



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH NÍZKOEMISNÍ SPALOVACÍ KOMORY

DESIGN OF LOW-EMISSION COMBUSTION CHAMBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Trnka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jakub Trnka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2015/16

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 nízkoemisní spalovací komory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadané parametry Joul-Braytonova cyklu navrhnete hlavní rozměry nízkoemisní spalovací komory typu: souprůdá spalovací komora CAN

Spalovací komora pracuje v difuzní oblasti spalování. Proveďte posouzení a formulujte návrhy na další zlepšení.

Zadané hlavní parametry:

$t_3 = 1050 \text{ °C}$

$\downarrow k = 16$

$m_2 = 50 \text{ kg/s}$

$|iz_k = 0.85 ; |iz_t = 0.87 ; |m = 0.97 ; |bk = 0.995$

NOx – 150 kg/m³

CO – 100 kg/m³

palivo: zemní plyn Tranzit

Cíle diplomové práce:

Cíle diplomové práce:

- výpočet oběhu spalovací turbíny
- rešerše jednotlivých typu spalovacích komor
- návrh hlavních rozměrů spalovací komory
- hydraulický výpočet spalovací komory
- konstrukční návrh spalovací komory

Seznam literatury:

VESELÝ Stanislav: Spalovací komory spalovacích turbin, Brno 2007

VESELÝ, Stanislav. Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce. Brno: [s.n.], 2007, 237 s.

ISBN 978-80-254-0418-8.

KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny. 2.vyd. Praha: Nakl. techn. lit., 1980, 623 s.

LEFEBVRE, Arthur H. Gas Turbine Combustion. 2 ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999, 400 s.

ISBN 1-56032-673-5

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

fi

V Brně, dne 26. 10. 2015



J. Pospíšil

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

J. Katolický

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem nízkoemisní spalovací komory, která spaluje zemní plyn. Spalovací komora je typu CAN se šesti spalovacími komorami, které jsou souproude se směřovačem. Jako stabilizátor je použit víříč. V úvodní části je přiblížení spalovacích komor. Následuje výpočet oběhu spalovací turbíny, pro který se navrhuje spalovací komora, výpočet rozdělení proudů vzduchu do jednotlivých částí spalovací komory a návrh základních rozměrů spalovací komory. V příloze je zařazena technická dokumentace a tabulky koeficientů vybraných plynů.

Klíčová slova

Spalovací turbína, spalovací komora, CAN, konstrukční návrh, výpočet oběhu

Abstract

This diploma thesis deals with design of low-emission combustion chamber, which burns natural gas. The type of the combustion chamber is CAN with six combustion chambers with parallel flow and mixer. A swirler is used like stabilizer. The first part of the thesis describes combustion chambers. Next part is about calculation of circuit of combustion turbine, where combustion chamber is, distribution of air flow and design of main dimensions of combustion chamber. Technical documentation and tables of coefficients are in the attachment.

Key words

Combustion turbine, combustion chamber, CAN, design of construction, calculation circuit

Bibliografická citace

TRNKA, J. *Návrh nízkoemisní spalovací komory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 103 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce. Použité zdroje jsou uvedené na konci diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

Ve Vysokém Mýtě dne 27. května 2016

.....

Bc. Jakub Trnka

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za odborné vedení a cenné připomínky při vypracování mé diplomové práce. Dále děkuji Ing. Marku Saňkovi ze společnosti EKOL, spol. s r. o. za připomínky a konzultace. V neposlední řadě bych rád poděkoval všem, kteří mi pomohli během mého studia, zejména rodině za trpělivost a podporu.

Obsah

Seznam použitých symbolů	- 15 -
Úvod	- 19 -
1 Spalovací turbína	- 20 -
1.1 Oběhy spalovacích turbín	- 21 -
1.2 Výhody a nevýhody spalovacích turbín	- 21 -
1.3 Využití spalovacích turbín	- 21 -
2 Spalovací komora	- 22 -
2.1 Rozdělení spalovacích komor	- 22 -
2.1.1 Válcová spalovací komora typu SILO	- 23 -
2.1.2 Trubková spalovací komora typu CAN	- 24 -
2.1.3 Trubková annulární spalovací komora typu CANNULAR	- 24 -
2.1.4 Annulární spalovací komora typu ANNULAR	- 25 -
2.1.5 Porovnání typů spalovacích komor	- 25 -
2.2 Rozdělení proudů vzduchu	- 26 -
2.3 Zapalování	- 27 -
2.4 Spalování	- 28 -
2.5 Konstrukce	- 29 -
2.5.1 Hlavní konstrukční parametry	- 30 -
2.5.2 Části spalovací komory	- 31 -
2.6 Ideální spalovací komora	- 32 -
2.7 Tlaková ztráta spalovací komory	- 33 -
2.8 Výměna tepla	- 34 -
3 Výpočet oběhu	- 35 -
3.1 Zadané hodnoty	- 35 -
3.2 Schéma oběhu	- 36 -
3.3 Diagram oběhu	- 37 -
3.4 Výpočet složek entalpie, entropie, tepelné kapacity	- 37 -
3.5 Bod 0	- 39 -
3.6 Bod 1	- 40 -
3.7 Bod 2	- 41 -
3.8 Bod 3	- 43 -
3.9 Bod 3L	- 45 -

3.10 Bod 4L.....	- 47 -
3.11 Bod 4	- 49 -
3.12 Bod 0'	- 50 -
3.14 Výkon soustrojí, účinnost, odpadní teplo.....	- 52 -
4 Rozdělení proudů vzduchu.....	- 54 -
5 Návrh základních rozměrů spalovací komory	- 62 -
5.1 Předběžný výpočet tlaků a střední rychlosti na hranici plamence	- 62 -
5.2 Metoda tlakové ztráty.....	- 67 -
5.3 Vazba mezi referenční plochou A_{REF} a plochou otvorů v plamenci A_o	- 72 -
5.3.1 Hmotnostní průtok otvory v plamenci	- 72 -
5.4 Dimenzování víříče	- 75 -
5.5 Dimenzování otvorů směšovače	- 77 -
5.6 Dimenzování bočních otvorů primárního vzduchu.....	- 82 -
5.7 Dimenzování otvorů v čele	- 86 -
5.8 Dimenzování chladících otvorů	- 89 -
5.9 Bilance ploch ve spalovací komoře	- 91 -
5.10 Délka spalovací komory.....	- 94 -
5.11 Kontrola emisí.....	- 95 -
6 Konstrukční návrh spalovací komory	- 98 -
6.1 Výstupy výpočtu	- 98 -
6.2 Popis konstrukčního řešení	- 100 -
Závěr	- 101 -
Seznam použitých zdrojů	- 102 -
Seznam příloh	- 103 -

Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název	index	význam
A	$[m^2]$	plocha	c	celkový
a	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost zvuku	D, DOM	dóm
$a_{i,j}, a_{s,j}$ b_i, b_s	$[-]$	koeficienty pro výpočet entalpie, entropie	CH	chladící
c	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost	ID	ideální
c_p	$[kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita	iz	izoentropický
D	$[m]$	průměr	K	kompresor
d	$[m]$	průměr	K	mezikruží
EI	$[g \cdot kg_{PAL}^{-1}]$	emisní index	m	mechanický
f	$[-]$	palivový poměr	N	normální
g	$[-]$	hmotnostní poměr	o	otvor
H	$[m]$	šířka spáry	ODB	odběr
H_D	$[m]$	průměr dómu	og	geometrický otvor
H_U	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	výhřevnost	OTV1	otvory v čele
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	měrná entalpie	OTV2	otvory v plamenci
K	$[-]$	poměrný tlakový spád	PAL, B	palivo
k_{OPT}	$[-]$	poměr ploch	PLAM	plamenec
L	$[m]$	délka	PRIM	primární
Ma	$[-]$	Machovo číslo	REF	referenční
M	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost	SK	spalovací komora
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok	SM	směšovací
n	$[-]$	počet	SPAL, V	spaliny

n_T	$[s^{-1}]$	otáčky turbíny	SPARA	spára
P_{SP}	$[kW]$	výkon	STECH	stechiometrický
p	$[Pa]$	tlak	SV	suchý vzduch
p_{CH}	$[m]$	rozteč otvorů chlazení	t	termický
p_{CHr}	$[m]$	rozteč řad	T	turbína
p_r	$[-]$	isoentropická tlaková funkce	U	ucpávkový
p_{SP}	$[kW \cdot s \cdot kg^{-1}]$	měrný výkon	V	spaliny
Q_{4-0}	$[kW]$	odpadní teplo	VIR	vířič
Q_S	$[J]$	teplo	VV	vlhký vzduch
q	$[Pa]$	dynamický tlak	VZD, L	vzduch
q_{4-0}	$[kW \cdot s \cdot kg^{-1}]$	měrné odpadní teplo	λ	směs
R	$8314,41 J \cdot kmol^{-1}K^{-1}$	plynová konstanta		
r	$[kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}]$	měrná plynová konstanta		
s	$[kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}]$	měrná entropie		
T	$[K]$	teplota		
t	$[^{\circ}C]$	teplota		
t	$[-]$	tloušťka lopatky		
u_T	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost		
X_i	$[kg_i \cdot kg_{PAL}^{-1}]$	podíl složky ve spalínách		
x	$[kg_{H_2O} \cdot kg_{SV}^{-1}]$	měrná vlhkost vzduchu		
Y	$[m]$	průnik proudu do plamence		

α	$[-]$	kontrakce průřezu
α	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu

β	[-]	součinitel přebytku paliva
Δp	[Pa]	tlaková ztráta
Δp_{DIF}	[Pa]	- - difusoru
Δp_H	[Pa]	- - hydraulická
Δp_L	[Pa]	- - na hranici plamence
Δp_T	[Pa]	- - přívodem tepla
ε	[-]	kompresní poměr
η	[-]	účinnost
θ	[deg]	výstupní úhel rychlosti
κ	[-]	Poissonova konstanta
μ	[-]	průtokový součinitel
ξ	[-]	poměrná tlaková ztráta
ξ	[-]	součinitel ztrát
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota
σ	[-]	podíl
φ	[-]	rychlostní součinitel
φ	[deg]	vstupní úhel proudu

Úvod

Cílem této diplomové práce je provést rešerši, návrh základních rozměrů spalovací komory, kontrolu rozměrů a vypracovat konstrukční návrh.

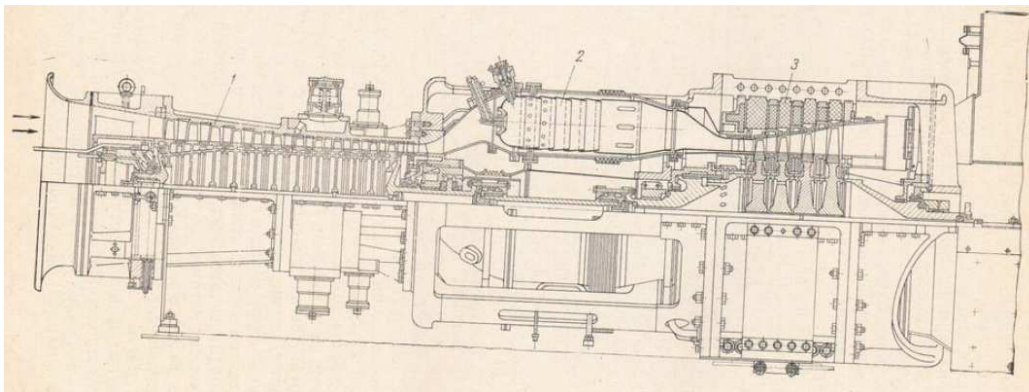
Celá diplomová práce se skládá za dvou hlavních částí. Nejprve je provedena rešerše o spalovacích komorách, ve druhé části je proveden výpočet. Ve výpočtové části je nejprve proveden výpočet oběhu spalovací turbíny, jehož součástí je navrhovaná komora. Následně je vypočítána termická účinnost a podle metodiky jsou vypočítány hmotnostní průtoky vzduchu ve spalovací komoře. Poté jsou provedeny návrhy vířiče, spáry, otvorů v čele a otvorů v plamenci pro chlazení a směšování. Dále se navrhne délka spalovací komory.

Spalovací komora je součástí spalovacích turbín, které jsou spolu s turbínami parními řazeny mezi tepelné motory. Používají se v energetice a průmyslu ve stacionárním provedení, dále v dopravě jako letecké motory. Přes své nedostatky jsou v určitých situacích lepší volbou než parní stroje. Spalovací komora je část stroje, kde se uvolňuje energie z paliva. Tento díl tvoří jednu ze základních částí spalovací turbíny.

Spalovací komora je srdcem spalovací turbíny. Vzduch se přes filtry nasává do oběhu a stlačí se v kompresoru. Kompresor připraví vzduch pro spalovací komoru, kde se následně rozdělí na jednotlivé proudy. Část vzduchu se smísí s palivem a proběhne jeho spálení a vzniknou spaliny. Zbytek vzduchu se použije ke chlazení a směšování, aby se docílilo požadovaných parametrů spalin. Spaliny dále proudí do plynové turbíny, kde vyexpedují a předají svou energii. Turbína připojená přes spojku ke generátoru vyrábí elektrickou energii. Vyexpandované spaliny jsou přes filtry a čističky vypouštěny do atmosféry. V případě paroplynového zařízení se spaliny za turbínou nevypouští a putují do kotle na odpadní teplo, kde se využijí k výrobě páry pro parní turbínu. Tím se využije teplo, které by se spalinami odešlo do atmosféry.

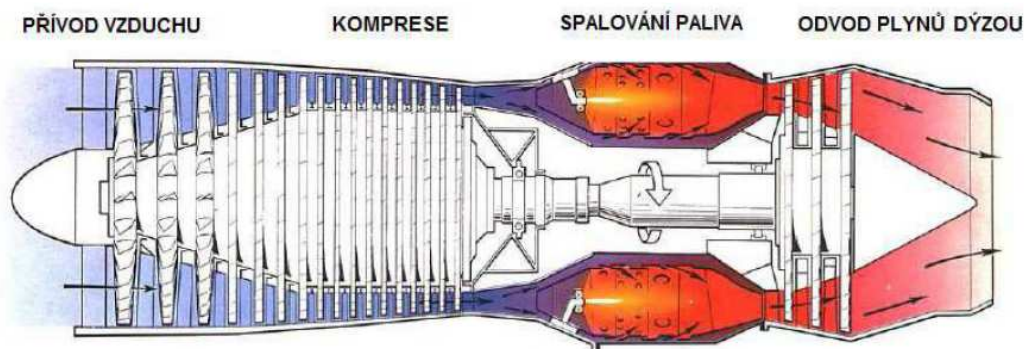
1 Spalovací turbína

Spalovací turbína je lopatkové soustrojí obsahující alespoň kompresor pro stlačování vzduchu, spalovací komoru, kde se uvolňuje energie vázaná v palivu, a vlastní spalovací turbíny, která svou prací pohání generátor a částečně také již zmíněný kompresor. Dále mohou spalovací turbíny obsahovat výměníky tepla, filtry sacího vzduchu a filtry spalín. [3]

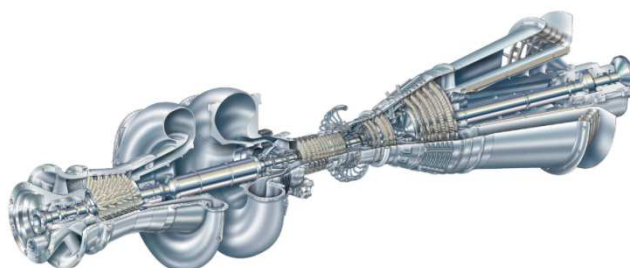


Obr. 1.1 Stacionární spalovací turbína [15]
1 - kompresor, 2 - spalovací komora, 3 - spalovací turbína

Spalovací turbína je tepelný motor s vnitřním spalováním, kde pracovní proces probíhá za rotačního pohybu. Z plynových zařízení je spalovací turbína nejrozšířenějším druhem. Spalovací turbíny lze rozlišit na stacionární (obr. 1.1) a nestacionární (letecké). Příklad leteckého motoru je na obrázku (obr. 1.2). Dále se spalovací turbíny dělí podle oblasti použití (pohon el. generátoru, mechanické pohony,...), konstrukční koncepce (průmyslového typu, aeroderiváty (obr. 1.3), pomocné agregáty). Speciální oblast tvoří zařízení, která kombinují parní a spalovací turbínu. [2]



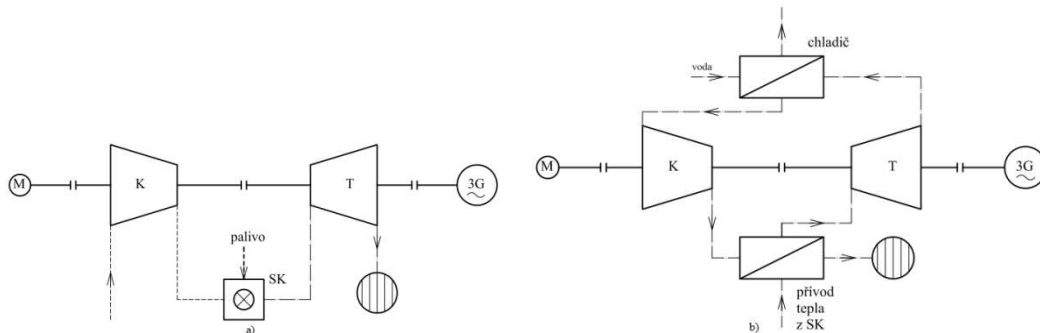
Obr. 1.2 proudový letecký motor [9]



Obr.1.3 Aeroderivát [6]

1.1 Oběhy spalovacích turbín

Plynový oběh se skládá z několika termodynamických pochodů, které se periodicky opakují - komprese pracovní látky, přívod tepla, expanze, odvod nevyužitého tepla. Oběhy spalovacích turbín se dělí na uzavřené (obr. 1.4b) a otevřené (obr. 1.4a). V otevřeném oběhu dochází k nasávání pracovní látky z atmosféry a po vykonání potřebných termodynamických pochodů se látka do atmosféry vrací společně s nevyužitým teplem. V případě oběhu uzavřeného nedohází k výměně pracovní látky s okolím, odvod tepla se provádí přes teplosměnnou plochu.



Obr. 1.4 Oběh spalovací turbíny a) otevřený b) uzavřený [7]
K – kompresor, T – turbína, SK – spalovací komora, G – generátor

Oběh spalovací turbíny se spalovací komorou je oběh otevřený. Jednoduchý oběh spočívá v sání atmosférického vzduchu, v následné kompresi v kompresoru, v kontinuálním přívodu paliva do spalovací komory, v expanzi spalin v turbíně a v následném výfuku spalin zpět do atmosféry. [2,3]

1.2 Výhody a nevýhody spalovacích turbín

Výhody spalovací turbíny spočívají ve využití energie, která je chemicky vázaná v plynných a kapalných palivech. Spalovací turbíny spotřebují menší množství vody než turbíny parní, palivo lze dopravovat potrubím, nejsou potřeba rozlehlé skladovací prostory. Doba výstavby je kratší než u parních turbín. Dále lze spalovací turbínu nastartovat rychleji než parní turbínu (řádově minuty).

Nevýhoda spalovacích turbín je náročnost použitého paliva a použitelných materiálů, což se projevuje v její ceně. Spalovací turbíny mají nižší mezní výkon než parní. Kompresor je svým způsobem ztráta, protože část energie vyprodukované turbínou je použita na jeho pohon.

1.3 Využití spalovacích turbín

Spalovací turbíny se využívají jako záložní zdroj. Díky rychlému spuštění se využije při výpadku hlavního zdroje. Další možností je využití spalovacích turbín ke krytí špičkového zatížení a ve spolupráci s kotlem jako paroplynové zařízení. Letecké turbíny se používají k pohonu letadel. Vysloužilý letecký motor, který se přemění na stacionární, se nazývá aeroderivát. Spalovací turbíny se s výhodou využívají na kompresních stanicích dálkových plynovodů. Jejich úkol je udržovat stálý tlak v plynovodu. Jako palivo se používá právě zemní plyn a pohání se kompresor, který vyrovnává tlakové ztráty v potrubí. Tlak v dálkových plynovodech se pohybuje mezi 5,5 a 7,5 MPa. [2,7]

2 Spalovací komora

Spalovací komora je zařízení, ve kterém se uvolňuje energie obsažená v palivu. Za přítomnosti oksylichovadla se palivo spálí a vznikají spaliny, které působí jako hnací plyny a vstupují do plynové turbíny[1,2]

Spalovací komora je řazena mezi kompresorem a turbínou. Podle aktuálního provozního režimu soustrojí se reguluje množství paliva. Hlavním úkolem spalovací komory je připravit potřebné množství spalin pro turbínu a dosáhnout stability spalování. Důležité je, aby teplota spalin byla v celém objemu stejná a měla potřebnou hodnotu, kterou určuje použitá spalovací turbína. [1,3,4]

Na spalovací komoru jsou kladeny požadavky zejména účinné spálení a promísení spalin se sekundárním vzduchem. Hlavní požadavky návrhu spalovací komory podle [12] jsou:

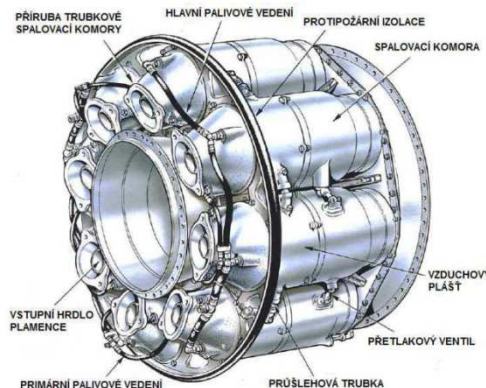
- dokonalé spalování za všech provozních stavů
- stabilní spalování v celém rozsahu zatížení komory (od prohřívání po přetížení)
- spalování bez vzniku usazenin ve spalovací komoře (eventuelně v turbíně)
- nepřekročení maximální únosné teploty plamence, především v oblasti spalování
- rovnoměrné teplotní pole na výstupu ze spalovací komory
- nízké hydraulické ztráty[12].

2.1 Rozdělení spalovacích komor

Spalovací komory lze dělit z několika hledisek, např. podle tvaru, proudění vzduchu a spalin:

- podle tvaru spalovacího a směšovacího prostoru

Z hlediska tvarového řešení lze rozlišovat spalovací komory válcové a spalovací komory sekcionální. Válcové spalovací komory lze dále dělit podle vzájemného pohybu vzduchu a spalin na souproude a protiproude. Sekcionální spalovací komory se užívají v proudových motorech. Celkový proud se rozdělí do několika samostatných spalovacích komor (obr. 2.1), které jsou uspořádané okolo osy tak, aby jejich výstup navazoval na lopatkování turbíny. Spalovací komory se také rozdělují podle dělení vzduchu. [1,4]



Obr. 2.1 Trubková spalovací komora [9]

- podle vzájemného proudění spalin a směšovacího vzduchu

Z hlediska vzájemného proudění vzduchu a spalin se rozlišují souproudé a protiproudé spalovací komory. V souproudé komoře proudí vzduch a spaliny stejným směrem. Tento typ má nízkou tlakovou ztrátu, malé zastavovací příčné rozměry, dobrou rovnoměrnost tlaku a rychlosti v kanále mezi plamencem a pláštěm a dobře se formuje teplotní a rychlostní pole před turbínou. Oproti tomu se prodlužuje délka rotoru a má špatný přístup k primární oblasti. V případě protiproudé spalovací komory proudí vzduch a spaliny postupují proti sobě. Výhody těchto komor jsou kratší rotor turbíny, menší zastavěná délka, snadnější přístup k primární zóně než u souproudé komory. Nevýhody tohoto typu spočívají ve vyšší tlakové ztrátě, vyšší hmotnosti, větší zastavěné příčné rozměry, špatné formování teplotního a rychlostního pole a nerovnoměrnost tlaků a rychlostí. [1]

- podle polohy spalovací komory

Podle vzájemné polohy spalovací komory a spalovacího soustrojí lze rozlišovat komory vertikální, horizontální a diagonální

- podle paliva

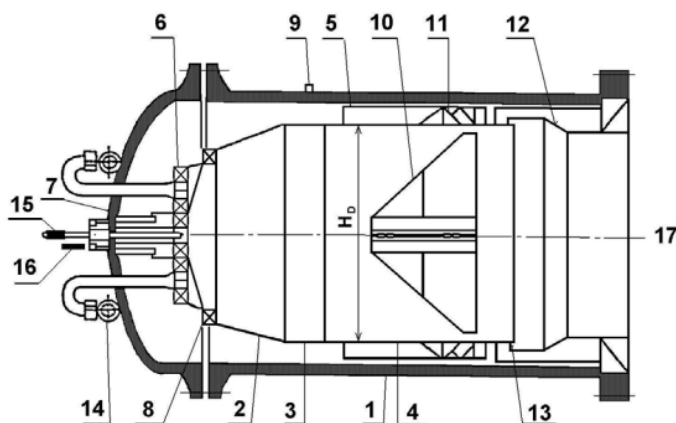
Pro spalovací turbíny lze použít paliva pevná, kapalná a i plynná. Druh paliva musí být znám před návrhem spalovacího soustrojí, protože jednotlivé konstrukční prvky se v detailech liší.

