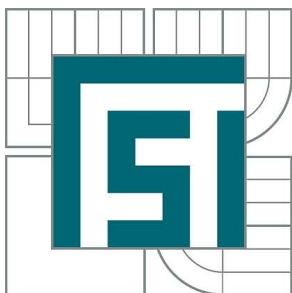


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SPALOVACÍ KOMORA STIRLINGOVA MOTORU O VÝKONU DO 3 KW

STIRLING ENGINE 3KW COMBUSTION CHAMBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PETR MATUŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Matuška

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Spalovací komora Stirlingova motoru o výkonu do 3 kW

v anglickém jazyce:

Stirling engine 3kW combustion chamber

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem diplomové práce je studium problematiky Stirlingových motorů s cílem navrhnout spalovací komoru pro motor o výkonu do 3 kW.

Cíle diplomové práce:


Cílem diplomové práce magisterského studia je konstrukční návrh spalovací komory Stirlingova motoru o výkonu do 3 kW.

Seznam odborné literatury:
Walker G.: Stirling Engine

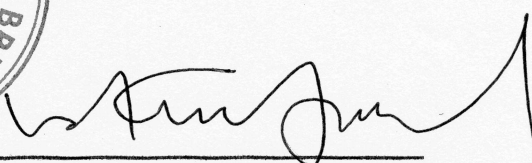
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15.11.2011



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o konstrukčním návrhu spalovací komory Stirlingova motoru. V úvodu práce stručně popisují historii a dále praktické využití Stirlingova motoru v současnosti.

V následující části jsou vysvětleny rozdíly mezi teoretickým a reálným cyklem a princip beta modifikace Stirlingova motoru. V další části se věnují výpočtu spotřeby paliva a vzduchu a porovnání paliv mezi sebou. Navržená konstrukce vychází nejen z výpočtu paliva a vzduchu, ale také přestupu tepla mezi spaliny a předehříváním vzduchem. Poslední část práce se věnuje výpočtu proudění LPG a modelu proudění spalovací komorou.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stirlingův motor, konstrukční návrh spalovací komory, LPG, přestup tepla, model proudění.

ABSTRACT

This thesis deals with the construction proposal of the combustion chamber of Stirling engine. The introduction briefly describes the history and practical application of Stirling engine today. The following section explains the differences between theoretical and real cycle and the principle of beta Stirling engine modifications.

The next section is devoted to the calculation of fuel and air consumption and fuel compared to each other. The proposed design is based not only on the calculation of fuel and air, but also heat transfer between flue gas and preheated air. The last part is devoted to calculating the flow of LPG and flow model of the combustion chamber.

KEYWORDS

Stirling engine, the design of the combustion chamber, LPG, heat transfer, flow model.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MATUŠKA, P. Spalovací komora Stirlingova motoru o výkonu do 3 kW. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 63 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2012

.....

Petr Matuška



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl hlavně poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. za cenné připomínky a rady při zpracování této práce. Také děkuji všem, kteří mi jakkoliv pomohli a poskytli informace na mé otázky. Musím poděkovat i svým nejbližším, že mě po celou dobu tvorby práce podporovali a byli mi oporou.



OBSAH

Úvod	15
1 Stirlingův motor.....	16
1.1 Historie.....	16
1.2 Modifikace beta	19
2 Stirlingův cyklus.....	20
2.1 Stirlingův ideální cyklus	20
2.2 Stirlingův reálný cyklus	21
3 Volba paliva.....	23
3.1 Zkapalněný ropný plyn LPG.....	23
3.2 Zemní plyn	24
3.2.1 CNG.....	24
3.2.2 LNG	24
3.3 Bioplyn.....	24
3.4 Dřevoplyn	25
3.5 Svítiplyn.....	25
3.6 Porovnání paliv	26
4 Výpočet paliva	27
4.1 Zemní plyn	28
4.1.1 Stechiometrický výpočet objemu spalovaného kyslíku a vzduchu	28
4.1.2 Výpočet spotřeby paliva a vzduchu	29
4.1.3 Výpočet množství spalin při ideálním spalování.....	29
4.2 LPG.....	30
4.2.1 Stechiometrický výpočet objemu spalovaného kyslíku a vzduchu	30
4.2.2 Výpočet spotřeby paliva a vzduchu	31
4.2.3 Výpočet množství spalin při ideálním spalování.....	32
4.3 Porovnání LPG a zemního plynu	33
5 Výpočet proudění LPG	34
6 Výpočet prostupu tepla.....	36
6.1 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně přívodu vzduchu.....	38
6.2 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně odvodu spalin	39
6.3 Výpočet tepelného toku	40
7 Konstrukční návrh	42
7.1 Postup při modelování	42
7.2 Vybrané konstrukční součásti	42
7.2.1 Střední plášť	42

