

Návrh využití odpadního tepla ze sušárny písku ve Slévárně ZPS – TAJMAC a.s. Zlín, včetně uplatnění moderních metod řízení a monitorování - 2.varianta

The proposal of waste heat usage from the sand drier in the Slévárna ZPS – TAJMAC a.s. Zlín, including the implementation of modern methods of control and monitoring – 2nd version

Bc. Pavel Růčka

Diplomová práce
2007



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky
Ústav automatizace a řídicí techniky
akademický rok: 2006/2007

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel RŮČKA**
Studijní program: **N 3902 Inženýrská informatika**
Studijní obor: **Automatické řízení a informatika**

Téma práce: **Návrh využití odpadního tepla ze sušárny písku ve Slévárně ZPS_TAJMAC a.s.Zlín, včetně uplatnění moderních metod řízení a monitorování – 2.varianta**

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte využití tepla spalin z výstupu ze sušárny písku pro předsušení vstupujícího písku na dopravníku, včetně bilančních výpočtů, technického řešení, ekonomického hodnocení.
2. Řešení bude také obsahovat návrh monitorování, řízení a zpracování dat pro účely hodnocení energetických účinků.
3. Navrhněte řízení a monitorování procesů, včetně přenosu dat, přístupových práv, s využitím přístupu z internetu.
4. Proveďte analýzu, bilanční výpočty, návrh parametrů zařízení, návrh software, hardware a základní dokumentace.

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

1/ Schramek,R.: Taschenbuch fur Heizung und Klimatechnik. R. Oldenbourg Verlag, 1994

2/ Zálešák,M.: Energetický audit Kovárna VIVA a.s., 2006

2/ Bašta, J.: Hydraulika a řízení otopných soustav. ČVUT Praha, 2003

3/ Topenářská příručka. GAS Praha, 2001

4/ Firemní literatura Honeywel, Sneider Electric, AMIT, TECO, LDM, Siemens

5/ Příručka k programu Control Web

7/ Haber,J.: Strojní sušení. SNTL Praha 1956

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Zálešák, CSc.**
Ústav automatizace a řídicí techniky

Datum zadání diplomové práce: **13. února 2007**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2007**

Ve Zlíně dne 13. února 2007

prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
děkan



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá jednou z možných variant využití odpadního tepla ze sušárny písku a to pro předsušení písku na pásovém dopravníku. Řešení obsahuje bilanční výpočty, technické řešení a s ním spojené ekonomické hodnocení, návrh řízení a monitorování procesů včetně přenosu dat a přístupových práv s využitím přístupu z internetu.

Klíčová slova: fluidní sušárna, bilanční výpočty, tepelné ztráty, výměník tepla, řízení a monitorování.

ABSTRACT

This diploma work deals with the one of possible versions of waste heat usage from sand drier and its utilization for the pre-drying of the sand entering the sand drier on belt conveyor by the preheated air flow. The solution contains balance calculations, technical solutions and related economical evaluation, proposal of procedures control and monitoring, including data and access rights transmission via the Internet.

Keywords: fluidization dryer, balance calculations, heat losses, heat exchanger, control and monitoring.

Děkuji vedoucímu své diplomové práce Ing. Martinu Zálešákovi, CSc. za odborné vedení, podnětné připomínky a rady udílené při vypracování práce. Dále děkuji zaměstnancům ZPS-Slévárny, a.s. Zlín za poskytnutí všech materiálů potřebných k vypracování této práce a také za ochotu při zodpovězení všech dotazů.

Prohlašuji, že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků, je-li to uvolněno na základě licenční smlouvy, budu uveden jako spoluautor.

Ve Zlíně

.....
Podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	8
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 VÝMĚNÍKY TEPLA	11
1.1 KLASIFIKACE VÝMĚNÍKŮ	11
1.1.1 Výměníky trubkové	12
1.1.2 Výměníky spirálové.....	12
1.1.3 Výměníky deskové	13
1.2 TEPelné VÝPOČTY VÝMĚNÍKŮ	15
1.2.1 Návrhový výpočet	15
2 PROUDĚNÍ TEKUTIN V POTRUBÍ	17
2.1 ROZLOŽENÍ RYCHLOSTI PŘI TURBULENTNÍM PROUDĚNÍ	18
3 SDÍLENÍ TEPLA	19
3.1 SDÍLENÍ TEPLA KONVEKČÍ	20
3.1.1 Přestup tepla volnou konvekcí	21
3.1.2 Přestup tepla nucenou konvekcí.....	22
3.2 SDÍLENÍ TEPLA SÁLÁNÍM.....	22
3.3 SLOŽENÉ SDÍLENÍ TEPLA	23
4 ZTRÁTY MECHANICKÉ ENERGIE PŘI PROUDĚNÍ TEKUTINY POTRUBÍM	25
5 SUŠENÍ	27
5.1 VAZBA VLHKOSTI V MATERIÁLU	27
5.2 SUŠICÍ MÉDIUM.....	28
5.3 STATIKA SUŠENÍ	30
5.3.1 Materiálová bilance sušení	30
5.3.2 Energetická bilance sušení	31
5.4 SUŠÁRNY.....	33
6 SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU	35
6.1 HOŘÁKY PRO SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU.....	35
6.1.1 Rozdělení hořáků	35
6.1.2 Základní vlastnosti hořáků	37
6.1.3 Stanovení základních parametrů hořáků	38
7 MODERNÍ METODY ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ	41
7.1 CONTROL WEB.....	41
II PRAKTICKÁ ČÁST	43
8 POMOCNÉ VÝPOČTY	44

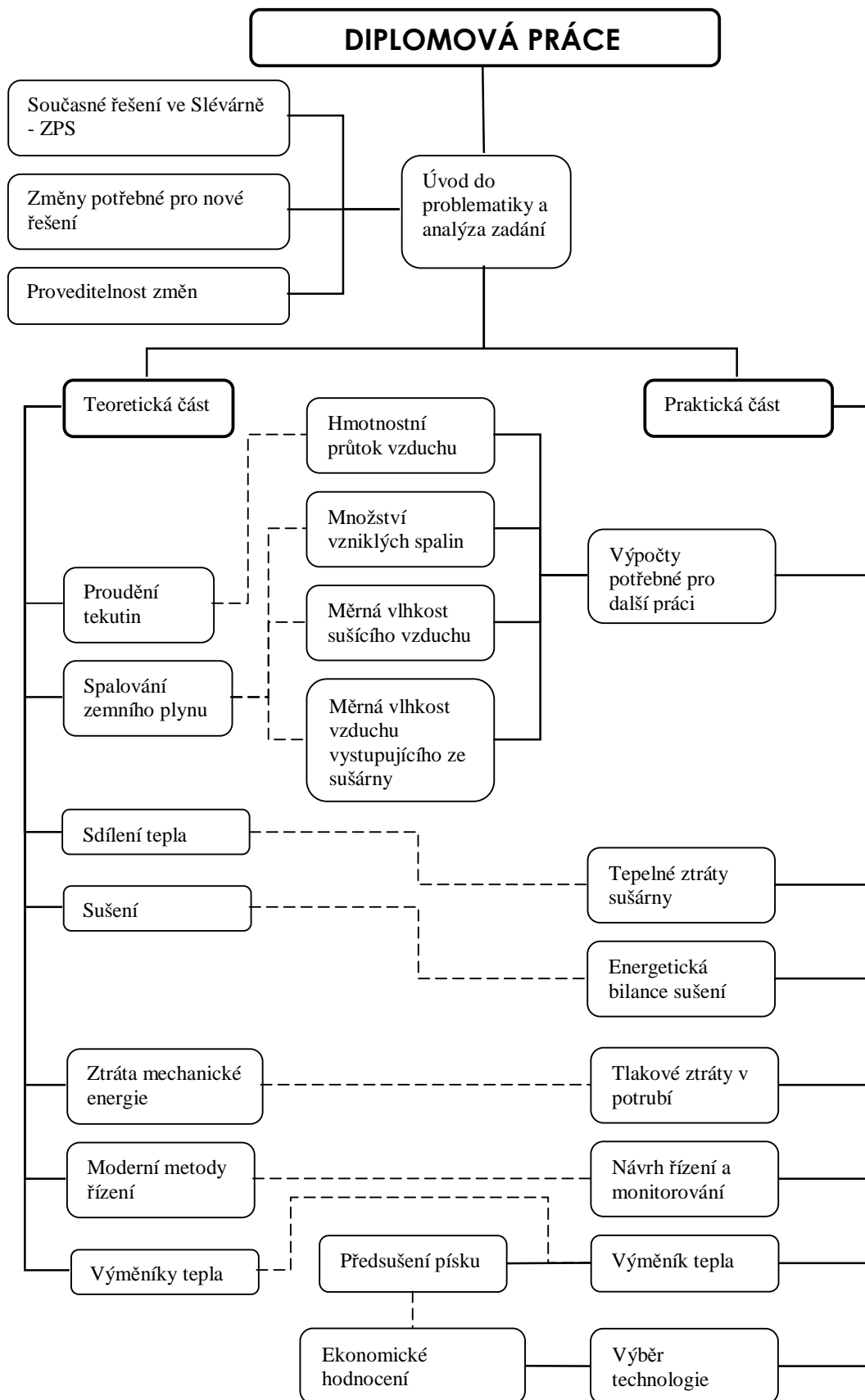
8.1	MĚŘENÍ HMOTNOSTNÍHO PRŮTOKU VZDUCHU	44
8.2	MNOŽSTVÍ VZNIKLÝCH SPALIN	46
8.3	MĚRNÁ VLHKOST VZDUCHU URČENÉHO K SUŠENÍ	48
8.4	MĚRNÁ VLHKOST VZDUCHU VYSTUPUJÍCÍHO ZE SUŠÁRNY.....	48
9	TEPELNÉ ZTRÁTY SUŠÁRNY	50
9.1	ZTRÁTY TEPLA KONVEKČÍ	51
9.2	ZTRÁTY TEPLA SÁLÁNÍM	54
10	ENERGETICKÁ BILANCE SUŠENÍ	56
10.1	VÝPOČET OBJEMOVÉHO PRŮTOKU ZEMNÍHO PLYNU	57
10.2	ZVÝŠENÍ HMOTNOSTNÍHO PRŮTOKU PÍSKU VLIVEM PŘEDSUŠENÍ	59
11	VÝMĚNÍK TEPLA	61
11.1	NÁVRHOVÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA	63
12	VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT.....	69
13	PŘEDSUŠENÍ PÍSKU NA VSTUPU DO SUŠÁRNY	71
14	ŘÍZENÍ, MONITOROVÁNÍ A ARCHIVACE DAT.....	75
14.1	NÁVRH ŘÍZENÍ.....	75
14.2	NÁVRH MONITOROVÁNÍ V PROGRAMU CONTROL WEB	76
14.3	ARCHIVACE DAT.....	79
14.4	WEBOVÉ ROZHRAŇÍ APLIKACE	80
15	VÝBĚR TECHNOLOGIE.....	84
16	EKONOMICKÉ HODNOCENÍ.....	87
16.1	ZISK PROJEKTU	87
16.2	EKONOMICKÉ PARAMETRY PROJEKTU.....	87
	ZÁVĚR	92
	ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ	93
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	95
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	98
	SEZNAM OBRÁZKŮ	101
	SEZNAM TABULEK.....	102
	SEZNAM PŘÍLOH.....	103

ÚVOD

Slévárna-ZPS je jednou z největších sléváren v Evropě, vyrábějící velmi složité odlitky ze šedé a tvárné litiny. Její tradice se datuje od roku 1923, kdy začala vyrábět první výrobky. Šedá litina se vyrábí přetavením surového vysokopečnického železa a ocelového šrotu v kuplovných nebo v elektrických pecích. Roztavený kov se potom odlévá převážně do pískových forem. Výroba v sobě zahrnuje několik provozů nutných k jejímu zajištění. Jedním z nich je sušení a recyklace slévárenského písku. Písek se ve slévárně používá jako základní látka na výrobu forem. Přídavnými látkami jsou různá pojiva, například vodní sklo. Na vstupu do sušárny má písek vlhkost kolem 5%. Tato vlhkost je příliš vysoká na to, aby bylo možné písek využívat ve slévárenském procesu. Je nutné jej tedy vysušit na co nejnižší vlhkost tak, aby při slévání nedocházelo k odpařování vody a tím se nevytvářely praskliny v odlitku.

Sušení probíhá ve fluidní sušárně, kde dochází při sušení pískových zrn k jejich vznosu, vzniká fluidní vrstva, ve které dochází k intenzivnímu odvádění vody přítomné v písku. Vzduch používaný na vytvoření fluidní vrstvy má teplotu asi 560°C na vstupu do sušárny. Po usušení písku se zvětší měrná vlhkost vzduchu a sníží se jeho teplota na 75°C. Vzduch je poté odváděn komínem do ovzduší. Usušený písek je pak odváděn do chladničky, kde se ochladí na nižší teplotu a poté je smíchán s dalšími látkami zajišťujícími jeho požadované vlastnosti. Použitý slévárenský písek je recyklován a po praní je znovu použit.

V současném konkurenčním prostředí je kladen velký důraz na cenu výrobků, na níž má velký vliv vložená energie a proto je tolik důležité snižovat náklady na výrobu každého kusu výrobku. Předložená práce je rozdělena do dvou částí. První část je teoretická a druhá je praktická. Teoretická část obsahuje všechny podklady pro vypracování praktické části, která se zabývá návrhem řešení pro využití odpadního tepla vzduchu vystupujícího ze sušárny na předsušení písku vstupujícího do sušárny. Předsušením dojde k poklesu vlhkosti písku a tím i nákladů na proces sušení. Schéma celé práce je zobrazeno na obrázku (Obr. 1) a je v něm vidět jednak co bylo náplní této práce a také propojení teoretické a praktické části.



Obr. 1. Schéma práce

TEORETICKÁ ČÁST

1 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou zařízení v průmyslu velmi rozšířená a velmi důležitá. Slouží k nejrůznějším účelům, např. k chlazení a mražení materiálů plyných, kapalných i pevných, nebo naopak k jejich ohřívání, k fázové přeměně varem, kondenzací, sublimací, krystalizací, k využití energie např. spalin odcházejících ze spalovacího procesu do komína, k udržování požadované teploty apod. [1].

Ve výměníku tepla předává tekutina o vyšší teplotě teplo tekutině chladnější. Teplota obou tekutin se podél stěny výměníku mění, takže se mění i teplotní spád. Pokud by na stěnách výměníku docházelo ke kondenzaci nebo varu, které probíhají při konstantním tlaku a teplotě, v tom případě by pak teploty obou tekutin zůstávaly konstantní. Není-li však průběh teplot podél plochy výměníku lineární, je potřebné určit střední teplotní rozdíl [2].

Účinnost výměníků závisí především na velikosti teplosměnné plochy, tj. na velikosti výměníku. S rostoucí plochou výměníku však stoupá i jeho cena. Je-li řazeno více výměníků za sebou, účinnost zařízení také roste, nicméně současně rostou výrazně i tlakové ztráty. Účinnost výměníků lze zvýšit i zvyšováním součinitele prostupu tepla mezi vzduchem a výměníkem, buď vyšší rychlostí proudění a nebo úpravami (zdrsněním) povrchů. Avšak i toto řešení většinou vede k vyšším tlakovým ztrátám [3].

1.1 Klasifikace výměníků

Výměníky tepla lze klasifikovat dle způsobu použití (ohříváče, vařáky, kondenzátory, ...), dle počtu a uspořádání proudů (výměna tepla mezi dvěma nebo více médii, ...), dle charakteru výměny tepla (beze změny či se změnou fáze) nebo dle počtu teplosměnných ploch (směšovací výměníky, regenerační výměníky a rekuperační výměníky) [4].

Výměníky pracující s ustáleným teplotním polem jsou charakterizovány tím, že se obě tekutiny přivádějí do výměníku současně a teplo přechází z tekutiny teplejší do chladnější. Takovými výměníky říkáme rekuperátory. Výměníky pracující s neustáleným periodicky proměnným teplotním polem se nazývají regenerátory [2].

Rekuperátory jsou z hlediska konstrukce velmi různé, ale z hlediska sdílení tepla se liší hlavně uspořádáním vzájemného směru proudění tekutin. Nejjednodušší způsoby jsou souprout, protiproud a křížový proud. Při souproutu proudí tekutiny podél výměnné

plochy stejným směrem. Při protiproudu navzájem opačnými směry. Při křížovém proudu je vzájemný proud tekutin na sebe kolmý [2].

Mezi tři nejčastější typy výměníků tepla patří výměníky trubkové, spirálové a deskové.

1.1.1 Výměníky trubkové

Trubkové výměníky jsou nejčastějším typem výměníků, který je vhodný i pro vysoké tlaky a teploty. Tyto typy výměníků jsou univerzální, použitelné pro kapaliny i plynu (včetně fázových změn, tj. jako vařáky a kondenzátory). Vzájemná orientace proudů se v jednotlivých partiích výměníku mění (někde je souproud, protiproud nebo křížový tok); záleží na vedení toku v mezitrubkovém prostoru – plášti, který může být rozdělen podélnými i příčnými přepážkami (segmentovými, diskovými, šroubovicovými, tyčovými). Směr proudění v trubkách se rovněž může měnit – jeho orientaci určují dělicí přepážky v rozdělovacích komorách – hlavách výměníku.

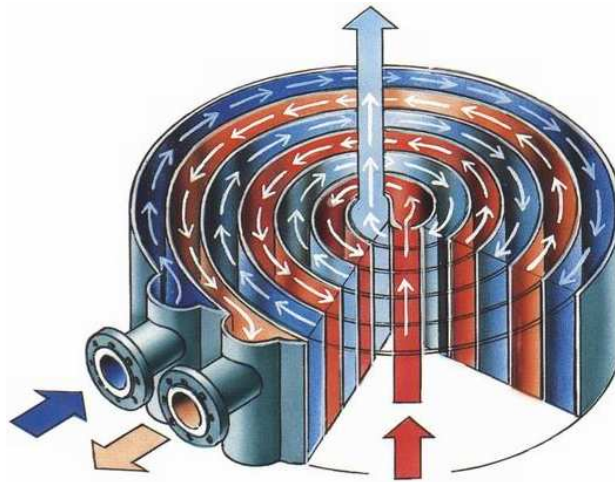
Základní konstrukční varianty přední a zadní komory i pláště výměníku jsou označovány dle standardu TEMA písmeny A až W. Např. varianta A označuje přední komoru s přišroubovaným víkem a přírubou, na niž navazuje trubkovnice (kruhová deska s otvory, do nichž jsou zavařeny nebo zaválcovány trubky). U varianty C je trubkovnice integrální částí komory a u N dokonce integrální částí pláště. Některé varianty zadní komory popisují způsoby, kterými se konstruktér (a výměník) vyrovnává s dilatacemi – rozdílnou roztažností pláště a trubek (tato opatření je třeba uvažovat tehdy, překročí-li rozdíl teplot pláště a trubek 20°C) [4].

1.1.2 Výměníky spirálové

Na rozdíl od trubkových výměníků, patří vlastně spirálové výměníky (Obr. 2) do kategorie výměníků deskových. Obě media proudí (zpravidla v protiproudu) ve spirálově zakřivených kanálech, přičemž zakřivení zvyšuje intenzitu přestupu tepla (což lze logicky očekávat) a současně snižuje kritickou hodnotu Re přechodu do turbulence (což je překvapivé, protože u spirálových trubek dochází naopak k výraznému zvýšení Re_{krit}).

Nevýhodou, stejně jako u všech deskových výměníků, je omezení tlaků a u některých starších provedení možnost netěsností. Spirálové výměníky jsou kompaktnější než trubkové – to jest mají při daném zastavěném objemu větší teplosměnnou plochu. Mezi

hlavní přednosti však patří relativně nízké tlakové ztráty a velmi malý sklon k zanášení (daný minimálními mrtvými objemy a hladkými plochami). Tyto vlastnosti umožňují použití spirálových výměníků pro ohřev vláknitých materiálů ve zpracovatelském (např. papírenském) průmyslu, metalurgii a samozřejmě v průmyslu potravinářském [4].



Obr. 2. Spirálový výměník tepla

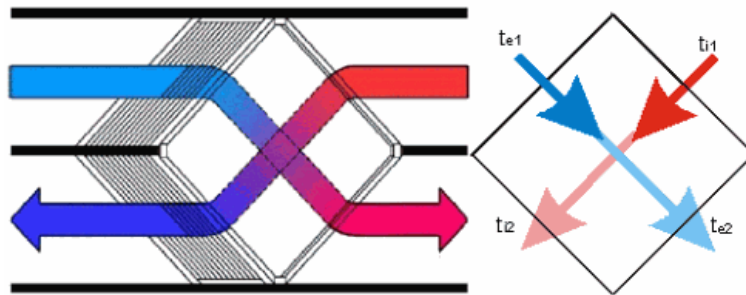
1.1.3 Výměníky deskové

Deskové výměníky jsou velmi rozšířené především v zařízeních s menším průtokem vzduchu. Proud odváděného vzduchu prochází výměníkem a od proudu přiváděného vzduchu je oddělen tepelně vodivými profilovanými deskami. Tyto desky jsou teplosměnnou plochou výměníku. Desky mohou být z různých materiálů (nerez, ocel, hliník, plasty) a bývají slepeny nebo jinak mechanicky spojeny, sletovány nebo svařeny, výjimečně i sešroubovány. Profil desek a šířka průduchů záleží na předpokládaném znečištění vzduchu. Typická deska výměníku je vylisovaná z nerezového plechu a má v rozích čtyři otvory. Pro každý kanál jsou vždy dva otvory funkční a druhé dva oddělené od průtočného kanálu těsnicí lištou. Způsob těsnění, stejně jako tvarování desek je předmětem soustavného vývoje. Deskové výměníky jsou vhodné i pro velmi agresivní prostředí, protože přední výrobci dodávají desky nejen z nerezových ocelí, ale i z titanu a uhlíkových kompozitů.

Média proudí ve štěrbinách mezi na sobě naskládanými deskami, které jsou

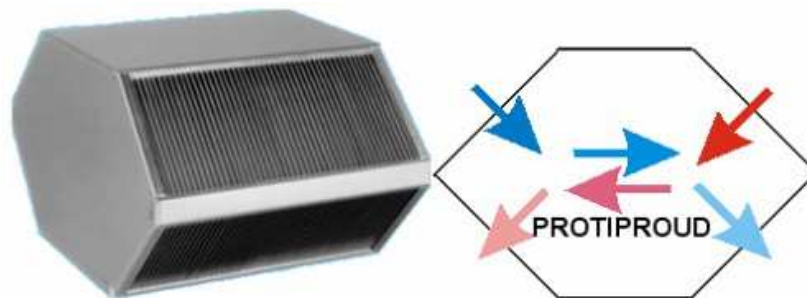
profilovány tak, aby přestup tepla byl co nejvyšší a současně aby nedocházelo k nadměrnému zanášení teplosměnných ploch.

Nejčastější je provedení deskových výměníků s kolmým křížením proudů ve tvaru čtverce (Obr. 3). Teplotní účinnost deskových výměníků s křížením proudů je 40 až 80%.



Obr. 3. Deskový výměník s křížovým proudem

Existují i výměníky s částečně protiproudým vedením toků (Obr. 4), které mají vyšší účinnost, a to až 95% [3].



Obr. 4. Deskový výměník s protiproudem

Jisté omezení použitelnosti deskových výměníků představují teploty (u těsněných výměníků záleží na materiálu těsnění: NITRIL do cca 140°C, EPDM do 170°C, pro vyšší teploty (cca 220°C) pak tvrdá těsnění jako grafitové folie). Přípustné tlaky jsou u těsněných výměníků maximálně 2,5 MPa, většinou méně (čím větší desky, tím menší přípustný přetlak). Deskové výměníky se vyrábějí i v nerozebíratelném provedení, pájené nebo svařované [4], [3].

1.2 Tepelné výpočty výměníků

Způsob výpočtu výměníků závisí na tom, zda se projektuje nový výměník (návrhový výpočet, výsledkem je především stanovení teplosměnné plochy) nebo se zjišťuje, jak se bude daný výměník chovat při určitých provozních podmínkách (kontrolní výpočet, obvykle se určuje tepelný výkon a výstupní teploty) [4].

1.2.1 Návrhový výpočet

Při návrhovém výpočtu jde o určení teplosměnné plochy S , a protože známe nebo odhadneme součinitel prostupu tepla k i W_{min} , je vlastně třeba vypočítat NTU (počet převodových jednotek). Při návrhovém výpočtu výměníku musí být zadané alespoň tři teploty a z tepelné bilance (1) se snadno dopočítá i ta čtvrtá. Známé teploty určují účinnost výměníku a hodnota NTU se pak může získat řešením Schnellerovy aproximace (4).

Čtyři vstupní/výstupní teploty obou proudů jsou se skutečným výkonem výměníku vázány integrální tepelnou bilancí

$$\dot{Q} = W_1 |T_1' - T_1''| = W_2 |T_2' - T_2''| \quad (1)$$

kde
$$W_i = \dot{M}_i \cdot c_{pi} \quad (2)$$

Účinnost výměníku je definována jako poměr skutečného výkonu výměníku a maximálního výkonu

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{W_i (T_i' - T_i'')}{W_{min} (T_{max}' - T_{min}') } \quad (3)$$

Počet převodových jednotek (NTU) se vypočítá pomocí Schnellerovy aproximace, která umožňuje explicitní vyjádření NTU

$$NTU = \frac{1}{Z} \ln \frac{2 - \left(1 + \frac{W_1}{W_2} - Z\right) \varepsilon}{2 - \left(1 + \frac{W_1}{W_2} + Z\right) \varepsilon} \quad (4)$$

$$Z = \sqrt{\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)^2 - 4P \frac{W_1}{W_2}} \quad (5)$$

kde Z je pomocná veličina závisící na poměru tepelných kapacit proudů a na parametru

P , který se nazývá index protiproudosti. Pro souproudý výměník $P = 0$, pro protiproudý $P = 1$ a pro křížový výměník bez promíchávání proudů $P = 0,82$ [4].

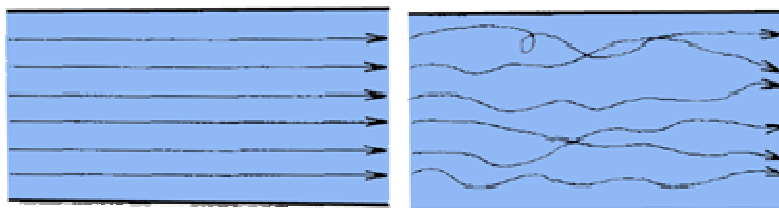
Velikost výměníku charakterizuje bezrozměrné kritérium NTU

$$NTU = \frac{k \cdot S}{W_{\min}}, \quad (6)$$

kde k je součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$], S – teplosměnná plocha [m^2], W_{\min} – tepelná kapacita slabšího proudu [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$].