- s rozdělením primárního a směšovacího vzduchu a bez rozdělení

Použitím spalovací komory s rozdělenými proudy vzduchu na primární a směšovací lze regulovat přebytek vzduchu a také hranice stability. Má složitější a nákladnější konstrukci a musí se ochlazovat plamenec. Komora s nerozdělenými proudy má jednodušší konstrukci, kratší rotor a menší hmotnost, rovnoměrné rozdělení paliva a vzduchu a také rovnoměrné teplotní pole na výstupu z turbíny. Mají také nižší emise NO_x . Nevýhodou je neregulovatelnost přebytku vzduchu a produkce CO při nižším zatížení. [1]

2.1.1 Válcová spalovací komora typu SILO

Velké válcové spalovací komory se používají u spalovacích turbín blokové konstrukce. Umísťují se na skříň soustrojí nebo těsně vedle něj. Umístění je možné v horizontální i vertikální poloze a uspořádat jako souproudé či protiproudé. V čele komory jsou umístěny hořáky, vzduch proudí mezi plamencem a pláštěm. Na jednu spalovací turbínu je možné použít až dvě spalovací komory typu SILO. Starší konstrukce obsahovaly hořák se stabilizátorem, ty novější mají vícehořákovou soustavu (zvětší se reakční plocha a objemové zatížení primární zóny). Hořáky jsou umístěny v čele spalovací komory. Vzduch proudí v prostoru mezi plamencem a pláštěm. Spalovací komora typu SILO se používá pro průmyslové účely.[1,2]

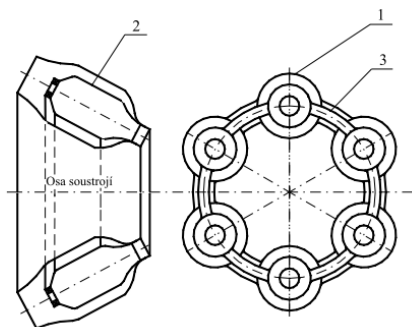


Obr.2.2 Spalovací komora typu SILO [1]

1- plášť, 2- čelo, 3- plamenec, 4- směšovač, 5- stínící plech 6- víříče primárního vzduchu, 7- víko, 8- obvodový víříč, 9- umístění hlídače plamene, 10- otvor směšovače, 11- lopatky směšovače, 12- přechodový kus, 13- chladičí spára, 14- palivový kolektor, 15- přívod paliva do zapalovače, 16- svička, 17- spalínovod, H_D -výška dómu

2.1.2 Trubková spalovací komora typu CAN

Celý průtok se dělí mezi jednotlivé trubkové spalovací komory, které jsou uspořádané kolem osy. U stacionárních turbín je důležitější hledisko přístupnosti a údržby než velikost samotné turbíny. Protiproudým vedením vzduchu a spalín se zmenšuje ložisková vzdálenost. Tvar plamence a pláště je tedy válcový. Plamenec je uzavřen ve svém vlastním plášti. Počet jednotlivých komor je 6 až 20. Hořáky a stabilizátory jsou umístěny do čela spalovací komory. Vyústění spalín je do trubky, která je přivede do dýzy vstupního statoru turbíny. Podélná osa spalovací komory může být s osou stroje rovnoběžná, různoběžná či mimoběžná. Spolehlivost zařízení zajišťuje několik zapalovacích zařízení a průšlehové trubky. Oddělením jednotlivých spalovacích komor se minimalizují problémy se stabilitou hoření a aerodynamikou. Používají se pro průmyslové a vozidlové účely, pro novější letecké motory se už nepoužívají. [1,2]

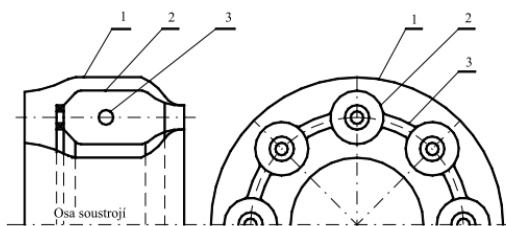


Obr. 2.3 Spalovací komora typu CAN [1]
 1- plášť, 2- plamenec, 3- trubky.

2.1.3 Trubková annulární spalovací komora typu CANNULAR

Další varianta je také kruhové uspořádání několika plamenců okolo osy stroje, ale plamenec jsou umístěné ve společném plášti. Tvar plamence je obvykle válcový. Každý plamenec má v čele kruhově umístěno šest hořáků. Přívod vzduchu pro jednotlivé plamenec má společný prostor. Z plamence přecházejí spaliny do převáděcího kusu a následně

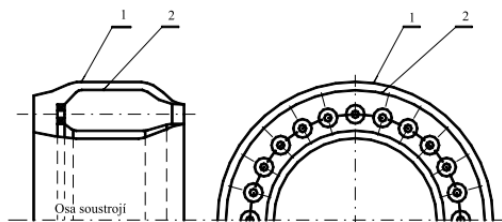
do vstupu turbíny. Komory jsou propojeny průšlehovými trubkami a většinou obsahují zapalovač a hlídač plamene. Počet plamenců je stejný jako u spalovací komory typu CAN (6-20). [1,2]



Obr. 2.4 Spalovací komora typu CANNULAR [1]
1- plášť, 2- plamenec, 3- trubky.

2.1.4 Annulární spalovací komora typu ANNULAR

Prstencové (anuloidní) uspořádání má plamenec z jednoho tělesa prstencového tvaru, který má v čele zabudováno několik trysek stabilizačních vířičů. Tato varianta umožňuje větší tepelné zatížení při použití menšího množství materiálu. Anuloidový plamenec volně přechází do vstupního hrdla turbíny. Hořáky a stabilizátory jsou umístěny v čele plamence, dále mohou být umístěny i radiálně. Vyrábějí se v souproutém i protiproudém provedení. Důvody pro využití v letectví jsou maximální objemové zatížení a nízké obtíže se zapalováním. Oproti tomu je složité dosáhnout rovnoměrnosti teplotního pole. [1,2]



Obr. 2.5 Spalovací komora typu CAN [1]
1- plášť, 2- plamenec.

2.1.5 Porovnání typů spalovacích komor

Výhody (+) a nevýhody (-) jednotlivých spalovacích komor podle [1]:

- SILO
- + jednoduchost oprav a výměna
- + neomezené prostorové možnosti při návrhu
- + jednodušší zkoušky
- + tuhá konstrukce plamenců nepodléhá deformacím

- zvýšená tlaková ztráta
- vysoká hmotnost
- obtížné znovuzapálení komory
- velké ztráty tepla
- konstrukce tlakového pláště mimo tělesa kompresoru a turbíny

- CAN/CANNULAR

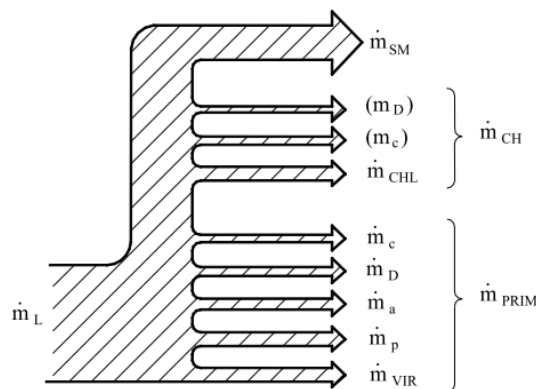
- + jednoduchá oprava a výměna
 - + jednoduché zkoušky (stačí zkoušet pouze jednu komoru)
 - + tuhá konstrukce plamence
 - + komory lze zabudovat do celkového konstrukčního schématu
 - + plášť komory je součástí turbíny
 - + menší tepelné ztráty s okolím
- větší hmotnost než ANNULAR
 - větší nerovnoměrnost teplotního pole než u SILO
 - složitý přechod mezi difusorem a čelní částí spalovací komory
 - obtížné znovuzapálení

- ANNULAR

- + nejmenší hmotnost oproti ostatním spalovacím komorám
 - + komory lze zabudovat do celkového konstrukčního schématu
 - + snadné znovuzapálení
 - + nejnižší tlakové a tepelné ztráty
 - + nejlepší využití objemu mezi kompresorem a turbínou
 - + plášť komory je součástí turbíny
- složitá oprava a výměna
 - komplikované zkoušky
 - nízká tuhost a možná deformace plamence
 - větší nerovnoměrnost teplotního pole
 - složitá výroba

2.2 Rozdělení proudů vzduchu

Vzduch, který se přivádí do spalovací komory, se pomocí konstrukčního řešení plamence dělí na jednotlivé proudy (obr. 2.6). Nejprve se vzduch rozdělí na primární a sekundární. Primární vzduch se přivádí do čela plamence a přímo se zúčastní hoření. Tento vzduch proudí vířičem, otvory v čele a otvory na boku plamence v primární zóně. Sekundární vzduch se skládá z chladicího a směšovacího. Chladicí vzduch se používá ke chlazení oblastí mezi primární a směšovací oblastí. Směšovací vzduch se přivádí do proudu spalin a upravuje jejich teplotu na požadovanou hodnotu. Rozdělení jednotlivých proudů vzduchu je součástí návrhu spalovací komory. [2]



Obr. 2.6 Rozdělení proudů vzduchu [1]

- \dot{m}_{PRIM} - hmotnostní průtok vzduchu do primární části spalovací komory
- \dot{m}_{CH} - hmotnostní průtok vzduchu pro chlazení stěn a čela plamence
- \dot{m}_{SM} - hmotnostní průtok vzduchu do směšovače
- $\dot{m}_{sec} = \dot{m}_{CH} + \dot{m}_{SM}$ - hmotnostní průtok sekundárního vzduchu
- \dot{m}_{VIR} - hmotnostní průtok vzduchu do víříče
- \dot{m}_p - hmotnostní průtok vzduchu do primární zóny otvory v plamenci
- \dot{m}_a - hmotnostní průtok vzduchu pro rozprašování kapalného paliva
- \dot{m}_D - hmotnostní průtok vzduchu pro chlazení dómu
- \dot{m}_c - hmotnostní průtok vzduchu pro chlazení čela komory

V proudu vzduchu je dosažení stability hoření důležitým úkolem. Nejrozšířenější stabilizace je aerodynamická stabilizace s mezidruhovým lopatkovým víříčem, který se umísťuje souose s přívodem paliva v čele plamence. Při průchodu víříčem se vzduch uvádí do šroubovitého pohybu. Chladný vzduch je vytlačován ke stěnám plamence a tím je ochlazuje. Žhavé spaliny cirkulují okolo osy, tím zajišťují zapálení paliva a ve spalovací zóně udržují vysokou teplotu důležitou pro dokonalé spalování. Jiná možnost je přívod spalovacího vzduchu centrálním plochým víříčem a jednou či dvěma řadami otvorů v přední části plamence. Takové řešení se využívá u anulárních spalovacích komor. [2]

2.3 Zapalování

Spolehlivé zapálení je velmi důležitá vlastnost hlavně leteckých spalovacích komor, aby je bylo možné zapálit nejen na zemi při startu ale i za letu v extrémních podmínkách (nízký tlak a nízká teplota). Zapalování je složitý proces, který zahrnuje 3 stadia. Nejprve se vytvoří jádro plamene s dostatečnou teplotou a velikostí, aby se plamen mohl šířit. Ve druhém stádiu dochází k šíření plamene do všech částí spalovací komory. Poslední stádium je průšleh plamene. Poslední stádium se týká vícenásobných spalovacích komor (CAN, CANNULAR). Aby se nemusely zapalovat jednotlivé komory zvlášť, zapálí se jen některé a přes průšlehové trubky se plamen dostane i do těch ostatních.[1]

Aby spalovací turbína správně fungovala, je potřeba dobré spolehlivosti zapalování. To platí především u leteckých turbín, u kterých je nutné spolehlivé zapálení při zhasnutí v provozu. Při zapalování se hlídají dvě důležité veličiny: minimální energie zapálení a minimální vzdálenost zhasnutí plamene - minimální hodnota kdy se plamen zapálí a začne se šířit.[1]

Když se startuje spalovací turbína, roztočí se pomocí startovacího zařízení hřídel spalovací turbíny, tím ve spalovací komoře vznikne proudění vzduchu. Jako startovací zařízení se používá např. elektromotor s frekvenčním měničem, expanzní turbína na zemní plyn, atd. Startovací zařízení se umísťuje do přední části kompresoru do místa nasávání

vzduchu. Zapalování se pojí s prouděním vzduchu ze dvou důvodů. Nejprve se při určité rychlosti proudění kolem zapalovací svíčky vytvoří hořlavá směs. Poté je nutné stabilizovat plamen, k tomu je potřeba určitá rychlost proudění, aby vnikla zóna recirkulace.[1]

Podmínky zapálení závisí na součiniteli přebytku vzduchu, teplotě vzduchu a minimální energii zapálení. Součinitel přebytku vzduchu má hodnotu lokálního přebytku v místě zapálení. Taková charakteristika zapálení se podle [1] skládá ze tří částí:

- oblast samovznícení - směs paliva a vzduchu lze zapálit bez cizího zdroje tepla
- oblast zapálení - směs paliva a vzduchu lze zapálit pomocí minimální energie zapálení (MEV). Tato hodnota se odvíjí podle koncentrace směsi. Oblast zapálení je omezena hranicí zápalnosti chudé směsi a hranicí zápalnosti bohaté směsi, které se určují podle teploty a tlaku směsi.
- oblast nezapálení - směs paliva a vzduchu nelze zapálit ani při zvyšování energie pro zapálení[1]

2.4 Spalování

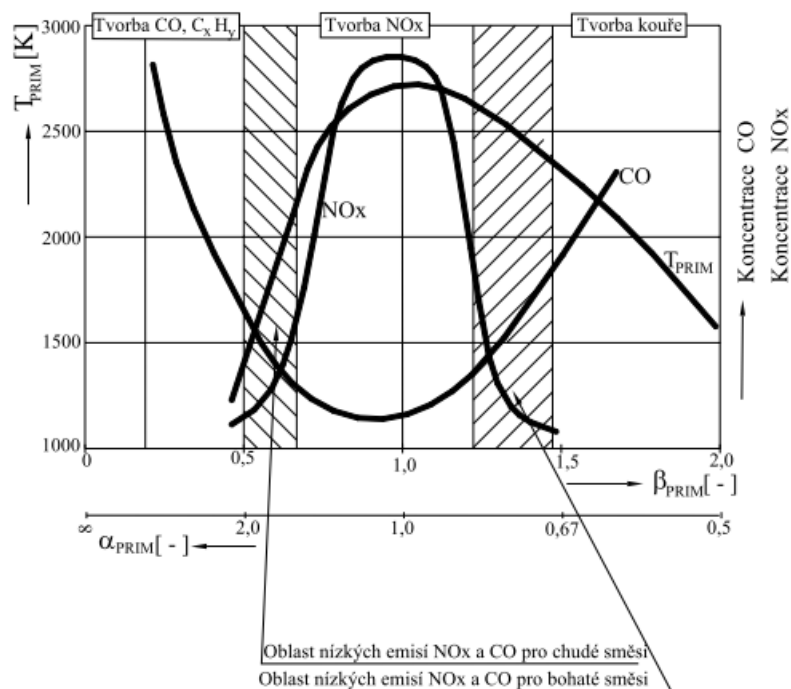
Spalování je oxidační proces, který ve spalovacích komorách probíhá při tlaku $0,4 \div 3$ MPa, vzduch vstupující do komory má teplotu 200 až 350°C, u oběhů s regenerací 300 až 450°C. Spalování vychází ze základních slučovací rovnic hořlavých složek paliva:



Spalování může probíhat ve dvou systémech - difuzním a kinetickým spalování. Při difuzním spalování se do spalovacího prostoru palivo a vzduch přivádějí odděleně, potom se nějakým způsobem (např. vířičem) promísí uvnitř spalovací komory. Nevýhoda je, že se ve spalovacím prostoru vyskytuje směs o různých koncentracích. V lokálních částech plamene je pak různá teplota. V případě kinetického spalování dochází ke smíšení paliva a vzduchu ještě před vstupem do spalovacího prostoru. Koncentrace směsi je pak v celém objemu stejná. Nejčastěji je jako okysličovadlo používán vzduch. [1]

Na spalování lze pohlížet i podle fáze paliva a okysličovadla. Pokud jsou ve stejné fázi (zemní plyn + vzduch) jedná se homogenní spalování. V případě rozdílných fází (pevné palivo + plynné okysličovadlo) je spalování heterogenní. [1]

Stabilita hoření je základní požadavek spalovací komory. Meze stability hoření určují rozsah spolehlivé funkce spalovací komory. Horní mez stability je při spalování chudé směsi. Dochází ke stažení plamene a jeho zhasnutí. Spalováním bohaté směsi se dostáváme k dolní mezi stability. V důsledku nedokonalého vyhoření paliva dochází k tvorbě sazí. Stabilitu hoření vyjadřuje charakteristika stability, je to závislost hmotnostního průtoku vzduchu na celkovém přebytku vzduchu. [4]



Obr. 2.7 Teplota v primární zóně, koncentrace NO_x a CO v závislosti na součiniteli přebytku paliva v primární zóně β_{prim} a součiniteli přebytku vzduchu v primární zóně α_{prim} . Platí pro difuzní spalování methanu. [1]

Podle součinitele přebytku vzduchu (α) a součinitele přebytku paliva (β) je rozlišují tři možnosti spalování:

- stechiometrické

Obsah kyslíku při spalování je stejný jako obsah, který je potřebný podle slučovací rovnic. Při spalování se nepoužije žádný vzduch navíc. Produktem takového spalování jsou stechiometrické spaliny.

- podstechiometrické

Kyslíku ke spalování je méně, než je potřeba podle výpočtu. Spaluje se bohatá směs. Vznikají nízké emise NO_x, ale vysoké emise CO a kouř.

- nadstechiometrické

Obsah kyslíku je větší, spaluje se s přebytkem kyslíku. Spaluje se chudá směs. Vznikají nízké emise NO_x, ale vysoké emise CO.

2.5 Konstrukce

Konstrukce spalovací komory vzhledem k jejímu zapojení mezi kompresor a turbínu se řídí celkovým stylem soustrojí. U osově symetrických soustrojí se symetrie zachovává i u spalovací komory. [2]

Požadavky kladené na konstrukci spalovacích komor jsou vysoká účinnost spalování při všech režimech, hlavní technické parametry, parametry spolehlivosti, zajištění montáže a servisu, zajištění bez demontážní diagnostiky, výroba podle moderní technologie a zajištění ekonomické výroby. [1]

Stacionární komory se rozlišují na samostatné válcové a sekcionální. Výhoda sekcionálních komor je možnost experimentálního vývoje komory a možnost usměrňování teplotního pole. Oproti tomu je komora citlivější na změny přívodu a druhu paliva. Válcové komory jsou na změnu druhu paliva. Vývoj je ale náročnější, protože je obtížné přenést výsledky z modelu na dílo.[2]

2.5.1 Hlavní konstrukční parametry

Hlavní konstrukční parametry spalovací komory dle [1] jsou následující:

- průměr dómu H_D

Průměr dómu má důležitý význam především u leteckých motorů při znovuzapálení spalovací komory za letu. S větší hodnotou průměru roste spolehlivost zapálení. U stacionárních turbín určuje výška dómu střední rychlost spalin v primární zóně a objemové zatížení spalovací komory. S rostoucí výškou dómu roste doba pobytu paliva a vzduchu v primární zóně a tím je větší účinnost spalování.

- střední rychlost v primární zóně c_{PRIM} , stabilizace plamene

Střední rychlost v primární zóně je svázána se stabilizací plamene. Při rostoucí rychlosti se stabilizace snižuje. Princip stabilizace plamene spočívá v rovnosti rychlosti proudu a rychlosti hoření. Pokud jsou rychlosti stejné, nebude se plamen přesouvat a zaujme stabilní polohu. Pokud bude rychlost proudu větší, bude se plamen přesouvat ve směru proudu. V případě větší rychlosti hoření se plamen začne přemísťovat proti proudu vzduchu. Stabilizátory plamene jsou tvarové objekty, které zajišťují typ proudu, kde je splněna rovnost rychlostí a tím i stabilizace plamene. Nejrozšířenější stabilizátor plamene je víříč.

- poměrná délka spalovací komory $\frac{L_{SK}}{H_D}$

Délka spalovací komory se dělí na délku primární části komory a délku směšovače, pokud je požadován. V primární části se musí dokončit spalování a podle toho se určuje délka. Ve směšovači se musí ustálit teplotní pole a připravit spaliny pro turbínu. Celková délka spalovací komory se ještě prodlouží o délku difusoru a vstupního hrdla.

- referenční plocha, referenční rychlost

Referenční plocha je dána referenční rychlostí. Tato rychlost je charakteristická jednotka průměrné rychlosti. Ovlivňuje, jak dlouho setrvá palivo a vzduch ve spalovací části. Referenční plocha je maximální plocha určená pro proudění vzduchu.

- příčná plocha plamence a kanálu mezi plamencem a pláštěm

V této části spalovací komory proudí vzduch, který se neúčastní spalování, a je určen pro chlazení a směšování. Zvýšení součinitele přestupu tepla pomáhá lepšímu přestupu tepla. Součinitel přestupu tepla se zvyšuje s vyšší rychlostí vzduchu v ploše mezi plamencem a pláštěm.

- rychlost vzduchu v průtočných průřezích plamence

Vlivem rozdílu tlaku mezi stavy 2 a 3 dochází k vývinu izoentropické rychlosti vzduchu, který proudí otvory v plamenci. Kvůli tření je skutečná rychlost snížena a poměr těchto rychlostí se nazývá rychlostní součinitel.

- rozmístění palivových trysek nebo hořáků

Počet hořáků ovlivňuje jejich geometrii a také délku plamene. Počet hořáků je nepřímo úměrný jejich velikosti, od toho se odvíjí i kvalita rozprašování kapalného paliva. Vyšší počet hořáků zkracuje délku plamene a tím i celkovou délku spalovací komory.

- objemové zatížení spalovacího prostoru

Objemové zatížení je míra vývinu tepla v daném objemu. Intenzifikace je proces, kdy se zvyšuje objemové zatížení (stejné množství paliva se spálí v menším objemu).

- rozdělení proudů vzduchu

Rozdělení proudů vzduchu bylo uvedeno v kapitole (2.2).

