



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

NÁVRH SPALOVACÍ KOMORY 30 KW PRO PLYNNÁ PALIVA

DESIGN OF COMBUSTION CHAMBER 30 KW FOR GASEOUS FUELS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ALEŠ RYCHTER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL SKRYJA

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Aleš Rychter

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh spalovací komory 30 kW pro plynná paliva

v anglickém jazyce:

Design of combustion chamber 30 kW for gaseous fuels

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student si nastuduje problematiku spalování. Zvolí si vhodný tvar spalovací komory pro hořák 30 kW. Provede bilanční výpočet spalovací komory. Provede konstrukční návrh spalovací komory a vytvoří výrobní výkresy. Provede funkční zkoušku.

Cíle diplomové práce:

- 1)Rešerše typů spalovacích komor a hořáků.
- 2)Bilanční a konstrukční návrh spalovací komory.
- 3)Provedení a vyhodnocení funkční zkoušky.

Seznam odborné literatury:

- 1) ČSN a ČSN EN normy
- 2) Normy API Standard 535
- 3) Bukal CE, Ed. Industrial burners handbook. USA: CRC Press LLC, 2004

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Skryja

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem spalovací komory malého výkonu spalující plynné palivo, která bude sloužit jako zdroj spalin o požadovaných parametrech pro katalytickou experimentální jednotku. Z důvodu potřeby indukce tahu ve spalovací komoře se také diplomová práce zabývá návrhem trysky ejektoru, umístěném v potrubí kouřovodu. Úvodní obsah zohledňující rešeršní část je věnován rozdělení spalovacích komor a průmyslových hořáků. Dále se již pozornost zaměřuje na hlavní cíle práce představující samotný návrh komory obsahující nezbytné výpočty rozdělené na jednotlivé kroky bilančního výpočtu a konstrukčního návrhu. Závěr práce se věnuje výpočtu potřebných parametrů ejektorové trysky, která bude zajišťovat již avizovaný tah v kouřovodu a zároveň dostatečné ochlazení spalin vycházejících z katalytické jednotky.

Klíčová slova

Spalovací komora, hořák, zemní plyn, bilanční výpočet, teplota plamene, konstrukční návrh, výpočet izolace, ejektor, tryska

Abstract

Master thesis deals with design of combusting chamber for gaseous fuels with predicted thermal output less than 30 kilowatts. Designed equipment will be used as a generator of flue gases with required parameters further used for experimental catalytic unit. Due to the need of draft creation inside the combustion chamber and exhaust pipe is master thesis also deals with design of ejector nozzle, which will be used for this purpose. Opening chapters of this work, considering a theoretical part, are focused on basic classification of combustion chambers and industrial burners. Next and main chapter is dedicated to main goal of this work, which is combustion chamber design, containing necessary calculations divided into balance calculation and construction design. Final chapters deals with above mentioned calculation of ejector nozzle ensuring sufficient draft and also sufficient cooling of flue gases incoming from catalytic unit.

Keywords

Combustion chamber, burner, natural gas, balance calculation, flame temperature, construction design, isolation calculation, ejector, nozzle

Bibliografická citace

RYCHTER, A. *Návrh spalovací komory 30 kW pro plynná paliva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Skryja.

Prohlášení o původnosti

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Pavla Skryji a to s použitím literárních zdrojů, které jsem uvedl v seznamu literatury.

V Brně dne 27. 5. 2014

.....

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Skryjovi za odborné vedení, množství cenných připomínek a čas, který mi věnoval při zpracování této závěrečné práce. Dále bych chtěl také poděkovat celé své rodině za poskytnutou pomoc a podporu v průběhu celého vysokoškolského studia.

Obsah

Seznam použitých symbolů	10
Seznam použitých zkratek.....	12
1 Úvod.....	13
1.1 Definice cílů diplomové práce.....	14
1.2 Zadané požadavky pro spalovací komoru a ejektorovou trysku	14
2 Základní komponenty spalování	15
3 Spalovací komory a jejich rozdělení	16
3.1 Aspekty návrhu spalovací komory	16
3.1.1 Typ ohřívání materiálu	16
3.1.2 Spalovací teplota	17
3.1.3 Využívání energie spalin	17
3.2 Dělení spalovacích komor	18
3.2.1 Spalovací komory dle způsobu ohřevu materiálu	18
3.2.2 Spalovací komory dle způsobu umístění materiálu	19
3.2.3 Spalovací komory dle geometrie	20
3.2.4 Dle použitého zařízení pro využití energie spalin	21
4 Průmyslové hořáky a jejich rozdělení.....	22
4.1 Základní rozdělení hořáků	23
4.1.1 Hořáky podle způsobu tvorby směsi.....	23
4.1.2 Hořáky dle používaného paliva.....	24
4.1.3 Hořáky podle přívodu okysličovadla.....	26
5 Návrh spalovací komory.....	27
5.1 Bilanční návrh – volba spalovaného paliva	28
5.2 Bilanční návrh – volba okysličovadla	29
5.2.1 Výpočet vlhkosti spalovacího vzduchu	29
5.3 Bilanční návrh – bilance ZP a spalovacího vzduchu	30
5.4 Bilanční návrh – výpočet teploty plamene	35
5.4.1 Adiabatická teplota plamene	35
5.4.2 Skutečná teplota plamene.....	39
5.5 Bilanční návrh – bilance spalin a chladícího vzduchu	40
5.6 Bilanční návrh – spotřeba ZP, spalovacího vzduchu, výkon hořáku.....	43
5.7 Bilanční návrh – shrnutí výsledků	44
5.8 Konstruktivní návrh – volba hořáku	44
5.9 Konstruktivní návrh – volba geometrie spalovací komory	45
5.10 Konstruktivní návrh – kanál pro přísávání chladícího vzduchu	47

5.11	Konstrukční návrh – výpočet tepelné izolace.....	49
5.11.1	<i>Technické parametry izolace.....</i>	50
5.11.2	<i>Výpočet součinitele přestupu tepla.....</i>	50
5.11.3	<i>Výpočet tloušťky izolace.....</i>	52
5.12	Konstrukční návrh – parametry kouřovodu.....	54
5.13	Konstrukční návrh – volba materiálu	55
5.14	Konstrukční návrh – shrnutí	56
6	Návrh ejektorové trysky	57
6.1	Stavy médií před vstupem do ejektoru	58
6.2	Určení množství hnacího vzduchu a složení směsi	62
6.3	Výstupní rychlost a průměr trysky	63
7	Funkční zkoušky	65
7.1	Zkouška ejektoru	65
7.1.1	<i>Popis měření trasy a postupu měření.....</i>	65
7.1.2	<i>Naměření hodnoty a vyhodnocení.....</i>	68
8	Závěr.....	69
	Literatura	70
	Seznam obrázků	72
	Seznam tabulek.....	73
	Seznam příloh	74

Seznam použitých symbolů

symbol	význam	jednotka
A	pomocná konstanta (Antoineova rovnice, výpočet c_p)	[-]
B	pomocná konstanta (Antoineova rovnice, výpočet c_p)	[-]
C	pomocná konstanta (Antoineova rovnice, výpočet c_p)	[-]
D	průměr	[m]
E	pomocná konstanta pro výpočet c_p	[-]
E_k	kinetická energie	[J]
E_p	potenciální energie	[J]
E_t	tlaková energie	[J]
Gr	Grashofovo číslo	[-]
I_i	příspěvek entalpie i-té složky	[kJ/ m _N ³]
K	koeficient tvorby	[m _N ³ / m _N ³]
L	charakteristický lineární rozměr	[m]
LHV	výhřevnost	[kJ/ m _N ³]
MW	molární hmotnost	[kg/kmol]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Q	teplo	[J]
\dot{Q}	tepelný výkon, tepelný tok	[W]
R	univerzální plynová konstanta	[J/kmol.K]
S	plocha	[m ²]
T	teplota	[K]
T_{DIS}	adiabatická teplota plamene s disociací CO ₂ a H ₂ O	[K]
T_{TFT}	adiabatická teplota plamene	[K]
T_S	skutečná teplota plamene	[K]
U	rychlost	[m/s]
V	objem	[m ³]
\dot{V}	objemový tok	[m ³ /s]
V_m	molární objem	[m ³ /kmol]
c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	[kJ/kg.K]
c_v	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	[kJ/kg.K]
g	konstanta gravitačního zrychlení	[m/s ²]
h	výška	[m]
i	entalpie	[kJ/ m _N ³]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
\dot{m}	hmotnostní tok	[kg/s]
n	přebytek spalovacího vzduchu	[-]

symbol	význam	jednotka
n_1	poměr mezi spalovacím vzduchem a ZP	[-]
n_2	poměr mezi chladícím vzduchem a spaliny	[-]
n_3	poměr mezi ZP a spaliny	[-]
n_4	poměr mezi spalovacím vzduchem a spaliny	[-]
n_5	poměr mezi průměrem a délkou spalovací komory	[-]
n_6	poměr mezi délkou a průměrem přísávací trubice	[-]
p	tlak	[Pa]
Δp	tlaková diference	[Pa]
t	teplota	[°C]
w	tloušťka	[mm]
x	objemová koncentrace	[%]
y	hmotnostní koncentrace	[%]
α	součinitel přestupu tepla	[W/m ² .K]
β	součinitel objemové tepelné roztažnosti	[K ⁻¹]
δ	tloušťka výrobního materiálu	[mm]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]
η_p	pyrometrická účinnost	[-]
λ	tepelná vodivost	[W/m.K]
μ	průtokový koeficient	[-]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]
ρ	hustota	[kg/m ³]
τ	čas	[s]
φ	relativní vlhkost	[%]
ω	rychlostní součinitel trysky	[-]
Dolní indexy		
<i>01</i>	začátek přísávacího otvoru	
<i>02</i>	výstup přísávacího otvoru	
<i>03</i>	parametry směsi spaliny na vstupu do ejektoru	
<i>04</i>	parametry hnacího vzduchu před tryskou ejektoru	
<i>05</i>	parametry hnacího vzduchu na konci ejektorové trysky	
<i>06</i>	parametry směsi ve směšovací komoře	
<i>CV</i>	přísávaný chladící vzduch	
<i>FGP</i>	parametry vztahující se ke kouřovodu	
<i>H</i>	parametr pro plynový hořák	
<i>K</i>	vnitřní parametry spalovací komory	
<i>N, NP</i>	normální podmínky (101,325 kPa, 0°C)	

symbol	význam	jednotka
<i>OK</i>	vnější parametry spalovací komory	
<i>OUT</i>	směs spalín (spaliny ZP + přisávaný chladící vzduch)	
<i>PO</i>	přisávací otvor	
<i>PP</i>	provozní podmínky	
<i>SP</i>	spaliny	
<i>TSV</i>	teoretický suchý vzduch	
<i>TV</i>	teoretický vlhký vzduch	
<i>V</i>	skutečný vlhký vzduch	
<i>X</i>	počet uhlíků v uhlovodíkové sloučenině	
<i>Y</i>	počet vodíků v uhlovodíkové sloučenině	
<i>ZP</i>	zemní plyn	
<i>amb</i>	okolní prostředí v laboratořích ÚPEI	
<i>atm</i>	atmosférické podmínky v laboratořích ÚPEI	
<i>iw</i>	vnitřní stěna izolace	
<i>iz</i>	izolace	
<i>k</i>	kritický parametr trysky	
<i>m</i>	molární	
<i>max</i>	maximální hodnota	
<i>min</i>	minimální hodnota	
<i>nom</i>	nominální hodnota	
<i>ow</i>	vnější stěna izolace	
<i>stř</i>	rozměry vztažené na střední tloušťku izolace	

Seznam použitých zkratk

DP – diplomová práce
 FGP – flue gas pipe (potrubí kouřovodu)
 LHV – light heating value (výhřevnost)
 NP – normální podmínky
 NSV – nereagující složky vzduchu
 NSZP – nehořlavé složky zemního plynu
 PS – produkty spalování
 TUV – tepla užitková voda
 TZL – tuhé znečišťující látky
 ÚPEI – Ústav procesního a ekologického inženýrství
 VÚT – Vysoké učení technické
 ZP – zemní plyn

1 Úvod

Téma diplomové práce vzniklo z potřeby Ústavu procesního a ekologického inženýrství (dále jen ÚPEI) Vysokého učení technického v Brně na návrh tepelného zařízení produkujícího spaliny o potřebných parametrech, jež budou sloužit jako zdroj pro katalytickou experimentální jednotku umístěnou v těžkých laboratořích ústavu. Konkrétně se má jednat o nechlazenou spalovací komoru dimenzovanou pro spalování plyných paliv s odhadem celkového výkonu nepřesahujícím 30 kW. Skutečný tepelný výkon bude nižší a určen v pozdějším řešení práce v závislosti na požadovaných výstupních parametrech spalin, uvedených níže v kapitole formulující cíle práce.

Z globálního pohledu, v dnešním industrializovaném světě, patří spalovací proces mezi nejpoužívanější způsob produkce tepelné energie a to zejména spalováním fosilních paliv, přičemž spalovací komory jsou elementární součástí všech takovýchto zařízení. Vzhledem tedy k masovému rozšíření spalovacích komor v průmyslové sféře a jejich klíčové úloze při spalování se vyžaduje adekvátní návrh spalovací komory, který má následně vliv na celkovou energetickou účinnost procesu.

Spalovací komora nebo také jinak označované ohniště představuje uzavřený prostor, do něhož se hořákem zavádí hořlavá směs paliva a okysličovadla. Prostor komory následně slouží k dostatečnému vyhoření směsi a předání vznikajícího tepla ohřívánému materiálu popřípadě jinému médiu. Z tohoto důvodu se jedná o tepelně nejvíce zatížené zařízení s nutností odolávat vysokým teplotám. S ohledem na působiště respektive typ tepelného zařízení, ve kterém figurují spalovací komory, se odvíjí kladené nároky. Obecně mezi typické parametry popisující komoru patří její tvar s prostorovou orientací, tepelný výkon, počet a rozmístění hořáků a v neposlední řadě z konstrukčního pohledu zda se jedná o chlazené či nechlazené řešení ohniště. Chlazení se využívá zejména u spalovacích komor určených pro zkoušky hořáků, které nemají přirozený tepelný odběr v průmyslu reprezentovaný ohříváním médiem a vzniká tak nutnost chladit vnitřní stěny spalovacího prostoru.

Před samotným začátkem návrhu spalovací komory řešené v této diplomové práci je potřeba si uvědomit její hlavní účel. Tím je experimentální činnost a v porovnání s jinými spalovacími komorami opravdu malý tepelný výkon. Od něj se následně odvíjí i dále popisované řešení. Pro představu a lepší pochopení návrhu dobře poslouží i srovnání s již řešenou DP, zabývající se taktéž návrhem spalovací komory, avšak za jiným účelem a o výrazně vyšším tepelném výkonu [1].

1.1 Definice cílů diplomové práce

V teoretické části diplomové práce má být věnována pozornost řešící spalovacích komponent reprezentující spalovací komory a hořáky. Zadaným úkolem je popsat jejich roli ve spalovacím procesu a provést jejich rozdělení. Vzhledem k hlavnímu cíli této práce, je vhodné zmínit i základní aspekty týkající se návrhu spalovací komory.

Hlavním cílem praktické části diplomové práce je návrh spalovací komory spalující plynné palivo, která bude sloužit jako zdroj spalin pro katalytickou experimentální jednotku umístěnou v těžkých laboratořích ÚPEI na VUT v Brně. Účelem spalovací komory bude tvorba směsi spalin plynného paliva a atmosférického vzduchu, která bude vstupovat do katalytické jednotky o požadované teplotě a průtoku. Atmosférický vzduch se do komory bude přisávat za účelem ochlazení vznikajících spalin na danou teplotu. Podle zadaného průtoku a teploty se stanoví potřebný tepelný výkon hořáku.

Spalovací komora má pracovat v podtlakovém režimu. Jelikož však v daných prostorech není umístěno odtahové zařízení vytvářející potřebný tah uvnitř spalovacího zařízení, dalším dílčím cílem diplomové práce je potřeba navrhnout proudový přístroj schopný vytvořit dostatečný podtlak uvnitř spalovací komory. V daném případě se bude jednat o ejektorovou trysku, která bude součástí ejektoru, umístěného za katalytickou jednotkou. Úkolem trysky bude překonat tlakovou ztrátu vytvořenou katalytickou jednotkou a spalinového potrubí. Zároveň se však také musí docílit dostatečného podtlaku uvnitř komory.

1.2 Zadané požadavky pro spalovací komoru a ejektorovou trysku

Spalovací komora

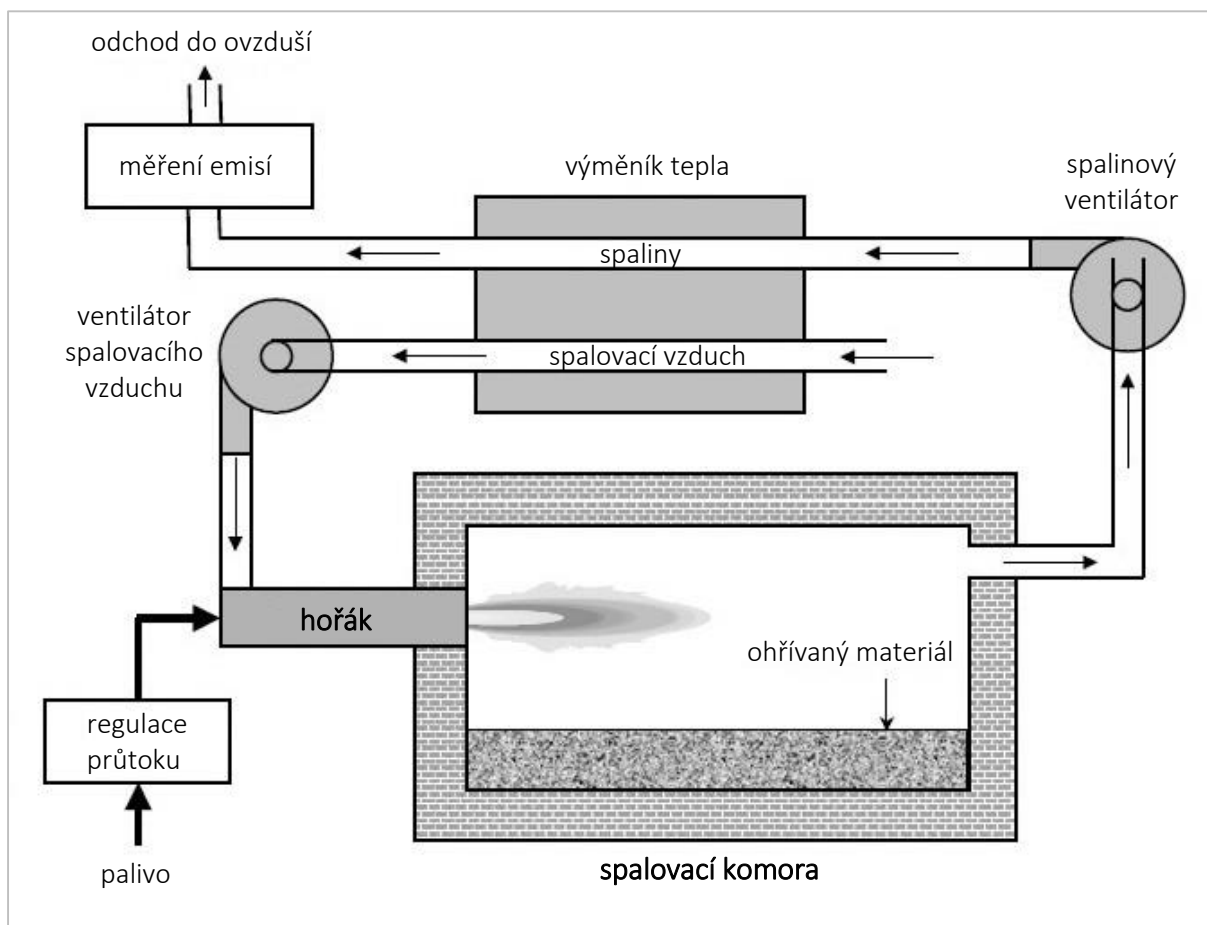
- teplota směsi spalin a vzduchu má být na výstupu z komory 310 °C,
- průtok spalin vystupující ze spalovací komory 100 m_N³/h.

Ejektorová tryska

- potřeba ochladit spaliny přicházející z katalytické jednotky o teplotě 600 °C na teplotu 200 °C,
- dosáhnout tryskou podtlaku hodnoty 2 kPa představující tlakové ztráty.

2 Základní komponenty spalování

V dnešní době patří spalovací proces mezi nejrozšířenější způsob jak vyrábět potřebnou tepelnou energii, zejména pak v oblasti průmyslového sektoru. Za účelem efektivního procesu je spalovací soustava složena z několika klíčových komponentů mající zásadní vliv na efektivní proces výroby tepla. Mezi tyto komponenty patří zejména hořák, spalovací komora, ohříváný materiál, zařízení výměny tepla pro zvýšení celkové účinnosti, soustava regulující množství přiváděného paliva a v neposlední řadě také zařízení pro kontrolu emisí vznikajících samotným spalovacím procesem.



Obr. 2-1: Jednoduché schéma spalovacího procesu [2].

Vzhledem k zaměření a stanoveným cílům diplomové práce bude v dalším obsahu věnována pozornost zejména spalovacím komorám a hořákům, které lze považovat za rozhodující prvky procesu.

3 Spalovací komory a jejich rozdělení

Jako spalovací komora nebo také jinak ohniště je definován prostor, do kterého je za pomoci jednoho nebo více hořáku přivedeno palivo a okysličovadlo. V tomto prostoru dochází ke spalování přiváděného paliva, při kterém dochází ke tvorbě plyných spalin za vzniku tepelné energie. V případě spalování tuhých paliv lze očekávat ve spalinách i tvorbu tuhých znečišťujících látek (dále jen TZL), které se usazují v prostoru komory a způsobují její zanášení. Z tohoto hlediska lze dedukovat, že konstrukční návrh prostoru spalovací komory bude jednodušší v případě spalování plyných paliv, při kterých tento problém odpadá. Spalovací komory bývají součástí větších tepelných celků, jakými jsou kotle nebo spalovací turbíny. Prostor je za provozu zaplněn plamenem a bývá tepelně nejexponovanější částí celku [3].

Mezi důležité požadavky kladené na spalovací komory patří [3], [4]:

- zajištění vznícení a dokonalého spalování přiváděného paliva s požadovaným okysličovadlem,
- těsnost prostoru za účelem docílení požadovaného přetlaku popřípadě podtlaku,
- jednoduchá a účinná regulace výkonu v širokém rozmezí,
- zajištění stability hoření při optimálním i mezním tepelném výkonu,
- minimální tepelné ztráty do okolního prostředí,
- lehká a tuhá konstrukce,
- v případě spalování tuhých paliv umožnit odvod tuhých zbytků ze spalin.

Je potřeba zmínit, že níže uváděný text se vztahuje s ohledem na téma práce na spalovací komory užívané v průmyslových procesech. Spalovací komory spalovacích turbín nejsou předmětem dané problematiky.

3.1 Aspekty návrhu spalovací komory

Samotný návrh spalovací komory se odvíjí od požadavků kladených konkrétním procesem. Při obecném návrhu komory je potřeba zohlednit jaký materiál/médium se bude ohřívat v prostoru spalovací komory, dále teplotu spalovacího procesu s čímž pak úzce souvisí druh spalovaného paliva s okysličovadlem a v neposlední řadě konstrukční návrh komory ovlivňuje, zda je nějakým způsobem využívána zbývající energie spalin.

3.1.1 Typ ohřívání materiálu

Velice důležitým hlediskem je typ zpracovávaného materiálu určeného pro odběr tepelné energie. V první řadě je potřeba rozlišit v jakém skupenství se materiál vyskytuje, zda se jedná o plyn (například ohřev vzduchu), kapalinu (ohřev vody v parním kotli), nebo pevnou látku (tavení kovů). Skupenství určuje konstrukční podobu komory. Je důležité navrhnout konstrukční řešení, v závislosti na daném procesu, které bude zajišťovat dávkování a pohyb ohřívání média. U pevných látek se může jednat o pohyblivý rošt, šnekový dopravník, v případě menších částic použití ventilátoru, fluidizace. Kapalná látka bude oddělena od spalin trubkami, jež bude vyžadovat pro svůj pohyb externí zdroj energie pro průchod trubkami. V případě ohřevu plyného média, a pokud je vyžadováno, aby nedocházelo k interakci se spalinami je zapotřebí oddělit tyto dva prostory. Pokud interakce spalin

a plynného média není z technologického hlediska negativní, probíhá ohřev v jednom společném prostoru. Pohyb plynné směsi si opět žádá hnací energii.

3.1.2 Spalovací teplota

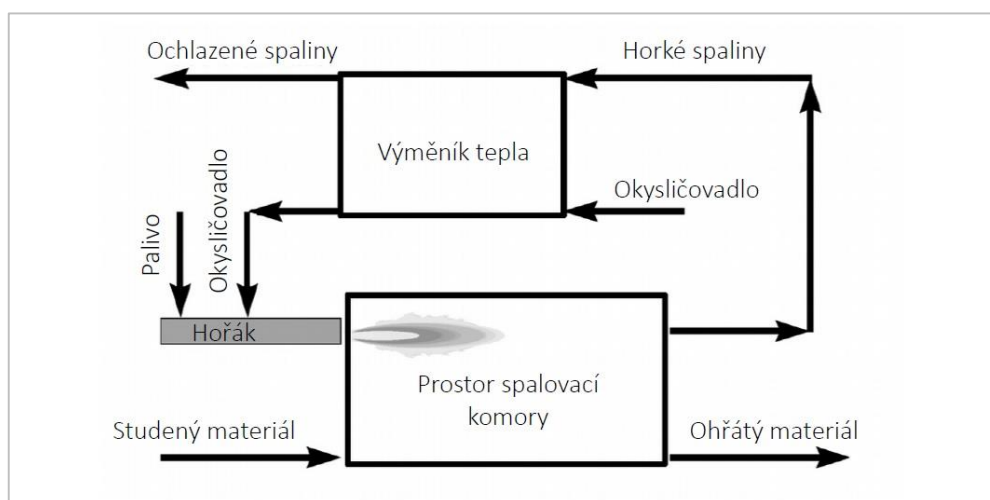
Konstrukční a technologický návrh spalovací komory ovlivňuje velikost plánované spalovací teploty, při níž bude komora provozována. Teplota má zásadní vliv i na návrh hořáku. Průmyslové odvětví dělí procesy spalování na vysokoteplotní a nízkoteplotní. Hraniční teplota tohoto typu rozdělení se nachází někde v rozmezí teplot 1100 – 1200 °C.

Pokud bude ohřev probíhat nad touto teplotou, jedná se tedy o vysokoteplotní aplikaci. Vysoké teploty se využívá zejména při tavení železa a ve sklářském průmyslu. Teplot se dosahuje několika způsoby. Klasicky se využívá přehřevu spalovacího vzduchu, obohacováním vzduchu kyslíkem a v krajním případě i spalováním paliva pouze s čistým kyslíkem. Vlivem teploty je spalovací komory vystavována většímu zatížení, tudíž jsou kladeny vyšší požadavky na výrobní materiál a chlazení komory. Pokud do komory není kyslík přiváděn přes hořák, je potřeba navrhnout otvor pro injektáž do prostoru komory. Díky vysoké teplotě je hlavní složkou obstarávající přenos tepla radiace.

Mezi nízkoteplotní aplikace patří kupříkladu sušení, tepelné zpracování kovů a třeba i tavení hliníku. I v těchto aplikacích se někdy využívá přehřevu spalovacího vzduchu, nicméně zejména za účelem zvýšení tepelné účinnosti spalovacího zařízení v podobě úspory spalovaného paliva. Podstatný podíl na přenosu tepla má v tomto případě jak radiace, tak i konvekce. Jelikož se dosahuje nižší teploty, snižuje se i tvorba NO_x a z konstrukčního hlediska spalovací komory není vyžadováno například optimalizace v podobě recirkulace spalin, která je právě jedním ze způsobů jak potlačit tvorbu dusíkatých emisí [2], [5].