2 PROUDĚNÍ TEKUTIN V POTRUBÍ

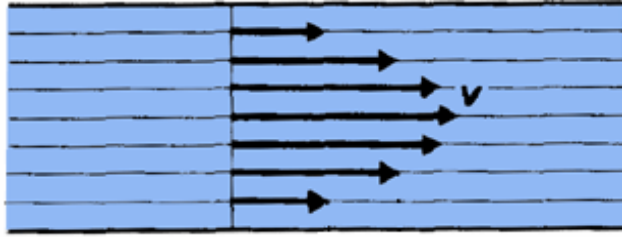
Při nastříknutí barviva do vody proudící v trubce pozoroval Reynolds dva odlišné typy proudění. Při malých rychlostech se částice kapaliny pohybovaly přímo a barvivo setrvalo v ose trubky kam bylo nastříknuto. Proudění bylo laminární. Při určité kritické hodnotě rychlosti došlo k narušení tohoto způsobu proudění. Částice kapaliny vedle postupného pohybu ve směru osy trubky začaly neuspořádaně kmitat a barvivo se postupně rozptýlilo do celého průřezu trubky (Obr. 5). Proudění bylo turbulentní. U nízkoviskozních tekutin bývá proudění velmi často turbulentní [5].



Obr. 5. Laminární a turbulentní proudění tekutiny

Přechod od laminárního k turbulentnímu proudění je složitý děj, který je velmi úzce spjat s hodnotou Reynoldsova čísla, tj. s hodnotou vzájemného poměru setrvačných a vazkých sil. Při hodnotách $Re > 2000$ je většinou proudění v uzavřených kanálech nestabilní a nastávají podmínky pro přechod do turbulence. Při obtékání těles se při hodnotách Reynoldsova čísla řádově 105 mění charakter proudění v mezní vrstvě z laminárního na turbulentní. Přesná hodnota kritického Reynoldsova čísla, při které nastává změna laminárního proudění na turbulentní, závisí na řadě faktorů.

Při proudění reálné kapaliny trubicí není rychlost částic kapaliny v celém průřezu trubice stejná. Vrstva kapaliny, která se stýká bezprostředně se stěnami trubice, se pohybuje nejmenší rychlostí nebo je vzhledem ke stěnám trubice v klidu. Po této tzv. mezní vrstvě kapaliny se posouvá další vrstva, jejíž rychlost je již vzhledem k stěnám trubice větší. Podobně se posouvají postupně větší a větší rychlostí další vrstvy kapaliny jedna po druhé. Největší rychlost mají pak částice kapaliny ve středu průřezu trubice. Vektory rychlostí jednotlivých vrstev jsou znázorněny na obrázku (Obr. 6) [6].



Obr. 6. Vektory rychlosti proudění reálné tekutiny

2.1 Rozložení rychlosti při turbulentním proudění

Při vyjadřování rychlostních profilů při turbulentním proudění se v literatuře v zásadě setkáváme se dvěma přístupy. První přístup je čistě empirický a druhý semiempirický [5].

Při empirickém přístupu je rychlostní profil vyjadřován mocninovou závislostí mezi střední časovou rychlostí \tilde{v}_z a odlehlostí od stěny y

$$\frac{\tilde{v}_z}{\tilde{v}_{\max}} = \left(\frac{y}{y_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (7)$$

kde y_{\max} je souřadnice [m] maximální rychlosti \tilde{v}_{\max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]. Při proudění v potrubí závisí hodnota exponentu n na Reynoldsově čísle a mění se od hodnoty 6 při $Re = 4000$ do 10 při $Re = 3,2 \cdot 10^6$. V literatuře se nejčastěji setkáváme s hodnotou exponentu $n = 7$, která odpovídá Reynoldsovu číslu přibližně 10^5 .

Při semiempirickém přístupu vyjdeme z koncepce směšovací délky, kterou doplníme Prandtlovým předpokladem o přímé úměrnosti mezi směšovací délkou a odlehlostí od stěny [5].

3 SDÍLENÍ TEPLA

Sdílení tepla (přenos tepla, termokinetika) je nauka, která se zabývá jevy týkajícími se přenosu, respektive šíření tepla. Tvoří součást termomechaniky, to jest nauky o teple v širším smyslu [7].

Existuje-li v prostoru rozdíl teplot, může docházet k přenosu energie z oblasti o vyšší teplotě do oblasti s nižší teplotou. Například při dotyku dvou těles, majících různou teplotu, dochází mezi nimi k výměně pohybové energie jejich strukturních částic (molekul, atomů, volných elektronů), přičemž se intenzita pohybu částic teplejšího tělesa zmenšuje a částic chladnějšího tělesa zvětšuje. Proto teplejší těleso se ochlazuje a chladnější se ohřívá. Tok energie, předávané částicemi teplejšího tělesa částicím chladnějšího tělesa, se nazývá tepelným tokem. Podmínkou vzniku tepelného toku je tedy rozdíl teplot a jeho směrem je směr, kterým klesá teplota [7].

Sdílení tepla může probíhat různými způsoby, z nichž tři považujeme za základní:

1) *Sdílení tepla vedením – kondukcí*

Vyskytuje se zejména u pevných těles, pokud v nich existuje rozdíl teplot, ale též u tekutin za předpokladu, že je můžeme uvažovat makroskopicky v klidu. Vedení tepla je způsobeno pohybem mikročástic (molekul, atomů) jejichž kmitáním se přenáší energie z míst s vyšší teplotou na místa s nižší teplotou.

2) *Sdílení tepla prouděním – konvekcí*

O sdílení tepla konvekcí hovoříme při sdílení tepla mezi dvěma spolu sousedícími fázemi, z nichž alespoň jedna je tekutá (nejčastějším případem je kombinace tekutina-tuhá stěna). Přenos tepla se děje přemísťováním makročástic – promícháváním tekutiny a je nerozlučně spjat s přenosem samotného prostředí (například turbulentní nucené proudění nebo i přirozená konvekce) [8], [7].

3) *Sdílení tepla sáláním – radiací*

Sálání je přenos tepla vlněním elektromagnetické povahy. Teplo sálajícího tělesa se nejprve změní v záření, které po dopadu na pohlcující těleso se opět změní v teplo.

3.1 Sdílení tepla konvekcí

Vzhledem k širokému vymezení pojmu „sdílení tepla konvekcí“ je pod tento název zahrnuta řada dějů, které se od sebe mohou i dosti podstatně lišit. Na obrázku (Obr. 7) jsou znázorněny základní případy sdílení tepla konvekcí. Tím ale nejsou všechny možnosti vyčerpány a lze dále rozlišovat různé případy sdílení tepla např. podle hydrodynamických poměrů a geometrického uspořádání systému [8].

Většinou bývá povaha děje tak složitá, že pro něj nejsou k dispozici teoreticky odvozené rovnice a jsme odkázáni na vztahy vzniklé vhodným vyhodnocením pokusných údajů – tzv. empirické korelace. Nejobecnější vztahy tohoto druhu dostaneme, využijeme-li při vyhodnocování dat teorie podobnosti a vyjádříme příslušné závislosti pomocí bezrozměrných kritérií. Při výpočtech součinitele přestupu tepla se mimo jiné využívají tato kritéria [8]

Grashofovo (vyjadřuje poměr sil vztlakových, setrvačných a třecích a je určujícím kritériem pro volné proudění)

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad (8)$$

Nusseltovo (pro poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě tekutiny)

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (9)$$

Prandtlovo (vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla)

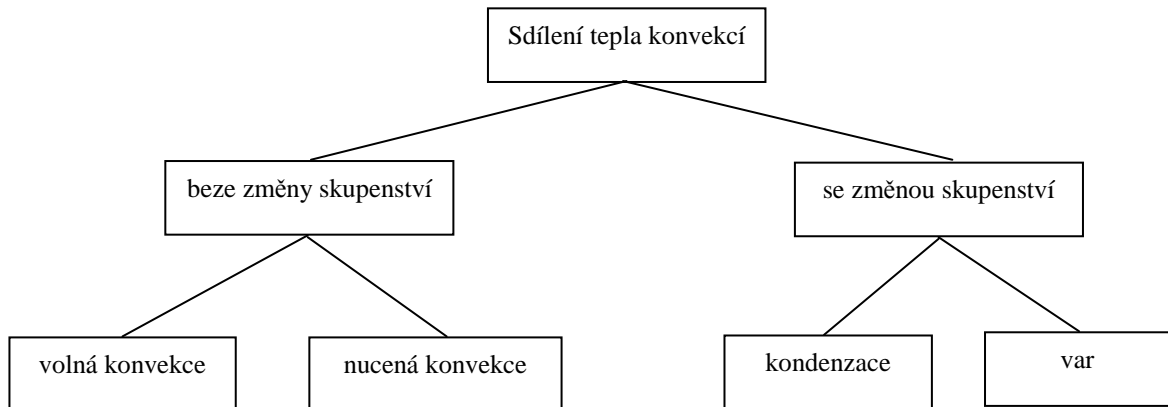
$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \eta}{\lambda} \quad (10)$$

Reynoldsovo (vyjadřující poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření)

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (11)$$

V rovnicích (8-11) g je tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$], l – charakteristický délkový rozměr systému [m], ν – kinematická viskozita [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$], β – teplotní objemová roztažnost [K^{-1}], Δt – rozdíl mezi teplotou tekutiny v dostatečné vzdálenosti od teplosměnné plochy (vně mezní vrstvy) a teplotou tekutiny na styku s teplosměnnou plochou [K], α – součinitel přestupu

tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$], λ - tepelná vodivost [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], a - teplotní vodivost [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$], c_p - měrné teplo [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$], η - dynamická viskozita proudícího média [$\text{Pa}\cdot\text{s}$], ν - charakteristická rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].



Obr. 7. Základní případy sdílení tepla konvekcí

3.1.1 Přestup tepla volnou konvekcí

O přestupu tepla volnou konvekcí hovoříme tehdy, je-li pohyb tekutiny v systému vyvolán pouze sdílením tepla. V neomezeném prostoru a u plynů a málo vodivých tekutin (nekovy) je určující pro přestup tepla tenká vrstva při stěně. V důsledku toho je v tomto případě možné vyjádřit závislost Nusseltova kritéria jako funkci dvou kritérií, a to Grashofova a Prandtlova

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (12)$$

Hodnoty konstant C a n jsou uvedeny v tabulce (Tab. 1) v závislosti na hodnotách $Gr \cdot Pr$. Vztah platí pouze pro hodnoty $Pr \geq 0,7$. Charakteristickým rozměrem je u koule, vodorovného kruhového kotouče a vodorovného válce průměr, u svislé rovinné i válcové stěny výška, u vodorovné obdélníkové desky její kratší strana. U horizontálních ploch vynásobíme součinitel přestupu tepla koeficientem 1,3, je-li ohřívací plochou horní strana nebo chladicí plochou spodní strana. V obou ostatních případech použijeme součinitele 0,7. Fyzikálně chemické vlastnosti tekutého média dosazujeme do rovnice (12) při teplotě

$$t_{st} = 0,5(\bar{t} + t_w) \quad (13)$$

kde t_w je teplota povrchu tuhé stěny [$^{\circ}\text{C}$] a \bar{t} - teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od stěny [$^{\circ}\text{C}$] [8].

Tab. 1. Konstanty vztahu (12)

$Gr \cdot Pr$	C	n
$< 10^{-3}$	0,5	0
$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

3.1.2 Přestup tepla nucenou konvekcí

Je-li tekutina v systému „donucena“ k toku kolem teplosměnné plochy jinak než pouze rozdílem teplot (popř. rozdílem koncentrací), hovoříme o nucené konvekcí [8].

Pro deskové výměníky tepla existuje řada kritériálních rovnic. Jejich analýza vede k závěru, že přestup tepla v nich lze přibližně charakterizovat vztahem

$$Nu = 0,1 \cdot Re^{0,7} Pr^{0,4} \quad (14)$$

který platí v rozsahu $200 < Re < 30000$. Pro výpočet Reynoldsova čísla a součinitele přestupu tepla se jako charakteristický délkový rozměr bere hydraulický průměr vypočtený podle vztahu

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (15)$$

kde S je plocha průřezu [m^2], O – obvod kanálu [m], [9].

3.2 Sdílení tepla sáláním

Přenos tepla sáláním je způsoben elektromagnetickým vlněním, které se šíří v prostoru rychlostí světla. Jeho existence a účinky nejsou podmíněny přítomností teplosměnného média. Mechanismus zářivého přenosu tepla je zásadně odlišný od mechanismu molekulárního nebo turbulentního přenosu [5]. Pro výměnu tepla sáláním

mezi dvěma šedými povrchy (rozlišenými indexy i a j) platí

$$\dot{Q} = \varphi_{i-j} A \varepsilon_n C_0 \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 \right] \quad (16)$$

kde φ_{i-j} je úhlový součinitel osálení [-], A – plocha jednoho ze sálajících povrchů [m^2], ε_n – úhlná relativní sálavost [-], T_i a T_j – teploty povrchů, mezi nimiž dochází k výměně tepla sáláním [K], C_0 – emisní konstanta absolutně černého tělesa [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$].

Vztahu (16) se používá k přibližným výpočtům i pro reálná tělesa.

3.3 Složené sdílení tepla

V podstatě jsou možné téměř všechny sériové i paralelní kombinace tří základních případů sdílení tepla (vedení, konvekce, sálání). Mezi dvě nejčastější patří sériová kombinace přestup – vedení – přestup a paralelní kombinace konvekce se sáláním. Sériová kombinace je tak častá, že pro ni existuje speciální termín – prostup tepla [8].

Máme-li tekutiny A a B odděleny tuhou stěnou, popřípadě složenou z několika vrstev různé tloušťky a tepelné vodivosti, můžeme psát pro tok tepla z tekutiny A do tekutiny B

$$\dot{Q} = k \cdot A (t_A - t_B) \quad (17)$$

kde k je součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$], A – teplosměnná plocha [m^2], t_A – teplota tekutiny A [K], t_B – teplota tekutiny B [K].

Součinitel prostupu tepla se pro oddělenou rovinnou přepážku složenou z n vrstev vypočítá podle vztahu

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B} \quad (18)$$

kde α_A a α_B jsou součinitelé přestupu tepla na straně tekutiny A, resp. B [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$], δ_j – tloušťka desky [m], λ_j – tepelná vodivost desky [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$].

Pro tekutiny odděleny válcovou přepážkou (trubkou) složenou z n vrstev nastává potíž v tom, že se plocha, kterou teplo prochází z tekutiny A do tekutiny B, mění, takže možností, jak definovat součinitele prostupu tepla je více. Tento problém obcházíme většinou tak, že zavádíme tzv. délkový součinitel prostupu tepla k_L vztažený na

jednotkovou délkou trubky. Pak platí

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_A d_A} + \frac{1}{\alpha_B d_B} + \sum_{j=1}^n \frac{\ln\left(\frac{d_{j+1}}{d_j}\right)}{2\lambda_j} \quad (19)$$

kde význam symbolů je podobný jako v rovnici (18); d_A je vždy průměr odpovídající fázovému rozhraní mezi tekutinou A a tuhou stěnou [m], analogicky d_B pro tekutinu B [m]. Přitom je buď $d_A = d_1$ a $d_B = d_{n+1}$, nebo $d_A = d_{n+1}$ a $d_B = d_1$. Volíme vždy tu z těchto dvou možností, která zajišťuje platnost podmínky $d_{j+1} > d_j$.

Tepelný tok pak vypočteme ze vztahu

$$\dot{Q} = k_L L(t_A - t_B) \quad (20)$$

kde L je délka trubky [m].

4 ZTRÁTY MECHANICKÉ ENERGIE PŘI PROUDĚNÍ TEKUTINY POTRUBÍM

Měrná ztráta mechanické energie e_{dis} se vyjadřuje jako násobek měrné kinetické energie tekutiny v potrubí o průměru d a délce l , takže obecně pro několik odporů v daném úseku potrubí je [8]

$$e_{dis} = \frac{\Delta p_{dis}}{\rho} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{j=1}^n \zeta_j \right) \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (21)$$

U potrubí s několika za sebou zařazenými úseky různého průměru je úhrnná tlaková ztráta v potrubí dána součtem jednotlivých příspěvků e_{dis} či Δp_{dis} v jednotlivých úsecích potrubí. Rovnici (21) je tedy třeba užít zvlášť na každý takový úsek, charakterizovaný délkou a průměrem. V případě potrubí s několika paralelními úseky různého průměru je nutno zjistit úhrnnou tlakovou ztrátu metodou postupných aproximací. Ve vztahu (21) λ je součinitel tření v rovné části potrubí [-], ζ_j – součinitel místního j -tého odporu [-] a n – počet místních odporů v potrubí [-], kde tlakovou ztrátu počítáme. Přitom veličina \bar{v} je střední rychlost proudění v tomto potrubí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], která je definována vztahem

$$\bar{v} = \frac{\dot{V}}{S} \quad (22)$$

kde \dot{V} je objemový průtok tekutiny [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$] v průřezu S [m^2].

Při výpočtu poklesu tlaku v přímém potrubí používáme součinitel tření λ , definovaný vztahem

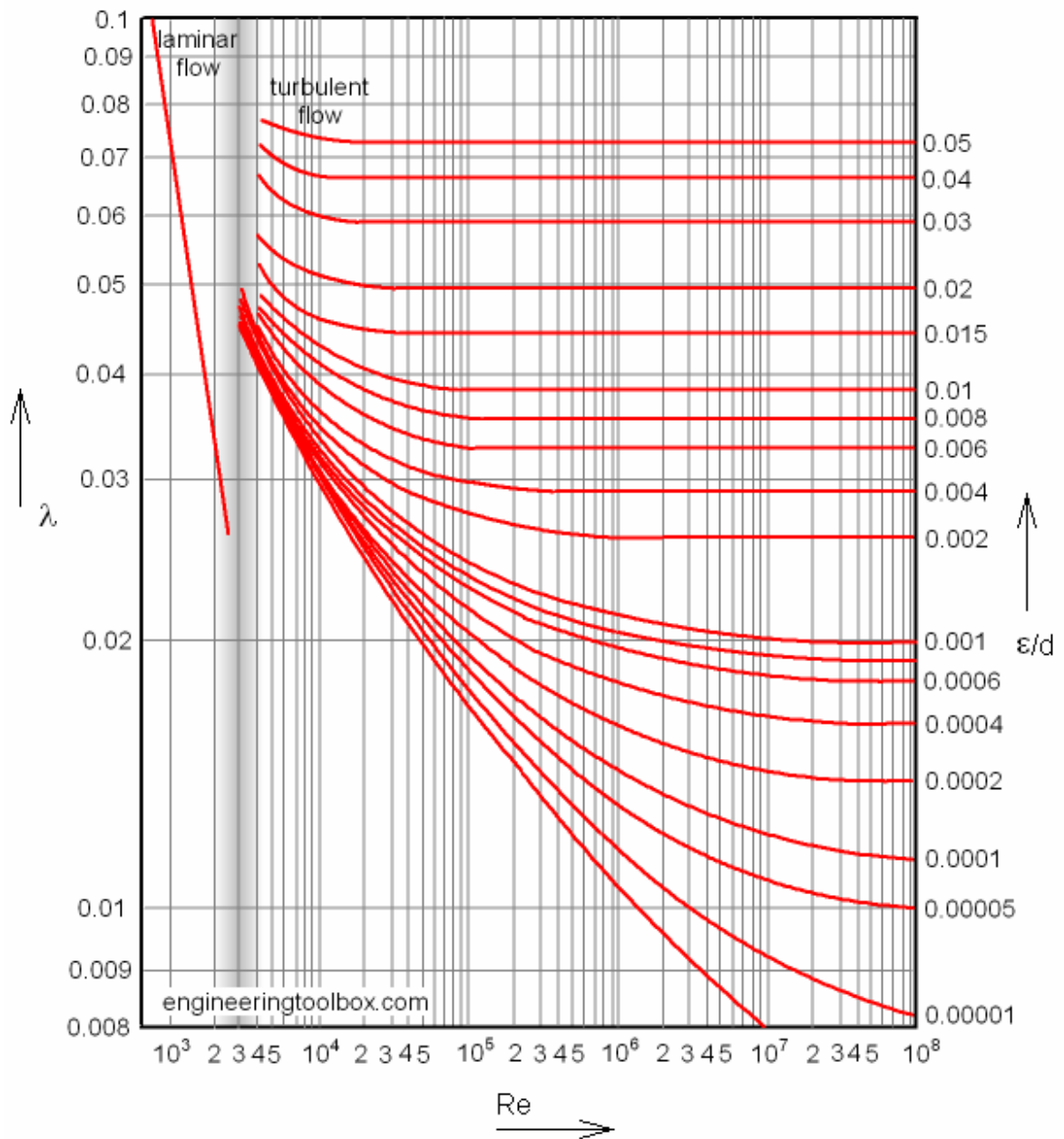
$$\lambda = \frac{2 \cdot d \cdot e_{dis}}{l \cdot \bar{v}^2} \quad (23)$$

kde l je délka daného úseku potrubí [m] o průměru d [m].

Součinitel tření je funkcí Reynoldsova kritéria (11) a relativní drsnosti potrubí ε/d , tj. platí vztah

$$\lambda = f(Re, \varepsilon/d) \quad (24)$$

Tato zmíněná závislost je znázorněna v Moodyho diagramu na obrázku (Obr. 8). Hodnoty absolutních drsností pro potrubí z běžně užívaných materiálů jsou uvedeny v tabulkách, např. [10].



Obr. 8. Závislost součinitele tření (λ) na Reynoldsovu kritériu (Re) a relativní drsnosti (ϵ/d) při proudění tekutiny potrubím (Moodyho diagram)

5 SUŠENÍ

Sušení je nevratný termodynamický proces, při kterém se účinkem tepla snižuje obsah vlhkosti v sušeném materiálu. Přívod tepla k sušení může být uskutečněn konvekcí, kondukcí, sáláním, mikrovlnným ohřevem, dielektrickým ohřevem, odporovým ohřevem nebo jejich kombinací [2].

5.1 Vazba vlhkosti v materiálu

V tuhých látkách může být voda přítomná ve dvou formách – jako volná voda a jako voda vázaná. Mezi těmito dvěma formami však není ostrý přechod. Za volnou vodu považujeme tu část vlhkosti materiálu, jejíž fyzikální vlastnosti se blíží vlastnostem čisté vody. Jako vodu vázanou označujeme část vlhkosti, která je poutána sorpčními silami v materiálu a dosti podstatně se liší svými vlastnostmi od čisté vody [11].

Pro odstranění vázané vody z materiálu je třeba dodat kromě výparného tepla také sorpční teplo. Výpočtem byla zjištěna relativní permitivita vázané vody 4 až 6 v důsledku menší pohyblivosti molekulových dipólů, kdežto čistá voda má relativní permitivitu asi 80. Snižuje-li se celková vlhkost materiálu např. sušením, roste podíl vázané vody na úkor vody volné. To u některých metod měření vlhkosti způsobuje, že jejich citlivost při malém obsahu vody v materiálu klesá.

Tuhé materiály se obvykle rozdělují na tzv. koloidní materiály, materiály s kapilárními póry a koloidní materiály s kapilárními póry. Představitelem první skupiny jsou například různé pasty a rosoly. Sušením značně mění svůj objem, ale zachovávají si pružnost. Mezi materiály s kapilárními póry počítáme písek, některé druhy půd, atd. Tyto materiály se při ztrátě vlhkosti nerozpadají a nemění příliš svůj objem. Někdy křehnou a lze je potom snadno rozdrtit. Poslední skupina je kombinací obou předchozích. Materiály tohoto typu mění při ztrátě vlhkosti objem, srázejí se apod. Patří sem například různé tkaniny, škrob, obilí [11].

Vazba vody na materiál může být chemická, fyzikálně chemická nebo fyzikální. Nejstabilnější je chemická vazba. Molekulu vody vázanou chemickými silami přímo v molekule materiálu lze z materiálu odstranit pouze za jeho destrukce provázené změnou chemické struktury a ostatních vlastností (voda hydratační, voda krystalová). Fyzikálně chemickými silami se váže voda na povrch materiálu. Pevnost vazby je do značné míry

ovlivněna strukturou povrchu. Do této skupiny řadíme také vodíkovou vazbu. Fyzikálně vázaná voda se vyznačuje nejslabší vazbou a nejmenší interakcí s molekulami materiálu [11].

Měrná vlhkost je definována poměrem hmotnosti vlhkosti m_w [kg] k hmotnosti absolutně suché látky m_{as} [kg]

$$X_A = \frac{m_w}{m_{as}} \quad (25)$$

Vzhledem k tomu, že absolutně suchá látka se vyskytuje jen za zcela zvláštních podmínek, byl zaveden pojem „sušina“. Sušinou se rozumí určitá látka, která je vysušena na neměnnou hmotnost při konstantní teplotě.

Měrná vlhkost vztažená na sušinu m_{su} [kg] je pak dána vztahem

$$X_A = \frac{m_w}{m_{su}} \quad (26)$$

5.2 Sušicí médium

Proces sušení je charakterizován současným přenosem tepla a vlhkosti. Teplo se sdílí do sušeného materiálu konvekcí, sáláním nebo kontaktním sdílením tepla. Vlhkost se odpařuje buď přímo z povrchu materiálu do proudu sušicího plynu nebo, je-li povrch suchý a vlhkost je obsažena uvnitř materiálu, se odpařuje v pórech a difunduje jimi na povrch materiálu a odtud do proudu plynu (sušicího prostředí) [2].

Sušicím prostředím mohou být spaliny, pára nebo inerty, ale nejčastěji vzduch (vlhký vzduch). Jeho stav charakterizuje obsah vlhkosti (měrná a relativní vlhkost), teplota (skutečná teplota, teplota rosného bodu, teplota mokrého teploměru), entalpie a hustota [4].

Základní pojmy sušicího média (vzduchu) [4], [2]:

- *Měrná vlhkost* X_A je relativní hmotnostní podíl vodní páry (kg páry / kg suchého vzduchu); v technice prostředí je vžitě pojmenování absolutní vlhkost.
- *Relativní vlhkost* φ je poměr hmotnostní koncentrace páry ρ_{wA} k maximální možné koncentraci páry ρ''_{wA} v nasyceném vzduchu (při téže teplotě). Ze stavové rovnice ideálního plynu plyne

$$\varphi = \frac{p_{wA}}{p''_{wA}} = \frac{P_{wA}}{P''_{wA}} \quad (27)$$

kde p_{wA} je parciální tlak vodní páry [Pa] a p''_{wA} tenze par při dané teplotě (vyčíslitelná např. z Antoineovy rovnice) [Pa].

