě ČSN EN 12 831 (viz kapitola 4.2). Před výpočtem samotných tepelných ztrát bylo nutno určit součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních konstrukcí (viz kapitola 4.1).

### 4.1 Součinitel prostupu tepla

#### Průsvitné a neprůsvitné stavební konstrukce

Hodnota součinitele prostupu tepla  $U_k$  [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ] pro průsvitné části, dveře a vrata byla určena z technických podkladů poskytovaných výrobcem. Pro neprůsvitné stavební konstrukce byla hodnota součinitele prostupu tepla stanovena výpočtem podle vzoru uvedeného v normě ČSN EN ISO 6946 a to podle vzorce:

$$U_k = \frac{1}{R_{si} + \sum R_n + R_{se}} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{se}}, \quad (13)$$

kde	$U_k$	[ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]	je součinitel prostupu tepla,
	$R_{si}$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce,
	$R_n$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	odpor při vedení tepla n-tou stavební konstrukcí,
	$R_{se}$	[ $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ]	odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce,
	$s_n$	[m]	tloušťka n-té stavební konstrukce,
	$\lambda_n$	[ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]	součinitel tepelné vodivosti n-té stavební konstrukce.

Z důvodu výpočtu tepelných ztrát zjednodušenou metodou (bez uvažování lineárních tepelných mostů) musí být ve výpočtech, místo hodnoty součinitele prostupu tepla vypočítaného podle předchozího vztahu, použit tzv. korigovaný součinitel prostupu tepla  $U_{kc}$  [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ].

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \quad (14)$$

kde	$U_k$	[ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]	je součinitel prostupu tepla stavební části,
	$\Delta U_{tb}$	[ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]	korekční součinitel závisející na provedení stavby.

S ohledem na skutečnost, že řešený objekt je dobře zateplenou novostavbou, byla hodnota korekčního součinitele  $\Delta U_{tb}$  stanovena na  $0,05 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ .

Tab. 4-1 Hodnoty součinitele prostupu tepla jednotlivých konstrukcí

Konstrukce	$U$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	Konstrukce	$U$ [W/m <sup>2</sup> ·K]
Okno	1,10	Stěna: přístavek – hala s obkladem	0,50
Prosklení	1,10	Stěna: hala – hala	0,21
Dveře vnější	1,10	Příčka 115	1,32
Dveře vnější – hala	1,10	Příčka 115 s obkladem	1,30
Dveře vnitřní	2,20	Příčka 115 2x obklad	1,29
Dveře prosklené	1,10	Příčka 80	1,64
Dveře do haly	1,26	Příčka 80 s obkladem	1,61
Vrata	1,26	Příčka 80 2x obklad	1,59
Obvodová stěna haly	0,21	Sádrokartonová příčka	0,32
Obvodová stěna přístavku s obkladem	0,18	Železobetonový sokl	0,29
Obvodová stěna přístavku bez obkladu	0,18	Strop přístavku	0,18
Stěna: přístavek – hala s vatou	0,16	Strop haly	0,20
Stěna: přístavek – hala	0,50	Sádrokartonový strop	0,33

Hodnoty součinitelů prostupu tepla uvedené v předchozí tabulce odpovídají požadovaným hodnotám v normě ČSN 73 0540-2. Pouze v případě příčky 115 oddělující technickou místnost 109 od místností 106 a 108 je požadována hodnota nižší, a to 0,75 W/m<sup>2</sup>·K. Proto by bylo vhodné ze strany technické místnosti opatřit tuto příčku tepelnou izolací, jejíž tloušťka při použití polystyrenové izolace vychází minimálně 24 mm.

### Součinitel prostupu tepla podlahou

Výpočet součinitele prostupu tepla podlahou byl proveden podle normy ČSN EN ISO 13 370. Pro výpočet je nezbytné určit velikost charakteristického rozměru  $B'$  [m] a celkovou ekvivalentní tloušťku podlahy  $d_t$  [m].

Charakteristický rozměr  $B'$  [m] se pro danou místnost určí podle následujícího vztahu nebo se pro místnosti bez venkovních stěn využije charakteristický rozměr pro celou budovu.

$$B' = \frac{A}{0,5 \cdot P}, \quad (15)$$



kde  $A$  [m<sup>2</sup>] je plocha uvažované podlahové konstrukce,  
 $P$  [m] délka obvodových stěn uvažované podlahové konstrukce oddělující vytápěný prostor od venkovního prostředí.

Celková ekvivalentní tloušťka podlahy  $d_t$  [m]:

$$d_t = w + \lambda_{zeminy} \cdot (R_{si} + R_f + R_{se}), \quad (16)$$

kde  $w$  [m] je celková tloušťka příslušné obvodové stěny,  
 $\lambda_{zeminy}$  [W/m·K] tepelná vodivost přilehlé zeminy (pro daný případ uvažována hodnota pro hlíny a jíly 1,5 W/m·K),  
 $R_f$  [m<sup>2</sup>·K/W] tepelný odpor podlahy.

Součinitel prostupu tepla podlahy se následně určí podle jednoho z následujících dvou vztahů v závislosti velikosti charakteristického rozměru a celkové ekvivalentní tloušťky podlahy.

$$d_t < B': U_{podlahy} = \frac{2 \cdot \lambda_{zeminy}}{\pi \cdot B' + d_t} \cdot \ln \left( \frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right) \quad (17)$$

$$d_t \geq B': U_{podlahy} = \frac{\lambda_{zeminy}}{0,457 \cdot B' + d_t} \quad (18)$$

Podle vypočítané hodnoty součinitele prostupu tepla podlahy se určí z tabulky obsažené v normě ČSN EN 12 831 ekvivalentní součinitel prostupu tepla  $U_{equiv}$  [W/m<sup>2</sup>·K], který je uvažován ve výpočtu tepelných ztrát. Při výpočtu součinitele prostupu tepla podlahou v halách daného objektu je nutné zohlednit jinou skladbu podlahové konstrukce po vnějším obvodu hal, tudíž pro haly jsou stanoveny dvě hodnoty součinitelů prostupu tepla podlahou (pro okraj a střed). Všechny uvedené hodnoty odpovídají požadavkům normy ČSN 73 0540-2 (0,45 W/m<sup>2</sup>·K).

Tab. 4-2 Hodnoty součinitele prostupu tepla podlahou

Místnost	$U$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	
	Okraj	Střed
101	0,16	–
102	0,14	–
103	0,14	–
104	0,14	–
105	0,14	–
106	0,14	–
107	0,14	–
108	0,14	–
109	0,16	–
110	0,17	0,16
111	0,18	0,16
112	0,18	0,16

#### 4.2 Celková návrhová tepelná ztráta

Norma ČSN EN 12 831 udává celkovou návrhovou tepelnou ztrátu jako součet návrhové tepelné ztráty prostupem tepla a větráním, který je v případě vyšších prostor korigován korekčním součinitelem  $f_{h,i}$ , který je dán výškou haly a způsobem jejího vytápění.

$$\Phi = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{h,i}, \quad (19)$$

kde	$\Phi$	[W]	je celková návrhová tepelná ztráta,
	$\Phi_{T,i}$	[W]	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla,
	$\Phi_{V,i}$	[W]	návrhová tepelná ztráta větráním,
	$f_{h,i}$	[W]	korekční výškový součinitel (pro dané haly $f_{h,i} = 1$ ).

#### Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (20)$$

kde	$H_{T,ie}$	[W/K]	je součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy,
	$H_{T,iue}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem,

$H_{T,ig}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu,
$H_{T,ij}$	[W/K]	součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu,
$\theta_{int,i}$	[°C]	vnitřní výpočtová teplota vytápěného prostoru,
$\theta_e$	[°C]	venkovní oblastní výpočtová teplota.

### Návrhová tepelná ztráta větráním pro přístavek

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (21)$$

kde	$H_{V,i}$	[W/K]	je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním,
	$\dot{V}_i$	[m <sup>3</sup> /s]	množství přiváděného venkovního vzduchu,
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě,
	$c_p$	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě.

Množství přiváděného vzduchu do místnosti je určeno pomocí hodnoty intenzity výměny vzduchu dané místnosti a vypočítá se podle vztahu:

$$\dot{V}_i = \frac{n_i \cdot V_i}{3\,600}, \quad (22)$$

kde	$n_i$	[1/h]	je intenzita výměny vzduchu i-té místnosti,
	$V_i$	[m <sup>3</sup> ]	objem i-té místnosti.

### Návrhová tepelná ztráta větráním pro haly

V případě hal bude tepelná ztráta hrazena ohřevem přiváděného vzduchu ve vzduchotechnické jednotce opatřené výměníkem zpětného získávání tepla. Proto je pro haly tepelná ztráta určena podle vztahu č. 23. Teplota  $\theta_{ZZT}$  je rovna 13,5 °C a její určení je uvedeno v kapitole č. 7. Množství přiváděného vzduchu je určeno, stejně jako u přístavku, podle vztahu č. 22. V případě výrobní haly 110 je toto množství navýšeno o hodnotu 1 500 m<sup>3</sup>/h, které je bez užitku odváděno od lakovny přímo do venkovního prostředí. Svařovací boxy a tryskací box mají vlastní cirkulační jednotky s filtrací vzduchu, proto je není nutné zohledňovat ve výpočtu tepelných ztrát.

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\theta_{int,i} - \theta_{ZZT}), \quad (23)$$

kde	$\theta_{ZZT}$	[°C]	je teplota vzduchu za výměníkem zpětného získávání tepla.
-----	----------------	------	---

### 4.3 Tepelné ztráty objektu

Vypočtené hodnoty tepelných ztrát jednotlivých místností včetně hodnot pro celý objekt jsou uvedeny v následující tabulce 4-3.