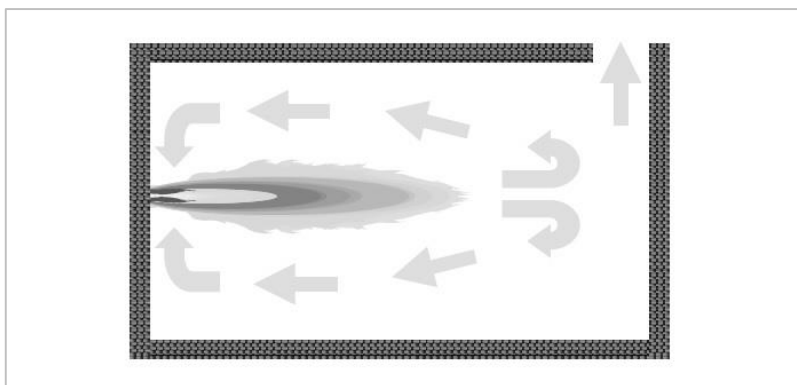
3.1.3 Využívání energie spalin

Pokud je ve spalovacím procesu umístěno zařízení na obnovu tepelné energie mimo spalovací komoru, jedná se o nějaký typ tepelného výměníku, viz obrázek 3-1. Výměníky lze podle teploty průchozích spalin ještě rozdělit na rekuperátory (nižší teplota spalin) a regenerátory (vyšší teplota). Výměníkem procházejí horké spaliny, které již opustily prostor spalovací komory a kde odevzdali část své energie. Zbývající energie obsažená ve spalinách slouží k přehřevu okysličovadla, čímž se zvyšuje teplota plamene potažmo celková tepelná účinnost spalovacího zařízení. Jak právě uvádí předchozí kapitola, velikost teploty patří mezi podstatný parametr ovlivňující samotný návrh komory a má dále za následek i zvyšování tepelného toku uvnitř ohniště konvekčním a radiačním způsobem přenosu tepla.



Obr. 3-1: Zapojení výměníku tepla do spalovacího systému [5].

Druhou možností je využití teploty spalin uvnitř spalovací komory. Tohoto způsobu se používá při recirkulaci spalin, viz obrázek 3-2. Část se spalin ve spalovacím prostoru vrací (recirkuluje) do plamene, což má opětovně za následek ovlivňování teploty plamene tentokrát však jeho chlazení. Teplota plamene má totiž vyšší teplotu než spaliny u konce spalovací komory, které se zpětně vrací a způsobují tak chladící efekt. Metoda vnitřní recirkulace spalin se zejména využívá kvůli snižování tvorby oxidu dusíku. Z pohledu na návrh příslušně spalovací komory je důležité vzít v potaz zvětšený objem spalin, což sebou nese větší nároky na vnitřní prostor a tedy i větší rozměry spalovací komory.



Obr. 3-2: Znárodnění recirkulace spalin uvnitř spalovací komory [6].

3.2 Dělení spalovacích komor

Obecně lze provést rozdělení do kategorií dle způsobu ohřevu materiálu, dle umístění ohřivaného materiálu, dle geometrických parametrů spalovací komory a v poslední řadě podle použitého zařízení pro využití zbytkové energie spalin.

3.2.1 Spalovací komory dle způsobu ohřevu materiálu

Jako materiál lze označit médium uvnitř komory, které je určeno pro ohřev teplem spalin z hořáku. Pro ukázkou je zde uvedeno několik příkladů.

U parního kotle je ohřivaným médiem tlaková voda uvnitř trubek, z níž se výměnou tepla mezi spalinami a vodou spalin stává tlaková pára. Jiný příklad bude představovat sklářská pec, kdy ohřivaným médiem je skleněná vsázka ohřívající se na potřebnou teplotu zpracování. V neposlední řadě lze také jako příklad uvést spalovací komoru zkušebních zařízení pro hořáky. Zkušební zařízení mívají vodou chlazené stěny, přičemž voda představuje médium odvádějící teplo z prostoru. U zařízení malých výkonů se lze setkat s nechlazenou spalovací komorou, kdy jako ohřivané médium lze označit okolní vzduch resp. proudění okolního plynu.

V praxi se vyskytují dva způsoby ohřevu materiálu. Jedná se o kontinuální, nebo diskontinuální ohřev. Při diskontinuálním způsobu ohřevu je materiál vložen do prostoru komory na určitou dobu, během níž se ohřeje na požadovanou teplotu a následně je opět odebrán z prostoru spalovací komory. Z konstrukčního hlediska je potřeba vybavit komoru otvorem pro vkládání materiálu. Během vkládání materiálu do komory bývá snížen výkon hořáku za účelem redukce tepelných ztrát. Ty jsou zapříčiněny únikem teplých spalin do prostoru okolí komory skrz otevřený nakládací otvor. Z výše uváděných příkladů reprezentuje tento způsob spalovací komora sklářské pece, kde se vsázka vkládá otvorem na určitou ohřívací dobu.

Opakem diskontinuálního způsobu je kontinuální dávkování materiálu, což představuje nepřerušovaný spalovací provoz se stálým přívodem a odvodem ohřívaného média. Energeticky je tento typ komory účinnější, neboť nedochází ke zbytečným tepelným ztrátám přísáváním okolního vzduchu přes otvor. Z výše uvedených příkladů lze mezi kontinuální provoz zařadit spalovací komoru parního kotle a zkušební komoru pro hořáky se stálým prouděním vody.



Obr. 3-3: Spalovací komora pro zkoušky hořáků na plynná a kapalná paliva [7].

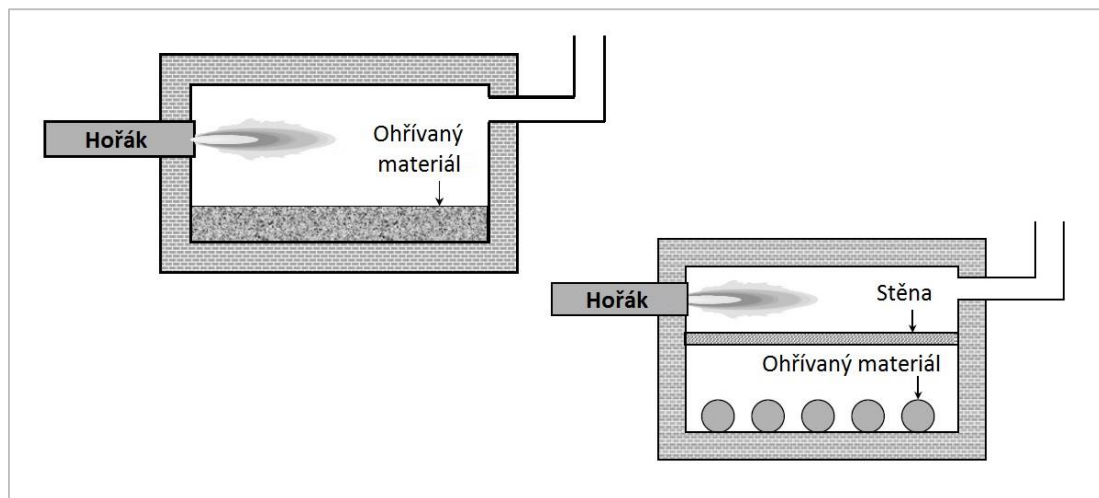
V průmyslové praxi se lze setkat i s komorami pracujícími polo-kontinuálně. Při daném způsobu se spojitě přidává materiál až do určitého množství, které vytvoří žádaný produkt a ten se poté musí odebrat ze spalovací komory. Příkladem je tavení hliníku. Postupně se do komory přidává hliníkový šrot, dokud není nataveno dostatečné množství potřebné pro odlití do formy [2], [5].

3.2.2 Spalovací komory dle způsobu umístění materiálu

Touto kategorií lze komory klasifikovat na komory s přímým a nepřímým ohřevem. Rozdíl je vidět na obrázku 3-4.

Jako nepřímý ohřev se definuje způsob ohřevu, kdy nedochází ke styku ohřívaného média a teplotných spalin produkovaných spalováním paliva. V prostoru komory je vložena stěna sloužící jako dělič prostoru uvnitř spalovací komory. Nejdříve probíhá výměna tepla mezi produkty spalování a stěnou, jež se nahřeje a akumuluje tepelnou energii. Na druhé straně se akumulovaným teplem ohřívá zpracovávané médium. Výhodou tohoto způsobu je rovnoměrnější tepelný tok a oddělení spalin od materiálu, nevýhodou pak teplotní omezení vlivem materiálu stěny, ze kterého je vyrobena. Jako materiál se často používá keramika, která vyniká odolností při vysokých teplotách. I když je stěna vyrobena z kvalitního vysokoteplotního materiálu, stejně po určitém čase dochází k tepelné únavě materiálu způsobované vysokoteplotním cyklickým zatěžováním. Díky nižší teplotě spalovacího procesu, kterou lze chápat jako nevýhodu nepřímého ohřevu, zároveň ale také dochází ke snížení některých produkovaných emisí. Jednak nepřímou interakcí mezi materiálem a spalinami nemůže docházet k uvolňování škodlivých látek z povrchu materiálu, tak lze při nižší spalovací teplotě pozorovat snížení tvorby oxidu dusíku NO_x . Obecně je totiž známá vzrůstající tvorba NO_x v závislosti na spalovací teplotě. Nepřímý ohřev se využívá

v procesech, kde by interakcí spalin a vsázky docházelo ke znehodnocení výsledného produktu. Konkrétně se jedná o případ spalovacích komor používaných pro tavení kovových materiálů, tedy v metalurgii, kdy je při výrobě právě kladena pozornost na jakost výsledných produktů. Praktickým příkladem jsou i komory parního kotle.



Obr. 3-4: Porovnání komor nalevo s přímým ohřevem a napravo s nepřímým ohřevem [2].

V případě přímého ohřevu jsou spaliny a ohřivaný materiál ve stejném prostoru. Toho se využívá zejména ve vysokoteplotních procesech a v případě pokud vzájemné působení spalin s ohřivaným materiálem nečiní z technologického hlediska problémy. Zde lze zařadit sklářské pece. V porovnání s nepřímým ohřevem může docházet k vyšší tvorbě škodlivých emisí a nerovnoměrnosti tepelného toku na ohřivaný materiál [2].

3.2.3 Spalovací komory dle geometrie

Další možností rozdělení je podle geometrie, do níž spadá jak tvar spalovací komory, dále orientace v prostoru, v neposlední řadě zda komora koná pohyb nebo klasifikace podle umístění hořáků vnitř. Všechny zmiňované aspekty mají vliv na přenos tepla uvnitř zařízení. V souvislosti s tvarem nejčastěji se v průmyslovém sektoru hovoří o komorách válcového nebo obdélníkového tvaru. Pokud se jedná o orientaci, existují horizontální nebo vertikální spalovací komory. Z pohledu orientace existují i komory s nakloněnou rovinou v horizontálním směru. Tento náklon se využívá k vytvoření spádu, kdy za pomoci gravitační síly dochází k pohybu ohřivaného materiálu ve směru spalování. K pohybu materiálu se v praxi napomáhá i rotačním pohybem komory. Zde se přechází ke kategorizaci spalovacích komor podle pohybu na statické a rotační. Velká většina konstrukcí pracuje se statickým ohništěm, které nevykonává žádný pohyb oproti komorám rotačním, které konají pohyb podél osy. Jak již bylo zmíněno, pohybu se využívá k pohybu ohřivaného, nejčastěji pak tuhého materiálu. Dynamikou pohybu zároveň dochází i k promíchání vsázky a zlepšení přenosu tepla. K popisu geometrie komory se někdy používá i rozmístění hořáku ve spalovacím prostoru. V případě kruhového ohniště se hořáky umísťují do čela kruhového průřezu popřípadě po délce válcové části. Na ohniště s hranatým příčným průřezem (obdélník, čtverec) se hořáky instalují na některou ze šesti stěn, to znamená ze spodu, na strop, nebo na boční stěny ohniště [2], [5].

3.2.4 Dle použitého zařízení pro využití energie spalin

Zejména v dnešní době podléhají spalovací procesy stále významnější optimalizaci za účelem zvýšení tepelné účinnosti a snížení množství spotřebovaného paliva. V daném případě se klade stále větší snaha o využívání zbytkové energie spalin, které odcházejí ze spalovací komory. Ve většině případů je optimalizace docílena umístěním tepelného výměníku do spalovacího systému. Proto lze rozlišovat, zda jsou nebo nejsou spalovací komory vybaveny a provozovány s těmito optimalizačními aparáty. Jak již bylo zmíněno, tyto zařízení se dle teploty dají dále rozdělit na rekuperátory a regenerátory.

Rekuperátory

Rekuperátor pracuje při nižších a středních teplotách spalin čili do teplot 700 °C a slouží k předehřívání spalovacího vzduchu dále vedeného do hořáku. Předehřátím paliva se docílí snížení spotřeby paliva. Běžným příkladem jsou rekuperační hořáky nebo rekuperační výměníky, které se často provádějí jako protiproudé, kde na jednom konci jsou horké proudy (vstup horkých spalin a výstup předehřátého vzduchu) a na druhém chladné proudy (výstup ochlazených spalin a vstup nepředehřátého vzduchu).

Regenerátory

Regenerátory se užívají ve vysokoteplotních aplikacích při teplotách přesahujících 1000 °C. Regenerátor slouží také k ohřívání spalovacího vzduchu, nicméně na značně vyšší teplotu a pracuje také na jiném principu. Zatímco u rekuperátorů dochází k předávání tepla kontinuálním způsobem, regenerátory pracují cyklicky. Prostor regenerátoru bývá vyroben ze žáruvzdorného zdiva schopného akumulovat tepelnou energii. V první fázi se do prostoru regenerátoru přivedou spaliny o vysoké teplotě, které předají svou energii do zdiva. Ve druhé fázi, jakmile je dosaženo dostatečné teploty zdiva, je do prostoru přiveden spalovací vzduch, kterému se předává akumulovaná energie ze zdiva a vzduch se ohřívá na požadovanou teplotu. Regenerátory se často používají v párovém uspořádání, kdy se v jednom provádí předehřev vzduchu, zatímco ve druhém se teplo ze spalin akumuluje do žáruvzdorného materiálu.

Spalovací komory s přítomností rekuperátorů a regenerátorů bývají vystaveny vyšším tepelným zatížením, působícím na všechny součásti.

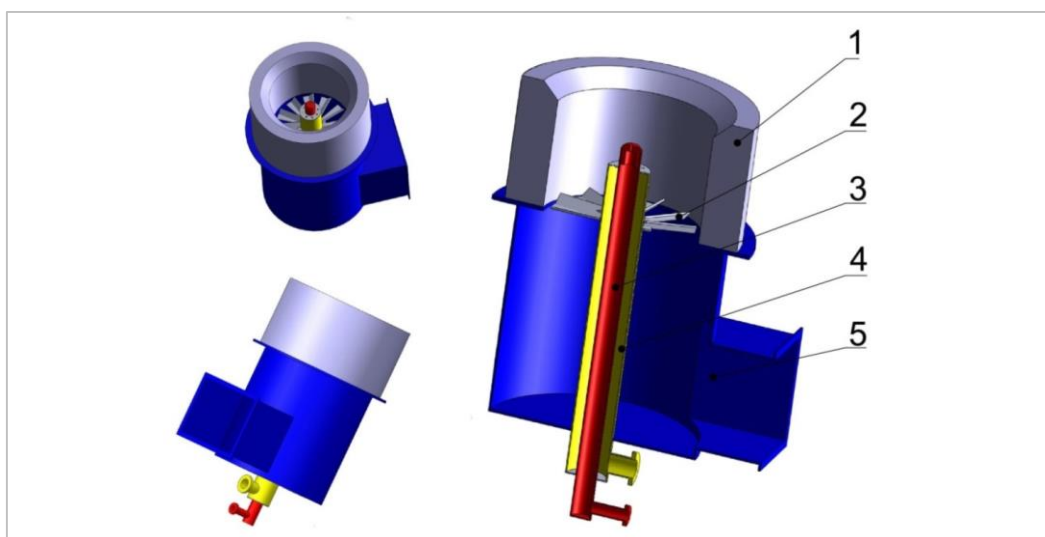
4 Průmyslové hořáky a jejich rozdělení

Tato kapitola byla převzata a upravena na základě předchozí bakalářské práce [8].

Hořák lze definovat jako zařízení umožňující přeměnit chemicky vázanou energii paliva na energii tepelnou a to smícháním paliva s určitým typem oksylichovadla, kterým je v drtivé většině případu atmosférický vzduch. Hořák je jednou ze základních součástí spalovacích procesů a z konstrukčního pohledu na věc musí splňovat tyto základní požadavky [9]:

- zajistit kvalitní směšování reakčních složek – paliva a oksylichovadla,
- zajišťovat stabilní a trvalý zdroj hoření,
- udržovat plamen v požadované oblasti a tvořit žádaný tvar plamene.

Průmyslové hořáky jsou komplikovaná zařízení skládající se z mnoha součástí, přičemž každá z nich má svůj význam a opodstatnění pro plnění své funkce. Pro uvedení příkladu jednotlivých součástí, ze kterých se může hořák skládat, je zde pomocí obrázku 4-1 uveden převzatý model dvoupalivového hořáku s popisem [9].



Obr. 4-1 Pohled a řez zjednodušeným modelem dvoupalivového hořáku (převzato z [9])

1 – Tvarovka hořáku

Slouží k usměrnění směsi oksylichovadla a paliva do spalovacího prostoru, čímž ovlivňuje výsledný tvar a rozměry plamene. Tvarovka se většinou vyrábí ze žáruvzdorných materiálů (keramika, kvalitní ocel), protože je schopen odolávat vysokým teplotám v okolí plamene.

2 – Víříč vzduchu

Někdy také označovaný jako poutač plamene slouží ke stabilizaci plamene a současně k promíchávání spalovací směsi. Vlivem natočení lopatek víříče je vstupující spalovací vzduch roztáčen, čímž se zvyšuje jeho relativní rychlost mezi ním a palivem. Tento jev má za následek turbulentní proudění vzduchu, čímž se zintenzivní smíchávání směsi.

3, 4 – Olejová a plynová vsuvka

V závislosti na typu hořáku (jedno, dvou nebo více palivový) je konstrukčně uzpůsoben vnitřek zařízení. U vsuvky určené k vedení plynného paliva je důležitý tvar trysek na konci, protože mají zásadní vliv na vyhoření paliva, s čímž souvisí vznik škodlivých emisí, teplota plamene a jiné. U kapalných paliv je tvar trysek stejně důležitý, avšak je také zapotřebí zaručit kvalitní atomizaci přiváděného paliva.

5 – Vzduchová skříň

Jejím úkolem je přivedení vzduchu do těla hořáku. Z konstrukčního hlediska se většinou vyrábí z tenkého plechu, který ještě bývá opatřen izolací, aby se snížila povrchová teplota skříně v případě spalování s předehřátým vzduchem. Izolace současně pracuje jako tlumič hluku vznikajícího prouděním vzduchu.

4.1 Základní rozdělení hořáků

Hořáky lze dělit podle mnoha rozličných faktorů. V této části je uvedeno základní rozdělení zvolené s ohledem na dělení podle dostupné literatury zabývající se danou problematikou [2], [5] a to následujícím způsobem:

- podle způsobu tvorby spalovací směsi,
- podle typu spalovaného paliva,
- podle způsobu přivádění oksyličovadla.

4.1.1 Hořáky podle způsobu tvorby směsi

Podle tohoto kritéria se hořáky dále člení na hořáky difuzní, hořáky s částečným smícháním paliva s oksyličovadlem a hořáky s úplným smíšením paliva před vstupem do spalovacího prostoru.

Hořáky s předmísenou směsí

Palivo je v hořáku kompletně předmíšeno s oksyličovadlem a vytváří tak spalovanou směs ještě před vstupem do zóny spalování. Rychlost tvořené směsi musí být vyšší než rychlost spalování, jinak by hrozilo zašlehnutí plamene do ústí hořáků a mohlo by jej tak poškodit vysokými teplotami. Typickým charakterem daného způsobu je kratší a intenzivnější plamen. Vlivem toho se dosahuje vyšších teplot a je umožněn lepší přenos tepla zejména radiačním způsobem, který roste se čtvrtou mocninou teploty. Typickými představiteli jsou zejména z bezpečnostních důvodů hořáky menších výkonových parametrů.

Hořáky bez předmísení

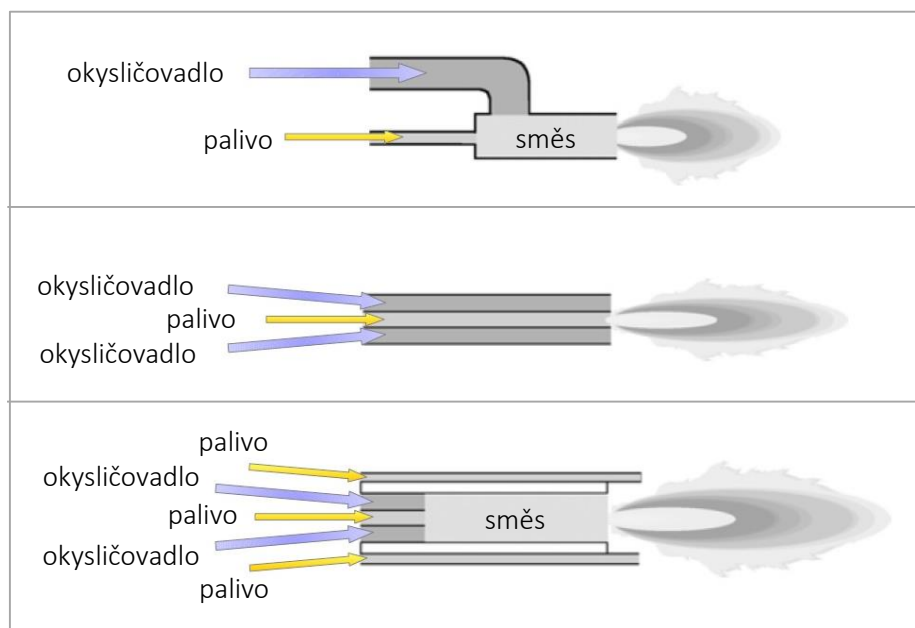
Tento typ spalování se označuje jako difuzní, od kterého se odvíjí i název pro hořáky. Jedná se o situaci, kdy je palivo a oksyličovadlo uvnitř hořáku od sebe odděleno a ke vzniku spalovací směsi dochází až v prostoru za hořákem. Charakter plamene je dán intenzitou směšování a závisí na poměru rychlostí vháněných plynů a počtu trysek hořáku. V porovnání s hořáky s předmísenou směsí je délka plamene větší. Odděleného způsobu přívodu paliva a spalovacího vzduchu přímo do topeniště se využívá například u hořáků pracujících na bázi palivo-kyslík, kde se zabraňuje vysoce reaktivnímu kyslíku vracení plamene zpět do těla hořáku, tzv. prošlehnutí. Produkce delšího plamene zajišťuje rovnoměrnější rozložení teploty po délce ve spalovacím prostoru spolu se snížením teplotních špiček plamene, což má příznivý vliv na tvorbu oxidů dusíku.

Hořáky využívající kombinace mísení

Tento typ hořáku nabízí kompromis spojující vlastnosti obou předcházejících typů. Část paliva je smíchána před vstupem do topeniště a spalovací směs vycházející z hořáku je poté podporována dalším přívodem vzduchu. Částečně předmísená směs pomáhá stabilnímu hoření plamene u ústí hořáku, sekundární přívod vzduchu naopak napomáhá proti prošlehnutí plamene do těla hořáku.

Hořáky s vícestupňovým přívodem okysličovadla/paliva

Jedná se o způsob postupného vytváření spalovací směsi za pomoci specifické konstrukce hořáku. V případě vícestupňového přívodu okysličovadla je část okysličovadla smíchána s palivem (stechiometrický násobek okysličovadla bývá $\alpha < 1$, což znamená, že v prvním stupni nedochází k úplnému spalování paliva) a zbytek okysličovadla je později přiváděn do oblasti plamene sekundárními nebo terciárními tryskami (název trysek v závislosti na počtu stupňů). Hořák s vícestupňovým přívodem paliva funguje obdobně s rozdílem, že se ve stupních dávkuje palivo. Tyto metody tvorby směsi se využívají často k potlačení tvorby oxidů dusíku, protože podporují snížení teploty v jádru plamene.



Obr. 4-2: Schématické rozdělení hořáků podle způsobu tvorby spalovací směsi [5].
Shora: hořák s předmísenou směsí, difuzní hořák, hořák s částečným předmísením.

4.1.2 Hořáky dle používaného paliva

K tvorbě spalovací směsi se využívá plyných, kapalných nebo tuhých paliv a dále se pak používá kombinace těchto jmenovaných skupenství. Podle počtu užívaných paliv se poté tyto hořáky rozlišují na dvou nebo více palivové hořáky. Kombinace paliv se většinou vybírá podle dostupnosti na daném místě nebo může jedno z paliv plnit záložní úlohu v případě, kdyby došlo k výpadku primárního zdroje paliva a byla by potřeba zachovat kontinuitu spalovacího procesu.

Hořáky na plynná paliva

Hořáky spalující plynná paliva patří v globále mezi nejpoužívanější a to vlivem jednodušší konstrukce, nižší ceny a geografické dostupnosti paliva. Plynových hořáků se hojně využívá v chemickém průmyslu. Spalování plynného paliva nevyžaduje z konstrukčního hlediska hořáku žádnou speciální úpravu paliva jako je tomu u kapalných paliv (atomizace) nebo tuhých paliv (drcení na prášek). Palivo je díky plynnému skupenství jednoduše přiváděno do ohniště pod požadovaným tlakem. Z ekologického hlediska vycházejí plynové hořáky jako nejšetrnější k životnímu prostředí, neboť plynná paliva neobsahují velké množství škodlivých prvků, zejména dusíku a síry, které se pak podílejí na vzniku NO_x a SO_x . Plynnými palivy a hořáky spalujícími plynná paliva se podrobně zabývá odkazovaná literatura [10].

Hořáky na kapalná paliva

Tento typ hořáků se vyskytuje pouze v provedení s difuzním spalováním (palivo s oksylichovadlem je od sebe uvnitř hořáku odděleno a ke vzniku spalovací směsi a smíchání dochází až v prostoru plamene nebo spalovací komory). Jako palivo se většinou používá lehký topný olej (LTO), těžký topný olej (TTO), nafta a různé odpadní kapaliny vznikající jako vedlejší produkt během industriálních procesů. Kapalné palivo je potřeba na výstupu z hořáku dostatečně rozprášit na tak malé kapičky, aby se během letu stačily vypařit a shořet. Tomuto se napomáhá různými typy atomizace a také se často používá předehevu paliva z důvodu jeho vysoké viskozity. S rostoucí teplotou se u kapalných látek snižuje viskozita neboli míra tření v látce a rozprášení paliva je snazší a kvalitnější. Některé hořáky nabízejí z konstrukčního hlediska i ohřívačku oleje zakomponovanou v těle hořáku. K rozprašování paliva (atomizaci) se užívá různých metod, z nichž nejčastěji používané jsou zde popsány [11]:

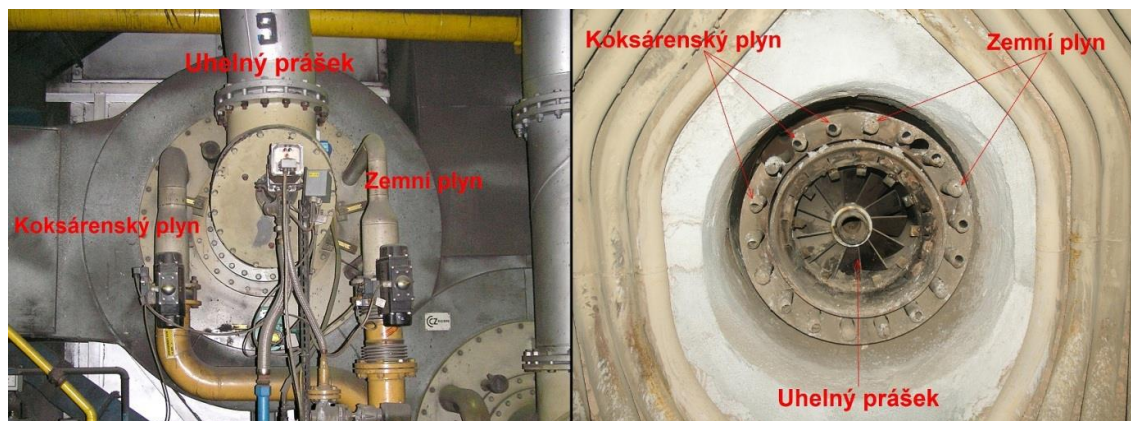
Tlakové rozprašování – je prováděno pomocí speciálně tvarovaných trysek hořáku, jimiž je protlačováno palivo o vysokém tlaku. Řádově nižší tlak ve spalovacím prostoru působí tlakovou vlnou na palivo a to se rozptýlí do okolí. Velikost tlaku závisí na typu spalované kapaliny. Výhodou metody je použití nepohyblivých částí, které jsou ovšem vystavovány vysokým tlakům.