- *Entalpie* vlhkého vzduchu (vztažená k referenční teplotě 0°C) se vyjádří jako součet entalpie suchého vzduchu a entalpie vodní páry

$$h_A = c_{pA} \cdot T_A + X_A (r_{FG} + c_{pw} T_A) \quad (28)$$

kde c_{pA} je měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], c_{pw} je měrná tepelná kapacita vodní páry [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], T_A je teplota suchého vzduchu a vodní páry [K], r_{FG} je výparné teplo [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$], X_A je měrná vlhkost vzduchu [-].

- *Teplota rosného bodu* T_{dp} (dp – dew point, teplota při níž by začalo docházet ke kondenzaci páry) souvisí zcela jednoznačně s měrnou vlhkostí vzduchu

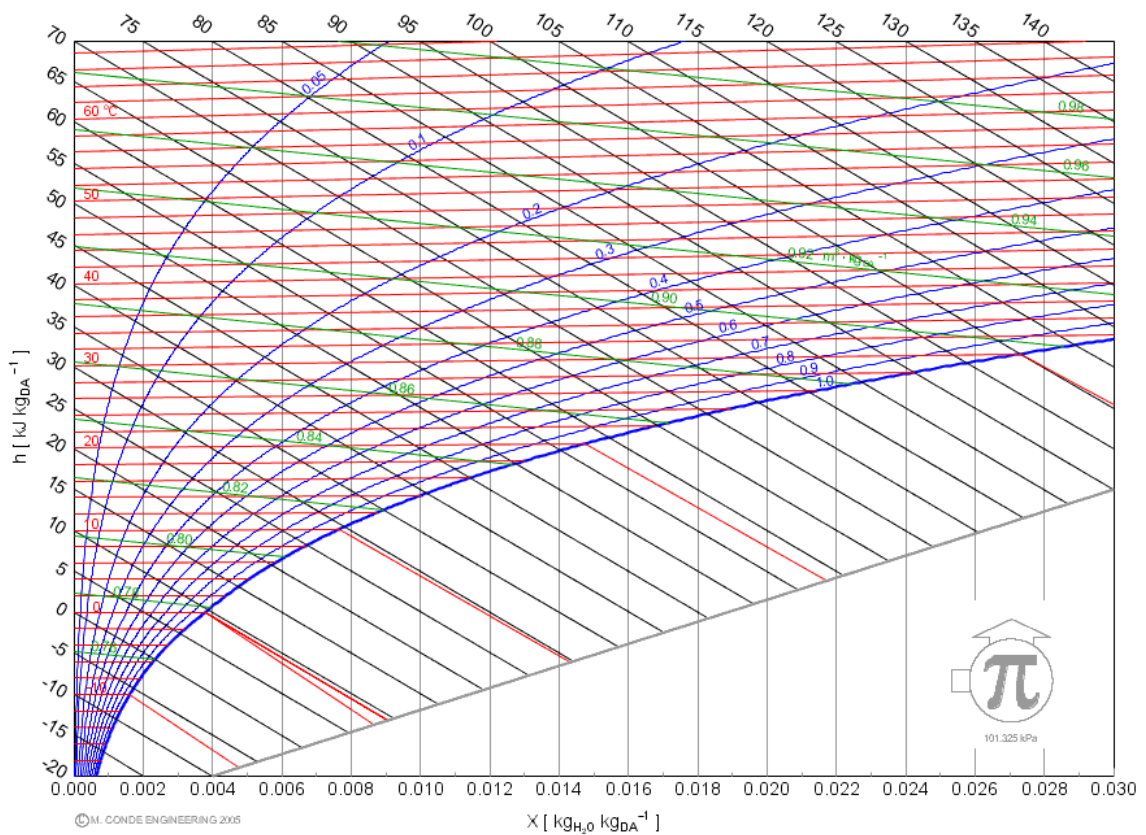
$$X_A = 0,622 \frac{p''_{wA}(T_{dp})}{p_A - p''_{wA}(T_{dp})} \quad (29)$$

kde p_A je celkový tlak směsi vzduchu a vodní páry [Pa], p''_{wA} je tenze par při dané teplotě [Pa].

- *Teplota mokrého teploměru* T_{wb} (wb – wet bulb) se již tak snadno spočítat nedá a v technických výpočtech ji lze aproximovat teplotou adiabatického sycení.

Parametry vlhkého vzduchu se znázorňují v **Mollierově h - X diagramu** (Obr. 9), který lze sestavit na základě předchozích vztahů. Na horizontální ose je měrná vlhkost X_A a na vertikální ose je entalpie. Rastr entalpií je skloněný o úhel 45°, což má výhodu v tom, že izotermy jsou pak přibližně horizontální [4].

Z tohoto diagramu lze odečítat přímo následující parametry: teplotu t [°C], měrnou vlhkost X [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$], relativní vlhkost φ [%] a entalpii h (I) [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]. h - X diagram lze rozdělit na tři oblasti: vzduch nenasycený vlhkostí ($\varphi < 1$), vzduch nasycený vlhkostí ($\varphi = 1$) a vzduch přesycený vlhkostí (dochází ke kondenzaci vlhkosti).



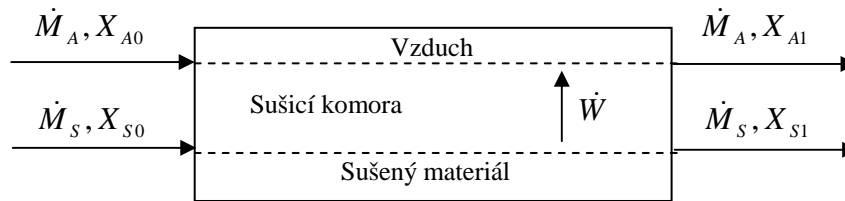
Obr. 9. Mollierův h - X diagram vzduchu

5.3 Statika sušení

Statika sušení zahrnuje materiálové bilance sušeného materiálu a sušicího média a tepelné bilance. Při výpočtu materiálové a energetické bilance sušení vycházíme z předpokladu, že veškeré změny sušicího prostředí a materiálu jsou výsledkem odstraňování vlhkosti materiálu za předpokladu dokonale těsného systému. Rovnice materiálové a tepelné bilance se sestavují na základě platnosti zákona o zachování hmoty respektive energie [4], [2].

5.3.1 Materiálová bilance sušení

Sušení může probíhat v nepřetržitě nebo periodicky pracujících sušárnách. Na obrázku (Obr. 10) je schematicky znázorněna souprůdá sušárna s označením vstupujících a vystupujících hmotových proudů .



Obr. 10. Materiálová bilance sušení

Schématu zobrazenému na obrázku (Obr. 10) odpovídá látková bilance vody ($\dot{M}_A, \dot{M}_S [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ označují hmotnostní průtoky suchého vzduchu, respektive sušiny – proto se při průchodu sušárnou nemění) [4]

$$\dot{M}_A X_{A0} + \dot{M}_S X_{S0} = \dot{M}_A X_{A1} + \dot{M}_S X_{S1} \quad (30)$$

přičemž hmotnostní průtok odpařené vody je dán vztahem

$$\dot{W} = \dot{M}_A (X_{A1} - X_{A0}) = \dot{M}_S (X_{S0} - X_{S1}) \quad (31)$$

kde \dot{M}_A je hmotnostní průtok suchého vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$], \dot{M}_S – hmotnostní průtok sušiny [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$], X_{A0} – měrná vlhkost vzduchu vstupujícího do sušárny [-], X_{A1} – měrná vlhkost vzduchu vystupujícího ze sušárny [-], X_{S0} – měrná vlhkost sušeného materiálu vstupujícího do sušárny [-], X_{S1} – měrná vlhkost sušeného materiálu vystupujícího ze sušárny [-].

5.3.2 Energetická bilance sušení

Sušení je nevratný termodynamický proces, při kterém dochází ke sdílení tepla a hmoty. Je proto nutné podobně jako u materiálové bilance se zabývat bilancí energetickou.

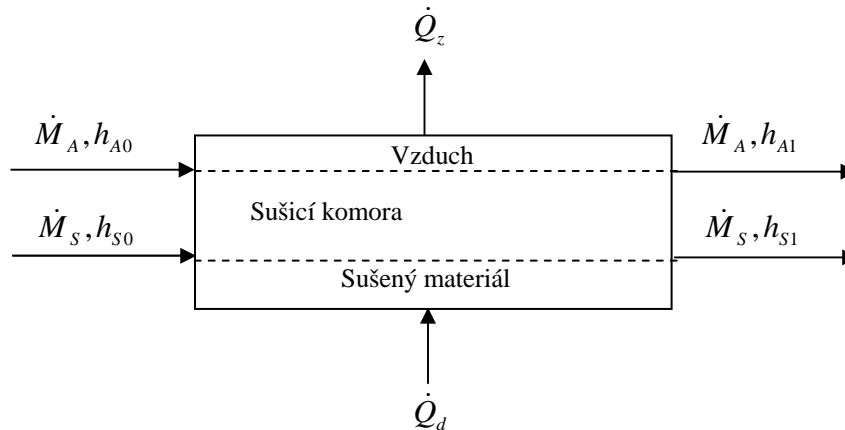
Na obrázku (Obr. 11) je měrná entalpie plynné fáze, která je vztažena na absolutně suchý plyn, označena pro plyn vstupující do sušárny jako h_{A0} a pro plyn vystupující ze sušárny jako h_{A1} . Množství dodaného tepla do sušárny za jednotku času je označeno jako \dot{Q}_d , ztráty tepla do okolí jako \dot{Q}_z [2], [4].

Energetickou bilanci můžeme vyjádřit ve tvaru

$$\dot{Q}_d + \dot{M}_A h_{A0} + \dot{M}_S h_{S0} = \dot{Q}_z + \dot{M}_A h_{A1} + \dot{M}_S h_{S1} \quad (32)$$

nebo také

$$\dot{Q}_d - \dot{Q}_z = \dot{M}_A (h_{A1} - h_{A0}) + \dot{M}_S (h_{S1} - h_{S0}). \quad (33)$$



Obr. 11. Energetická bilance sušení

Pro ideální sušárnu platí, že entalpie vlhkého vzduchu při konvekčním sušení je konstantní.

Vychází se z těchto předpokladů:

- veškeré teplo se přivádí spolu se vzduchem
- tepelné ztráty jsou zanedbatelné
- změny entalpie sušeného materiálu a dopravního zařízení při průchodu sušárnou jsou zanedbatelné
- entalpie vlhkosti přítomné v sušeném materiálu v kapalném stavu je zanedbatelná proti entalpii páry vystupující ze sušárny.

Za těchto předpokladů je zmenšení entalpie vzduchu v důsledku ochlazení právě vykompenzováno zvětšením jeho entalpie díky většímu obsahu vodní páry. Konvekční sušení tudíž probíhá při konstantní entalpii vlhkého vzduchu.

Pomocí tohoto zjednodušeného modelu lze snadno řešit problémy konvekčního sušení s využitím entalpického diagramu vlhkého vzduchu.

5.4 Sušárny

Sušárny jsou aparáty, v nichž se přívodem tepla odstraňuje z materiálu vlhkost vypařováním nebo sublimací. Procesy, které se při sušení odehrávají, jsou tedy kombinací přenosu tepla (přívod tepla sušenému materiálu) a přenosu hmoty (odvádění vlhkosti).

Sušárny lze rozdělit podle různých kritérií [4]:

- dle způsobu přívodu tepla (konvekcí, kondukcí, sáláním, mikrovlny)
- dle sušicího média kam se odvádí vlhkost (vzduch, spaliny, inerty, vakuum)
- dle charakteru kontaktu proudění sušicího prostředí (fluidní lože, proudové, ...)
- dle pohybu sušeného materiálu (v klidu, mechanické či pneumatické přesouvání)
- kontinuální nebo diskontinuální provoz

Při výběru vhodného typu sušárny mohou pomoci expertní systémy, vycházející z informací o sušené látce, požadované kapacitě, tepelném výkonu a režimu provozu sušárny.

U *konvektivních sušáren* je přenos tepla i hmoty (vlhkosti) zajišťován sušicím prostředím (teplým vzduchem nebo spaliny). Prakticky u všech typů konvektivních sušáren je možné použít recirkulaci sušicího média.

Mezi nejpoužívanější typy konvektivních sušáren patří [4], [12], [13]:

- Komerová sušárna – se souproudým nebo protiproudým uspořádáním toku sušicího média. Je vhodná pro sušení, kde převládá vnitřní difúzní odpor, tj. především u kusových látek.
- Bubnová sušárna – rotující buben má vestavby, které přesypávají sušený materiál a zvyšují kontaktní plochu se sušicím médiem. Tento druh sušárny se používá zejména pro polydisperzní materiály s požadavkem na delší doby zdržení.
- Fluidní sušárna – sušení probíhá na bublajícím nebo fontánujícím fluidním loži. Sušicím i fluidním médiem mohou být vzduch nebo spaliny, které jsou rozváděny zabudovanými klapkami rovnoměrně po celé ploše roštu. Sušený materiál je udržován proudícím sušicím médiem ve vlnosu a je s ním v dokonalém kontaktu –

směna tepla a odvod odpařené vody jsou velmi intenzivní. Doba sušení je velmi krátká, protože rychlost sušení je ve fluidní vrstvě velká. Výhoda těchto sušáren spočívá ve velké intenzitě přenosu tepla a hmoty, nevýhoda spočívá v otěru sušeného materiálu a v únosu sušených prachových částic při velkých rozdílech velikosti zrna sušeného materiálu. Příměs jemných částic vznikajících otěrem je většinou unášena do odprašovací stanice tvořené cyklónovým odlučovačem a textilním filtrem. Fluidní sušárna je tedy vhodná především pro víceméně monodispersní materiály.

- Proudová sušárna – při sušení musí být rychlost sušicího vzduchu vyšší než pádová rychlost sušených částic. Používá se pro práškovité, zrnité nebo vláknité materiály, pokud nejsou citlivé na mechanické poškození a pokud nejsou příliš abrazivní. Velmi krátké doby zdržení (sekundy) umožňují odstranění pouze volné vody.
- Rozprašovací sušárna – sušení disperze rozprášené tryskami nebo rotujícím diskem. Používá se především pro šetrné sušení mléka, glukózy, kávy, ...

Kontaktní sušárny využívají přenos tepla kondukcí – přímým kontaktem sušeného materiálu s vyhřívanou plochou (tepelný odpor je podstatně nižší než u konvektivních sušáren). Úkolem sušicího média je jen odvádění vlhkosti, proto lze využívat šetrné sušení termolabilních látek při nízkých teplotách za podtlaku (i při vysoké relativní vlhkosti sušicího média může být dostatečný rozdíl parciálních tlaků vodní páry mezi povrchem materiálu a v sušicím médiu).

- Válcová sušárna – sušený materiál je nanášen na topný buben např. nanášecími válečky, rozstříkem. U dvouválcové sušárny se suspenze může lít přímo do prostoru mezi válci. Válcové sušárny jsou obvykle atmosférické, i když existují i podtlaková provedení. Doba sušení je obvykle 2-10 s. Tloušťka vrstvy bývá menší než 0,5 mm. Tento typ sušárny je vhodný zejména pro pastovité či kapalné látky.
- Bubnová sušárna – na rozdíl od bubnové konvektivní sušárny je u kontaktní sušárny topným médiem pára, vyhřívající trubky vedené vnitřkem bubnu. Protože tyto parní trubky rotují spolu s bubnem, je třeba páru i kondenzát vést rotačními rozvaděči. Je vhodná pro relativně křehké krystalické materiály a polymery.

6 SPALOVÁNÍ ZEMNÍHO PLYNU

Zemní plyn je vysoce výhřevný přírodní plyn bez barvy, chuti a bez zápachu. Neobsahuje síru ani těžké kovy, přičemž má vyšší energetický obsah než tuhá paliva. Jeho specifické vlastnosti a budoucnost využití významně ovlivňují trendy v současné tepelné technice, kde otázka cen energií a úspora tepla je bezesporu klíčovým faktorem při výběru paliva [14].

Při spalování zemního plynu nevznikají pevné nespálené částice (prach, saze). Zemní plyn prakticky neobsahuje sloučeniny síry, takže spaliny jsou téměř bez SO₂. Zemní plyn při spalování produkuje pouze tzv. termické oxidy dusíku, v důsledku čehož jsou emise NO_x 25-30% ve srovnání s uhlím a 30-40% ve srovnání s kapalnými palivy. Emise kyslíčnicku uhelnatého ze zemního plynu jsou vzhledem k dobrému promíslení se vzduchem a k dobré regulaci spalování nepatrné, v porovnání s uhlím o dva řády nižší [14].

Při spalování zemního plynu se uvolňuje pouze 50 % emisí CO₂ ve srovnání s hnědým uhlím, 60 % ve srovnání s černým uhlím a 75 % v porovnání s kapalnými palivy. Vzhledem k vyšší účinnosti plynových spotřebičů v porovnání s ostatními palivy je však snížení CO₂ ještě vyšší [14].

6.1 Hořáky pro spalování zemního plynu

Hořáky pro spalování zemního plynu jsou zařízení, ve kterých se chemická energie zemního plynu přeměňuje spalováním na energii tepelnou a slouží jako zdroj tepla pro plynové spotřebiče.

6.1.1 Rozdělení hořáků

Hořáky se rozdělují podle těchto hlavních hledisek [22]:

1) *Tlak zemního plynu*

Základní rozdělení plynových hořáků vychází z přetlaku zemního plynu na vstupu do hořáku:

- nízkotlaké hořáky s přetlakem zemního plynu do 5 kPa
- středotlaké hořáky s přetlakem zemního plynu 5 až 400 kPa

2) *Přívod spalovacího vzduchu do hořáku*

- e젝ční hořáky – spalovací vzduch je přiváděn e젝čním účinkem zemního plynu
- hořáky s nuceným přívodem spalovacího vzduchu – jeho zdrojem je obvykle radiální ventilátor.

3) *Způsob směšování plynného paliva se vzduchem*

Dalším kritériem pro rozdělení plynových hořáků je způsob směšování zemního plynu se vzduchem

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

4) *Rychlost spalin v ústí hořáku*

Podle výstupní rychlosti spalin do pracovního prostoru se plynové hořáky rozdělují na:

- hořáky s nízkou rychlostí spalin (do $40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)
- hořáky se zvýšenou rychlostí spalin (40 až $80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)
- hořáky s vysokou rychlostí spalin (80 až $150 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), tzv. impulzní hořáky

5) *Teplota spalovacího vzduchu*

Podle teploty spalovacího vzduchu se plynové hořáky dělí na:

- hořáky se studeným spalovacím vzduchem
- hořáky se spalovacím vzduchem přehřátým ve společném rekuperátoru nebo regenerátoru
- rekuperační hořáky (hořáky s rekuperátorem, vestavěným do tělesa hořáku)
- regenerační hořáky (hořáky s regenerátorem, vestavěným do tělesa hořáku)

6.1.2 Základní vlastnosti hořáků

Výkon plynového hořáku P_H je množství tepla, které hořák vyvine spálením množství zemního plynu V_{ph} za hodinu.

Jmenovitý výkon hořáku PH_{jmen} je výkon dosažený při jmenovitých hodnotách tlaků plynu a spalovacího vzduchu.

Maximální výkon hořáku PH_{max} je výkon odpovídající maximálním dosažitelným hodnotám tlaků plynu a vzduchu před hořákem, pokud hořák při těchto tlacích splňuje podmínky bezpečné a hospodárné funkce (stabilita plamene a kvalita spalování).

Minimální výkon hořáku PH_{min} je nejmenší výkon, při kterém hořák bezpečně a hospodárně spaluje plynné palivo.

Spotřeba zemního plynu V_{ph} je množství plynu, které je nutno přivést do hořáku za jednu hodinu pro dosažení výkonu PH .

Spotřeba spalovacího vzduchu V_{vh} je množství vzduchu, které je nutno přivést do hořáku pro úplné spálení hodinového množství zemního plynu V_{ph} .

Spalovací poměr je poměr množství spalovacího vzduchu V_{vh} a plynného paliva V_{ph} přiváděných do hořáku

$$S = \frac{V_{vh}}{V_{ph}} \quad (34)$$

Násobek stechiometrického objemu spalovacího vzduchu n je bezrozměrný součinitel, který vyjadřuje zvýšení objemu spalovacího vzduchu na provozní hodnotu, potřebnou pro úplné spálení 1 m³ zemního plynu ve spotřebičích. Velikost násobku stechiometrického objemu spalovacího vzduchu se volí podle typu hořáku a spotřebiče a je dána požadavky technologického procesu. Z hlediska hospodárnosti provozu plynových spotřebičů je účelné udržovat n na minimální hodnotě potřebné pro úplné spalování plynného paliva.

Přebytek spalovacího vzduchu $(n-1) \cdot 100\%$ je hodnota, která v procentech vyjadřuje zvýšení stechiometrického objemu spalovacího vzduchu, potřebné pro úplné spalování zemního plynu ve spotřebičích.

Regulace spalovacího poměru představuje proces, jehož účelem je udržet konstantní hodnotu násobku stechiometrického objemu spalovacího vzduchu n po celou dobu provozu hořáku, při jakékoliv změně jeho výkonu, v celém rozsahu regulovatelnosti výkonu.

Hořáky ejekčního typu se vyznačují vlastností nazývanou autoregulace spalovacího poměru, která umožňuje regulovat výkon hořáku snižováním, případně zvyšováním přetlaku plynného paliva, bez nutnosti regulace množství spalovacího vzduchu.

Hodinové množství spalin V_{sh} je objem spalin, který vznikne při spálení hodinového množství zemního plynu V_{ph} [22].

6.1.3 Stanovení základních parametrů hořáků

Výkon plynového hořáku se stanoví z rovnice

$$P_H = \dot{V}_{ph} \cdot H^o_i \quad (35)$$

Spotřeba zemního plynu se stanoví z rovnice

$$\dot{V}_{ph} = \frac{P_H}{H^o_i} \quad (36)$$

Spotřeba spalovacího vzduchu se stanoví z rovnice

$$\dot{V}_{vh} = \dot{V}_{ph} \cdot n \cdot V_{vT} \quad (37)$$

kde n je násobek stechiometrického objemu spalovacího vzduchu [-], V_{vT} je stechiometrický objem spalovacího vzduchu [-].

Hodinové množství vlhkých spalin se stanoví z rovnice

$$\dot{V}^v_{sh} = \dot{V}_{ph} [V^v_{sT} + (n-1) \cdot V_{vT}] \quad (38)$$

kde V^v_{sT} je stechiometrický objem vlhkých spalin [-].

Spalovací poměr se stanoví z rovnice

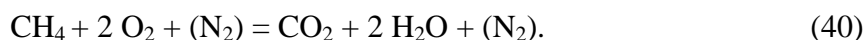
$$S = \frac{V_{vh}}{V_{ph}} = \frac{V_{ph} \cdot n \cdot V_{vT}}{V_{ph}} = n \cdot V_{vT} \quad (39)$$

Zemní plyn dodávaný v České republice sítí Transgas obsahuje 98,4 % metanu CH_4 (Tab. 2). Proto můžeme považovat spalování zemního plynu za totožné se spalováním metanu [15].

Tab. 2. Příklady složení zemního plynu

Původ plynu	Metan [%]	Vyšší uhlovodíky [%]	Inerty [%]
ČR naftový	97,7	1,7	0,6
ČR karbonský	92,5	2,2	6,3
Rusko	98,4	0,8	0,8
Norsko	93,0	4,9	2,1

Spalování probíhá podle tohoto stechiometrického vztahu:



Pro spálení 1 m³ CH₄ jsou zapotřebí 2 m³ kyslíku O₂. Spálením vznikne 1 m³ oxidu uhličitého CO₂ a 2 m³ vlhkosti ve formě vodní páry H₂O. Protože kyslík pro spalování je dodáván jako součást vzduchu, musíme do bilance započítat i další složku vzduchu, kterou tvoří dusík N₂. Kyslíku je ve vzduchu přibližně 21 %, dusíku 78 % celkového objemu. Na 2 m³ kyslíku O₂ připadá přibližně 8 m³ N₂ [15].

Pokud provedeme hmotnostní bilanci [kg], dostaneme:

$$0,72 + 2,86 + 10 = 1,98 + 1,60 + 10 = 13,58 \quad (41)$$

$$1 + 3,97 + 13,89 = 2,75 + 2,22 + 13,89 = 18,86. \quad (42)$$

Bilance byla vytvořena vynásobením objemů hustotou složek při teplotě 0 °C a tlaku 101,3 kPa pro 1 m³ CH₄ (první řádek) a pro 1 kg CH₄ (druhý řádek). Z uvedených bilancí vyplývají následující závěry:

- 1) Pro spálení 1 m³ CH₄ je zapotřebí (2 + 8) = 10 m³ vzduchu. Spálením vznikne 1 m³ CO₂ a 2 m³ vlhkosti. Objem suchých spalin je 1 + 8 = 9 m³, objem vlhkých spalin je 11 m³. Vše při teplotě 0 °C a tlaku 101,3 kPa.
- 2) Pro spálení 1 kg CH₄ je zapotřebí 3,97 + 13,89 = 17,86 kg vzduchu. Spálením vznikne 2,75 kg CO₂ a 2,22 kg vlhkosti. Hmotnost suchých spalin je 2,75 + 13,89 = 16,64 kg, hmotnost vlhkých spalin je 18,86 kg.

Spotřeba vzduchu pro hoření počítána také pro přebytek vzduchu ve spalinách se počítá

podle vztahu

$$\dot{V}_{VH} = \dot{V} \cdot n \cdot V_{VT} \quad (43)$$

Měrná vlhkost vzniklých spalín je

$$X_{sp} = \frac{m_v}{m_{sv}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg suchých spalín}} \right] \quad (44)$$

tedy

$$X_{sp} = \frac{2,22}{2,75 + 13,89} = 0,133 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg suchých spalín}} \right] \quad (45)$$

Spalné teplo plynu je množství tepla, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství plynu a stechiometrického množství kyslíku.

Výhřevnost plynu je rovna spalnému teplu, zmenšenému o teplo uvolněné kondenzací vodní páry ze spalín.

Přehled základních vlastností zemního plynu včetně uvedených hodnot je uveden v tabulce (Tab. 3) [15].

