

Integrovaný systém v budově - Využití odpadního tepla z průmyslové pece

Integrated Building System - The Use of Waste Heat from
Industrial Furnace

Bc. Tomáš Večerka

Diplomová práce
2014



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Večerka**
Osobní číslo: **A12443**
Studijní program: **N3902 Inženýrská informatika**
Studijní obor: **Integrované systémy v budovách**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Integrovaný systém v budově – Využití odpadního
tepla z průmyslové pece**

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte specifika provozu a parametrů průmyslové pece v potravinářství (doba provozu, výkon a parametry hořáku, výstupní teplota spalin).
2. Analyzujte spalovací proces v aplikaci na potravinářství.
3. Na základě výše uvedené analýzy proveďte rozbor možnosti využití odpadního tepla ze spalin (strojní zařízení, požadavky na řízení a monitorování).
4. Uveďte možnosti řízení a monitorování provozu.
5. Popište konkrétní provoz s uvedením všech parametrů potřebných pro návrh systému využívající odpadní teplo.
6. Proveďte technický návrh technologie systému.
7. Navrhněte vhodný způsob monitorování a řízení, včetně SCADA systému.
8. Proveďte technicko-ekonomické hodnocení řešení.

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. SVOBODA, Alexandr. Plynárenská příručka: 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě. 1. vyd. Praha: GAS, 1997. ISBN 80-902-3396-1.
2. HABER, Josef. Strojní sušení. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956, 335 s.
3. BAŠTA, Jiří. Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě. 1. vyd. Praha: GAS, 2001, 1122 s. ISBN 8086176819.
4. 2004 ASHRAE handbook: heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment. SI edition. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, c2004, 1 sv. (různé stránkování). ISBN 1931862486.
5. LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001, 208 s. ISBN 8002014669.
6. JELÍNEK, Vladimír. Technická zařízení budov: podklady pro projekty. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1991, 29 s. ISBN 8001005860.
7. SCHRAMEK, Ernst-Rudolf, Hermann RECKNAGEL a Sprenger RECKNAGEL. Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik: einschliesslich Warmwasser- und Kältetechnik. 73. vyd., 07/08. München [u.a.]: Oldenbourg-Industrieverlag., 2007, 2029 s., 52s. (různé stránkování). ISBN 3835631047.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Zálešák, CSc.

Ústav automatizace a řídicí techniky

Datum zadání diplomové práce:

7. března 2014

Termín odevzdání diplomové práce:

11. června 2014

Ve Zlíně dne 7. března 2014

prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
děkan



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
Koředitel ústavu

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá využitím odpadního tepla průmyslové pece. V teoretické části jsou principiálně popsány nejčastěji používané pekařské pece. Dále jsou zmíněny způsoby využívání odpadního tepla z pece. Praktická část je zaměřena na způsob využití odpadního tepla na předehřev spalovacího vzduchu. Pro tento způsob využití je navrženo adekvátní řešení s příslušnými výpočty. Návrh řešení obsahuje technické řešení, řízení a monitorování. Podrobněji se práce věnuje výpočtu tepelné bilance pece a návrhu tepelného výměníku podle zadaných parametrů. V závěru práce se zabývám ekonomických hodnocením navrhnutého systému.

Klíčová slova: tepelný výměník, odpadní teplo, průmyslová pec, spalovací vzduch, spaliny.

ABSTRACT

Aim of this thesis is to describe recycling of waste heat from industrial furnace. In the theoretical part are basically described the most common baker furnaces and also methods how to re-use waste heat. Practical part is focused on the technique which allows to re-use waste heat on preheated combustion air. For this purpose is designed adequate solution supported by calculations. This project plan covers technical solution, controlling and monitoring. In detail, thesis is focused on calculation of furnace heat balance and design of heat exchanger according given parameters. Conclusion of my thesis is economic evaluation of suggested system.

Keywords: Heat Exchanger, Waste Heat, Industrial Furnace, Combustion Air, Flue gas.

Děkuji tímto Ing. Martinu Zálešákovi, CSc., za jeho vedení a konzultace při vypracování této diplomové práce.

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k prezenčnímu nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen v příruční knihovně Fakulty aplikované informatiky Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně

.....
podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PEČENÍ	12
1.1 SDÍLENÍ TEPLA PŘI PEČENÍ.....	12
1.2 ZTRÁTA VÁHY PEČENÍM	14
2 KONTINUÁLNÍ PECE	15
2.1 ROZDĚLENÍ PECÍ.....	15
2.1.1 Elektrické	16
2.1.2 Cyklotermické	16
2.1.3 Konvekční	18
2.2 TEPelná BILANCE PECÍ	19
2.2.1 Chemické teplo paliva.....	20
2.2.2 Teplo předeřátého vzduchu	20
2.2.3 Teplo předeřátého paliva.....	20
2.2.4 Ztráty na ohřátí těsta.....	20
2.2.5 Ztráty na odpaření vody z těsta	21
2.2.6 Ztráty tepla spalinami.....	21
2.2.7 Ztráta tepla pracovního prostoru pece.....	22
2.2.8 Ztráta tepla v pohybujících se částech pece	24
2.2.9 Ztráta tepla zářením otvory pece.....	24
2.2.10 Ztráta mechanickou nedokonalostí hoření paliva	24
2.2.11 Ztráty zbývající	25
3 PLYNOVÉ HOŘÁKY	26
3.1 ROZDĚLENÍ PLYNOVÝCH HOŘÁKŮ	26
3.1.1 Tlak plynného paliva.....	26
3.1.2 Přívod spalovacího vzduchu do hořáku	26
3.1.3 Způsobu mísení plynného paliva a vzduchu	27
3.1.4 Způsob spalování plynovzdušné směsi	27
3.1.5 Rychlost spalin v ústí hořáku	28
3.1.6 Teplota spalovacího vzduchu	28
3.1.7 Způsob řízení výkonu a spalovacího poměru.....	28
3.2 USPOŘÁDÁNÍ BLOKOVÉHO HOŘÁKU	28
3.3 SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU.....	31
3.3.1 Výhřevnost a spalné teplo	32
3.3.2 Spotřeba vzduchu	35
3.3.3 Množství a složení spalin	37
3.3.4 Rosný bod spalin	39
4 VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA	40
4.1 PŘEDEHŘEV SPALOVACÍHO VZDUCHU	40
4.1.1 Odpadní teplo spalin	41
4.1.2 Odpadní teplo páry	41

4.2	VYTÁPĚNÍ	41
4.3	PŘÍPRAVA TEPLÉ VODY	41
5	ZAŘÍZENÍ SYSTÉMU	42
5.1	TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	42
5.1.1	Rekuprační tepelné výměníky	42
5.1.2	Rovnice tepelné bilance	44
5.1.3	Součinitel prostupu tepla	44
5.1.4	Střední logaritmický rozdíl teplot	45
5.2	ZTRÁTY V POTRUBÍ	46
6	MOŽNOSTI ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ.....	49
6.1	PLC.....	49
6.1.1	Mikro PLC	51
6.1.2	Kompaktní PLC	51
6.1.3	Modulární PLC.....	51
6.2	VIZUALIZAČNÍ SYSTÉM CONTROL WEB.....	51
II	PRAKTICKÁ ČÁST	53
7	STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ.....	54
7.1	POPIS ZAŘÍZENÍ	54
7.2	SCHÉMA PECE.....	55
7.3	OKRAJOVÉ PODMÍNKY	56
7.4	TEPELNÁ BILANCE.....	57
7.4.1	Zisky.....	57
7.4.2	Ztráty	57
7.4.3	Shrnutí ztrát.....	60
8	NÁVRH ŘEŠENÍ	62
8.1	SCHÉMA ŘEŠENÍ	64
8.2	ŘÍZENÍ.....	65
8.2.1	Uzavírací klapka.....	67
8.2.2	Měření teploty	68
8.2.3	Měření tlaku	68
8.3	NÁVRH TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU	69
8.3.1	Výpočet délky výměníku	70
8.3.2	Izolace výměníku	75
8.4	NÁVRH VENTILÁTORU	76
8.4.1	Tlakové ztráty ve výměníku.....	77
8.4.2	Tlakové ztráty v potrubí	79
8.4.3	Výběr ventilátoru	80
8.5	MONITOROVÁNÍ	82
9	EKONOMICKÉ HODNOCENÍ.....	84
9.1	DOSAŽENÁ ÚSPORA	84
9.2	NÁKLADY NA REALIZACI.....	85
9.3	EKONOMICKÉ PARAMETRY PROJEKTU	86
	ZÁVĚR	89
	ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ.....	90

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	91
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	93
SEZNAM OBRÁZKŮ	94
SEZNAM TABULEK.....	95
SEZNAM PŘÍLOH.....	96

ÚVOD

V současnosti je pro konkurenceschopnost každého podniku nezbytnou nutností snižování energetických zdrojů a současné zachování kvality výroby. Tímto je myšlena skutečnost, že je důležité sledovat nejnovější trendy v oblasti automatizace. Vhodným návrhem systému lze dosáhnout značné úspory, která má za svůj důsledek mimo jiné šetření životního prostředí.

Na dosažení úspory v oblasti energetiky je však nezbytné nahlížet i z ekonomického hlediska, aby investované náklady do nového systému byly návratné i při zohlednění inflace a ušlé příležitosti. Dalším důležitým ukazatelem ovlivňujícím zavedení systému je předpokládaná životnost navrhnutého zařízení.

Cílem této práce je vytvoření komplexního systému na využití odpadního tepla z technologického procesu. Tento systém je zpracován pro firmu VEST, která se zabývá velkokapacitní výrobou slaného pečiva. Při procesu pečení je produkováno značné množství nijak nevyužívaného odpadního tepla, které je vypouštěno do atmosféry. Záměrem této práce je vzhledem k modernímu trendu úspor energií a finančních nákladů v průmyslu využívat toto teplo.

Předložená diplomová práce je rozdělena na teoretickou část, zabývající se přípravnými výpočty, a praktickou část, kde je navrhnut systém využívající odpadní teplo, které je vráceno znovu do technologie a tím se zvýší účinnost celého zařízení. Tímto systémem je možné snížit spotřebu zemního plynu a tím i náklady na zemní plyn. Pro úplnost systému je tento návrh doplněn o řízení, monitorování a zabezpečení celého systému.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PEČENÍ

Pečení patří k historicky nejstarším způsobům úpravy potravinářských surovin. Důvodem pro tento způsob úpravy byla změna sensorických charakteristik potravin a zvýšení jejich stravitelnosti. Současně se tím také automaticky prodlužovala trvanlivost potravin. Potraviny zpracované tímto procesem jsou prakticky sterilní, a pokud nejsou druhotně kontaminovány, může tak být výrazně prodloužena jejich trvanlivost, která je pak většinou omezena jen sensorickými změnami zhoršujícími se během skladování potravin. Bezprostředně po skončení této operace je také značně snížena aktivita vody na povrchu zpracovaných výrobků, a tak nedochází k rozvoji škodlivé mikroflóry. Uvedený proces je charakterizován tím, že při něm dochází ke sdílení tepla.

Pro dosažení požadovaných sensorických efektů během pečení je nezbytné dosahovat v pečicím prostoru dosti vysokých teplot převyšujících až 300 °C. Tyto teploty napomáhají k vypaření vody, tvorbě barevných látek a karamelizaci sacharidů. Intenzita zabarvení nezávisí jen na teplotě, ale také na obsahu volných aminokyselin a redukujících cukrů ve výrobku. Do určité míry je také ovlivňována vlhkostí prostředí. U většiny výrobků je vybarvení povrchu žádoucí. [1, s. 258]

1.1 Sdílení tepla při pečení

Tepelný zdroj předává teplo zpravidla těmito způsoby:

- sáláním (radiací),
- vedením (kondukcí),
- prouděním (konvekci).

Při pečení v peci jsou zdrojem energie v operačním prostoru obvykle trubky nebo desky (vnitřní stěny pece), které sáláním vyzařují teplo do prostoru. Část tepla je do výrobku předávána přímo sáláním. Prouděním plynů v prostoru pece je předávána významná část energie. Současně proudění v těchto pecích napomáhá k rovnoměrnému rozdělení teplot v prostoru a tudíž k rovnoměrnému pečení ve všech místech pečicího prostoru. To není v rozporu s tím, že některé potraviny vyžadují v průběhu pečení v různých okamžicích rozdílnou teplotu. K tomu jsou příslušné pece přizpůsobeny, ale důležité je, aby i uvnitř jednotlivých úseků pece nebo v určitých časových úsecích bylo rozdělení teplot homogenní. Další část tepla je také předávána vedením z podložky (pásu).

Využití energie v tradičních pecích je zatíženo značnými ztrátami. Převážná část potravin není dobrým vodičem tepla, některé dokonce svými vodivostními charakteristikami připomínají izolační materiál (např. lehký porézni beton), nebo jsou většími izolanty než stavební materiály (porézni cihly). Srovnání některých materiálů je uvedeno v následující tabulce.

Tab. 1: Přibližné hodnoty tepelné vodivosti některých potravin ve srovnání s několika nepotravinovými materiály. [1, s. 258]

Materiál		Tepelná vodivost [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
Maso hovězí (8 – 62 °C)		0,43 – 0,49
Maso vepřové (6 – 60 °C)		0,44 – 0,54
Maso kuřecí (4 – 27 °C)		0,41
Pšeničná mouka (43 °C)		0,45
Těsto pšeničné (20 – 90 °C)		0,34 – 0,55
Těsto žitno-pšeničné (20 – 90 °C)		0,47 – 0,20
Nepotravinové	Beton lehký	0,43
	Suchá hlína	1,47
	Cihla obyčejná	0,73
	Dřevo (javor)	0,17
	Okenní sklo	0,90

Proto přestup tepla dovnitř je pomalý a vytváří se velký rozdíl mezi teplotou na povrchu a uvnitř výrobku. Vytvořená krusta pak chrání výrobek před vysycháním a zajišťuje, že vnitřek zůstává vláčný. Celkový sensorický dojem výrobku a výsledek vláčnosti vnitřní části přitom záleží na rozměrech pečené potraviny a podílu krusty a vnitřní části. Významným faktorem je také teplotní profil v čase a dosahované teploty, např. při pečení masa, chleba a pečiva požadujeme významný podíl vnitřní vláčné části s dosti vysokou vlhkostí. Při pečení sušenek, oplatkových plátů, naopak požadujeme celý výrobek prosušený, křehký a křupavý. [1, s. 257]

1.2 Ztráta váhy pečením

Ztráty technologické jsou nezbytné a nelze je násilně zmenšovat, aniž by tím utrpěla jakost výrobku. Rozlišují se ztráty:

- kvašením,
- pečením,
- vysycháním.

Dále se zaměříme na ztráty pečením, které vznikají při pečení. Rozdíl mezi váhou těstového kusu a pečeného výrobku nazýváme ztrátou váhy pečení. Největší část tohoto váhového úbytku tvoří voda, která se během pečení z těstového kusu vypařuje. Nepatrný podíl na váhovém úbytku tvoří další látky, jako alkohol, oxid uhličitý, různé těkavé kyseliny a jiné látky. Údaj o ztrátě váhy pečením je důležitým ukazatelem jakosti a dodržení technologického postupu.

Tab. 2: Ztráty pečením u žitného chleba. [4, s. 19]

Složky ztráty	Rozdělení ztráty hmotnosti [%]
voda	94,88
etylalkohol	1,46
oxid uhličitý	3,27
těkavé kyseliny	0,31
aldehydy	0,08

Ztráta pečením (propek) je různá a závisí na váze a charakteru výrobku a na režimu pečení. U chleba činí ztráta pečením 10 až 15 %, u pečiva 15 až 25 %. Jejich výše je ovlivněna hmotností (menší kusy mají relativně větší povrch, a tedy i intenzivnější vypařování), recepturou (žitné, zejména celozrnné mouky poutají více vody a ztráty jsou proto menší než u mouk pšeničných), popř. dalšími faktory. Např. chleby pečené ve formách mají menší vypařovací plochu a tím i menší ztráty pečením.

Ztráta pečením je hospodářskou ztrátou. Má-li být zachována vysoká jakost výrobku, je třeba dbát na to, aby hodnota ztráty pečením byla optimální, aby byla v souladu s technologickým předpisem výroby. Menší ztráta pečením, dosažená např. vyšší teplotou nebo zkrácením doby pečení má vždy za následek zhoršení jakosti výrobku. [4]

2 KONTINUÁLNÍ PECE

Pečení bylo známo od pradávna a provádělo se nejdříve primitivním způsobem na rozžhavených kamenech. Od dob, kdy lidstvo využívalo ohně, se pak kameny rozžhavovaly pálením dříví nebo později uhlím na jejich povrchu. Dalším krokem bylo sestavení roštových pecí, kde se na roštu spálilo palivo, spalinami se rozžhavlila topná (pečná) plocha za roštem a popel se pak před vsázením pečiva vymetl. Později přišla další konstrukční zdokonalení, ale hlavní vadu těchto postupů lze spatřovat v používání přímých spalin k ohřevu pečeného prostoru a kontakt výrobku se zbytky popela.

V České republice byl princip přímého ohřevu pečeného prostoru spalinami dávno zakázán, v literatuře se však stále objevují zmínky o využívání tohoto principu v některých zemích. U nás se prakticky nevyskytují pece na pevná paliva. Nejvíce se využívá pecí na plynná paliva s nepřímým ohřevem. Velmi dobře ovladatelné jsou pece s elektrickým ohřevem, jejich provoz je však stále ještě nejnákladnější.

Nepřímé vytápění pečeného prostoru je dnes realizováno rozvodem horkých spalin kolem uzavřeného pečeného prostoru. Plynové topení se využívá převážně u velkých pecí v průmyslových pekárnách. Pro zvýšení účinnosti a snížení ztrát tepla se používá tzv. cyklotermického způsobu vytápění.

Pečení je závěrečnou a z hlediska jakosti výrobků rozhodující etapou výrobního procesu. Jde o energeticky nejnáročnější proces v pekárně. Proces pečení v peci má obvykle na začátku nejvyšší teplotu, aby se rychle vytvořila kůrka. Teploty zapékání se pohybují mezi 270 – 330 °C v závislosti na druhu výrobku, velikosti a tvaru kusu. Během dalšího pečení se teploty snižují až k cca 200 °C na konci pečení. [1, s. 260]

2.1 Rozdělení pecí

V současnosti existuje mnoho skupin pekařských pecí. Dříve se s ohledem na technický rozvoj používaly periodické pece, které jsou charakteristické menším objemem výroby. Následující část práce je věnována kontinuálním (průběžným) pecím, které mají plynulý, nepřerušovaný provoz vyžadující velký výrobní objem. Všechny fáze pečení probíhají v peci současně. Takový průběh pečení umožňuje pohyblivá pečicí plocha (pás), na níž těstové kusy procházejí různými teplotními zónami, což má za důsledek, že pečení je stejnoměrné.

U průběžných pecí je tedy nutný nepřetržitý přísun těstových kusů a stejně tak odsun upečených výrobků.

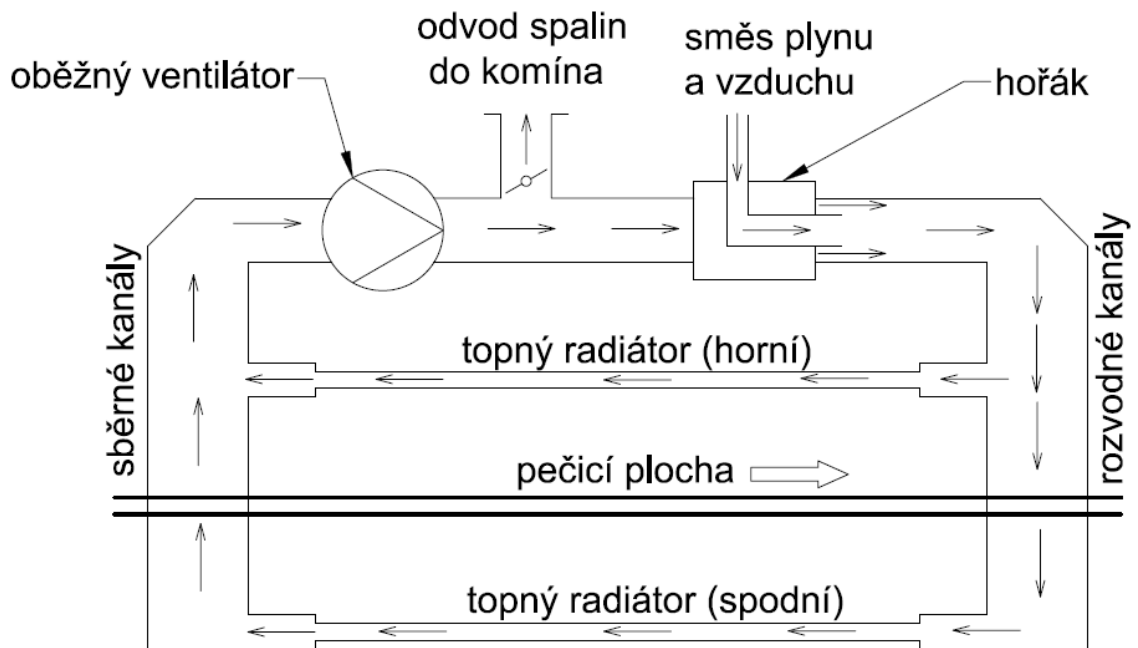
2.1.1 Elektrické

Pece vytápěné elektrickým proudem řadíme do skupiny pecí s přímým vytápěním. Elektrický proud je ideálním zdrojem tepla, poskytuje hygienický provoz, snadno a přesně říditelný průběh pečení a naprostou stejnoměrnost teploty po celém pečišti. Širšímu použití elektrického proudu však brání jeho nákladný provoz.