7.2.2	Tryska a její uchycení	44
7.2.3	Dno spalovací komory a její uchycení	44
7.2.4	Návrh polotovarů	45
7.3	Postup při sestavení a svařování	46
8	Modelace proudění	49
8.1	Výpočet vstupních parametrů	49
8.2	Nastavení programu STAR CCM+	50
8.3	Výsledky	54
9	Závěr	56
10	Použité informační zdroje	57
11	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
12	Seznam obrázků	62
13	Seznam tabulek	62
14	Seznam příloh	63



ÚVOD

Hlavním úkolem této práce je navrhnout konstrukci spalovací komory Stirlingova motoru do výkonu 3 kW. Nejprve provedu návrh paliva a z něj potom výpočet spotřeby paliva a vzduchu a to podle zadaného požadovaného výstupního výkonu 3 kW a zadané celkové účinnosti. Další část se věnuje návrhu trysky, která bude omezovat množství plynu LPG přiváděného do spalovací komory. Vzduch přicházející do spalovacího prostoru je nejprve přehříván přes teplosměnnou trubku, a proto se budu věnovat i přestupu tepla, protože s rostoucí teplotou vzduchu se zvyšuje i účinnost spalování.

Konstrukci navrhnu na základě předchozích výpočtů a vyberu nejvýhodnější variantu. Jednotlivé součásti popíši a sestavím postup pro svaření a složení celé spalovací komory. Navíc vytvořím model proudění v programu STAR CCM+, a tím dostanu představu o tom, jak se bude proud vzduchu, LPG a spalín v navržené konstrukci pohybovat.

Spalovací komora bude nakonec vyrobena a podrobena testování v praxi, tím se také ověří výpočty, a pokud to bude nutné, budou následovat úpravy.

Na níže uvedeném obrázku je fotka školního Stirlingova motoru v modifikaci BETA, pro který bude spalovací komora navržena. Na základě jeho přípojných rozměrů se bude konstrukční návrh dále vyvíjet.

