

## **Abstrakt**

Hlavním tématem této diplomové práce je optimalizovat energetické hospodářství galvanovny. Cílem je navrhnout vhodná řešení pro snížení tepelných ztrát a využít odpadního tepla spalin jdoucích z parních vyvíječů.

V první části práce se zhodnotí počáteční stav, vstupní a výstupní toky energií. V další části jsou porovnána jednotlivá řešení jak z hlediska technického, tak z hlediska ekonomického.

## **Klíčová slova**

Tepelná ztráta budovy, vzduchotechnika, tepelný výměník

## **Abstrakt**

The main subject of that diploma thesis is an optimization energetic economy of a bathroom. The objective is propose suitable resolution for decrease decrement heating and employ outlet heat of burnt gas which are going from steam generator.

In the first part of thesis is evaluation inceptive state, inlet and outlet flows of energies. In the next part, there are confront individual resolving from technically angle and economically angle.

## **Keywords**

heating decrement of a building, air – conditioning, heat Exchange

**Bibliografická citace mé práce:**

PAVLÍČEK, L. *Optimalizace energetického hospodářství galvanovny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 73s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

### **Místopřísežné prohlášení:**

Místopřísežně prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28.května 2009

\_\_\_\_\_  
**Lukáš Pavlíček**

### **Poděkování:**

Rád bych zde poděkoval panu Doc. ing. Jiřímu Pospíšilovi Ph.D, za poskytnutí cenných informací, rad a pomoci při řešení této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat Bc. Jaroslavě Valešové za poskytnutí cenných konzultací a informací v oblasti vzduchotechniky a dále všem lidem, kteří mi pomohli a podávali cenné informace a zkušenosti při řešení dílčích problémů.



## Obsah

<b>1. Úvod .....</b>	<b>7</b>
<b>2. Popis současného stavu energetického zásobování galvanovny.....</b>	<b>8</b>
2.1 Energeticky významné technologie.....	8
2.2 Energetické vstupy.....	9
2.2.1 Spotřeba plynu.....	9
2.2.2 Spotřeba elektrické energie.....	9
2.3 Energetické zdroje.....	9
2.3.1 Technicko ekonomické údaje kotelny.....	9
2.3.2 Kotelna K1.....	9
2.3.3 Kotelna K2.....	10
2.3.4 Údaje o topném systému.....	11
2.3.5 Údaje o vzduchotechnice a větrání.....	11
2.3.5 Údaje o plynových spotřebičích.....	11
2.4 Zhodnocení výchozího stavu.....	12
2.4.1 Energetická bilance.....	12
2.4.2 Zhodnocení energetického zdroje.....	12
2.5 Údaje o tepelně technických vlastnostech konstrukcí budovy.....	13
2.5.1 Geometrické údaje vytápěných objektů.....	13
2.5.2 Popis a skladba stavebních konstrukcí.....	13
<b>3. Návrh opatření pro optimalizaci energetické náročnosti galvanovny.....</b>	<b>14</b>
3.1 Návrh jednotlivých opatření.....	14
3.2 Předběžné shrnutí navržených opatření.....	14
<b>4. Úsporná opatření stavební konstrukce.....</b>	<b>15</b>
4.1 Zateplení obvodových stěn .....	16
4.2 Výměna světlíků.....	18
4.3 Výměna oken.....	19
4.4 Výpočtové hodnoty – původní stav.....	20
4.5 Výpočtové hodnoty – nové řešení.....	21
4.6 Investiční náklady na provedení stavebních úprav.....	24
4.7 Stanovení celkových nákladů a úspor.....	25
4.8 Ekonomické zhodnocení.....	26
<b>5. Návrh VZT.....</b>	<b>28</b>
5.1 Návrh na realizaci.....	29
5.2 Bilance energie před a po montáži VZT.....	29
5.3 Zohlednění chemických a teplotních lázní.....	33
5.4 Prostředí s potenciálním nebezpečím výbuchu.....	35
5.5 Finanční analýza potrubí.....	37
5.6 Ekonomická analýza navržené vzduchotechniky.....	37
<b>6. Tepelný výměník trubkový.....</b>	<b>38</b>
6.1 Velikost výhřevných ploch.....	42
6.2 Spalinový kanál.....	43
6.3 Střední logaritmický teplotní spád.....	43
6.4 Stanovení součinitele přestupu tepla k.....	44
6.5 Stanovení hodnot $\lambda$ a $\alpha$ .....	46
6.5.1 Tepelná vodivost .....	46
6.5.2 Stanovení součinitele přestupu tepla .....	46

6.6 Výpočet přestupu tepla k.....	50
6.7 Výpočet délky trubek.....	50
6.8 Výpočet objemu výměníku.....	52
6.9 Celková úspora energie.....	53
6.10 Ekonomická analýza výměníku.....	54
<b>7. Výměník s příčným prouděním .....</b>	<b>56</b>
7.1 Vstupní a výstupní hodnoty .....	56
7.2 Velikost výhřevných ploch.....	57
7.3 Spalinový kanál.....	58
7.4 Výpočet středního logaritmického spádu.....	59
7.5 Stanovení tepelné vodivosti.....	60
7.6 Výpočet součinitele přestupu tepla.....	60
7.7 Součinitel přestupu tepla k.....	61
7.8 Výpočet objemu výměníka.....	62
7.9 Roční úspory.....	65
7.10 Ekonomická analýza.....	66
<b>8. Závěr.....</b>	<b>68</b>
<b>9. Seznam použité literatury.....</b>	<b>69</b>
<b>10. seznam použitých symbolů.....</b>	<b>71</b>

## 1.Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout opatření pro snížení energetické náročnosti galvanovny. Toto téma jsem si vybral z důvodu jeho praktického využití a blízkosti lokality, kde se galvanovna nachází. Galvanovnu provozuje firma CZ SVAZIKO Vyškov. Zabývá se obchodní činností v oblasti velkoobchodního a maloobchodního prodeje spojovacího materiálu a povrchovou úpravou kovového materiálu. Jedná se zejména o tyto technologie: Zinkování, cínování, chromování, niklování, fosfátování, černění, leštění nerez materiálu atd. Objekt firmy se nachází v průmyslové zóně okresního města Vyškov na Moravě.

V současné době, kdy ceny všech druhů energetických zdrojů, které se používají k vytápění a ohřevu vody, stoupají, je potřeba hledat cesty ke snižování jejich spotřeby. Tímto problémem se dále zabývám i v mé diplomové práci.

Náplň práce je tedy nejprve provést zhodnocení současného stavu a energetickou náročnost galvanovny, kterým se věnuji v úvodní kapitole práce. V dalších kapitolách je posouzen návrh možných řešení ke snížení energetické náročnosti a zpracován technicko – ekonomický popis navržených opatření.

## 2. Popis současného stavu energetického zásobování technologie galvanovny

### 2.1 Energeticky významné technologie

Hodnoty vychází z energetické studie, kterou si nechala firma vypracovat v minulých letech. Autorem této studie je Kubešová Marie – Energetický auditor

Tabulka 2.1 - významné technologie

Technologie	Zátop [kW]	Provoz [kW]
Technologická linka 1	695	469
Technologická linka 2	566	311
Vzduchotechnika galvanovna I.		1075
Vzduchotechnika galvanovna II.		1276
Vzduchotechnika přístavek		373
Celkem technologie	1261	3504

Obr.2.1 – Technologická linka 1



## 2.2 Energetické vstupy

### 2.2.1 Spotřeba plynu

Zemní plyn (ZP) se používá pro vytápění, vzduchotechniku (VZT) a ohřev teplé užitkové vody (TUV).

Tabulka 2.2 – roční spotřeba ZP

Rok	Celková spotřeba ZP [Nm <sup>3</sup> ]
2003	472 471
2004	486 678
2005	452 562
Průměrná spotřeba ZP	470 570

### 2.2.2 Spotřeba elektrické energie

Tabulka 2.3 – roční spotřeba el. energie

Rok	Celková el. energie [kWh]
2003	1 081 186
2004	1 092 051
2005	1 085 280
Průměrná spotřeba ZP	1 086 172

## 2.3 Energetické zdroje

Zdrojem tepla je kotelná se dvěma parními vyvíječi, které vyrábějí páru pro technologii, vzduchotechniku a část vytápění. Vytápění dílen bylo provedeno plynovými teplovodními soupravami. Administrativní část a šatny s hygienickým zařízením jsou řešeny teplovodní plynovou kotelnou.

### 2.3.1 Technickoekonomické údaje kotelny

Tabulka 2.4 – technicko ekonomické údaje

Provozní tlak páry	0,15 MPa
Teplota páry	125 °C
Výkon kotlů (parních vyvíječů) - páry	500 kg/hod
Celkový výkon parní kotelny	1000 Kg/hod

### 2.3.2 Kotelna K1

V kotelně se nachází dva vyvíječe páry. Golemos 500 a Certuss Junior 500. Součástí parního vyvíječe je úpravna vody.

*Tabulka 2.5 – energetické zdroje*

	Parní vyvíječ K1	Parní vyvíječ K2
Označení výrobku	Golemos G500	Certuss 500
Výrobce	Oslavany	Certuss
Palivo	Zemní plyn	Zemní plyn
Tepelný výkon vyvíječe	440 kW	364 kW
Spotřeba plynu	44 m <sup>3</sup> /hod	36,4 m <sup>3</sup> /hod

*Obr. 2.2 – Parní vyvíječ od firmy Certuss*



### **2.3.3 Kotelna K2**

V kotelně je umístěn plynový kotel Buderus o výkonu 73 kW a zásobníkový ohřívač Quadriga 300l pro ohřev vody hygienických zařízení.

*Obr. 2.3 – kotel Buderus*



### 2.3.4 Údaje o topném systému

Vytápění provozu je řešené teplovzdušnými jednotkami, parními registry a individuálními plynovými topidly. Jednotky jsou přímotopné plynové (Acoroni) nebo připojené na rozvod páry.

Vytápění administrativní části je řešené teplovodním plynovým kotlem. Otopnými tělesy jsou panely Radík. Rozvod topného média je s tepelným spádem 80/60 °C.

### 2.3.4 Údaje o vzduchotechnice a větrání

Firma Svaziko vybuodovala kotelnu s parními vyvíječi, které využívá z velké části pro technologii a také pro strojovny VZT a ojedinele pro teplovzdušné jednotky Saham.

Parní vyvíječ vyrábí páru o nižší teplotě, takže se předpokládá, že strojovny vzduchotechniky nejsou svou otopnou plochou ohřivačů využity na jejich plný výkon.

Tabulka 2.6 – bilance VZT

	Jedn.	Galvanovna I	Galvanovna II	Přístavek
Přiváděné množství vzduchu	M3/hod	80 200	95000	23 260
Výměna vzduchu	X/hod	17,5	15,5	21 - 39
Sací ventilátor	M3/hod	80/200	47 500	
Ohřivač vzduchu	kW	1075	2 x 638	373
Množství ods. vzduchu	M3/hod	88 200	105 550	25 850

### 2.3.5 Údaje o plynových spotřebičích

Tabulka 2.7 – Plynové spotřebiče a jejich spotřeba plynu

Provozní část	Plynový spotřebič	ks	Spotřeba plynu [m3/hod]
Kotelna	Parní vyvíječ G500	1	44
	Parní vyvíječ Certuss500	1	36,4
Laboratoř	Pl. Topidlo Beta 3	3	1,8
Galvanovna I	Teplovzdušné soupravy Accoroni MEC 35	2	7,2
Sklady	Teplovzdušné soupravy Accoroni MEC 25	3	8,4
	Pl. topidlo Beta 3	1	0,6
	Pl. topidlo Beta 4	1	0,7
Šatny a kanceláře	Teplovzdušné soupravy Accoroni WR 10	1	1,4
	PK Buderus 73 kW	1	7,0
	Ohř. TUV Quadrica Q6 – 79 kW	1	7,6
	Teplovzdušné soupravy Accoroni MEC 35	2	7,2
	Teplovzdušné soupravy Accoroni MEC 25	1	2,4
<b>Celkem</b>			<b>124,7</b>

## 2.4 Zhodnocení výchozího stavu

### 2.4.1 Energetická bilance

Spotřeba plynu je měřena jako celkový odběr pro technologii, vytápění, ohřev TUV a vzduchotechniku.

Provozní dílny jsou vytápěny (temperovány) jen v době mimo provoz. V době provozu je pro vytápění využito tepla z galvanických lázní.

Tabulka 2.8 – Vyhodnocení spotřeby energie

Objekt	Spotřeba tepla [GJ/rok]
Vzduchotechnika	7 371
Technologie	5 067
Vytápění	1 867
Ohřev TUV	245
Ztráty	924
Celkem spotřeba energie	15 410 GJ

### 2.4.2 Zhodnocení energetického zdroje

V provozu jsou v současné době dva parní vyvíječe, které jsou vytíženy na 100% výkonu v zimních měsících. V létě se používá jen jeden parní vyvíječ pro technologii. Součástí této technologie je i úpravna vody. Kvalita páry závisí na údržbě a provozu této úpravně. Kondenzát se vrací asi z 90%.

Obr. 2.4 – Technologická linka 1





## 2.5 Údaje o tepelně technických vlastnostech konstrukcí budovy

### 2.5.1 Geometrické údaje vytápěných objektů

Tabulka 2.9 – geometrické údaje

Výrobní budova		
Stavební soustavy: Žbt. Konstrukce + cihel. vyzdívka		
Zastavěná plocha	m <sup>2</sup>	3251,3
Vytápěná plocha	m <sup>2</sup>	3261,3
Obestavěný objem	m <sup>3</sup>	29 262
Délka	m	61,0
Šířka	m	53,3
Výška	m	9,0

### 2.5.2 Popis a skladba stavebních konstrukcí

- **Nosná konstrukce:** Železobetonová konstrukce obezděná cihelným zdivem v tl. 250 mm.
- **Vodorovné konstrukce:** Podlahy jsou tvořeny železobetonovou konstrukcí bez tepelné izolace.
- **Střecha:** Zastřešení vazníky v ocelovém nebo železobetonovém provedení.
- **Okenní otvory:** Okna v administrativní části ocelová zdvojená. Okna v průmyslové části kovová s jednoduchým zasklením nebo drátosklem. Světlíky – zasklení jednoduchým sklem.
- **Vstupní dveře, vrata:** Vrata a dveře jsou ocelové jednoduché nebo částečně zateplené

Tabulka 2.10 – Součinitel prostupu tepla konstrukce

Typ konstrukce	Součinitel prostupu tepla $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
Cihelné zdivo tl. 250 mm	1,9
Podlaha 1. N.P.	1,8
Střecha dílen	0,92
Střecha tkalcovny pilovitá – rovná část	0,92
Světlík - drátosklo	3,5
Okno ocelové zdvojené	3,2
Okna ocelová jednoduchá	5,5
Dveře dřevěné	2,7
Vrata ocelová	5,5

### **3. Návrh opatření pro optimalizaci energetické náročnosti galvanovny.**

#### **3.1 Návrh jednotlivých opatření:**

- Opatření pro snížení tepelné ztráty konstrukčními částmi budovy.
- Návrh vzduchotechnického zařízení
- Návrh tepelného výměníku.

#### **3.2 Předběžné shrnutí uvažovaných opatření**

##### **Snížení tepelné náročnosti budovy**

Tato varianta předpokládá výměnu oken a světlíků za nová, protože dosavadní zařízení je podle normy ČSN 73 0540 – 2 nevyhovující. Dále se bude uvažovat zateplení vnější zdi z důvodu snížení tepelných ztrát.

##### **Návrh vzduchotechnického zařízení**

Stávající strojovny budou nahrazeny novými jednotkami i s rekuperačním zařízením. Důvodem je úspora tepelné energie, která se získá využitím odpadního vzduchu v rekuperační jednotce. Dále je nutno posoudit prostředí, ve kterém bude toto zařízení provozováno.

##### **Návrh tepelného výměníku**

V této variantě budou navrženy dva tepelné výměníky:

- trubkový výměník souproudý
- výměník s příčným prouděním s žebrovanými trubkami

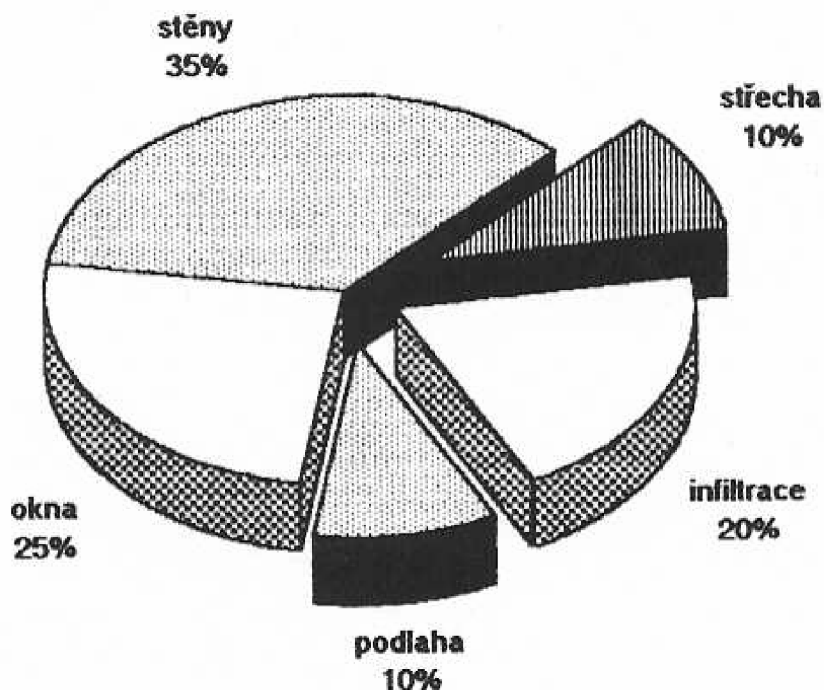
Výměníky budou navrženy pro situaci, kdy je potřeba předeřhát vodu před vstupem do parních vyvíječů z důvodů úspory energie při ohřívání vody. Přestup tepla bude realizován mezi vodou a odpadními spalínami proudícími z parních vyvíječů.

#### 4. Úsporná opatření stavební konstrukce

V této kapitole se budu věnovat možnostem zlepšení tepelně technických vlastností budovy. V tabulce 4.1 jsou uvedeny hodnoty přestupů tepla jednotlivých stavebních konstrukcí. Je zde patrné, že některé z uvedených hodnot neodpovídají normě ČSN 73 0540-2. Tato situace lze zlepšit vnějším zateplením objektu, výměnou světlíků z drátoskla a ocelových oken.

Tabulka 4.1 – Součinitel prostupu tepla konstrukce

Typ konstrukce	Součinitel prostupu tepla $\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
Cihelné zdivo tl. 250 mm	1,9
Podlaha 1. N.P.	1,8
Střecha dílen	0,92
Střecha tkalcovny pilovitá – rovná část	0,92
Světlík - drátosklo	3,5
Okno ocelové zdvojené	3,2
Okna ocelová jednoduchá	5,5
Dveře dřevěné	2,7
Vrata ocelová	5,5



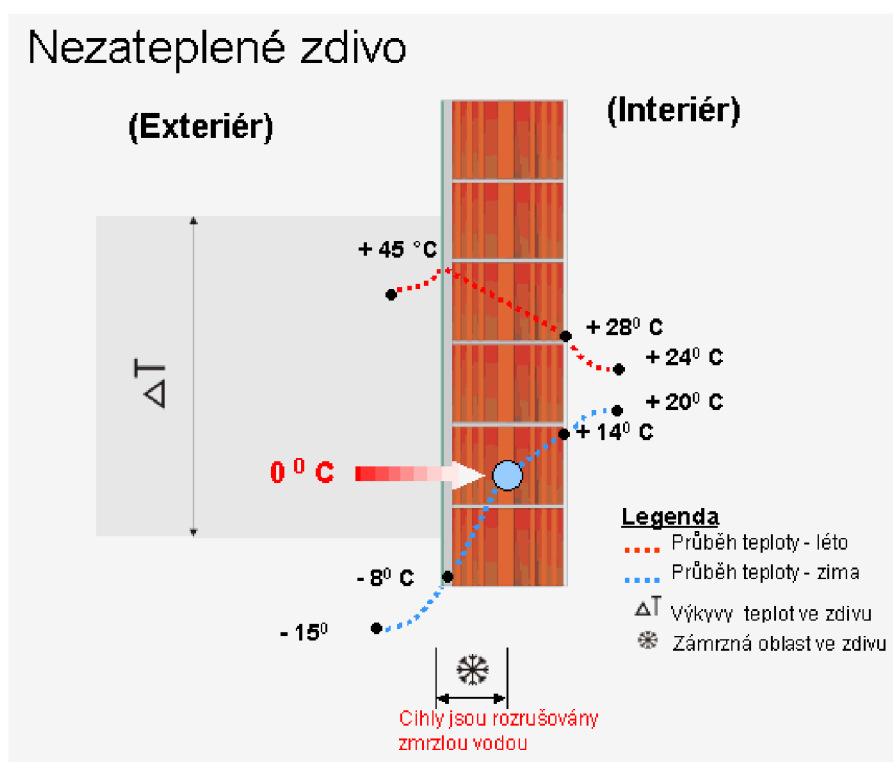
Graf. 1 - Zobrazuje typické rozložení tepelných ztrát(www.ciur.cz)

#### 4.1 Zateplení obvodových stěn

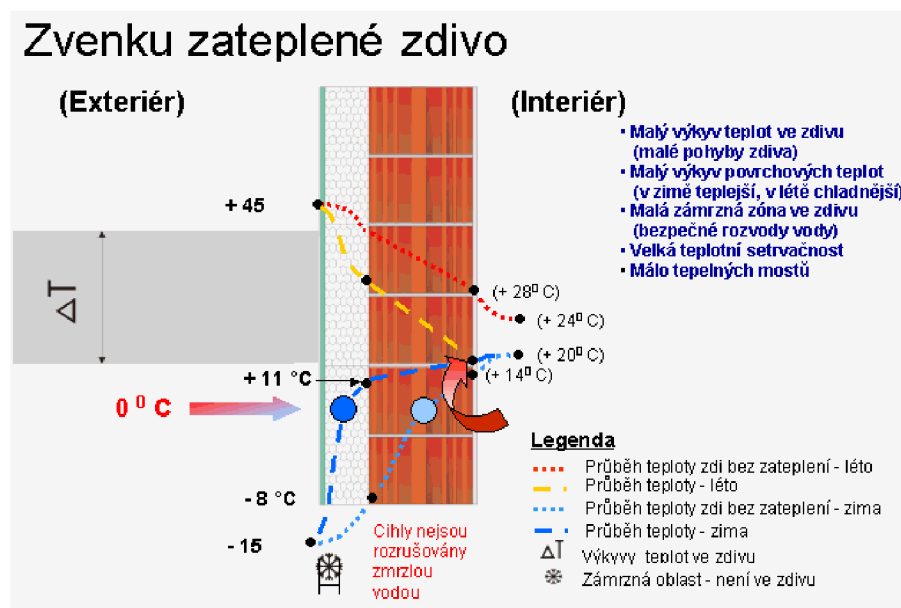
Lze budovu zateplit buď z **vnější** nebo **vnitřní strany**. V našem případě použijeme zateplení z vnější strany. Vnitřní zateplení je vhodné použít jen v případě, jedná-li se o objekt, který není možné zateplit z vnějšku.

