



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

INTEGROVANÉ ŘEŠENÍ JEDNOTKY „WASTE GAS-TO-ENERGY“

INTEGRATED SOLUTION OF „WASTE GAS-TO-ENERGY“ UNIT

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Vít Freisleben

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

BRNO 2023

Abstrakt

Jednotky pro energetické využití plyných odpadů – anglicky „Waste Gas-to-Energy“ (WGtE) – umožňují jejich termické zpracování a současně energetické využití. Provoz jednotek WGtE je však spojen s velkou spotřebou externího paliva a produkované spaliny vyžadují aplikaci technologie čištění spalin. Tato dizertační práce prezentuje výsledky doktorského studia zaměřeného na téma integrovaného řešení jednotky WGtE, což je účinný přístup pro dosažení úspor spotřeby externího paliva při minimalizaci investičních nákladů. Nejprve je zde představena vyvinutá analytická metoda pro návrh technologických úprav existujících jednotek WGtE zpracovávajících odpadní plyny za účelem dosažení jejich hospodárného a více ekologického provozu. Pozornost je věnována především popisu vytvořených matematických vztahů a grafických nástrojů, které mohou být využity odbornou veřejností, zejména provozovateli jednotek WGtE. Pro další snížení negativního vlivu těchto provozů na životní prostředí je druhou oblastí řešenou v dizertační práci vývoj zařízení na čištění spalin redukcí koncentrace oxidů dusíku. Vedle technologické koncepce a konstrukčního provedení tohoto zařízení jsou zde prezentovány výsledky experimentální činnosti v laboratorních i průmyslových podmínkách, kde byl potvrzen velký potenciál využití těchto zařízení jak v jednotkách WGtE, tak v celé řadě dalších průmyslových spalovacích zařízení.

Klíčová slova

Jednotka WGtE, odplyn, energetická rekonstrukce, analytická metoda, oxidy dusíku, hydrolýza močoviny, hydrolýzní generátor amoniaku.

Abstract

Waste Gas-to-Energy (WGtE) units allow the thermal processing of gaseous waste and its simultaneous energy recovery. However, the operation of WGtE units involves a large consumption of external fuel, and the flue gases produced require the application of flue gas cleaning technology. This thesis presents the results of a study focused on the topic of integrated WGtE unit design, which is an effective approach for achieving external fuel consumption savings while minimizing investment costs. Firstly, it presents the developed analytical method for the design of technological modifications of existing WGtE units treating waste gases in order to achieve their economical and more environmentally friendly operation. Attention is mainly paid to the description of the developed mathematical relations and graphical tools that can be used by the professional community, especially by the operators of WGtE units. To further reduce the negative environmental impact of these units, the second area addressed in the thesis is the development of flue gas cleaning equipment for the reduction of nitrogen oxides concentration. In addition to the technological concept and design of this device, the results of experimental work in laboratory and industrial environment are presented, where the great potential of using these devices in WGtE units as well as in a wide range of other industrial combustion plants was confirmed.

Keywords

WGtE unit, waste gas, energy retrofit, analytical method, Nitrogen Oxides, Urea hydrolysis, Hydrolysis Ammonia Generator.

Bibliografická citace

FREISLEBEN, Vít. *Integrované řešení jednotky „waste gas-to-energy“*. Brno, 2023. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou dizertační práci vypracoval zcela samostatně pod vedením školitele doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D. na základě vlastních poznatků získaných při studiu a konzultací s odborníky. Dále prohlašuji, že jsem veškeré literární a obrazové prameny úplně citoval a uvedl v seznamu zdrojů na konci práce.

V souvislosti s vytvořením této práce jsem tak neporušil autorská práva třetích osob ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským, a jsem si plně vědom následků porušení těchto ustanovení.

V Brně, dne 8.5.2023

.....

Vít Freisleben

Poděkování

Cesta k vypracování této práce a tím i k dovršení vzdělání, kterého jsem chtěl dosáhnout, byla dlouhá, a tedy i toto poděkování nebude zbytečně stručné.

Předně děkuji lidem, kteří jsou přímo spojeni s předloženou dizertační prací, a to zejména svému vedoucímu doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D., za jeho vstřícnost, důslednost a pochopení ve chvílích, kdy ho bylo třeba. Dále děkuji všem svým kolegům z firmy EVECŮ Brno a z Ústavu procesního inženýrství VUT za jejich rady, odborný názor a celkově za výbornou kolegiální.

Nemenší poděkování patří lidem, kteří mě provázejí osobním životem a v průběhu let mě dostrkali až sem. Děkuji rodině, blízkým přátelům a své přítelkyni. S nimi byla vše hračka.

Obsah

1. Úvod a motivace	1
2. Cíle práce a použité metody	4
2.1 Charakteristika cíle 1	4
2.2 Charakteristika cíle 2	6
3. Jednotky pro zpracování plynných odpadů.....	8
3.1 Přímé spalování	8
3.2 Termická oxidace	9
3.3 Katalytická oxidace.....	10
4. Energetická rekonstrukce jednotek WGtE – tvorba analytické metody.....	12
4.1 Nelineární simulace jednotky.....	13
4.2 Výchozí matematický popis technologie WGtE	14
4.2.1 Termoreaktor	14
4.2.2 Systém výměny tepla.....	16
4.3 Výpočet úspor paliva v souvislosti s intenzifikací technologického využití tepla	17
4.3.1 Stanovení energetického obsahu paliva pro vysoké teploty ve spalovací komoře.....	18
4.3.2 Praktické předvedení výpočtu úspory paliva	21
4.4 Princip plovoucích přímek technologických proudů	23
4.4.1 Změna průtoku technologických proudů jako důsledek ER	23
4.4.2 Grafická reprezentace plovoucích přímek tech. proudů	24
4.5 Targeting energetické rekonstrukce	26
4.5.1 Dosažitelné úspory paliva při plném využití odpadní tepelné energie ve spalinách.....	26
4.5.2 Dosažitelné úspory paliva při maximálním přehřevu technologických proudů.....	27
4.5.3 Maximální dosažitelná úspora paliva	28
4.6 Neiterativní nástroje pro modelování SVT	28
4.6.1 Výměníky se změnou teploty obou médií	29
4.6.2 Výměníky s čistě latentní výměnou tepla - výparníky.....	31
4.7 Koncepční návrhová metoda – souhrnný postup	33
5. Snižování emisí oxidů dusíku ve spalinách	37
5.1 Selektivní katalytická redukce (SCR).....	37
5.2 Selektivní nekatalytická redukce (SNCR)	40
5.3 Souhrn vlastností běžně využívaných reagentů	42
5.4 Hydrolýzní rozklad močoviny – moderní technologie pro účinnou redukci NO _x ve spalinách	43

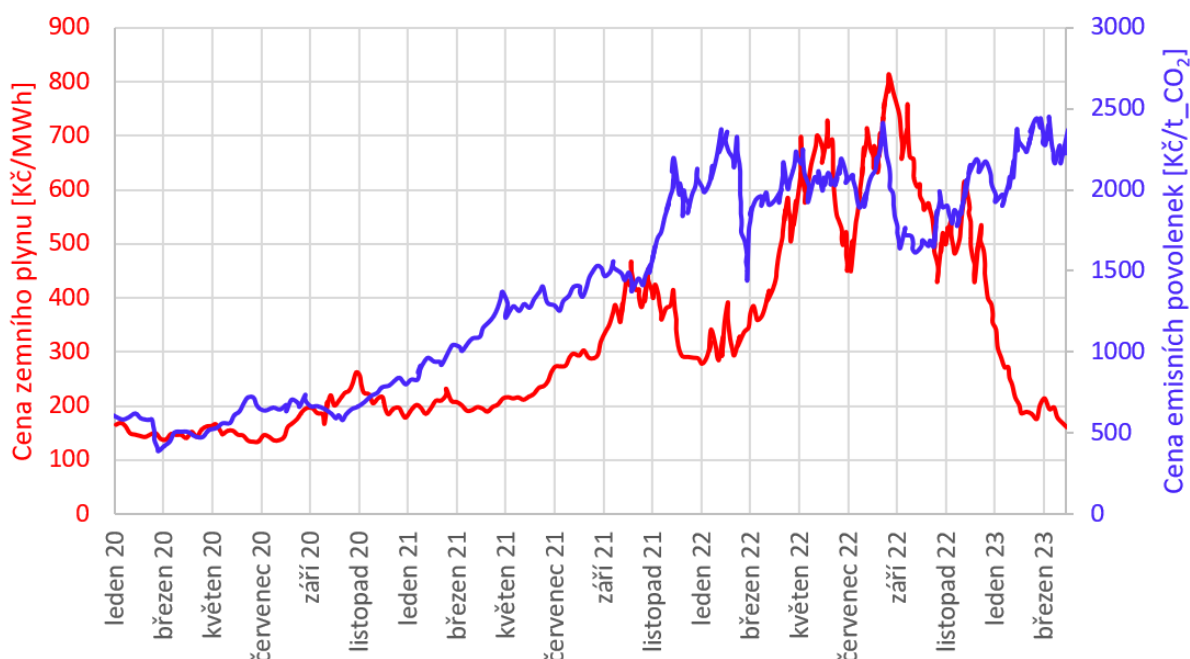
6. Hydrolýzní generátor amoniaku (HGA)	45
6.1 HGA – integrované zařízení v jednotce WGT E	45
6.2 Základní parametry zařízení	46
6.2.1 Typ reaktoru	46
6.2.2 Potřebné množství vyráběného NH ₃	46
6.2.3 Koncentrace dávkovaného roztoku močoviny	47
6.2.4 Interval provozních teplot a tlak v HGA	47
6.2.5 Objem reaktoru	48
6.2.6 Topný výkon pro ohřev HGA	50
6.3 Technologický návrh	52
6.3.1 Dávkovací čerpadlo	53
6.3.2 Ohřev reaktoru a potrubních tras	54
6.3.3 Měření průtoku plynu	55
6.3.4 Měření hladiny, teploty a tlaku v reaktoru	55
6.3.5 Pojistný ventil	57
6.3.6 Detektor NH ₃	57
6.3.7 Tepelná izolace jednotky	57
6.3.8 Profuk dopravní trasy generovaného plynu	58
6.4 Konstrukční návrh a montáž	59
6.5 Provoz HGA – nájezd zařízení a experimentální činnost	62
6.5.1 Sestavení zařízení a nájezd	62
6.5.2 Experiment v průmyslovém provozu	64
6.5.3 Vyhodnocení výsledků experimentu a diskuse	67
6.6 Potenciál širšího uplatnění HGA z hlediska dosažení provozních úspor	69
7. Závěr a budoucí činnost	74
7.1 Závěr	74
7.2 Budoucí činnost	74
Seznam zdrojů	75
Seznam symbolů a zkratek	78
Seznam obrázků	81
Seznam tabulek	84
Přehled výzkumné a pedagogické činnosti	86
Přílohy	88
Příloha 1 – Korekční součinitel pro výpočet energetického obsahu hořákových spalin – odvození vztahu	89
Příloha 2 – Dosažitelné úspory paliva při maximálním využití odpadní tepelné energie – odvození vztahu	92

Příloha 3 – Dosažitelné úspory paliva při maximálním předeheřvu technologických proudů – odvození vztahu	94
Příloha 4 – Aplikace CDM na velkokapacitní termickou jednotku WGtE – případová studie	96
Příloha 5 – Aplikace CDM na malokapacitní katalytickou jednotku WGtE – případová studie	104
Příloha 6 – Měření průtoku amoniakového plynu generovaného v HGA	110
Příloha 7 – Integrace HGA do konkrétní jednotky WGtE s využitím HRSD – případová studie	114
Příloha 8 – Vyvinutý HGA – technologické schéma.....	116

1. Úvod a motivace

Rozvoj společnosti je spojen s velkou spotřebou surovin a energetických zdrojů, což vede ke znečišťování přírodního prostředí a k vyčerpávání fosilních paliv, které jsou tradičně hlavním zdrojem energie. Už v sedmdesátých letech se společnost potýkala s ropnou krizí, kdy náhlý nedostatek fosilních paliv vedl k intenzivnímu rozvoji průmyslových linek za účelem snížení jejich energetické náročnosti.

I v aktuální době je z důvodu nestabilní geopolitické situace trh s fosilní energií velice napjatý a stabilita dodávek není zaručena, což se projevilo ve velké turbulenci a zvyšování cen. Současně v rámci snahy Evropské unie ke snižování uhlíkové stopy výrazně vzrostla cena emisních povolenek pro vypouštění oxidu uhličitého. Na obrázku 1 je znázorněn vývoj cen plynu i emisních povolenek od začátku roku 2020.



Obrázek 1 – Vývoj ceny zemního plynu a emisních povolenek. [1]

V rámci ekologizace průmyslu jsou zpřísnovány emisní limity i pro vypouštění dalších polutantů do okolí, jako jsou oxidy dusíku, oxid uhelnatý, těžké kovy apod. V odvětví termického zpracování odpadů o potenciálním budoucím zpřísnění například pojednává referenční dokument o nejlepších dostupných technikách (*Best Available Techniques* - BAT) pro spalování odpadů [2], ve kterém jsou popsány emisní limity při aplikaci moderních technologií čištění spalin, viz tabulka 1. Lze předpokládat, že tyto limity následně budou přecházet v platná nařízení, a proto je ze strany průmyslových provozovatelů třeba s nimi do budoucna počítat.

Energetická udržitelnost spolu s environmentálními dopady průmyslové činnosti jsou tedy v současnosti silně diskutovaná témata, kterými se zabývají odborníci z mnoha vědeckých oborů. V energetickém průmyslu jsou vyvíjeny technologie a metody pro maximální zvýšení účinnosti využití tepelné energie za účelem minimalizace spotřeby externě dodávaného paliva, které nejčastěji pochází z fosilních surovin.

Kvůli rostoucí ceně fosilních paliv jsou dále hledány cesty k intenzivnějšímu využití alternativních zdrojů energie, mezi které patří například průmyslové a komunální odpady. Energetické využití těchto odpadů (anglicky *Waste-to-Energy*) poskytuje vhodnou náhradu pro pokrytí části poptávky energie. [3]

Tabulka 1 – Hodnoty emisí oxidů dusíku, oxidu uhelnatého a amoniaku při využití nejlepších dostupných technik (BAT) ve spalovnách odpadu využívajících technologii SCR a SNCR [2].

	Hodnota emisí dle BAT [mg/m _N ³]		
	Nový provoz	Existující provoz	
Oxidy dusíku	50-120 *	50-150*,**	Denní průměr
Oxid uhelnatý	10-50	10-50	
Amoniak	2-10 *	2-10 *,***	
<p>* Dolní meze lze docílit aplikací technologie SCR (selektivní katalytické redukce). Pro spalovny odpadu obsahujícího zvýšené množství dusíku nemusí být spodní mez dosažitelná.</p> <p>** Pro provoz, kde nelze zavést SCR je horní mez 180 mg/Nm³.</p> <p>*** Pro existující provoz využívající SNCR (selektivní nekatalytickou redukcí) bez mokré vypírky spalin platí horní mez 15 mg/m_N³.</p>			

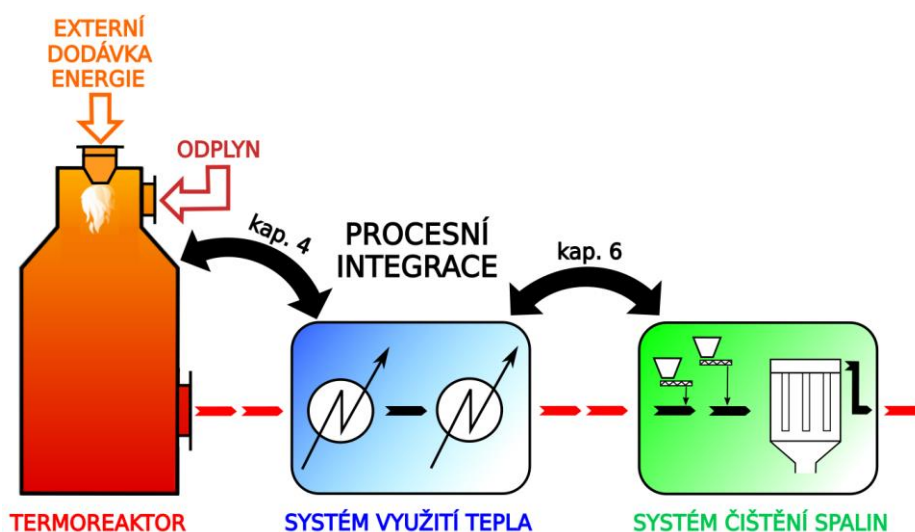
Tato dizertační práce se zabývá technologií tepelného zpracování a energetického využití průmyslových odpadních plynů (odplynů) obsahujících spalitelné polutanty (organické těkavé látky, oxid uhelnatý...). Souhrnně jsou tyto technologie označeny jako *Waste Gas-to-Energy* (WGtE). Tyto jednotky produkují spaliny o vysoké teplotě, proto je lze využít jako cenný zdroj energie pro produkci tepla, nebo elektřiny.

Často je ale provoz jednotek WGtE spojen s nutností velkých dodávek pomocného paliva. Tuto spotřebu lze ale výrazně snížit díky efektivnějšímu využití tepla, které zde produkováno.

V první části je proto práce zaměřena na vývoj speciální analytické metody pro návrh technologických úprav existujících jednotek WGtE vedoucích k výraznému snížení ztrát tepla a spotřeby externě dodávaného paliva prohloubením procesní integrace systému výměny tepla s termoreaktorem jednotky WGtE, kde jsou odplyny spalovány, viz obrázek 2. Cílem je dosáhnout modernizace a zlepšení provozních parametrů jednotek WGtE, a tak maximálně využít tepelný potenciál odplynů, jako zdroje energie. Vyvinutá metoda je v této práci detailně představena a aplikována na dva průmyslové případy termické a katalytické jednotky WGtE, kde je prakticky prezentován postup metody a ověřena její přesnost porovnáním výsledků s výsledky nelineárních simulací.

Další řešenou oblastí dizertační práce je potom vývoj nové technologie čištění spalin produkovaných v jednotkách WGtE, či obecně ve spalovacích provozech. Technologie slouží k produkci amoniaku pomocí hydrolyzního rozkladu močoviny, podle čehož nese také název – hydrolyzní generátor amoniaku (HGA). Amoniak je následně využit pro účinné odstranění oxidů dusíku ze spalin a tím ke snížení negativních dopadů provozu na životní prostředí, například ve formě kyselých dešťů. Hlavní využití může tato technologie nalézt v kombinaci s ověřenými a běžně využívanými metodami čištění spalin, jako jsou selektivní katalytická, či nekatalytická redukce S(N)CR.

Pro proces hydrolyzního rozkladu močoviny je nutné dodávat tepelnou energii ve formě elektřiny, páry, či teplotního oleje, která je v jednotkách WGtE běžně dostupná, proto je vyvíjená technologie řešena jako subsystém integrovaný do jednotek WGtE, jak schematicky rovněž znázorňuje obrázek 2 a jak je prakticky předvedeno v příloze 7.



Obrázek 2 – Základní koncepce jednotky WGtE s procesním propojením klíčových sekcí.

2. Cíle práce a použité metody

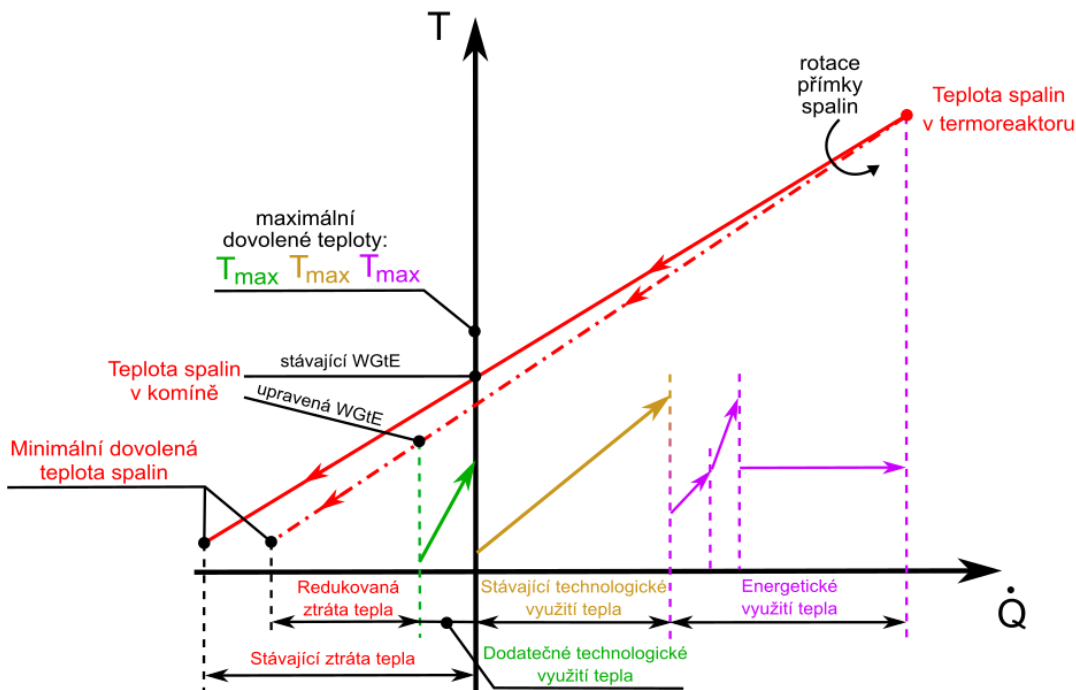
V souladu s informacemi sdělenými v úvodu jsou vytyčeny tyto dva hlavní cíle dizertační práce v oblasti integrovaného řešení jednotek WGT_E:

- **Cíl 1:** Vývoj analytické metody pro integrovaný návrh rekonstrukce jednotek WGT_E.
- **Cíl 2:** Vývoj technologie čištění spalin zaměřené na účinné odstranění oxidů dusíku ve formě kompaktního zařízení integrovatelného do jednotky WGT_E.

2.1 Charakteristika cíle 1

Vytyčený cíl 1 je zaměřen na vývoj speciální analytické metody sloužící k návrhu úprav jednotek *Waste Gas-to-Energy* (WGT_E) za účelem zlepšení jejich provozních parametrů (např. spotřeby paliva, či tepelné účinnosti využití spalin), neboli k provádění tzv. energetické rekonstrukce jednotky. Metoda nese označení *Conceptual Design Method* (CDM), neboli „Koncepční návrhová metoda“.

Důraz je zde kladen na snadnou aplikovatelnost a dostatečnou přesnost vyvíjené metody, která tak bude moci být využívána například provozovateli existujících jednotek WGT_E, či odbornými firmami. Takto může být stanoven potenciál k dosažení úspor paliva intenzifikací využití odpadního tepla v konkrétní jednotce a charakterizovány technologické úpravy umožňující dosažení vytyčených úspor. To vše bez nutnosti provádění složitých výpočtů a simulací v komerčních softwarech.



Obrázek 3 – Příklad grafického zobrazení CDM (diagram HRSD) a sledovaných parametrů jednotky WGT_E.

Metoda se sestává z celé řady běžně užívaných i speciálně vyvinutých výpočetních vztahů pro vyhodnocení využití tepla obsaženého v produkovaných spalínách. Tyto výpočetní vztahy jsou dále vneseny do pomocné grafické vizualizace pojmenované „plovoucí diagram“, neboli HRSD (*Heat Recovery Shifting Diagram*). V jeho prostředí lze snadno provádět návrh rekonstrukce řešené jednotky WGtE. Tato vizualizace je postavena na tzv. T-Q diagramu, neboli na vykreslení teplotních charakteristik jednotlivých proudů ve WGtE jednotce v závislosti na tepelném výkonu. Toto vizualizační prostředí je pro širší uplatnění vyvinuté metody velmi výhodné, protože je v praxi často využíváno pro účely jiných metod, například celosvětově známé Pinch analýzy.

Pro představu je na obrázku 3 zobrazen plovoucí diagram HRSD, jako vizualizační nástroj vyvinuté metody CDM aplikované na rekonstrukci WGtE jednotky s vyznačením základních sledovaných parametrů.

Postup na vývoji CDM zahrnujícího všechny vytvořené podpůrné výpočetní a grafické nástroje je shrnut níže v tabulce 2.

Tabulka 2 – Dílčí cíle dizertační práce v oblasti vývoje analytické metody pro rekonstrukci jednotek WGtE.

Dílčí cíl	Použité metody	Kapitola
Rešerše odborné literatury a průzkum trhu.	Rešerše a studium článků a knih v databázích ScienceDirect a Web of Science. Průzkum trhu v oblasti termických a katalytických jednotek WGtE.	kapitola 3
Tvorba referenční nelineární simulace.	Pro energetické a materiálové bilance je využito prostředí softwaru ChemCad pro průběžnou validaci vyvíjené analytické metody.	Kapitola 4.1
Vývoj CDM.	Vývoj speciálních matematických vztahů a grafických nástrojů pro efektivní provedení energetické rekonstrukce jednotek WGtE.	Kapitola 4 Příloha 1-3
Případové studie	Praktická aplikace a ověření přesnosti vyvinuté metody CDM na případu termické i katalytické jednotky WGtE.	Příloha 4-5

2.2 Charakteristika cíle 2

Vytyčený cíl 2 je zaměřen na vývoj nové technologie čištění spalin, což je jeden z klíčových procesů v jednotkách WGtE a v dalších spalovacích zařízeních pro minimalizaci jejich ekologických dopadů. Konkrétně je vyvíjená technologie určena k redukci emisí oxidů dusíku s využitím energie z procesu WGtE.

Čištění spalin je prováděno nástřikem plynného amoniaku, který je ve vyvinutém zařízení produkován pomocí hydrolyzního rozkladu technické močoviny, proto vyvinutá technologie nese označení HGA (hydrolyzní generátor amoniaku) a je zobrazena na obrázku 4.

Postup na vývoji HGA s cílem jeho testování v průmyslových podmínkách je shrnut v tabulce 3.

Tabulka 3 – Dílčí cíle dizertační práce v oblasti vývoje technologie HGA.

Dílčí cíl	Použité metody	Kapitola
Rešerše odborné literatury a průzkum trhu.	Rešerše článků a knih v databázích ScienceDirect a Web of Science v oblasti moderních trendů výroby amoniaku pomocí hydrolyzního rozkladu močoviny. Průzkum trhu v oblasti dostupné technologie na odstraňování oxidů dusíku ze spalin.	Kapitola 5
Integrace HGA do jednotek WGtE	Návrh koncepčního umístění HGA do jednotky WGtE s ohledem na pokrytí energetických nároků na výrobu amoniaku a následné odstranění oxidů dusíku ze spalin.	Kapitola 6.1
Výpočetní a technický návrh a montáž.	Určení základních geometrických a procesních parametrů v závislosti na technologických požadavcích + návrh všech aparátů.	Kapitoly 6.2-6.4
Testování v laboratoři	Provedení laboratorních testů s bezpečnou látkou – výroba vodní páry.	Kapitola 6.5.1
Test v průmyslovém spalovacím provozu a vyhodnocení výsledků.	Průmyslový experiment redukce oxidů dusíku ze spalin produkovaných ve spalovně nebezpečného odpadu.	Kapitoly 6.5.2-6.5.3
Diskuse širšího uplatnění vyvinuté technologie.	Zhodnocení potenciálu širšího uplatnění hydrolyzního generátoru amoniaku v jednotkách WGtE a v dalších spalovacích provozech.	Kapitola 6.6



Obrázek 4 – Vyvinutý hydrolyzní generátor amoniaku.

3. Jednotky pro zpracování plynných odpadů

Plynné odpady (odplyny) produkované v průmyslových výrobních provozech se od sebe liší mnoha parametry, například koncentrací a druhem spalitelných polutantů, obsahem kyslíku a inertních plynů (dusík, vodní pára...), celkovým průtokem apod.

Na základě zmíněných charakteristik je k dispozici řada technologií pro zpracování těchto odplynů, které lze v základu rozdělit na metody destruktivní a nedestruktivní.

Nedestruktivní metody umožňují zachycení plynných polutantů z čištěných odplynů, čímž mohou separované polutanty sloužit k dalšímu použití ve výrobních procesech. Běžnými polutanty jsou např. organické těkavé látky (VOC – *Volatile Organic Compounds*). Mezi nedestruktivní metody patří například absorpce, adsorpce a kondenzace VOC [4]. Zpravidla se regenerované polutanty nevyplatí využívat k energetickým účelům, proto nejsou nedestruktivní metody v rámci této práce dále studovány.

Při využití destruktivních metod dochází k reakci spalitelných polutantů s kyslíkem a jejich následnému tepelnému rozkladu za vzniku CO_2 a H_2O , což je exotermický děj, při kterém je uvolněna tepelná energie [4]. Spalitelné látky jsou tak rozkládány a jejich regenerace (zpětné získávání) není možná, nicméně uvolněná tepelná energie může být využita k produkci páry, elektřiny, k ohřevu procesních médií a řadě dalších účelů.

V rámci této práce jsou studovány metody pro efektivní energetické využití průmyslových odplynů. V podkapitolách níže je proto uveden přehled základních destruktivních metod využívaných v průmyslu, jež lze pro tento účel aplikovat.

3.1 Přímé spalování

Spalitelné polutanty obsažené v odplynech vytvářejí v rozmezí určitých koncentrací výbušnou směs. Tyto koncentrace jsou známy jako dolní mez výbušnosti (LEL – *Lower Explosive Limit*) a horní mez výbušnosti (UEL – *Upper Explosive Limit*).

Je-li koncentrace spalitelných látek mezi LEL a UEL, pak vytváří odpadní plyn výbušnou směs, která při zapálení vybuchuje. Proces tepelného rozkladu tedy v takovém případě nevyžaduje téměř žádnou externí dodávku energie (př. formou přídavného paliva) [5].

Tepelný rozklad probíhá ve spalovací komoře, kam je odplyn vháněn a následně zažehnut, či v otevřeném prostoru. V případě velkého množství zpracovávaného odplynu může být za spalovací komoru umístěn výměník pro rekuperaci tepla ze spalin, které jsou spalováním odplynu generovány. Běžným případem aplikace přímého spalování odplynů je využití flér v petrochemickém průmyslu.

3.2 Termická oxidace

Termická oxidace je metoda pro zpracování odpadních plynů obsahujících spalitelné látky v nižší koncentraci, než je hodnota LEL dané směsi plynů. Odplyn tak netvoří výbušnou směs a není možné jej zažehnout, jak je tomu v případě využití technologie přímého spalování.

Z hlediska konverze spalitelných polutantů je termická oxidace velmi efektivní proces dosahující účinnosti přes 99 %. Probíhá ve spalovací komoře, ve které je udržována vysoká teplota pomocí externí dodávky energie například spalováním zemního plynu. Zpracováváný odplyn je vháněn do spalovací komory, kde za vysokých teplot dochází k oxidaci (rozkladu) obsažených spalitelných látek, což se projevuje náhlým vzrůstem teploty [4].

Pro dosažení efektivního provozu takového zařízení je nutné vzít v úvahu tři základní parametry [5]:

- **Teplota ve spalovací komoře** – při dostatečně vysoké teplotě dochází ke vznícení polutantů a tím k čištění odplynu. Požadované teploty se běžně pohybují v rozmezí 650-1100°C. Konkrétní teplota se odvíjí od druhu obsažených polutantů. V případě oxidu uhelnatého se například doporučené teploty pohybují mezi 670-790 °C, zatímco pro zpracování chlorovaných uhlovodíků může být požadovaná teplota až 1100 °C.
- **Turbulence** – ve spalovací komoře musí být zajištěno dobré promísení látek (odplyn a spálené palivo), aby byla zajištěna konverze polutantů v celém objemu odplynu.
- **Doba zdržení** – míra konverze polutantů je mimo výše uvedené parametry závislá i na době zdržení zpracováváného odplynu v peci. Potřebná doba zdržení je závislá na druhu a koncentraci polutantů obsažených v odplynech, běžně se ale pohybuje v rozmezí 0,2-2 s.

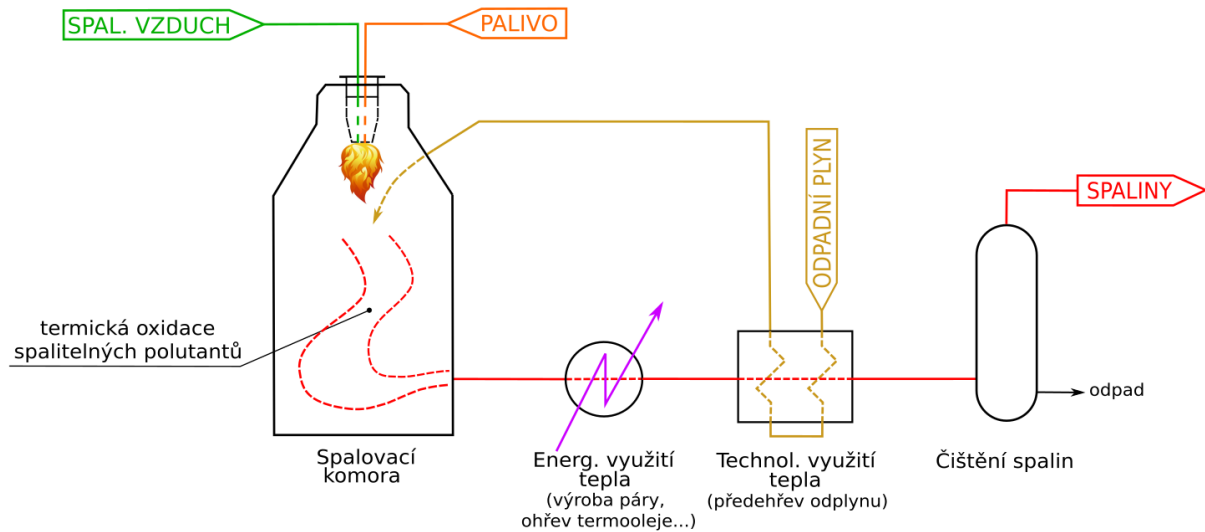
Produktem termické oxidace jsou spaliny o vysoké teplotě odpovídající teplotě na konci spalovací komory. Pro zlepšení ekonomiky provozu jsou spaliny standardně využívány k energetickým a technologickým účelům zařazením výměníků tepla za spalovací komoru. Energetickým využitím tepla se rozumí výroba topné páry, elektrické energie, či ohřev teplotonosných médií (např. termooleje), které jsou využívány k pokrytí energetické spotřeby přilehlých provozů nebo k prodeji. Technologické využití tepla slouží pro snížení spotřeby paliva spalovaného ve spalovací komoře, čehož lze docílit ohřevem proudů vstupujících do spalovací komory.

Pokud jsou ve spalinách obsaženy další škodliviny, jako oxidy dusíku (NO_x), oxidy síry (SO_x), pevné částice a další, potom bývá do jednotky začleněna i příslušná technologie čištění spalin. Výše popsaná koncepce standardní jednotky založené na termické oxidaci průmyslových odplynů je zobrazena na obrázku 5.

Spalovací komora neobsahuje žádné jemné struktury, proto je velikou výhodou této technologie její robustnost a nízká citlivost k zanášení, díky čemuž lze zpracovávat i velmi zanášivé, či chemicky agresivní odplyny. Z toho důvodu je technologie termické oxidace odplynů v procesním průmyslu aplikována velmi často.

Udržování vysoké teploty ve spalovací komoře je ale spjata s velkou spotřebou externího paliva, což je spojeno s velkými provozními náklady a v neposlední řadě i s negativním vlivem na životní prostředí kvůli zvýšeným emisím CO_2 . Jak je ale řečeno

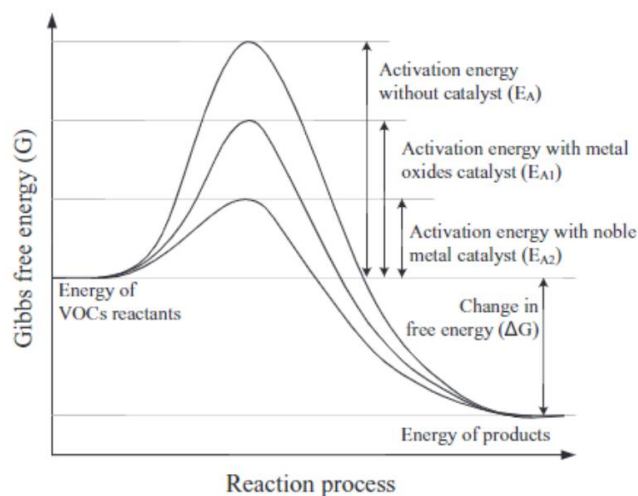
výše, spotřebu paliva lze výrazně snížit zvýšením technologického využití tepla formou intenzifikace predehřevu proudů vstupujících do spalovací komory, což bylo na konkrétní jednotce WGtE demonstrováno v diplomové práci [6], která této dizertační práci předcházela.



Obrázek 5 – Standardní jednotka WGtE založená na termické oxidaci průmyslových odplynů.

3.3 Katalytická oxidace

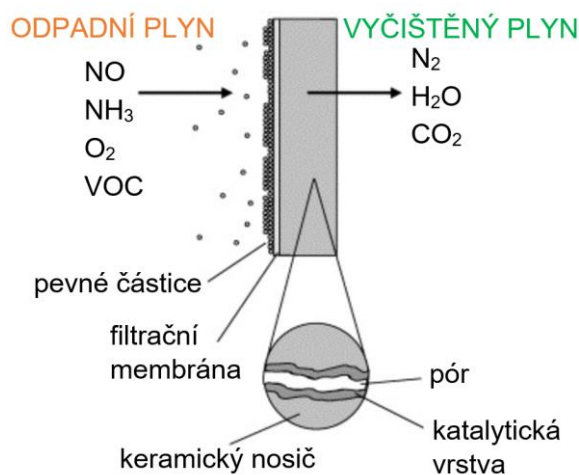
Vedle termické oxidace (popsané v předchozí kapitole 3.2) představuje katalytická oxidace další často využívanou metodou pro zpracování průmyslových odplynů obsahujících spalitelné polutanty (VOC, CO...) o koncentracích nižších než hodnota LEL. Provoz katalytického reaktoru je z hlediska spotřeby externího paliva mnohem úspornější, neboť díky přítomnosti katalyzátoru je snížena aktivační energie pro průběh chemických reakcí ve zpracovávaném odplynu, jak je naznačeno na obrázku 6. Tím dochází k rozkladu polutantů při mnohem nižších teplotách již od 260 °C [5]. V praxi jsou tak často klasické spalovací komory nahrazovány katalytickými reaktory [7].



Obrázek 6 – Vliv katalyzátoru na aktivační energii pro oxidaci VOC [8].

K rozkladu polutantů dochází v katalytickém loži, které je tvořeno porézními nosiči, na jejichž povrchu je nanášena vrstva katalyzátoru. Nosiče mohou být monolitické, či sypané a nejčastěji bývají vyrobeny z keramiky. Druh nanášeného katalyzátoru už závisí na konkrétní aplikaci, kdy v případě zpracování VOC je výhodné použití vzácných kovů (například paladia, či platiny), nebo oxidů kovů na bázi titanu, manganu, mědi, a dalších [8]. Z obrázku 6 je patrné, že aktivační energie pro oxidaci VOC je nižší při využití vzácných kovů, což umožňuje čištění odplynů za nejnižších teplot. V případě využití oxidů kovů pro katalytickou oxidaci je aktivační energie vyšší, tedy i teplota pro zpracování odplynu musí být zvýšena. Na druhou stranu pořizovací cena těchto katalyzátorů je nižší než v případě vzácných kovů.

Porézní struktura katalytického lože je náchylná k zanášení, proto se v praxi přistupuje v případě zpracování odplynů obsahujících pevné částice k tzv. katalytické filtraci, kdy je katalytické lože chráněno keramickým, nebo kovovým filtrem, jak je zobrazeno na obrázku 7.

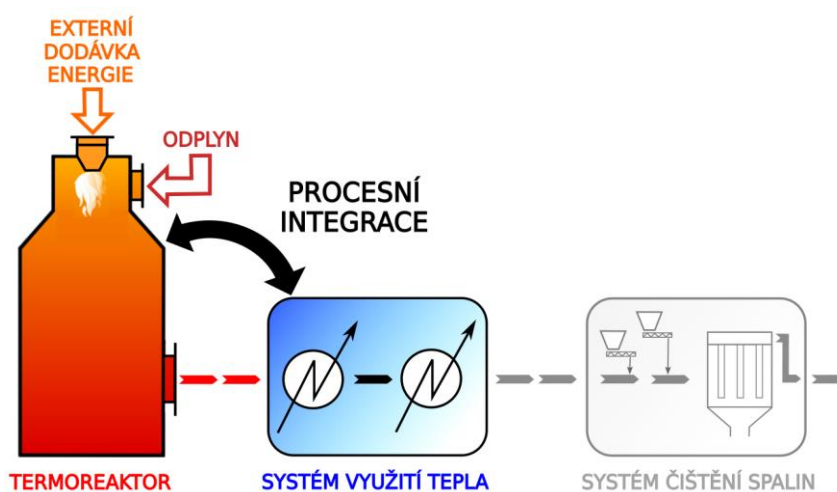


Obrázek 7 – Katalytická filtrace pro odstranění plynných polutantů a pevných částic [9].

Technologická koncepce katalytických jednotek WGtE je obdobná koncepci termické jednotky WGtE prezentované na obrázku 5 s tím rozdílem, že místo spalovací komory je ke zpracování odplynu využito katalytický reaktor. Spaliny produkované katalytickou oxidací mají nižší teplotu, než je tomu v případě termické oxidace. Z toho důvodu je třeba zvážit vhodnost energetického využití tepla, či teplo ve spalinách využívat pouze k technologickým účelům, jako je například přehřev zpracovávaných odplynů.

4. Energetická rekonstrukce jednotek WGtE – tvorba analytické metody

Provoz standardních jednotek WGtE založených na principu termické oxidace (dále termické jednotky WGtE), je spjat s velkou spotřebou externě dodávaného paliva spalovaného v hořáku termoreaktoru (spalovací pece). V případě jednotek WGtE založených na alternativní katalytické oxidaci, či katalytické filtraci (dále jako katalytické jednotky WGtE) jsou energetické nároky redukovány díky nižší předepsané teplotě potřebné pro rozklad polutantů obsažených v odplynech. I přesto však bývají standardně součástí technologie katalytické oxidace hořáky pro dohřev odplynů před jeho přivedením do katalytického reaktoru. Spotřebu paliva lze ale významně snížit intenzifikací (resp. procesní integrací) technologického přenosu tepla, jak je zobrazeno níže na obrázku 8.



Obrázek 8 – Procesní integrace termoreaktoru a systému využití tepla jednotky WGtE.

Výzvou při návrhu technologických úprav za účelem dosažení úspor paliva (neboli při provádění energetické rekonstrukce - ER) existujících jednotek WGtE je nutnost provádění složitých materiálových a energetických bilančních výpočtů, což vede k nutnosti využití komerčních softwarů, které zpravidla nejsou provozovatelům jednotek WGtE běžně dostupné. Provozovatelé se proto musejí obracet na odborné instituce a firmy pro zpracování nákladných studií, jejichž finanční náročnost od ER provozovatele odrazuje. Existující jednotky WGtE jsou pak často provozovány neefektivně.

Cílem dizertační práce v této oblasti je tvorba analytické metody, která umožní provozovatelům vyhodnotit dosažitelné úspory paliva v rámci jejich stávajících jednotek a dále provést základní návrh technologických úprav vedoucích k požadovaným úsporám. Mezi základními požadavky na vytvářenou metodu je dostatečná přesnost a snadná aplikovatelnost s potenciálem využití širší veřejností. Provozovatelé tak mohou provést vlastní návrh ER a stanovit dosažitelné úspory paliva, což může zvýšit jejich motivaci k modernizaci provozovaných jednotek WGtE.

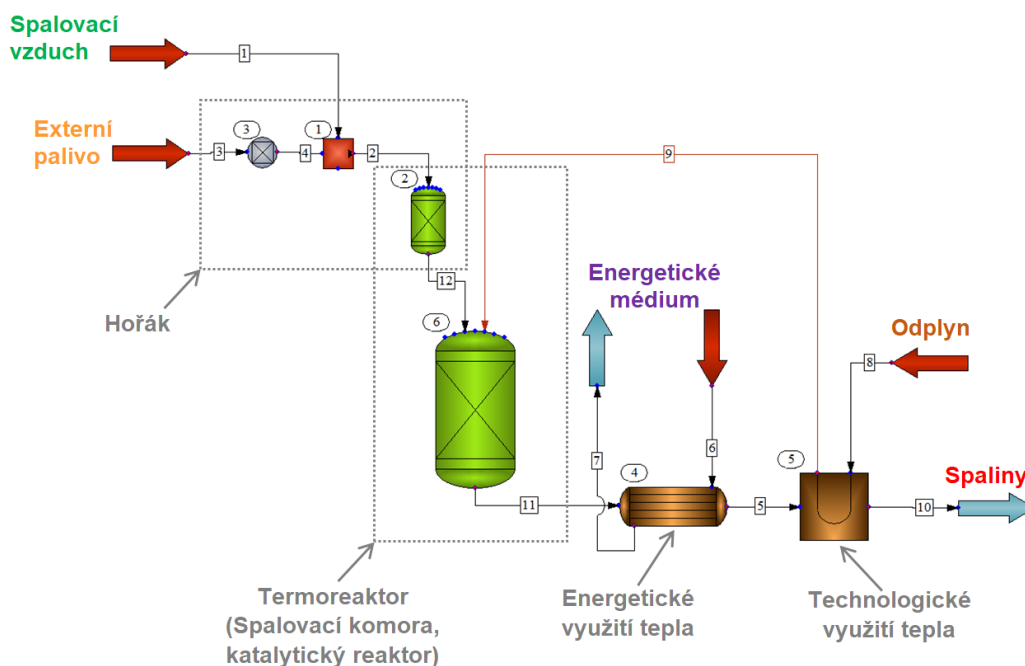
Pro průběžné vyhodnocování a validaci vytvářené analytické metody byla v úvodní části práce vytvořena nelineární simulace WGtE jednotky, viz kapitola 4.1. Následně

je v kapitole 4.2 představena energetická a látková bilance jednotky WGtE s matematickým popisem základních aparátů, jako je termoreaktor a výměníky tepla. Na tomto základě je potom postavena vyvinutá analytická metoda CDM, jejíž vývoj je popsán v kapitolách 4.3-4.7 a v přílohách 1-5.

4.1 Nelineární simulace jednotky

Jedním ze základních požadavků na vyvíjenou analytickou metodu je dostatečná přesnost pro stanovení dosažitelných úspor paliva a pro návrh konkrétních technologických úprav. Z toho důvodu byl nejdříve vytvořen nelineární model jednotky WGtE s využitím komerčního softwaru ChemCad 7 od firmy Chemstations [10], který umožňuje provádění velmi přesných materiálových a energetických bilancí.

V průběhu vývoje CDM bylo pracováno s různými uspořádáními jednotek WGtE ve smyslu odlišné technologie (termická a katalytická oxidace), systému využití tepla (uspořádání a velikost výměníků tepla, druh a množství produkovaných energetických médií apod.), množství a složení zpracovávaných odpadů, apod. Všechny simulace ale vycházejí ze základního uspořádání znázorněného na obrázku 9.



Obrázek 9 – Nelineární simulace jednotky WGtE v softwaru ChemCad 7.

Koncepční uspořádání prezentované na obrázku 9 odpovídá jednotce WGtE založené jak na termické, tak na katalytické oxidaci. Odplyn (proud 8 a 9) je modelován jako směs dusíku (N_2), kyslíku (O_2) a znečišťující složky, jako oxid uhelnatý (CO), nebo organická těkavá látka ve formě uhlovodíku (propan, formaldehyd...).

Externím palivem (proudy 3 a 4) je dále zemní plyn, který umožňuje rychlou regulaci výkonu a je dostupný ve většině průmyslových provozů. Cílem spalování zemního plynu v rámci katalytické jednotky WGtE je dosažení dostatečné teploty odplynu na vstupu do termoreaktoru. V případě termické jednotky slouží zemní plyn k dosažení požadované teploty spalin na výstupu z termoreaktoru (proud 11).

Spaliny bývají dále využívány ke generování/ohřevu energetického média (proudy 6 a 7). Na obrázku 9 je ilustrován jediný výměník tepla sloužící k energetickým účelům

jednotky, nicméně se může jednat i o celý systém výměníků pro ohřev termooleje, generování topné páry nebo výrobu přehřáté páry pro kombinovanou produkci elektřiny a tepla. Dále je teplo ve spalínách (proud 5) nakonec využito pro technologické účely, tedy pro předehřev odplynu před jeho nástřikem do termoreaktoru, čímž je možné výrazně snížit spotřebu externě dodávaného paliva do termoreaktoru.