Při nízkokapacitním pečení v menších pekárnách, velkých podnicích společného stravování a při průmyslovém pečení polotovarů se většinou používá pecí s elektrickým vytápěním. Moderní pece jsou vybaveny automatickým procesorovým řízením teplotního profilu a doby pečení, přičemž pro pekařské výrobky mají zavlažování párou.

2.1.2 Cyklotermické

V současné době jsou tyto pekařské pece ve světě nejrozšířenější. Systém cyklotermu používají výrobci pecí v nepatrně vylepšených provedeních podle daných podmínek. Princip spočívá v tom, že palivo se spaluje mimo pečicí prostor a spaliny se vedou potrubím a rozvodnými kanály do topných kanálů (sálavé trubky), které přímo ohřívají pečišť. Tomuto oddělení topného média se říká nepřímé vytápění pečeného prostoru. Plynové topení se využívá převážně u velkých pecí v průmyslových pekárnách.



Obr. 1: Schéma cyklotermického principu pro ohřev pečné plochy.

Jako první se v hořáku připraví v požadovaném poměru směs zemního plynu se vzduchem, která se následně spaluje. Vzniklé teplo je dále spaliny rozváděno do topných radiátorů. Čerstvě vznikající spaliny se smíchávají s cirkulujícími (ochlazenými) spaliny podle Obr. 1. Takto vzniklá směs spalin je následně přivedena a rozdělována do topných radiátorů mezi horní a spodní topnou plochu. Zde odevzdají spaliny část své tepelné energie a pokračují k výstupu. Zde je část spalin odvedena komínem a zbytek spalin se vrací opět do oběhu. Nesporná výhoda tohoto způsobu sdílení tepla tkví v tom, že je v pracovním prostoru zajištěno rovnoměrné rozložení teploty, případně její snížení.

Mezi topnými rozvody se nachází pečný prostor, ve kterém se pohybuje nekonečný kovový pás (pletivo), na který jsou přímo sázeny polotovary k upečení. Na výstupu sběrných kanálků je umístěn odsávací oběžný ventilátor, který pohání směs ochlazených spalin odvodním potrubím ke komínu a k cirkulaci.

Komín je vybaven regulační klapkou, která nastavuje poměr spalin do komína a část (ještě dosti teplých) spalin vracejících se do směšné komory a přiváděcím potrubím zpět do topného okruhu. Obecné schéma cyklotermické pece je obsaženo v příloze P I.

V současné době převládají průběžné pásové pece, ve kterých pás prochází horizontálně tunelem v celé délce. Tyto pece jsou konstrukčně jednodušší, ale zastavěná plocha je značná a pro dodržení teplotní křivky musí být prostor pokud možno členěn na sekce

s různými teplotami. Hlavní charakteristikou těchto pecí je plocha jejich pásu. U nás vyráběné pece jsou stavebnicové s plochami od desítek do stovek m^2 a s výkony pečení o hmotnosti až tisíců $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$. [1, s. 261]

2.1.3 Konvekční

Konvekčními pecemi jsou nazývány pece s vytápěním peciště vnitřní cirkulací horkého vzduchu, v nichž se teplo předává převážně prouděním (konvekci). Zčásti se výrobek peče teplem předávaným vedením z podložky pečicího pásu, z větší části pak teplem předávaným prouděním vzduchu smíchaného s přehřátou párou. Jen nepatrná část tepla přechází k výrobku sáláním z bočních stěn a stropu peciště.

Princip konvekční pece spočívá v umístění topeniště mimo pečicí prostor. Horké spaliny procházejí výměníkem (svazkem trubkových kanálů) do komína. Jiné vzduchové potrubí tvoří plášť kolem trubkových kanálů, jimiž procházejí horké spaliny, a dále je zaústěno do pečicího prostoru. V tomto vzduchovém potrubí je na vhodném místě (před vstupem ochlazeného vzduchu k novému ohřevu) umístěn oběžný ventilátor pro nucenou cirkulaci pečicího vzduchu.

Vzduch proudí v plášti kolem spalinového potrubí, tedy ve výměníku, kde se ohřívá, a je přiváděn dále potrubím do peciště, kde při rychlém pohybu předává prouděním teplo povrchu těstových kusů. V protější stěně peciště je ochlazený vzduch nasáván ventilátorem k novému ohřevu ve výměníku a vrací se opět do peciště. Cyklus se opakuje po celou dobu pečení. [4, s. 65]

Nuceným prouděním plynné složky v peci se značně zvýšila intenzita výměny tepla a pečení některých výrobků se tím značně zefektivnilo. S intenzivní výměnou tepla se také zintenzivňuje látková výměna, a tudíž dochází k podstatně rychlejšímu odpařování vody z povrchu výrobků. U takových výrobků, kde jejich charakter vyžaduje zachování určité vlhkosti (chléb, pečivo), by se tak dosáhlo nežádoucích sensorických výsledků. Teoreticky by tento problém mohl být řešen řízením vlhkosti proudícího ovzduší v peci tak, aby se zachoval vlhkostní profil výrobku, ovšem u pekařských výrobků by takové řešení v praxi bylo náročné a nákladné. [1, s. 258]

2.2 Tepelná bilance pecí

Základem každé tepelné bilance je I. zákon termodynamiky, podle kterého příjem a výdej energie zůstává konstantní. Žádná energie se neztrácí. Pro správné provedení tepelné bilance pece je tedy nutné sestavit podrobný rozbor příjmu a výdeje tepla. Základem je však znalost jak materiálové bilance, tak tepelných toků pecí. Vzhledem k tomu, že charakter práce jednotlivých pecí je odlišný, je nutno této skutečnosti přizpůsobit provedení a sestavení tepelné bilance. Kontinuální pece jsou většinou pece plamenné, vytápěné plynem. Jejich tepelná bilance je poměrně složitá, neboť předpokládá vyčíslení mnoha položek přívodů a výdeje tepla.

Levou stranu rovnice tvoří položky příjmu tepla a pravou položky výdeje. Jednotkou tepla je joule [J]. Práce jednoho joulu vykonaná za jednu sekundu, tedy [$J \cdot s^{-1}$], je jeden watt. Proto má teplo jednotku watt [W].

Rovnice popisující tepelnou bilanci je tedy:

$$Q_{ch} + Q_v + Q_p = Q_{sp} + Q_{oh} + Q_{od} + Q_{z1} + Q_{z2} + Q_{z3} + Q_n + Q_{zb} \quad (1)$$

kde Q_{ch} – chemické teplo paliva [kW],

Q_v – teplo předehřátého vzduchu [kW],

Q_p – teplo předehřátého paliva [kW],

Q_{sp} – ztráta tepla odcházejícími spalinami [kW],

Q_{oh} – ztráta tepla na ohřátí těsta [kW],

Q_{od} – ztráty na odpaření vody z těsta [kW],

Q_{z1} – ztráta tepla pracovního prostoru pece [kW],

Q_{z2} – ztráta tepla v pohybujících se částech pece [kW],

Q_{z3} – ztráta tepla zářením otvory pece [kW],

Q_n – ztráty nedokonalostí hoření paliva [kW],

Q_{zb} – ztráty zbývající [kW].

2.2.1 Chemické teplo paliva

Chemicky vázané teplo paliva Q_{ch} se vypočte ze vztahu:

$$Q_{ch} = \frac{B}{3600} \cdot H_I \quad (2)$$

kde B – spotřeba paliva [$m^3 \cdot h^{-1}$] nebo [$kg \cdot h^{-1}$],

H_I – výhřevnost paliva [$kJ \cdot m^{-3}$] nebo [$kJ \cdot kg^{-1}$].

2.2.2 Teplo předehřátého vzduchu

Teplo jakékoli látky se rovná součinu objemu a entalpie. Entalpii lze určit ze součinu měrné tepelné kapacity vzduchu a teploty předehřevu. Teplo předehřátého vzduchu Q_v se vypočítá ze vztahu:

$$Q_v = \frac{V_v}{3600} \cdot h_v \quad (3)$$

kde V_v – objem spalovacího vzduchu [$m^3 \cdot h^{-1}$],

$h_v = c_v \cdot \theta_v$ – entalpie vzduchu odpovídající teplotě předehřátí [$kJ \cdot m^{-3}$].

2.2.3 Teplo předehřátého paliva

Při nepředehřátém palivu lze tuto položku zanedbat. Entalpie plynu je opět dána součinem měrné tepelné kapacity předehřátého plynu a teploty předehřevu. Teplo předehřátého paliva Q_p se vypočítá z výrazu:

$$Q_p = \frac{B}{3600} \cdot h_p \quad (4)$$

kde $h_p = c_p \cdot \theta_p$ – entalpie paliva (plynu) při teplotě θ_p [$kJ \cdot m^{-3}$].

2.2.4 Ztráty na ohřátí těsta

Množství tepla, jehož je třeba k ohřátí těsta na teplotu kolem 100 °C (kterou si prakticky uchovává po celou dobu pečení), vypočítáme podle vzorce:

$$Q_{\text{oh}} = \frac{M_t}{3600} \cdot c_t \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad (5)$$

kde M_t – hodinový hmotnostní tok těstových kusů vstupující do pece [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$],

c_t – měrná tepelná kapacita těsta [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

θ_2 – teplota těsta na konci pečení [$^{\circ}\text{C}$],

θ_1 – teplota těsta před vstupem do pece [$^{\circ}\text{C}$].

2.2.5 Ztráty na odpaření vody z těsta

Největší část tepla je třeba k vypaření vody z těsta. Lze říci, že výše ztráty vody odpařením, tj. ztráta hmotnosti těsta pečením rozhoduje o výši spotřeby tepla k pečení (uvažováno pouze spotřebu tepla k vlastnímu upečení, nikoli ztráty sáláním, spalinami atd.).

$$Q_{\text{od}} = \frac{M_t}{3600} \cdot r \cdot V \quad (6)$$

kde r – výparné teplo vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

V – podíl ztráty vlhkosti pečením z váhy těsta [-].

2.2.6 Ztráty tepla spalinami

V odborné literatuře se také nazývá jako "komínová ztráta". Objem spalin se může měnit štěrbinami nebo při podtlaku v peci přísáváním falešného vzduchu. Ztráty tepla spalinami mohou dosáhnout až 60 % celkových ztrát tepla pece, proto je jejich určení velmi důležité. Pro výpočet tepelných ztrát spalinami Q_s platí rovnice:

$$Q_s = \frac{B}{3600} \cdot V_{\text{sp}} \cdot h_{\text{sp}} \quad (7)$$

kde V_{sp} – množství vzniklých spalin z jednotky paliva [$\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$] nebo [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$],

$h_{\text{sp}} = c_{\text{sp}} \cdot \theta_{\text{sp}}$ – entalpie spalin opouštějících pracovní prostor pece [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$].

Teplota spalin je různá u různých pecí a závisí především na teplotě pečeného produktu. Může se však měnit i během ohřevu. V tomto případě uvažujeme průměrnou teplotu spalin během ohřevu.

2.2.7 Ztráta tepla pracovního prostoru pece

Ztrátový tepelný tok stěnami pece do okolí lze určit z rovnic pro kombinovaný přestup tepla vedení a konvekce. U pecí s nepřetržitým provozem lze předpokládat, že teplotní pole ve stěně je konstantní.

$$Q_{z11} = \frac{\theta_z - \theta_v}{\frac{1}{h_p} + \sum \frac{b}{\lambda}} \cdot S_p \quad (8)$$

kde θ_z – průměrná teplota vnitřního povrchu pece [$^{\circ}\text{C}$],

θ_v – teplota okolního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

h_p – součinitel přestupu tepla na vnější straně pece, lze použít $h_p \cong 20 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,

$\sum \frac{b}{\lambda}$ – součet tepelných odporů jednotlivých vrstev pece [$\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$],

S_p – plocha povrchu pece [m^2].

Takto stanovenou hodnotu ztrátového tepelného toku stěnami pece se doporučuje navýšit o 10 až 20 %, aby se zahrnuly ztráty půdou a kovovou armaturou pece.

Ztrátový tok sáláním mezi dvěma šedými povrchy (rozlišenými indexy i a j) platí:

$$Q_{z12} = \varphi_{ij} \cdot C_0 \cdot \varepsilon_n \cdot \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 \right] \cdot S_p \quad (9)$$

kde φ_{ij} – úhlový součinitel osálení [-],

C_0 – součinitel vyzařování dokonale černého tělesa $C_0 = 5,67 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$,

ε_n – úhrnná relativní sálavost [-],

T_i a T_j – teploty povrchů, mezi kterými dochází k výměně tepla.

Výsledná ztráta stěn pece je stanovena jako součet dílčích ztrát:

$$Q_{z1} = Q_{z11} + Q_{z12} \quad (10)$$

Jelikož obvykle nejsou známy přesné hodnoty součinitelů tepelné vodivosti jednotlivých vrstev zdiva, ani jejich přesné závislosti na teplotě, určují se ztráty většinou pomocí diagramů a tabulek v závislosti na teplotě vnějšího povrchu stěny pece.

Pak je ztrátový tepelný tok stěnami pece dán vztahem:

$$Q_{z1} = q_s \cdot S_p \quad (11)$$

kde q_s – hustota ztrátového tepelného toku stěnami pece [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] určená z *Tab. 3*.

Tab. 3: Hustota tepelných toků pece do okolí. [4, s. 36]

Teplota vnější stěny pece [°C]	q_s [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
25	49,98
30	103,44
35	162,13
40	223,15
45	290,56
50	359,13
55	431,18
60	506,73
65	581,11
70	656,66

2.2.8 Ztráta tepla v pohybujících se částech pece

Ztrátový tepelný tok akumulací v pohybujících se částech pece (vysunutého pásu) se stanoví ze znalosti vstupní a výstupní teploty pohybujících se částí, odpovídajících měrných kapacit, z nichž jsou vyrobeny, a jejich hmotnostních toků pecí pomocí vztahu:

$$Q_{z2} = \frac{M_p}{3600} \cdot (h'_p - h''_p) \quad (12)$$

kde M_p – hodinový hmotnostní tok pohybující se části pece [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$],

h'_p, h''_p – měrná entalpie pohybujících se částí na vstupu a výstupu z pece [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$].

2.2.9 Ztráta tepla zářením otvory pece

Zahrnuje ztráty zářením otvory, štěrbinami nebo otevřenými dvířky pece. Vypočtou se na základě znalostí teploty pracovního prostoru pece, rozměrů štěrbin nebo dvířek a doby jejich otevření ze vztahu:

$$Q_{z3} = 0,00567 \cdot \left(\frac{T_{\text{pec}}}{100}\right)^4 \cdot S_D \cdot \tau_D \quad (13)$$

kde T_{pec} – termodynamická teplota pracovního prostoru pece [K],

S_D – plocha dvířek, otvoru nebo štěrbin [m^2],

τ_D – doba otevření dvířek (hodin za hodinu pečení) [$\text{h}\cdot\text{h}^{-1}$].

2.2.10 Ztráta mechanickou nedokonalostí hoření paliva

Zachycuje ztráty paliva únikem netěsnostmi potrubí a hořáků.

$$Q_n = \kappa \cdot \frac{B}{3600} \cdot H_I \quad (14)$$

kde κ – ztrátový součinitel u plynného paliva se uvažuje hodnota 0,02.

2.2.11 Ztráty zbývající

Mezi zbývající ztráty počítáme ztráty nezachytitelné výpočtem. Tyto ztráty vznikají např. netěsnostmi zakrytých oken, netěsností pece, chybami, nepřesnostmi měření a matematického výpočtu. Tyto ztráty se v některých případech odhadují až na 10 % ztrát tepla přivedeného paliva, tedy:

$$Q_{zb} = Q_{ch} - (Q_{sp} + Q_{oh} + Q_{od} + Q_{z1} + Q_{z2} + Q_{z3} + Q_n + Q_{zb}) \quad (15)$$

Při správně provedené tepelné bilanci by mělo platit, že součet všech ztrát by se měl rovnat teple přivedeného paliva.

3 PLYNOVÉ HOŘÁKY

Plynové hořáky jsou zařízení, ve kterých se chemická energie plynného paliva přeměňuje spalováním na energii tepelnou a slouží jako zdroj tepla v plynových spotřebičích.

Příkon plynového hořáku se stanoví z rovnice:

$$P_H = \frac{B \cdot H_I}{3600} \quad (16)$$

kde P_H – příkon plynového hořáku [kW],

B – spotřeba paliva [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] nebo [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$],

H_I – výhřevnost paliva [$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$] nebo [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$].

3.1 Rozdělení plynových hořáků

Podle účelu používání plynových spotřebičů, je dělíme na jednotlivé skupiny.

3.1.1 Tlak plynného paliva

Základní rozdělení plynových hořáků vychází z přetlaku plynného paliva na vstupu do hořáku:

- nízkotlaké hořáky s přetlakem paliva do 5 kPa,
- středotlaké hořáky s přetlakem plynného paliva 5 až 300 kPa,
- vysokotlaké hořáky s přetlakem plynného paliva nad 300 kPa.

3.1.2 Přívod spalovacího vzduchu do hořáku

Podle tohoto hlediska se plynové hořáky rozdělují na hořáky ejekční, do kterých je spalovací vzduch přiváděn ejekčním účinkem plynného paliva a na hořáky s nuceným přívodem spalovacího vzduchu, jehož zdrojem je obvykle radiální ventilátor.

Hořáky s nuceným přívodem spalovacího vzduchu jsou konstruovány buď jako blokové hořáky, kde radiální ventilátor je součástí hořáku, nebo jako hořáky, do kterých je spalovací vzduch přiveden vzduchovým potrubím od společného ventilátoru.

3.1.3 Způsobu mísení plynného paliva a vzduchu

Dalším kritériem pro rozdělení plynových hořáků je způsob směšování plynů se vzduchem:

- hořáky bez předmísení plynu spalovacího vzduchu před vstupem do spalovacího prostoru,
- hořáky s částečným předmísením plynu a vzduchu,
- hořáky s úplným předmísením plynu a vzduchu.

Hořáky bez předmísení plynu se vzduchem jsou nejčastěji používaným typem průmyslových hořáků a jsou řešeny tak, že plyn a spalovací vzduch jsou s přetlakem přiváděny oddělenými přívody do tělesa hořáku a směšování probíhá až ve spalovacím prostoru současně se spalováním plynovzdušné směsi. [2]

3.1.4 Způsob spalování plynovzdušné směsi

Podle způsobu spalování se plynové hořáky rozdělují na:

- hořáky s volnými plameny,
- hořáky s keramickými spalovacími kanály,
- hořáky se spalováním na povrchu keramických desek,
- hořáky se spalováním v uzavřeném prostoru.

Hlavními představiteli hořáků s volnými plameny jsou atmosférické hořáky domácích i průmyslových spotřebičů.

Hořáky s keramickými spalovacími kanály se používají převážně pro průmyslové pece s vyššími pracovními teplotami, u nichž má spalovací kanál jednak funkci stabilizace plamene a jednak chrání ústí plynových hořáků proti vlivu vysokých teplot v pracovním prostoru pecí.

Hořáky se spalováním na povrchu keramických desek se vyznačuje velmi krátkým plamenem, takže jsou někdy nepřesně označovány jako hořáky bezplamenné. Tento způsob spalování plynovzdušné směsi se používá například u některých typů sálavých hořáků pro otop pracovních hal (tzv. infrazářiče).

Mezi hořáky, ve kterých se plynovzdušná směs spaluje v uzavřeném prostoru, přičemž spaliny nepřicházejí do styku s ohřívaným prostředím, jsou např. sálavé trubky, určené pro pece tepelného zpracování s ochrannou nebo aktivní atmosférou.

3.1.5 Rychlost spalin v ústí hořáku

Podle výstupní rychlosti spalin z ústí hořáku do pracovního prostoru spotřebiče se plynové hořáky rozdělují na:

- hořáky s nízkou rychlostí spalin (do $40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$),
- hořáky se zvýšenou rychlostí spalin (do 40 až $80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$),
- hořáky s vysokou rychlostí spalin (do $40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), tzv. impulzní hořáky.

3.1.6 Teplota spalovacího vzduchu

Podle teploty spalovacího vzduchu se plynové hořáky dělí na:

- hořáky se studeným spalovacím vzduchem,
- hořáky se spalovacím vzduchem předehřátým ve společném rekuperátoru,
- rekuperační hořáky,
- regenerační hořáky.