Tab. 4-3 Hodnoty tepelných ztrát jednotlivých místností

Místnost	$\theta_{int,i}$ [°C]	$\dot{V}_i$ [m <sup>3</sup> /h]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_i$ [W]
<b>101</b>	18	6,4	236	71	308
<b>102</b>	20	15,5	196	183	379
<b>103</b>	18	4,5	-4	49	45
<b>104</b>	15	1,2	-72	12	-60
<b>105</b>	20	30,3	85	357	442
<b>106</b>	20	10,5	120	124	244
<b>107</b>	24	13,4	407	176	583
<b>108</b>	24	12,0	342	157	499
<b>109</b>	5	9,0	-249	61	-188
<b>110</b>	18	3 489,0	19 609	5 286	24 895
<b>111</b>	15	2 475,2	19 122	1 250	20 372
<b>112</b>	18	16,2	144	25	169
<b>Součet</b>			39 935	7 752	47 687

## 5. NÁVRH VYTÁPĚNÍ HAL

Použitá technologie ve výrobní hale řešeného objektu (lakovna, tryskací box a svařovací boxy) limituje volbu systému vytápění pouze na systém se zavěšenými sálavými panely. Pro skladovací halu je rovněž zvolen systém se zavěšenými sálavými panely, v případě instalace plynových zářičů by mohlo docházet k negativnímu osálení uskladněných výrobků.

### 5.1 Teoretický postup návrhu sálavých panelů

V první fázi návrhu vytápění pomocí sálavých panelů je rozčlenění haly na jednotlivé části s různými nároky na dodávku tepla (různými tepelnými ztrátami). Následuje volba jejich vhodného umístění podle pravidel uvedených v kapitole 3.2.1, které má vliv na požadovaný instalovaný výkon panelů. Podle minimálního požadovaného měrného výkonu panelů a projektovaného teplotního spádu otopné vody se z tabulek výrobců zvolí odpovídající šířka panelu. Vhodné je při výběru uvažovat i zapojení panelů.

#### 5.1.1 Požadovaný instalovaný výkon

Stejně jako v případě klasických otopných těles, jejichž výkon je stanoven při nominálních podmínkách, je i výkon sálavých panelů stanoven při nominálních podmínkách a je nezbytné provést korekce požadovaného výkonu. Tabulkové výkony sálavých panelů odpovídají výšce zavěšení 6 metrů, teplotě v prostoru 20 °C a jejich vodorovnému zavěšení.

#### Korekce na vyšší výšku zavěšení než 6 metrů

Rostoucí výška negativně ovlivňuje výkon panelů a zvyšuje tak požadovaný instalovaný výkon panelů, proto je nutné provést korekci vypočtených tepelných ztrát podle vzorce:

$$\Phi_{pož} = \Phi \cdot f_1, \quad (24)$$

kde	$\Phi_{pož}$	[W]	je požadovaný instalovaný výkon,
	$\Phi$	[W]	tepelná ztráta,
	$f_1$	[-]	korekční součinitel, jehož hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce 5-1. [5]

Tab. 5-1 Hodnoty korekčního součinitele  $f_1$  [5]

$h$ [m]	6	8	10	12	15
$f_1$ [-]	1,00	1,08	1,12	1,18	1,25

**Korekce na nižší výšce zavěšení než 6 metrů**

Nižší výška zavěšení má pozitivní vliv na požadovaný instalovaný výkon, který se s klesající výškou snižuje a díky tomu klesá i spotřeba tepla. Korekční součinitel pro nižší výšce zavěšení  $f_2$  (hodnoty uvedeny v tabulce 5-2) je závislý na rozměrech haly (délka  $L$ , šířka  $B$ , výška  $H$ ) a na výšce zavěšení  $h$ . [5]

$$\Phi_{pož} = \Phi \cdot f_2, \quad (25)$$

Tab. 5-2 Hodnoty korekčního součinitele  $f_2$  [5]

$\frac{h}{H-1}$	$L/B$		
	2	2 až 5	5
1	1	1	1
0,95	0,967	0,981	0,989
0,9	0,935	0,963	0,979
0,85	0,904	0,944	0,969
0,8	0,874	0,927	0,959
0,75	0,845	0,910	0,949
0,7	0,817	0,839	0,939
0,65	0,790	0,877	0,930
0,6	0,764	0,861	0,920
0,55	0,739	0,845	0,911
0,5	0,715	0,830	0,902
0,45	0,692	0,816	0,893
0,4	0,670	0,802	0,884

**Korekce na teplotu ve vytápěném prostoru**

Tepelný výkon panelů je stanoven pro teplotu 20 °C ve vytápěném prostoru. Pro nižší teploty předaný tepelný výkon do prostoru roste, což zohledňuje korekční součinitel  $f_3$  (hodnoty v tabulce 5-3). [2]

$$\Phi_{pož} = \frac{\Phi}{f_3}, \quad (26)$$

Tab. 5-3 Hodnoty korekčního součinitele  $f_3$  [2]

$\theta_{int,i}$ [°C]	24	22	20	18	16	14	12	10
$f_3$ [-]	1,03	1,01	1,00	0,99	0,97	0,96	0,95	0,94

**Korekce na šikmé osazení**

Při šikmém zavěšení sálavých panelů roste podíl konvekční složky a tím klesá množství dodané tepelné energie do prostoru, proto musí být výkon panelu navýšen. Korekční součinitel  $f_4$  je závislý na úhlu  $\alpha$ , který svírá panel s vodorovnou rovinou. [1]

$$\Phi_{pož} = \Phi \cdot f_4, \quad (27)$$

Tab. 5-4 Hodnoty korekčního součinitele  $f_4$  [1]

$\alpha$ [°]	$f_4$ [-]
30	1,10
40	1,15

**5.1.2 Výkon sálavých panelů**

Výrobci udávají výkon vztažený na metr délky panelu v závislosti na šířce panelu  $b$  [mm] a pracovním rozdílu teplot  $\Delta t$  [K]. Měrný výkon panelů je dán normou ČSN EN 14 037-3 a vztahem:

$$q_0 = 1,1 \cdot C \cdot \Delta t^n, \quad (28)$$

kde  $q_0$  [W/m] je měrný výkon panelu,  
 $C$  [-] experimentálně stanovená konstanta,  
 $n$  [-] teplotní exponent panelu. [2]

Orientační hodnoty konstanty  $C$  a teplotního exponentu panelu  $n$  v závislosti na šířce panelu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5-5 Hodnoty konstant panelů [5]

<b><math>B</math> [mm]</b>	<b><math>C</math> [-]</b>	<b><math>n</math> [-]</b>
300	1,52	1,18
450	2,17	1,18
600	2,67	1,19
750	3,24	1,19
900	3,79	1,19
1050	4,32	1,19
1200	4,85	1,19

Pracovní rozdíl teplot  $\Delta t$  je dán rozdílem střední teploty teplonosného média a teploty ve vytápěném prostoru.

$$\Delta t = t_m - t_i = \frac{t_{m1} + t_{m2}}{2} - t_i, \quad (29)$$

kde	$\Delta t$	[K]	je pracovní rozdíl teplot,
	$t_m$	[°C]	střední teplota teplonosného média,
	$t_{m1}$	[°C]	teplota teplonosného média na přívodu,
	$t_{m2}$	[°C]	teplota teplonosného média na zpátečce,
	$t_i$	[°C]	teplota vzduchu ve vytápěném prostoru. [5]

## 5.2 Návrh sálavých panelů

Sálavé panely budou hradit pouze tepelnou ztrátu prostupem tepla, což představuje 19,8 kW pro výrobní halu včetně skladu barev a 19,1 kW pro skladovací halu. V první fázi projektu bylo uvažováno s teplotním spádem otopné vody 90/70 °C. Z důvodu na halu relativně nízkých tepelných ztrát a hospodárnosti provozu byl teplotní spád otopné vody pro sálavé panely snížen na 70/55 °C. Sálavé panely jsou zvoleny od firmy KOTRBATÝ V.M.Z.

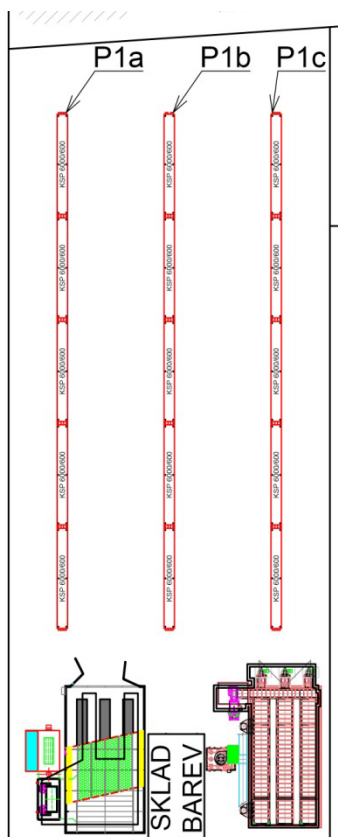
### Výrobní hala

Při návrhu rozmístění sálavých panelů ve výrobní hale je nutné uvažovat přítomnou jeřábovou dráhu ve výšce 6 m. Sálavé panely budou umístěny ve výšce 6,4 m. Řešená hala je široká pouze 18,4 m, proto, i vzhledem ke kvalitní obálce budovy, při rozmístění panelů nezohledňují rozčlenění haly na části se stejnou tepelnou ztrátou a uvažují celou halu jako jednu zónu. Z šířky haly vyplývá umístění 3 pasů s roztečí 6,2 m a odstupem 3 m od obvodových stěn. Kvůli umístění technologie v jižní části haly nebudou pasy po celé délce, ale budou délek pouze 30 m, přičemž jejich odstup od jižní stěny bude 12,1 m. Takto zvolené umístění odpovídá nejen pravidlům uvedených v kapitole 3.2.1, ale i možnosti zavěšení na nosníky v rámci řešené haly.