Pro modelování chemických reakcí nabízí software ChemCad 7 celou řadu modelů, kdy pro spalování zemního plynu v hořáku a tepelný rozklad polutantů v termoreaktoru byl zvolen průtočný rovnovážný reaktor (tzv. *Equilibrium Reactor*), kde lze modelovat více současných chemických reakcí. Pro zpřesnění simulací chemických reakcí lze tomuto typu matematického modelu zadat řadu provozních módů. Odplyny většinou neobsahují kondenzát a termoreaktor je dobře tepelně izolovaný, proto jsou pro co nejpřesnější simulaci reálných provozních podmínek zvoleny provozní módy *Vapor only* a *Adiabatic*.

4.2 Výchozí matematický popis technologie WGtE

Jak je naznačeno na obrázku 8, tak pro ER jsou klíčovými sekcemi technologie WGtE termoreaktor a systém výměny tepla. Tato kapitola představuje matematický popis obou těchto sekcí, což představuje základ pro návrh koncepční analytické metody CDM, pomocí které je možno provádět návrh ER se srovnatelnou přesností v porovnání s nelineární simulací představenou v kapitola 4.1.

4.2.1 Termoreaktor

Látková a energetická bilance termoreaktoru je představena na obrázku 10 na spalovací peci termické WGtE jednotky. Bilance katalytické jednotky je totožná a probíhá pouze za nižších teplot a nebude proto samostatně představena

Termoreaktor je průtočný reaktor, kde se neakumuluje žádná hmota. Látková bilance je tak popsána rovnicemi (1) a (2).

$$\dot{m}_{vstup.} = \dot{m}_{výstup.} \quad (1)$$

$$\dot{m}^{ODP} + \dot{m}^{PAL} + \dot{m}^{SPV} = \dot{m}^{SPAL} \quad (2)$$

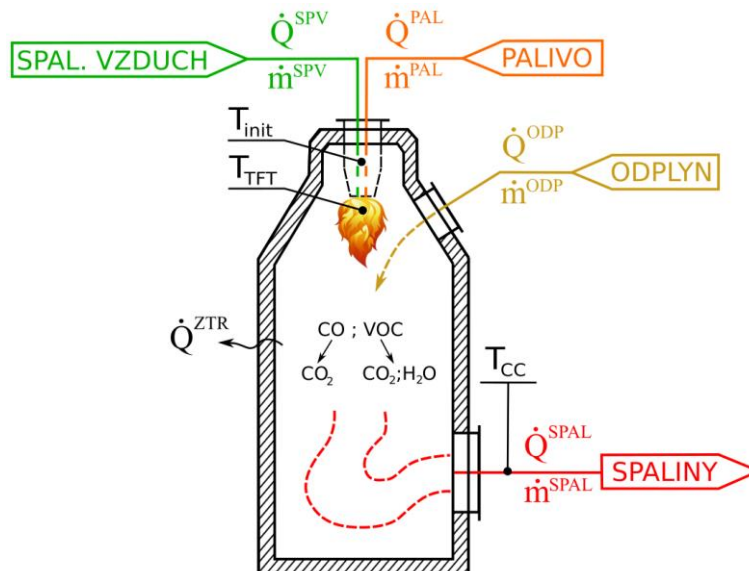
Kde je: $\dot{m}_{vstup./výstup.}$ – celkový vstupní/výstupní hmotnostní průtok [kg/s]
 $\dot{m}^{ODP,PAL,SPV,SPAL}$ – hmotnostní průtoky odplynu, paliva, spalovacího vzduchu a spalin [kg/s]

Energetická bilance termoreaktoru je pak popsána rovnicemi (3) a (4). Pro účely této práce se uvažuje ustálený provoz, kde nedochází k akumulaci, či uvolňování energie z vyzdívek, či z pláště termoreaktoru do zpracovávaného odplynu. V případě najíždění, nebo odstávky termoreaktoru by už bylo třeba s těmito vlivy počítat.

$$\dot{Q}_{vstup.} = \dot{Q}_{výstup.} \quad (3)$$

$$\dot{Q}^{ODP} + \dot{Q}^{PAL} + \dot{Q}^{SPV} = \dot{Q}^{SPAL} + \dot{Q}^{ZTR} \quad (4)$$

Kde je: $\dot{Q}_{vstup./výstup.}$ – celkový vstupní/výstupní tepelný tok [kW]
 $\dot{Q}^{ODP,PAL,SPV,SPAL}$ – tepelný tok odplynu, paliva, spal. vzduchu a spalin [kW]
 \dot{Q}^{ZTR} – tepelná ztráta spalovací komory [kW]



Obrázek 10 – Energetická a materiálová bilance termoreaktoru jednotky WGTé.

Jednotlivé členy rovnice (4) jsou rozepsány v níže uvedené rovnici (5). V případě tepelného toku odplynu vstupujícího do spalovací komory je třeba uvažovat jak jeho tepelnou energii, tak i chemickou energii uloženou ve spalitelných polutantech. Stejně je tomu i v případě výpočtu tepelného toku paliva \dot{Q}^{PAL} . Tepelný tok spalovacího vzduchu \dot{Q}^{SPV} je definován pouze jeho pocitovou tepelnou energií. Stejně je tomu v případě tepelného toku spalin \dot{Q}^{SPAL} , které v případě uvažování kompletní oxidace polutantů již žádnou chemicky vázanou energii neobsahují. Tepelnou ztrátu vyzdívkami spalovací komory \dot{Q}^{ZTR} lze stanovit výpočtem, nicméně se běžně jedná o řádově nižší hodnotu, než ostatní tepelné toky vystupující v rovnici (4), proto ji lze zanedbat.

$$\left(\dot{m}^{ODP} \cdot h^{ODP} + \sum_i (\dot{m}_i \cdot LHV_i)_{polut} \right) + [\dot{m}^{PAL} \cdot (h^{PAL} + LHV^{PAL})] + \quad (5)$$

$$+(\dot{m}^{SPV} \cdot h^{SPV}) + \dot{Q}^{ZTR} = \dot{m}^{SPAL} \cdot h^{SPAL}$$

Kde je: $(\dot{m}_i; LHV_i)_{polut}$ – hmotnostní průtoky a výhřevnosti jednotlivých spalitelných polutantů obs. v odplynu [kg/s]; [kJ/kg]
 h – měrné entalpie proudů vztažené ke společné referenční teplotě ve stávajícím provozu jednotky WGTé [kJ/kg]

V případě návrhu nové jednotky WGTé je nutné provést bilanční výpočty pro stanovení potřebného množství paliva a spalovacího vzduchu dle rovnice (5) tak, aby bylo dosaženo dostatečné teploty spalin na výstupu z termoreaktoru. Tuto rovnici je možné upravit i pro výpočet úspory paliva v rámci intenzifikace technologického přenosu tepla

existující jednotky, viz následující rovnice (6). Tato rovnice je ale pro širší odbornou veřejnost těžko aplikovatelná kvůli vysoké nejistotě při stanovování měrných entalpií proudů. Proto bylo jedním z cílů práce nalézt výrazně jednodušší a stále přesné alternativní vztahy, které jsou představeny dále v kapitole 4.3.

$$\Delta \dot{f}_s = \frac{\Delta \dot{Q}_{technol}}{LHV^{PAL} + h^{PAL} + K \cdot h^{SPV} - (K + 1) \cdot h^{SPAL}} \quad (6)$$

Kde je: $\Delta \dot{Q}_{technol}$ – intenzifikace technologické výměny tepla [kW]
 $\Delta \dot{f}_s$ – úspora paliva vycházející z intenzifikace [kg/s]
 K – hmotnostní poměr spalovacího vzduchu a paliva [kg/kg]

4.2.2 Systém výměny tepla

Horké spaliny vycházející z termoreaktoru jsou standardně využívány jako zdroj energie pro účely vytápění, produkce elektřiny a páry, či pro předeřev technologických proudů, jako odplynů, či spalovacího vzduchu. Přenos tepla probíhá ve výměnících tepla (VT), které souhrnně tvoří systém výměny tepla (SVT).

Při ER jednotek WGtE se často přistupuje k modifikaci SVT například formou výměny stávajících ohříváků odplynu, zavedení předeřevu spalovacího vzduchu, vložení výměníků pro ohřev energetických médií apod. Tyto úpravy potom mají vliv na ostatní výměníky tepla, který je třeba během návrhu ER důkladně zhodnotit. Pro přibližné analytické vyhodnocení změny provozních parametrů konkrétního výměníku tepla (jako tepelný výkon a vstupní/výstupní teploty proudů) je využita bilanční rovnice horkého a chladného proudu v tomto výměníku (7) a dále rovnice přenosu tepla (8) a (9), které jsou upraveny pro výpočet tzv. tepelné velikosti výměníku tepla FUA_{VT} . Tepelné ztráty výměníku tepla (VT) do okolí tvoří malou část celkového množství přeneseného tepla, proto jsou v rámci této práce zanedbány. Tepelné výkony vypočítané dle bilanční a přenosové rovnice konkrétního VT jsou shodné, viz rovnice (10).

$$\dot{Q}_{VT}^{bil} = \dot{m}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{VT}^{SPAL,vstup} - T_{VT}^{SPAL,výstup}) = \dot{m}^c \cdot \bar{c}_p^c \cdot (T_{VT}^{c,výstup} - T_{VT}^{c,vstup}) \quad (7)$$

Kde je: \dot{Q}_{VT}^{bil} – bilanční tepelný výkon ve výměníku tepla (VT) ze spalin do ohřívávaného proudu (horní index *c* - cold) [kW]
 $T_{VT}^{vstup/výstup}$ – vstupní/výstupní teplota daného proudu do/z výměníku [°C]

$$FUA_{VT} = \frac{\dot{Q}_{VT}^{přen}}{\Delta T_{ln,VT}} \quad (8)$$

$$\Delta T_{ln,VT} = \frac{(T_{VT}^{SPAL,vstup} - T_{VT}^{c,výstup}) - (T_{VT}^{SPAL,výstup} - T_{VT}^{c,vstup})}{\ln \left(\frac{T_{VT}^{SPAL,vstup} - T_{VT}^{c,výstup}}{T_{VT}^{SPAL,výstup} - T_{VT}^{c,vstup}} \right)} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{VT}^{bil} = \dot{Q}_{VT}^{přen} \quad (10)$$

Kde je: $\dot{Q}_{VT}^{přen}$ – přenesený tepelný výkon ve výměníku tepla (VT) ze spalin do ohřívajícího proudu [kW]
 $\Delta T_{ln,VT}$ – střední logaritmický teplotní rozdíl mezi médii ve VT v protiproudém uspořádání [°C]
 F – korekční součinitel pro skutečné proudové uspořádání ve VT [-]
 U – součinitel prostupu tepla [kW/(m²·°C)]
 A_{VT} – teplosměnná plocha VT [m²]
 FUA_{VT} – tepelná velikost VT [kW/°C]

Na počátku analýzy konkrétní jednotky WGtE je nutné stanovit teploty médií na vstupu i výstupu z jednotlivých VT a jejich látkové vlastnosti, zejména měrné tepelné kapacity. Následně se z těchto dat vypočítá tepelný výkon jednotlivých VT dle rovnice (7) a jejich tepelné velikosti dle rovnic (8) a (9).

Jednotlivé VT se mohou ve standardní jednotce WGtE výrazně lišit svým typem i velikostí. Z toho důvodu se při ER jednotky dá předpokládat, že žádné proudy nebudou přepojeny mezi existujícími VT. Tím je zaveden předpoklad konstantních tepelných velikostí jednotlivých VT, které nejsou významně ovlivněné snížením průtoku, nebo změnou teplot proudů.

Výsledkem je, že při provádění návrhu ER konkrétní jednotky WGtE lze následně přepočítat i tepelné výkony jednotlivých VT pomocí rovnic (7) až (10). Tento výpočet je nutné začít výměníkem, který je umístěn jako první za termoreaktorem, jelikož je zde známá vstupní teplota spalin $T_{VT}^{SPAL,vstup} = T_{CC}^{SPAL}$. Výpočet následně pokračuje po jednotlivých výměnících ve směru proudění spalin.

4.3 Výpočet úspor paliva v souvislosti s intenzifikací technologického využití tepla

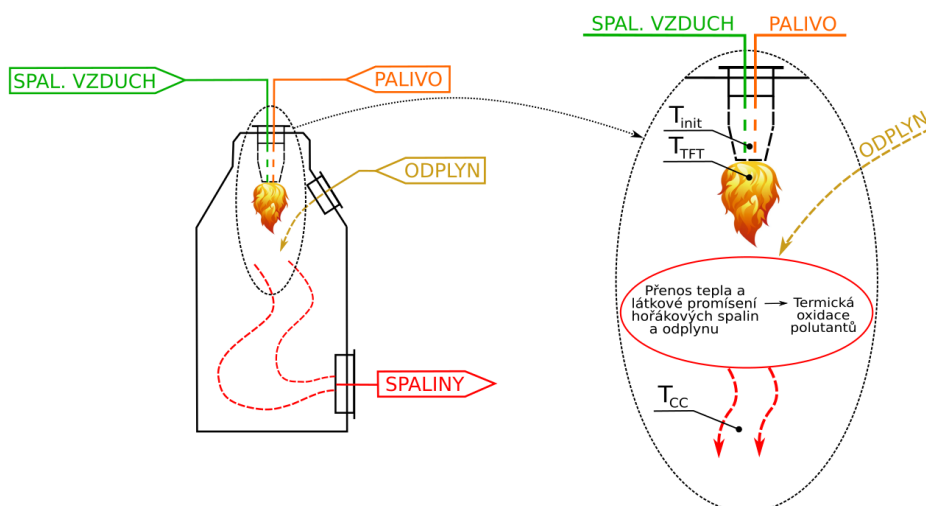
Jak bylo řečeno výše, tak v jednotkách WGtE lze výrazně snížit spotřebu paliva intenzifikací přehřevu proudů vstupujících do termoreaktoru, neboli zvýšením technologického přenosu tepla. Vztah mezi intenzifikací technologického přenosu tepla a úsporou paliva vychází z energetické bilance termoreaktoru, což vede ke komplexní nelineární úloze, k jejímuž řešení může být využit některý z dostupných výpočetních a simulačních programů. Jelikož má tato práce za cíl vývoj analytické metody umožňující vyhodnocení dosažitelných úspor externě dodávaného paliva konkrétní jednotky WGtE bez nutnosti aplikace komerčních softwarů, pak prvním krokem byla tvorba jednoduchého vztahu pro stanovení závislosti mezi intenzifikací technologického přenosu tepla a souvisejícími úsporami paliva.

Protože se předchozí diplomová práce [6] zabývala primárně termickými jednotkami WGtE, potom se úvodní vývoj hledaného matematického vztahu odrážel právě od této technologie. Vytvořené vztahy jsou ale aplikovatelné i pro katalytické jednotky WGtE. Výsledky provedeného výzkumu byly prezentovány na mezinárodní konferenci Engineering Mechanics 2020 [11].

4.3.1 Stanovení energetického obsahu paliva pro vysoké teploty ve spalovací komoře.

V termických jednotkách WGtE je palivo spalováno v hořáku spalovací komory za účelem udržení dostatečně vysoké teploty pro termickou likvidaci plynných polutantů obsažených v odplynu. Tato teplota je měřena na výstupu spalovací komory a je označena jako T_{CC} . Provoz hořáku je ilustrován na obrázku 11.

Z hlediska materiálové a energetické bilance lze tento proces chápat tak, že spalováním paliva jsou v peci generovány hořákové spaliny o velmi vysoké teplotě, která se u spalovacích zařízení označuje jako teoretická teplota plamene, neboli $T_{TFT}^{H.SPAL}$ (Theoretical Flame Temperature). Palivo se spalovacím vzduchem jsou spalovány z počáteční teploty T_{init} . Následně dochází k intenzivnímu ochlazení hořákových spalin radiačním tepelným přenosem a látkovým promísením s výrazně chladnějším odplynem. Odplyn je tak ohříván, zatímco hořákové spaliny jsou zchlazovány. Na výstupu z pece jsou už oba tyto plynné proudy zcela promíseny v jeden výsledný proud spalin, jehož teplota se rovná požadované teplotě T_{CC} . Množství tepelné energie uvolněné v termoreaktoru spalováním paliva tedy odpovídá teplotnímu intervalu hořákových spalin mezi $T_{TFT}^{H.SPAL}$ a T_{CC}^{SPAL} .



Obrázek 11 – Provoz hořáku termické jednotky WGtE.

Pro vytvoření výpočetního vztahu stanovujícího množství tepelné energie obsažené v palivu v určitém teplotním intervalu hořákových spalin byla využita výhřevnost paliva, neboli LHV (Lower Heating Value). Definice výhřevnosti je následující:

„Výhřevnost je takové množství tepla, které se vyvine dokonalým spálením jednotkového množství (kg, kmol, m^{N3}) paliva, jestliže se spaliny ochladí na původní teplotu paliva a spalovacího vzduchu a voda po spálení zůstane v plynném stavu.“ [12]

Pro účely této práce lze výše zmíněnou definici chápat tak, že spálením jednotkového množství paliva se spalovacím vzduchem v hořáku při jejich počáteční teplotě T_{init} jsou vyprodukovány spaliny o teplotě $T_{TFT}^{H.SPAL}$. Jsou-li tyto hořákové spaliny následně ochlazeny zpět na teplotu T_{init} a voda zůstává v plynném stavu, pak množství odebrané tepelné energie odpovídá výhřevnosti paliva.

Výhřevnost paliva definovanou ochlazením hořákových spalin lze vypočítat pomocí rovnice tepelné bilance (11).

$$LHV = m_{jednot.}^{H.SPAL} \cdot \int_{T_{init}}^{T_{TFT}^{H.SPAL}} c_p^{H.SPAL} \cdot dT \quad (11)$$

Kde je: LHV – výhřevnost paliva [kJ/kg_{paliva}]

$m_{jednot.}^{H.SPAL}$ – množství hořákových spalin vzniklých spálením jednotkového množství paliva [kg]

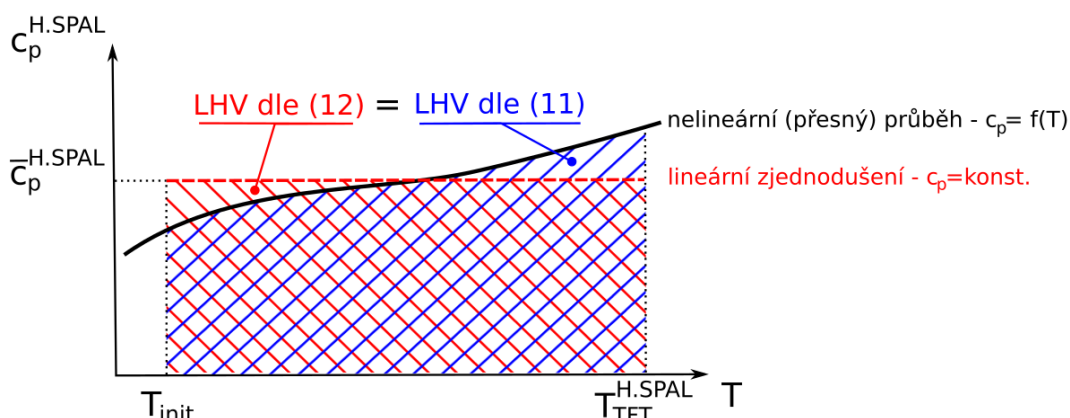
$c_p^{H.SPAL}$ – měrná tepelná kapacita hořákových spalin [kJ/kg·K]

Jelikož je hodnota $c_p^{H.SPAL}$ funkcí teploty, pak je vhodné tento vztah integrovat, jak je uvedeno v rovnici (11). K tomu je nicméně nutná znalost příslušné funkční závislosti, což není pro širší veřejnost, které je vyvíjená metoda určena, příliš praktické řešení. V takovém případě lze provést výrazné zjednodušení zavedením tzv. střední měrné tepelné kapacity spalin, kdy hodnota měrné tepelné kapacity je uvažována jako konstantní na celém intervalu řešených teplot, viz rovnice (12).

Graficky je funkční závislost měrné tepelné kapacity spalin dle rovnic (11) a (12) ilustrována na obrázku 12.

$$LHV = m_{jednot.}^{H.SPAL} \cdot \bar{c}_p^{H.SPAL} \cdot (T_{TFT}^{H.SPAL} - T_{init}) \quad (12)$$

Kde je: $\bar{c}_p^{H.SPAL}$ – střední měrná tepelná kapacita hořákových spalin [kJ/kg·K]



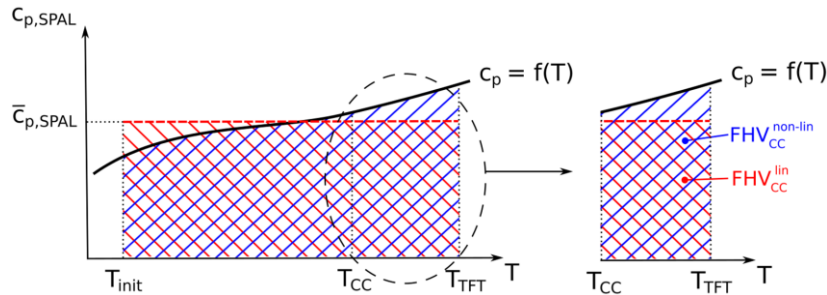
Obrázek 12 – Grafické vyjádření výhřevnosti (LHV) ochlazováním spalin vzniklých spálením jednotkového množství paliva dle lineární a nelineární koncepce.

Jak ale bylo výše řečeno, tak množství tepelné energie uvolněné z paliva v termoreaktoru odpovídá teplotnímu intervalu hořákových spalin mezi T_{TFT} a T_{CC} , což je pouze část celkového energetického obsahu paliva daného jeho výhřevností. Tato hodnota energeticky využitelného obsahu hořákových spalin je označena jako FHV_{CC} , neboli *Fuel Heating Value for Combustion Chamber*.

Při výpočtu FHV_{CC} lze vycházet z lineární nebo nelineární koncepce. Nelineární koncepce vyžaduje provedení integrace, viz rovnice (13), nicméně lze tak získat velmi přesný výsledek. Lineární vztah, viz rovnice (14), je výrazně jednodušší, ale méně přesný. Graficky je rozdíl mezi těmito přístupy zobrazen na obrázku 13.

$$FHV_{CC}^{non-lin} = m_{jednot.}^{H.SPAL} \cdot \int_{T_{CC}^{SPAL}}^{T_{TFT}^{H.SPAL}} c_p^{H.SPAL} \cdot dT \quad (13)$$

$$FHV_{CC}^{lin} = LHV \cdot \frac{T_{TFT}^{H,SPAL} - T_{CC}^{SPAL}}{T_{TFT}^{H,SPAL} - T_{init}} \quad (14)$$



Obrázek 13 – Energeticky využitelný obsah hořákových spalin (FHV_{CC}) v termických jednotkách WGE dle lineární a nelineární koncepce.

Následně byl jako základ finálního vztahu pro výpočet FHV_{CC} využit vztah (14). Bylo ale nutné provést jeho korekci zavedením korekčního členu n_c tak, aby si výsledky nelineárního a lineárního výpočtu co nejlépe odpovídaly, viz rovnice (15).

$$FHV_{CC}^{non-lin} \sim n_c \cdot FHV_{CC}^{lin} \quad (15)$$

Pro nalezení členu n_c byla v softwaru ChemCad 7 provedena analýza modelové termické jednotky WGE, ve které byl využíván zemní plyn jako palivo. Zjištěný finální vztah pro výpočet FHV_{CC} je dán dle rovnice (16) [11].

Za účelem přesného stanovení hodnoty členu n_c jak pro termické, tak pro katalytické jednotky WGE, či možnosti zavedení přehřevu spalovacího vzduchu byl s využitím optimalizačních nástrojů vytvořen vztah (17), který je aplikovatelný pro široké rozmezí teplot $T_{CC}^{SPAL} \in (500; 1100)^\circ C$, $T_{init} \in (0; 400)^\circ C$ a $T_{TFT}^{H,SPAL} \in (1800; 2200)^\circ C$ a je platný pro využití zemního plynu jako paliva. Finální tvar rovnic (16) – (18) byl představen odborné veřejnosti formou prezentace na konferenci SPIL 21 (*The 5th Sustainable Process Integration Laboratory Scientific Conference*). Detailní postup získání vztahu (17) je uveden v příloze 1 této práce.

$$FHV_{CC} = n_c \cdot LHV \cdot \frac{T_{TFT}^{H,SPAL} - T_{CC}^{SPAL}}{T_{TFT}^{H,SPAL} - T_{init}} \quad (16)$$

$$n_c = (6,462 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{CC}^{SPAL} - (8,969 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{init} - (1,467 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{TFT}^{H,SPAL} + 1,0416 \quad (17)$$

Výpočet úspor paliva vycházejících z intenzifikace technologického přenosu tepla je následně proveden dle rovnice (18).

$$\Delta \dot{f}_s = \frac{\Delta \dot{Q}_{technol}}{FHV_{CC}} \quad (18)$$

Kde je: $\Delta \dot{Q}_{technol}$ – intenzifikace technologické výměny tepla [kW]
 $\Delta \dot{f}_s$ – úspora paliva vycházející z intenzifikace [kg/s]

Veškeré veličiny, které vystupují v rovnicích (16) - (18), jsou snadno zjistitelné, proto je vytvořený výpočetní postup pro odbornou veřejnost snadno aplikovatelný a může poskytnout provozovatelům termických i katalytických jednotek WGE rychlou a

dostatečně přesnou představu o energetických úsporách dosažených konkrétní intenzifikací technologického přenosu tepla. Tyto výpočetní vztahy mohou být dále využity i v opačném případě, kdy provozovatel uvažuje z nějakého důvodu o snížení technologického přenosu tepla a je třeba vyhodnotit následný vzrůst spotřeby paliva.

4.3.2 Praktické předvedení výpočtu úspory paliva

Výpočetní postup pro zjištění úspory paliva sestávající se z rovnic (16) - (18) je v praxi snadno aplikovatelný. Dále bylo třeba ověřit jeho přesnost porovnáním s výsledky nelineární simulace provedené v softwaru ChemCad. V tabulce 4 jsou představeny výsledky pro široký rozsah provozních teplot odpovídajících katalytickým i termickým jednotkám WGtE. Modelovým palivem je tranzitní plyn, jehož složení a vlastnosti jsou převzaty z portálu TZB info [13].

Z výsledků v tabulce 4 vyplývá, že vyvinuté vztahy poskytují velmi přesné stanovení úspory paliva v závislosti na intenzifikaci technologického přenosu tepla s odchylkou od výsledků nelineární simulace nepřesahující 0,5%. Přesnost výpočtu také není závislá na hodnotě $\Delta\dot{Q}_{technol}$, proto lze tento výpočetní postup aplikovat na libovolně velikou jednotku WGtE.

Složení zemního plynu je ale proměnlivé v závislosti na lokalitě jeho zdroje a alternativně lze využít i jiná paliva, jako například bioplyn. Z toho důvodu byla stejná analýza provedena pro bioplyn o složení 80%_{obj} CH₄ a 20%_{obj} CO₂. Přesnost dosažených výsledků je obdobná, což svědčí o aplikovatelnosti vztahů na různá paliva.

Tabulka 4 – Výpočet úspory paliva v jednotkách WGE v závislosti na zvýšení technologického přenosu tepla při různých provozních teplotách a srovnání s výsledky nelineární simulace.

Termické jednotky WGE								
Vstup do výpočtu				Výsledky CDM			Nelin. simulace	Absolutní odchylka
$\Delta\dot{Q}_{technol}$ [kW]	T_{CC}^{SPAL} [°C]	T_{init} [°C]	$T_{TFT}^{H.SPAL*}$ [°C]	n_c^{**} [l]	FHV_{CC}^{**} [kJ/kg]	$\Delta\dot{f}_s^{**}$ [kg/h]	$\Delta\dot{f}_s$ [kg/h]	$\left 1 - \frac{\Delta\dot{f}_s}{\Delta\dot{f}_s^{**}}\right $ [%]
100	800	0	1 935,46	1,0649	30 685	11,73	11,69	0,34
		400	2 240,26	1,0246	39 385	9,14	9,18	0,44
	1100	0	1 935,46	1,0843	22 989	15,66	15,71	0,32
		400	2 240,26	1,0439	31 771	11,33	11,35	0,18
2000	800	0	1 935,46	1,0649	30 685	234,64	234,49	0,06
		400	2 240,26	1,0246	39 385	182,81	182,91	0,05
	1100	0	1 935,46	1,0843	22 989	313,19	313,67	0,15
		400	2 240,26	1,0439	31 771	226,62	227,43	0,36
Katalytické jednotky WGE								
100	500	0	1 935,46	1,0455	38 087	9,45	9,43	0,21
		200	2 086,39	1,0254	42 354	8,50	8,51	0,12
		400	2 240,26	1,0052	46 689	7,71	7,70	0,13
	600	0	1 935,46	1,0520	35 652	10,10	10,10	0,03
		200	2 086,39	1,0318	39 934	9,01	9,01	0,04
		400	2 240,26	1,0116	44 289	8,13	8,12	0,12

* Hodnoty $T_{TFT}^{H.SPAL}$ jsou získány pomocí soft. ChemCad.

** Předmětné veličiny jsou stanoveny pomocí vztahů (16) – (18).

4.4 Princip plovoucích přímek technologických proudů

Během studia termických i katalytických jednotek WGtE bylo zjištěno, že provedením energetické rekonstrukce (ER) konkrétní jednotky vedoucí k intenzifikaci technologického přenosu tepla dochází ke změně některých provozních parametrů jednotky. Konkrétně se jedná o průtok některých technologických proudů, jako například paliva, spalovacího vzduchu a spalin. Se sníženým množstvím generovaných spalin se snižuje i výkon stávajících výměníků tepla, což je třeba během návrhu ER brát v potaz.

Jedním ze základních požadovaných parametrů vyvíjené koncepční návrhové metody (CDM) sloužící k ER jednotek WGtE je snadná aplikovatelnost a maximální vzhled návrháře do řešené technologie. Z toho důvodu je využíváno vhodné grafické prostředí – T-Q diagram – kde lze přehledně uplatnit tzv. „Princip plovoucích přímek technologických proudů“. Souhrnně lze tento princip využít pro zohlednění změny průtoku technologických proudů v důsledku změny technologického přenosu tepla. Tento princip, byl poprvé představena na konferenci SEE SDEWES 2020 (*South East European Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*) [14]. Následně byl v rozšířené podobě publikován v partnerském impaktovaném časopise JSDEWES [15]. V těchto publikacích se jednalo zejména o korekci průtoku spalin, proto je v nich používáno označení *Shifting Flue Gas Line* (SFGL) *method*, neboli Metoda plovoucí přímky spalin. Později byl využívaný T-Q diagram souhrnně označen jako „plovoucí diagram“, neboli „Heat Recovery Shifting diagram“ (HRSD) v článku pro časopis *Applied Thermal Engineering* [16].

V odstavcích níže je nejdříve popsána závislost mezi změnou technologického přenosu tepla a průtoky technologických proudů a následně jsou tato zjištění ilustrována v HRSD.

4.4.1 Změna průtoku technologických proudů jako důsledek ER

Z předchozích částí práce (zejména ze vztahů (16) - (18)) plyne, že intenzifikací technologického přenosu tepla lze dosáhnout stejných úspor paliva neohledně na proud, jehož předehev je intenzifikován. Jedinou podmínkou je, aby se jednalo o proud vstupující do termoreaktoru, tedy technologický proud.

Intenzifikací technologického přenosu tepla jsou dle látkové bilance ovlivněny tyto proudy: palivo, spalovací vzduch a spaliny vycházející ze spalovací komory. Průtok těchto proudů se vypočítá pomocí rovnic (19), (20) a (21).

$$\dot{m}_{ER}^{PAL} = \dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL} - \Delta \dot{f}_s \quad (19)$$

$$\dot{m}_{ER}^{SPV} = \dot{m}_{stáv.WGtE}^{SPV} - K \cdot \Delta \dot{f}_s \quad (20)$$

$$\dot{m}_{ER}^{SPAL} = \dot{m}_{stáv.WGtE}^{SPAL} - (K + 1) \cdot \Delta \dot{f}_s \quad (21)$$

Kde je: $\dot{m}_{ER}^{PAL,SPV,SPAL}$ – hm. průtok vybraných proudů v rekonstruované j. WGtE [kg/s]

$\dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL,SPV,SPAL}$ – hm. průtok vybraných proudů ve stávající j. WGtE [kg/s]

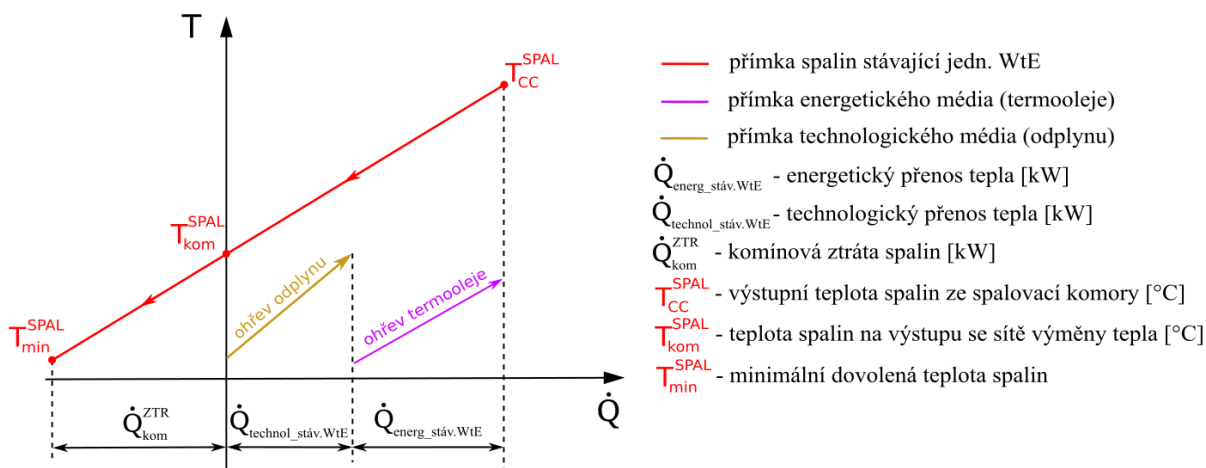
4.4.2 Grafická reprezentace plovoucích přímek tech. proudů

V předchozích kapitolách byla představena celá řada výpočetních vztahů pro popis přenosu tepla, či korekci látkové a energetické bilance jednotek WGT_E jako důsledku ER. Aby byl postup rekonstrukce a vliv jednotlivých úprav co nejlépe srozumitelný, tak je vyvíjená metoda CDM doplněna o grafický nástroj vhodný pro vizualizaci konkrétních technologických úprav.

Jak již bylo řečeno, reprezentace jednotky WGT_E vychází z tzv. T-Q diagramu, který udává závislost teploty na tepelném toku procesních proudů, mezi kterými dochází k přenosu tepla. V případě jednotek WGT_E se jedná o přenos tepla ze spalin do energetických proudů (voda/pára, termolej) a technologických proudů (odplyn, spalovací vzduch). Na vizualizaci přenosu tepla v průmyslových provozech pomocí T-Q diagramu je postavena řada metod, například velmi známá „Pinch analýza“ [17].

V rámci této práce je do T-Q diagramu implementována celá řada nástrojů vyvinuté metody CDM, proto je zde užíváno vlastní označení, tzv. plovoucí diagram, neboli HRSD (Heat Recovery Shifting Diagram). Na obrázku 14 je zobrazen HRSD termické jednotky WGT_E ilustrované na obrázku 5. Jednotlivá lineární zobrazení energetických a technologických proudů vycházejí z bilanční rovnice (7).

Pro usnadnění výpočtu a zvýšení aplikovatelnosti CDM metody je zde zavedeno zjednodušení ve formě konstantních hodnot měrné tepelné kapacity (\bar{c}_p) všech proudů. Důležitou veličinou v HRSD je komínová ztráta (\dot{Q}_{kom}^{ZTR}), která je stanovena vzhledem k minimální přípustné teplotě spalin (T_{min}^{SPAL}) v systému výměny tepla. Tuto minimální dovolenou teplotu spalin stanovuje sám provozovatel jednotky WGT_E vzhledem k jejím dispozicím. Často se k určení T_{min}^{SPAL} využívá tzv. rosný bod spalin, což je teplota, při které dochází ke kondenzaci spalin, což je standardně v zařízeních na výměnu tepla nežádoucí stav vedoucí ke korozi VT, jejich zanášení apod.



Obrázek 14 – Grafická reprezentace přenosu tepla v jednotce WGT_E pomocí HRSD.

Snížením průtoků proudů spalin a spalovacího vzduchu (viz rovnice (20) a (21)) je změněna i jejich lineární reprezentace v plovoucím diagramu, kdy dle bilanční rovnice (7) dojde ke zvýšení sklonu přímek těchto proudů.

V případě přímky spalin dojde k jejímu otočení okolo bodu daného teplotou T_{CC}^{SPAL} , neboť tato výstupní teplota spalin z termoreaktoru nesmí být technologickými úpravami

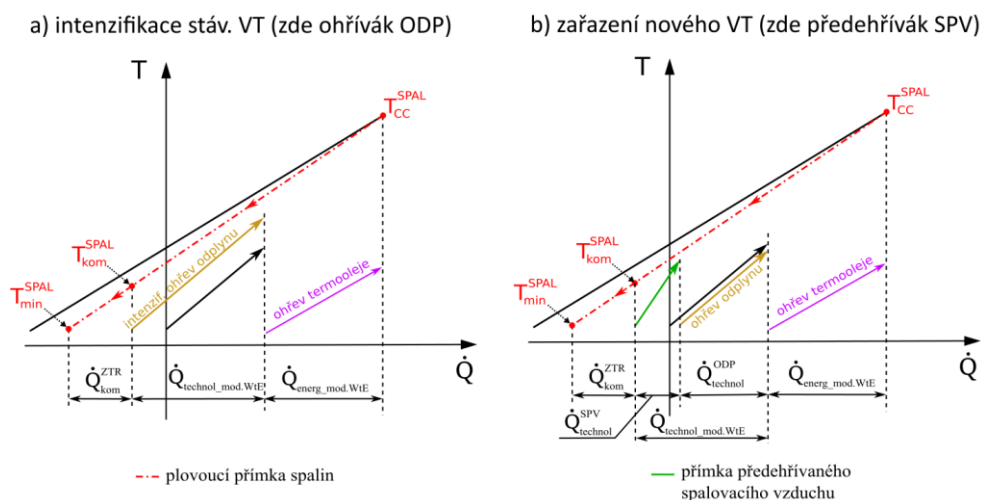
ovlivněna (pro bezpečný rozklad polutantů v odplynech). V rámci jednotky zobrazené na obrázku 5 a příslušného plovoucího diagramu na obrázku 14 je otočení přímky spalin ilustrováno na obrázku 15. V případě intenzifikace přehřevu SPV, nebo paliva, by v plovoucím diagramu bylo vyobrazeno taktéž otočení jejich přímk. Právě z tohoto pohyblivého charakteru průtoků technologických proudů jsou tyto proudy označeny jako „plovoucí“.

Následně lze pomocí rovnic (7) až (10) iterativním způsobem přepočítat tepelný výkon všech VT zkoumané jednotky. Tím je zhodnocen vliv požadovaných úspor paliva na energetický i technologický přenos tepla. Na obrázku 15b je to naznačeno snížením tepelného výkonu ohříváku odplynu. Snížení výkonu ohříváku termooleje je počítáno stejným způsobem, nicméně jelikož se jedná o VT zařazený bezprostředně za termoreaktorem, pak se dá očekávat pouze mírný pokles tepelného výkonu tohoto VT, který je proto na obrázku 15b zanedbán.

Pro dosažení požadovaných úspor paliva je následně proveden návrh konkrétních technologických úprav pro zvýšení technologického přenosu tepla na hodnotu $\dot{Q}_{\text{technol_ER}}$ daného níže uvedenou rovnicí (22). Tohoto lze u standardních termických jednotek WGT_E dosáhnout intenzifikací existujících technologických VT (viz obrázek 15a), nebo zařazením nových technologických VT (viz obrázek 15b).

$$\dot{Q}_{\text{technol_ER}} = \dot{Q}_{\text{technol_stáv.WGT}_E} + \Delta\dot{Q}_{\text{technol}} \quad (22)$$

Zvýšení technologického přenosu tepla v rámci ER je spojeno se snížením komínové ztráty $\dot{Q}_{\text{kom}}^{\text{ZTR}}$ i výstupní teploty spalin $T_{\text{kom}}^{\text{SPAL}}$, jak je patrné při porovnání obrázků 14 a 15. Z plovoucího diagramu lze dále přímo vyčíst základní parametry nově zařazených nebo stávajících intenzifikovaných VT, jako tepelný výkon a vstupní/výstupní teploty médií. Zároveň je tak možné ověřit realizovatelnost tepelné výměny v uvažovaném technologickém uspořádání (tedy zdali se přímky chladných proudů nikde neprotínají s přímkou spalin, nebo se jí nedotýkají). S využitím rovnic (8) a (9) lze nakonec stanovit potřebné tepelné velikosti nově implementovaných, nebo stávajících intenzifikovaných VT. V případě nových VT lze tak přibližně stanovit teplosměnnou plochu výměníku A_{VT} , a u intenzifikovaných VT lze určit potřebné zvýšení součinitele prostupu tepla U , či teplosměnné plochy A_{VT} .



Obrázek 15 – Plovoucí diagram (HRSD) modifikované jednotky WGT_E

4.5 Targeting energetické rekonstrukce

S pomocí prezentovaných matematických vztahů z předchozích kapitol lze efektivně a velmi přesně popsat závislost mezi intenzifikací technologického přenosu tepla a úsporami paliva. Zároveň lze vyhodnotit vliv této úspory na průtoky vybraných technologických (či plovoucích) proudů. Pro usnadnění návrhu ER lze pro průběžné zobrazení navrhovaných úprav použít plovoucí diagram (HRSD) k ilustraci přenosu tepla ve výměnících tepla.

Na počátku analýzy konkrétní jednotky WGtE je ale nutné stanovit požadovanou úsporu paliva, která má být rekonstrukcí jednotky WGtE dosažena. V této kapitole je představen výpočetní postup pro stanovení maximální dosažitelné úspory paliva s ohledem na bezpečnostní a environmentální limity jednotky. V souladu s názvoslovím používaným v metodice integrace procesů se jedná o tzv. „targeting energetické rekonstrukce“ (dále jen targeting ER) definující maximální možnou úsporu paliva, jejíž dosažení je cílem ER. Navržený targeting ER je založen na následujících předpokladech:

- 1) Provozovatel požaduje zachování stávajícího termoreaktoru, nebo stejného typu termoreaktoru. V rámci ER se tak například neuvažuje s možností přechodu z termické na katalytickou jednotku WGtE.
- 2) Teplota spalin nesmí poklesnout pod limitní teplotu T_{min}^{SPAL} v žádném místě SVT z důvodu ochrany zařízení před zanášením a korozí.
- 3) Teplota žádného odplynu či spalovacího vzduchu nesmí překročit maximální povolenou teplotu $T_{max}^{ODP,SPV}$.
- 4) Energetický přenos tepla není rekonstrukcí ovlivněn (tento předpoklad platí pouze pro targeting ER. V navazujících krocích je energetický přenos tepla přepočítán, jak je prezentováno na případových studiích v přílohách 4 a 5).

4.5.1 Dosažitelné úspory paliva při plném využití odpadní tepelné energie ve spalinách

Jak již bylo naznačeno v kapitole 4.4, následkem zvýšení technologického i celkového přenosu tepla v jednotce WGtE dojde ke snížení jak komínové ztráty \dot{Q}_{kom}^{ZTR} , tak výstupní teploty spalin ze systému výměny tepla T_{kom}^{SPAL} . Cílem ER je dosažení úspor paliva formou intenzifikace technologického přenosu tepla, což následně vede ke snížení tepelných ztrát ve spalinách.

V této kapitole je představen výpočetní vztah (23) pro stanovení maximální dosažitelné úspory paliva při využití veškeré dostupné tepelné energie ve spalinách, čímž poklesne hodnota \dot{Q}_{kom}^{ZTR} na nulu a teplota spalin na minimální dovolenou teplotu, tedy $T_{kom}^{SPAL} = T_{min}^{SPAL}$. Vztah (23) zohledňuje vliv otočení přímky spalin v důsledku poklesu jejich průtoku. Jeho odvození je přiloženo v příloze 2 této práce. Zanedbání vlivu změny energetického přenosu tepla v rámci ER snižuje přesnost výpočtu, nicméně v rámci vyvíjené analytické metody je představený vztah dostatečně přesný a lze jej použít pro úvodní analýzu dosažitelných úspor paliva ve zkoumané jednotce WGtE.

$$\Delta f_s^{\Delta \dot{Q}_{technol}^{max}} = \frac{\dot{Q}_{kom}^{ZTR}}{FHV_{CC} + (T_{CC}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL}) \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (K + 1)} \quad (23)$$

4.5.2 Dosažitelné úspory paliva při maximálním přehřevu technologických proudů

Proudy vstupující do termoreaktoru (technologické proudy) nemohou být pro dosažení úspor paliva přehřívány na libovolně vysokou teplotu z bezpečnostních a environmentálních důvodů.

V případě zpracovávaných odplynů je jejich ohřev limitován dosažením dolní meze výbušnosti (LEL). Jak je naznačeno v kapitole 3.2, koncentrace těchto látek musí být bezpečně pod hodnotou LEL. Zvyšování teploty odplynu ale vede ke snižování hodnoty LEL [18], což znamená, že při určité teplotě vytvoří odplyn výbušnou směs. Tomuto stavu je nutno v SVT, kde jsou odplyny přehřívány, zamezit, aby bylo zabráněno riziku výbuchu. Konkrétní teplota, při které odplyn dosáhne hodnoty LEL, je stanovována experimentálně například pomocí normy ASTM E918-19 [19].

Dále lze docílit úspor paliva přehřevem spalovacího vzduchu. Zde nehrozí nebezpečí vznícení, či výbuchu z důvodu přehřátí na příliš vysokou teplotu, nicméně s rostoucí teplotou spalovacího vzduchu je spojena zvýšená produkce oxidů dusíku NO_x [20], což vede k negativním environmentálním dopadům energetické rekonstrukce, popřípadě k nutnosti zavedení, či zefektivnění systému čištění spalin pro dosažení stanovených emisních limitů. Dále je nutné zohlednit technické možnosti hořáku, kde je spalováno palivo. Některé hořáky jsou stavěny v provedení s nasáváním vzduchu z okolního prostředí, a tedy nejsou vybavené na využití přehřátého vzduchu. Provozovatel musí zhodnotit, zda je případná investice do přestavby/výměny hořáků ekonomická, k čemuž může aplikovat zde vyvinuté vztahy a stanovit tak úsporu paliva a souvisejících provozních nákladů v návaznosti na přehřev SPV.

Provozovatel stanovuje maximální dovolené teploty odplynů a spalovacího vzduchu na výstupu z SVT s ohledem na provozní bezpečnost a ekologický provoz jednotky WGT E. V rámci této práce byly proto vyvinuty speciální vztahy (24) až (26), pomocí kterých lze vyhodnotit dosažitelnou úsporu paliva při maximálním přehřevu proudů vstupujících do termoreaktoru. Odvození těchto vztahů je uvedeno v příloze 3.

$$\Delta \dot{f}_s^{T_{max}} = \frac{\Delta \dot{Q}_{max}^{ODP} + \dot{m}_{stáv.WGT E}^{PAL} \cdot \theta}{FHV_{CC} + \theta} \quad (24)$$

$$\Delta \dot{Q}_{max}^{ODP} = \sum_i [\dot{m}^{ODP,i} \cdot \bar{c}_{p,i}^{ODP} \cdot (T_{max}^{ODP,i} - T_{výstup_SVT}^{ODP,i})] \quad (25)$$

$$\theta = K \cdot \bar{c}_p^{SPV} \cdot (T_{max}^{SPV} - T_{výstup_SVT}^{SPV}) \quad (26)$$

- Kde je: $\Delta \dot{f}_s^{T_{max}}$ – dosažitelná úspora paliva při přehřevu proudů vstupujících do spalovací komory na maximální dovolenou teplotu [kg/s]
 $\Delta \dot{Q}_{max}^{ODP}$ – maximální dovolené zvýšení technologického přenosu tepla pro ohřev všech zpracovávaných odplynů [kW]
 T_{max} – maximální dovolené teploty jednotlivých proudů odplynů a spalovacího vzduchu na výstupu z SVT [°C]
 $T_{výstup_SVT}$ – výstupní teploty jednotlivých proudů odplynů a spalovacího vzduchu ze systému výměny tepla ve stávající jednotce WGT E [°C]
 θ – člen pro započítání vlivu otočení přímky SPV [kJ/kg]

4.5.3 Maximální dosažitelná úspora paliva

V předchozích podkapitolách jsou představeny odvozené matematické vztahy pro výpočet dosažitelné úspory paliva, které odpovídají limitním stavům spojeným s dosažením minimální dovolené teploty spalin (viz 4.5.1) a maximálních teplot proudů vystupujících z SVT, respektive vstupujících do termoreaktoru zkoumané jednotky WGtE (viz 4.5.2). Technologickými úpravami jednotky nesmí dojít k překročení žádného z těchto stavů, tedy k podchlazení spalin, resp. k přehřátí odplynů a spalovacího vzduchu.

