

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav procesního a ekologického inženýrství

Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

**OHŘEVNÉ TRUBKOVÉ PECE V PROCESNÍM PRŮMYSLU -
VÝZKUM, VÝVOJ A APLIKACE**

TUBULAR FURNACES IN PROCESS INDUSTRY –
RESEARCH, DEVELOPMENT AND APPLICATIONS

ZKRÁCENÁ VERZE HABILITAČNÍ PRÁCE



BRNO 2004

KLÍČOVÁ SLOVA

ohřevné pece, trubkové pece, integrace procesů, návrh, rekonstrukce, optimalizace

KEY WORDS

fired heaters, tubular furnaces, process integration, design, retrofit, optimization

MÍSTO ULOŽENÍ HABILITAČNÍ PRÁCE

Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

Oddělení vědecké a zahraničních styků

Technická 2

616 69 Brno

© Zdeněk Jegla, 2004

ISBN 80-214-2728-0

ISSN 1213-418X

OBSAH

| | |
|--|----|
| OBSAH..... | 3 |
| PŘEDSTAVENÍ AUTORA..... | 5 |
| 1 ÚVOD | 7 |
| 2 PROBLEMATIKA VÝZKUMU A VÝVOJE TRUBKOVÝCH PECÍ..... | 8 |
| 3 ZÁKLADNÍ TYPY OHŘEVNÝCH PECÍ..... | 9 |
| 3.1 Vertikální válcová pec | 10 |
| 3.2 Šachtová pec | 11 |
| 4 KRITÉRIA PRO HODNOCENÍ PROVOZU OHŘEVNÝCH PECÍ..... | 11 |
| 4.1 Tepelná účinnost pece a zatížení radiačních trubek..... | 12 |
| 4.2 Hydraulický režim toku a tlakové ztráty ohřívané látky..... | 12 |
| 4.3 Tah komínu a jeho vliv na činnost hořáků..... | 13 |
| 5 PŘÍPADY REKONSTRUKCE OHŘEVNÝCH PECÍ..... | 14 |
| 6 NEJČASTĚJŠÍ PROBLÉMY A CHYBY PŘI REKONSTRUKCI OHŘEVNÝCH PECÍ..... | 15 |
| 7 NOVÉ POSTUPY (ALGORITMY) TECHNOLOGICKÝCH ŘEŠENÍ REKONSTRUKCE OHŘEVNÝCH PECÍ | 18 |
| 7.1 Optimalizace komínové teploty při rekonstrukci pece | 20 |
| 7.2 Optimalizace přehřevu vzduchu při rekonstrukci pece..... | 22 |
| 7.3 Využití odpadního tepla procesních proudů pro přehřev vzduchu | 25 |
| 7.4 Globální algoritmy pro rekonstrukci ohřevných pecí | 26 |
| 8 VÝSLEDKY DOSAŽENÉ GLOBÁLNÍMI ALGORITMY | 29 |
| 8.1 Rekonstrukce pece procesu hydrogenační rafinace benzínu | 29 |
| 8.2 Rekonstrukce pece jednotky vakuové destilace ropy pro zvýšení kapacity | 30 |
| 9 PROBLEMATIKA NOVÉHO NÁVRHU PECE A SOUČASNÉ TRENDY ŘEŠENÍ..... | 32 |
| 9.1 Návrh pece pro jednotku atmosferické destilace ropy..... | 33 |
| 10 ZÁVĚR..... | 36 |
| 11 POUŽITÁ A SOUVISEJÍCÍ LITERATURA | 37 |
| ABSTRACT..... | 40 |

PŘEDSTAVENÍ AUTORA

Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D. se narodil 9. září 1970 v Kyjově. Studium specializace „Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl“ na Vysokém učení technickém v Brně, fakultě strojní, katedře procesního inženýrství ukončil v roce 1994, kdy také získal 1.místo v celostátní soutěži Studentské vědecké odborné činnosti (SVOČ) s prací na téma integrace procesů. Ve stejném roce započal na téže katedře (nyní Ústav procesního a ekologického inženýrství) interní doktorandské (nyní doktorské) studium a od roku 1997 zde pracuje jako odborný asistent. V roce 1999 obhájil disertační práci na téma „Integrace pecí do procesů za účelem redukce spotřeby energie“ a obdržel titul Ph.D.



Jeho vědecká a odborná činnost je zaměřena na vývoj nových výpočtových postupů pro výpočet zařízení na výměnu tepla a analýzu systémů výměny tepla se zaměřením na snižování energetické náročnosti. Jeho hlavní odbornou specializací je komplexní řešení problematiky ohřevných trubkových pecí. Jako autor a spoluautor se doposud podílel na více jak 60 řešeních ohřevných trubkových pecí, zahrnujících jak rekonstrukce tak i nové návrhy a to včetně řešení souvisejících potrubních systémů. Z tohoto počtu byla více jak třetina realizována a další čtvrtina je v realizaci. Z uvedené dosavadní inženýrské činnosti lze mezi významná inženýrská díla autora zařadit zejména:

- a) úspěšně realizovaný a provozovaný nový návrh šachtové vakuové pece se čtyřchodým vertikálním spirálovým hydrodynamicky optimalizovaným tvarem trubkového hadu – nová koncepce a celosvětově první realizace uspořádání trubkového systému tohoto typu. Návrh má mimořádný přínos pro provozní spolehlivost jednotek pro vakuové destilace ropy provozovaných v režimu Deep Cut (nejnáročnější režim, tzv. hluboké vakuum), neboť minimalizuje nežádoucí tepelné krakování ohřivaného média, kterému klasické návrhy pecí nedokážou zabránit a umožňuje tak maximální výtěžnost produktů. Návrh se stal součástí know-how americké společnosti Koch-Glitsch, konkrétně Koch-Glitsch Central & East Europe Division. Pro jednotky vakuové destilace se stala v rámci celosvětového působení společnosti Koch-Glitsch tato nová koncepce vakuové pece interním standardem s řadou dalších úspěšných realizací.
- b) úspěšně realizovaný a provozovaný návrh rekonstrukce rozsáhlé pětikomorové šachtové vakuové pece s horizontálními, oboustranně ohřivanými hydrodynamicky optimalizovanými trubkovými hady pro zvýšení kapacity na hodnotu 280 t/h a tepelný výkon 34 MW s komplexním využitím odpadního tepla spalin z pece pro výrobu páry pro jednotku vakuové destilace. Návrh rekonstrukce se stal rovněž součástí know-how společnosti Koch-Glitsch pro řešení rekonstrukce u těchto nestandardních uspořádání ohřevných pecí.

Pro tuto činnost využívá vlastní nové výpočtové optimalizační postupy a algoritmy, které doposud prezentoval v řadě publikací, jmenovitě v 5 člancích v mezinárodních odborných časopisech, 19 přednáškách na zahraničních vědeckých konferencích, 10 přednáškách na domácích vědeckých konferencích, v 17 výzkumných zprávách a v 6 vyžádaných přednáškách na mezinárodních technických konferencích a zprávách pro průmysl. Je autorem a spoluautorem několika softwarových produktů pro výpočet zařízení na výměnu tepla, používaných v řadě projekčních organizací.

V pedagogické činnosti v letech 1998 až 2003 v rámci reciproční výuky vedl výuku cvičení předmětů *Chemické inženýrství I* a *Chemické inženýrství II* pro první stupeň magisterského studia a studia bakalářského a kombinovaného na Fakultě chemické, VUT v Brně. Současně na Fakultě strojního inženýrství vede ve druhém stupni magisterského studia oboru 23-13-8 *Konstrukční*

a procesní inženýrství výuku cvičení předmětu *Tepelné pochody* (ktp) a přednáší předmět *Výrobní linky a průmyslové aplikace* (kvy). Pro výuku připravil vlastní výukový softwarový programový balíček pro návrhové a kontrolní simulační výpočty různých typů deskových a trubkových výměníků tepla. Pro potřeby předmětů *Tepelné pochody*, *Energie a emise* a *Výrobní linky a průmyslové aplikace* vytvořil původní výukovou metodiku „Integrace pecí do procesů za účelem redukce spotřeby energie“. Tato metodika byla zařazena do výuky „MSc. Course“ na renomovaném světovém pracovišti Department of Process Integration University of Manchester Institute of Science and Technology (UMIST).

Ing. Jegla pravidelně vede nebo je konzultantem diplomových prací. V období 1999 až 2002 byl členem Akademického senátu Fakulty strojního inženýrství. Na Ústavu procesního a ekologického inženýrství působí pro obor *Konstrukční a procesní inženýrství* jako pedagogický poradce a také jako ústavní koordinátor grantového projektu Evropské unie SOCRATES/ERASMUS. Je členem České společnosti chemického inženýrství (ČSCHI), členem vědecko-výzkumného pracoviště Therm-CENTRUM, a členem vědecké komise (International Scientific Committee) sekce *Heat Transfer Processes and Equipment* Mezinárodního kongresu chemického a procesního inženýrství (CHISA – International Congress of Chemical and Process Engineering).

1 ÚVOD

Ve výrobních provozech procesního průmyslu (tj. zejména zpracování ropy a zemního plynu, chemický a petrochemický průmysl, potravinářský, farmaceutický a kosmetický průmysl a ekologické a výrobní linky speciálního zaměření) je v současné době snižování energetických nároků a redukce škodlivých emisí předmětem prvořadého významu. Plýtvání energií se stalo nákladnou záležitostí. Nejen že se musí platit za energii, ale rovněž za produkci emisí, která s její výrobou souvisí. Je známo, že vytvořené emise nelze zničit. Lze je pouze podrobit různým procesům či měnit jejich chemické složení. Nejlepším řešením je obejít tento problém minimalizací tvorby emisí. Produkce emisí je u tepelně zabarvených procesů (těmi zmíněné provozy bezesporu jsou) přímo spojena s dodávkou energie. Minimalizace spotřeby energie při jejím maximálním využití v procesu se pak stává prvořadým úkolem. Je však nutné mít na paměti, že využitelnost energie je úzce svázána s její teplotní hladinou. Vzniká tak požadavek na zamezení plýtvání energie co do množství, zamezení její zbytečné degradace co do teplotní hladiny a maximální využití tepla dodaného do procesu. Snahou je rovněž použití primárních zdrojů pro ohřev a chlazení až tehdy, když byly vyčerpány všechny možné zdroje energie z technologických proudů procesu [1, 17, 18].

Z tohoto pohledu je pak patrný vzrůstající význam jednotlivých aparátů v procesu, které musí být kvalitně a ekonomicky navrženy. K tomu je nezbytná jejich důkladná principiální znalost a rovněž znalost jejich cenových údajů. Výběr kvalitních a efektivních individuálních aparátů pro osazení technologické linky příslušného výrobního procesu však ještě nemusí znamenat vysokou efektivitu celého procesu. Neméně důležité je rovněž, jakým způsobem budou individuální aparáty v lince uspořádány. Vyvstává pak další požadavek na systematický a komplexní návrh celého procesu (tzv. integrace procesu), který by respektoval vzájemné interakce jednotlivých procesních aparátů (výměníky tepla, reaktory, separátory) mezi sebou, dále vzájemné interakce aparátů externích energetických zdrojů (pece, parní či plynové turbíny, chladicí jednotky) mezi sebou a nakonec také vzájemné interakce procesu a externích energetických zdrojů. To vše proto, aby vytčeného cíle, tj. dosažení maximálních úspor energie, investičních nákladů a redukce škodlivých emisí, bylo možné dosáhnout při zachování dostatečné flexibility výrobní linky [1, 6, 16, 17].

Z pohledu energetické náročnosti tvoří trubkové pece v technologických linkách procesního průmyslu energeticky nejnáročnější aparáty, jejichž konstrukce a provoz zcela zásadně ovlivňuje množství procesem produkováných emisí. Rozšířeny jsou zejména ohřevné pece, jichž se používá všude tam, kde je potřeba zahřívát médium na teploty vyšší, než jakých lze běžně dosáhnout parou, neboť dodávání tepla procesnímu médiu tímto způsobem je (i přes poměrně vysoké počáteční náklady) levnější než ohřev média na vyšší teploty jinými způsoby. Jako palivo mohou sloužit mimo standardně používaný zemní plyn a topné oleje i odpadní produkty z různých procesů, čímž se nejen využije spalného tepla těchto látek, ale často se tím odstraní i potíže spojené se zneškodňováním těchto odpadů [2, 11, 19].

Ohřevné trubkové pece používané v provozech procesního průmyslu tvoří velká a komplexní zařízení. Pece instalované na chemických a petrochemických provozech spotřebují asi 75 % jejich celkového energetického příkonu [2, 18]. To je přímo spojeno s produkcí škodlivých emisí. Navíc investiční náklady na pec tvoří obvykle 10 až 30 % celkových investičních nákladů daného procesu [10, 11]. Z těchto důvodů lze pece považovat za klíčová zařízení v mnoha výrobních technologických jednotkách.

2 PROBLEMATIKA VÝZKUMU A VÝVOJE TRUBKOVÝCH PECÍ

Trubkové pece jsou neustále ve středu zájmu a jejich konstrukce se pečlivě zkoumají. Zvláště v současné době nabývá tato oblast oprávněně prioritního významu, neboť efektivní a ekonomický provoz správně navržené pece ovlivňuje celkovou hospodárnost daného provozu. S ohledem na velmi omezené možnosti experimentu (v praxi jen zcela výjimečně) je dnes výzkum pecí neodmyslitelně spjat s výpočetní technikou. Počítačová simulace pecí patří v této oblasti k nejdůležitějším.

V úvodu zmíněný globální přístup k řešení procesů (integrace procesů - *process integration*) preferuje při řešení posloupnost těchto postupů: analýza uspořádání procesu (*targeting*) → syntéza (*synthesis*) procesních zařízení (pomocí základních výpočtů dává předběžnou představu o rozměrech zařízení) → detailní návrh zařízení (*detailed design*). Důraz je přitom kladen na skutečnost, aby minimální celkové náklady na proces předpovězené ve fázi *targeting* byly zhruba dodrženy také ve fázi syntézy i ve fázi detailního návrhu zařízení.

V praxi je však v současné době takto precizně zvládnuta posloupnost *targeting* → *syntéza* → *detailní návrh zařízení* pouze v případě sítě výměníků tepla (heat exchanger network - HEN).

V případě problematiky trubkových procesních pecí byl zaveden pojem *integrace pecí*.

Integrace pece do procesu je chápána jako systematický návrh pece od předběžných orientačních výpočtů minimálního množství energie vyžadované procesem a dodávaného do něj prostřednictvím pece (*targeting*) přes návrhové výpočty optimálních provozních podmínek a geometrie pece (syntéza) až po detailní simulační výpočty navržené pece, umožňující predikovat zejména tepelné namáhání jednotlivých částí pece a chování ohřívaného média proudícího uvnitř trubek (detailní návrh).

Současný přístup k návrhu trubkové pece pro daný proces je přibližně následující:

1. fáze: Ve stadiu *návrhu procesu* a uspořádání aparátů v procesu za účelem minimalizace spotřeby energie a emisí (*targeting*) lze nejnovějšími dostupnými postupy stanovit v případě pece pouze minimální množství tepla, které má být prostřednictvím pece dodáno procesnímu médiu.

2. fáze: Následuje fáze *detailního návrhu pece*, která je plně závislá na zkušenostech a znalostech projektanta, na jeho subjektivních názorech a dovednostech. Předběžně navržené rozměry pece spolu s údaji o palivu a podmínkách spalování a termofyzikálními vlastnostmi procesního média slouží jako vstupní data pro počítačovou simulaci takto navržené pece, respektive tepelných a hydraulických dějů v peci. Konstruktor pak dále na základě svých zkušeností, znalostí a intuice koriguje metodou „pokus-omyl“ předběžně navrženou geometrii zařízení pece a opakuje simulaci do té doby, dokud nevyhoví požadavkům kladených na pec jak z hlediska procesu (tj. zejména ohřátí procesního média na požadovanou teplotu, udržení tlakové ztráty procesního (ohřívaného) média v přípustných mezích atd.) tak i z hlediska spolehlivé funkce samotné pece (dostatečně vysoké součinitele přestupu tepla ze strany spalín i ze strany procesního média, vyhovující účinnost pece atd.).

3. fáze: Posledním samostatným krokem je pak *analýza tepelného namáhání* jednotlivých částí pece, získání rozložení teplotních polí v peci (nejčastěji pomocí zonální metody nebo metod CFD) a *pevnostní výpočet* jednotlivých částí pece.

Pokud nazveme 1. fázi *targetingem*, pak 2. a 3. fáze jsou již detailním návrhem zařízení. Je tedy patrné, že pro optimální návrh pece chybí v současném praktickém přístupu fáze syntézy, která by zahrnovala určité optimalizační procedury a jejímž výsledkem by byly provozní podmínky a předběžné základní rozměry zařízení pece dávající projektantovi jakési vodítko před detailním návrhem pece.

Jak rovněž vyplývá z popisu existujícího přístupu, lze zmíněnou počítačovou simulaci (jako základní nástroj pro návrh pece) efektivně využít až tehdy, je-li definitivně známé geometrické uspořádání pece pro daný proces. Jak však navrhnout technicky a ekonomicky optimální uspořádání pece ještě před použitím detailních výpočtů pece není známo. V současnosti je stadium předběžného návrhu pece plně závislé na individualitě projektanta, jeho zkušenostech a intuici. Mnohdy pak technicky korektně navržená pec je z hlediska spotřeby energie (paliva) příliš vzdálena optimálnímu (integrovanému) řešení pece a neumožní hospodárny provoz technologické linky.

Je zřejmé, že obtížnost integrace pecí spočívá v tom, že projekční a konstrukční řešení trubkových pecí má mnoho variant a prakticky každá nová realizace je inženýrským tvůrčím návrhem, aby tato nákladná investice co nejlépe splňovala vždy speciální požadavky dané technologie. Navíc, složitost pece a rovněž jejího modelování, zejména radiačního přenosu tepla ve spalovací komoře (radiační část pece) prakticky neumožňuje nějaké zjednodušené řešení celé pece ve fázi syntézy. Rovněž předběžné cenové vyjádření nákladů na pec je v prvotních fázích (*targeting*) nemožné.