K určení požadovaného instalovaného výkonu je nutné tepelnou ztrátu korigovat korekčním součinitelem na výšku zavěšení  $f_1$  (1,016) a korekčním součinitelem na teplotu v prostoru  $f_3$  (0,99). Výsledný požadovaný instalovaný výkon poté je 20,3 kW. Minimální měrný tepelný výkon panelu tak vychází 225 W/m. S pomocí pracovního rozdílu teplot  $\Delta t$  (44,5 K) byl z tabulek výrobce vybrán panel šířky 600 mm (4 lamely) s měrným výkonem při daných provozních podmínkách 263 W/m. Výsledný celkový



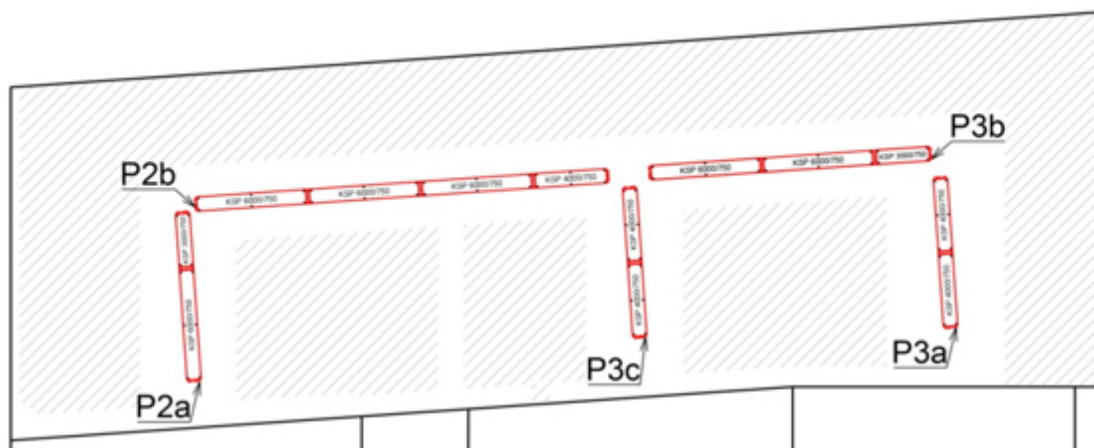
instalovaný výkon ve výrobní hale je 23,6 kW. Každý z pasů (P1a, P1b a P1c) se skládá z pěti panelů o délce 6 m (rozmístění a označení panelů je znázorněno na obrázku 5-1).



Obr. 5-1 Rozmístění panelů ve výrobní hale

### Skladovací hala

Výška zavěšení panelů ve skladovací hale je omezena pouze výškou haly, proto je výška zavěšení volena 6 m. Rozmístění panelů je kvůli skladovacím plochám (vysokému policovému systému) limitováno pouze na komunikace mezi těmito plochami. Z tohoto omezení vychází dvě větve zapojení, obě s délkou panelů 31 m (viz obrázek 5-2). Větev P2 bude složena ze dvou pasů a to z pasu P2a (9 m) a z pasu P2b (22 m). Větev P3 budou tvořit tři pasy a to pas P3a (8 m), pas P3b (15 m) a pas P3c (8 m).



Obr. 5-2 Rozmístění panelů ve skladovací hale

V případě skladovací haly je pro výpočet požadovaného instalovaného výkonu nezbytné uvažovat pouze korekční součinitel na teplotu v prostoru  $f_3$  (0,965). Požadovaný instalovaný výkon pro skladovací halu je 19,8 kW. Pro výběr panelu z katalogu výrobce byl určen minimální měrný tepelný výkon panelů 320 W/m a pracovní rozdíl teplot  $\Delta t$  47,5 K. Zvoleny jsou panely šířky 750 mm (5 lamel) a měrným tepelným výkonem při daných provozních podmínkách 349 W/m, což představuje celkový instalovaný výkon 21,6 kW.

Tab. 5-6 Složení jednotlivých pasů

Pas	Panel KSP délka/šířka [mm/mm]				Délka pasu [m]
	6000/600	3000/750	4000/750	6000/750	
P1a	5	–	–	–	30
P1b	5	–	–	–	30
P1c	5	–	–	–	30
P2a	–	1	–	1	9
P2b	–	–	1	3	22
P3a	–	–	2	–	8
P3b	–	1	–	2	15
P3c	–	–	2	–	8

### 5.3 Zapojení sálavých panelů

Při volbě zapojení sálavých panelů musí být dodržena hodnota minimální rychlosti proudění vody potrubím panelu tak, aby docházelo k unášení molekul vzduchu proudem otopné vody. K tomuto jevu dochází při turbulentním proudění, tudíž při hodnotě Reynoldsova čísla větší než 4000. Zároveň je při turbulentním proudění

intenzivnější přenos tepla do vytápěného prostoru. Reynoldsovo číslo je určeno vztahem:

$$Re = \frac{w_{pan} \cdot d}{\nu} > 4000, \quad (30)$$

kde  $Re$  [-] je Reynoldsovo číslo,  
 $w_{pan}$  [m/s] rychlost proudění vody v potrubí panelu,  
 $d$  [m] vnitřní průměr potrubí panelu,  
 $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] kinematická viskozita vody.

Pro řešený případ jsou trubkové registry zvolených sálavých panelů složeny z ocelového potrubí 28x1,5 mm, střední teplota vody je 62,5 °C, které odpovídá kinematická viskozita vody 0,4575·10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s. Minimální rychlost proudění vody v potrubí panelu tedy bude dána hodnotou:

$$w_{pan,min} > \frac{4000 \cdot \nu}{d} = \frac{4000 \cdot 0,4575 \cdot 10^{-6}}{0,025} = 0,073 \text{ m/s} \quad (31)$$

Pro obě zvolené šířky panelu (600 a 750 mm) byly pomocí přenášeného tepelného výkonu určeny hodnoty rychlosti proudění vody v potrubí v závislosti na počtu paralelně protékajících trubek. Hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5-7 Rychlost proudění vody v potrubí panelu

Počet paralelně protékajících trubek		1	2	3	4	5
Šířka panelu [mm]	Tepelný výkon [W]	$w$ [m/s]				
600	23 625	0,781	0,390	0,260	0,195	–
750	10 819	0,358	0,179	0,119	0,089	0,072

Z tabulky 5-7 vyplývá, že v případě panelů šířky 600 mm lze při daných provozních podmínkách zapojit libovolný počet trubek paralelně, aniž by došlo k nedodržení podmínky minimální hodnoty rychlosti proudění vody potrubím. U panelů šířky 750 mm lze zapojit paralelně maximálně 4 trubky, v případě paralelního zapojení 5 trubek bude podkročena minimální hodnota rychlosti proudění vody.

Ve výrobní hale 110 (panely šířky 600 mm) budou potrubí krajních pasů (P1a a P1c) protékána paralelně a pas P1c bude sériově zapojen za pasem P1a. Kvůli soustředění rozvodů u jednoho čela haly bude potrubí prostředního pasu P1b protékáno paralelně z poloviny (dvěma trubkami) a druhou polovinou se bude otopná voda vracet

zpět k čelu haly. Kvůli nižším požadavkům na dodávku tepla (teploty otopné vody) do středu haly, bude pas P1b zapojen sériově až za pasem P1c. Výsledné zapojení pasů bude tedy v pořadí P1a, P1c a P1b.

Ve skladovací hale 111 (panely šířky 750 mm) nelze, z výše uvedených důvodů, nechat protékat pasy paralelně všemi trubkami pasu. Proto se průtok otopné vody na vstupu do pasu rozdělí do dvou paralelně protékaných trubek a proteče tak všemi pasy umístěnými v dané větvi. Na konci posledního pasu ve větvi se celkový průtok otopné vody rozdělí do zbylých tří trubek a proteče zpět všemi pasy v obráceném pořadí.

Pro dimenzování oběhových čerpadel je nezbytné znát tlakové ztráty prouděním vody potrubím panelů. Ty jsou určeny výpočtem popsáním v kapitole 5.6 a výsledky jsou uvedeny v příloze č. 2.

*Tab. 5-8 Zapojení pasů a ochlazení vody v jednotlivých pasech*

Větev	Postupné zapojení pasů	Paralelně protékaných trubek	$\Delta T$ [K]	$t_{w,vstup}$ [°C]	$t_{w,výstup}$ [°C]
P1	P1a	4	5,0	70,0	65,0
	P1c	4	5,0	65,0	60,0
	P1b	2	2,5	60,0	57,5
	P1b	2	2,5	57,5	55,0
P2	P2a	2	2,4	70,0	67,6
	P2b	2	3,6	67,6	64,0
	P2b	3	5,5	64,0	58,5
	P2a	3	3,5	58,5	55,0
P3	P3a	2	2,3	70,0	67,7
	P3b	2	2,5	67,7	65,2
	P3c	2	1,2	65,2	64,0
	P3c	3	1,8	64,0	62,2
	P3b	3	3,8	62,2	58,4
	P3a	3	3,4	58,4	55,0

#### 5.4 Návrh potrubní sítě

V první fázi je nutné zvolit materiál potrubí. Pro rozvod otopné vody v halách volím ocelová závitová běžná potrubí a to zejména z důvodu nižších pořizovacích

nákladů vzhledem k délce rozvodu. Jelikož budou potrubí v halách přiznaná, musí být na vnější straně natřena ochranným nátěrem proti korozi.

### Návrh světlosti potrubí

Při návrhu průměru potrubí se vychází z přenášeného tepelného výkonu, proto musí být potrubní síť pro výpočet rozdělena na úseky s konstantním přenášeným tepelným výkonem (průtokem kapaliny). Pomocí přenášeného výkonu se určí průtok vody průřezem potrubí podle vztahu č. 32. Příklad výpočtu je uveden pro úsek od rozdělovače k pasu P1a, ve kterém je přenášený výkon roven 23 625 W a teplota otopné vody 70 °C, čemuž odpovídá hustota vody 978 kg/m<sup>3</sup>. Měrná tepelná kapacita otopné vody je uvažována pro střední hodnotu teploty v otopné soustavě (62,5 °C) a je rovna 4 184 J/kg·K.

$$\dot{V} = \frac{\Phi_{přen}}{\rho \cdot c_w \cdot \Delta T} = \frac{23\,625}{978 \cdot 4\,184 \cdot 15} = 3,85 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}, \quad (32)$$

kde	$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	je objemový průtok vody,
	$\Phi_{přen}$	[W]	přenášený tepelný výkon,
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vody,
	$c_w$	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita vody,
	$\Delta T$	[K]	projektovaný teplotní spád otopné soustavy.

Samotný návrh světlosti potrubí je proveden metodou optimální rychlosti proudění vody potrubím (pro rozvody otopné vody v okruhu sálavých panelů je uvažována hodnota 1 m/s). Tímto způsobem je získán předběžný vnitřní průměr potrubí podle vztahu:

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot w_{opt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,85 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 1}} = 22,1 \text{ mm}, \quad (33)$$

kde	$d_{vyp}$	[m]	je vypočítaný vnitřní průměr potrubí,
	$w_{opt}$	[m/s]	návrhová rychlost proudění vody potrubím.