Rozprašování pomocí atomizačního média – vytváří se pomocí tlakového vzduchu nebo páry, kdy tlak paliva a atomizačního média u většiny aplikací nepřesáhne tlak 1,2 MPa. Při srovnání s tlakovým rozprašováním je výsledek spalování méně citlivý na viskozitu a není tak náročný na tlaky paliva a atomizačního média. Použití technologie vyžaduje konstrukční úpravu hořáku a přívod atomizačního média.

Mechanické rozprašování – je zajištěné vlivem odstředivé síly. Palivo je přivedeno na rotující disk točícím se vysokými otáčkami umožňující vyvinout dostatečnou odstředivou sílu pro rozprášení paliva a z toho také vyplývá i nevýhoda, kterou je přítomnost rychle pohybující se části.

Hořáky na tuhá paliva

Hořáky spalující palivo v tuhé formě se uplatňují zejména průmyslu, kde se využívá výkonových hořáků konstruovaných speciálně pro daná topeniště. Běžně se jedná o cementárny a vápenky. Často se s nimi lze setkat i na kotlích v tepelných elektrárnách, kde vznikající tepelná energie ohřívá a vypařuje vodu v trubkách za vzniku páry. Jako palivo se nejčastěji používá uhlí, které je ještě před vstupem do hořáku potřeba rozdrtit popřípadě rozemlít na prach nebo dostatečně malé části, aby během spalování došlo k jejich vyhoření.



Obr. 4-3 Ukázka hořáku kombinujících více paliv instalovaného na parním kotli

Nepříjemnou skutečností hořáků na tuhá paliva je jejich velká produkce škodlivin ve spalínách, jež mají pak citelný dopad na okolní prostředí. Jedná se zvláště o oxidy dusíku (NO_x), oxidy síry (SO_x) a tuhé znečišťující látky (TZL). Z tří plyných, kapalných a hořáků na tuhá paliva jsou to právě ty poslední zmíněné, které produkují nejvíce škodlivin. Některá používaná paliva obsahují i nebezpečné chemikálie produkující spalovacím procesem karcinogenní látky.

Kombinované a více palivové hořáky

Kombinované hořáky umožňují spalování odlišných typů paliv. Hořák může pracovat samostatně s jedním typem paliva nebo spalovat více paliv současně. Využití kombinování paliv se používá kvůli ekonomickým a technologickým důvodům:

- a) *ekonomické* – spalované palivo se volí podle aktuální ceny,
- b) *technologické* – využití kombinace spalovacích vlastností paliv, kupříkladu ke spalování paliv s nižší výhřevností se přidává palivo mající vyšší výhřevní hodnoty a to za účelem zvýšit celkovou teplotu plamen. Dále také už dříve zmíněné opatření proti odstávce jednoho z paliv.

4.1.3 Hořáky podle přívodu oksylichovadla

Jako oksylichovadlo se u hořáků a ve většině spalovacích procesů používá atmosférický vzduch (cca 21% kyslíku) nasávaný z okolní atmosféry, dále vzduch obohacený kyslíkem (podíl kyslíku je vyšší než 21%) a v procesech požadujících dosažení vysokých teplot se užívá čistého kyslíku. Do hořáku lze oksylichovadlo přivádět buďto ejekčním účinkem přiváděného paliva, nebo indukovaným způsobem, ve většině případů realizovaný spalínovým ventilátorem, který vytváří tah v peci. Posledním způsobem je nucený přívod oksylichovadla pomocí ventilátoru umístěného před hořákem. Podle toho se provádí i základní rozdělení na hořáky s přirozeným tahem a hořáky s nuceným přívodem.

Hořáky s přirozeným tahem

Nasávání vzduchu je primárně vytvořeno ejekčním účinkem spalovaného paliva, ten je způsoben rychle proudícím palivem, jež kolem sebe vlivem své rychlosti vytváří podtlak. Jev vychází z Bernoulliho rovnice. V případech kdy je palivo přiváděno pod nízkým tlakem, ejekční účinek paliva stačí nasát pouze část potřebného vzduchu pro stechiometrické spalování a zbytek potřebného vzduchu je potom dodán tahem spotřebiče regulovaného škrcením komínové klapky. Ejekčního způsobu se využívá zřídka, většinou u malých aplikací a na zkušebních zařízeních, nicméně tento způsob lze označit jako výhodnější kvůli nízké pořizovací ceně a možnosti použití při vysokoteplotních aplikacích. Samonasávací hořáky se častěji používají ve spojení s plynými palivy. Problémem tohoto typu hořáků je snížená možnost regulace výkonu. Proto nachází uplatnění v případech, kdy není potřeba širokého výkonového rozsahu hořáku.

Hořáky s nuceným přívodem

Hořáky s nuceným přívodem spalovacího vzduchu tvoří velkou část hořáků používaných v průmyslových aplikacích. Změnou otáček ventilátoru popřípadě škrcením vzduchovou klapkou lze přesně regulovat množství a přetlak přiváděného vzduchu. Regulace vzduchu umožňuje hořákům široký rozsah pracovního záběru. To je oproti hořákům s přirozeným tahem zvýhodňuje a umožňuje jejich využití v širším spektru průmyslových aplikací. Uváděný typ hořáků, lze podle umístění ventilátoru rozdělit na hořáky blokované konstrukce (ventilátor je součástí hořáku) a hořáky výkonové (spalovací vzduch je přiváděn prostřednictvím vzduchových kanálů).

5 Návrh spalovací komory

Z cílů diplomové práce je požadováno spalování plynného paliva a množství výstupních spalin o dané teplotě. Pro dosažení výstupní teploty 310 °C je potřeba spaliny průchodem spalovací komorou ochlazovat. Ochlazení zajistí přívod dostatečného množství chladícího materiálu, jemuž se předá teplená energie horkých spalin.

Jedním ze způsobů řešení se nabízí vodou chlazená spalovací komora. Ta vyžaduje použití chladícího okruhu, přičemž ohřívána voda by mohla být například využívána pro ohřev TUV popřípadě k jinému účelu. Tato koncepce však není možná hned a to hned z několika zásadních důvodů. V první řadě by pro zajištění objemového průtoku spalin bylo potřeba velké množství paliva a tím pádem by se i zvýšil tepelný výkon zařízení. Dále by z důvodu nepravidelného experimentálního provozu zařízení nedocházelo ke kontinuálnímu zásobování tepelnou energií. Celkově by se rapidně zvýšila komplexnost celého řešení, nehledě na to, že návrh jako celku by značně překračoval rozsah zadané diplomové práce. Z technických a ekonomických důvodů tedy nebude proveden návrh vodou chlazené komory.

Druhým a při tomto návrhu zároveň aplikovaným řešením se nabízí možnost použití vzduchu jako chladícího média. Vzduch se bude přisávat přes otvor ve spalovací komoře, přičemž odpadá potřeba chladit plášť spalovací komory. Tímto způsobem dojde i ke značné úspoře plynného paliva, neboť požadovaný průtok spalin bude tvořen ze směsi paliva, okysličovadla a chladícího vzduchu.

U vybrané koncepce spalovací komory je potřeba provést bilanční a konstrukční návrh.

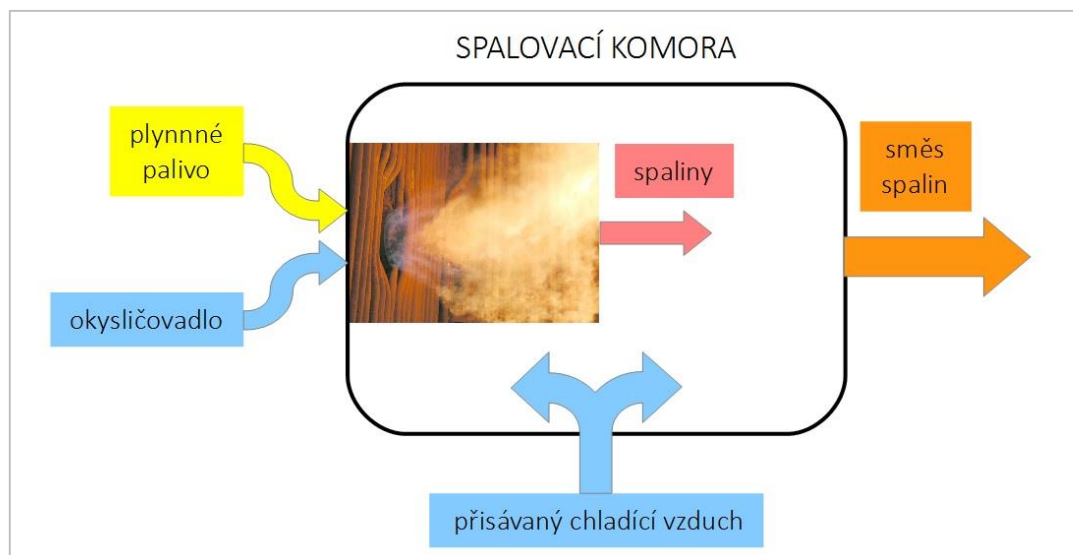
Do bilanční části spadá provedení následujících úkolů:

- zvolit spalované palivo a definovat jeho vlastnosti potřebné pro tepelný výpočet,
- zvolit zdroj kyslíku a definovat jeho vlastnosti,
- provést spalovací bilanci paliva s okysličovadlem, ze které vzejde potřebné množství okysličovadla na 1 m³ paliva a objem vzniklých spalin po spalovací reakci,
- určit teplotu plamene,
- provést bilanci vzniklých spalin a přisávaného chladícího vzduchu.

Do konstrukční části výpočtu patří:

- zvolit použitý hořák a definovat jeho výkonové parametry,
- na základě předchozích bilancí stanovit typ a rozměry komory,
- navrhnout otvor a jeho potřebný průřez pro přisávání chladícího vzduchu,
- spočítat a navrhnout tepelnou izolaci komory,
- určit rozměry výstupního kouřovodu,
- zvolit konstrukční materiál komory.

Za účelem provedení veškerých výpočtů byl vybrán software v podobě tabulkové editoru od firmy Microsoft Excel. MS Excel byl zvolen pro své jednoduché uživatelské prostředí společně s velkým globálním rozšířením mezi počítačovými uživateli. Výsledný soubor je součástí elektronické přílohy diplomové práce a obsahuje kompletní výpočetní postup, který bude dále v práci popisován.



Obr. 5-1: Celkové bilanční schéma spalovací komory.

5.1 Bilanční návrh – volba spalovaného paliva

Ze zadání diplomové práce je požadován návrh pro spalování plyných paliv. V konkrétním případě je jako palivo vybrán zemní plyn. Ten na trhu zastupuje na poli plyných paliv největší podíl. Jedná se o směs uhlovodíků a vzdušných plynů, jehož fyzikální vlastnosti jsou závislé na chemickém složení, které se liší podle lokality těžby ZP.

Zemní plyny se dělí na dvě skupiny s označením H a L. H skupina označuje zemní plyny s vysokým spalným teplem obsahující vysoké procento hořlavých látek. Obsah nehořlavých látek (N_2 , CO_2) je u H typu menší než 5%. Do této skupiny patří zemní plyny těžené v Rusku, Norsku, Velké Británii a severní Africe.

Skupina L představuje zemní plyny s menším spalným teplem a vyšším obsahem inertních nehořlavých plynů pohybující se mezi 10 až 12 %. Zde lze zařadit zemní plyn těžený v Holandsku [12].

Dle publikace [12] je 75 % spotřeby zemního plynu v České republice pokryto dodávkou ruského zemního plynu. Z daného důvodu se při výpočtu spalovací komory bude uvažovat s tímto plynem. Jeho složení, společně s dalšími zemními plyny, je uvedeno v tabulce 5-1. Uvažovaná hodnota výhřevnost zvoleného ruského zemního plynu je $35,8 \text{ MJ/m}_N^3$.

Složka ZP	LHV	Norský H	Ruský H	Alžírský H	Holandský L
	[kJ/m_N^3]	x_i [%]	x_i [%]	x_i [%]	x_i [%]
CH_4	35 887	85,8	98,39	76,0	82,8
C_2H_6	64 345	8,3	0,44	8,0	3,1
C_3H_8	93 215	2,8	0,16	3,3	0,6
C_4H_{10}	123 810	0,9	0,07	1,6	0,2
C_5H_{12}	156 560	0,3	0,03	2,8	0,1
C_6^+	173 458	0,04	-	0,0	0,05
CO_2	0	1,5	0,07	1,9	1,1
N_2	0	0,4	0,84	6,4	12,1

Tab. 5-1: Složení vybraných zemních plynů [12], [13]

5.2 Bilanční návrh – volba okysličovadla

K chemické reakci spalování dochází za přístupu kyslíku. Ten je obsažen v atmosférickém vzduchu o objemovém obsahu přibližně 21 %. Proto se také nejčastěji používá čistý vzduch jako okysličovadla. Záměrně je uvedeno čistý neboť v určitých aplikacích, převážně vysokoteplotních, se jako okysličovadla využívá vzduchu s obohacováním kyslíku nebo také čistého kyslíku. Pro navrhovanou spalovací komoru bude zdrojem potřebného kyslíku čistý spalovací vzduch. Z technických důvodů, daných požadovanou výstupní teplotou spalin, není zapotřebí dosáhnout vysoké spalovací teploty, které by bylo dosaženo právě obohacováním kyslíku. Z ekonomického pohledu na věc, použití čistého vzduchu není žádnou finanční zátěží. Složení a objemové koncentrace jednotlivých prvků v čistém spalovacím vzduchu jsou uvedeny v tabulce 5-3.

Složení a objemové koncentrace suchého vzduchu bylo převzato z literatury [14]. Za účelem složení vlhkého vzduchu byl proveden níže uvedený výpočet.

5.2.1 Výpočet vlhkosti spalovacího vzduchu

Obsah vodní páry je vypočítán na základě měření dostupné meteorologické stanice, kterou se určila relativní vlhkost vzduchu v prostorech těžkých laboratoří ÚPEI. Provedená měření vedla ke stanovení průměrných hodnot uvedených v tabulce 5-2. Dále byla použita Antoineova rovnice ke stanovení tlaku nasycených vodních par za dané teploty.

Veličina	Jednotka	Měření č. 1	Měření č. 2	Zvolené hodnoty
t_{amb}	[°C]	28,1	31,6	30
P_{atm}	[kPa]	99,09	99,35	99
φ	[%]	18	12,2	15

Tab. 5-2: Naměřené hodnoty a jejich volba pro výpočet

Antoineova rovnice má tvar:

$$\log p^0 = A - \frac{B}{C + t} \quad (5.1)$$

kde p^0 parciální tlak sytých par [kPa],
 A, B, C konstanty Antoineovy rovnice [-],
 t teplota [°C].

Konstanty Antoineovy rovnice pro vodu [15]:

$$\begin{aligned} A &= 7,196 \\ B &= 1730,63 \\ C &= 233,426 \end{aligned}$$

Antoineova rovnice pro vodu pak:

$$\log p_{H_2O}^0 = 7,196 - \frac{1730,63}{233,426 + t} \quad (5.2)$$

Z rovnice vyjádříme při zvolené teplotě t tlak sytých par $p_{H_2O}^0$ a pomocí rovnice (5.3),(5.3) pro výpočet relativní vlhkosti a která je známá z měření, určíme parciální tlak vodní páry p_{H_2O} . Výsledná objemová koncentrace vody x_{H_2O} ve vzduchu se vyjádří rovnicí (5.4).

$$\varphi = \frac{p_{H_2O}^0}{p_{H_2O}} \quad (5.3)$$

$$x_{H_2O} = p_{atm} \cdot p_{H_2O} \cdot 100 \quad (5.4)$$

Složka V	Suchý vzduch [14]	Vlhký vzduch
	x_i [%]	x_i [%]
N ₂	78,09	77,59
O ₂	20,95	20,82
CO ₂	0,03	0,03
Ar	0,93	0,92
H ₂ O	0	0,64

Tab. 5-3: Výsledné složení suchého a vlhkého vzduchu.

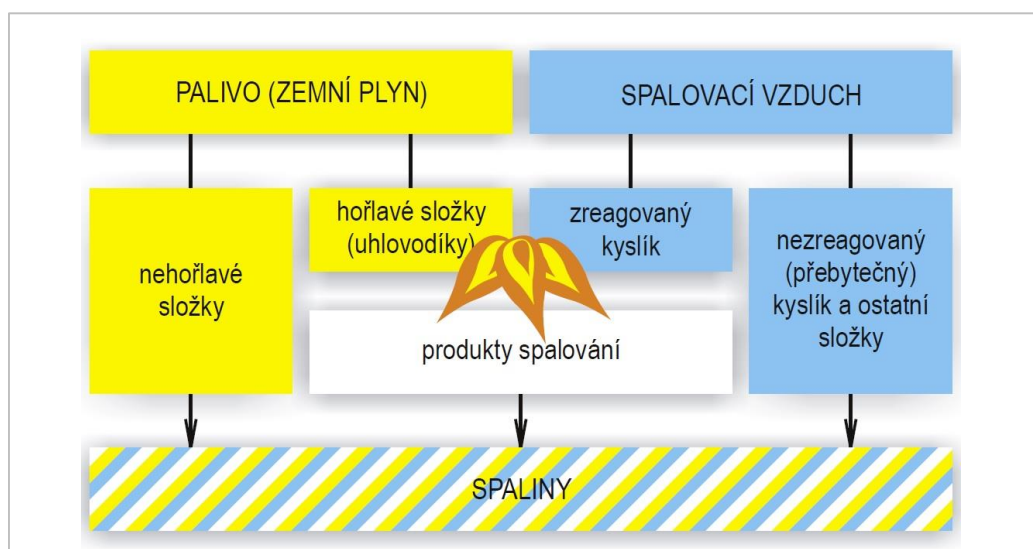
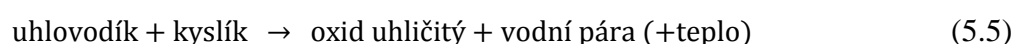
5.3 Bilanční návrh – bilance ZP a spalovacího vzduchu

V následující kapitole je provedena bilance spalování ZP a spalovacího vzduchu za normálních podmínek. To znamená při tlaku 101,325 kPa a teplotě 0 °C.

Schématické zobrazení spalování zemního plynu a spalovacího vzduchu popisuje obrázek 5-2. Pro spálení (oxidaci) všech hořlavých složek paliva a zamezení vzniku jedovatého oxidu uhelnatého (CO) je potřeba zajistit dostatečný objem kyslíku obsaženého ve spalovacím vzduchu. Minimální množství se označuje jako stechiometrické, přičemž stechiometrická spotřeba kyslíku se určí ze stejnojmenných rovnic.

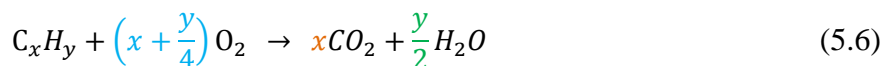
Stechiometrické rovnice pro dokonalé spalování uhlovodíků

Při spalování ZP dochází k reakci uhlovodíků C_xH_y s kyslíkem O_2 za vzniku oxidu uhličitého CO_2 a vodní páry H_2O . Jelikož se v případě spalování jedná o exotermickou reakci, dalším produktem chemické reakce je uvolňující se teplo.



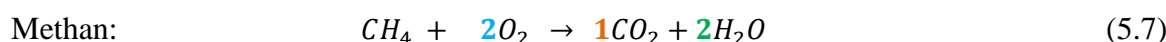
Obr. 5-2: Zjednodušené schéma spalování zemního plynu [16].

Obecný předpis pro reakci uhlovodíků a kyslíku popisuje následující vztah:



$\left(x + \frac{y}{4}\right)$ v rovnici značí koeficient tvorby kyslíku, dále také označovaný jako K_{O_2} , x představuje koeficient tvorby oxidu uhličitého, dále označovaný K_{CO_2} , $\frac{y}{2}$ koeficient tvorby vody, dále označovaný K_{H_2O} .

Podle vztahu (5.6) jsou vyjádřeny rovnice pro uhlovodíky obsažené v zemním plynu.



Pro vysvětlení koeficienty uvádí poměry mezi jednotlivými sloučeninami. Například tedy rovnice (5.7) udává, že pro dokonalé spálení 1 m_N³ methanu je zapotřebí 2 m_N³ kyslíku za vzniku 1 m_N³ oxidu uhličitého a 2 m_N³ vodní páry.

Stechiometrická spotřeba kyslíku

Nejprve se stanoví jednotlivé spotřeby kyslíku pro spálení všech uhlovodíků obsažených v zemním plynu. Obecnou rovnici lze zapsat takto:

$$\frac{V_{O_2}}{V_{C_xH_y}} = \frac{x_{C_xH_y}}{100} \cdot K_{O_2} \quad (5.12)$$

kde V_{O_2} potřebné objem kyslíku [m_N³],
 $V_{C_xH_y}$ objem daného uhlovodíku [m_N³],
 $x_{C_xH_y}$ objemová koncentrace daného uhlovodíku v zemním plynu [%],
 K_{O_2} koeficient tvorby kyslíku daného uhlovodíku [m_N³/m_N³].

Výpočet potřebného množství kyslíku pro spálení CH₄ bude tedy podle rovnice (5.12) vypadat takto:

$$\frac{V_{O_2}}{V_{CH_4}} = \frac{98,39}{100} \cdot 2 = 1,968 \text{ m}_N^3$$

Stejným postupem se vypočítají spotřeby kyslíku pro zbývající uhlovodíkové složky, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Složka ZP	$x_{C_xH_y}$	K_{O_2}	$\frac{V_{O_2}}{V_{C_xH_y}}$
	[%]	[m ³ /m ³]	[m ³ /m ³]
CH ₄	98,39	2	1,968
C ₂ H ₆	0,44	3,5	0,015
C ₃ H ₈	0,16	5	0,008
C ₄ H ₁₀	0,07	6,5	0,005
C ₅ H ₁₂	0,03	8	0,002

Tab. 5-4: Výsledné hodnoty spotřeby kyslíku pro jednotlivé uhlovodíky.

Celková spotřeba kyslíku se určí následujícím součtem:

$$V_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{CH_4}} + \frac{V_{O_2}}{V_{C_2H_6}} + \frac{V_{O_2}}{V_{C_3H_8}} + \frac{V_{O_2}}{V_{C_4H_{10}}} + \frac{V_{O_2}}{V_{C_5H_{12}}} \quad (5.13)$$

$$V_{O_2} = 1,968 + 0,015 + 0,008 + 0,005 + 0,002$$

$$V_{O_2} = \mathbf{1,998 \text{ m}_N^3}$$

Stechiometrická spotřeba spalovacího vzduchu

Dle tabulky 5-3 obsahuje spalovací vzduch přibližně 21 % kyslíku z celkového objemu. Proto bude stochiometrický objem spalovacího vzduchu více než 4 krát větší než stochiometrický objem kyslíku. Přesně se stochiometrický objem suchého spalovacího vzduchu určí vztahem (5.14) a stochiometrický objem vlhkého vzduchu vztahem (5.15). V dalších výpočtech je již uvažováno pouze s vlhkým vzduchem.

$$V_{TSV} = \frac{V_{O_2}}{x_{O_2,TSV}} \cdot 100 = \frac{1,998}{20,95} \cdot 100 = \mathbf{9,538 \text{ m}_N^3} \quad (5.14)$$

$$V_{TV} = \frac{V_{O_2}}{x_{O_2,TV}} \cdot 100 = \frac{1,998}{20,82} \cdot 100 = \mathbf{9,599 \text{ m}_N^3} \quad (5.15)$$

Přebytek spalovacího vzduchu a skutečná spotřeba spalovacího vzduchu

Pro dokonalé spálení 1 m³ zemního plynu je zapotřebí do hořáku přivést skutečný objem vzduchu V_V , který je větší než teoreticky (stochiometrický) objem vzduchu V_{TV} . Poměr skutečného a teoretického objemu vzduchu se nazývá přebytek spalovacího vzduchu a značí se n .

Plynná paliva se díky svému skupenství velmi dobře mísí se vzduchem a proto je lze spalovat s nízkým násobkem n při vysoké účinnosti [4]. Pro spalování plyných paliv se jedná o hodnotu v rozmezí 1,05 až 1,2. Hodnota pro výpočet byla zvolena $n = 1,2$. Skutečný objem vzduchu se potom pomocí přebytku spalovacího vzduchu určí.

$$V_V = n \cdot V_{TV} \quad (5.16)$$

$$V_V = 1,2 \cdot 9,599 = \mathbf{11,519 \text{ m}_N^3}$$

Poměru spalovacího vzduchu a ZP

$$n_1 = \frac{V_V}{V_{ZP}} = \frac{11,519}{1} = \mathbf{11,519} \quad (5.17)$$

Stechiometrická tvorba CO₂ a H₂O

Postup je identický jako při výpočtu stechiometrie kyslíku. Nejprve se stanoví tvorba oxidu uhličitého.

$$\frac{V_{CO_2}}{V_{C_xH_y}} = \frac{x_{C_xH_y}}{100} \cdot K_{CO_2} \quad (5.18)$$

$$\frac{V_{CO_2}}{V_{CH_4}} = \frac{98,39}{100} \cdot 1 = 0,984 \text{ m}_N^3 \quad \text{atd....} \quad (5.19)$$

Složka ZP	$x_{C_xH_y}$	K_{CO_2}	$\frac{V_{CO_2}}{V_{C_xH_y}}$
	[%]	[m _N ³ /m _N ³]	[m _N ³ /m _N ³]
CH ₄	98,39	1	0,984
C ₂ H ₆	0,44	2	0,009
C ₃ H ₈	0,16	3	0,005
C ₄ H ₁₀	0,07	4	0,003
C ₅ H ₁₂	0,03	5	0,002

Tab. 5-5: Výsledné hodnoty tvorby oxidu uhličitého pro jednotlivé uhlovodíky.

$$V_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{CH_4}} + \frac{V_{CO_2}}{V_{C_2H_6}} + \frac{V_{CO_2}}{V_{C_3H_8}} + \frac{V_{CO_2}}{V_{C_4H_{10}}} + \frac{V_{CO_2}}{V_{C_5H_{12}}} = \mathbf{1,002 \text{ m}_N^3} \quad (5.20)$$

Totožným způsobem provedení výpočtu tvorby vody respektive vodní páry.

$$\frac{V_{H_2O}}{V_{C_xH_y}} = \frac{x_{C_xH_y}}{100} \cdot K_{H_2O} \quad (5.21)$$

$$\frac{V_{H_2O}}{V_{CH_4}} = \frac{98,39}{100} \cdot 2 = \mathbf{1,968 \text{ m}_N^3} \quad \text{atd....} \quad (5.22)$$

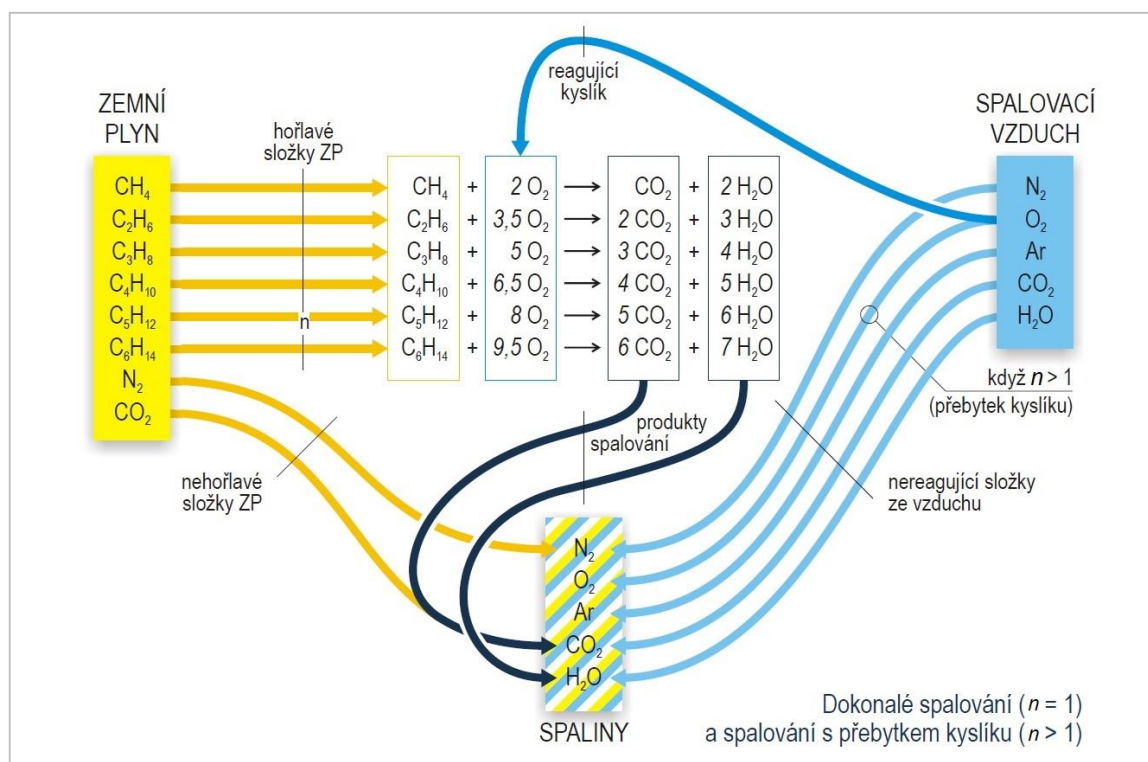
Složka ZP	$x_{C_xH_y}$	K_{H_2O}	$\frac{V_{H_2O}}{V_{C_xH_y}}$
	[%]	[m _N ³ /m _N ³]	[m _N ³ /m _N ³]
CH ₄	98,39	2	1,968
C ₂ H ₆	0,44	3	0,013
C ₃ H ₈	0,16	4	0,006
C ₄ H ₁₀	0,07	5	0,004
C ₅ H ₁₂	0,03	6	0,002

Tab. 5-6: Výsledné hodnoty tvorby vody pro jednotlivé uhlovodíky.

$$V_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{CH_4}} + \frac{V_{H_2O}}{V_{C_2H_6}} + \frac{V_{H_2O}}{V_{C_3H_8}} + \frac{V_{H_2O}}{V_{C_4H_{10}}} + \frac{V_{H_2O}}{V_{C_5H_{12}}} = 1,993 \text{ m}_N^3 \quad (5.23)$$

Určení objemu spalin

Spaliny zemního plynu jsou tvořeny z nehořlavých složek paliva, produktů vznikajících spalováním a nereagujících složek vzduchu. Tvorba spalin je schématicky vyobrazena pomocí obrázku 5-3. Ze schématu jsou patrné nehořlavé složky – N_2 a CO_2 , produkty spalování CO_2 , H_2O a nereagující složky vzduchu, jimiž jsou všechny plyny (N_2 , Ar, CO_2 a H_2O) kromě kyslíku použitého ke spalovací reakci s uhlovodíky. To ovšem platí, jen pokud se jedná o dokonalé spalování, během něhož se vypotřebuje všechen obsažený kyslík. Při spalování s nadbytkem vzduchu ($n > 1$), je přebytečný kyslík převáděn do spalin.