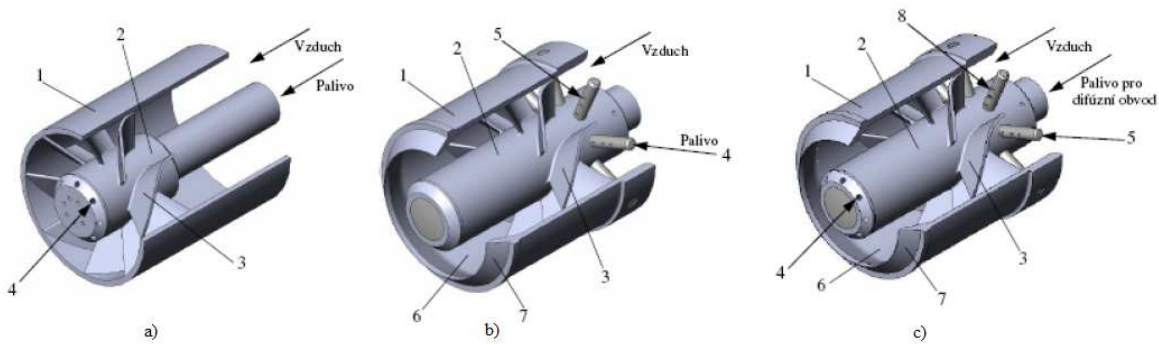
2.5.2 Části spalovací komory

Hlavní části spalovací komory, kde probíhají procesy spalování a mísení jsou:

- hořák
- žárový prostor
- směšovací prostor
- tlakový plášť
- zapalovač

Plamenec vymezuje funkční prostor spalovací komory s vysokými teplotami a reguluje tento prostor příslušným množstvím vzduchu. Plamenec je tvořen plechem, který obsahuje otvory pro přívod vzduchu. Plamenec je namáhán vysokým tepelným zatížením, které je kombinací sálání a konvekce. Chlazení plamence je nutné pro zachování jeho tvaru, životnosti a tím i bezpečnosti. Chlazením se dosahuje rovnoměrného zatížení plamence. Chladicí vzduch se zavádí paralelně s chlazenou plochou a podobnou rychlostí jako je rychlost spalin. V primární zóně je hustší síť chladicích otvorů, než v sekundární zóně, z důvodu vyššího tepelného zatížení. V sekundární zóně je velikost otvorů větší než v primární.[2]

Další součástí spalovací komory je hořák. Jeho úkolem je zabezpečit takové množství paliva a vzduchu, aby proběhlo potřebné spalování dle provozního režimu. Podle druhu použitého paliva se jednotlivé hořáky liší. Pro plynné palivo lze použít hořák s válcovou hlavou, která je umístěna uprostřed lopatkového vířiče. Další možnost je použití lopatkového vířiče s dutými lopatkami. V tomto případě se palivo přivádí palivo otvory v lopatkách. U kapalného paliva je nutné řádné rozprašení paliva. Toto rozprašení lze provést mechanicky přes trysku, do které je palivo hnáno čerpadlem nebo tlakovým vzduchem. [3]



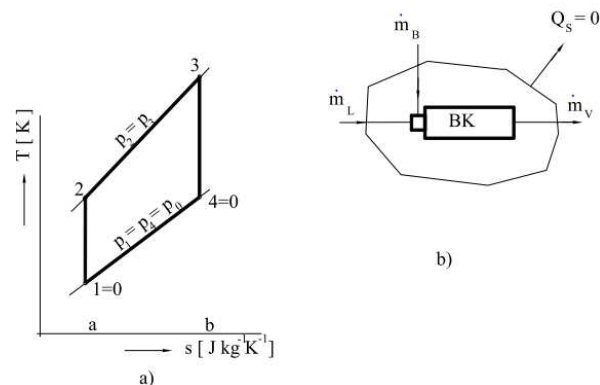
Obr. 2.8 Druhy hořáků, převzato a upraveno z [5]

- a) Difuzní hořák
 1 - plášť, 2 - centrální těleso, 3 - vířič, 4 - otvory pro přívod paliva do zóny spalování.
- b) Kinetický hořák
 1 - plášť, 2 - centrální těleso, 3 - vířič, 4 - přívod paliva, 5 - otvory pro přívod paliva do proudů vzduchu (kinetický obvod), 6 - směšovací komora, 7 - kuželové zúžení.
- c) Hybridní hořák
 1 - plášť, 2 - centrální těleso, 3 - vířič, 4 - otvory pro přívod paliva pro difuzní spalování, 5 - přívod paliva pro kinetický obvod, 6 - směšovací komora, 7 - kuželové zúžení, 8 - otvory pro přívod paliva do proudů vzduchu (kinetický obvod).

Hořáky lze dělit podle druhu spalování na difuzní, kinetické a hybridní. Difuzní hořáky se používají u starších typů stacionárních turbín a u leteckých motorů. Difuzní hořáky mohou spolehlivě pracovat v širokém provozním rozmezí, ale produkují vysoké emise oxidů dusíku a oxidu uhelnatého. Samotné kinetické hořáky není možné použít, pracují v úzkém provozním rozmezí. Konstruuje se proto hybridní hořáky, které jsou kombinací kinetického a difuzního. Při najíždění a odstávce je v provozu difuzní část, při dosažení optimálních provozních podmínek se do provozu dá kinetická část. Výhodou jsou nižší emise a široké rozmezí použití. [5]

2.6 Ideální spalovací komora

Jako ideální spalovací komoru si můžeme představit adiabatickou komoru s ideálním spalováním, izobarickým přívodem paliva. Tedy nemá žádné ztráty celkového tlaku. Měrné přivedené teplo lze vyjádřit jako rozdíl entalpií za spalovací komorou a před ní. Pro ideální spalovací komoru platí, že účinnost spalování je rovna 1. [1]



Obr. 2.9 Diagram oběhu ideální spalovací turbíny a) Energetická bilance ideální spalovací komory b) [1]
 \dot{m}_v - hmotnostní průtok spalin
 \dot{m}_B - hmotnostní průtok paliva
 \dot{m}_L - hmotnostní průtok vzduchu

Stav vzduchu na vstupu do spalovací komory je charakterizován parametry T_2 , p_2 , ρ_2 , c_2 , $f_2=0$. Stav spalin je na výstupu ze spalovací komory charakterizován parametry T_3 , p_3 , ρ_3 , c_3 , f_3 . Parametry s indexem 3 jsou parametry na vstupu do spalovací turbíny. Pro spalování platí:

$$\dot{m}_{SPAL} = \dot{m}_{PAL} + \dot{m}_{VZD}. \quad (2.1)$$

Koncentrace spalin lze definovat palivovým poměrem f [1]:

$$f = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{VZD}} [-]. \quad (2.2)$$

Palivový poměr skutečné spalovací komory se zvýší v důsledku ztrát [1]:

$$f_{SK} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{VZD}} \cdot \frac{1}{\eta_{SK}} [-]. \quad (2.3)$$

Charakteristická veličina při výpočtu spalování je součinitel přebytku vzduchu α , který je definován jako [1]:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{VZD}}{(\dot{m}_{VZD})_{min}} [-]. \quad (2.4)$$

Obrácená hodnota součinitele přebytku vzduchu α je součinitel přebytku paliva β [1]:

$$\beta = \frac{1}{\alpha} [-]. \quad (2.5)$$

2.7 Tlaková ztráta spalovací komory

Při proudění vzduchu a spalin dochází k nevratným procesům, při kterých dochází k tlakové ztrátě. Tlaková ztráta je způsobena přívodem tepla ve spalovacím procesu, ztrátami třením vzduchu a spalin o stěny a ztrátami aerodynamickými – vířením a směšováním proudů. Tlaková ztráta (Δp) je součet hydraulické ztráty celkového tlaku (Δp_H) a tlakové ztráty přívodem tepla (Δp_T). Hydraulická ztráta se dále skládá z tlakové ztráty v difuzoru, ve vstupní části spalovací komory (Δp_{DIF}) a tlakové ztráty na hranici plamence (Δp_L) [1]:

$$\Delta p = \Delta p_H + \Delta p_T [Pa] \quad (2.6)$$

$$\Delta p_H = \Delta p_{DIF} + \Delta p_L [Pa]. \quad (2.7)$$

Zatímco tlaková ztráta Δp_{DIF} je nežádoucí a je snaha o její minimalizaci, tak tlaková ztráta Δp_L je z hlediska funkce spalovací komory potřebná. Generuje rychlost jednotlivých proudů vzduchu takovou, aby bylo možné plnit požadovanou funkci. [1]

Jedním z důležitých parametrů spalovací komory je její účinnost, tato charakteristika ovlivňuje ekonomický provoz spalovací komory, což je u stacionárních turbín prvořadý požadavek. U leteckých motorů je účinnost důležitá také, ovšem až po bezpečnosti a spolehlivosti. Účinnost je celková efektivita přeměny energie z chemické na energetickou [1]

Při ideálním spalování se předpokládá rovnoměrné rozložení teplotního pole spalín. Ve skutečnosti je toto pole značně nerovnoměrné, což snižuje účinnost spalovací komory. Další ztráty vznikají při tvorbě NO_x , protože dochází k endotermické reakci, kde se spotřebuje teplo, které by se mohlo uvolnit do oběhu. [1]

2.8 Výměna tepla

Důležitá část návrhu je i výpočet teplot na všech tepelně namáhaných částech spalovací komory (plamenec, hořáky, vířič,...). Chlazení stěn plamence se navrhuje tak, aby nebyla dosažena maximální dovolená teplota. Překračování této teploty by způsobilo nejrůznější poruchy – trvalé deformace, trhliny, opaly stěn. Optimální návrh chlazení je takový, kde je nejmenší průtok chladícího vzduchu.

Přenos tepla probíhá ve spalovací komoře všemi způsoby (vedení, proudění, záření).

3 Výpočet oběhu

V této kapitole jsou vypočítané parametry otevřeného oběhu spalovací turbíny bez regenerace.

3.1 Zadané hodnoty

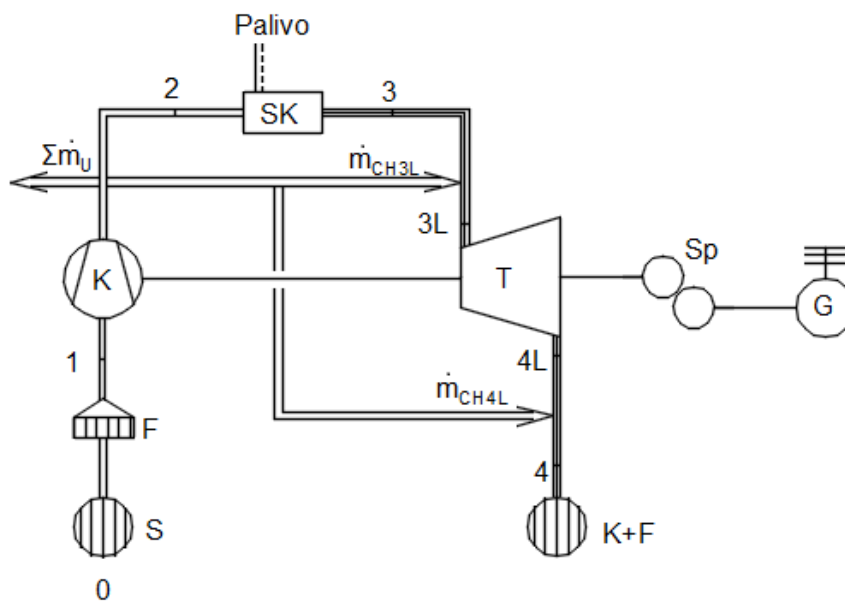
V tabulce 3.1 jsou hodnoty veličin, které jsou potřebné k výpočtu.

tab. 3.1 Zadané hodnoty			
teplota spalin za SK	t_3	1050	$^{\circ}\text{C}$
kompresní poměr	ε_k	16	—
hmotnostní tok vzduchu	\dot{m}_{VZD}	50	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
účinnost kompresoru	η_{izK}	0,850	—
účinnost turbíny	η_{izT}	0,870	—
mechanická účinnost	η_m	0,970	—
účinnost SK	η_{SK}	0,995	—
tlaková ztráta sání	ξ_{0-1}	0,995	—
tlaková ztráta SK	ξ_{2-3}	0,970	—
tlaková ztráta výfuku	ξ_{4-0}	0,995	—
odběr vzduchu pro ucpávku kompresoru	g_{U2}	0,005	—
odběr vzduchu pro ucpávku turbíny	g_{U3}	0,005	—
odběr vzduchu pro ucpávku	g_{U4}	0,0025	—
chladičí vzduch	g_{CH3L}	0,040	—
chladičí vzduch	g_{CH4L}	0,030	—
limit NO_x	NOx_{max}	150	$\text{mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$
limit CO	CO_{max}	100	$\text{mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$
palivo		ZP Transit	
podíl H_2O ve spalinách	X_{H2O}	2,2016	$\text{kg}_{H2O} \cdot \text{kg}_{PAL}^{-1}$

podíl CO_2 ve spalinách	X_{CO_2}	2,7049	$kg_{CO_2} \cdot kg_{PAL}^{-1}$
podíl N_2 ve spalinách	X_{N_2}	0,0144	$kg_{N_2} \cdot kg_{PAL}^{-1}$
podíl O_2 ve spalinách	X_{O_2}	3,9209	$kg_{O_2} \cdot kg_{PAL}^{-1}$
výhřevnost paliva	Hu	49172	$kJ \cdot kg^{-1}$
teplota paliva	t_{PAL}	25	$^{\circ}C$
měrná tepelná kapacita	c_{PPAL}	2,23	$kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$
měrná vlhkost vzduchu	x	0,007947	$kg_{H_2O} \cdot kg_{SV}^{-1}$

3.2 Schéma oběhu

Na následujícím obrázku je zakresleno schéma oběhu spalovací turbíny.



Obr. 3.1 Schéma oběhu, převzato a upraveno z[4]

*S- sání, F- filtr, K-kompresor, SK- spalovací komora, T-spalovací turbína, Sp- spojka, G- generátor, K+F – komín s filtrem
 0-stav na sání, 1-stav před kompresorem, 2-stav mezi kompresorem a spalovací komorou, 3-stav za spalovací komorou, 3L- stav před
 spalovací turbínou, 4L-stav za spalovací turbínou, 4-stav před výfukem*

$\Sigma \dot{m}_u$ - odběr vzduchu pro ucpávky, \dot{m}_{CH3L} – odběr pro chlazení před turbínou, \dot{m}_{CH4L} odběr pro chlazení za turbínou

Za kompresorem dochází o odběru ucpávkového a chladicího vzduchu. Odebírá se vzduch pro ucpávku kompresoru, ucpávky turbíny, chlazení spalovací turbíny:

$$\dot{m}_{ODB} = \sum \dot{m}_u + \dot{m}_{CH3L} + \dot{m}_{CH4L} [kg \cdot s^{-1}] \quad (3.1)$$

Podělením předchozí rovnice množstvím nasávaného vzduchu, se získají poměrné hodnoty odběrů:

$$\frac{\dot{m}_{ODB}}{\dot{m}_{VZD}} = \sum \frac{\dot{m}_u}{\dot{m}_{VZD}} + \frac{\dot{m}_{CH3L}}{\dot{m}_{VZD}} + \frac{\dot{m}_{CH4L}}{\dot{m}_{VZD}} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$g_{ODB} = \sum g_u + g_{CH3L} + g_{CH4L} \quad [-], \quad (3.3)$$

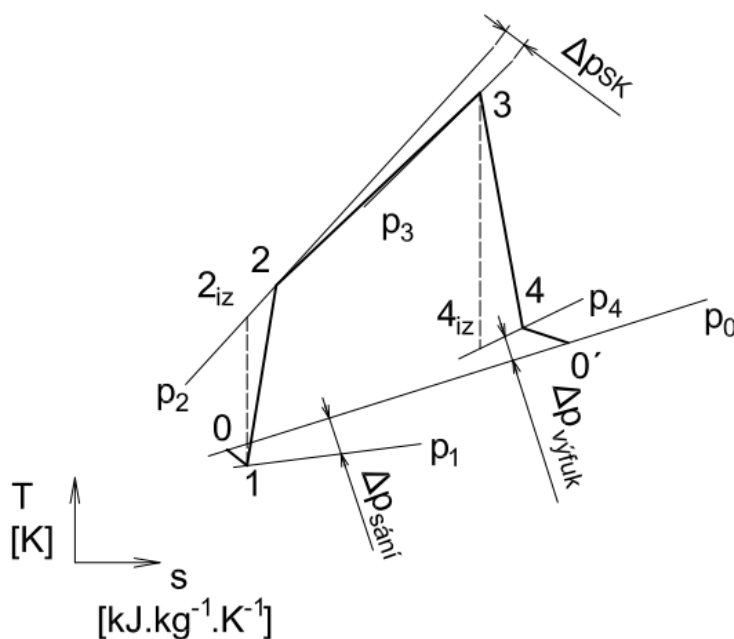
kde $\sum g_u = g_{U2} + g_{U3} + g_{U4}$ je součet ucpávkového vzduchu. Celkový odběr tedy je:

$$g_{ODB} = g_{U2} + g_{U3} + g_{U4} + g_{CH3L} + g_{CH4L} \quad [-] \quad (3.4)$$

$$g_{ODB} = 0,005 + 0,005 + 0,0025 + 0,04 + 0,03$$

$$g_{ODB} = 0,0825$$

3.3 Diagram oběhu



Obr. 3.2 Diagram oběhu, převzato z [6] a upraveno

3.4 Výpočet složek entalpie, entropie, tepelné kapacity

Ve výpočtu oběhu jsou důležité výpočty vlastností látky v daném bodě. Výpočet vlastností je proveden dle [10]. Pro danou teplotu T [K] lze vypočítat měrnou entalpii i_i , měrnou entropii s_i a měrnou tepelnou kapacitu c_{p_i} pro jednotlivé složky plynu. V tomto případě se jedná o vlhký vzduch (suchý vzduch a vodní pára) a spaliny. Výpočet se provádí pomocí rovnic (3.5), (3.6), (3.7) a jednotlivé koeficienty jsou uvedeny v příloze (tab. P1, P2, P3).

- měrná entalpie:

$$i_i = \sum_{j=0}^n a_{i,j} \left(\frac{T}{1000}\right)^j + b_i \ln\left(\frac{T}{1000}\right) \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}, \quad (3.5)$$

kde $a_{i,j}$ a b_i jsou koeficienty pro daný plyn.

- měrná entropie

$$s_i = \sum_{j=-1}^n a_{s,j} \left(\frac{T}{1000}\right)^j + b_s \ln\left(\frac{T}{1000}\right) \text{ [kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}, \quad (3.6)$$

kde $a_{s,j}$ a b_s jsou koeficienty pro daný plyn.

- měrná tepelná kapacita

$$c_{p,i} = \sum_{j=-1}^n a_{c_p,j} \left(\frac{T}{1000}\right)^j \text{ [kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}, \quad (3.7)$$

- kde $a_{c_p,j}$ jsou koeficienty pro daný plyn.

Následuje příklad určení vlastností složek. Pro názornost se určí měrná entalpie suchého vzduchu při teplotě na sání, tedy $i_{SV}(T_0)$.

Koeficienty dle [10] pro tento výpočet jsou:

$$a_0 = -1,8715$$

$$a_1 = 1016,5147$$

$$a_2 = -27,8112$$

$$a_3 = -138,0265$$

$$a_4 = 594,1677$$

$$a_5 = -678,4526$$

$$a_6 = 373,4087$$

$$a_7 = -103,1441$$

$$a_8 = 11,5040$$

$$b_i = 0,0000$$

$$T_0 = 288,15 \text{ K}$$

Vše se dosadí do vzorce (3.5) a hodnota měrné entalpie je:

$$i_{sv}(T_0) = \sum_{j=0}^n a_{i,j} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^j + b_i \ln\left(\frac{T_0}{1000}\right) [kJ.kg^{-1}]$$

$$i_{sv}(T_0) = a_{i,0} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^0 + a_{i,1} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^1 + a_{i,2} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^2 + a_{i,3} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^3 + a_{i,4} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^4$$

$$+ a_{i,5} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^5 + a_{i,6} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^6 + a_{i,7} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^7 + a_{i,8} \left(\frac{T_0}{1000}\right)^8$$

$$+ b_i \ln\left(\frac{T_0}{1000}\right) [kJ.kg^{-1}]$$

$$i_{sv}(288,15) = -1,8715 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^0 + 1016,5147 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^1 + -27,8112 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^2$$

$$+ -138,0265 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^3 + 594,1677 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^4$$

$$+ -678,4526 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^5 + 373,4087 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^6$$

$$+ -103,1441 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^7 + 11,5040 \left(\frac{288,15}{1000}\right)^8 + 0 \ln\left(\frac{288,15}{1000}\right) kJ.kg^{-1}$$

$$i_{sv}(288,15) = 288,3714 kJ.kg^{-1}$$

Výpočet měrné entropie a měrné tepelné kapacity při dané teplotě je identický, mění se pouze koeficienty.

3.5 Bod 0

V bodě 0 jsou zadané parametry:

$$t_0 = 15^\circ C$$

$$p_0 = 0,101325 MPa$$

$$x_0 = 0,007947 kg_{H_2O}.kg_{sv}^{-1}$$

Vlhký vzduch je směs suchého vzduchu a vodní páry. Měrná entalpie vlhkého vzduchu v bodě 0 se vypočítá podle [1]:

$$i_0 = \frac{1}{1+x} i_{sv}(T_0) + \frac{x}{1+x} i_{H_2O}(T_0) [kJ.kg^{-1}] \quad (3.8)$$

$$i_0 = \frac{1}{1+0,007947} 288,3714 + \frac{0,007947}{1+0,00634} 530,7119 kJ.kg^{-1}$$

$$i_0 = 290,2821 kJ.kg^{-1}$$

Měrná entalpie složek vlhkého vzduchu v bodě 0 se vypočítá dle kapitoly (3.4):

$$i_{sv}(T_0) = 288,3714 kJ.kg^{-1}$$

$$i_{H_2O}(T_0) = 530,7119 kJ.kg^{-1}$$

V bodě 0 proudí pouze vzduchu, palivový poměr je nulový.

Dále se vypočítá poměr hmotnostního průtoku v daném bodě k nasávanému vzduchu, značí se g_i [-]:

$$g_0 = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{VZD}} = \frac{\dot{m}_{VZD}}{\dot{m}_{VZD}} [-] \quad (3.9)$$

$$g_0 = \frac{50}{50}$$

$$g_0 = 1$$

Hodnoty z bodu 0 jsou uvedeny v tabulce:

tab. 3.2 Bod 0		
t_0	[°C]	15
T_0	[K]	288,15
p_0	[MPa]	0,101325
i_0	[kJ.kg ⁻¹]	289,8982
f_0	[-]	0
g_0	[-]	1

3.6 Bod 1

V bodě 1 se nemění hodnota teploty, vlhkosti a měrné entalpie. Tlak se v bodě 1 sníží v důsledku tlakové ztráty na sání:

$$p_1 = p_0 \xi_{0-1} [MPa] \quad (3.10)$$

$$p_1 = 0,101325 \cdot 0,995 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 0,100818 \text{ MPa}$$

Protože mezi body 1 a 2 dochází ke kompresi, je nutné vypočítat měrnou entropii, měrnou plynovou konstantu a izoentropickou tlakovou funkci. Výpočet měrné entropie směsi plynů se provádí podle [1] podobně jako výpočet měrné entalpie:

$$s_1 = \frac{1}{1+x} s_{SV}(T_1) + \frac{x}{1+x} s_{H_2O}(T_1) [kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}] \quad (3.11)$$

$$s_1 = \frac{1}{1+0,007947} 6,6640 + \frac{0,007947}{1+0,007947} 10,4130 \text{ kJ} \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

$$s_1 = 6,6935 \text{ kJ} \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

Výpočet složek měrné entropie je podle kapitoly (3.4):

$$s_{SV}(T_1) = 6,6640 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{H_2O}(T_1) = 10,4130 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Měrná plynová konstanta se podle [10] vypočítá:

$$r_1 = R \left(\frac{1}{M_{SV}(1+x)} + \frac{x}{M_{H_2O}(1+x)} \right) [\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}], \quad (3.12)$$

kde M_i [$\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$] jsou molární hmotnosti jednotlivých složek (tab. P4),

$R = 8314,41 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}$ je universální plynová konstanta.

$$r_1 = 8314,41 \left(\frac{1}{28,9640(1+0,007947)} + \frac{0,007947}{18,0150(1+0,007947)} \right) \text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$r_1 = 288,4357 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro izoetropickou tlakovou funkci dle [11] platí:

$$p_{r1} = e^{\left(\frac{s_1 \cdot 1000}{r_1}\right)} [-] \quad (3.13)$$

$$p_{r1} = e^{\left(\frac{6,6935 \cdot 1000}{288,4357}\right)}$$

$$p_{r1} = 1,1977 \cdot 10^{10}$$

Mezi body 0 a 1 nedochází ke změně hmotnostního průtoku, tedy $g_1 = g_0 = 1$.

tab. 3.3 Bod 1		
t_1	[°C]	15
T_1	[K]	288,15
p_1	[MPa]	0,100818
i_1	[kJ.kg ⁻¹]	290,2821
f_1	[-]	0
g_1	[-]	1

3.7 Bod 2

Mezi body 1 a 2 dochází ke kompresi. Tlak se zvětšuje kompresním poměrem:

$$p_2 = p_1 \varepsilon_K [\text{MPa}]. \quad (3.14)$$

$$p_2 = 0,100818 \cdot 16 \text{ MPa}.$$

$$p_2 = 1,613094 \text{ MPa.}$$

Stejně se mění i hodnota isoentropické tlakové funkce [11]:

$$p_{r2} = p_{r1} \varepsilon_K [-] \quad (3.15)$$

$$p_{r2} = 1,1977 \cdot 10^{10} \cdot 16$$

$$p_{r2} = 1,9164 \cdot 10^{11}$$

Hodnota měrné entropie při isoentropické kompresi se vypočítá [11]:

$$s_{2iz}^0 = \frac{r_2}{1000} \ln(p_{r2}) [kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]. \quad (3.16)$$

$$s_{2iz}^0 = \frac{288,4357}{1000} \cdot \ln(1,9164 \cdot 10^{11}) kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}.$$

$$s_{2iz}^0 = 7,4932 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}.$$

Ze známé hodnoty s_{2iz}^0 lze pomocí iterace z (3.11) vypočítat hodnotu teploty T_{2iz} :

$$T_{2iz} = 627,0226 K.$$

Pomocí této teploty lze vypočítat hodnotu měrné entalpie:

$$i_{2iz} = \frac{1}{1+x} i_{SV}(T_{2iz}) + \frac{x}{1+x} i_{H_2O}(T_{2iz}) [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.17)$$

$$i_{2iz} = \frac{1}{1+0,007947} 635,6691 + \frac{0,007947}{1+0,007947} 1186,9758 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{2iz} = 640,0158 kJ \cdot kg^{-1}$$