Pro dodržení optimální rychlosti proudění se podle vypočteného vnitřního průměru potrubí určí nejbližší skutečný vnitřní průměr. V rámci omezení tlakových ztrát v potrubí a tím i provozních nákladů na provoz čerpadla se volí vnitřní průměr větší než vypočítaný. V takovém potrubí bude při stejném objemovém průtoku nižší hodnota rychlosti proudění než hodnota optimální rychlosti, ale zároveň i nižší hodnota třecích ztrát v potrubí. Stejná situace nastává i u uvedeného příkladu výpočtu, kde

vypočtenému průměru nejvíce odpovídá potrubí DN20 (vnitřní průměr potrubí je 21,6 mm), ale v takovém případě by byla tlaková ztráta tohoto potrubního úseku rovna 35,2 kPa. Proto je zvoleno potrubí DN25 (vnitřní průměr 27,2 mm). Skutečná rychlost proudění vody potrubím je určena vztahem:

$$w_{sk} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3,85 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,027^2} = 0,66 \text{ m/s}, \quad (34)$$

kde  $w_{sk}$  [m/s] je skutečná rychlost proudění vody potrubím,  
 $d$  [m] zvolený vnitřní průměr potrubí.

### 5.5 Izolace potrubí a kompenzátory délkové roztažnosti

Potrubní rozvody jsou v halách vedeny volným prostorem pod střešou. Tato potrubí nebudou izolována, v takovém případě bude docházet k ochlazování teplotní látky, které ovšem není zásadní pro snížení výkonu sálavých panelů. Zároveň vzhledem k odsávání vzduchu z podstropní oblasti do výměníku zpětného získávání tepla nebude uvolněné teplo z rozvodů ztrátové. V rámci technické místnosti, kde je uvažována hodnota vnitřní výpočtové teploty rovna 5 °C, budou potrubí izolována tepelnou izolací Mirelon Pro od firmy Mirel Vratimov.

Prodloužení nejdelšího přímého úseku ocelového potrubí vlivem změny teploty určené podle rovnice č. 35 vychází 5,85 mm a to při uvažování hodnoty součinitele teplotní délkové roztažnosti pro ocel rovnou 0,012 mm/m·K. Stanovená hodnota prodloužení je dostatečně nízká, proto k jeho eliminaci stačí kolena umístěná na konci přímého úseku a není potřeba instalovat kompenzátory délkové roztažnosti.

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T = 32,5 \cdot 0,012 \cdot (70 - 55) = 5,85 \text{ mm}, \quad (35)$$

kde  $\Delta l$  [mm] je změna délky potrubí,  
 $l_0$  [m] délka přímého úseku potrubí,  
 $\alpha$  [mm/m·K] součinitel teplotní délkové roztažnosti materiálu potrubí,  
 $\Delta T$  [K] teplotní spád otopné soustavy.

### 5.6 Tlaková ztráta potrubí

Tlaková ztráta úseku potrubí je dána součtem tlakové ztráty třením a tlakové ztráty místními odpory daného úseku.

$$\Delta p_{pot} = \Delta p_t + \Delta p_m, \quad (36)$$

kde  $\Delta p_{pot}$  [Pa] je tlaková ztráta potrubí,

$\Delta p_t$	[Pa]	tlaková ztráta třením,
$\Delta p_m$	[Pa]	tlaková ztráta místními odpory.

### Tlaková ztráta třením

Tlaková ztráta třením vyjadřuje tlakovou ztrátu při proudění tekutiny přímým úsekem potrubí a je dána vztahem:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w_{sk}^2}{2}, \quad (37)$$

kde	$\lambda$	[-]	je součinitel třecích ztrát,
	$l$	[m]	délka potrubního úseku,
	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota tekutiny.

Součinitel třecích ztrát je závislý na charakteru proudění a drsnosti potrubí a k jeho přesnému určení je zapotřebí použití iteračního výpočtu. Proto se v projektování pracuje s veličinou měrná tlaková ztráta  $R$ , která je vztažena na metr délky potrubí. V takovém případě je tlaková ztráta třením dána vztahem č. 38. Hodnoty měrné tlakové ztráty pro rozvodné potrubí jsou brány z tabulek uvedených v literatuře [6], respektive pro potrubí sálavých panelů v literatuře [5].

$$\Delta p_t = R \cdot l = 240 \cdot 37,9 = 9\,098 \text{ Pa}, \quad (38)$$

kde	$R$	[Pa/m]	je měrná tlaková ztráta.
-----	-----	--------	--------------------------

### Tlaková ztráta místními odpory

Tlaková ztráta místními odpory je dána změnou směru proudění tekutiny. Takové odpory představují kolena, rozdělení nebo spojení proudu, ventily atd. Tlakovou ztrátu místními odpory na úseku potrubí určuje následující vztah:

$$\Delta p_m = \sum \xi \cdot \rho \cdot \frac{w_{sk}^2}{2} = 10,1 \cdot 978 \cdot \frac{0,66^2}{2} = 2\,167 \text{ Pa}, \quad (39)$$

kde	$\xi$	[-]	je součinitel místní ztráty.
-----	-------	-----	------------------------------

Tlaková ztráta v úseku potrubí od rozdělovače k pasu P1a je tedy rovna:

$$\Delta p_{pot} = \Delta p_t + \Delta p_m = 9\,098 + 2\,167 = 11\,265 \text{ Pa} \quad (40)$$

Výpočet tlakových ztrát jednotlivých úseků potrubí je uveden v příloženém souboru programu Microsoft Excel a jejich souhrnné hodnoty pro příslušné okruhy vytápění jsou uvedeny v příloze č. 2.

### 5.7 Hydraulické vyvážení soustavy

Tlaková ztráta větve je rovna součtu tlakové ztráty potrubí (předchozí kapitola) a ostatních prvků umístěných na potrubí (armatury, otopná tělesa). K zajištění požadovaného průtoku v jednotlivých větvích musí mít každá větev stejnou tlakovou ztrátu, toho docílíme škrcením na regulačních armaturách. Pomocí rovnice č. 41 stanovíme hodnotu průtokového součinitele  $k_v$  pro nastavení daného ventilu, které se určí z tabulky nebo grafu výrobce ventilu. Na hydraulicky nejvzdálenější větvi bude regulační armatura plně otevřená při hodnotě jmenovitém průtokovém součinitele  $k_{vs}$  daného ventilu. V případě okruhů se sálavými panely budou použity vyvažovací ventily STAD od firmy IMI Hydronic Engineering. Okruh P1 je tvořen pouze jednou větví, proto není potřeba umísťovat jakoukoliv regulační armaturu k doškrcení tlakové ztráty. Tlakové ztráty jednotlivých větví (bez tlakové ztráty směšovacích armatur a zpětného ventilu) a počet otáček pro přednastavení příslušných vyvažovacích armatur jsou uvedeny v tabulce 5-9. Tlaková ztráta jednotlivých prvků v okruzích vytápění je uvedena v příloze č. 2. Příklad výpočtu v následující rovnici je uveden pro vyvažovací ventil větve s pasy P2, na kterém je potřeba doregulovat tlakovou ztrátu 10 871 Pa.

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{vs}}} = 0,63 \cdot \sqrt{\frac{100\,000}{10\,871}} = 1,92 \text{ m}^3/\text{h}, \quad (41)$$

kde  $k_v$  [m<sup>3</sup>/h] je průtokový součinitel ventilu,  
 $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/h] objemový průtok vody ventilem,  
 $\Delta p_0$  [Pa] tlaková ztráta při plném otevření (100 000 Pa),  
 $\Delta p_{vs}$  [Pa] tlakový spád na regulačním ventilu.

Tab. 5-9 Hodnoty přednastavení vyvažovacích ventilů

Panel	$\Delta p_c$ [kPa]	Otáčky
P1	28,5	–
P2	26,6	2
P3		4



## 6. NÁVRH VYTÁPĚNÍ ADMINISTRATIVNÍHO PŘÍSTAVKU

### 6.1 Návrh otopných těles

Pro kompenzaci tepelných ztrát administrativního přístavku jsou volena otopná tělesa od firmy KORADO. Tato tělesa budou hradit jak tepelnou ztrátu prostupem tepla, tak i tepelnou ztrátu větráním. Při návrhu vhodného otopného tělesa se tedy vychází z požadavku, že výkon tělesa musí být větší nebo minimálně roven celkové tepelné ztrátě místnosti. S ohledem na nižší tepelné ztráty nebudou tělesa umístěna v každé místnosti a budou tedy hradit tepelnou ztrátu více místností (viz tabulka 6-1).

Tab. 6-1 Umístění otopných těles

Místnost umístění OT	Hrazení tepelných ztrát místností		Celková tepelná ztráta [W]
101	101	103	353
102	102	–	379
105	105	106	686
107	107	–	583
108	108	–	499

Teplotní spád soustavy vytápění přístavku je zvolen 70/55 °C, tepelný výkon otopných těles se však stanovuje při nominálním teplotním spádu otopné vody 75/65 °C a teplotě vzduchu v místnosti 20 °C. Proto musí být nominální tepelný výkon tělesa přepočten na skutečné provozní podmínky. Otopná tělesa jsou volena desková řady RADIK VKL s levým spodním připojením a výškou 600 mm, pouze pro místnost 108 (sprcha) je voleno trubkové otopné těleso řady KORALUX LINEAR CLASSIC – M (KLC – M) se středovým spodním připojením. Přehled zvolených otopných těles včetně jejich nominálního i skutečného tepelného výkonu je uveden v následující tabulce 6-2.

Tab. 6-2 Přehled zvolených otopných těles

Místnost	Typ	Rozměr	$\Phi_N$ [W]	$\Phi_{sk}$ [W]
101	RADIK VKL 10	600x800	483	415
102	RADIK VKL 10	600x800	483	391
105	RADIK VKL 11	600x900	902	729
107	RADIK VKL 11	600x900	902	632
108	KLC – M	1220.750	726	519

## 6.2 Návrh potrubní sítě

Za materiál potrubních rozvodů vytápění v administrativním přístavku je zvolena měď, jednotlivé části potrubního rozvodu budou spojována pájením. Vzhledem ke spodním připojením zvolených otopných těles bude potrubí vedeno podlahou. Soustava vytápění administrativního přístavku bude provedena jako dvoutrubková souproutá s odbočkami k jednotlivým otopným tělesům. Návrh světlosti potrubí je proveden metodou optimální rychlosti (viz kapitola 5.4). Za optimální rychlost byla zvolena hodnota 0,6 m/s, průměry však kvůli nízkým přenášeným výkonům vycházely nižší než běžné výrobní řady, proto je ve výsledku celá soustava navržena z měděného potrubí o rozměru 15x1 mm.