3.1.7 Způsob řízení výkonu a spalovacího poměru

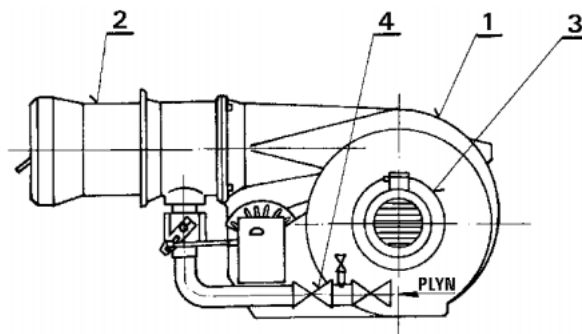
Podle způsobu řízení výkonu hořáku a spalovacího poměru se hořáky dělí na:

- hořáky s ručním řízením,
- hořáky s individuální automatickou regulací,
- hořáky řízené skupinovou automatickou regulací.

3.2 Uspořádání blokového hořáku

Blokové plynové hořáky tvoří zvláštní skupinu hořáků s nuceným přívodem spalovacího vzduchu. Radiální ventilátor je součástí hořáku, se kterým tvoří funkční celek. Na *Obr. 2* je znázorněn plynový blokový hořák, který se sestává z těchto základních částí:

- skříň hořáku s ventilátorovým kolem (1),
- ústí hořáku (2),
- elektromotor (3),
- plynové potrubí s elektromagnetickými ventily (4).



Obr. 2: Blokový hořák. [2]

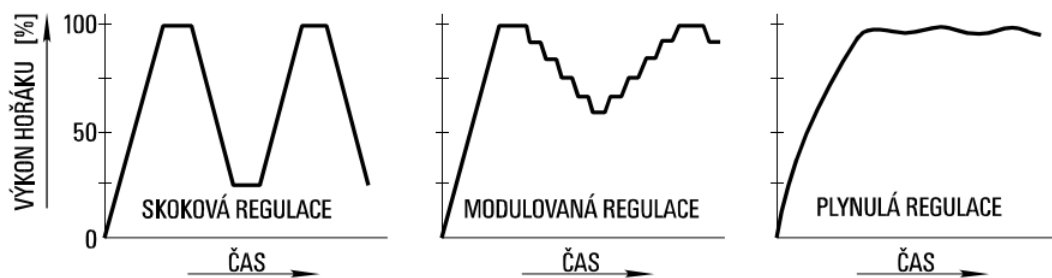
Ve skříní hořáku je uloženo oběžné kolo radiálního ventilátoru, které vytváří přetlak vzduchu potřebný pro smísení plynného paliva se vzduchem. U přetlakových hořáků dodává ventilátor energii i pro překonání odporů ve spalovacím prostoru spotřebiče.

Blokové hořáky jsou určeny pro otop kotlů a dále pro jiné spotřebiče (sušárny, pekařské pece, ohřívače vzduchu). Použití blokových hořáků pro technologické ohřevy v průmyslu je omezeno zejména nižšími přípustnými provozními teplotami, které jsou limitovány především konstrukčním uspořádáním ústí hořáku a použitými materiály. Z hlediska směšování plynného paliva se vzduchem patří blokové hořáky mezi hořáky bez předmísení plynu se vzduchem. Směšování probíhá až v ústí hořáku při současném spalování vytvořené směsi. Podle způsobu spalování patří blokové hořáky mezi hořáky s volným plamenem.

Podle způsobu řízení výkonu a spalovacího poměru patří blokové hořáky do skupiny hořáků s individuální automatickou regulací výkonu a spalovacího poměru a z toho důvodu jsou označovány jako automatické hořáky.

Automatika blokového hořáku zajišťuje obvykle tyto funkce:

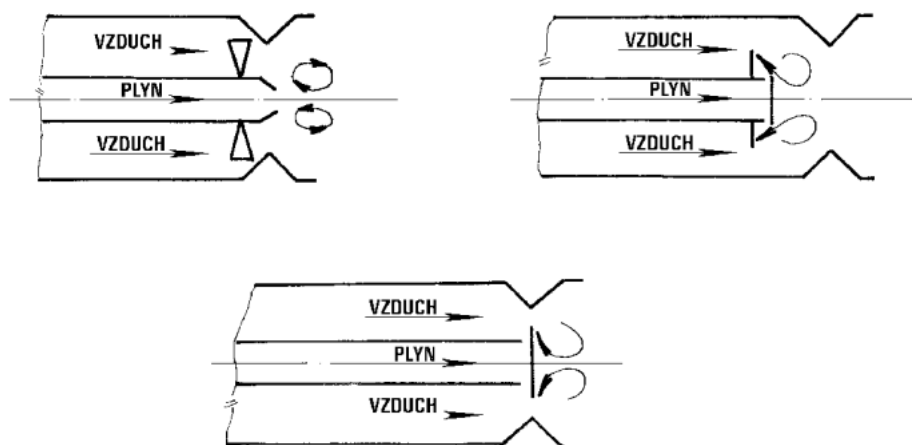
- startovací cyklus s provětráním spalovacího prostoru,
- regulaci tepelného příkonu spotřebiče a jeho bezpečnostní funkce,
- regulaci spalovacího poměru.



Obr. 3: Regulace výkonu blokových hořáků. [2]

Na výše zobrazeném obrázku jsou uvedeny nejčastěji používané druhy regulace výkonu blokových hořáků.

Nejnovější typy automatik blokových hořáků jsou vybaveny mikroprocesory, umožňující např. zobrazování informací o okamžitém provozním stavu hořáků (větrání, kontrola těsnosti, doba zapálení plamene, zvyšování a snižování výkonu apod.), zobrazení posledních poruchových stavů hořáku a uzavření sání vzduchu při každé provozní odstávce hořáku, což snižuje komínovou ztrátu spotřebiče. Blokované hořáky pracují s přetlaky plyných paliv obvykle 2 až 30 kPa. Přetlaky spalovacího vzduchu vyvozené oběžným kolem ventilátoru umožňují použití blokových hořáků i pro přetlaková topeniště (max. přetlaky ve spalovacím prostoru jsou cca 1000 Pa).



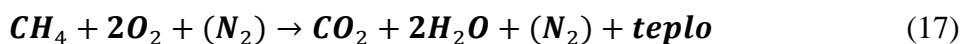
Obr. 4: Směšování plynu se vzduchem. [2]

Na Obr. 4 jsou znázorněny různé způsoby směšování plynu vzduchem a stabilizace plamene v ústí blokových hořáků.

Blokové hořáky jsou vybaveny hlídačí a zapalovací elektrodou, které jsou součástí automatiky hořáku. Napětí na zapalovací elektrodě je 8 až 10 kV. Hlídače plamene blokových hořáků jsou obvykle založeny na principu ionizace plamene, nebo jsou vybaveny UV sondou, která reaguje na změny charakteru plamene. [2]

3.3 Spalování zemního plynu

Spalovací pochody představují určitou skupinu oxidačních chemických reakcí spojených s uvolněním značného množství tepla. Tyto chemické reakce můžeme vystihnout reakčními rovnicemi. Rovnice postihují především počáteční a konečný stav probíhající reakce. Zemní plyn dodávaný do ČR obsahuje 96 % metanu. Proto můžeme považovat spalování zemního plynu za totožné se spalováním metanu. Spalování probíhá podle tohoto stechiometrického vztahu:



Tedy 1 m³ CH₄ se 2 m³ O₂ poskytuje 1 m³ CO₂ a 2 m³ vodní páry. Skutečný průběh spalovacích reakcí je nepoměrně složitější, ale pro běžnou technickou praxi jsou dostačující. [2]

V následujících výpočtech bude uvažováno následujícího složení zemního plynu:

Tab. 4: Složení zemního plynu.

	[mol %]	x _i [-]
metan	96,138	0,961
etan	1,779	0,018
propan	0,521	0,005
iso-butan	0,078	0,001
n-butan	0,083	0,001
iso-pentan	0,017	0,000
n-pentan	0,012	0,000
C ₆ +	0,019	0,000
CO ₂	0,413	0,004
N ₂	0,940	0,009

3.3.1 Výhřevnost a spalné teplo

O zemním plynu je známo, že se jedná o vysoce výhřevný přírodní plyn, který je složen z plynných uhlovodíků a nehořlavých složek (dusíku a oxidu uhličitého). Výhřevnost zemního plynu je ovlivňována mnoha faktory. Závisí například na konkrétní dodávce zemního plynu, atmosférickém tlaku, teplotě či relativní vlhkosti. Tak například alžírský zemní plyn vykazuje ve srovnání s plynem z Ruska vyšší výhřevnost, a to díky tomu, že obsahuje až o dvanáct procent více uhlovodíků – tj. etanu, propanu a butanu.

Spalné teplo je takové množství tepla (udané v *kWh* nebo *MJ*), které se uvolní dokonalým spálením určitého množství plynu se vzduchem. Tlak, při kterém spalování probíhá, je po celou dobu konstantní. Všechny zplodiny jsou ochlazený na výchozí teplotu složek, které se účastní spalování. Při této teplotě musí být všechny zplodiny v plynném stavu. Pouze voda, která při spalování vznikne, je při této teplotě v kapalném stavu. Naopak výhřevnost je spalné teplo, které je zmenšené o výparné teplo vody, vzniklé z paliva během hoření.

Výpočet spalného tepla a výhřevnosti byl proveden podle ČSN EN ISO 6976 pomocí MS EXCEL. Jako podkladu k výpočtu bylo využito průměrné složení zemního plynu v *Tab. 4*.

Tab. 5: Spalné teplo a výhřevnost jednotlivých složek zemního plynu při $\theta=0$ °C, $p=101,325$ kPa.

Složka zemního plynu	Spalné teplo [MJ.m ⁻³]	Výhřevnost [MJ.m ⁻³]
metan	39,84	35,818
etan	69,79	63,76
propan	99,22	91,18
iso-butan	128,23	118,18
n-butan	128,66	118,61
iso-pentan	157,76	145,69
n-pentan	158,07	146
C ₆ +	187,53	173,45

Výhřevnost a spalné teplo jednotlivých složek plynu získáme tak, že vynásobíme výhřevnost/spalné teplo molárním zlomkem dle následující tabulky:

Tab. 6: Stanovení spalného tepla a výhřevnosti dílčích složek směsi plynu.

Složka zemního plynu	Molární zlomek x_j [-]	Spalné teplo H_S [MJ.m ⁻³]	Výhřevnost H_I [MJ.m ⁻³]
metan	0,96138	38,301	34,435
etan	0,01779	1,242	1,134
propan	0,00521	0,517	0,475
iso-butan	0,00078	0,100	0,092
n-butan	0,00083	0,107	0,098
iso-pentan	0,00017	0,027	0,025
n-pentan	0,00012	0,019	0,018
C ₆₊	0,00019	0,036	0,033

Součtem všech složek získáme celkovou výhřevnost ideální směsi plynu.

$$H_S^0 = \sum x_j \cdot H_{Sj} = 40,348 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (18)$$

kde x_j – molární zlomek složky j ,

H_{Sj} – spalné teplo složky j .

Zcela analogicky pro výhřevnost ideálního plynu opakujeme stejný postup jako u spalného tepla.

$$H_I^0 = \sum x_j \cdot H_{Ij} = 36,310 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (19)$$

Předchozí vztahy platí pouze pro ideální plyn. Pro dosažení výsledku beroucí v úvahu odchylku objemu reálného plynu od objemu ideálního je nutno použít následující korekci:

Tab. 7: Sumační faktor pro jednotlivé složky plynné směsi

Složka zemního plynu	Molární zlomek x_j [-]	Sumační faktor b_j	$\sum x_j \cdot \sqrt{b_j}$
metan	0,96138	0,0449	0,04317
etan	0,01779	0,1	0,00178
propan	0,00521	0,1453	0,00076
iso-butan	0,00078	0,2049	0,00016
n-butan	0,00083	0,2069	0,00017
iso-pentan	0,00017	0,251	0,00004
n-pentan	0,00012	0,2864	0,00003
C ₆₊	0,00019	0,3286	0,00006
CO ₂	0,00413	0,0819	0,00034
N ₂	0,0094	0,0224	0,00021

Po dosazení do následující rovnice získáme kompresibilní faktor plynné směsi.

$$Z_{\text{mix}} = 1 - \left[\sum x_j \cdot \sqrt{b_j} \right]^2 = 0,99782 \quad (20)$$

Přepočet hodnot pro ideální plyn na hodnoty pro reálný plyn se provádí podle následujícího postupu:

$$H_S = \frac{H_S^0}{Z_{\text{mix}}} = \frac{40,348}{0,99782} = 40,436 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (21)$$

Tabulka č. 8 shrnuje vlastnosti zemního plynu:

Tab. 8: Shrnutí vlastností reálného zemního plynu při $\theta=0$ °C, $p=101,325$ kPa.

Zemní plyn		[MJ.m ⁻³]	[kWh]
Spalné teplo	H_S	40,436	11,232
Výhřevnost	H_I	36,389	10,108
Podíl H_S/H_I		1,111	

3.3.2 Spotřeba vzduchu

Všechny stechiometrické výpočty se provádí za předpokladu normálního stavu, to znamená při teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa.

Ze vztahu (17) je možné stanovit objem vzduchu potřebný pro spalování metanu. Budeme uvažovat následující složení vzduchu:

Tab. 9: Složení vzduchu¹.

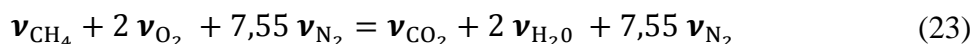
Plynná složka	Chemická značka	Objem [%]
kyslík	O ₂	20,95
dušík	N ₂	78,1
ostatní plyny	Ar, CO ₂ , H ₂	0,95

Teoretická (minimální) spotřeba suchého vzduchu na spálení 1 m³ zemního plynu je tedy:

$$V_{VSmin} = \frac{V_{O_{2min}}}{0,2095} = \frac{2}{0,2095} = 9,55 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (22)$$

Hodnota 0,2095 představuje objemový podíl kyslíku ve vzduchu (Tab. 9).

Lze tedy stanovit, že pro spálení jednotkového objemu zemního plynu ν (1 m³) je zapotřebí:



¹ Ve vzduchu jsou dále obsaženy stopy vzácných plynů

V důsledku změny vlhkosti a teploty vzduchu se musí upravit objem vzduchu podle následující tabulky:

Tab. 10: Velikost součinitele zvětšení objemu vzduchu χ [-] v závislosti na teplotě a relativní vlhkosti vzduchu. [3]

φ_v [%]	θ_v [°C]						
	0	10	20	30	40	50	60
50	1,0031	1,0062	1,0118	1,0217	1,0383	1,0657	1,0944
60	1,0037	1,0074	1,0142	1,0261	1,0463	1,0799	1,1253
70	1,0043	1,0087	1,0166	1,0306	1,0544	1,0945	1,1263
80	1,0049	1,0099	1,0191	1,0351	1,0627	1,1095	1,1572

Pro relativní vlhkost $\varphi_v = 70$ % a teplotu 20 °C bude minimální objem vlhkého vzduchu:

$$V_{Vmin} = \chi \cdot V_{VSmin} = 9,55 \cdot 1,0166 = 9,71 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (24)$$

Skutečná spotřeba vzduchu je vždy proti teoretické hodnotě zvýšená. Důvodem této zvýšené spotřeby vzduchu je snaha využít co nejlépe energii paliva, tj. zoxidovat hořlavé podíly paliva až na nehořlavé produkty CO_2 a H_2O .

Přebytečný vzduch (proti teoretické hodnotě), který je nutný pro zajištění dokonalosti spalování, se musí zároveň se spalinami ohřívat na teplotu plamene, a tím se zhoršuje tepelná účinnost spalování. Je proto důležité omezit přebytek vzduchu při spalování pouze na nezbytné minimum.

Vystižení míry dokonalosti nebo nedokonalosti průběhu spalovacích reakcí se provádí pomocí koeficientu spotřeby vzduchu n , který je definován jako poměr objemu vzduchu použitého pro skutečné spálení V_v k objemu vzduchu teoretického (minimálního) V_{Vmin} .

$$n = \frac{V_V}{V_{V\min}} \quad (25)$$

pro dokonalé spalování	$n > 1$,
teoretické spalování	$n = 1$,
nedokonalé spalování	$n < 1$.

3.3.3 Množství a složení spalin

Spaliny jsou produktem spalovacího pochodu. Jak vyplývá ze spalovací rovnice metanu, hořlavý podíl se přeměňuje na CO_2 a vodní páru, které přecházejí do spalin. Další významnou složkou spalin je dusík, který pochází ze spalovacího vzduchu. Protože se při běžném provedení spalovacích reakcí nelze vyhnout určitému přebytku vzduchu, pak kyslík z přebytečného vzduchu představuje další složku spalin. [3]

Všechny dosud uvedené složky spalin (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) přímo souvisejí se spalovacími pochody a jejich množství vzniklé spálením 1 m^3 zemního plynu lze stanovit ze spalovací rovnice.

Jako podklad k výpočtu bylo využito průměrné složení plynu obsažené v *Tab. 4*. Uvedené vztahy byly převzaty z [3].

Objem suchých spalin vzniklých při spalování plynu s přebytkem vzduchu $n=1$.

$$V_{SS\min} = \omega_{CO_2} + 0,994 \cdot \left(\omega_{CO} + \sum m \cdot \omega_{C_m H_n} \right) + \omega_{N_2} + 0,7905 \cdot V_{VS\min} \quad (26)$$

Výpočet podle zadaného složení zemního plynu:

$$\begin{aligned} V_{SS\min} = & 0,00413 + 0,994 \cdot (1 \cdot 0,96138 + 2 \cdot 0,01779 + 3 \cdot 0,00521 + \\ & 4 \cdot 0,00078 + 4 \cdot 0,00083 + 5 \cdot 0,00017 + 5 \cdot 0,00012 + \\ & 6 \cdot 0,00019) + 0,0094 + 0,7905 \cdot 9,55 = 8,578 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned} \quad (27)$$

Objem vodní páry vlhkých spalin pro stechiometrické spálení plynu:

$$V_{\text{SH}_2\text{O}} = \omega_{\text{H}_2\text{O}} + \omega_{\text{H}_2} + \left(\omega_{\text{CO}} + \sum \frac{n}{2} \cdot \omega_{\text{C}_m\text{H}_n} \right) + V_{\text{VH}_2\text{O}} \quad (28)$$

Po vyčíslení:

$$\begin{aligned} V_{\text{SH}_2\text{O}} = & (2 \cdot 0,96138 + 3 \cdot 0,01779 + 3 \cdot 0,00521 + 5 \cdot 0,00078 + \\ & + 5 \cdot 0,00083 + 6 \cdot 0,00017 + 6 \cdot 0,00012) + \\ & (1,0166 - 1) \cdot 9,55 = 2,16 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned} \quad (29)$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$V_{\text{Smin}} = V_{\text{SSmin}} + V_{\text{SH}_2\text{O}} = 8,578 + 2,16 = 10,738 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (30)$$

Skutečný objem suchých spalin, vzniklý spálením 1 m³ zemního plynu s násobkem stechiometrického objemu vzduchu n :

$$V_{\text{SS}} = V_{\text{SSmin}} + (n - 1) \cdot V_{\text{Vmin}} \quad (31)$$

Skutečný objem vlhkých spalin, vzniklý spálením 1 m³ zemního plynu s násobkem stechiometrického objemu vzduchu n :

$$V_{\text{S}} = V_{\text{Smin}} + (n - 1) \cdot V_{\text{Vmin}} \quad (32)$$

Minimální objem vlhkých spalin při přebytku vzduchu $n = 1,3$ je pak:

$$V_{\text{S}} = 10,738 + (1,3 - 1) \cdot 9,71 = 13,651 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (33)$$

Tab. 11: Závislost množství spalin a vzduchu na přebytku spalovacího vzduchu.

Přebytek vzduchu	n [-]	1	1,1	1,2	1,3	1,4
Objem suchého vzduchu	V_{VS} [m ³]	9,55	10,505	11,46	12,415	13,37
Objem vlhkého vzduchu	V_V [m ³]	9,71	10,681	11,652	12,623	13,594
Objem suchých spalin	V_{SS} [m ³]	8,58	9,549	10,520	11,491	12,462
Objem vlhkých spalin	V_S [m ³]	10,74	11,709	12,680	13,651	14,622

3.3.4 Rosný bod spalin

Konečným produktem spalování elementárního vodíku a vodíku z uhlovodíku je vodní pára. Přítomnost vody ve spalinách nepůsobí žádné ekologické obtíže při vypuštění do ovzduší. Potíže mohou nastat při postupném ochlazování spalin před únikem do ovzduší. Při ochlazení spalin může dojít ke kondenzaci vodní páry ze spalin a vyloučená voda v kapalně formě působí vlhnutí komínů, vlhnutí zdiva, narušování omítek. Hlavním cílem je zabránit kondenzaci vodní páry před vypuštěním do ovzduší.