Dalším limitním stavem je, když intenzifikací technologického přenosu tepla klesne spotřeba paliva na nulu. Tento limitní stav se může vyskytnout zejména u katalytických jednotek WGtE, kde při dostatečném ohřevu proudu odplynu nastává tzv. autotermní provoz nevyžadující přívod externího paliva.

Celková maximální dosažitelná úspora paliva v rámci ER je tedy dána nižší hodnotou dosažitelných úspor paliva vzhledem k jednotlivým limitním stavům – viz rovnice (27). Dosazením do vztahu (28) lze následně vyjádřit potřebné zvýšení technologického přenosu tepla $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}$, pomocí čehož bude dosaženo požadovaných úspor paliva $\Delta\dot{f}_S^{target}$.

$$\Delta\dot{f}_S^{target} = \min \left\{ \Delta\dot{f}_S^{\dot{Q}_{kom}^{ZTR}}, \Delta\dot{f}_S^{T_{max}}, \dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL} \right\} \quad (27)$$

$$\Delta\dot{Q}_{technol}^{target} = \Delta\dot{f}_S^{target} \cdot FHV_{CC} \quad (28)$$

4.6 Neiterativní nástroje pro modelování SVT

Po stanovení požadovaných úspor paliva $\Delta\dot{f}_S^{target}$ a k tomu nutné intenzifikace technologického přenosu tepla o hodnotu $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}$ (viz předchozí kapitola 4.5.3) lze přikročit ke konkrétním návrhům úprav v systému výměny tepla (SVT). Ve výchozím matematickém modelu jsou k tomuto účelu dostupné bilanční a přenosové vztahy jednotlivých výměníků tepla (VT), konkrétně (7)-(10).

V případě návrhu intenzifikace existujících VT, vložení nových VT, či pouze při zohledňování vlivu poklesu průtoku plovoucích proudů na výkon VT je využití těchto rovnic spojeno s iterativním postupem. Během něho jsou některé parametry odhadovány (např. výstupní teploty) a zbylé dopočítávány (např. tepelné výkony VT). Například v případě otočení přímky spalin, jak je naznačeno na obrázku 15a je pozměněná výstupní teplota odplynu nejdříve odhadnuta, a následně jsou porovnány výsledky tepelné bilance a přenosové rovnice.

Tento standardně využívaný iterativní přístup má své nevýhody, zejména vede k nutnosti využití numerických metod. V rámci této práce byl proto vyvinut přímočarý přístup, pomocí kterého lze vyhodnocovat parametry výměníků tepla, a to bez nutnosti iterací.

4.6.1 Výměníky se změnou teploty obou médií

Výměníky tepla se změnou teploty obou médií jsou v jednotkách WGtE zejména ohříváky odplynů, předehříváky spalovacího vzduchu, ohříváky teplotonosného oleje apod. Změnou teploty je myšlen její pokles v případě horkého média (spalin) důsledkem ochlazení ve VT (tedy snížení tzv. pocitového tepla), a její vzrůst v případě chladného média důsledkem ohřevu ve VT (tedy zvýšení pocitového tepla – *sensible heat*).

Pokud je následkem ER změněn průtok některého z médií (např. v případě spalin, nebo spalovacího vzduchu kvůli natočení jejich přímky), jsou změněny teploty vstupních médií (např. předsazením nového VT před existující, jak je znázorněno na obrázku 15b), nebo je stávající výměník intenzifikován (je zvýšena jeho tepelná velikost výměníku FUA_{VT}), potom je nutné přepočítat základní parametry VT, jako tepelný výkon a vstupní/výstupní teploty médií. K tomuto účelu byly rovnice (7) – (10) sloučeny a z nich následně vyjádřena výstupní teplota horkého proudu, viz rovnice (29) – (31). Tyto vztahy jsou výsledky této práce a odborné veřejnosti byly prezentovány na 16. konferenci SDEWES (*Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*) a následně publikovány v časopise *Applied Thermal Engineering* [16].

I přes relativně dlouhé vyjádření jednotlivých vztahů je jejich aplikace velmi snadná. Zároveň umožňují zahrnout vliv všech podstatných veličin na výkon VT, jako průtoky médií, teploty a tepelnou velikost výměníku FUA_{VT} . Například, spočívá-li změna provozních parametrů VT ve zvětšení jeho plochy (tedy $FUA_{VT} < FUA_{VT,ER}$) a ve snížení průtoku spalin ($\dot{m}_{stáv.WGtE}^{SPAL} > \dot{m}_{ER}^{SPAL}$), potom je vliv zvětšení plochy VT zohledněn v rovnici (31), což se následně projeví i ve zbývajících rovnicích (29) a (30), kde je zohledněn i snížený průtok spalin.

$$\dot{Q}_{VT,ER} = \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{ER}^{SPAL,vstup} - T_{ER}^{SPAL,výstup}) \quad (29)$$

$$T_{ER}^{SPAL,výstup} = \frac{(e^\psi - 1) \cdot \dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c \cdot T_{ER}^{c,vstup} + T_{ER}^{SPAL,vstup} \cdot (\dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c - \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL})}{e^\psi \cdot \dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c - \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}} \quad (30)$$

$$\psi = \frac{FUA_{VT,ER} \cdot (\dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c - \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL})}{\dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c \cdot \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}} \quad (31)$$

Zde: ψ – substituční člen zahrnující tepelnou velikost VT spolu s průtoky a měrnými tepelnými kapacitami médií [-]
Horní indexy „c“ a „SPAL“ označují chladný proud a spaliny (horký proud).

V případě, že je v rámci ER před existující VT předsazen nový výměník, tak dojde k nezanedbatelnému snížení teploty spalin vstupujících do existujícího výměníku, což se projeví na snížené výstupní teplotě chladného média a sníženém tepelném výkonu. Tyto hodnoty mohou být vypočítány pomocí představených rovnic (29) – (31), ale protože vyvíjená CDM je koncipována jako graficky-výpočetní metoda, tak byl dále vyvinut grafický nástroj, pomocí kterého je možné ilustrovat proměnlivost

vstupních/výstupních teplot a tepelného výkonu existujícího výměníku tepla v závislosti na jeho posunu v plovoucím diagramu.

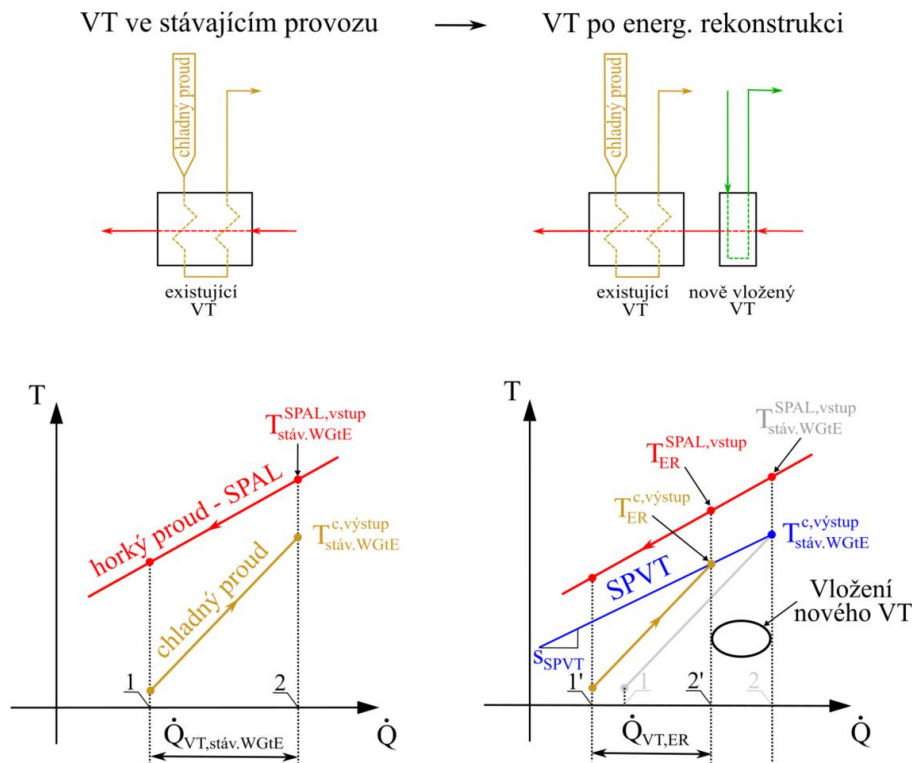
Tento nástroj byl pojmenován jako „Spádová přímka výměníku tepla“, neboli SPVT. Tato přímka protíná v plovoucím diagramu bod na výstupní teplotě chladného proudu z výměníku tepla. Následně je stanovena směrnice této přímky dle rovnice (32).

$$s_{SPVT} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c - \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}}{e^\psi \cdot \dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c - \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}} \right) \cdot \frac{1}{\dot{m}_{ER}^c \cdot \bar{c}_p^c} \quad (32)$$

Využití SPVT v grafické podobě je ilustrováno na obrázku 16. Zde je jasně viditelný důsledek zařazení nového VT před existující VT ve formě poklesu výkonu stávajícího VT ($\dot{Q}_{VT,ER} < \dot{Q}_{VT,stáv.WGtE}$) a pokles výstupní teploty chladného média ($T_{ER}^{c,výstup} < T_{stáv.WGtE}^{c,výstup}$). V plovoucím diagramu se tato úprava jeví posunutím přímky chladného proudu existujícího VT směrem doleva.

V opačném případě, kdy v rámci ER by byl odstraněn některý VT, tak u následujícího VT (se smyslu proudění spalin) potom dojde k posunutí jeho přímky směrem doprava. SPVT lze v tomto případě použít stejným způsobem a vyhodnotit tak zvýšení tepelného výkonu i výstupní teploty chladného proudu předmětného VT.

Předpoklad pro platnost SPVT je konstantní hodnota FUA_{VT} . V plovoucím diagramu je tedy „posunován“ stávající výměník, který není v rámci ER nijak intenzifikován.



Obrázek 16 – Vyhodnocení vlivu vložení nového výměníku tepla na parametry stávajícího výměníku pomocí spádové přímky výměníku tepla (SPVT).

S pomocí představených vztahů (29) – (31), nebo grafického přístupu zobrazeného na obrázku 16 lze tedy neiterativně stanovit parametry VT, jako teploty a tepelný výkon, v návaznosti na navržené technologické úpravě. Podmínkou pro platnost zmíněných vztahů je změna pocitového tepla na straně obou médií ve VT (médiu tedy ochlazením/ohřevem mění svoji teplotu), kdy hodnota c_p těchto médií je reálné číslo. Tato podmínka není splněna například u výparníků, kde na vstupu je sytá kapalina a na výstupu sytá pára. Teplo se tedy ukládá ve vroucí vodě v čistě latentní podobě a nedochází ke změně teploty, tedy odvozením z rovnice (7) vychází $\bar{c}_p^c \rightarrow \infty$. Pro tyto případy byl ale navržen alternativní přístup, viz kapitola 4.6.2.

4.6.2 Výměníky s čistě latentní výměnou tepla - výparníky

Výpočetní vztahy pro neiterativní vyhodnocení výstupní teploty spalin z výparníku (viz (33) a (34)) jsou odvozeny ze vztahů (30) a (31) s předpokladem nekonečné hodnoty \bar{c}_p^c vroucí vody. Tepelný výkon výparníku je následně vypočítán z rovnice (29).

$$T_{ER}^{SPAL,výstup} = \frac{(e^\psi - 1) \cdot T_{ER}^{c,vstup} + T_{ER}^{SPAL,vstup}}{e^\psi} \quad (33)$$

$$\psi = \frac{FUA_{VT,ER}}{\dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}} \quad (34)$$

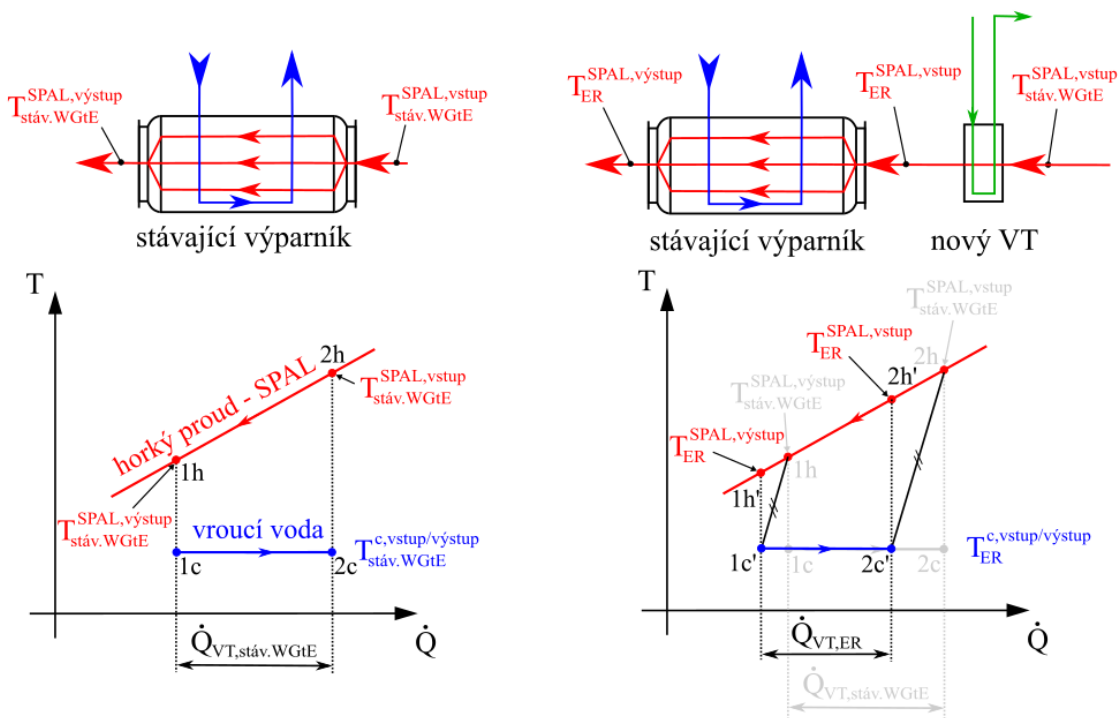
Protože ve výparnících nedochází ke změně teploty vroucí vody, tak v plovoucím diagramu je jejich přímková reprezentace zobrazena jako vodorovná čára na úrovni teploty varu. Pro grafické vyhodnocení změny výkonu výparníku v důsledku ER již nelze použít spádovou přímkou VT (SPVT), jelikož její směrnice je nulová, což vychází i při dosažení nekonečně velkého \bar{c}_p^c do rovnice (32). SPVT a přímková reprezentace vroucí vody jsou potom totožné přímky, které nemají jediný průnik, jak je tomu v případě VT řešených v kapitole 4.6.1.

V rámci této práce byl ale nalezen odlišný a výrazně jednodušší způsob grafického znázornění a vyhodnocení vlivu posunutí přímky vroucí vody v plovoucím diagramu na tepelný výkon výparníku. Celý postup je zobrazen na obrázku 17.

Vstupní a výstupní teploty spalin i vroucí vody jsou definovány ve stávajícím výparníku body 1c, 1h, 2c a 2h a tepelný výkon je označen jako $\dot{Q}_{VT,stáv.WGtE}$. Vložení nového VT před stávající výparník dojde ke snížení teploty spalin z hodnoty 2h na hodnotu 2h'. Z bodu 2h' je vedena kolmice směrem dolů, jejíž průnik s přímkou vroucí vody definuje bod 2c', tedy výstup syté páry z výparníku. Rovnoběžka přímky dané body 2h a 2c' je následně vedena z bodu 1h. Na průsečíku této rovnoběžky a vodorovné přímky odpovídající teplotě vroucí vody leží bod 1c', který odpovídá syté kapalně vodě na vstupu do výparníku. Tento bod je následně vynesena vertikálně na přímkou spalin, kde na průsečíku leží bod 1h', který odpovídá výstupní teplotě spalin $T_{ER}^{SPAL,výstup}$. Takto je finálně zjištěn i výkon výparníku $\dot{Q}_{VT,ER}$.

V případě posunutí přímky vroucí vody směrem doprava (tedy zvýšení vstupní teploty spalin) probíhá vyhodnocení parametrů výměníku stejným způsobem.

Výparník ve stávajícím provozu → Výparník po energ. rekonstrukci



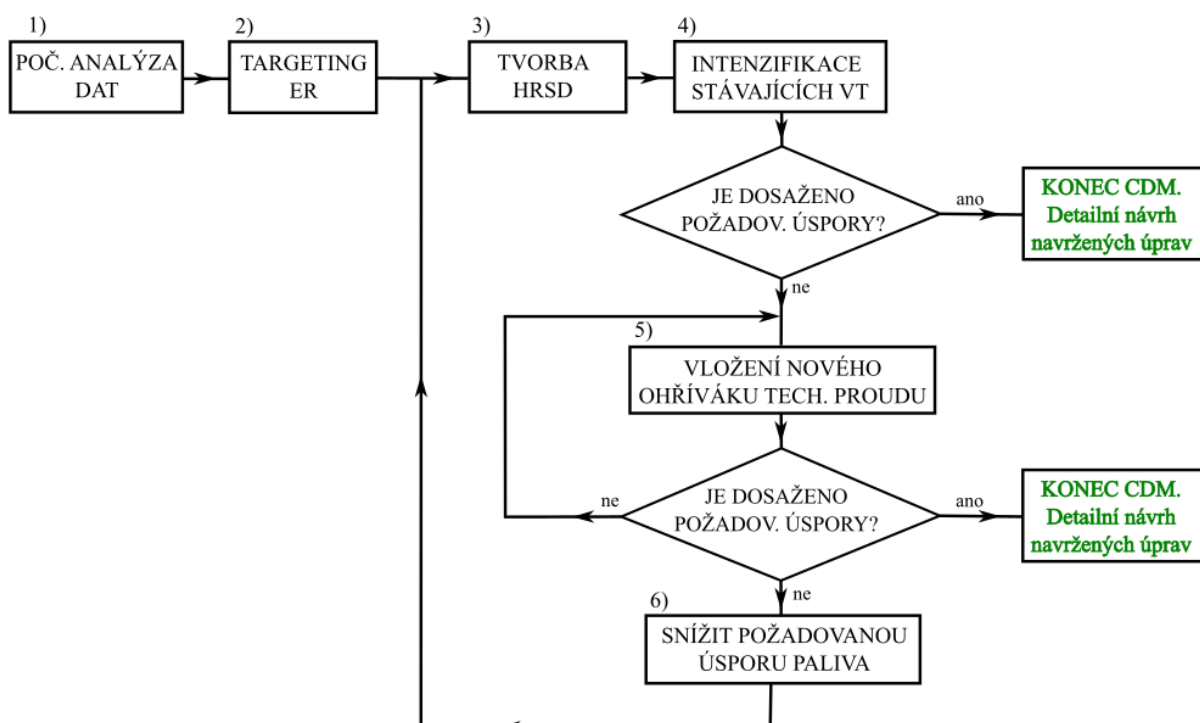
Obrázek 17 – Grafické vyhodnocení vlivu vložení nového výměníku tepla na parametry stávajícího výparníku.

4.7 Konceptní návrhová metoda – souhrnný postup

V předchozích kapitolách 4.3 – 4.6 je představena řada výpočtových a grafických nástrojů, pomocí kterých lze provádět konceptní návrh technologických úprav jednotek WGE za účelem snížení spotřeby paliva. V této kapitole jsou tyto nástroje uvedeny v souhrnném postupu popisujícím finální podoby vyvinuté metody CDM.

Algoritmus CDM je zobrazen na obrázku 18. V bodech níže jsou detailně popsány jednotlivé kroky představeného algoritmu. V této podobě byla metoda představena odborné veřejnosti publikací v časopise *Applied Thermal Engineering* [16].

Aplikace CDM je následně demonstrována na dvou případových studiích přiložených v přílohách 4 a 5. Zde je proveden návrh energetické rekonstrukce modelové velkokapacitní termické jednotky a malokapacitní katalytické jednotky WGE. Srovnáním získaných výsledků s výsledky nelineární simulace je zde potvrzena vysoká přesnost vyvinuté analytické metody CDM.



Obrázek 18 – Postup metody CDM pro návrh ER jednotek WGE.

1) Počáteční analýza dat.

Postup CDM začíná stanovením klíčových parametrů zkoumané jednotky. Mezi ně patří:

- Definice procesních proudů a jejich základních charakteristik. Proudů jsou rozděleny na technologické (palivo, spalovací vzduch, spaliny, odpyny) a energetické (pára, topná voda, teplotný olej apod.). Pro jednotlivé proudy jsou potom definovány průtoky, teploty, tlaky a střední měrné tepelné kapacity. U spalin je zejména podstatná teplota na výstupu z termoreaktoru T_{CC}^{SPAL} a teplota v komíně $T_{kom, stáv. WGE}^{SPAL}$.

- **Stanovení limitních teplot.** Jedná se zejména o minimální dovolenou teplotu spalin na výstupu z jednotky WGtE T_{min}^{SPAL} a maximální dovolené teploty technologických proudů ohřivaných v SVT $T_{max}^{ODP,SPV}$. Tyto teploty jsou klíčové pro výpočet maximální úspory paliva. Je třeba, aby ale byly voleny primárně s ohledem na zajištění bezpečného provozu jednotky, jak je blíže komentováno v kapitole 4.5. Dále je možné vzít v úvahu i maximální dovolené teploty ostatních proudů pro pozdější zaznačení do HRSD, jako například dovolenou teplotu teplotnosného oleje pro zamezení jeho tepelné degradace apod.
- **Analýza stávajícího SVT.** Pomocí rovnice tepelné bilance (7) jsou vypočítány výkony všech výměníků tepla zkoumané jednotky. Dále, pomocí rovnic (8) a (9) jsou stanoveny tepelné velikosti jednotlivých VT $FUA_{VT, stáv. WGtE}$.
- **Výpočet komínové ztráty** \dot{Q}_{kom}^{ZTR} z rovnice tepelné bilance (7) s využitím teplot $T_{kom, stáv. WGtE}^{SPAL}$ a T_{min}^{SPAL} , průtoku $\dot{m}_{stáv. WGtE}^{SPAL}$ a střední měrné tepelné kapacity \bar{c}_p^{SPAL} .
- **Parametry paliva a spalovacího vzduchu.** Zejména se jedná o stávající spotřebu paliva, výhřevnost (LHV), poměr mezi průtokem paliva a spalovacího vzduchu K , teoretickou teplotu plamene $T_{TFT}^{H, SPAL}$ a počáteční teplotu směsi palivo/SPV T_{init} .

2) Targeting energetické rekonstrukce.

Na základě informací z předchozí analýzy je nejdříve vyhodnocen energetický obsah hořákových spalin využitelný v termoreaktoru FHV_{CC} pomocí rovnic (16) – (18).

Dále je vypočítána maximální dosažitelná úspora paliva $\Delta \dot{f}_s^{target}$ na základě minimální teploty spalin a maximálních dovolených teplot technologických proudů, k čemuž slouží rovnice (23) – (26). Nakonec je pomocí vztahů (27) – (28) stanovena hodnota požadovaného zvýšení technologického přenosu tepla $\Delta \dot{Q}_{technol}^{target}$ k dosažení cílové úspory paliva $\Delta \dot{f}_s^{target}$.

3) Tvorba plovoucího diagramu (HRSD).

Prvním krokem je tvorba HRSD stávající jednotky WGtE tak, jak je předvedeno na obrázku 14. Zde je vyznačen přenos tepla mezi proudy ve stávajícím SVT spolu s rozdělením na technologický a energetický přenos tepla. Dále jsou vyznačeny maximální a minimální dovolené teploty technologických proudů, jak je zobrazeno na obrázku 53, a komínová ztráta tepla \dot{Q}_{kom}^{ZTR} .

Se zjištěnou hodnotou $\Delta \dot{f}_s^{target}$ jsou následně přepočítány průtoky plovoucích technologických proudů $\dot{m}_{ER}^{PAL, SPV, SPAL}$, pomocí rovnic (19) – (21). Na základě poklesu průtoku spalin je potom skloněna přímka spalin okolo bodu v HRSD odpovídajícímu teplotě T_{CC}^{SPAL} , kdy směrnice přímky spalin je zvýšena, viz vyjádření z bilanční rovnice:

$$\dot{m}_{stáv. WGtE}^{SPAL} > \dot{m}_{ER}^{SPAL} \rightarrow \frac{1}{\dot{m}_{stáv. WGtE}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}} < \frac{1}{\dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL}}$$

Otočení přímky spalin je zřejmé z porovnání obrázků 14 a 15. V případě ostatních plovoucích proudů je situace obdobná.

Kvůli poklesu průtoku spalin dojde ke snížení tepelných výkonů stávajících VT. Tepelné výkony v modifikovaném provozu jsou přepočítávány po směru proudu spalin od termoreaktoru pomocí vztahů (29) – (31), respektive (33) a (34) v případě výparníků, jak je prezentováno v kapitole 4.6. Přímkové reprezentace jednotlivých chladných proudů jsou postupně zakreslovány do HRSD.

Po korekci tepelných výkonů jednotlivých VT je vyhodnocen pokles technologického přenosu tepla ve stávajícím SVT. Tento pokles je následně přičten k hodnotě $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}$ zjištěné v kroku 2), čímž je tato hodnota zkorigována.

Do HRSD jsou finálně zaznačeny zvolené maximální a minimální dovolené teploty médií s verifikací nepřekročení žádné z nich.

Odpovídá-li hodnota požadované úspory paliva úspoře při plném využití odpadního tepla ve spalinách (tedy $\Delta\dot{f}_s^{target} = \Delta\dot{f}_s^{\dot{Q}_{kom}^{ZTR}}$), potom pro ER platí, že veškeré odpadní teplo ve spalinách musí být využito pro předehřev technologických proudů za předpokladu zachování energetického přenosu tepla.

V případě, že požadovaná úspora paliva odpovídá úspoře při maximálním ohřevu technologických proudů (tedy $\Delta\dot{f}_s^{target} = \Delta\dot{f}_s^{T_{max}}$), potom pro ER platí, že všechny technologické proudy musí být ohřáty na stanovené maximální teploty. Pokud zároveň není navýšen energetický přenos tepla, tak v takovém případě nedojde k ochlazení spalin až na teplotu T_{min}^{SPAL} .

Pokud je požadovaná úspora paliva totožná s aktuální spotřebou paliva, potom je možné rekonstrukcí dosáhnout autotermního provozu, tedy zpracovávání odpadních plynů bez nutnosti dodávky paliva.

Hlavním cílem ER je navýšit technologický přenos tepla o hodnotu $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}$, k čemuž vedou i všechny navazující kroky.

4) Intenzifikace stávajících výměníků tepla.

V praxi bývají upřednostňována levnější řešení pro dosažení úspor paliva, oproti rozsáhlým a nákladným zásahům do technologie. Z toho důvodu je v první fázi navrhování úprav SVT zaměřeno na intenzifikaci stávajících VT. Doporučeny jsou tyto základní kroky:

- Přepojení neohříváných odplynů do stávajícího ohříváku. V řadě jednotek WGtE je zpracováno více proudů odplynů. Některé z nich (z pravidla větší) jsou před vstupem do termoreaktoru předehřáty ve VT, ale některé (zejména menší) předehřívány nejsou. V takovém případě lze doporučit zvážení přepojení nepřehříváných odplynů do stávajícího ohříváku. V důsledku toho se zvýší průtok a průtočné rychlosti odplynu výměníkem, což vede ke zvýšení koeficientu přestupu tepla na této straně výměníku. Dále díky zvýšení průtoku odplynu může dojít ke snížení jeho výstupní teploty, což zvýší teplotní rozdíl mezi spalinami a odplynem a v důsledku i tepelný výkon výměníku. Oproti tomu ale vzrůstají i tlakové ztráty, což se projeví například zvýšením elektrické spotřeby ventilátorů na straně odplynu.

- Využití intenzifikační technologie. V případě trubkových VT se může jednat například o aplikaci turbulizačních vložek (zkroucených pásků, vinutých drátů apod.) do trubkového prostoru. Jedná se o účinné a málo nákladné řešení, což bylo demonstrováno v diplomové práci [4], kde vsunutím vinutých drátů do trubkového ohříváku odplynu bylo dosaženo zvýšení výkonu výměníku o téměř 6 %. I v tomto případě ale dochází ke zvýšení tlakových ztrát, což je třeba zohlednit. Vnitřní prostor trubek je potom také navíc náchylnější k zanášení, proto nelze tyto úpravy doporučit například pro odplyny s vysokým obsahem partikulárních látek.
- Zvětšení teplosměnné plochy. V případě trubkových VT se může jednat například o opatření vnějšího povrchu trubek žebry (navážené kovové talíře, nebo lamely), či v případě deskových VT o doplnění výměníku novými deskami. Tato řešení jsou ale finančně nákladnější oproti dvěma výše uvedeným. Žebrované povrchy jsou také náchylnější k zanesení a vedou ke zvýšení tlakové ztráty.

5) Vložení nového ohříváku technologického proudu.

Pokud intenzifikací stávajících VT nelze dosáhnout požadované úspory paliva, tak lze přistoupit k vložení nového VT pro ohřev některého z technologických proudů, zejména odplynů a spalovacího vzduchu. Výměník může sloužit k ohřevu aktuálně neohříváných proudů, nebo k dohřevu nedostatečně ohříváných proudů. Případně lze vložit více nových VT, dokud nejsou požadované úspory paliva dosaženy.

6) Snižít požadovanou úsporu paliva.

Jednotky WGtE mají různá geometrická a technologická omezení. U některých jednotek by např. kvůli malému prostoru bylo neúměrně nákladné vložení nového VT. Jinde zase například nelze přistoupit k intenzifikaci stávajícího VT kvůli překročení parametrů ventilátorů a nutnosti jejich výměny. V případě, že by provedení potřebných úprav vedoucích k požadované úspoře $\Delta \dot{f}_s^{target}$ bylo spojeno s příliš vysokými finančními a časovými nároky, lze snížit požadovanou úsporu paliva tak, aby cíle ER byly reálně dosažitelné. Následně musí být znovu zkorigován HRSD a kroky 3) – 5) se opakují.

5. Snižování emisí oxidů dusíku ve spalinách

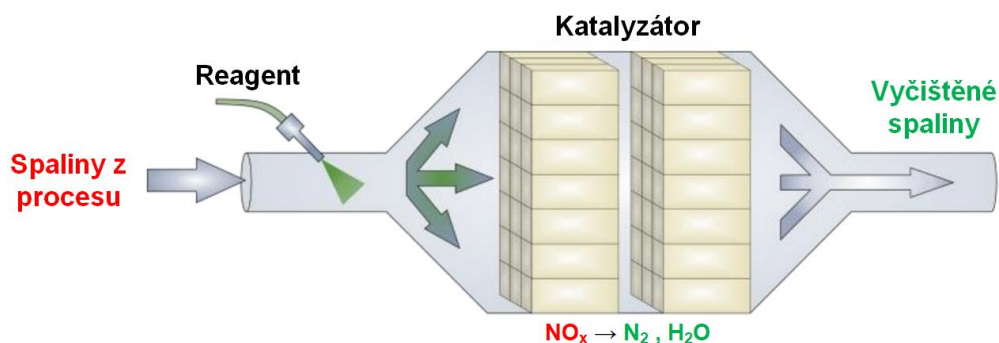
Při spalovacích procesech dochází k tvorbě oxidů dusíku (NO_x), zejména oxidu dusnatého (NO), oxidu dusičitého (NO_2), oxidu dusitého (N_2O_3) a dalších. Oxidy dusíku, zejména NO a NO_2 , jsou environmentálně škodlivé a tvoří toxické plyny spojené s tvorbou kyselých dešťů a smogu, globálním oteplováním, podráždění cest dýchacích, či snížením okysličení organismu [21].

Tvorba NO_x během spalování probíhá dle třech mechanismů. *Termické* NO_x vznikají reakcí molekulárního dusíku s kyslíkem obsažených ve spalovacím vzduchu při teplotách vyšších než $1300\text{ }^\circ\text{C}$ [2]. *Palivové* NO_x vznikají z dusíku obsaženého v dusíkatých sloučeninách ve spalovaném palivu, či odpadu. *Promptní* NO_x vznikají na okraji plamene za přítomnosti O a OH radikálů [5].

Na základě mechanismů generování NO_x existuje celá řada primárních opatření pro snížení jejich tvorby. Konkrétně jde o modifikaci spalovacího procesu, jako je zavedení recirkulace spalin, nástřik zemního plynu do spalovací komory apod. Seznam aplikovatelných primárních opatření je uveden například v dokumentu organizace EPA [22]. Pro dodržení předepsaných emisních limitů daného spalovacího procesu je ale nutné často zavést i sekundární opatření, kdy je koncentrace NO_x ve spalinách redukována nástřikem reagentu v podobě vodného roztoku technické močoviny ($\text{N}_2\text{H}_4\text{CO}$), nebo amoniaku (NH_3). Sekundární opatření pro redukcí obsahu NO_x ve spalinách se dělí na tzv. selektivní katalytickou redukcí (SCR) a selektivní nekatalytickou redukcí (SNCR). V kapitolách 5.1 a 5.2 budou blíže představeny obě tyto metody i s využívanými reagenty. Výhody a nevýhody využívaných reagentů jsou následně shrnuty v kapitole 5.3. V poslední kapitole 5.4 je představena moderní metoda založená na hydrolyzním rozkladu močoviny, na které je založena další prováděná výzkumná činnost v této dizertační práci.

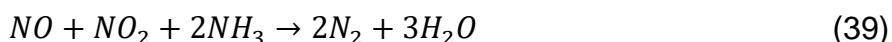
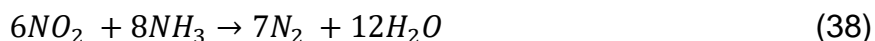
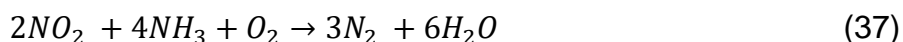
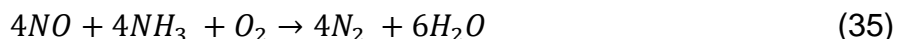
5.1 Selektivní katalytická redukce (SCR)

Selektivní katalytická redukce (SCR – *Selective Catalytic Reduction*) je proces, při kterém je pro redukcí NO_x ve spalinách využíváno katalytické lože. Proud spalin je po nástřiku reagentu (či redukčního činidla) v podobě čistého amoniaku, vodného roztoku amoniaku (amoniakové vody), či roztoku močoviny přiveden na katalytické lože, kde dochází k chemické reakci mezi reagentem a NO_x za tvorby N_2 a H_2O . Zjednodušené schéma procesu SCR je znázorněno na obrázku 19.



Obrázek 19 – Schematické znázornění procesu SCR.

Redukce NO_x ve spalínách probíhá při využití amoniaku (NH₃) jako reagentu dle chemických reakcí (35) až (39). Jelikož NO běžně zaobírá většinu generovaných NO_x, pak jeho redukce je dominantní, viz reakce (35) [5].



Provozní teplota spalin v katalytickém loži je závislá zejména na typu aplikovaného katalyzátoru. Drahé kovy (zejména na bázi vanadu) umožňují například efektivní redukci NO_x za nízkých teplot spalin v rozmezí 180-290 °C. Při využití zeolitů, což jsou aluminosilikáty alkalických kovů, je požadovaná teplota spalin vyšší, a to v rozmezí 460-600 °C. Obecně se ale se snižující teplotou spalin snižuje i rychlost katalytické redukce NO_x, což je spojeno s většími rozměry katalyzátoru a s rostoucím tzv. čpavkovým skluzem neboli unikáním určitého množství amoniaku v proudu spalin skrz katalyzátor. Běžně se velikost čpavkového skluzu pohybuje v rozmezí 5-20 ppm. [5]

V případě využití roztoku močoviny jako reagentu pro technologii SCR je nutné zajistit rozklad močoviny na amoniak a následné promísení amoniaku se spalínami před vstupem na katalyzátor. To se v praxi provádí nástřikem močoviny do spalin o teplotách nad 300 °C, kde se roztok močoviny odpařuje a dochází k produkci amoniaku z močoviny pomocí pyrolýzy za produkce kyseliny isokyanaté HNCO (viz rovnice (40)) a následné hydrolyzy HNCO, viz rovnice (41).

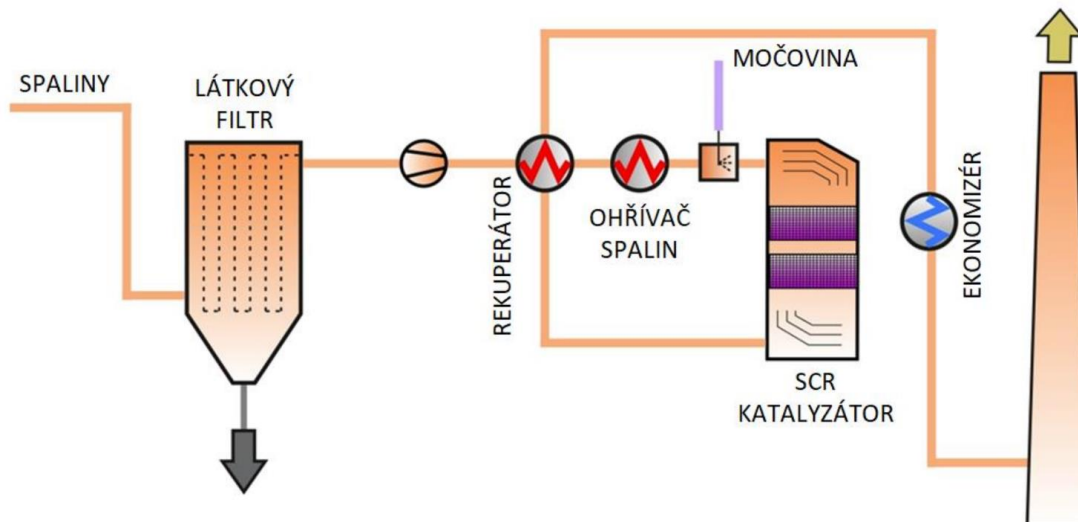


Míra konverze močoviny je silně závislá na teplotě spalin a na reakčním čase. Při teplotě spalin 350 °C a reakčním čase dochází ke kompletnímu rozkladu močoviny. Při poklesu některé z těchto veličin i míra konverze močoviny klesá. [23]

Velkou nevýhodou v porovnání s využitím NH₃ je, že při rozkladu močoviny ve spalínách dochází k tvorbě různých vedlejších produktů, čímž se účinnost odstranění NO_x ze spalin snižuje. Z toho důvodu je třeba dbát na dostatečné teploty i rezidenční čas pro rozklad močoviny.

Způsobů zapojení technologie SCR do systému čištění spalin je celá řada. Základní podmínkou ale je, že na katalyzátor vstupují spaliny zbavené tuhých znečišťujících látek (TZL), díky čemuž nedochází k zanášení katalytické vrstvy a provozní doba katalyzátoru se tak prodlužuje. To vede k nutnosti zařazení SCR za filtr. U látkových filtrů, které bývají používány nejčastěji, bývá ale teplota filtrace výrazně nižší, než je teplota potřebná pro SCR. Z toho důvodu jsou spaliny na výstupu z filtru přehřívány. Pro minimalizaci spotřeby energie je za tímto účelem využito odpadní teplo spalin vycházejících z SCR. Následně jsou spaliny ohřáty na teplotu potřebnou pro rozklad močoviny (okolo 300 °C) pomocí ohřívače spalin, což může být parní výměník,

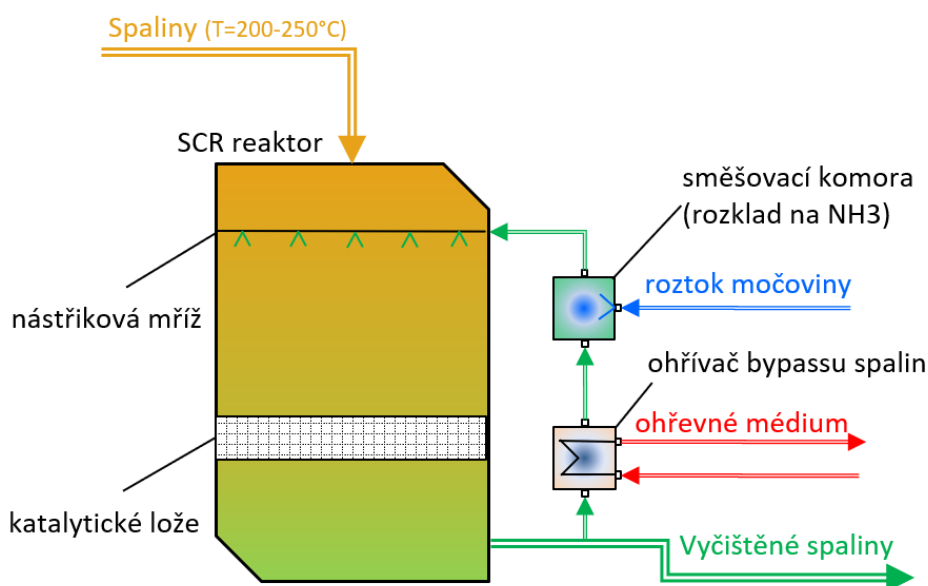
elektrický ohřivač, nebo plynový hořák. Toto tepelně integrované zapojení je vhodné zejména pro nižší průtoky spalin v řádu stovek až jednotek tisíc Nm^3/h . Schéma je zobrazeno na obrázku 20.



Obrázek 20 – Provoz s umístěním SCR za látkovým filtrem.

I přes tepelně propojené řešení představené výše jsou náklady na ohřev spalin před SCR reaktorem významné, a to zejména v případě provozů s vyššími průtoky spalin (desítky až stovky tisíc mN^3/h). Zde se proto využívá tzv. obtok, nebo bypass SCR reaktoru, kde na potřebnou teplotu pro rozklad močoviny je ohřáta pouze část spalin, která je odvedena na výstupu z SCR do ohřivače.

Následně je do proudu ohřátých spalin přiveden roztok močoviny, která se zde rozkládá na NH_3 . Proud spalin, který je silně obohacený amoniakem, je následně nastříknut do nevyčištěných spalin před jejich vstupem na katalyzátor v SCR reaktoru. Schéma této technologie je zobrazeno níže na obrázku 21.



Obrázek 21 – Provoz SCR s bypassem spalin a nástřikem roztoku močoviny.

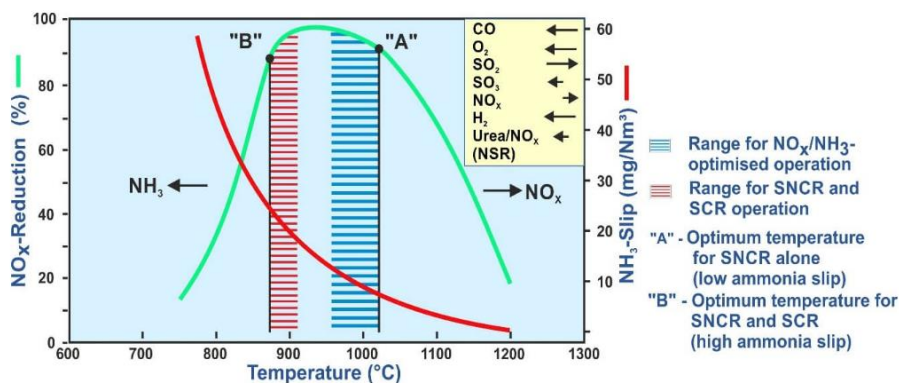
V případě využití amoniakové vody, nebo plynného amoniaku, nejsou energetické nároky na ohřev spalin tak velké, protože nemusí být dosaženo tak vysoké teploty.

Souhrnně je velkou výhodou SCR vysoká účinnost odstranění NO_x, která se běžně pohybuje okolo 90 % jak v případě nástřiku močoviny, tak amoniaku. Z toho důvodu je tato technologie vhodná zejména do provozů s vysokými nároky na čištění spalin.

Nevýhodou SCR jsou vyšší náklady spojené s pořízením a provozem katalytického lože, které je navíc citlivé na výskyt katalytických jedů a tuhých znečišťujících látek (TZL) ve spalinách.

5.2 Selektivní nekatalytická redukce (SNCR)

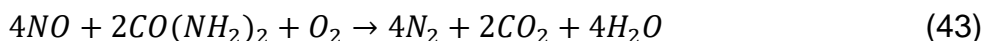
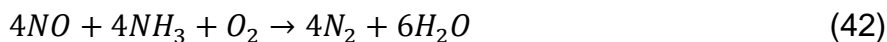
Selektivní nekatalytická redukce (SNCR – *Selective Non-Catalytic Reduction*) je proces, kdy je do proudu horkých spalin rozprašován vodný roztok močoviny nebo amoniaková voda. Teplota spalin se musí pohybovat v tzv. teplotním okně, které je 870-1050 °C. Při překročení maximální dovolené teploty spalin dochází vstřikováním reagentu k tvorbě termických NO_x, čemuž je třeba zamezit. Naopak při podkročení minimální dovolené teploty nedojde k chemické reakci amoniaku a NO_x, což má za následek jak vysokou koncentraci NO_x ve spalinách, tak zvýšený čpavkový skluz. Tento mechanismus je zobrazen níže na obrázku 22.



Obrázek 22 – Teplotní okno spalin při redukci spalin pomocí metody SNCR [24].

Vzhledem k vysokým požadovaným teplotám bývá reagent vstřikován přímo do spalovací komory, kde pak dochází k chemické reakci NO_x a reagentu za vzniku N₂ a H₂O. K tomuto procesu není třeba katalyzátor jako je tomu v případě SCR. Pouze je nutné zajistit dostatečné promísení reagentu se spalinami a potřebný rezidenční čas této směsi při teplotách spalin v předepsaném rozmezí. [5]

Obecně není vhodné využívat pro SNCR plynný amoniak, protože spalovací komora, kam je reagent vstřikován, zabírá relativně velký prostor. Jelikož na rozdíl od kapalného roztoku není penetrace nastřikovaného plynného média tak vysoká, tak v případě větších spalovacího komor není možné dostatečné promísení reagentu se spalinami. Dominantní chemická reakce reagentu s NO_x je v případě využití amoniakové vody znázorněna rovnicí (42) a při využití roztoku močoviny rovnicí (43) [25].

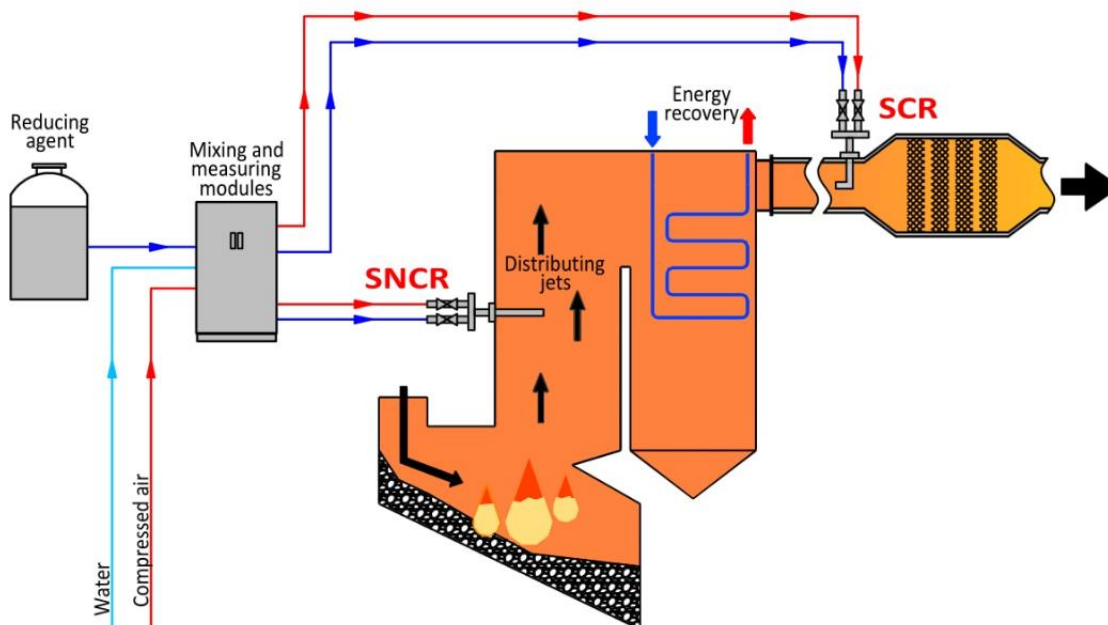


Výhodou SNCR oproti SCR jsou nižší pořizovací a provozní náklady. Jedná se o robustní technologii, která je odolná proti TZL a katalytickým jedům. Účinnost odstranění NO_x se ale běžně pohybuje pouze okolo 30-50%, což je výrazně méně, než v případě SCR. Z toho důvodu je tato technologie vhodná zejména do provozů s nižšími požadavky na čištění spalin a zvýšenými nároky na spolehlivost provozu. Níže na obrázku 23 je zobrazena technologie SNCR pro čištění spalin z biomasových kotlů.