## 6.3 Izolace potrubí a kompenzátory délkové roztažnosti

Obdobně jako u rozvodů otopné vody pro sálavé panely musí být i v případě rozvodů otopné vody pro administrativní přístavek izolovány rozvody v technické místnosti. V rámci administrativního přístavku je potrubí vedeno podlahou, proto bude izolováno tepelnou izolací Mirelon Pro. U měděného potrubí je tloušťka izolace volena podle vnějšího průměru potrubí nejbližšího vnějšího průměru potrubí z řady DN. Navrženému průměru potrubí odpovídá dle vyhlášky č. 193/2007 izolace 15/20 mm.

Prodloužení nejdelšího přímého úseku určeného podle rovnice č. 35 (součinitel teplotní délkové roztažnosti pro měď je 0,017 mm/m·K) vychází pouze 0,88 mm. Proto nebudou instalovány žádné kompenzátory délkové roztažnosti.

## 6.4 Hydraulické vyvážení soustavy

Tlakovou ztrátu v soustavě vytápění administrativního přístavku představují tlakové ztráty v potrubí, tělesech a regulačních armatur. Tlaková ztráta v potrubí je určena podle vztahů popsanych v kapitole 5.6 a jejich hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 2. Desková otopná tělesa jsou zvolena v provedení ventil kompakt, tudíž je jejich

tlaková ztráta započtena v tlakové ztrátě integrovaného termostatického regulačního ventilu. U trubkového otopného tělesa je jeho tlaková ztráta stanovena pomocí součinitele místního odporu ekvivalentního potrubí DN15, který udává výrobce. Desková otopná tělesa jsou k soustavě připojena pomocí regulačního H-šroubení IVAR.DD 345, trubkové otopné těleso je připojeno pomocí armatury HM s termostatickou hlavicí od firmy KORADO, na které je vyvážena celá požadovaná tlaková ztráta. Přednastavení regulačních armatur u jednotlivých těles je uvedeno v následující tabulce 6-3.

*Tab. 6-3 Hodnoty přednastavení regulačních armatur*

<b>Místnost umístění otopného tělesa</b>	<b>Přednastavení regulačního šroubení</b>	<b>Přednastavení termostatického regulačního ventilu</b>
101	7	6
102	6	5
105	8	8
107	9	8
108	–	2

## 7. NÁVRH VZDUCHOTECHNIKY

Návrh vzduchotechniky není cílem této práce, nicméně pro návrh rozdělovačů a výkonu zdroje tepla je nezbytné znát alespoň přibližný výkon ohřivače vzduchu ve vzduchotechnické jednotce. Vzduchotechnická jednotka hradí tepelné ztráty větráním pouze v rámci hal, kde bude aplikováno rovnotlaké větrání. Nicméně odvod vzduchu bude realizován i z administrativního přístavku. Za účelem úspory energie bude zvolena vzduchotechnická jednotka s výměníkem zpětného získávání tepla (ZZT). K návrhu takovéto jednotky je nutné znát teplotu odváděného vzduchu, která je určena ze směšovací rovnice:

$$\theta_{odv} = \frac{\sum \dot{V}_i \cdot \theta_{int,m}}{\sum \dot{V}_i}, \quad (42)$$

kde  $\theta_{odv}$  [°C] je teplota odváděného vzduchu,  
 $\dot{V}_i$  [m<sup>3</sup>/h] množství vzduchu odváděného z i-té místnosti,  
 $\theta_{int,m}$  [°C] vnitřní výpočtová teplota vzduchu v i-té místnosti.

V případě výrobní haly 110 je v předchozí rovnici uvažováno množství vzduchu stanovené pomocí intenzity výměny vzduchu (vztah č. 22), ale množství přiváděného vzduchu do téže místnosti bude navýšeno o 1 500 m<sup>3</sup>/h. Tato hodnota představuje množství znehodnoceného vzduchu odsávaného od lakovny, které není možné použít pro výměník ZZT. V halách bude odsáváno z podstropní oblasti, tudíž by se dalo kalkulovat s vyššími teplotami než s návrhovými, ovšem jak už bylo řečeno, jedná se pouze o přibližný výkon ohřivače vzduchu.

Pro návrh vzduchotechnické jednotky byl použit „*Návrhový program jednotek DUPLEX*“ od firmy ATREA. Je uvažováno odsávání vzduchu ze všech místností objektu, jehož množství je stanovené pomocí intenzity výměny vzduchu, což představuje hodnotu 4 583 m<sup>3</sup>/h. Tento vzduch bude mít teplotu 16,4 °C (viz vztah č. 42). Přívod vzduchu bude realizován pouze do hal, jeho množství je stanovené intenzitami výměny vzduchu hal a v rámci výrobní haly navýšeno o již zmíněný přídavek 1 500 m<sup>3</sup>/h. Výsledné množství přiváděného vzduchu je tedy 5 980 m<sup>3</sup>/h. Kvůli rozdílným požadovaným teplotám v jednotlivých halách bude proud vzduchu za výměníkem ZZT rozdělen na dva proudy o průtocích 3 505 m<sup>3</sup>/h (výrobní hala 110) a 2 475 m<sup>3</sup>/h (skladovací hala 111). Každý z těchto proudů bude opatřen vodním ohřivačem vzduchu, který zajistí dohřátí vzduchu na požadovanou teplotu (18 °C pro výrobní halu a 15 °C pro skladovací halu). Z těchto parametrů byla navržena

vzduchotechnická jednotka DUPLEX 6500 Multi Eco-N. Pomocí osazeného výměníku ZZT je dosaženo ohřátí přiváděného vzduchu na teplotu 13,5 °C (stanoveno pomocí výše zmíněného programu). Z toho plyne výkon vodního ohříváče pro výrobní halu roven 5,3 kW a pro skladovací halu 1,3 kW. Tato jednotka bude umístěna na střeše přístavku.

## 8. NÁVRH TECHNICKÉ MÍSTNOSTI

Technické zázemí je umístěno v přístavku v místnosti 109, ve které budou umístěny všechny komponenty soustavy vytápění od kotlů až po rozdělovač.

### 8.1 Zdroje tepla

Zdroje tepla připravují teplou vodu pro vytápění a pro ohřívače vzduchotechnické jednotky, proto musí být jejich celkový výkon součtem výkonů jednotlivých instalovaných prvků (otopná tělesa – 2,7 kW, sálavé panely – 45,3 kW, ohřívače vzduchotechnické jednotky – 6,5 kW), který je roven 54,5 kW. Jako zdroje tepla jsou zvoleny dva stacionární kondenzační kotle Buderus Logano Plus GB212–30 na zemní plyn zapojené do kaskády, o jmenovitém výkonu každého z nich 28 kW. Tyto kotle zároveň umožňují připojení zásobníku pro přípravu teplé vody (v rámci této práce není ohřev teplé vody řešen). Parametry zvoleného kotle jsou uvedeny v následující tabulce.

*Tab. 8-1 Parametry zdroje tepla*

Provedení kotle	B
Třída NO <sub>x</sub>	5
Jmenovitý výkon [kW]	28
Spotřeba zemního plynu [m <sup>3</sup> /h]	3,00
Účinnost [%]	93
Hloubka x šířka x výška [mm]	625 x 600 x 964
Hmotnost [kg]	67
Přípojky otopné vody	1"
Přípojka plynu	1/2"
Přípojka odvodu kondenzátu	3/4"
Přípojka odvodu spalin [mm]	80
Maximální provozní přetlak [kPa]	300
Maximální teplota výstupní vody [°C]	85
Vodní objem kotle [l]	18,8
Přípojovací napětí/frekvence [V/Hz]	230/50
Elektrický příkon [kW]	0,044
Hladina akustického výkonu [dB]	47

### 8.1.1 Přívod spalovacího vzduchu

Zvolené kotle pro přípravu otopné vody jsou v provedení B, tudíž musí být navržen samostatný přívod spalovacího vzduchu do technické místnosti. Tento přívod bude proveden kruhovým plastovým potrubím umístěným v obvodové stěně a z venkovní strany opatřeným protidešťovou žaluzií. Před návrhem samotného příváděcího otvoru je nezbytné určit množství spalovacího vzduchu  $V_s$  [m<sup>3</sup>/h], to lze stanovit zjednodušeným (rovnice č. 43) nebo podrobným (rovnice č. 44) výpočtem.

$$V_s = c \cdot \Phi_n = c \cdot V_p \cdot H_{plyn} = 2,2 \cdot 6,00 \cdot 9,96 = 131,5 \text{ m}^3/\text{h}, \quad (43)$$

kde  $c$  [-] je konstanta (pro zemní plyn rovna 2,2),  
 $V_p$  [m<sup>3</sup>/h] spotřeba plynu,  
 $H_{plyn}$  [kWh/m<sup>3</sup>] výhřevnost plynu.

$$V_s = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{\Phi_N}{\eta} = 1,1 \cdot 2,5 \cdot \frac{56}{0,93} = 165,6 \text{ m}^3/\text{h}, \quad (44)$$

kde  $\lambda$  [-] je přebytek vzduchu pro spalování,  
 $\Phi_N$  [kW] jmenovitý výkon,  
 $\eta$  [-] účinnost kotle.

Návrh otvoru pro přívod vzduchu vychází z rovnice č. 45 pro tlakovou ztrátu při proudění vzduchu přívodním potrubím, která se skládá z tlakové ztráty třením, místními odpory a ztrátou dynamického tlaku na výstupu vzduchu z potrubí.

$$\Delta p = p_d \cdot \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi + 1 \right) = \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \cdot \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi + 1 \right), \quad (45)$$

kde  $\Delta p$  [Pa] je tlaková ztráta (dispoziční rozdíl tlaků),  
 $p_d$  [Pa] dynamický tlak,  
 $\lambda$  [-] součinitel třecích ztrát,  
 $l$  [m] délka potrubí,  
 $d$  [m] průměr potrubí,  
 $\xi$  [-] součinitel místní ztráty,  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota vzduchu,  
 $w$  [m/s] rychlost proudění vzduchu potrubím.