Jako rosný bod spalin se označuje teplota, při které z vlhkých spalin začíná při postupném ochlazování kondenzovat voda v kapalně fázi. Při teplotě rosného bodu se ustavuje rovnováha mezi vodou v kapalně a plynně fázi, spaliny jsou nasyceny při této teplotě vodní parou. [2]

Při spalování s přebytkem vzduchu se stoupajícím koeficientem n rosný bod spalin klesá.

Tab. 12: Vliv koeficientu vzduchu n na rosný bod spalin zemního plynu. [2]

n [-]	1	1,15	1,3
θ_r [°C]	58,8	56,2	53,8

4 VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

Nejrůznější technologické procesy produkují velké množství dále nevyužitého odpadního tepla, které je obvykle odváděno bez dalšího užitku do okolí. Odpadní teplo je tedy druhotný energetický zdroj vznikající u průmyslových pecí jako vedlejší produkt technologie výroby. V důsledku vysokých ztrát tepla spaliny, pracuje velká část průmyslových pecí s nízkou účinností, nepřesahující 20 až 30 %, především v důsledku velkých ztrát tepla odcházejícími spaliny, jež v závislosti na druhu pece činí obvykle 30% (u pecí průběžných). [2, s. 1067]

Nabízí se tedy možnost maximálně využít tuto energetickou ztrátu vhodnou technologií a transformovat ji na využitelnou formu energie. Takto přeměněná energie může být náležitě využita v mnoha aplikacích jako:

- příprava teplé vody,
- vytápění,
- předehřev spalovacího vzduchu,
- výroba elektrické energie aj.,

čímž se zefektivní daný technologický proces. Při využívání citelného tepla platí zásada, vrátit odpadní teplo zpět do technologického procesu (tzv. rekuperace tepla), pokud je to možné. Tím je možno snížit spotřebu primární energie v technologickém procesu, což je podstatné ze dvou hledisek:

- využití tohoto tepla je bezprostředně vázáno časově na technologický proces,
- v mnohých případech se šetří drahá primární energie (např. zemní plyn),

takže využití odpadního tepla tímto způsobem zvyšuje ekonomickou efektivnost.

4.1 Předehřev spalovacího vzduchu

Předehřátím spalovacího vzduchu, případně topného plynu přináší vedle úspory primárního paliva i další výhody, zejména zvýšení spalné teploty dosažitelné spalováním daného paliva, zvýšení rychlosti hoření a v důsledku toho i zvýšení výkonu pece. [2, s. 1071] Předehřev spalovacího vzduchu tedy zvyšuje celkovou účinnost pece.

4.1.1 Odpadní teplo spalin

Spaliny mívají výstupní teploty několik stovek °C a najdou se i případy (např. kalicí pece), kdy teploty spalin na výstupu překračují 1000 °C. Využití odpadního tepla odcházejících spalin patří mezi vůbec nejvyužívanější, nejrozšířenější a nejstarší způsoby. Vyskytuje se například u většiny hutních provozů, kde se kladně projevuje na zvýšení účinnosti pecí. Využívání tepla spalin plynových pecí se dosahuje instalací zařízení s názvem výměník "spaliny-vzduch" do odtahu spalin z pece. Můžeme se zde setkat se dvěma typy výměníků. Jsou jimi rekuperátory a regenerátory pro předehřívání spalovaného vzduchu a plynu. Pro kontinuální ohřev - rekuperátory. Pro diskontinuální ohřev spalovacího vzduchu se užívají regenerátory.

4.1.2 Odpadní teplo páry

Tepelný obsah nasyceného vzduchu odcházejícího z pece bývá značný, neboť obsahuje teplo vynaložené na odpaření vody z těsta. Lze použít výměník typu "pára – vzduch". Tento způsob závisí na technologii výroby a je limitován pouze pro některé případy.

4.2 Vytápění

Vytápění objektů pro letní měsíce nemá uplatnění. Podmínky takového využití energie jsou nepříznivé, protože v tomto období nelze toto teplo využívat. Tím se snižuje celoroční využití těchto zdrojů a ekonomická efektivnost. Nabízí se dvě možnosti. První je instalace výměníku spaliny – vzduchu. Tím můžeme např. teplovzdušně vytápět místnosti. Je zde pouze omezení, že při ohřívání vzduchu nám klesá relativní vlhkost. Tím bude výsledný vzduch suchý. Ve velké míře se využívá výměníku typu spaliny – voda. Ohřátá voda se použije pro teplovodní vytápění. Např. voda se rozvádí do jednotek vybavených ventilátorem a nuceně pak předává teplo do místnosti.

4.3 Příprava teplé vody

Rozhodující pro využití odpadního tepla pro přípravu teplé vody je množství potřebné teplé vody v daném místě. Je nutné znát množství potřebné vody a časový harmonogram spotřeby vody, aby bylo zařízení plně využito a nevykazovalo ztrátu. Využívá se výměníků "spaliny - voda".

5 ZAŘÍZENÍ SYSTÉMU

Z rozboru v předcházející kapitole vyplývá, že pro využití odpadního tepla pece je nejdůležitější tepelný výměník. Existuje celá řada konstrukčních typů výměníků tepla.

5.1 Tepelné výměníky

Výměníky tepla jsou zařízení pro předávání tepla (výměnu tepla) mezi jednotlivými pracovními médii většinou oddělených pevnou stěnou. Teplejší tekutina odevzdává část své energie chladnější tekutině. Pokud se při tom nemění skupenství tekutiny, mění se současně její teplota. Tepelné výměníky patří mezi nejstarší a nejrozšířeněji používaná zařízení v energetice.

Za dlouhá léta se vyvinulo spousta typů výměníku tepla. Typické výměníky tepla se dají rozdělit podle pracovního principu na:

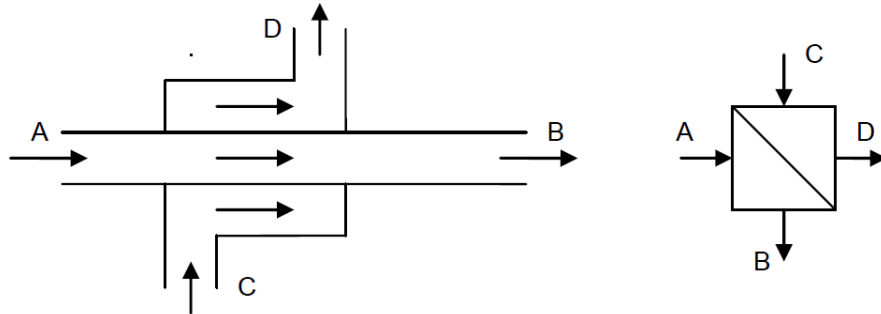
- regenerační,
- rekuperační.

Regenerátory patří ke starším typům výměníků tepla, které se používají za účelem dosažení vyšších spalných teplot. Podstatou regenerátoru je komora zaplněná žáruvzdorným zdivem, v němž se akumuluje teplo předávané např. spaliny. Regenerátor pracuje periodicky: v první fázi horké spaliny procházejí mřížkovým zdivem regenerátoru, které ohřívají. Po reverzaci se přívod spalin uzavře a do prostoru mřížkového zdiva se vhná vzduch, který se zde ohřívá. Nevýhodou je, že spaliny kontaminují ohříváný vzduch. Vzhledem ke složitosti tohoto procesu se nebudeme dále regeneračními výměníky zabývat.

5.1.1 Rekuperační tepelné výměníky

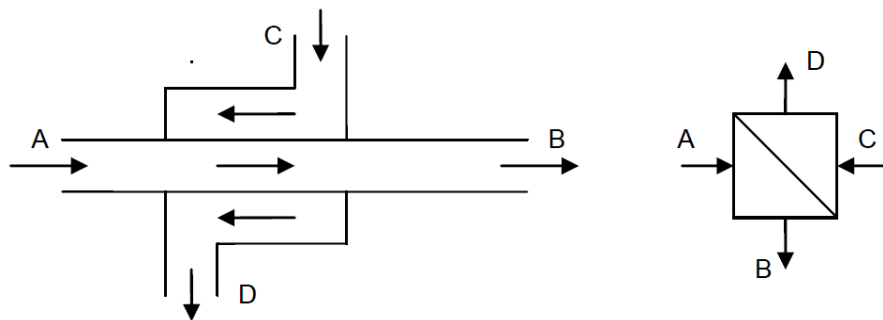
V praxi převažují rekuperační výměníky tepla. Tekutiny jsou vzájemně odděleny pevnou rovinou nebo válcovou stěnou, aby nedošlo k jejich smíšení. Dle směru proudění obou teplotných látek dělíme výměníky na:

- souproudé – směry proudů jsou rovnoběžné a smysl proudění je totožný. Souproudé uspořádání využívá teplotní spád nejhůře, znázorňuje ho *Obr. 5*.



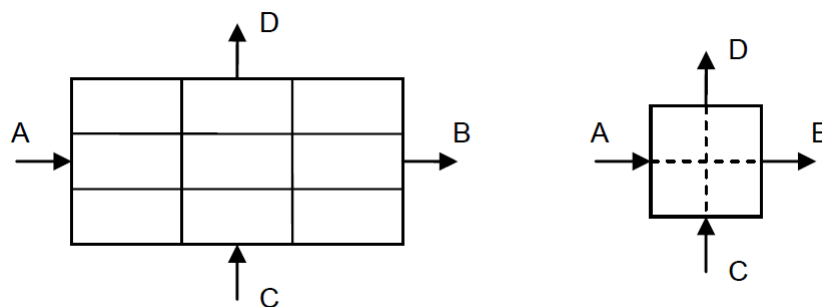
Obr. 5: Souproud.

- protiproudé – směry proudů jsou rovnoběžné a smysl proudění je opačný. Protiproudé uspořádání nejlépe využívá teplotní spád, lze jej vidět na *Obr. 6*.



Obr. 6: Protiproud.

- křížové – směry proudů jsou mimoběžné, v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°. Křížové uspořádání lze vidět na *Obr. 7*.



Obr. 7: Křížový tok.

5.1.2 Rovnice tepelné bilance

Tok tepla přecházející ve výměníku z jedné tekutiny do druhé způsobí změnu entalpie obou tekutin a u dějů bez fázových přeměn i změnu jejich teploty. Přitom v tepelně izolovaném výměníku se tok tepla odváděný z jedné tekutiny rovná toku tepla přiváděné druhé tekutině. Tato rovnováha se vyjadřuje rovnicemi tepelné bilance:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta\theta_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta\theta_2 \quad (34)$$

kde \dot{m} – hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$],

c_p – měrná tepelná kapacita tekutiny [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],

\dot{Q} – tepelný tok [kW].

5.1.3 Součinitel prostupu tepla

Přenos tepla z jedné tekutiny do druhé přes nějakou pevnou překážku (např. stěnu trubky) se nazývá prostup tepla. Tepelný tok je přenášen postupně konvekcí z horké tekutiny, jejíž teplota je θ_1 do povrchu stěny s teplotou θ_{w1} , pak vedením stěnou a opět konvekcí z druhého povrchu stěny o teplotě θ_{w2} do studené tekutiny o teplotě θ_2 .

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}\right)} \quad (35)$$

kde U – součinitel prostupu pro rovinnou desku [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$],

h – součinitel přestupu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$],

δ – tloušťka rovinné stěny [m],

λ – tepelná vodivost materiálu stěny [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$].

Pro výpočet pak platí obecná rovnice přenosu, platná pro libovolnou geometrickou konfiguraci konstrukce výměníku:

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta\theta_{\ln} \quad (36)$$

kde S – teplosměnná plocha výměníku [m^2],

$\Delta\theta_{\ln}$ – střední logaritmický rozdíl teplot [$^{\circ}\text{C}$].

Pokud přejdeme k válcové stěně trubky, horní vztahy se poněkud pozmění. Zavádíme tzv. délkový koeficient prostupu U_L vztažený na jednotkovou délku trubky. Pak platí:

$$U_L = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{h_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2 \cdot d_2}\right)} \quad (37)$$

kde U_L – délkový součinitel prostupu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

d_2 – vnější průměr trubky [m],

d_1 – vnitřní průměr trubky [m],

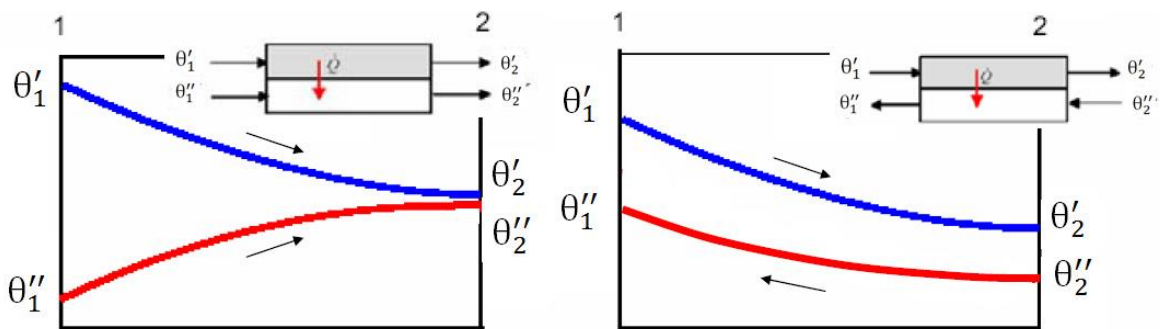
h_1 – součinitel přestupu na vnitřní straně trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],

h_2 – součinitel přestupu na vnější straně trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$].

5.1.4 Střední logaritmický rozdíl teplot

Je používán k určení teplotní hnací síly pro přenos tepla v systémech proudění (zejména u tepelných výměníků). Tedy vyšší hodnota $\Delta\theta_{\ln}$ znamená vyšší přenesené teplo. $\Delta\theta_{\ln}$ je logaritmický průměr teplotního rozdílu mezi teplým a studeným proudem na obou koncích výměníku.

Hodnota středního logaritmického rozdílu teplot závisí nejen na teplotách obou médií, ale i na způsobu vzájemného pohybu obou proudů ve výměníku.



Obr. 8: Průběh teplot pro souproudý a protiproudý výměník. [7]

Hodnotu středního logaritmického rozdílu teplot pak lze stanovit ze vztahu:

$$\Delta\theta_{\ln} = \frac{(\theta'_1 - \theta''_1) - (\theta'_2 - \theta''_2)}{\ln \frac{(\theta'_1 - \theta''_1)}{(\theta'_2 - \theta''_2)}} \quad (38)$$

kde $\Delta\theta_{\ln}$ – střední logaritmický rozdíl teplot [°C],

θ – teploty na vstupu/výstupu výměníku [°C].

5.2 Ztráty v potrubí

Při proudění tekutin vznikají následkem viskozity hydraulické odpory, které působí proti pohybu částic tekutiny. Mechanismus hydraulických odporů je složitý jev, při jehož výpočtech se uplatňuje řada empirických metod. Hydraulické ztráty v potrubí se dělí na:

- ztráty třením,
- ztráty místními odpory.

Ztráty třením vznikají v celém objemu proudící kapaliny (tj. v celém průtočném průřezu na celé délce potrubí). Ztráty místní (lokální) vznikají vřazenými odpory a omezují se pouze na část potrubí, kde se mění velikost a směr rychlosti. Součinitelé jednotlivých vřazených odporů se algebraicky sčítají. Celková tlaková ztráta úseku potrubí se rovná součtu ztráty třením a ztráty vřazenými odpory.

$$\Delta p_z = \Delta p_t + \Delta p_\xi = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2}{2} \rho \quad (39)$$

kde Δp_z – celková tlaková ztráta [Pa];

Δp_t – ztráta třením [Pa];

Δp_ξ – ztráta místními odpory [Pa];

λ – součinitel tření [-];

L – délka potrubí [m];

d – průměr potrubí [m];

ξ – součinitel místního odporu [-];

w – střední rychlost v potrubí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$];

ρ – hustota tekutiny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

Tlakové ztráty připadající na 1 m délky potrubí, tzv. měrné tlakové ztráty, můžeme vyjádřit pomocí následujícího vztahu:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (40)$$

kde R – měrná tlaková ztráta [$\text{Pa}\cdot\text{m}^{-1}$].

V následující tabulce jsou uvedeny některé hodnoty součinitelů místních odporů.

Tab. 13: Některé hodnoty součinitelů místních odporů ξ [-].

Druh odporu	ξ [-]
Klínové šoupátko	0,5
Koleno 45°	0,3
Koleno 90°	1,26
Oblouk 90°	0,25
Uzavírací ventil přímý	3
Výtok z potrubí	1
Ostrý vtok do potrubí	0,5

Významný vliv na velikost ztráty má součinitel tření λ . Vznikají tam, kde dochází k deformaci rychlostního pole. Je funkcí Reynoldsova kritéria (tzn. laminárního nebo turbulentního proudění) a relativní drsnosti potrubí ε/d . Tato závislost se znázorňuje pomocí Moodyho diagramu. Hodnoty absolutních drsností pro potrubí z běžně užívaných materiálů jsou uvedeny v tabulkách.

V turbulentní oblasti proudění ($Re > 2300$) lze stanovit součinitel tření ze vztahu:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} + \frac{\varepsilon/d_{ekv}}{3,7} \right] \right\}^2} \quad (41)$$

kde ε – drsnost materiálu [m],

d_{ekv} – ekvivalentní průměr potrubí [m],

Re – Reynoldsovo kritérium [-].

6 MOŽNOSTI ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ

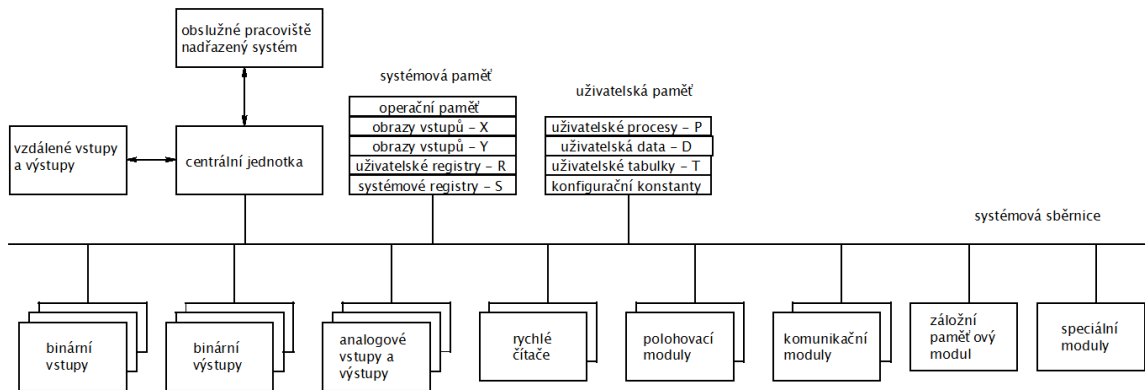
6.1 PLC

Programovatelný logický automat neboli PLC (z anglického *Programmable Logic Controller*) je relativně malý průmyslový počítač používaný pro automatizaci procesů v reálném čase – řízení strojů nebo výrobních linek. Byl vyvinut a prvně aplikován v USA koncem šedesátých let. Odtud také pochází jeho název. Tyto automaty byly určeny pro programování jednoduchých logických obvodů, v současnosti je jejich použití mnohonásobně větší. Dnešní typy umí pracovat s většími objemy dat, zpracovávají spojité signály, signály ze speciálních zařízení. Běžně se stávají součástí distribuovaného systému, který je propojen sběrnici. Tyto automaty rozdělujeme na:

- mikro PLC,
- kompaktní PLC,
- modulární PLC (též stavebnicové PLC).

Jejich periferie jsou přímo uzpůsobeny pro napojení na technologické procesy. Převážnou část periferií v tomto případě tvoří digitální vstupy (DI) a digitální výstupy (DO). Pro další zpracování signálů a napojení na technologii jsou určeny analogové vstupy (AI) a analogové výstupy (AO) pro zpracování spojitých signálů. S rozvojem automatizace v průmyslu jsou používány i další moduly periferních jednotek připojitelných k PLC, které jsou nazývány funkčními moduly (FM) např. pro polohování, komunikačními procesory (CP) pro sběr a přenos dat a další specifické moduly podle výrobce konkrétního systému. [5]

Vnitřní struktura PLC je blokově znázorněna na obr. 9, který však znázorňuje jen možnou konfiguraci. Skutečnou sestavu volíme podle požadavku řešené úlohy.



Obr. 9: Vnitřní struktura PLC.

Pro vysokou spolehlivost jsou používány dva oddělené typy paměti pro uživatelský program (systémová a uživatelská paměť).

Pro programovatelný automat je charakteristické, že se program vykonává v tzv. cyklech. Nejprve načte vstupy a uloží je do paměti. Dále řeší zpracování programu. Po skončení programu zapíše výsledky do paměti. Pak se provedou režijní operace systému (aktualizace systémových a časových proměnných, příprava na další cyklus).



Obr. 10: Programový cyklus.