##### Vnější zateplení obvodových stěn budovy

Dobře tepelně zaizolovat objekt není v českých podmínkách zatím jednoduché. Jedním z nejčastěji používaných způsobů zateplování budov je systém **ETICS** - vnější kontaktní zateplovací systém. Je to vnější tepelně izolační kompozitní systém, který je složen z průmyslově zhotovených výrobků a je výrobcem dodáván jako ucelený systém. Na obr. 4.1 a obr. 4.2 jsou schémata zdiva se zateplením a bez zateplení.



Obr. 4.1 - Schéma zdiva bez zateplení(<http://www.eurotherm-cz.cz>)



Obr.4.2 - Schéma zdiva se zateplením (<http://www.eurotherm-cz.cz>)

Materiály pro tepelnou izolaci a jejich ceny jsou uvedeny v tab. 4.2 Ceny jsou uvedeny pro tloušťku 80 mm. Tloušťka se pohybuje od 10 do 120 mm. Ceny jsou uvedeny podle firmy Nejlevnější Izolace ke dni 8.4.2009.

Tab. 4.2 - Materiál a cena pro tepelnou izolaci obvodových stěn

Tepelný materiál	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [W/m*K]	Cena za m <sup>2</sup>
Kamenná vlna (minerální plst')	0,039 – 0,042	238,-
Minerální plsti ORSIL	0,039 – 0,042	295,-
Polystyrénové desky	0,042	104,-

I když by zateplení zdiva a střechy bylo zapotřebí v rámci úspor energie, nebude se provádět, neboť náklady by byly příliš vysoké a nenávratné.



Obr. 4.3 - Minerální plst'

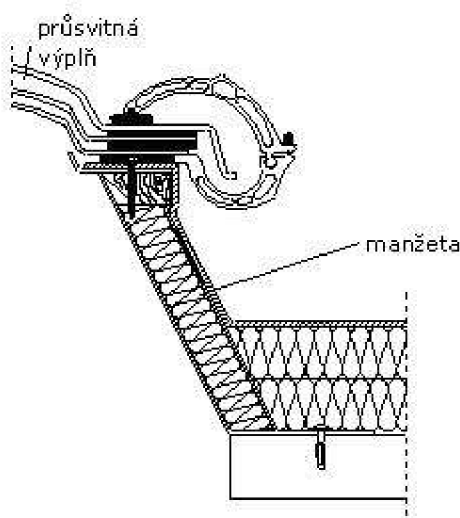


Obr. 4.4 - Polystyrénové desky

## 4.2 Výměna světlíků :

Na střeše galvanovny se nachází 2 světlíky z drátoskla o celkové rozloze 190 m<sup>2</sup>. Tyto světlíky jsou již zastaralé a mají nevyhovující vlastnosti. Proto je uvažováno o jejich výměně za modernější. Jedná se o světlíky tzv. „pásové“. Pásové světlíky mají mnohem větší délku jak šířku a mohou být složeny ze samostatných desek či z dílů za studena pnutých desek nesených obloukovými žebry.

Podle článku na webové stránce <http://tipy-navody.estrechy.cz> od autora ing. Stanislava Jandy se světlíky v dnešní době připevňují zpravidla pomocí manžet, které plní funkci připevnění výplně a její vyvýšení nad líc střechy a zároveň je s ní řešena tepelná prostupnost celého komplexu.



Obr. 4.5 - Schéma připevnění světlíku( <http://tipy-navody.estrechy.cz/i-svetliky.html>)

Materiálem v dnešní době jsou průsvitné nebo i průhledné polymery, které se vzájemně liší svými optickými, mechanickými a požárními vlastnostmi.

Hlavní funkcí světlíku je **přivedení světla** do interiéru shora a **větrání**. Další takovou funkcí je oddělení interiéru od vnějších podmínek.



Obr. 4.6 - pásový střešní světlík s polymerů ([www.sepmoravia.cz](http://www.sepmoravia.cz))

Cena výměny světlíků činí: **5 200 Kč/m<sup>2</sup>** i s prací.

Součinitel prostupu tepla  $U_N = 1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Tato hodnota splňuje normu ČSN 0540 – 2

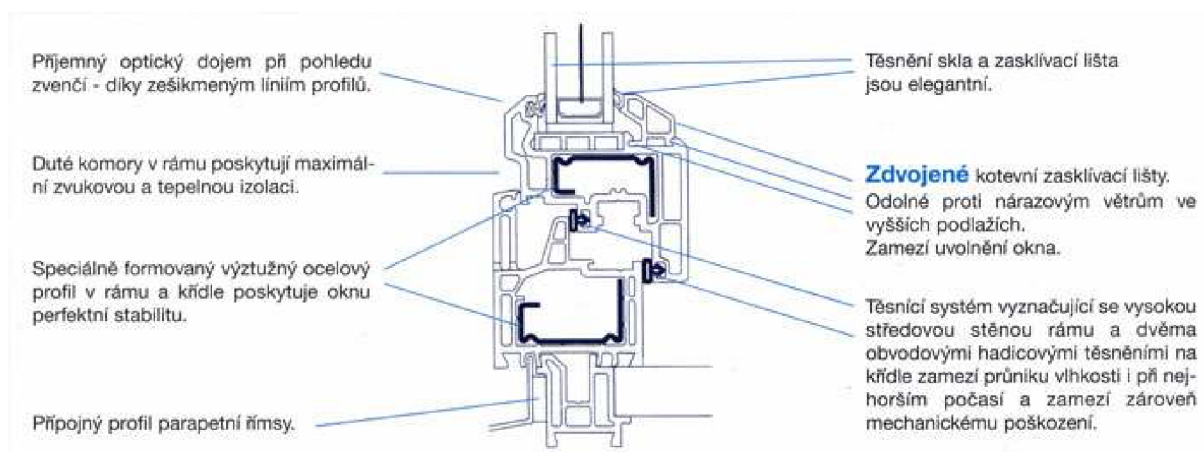
### 4.3 Výměna oken

V objektu galvanovny je celkem 480 m<sup>2</sup> zasklené plochy. Tuto plochu tvoří dva druhy oken:

- Okno ocelové zdvojené se součinitelem prostupu tepla  $U_N = 3,2 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Okna ocelová jednoduchá se součinitelem prostupu tepla  $U_N = 5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$

Tyto hodnoty nevyhovují požadavkům stanoveným v normě ČSN 73 0540 – 2, podle které by hodnota prostupu tepla neměla přesáhnout hodnotu 1,7 W/m<sup>2</sup>K.

Z těchto důvodů navrhuji výměnu oken za nová, která by vyhověla požadavkům dané normy. Uvažuji okna plastová s tří komorovým profilovým systémem. Výhodou těchto oken je výborná tepelná a zvuková izolace. Pokud se okna nainstalují správně, dojde k velké úspoře energie a hladinu hluku je možné snížit až o 50%.



Obr. 4.7 - Řez oknem se tří komorovým systémem ([www.plastovaoknabrno.cz](http://www.plastovaoknabrno.cz))

Investiční náklady na výměnu oken činí přibližně **4 500 Kč/m<sup>2</sup>**

Součinitel prostupu tepla  $U_N = 1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Tato hodnota již vyhovuje požadavkům dané normy.

#### 4.4 Výpočtové hodnoty – původní stav

Výpočet tepelných ztrát je zpracován podle normy ČSN 06 0210  
Koeficienty přestupů tepla vychází z normy ČSN 73 0540 – 3  
Přesnost výpočtu tepelných ztrát je zpracována dle stupně dodané dokumentace.  
Pro zjednodušení výpočtu uvažuji následující opatření.

Okna: Celková zasklená plocha činí 480 m<sup>2</sup> – tuto plochu tvoří 2 druhy oken. Není znám přesný poměr oken, proto jsem uvažoval poměr:

- Okna jednoduchá představují 60% celkové zasklené plochy => 288 m<sup>2</sup>
- Okna zdvojená představují 40% celkové zasklené plochy => 192 m<sup>2</sup>

Dále uvažuji rovnoměrné rozložení obsahů oken na každé stěně.

- OZ1 = 96 m<sup>2</sup>
- OZ2 = 144 m<sup>2</sup>

SO – stěna ochlazovaná – cihelné zdivo tl.250mm

Skladba: - vnější omítka – perlitová, d = 0,01m, λ = 0,11 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>  
- zdivo – cihla tl-250mm, d = 0,25, λ = 1,9 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>  
- vnitřní omítka - perlitová, d = 0,07m, λ = 0,11 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>

Podrobný výpočet součinitele prostupu tepla U [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>]:

$$\begin{aligned} R &= R_e + R + R_i & R_e &= \frac{1}{\alpha_e} + R + \frac{1}{\alpha_i} & U &= \frac{1}{R_e} \\ R &= \sum \frac{d}{\lambda} & R_e &= \frac{1}{23} + 0,859 + \frac{1}{8} & U &= \frac{1}{1,024} \\ R &= \frac{0,01}{0,11} + \frac{0,25}{1,9} + \frac{0,07}{0,11} & R_e &= 0,04 + 0,859 + 0,125 & U &= \underline{\underline{0,977 \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} \\ R &= \underline{\underline{0,859 \text{ W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}} & R_e &= \underline{\underline{1,024 \text{ W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}} \end{aligned}$$

- součinitel přestupu tepla vnější (zimní období) α<sub>e</sub> = 23
- součinitel přestupu tepla vnitřní (svislá konstrukce) α<sub>i</sub> = 8

- OZ1 – okna ocelová zdvojená – U = 3,2W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>
- OZ2 – okna ocelová jednoduchá – U = 5,5W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>
- DO – dveře ochlazované, dřevěné – U = 2,7W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>
- VR – vrata ocelová, ocelová jednoduchá nebo částečně zateplená  
U = 5,5W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>
- SV – světlík - drátosklo - U = 3,5W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>



- Pdl - železobetonová konstrukce bez izolace  $d = 0,45\text{m}$  -  $U = \underline{1,6\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- Sch1-střecha dílen-vazníky v ocelovém nebo železobetonovém provedení  
 $d = 0,8\text{m}$  -  $U = \underline{0,92\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- Sch3-střecha tkalcovny pilovitá -vazníky v ocelovém nebo železobetonovém provedení  $d = 0,8\text{m}$  -  $U = \underline{0,92\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- Ostatní výpočtové hodnoty : venkovní teplota  $t_e = -15$   
vnitřní teplota,  $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (nevytápěné)
- B – charakteristické číslo budovy – nechráněná – B = 12
- M – charakteristické číslo místnosti – netěsné bez prahu – dveře – viz suma  $i^*L$
- $\Delta t = 35$  stupnu
- p1 – 0 nevytápěno
- p2 - 0
- p3 – 0,1 sever

#### 4.5 Výpočtové hodnoty – nové řešení – zateplení + výměna oken

- SO – stěna ochlazovaná – cihelné zdivo tl. 250 mm + izolace z polystyrénových desek

Skladba: - vnější omítka – Porotherm perlitová ,  $d = 0,01\text{m}$ ,  $\lambda = 0,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   
- izolace – polystyrenové desky,  $d = 0,05\text{m}$ ,  $\lambda = 0,043 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   
- zdivo - cihla tl-250mm,  $d = 0,25$ ,  $\lambda = 1,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   
- vnitřní omítka - perlitová,  $d = 0,07\text{m}$ ,  $\lambda = 0,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Podrobný výpočet součinitele prostupu tepla K [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]:

$$R = R_e + R + R_i \quad R_e = \frac{1}{\alpha_e} + R + \frac{1}{\alpha_i} \quad U = \frac{1}{R_e}$$
$$R = \sum \frac{d}{\lambda} \quad R_e = \frac{1}{23} + 2,02 + \frac{1}{8} \quad U = \frac{1}{2,185}$$
$$R = \frac{0,01}{0,11} + \frac{0,25}{1,9} + \frac{0,07}{0,11} + \frac{0,05}{0,043} \quad R_e = 0,04 + 2,02 + 0,125 \quad U = \underline{0,46\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$$
$$R = \underline{2,02 \text{ W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad R_e = \underline{2,185 \text{ W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- součinitel přestupu tepla vnější  $\alpha_e = 23$
- součinitel přestupu tepla vnitřní  $\alpha_i = 8$

- OZ – okna zdvojená – plastová actual,  $U = \underline{1,1\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- DO – dveře ochlazované, dřevěné – ,  $U = \underline{2,7\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- VR – vrata ocelová, ocelová jednoduchá nebo částečně zateplená  
 $U = \underline{5,5\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$
- SV – světlík - s hliníkovou konstrukcí pokryté polykarbonátovou (PC) deskou dutinkovou s UV stabilizací, -  $U = \underline{1,1\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$

- Pdl - železobetonová konstrukce bez izolace  $d = 0,45\text{m}$  -  $U = \underline{\underline{1,6\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$
- Sch1 - střecha dílen-vazníky v ocelovém nebo železobetonovém provedení  
 $d = 0,8\text{m}$  -  $U = \underline{\underline{0,92\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$
- Sch3 - střecha tkalcovny pilovitá - vazníky v ocelovém nebo železobetonovém provedení  $d = 0,8\text{m}$  -  $U = \underline{\underline{0,92\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$

postup výpočtu je shodný jako v případě předešlého výpočtu  $\Rightarrow U = \underline{\underline{0,46\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$

- Ostatní výpočtové hodnoty : venkovní teplota  $t_e = -15$   
vnitřní teplota,  $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (nevytápěné)
- B – charakteristické číslo budovy – nechráněná – B = 12
- M – charakteristické číslo místnosti – netěsné bez prahu – dveře – viz suma  $i \cdot L$
- $\Delta t = 35$  stupnu
- p1 – 0 nevytápěno
- p2 - 0
- p3 – 0,1 sever

Tab. 4.3 – tabulka vypočtených tepelných ztrát pro halu v původním stavu a pro halu se zateplením

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	#	#	17	
Označení stěny	Tloušťka	Plocha stěny						Základní tepelná ztráta				Přirážky				Celková tepelná ztráta W	
		Délka	Šířka nebo Výška	Plocha	Počet otvorů	Plocha otvorů	Plocha bez otvorů	Součinitel prostupu U	Rozdíl teplot Δt	U · Δt	Tepelná ztráta Q <sub>0</sub>	Na vyrovnání vlivu chladných stěn	Na urychlení zátoku	Na světovou stranu	1 + p <sub>1</sub> + p <sub>2</sub> + p <sub>3</sub>		Q <sub>c</sub> =Q <sub>p</sub> +Q <sub>v</sub>
cm	m	m	m	m <sup>2</sup>		m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	K	Wm <sup>-2</sup>	W	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	p <sub>3</sub>			
<u>Hala galvanovny - t<sub>i</sub> = 20°C, V= 29 262 m<sup>3</sup> - původní stav</u>																	
SO1	25	53,3	9	480	1	0	240	0,977	35	34,2	8197						
SO2	25	61	9	549	1	0	309	0,977	35	34,2	10566						
SO3	25	53,3	9	480	1	0	240	0,977	35	34,2	8196,5						
SO4	25	61	9	549	1	0	309	0,977	35	34,2	10566						
OZ1	0	0	0	192	1	192	0	3,2	35	112	0						
OZ2	0	0	0	288	1	288	0	5,5	35	193	0						
VR	0	0	0	30	1	30	0	5,5	35	193	0						
SV	0	0	0	190	1	190	0	3,5	35	123	0						
DO	0	0,8	2	1,58	1	1,58	0	2,7	35	94,5	0					Q <sub>p</sub> = 149352	
SCh1	80	26,7	31	813	1	95	718	0,92	35	32,2	23114						
SCh3	80	26,7	31	813	1	95	718	0,92	35	32,2	23114						
Pdl	45	53,3	61	3251	0	0	3251	1,6	10	16	52021					Q <sub>v</sub> = 3292,9	
											135774	0	0	0	1	<b>152645</b>	
ΣS =SO1+SO2+SO3+SO4+SCh1+SCh2+Pdl								6934	m <sup>2</sup>								
Q <sub>v</sub> =1300·Σ(i·l)·B·M·Δt=								3293	W			Kc = 0,56					
<u>Hala galvanovny - t<sub>i</sub> = 20°C, V= 29 262 m<sup>3</sup> - zateplení + výměna oken</u>																	
SO1	25	53,3	9	480	1	0	240	0,46	35	16,1	3859,2						
SO2	25	61	9	549	1	0	309	0,46	35	16,1	4974,9						
SO3	25	53,3	9	480	1	0	240	0,46	35	16,1	3859,2						
SO4	25	61	9	549	1	0	309	0,46	35	16,1	4974,9						
OZ	0	0	0	192	1	192	0	1,1	35	38,5	0						
VR	0	0	0	30	1	30	0	5,5	35	193	0						
SV	0	0	0	190	1	190	0	1,1	35	38,5	0						
DO	0	0,8	2	1,58	1	1,58	0	3,5	35	123	0					Q <sub>p</sub> = 127509	
SCh1	80	26,7	31	813	1	95	718	0,92	35	32,2	23114						
SCh3	80	26,7	31	813	1	95	718	0,92	35	32,2	23114						
Pdl	45	53,3	61	3251	0	0	3251	1,6	10	16	52021					Q <sub>v</sub> = 2821	
											115917	0	0	0	1	<b>130329,557</b>	
ΣS =SO1+SO2+SO3+SO4+SCh1+SCh2+Pdl								6934	m <sup>2</sup>								
Q <sub>v</sub> =1300·Σ(i·l)·B·M·Δt=								2821	W			Kc = 0,48					

$$K_c = \frac{Q_{oj}}{\sum S \cdot \Delta t}$$

$$K_c = \frac{Q_{oj}}{\sum S \cdot \Delta t}$$

### Příklad výpočtu tepelné ztráty pro původní stav výrobní haly.

Tepelná ztráta  $Q_0$  pro obvodovou stěnu 1 (OS1)

$$Q_0 = S_i \cdot U \cdot \Delta t = 240 \cdot 0,977 \cdot 35 = 8197W \quad (4.1)$$

$S_i$  – plocha bez otvorů pro danou část  
 $U$  – součinitel prostupu tepla  
 $\Delta t$  – rozdíl venkovní a vnitřní teploty

Obdobně se počítají další stavební části.

Součet celkové plochy:

$$\Sigma S = SO1 + SO2 + SO3 + SO4 + SCh1 + SCh2 + Pdl = 2 \cdot 480 + 2 \cdot 549 + 2 \cdot 813 + 3251 = 6934m^2$$

Výpočet celkového přestupu tepla:

$$K_c = \frac{Q_{ef}}{\Sigma S \cdot \Delta t} = \frac{135774}{6934 \cdot 35} = 0,56 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.2)$$

$Q_{ef}$  – součet tepelných ztrát

Stanovení hodnoty  $Q_p$ :

$$Q_p = Q_{ef} \cdot (1 + p1 + p2 + p3) = 135774 \cdot (1 + 0 + 0 + 0,1) = \underline{149351,4W} \quad (4.3)$$

Stanovení hodnoty  $Q_v$ :

$$Q_v = 1300 \cdot \Sigma(i \cdot l) \cdot B \cdot M \cdot \Delta t = 1300 \cdot (0,00126 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 35 + 0,00171 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 35 + 0,00216 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 35 + 0,007922 \cdot 0,4 \cdot 12 \cdot 35) = 3292,9W \Rightarrow \underline{3293W} \quad (4.4)$$

Výsledná tepelná ztráta bez zateplení se pak spočítá:

$$Q_c = Q_v + Q_p = 3293 + 149351 = \underline{152645W}$$

Z uvedených výpočtů vyplývá, že zateplením budovy a výměnou oken a světlíků se zlepší tepelná ztráta budovy přibližně o 14,62%.

#### 4.6 Investiční náklady na provedení stavebních úprav

V této podkapitole budou uvedeny ceny uvažovaných materiálů a prací, které jsou stanoveny k datu 20.4.2009 a celkové náklady na provedení uvažovaných stavebních úprav.

**a) zateplení vnějších stěn**

Cena materiálu a práce činí přibližně **1900,- Kč/m<sup>2</sup>**.  
Plocha určená k zateplení činí přibližně **1580 m<sup>2</sup>**.  
Celkové náklady na zateplení:  $1900 \cdot 1580 = \mathbf{3\ 002\ 000,-\ Kč}$ .

**b) výměna světlíků**

Cena materiálu a práce činí přibližně **5200,- Kč/m<sup>2</sup>**.  
Celková plocha světlíků je přibližně rovna **190 m<sup>2</sup>**.  
Celkové náklady na výměnu světlíků:  $5200 \cdot 190 = \mathbf{988\ 000,-\ Kč}$ .

**c) výměna oken**

Cena materiálu a práce činí přibližně **4500,- Kč/m<sup>2</sup>**.  
Celková plocha oken je přibližně rovna **480 m<sup>2</sup>**.  
Celkové náklady na výměnu oken:  $4500 \cdot 480 = \mathbf{2\ 160\ 000,-\ Kč}$ .

Celkové náklady na úsporná opatření tedy vycházejí: **6 150 000,- Kč**.

#### **4.7 Stanovení celkových nákladů a úspor**

Zde se budu zabývat celkovým zhodnocením nákladů a úspor, které přinesou stavební úpravy. Vycházím z původních hodnot a zařízení, které se nachází v hale Galvanovny.

V objektu je vytápěna pouze administrativní část budovy. Ostatní části vytápěny nejsou. To vede ke zhoršení návratnosti celé investice. Celková spotřeba tepelné energie činila za rok 2008 **13 440 GJ**. Z této hodnoty je pouze **1 494 GJ** použito na vytápění, zbytek tepla slouží na technologii a VZT.

Za rok 2008 činila průměrná cena na jeden GJ přibližně částku **307,- Kč**  
Vytápění tedy stojí ročně:  $307 \cdot 1494 = \mathbf{458\ 658,-\ Kč}$

Tepelná ztráta budovy bez stavebních úprav je 152 645 W. To znamená, že za rok činí tepelná ztráta:  $152645 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 229 = \mathbf{3\ 020\ GJ}$ .

Hodnota 229 představuje počet dnů topného období pro Vyškovsko.

Jak je z výše uvedeného patrné, je tepelná ztráta budovy vyšší, než je hodnota tepla určená pro vytápění. Je to dáno tím, že se vytápí jen část budovy. Zbytek je vyhříván odpadním teplem z lázní. Toto teplo by se však dalo využít v rekuperační jednotce na přehřev teplého vzduchu, proto budu počítat dále s hodnotou 3 020 GJ jako celkovou tepelnou ztrátou.

Po finanční stránce vychází roční deficit ve výši  $3020 \cdot 307 = \mathbf{927\ 140,-\ Kč}$ .

Tepelná ztráta budovy se stavebními úpravami je 130 329,557W. To znamená, že za rok činí  $130329,557 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 229 = 2\ 579\text{GJ}$ .

Po finanční stránce vychází roční deficit ve výši  $2579 \cdot 307 = 791\ 753,-\text{Kč}$ .

Z výše uvedených údajů vychází, že celková tepelná ztráta klesne o **441 GJ**. To znamená, že se za rok ušetří **135 387,- Kč**.