Rychlost proudění vzduchu je sama o sobě závislá na průměru potrubí. Proto musí být vztah upraven za pomoci rovnice pro objemový průtok tekutiny potrubím, ze které se získá vztah pro rychlost proudění v závislosti na průměru potrubí. Z upravené

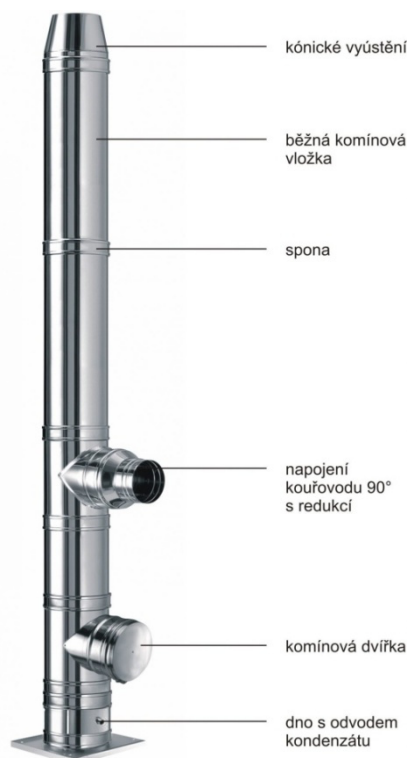
rovnice nelze vyjádřit průměr potrubí přímo, proto se vyjádří vztah pro objemový průtok  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s] a výpočet bude proveden iteračně.

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{\Delta p \cdot \pi^2 \cdot d^4}{8 \cdot \rho \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi + 1\right)}} \quad (46)$$

Za hodnotu dispozičního rozdílu tlaků, daným rozdílem hustoty vzduchu ve vnitřním a vnějším prostředí, je uvažována hodnota 4 Pa. Místní ztráty představuje pouze protidešťová žaluzie, jejíž součinitel místní ztráty je 2,8. Zjednodušeným výpočtem vychází průměr příváděcího otvoru 190,2 mm, podrobným výpočtem 213,4 mm. Instalováno bude plastové potrubí o vnitřním průměru 200 mm.

### 8.1.2 Odvod spalin

Odvod spalin bude proveden kouřovody o průměru 80 mm od zdrojů tepla. Tyto kouřovody budou napojeny sopouchy na komín od firmy SCHIEDEL. Komínový systém bude z nerezové oceli v provedení ICS25 o průměru 100 mm, výšce 8 m a opatřený nerezovým průchodem střechou. Z využití online kalkulace firmy SCHIEDEL byly stanoveny pořizovací náklady komínového systému na 27 831 Kč bez DPH. Skladba obecného komínového systému je na obrázku 8-1.



Obr. 8-1 Skladba komínového systému [7]

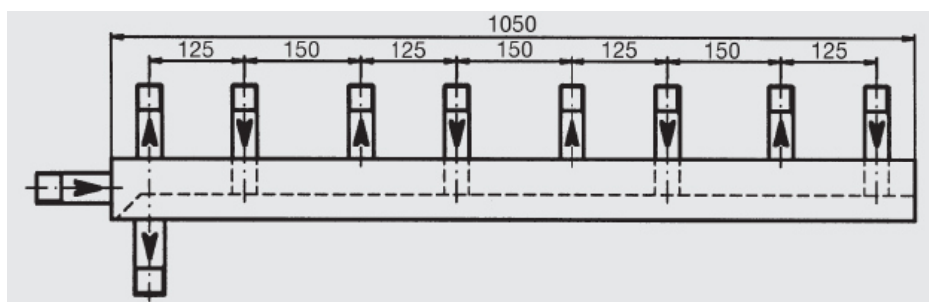


## 8.2 Rozdělovač otopné vody

Dodávku tepla do jednotlivých větví vytápění zajišťuje rozdělovač a sběrač. Volba rozdělovače vychází z objemového průtoku otopné vody přes rozdělovač ( $3,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ), optimální hodnoty rychlosti proudění v těle rozdělovače ( $0,5 \text{ m/s}$  až  $0,8 \text{ m/s}$ ) a množství připojených větví (4 větve). Pomocí průtoku vody byl určen modul rozdělovače 80 a následně byl podle vstupních parametrů zvolen rozdělovač RS MINI 4.0 (viz obrázek 8-2) od firmy ETL-Ekotherm. Parametry rozdělovače jsou uvedeny v následující tabulce 8-2. Rozdělovač bude izolován tepelnou izolací od stejnojmenné firmy. [6]

Tab. 8-2 Parametry rozdělovače

Typ	Hrdla od zdroje	Hrdla výstupní	Modul	Výška hrdel [mm]	Výstupní větve	Délka [mm]	Hmotnost [kg]
RS MINI 4.0	G 5/4"	G 1"	80	100	4	1150	14



Obr. 8-2 Schéma rozdělovače RS MINI 4.0 [8]

## 8.3 Termohydraulický rozdělovač

Termohydraulický rozdělovač zajišťuje v soustavě vytápění několik funkcí. Jednak zajišťuje hydraulické oddělení primárního a sekundárního okruhu a zároveň vzhledem k nízkým rychlostem proudění vody v rozdělovači umožňuje odkalení nečistot z otopné vody a případně i odvzdušnění soustavy.

K zajištění správné funkce termohydraulického rozdělovače je nutné při jeho návrhu zohlednit několik podmínek. První podmínkou je dodržení 1,05 až 1,2 násobného objemového průtoku vody v primárním (kotlovém) okruhu oproti průtoku v sekundárním okruhu. Druhou podmínkou je rychlost proudění vody v rozdělovači, která je omezena hodnotami  $0,1$  až  $0,2 \text{ m/s}$ . Průměr rozdělovače je dán vztahem:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_I}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,73 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot (0,1 \text{ až } 0,2)}} = 79 \text{ až } 111 \text{ mm}, \quad (47)$$

kde	$d$	[m]	je průměr rozdělovače,
	$\dot{V}_I$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový průtok primárním (kotlovým) okruhem,
	$w$	[m/s]	rychlost proudění otopné vody v rozdělovači.

Pro řešenou soustavu byl navržen termohydraulický rozdělovač R146I od firmy GIACOMINI o objemu 2,5 l se závitovým připojením 1“1/4.

#### 8.4 Směšovací armatury

Pro soustavu vytápění je navržena kvalitativní regulace, jejíž realizace je provedena za pomoci třicestných směšovacích ventilů. V těchto ventilech dochází ke směšování přírodní a vratné otopné vody. Na správnou funkci směšovacích armatur v soustavě má významný vliv autorita daného ventilu  $P_v$ , která je definována jako poměr tlakové ztráty ventilu při plném otevření a tlakové ztráty při jeho plném uzavření (viz rovnice č. 48). Čím větší je autorita ventilu, tím je jeho regulační schopnost lepší, což má ovšem za následek větší tlakovou ztrátu samotného ventilu. Hodnota autority ventilu je volena v závislosti na počtu směšovacích armatur v soustavě. Pro soustavy s jedním trojcestným směšovacím ventilem by měla být dodržena hodnota autority ventilu  $P_v = 0,5$ , v případě více trojcestných směšovacích ventilů  $P_v = 0,7$ . Příklad výpočtu je uveden pro okruh se sálavými pasy P1 umístěnými ve výrobní hale.

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}}, \quad (48)$$

kde	$P_v$	[-]	je autorita ventilu,
	$\Delta p_{v100}$	[Pa]	tlaková ztráta ventilu při jeho plném otevření,
	$\Delta p_{v0}$	[Pa]	tlaková ztráta ventilu při jeho plném uzavření.

Předchozí vztah je ovšem pro praxi nepoužitelný a to z toho důvodu, že tlaková ztráta ventilu je závislá na tlakové ztrátě ventilu při plném otevření. Z toho důvodu se do vztahu promítá tlaková ztráta potrubí s proměnným průtokem, což pro danou soustavu představuje okruh od termohydraulického rozdělovače ke směšovacím ventilům. Vztah pro určení požadované tlakové ztráty směšovacího ventilu  $\Delta p_{vs}$  tedy nabývá tvaru:

$$\Delta p_{vs} = P_v \cdot \frac{\Delta p_{var}}{1 - P_v} = 0,7 \cdot \frac{1\,189}{1 - 0,7} = 2\,774 \text{ Pa}, \quad (49)$$

kde  $\Delta p_{vs}$  [Pa] je požadovaná tlaková ztráta směšovacího ventilu,  
 $\Delta p_{var}$  [Pa] tlaková ztráta části zařízení s proměnným průtokem.

Pomocí určené hodnoty požadované tlakové ztráty směšovacího ventilu je následně určena hodnota  $k_{vs}$  příslušného ventilu pomocí vztahu:

$$k_{vs,vypp} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{vs}}} = 1,38 \cdot \sqrt{\frac{100\,000}{2\,774}} = 8,28 \text{ m}^3/\text{h}, \quad (50)$$

kde  $k_{vs,vypp}$  [m<sup>3</sup>/h] je vypočítaný průtokový součinitel ventilu,  
 $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/h] objemový průtok vody ventilem,  
 $\Delta p_0$  [Pa] tlaková ztráta při plném otevření (100 000 Pa).

Podle vypočítané hodnoty  $k_{vs,vypp}$  se z katalogu výrobce zvolí takový směšovací ventil, jehož hodnota  $k_{vs}$  je nejbližší vypočítané hodnotě. Skutečná tlaková ztráta směšovacího ventilu se určí podle následujícího vztahu, kde hodnota  $k_{vs}$  odpovídá skutečné hodnotě ventilu. Pro příkladový výpočet (okruh P1), je zvolen trojcestný směšovací ventil IVAR.MIX 3 rozměru 1“ jehož  $k_{vs}$  hodnota je 8 m<sup>3</sup>/h.

$$\Delta p_v = \frac{\dot{V}^2}{k_{vs}^2} \cdot \Delta p_0 = \frac{1,38^2}{8^2} \cdot 100\,000 = 2\,976 \text{ Pa} \quad (51)$$

V poslední fázi je vhodné zpětně vypočíst skutečnou autoritu ventilu a zkontrolovat hodnotu rychlosti proudění vody v místě připojení, která by neměla překročit hodnoty uvedené v tabulce 8-3. Pro ukázkový výpočet vychází skutečná autorita ventilu rovna 0,71 a rychlost proudění 0,66 m/s, což splňuje podmínky, v opačném případě by musel být zvolen jiný ventil. [9]

Tab. 8-3 Maximální hodnoty rychlosti proudění

Světlost potrubí do	DN 100	DN 250	DN 300
$w$ [m/s]	1,2	1,5	1,8

## 8.5 Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla zajišťují dopravu otopné vody v soustavě. V řešené soustavě bude celkem 6 oběhových čerpadel, z toho po jednom u každého z kotlů a po jednom na každém okruhu vytápění. Základními parametry pro návrh oběhových čerpadel jsou průtok otopné vody a tlaková ztráta (dopravní výška) v daném okruhu. Pro dimenzování bylo použito online návrhového programu „Grundfos Product Center“ od firmy

Grundfos. Parametry pro návrh a přehled navržených čerpadel je uveden v tabulce 8-4, konkrétní výsledky dimenzování jsou uloženy na příloženém CD.