Obr. 5-3: Grafické schéma popisující tvorbu spalin zemního plynu [16].

Množství a složení vznikajících spalin je s ohledem na zvolený přebytek $n = 1,2$ vyjádřeno v tabulce 5-7. Pro pochopení výpočtu je níže proveden výpočet pro dusík. Ten je ve spalinách podle obrázku 5-3 obsažen v zemním plynu v podobě nehořlavé složky (NSZP) a ve spalovacím vzduchu v podobě nereagující složky (NSV). Jelikož se dusík neúčastní spalovací reakce, nepatří tedy mezi produkty vzniklé spalováním (PS).

$$NSZP (N_2) = V_{ZP} \cdot \frac{x_{N_2,ZP}}{100} = 1 \cdot \frac{0,84}{100} = 0,084 \text{ m}_N^3 \quad (5.24)$$

$$PS (N_2) = 0 \text{ m}_N^3 \quad (5.25)$$

$$NSV (N_2) = V_V \cdot \frac{x_{N_2,V}}{100} = 11,519 \cdot \frac{77,59}{100} = 8,9376 \text{ m}_N^3 \quad (5.26)$$

Složka	$NSZP_i$	PS_i	NSV_i	$NSZP_i + PS_i + NSV_i$
SP	$[m_N^3]$	$[m_N^3]$	$[m_N^3]$	$[m_N^3]$
N_2	0,0084	0	8,9376	8,9460
O_2	0	0	0,3996	0,3996
CO_2	0,0007	1,002	0,0034	1,0059
Ar	0	0	0,1064	0,1064
H_2O	0	1,993	0,0739	2,0666

Tab. 5-7: Výpočet objemu jednotlivých složek spalin při spálení $1 m_N^3$ ZP.

Objem spalin, který vzniká spálením $1 m_N^3$ ZP při přebytku spalovacího vzduchu $n = 1,2$:

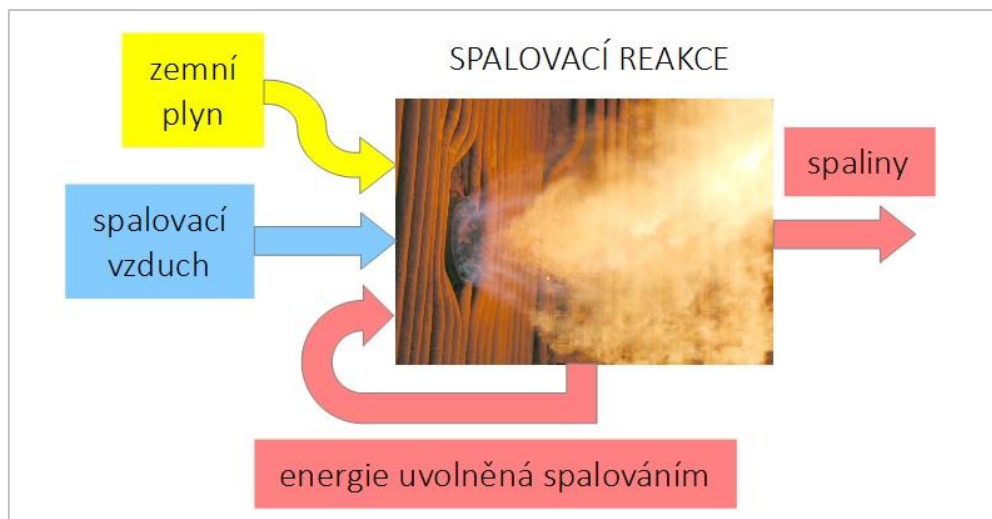
$$V_{SP} = \sum(NSZP_i + PS_i + NSV_i) \quad (5.27)$$

$$V_{SP} = 8,9460 + 0,3996 + 1,0059 + 0,1064 + 2,0666 = \mathbf{12,5246 m_N^3}$$

5.4 Bilanční návrh – výpočet teploty plamene

Dalším krokem bude stanovení teploty plamene. Velikost teploty bude potřeba pro pozdější výpočet poměru spalin a přisávaného chladícího vzduchu ve spalovací komoře. Nejprve se vypočítá takzvaná adiabatická (teoretická) teplota plamene T_{TFT} . Označení adiabatická plyne z důvodu zanedbání tepelných ztrát do okolí. Dalším krokem bude výpočet skutečné spalovací teploty T_s , která již poslouží ke stanovení poměru mezi horkými spalinami a přisávaným vzduchem.

5.4.1 Adiabatická teplota plamene



Obr. 5-4: Schéma 1. energetické bilance vstupních a výstupních proudů.

Základem je rovnice (5.28) vyjadřující energetickou bilanci mezi vstupujícími a vystupujícími proudy. Energie obsažená v proudech je součinem objemu daného proudu a entalpie jak uvádí rovnice (5.29). Tepelná energie uvolněná spalovací reakcí je vyjádřena součinem výhřevnosti ZP a jeho spalovaného objemu. Z přechozích výpočtu jsou známé veličiny V_{ZP} , V_V a V_{SP} . Entalpie se určí dalším výpočtem.

$$Q_{ZP} + Q_V + Q_{reakce} = Q_{SP} \quad (5.28)$$

$$i_{ZP} \cdot V_{ZP} + i_V \cdot V_V + LHV_{ZP} \cdot V_{ZP} = i_{SP} \cdot V_{SP} \quad (5.29)$$

Výpočet entalpie plynů

Nejprve je potřeba obecně popsat výpočet entalpie pro plynné složky. Entalpie představuje veličinu popisující použitelný energetický obsah dané látky. Definičním vztahem pro výpočet entalpie dílčí složky je [17]:

$$di_i = c_p \cdot dT \quad (5.30)$$

Dle vztahu nelze určit absolutní velikost entalpie, nýbrž její rozdíl. Proto je potřeba zavést vztažný bod, podobně jako je tomu třeba u potenciální energie, ke kterému se bude entalpická hodnota vztahovat. V daném případě se za tento bod bude považovat teplota $T_0 = 273,15$ K (0°C). Ve výpočtu se bude dále počítat s uvažováním nedokonalého plynu. Ty se vyznačují závislostí fyzikálních vlastností na teplotě, kterou je také měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku. Teplotní závislost tepelné kapacity popisuje zvolený polynom [18], [19]:

$$c_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + \frac{E}{T^2} \quad (5.31)$$

kde A , B , C , D , E jsou experimentálně stanovené koeficienty pro danou sloučeninu [-], T vyjadřuje teplotu [K] a c_p měrnou tepelnou kapacitu za konstantního tlaku [kJ/kmol.K]. Integrací a s použitím vztahu (5.31) se určí změna entalpie Δi_i následovně:

$$di_i = c_p \cdot dT$$

$$\int_{i_0}^i di_i = \int_{T_0}^T c_p \cdot dT$$

$$\int_{i_0}^i di_i = \int_{T_0}^T \left(A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + \frac{E}{T^2} \right) \cdot dT$$

$$[i_i]_{i_0}^i = \left[A \cdot T + \frac{B \cdot T^2}{2} + \frac{C \cdot T^3}{3} + \frac{D \cdot T^4}{4} + \frac{E \cdot T^{-1}}{-1} \right]_{T_0}^T$$

$$\Delta i_i = A(T - T_0) + B \left(\frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) + C \left(\frac{T^3 - T_0^3}{3} \right) + D \left(\frac{T^4 - T_0^4}{4} \right) + \left(\frac{E}{T_0} - \frac{E}{T} \right) \quad (5.32)$$

Pokud se pravá strana rovnice (5.32) podělí molárním objemem za normálních podmínek V_{mN} , bude změna entalpie Δi_i vyjádřena z původních jednotek [kJ/kmol] v jednotkách [kJ/m³].

$$V_{mN} = 22.414 \frac{\text{m}_N^3}{\text{kmol}}$$

$$\Delta i_i = \left(A(T - T_0) + B \left(\frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) + C \left(\frac{T^3 - T_0^3}{3} \right) + D \left(\frac{T^4 - T_0^4}{4} \right) + \left(\frac{E}{T_0} - \frac{E}{T} \right) \right) \cdot \frac{1}{V_{mN}} \quad (5.33)$$

Entalpie paliva

V předchozí části byl odvozen vztah (5.33) pro výpočet změny entalpie, kterým se stanoví entalpie všech složek obsažených v zemním plynu. Koeficienty A , B , C , D , E jsou pro jednotlivé složky převzaty z publikace [18]. Teplota paliva alias ZP je zvolena na základě měření v laboratoři $t_{ZP} = 30\text{ °C}$ resp. $T_{ZP} = 303,15\text{ °C}$. Jakmile je známa hodnota změny entalpie složky Δi_i , stanoví se její příspěvek $I_{i,ZP}$ (5.34) do celkové entalpie paliva. Dílčí výsledky jsou v tabulce 5-8.

$$I_{i,ZP} = \Delta i_i \cdot \frac{x_{i,ZP}}{100} \quad (5.34)$$

Celková entalpie paliva i_{ZP} se rovná součtu dílčích příspěvků I_i od všech složek:

$$i_{ZP} = \sum I_{i,ZP} = I_{CH_4} + I_{C_2H_6} + I_{C_3H_8} + I_{C_4H_{10}} + I_{C_5H_{12}} + I_{N_2} + I_{CO_2} \quad (5.35)$$

Složka ZP	$x_{i,ZP}$ [%]	A [-]	B [-]	C [-]	D [-]	E [-]	Δi_i [kJ/m _N ³]	$I_{i,ZP}$ [kJ/m _N ³]
CH ₄	98,39	1,2279	0,1116	-4,61E-05	7,13E-09	671468	50,6265	49,8114
C ₂ H ₆	0,44	-8,7751	0,2190	-1,09E-04	2,14E-08	683673	72,3011	0,3181
C ₃ H ₈	0,16	-2,7367	0,2999	-1,52E-04	3,00E-08	0	96,0685	0,1537
C ₄ H ₁₀	0,07	-6,5146	0,4107	-2,24E-04	4,77E-08	0	126,3054	0,0884
C ₅ H ₁₂	0,03	-1,1486	0,4791	-2,49E-04	5,03E-08	0	157,1037	0,0471
CO ₂	0,84	23,6391	0,0125	-4,14E-06	4,80E-10	172470	38,8215	0,3261
N ₂	0,07	31,9564	0,0357	-1,53E-05	2,31E-09	-375874	48,8413	0,0342

Tab. 5-8: Dílčí entalpie jednotlivých složek ZP při $T=303,15\text{ K}$ a $T_0=273,15\text{ K}$.

Celková entalpie zemního plynu při 30 °C:

$$i_{ZP} = 49,8114 + 0,3181 + 0,1537 + 0,0884 + 0,0471 + 0,3261 + 0,0342 = \mathbf{50,78} \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

Entalpie spalovacího vzduchu

Určí se analogicky jako u paliva pomocí vztahu (5.33) pro všechny složky ve spalovacím vzduchu. Teplota spalovacího vzduchu je opět zvolena na základě okolní teploty v laboratořích, tedy stejně jako u předešlého paliva je teplota vzduchu ve výpočtu $t_V = 30\text{ °C}$ resp. $T_V = 303,15\text{ °C}$. Příspěvky od jednotlivých složek spalovacího vzduchu se definují takto:

$$I_{i,V} = \Delta i_i \cdot \frac{x_{i,V}}{100} \quad (5.36)$$

Složka V	$x_{i,V}$ [%]	A [-]	B [-]	C [-]	D [-]	E [-]	Δi_i [kJ/m _N ³]	$I_{i,V}$ [kJ/m _N ³]
N ₂	77,59	23,6391	0,0125	-4,14E-06	4,80E-10	23,6391	38,8215	30,1213
O ₂	20,82	24,3375	0,0166	-7,45E-06	1,25E-09	24,3375	39,2892	8,1783
CO ₂	0,03	31,9564	0,0357	-1,53E-05	2,31E-09	31,9564	48,8413	0,0146
Ar	0,92	20,8084	0,0000	0,00E+00	0,00E+00	20,8084	27,8510	0,2574
H ₂ O	0,64	25,3660	0,0193	-3,80E-06	1,75E-10	25,3660	45,0914	0,2891

Tab. 5-9: Dílčí entalpie jednotlivých složek spalovacího vzduchu při $T=303,15\text{ K}$ a $T_0=273,15\text{ K}$.

Celková entalpie spalovacího vzduchu i_V při 30 °C:

$$i_V = \sum I_{i,V} = I_{N_2} + I_{O_2} + I_{CO_2} + I_{Ar} + I_{H_2O} \quad (5.37)$$

$$i_V = 30,1213 + 8,1783 + 0,0146 + 0,2574 + 0,2891 = \mathbf{38,86} \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

Hodnota adiabatické teploty a entalpie spalin

V tomto okamžiku jsou již známy všechny veličiny z bilanční rovnice (5.29) ze které se vyjádří entalpie spalin i_{SP} :

$$i_{SP} = \frac{i_{ZP} \cdot V_{ZP} + i_V \cdot V_V + LHV_{ZP} \cdot V_{ZP}}{V_{SP}} \quad (5.38)$$

$$i_{SP} = \frac{50,78 \cdot 1 + 38,86 \cdot 11,52 + 35758 \cdot 1}{12,52} = \mathbf{2894,8} \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

Z entalpie spalin se dopočítá adiabatická teplota plamene T_{TFT} . Jelikož je však entalpie spalin respektive jejich složek závislá na teplotě viz (5.33) určí se teplota plamene iteračním způsobem.

Principem iterace je opakovaný výpočet, kdy se na počátku zvolí výchozí hodnota v konkrétním případě hledané teploty plamene a dopočítá se entalpie spalin, jež se pro tento účel označí jako $i_{SP,2}$. Tato hodnota entalpie spalin se pak porovnává s již vypočtenou entalpií spalin z rovnice (5.38) a pokud nejsou ekvivalentní, změní se výchozí hodnota teploty plamene a celý početní algoritmus se opakuje. Výpočet se opakuje až do chvíle než se dosáhne rovnosti entalpií $i_{SP,2} = i_{SP}$. Graficky je algoritmus znázorněn pomocí vývojového diagramu na obrázku 5-5.

Iterační proces je ve výpočetním souboru MS Excel proveden pomocí datového nástroje Hledání řešení. Ten stanoví za podmínky $i_{SP,2} = i_{SP}$ konečnou teplotu T_{TFT} resp. t_{TFT} rovnou hodnotě 2062,04 K resp. 1788,89 °C. Důkazem rovnosti je další tabulka a výpočet.

$$I_{i,SP} = \Delta i_i \cdot \frac{x_{i,SP}}{100} \quad (5.39)$$

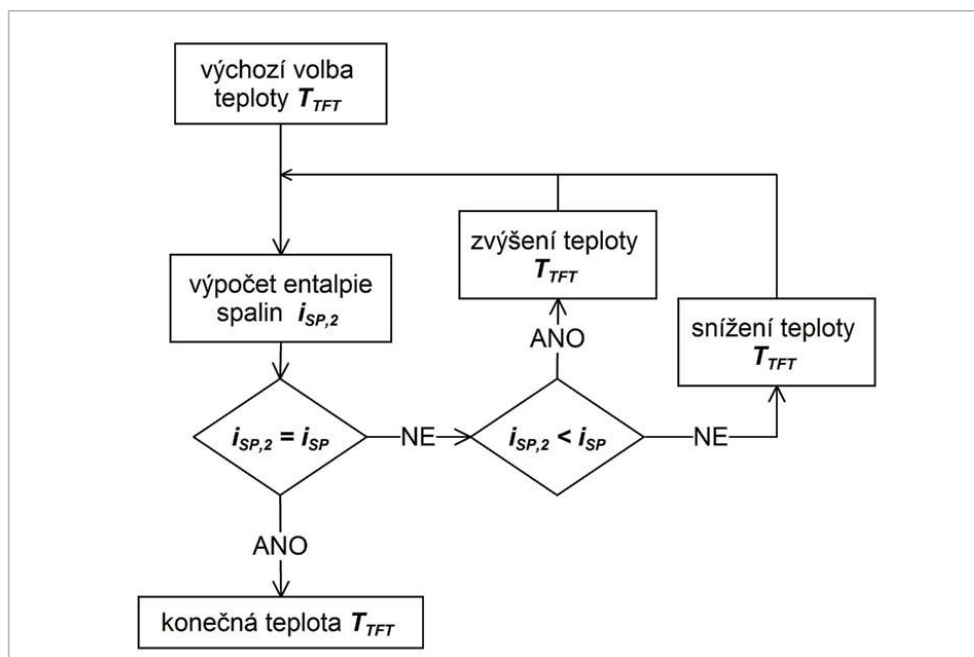
Složka	$x_{i,SP}$	A	B	C	D	E	Δi_i	$I_{i,SP}$
SP	[%]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]
N ₂	71,43	23,6391	0,0125	-4,14E-06	4,80E-10	172470	2638,9495	1884,9396
O ₂	3,19	24,3375	0,0166	-7,45E-06	1,25E-09	67779	2782,6012	88,7865
CO ₂	8,03	31,9564	0,0357	-1,53E-05	2,31E-09	-375874	4301,5168	345,4845
Ar	0,85	20,8084	0,0000	0,00E+00	0,00E+00	0	1660,7451	14,1140
H ₂ O	16,50	25,3660	0,0193	-3,80E-06	1,75E-10	253811	3402,8499	561,4713

Tab. 5-10: Dílčí entalpie jednotlivých složek spalin při $T=2062,04$ K a $T_0=273,15$ K.

$$i_{SP,2} = \sum I_{i,SP} = I_{N_2} + I_{O_2} + I_{CO_2} + I_{Ar} + I_{H_2O} \quad (5.40)$$

$$i_{SP,2} = 1884,94 + 88,79 + 345,48 + 14,11 + 561,47 = \mathbf{2894,8} \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

Jak již bylo uvedeno, platí tedy rovnost $i_{SP} = i_{SP,2} = \mathbf{2894,8} \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$.



Obr. 5-5: Vývojový diagram výpočtu adiabatické teploty plamene.

5.4.2 Skutečná teplota plamene

V předchozí kapitole byla stanovena teoretická teplota plamene, jež má v konkrétním případě hodnotu přibližně 1788°C. Ve skutečnosti však této teploty nelze dosáhnout, neboť při spalování zemního plynu dochází k tepelným ztrátám do okolí spalovací komory a dále ke snížení teoretické teploty vlivem disociace složek CO₂ a H₂O. Ke zmíněné disociaci dochází při spalování ZP nad teplotou cca. 1600 °C což platí pro tento případ. Disociační reakce má endotermní charakter čili ke svému průběhu spotřebovává teplo, čímž snižuje teoretickou teplotu T_{TFT} na teplotu tzv. disociační označovanou T_{DIS} [12].

V daném případě je potřeba určit skutečnou spalovací teplotu T_S , jež je vždy nižší než T_{TFT} i T_{DIS} a všeobecně zohledňuje tepelné ztráty. Ty obvykle závisí na mnoha činitelích jako například stupeň izolace spalovacího prostoru, tvar hořáku, typ hořáku atd. Pro vyjádření velikosti skutečné teploty se vyjde z definice pyrometrické účinnosti [10]:

$$\eta_p = \frac{t_{TFT}}{t_S} \quad (5.41)$$

kde η_p pyrometrická účinnost [-],
 t_{TFT} adiabatická teplota plamene [°C],
 t_S skutečná teplota plamene [°C].

Hořáky s kinetickým spalováním předmíšené směsi paliva a okysličovadla mají vyšší hodnotu pyrometrické účinnosti, než hořáky s difuzním spalováním. Pyrometrická účinnost nevyjadřuje energetickou účinnost spotřebiče, ale pouze stupeň dosažitelné spalovací teploty a stanovuje se měřením teplot v daném typu spotřebiče. V praxi se její hodnoty pohybují mezi 0,5 až 0,85.

Na základě použitého typu hořáku a po konzultaci s vedoucím diplomové práce byla pyrometrická účinnost stanovena 0,75. V dalším kroku se dle definované pyrometrické účinnosti (5.41) určí skutečná spalovací teplota.

$$t_S = t_{FTT} \cdot \eta_p = 1788,89 \cdot 0,75 = \mathbf{1341,67 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$T_S = t_S + 273,15 = 1341,67 + 273,15 = \mathbf{1614,82 \text{ K}}$$

Pokud se změnila teplota plamene z adiabatické na skutečnou je nyní potřeba provést přepočít entalpie spalin při skutečné teplotě plamene $i_{SP,S}$. Tento krok je důležitý pro další postup, v němž se bude realizovat energetická bilance spalin a přisávaného chladícího vzduchu.

Přepočít opět analogicky dle vztahů (5.33), (5.39) a (5.40):

Složka SP	$x_{i,SP}$ [%]	A [-]	B [-]	C [-]	D [-]	E [-]	Δi_i [kJ/m _N ³]	$I_{i,SP}$ [kJ/m _N ³]
N ₂	71,43	23,6391	0,0125	-4,14E-06	4,80E-10	172470	1925,9413	1375,65
O ₂	3,19	24,3375	0,0166	-7,45E-06	1,25E-09	67779	2035,0948	64,94
CO ₂	8,03	31,9564	0,0357	-1,53E-05	2,31E-09	-375874	3101,7596	249,12
Ar	0,85	20,8084	0,0000	0,00E+00	0,00E+00	0	1245,5590	10,59
H ₂ O	16,50	25,3660	0,0193	-3,80E-06	1,75E-10	253811	2421,5641	399,56

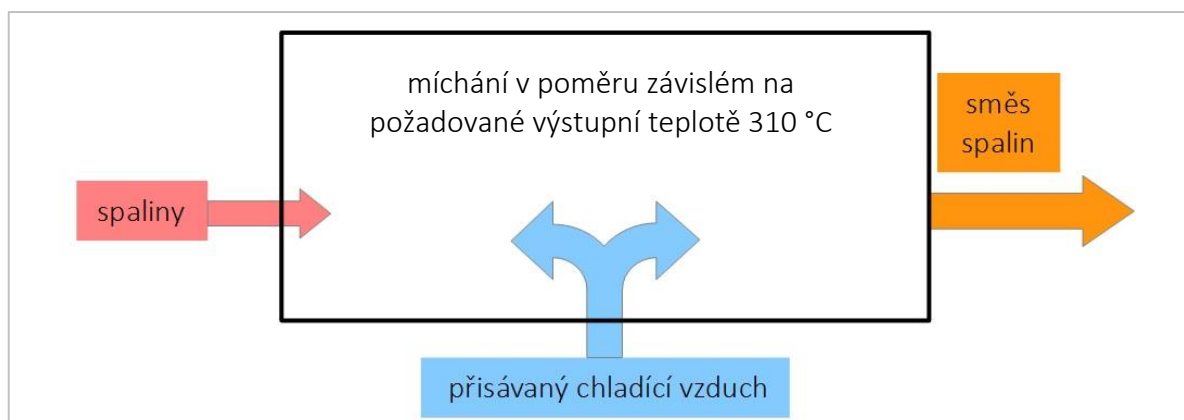
Tab. 5-11: Dílčí entalpie jednotlivých složek spalin při $T=1793,71 \text{ K}$ a $T_0=273,15 \text{ K}$.

$$i_{SP,S} = 1375,65 + 64,94 + 249,12 + 10,59 + 399,56 = \mathbf{2099,86 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}} = i_{SP}$$

5.5 Bilanční návrh – bilance spalin a chladícího vzduchu

Cílem této části je určení poměru mezi spalinami a přisávaným chladícím vzduchem, z něhož se poté určí potřebné množství chladícího vzduchu. Výchozím bodem výpočtu je opět energetická bilance mezi vstupními proudy a výstupními proudy. Vstupními proudy jsou horké spaliny a chladící vzduchu, výstupní proud reprezentuje tvořená směs spalin. Bilance je provedena za předpokladu zanedbání tepelných ztrát a za normálních podmínek. Ze zadání pro návrh spalovací komory jsou známy technologické požadavky na tvořenou směs spalin:

$$t_{OUT,PP} = 310 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{a} \quad \dot{V}_{OUT} = 100 \frac{\text{m}_N^3}{\text{hod}}$$



Obř. 5-6: Schéma 2. energetické bilance vstupních a výstupních proudů.