Tab. 3. Vlastnosti zemního plynu

Vlastnost plynu	Hodnota
Výhřevnost	34,2 MJ/m ³
Spalné teplo	37,9 MJ/m ³
Hustota	0,69 kg/m ³
Zápalná teplota	650 °C
Teplota plamene	1957 °C

7 MODERNÍ METODY ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ

Neustálá změna je zřejmě nedílnou součástí naší doby. Stále jsme ohromováni novými možnostmi technologií, které se již definitivně zabydlely v našich životech a ovlivňují způsoby jakými pracujeme, jakými spolu komunikujeme i jakými odpočíváme. Klíčovou úlohu v řídicích systémech přebírá programové vybavení. Pomocí software můžeme se svými aplikacemi komunikovat. Software implementuje řídicí algoritmy a oživuje celý systém, dává mu vlastní inteligenci [16].

Valná část těchto systémů pracuje na jednoduchém a léty ověřeném principu: vytvořený program pracuje cyklicky v určité smyčce, kde postupně obhospodařuje sadu záznamů, v nichž jsou uschovávána veškerá (vstupní či výstupní) technologická data. Při aktivaci těchto záznamů mohou být technologická data v číselné či grafické podobě vizualizována na obrazovce PC, či je naopak iniciován přenos řídicích dat do připojené technologické aparatury. Systémy poskytují různé možnosti interaktivního vytváření grafické podoby obrazovek "velínu" z jednotlivých virtuálních přístrojů (měřicích ručičkových či digitálních displejů, obrazovek pro průběžné zobrazování grafů, tlačítek, prepínačů apod.). Podstata programování pak spočívá v zařazování aktivace těchto přístrojů do nekonečné smyčky řídicího programu.

7.1 Control Web

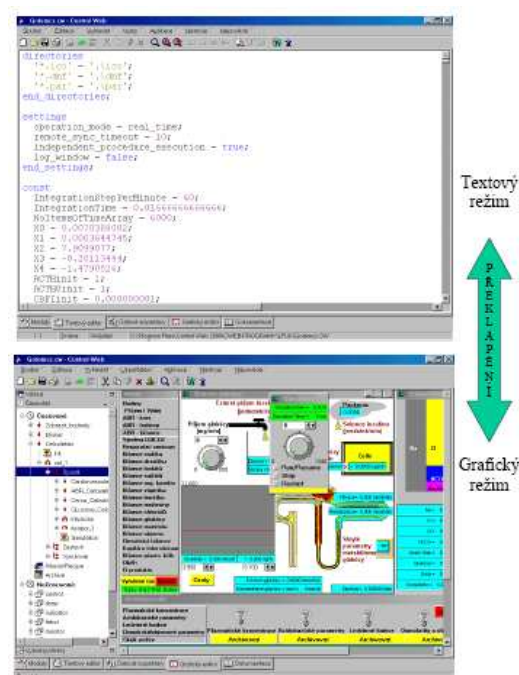
V systému Control Web je možné místo neovlivnitelného (pouze parametrizovatelného) vnitřního cyklu vytvářet volně programovatelnou aplikaci, kde dáme programátorovi do rukou možnosti určit, kdy se má ta či ona hodnota načítat či zapisovat do vstupně-výstupního zařízení, a to nejen pomocí nějakých pevných časových konstant, ale např. i jako reakce na některé události. Architektura systému je otevřená – systém se vytváří ze spolupracujících komponent, jejich sada není dopředu nijak omezena. Navíc, jednotlivé komponenty (virtuální přístroje) mohou vzájemně spolupracovat přes TCP/IP protokol na intranetových a internetových sítích – v systému Control Web tedy můžeme vytvářet distribuované aplikace. Control Web je tedy komponentové vývojové prostředí, které umožní flexibilně a rychle vytvářet distribuované vizualizační měřicí nebo řídicí aplikace [17].

V Control Webu můžeme vytvářet dvojí druh aplikací - jednodušší, pouze datově

řízené aplikace, nebo (z hlediska programovací náročnosti) složitější aplikace reálného času.

V prvním případě jsou aktivace jednotlivých virtuálních přístrojů řízeny změnou příslušných dat a asynchronními událostmi (stiskem tlačítek uživatelem). Jakmile se např. změní načítaná hodnota některého kanálu, okamžitě se aktivují přístroje, které s ní pracují, např. zobrazují její hodnotu nebo s ní počítají ve svých lokálních procedurách (metodách). Hlavní doménou uplatnění Control Webu jsou ovšem aplikace reálného času. Control Web zde poskytuje velké možnosti a prostředky pro optimální vyladění vytvářené aplikace vzhledem k výkonnosti hardwaru, na němž se aplikace provozuje. Na rozdíl od datově řízené aplikace je však náročnější na programátorskou práci [17].

Program v Control Webu je možné vytvářet v grafickém prostředí, kde pomocí myši vybíráme jednotlivé komponenty a rozmísťujeme je na zobrazitelnou plochu či zařazením do stromů časování definujeme jejich aktivaci v programu z hlediska času. V inspektorech jednotlivých komponent interaktivně pomocí dialogů definujeme příslušné vlastnosti apod. Zároveň ale můžeme celý systém překlopit z grafické do textové podoby a pokračovat v tvorbě programu v textovém režimu. Z textového režimu je vždy možné se kdykoli překlopit zpět do grafického režimu (Obr. 12). Každou aplikaci je proto možné tvořit chvíli v textovém a chvíli v grafickém režimu, vždy podle potřeby [16], [17].



Obr. 12. Textový a grafický režim Control Webu

PRAKTICKÁ ČÁST

8 POMOCNÉ VÝPOČTY

Pro další výpočty bylo potřeba naměřit nebo vypočítat veličiny, které se ve slévárně neměří nebo nejsou známy. Jednalo se například o celkový objemový či hmotnostní průtok spalin vzniklých hořením zemního plynu a také celkový průtok spalin smíchaných se vzduchem používaný pro sušení písku. Tyto hodnoty jsou potřebné jednak pro návrh výměníku, ale také pro bilanci sušárny a další výpočty.

Dále bylo nutné naměřit objemový průtok vzduchu určený pro smíchání se spalinami zemního plynu. Ve slévárně je umístěn ventilátor, jehož vstupem je vzduch z okolí haly a výstup se rozděluje na dvě větve. Jedna větev se přiváděla do hořáku, kde se tento vzduch spotřebovával na hoření zemního plynu a druhá větev se přivádí do komory, kde se smíchává se spalinami vzniklými hořením. Množství vzduchu potřebného pro spalování zemního plynu lze vypočítat z rovnice (37). Množství vzduchu, který se mísí se spalinami, již vypočítat nelze a bylo nutné jej tedy naměřit.

8.1 Měření hmotnostního průtoku vzduchu

Pro zjištění hmotnostního průtoku vzduchu určeného ke smísení se spalinami bylo provedeno měření rychlosti proudění vzduchu v přírodním potrubí. Měření provedla firma Ekome, spol. s r. o., člen asociace autorizovaných laboratoří pro měření emisí. Výsledky tohoto měření jsou uvedeny v příloze P I.

Rychlost vzduchu naměřená ve středu průměru potrubí je maximální rychlostí vzduchu v průřezu potrubí a je nutné ji pro reálné tekutiny přepočítat na střední rychlost. Při výpočtu vyjdeme z mocninového rychlostního profilu (7), který pro proudění ve válcové trubce přepíšeme na tvar

$$\frac{\tilde{v}_z}{\tilde{v}_{\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (46)$$

kde \tilde{v}_{\max} je maximální rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], \tilde{v}_z - střední časová rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], R – poloměr potrubí při maximální rychlosti [m], r – poloměr potrubí pro střední rychlost [m].

Střední rychlost se vypočítá jako podíl objemového průtoku vzduchu a průřezu potrubí. Objemový průtok určíme integrací rychlostního profilu přes průřez trubky

$$\begin{aligned}\bar{v} &= \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi \cdot r \cdot \tilde{v}_z dr \\ \bar{v} &= 2\tilde{v}_{\max} \int_0^1 (1-r^*)^n r^* dr^*\end{aligned}\quad (47)$$

$$\text{kde} \quad r^* = \frac{r}{R} \quad (48)$$

Po integraci a úpravě obdržíme

$$\frac{\bar{v}}{\tilde{v}_{\max}} = \frac{2 \cdot n^2}{(1+n)(1+2n)} \quad (49)$$

Do vztahu (49) dosadíme za exponent n obvyklou hodnotu uvedenou v části 2.1, tedy $n = 7$.
Střední rychlost proudění vzduchu v potrubí tedy bude

$$\begin{aligned}\bar{v} &= \frac{2 \cdot n^2}{(1+n)(1+2n)} \cdot \tilde{v}_{\max} \\ \bar{v} &= \frac{2 \cdot 7^2}{(1+7)(1+2 \cdot 7)} \cdot 26,36 \\ \bar{v} &= 21,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (50)$$

kde \tilde{v}_{\max} je rychlost vzduchu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] naměřená firmou Ekome, s.r.o. (P I).

Objemový průtok vzduchu při poloměru potrubí $r = 0,048 \text{ m}$ bude

$$\begin{aligned}\dot{V}_{VS} &= (\pi r^2) \cdot \bar{v} \\ \dot{V}_{VS} &= (\pi \cdot 0,048^2) \cdot 21,53 \\ \dot{V}_{VS} &= 0,1558 \text{ m}^3 \cdot \text{s} = 560,9 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}\end{aligned}\quad (51)$$

Hmotnostní průtok vzduchu je pak

$$\begin{aligned}\dot{M}_{VS} &= \dot{V}_{VS} \cdot \rho_{VS} \\ \dot{M}_{VS} &= 560,9 \cdot 1,2094 \\ \dot{M}_{VS} &= 678,4 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}\end{aligned}\quad (52)$$

kde hustota vzduchu ρ_{VS} byla získána z tabulek [10] pro teplotu 20°C .

8.2 Množství vzniklých spalin

Množství spalin vzniklých hořením zemního plynu bylo vypočteno ze vztahu (40), respektive (41) a (42).

Spotřeba spalovacího vzduchu pro hoření zemního plynu se vypočítá podle rovnice (37)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{vh} &= \dot{V}_{ph} \cdot n \cdot V_{vT} \\ \dot{V}_{vh} &= 24,3 \cdot 1,15 \cdot 9,555 \\ \dot{V}_{vh} &= 267,01 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}\end{aligned}\quad (53)$$

kde \dot{V}_{ph} je objemový průtok zemního plynu [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$], n – násobek stechiometrického objemu spalovacího vzduchu [-], V_{vT} - stechiometrický objem spalovacího vzduchu [-].

Pro spálení $24,3 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ zemního plynu je tedy potřeba $267,01 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ vzduchu.

Spálením vznikne:

- $27,96 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ oxidu uhličitého CO_2 podle vztahu

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{CO}_2} &= \varphi_{\text{CO}_2} \cdot n \cdot \dot{V}_{ph} \\ \dot{V}_{\text{CO}_2} &= 1 \cdot 1,15 \cdot 24,3 = 27,96 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}\end{aligned}\quad (54)$$

- $207,63 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ dusíku N_2 podle vztahu

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{N}_2} &= \varphi_{\text{N}_2} \cdot n \cdot \dot{V}_{ph} \\ \dot{V}_{\text{N}_2} &= 7,43 \cdot 1,15 \cdot 24,3 = 207,63 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}\end{aligned}\quad (55)$$

- $48,6 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ vody H_2O ve formě vodní páry podle vztahu

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} &= \varphi_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \dot{V}_{ph} \\ \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} &= 2 \cdot 24,3 = 48,6 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}\end{aligned}\quad (56)$$

V rovnicích (54) – (56) je označen symbolem φ_X stechiometrický koeficient jednotlivých látek „X“ [-].

Pro hmotnostní bilanci budeme dále potřebovat hustoty jednotlivých složek stechiometrické rovnice (Tab. 4). Tyto hodnoty byly uvedeny v tabulkách pro teplotu 0°C a tlak 100 kPa. Přehled hmotnostních a objemových složek vzniklých spalin je uveden v tabulce (Tab. 5).

Tab. 4. Hustoty jednotlivých složek rovnice (40) pro teplotu 20°C a tlak 100 kPa

Látka	Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
CH ₄	0,707
O ₂	1,410
N ₂	1,234
CO ₂	1,951
H ₂ O (vodní pára)	0,800

Tab. 5. Množství spalin vzniklých hořením zemního plynu

Látka	Objemový průtok [$\text{m}^{-3}\cdot\text{hod}^{-1}$]	Hmotnostní průtok [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$]
CO ₂	27,95	54,52
H ₂ O (vodní pára)	48,60	38,88
N ₂	207,63	256,22
Suché spaliny	235,58	310,74
Vlhké spaliny	284,18	349,62

Celkový hmotnostní průtok vlhkých spalin je dán součtem jednotlivých složek vzniklých spálením zemního plynu a činí 349,62 $\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$.

Výpočty podle rovnic (54) – (56) nejsou zcela přesné, protože se zde uvažuje s dokonalým spalováním zemního plynu. V uvedených rovnicích se neuvažuje se vznikem oxidů dusíku, SO₂ (oxidu siřičitého), CO (oxidu uhelnatého). Pro další výpočty tato přesnost postačuje.

8.3 Měrná vlhkost vzduchu určeného k sušení

Vlastnosti směsi vzduchu a spalin vzniklých hořením zemního plynu (dále jen vzduch) byly pro zjednodušení brány v úvahu jako vlastnosti vzduchu, protože jde o směs v poměru 3:1 (tři díly vzduchu na jeden díl spalin). Tento vzduch, kterým se suší písek obsahuje vlhkost, která vzniká při hoření zemního plynu. Množství takovéto vlhkosti je uvedeno v tabulce (Tab. 5). Dále obsahuje vlhkost ze vzduchu, který se používá pro smíchání se spalinami. Vzduch v okolí sušárny má relativní vlhkost asi 70%, teplotu 20°C a absolutní vlhkost $\Phi = 0,01 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Výslednou měrnou vlhkost vzduchu, kterým se suší písek tedy spočítáme podle vztahu (25)

$$X_{v1} = \frac{\dot{M}_{H_2O} + \Phi \cdot \dot{V}_{VS}}{\dot{M}_{SS} + \dot{M}_{VS} - (\Phi \cdot \dot{V}_{VS})}$$

$$X_{v1} = \frac{38,88 + 0,01 \cdot 561}{310,74 + 678,4 - (0,01 \cdot 561)} \quad (57)$$

$$X_{v1} = 0,045$$

kde \dot{M}_{H_2O} je hmotnostní průtok vlhkosti ve spalinách [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], Φ - absolutní vlhkost vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], \dot{V}_{VS} - objemový průtok vzduchu určeného ke smíchání se spalinami [$\text{m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$], \dot{M}_{SS} - hmotnostní průtok suchých spalin [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], \dot{M}_{VS} - hmotnostní průtok vzduchu určeného ke smíchání se spalinami [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$].

8.4 Měrná vlhkost vzduchu vystupujícího ze sušárny

Nejdříve vypočítáme hmotnostní průtok vody, která se v sušárně odpaří za jednotku času

$$\dot{M}_{VP} = \dot{M}_P \cdot (X_{P1} - X_{P2})$$

$$\dot{M}_{VP} = 3980(0,054 - 0,001) \quad (58)$$

$$\dot{M}_{VP} = 210,9 \text{ kg}\cdot\text{hod}^{-1}$$

kde \dot{M}_P je hmotnostní průtok písku [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], X_{P1} - měrná vlhkost písku na vstupu do sušárny [-], X_{P2} - měrná vlhkost písku na výstupu ze sušárny [-].

Nyní můžeme vypočítat celkovou měrnou vlhkost vzduchu na výstupu ze sušárny jako poměr vlhkosti obsažené ve vzduchu k suchému vzduchu podobně jako ve vztahu (57)

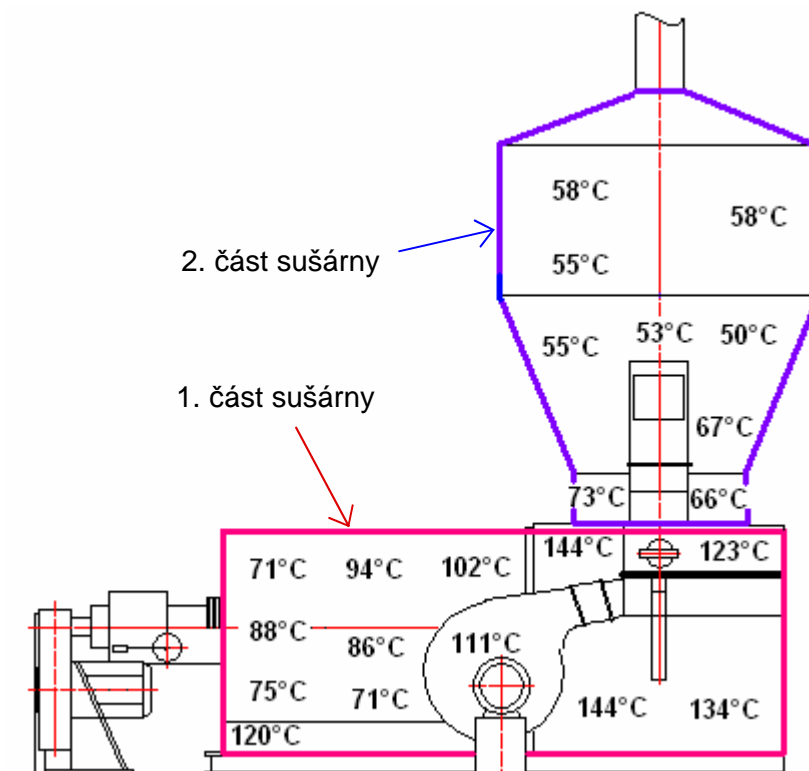
$$\begin{aligned}X_{v2} &= \frac{\dot{M}_{H_2O} + \Phi \cdot \dot{V}_{VS} + \dot{M}_{VP}}{\dot{M}_{SS} + \dot{M}_{VS} - (\Phi \cdot \dot{V}_{VS})} \\X_{v2} &= \frac{38,88 + 0,01 \cdot 561 + 210,9}{310,74 + 678,4 - (0,01 \cdot 561)} \\X_{v2} &= 0,260\end{aligned}\tag{59}$$

kde \dot{M}_{H_2O} je hmotnostní průtok vody obsažené ve spalinách [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], Φ - absolutní vlhkost vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], \dot{V}_{VS} - objemový průtok vzduchu určeného ke smíchání se spalinami [$\text{m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$], \dot{M}_{VP} - hmotnostní průtok vody, která se v sušárně odpaří [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], \dot{M}_{SS} - hmotnostní průtok suchých spalin [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$], \dot{M}_{VS} - hmotnostní průtok vzduchu určeného ke smíchání se spalinami [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$].

Měrná vlhkost vzduchu na výstupu ze sušárny, tedy po vysušení písku na vlhkost 0,1%, je 26,0%.

9 TEPELNÉ ZTRÁTY SUŠÁRNY

Fluidní sušárnu písku umístěnou ve Slévárně - ZPS můžeme podle tepelných ztrát rozdělit na dvě části. První částí je tzv. spalovací komora, kde dochází ke spalování zemního plynu a následně vzniklé spaliny se mísí se vzduchem, který se přivádí ventilátorem do spalovací komory z důvodu vytvoření fluidní vrstvy nad fluidním roštem. Teplota této směsi vzduchu a spalin se udržuje na 560°C. Spalovací komora je až k fluidnímu roštu izolována šamotovými cihlami. Průměrná hodnota teploty vnější stěny je 105°C. Druhá část fluidní sušárny je umístěna nad fluidním roštem, kde již není žádný druh izolace. V této části dochází k sušení písku, avšak teploty zde nejsou tak vysoké jako v části první. Průměrná teplota vnějšího povrchu této části je 59°C. Rozložení teplot vnější stěny obou částí sušárny (Obr. 13) jsme naměřili bezdotykovým teploměrem Amir 7814 od firmy Ahlborn, jehož fotografie je zobrazena v příloze P III. Teplota vzduchu v dostatečné vzdálenosti od teplosměnné plochy sušárny je 20°C.



Obr. 13. Rozložení teplot u fluidní sušárny písku

Tepelné ztráty fluidní sušárny jsou dány přestupem tepla konvekcí beze změny skupenství a také přestupem tepla sáláním. Celková ztráta tepla je součtem obou tepelných ztrát.

9.1 Ztráty tepla konvekcí

Pro výpočet přestupu tepla konvekcí musíme nejprve vypočítat teplosměnnou plochu každé části sušárny zvlášť. Teplosměnnou plochu spalovací komory (1. část sušárny), kterou tvoří rotační válec, vypočítáme podle vztahu

$$\begin{aligned}
 A_1 &= S_{p1} + S_{pl1} \\
 A_1 &= (2\pi r_1^2) + (2\pi r_1 v_1) \\
 A_1 &= (2\pi \cdot 0,58^2) + (2\pi \cdot 0,58 \cdot 3,14) \\
 A_1 &= 13,6 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{60}$$

kde S_{p1} je povrch podstav rotačního válce [m^2], S_{pl1} – povrch pláště rotačního válce [m^2], r_1 – poloměr rotačního válce [m], v_1 – delší strana rotačního válce [m].

Dále vypočítáme Grashofovo a Prandtlovo číslo pro první část sušárny ze vztahu (8), resp. (10) pro výpočet Nusseltova čísla.

Grashofovo číslo

$$\begin{aligned}
 Gr_1 &= \frac{9,81 \cdot 1,16^3}{(19,22 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,0037 \cdot (105 - 20) \\
 Gr_1 &= 1,3036 \cdot 10^{10}
 \end{aligned} \tag{61}$$

Prandtlovo číslo

$$\begin{aligned}
 Pr_1 &= \frac{1017 \cdot 2,01 \cdot 10^{-5}}{0,0280} \\
 Pr_1 &= 0,730
 \end{aligned} \tag{62}$$

Nusseltovo číslo určíme ze vztahu (12)

$$\begin{aligned} Nu_1 &= C(Gr_1 \cdot Pr_1)^n \\ Nu_1 &= 0,135(1,3036 \cdot 10^{10} \cdot 0,730)^{\frac{1}{3}} \\ Nu_1 &= 286,08 \end{aligned} \quad (63)$$

Hodnoty konstant C a n ve vztahu (63) jsme odečetli z tabulky (Tab. 1) pro součin $Gr \cdot Pr = 2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$.

Součinitel přestupu tepla první části sušárny α_l vypočítáme podle vztahu (9)

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{Nu_1 \cdot \lambda}{l_1} \\ \alpha_1 &= \frac{286,08 \cdot 0,0280}{1,16} \\ \alpha_1 &= 6,91 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (64)$$

Tepelné ztráty spalovací komory (1. části sušárny) konvekcí do okolí jsou

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{z1} &= \alpha \cdot A_1 \cdot \Delta t \\ \dot{Q}_{z1} &= 6,91 \cdot 13,6(105 - 20) \\ \dot{Q}_{z1} &= 7988 \text{ W} \end{aligned} \quad (65)$$

Význam jednotlivých konstant uvedených ve vztazích (61-65) je stejný jako ve vztazích (8-10). Tepelné konstanty vzduchu jsme určili z tabulek [18] pro střední teplotu $62,5^\circ\text{C}$ vypočtenou stejně, jako je tomu ve vztahu (13)

$$\begin{aligned} t_{st1} &= 0,5(105 + 20) \\ t_{st1} &= 62,5^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (66)$$

Teplosměnnou plochu druhé části sušárny vypočítáme jako součet povrchů dvou rotačních válců a dvou komolých kuželů bez plochy podstav tak, jak je zřejmé z obrázku (Obr. 13).

$$\begin{aligned}
 A_2 &= S_{k1} + S_{k2} + S_{r1} + S_{r2} \\
 A_2 &= [\pi(r_2 + r_3)s] + [\pi(r_4 + r_5)s] + (2\pi \cdot r_6 v_2) + (2\pi \cdot r_7 v_3) \\
 A_2 &= [\pi(0,9 + 0,14) \cdot 0,8] + [\pi(0,46 + 0,9) \cdot 1,1] + (2\pi \cdot 0,9 \cdot 0,84) + (2\pi \cdot 0,46 \cdot 0,28) \\
 A_2 &= 12,87 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{67}$$

kde S_{k1} je povrch pláště menšího komolého kužele [m^2], S_{k2} – povrch pláště většího komolého kužele [m^2], S_{r1} – povrch pláště většího rotačního válce [m^2], S_{r2} – povrch pláště menšího rotačního válce [m^2], r_2, r_3 – poloměry menšího komolého kužele [m], r_4, r_5 – poloměry většího komolého kužele [m], r_6 – poloměr většího rotačního válce [m], r_7 – poloměr menšího rotačního válce [m], v_2 – výška většího rotačního válce [m], v_3 – výška menšího rotačního válce [m].

Grashofovo číslo

$$\begin{aligned}
 Gr_2 &= \frac{g l_2^3}{\nu^2} \beta \Delta t_2 \\
 Gr_2 &= \frac{9,81 \cdot 2,4^3}{(17,27 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,0037 \cdot (59 - 20) \\
 Gr_2 &= 6,5612 \cdot 10^{10}
 \end{aligned} \tag{68}$$

Prandtlovo číslo

$$\begin{aligned}
 Pr_2 &= \frac{c_p \eta}{\lambda} \\
 Pr_2 &= \frac{1013 \cdot 1,92 \cdot 10^{-5}}{0,0265} \\
 Pr_2 &= 0,734
 \end{aligned} \tag{69}$$

Nusseltovo číslo určíme ze vztahu (12)

$$\begin{aligned}
 Nu_2 &= C(Gr_2 \cdot Pr_2)^n \\
 Nu_2 &= 0,135(6,5612 \cdot 10^{10} \cdot 0,734)^{\frac{1}{3}} \\
 Nu_2 &= 491,16
 \end{aligned} \tag{70}$$

Hodnoty konstant C a n ve vztahu (70) jsme odečetli z tabulky (Tab. 1) pro součin $Gr \cdot Pr = 2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$.

Součinitel přestupu tepla α vypočítáme podle vztahu (9)

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{l_2}$$

$$\alpha_2 = \frac{491,16 \cdot 0,0265}{2,4} \quad (71)$$

$$\alpha_2 = 5,42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

Tepelné ztráty 2. části sušárny konvekcí do okolí jsou

$$\dot{Q}_{z2} = \alpha \cdot A_2 \cdot \Delta t_2$$

$$\dot{Q}_{z2} = 5,42 \cdot 12,87(59 - 20) \quad (72)$$

$$\dot{Q}_{z2} = 2720 \text{ W}$$

Tepelné konstanty vzduchu jsme pro vztahy (68-71) určili z tabulek [18] pro střední teplotu 2. části sušárny 39,5°C vypočtenou stejně, jako je tomu ve vztahu (13)

$$t_{st2} = 0,5(59 + 20)$$

$$t_{st2} = 39,5^\circ \text{C} \quad (73)$$

Tepelné ztráty konvekcí jsou dány součtem tepelných ztrát u první a druhé části sušárny

$$\dot{Q}_{zk} = \dot{Q}_{z1} + \dot{Q}_{z2}$$

$$\dot{Q}_{zk} = 7988 + 2720 \quad (74)$$

$$\dot{Q}_{zk} = 10708 \text{ W}$$

9.2 Ztráty tepla sáláním

Pro výpočet tepelných ztrát sušárny sáláním budeme používat stejné rozdělení sušárny, jako v případě výpočtu tepelných ztrát konvekcí podle obrázku (Obr. 13).