Tab. 8-4 Přehled navržených čerpadel

Okruh	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /h]	$\Delta p$ [kPa]	Čerpadlo	Přípojka
OT	0,16	4,0	Comfort 15–14 B PM	1/2"
P1	1,38	32,0	ALPHA2 25–60 180	3/2"
P2 a P3	1,26	29,6	ALPHA2 25–50 180	3/2"
VZT	0,31	3,8	Comfort 15–14 B PM	1/2"
Kotlový	1,72	10,8	ALPHA2 L 25–40 180	3/2"

## 8.6 Pojistné a zabezpečovací zařízení

### 8.6.1 Pojistné zařízení

„Pojistné zařízení jistí zdroj tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku  $p_{h,dov}$ .“ [2] Pojistné zařízení musí být schopno odvést pojistný výkon od zdroje tepla. V případě kotle jako zdroje tepla je pojistný výkon  $\Phi_p$  roven jmenovitému výkon kotle  $\Phi_N$ . Pro případ, kdy po otevření pojistného ventilu vytéká voda je pojistný průtok dán vztahem č. 52 a příslušný průřez sedla pojistného ventilu vztahem č. 53.

$$\dot{M}_p = \Phi_p = 28 \text{ kg/h}, \quad (52)$$

kde  $\dot{M}_p$  [kg/h] je pojistný průtok,  
 $\Phi_p$  [kW] pojistný výkon.

$$S_0 = \frac{2 \cdot \Phi_p}{\alpha_v \cdot p_{ot}^{0,5}} = \frac{2 \cdot 28}{0,444 \cdot 250^{0,5}} = 8 \text{ mm}^2, \quad (53)$$

kde  $S_0$  [mm<sup>2</sup>] je průřez sedla pojistného ventilu,  
 $\Phi_p$  [kW] pojistný výkon,  
 $\alpha_v$  [–] výtokový součinitel pojistného ventilu,  
 $p_{ot}$  [kPa] otevírací přetlak pojistného ventilu.

Nezbytné je určit správný vnitřní průměr pojistného potrubí, který je pro vodu dán vztahem č. 54. Úsek pojistného potrubí by měl být co nejkratší, tudíž je pojistné zařízení umístěno v blízkosti zdroje tepla.

$$d_w = 10 + 0,6 \cdot \Phi_p^{0,5} = 10 + 0,6 \cdot 28^{0,5} = 13,2 \text{ mm}, \quad (54)$$

kde  $d_w$  [mm] je vnitřní průměr pojistného potrubí,  
 $\Phi_p$  [kW] pojistný výkon. [2]

Z výpočtu vychází pojistný ventil s označením 1/2" x 3/4", který bude osazen u obou kotlů.

### 8.6.2 Zabezpečovací zařízení

„Zabezpečovací zařízení zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty potažmo tlaků.“ [2] Jako zabezpečovací zařízení je zvolena membránová tlaková expanzní nádoba, jejíž minimální velikost je určena pomocí vztahu č. 58. Před výpočtem velikosti expanzní nádoby je nutné určit součinitel zvětšení objemu  $n$  z tabulky 8-5 za pomoci maximálního rozdílu teplot, který je stanoven podle vztahu:

$$\Delta t_{max} = t_{max} - t_{min} = t_{max} - 10 = 70 - 10 = 60 \text{ K}, \quad (55)$$

kde  $\Delta t_{max}$  [K] je maximální rozdíl teplot,  
 $t_{max}$  [°C] maximální projektovaná teplota v soustavě,  
 $t_{min}$  [°C] minimální napouštěcí teplota otopné soustavy.

Tab. 8-5 Součinitel zvětšení objemu

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

Pro stanovení správné velikosti tlakové expanzní nádoby je nezbytné stanovit stupeň využití expanzní nádoby (rovnice č. 57) pomocí nejvyššího a nejnižšího dovoleného provozního přetlaku. Nejnižší dovolený provozní přetlak je stanoven pomocí vztahu č. 56, nejvyšší představuje maximální provozní tlak nejslabšího článku otopné soustavy. Do vztahu pro výpočet stupně využití expanzní nádoby musí být dosazovány hodnoty přetlaků v absolutních tlacích.

$$p_{d,dov} = 1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} =$$

$$= 1,1 \cdot 982 \cdot 9,81 \cdot 6,2 \cdot 10^{-3} = 66 \text{ kPa}, \quad (56)$$

kde  $p_{d,dov}$  [kPa] je nejnižší dovolený přetlak,  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota vody,  
 $g$  [m/s<sup>2</sup>] gravitační zrychlení (9,81 m/s<sup>2</sup>),  
 $h$  [m] výška vodního sloupce od středu expanzní nádoby k nejvyššímu bodu otopné soustavy.

$$\eta = \frac{p_{h,dov,A} - p_{d,dov,A}}{p_{h,dov,A}} = \frac{350 - 166}{350} = 0,527, \quad (57)$$

kde  $\eta$  [-] je stupeň využití expanzní nádoby,  
 $p_{h,dov}$  [kPa] nejvyšší dovolený přetlak (otevírací tlak).

V této fázi jsou již známy všechny nezbytné parametry pro stanovení velikosti tlakové expanzní nádoby, která je dána následujícím vztahem:

$$V_{EN,min} = 1,3 \cdot V_s \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} = 1,3 \cdot 496 \cdot 0,02243 \cdot \frac{1}{0,527} = 27,5 \text{ l}, \quad (58)$$

kde  $V_{EN,min}$  [l] je minimální objem tlakové expanzní nádoby,  
 $V_s$  [l] objem vody v soustavě,  
 $n$  [-] součinitel zvětšení objemu. [2]

Pro danou soustavu byla zvolena tlaková expanzní nádoba od firmy REGULUS s označením Aquafil HS035 v provedení na nohách. Zvolená nádoba má objem 35 litrů a její maximální provozní tlak je 5 barů.

## **9. ODVZDUŠNĚNÍ SOUSTAVY**

Odvzdušnění okruhů vytápění sálavými panely je realizováno automatickými odvzdušňovacími ventily IVAR.VARIA 3/4“. Vzhledem k navržení takového zapojení sálavých panelů, kterým je v panelech zajištěno turbulentní proudění, budou molekuly vzduchu unášeny ve směru proudění otopné vody. Z tohoto důvodu budou odvzdušňovací ventily umístěny na zpětném potrubí pod střechou haly.

V rámci okruhu administrativního přístavku se bude vzduch akumulovat v otopných tělesech. Tato tělesa jsou opatřena ručními odvzdušňovacími ventily. Odvzdušňování tohoto okruhu zajistí obsluha soustavy.

Odvzdušňování je také možno na zvoleném termohydraulickém rozdělovači, ve kterém je zároveň umožněno odkalování soustavy.

## 10. REGULACE

Výkon kotlů bude plynule regulován za pomoci regulačního přístroje, který je jeho součástí na základě dodávané informace z kaskádového modulu MC400 ovládající kaskádu kotlů. Tento přístroj vyhodnocuje hodnoty venkovní teploty (ekvitermní regulace), teploty teplé vody a data z obslužné jednotky Logamatic RC310. Čidlo snímající hodnotu venkovní teploty musí být umístěno na severní straně objektu 1,5 metru nad zemí. V závislosti na provozu kotlů budou provozována kotlová oběhová čerpadla.

Regulace teploty teplé vody v jednotlivých okruzích soustavy je regulována trojcestnými směšovacími ventily, které jsou ovládány servopohony pracujícími na základě požadavku modulu směšovače MM100. Tyto přístroje mají za vstupní data provoz zdrojů tepla a příslušné teploty daných okruhů. Pro případ okruhu vzduchotechniky je to teplota nasávaného (venkovního) vzduchu, pro okruhy sálavých panelů jsou to výsledné teploty v příslušející hale a pro otopná tělesa přístavku je to teplota vzduchu v referenční místnosti 102 (používána nejdelší dobu během pracovního dne). Čidla výsledné teploty musí být umístěna na místě, kde nebude docházet k jejich ovlivnění slunečním zářením, technologií a prouděním vzduchu způsobeným otevřenými vraty. V rámci okruhu vytápění přístavku lze výkon otopných těles regulovat i místně pomocí termostatických hlavic instalovaných na každém z otopných těles.



## 11. NÁKLADY

Celkové náklady lze rozdělit do dvou kategorií. První kategorií jsou investiční náklady, které představují cenu za použitý materiál (komponenty) navržené soustavy vytápění. Druhou kategorií představují provozní náklady, které zahrnují náklady na palivo a na provoz elektrických zařízení v soustavě (kotle, čerpadla...). Náklady na provoz elektrických zařízení nebyly určovány, protože oproti nákladům za palivo představují zanedbatelnou část. Náklady na palivo byly určeny denostupňovou metodou, která podle experimentálních měření dává větší hodnoty spotřeby paliva než je skutečná hodnota. Proto lze tvrdit, že náklady na provoz elektrických zařízení jsou zahrnuty v nákladech na palivo určených denostupňovou metodou. Skutečné provozní náklady jsou závislé na délce otopného období a na klimatických podmínkách během tohoto období.

### 11.1 Investiční náklady

Investiční náklady soustavy vytápění (není uvažována vzduchotechnická jednotka a rozvody vzduchu) představují 722 255 Kč včetně DPH. V této ceně nejsou zahrnuty náklady na montáž. Stručný přehled investičních nákladů je uveden v tabulce 11-1, detailní souhrn pak v příloze č. 3.