Díky jednorázovému načítání vstupů do paměti během celého cyklu programu, nemohou vzniknout hazardní stavy (během zpracování programu nedojde ke změně vstupní proměnné).

6.1.1 Mikro PLC

Rozměrově nejmenší a nejlevnější mikro PLC nabízí většinou uživateli pevnou sestavu vstupů a výstupů a je určeno pro jednoduché sekvenční úlohy. Nahrazují „hrst“ relé. Jsou vybaveny také displejem. Programování lze provést pomocí PC nebo přímo z klávesnici PLC.

6.1.2 Kompaktní PLC

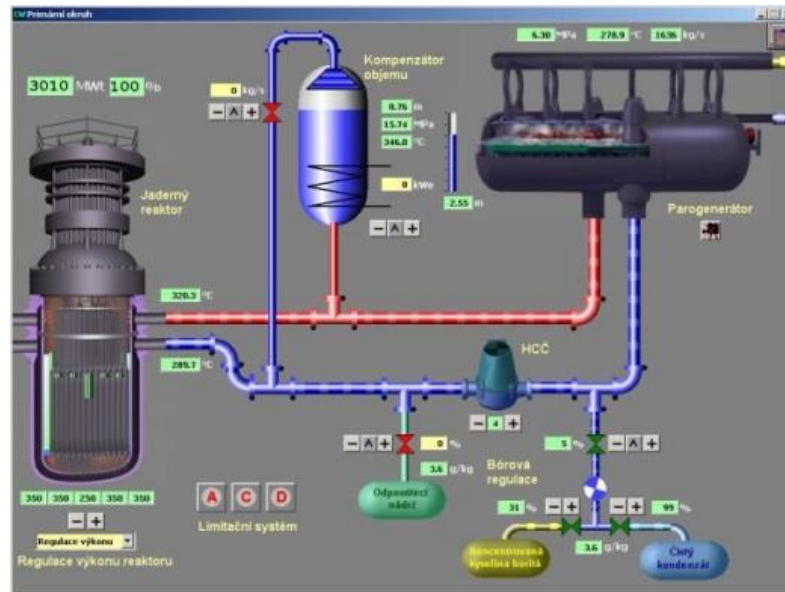
Nejvíce rozšířené kompaktní PLC umožňují, i když omezenou variabilitu ve volbě konfigurace a jsou určeny pro sekvenční úlohy složitějších procesů. Obsahuje digitální a analogové vstupy/výstupy. Můžeme propojit více jednotek pomocí sériové komunikace.

6.1.3 Modulární PLC

Modulární PLC mají základní desku vybavenou sběrnici, na kterou se instalují moduly, centrální jednotky, moduly digitálních a analogových vstupů/výstupů, modul komunikace modul napájení a komunikační adaptéry. Umožňují vytvářet různě strukturované distribuované systémy.

6.2 Vizualizační systém Control Web

Control Web je univerzální nástroj pro vývoj a nasazování vizualizačních a řídicích aplikací, aplikací sběru, ukládání a vyhodnocování dat, aplikací rozhraní člověk – stroj. Unikátní objektově orientovaná komponentová architektura zajišťuje aplikacím systému nejširší rozsah nasazení od prostých časově nenáročných vizualizací až po řídicí aplikace reálného času. K dispozici jsou všechny komponenty nutné k tvorbě vizualizačních aplikací - zobrazovací a ovládací prvky, alarmy a archivy, historické trendy apod. Jednotlivé komponenty systému Control Web jsou volně programovatelné. Pokud potřeby uživatelů sahají za možnosti řady panelů s vizualizačními a ovládacími prvky, každá komponenta má k dispozici mocné programátorské nástroje, jako jsou lokální proměnné a libovolně definovatelné procedury reagující na události.



Obr. 11: Ukázka prostředí Control Webu. [6]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

7 STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ

Uvedený návrh je zpracován pro firmu VEST, sídlící ve Zlíně, zabývající se výrobou trvanlivého slaneho pečiva. V současnosti firma disponuje moderním plně automatickým výrobním zařízením, zahrnujícím dávkování a míchání těsta, tvarování, pečení a nakonec zabalení výrobků do barevně potištěných sáčků. V našem zájmu bude využití odpadního tepla pece sloužící k výrobě trvanlivého slaneho pečiva. Tato pec je vytápěna nepřetržitě od pondělí do pátku. V podniku pracuje třisměnný personál zajišťující obsluhu a údržbu pece. Využívání odpadního tepla pecí zde doposud řešeno nebylo.

7.1 Popis zařízení

Stávající cyklotermická pec (nepřímý ohřev) zaručuje kompletní oddělení topných spalin od pekařských produktů. Teplo je sdíleno topným potrubím až k pekárenským výrobkům. Umožňuje přitom libovolné dávkování a nasměrování tepla do spodní nebo vrchní části pásového dopravníku.

Pec je rozdělena na dvě pečicí zóny. Je osazena dvěma plynovými hořáky značky Weishaupt o výkonech 200 kW se samostatnými odvody spalin. Regulace teploty v pečicím prostoru je kontrolována prostřednictvím elektronického termostatického regulátoru a omezovače maximální teploty, čímž je zaručena neustálá kontrola teploty. Pec je opatřena dvěma spalovacími komorami, topným potrubím a systémem odsávání páry. Odsávací systém se skládá ze tří zón. Ventilátory odsávání páry jsou umístěny ve vrchní části pece.

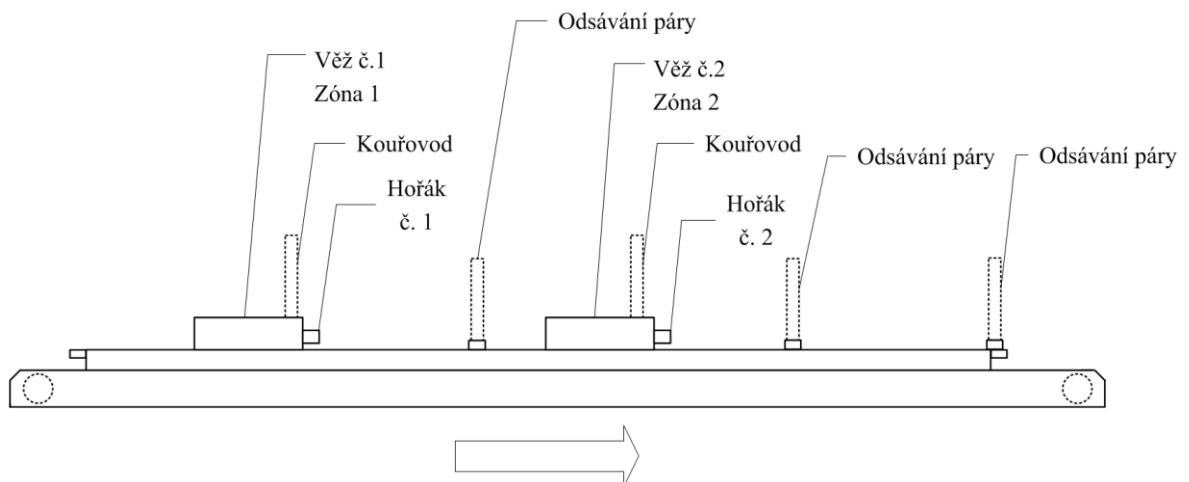
Konstrukce a součásti pece jsou vyrobeny z uhlíkové oceli. Tepelná izolace je z minerální vlny.

Tab. 14. Technické údaje pece.

Výrobní číslo	FCT_158-07
Rok výroby	2007
Model	FCT
Napětí	400 V
Fáze	3+T+N
Frekvence	50 Hz
Výkon	18 kW
Palivo	zemní plyn
Výhřevnost	34 948 kJ.m ⁻³
Minimální výkonnost	110 kW
Maximální výkonnost	400 kW

7.2 Schéma pece

Z důvodu regulace teploty je pec opatřena dvěma věžemi. V dalším řešení se zaměříme na věž č.2. Celková délka pece činí 31,2 m a v šířce 2 m. Pec je v provozu od roku 2008. Uvedená pec je situována ve výrobní budově firmy VEST.



Obr. 12: Schéma pece.

Pro úplnost je v příloze P II uvedené celkové uspořádání včetně pohledu shora.

7.3 Okrajové podmínky

Firma si nechala zpracovat autorizované měření plynných emisí. Uvedené měření bylo prováděno za běžných provozních podmínek. Byla stanovena průměrná teplota spalin na 332,5 °C. Měření na proměřované peci probíhalo v šesti nepřetržitých intervalech, každé v trvání 15 minut.

Tab. 15: Výsledky měření plynných emisí.

Měření pece FCT 158-07		Průměr
Teplota vzduchu	θ_v [°C]	30,3
Teplota spalin	θ_{sp} [°C]	332,5
Koncentrace O_2	[%]	9,2
Koncentrace CO_2	[%]	6,6
Přebytek vzduchu	[-]	1,79
Koncentrace CO	[ppm]	0,9
Koncentrace NO	[ppm]	43,1
Komínová ztráta	[%]	21,5
Účinnost	[%]	78,5

Pro stanovení spotřeby pece uvedla firma množství odebraného plynu za rok 2013 včetně množstevních toků nezbytných pro stanovení tepelné bilance.

Tab. 16: Průměrné hodnoty.

Spotřeba hořák zóna 1	B_1 [m ³ .h ⁻¹]	10,7
Spotřeba hořák zóna 2	B_2 [m ³ .h ⁻¹]	10,7
Tok těstových výrobků	M_t [kg.h ⁻¹]	250
Počáteční vlhkost těsta	x_1 [%]	40
Konečná vlhkost výrobku	x_2 [%]	5
Teplota spalovací komora 1	θ_1 [°C]	500
Teplota spalovací komora 2	θ_2 [°C]	450
Teplota v pečišti	θ_p [°C]	250
Plocha pece	S_p [m ²]	178,03

Ze spotřeb hořáků můžeme stanovit množství spalovacího vzduchu a množství spalin vznikajících při pečení (Tab. 11). Teploty v peci a vlhkost výrobků byly stanoveny jako dlouhodobý průměr firmou.

7.4 Tepelná bilance

Před každým návrhem je nutné znát tepelné toky v peci. Použijeme vzorců popsanych v kapitole 2.2. Tepelná bilance se vztahuje k výše popsané peci.

7.4.1 Zisky

Chemické teplo paliva (účinnost hořáku $\eta_h = 91 \%$):

$$Q_{ch} = \frac{B}{3600} \cdot H_I \cdot \eta_h = \frac{2 \cdot 10,7}{3600} \cdot 34948 \cdot 0,91 = 189,04 \text{ kW} \quad (42)$$

Teplo nepředehřátého vzduchu a paliva při okolní teplotě 20 °C neuvažujeme.

7.4.2 Ztráty

Pro stanovení ztrát na ohřátí těsta musíme nejprve určit měrnou tepelnou kapacitu těsta. Tato hodnota závisí na obsahu vody v těstě. Pro sušinu těsta (hotový výrobek) je známo nutriční složení podle následující tabulky:

Tab. 17: Složení hotových výrobků.

	Měrné tepelná kapacita $c_{pi} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Hmotnostní zlomek $w_i [-]$
Sacharidy	1,4	0,708
Bílkoviny	1,6	0,129
Tuky	1,7	0,071
Voda	4,18	0,05

Pro sušinu těsta lze stanovit měrnou tepelnou kapacitu:

$$\begin{aligned} c_{ps} &= \sum c_{pi} \cdot w_i = 1,4 \cdot 0,708 + 1,6 \cdot 0,129 + 1,7 \cdot 0,071 + 4,18 \cdot 0,05 = \\ &= 1,5273 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (43)$$

Před vstupem do pece bude měrná tepelná kapacita těsta (obsahuje 40 % vody):

$$\begin{aligned} c_t &= F_1 \cdot c_{pv} + (1 - F_1) \cdot c_{ps} = 0,4 \cdot 4,18 + (1 - 0,4) \cdot 1,5273 = \\ &= 2,588 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (44)$$

Nyní můžeme stanovit teplo spotřebované na ohřátí těsta z 20 na 100 °C:

$$Q_{\text{oh}} = \frac{M_t}{3600} \cdot c_t \cdot (\theta_2 - \theta_1) = \frac{250}{3600} \cdot 2,588 \cdot (100 - 20) = 14,378 \text{ kW} \quad (45)$$

Největší část tepla je třeba k vypaření vody z těsta. Podíl ztráty vlhkosti uvažujeme jako rozdíl vlhkosti před a po upečení tzn. $V = F_1 - F_2 = 35 \%$

$$Q_{\text{od}} = \frac{M_t}{3600} \cdot r \cdot V = \frac{250}{3600} \cdot 2257 \cdot 0,35 = 54,86 \text{ kW} \quad (46)$$

Ztráta spalinami se stanovila ze změřené teploty spalin z *Tab. 15* a množství spalin při přebytku vzduchu $n = 1,3$ z *Tab. 11*. Před výpočtem je nutno stanovit tepelnou kapacitu spalin při teplotě 300 °C.

*Tab. 18: Množství spalin vzniklých spálením
1 m³ zemního plynu při $n = 1,3$.*

Složení spalin [m ³ ·m ⁻³]		w _p [% obj.]
V _{CO2}	1	7,372
V _{H2O}	2,160	15,924
V _{N2}	9,776	72,070
V _{O2}	0,629	4,633
Suma	13,565	100

Měrnou tepelnou kapacitu stanovíme jako součet tepelných kapacit složek plynu (při 300 °C) a $n = 1,3$ dle [8].

$$\begin{aligned} c_{\text{spal}} &= w_{\text{CO}_2} \cdot c_{p\text{CO}_2} + w_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + w_{\text{N}_2} \cdot c_{p\text{CO}_2} + w_{\text{O}_2} \cdot c_{p\text{O}_2} = \\ &= 0,074 \cdot 1861 + 0,159 \cdot 1548 + 0,721 \cdot 1317 + 0,046 \cdot 1323 = 1394,3 \text{ J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (47)$$

Nyní lze vyčíslit ztrátu spaliny (při 332,5 °C):

$$Q_s = \frac{B}{3600} \cdot V_{\text{sp}} \cdot h_{\text{sp}} = \frac{2 \cdot 10,7}{3600} \cdot 13,651 \cdot 1,394 \cdot 332,5 = 37,6 \text{ kW} \quad (48)$$

Ztrátový tepelný tok stěnami pece do okolí (zvýšený o 20 %) při struktuře stěny 20 cm z minerální vlny ($\lambda_v = 0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$):

$$Q_{z11} = \frac{\theta_z - \theta_v}{\frac{1}{h_p} + \frac{b}{\lambda}} \cdot S_p \cdot 1,2 = \frac{250 - 20}{\frac{1}{20} + \frac{0,2}{0,04} + \frac{0,02}{55}} \cdot 178,03 \cdot 1,2 = 9,729 \text{ kW} \quad (49)$$

Při výpočtu ztráty sáláním vyjdeme ze vztahu pro výpočet sálání mezi dvěma šedými povrchy, kdy je jedno těleso úplně obklopeno druhým. Za relativní sálavost volím pro bílý lak hodnotu $\varepsilon_n = 0,87$.

$$\begin{aligned} Q_{z12} &= c_0 \cdot \varepsilon_n \cdot S_p \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 5,67 \cdot 0,87 \cdot 178,03 \left[\left(\frac{273,15 + 30}{100} \right)^4 - \left(\frac{273,15 + 20}{100} \right)^4 \right] = 9,311 \text{ kW} \end{aligned} \quad (50)$$

Celkový ztrátový tok stěnami pece:

$$Q_{z1} = Q_{z11} + Q_{z12} = 19,041 \text{ kW} \quad (51)$$

Pro ověření lze podle Tab. 3 stanovit tepelnou ztrátu stěny při teplotě 30 °C:

$$Q'_{z1} = q_s \cdot S_p = 103,44 \cdot 178,03 = 18,415 \text{ kW} \quad (52)$$

Výsledky se téměř rovnají. Do výsledné bilance bude uvažováno vyššího výsledku.

Ztrátový tepelný tok akumulací v pohybujících se částech pece. Hmotnostní tok vysunutého železného pásu $M_p = 1411 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$:

$$Q_{z2} = \frac{M_p}{3600} \cdot c_{pž} \cdot (\theta'_p - \theta''_p) = \frac{1411}{3600} \cdot 0,465 \cdot (120 - 30) = 16,4 \text{ kW} \quad (53)$$

Ztráta zářením otvory pece při průměrné termodynamické teplotě uvnitř pece $T_{pec} = 250 + 273,15 = 523,15 \text{ K}$ a velikosti otvorů $S_D = 0,5 \text{ m}^2$:

$$Q_{z3} = 0,00567 \cdot \left(\frac{T_{pec}}{100}\right)^4 \cdot S_D \cdot \tau_D = 5,67 \cdot \left(\frac{523,15}{100}\right)^4 \cdot 0,5 = 2,124 \text{ kW} \quad (54)$$

Ztráty zbývající, mezi které patří různé netěsnosti pece a nepřesnosti výpočtu. Počítáme jako rozdíl z přivedeného paliva a všech tepelných ztrát.

$$Q_{zb} = Q_{ch} - \sum Q_z = 189,049 - 148,570 = 40,480 \text{ kW} \quad (55)$$

7.4.3 Shrnutí ztrát

Zbývající ztráty Q_{zb} nám vyšly přes 20 %. Je to dáno tím, že je těžké zachytit všechny pochody v peci. Uvedený výpočet nezahrnuje např. změny počasí, potřebu tepla na přehřátí páry v pečišti, akumulaci tepla ve stěnách pece při odstávkách. Vzhledem k zaměření práce se dále nebudu touto ztrátou zabývat a zaměřím se na ztrátu odcházejících spalin.

Tab. 19: Vyčíslené ztráty pece.

Ztráty	[kW]	[%]
Q_t	14,378	7,61
Q_{od}	54,858	29,02
Q_{sp}	37,612	19,90
Q_{z1}	19,041	10,07
Q_{z2}	16,403	8,68
Q_{z3}	2,124	1,12
Q_n	4,155	2,20
Q_{zb}	40,480	21,41
celkem	189,049	100,00

Z uvedeného shrnutí můžeme stanovit účinnost pece jako poměr užitečného tepla předaného výrobku k chemickému tepelnému toku v přivedeném palivu:

$$\eta = \frac{Q_t + Q_{od}}{Q_{ch}} = \frac{14,378 + 54,688}{189,049} = 0,366 \quad (56)$$

což odpovídá účinnosti 36,6 %. Z vypočítaných ztrát lze říci, že 19,9 % přivedeného tepla odchází spalinami do komína. Naším zájmem bude snižování této ztráty pomocí rekuperačního výměníku. Tím se nám zvýší celková účinnost pece. Využití odpadního tepla spalin nám zvýší využití dodaného paliva, účinnost nám vzroste.

8 NÁVRH ŘEŠENÍ

Z rozboru možností využití odpadního tepla v kapitole č. 4 bylo po odsouhlasení investora vybráno přehřátí spalovacího vzduchu. K tomu rozhodnutí nás mimo jiné vedla skutečnost, že stávající hořáky jsou přizpůsobeny k nasávání venkovního vzduchu Obr. 13. Toto uspořádání je z důvodu zanášení trysek hořáků (vnitřní prašné prostředí) a požadavku stavebního úřadu na větrání.



Obr. 13: Stávající řešení.

Na následujícím obrázku je čelní pohled stávající úpravy nasávání spalovacího vzduchu do hořáku.

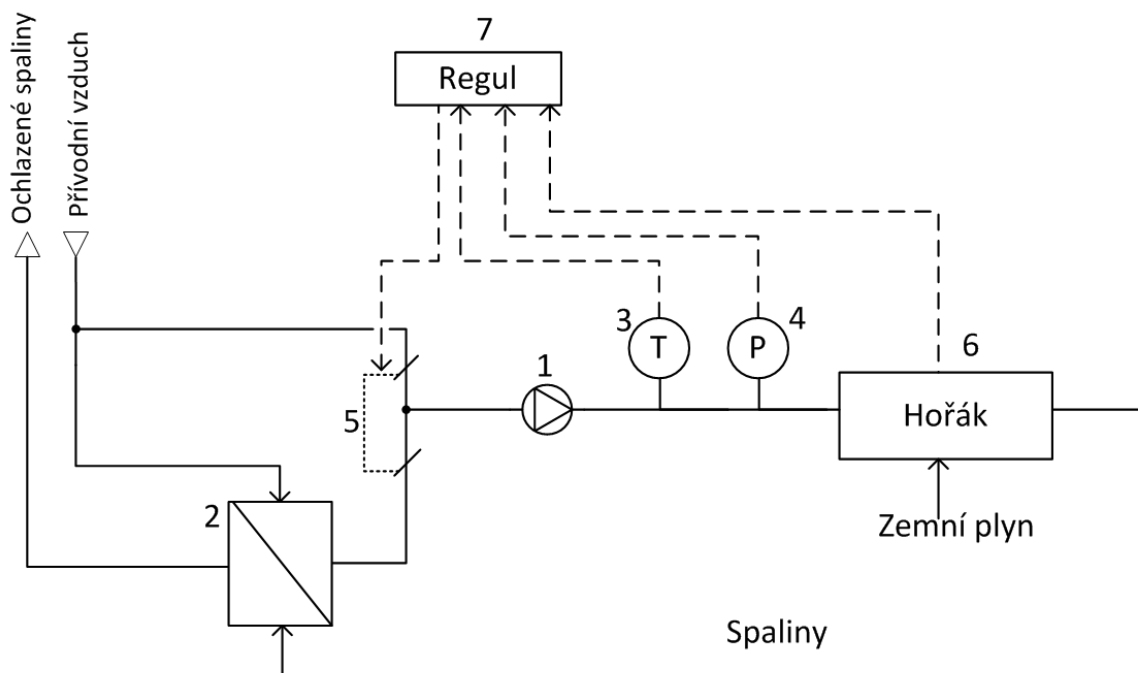


Obr. 14: Stávající řešení.