Z uvedeného vyplývá nutnost přístupu, který by umožnil (jak v případě nového návrhu pece tak v případě rekonstrukce stávající pece) nalezení takových provozních podmínek a konstrukčního uspořádání zařízení pece, jejichž výsledkem bude optimálně navržená a pracující pec umožňující při minimálních celkových nákladech dodávat do procesu předpovězené potřebné množství tepla.

Předložená práce shrnuje dosavadní vědecko-výzkumnou, vývojovou a aplikační práci autora v této oblasti spolu s praktickými ukázkami dosažených výsledků. Důraz je kladen zejména na problematiku rekonstrukce stávajících ohřevných trubkových pecí.

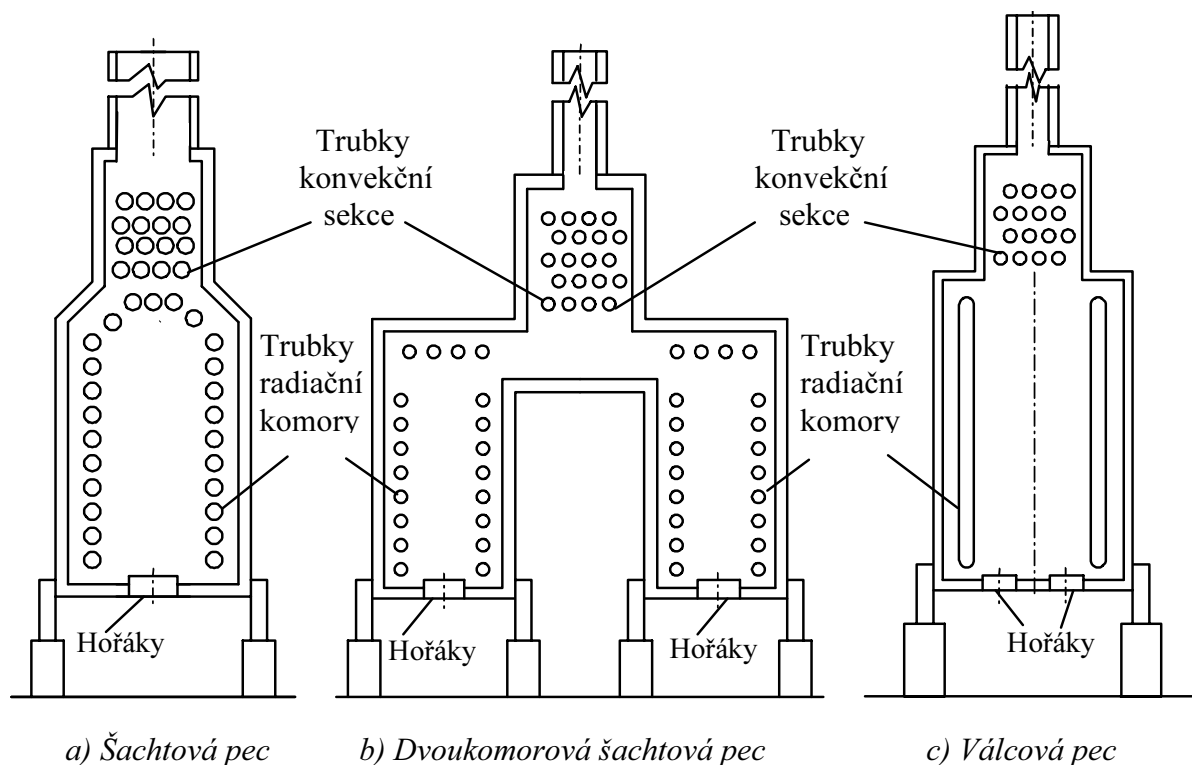
3 ZÁKLADNÍ TYPY OHŘEVNÝCH PECÍ

Převážná většina typů ohřevných trubkových pecí, které byly postupně vyvinuty a jsou nejčastěji používány, je známa již řadu let. Dnes je tak možné navrhnout a zkonstruovat pro takřka jakoukoliv speciální potřebu trubkovou pec, pracující pro dané podmínky co nejhospodárněji a nejspolehlivěji [14].

Trubkové pece používané v ropném, petrochemickém, chemickém a potravinářském průmyslu se obvykle dělí podle způsobu převodu tepla na konvekční, radiační a radiačně konvekční [9, 16]. V dnešní době se prakticky vyrábějí a používají pouze pece radiačně konvekční, neboť konvekční pece jsou jak investičně, tak provozně nákladnější než pece radiační či radiačně konvekční a čistě radiační pece zase nedokážou obvykle využít teplo spalin tak jako u radiačně konvekční pece, takže pracují s menší účinností. (Výraz "čistě radiační" je do jisté míry chybný, poněvadž při proudění spalin komorou dochází i ke sdílení tepla konvekcí.)

Základem pece jsou následující části: radiační komora, konvekční část pece, hořáky, trubky resp. trubkové hady a komín (viz obr. 1). Radiačně konvekční pec má dvě oddělené části - radiační komoru a konvekční sekce. Větší část dodávaného tepla je převáděna v radiační komoře (obvykle 50 až 80% z celkem převedeného tepla), zbytek v sekcích konvekčních [9, 41]. Konvekční sekce slouží k využití zjevného tepla spalin odcházejících z radiační sekce. Protože tepelné zatížení trubek v konvekční části je menší než v sekci radiační, což je způsobeno nízkým součinitelem přestupu tepla na straně spalin, opatřují se někdy tyto trubky na vnější straně přídatným povrchem - příčným nebo podélným žebrováním, trny apod. [11, 16, 46].

Technickým vývojem vlastních radiačně konvekčních pecí a jejich úpravami pro speciální technologické účely byla vyvinuta řada konstrukčně odlišných radiačně konvekčních pecí. Dva v současnosti nejpoužívanější typy procesních pecí budou nyní blíže popsány.



Obr. 1 Typická uspořádání trubkových pecí

3.1 VERTIKÁLNÍ VÁLCOVÁ PEC

Radiační komora tohoto typu pece je vertikální, válcového tvaru, v ocelovém plášti. Přímo nad radiační komorou je umístěna konvekční sekce a samonosný ocelový komín. Konvekční sekce je tvořena buď prodloužením radiačních trubek opatřených v konvekční části zvětšeným povrchem (žebrováním, trny apod.) nebo samostatným trubkovým hadem. Vertikální válcová pec může být rovněž bez konvekční sekce. Použití konvekční sekce však zvyšuje účinnost celé pece [9, 11].

Podél celého obvodu radiační sekce jsou vertikálně umístěny trubky (tzv. uspořádání “backwall”) se spojkami vně (*headers*) nebo uvnitř (kolena) této sekce. Ve středu dna je jeden nebo několik hořáků, které jsou upraveny tak, že je možné nastavit jejich sklon, a tak ovlivňovat rozdělení teplot plyného prostředí pece. V horní části radiační komory může být umístěn sálavý kužel, který zvětšuje množství převedeného tepla v této části radiační komory a zrychluje v této oblasti tok spalin (který se s poklesem jejich teploty zpomaluje).

Na obr. 1c je znázorněna vertikální válcová pec s příčně umístěnou konvekcí, což je nejběžnější typ provedení.

Změnou tvaru a uspořádání trubek v radiační komoře nebo konvekční části pece dostaneme další konstrukční typy vertikálních válcových pecí.

Výhody vertikálních válcových pecí:

- kompaktní samonosná radiační komora s poměrně rovnoměrným rozdělením tepelného toku v celé komoře bez místního přehřívání trubek;
- malé tepelné ztráty v důsledku relativně malého povrchu;
- rychlá regulace teplotního režimu v důsledku malé tepelné kapacity vyzdívky;
- nízké investiční náklady při zachování dobré tepelné účinnosti a malé nároky na zastavěnou plochu;
- přiměřený spalovací prostor pro dokonalé spalování s minimálním přebytkem vzduchu.

Nevýhody vertikálních válcových pecí :

- poměrně omezený tepelný výkon pecí;
- z důvodu umístění trubkových hadů okolo válcového pláště pece (typ “backwall”) není možnost ozařovat trubky z obou stran a tím je celková účinnost ohřevu média proudícího v trubkách nižší.

3.2 ŠACHTOVÁ PEC

Šachtové pece vznikly vývojem z kubické pece jako nejstaršího typu radiačně konvekčních pecí. Vyšší investiční náklady ve srovnání s válcovými pecemi, velké nároky na zastavěnou plochu a nerovnoměrné zatížení jednotlivých trubek patří mezi hlavní nedostatky tohoto typu pecí. V dnešní době se však již staví šachtové pece upravené pro speciální účely, kde je snaha tyto nedostatky odstranit nebo zmírnit [14].

Stejně jako u vertikálních válcových pecí dělíme i tady pece podle uspořádání trubek v radiační a konvekční sekci na několik skupin. První, nejjednodušší typ, je pec s horizontálními trubkami, umístěnými u stěny (uspořádání “backwall”) v “šachtové” komoře (obr. 1a). V případě dvou radiačních komor (obr. 1b) se jedná o dvoukomorové šachtové pece, které jsou pro velké výkony z hlediska účinnosti a ceny výhodnější.

Změnou tvaru a uspořádání trubek v radiační komoře nebo konvekční části pece a změnou umístění hořáků dostaneme širokou řadu různých konstrukčních typů šachtových pecí. Mezi známé a v současnosti stále aktuální typy patří zejména:

- šachtová pec se střední sálavou (tzv. „jízkovou“) stěnou;
- šachtová pec s horizontálními trubkami v radiační komoře a s hořáky na boční stěně;
- šachtová pec s boční konvekcí pro spalování těžkých paliv;
- šachtová pec s *oboustranně* ozařovanými trubkami.

Výhody pecí s oboustranným ohřevem trubek (tube screen type) :

- rovnoměrné tepelné zatížení celého obvodu radiačních trubek;
- podstatné zvýšení celkové účinnosti ohřevu média v trubkách zhruba o 50%, což znamená, že pro stejné množství převedeného tepla může být plocha radiačních trubek při oboustranném ohřevu asi o 1/3 menší;
- snížení tlakových ztrát v trubkách zmenšením počtu trubek;
- možnost částečné regulace teploty v jednotlivých trubkových hadech.

Nevýhody pecí s oboustranným ohřevem trubek (tube screen type):

- vyšší investiční náklady s ohledem na vyšší požadavky na konstrukci;
- velké nároky na zastavěnou plochu.

4 KRITÉRIA PRO HODNOCENÍ PROVOZU OHŘEVNÝCH PECÍ

Nejdůležitějším provozním parametrem trubkové pece je její tepelná účinnost, s ní související teplota odcházejících spalin do komína [2] a dále pak střední tepelné zatížení povrchu radiačních trubek. Z pohledu dopravy ohříváné tekutiny je důležitým provozním parametrem její tlaková ztráta v pecním trubkovém hadu [13]. Z hlediska spolehlivé funkce pece je navíc důležitý dobrý tah a provedení komínu a s tím spojená spolehlivá funkce hořáků při dodržení definovaných podmínek spalování. Jednotlivá kritéria budou nyní blíže analyzována.

4.1 TEPELNÁ ÚČINNOST PECE A ZATÍŽENÍ RADIAČNÍCH TRUBEK

- *Teplotná účinnost* (definovaná jako podíl tepelné energie využité a přivedené) se u starších pecí bez předehřevu spalovacího vzduchu pohybuje obvykle v rozmezí 65 až 75 %. Současné moderní pece se navrhuji s účinností 78 až 83 % a při použití předehřevu spalovacího vzduchu se dosahuje účinnosti kolem 88 %. V mimořádných případech lze s předehřevem spalovacího vzduchu dosáhnout účinnosti až 92% [9].
- *Teplota spalin na výstupu z konvekční části pece* a s ní i výše zmíněná účinnost pece je značně závislá na vstupní teplotě ohřívaného média do pece. Obvyklý teplotní rozdíl mezi vstupní teplotou ohřívaného média a teplotou spalin odcházejících z konvekce pece bývá u starších pecí 140 až 170°C, u současných pecí pak 60 až 120°C. Při použití zvětšených povrchů (žebra, trny) v konvekci či vzhledem k ceně paliva může v ekonomicky zdůvodněných případech tento rozdíl klesnout až na 20 až 50°C [2, 9, 10].
- *Střední tepelné zatížení povrchu trubek v radiační komoře* je třeba volit především se zřetelem na vlastnosti ohřívané látky tak, aby za provozních podmínek nedocházelo k nežádoucím reakcím způsobovaným přehřátím kapaliny v mezních vrstvách u stěny trubky. Vyšší střední tepelné zatížení lze použít u pecí, které zajišťují rovnoměrné tepelné zatížení povrchu trubek v celé radiační komoře, a to zvláště u oboustranně ozařovaných trubek. U pecí s jednostranně ozařovanými trubkami jsou vyšší hodnoty středního tepelného zatížení podmíněny zejména známým rozdělením tepelného zatížení po výšce radiační komory pro použitý typ hořáků [16]. Typické hodnoty středního tepelného zatížení jednostranně ozařovaných trubek v jednořadém uspořádání u pecí v základních technologických procesech uvádí následující tabulka 1. Pro oboustranně ozařované trubky je možno uvedené hodnoty ještě zvýšit (obvykle o 30%) [14].

| <i>Kategorie ohřevných pecí</i> | <i>Tepelné zatížení radiačních trubek [W/m^2]</i> |
|------------------------------------|--|
| <i>Pece atmosférické destilace</i> | 26 000 – 36 000 |
| <i>Pece vakuové destilace</i> | 25 000 – 32 000 |
| <i>Reboilovací pece</i> | 28 000 – 38 000 |
| <i>Pece pro ohřev teplotosičů</i> | 25 000 – 35 000 |

Tab.1 Typické hodnoty středního tepelného zatížení jednostranně ozařovaných radiačních trubek u různých kategorií ohřevných pecí

4.2 HYDRAULICKÝ REŽIM TOKU A TLAKOVÉ ZTRÁTY OHŘÍVANÉ LÁTKY

K zajištění obvyklé činnosti trubkové pece je třeba zvolit vhodnou rychlost, kterou proudí ohřívaná látka trubkovým hadem pece.

Při větší rychlosti proudění tekutiny v trubkové peci se zvyšuje součinitel přestupu tepla od stěn trubek k zahřívané tekutině, což vede ke snížení teploty stěn trubek. Tak je možno zabránit ukládání koksu v trubkách a zároveň zvětšit tepelné zatížení zahřívaného povrchu, aniž by hrozilo nebezpečí prohoření trubek pece. Kromě toho se při zvětšení rychlosti proudění zmenšuje usazování nečistot ze suspendovaných mechanických částic obsažených v tekutině na vnitřním povrchu trubkového hadu [13].

Zvýšení rychlosti toku vede však ke vzrůstu hydraulického odporu proudu tekutiny a protože ztráty tlaku rostou úměrně druhé mocnině rychlosti pohybu, zvětšují se energetické náklady na pohon čerpadla. Dovolená tlaková ztráta ohřívané látky bývá jak při novém návrhu tak v případě rekonstrukce či intenzifikace pece jedním z limitujících faktorů [13].

Z hlediska hydraulického režimu lze trubkové pece používané v ropném a petrochemickém průmyslu rozdělit do tří základních skupin podle složení ohřívané látky:

- Pece pro ohřev látek bez změny fáze:
 - pece pro ohřev tekutin bez odpařování (tekutinou je pouze kapalina);
 - pece pro ohřev plynů a par (tekutinou je tedy pouze plyn).
- Pece pro ohřev látek se změnou fáze, tj. částečným nebo úplným odpařením (látka je ve dvoufázovém stavu jako kapalina i plyn).
- Pece pro ohřev látek s měnicím se složením během ohřívání.

Výše zmíněné typy hydraulického režimu pece ovlivňují potom rychlost toku a tedy výsledné tlakové ztráty ohřívané látky a způsob jejich výpočtu následovně:

- V pecích s jednofázovým kapalným proudem suroviny se mění rychlost pohybu jen málo, a to v důsledku menší hustoty suroviny při zahřívání. V těchto pecích se mění rychlost proudu po celé délce trubkového hadu o 10 až 20% [13].
- U pecí pro zahřívání plynů nebo par je změna rychlosti po celé délce trubkového hadu větší, příčinou zvýšení rychlosti v tomto případě je snížení tlaku a zvýšení teploty proudu [13].

Menší změna rychlosti proudění v předchozích dvou případech umožňuje použít při výpočtu tlakových ztrát ohříváných látek s jednofázovým tokem průměrné hodnoty rychlostí a Darcyho-Weissbachovu rovnici.

- V pecích s dvoufázovým režimem [13] se rychlost částečně nebo úplně se odpařující suroviny ohřívané látky podstatně mění. V tomto případě se může rychlost proudu na výstupu z pece lišit až o dva řády od rychlosti proudu při vstupu do pece [13]. Je přirozené, že při takové výrazné změně rychlosti proudění nelze při výpočtu ztráty tlaku použít střední hodnoty rychlostí. Je nutno použít speciální ověřený výpočtový postup, např. [12].
- V pecích ohřívajících látku s měnicím se složením závisí změna rychlosti proudu při průchodu trubkovým hadem pece na stupni přeměny suroviny. Při výpočtu tlakové ztráty takového média je nutný předběžný výpočet, kterým lze stanovit objem nebo hmotnost vznikajících produktů. Pro výpočty je třeba rozdělit trubkový had resp. přímé trubky na jednotlivé úseky. V rozmezí jednotlivých úseků se složení proudu mění poměrně málo, a proto lze používat střední hodnoty lineární rychlosti a hustoty proudu [14].