*Tab. 11-1 Investiční náklady*

<b>Kategorie</b>	<b>Cena bez DPH [Kč]</b>
Potrubí a tvarovky	31 642,30
Izolace potrubí	3 877,00
Otopná tělesa	16 198,00
Sálavé panely	236 540,00
Příslušenství sálavých panelů	47 386,00
Armatury	22 040,00
Prvky technické místnosti	178 046,00
Prvky regulace	29 845,00
Ostatní	31 331,00
<b>Cena celkem bez DPH [Kč]</b>	<b>596 905,30</b>
<b>Cena celkem včetně DPH [Kč]</b>	<b>722 255,41</b>

## 11.2 Potřeba tepla a paliva

Potřeba tepla udává množství tepla, které je nutno dodat během otopného období pro vytápění objektu. Potřeba tepla byla určena pomocí denostupňové metody. Pro výpočet touto metodou je nezbytná znalost návrhových parametrů budovy, klimatická data lokality umístění budovy a způsob provozu budovy (vytápění). Teoretická potřeba tepla pro vytápění se stanoví podle vztahu:

$$\begin{aligned}\Phi_{vyt,teor} &= 24 \cdot 3,6 \cdot \Phi_c \cdot \frac{d \cdot (\theta_{int,m} - \theta_{e,m})}{(\theta_{int,m} - \theta_e)} \cdot e_i \cdot e_t \cdot e_d = \\ &= 24 \cdot 3,6 \cdot 47,7 \cdot \frac{257 \cdot (16,4 - 3,6)}{(16,4 - (-15))} \cdot 0,84 \cdot 0,9 \cdot 0,8 = 259,7 \text{ GJ}\end{aligned}\quad (59)$$

kde	$\Phi_{vyt,teor}$ [J]	je teoretická potřeba tepla za otopné období,
	$\Phi_c$ [W]	celková tepelná ztráta objektu,
	$d$ [den]	počet dnů otopného období,
	$\theta_{int,m}$ [°C]	střední teplota vzduchu v objektu,
	$\theta_{e,m}$ [°C]	průměrná venkovní teplota v otopném období,
	$\theta_e$ [°C]	venkovní oblastní výpočtová teplota,
	$e_i$ [-]	opravný součinitel na nesoučasnost přírážek,
	$e_t$ [-]	opravný součinitel na snížení vnitřní teploty,
	$e_d$ [-]	opravný součinitel na zkrácení doby provozu.

Hodnota celkové tepelné ztráty v předchozím vztahu je součet tepelné ztráty prostupem celé budovy, tepelné ztráty větráním administrativního přístavku a výkonu vodních ohřivačů ve vzduchotechnické jednotce. Opravný součinitel na nesoučasnost přírážek  $e_i$  je definován jako poměr tepelné ztráty prostupem a celkové tepelné ztráty budovy (stejná hodnota jako v předchozí části). Ostatní opravné součinitele závisí na provozu budovy, která je provozována 17 hodin denně 5 dní v týdnu. Tomu odpovídá hodnota opravného součinitele na snížení vnitřní teploty 0,9 a na zkrácení doby provozu 0,8. Vypočtená hodnota 259,7 GJ je pouze teoretická, skutečná hodnota potřeby tepla pro vytápění se určí podle vztahu:

$$\begin{aligned}\Phi_{vyt} &= \frac{\Phi_{vyt,teor}}{\eta_R \cdot \eta_o \cdot \eta_k} = \frac{259,7 \cdot 10^9}{0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,93} = 306,6 \text{ GJ} = \\ &= 85,2 \text{ MWh},\end{aligned}\quad (60)$$

kde	$\Phi_{vyt}$ [J]	je skutečná potřeba tepla za otopné období,
	$\eta_R$ [-]	účinnost rozvodů,

$\eta_o$  [-] účinnost obsluhy,

$\eta_k$  [-] účinnost kotle.

Celkové náklady na zemní plyn se určí součinem spotřeby plynu a ceny za MWh dodaného zemního plynu. Cena zemního plynu je uvažována 1 182,25 Kč/MWh, což představuje celkové roční náklady na zemní plyn 100 698 Kč.

## 12. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo přiblížit problematiku vytápění velkoprostorových objektů, vypracovat rešerši na jednotlivé možné varianty vytápění hal a následně pro zadaný objekt navrhnout soustavu vytápění s vhodným principem přenosu tepla do vytápěného prostoru.

Řešený objekt se skládá ze dvou hal a administrativního přístavku. Pro všechny části objektu byly stanoveny hodnoty tepelných ztrát podle normy ČSN EN 12 831. Celková tepelná ztráta objektu je 47,7 kW z toho 39,9 kW tvoří tepelná ztráta prostupem a 7,8 kW tepelná ztráta větráním. Hrazení tepelných ztrát administrativního přístavku je provedeno pomocí deskových otopných těles RADIK VKL od firmy KORADO a jedním trubkovým tělesem KORALUX LINEAR CLASSIC rovněž od firmy KORADO. Rozvody jsou v rámci přístavku vedeny podlahou a provedeny z měděných trubek. V případě hal vytápění zajišťují teplovodní sálavé panely od firmy KOTRBATÝ V.M.Z., ke kterým je otopná voda dopravována ocelovým potrubím umístěným pod střechou haly. Z důvodu vysoké tepelné ztráty větrání byla, za účelem snížení potřebného výkonu ohřivače vzduchu, pro budovu předběžně navržena vzduchotechnická jednotka DUPLEX od firmy Atrea s výměníkem zpětného získávání tepla doplněným o dva vodní ohřivače vzduchu. Všechny okruhy jsou navrženy na teplotní spád 70/55 °C a s nuceným oběhem vody, který zajišťují oběhová čerpadla od firmy Grundfos. Ohřev otopné vody zajišťují dva stacionární kondenzační kotle Buderus Logano Plus GB212-30 o celkovém jmenovitém výkonu 56 kW. Výkon kotlů je regulován pomocí kaskádového modulu MC400 napojeným na regulátor Logamatic RC310 a čidlo výsledné teploty. Teplota otopné vody v okruzích je dosažena směšováním ve trojcestných směšovacích ventilech, které jsou řízeny na základě snímaných hodnot teplot pro příslušný okruh vytápění.

V závěru práce byly stanoveny investiční náklady soustavy vytápění a potřebné množství, respektive cena, spáleného zemního plynu na otopné období. Investiční náklady představují částku 722 255 Kč včetně DPH (bez nákladů na montáž). Spotřeba zemního plynu byla pomocí denostupňové metody stanovena na 85,2 MWh, což odpovídá částce 100 698 Kč za otopné období.

## Seznam použitých zdrojů:

- [1] HOJER, O., KABELE, K., KOTRBATÝ, M., SOMMER, K. a PETRÁŠ, D. *Energy Efficient Heating and Ventilation of Large Halls*. Bruxelles: Rehva, 2011. ISBN 978-2-930521-06-0
- [2] BAŠTA, J. a HOJER, O. *Sálavé a průmyslové vytápění pro IB*. Praha, 2009
- [3] NOVÝ, R. et al. *Technika prostředí*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2006. ISBN 80-01-03492
- [4] KOTRBATÝ, M., HOJER, O., SCHŮRKOVÁ, I. a POUBA, J. Vytápění průmyslových a velkoprostorových objektů. In: *tzb-info.cz* [online]. tzb-info.cz, 2006 – 2007 [cit. 15. 4. 2018]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/3000-vytapeni-prumyslovych-a-velkoprostorovych-objektu-i>
- [5] KOTRBATÝ, M. a SEIDL, J. *Průmyslové otopné soustavy*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2005. ISBN 80-02-01693-9
- [6] LAHOUTKA, K. a SUCHÁNEK, T. *Výpočtové tabulky pro vytápění, vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 80-02-01466-9
- [7] Skladba systému. In: *schiedel.com* [online]. SCHIEDEL s.r.o. [cit. 30. 5. 2018]. Dostupné z: <https://www.schiedel.com/cz/wp-content/uploads/sites/17/2016/11/ics-skladba-e1479913717476.jpg>
- [8] ETL-Ekotherm [online]. *Kombinované rozdělovače*. Dostupné z: [http://www.etl.cz/prilohy/ETL\\_407\\_2012%2001.pdf](http://www.etl.cz/prilohy/ETL_407_2012%2001.pdf)
- [9] BAŠTA, J. *Regulace vytápění*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2002. ISBN 80-01-02582-9

## Použité normy:

ČSN EN ISO 6946	Stavební prvky a stavební konstrukce – Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla
ČSN EN ISO 13 370	Tepelné chování budov – Přenos tepla zeminou
ČSN EN 12 831	Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu
ČSN 73 0540-3	Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin

## Seznam použitých firemních zdrojů:

ATREA s.r.o.	<a href="http://www.atrea.cz/">http://www.atrea.cz/</a>
Buderus s.r.o.	<a href="https://www.buderus.com/cz/cs/">https://www.buderus.com/cz/cs/</a>
ETL-Ekotherm a.s.	<a href="http://www.etl.cz/">http://www.etl.cz/</a>
GIACOMINI CZECH, s.r.o.	<a href="https://www.giacomini.cz/">https://www.giacomini.cz/</a>
Grundfos s.r.o.	<a href="https://cz.grundfos.com/">https://cz.grundfos.com/</a>
IMI Hydronic Engineering	<a href="https://www.imi-hydronic.com/">https://www.imi-hydronic.com/</a>
IVAR CS s.r.o.	<a href="https://www.ivarcs.cz/">https://www.ivarcs.cz/</a>
KORADO a.s.	<a href="https://www.korado.cz/">https://www.korado.cz/</a>
KOTRBATÝ V.M.Z., s.r.o.	<a href="http://www.kotrbaty.cz/">http://www.kotrbaty.cz/</a>
REGULUS s.r.o.	<a href="https://www.regulus.cz/">https://www.regulus.cz/</a>
SCHIEDEL s.r.o.	<a href="https://www.schiedel.com/cz/">https://www.schiedel.com/cz/</a>

## Seznam příloh:

Příloha č. 1: Tepelně technické vlastnosti použitých materiálů

Příloha č. 2: Tlakové ztráty okruhů vytápění

Příloha č. 3: Investiční náklady

## Seznam výkresové dokumentace:

9-TŽP-2018-01	Objekt - vytápění
9-TŽP-2018-02	Technická místnost