Rovnice 2. energetické bilance:

$$Q_{SP} + Q_{CV} = Q_{OUT} \quad (5.42)$$

Pokud se rovnice vynásobí časovou jednotkou, dostaneme bilanci tepelných výkonů:

$$\dot{Q}_{SP} + \dot{Q}_{CV} = \dot{Q}_{OUT} \quad (5.43)$$

Vztah se dále rozepíše pomocí součinu entalpie a objemového toku.

$$i_{SP} \cdot \dot{V}_{SP} + i_{CV} \cdot \dot{V}_{CV} = i_{OUT} \cdot \dot{V}_{OUT} \quad (5.44)$$

$$i_{CV} = i_V \quad (5.45)$$

i_{SP} je známou veličinou z předešlého výpočtu, i_{CV} entalpie chladicího vzduchu je také známa neboť je rovna entalpii spalovacího vzduchu i_V která má stejnou teplotu. \dot{V}_{OUT} je zadáno z požadavků DP. Mezi neznámé parametry v této rovnici patří objemové toky spalin \dot{V}_{SP} a chladicího vzduchu \dot{V}_{CV} . Ze zákona zachování hmoty dále vyplývá, že součet objemových toků vstupních proudů je roven objemového toku výstupního proudu:

$$\dot{V}_{SP} + \dot{V}_{CV} = \dot{V}_{OUT} \xrightarrow{\dot{V}_{SP}} \dot{V}_{SP} = \dot{V}_{OUT} - \dot{V}_{CV} \quad (5.46)$$

Vztah (5.46) se dosadí do rovnice (5.44) a vyjádří se entalpie směsi spalin i_{OUT} :

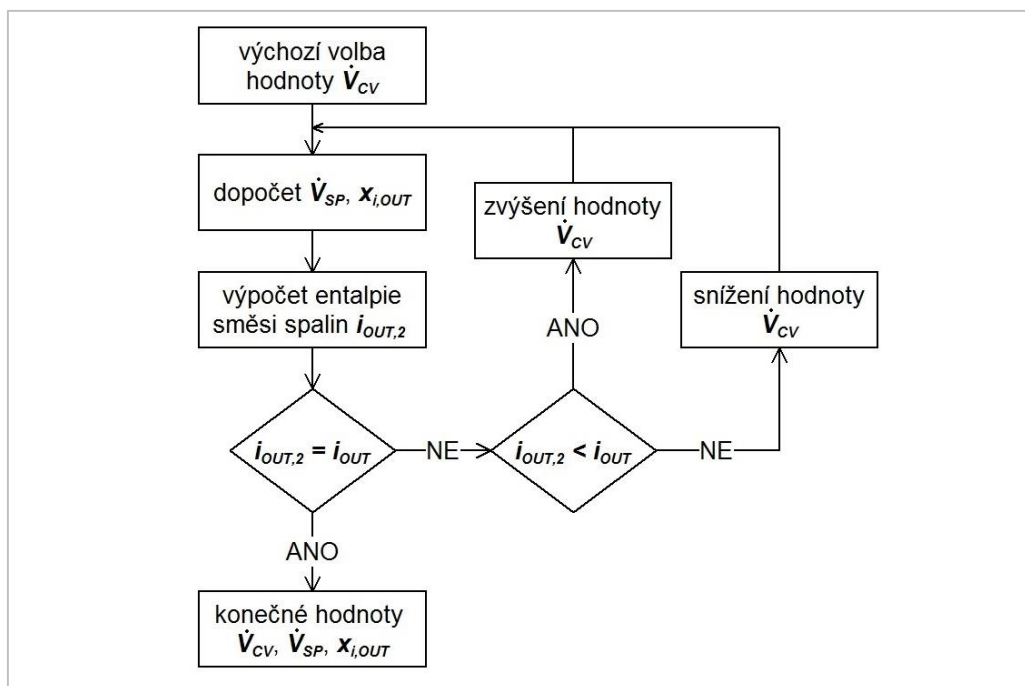
$$i_{OUT} = \frac{i_{SP} \cdot (\dot{V}_{OUT} - \dot{V}_{CV}) + i_{CV} \cdot \dot{V}_{CV}}{\dot{V}_{OUT}} \quad (5.47)$$

Entalpii i_{OUT} lze také stanovit analogicky jako u paliva, spalovacího vzduchu a spalin. Teplota, z níž se vychází je známa ze zadání DP, $t_{OUT,PP} = 310 \text{ °C}$ resp. $T_{OUT,PP} = 583,15 \text{ K}$. Problémem je ale neznalost objemových koncentrací složek ve směsi spalin. Ta se skládá ze složek spalin a chladicího vzduchu. Ty jsou stejné (N_2 , O_2 , CO_2 , Ar , H_2O), avšak v jiných objemových koncentracích což vyjadřuje tabulka 5-12. Objemové složení chladicího vzduchu se shoduje se složením spalovacího vzduchu 5-3, neboť se přisávají ze stejného prostředí. Koncentrace jednotlivých složek směsi spalin je závislá na poměru mezi spalinami a chladicím vzduchem, které jsou však neznámým parametrem.

Z uvedeného důvodu se entalpie stanoví opět iteračním výpočtem, kdy se bude volit hodnota \dot{V}_{CV} a následně dopočítávat analogickým postupem jako u paliva dopočítávat entalpie směsi spalin označená pro tento účel $i_{OUT,2}$. Ta se bude porovnávat s entalpií i_{OUT} vyjádřenou z rovnice (5.47). Proces se opakuje, dokud není dosaženo rovnosti $i_{OUT,2} = i_{OUT}$. Iterační proces je opět řešen pomocí datového nástroje MS Excel Hledání řešení. Schéma iteračního postupu líčí vývojový diagram na obrázku 5-7.

Složka SP	$x_{i,SP}$ [%]	Složka CV	$x_{i,CV}$ [%]	Složka OUT	$x_{i,OUT}$ [%]
N_2	71,43	N_2	77,59	N_2	71,43 až 77,59
O_2	3,19	O_2	20,82	O_2	3,19 až 20,82
CO_2	8,03	CO_2	0,03	CO_2	0,03 až 0,83
Ar	0,85	Ar	0,92	Ar	0,85 až 0,92
H_2O	16,50	H_2O	0,64	H_2O	0,64 až 16,50

Tab. 5-12: Stanovení rozmezí objemových koncentrací složek směsi spalin.



Obr. 5-7: Vývojový diagram výpočtu objemového toku chladícího vzduchu a spalin.

Výsledkem iterace jsou tyto hodnoty:

$$\dot{V}_{CV} = 81,85 \frac{\text{m}_N^3}{\text{hod}} , \dot{V}_{SP} = 18,15 \frac{\text{m}_N^3}{\text{hod}} , i_{OUT} = 412,90 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

Důkazem je i níže uvedený výpočet entalpie $i_{OUT,2}$ a tabulka.

$$I_{i,OUT} = \Delta i_i \cdot \frac{x_{i,OUT}}{100} \quad (5.48)$$

Složka OUT	$x_{i,OUT}$ [%]	A [-]	B [-]	C [-]	D [-]	E [-]	Δi_i [kJ/m _N ³]	$I_{i,OUT}$ [kJ/m _N ³]
N ₂	76,47	23,6391	0,0125	-4,14E-06	4,80E-10	172470	405,8562	310,3626
O ₂	17,62	24,3375	0,0166	-7,45E-06	1,25E-09	67779	422,6923	74,4660
CO ₂	1,48	31,9564	0,0357	-1,53E-05	2,31E-09	-375874	583,1620	8,6425
Ar	0,91	20,8084	0,0000	0,00E+00	0,00E+00	0	287,7934	2,6206
H ₂ O	3,52	25,3660	0,0193	-3,80E-06	1,75E-10	253811	477,4876	16,8041

Tab. 5-13: Koncentrace a dílčí entalpie složek směsi spalin při $T=583,15$ K a $T_0=273,15$ K.

$$i_{OUT,2} = \sum I_{i,OUT} = I_{N_2} + I_{O_2} + I_{CO_2} + I_{Ar} + I_{H_2O} \quad (5.49)$$

$$i_{OUT,2} = 310,3626 + 74,4660 + 8,6425 + 2,6206 + 16,8041$$

$$i_{OUT,2} = 412,8957 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$$

platí tedy rovnost: $i_{OUT} = i_{OUT,2} = 412,90 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$

Poměr chladícího vzduchu a horkých spalin

Požadovaný poměr mezi přísávaným chladícím vzduchem a horkými spalinami se označí n_2 .

$$n_2 = \frac{\dot{V}_{CV}}{\dot{V}_{SP}} = \frac{81,85}{18,15} = \mathbf{4,51} \quad (5.50)$$

5.6 Bilanční návrh – spotřeba ZP, spalovacího vzduchu, výkon hořáku

V přechodí kapitole byl určen objemový tok spalin \dot{V}_{SP} při požadovaném průtoku směsi \dot{V}_{OUT} . Z něj se za pomoci znalosti poměru mezi ZP a spalinami stanoví spotřeba paliva. Jakmile bude určena spotřeba zemního plynu, vypočítá se na základě znalosti výhřevnosti paliva tepelný výkon tedy požadovaný výkon hořáku.

Výpočet spotřeby spalovacího vzduchu vychází ze znalosti poměru mezi spalovacím vzduchem a spalinami.

Spotřeba ZP

$$\dot{V}_{ZP} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{V_{ZP}}{V_{SP}} = \dot{V}_{SP} \cdot n_3 \quad (5.51)$$

kde \dot{V}_{ZP} potřebný objemový tok zemního plynu [m_N^3/hod],
 \dot{V}_{SP} potřebný objemový tok spalin [m_N^3/hod],
 n_3 poměr tvorby objemů ZP a spalin [-].

$$\dot{V}_{ZP} = 18,15 \cdot \frac{1}{12,52} = 18,15 \cdot 0,08 = \mathbf{1,449 \frac{\text{m}_N^3}{\text{hod}}}$$

Požadovaný výkon hořáku

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_{ZP} \cdot LHV_{ZP} \cdot \frac{1}{3600} \quad (5.52)$$

kde \dot{Q}_H tepelný výkon hořáku [kW],
 \dot{V}_{ZP} potřebný objemový tok zemního plynu [m_N^3/hod],
 LHV_{ZP} výhřevnost ZP a spalovacího vzduchu [kJ/m_N^3].

$$\dot{Q}_H = 1,449 \cdot 35\,758 \cdot \frac{1}{3600} = \mathbf{14,39 \text{ kW}}$$

Spotřeba spalovacího vzduchu

$$\dot{V}_V = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{V_V}{V_{SP}} = \dot{V}_{SP} \cdot n_4 \quad (5.53)$$

kde \dot{V}_V potřebný objemový tok spalovacího vzduchu [m_N^3/hod],
 \dot{V}_{SP} potřebný objemový tok spalin [m_N^3/hod],
 n_4 poměr tvorby objemů spalovacího vzduchu a spalin [-].

$$\dot{V}_{ZP} = 18,15 \cdot \frac{11,52}{12,52} = 18,15 \cdot 0,92 = \mathbf{16,69 \frac{\text{m}_N^3}{\text{hod}}}$$

5.7 Bilanční návrh – shrnutí výsledků

Pro přehlednost důležitých parametrů bilančního návrhu je zpracována výsledková tabulka.

Veličina	Hodnota	Způsob určení
LHV_{ZP} výhřevnost ZP	35,8 MJ/m _N ³	zvoleno
α přebytek spalovacího vzduchu:	1,2	zvoleno
t_V teplota spalovacího vzduchu:	30 °C	zvoleno
t_{ZP} teplota ZP:	30 °C	zvoleno
t_{CV} teplota chladícího vzduchu:	30 °C	zvoleno
\dot{V}_{OUT} potřebné množství směsi spalin:	100 m _N ³ /h	zadáno
t_{OUT} teplota směsi spalin:	310 °C	zadáno
\dot{V}_{ZP} potřebné množství ZP:	1,45 m _N ³ /h	vypočteno
\dot{V}_V potřebné množství spalovacího vzduchu:	16,69 m _N ³ /h	vypočteno
\dot{V}_{CV} potřebné množství chladícího vzduchu:	81,85 m _N ³ /h	vypočteno
n_1 poměr spalovacího vzduchu a ZP:	11,52	vypočteno
n_2 poměr chladícího vzduchu a spalin:	4,51	vypočteno
n_3 poměr ZP a spalin:	0,08	vypočteno
n_4 poměr spalovacího vzduchu a spalin:	0,92	vypočteno
t_{TFT} adiabatická teplota plamene:	1788 °C	vypočteno
t_S skutečná teplota plamene (spalin):	1342 °C	vypočteno
\dot{Q}_H potřebný výkon hořáku:	14,4 kW	vypočteno

Tab. 5-14: Důležité parametry bilančního výpočtu.

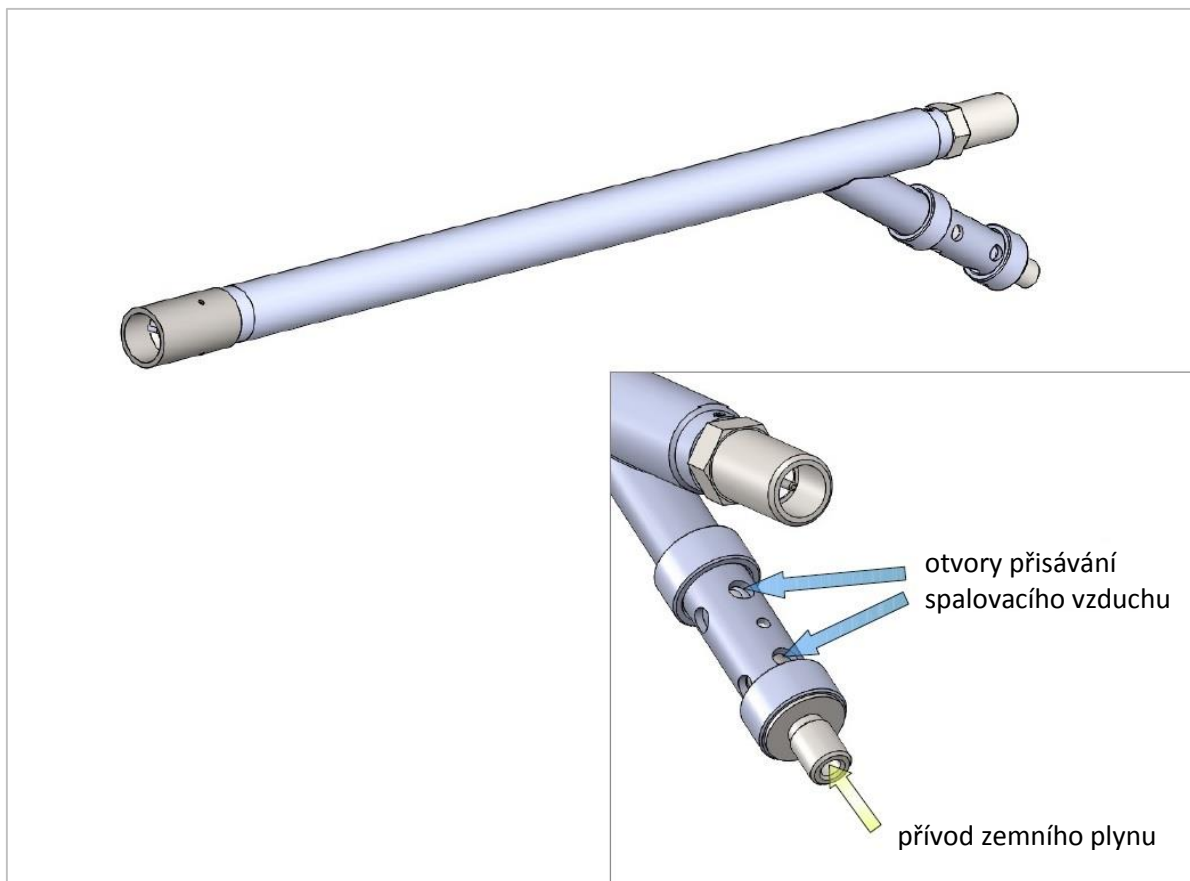
5.8 Konstrukční návrh – volba hořáku

Volba hořáku se v daném případě odvíjí od požadovaného tepelného výkonu, který je menší než 20 kW. Jelikož se jedná o velice mály výkon v porovnání s hořáky běžně užívanými v průmyslu, většina výrobců nenabízí ve své nabídce plynové hořáky takto malých výkonů. Potřebný výkon pro navrhovanou spalovací komoru výkonově odpovídá spíše stabilizačním a zapalovacím hořákům, které jsou však součástí výkonnějších hořáku (řádově MW) a nedají se samostatně pořídit.

Pro specifickou spalovací komoru je zvolen plynový hořák vyrobený na ÚPEI pro vlastní potřeby. Jmenovitý výkon hořáku je 18 kW. Jedná se o injektorový typ hořáku, čili se spalovacího vzduch přisává samovolně ejekčním účinkem proudícího paliva.

maximální výkon hořák:	24 kW
nominální výkon hořáku:	18 kW
minimální výkon hořáku:	14 kW
způsob zapalování:	elektrické zapalovací zařízení WG82-68/3S, WG82-68/2S
palivo:	zemní plyn
přetlak paliva	100 kPa
teplota spalovacího vzduchu:	okolní
délka plamene (nominální výkon):	0,3 m

Tab. 5-15: Základní technické parametry použitého hořáku.



Obr. 5-8: Vizualizace a popis použitého hořáku.

5.9 Konstrukční návrh – volba geometrie spalovací komory

Při volbě celkové geometrie komory je potřeba zohlednit, že prostor uvnitř má plnit nejen funkci zajištění dokonalého spálení paliva se spalovacím vzduchem ale vzhledem ke specifické úloze zejména umožnit v dostatečné kvalitě promíchávání horkých spalin a chladícího vzduchu uvnitř spalovací komory.

Prvním parametrem je volba tvaru komory. Ten částečně také vychází z běžně používaného typu, kterým je horizontální válcová komora. Hořák bude umístěn v ose na čele komory. Na protějším čele bude umístěn centrálně kouřovod odvádějící směs spalin na katalytickou jednotku. Vzhledem i ke způsobu jakým bude ke komoře orientován kanál pro přisávání chladícího vzduchu, viz kapitola týkající se návrhem kanálu, je podélný válcový tvar bez hran ideálním kvůli postupnému promíchávání. Válcový plášť je dále konstrukčně lehkým a tuhým řešením umožňujícím snazší výrobu s minimem svarových spojů.

Druhým důležitým geometrickým hlediskem je poměr mezi průměrem válcové části a vlastní délkou spalovací komory. Opět vzhledem k potřebě míchání se jeví jako vhodnější navrhnout delší část válcového pláště. Hodnota je tedy stanovena poměrem 1:4.

Třetím voleným parametrem, kterým rozhoduje o velikosti komory je zdržná doba směsi spalin τ_{OUT} . Zdržná doba vynásobená objemovým tokem určí objem spalin, kterou musí komora pojmout a tedy i její vnitřní objem. Normativní předpisy stanovují tuto dobu na minimálně 2 vteřiny, nicméně je velice důležité poznamenat, že se tato hodnota vztahuje na zařízení spalující komunální odpad případně jiné odpadní látky. V daných případech se vyžaduje setrvání spalin při dané teplotě a to za účelem dostatečného tepelného rozkladu

materiálu, který obsahuje velké množství polutantů. U navrhované spalovací komory poslouží volba 2 vteřin za účelem jejich dostatečného promíchání. Zvolená zdržná doba bude při výpočtu uvažována za normálních podmínek! V reálném případě se vlivem vysoké teplotou zvětší objemy proudící uvnitř komory a sníží se tak i zdržná doba. Jinými slovy tedy bude pro provozní podmínky platit $\tau_{OUT} < 2$ s.

Vnitřní rozměry spalovací komory

Objem uvnitř spalovací komory vyplývá z této rovnice:

$$V_K = S_K \cdot l_K = \dot{V}_{OUT} \cdot \tau_{OUT} \cdot \frac{1}{3600} \quad (5.54)$$

kde V_K vnitřní objem spalovací komory [m_N^3],
 S_K příčný průřez vnitřního prostoru válcové komory [m^2],
 l_K délka vnitřní válcové části [m],
 \dot{V}_{OUT} objemový tok směsi spalin [m_N^3/hod],
 τ_{OUT} zdržná doba spalin [s].

Plocha válcové části je daná vzorcem:

$$S_K = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \quad (5.55)$$

Ze zvoleného poměru mezi průměrem a délkou označeném n_5 vyplývá rovnice:

$$l_K = \frac{1}{n_5} \cdot D_K \quad (5.56)$$

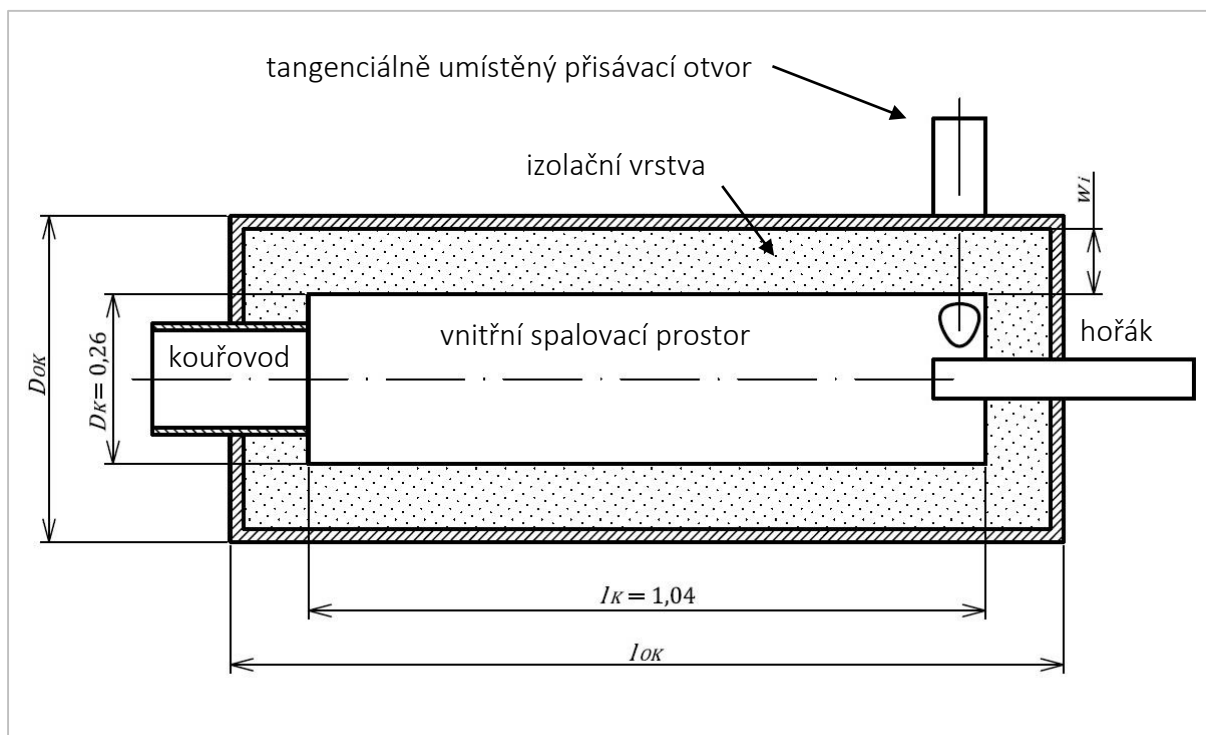
Vztahy (5.55) a (5.56) se dosadí do rovnice (5.54), která se upraví a vyjádří se z ní vnitřní průměr spalovací komory.

$$D_K = \sqrt[3]{\frac{1}{3600 \cdot \pi} \cdot \dot{V}_{OUT} \cdot \tau_{OUT}} = \sqrt[3]{\frac{1}{3600 \cdot \pi} \cdot 100 \cdot 2} = \mathbf{0,26 \text{ m}}$$

$$l_K = \frac{1}{n_5} \cdot 0,26 = \frac{1}{0,25} \cdot 0,26 = \mathbf{1,04 \text{ m}}$$

$$V_K = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot l_K = \frac{\pi \cdot 0,26^2}{4} \cdot 1,04 = \mathbf{0,0556 \text{ m}^3}$$

Podle takto vypočtených údajů zatím nelze stanovit výrobní rozměry (vnější rozměry) protože mezi vnitřním spalovacím prostorem a vnější stěnou komory se ještě musí umístit vrstva izolace tak jak ukazuje obrázek 5-9. Izolační vrstva bude sloužit k zajištění přijatelné vnější povrchové teploty.

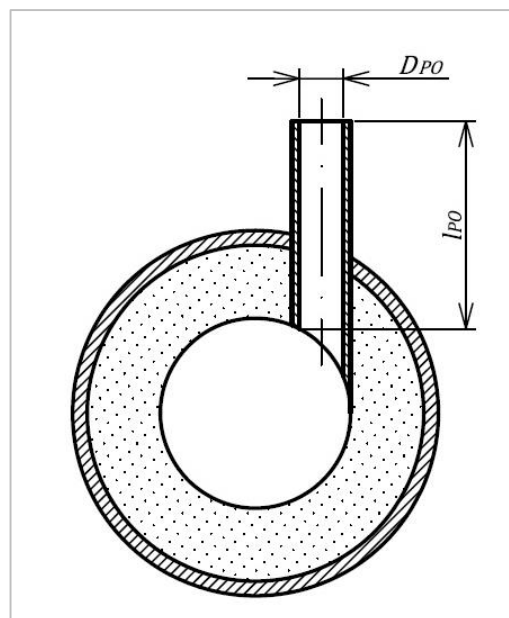


Obr. 5-9: Zjednodušený podélný řez komorou s vyznačením vnitřních a vnějších rozměrů.

5.10 Konstrukční návrh – kanál pro přísávání chladícího vzduchu

Chladicí vzduch se bude do komory dopravovat skrze kanál umístěným mezi spalovacím prostorem a okolním prostředím. Pro nasátí potřebného objemu vzduchu je potřeba uvnitř komory vytvořit podtlak vůči okolí. Ten se vytvoří ejektorem umístěným za katalytickou jednotkou a při spalování bude vytvářet podtlak okolo hodnoty -50 Pa.

Přísávací kanál pro chladicí vzduch bude umístěn vertikálně u čelní stěny komory s tangenciální orientací vzhledem ke kruhovému průřezu spalovací komory. Výběr tangenciální orientace s umístěním na začátku vychází ze zkušenosti použití na jiných spalovacích zařízeních, a které zajišťuje dostatečným způsobem promíchávání vznikající směsi spalin po délce komory. Přísávací kanál bude vybaven škrtící klapkou umožňující regulaci množství chladícího vzduchu. Z důvodu použití kruhové škrtící klapky a jednodušší výroby se volí rovněž kruhový průřez přísávacího kanálu. Délku kanálu je potřeba volit s ohledem aby umožnila tangenciální usměrnění toku dovnitř spalovací komory a minimalizovala ztráty způsobené tvarem vtokového otvoru (dále označovaný vtokový součinitel).



Obr. 5-10: Specifikace základních rozměrů přísávacího kanálu v příčném řezu.

Výpočet rozměrů kanálu vychází z výše uvedených předpokladů a je proveden za účelem stanovení minimálního rozměru (průměru) k nasátí potřebného množství chladicí vzduchu známého již z předešlých kapitol.

Výpočet minimálního průměru otvoru

V oblasti kanálového propojení musí mezi okolím a vnitřním spalovacím prostorem platit zákon zachování energie proudění tekutiny, což popisuje Bernoulliho rovnice. Ta je také vyjádřena pro počáteční vztah a to mezi bodem kde se nasává okolní vzduch do kanálu (dolní index 01) a výstupním bodem z kanálu, kde chladicí vzduch vstupuje do spalovacího prostoru komory (dolní index 02). Při řešení jsou v Bernoulliho rovnici zanedbány tlakové ztráty způsobené prouděním v kanále

Výchozí Bernoulliho rovnice má tedy tvar:

$$E_{k01} + E_{p01} + E_{t01} = E_{k02} + E_{p02} + E_{t02} \quad (5.57)$$

$$\left(\frac{1}{2}mu^2 + mgh + pV\right)_{01} = \left(\frac{1}{2}mu^2 + mgh + pV\right)_{02}$$

Stanoví se podmínky nulové počáteční rychlosti v okolním prostředí, zvolí se délka nátrubku a kvůli zjednodušení se zanedbá i složka potenciální energie. Ta bude kvůli malé výšce nátrubku a hustotě okolního vzduchu stejně zanedbatelná. Potom tedy:

$$u_{01} = 0 \quad , \quad h_{01} = l_{PO} = \mathbf{0,5 \text{ m}}$$

$$\left(\frac{u^2}{2} + 0 + \frac{p}{\rho}\right)_{01} = \left(\frac{u^2}{2} + 0 + \frac{p}{\rho}\right)_{02}$$

Za zjednodušujícího předpokladu že jsou hustoty vzduchu na obou koncích stejné $\rho_{01} = \rho_{02}$ a zároveň jsou rovny hustotě okolního vzduchu při normálních podmínkách $\rho_{CV,N}$ se matematickou úpravou vyjádří výstupní rychlost u_{02} .

$$u_{teor,02} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\Delta p_{01,02}}{\rho_{CV,N}}\right)} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{50}{1,293}\right)} = \mathbf{8,79 \frac{m}{s}} \quad (5.58)$$

Vypočítaná rychlost je teoretická, neboť v ní není obsažen průtokový koeficient, zohledňující tvar a délku přísávacího nátrubku. Na doporučení vedoucího diplomové práce byla v daném případě hodnota průtokového koeficientu stanovena $\mu = 0,63$. Následně se může přistoupit k výpočtu skutečné výstupní rychlosti.

$$u_{02} = \mu \cdot u_{teor,02} = 0,63 \cdot 8,79 = \mathbf{5,54 \frac{m}{s}} \quad (5.59)$$

Pro výpočet průměru se nyní vyjde z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_{CV} = \rho_{CV,N} \cdot S_{PO} \cdot u_{02} = \rho_{CV,N} \cdot \frac{\pi \cdot D_{PO}^2}{4} \cdot u_{02} \quad (5.60)$$

kde \dot{m}_{CV} hmotnostní tok chladícího vzduchu [kg/s],
 $\rho_{CV,N}$ hustota chladícího vzduchu za NP [kg/m³],
 S_{PO} průtočný průřez přísávacího otvoru [m²],
 u_{02} teoretická výstupní rychlost chladícího vzduchu do prostoru [m/s],
 D_{PO} průměr přísávacího otvoru [m].