Nejdříve vypočítáme ztráty tepla sáláním pro 1. část sušárny. Plocha této části je již vypočtena ve vztahu (60). Při výpočtu vyjdeme ze vztahu pro výpočet sálání mezi dvěma šedými povrchy, kdy je jedno těleso úplně obklopeno druhým (16)

$$\dot{Q}_{s1} = 13,6 \cdot 0,8 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{378,15}{100} \right)^4 - \left(\frac{293,15}{100} \right)^4 \right] \quad (75)$$

$$\dot{Q}_{s1} = 8058 \text{ W}$$

U 2. části sušárny jsou ztráty tepla sáláním

$$\dot{Q}_{s_2} = 12,87 \cdot 0,8 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{332,15}{100} \right)^4 - \left(\frac{293,15}{100} \right)^4 \right] \quad (76)$$
$$\dot{Q}_{s_2} = 2794 \text{ W}$$

Ve vztazích (75 a 76) je za relativní sálavost dosazena hodnota pro mírně korodovanou ocel z tabulek [19].

Ztráty tepla sáláním jsou tedy pro obě části sušárny

$$\dot{Q}_{zs} = \dot{Q}_{s_1} + \dot{Q}_{s_2}$$
$$\dot{Q}_{zs} = 8058 + 2794 \quad (77)$$
$$\dot{Q}_{zs} = 10852 \text{ W}$$

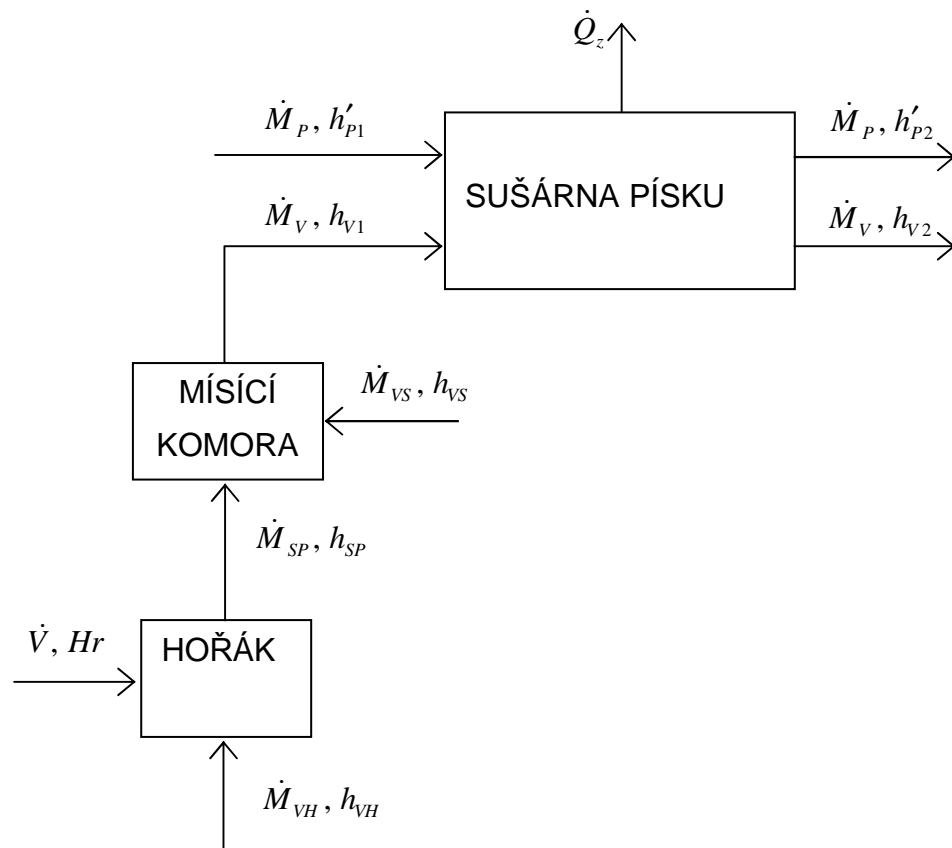
Celkové tepelné ztráty sušárny jsou dány součtem jednotlivých tepelných ztrát

$$\dot{Q}_z = \dot{Q}_{zk} + \dot{Q}_{zs}$$
$$\dot{Q}_z = 10708 + 10852 \quad (78)$$
$$\dot{Q}_z = 21560 \text{ W}$$

10 ENERGETICKÁ BILANCE SUŠENÍ

Energetická bilance systému (Obr. 14) sestává ze vstupů a výstupů energetických toků do jednotlivých subsystémů. Mezi tyto subsystémy patří

- *Hořák* – zde probíhá hoření zemního plynu. Vstupem je objemový průtok plynu \dot{V} , který má svou výhřevnost Hr (Tab. 3) a hmotnostní průtok vzduchu potřebného ke spalování zemního plynu \dot{M}_{VH} . Tento vzduch se do hořáku přivádí z okolního prostředí, tedy z haly, kde je systém umístěn. Teplota i relativní vlhkost tohoto vzduchu je známá, proto můžeme z h - X diagramu určit entalpii h_{VH} . Výstupem z hořáku je hmotnostní tok spalin \dot{M}_{SP} , který vznikne hořením zemního plynu.
- *Mísící komora* – slouží ke smíchání dvou proudů. Jednak spalin vzniklých v hořáku a potom také vzduchu, který je odebírán z okolního prostředí. Vstupem je tedy výstup z předchozího bloku (hořáku), tedy hmotnostní průtok spalin \dot{M}_{SP} a jejich entalpie h_{SP} a také hmotnostní průtok vzduchu \dot{M}_{VS} a jeho entalpie h_{VS} . Výstupem tohoto bloku je smíchaný proud vzduchu a spalin, který je přiveden do fluidní sušárny písku na rošt fluidního lože.
- *Fluidní sušárna písku* – probíhá zde sušení písku. Jedním ze vstupů do tohoto subsystému je hmotnostní průtok absolutně suchého materiálu (písku) \dot{M}_p a jeho entalpie h'_{p1} , druhým vstupem je hmotnostní průtok absolutně suchého média určeného k sušení (tedy spalin z hořáku smíchaných v mísící komoře se vzduchem) \dot{M}_v a jeho entalpie h_{v1} . Výstupem subsystému sušárny jsou tepelné ztráty sušárny \dot{Q}_z , dále hmotnostní průtok sušiny \dot{M}_p , který se po průchodu sušárnou nezměnil a entalpie sušiny h'_{p2} , která se průchodem sušárnou naopak změnila. Dalším výstupem je hmotnostní průtok absolutně suchého vzduchu \dot{M}_v , který zůstal průchodem sušárnou nezměněn a jeho entalpie h_{v2} , která se průchodem sušárnou změnila.



Obr. 14. Schéma energetické bilance systému

10.1 Výpočet objemového průtoku zemního plynu

Energetická bilance sušení se sestaví podobně jako u rovnice (32) a to jako součet energií do systému vstupujících a ze systému vystupujících, který je roven nule. Můžeme pak psát

$$\dot{M}_P h'_{P1} + \dot{M}_V h_{V1} = \dot{M}_P h'_{P2} + \dot{M}_V h_{V2} + \dot{Q}_z \quad (79)$$

kde význam jednotlivých symbolů je uveden výše v textu.

Dále pak můžeme psát, že výstupní proud z mísící komory je roven součtu proudů do komory vstupujících, jak můžeme vidět na obrázku (Obr. 14).

$$\dot{M}_V h_{V1} = \dot{M}_{SP} h_{SP} + \dot{M}_{VS} + h_{VS} \cdot \quad (80)$$

Podobné je to také u hořáku, kde výstupní proud z hořáku, který je zároveň shodný s jedním ze vstupů mísící komory, je roven vstupním proudům do hořáku

$$\dot{M}_{SP} h_{SP} = \dot{V} \cdot Hr \cdot \varepsilon + \dot{M}_{VH} h_{VH}, \quad (81)$$

kde ε je účinnost hořáku [-], Hr je výhřevnost zemního plynu [$\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$], \dot{V} je objemový průtok zemního plynu do hořáku [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$].

Rovnici (79) pak můžeme rozepsat na tvar

$$\dot{M}_P h'_{P1} + \dot{V} \cdot Hr \cdot \varepsilon + \dot{M}_{VH} h_{VH} + \dot{M}_{VS} h_{VS} = \dot{M}_P h'_{P2} + \dot{M}_V h_{V2} + \dot{Q}_z \quad (82)$$

Entalpie písku vstupujícího do sušárny se počítá podle vztahu

$$\begin{aligned} h'_{P1} &= T_{P1} (c_{p,P} + X_{P1} c_{p,K}) \\ h'_{P1} &= 288,15(960 + 0,054 \cdot 4180) \\ h'_{P1} &= 341665 \text{ J} \end{aligned} \quad (83)$$

kde T_{P1} je teplota písku vstupujícího do sušárny [K], $c_{p,P}$ je měrná tepelná kapacita písku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], X_{P1} je měrná vlhkost písku vstupujícího do sušárny [-] a $c_{p,K}$ je měrná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

Entalpie písku vystupujícího ze sušárny se počítá podle vztahu

$$\begin{aligned} h'_{P2} &= T_{P2} (c_{p,P} + X_{P2} c_{p,K}) \\ h'_{P2} &= 338,15(960 + 0,001 \cdot 4180) \\ h'_{P2} &= 326037 \text{ J} \end{aligned} \quad (84)$$

kde T_{P2} je teplota písku vystupujícího ze sušárny [K], X_{P2} je měrná vlhkost písku vystupujícího ze sušárny [-]. Měrná tepelná kapacita vody a písku je v rozmezí teplot 20 – 60°C podobná, proto byla nalezena v tabulkách [17] pro teplotu 20°C.

Protože potřebujeme určit úsporu nákladů získanou předsušením písku, tedy snížením vlhkosti písku a zvýšením jeho teploty, z rovnice (82) vyjádříme objemový průtok zemního plynu do hořáku. Tepelné ztráty \dot{Q}_z jsou vypočteny v části 9.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{\dot{M}_p h'_{p2} + \dot{M}_v h_{v2} + \dot{Q}_z - \dot{M}_p h'_{p1} - \dot{M}_{vH} h_{vH} - \dot{M}_{vS} h_{vS}}{Hr \cdot \varepsilon} \\ \dot{V} &= \frac{1,0470 \cdot 326037 + 0,2856 \cdot 753624 + 21560 - 1,0470 \cdot 341665}{34,2 \cdot 10^6 \cdot 0,905} + \\ &+ \frac{-0,0848 \cdot 41000 - 0,1884 \cdot 41000}{34,2 \cdot 10^6 \cdot 0,905} \\ \dot{V} &= 6,7601 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 24,3 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \end{aligned} \quad (85)$$

Entalpie vzduchu na vstupu do sušárny byla určena z h - X diagramu jako průsečík známé měrné vlhkosti vzduchu, která má v okolí sušárny hodnotu 0,009 [-] a teploty 20°C. Entalpie vzduchu na výstupu ze sušárny byla určena stejným způsobem při měrné vlhkosti vypočtené v části 8.4 a teplotě 75°C.

10.2 Zvýšení hmotnostního průtoku písku vlivem předsušení

Předsušením písku vzduchem ohřátým v deskovém výměníku tepla se sníží vstupní vlhkost písku a zvýší se jeho teplota. Míra těchto změn byla určena experimentem, který je uveden v části 13. Vlhkost písku se snížila o 0,5% a teplota se zvýšila o 0,5°C. Touto změnou vlastností písku by došlo ke snížení objemového průtoku zemního plynu do hořáku. Ve Slévárně - ZPS ale upřednostňují zvýšení hmotnostního průtoku písku na vstupu do sušárny a tím zvýšení množství usušeného písku. V následujícím výpočtu tedy zvýšíme hmotnostní průtok písku na vstupu do sušárny tak, aby průtok zemního plynu do hořáku byl stejný, jako jsme vypočetli ve vztahu (85).

Při zvýšení hmotnostního průtoku písku na hodnotu $\dot{M}_p = 4200 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$ se nám průtok zemního plynu do hořáku nezmění a je tedy $24,3 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. Entalpie písku vstupujícího do sušárny se změnila a vypočítá se podobně jako ve vztahu (83)

$$\begin{aligned} h'_{p1} &= 288,65(960 + 0,049 \cdot 4180) \\ h'_{p1} &= 336225 \text{ J} \end{aligned} \quad (86)$$

Entalpie písku vystupujícího ze sušárny zůstala stejná jako ve vztahu (84), ale došlo ke změně měrné vlhkosti sušícího vzduchu a tím i jeho entalpie. Množství vody, které se v sušárně z písku odpaří se vypočítá podobně jako ve vztahu (58)

$$\begin{aligned}\dot{M}_{VP} &= 4200(0,049 - 0,001) \\ \dot{M}_{VP} &= 201,6 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}\end{aligned}\quad (87)$$

Měrná vlhkost je tedy nyní podle vztahu (59)

$$\begin{aligned}X_{V2} &= \frac{38,88 + 0,01 \cdot 561 + 201,6}{310,74 + 678,4 - (0,01 \cdot 561)} \\ X_{V2} &= 0,250\end{aligned}\quad (88)$$

Pro kontrolu vypočítáme objemový průtok plynu při zmenšené vlhkosti písku, zvětšené teplotě a větším hmotnostním průtoku podobně jako ve vztahu (85)

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \frac{1,1107 \cdot 326037 + 0,2856 \cdot 735000 + 21560 - 1,1107 \cdot 336225}{34,2 \cdot 10^6 \cdot 0,905} + \\ &+ \frac{-0,0847 \cdot 41000 - 0,1884 \cdot 41000}{34,2 \cdot 10^6 \cdot 0,905} \\ \dot{V} &= 6,7514 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 24,3 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}\end{aligned}\quad (89)$$

Entalpie vzduchu na výstupu ze sušárny byla určena v h - X diagramu jako průsečík měrné vlhkosti vypočítané vztahem (88) a teploty 75°C.

Při využití odpadního tepla spalin na předsušení písku můžeme tedy zvětšit jeho hmotnostní průtok do sušárny z předchozí hodnoty 3980 kg·hod⁻¹ na současnou hodnotu 4200 kg·hod⁻¹, což je o 220 kg·hod⁻¹ více.

11 VÝMĚNÍK TEPLA

Pro využití tepla z vlhkého vzduchu a spalin vystupujícího ze sušárny byl využit deskový výměník tepla s křížovým tokem bez příčného promíchávání proudů. Důvodem pro využití deskového výměníku je fakt, že má velkou spolehlivost, je vysoce kompaktní a náchylnost k zanášení je v porovnání s trubkovým výměníkem velmi nízká. Vstupem do výměníku je pro teplý proud vzduch vystupující ze sušárny, pro studený proud je to vzduch přiváděný z okolí. Teplota teplého proudu kolísá v závislosti na průběhu sušení v rozmezí 50-90°C, někdy až 200°C. Teploty 200°C je dosaženo při zapnutí sušárny, kdy do ní ještě není přiváděn písek a probíhá pouze její ohřev. V dalších výpočtech bude brána v úvahu teplota 75°C. Teplota vzduchu přiváděného do výměníku jako studený proud je 20°C.

Vlastnosti vzduchu závislé na teplotě byly vyhledány v tabulkách pro střední teploty obou proudů procházejících výměníkem tepla. V případě, že se některé hodnoty teplot v tabulkách nevyskytovaly, byla hodnota určena buď lineární interpolací nebo interpolací vyšších řádů v programu Microsoft Excel.

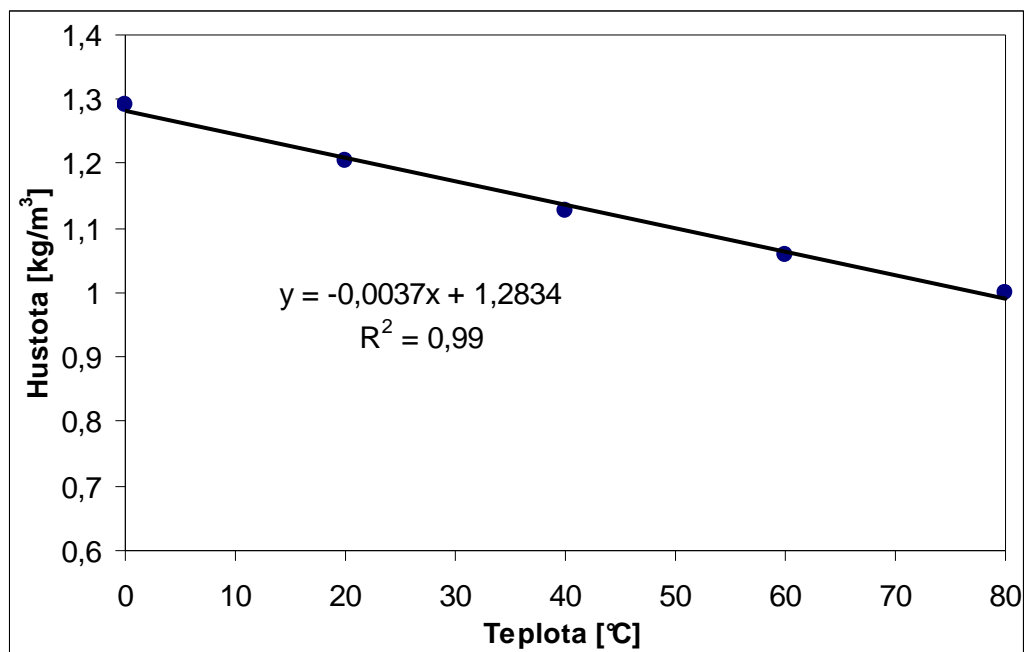
Pro příklad je uvedena lineární interpolace hustoty vzduchu. V tabulkách pro teplotní závislost hustoty vzduchu [18] se vyskytují pouze teploty uvedené v tabulce (Tab. 6). Střední teplota studeného proudu procházejícího výměníkem tepla je 38,0°C. Hustota vzduchu pro tuto teplotu se vypočítá podle vztahu

$$\begin{aligned}\rho_{vz} &= -0,0037 \cdot t + 1,2834 \\ \rho_{vz} &= -0,0037 \cdot 38,0 + 1,2834 \\ \rho_{vz} &= 1,1428 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}\tag{90}$$

Vztah (90) byl určen proložení dat lineární spojnicí trendu a zobrazením rovnice regrese v programu Microsoft Excel (Obr. 15).

Tab. 6. Hustota vzduchu v závislosti na teplotě

Teplota [°C]	Hustota [kg·m ⁻³]
0	1,293
20	1,205
40	1,128
60	1,060
80	1,000



Obr. 15. Závislost hustoty vzduchu na teplotě

Střední teplota studeného proudu procházejícího výměníkem je

$$T_1 = \frac{T_1' + T_1''}{2} \quad (91)$$

$$T_1 = \frac{20,0 + 56,0}{2} = 38,0^\circ\text{C}$$

Střední teplota teplého proudu je

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} \quad (92)$$

$$T_2 = \frac{75,0 + 67,5}{2} = 71,3^\circ\text{C}$$

11.1 Návrhový výpočet výměníku tepla

Při návrhovém výpočtu výměníku tepla potřebujeme určit tepelný výkon výměníku, jeho teplosměnnou plochu, výstupní teplotu studeného proudu a účinnost výměníku. Z tepelného výkonu můžeme vypočítat účinnost a výstupní teplotu studeného proudu. Pomocí počtu převodových jednotek (*NTU*) a součinitele prostupu tepla vypočítáme zase teplosměnnou plochu výměníku.

Mezi známé parametry pro návrhový výpočet výměníku patří vstupní a výstupní teplota teplého proudu, vstupní teplota studeného proudu, hmotnostní průtok jak teplého, tak studeného proudu a také parametry vzduchu v závislosti na teplotě určené z tabulek [18].

Ze vztahu (2) nejprve vypočítáme tepelné kapacity obou proudů ve výměníku. Tepelná kapacita studeného proudu je

$$W_1 = 0,3161 \cdot 1012$$

$$W_1 = 319,9 \frac{\text{W}}{\text{K}}, \quad (93)$$

tepelná kapacita teplého proudu je

$$W_2 = 0,3161 \cdot 1019$$

$$W_2 = 322,1 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (94)$$

Tepelný výkon výměníku vypočítáme z tepelné bilance (1), ale protože ve výměníku dochází také ke kondenzaci vodních par, připočítáme ještě teplo uvolněné kondenzací. To je určeno množstvím vzniklého kondenzátu \dot{M}_k [$\text{kg}\cdot\text{hod}^{-1}$] a výparným teplem vodní páry r [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] při dané teplotě rosného bodu. Množství kondenzátu vzniklého ve výměníku určil výrobce výměníku, firma Hoval, na $14 \text{ kg}\cdot\text{hod}^{-1}$. Tato hodnota je spolu s dalšími parametry určenými firmou Hoval uvedena v příloze (P II).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_k &= \dot{M}_k \cdot r \\ \dot{Q}_k &= \frac{14 \cdot 2,34 \cdot 10^6}{3600} \\ \dot{Q}_k &= 9100 \text{ W}\end{aligned}\tag{95}$$

Celkový tepelný výkon je tedy

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= W_2(T_2' - T_2'') + \dot{Q}_k \\ \dot{Q} &= 322,1(75 - 67,5) + 9100 \\ \dot{Q} &= 11515 \text{ W}\end{aligned}\tag{96}$$

Abychom mohli vypočítat účinnost výměníku, musíme nejprve určit jeho maximální výkon podle vztahu (3)

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\max} &= W_1(T_2' - T_1') \\ \dot{Q}_{\max} &= 319,9(75 - 20) \\ \dot{Q}_{\max} &= 17594 \text{ W}\end{aligned}\tag{97}$$

Poměrem skutečného tepelného výkonu a maximálního tepelného výkonu je určena účinnost výměníku (3)

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{11515}{17594} \\ \varepsilon &= 0,654 \\ \varepsilon &= 65,4\%\end{aligned}\tag{98}$$

Známe-li tepelné kapacity obou proudů a výkon výměníku, můžeme z tepelné bilance (1) vyjádřit teplotu studeného proudu vystupujícího z výměníku

$$\begin{aligned}T_1'' &= \frac{\dot{Q} + W_1 \cdot T_1'}{W_1} \\ T_1'' &= \frac{11515 + 319,9 \cdot 293,15}{319,9} \\ T_1'' &= 329,15 \text{ K} = 56,0^\circ\text{C}\end{aligned}\tag{99}$$

Pro určení teplosměnné plochy je nutné nejprve vypočítat pomocnou veličinu Z (5) a s její pomocí také počet převodových jednotek (NTU) ze vztahu (4). Za parametr P ve vztahu (5) dosadíme hodnotu 0,82, čemuž odpovídá

$$Z = \sqrt{\left(1 + \frac{319,9}{322,1}\right)^2 - 4 \cdot 0,82 \cdot \frac{319,9}{322,1}} \quad (100)$$

$$Z = 0,8457$$

Počet převodových jednotek je tedy

$$NTU = \frac{1}{0,8457} \ln \frac{2 - \left(1 + \frac{319,9}{322,1} - 0,8457\right) \cdot 0,654}{2 - \left(1 + \frac{319,9}{322,1} + 0,8457\right) \cdot 0,654} \quad (101)$$

$$NTU = 2,57$$

Pro výpočet teplosměnné plochy musíme vypočítat také součinitel prostupu tepla. K jeho určení vypočítáme nejprve rychlosti proudění obou teplotních proudů uvnitř výměníku. Rozměry výměníku jsme získali od výrobce deskových výměníků – firmy Hoval a jsou uvedeny v tabulce (Tab. 7).

Tab. 7. Parametry deskového výměníku tepla firmy Hoval

Parametr	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost mezi deskami – a	3,1	mm
Počet desek – n	110	-
Šířka desky – b	400	mm
Tloušťka desky – δ	0,5	mm
Tepelná vodivost materiálu – λ	200	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Rychlost proudění studeného proudu výměníkem

$$v_1 = \frac{\dot{V}_1}{a \cdot b \cdot n}$$

$$v_1 = \frac{0,2766}{0,0031 \cdot 0,4 \cdot 110} \quad (102)$$

$$v_1 = 2,0278 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění teplého proudu výměníkem

$$v_2 = \frac{\dot{V}_2}{a \cdot b \cdot n}$$

$$v_2 = \frac{0,3100}{0,0031 \cdot 0,4 \cdot 110} \quad (103)$$

$$v_2 = 2,2727 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ve vztazích (102-103) je \dot{V}_1 objemový průtok studeného proudu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], \dot{V}_2 - objemový průtok teplého proudu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]. Koeficienty a , b , n jsou uvedeny v tabulce (Tab. 7).

Hodnoty objemového průtoku studeného, resp. teplého proudu, jsme získali vynásobením hmotnostního průtoku uvedeného ve vztahu (93 a 94) hustotou studeného, resp. teplého proudu získanou pro dané teploty z tabulek [10].

Charakteristický délkový rozměr deskového výměníku vypočítáme ze vztahu (15)

$$d_e = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2(a+b)}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 0,0031 \cdot 0,4}{2(0,0031+0,4)} \quad (104)$$

$$d_e = 0,006152 \text{ m}$$

Reynoldsovo číslo pro studený proud se vypočítá podle vztahu (11)

$$Re_1 = \frac{2,0278 \cdot 0,006152}{17,1000 \cdot 10^{-6}} \quad (105)$$

$$Re_1 = 729,5$$

Stejným způsobem se vypočítá Reynoldsovo číslo pro teplý proud

$$Re_2 = \frac{2,2727 \cdot 0,006152}{20,4250 \cdot 10^{-6}} \quad (106)$$

$$Re_2 = 684,5$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla musíme nejprve spočítat Nusseltovo číslo podle vztahu (14). Pro studený proud má hodnotu

$$Nu_1 = 0,1 \cdot 729,5^{0,7} \cdot 0,727^{0,4} \quad (107)$$

$$Nu_1 = 8,89$$

Pro teplý proud je Nusseltovo číslo

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,1 \cdot 684,5^{0,7} \cdot 0,727^{0,4} \\ Nu_2 &= 8,50 \end{aligned} \quad (108)$$

Součinitel přestupu tepla na stranách obou proudů se vypočítají podle vztahu (9). Na straně studeného proudu je součinitel přestupu tepla roven

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{8,89 \cdot 0,02643}{0,006152} \\ \alpha_1 &= 38,19 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (109)$$

Na straně teplého proudu je součinitel přestupu tepla roven

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \frac{8,50 \cdot 0,02876}{0,006152} \\ \alpha_2 &= 39,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (110)$$

Tepelná vodivost obou teplotních proudů byla odečtena z tabulek [10] pro střední teplotu proudů procházejících výměníkem.