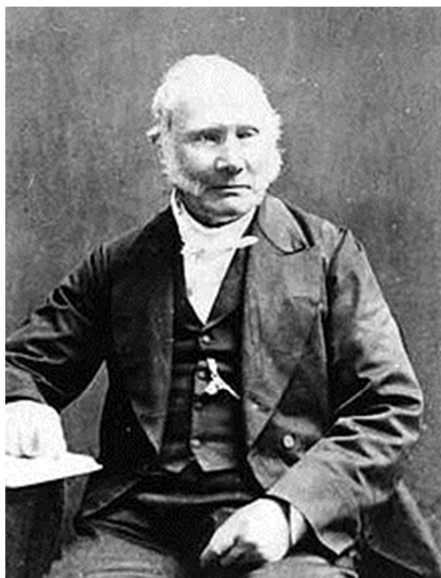


Obr. 1 Stirlingův reálný motor

1 STIRLINGŮV MOTOR

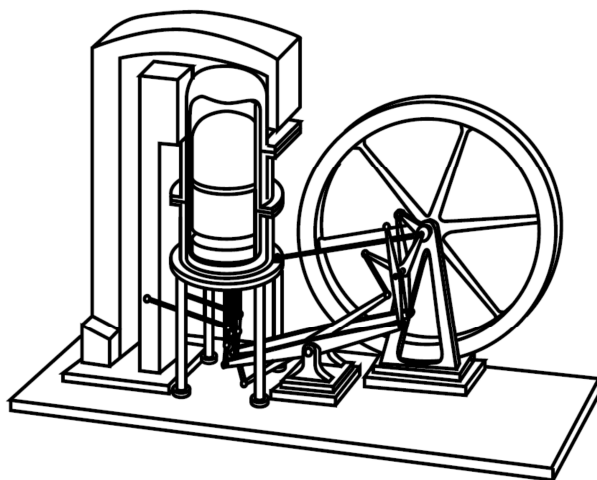
1.1 HISTORIE

Reverend Dr. Robert Stirling (1790-1878), se vyznačoval velkým nadáním pro strojírenství. 27. září 1816 byl Robertem Stirlingem patentován tzv. regenerátor tepla nebo ekonomizér, jak jej nazýval. Tento britský patent měl číslo 4081 a byl jím popsán stroj, který vytváří hnací sílu pomocí horkého vzduchu [1, 5].



Obr. 2 Reverend Dr. Robert Stirling [9]

Největší odlišností od do té doby používaných motorů byl regenerátor, který zvyšoval účinnost tepelného pracovního stroje dodáním tepla pracovní látce, ještě před hlavním přísunem tepla. Po vykonání práce bylo teplo z pracovní látky odvedeno zpět do regenerátoru, aby mohlo být znovu použito při dalším pracovním cyklu. Další zajímavostí je, že Stirlingův motor nemohl explodovat, protože pracoval při nízkých tlacích [1, 7, 8, 9].



Obr. 3 Překreslený patent Stirlingova motoru z roku 1816 [11]

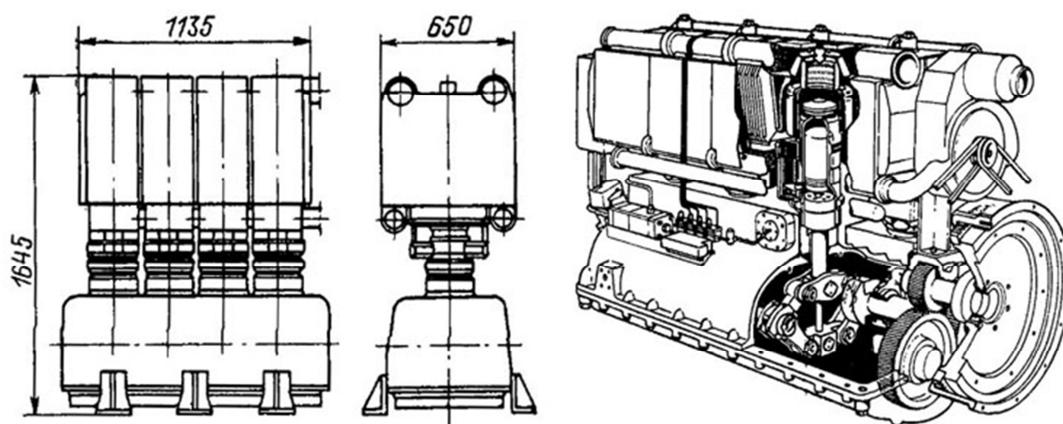


Stirlingův motor byl vynalezen asi 80 let před dieselovým motorem a mohl využívat jakýkoliv druh paliva, a proto se těšil značné oblibě až do počátku dvacátého století. Velké motory poháněly stroje v průmyslovém odvětví, jako např. navijáky a ty menší šicí stroje, ventilátory nebo zubní vrtačky [1, 12].

Ve své době (19. století) byly tyto motory limitovány metalurgickými možnostmi materiálů, jejich dalším zpracováním a vyšší hmotností, proto byly vytlačeny novými a stále se zdokonalujícími spalovacími motory a elektromotory [1, 12].