Relace mezi hmotnostním tokem a potřebných objemových tokem chladícího vzduchu:

$$\frac{\dot{m}_{CV}}{\rho_{CV,N}} = \frac{\dot{V}_{CV}}{3600} \quad (5.61)$$

Úpravou dvou předchozích rovnic se formuluje vztah pro určení průměru:

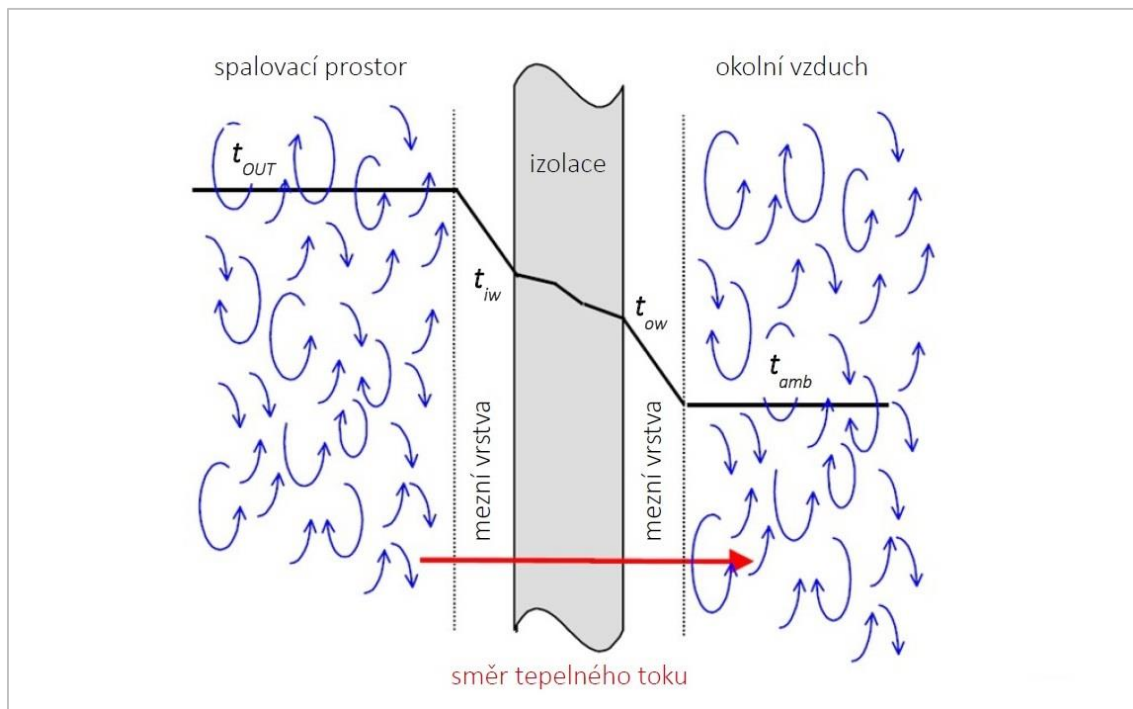
$$D_{PO} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{CV}}{\pi \cdot u_{02} \cdot 3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 81,85}{\pi \cdot 5,54 \cdot 3600}} = \mathbf{0,0723 \text{ m}} \quad (5.62)$$

Minimální možný průměr při daném podtlaku -50 Pa vychází tedy přibližně 72 mm. Z důvodu zjednodušení při výpočtu (tlakové ztráty, hustoty vzduchu) a použití škrťací klapky se volí větší průřez 85 mm.

5.11 Konstrukční návrh – výpočet tepelné izolace

Cílem vrstvy izolace bude snížit vysokou teplotu uvnitř spalovacího prostoru na teplotu přijatelnou pro vnější plášť spalovací komory. Izolace bude vyplňovat prostor mezi spalovacím prostorem a kovovým pláštěm. Výpočet vychází z maximální povolené teploty na povrchu spalovací komory. Povrchové teplotě se věnuje norma ČSN 07 0620 – „*Konstrukce a výstroj parních a horkovodních kotlů*“. Norma stanovuje povrchovou teplotu 50 °C při teplotě ovzduší 25 °C. Při jiné teplotě okolí je přípustný rozdíl mezi teplotou vnějšího povrchu izolace a okolního vzduchu maximálně 25 °C. V konkrétním případě výpočtu se uvažuje s okolní teplotou 30 °C a tedy maximální povrchová teplota izolace, která nesmí být za provozu překonána, činí 55 °C. Teplota stěny izolace uvnitř spalovacího prostoru t_{iw} se předpokládá jako požadovaná teplota směsi spalin 310 °C. Navrhovaná izolační vrstva tedy musí snížit teplotu o více než 250 °C. Jelikož se jedná o nechlazenou spalovací komoru, chlazení a tepelný odběr obstarává pouze atmosférický vzduch proudící v okolním prostoru. Jedná se o případ chlazení volnou konvekcí, u něhož lze očekávat malý tepelný tok.

Schéma celkového prostupu tepla mezi vrstvou izolace a okolím zobrazuje obrázek 5-11. Jedná se o přenos tepla prouděním na venkovní a vnitřní straně a přenos tepla vedením skrze vrstvu izolačního materiálu. Přenos tepla radiací je u uvažované koncepce zanedbán, neboť jeho podíl by byl významný až při vyšších teplotách. Dále je při výpočtu možné zanedbat i vrstvu kovového pláště. Je to dáno vlivem jeho daleko menší tloušťky vůči izolační vrstvě, vlivem jeho velké tepelné vodivosti a za předpokladu volné konvekce nízkého tepelného toku. Z daných důvodů bude teplota na vnitřní a vnější straně kovového pláště prakticky stejná. Prostup tepla se uvažuje pouze přes vnější válcový plášť. Boční stěny komory se kvůli zjednodušení nebudou uvažovat.



Obr. 5-11: Prostup tepla mezi spalovacím prostorem a okolním prostředím [20].

5.11.1 Technické parametry izolace

Na vyplnění prostorou byla vybrána izolace Sibral STANDART (120LD) [21], jejíž specifikační list lze nalézt v příloze DP. Jedná se o materiál vyrobený z žáruvzdorných keramických vláken vyznačující se vysokou tepelnou odolností přes 1000 °C a nízkou tepelnou vodivostí. Vyrábí se ve tvaru desek, které se dají snadno nařezat na požadované rozměry. V příloze DP jsou přiloženy technické listy, z nichž jsou v tabulce uvedené hodnoty tepelné vodivosti.

Střední teplota	120ZK	120LD
	Tepelná vodivost [W/m.K]	
600 °C	0,13	0,09
800 °C	0,16	0,13
1000 °C	0,19	0,17

Tab. 5-16: Tepelná vodivost izolace v závislosti na teplotě [21].

Do výpočtu se volí hodnota $\lambda_{iz} = 0,09$.

5.11.2 Výpočet součinitele přestupu tepla

Výpočet vychází z podkladů do cvičení předmětu tepelné pochody [22].

Nejprve je potřeba definovat podobnostní čísla použitá pro výpočet. Grashofovo číslo Gr charakterizuje poměr vztlačových a třecích sil v proudící tekutině. Prandtlovo Pr vyjadřuje souvislost mezi hydrodynamickými poměry a podmínkami konvektivního přenosu tepla v tekutině. Nusseltovo Nu číslo popisuje podobnost přenosu tepla konvekcí v mezní vrstvě tekutiny.

$$Gr = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad (5.63)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (5.64)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5.65)$$

kde L charakteristický lineární rozměr [m],
 g konstanta gravitačního zrychlení [m/s^2],
 β součinitel objemové tepelné roztažnosti [K^{-1}],
 Δt teplotní diference [$^{\circ}\text{C}$],
 ν kinematická viskozita [m^2/s],
 c_p měrná tepelná kapacita [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$],
 η dynamická viskozita [$\text{Pa}\cdot\text{s}$],
 λ tepelná vodivost [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$],
 α součinitel přestupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$].

U volné konvekce vodorovného válce je charakteristickým rozměrem L jeho průměr. Součinitel β je pro plyny převrácená hodnota jeho absolutní teploty. Ve vztazích dále figurují termofyzikální vlastnosti, které jsou závislé na teplotě. Vlastnosti se dosazují při střední teplotě okolního vzduchu $t_s = 0,5 \cdot (t_f + t_w)$ a stanoví se z tabulek [18]. I přes fakt že v okolí komory proudí vlhký vzduch, jsou data převzata pro suchý vzduch při NP. Odchylna termofyzikálních hodnot mezi vlhkým a suchým vzduchem je zanedbatelná.

Veličina	Hodnota při 42,5 °C	Jednotka
hustota	1,104	[kg/m^3]
měrná tepelná kapacita	1006,13	[$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]
tepelná vodivost	0,0272	[$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]
kinematická viskozita	17,45	[$10^{-6}\cdot\text{m}^2/\text{s}$]
dynamická viskozita	19,24	[$10^{-6}\cdot\text{Pa}\cdot\text{s}$]

Tab. 5-17: Termofyzikální vlastnosti suchého vzduchu při střední teplotě [18].

U volné konvekce platí vztah pro výpočet Nu čísla, který je funkcí Gr a Pr čísla:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (5.66)$$

Konstanty C a n se řídí podle velikosti součinu Grashofova a Prandtlova čísla tak jak uvádí následující tabulka.

$Gr \cdot Pr$	<0,001	0,001 – 500	500 – $2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$ – $1 \cdot 10^{13}$
C	0,5	1,18	0,54	0,135
n	0	1/8	1/4	1/3

Tab. 5-18: Hodnoty konstant C , n v závislosti na velikosti součinu $Gr \cdot Pr$ [22].

Nejprve se tedy provede výpočet Gr a Pr čísla podle rovnic (5.63) a (5.64) a provede se jejich součin za účelem určení konstant.

$$Gr = \frac{0,26^3 \cdot 9,81 \cdot (42,5 + 273,15)^{-1} \cdot (55 - 30)}{(17,45 \cdot 10^{-6})^2} = 4,51 \cdot 10^7$$

$$Pr = \frac{1006,13 \cdot 19,24 \cdot 10^{-6}}{0,0272} = 0,712$$

$$Gr \cdot Pr = 4,51 \cdot 10^7 \cdot 0,712 = 3,21 \cdot 10^7$$

Dle tabulky 5-18 se stanoví hodnota konstant a pomocí vztahů (5.65) a (5.66) se vyčíslí součinitel přestupu tepla.

$$C = 0,135 \quad , \quad n = 1/3$$

$$\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad \rightarrow \quad \alpha = \frac{C \cdot (Gr \cdot Pr)^n}{L} \cdot \lambda \quad (5.67)$$

$$\alpha = \frac{0,135 \cdot (3,21 \cdot 10^7)^{\frac{1}{3}}}{0,26} \cdot 0,0272 = 4,48 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

5.11.3 Výpočet tloušťky izolace

Tepelný tok procházející všemi vrstvami spalovací komory se určí z vypočítaného součinitele přestupu tepla na vnější straně. Hodnota tepelného toku bude stejná napříč všemi průchozími vrstvami, hustota tepelného toku se však bude lišit neboť je vztažena na válcovou plochu, která se mění s tloušťkou izolace. Základní předpis pro přenos tepla prouděním popisuje Newtonův zákon.

$$\dot{Q} = S \cdot \alpha \cdot (t_f - t_{ow}) \quad (5.68)$$

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_f - t_{ow}) \quad (5.69)$$

kde	\dot{Q}	tepelný tok [W],
	S	plocha výměny tepla na vnější straně [m ²],
	α	součinitel přestupu tepla na vnější straně [W/m ² .K],
	t_f	teplota okolo proudící tekutiny [°C],
	t_{ow}	teplota na vnější straně izolace [°C],
	\dot{q}	hustota tepelného toku na povrchu spalovací komory [W/m ²].

V konkrétně řešeném případě je teplota proudící tekutiny stanovena na 30 °C (z měření v místnosti) a teplota povrchu stěny stanovena normou na 55 °C.

Výsledná hustota tepelného toku na vnější straně bude podle rovnice (5.69):

$$\dot{q} = 4,48 \cdot (30 - 55) = -111,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Záporná hodnota \dot{q} na vnější straně komory značí odebrání tepla tedy chlazení. Pro určení tepelného toku je zapotřebí znát plochu výměny tepla. Ta je ale ovšem závislá na zatím neznámé tloušťce izolace. Proto se provede iterační způsob výpočtu, kdy se pro začátek zvolí náhodná hodnota w_{iz} a dopočítají se následující veličiny.

Vnější průměr spalovací komory:

$$D_{OK} = D_K + 2 \cdot w_{iz} \quad (5.70)$$

Vnější délka válcové části spalovací komory:

$$l_{OK} = l_K + 2 \cdot w_{iz} \quad (5.71)$$

Plocha vnějšího válcového pláště spalovací komory:

$$S = \pi \cdot D_{OK} \cdot l_{OK} \quad (5.72)$$

Ekvivalentní tepelný tok:

$$\dot{Q} = S \cdot \dot{q} = S_{stř} \cdot q_{iz} \quad (5.73)$$

Hustota tepelného toku skrze izolační materiál vztažená na její střední průměr:

$$\dot{q}_{iz} = \frac{\dot{Q}}{S_{stř}} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_{stř} \cdot l_{stř}} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot (D_K + w_{iz}) \cdot (l_K + w_{iz})} \quad (5.74)$$

Přenos tepla izolační vrstvou probíhá vedením. Základním výpočtním vztahem pro vedení tepla je Fourierova rovnice. Pro vedení tepla skrze válcovou stěnu pak platí upravená Fourierova rovnice, která zohledňuje logaritmický průběh teploty po její tloušťce.

$$\dot{q}_{iz} = \frac{2 \cdot \lambda_{iz} \cdot (t_{iw} - t_{ow})}{D_{stř} \cdot \ln\left(\frac{D_K}{D_{OK}}\right)} \quad (5.75)$$

kde λ_{iz} tepelná vodivost izolace [W/m.K],
 t_{iw} teplota na vnitřní straně izolace [°C],
 t_{ow} teplota na vnější straně izolace [°C],
 $D_{stř}$ střední průměr izolační vrstvy [m],
 D_K vnitřní průměr spalovací komory (izolace) [m],
 D_{OK} vnější průměr spalovací komory (izolace) [m].

Matematickou úpravou se vyjádří teplota na vnitřní straně izolace. Celý tento iterační postup, začínající volbou tloušťky izolace se opakuje do doby, než není dosaženo předpokládané teploty na vnitřní straně izolace 310 °C.

$$t_{iw} = \frac{\dot{q}_{iz} \cdot D_{stř} \cdot \ln\left(\frac{D_K}{D_{OK}}\right)}{2 \cdot \lambda_{iz}} + t_{ow} \quad (5.76)$$

Opakovaným výpočtem se stanoví potřebná minimální tloušťka izolace:

$$w_{iz} = \mathbf{132,4 \text{ mm}}$$

V příloženém technickém listu izolace jsou uvedeny tloušťky a rozměry v jakých se Sibalové desky vyrábějí. Na základě potřebné minimální tloušťky se volí desky tlusté 75 mm, kterými se obloží prostor spalovací komory ve dvou vrstvách. Celková tloušťka izolace tedy bude 150 mm.

Pokud se uváží tloušťka izolace 150 mm a dále ve výpočtu zanedbávané parametry – radiální přenos tepla, boční plochy spalovací komory a zanedbání tloušťky kovového pláště, reálná povrchová teplota bude v takovémto případě ještě nižší než předpokládaných 55 °C.

5.12 Konstrukční návrh – parametry kouřovodu

Pro odtok vznikající směsi spalin, která dále proudí na katalytickou jednotku a do ejektoru, slouží kouřovod připojený přírubovým spojem na zadní výstup ze spalovací komory. V této kapitole jsou určeny jeho rozměry, které je potřeba znát z důvodu výroby zadního víka spalovací komory.

Napojení kouřovodu bude mít kruhový průřez a bude provedeno podle platného normativního předpisu ČSN EN 12220 – „*Větrání budov – Potrubí – Rozměry kruhových přírub pro všeobecné větrání*“. Podle obsahu zmíněného technického předpisu byl zvolen vhodný vnitřní průměr přírubového spoje o velikosti 125 mm, což stanovuje i ekvivalentní hodnotu vnitřního průměru kouřovodu $D_{FGP} = 125$ mm. Jestliže je znám vnitřní průměr a objemový tok spalin odcházejících ze spalovací komory, lze vypočítat rychlost proudících spalin.

Rychlost proudění spalin v kouřovodu za normálních podmínek

$$\dot{V}_{OUT} = S_{FGP} \cdot u_{FGP,NP} \xrightarrow{u_{FGP,NP}} u_{FGP,NP} = \frac{\dot{V}_{OUT}}{S_{FGP}} \quad (5.77)$$

kde \dot{V}_{OUT} objemový průtok spalin za normálních podmínek [m_N^3/s],
 S_{FGP} vnitřní průtočný průřez kouřovodu [m^2],
 $u_{FGP,NP}$ rychlost proudění spalin v kouřovodu za normálních podmínek [m/s].

$$S_{FGP} = \frac{\pi \cdot D_{FGP}^2}{4} \quad (5.78)$$

$$u_{FGP,NP} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{OUT}}{\pi \cdot D_{FGP}^2} = \frac{4 \cdot 0,0278}{\pi \cdot 0,125^2} = 2,264 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Za provozu se vlivem zvýšené teploty procházejících spalin zvýší i objemový průtok a rovněž tedy rychlost proudících spalin.

Přepočítání rychlosti spalin za provozních podmínek

Přepočítání vychází z Gay-Lussacova zákona, který platí za konstantního tlaku a pomocí nějž se určí objemový tok spalin ze spalovací komory za provozní teploty.

$$\frac{\dot{V}_{OUT,PP}}{T_{OUT,PP}} = \frac{\dot{V}_{OUT}}{T_{NP}} \xrightarrow{\dot{V}_{OUT,PP}} \dot{V}_{OUT,PP} = \dot{V}_{OUT} \cdot \frac{T_{OUT,PP}}{T_{NP}} \quad (5.79)$$

$$\dot{V}_{OUT,PP} = 0,0278 \cdot \frac{(310 + 273,15)}{273,15} = 0,0593 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$u_{FGP,PP} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{OUT,PP}}{\pi \cdot D_{FGP}^2} = \frac{4 \cdot 0,0593}{\pi \cdot 0,125^2} = 4,832 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.13 Konstrukční návrh – volba materiálu

Konstrukční materiál, ze kterého bude navrhovaná spalovací komora vyrobena, vychází z materiálů používaných při stavbě kotlů. V této oblasti převládají stejně jako v jiných strojírenských odvětvích kovové materiály, mezi nimiž stále dominantní postavení zaujímají slitiny železa [23].

Obecné požadavky na kovové materiály pro stavbu kotlů [3]:

- žárovečnost, tedy odolnost proti porušení za tepla,
- korozivzdornost a opaluvzdornost (žárovzdornost), čímž se myslí odolnost proti chemickému a elektrochemickému napadení povrchu kovu,
- odolnost vůči křehkému lomu
- odolnost proti erozi způsobená zejména prachovými částicemi,
- odolnost proti tepelné únavě.

Obecné požadavky na technologické vlastnosti materiálu [3]:

- kvůli převládající technologii výroby svařováním dobrá svařitelnost,
- tvárnost materiálu ovlivňující přípustný poloměr ohybu za studena,
- obrobitelnost pro vrtání děr, tvorbu úkosů ke svařování a jiné technologické účel.

Základní rozdělení užívaných železitých materiálů [3]:

- třída 11, uhlíková ocel s obsahem uhlíku $< 0,2 \%$ používané především pro plechy,
- třída 12, uhlíková ocel s obsahem uhlíku $< 0,25 \%$ používané na trubky do teploty stěny $425 \text{ }^\circ\text{C}$,
- třída 13, nízkolegovaná ocel s vyšším obsahem manganu na výrobu plechu do $590 \text{ }^\circ\text{C}$,
- třída 15, nízkolegovaná ocel užívané až do teploty $600 \text{ }^\circ\text{C}$,
- třída 17, austenitické oceli pro součásti zatížené vysokou teplotou a tlaky.

Pro spalovací komoru je nyní potřeba vybrat na základě výše zmíněných požadavků vhodný materiál pro vnější kovové opláštění složené z válcového pláště a dvěma bočními stěnami a dále materiál trubkového kanálu pro přísávání vzduchu. Boční strany respektive víka komory budou opatřeny otvory na přední straně pro připevnění hořáku a na zadní straně pro napojení kouřovodu.

Vnější opláštění (válcový plášť + 2 boční stěny s otvory) je po celé vnitřní ploše izolováno od vnitřního spalovacího prostoru s vyšší teplotou dvojitou vrstvou desek sibalové izolace o tloušťce 75 mm a dle výpočtu by tím pádem opláštění nemělo být vystaveno vyšší teplotě než $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Odpadají tak vlastnosti požadované na materiál za vyšších teplot. Mezi hlavní požadavky potom patří dobrá obrobitelnost, tvárnost a svařitelnost kvůli výrobě. Stejně nároky jsou kladeny na přísávací kanál kvůli jeho umístění mimo spalovací prostor.

Výrobním materiálem polotovarů se volí nelegovaná konstrukční ocel dle ČSN 11 325 a dle ČSN EN označená značkou S235JR. Jedná se o ocel se zaručenou svařitelností na málo namáhané součásti [23].

Dalším konstrukčním parametrem je tloušťka, ze které se bude opláštění a součásti vyrábět. Minimální tloušťka stěny se určuje pevnostním výpočtem zohledňující veškeré zatížení působící na konstrukci. V konkrétním případě se vlivem malých rozměrů komory a minimálního tlakového zatížení pevnostní výpočet nebude provádět a tloušťka se určí zejména s ohledem na výrobní proveditelnost, čímž se má zejména na mysli dostatečná

tloušťka umožňující svařování. Dostatečnou velikostí představuje tloušťka 2 mm. Běžně se k volené tloušťce také přidávají korozní a erozní přídavky. V daném případě je lze opět zanedbat vlivem okolního prostředí s nízkou vlhkostí.

Pro doplnění, na stavbu tepelných energetických celků se běžně užívá ocel 11 523, nicméně její použití odpadá, neboť se z daného materiálu nevyrábějí požadované polotovary (trubky, plechy o dané tloušťce 2 mm) [24].

5.14 Konstrukční návrh – shrnutí

Daná kapitola je provedena pro přehlednost důležitých parametrů mající vliv na konstrukční návrh a rozměry nechlazené spalovací komory.

- injektorový hořák na ZP s přetlakem paliva 100 kPa,
- horizontální válcová spalovací komora s centrálním umístěním hořáku na čelní straně,
- tangenciální přívod chladícího vzduchu na straně hořáku,
- vybavení přísávacího kanálu škrtkou klapkou,
- vnitřní izolace komory Sibrál STANDART (120LD) [21],
- materiál nelegovaná konstrukční ocel 11 375.

Parametr		Hodnota	Způsob určení
\dot{Q}_{nom}	nominální výkon hořáku:	18 kW	zvoleno
\dot{Q}_{max}	maximální výkon hořáku:	24 kW	zvoleno
\dot{Q}_{min}	minimální výkon hořáku:	14 kW	zvoleno
n_5	poměr mezi průměrem a délkou komory:	0,25	zvoleno
t_{OUT}	zdržná doba spalin za NP:	2 s	zvoleno
l_{PO}	délka kanálu pro přísávání chladícího vzduchu:	0,5 m	zvoleno
D_{PO}	volený průměr kanálu pro přísávání:	85 mm	zvoleno
λ_{iz}	tepelná vodivost izolačního materiálu:	0,09 W/m.K	zvoleno
w_{iz}	zvolená tloušťka izolačního materiálu:	150 mm	zvoleno
δ	tloušťka konstrukčního materiálu:	2 mm	zvoleno
D_{FGP}	volený vnitřní průměr kouřovodu	125 mm	zvoleno
μ	průtokový koeficient	0,63	zvoleno
D_K	vnitřní průměr spalovací komory:	0,26 m	vypočteno
l_K	vnitřní délka spalovací komory:	1,04 m	vypočteno
V_K	vnitřní objem spalovací komory:	0,0556 m ³	vypočteno
D_{PO}	potřebný průměr kanálu pro přísávání:	72,3 mm	vypočteno
w_{iz}	potřebná tloušťka izolačního materiálu:	132,4 mm	vypočteno
D_{KO}	vnější průměr spalovací komory:	0,56 m	vypočteno
l_{KO}	vnější délka spalovací komory:	1,34 m	vypočteno
$u_{FGP,PP}$	rychlost spalin v kouřovodu za provozu:	4,83 m/s	vypočteno

Tab. 5-19: Důležité parametry konstrukčního výpočtu.

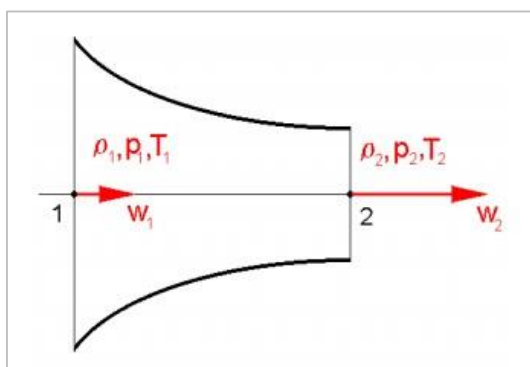
6 Návrh ejektorové trysky

Vzhledem k potřebě vytváření podtlaku (komínového efektu) je do systému zařazen proudový přístroj v podobě ejektoru. Jako hnací médium vytvářející ejekční účinek bude použit vzduch z tlakového rozvodu umístěného v laboratořích ÚPEI, který umožňuje vytvářet přetlak až 6 bar. Hnané médium v daném případě představují katalyzátorem vyčištěné spaliny.

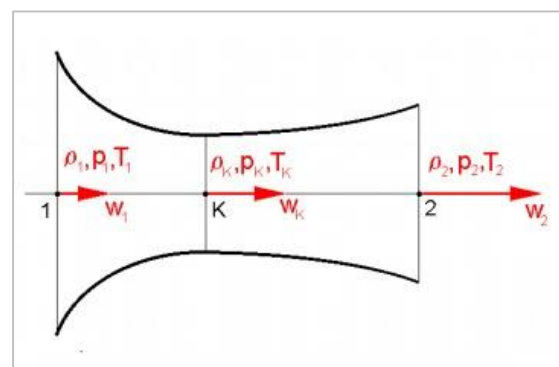
Ze zadání DP se požaduje provést návrh ejektorové trysky, která dokáže vytvářet podtlak 2 kPa. Tato hodnota podtlaku byla stanovena s ohledem na nutnost překonání tlakové ztráty průchodem spalin katalyzátorem, překonání tlakových ztrát ve spalinovém potrubí a zároveň bylo uvnitř spalovací komory docíleno podtlaku 50 Pa.

Dalším požadavkem na ejektorovou trysku je ochladit „čisté“ spaliny po průchodu katalytickou jednotkou na přijatelných 200 °C. Jestliže se teplota směsi spalin ze spalovací komory před vstupem do katalyzátoru pohybovalo okolo 300 °C, katalytickou reakcí se zvýší její hodnota na 600 °C.

Ejektorová tryska bude v daném případě dimenzována jako podzvuková (konvergentní tryska), čímž se předejde nežádoucímu akustickému jevu při provozu, ke kterému dochází při překonávání rychlosti zvuku. Pokud by se uvažovala nadzvuková rychlost, musela by se použít Lavalova dýza umožňující nadzvukové proudění. Porovnání tvaru obou typů trysek uvádí následující obrázky.