Obrázek 23 – Technologie SNCR pro čištění spalin biomasových kotlů [26].

Ve velkých spalovacích provozech se přistupuje i ke kombinaci SCR a SNCR (viz obrázek 24), což umožňuje snížení velikosti katalyzátoru při zachování účinnosti odstranění NO_x. Zároveň se tím zvyšuje provozní spolehlivost technologie odstranění NO_x pro případ výpadku jedné z jejích částí.



Obrázek 24 – Schéma technického provedení kombinace SCR a SNCR [27].

5.3 Souhrn vlastností běžně využívaných reagentů

V tabulce 5 je uveden přehled vybraných fyzikálních vlastností a technických specifikací běžně využívaných reagentů v technologiích SCR a SNCR.

Tabulka 5 – Vybrané fyzikální vlastnosti a tech. specifikace běžně užívaných reagentů [25].

	Roztok močoviny	Amoniaková voda	Čistý amoniak
Běžná koncentrace reagentu [% _{hm}]	40-70	10-30	100
Podíl NH ₃ [% _{hm}]*	22,7-39,7	10-30	100
Skupenství v běžných sklad. podm.**	kapalina	kapalina	kapalina
Hustota v běžných sklad. podm. [kg/m ³]**	1 110-1 175	1 124-1 218	610
Tlak nasycených par při 27°C [bar _{abs}]	<0,07	0,96	10,7
Meze výbušnosti ve vzduchu [% _{obj}]	nehořlavé	16-25	16-25
Mezní zdraví škodlivá koncentrace [ppm]	žádná	25	25
Teplota krystalizace [°C]	12***	-80	-
Doporučené materiály pro skladování	plast a nerez	nerez	nerez a uhlíková ocel

* Hmotnostní podíl amoniaku. V případě roztoku močoviny je uvažován kompletní rozklad močoviny na amoniak.

** Teplota při běžných skladovacích podmínkách je uvažována 20 °C. Skladovací tlak roztoku močoviny a amoniakové vody je 1.013 bar_{abs} a tlak zkapalněného amoniaku je 10 bar_{abs}.

*** Teplota krystalizace roztoku močoviny o koncentraci 40 %_{hm} [28].

Roztok močoviny je pro manipulaci relativně bezpečná a málo těkavá látka, kterou lze skladovat v plastových nádobách při atmosférickém tlaku. Teplota roztoku se musí udržovat nad teplotou krystalizace, proto bývají skladovací prostory a dopravní trasy otápěny.

Skladování a manipulace s **amoniakovou vodou** je náročnější z důvodu vysoké těkavosti NH₃ v roztoku. Aby bylo zamezeno úniku jedovatých par, které tvoří se vzduchem výbušnou směs, tak bývá tato látka skladována v nerezových hermeticky uzavřených nádobách a skladovací prostory bývají vybaveny klimatizací pro zamezení vzrůstu teploty reagentu a detektory pro zaznamenání případného úniku.

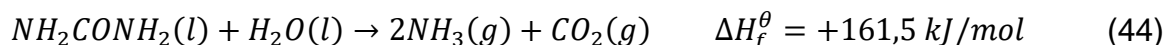
Čistý amoniak pro aplikace SCR je skladován v tlakových nádobách v kapalném skupenství. Vzhledem k vysokému skladovacímu tlaku je využití plynného amoniaku obzvláště nákladné v případě větších spalovacích provozů. Z toho důvodu se pro technologie SCR častěji využívá amoniaková voda, nebo roztok močoviny.

5.4 Hydrolýzní rozklad močoviny – moderní technologie pro účinnou redukci NO_x ve spalinách

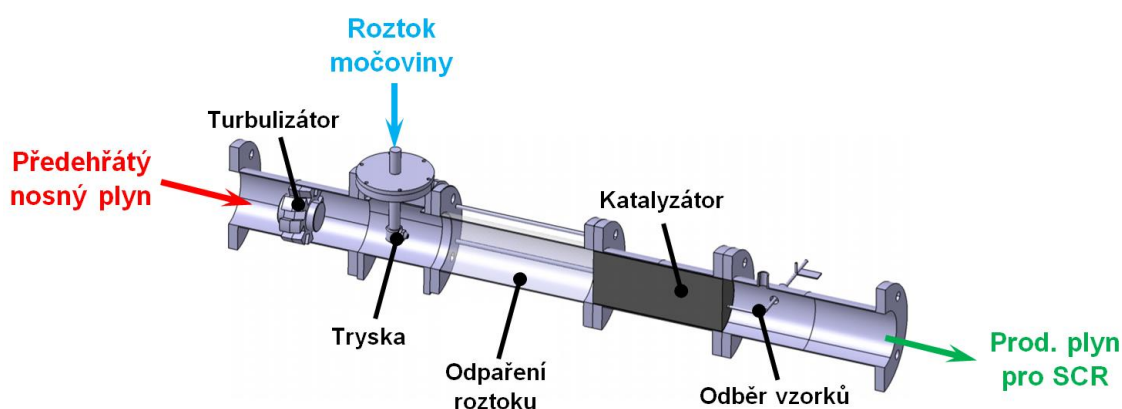
Jak je naznačeno výše v kapitole 5.1, tak účinné odstranění NO_x ze spalin je vhodná technologie SCR, kde je využívána amoniaková voda, čistý NH₃, nebo roztok močoviny. Využití roztoku močoviny je spojeno s vyššími provozními nároky na ohřev spalin na teplotu dostatečnou pro rozklad močoviny na NH₃ ve spalinách. Tento rozklad ale většinou není kompletní, což vedle produkovaného amoniaku (sloužícímu k redukci NO_x na katalyzátoru SCR reaktoru) vede i ke vzniku vedlejších produktů, což snižuje účinnost redukce NO_x. Z hlediska účinnosti technologie je lepší možností využití amoniakové vody, nebo čistého NH₃, kde není možnost vzniku vedlejších produktů. Skladování a manipulace s těmito látkami je ale náročnější, protože amoniak je těkavá, jedovatá a výbušná látka, což vede ke zvýšeným bezpečnostním a provozním nárokům.

Moderním trendem je výroba NH₃ pomocí hydrolýzy močoviny bezprostředně před nástřikem NH₃ do spalin. Takto lze dosáhnout vysoké účinnosti odstranění NO_x při minimálních bezpečnostních požadavcích při manipulaci s reagentem.

Hydrolýzní rozklad močoviny je endotermní proces při kterém vzniká plynná směs NH₃ a oxidu uhličitého (CO₂) – viz následující chemická reakce (44), jejíž hodnota slučovací entalpie ΔH_f^θ představuje množství energie potřebné k rozložení jednoho molu močoviny [29].



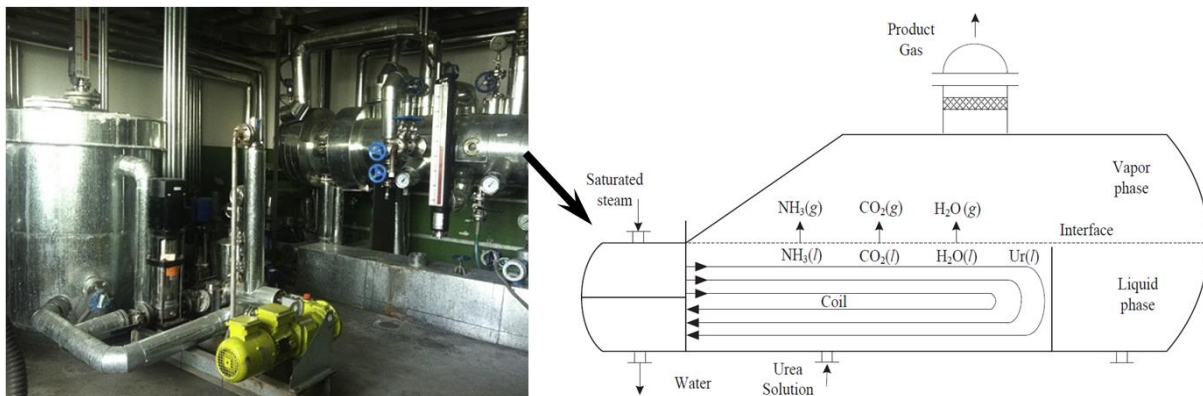
Výrobu amoniaku pomocí hydrolýzního rozkladu močoviny lze provádět katalyticky a nekatalyticky. V případě katalytické hydrolýzy je roztok močoviny nastříkáván do proudu přehřátého plynu (např. vzduchu) a tato směs je přivedena na katalytické lože, kde dochází k chemické reakci. Běžně využívanými katalyzátory jsou například oxid titaničitý (TiO₂) a oxid zirkoničitý (ZrO₂) [30]. Model experimentálního katalytického reaktoru pro kontinuální hydrolýzu močoviny je zobrazen na obrázku 25.



Obrázek 25 – Katalytický hydrolýzní reaktor [31].

Ve větších provozech, kde je SCR reaktor v provedení s bypassovým vedením spalin (viz obrázek 21) je katalyzátor pro rozklad močoviny umístěn za směšovací komorou. Díky tomu lze spaliny přehřívát na nižší teploty a tím klesají energetické nároky provozu. Provozní a pořizovací náklady ale vzrůstají o nutnost pořízení a pravidelné výměny katalytického lože.

Nekatalytická kontinuální hydrolýza močoviny je prováděna v tlakových nádobách za zvýšeného tlaku a teploty. Jelikož se jedná o endotermní proces (viz zmíněná reakce (44)), je reaktor navíc otápěn pomocí topné páry, či elektroohřevem. Provozní teplota a tlak se pohybuje okolo 150 °C a 6 bar_{abs} [32]. Poloprovozní zařízení pro kontinuální nekatalytickou hydrolýzu močoviny je zobrazeno na obrázku 26.



Obrázek 26 – Nekatalytický hydrolýzní reaktor [28].

Produkcí podobných reaktorů se zabývá například americká firma WAHLCO, která nabízí produktovou řadu U2A (Urea to Ammonia). Jejich nabídka se sestává z modelů o produkci amoniaku 2,7-1 600 kg/h, viz obrázek 27.



Obrázek 27 – Nízkokapacitní (vlevo) a velkokapacitní (vpravo) jednotka U2A od firmy WAHLCO [33].

6. Hydrolýzní generátor amoniaku (HGA)

Výrobou NH_3 pomocí hydrolyzy močoviny lze zkombinovat výhody obou reagentů používaných pro redukci NO_x ve spalínách spalovacích provozů, tedy vysokou účinnost odstranění NO_x a snadnou manipulaci a skladovatelnost reagentu.

Cílem této práce byl vývoj experimentálního hydrolýzního generátoru amoniaku (HGA) využitelného pro efektivní čištění spalin v reálném provozu. Vývoj HGA byl financován mezinárodním projektem INTER-EXCELENCE s označením LTACH19033 v rámci spolupráce Vysokého učení technického v Brně a firmy EVECŮ Brno, s.r.o.

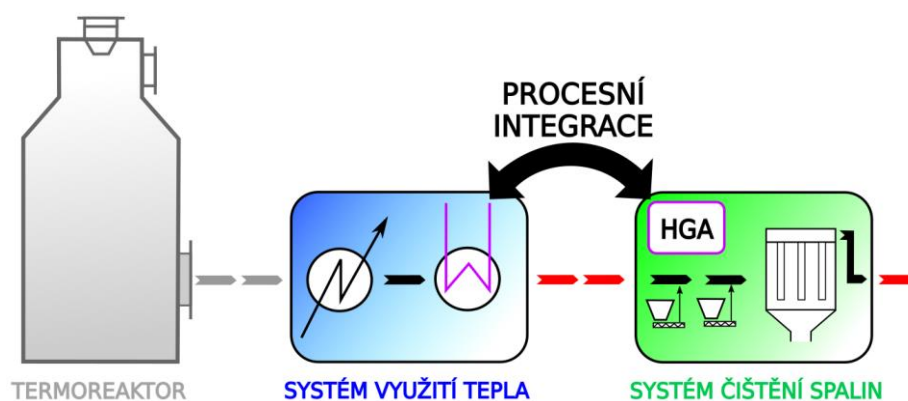
Koncepci HGA lze efektivně integrovat jak do jednotek WGtE, tak i do jiných spalovacích provozů, což je popsáno v následující kapitole 6.1. V navazujících kapitolách 6.2 až 6.6 je představen vývoj HGA zahrnující:

- Stanovení základních parametrů zařízení.
- Technologický návrh a popis jednotlivých částí.
- Konstrukční provedení zařízení a jeho montáž.
- Nájezd HGA v laboratoři, experiment v reálných průmyslových podmínkách a jeho vyhodnocení.
- Zhodnocení širšího uplatnění zařízení ekonomickým vyhodnocením HGA v porovnání s běžně využívanými metodami.

6.1 HGA – integrované zařízení v jednotce WGtE

Jelikož jednotky WGtE, stejně jako řada jiných spalovacích provozů, produkují tepelnou či elektrickou energii, lze je využít jako zdroj energie pro endotermický proces hydrolyzy močoviny. Hydrolýzní reaktor (jako součást systému čištění spalin) může být tedy procesně integrován do jednotek WGtE – viz obrázek 28. Takto lze dosáhnout provozních úspor díky nezávislé výrobě NH_3 na externích dodávkách energie.

Vyžadované množství NH_3 je velmi malé oproti průtoku spalin, tedy i energetická náročnost HGA je minoritní v porovnání s celkovou energetickou produkcí jednotky WGtE. V případě integrace HGA do existující jednotky nedojde tedy k výraznému snížení množství produkované energie.



Obrázek 28 – Procesní integrace systému využití tepla a čištění spalin jednotky WGtE.

6.2 Základní parametry zařízení

Mezi základní parametry a podmínky provozu HGA, které bylo třeba stanovit před detailním návrhem zařízení, patří následující:

- Typ reaktoru (katalytický nebo nekatalytický);
- Potřebné množství vyráběného NH_3 ;
- Koncentrace dávkovaného roztoku močoviny;
- Interval provozních teplot a provozní tlak v reaktoru;
- Objem reaktoru;
- Topný výkon pro ohřev reaktoru.

6.2.1 Typ reaktoru

V případě katalytického hydrolyzního reaktoru je jeho hlavní výhodou rychlá regulace. V daném okamžiku je nastříkáváno pouze potřebné množství roztoku močoviny do proudu přehřátého nosného plynu, čímž je efektivně regulováno množství produkovaného NH_3 . Nevýhodou jsou ale náklady na pořízení katalyzátoru a nutnost jeho pravidelné výměny. Dále je třeba zajistit dostatečnou atomizaci nastříkovaného roztoku močoviny pro jeho bezpečné odpaření v proudu nosného plynu před vstupem na katalyzátor, jak je zobrazeno na obrázku 25.

Nekatalytická hydrolyza močoviny je značně pomalejší proces, proto je třeba proporcionálně zvýšit množství ohřívání močoviny v reaktoru. Protože je reaktor tlaková nádoba, pak i jeho hmotnost je vyšší z důvodu větší potřebné tloušťky stěny pláště. Ohřívání část reaktoru má tak relativně vysokou hmotnost v porovnání s ohřevným výkonem, popřípadě s množstvím produkovaného NH_3 . Regulace produkce NH_3 je tedy značně pomalejší kvůli větší setrvačnosti celého systému. Na druhou stranu se dá očekávat vysoká spolehlivost tohoto zařízení, protože jeho koncepce je značně jednodušší než v případě katalytického reaktoru.

Při porovnání výhod a nevýhod je vyvíjený HGA finálně založen na **nekatalytické hydrolyze močoviny**. Reaktor tedy tvoří ohřívání tlaková nádoba, kde je z přiváděného roztoku močoviny vyráběna plynná směs NH_3 , CO_2 a nadstechiometrické vodní páry.

6.2.2 Potřebné množství vyráběného NH_3

Cílem vyvíjeného HGA je ověřit jeho funkčnost ve skutečném spalovacím provozu. Firma EVECŮ Brno má přístup k několika nízkokapacitním spalovacím provozům, kde bylo potenciálně možné provést experimenty. Na základě dlouhodobého měření průtoku spalin a koncentrace NO_x ve spalinách několika provozů byla stanovena potřebná průměrná hodnota produkce NH_3 na 1,1 kg/h.

Pro pokrytí náhlých výkyvů koncentrace NO_x a celkového průtoku spalin bylo dále nutné navrhnout HGA pro rozsah produkce NH_3 0,6-2 kg/h. V případě potřeby je ale možné provozovat zařízení i při nižších výkonech.

6.2.3 Koncentrace dávkovaného roztoku močoviny

Obvyklé rozmezí koncentrace roztoku močoviny se pohybuje mezi 40-70 %_{hm}, jak je uvedeno v tabulce 5. Využití roztoku o vyšších koncentracích močoviny má řadu výhod, jako například větší množství reagentu v daném objemu roztoku a menší nadstechiometrické množství vody, jejímž odpařením se zvyšuje energetická náročnost celého procesu.

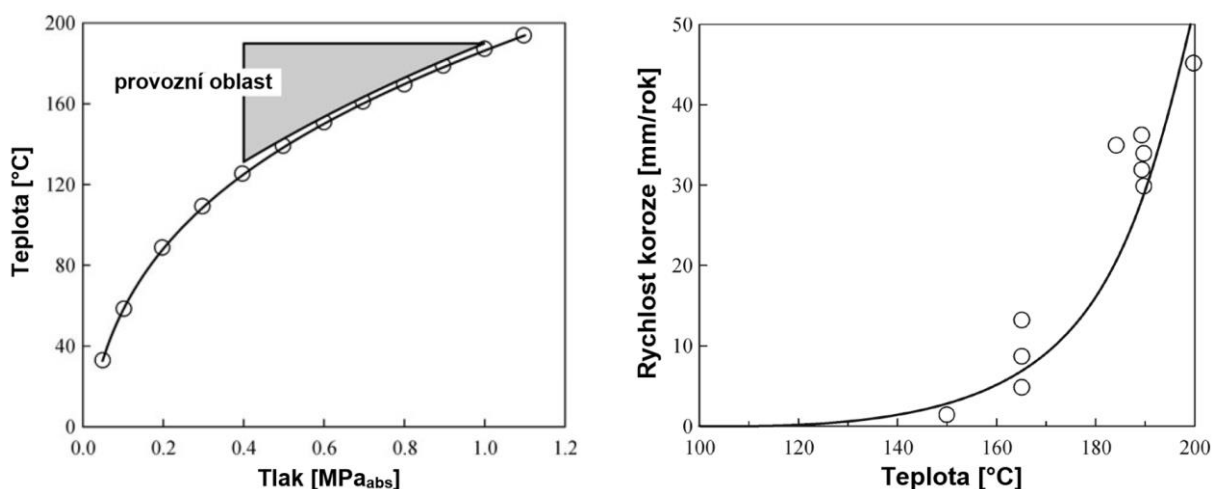
Se zvyšující se koncentrací roztoku močoviny roste ale i teplota krystalizace, při jejímž dosažení, popřípadě podkročení, se v roztoku uvolňují pevné krystaly močoviny. To může vést k ucpávání potrubních tras, trysek, dávkovacích čerpadel apod. Teplota krystalizace 40%_{hm} roztoku močoviny je přibližně 12 °C, zatímco v 60%_{hm} roztoku krystalizuje močovina už při 38 °C [28].

Skladování a manipulace roztoku močoviny o vyšších koncentracích je tedy energeticky i provozně náročnější, kdy veškeré skladovací prostory a potrubní trasy vyžadují celoroční vytápění. Z toho důvodu je pro návrh HGA zvolena koncentrace močoviny 40 %_{hm}. Zařízení lze potom ale provozovat i s roztokem močoviny o jiných koncentracích (viz kapitola 6.5.2, kde byl použit roztok močoviny o koncentraci 30 %_{hm}) dle požadavků provozu.

6.2.4 Interval provozních teplot a tlak v HGA

Hydrolyza močoviny je endotermický proces, který probíhá při teplotách vyšších než 120 °C. Dle Arrheniovy rovnice se jedná o chemickou reakci prvního řádu, kde rychlost reakce je silně závislá na teplotě [34]. S rostoucí teplotou se tedy zvyšuje i rychlost produkce NH₃, díky čemuž lze dosáhnout požadované produkce NH₃ v menším reaktoru. S teplotou se ale zároveň zvyšuje i chemická agresivita roztoku, což se negativně projevuje na životnosti zařízení – viz obrázek 29.

S ohledem jak na životnost zařízení, tak na rozumnou velikost reaktoru, je doporučováno provozovat zařízení v rozmezí teplot 130-190 °C a v rozmezí tlaků 4-10 bar_{abs} (obrázek 29). V rámci návrhu HGA je tato oblast zúžena na provozní teploty 140-160 °C a provozní tlak 6 bar_{abs}.



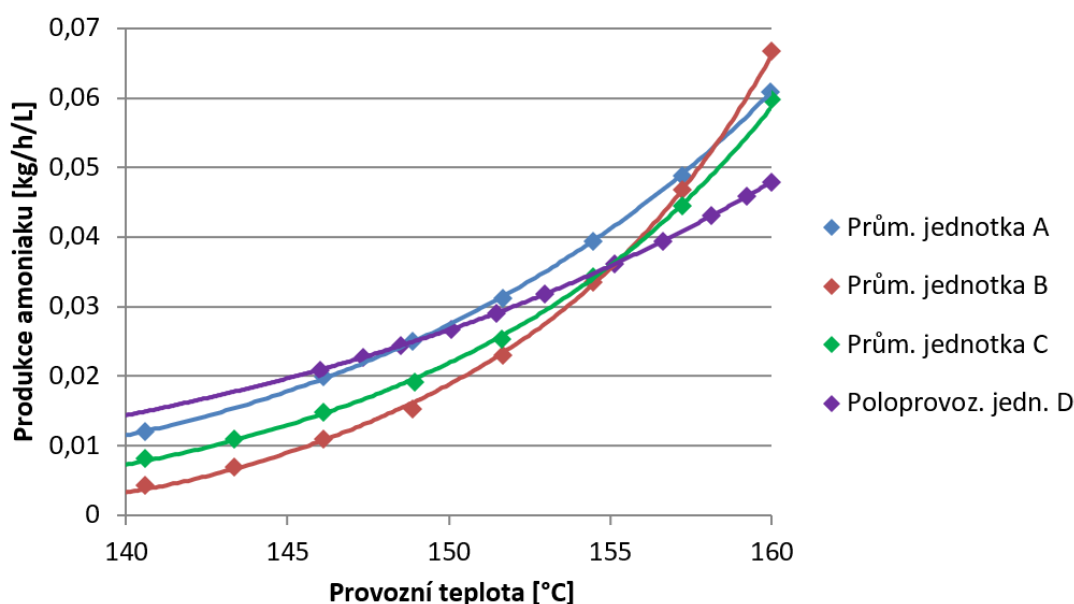
Obrázek 29 – Doporučená oblast provozu HGA (vlevo) a závislost koroze oceli AISI 316L na teplotě roztoku v reaktoru (vpravo) [29].

6.2.5 Objem reaktoru

V předchozí části bylo specifikováno požadované množství produkovaného NH_3 , provozní tlak i rozsah provozních teplot. Objem reaktoru lze následně určit stanovením rychlosti hydrolyzní reakce při specifické teplotě roztoku močoviny v reaktoru. K tomuto účelu jsou využita naměřená data z průmyslových a poloprovodních jednotek – viz obrázek 30. Zde průmyslové jednotky A, B a C produkují NH_3 o množství mezi 180-900 kg/h a koncentrace dávkované močoviny je v rozmezí 36-40 %_{hm}. Hydrolyzní reaktory jsou v provedení výměníků tepla se svazkem trubek v plášti, kde roztok močoviny je dávkován do prostoru pláště. Reaktory jsou vytápěny topnou parou proudící v trubkovém prostoru.

Reaktor poloprovodní jednotky D (viz fialová reprezentace na obrázku 30) je také proveden jako výměník s trubkami v plášti, který je vytápěn topnou parou. Jedná se ale o menší jednotku, kde byla naměřena data produkce NH_3 v rozmezí 6-8 kg/h při provozním tlaku 6 bar_{abs} a dávkování 40%_{hm} roztoku močoviny [28].

I přes velký rozdíl v kapacitě představených hydrolyzních jednotek je závislost rychlosti produkce NH_3 na provozní teplotě srovnatelná. Výrazné rozdíly lze pozorovat při nižších teplotách mezi 140-145 °C, kdy rychlost produkce NH_3 u nízkokapacitní poloprovodní jednotky D je značně vyšší než u vysokokapacitních průmyslových jednotek. Tento jev je pravděpodobně způsoben rozdílným stupněm promísení kapalně fáze v reaktoru. Hydrolyzní reakcí a odpařováním nadstechimetrické vody se v kapalně fázi uvolňují bublinky NH_3 , CO_2 a vodní páry. Tento varu podobný jev umožňuje intenzivní promíchávání kapalně fáze, což vede k její teplotní i látkové homogenizaci, čímž je urychlen proces rozkladu močoviny. V případě větších jednotek zřejmě nedochází k dostatečnému promísení, což má za následek vznik oblastí s nižší teplotou, či koncentrací močoviny (tzv. mrtvých zón), kde je hydrolyzní reakce značně pomalejší, nebo zcela zastavena [32].



Obrázek 30 – Rychlost produkce NH_3 vztažená na jednotkový objem kapalně fáze v reaktoru průmyslových jednotek A, B a C [32] a v poloprovodní jednotce D [28].

Požadované průměrné množství NH_3 produkované vyvinutém HGA je pouze 1,1 kg/h, což je výrazně méně, než v případě všech jednotek prezentovaných na obrázku 30. Představená poloprovozní jednotka D se ale svojí kapacitou nejvíce blíží vyvinutému HGA, proto byla pro stanovení potřebného objemu reaktoru HGA využita funkční závislost jednotky D mezi rychlostí produkce NH_3 a provozní teplotou.

Potřebný objem kapalné fáze v reaktoru hydrolyzní jednotky (V_l^{HGA}) je dán požadovaným množstvím produkovaného NH_3 při určité provozní teplotě ($\dot{m}_T^{NH_3}$) a rychlostí hydrolyzy ($r_T^{NH_3}$) dle rovnice (45).

$$V_l^{HGA} = \frac{\dot{m}_T^{NH_3}}{r_T^{NH_3}} \quad (45)$$

Požadované množství produkovaného NH_3 se má pohybovat v rozmezí 0,6-2 kg/h při provozních teplotách 140-160 °C. Průměrná produkce má být nadále 1,1 kg/h. Potřebné objemy kapalné fáze v reaktoru HGA pro jednotlivé průtoky NH_3 jsou sepsány v tabulce 6 níže.

Tabulka 6 – Objem kapalné fáze v reaktoru HGA při různých provozních stavech.

Požad. množ. NH_3 ($\dot{m}_T^{NH_3}$) [kg/h]	Provozní teplota [°C]	Rychlost produkce NH_3 ($r_T^{NH_3}$) [kg/h/L]*	Objem kapalné fáze v HGA [L]**
0,6	140	0,01576	38,08
1,1	150	0,02661	41,34
2,0	160	0,04789	41,76

* Hodnota $r_T^{NH_3}$ je odečtena z obrázku 30 z křivky jednotky D

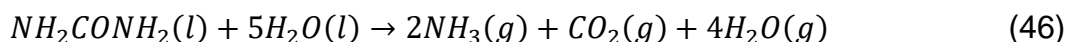
** Objem kapalné fáze v reaktoru HGA je spočítán pomocí vztahu (45)

Z výsledků v tabulce 6 vyplývá, že potřebný objem kapalné fáze v reaktoru při různých provozních stavech se pohybuje okolo 40 litrů. Takto lze udržovat v reaktoru HGA konstantní množství kapaliny a žádanou produkci NH_3 ovládat pouze řízením topného příkonu, což umožňuje snadnou regulaci. V případě menší produkce NH_3 než 0,6 kg/h poklesne teplota pod 140 °C. V takovém případě je třeba udržovat teplotu minimálně nad hodnotou 120 °C, což je teplota, nad kterou probíhá hydrolyza močoviny intenzivně, jak je řečeno v kapitole 6.2.4. Při podkročení této teploty hrozí, že močovina bude pouze odpařována a nebude docházet k jejímu rozkladu na NH_3 .

Protože se v reaktoru HGA bude vyskytovat vedle kapalné fáze i plynná fáze ve formě vyprodukovaného NH_3 , CO_2 a vodní páry a dále je třeba zohlednit možný vznik mrtvých zón, pak celkový objem tlakové nádoby je stanoven na dvojnásobek vypočítaného objemu hydrolyzující kapalné fáze, tedy na 80 litrů.

6.2.6 Topný výkon pro ohřev HGA

Hydrolyzní rozklad močoviny a odpar nadstechiometrického množství vody při nástřiku 40%_{hm} roztoku močoviny se řídí dle chemické reakce (46). Vodní pára zde tvoří výraznou část produkovaného plynu, což se projevuje i na zvýšených energetických nárocích pro ohřev HGA.



Pro určení potřebného tepelného výkonu jednotky HGA je nejdříve nutné stanovit látkovou bilanci jednotky, která bude odpovídat provoznímu stavu s maximální produkcí NH₃ 2 kg/h a teplotou produkovaného plynu 160 °C. Tato bilance (viz tabulka 7) byla provedena s využitím rovnice (46) a vztahu (47).

$$\dot{n} = \dot{m}/MW \quad (47)$$

Kde je: \dot{n} – molární průtok látky [mol/h]
 \dot{m} – hmotnostní průtok látky [kg/h]
 MW – molární hmotnost látky [kg/mol]

Tabulka 7 – Látková bilance HGA při maximální požadované produkci NH₃.

		T [°C]	p [bar _{abs}]	MW [kg/mol]	\dot{n} [mol/h]*	\dot{m} [kg/h]**
Reaktanty	Močovina	20	6	0,0601	58,72	3,53
	Voda			0,0180	293,58	5,29
Produkty	Amoniak	160	6	0,0170	117,43	2,00
	Oxid uhličitý			0,0440	58,72	2,58
	Vodní pára			0,0180	234,87	4,23

* Molární průtok NH₃ byl stanoven dle rovnice (47) na základě požadovaného hmotnostního průtoku NH₃ 2 kg/h. Molární průtoky ostatních složek byly stanoveny dle molárních poměrů v rovnici (46).

** Hmotnostní průtoky složek byly vypočítány dle rovnice (47).

Ohřev reaktoru HGA pokrývá zejména energetické nároky spojené s průběhem endotermické hydrolyzní reakce, a dále energetické nároky na ohřev produktů z uvažované nástřikové teploty 20 °C na výslednou teplotu 160 °C.

Topný výkon potřebný pro průběh hydrolyzní reakce ($\dot{Q}_{\text{hydrolyza}}$) je funkcí množství nastříkované močoviny ($\dot{n}_{\text{močovina}}$) a její standardní slučovací entalpie (ΔH_f^θ), viz vztah (48).

$$\dot{Q}_{\text{hydrolyza}} = \frac{\dot{n}_{\text{močovina}} \cdot \Delta H_f^\theta}{3600} \quad (48)$$

Kde je: $\dot{Q}_{\text{hydrolyza}}$ – množství energie nutné k průběhu hydrolyzní reakce [kW]
 $\dot{n}_{\text{močovina}}$ – molární průtok dávkované močoviny [mol/h]
 ΔH_f^θ – standardní slučovací entalpie pro rozklad močoviny = 161,5 kJ/mol

Topný výkon pro ohřev produkovaného plynu je dán součtem ohřevů jeho složek, tedy NH₃, CO₂ a H₂O. Tyto dílčí energetické nároky jsou dále dány součinem průtoků jednotlivých složek s rozdíly měrných entalpií mezi počáteční a koncovou teplotou – viz následující vztah (49).

$$\dot{Q}_{\text{ohřev produktů}}^{\text{tot}} = \sum_i \dot{Q}_{\text{ohřev produktů},i} = \sum_i \frac{\dot{m}_i \cdot (h_{i,160^\circ\text{C}} - h_{i,20^\circ\text{C}})}{3600} \quad (49)$$

Kde je: $\dot{Q}_{\text{ohřev produktů}}^{\text{tot}}$ – množství energie nutné k ohřevu produktu hydrolyzní reakce z počáteční na finální teplotu [kW]

$\dot{Q}_{\text{ohřev produktů},i}$ – množství energie nutné k ohřevu jednotlivých složek produkovaného plynu [kW]

h_i – měrná entalpie složky produkovaného plynu při konkrétní teplotě [kJ/kg]

Celkový potřebný topný výkon $\dot{Q}_{\text{HGA}}^{\text{tot}}$ je nakonec dán součtem topného výkonu pro průběh hydrolyzní reakce a topného výkonu pro ohřev produktů reakce – viz rovnice (50).

$$\dot{Q}_{\text{HGA}}^{\text{tot}} = \dot{Q}_{\text{hydrolyza}} + \dot{Q}_{\text{ohřev produktů}}^{\text{tot}} \quad (50)$$

Kde je: $\dot{Q}_{\text{HGA}}^{\text{tot}}$ – topný výkon k ohřevu HGA [kW]

S využitím výsledků látkové bilance v tabulce 7 a vztahů (48) až (50) byl finálně vypočítán potřebný topný výkon jednotky HGA 6,06 kW – viz tabulka 8. Při dalším návrhu ohřevného systému, zejména při stanovení topného příkonu, jsou navíc zohledněny tepelné ztráty a požadavky na regulaci jednotky HGA, viz kap. 6.3.2.

Tabulka 8 – Energetická bilance HGA při maximální požadované produkci NH₃.

	$h_{20^\circ\text{C}}$ [kJ/kg]*	$h_{160^\circ\text{C}}$ [kJ/kg]*	$\dot{Q}_{\text{ohřev produktů}}$ [kW]**	$\dot{Q}_{\text{ohřev produktů}}^{\text{tot}}$ [kW]**	$\dot{Q}_{\text{hydrolyza}}$ [kW]***	$\dot{Q}_{\text{HGA}}^{\text{tot}}$ [kW]****
Amoniak	1500,17	1838,80	0,19			
Oxid uhličitý	496,66	626,92	0,09	<u>3,43</u>	<u>2,63</u>	<u>6,06</u>
Vodní pára	84,48	2759,02	3,14			

* Měrné tepelné kapacity NH₃, CO₂ a H₂O pro jednotlivé teploty a tlak 6 bar_{abs} byly převzaty z online dostupného zdroje Peace Software [35].

** Stanoveno dle rovnice (49)

*** Stanoveno dle rovnice (48)

**** Stanoveno dle rovnice (50)

6.3 Technologický návrh

Po určení všech základních parametrů byl dalším krokem technologický návrh vyvíjené jednotky HGA. Kompletní technologické schéma je přiloženo v příloze 8 této práce. Zjednodušené schéma s klíčovými aparáty je ilustrováno na obrázku 31.

Reaktor je konstruován jako válcová nádoba s torosférickým dnem, přírubovým víkem a s nátrubky pro připojení měřících aparátů, armatur apod. Takto jednoduchá geometrie je volena za účelem minimalizace pořizovacích nákladů.

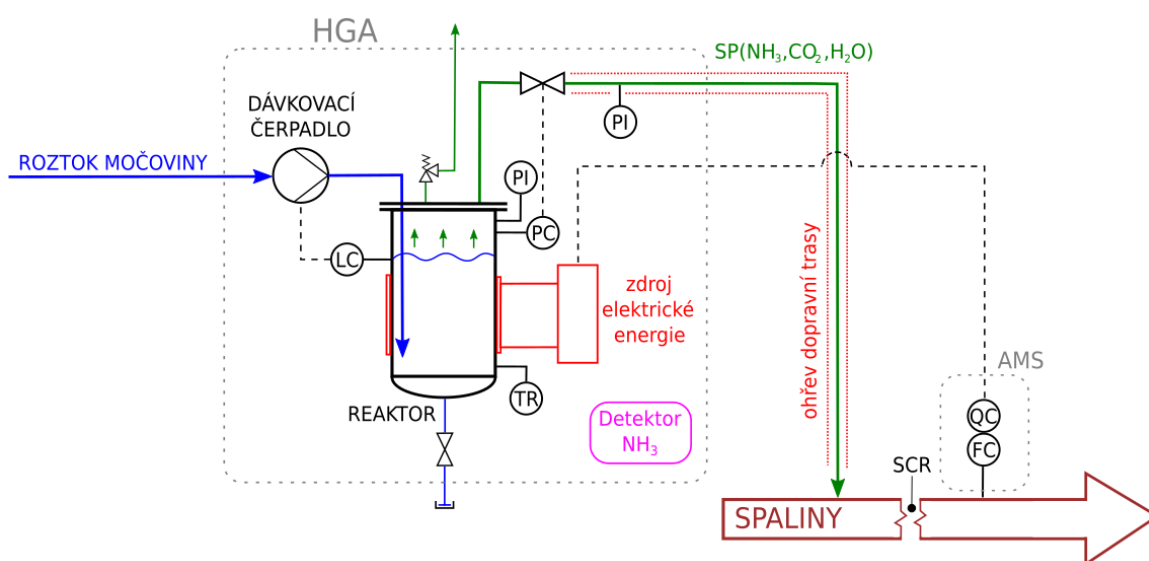
Roztok močoviny je kontinuálně dávkován do reaktoru dávkovacím čerpadlem. Pro požadovaný rozsah produkce NH_3 je možné reaktor provozovat s konstantním objemem kapalné fáze, viz kapitola 6.2.5, proto je čerpadlo propojeno regulačním okruhem se stavoznakem, čímž je automaticky udržována konstantní hladina (a tedy i objem kapaliny) v reaktoru.

Ohřev reaktoru je realizován pomocí elektricky otápených topných tyčí umístěných na vnějším povrchu reaktoru.

Emisní hodnoty spalin jsou ve většině provozů kontinuálně měřeny automatizovanými monitorovacími systémy (AMS). Na základě kontinuálně měřené koncentrace NO_x ve spalinách lze řídit příkon plášťového elektroohřevu, čímž je výstupní koncentrace NO_x ve spalinách udržována na požadované hodnotě. Zjednodušeně lze potom řídit příkon v ručním režimu, tedy nastavením konkrétní požadované hodnoty.

Reaktor HGA je provozován při konstantním tlaku 6 bar_{abs}, který je udržován pomocí regulačního ventilu na výstupu produkovaného plynu z reaktoru. Pro úsporu financí je tento ventil řízen ručně. Z důvodu zvýšení spolehlivosti měření tlaku je HGA vybaven jak digitálním tlakoměrem, tak standardním manometrem. Tlak je potom měřen i v dopravní trase pomocí standardního manometru.

Potrubí odvodu produkovaného plynu je také vybaveno elektroohřevem pro zabránění kondenzace, popřípadě krystalizace generovaného plynu, což by mohlo vést k ucpání dopravních tras.



Obrázek 31 – Zjednodušené technologické schéma jednotky HGA.

Pro bezpečný provoz zařízení je HGA vybaven řadou ochranných funkcí. V případě zvýšení tlaku uvnitř reaktoru nad hodnotu 8 bar_{abs} dochází k vypnutí plášťového ohřevu, čímž je zabráněno přetlakování tlakové nádoby. Součástí reaktoru je dále pojistným ventil s otevíracím přtlakem 9 bar_{abs}. Pro případ vzniku netěsností a následného úniku produkovaného plynu je HGA vybaven detektorem NH₃, který může odstavit celé zařízení vypnutím elektroohřevu.

Teplota uvnitř reaktoru je dále měřena odporovým snímačem. V případě přehřátí jednotky, například z důvodu vypaření veškeré kapaliny, dojde také k vypnutí elektroohřevu.

V odstavcích níže jsou uvedeny detaily všech klíčových zařízení a armatur vyvíjeného HGA, mezi které patří:

- Dávkovací čerpadlo;
- Ohřev reaktoru a potrubních tras;
- Měření průtoku plynu;
- Měření hladiny, teploty a tlaku;
- Pojistný ventil;
- Detektor NH₃;
- Tepelná izolace jednotky;
- Profuk dopravních tras.

6.3.1 Dávkovací čerpadlo

Dávkovacím čerpadlem (viz zařízení HQK10AP001 v technologickém schématu v příloze 8) je roztok močoviny dávkován do reaktoru HGA, respektive je udržována konstantní hladina v reaktoru. Ohled při výběru byl brán zejména na rychlou a širokou regulaci průtoku čerpadla, chemickou odolnost, nízké provozní nároky, kompaktnost a nízkou pořizovací cenu. Tyto parametry splňují zejména pro nižší průtoky dávkované kapaliny čerpadla hydrostatická (objemová), mezi která patří například čerpadla zubová, vřetenová, peristaltická, membránová apod.

Pro jednotku HGA bylo zvoleno magnetické membránové čerpadlo, protože se jedná o nízko údržbové zařízení s širokým rozsahem regulace průtoku 0-100 %.



Obrázek 32 – Magnetické membránové čerpadlo typu gamma/X [36].

Výběr konkrétního čerpadla byl proveden na základě maximálního požadovaného průtoku a výtlaku. Při maximální požadované produkci NH_3 (2 kg/h) je třeba kontinuálně dávkovat 8,82 kg/h roztoku močoviny o koncentraci 40 %_{hm}, viz látková bilance v tabulce 7. Na základě hustoty roztoku močoviny uvedené v tabulce 5 odpovídá požadovaný hmotnostní průtok objemovému průtoku 7,94 L/h.

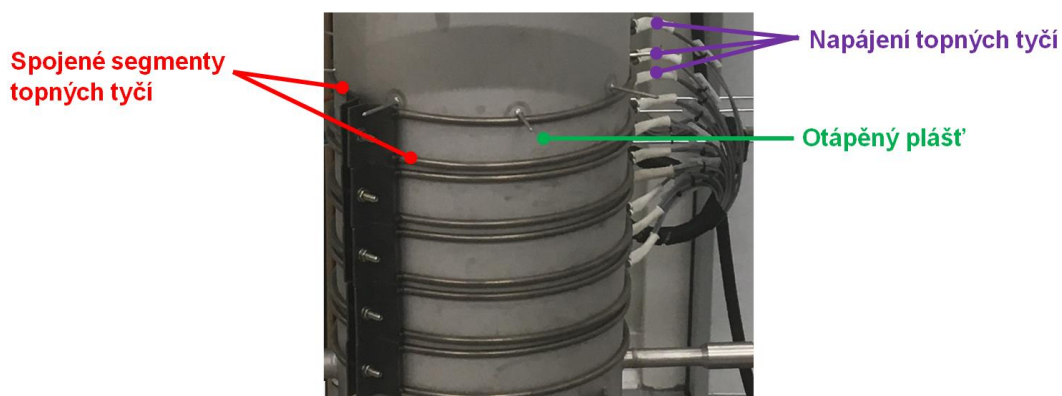
Tlak v reaktoru je stanoven na 6 bar_{abs}, což odpovídá výtlaku čerpadla přibližně 5 bar. Pro zajištění dostatečné provozní rezervy bylo vybráno magnetické membránové čerpadlo od firmy ProMinent Dosiertechnik CS, spol. s r.o. s maximálním výtlakem 10 bar a maximálním průtokem 9 L/h. Čerpadlo je zobrazeno níže na obrázku 32.

6.3.2 Ohřev reaktoru a potrubních tras

Pro ohřev reaktoru je možné využít běžně produkované energetické médium, například páru nebo termoolej, což ale vyžaduje speciální dvouplášťovou konstrukci reaktoru, popřípadě ohřevnou trubkovnici, a celou sadu přípojných potrubí a armatur. V místě provozu navíc musí být energetické médium k dispozici. HGA bylo projektováno pro využití v laboratoři i v průmyslovém prostředí, kde nemusí být přístup k energetickým médiím, proto je pro vytápění reaktoru zvolena elektřina.

Z důvodu chemicky agresivního prostředí v reaktoru je elektroohřev umístěn na vnějším povrchu pláště reaktoru, viz zařízení HQK20 AH001 v příloze 8. Toto řešení je spojeno s horším přestupem tepla z ohřevného tělesa do reaktoru, což vede k vysokým teplotám topného tělesa. Na druhou stranu se jedná o spolehlivé řešení bez nebezpečí poškození topných těles. K otápní povrchu jsou zvoleny topné tyče o konstantním výkonu ve tvaru skružených polokruhových segmentů spojených po dvojicích po délce pláště. Topné tyče jsou dodány firmou Backer Elektro CZ a.s. a namontovány viz obrázek 32.

Celkem je HGA vybaven 10 topnými tyčemi, o příkonech 8x0,8 kW, 1x0,5 kW a 1x0,25 kW, tedy o celkovém maximálním příkonu 7,15 kW. Topné tyče jsou rozděleny do čtyř oddělených topných okruhů dle tabulky 9. Kombinací jednotlivých topných okruhů lze nastavit potřebný výkon s rozlišením 0,5 kW. Topné okruhy 1, 3 a 4 jsou realizovány pomocí mechanických stykačů. Pro zlepšení rozlišení je na topný okruh 2 použit elektronický polovodičový stykač.



Obrázek 33 – Topné tyče namontované na plášť reaktoru HGA

Tabulka 9 – Rozdělení topných tyčí do jednotlivých topných okruhů.

Topná tyč	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Příkon [kW]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,25	0,5
Topný okruh	Okruh 1					Okruh 2		Okruh 3		Okruh 4
Příkon okruhu	4 kW					1,6 kW		1,05 kW		0,5 kW

Pro zamezení vzniku kondenzátu v produkovaném plynu je dále elektroohřevem vybaveno i dopravní trasa, jak je zobrazeno na obrázku 31. K tomuto účelu je na potrubí a navazující teflonovou hadici s kovovým opletem instalován topný kabel s limitovaným topným výkonem, který odpovídá tepelným ztrátám dopravní trasy za provozních podmínek. Dopravní trasa je dále tepelně izolována, o čemž blíže pojednává kapitole 6.3.7.

6.3.3 Měření průtoku plynu

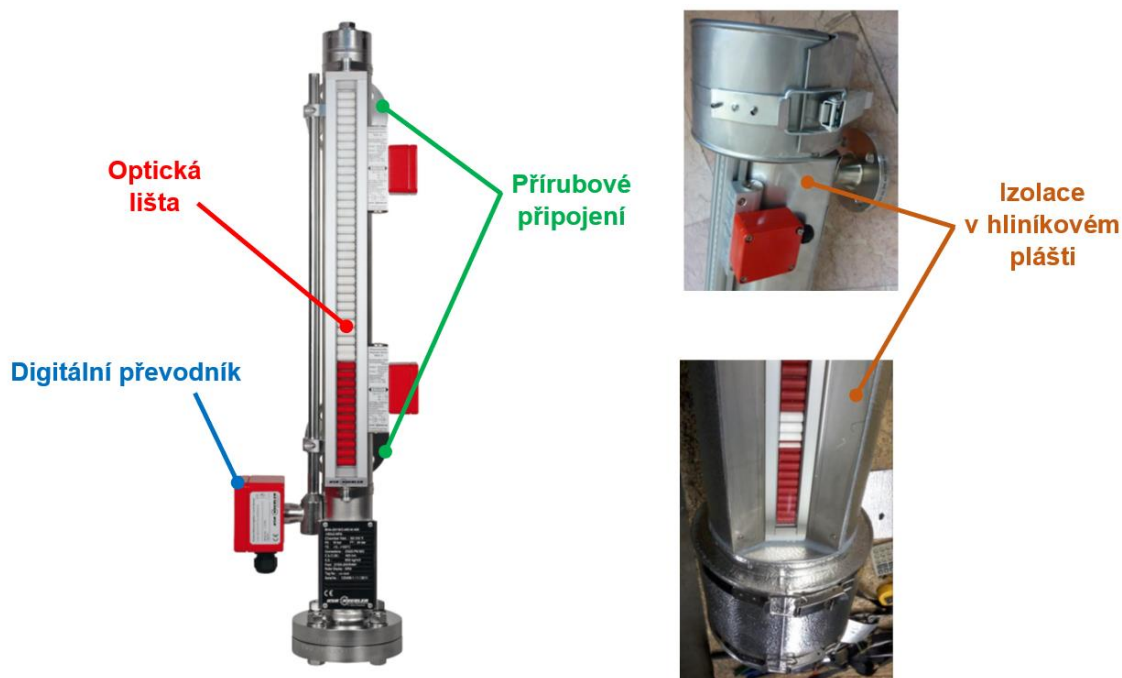
Tryska HGA je zkonstruována jako sonická tryska tvořená stavitelným šroubem, v jehož ose je vyvrtán otvor pro vývod plynu. Tryska je vyměnitelná, čímž je možné modifikovat velikost otvoru tak, aby při daných provozních podmínkách dosahoval plyn na výstupu z trysky vysokých rychlostí blížících se rychlosti zvuku. Tím je zajištěna dostatečná penetrace plynu do proudu spalin.