Svůj „návrat“ zažil Stirlingův motor až v 20. století. Známý nizozemský vynálezce stolních radiopřijímačů N. V. Philips pracoval od roku 1938 na vývoji malého Stirlingova motoru. Ten se staral o pohon jeho radiopřijímače. Při vývoji a pokusech přišel Philips na to, jak zvýšit účinnost a měrný výkon Stirlingova motoru. Při použití pracovních médií s nižší molekulovou hmotností jako helium nebo vodík, které mají vyšší tepelnou vodivost a menší turbulentní ztráty, se účinnost motoru zvýšila oproti do té doby používanému vzduchu. Velkou výhodou a důvodem proč Philips Stirlingův motor použil, bylo, že oproti zážehovým motorům nepotřeboval Stirlingův motor zapalovací svíčku pro zážeh, a tudíž nevytvářel interferenci radiových vln [1, 12, 15].

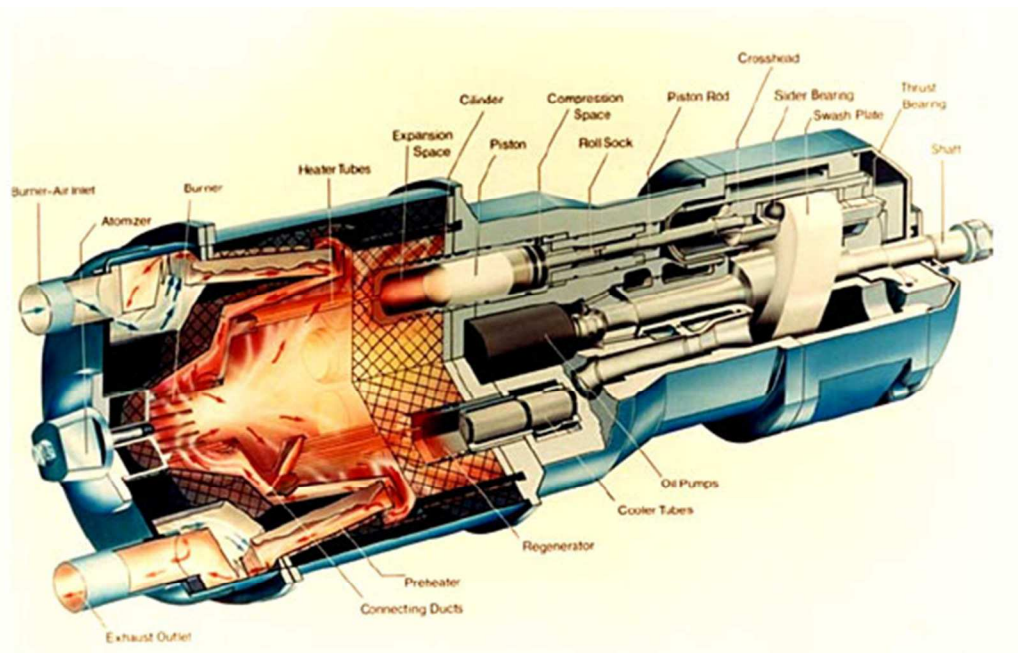
Vývoj materiálů a techniky šel rychle kupředu, což mělo za následek prudký skok ve vývoji a zdokonalování Stirlingova motoru. Zájem o jeho vývoj projevil i největší americké automobilky Ford a GM (General Motors) [1].