V zimních měsících je pro město Zlín venkovní výpočtová teplota vzduchu $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ podle ČSN EN 12831, což nám způsobuje ztráty na dodatečný ohřev tohoto studeného spalovacího vzduchu. Blokový hořák není konstruován k provozu s předehřátým spalovacím vzduchem, proto musí být dodržena podmínka nepřekročit teplotu vzduchu $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dle vyjádření výrobce jsou v hořáku použity součástky, které nesnesou příliš vysokou teplotu.

Z dlouhodobého měření teplot lze stanovit roční průměrnou venkovní teplotu vzduchu pro Zlínský kraj na $12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z důvodu hospodárnosti navrhovaného řešení budeme vycházet při návrhu z této průměrné teploty venkovního vzduchu, s tím že při nízkých teplotách nedosáhne teplota ohřívaného spalovacího vzduchu $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8.1 Schéma řešení



Obr. 15: Navržené řešení přehřívání spalovacího vzduchu.

Pro překonání tlakových ztrát musí být návrh doplněn o ventilátor (1). Jako nejdůležitější z celého návrhu je dvojice uzavíracích klapek s elektropohonem (5), které slouží jako bezpečnostní zařízení. Uzavírací klapky budou pracovat střídavě, bude otevřena pouze jedna z nich na základě teploty (3) vstupujícího spalovacího vzduchu do hořáku. Při přetápní tedy odstaví uvedenou cestu přes tepelný výměník (2) a zachová stávající řešení. Teplota bude monitorována jímkovým teploměrem (3) umístěným těsně před vstupem spalovacího vzduchu do hořáku. Návrh bude dále doplněn snímačem statického tlaku (4) před vstupem spalovacího vzduchu do hořáku. Tímto lze regulovat otáčky ventilátoru (1). Celý systém bude řízen programovatelným automatem (7). Automat bude schopen řídit otáčky ventilátoru podle snímače tlaku (4). Tím bude zvýšena úspora navrhnutého řešení.

8.2 Řízení

Použijeme volně programovatelný řídicí systém. Základní modul řídicího systému řady Foxtrot CP-1005 je z hlediska počtu vstupů/výstupů vyhovující. Modulární provedení umožňuje rozšířit jeho vstupy a výstupy téměř na libovolný počet. Je ve standardním provedení na DIN lištu.



Obr. 16: Programovatelný automat Foxtrot CP – 1005. [16]

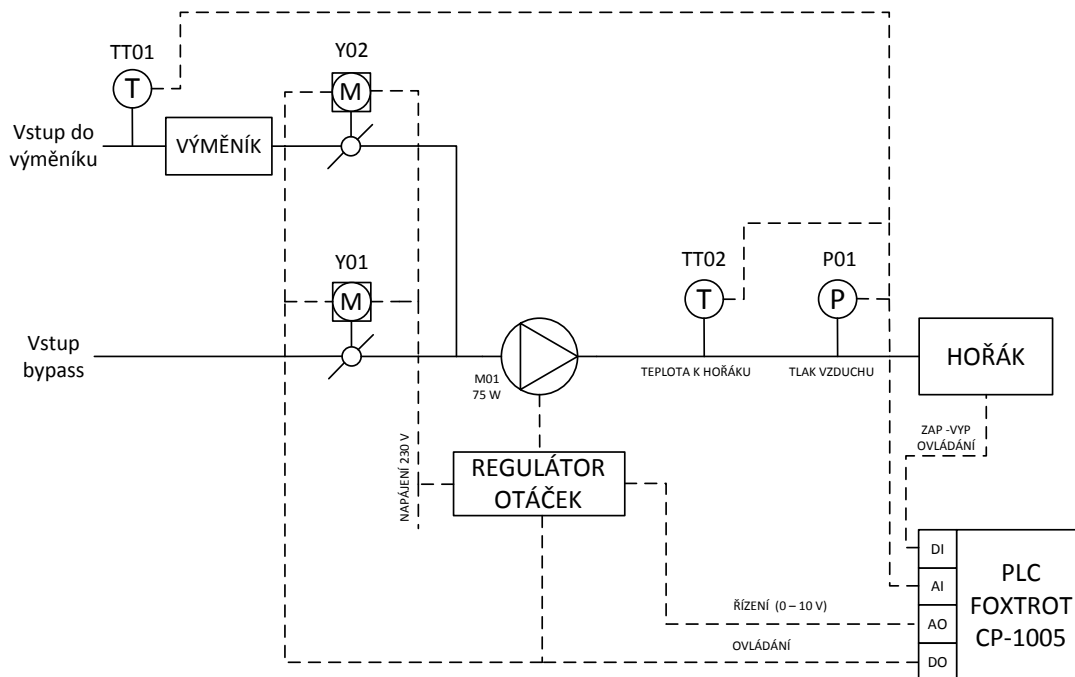
Tento automat je osazen následujícím vstupy/výstupy:

Tab. 20: Popis vstupů a výstupu automatu Foxtrot CP – 1005.

Vstupy/výstupy	Popis	Rozsah
AI0 – AI5	6 analogových vstupů	0 – 10 V
BI0 – BI5	6 binárních vstupů	log . 0 max. +5 V
		log . 1 min +15 V
AO0 – AO1	2 analogové výstupy	0 – 10 V
RO0 – RO5	6 reléových výstupů	max. 3 A (250 V)

Vstupů je fyzicky pouze šest. Můžeme si zvolit přímo v programu, zda se má chovat jako binární nebo analogový.

Zapojení navrhovaného systému:



Obr. 17: Schéma regulace.

Seznam a popis jednotlivých vstupů a výstupů je uveden v následující tabulce:

Tab. 21: Seznam vstupů/výstupů.

Označení	Popis	Zařízení	Funkce
Analogové vstupy			
AI0	TT01	Snímač teploty	Teplota vzduchu na přívodu do výměníku
AI1	TT02	Snímač teploty	Teplota vzduchu na vstupu hořáku
AI2	P01	Snímač tlaku	Tlak na vstupu hořáku
Digitální vstupy			
DI0	S1	Výstup hořáku	Signalizace zap/vyp hořáku
Analogové výstupy			
AO0	M01	Ventilátor	Regulace otáček ventilátoru
Reléové výstupy			
RO0	Y01	Klapka č. 1	Ovládání klapky zavřeno/otevřeno
RO1	Y02	Klapka č. 2	Ovládání klapky zavřeno/otevřeno

V případě potřeby bude možné rozšířit funkcionalitu systému podle potřeb řízení, protože nebude využito všech vstupů/výstupů.

8.2.1 Uzavírací klapka

Elektrická uzavírací klapka se používá do míst kde je nutné časté otvírání nebo zavírání vzduchotechnického potrubí, a je nutno tuto skutečnost někde hlídat. Klapka je téměř bezúdržbová, je potřeba pouze v pravidelných intervalech čistit dosedací plochy klapky. Klapka je vyrobena z pozinkované oceli a vhodná do zvýšených teplot. Životnost klapky cca 60 000 hodin.



Obr. 18: Uzavírací klapka. [12]

Klapku musíme doplnit vhodným servopohonem. Dle výrobce klapky je vhodný typ KRT K-125. Servopohon má dvě polohy, zavřeno a otevřeno. Servopohon je ovládán pomocí sepnutí popř. rozepnutí příslušného kontaktu, což bude zajišťovat programovatelný automat.



Obr. 19: Servopohon uzavírací klapky. [13]

8.2.2 Měření teploty

Jako bezpečnostní prvek kontrolující systém proti přehřátí bude použito snímačů teploty. Vyhodnocení teploty vzduchu na vstupu a výstupu budou zajišťovat dva odporové teploměry pro kontaktní měření teploty vzduchu. Rozsah měření teploty -30 až 130 °C s délkou jímky 60 mm. Naměřené hodnoty budou převáděny na analogový výstup a dále odesílány do programovatelného automatu.



Obr. 20: Měření teploty NS 161. [14]

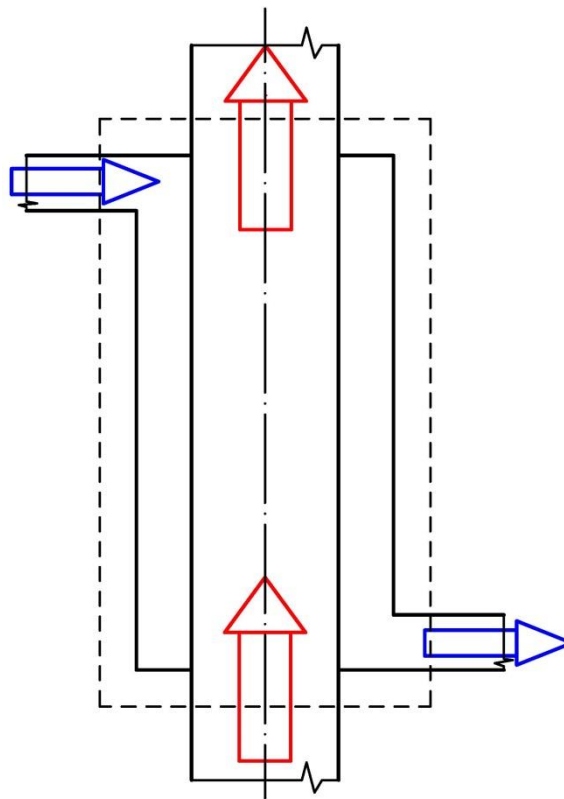
Výstup $0 - 10$ V nebo $4 - 20$ mA.

8.2.3 Měření tlaku

Pro měření tlaku jsem zvolil tlakový snímač DMP 341. Je vhodný pro měření velmi malých přetlaků a podtlaků vzduchu. Dále se vyznačuje stabilitou při změnách teploty. Výstupní signál lze zvolit následně:

- $0 - 10$ V,
- $0 - 20$ mA,
- $4 - 20$ mA.

Pro naše potřeby bude snímač připojen k analogovému vstupu programovatelného automatu. Snímač pracuje v rozsahu od podtlaku 600 Pa do přetlaku 1000 Pa.



Obr. 22: Návrh výměníku spaliny – vzduch.

Zadané hodnoty:

Tab. 22: Vstupní parametry.

Teplota spalin na vstupu	θ'_1 [°C]	332,5
Teplota studeného vzduchu	θ''_1 [°C]	12
Teplota předehřátého vzduchu	θ''_2 [°C]	60
Spotřeba plynu	B_1 [m ³ .h ⁻¹]	10,7
Vnější průměr trubka ocel	d_1 [m]	0,256
Světlost trubky	d_2 [m]	0,25

8.3.1 Výpočet délky výměníku

Je nutné připomenout, že vypočtené množství spalin a spalovacího vzduchu je uvedené v m³ a vztahuje se k normálnímu stavu, tj. při tlaku 101,325 kPa a teplotě 0 °C. Na skutečný objem je nutné vypočtené množství přepočíst, přičemž postačí vzít do úvahy pouze odlišnou teplotu. Reálný tlak se od normálního podstatně neliší.

Uvedené výpočty byly provedeny v MS EXCEL.

Přepočítání množství spalovacího vzduchu z teploty 0 °C na 40 °C. Pro spalovací vzduch z *Tab. 11* (uvažuji přebytek vzduchu $n = 1,3$) při střední teplotě předehřevu (40 °C) platí následující vztah (pro ideální plyn):

$$V_{v_abs} = V_v \frac{\theta_v + 273,15}{273,15} = 12,623 \frac{313,15}{273,15} = 14,472 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (57)$$

Potřebný průtok spalovacího vzduchu je pak pro spotřebu zemního plynu podle *Tab. 22* následující:

$$\dot{V}_2 = \frac{B_1}{3600} \cdot V_{v_abs} = \frac{10,7}{3600} \cdot 14,472 = 0,043 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (58)$$

Tepelný tok potřebný k ohřátí vzduchu na 60 °C v tepelném výměníku. Měrná tepelná kapacita vzduchu při střední teplotě 40 °C je $c_{pv} = 996,73 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{V}_2 \cdot \rho_v \cdot c_{pv} \cdot (\theta_2'' - \theta_1'') = 0,043 \cdot 1,092 \cdot 996,73 \cdot (60 - 12) = \\ &= 2247,25 \text{ W} \end{aligned} \quad (59)$$

Množství vzniklých spalin z 1 m³ zemního plynu dle (*Tab. 11*) pro $n = 1,3$ při střední teplotě (300°C) platí následující vztah (pro ideální plyn):

$$V_{s_abs} = V_s \frac{\theta_s + 273,15}{273,15} = 13,651 \frac{573,15}{273,15} = 28,644 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (60)$$

Skutečného množství vznikajících spalin pro spotřebu zemního plynu podle *Tab. 22* je při teplotě spalin 300 °C následující:

$$\dot{V}_1 = \frac{B_1}{3600} \cdot V_{s_abs} = \frac{10,7}{3600} \cdot 28,644 = 0,085 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (61)$$

Z rovnice tepelné bilance (23) stanovím teplotu ochlazení spalin ($c_{sp} = 1250,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $\rho_{sp} = 0,5913 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

$$\theta'_2 = \frac{-\dot{Q} + \dot{V}_2 \cdot \rho_{sp} \cdot c_{sp} \cdot \theta'_1}{\dot{V}_2 \cdot c_{ps} \cdot \rho_{sp}} = \frac{-2247,25 + 0,085 \cdot 0,5913 \cdot 1250,7 \cdot 332,5}{0,085 \cdot 1250,7 \cdot 0,5913} = 296,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (62)$$

Stanovení součinitele přestupu na vnitřní straně trubky. Jako první vypočteme rychlost spalin v trubce (dimenze kouřovodu DN 250):

$$v_1 = \frac{\dot{V}_1}{S_1} = \frac{0,085}{\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4}} = 1,734 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (63)$$

Reynoldsovo kritérium na straně spalin (kinematická viskozita spalin

$\nu_1 = 4,743 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ určená z tabulek).

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{1,734 \cdot 0,25}{4,743 \cdot 10^{-5}} = 9141,76 \quad (64)$$

Prandtlovo kritériu pro spaliny:

$$Pr_1 = \frac{\rho_s \cdot c_{sp} \cdot \nu_1}{\lambda} = \frac{0,591 \cdot 1250,7 \cdot 4,743 \cdot 10^{-5}}{0,056} = 0,625 \quad (65)$$

Nuseltovo kritérium pro nucenou konvekci a turbulentní oblast proudění:

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} = 0,023 \cdot 9141,76^{0,8} \cdot 0,625^{0,4} = 28,1195 \quad (66)$$

Součinitel přestupu na vnitřní straně trubky (teplotní vodivost spalin při střední teplotě $300 \text{ }^\circ\text{C}$ je $\lambda_1 = 0,05606 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$):

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_2} = \frac{28,1195 \cdot 0,0561}{0,25} = 6,31 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (67)$$

V případech, kdy má přestup tepla ze spalin do teplosměnné plochy zanedbatelnou hodnotu (tj. při teplotách spalin pod cca 600 °C) je možno součinitel přestupu tepla sáláním zanedbat. [9]

Obsah plochy mezikruží pro spalovací vzduch:

$$S_2 = \pi \left(\frac{d_3^2}{4} - \frac{d_2^2}{4} \right) = \pi \left(\frac{0,296^2}{4} - \frac{0,256^2}{4} \right) = 0,0173 \text{ m}^2 \quad (68)$$

Rychlost spalovacího vzduchu v mezikruží:

$$v_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_2} = \frac{0,043}{0,0173} = 2,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (69)$$

Ekvivalentní průměr pro mezikruží (volím průměr $d_3 = 0,296 \text{ m}$):

$$d_{\text{ekv}} = d_3 - d_2 = 0,296 - 0,256 = 0,04 \text{ m} \quad (70)$$

Reynoldsovo kritérium pro spalovací vzduch (kinematická viskozita vzduchu

$\nu_2 = 1,747 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ určena z tabulek):

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_{\text{ekv}}}{\nu_2} = \frac{2,48 \cdot 0,04}{1,747 \cdot 10^{-5}} = 5676,3 \quad (71)$$

Nuseltovo kritérium pro nucenou konvekci a turbulentní oblast (z tabulek pro vzduch

$Pr_2 = 0,73$):

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,4} = 0,023 \cdot 5676,3^{0,8} \cdot 0,73^{0,4} = 20,419 \quad (72)$$

Součinitel přestupu na vnější straně trubky (teplotní vodivost vzduchu při střední teplotě 40°C je $\lambda_2 = 0,0265 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$):

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{ekv}}} = \frac{20,419 \cdot 0,0265}{0,04} = 13,446 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (73)$$

Součinitel prostupu (tepelná vodivost oceli $\lambda_m = 55 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$):

$$U_L = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{h_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \ln \frac{d_2 + \frac{1}{h_2 \cdot d_2}}{d_1}\right)} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{6,31 \cdot 0,25} + \frac{1}{2 \cdot 55} \ln \frac{0,256 + \frac{1}{13,446 \cdot 0,256}}{0,25}\right)} = 3,396 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (74)$$

Střední logaritmický rozdíl (v protiproudu):

$$\Delta\theta_{\ln} = \frac{(\theta'_1 - \theta''_1) - (\theta'_2 - \theta''_2)}{\ln \frac{(\theta'_1 - \theta''_1)}{(\theta'_2 - \theta''_2)}} = \frac{(332,5 - 60) - (296,8 - 12)}{\ln \frac{(332,5 - 60)}{(296,8 - 12)}} = 278,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (75)$$

Stanovení délky tepelného výměníku:

$$L = \frac{\dot{Q}}{U_L \cdot \Delta\theta_{\ln}} = \frac{2247,25}{3,396 \cdot 278,6} = 2,37 \text{ m} \quad (76)$$

Tab. 23: Přehled teoretických výpočtů.

Proud		Vzduch	Spaliny	Jednotka	
Ekvivalentní průměr		d_{ekv}	0,25	0,04	[m]
Střední rychlost		v	2,48	1,73	[m.s ⁻¹]
KRITÉRIA	Reynoldsovo	Re	5676,31	9141,76	[-]
	Prandtlovo	Pr	0,72	0,63	[-]
	Nuseltovo	Nu	20,30	28,12	[-]
Součinitel přestupu tepla		h	13,45	6,31	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

Výsledné hodnoty pro konstrukci výměníku:

Tab. 24: Parametry výměníku.

Parametry výměníku		Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr trubky	d_1	0,250	[m]
Vnější průměr trubky	d_2	0,256	[m]
Vnitřní průměr výměníku	d_3	0,296	[m]
Délka výměníku	L	2,38	[m]
Výkon	Q	2247,25	[W]
Součinitel prostupu	U_L	3,40	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

8.3.2 Izolace výměníku

Abychom snížili tepelné ztráty do okolí, navrhnul jsem izolaci výměníku v Obr. č. 13 čárkovaně. Použijeme lamelovou rohož z minerální vlny PAROC, tloušťky $s_t = 0,1$ m; $\lambda_{iz} = 0,043$ W.m⁻¹.K⁻¹.

Po zjednodušení (při zanedbání tepelného odporu při přestupu tepla mezi médiem a stěnou potrubí) dostaneme vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla válcovou stěnou:

$$U_0 = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \ln \frac{d}{d-2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{h_e \cdot D}} \quad (77)$$

kde d – vnější průměr trubky bez izolace [m],

D – průměr potrubí včetně izolace [m],

λ_t – tepelná vodivost trubky [W.m⁻¹.K⁻¹],

λ_{iz} – tepelná vodivost materiálu [W.m⁻¹.K⁻¹],

h_e – součinitel přestupu na vnější straně [W.m⁻¹.K⁻¹],

s_t – tloušťka stěny trubky bez izolace [m].

$$U_0 = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot 55} \ln \frac{0,299}{0,299-2 \cdot 0,0015} + \frac{1}{2 \cdot 0,043} \ln \frac{0,499}{0,299} + \frac{1}{10 \cdot 0,499}} = 0,51 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (78)$$

Potom ztráta výměníku do okolí:

$$Q_{\text{ztr}} = U_0 \cdot L \cdot (\theta_i - \theta_e) = 0,51 \cdot 2,3 \cdot (60 - 20) = 46,96 \text{ W} \quad (79)$$

8.4 Návrh ventilátoru

Stanovení tlakových ztrát potrubního systému na straně ohřívaného vzduchu bude podkladem při návrhu vhodného ventilátoru pro dopravu spalovacího vzduchu přes výměník do hořáku. Ventilátor musí pokrýt tlakovou ztrátu tak, aby byl zajištěn přívod venkovního vzduchu rovný průtoku spalovacího vzduchu pro maximální výkon hořáku.