Vedle nástřiku plynu do proudu spalin je další funkcí trysky i nepřímé měření průtoku amoniakového plynu. Jelikož je generovaný plyn chemicky agresivní a jeho teplota dosahuje 160 °C, tak by k měření průtoku bylo zapotřebí velmi drahého průtokoměru (např. Coriolisův průtokoměr by byla vhodná varianta). Z ekonomických důvodů proto byla zvolena výrazně levnější varianta, kdy průtok plynu je vypočítán na základě tlaku a teploty plynu v dopravní trase. Jedná se o totožný výpočetní postup, který je aplikován pro podzvukové parní trysky. Teorie i aplikace tohoto výpočtu je uvedena například v knize Elements of Heat Engines [37].

Prakticky je tento výpočetní postup předveden v příloze 6 této práce, kde na základě známého průtoku plynu je navržena velikost otvoru trysky a tlak plynu v dopravní trase. Tento výpočet předcházal jednomu z experimentů prováděných s vyvinutým HGA.

6.3.4 Měření hladiny, teploty a tlaku v reaktoru

Kontinuální měření hladiny bylo nutné navrhnout tak, aby byla snímána hladina současně jak digitálně (z důvodu propojení měřidla s dávkovacím čerpadlem) tak opticky (pro vizuální ověření správnosti měření). K tomuto účelu byl vybrán tepelně zaizolovaný magnetický stavoznak s optickou lištou a digitálním převodníkem – viz zařízení HQK20 CL001(2) v příloze 8. Příklad takového zařízení je zobrazen na obrázku 34. Zařízení je připojeno k reaktoru dvěma přírubami, jejichž rozteč určuje měřící rozsah stavoznaku, který je 700 mm. Takto široký měřící rozsah umožňuje provoz HGA s různým množstvím kapaliny v reaktoru, pokud to je třeba.



Obrázek 34 – Magnetický stavoznak neizolovaný (vlevo) a s izolací (vpravo)

Teplota je měřena zejména pro monitorování procesu nahřívání reaktoru HGA. Dále lze takto indikovat přehřátí reaktoru, ke kterému může dojít například v případě selhání dávkovacího čerpadla, či stavoznaku, což by vedlo k odpaření kapaliny z reaktoru a následnému přehřátí pláště.

K měření je aplikován odporový teplotní snímač Pt100 s hlavicí. Tento typ snímače je zobrazen na obrázku 35. Pro ochranu teplotního snímače před chemicky agresivním prostředím je jeho stonek umístěn v ochranné jímce, která je zavedena přes plášť do reaktoru.



Obrázek 35 – Hlavičkový teplotní snímač PT100 do jímky.

K měření tlaku v reaktoru HGA jsou využita dvě měřidla, a to tlakoměr s digitálním výstupem (SenzoMitter od firmy SENZORY CZ, a.s.) a membránový manometr (od firmy Prematlak, a.s.). Výstup digitálního tlakoměru je využit zejména pro záznam měření tlaku v reaktoru, a dále je propojen s řídicím systémem pro odstavení zařízení v případě přetlakování. V případě využití automatického regulačního ventilu na výstupu z HGA by jej bylo možné řídit právě na základě tlaku měřeného pomocí tohoto digitálního snímače. Obě tlaková měřidla jsou zobrazena na obrázku 36. Pro ochranu měřidel před vysokými teplotami je každé měřidlo připojeno k plášti reaktoru přes tlakoměrový ventil a kondenzační smyčku. Dopravní trasa je potom vybavena vlastním manometrem pro účely výpočtu průtoku plynu, jak je blíže představeno v kapitole 6.3.3.



Obrázek 36 – Tlakový snímač SenzoMitter (vlevo) a membránový manometr (vpravo)

6.3.5 Pojistný ventil

Z důvodu bezpečnosti bylo nutné opatřit reaktor HGA pojistným ventilem, viz zařízení QFB40 BR001 v příloze 8. Jedná se o robustní mechanické zařízení bez jakýchkoli elektrických součástí. Takto je zajištěna bezpečnost před přetlakováním reaktoru i v případě selhání elektrických zařízení.

Konkrétně byl vybrán nerezový pojistný ventil typu 1216FB s přírubovým připojením od firmy ARMAT, s.r.o. s otevíracím přetlakem 9 bar a teplotní odolností do 200 °C.

6.3.6 Detektor NH₃

V případě úniku produkovaného plynu z HGA netěsnostmi, či trhlinami, je odstaven ohřev jednotky a tím je zastavena produkce dalšího NH₃. Únik plynu je zaznamenán detektorem NH₃ – viz zařízení 8 v příloze 8. Konkrétně jde o model E2638-NH3-S-R-B-LED-230 od firmy Regmet s.r.o. Jedná se o dvoustupňový detektor, který při naměřené koncentraci NH₃ 35 ppm varuje operátory výstražným zvukovým signálem a při dosažení koncentrace NH₃ 150 ppm odstaví elektroohřev HGA. Zařízení je zobrazeno na obrázku 37.



Obrázek 37 – Dvoustupňový detektor amoniaku.

6.3.7 Tepelná izolace jednotky

Jelikož se provozní teploty HGA pohybují v rozmezí 140-160 °C, pak je nutné tepelně izolovat jak reaktor, tak odvodné potrubí produkovaného plynu, aby bylo zabráněno vysokým ztrátám tepla. Elektroohřev reaktoru i odvodného potrubí je navíc realizován z vnější strany pláště, kde lze předpokládat zhoršený přestup tepla do ohřívajícího média, viz odstavec 6.3.2. Dle zkušeností dodavatele topných tyčí se při povrchovém

ohřevu pohybuje teplota tyčí přibližně 150 °C nad teplotou ohřivaného média. Teplota topných tyčí může tedy přesáhnout 310 °C. V případě topných kabelů na odvodném potrubí a otápené hadici se jejich teplota pohybuje okolo 150 °C, maximálně je uvažováno s teplotou 200 °C.

Na základě výše zmíněných maximálních teplot topných těles byl stanoven materiál i tloušťka izolace. Výsledky jsou shrnuty v tabulce 10. Dodavatelem tepelné izolace je firma AZ FLEX, a.s.

Tabulka 10 – Základní parametry tepelných izolací.

	Reaktor HGA	Odvodné potrubí
Konstrukce	Vertikální válcová nádoba	Vertikální/horizontální potrubí
Světlost	DN300	DN15
Max. teplota [°C]	310	200
Typ izolace	Minerální vata – Orstech LSP PYRO	Minerální vata – RockWool 800
Rozměr izolace (d _i /t) [mm]	324/120	28/30
Opláštění izolace	Hliníková páska	Hliníková fólie
Povrchová teplota [°C]*	53,4	50,7
Délková tepelná ztráta [W/m]*	237,2	51,3

* Stanoveno s pomocí online dostupného softwarového nástroje firmy Isover Saint-Gobain Construction Products CZ a.s. [38].

6.3.8 Profuk dopravní trasy generovaného plynu

V případě, kdy jsou zavřeny ventily na výstupu z HGA a tím je zastaven průtok plynu dopravními trasami, tak je otevřen přívod chladícího a proplachovacího vzduchu do dopravních tras.

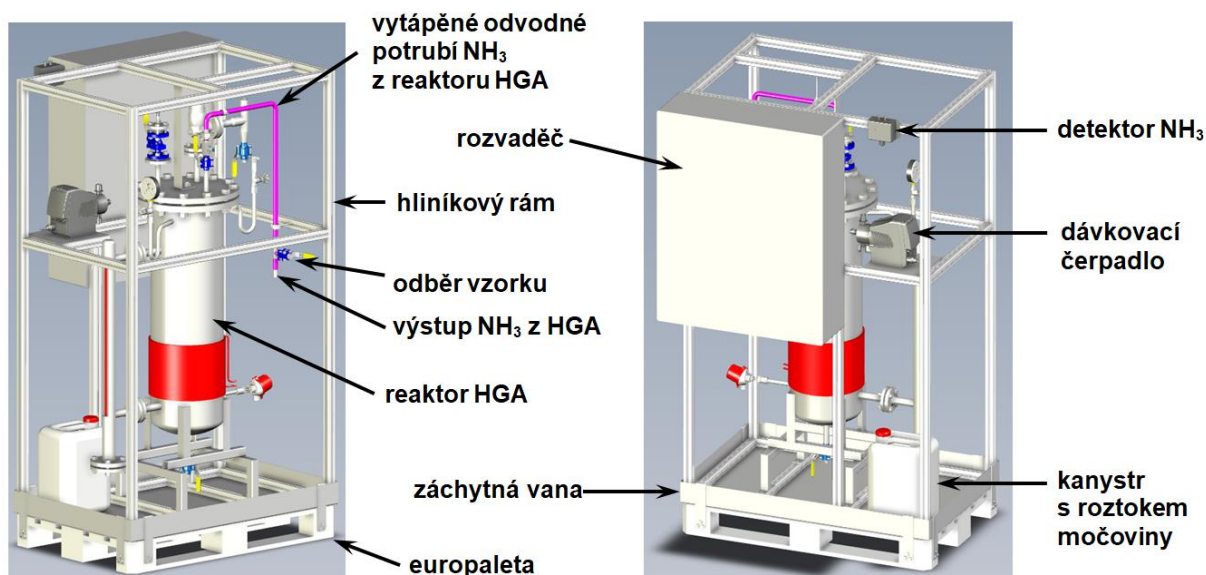
Hlavním důvodem je odvod veškerého amoniaku z dopravních tras při odstávce zařízení jak z bezpečnostních důvodů, tak pro zamezení zanesení, kdy při ochlazení generovaného plynu dochází ke zpětným reakcím vedoucím k tvorbě krystalických nánosů. V případě použití HGA pro SNCR, kdy tryska je zavedena do velmi horkého proudu spalin, slouží tlakový vzduch k chlazení trysky a tím k zamezení jejího poškození.

V případě proplachu celé dopravní trasy je tlakový vzduch zaveden za regulační ventil QFB10 AA002. Během toho ale dochází také k vychlazování trasy, což není žádoucí, proto lze následně přepojit tlakový vzduch přímo před trysku, jak je naznačeno v příloze 8.

6.4 Konstrukční návrh a montáž

Mezi hlavní parametry, na které je brán ohled při konstrukčním návrhu vyvíjeného hydrolyzního generátoru amoniaku, patří bezpečnost zařízení, nízká pořizovací cena, kompaktnost, snadný transport, modifikovatelnost, přístup ke všem součástem a jednoduchá montáž.

Pro modelování konstrukce zařízení byl využit software SOLIDWORKS [39]. Model HGA s popisem jeho hlavních částí je dále zobrazen na obrázku 38. Tento model je zobrazen bez tepelných izolací pro lepší vizualizaci jeho komponent.

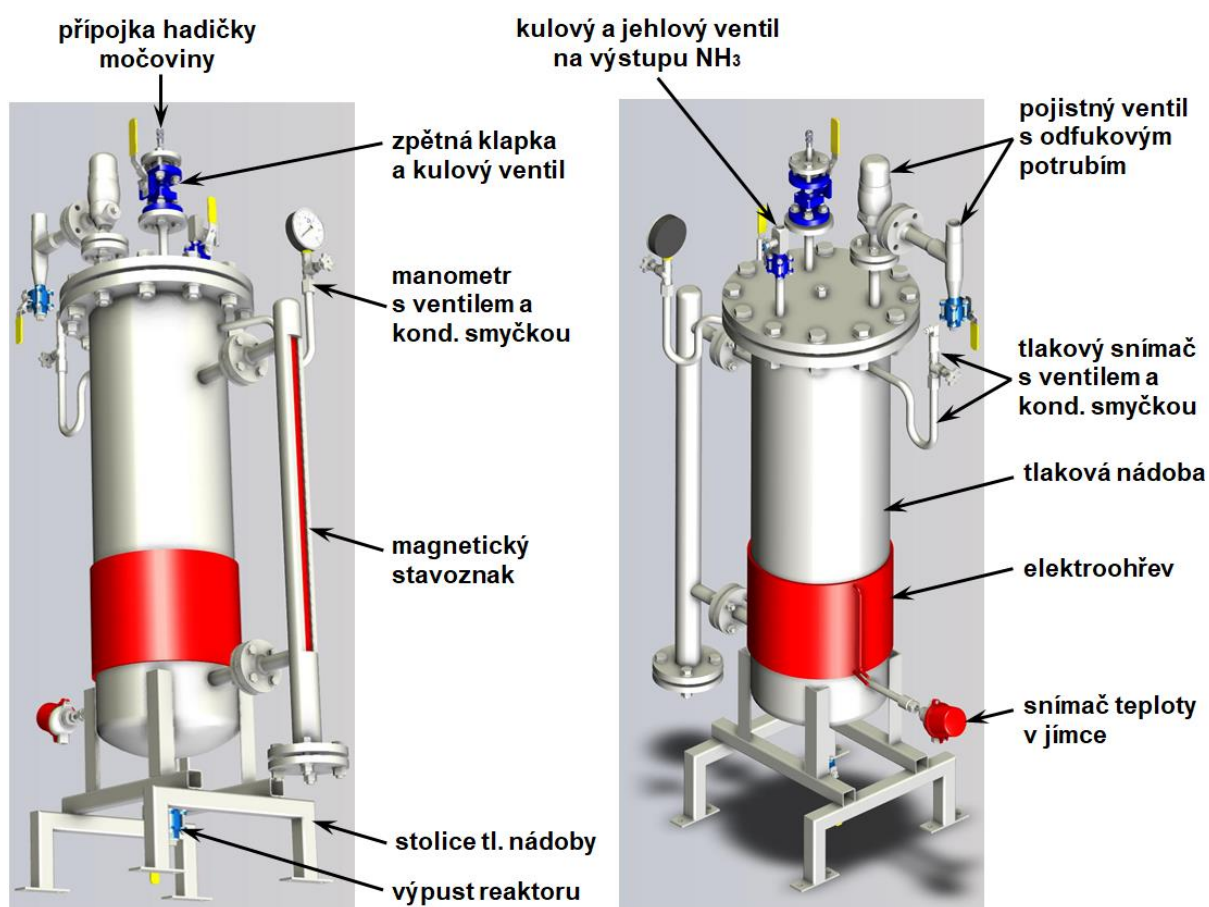


Obrázek 38 – Sestava celého zařízení HGA.

Jádrem HGA je chemický reaktor, který je ilustrován a blíže popsán na obrázku 39. Klíčové komponenty reaktoru jsou:

- **Tlaková nádoba** o objemu 80 litrů se skládá z vertikálního válcového pláště, ploché příruby DN300 a torosférického dna. Dále jsou k nádobě navařeny nátrubky pro připojení měřidel a ventilů. V tlakové nádobě je korozivní prostředí, viz korozní úbytek oceli 316L na obrázku 29, proto je pro zmírnění koroze tlaková nádoba vyrobena z nerezové oceli AISI 316Ti (1.4571), která je díky stabilizaci titanem odolnější než standardně využívaná ocel AISI 316L. Tlaková nádoba je upevněna na stoličce vyrobené z ocelových L-profilů a čtvercových jeleků.
- **Víko tlakové nádoby** skládající se ze zaslepující příruby DN300 PN16, navařených nátrubků, přírub a závěsných ok. Víko je vyrobeno z oceli AISI 316Ti stejně jako tlaková nádoba.

- **Přípojka hadičky močoviny s přilehlými armaturami** sloužící k propojení dávkovacího čerpadla s reaktorem. Od výtlačku čerpadla je roztok močoviny dopravován hadičkou k ocelové přípojce, do které je zavedena pomocí šroubení Swagelok. Dále roztok proudí skrz zpětnou klapku a uzavírací ventil do tlakové nádoby.
- **Pojistný ventil s odfukovým potrubím.** Pojistný ventil je připojen k víku tlakové nádoby pomocí příruby. K odfuku pojistného ventilu je dále připojeno odfukové potrubí, ze kterého jsou případné úniky produkovaného plynu odvedeny hadicí do prostředí bez nebezpečí výbuchu nebo poškození zdraví (v laboratoři do digestoře, v průmyslovém provozu na střechu haly).
- **Armatury na výstupu NH₃ z reaktoru**, což je uzavírací kulový ventil a regulační jehlový ventil. Pomocí manuálního řízení jehlového ventilu je udržován v tlakové nádobě požadovaný tlak. Na jehlový ventil je dále připojeno vytápěné výstupní potrubí produkovaného plynu (viz obrázek 38) a profuk tlakovým vzduchem,
- **Měřicí zařízení**, mezi která patří magnetický stavoznak, digitální tlakový snímač, manometr a snímač teploty. Jejich bližší specifikace je uvedena v předchozím odstavci 6.3.4.



Obrázek 39 – Reaktor HGA

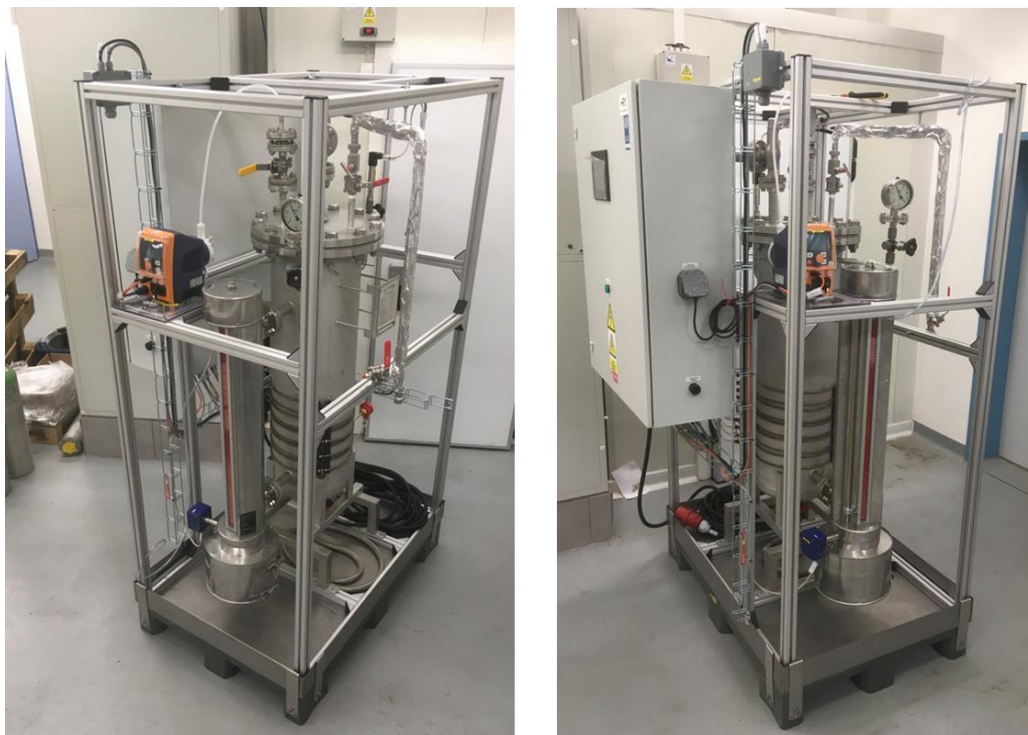
Celá tlaková nádoba i s víkem je tepelně izolována minerální vatou o tloušťce 120 mm. Výstupní potrubí produkovaných plynů je dále izolováno minerální vatou o tloušťce 30 mm, jak je uvedeno v tabulce 10. Výstupní trasa je dále otápěna topnými kabely pro zamezení kondenzace, či krystalizace produkovaného plynu, jak je již uvedeno v kapitole 6.3.2.

V případě úniku kapaliny je pod reaktor umístěna nerezová záchytná vana. Všechny komponenty zařízení jsou dále umístěny v rámu, který je sestaven ze čtvercových hliníkových profilů ITEM INDUSTRIETECHNIK 8 o rozměru 40x40 mm. Výhodou montované hliníkové konstrukce je její nízká hmotnost a snadná modifikovatelnost.

Pro snadnou přepravu je HGA umístěn na standardní europaletě o půdorysných rozměrech 800x1200 mm. Záchytná vana je k paletě připojena pomocí upevňovacích plechů a zpevnění celé konstrukce je dosaženo připojením víka reaktoru k rámu.

Tlakovou nádobu, víko, přípojku močoviny, potrubí odfuku pojistného ventilu, výstupní potrubí produkovaného plynu a záchytnou vanu s upevněním k paletě dodala firma PHARMIX, s.r.o. Hliníkový rám byl dodán firmou Systemotronic, s.r.o. Elektrické rozvody byly navrženy firmou EVECO Brno, s.r.o., rozvaděč byl dodán firmou Elektro Kroměříž, a.s. a montáž elektrických zařízení byla realizována firmou ELTROMONT, s.r.o. Všechny ostatní stroje, armatury a měřící zařízení byly dodány dodavateli uvedenými v kapitolách 6.3.1 až 6.3.7.

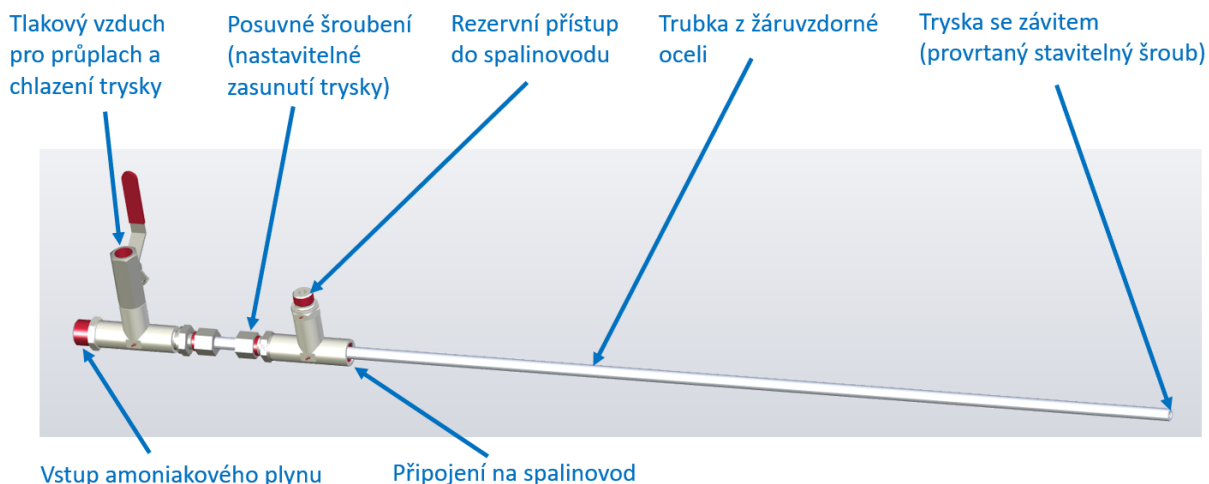
Veškeré výpočty, technologický a konstrukční návrh a strojní montáž byly provedena v rámci této dizertační práce. Navržené zařízení bylo postaveno v Laboratoři biologicky rozložitelného odpadu a čištění plynů na Ústavu procesního inženýrství VUT v Brně. Na obrázku 40 je zobrazen sestavený HGA bez izolace reaktoru a výstupního potrubí produkovaného plynu.



Obrázek 40 – HGA bez izolace reaktoru a výstupního potrubí.

Pro nástřík generovaného reagentu byla zkonstruována podzvuková tryska, jak je popsáno v kapitole 6.3.3. Model celé sestavy této části zařízení je zobrazen níže na obrázku 41. Tryska je tvořena stavěcím imbusovým šroubem, který je v ose provrtán na průměr trysky, který je třeba k dosažení dostatečné rychlosti plynu na výstupu. Pro experimenty byly vyrobeny trysky s průměry 1, 1,5 a 2 mm.

Kopí trysky je tvořeno žáruvzdornou trubkou s vnějším průměrem 10 mm na jejímž konci je vyřezán vnitřní závit pro trysku. Na druhé straně kopí je sada šroubení pro možnost upevnění trysky na spalínovod, dále posuvu trysky pro modifikaci jejího zasunutí do spalínovodu, a nakonec přípojením na chladicí vzduch a na amoniakový plyn z HGA.



Obrázek 41 – Tryska HGA s přípojením reagentu a proplachovacího vzduchu.

6.5 Provoz HGA – nájezd zařízení a experimentální činnost

V této kapitole je popsána činnost od sestavení zařízení a jeho nájezdu po provedení průmyslového experimentu, kde byl HGA použit jako zdroj reagentu pro čištění spalin ve spalovně nemocničního odpadu pomocí metody SNCR.

6.5.1 Sestavení zařízení a nájezd

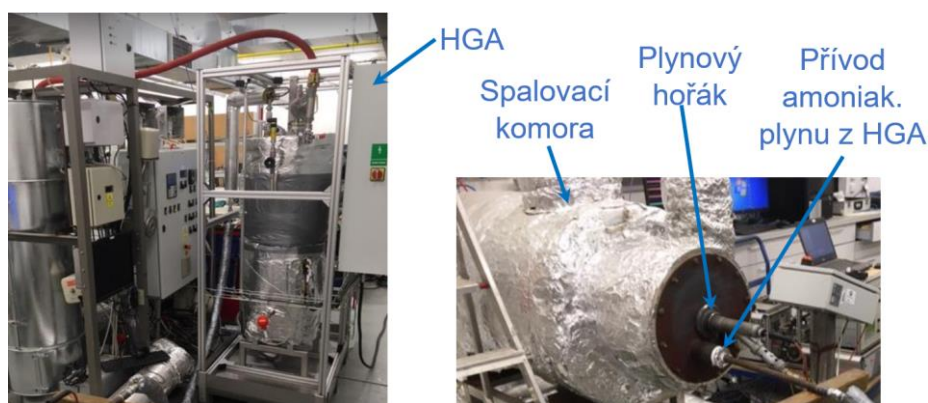
Po sestavení zařízení tak, jak je zobrazeno na obrázku 40, proběhla řada těsnostních testů s využitím tlakového vzduchu pro zamezení jakéhokoli úniku jedovatého amoniaku mimo zařízení. Dále byly pracovníky firmy EVECO Brno uvedeny do chodu stroje, měřící zařízení a řídicí systém.

Následně byl v laboratoři proveden první test s horkým médiem. Za tímto účelem byl reaktor HGA a částečně dopravní trasy zaizolovány. Následně byl reaktor napuštěn vodou a proběhl test výroby páry o tlaku 6 bar_{abs}, která byla odváděna do digestoře, viz obrázek 42. Tímto testem byla ověřena funkčnost všech zařízení (dávkovací čerpadlo, stavoznak, topné tyče, měřidla...) za provozu podobných podmínek. Dále byla ověřena těsnost, kdy po inspekci izolace nebyl detekována žádná uniklá pára ve formě kondenzátu. Zařízení tedy bylo vyhodnoceno jako připravené k výrobě amoniaku.



Obrázek 42 – HGA při prvním testu s odvodem vyráběné páry do digestoře.

Místem pro experiment výroby amoniaku byla Laboratoř biologicky rozložitelného odpadu a čištění plynů na ÚPI VUT, kdy generovaný plyn byl zaveden do spalovací komory, kde byl spalován zemní plyn v hořáku o výkonu 6 kW. Teploty ve spalovací komoře byly udržovány okolo 700 °C pro zajištění tepelného rozkladu amoniaku. Do HGA byl dávkován 40%_{hm} roztok močoviny. Celková doba trvání experimentu byla 6 hodin, přičemž plyn z HGA byl nastříkáván do spalovací komory po dobu 4 hodin. Průtok plynu byl udržován tak, aby množství amoniaku vstupujícího do spalovací komory bylo přibližně 1,1 kg/h, což je nominální výkon, na který bylo zařízení navrhováno, jak je uvedeno v kapitole 6.2.5. Toto množství nastříkovaného plynu bylo stanoveno pomocí výpočtu průtoku plynu na základě tlaku a teploty v dopravní trase, viz výpočetní postup v příloze 6. Sestava experimentu je zobrazena níže na obrázku 43.



Obrázek 43 – HGA při druhém testu – výroba amoniaku s odvodem do spalovací komory.

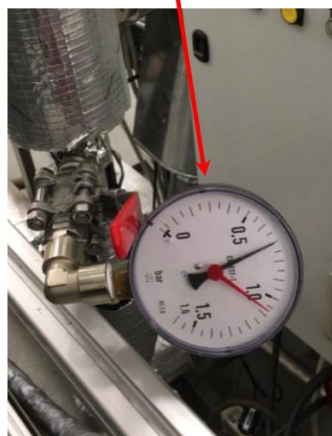
Hlavním cílem experimentu bylo ověření funkčnosti zařízení při výrobě amoniaku. Vedle toho byly sledovány ale i provozní parametry, jako teplota v reaktoru. Teplota se pohybovala mírně nad 140 °C, což je méně, než očekávaná návrhová teplota 150 °C, viz tabulka 6. Toto ale není jev, který by jakýmkoli způsobem ohrožoval zařízení. Právě naopak, vezme-li se v potaz chemická agresivita vroucího roztoku močoviny, která

roste s teplotou (viz obrázek 29), tak nižší provozní teplota může mít pozitivní vliv na životnost zařízení.

Dalším podstatným výsledkem experimentu bylo sledování náchylnosti generovaného plynu k zanášení dopravních tras. Na dopravní trase se vyskytovala odbočka (vedlejší větev) s měřením tlaku, viz zařízení QFB30 CP001 v příloze 8. Tato vedlejší větev byla neprůchozí a neizolovaná. Z toho důvodu zde docházelo k ochlazování a kondenzaci generovaného plynu, což mělo za následek vznik čpavé soli, která postupně zanesla manometr. S největší pravděpodobností se jednalo o karbamát amonný, což je chemická sloučenina vznikající chemickou reakcí CO_2 a NH_3 při snížené teplotě. V případě dávkování roztoku močoviny o koncentraci 40 %_{hm} je teplota krystalizace karbamátu amonného přibližně 50 °C [28]. Zanesení manometru během experimentu je zobrazeno na obrázku 44.

Jelikož důvodem k zanesení manometru byl pravděpodobně pokles teploty plynu v neprůchozí vedlejší větvi dopravní trasy, tak pro minimalizaci rizika vzniku této situace byla vedlejší větev zaizolována a vybavena elektroohřevem.

Manometr pro měření tlaku
v dopravní trase



Únik solí na bázi čpavku
ve „studených“ místech



Zanesený nefunkční
manometr



Obrázek 44 – Vznik nánosů během experimentu na vedlejší větvi dopravní trasy s manometrem.

6.5.2 Experiment v průmyslovém provozu

Po ověření funkčnosti a spolehlivosti HGA v rámci laboratorních experimentů, o kterých pojednává předchozí kapitola 6.5.1, byl proveden experiment v průmyslových podmínkách. Konkrétně byl HGA využit k redukci NO_x ve spalinách produkovaných ve spalovně nemocničního odpadu. Zde aktuálně není umístěna žádná technologie pro redukci NO_x , protože spalovna stále dodržuje aktuálně platný emisní limit. V případě jeho zpřísnění nebo zvýšení emisí NO_x například z důvodu změny složení paliva už ale musí být vhodná technologie instalována.

Výsledky tohoto experimentu byly publikovány v recenzovaném časopise Waste Forum formou článku s názvem *Urea hydrolysis as an efficient method for flue gas denitrification in waste-to-energy plant—experimental study* [40].

Parametry spalin jsou shrnuty v tabulce 11. Koncentrace NO_x ve spalinách je velmi nízká, konkrétně 148 mg/m_N^3 . K jejich redukci by proto byla vhodnější technologie SCR, viz kapitola 5.1. Jelikož zde ale tato technologie aktuálně není a její realizace by dalece přesáhla finanční možnosti na provedení experimentu, tak byla zvolena méně nákladná varianta, tedy čištění spalin metodou SNCR.

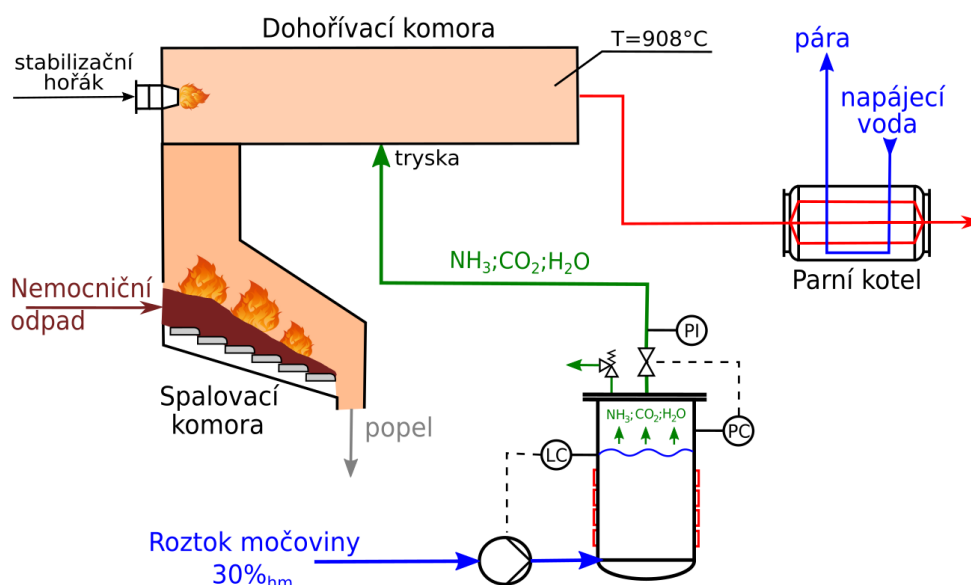
Pro dosažení prokazatelné redukce i při nízké koncentraci NO_x ve spalinách bylo nastříkáváno po většinu experimentu množství amoniaku $0,33 \text{ kg/h}$, což odpovídá trojnásobku stechiometricky potřebného množství k rozložení veškerých NO_x proudících ve spalinách. Pro výrobu amoniaku byl použit roztok močoviny o koncentraci $30 \%_{\text{hm}}$. Pro nástřik reagentu do spalin byla použita jediná tryska o průměru otvoru $1,5 \text{ mm}$, viz návrh v příloze 6. Konstrukce trysky je obdobná jako na obrázku 41. Schéma aparátů při experimentu je zobrazeno na obrázku 45.

Tabulka 11 – Základní parametry spalin.

Průtok [m_N^3/h] (bez obs. vody)	Teplota [$^\circ\text{C}$]	Tlak [bar_{abs}]	Složení [% $_{\text{vol}}$]				
			CO_2	O_2	H_2O	N_2	NO_x
2 750	908*	0,97*	4,3	13,7	9,7	72,3	$148,3 \text{ mg/m}_N^{3**}$

* Měřeno v dohořivací komoře v místě nástřiku plynu z HGA.

** Koncentrace NO_x je vztažena k suchým spalinám za normálního tlaku a teploty ($1,01325 \text{ bar}_{\text{abs}}$, $0 \text{ }^\circ\text{C}$) a k referenčnímu obsahu kyslíku 11%.



Obrázek 45 – Schéma experimentu HGA v průmyslovém provozu.

Správná teplota spalin, zádržná doba a intenzivní promísení reagentu se spalinami jsou základní parametry, které mají vliv na účinnost SNCR [5]. Teplota spalin v místě nástřiku ($908 \text{ }^\circ\text{C}$) amoniakového plynu byla v teplotním okně prezentovaném na obrázku 22, takže se jedná o prostředí vhodné pro SNCR. Pozice nástřikového místa zajistila zádržnou dobu reagentu v horkých spalinách $1,36$ sekundy před jejich zchlazením v parním kotli. Pro provoz s touto teplotou spalin je doporučena zádržná doba 1 sekunda [41]. Dosažená zádržná doba je tedy více než dostatečná. Intenzivní promísení nastříkovaného plynu se spalinami je zajištěno jak vysokou rychlostí plynu

v trysce (a tedy i intenzivní penetrací plynu do proudu spalin), tak konstrukcí válcové dohořivací komory, kde spaliny rotují tangenciálně podél vyzdívky komory, což je spojeno s intenzivními turbulencemi a látkovým mísením. HGA v provozu před počátkem experimentu je zobrazený níže na obrázku 46 spolu se spalovací a dohořivací komorou, kam byl nastříkován vyráběný plyn.



Obrázek 46 – HGA ve spalovně nemocničních odpadů během experimentu.

Průběh experimentu se skládal ze šesti částí:

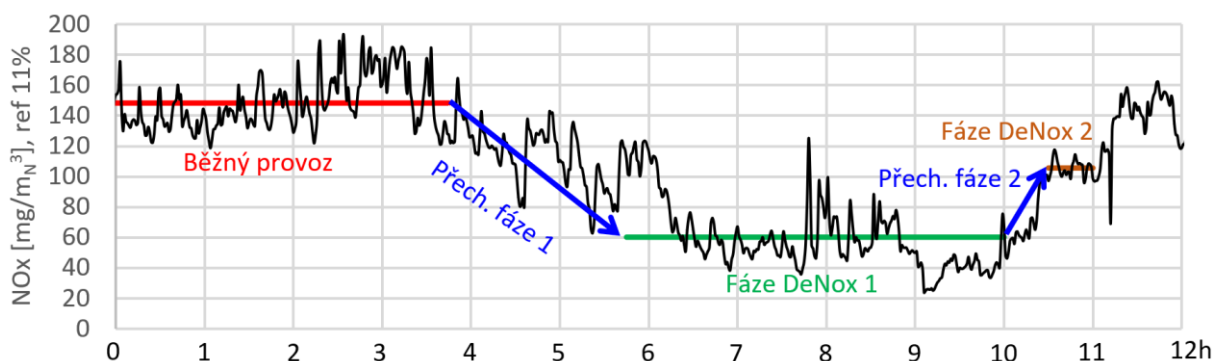
- **Běžný provoz** – Doba před spuštěním HGA. V této části byly získány základní parametry spalin, které jsou uvedeny v tabulce 11. Tyto parametry byly shromažďovány několik týdnů před experimentem, kdy na jejich základě byl proveden návrh velikosti otvoru trysky a výroba. Jelikož se ale jedná o stacionární spalovací provoz, tak parametry spalin z doby krátce před experimentem byly podobné, jako při dlouhodobějším sběru dat.
- **Přechodná fáze 1** – Počátek nástřiku reagentu do dohořivací komory. Průtok plynu byl udržován konstantní a totožný s průtokem v následující fázi. Během této fáze ale ještě nedošlo k dosažení ustáleného rozkladu močoviny na amoniak. Koncentrace amoniaku v generovaném plynu proto rostla postupně, dokud nedošlo k ustálenému stavu. Proto byl předpokládán plynulý pokles koncentrace NO_x ve spalinách.
- **Fáze De NO_x 1** – Koncentrace NO_x ve spalinách je ustálená, z čehož lze usuzovat, že i koncentrace amoniaku v generovaném plynu je konstantní. Průtok plynu je udržován na stejné hodnotě, jako v přechodné fázi 1.
- **Přechodná fáze 2** – Jedná se o přechodnou dobu mezi ustálenými stavy, kdy je průtok generovaného plynu do dohořivací komory snížen na přibližně třetinu (na stechiometrické množství NH_3 1,1). Jak lze vyčíst z obrázku 62, tak během této části poklesl tlak v dopravní trase na 0,1 bar_{rel}, což je spojeno s výrazným snížením rychlosti plynu na výstupu. Promísení generovaného plynu se spalinami proto bylo zajištěno pouze jejich turbulentním prouděním, a nikoli intenzivní penetrací plynu do proudu spalin.
- **Fáze De NO_x 2** – Koncentrace NO_x je stabilní. Průtok plynu je udržován stejný jako v předchozím kroku.

- **Odstavení HGA** – zastavení přívodu plynu do dohořivací komory, vypnutí elektroohřevu a pročištění dopravních tras tlakovým vzduchem.

Během experimentu byl dále v ochlazených a odprášených spalinách měřen čpavkový skluz spektrofotometrickou metodou, kdy měření provedla firma TESO Praha, a.s. a získané vzorky byly vyhodnoceny v akreditované laboratoři ALS Czech Republic spol. s.r.o. Cílem experimentu tedy nebylo pouze sledování redukce NO_x ve spalinách, ale také zda nedochází vlivem velkého přebytku amoniaku ve spalinách k jeho nadměrnému úniku do životního prostředí.

6.5.3 Vyhodnocení výsledků experimentu a diskuse

Celková doba trvání experimentu byla 12 hodin. Záznam měření koncentrace NO_x ve spalinách spolu s naznačenými částmi experimentu (viz kapitola 6.5.2) je uveden níže na obrázku 47. Blíže jsou výsledky vyhodnoceny v tabulce 12. Dále proběhla celkem 4 půlhodinová měření čpavkového skluzu. Výsledky těchto měření jsou uvedeny v tabulce 13.



Obrázek 47 – Měření koncentrace NO_x ve spalinách během experimentu.

Tabulka 12 – Vyhodnocení redukce NO_x ve spalinách během experimentu.

	T_{reaktor} [°C]	$p_{\text{reaktor/tryska}}$ [bar _{abs}]	$\dot{V}_{\text{prod.plyn}}$ [m ³ /h]*	NO_x [mg/m _N ³]	η_{DeNO_x} [%]**	η_{NH_3} [%]**
Běžný provoz	-	-	0	148,3	0	0
Přechodová fáze 1	138,9	6,0/1,8	1,94	-	23,2	-
Fáze DeNO _x 1	138,5	6,0/1,8	1,94	60,2	59,4	19,8
Přechodová fáze 2	138,0	6,0/1,1	0,78	-	52,5	-
Fáze DeNO _x 2	135,6	6,0/1,1	0,78	105,7	28,8	26,2

* K nástřiku byla použita tryska o průměru 1,5 mm dle návrhu provedeného v příloze 6 této práce.

** η_{DeNO_x} – účinnost odstranění NO_x je stanovena jako podíl mezi rozdílem referenční koncentrace naměřené během běžného provozu (148,3 mg/m_N³) a měřené koncentrace NO_x a referenční koncentrací 148,3 mg/m_N³.

η_{NH_3} – účinnost reagentu (NH_3) je stanovena jako podíl molárního průtoku NO_x a molárního průtoku NH_3 . Představené výsledky jsou platné za předpokladu, že veškeré NO_x je ve formě oxidu dusnatého NO a dominantní chemická reakce je (42). Jedná se o standardně aplikované zjednodušení používané v analýzách spalin.

Tabulka 13 – Čpavkový skluz ve spalinách během experimentu (spektrofotom. metoda).

	4:30 – 5:00 h	5:30 – 6:00 h	7:30 – 8:00 h	10:30 – 11:00 h
Čpavkový skluz [$\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$]	1,8	3,6	10,0	8,4

Jak je z výsledků patrné, tak bylo úspěšně dosaženo značné redukce NO_x ve spalinách. Během nájezdu zařízení (Přechodová fáze 1) byl sledován postupný pokles koncentrace NO_x ve spalinách, což je pravděpodobně způsobeno očekávaným postupným obohacováním generovaného plynu o amoniak. Během této fáze byl sledován také čpavkový skluz, který se pohyboval na nízkých hodnotách mezi 1,8-3,6 $\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$.

Největší redukce NO_x bylo dosaženo během hlavní části experimentu (De NO_x 1), kdy bylo do dohořivací komory vstříkováno největší množství reagentu, došlo k redukci NO_x o 59,4 % na hodnotu 60,2 $\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$. To je hodnota výstupní koncentrace, která je dosažitelná běžně pro technologii SCR, zatímco v rámci tohoto experimentu toho bylo dosaženo i s robustnější a méně účinnou technologií SNCR. Tato významná redukce je ale dosažena díky vysokému přebytku NH_3 ve spalinách, což se projevuje na nízké účinnosti reagentu, která byla během fáze De NO_x 1 pouze 19,8 %. Čpavkový skluz byl během této fáze také nejvyšší, konkrétně 10 $\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$.

Snížení čpavkového skluzu bylo pozorováno během přechodové fáze 2, kde bylo naměřeno 8,4 $\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$. To je způsobeno snížením množství nastříkovaného NH_3 .

V poslední fázi De NO_x 2 je dle očekávání pozorována nižší účinnost odstranění NO_x (28,8 %) a vyšší výstupní koncentrace NO_x (105,7 $\text{mg}/\text{m}_\text{N}^3$). Díky tomuto zvýšení koncentrace ale bylo dosaženo účinnějšího využití amoniaku, které vzrostlo na hodnotu 26,2 % (oproti 19,8 % v části De NO_x 1).

Během celého experimentu nedošlo k ucpání dopravní trasy, nicméně byl opět pozorován vznik nánosu karbamátu amonného u manometru měřícího tlak v dopravní trase, viz obrázek 48. Při delším provozu zařízení by zřejmě došlo k ucpání manometru stejně jako během laboratorního experimentu, viz obrázek 44.



Obrázek 48 – Nános v nedostatečně vyhřívané odbočce na dopravní trase plynu z HGA.

Ze získaných výsledků lze vyvodit následující závěry:

- HGA lze využít k redukci oxidů dusíku ve spalínách pomocí metody SNCR.
- Vzhledem k relativně nízkým hodnotám čpavkového skluzu lze soudit, že většina amoniaku ve spalínách buď reagovala s NO_x , nebo se tepelně rozložila.
- Při takto nízké vstupní koncentraci NO_x ve spalínách ($148,3 \text{ mg/m}_N^3$) nelze očekávat vysokou účinnost reagentu při aplikaci SNCR technologie. Výrazně vyšší účinnost se dá očekávat při vyšší vstupní a očekávané výstupní koncentraci NO_x (například redukce $300 \rightarrow 100 \text{ mg/m}_N^3$).
- Pro minimalizaci nebezpečí zanesení vedlejších neprůchozích větví na dopravní trase plynu z HGA je nutné lépe odbočku zaizolovat a konstantně ji vytápět (ideálně na teploty vyšší než $100 \text{ }^\circ\text{C}$).

6.6 Potenciál širšího uplatnění HGA z hlediska dosažení provozních úspor

V předchozí kapitole 6.5 bylo předvedeno, že hydrolyzní generátor amoniaku lze efektivně využít pro výrobu amoniaku ve formě plynné směsi NH_3 , CO_2 a H_2O , jehož vstříkáním do spalín je možné dosáhnout výrazné redukce NO_x . Aby ale bylo zařízení široce uplatnitelné, tak musí přinášet výhody v porovnání s ostatními běžně využívanými metodami z hlediska provozní bezpečnosti, nebo finančních úspor.

V případě SNCR, kdy je do proudu horkých spalín o teplotách $870\text{--}1050 \text{ }^\circ\text{C}$ nastříkovan reagent (amoniaková voda, nebo roztok močoviny), nenabízí HGA žádné významné výhody. Odhadovaná pořizovací cena HGA je obdobná, jako cena technického provedení se standardním směšovacím modulem (viz obrázek 23), což bylo zjištěno z průzkumu nabídek od firem EVECŮ Brno, s.r.o. a Mehldau&Steinfath Umwelttechnik GmbH. Jediná výhoda HGA spočívá v možnosti nástřiku čistě plynného reagentu, k čemuž je třeba velmi jednoduchá podzvuková tryska. V případě standardního provedení SNCR je do spalín rozprašován reagent v kapalném skupenství pomocí tlakového vzduchu, nebo páry. Dvoufázové trysky, které jsou k tomuto účelu využívány, je nutné seřídít pro dosažení dostatečné atomizace kapalně fáze a její penetrace proudem spalín. Jedná se o jemnou geometrii trysky, což může snadno vést k jejímu zanesení jak prachovými částicemi ve spalínách, tak krystaly močoviny. Na druhou stranu ale dvoufázová tryska poskytuje výrazně lepší distribuci reagentu obzvláště ve velkých spalovacích zařízeních.