Pro určení skutečné měrné entalpie se vychází z definice účinnosti kompresoru [4]:

$$\eta_{iz}^k = \frac{i_{2iz} - i_1}{i_2 - i_1} [-] \quad (3.18)$$

Hodnota skutečné měrné entalpie se pak spočítá:

$$i_2 = \frac{i_{2iz} - i_1}{\eta_{iz}^k} + i_1 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.19)$$

$$i_2 = \frac{640,0158 - 288,4357}{0,85} + 288,4357 kJ \cdot kg^{-1}$$

$$i_2 = 701,7335 kJ \cdot kg^{-1}$$

Ze známé hodnoty skutečné měrné entalpie lze pomocí iterace ze vztahu (3.8) určit hodnotu skutečné teploty T_2 :

$$T_2 = 684,6070 K$$

V bodě 2 dochází k odběru ucpávkového vzduchu a vzduchu ke chlazení:

$$g_2 = g_1 - g_{ODB} [-] \quad (3.20)$$

$$g_2 = 1 - 0,0825$$

$$g_2 = 0,9175$$

tab. 3.4 Bod 2		
t_2	[°C]	411,4570
T_2	[K]	684,6070
p_2	[MPa]	1,613094
i_2	[kJ.kg ⁻¹]	701,7335
f_2	[-]	0
g_2	[-]	0,9175

3.8 Bod 3

Bod 3 leží za spalovací komorou. Teplota za spalovací komorou je zadána:

$$t_3 = 1050^\circ\text{C}$$

V důsledku tlakové ztráty se tlak průchodem spalovací komory sníží:

$$p_3 = p_2 \xi_{2-3} [\text{MPa}] \quad (3.21)$$

$$p_3 = 1,613094 \cdot 0,97 \text{MPa}$$

$$p_3 = 1,564701 \text{MPa}$$

Ideální palivový poměr se podle [8] vypočítá:

$$f_{3id} = \frac{i_{VV3} - i_{VV2}}{i_{PAL} + H_u - i_\lambda} [-] \quad (3.22)$$

Měrná entalpie vlhkého vzduchu pro teplotu T_3 :

$$i_{VV3} = \frac{1}{1+x} i_{SV}(T_3) + \frac{x}{1+x} i_{H_2O}(T_3) [\text{kJ.kg}^{-1}] \quad (3.23)$$

$$i_{VV3} = \frac{1}{1+0,007947} 1423,8538 + \frac{0,007947}{1+0,007947} 2770,1439 \text{kJ.kg}^{-1}$$

$$i_{VV3} = 1434,4684 \text{kJ.kg}^{-1}$$

Měrná entalpie paliva se vypočítá ze zadaných veličin:

$$i_{PAL} = T_{PAL} c_{pPAL} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.24)$$

$$i_{PAL} = 298,15 \cdot 2,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{PAL} = 664,8745 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie směsi spalin se určí podle [1]:

$$i_{\lambda}(T_3) = X_{H_2O} i_{H_2O}(T_3) + X_{CO_2} i_{CO_2}(T_3) + X_{N_2} i_{N_2}(T_3) - X_{O_2} i_{O_2}(T_3) [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.25)$$

$$i_{\lambda}(T_3) = 2,2016 \cdot 2770,1439 + 2,7049 \cdot 1383,421 + 0,0144 \cdot 1462,3193 - 3,9209 \cdot 1338,7336 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{\lambda}(T_3) = 4612,7812 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečný palivový poměr se zvýší kvůli nedokonalosti spalovací komory:

$$f_3 = \frac{f_{3id}}{\eta_{SK}} = \frac{\frac{i_{VV}(T_3) - i_{VV}(T_2)}{i_{PAL}(T_{pal}) + H_u - i_{\lambda}(T_3)}}{\eta_{SK}} [-] \quad (3.26)$$

$$f_3 = \frac{1434,4684 - 701,7335}{664,8745 + 49172,00 - 4612,7812} \cdot 0,995$$

$$f_3 = 0,01628$$

Měrná entalpie spalin v bodě 3 se vypočítá podle [1]:

$$i_3 = \frac{1}{(1+x)(1+f_3)} i_{SV}(T_3) + \frac{x}{(1+x)(1+f_3)} i_{H_2O}(T_3) + \frac{f_3}{1+f_3} i_{\lambda}(T_3) [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.27)$$

$$i_3 = \frac{1}{(1+0,007947)(1+0,01628)} 1423,8538 + \frac{0,007947}{(1+0,007947)(1+0,01628)} 2770,1439 + \frac{0,01628}{1+0,01628} 4612,7812 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 = 1485,3939 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ve spalovací komoře se do proudu vzduchu přidává proud paliva, hmotnostní poměr se zvýší o palivový poměr:

$$g_3 = g_2 + f_3 [-] \quad (3.28)$$

$$g_3 = 0,9175 + 0,01628$$

$$g_3 = 0,9338$$

tab. 3.5 Bod 3		
t_3	[°C]	1050
T_3	[K]	1323,15
p_3	[MPa]	1,5647014
i_3	[kJ.kg ⁻¹]	1485,3939
f_3	[-]	0,01628
g_3	[-]	0,9338

3.9 Bod 3L

Nejprve se vypočítá podle [4] hodnota měrné entalpie v bodě 3L. Teplota se mezi body 3 a 3L nemění:

$$i_{3L} = \frac{(1 + f_3)(1 - g_{ODB})i_3 + g_{CH3L}i_2}{(1 + f_3)(1 - g_{ODB}) + g_{CH3L}} \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (3.29)$$

$$i_{3L} = \frac{(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04 \cdot 701,0289}{(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04} \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$i_{3L} = 1443,242691 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Pro palivový poměr podle [4] v tomto bodě platí vztah:

$$f_{3L} = f_3 \frac{1 - g_{ODB}}{1 - g_{ODB} + g_{CH3L}} \text{ [-]} \quad (3.30)$$

$$f_{3L} = 0,01628 \frac{1 - 0,0825}{1 - 0,0825 + 0,04}$$

$$f_{3L} = 0,01560$$

Ze známé hodnoty měrné entalpie se z (3.8) určí hodnota T_{3L} pomocí iterace:

$$T_{3L} = 1299,0955 \text{ K.}$$

Mezi body 3L a 4L leží turbína a dochází k expanzi spalin. Opět se k výpočtu využije metodiku isoentropické tlakové funkce. Proto se vypočítá měrná entropie, měrná plynová konstanta a isoentropická tlaková funkce.

Měrná entropie se podle [1] vypočítá:

$$s_{3L} = \frac{1}{(1+x)(1+f_{3L})} s_{SV}(T_{3L}) + \frac{x}{(1+x)(1+f_{3L})} s_{H_2O}(T_{3L}) + \frac{f_{3L}}{1+f_{3L}} s_{\lambda}(T_{3L}) [kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}] \quad (3.31)$$

$$s_{3L} = \frac{1}{(1+0,007947)(1+0,01560)} 8,2755 + \frac{0,007947}{(1+0,007947)(1+0,01560)} 13,5379 + \frac{0,01560}{1+0,01560} 16,4168 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

$$s_{3L} = 8,4414 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

kde

$$s_{\lambda}(T_{3L}) = X_{H_2O} s_{H_2O}(T_{3L}) + X_{CO_2} s_{CO_2}(T_{3L}) + X_{N_2} s_{N_2}(T_{3L}) - X_{O_2} s_{O_2}(T_{3L}) [kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}] \quad (3.32)$$

$$s_{\lambda}(T_{3L}) = 2,2016 \cdot 13,5379 + 2,7049 \cdot 6,455 + 0,0144 \cdot 8,4537 - 3,9209 \cdot 7,8987 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

$$s_{\lambda}(T_{3L}) = 16,4168 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$$

Měrná plynová konstanta se určí ze vztahu [1]:

$$r_{3L} = \frac{R}{M_S} = R \left(\frac{1}{(1+x)(1+f_{3L})} \frac{1}{M_{SV}} + \frac{x}{(1+x)(1+f_{3L})} \frac{1}{M_{H_2O}} + \frac{f_{3L}}{1+f_{3L}} M_{\lambda} \right) [J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}] \quad (3.33)$$

$$r_{3L} = 8314,41 \left(\frac{1}{(1+0,007947)(1+0,0156)} \frac{1}{28,97} + \frac{0,007947}{(1+0,007947)(1+0,0156)} \frac{1}{18,015} + \frac{0,0156}{1+0,0156} 0,06165 \right) J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}$$

$$r_{3L} = 291,8217 J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}$$

Podle [1] je molární hmotnost spalin:

$$M_{\lambda} = \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} + \frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} - \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}} [kg \cdot kmol^{-1}], \quad (3.34)$$

kde M_i je molární hmotnost složek spalin podle [1] a je uvedena v příloze (tab. P4).

$$M_{\lambda} = \frac{2,2016}{18,015} + \frac{2,7049}{44,01} + \frac{0,0144}{28,013} - \frac{3,9209}{31,999} kg \cdot kmol^{-1}$$

$$M_{\lambda} = 0,06165 kg \cdot kmol^{-1}$$

Isoentropická tlaková funkce v tomto bodě je:

$$p_{r3L} = e^{\left(\frac{s_{3L}1000}{r_{3L}}\right)} [-] \quad (3.35)$$

$$p_{r3L} = e^{\left(\frac{8,433.1000}{291,8217}\right)}$$

$$p_{r3L} = 3,6533 \cdot 10^{12}$$

V tomto bodě se do proudu spalín přidává chladící vzduch:

$$g_{3L} = g_2 + g_{CH3L} [-] \quad (3.36)$$

$$g_{3L} = 0,9338 + 0,04$$

$$g_{3L} = 0,9738$$

tab. 3.6 Bod 3L		
t_{3L}	[°C]	1025,9455
T_{3L}	[K]	1299,0955
p_{3L}	[MPa]	1,564701
i_{3L}	[kJ.kg ⁻¹]	1443,242691
f_{3L}	[-]	0,01560
g_{3L}	[-]	0,9738

3.10 Bod 4L

Průchodem turbínou dochází k expanzi spalín, ze známých ztrát ve výfuku se určí tlak za turbínou:

$$p_{4L} = \frac{p_0}{\xi_{4-0}} [MPa]. \quad (3.37)$$

$$p_{4L} = \frac{0,101325}{0,995} MPa.$$

$$p_{4L} = 0,101834 MPa.$$

Expanzní poměr je poměr mezi tlaky před a za turbínou:

$$\varepsilon_T = \frac{p_{3L}}{p_{4L}} [-] \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_T = \frac{1,564701}{0,101834}$$

$$\varepsilon_T = 15,3652$$

Pro expanzní poměr platí též:

$$\varepsilon_T = \frac{p_{r3L}}{p_{r4L}} [-] \quad (3.39)$$

Isoentropická tlaková funkce pro bod 4L je poté:

$$p_{r4L} = \frac{p_{r3L}}{\varepsilon_T} [-] \quad (3.40)$$

$$p_{r4L} = \frac{3,6533 \cdot 10^{12}}{15,3652}$$

$$p_{r4L} = 2,3776 \cdot 10^{11}$$

Obdobně jako v bodě 2 se vypočítá měrná entropie:

$$s_{4Liz}^0 = \frac{r_{4L}}{1000} \ln(p_{r4L}) [kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]. \quad (3.41)$$

$$s_{4Liz}^0 = \frac{291,8217}{1000} \cdot \ln(2,3776 \cdot 10^{11}) kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}.$$

$$s_{4Liz}^0 = 7,6441 kJ \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}.$$

Měrná plynová konstanta se nemění a je tedy stejná v bodech 3L a 4L.

Ze známé hodnoty s_{4Liz}^0 lze pomocí iterace ze vztahu (3.11) vypočítat hodnotu teploty T_{4Liz} :

$$T_{4Liz} = 661,0437K.$$

Pomocí této teploty lze vypočítat hodnotu měrné entalpie.

$$i_{4Liz} = \frac{1}{(1+x)(1+f_{4L})} i_{SV}(T_{4iz}) + \frac{x}{(1+x)(1+f_{4L})} i_{H_2O}(T_{4iz}) + \frac{f_{4L}}{1+f_{4L}} i_{\lambda}(T_{4iz}) [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.42)$$

$$i_{4Liz} = \frac{1}{(1+0,007947)(1+0,01560)} 671,4694 + \frac{0,007947}{(1+0,007947)(1+0,01560)} 1255,9717 + \frac{0,01560}{1+0,01560} 1890,0933 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$i_{4Liz} = 695,0291 kJ \cdot kg^{-1}$$

Pro určení hodnoty skutečné měrné entalpie se vychází z účinnosti turbíny [4]:

$$\eta_{iz}^T = \frac{i_{4L} - i_{3L}}{i_{4Liz} - i_{3L}} [-] \quad (3.43)$$

Hodnota skutečné měrné entalpie se pak spočítá:

$$i_{4L} = \eta_{iz}^T (i_{4Liz} - i_{3L}) + i_{3L} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.44)$$

$$i_{4L} = 0,87(693,7667 - 1443,242691) + 1443,242691 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$i_{4L} = 793,5860 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ze známé hodnoty skutečné měrné entalpie, lze pomocí iterace ze vztahu (3.8) určit hodnotu skutečné teploty T_{4L} :

$$T_{4L} = 748,8317 \text{ K}$$

V tomto bodě se do proudu spalin nepřidává a neodebírání žádný proud.

$$g_{4L} = g_{3L} [-]$$

$$g_{4L} = 0,9738$$

tab. 3.7 Bod 4L		
t_{4L}	[°C]	475,6817
T_{4L}	[K]	748,8317
p_{4L}	[MPa]	1,0183417
i_{4L}	[kJ.kg ⁻¹]	793,5860
f_{4L}	[-]	0,0156
g_{4L}	[-]	0,9738

3.11 Bod 4

Nejprve se vypočítá hodnota měrné entalpie v bodě 4 podle [4]:

$$i_4 = \frac{[(1 + f_3)(1 - g_{ODB}) + g_{CH3L}]i_{4L} + g_{CH4L}i_2}{(1 + f_3)(1 - g_{ODB}) + g_{CH3L} + g_{CH4L}} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.45)$$

$$i_4 = \frac{[(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04]793,5860 + 0,03 \cdot 701,7335}{(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04 + 0,03} \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_4 = 790,8371 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro palivový poměr v tomto bodě podle [4] platí vztah:

$$f_4 = f_3 \frac{1 - g_{ODB}}{1 - g_{ODB} + g_{CH3L} + g_{CH4L}} [-] \quad (3.46)$$

$$f_4 = 0,01628 \frac{1 - 0,0825}{1 - 0,0825 + 0,04 + 0,03}$$

$$f_4 = 0,01513$$

Ze známé hodnoty entalpie je možné ze vztahu (3.8) určit hodnotu T_4 pomocí iterace:

$$T_4 = 746,9883K.$$

V tomto bodě se do proudu spalin přidává chladicí vzduch:

$$g_{4L} = g_{3L} + g_{CH4L} [-] \quad (3.47)$$

$$g_{4L} = 0,9738 + 0,03$$

$$g_{4L} = 1,0038$$

tab. 3.8 Bod 4		
t_4	[°C]	473,8383
T_4	[K]	746,9883
p_4	[MPa]	1,0183417
i_4	[kJ.kg ⁻¹]	790,8371
f_4	[-]	0,01513
g_4	[-]	1,0038

3.12 Bod 0'

Hodnoty teploty a tlaku spalin v tomto bodě jsou stejné jako hodnoty nasávaného vzduchu. Palivový poměr je stejný jako v bodě 4.

Hodnota měrné entalpie se vypočítá:

$$i_{0'} = \frac{1}{(1+x)(1+f_4)} i_{SV}(T_0) + \frac{x}{(1+x)(1+f_4)} i_{H_2O}(T_0) + \frac{f_4}{1+f_4} i_{\lambda}(T_0) [kJ.kg^{-1}]. \quad (3.48)$$

$$i_{0'} = \frac{1}{(1 + 0,007947)(1 + 0,01513)} 288,3714 + \frac{0,007947}{(1 + 0,007947)(1 + 0,01513)} 530,7119 + \frac{0,01513}{1 + 0,01513} 700,5664 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

$$i_{0'} = 296,3970 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Měrná entalpie směsi spalín je podle [1]:

$$i_{\lambda}(T_0) = X_{H_2O}i_{H_2O}(T_0) + X_{CO_2}i_{CO_2}(T_0) + X_{N_2}i_{N_2}(T_0) - X_{O_2}i_{O_2}(T_0) \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.49)$$

$$i_{\lambda}(T_0) = 2,2016 \cdot 530,7119 + 2,7049 \cdot 204,4715 + 0,0144 \cdot 298,8940 - 3,9209 \cdot 261,4777 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{\lambda}(T_0) = 700,5664 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

tab. 3.9 Bod 0'		
t_0	[°C]	15
T_0	[K]	288,15
p_0	[MPa]	0,101325
i_0	[kJ.kg ⁻¹]	296,3970
f_0	[-]	0,01513
g_0	[-]	1,0038

3.13 Parametry oběhu

V následující tabulce jsou shrnuty parametry v jednotlivých bodech oběhu.

tab. 3.10 Parametry oběhu					
		0	1	2	3
t	[°C]	15	15	411,4570	1050
T	[K]	288,15	288,15	684,6070	1323,15
p	[MPa]	0,101325	0,100818	1,613094	1,5647014
i	[kJ.kg ⁻¹]	289,8982	290,2821	701,7335	1485,3939
f	[-]	0	0	0	0,01628
g	[-]	1	1	1	0,9338

tab 3.10. Parametry oběhu, pokračování					
		3L	4L	4	0'
t	[°C]	1025,9455	475,6817	473,8383	15
T	[K]	1299,0955	748,8317	746,9883	288,15
p	[MPa]	1,564701	1,0183417	1,0183417	0,101325
i	[kJ.kg ⁻¹]	1443,2427	793,5860	790,8371	296,3970
f	[-]	0,01560	0,0156	0,01513	0,01513
g	[-]	0,9738	0,9738	1,0038	1,0038

3.14 Výkon soustrojí, účinnost, odpadní teplo

Měrný výkon soustrojí podle [4] je:

$$p_{SP} = [(1 + f_3)(1 - g_{ODB}) + g_{CH3L}]\Delta i^T - \Delta i^K \eta_M [kW.s.kg^{-1}], \quad (3.50)$$

kde $\Delta i^T = i_{3L} - i_{4L}$ je rozdíl entalpií spalin před a za turbínou a $\Delta i^K = i_2 - i_1$ je rozdíl entalpií vzduchu za a před kompresorem.

$$p_{SP} = [(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04](1443,242691 - 793,5860 - (701,7335 - 290,2821)]0,97 kW.s.kg^{-1}$$

$$p_{SP} = 223,0458 kW.s.kg^{-1}$$

Výkon soustrojí:

$$P_{SP} = \dot{m}_{VZD} p_{SP} [kW] \quad (3.51)$$

$$P_{SP} = 50 \cdot 223,0458 kW$$

$$P_{SP} = 11152,2888 kW$$

Termická účinnost soustrojí podle [4] je:

$$\eta_t = \frac{p_{SP}}{(1 - g_{ODB})f_3(Hu + \Delta i_{PAL})} \eta_{SK} [-], \quad (3.52)$$

kde Δi_{PAL} je rozdíl entalpie dodané palivem.

$$\eta_t = \frac{223,0458}{(1 - 0,0825)0,01628(49172 + 0)} 0,995$$

$$\eta_t = 0,302$$

Měrné odpadní teplo je podle[4]:

$$q_{4-0} = [(1 + f_3)(1 - g_{ODB}) + g_{CH_3L} + g_{CH_4L}](i_4 - i_0) [kWs.kg^{-1}] \quad (3.53)$$

$$q_{4-0} = [(1 + 0,01628)(1 - 0,0825) + 0,04 + 0,03](790,8371 - 296,3970)kWs.kg^{-1}$$

$$q_{4-0} = 495,6467kWs.kg^{-1}$$

Odpadní teplo:

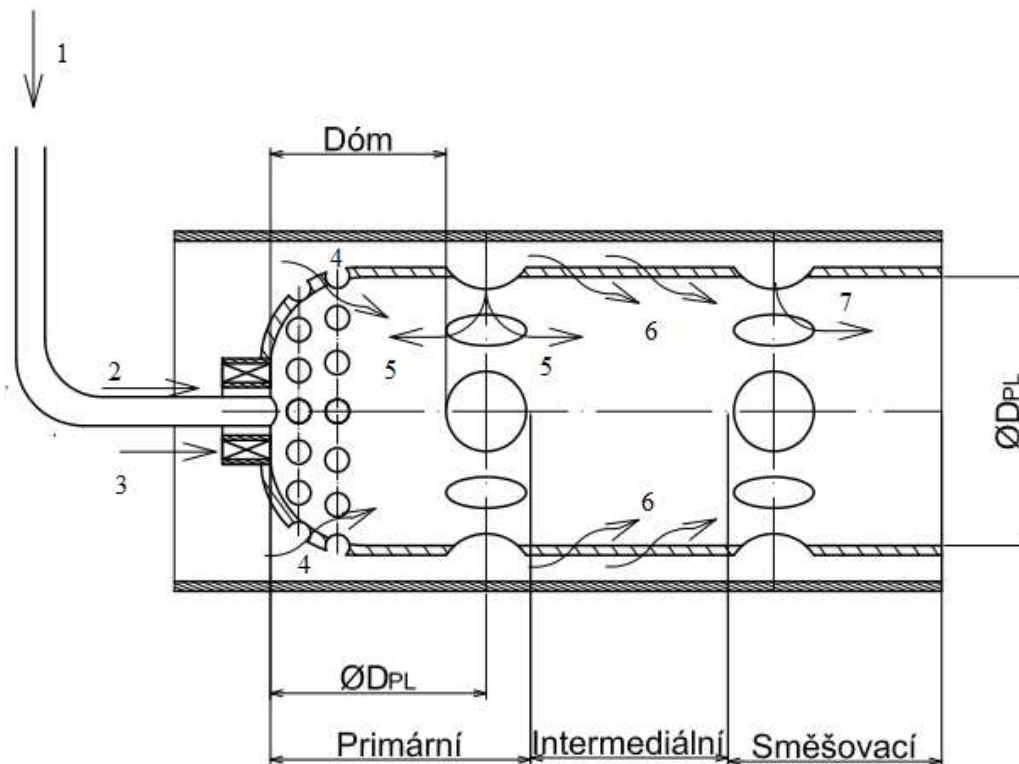
$$Q_{4-0} = \dot{m}_{VZD}q_{4-0} [kW] \quad (3.54)$$

$$Q_{4-0} = 50 \cdot 495,6467 kW$$

$$Q_{4-0} = 24782,3367 kW$$

4 Rozdělení proudů vzduchu

Vzduch se ve spalovací komoře rozděluje na dílčí proudy, na obrázku (4.1) je schematické přiblížení jednotlivých proudů.



Obr. 4.1 Základní konfigurace spalovací komory

1- \dot{m}_{PAL} = množství paliva, 2- \dot{m}_{SPARA} = množství vzduchu ve spáře, 3- \dot{m}_{VIR} = množství vzduchu ve vířiči,
 4- \dot{m}_{OTV1} = množství vzduchu v otvorech v čele spalovací komory, 5 - $1/2 \cdot \dot{m}_{OTV2}$ = množství vzduchu v bočních otvorech primáru,
 6- \dot{m}_{CH} = množství chladícího vzduchu, 7- \dot{m}_{SM} = množství směšovacího vzduchu.