#### 4.8 Ekonomické zhodnocení a posouzení návratnosti investice.

##### Ekonomické hodnocení – vstupy

- celkové náklady na stavební úpravy  $N_i = 6\ 150\ 000,-\text{Kč}$
- úspora energie za rok  $CF = 135\ 387,-\text{Kč}$
- diskontní sazba  $d = 0,75\ \%$
- doba hodnocení projektu  $T_j = 15\text{ let}$

Diskontní sazba  $d$  podle ČNB k datu 22.10.2009 činí 0,75 %.

Diskontovaný tok peněz v  $j$  - tém roce. Vzorec je jen v obecném tvaru. Pro příklad uvádím výpočet v roce 1. Zbýlé hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.4

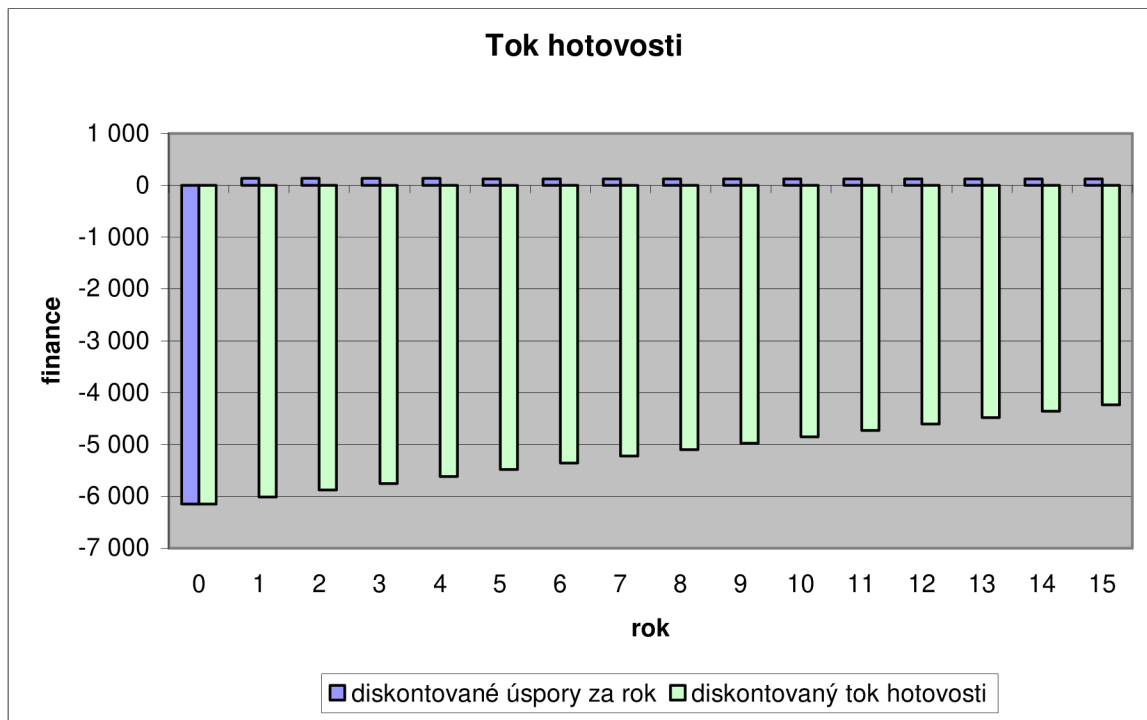
$$DCF_j = DCF_{(j-1)} + CF(1+d)^{-j} \quad (4.6)$$

$$DCF_1 = DCF_{(1-0)} + CF(1+d)^{-1} = -6150 + 135,3 \cdot (1+0,0075)^{-1} = -6016\text{Kč}$$

Tab. 4.4 - Hodnoty DFC pro jednotlivé roky

Rok	CF [Kč]	CF(1+d) <sup>j</sup> [Kč]	DCF <sub>j</sub> [Kč]
0	-6 150	-6 150	-6 150
1	135,3	134,2928	-6 016
2	135,3	133,29311	-5 882
3	135,3	132,30085	-5 750
4	135,3	131,31598	-5 619
5	135,3	130,33844	-5 488
6	135,3	129,36818	-5 359
7	135,3	128,40514	-5 231
8	135,3	127,44927	-5 103
9	135,3	126,50052	-4 977
10	135,3	125,55883	-4 851
11	135,3	124,62415	-4 727
12	135,3	123,69642	-4 603
13	135,3	122,77561	-4 480
14	135,3	121,86164	-4 358
15	135,3	120,95448	-4 237

Graf. 2 - Diskontovaný průběh ročních úspor a diskontovaného toku DCF



**Doba splatnosti bez uvažování časové hodnoty peněz:**

$$T_0 = \frac{N_i}{CF} = \frac{6150000}{135387} = 45,42 \text{ let} \quad (4.7)$$

**Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz:**

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_0 \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 45,42 \cdot 0,0075}}{\ln(1 + 0,0075)} = 55,74 \text{ let} \quad (4.8)$$

**Vnitřní výnosné procento:**

$$N_i - \sum_{j=0}^{T_s} CF \cdot (1 + d)^{-j} = 0 \quad (4.9)$$

$d_1$  volím 0,1

$$u_i = \frac{CF}{N_i} \cdot \frac{[(1 + d)^{T_s} - 1]}{(1 + d)^{T_s}} = \frac{135300}{6150000} \cdot \frac{(1,1^{15} - 1)}{1,1^{15}} = 0,016$$

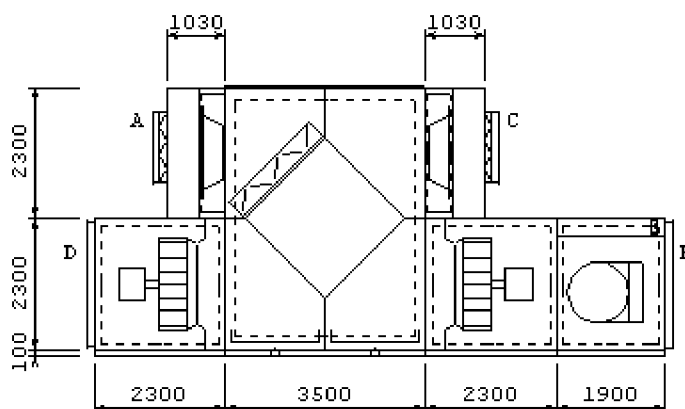
Po provedení iteračního výpočtu se ukázalo, že vnitřní výnosné procento vychází 9,1%.

## 5. Návrh VZT

Tento způsob se zabývá náhradou současných strojoven za nové VZT jednotky. Návrh VZT jednotek byl proveden firmou C.I.C Hřebec, který je zpracován včetně rekuperační jednotky, dodávky regulace a její montáže. V tab. 5.1 jsou uvedena jednotlivá technická zařízení.

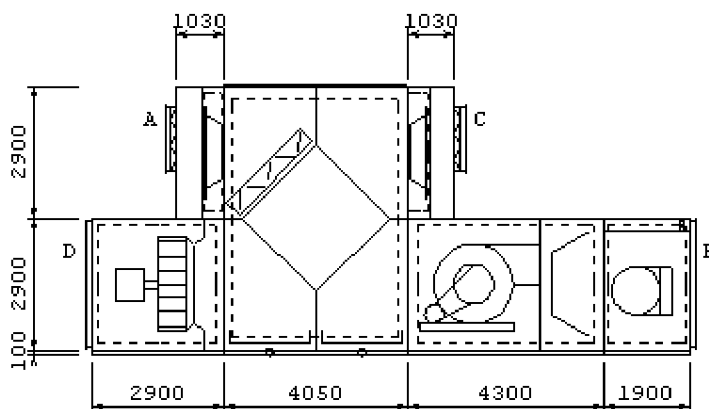
Tab. 5.1 - navržená VZT zařízení

	Strojovna I	Strojovna II
Pro provoz	Galvanovna I	Galvanovna II
Velikost jednotek	H50	H80
Rozměry jednotek	10 000 x 2300 x 4700 mm	13150 x 2900 x 5900 mm
Přívodní část		
Koncový panel		
Filtrační komora	Filtr G4 - 360	Filtr G4 - 360
Rekuperační komora desková	47 500 m <sup>3</sup> /h	80 200 m <sup>3</sup> /h
Tepelný zisk	363,2 kW	630,2 kW
Účinnost	66%	68 %
Ventilátorová komora	RH 10C Stahl	NTHZ 1000 T2
Ohřívací komora plynová	MTPV-300B	MTPV - 400B
Spotřeba plynu	34,34 m <sup>3</sup> /h	52,85 m <sup>3</sup> /h
Výkon	302 kW	464,8kW
Odvodní část		
Koncový panel		
Filtrační komora	Filtr G4 - 360	Filtr G4 - 360
Ventilátorová komora	RH 10C Stahl	RH 11C Stahl
Rekuperační komora desková	47 500 m <sup>3</sup> /h	80 200 m <sup>3</sup> /h



Obr. 5.1 - schéma jednotky H50 (C.I.C Hřebec s.r.o)





Obr. 5.2 - schéma jednotky H80 (C.I.C Hřebec s.r.o.)

Technické parametry a veličiny k těmto jednotkám jsou uvedeny v dodatku 1.

### 5.1 Náklady na realizaci:

Ceny vychází z podkladů od firmy C.I.C Hřebec s.r.o. platné ke dni 14.4.2009

Tab. 5.2 – Cenová nabídka jednotlivých položek

Položka – popis	Počet jednotek	Cena
VZT plynová jednotka H50	1	2 181 913
VZT plynová jednotka H80	1	3 741 095
Montáž VZT plynové jednotky	2	30 000
Dodávka a montáž regulace a zaregulování	2	400 000
Zkouška, revize, předání do provozu	1	11 000
Vzduchotechnika bez DPH		6 364 008
Vzduchotechnika s DPH 19%		7 573 170

### 5.2 Bilance energie před a po montáži VZT jednotek a finančních úspor

Jak už bylo řečeno v kapitole 2, není měření samostatné pro jednotlivé odběry, vyhodnocení je provedeno odhadem. Provozní dílny jsou vytápěny jen v době mimo provoz a v provozu se využívá tepla z galvanických lázní. Celková spotřeba tepelné energie tedy činí **15 410 GJ/rok.**

#### Přiváděné množství vzduchu:

Galvanovna 1: 80 200 m<sup>3</sup>/h

Galvanovna 2: 95 000 m<sup>3</sup>/h

Celkové množství přiváděného vzduchu  $v_{př}$ : 80 200 + 95 000 = 175 200 m<sup>3</sup>/h =>

$$\Rightarrow \frac{175200}{3600} = 48,67 \text{ m}^3 / \text{s}$$

### Odváděné množství vzduchu:

Galvanovna 1: 88 200 m<sup>3</sup>/h

Galvanovna 2: 105 560 m<sup>3</sup>/h

Celkové množství odváděného vzduchu  $v_{ods}$ : 88 200 + 105 560 = 193 760 m<sup>3</sup>/h =>

$$\Rightarrow \frac{193760}{3600} = 53,82 \text{ m}^3 / \text{s}$$

### Střední, vstupní a výstupní teploty:

Teplota přisávaného vzduchu na vstupu do rekuperační jednotky = 6°C

Teplota přisávaného vzduchu na výstupu z rekuperační jednotky = 20°C

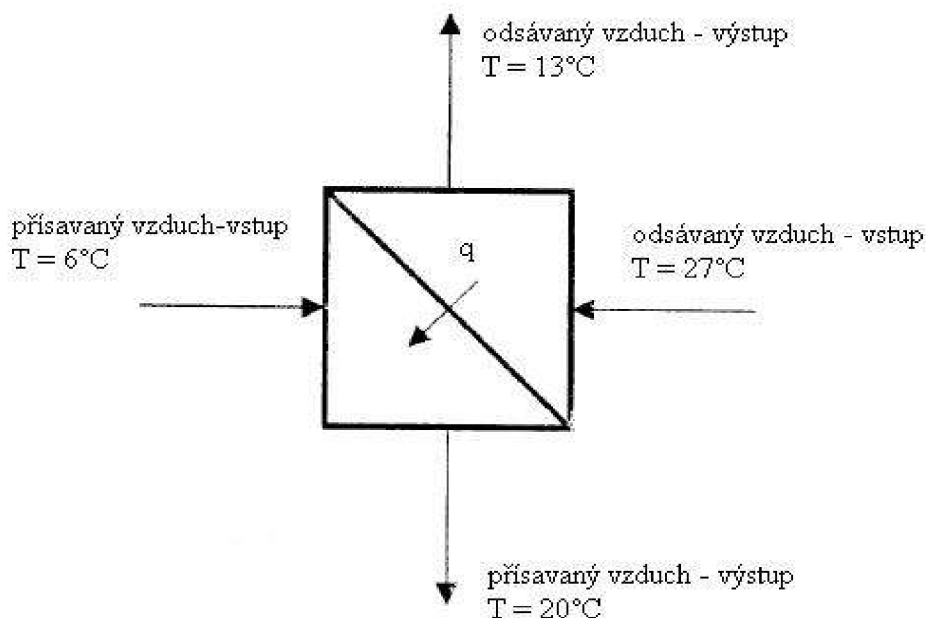
Teplota odsávaného vzduchu na vstupu do rekuperační jednotky = 27°C

Teplota odsávaného vzduchu na výstupu z rekuperační jednotky = 13°C

Střední teplota přisávaného vzduchu:  $\frac{20+6}{2} = 13^\circ\text{C}$

Střední teplota odsávaného vzduchu:  $\frac{27+13}{2} = 20^\circ\text{C}$

Obr. 5.3 - Tepelná bilance celkové výměny vzduchu v galvanovně



### Hustoty vzduchu pro zvolené parametry teploty vzduchu:

Průměrné hodnoty hustoty vzduchu jsou brány z tabulky hustota vzduchu z internetových stránek [www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm](http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm)

Hustota přisávaného vzduchu pro 20°C:  $\rho_1 = 1,2047 \text{ kg/m}^3$   
Hustota odsávaného vzduchu pro 13°C:  $\rho_2 = 1,2364 \text{ kg/m}^3$

### Výpočet hmotnostního průtoku

Hmotnostní průtok se určí ze vztahu:

$$m_p = v \cdot \rho \text{ [kg/s]} \quad (5.1)$$

kde

- $v$  - měrný objem [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $\rho$  - hustota vzduchu [ $\text{kg/m}^3$ ]

Hmotnostní průtok přisávaného vzduchu:

$$m_{př.} = v_{př.} \cdot \rho_{př.} = 48,67 \cdot 1,2047 = 58,67 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní průtok odsávaného vzduchu:

$$m_{ods.} = v_{ods.} \cdot \rho_{ods.} = 53,82 \cdot 1,2364 = 66,54 \text{ kg/s}$$

### Výpočet množství tepla přivedeného a odvedeného z rekuperační jednotky

Množství tepla ve vzduchu se vypočte podle vztahu:

$$Q_p = m_p \cdot c_p \cdot (t_v - t_m) \text{ [kW]} \quad (5.2)$$

kde

- $m_p$  = hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]
- $c_p$  = měrná tepelná kapacita [kJ/kgK] – určena z [www.converter.cz](http://www.converter.cz) 1,01 [kJ/kgK]
- $t_v$  = vyšší teplota [°C]
- $t_m$  = nižší teplota [°C]

Množství tepla obsažené v přisávaném vzduchu:

$$Q_{př.} = m_{př.} \cdot c_p \cdot (t_{vpř.} - t_{npř.}) = 58,67 \cdot 1,01 \cdot (20 - 6) = 829,59 \text{ kW}$$

Množství tepla obsažené v odsávaném vzduchu:

$$Q_{ods.} = m_{ods.} \cdot c_p \cdot (t_{vods.} - t_{nods.}) = 66,54 \cdot 1,01 \cdot (27 - 13) = 940,88 \text{ kW}$$

### Vyčíslení přivedeného a odvedeného množství tepla v GJ/rok

Přivedené a odvedené teplo se určí ze vztahu:

$$Q_{rok} = Q \cdot 0,0036 \cdot n \cdot i \quad [\text{GJ/rok}] \quad (5.3)$$

kde:

- $Q$  – množství přisávaného a odsávaného tepla
- 0,0036 - převodní faktor ze sekund na hodiny
- $n$  – počet hodin při kterých je VZT v provozu = 8 hodin
- $i$  – počet pracovních dní v roce, za kterých je VZT v provozu = 250 dní

Množství přisávaného tepla ve vzduchu za rok:

$$Q_{rok.př.} = Q_{př.} \cdot 0,0036 \cdot n \cdot i = 829,59 \cdot 0,0036 \cdot 8 \cdot 250 = 5973,05 \text{ GJ / rok}$$

Množství odsávaného tepla ve vzduchu za rok:

$$Q_{rokods.} = Q_{ods.} \cdot 0,0036 \cdot n \cdot i = 940,88 \cdot 0,0036 \cdot 8 \cdot 250 = 6774,336 \text{ GJ / rok}$$

### Vyčíslení úspory energie v Kč

Úspora energie za rok činí podle předchozího výpočtu 5973,05 GJ/rok

Cena za 1 GJ činí 307 Kč.

Celková úspora tedy činí:  $Q_{ods.př.} \cdot 307 = 5973,05 \cdot 307 = 1833726,35 \text{ Kč}$  - budu uvažovat, že úspora činí 1 800 000,- Kč.

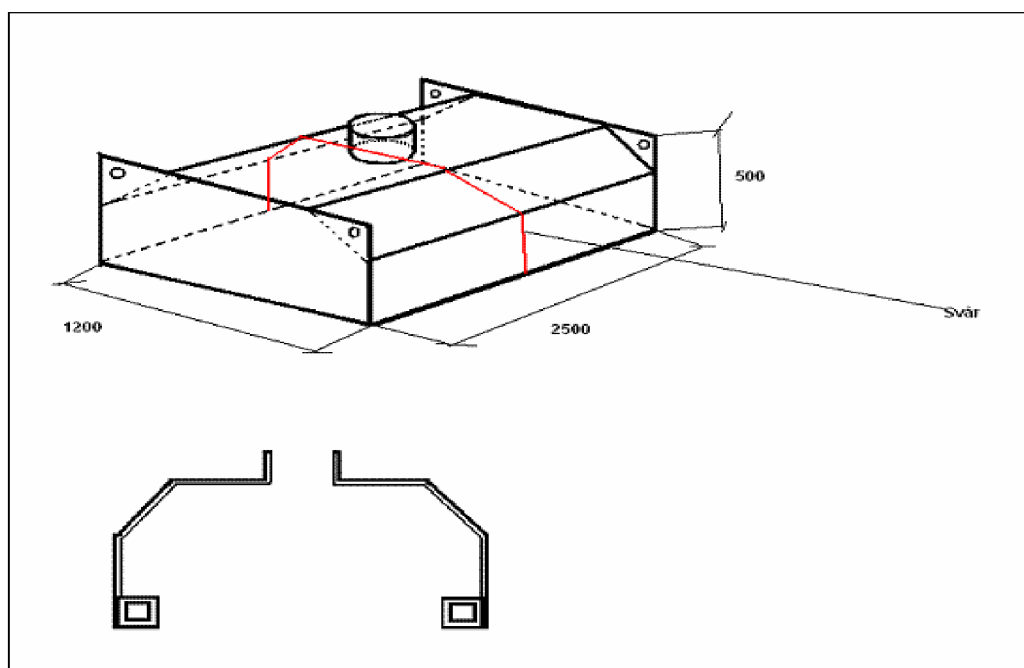
### 5.3 Zohlednění chemických a teplotních složení lázní

V předchozí kapitole jsem uvedl, že galvanovna disponuje lázněmi o různém chemickém složení a teplotě. Pro některé lázně není možné použít klasické odsávání odpadního vzduchu, protože by mohlo dojít k poškození rekuperační jednotky vlivem působení nebezpečných látek. Z těchto důvodů jsem navrhl pro odsávání nebezpečných lázní jiné řešení.

Toto řešení spočívá v lokálním odsávání lázní, ze kterých se vypařují obzvláště nebezpečné výpary. Jedná se o lázně s kyselinou dusičnou  $\text{HNO}_3$ , kyselinou sírovou  $\text{H}_2\text{SO}_4$  a kyselinou fosforečnou  $\text{H}_3\text{PO}_4$ .

Odsávání by bylo realizováno odsávacím zákrytem, který by byl umístěn nad příslušnou vanou, ventilátorem a potrubím. Všechny tyto technické prvky musí být uzpůsobeny pro provoz s chemikáliemi. Vývod odsávání by byl situován na střechu haly galvanovny.

Odsávací zákryty jsou ve tvaru kvádru s kruhovým napojením o průměru 250 mm.



Obr. 5.4 - odsávací zákryt od firmy Fort plasty

Pro odsávání kyseliny  $\text{HNO}_3$  je použit materiál PVC a pro ostatní kyseliny je použit materiál PP a PE.

Cenovou nabídku zpracovala fy. Fort – plasty s.r.o., která se zabývá touto problematikou. Ceny jsou uvedeny v tab. 5.3.

Tab. 5.3 - kalkulace lokálních odsávacích zařízení.

Tech. údaje	Druh lázní						Cena celkem
	$HNO_3$		$H_2SO_4$		$H_3PO_4$		
Potrubí	ø250, tvarovek	30%	ø250, tvarovek	30%	ø250, tvarovek	30%	
Materiál potrubí	PVC		PP		PP		
Cena potrubí	11 100,-		8 150,-		8 150,-		27 400,-
Rozměry zákrytu	1500x800x300		1500x800x300		500x600x300		
Materiál zákrytu	PVC		PP		PP		
Cena zákrytu	15 735,-		12 120,-		8 605,-		36 460,-
Ventilátor	NV 250 V		EPND 200-2		EPND - 2		
Odsávané množství vzduchu	1600 m <sup>3</sup> /h		1600 m <sup>3</sup> /h		1600 m <sup>3</sup> /h		
Cena ventilátorů	24 815,-		19 335,-		19 335,-		63 485,-
Cena celkem bez DPH							127 285,-
Cena s DPH							151 469,-

Skříň ventilátoru EPND 200-2 jsou vyrobeny z PE-EL, oběžná kola z PP. Skříň a oběžné kolo ventilátoru NV jsou vyrobeny z PVC. Vzduchotechnické potrubí bude vyrobeno z části z PVC a z části z PP. Spojení bude na příruby. Spojovací a těsnicí materiál je součástí dodávky.

Ceny jsou uvedeny bez dopravy, montáže, závěsového materiálu, kotvicího materiálu a balného. Je tedy nutno k tomuto přihlédnout ve výpočtu ekonomického zhodnocení.



Obr. 5.5 - Ventilátor NV 250 V ([www.plastika.cz](http://www.plastika.cz))

Vzhledem k tomu, že nemám dostatek informací o složení jednotlivých lázní a odsávaných výparů, není vyloučené, že podobné opatření bude nutné zavést také u dalších van. Toto opatření samozřejmě zvyšuje náklady a snižuje návratnost.