Hlavní potenciál aplikace HGA je v kombinaci s SCR technologií, o které pojednává kapitola 5.1. Zde jsou běžně využívána dvě provedení, konkrétně:

- nástřik reagentu do spalín přímo před SCR – viz obrázek 20, nebo
- nástřik do ohřívání obtoku spalín – viz obrázek 21).

Pořizovací náklady prvního řešení jsou nižší, jelikož není třeba zavádět obtok spalín. V případě využití roztoku močoviny jako reagentu je ale nutné přehřívat na teploty okolo $300 \text{ }^\circ\text{C}$ celý proud spalín, což je spjato s vyššími provozními náklady. Z toho důvodu je toto řešení vhodné zejména pro menší spalovací provozy.

Druhé řešení s aplikací obtoku spalín je z hlediska pořizovacích nákladů náročnější, ale díky nástřiku roztoku močoviny do obtokového proudu spalín není nutné ohřívat tak velké množství spalín, což je spojeno s nižšími provozními náklady.

V případě, že nástřík roztoku močoviny bude nahrazen HGA, tak v obou výše zmíněných variantách lze výrazně snížit teplotu spalin v místě nástříku, protože k rozkladu močoviny na amoniak dochází už v HGA, nikoli ve spalinách.

V případě využití HGA jako náhrady nástříku amoniakové vody se sníží zejména rizika spojené s manipulací a skladováním tohoto reagentu. Množství amoniaku v provozu je minimální, konkrétně pouze v reaktoru a na dopravní trase mezi reaktorem a tryskou. Veškerý další reagent v provozu je nevýbušná a zdravotně nezávadná močovina.

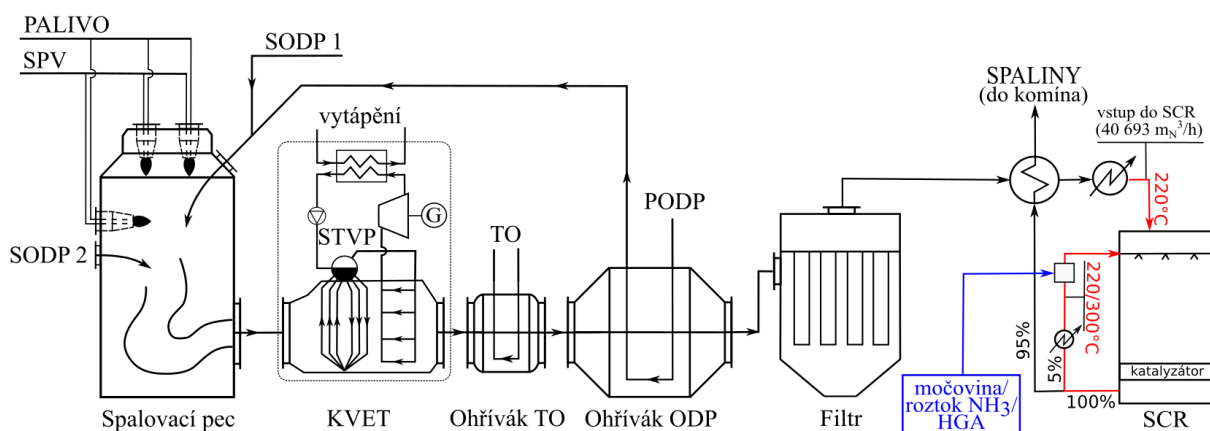
Pro porovnání ročních nákladů spojených s odstraněním NO_x ze spalin byl vybrán modelový provoz, kterým je velkokapacitní jednotka WGtE z přílohy 4. Základní parametry a požadavky na SCR jsou shrnuty v tabulce 14. Teplota spalin (220 °C) je dostatečná pro redukci NO_x na katalyzátoru za přítomnosti NH₃. V případě nástříku močoviny do spalin je pro její úspěšné rozložení na NH₃ třeba ohřát spaliny na 300 °C. Reagent je vstříkován do ohřívajícího obtoku spalin, jehož průtok je 5 % z průtoku spalin vystupujících z SCR. Ohřev obtokových spalin je realizován buď pomocí přehřáté páry, nebo elektrickým ohřevem. Schéma celého provozu s barevně vyznačenou řešenou oblastí je uvedeno na obrázku 49.

Tabulka 14 – Základní parametry spalin a SCR.

Průtok*		Teplota [°C]	c _p * [kJ/kg·K]	Složení [% _{vol}]					SCR NO _x ^{vstup} /NO _x ^{výstup}
[kg/h]	[m _N ³ /h]			CO ₂	O ₂	H ₂ O	N ₂	Ar	
51 439	40 693	220	1,16	6,0	11,0	12,0	70,0	1,0	300/100 mg/m _N ^{3**}

* Hmotnostní průtok spalin a měrná tepelná kapacita jsou převzaty z tabulky 17. Normální objemový průtok je vztažen k referenčním podmínkám 1,01325 bar_{abs}, 0 °C.

** Zvolená koncentrace NO_x na vstupu/výstupu do/z SCR je vztažena k suchým spalinám za normálního tlaku a teploty (1,01325 bar_{abs}, 0 °C) a k referenčnímu obsahu kyslíku 11 %_{obj}.



Obrázek 49 – Schéma referenčního provozu pro analýzu rozdílu provozních nákladů SCR s různými variantami reagentů.

V analýze je počítáno s pěti variantami pro provedení nástřiku reagentu. Ve všech variantách je do spalín nástřikován reagent se stechiometrickým přebytkem 1,05.

- **Varianta 1** – Nástřik 40%_{hm} roztoku močoviny do obtokových spalín o teplotě 300 °C. Obtokové spaliny jsou ohřívány elektřinou (topnými tělesy).
- **Varianta 2** - Nástřik 40%_{hm} roztoku močoviny do obtokových spalín o teplotě 300 °C. Obtokové spaliny ohřívány přehřátou párou (generovanou například v KVET).
- **Varianta 3** – Nástřik amoniakové vody o koncentraci NH₃ 25 %_{hm} do obtokových spalín o teplotě 220°C. Obtokové spaliny nejsou ohřívány.
- **Varianta 4** – Nástřik plynu generovaného v HGA ze 40%_{hm} roztoku močoviny do obtokových spalín. Spaliny nejsou ohřívány. HGA vytápěn elektřinou.
- **Varianta 5** – Nástřik plynu generovaného v HGA ze 40%_{hm} roztoku močoviny do obtokových spalín. Spaliny nejsou ohřívány. HGA vytápěn párou, nebo teplotonosným olejem (TO).

Průměrná spotřeba energií ve vybraných variantách během provozu jednotky WGtE je shrnuta v tabulce 15. V případě elektrického i parního ohřevu spalín jsou tepelné ztráty obtoku zanedbány. Očekávaný příkon HGA je stanoven dle stejného postupu, který je předveden v tabulce 8, kdy k této hodnotě je připočítána rezerva 10 % pro pokrytí tepelných ztrát a spotřeby energie na ohřev dopravních tras.

Tabulka 15 – Spotřeba energie vybraných variant provedení SCR v referenční jednotce WGtE.

	Ohřev HGA reaktoru		Ohřev obtoku spalín		Nutnost skladování NH ₃
	Způsob	Příkon [kW]	Způsob	Příkon [kW]	
Varianta 1	–	–	elektřina	69,6	Ne
Varianta 2	–	–	pára	69,6	Ne
Varianta 3	–	–	–	–	Ano
Varianta 4	elektřina	9,3	–	–	Ne
Varianta 5	pára/TO	9,3	–	–	Ne

Pro porovnání provozních nákladů jednotlivých variant byly stanoveny ceny základních položek, kterými se jednotlivé varianty liší, tedy reagentů, energií a tlakového vzduchu. Ceny za reagenty a energie byly zjištěny na základě poptávek u jejich dodavatelů nebo aktuálních ceníků. Cena tlakového vzduchu byla stanovena na základě spotřeby elektřiny kompresorů vztažené na množství stlačeného vzduchu. Zjištěné ceny jsou shrnuty níže.

- 40%_{hm} roztok močoviny – 13 000 Kč/t.
- Amoniaková voda o koncentraci NH₃ 25 %_{hm} – 8 500 Kč/t.
- Elektřina – 5000 Kč/MWh.
- Pára/teplotonosný olej – 500 Kč/GJ.
- Tlakový vzduch – 0,5 Kč/mN³.

Zde je nutné podotknout, že výsledky prováděné technicko-ekonomické analýzy jsou silně závislé na zjištěných cenách. Tuto analýzu je nutné vždy provádět na základě

cen platných pro daný provoz, kde je zvažována aplikace HGA. Dále je třeba zdůraznit, že se nejedná o porovnání celkových provozních nákladů na technologii SCR. Jedná se pouze o porovnání provozních nákladů, které jsou v rámci jednotlivých variant různé, což jsou například náklady na pořízení reagentů, nebo na ohřev obtokových spalin. Nejsou zde ale zahrnuty například náklady na výměnu katalyzátoru, ohřev spalin na teplotu na vstupu do SCR (220 °C), náklady na provoz a servis zařízení na obtoku spalin (ventilátor, armatury, měřidla...), protože tyto náklady jsou pro všechny varianty totožné.

Souhrn vybraných provozních nákladů je shrnut v tabulce 16, kdy předpokládaná roční provozní doba je (stejně jako v příloze 4, odkud je převzata modelová jednotka WGtE) 8 000 h/r.

Tabulka 16 – Vybrané provozní náklady technologie SCR a zhodnocení provozních úspor v porovnání s variantou 1.

Varianty provozního provedení	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4	Var. 5
Nákup reagentu [tis. Kč/r]	1 276,4	1 276,4	755,9	1 276,4	1 276,4
Elektřina [tis. Kč/r]	2 784,6	0	0	371,4	0
Topná pára [tis. Kč/r]	0	1 002,4	0	0	133,7
Tlakový vzduch [tis. Kč/r]	49,1	49,1	44,5	5,0	5,0
Celkem [tis. Kč/r]	4 110,1	2 327,9	800,4	1 652,8	1 415,1
Úspora oproti var. 1 [tis. Kč/r]	<u>0</u>	<u>1 782,2</u>	<u>3 309,7</u>	<u>2 457,3</u>	<u>2 695,0</u>

Z výsledků vyplývá, že oproti variantě 1 (nástřik roztoku močoviny a elektrický ohřev spalin) lze nejvyšších provozních úspor dosáhnout výměnou reagentu za amoniakovou vodu (varianta 3), čímž lze uspořit více než 3,3 milionu korun ročně díky snížení nákladů na nákup reagentu a na ohřev obtoku spalin. Nebylo zde ale možné zahrnout náklady spojené se skladováním a manipulací s těkavým a jedovatým amoniakem. Také je nutné vzít v potaz zvýšené bezpečnostní riziko.

Značné roční provozní úspory téměř 1,8 milionu korun lze dosáhnout variantou 2, tedy využitím levnějšího zdroje energie pro ohřev obtokových spalin, kterým byla v této analýze přehřátá pára. Alternativně lze uvažovat o přímém ohřevu spalin pomocí hořáku. Je ale nutné vzít v potaz dostupnost použitelného energetického média a jeho cenu v daném provozu. V případě aplikace plynového hořáku je zase nutné počítat s vyššími pořizovacími náklady na jeho realizaci.

Aplikací HGA lze dosáhnout ještě vyšších provozních úspor, než v případě výše zhodnocené varianty 2 a to jak při volbě elektrického ohřevu HGA, tak provozně levnějšího ohřevu parou, nebo teplonosným olejem. Dále je třeba zmínit, že pro ohřev reaktoru HGA lze použít zdroj tepla o výrazně nižších teplotních parametrech, než je tomu v případě ohřevu spalin, kde (viz varianta 2) by bylo nutné použít páru o teplotě minimálně 300 °C, nebo dostupnou páru generovanou v přehříváku KVET (o teplotě 400 °C – viz tabulka 19 v příloze 4). V případě HGA lze použít menší množství syté páry generované ve výparníku KVET o teplotě 224 °C. Pro účely provozu reaktoru

HGA je dostačující i pára o nižších parametrech (orientačně okolo 180 °C a tlaku 10 bar_{abs}, což bylo úspěšně použito v poloprovozní jednotce [28]). Dále v rámci referenční jednotky WGtE lze využít k ohřevu HGA i teplotný olej o teplotě 200 °C, který je ohříván v ohříváči TO, viz obrázek 54.

K integraci HGA do konkrétní jednotky WGtE lze využít i nástroje vyvinuté metody CDM (viz kapitola 4.7), konkrétně plovoucí diagram HRSD. V rámci modelové velkokapacitní jednotky WGtE je sjednocení obou hlavních témat této dizertační práce prakticky předvedeno v příloze 7.

Na základě dosažených výsledků experimentální činnosti a vyhodnocením provozních úspor lze konstatovat, že technologie pro výrobu amoniaku pomocí hydrolyzního rozkladu močoviny představuje velmi slibné řešení s potenciálem k širšímu uplatnění, a to jak z hlediska finančních úspor v porovnání s nástřikem roztoku močoviny do spalin, tak z hlediska provozní bezpečnosti v porovnání s použitím amoniakové vody.

7. Závěr a budoucí činnost

7.1 Závěr

Prvním cílem dizertační práce byla tvorba analytické metody (označené jako CDM – *Conceptual Design Method*) pro návrh technologických úprav jednotek WGtE s cílem snížení jejich energetické náročnosti. V této práci je vyvinutá metoda představena a aplikována na konkrétní jednotky WGtE formou případových studií. Důraz při vývoji metody byl kladen zejména na jednoduchou aplikovatelnost metody bez nutnosti využití komerčních simulačních softwarových nástrojů. Pro prohloubení vzhledu návrháře do řešené rekonstrukce nabízí CDM vedle řady speciálních výpočtových vztahů i grafické nástroje pro snadnou vizualizaci řešené jednotky WGtE. Metoda se projevila jako dostatečně přesná pro jednotky WGtE založené na katalytické i termické oxidaci o různých kapacitách zpracovávaného odpadního plynu.

Druhým cílem této práce byl vývoj technologie pro redukci oxidů dusíku ve spalinách spalovacích provozů založené na výrobě plynného amoniaku hydrolyzním rozkladem močoviny jako slibného způsobu výroby reagentu v technologiích S(N)CR. V práci je popsána koncepce a detailní návrh zařízení pojmenovaného jako hydrolyzní generátor amoniaku (HGA), na což následně navazovala montáž a testování v laboratorních i průmyslových podmínkách. Výsledkem experimentů je, že HGA může být efektivně použit pro redukci oxidů dusíku ve spalinách menších spalovacích provozů pomocí metody SNCR. Dále je zde předvedeno, že technologie hydrolyzního rozkladu močoviny může být snadno energeticky integrována do jednotek WGtE i do dalších spalovacích provozů s využitím zde produkované energie, čímž je možné dosáhnout velkých provozních úspor, jak zde bylo předvedeno formou případové studie.

Postupný vývoj představené CDM i HGA byl průběžně prezentován odborné veřejnosti formou konferenčních příspěvků a publikací v recenzovaných časopisech. Veškeré vytýčené cíle byly úspěšně splněny.

7.2 Budoucí činnost

V případě vyvinuté metody CDM bude v budoucnosti hlavním cílem její rozšíření mezi průmyslové provozovatele. To může přinést řadu výzev, protože i když je metoda postavena na relativně jednoduchém postupu, analytických výpočtových vztazích a podpůrných grafických nástrojích, tak pro nezainteresované provozovatele, kteří s výsledky CDM nebyli seznámeni, může být tato úroveň náročnosti stále odrazující. Proto se zde do budoucna nabízí možnost automatizace celého postupu pomocí volně dostupného softwarového nástroje, nebo přístupné webové stránky.

V rámci HGA je za účelem jeho širší aplikace v průmyslových provozech další vývoj aktuálně realizován jako součást vědecko-výzkumného projektu *TK05020076 – Vývoj mobilního testeru pro bezpečné a spolehlivé využití tepla ze zanášivých spalin a generátoru amoniaku k jejich čištění*. Cílem tohoto projektu je vývoj HGA v provedení zajišťujícím dlouhou životnost, spolehlivost a nízké provozní náklady a nároky na údržbu.

Seznam zdrojů

- [1] Kurzy.cz, „Kurzy měn, akcie, komodity, zákony, zaměstnání - Kurzy.cz | Kurzy.cz". <https://www.kurzy.cz/>.
- [2] European Commission. Joint Research Centre., *Best Available Techniques (BAT) reference document for waste incineration: Industrial Emissions Directive 2010/75/EU (Integrated Pollution Prevention and Control)*. LU: Publications Office, 2019. [Online]. Dostupné z: <https://data.europa.eu/doi/10.2760/761437>
- [3] M. Ahmed, N. S. Nasry, a D. Hamza, „Biomass as a renewable source of chemicals for industrial applications", *Int. J. Eng. Sci.*, roč. 4, s. 721–730, 2012.
- [4] N. P. CHEREMISINOFF, *Handbook of Air Pollution Prevention and Control*, roč. 2002. Elsevier Science.
- [5] K. B. Schnelle, R. F. Dunn, a M. E. Ternes, *Air Pollution Control Technology Handbook*, 2. vyd. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2015. doi: 10.1201/b19286.
- [6] V. Freisleben, „Studie potenciálu integrovaného řešení jednotky „waste-to-energy“", Diplomová práce, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 2019.
- [7] P. Lestinsky, V. Brummer, D. Jecha, P. Skryja, a P. Stehlik, „Design of an Catalytic Oxidation Unit for Elimination of Volatile Organic Compound and Carbon Monoxide", *Industrial & engineering chemistry research*, roč. 53, č. 2, s. 732–737, 2014.
- [8] Z. Zhang, Z. Jiang, a W. Shangguan, „Low-temperature catalysis for VOCs removal in technology and application: A state-of-the-art review", *Catalysis today*, roč. 264, s. 270–278, 2016.
- [9] M. Nacken, S. Heidenreich, M. Hackel, a G. Schaub, „Catalytic activation of ceramic filter elements for combined particle separation, NO_x removal and VOC total oxidation", *Applied Catalysis B: Environmental*, roč. 70, č. 1, s. 370–376, 2007.
- [10] „CHEMCAD | Chemical Engineering Simulation Software by Chemstations", *Chemstations 2018*. [Online]. Dostupné z: <https://www.chemstations.com/CHEMCAD/>.
- [11] V. Freisleben a Z. Jegla, „Innovative Method for Fuel Saving Calculation Related to Energy Retrofit of Thermal Waste Processing Units", in *Proceedings of the 26th Conference Eng. Mech.*, Svatka, 2020, s. 142–145.
- [12] „Zemní plyn - Výpočet spalného tepla, výhřevnosti, hustoty, relativní hustoty a Wobbeho čísla ze složení", ČSN EN ISO 6976, 2018
- [13] „Složení zemních plynů", *TZB-info*. <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/89-slozeni-zemnich-plynu>.
- [14] V. Freisleben a Z. Jegla, „Decision Making Method for Energy Retrofit Targets of Waste Gas to Energy Units", prezentováno v 4th South East European Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, Sarajevo, Sarajevo, čer. 2020.

- [15] V. Freisleben a Z. Jegla, „Conceptual Design Method for Energy Retrofit of Waste Gas-to-Energy Units“, *J. sustain. dev. energy water environ. syst.*, roč. 10, 2021.
- [16] V. Freisleben, Z. Jegla, a M. Krňávek, „Analytical approach for energy retrofit of waste gas-to-energy units“, *Applied Thermal Engineering*, roč. 214, s. 118828, 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118828.
- [17] J. J. Klemeš, P. S. Varbanov, S. R. W. Alwi, Z. A. Manan, J. J. Klemeš, a S. R. W. Alwi, *Sustainable Process Integration and Intensification: Saving Energy, Water and Resources*, 2. vyd. Berlin: De Gruyter, 2018. [Online]. Dostupné z: <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/9783110535365-001/html>
- [18] R. H. Perry, *Perry's chemical Engineer's Handbook*, 7. vyd. New York: McGraw-Hill, 1998.
- [19] „Standard Practice for Determining Limits of Flammability of Chemicals at Elevated Temperature and Pressure“, ASTM E918-19, 2019
- [20] N. Hodzic, A. Kazagic, a S. Metovic, „Influence of over fire air system on Nox Emissions - An experimental case study“, *Thermal Science*, roč. 23, č. 3 Part B.
- [21] M. Havel, V. Vebr, a P. Válek, „Oxidy dusíku“, *Arnika*. <https://arnika.org/oxidy-dusiku>.
- [22] „Nitrogen Oxides (NOx), Why and How They are Controlled“. U. S. Environmental Protection Agency, 1999. [Online]. Dostupné z: <https://www3.epa.gov/ttn/catc/dir1/fnoxdoc.pdf>
- [23] S. D. Yim *et al.*, „Decomposition of Urea into NH₃ for the SCR Process“, *Ind. Eng. Chem. Res.*, roč. 43, č. 16, s. 4856–4863, srp. 2004, doi: 10.1021/ie034052j.
- [24] „Future-Oriented SNCR Technologies – Application and Advantages of Selective Cooling in Large Coal-Fired Boilers - Mehldau & Steinfath Umwelttechnik“. <https://www.ms-umwelt.de/en/download/titel/>.
- [25] „EPA AIR POLLUTION CONTROL COST MANUAL“. United States Environmental Protection Agency, leden 2002. [Online]. Dostupné z: https://www3.epa.gov/ttn/catc1/dir1/c_allchs.pdf
- [26] „Instalace technologie SNCR na dvou biomasových kotlích“, *EVECO Brno*. <https://www.evecobrno.cz/reference/instalace-technologie-sncr-na-dvou-biomasovych-kotlich>.
- [27] StudioFabryka.pl, „NOX reduction in fumes | INSTAL-FILTER SA“. <https://instalfilter.com/NOx-reduction-in-fumes.html>.
- [28] X. Zhang, B. Zhang, X. Lu, N. Gao, X. Xiang, a H. Xu, „Experimental study on urea hydrolysis to ammonia for gas denitration in a continuous tank reactor“, *Energy*, roč. 126, s. 677–688, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.067.
- [29] P. Zheng, X. Yao, a W. Zheng, „Design guidelines for urea hydrolysers for ammonia demand of the SCR DENOX project in coal-fired power plants“, *Frontiers in Energy*, roč. 7, č. 1, s. 127–132, 2013.

- [30] A. M. Bernhard, D. Peitz, M. Elsener, T. Schildhauer, a O. Kröcher, „Catalytic urea hydrolysis in the selective catalytic reduction of NOx: catalyst screening and kinetics on anatase TiO₂ and ZrO₂”, *Catal. Sci. Technol.*, roč. 3, č. 4, s. 942–951, 2013.
- [31] K. Häcker, „Design Method for Flow Reactors Producing Ammonia from Urea-Water Solution”, s. 211.
- [32] I. A. Gargurevich, „Aqueous Urea Decomposition Reactor: Reaction Modeling and Scale Up”, *J. Chem. Eng. Process. Technol.*, roč. 7, č. 289, 2016.
- [33] „U2A® Systems – Wahlco, Inc”. <https://wahlco.com/products/u2a-systems/>.
- [34] J. N. Sahu, P. Gangadharan, A. V. Patwardhan, a B. C. Meikap, „Catalytic Hydrolysis of Urea with Fly Ash for Generation of Ammonia in a Batch Reactor for Flue Gas Conditioning and NO_x Reduction”, *Industrial & engineering chemistry research*, roč. 48, č. 2, s. 727–734, 2009.
- [35] B. Wischenewski a R. Wagner, „Peace Software”. <https://www.peacesoftware.de/einigewerte/>.
- [36] „ProMinent”. <https://www.prominent.cz/cs/>.
- [37] S. Ali, *ELEMENTS OF HEAT ENGINES VOLUME I (IN SI UNITS) AND Late c. J. Karamchandani Eighteenth Edition : 1997 ACHARYA PUBLICATIONS*. [Online]. Dostupné z: https://www.academia.edu/43493859/ELEMENTS_OF_HEAT_ENGINES_VOLUME_I_IN_SI_UNITS_AND_Late_c_J_Karamchandani_Eighteenth_Edition_1997_ACHARYA_PUBLICATIONS
- [38] „IsoDim”, *ISOVER SAINT-GOBAIN*. <http://www.programbyggerne.no/IsodimCZ/>.
- [39] WDT, spol. sr.o, „Solidworks - kompletní 3D softwarové nástroje”. <https://www.solidworks.cz/>.
- [40] V. Freisleben, Z. Jegla, J. Barták, a J. Zabloudil, „Urea hydrolysis as an efficient method for flue gas denitrification in waste-to-energy plant–experimental study”, *Waste Forum*, č. 1, s. 13–20, 2023.
- [41] J. L. Sorrels, D. D. Randall, C. R. Fry, a K. S. Schaffner, „Chapter 1 - Selective Noncatalytic Reduction”.
- [42] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, a D. P. DeWitt, *Incropera’s principles of heat and mass transfer*. Hoboken: Wiley, 2018.

Seznam symbolů a zkratek

Symbol	Význam	Jednotka
A_{VT}	plocha výměny tepla	[m ²]
B	pomocný člen	[-]
c	rychlost zvuku	[m/s]
c_p	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[kJ/(kg·K)]
\bar{c}_p	střední měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[kJ/(kg·K)]
c_v	měrná tepelná kapacita za stálého objemu	[kJ/(kg·K)]
d_i	vnitřní průměr	[mm]
F	korekční součinitel proudového uspořádání ve VT	[-]
FHV	energeticky využitelný obsah hořákových spalín	[kJ/kg]
$\Delta \dot{f}_s$	úspora paliva	[kg/s]
FUA_{VT}	tepelná velikost VT	[kW/°C]
h	měrná entalpie	[kW/kg]
ΔH_f^θ	standardní slučovací entalpie pro rozklad močoviny	[kJ/mol]
K	hmotnostní poměr spalovacího vzduchu a paliva	[kg/kg]
LHV	Výhřevnost (<i>Lower Heating Value</i>)	[kJ/kg]
m	hmotnost	[kg]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg/s];[kg/h]
M	Machovo číslo	[-]
MW	molární hmotnost (molar weight)	[kg/mol]
\dot{n}	molární průtok	[mol/s];[mol/h]
n_c	korekční faktor	[-]
p	tlak	[bar _{rel/abs}]
\dot{Q}	tepelný tok (výkon)	[kW]
$\Delta \dot{Q}$	změna tepelného toku (výkonu)	[kW]
r	rychlost chemické reakce	[kg/h/L]
s_{SPVT}	směrnice spádové přímky výměníku tepla	[°C/kW]
T	teplota	[°C]
ΔT_{ln}	střední logaritmický teplotní spád	[°C]
t	tloušťka	[mm]
U	součinitel prostupu tepla	[kW/(m ² ·K)]
V	objem	[L]
\dot{V}_N	normální objemový průtok	[m ³ /h]
κ	izoentropický exponent	[-]
θ	člen pro započítání vlivu otočení přímky spal. vzduchu	[kJ/kg]
ψ	substituční člen zahrnující vliv tepelné velikosti výměníku a průtoku médií	[-]

Zkratka	Význam
CDM	koncepční návrhová metoda (<i>Conceptual Design Method</i>)
ER	energetická rekonstrukce (<i>Energy Retrofit</i>)
HGA	hydrolýzní generátor amoniaku (<i>Hydrolysis Ammonia Generator</i>)
HRSD	plovoucí diagram (<i>Heat Recovery Shifting Diagram</i>)
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla
LEL	dolní mez výbušnosti (<i>Lower Explosive Limit</i>)
PODP	primární odpadní plyn
SCR	selektivní katalytická redukce (<i>Selective Catalytic Reduction</i>)
SNCR	selektivní nekatalytická redukce (<i>Selective Non-Catalytic Reduction</i>)
SODP	sekundární odpadní plyn
SPVT	spádová přímka výměníku tepla
STVP	středotlaká voda/pára
SVT	system výměny tepla
TO	teplonosný olej/termoolej
TZL	tuhé znečišťující látky
UEL	horní mez výbušnosti (<i>Upper Explosive Limit</i>)
VOC	organické těkavé látky (<i>Volatile Organic Compounds</i>)
VT	výměník tepla
WGtE	energetické využití plyných odpadů (<i>Waste Gas-to-Energy</i>)
WtE	energetické využití odpadů (<i>Waste-to-Energy</i>)

Index	Význam
<i>bil</i>	bilanční
<i>c</i>	chladný (<i>cold</i>)
<i>CC</i>	spalovací komora (<i>Combustion chamber</i>)
<i>HGA</i>	hydrolýzní generátor amoniaku
<i>H.SPAL</i>	hořákové spaliny
<i>i</i>	i-tý člen
<i>init</i>	počáteční (<i>initial</i>)
<i>j</i>	j-tý člen
<i>jednotk.</i>	jednotkový
<i>k</i>	k-tý člen
<i>kom</i>	komín
<i>krit</i>	kritický/á
<i>l</i>	kapalina (<i>liquid</i>)
<i>lin</i>	lineární
<i>max</i>	maximální
<i>min</i>	minimální
<i>mod. WGtE</i>	modifikovaná jednotka WGtE
<i>non – lin</i>	nelineární
<i>ODP</i>	odplyn
<i>PAL</i>	palivo
<i>polut</i>	polutant

<i>prod. plyn</i>	produkovaný plyn (konkrétně směs plynů generovaná v HGA)
<i>přen</i>	přenosový (tepelný výkon)
<i>s</i>	úspora (<i>saving</i>)
<i>sm</i>	směs
<i>SPAL</i>	spaliny
<i>SPV</i>	spalovací vzduch
<i>SVT</i>	system výměny tepla
<i>stáv. WGtE</i>	stávající jednotka WGtE
<i>T</i>	teplota
<i>target</i>	cílový
<i>technol</i>	technologický/é
<i>TFT</i>	teoretická teplota plamene (<i>Theoretical Flame Temperature</i>)
<i>tot</i>	celkový
<i>vstup.</i>	vstupní
<i>výstup.</i>	výstupní
<i>VT</i>	výměník tepla
<i>ZTR</i>	ztráta, ztrátový

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Vývoj ceny zemního plynu a emisních povolenek. [1].....	1
Obrázek 2 – Základní koncepce jednotky WGtE s procesním propojením klíčových sekcí.	3
Obrázek 3 – Příklad grafického zobrazení CDM (diagram HRSD) a sledovaných parametrů jednotky WGtE.	4
Obrázek 4 – Vyvinutý hydrolyzní generátor amoniaku.	7
Obrázek 5 – Standardní jednotka WGtE založená na termické oxidaci průmyslových odpadů.....	10
Obrázek 6 – Vliv katalyzátoru na aktivační energii pro oxidaci VOC [8].	10
Obrázek 7 – Katalytická filtrace pro odstranění plynných polutantů a pevných částic [9].....	11
Obrázek 8 – Procesní integrace termoreaktoru a systému využití tepla jednotky WGtE.....	12
Obrázek 9 – Nelineární simulace jednotky WGtE v softwaru ChemCad 7.	13
Obrázek 10 – Energetická a materiálová bilance termoreaktoru jednotky WGtE.	15
Obrázek 11 – Provoz hořáku termické jednotky WGtE.	18
Obrázek 12 – Grafické vyjádření výhřevnosti (LHV) ochlazováním spalin vzniklých spálením jednotkového množství paliva dle lineární a nelineární koncepce.	19
Obrázek 13 – Energeticky využitelný obsah hořákových spalin (FHV _{CC}) v termických jednotkách WGtE dle lineární a nelineární koncepce.	20
Obrázek 14 – Grafická reprezentace přenosu tepla v jednotce WGtE pomocí HRSD.	24
Obrázek 15 – Plovoucí diagram (HRSD) modifikované jednotky WGtE	25
Obrázek 16 – Vyhodnocení vlivu vložení nového výměníku tepla na parametry stávajícího výměníku pomocí spádové přímky výměníku tepla (SPVT).	30
Obrázek 17 – Grafické vyhodnocení vlivu vložení nového výměníku tepla na parametry stávajícího výparníku.....	32
Obrázek 18 – Postup metody CDM pro návrh ER jednotek WGtE.....	33
Obrázek 19 – Schematické znázornění procesu SCR.	37
Obrázek 20 – Provoz s umístěním SCR za látkovým filtrem.	39
Obrázek 21 – Provoz SCR s bypassem spalin a nástřikem roztoku močoviny.....	39
Obrázek 22 – Teplotní okno spalin při redukci spalin pomocí metody SNCR [24].....	40
Obrázek 23 – Technologie SNCR pro čištění spalin biomasových kotlů [26].	41
Obrázek 24 – Schéma technického provedení kombinace SCR a SNCR [27].	41

Obrázek 25 – Katalytický hydrolyzní reaktor [31].	43
Obrázek 26 – Nekatalytický hydrolyzní reaktor [28].	44
Obrázek 27 – Nízkokapacitní (vlevo) a velkokapacitní (vpravo) jednotka U2A od firmy WAHLCO [33].	44
Obrázek 28 – Procesní integrace systému využití tepla a čištění spalin jednotky WGtE.	45
Obrázek 29 – Doporučená oblast provozu HGA (vlevo) a závislost koroze oceli AISI 316L na teplotě roztoku v reaktoru (vpravo) [29].	47
Obrázek 30 – Rychlost produkce NH ₃ vztažená na jednotkový objem kapalné fáze v reaktoru průmyslových jednotek A,B a C [32] a v poloprovozní jednotce D [28].	48
Obrázek 31 – Zjednodušené technologické schéma jednotky HGA.	52
Obrázek 32 – Magnetické membránové čerpadlo typu gamma/X [36].	53
Obrázek 33 – Topné tyče namontované na plášť reaktoru HGA	54
Obrázek 34 – Magnetický stavoznak neizolovaný (vlevo) a s izolací (vpravo).	56
Obrázek 35 – Hlavicový teplotní snímač PT100 do jímky.	56
Obrázek 36 – Tlakový snímač SenzoMitter (vlevo) a membránový manometr (vpravo)	57
Obrázek 37 – Dvoustupňový detektor amoniaku.	57
Obrázek 38 – Sestava celého zařízení HGA.	59
Obrázek 39 – Reaktor HGA	60
Obrázek 40 – HGA bez izolace reaktoru a výstupního potrubí.	61
Obrázek 41 – Tryska HGA s připojením reagentu a proplachovacího vzduchu.	62
Obrázek 42 – HGA při prvním testu s odvodem vyráběné páry do digestoře.	63
Obrázek 43 – HGA při druhém testu – výroba amoniaku s odvodem do spalovací komory.	63
Obrázek 44 – Vznik nánosu během experimentu na vedlejší větví dopravní trasy s manometrem.	64
Obrázek 45 – Schéma experimentu HGA v průmyslovém provozu.	65
Obrázek 46 – HGA ve spalovně nemocničních odpadů během experimentu.	66
Obrázek 47 – Měření koncentrace NO _x ve spalinách během experimentu.	67
Obrázek 48 – Nános v nedostatečně vyhřívané odbočce na dopravní trase plynu z HGA.	68
Obrázek 49 – Schéma referenčního provozu pro analýzu rozdílu provozních nákladů SCR s různými variantami reagentů.	70

Obrázek 50 – Závislost cp hořákových spalin na teplotě s vyznačenými rozsahy teplot T_{init} , T_{CCSPAL} a $T_{TFTH.SPAL}$.	90
Obrázek 51 – Citlivostní analýza pro ověření přesnosti vztahu (17).	91
Obrázek 52 – HRSD jednotky WGtE při maximálním využití odpadního tepla spalin	92
Obrázek 53 – HRSD jednotky WGtE při maximálním předeřevu technol. proudů.	94
Obrázek 54 – Velkokapacitní termická jednotka WGtE – stávající stav.	96
Obrázek 55 – HRSD řešené jednotky WGtE.	99
Obrázek 56 – Velkokapacitní termická jednotka WGtE – zrekonstruovaný stav.	103
Obrázek 57 – HRSD řešené jednotky – počáteční a finální stav.	103
Obrázek 58 – Malokapacitní katalytická jednotka WGtE – stávající stav.	104
Obrázek 59 – HRSD stávající jednotky WGtE a HRSD po korekci průtoku spalin.	106
Obrázek 60 – Malokapacitní katalytická jednotka WGtE – zrekonstruovaný stav.	107
Obrázek 61 – Vložení nového VT s pomocí SPVT.	108
Obrázek 62 – Graf závislosti hmotnostního průtoku amoniaku tryskou na tlaku v dopravní trase.	113
Obrázek 63 – Aplikace HRSD zrekonstruované jednotky WGtE pro identifikaci vhodného zdroje tepla pro provoz HGA.	114
Obrázek 64 – Možnost technologického provedení HGA s teplotnosným olejem jako zdrojem tepelné energie.	115

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Hodnoty emisí oxidů dusíku, oxidu uhelnatého a amoniaku při využití nejlepších dostupných technik (BAT) ve spalovnách odpadu využívajících technologii SCR a SNCR [2].....	2
Tabulka 2 – Dílčí cíle dizertační práce v oblasti vývoje analytické metody pro rekonstrukci jednotek WGtE.	5
Tabulka 3 – Dílčí cíle dizertační práce v oblasti vývoje technologie HGA.....	6
Tabulka 4 – Výpočet úspory paliva v jednotkách WGtE v závislosti na zvýšení technologického přenosu tepla při různých provozních teplotách a srovnání s výsledky nelineární simulace.....	22
Tabulka 5 – Vybrané fyzikální vlastnosti a tech. specifikace běžně užívaných reagentů [25].....	42
Tabulka 6 – Objem kapalné fáze v reaktoru HGA při různých provozních stavech. .	49
Tabulka 7 – Látková bilance HGA při maximální požadované produkci NH ₃	50
Tabulka 8 – Energetická bilance HGA při maximální požadované produkci NH ₃	51
Tabulka 9 – Rozdělení topných tyčí do jednotlivých topných okruhů.....	55
Tabulka 10 – Základní parametry tepelných izolací.....	58
Tabulka 11 – Základní parametry spalin.	65
Tabulka 12 – Vyhodnocení redukce NO _x ve spalinách během experimentu.	67
Tabulka 13 – Čpavkový skluz ve spalinách během experimentu (spektrofotom. metoda).....	68
Tabulka 14 – Základní parametry spalin a SCR.	70
Tabulka 15 – Spotřeba energie vybraných variant provedení SCR v referenční jednotce WGtE.....	71
Tabulka 16 – Vybrané provozní náklady technologie SCR a zhodnocení provozních úspor v porovnání s variantou 1.	72
Tabulka 17 – Základní procesní data proudů ve stávající jednotce WGtE.....	97
Tabulka 18 – Parametry paliva a spalovacího vzduchu.....	97
Tabulka 19 – Základní parametry výměníků tepla.	98
Tabulka 20 – Targeting ER a přepočty průtoků plovoucích proudů.	98
Tabulka 21 – Parametry výměníků tepla při poklesu průtoku spalin.	100
Tabulka 22 – Výpočet parametrů ohříváku ODP s přepojeným proudem SODP 1.	101
Tabulka 23 – Výpočet parametrů nového předehříváku SPV.	101
Tabulka 24 – Srovnání výsledků CDM s nelineární simulací – termická j. WGtE ...	102

Tabulka 25 – Základní procesní data proudů ve stávající katalytické jednotce WGtE.	105
Tabulka 26 – Základní parametry koaxiálního ohříváku ODP – stávající WGtE.....	105
Tabulka 27 – Targeting ER a přepočet průtoků plovoucích proudů katalytické j. WGtE	105
Tabulka 28 – Základní parametry koaxiálního ohříváku ODP – stávající WGtE.....	109
Tabulka 29 – Srovnání výsledků CDM s nelineární simulací – katalytická j. WGtE	109
Tabulka 30 – Bilance výroby amoniaku a celková produkce generovaného plynu.....	110

Přehled výzkumné a pedagogické činnosti

Publikace v impaktovaných a recenzovaných časopisech:

Z. Jegla and V. Freisleben, „Practical Energy Retrofit of Heat Exchanger Network Not Containing Utility Path“, *Energies*, vol. 13, no. 11, p. 2711, 2020.

M. Krnavek, V. Freisleben, and Z. Jegla. „Advanced Modular and Integrated Equipment Design Trend in Waste-to-Energy Processes“, *Chemical Engineering Transactions*, vol. 88, 2021.

V. Freisleben and Z. Jegla, „Conceptual Design Method for Energy Retrofit of Waste Gas-to-Energy Units“, *J. sustain. dev. energy water environ. syst.*, vol. 10, no. 2, 2022.

V. Freisleben, Z. Jegla, and M. Krnavek, „Analytical approach for energy retrofit of waste gas-to-energy units“, *Applied Thermal Engineering.*, vol. 214, 2022.

H. H. Chin, B. Wang, X. Jia, M. Zeng, V. Freisleben, P. S. Varbanov, and J. J. Klemeš, “Integrated software suite for heat recovery networks and equipment design”, *Computers & chemical engineering*, vol. 161, p. 107742, 2022.

V. Freisleben, Z. Jegla, J. Barták, and J. Zabloužil, „Urea hydrolysis as an efficient method for flue gas denitrification in waste-to-energy plant—experimental study“, *Waste Forum*, vol. 1, p. 13–20, 2023.

Účast na konferencích a konferenční příspěvky:

V. Freisleben and Z. Jegla, ‘Innovative Method for Fuel Saving Calculation Related to Energy Retrofit of Thermal Waste Processing Units’, in *Proceedings of the 26th Conference Eng. Mech.*, Svatka, 2020, vol. 10, pp. 142–145.

V. Freisleben and Z. Jegla, ‘Decision Making Method for Energy Retrofit Targets of Waste Gas to Energy Units’, *4th South East European Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, Sarajevo, 2020.

Konference SPIL 2020 – účast na konferenci s příspěvkem formou prezentace a připojeného abstraktu s názvem „Compact Urea Hydrolyser - An Integrated Equipment for Efficient Flue Gas Cleaning in Small Incineration Plants.“

Konference SPIL 2021 – účast na konferenci s příspěvkem formou prezentace a připojeného abstraktu s názvem „Improved Analytical Approach for Fuel Demand Re-Evaluation in Liquid and Gaseous Waste Thermal Processing Units.“

V. Freisleben and Z. Jegla, ‘Retrofit of Integrated Waste Gas-to-Energy Units by Conceptual Design Method’, *16th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, Dubrovnik, 2021.

J. Zabloužil, Z. Jegla, and V. Freisleben ‘Challenges in the Thermal Design of Low-Capacity Grate Combustion Chambers’, *Conference Eng. Mech.*, Svatka, 2023, accepted for publication.

Výuka:

Vedení cvičení a zajišťování online i prezenční výuky v předmětu „Navrhování procesních a energetických systémů (KNP)“ v zimním semestru mezi roky 2020-2022.

Zapojení do výzkumných projektů:

Intenzifikace přenosu tepla a optimalizace integrace energie v teplosměnných zařízeních pro tepelné využití odpadního tepla v chemickém průmyslu (LTACH19033). 2019 – 2021

Implementace moderních přístupů při navrhování procesů a zařízení v procesním a energetickém průmyslu (FSI-S-20-6342). 2020 – 2023

Vývoj mobilního testeru pro bezpečné a spolehlivé využití tepla ze zanášivých spalin a generátoru amoniaku k jejich čištění (TK05020076). 2023 – dosud

Integrace procesů pro trvalou udržitelnost (FSI-S-23-8173). 2023 – dosud

Návrh experimentálního regeneračního výměníku tepla a implementace problematiky regeneračních výměníků do předmětu Navrhování procesních a energetických systémů (FV 20-07). 2020

Vybavení experimentálního zařízení účinným odtahovým systémem a inovace výuky předmětu Hydraulické pochody o technologii dopravy tekutin (FV 21-08). 2021

Experimentální generátor amoniaku jako integrované zařízení pro účinné odstraňování oxidů dusíku ze spalin (FV 22-04). 2022

Přílohy

Příloha 1:

Korekční součinitel pro výpočet energetického obsahu hořákových spalín – odvození vztahu

Příloha 2:

Dosažitelné úspory paliva při maximálním využití odpadní tepelné energie – odvození vztahu.

Příloha 3:

Dosažitelné úspory paliva při maximálním předeřevu technologických proudů – odvození vztahu.

Příloha 4:

Aplikace CDM na velkokapacitní termickou jednotku WGtE – případová studie

Příloha 5:

Aplikace CDM na malokapacitní katalytickou jednotku WGtE – případová studie

Příloha 6:

Měření průtoku amoniakového plynu generovaného v HGA

Příloha 7:

Integrace HGA do konkrétní jednotky WGtE s využitím HRSD – případová studie

Příloha 8:

Vyvinutý HGA – technologické schéma

Příloha 1 – Korekční součinitel pro výpočet energetického obsahu hořákových spalin – odvození vztahu

Výpočet úspor paliva v závislosti na zvýšení technologického přenosu tepla je v této práci prováděn pomocí rovnic (16) – (18). V těchto rovnicích vystupuje korekční součinitel n_c , který zohledňuje nelineární charakter závislosti měrné tepelné kapacity hořákových spalin na jejich teplotě. V této příloze je popsáno odvození vztahu (17), který slouží k výpočtu součinitele n_c .

S využitím rovnic (11), (13), (14) a (15) je odvozen nelineární vztah pro přesné vyjádření korekčního součinitele zde označeného jako n_{c_nonlin} , viz rovnice (51) níže. V tomto vztahu je integrována veličina měrné kapacity hořákových spalin ($c_p^{H.SPAL}$) podle jejich teploty, proto bylo nutné funkční závislost $c_p^{H.SPAL}$ na teplotě stanovit. Měrná tepelná kapacita je závislá na řadě parametrů, zejména na složení hořákových spalin, které je zase závislé na složení paliva a spalovacího vzduchu. Referenční složení hořákových spalin bylo zvoleno jako produkt spalování tranzitního plynu a spalovacího vzduchu s přebytkem 5 %, což je v průmyslových aplikacích standardní. Polynomická funkční závislost $c_p^{H.SPAL}$ na teplotě byla následně zjištěna pomocí softwaru ChemCad a je uvedena níže jako vztah (52).

$$n_{c_nonlin} = \frac{T_{TFT}^{H.SPAL} - T_{init}}{T_{TFT}^{H.SPAL} - T_{CC}^{SPAL}} \cdot \frac{\int_{T_{CC}^{SPAL}}^{T_{TFT}^{H.SPAL}} c_p^{H.SPAL} dT}{\int_{T_{init}}^{T_{TFT}^{H.SPAL}} c_p^{H.SPAL} dT} \quad (51)$$

$$c_p^{H.SPAL} = (4,10 \cdot 10^{-14}) \cdot T^4 - (1,89 \cdot 10^{-10}) \cdot T^3 + (2,10 \cdot 10^{-7}) \cdot T^2 + (2,02 \cdot 10^{-4}) \cdot T + 1,097 \quad (52)$$

Z popisu výše a ze tvaru rovnic (51) a (52) je zřejmé, že tento výpočetní přístup je nevyužitelný v rámci vyvíjené analytické metody, kde je kladen důraz na co nejsnazší aplikovatelnost. Proto byl hledán aproximační vztah postavený na stejných nezávislých proměnných, tedy na teplotách T_{init} , T_{CC}^{SPAL} a $T_{TFT}^{H.SPAL}$. Definiční obor těchto veličin byl zvolen tak, aby do něho spadala většina termických i katalytických jednotek WGtE. Jedná se o rozsah teplot: $T_{CC}^{SPAL} \in (500; 1100)^\circ C$, $T_{init} \in (0; 400)^\circ C$ a $T_{TFT}^{H.SPAL} \in (1800; 2200)^\circ C$. Měrná tepelná kapacita hořákových spalin v závislosti na teplotě spolu s vyznačenými rozsahy teplot jsou zobrazeny na obrázku 50.