Pro hmotnostní průtok celou spalovací komorou platí

$$\dot{m}_{SKC} = \dot{m}_{VZD} - \dot{m}_{U2} - \dot{m}_{U3} - \dot{m}_{U4} - \dot{m}_{CH3} - \dot{m}_{CH4}. \quad (4.1)$$

Po vydělení-li předchozí rovnice členem \dot{m}_{VZD} :

$$\frac{\dot{m}_{SKC}}{\dot{m}_{VZD}} = 1 - \frac{\dot{m}_{U2}}{\dot{m}_{VZD}} - \frac{\dot{m}_{U3}}{\dot{m}_{VZD}} - \frac{\dot{m}_{U4}}{\dot{m}_{VZD}} - \frac{\dot{m}_{CH3}}{\dot{m}_{VZD}} - \frac{\dot{m}_{CH4}}{\dot{m}_{VZD}} [-], \quad (4.2)$$

kde $\frac{\dot{m}_{U2}}{\dot{m}_{VZD}} = g_{U2}$; $\frac{\dot{m}_{U3}}{\dot{m}_{VZD}} = g_{U3}$; $\frac{\dot{m}_{U4}}{\dot{m}_{VZD}} = g_{U4}$; $\frac{\dot{m}_{CH3}}{\dot{m}_{VZD}} = g_{CH3}$; $\frac{\dot{m}_{CH4}}{\dot{m}_{VZD}} = g_{CH4}$,

$$\frac{\dot{m}_{SKC}}{\dot{m}_{VZD}} = 1 - 0,005 - 0,005 - 0,0025 - 0,04 - 0,03$$

$$\frac{\dot{m}_{SKC}}{\dot{m}_{VZD}} = 0,9175$$

Hmotnostní průtok celou spalovací komorou je:

$$\dot{m}_{SKC} = 0,9175\dot{m}_{VZD} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{SKC} = 0,9175 \cdot 50 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{SKC} = 45,8750 kg \cdot s^{-1}$$

Spalovací komora CAN se skládá z několika trubkových spalovacích komor se samostatným pláštěm. Pro následující výpočet se volí počet spalovacích komor.

$$n_{SK} = 6$$

Hmotnostní průtok \dot{m}_{SKC} se dělí mezi jednotlivé komory:

$$\dot{m}_{SK} = \frac{\dot{m}_{SKC}}{n_{SK}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{SK} = \frac{45,8750}{6} kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{SK} = 7,6458 kg \cdot s^{-1}$$

Z definice palivového poměru lze vypočítat hmotnostní průtok paliva:

$$f_3 = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{SK}} \rightarrow \dot{m}_{PAL} = f_3 \cdot \dot{m}_{SK} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{PAL} = 0,01628 \cdot 7,6458 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{PAL} = 0,1245 kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní průtok spalin na konci spalovací komory:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{SPAL} = (\dot{m}_{SK} + \dot{m}_{PAL}) \cdot n_{SK} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_3 = (7,6458 + 0,1245) \cdot 6 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_3 = 46,6220 kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní průtoky vzduchu spalovací komorou:

$$\dot{m}_{SK} = \dot{m}_{PRIM} + \dot{m}_{CH} + \dot{m}_{SM} [kg \cdot s^{-1}]. \quad (4.7)$$

Pro primární zónu platí (obr. 4.1):

$$\dot{m}_{PRIM} = \dot{m}_{DOM} + \frac{\dot{m}_{OTV2}}{2} [kg \cdot s^{-1}]. \quad (4.8)$$

Pro dóm platí (obr. 4.1):

$$\dot{m}_{DOM} = \dot{m}_{VIR} + \dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1} + \frac{\dot{m}_{OTV2}}{2} [kg \cdot s^{-1}]. \quad (4.9)$$

Palivový poměr v primáru:

$$f_{PRIM} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{PRIM}}$$

Po vyjádření \dot{m}_{PRIM} vypadá předchozí vztah:

$$\dot{m}_{PRIM} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{f_{PRIM}} = \frac{\dot{m}_{SK} f_3}{\eta_{SK} f_{PRIM}} = \frac{\dot{m}_{SK} f_3 \alpha_{PRIM}}{\eta_{SK} f_{stech}} = [kg \cdot s^{-1}], \quad (4.10)$$

kde f_{STECH} je stechiometrický palivový poměr a α_{PRIM} je součinitel přebytku vzduchu v primární zóně.

Stechiometrický palivový poměr se určí ze vztahu [1]:

$$f_{stech} = \frac{0,2319}{1 + d} \frac{1}{X_{O_2}} [-] \quad (4.11)$$

$$f_{stech} = \frac{0,2319}{1 + 0,007947} \frac{1}{3,9209}$$
$$f_{stech} = 0,05868$$

Přebytek vzduchu v primární zóně spalovací komory se volí s ohledem na závislost tvorby CO a NO_x (obr. 2.7). Volí se $\alpha_{prim} = 2,0$.

Z (4.10) je hmotnostní průtok primární zónou:

$$\dot{m}_{PRIM} = \frac{7,6458 \cdot 0,01628 \cdot 2}{0,995 \cdot 0,05868} kg \cdot s^{-1}$$
$$\dot{m}_{PRIM} = 4,2649 kg \cdot s^{-1}$$

Pro další výpočty se musí vypočítat poměr hmotnostního průtoku primární zónou a spalovací komorou:

$$\frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} = \frac{4,2649}{7,6458} = 0,5578$$

Palivový poměr v primární zóně je podíl hmotnostního průtoku paliva a vzduchu v primární zóně:

$$f_{PRIM} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{PRIM}} [-] \quad (4.12)$$

$$f_{PRIM} = \frac{0,1245}{4,2649}$$

$$f_{PRIM} = 0,02919$$

Pro výpočet t_{prim} se použije vzorec pro výpočet palivového poměru f_3 (3.26):

$$f_{PRIM} = \frac{i_{VV}(T_{PRIM}) - i_{VV}(T_2)}{i_{PAL}(T_{PAL}) + H_u - i_{\lambda}(T_{PRIM})} \eta_{SK} \quad [-] \quad (4.13)$$

ze známých hodnot $f_{PRIM}, T_2, T_{PAL}, H_u, \eta_{SK}$ se pomocí iterace dopočítá hodnota t_{PRIM} :

$$t_{PRIM} = 1474,4694^{\circ}C$$

Pro Dóm [13] doporučuje volit:

$$\alpha_{DOM} = \frac{f_{stech}}{f_{DOM}} = 1,25$$

Z předchozího vztahu je možné vypočítat palivový poměr v dómu:

$$f_{DOM} = \frac{f_{stech}}{1,25} \quad [-] \quad (4.14)$$

$$f_{DOM} = \frac{0,05868}{1,25}$$

$$f_{DOM} = 0,04694$$

Výpočet t_{DOM} probíhá stejně jako výpočet t_{PRIM} z (3.26):

$$f_{DOM} = \frac{i_{VZD}(T_{DOM}) - i_{VZD}(T_2)}{i_{PAL}(T_{PAL}) + H_u - i_{\lambda}(T_{DOM})} \eta_{SK} \quad [-] \quad (4.15)$$

ze známých hodnot $f_{DOM}, T_2, T_{PAL}, H_u, \eta_{SK}$ se pomocí iterace dopočítá hodnota t_{DOM} :

$$t_{DOM} = 1976,2022^{\circ}C$$

Palivový poměr dómu lze vypočítat i z následujícího vztahu, po úpravě je možné ho využít na výpočet hmotnostního průtoku dómem:

$$f_{DOM} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{DOM}} \Rightarrow \dot{m}_{DOM} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{f_{DOM}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{DOM} = \frac{0,1245}{0,04694} kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{DOM} = 2,6522 kg \cdot s^{-1}$$

Pro hmotnostní průtoky vzduchu musí platit rovnice (4.8):

$$\dot{m}_{PRIM} = \dot{m}_{VIR} + \dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1} + \frac{\dot{m}_{OTV2}}{2} + \frac{\dot{m}_{OTV2}}{2} [kg \cdot s^{-1}]. \quad (4.17)$$

Rovnice (4.17) se vydělí členem \dot{m}_{prim} :

$$1 = \left(\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} \right) + \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} [-], \quad (4.18)$$

kde členy v závorce lze zapsat také jako:

$$\left(\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} \right) = \frac{\dot{m}_{DOM}}{\dot{m}_{PRIM}} [-] \quad (4.19)$$

Když se tento výraz dosadí do rovnice (4.19) a upraví se:

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} = 1 - \frac{\dot{m}_{DOM}}{\dot{m}_{PRIM}} [-] \quad (4.20)$$

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} = 1 - 0,6219$$

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,3781.$$

Tato hodnota se dosadí do rovnice (4.19):

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = \frac{\dot{m}_{DOM}}{\dot{m}_{PRIM}} - \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} [-] \quad (4.21)$$

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,6219 - 0,3781$$

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} + \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,2438.$$

Dle doporučení se volí hodnota:

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,1200$$

Pak je rovnice (4.19) ve tvaru:

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = \frac{\dot{m}_{DOM}}{\dot{m}_{PRIM}} - \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} - \frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} [-] \quad (4.22)$$

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,6219 - 0,3781 - 0,1200$$

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} = 0,1238$$

Poměrné hmotnostní průtoky:

- Vířič:

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{SK}} = \frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{PRIM}} \cdot \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} [-] \quad (4.23)$$

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{SK}} = 0,12 \cdot 0,5578$$

$$\frac{\dot{m}_{VIR}}{\dot{m}_{SK}} = 0,06694$$

- Otvory 1 + spára:

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{SK}} = \frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{PRIM}} \cdot \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} [-] \quad (4.24)$$

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{SK}} = 0,1238 \cdot 0,5578$$

$$\frac{\dot{m}_{SPARA} + \dot{m}_{OTV1}}{\dot{m}_{SK}} = 0,06903$$

- Otvory 2:

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{SK}} = \frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{PRIM}} \cdot \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} [-] \quad (4.25)$$

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{SK}} = 0,3781 \cdot 0,5578$$

$$\frac{\dot{m}_{OTV2}/2}{\dot{m}_{SK}} = 0,2109$$

Po vydělení rovnice (4.7) členem \dot{m}_{SK} :

$$1 = \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} + \frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} + \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} \quad (4.26)$$

Po úpravě:

$$\frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} + \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 1 - \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} [-] \quad (4.27)$$

$$\frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} + \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 1 - 0,5578$$

$$\frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} + \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 0,4422$$

Dle doporučení se volí hodnota:

$$\frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} = 0,25$$
$$\frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 1 - \frac{\dot{m}_{PRIM}}{\dot{m}_{SK}} - \frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}_{SK}} \quad [-] \quad (4.28)$$

$$\frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 1 - 0,5578 - 0,25$$

$$\frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SK}} = 0,1922$$

Tím jsou vypočítané všechny poměrné hmotnostní průtoky. Celkové průtoky se vypočítají vynásobením poměrného průtoku celkovým průtokem spalovací komorou:

- Vříšč:

$$\dot{m}_{VIR} = 0,06694 \cdot \dot{m}_{SK} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_{VIR} = 0,06694 \cdot 7,6458 \quad kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{VIR} = 0,5118 \quad kg \cdot s^{-1}$$

- Otvor 1 + spára:

$$\dot{m}_{OTV1} + \dot{m}_{SPARA} = 0,06903 \cdot \dot{m}_{SK} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.30)$$

$$\dot{m}_{OTV1} + \dot{m}_{SPARA} = 0,06903 \cdot 7,6458 \quad kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{OTV1} + \dot{m}_{SPARA} = 0,5278 \quad kg \cdot s^{-1}$$

- Otvory 2:

$$\dot{m}_{OTV2} = 2 \cdot 0,2109 \cdot \dot{m}_{SK} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{OTV2} = 2 \cdot 0,2109 \cdot 7,6458 \quad kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{OTV2} = 3,2253 \quad kg \cdot s^{-1}$$

- Chlazení:

$$\dot{m}_{CH} = 0,25 \cdot \dot{m}_{SK} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_{CH} = 0,25 \cdot 7,6458 \quad kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{CH} = 1,9115 \quad kg \cdot s^{-1}$$

- Směšování:

$$\dot{m}_{SM} = 0,1922 \cdot \dot{m}_{SK} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.33)$$

$$\dot{m}_{SM} = 0,1922 \cdot 7,6458 \quad kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{SM} = 1,4695 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Musí platit rovnice (4.7):

$$\dot{m}_{SK} = \sum \dot{m}_i \quad [-] \quad (4.34)$$

$$\sum \dot{m}_i = 0,5118 + 0,5278 + 3,2253 + 1,9115 + 1,4695 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\sum \dot{m}_i = 7,6458 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

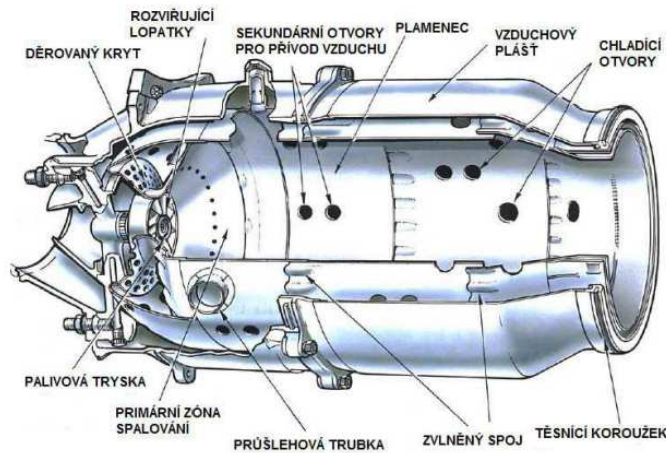
$$\dot{m}_{SK} = 7,6458 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rovnost platí

tab. 4.1 Rozdělení hmotnostních průtoků			
Celkový průtok SK	\dot{m}_{SKC}	45,8750	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok SK	\dot{m}_{SK}	7,6458	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok paliva	\dot{m}_{PAL}	0,1246	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Celkový průtok spalin na konci SK	\dot{m}_3	46,6220	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok primárem	\dot{m}_{PRIM}	4,2649	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok dómem	\dot{m}_{DOM}	2,6522	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok vířičem	\dot{m}_{VIR}	0,06694	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok čelem	$\dot{m}_{OTV1} + \dot{m}_{SPARA}$	0,5278	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok otvory v plamenci	\dot{m}_{PLAM}	3,2253	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok chladícího vzduchu	\dot{m}_{CH}	1,9115	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průtok směšovacího vzduchu	\dot{m}_{SM}	1,4695	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

5 Návrh základních rozměrů spalovací komory

V této kapitole se provede návrh základních rozměrů spalovací komory. Typ spalovací komory je CAN se 6 subkomorami. Ke stabilizaci plamene je použit vířič a komora pracuje v difuzním režimu spalování. Tento návrh navazuje na výpočty z kapitol 3 a 4. Na obrázku (obr. 5.1) je schéma spalovací komory.



Obr. 5.1 Schéma spalovací komory [9]

5.1 Předběžný výpočet tlaků a střední rychlosti na hranici plamence

Nejprve se pomocí stavové rovnice určí hustota vzduchu proudícího do spalovací komory:

$$\rho_2 = \frac{p_{2c}}{r_2 \cdot T_{2c}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (5.1)$$

$$\rho_2 = \frac{1613094}{288,4357 \cdot 684,6070} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_2 = 8,1690 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Dle doporučení se volí hodnota referenční rychlosti:

$$c_{REF} = c_2 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Referenční Machovo číslo pak vychází:

$$Ma_{REF} = Ma_2 = \frac{c_{REF}}{a_2} = \frac{c_{REF}}{\sqrt{\kappa_2 \cdot r_2 \cdot T_{2c}}} \text{ [-]}, \quad (5.2)$$

kde a_i [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost zvuku.

$$Ma_2 = \frac{20}{\sqrt{1,4 \cdot 288,4357 \cdot 684,6070}}$$

$$Ma_2 = 0,0380404$$

q_{REF} je dynamický tlak, který se vypočítá:

$$q_{REF} = \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_{REF}^2 [Pa], \quad (5.3)$$

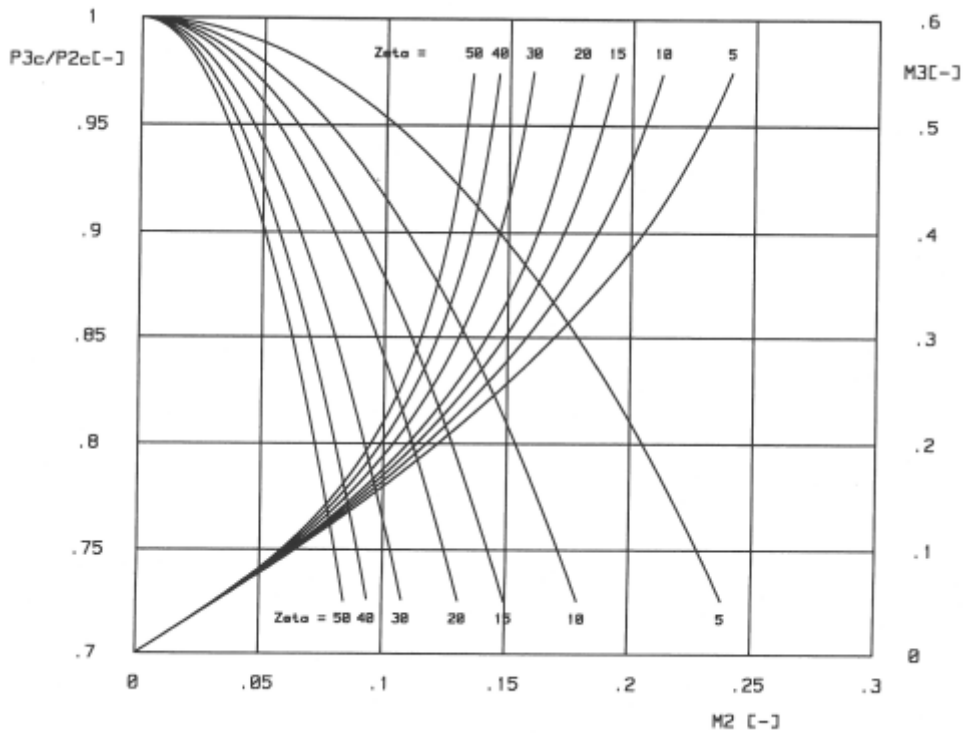
$$q_{REF} = \frac{1}{2} \cdot 8,1690 \cdot 20^2 Pa,$$

$$q_{REF} = 1633,80170 Pa$$

Pro odečet hodnot z grafu se určí následující hodnoty:

$$\frac{T_{3c}}{T_{2c}} [-]; \frac{A_3}{A_2} [-]; \frac{p_{3c}}{p_{2c}} [-]$$

$$\frac{T_{3c}}{T_{2c}} = 1,9327; \frac{A_3}{A_2} = 0,8; \frac{p_{3c}}{p_{2c}} = 0,9700$$



Obr. 5.2 Závislost tlakové ztráty a Ma_3 na Ma_2 . [17]

Platí pro $\frac{T_{3c}}{T_{2c}} = 2$; $\frac{A_3}{A_2} = 0,8$

Z grafu (obr. 5.2) se odečtou hodnoty:

$$\xi_1 = 31$$

$$M_3 = 0,06$$

Součinitel ξ_1 lze také vypočítat ze vztahu:

$$\xi_1 = \frac{\Delta p}{q_{REF}} = \frac{p_2 - p_3}{\frac{1}{2} \rho_2 c_{REF}^2} [-] \quad (5.4)$$

Rozdíl tlaků se pak vypočítá:

$$\Delta p = \xi_1 \cdot q_{REF} [Pa] \quad (5.5)$$

$$\Delta p = 31 \cdot 1633,8017 Pa$$

$$\Delta p = 50647,8516 Pa$$

Rychlost na konci spalovací komory se určí ze vztahu pro Machovo číslo:

$$Ma_3 = \frac{c_3}{a_3} [-] \quad (5.6)$$

$$c_3 = M_3 \cdot a_3 = M_3 \cdot \sqrt{\kappa_3 \cdot r_3 \cdot T_{3c}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.7)$$

$$c_3 = 0,06 \cdot \sqrt{1,33 \cdot 292,0611 \cdot 1323,15} m \cdot s^{-1}$$

$$c_3 = 43,0149 m \cdot s^{-1}$$

Teplota T_3 se určí ze vztahu:

$$T_3 = \frac{T_{3c}}{1 + \frac{\kappa_3 - 1}{2} \cdot M_3^2} [K] \quad (5.8)$$

$$T_3 = \frac{1323,15}{1 + \frac{1,33 - 1}{2} \cdot 0,06^2} K$$

$$T_3 = 1322,3645 K$$

Obdobně teplota T_2 a tlaky p_3, p_2 :

$$T_2 = \frac{T_{2c}}{1 + \frac{\kappa_2 - 1}{2} \cdot M_2^2} [K] \quad (5.9)$$

$$T_2 = \frac{684,6070}{1 + \frac{1,4 - 1}{2} \cdot 0,03804^2} K$$

$$T_2 = 684,4089 K$$

$$p_3 = \frac{p_{3c}}{1 + \frac{\kappa_3}{2} \cdot M_3^2} [Pa] \quad (5.10)$$

$$p_3 = \frac{1564701,18}{1 + \frac{1,33}{2} \cdot 0,06^2} Pa$$

$$p_3 = 1560964,231616 Pa$$

$$p_2 = \frac{p_{2c}}{1 + \frac{\kappa_2}{2} \cdot M_2^2} [Pa] \quad (5.11)$$

$$p_2 = \frac{1613094}{1 + \frac{1,4}{2} \cdot 0,03804^2} Pa$$

$$p_2 = 1611461,8514 Pa$$

Rozdíl tlaků je:

$$\Delta p = p_2 - p_3 [Pa] \quad (5.12)$$

$$\Delta p = 1611461,8514 - 1560964,231616 Pa$$

$$\Delta p = 50497,6198 Pa$$

Tato hodnota se odlišuje od vypočítané v (5.5) o 150,2318 Pa

Tlakový spád na rozhraní plamence (užitečná tlaková diference) je rozdíl mezi celkovým tlakem v bodě 2 a tlakem v bodě j. Pro první iteraci se uvažuje $p_j = p_3$:

$$\Delta p_w = p_{2c} - p_j = p_2 - p_j + q_{REF} = \Delta p + q_{REF} [Pa] \quad (5.13)$$

$$\Delta p_w = 50497,6198 + 1633,8017 Pa$$

$$\Delta p_w = 52131,4215 Pa$$

Pak se střední izoentropická rychlost na hranici plamence pro nestlačitelné proudění vypočítá:

$$c_{izw} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_w}{\rho_2}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.14)$$

$$c_{izw} = \sqrt{\frac{2 \cdot 52131,4215}{8,1690}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{izw} = 112,9744 m \cdot s^{-1}$$

Předběžná skutečná rychlost je:

$$c_w = c_{izw} \cdot \varphi, [m \cdot s^{-1}] \quad (5.15)$$

kde $\varphi[-]$ je rychlostní součinitel. Dle doporučení se volí $\varphi = 0,8$.

$$c_w = 112,9744 \cdot 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_w = 90,3795 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

V případě stlačitelného proudění se izentropická rychlost vzduchu na hranici plamence pro stlačitelné proudění vypočítá z rovnice celkové energie:

$$\frac{c_2^2}{2} + i_2 = \frac{c_{iz}^2}{2} + i_j \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.16)$$

Rychlost se vyjádří:

$$c_{iz} = \sqrt{2 \cdot (i_2 - i_j) + c_2^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$c_{2iz} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_2 - T_j) + c_2^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tato rovnice lze dále upravit:

$$c_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot r_2}{\kappa - 1} \cdot T_2 \cdot \left[1 - \frac{T_j}{T_2}\right] + c_2^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

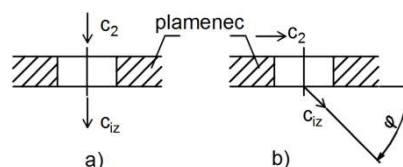
$$c_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot r_2}{\kappa - 1} \cdot T_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_j}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] + c_2^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.17)$$

Předchozí rovnice platí pro případ a (obr. 5.3a). Pro případ b (obr. 5.3b) platí rovnice ve tvaru:

$$c_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa \cdot r_2}{\kappa - 1} \cdot T_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_j}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] + 0} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.18)$$

$$c_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4 \cdot 288,4357}{1,4 - 1} \cdot 684,6070 \cdot \left[1 - \left(\frac{1560964,231616}{1611461,851436}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right] + 0} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{2iz} = 112,9744 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Obr. 5.3 Směry rychlostí proudění vzduchu otvory v plamenci

Skutečná rychlost je:

$$c_2 = c_{2iz} \cdot \varphi [m \cdot s^{-1}], \quad (5.19)$$

$$c_2 = 112,9744 \cdot 0,8 m \cdot s^{-1}$$

$$c_2 = 90,3795 m \cdot s^{-1}$$

5.2 Metoda tlakové ztráty

Zlomek udávající tlakovou ztrátu spalovací komory se rozšíří zlomkem $\frac{q_{REF}}{q_{REF}}$:

$$\frac{\Delta p_c}{p_{2c}} = \frac{\Delta p_c}{q_{REF}} \cdot \frac{q_{REF}}{p_{2c}} [-], \quad (5.20)$$

Z rovnice pro hmotnostní průtok \dot{m}_{SK} se vyjádří c_{REF} , která se dosadí do rovnice (5.3):

$$c_{REF} = \frac{\dot{m}_{SK}}{\rho_2 \cdot A_{REF}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.21)$$

Dále se dosadí do čitatele rovnice (5.20) za q_{REF} a získá se výraz:

$$\frac{\Delta p_c}{p_{2c}} = \frac{\Delta p_c}{q_{REF}} \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{SK}^2}{p_{2c} \cdot \rho_2 \cdot A_{REF}^2} [-] \quad (5.22)$$

Ze stavové rovnice se dosadí za ρ_2 :

$$\frac{\Delta p_c}{p_{2c}} = \frac{\Delta p_c}{q_{REF}} \cdot \frac{\frac{1}{2} \cdot r_2 \cdot T_2 \cdot \dot{m}_{SK}^2}{p_{2c}^2 \cdot A_{REF}^2} [-] \quad (5.23)$$

Z tohoto výrazu se vyjádří plocha A_{REF} :

$$A_{REF} = \left[\frac{r_2}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_2} \cdot \dot{m}_{SK}}{p_{2c}} \right)^2 \cdot \frac{\Delta p_c}{q_{REF}} \cdot \left(\frac{\Delta p_c}{p_{2c}} \right)^{-1} \right]^2 [m^2] \quad (5.24)$$

$$A_{REF} = \left[\frac{288,4357}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{684,6070} \cdot 7,6458}{1613094} \right)^2 \cdot \frac{48392,8200}{1633,80170} \cdot \left(\frac{48392,8200}{1613094} \right)^{-1} \right]^2 m^2$$

$$A_{REF} = 0,04680 m^2$$

Z vypočítané hodnoty A_{REF} lze vypočítat D_{REF} :

$$D_{REF} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{REF}}{\pi}} [m] \quad (5.25)$$

$$D_{REF} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,04680}{\pi}} m$$

$$D_{REF} = 0,2441m$$

Dle doporučení se volí hodnota součinitele k_{opt} :

$$k_{opt} = \frac{A_{PLAM}}{A_{REF}} = 0,75$$

Plocha plamence je pak:

$$A_{PLAM} = k_{opt} \cdot A_{REF} [m^2] \quad (5.26)$$

$$A_{PLAM} = 0,75 \cdot 0,04680 m^2$$

$$A_{PLAM} = 0,03510m^2$$

Z vypočítané hodnoty A_{PLAM} lze vypočítat D_{PLAM} :

$$D_{PLAM} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{PLAM}}{\pi}} [m] \quad (5.27)$$

$$D_{PLAM} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03510}{\pi}} m$$

$$D_{PLAM} = 0,2114m$$

s je tloušťka plechu. Volí se tloušťka 1,5 mm.