4.3 TAH KOMÍNU A JEHO VLIV NA ČINNOST HOŘÁKŮ

Komíny u trubkových pecí jsou většinou ocelové, případně cihlové nebo méně často betonové. Mohou být umístěny na peci nebo vedle pece. Všeobecně platí: Je-li komín nižší než 30 m, umísťuje se na pec, je-li vyšší než 30 m, umísťuje se vedle pece jako samonosná konstrukce. U ocelových komínů resp. kouřovodů by měla být teplota spalin menší než cca 500 °C, aby nebylo nutné používat silnou izolační vrstvu [14].

Pro obvyklou činnost pece je třeba, kromě přívodu paliva, zajistit přívod spalovacího vzduchu k hořákům, pohyb plynů v odpovídající části pece a odstranění produktů hoření do takové výšky atmosféry, která odpovídá hygienickým normám a je přijatelná z ekologického hlediska.

V trubkových pecích lze tyto podmínky zpravidla zajistit přirozeným tahem komína. Při přirozeném tahu je hybnou silou, vyvolávající pohyb spalin a překonávající hydraulické tlaky a odpory v peci, rozdíl tlaků vrstvy atmosférického vzduchu a vrstvy spalin v komíně. Hybná síla (tah) vznikající v komíně se zvětšuje se zvýšením teploty výstupních spalin a se zvětšením výšky komína, neboť se přitom zvětšuje rozdíl mezi hmotnostmi atmosférického vzduchu a hmotnostmi spalin.

Ve spalovací komoře musí být určitý podtlak, aby byl zajištěn přívod atmosférického vzduchu nutného k hoření paliva. Při použití trysek se vzdušným rozprašováním kapalného paliva nebo

injekčních hořáků pro plynné palivo se přivádí vzduch potřebný k hoření paliva částečně nebo úplně pod tlakem [14].

Podtlak v radiační komoře je rovněž nezbytný k zamezení unikání spalin netěsnostmi vyzdívky, ke kterému by mohlo dojít při nadměrném tlaku v topeništi. To potom vede k větším ztrátám tepla, ke zmenšení účinnosti pece a také k nebezpečí pro obsluhu.

Velký podtlak v peci však může způsobit nežádoucí nasávání přebytečného vzduchu, zvětšit tepelné ztráty vlivem úniku tepla s vystupujícími spalinami a zmenšit účinnost pece. V radiační komoře se doporučuje podtlak (pod trubkami konvekční sekce – viz obr.1) v rozmezí od 20 do 40 Pa [14].

Tah v komíně nebo odsávači spalin musí být poněkud vyšší než celkový odpor proudu plynů, aby vznikla určitá rezerva umožňující regulovat tah. Zbytkový podtlak se spotřebuje na překonání odporu regulačních uzávěrů (klapek). Při přirozeném tahu v trubkových pecích bývá podtlak v komíně zhruba 200 Pa [14].

Je-li celkový odpor kladený proudem spalin velký a přirozený tah, kterého lze dosáhnout v komíně, není vzhledem k relativně nízké teplotě spalin dostatečný, používá se nucený tah (spaliny se odsávají z pece ventilátorem, vyvolávajícím potřebný podtlak, a vhánějí se do komína) nebo - je-li to levnější a schůdné - je možné vhodně zvýšit výšku komína [14].

5 PŘÍPADY REKONSTRUKCE OHŘEVNÝCH PECÍ

Rekonstrukce existujícího provozu je mnohem obtížnější než nový návrh, neboť uspořádání procesu (i pece) je již dáno [2, 10].

Obvyklé důvody vedoucí k rekonstrukci procesu jsou [2, 3]:

- potřeba zvětšení kapacity procesu, tj. zvýšení produkce o určitou hodnotu (obvykle o 10 až 30 % současné produkce);
- nízká energetická účinnost procesu;
- změna vstupní suroviny nebo jejího složení;
- požadavek na změnu vlastností produktu procesu.

Hlavním omezením při rekonstrukci takového procesu se v převážné většině případů stává maximální tepelný výkon pece, tj. maximální množství tepla, které lze absorbovat v peci ohříváním médiem. Dalším souvisejícím omezujícím faktorem je maximální tepelné zatížení trubek v radiační komoře pece a existující uspořádání pece.

Z tohoto pohledu, při uvažování komplikovaných algoritmů pro modelování a simulaci pecí a s ohledem na omezené možnosti experimentu (v praxi jen zcela výjimečně), je rekonstrukce pece obtížný úkol.

V průmyslové praxi jsou ovšem rekonstrukce pecí již dlouhou dobu úspěšně realizovány. Úspěšnost těchto intenzifikací ovšem silně závisí na know-how a zkušenostech projektantů pecí a konstruktérů, kteří intenzifikaci provádějí [14].

Rekonstrukce pece provedená na základě nových algoritmů, založených na metodice integrace pecí do procesů [2, 3, 9, 10] a s uvažováním omezení provozované pece, umožňuje systematickým způsobem nalézt technicky i ekonomicky vhodné řešení. Tyto algoritmy řešení jsou uvedeny v kapitole 7 této práce. Dříve než bude přistoupeno k jejich popisu, jsou nejprve v následující kapitole stručně rozebrány nejčastější problémy a chyby, které se při rekonstrukci pecí vyskytují a které je tedy třeba vzít v úvahu.

6 NEJČASTĚJŠÍ PROBLÉMY A CHYBY PŘI REKONSTRUKCI OHŘEVNÝCH PECÍ

Jak bylo naznačeno v předchozí kapitole, hlavním omezením při rekonstrukci ohřevných pecí bývá v převážné většině případů maximální tepelný výkon pece, tj. maximální množství tepla, které lze absorbovat v peci ohřivaným médiem. Souvisejícím omezujícím faktorem je maximální tepelné zatížení trubek v radiační komoře pece a existující uspořádání pece. Zvýšení výkonu pece ovšem ovlivní i funkci všech ostatních zařízení pece, zejména tah komínu a funkci hořáků a také tlakovou ztrátu ohřivané tekutiny.

Detailní výpočtová kontrola funkce všech komponent pece pro intenzifikované provozní podmínky je proto velmi důležitá. Tzn. je nutné výpočtově ověřit zejména teplotní a tlakové profily jak ohřivaného média v trubkách tak proudících spalin, ověřit tepelné zatížení a povrchové teploty zejména radiačních trubek s ohledem na použitý materiál trubek, provést kontrolu teploty spalin na výstupu z pece s ohledem na rosný bod spalin a případnou možnou korozi exponovaných částí pece, ověřit možnosti stávajících hořáků, tah komínu atd. Jakákoliv nedůslednost v této oblasti se potom obvykle velmi nepříjemně projeví při najíždění a provozování intenzifikovaných režimů v podobě různých provozních problémů [14].

Nejčastější chyby a problémy při rekonstrukci ohřevných pecí vznikají hlavně v důsledku nerespektování projekčních parametrů původního řešení pece před rekonstrukcí. Kromě samotných provozních potíží to navíc může vést k degradaci materiálu trubek a snížení životnosti pece. Z vlastní praxe lze pro ilustraci uvést několik typických příkladů provozních problémů vyskytujících se u ohřevných pecí [14]:

- provozování s vysokým přebytkem spalovacího vzduchu;
- zanešená konvekční sekce;
- vysoká komínová teplota;
- přehřívání trubek v radiační komoře;
- nestabilní tvar plamenů, ošlehávání nebo „olizování“ trubek plamenem.

Z vlastní praxe lze pro ilustraci uvést několik konkrétních vážných provozních problémů řešených u nevhodně intenzifikovaných pecí [14], například:

- provozování pece na tepelný výkon (absorbované teplo) 26 MW (u pece původně navržené na 15 MW);
- provozování pece s přebytkem spalovacího vzduchu 140 % (u pece původně navržené s přebytkem vzduchu 20 %);
- provozování pece s teplotou spalin na vstupu do komína 480 °C (u pece původně navržené s komínovou teplotou 280 °C);
- provozování pece s přehříváním radiačních trubek na teplotu cca 500 °C (u pece původně navržené s maximální povrchovou teplotou radiačních trubek 390 °C);
- provozování pece s kolísavou délkou plamene v délce cca 6 až 7,5 m (u pece původně navržené s hořáky s délkou plamene cca 4 m).

Ve většině případů rekonstruovaných pecí jsou jejich provozní podmínky „tvrdší“, než na jaké byla původně pec projektována. Každá pec je obvykle navržena s rezervou výkonu, proto je obvykle rekonstrukce pece v rámci této rezervy možná bez větších problémů. Pokud ovšem dojde k překročení provozních limitů pece, dochází již k vážným, výše zmíněným problémům [14].

Signálem dosažení provozních limitů pece bývají obvykle tyto počínající provozní potíže:

- nedostatečný tah komínu (obvykle u pecí s přirozeným tahem);
- velmi vysoká (neúnosná) tlaková ztráta ohřívaného média v trubkách;
- nedostatečný výkon stávajících hořáků.

Ovšem potíže mohou nastat i u rekonstruovaných pecí u nichž byla rekonstrukce provedena při dodržení a respektování všech důležitých provozních parametrů pece. Tyto potíže potom obvykle pramení z jedné nebo několika chyb v konstrukčním řešení. Typickými příklady z praxe jsou [14]:

- a) příliš rozdílná teplota ohřívaného média na výstupu z pece u vícechodých uspořádání trubkových hadů (někdy spojena také s výrazně rozdílným výstupním stavem ohřívaného média v jednotlivých chodech, tj. rozdílným obsahem kapalné a plynné fáze v proudu);
- b) výskyt kritických podmínek toku v transferovém potrubí (převážně u jednotek vakuové destilace) [12, 13];
- c) kolísání chodu hořáků vlivem větru (u pecí s přirozeným tahem).

Důvody výskytu zmíněných potíží bývají obvykle tyto:

- ad a) Důvodem rozdílných výstupních teplot ohřívaného média v jednotlivých chodech bývá nejčastěji chybné řešení v rozdělení toku do jednotlivých chodů, takže v jednotlivých chodech jsou potom rozdílné průtoky. Velmi často je důvodem také příliš rozdílné zatížení jednotlivých chodů u některých konfigurací vícechodých rekonstrukcí šachtových pecí. Nejméně častým, avšak vyskytujícím se, důvodem bývá ošlehávání či „olizování“ některých trubek plamenem, buď z důvodu špatné funkce některého z hořáků (způsobeno obvykle zanešením) nebo jeho vychýlením, nebo z důvodu nesymetricky navržených odtahů spalin do komína nebo nesymetrickým odtahem spalin do komína způsobeným nevhodným nastavením klapky (zejména u šachtových pecí s horizontálními trubkami).
- ad b) Důvodem výskytu kritických podmínek toku v transferových potrubích (spojujících ohřevnou pec s destilační kolonou) a pecních trubkách (zejména u jednotek vakuové destilace), bývá poddimenzované nebo nevhodně odstupňované transferové potrubí s ohledem na charakter dvoufázového toku v něm [12, 13]. Kritická rychlost je taková rychlost toku, kdy se na vyšetřovaném úseku tlaková diference „spotřebuje“ na urychlení tekutiny. Jinak řečeno, kritické podmínky toku znamenají singulární diskontinuitu stavu systému, kdy nekonečně malé změně v prostorové souřadnici odpovídá skoková změna rychlosti a nebo tlaku. Výskyt kritických podmínek toku se pak navenek projevuje rázy v transferovém potrubí. Ty jsou způsobeny lokálními rázovými vlnami nastávajícími vlivem dosažení kritických podmínek toku [12, 13]. Důsledkem je atomizace dvoufázového toku, špatná separace na nástřikovém patře kolony a celkově nestabilní a neřiditelný chod vakuové kolony. Intenzifikace či rekonstrukce vakuových pecí se proto provádí společně s transferovým potrubím (integrováný návrh) a vyžaduje speciální softwarové nástroje pro kontrolu hydrodynamiky toku [12, 13].
- ad c) Kolísání chodu hořáků (u pecí s přirozeným tahem) vlivem větru bývá nejčastěji způsobeno nechráněnými vzduchovými registry hořáků (obvyklé u menších pecí, které jsou více citlivé). Potom pomáhá postavit vhodnou ochrannou stěnu kolem pece. Méně častým důvodem je zafoukávání větru do komína (může nastat u velkých pecí s relativně velkým průměrem komína a velmi nízkou rychlostí spalin v něm).

U ohřevných pecí se může navíc vyskytnout celá řada problémů projevujících se až během provozování intenzifikovaných provozních režimů. Nejčastějším problémem bývá rychlé ukládání koksu v trubkách pece, takže tlaková ztráta ohřívání média v trubkách narůstá s odpovídající rychlostí a pec je potom nutné často odstavovat a odkoksovat.

Dalším problémem bývá nežádoucí krakování (tepelné štěpení) ropných frakcí zejména v pecích na jednotkách vakuové destilace ropy [13]. Výsledkem procesu krakování je jednak vznik lehkých zkrakovaných produktů, které zatěžují vakuotvorný systém jednotky a ovlivňují kvalitu produktů a dále vznik uhlíkatých úsad a koksu, které nepříznivě ovlivňují provoz jednotky.

Oba zmíněné, často vzájemně související problémy, bývají nejčastěji způsobeny příliš vysokým nebo nerovnoměrným tepelným zatížením trubek nebo nízkou rychlostí proudění, případně kombinací těchto aspektů [13]. Méně často souvisí tvorba koksu resp. úsad se specifickými vlastnostmi ohřívání média (například u pecí na jednotkách pro regeneraci vyjetých olejů apod.) [14].

Uvedených potíží a chyb se lze vyvarovat pečlivou výpočtovou kontrolou všech důležitých komponent pece, jak již bylo zdůrazněno v úvodu této kapitoly. Význam výpočtové kontroly extrémně narůstá zejména při vícenásobné intenzifikaci dané pece.

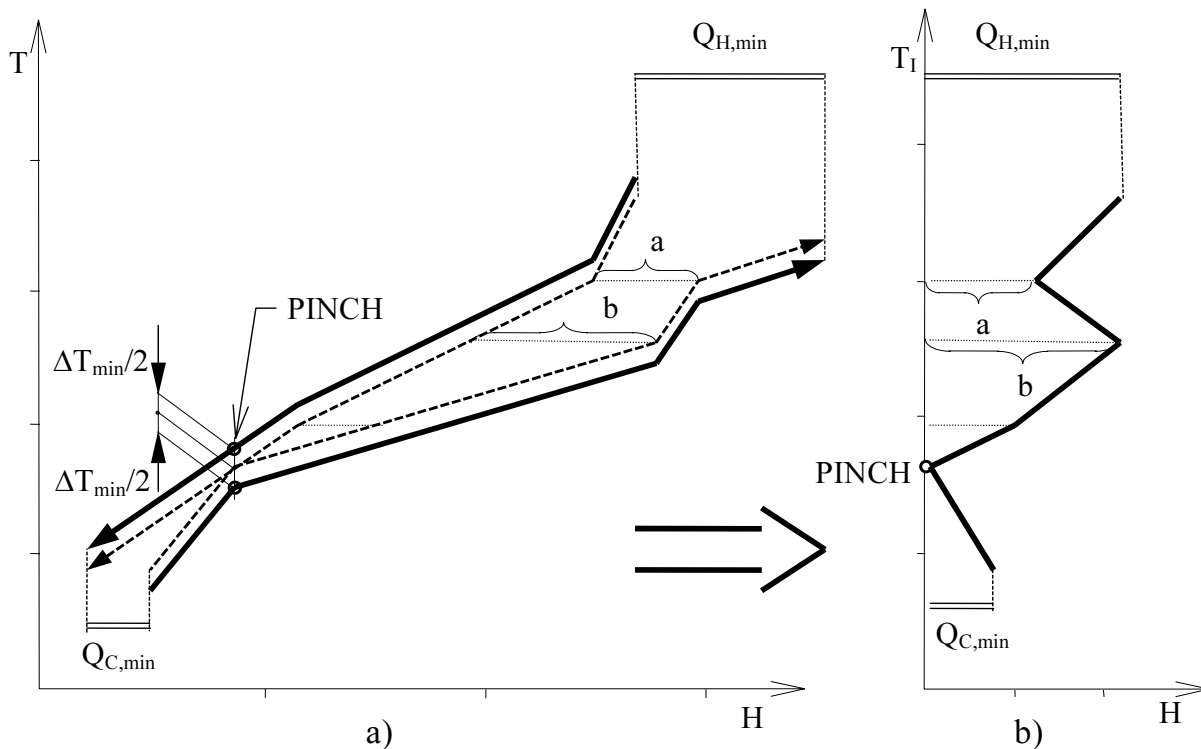
Často je v rámci rekonstrukce resp. intenzifikace pece požadováno zavedení předehřevu spalovacího vzduchu. Nejčastěji se pro tento účel využívá odpadní teplo spalin vystupujících z konvekce pece [9, 10, 14]. Tímto způsobem se výrazně zvýší účinnost pece a sníží spotřeba paliva, což je obvykle hlavní důvod zavedení předehřevu vzduchu. Je zde však jeden mnohdy opomíjený aspekt předehřevu vzduchu. Aplikací předehřátého vzduchu se mění rozdělení absorbovaného tepla v peci směrem k radiční komoře. Tedy výrazně se zvyšuje tepelné zatížení v radiční komoře, což bývá limitující faktor. Aby tedy zatížení trubek v radiční komoře nebylo překročeno, je potřeba změnit spalovací podmínky nejčastěji zvýšením přebytku vzduchu. Zvýšení přebytku vzduchu upraví přerozdělení absorbovaného tepla zpět směrem ke konvekční sekci pece, takže dovolené tepelné zatížení v radiaci lze obvykle takto dodržet. Pokud je ale zvýšení přebytku vzduchu výrazné, může dojít ke zvýšení produkce zejména emisí NO_x nad přípustné limity (zvýšení produkce emisí způsobuje také samotný předehřev spalovacího vzduchu). Výraznější zvýšení přebytku vzduchu může také výrazně snížit tahovou schopnost komínu a může dokonce znamenat nutnost instalace odsávačů spalin, tedy zavedení nuceného odtahu (příčemž nelze opomenout, že realizace předehřevu vzduchu samozřejmě vyžaduje zavedení hnacího ventilátoru vzduchu).