Pro co nejjednodušší tvar požadovaného vztahu byla zvolena lineární aproximační funkce s neznámými členy B_{1-4} jak je uvedeno v rovnici (53).

$$n_{c_lin} = B_1 \cdot T_{CC}^{SPAL} + B_2 \cdot T_{init} + B_3 \cdot T_{TFT}^{H.SPAL} + B_4 \quad (53)$$

Následně byla vytvořena tzv. srovnávací matice **A**, tedy konkrétně 3-dimenzionální matice o dimenzích T_{init} , T_{CC}^{SPAL} a $T_{TFT}^{H.SPAL}$ a o rozměru 10x10x10. Jednotlivé členy této matice jsou stanoveny z přesného matematického vyjádření, viz rovnice (54).

$$n_{c-i,j,k}^A = \frac{T_{TFT,k}^{H.SPAL} - T_{init,j}}{T_{TFT,k}^{H.SPAL} - T_{CC,i}^{SPAL}} \cdot \frac{\int_{T_{CC,i}^{SPAL}}^{T_{TFT,k}^{H.SPAL}} c_p \cdot dT}{\int_{T_{init,j}}^{T_{TFT,k}^{H.SPAL}} c_p \cdot dT} \quad (54)$$

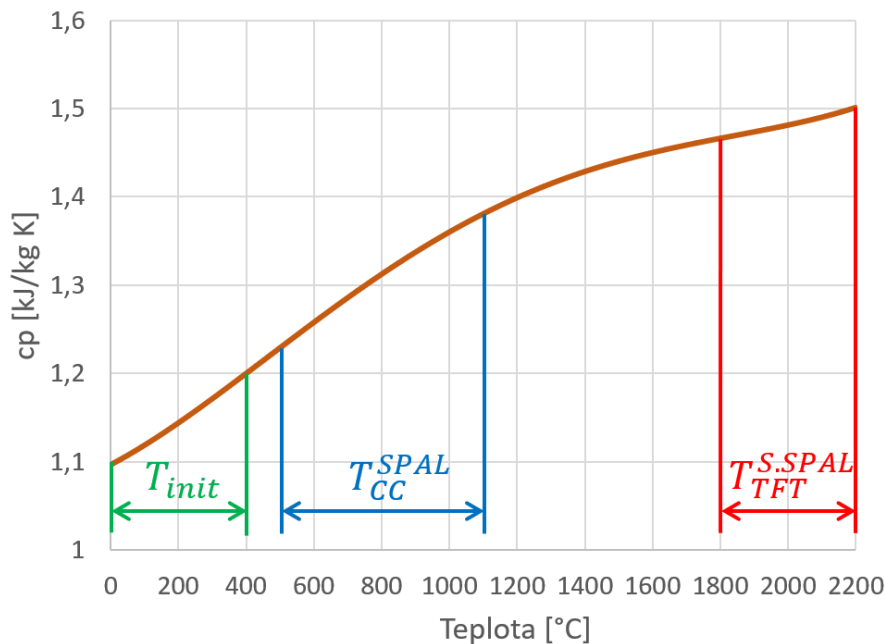
Potom byla vytvořena tzv. srovnávaná matice **B** o stejných rozměrech, jako matice **A**. Členy této matice jsou ale stanoveny na základě hledaného aproximačního vztahu, kde neznámé členy B_{1-4} jsou odhadnuty, viz rovnice (55).

$$n_{c-i,j,k}^B = B_1 \cdot T_{CC,i}^{SPAL} + B_2 \cdot T_{init,j} + B_3 \cdot T_{TFT,k}^{H.SPAL} + B_4 \quad (55)$$

Absolutním rozdílem matic **A** a **B** je potom tzv. odchylková matice **D**, viz vztah (56). Součtem všech členů matice **D** je následně dána souhrnná odchylka d_{tot} , viz vztah (57).

$$\Delta n_{c-i,j,k}^D = |n_{c-i,j,k}^A - n_{c-i,j,k}^B| \quad (56)$$

$$d_{tot} = \sum_{i=1}^{10} \sum_{j=1}^{10} \sum_{k=1}^{10} \Delta n_{c-i,j,k}^D \quad (57)$$



Obrázek 50 – Závislost c_p hořákových spalin na teplotě s vyznačenými rozsahy teplot T_{init} , T_{CC}^{SPAL} a $T_{TFT}^{H.SPAL}$.

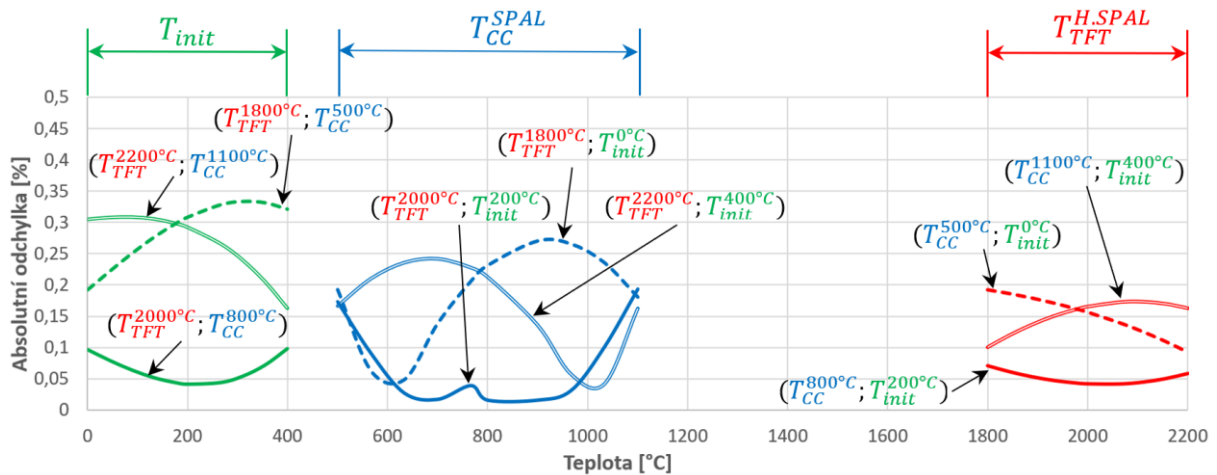
Na základě všech sestavených vztahů bylo následně přikročeno k řešení optimalizační úlohy k nalezení takových hodnot B_{1-4} , při kterých je absolutní hodnota veličiny d_{tot} minimální. Pro řešení byl využit software Excel, který nabízí využití optimalizačních nástrojů GRG (Generalized Reduced Gradient) a Evolutionary. Oba tyto nástroje našly stejná řešení, tedy:

$$B_1 = 6,462 \cdot 10^{-5} ; B_2 = -8,969 \cdot 10^{-5} ; B_3 = -1,467 \cdot 10^{-5} ; B_4 = 1,406$$

při souhrnné odchylce $d_{tot} = 0,8665$

Takto byl vytvořen vztah (17). Jeho spolehlivost a přesnost v celém definovaném rozsahu teplot byla následně ověřena citlivostní analýzou, kde byly srovnávány hodnoty n_c získané pomocí vztahů (51) a (17) při různých variacích teplot T_{init} , T_{CC}^{SPAL} a $T_{TFT}^{H.SPAL}$. Odchyłka byla ve všech případech hluboko pod 0,5 %, jak je zobrazeno na obrázku 51.

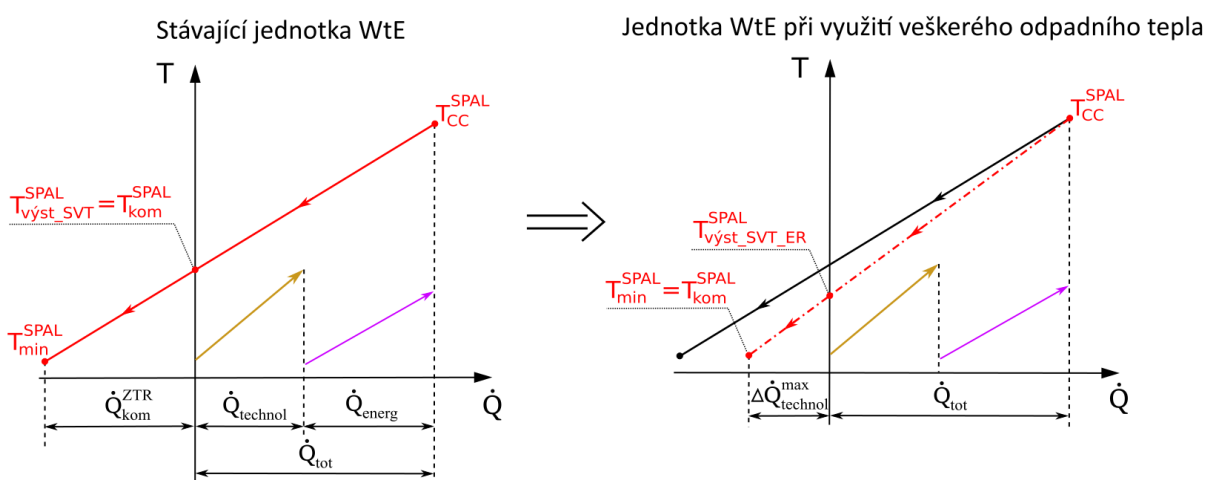
Díky vyvinutému vztahu (17) lze tedy v kombinaci se vztahy (16) a (18) velmi přesně stanovit hodnotu úspory paliva v závislosti na zvýšení technologického přenosu tepla, jak bylo ověřeno na modelových jednotkách WGtE v kapitole 4.3.2.



Obrázek 51 – Citlivostní analýza pro ověření přesnosti vztahu (17).

Příloha 2 – Dosažitelné úspory paliva při maximálním využití odpadní tepelné energie – odvození vztahu

Je-li výstupní teplota spalin ze systému výměny tepla (SVT) studované jednotky WGtE $T_{výst_SVT}^{SPAL}$ (respektive T_{kom}^{SPAL}) vyšší, než minimální dovolená teplota T_{min}^{SPAL} , potom dochází ke komínové ztrátě využitelného tepla. Úspor paliva spalovaného v termoreaktoru studované jednotky lze dosáhnout využitím tohoto ztrátového tepla, konkrétně ke zvýšení přehřevu technologických proudů, jako jsou odplyny, či spalovací vzduch. Maximálních úspor paliva je pak dosaženo při využití veškerého odpadního tepla, následkem čehož výstupní teplota spalin T_{kom}^{SPAL} poklesne na teplotu T_{min}^{SPAL} , jak je naznačeno níže na obrázku 52. Zvýšením technologického přenosu tepla o maximální hodnotu $\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}$ je tedy zcela eliminována komínová ztráta tepla \dot{Q}_{kom}^{ZTR} .



Obrázek 52 – HRSD jednotky WGtE při maximálním využití odpadního tepla spalin

Cílem zde prezentovaného odvození je získat vztah pro výpočet hodnoty $\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}$, ze které lze následně stanovit dosažitelnou úsporu paliva při využití veškerého odpadního tepla ve spalinách $\Delta f_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}$ dle rovnice (58), kde veličina FHV_{CC} představuje energetický obsah hořákových spalin využitelný pro tepelné procesy probíhající v termoreaktoru, viz kapitola 4.3.1.

$$\Delta f_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}} = \frac{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}{FHV_{CC}} \quad (58)$$

Důraz je kladen na jednoduchost výpočtu, proto jsou hodnoty \dot{Q}_{tot} , \bar{c}_p^{SPAL} , T_{min}^{SPAL} a T_{CC}^{SPAL} uvažovány jako konstantní a nezávislé na ER. Celkový tepelný výkon stávajícího SVT (\dot{Q}_{tot}) je vypočítán dle bilanční rovnice (59) a komínová ztráta je dána vztahem (60).

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{CC}^{SPAL} - T_{výst_SVT}^{SPAL}) \quad (59)$$

$$\dot{Q}_{kom}^{ZTR} = \dot{m}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{výst_SVT}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL}) \quad (60)$$

Kde je: \dot{m}^{SPAL} – průtok spalin ve stávající jednotce WGtE [kg/s]
 $T_{výst_SVT}^{SPAL}$ – výstupní teplota spalin z SVT ve stávající jednotce WGtE [°C]

Provedením ER, je následně snížen průtok spalin dle rovnice (61). Jelikož je hodnota \dot{Q}_{tot} uvažována konstantní, potom dochází poklesem průtoku spalin i k poklesu výstupní teploty spalin z SVT, jak je zřejmé z obrázku 52, kde teplota $T_{výst_SVT}^{SPAL}$ poklesla na hodnotu $T_{výst_SVT_ER}^{SPAL}$. Bilanční rovnice stávajícího SVT je dána vztahem (62). Výpočet hodnoty $\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}$ je dále dán množstvím zbývajcí tepelné energie, viz rovnice (63).

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ER}^{SPAL} &= \sum_i (\dot{m}^{ODP,i}) + (\dot{m}^{PAL} - \Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}) + (\dot{m}^{SPV} - K \cdot \Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}) \\ &= \sum_i (\dot{m}^{ODP,i}) + (K + 1) \cdot (\dot{m}^{PAL} - \Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}})\end{aligned}\quad (61)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{tot} &= \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{CC}^{SPAL} - T_{výst_SVT_ER}^{SPAL}) \\ &= \left[\sum_i (\dot{m}^{ODP,i}) + (K + 1) \cdot (\dot{m}^{PAL} - \Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}) \right] \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \\ &\quad \cdot (T_{CC}^{SPAL} - T_{výst_SVT_ER}^{SPAL})\end{aligned}\quad (62)$$

$$\begin{aligned}\Delta\dot{Q}_{technol}^{max} &= \dot{m}_{ER}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{výst_SVT_ER}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL}) \\ &= \sum_i (\dot{m}^{ODP,i}) + (K + 1) \cdot (\dot{m}^{PAL} - \Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}) \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{výst_SVT_ER}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL})\end{aligned}\quad (63)$$

V rámci výše zmíněných zjednodušujících předpokladů se v rovnicích (58), (62) a (63) vyskytují tři proměnné, a to $\Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}$, $\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}$ a $T_{výst_SVT_ER}^{SPAL}$. Jedná se tedy o soustavu tří rovnic o třech neznámých. Vyjádřením dosažitelné úspory paliva $\Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}}$ je získán vztah (64).

$$\Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}} = \frac{\dot{m}^{SPAL} \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (T_{výst_SVT}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL})}{FHV_{CC} + (T_{CC}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL}) \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (K + 1)}\quad (64)$$

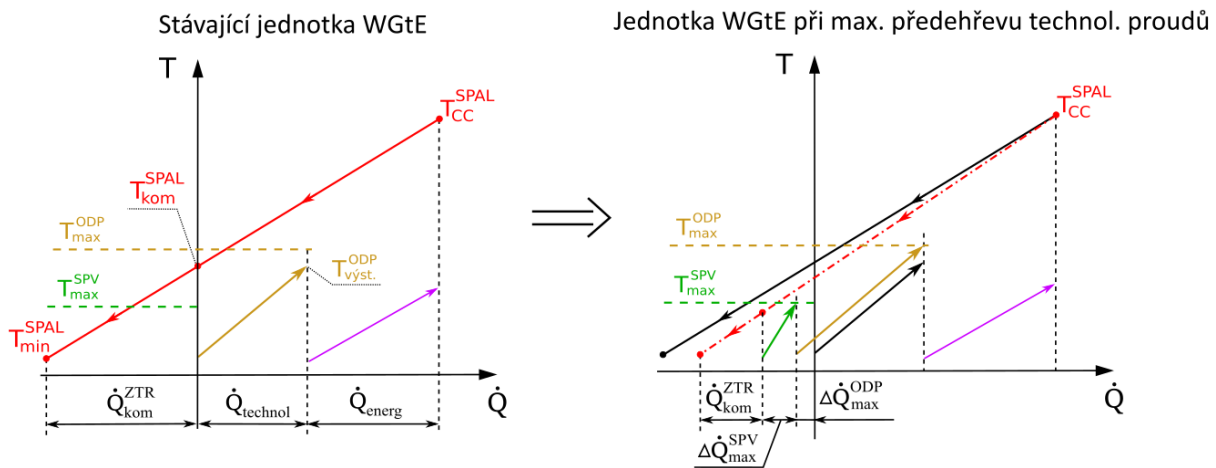
Kombinací vztahů (64) a (60) je získán finální vztah (65), resp. (23).

$$\Delta\dot{f}_s^{\Delta\dot{Q}_{technol}^{max}} = \frac{\dot{Q}_{kom}^{ZTR}}{FHV_{CC} + (T_{CC}^{SPAL} - T_{min}^{SPAL}) \cdot \bar{c}_p^{SPAL} \cdot (K + 1)}\quad (65)$$

Příloha 3 – Dosažitelné úspory paliva při maximálním přehřevu technologických proudů – odvození vztahu

Nepřekročení maximálních dovolených teplot technologických proudů, jako jsou zpracovávané odplyny, či spalovací vzduch, je nutnou podmínkou pro ekologický a bezpečný provoz jednotky WGT_E. Oproti tomu lze maximalizací přehřevu technologických proudů dosáhnout nejvyšší úspory paliva spalovaného v termoreaktoru. Maximální dovolené teploty je tedy vhodné stanovit optimálně s ohledem jak na bezpečnost provozu, tak na dosažení co nejvyšší úspory paliva.

Targeting ER jednotky WGT_E je ilustrován v plovoucím diagramu na obrázku 53, kde pomocí intenzifikace ohřevu proudu odplynu a zavedením přehřevu spalovacího vzduchu na maximální dovolené teploty T_{max}^{ODP} a T_{max}^{SPV} je dosaženo výrazné redukce komínové ztráty ve spalinách \dot{Q}_{kom}^{ZTR} . Dosažená úspora paliva je dále zřejmá z otočení přímky spalin (viz princip popsany v kapitole 4.4).



Obrázek 53 – HRSD jednotky WGT_E při maximálním přehřevu technol. proudů.

Pro zjednodušení a snadnou aplikovatelnost odvozovaného vztahu jsou uvažovány konstantní střední měrné tepelné kapacity technologických proudů. Intenzifikace technologického přenosu tepla je rozdělena na intenzifikaci/zavedení ohřevu odplynu a intenzifikaci/zavedení přehřevu spalovacího vzduchu.

V případě zpracovávaných odplynů je jejich dovolené zvýšení ohřevu definováno dle energetické bilance, viz rovnice (66). V případě, že intenzifikace ohřevu některého z odplynů není možná, pak je při výpočtu stanovena jako nulová (tedy např. $T_{max}^{ODP,i} = T_{výst.SVT}^{ODP,i}$).

$$\Delta\dot{Q}_{max}^{ODP} = \sum_i [\dot{m}^{ODP,i} \cdot \bar{c}_{p,i}^{ODP,i} \cdot (T_{max}^{ODP,i} - T_{výst.SVT}^{ODP,i})] \quad (66)$$

Průtok spalovacího vzduchu je (oproti průtoku odplynů) závislý na dosažené úspoře paliva v rámci ER, proto je vztah pro stanovení dovoleného zvýšení jeho přehřevu kombinací látkové a energetické bilance, viz rovnice (67). Dosažitelná úspora paliva je

dále funkcí dovoleného zvýšení předeřevu odplynů i spalovacího vzduchu a energetického obsahu hořákových spalin FHV_{CC} , viz rovnice (68).

$$\begin{aligned}\Delta\dot{Q}_{max}^{SPV} &= \dot{m}_{ER}^{SPV} \cdot \bar{c}_p^{SPV} \cdot (T_{max}^{SPV} - T_{výst_SVT}^{SPV}) \\ &= K \cdot (\dot{m}^{PAL} - \Delta\dot{f}_s^{T_{max}}) \cdot \bar{c}_p^{SPV} \cdot (T_{max}^{SPV} - T_{výst_SVT}^{SPV})\end{aligned}\quad (67)$$

$$\Delta\dot{f}_s^{T_{max}} = \frac{\Delta\dot{Q}_{max}^{ODP} + \Delta\dot{Q}_{max}^{SPV}}{FHV_{CC}}\quad (68)$$

Kde je: \dot{m}_{ER}^{SPV} – průtok spalovacího vzduchu po provedení ER [kg/s]
 $T_{výst_SVT}^{SPV}$ – výstupní teplota spalovacího vzduchu z SVT ve stávající jednotce WGtE [°C]

Vyjádřením dosažitelné úspory paliva $\Delta\dot{f}_s^{T_{max}}$ ze vztahů (66) až (68) je odvozena konečná sada vztahů (69) až (71), resp. (24) až (26).

$$\Delta\dot{f}_s^{T_{max}} = \frac{\Delta\dot{Q}_{max}^{ODP} + \dot{m}_{stáv.WTE}^{PAL} \cdot \theta}{FHV_{CC} + \theta}\quad (69)$$

$$\Delta\dot{Q}_{max}^{ODP} = \sum_i [\dot{m}^{ODP,i} \cdot \bar{c}_{p,i}^{ODP,i} \cdot (T_{max}^{ODP,i} - T_{výst_SVT}^{ODP,i})]\quad (70)$$

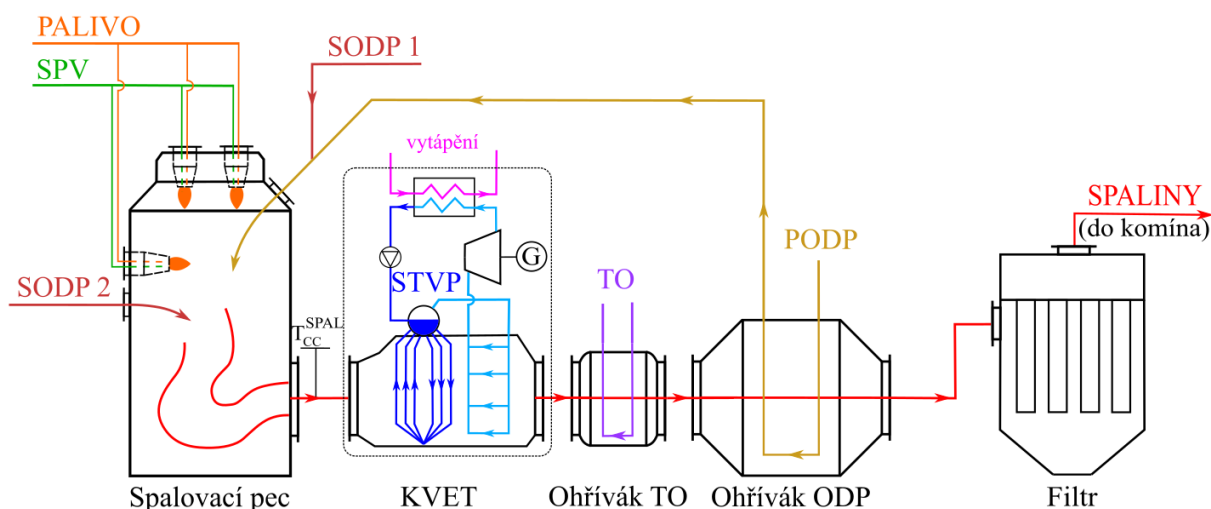
$$\theta = K \cdot \bar{c}_p^{SPV} \cdot (T_{max}^{SPV} - T_{výst_SVT}^{SPV})\quad (71)$$

Příloha 4 – Aplikace CDM na velkokapacitní termickou jednotku WGT – případová studie

Zadání:

Vysokokapacitní průmyslová jednotka WGT zobrazená na obrázku 54 slouží ke zpracování třech proudů odpadních plynů obsahujících VOC, zejména benzen a toluen. Tepelné zpracování plynů probíhá ve spalovací peci, kde je v hořáku spalováno externí palivo (zemní plyn) pro zajištění kompletního rozkladu polutantů v odpadních plynech. Teplo z produkovaných spalin je využíváno k energetickým účelům, konkrétně pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla (KVET) a dále pro ohřev teplotního oleje (TO). Dále jsou spaliny využity pro předehřev technologického proudu, konkrétně primárního odpadního plynu (PODP). Proudů sekundárních odpadních plynů (SODP1 a SODP2) nejsou předehřívány. Součástí jednotky je také látkový filtr, protože produkované spaliny obsahují pevné částice.

V rámci studie má být provedena ER za účelem dosažení maximálních úspor paliva, kdy produkce energie musí zůstat zachována a teplota spalin před filtrem nesmí poklesnout pod 165 °C pro zamezení kondenzace spalin. Stávající ohřívák PODP může být intenzifikován a předehřev SODP1 je možný. SODP2 obsahuje VOC o vysokých koncentracích, proto nesmí být předehříván.



Obrázek 54 – Velkokapacitní termická jednotka WGT – stávající stav.

Řešení:

Návrh rekonstrukce této jednotky je proveden v souladu s postupem CDM, který je uveden na obrázku 18.

1) Počáteční analýza dat.

Technologické proudy v řešené jednotce WGtE jsou spaliny (SPAL), všechny odpadní plyny (PODP, SODP 1&2), palivo a spalovací vzduch (SPV). Technologická výměna tepla probíhá pouze v ohřívačce ODP.

Energetickými proudy jsou potom středotlaká voda/pára (STVP) a teplotonosný olej. Energetická výměna tepla probíhá tedy v KVET a ohřívačce TO.

Níže v tabulce 17 jsou uvedeny základní procesní data jednotlivých proudů. V tabulce 18 jsou potom uvedeny charakteristiky paliva a SPV. Základní charakteristiky jednotlivých výměníků tepla jsou potom uvedeny v tabulce 19. V této tabulce je také uvedeno, že výstupní teplota spalin z posledního výměníku tepla (ohřívačce ODP) je 221 °C, což je výrazně více, než minimální dovolená teplota 165 °C. V proudě spalin je tedy velké množství odpadní energie, kterou lze využít pro předehřev technologických proudů, a tak dosáhnout úspor paliva. Pomocí bilanční rovnice (60) je zjištěno, že ve spalinách je mařeno 930 kW.

Tabulka 17 – Základní procesní data proudů ve stávající jednotce WGtE.

Proud	SPAL	PODP	SODP 1	SODP 2	STVP	TO
Průtok [kg/h]	51 439	32 930	3 951	1 946	9 000	9 500
Počáteční teplota [°C]	850	20	70	20	133,6	50
Měr. tep. kapacita [kJ/(kg·K)]	1,160	1,030	1,210	1,028	–**	2,770
Limitní teplota [°C]	165	330	330	–*	–***	–***

* SWG 2 obsahuje VOC o vysokých koncentracích, proto není dovolen jakýkoliv ohřev.

** Vzhledem k tomu, že součástí KVET je výparník a přehřívák, tak zde není jediná hodnota c_p . Pro tvorbu přímkových charakteristik do HRSD jsou použity parní tabulky.

*** Jelikož jedním z cílů ER je zachovat energetický přenos tepla, tak pro TO a STVP není třeba definovat maximální dovolenou teplotu.

Tabulka 18 – Parametry paliva a spalovacího vzduchu.

Proud	Průtok [kg/h]	LHV [MJ/kg]	FHV _{CC} [MJ/kg]	\bar{c}_p [kJ/(kg·K)]	T_{limit} [°C]	T_{init} [°C]	$T_{TFT}^{H,SPAL}$ [°C]**	K [kg/kg]
Zemní plyn	639,2	49,06	29,22*	–	–	20**	1 892	18,73****
Spal. vzd.	11 973	–	–	1,019	280			

* Energetický obsah paliva vztažený na T_{CC}^{SPAL} (FHV_{CC}) byl stanoven z rovnic (16) – (18).

** Palivo i SPV vstupují do hořáku při teplotě 20 °C, proto je teplota T_{init} totožná. V případě odlišných vstupních teplot paliva a SPV je třeba vypočítat T_{init} z tepelné bilance směsi těchto proudů.

*** Teoretická teplota spalování (T_{TFT}) je stanovena pomocí softwaru ChemCad.

**** Poměr hm. průtoků SPV a paliva (K) je stanoven na základě provozu hořáku se zvoleným přebytkem SPV 10 %.

Tabulka 19 – Základní parametry výměníků tepla.

Výměník tepla	Horká látka		Chladná látka		Výkon [kW]*	FUA _{VT} [kW/°C]*
	Látka-pozice	T ^{in-out} [°C]*	Látka-pozice	T ^{in-out} [°C]*		
KVET – výparník	Spaliny – plášťový pros.	850–512	STVP – trubkový pr.	134–224	5 600,0	9,716**
KVET – přehřívák	Spaliny – plášťový pros.	512–446	STVP – trubkový pr.	224–400	1 092,4	6,851
Ohřívák TO	Spaliny – plášťový pros.	446–379	TO – trubkový prostor	50–200	1 096,5	3,834
Ohřívák ODP	Spaliny – plášťový pros.	379–221	PODP – trubkový pr.	20–300	2 636,8	20,080

* Hodnoty jsou získány z extrahovaných dat s použitím rovnic (7) - (10).

** Do výparníku je přivedena voda o teplotě pod teplotou sytosti. Ve výparníku proto probíhá před izotermickým varem i ohřev vody na finální teplotu 224°C. Většina tepla (4600 kW) je zde ale předána během izotermického varu, proto při výpočtu $\Delta T_{In,VT}$ je počítáno s konstantní teplotou na chladné strana VT 224°C. FUA_{VT} je tedy stanovena pouze přibližně dle vztahů (8) - (10) se zanedbáním přehřevu vstupní vody.

2) Targeting energetické rekonstrukce.

Na základě výpočetních vztahů prezentovaných v kapitole 4.5 je proveden targeting ER, tedy je stanovena maximální dosažitelná úspora paliva, viz tabulka 20. Požadovaná úspora paliva (74,47 kg/h) bude dosažena při maximálním využití odpadního tepla ve spalínách, což bude mít za následek pokles jejich teploty na výstupu ze SVT až na minimální dovolenou teplotu 165 °C. Na základě této požadované úspory jsou přepočítány i průtoky plovoucích proudů, tedy paliva, spalovacího vzduchu a spalin, jak je rovněž uvedeno v tabulce 20.

Tabulka 20 – Targeting ER a přepočet průtoků plovoucích proudů.

$\Delta \dot{f}_s^{\Delta \dot{Q}_{technol}^{max}}$ [kg/h]*	$\Delta \dot{f}_s^{T_{max}}$ [kg/h]*	$\dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL}$ [kg/h]**	$\Delta \dot{f}_s^{target}$ [kg/h]*	\dot{m}_{ER}^{PAL} [kg/h]***	\dot{m}_{ER}^{SPV} [kg/h]***	\dot{m}_{ER}^{SPAL} [kg/h]***
74,47	158,92	639,2	74,47	564,75	10 578,79	49 969,14

* Stanoveno pomocí rovnic (23) – (31).

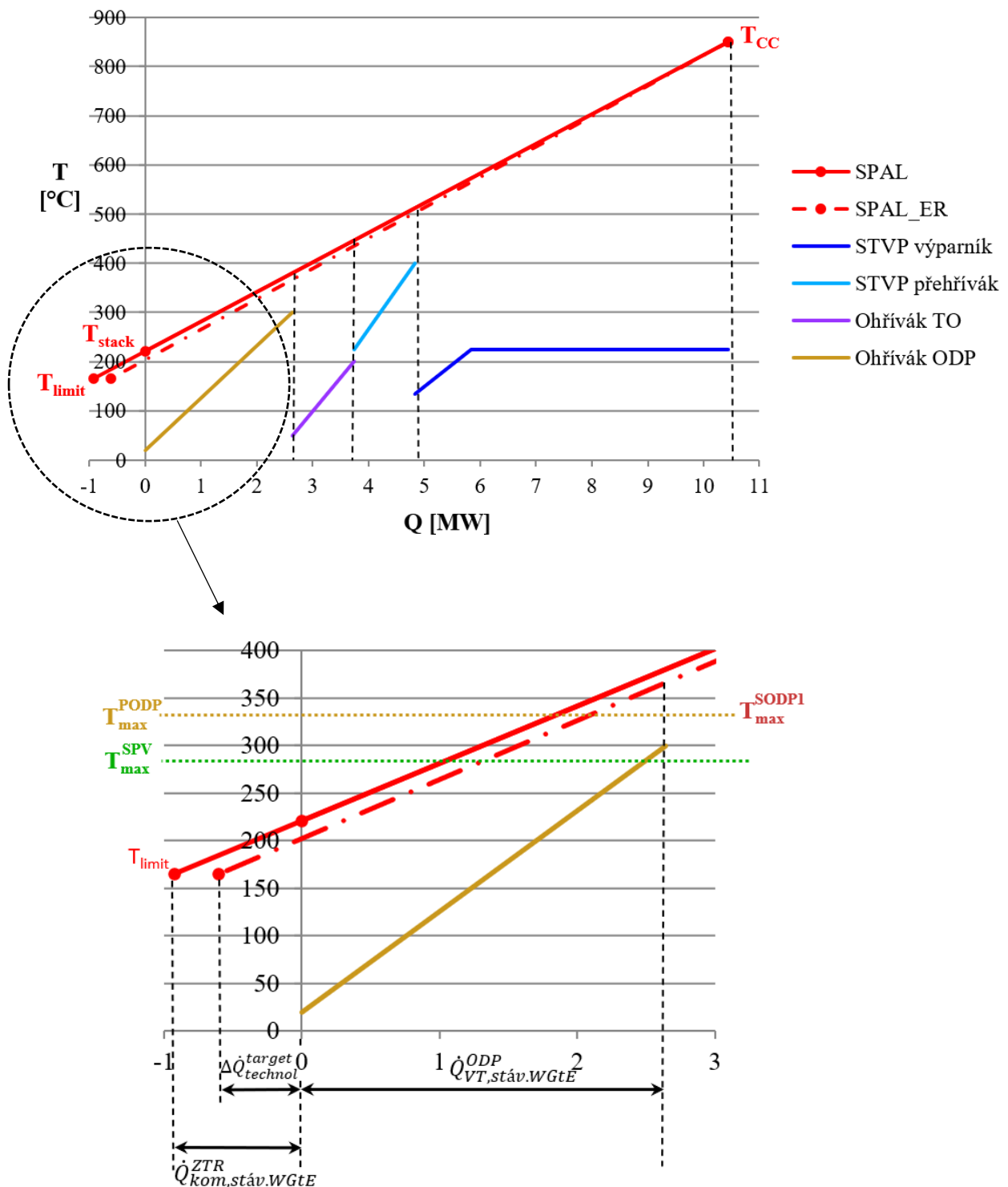
** Převzato z tabulky 18.

*** Stanoveno pomocí rovnic (19) – (21).

3) Tvorba plovoucího diagramu (HRSD).

Pro dostatečný vhléd do výměny tepla je nejdříve vytvořen HRSD stávající jednotky, viz obrázek 55. Na tomto HRSD už je naznačena upravená přímková reprezentace spalin, jako výsledek ER (tedy přímkou SPAL_ER). Dále jsou zde zaznačeny i limitní

teploty, ztráta tepla ve spalinách a potřebné zvýšení technologického přenosu tepla dle rovnice (28), které je $\Delta\dot{Q}_{\text{technol}}^{\text{target}}=604,4 \text{ kW}$.



Obrázek 55 – HRSD řešené jednotky WGtE.

Následně jsou přepočítány tepelné výkony stávajících VT a vstupní/výstupní teploty médií v návaznosti na pokles průtoku spalin, viz tabulka 21. Energetický přenos tepla je snížen o 76,45 kW (viz součet poklesu výkonu u KVET a ohříváku TO v tabulce 21). Ve srovnání s celkovým energetickým přenosem tepla se jedná o pokles pouze o 1 %, proto lze konstatovat, že energetickou rekonstrukcí nebude významně ovlivněna

produkce energie, pokud zůstanou energetické výměníky na stejných pozicích ve smyslu proudění spalin. Tímto je splněna jedna ze zadaných podmínek ER.

Technologický přenos tepla poklesl o 112,8 kW. O tuto hodnotu se musí zvýšit i hodnota $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}$, tedy $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}=604,4+112,8=717,2$ kW.

Tabulka 21 – Parametry výměníků tepla při poklesu průtoku spalin.

Výměník tepla	Horká látka	Chladná látka	FUA _{VT} [kW/°C]**	Výkon_ER [kW]*	Změna výkonu [kW]
	T _{vstup-výst.} [°C]*	T _{vstup-výst.} [°C]			
KVET – výparník	850–505	134–224	9,716	5 553,8	-46,25
KVET – přehřívák	505–439	224–399	6,851	1 092,2	-8,23
Ohřívák TO	439–372	50–197	3,834	1 074,5	-21,97
Ohřívák ODP	372–215	20–294,2	20,080	2 524,0	-112,83

* Výstupní teplota spalin vyhodnocena s uvažovaným poklesem průtoku spalin. V případě výparníku (KVET) jsou použity rovnice (33) a (34). V případě ostatních výměníků tepla jsou použity vztahy (30) a (31). Pro přepočítání výkonu výměníků je následně použita rovnice (29).

** Stejně hodnoty FUA_{VT} jako ve stávajícím provozu – pokles koeficientu prostupu tepla v závislosti na sníženém průtoku spalin je zanedbán.

4) Intenzifikace stávajících výměníků tepla.

V předchozích krocích bylo zjištěno, že pro dosažení požadované úspory paliva je třeba zvýšit technologický přenos tepla o 717,33 kW. Jak je popsáno v kapitole 4.7, tak prvním krokem je intenzifikace stávajících výměníků tepla. V případě řešené jednotky je zde pouze jeden technologický VT, jehož intenzifikací lze dosáhnout úspor paliva – ohřívák ODP. Tento výměník slouží k ohřevu PODP. Zvýšení přenosu tepla v tomto výměníku lze snadno dosáhnout přepojením proudu SODP 1 do ohříváku ODP. Tímto je zvýšen průtok odpadního plynu výměníkem a v důsledku i koeficient prostupu tepla U . Pro tuto studii je uvažováno zvýšení U o 15%. Přepočítání výkonu výměníku je uvedeno v tabulce 22.

Pomocí přepojení proudu SODP 1 bylo dosaženo zvýšení výkonu výměníku z 2 524 kW na 2 824 kW, tedy o 300 kW. Potřebné zvýšení technologického přenosu tepla se tedy mění na hodnotu 417,2 kW (717,2-300 kW). Další intenzifikací ohříváku ODP by bylo možné provést například aplikací turbulizačních vložek do trubkového prostoru, ale ani tímto krokem by nebylo dosaženo požadovaných úspor paliva. Hodnota tepelné velikosti výměníku by se musela zvýšit přibližně na dvojnásobek oproti stávajícímu stavu, což by vedlo k nutnosti nákladného zvětšení plochy výměníku. Z toho důvodu tento výměník nebude dále intenzifikován.

Tabulka 22 – Výpočet parametrů ohříváku ODP s přepojeným proudem SODP 1.

\dot{m}_{ER}^c [kg/s]*	\bar{c}_p^c [kJ/(kg·K)**	$FUA_{VT,ER}$ [kW/°C]**	$T_{ER}^{c,vstup}$ [°C]****	$T_{ER}^{SPAL,vstup}$ [°C]*****	$T_{ER}^{SPAL,výstup}$ [°C]*****	$T_{ER}^{c,výstup}$ [°C]*****	$\dot{Q}_{VT,ER}$ [kW]*****
2,939	1,049	23,162	26,18	372	197,1	289,0	2 824

* Dáno součtem průtoků PODP a SODP 1.

** Stanoveno vztahem $\bar{c}_p^c = \frac{\bar{c}_p^{PODP} \cdot \dot{m}_{ER}^{PODP} + \bar{c}_p^{SODP} \cdot \dot{m}_{ER}^{SODP}}{\dot{m}_{ER}^c}$

*** Uvažováno s nárůstem FUA_{VT} o 15%, tedy $FUA_{VT,ER} = 1,15 \cdot FUA_{VT,stav\ WGtE}$

**** Dáno z tepelné bilance směsi PODP a SODP 1.

***** Vstupní teplota spalín, viz tabulka 21.

***** Vypočítáno pomocí rovnic (29) – (31).

5) Vložení nového ohříváku technologického proudu.

Po přepojení proudu SODP 1 do stávajícího ohříváku ODP (viz předchozí krok) je nutné zvýšit technologický přenos tepla ještě o 417,2 kW k dosažení požadovaných úspor paliva. Toho bude docíleno ohřevem některého ze zbývajících (nepředehříváných) technologických proudů, tedy SODP 2, nebo spalovacího vzduchu. SODP 2 není možné předehřívát kvůli vysoké koncentraci VOC. Z toho důvodu bude zbytkové teplo ve spalínách využito k předehřevu spalovacího vzduchu. Parametry navrženého výměníku jsou shrnuty v tabulce 23.

Z vypočítané hodnoty $FUA_{VT,ER}$ lze odhadnout velikost teplosměnné plochy. Při uvažování výměníku v protiproudém uspořádání ($F=1$) a koeficientu prostupu tepla $U=25$ W/m²K (standardní hodnota pro výměníky typu plyn-plyn) je velikost teplosměnné plochy 203,8 m². Takto lze následně odhadnout i celkové rozměry výměníku a v závislosti na zvoleném materiálu a konstrukčním provedení i investiční náklady na jeho pořízení a instalaci. Tato informace může pomoci uživateli CDM k zhodnocení finanční atraktivity (provozní úspory, doba návratnosti...) navrženého technologického řešení.

Tabulka 23 – Výpočet parametrů nového předehříváku SPV.

\dot{m}_{ER}^{SPV} [kg/s]*	\bar{c}_p^{SPV} [kJ/(kg·K)*	$T_{ER}^{SPV,vstup}$ [°C]*	$T_{ER}^{SPV,výstup}$ [°C]**	$T_{ER}^{SPAL,vstup}$ [°C]**	$T_{ER}^{SPAL,výstup}$ [°C]**	$FUA_{VT,ER}$ [kW/°C]**	$\dot{Q}_{VT,ER}$ [kW]*
10,24	1,019	20	159,4	197,1	171,7	5,1	417,2

* Převzato z tabulek 17 – 21.

** Vypočítáno z rovnic (7) – (10).

6) Snížení požadované úspory paliva.

Přepojením proudu SODP 1 do ohříváku ODP a zařazením nového předehříváku SPV bylo dosaženo potřebného navýšení technologického přenosu tepla tak, aby bylo dosaženo požadované úspory paliva. Cíl ER byl tedy dosažen a není proto třeba snižovat požadovanou úsporu paliva.

Vyhodnocení výsledků:

Pro ověření přesnosti vyvinuté metody CDM byly její výsledky porovnány s výsledky nelineární simulace provedené v softwaru ChemCad, viz tabulka 24. V případě výpočtu úspory paliva v závislosti na zvýšení technologického přenosu tepla poskytuje CDM velmi přesné výsledky. Vyhodnocení parametrů jednotlivých VT již není tak přesné, ale s ohledem na jednoduchost a analytický přístup metody jsou odchylky zanedbatelné.

Největší chyba se vyskytla při stanovení výkonu předehříváku spalovacího vzduchu (4,72%), kdy rozdíl mezi CDM a nelineární simulací je 19,7 kW. Stejný rozdíl výkonů je ale i v případě druhého technologického VT, tedy ohříváku ODP. Dá se tedy říct, že celková hodnota zvýšení technologického přenosu tepla je stejná v případě CDM i nelineární simulace. Teploty spalin jsou také mírně odlišné, což je zapříčiněno lineární aproximací proudu spalin, která mírně zkresluje výsledky.

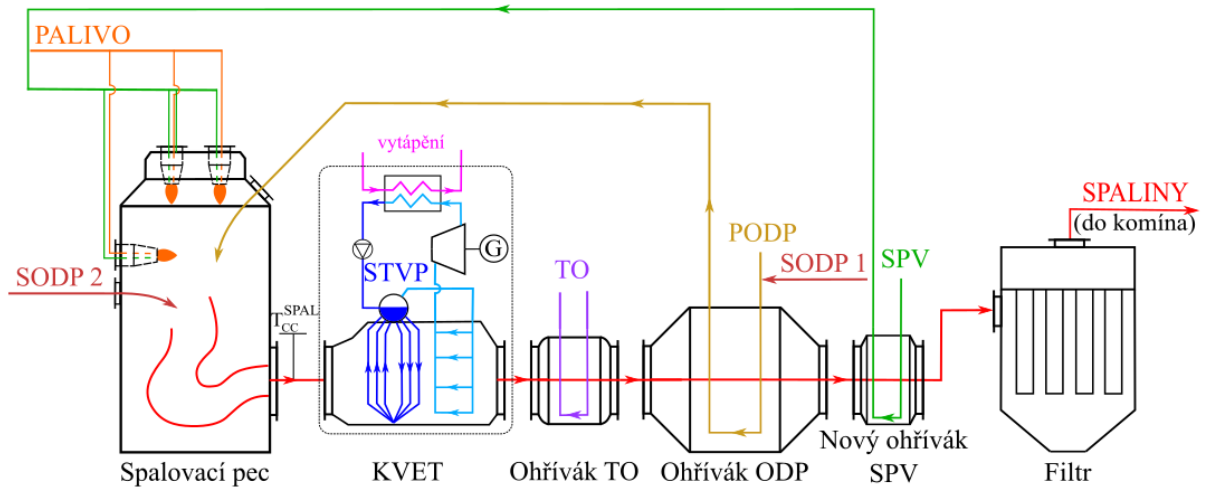
Tabulka 24 – Srovnání výsledků CDM s nelineární simulací – termická j. WGtE

	$\Delta \dot{f}_s$ [kg/h]	\dot{Q}_{ER}^{KVET} [kW]	$\dot{Q}_{VT,ER}^{TO}$ [kW]	$\dot{Q}_{VT,ER}^{ODP}$ [kW]	\dot{Q}_{ER}^{SPV} [kW]	T_{ER-kom}^{SPAL} [°C]
CDM	74,47	6 646,0	1 074,5	2 824,0	417,2	170,4
Ne-lin. simulace	74,50	6 625,1	1 074,3	2 804,3	436,9	166,6
Odchylka [%]	0,04	-0,31	-0,02	-0,70	4,72	-

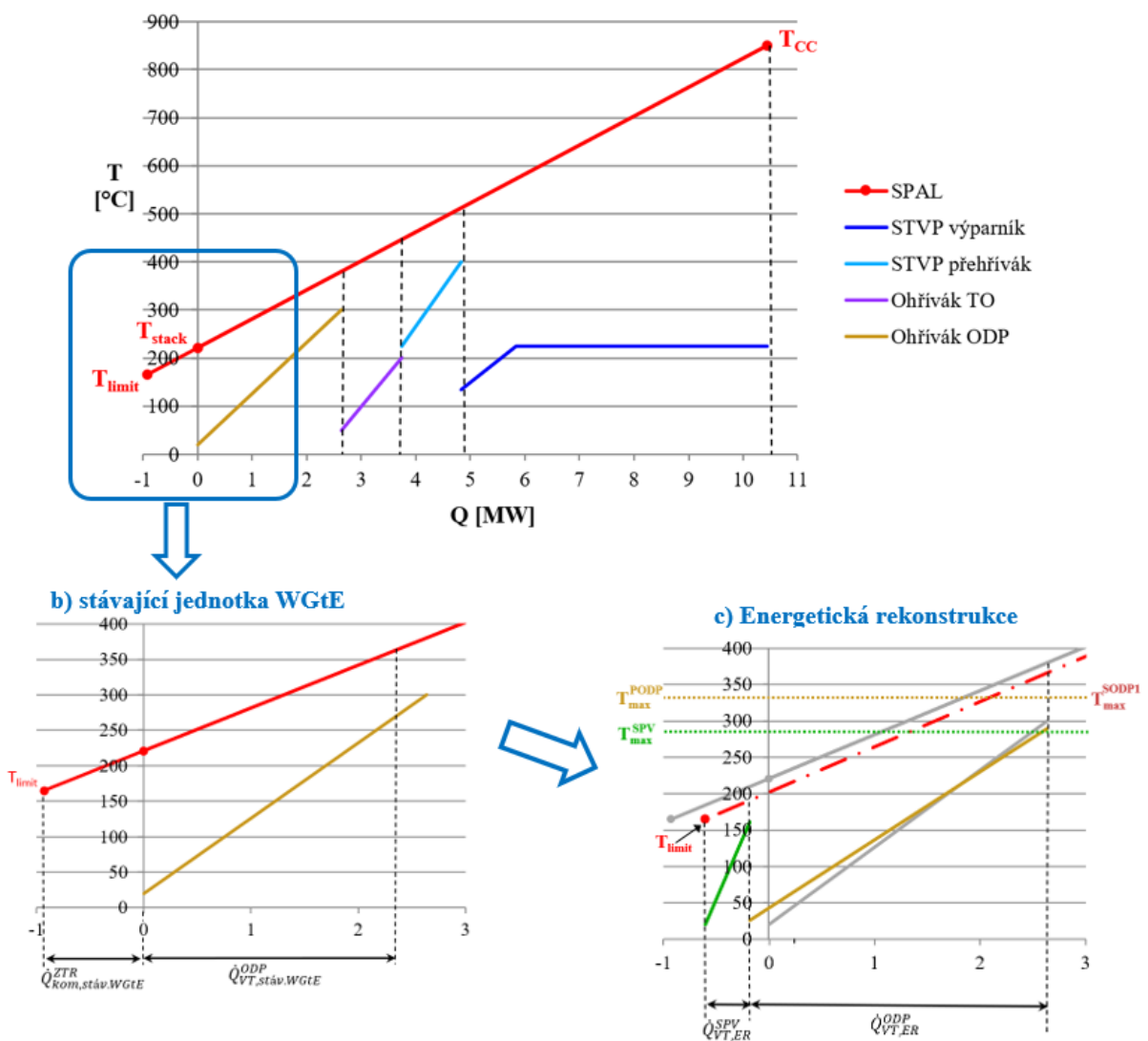
Rekonstrukce velkokapacitní jednotky WGtE tedy zahrnuje přepojení proudu SODP 1 do stávajícího ohříváku ODP a vložení nového předehříváku SPV za stávající ohřívák ODP. Schéma zrekonstruované jednotky je zobrazeno na obrázku 56. Veškeré úpravy byly průběžně ilustrovány v HRSD, viz obrázek 57. Zde je vidět, že veškeré odpadní teplo ve spalinách bylo využito, spaliny dosáhly minimální dovolené teploty a žádná z maximálních dovolených teplot SPV a odpadních plynů nebyla překročena.