Obr. 6-1: Konvergentní tryska [25].

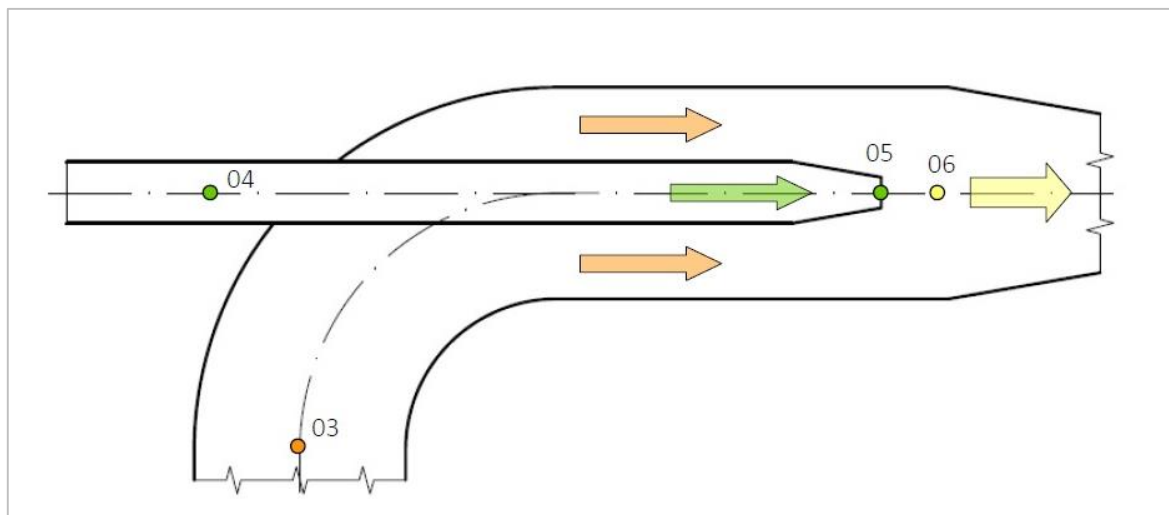


Obr. 6-2: Lavalova dýza [26].

U trysky, která bude splňovat kladené požadavky, je potřeba provést následující:

- stanovit veličiny popisující stav hnacího a hnaného média před ejektorem,
- určit potřebné množství vzduchu a složení výsledné směsi,
- dopočítat výstupní rychlost z trysky a její rozměry.

V následujících výpočtech bude použito značení dolním indexem 03 pro hnané spaliny, 04 pro hnací vzduch před tryskou, 05 pro parametry hnacího vzduchu na výstupu z trysky a konečně dolní index 06 pro směs tvořenou hnacím a hnaným médiem. Pro zjednodušení se tryska počítá pomocí vztahů platných pro adiabatický děj.



Obr. 6-3: Jednoduché schéma mísení proudů v ejektoru a s označením dílčích stavů.

6.1 Stavby médií před vstupem do ejektoru

Pro určení potřebných veličin proudících médií je dále nutné definovat sérii vztahů, které budou použity za účelem jejich výpočtu.

plynová konstanta plynu:

$$r = \frac{R}{MW} \quad (6.1)$$

hustota plynu ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} \quad (6.2)$$

hmotnostní tok:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (6.3)$$

měrná tepelná kapacita plynu v závislosti na teplotě [18] již popsána a použitá v kapitole pro výpočet entalpie plynů:

$$c_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + \frac{E}{T^2} \quad (6.4)$$

měrná tepelná kapacita za konstantního objemu vyjádřena z Mayerova vztahu:

$$c_v = c_p - \frac{R}{MW \cdot 10^3} \quad (6.5)$$

adiabatický koeficient:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (6.6)$$

kde

r	plynová konstanta [J/kg.K],
R	univerzální plynová konstanta [J/kmol.K],
MW	molární hmotnost [kg/kmol],
ρ	hustota [kg/m ³],
p	tlak [Pa],
T	teplota [K],
\dot{m}	hmotnostní tok [kg/s],
\dot{V}	objemový tok [m ³ /s],
c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [kJ/kg.K],
c_v	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu [kJ/kg.K],
κ	adiabatický koeficient [-].

Parametry hnaných spalin

Pro hnané spalin se uvažují tyto předpoklady:

- tlak spalin před vstupem do ejektoru rovný okolnímu atmosférickému,
- teplota spalin 600 °C,
- shodné chemické složení jako spalin ze spalovací komory,
- stejný objemový tok za NP jako při výstupu ze spalovací komory.

složka	x_i	r_i	$\rho_{NP,i}$	$\rho_{NP,i} \cdot x_i$	y_i	$c_{p,i}$	$c_{p,i} \cdot y_i$	MW_i	$MW_i \cdot x_i$
	[%]	[J/kg.K]	[kg/m _N ³]	[kg/m _N ³]	[%]	[kJ/kg.K]	[kJ/kg.K]	[kg/kmol]	[kg/kmol]
N ₂	76,47	296,79	1,250	0,956	74,62	1,136	0,848	28,013	21,422
O ₂	17,62	259,82	1,428	0,252	19,64	1,067	0,210	31,999	5,637
CO ₂	1,48	188,91	1,964	0,029	2,27	1,201	0,027	44,010	0,652
Ar	0,91	208,12	1,782	0,016	1,27	0,521	0,007	39,948	0,364
H ₂ O	3,52	461,50	0,804	0,028	2,21	2,200	0,049	18,015	0,634

Tab. 6-1: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek hnaných spalin.

$$\rho_{NP,03} = \sum \rho_{NP,i} \cdot x_i = 0,956 + 0,252 + 0,029 + 0,016 + 0,028 = \mathbf{1,281} \frac{\text{kg}}{\text{m}_N^3}$$

$$c_{p,03} = \sum c_{p,i} \cdot y_i = 0,848 + 0,210 + 0,027 + 0,007 + 0,049 = \mathbf{1,140} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$MW_{03} = \sum MW_i \cdot x_i = 21,422 + 5,637 + 0,652 + 0,364 + 0,634 = \mathbf{28,709} \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$r_{03} = \frac{8314}{28,709} = \mathbf{289,592} \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m}_{03} = 1,281 \cdot \frac{100}{3600} = \mathbf{0,0356} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_{v,03} = 1,140 - \frac{8314}{28,709 \cdot 10^3} = \mathbf{0,850} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{03} = \frac{1,140}{0,850} = \mathbf{1,341}$$

Parametry hnacího vzduchu před tryskou

Pro výpočet důležitých parametrů hnacího vzduchu před tryskou se uvažují tyto předpoklady:

- teplota vzduchu 30 °C,
- chemické složení odpovídající okolnímu vzduchu.

složka	x_i	r_i	$\rho_{NP,i}$	$\rho_{NP,i} \cdot x_i$	y_i	$c_{p,i}$	$c_{p,i} \cdot y_i$	MW_i	$MW_i \cdot x_i$
	[%]	[J/kg.K]	[kg/m _N ³]	[kg/m _N ³]	[%]	[kJ/kg.K]	[kJ/kg.K]	[kg/kmol]	[kg/kmol]
N ₂	77,59	296,79	1,250	0,970	75,22	1,037	0,780	28,013	21,735
O ₂	20,82	259,82	1,428	0,297	23,05	0,916	0,211	31,999	6,661
CO ₂	0,03	188,91	1,964	0,001	0,05	0,853	0,000	44,010	0,013
Ar	0,92	208,12	1,782	0,016	1,28	0,521	0,007	39,948	0,369
H ₂ O	0,64	461,50	0,804	0,005	0,40	1,902	0,008	18,015	0,116

Tab. 6-2: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek hnacího vzduchu před tryskou.

$$\rho_{NP,04} = \sum \rho_{NP,i} \cdot x_i = 0,970 + 0,297 + 0,001 + 0,016 + 0,005 = \mathbf{1,289} \frac{\text{kg}}{\text{m}_N^3}$$

$$c_{p,04} = \sum c_{p,i} \cdot y_i = 0,780 + 0,211 + 0 + 0,007 + 0,008 = \mathbf{1,006} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$MW_{04} = \sum MW_i \cdot x_i = 21,735 + 6,661 + 0,013 + 0,369 + 0,116 = \mathbf{28,894} \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$r_{04} = \frac{8314}{28,894} = \mathbf{287,742} \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{v,04} = 1,006 - \frac{8314}{28,894 \cdot 10^3} = \mathbf{0,718} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{04} = \frac{1,106}{0,718} = \mathbf{1,401}$$

Množství proudícího vzduchu se určí v pozdější fázi z energetické bilance proudů, nicméně je nyní potřeba zvolit přetlak resp. absolutní tlak hnacího vzduchu před vstupem do trysky. Ten se odvíjí od presumpce návrhu podzvukové konvergentní trysky a nesmí překročit maximální hodnotu vyjádřenou z kritického tlakového poměru (6.7).

Obecně kritické hodnoty (tlaku, teploty, rychlosti atd.) udávají hranici, kdy dochází k mezní rychlosti, při které přechází proudění z podkritické (podzvukové) oblasti do nadkritické (nadzvukové). V podkritické oblasti je rychlost proudění nižší než rychlost šíření zvuku v daném prostředí, v nadkritické oblasti je tomu naopak.

$$\frac{p_k}{p_{max,04}} = \left(\frac{2}{\kappa_{04} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{04}}{\kappa_{04}-1}} = 0,528 \xrightarrow{p_{max,04}} p_{max,04} = \frac{p_k}{0,528} \quad (6.7)$$

Hodnota kritického tlaku p_k bude v tomto případě rovna hodnotě tlaku zajišťující požadovaný ejektorový podtlak 2 kPa. Jestliže je tedy okolní tlak 99 kPa, kritický tlak má hodnotu 97 kPa.

$$p_{max,04} = \frac{97}{0,528} = \mathbf{183,7 \text{ kPa}}$$

Pokud se má tedy jednat o podkritickou trysku, přičemž na jejím konci má být absolutní tlak 97 kPa, nesmí absolutní tlak před tryskou překročit maximální hodnotu cca. 184 kPa. Na základě maximální povolené hodnoty tlaku a v rámci malé rezervy se volí absolutní tlak před tryskou $p_{04} = 170 \text{ kPa}$.

Parametry hnacího vzduchu na konci trysky

Pro výstup hnacího vzduchu z trysky platí:

- požadovaný podtlak na výstupu 2 kPa,
- shodné chemické složení jako na vstupu do trysky,
- stejný hmotnostní tok jako na vstupu do trysky.

Teplota se v tomto místě vyjádří na základě znalosti stavových veličin před tryskou. Relaci mezi stavovými veličinami před a na konci trysky vyjadřuje vztah vycházející z adiabatického děje.

$$\frac{T_{05}}{T_{04}} = \left(\frac{p_{05}}{p_{04}}\right)^{\frac{\kappa_{04}-1}{\kappa_{04}}} \xrightarrow{T_{05}} T_{05} = T_{04} \cdot \left(\frac{p_{05}}{p_{04}}\right)^{\frac{\kappa_{04}-1}{\kappa_{04}}} \quad (6.8)$$

$$T_{05} = (30 + 273,15) \cdot \left(\frac{97}{170}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \mathbf{258,2 \text{ K}}$$

složka	x_i	r_i	$\rho_{NP,i}$	$\rho_{NP,i} \cdot x_i$	y_i	$c_{p,i}$	$c_{p,i} \cdot y_i$	MW_i	$MW_i \cdot x_i$
	[%]	[J/kg.K]	[kg/m _N ³]	[kg/m _N ³]	[%]	[kJ/kg.K]	[kJ/kg.K]	[kg/kmol]	[kg/kmol]
N ₂	77,59	296,79	1,250	0,970	75,22	1,035	0,779	28,013	21,735
O ₂	20,82	259,82	1,428	0,297	23,05	0,902	0,208	31,999	6,661
CO ₂	0,03	188,91	1,964	0,001	0,05	0,808	0,000	44,010	0,013
Ar	0,92	208,12	1,782	0,016	1,28	0,521	0,007	39,948	0,369
H ₂ O	0,64	461,50	0,804	0,005	0,40	1,891	0,008	18,015	0,116

Tab. 6-3: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek na konci trysky.

$$\rho_{NP,05} = \rho_{NP,04} = \mathbf{1,289 \frac{kg}{m_N^3}}$$

$$c_{p,05} = \sum c_{p,i} \cdot y_i = 0,779 + 0,208 + 0 + 0,007 + 0,008 = \mathbf{1,001 \frac{kJ}{kg \cdot K}}$$

$$MW_{05} = MW_{04} = \mathbf{28,894 \frac{kg}{kmol}}$$

$$r_{05} = r_{04} = 287,742 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{v,05} = 1,001 - \frac{8314}{28,742 \cdot 10^3} = 0,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{05} = \frac{1,001}{0,714} = 1,403$$

6.2 Určení množství hnacího vzduchu a složení směsi

Množství vzduchu se určí na základě tepelné bilance mezi dílčími proudy vyplývající z obrázku 6-3.

$$\dot{m}_{03} \cdot c_{p,03} \cdot T_{03} + \dot{m}_{05} \cdot c_{p,05} \cdot T_{05} = \dot{m}_{06} \cdot c_{p,06} \cdot T_{06} \quad (6.9)$$

Platí zákon zachování hmoty a tedy:

$$\dot{m}_{03} + \dot{m}_{05} = \dot{m}_{06} \quad (6.10)$$

Z požadavků DP je dáno, že teplota směsi T_{06} má být maximálně 200 °C. Neznámými parametry v rovnici jsou pak hmotnostní tok vzduchu \dot{m}_{05} a tepelná kapacita tvořící se směsí $c_{p,06}$. Ta je ovšem závislá na objemovém složení směsi, jež se mění s poměrem množství hnacího vzduchu vůči hnaným spalinám. Nejprve se tedy ze vztahů pro tepelnou bilanci a zachování hmotnosti formuluje vztah pro požadovanou teplotu.

$$T_{06} = \frac{\dot{m}_{03} \cdot c_{p,03} \cdot T_{03} + \dot{m}_{05} \cdot c_{p,05} \cdot T_{05}}{(\dot{m}_{03} + \dot{m}_{05}) \cdot c_{p,06}} \quad (6.11)$$

Dále následuje již poněkolkáté použitý iterační postup. Na počátku se zvolí náhodná hodnota hmotnostního toku vzduchu, na základě níž se dá dopočítat objemové složení směsi a tedy i její tepelná kapacita za konstantního tlaku. Pak již nezbývá nic jiného než vyčíslit koncovou teplotu T_{06} . Pokud bude výsledek vyšší než 200 °C, poukazuje to na fakt nedostatečného množství hnacího vzduchu. Proto se zvýší počáteční hodnota hmotnostního toku a celý výpočet se takto opakuje, do chvíle než není dosaženo požadované teploty 200 °C.

Výsledkem je potom, při daných parametrech, potřebný hmotnostní tok:

$$\dot{m}_{05} = \dot{m}_{04} = 0,0774 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Parametry směsi

Na základě znalosti konečného hmotnostního toku vzduchu z iteračního výpočtu lze stanovit konečné veličiny směsi a její objemové složení.

Pro směs se uvažují tyto předpoklady:

- tlak směsi odpovídající podtlaku 2 kPa,
- teplota směsi 200 °C,

složka	x_i [%]	r_i [J/kg.K]	$\rho_{NP,i}$ [kg/m _N ³]	$\rho_{NP,i} \cdot x_i$ [kg/m _N ³]	y_i [%]	$c_{p,i}$ [kJ/kg.K]	$c_{p,i} \cdot y_i$ [kJ/kg.K]	MW_i [kg/kmol]	$MW_i \cdot x_i$ [kg/kmol]
N ₂	77,24	296,79	1,250	0,965	75,03	1,054	0,791	28,013	21,636
O ₂	19,80	259,82	1,428	0,283	21,98	0,968	0,213	31,999	6,337
CO ₂	0,49	188,91	1,964	0,010	0,75	0,995	0,007	44,010	0,215
Ar	0,92	208,12	1,782	0,016	1,27	0,521	0,007	39,948	0,367
H ₂ O	1,55	461,50	0,804	0,012	0,97	1,964	0,019	18,015	0,279

Tab. 6-4: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek výsledné směsi.

$$\rho_{NP,06} = \sum \rho_{NP,i} \cdot x_i = 0,965 + 0,283 + 0,010 + 0,016 + 0,012 = \mathbf{1,287} \frac{\text{kg}}{\text{m}_N^3}$$

$$c_{p,06} = \sum c_{p,i} \cdot y_i = 0,791 + 0,213 + 0,007 + 0,007 + 0,019 = \mathbf{1,037} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$MW_{06} = \sum MW_i \cdot x_i = 21,636 + 6,337 + 0,215 + 0,367 + 0,279 = \mathbf{28,836} \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$r_{06} = \frac{8314}{28,836} = \mathbf{288,324} \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{m}_{06} = 0,0356 + 0,0774 = \mathbf{0,1130} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_{v,06} = 1,037 - \frac{8314}{28,836 \cdot 10^3} = \mathbf{0,748} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\kappa_{06} = \frac{1,037}{0,748} = \mathbf{1,385}$$

6.3 Výstupní rychlost a průměr trysky

U vodorovné konvergentní trysky je rychlost na počátku mnohonásobně menší než na rychlost na jejím konci. Za tohoto předpokladu lze vstupní rychlost zanedbat a teoretická výtoková rychlost s trysky se stanoví:

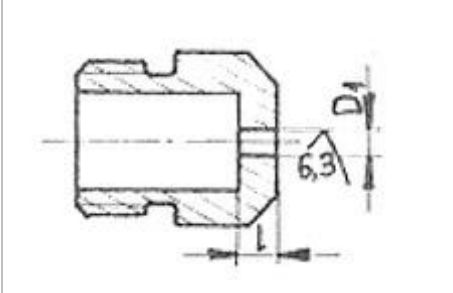
$$u_{teor} = \sqrt{2 \cdot (i_a - i_b)} \quad (6.12)$$

v níž i_a reprezentuje měrnou entalpii tekutiny před vstupem do trysky a i_b měrnou entalpii po expanzi na požadovaný tlak. V konkrétním případě se uvažuje hnací vzduch jako ideální plyn, pro který lze odvodit vztah pro teoretickou výstupní rychlost:

$$u_{teor} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_a}{\rho_a} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (6.13)$$

kde κ adiabatický koeficient proudícího plynu[-],
 p_a absolutní tlak před tryskou [kPa],
 ρ_a hustota plynu před tryskou [kg/m³],
 p_b absolutní tlak plynu na konci trysky [kPa].

Teoretická výstupní rychlost bude vždy vyšší než ta skutečná. Za účelem stanovení skutečné rychlosti je potřeba znát tvar plynové trysky respektive její rychlostní součinitel, který zohledňuje třecí ztráty vznikající při proudění plynu mezi širším a užším průřezem trysky. Tvar zvolené trysky a rychlostní součinitel náležící danému tvarování popisuje další tabulka.

	Poměr l / D_1 [-]	Rychlostní součinitel plynové trysky ω [-]
	1,5	0,82

Tab. 6-5: Tvar a parametry zvolené plynové trysky [27].

Vztah pro výpočet skutečné výtokové rychlosti zohledňující rychlostní součinitel bude pak vypadat následovně:

$$u_{skut} = \omega \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_a}{\rho_a} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (6.14)$$

Pokud se na uvedený vztah vztáhne zavedené označení použité v tomto výpočtu, bude tvar rovnice následující:

$$u_{05} = \omega \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{04,05}}{\kappa_{04,05} - 1} \cdot \frac{p_{04}}{\rho_{04}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{05}}{p_{04}} \right)^{\frac{\kappa_{04,05}-1}{\kappa_{04,05}}} \right]} \quad (6.15)$$

$$u_{05} = 0,82 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot \frac{170000}{1,949} \cdot \left[1 - \left(\frac{97000}{170000} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 246,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jestliže jsou již nyní známy parametry na výtoku z trysky, mezi něž se řadí hustota, hmotnostní tok a výtoková rychlost, může se přejít k výpočtu průměru trysky vycházející z rovnice kontinuity platnou pro stlačitelnou tekutinu.

$$\dot{m}_{05} = \rho_{05} \cdot u_{05} \cdot S_{05} \quad (6.16)$$

$$S_{05} = \frac{\pi \cdot D_{05}^2}{4} \quad (6.17)$$

$$\dot{m}_{05} = \rho_{05} \cdot u_{05} \cdot \frac{\pi \cdot D_{05}^2}{4} \xrightarrow{D_{05}} D_{05} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{05}}{\rho_{05} \cdot u_{05} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0774}{1,306 \cdot 246,6 \cdot \pi}} = 0,0175 \text{ m}$$

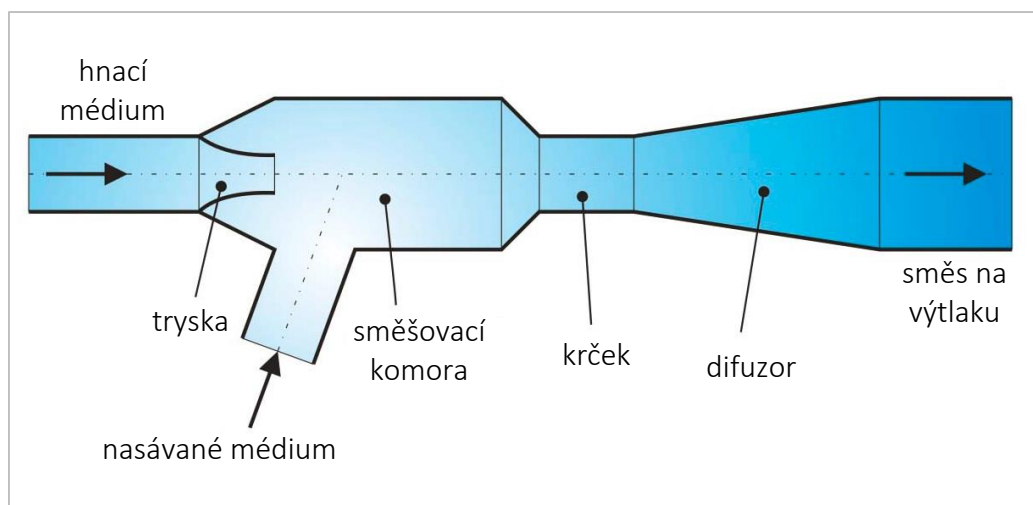
Potřebný průměr trysky přibližně vychází 17,5 mm.

7 Funkční zkoušky

Jedním z výstupů diplomové práce mělo být provedení funkční zkoušky na zhotoveném zařízení, nicméně výroba nebyla z časových a finančních důvodů realizována. Místo návrhu a výroby nové spalovací komory, kterou se zabývá tato práce, bylo skutečně zařízení realizováno pomocí starší již provozované spalovací komory dimenzované na vyšší výkon, avšak po úpravách vhodné k plnění dané potřeby výroby směsi spalin a chladícího vzduchu o požadovaném množství a teplotě. Tento způsob realizace byl proveden na základě časových potřeb ÚPEI a zároveň tímto došlo ke snížení celkových pořizovacích nákladů na stavbu experimentální zařízení. Součástí fungujícího zařízení je i ejektor, který byl výrobně dimenzován podle daných rozměrů kouřovodu vedoucího z katalytické jednotky. Z výše zmiňovaných důvodů tedy nejsou provedeny funkční zkoušky navrhované spalovací komory a ejektorové trysky.

7.1 Zkouška ejektoru

Pro částečné splnění úkolu DP byla alespoň provedena zkouška provozovaného ejektoru, při níž bylo úkolem zjistit, velikost vznikajícího podtlaku konkrétní trysky v závislosti na měnící se vzdálenosti mezi tryskou a krčkem ejektoru. Pro představu vnitřního rozmístění součástí uvnitř ejektoru poslouží ilustrační obrázek 7-1. V daném případě se jednalo o „studenou“ zkoušku bez spalování paliva a bypassem vedeným mimo katalytickou jednotku. Hnané médium, které by normálně představovala směs „čistých“ spalin o vysoké teplotě z katalytické jednotky, nahradil okolní vzduch přisávaný otvorem přes spalovací komoru.

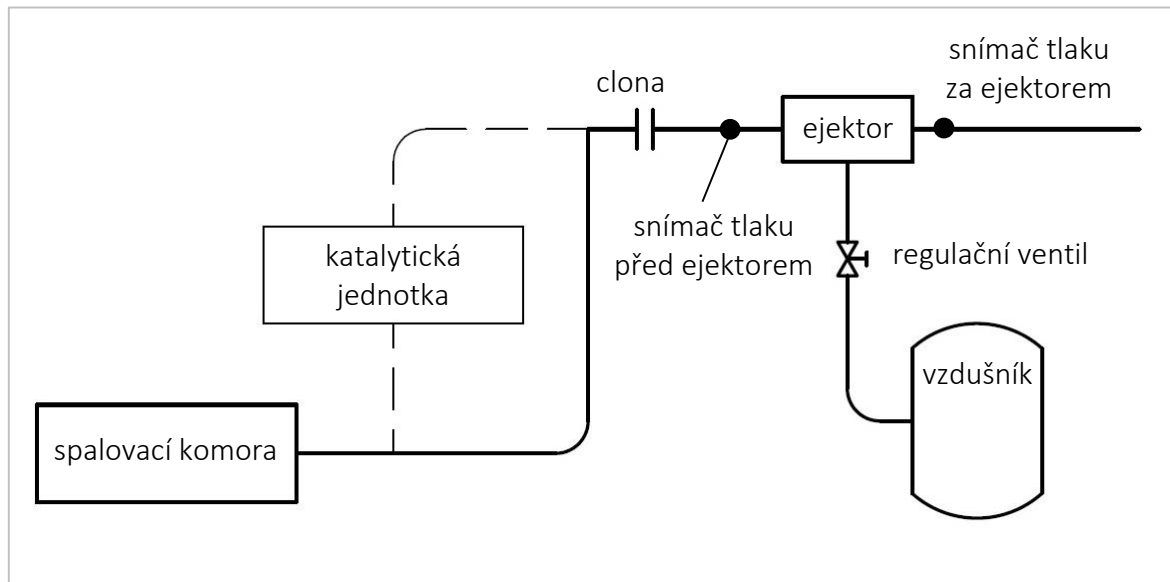


Obr. 7-1: Vnitřní uspořádání ejektoru [28].

7.1.1 Popis měření trasy a postupu měření

Schéma měřicí trasy popisuje obrázek 7-2, z něhož je čárkovanou čarou vidět část s katalytickou jednotkou, které byla nahrazena avizovaným bypassem. Na trase mezi komorou a ejektorem byla umístěna clona, pomocí níž se měřila tlaková diference způsobená průchodem hnaného média. Na základě měřené diference se pomocí jednoduchého výpočetního softwaru dopočítával objemový průtok, nicméně tento program neumožňoval zápis hodnot do paměti počítače a musel se průběžně zapisovat manuálně. Na větví hnaného média před vstupem a na výstupu ejektoru byly umístěny tlakové snímače.

Přetlak hnacího média zajišťoval vzdušník s napojením na kompresor, jehož regulaci na výstupu obstarával regulační ventil umístěný mezi vzdušníkem a ejektorem. Původně mělo přetlak hnacího vzduchu vytvářet napojení na rozvod tlakového vzduchu v laboratořích, nicméně kapacita zmiňovaného rozvodu nebyla dostatečná a v rámci realizace experimentální jednotky se přešlo k řešení vyžadující instalaci vzdušníku a kompresoru.



Obr. 7-2: Schéma měřicí trasy při studené zkoušce ejektoru

Z důvodu potřeby odečítat vzdálenost mezi tryskou a krčkem byly na potrubním tělese zakončeném konvergentní tryskou vyrobeno 22 rysek s roztečí o velikosti 1 cm. Kvůli vnější izolaci kouřovodu bylo těleso s tryskou opatřeno nátrubkem umožňujícím odečet vzdálenosti nad vrstvou izolačního materiálu. Porovnání trysek před a po úpravě znázorňují obrázky 7-3 a 7-4.



Obr. 7-3: Původní těleso ejektorové trysky.