Obr. 4 Stirlingův motor vyvíjený Philipsem [11]

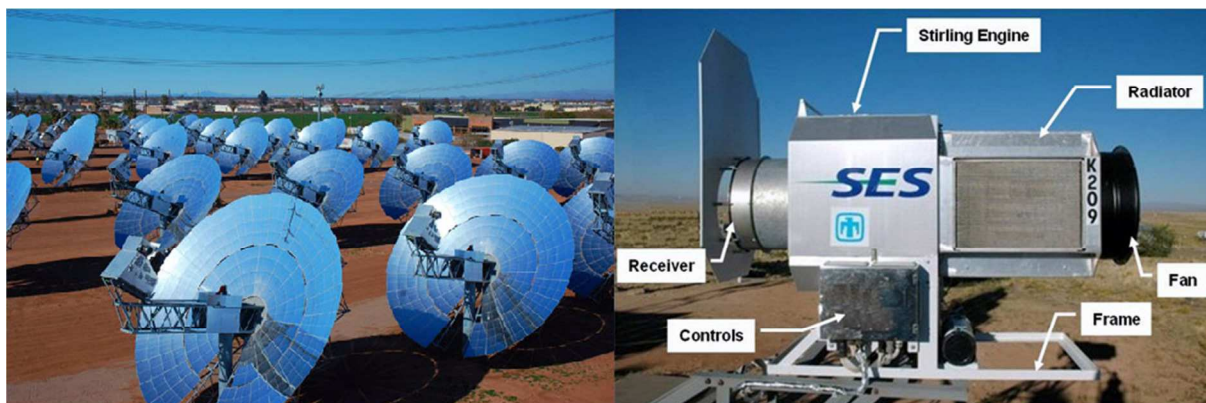
Philips v průběhu let 1969-1970 vyvinul pohonnou jednotku s rombickým mechanismem pro městské autobusy. Motor byl čtyřválec o výkonu 149 kW, avšak při vysokém středním tlaku 22 MPa a 3000 min^{-1} neměl předpoklady k dosažení dostatečné životnosti. Proto se United Stirling rozhodl vyvinout vlastní motor s označením 4-65, který dosahoval stejného výkonu už při 15 MPa a 1500 min^{-1} . Další verze se snažily minimalizovat výrobní náklady a po podrobných propočtech se ukázalo, že i při výrobní sérii 10 000 ks ročně bude cena stále 2,5 krát vyšší než v případě stejně výkonného vznětového motoru, a to hlavně z důvodu značné komplikovanosti motoru [1, 11, 12].

Významným vývojovým typem Stirlingova motoru byl V4X35, který byl zastaven do vozu Ford Taunus s manuální převodovkou. Tato skutečnost je velmi významná, protože Stirlingův motor měl velkou slabinu v rychlosti změny výkonu, kterou manuální převodovka vyžaduje mnohem více než automatická. Nakonec však i přes uspokojujivé jízdní zkoušky v rozsahu asi 10 000 km a splnění požadavků na zvýšení a snížení výkonu (90% výkonu za 0,5 s) nebyla sériová výroba nikdy zahájena z důvodu ceny pohonné jednotky, kterou značně zvýšil už zmiňovaný systém regulace výkonu [12, 13, 16].



Obr. 5 Motor Philips V4-65 s naklápěcí deskou [1]

I když se nepodařilo nahradit spalovací motory automobilů, je Stirlingův motor dále ve vývoji, protože jeho hlavní výhoda použití jakéhokoliv vnějšího tepelného zdroje je v této době zmenšování zásob neobnovitelných zdrojů energie velmi důležitá. Proto se mnohé firmy zabývají jeho vhodným konstrukčním řešením a použitím v praxi. Vyrábí se například autonomní jednotky o výkonu 6-7 kW, které jsou určeny pro sluneční elektrárny. Dále se užívá pro tepelná čerpadla, geotermální elektrárny, kogenerační jednotky, elektrické generátory apod.



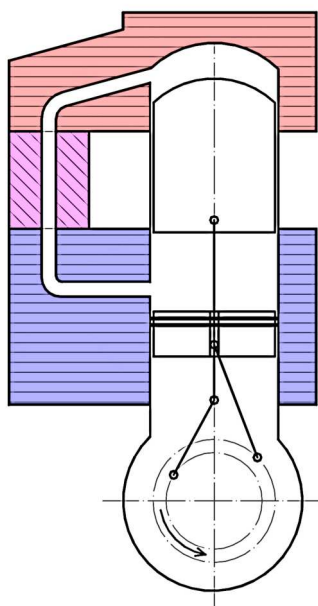
Obr. 6 Solární elektrárna využívající Stirlingova motoru [<http://goo.gl/1J60R>]



1.2 MODIFIKACE BETA

Stirlingův motor můžeme rozdělit na 3 modifikace alfa, beta a gama. Dále se však zaměříme pouze na variantu beta, protože předlohou pro navrhovaný spalovací prostor je Stirlingův motor v modifikaci beta.