Je zřejmé, že realizaci, přínos a dopady předehřevu vzduchu je proto nutné pečlivě ekonomicky vyhodnotit resp. optimalizovat. Význam ekonomického zhodnocení vzrůstá zejména u menších pecí [2, 9].

Postupy (algoritmy) pro řešení rekonstrukce pecí popsané v následující kapitole umožňují nalezení optimálního technického řešení rekonstrukce pece na základě komplexního ekonomického zhodnocení stávající situace při uvažování omezujících parametrů pece.

7 NOVÉ POSTUPY (ALGORITMY) TECHNOLOGICKÝCH ŘEŠENÍ REKONSTRUKCE OHŘEVNÝCH PECÍ

Současné postupy pro rekonstrukci pecí vychází z vyhodnocení vlivů změn (tzv. stupňů volnosti) [B6] na provozní podmínky pece. Jádrem postupů jsou dva dílčí algoritmy [2, 9, 11] vyvinuté v návaznosti na analýzu procesu využitím efektivní metodiky, tzv. *Pinch Analysis* [1, 6, 9] (u nás obvykle v praxi uváděné jako analýza tepelné dostupnosti).

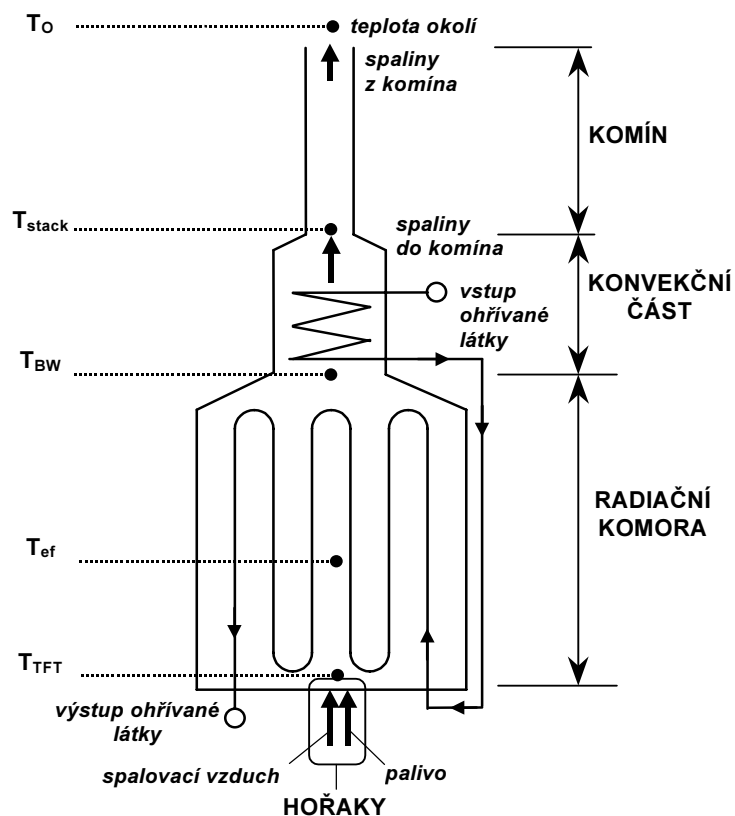


Obr. 2 Kompozitní křivky (*Composite Curves - CC*) (a) a z nich vytvořená souhrnná kompozitní křivka (*Grand Composite Curve - GCC*) (b)

Tato metodika využívá pro termodynamickou a ekonomickou analýzu procesu zejména tzv. kompozitních křivek (*Composite Curves - CC*) z nichž se pro znázornění externích energetických zdrojů (mezi něž patří i ohřevné pece) sestavuje tzv. souhrnná kompozitní křivka (*Grand Composite Curve - GCC*) [1, 6, 9]. Postup sestavení souhrnné kompozitní křivky (*GCC*) z kompozitních křivek (*CC*) pro danou hodnotu tzv. minimálního teplotního přiblížení ΔT_{min} (toto místo je označováno jako *pinch*, česky lze přibližně přeložit jako *svěr*) je znázorněn na obr. 2.

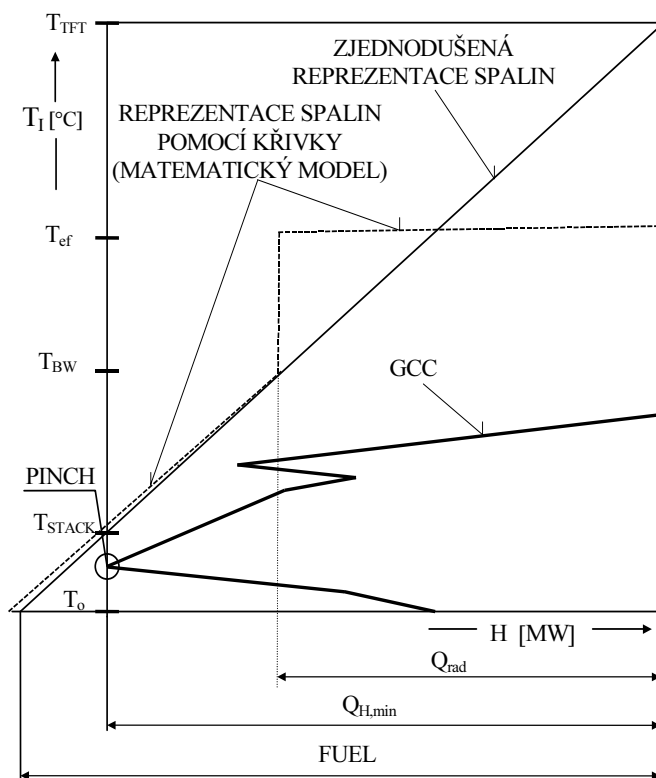
Teploty procesních látek ohříváných v ohřevných trubkových pecích jsou mnohem nižší, než je teplota spalin v radiální komoře. V radiální komoře je obvykle ohříván pouze jeden procesní proud. V matematických modelech a projekčních výpočtových postupech je modelována tato část pece jako tzv. “tvrdý” zdroj tepla o konstantní teplotě, označované většinou jako efektivní resp. střední teplota radiace T_{ef} (viz obr. 3. a obr. 4) [9, 15, 16].

V konvekční části pece může být umístěno několik proudů (například předehřev procesního média, generování páry, předehřev vzduchu atd.) a teplota spalin je zde podstatně nižší. Trubky tvoří většinou trubkový had a jsou orientovány napříč směru proudění spalin. Tyto konvekční sekce je potom možné považovat při dostatečně vysokém počtu řad trubek za celkově protiproudé tepelné výměníky [9, 15, 16].



Obr. 3 Zjednodušené schéma ohřevné pece

V metodice *Pinch Analysis* byla zavedena konvence znázorňovat spaliny z pece do grafu GCC jako přímkou se směrnici odpovídající konstantní tepelné kapacitě CP . Spaliny jsou ochlazovány z teoretické teploty plamene T_{TFT} na teplotu okolí T_o (viz obr. 4).



Obr. 4 Reprezentace spalin v grafu GCC přímkou a lomenou křivkou získanou matematickým modelem pece

Oprávněnost zobrazení spalín v diagramu „teplota-tepelný tok“ (GCC) pomocí přímky při řešení problémů v *Pinch Analysis* byla v této metodice již dříve potvrzena porovnáním výsledků výpočtů těchto dvou přístupů (přímka spalín vs. matematické modelování výpočtovým modelem dle Hottela – viz obr.4) na řadě případů pecí, kdy odchylka tepla uvolněného spalováním (*FUEL*) získaného z přímkové reprezentace spalín a simulací pece nepřesahovala v žádném z řešených případů pecí 3 %.

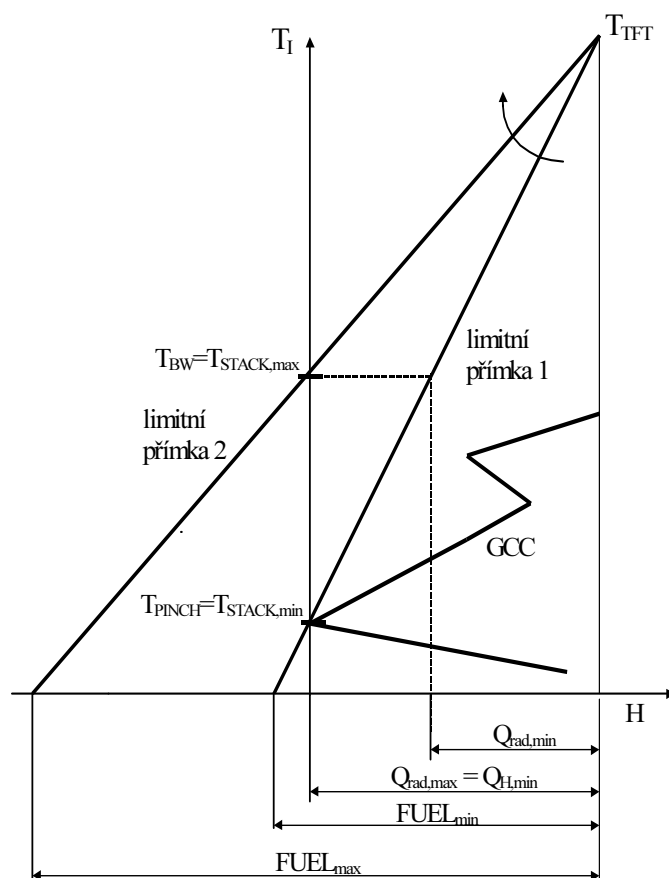
Při vývoji nových postupů pro rekonstrukci pecí tak bylo možné využít poznatku o možnostech aplikace přímkové reprezentace spalín při vyhodnocení vlivů změn (tzv. stupňů volnosti) [B6] na provozní podmínky pece. V návaznosti na analýzu procesu využitím zmíněné metodiky *Pinch Analysis* byly pro řešení rekonstrukce pecí vyvinuty dva nové dílčí algoritmy [2, 9, 11].

Tyto dva dílčí algoritmy tvoří:

- a) optimalizace komínové teploty využitím technicko-ekonomického zhodnocení (trade-off) vlastního uspořádání pece (radiální komora, konvekční sekce);
- b) optimalizace systému předehřevu vzduchu uvažující: (i) optimální využití odpadního tepla pece, (ii) optimální využití odpadního tepla procesu, (iii) optimální využití odpadních tepel pece a procesu.

7.1 OPTIMALIZACE KOMÍNOVÉ TEPLoty PŘI REKONSTRUKCI PECE

Cílem rekonstrukce jsou minimální celkové roční náklady (dané součtem investičních a provozních nákladů na konvekční část pece a nákladů na horký servis - palivo), které jsou funkcí komínové teploty T_{STACK} .



Obr. 5 Stanovení intervalu pro optimalizaci T_{STACK}

Postup technicko-ekonomického zhodnocení uspořádání pece využitím optimalizace komínové teploty (viz obr. 5 a 6) je následující:

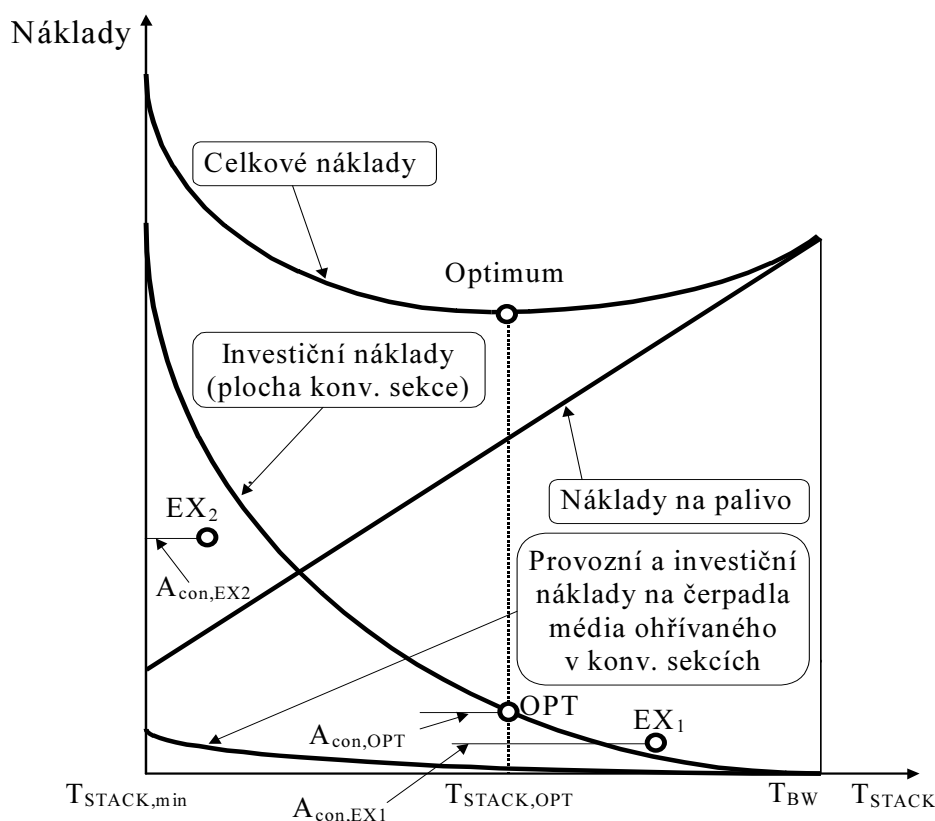
1. Z výpočtu spalování paliva bez přehřevu stanovíme teoretickou teplotu hoření T_{TFT} jako počáteční bod přímky spalin (viz obr. 5).
2. Využitím již zmíněné souhrnné kompozitní křivky - Grand Composite Curve (GCC - viz obr. 5) popsané například v [1, 6, 9, 11] lze stanovit dolní hranici teplotního intervalu pro T_{STACK} (viz obr.5 - limitní přímka 1) a dopočítat uvolněné teplo při minimální spotřebě paliva ($FUEL_{min}$). Komínová teplota může být limitována procesem (utility PINCH, process PINCH) nebo rosným bodem spalin [9].
3. Teplo převedené do trubek v radiální komoře (Q_{rad}) lze stanovit jako: $Q_{rad} = k_R \cdot FUEL$. Potom je možné předpovědět jízkovou teplotu T_{BW} (viz obr. 5), což je teplota spalin na výstupu z radiální komory. Parametr k_R je účinnost radiální komory, tj. udává podíl převedeného tepla v radiální komoře. Jeho velikost lze v případě rekonstrukce pece stanovit z tepelné bilance provozované pece získané nejčastěji simulačním výpočtem. Jízková teplota představuje horní hranici intervalu komínové teploty. Limitní přímka spalin 2 (obr. 5) potom reprezentuje pec bez konvekčních sekcí a umožňuje stanovit maximální spotřebu paliva ($FUEL_{max}$).
4. Nyní lze provést řadu výpočtů pro T_{STACK} z uvedeného intervalu. Každý výpočet obsahuje následující kroky:
 - Teplo převedené v konvekčních sekcích Q_{con} se stanoví jako $Q_{H,min} - Q_{rad}$. Z Q_{con} a dané vstupní teploty ohřívaného média (vstupujícího do konvekčních sekcí) se dopočte teplota média na výstupu z konvekčních sekcí pece.
 - Stanoví se (za předpokladu protiproudého uspořádání) střední teplotní rozdíl konvekční sekce a pomocí standardních postupů také režim proudění uvnitř i vně trubek a oba součinitele přestupu tepla (průměr a délka trubek, jejich počet v jedné řadě a způsob jejich uspořádání - vystřídání nebo v zákrytu - je zadán). Z přenosové rovnice se pak stanoví velikost teplosměnné plochy konvekční sekce a z ní (při znalosti plochy jedné řady trubek) celkový počet řad trubek. Ten se zaokrouhlí na nejbližší celé číslo a získá se výsledná hodnota plochy trubek (a jejich počet) v konvekci. Na základě těchto údajů se provede zpětně zpřesněný přepočtení obou součinitelů přestupu tepla, středního teplotního rozdílu, hodnoty množství tepla předaného v konvekci Q_{con} a hodnoty komínové teploty spalin a teploty ohřívaného média na výstupu z konvekční části pece.
 - Následuje ekonomický výpočet nákladů na palivo (z ceny paliva a jeho spotřeby), pořizovacích nákladů na konvekční část pece (z velikosti konvekce a ceny trubek) a přibližný výpočet provozních nákladů (náklady na provoz čerpadel ohřívaného média) na konvekční sekci.

Uvedeným postupem je možné zkonstruovat diagram závislosti celkových ročních nákladů (daných součtem ročních nákladů na palivo a ročních investičních a provozních nákladů na konvekční sekci) na komínové teplotě (viz obr. 6). V tomto diagramu lze pak identifikovat takovou hodnotu $T_{STACK,opt}$, pro níž jsou celkové náklady minimální a vyhodnotit odpovídající optimální parametry (plocha konvekce, počet trubek, počet řad trubek atd.) [9, 10]. Mohou potom nastat následující dvě situace (viz obr. 6):

- (a) Existující plocha konvekčních sekcí v peci je menší než velikost plochy konvekčních sekcí nalezená pomocí optimalizační procedury (viz bod EX_1 na obr. 6 reprezentující investiční náklady na existující plochu $A_{con,EX1}$). V tomto případě lze aplikovat výsledky optimalizace (bod OPT reprezentuje nalezené optimální investiční náklady na konvekční sekce vzhledem k optimální ploše konvekčních sekcí ($A_{con,OPT}$)), protože existující plocha konvekčních sekcí

$A_{con,EX1}$ je menší než optimální velikost plochy konvekčních sekcí $A_{con,OPT}$ a lze rekonstrukci realizovat zvětšením této plochy.

- (b) V případě bodu EX_2 (jiný možný případ existujícího stavu na obr. 6) nelze použít výsledky optimalizační procedury, protože není vhodné odstranit existující plochu výměny tepla ($A_{con,EX2}$), která je zde větší než nalezená optimální hodnota ($A_{con,OPT}$). V tomto případě lze doporučit ponechání existující instalované plochy konvekčních sekcí beze změny a zaměřit se spíše na optimalizaci předehřevu vzduchu (viz následující kapitola).