Součinitel prostupu tepla deskového výměníku se určí podobným způsobem jako ve vztahu (18)

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \\ k &= \frac{1}{\frac{1}{38,19} + \frac{0,0005}{200} + \frac{1}{39,74}} \\ k &= 19,47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (111)$$

Velikost teplosměnné plochy výměníku určíme ze vztahu (6)

$$\begin{aligned} S &= \frac{NTU \cdot W_1}{k} \\ S &= \frac{2,57 \cdot 319,9}{19,47} \\ S &= 42,2 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (112)$$

Tab. 8. Vypočtené parametry deskového výměníku tepla

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výstupní teplota vzduchu - t''_1	56,0	°C
Účinnost - ε	65,4	%
Tepelný výkon - \dot{Q}	11 515	W
Součinitel prostupu tepla - k	19,47	W·m ⁻² ·K ⁻¹
Teplosměnná plocha - S	42,2	m ²

12 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Vzduch, který se ohřívá ve výměníku tepla, prochází přes tento výměník potrubím k dopravnímu pásu, kde se používá k předsušení písku na vstupu do sušárny. Délka potrubí od výměníku k dopravnímu pásu je 6,3 m. Při proudění vzduchu výměníkem a následně potrubím dochází ke ztrátě mechanické energie vlivem tření tekutiny o vnitřní stěnu potrubí. Rychlost proudění vzduchu v potrubí o průměru 0,2 m určíme ze vztahu (22)

$$\bar{v} = \frac{0,3100}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} \quad (113)$$

$$\bar{v} = 9,8676 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo se vypočítá podle vztahu (11)

$$Re = \frac{0,2 \cdot 9,8676}{1,88999 \cdot 10^{-5}} \quad (114)$$

$$Re = 104419$$

Hodnotu kinematické viskozity ve vztahu (114) jsme našli v tabulkách [10] stejně jako hodnotu pro absolutní drsnost potrubí, která má pro pozinkované trubky hodnotu $\varepsilon = 0,00015$ m. Relativní drsnost potrubí je pak dána poměrem absolutní drsnosti potrubí a jeho průměru

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,00015}{0,2} \quad (115)$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = 7,5 \cdot 10^{-4}$$

Součinitel tření odečteme z obrázku (Obr. 8), který zobrazuje závislost součinitele tření (λ) na Reynoldsovu kritériu (Re) a relativní drsnosti (ε/d) a jeho hodnota je $\lambda = 0,022$.

Součinitel místních odporů je dán součtem všech součinitelů odporů vřazených do potrubí. Jedná se tři kolena 90° , která mají hodnotu součinitele místního odporu uvedenou v tabulkách, např. [10] a jeho hodnota je pro jedno koleno $\zeta = 1,26$.

Měrná ztráta mechanické energie při proudění vzduchu potrubím o délce 6,3 m je dána vztahem (21), tedy

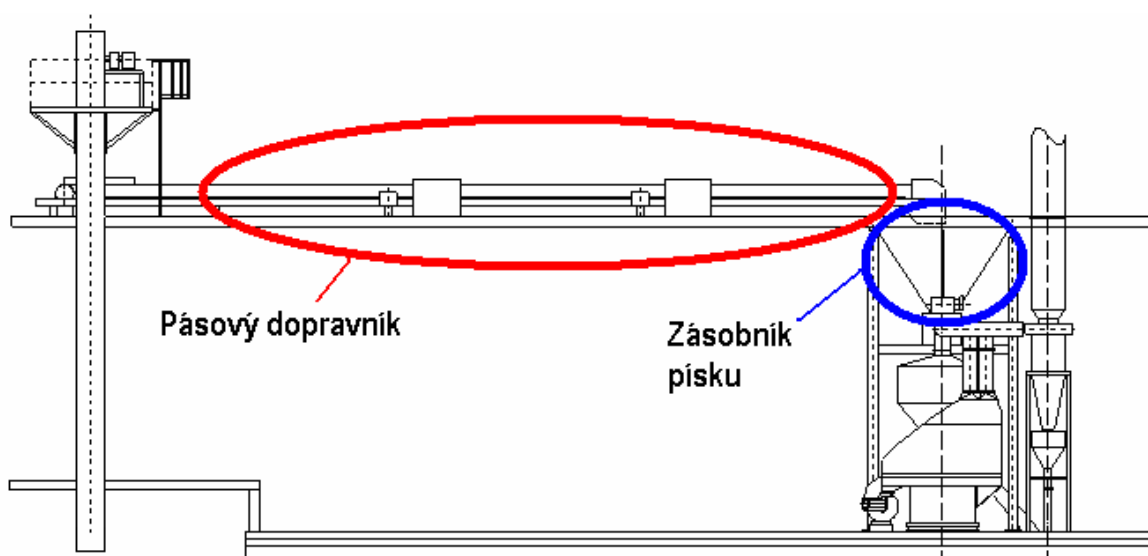
$$e_{dis} = \left(0,022 \frac{6,3}{0,2} + 3 \cdot 1,26 \right) \frac{9,8676^2}{2} \quad (116)$$
$$e_{dis} = 217,7 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$$

Celkové tlakové ztráty, vzniklé prouděním vzduchu deskovým výměníkem a potrubím k dopravnímu pásu, lze vyjádřit jako součet tlakové ztráty vzniklé prouděním vzduchu v potrubí (21) a tlakové ztráty vzniklé prouděním vzduchu ve výměníku (Δp_{vym}), kterou udává výrobce výměníku – firma Hoval a tato hodnota je uvedena v příloze (P II).

$$\Delta p_{dis} = (e_{dis} \cdot \rho) + \Delta p_{vym}$$
$$\Delta p_{dis} = 217,7 \cdot 1,0762 + 56 \quad (117)$$
$$\Delta p_{dis} = 290,3 \text{ Pa}$$

13 PŘEDSUŠENÍ PÍSKU NA VSTUPU DO SUŠÁRNY

Teplu získané ze vzduchu vystupujícího ze sušárny, prostřednictvím deskového výměníku tepla, použijeme na předsušení písku vstupujícího do zásobníku a poté do fluidní sušárny. Vzduch ohřátý ve výměníku na teplotu kolem 56°C bude vháněn do prostoru mezi pásovým dopravníkem (Obr. 16, PIV) a krytem pásového dopravníku. Délka tohoto prostoru je 16 m. Při kontaktu s pískem bude docházet ke snižování vlhkosti písku.



Obr. 16. Sušárna písku a pásový dopravník ve Slévárně - ZPS

Míru snížení vlhkosti písku jsme určili experimentem. Tento experiment nebyl proveden přímo v místě, kde bude probíhat předsušení písku na vstupu do sušárny, protože by musel být zastaven provoz sušárny a tím by došlo k finančním ztrátám slévárny. Použili jsme proto dopravního pásu umístěného v části slévárny, kde dochází k recyklaci písku, který byl již použit ve slévárenských formách. Při tomto experimentu byl pásový dopravník v délce 3,8 m opatřen krytem (P III), jehož výška nad dopravníkem byla 26,1 cm. Do prostoru mezi dopravním pásem a krytem byl vháněn vzduch ohřátý ventilátorem od firmy Master. Objemový průtok a teplotu vzduchu jsme se snažili nastavit pomocí měřicí jednotky Almemo 2390-8 od firmy Ahlborn stejně, jako tomu bude u vzduchu vystupujícího z výměníku tepla. Fotografie měřicí jednotky je uvedena v příloze (P III). Při měření jsme potřebovali určit jednotlivé veličiny jak na vstupu, tak na výstupu dopravního pásu. Jednalo se o teplotu vzduchu, rychlost proudění vzduchu, teplotu písku a vlhkost

písku. Také jsme naměřili hmotnostní průtok písku a dobu jeho průchodu. Písek byl na dopravním pásu rozhrnut tak, aby pokrýval co největší šířku dopravníku a tím byl ve větším styku se sušícím médiem. Fotografie provedeného experimentu je uvedena v příloze PIV. Z objemového průtoku vzduchu, který vystupuje z výměníku tepla, vypočítáme rychlost proudění, kterou při experimentu nastavíme ventilátorem tak, aby odpovídala objemovému průtoku pro danou plochu průřezu, kterým vzduch proudí.

$$\bar{v}_{vz} = \frac{\dot{V}_{vz}}{S_k} \quad (118)$$

kde \bar{v}_{vz} je rychlost proudění vzduchu mezi krytem a dopravním pásem [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], \dot{V}_{vz} – objemový průtok vzduchu [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$], S_k – plocha průřezu krytu [m^2]. Plochu průřezu krytu jsme vypočítali jako kruhovou úseč, protože kryt byl usazen tak, aby nevytvářel s dopravníkem půlkruh, ale právě kruhovou úseč proto, aby vzduch proudil co nejmenším prostorem a docházelo k většímu úbytku vlhkosti písku. Za plochu průřezu ve vztahu (118) dosadíme plochu kruhové úseče

$$\begin{aligned} S_k &= r^2 \left[\frac{\alpha\pi}{360} - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] \\ S_k &= 0,4^2 \left[\frac{139,27 \cdot \pi}{360} - \cos\left(\frac{139,27}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{139,27}{2}\right) \right] \\ S_k &= 0,1254 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (119)$$

kde r je poloměr kruhu [m], α - velikost středového úhlu [$^\circ$].

Rychlost vzduchu, kterou jsme se snažili nastavit pomocí ventilátoru je pak podle vztahu (118)

$$\begin{aligned} \bar{v}_{vz} &= \frac{0,3100}{0,1254} \\ \bar{v}_{vz} &= 2,4721 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (120)$$

Hmotnostní průtok písku, který projde pásovým dopravníkem za jednotku času jsme v tabulce (Tab. 9) vypočítali podle vztahu

$$\begin{aligned} \dot{M}_p &= \rho \cdot \dot{V}_p \\ \dot{M}_p &= \rho \cdot a \cdot b \cdot c \end{aligned} \quad (121)$$

kde ρ je hustota písku [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], \dot{V}_p - objemový průtok písku [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$], a – šířka písku na

pásovém dopravníku [m], b – výška písku na pásovém dopravníku [m], c – délka vrstvy písku na pásovém dopravníku, která jím projde za jednotku času [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]. Za jednu sekundu se pásový dopravník posune o 0,9360 m. Hodnota parametru c je tedy $0,9360 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hustota slévárenského písku nám byla zadána Slévárnou - ZPS a její hodnota je $\rho = 1550 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Vlhkost písku na vstupu a výstupu z pásového dopravníku jsme určili pomocí digitálních vah WPS 50S od firmy Radwag, které po vysušení písku ukazují přímo jeho vlhkost s přesností na tisíce. Fotografie vah je uvedena v příloze P III. Všechny naměřené a vypočtené veličiny jsou uvedeny v tabulce (Tab. 9).

Tab. 9. Naměřené hodnoty při experimentu s předsušením písku

	1	2	3	4	5	Průměr
Rychlost vzduchu-vstup [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	2,95	2,75	2,93	2,90	2,92	2,89
Rychlost vzduchu-výstup [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	2,03	2,18	2,22	2,06	2,11	2,12
Teplota vzduchu-vstup [$^{\circ}\text{C}$]	64,2	64,0	64,1	64,1	64,3	64,1
Teplota vzduchu-výstup [$^{\circ}\text{C}$]	58,5	58,7	58,6	58,5	58,8	58,6
Teplota písku-vstup [$^{\circ}\text{C}$]	14,9	15,2	15,0	15,1	15,0	15,0
Teplota písku-výstup [$^{\circ}\text{C}$]	15,6	15,5	15,7	15,4	15,4	15,5
Vlhkost písku-vstup [%]	8,227	7,540	7,686	8,155	7,964	7,914
Vlhkost písku-výstup [%]	8,054	7,412	7,563	7,763	7,598	7,678
Doba průchodu písku [s]	3,95	3,99	3,96	3,97	4,01	3,98
Hmotnostní průtok písku [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	3,74	3,45	2,43	2,25	3,12	3,00

Při experimentu došlo k průměrnému snížení vlhkosti písku o 0,236% a zvýšení jeho teploty v průměru o $0,5^{\circ}\text{C}$. Všechny podmínky ovšem nebyly totožné s podmínkami, které by se vyskytovaly v místě, kde bude proces předsušení probíhat, tedy před fluidní sušárnou písku (Obr. 16). Jedná se především o vlhkost písku, která má hodnotu po recyklaci kolem 8%, ale na vstupu do sušárny je její hodnota kolem 5%. Dalším rozdílem je délka pásového dopravníku. Při experimentu byla tato délka 3,8 m, ale na vstupu písku do sušárny je pásový dopravník dlouhý téměř 16 m. Pro výpočet snížení vlhkosti písku předsušením jsme tedy použili vztah

$$\begin{aligned}
 X_p &= \Delta X_p \cdot k_1 \cdot k_2 \\
 X_p &= 0,236 \cdot 4,2 \cdot 0,5 \\
 X_p &= 0,5 \%
 \end{aligned}
 \tag{122}$$

kde ΔX_p je rozdíl vlhkosti na vstupu a výstupu pásového dopravníku při experimentu [%], k_1 – koeficient délky pásového dopravníku [-], k_2 – koeficient změny teploty [-].

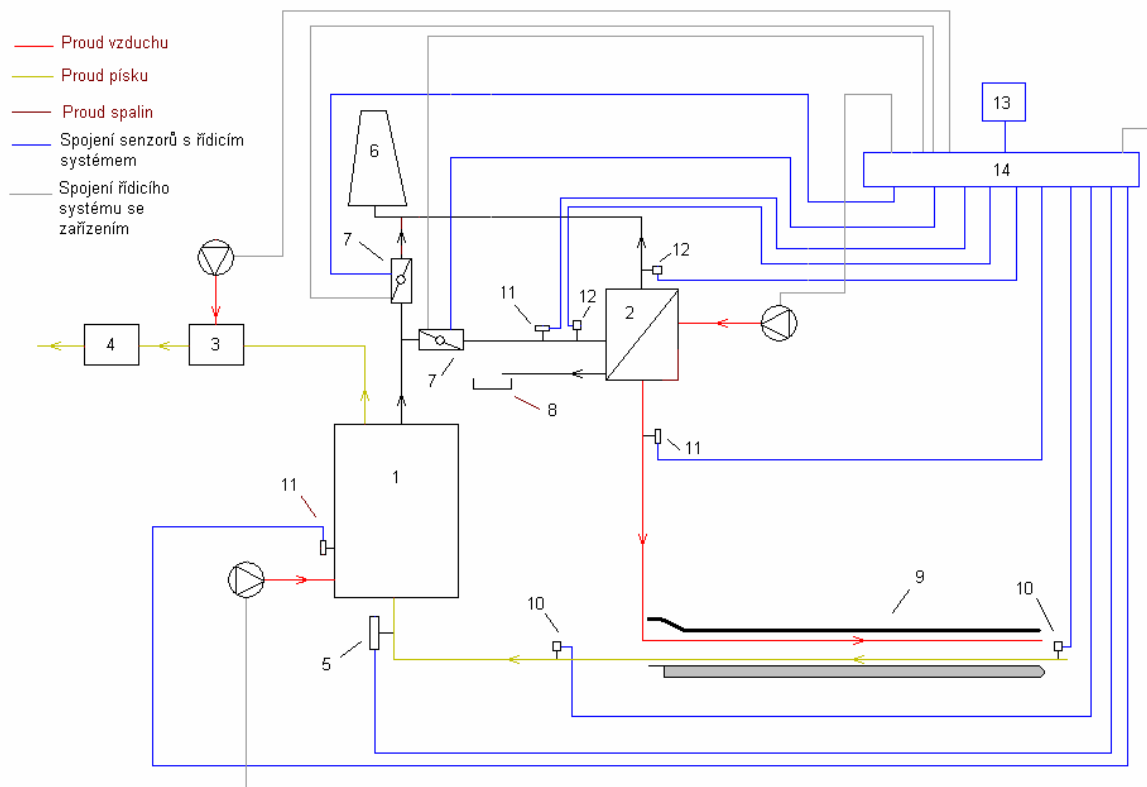
Koeficient k_1 jsme určili poměrem délky pásového dopravníku na vstupu do sušárny k délce dopravníku při experimentu. Koeficient změny teploty k_2 byl určen odhadem, protože teplota vzduchu proudícího prostorem mezi pásovým dopravníkem a krytem se snižuje. Hodnota snížení vlhkosti předsušením na pásovém dopravníku délky 16 m byla tedy vypočtena z experimentu a také pomocí koeficientů určených odhadem.

14 ŘÍZENÍ, MONITOROVÁNÍ A ARCHIVACE DAT

14.1 Návrh řízení

V současné době ve slévárně monitorují a archivují několik veličin, které jsou důležité pro řízení celého systému. Jde o hmotnostní průtok písku, vlhkost písku, vibrace podavače písku a také teplotu spalin. Tyto údaje jsou zaznamenávány každé tři minuty a archivovány. Pokud je teplota spalin vyšší než je předepsaná mez, dochází k zastavení činnosti hořáku do té doby, než se teplota sníží. Hmotnostní průtok písku, který je dávkován do sušárny, je vypočten z jeho vlhkosti a dávkuje se do sušárny vibračním podavačem, jehož vibrace jsou řízeny. Systém udržuje teplotu ve spalovací komoře na hodnotě 560°C. Pokud teplota poklesne pod určitou mez, zvýší se výkon hořáku, pokud je teplota příliš vysoká, výkon hořáku se sníží.

V případě monitorování při využití odpadního tepla ze spalin bychom museli navíc sledovat teplotu vzduchu vystupujícího z výměníku, vlhkost písku na vstupu pásového dopravníku, vlhkost písku na výstupu pásového dopravníku a také tlakovou diferenci u deskového výměníku tepla. Tlakovou diferenci je potřeba sledovat z důvodu možného zanesení výměníku pevnými částicemi obsaženými ve vzduchu. Po překročení limitní hodnoty tlakové difference dojde k zastavení ventilátoru, který přivádí vzduch do výměníku. Dále dojde k automatickému odpojení cesty vzduchu ze sušárny do výměníku pomocí elektrických klapek, které se uzavřou a elektrické klapky, které zapojí cestu vzduchu do komína se naopak otevřou. Základní schéma procesu řízení a monitorování je vidět na obrázku (Obr. 17). Červenou barvou je zde znázorněn průtok vzduchu, tmavě žlutá barva značí průtok písku, černá barva průtok spalin, modrou barvou je znázorněno propojení senzorů s jednotkou průmyslových vstupů a výstupů DataLab IO4 od firmy Moravské přístroje. Tato jednotka zprostředkovává přenos informací mezi vstupně-výstupními zařízeními a osobním nebo průmyslovým počítačem. Šedou barvou jsou znázorněny výstupy jednotky, které jsou spojeny se vstupy ovládaných zařízení.

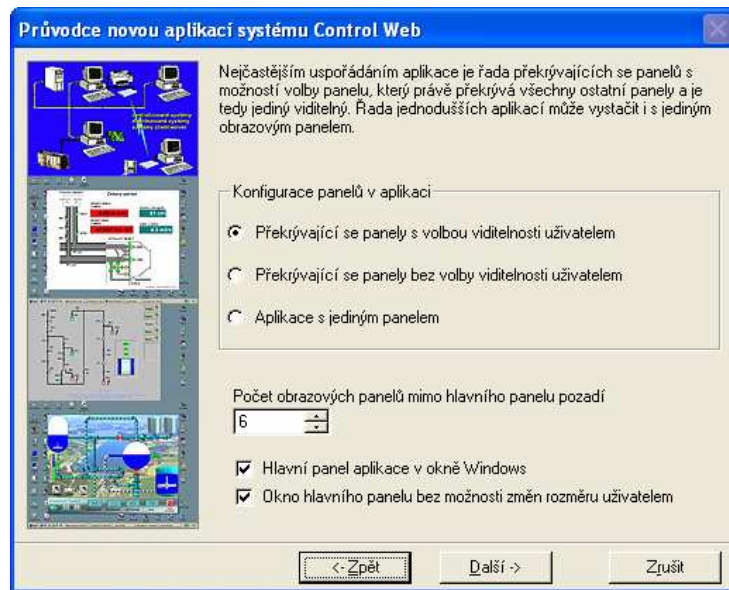


Obr. 17. Základní schéma procesu řízení a monitorování

Na obrázku (Obr. 17) pod položkou 1 je fluidní sušárna, 2 – deskový výměník tepla, 3 – chladnička písku, 4 – zásobník vysušeného písku, 5 – senzor hmotnostního průtoku, 6 – komín, 7 – klapky s elektrickým pohonem, 8 – odvod kondenzátu z výměníku, 9 – pásový dopravník s krytem, 10 – senzor vlhkosti písku, 11 – senzor teploty, 12 – senzor tlakové difference, 13 – řídicí PC, 14 – jednotka průmyslových vstupů a výstupů.

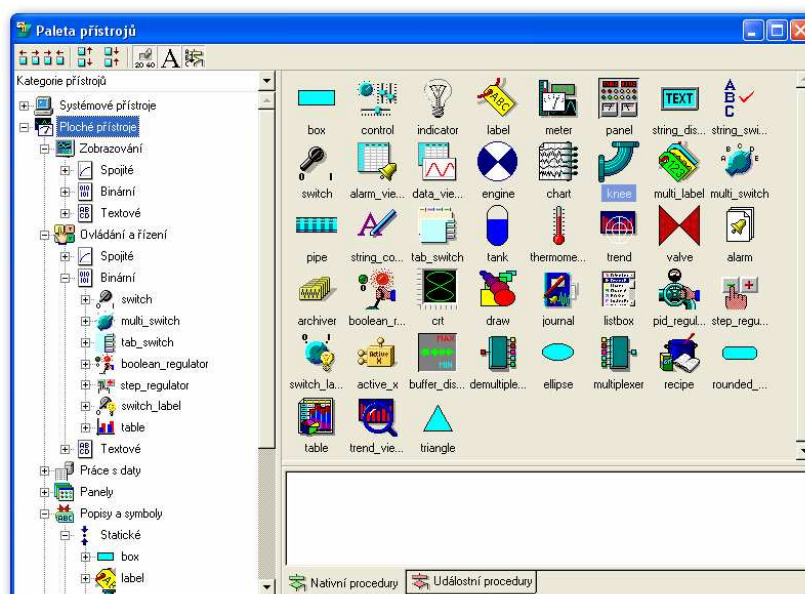
14.2 Návrh monitorování v programu Control Web

Návrh monitorování a archivace dat procesu sušení a rekuperace byl vypracován v programu Control Web. Tento program umožňuje vytvořit přehledné řídicí a vizualizační aplikace, kterými je možné monitorovat nejrůznější procesy. Při spuštění programu se zobrazí průvodce novou aplikací (Obr. 18), který nám umožňuje ještě před začátkem práce nastavit základní parametry jako je velikost a umístění základního panelu, možnosti přepínání viditelnosti panelů, časování aplikace a reálný čas.



Obr. 18. Průvodce aplikací programu Control Web

Po nastavení těchto základních parametrů si pomocí „Datových inspektorů“ můžeme nastavit další podrobné parametry jako například zálohování dat, vzdálený přístup, aj. Dále nastavíme pozadí, na kterém bude aplikace běžet. Může se jednat buď o fotografii místa, kde bude proces probíhat nebo o náčrtek, na kterém budou zobrazeny všechny přístroje důležité pro danou aplikaci. Nyní je již možné na plochu aktivního okna (panelu) přidávat jednotlivé přístroje pomocí tzv. „Palety přístrojů“ (Obr. 19).