Dosažená úspora paliva 74,47 kg/h je ekvivalentem snížení příkonu hořáků o 1,02 MW. To je výrazná úspora, která činí 11,65 % z celkové spotřeby paliva v řešené jednotce. Při předpokládané roční provozní době 8000 hodin je díky navrženým opatřením sníženo množství vypouštěného CO₂ do atmosféry přibližně o 1 635 tun. Navržená opatření mají tedy pozitivní vliv na snížení energetické náročnosti, provozních nákladů a dopadů na životní prostředí řešené jednotky WGtE.

Vyvinutá metoda CDM se tedy prokázala jako přesný a uživatelsky přívětivý nástroj pro provádění ER jednotek WGtE.



Obrázek 56 – Velkokapacitní termická jednotka WGtE – zrekonstruovaný stav.



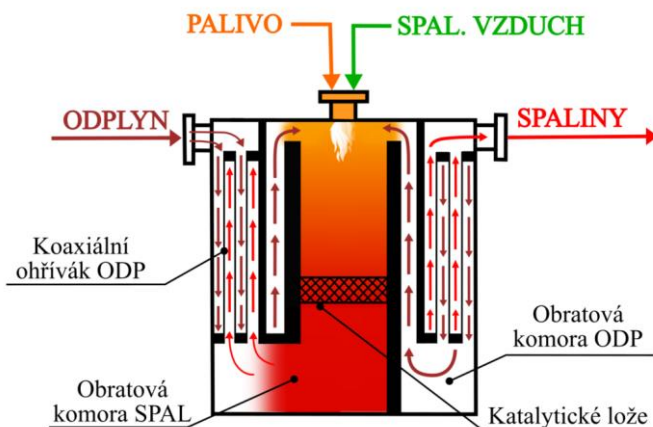
Obrázek 57 – HRSD řešené jednotky – počáteční a finální stav.

Příloha 5 – Aplikace CDM na malokapacitní katalytickou jednotku WGtE – případová studie

Zadání:

V kompaktní malokapacitní katalytické jednotce WGtE je zpracováván odpadní plyn obsahující VOC (zejména hexan), který je produkován v čistírně odpadních vod. Odplyn je na vstupu do jednotky předehřát v koaxiálním ohříváku ODP pomocí spalín na teplotu 340 °C. Předehřátý odplyn je poté přiveden do termoreaktoru, kde je dohřát pomocí hořáku spalujícího zemní plyn na dostatečně vysokou teplotu potřebnou k následujícímu rozkladu polutantů na katalytickém loži. Produkované spaliny následně slouží k předehřevu odplynu v koaxiálním ohříváku ODP. Schéma stávajícího zařízení je zobrazeno na obrázku 58.

Cílem ER je návrh technologických úprav stávající jednotky za účelem dosažení maximálních možných úspor paliva. Jakékoli konstrukční úpravy stávajícího koaxiálního ohříváku nejsou možné. Prostor okolo jednotky je velmi omezený, proto umístění zařízení (př. výměníků tepla) v blízkosti jednotky je značně limitováno.



Obrázek 58 – Malokapacitní katalytická jednotka WGtE – stávající stav.

Řešení:

Oproti jednotce v příloze 4 je řešená jednotka WGtE odlišná v mnoha směrech, konkrétně velikostí, množstvím a složením zpracovávaného odplynu, způsobem zpracování (na katalytickém loži), typem výměníků, prostorovými omezeními apod. Postup řešení pomocí CDM je ale zcela stejný a řídí se algoritmem uvedeným na obrázku 18. V odstavcích dále jsou popsány jednotlivé kroky ER.

1) Počáteční analýza dat

V předmětné katalytické jednotce WGtE nejsou žádné energetické proudy. Přítomné technologické proudy jsou potom spaliny (SPAL), odpadní plyn (ODP), palivo (PAL) a spalovací vzduch (SPV). Technologická výměna tepla probíhá v koaxiálním ohříváku ODP.

Základní procesní data jednotlivých proudů jsou uvedena v tabulce 25. Výhřevnost paliva LHV , hmotnostní poměr a počáteční teplota směsi SPV a paliva K , teoretická

teplota spalování $T_{TFT}^{H,SPAL}$ jsou stejné jako v předchozí řešené jednotce WGtE, viz tabulka 18. Parametry koaxiálního ohříváku ODP jsou uvedena v tabulce 26.

Tabulka 25 – Základní procesní data proudů ve stávající katalytické jednotce WGtE.

Proud	SPAL	ODP	PAL	SPV
Průtok [kg/h]	3 206,3	3100	5,387	100,893
Počáteční teplota [°C]	600	20	20	20
Měr. tep. kapacita [kJ/(kg·K)]	1,100	1,035	–	1,021
Limitní teplota [°C]	165	450	–	150

Tabulka 26 – Základní parametry koaxiálního ohříváku ODP – stávající WGtE.

Horká strana		Chladná strana		Tepelný výkon [kW]*	FUA _{VT} [kW/°C]**
Látka	T ^{in-out} [°C]	Látka	T ^{in-out} [°C]		
SPAL	600 – 308,8	ODP	20 - 340	285,24	1,040

* Vypočítáno z tepelné bilance proudu SPAL nebo ODP.

** Vypočítáno z rovnice (8).

2) Targeting ER

Stejně jako v předchozím případě je targeting proveden pomocí vztahů prezentovaných v kapitole 4.5. Zde se požadovaná úspora paliva rovná aktuální spotřebě paliva, tedy $\Delta \dot{f}_S^{target} = \dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL}$. Tento stav odpovídá dosažení tzv. autotermního režimu neboli takového provozního stavu, kdy jednotka WGtE nevyžaduje žádné externí palivo. Z toho důvodu poklesne průtok paliva i spalovacího vzduchu na nulu a průtok spalin potom bude stejný, jako průtok odpadního plynu, jak je v tabulce níže naznačeno.

Tabulka 27 – Targeting ER a přepoččet průtoků plovoucích proudů katalytické j. WGtE

$\Delta \dot{f}_S^{\Delta \dot{Q}_{technol}^{max}}$ [kg/h]*	$\Delta \dot{f}_S^{T^{max}}$ [kg/h]*	$\dot{m}_{stáv.WGtE}^{PAL}$ [kg/h]**	$\Delta \dot{f}_S^{target}$ [kg/h]*	\dot{m}_{ER}^{PAL} [kg/h]***	\dot{m}_{ER}^{SPV} [kg/h]***	\dot{m}_{ER}^{SPAL} [kg/h]***
11,262	15,859	5,387	5,387	0	0	3100

* Stanoveno pomocí rovnic (23) – (28).

** Převzato z tabulky 25.

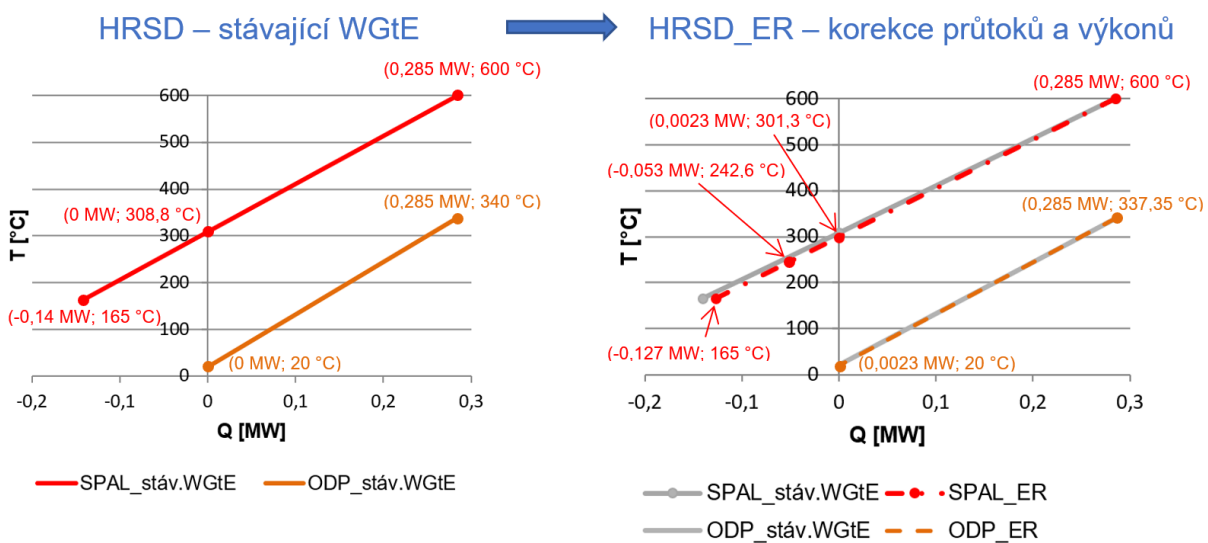
*** Stanoveno pomocí rovnic (19) – (21).

3) Tvorba HRSD

Plovoucí diagram řešené jednotky je v tomto případě velice jednoduchý. V řešené jednotce je pouze jediný výměník tepla, který slouží k ohřevu proudu odplynu před jeho vstupem do termoreaktoru. Níže na obrázku 59 vlevo je představen HRSD stávajícího provozu. Vpravo je potom naznačeno otočení přímky spalin v důsledku snížení průtoku spalin na 3 100 kg/h. Snížením průtoku spalin je snížen i výkon koaxiálního ohříváku

ODP a výstupní teplota odplynu z výměníku, což je vyhodnoceno pomocí rovnic (29) – (31). Jak je z obrázku 59 zřejmé, tak pokles průtoku spalin je zcela minimální, proto teplota odplynu na výstupu z ohřívačku poklesne pouze o 2,65 °C (z 340 °C na 337,35 °C). Tepelný výkon výměníku klesne o 2,3 kW. Pro dosažení přesných výsledků je ale vhodné tuto změnu vzít v úvahu.

Dále je zde zaznačena hodnota potřebného zvýšení technologického přenosu tepla $\Delta\dot{Q}_{\text{technol}}^{\text{target}}=53,25 \text{ kW}$, která byla vypočítána pomocí rovnice (28). Toto zvýšení přenosu tepla bude mít za následek pokles teploty spalin na 242,6 °C a dosažení autotermního provozu. Jelikož je při tomto provozu nulová spotřeba paliva a spalovacího vzduchu, potom zbývá jediný technologický proud, jehož přehřev lze spalinami intenzifikovat, tedy odplyn.



Obrázek 59 – HRSD stávající jednotky WGtE a HRSD po korekci průtoku spalin.

4) Intenzifikace stávajících výměníků tepla.

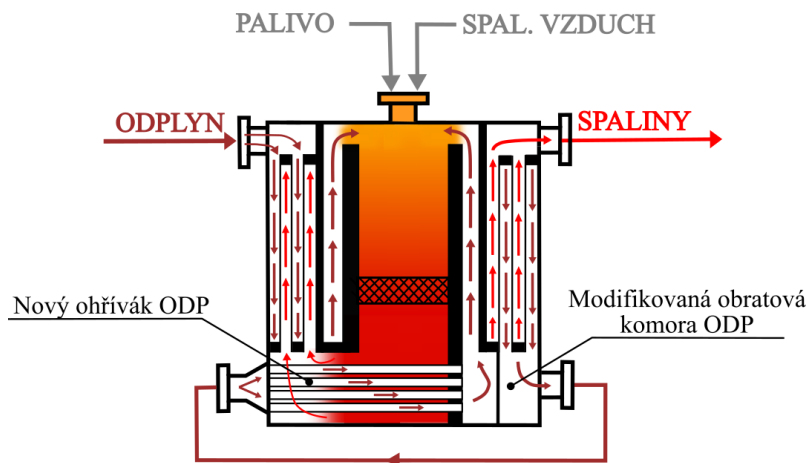
Zvětšení teplosměnné plochy stávajícího koaxiálního ohřívačku ODP není ekonomicky vhodné řešení, protože se jedná o složitý svařenec sestávající se ze souose řazených válcově zakrvených plechů, mezi které jsou navařeny šroubově tvarované pásy tvořící spolu s plechy průtočné kanály pro vedení médií. Z toho důvodu není možné do této geometrie vkládat ani žádné turbulizační vložky.

Jakákoli úprava stávajícího ohřívačku není proto v rámci ER dovolena.

5) Vložení nového ohřívačku technologického proudu.

Protože není možné modifikovat stávající koaxiální ohřívaček ODP, tak proud odplynu musí být dohřát dalším nově vloženým výměníkem tepla. Jak je naznačeno v zadání, tak prostor okolo zařízení je velmi omezený. Z toho důvodu se nabízí jediné vhodné místo pro umístění nového výměníku – obratová komora spalin. Obratová komora spalin je relativně velký prostor, kam lze umístit trubkový svazek sloužící k ohřevu odpadního plynu na konečnou teplotu před vstupem na katalytické lože. Tato

technologická modifikace vyžaduje také konstrukční úpravu obratové komory odplynu tak, jak je naznačeno na obrázku 60.



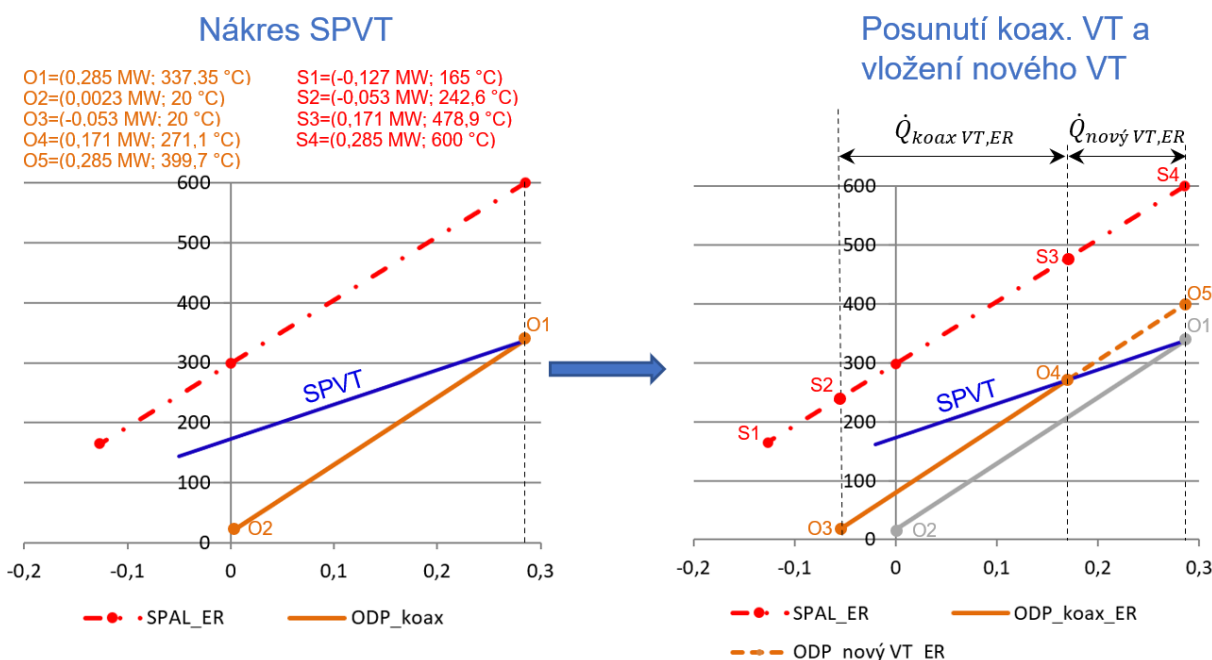
Obrázek 60 – Malokapacitní katalytická jednotka WGtE – zrekonstruovaný stav.

Nově vložený trubkový ohřívák ODP je tedy zařazen před stávající koaxiální ohřívák ODP ve smyslu směru proudění spalin. Tímto provedením bude snížen výkon koaxiálního ohříváku, protože na něj budou přiváděny ochlazené spaliny. Nově zařazený ohřívák ODP musí být navržen tak, aby celkový technologický přenos tepla byl roven součtu technologického přenosu tepla ve stávajícím provozu a potřebnému zvýšení technologického přenosu tepla pro dosažení požadované úspory paliva ($285,24 \text{ kW} + 53,25 \text{ kW} = 338,49 \text{ kW}$). K tomuto účelu nabízí CDM vhodný nástroj - spádovou přímkou výměníku tepla (SPVT), jenž byla představena v kapitole 4.6.1. V odstavcích níže bude aplikace SPVT předvedena.

Prvním krokem je náčrt přímkou odpadního plynu ve stávajícím koaxiálním VT do zkorigovaného HRSD tak, jak je naznačena na pravé straně obrázku 59. Následně, jak je zakresleno na obrázku 61, je vyznačen bod O1 (výstup odplynu z výměníku) a O2 (vstup odplynu do výměníku). Z bodu O1 je následně vedena spádová přímkou SPVT, kdy její směrnice je rovna $s_{SPVT}=577,74 \text{ }^\circ\text{C/MW}$, viz rovnice (32). Následně je přímkou daná body O1 a O2 posunuta směrem doleva tak, aby bod O2 byl na pozici potřebného zvýšení technologického přenosu tepla $\Delta\dot{Q}_{\text{technol}}^{\text{target}}$ (53,25 kW), což je označeno jako bod O3. Na průsečíku posunuté přímkou odplynu vedené bodem O3 a spádové přímkou SPVT leží bod O4, který vyznačuje teplotu odplynu na výstupu ze stávajícího koaxiálního ohříváku ODP a zároveň na vstupu do nově vloženého trubkového ohříváku ODP. Přímkou odplynu je následně vedena až k bodu O5, který značí teplotu odplynu na výstupu z nově vloženého výměníku. Odplyn následně vstupuje do termoreaktoru při teplotě $399,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Rozkladem polutantů na katalytickém loži je zvýšena teplota na $600 \text{ }^\circ\text{C}$ a takto produkované spaliny vstupují do nového ohříváku ODP jak je naznačeno bodem S4. Spaliny na výstupu z nového VT jsou označeny bodem S3 a na výstupu ze zkoumané jednotky bodem S2. Spaliny při minimální dovolené teplotě jsou označeny bodem S1.

Teplota odplynu na výstupu ze SVT je výrazně pod maximální dovolenou teplotou ($399,7^{\circ}\text{C} < 450^{\circ}\text{C}$ – viz tabulka 25) a díky teplotě spalin vysoko nad minimální dovolenou hodnotou ($242,6^{\circ}\text{C} > 165^{\circ}\text{C}$) zde ani není nebezpečí kondenzace spalin.

Energetická rekonstrukce tedy byla provedena úspěšně, kdy spotřeba externího paliva byla zcela eliminována při dodržení všech omezujících požadavků. Hořák bude v řešené katalytické jednotce WGtE ponechán pouze pro případ nájezdu technologie a pro nestandardní případy, například při náhlém poklesu koncentrace VOC v odplynu apod.



Obrázek 61 – Vložení nového VT s pomocí SPVT.

Parametry obou VT ve zrekonstruované jednotce jsou shrnuty v tabulce 28. Zjištěná hodnota tepelné velikosti nového VT je $0,562 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}$. Toto lze využít pro odhad velikosti teplosměnné plochy výměníku. Při protiproudém uspořádání ($F=1$) a koeficientu prostupu tepla $U=25 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ (stejně jako v případové studii v příloze 4) je velikost teplosměnné plochy $22,5 \text{ m}^2$. Na skutečné velikosti obrátové komory lze potom odhadnout, zda je možné výměník o takové velikosti do komory umístit a celou rekonstrukci tak realizovat.

Tabulka 28 – Základní parametry koaxiálního ohříváku ODP – stávající WGtE.

	Horká strana T_{in-out} [°C]	Chladná strana T_{in-out} [°C]	Tepelný výkon [kW]*	FUA _{VT} [kW/°C]**
Nový trubkový VT	600 – 478,9	20 – 271,1	223,8	1,040
Stávající koax. VT	478,9 – 242,6	271,1 – 399,7	114,7	0,562

* Vypočítáno z tepelné bilance proudu SPAL nebo ODP.

** Vypočítáno z rovnice (8).

6) Snížení požadované úspory paliva.

Jelikož bylo dosaženo požadované úspory paliva, tak není žádné snížení nároků na ER potřebné.

Vyhodnocení výsledků:

Stejně jako v přechodím případě (viz příloha 4) byly prezentované výsledky metody CDM porovnány s výsledky nelineární simulace provedené v softwaru ChemCad, kde byl ve zkoumané jednotce zvýšen technologický přenos tepla o stejnou hodnotu, jako v případě CDM (tedy o $\Delta\dot{Q}_{technol}^{target}=53,25$ kW). Výsledky jsou shrnuty v tabulce 29. Úspora paliva byla $\Delta\dot{f}_s$ byla stanovena přesně. Výkony obou výměníků byly také vypočítány se zanedbatelnými odchylkami. Drobné odchylky v tepelných výkonech VT spolu s linearizací přímky spalín a odplynu potom vedly i k minimálním rozdílům teplot na výstupu z výměníků v řádu jednotek stupňů celsia.

Souhrnně lze konstatovat, že ER s pomocí CDM a nástroje SPVT byla proveden s vysokou přesností.

Tabulka 29 – Srovnání výsledků CDM s nelineární simulací – katalytická j. WGtE

	$\Delta\dot{f}_s$ [kg/h]	Nový trubkový VT			Stávající koaxiální VT	
		$\dot{Q}_{VT,ER}$ [kW]	$T_{ER}^{SPAL,výst.}$ [°C]	$T_{ER}^{ODP,výst.}$ [°C]	$\dot{Q}_{VT,ER}$ [kW]	$T_{ER}^{SPAL,výst.}$ [°C]
CDM	5,387	114,7	478,9	399,7	223,8	242,6
Ne-lin. simulace	5,387	116,9	478,4	397,6	221,6	238,2
Odchylka [%]	0	-1,95	-	-	0,98	-

Příloha 6 – Měření průtoku amoniakového plynu generovaného v HGA

V této příloze je prakticky předvedena metoda pro stanovení průtoku plynu generovaného v HGA pomocí měření tlaku v dopravní trase a teploty v reaktoru. Nejdříve zde bude proveden návrh podzvukové trysky vhodné k nástřiku plynu do spalin během experimentu v průmyslových podmínkách, o kterém pojednává kapitola 6.5.2. Jak návrh trysky, tak následné stanovení průtoku je iterativní postup, jelikož do něho vstupuje řada veličin, které jsou na počátku odhadovány a v průběhu výpočtu zpřesňovány jako je například teplota plynu v dopravní trase, či Machovo číslo M . Zde předvedený postup představuje počáteční iteraci. Veškeré výpočetní vztahy jsou převzaty z knihy Elements of Heat Engines [37].

Vstupní parametry.

Ze základních parametrů spalin jako průtok, koncentrace NO_x a obsah kyslíku ve spalinách (viz tabulka 11) bylo stanoveno potřebné množství amoniaku pro čištění spalin, které je $0,33 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{h}$. K výrobě amoniaku je použit roztok močoviny o koncentraci $30 \%_{\text{hm}}$. Níže v tabulce 30 jsou uvedeny výsledky materiálové bilance produkce amoniakového plynu.

Tabulka 30 – Bilance výroby amoniaku a celková produkce generovaného plynu.

		T [°C]	\dot{m} [kg/h]*	\dot{n} [mol/h]**	\dot{V}_N [m ³ /h]***
Reaktanty	Močovina	20	0,582	9,689	-
	Voda		1,358	75,369	-
	Celkem		1,940	85,058	-
Produkty	Amoniak	129****	1,183	65,680	1,472
	Oxid uhličitý		0,330	19,378	0,434
	Vodní pára		0,426	9,689	0,217
	Celkem		1,940	94,746	2,124

* Stanoveno na základě materiálové bilance pro produkci $0,330 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{h}$ s využitím $30\%_{\text{hm}}$ roztoku močoviny.

** Molární průtoky plynných látek byly stanoveny dle rovnice (47)

*** Normální průtok plynu stanoven vynásobením molárního průtoku tzv. normálním objemem ideálního plynu = $22,414 \cdot 10^{-3} \text{ m}_N^3/\text{mol}$, který platí pro podmínky 0 °C a $1,01325 \text{ bar}_{\text{abs}}$.

**** Teplota plynu po expanzi za regulačním ventilem HGA (v dopravní trase).

Se známým složením a teplotou generovaného plynu je dále zjištěn jeho tzv. izoentropický exponent κ , který je dán podílem měrné tepelné kapacity za stálého tlaku (c_p) a za stálého objemu (c_v), viz rovnice (72). Hodnoty měrných tepelných kapacit byly získány pomocí softwaru ChemCad 7.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,3174 \quad (72)$$

Dále je stanoven tzv. kritický tlakový poměr, tedy poměr mezi statickým tlakem plynu v dopravní trase (na vstupu do trysky) a statickým tlakem na výstupu trysky, kdy při tomto poměru tlaků dosáhne rychlost plynu na výstupu z trysky rychlosti zvuku (Machovo číslo $M=1$). Tlak na výstupu z trysky je uvažován stejný jako atmosférický tlak, protože spalínovod, kam je plyn nastříkovan, je beztlaká technologie. Atmosférický tlak je $0,97 \text{ bar}_{abs}$. Výpočet kritického tlakového poměru a tlaku plynu na vstupu do trysky je uveden vztahy (73) a (74).

$$\frac{p_{krit}^{vstup}}{p^{výstup}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = 1,843 \quad (73)$$

$$p_{krit}^{vstup} = p^{výstup} \cdot 1,843 = 1,788 \text{ bar}_{abs} = 0,818 \text{ bar}_{rel} \quad (74)$$

Při naměření tlaku $0,818 \text{ bar}_{rel}$ v dopravní trase dosahuje tedy rychlost plynu v trysce rychlosti zvuku a $M=M_{krit}=1$. Tlakové ztráty třením v dopravní trase a v trysce jsou oproti tlakovému poklesu při adiabatické expanzi plynu zanedbatelné a nejsou zohledňovány.

V dalším kroku je voleno žádané Machovo číslo. Jelikož je tryska konstruována jako podzvuková, tak je třeba volit Machovo číslo v intervalu $(0;1)$. Pro dosažení dostatečně vysoké rychlosti a co nejvyšší penetraci plynu do proudu spalin je voleno $M=0,98$. Následně je vypočítán tlak na vstupu do trysky pro dosažení zvoleného Machova čísla, viz rovnice (75).

$$p^{vstup} = p^{výstup} \cdot \left(\frac{M^2 \cdot (\kappa - 1)}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1,748 \text{ bar}_{abs} = 0,778 \text{ bar}_{rel} \quad (75)$$

Z rovnic (74) a (75) vyplývá, že $p^{vstup} < p_{krit}^{vstup}$ jelikož $M < M_{krit}$. Jinými slovy je-li třeba dosáhnout pouze podzvukových rychlostí, pak je třeba nižší hnací tlak než k dosažení rychlosti zvuku.

V dalším kroku je stanovena rychlost proudění plynu na výstupu z trysky, k čemuž je třeba určit teplotu plynu po expanzi $T^{výstup}$ a rychlost zvuku $c^{výstup}$. Expanze plynu v trysce je adiabatickému ději blízký proces, kdy výstupní teplota plynu je vypočítána v rovnici (76). Relativně nízká výstupní teplota plynu $75,82 \text{ °C}$ naznačuje, že zde může docházet ke kondenzaci. Stejně jako v případě parních trysek zde ale lze očekávat, že během expanze ke kondenzaci nedojde, jelikož se jedná o velmi rychlý děj [37]. V případě nástřiku do chladného prostředí dochází ke kondenzaci až za výstupem z trysky. Jelikož teploty ve spalinách jsou ale relativně vysoké a promísení plynu se spalinami je velmi intenzivní, tak je pravděpodobné, že ke kondenzaci vůbec nedochází.

Při výpočtu trysky je tedy proudící plyn uvažován, jako ideální. Rychlost zvuku je pak vypočítána pomocí vztahu (77) a skutečná rychlost plynu na výstupu z trysky je dána vztahem (78).

$$T^{výstup} = T^{vstup} \cdot \left(1 + M^2 \cdot \frac{(\kappa - 1)}{2} \right)^{-1} = 348,97 \text{ K} = 75,82 \text{ °C} \quad (76)$$

$$c^{výstup} = \sqrt{\kappa \cdot \frac{R}{MW_{sm}} \cdot T^{výstup}} = 432,17 \text{ m/s} \quad (77)$$

$$v^{výstup} = M \cdot c^{výstup} = 423,53 \text{ m/s} \quad (78)$$

Kde je: T^{vstup} – teplota plynu na vstupu do trysky [K]
 $T^{výstup}$ – teplota plynu na výstupu z trysky [K]
 κ – izoentropický exponent [-]
 M – Machovo číslo [-]
 MW_{sm} – molární hmotnost směsi H₂O, NH₃ a CO₂ v plynu [kg/mol]
 R – univerzální plynová konstanta [J/mol·K]
 $c^{výstup}$ – rychlost zvuku na výstupu z trysky [m/s]
 $v^{výstup}$ – skutečná rychlost na výstupu z trysky [m/s]

Z předchozích výpočtů jsou známy veličiny, jako teplota a tlak plynu na výstupu z trysky a normální průtok generovaného plynu (viz tabulka 30). V dalším kroku je vypočítán reálný průtok plynu na výstupu z trysky, viz vztah (79). Při znalosti objemového průtoku a rychlosti na výstupu z trysky lze vypočítat průtočnou plochu trysky, viz rovnice (80). Jelikož průtočná plocha trysky má kruhový tvar, tak průměr trysky je následně snadno stanoven z rovnice (81).

$$\dot{V}_{real}^{výstup} = \dot{V}_{norm} \cdot \frac{T^{výstup}}{273,15} \cdot \frac{1,01325}{p^{výstup}} = 2,799 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 7,77421 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (79)$$

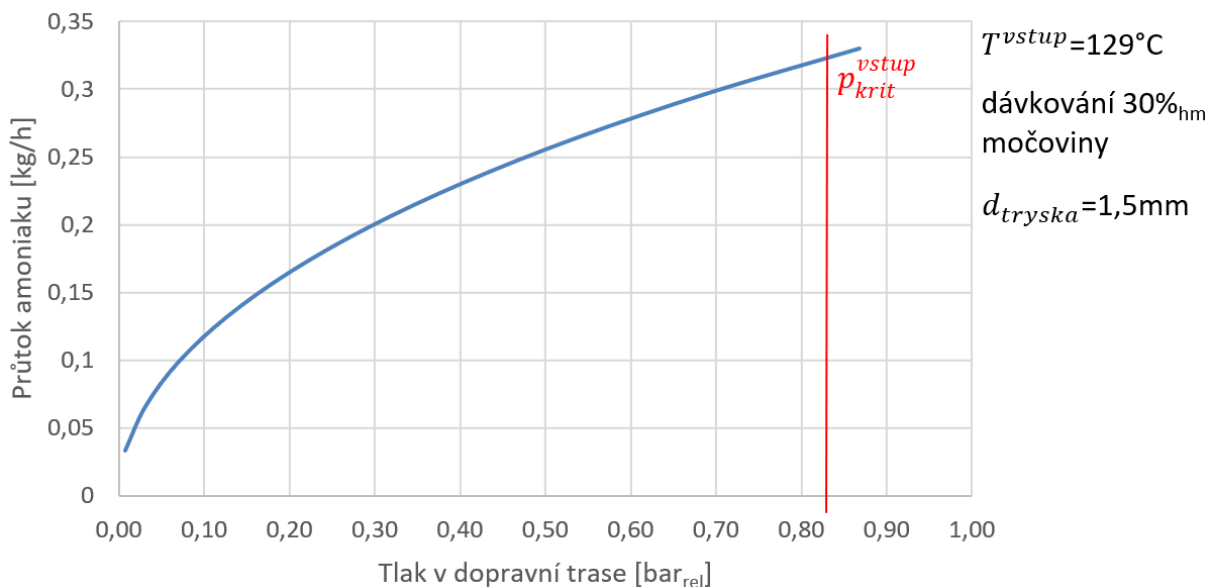
$$A_{tryska} = \frac{\dot{V}_{real}^{výstup}}{v^{výstup}} = 1,836 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 1,836 \text{ mm}^2 \quad (80)$$

$$d_{tryska} = \frac{4 \cdot A_{tryska}}{\pi} = \mathbf{1,529 \text{ mm}} \quad (81)$$

Kde je: $\dot{V}_{real}^{výstup}$ – reálný průtok plynu na výstupu z trysky [m³/s]
 A_{tryska} – průtočná plocha trysky v místě výstupu plynu [mm²]
 d_{tryska} – průměr trysky v místě výstupu plynu [mm]

Výsledkem výpočtu tedy je, že při použití trysky o průměru $d_{tryska}=1,529$ mm a naměřeném relativním tlaku na dopravní trase $p^{vstup}=0,778$ bar_{rel} je průtok amoniaku tryskou požadovaných 0,33 kg/h (viz tabulka 30). Trysku o tomto průměru ale lze obtížně vyrobit, proto je třeba přizpůsobit volené Machovo číslo tak, aby výsledný průměr trysky vyšel 1,5 mm, což je běžný rozměr vrtáku pro výrobu trysky. V další iteraci by tedy byla vybrána jiná hodnota Machova čísla a výpočet (75) – (81) je proveden znovu.

Během experimentů, kdy je naopak známý jak průměr trysky, tak tlak v dopravní trase a cílem je stanovit průtok plynu tryskou (respektive průtok amoniaku, jakožto reagentu), tak je výpočet proveden buď v jiném pořadí, nebo si lze připravit diagram pro rychlé stanovení průtoku na základě měřeného tlaku, jak je zobrazeno níže na obrázku 62.



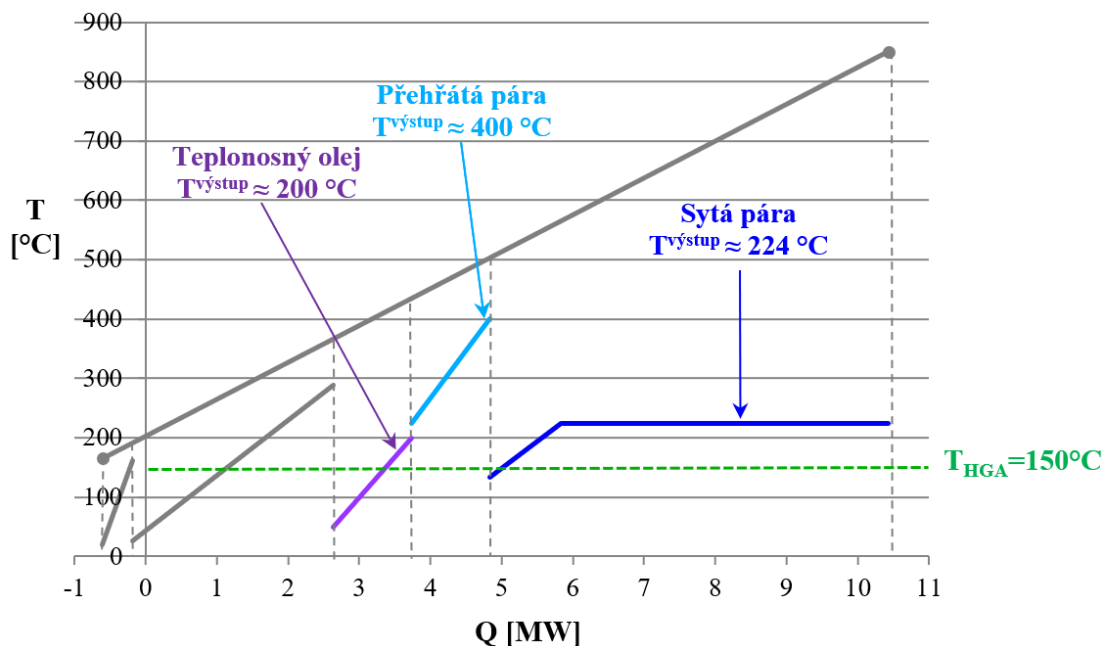
Obrázek 62 – Graf závislosti hmotnostního průtoku amoniaku tryskou na tlaku v dopravní trase.

Příloha 7 – Integrace HGA do konkrétní jednotky WGtE s využitím HRSD – případová studie

Jak bylo nastíněno v kapitole 6.6, tak technologie pro výrobu amoniaku hydrolyzním rozkladem močoviny za účelem čištění spalin od oxidů dusíku může být energeticky integrována jak do jednotek WGtE, tak do dalších spalovacích provozů, kdy zde produkovaná energie může být využita pro pokrytí energetické spotřeby technologie HGA. Výhodně lze například použít generovanou páru, nebo ohříváný teplotnosný olej. Pro volbu vhodného ohřevného média může být využit HRSD (Heat Recovery Shifting Diagram), což je vyvinutý vizualizační nástroj představený v kapitole 4.4.2 a následně prakticky aplikovaný v přílohách 4 a 5.

V této příloze je předvedeno využití HRSD zrekonstruované jednotky WGtE představené v příloze 4 s energetickými nároky na ohřev HGA představenými v kapitole 6.6 v tabulce 15 ($9,3 \text{ kW}_{\text{tep}}$).

Na obrázku 63 je představen HRSD zrekonstruované předmětné jednotky WGtE. Jde o totožné vyobrazení jako na obrázku 57 s tím rozdílem, že jsou zde barevně vyznačené pouze energetické proudy, které lze potenciálně použít k ohřevu HGA. Využití technologických proudů nelze doporučit, protože odebrání jejich tepelné energie vede ke zvýšení energetické spotřeby jednotky WGtE, což je v rozporu se základním cílem vyvinuté metody CDM. Dále by bylo možné využít k ohřevu HGA přímo spaliny, což ale také není vhodné, protože přestup tepla ze spalin je výrazně nižší než například v případě topné páry, a regulace by dále byla méně spolehlivá a přesná, jako v případě využití standardních energetických médií. Dále je na obrázku 63 vyznačena maximální teplota vroucího roztoku, na který je navrhována velikost HGA, jak je předvedeno v kapitole 6.2.5. V tomto případě je volba této teploty $150 \text{ }^\circ\text{C}$.



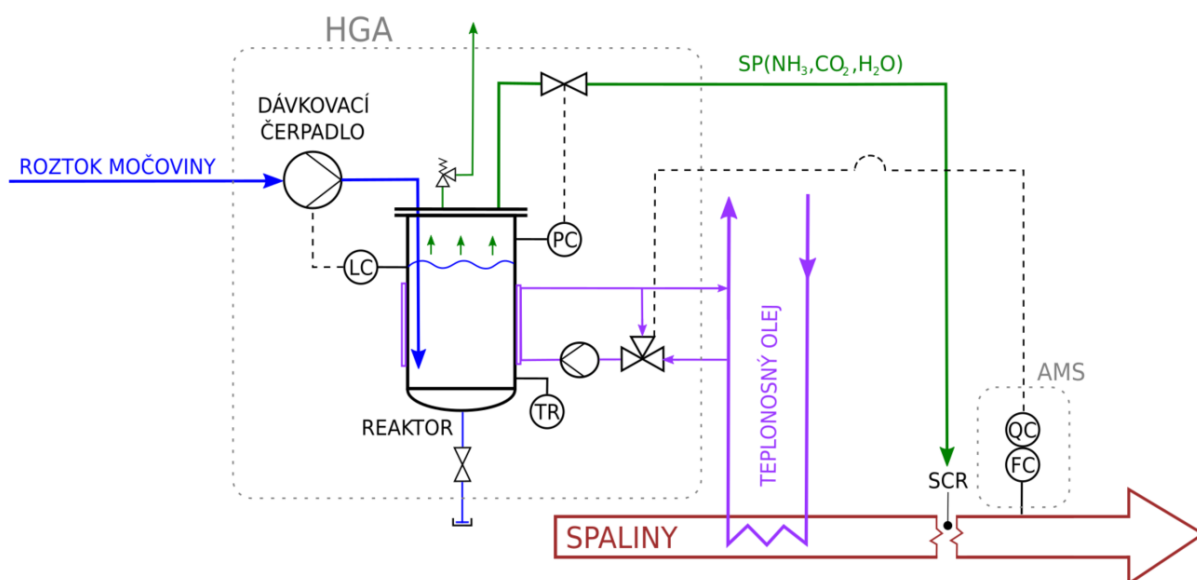
Obrázek 63 – Aplikace HRSD zrekonstruované jednotky WGtE pro identifikaci vhodného zdroje tepla pro provoz HGA.

Z HRSD předmětné jednotky WGtE je zřejmé, že pro ohřev HGA lze využít teplotný olej, přehřátou páru, nebo sytou páru generovanou ve výparníku KVET.

Při využití syté páry o teplotě 224 °C je nutné nejdříve zredukovat její tlak pro snížení teploty kondenzace. V případě příliš vysoké teploty kondenzace topné páry může dojít k překročení tzv. kritického bodu, kdy se na straně vroucího roztoku močoviny vytváří u stěny teplosměnné plochy parní polštář, který funguje jako tepelný izolant, čímž se snižuje koeficient přestupu tepla na straně vroucí močoviny, což následně vede ke snížení produkce NH_3 . V případě příliš velké redukce tlaku topné páry zase dochází ke snížení přenosu tepla v HGA z důvodu příliš nízké teplotní difference mezi ohříváním a topným médiem. V praktických aplikacích se osvědčila topná pára o teplotě 180 °C a tlaku 10 bar_{abs} [28].

V případě využití přehřáté páry o teplotě 400 °C je nutná redukce jejího tlaku stejně jako v případě syté páry v odstavci výše. Teplota přehřáté páry po redukcí tlaku je ale příliš vysoká a je nutné ji ochladit na teplotu kondenzace. To se provádí proto, že koeficient přestupu tepla je v případě kondenzujícího média výrazně vyšší, než v případě nekondenzujícího plynu [42]. Běžný způsob ochlazení přehřáté páry je realizován nástřikem kotelní vody do proudu páry.

Posledním energetickým médiem použitelným pro ohřev HGA je teplotný olej. Zjednodušené schéma jedné z variant technologického provedení ohřevu HGA pomocí teplotného oleje je uvedeno na obrázku 64. Zde lze namítnout, že využitím ohřátého teplotného oleje a jeho následným navrácením do jeho hlavního rozvodu dojde ke snížení jeho teploty a tím k jeho možnému znehodnocení pro jiné energetické účely. Energetická spotřeba HGA je ale zanedbatelná oproti výkonu ohříváče TO, kdy provozem HGA dojde k ochlazení proudu teplotného oleje o pouhých 1,3 °C. HGA tak tedy ve spalovacím provozu představuje minoritní spotřebič energie.



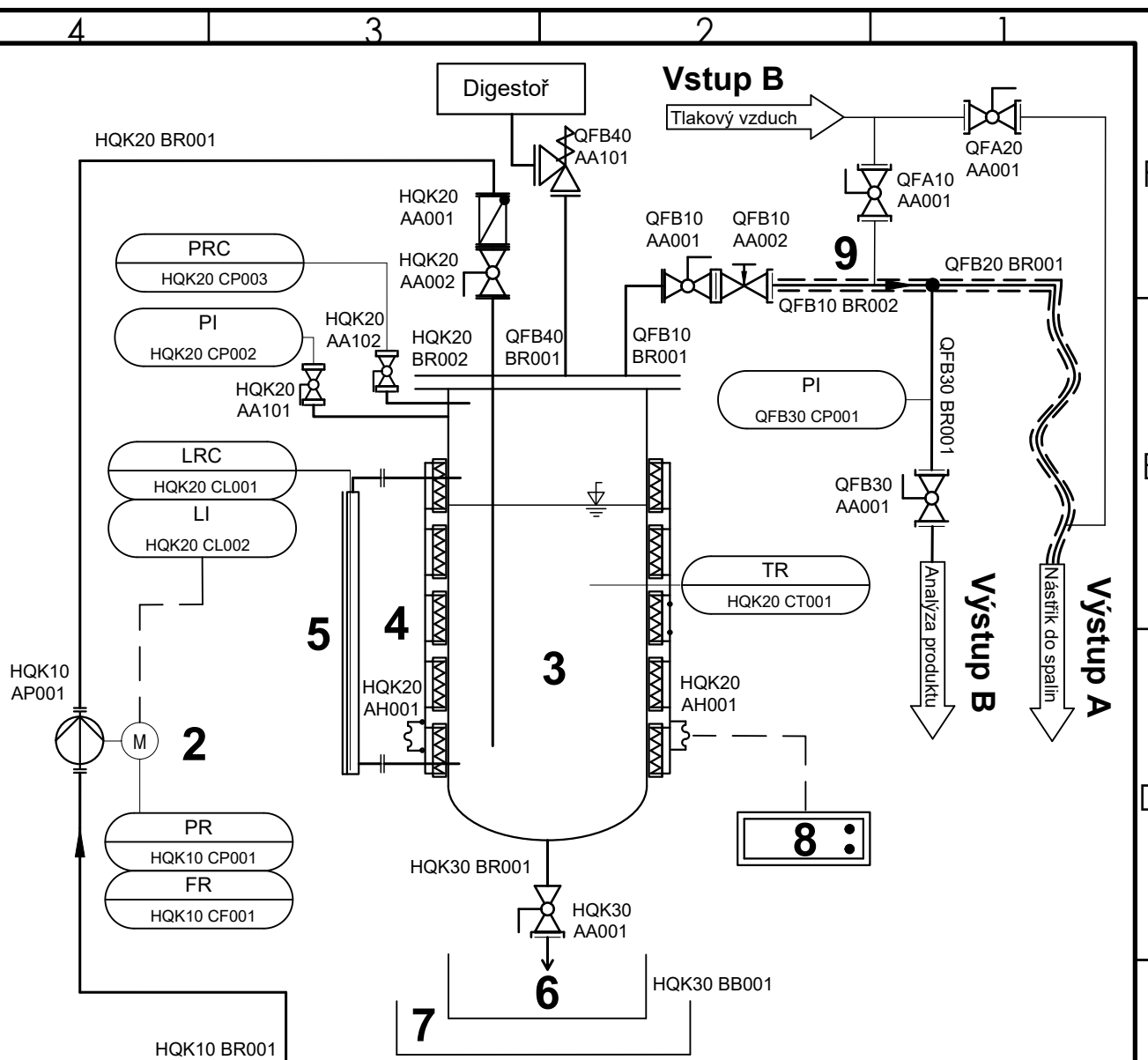
Obrázek 64 – Možnost technologického provedení HGA s teplotným olejem jako zdrojem tepelné energie.

Příloha 8 – Vyvinutý HGA – technologické schéma

We reserve all in this document and in the information contained therein. Reproduction, use or disclosure to third parties without express authority is strictly forbidden.
E_COPYRIGHT

Pro tento dokument a jeho obsah si vyhrazujeme všechna práva. Rozmnožování, užívání na vědomí třetí osoby nebo zhodnocování jeho obsahu je bez našeho výslovného povolení zakázáno.
C_COPYRIGHT

Für dieses Dokument und den darin dargestellten Gegenstand behalten wir uns alle Rechte vor. Vervielfältigung, Bekanntmachung an Dritte oder Verwertung seines Inhalts sind ohne unsere ausdrückliche Zustimmung verboten.
D_COPYRIGHT



9	OTÁPĚNÁ POTRUBNÍ TRASA
8	DETEKTOR ÚNIKU NH3
7	ZÁCHYTNÁ VANA ÚKAPU
6	NÁDOBA PRO VYPOUŠTĚNÍ
5	STAVOZNAK
4	TOPNÉ PÁSY
3	TLAKOVÁ NÁDOBA - REAKTOR
2	ČERPADLO MOČOVINY
1	ZASOBNÍK MOČOVINY
POZ.	NÁZEV

Název zakázky/ Name of contract: LTACH19033 Experimentální jednotka čištění spalin s potenciálem využití tepelné energie		Název výkresu/Drawing name: Technologické schéma HGA		Material:	Dokumentace/Documentation: ---	Formát/Size: A4	Měřítko/Scale: Hmotnost/Weight (kg):
Zakáz. č./Customer num.: Z 11990005		Datum/Date: 24.05.2022		Číslo výkresu/Drawing num.: V11990005T00		Revize/Revision:	List/Sheet: 1
Zakázník/ Customer:		Vypracoval/Developed: 		Kreslil/ Draw by: Freisleben		Pare:	
		EVECO Brno, s.r.o. Březinova 42 616 00 BRNO Czech Republic		Kontroloval/Checked: Hanus			
				Schválil/Approv. by: Krejčí			
				HIP/Project leader: Freisleben			