Obr. 6 Bilance investičních a energetických nákladů pro optimalizaci komínové teploty T_{STACK}

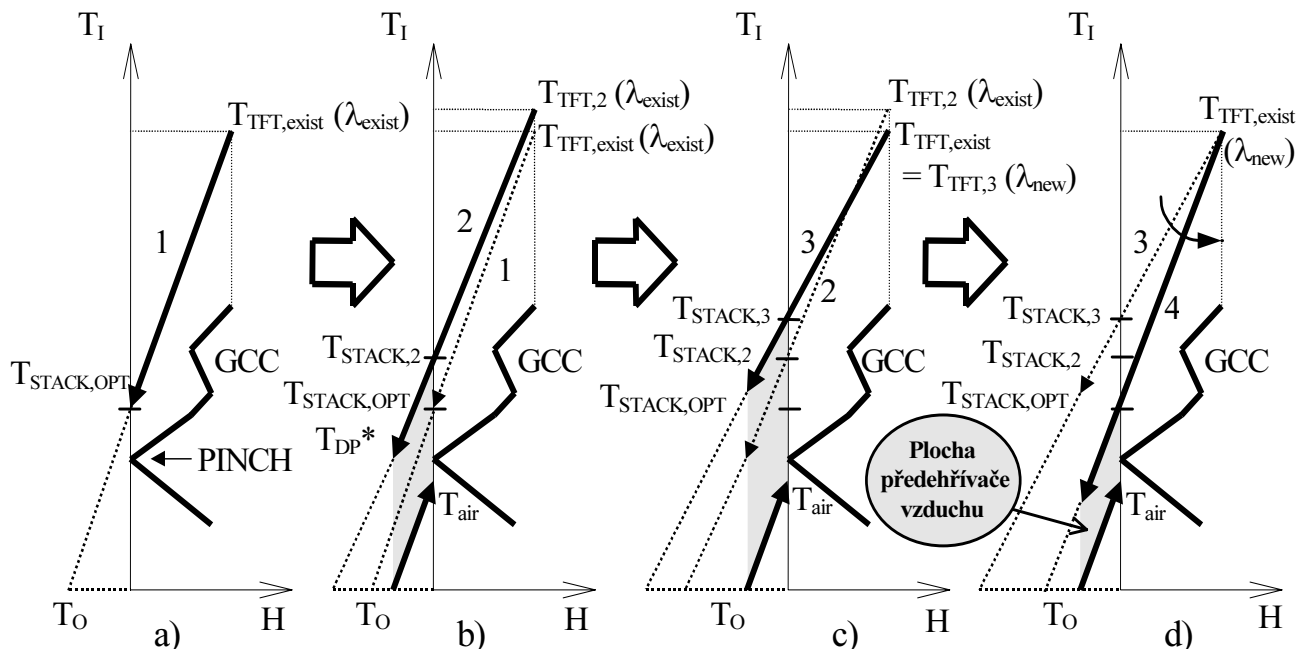
7.2 OPTIMALIZACE PŘEDEHŘEVU VZDUCHU PŘI REKONSTRUKCI PECE

Rekonstrukce existující pece se v převážné většině případů provádí za účelem dosažení většího množství vyměněného tepla. Důvodem bývá zpravidla zvýšení kapacity provozu (vyšší průtočné množství ohříváné procesní látky). Existující pec je pak v drtivé většině omezena tepelným zatížením trubek v radiální komoře resp. maximální teplotou jejich vnějšího povrchu. Rekonstrukce je pak hlavně zaměřena na účinnější využití tepla spalin v konvekčních sekcích pece. Z tohoto stručného rozboru vyplývají dva hlavní záměry rekonstrukce: (a) optimální využití tepla spalin v konvekčních sekcích pece (viz předchozí kapitola 7.1); (b) optimalizace spotřeby paliva využitím předehřevu spalovacího vzduchu pro nalezenou optimální hodnotu komínové teploty s omezením konstantního tepelného zatížení trubek v radiální komoře.

Indikátorem tepelného zatížení trubek v radiální komoře lze pro potřeby optimalizace spotřeby paliva označit teoretickou teplotu spalování T_{TFT} [9]. Z tohoto předpokladu pak vyplývá princip navrhovaného optimalizačního postupu pro předehřev vzduchu v případě rekonstrukce pece. Tím je dodržení komínové teploty $T_{STACK,opt}$ a teoretické teploty spalování T_{TFT} při zvyšující se teplotě předehřívání spalovacího vzduchu T_{air} v intervalu $\langle T_O, T_{air,max} \rangle$. To lze zajistit příslušnou změnou

přebytku spalovacího vzduchu vstupujícího do hořáků pece. Přebytek vzduchu má na druhé straně ovšem vliv na produkci emisí (hlavně NO_x), což je nutné mít na zřeteli.

Princip optimalizace předehřevu vzduchu při rekonstrukci pece lze nejlépe vysvětlit na případu optimalizace předehřevu vzduchu odpadním teplem spalin z pece, což je (prostřednictvím změny polohy přímky spalin v grafu GCC) schematicky znázorněno na obr. 7.



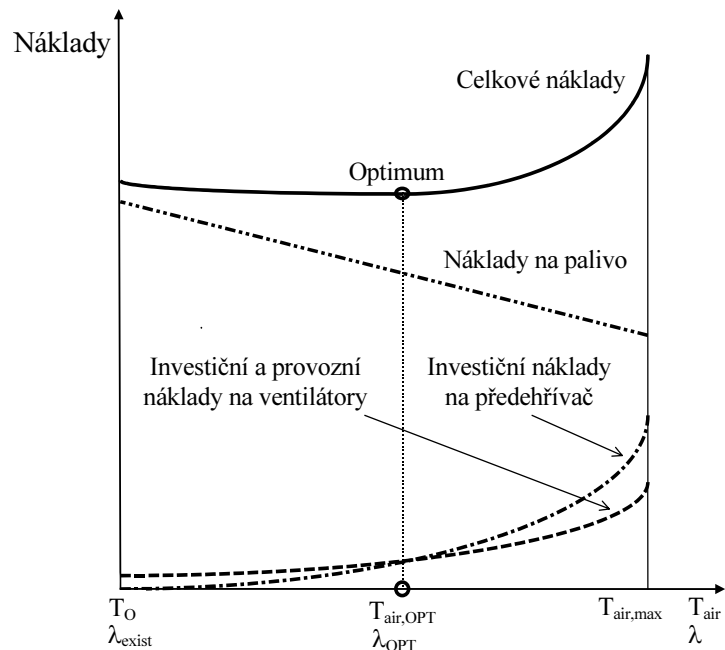
Obr. 7 Schematické znázornění principu optimalizace předehřevu vzduchu při rekonstrukci pece a související změna polohy přímky spalin v grafu GCC [B6]

- existující stav před rekonstrukcí (poloha přímky 1);
- předehřev vzduchu na teplotu T_{air} (změna polohy přímky z 1 na 2);
- zvýšení přebytku vzduchu pro dodržení konstantní teploty T_{TFT} (změna polohy přímky z 2 na 3);
- snížení průtočného množství paliva pro dodržení konstantní kominové teploty $T_{STACK,OPT}$ (změna polohy přímky z 3 na konečnou polohu 4).

Jak je z obr. 7 patrné, poloha přímky spalin se v průběhu zvyšování teploty předehřátí spalovacího vzduchu nemění (obr. 7a - poloha 1 a obr. 7d - poloha 4). Její “nehybnost” je však zajišťována příslušným zvýšením přebytku vzduchu pro dodržení T_{TFT} (obr. 7 - poloha 3) a snížením průtočného množství paliva pro dodržení $T_{STACK,opt}$ (obr. 7 - poloha 4).

(Je potřeba zdůraznit, že prezentovaný obrázek 7 a) až d) je podložen řadou úvah a výpočtů jejichž výsledkem je zmíněný postup (stručně bodově shrnutý v legendě k obr.7), detailně popsany např. v [9].)

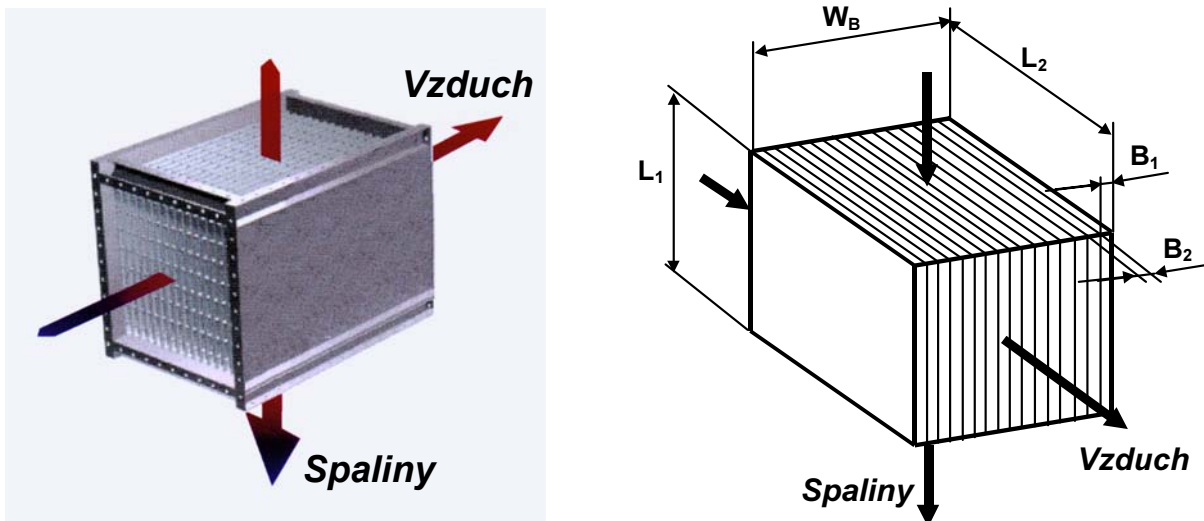
Bilanci nákladů pro systém předehřevu vzduchu, kterou je možno obdržet na základě opakování popsaného postupu v celém rozsahu teploty T_{air} (tedy i požadovaných tepelných výkonů předehříváče vzduchu), znázorňuje obr. 8. Procedura optimalizace předehřevu vzduchu z obr. 8 navíc zahrnuje vnořený postup pro optimální návrh deskových předehříváčů vzduchu (detailně studovaný např. v [4, 7, 8]), který umožňuje vyhodnotit optimální investiční, provozní a geometrické údaje předehříváče pro požadovaný tepelný výkon.



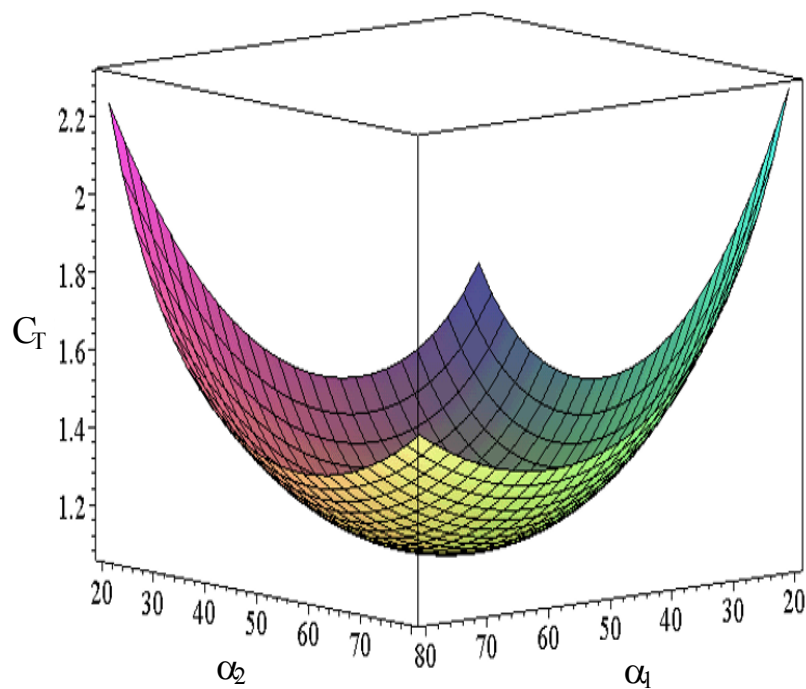
Obr. 8 Průběh nákladů pro předehřev vzduchu odpadním teplem spalin z pece při její rekonstrukci resp. intenzifikaci

Z minima celkových ročních nákladů (viz obr. 8) lze potom identifikovat optimální hodnotu teploty předehřátí spalovacího vzduchu $T_{air,OPT}$, odpovídající hodnotu přebytku vzduchu λ_{OPT} , průtočné množství paliva do hořáků a geometrické parametry a provozní podmínky předehříváče vzduchu.

Zmíněná vnořená procedura pro optimální návrh deskových předehříváčů vzduchu s hladkými deskami (obr. 9) je založena na hledání minima účelové funkce, představující celkové náklady na předehříváč vzduchu (tvořené zejména investičními a provozními náklady) [4, 7, 8]. Účelová funkce je potom funkcí dvou nezávislých proměnných - součinitelů přestupu tepla na straně spalin a vzduchu (obr.10). Znalost jejich hodnot zjištěná z minima účelové funkce umožní dopočítat geometrické parametry předehříváče [4, 7, 8].



Obr. 6 Deskový předehříváč vzduchu s hladkými deskami s křížovým uspořádáním toku pracovních látek (vlevo-reálné provedení, vpravo-schéma s hlavními rozměry)



Obr. 10 Závislost průběhu celkových ročních nákladů (C_T [mil.Kč/rok]) na hodnotách součinitelů přestupu tepla (α_1 a α_2 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]) pro řešený případ z [3]

Souhrně lze optimalizaci předehřevu vzduchu při rekonstrukci pece označit za optimalizaci globálního problému (optimalizace předehřevu vzduchu v kontextu celé pece), jehož součástí je optimalizace lokálního problému (optimalizace samotného deskového předehříváče vzduchu, který je nejčastěji používaným zařízením pro tento účel).

7.3 VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA PROCESNÍCH PROUDŮ PRO PŘEDEHŘEV VZDUCHU

Optimalizaci předehřevu vzduchu při rekonstrukci resp. intenzifikaci pece vysvětlenou v odstavci 7.2 na případu předehřevu vzduchu odpadním teplem spalin vystupujících z pece lze aplikovat také na zbývající možnosti realizace předehřevu vzduchu tj. odpadním teplem procesu a kombinací odpadních tepel procesu a spalin z pece [9].

V těchto dvou případech je (stejně jako v kap. 7.2) opět nutné uvažovat všechna možná omezení $T_{air,max}$ (omezení daná rosným bodem spalin, koncentrací emisí NO_x a omezení procesem daná tvarem GCC) a do bilance nákladů zahrnout náklady na chladicí média (cold utility).

Přínosem těchto řešení je kromě úspory paliva v peci navíc též úspora chladicích médií reprezentovaných hodnotou $Q_{C,min}$, např. chladicí vody. Pro nalezení optimálního uspořádání předehřevu předehřevu vzduchu je nutné vyhodnotit všechny uvedené možnosti realizace předehřevu spalovacího vzduchu [9].

7.4 GLOBÁLNÍ ALGORITMY PRO REKONSTRUKCI OHŘEVNÝCH PECÍ

Dílejší algoritmy a postupy uvedené v odstavcích 7.1 až 7.3 jsou pro jednotlivé aplikace ohřevných pecí (tj. například pece pro ohřev látek beze změny fáze, pece pro ohřev látek se změnou fáze atd.) spolu s ostatními specifickými nástroji v dané oblasti (například kontrola hydrodynamiky v transferových potrubích vakuových destilací, predikce krakování apod.) sestaveny do systematických globálních algoritmů intenzifikace pecí [3, 5, 13].

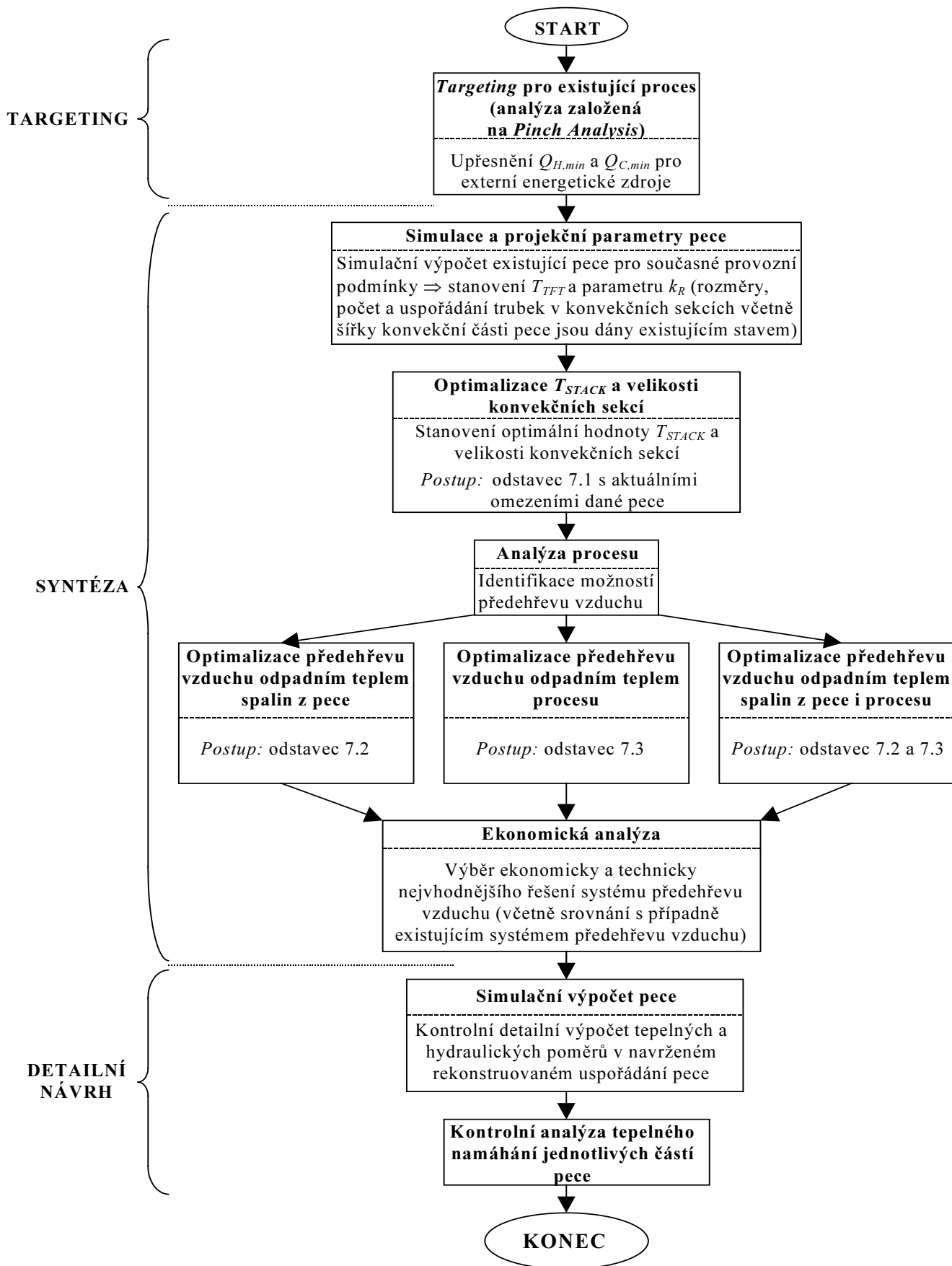
Globální algoritmus potom pro daný účel rekonstrukce resp. intenzifikace pece kombinuje principy pro ekonomický návrh procesu vyplývající z *Pinch Analysis* s postupy pro ekonomický detailní návrh zařízení pece a standardními postupy pro výpočty zařízení. Plynulé propojení výsledků analýzy tepelné dostupnosti a uspořádání (topologie) procesu (fáze *targeting*) a detailního řešení pece (fáze *detailní návrh*) je uskutečněno prostřednictvím fáze *syntézy* [5, 9].