#### 5.4 Prostředí s potenciálním nebezpečím výbuchu

Podle článku na internetových stránkách [www.mmgroup.cz](http://www.mmgroup.cz) od autora ing. Martina Dostalíka je v provozech chemického, potravinářského a petrochemického průmyslu v jejich provozním prostředí přítomna výbušná směs hořlavých plynů a par se vzduchem o takové koncentraci, že může dojít k zažehnutí řetězové reakce hoření, tzv. výbuchu. Je tedy nutné učinit taková opatření, aby nedošlo k případné tragické události.

V současnosti existují 2 hlediska nahlížení na klasifikaci prostředí vzhledem k výbušnosti směsí.

Tab. 5.4 - Klasifikace prostředí s nebezpečím výbuchu.

Evropské země	USA a Kanada
<b>Zóna 0</b> Prostor, ve kterém je výbušná směs plynu se vzduchem přítomna stále nebo se vyskytuje v dlouhých periodách	<b>Division 1</b> Nebezpečná koncentrace hořlavých plynů, par nebo výbušné směsi prachu je za běžného provozu přítomna trvale, přerušovaně nebo periodicky.
<b>Zóna 1</b> Prostor, ve kterém může vzniknout výbušná směs plynu se vzduchem za běžného provozu	<b>Division 2</b> Hořlavé kapaliny nebo plyny jsou přítomny, ale za běžných podmínek jsou uzavřeny v zásobnících nebo systémech, ze kterých mohou uniknout pouze při výjimečných provozních situacích.
<b>Zóna 2</b> Prostor, ve kterém nemůže výbušná směs plynu se vzduchem za běžného provozu vzniknout nebo může vzniknout pouze na krátké období	

Bylo zjištěno, že existují 2 hlavní mechanismy vznícení výbušné směsi, buď jiskrou nebo horkým povrchem zařízení. Všechna certifikovaná elektrická zařízení nesou označení skupiny plynů a oblasti použití, pro kterou získala osvědčení, a platí, že je-li systém bezpečný pro určitou skupinu, je rovněž bezpečný i pro všechny „méně nebezpečné“ skupiny. Je zajímavé, že neexistuje vztah mezi zápalností plynů jiskrou a horkým povrchem. Oba mechanismy jsou navzájem odlišné a nezávislé.

Existuje celá řada ochranných opatření, jak takovým událostem zabránit, ale zde se jimi nebudu zabývat, protože toto téma není předmětem mé diplomové práce.

Zmiňuji se zde o této problematice z důvodu, že kyselinové lázně mohou podle klasifikace výbušnosti uvedená v katalogu od firmy Fort – plasty, takovéto plyny produkovat. Všechny tyto vany se nachází v zóně 1. Je tedy potřeba při návrhu VZT pro galvanovnu se tímto problémem zabývat. Neznám přesné složení ostatních lázní a tudíž nemohu vyloučit vznik podobných výbušných směsí u některých z nich.

Tab. 5.5 - Cenové zhodnocení potrubí a technického příslušenství.

Název zařízení	Typ zařízení rozměry	Plocha [m <sup>2</sup> ]	Počet kusů	Cena/ks/m <sup>2</sup>	Cena/celkem [Kč]
Potrubí do obvodu	5600	409		3240	1325160
	4460	32		3240	103680
	4000	160		3240	518400
	3500	991		3240	3210840
	2630	637		3240	2063880
	1890	154		3240	498960
Výustka odvodní	1025x325		25	3240	81000
Velkoobjemová výustka	VOVR 315		24	8340	200160
	VOVR 500		16	9520	152320
	VOVR 560		24	11670	280080
Regulační klapky	1250x1250		1	50328	50328
	1250x1000		1	40328	40328
	900x900		1	31360	31360
	900x800		6	26728	160368
	800x800		2	25360	50720
	800x710		1	23296	23296
	710x710		2	22192	44384
	500x630		3	16824	50424
Tlumič hluku	1000x1000x2000		4	116230	464920
Protipožární uzávěr	PSUM 90 600x815 TPM 0600/99.40		26	16 210	421460
Ventilátor	HCBT 4-630		8	21 465	171720
Ochranná mřížka	DEF-T		8	830	6640
Protidešťové žaluzie	IMOS-PZAL 1000x900-UR2.S		2	4761	9522
	IMOS-PZAL 1250x1250-UR2.S		2	7371	14742
<b>Celková cena</b>					<b>9 974 740</b>
<b>Cena s 19% DPH</b>					<b>11 869 940,6</b>



### 5.5 Finanční analýza potrubí a jeho příslušenství:

Cena jednotlivých položek potrubí je vyčíslena v tab. 5.5. Potrubí a jeho cena byly navrženy podle vypracované projektové dokumentace, která je uvedena v příloze... Potrubí je navrženo z nerez oceli z důvodu chemického složení odsávaného vzduchu. V tabulce je uvedena dále cena a rozměry jednotlivých technických zařízení, které obsahují potrubní rozvody, včetně havarijního odsávání.

### 5.6 Ekonomická analýza navržené vzduchotechniky:

#### Celkové investiční náklady:

Tab. 5.6 - Celkové náklady na VZT

Technické zařízení	Celková cena s DPH
Vzduchotechnické jednotky	7 573 170
Lokální odsávací zařízení	151 469
Cena potrubí a příslušenství	11 869 940,6
<b>Cena celkem</b>	<b>19 594 579,6</b>

Budu uvažovat celkovou cenu VZT 19 600 000,- Kč

#### Vstupní údaje ekonomického zhodnocení:

- Celkové investiční náklady  $N_i = 19\,600\,000,- \text{ Kč}$
- Roční úspora  $CF = 1\,800\,000,- \text{ Kč}$
- Diskontní sazba  $d = 0,75\%$
- Doba hodnocení projektu  $T_i = 20 \text{ let}$

Diskontní sazba  $d$  podle ČNB k datu 22.10.2009 činí 0,75 %.

Diskontovaný tok peněz v  $j$  - tém roce. Vzorec je jen v obecném tvaru. Pro příklad uvádím výpočet v roce 1. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.7.

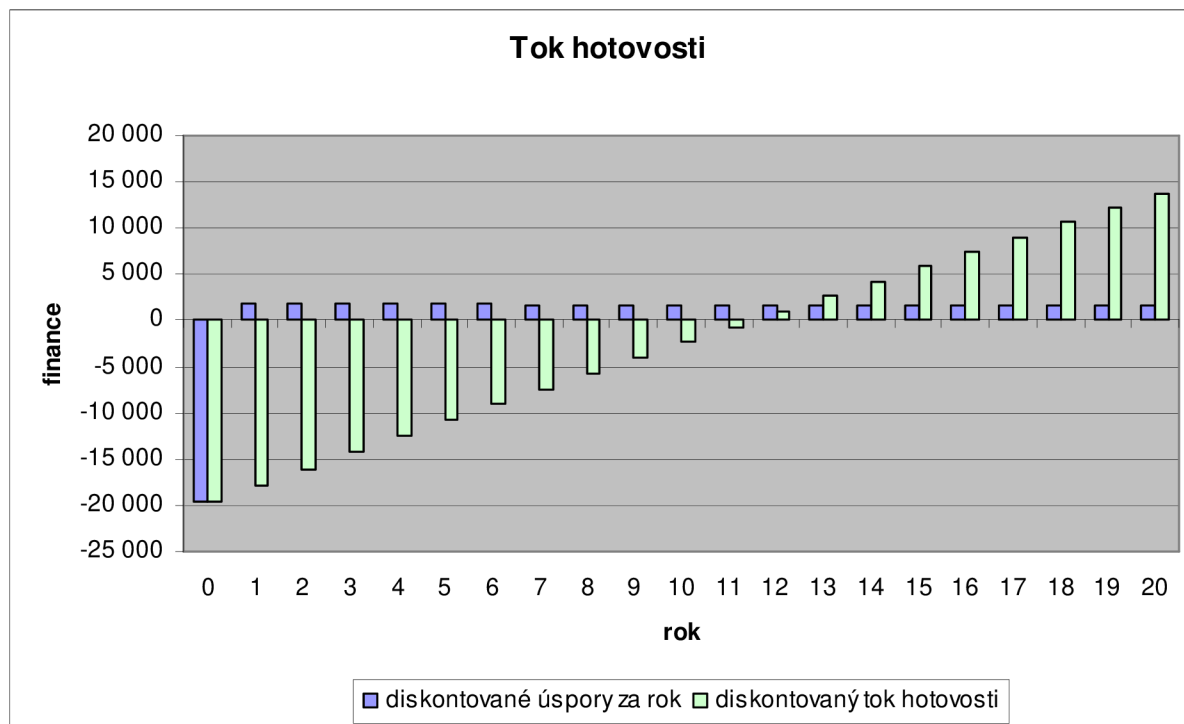
$$DCF_j = DCF_{(j-1)} + CF(1+d)^{-j}$$

$$DCF_1 = DCF_{(1-0)} + CF(1+d)^{-1} = -19600 + 1800 \cdot (1 + 0,0075)^{-1} = -17813 \text{ Kč}$$

Tab. 5.7 - Hodnoty DFC pro jednotlivé roky

Rok	CF	CF(1+d) <sup>j</sup>	DCF <sub>j</sub>
0	-19 600	-19 600	-19 600
1	1800	1786,6005	-17 813
2	1800	1773,3007	-16 040
3	1800	1760,1	-14 280
4	1800	1746,9975	-12 533
5	1800	1733,9926	-10 799
6	1800	1721,0844	-9 078
7	1800	1708,2724	-7 370
8	1800	1695,5557	-5 674
9	1800	1682,9337	-3 991
10	1800	1670,4057	-2 321
11	1800	1657,9709	-663
12	1800	1645,6287	983
13	1800	1633,3783	2 616
14	1800	1621,2192	4 237
15	1800	1609,1506	5 847
16	1800	1597,1718	7 444
17	1800	1585,2822	9 029
18	1800	1573,4811	10 603
19	1800	1561,7678	12 164
20	1800	1550,1417	13 714

Graf. 4 Diskontovaný průběh ročních úspor a diskontovaného toku DCF



**Doba splatnosti bez uvažování časové hodnoty peněz:**

$$T_0 = \frac{N_i}{CF} = \frac{19600000}{1800000} = 10,9 \text{ let}$$

**Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz:**

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_0 \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 10,9 \cdot 0,0075}}{\ln(1 + 0,0075)} = 11,41 \text{ let}$$

**Vnitřní výnosné procento:**

$$N_i - \sum_{j=0}^{T_s} CF \cdot (1 + d)^{-j} = 0$$

Pro  $d_1$  voleno 0,1:

$$u_i = \frac{CF}{N_i} \cdot \frac{[(1 + d)^{T_s} - 1]}{(1 + d)^{T_s}} = \frac{1800000}{19600000} \cdot \frac{(1,1^{15} - 1)}{1,1^{15}} = 0,077$$

obdobně se počítá pro další hodnoty:

$$d = 0,2 \Rightarrow 0,088$$

$$d = 0,3 \Rightarrow 0,0904$$

$$d = 0,4 \Rightarrow 0,0908 \text{ atd.}$$

Po provedení iteračního výpočtu se ukázalo, že vnitřní výnosné procento vychází 9,1%.

## 6. Tepelný výměník trubkový s podélným obtékáním

Jako další varianta na zlepšení tepelné hospodárnosti v galvanovně je uvažován tepelný výměník, který slouží k přehřevu napájecí vody do vyvíječů páry. Do výměníku vstupuje obyčejná voda o teplotě 20°C a vystupuje o teplotě 100°C. Výpočet vychází z technické literatury:

- Jaroslav Kadrnožka, Ladislav Ochrana – Teplárenství
- Florian Budaj – Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet
- Tomáš Dlouhý – Výpočty kotlů a spalínových výměníků
- Ladislav Ochrana – Kotle a výměníky tepla

### Vstupní parametry a hodnoty pro výpočet

Tab. 6.1 - Parametry napájecí vody a vystupující páry

Parametry páry na výstupu z vyvíječe		
	Průtok	1 000[kg/hod]
	Tlak	0.7845[MPa]
	Teplota	169.7[°C]
	Suchost x	0.99[%]
Parametry napájecí vody		
	Tlak	1.158[Mpa]
	Teplota	20[°C]

### Výstupní parametry teploty spalín a množství spalín:

#### Kotel Certus Junior 500

Teplota spalín  $T_{2vyst1} = 230^{\circ}\text{C}$

Objem spalín  $V_{sp1} = 0,225 \text{ m}^3/\text{s}$

#### Kotel Golemos 500

Teplota spalín  $T_{2vyst2} = 200^{\circ}\text{C}$

Objem spalín  $V_{sp,2} = 0,1406 \text{ m}^3/\text{s}$

#### Celkové vystupující hodnoty:

Průměrná teplota vystupujících spalín  $T_{2vst.} = 215^{\circ}\text{C}$

Celkové množství spalín  $V_c = V_{sp1} + V_{sp2} = 0,225 + 0,1406 = 0,3656 \text{ m}^3/\text{s}$

### Výpočet a stanovení entalpií, teplot a výkonu výměníku

Entalpie spalín při teplotě 215°C na vstupu do výměníku:  $i_{sp1} = 3230 \text{ kJ/m}^3$ . Tato hodnota vychází z technické správy kotle.

Entalpie vody při teplotě 20°C na vstupu do výměníku:  $i_{v1} = 83,9 \text{ kJ/kg}$ . Hodnota odečtena z parních tabulek.

Teplota vody vystupující z výměníku je volena:  $T_{1vyst.} = 40^{\circ}\text{C}$ .

Entalpie vody na výstupu z výměníku je odečtena z parních tabulek:  $i_{v2} = 168,5 \text{ kJ/kg}$ .

$$\text{Průtok } m_p = 1000 \text{ kg/hod} = \frac{1000}{3600} = 0,278 \text{ kg/s}$$

$$\text{Výkon potřebný ve výměníku: } Q_b = m_p \cdot (i_{v2} - i_{v1}) = 0,278 \cdot (168,5 - 83,9) = 23,5 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z výměníku:

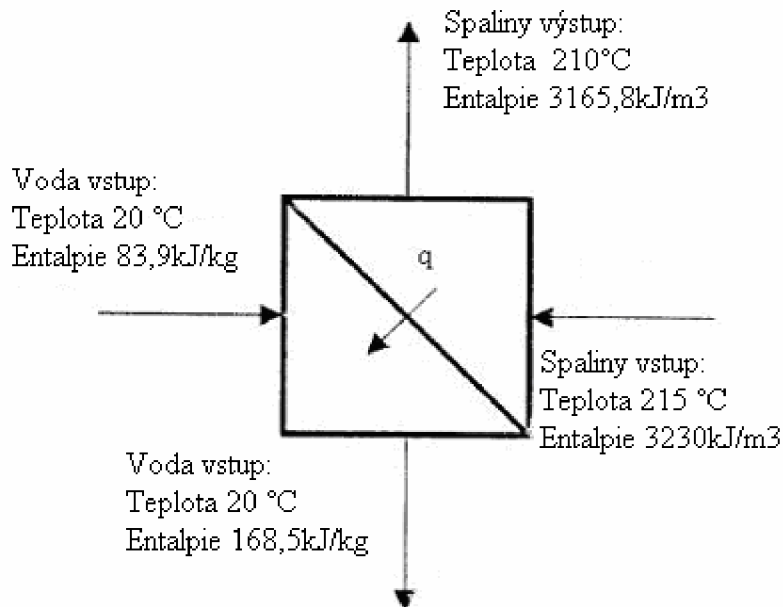
$$i_{sp2} = i_{sp1} - \frac{Q_b}{V_c} = 3230 - \frac{23,5}{0,3656} = 3165,8 \text{ kJ/m}^3 \quad (6.1)$$

Teplota spalin na výstupu z výměníku:

$$T_{2vyst.} = T_{2vst.} \cdot \frac{i_{sp1}}{i_{sp2}} = 215 \cdot \frac{3165,8}{3230} = 210,7^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

V předchozích výpočtech jsem stanovil hodnotu výkonu, který výměník předá napájecí vodě. Proudění médií ve výměníku jsem stanovil jakou sou proud. Na obr. 6.1 jsou znázorněny velikosti všech důležitých hodnot.

*Obr. 6.1 - Schematické znázornění vstupních a výstupních hodnot ve výměníku.*



## 6.1 Velikost výhřevných ploch:

Tab 6.2 - tabulka volených hodnot

Volená veličina	Volená hodnota
Rychlost spalin $v_{sp}$	12 m/s
Rychlost vody $v_v$	0,6 m/s
Vnitřní průměr trubky $d$	0,02 m
Tloušťka stěny trubky $t$	0,002 m

Při výpočtu součinitele přestupu tepla  $k$  musíme stanovit nebo zvolit rychlost proudění médií ve výměníku. Podle uvedené literatury by se proudění mělo pohybovat pro kapaliny od 0,5 až do 3 m/s a u plynů a vzduchu 5 až 12 m/s. Na volbě rychlostí závisí výpočet tlakových ztrát ve výměníku.

$$\text{Vnější průměr trubky } d_e = d + 2 \cdot t = 0,012 + 2 \cdot 0,004 = 0,024m$$

$$\text{Střední průměr trubky } d_{stř.} = \frac{d + d_e}{2} = \frac{0,02 + 0,024}{2} = 0,022m$$

$$\text{Průřez jedné trubky } S_{tr.} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 3,13 \cdot 10^{-4} m^2 \quad (6.3)$$

Tlaková ztráta ve výměníku volena 1 bar.

Počet potřebných trubek  $n_{tr.}$ :

$$N_{tr.} = \frac{4 \cdot m_p}{\pi \cdot d^2 \cdot v_v \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 0,278kg/s}{3,14 \cdot 0,02^2 m \cdot 0,6m/s \cdot 983,6kg/m^3} = 1,8trubek \quad (6.4)$$

Celkový počet trubek volím tedy:  $n_{tr.celk.} = 5$

Pro hodnoty výstupní páry určíme pro teplotu 60°C a tlak 1,058MPa z tabulek vlastností vody a páry hustotu 983,6 kg/m<sup>3</sup>.

Dále spočítám skutečné hodnoty průřezu a rychlosti páry, protože tyto hodnoty se v důsledku volby počtu trubek na celé číslo změnil.

$$\text{Skutečná hodnota průřezu } S_{skut.} = S_{tr.} \cdot n_{tr.celk.} = 3,13 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 5 = 1,57 \cdot 10^{-3} m$$

Skutečná rychlost vody v trubce:

$$v_{v.skut.} = \frac{m_p}{S_{skut.} \cdot \rho} = \frac{0,278kg/s}{3,13 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot 983,6kg/m^3} = 0,18m/s \quad (6.5)$$

Rychlost kapaliny v trubkách se má podle použité literatury pohybovat mezi hodnotami 0,5 až 3 m/s. Vypočtená hodnota skutečné rychlosti vody v trubkách se nachází na dolní mezi této hranice a tudíž vyhovuje pro další výpočty.

## 6.2 Spalinový kanál:

Rozteč  $s$  se podle použité literatury volí mezi hodnotami 1,3 až 1,5  $d_e$ , ne však menší jak  $d_e + 6$  mm. Dále délka trubek ve výměníku by neměla přesáhnout délku 6 m.

Rozteč mezi trubkami  $s$  volím:  $s = 1,5 \cdot d_e = 1,5 \cdot 0,024m = 0,036m$

Dále určím průměr  $D'$ , na kterém jsou umístěny krajní trubky. Průměr je udán v závislosti na rozteči  $s$  mezi trubkami.

Poměrný průměr trubkovnice  $D'/s$  pro uspořádání trubek v plášťovém výměníku je stanoven z literatury kotle a výměníky tepla (autor: Doc. Ing. Ladislav Ochrana CSc.) z tabulky na str. 67.

Počet trubek byl stanoven výpočtem na 5. Z uvedené tabulky tedy vyberu nejbližší hodnotu která odpovídá mému řešení.

$$\frac{D'}{s} = 2 \Rightarrow D' = 2 \cdot s = 2 \cdot 0,036m = 0,072m$$

Nyní mohu stanovit vnitřní průměr pláště z rovnice:  $D_i = D' + d_e + 2k$

$k$  je je v;le mezi krajními trubkami a pláštěm. Z konstrukčních důvodů se bere  $k$  od 6-ti mm výše. V mém výpočtu je  $k$  voleno 6 mm.

$$D_i = 0,072m + 0,024m + 2 \cdot 0,006m = 0,108m$$

Dále vypočtu průtočný průřez mezitrubkového prostoru  $F_e$ .

$$F_e = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} - n \cdot \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,108^2 m^2}{4} - 5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,024^2 m^2}{4} = 0,007m^2 \quad (6.6)$$

Stanovení hodnoty hydraulického průměru vnějšího mezitrubkového příčného průřezu:

$$d_{he} = \frac{4F_e}{o} = \frac{4 \cdot 0,007m^2}{0,72m} = 0,038m \quad (6.7)$$

$o$  je celkový smočený obvod:

$$o = \pi \cdot D_i + n \cdot \pi \cdot d_e = \pi \cdot 0,108m + 5 \cdot \pi \cdot 0,024m = 0,72m. \quad (6.8)$$

## 6.3 Tepelné rozdíly na výhřevných plochách a stanovení středního logaritmického spádu.

Abych mohl určit střední logaritmický spád, musím nejdříve spočítat rozdíly teplot pro vstupní a výstupní stranu výměníku.

Teplotní spád potom určím ze vztahu:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (6.9)$$

Aby čítec nevyšel v záporných hodnotách, upravuje se střední logaritmický teplotní spád na tvar:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \quad (6.10)$$

$\Delta t_v$  představuje větší teplotní spád

$\Delta t_m$  představuje menší teplotní spád

Výpočet teplotního rozdílu na vstupu výměníku:

$$\Delta t_1 = t_{2vst.} - t_{vst.} = 215^\circ C - 20^\circ C = 195^\circ C$$

Výpočet teplotního rozdílu na výstupu z výměníku:

$$\Delta t_2 = t_{2výst.} - t_{výst.} = 210,7^\circ C - 40^\circ C = 170,72^\circ C$$

Výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{195 - 170,72}{\ln \frac{195}{170,72}} = 182,5918$$

#### 6.4 Stanovení součinitele prostupu tepla k

Jednotka součinitele prostupu tepla  $k \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

V mém případě počítám součinitel prostupu tepla pro válcovou stěnu. Prostup tepla se skládá z přestupu tepla na straně vody, z přestupu tepla na straně spalin a z vedení tepla, které prochází teplotonosnou trubkou.