Samotná zkouška začala nastavením přetlaku hnacího vzduchu na hodnotu 100 kPa. Poté se do kouřovodu vsunulo těleso trysky a nastavilo se na dolní mezní hodnotu rysky, kdy tvořilo vzdálenost mezi ústím trysky a krčkem 22 cm. Při dané vzdálenosti se zapsali všechny potřebné veličiny, tedy vytvářený podtlak před ejektorem, tlak za výstupem z ejektoru a průtok hnaného média. Analogickým postupem se krok po kroku snižovala vzdálenost po 1 cm (viz obr. 7-5), dokud nebylo dosaženo horní meze, kdy bylo ústí trysky v rovině se začátkem krčku (vzdálenost 0 cm).



Obr. 7-4: Těleso ejektorové trysky s vyrobeným značením a nátrubkem.



Obr. 7-5: Snímek pořízený z průběžného měření.

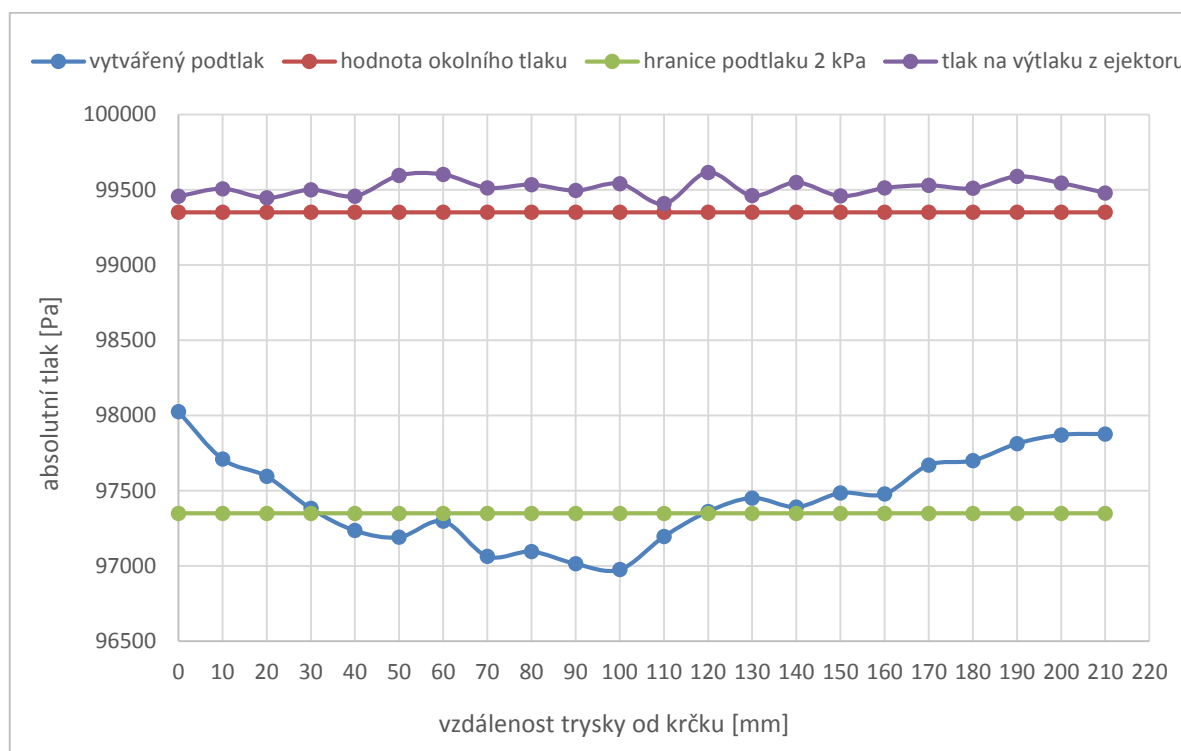
7.1.2 Naměřené hodnoty a vyhodnocení

naměřený okolní tlak v průběhu měření: 99,35 kPa
 hodnota nastaveného přetlaku před tryskou: 100 kPa

vzdálenost mezi tryskou a krčkem	podtlak před ejektorem	absolutní tlak před ejektorem	přetlak na výstupu	absolutní tlak na výstupu
[mm]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
200	-1479,6	97870,4	194,2	99544,2
180	-1649,6	97700,4	159,2	99509,2
160	-1871,2	97478,8	161,3	99511,3
140	-1958,0	97392	197,9	99547,9
120	-1988,8	97361,2	265,1	99615,1
100	-2373,2	96976,8	190,2	99540,2
80	-2254,4	97095,6	184,0	99534
60	-2052,8	97297,2	251,4	99601,4
40	-2114,8	97235,2	107,8	99457,8
20	-1755,2	97594,8	95,7	99445,7
0	-1324,4	98025,6	106,4	99456,4

Tab. 7-1: Naměřené hodnoty s vyznačením vzdálenosti při maximálním podtlaku.

Vizuální interpretaci naměřených hodnot prezentuje graf na obrázku 7-6. Z něj lze také vyčíst podstatné výsledky. Hranice podtlaku 2 kPa je dosaženo ve vzdálenostech v přibližném rozmezí od 120 do 30 mm před krčkem. Maximálního podtlaku bylo potom docíleno v oblasti okolo vzdálenosti 100 mm před krčkem. Z grafu lze také vypočítat vznikající přetlak na výstupu z ejektoru způsobený difuzorem, jež je potřebný k „vytláčení“ směsi do okolního ovzduší.



Obr. 7-6: Hodnoty tlaků v závislosti na vzdálenosti mezi tryskou a krčkem.

8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést komplexní návrh nechlazené spalovací komory určené pro experimentální účely ÚPEI a to na základě požadavků stanovených výstupní teplotou současně s produkcí požadovaného objemového toku směsi spalin za normálních podmínek. S ohledem na tyto kritéria byl proveden bilanční výpočet vycházející ze složení plynného paliva v konkrétním případě zemního plynu, stechiometrických rovnic platných pro spalování a složení okolního vzduchu zastupujícího v daném případě funkci okysličovadla a přísávaného chladícího média. Z energetických bilancí jsou stanoveny potřebná množství spalovacího vzduchu, objem přísávaného chladícího vzduchu a potřebné množství zemního plynu, podle nějž byl vypočítán požadovaný tepelný výkon.

S přihlédnutím k výsledkům plynoucích z bilančního výpočtu, přechází řešení do oblasti konstrukčního návrhu, ve kterém je v první řadě na základě požadavku tepelného výkonu vybrán adekvátní hořák. Dále je z konstrukčního pohledu zvolen typ a tvar komory společně s rozmístěním klíčových komponent představující orientaci a polohu hořáku, způsob přívodu chladícího vzduchu, výstup kouřovodu atd. To vše je provedeno s ohledem na zajištění dostatečného promíchávání požadované směsi spalin paliva a vzduchu uvnitř komory. Následně jsou definovány vnitřní geometrické rozměry spalovací komory. Z bezpečnostních požadavků vycházejících z normativních předpisů a vyžadujících přijatelnou teplotu vnějšího pláště komory byla provedena volba izolačního materiálu a výpočet potřebné tloušťky. Podle míry vznikajícího tepelného zatížení, s ohledem na celkové zatížení komory, její velikost a konstrukční proveditelnost z technologického hlediska se zvolil patřičný materiál výrobních polotovarů. V závislosti na všech parametrech docílených uváděným postupem, byla vyhotovena 3D vizualizace možného konstrukčního řešení, která je součástí elektronické přílohy diplomové práce.

Část předkládané kvalifikační práce se dále zabývá návrhem ejektorové trysky. Ta má zajišťovat ochlazení směsi spalin pod 200 °C a zároveň indukci tahu ve spalovací komoře stanovenou velikostí podtlaku na vstupu do ejektoru. Na základě těchto požadavků byla zvolena podzvuková tryska a proveden výpočet vycházející z energetické bilance, z něhož bylo určeno potřebné množství hnacího vzduchu k dostatečnému ochlazení. Dále byla stanovena výstupní rychlost z trysky a její rozměry. Kompletní návrh ejektoru, který není proveden, by ještě vyžadoval stanovení geometrických rozměrů směšovací komory, krčku ejektoru a difuzoru na výtlačku směsi. Rozměry těchto částí by při návrhu pravděpodobně, z důvodu jednodušší výrobní realizace, vycházely z rozměrů potrubí kouřovodu.

Všechny dílčí výpočty týkající se jak návrhu spalovací komory, tak ejektorové trysky jsou provedeny ve výpočetním souboru s koncovkou xlsx dodávaném v elektronické příloze této práce. Tento způsob výpočtu byl zvolen kvůli jednoduchému přepočtu parametrů v případě jakékoliv změny volených veličin. Elektronická podoba výpočtu navíc nabízí možnost dalšího rozšíření například pro spalování jiných typů paliv, změny okysličovadla atd.. Závěrem si je potřeba uvědomit důležitý fakt představovaný skutečností, že je daná spalovací komora koncipována jako energetické zařízení pro specifické experimentální účely. Proto se předpokládá jednorázová nesériová výroba, přičemž případné funkční nedostatky lze řešit operativně pozdějšími úpravami na hotovém zařízení.

Literatura

- [1] NESIBA, P. *Návrh horizontální spalovací komory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [2] BAUKAL, Charles E. *Industrial Burners Handbook*, 1st. edition. USA: CRC Press LLC, 2004, 808 s, ISBN 0-8493-1386-4.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [4] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983, 858 s., 2 příl.
- [5] BAUKAL, Charles E. *Heat transfer in industrial combustion*. Boca Raton: CRC Press, c2000, 545 s. ISBN 08-493-1699-5.
- [6] BAUKAL, Charles E. *Industrial Combustion Pollution and Control*. New York: Marcel Dekker, 2004, 904 s. ISBN 08-247-4694-5.
- [7] VONDÁL, J. *Computational Modeling of Turbulent Swirling Diffusion Flames*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 122 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Jiří Hájek, Ph.D.
- [8] RYCHTER, A. *Zkoušky hořáků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Bělohradský, Ph.D.
- [9] NEJEZCHLEB, R. *Spalování kapalných paliv z obnovitelných zdrojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [10] FÍK, Josef. *Spalování plyných paliv a plynové hořáky*. 1. vyd. Praha: GAS, 1998, 232 s. ISBN 80-861-7601-0.
- [11] KERMES, V.; BĚLOHRADSKÝ, P.; ORAL, J.; STEHLÍK, P. *Průmyslové hořáky jako nezbytná součást energetického a procesního průmyslu*, 2007. 18 s. článek v Efektivní energetika IX.
- [12] FÍK, Josef. *Hospodárné topení zemním plynem: účelová neperiodická publikace*. 1. vyd. Říčany u Prahy: GAS, 2003, 241 s. ISBN 80-7328-008-6.
- [13] FÍK, Josef. *Zemní plyn: tabulky, diagramy, rovnice, výpočty, výpočtové pravítko*. 1. vyd. Praha: Agentura ČSTZ, 2006, 355 s. ISBN 80-86028-22-4.
- [14] OLEHLA, Josef. *Termofyzikální vlastnosti tekutin*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1999, 45 s. ISBN 80-7083-322-x.
- [15] *Konstanty Antoineovy rovnice* [online]. [2014-05-25]. Dostupné z <<http://www.vscht.cz/fch/prikladnik/prikladnik/tab/antoine.html>>.
- [16] BOBÁK, Petr. *Spalování zemního plynu*. Studijní opora předmětu Energie a emise, Únor 2010.

-
- [17] BABINEC, František. *Aplikovaná fyzikální chemie*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1991. 200 s. ISBN 80-214-0367-5.
- [18] STEHLÍK, Petr. *Termofyzikální vlastnosti. Tepelné pochody: Teoretické základy oboru*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1992. 69 s. ISBN 80-214-0428-0.
- [19] NEJEZCHLEB, R. *Fyzikální vlastnosti a spalovací charakteristiky paliv*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [20] ŠTĚTINA, Josef, *Prostup tepla*. Studijní opora semináře aplikované termomechaniky, Prosinec 2010. [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <<http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/sat/>>.
- [21] *Desky Duraboard 120ZK & 120LD (Sibral STANDARD)* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <<http://www.inheat.cz/technicke-listy>>.
- [22] JEGLA, Zdeněk, *TPcv2Text&Zad12*. Studijní opora předmětu Tepelné pochody, Září 2012.
- [23] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 236 s. ISBN 978-80-7204-839-7.
- [24] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 234 s. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [25] *TERMOMECHANIKA: Proudění plynů konvergentní tryskou* [online]. Poslední revize 10.05.2011 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <<http://www.sps-ko.cz/documents/>>.
- [26] *TERMOMECHANIKA: Proudění plynů Lavalovou tryskou* [online]. Poslední revize 10.05.2011 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <<http://www.sps-ko.cz/documents/>>.
- [27] FÍK, Josef a Jana FÍKOVÁ. *Plynové ejekční hořáky: aktualizované informace pro technické, marketingové a vzdělávací využití*. 1. vyd. Praha: GAS, 1996, 72 s.
- [28] BÍLEK, M. *Modelování proudění v ejektoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Seznam obrázků

Obr. 2-1: Jednoduché schéma spalovacího procesu [2].	15
Obr. 3-1: Zapojení výměníku tepla do spalovacího systému [5].	17
Obr. 3-2: Znárodnění recirkulace spalin uvnitř spalovací komory [6].	18
Obr. 3-3: Spalovací komora pro zkoušky hořáků na plynná a kapalná paliva [7].	19
Obr. 3-4: Porovnání komor nalevo s přímým ohřevem a napravo s nepřímým ohřevem [2].	20
Obr. 4-1: Pohled a řez zjednodušeným modelem dvoupalivového hořáku (převzato z [9]).	22
Obr. 4-2: Schématické rozdělení hořáků podle způsobu tvorby spalovací směsi [5].	24
Obr. 4-3: Ukázka hořáku kombinujících více paliv instalovaného na parním kotli.	25
Obr. 5-1: Celkové bilanční schéma spalovací komory.	28
Obr. 5-2: Zjednodušené schéma spalování zemního plynu [16].	30
Obr. 5-3: Grafické schéma popisující tvorbu spalin zemního plynu [16].	34
Obr. 5-4: Schéma 1. energetické bilance vstupních a výstupních proudů.	35
Obr. 5-5: Vývojový diagram výpočtu adiabatické teploty plamene.	39
Obr. 5-6: Schéma 2. energetické bilance vstupních a výstupních proudů.	40
Obr. 5-7: Vývojový diagram výpočtu objemového toku chladícího vzduchu a spalin.	42
Obr. 5-8: Vizualizace a popis použitého hořáku.	45
Obr. 5-9: Zjednodušený podélný řez komorou s vyznačením vnitřních a vnějších rozměrů.	47
Obr. 5-10: Specifikace základních rozměrů přísávacího kanálu v příčném řezu.	47
Obr. 5-11: Prostup tepla mezi spalovacím prostorem a okolním prostředím [20].	50
Obr. 6-1: Konvergentní tryska [25].	57
Obr. 6-2: Lavalova dýza [26].	57
Obr. 6-3: Jednoduché schéma mísení proudů v ejektoru a s označením dílčích stavů.	58
Obr. 7-1: Vnitřní uspořádání ejektoru [28].	65
Obr. 7-2: Schéma měřicí trasy při studené zkoušce ejektoru.	66
Obr. 7-3: Původní těleso ejektorové trysky.	66
Obr. 7-4: Těleso ejektorové trysky s vyrobeným značením a nátrubkem.	67
Obr. 7-5: Snímek pořízený z průběžného měření.	67
Obr. 7-6: Hodnoty tlaků v závislosti na vzdálenosti mezi tryskou a krčkem.	68

Seznam tabulek

Tab. 5-1: Složení vybraných zemních plynů [12], [13]	28
Tab. 5-2: Naměřené hodnoty a jejich volba pro výpočet	29
Tab. 5-3: Výsledné složení suchého a vlhkého vzduchu.....	30
Tab. 5-4: Výsledné hodnoty spotřeby kyslíku pro jednotlivé uhlovodíky.....	32
Tab. 5-5: Výsledné hodnoty tvorby oxidu uhličitého pro jednotlivé uhlovodíky.....	33
Tab. 5-6: Výsledné hodnoty tvorby vody pro jednotlivé uhlovodíky.....	33
Tab. 5-7: Výpočet objemu jednotlivých složek spalin při spálení 1 m _N ³ ZP.....	35
Tab. 5-8: Dílčí entalpie jednotlivých složek ZP při T=303,15 K a T ₀ =273,15 K.....	37
Tab. 5-9: Dílčí entalpie jedn. složek spalovacího vzduchu při T=303,15 K a T ₀ =273,15 K..	37
Tab. 5-10: Dílčí entalpie jednotlivých složek spalin při T=2062,04 K a T ₀ =273,15 K.....	38
Tab. 5-11: Dílčí entalpie jednotlivých složek spalin při T=1793,71 K a T ₀ =273,15 K.....	40
Tab. 5-12: Stanovení rozmezí objemových koncentrací složek směsi spalin.....	41
Tab. 5-13: Koncentrace a dílčí entalpie slož. směsi spalin při T=583,15 K a T ₀ =273,15 K..	42
Tab. 5-14: Důležité parametry bilančního výpočtu.....	44
Tab. 5-15: Základní technické parametry použitého hořáku.....	44
Tab. 5-16: Tepelná vodivost izolace v závislosti na teplotě [21].....	50
Tab. 5-17: Termofyzikální vlastnosti suchého vzduchu při střední teplotě [18].....	51
Tab. 5-18: Hodnoty konstant C, n v závislosti na velikosti součinu Gr.Pr [22].....	51
Tab. 5-19: Důležité parametry konstrukčního výpočtu.....	56
Tab. 6-1: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek hnaných spalin.....	59
Tab. 6-2: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek hnacího vzduchu před tryskou.	60
Tab. 6-3: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek na konci trysky.....	61
Tab. 6-4: Složení a potřebné parametry jednotlivých složek výsledné směsi.....	63
Tab. 6-5: Tvar a parametry zvolené plynové trysky [27].....	64
Tab. 7-1: Naměřené hodnoty s vyznačením vzdálenosti při maximálním podtlaku.....	68

Seznam příloh

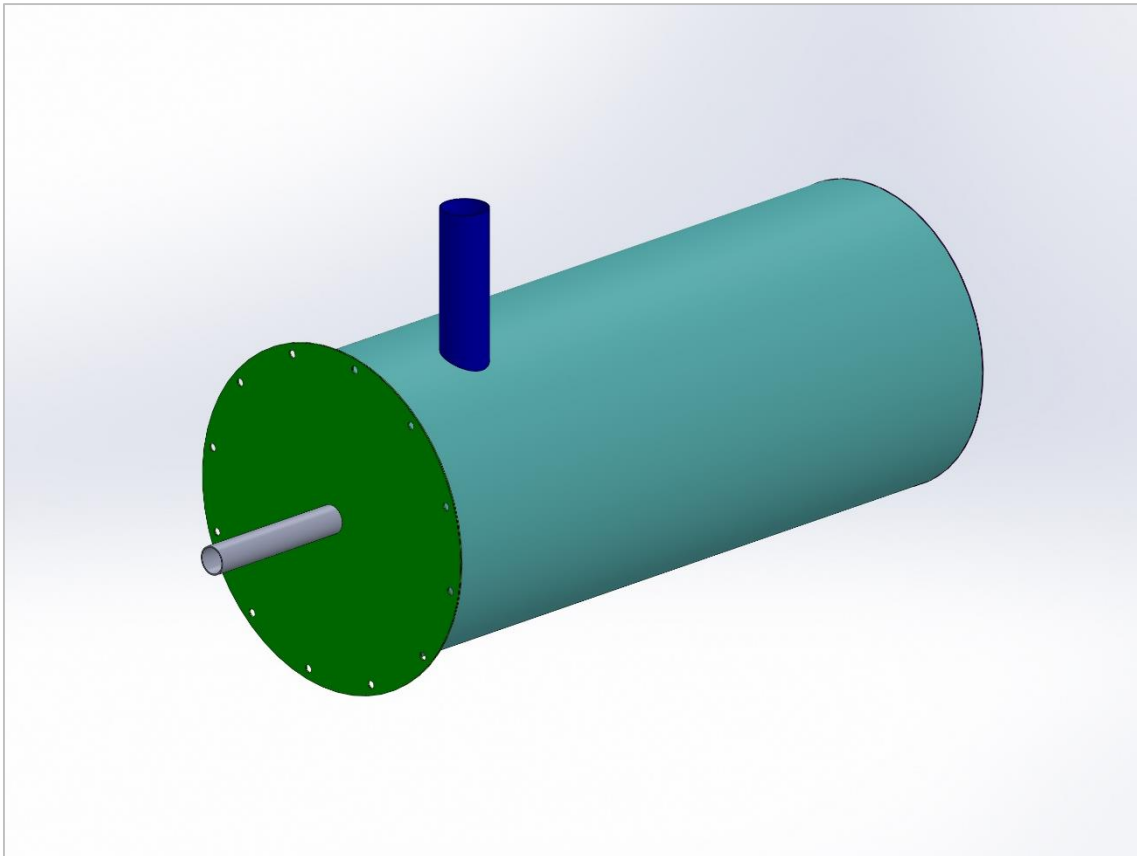
PŘÍLOHA I. – Vizualizace možného konstrukčního řešení se základními rozměry

PŘÍLOHA II. – CD obsahující:

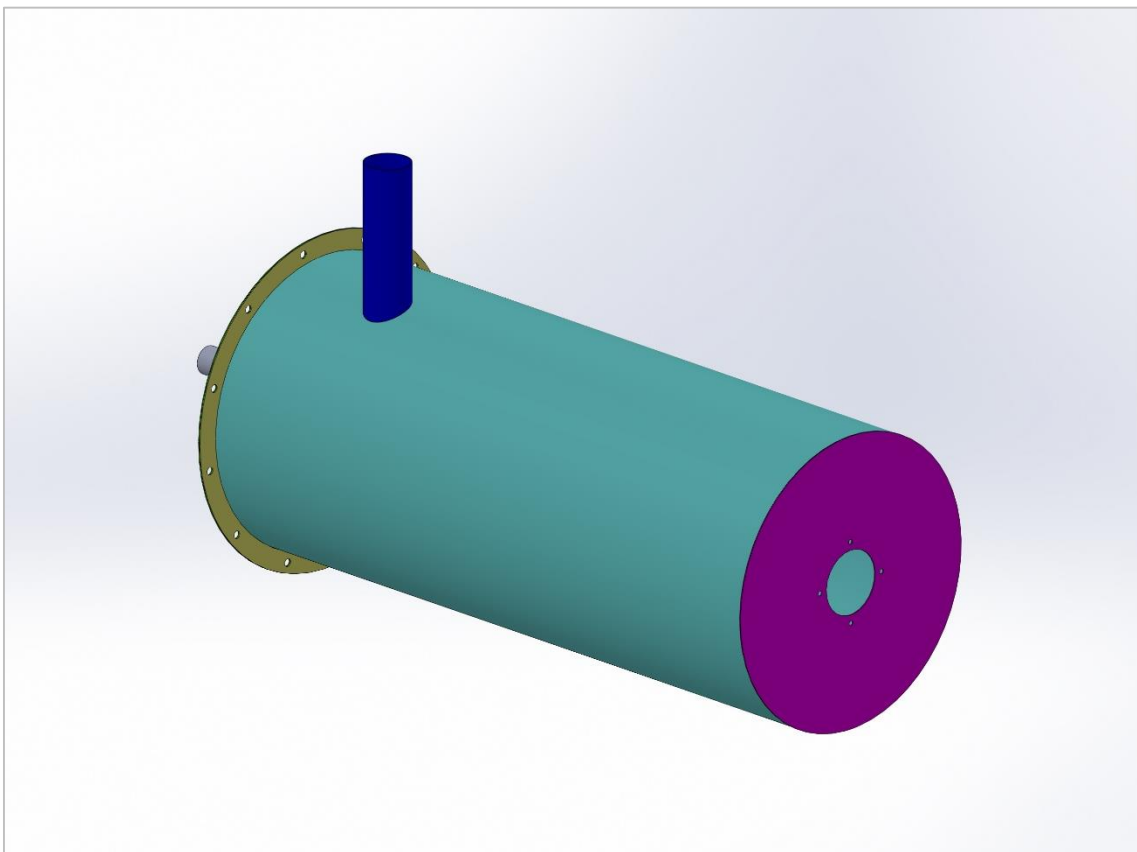
- a) Elektronickou podobu diplomové práce ve formátu pdf:
 - DP_ARychter_2014_prace.pdf
- b) Výpočetní soubor ve formátu xlsx:
 - DP_ARychter_2014_vypocet.xlsx
- c) Specifikační list izolačního materiálu
- d) 3D model v programu Solidworks

PŘÍLOHA I

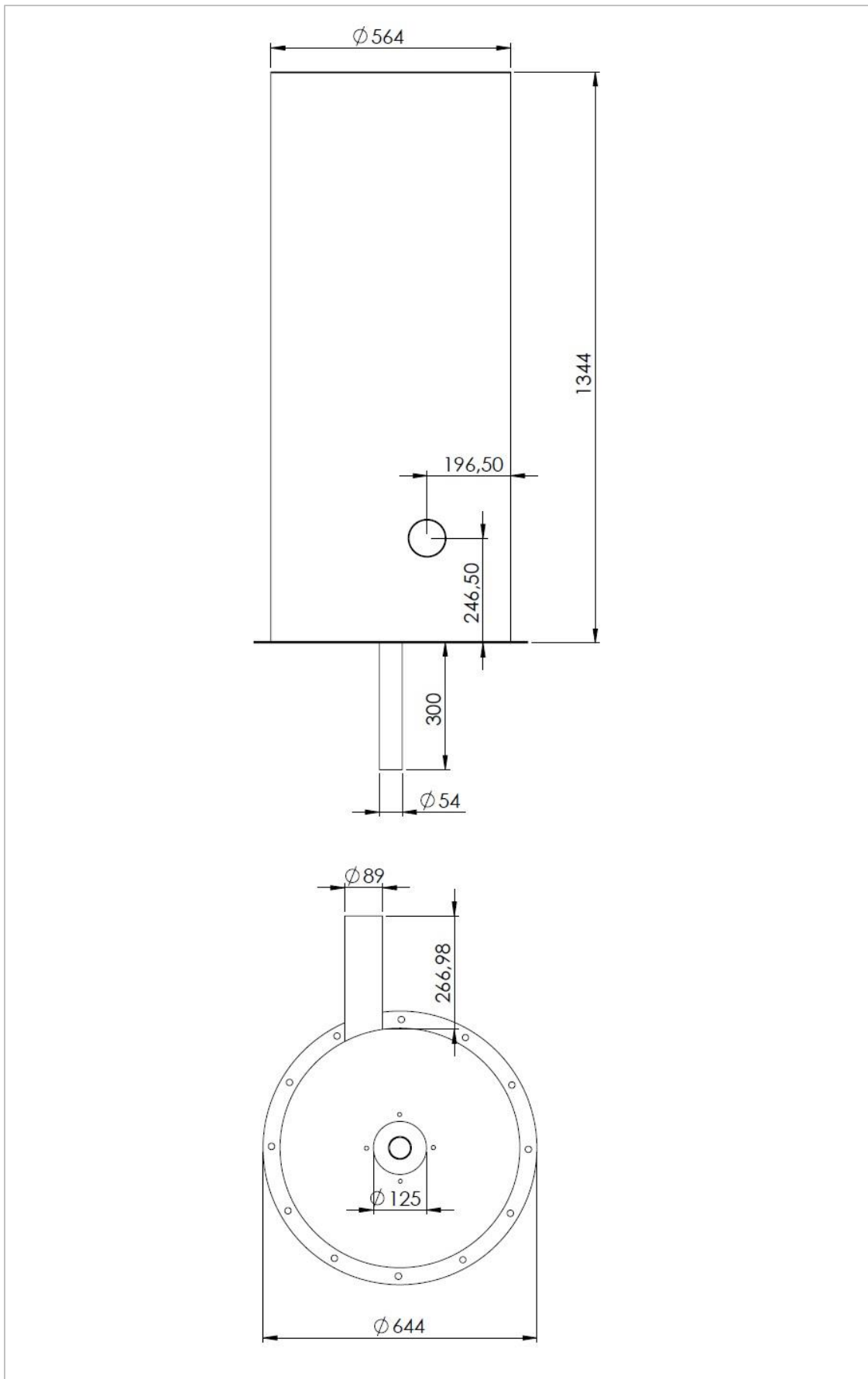
Vizualizace možného konstrukčního řešení se základními rozměry



Obr. 1: Vizualizace přední části možného řešení



Obr. 2: Vizualizace zadní část možného řešení



Obr. 3: Základní rozměry spalovací komory.
Nahoře pohled shora, dole pohled na zadní stranu.