Tu tvoří optimalizační postupy pro stanovení komínové teploty a velikosti konvekční části pece (viz odstavec 7.1) a postupy pro stanovení optimální hodnoty přehřátí spalovacího vzduchu a přebytku vzduchu spolu s ekonomickým návrhem celého systému přehřevu vzduchu (viz odstavce 7.2 a 7.3) seřazené do logické posloupnosti (detaily lze nalézt v [9]).

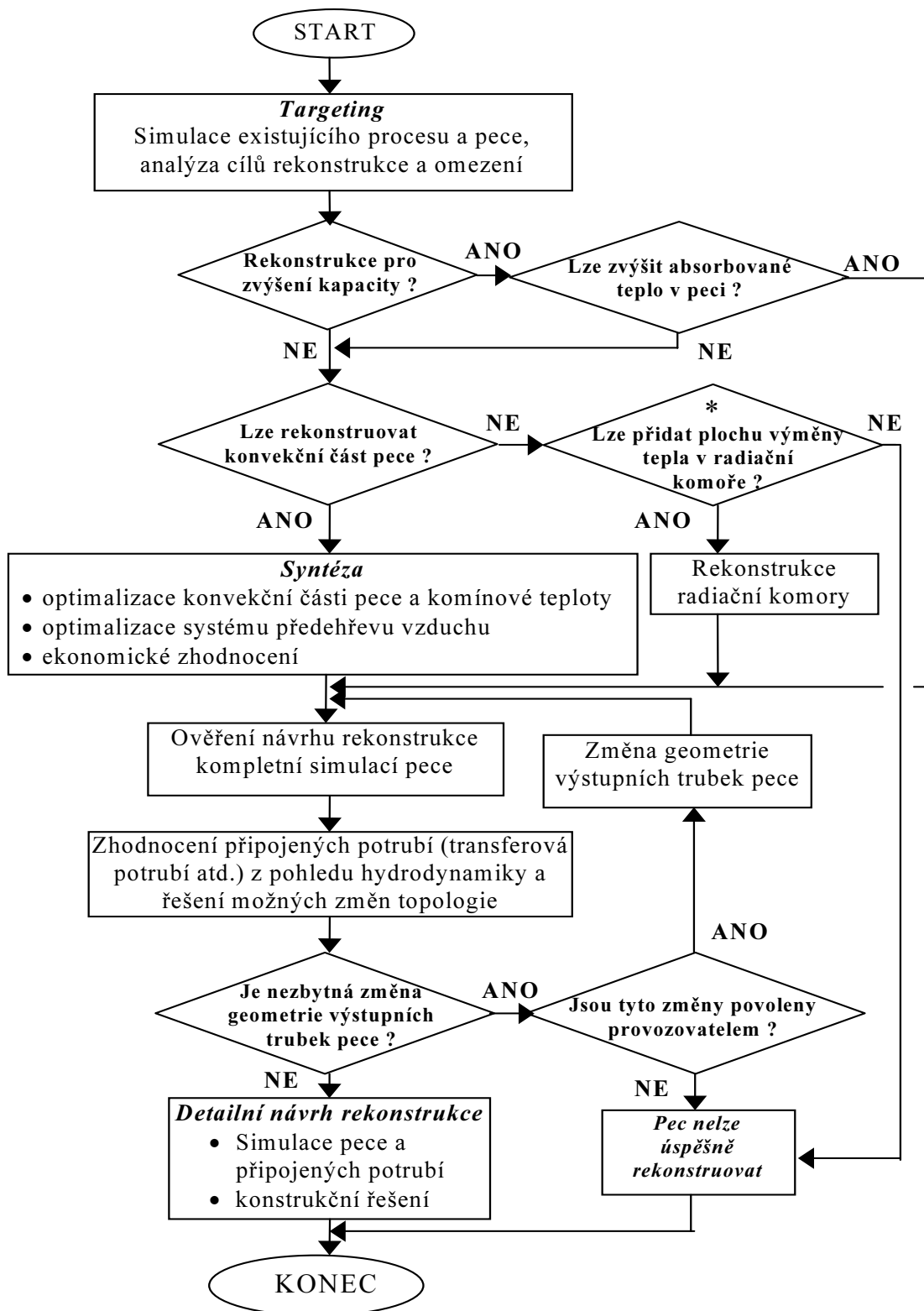
Na následujících dvou stranách jsou uvedeny ukázky vyvinutých globálních algoritmů pro dva nejčastější případy rekonstrukce ohřevných pecí v současné projekční praxi.

Na obr. 11 je uvedena ukázka globálního algoritmu pro řešení rekonstrukce ohřevné pece pro ohřev látek beze změny fáze za účelem zvýšení její účinnosti a hospodárnosti provozu.

Na obr. 12 je potom uvedena ukázka globálního algoritmu pro řešení rekonstrukce ohřevné pece pro ohřev látek se změnou fáze za účelem zvýšení kapacity pece nebo její účinnosti při minimálních investičních nákladech.



Obr. 11 Globální algoritmus pro rekonstrukci pecí pro ohřev látek beze změny fáze za účelem zvýšení účinnosti a hospodárnosti provozu



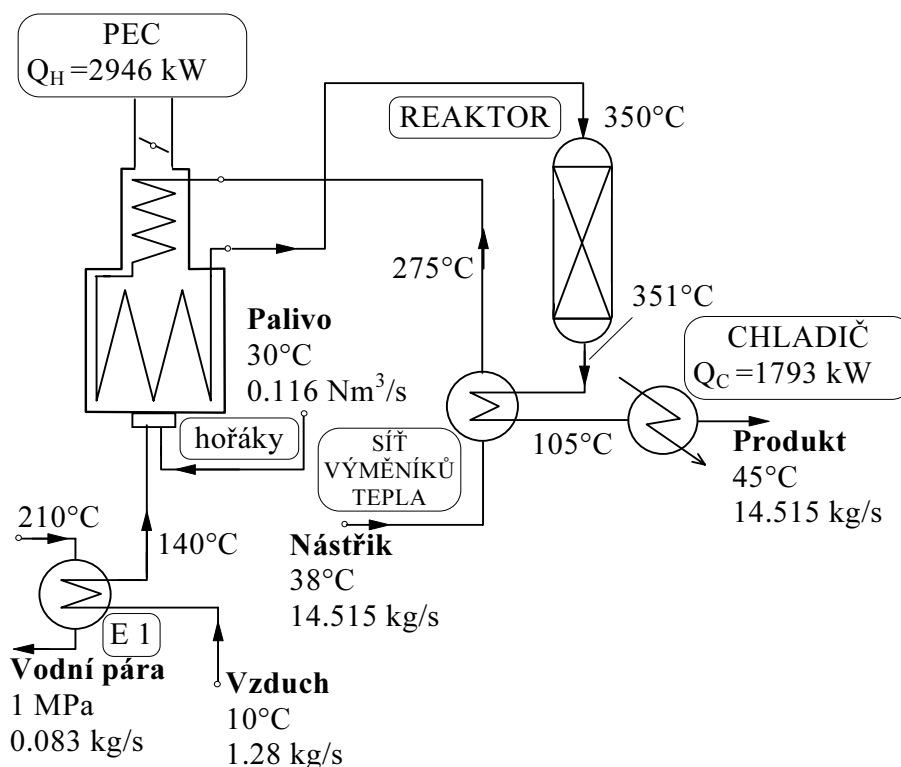
Obr. 12 Globální algoritmus pro rekonstrukci pecí pro ohřev látek se změnou fáze za účelem zvýšení kapacity nebo účinnosti při minimálních investičních nákladech (Poznámka: *Existují konfigurace pecí, u nichž lze přidat plochu výměny tepla v radiační komoře.)

8 VÝSLEDKY DOSAŽENÉ GLOBÁLNÍMI ALGORITMY

Jako příklad výsledků aplikací na základě využití výše uvedených nově vytvořených globálních algoritmů byly vybrány dva řešené případy z průmyslové praxe [3, 5].

8.1 REKONSTRUKCE PECE PROCESU HYDROGENAČNÍ RAFINACE BENZÍNU

Malý provoz hydrogenační rafinace benzínu slouží k odstranění nežádoucích příměsí, zejména síry, a hydrogenaci nenasycených uhlovodíků. Během dlouhé doby provozování prošla jednotka úpravami, které se týkaly jak sítě výměníků tepla tak i ohřevné trubkové pece. V případě ohřevné pece spočívala rekonstrukce v zavedení přehřevu vzduchu. Pro přehřev vzduchu bylo přitom využito přehřáté vodní páry dodávané z vedlejšího provozu. Realizace byla provedena ještě v době relativně nízkých cen páry. Od té doby vzrostly několikanásobně ceny paliv a energií a rovněž cena páry. Pro provozovatele jsou nyní náklady na přehřev vzduchu pomocí externě dodávané páry (vzhledem k velikosti pece a produkci provozu) velmi vysoké, což významně ovlivňuje cenu produktu a jeho konkurenceschopnost na trhu. Konstrukční provedení provozovaného přehříváče navíc vykazuje v provozu netěsnosti, což se odráží ve zvýšených provozních nákladech i nákladech na údržbu. Zjednodušené schéma procesu hydrogenační rafinace benzínu je na obr. 13.

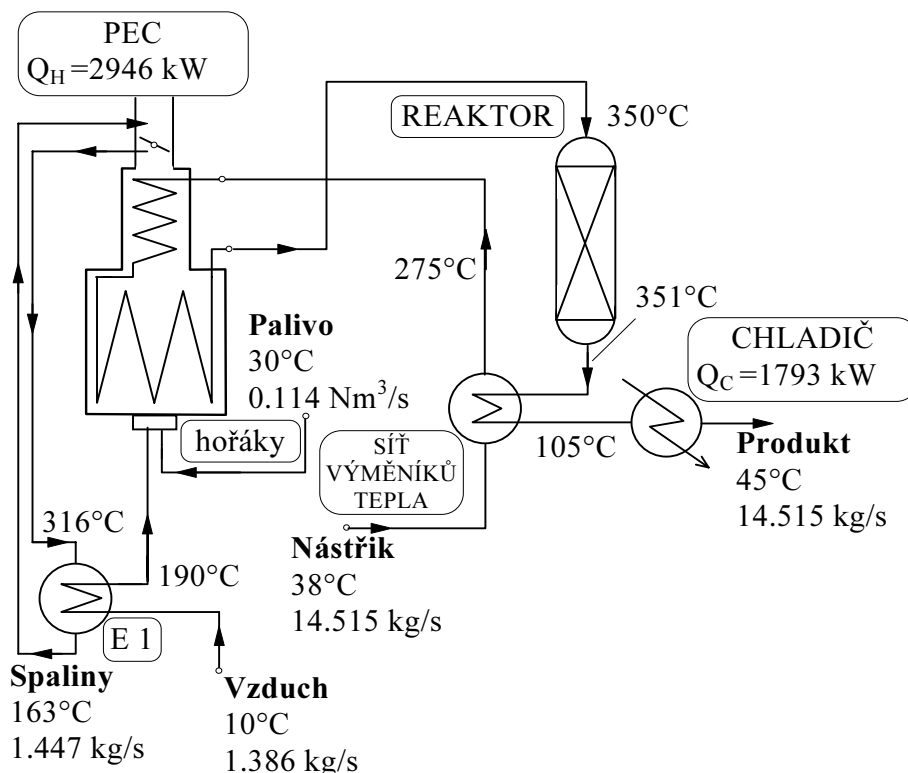


Obr. 13 Zjednodušené schéma hydrogenační rafinace benzínu před rekonstrukcí

V souvislosti s celkovou koncepcí redukce spotřeby energie a emisí v rafinerii bylo rozhodnuto nahradit současný energeticky náročný systém přehřevu vzduchu energeticky méně náročným systémem, který by bylo možné realizovat v co nejkratší době s minimální výší investičních nákladů při dodržení povolených emisních limitů. Dále se požaduje přehodnocení stávajícího konstrukčního uspořádání pece pro zvýšení její účinnosti. Na základě analýzy procesu nejsou povoleny žádné úpravy v síti výměníků tepla.

V případě pece (vertikální válcová pec - viz obr. 1c) jsou dovoleny pouze změny v konvekční části pece. Na základě globálního algoritmu pro zvýšení účinnosti (obr. 11) byla rekonstrukce pece realizována v následujících krocích: targeting → syntéza → detailní řešení rekonstrukce. Ve fázi syntézy bylo zjištěno, že není ekonomické provádět rekonstrukci konvekční části pece a byl proveden pouze optimální návrh systému předehřevu vzduchu využívající odpadní teplo spalín z pece pro předehřev spalovacího vzduchu v deskovém předehříváči.

Optimální využití odpadního tepla spalín z pece pro předehřev vzduchu spolu s minimálními změnami provozních parametrů pece přineslo přibližně 20 % redukcí spotřeby energie s návratností vložených investic 2.2 měsíce [2]. Zjednodušené schéma procesu hydrogenační rafinace benzínu po rekonstrukci je na obr. 14.

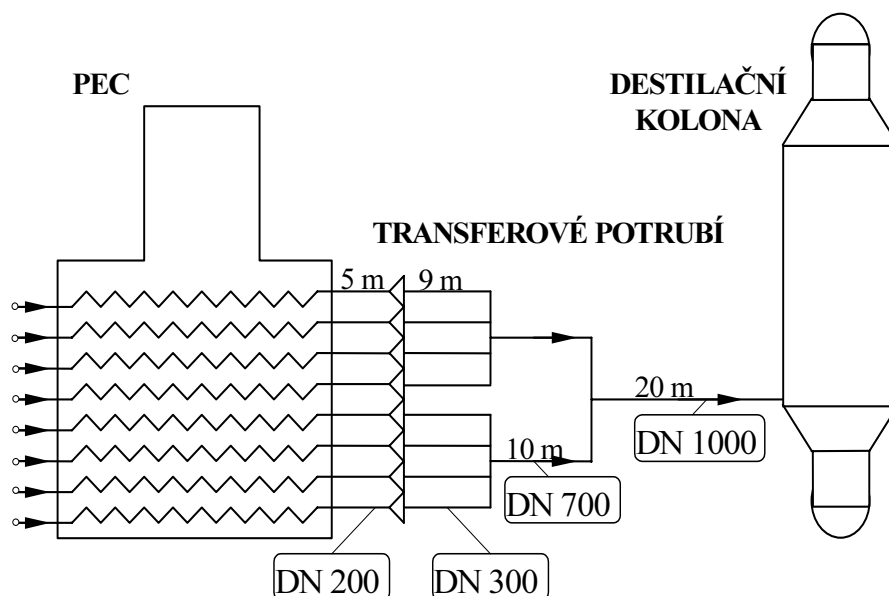


Obr. 14 Zjednodušené schéma hydrogenační rafinace benzínu po rekonstrukci

8.2 REKONSTRUKCE PECE JEDNOTKY VAKUOVÉ DESTILACE ROPY PRO ZVÝŠENÍ KAPACITY

Provoz vakuové destilace ropy byl rekonstruován již před několika lety na nynější kapacitu 180 t/h provozovanou při tlaku ohřátého média v odpařovací zóně destilační kolony (tj. na výstupu z transferového potrubí) 3 kPa. Při provozování s touto kapacitou však mají operátoři problémy se separací „kapalina-pára“ v koloně, takže běžně je jednotka provozována pod touto kapacitou. Management jednotky chce zvýšit kapacitu jednotky ropy z existujících 180 t/h na požadovaných 234 t/h s minimálními investičními náklady. Dovolená celková tlaková ztráta média v peci a transferovém potrubí činí 250 kPa.

Je zřejmé, že zvýšení kapacity na 234 t/h nebude možné bez rekonstrukce provozu. Nejdříve je nutné identifikovat skutečný zdroj problémů. Protože síť výměníků tepla (kde se médium předehřívá v kapalně fázi před vstupem do pece) pracuje s dostatečnou rezervou, byla jako zdroje obtíží identifikována pec s transferovým potrubím. Zjednodušené schéma stávající pece a topologie transferového potrubí je uvedeno na obr. 15.