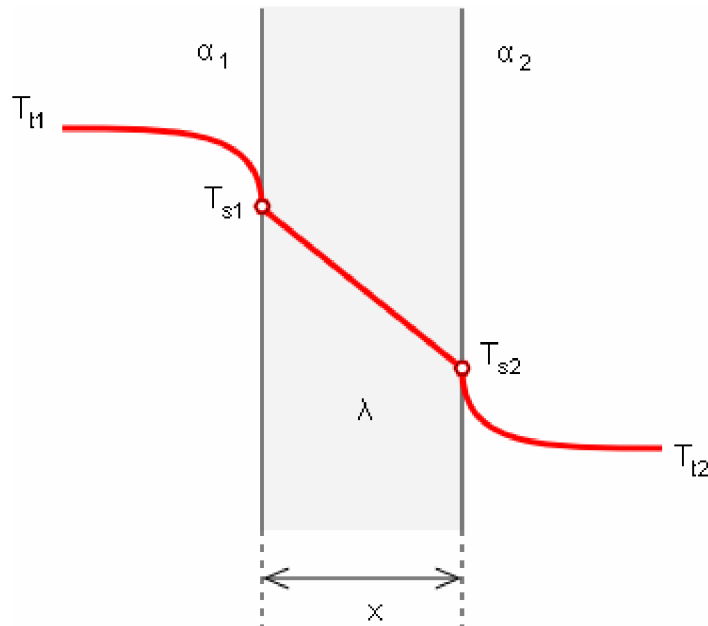
Obecná rovnice prostupu tepla je dána rovnicí:

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [W] \quad (6.11)$$

kde:

- k součinitel prostupu tepla [ $W/m^2K$ ]
- $\Delta t$  je rozdíl teplot proudících médií [ $^\circ C$ ]
- S je velikost výhřevné plochy [ $m^2$ ]





Obr. 6.2 - Průběh teploty, tepelného toku a prostupu teploty u rovinné stěny  
(www.powerwiki.cz)

Součinitel prostupu tepla pro válcovou trubku se spočítá ze vztahu:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_{vz}}{d} + \frac{d_{vz}}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_e}{d} + \frac{d_{vz}}{2\lambda_u} \ln \frac{d'_e}{d_e} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_{vz}}{d_e}} = \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (6.12)$$

kde:

- $D_{vz}$  = výpočtový průměr trubky, [m]
- $\alpha_1$  = součinitel přestupu tepla na povrchu s průměrem  $d$ , [ $W/m^2K$ ]
- $\lambda$  = tepelná vodivost stěny trubky, [ $W/mK$ ]
- $\lambda_u$  = tepelná vodivost nánosů, [ $W/mK$ ]
- $\alpha_2$  = součinitel přestupu tepla na povrchu s průměrem  $d_e$ , [ $W/m^2K$ ]
- $d$  = vnitřní průměr trubky, [m]
- $d_e$  = vnější průměr trubky bez nánosů, [m]
- $d'_e$  = průměr trubky s nánosy, [m]

Ve výpočtu s nánosy nepočítám a zanedbávám je, ovšem v praxi je potřeba s nimi počítat  $\Rightarrow \frac{d_{vz}}{2\lambda_u} \ln \frac{d'_e}{d_e} = 0$

Z praxe je zjištěno, že čím větší je velikost tepelného toku  $q$ , tím je větší tvorba nánosů. Dále hrozí při tvorbě nánosů vznik rizika koroze na vodní straně výměníku. Nánosy zvyšují odpor proti přestupu tepla a snižují tak jeho účinnost. Vznikají až za provozu výměníku.

## 6.5 Výpočet a stanovení hodnoty tepelné vodivosti a součinitelů přestupu tepla.

### 6.5.1 Tepelná vodivost:

Materiál trubky je nerezová ocel s obsahem chrómu 1%. Pro tuto ocel je tepelná vodivost stanovena podle tabulek fyzikální vlastnosti kovových materiálů vycházející z literatury [ 4] na hodnotu 55 W/mK.

### 6.5.2 Stanovení součinitelů přestupu tepla.

Podle lit. [2] závisí součinitel přestupu tepla při podélném obtékání plochy na typu proudění. Proudění spalin, vzduchu, vody a páry je zpravidla turbulentní.

Součinitel přestupu tepla se určí dle následujícího vztahu:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{v \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (6.13)$$

kde:

- $\lambda$  = součinitel tepelné vodivosti [W/mK]
- $\nu$  = součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]
- $v$  = rychlost proudu [m/s]
- $Pr$  = Prandtlovo číslo [ - ]
- $d$  = ekvivalentní průměr [m]
- $C_t, C_l, C_m$  jsou opravné koeficienty.

### Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

Korekční součinitel  $C_t$  se určí ze vztahu:  $C_t = \left( \frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^n$

Kde:

- $\eta$  = dynamická viskozita vody při teplotě proudu
- $\eta_{st}$  = dynamická viskozita při teplotě stěny
- $n$  = exponent, který nabývá hodnot 0,11 při ohřevu stěny a 0,25 při ochlazování stěny.

Pro výpočet uvažují střední hodnoty teplot.

Střední teplota proudu = 45 °C

Teplota povrchu trubky = 55 °C

Exponent  $n = 0,25$

Tab. 6.3 - dynamických a kinematických viskozit při teplotě 45 °C a 55 °C

Teplota	Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	Dynamická viskozita [Pa*s]
45 °C	0.6055	0.6
55 °C	0.507	0.514

Hodnoty viskozit jsou stanoveny z tabulky Viskozita v závislosti na teplotě na internetových stránkách [www.converter.cz](http://www.converter.cz)

Korekční součinitel  $C_t$  je tedy roven:

$$C_t = \left( \frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^n = \left( \frac{0,6}{0,514} \right)^{0,25} = 1,039 \quad (6.14)$$

Zbylé dva součinitele se při přestupu tepla konvekcí při podélném proudění vody neuvažují =>  $C_l, C_m = 1$

Celkový součinitel přestupu tepla se tedy rovná :

$$\alpha_{k1} = C_t \cdot \alpha_N = 1,039 \cdot 2500 = 2597,5 [W / m^2 K] \quad (6.15)$$

$\alpha_N$  = monogramový součinitel [ $W/m^2K$ ]

$\alpha_N$  jsem určil z monogramu .... Ze známé rychlosti vody 0,2 m/s a vnitřním průměru trubky 0,02m byla odečtena hodnota 2500  $W/m^2K$ .

### Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalin:

Pro ochlazování spalin se součinitel vypočítá ze vztahu:

$$\alpha_k = C_t \cdot C_f \cdot \alpha_N [W / m^2 K] \quad (6.16)$$

Kde

- $C_t, C_f$ , jsou opravné součinitele
- $\alpha_N$  = nomogramový součinitel

$C_f$  pro hodnotu ochlazovaných spalin o teplotě 210°C a plynové konstantě 0,15 je určena z příslušného monogramu na obr. 6.4 rovna přibližně 1,15.

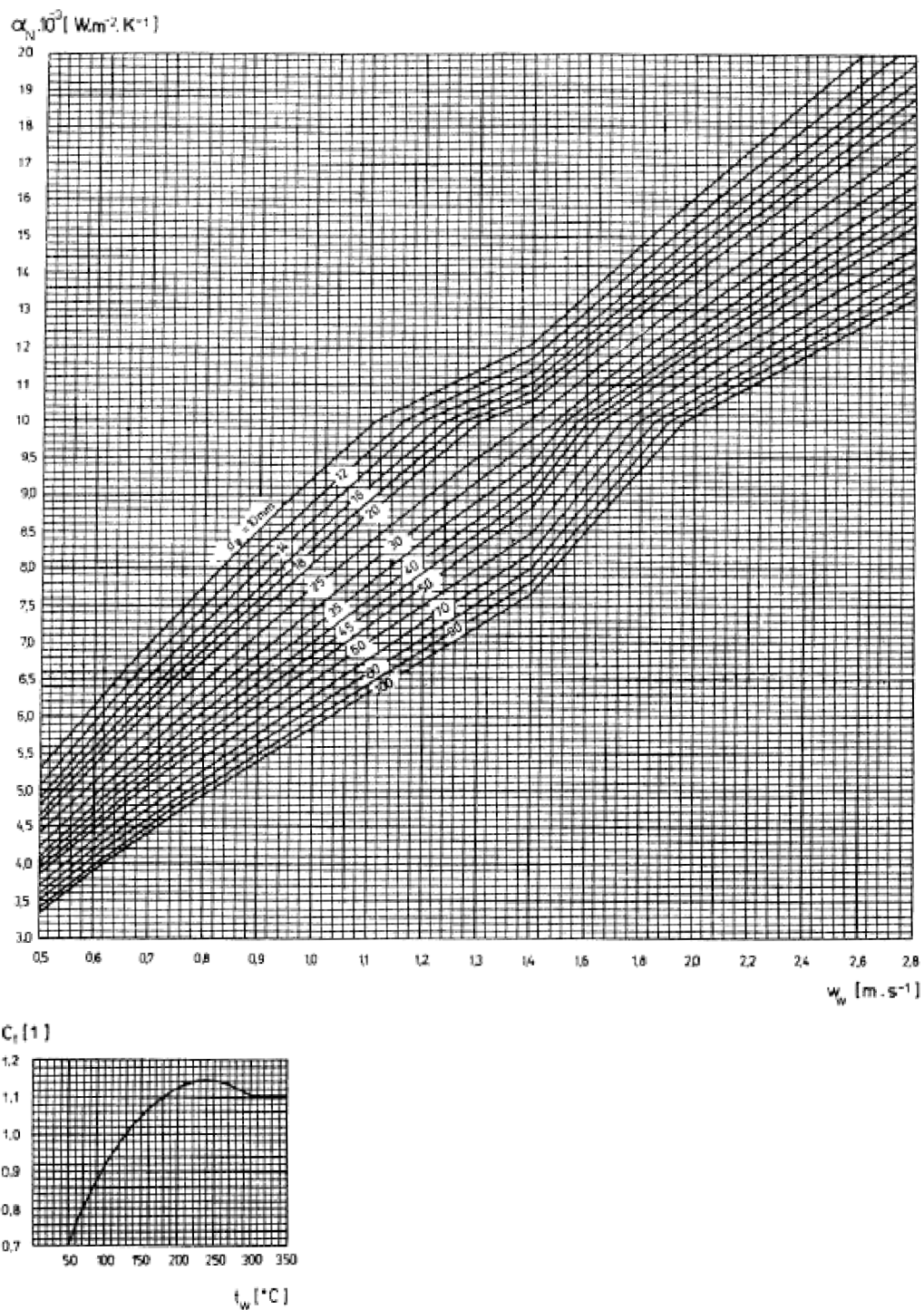
$C_t = 1$

$\alpha_N$  je určena z nomogramu na obr. 6.4 pro teplotu 210°C a rychlost spalin 12 m/s.

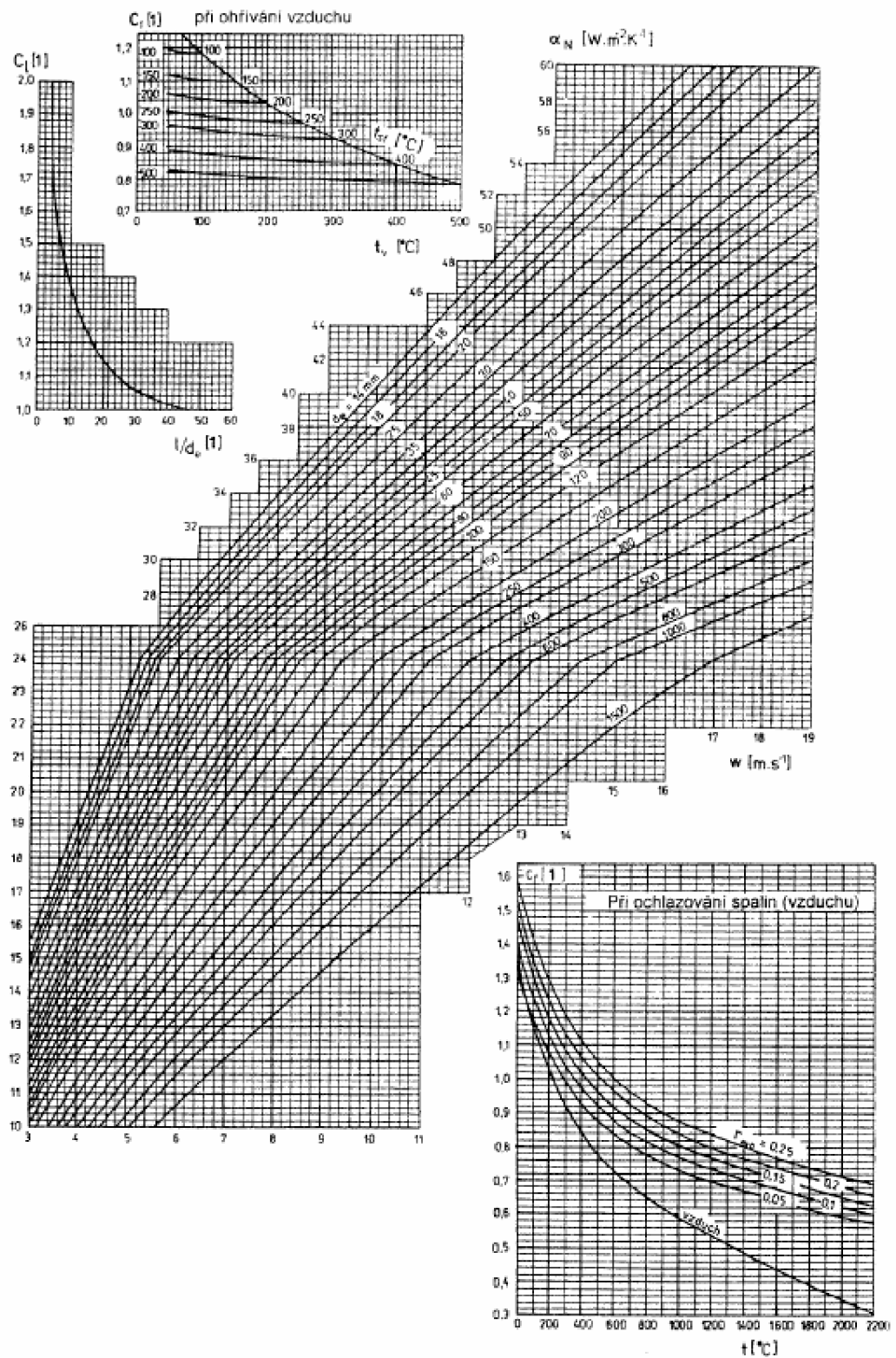
$\alpha_N = 50 W / m^2 K$

Celkový součinitel přestupu tepla pro spalínovou stranu se rovná:

$$\alpha_{k2} = C_t \cdot C_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,15 \cdot 50 = 57,375 W / m^2 K$$



obr. 6.3 - monoogram pro určení součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění vody. Zelenou čárou je vyznačen hledaný monoogramový součinitel  $\alpha_N$ .



obr. 6.4 - monogram pro určení součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění vzduchu a spalin.

### 6.6 Výpočet prostupu tepla k

Vztah 6.12 vztahují na vnitřní průměr trubky  $d$  a upravím jej na tvar:

$$k = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (6.17)$$

Kde  $R_1$ ,  $R_2$ , a  $R_3$  jsou jednotlivé tepelné odpory.

Výpočet tepelných odporů:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{k1}} \cdot \frac{d}{d} = \frac{1}{2597,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{0,02 \text{ m}} = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$R_2 = \frac{d}{2 \cdot \lambda} \ln \frac{d_e}{d} = \frac{0,02 \text{ m}}{2 \cdot 50 \text{ W/mK}} \ln \frac{0,024 \text{ m}}{0,02 \text{ m}} = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_{k2}} \cdot \frac{d}{d_e} = \frac{1}{57,375 \text{ W/m}^2 \text{ K}} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{0,024 \text{ m}} = 0,01 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Po vyčíslení hodnot jednotlivých tepelných odporů mohou dosadit do vztahu 6.17 a vypočítat výslednou hodnotu prostupu tepla.

$$k = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{0,38 \cdot 10^{-3} + 3,6 \cdot 10^{-5} + 0,01} = 66,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

### Výpočet celkové výhřevné plochy:

Výhřevná plocha se vypočítá podle vztahu:

$$S_{\text{celk.výhř.}} = \frac{Q_b \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\text{ln}}} = \frac{23,5 \text{ kW} \cdot 1000}{66,9 \text{ W/m}^2 \text{ K} \cdot 182,6354 \text{ K}} = 1,92 \text{ m}^2 \quad (6.18)$$

### 6.7 Výpočet délky trubek:

Délka trubek, respektive délka mezi trubkovnicemi je dána vztahem:

$$L = \frac{S_{\text{celk.výhř.}}}{\pi \cdot n \cdot d_{\text{stř.}}} = \frac{1,92 \text{ m}^2}{\pi \cdot 5 \cdot 0,022 \text{ m}} = 5,47 \text{ m} \Rightarrow 5,7 \text{ m} \quad (6.19)$$

Výpočtem jsem stanovil, že jedním výměníkem jsem schopen ohřát vodu o přibližně 20°C. Celková teplota vody má však být zhruba 120°C. Z toho vyplývá, že je nutné navrhnout další tepelné výměníky v množství, odpovídající potřebné teplotě. Výpočtem bylo zjištěno, že těchto výměníků bude potřeba sedm. V tabulce 6.4 jsou stanoveny potřebné parametry jednotlivých výměníků, avšak jejich výpočet neuvádím, protože se shoduje s již spočítaným výměníkem. Jediný rozdíl je v hodnotách vstupních teplot vody a spalin. Všechny ostatní zavedené a stanovené veličiny zůstávají nezměněny.

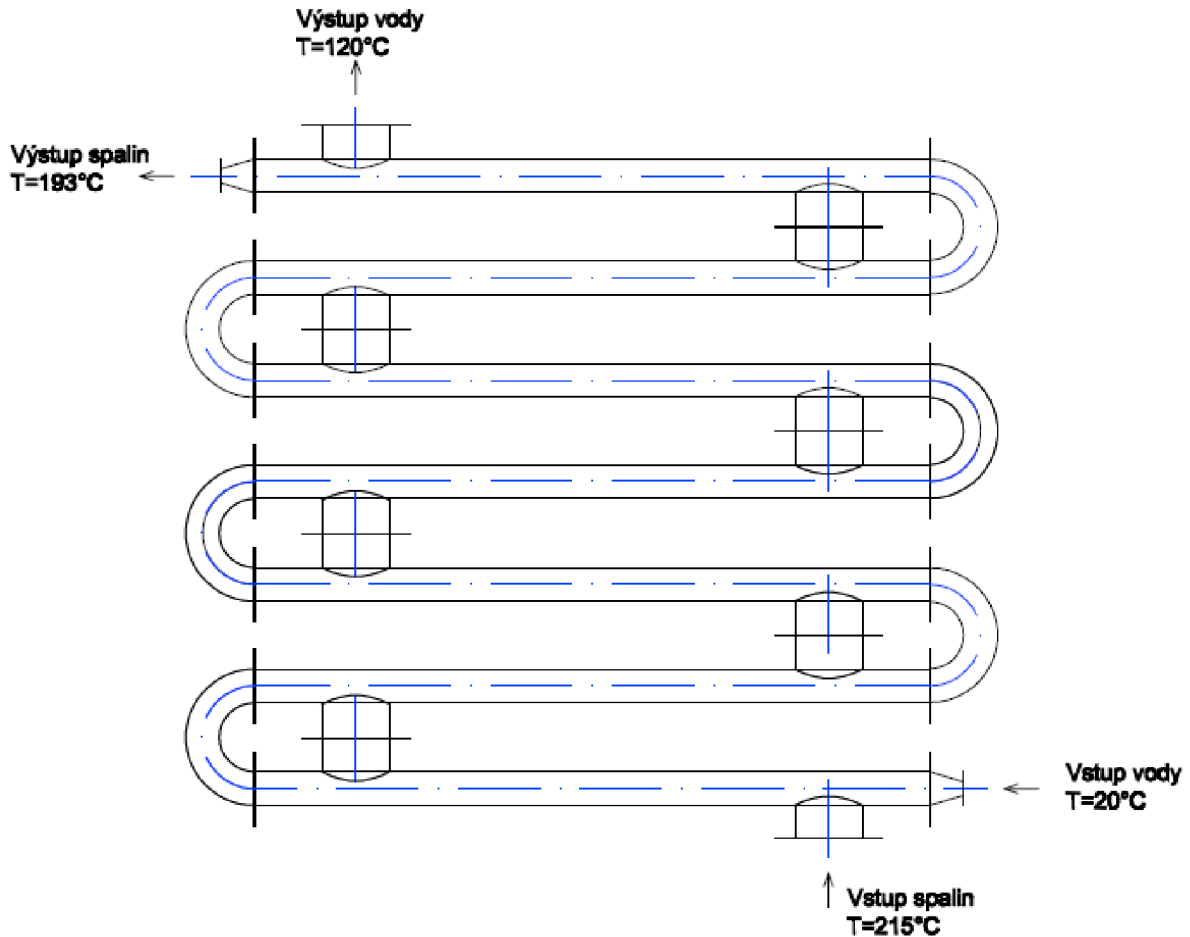
Tab. 6.4 - Tabulka velikosti teplot a entalpií v jednotlivých výměnících

	Teplota vody		Teplota spalin		Entalpie vody		Entalpie spalin		Výkon [kW]
	Vstupní [°C]	Výstupní [°C]	Vstupní [°C]	Výstupní [°C]	Vstupní [kJ/kg]	Výstupní [kJ/kg]	Vstupní [kJ/m <sup>3</sup> ]	Výstupní [kJ/m <sup>3</sup> ]	
Tepelný výměník 1	20	40	215	210	83,9	168,5	3230	3165,7	23,5
Tepelný výměník 2	40	58	210	206,9	168,5	243,7	3165,7	3108,57	20,9
Tepelný výměník 3	58	74	206,9	203,5	243,7	310,6	3108,57	3057,8	18,7
Tepelný výměník 4	74	88	203,5	200,53	310,6	369,3	3057,8	3013,2	16,3
Tepelný výměník 5	88	100	200,53	197,95	369,3	419,8	3013,2	2974,8	14
Tepelný výměník 6	100	110	197,95	195,77	419,8	462	2974,8	2942,737	11,7
Tepelný výměník 7	110	119	195,77	193,9	462	500,1	2942,737	2913,8	10,6
<b>Celkový výkon</b>									$\Sigma Q_{bi}=115,7\text{kW}$

Tepelné výměníky jsou navrhovány všechny tak, aby jejich konstrukční parametry byly shodné včetně rozměrů.

Pro určení ceny výměníku si dále musíme zjistit jejich celkovou hmotnost. Tu vypočteme z hustoty použité oceli a objemu.