Pro maximální odběr plynu platí rovnice (při účinnosti hořáku $\eta_h = 91 \%$, teplota 0°C , 101,325 kPa a příkon hořáku dle štítku je 200 kW) platí:

$$B_{\text{max}} = \frac{P_{\text{max}}}{H_i \cdot \eta_h} = \frac{200}{10,258 \cdot 0,91} = 21,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (80)$$

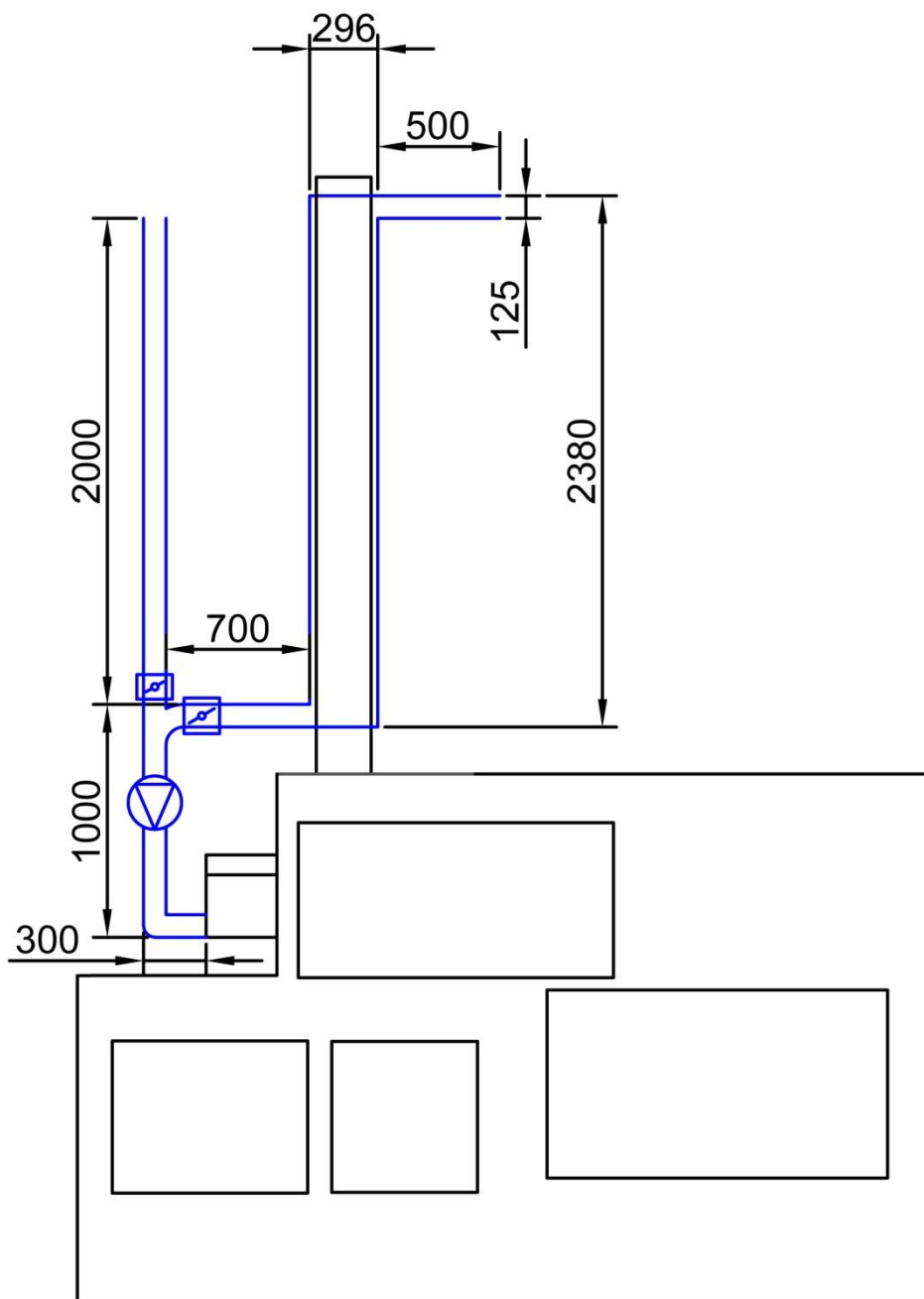
Množství spalovacího vzduchu pro maximální výkon dle *Tab. 11* (při $n = 1,2$):

$$V_{\text{max}} = B_{\text{max}} \cdot V_v = 21,23 \cdot 11,652 = 247,37 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (81)$$

Přepočet objemu na provozní podmínky (teplota předehřevu $\theta_p = 60^\circ\text{C}$):

$$V_{v_max} = V_{\text{max}} \frac{\theta_p + 273,15}{273,15} = 247,37 \frac{313,15}{273,15} = 283,59 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (82)$$

Nákres vzduchové cesty pro stanovení tlakových ztrát:



Obr. 23: Vzduchová cesta v [mm] pro stanovení tlakové ztráty.

8.4.1 Tlakové ztráty ve výměníku

Nejprve vypočítáme tlakovou ztrátu výměníku. Vzhledem ke složitosti si výměník rozdělíme na 3 části. V prvním kroku stanovíme ztrátu třením v mezikruží. Ve druhé části budu předpokládat, že vstup do výměníku se skládá z 90° kolena a následně rozšířením průřezu. Totéž provedu pro výstupní stranu výměníku, tzn. zúžení průřezu a koleno 90°.

Ztráta třením v mezikruží (pro spalovací vzduch při teplotě 60 °C):

Rychlost vzduchu v mezikruží:

$$v_{\max} = \frac{V_{v_{\max}}}{S_2} = \frac{\frac{283,59}{3600}}{0,0173} = 4,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (83)$$

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot d_{ekv}}{v_{\text{vzd}}} = \frac{4,55 \cdot 0,04}{19,6 \cdot 10^{-6}} = 9292,95 \quad (84)$$

Výpočet součinitele tření $\varepsilon = 0,0002 \text{ m}$:

$$\lambda_1 = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\left(\frac{6,81}{Re_{\max}} \right)^{0,9} + \frac{\varepsilon/d_{ekv}}{3,7} \right] \right\}^2} = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\left(\frac{6,81}{10530,6} \right)^{0,9} + \frac{0,0002/0,04}{3,7} \right] \right\}^2} = 0,0386 \quad (85)$$

Tlaková ztráta třením:

$$\Delta p_{t1} = \lambda_1 \frac{L}{d_{ekv}} \frac{v_{\max}^2}{2} \rho = 0,0386 \cdot \frac{2,38}{0,02} \cdot \frac{4,55^2}{2} \cdot 1,025 = 46,69 \text{ Pa} \quad (86)$$

Ztráty vřazenými odpory (změna průřezu a koleno 90°):

Náhlé rozšíření průměru (S_2 z rovnice (68)):

$$\xi_1 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 = \left(\frac{0,0173}{0,0123} - 1 \right)^2 = 0,165 \quad (87)$$

Výpočet ztráty náhlého rozšíření a kolena 90° ($\xi_k = 1,26$) při vstupu do výměníku (v_{\max} z rovnice (83)):

$$\Delta p_{\xi_1} = (\xi_1 + \xi_k) \frac{v_{\max}^2}{2} \rho = 1,43 \frac{4,55^2}{2} \cdot 1,025 = 15,17 \text{ Pa} \quad (88)$$

Náhlé zúžení průměru z výstupu výměníku:

$$\xi_2 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,0123}{0,0173}\right)^2 = 0,084 \quad (89)$$

Maximální rychlost v potrubí ($d = 0,125$ m):

$$v_{t_{\max}} = \frac{V_{v_{\max}}}{S_1} = \frac{\frac{283,59}{3600}}{0,0123} = 6,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (90)$$

Tlaková ztráta zúžením a kolena 90° ($\xi_k = 1,26$):

$$\Delta p_{z1} = (\xi_2 + \xi_k) \frac{v_{t_{\max}}^2}{2} \rho = (0,12 + 1,26) \frac{6,4^2}{2} 1,025 = 28,96 \text{ Pa} \quad (91)$$

Celkové tlakové ztráty výměníku:

$$\Delta p_v = \Delta p_{t1} + \Delta p_{\xi1} + \Delta p_{z1} = 46,69 + 15,17 + 28,96 = 90,82 \text{ Pa} \quad (92)$$

8.4.2 Tlakové ztráty v potrubí

Reynoldsovo kritérium pro potrubí $d_p = 0,125$ m:

$$Re_{t_{\max}} = \frac{v_{t_{\max}} \cdot d_p}{\nu_{\text{vzd}}} = \frac{6,4 \cdot 0,125}{19,6 \cdot 10^{-6}} = 40816 \quad (93)$$

Výpočet součinitele tření:

$$\lambda_2 = \frac{0,25}{\left\{\log\left[\left(\frac{6,81}{Re_{t_{\max}}}\right)^{0,9} + \frac{\varepsilon/d}{3,7}\right]\right\}^2} = \frac{0,25}{\left\{\log\left[\left(\frac{6,81}{46301}\right)^{0,9} + \frac{0,0002/0,125}{3,7}\right]\right\}^2} = 0,0329 \quad (94)$$

Ztráty třením v potrubí (délka potrubí $L_t = 2,5$ m z Obr. 14):

$$\Delta p_{t2} = \lambda_2 \frac{L_t v_{t_{\max}}^2}{d_1} \rho = 0,0329 \cdot \frac{2,5 \cdot 6,4^2}{0,125 \cdot 2} \cdot 1,092 = 14,71 \text{ Pa} \quad (95)$$

Tlaková ztráta místními odpory (2 x oblouk 90°; $\xi_o = 0,25$ a mřížka na vstupu do potrubí $\xi_v = 0,5$):

$$\Delta p_{\xi 2} = \sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = (0,25 + 0,25 + 0,5) \frac{6,4^2}{2} \cdot 1,092 = 22,36 \text{ Pa} \quad (96)$$

Celková ztráta na potrubí:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{\xi 2} = 14,71 + 22,36 = 37,07 \text{ Pa} \quad (97)$$

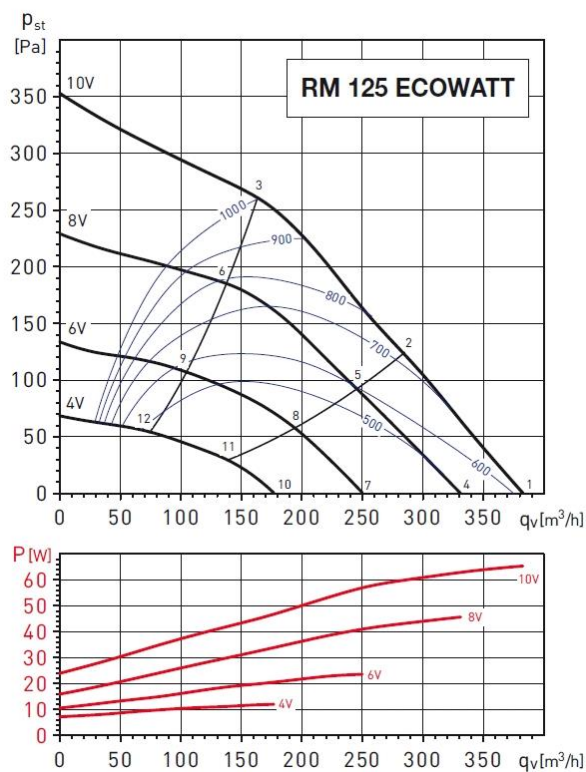
8.4.3 Výběr ventilátoru

Potřebný dopravní tlak ventilátoru:

$$\Delta p = \Delta p_{z2} + \Delta p_v = 90,82 + 37,07 = 127,89 \text{ Pa} \quad (98)$$

Při výběru ventilátoru jsem vycházel z výkonových charakteristik ventilátorů tak, aby byl schopen při uvedeném tlaku dodat žádané množství vzduchu. V našem případě $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při dopravním tlaku 130 Pa. Toto množství bude potřeba pouze, když bude pracovat hořák na plný výkon, tzn. při vytápění pece po odstávce. Za běžných provozních podmínek bude potřebné množství vzduchu daleko nižší.

Zvolil jsem radiální ventilátor RM 125 ECOWATT, který je schopen dodávat při tlakové ztrátě 130 Pa cca $280 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vzduchu.



Obr. 24: Charakteristika ventilátoru RM 125 ECOWATT. [11]

Ventilátor má vestavěnou regulaci otáček analogovým vstupem 0 – 10 V. Tím můžeme ventilátor provozovat hospodárněji, než kdyby pracoval nepřetržitě na plný výkon.

Tab. 25: Parametry ventilátoru RM 125 ECOWATT.

Příkon [W]	65
Proud [A]	0,5
Otáčky [min ⁻¹]	2800
Max. teplota [°C]	70
Akustický tlak [db(A)]	50/41/48 ²
Průměr [mm]	125

² sání/do okolí/výtlač

Zvolený ventilátor je předimenzovaný, ale za účelem vytvoření rezervy bude dostačující.

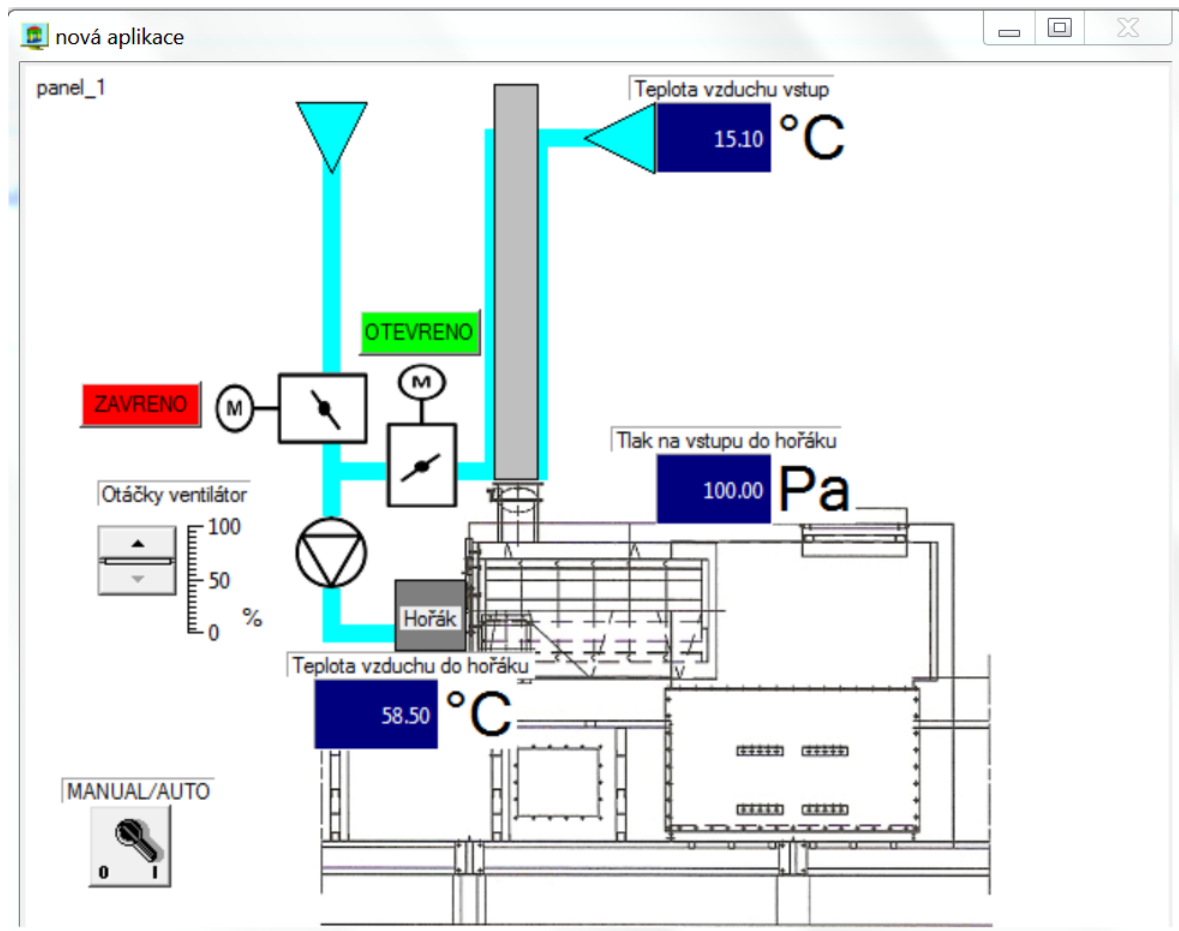


Obr. 25: Ventilátor RM 125. [11]

8.5 Monitorování

Pomocí SCADA systému budeme z centrálního pracoviště monitorovat a řídit všechny potřebné veličiny v daném návrhu. K vytvoření řídicího a monitorovacího prostředí jsem zvolil Control Web, který lze při nakonfigurování ovladačů spojit s konkrétním fyzickým zařízením, např. s navrhnutým PLC Foxtrot.

Ukázka pracovní plochy řízení a monitorování:



Obr. 26: Vizualizace procesu pomocí Control Webu.

Uvedená vizualizace je doplněna o manuální ovládání jednotlivých prvků. Je to z důvodu údržby. V manuálním ovládání lze otevřít popřípadě uzavřít kteroukoliv klapku a současně nastavit výkon ventilátoru v rozmezí 0 – 100 %. Při automatickém režimu je celý proces vykonáván pomocí algoritmu programovatelného automatu.

V případě připojení programovatelného automatu do podnikové sítě a přiřazení veřejné IP adresy lze uvedený proces po zadání přístupových údajů obsluhovat pomocí webových stránek z jakéhokoliv místa na světě.

9 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

9.1 Dosažená úspora

Úspora bude dosažena snížením spotřeby zemního plynu. Pro výpočet úspory budeme uvažovat následující náklady na energie.

Tab. 26: Ceny energií bez DPH.

	Elektřina	Zemní plyn
Cena za 1 kWh [Kč]	2,62	0,87

Do úspory se nám negativně projeví náklady na provoz ventilátoru a programovatelného automatu. Počítáme provoz zařízení 264 pracovních dní v roce včetně státních svátků.

Tab. 27: Využití výkonu výměníku během roku.

Měsíc	Průměrná teplota ³ [°C]	Teplota výstupní [°C]	Výkon výměníku [W]	Úspora za měsíc [kWh]
Leden	-2,1	45,9	2247,25	1186,55
Únor	0,1	48,1	2247,25	1186,55
Březen	4	52,0	2247,25	1186,55
Duben	9,1	57,1	2247,25	1186,55
Květen	14,1	60,0	2148,23	1134,27
Červen	17	60,0	2012,51	1062,6
Červenec	18,5	60,0	1942,30	1025,54
Srpen	18	60,0	1965,70	1037,89
Září	14,2	60,0	2143,55	1131,8
Říjen	9,3	57,3	2247,25	1186,55
Listopad	3,9	51,9	2247,25	1186,55
Prosinec	-0,3	47,7	2247,25	1186,55
Úspora za rok [kWh]				13697,9

³ Hodnoty byly převzaty pro lokalitu Zlín z publikace NKP ČR 30 - V. Květoň: Normály teploty vzduchu na území ČR v období 1961-1990 a vybrané teplotní charakteristiky období 1961-2000, ČHMÚ 2001.

Lze vidět, že výměník bude dodávat v letních měsících nadbytečný výkon a v zimním období bude nedostačující. Z toho důvodu jsem provedl korekci.

Při sníženém výkonu výměníku v letních měsících bude roční úspora zemního plynu:

$$\text{Úspora zemního plynu} = \frac{13697,9}{10,5} = 1304,5 \text{ m}^3/\text{rok} \quad (99)$$

Po vynásobení tarifní cenou zemního plynu dostaneme úsporu v Kč.

$$US = 13697,9 \cdot 0,87 = 11917 \text{ Kč/rok} \quad (100)$$

V této úspoře nejsou zahrnuty nově vzniklé náklady na provoz ventilátoru a programovatelného automatu.

Do celkového vyjádření úspory musíme zahrnout roční provozní náklady, které vznikají v důsledku nákladů na ostatní provozní hmoty a energie, mzdy pracovníků, náklady na údržbu a opravy a na ostatní náklady.

Provozní náklady za elektrickou energii na provoz ventilátoru (65 W) a programovatelného automatu (50 W):

$$NZ = \frac{(50 + 65)}{1000} \cdot 24 \cdot 264 \cdot 2,62 = 1909 \text{ Kč /rok} \quad (101)$$

Cena byla počítána pro nepřetržitý provoz ventilátoru nezohledňující snížení spotřeby v důsledku snížení otáček ventilátoru. Nebyly zahrnuty náklady na provoz servomechanismu uzavírací klapky.