Obr. 19. Paleta přístrojů programu Control Web

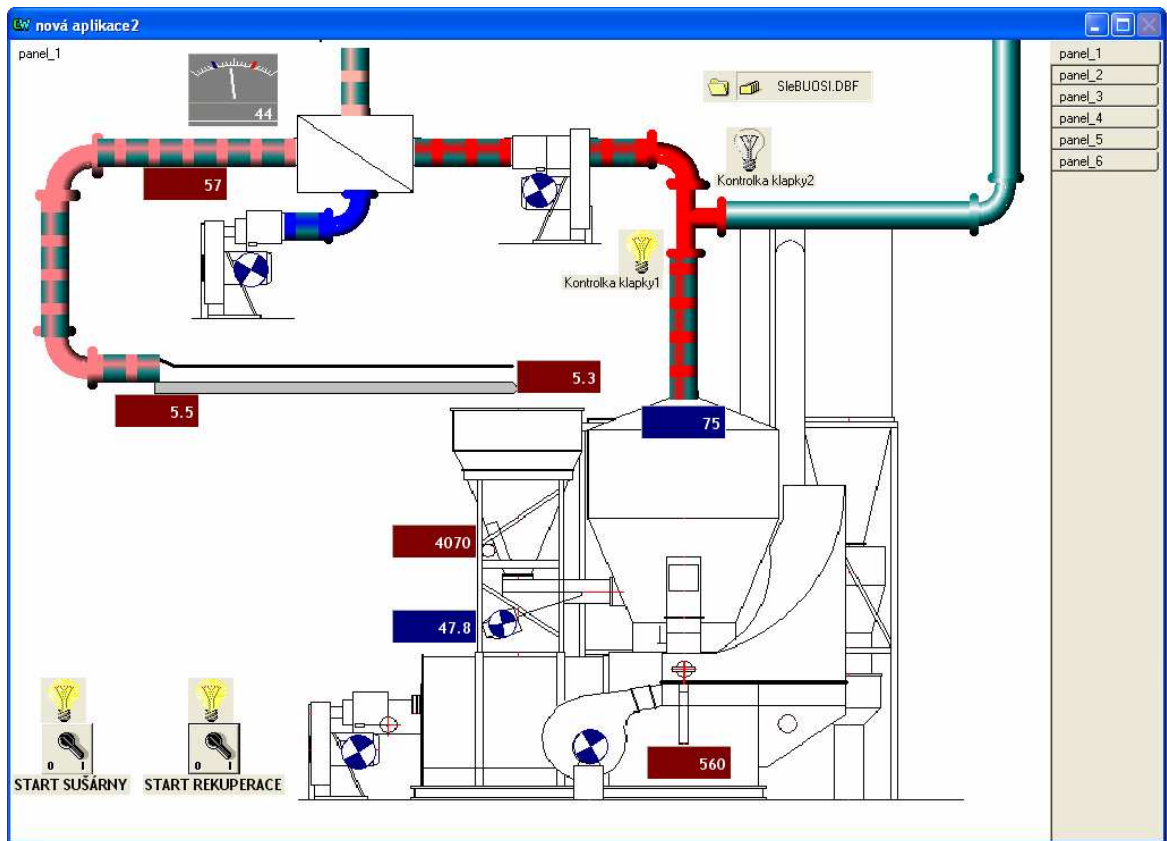
V našem případě se jednalo o přepínače, pomocí nichž se jednotlivé procesy zapínají a také vypínají, dále o indikátory běhu procesů, číslicové měřicí přístroje pro zobrazení všech monitorovaných hodnot, motory potřebné k pohánění ventilátorů a vibračního podavače, archivátor určený k archivaci dat a konečně potrubí určené k přesunu vzduchu vystupujícího ze sušárny a také vzduchu z výměníku. Po přidání všech přístrojů na plochu jsme museli definovat jednotlivé globální proměnné a jejich typ (Obr. 20).

name	type	init_value	comment	color
ActivePanel	real	0	'index aktivníh...	
zap	boolean		'index aktivníh...	
zap2	boolean		'index aktivníh...	
tlak	real		'index aktivníh...	
T_spaliny	real		'index aktivníh...	
T_komora	real		'index aktivníh...	
T_vzduch	real		'index aktivníh...	
vlhkost	real		'index aktivníh...	
hmotnost	real		'index aktivníh...	
vlhkost_vystup	real		'index aktivníh...	
vibrace	real		'index aktivníh...	
<přidat>	<přidat>	<přidat>	<přidat>	<přidat>

Obr. 20. Globální proměnné v programu Control Web

V našem případě se jednalo o tlakovou diferenci (*tlak*), teplotu spalin (*T_spaliny*), teplotu ve spalovací komoře (*T_komora*), teplotu vzduchu na výstupu z výměníku (*T_vzduch*), vlhkost písku na vstupu pásového dopravníku (*vlhkost*), vlhkost písku na výstupu pásového dopravníku a tedy na vstupu do sušárny (*vlhkost_vystup*), vibrace podavače písku (*vibrace*) a hmotnostní průtok písku do sušárny (*hmotnost*). Všechny tyto proměnné jsou typu *real*. Definovali jsme také dvě proměnné typu *boolean* (tedy 0 a 1 neboli zapnuto a vypnuto). Jedná se o proměnné používané pro zapnutí a vypnutí sušárny (*zap*) a pro zapnutí a vypnutí rekuperace (*zap2*).

Následně jsme přes „Inspektora přístroje“ přiřadili definované proměnné jednotlivým přístrojům tak, aby odpovídaly výstupům z reálného procesu a také nastavili parametry každého přístroje. Existuje celá řada těchto parametrů. Mezi nejdůležitější patří časovač nebo časový krok, u některých typů také výraz, který je přístrojem vyhodnocován a také různé podmínky viditelnosti a výběru přístroje. Ukázka aplikace při spuštění rekuperaci je uvedena na obrázku (Obr. 21).



Obr. 21. Ukázka aplikace spuštěné v Control Webu

Po překročení povoleného limitu tlakové difference, tedy snížení průchodnosti výměníku, dojde k odpojení procesu rekuperace a vzduch se dostává přímo do komína, což je také znázorněno na obrázku (Obr. 24). Po manuálním vyčištění výměníku se může proces rekuperace tepla opět obnovit. Při zvýšení teploty vzduchu vystupujícího ze sušárny nad povolenou mez dochází k vypnutí sušárny.

14.3 Archivace dat

Všechny proměnné, jak reálné, tak proměnné booleovského typu, lze archivovat. Archivace může být provedena vložení přístroje „Archiver“ do panelu s následným nastavením tohoto přístroje. Mezi základní nastavení patří časový krok, kterým jsou data archivována. Ten lze zadávat jednak v sekundách, ale pro rychle se měnící procesy také v milisekundách. Dalším nastavením je nadefinování archivovaných položek. V našem případě jsou archivovány prakticky všechny proměnné, které se v procesu vyskytují. Data

jsou uložena buď do standardního databázového souboru ve formátu dBase III nebo do libovolného jiného databázového systému. Příklad zobrazení archivovaných dat v programu Microsoft Access je uveden na obrázku (Obr. 22).

DATE	TIME	T_SPALINY	T_KOMORA	T_VZDUCH	VLHKOST	PRUTOK	TLAK
25.4.2007	18:06:40	79	560	53	5,4	4600	45
25.4.2007	18:06:41	79	540	55	5,4	4200	44
25.4.2007	18:06:42	78	550	56	5,5	4200	44
25.4.2007	18:06:43	78	554	56	5,5	4210	45
25.4.2007	18:06:44	78	556	56	5,5	4210	45
25.4.2007	18:06:45	79	600	56	5,5	4220	45
25.4.2007	18:06:46	80	580	56	5,5	4210	46
25.4.2007	18:06:47	79	580	56	5,6	4200	45
25.4.2007	18:06:48	78	579	56	5,6	4200	44
25.4.2007	18:06:49	78	577	57	5,6	4200	44
25.4.2007	18:06:50	76	574	57	5,6	4200	45
25.4.2007	18:06:51	77	574	58	5,7	4190	45
25.4.2007	18:06:52	77	574	58	5,7	4190	45
25.4.2007	18:06:53	76	574	57	5,8	4190	46
25.4.2007	18:06:54	75	574	57	5,8	4200	46
25.4.2007	18:06:55	75	574	58	5,7	4200	45
25.4.2007	18:06:56	74	570	58	5,7	4210	45
25.4.2007	18:06:57	74	569	59	5,7	4210	44
25.4.2007	18:06:58	74	565	59	5,6	4220	44
25.4.2007	18:06:59	75	565	60	5,6	4220	44
25.4.2007	18:07:00	76	567	60	5,6	4220	43
25.4.2007	18:07:01	76	567	59	5,6	4230	43
25.4.2007	18:07:02	73	568	59	5,6	4240	43
25.4.2007	18:07:03	73	567	58	5,6	4220	43
25.4.2007	18:07:04	74	566	58	5,6	4230	43
25.4.2007	18:07:05	74	566	58	5,6	4230	43
25.4.2007	18:07:06	75	565	58	5,6	4230	45
25.4.2007	18:07:07	75	564	58	5,6	4250	45
25.4.2007	18:07:08	75	564	58	5,6	4250	45

Obr. 22. Data archivovaná do programu Microsoft Access

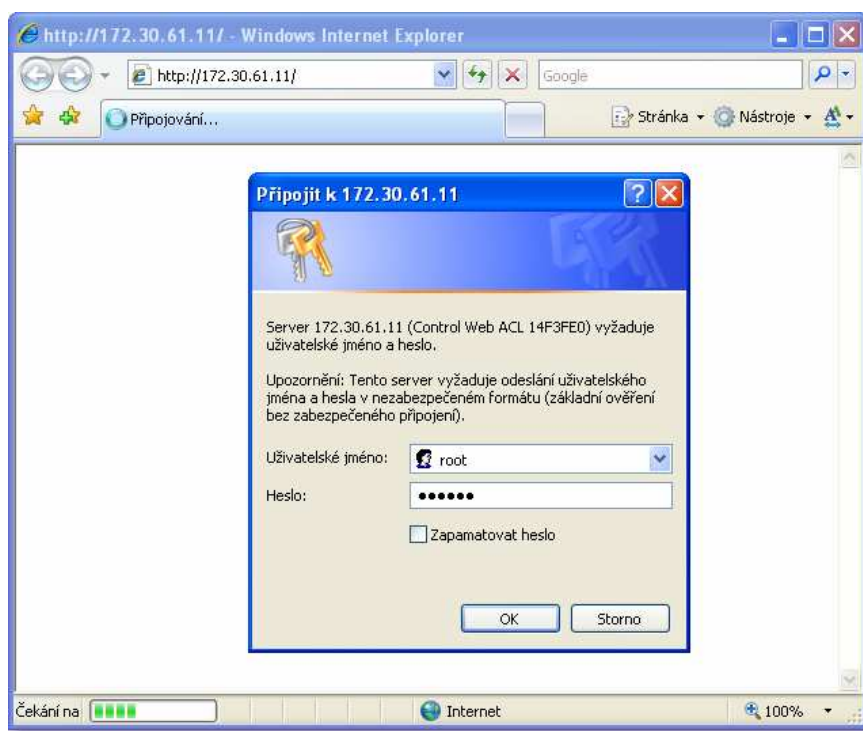
Při archivaci je možné zvolit, zda mají být data ukládána do jednoho souboru v určitém časovém období – například minuta, hodina, den, měsíc nebo rok. Po tomto období jsou ukládána do jiného souboru. Lze zvolit také počet uchovávaných archivních souborů na disku a přihlašovací údaje uživatele, který má povolen přístup k uloženým datům.

14.4 Webové rozhraní aplikace

V současné době je také velmi důležité přistupovat k aplikaci prostřednictvím internetových stránek. Tento přístup je realizován přes webové rozhraní aplikace. Součástí Control Webu je velmi výkonný HTTP server, který umožňuje přihlášení k aplikaci buď všem uživatelům nebo jenom těm, kteří mají povolen přístup. V Control Webu je možné

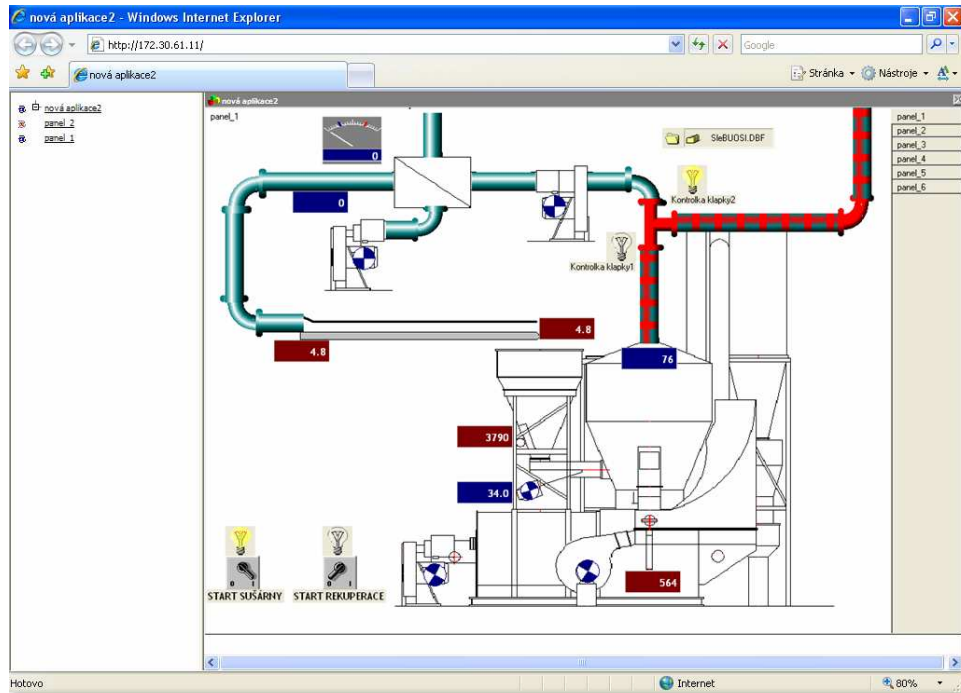
přidat každému uživateli aplikace práva na její řízení nebo zobrazování dat.

Generovat aplikaci pro internet je možné přes průvodce, který nás provede množstvím nastavení. Nastavit si můžeme vzhled aplikace, počet panelů, které se mají na webu zobrazovat, obnovovací frekvenci jednotlivých přístrojů a také si můžeme vybrat druhy ovládaných přístrojů. Po dokončení průvodce se potřebná data uloží na disk a po spuštění aplikace se můžeme k této aplikaci připojit pomocí webového prohlížeče. Zadáním IP adresy serveru se nám zobrazí přihlašovací formulář, do kterého zadáme údaje, tedy uživatelské jméno a heslo (Obr. 23).

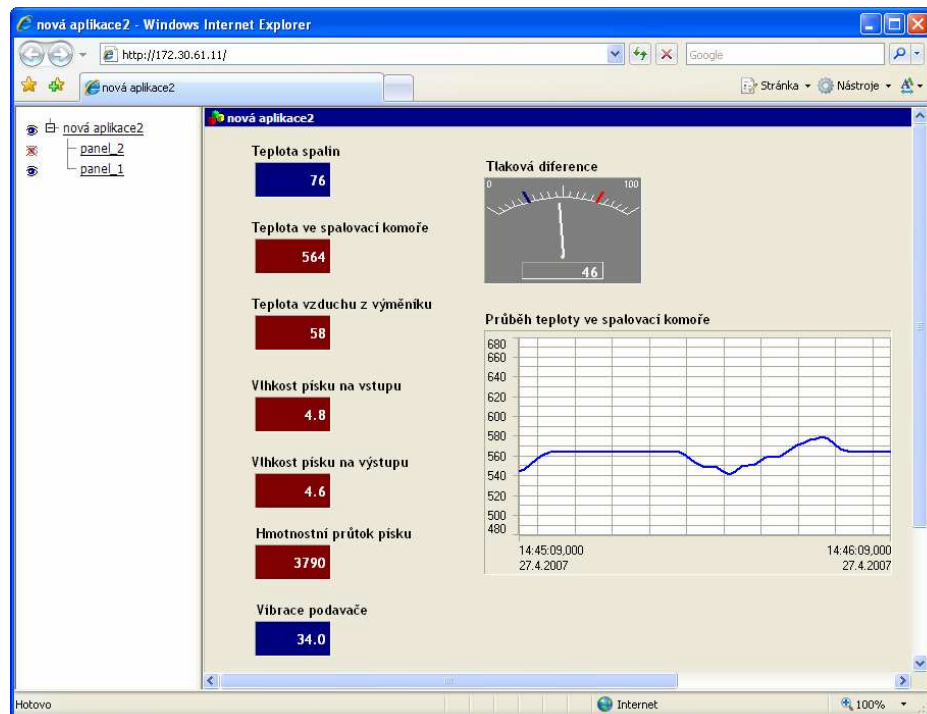


Obr. 23. Přihlášení ke Control Webu přes webové rozhraní

Po ověření uživatelského jména a hesla se otevře obrazovka s aplikací běžící na serveru (Obr. 24). Pomocí této obrazovky můžeme nejenom sledovat všechny monitorované veličiny, ale také ovládat proces rekuperace. Je možné také zobrazovat archivovaná data, tedy teplotu spalin, spalovací komory, vzduchu z výměníku, dále vlhkost písku na vstupu dopravního pásu a na jeho výstupu a také tlakovou diferenci ve výměníku.



Obr. 24. Zobrazení hlavního panelu aplikace běžící na internetových stránkách



Obr. 25. Zobrazení vedlejšího panelu aplikace běžící na internetových stránkách

Z důvodu přehlednosti jednotlivých sledovaných veličin byl vytvořen také druhý panel, který je určen výhradně pro monitorování těchto veličin (Obr. 25). Přepínat mezi jednotlivými panely je možné v levé části obrazovky.

Aplikace komunikují s reálným procesem prostřednictvím kanálů, které jsou propojeny s ovladači. Tyto ovladače jsou programové komponenty spojující aplikace vytvořené v systému Control Web s konkrétním zařízením (např. teplotním senzorem) v reálném procesu. Napojení aplikace na reálný proces již nebylo součástí této práce.

15 VÝBĚR TECHNOLOGIE

Při využití odpadního tepla ze sušárny písku jde o částečný zásah do stávající technologie, což si žádá také nová technologická zařízení. Na obrázku (Obr. 17) je znázorněno základní schéma procesu řízení a monitorování, kde jsou všechna důležitá zařízení zobrazena. Některá zařízení již slévárna používá, navrhovat budeme tedy jenom ta, která v technologii doposud nejsou umístěna. Všechna zařízení byla vybrána po kontaktování většího počtu firem, ze kterých na náš požadavek zareagovalo jen velmi malé množství a většinou bylo nutné hledat nabídky firem umístěné na internetových stránkách.

- *Výměník tepla.* Po kontaktování nejrůznějších firem vyrábějících výměníky tepla byl vybrán deskový výměník od firmy Hoval. Vnitřní povrch je vyroben z hliníkové folie, ale z důvodu agresivního prostředí je povrchově lakován. Výměník tohoto typu umožňuje také odvod kondenzátu. Návrh námi vypočítaného výměníku je uveden v kapitole 11.1, návrh výměníku od firmy Hoval je uveden v příloze P II. Hoval používá vlastní patentovaný profil zvyšující účinnost výměníku, proto je námi vypočítaná účinnost menší, než účinnost vypočítaná firmou Hoval.
- *Odporový snímač teploty.* Pro měření teploty vzduchu vystupujícího z výměníku tepla byl vybrán teplotní snímač Pt 100 od firmy A.P.O. Elmos pro teplotní rozsah -60 – 400°C. Tento odporový snímač je určen pro kontaktní měření teploty kapalných nebo plyných látek. Je tvořen kovovým měřicím stonkem a kovovou hlavicí, ve které je umístěna svorkovnice. Stonek snímače je z nerez oceli třídy 17241, hlavice je ze slitiny hliníku. Kovová hlavice je opatřena kabelovou vývodkou. Středový držák a jímka jsou dodávány jako příslušenství. Kombinace snímače a středového držáku je určena k měření teploty v klimatizačních kanálech. Kombinace snímače a jímky je určena pro měření teploty v potrubích. Tohoto snímače je možné použít téměř pro všechny řídicí systémy.
- *Senzor tlakové difference DMD 331* od firmy Energo Nova byl vybrán z důvodu sledování průchodnosti teplého proudu výměníkem tepla. Tento proud obsahuje mimo jiné také pevné částice a vlhkost, což může vést k zanášení výměníku. Senzor tlakové difference bude měřit tlak v potrubí před a za výměníkem. Výstupem je analogový signál 4-20 mA.
- *Uzavírací klapky* jsou určeny pro přerušování průtoku teplého proudu do výměníku při

jeho čištění nebo jiné odstávce. Ten je pak nasměrován do komína. Byly vybrány uzavírací a regulační klapky DR6/16 od firmy TA Hydronic Control. V našem případě budeme potřebovat dvě klapky na uzavírání potrubí směřovaného do výměníku a na uzavěr potrubí směřovaného do komína. Tyto klapky jsou dodávány s pohonem, kterým může být ovládána změna jejich stavu. V případě, kdy bude stačit ruční změna stavu, je možné použít například uzavírací klapky L36 od firmy Hauser armatury.

- *Ventilátor.* Bude použit na zajištění průchodu vzduchu výměníkem a následné dopravě vzduchu k dopravnímu pásu na předsušení písku. Teplota vzduchu vstupujícího do výměníku bývá v rozmezí od 10°C do maximálně 40°C podle ročního období. Ventilátor musí být dimenzován na tlakovou ztrátu vypočtenou v části 12. Proto byl vybrán ventilátor typu VRN 250-4-0,55 od firmy Ventilátory s. r. o. Při průtoku 0,3 m³·s⁻¹ má celkový tlak 325 Pa.
- *Jednotka průmyslových vstupů a výstupů DataLab IO4* od firmy Moravské přístroje. Modulární koncepce celého systému DataLab IO dovolí sestavit vstupně/výstupní moduly podle požadavků aplikace. Jednotky DataLab IO mají jednu, dvě nebo čtyři pozice pro moduly zajišťujících logické nebo analogové vstupy či výstupy, čítačové vstupy, vstupy pro odporové teplotní detektory apod. Námí vybraná jednotka bude obsahovat modul analogových vstupů AI3, modul digitálních výstupů s otevřeným kolektorem DO2 a modul digitálních vstupů se společným pólem DI2 pro indikaci koncových stavů klapek.
- *Kryt pásového dopravníku.* Pro předsušení písku na pásovém dopravníku musíme tento dopravník opatřit krytem tak, aby vzduch ohřátý ve výměníku proudil těsně nad dopravníkem a tím odebíral vlhkost písku. Byl vybrán kryt od firmy AB Technology a je vyroben z vlnitého plechu s profilem vlny 27/100. Kryt je snadno a rychle odnímatelný, což umožňuje jednoduché rychloupínací systémy, které jsou dodávány výhradně z nerezové oceli. Délka jedné sekce krytu je asi 800 mm.
- *Ocelové trubky bezešvé hladké.* Pro dopravu vzduchu ze sušárny do výměníku tepla a z výměníku k dopravnímu pásu. Trubky mají vnitřní průměr 200 mm a délku 6,3 m. Součástí jsou také tři kolena 90°.
- *Izolace ocelových trubek URSA RS 1/ALU* od firmy Ekomirelon. Síla stěny izolace je 50 mm.

- *Senzor vlhkosti* KH 10 od firmy Elect Karlovy Vary. Vlhkoměr pracuje na principu měření pohltivosti infračerveného záření ve vybraných dvou úzkých spektrálních oblastech. Měření probíhá v povrchové vrstvě materiálu a je velmi citlivé. Výstupní signál je proudový 4÷20 mA vhodný pro zpracování v nadřazeném řídicím systému.
- *Control Web*. Řídicí a vizualizační program, který je podrobněji popsán v části 7.1.

Fotografie některých použitých zařízení jsou uvedeny v příloze P III.

16 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

16.1 Zisk projektu

Přínos získaný předsušením písku na vstupu do sušárny je možné určit následujícím způsobem. V části 10.2 jsme vypočítali hmotnostní průtok písku, o který je možné vlivem předsušení navýšit stávající hmotnostní průtok. Jedná se o $220 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$ písku. Za 18 hodin provozu tato hodnota vzroste na 3980 kg, což je současný hodinový hmotnostní průtok písku, kterému odpovídá objemový průtok zemního plynu do hořáku $24,3 \text{ m}^3$. Za 24 hodin tedy uspoříme $32,4 \text{ m}^3$ zemního plynu. Tuto hodnotu přepočítáme na kWh pomocí vztahu

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{V}_p \cdot H_0 \\ \dot{Q} &= 32,4 \cdot 10,531 \\ \dot{Q} &= 341,2 \text{ kWh/den}\end{aligned}\tag{123}$$

kde \dot{V}_p je objemový průtok zemního plynu [m^3/den] a H_0 – spalné teplo zemního plynu [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$] určené z tabulky (Tab. 3).

Cena zemního plynu, kterou platí v ZPS-Slávárně, a.s. Zlín je 0,65 Kč/kWh. Roční úspora nákladů vzniklá předsušením písku je tedy

$$\begin{aligned}N &= 341,2 \cdot 0,65 \cdot 365 \\ N &= 80950 \text{ Kč/rok}\end{aligned}\tag{124}$$

16.2 Ekonomické parametry projektu

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

Prostá doba návratnosti - 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 zanedbává fakt, že peníze můžeme vložit do jiných investičních příležitostí.

Diskontová doba návratnosti - čím je diskontovaná doba návratnosti kratší, tím spíše lze projekt doporučit k realizaci. Jedná se o obdobné kritérium, jako prostá doba návratnosti (viz.výše), ale s tím rozdílem, že není založena na prostém peněžním toku, nýbrž na

peněžním toku diskontovaném.

Diskont - 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) - 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 nejvhodnějších kritérií. Je v ní zahrnuta celá doba životnosti projektu i možnost investování do jiného stejně rizikového projektu.

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 (za určitých podmínek) doporučit k realizaci. Mohou se vyskytnout případy, kdy je IRR záporné nebo existuje IRR více a nebo neexistuje žádné atd. [20].

Pro výpočet těchto parametrů je nutné nejprve vypočítat nově vzniklé provozní náklady za elektrickou energii, které vzniknou použitím ventilátoru uvedeném v tabulce (Tab. 10) pod číslem 2 na dopravu vzduchu do výměníku. Výkon ventilátoru je 0,55 kW a při ceně elektrické energie 2,8 Kč/kWh bude roční provoz stát

$$\begin{aligned}N_V &= P_V \cdot N_E \cdot h_R \\N_V &= 0,55 \cdot 2,8 \cdot 8760 \\N_V &= 13490 \text{ Kč/rok}\end{aligned}\tag{125}$$

kde P_V je výkon ventilátoru [kW], N_E – cena elektrické energie [Kč/kWh] a h_R – počet hodin provozu za rok [h/rok].

Cena za provoz ventilátoru byla počítána pro nepřetržitý provoz a nebyly tedy zohledněny odstávky způsobené čištěním deskového výměníku. Vzhledem k četnosti těchto odstávek jde o zanedbatelnou hodnotu. Dále nebyly brány v úvahu provozní náklady za napájení snímačů a elektrického pohonu uzavírací klapky.

Tab. 10. Použítá zařízení a jejich cena

Číslo	Název	Počet kusů	Výrobce	Cena s DPH [Kč]
1	Deskový výměník tepla NG-040/X-50.0	1	Hoval	24 931
2	Ventilátor VRN 250-4-0,55	1	Ventilátory, s.r.o	10 008
3	Snímač tlakové difference DMD 331	1	Energo Nova	8 950
4	Ocelová trubka Ø 200mm, 6,5 m	-	Ferona	15 988
5	Izolace potrubí 6,5 m	-	Ekomirelon	4 363
6	Koleno 90°	3	Ferona	3 956
7	Kryt na pásový dopravník 800 mm včetně nerezových upínacích pásků	20	AB Technology	28 400
8	Uzavírací klapky DR6/16 s elektrickým pohonem	2	TA Hydronic Control	44 346
9	Snímač vlhkosti KH 10	1	Elect Karlovy Vary	35 000
10	Snímač teploty Pt 100	1	A.P.O. Elmos	1 120
11	Jednotka průmyslových vstupů a výstupů DataLab IO4	1	Moravské přístroje	3 868
12	Modul digitálních výstupů s otevřeným kolektorem DO2	1	Moravské přístroje	1 785
13	Modul digitálních vstupů se společným pólem DI2	1	Moravské přístroje	1 785
14	Modul analogových vstupů AI3	1	Moravské přístroje	3 511
15	Control Web 5 - vývojová verze	1	Moravské přístroje	25 823
16	Práce	-	-	30 000
Cena celkem				243 834
17	Uzavírací klapky L36 s ručním ovládáním	2	Hauser armatury	5 352

Ceny jednotlivých zařízení uvedených v tabulce (Tab. 10) jsou určeny od výrobce až na cenu za vykonanou práci uvedenou pod číslem 16. Ta je určena odhadem.