Obr. 6.5 - schéma zapojení všech sedmi výměníků



### 6.8 Výpočet objemu výměníku.

Objem jedné trubky:

$$V_{tr} = \frac{\pi \cdot (d_e - d)^2}{4} \cdot L = \frac{\pi(0,024 - 0,02)^2}{4} \cdot 5,7 = 0,7 \cdot 10^{-3} m^3 \quad (6.20)$$

Objem všech trubek ve výměníku:

$$V_t = N_{tr} \cdot V_{tr} = 5 \cdot 0,7 = 0,35 \cdot 10^{-2} m^3 \quad (6.21)$$



Objem vnějšího pláště výměníku:

$$V_{pl.} = \frac{\pi(D - D_i)^2}{4} \cdot L = \frac{\pi(0,118 - 0,108)^2}{4} \cdot 5,7 = 0,44 \cdot 10^{-2} m^3 \quad (6.22)$$

D – Průměr vnějšího pláště – 0,118m

Boční stěny výměníku budu pro zjednodušení počítat jako objem polokoulí:

$$V_k = \frac{4}{3} \cdot \pi(R - R_i)^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi(0,059 - 0,054)^3 = 0,5 \cdot 10^{-5} m^3 \quad (6.23)$$

$$R - \text{poloměr vnějšího pláště} = \frac{D}{2} = \frac{0,118}{2} = 0,059m$$

$$R_i - \text{poloměr vnitřního pláště} = \frac{D_i}{2} = \frac{0,108}{2} = 0,054m$$

Celkový objem jednoho výměníku:

$$V_v = V_k + V_t + V_{pl.} = 0,35 \cdot 10^{-2} + 0,44 \cdot 10^{-2} + 0,5 \cdot 10^{-5} = 0,8 \cdot 10^{-2} m^3 \quad (6.24)$$

Celkový objem všech výměníků:

$$V_c = \text{počet výměníků} \times V_v = 7 \times 0,8 \times 10^{-2} = 0,056 m^3$$

hustota použité oceli je přibližně:  $\rho_c = 7700 \text{ kg/m}^3$

Celková hmotnost všech výměníků je rovna:

$$m_v = \rho_c \cdot V_c = 7700 \cdot 0,056 = 431 \text{ kg} \quad (6.25)$$

Cena na 1kg oceli uvažuji 100 Kč. Dále je k ceně nutné připočíst 50% za práci. Celková cena tedy činí:

$$N_i = m_v \cdot 100 \cdot 1,5 = 431 \cdot 100 \cdot 1,5 = 64650 \text{ Kč}$$

## 6.9 Celková úspora energie:

Uspořená energie za rok:

$$Q_r = Q_{bi} \cdot 0,0036 \cdot i \cdot n = 115,7 \cdot 0,0036 \cdot 8 \cdot 250 = 833,04 \text{ GJ} \quad (6.26)$$

kde:

- i – počet provozních hodin za den
- n – počet provozních dní za rok

Cena 1 GJ činí přibližně 307 Kč

Celková úspora finančních prostředků vyčíslená v Kč za rok:

$$N_u = Q_r \cdot 307 = 833,04 \cdot 307 = 255743,28 \text{ Kč} \Rightarrow 255700,- \text{ Kč} \quad (6.27)$$

### 6.10 Ekonomická analýza navrženého trubkového výměníku:

#### Vstupní údaje ekonomického zhodnocení:

- Celkové investiční náklady  $N_i = 64\,650,- \text{ Kč}$
- Roční úspora  $CF = 255\,700,- \text{ Kč}$
- Diskontní sazba  $d = 0,75\%$
- Doba hodnocení projektu 10 let

Diskontní sazba  $d$  podle ČNB k datu 22.10.2009 činí 0,75 %.

Diskontovaný tok peněz v  $j$  - tém roce. Vzorec je jen v obecném tvaru. Pro příklad uvádím výpočet v roce 1. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tab. 6.5.

$$DCF_j = DCF_{(j-1)} + CF(1+d)^{-j} \quad (6.28)$$

$$DCF_1 = DCF_{(1-0)} + CF(1+d)^{-1} = -64,65 + 255,7 \cdot (1+0,0075)^{-1} = 189,1 \text{ Kč}$$

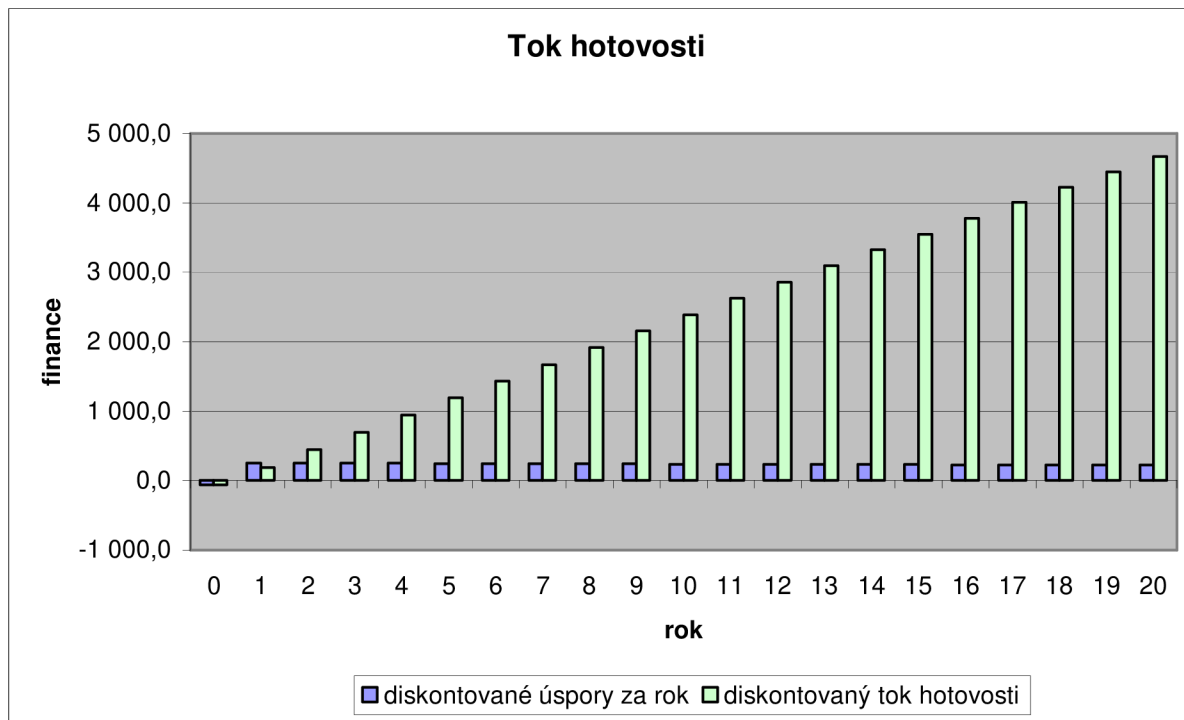
Tab. 6.5 - Hodnoty DFC pro jednotlivé roky v tis. Kč

Rok	CF	CF(1+d) <sup>j</sup>	DCF <sub>j</sub>
0	-64,6	-64,6	-64,6
1	255,7	253,79653	189
2	255,7	251,90722	441
3	255,7	250,03198	691
4	255,7	248,1707	939
5	255,7	246,32328	1 186
6	255,7	244,48961	1 430
7	255,7	242,66958	1 673
8	255,7	240,86311	1 914
9	255,7	239,07008	2 153
10	255,7	237,29041	2 390

#### Doba splatnosti bez uvažování časové hodnoty peněz:

$$T_0 = \frac{N_i}{CF} = \frac{64650}{255700} = 0,25 \text{ roku} \quad (6.29)$$

Graf. 5 - Diskontovaný průběh ročních úspor a diskontovaného toku DCF



**Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz:**

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_0 \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 0,25 \cdot 0,0075}}{\ln(1 + 0,0075)} = 0,25 \text{ let} \quad (6.30)$$

**Vnitřní výnosné procento:**

$$N_i - \sum_{j=0}^{T_s} CF \cdot (1 + d)^{-j} = 0 \quad (6.31)$$

Pro  $d_1$  voleno 0,1:

$$u_i = \frac{CF}{N_i} \cdot \frac{[(1 + d)^{T_s} - 1]}{(1 + d)^{T_s}} = \frac{255700}{64650} \cdot \frac{(1,1^{15} - 1)}{1,1^{15}} = 2,4$$

obdobně se počítá pro další hodnoty:

$$d = 0,2 \Rightarrow 3,3$$

$$d = 0,3 \Rightarrow 3,7$$

Po provedení iteračního výpočtu se ukázalo, že vnitřní výnosné procento vychází 390%.

## 7. Výměník s příčným prouděním

Tato varianta uvažuje výměník s příčným obtékáním trubek spalinami. Snahou je zajistit co nejefektivnější přestup tepla vodě, která je potřeba předeřhřát před vstupem do parních vyvíječů. Výměník má zajistit lepší ekonomickou bilanci v technologickém cyklu použitým v galvanovně.

### Zadané hodnoty páry a spalin

Tab. 7.1 - Parametry napájecí vody a vystupující páry z parních vyvíječů

Parametry páry na výstupu z vyvíječe		
	Průtok	1 000[kg/hod]
	Tlak	0.7845[MPa]
	Teplota	169.7[°C]
	Suchost x	0.99[%]
Parametry napájecí vody		
	Tlak	1.158[Mpa]
	Teplota	20[°C]

### 7.1 Stanovení a výpočet vstupních a výstupních hodnot entalpií, teplot a výkonu ve výměníku.

Vstupní teplota napájecí vody do výměníku  $t_{1v} = 20\text{ °C}$

Vstupní entalpie napájecí vody  $i_{1v} = 85\text{ kJ/kg}$  => hodnota odečtena z parních tabulek pro hodnotu teploty  $20\text{ °C}$  a tlaku  $1,158\text{ MPa}$ .

Výstupní teplota vody z výměníku  $t_{2v} = 120\text{ °C}$

Výstupní entalpie vody  $i_{2v} = 504,3\text{ kJ/kg}$  => hodnota odečtena z parních tabulek pro hodnotu teploty  $120\text{ °C}$  a tlaku  $1,058\text{ MPa}$ .

Teplota spalin na vstupu do výměníku  $t_{1s} = 215\text{ °C}$

Entalpie spalin na vstupu do výměníku  $i_{1s} = 3230\text{ kJ/m}^3$

Průtok vody  $m_p$  ve výměníku činí  $1000\text{ kg/hod} = \frac{1000}{3600} = 0,278\text{ kg/s}$

Celkové množství spalin  $V_{sp} = 0,3656\text{ m}^3/\text{s}$

Výkon potřebný ve výměníku

$$Q_b = m_p \cdot (i_{2v} - i_{1v}) = 0,278 \cdot (504,3 - 85) = 116,47\text{ kW} \quad (7.1)$$

Entalpie spalin na výstupu z výměníku  $i_{2s}$ :

$$i_{2s} = i_{1s} - \frac{Q_b}{V_{sp}} = 3230\text{ kJ/m}^3 - \frac{116,47\text{ kW}}{0,3656\text{ m}^3/\text{s}} = 2911,422\text{ kJ/m}^3 \quad (7.2)$$

Teplota spalin na výstupu z výměníku  $t_{2s}$ :

$$t_{2s} = t_{1s} \cdot \frac{i_{2s}}{i_{1s}} = 215^{\circ}\text{C} \cdot \frac{2911,422\text{kJ}/\text{m}^3}{3230\text{kJ}/\text{m}^3} = 193,8^{\circ}\text{C} \quad (7.3)$$

## 7.2 Velikost výhřevných ploch:

Nejdříve je nutné zvolit geometrické rozměry potrubí a rychlosti proudu spalin a vody. Volba vhodných parametrů je uvedena v tabulce 2.2.

Tab. 7.2 - Tabulka zvolených parametrů

Název voleného rozměru	Označení	Rozměr v [mm]	Roym2r v [m]
Vnitřní průměr trubky	d	16	0,016
Tloušťka stěny trubky	t	2	0,002
Výška žebra	$h_z$	25	0,025
Tloušťka žeber	$d_z$	0,8	0,0008
Rozteč žeber	$s_z$	8	0,008
Rychlost spalin	$w_s$	12 [m/s]	
Rychlost vody	$w_v$	0,6 [m/s]	

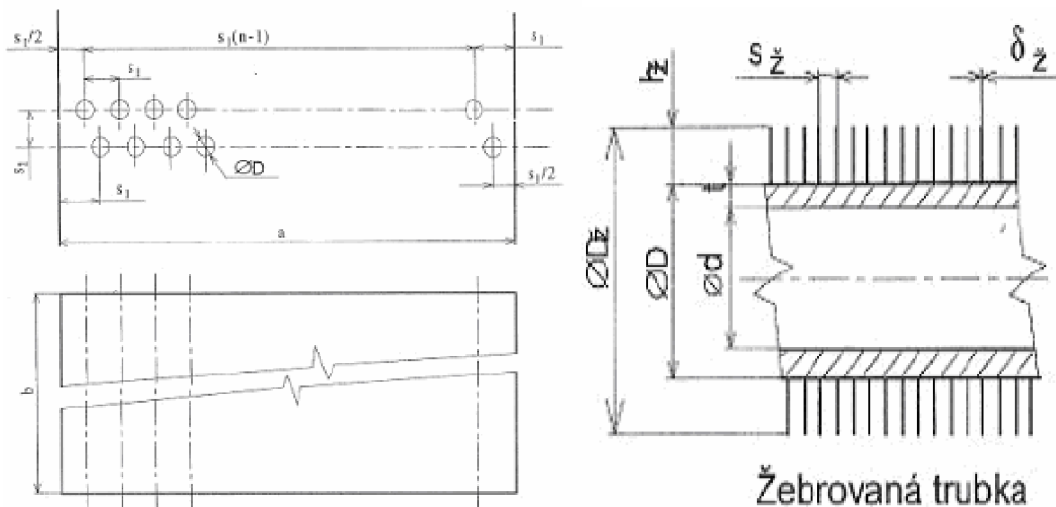
Dále je potřeba vypočítat některé zbylé důležité geometrické hodnoty.

Vnější průměr trubky:  $D = d + 2 \cdot t = 0,016 + 2 \cdot 0,002 = 0,02\text{m}$

Vnější průměr žeber:  $D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,07\text{m}$

Počet žeber na 1m délky:  $n_z = \frac{1}{d_z + s_z} = \frac{1}{0,0008 + 0,008} = 113,64 \Rightarrow$  hodnota počtu

žeber je zaokrouhlena na nejbližší vyšší hodnotu  $\Rightarrow n_z = 114$  žeber.



*Obr. 7.1 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu a parametry trubek*

Pro další výpočet je nutné z tabulky vlastností vody a par určit hustotu a měrný objem vody proudící v trubkách pro teplotu 120°C a tlak 1,058 MPa.

Hustota  $\rho_v = 943,51 \text{ kg/m}^3$   
Měrný objem  $v_v = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$

Průřez jedné trubky:

$$S_{tr.} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 0,000201 \text{ m}^2 \quad (7.4)$$

Počet trubek v jednom patře:

$$n_{tr.} = \frac{m_p}{\rho_v \cdot w_v \cdot S_{tr.}} = \frac{0,278 \text{ kg/s}}{943,51 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,6 \text{ m/s} \cdot 0,000201 \text{ m}^2} = 2,441688 \text{ trubek} \Rightarrow 3 \text{ trubky} \quad (7.5)$$

Skutečný průtočný průřez:

$$S_{skut.} = S_{tr.} \cdot n = 0,000201 \cdot 3 = 0,000603 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost vody:

$$w_{v.skut.} = \frac{m_p}{\rho_v \cdot S_{skut.}} = \frac{0,278 \text{ kg/s}}{943,51 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,000603 \text{ m}^2} = 0,488338 \text{ m/s} \quad (7.6)$$

### 7.3 Spalínový kanál:

Nyní si vypočítám rozměry spalínového kanálu:

Rozteč trubek  $s_1$  volena 0,075m

Šířka spalínového kanálu:

$$A = n \cdot s_1 = 3 \cdot 0,075 \text{ m} = 0,225 \text{ m} \quad (7.7)$$

Průmět plochy žebra na 1m délky:

$$S_z = (n_z \cdot h_z \cdot d_z \cdot 2) + D = 114 \cdot 0,025 \cdot 0,0008 \cdot 2 + 0,02 = 0,02456 \text{ m}^2 \quad (7.8)$$

Průtočná plocha vztažená na 1m délky:

$$S_{1m} = A - (S_z \cdot n) = 0,225 \text{ m} - (0,02456 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 3) = 0,15132 \text{ m}^2 / \text{m} \quad (7.9)$$

Množství spalin:

$$V_{spalin} = V_{sp} \cdot \left( \frac{T_{1s} + 273,15}{273,15} \right) = 0,3656 \cdot \left( \frac{215 + 273,15}{273,15} \right) = 0,653369 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (7.10)$$

Plocha spalinového kanálu:

$$S_k = \frac{V_{spalin}}{w_s} = \frac{0,653369 m^3 / s}{12 m / s} = 0,054447 m^2 \quad (7.11)$$

Rozměr B spalinového kanálu:

$$B = \frac{S_k}{S_{1m}} = \frac{0,054447 m^2}{0,15132 m^2} = 0,36 m \quad (7.12)$$

Kontrolní výpočet spalinového kanálu: (strana A by se měla pohybovat:  $A = (0,5 - 0,8) * B$ )

$$x = \frac{A}{B} = \frac{0,225}{0,36} = 0,625 \Rightarrow A = 0,625B - \text{rozměr stran vyhovuje}$$

#### 7.4 Výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{1s} - t_{1v} = 215 - 20 = 195^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_{2s} - t_{2v} = 193,7943 - 120 = 73,7943^\circ C$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{195}{73,7943} = 2,64$$

$$\Delta t_{in} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \Delta t} = \frac{195 - 73,7943}{\ln 2,64} = 124,85^\circ C \quad (7.13)$$

#### 7.5 Stanovení hodnoty tepelné vodivosti $\lambda$

Tepelná vodivost  $\lambda$  pro nerezovou ocel je volena z tabulky fyzikálních vlastností kovových materiálů vycházející z literatury [ ] stanovena na hodnotu 50 W/mK.

#### 7.6 Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro uspořádání trubek za sebou:

Výpočet vychází z lit. [2]. Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín závisí na hodnotě  $\alpha_1$  – součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny a na tepelném odporu žeber a vrstvy nánosů.

Tepelný odpor žeber závisí na jejich tloušťce, tvaru a na tepelné vodivosti žeber. Podle tvaru se dělí žebra na dva typy: s obdélníkovým a kruhovým základem. Ve své práci uvažují žebra s kruhovým základem.

**Strana spalín:**

Rozteč  $s_2 = 75$  mm; rozteč  $s_1 = 75$  mm

Uřím další důležité parametry pro odečtení hodnot z monogramu:

Skutečná rychlost spalín  $w_{sp.skut.}$ :

$$w_{sp.skut.} = \frac{V_{sp.}}{S_k} \cdot \left( \frac{1 + T_{stř.}}{273,15} \right) = \frac{0,3656}{0,054} \cdot \left( \frac{1 + 204,397}{273,15} \right) = 11,74 \text{ m/s} \quad (7.14)$$

rozteč žebor  $s_z = 8$  mm

poměr  $d/s_z = 16/8 = 2$

poměr  $h_z/s_z = 25/8 = 3,125$

Dále je potřeba stanovit:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,075}{0,02} = 3,75$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,02} = 3,75$$

$c_z =$  opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku = 1,05

$c_s =$  opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku = 1,0

$c_f = 1,02 \Rightarrow r_{h2O}$  voleno 0,06

$$\text{střední teplota } T_{stř.} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} = \frac{215 + 193,79}{2} = 204,3972^\circ\text{C}$$

Z monogramu ... odečtu hodnotu  $\alpha_N = 56,95 \text{ W/m}^2\text{K}$

Redukovaný součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{k1} = c_s c_f c_z \alpha_N = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 56,95 = 60,99 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.15)$$

Dále potřebujeme určit některé důležité parametry, abychom mohly dopočítat skutečné  $\alpha_{1r}$ .

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalín:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left( \frac{D_z}{D} \right)^2 - 1}{\left( \frac{D_z}{D} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left( \frac{s_z}{D} - \frac{d_z}{D} \right)} = \frac{\left( \frac{0,07}{0,02} \right)^2 - 1}{\left( \frac{0,07}{0,02} \right)^2 - 1 + 2 \cdot \left( \frac{0,008}{0,02} - \frac{0,0008}{0,02} \right)} = 0,94 \quad (7.16)$$



Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,94 = 0,06 \quad (7.17)$$

E – součinitel efektivnosti žebra a určí se ze závislosti na  $\beta \cdot h_z = 46,04 \times 0,025 = 1,151$  a  $D_z/D = 0,07/0,02 = 3,5$  - z monogramu obr.7.2.

$$E = 0,55$$

Výpočet  $\beta$ :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{d_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 60,99}{0,0008 \cdot 50 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,99)}} = 46,04 \quad (7.18)$$

$\mu$  = součinitel rozšíření žebra = 1 => nedochází k rozšíření žebra.

$\psi_z$  = koeficient, charakterizující nerovnoměrné rozdělení  $\alpha_k$  po povrchu žebra. Pro žebra s kruhovým základem  $\psi_z = 0,85$

$\varepsilon$  = součinitel znečištění a pro spalování plynu = 0,0043

Hodnota redukováného součinitele přestupu tepla z vnější spalínové strany vztažená na celkovou plochu na straně spalín se určí ze vztahu:

$$\alpha_{1r} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = [0,94 \cdot 0,55 \cdot 1 + 0,06] \cdot \frac{0,85 \cdot 60,99}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 60,99} =$$

$$= 24,46 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

### Strana vody:

Stranu vody podle uvedené literatury můžeme ve výpočtu zanedbat, protože součinitel přestupu tepla  $\alpha$  vychází velmi vysoký ( v řádu tisíců), proto je v rovnici přestupu tepla  $\frac{1}{\alpha}$  zanedbatelné.