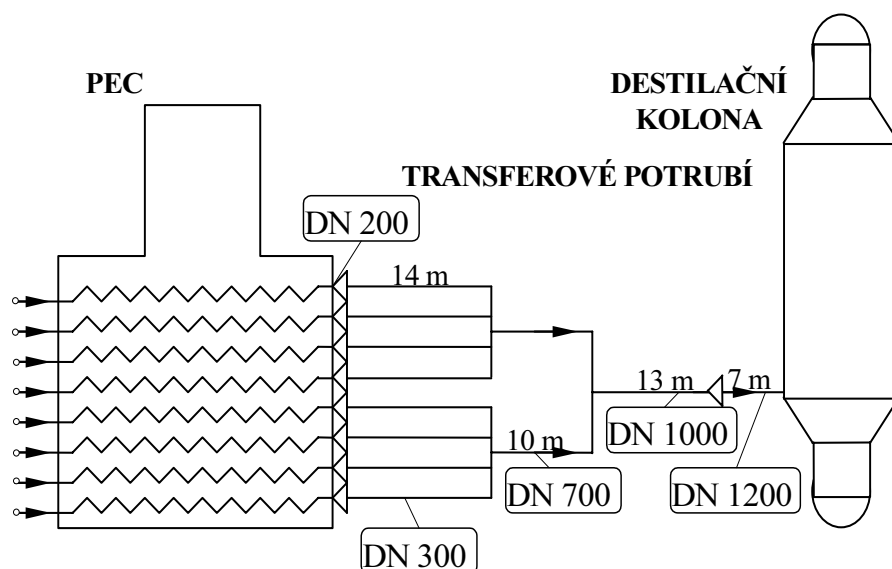
Obr.15 Zjednodušené schéma pece a topologie transferového potrubí před rekonstrukcí

Provozovaná dvoukomorová šachtová pec (viz obr. 1b) má uspořádání trubkových hadů v osmi chodech. V souladu s globálním algoritmem (obr. 12) byla rekonstrukce pece realizována v následujících krocích (případ se zvýšením kapacity a se změnami v připojených potrubích): targeting → změny v připojených potrubích → detailní řešení rekonstrukce. Po provedení simulačního výpočtu provozované jednotky a pece byly ve fázi targeting obdrženy tyto hlavní výsledky:

1. Existující kapacita 180 t/h:
 - (a) *Transferové potrubí*: Jsou zjištěny kritické podmínky toku [3, 12, 13] na vstupu do kolony a také v místech přechodu průměrů v transferovém potrubí z DN200 na DN300. To koresponduje s uváděnými provozními těžkostmi při této kapacitě.
 - (b) *Pec*: Střední měrný tepelný tok do trubek je v radiální komoře 23 kW/m^2 a v konvekční sekci 6 kW/m^2 . Odpařování média začíná ve výstupní pecní trubce a teplo absorbované médiem v peci je 28 MW [12, 13].
2. Zvýšená kapacita 234 t/h:
 - (a) *Transferové potrubí*: Kritické podmínky toku jsou zjištěny ve stejných místech jako při kapacitě 180 t/h, avšak nyní s daleko větší intenzitou. Existující transferové potrubí nelze použít pro novou kapacitu ! [3, 12, 13]
 - (b) *Pec*: Pec může být provozována pro novou kapacitu bez potřeby rekonstrukce, neboť střední měrné tepelné toky do trubek (v radiální komoře 30 kW/m^2 a v konvekční sekci 7.8 kW/m^2) jsou stále pod dovolenými hodnotami. Odpařování média začíná opět až ve výstupní pecní trubce a teplo absorbované médiem v peci je pak 36.5 MW.

Aplikací globálního algoritmu (viz obr. 12) byla nalezena taková topologie transferového potrubí při níž nenastávají kritické podmínky toku. Finální uspořádání transferového potrubí pro novou kapacitu (viz obr. 16) obsahuje v porovnání s původním uspořádáním (obr. 15) dvě změny:

- (a) Průměr transferového potrubí na vstupu do kolony je zvýšen na DN 1200 v celkové délce 7 m následovaný stávajícím potrubím DN 1000 v celkové délce 13 m;
- (b) Část potrubí o průměru DN 200 (osm chodů) je odstraněno (tj. $8 \times 5 \text{ m}$ - viz obr. 15) a nahrazeno potrubím DN 300 (viz obr. 16). Přechody průměrů z DN 200 na DN 300 (osm kusů) jsou přemístěny na výstupní trubky z pece (viz obr. 16).



Obr.16 Zjednodušené schéma pece a topologie transferového potrubí po rekonstrukci

Ačkoliv tepelný výkon pece se zvýšil, nižší výstupní teplota média na výstupu z pece (díky nižší tlakové ztrátě v transferovém potrubí) zaručuje nepřehřívání radiačních trubek. Také sklon ke krakování média a tvorbě koxu se sníží ve srovnání s původní kapacitou 180 t/h (díky kratší době zdržení). Celková tlaková ztráta (pece a transferového potrubí) vzrostla z původních 124 kPa (180 t/h) na 236 kPa (234 t/h) což je pod dovolenou hodnotou (250 kPa). Zvýšení kapacity o 30% bylo aplikací presentovaného algoritmu dosaženo s minimálními náklady pouze vhodnou rekonstrukcí transferového potrubí [5, 12].

9 PROBLEMATIKA NOVÉHO NÁVRHU PECE A SOUČASNÉ TRENDY ŘEŠENÍ

Projekční řešení nového návrhu ohřevné trubkové pece lze v současnosti rozdělit do tří základních fází [9, 15, 16]: (a) předběžný návrh pece, (b) detailní simulace tepelných a hydraulických pochodů v peci a upřesnění návrhu pece, (c) detailní konstrukční řešení pece (pevnostní výpočty, výkresová dokumentace atd.).

Prvotní fáze řešení pece (tedy fáze (a) předběžný návrh pece) většinou přímo souvisí s nabídkovým řízením, pro něž projekční organizace připravuje předběžný návrh pece včetně predikce ceny, většinou na základě znalosti základních vstupních dat. V této fázi řešení je velmi vhodné, aby projektant disponoval ne příliš detailním, avšak na druhou stranu spolehlivým návrhovým postupem pro předběžný návrh pece spolu s ekonomickým zhodnocením návrhu. Nosným prvkem takového postupu je přitom předběžný návrh radiační komory, která tvoří dominantní část každé procesní trubkové radiačně-konvekční pece.

Vyvinutý koncepční návrh radiační komory procesní trubkové pece vychází z běžných projekčních metod (Lobo-Evans, Bělokoň), které lze pro běžné provozní případy vhodným způsobem zobecnit a zjednodušit, což umožní pro účely předběžného návrhu vhodně upravit formulaci základní rovnice pro přenos tepla v radiační komoře. Výsledný tvar rovnice pak umožňuje iteračním způsobem stanovit základní procesní i geometrické charakteristiky radiační komory pece zvoleného typu (válcová, šachtová) [16].

V návaznosti na standardní výpočet konvekční části pece a komínu umožňuje vytvořená metoda provádět rychlé předběžné hodnocení vlivu základních konstrukčních a procesních parametrů pece

(rozměry radiační komory a konvekční části pece, tepelné zatížení radiačních trubek, absorbované teplo v radiační a konvekční části, velikost komína, spotřeba paliva) na celkové náklady. To dovoluje provést optimalizaci vhodného provedení procesní pece z hlediska investičních, provozních nebo celkových nákladů již ve fázi předběžného návrhu [16]. Vyvinutou metodu lze rovněž výhodně použít při řešení nových pecí z hlediska jejich účinné integrace do procesů [15, 16].

Jednou z praktických aplikací, pro kterou byla tato metodika použita, je návrh ohřevné pece na jednotce atmosferické destilace ropy. Princip řešení je stručně popsán v následující kapitole.

9.1 NÁVRH PECE PRO JEDNOTKU ATMOSFERICKÉ DESTILACE ROPY

Jednotka atmosferické destilace ropy byla rekonstruována za účelem značného zvýšení kapacity zpracovávané suroviny. Součástí jednotky byla i ohřevná atmosferická pec. Provedenou analýzou možností současné ohřevné pece bylo zjištěno, že pec nebude schopna (ani po provedení rekonstrukce výměňkové sítě) dodat požadované množství tepla a je nutno chybějící množství tepla o velikosti 5,07 MW dodat zpracovávané surovině v nové peci. S ohledem na požadovanou kapacitu a prostorová omezení, požadoval provozovatel návrh válcové pece (schéma viz obr. 1c). S ohledem na aktuální ekonomickou situaci, provozovatel dále požadoval provést ekonomicky optimální návrh této pece. Přitom, na základě vlastních provozních zkušeností, požadoval, aby horní hranice uvažovaného rozsahu středního tepelného zatížení trubek radiační komory (viz tab.1) nepřesáhla hodnotu 32000 W/m². Základní rozměr použitých trubek DN 100 je dán požadavkem kapacity pece a počtem chodů.

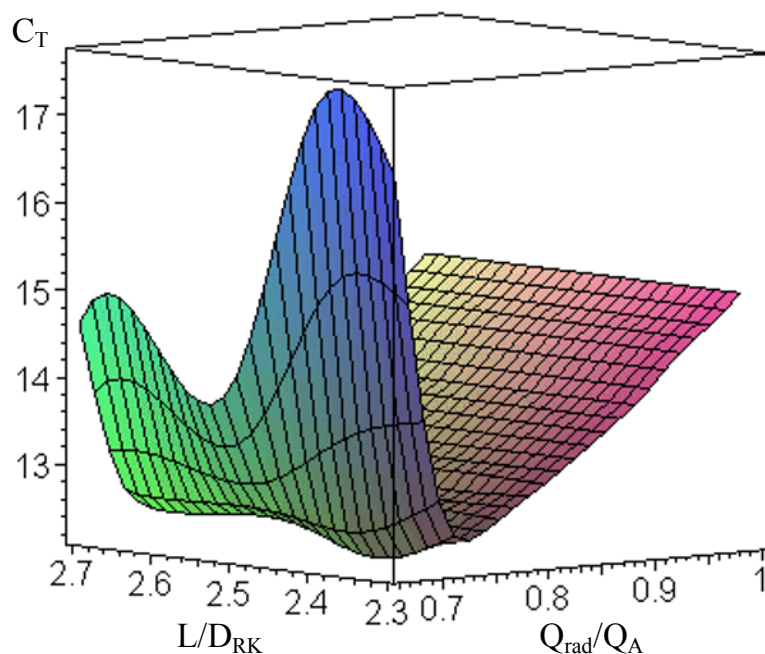
Ve fázi (a) předběžného řešení byl návrh pece optimalizován výše popsanou metodikou, přičemž účelovou funkci tvořily celkové roční náklady, skládající se z ročních nákladů pořizovacích (radiační komora, konvekční sekce, komín, čerpadla ohřívání suroviny), provozních (náklady na palivo a provoz čerpadel ohřívání suroviny) a nákladů na údržbu. Účelová funkce obsahuje tři nezávisle proměnné [16]:

- Geometrický poměr výšky trubek v radiační komoře (L [m]) ku průměru roztečné kružnice trubek (D_{RK} [m]) - označený L/D_{RK} ;
- Měrný tepelný tok q [W/m²] neboli tepelné zatížení trubek radiační komory.
- Poměr tepelného toku absorbovaného v radiační komoře (Q_{rad} [W]) ku celkovému absorbovanému tepelnému toku v peci (Q_A [W]) – označený jako Q_{rad}/Q_A ;

Uvedené nezávisle proměnné mají přitom tato omezení:

- ad a) Poměr L/D_{RK} (s ohledem na doporučení příslušných norem, provozní zkušenosti s tímto typem pece a požadavky provozovatele) leží v rozsahu $L/D_{RK} \in \langle 2,3 ; 2,7 \rangle$.
- ad b) Uvažované střední tepelné zatížení trubek radiační komory q [W/m²] je pro tento případ (s ohledem na hodnoty z tab.1 a požadavky provozovatele) uvažováno v rozsahu $q \in \langle 26000 ; 32000 \rangle$.
- ad c) Poměr Q_{rad}/Q_A může dosáhnout maximální hodnoty 1,0 (radiační pec bez konvekční sekce při daném poměru L/D_{RK} a tepelném zatížení q). Minimální hodnota poměru Q_{rad}/Q_A se stanovuje z maximálně dosažitelné tepelné účinnosti pece (pec s velkou konvekční sekcí, kdy se teplota spalin vystupujících z konvekční sekce blíží teplotě ohřívání suroviny vstupující do konvekční sekce) při daném poměru L/D_{RK} a tepelném zatížení q . Například pro $L/D_{RK}=2,4$ a tepelné zatížení 26000 W/m² leží Q_{rad}/Q_A v rozsahu $Q_{rad}/Q_A \in \langle 0,65 ; 1,0 \rangle$.

Řešením tohoto případu pro provozovatelem zadané ekonomické data bylo zjištěno, že ekonomicky optimální je provedení válcové pece s poměrem $L/D_{RK}=2,4$ při poměru $Q_{rad}/Q_A=0,737$ a středním tepelným zatížením trubek radiační komory 29000 W/m² [16].



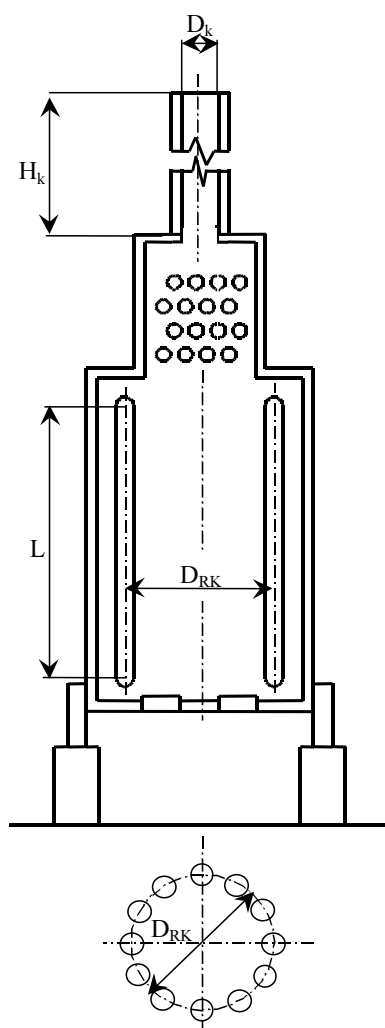
Obr. 17 Závislost průběhu celkových ročních nákladů (C_T [mil.Kč/rok]) na hodnotách L/D_{RK} a Q_{rad}/Q_A pro optimální hodnotu středního tepelného zatížení trubek radiační komory 29000 W/m^2 .

Dosažené výsledky ekonomického návrhu ilustruje obr. 17. Znázorňuje průběh účelové funkce pro nalezené optimální střední tepelné zatížení trubek radiační komory 29000 W/m^2 . Z průběhu je patrné, výrazné minimum v rovině „ $C_T - Q_{rad}/Q_A$ “ (při $Q_{rad}/Q_A=0,737$) a dále série minim v rovině „ $C_T - L/D_{RK}$ “ přičemž lokální je při $L/D_{RK}=2,66$ a globální při $L/D_{RK}=2,40$.

| Q_{rad}/Q_A [-] | m_{pal} [kg/s] | η [%] | Radiační komora | | | | Konvekční sekce | | | | Komín | | C_T [mil.Kč/rok] |
|----------------------|---------------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|--------------|--------------|-----------------------|
| | | | L [m] | D_{RK} [m] | n_{tr} [-] | Δp_R [kPa] | l_{tr} [m] | n_{1r} [-] | n_{1c} [-] | Δp_K [kPa] | D_k [m] | H_k [m] | |
| 0.662 | 0.145 | 87.0 | 6.9 | 2.86 | 44 | 226.1 | 2.7 | 4 | 54 | 662.2 | 1.2 | 60 | 15.041 |
| 0.700 | 0.153 | 82.4 | 7.0 | 2.92 | 45 | 233.9 | 2.8 | 4 | 27 | 333.7 | 1.2 | 33 | 12.664 |
| 0.737 | 0.161 | 78.2 | 7.1 | 2.99 | 46 | 241.9 | 2.8 | 4 | 13 | 161.4 | 1.2 | 19 | 12.498 |
| 0.775 | 0.169 | 74.4 | 7.3 | 3.05 | 47 | 250.1 | 2.9 | 4 | 9 | 112.8 | 1.2 | 15 | 12.622 |
| 0.812 | 0.177 | 71.0 | 7.5 | 3.12 | 48 | 258.3 | 3.0 | 4 | 7 | 88.5 | 1.2 | 13 | 12.911 |
| 0.850 | 0.185 | 68.0 | 7.8 | 3.25 | 50 | 275.5 | 3.1 | 4 | 5 | 63.7 | 1.2 | 11 | 13.412 |
| 0.887 | 0.193 | 65.2 | 7.9 | 3.31 | 51 | 284.1 | 3.2 | 4 | 4 | 51.6 | 1.2 | 10 | 13.863 |
| 0.925 | 0.201 | 62.6 | 8.1 | 3.38 | 52 | 292.7 | 3.3 | 4 | 2 | 25.9 | 1.2 | 8 | 14.319 |
| 0.962 | 0.209 | 60.2 | 8.3 | 3.44 | 53 | 301.5 | 3.3 | 4 | 1 | 13.0 | 1.2 | 7 | 14.743 |
| 1.000 | 0.217 | 57.9 | 8.4 | 3.51 | 54 | 310.4 | 0.0 | 0 | 0 | 0.00 | 1.2 | 6 | 15.242 |

Tab. 2 Ukázka zjednodušeného výpisu hlavních výsledků optimalizace pece pořízeného pro poměr $L/D_{RK}=2,4$ a pro střední tepelné zatížení trubek radiační komory 29000 W/m^2 .