Ekonomické parametry projektu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 11) pro první a druhou variantu. První varianta v sobě zahrnuje náklady na použitá zařízení určená v tabulce (Tab. 10) pod číslem 1-16. Ve druhé variantě (Tab. 12) se do nákladů nezapočítávají položky potřebné pro monitorování všech měřených veličin, uzavírací

klapky s elektrickým pohonem, snímač vlhkosti a snímač teploty, tedy položky 8-15 uvedené v tabulce (Tab. 10). Namísto uzavíracích klapek s elektrickým pohonem se do nákladů započítávají uzavírací klapky s ručním ovládním, uvedené v tabulce (Tab. 10) pod číslem 17. Jde tedy o základní verzi, jejíž investiční náklady nejsou tak vysoké jako u první varianty.

U obou variant se změnou osobních nákladů uvedených v tabulkách (Tab. 11, Tab. 12) myslí cena za práci při čištění deskového výměníku tepla. Předpokládaná doba čištění je jedna hodina týdně. Změnou ostatních provozních nákladů je myšlena cena za elektrickou energii spotřebovanou provozem ventilátoru vypočítaná podle vztahu (125).

Tab. 11. Ekonomické parametry první varianty projektu

Opatření/Varianta		1
Investiční náklady projektu	[Kč]	243834
Změna nákladů na energii	[Kč/rok]	80950
Změna ostatních provozních nákladů		
změna osobních nákladů	[Kč/rok]	-4180
změna ostatních provozních nákladů	[Kč/rok]	-13490
Přínosy projektu celkem	[Kč/rok]	63280
Ekonomické hodnocení		
Doba hodnocení	[rok]	10
Diskont	[-]	0,015
Inflace	[-]	0,02
Prostá doba návratnosti	[rok]	3,85
Disk. doba návratnosti	[rok]	3,88
NPV	[Kč]	408661
Roční ekvivalentní finanční toky investice	[Kč]	44313
IRR	[-]	0,25

Tab. 12. Ekonomické parametry druhé varianty projektu

Opatření/Varianta		2
Investiční náklady projektu	[Kč]	131948
Změna nákladů na energii	[Kč/rok]	80950
Změna ostatních provozních nákladů		
změna osobních nákladů	[Kč/rok]	-4180
změna ostatních provozních nákladů	[Kč/rok]	-13490
Přínosy projektu celkem	[Kč/rok]	63280
Ekonomické hodnocení		
Doba hodnocení	[rok]	10
Diskont	[-]	0,015
Inflace	[-]	0,02
Prostá doba návratnosti	[rok]	2,09
Disk. doba návratnosti	[rok]	2,11
NPV	[Kč]	520547
Roční ekvivalentní finanční toky investice	[Kč]	56445
IRR	[-]	0,49

Veškeré ekonomické parametry byly počítány v aplikaci umístěné na internetových stránkách [20]. Vnitřní výnosové procento (*IRR*) je v obou případech větší než diskont, projekt je proto vhodné doporučit k realizaci. Prostá doba návratnosti investice je u první varianty 3,85 roku a u druhé varianty 2,09 roku.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout využití odpadního tepla vzduchu vystupujícího z fluidní sušárny písku pro předsušení vstupujícího písku na pásovém dopravníku. Nejprve byly určeny neznámé veličiny důležité pro další výpočty. Jednalo se především o hmotnostní průtok spalin vzniklých hořením zemního plynu, hmotnostní průtok vzduchu vystupujícího ze sušárny včetně jeho měrné vlhkosti, a další. Poté byly vypočteny tepelné ztráty sušárny jak konvekcí, tak radiací. Ty byly využity při výpočtu energetické bilance procesu sušení písku, která byla vytvořena jako součet všech energetických proudů do systému vstupujících, který je roven součtu energetických proudů ze systému vystupujících.

Pro využití tepla ze vzduchu vystupujícího ze sušárny byl navržen deskový výměník tepla, jehož parametry byly vypočítány pomocí metody ϵ -NTU. Účinnost tohoto výměníku je 65% a výstupní teplota studeného proudu má hodnotu 56°C. Deskový výměník tepla byl navržen také firmou Hoval, která je výrobcem těchto výměníků. Oba výpočty se mírně odlišují, což je způsobeno především tím, že firma Hoval používá vlastní patentovaný profil zvyšující účinnost výměníku.

Předsušení písku vstupujícího do sušárny bylo navrženo pomocí krytu pásového dopravníku, do kterého bude vháněn proud vzduchu vystupující z výměníku tepla. Při dopravě vzduchu potrubím k dopravnímu pásu vznikají tlakové ztráty, jejichž výpočet byl proveden z důvodu návrhu ventilátoru, který by tyto ztráty eliminoval. Pro zjištění úbytku vlhkosti písku při procesu předsušení byl proveden experiment, kterým byla stanovena míra snížení vlhkosti písku.

Návrh řízení, monitorování a archivace dat byl vypracován v programu Control Web. Vytvořená aplikace umožňuje monitorovat všechny veličiny, které jsou potřebné pro řízení procesu nebo jenom pro informaci o jeho stavu. Dále byl umožněn přístup z internetových stránek k aplikaci běžící na serveru.

Ekonomické hodnocení navrženého řešení vychází z experimentálního určení snížení vlhkosti písku předsušením a následného výpočtu energetických bilancí pro novou hodnotu vlhkosti písku a jeho teplotu. Investiční náklady pro první variantu navrženého řešení jsou ve výši 243834 Kč, doba návratnosti investice je 3,85 roku. Pro druhou variantu, ve které se nezapočítávají náklady nutné pro řízení a monitorování procesu, jsou ve výši 131948 Kč a doba návratnosti je 2,09 roku.

ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ

The goal of this work was to propose the waste heat utilisation of air stemming from fluidization sand drier for preliminary drying of the incoming sand on belt conveyor. The unknown values important for further calculations were determined first. The values were especially the weight flow of products of natural gas combustion, weight flow of air stemming from sand drier, including its specific moisture, and others. Consequently, the drying device heat losses, both by convention and radiation, were calculated. These were used in the calculation of energetic balance of sand drying procedure, which was created as the total of all energetic flows entering the system, which equals to the total of energetic flows exiting the system.

A new plate heat exchanger for the utilisation of heat exiting the sand drier was proposed and its parameters were calculated by ϵ -NTU method. The efficiency of this heat exchanger is 65% and the exit temperature value is 56°C. The plate heat exchanger was designed also by Hoval company, which is the producer of such heat exchangers. Both calculations differ slightly, which is caused by the fact the Hoval company owns its own patented profile, which increases the heat exchanger efficiency.

Preliminary drying of sand incoming to sand drier was proposed through the use of belt conveyor guard to which the air flow exiting the heat exchanger will be pumped. Heat losses occur during the transport of air through the pipe to the conveyor belt and its calculation was executed for the proposal of fan that would eliminate these losses. The experiment, which determined the rate of sand moisture decrease, was executed to detect the loss on weight in the course of preliminary drying procedure.

The proposal of control, monitoring and data archiving was made in the Control Web program. The created application enables to monitor all values that are needed for the procedure control or only collecting information about its condition. Also the access from Internet pages to application running on server was enabled.

Economical evaluation of the proposed solution results from the experimental determination of sand moisture by preliminary drying and subsequent calculation of energy balances for the new value of sand moisture and its temperature. The cost of investments for the first version of the proposed solution is CZK 243834 and the investment return is 3,85 years. The cost of investments for the second version, where the expenses necessary

for the procedure control and monitoring do not count, is CZK 131948 and the investment return is 2,09 years.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] NEUŽIL, L., MÍKA, V. *Chemické inženýrství I*. 2. vyd. Praha: VŠCHT, 1998. 464 s. ISBN-80-7080-312-6.
- [2] KOLOMAZNÍK, K., SEDLÁŘ, J., MACHÁČKOVÁ, A. *Teorie technologických procesů III*. 1. vyd. Brno: VUT, 1978. 139 s.
- [3] LAIN, M. *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci* [online]. [cit. 2007-03-23]. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3648>>.
- [4] ŠESTÁK, J., ŽITNÝ, R. *Tepelné pochody II*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 2006. 165 s. ISBN 80-01-03475-5.
- [5] ŠESTÁK, J., RIEGER, F. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 2005. 299 s. ISBN 80-01-02933-6.
- [6] *Proudění reálné tekutiny* [online]. [cit. 2007-04-28]. Matematicko-fyzikální web dostupný z WWW: <<http://mfweb.wz.cz/fyzika/63.htm>>.
- [7] HEJZLAR, R. *Sdílení tepla*. 3. vyd. Praha: ČVUT, 1999. 186 s. ISBN-80-01-01982-9.
- [8] MÍKA, V., NEUŽIL, L., VLČEK, J. *Chemickoinženýrské výpočty I*. 3. vyd. Praha: VŠCHT, 1996. 314 s. ISBN-80-7080-255-3.
- [9] VÍT, T. *Základy přenosu tepla a hmoty I* [online]. [cit. 2007-02-07]. Učební text FS Technické univerzity v Liberci. Dostupné z WWW: <<http://www.kez.vslib.cz/web/hlavni/data/dopluky/PTHI.pdf>>.
- [10] JANÁČOVÁ, D. *Tabulky předmětu Procesní inženýrství II*. Učební text FAI UTB Zlín.
- [11] FEXA, J., ŠIROKÝ, K. *Měření vlhkosti*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983. 264 s.
- [12] HOVORKA, F. *Technologie chemických látek*. 1. vyd. Praha: VŠCHT, 2005. 180 s. ISBN 80-7080-588-9.
- [13] RICHTER, M. *Průmyslové technologie – úvod* [online]. [cit. 2006-12-15]. Učební text FŽP UJEP Ústí n. L. Dostupné z WWW: <<http://www.zlatokop.cz/CKZ/clanky/cesky/Skripta/Technologie.pdf>>.

- [14] RWE Transgas [online]. [cit. 2007-04-11]. Dostupné z WWW:
< <http://www.rwe.cz/rwe.cz/>>.
- [15] Firemní literatura Viessmann Praha [online]. [cit. 2006-10-27]. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=878>>.
- [16] BÍLÝ, R. *Control Web 2000*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1999. 382 s. ISBN 80-7226-258-0.
- [17] KOFRÁNEK, J. *Control Web – objektové vývojové prostředí (nejen) pro průmyslové aplikace* [online]. [cit. 2007-03-07]. Učební text Fakulty informatiky Masarykovy univerzity v Brně. Dostupné z WWW:
< <http://honor.fi.muni.cz/tsw/2000/044.pdf> >.
- [18] CHYSKÝ, J., HEMZAL, K. *Technický průvodce - Větrání a klimatizace* [online]. [cit. 2007/04/17]. Dostupné z WWW:
<<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=16&i=38&h=38&obor=1>>.
- [19] PAVELEK, M., JANOTKOVÁ, E. *Emisivita kovů* [online]. [cit. 2007-04-22]. Učební text Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Dostupné z WWW:
<<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/optika/2001.htm>>.
- [20] CHADIM, T. *Finanční kalkulátor pro hodnocení ekonomické efektivity investic* [online]. [cit. 2006-12-10]. Dostupné z WWW:
<<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=16&i=110&h=38> >.
- [21] HABER, J. *Strojní sušení*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956. 336 s.
- [22] FÍK, J. *Hořáky pro spalování zemního plynu* [online]. [cit. 2006-11-18]. Dostupné z WWW: < <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2153>>.
- [23] SCHRAMEK, R. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. R. Oldenbourg Veriag, 1994.
- [24] ZÁLEŠÁK, M. *Energetický audit Kovárna VIVA a.s.* 2006.
- [25] BAŠTA, J. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: ČVUT, 2003.
- [26] *Topenářská příručka*. GAS Praha, 2001.

[27] Firemní literatura Honeywel, Sneider Electric, AMIT, TECO, LDM, Siemens.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Teplotní vodivost
a	$[\text{m}]$	Vzdálenost mezi deskami
b	$[\text{m}]$	Šířka desky
C_0	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$	Emisní konstanta absolutně černého tělesa
c_p	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita
d_e	$[\text{m}]$	Hydraulický průměr
e_{dis}	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$	Měrná ztráta mechanické energie
EPDM		Etylen-propylen-kaučuk
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
Gr	$[-]$	Grashofovo číslo
H_0	$[\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}]$	Spalné teplo zemního plynu
h	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	Měrná entalpie
Hr	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$	Výhřevnost zemního plynu
IRR	$[-]$	Vnitřní výnosové procento
k	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
l	$[\text{m}]$	Charakteristický délkový rozměr systému
\dot{M}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok
m_s	$[\text{kg}]$	Hmotnost absolutně suché látky
m_{su}	$[\text{kg}]$	Hmotnost sušiny
m_w	$[\text{kg}]$	Hmotnost vlhkosti
n	$[-]$	Počet místních odporů
n	$[-]$	Násobek stechiometrického objemu spalovacího vzduchu
n	$[-]$	Počet desek
NITRIL		Nitrilkaučuk

NPV	[Kč]	Čistá současná hodnota projektu
NTU	[-]	Počet převodových jednotek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
P_H	[W]	Výkon plynového hořáku
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
p_{wA}	[Pa]	Parciální tlak vodní páry
p_{wA}''	[Pa]	Tenze par
\dot{Q}	[W]	Tepelný výkon
\dot{Q}_z	[W]	Ztráty tepla
r	[m]	Poloměr
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r_{FG}	[kJ·kg ⁻¹]	Výparné teplo
\bar{t}	[°C]	Teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od stěny
T''_1	[K]	Teplota studeného proudu na výstupu
T''_2	[K]	Teplota teplého proudu na výstupu
T'_1	[K]	Teplota studeného proudu na vstupu
T'_2	[K]	Teplota teplého proudu na vstupu
TEMA		Tubular Exchanger Manufacturers Association (Sdružení výrobců trubkových výměníků)
T_{P1}	[K]	Teplota písku na vstupu
T_{P2}	[K]	Teplota písku na výstupu
t_w	[°C]	Teplota povrchu tuhé stěny
v	[m·s ⁻¹]	Charakteristická rychlost
\bar{v}	[m·s ⁻¹]	Střední rychlost proudění
\dot{V}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok

V_{vT}	[-]	Stechiometrický objem spalovacího vzduchu
$V_{v_{sT}}$	[-]	Stechiometrický objem vlhkých spalin
W	[W·K ⁻¹]	Tepelná kapacita
X	[-]	Měrná vlhkost
y	[m]	Odlehlost od stěny
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
β	[K ⁻¹]	Teplotní objemová roztažnost
δ	[m]	Tloušťka desky
δ_j	[m]	Tloušťka desky
Δp_{dis}	[Pa]	Tlakové ztráty
ε	[-]	Účinnost
ε_n	[-]	Úhrnná relativní sálavost
Φ	[kg·m ⁻³]	Absolutní vlhkost vzduchu
η	[Pa·s]	Dynamická viskozita
φ	[-]	Relativní vlhkost
φ_{i-j}	[-]	Úhlový součinitel osálení
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Tepelná vodivost
λ	[-]	Součinitel tření
ν	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ρ_{wA}	[-]	Hmotnostní koncentrace páry
ρ_{wA}''	[-]	Maximální hmotnostní koncentrace páry
ξ_j	[-]	Součinitel místního j -tého odporu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Schéma práce	9
Obr. 2. Spirálový výměník tepla	13
Obr. 3. Deskový výměník s křížovým proudem	14
Obr. 4. Deskový výměník s protiproudem	14
Obr. 5. Laminární a turbulentní proudění tekutiny	17
Obr. 6. Vektory rychlosti proudění reálné tekutiny	18
Obr. 7. Základní případy sdílení tepla konvekcí	21
Obr. 8. Závislost součinitele tření (λ) na Reynoldsovu kritériu (Re) a relativní drsnosti (ϵ/d) při proudění tekutiny potrubím (Moodyho diagram)	26
Obr. 9. Mollierův h-X diagram vzduchu	30
Obr. 10. Materiálová bilance sušení	31
Obr. 11. Energetická bilance sušení.....	32
Obr. 12. Textový a grafický režim Control Webu	42
Obr. 13. Rozložení teplot u fluidní sušárny písku	50
Obr. 14. Schéma energetické bilance systému.....	57
Obr. 15. Závislost hustoty vzduchu na teplotě.....	62
Obr. 16. Sušárna písku a pásový dopravník ve Slévárně - ZPS.....	71
Obr. 17. Základní schéma procesu řízení a monitorování	76
Obr. 18. Průvodce aplikací programu Control Web	77
Obr. 19. Paleta přístrojů programu Control Web.....	77
Obr. 20. Globální proměnné v programu Control Web	78
Obr. 21. Ukázka aplikace spuštěné v Control Webu	79
Obr. 22. Data archivovaná do programu Microsoft Access.....	80
Obr. 23. Přihlášení ke Control Webu přes webové rozhraní	81
Obr. 24. Zobrazení hlavního panelu aplikace běžící na internetových stránkách.....	82
Obr. 25. Zobrazení vedlejšího panelu aplikace běžící na internetových stránkách	82

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Konstanty vztahu (12).....	22
Tab. 2. Příklady složení zemního plynu.....	39
Tab. 3. Vlastnosti zemního plynu	40
Tab. 4. Hustoty jednotlivých složek rovnice (40) pro teplotu 20°C a tlak 100 kPa	47
Tab. 5. Množství spalin vzniklých hořením zemního plynu.....	47
Tab. 6. Hustota vzduchu v závislosti na teplotě	62
Tab. 7. Parametry deskového výměníku tepla firmy Hoval.....	65
Tab. 8. Vypočtené parametry deskového výměníku tepla	68
Tab. 9. Naměřené hodnoty při experimentu s předsušením písku	73
Tab. 10. Použitá zařízení a jejich cena.....	89
Tab. 11. Ekonomické parametry první varianty projektu	90
Tab. 12. Ekonomické parametry druhé varianty projektu.....	91

SEZNAM PŘÍLOH

PI: Měření firmy Ekome, spol. s r.o.

PII: Výměník tepla firmy Hoval

PIII: Fotky použitých zařízení

PIV: Fotky ze ZPS-Slévárny, a.s.

PŘÍLOHA P I: MĚŘENÍ FIRMY EKOME

Firma Ekome, spol. s r.o. provedla měření rychlosti vzduchu určeného pro smíchání se spaliny pro výpočet hmotnostního průtoku vzduchu do sušárny. Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce.

Místo měření : suška písku		č. 1	č. 2	č. 3
Datum měření : 21.3. 2007				
Údaje o potrubí v místě měření				
Rozměry potrubí v místě měření - průměr	d [mm]	83	96	96
Průřez potrubí v místě měření	A [m ²]	0,005	0,007	0,007
Délka rovného úseku před průřezem měření	[m]	0,45	0,55	0,45
Délka rovného úseku za průřezem měření	[m]	0,10	0,20	0,40
Počet měřících přímek	ndia [-]	1	1	1
Celkový počet bodů měření	n [-]	1	1	1
Venkovní podmínky				
Teplota	v [°C]	6,5		
Vlhkost	φ [%]	80		
Atmosférický tlak vzduchu	pamb [hPa]	985		
Charakteristika měřené vzdušiny				
Teplota vzdušiny	v [°C]	27,6	30,1	27,8
Tlakový rozdíl	pe [Pa]	2 140	2 950	2 520
Dynamický tlak	Δp _{pt} [Pa]	1 110	598	405
Fiktivní vlhkost	f _N [kg.m ⁻³]	0,008	0,008	0,008
Měrná hmotnost vzdušiny při provozních podmínkách	ρ' [kg.m ⁻³]	1,162	1,161	1,165
Měrná hmotnost vlhké vzdušiny při normálních podmínkách	ρ _N ' [kg.m ⁻³]	1,288	1,288	1,288
Měrná hmotnost suché vzdušiny při normálních podmínkách	ρ _N [kg.m ⁻³]	1,293	1,293	1,293
Střední rychlost vzdušiny	v [m.s ⁻¹]	43,71	32,09	26,36
Průtok měřené vzdušiny				
Průtok vzdušiny při provozních podmínkách	qv' [m ³ .h ⁻¹]	850	832	683
	qv' [m ³ .s ⁻¹]	0,236	0,231	0,190
Průtok vlhké vzdušiny při normálních podmínkách	qv _N ' [m ³ .h ⁻¹]	766	750	618
	qv _N ' [m ³ .s ⁻¹]	0,213	0,208	0,172
Průtok suché vzdušiny při normálních podmínkách	qv _N [m ³ .h ⁻¹]	759	742	612
	qv _N [m ³ .s ⁻¹]	0,211	0,206	0,170

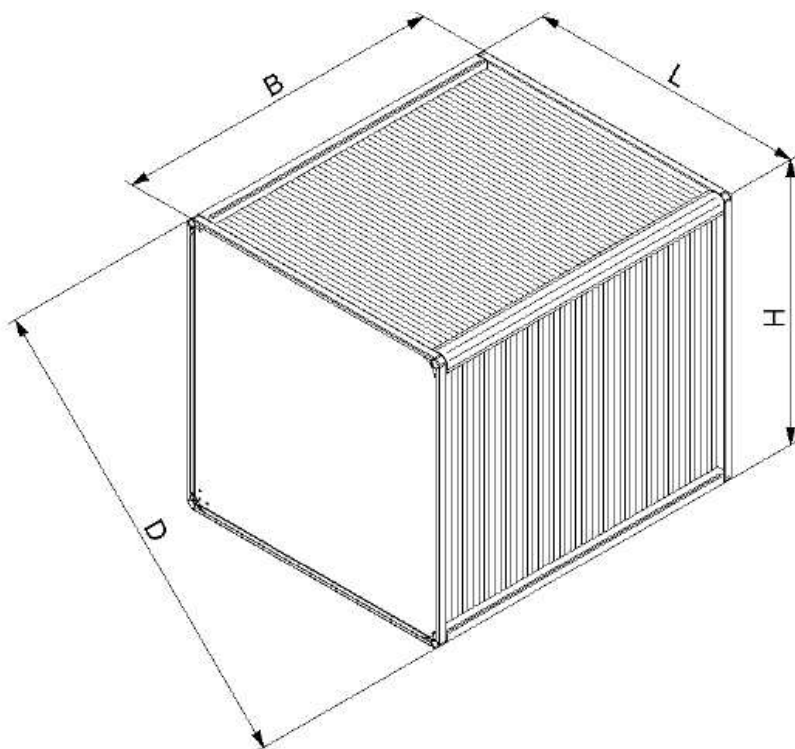
Tab.: Měření provedené firmou Ekome, spol. s r. o.

PŘÍLOHA P II: VÝMĚNÍK TEPLA FIRMY HOVAL

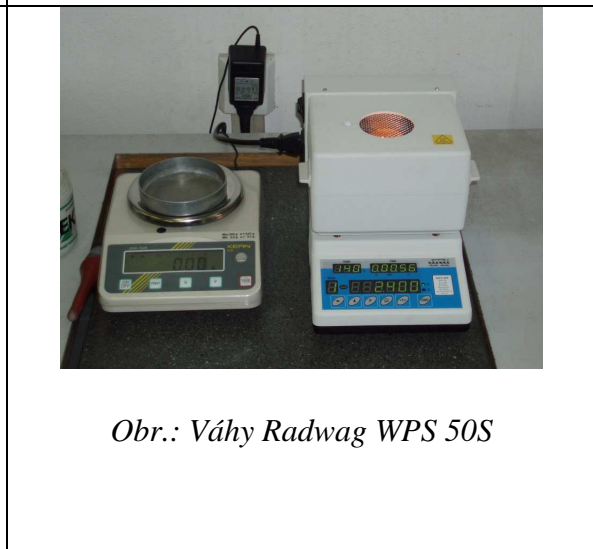
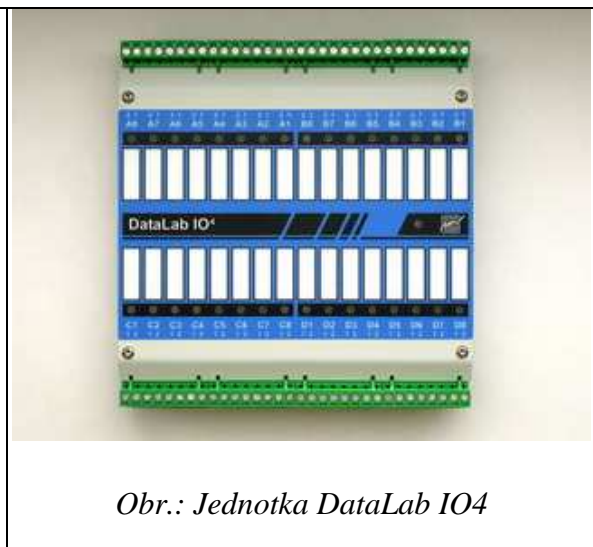
Projekt	:	Hoval Init
Výměník	:	NG-040/X-50.0
Typ	:	Agresivní prostředí
Cena	:	0,00 [CHF]
Hmotnost	:	13 [kg]
Účinnost	:	72,5 [%]
Suchá účinnost	:	48,4 [%]
tlak vzduchu	:	1000 [hPa]

	Teplý vzduch:		Studený vzduch:		Jednotk:
Tlaková ztráta	p1	67	p2	56	[Pa]
Zvýšení při kondenz.	dp1	55			[Pa]
Kondenzát	KM	14,0			[kg/h]
Tepelný výkon vyměníku	Q2	12,8			[kW]
vstupní teplota	t11	75,0	t21	20,0	[°C]
výstupní teplota	t12	67,5	t22	59,9	[°C]
vstupní rel. vlhkost	f11	76,5	f21	70,0	[%]
výstupní rel. vlhkost	f12	100,0	f22	8,3	[%]
vstupní abs. vlhkost	x11	260,0	x21	10,3	[g/kg]
výstupní abs. vlhkost	x12	240,7	x22	10,3	[g/kg]
Průtok	V1	0,36	V2	0,27	[m ³ /s]
při teplotě	t1	75,0	t2	20,0	[°C]
při vlhkosti	f1	76,5	f2	70,0	[%]
při hustotě	rho1	0,89	rho2	1,18	[kg/m ³]
Průtok	m1	0,32	m2	0,32	[kg/s]
Air velocity	w12	2,6	w22	2,3	[m/s]

H	400 [mm]
B	500 [mm]
L	400 [mm]
D	546 [mm]



PŘÍLOHA P III: FOTKY POUŽITÝCH ZAŘÍZENÍ



PŘÍLOHA PIV: FOTKY ZE SLÉVÁRNY-ZPS



Obr.: Experiment s předsušením písku



Obr.: Experiment s předsušením písku



Obr.: Pásový dopravník v ZPS-Slávárně, a.s.