9.2 Náklady na realizaci

Uvedené ceny zařízení systému byly stanoveny z dostupných informací umístěných na internetových stránkách jednotlivých výrobců.

Tab. 28: Investiční náklady.

Zařízení systému	Počet jednotek	Označení	Cena bez DPH / J	Celkem
Uzavírací klapla	2	KRT-K-125	971	1942
Servopohon k uzavírací klapce	2	TD-04-230-1	1731	3462
Ventilátor	1	RM 125 ECOWATT	3449	3449
Potrubí (3 m)	1	SPIRO125/3	299	299
Odbočka jednoduchá 90°	1	OBJ90125125	179	179
oblouk lisovaný 90°	1	OS90125	142	142
Snímač tlaku	1	DMP 341	5900	5900
Snímače teploty	2	NS 161	870	1740
PLC Foxtrot	1	CP-1005	11600	11600
Napájecí modul 15W, 24 V DC	1	DR-15-24	580	580
Software	1	Moravské přístroje	10 000	10000
Celková cena				39151

Do projektu nebyla započítána montáž a náklady na výměník, které si zajistí zadavatel svépomocí.

9.3 Ekonomické parametry projektu

Nezbytným podkladem pro rozhodování o ekonomické návratnosti investic jsou níže uvedené parametry.

Prostá doba návratnosti T_s [rok] – čím je doba návratnosti kratší, tím spíše lze projekt doporučit k realizaci. Prostá doba návratnosti je nejjednodušší, nejméně vhodné, ale naopak velice často užívané ekonomické kritérium. Největší nevýhodou tohoto kritéria je, že zanedbává efekty po době návratnosti a fakt, že peníze můžeme vložit do jiných investičních příležitostí. Standardně se doba návratnosti počítá dle následujícího vzorce,

$$T_s = \frac{IN}{CF} \quad (102)$$

kde IN – investice [Kč],

CF – roční peněžní toky [Kč/rok].

Diskontovaná doba návratnosti T_{SD} [rok] – čím je diskontovaná doba návratnosti kratší, tím spíše lze projekt doporučit k realizaci. Jedná se o obdobné kritérium, jako prostá doba návratnosti, ale s tím rozdílem, že není založena na prostém peněžním toku, nýbrž na peněžním toku diskontovaném.

$$T_{SD} = \frac{IN}{DCF} \quad (103)$$

Diskontovaný peněžní tok v roce t lze spočítat dle následujícího vzorce, kde r je diskont a t rok, ke kterému se DCF počítá.

$$DCF = \frac{CF}{(1+r)^t} \quad (104)$$

Diskont r [-] – alternativní náklad kapitálu neboli cena ušlé příležitosti. Jednoduše řečeno, je to výnos v procentech, který bychom obdrželi, pokud bychom zamýšlenou částku investovali do jiného stejně rizikového projektu, nebo např. jen uložili na účet.

NPV (čistá současná hodnota projektu) [Kč] - pokud investice obsahuje výnosy, volíme variantu s co nejvyšším *NPV*. Pokud investici hodnotíme na základě nákladů, hledáme variantu s co nejnižším *NPV*. Čistá současná hodnota je v dnešní době jedním z nejhodnějších kritérií. Je v ní zahrnuta celá doba životnosti projektu i možnost investování do jiného stejně rizikového projektu. *NPV* lze vypočítat podle vzorce:

$$NPV = \sum_0^t DCF = \sum_0^t \frac{CF}{(1+r)^t} \quad (105)$$

kde DCF – diskontované peněžní toky v jednotlivých letech,

t – doba životnosti projektu [rok].

IRR (vnitřní výnosové procento) [-] - čím je *IRR* větší, tím spíše lze projekt doporučit k realizaci. Vnitřní výnosové procento není nic jiného, než trvalý roční výnos investice. Jednoduše řečeno se jedná o diskont, při němž je *NPV* investice rovno nule. Pokud je vnitřní výnosové procento (trvalý roční výnos) větší než uvažovaný diskont, lze projekt doporučit k realizaci. [10, s. 1909]

$$NPV = \sum_0^t DCF = \sum_0^t \frac{CF}{(1+u)^t} = 0 \text{ tak } IRR = u \quad (106)$$

kde u – vnitřní úroková míra.

Vnitřní výnosové procento bylo stanoveno v aplikaci MS Excel za pomoci nástroje Hledání řešení.

Tab. 29: Ekonomické parametry projektu.

Vstupy		
Investiční náklady projektu	IN [Kč]	39151
Změna nákladů na energii	US [Kč/rok]	11971
Změna ostatních provozních nákladů	NZ [Kč/rok]	-1909
Přínosy projektu celkem	P [Kč/rok]	10008
Ekonomické hodnocení		
Doba hodnocení	Ž [rok]	10
Diskont	r [-]	0,10
Inflace	p [-]	0,02
Prostá doba návratnosti	T_S [rok]	3,91
Diskontovaná doba návratnosti	T_{SD} [rok]	4,97
Čistá současná hodnota projektu	NPV [Kč]	28003
Vnitřní výnosové procento	IRR [-]	0,241

Stanovené parametry bohužel nerespektují vývoj cen energií. Neustále dochází k růstu cen (např. zemního plynu a ropy). Je to veličina předvídatelná jen se značným rizikem.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvoření komplexního návrhu na využití odpadního tepla z kontinuální potravinářské pece. V teoretické části byly stanoveny objemy spalin a vzduchu v uvedeném procesu. Na tyto vypočtené hodnoty pak byly dimenzovány všechny části systému.

Při výběru využití odpadního tepla bylo po souhlasu investora zvoleno předehřívání spalovacího vzduchu z důvodu jeho časového spřažení s technologií výroby. Pro ostatní způsoby využívání odpadního tepla nebylo uplatnění v daném místě vhodné.

V praktické části byl navrhnout tepelný výměník jako jednoduchý dvouplášťový komínek. Odcházející spaliny proudí vnitřní trubkou a ta je vsazena do vnějšího pláště. Nasávaný vzduch proudí protiproudě vzniklým mezikružím a ohřívá se. Výhodou tohoto uvedeného řešení lze spatřovat především v tom, že je bez zásahů do cyklotermu pece a tudíž nehrozí změna podmínek při pečení. V tomto provedení není potřeba instalace dodatečného ventilátoru spalin a to má za důsledek, že provoz tohoto zařízení je výrazně bezpečnější, levnější a spolehlivější. Provozní náklady se tedy minimalizují.

Ve zpracovaném návrhu bylo použito programovatelného automatu z důvodu progresivního vývoje informačních technologií a případné snadné modifikovatelnosti celého systému.

Poslední část práce se zabývá ekonomickým hodnocením, kde jsem dospěl k závěru, že uvedený návrh lze doporučit k realizaci. Vnitřní výnosové procento bylo vypočteno na 24 % s diskontovanou dobou návratnosti 5 let. V hodnocení nebyly započítány náklady na zhotovení výměníku a montáž celého systému, kterou si zajistí zadavatel svépomocí.

Bohužel je těžké předvídat růst cen energií. Uvedené hodnocení nerespektuje rostoucí ceny energií. V důsledku toho by byla úspora vyšší.

Za další hodnotný přínos lze označit celkové snížení roční produkce plynných emisí (zejména oxidů dusíku) ze spalování zemního plynu. Toto řešení je tedy zároveň ohleduplné k životnímu prostředí snížením spotřeby zemního plynu přes 1300 m³ ročně.

Další výhodou je, že při konstantní teplotě spalovacího vzduchu bude mít pec stabilnější teplotu při změnách venkovní teploty.

ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ

Aim of this thesis was to create plan for complex solution for recycling of waste heat from continual food furnace. In the theoretical part were stated exact amounts of flue gases and how much air is coming out of this process. The whole system was designed according to these numerical figures.

After agreement with investor was waste heat re-used for preheating of combusted air because of its good timing in the technological process. However, at this particular process, there was no other use for waste heat.

In the analytical part was designed heat exchanger as a simple funnel with double coat. Smoke gas is flowing through inner pipe which is inside the external coat. Sucked air flows in opposite direction inside the circular ring and is gradually heated up. Advantage of this process is that user does not have to step in to the cyclometer of the furnace what could change environment for baking. There is no need for smoke fan. This give us more economical, secure and reliable mechanism, in other words, operating cost are minimized. Design was projected with programmable logic controller due to progressive development of technology or, if situation requires, easy modification of the whole system.

In the last part is economical evaluation. Conclusion is, that this plan is suitable for practical use.

Internal rate of return is 24% with discounted payback period of 5 years. Assembling and installing price of the device is not covered in evaluation. Customer will pay this up on his own. Unfortunately, price of energy is unpredictable, therefore increasing price of energy is not covered in evaluation. Same price of energy would create more positive economical perspective for evaluation. Another advantage is, that device is environment friendly. It annually cuts down gas emissions (especially nitrogen oxides). Numerically, this solution is considered as ecological because annual gas consumption is reduced by 1300 m³. The last benefit is, that due to constant flow of the preheated air is the whole furnace more temperature stable if outer temperature changes.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KADLEC, Petr. *Procesy potravinářských a biochemických výrob.* 1. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 2003. ISBN 80-7080-527-7.
- [2] SVOBODA, Alexandr. *Plynárenská příručka: 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě.* 1. vyd. Praha: GAS, 1997, 1192 s. ISBN 80-902-3396-1.
- [3] *Topenářská příručka.* 1. vyd. Praha: Agentura ČSTZ, 2007, 378 s. ISBN 978-80-86028-13-2.
- [4] JANÍČEK, František a PROCHÁZKA, Jiří. *Pece v průmyslových pekárnách.* 2., přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1972. 249, [1] s. Řada potrav. literatury.
- [5] ŠMEJKAL, Ladislav a Marie MARTINÁSKOVÁ. *PLC a automatizace.* 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 1999, 223 s. ISBN 80-860-5658-9.
- [6] Reference realizací. *Moravské přístroje a.s* [online]. 2013 [cit. 2014-03-16]. Dostupné z: <http://www.moravinst.com>
- [7] Trubkové výměníky tepla. *Ústavu chemického inženýrství* [online]. 2011 [cit. 2014-03-19]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/trubkove.html>
- [8] RÉDR, Miroslav a Miroslav PŘÍHODA. *Základy tepelné techniky.* 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1991, 677 s. ISBN 8003003660.
- [9] KYSELA, L. *Využití druhotných zdrojů energie. Poznámky k přednáškám.* Ostrava: Katedra energetiky Fakulty strojní VŠB-TU Ostrava, 2001, doplněné a opravené leden 2004 a leden 2007
- [10] *Topenářská příručka: Svazek 2. 120 let topenářství v Čechách a na Moravě.* 1. vyd. Praha: GAS, 2001, 2394 s. ISBN 80-861-7683-5.
- [11] RM 125 ECOWATT IP44 ventilátor. *ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s r.o.* [online]. 2012 [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/rm-125-ecowatt-ip44-ventilator-usporny>
- [12] Kruhová těsná uzavírací klapka KRT-K. *Vzduchotechnika Multi-VAC velkoobchod* [online]. 2013 [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.multivac.cz/produkty/krt-k>
- [13] Servopohony. *Male ventilatory* [online]. 2013 [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.maleventilatory.cz/images/td-04-230-1.pdf>

- [14] Snímače teploty s rychlou odezvou. *A.P.O. - ELMOS - měření a regulace* [online]. 2014 [cit. 2014-03-24]. Dostupné z: <http://www.apoelmos.cz/products/odporove-snimace-teploty-s-jimkou-77000/42-ns-pts-hs-snimace-teploty-s-rychlou-odezvou/>
- [15] Snímače tlaku. *BD SENSORS - snímače tlaku - sondy výšky hladiny - spínače a zobrazovače* [online]. 2014 [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://www.bdsensors.cz/tlak/snimace-tlaku/detail/produkt/dmp-341/>
- [16] PLC Tecomat Foxtrot. *Teco a.s. český výrobce průmyslových řídicích systémů PLC.* [online]. 2014 [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://www.tecomat.com/kategorie-308-tecomat-foxtrot.html>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

C6+	Uhlovodíky vyšších řetězců.
CO	Oxid uhelnatý.
CO ₂	Oxid uhličitý.
ČSN	Česká technická norma.
DPH	Daň z přidané hodnoty.
EN	Evropská norma.
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci.
MS EXCEL	Tabulkový procesor od firmy Microsoft.
NO _x	Souhrnné označení pro oxidy dusíku.
PLC	Programovatelný logický automat.
SCADA	Dispečerské řízení a sběr dat.

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1: Schéma cyklotermického principu pro ohřev pečné plochy.</i>	17
<i>Obr. 2: Blokový hořák. [2]</i>	29
<i>Obr. 3: Regulace výkonu blokových hořáků. [2]</i>	30
<i>Obr. 4: Směšování plynu se vzduchem. [2]</i>	30
<i>Obr. 5: Souproud.</i>	43
<i>Obr. 6: Protiproud.</i>	43
<i>Obr. 7: Křížový tok.</i>	43
<i>Obr. 8: Průběh teplot pro souproudý a protiproudý výměník. [7]</i>	45
<i>Obr. 9: Vnitřní struktura PLC.</i>	50
<i>Obr. 10: Programový cyklus.</i>	50
<i>Obr. 11: Ukázka prostředí Control Webu. [6]</i>	52
<i>Obr. 12: Schéma pece.</i>	55
<i>Obr. 13: Stávající řešení.</i>	62
<i>Obr. 14: Stávající řešení.</i>	63
<i>Obr. 15: Navržené řešení předeřívání spalovacího vzduchu.</i>	64
<i>Obr. 16: Programovatelný automat Foxtrot CP – 1005. [16]</i>	65
<i>Obr. 17: Schéma regulace.</i>	66
<i>Obr. 18: Uzavírací klapka. [12]</i>	67
<i>Obr. 19: Servopohon uzavírací klapky. [13]</i>	67
<i>Obr. 20: Měření teploty NS 161. [14]</i>	68
<i>Obr. 21: Snímač tlaku DMP 341. [15]</i>	69
<i>Obr. 22: Návrh výměníku spaliny – vzduch.</i>	70
<i>Obr. 23: Vzduchová cesta v [mm] pro stanovení tlakové ztráty.</i>	77
<i>Obr. 24: Charakteristika ventilátoru RM 125 ECOWATT. [11]</i>	81
<i>Obr. 25: Ventilátor RM 125. [11]</i>	82
<i>Obr. 26: Vizualizace procesu pomocí Control Webu.</i>	83

SEZNAM TABULEK

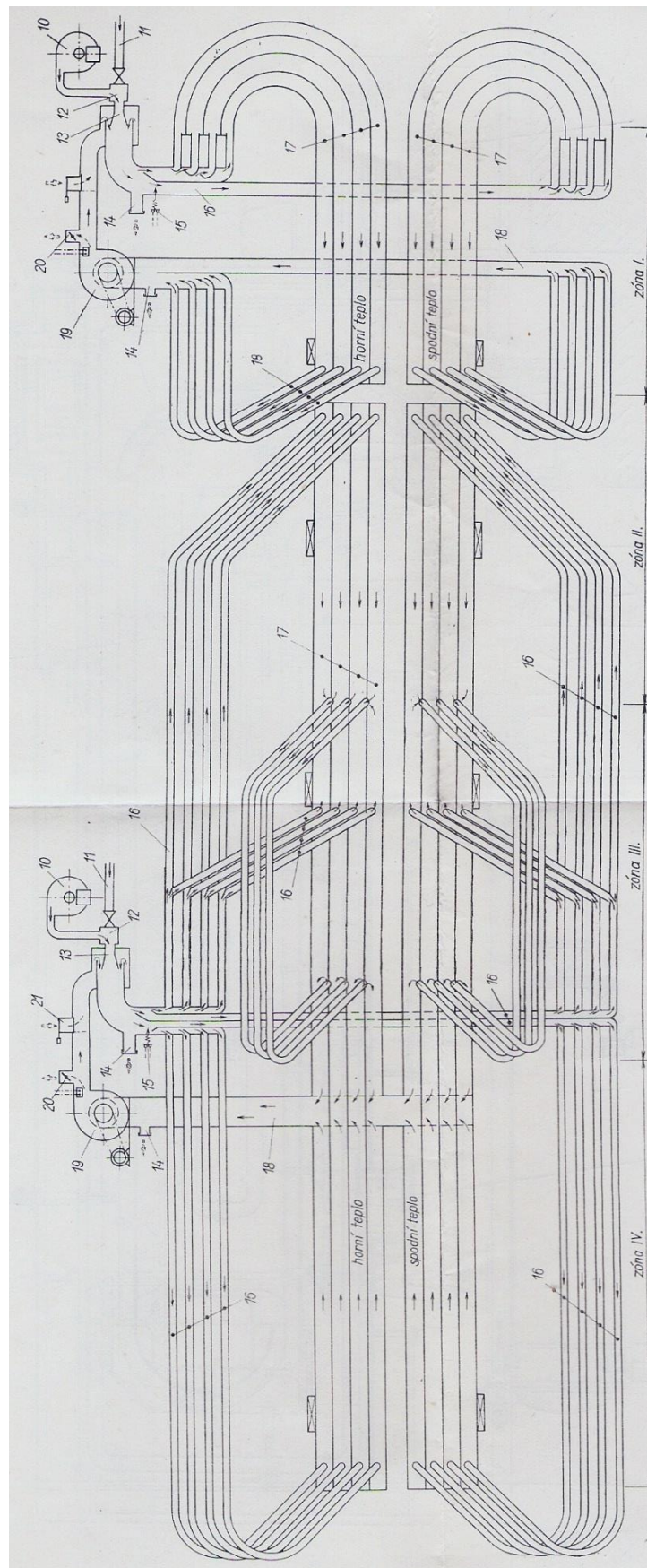
<i>Tab. 1: Přibližné hodnoty tepelné vodivosti některých potravin ve srovnání s několika nepotravinovými materiály. [1, s. 258]</i>	13
<i>Tab. 2: Ztráty pečením u žitného chleba. [4, s. 19]</i>	14
<i>Tab. 3: Hustota tepelných toků pece do okolí. [4, s. 36]</i>	23
<i>Tab. 4: Složení zemního plynu.</i>	31
<i>Tab. 5: Spalné teplo a výhřevnost jednotlivých složek zemního plynu při $\theta=0$ °C, $p=101,325$ kPa.</i>	32
<i>Tab. 6: Stanovení spalného tepla a výhřevnosti dílčích složek směsi plynu.</i>	33
<i>Tab. 7: Sumační faktor pro jednotlivé složky plynné směsi</i>	34
<i>Tab. 8: Shrnutí vlastností reálného zemního plynu při $\theta=0$ °C, $p=101,325$ kPa.</i>	35
<i>Tab. 9: Složení vzduchu.</i>	35
<i>Tab. 10: Velikost součinitele zvětšení objemu vzduchu χ [-] v závislosti na teplotě a relativní vlhkosti vzduchu. [3]</i>	36
<i>Tab. 11: Závislost množství spalin a vzduchu na přebytku spalovacího vzduchu.</i>	39
<i>Tab. 12: Vliv koeficientu vzduchu n na rosný bod spalin zemního plynu. [2]</i>	39
<i>Tab. 13: Některé hodnoty součinitelů místních odporů ζ [-]</i>	47
<i>Tab. 14: Technické údaje pece.</i>	55
<i>Tab. 15: Výsledky měření plynných emisí.</i>	56
<i>Tab. 16: Průměrné hodnoty.</i>	56
<i>Tab. 17: Složení hotových výrobků.</i>	57
<i>Tab. 18: Množství spalin vzniklých spálením 1 m^3 zemního plynu při $n = 1,3$.</i>	58
<i>Tab. 19: Vyčíslené ztráty pece.</i>	61
<i>Tab. 20: Popis vstupů a výstupu automatu Foxtrot CP – 1005.</i>	65
<i>Tab. 21: Seznam vstupů/výstupu.</i>	66
<i>Tab. 22: Vstupní parametry.</i>	70
<i>Tab. 23: Přehled teoretických výpočtů.</i>	74
<i>Tab. 24: Parametry výměníku.</i>	75
<i>Tab. 25: Parametry ventilátoru RM 125 ECOWATT.</i>	81
<i>Tab. 26: Ceny energií bez DPH.</i>	84
<i>Tab. 27: Využití výkonu výměníku během roku.</i>	84
<i>Tab. 28: Investiční náklady.</i>	86
<i>Tab. 29: Ekonomické parametry projektu.</i>	88

SEZNAM PŘÍLOH

P I UKÁZKA TOPNÉHO ROZVODU PECE

P II USPOŘÁDÁNÍ PECE

PŘÍLOHA P I: UKÁZKA TOPNÉHO ROZVODU PECE [4]



PŘÍLOHA P II: USPOŘADÁNÍ PECE