Nalezené optimální parametry pak umožňují jednoznačnou identifikaci konstrukčního provedení hlavních částí pece (radiační komora, konvekční sekce, komín), jak je ukázáno na zjednodušeném tabelovaném výpisu hlavních výsledků optimalizace v tab.2 (viz také obr.18).



Obr. 18 Válcová pec s hlavními rozměry

Ve fázi (b) - detailní simulace tepelných a hydraulických pochodů v peci a upřesnění návrhu pece - byl návrh pece a zejména trubkového hadu finalizován s ohledem na přestup tepla a charakter toku dvoufázové směsi ve výstupní části trubkového hadu a orientaci vstupních a výstupních hrdel vzhledem k navazujícím potrubím. Výsledky obdržené v této fázi pak sloužily jako vstupní data pro závěrečnou fázi (c) - detailní konstrukční řešení pece (pevnostní výpočty, výkresová dokumentace atd.).

Na závěr tohoto řešení je potřeba zdůraznit, že se jednalo o zahraniční jednotku, přičemž jako palivo pro kombinované hořáky navržené pece slouží odpadní plynné a kapalné uhlovodíkové zbytky z atmosferické destilace, které nejsou dále využívány (a jsou tudíž levné). To je hlavní důvod proč účinnost navržené pece je poměrně nízká (cca 78% - viz tab.2). Jestliže by byl například proveden návrh obdobné pece pro současné ekonomické podmínky České republiky, výsledné globální optimum by se nacházelo v oblasti s vyšší účinností (cca 80 až 82%), se středním tepelným zatížením nacházejícím se na horní hranici použitého intervalu (cca 31000 až 32000 W/m²).

10 ZÁVĚR

V souladu s pokyny pro vypracování bylo účelem této práce provést přehledné a stručné shrnutí autorem řešené problematiky ohřevných trubkových pecí. Důraz byl přitom kladen na to, aby předložená práce byla zpracována jako ucelený komentovaný souhrn autorem publikovaných prací v uvedené problematice, dokumentující dosavadní výzkumnou, vývojovou a inženýrskou činnost autora.

S ohledem na stále se zvyšující nároky na množství a kvalitu produktů spolu se zvyšujícími se nároky na ekonomii výroby a ochranu životního prostředí, zvyšují se požadavky ze strany výrobců a provozovatelů na projekční organizace. Ty potom musí hledat taková technická řešení, která uvedeným požadavkům vyhoví. V průmyslu komplexního zpracování ropy a zemního plynu je tento tlak, zejména v posledních letech, značný.

V oblasti řešení ohřevných trubkových pecí, které patří mezi klíčová zařízení těchto průmyslových jednotek, se potom tato situace odráží v intenzivní vývojové a výzkumné činnosti jednotlivých dílčích prvků spolu se studiem jejich vzájemných, donedávna poměrně přehlížených souvislostí.

Například konvekční sekce pecí jsou analyzovány z hlediska dosažení intenzivního přenosu tepla a efektivní aplikace vhodných zvětšujících povrchů (*extended surfaces*).

Radiační komory ohřevných pecí jsou zase řešeny z hlediska dosažení co možná nejrovnoměrnějšího rozložení tepelného toku o vhodné intenzitě s ohledem na chování ohřívané suroviny a odstupňování a umístění trubkového hadu, dále s ohledem na vlastnosti, chování a provedení použitých hořáků a jejich vzájemné ovlivňování. Je zkoumán vliv recirkulace spalin a charakter jejich toku v komoře spolu s vlivem umístění a provedení hořáků, vlivem umístění, tvaru a provedení konvekční části pece, komínových odtahů atd.

Vzhledem k velmi omezeným experimentálním možnostem, dochází v tomto směru k výraznému využívání softwarových systémů na bázi CFD (*Computational Fluid Dynamics*), které byly ještě donedávna doménou pouze některých specializovaných průmyslových odvětví (jako například leteckého a automobilového průmyslu).

Současně jsou intenzivně studovány rovněž možnosti využití metod integrace procesů pro stanovení efektivního uspořádání a skladby jednotlivých výrobních linek a velikosti jednotlivých zařízení v nich atd.

Vzhledem k uvedeným skutečnostem lze výsledky předložené práce chápat jako jakýsi průnik uvedených trendů v oblasti řešení ohřevných trubkových pecí, umožňující projektantovi pecí na základě současných znalostí a postupů efektivně řešit a v reálném čase předložit vhodné (popř. optimální) řešení ohřevné pece pro daný provoz. Jak je v předložené práci uvedeno, požadavky kladené v současnosti na řešení ohřevných pecí (maximální dosažitelná kapacita a minimální dosažitelné náklady) vedou ve většině případů k řešení optimalizačních úloh.

Finální detailní řešení pece pak již samozřejmě vyžaduje součinnost projektanta pecí s více specialisty, zejména s procesním inženýrem (technologem linky), specialistou na hořáky, inženýrem specializovaným na využití CFD, konstruktérem, odborníkem na pevnostní výpočty, materiálovým inženýrem a specialistou z oblasti MaR (měření a regulace).

11 POUŽITÁ A SOUVISEJÍCÍ LITERATURA

KOMENTOVANÉ A CITOVANÉ PUBLIKACE AUTORA (VÝBĚR Z 58 PUBLIKACÍ):

- [1] Stehlík P., Jegla Z. and Hajný Z., Uproszczona metoda projektowania modernizacji sieci wymienników ciepła przy użyciu analizy PPT, *Gospodarka Paliwami i Energia XLV*, Nr 9 (520), pp. 14-17, (1997)
- [2] Jegla Z., Stehlík P. and Kohoutek J., Plant Energy Saving through Efficient Retrofit of Furnaces, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, No. 1, pp. 1545-1560, (2000)
- [3] Jegla Z., Kohoutek J. and Stehlík P., Global Algorithm for Systematic Retrofit of Tubular Process Furnaces, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 14, pp. 1797-1805, (2003) (vyžádaný článek časopisem *Applied Thermal Engineering*)
- [4] Jegla Z., Stehlík P. and Kohoutek J., Alternative Approach in Optimization of Plate Type Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 25, No. 5, pp. 6-15, (2004) (vyžádaný článek časopisem *Heat Transfer Engineering*)
- [5] Jegla Z., Stehlík P. and Kohoutek J., Combined Approach Supporting Integrated Furnace Design and Retrofit, *Heat Transfer Engineering*, accepted for publication (vyžádaný článek časopisem *Heat Transfer Engineering* – accepted for publication)
- [6] Stehlík P., Jegla Z. and Hajný Z., A Simple Method for Process Retrofit Using Pinch Technology, *12-th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA '96*, Paper H7.4, Prague (1996)
- [7] Stehlík P., Jegla Z. and Kohoutek J., Optimization of Plate Type Air Preheaters in Process Furnaces, *1997 National Heat Transfer Conference*, pp.245-249, Baltimore, USA (August 1997)
- [8] Stehlík P., Jegla Z. and Popela P., Optimum Design of Plate Type Heat Exchangers for Preheating Air, *11th International Heat Transfer Conference*, Vol. 6, pp. 311-316, Kyongju, Korea (August 1998)
- [9] Jegla Z., Stehlík P. and Kohoutek J., Furnaces Integration into Processes Based on Pinch Analysis, *13-th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA '98*, 765, Prague (1998)
- [10] Jegla, Z., Stehlík, P. and Kohoutek, J., Contribution of Furnaces Retrofit to Plant Energy Saving, *PRES'99, Proceedings of the 2nd Conference on Proces Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction*, pp. 347-354, Budapest, Hungary (May 31-June 2, 1999)
- [11] Stehlík, P. and Jegla, Z., Efficient Integration of Furnaces for Energy Saving in the Process Industry, *Symposium on Energy Engineering in the 21st Century*, Hong Kong (January 9-13, 2000)
- [12] Jegla, Z., Kohoutek, J., Zachoval, J. and Stehlík, P., Software Supporting Retrofit Design of Furnaces and Connected Pipes as One Integrated System, *14th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2000, 3rd Conference on Proces Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2000*, Proceedings on CD ROM, Prague, Czech Republic (August 27-31, 2000)
- [13] Jegla Z., Kohoutek J. and Stehlik P., Influence of Fluid Hydrodynamic Behaviour on Furnace Retrofit Strategy, *4th Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy Saving and Pollution Reduction PRES'01*, Florence, Italy, 20-23 May, 2001

- [14] Jegla Z., Furnace Design Experience, *Koch-Glitsch – Central & East Europe Sales Meeting*, Znojmo, Czech Republic, February 14-15, 2002
- [15] Jegla Z., Stehlik P. and Kohoutek J., Integrated Furnace Design Based on Thermodynamics and Fluid Flow, *6th Conference on Process Integration Modelling and Optimisation of Energy Saving and Pollution Reduction (PRES 2003)*, Hamilton, Ontario, Canada (October 26 – 29, 2003)
- [16] Jegla Z., Conceptual Design of Radiant Chamber and Preliminary Optimization of Process Tubular Furnace, *16th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2004, 7th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction - PRES 2004*, Prague, Czech Republic (August 22 – 26, 2004)

SOUVISEJÍCÍ LITERATURA:

- [17] Linnhoff, B., Townsend, D.W., Boland, D., Hewitt, G.F., Thomas, B.E.A., Guz, A.R. and Marsland, R.H., *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*, IChemE, Rugby, U.K. (1982), latest updated reprint (1994).
- [18] Stehlík, P., Kohoutek, J., Václavek, V.: *Integrace procesů & procesní pece, I. a II.*, Učební texty postgraduálního kurzu, VUT Brno (1993).
- [19] Kotíšek, J., Rod, V.: *Trubkové pece v chemickém průmyslu*, SNTL, Praha (1961).
- [20] Hewitt, G. F., (Coordinating Editor): *Handbook of Heat Exchanger Design*, Hemisphere Publishing Corporation, New York (1992).
- [21] Ramamurthy, H., Ramadhyani, S., Sullivan, P.F. and Viskanta, R., Heat Transfer in Industrial Furnaces, *Final Report GRI Contract No. 5086-260-1293*, Purdue University, School of Mechanical Engineering, West Lafayette, Indiana, U.S.A., (1994).
- [22] Hottel, H. C.: First Estimation of Industrial Furnace Performance - The One-Gas-Zone Model Reexamined, in *Heat Transfer in Flames*, eds. N. H. Afgan and J. M. Beer, Chap.1, pp. 5-28, John Wiley & Sons, New York (1974).
- [23] Stehlík, P.: Radiative Component in Thermal Calculation of Tubular Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol.16, pp.19-28 (1995)
- [24] Stehlík P., Kohoutek, J. and Jebáček, V.: Simple Mathematical Model of Furnaces and its Possible Applications, *Comp. & Chem. Eng.*, vol. 20, pp. 1369-1372 (1996).
- [25] Siegel, R. and Howell, J.R.: *Thermal Radiation Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York (1981).
- [26] Carvalho, M.G., Coelho, P.J. and Nogueira, M.: Mathematical Modeling of Heat Transfer in Combustion Chambers, *Proc. 1st European Thermal Science and 3rd U.K. National Heat Transfer Conference*, vol. 1, pp. 1-14, Birmingham, U.K. (1992).
- [27] Ganapathy, V.: Design and Evaluate Finned Tube Bundles, *Hydrocarbon Processing*, vol. 75, No. 9, pp. 103-111 (1996).
- [28] Peters, M. S. and Timmerhaus, K. D.: *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York (1981).
- [29] *VDI-Wärmeatlas*, 6th edn., VDI Verlag GmbH, Düsseldorf (1991).
- [30] Perry, R. H., Green, D. V., Maloney, J. O.: *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 6th edition, McGraw-Hill, New York (1984).
- [31] *API Standard 533: Air Preheat System for Fired Process Heater*, 2nd edition Recommended Practice, (1986).

- [32] Allen, D. H.: *Economic Evaluation of Projects - A Guide*, 3rd edition, IChemE, Rugby, England (1991).
- [33] Foumeny, E., A., Heggs, P., J.: *Heat Exchange Engineering, Volume 2, Compact Heat Exchangers: Techniques of Size Reduction*, Ellis Horwood Limited (1991).
- [34] Linnhoff, B. and Hindmarsh, E.: The Pinch Design Method of Heat Exchanger Networks, *Chemical Engineering Science*, Vol. 38, No. 5, pp. 745-763 (1983).
- [35] Hall, S. G., Parker, S. J. and Linnhoff, B.: Process Integration of Utility Systems, *paper presented at the IEA Workshop on Process Integration*, Gothenburg, Sweden, January 28-29 (1992).
- [36] Linnhoff, B. and de Leur, J.: Appropriate placement of Furnaces in the Integrated Process, *IChemE Symposium "Understanding Process Integration II"*, 22-23 March, UMIST, Manchester, pp. 22-23 (1988).
- [37] Stehlík, P., Zagermann, S., Gangler, T.: Furnace integration into processes justified by detailed calculation using a simple mathematical model, *Chem. Eng. and Proc.*, 34, pp.9-23 (1994).
- [38] Hall, S., G. and Linnhoff, B.: Targeting for Furnace Systems Using Pinch Analysis, *I&EC Research*, 33, (1994).
- [39] *API Standard 560: Fired Heaters for General Refinery Service*, 2nd edition, (1986).
- [40] Garg, A.: Optimize fired heater operations to save money, *Hydrocarbon Processing*, Vol. 78, No. 5, pp. 97-104 (June 1997).
- [41] Ghosh, H.: Improve Your Fired Heater, *Chemical Engineering*, Vol. 88, No. 3, pp. 84-88 (March 1992).
- [42] Garg, A.: Specify Better Low-NO_x Burners for Furnaces, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 75, No. 1, pp. 46-49 (January 1994).
- [43] Garg, A.: Better Burner Specifications, *Hydrocarbon Processing*, Vol. 72, No. 8, pp. 84-88 (August 1989).
- [44] Kunz, R. G., Smith, D. D. and Adamo, E. M.: Predict NO_x from gas-fired furnaces, *Hydrocarbon Processing*, Vol. 75, No. 11, pp.65-82 (1996).
- [45] Stehlík, P., Kaňa, R. and Puchýř, R.: Possible Approach for NO_x Emissions Prediction in Process Industry, *4th International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment*, Lisbon-Portugal, 7-10 July (1997).
- [46] Garg, A.: Revamp fired heaters to increase capacity, *Hydrocarbon Processing*, Vol. 77, No. 6, pp. 67-80 (June 1998).
- [47] J. Kohoutek, J. Zachoval, M. Odstrčil and P. Stehlík: Solving Practical Industrial Problems in Two-Phase Multicomponent Mixture Flow – Critical Velocity, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 22, No. 1, pp. 32-40 (2001)
- [48] *API Standard 530: Calculation of Heater Tube Thickness in Petroleum Refineries*, ISO 13704:2001(E), Petroleum and natural gas industries, API Publishing Services, Fifth edition, (2003).
- [49] *API Publication 535: Burners for Fired Heaters in General Refinery Services*, API Publishing Services, First edition (1995).
- [50] *API Standard 560: Fired Heaters for General Refinery Services*, API Publishing Services, Third edition (2001).

ABSTRACT

Process tubular furnaces as large and complex items of industrial units are major consumers of energy in process plants. Therefore furnaces rank among the key pieces of equipment in various processes and their operation substantially influences energy consumption and emissions production. The aim of furnaces' designers and operators is to achieve an acceptable energy efficiency together with other important features of furnace for given application (minimum total cost, low pressure drop, uniform heat flux to radiant tubes, minimization of fluid cracking, fouling, emissions production etc.). It is not possible if the furnace is considered as „stand-alone“. The furnace must be considered as a part of overall process using so called integrated approach and an efficient technique based on process integration for solving this problem is necessary to be used.

Pinch Analysis was recognized as one of the most effective methodologies in the field of process integration and it is widely used among practising engineers. It is based on thermodynamic analysis and provides us with valuable information about heat fluxes in processes and in the field of an interaction between processes and utility systems. Using the approach called „targeting“ we can find energy and capital requirements even before the detailed design. This method established itself as a versatile tool in process and heat exchanger design can be efficiently used in an integrated furnaces design.

The presented epitome of habilitation thesis is devoted to process furnaces (especially tubular fired heaters) integration into processes for both practical cases - retrofit and grassroot furnace designs. Due to no experiment possibility (only exceptionally in the industrial practice) computer simulation is preferably used in the research of furnaces.

In case of furnace retrofit they are presented new calculation procedures and its sequences formulated in so called global algorithms addressed for certain practical class of practical retrofit problems. Developed complex synthesis stage (systematically evaluating of furnace retrofit possibilities in radiant chamber and convection sections together with additional process requirements – setting of combustion parameters, economic evaluation of air preheating system, fluid flow behaviours in context of connection to next process equipment) creates the core of this new methodology which bridges the existing gaps between modern targeting methods for furnaces based on *Pinch Analysis* and detailed design of furnaces. Contribution of developed methodology for integrated furnace retrofit was verified on several realised practical cases designed according to developed methodology. Solutions of two different practical cases of integrated furnaces retrofit and its results are presented as an examples.

In case of grassroot design (design of a new furnace) three general design stages were identified: (a) preliminary design of furnace, (b) detail thermal and hydraulic simulation of furnace and final design solution, (c) mechanical solution of furnace (stress analysis, drawings preparation etc.) First design stage is in practice very frequently misvalued, however, its principal significance for furnace design was found. A conceptual (or preliminary) design of the radiant chamber through the suitable generalisation of the basic heat transfer equation for radiant chamber forms the core of the presented approach. Derived form of heat transfer equation then allows to obtain basic process and geometrical radiant chamber characteristics of given furnace type (cylindrical, box, etc.) by iterative way. By combining the radiant chamber calculating procedure with standard procedures for design of furnace convection part and stack (together with cost predictions) a method for rapid preliminary evaluation of influence of main design and process furnace parameters on total costs is obtained. It allows to optimise the furnace from investment, operating or total cost point of view still in the first (preliminary) design stage of furnace. It substantially accelerates furnace design process together with elimination of uneconomic solutions and allows to identify the best furnace arrangement for a given process application.