Vnější průměr plamence je:

$$D_H = D_{PLAM} + 2s [m] \quad (5.28)$$

$$D_H = 0,2114 + 2 \cdot 0,0015 m$$

$$D_H = 0,2144m$$

Vnější plocha plamence je:

$$A_H = \frac{\pi \cdot D_w^2}{4} [m^2] \quad (5.29)$$

$$A_H = \frac{\pi \cdot 0,2144^2}{4} m^2$$

$$A_H = 0,03610m^2$$

Kontrola c_{PRIM} zdánlivá:

$$c_{PRIM} = \frac{m_{PRIM}}{\rho_2 \cdot A_{PLAM}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.30)$$

$$c_{PRIM} = \frac{4,2649}{8,1690 \cdot 0,03510} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{PRIM} = 14,8748 m \cdot s^{-1}$$

Kontrola c_{PRIM} skutečná:

Nejprve se vypočítá měrná plynová konstanta v primáru a následně hustota v primáru. V této fázi výpočtu se zvolí předpokládaná tlaková ztráta, se kterou se dále počítá:

$$\Delta p_{sw} = 2500 Pa$$

Měrná plynová konstanta:

$$r_{PRIM} = \left(\frac{r_{SV}}{(1+x)(1+f_{PRIM})} + \frac{r_{H_2O} \cdot x}{(1+x)(1+f_{PRIM})} + \frac{f_{PRIM}}{1+f_{PRIM}} r_{\lambda} \right) [J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}] \quad (5.31)$$

$$r_{PRIM} = \left(\frac{287,1}{(1+0,007947)(1+0,02919)} + \frac{461,4 \cdot 0,007947}{(1+0,007947)(1+0,0156)} + \frac{0,02919}{1+0,02919} 512,3350 \right) J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}$$

$$r_{PRIM} = 294,8234 J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}$$

$$r_{\lambda} = X_{H_2O} r_{H_2O} + X_{CO_2} r_{CO_2} + X_{N_2} r_{N_2} - X_{O_2} r_{O_2} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.32)$$

$$r_{\lambda} = 2,2016 \cdot 461,4 + 2,7049 \cdot 188,92 + 0,0144 \cdot 296,84 - 3,9209 \cdot 259,83 kJ \cdot kg^{-1}$$

$$r_{\lambda} = 512,3350 kJ \cdot kg^{-1}$$

Hustota v primární zóně:

$$\rho_{PRIM} = \frac{p_{PRIM}}{r_{PRIM} T_{PRIM}} = \frac{p_2 - \Delta p_{sw}}{r_{prim} T_{prim}} [kg \cdot m^{-3}] \quad (5.33)$$

$$\rho_{PRIM} = \frac{1611461,8514 - 2500}{294,8234 \cdot 1758,15} kg \cdot m^{-3}$$

$$\rho_{PRIM} = 3,1227 kg \cdot m^{-3}$$

Rychlost proudění:

$$c_{PRIM} = \frac{m_{PRIM}}{\rho_{PRIM} \cdot A_{PLAM}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.34)$$

$$c_{PRIM} = \frac{4,2649}{3,1227 \cdot 0,03510} m \cdot s^{-1}$$
$$c_{PRIM} = 38,479 m \cdot s^{-1}$$

Plocha mezi plamencem a pláštěm:

$$A_K = A_{REF} - A_w [m^2] \quad (5.35)$$

$$A_K = 0,04680 - 0,03610 m^2$$
$$A_K = 0,01070 m^2$$

Hmotnostní průtok mezikružím

- Začátek úseku:

$$\dot{m}_K^1 = \dot{m}_{CH} + \dot{m}_{SM} + \dot{m}_{OTV2} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.36)$$

$$\dot{m}_K^1 = 1,9115 + 1,4695 + 3,2253 kg \cdot s^{-1}$$
$$\dot{m}_K^1 = 6,6063 kg \cdot s^{-1}$$

- Začátek chlazení:

$$\dot{m}_K^2 = \dot{m}_{CH} + \dot{m}_{SM} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.37)$$

$$\dot{m}_K^2 = 1,9115 + 1,4695 kg \cdot s^{-1}$$
$$\dot{m}_K^2 = 3,3809 kg \cdot s^{-1}$$

- Konec chlazení:

$$\dot{m}_K^3 = \dot{m}_{SM} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.38)$$

$$\dot{m}_K^3 = 1,4695 kg \cdot s^{-1}$$

Rychlosti v jednotlivých úsecích:

- Začátek úseku:

$$c_K^1 = \frac{\dot{m}_K^1}{\rho_2 \cdot A_K} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.39)$$

$$c_K^1 = \frac{6,6063}{8,1690 \cdot 0,01070} m \cdot s^{-1}$$
$$c_K^1 = 75,6062 m \cdot s^{-1}$$

- Začátek chlazení:

$$c_K^2 = \frac{m_K^2}{\rho_2 \cdot A_K} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.40)$$

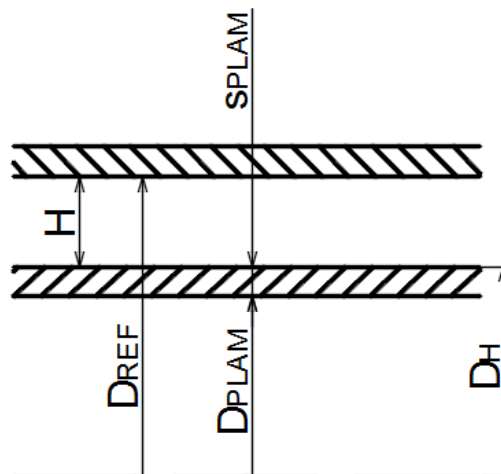
$$c_K^2 = \frac{3,3809}{8,1690 \cdot 0,01070} m \cdot s^{-1}$$
$$c_K^2 = 38,6935 m \cdot s^{-1}$$

- Konec chlazení:

$$c_K^3 = \frac{m_K^3}{\rho_2 \cdot A_K} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.41)$$

$$c_K^3 = \frac{1,4695}{8,1690 \cdot 0,01070} m \cdot s^{-1}$$
$$c_K^3 = 16,8176 m \cdot s^{-1}$$

Šířka spáry H se vypočítá podle následujícího schéma (obr. 5.4):



Obr. 5.4 Šířka spáry v plamenci

$$H = \frac{(D_{REF} - D_H)}{2} [m] \quad (5.42)$$

$$H = \frac{(0,2441 - 0,2144)}{2} m$$

$$H = 0,01485 m$$

5.3 Vazba mezi referenční plochou A_{REF} a plochou otvorů v plamenci A_o

5.3.1 Hmotnostní průtok otvory v plamenci

Pro vztah mezi plochou otvorů a geometrickou plochou:

$$A_{oj} = A_{og} \cdot \alpha \text{ [m}^2\text{]}, \quad (5.43)$$

kde součinitel α je kontrakce průřezu

Do rovnice pro hmotnostní průtok se dosadí (5.43),(5.19):

$$\dot{m} = A_{oj} \cdot \rho_2 \cdot c_j = A_{og} \cdot \alpha \cdot \rho_2 \cdot \varphi \cdot c_{jiz} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (5.44)$$

kde μ je průtokový součinitel:

$$\mu = \alpha \cdot \varphi \quad (5.45)$$

Rovnice (5.44) pak vypadá:

$$\dot{m} = \mu \cdot A_{og} \cdot \rho_2 \cdot c_{jiz} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (5.46)$$

kde $A_{og} \cdot \mu = A_o = \sum_{i=1}^n A_{ogi} \cdot \mu_i$ je plocha všech otvorů v komoře.

Celková plocha otvorů v plamenci:

$$A_o = A_{og} \cdot \mu \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.47)$$

Pro výpočet rychlosti platí vztah:

$$c_{jiz} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_w}{\rho_2}} \quad (5.48)$$

Když se dosadí rovnice (5.48) do rovnice hmotnostního průtoku a následně upraví:

$$\dot{m} = A_o \cdot \rho_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_w}{\rho_2}} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (5.49)$$

$$\dot{m}^2 = A_o^2 \cdot \rho_2^2 \cdot \frac{2 \cdot \Delta p_w}{\rho_2} = A_o^2 \cdot \rho_2 \cdot 2 \cdot \Delta p_w$$

$$\frac{\dot{m}^2}{A_o^2} = \frac{\rho_2}{r_2 \cdot T_2} \cdot 2 \cdot \frac{\Delta p_w}{p_2} \cdot p_2$$

$$\frac{\dot{m}^2 \cdot T_2}{A_o^2 \cdot p_2^2} = \frac{2}{r_2} \cdot \frac{\Delta p_w}{p_2}$$

$$\frac{\Delta p_w}{p_2} = \frac{r_2}{2} \cdot \frac{1}{A_o^2} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_2} \cdot m}{p_{2c}} \right)^2$$
$$\frac{\Delta p_w}{p_2} \cdot A_o^2 = \frac{r_2}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_2} \cdot m}{p_{2c}} \right)^2 \quad (5.50)$$

Z rovnice (5.24) platí:

$$\frac{r_2}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{T_2} \cdot m}{p_{2c}} \right)^2 = \frac{\Delta p_c}{p_{2c}} \cdot \frac{q_{REF}}{\Delta p_c} \cdot A_{REF}^2 \quad (5.51)$$

Porovnáním rovnic (5.51) a (5.50) se získá:

$$\frac{\Delta p_w}{p_2} \cdot A_o^2 = \frac{q_{REF}}{p_{2c}} \cdot A_{REF}^2 [-] \quad (5.52)$$

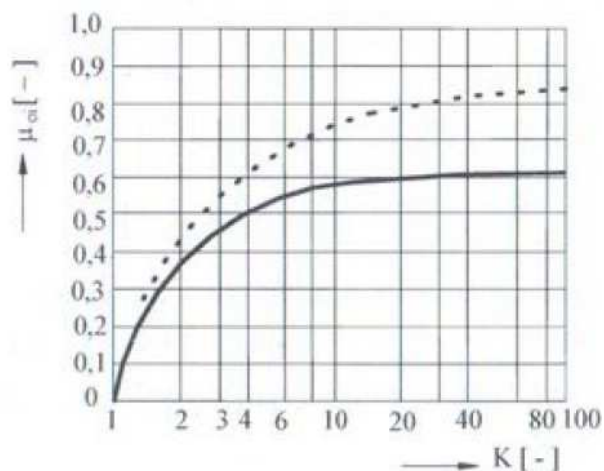
Vyjádřením A_o z této rovnice:

$$A_o^2 = \frac{A_{REF}^2}{\frac{\Delta p_w}{q_{REF}}} \cdot \frac{p_2}{p_{2c}}$$
$$A_o = \frac{A_{REF}}{\left(\frac{\Delta p_w}{q_{REF}} \right)^{0,5}} \cdot \left(\frac{p_2}{p_{2c}} \right)^{0,5} [m^2] \quad (5.53)$$

$$A_o = \frac{0,04680}{\left(\frac{52131,4215}{1633,8017} \right)^{0,5}} \cdot \left(\frac{1611461,8514}{1613094} \right)^{0,5} m^2$$

$$A_o = 0,008280 m^2$$

Průtokový součinitel μ se určuje z grafu (obr. 5.5):



Obr. 5.5 Závislost poměrného tlakového spádu na hranici plamence K a technologického provedení otvorů na součiniteli průtoku μ [1]
 plná čára – otvory s ostrými hranami
 přerušovaná čára – otvory se zaoblenými hranami

$$\mu_i = f(K_i)$$

K je poměrný tlakový spád na hranici plamence:

$$K_i = 1 + \frac{\Delta p_i}{q_i} [-] \quad (5.54)$$

$$K = 1 + \frac{\Delta p_w}{q_{REF}} [-]$$

$$K = 1 + \frac{52131,4215}{1633,8017}$$

$$K = 32,9080$$

Pro $K = 32,9080$ a zaoblený otvor je $\mu = 0,81$.

Geometrická plocha všech otvorů:

$$A_{og} = \frac{A_o}{\mu} [m^2] \quad (5.55)$$

$$A_{og} = \frac{0,008280}{0,81} m^2$$

$$A_{og} = 0,01022 m^2$$

Rychlost vzduchu v otvorech:

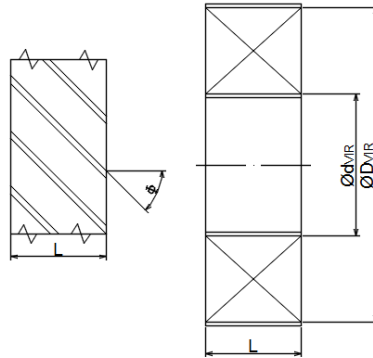
$$c_j = \frac{\dot{m}_{SK}}{\rho_2 \cdot A_{og}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (5.56)$$

$$c_j = \frac{7,6458}{8,1690 \cdot 0,01022} \frac{m}{s}$$

$$c_j = 91,5556 \frac{m}{s}$$

5.4 Dimenzování víříče

Na obrázku (obr. 5.6) je schematicky znázorněn víříč.



Obr. 5.6 Schéma víříče

Tlaková diference ve víříči se volí pro první iteraci $\Delta p_{VIR} = \Delta p$:

$$\Delta p_{VIR} = p_2 - p_3 [Pa] \quad (5.57)$$

$$\Delta p_{VIR} = 1611461,8514 - 1560964,2316 Pa$$

$$\Delta p_{VIR} = 50497,6198 Pa$$

Pro hmotnostní průtok víříčem platí vztah:

$$\dot{m}_{VIR} = A_{VIR} \cdot \rho_2 \cdot c_{VIR} [kg \cdot s^{-1}], \quad (5.58)$$

kde $A_{VIR} [m^2]$ je minimální plocha víříče, $c_{VIR} [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost vzduchu na výstupu z víříče.

Plocha víříče lze vypočítat pomocí vzorce:

$$A_{VIR} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{VIR}^2 - d_{VIR}^2) \cdot \cos \theta - \frac{n \cdot t}{2} (D_{VIR} - d_{VIR}) [m^2], \quad (5.59)$$

kde $D_{VIR} [m]$ je vnější průměr náboje, $d_{VIR} [m]$ je vnitřní průměr náboje, $\theta [deg]$ je výstupní úhel rychlosti vzduchu z víříče, $n_{VIR} [-]$ je počet lopatek víříče, $t [m]$ je tloušťka lopatky.

Jednoduchou úpravou lze ve vzorci vyjádřit nábojový poměr $\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} [-]$:

$$A_{VIR} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{VIR}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right)^2 \right] \cdot \cos \theta - \frac{n_{VIR} \cdot t}{2} \cdot D_{VIR} \cdot \left(1 - \frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right) [m^2], \quad (5.60)$$

Tlaková diference ve víříči lze určit také z rovnice:

$$\Delta p_{VIR} = \xi_{VIR} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_{VIR}^2 [Pa] \quad (5.61)$$

Z předchozí rovnice se vyjádří výstupní rychlost:

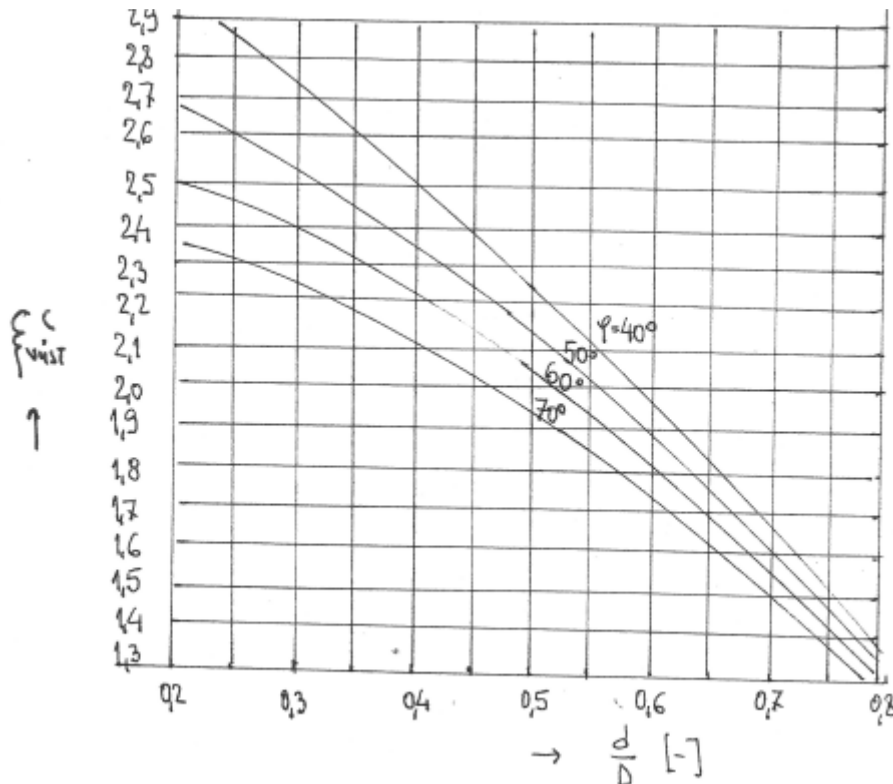
$$c_{VIR} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{VIR}}{\xi_{VIR} \cdot \rho_2}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.62)$$

Rovnice (5.60) a (5.62) se dosadí do rovnice (5.58) a výsledný výraz je:

$$\dot{m}_{VIR} = \left\{ \frac{\pi}{4} \cdot D_{VIR}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right)^2 \right] \cdot \cos \theta - \frac{n_{VIR} \cdot t}{2} \cdot D_{VIR} \cdot \left(1 - \frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right) \right\} \cdot \rho_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{sw}}{\xi_{sw} \cdot \rho_2}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.63)$$

Pro další výpočet se volí hodnoty $\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} = 0,45$, $\theta = 65^\circ$, $n_{VIR} = 18$, $t = 0,003m$.

Podle předchozí volby se z grafu (obr. 5.7) určí hodnota ξ_{VIR} .



Obr. 5.7 Závislost součinitele ztrát na nábojovém poměru víříče a úhlu nastavení lopatek víříče [16]

$$\xi_{VIR} = f\left(\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}}; \theta\right)$$

$$\xi_{VIR} = f(0,45; 65^\circ) = 2,1$$

Výstupní rychlost (5.62) má hodnotu:

$$c_{VIR} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{VIR}}{\xi_{VIR} \cdot \rho_2}} [m \cdot s^{-1}]$$

$$c_{VIR} = \sqrt{\frac{2 \cdot 50497,6198}{2,1 \cdot 8,1690}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{VIR} = 77,9585 m \cdot s^{-1}$$

V této fázi je v rovnici (5.63) jediná neznámá D_{VIR} , rovnice se zjednoduší na kvadratickou rovnici:

$$\left\{ \frac{\pi}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right)^2 \right] \cdot \cos \theta \right\} \cdot D_{VIR}^2 - \left\{ \frac{n_{VIR} \cdot t}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_{VIR}}{D_{VIR}} \right) \right\} \cdot D_{VIR} - \frac{\dot{m}_{VIR}}{\rho_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{VIR}}{\xi_{VIR} \cdot \rho_2}}} = 0 \quad (5.64)$$

$$\left\{ \frac{\pi}{4} \cdot [1 - (0,45)^2] \cdot \cos 65^\circ \right\} \cdot D_{VIR}^2 - \left\{ \frac{18 \cdot 0,003}{2} \cdot (1 - 0,45) \right\} \cdot D_{VIR} - \frac{0,5118}{8,1690 \cdot 77,9585} = 0$$

$$0,2647 \cdot D_{VIR}^2 - 0,01485 \cdot D_{VIR} - 0,0008036 = 0$$

Kořeny této kvadratické rovnice jsou $D_{VIR1} = 0,08988$, $D_{VIR2} = -0,03378$.

Kontrola se provádí s ohledem na poměr $\frac{D_{VIR}}{D_{PLAM}}$. Doporučené hodnoty jsou 0,5 podle [13] resp. $0,4 \div 0,7$ podle [14]:

$$\frac{D_{VIR}}{D_{PLAM}} = \frac{0,08988}{0,2114} = 0,4252$$

Poměr vyhovuje, volené hodnoty se ponechají pro další výpočty.