### 7.7 Součinitel přestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{r1}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{24,46} + 0,0043} = 22,13 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.19)$$

**Potřebná výhřevná plocha:**

$$S_p = \frac{Q_b}{\Delta t_{ln} \cdot k} = \frac{116470}{124,85 \cdot 22,13} = 42,15 m^2 \quad (7.20)$$

Plocha trubky vztažená na 1m délky:

$$\begin{aligned} S_{plm} &= 113 \cdot \pi \cdot D \cdot s_z + 114 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot (D_z - D)^2}{4} + 114 \cdot \pi \cdot D_z \cdot d_z = \\ &= 113 \cdot \pi \cdot 0,02 \cdot 0,008 + 114 \cdot 2 \cdot \frac{\pi(0,07 - 0,02)^2}{4} + 114 \cdot \pi \cdot D_z \cdot d_z = 0,66 m^2 \end{aligned} \quad (7.21)$$

Plocha na jedno patro:

$$S_{1p} = S_{plm} \cdot n \cdot B = 0,66 \cdot 3 \cdot 0,36 = 0,71 m^2 \quad (7.22)$$

Celkový počet pater ve výměníku:

$$n_p = \frac{S_p}{S_{1p}} = \frac{42,15}{0,71} = 59,37 \Rightarrow 60 \text{ pater} \quad (7.23)$$

Celková výška výměníku:

$$H_v = s_2 \cdot n_p + D_z + 2 \cdot s_s + t_p = 0,075 \cdot 60 + 0,07 + 2 \cdot 0,005 + 0,005 = 4,585 m \quad (7.24)$$

kde:

- $s_s$  – mezera mezi žebrem a stěnou výměníku [m]
- $t_p$  – tloušťka pláště [m]

**7.8 Výpočet objemu výměníku tepla:**

Objem jednoho žebra:

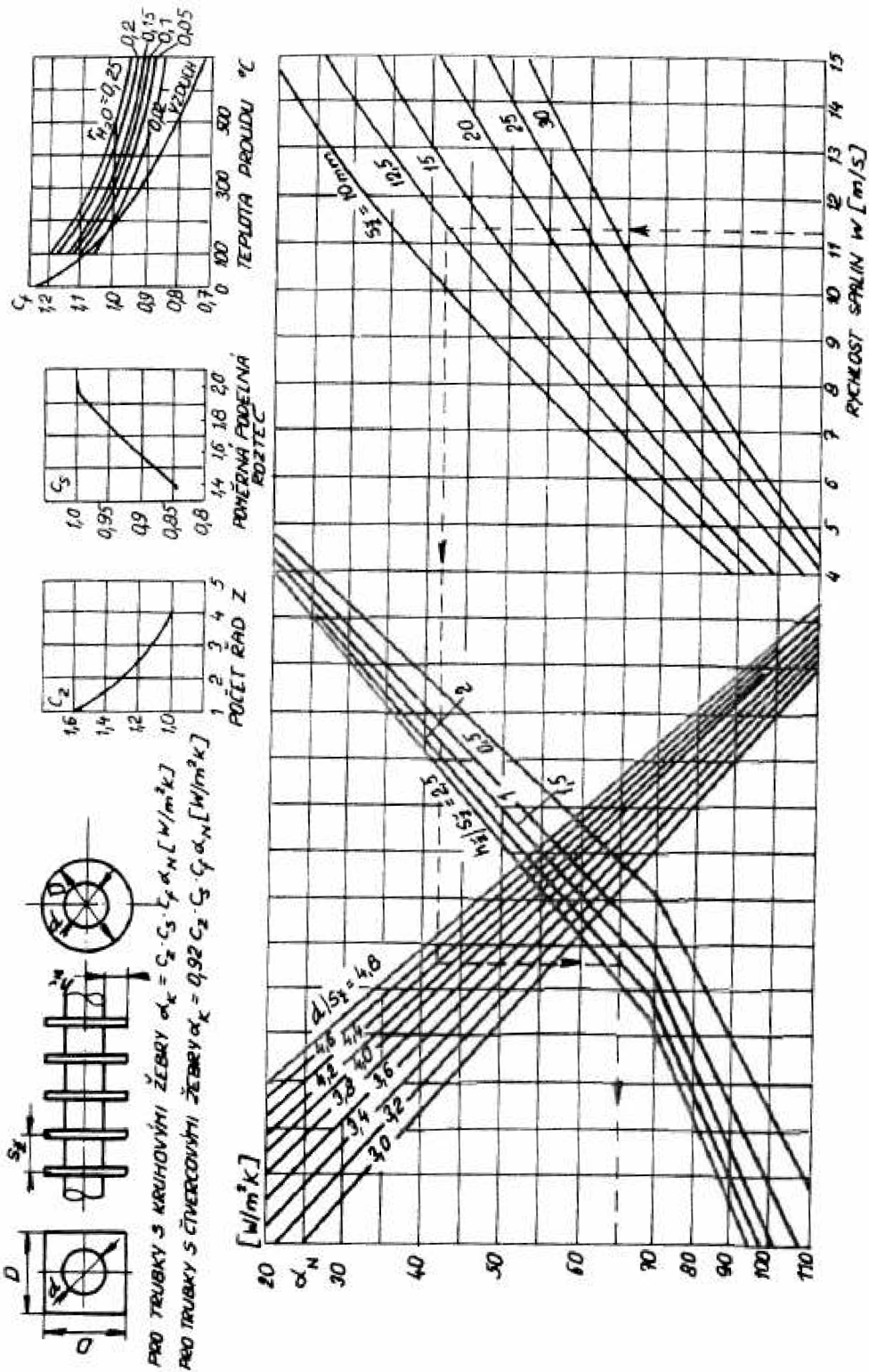
$$V_z = \frac{\pi(D_z - D)^2}{4} \cdot d_z = \frac{\pi(0,07 - 0,02)^2}{4} \cdot 0,0008 = 0,15 \cdot 10^{-5} m^3 \quad (7.25)$$

Objem trubky ve spalinovém kanále:

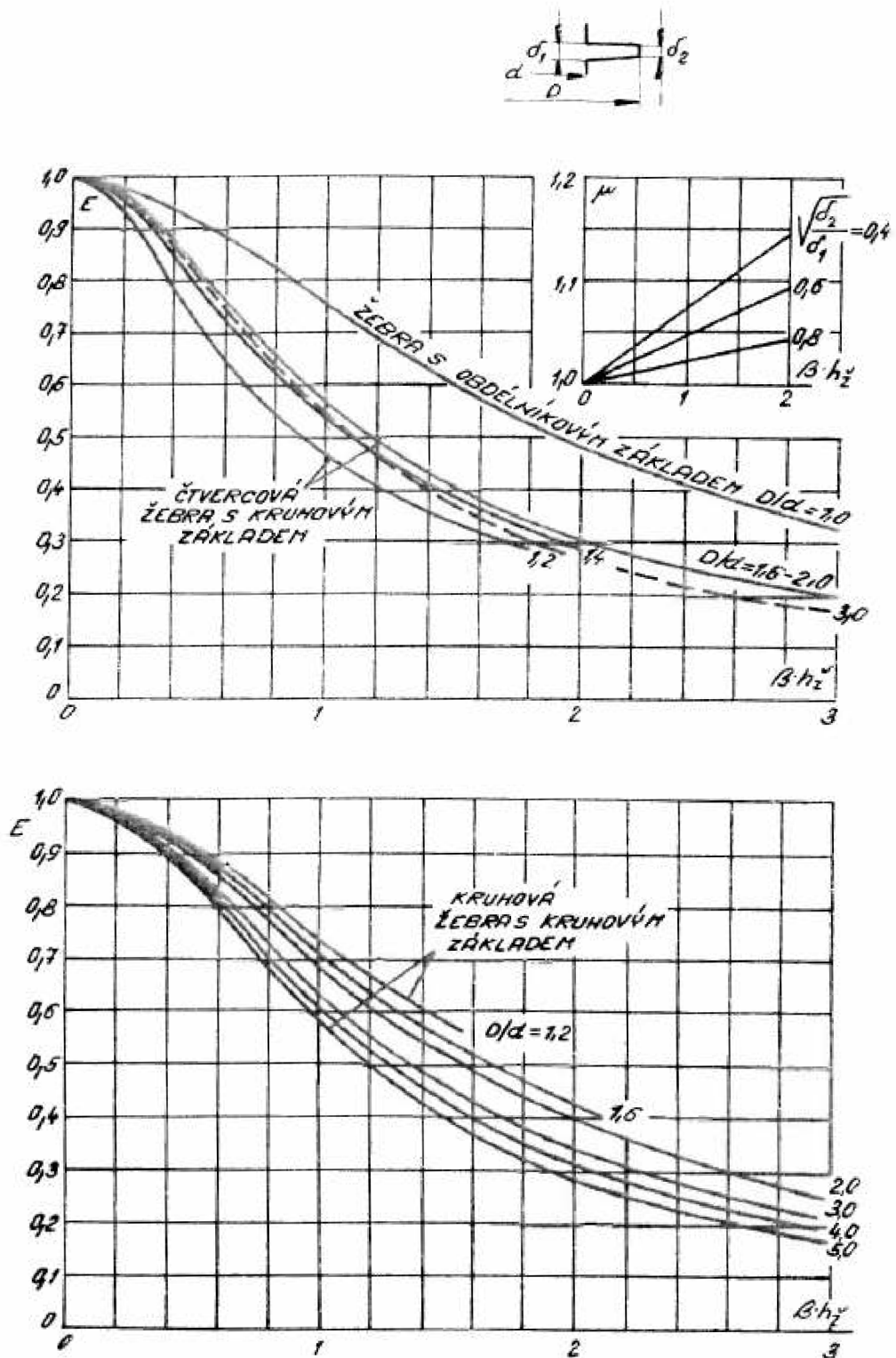
$$\begin{aligned} V_t &= \frac{\pi \cdot (D - d)^2}{4} \cdot (B - D - s_s) = \\ &= \frac{\pi(0,02 - 0,016)^2}{4} \cdot (0,36 - 0,02 - 0,005) = 0,36 \cdot 10^{-4} m^3 \end{aligned} \quad (7.26)$$

Počet žeber na jednu trubku:

$$n_{1z} = 114 \cdot (B - D - s_s) = 114(0,36 - 0,02 - 0,005) = 38 \text{ žeber} \quad (7.27)$$



Obr. 7.2 - Monogram pro určení  $\alpha_N$  u trubek s příčnými žebry uspořádaných za sebou



Obr. 7.3 Monogram pro určení efektivity žeber

Objem na jednu trubku s žebry:

$$V_{tž} = V_t + V_z \cdot n_{tž} = 0,36 \cdot 10^{-4} + 0,15 \cdot 10^{-5} \cdot 38 = 0,9 \cdot 10^{-4} m^3 \quad (7.28)$$

Celkový objem všech trubek:

$$V_{c.tr.} = n \cdot n_p \cdot V_{tž} = 3 \cdot 60 \cdot 0,9 \cdot 10^{-4} = 0,0162 m^3 \quad (7.29)$$

Objem ohnutých částí potrubí:

$$V_o = \frac{\pi(D-d)^2}{4} \cdot s_2 \cdot n_p \cdot n = \frac{\pi(0,02-0,16)^2}{4} \cdot 0,07 \cdot 60 \cdot 3 = 0,0002 m^3 \quad (7.30)$$

Objem pláště výměníku:

$$V_{pl.} = A \cdot H_v \cdot t_p \cdot 2 + B \cdot H_v \cdot t_p \cdot 2 = 0,225 \cdot 4,2 \cdot 0,005 \cdot 2 + 0,36 \cdot 4,2 \cdot 0,005 \cdot 2 = 0,02457 m^3$$

Celkový objem výměníku:

$$V_c = V_{pl.} + V_o + V_{c.tr.} = 0,0162 + 0,0002 + 0,02457 = 0,041 m^3 \quad (7.31)$$

Hustota železa je určena z tabulky fyzikálních vlastností tuhých látek na hodnotu:  
 $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$

Hmotnost oceli ve výměníku:

$$m_v = V_c \cdot \rho = 0,041 \cdot 7700 = 315,7 \text{ kg} \quad (7.32)$$

Stanovení ceny výměníku:

Lze počítat, že 1kg oceli stojí 100 Kč. Cena výměníku je tedy:

$$N_v = m_v \cdot 100 = 315,7 \cdot 100 = 31570 \text{ Kč} \quad (7.33)$$

K ceně je dále nutné připočítat montáž a doplňky, které činí asi 50% ceny oceli.

$$N_{vc} = N_v \cdot 1,5 = 31570 \cdot 1,5 = 47355 \text{ Kč}$$

## 7.9 Roční úspory:

Roční úspora tepelné energie:

$$Q_r = Q_b \cdot n \cdot i \cdot 0,0036 = 116,47 \cdot 8 \cdot 250 \cdot 0,0036 = 838,6 [GJ] \quad (7.34)$$

kde:

- i - počet provozních hodin za den
- j - počet provozních dní za rok

Cena 1 GJ činí přibližně 307 Kč

Celková finanční úspora za rok:

$$CF = Q_r \cdot 307 = 838,6 \cdot 307 = 257450,2 \text{ Kč} \quad (7.35)$$

### 7.10 Ekonomická analýza navrženého tepelného výměníku:

#### Vstupní údaje ekonomického zhodnocení:

- Celkové investiční náklady  $N_i = 47\,355,- \text{ Kč}$
- Roční úspora  $CF = 257\,450,- \text{ Kč}$
- Diskontní sazba  $d = 0,75\%$
- Doba hodnocení projektu 10 let

Diskontní sazba  $d$  podle ČNB k datu 22.10.2009 činí 0,75 %.

Diskontovaný tok peněz v  $j$  - tém roce. Vzorec je jen v obecném tvaru. Pro příklad uvádím výpočet v roce 1. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.3.

$$DCF_j = DCF_{(j-1)} + CF(1+d)^{-j} \quad (7.36)$$

$$DCF_1 = DCF_{(1-0)} + CF(1+d)^{-1} = -47,35 + 257,45 \cdot (1+0,0075)^{-1} = 208 \text{ Kč}$$

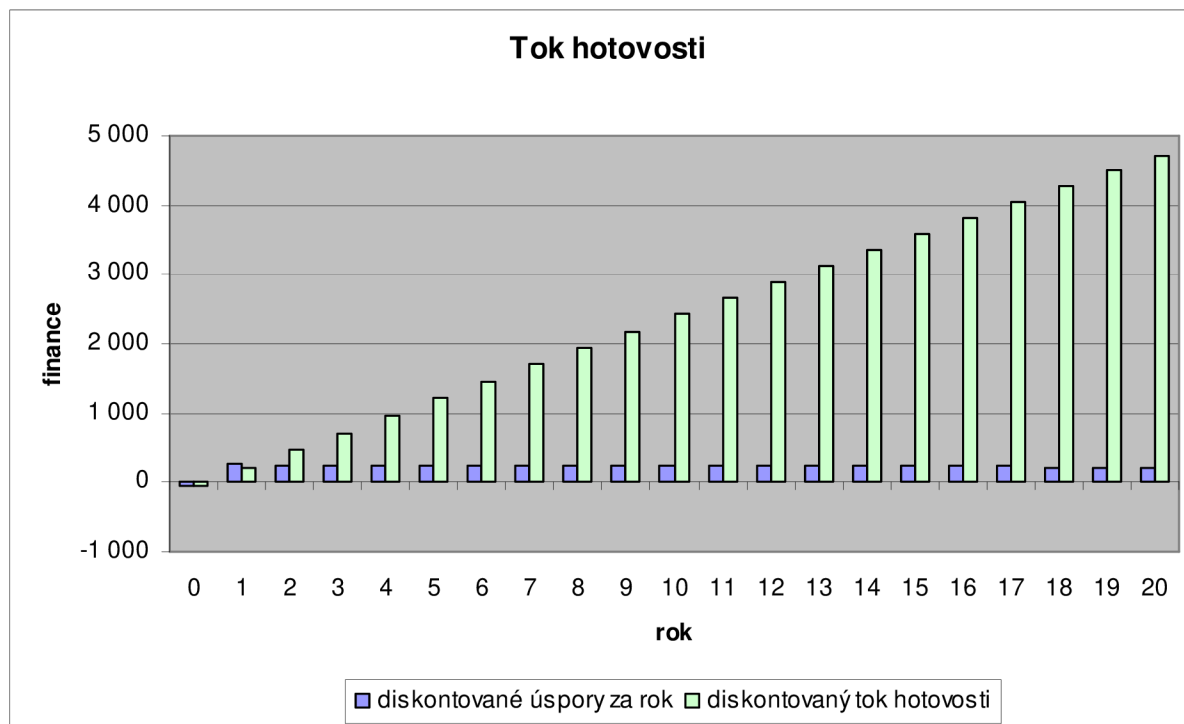
Tab. 7.3 - Hodnoty DFC pro jednotlivé roky v tis. Kč

Rok	CF	$CF(1+d)^j$	$DCF_j$
0	-47	-47	-47
1	257,45	255,5335	208
2	257,45	253,63126	462
3	257,45	251,74319	714
4	257,45	249,86917	963
5	257,45	248,0091	1 211
6	257,45	246,16288	1 458
7	257,45	244,3304	1 702
8	257,45	242,51157	1 944
9	257,45	240,70627	2 185
10	257,45	238,91441	2 424

#### Doba splatnosti bez uvažování časové hodnoty peněz:

$$T_0 = \frac{N_i}{CF} = \frac{47355}{257450} = 0,2 \text{ roku} \quad (7.37)$$

Graf. 6 - Diskontovaný průběh ročních úspor a diskontovaného toku DCF



**Doba splatnosti s uvažováním časové hodnoty peněz:**

$$T_s = \frac{\ln \frac{1}{1 - T_0 \cdot d}}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln \frac{1}{1 - 0,2 \cdot 0,0075}}{\ln(1 + 0,0075)} = 0,2 \text{ let} \quad (7.38)$$

**Vnitřní výnosné procento:**

$$N_i - \sum_{j=0}^{T_s} CF \cdot (1 + d)^{-j} = 0 \quad (7.39)$$

Pro  $d_1$  voleno 0,1:

$$u_i = \frac{CF}{N_i} \cdot \frac{[(1 + d)^{T_s} - 1]}{(1 + d)^{T_s}} = \frac{257450}{47355} \cdot \frac{(1,1^{15} - 1)}{1,1^{15}} = 3,34$$

obdobně se počítá pro další hodnoty:

$$d = 0,2 \Rightarrow 4,6$$

$$d = 0,3 \Rightarrow 5,0$$

$$d = 0,4 \Rightarrow 5,2 \text{ atd.}$$

Po provedení iteračního výpočtu se ukázalo, že vnitřní výnosné procento vychází 540%.

## 8. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo zhodnotit a zoptimalizovat energetické hospodářství galvanovny, kterou vlastní firma CZ SVAZIKO Vyškov. V úvodní části práce je vyhodnocen současný stav a dále vstupní a výstupní energetické toky s popisem jednotlivých technických zařízení.

První návrh snížení energetické náročnosti se týkal konstrukční úpravy budovy. Jednalo se o zateplení vnějších stěn a výměnu oken a světlíků. Výpočtem jsem došel k závěru, že touto variantou je možné uspořit až 15% tepelné energie. Celkové náklady na toto řešení činí 6 150 000,- Kč. Celkové úspory za rok vycházejí kolem 135 000,-Kč. Z toho vyplývá, že návratnost celé investice vychází kolem 45 let bez zohlednění znehodnocování hodnoty peněz. Je tedy zřejmé, že tato varianta není příliš výhodná a provádět ji jako samostatné řešení je téměř nenávratné.

Dalším možností bylo nové vzduchotechnické zařízení, které by nahradilo stávající. Navrhované zařízení je navrženo s rekuperační jednotkou, která přispívá k vylepšení tepelné bilance galvanovny tím, že ohřívá vstupující vzduch do prostoru galvanovny odpadním výstupním vzduchem.

Celková investice projektu se pohybuje kolem 19 600 000,- Kč. Úspory za rok činí přibližně 1 800 000,- Kč a návratnost celé projektu se pohybuje v horizontu 12–ti let. Toto zařízení je velice nákladné, protože je potřeba zohlednit prostředí ve kterém pracuje. Jedná se o prostředí s koncentracemi kyselých a zásaditých roztoků, a tak bylo navrženo nerezové potrubí a nerezové jednotky, aby odolaly těmto nebezpečným sloučeninám. Nerez je v tomto případě velice výhodná, protože má zaručenou odolnost vůči odpařovaným sloučeninám. Pro nejnebezpečnější lázně bylo vyprojektováno lokální odsávání.

Dále je potřeba si uvědomit, že sloučeniny v určité koncentraci mohou vytvořit výbušnou směs, která je nežádoucí a je nutné k tomu přihlídnout ve výpočtech a projektu VZT.

Návrh je zpracován na základě dostupných informací, které nejsou komplexní, zejména co se týče složení odparů z lázní. Odbornou analýzu VZT v galvanovně mě nabídly firmy Bosch a Janka, ale z nedostatku informací o stavu složení odsávaného vzduchu z lázní nemohla být provedena. Proto při návrhu doporučuji zpracovat odbornou analýzu výparů a jejich reakčnost a na základě výsledků popsat specializovanou firmu. Z výsledku analýzy může vyplynout, že agresivními lázněmi mohou být i jiné, než jsem uvedl ve své práci. Je také potřeba respektovat emisní limity a konzultovat je s hygienickou stanicí.

Další investicí by byly stavební úpravy parcel, kde by byly umístěny VZT jednotky. Jednalo by se zejména o vybourání některých příček.

Pro snížení ceny vzduchotechniky je možné vynechat některé technické vybavení. Jedná se zejména o havarijní větrání, které je vybaveno nevýbušnými ventilátory a dále je možné použít VZT jiné, podobné navrženým. Trh nabízí i plastové jednotky, které by byly určitě také vhodné použít, avšak jejich cena je poměrně vysoká. Obyčejné pozinkované potrubí a technické součásti jsou nevyhovující i když jejich cena je příznivější, než mnou použitá nerez ocel.

Další variantou byl tepelný výměník trubkový s podélným obtékáním. Výpočtem bylo zjištěno, že celková investice se pohybuje kolem 65 000. Roční úspora energie vychází kolem 255 000,-Kč. Tento výměník je z hlediska ekonomiky velice výhodný, protože jeho návratnost je nižší jak 0,25 roku. Avšak z technického hlediska je poměrně nevýhodný,



protože délka jeho potrubí je poměrně dlouhá a dále skutečná rychlost vody v trubkách je malá. Pohybuje se okolo 0,2 m/s. Z těchto důvodů bych jej nedoporučil pro skutečnou realizaci.

Jako poslední možnost jsem navrhl tepelný výměník s příčným prouděním. Tento výměník je výhodnější jak po stránce technické, tak po stránce ekonomické, než předešlý. Jednak je rozměrově velice kompaktní, rychlost vody v trubkách se pohybuje okolo 0,5 m/s a jeho cena se pohybuje okolo 48 000,- Kč. Tepelná úspora za rok činí přibližně 838,6 GJ, což představuje úsporu asi 257 000,-Kč. Z těchto důvodů se jeví jako nejlepší varianta použít právě tento tepelný výměník.