Vnitřní průměr víříče je:

$$d_{VIR} = D_{VIR} \cdot 0,45 [m]$$

$$d_{VIR} = 0,08988 \cdot 0,45 m$$

$$d_{VIR} = 0,04044 m$$

5.5 Dimenzování otvorů směšovače

Hmotnostní průtok spalin v místě směšovače:

$$\dot{m}_{SPAL} = \dot{m}_{PRIM} + \dot{m}_{CH} + \dot{m}_{PAL} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.65)$$

$$\dot{m}_{SPAL} = 4,2649 + 1,9115 + 0,1245 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{SPAL} = 6,3009 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Palivový poměr před směšovačem:

$$f_{SPAL} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\dot{m}_{SPAL}} [-] \quad (5.66)$$

$$f_{SPAL} = \frac{0,1245}{6,3009}$$

$$f_{SPAL} = 0,01976$$

Výpočet t_{SPAL} probíhá stejně jako výpočet t_{PRIM} (3.26):

$$f_{SPAL} = \frac{i_{VZD}(T_{SPAL}) - i_{VZD}(T_2)}{\frac{i_{PAL}(T_{PAL}) + H_u - i_{\lambda}(T_{SPAL})}{\eta_{SK}}} [-] \quad (5.67)$$

ze známých hodnot $f_{SPAL}, T_2, T_{PAL}, H_u, \eta_{SK}$ se pomocí iterace dopočítá hodnota t_{SPAL} :

$$t_{SPAL} = 1170,0926^\circ\text{C}$$

$$T_{SPAL} = 1443,2426 \text{ K}$$

Měrná plynová konstanta má v tomto místě spalovací komory hodnotu:

$$r_{SPAL} = \left(\frac{r_{SV}}{(1+x)(1+f_{SPAL})} + \frac{r_{H_2O} \cdot x}{(1+x)(1+f_{SPAL})} + \frac{f_{SPAL}}{1+f_{SPAL}} r_{\lambda} \right) [\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}] \quad (5.68)$$

$$r_{SPAL} = \left(\frac{287,1}{(1+0,007947)(1+0,01976)} + \frac{461,4 \cdot 0,007947}{(1+0,007947)(1+0,01976)} + \frac{0,01976}{1+0,01976} 512,3350 \right) \text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}$$

$$r_{SPAL} = 292,8120 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}$$

Hustota spalín se vypočítá ze stavové rovnice:

$$\rho_{SPAL} = \frac{p_{SPAL}}{r_{SPAL} \cdot T_{SPAL}} = \frac{p_3}{r_{SPAL} \cdot T_{SPAL}} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (5.69)$$

$$\rho_{SPAL} = \frac{1560964,2316}{292,8120 \cdot 1443,2426} \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_{SPAL} = 3,6937 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Rychlost spalín před směšovačem:

$$c_{SPAL} = \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\rho_{SPAL} \cdot A_{PLAM}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.70)$$

$$c_{SPAL} = \frac{6,3009}{3,6937 \cdot 0,03510} m \cdot s^{-1}$$
$$c_{SPAL} = 48,6013 m \cdot s^{-1}$$

Dynamický tlak v mezikruží:

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_K^2 [Pa] \quad (5.71)$$

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot 8,1690 \cdot 16,8176^2 Pa$$
$$q_K = 1155,2315 Pa$$

Pro první iteraci se uvažuje:

$$\Delta p = p_2 - p_j [Pa] \quad (5.72)$$

$$\Delta p = 1611461,8514 - 1560964,2316 Pa$$
$$\Delta p = 50497,6198 Pa$$

Podle [1] platí rovnice:

$$\frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_K} \cdot \frac{A_K}{A_{Og}} = \mu \cdot K^{0,5} [-], \quad (5.73)$$

Kde výpočet K je podle (5.54):

$$K_{SM} = \frac{\Delta p}{q_K} + 1 [-]$$

$$K_{SM} = \frac{50497,6198}{1155,2315} + 1$$

$$K_{SM} = 42,7121$$

Pro $K_{SM} = 42,7121$ a zaoblený otvor je podle (obr. 5.5) $\mu_{SM} = 0,81$

V místě směšovače platí:

$$\frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_K} = \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_K^3} = \frac{1,4695}{1,4695} = 1$$

Pak je rovnice (5.73) ve tvaru:

$$\frac{A_K}{A_{SM}} = \mu_{SM} \cdot K_{SM}^{0,5} [-] \quad (5.74)$$

Plocha otvorů směšovače:

$$A_{SM} = \frac{A_K}{\mu_{SM} \cdot K_{SM}^{0,5}} [m^2]$$
$$A_{SM} = \frac{0,01070}{0,81 \cdot 42,7121^{0,5}} m^2$$
$$A_{SM} = 0,002021 m^2$$

Pro výpočet A_{SM} lze použít výraz:

$$A_{SM} = n_{SM} \cdot \pi \cdot \frac{d_{SM}^2}{4} [m^2], \quad (5.75)$$

kde n_{SM} je počet otvorů směšovače. Volí se počet otvorů $n_{SM} = 4$

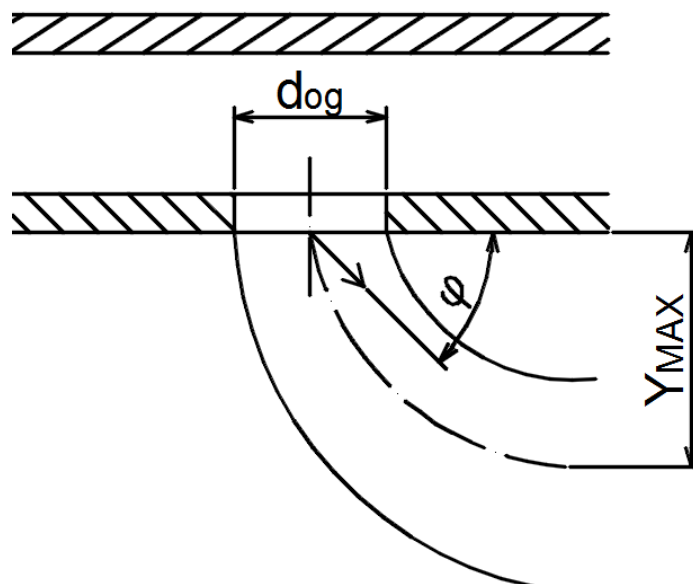
Po vyjádření d_{SM} vypadá předchozí vztah:

$$d_{SM} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{SM}}{\pi \cdot n_{SM}}} [m] \quad (5.76)$$

$$d_{SM} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002021}{\pi \cdot 4}} m$$

$$d_{SM} = 0,02536 m$$

Průnik proudu vzduchu do spalovací komory v místě směšovače je znázorněn na obrázku (obr. 5.8)



Obr. 5.8 Průnik proudu vzduchu do spalovací komory [1]

Podle [14] platí:

$$\frac{Y_{MAX}}{d_j} = 1,25 \cdot \left(\frac{\rho_j \cdot c_j}{\rho_v \cdot c_v} \right)^{0,25} \cdot \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\dot{m}_{SPAL} + \dot{m}_j} [-], \quad (5.77)$$

kde d_j je průměr ideálního otvoru, c_j je ideální rychlost

$$d_j = \mu^{0,5} \cdot d_{og} = \mu^{0,5} \cdot d_{oj} [m] \quad (5.78)$$

$$d_j = 0,81^{0,5} \cdot 0,02536 m$$

$$d_j = 0,02282m$$

Hmotnostní průtok otvory směšovače je:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_{sm} = 1,4695 \frac{kg}{s}$$

Ideální rychlost v otvorech směšovače:

$$c_{jSM} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_2}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.79)$$

$$c_{jSM} = \sqrt{\frac{2 \cdot 50497,6198}{8,1690}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{jSM} = 111,1900 m \cdot s^{-1}$$

Hodnota Y_{MAX} je tedy:

$$Y_{MAXSM} = d_j \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{\rho_j \cdot c_{jSM}}{\rho_{SPAL} \cdot c_{SPAL}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\dot{m}_{SPAL} + \dot{m}_j} [m]$$

$$Y_{MAX} = 0,02282 \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{8,1690 \cdot 111,1900}{3,6937 \cdot 48,6013} \right)^{0,25} \cdot \frac{6,3009}{6,3009 + 1,4695} m$$

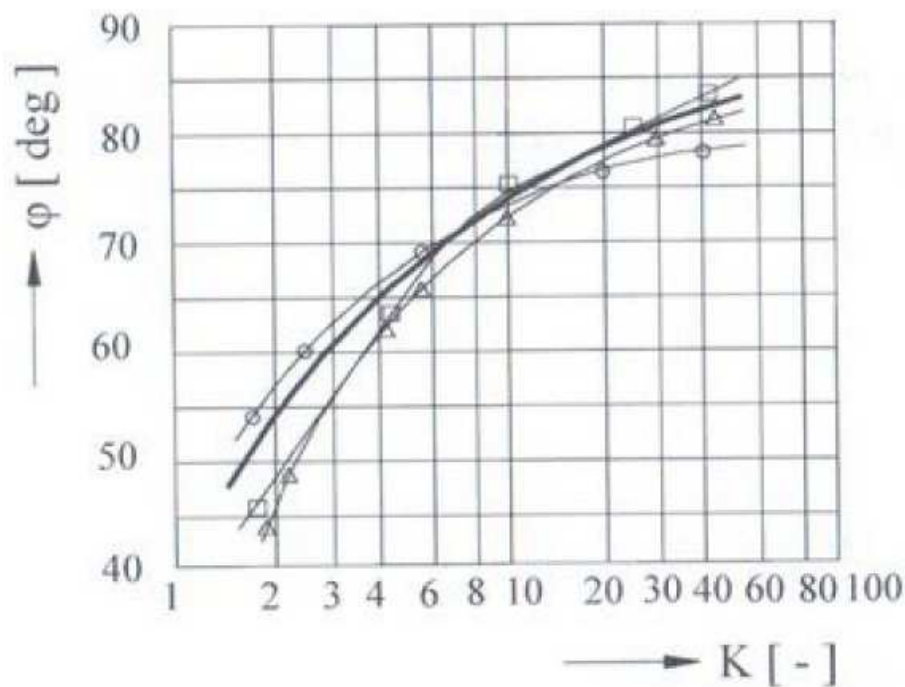
$$Y_{MAX} = 0,03470m$$

Podle [14] je optimální poměr $\frac{Y_{MAX}}{D_{PLAM}} = 0,14 \div 0,2$.

$$\frac{Y_{MAXSM}}{D_{PLAM}} = \frac{0,03211}{0,2114} = 0,1641$$

Poměr vyhovuje.

Z grafu (obr. 5.9) se určí hodnota úhlu φ



Obr. 5.9 Vliv poměrného tlakového spádu K a tvaru otvorů na úhel vstupu proudu φ [1]

- oválné otvory
- △ spáry
- kruhové otvory

$$\varphi_{SM} = f(K_{SM}) [^\circ]$$

$$\varphi_{SM} = f(42,7121)$$

$$\varphi_{SM} = 78^\circ$$

5.6 Dimenzování bočních otvorů primárního vzduchu

Rychlost vzduchu v mezikruží:

$$c_K = \frac{\dot{m}_K}{\rho_K \cdot A_K} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.80)$$

$$c_K = \frac{39,6398}{8,1690 \cdot 0,01070} m \cdot s^{-1}$$

$$c_K = 75,6062 m \cdot s^{-1}$$

Uvažuje se $\rho_K = \rho_2$ a $p_K = p_2$ a $T_v = T_{DOM}$

Hustota spalin před otvory:

$$\rho_{SPAL} = \frac{p_{SPAL}}{r_{SPAL} \cdot T_{SPAL}} [kg \cdot m^{-3}] \quad (5.81)$$

$$\rho_{SPAL} = \frac{1611461,8514}{292,8120 \cdot (1976,2022 + 273,15)} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$
$$\rho_{SPAL} = 2,3700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Hmotnostní průtok spalin v plamenci před otvory:

$$\dot{m}_{SPAL} = \dot{m}_{PRIM} - \frac{\dot{m}_{OTV2}}{2} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.82)$$

$$\dot{m}_{SPAL} = 4,2649 - \frac{3,2253}{2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m}_{SPAL} = 2,6522 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost spalin před otvory:

$$c_{SPAL} = \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\rho_{SPAL} \cdot A_{PLAM}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.83)$$

$$c_{SPAL} = \frac{2,6522}{2,3700 \cdot 0,03510} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{SPAL} = 31,8844 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro první přiblížení se bude uvažovat $p_j = p_3$

$$\Delta p = p_2 - p_j \text{ [Pa]} \quad (5.84)$$

$$\Delta p = 1611461,8514 - 1560964,2316 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 50497,6198$$

Dynamický tlak je:

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_K^2 \text{ [Pa]} \quad (5.85)$$

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot 8,1690 \cdot 75,6062^2 \text{ Pa}$$

$$q_K = 23348,2173 \text{ Pa}$$

Platí rovnice (5.73):

$$\frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_K} \cdot \frac{A_K}{A_{OG}} = \mu \cdot K^{0,5} \text{ [-]}$$

Poměrný tlakový spád na hranici plamence:

$$K_{OTV2} = \frac{\Delta p}{q_K} + 1 \text{ [-]}$$

$$K_{OTV2} = \frac{50497,6198}{23348,2173} + 1$$

$$K_{OTV2} = 3,1628$$

Pro $K_{OTV2} = 3,1628$ a zaoblený otvor je z (obr. 5.5) $\mu_{OTV2} = 0,61$

Hmotnostní průtok otvory v plamenci:

$$\dot{m}_O = \dot{m}_{otv2} = 3,2253 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pak platí:

$$\frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_K} \cdot \frac{A_K}{A_{Og}} = \mu_{OTV2} \cdot K_{OTV2}^{0,5} [-] \quad (5.86)$$

Po úpravě je plocha otvorů v plamenci

$$A_{OTV2} = \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_K} \cdot \frac{A_K}{\mu_{OTV2} \cdot K_{OTV2}^{0,5}} [m^2] \quad (5.87)$$

$$A_{OTV2} = \frac{3,2253}{6,6063} \cdot \frac{0,01070}{0,61 \cdot 3,1628^{0,5}} m^2$$

$$A_{OTV2} = 0,004814 m^2$$

Pro výpočet A_{OTV2} lze použít výraz:

$$A_{OTV2} = n_{OTV2} \cdot \pi \cdot \frac{d_{OTV2}^2}{4}, [m^2] \quad (5.88)$$

kde n_{OTV2} je počet otvorů. Volí se $n_{OTV2} = 4$

Po vyjádření d_{OTV2} vypadá předchozí vztah:

$$d_{OTV2} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{OTV2}}{\pi \cdot n_{OTV2}}} [m] \quad (5.89)$$

$$d_{OTV2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004814}{\pi \cdot 4}} m$$

$$d_{OTV2} = 0,03914 m$$

Pro průnik proudu vzduchu do spalovací komory v místě bočních otvorů platí stejný obrázek jako pro směšovač (obr. 5.4).

Použije se rovnice (5.77):

$$\frac{Y_{MAX}}{d_j} = 1,25 \cdot \left(\frac{\rho_j \cdot c_j}{\rho_{SPAL} \cdot c_{SPAL}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\dot{m}_{SPAL} + \dot{m}_j} [-]$$

Průměr ideálního otvoru:

$$d_{jOTV2} = \mu^{0,5} \cdot d_{OTV2} = \mu^{0,5} \cdot d_{OTV2} [m] \quad (5.90)$$

$$d_{jOTV2} = 0,61^{0,5} \cdot 0,03914 \text{ m}$$

$$d_{jOTV2} = 0,03057 \text{ m}$$

Hmotnostní průtok otvory:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_{otv2} = 3,2253 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ideální rychlost v otvorech:

$$c_{jOTV2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_2}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.91)$$

$$c_{jOTV2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 50497,6198}{8,1690}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{jOTV2} = 111,1900 m \cdot s^{-1}$$

Hodnota $Y_{MAXOTV2}$ je tedy:

$$\frac{Y_{MAXOTV2}}{d_j} = 1,25 \cdot \left(\frac{\rho_j \cdot c_{jOTV2}}{\rho_{SPAL} \cdot c_{SPAL}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\dot{m}_{SPAL}}{\dot{m}_{SPAL} + \dot{m}_j} [-]$$

$$Y_{MAXOTV2} = 0,03057 \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{8,1690 \cdot 111,1900}{2,3700 \cdot 31,8844} \right)^{0,25} \cdot \frac{2,6522}{2,6522 + 3,2253} \text{ m}$$

$$Y_{MAXOTV2} = 0,03211 \text{ m}$$

Podle [14] je optimální poměr $\frac{Y_{MAX}}{D_{PLAM}} = 0,14 \div 0,2$.

$$\frac{Y_{MAX}}{D_{PLAM}} = \frac{0,040445}{0,2114} = 0,1913$$

Poměr vyhovuje

Z grafu se odečte hodnota φ :

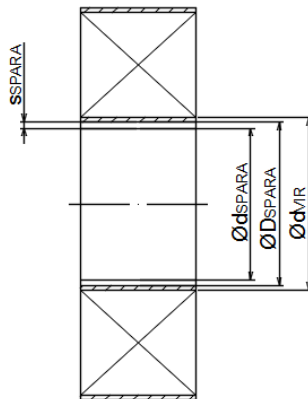
$$\varphi_{OTV2} = f(K_{OTV2}) [^\circ]$$

$$\varphi_{OTV2} = f(3,1628)$$

$$\varphi_{OTV2} = 64^\circ$$

5.7 Dimenzování otvorů v čele

Spára je schematicky zobrazena na obrázku (obr. 5.10)



Obr. 5.10 Schéma spáry

D_{SPARA} - vnější průměr spáry, d_{SPARA} - vnitřní průměr spáry a s_{SPARA} - šířka spáry

Vnější průměr spáry:

$$D_{SPARA} = d_{VIR} - 2s_{VIR} [m] \quad (5.92)$$

$$D_{SPARA} = 0,04044 - 2 \cdot 0,0015 m$$

$$D_{SPARA} = 0,03744m$$

Vnitřní průměr spáry:

$$d_{SPARA} = D_{SPARA} - 2 \cdot s_{SPARA} [m] \quad (5.93)$$

$$d_{SPARA} = 0,0374 - 2 \cdot 0,001 m$$

$$d_{SPARA} = 0,03544m$$

Volí se šířka spáry 1mm.

Z průměrů spáry se vypočítá plocha spáry:

$$A_{SPARA} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{SPARA}^2 - d_{SPARA}^2) [m^2] \quad (5.94)$$

$$A_{SPARA} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,03744^2 - 0,03544^2) m^2$$

$$A_{SPARA} = 0,0001145 m^2$$

Rychlost vzduchu ve spáře:

$$c_{SPARA} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{SPARA}}{\rho_2 \cdot \xi_{SPARA}}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.95)$$

$$c_{SPARA} = \sqrt{\frac{2 \cdot 52129,7684}{8,1690 \cdot 1,25}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{SPARA} = 101,0458 m \cdot s^{-1}$$

Podle [15] je $\xi_{SPARA} = 1,25$

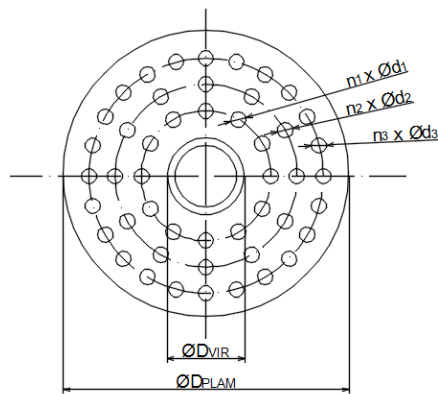
Hmotnostní průtok vzduchu spárou:

$$\dot{m}_{SPARA} = A_{SPARA} \cdot \rho_2 \cdot c_{SPARA} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.96)$$

$$\dot{m}_{SPARA} = 0,0001145 \cdot 8,1690 \cdot 101,0458 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{SPARA} = 0,09451 kg \cdot s^{-1}$$

Schéma čela spalovací komory je na obrázku (obr. 5.11)



Obr. 5.11 Čelo spalovací komory

Hmotnostní průtok otvory v čele spalovací komory:

$$\dot{m}_{OTV1} = (\dot{m}_{OTV1} + \dot{m}_{SPARA}) - \dot{m}_{SPARA} [kg \cdot s^{-1}] \quad (5.97)$$

$$\dot{m}_{OTV1} = 0,5278 - 0,09451 kg \cdot s^{-1}$$

$$\dot{m}_{OTV1} = 0,4333 kg \cdot s^{-1}$$

Dynamický tlak:

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_{SPARA}^2 [Pa] \quad (5.98)$$

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot 8,1690 \cdot 101,0458^2 Pa$$

$$q_K = 41703,8147 Pa$$

Pro první iteraci se volí $\Delta p_{SPARA} = \Delta p$

Poměrný tlakový spád na hranici plamence:

$$K_{OTV1} = \frac{\Delta p_{SPARA}}{q_k} + 1 [-] \quad (5.99)$$

$$K_{OTV1} = \frac{52129,7684}{41703,8147} + 1$$

$$K_{OTV1} = 2,2500$$

Pro $K_{OTV1} = 2,2500$ a zaoblený otvor je podle (obr. 5.5) $\mu_{OTV1} = 0,6$

Ztrátový součinitel v čele plamence je:

$$\xi_{OTV1} = \frac{1 - \mu_{OTV1}^2}{\mu_{OTV1}^2} [-] \quad (5.100)$$

$$\xi_{OTV1} = \frac{1 - 0,6^2}{0,6^2}$$

$$\xi_{OTV1} = 1,7778$$

Průměrná rychlost vzduchu na výstupu z otvorů je:

$$c_{OTV1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{OTV1}}{\rho_2 \cdot \xi_{OTV1}}} [m \cdot s^{-1}] \quad (5.101)$$

$$c_{OTV1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 52129,7684}{8,1690 \cdot 1,7778}} m \cdot s^{-1}$$

$$c_{OTV1} = 84,7295 m \cdot s^{-1}$$

Plocha otvorů v čele plamence:

$$A_{OTV1} = \frac{\dot{m}_{OTV1}}{\rho_2 \cdot c_{OTV1}} [m^2] \quad (5.102)$$

$$A_{OTV1} = \frac{0,4333}{8,1690 \cdot 84,7295} m^2$$

$$A_{OTV1} = 0,0006260 m^2$$

Volí se 3 řady otvorů. V první řadě $n_1 = 6$ otvorů o průměru $d_1 = 6 mm$ a ve druhé řadě $n_2 = 6$ otvorů o průměru $d_2 = 6 mm$. Dále se volí řada otvorů o průměru $d_3 = 3 mm$.

Plochy otvorů:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 [m^2] \quad (5.103)$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,006^2 m^2$$
$$A_1 = 0,0000282727 m^2$$
$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 [m^2] \quad (5.104)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,006 m^2$$
$$A_2 = 0,0000282727 m^2$$
$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 [m^2] \quad (5.105)$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,003^2 m^2$$
$$A_3 = 0,000007069 m^2$$

Celková plocha otvorů 1 a 2 je:

$$A_{12} = n_1 \cdot A_1 + n_2 \cdot A_2 [m^2] \quad (5.106)$$
$$A_{12} = 6 \cdot 0,0000282727 + 6 \cdot 0,0000282727 m^2$$
$$A_{12} = 0,0003393 m^2$$

Celková plocha otvorů 3 je:

$$A_{3C} = A_{otv1} - A_{12} [m^2] \quad (5.107)$$
$$A_{3C} = 0,0006282 - 0,0003393 m^2$$
$$A_{3C} = 0,0002867 m^2$$

Počet otvorů 3 se určí:

$$n_3 = \frac{A_{3C}}{A_3} [-] \quad (5.108)$$
$$n_3 = \frac{0,0002867}{0,000007069}$$
$$n_3 = 40,5572$$

Volí se $n_3 = 41$.

5.8 Dimenzování chladících otvorů

Chlazení se provádí otvory malých průměrů, které jsou okolo obvodu plamence. Pokud nestačí jedna řada otvorů, použije se řad víc.

Plocha určená k chlazení je:

$$A_{CHc} = 0,002183 \text{ m}^2$$

Pro úsek chlazení se volí průměr chladicího otvoru $d_{CH} = 2,5 \text{ mm}$, rozteč mezi otvory $p_{CHo} = 4,5 \text{ mm}$, rozteč mezi řadami chlazení $p_{CHr} = 40 \text{ mm}$.

Plocha jednoho otvoru se vypočítá:

$$A_{CH} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{CH}^2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.109)$$

$$A_{CH} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,0025^2 \text{ m}^2$$

$$A_{CH} = 0,000004909 \text{ m}^2$$

Počet otvorů potřebných ke chlazení:

$$n_{CH} = \frac{A_{CHc}}{A_{CH}} \text{ [-]} \quad (5.110)$$

$$n_{CH} = \frac{0,002183}{0,000004909}$$

$$n_{CH} = 444,8121$$

Volí se $n_{CH} = 445$.

Obvod plamence je:

$$O_{PLAM} = \pi \cdot D_{PLAM} \text{ [m]} \quad (5.111)$$

$$O_{PLAM} = \pi \cdot 0,2114 \text{ m}$$

$$O_{PLAM} = 0,6641 \text{ m}$$

Počet otvorů v jedné řadě je:

$$n_{O1} = \frac{O_{PLAM}}{p_{CHo}} \text{ [-]} \quad (5.112)$$

$$n_{O1} = \frac{0,6641}{0,0045}$$

$$n_{O1} = 147,5828$$

Volí se $n_{O1} = 148$.

Počet řad otvorů je:

$$n_R = \frac{n_{CH}}{n_{O1}} \text{ [-]} \quad (5.113)$$

$$n_R = \frac{445}{148}$$

$$n_R = 3,0068$$

Volí se $n_R = 3$.

Délka chladicí oblasti se vypočítá podle:

$$L_{CH} = n_R \cdot p_{CHr} [m] \quad (5.114)$$

$$L_{CH} = 5 \cdot 0,045 \text{ m}$$

$$L_{CH} = 0,12 \text{ m}$$

Dynamický tlak v mezikruží:

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot \rho_2 \cdot c_K^2 [Pa] \quad (5.115)$$

$$q_K = \frac{1}{2} \cdot 8,1690 \cdot 38,6935^2 \text{ Pa}$$

$$q_K = 6115,2779 \text{ Pa}$$

Poměrný tlakový spád na hranici plamence:

$$K_{CH} = \frac{\Delta p}{q_k} + 1 [-] \quad (5.116)$$

$$K_{CH} = \frac{52129,7684}{6115,2779} + 1$$

$$K_{CH} = 9,5248$$

Pro $K_{CH} = 9,5248$ a zaoblený otvor je $\mu_{CH} = 0,6$.

Ztrátový součinitel je:

$$\xi_{CH} = \frac{1 - \mu_{CH}^2}{\mu_{CH}^2} [-] \quad (5.117)$$

$$\xi_{CH} = \frac{1 - 0,6^2}{0,6^2}$$

$$\xi_{CH} = 1,7778$$

5.9 Bilance ploch ve spalovací komoře

Součet ploch, které byly dosud vypočítané:

$$A = A_{VIR} + A_{12} + A_{3C} + A_{SPARA} + A_{SM} + A_{OTV2} [m^2] \quad (5.118)$$

$$A = 0,0008036 + 0,0003393 + 0,0002867 + 0,0001145 + 0,002021 + 0,004814 \text{ m}^2$$

$$A = 0,008378 \text{ m}^2$$

Plocha všech otvorů v plamenci:

$$A_o = 0,008280 \text{ m}^2$$

Dle doporučení se volí $\mu_{STR} = 0,784$

Geometrická plocha otvorů:

$$A_{og} = \frac{A_o}{\mu_{STR}} [\text{m}^2] \quad (5.119)$$

$$A_{og} = \frac{0,008280}{0,784} \text{ m}^2$$

$$A_{og} = 0,01056 \text{ m}^2$$

Součinitel odporu:

$$\xi_{STR} = \frac{1 - \mu_{STR}^2}{\mu_{STR}^2} \quad (5.120)$$

$$\xi_{STR} = \frac{1 - 0,784^2}{0,784^2}$$

$$\xi_{STR} = 0,6269$$

Střední rychlost na hranici plamence:

$$c_j = \frac{\dot{m}_{SK}}{\rho_2 \cdot A_{og}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.121)$$

$$c_j = \frac{7,6458}{8,1161 \cdot 0,01056} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_j = 88,6168 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zbývá plocha na chlazení:

$$A_{CH} = A_{og} - A [\text{m}^2] \quad (5.122)$$

$$A_{CH} = 0,01056 - 0,008566 \text{ m}^2$$

$$A_{CH} = 0,002183 \text{ m}^2$$

V tabulce (tab. 5.1) jsou vypočítané plochy jednotlivých částí spalovací komory a jejich součinitel odporu.

tab. 5.1 Bilance ploch		
Místo	A_i	ξ_i
i	$[m^2]$	$[-]$
Víříč	0,0008036	2,1
12	0,0003393	1,7778
3 C	0,0002867	1,7778
Spára	0,0001145	1,25
Směšovač	0,002021	0,5242
Otvory 2	0,004814	1,6842
Chlazení	0,002183	1,7778

Součinitel tlakových ztrát vztažený na plochu víříče:

$$\xi_{\Sigma,AVIR} = \left(\frac{A_{SW}}{\frac{A_{VIR}}{\sqrt{\xi_{VIR}}} + \frac{A_{12}}{\sqrt{\xi_{12}}} + \frac{A_{3C}}{\sqrt{\xi_{3C}}} + \frac{A_{SPARA}}{\sqrt{\xi_{SPARA}}} + \frac{A_{SM}}{\sqrt{\xi_{SM}}} + \frac{A_{OTV2}}{\sqrt{\xi_{OTV2}}} + \frac{A_{CH}}{\sqrt{\xi_{CH}}}} \right)^2 \quad [-] \quad (5.123)$$

$$\xi_{\Sigma,AVIR} = \left(\frac{0,0008036}{0,009261} \right)^2$$

$$\xi_{\Sigma,AVIR} = 0,007531$$

Tlaková ztráta:

$$\Delta p = \frac{\dot{m}_{SK}^2}{2 \cdot A_{VIR}^2 \cdot \rho_2} \cdot \xi_{\Sigma,AVIR} \quad [Pa] \quad (5.124)$$

$$\Delta p = \frac{7,6458^2}{2 \cdot 0,0008036^2 \cdot 8.1690} \cdot 0,007531 \quad Pa$$

$$\Delta p = 41722,9688 \quad Pa$$

Vypočítaná tlaková ztráta z (5.124) není shodná se zadanou tlakovou ztrátou. V této fázi se musí výpočet iterovat. Pro přesné rozměry by se musely vypočítat dílčí tlakové ztráty.

5.10 Délka spalovací komory

Délka spalovací komory je součet délek primární oblasti, směšovací oblasti a difusorové oblasti:

$$L_{SKC} = L_{PLAM} + L_{DIF} [m], \quad (5.125)$$

kde:

$$L_{PLAM} = L_{PRIM} + L_{SM} [m]. \quad (5.126)$$

Po dosazení (5.126) do (5.125):

$$L_{SKC} = L_{PRIM} + L_{SM} + L_{DIF} [m] \quad (5.127)$$

Dle [1] jsou jednotlivé délky závislé na průměru dómu a pohybují se v rozsahu

$$L_{PRIM} = (1 \div 2)H_D [m]$$

$$L_{SM} = 0,5 H_D [m]$$

tedy

$$L_{PLAM} = (1,5 \div 2,5)H_D [m]$$

Celková délka je

$$L_{SKC} = (1,2 \div 1,6)L_{PLAM} [m]$$

Z jednotlivých intervalů se volí:

$$L_{PRIM} = 2 H_D [m]$$

$$L_{SM} = 0,5 H_D [m]$$

$$L_{PLAM} = 2,5 H_D [m]$$

$$L_{SKC} = 1,4 L_{PLAM} = 3,5 H_D [m]$$

V tomto případě $H_D = D_{plam} = 0,2114m$

Délka primární oblasti:

$$L_{PRIM} = 2H_D [m]$$

$$L_{PRIM} = 2 \cdot 0,2114 m$$

$$L_{PRIM} = 0,4228 m$$

Délka směšovače:

$$L_{SM} = 0,5 H_D [m]$$

$$L_{SM} = 0,5 \cdot 0,2114m$$

$$L_{SM} = 0,1057 m$$

Délka plamence:

$$L_{PLAM} = 2,5 H_D [m]$$

$$L_{PLAM} = 2,5 \cdot 0,2114 \text{ m}$$

$$L_{PLAM} = 0,5285 \text{ m}$$

Celková délka spalovací komory:

$$L_{SKC} = 3,5 H_D \text{ [m]}$$

$$L_{SKC} = 3,5 \cdot 0,2114 \text{ m}$$

$$L_{SKC} = 0,7399 \text{ m}$$

Délka difusorové oblasti je podle rovnice (5.125)

$$L_{DIF} = L_{SKC} - L_{PLAM} \text{ [m]}$$

$$L_{DIF} = 0,7399 - 0,4228 \text{ m}$$

$$L_{DIF} = 0,2114 \text{ m}$$

Spaliny proudí ze spalovací komory přímo do plynové turbíny. Průměr celé spalovací komory musí být stejný jako průměr prvních statorových lopatek turbíny. Vyjde se z rovnice obvodové rychlosti:

$$u_T = \pi \cdot n_T \cdot D_{SK} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.128)$$

Po vyjádření průměru vypadá vztah:

$$D_{SK} = \frac{u_T}{\pi \cdot n_T} \text{ [m]} \quad (5.129)$$

Dle doporučení se volí $u_T = 255 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $n_T = 115 \text{ s}^{-1}$.

$$D_{SK} = \frac{255}{\pi \cdot 115} \text{ m}$$

$$D_{SK} = 0,7058 \text{ m}$$

Volí se $D_{SK} = 0,710 \text{ m}$

5.11 Kontrola emisí

Dle [1] se výpočet koncentrace emisí i provádí:

$$i = \frac{EI_i \cdot 1000 \cdot \rho_{SPALN}}{1 + \alpha_3 \cdot a_{STECH}} \text{ [mg} \cdot \text{Nm}^{-3}], \quad (5.130)$$

kde $EI_i [g_i \cdot kg_{PAL}^{-1}]$ je emisní index složky i , $a_{STECH} [-]$ obrácená hodnota f_{STECH} , $\rho_{SPALN} [kg \cdot m^{-3}]$ je hustota spalin při normálních podmínkách:

$$\rho_{SPALN} = \frac{p_N}{r_N \cdot T_N} [kg \cdot m^{-3}] \quad (5.131)$$

Normální podmínky jsou:

$$p_N = 1,01325 \cdot 10^5 Pa$$

$$T_N = 273,15 K$$

$$r_N = \frac{R}{M_{SPAL}} [kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}]$$

Molární hmotnost spalin je podle (3.33)

$$M_{SPAL} = 28,4770 kg \cdot kmol^{-1}$$

Hustota tedy je:

$$\rho_{SPALN} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{273,15 \cdot \frac{8314,41}{28,4770}} kg \cdot m^{-3}$$

$$\rho_{SPALN} = 1,2705 kg \cdot m^{-3}$$

Součinitel přebytku vzduchu ve spalinách:

$$\alpha_3 = \frac{f_{STECH}}{f_3} [-] \quad (5.133)$$

$$\alpha_3 = \frac{0,05868}{0,01628}$$

$$\alpha_3 = 3,6044$$

Po vyjádření EI_i z (5.130):

$$EI_i = \frac{i \cdot (1 + \alpha_3 \cdot a_{STECH})}{1000 \cdot \rho_{SPALN}} [g_i \cdot kg_{PAL}^{-1}], \quad (5.134)$$

Jsou zadané maximální přípustné hodnoty koncentrace emisí:

$$NO_{XMAX} = 150 mg \cdot Nm^{-3}, CO_{MAX} = 100 mg \cdot Nm^{-3}$$

Podle (5.134) jsou maximální dovolené emisní indexy:

$$EI_{NO_{XMAX}} = \frac{NO_{XMAX} \cdot (1 + \alpha_3 \cdot a_{STECH})}{1000 \cdot \rho_{SPALN}} [g_{NO_X} \cdot kg_{PAL}^{-1}] \quad (5.135)$$

$$EI_{NO_{XMAX}} = \frac{150 \cdot (1 + 3,6044 \cdot 17,0416)}{1000 \cdot 1,2705} g_{NO_X} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

$$EI_{NO_{XMAX}} = 6,2836 g_{NO_X} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

$$EI_{COMAX} = \frac{CO_{MAX} \cdot (1 + \alpha_3 \cdot a_{STECH})}{1000 \cdot \rho_{SPALN}} [g_{CO} \cdot kg_{PAL}^{-1}] \quad (5.136)$$

$$EI_{COMAX} = \frac{100 \cdot (1 + 3,6044 \cdot 17,0416)}{1000 \cdot 1,2705} g_{CO} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

$$EI_{COMAX} = 4,1891 g_{CO} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

Pro tyto podmínky spalování jsou maximální přípustné indexy emisí:

$$EI_{NO_XMAX} = 6,2836 g_{NO_X} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

$$EI_{COMAX} = 4,1891 g_{CO} \cdot kg_{PAL}^{-1}$$

Při překročení těchto hodnot by nebyly dodrženy maximální dovolené koncentrace emisí NO_x a CO.

6 Konstrukční návrh spalovací komory

6.1 Výstupy výpočtu

tab. 6.1 Vypočítané rozměry spalovací komory			
Referenční plocha	A_{REF}	0,04680	m^2
Referenční průměr	D_{REF}	0,2441	m
Plocha plamence	A_{PLAM}	0,03510	m^2
Průměr plamence	D_{PLAM}	0,2114	m
Vnější plocha plamence	A_H	0,03610	m^2
Vnější průměr plamence	D_H	0,2144	m
Šířka spáry	H	0,01485	m
Geometrická plocha všech otvorů v plamenci	A_g	0,008280	m^2
Plocha všech otvorů v plamenci	A_0	0,01022	m^2
Rozměry víříče			
Velký průměr	D_{VIR}	0,08988	m
Malý průměr	d_{VIR}	0,04044	m
Výstupní úhel	θ	65	$^\circ$
Počet lopatek	n_{VIR}	18	–
Rozměry otvorů směšovače			
Plocha směšovače	A_{SM}	0,002021	m^2
Počet otvorů směšovače	n_{SM}	4	–
Průměr otvoru směšovače	d_{SM}	0,02536	m
Rozměry primárních otvorů			
Plocha primárních otvorů	A_{OTV2}	0,004814	m^2

Počet primárních otvorů	n_{OTV2}	4	–
Průměr primárního otvoru	d_{OTV2}	0,03914	m
Rozměry chladících otvorů			
Plocha chladících otvorů	A_{CH}	0,002183	m^2
Počet chladících otvorů	n_{CH}	445	–
Průměr chladícího otvoru	d_{CH}	0,0025	m
Rozměry otvorů v čele			
Plocha otvorů v čele	A_{OTV1}	0,0008132	m^2
Plocha spáry	A_{SPARA}	0,0001145	m^2
Vnější průměr spáry	D_{SPARA}	0,03744	m
Vnitřní průměr spáry	d_{SPARA}	0,03544	m
Plocha otvorů $\phi 6$ mm	A_{12}	0,0003393	m^2
Počet otvorů $\phi 6$ mm	n_{12}	12	–
Plocha otvorů $\phi 3$ mm	A_3	0,0004739	m^2
Počet otvorů $\phi 3$ mm	n_3	67	–
Délka primární oblasti komory	L_{PRIM}	0,4228	m
Délka směšovače	L_{SM}	0,1057	m
Délka plamence	L_{PLAM}	0,5285	m
Délka difusoru	L_{DIF}	0,2642	m
Délka chladící oblasti	L_{CH}	0,1200	m
Celková délka spalovací komory	L_{SKC}	0,7927	m
Rozteč spalovací komory	D_{SK}	0,7100	m

6.2 Popis konstrukčního řešení

Při návrhu konstrukčního řešení spalovací komory se vycházelo ze zadání, konzultací a z použitých zdrojů, zejména [1] a [15]. Spalovací komora je umístěna mezi kompresorem a spalovací turbínou. Musí se zajistit rovnoměrné rozdělení vzduchu proudícího z kompresoru a také rovnoměrné přivedení spalin do spalovací turbíny.

Vzduch je z kompresoru přiveden difusorem, následně se rozdělí na spalovací a sekundární. Zapalovací svíčka je umístěna v plamenci spalovací komory, není ve všech pouze ve dvou. Ostatní komory se zapalují pomocí průšlehových trubek, které jsou umístěny uprostřed primární zóny a pomocí nich se dostává plamen do komory. Palivo se přivádí do čela plamence, kde je také umístěn víříč ke stabilizaci plamene. V plamenci jsou umístěny otvory pro chladicí a směšovací vzduch. Chladicí vzduch je přiváděn před směšovací oblastí pomocí soustavy otvorů. Způsob přivedení chladicího vzduchu do spalin je pomoví závojevého chlazení. Spaliny z komory se převádějí trubkou rovnoměrně přivedou na stator turbíny.

Osa celé spalovací komory je stejná s osou celého spalovacího soustrojí. Osy jednotlivých komor jsou na roztečné kružnici stejného průměru jako střední lopatkování prvního stupně turbíny.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést základní návrh rozměrů nízkoemisní spalovací komory. Typ spalovací komory je CAN, je to spalovací komora složená z 6 trubkových spalovacích komor. Jako stabilizátor je uvažován víříč, palivo zemní plyn Tranzit a spalování v difuzní oblasti. V první části se provedlo stručné přiblížení o spalovacích komorách, jednotlivých typech a využití spalovacích komor.

Pro zadané hodnoty cyklu spalovací turbíny byl proveden výpočet jednotlivých bodů oběhu. V jednotlivých bodech se určuje teplota, tlak, palivový poměr, hmotnostní poměr, měrná entalpie. Hodnoty jednotlivých bodů jsou uvedeny v tabulce.(3.10) Výkon spalovacího soustrojí je 11,1523 MW, odpadní teplo je 24,7823 MW, termická účinnost je 30,21 %.

V další části práce jsou vypočítány hmotnostní průtoky vzduchu v jednotlivých částech spalovací komory a hmotnostní průtok paliva. Hmotnostní průtok celou spalovací komorou je $45,8750 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, jednou spalovací komorou proudí $7,6458 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, celkové množství paliva je $0,7476 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, pro jednu spalovací komoru je potřeba $0,1246 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ paliva, hmotnostní průtok spalin proudící ze spalovací komory je $46,6220 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Hodnoty všech hmotnostních průtoků jsou uvedeny v tabulce (4.1).

Pomocí metody tlakové ztráty bylo provedeno první přiblížení návrhu rozměrů. Vypočítaná tlaková ztráta je 41,7223 MPa. Zadaná tlaková ztráta je 50,6479 MPa. Referenční průměr je 0,2441 m, průměr spalovací komory je 0,2641 m, vnitřní průměr plamence je 0,2114 m. Délka plamence je 0,5285 m, délka celé spalovací komory je 0,7399 m. Hodnoty všech rozměrů spalovací komory jsou uvedeny v tabulce (6.1).

Pro zadané maximální koncentrace emisí NO_x a CO jsou vypočítány maximální přípustné emisní indexy. Pro NO_x je hodnota indexu $6,2836 \text{ g}_{NO_x} \cdot \text{kg}_{PAL}^{-1}$ a pro CO je hodnota $4,1891 \text{ g}_{CO} \cdot \text{kg}_{PAL}^{-1}$.

Pro optimalizaci spalovací komory bych navrhol použít jiný stabilizátor plamene. Použití mikrodifuzních systémů by intenzifikovalo spalování. Rozdělením plamene mezi menší části se zvýší objemové zatížení primární zóny a tím se pro stejné podmínky spalování zmenší objem primární části spalovací komory. Hodnota odpadního tepla je značná. Pokud by byla spalovací komora použita k výrobě elektrické energie, navrhol bych její připojení ke kotli na odpadní teplo, aby se odpadní teplo využilo. Další možností využití tepla je použití regenerace tepla, teplo ze spalin ohřeje vzduch před spalovací komorou a na spalování bude potřeba méně paliva.

Součástí této práce je výkresová dokumentace, která je uvedena v příloze.

Seznam použitých zdrojů

- [1] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory spalovacích turbín*. 1. vyd. Brno: Galant, 2007, 1152 s. ISBN 80-239-6657-X
- [2] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*. 2., zcela přeprac. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980, 623 s.
- [3] NOHEL, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Bratislava: Edičné stredisko SVŠT, 1988, 393 s.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Plynové turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: VUT, 1986, 226 s.
- [5] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory: termodynamika a základy konstrukce*. Brno: [s.n.], 2007, 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. *Plynová turbína v technologickém celku*, Transformační technologie, 2011-04, [last updated 2015-03]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/plynova-turbina-v-technologickem-celku.html>
- [7] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav a Zdeněk SKÁLA. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1981, 254 s.
- [9] MAŠEK, J. Moderní nízko-emisní spalovací komory pro lopatkové motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Miroslav Šplíchal, Ph.D.
- [10] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. 1. vyd. Praha: Československá redakce VN MON, 1990, 213 s.
- [11] TÓTH, Alexander. Výpočet termodynamických vlastností vzduchu a spalin na počítači HP9835B. *Strojírenství*. 1983, **33**(9).
- [12] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [13] MELLOR A.M.. *Design of modern turbine combustors*. London: Academic Press, 1990. ISBN 01-249-0055-0.
- [14] LEFEBVRE, Arthur H. *Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*. 2nd ed. Philadelphia: Taylor, c1999. ISBN 15-603-2673-5.
- [15] PČELIKIN, Ju. M. *Kamery sgoranija gazoturbinných dvigatělej*. Moskva: Mašinostrojenije, 1973.
- [16] SUDAREV, A.V. a A.V. MAEV. *Kamery sgoranija gazoturbinných ustanovok*. Leningrad: Nedra, 1990.
- [17] EKOL, spol s r.o.: *Firemní podklady*

Seznam příloh

- Příloha 1: Koeficienty pro výpočet měrné entalpie
- Příloha 2: Koeficienty pro výpočet měrné entropie
- Příloha 3: Koeficienty pro výpočet měrné tepelné kapacity
- Příloha 4: Molární hmotnost vybraných plynů
- Příloha 5: Měrná plynová konstanta vybraných plynů
- Příloha 6: Výkres spalovací komory - 2-P6-2016
- Příloha 7: Výkres spalovací komory CAN - 1-P7-2016
- Příloha 8: Schéma oběhu - 4-P8-2016

Přílohy

Tab. P1 Koeficienty pro výpočet měrné entalpie [10]						
složka	SV	H_2O	CO_2	N_2	O_2	j
a_{i0}	-1,8715	111,7323	19,2547	0,9085	-9,3847	0
a_{i1}	1016,5147	1547,8373	400,8199	1010,1883	1032,9135	1
a_{i2}	-27,8112	234,3203	1064,8369	226,5003	-653,6793	2
a_{i3}	-138,0265	221,7531	-987,4623	-861,7299	1541,9659	3
a_{i4}	594,1677	-223,3050	874,6339	1654,2578	-1601,7867	4
a_{i5}	-678,4526	151,3798	-636,2010	-1573,7210	908,5784	5
a_{i6}	373,4087	-59,8811	314,8976	817,2109	-272,3557	6
a_{i7}	-103,1441	9,4291	-89,5203	-223,4137	33,8274	7
a_{i8}	11,5040	0,0000	10,8777	25,2648	0,0000	8
b_i	0,0000	40,6015	0,0000	0,0000	0,0000	

Tab. P2 Koeficienty pro výpočet měrné entropie [10]						
složka	SV	H_2O	CO_2	N_2	O_2	j
a_{s-1}	0,0000	-0,0406	0,0000	0,0000	0,0000	-1
a_{s0}	7,9481	12,3212	4,8177	7,9934	7,8906	0
a_{s1}	-0,0556	0,4686	2,1297	0,4530	-1,3073	1
a_{s2}	-0,2070	0,3326	-1,4812	-1,2926	2,3129	2
a_{s3}	0,7922	-0,2977	1,1662	2,2057	-2,1356	3
a_{s4}	-0,8481	0,1892	-0,7953	-1,9672	1,1357	4
a_{s5}	0,4481	-0,0719	0,3779	0,9807	-0,3268	5
a_{s6}	-0,1203	0,0110	-0,1044	-0,2606	0,0395	6
a_{s7}	0,0131	0,0000	0,0124	0,0289	0,0000	7
b_s	1,0165	1,5463	0,4008	1,0102	1,0329	

Tab. P3 Koeficienty pro výpočet měrné tepelné kapacity [10]

složka	SV	H ₂ O	CO ₂	N ₂	O ₂	j
a _{s-1}	0,0000	0,0406	0,0000	0,0000	0,0000	-1
a _{s0}	1,0162	1,5478	0,4008	1,1010	1,0329	0
a _{s1}	-0,0556	0,4686	2,1297	0,4530	-1,3074	1
a _{s2}	-0,4139	0,6653	-2,9624	-2,5850	4,6259	2
a _{s3}	2,3759	-0,8932	3,4985	6,6166	-6,4071	3
a _{s4}	-3,3911	0,7569	-3,1810	-7,8680	4,5429	4
a _{s5}	2,2397	-0,3593	1,8894	4,9029	-1,6341	5
a _{s6}	-0,7218	0,0660	-0,6266	-1,5638	0,2368	6
a _{s7}	0,0920	0,0000	0,0870	0,2021	0,0000	7

Tab. P4 Molární hmotnost vybraných plynů [1]

složka		SV	H ₂ O	CO ₂	N ₂	O ₂
M _i	kg · kmol ⁻¹	28,9700	18,0150	44,0100	28,0130	31,9990

Tab. P5 Měrná plynová konstanta vybraných plynů

složka		SV	H ₂ O	CO ₂	N ₂	O ₂
r _i	J · kg ⁻¹ · K ⁻¹	287,1000	461,4000	188,9200	296,8400	259,8300