## 9. Seznam použité literatury:

- [1] KUBEŠOVÁ MARIE: Energetický audit výrobního objektu CZ SVAZIKO Vyškov
- [2] BUDAJ FLORIAN: Parní kotle – podklady pro tepelný výpočet, Nakladatelství VUT Brno 1992
- [3] DLOUHÝ TOMÁŠ: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, Nakladatelství ČVUT 2007, 4. vydání
- [4] MIROSLAV JÍCHA: Přenos tepla a látky, Akademické nakladatelství CERM 2001 ISBN 80-214-2029-4
- [5] BARTOŠ JOSEF A KOL.: Strojnické tabulky, Nakladatelství SNTL Praha 1970
- [6] KADRNOŽKA JAROSLAV, LADISLAV OCHRANA: Teplárenství, Akademické nakladatelství CERM 2001, ISBN 80-7204-222-x
- [7] OCHRANA LADISLAV: Kotle a výměníky tepla, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. 2004, ISBN 80-214-2847-3
- [8] CIHLÁŘ, GEBAUER, POČINKOVÁ: Technická zařízení budov – Ústřední vytápění
- [9] J.CHYSKÝ, K.HEMZAL A KOL.: Větrání a klimatizace, Praha 1993, 3. přepracované vydání, ISBN 80-901574-0-8

### internetové stránky

- [10] [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [11] [www.Powerwiki.cz](http://www.Powerwiki.cz)
- [12] [www.Fortplast.cz](http://www.Fortplast.cz)
- [13] [www.plastika.cz](http://www.plastika.cz)
- [14] [www.mmgroup.cz](http://www.mmgroup.cz)
- [15] [www.ciur.cz](http://www.ciur.cz)
- [16] [www.Eurotherm-cz.cz](http://www.Eurotherm-cz.cz)
- [17] [www.Tipi-navodyestrechy.cz](http://www.Tipi-navodyestrechy.cz)
- [18] [www.plastovaoknabrno.cz](http://www.plastovaoknabrno.cz)

## 10. Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam symbolu	Jednotka
<b>Výpočet přestupu tepla budovy</b>		
$U_N$	součinitel přestupu tepla	$W/m^2K$
$\lambda$	součinitel tep. vodivosti	$W/mK$
$d$	tloušťka	m
$B$	charakteristické číslo budovy	-
$M$	charakteristické číslo místnosti	-
$\Delta t$	rozdíl venkovní a vnitřní teploty	$^{\circ}C$
$Q_0$	tep. ztráta pro obvodovou stěnu	W
$K_c$	celkový přestup tepla	$W/m^2K$
$Q_c$	výsledná tepelná ztráta	$W/m^2K$
$N_i$	celkové náklady	Kč
CF	cash flow	Kč
$d$	diskontní sazba	%
$T_i$	doba hodnocení projektu	roky
$T_0$	doba splatnosti bez časové hodnoty peněz	roky
$T_s$	doba splatnosti s čas. hodnocením peněz	roky
<b>VZT</b>		
$V_{př}$	množství přiváděného vzduchu	$m^3/s$
$V_{od}$	množství odváděného vzduchu	$m^3/s$
$T$	teplota	$^{\circ}C$
$\rho$	hustota	$kg/m^3$
$m_{pr}$	hmotnostní průtok přísávaného vzduchu	kg/s
$m_{od}$	hmotnostní průtok odváděného vzduchu	kg/s
$Q_p$	množství tepla	kW
$Q_{př}$	teplo v přísávaném vzduchu	kW
$Q_{ods}$	teplo v odsávaném vzduchu	kW
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$kJ/kgK$
$n$	počet provozních hodin za den	-
$i$	počet provozních dnů v roce	-
<b>Tepelné výměníky</b>		
$T_{2vyst}$	výstupní teplota spalin	$^{\circ}C$
$T_{2vst}$	vstupní teplota spalin	$^{\circ}C$
$V_c$	množství spalin	$m^3/s$
$i_{v1}$	entalpie vody vstupující do výměníku	$kJ/kg$
$i_{v2}$	entalpie vody vystupující z výměníku	$kJ/kg$
$i_{sp1}$	entalpie spalin vstupující do výměníku	$kJ/m^3$
$i_{sp2}$	entalpie spalin vystupující z výměníku	$kJ/m^3$
$T_{1vst.}$	teplota vody vstupující do výměníku	$^{\circ}C$
$T_{2vyst}$	teplota vody vystupující z výměníku	$^{\circ}C$
$m_p$	průtok vody	kg/s
$v_{sp}, W_{sp}$	rychlost spalin	m/s
$v_v, W_v$	rychlost vody	m/s
$d$	vnitřní průměr trubky	m
$t$	tloušťka stěny trubky	m

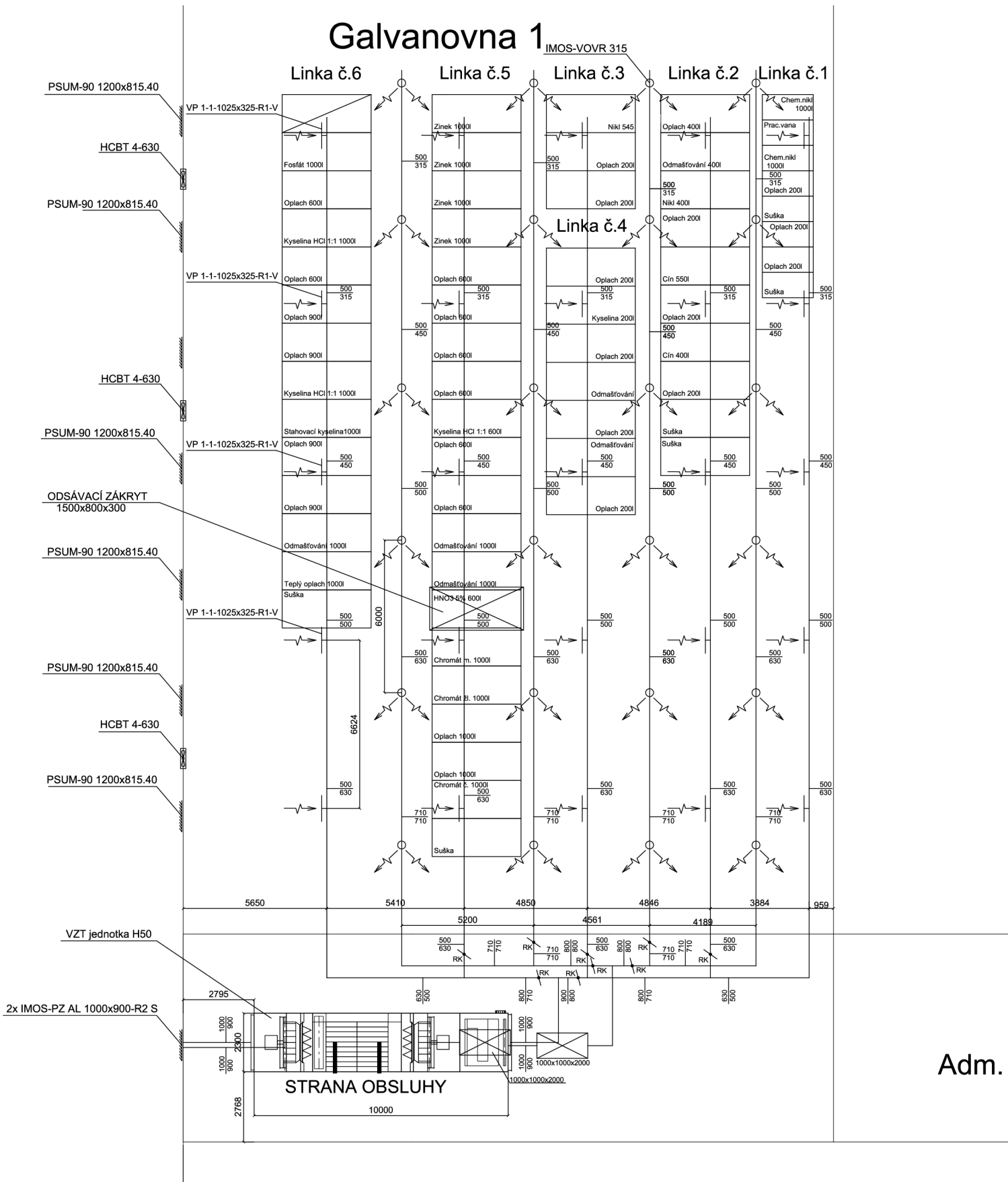
$d_e$	vnější průměr trubky	m
<b>Symbol</b>	<b>Význam symbolu</b>	<b>Jednotka</b>
$d_{stř}$	střední průměr trubky	m
$S_{tr}$	průřez jedné trubky	$m^2$
$N_{tr}, n_{tr}$	počet trubek	-
$S_{skut.}$	skutečná hodnota průřezu	$m^2$
$v_{v\ skut}$	skutečná rychlost vody v trubce	m/s
s	rozteč	m
$D_i$	vnitřní průměr pláště	m
$F_e$	průřez mezitrubkového prostoru	$m^2$
$d_{he}$	vnější mezitrubkový příčný průřez	$m^2$
o	smočený obvod	m
$\alpha_1$	součinitel přestupu tepla vody	$W/m^2K$
$\alpha_2$	součinitel přestupu tepla na straně spalin	$W/m^2K$
$C_t, C_l, C_m$	opravné koeficienty	-
$\eta$	dynamická viskozita	$Pa*s$
$R_{1,2,3}$	tepelné odpory	$m^2K/W$
$S_{celk.výhř.}$	celková výhřevná plocha	$m^2$
L	délka trubek	m
$V_{1t}$	objem trubky	$m^3$
$V_t$	objem trubek ve výměníku	$m^3$
$V_{pl.}$	objem pláště	$m^3$
$V_k$	objem boční stěny	$m^3$
$V_v$	objem celkový	$m^3$
$Q_r$	uspořená energie za rok	GJ
$N_u$	celková finanční úspora	Kč
$h_z$	výška žebra	m
$d_z$	tloušťka žebra	m
$s_z$	rozteč žeber	m
A/B	šířka/hloubka spalinového kanálu	m
E	součinitel efektivnosti žebra	-
$\mu$	součinitel rozšíření žebra	-
$\psi_z$	koef. charakterizující nerovnoměrné rozdělení	-
$\varepsilon$	součinitel zanešení	-
$S_p$	potřebná plocha výměníku	$m^2$
$S_{p1m}$	plocha trubky vztahovaná na 1m	$m^2/m$
$S_{1p}$	plocha na jedno patro	$m^2$
$n_p$	celkový počet pater	-
$V_z$	objem jednoho žebra	$m^3$
$V_{tž}$	objem na jednu trubku s žebroma	$m^3$
$V_{c.tr.}$	celkový objem na jednu trubku	$m^3$
$V_o$	objem ohnutých částí potrubí	$m^3$
$m_v$	hmotnost výměníku	kg
$N_v$	cena výměníku	Kč

## Seznam příloh

1. Technická dokumentace k rekuperačním jednotkám
2. Technický výkres galvanovny 1
3. Technický výkres galvanovny 2
4. Sestava tepelného výměníku s příčným prouděním

# Galvanovna 1

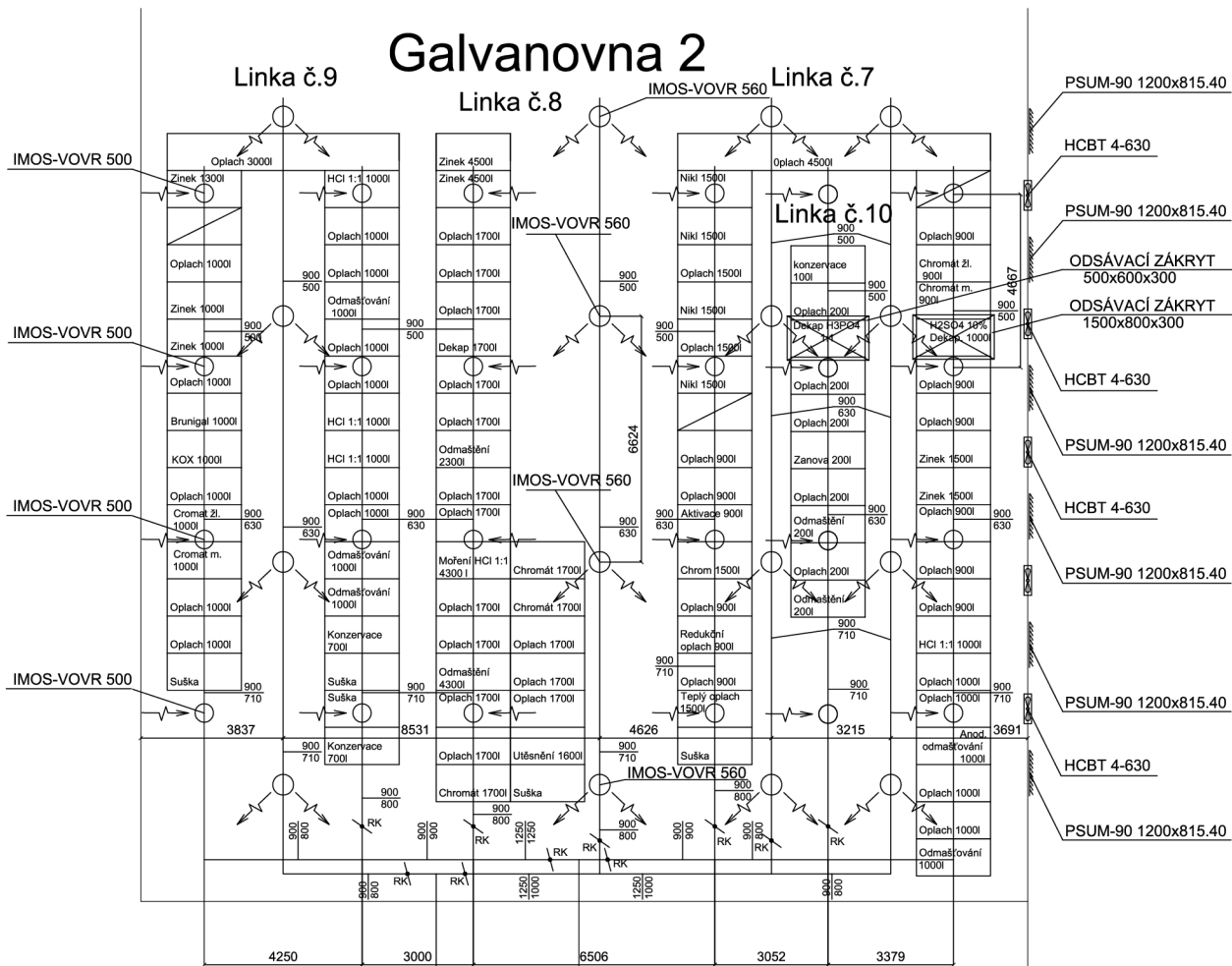
IMOS-VOVR 315



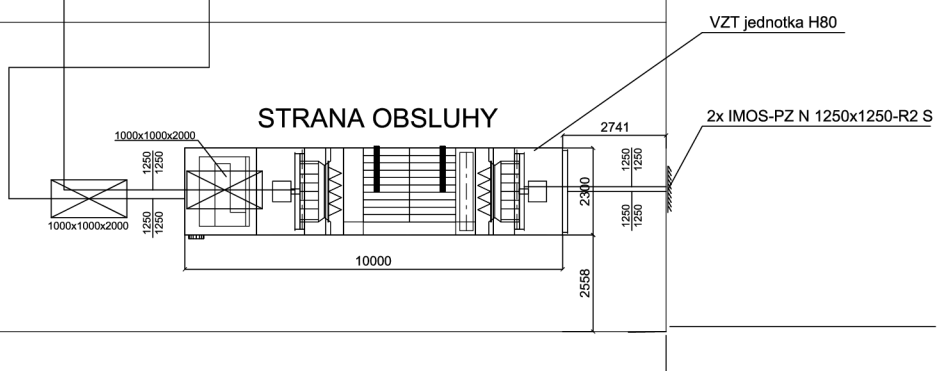
Adm.

HLINIZ. PROJEKTU Bc. LUKÁŠ PAVLIČEK		PRŮMÝ ZPRACOVATEL <b>VUT FSI EÚ</b>	ZOUPROJEKTANT doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.
INVESTOR VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ		STAVBA <b>CZS SVAZIKO Vyškov STUDIE</b>	VYPRACOVAL Bc. LUKÁŠ PAVLIČEK
ČÁST VZDUCHOTECHNIKA		MĚŘÍTKO PŮDORYS GALVANOVNY 1	STUPEŇ SP
NÁZEV VÝKRESU		MĚŘÍTKO 1:100	ČÍSLO VÝKRESU 001
		REVIZE 00	

# Galvanovna 2



n. a šatny



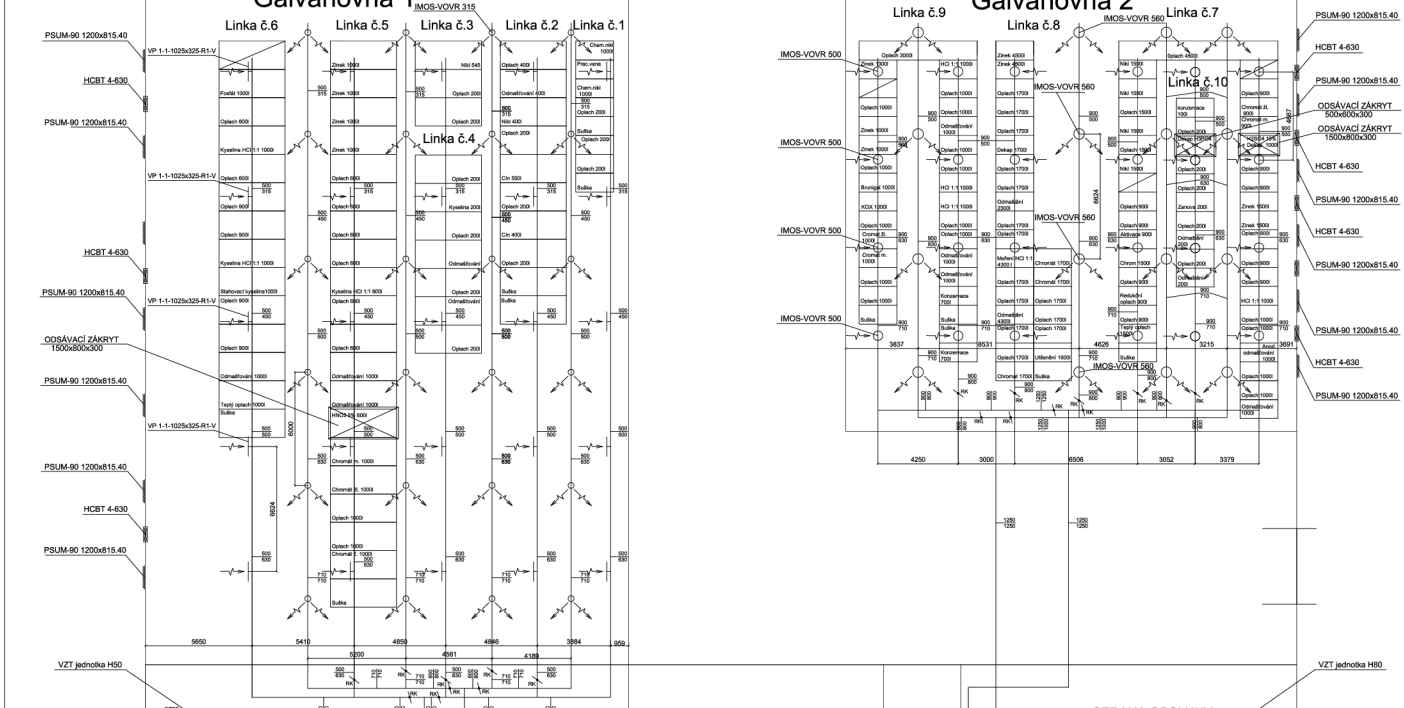
HLINĚZ. PROJEKTU Bc. LUKÁŠ PAVLIČEK		PRŮMÝ ZPRACOVATEL <b>VUT FSI EÚ</b>	ZDIP. PROJEKTANT doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.
INVESTOR VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ	STAVBA <b>CZS SVAZIKO Vyškov STUDIE</b>		VYPRACOVAL Bc. LUKÁŠ PAVLIČEK
ČÁST VZDUCHOTECHNIKA	NÁZEV VÝKRESU PŮDORYS GALVANOVNY 2		STUPEŇ SP
			DATUM 29.05.2009
			POČET F A4 4x A4
			Č. ZAKÁZKY 001
			ARCH. ČÍSLO 001
			MĚŘÍTKO 1:100
			ČÍSLO VÝKRESU 002
			REVIZE 00

Kotelna K1  
s parními  
vyvíječi

Laboratoř

Galvanovna 1

Galvanovna 2



53000

Adm. a šatny

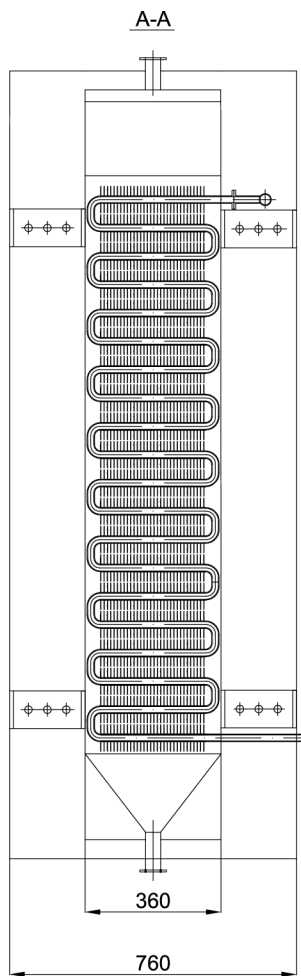
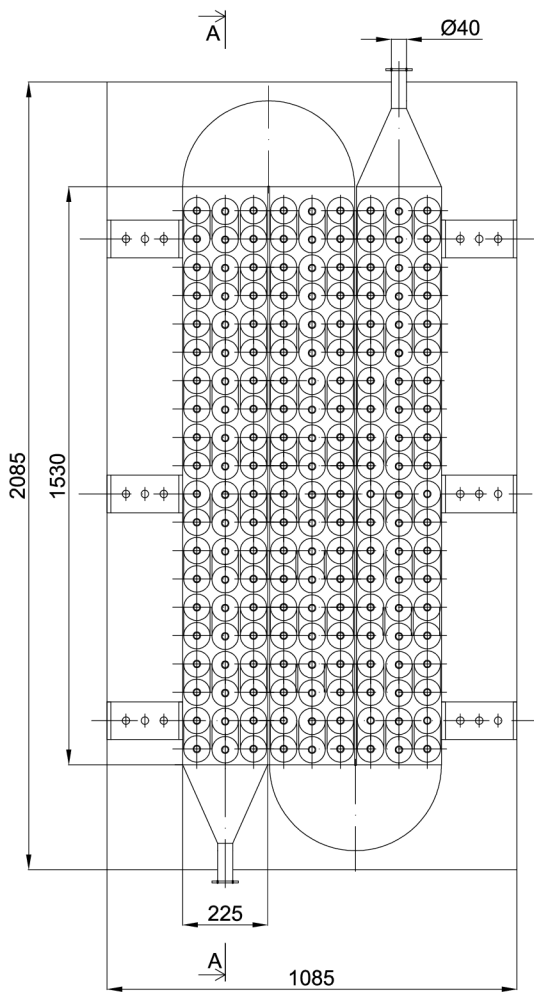
61000

STRANA OBSLUHY

STRANA OBSLUHY

NÁZEV PROJEKTU <b>VUT FSI EU</b>		SEPRÁVĚNÍ doc. Ing. JIŘÍ POKORNÝ, Ph.D.
NÁZEV OBJEKTU St. LUKÁŠ PRAŽDŮK		PROJEKT Ing. LUKÁŠ PRAŽDŮK
MÍSTO VÝROBY ŽELEZA TISOVČOV 11 BRNO		STAV IP
PRŮMYSLOVÝ <b>CZS SVAZIKO Vyskov</b>		DATA 28.02.2020
DOKUMENT <b>STUDIE</b>		PROJEKTANT I.P. & M.
DOKUMENT VZDUCHOTECHNIKA		ZKVALIFIKACE 001
NÁZEV VÝKRESU PŮDORYS 1.NP		MĚRITKO 1:100
		ČÍSLO VÝKRESU 003
		STAV 00





HLINĚZ.PROJEKTU		PRÍMÝ ZPRACOVATEL		ZODP. PROJEKTANT	
Bc. LUKÁŠ PAVLÍČEK		VUT FSI EÚ		doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.	
INVESTOR		VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ		VYPRACOVAL	
STAVBA		CZS SVAZIKO Vyškov STUDIE		Bc. LUKÁŠ PAVLÍČEK	
ČÁST		OHŘEV VODY		STUPEŇ	SP
NÁZEV VÝKRESU		VÝMĚNÍK - KŘÍŽOVÉ VEDENÍ		DATUM	29.05.2009
				POČET F A4	4 x A4
				Č.ZAKÁZKY	001
				ARCH.ČÍSLO	001
				MĚŘÍTKO	1:100
				ČÍSLO VÝKRESU	004
				REVIZE	00