Beta modifikaci Robert Stirling představil ve svém patentu v roce 1816. Jeho konstrukce je kompaktnější vzhledem k prostoru, ale složitá, protože oba písty se pohybují ve společném válci. Kompresní píst je označován jako pracovní, protože koná práci a druhý je označován jako přemísťovací, neboť slouží pouze k přemístění plynu z expanzního prostoru přes tepelné výměníky a regenerátor do prostoru kompresního a naopak [12].



Obr. 7 Stirlingův motor - beta modifikace [14]

Popis k obrázku: ohřívač (červeně), regenerátor (fialově), chladič (modře), kompresní píst (malý), přemísťovací píst (velký), expanzní prostor (nad přemísťovacím pístem) a kompresní prostor (pod přemísťovacím pístem).

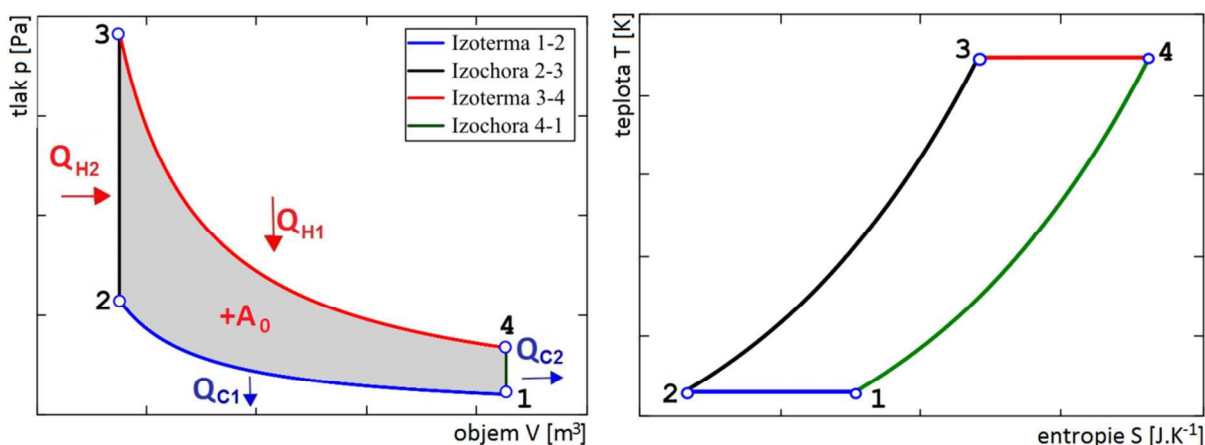
Pro princip činnosti musí být zajištěno, aby se pracovní látka nedostala přes pracovní píst, ale pohybovala se pouze nad a pod přemísťovacím pístem přes chladič, regenerátor a ohřívač. Proto má pracovní píst těsnění. Z toho také vyplývá, že tlak pod i nad přemísťovacím pístem je stejný, kromě tlakových ztrát vlivem aerodynamického tření. To ale neplatí pro pracovní píst, který má tlak pod a nad pístem rozdílný. Oba písty navíc při každé otáčce zaujímají určitou stejnou část válce, ale každý v jiném okamžiku. Díky tomuto překrývání je motor možno ještě zmenšit, pak ale nastává problém s oddělením ohřívané a ochlazované části.

Tato varianta je považována za výhodnou, protože je velice kompaktní a je potřeba těsnit pouze jeden píst. Další výhodou je fakt, že přemísťovací píst teoreticky nekoná práci, ale překonává pouze vlastní setrvačné síly a síly vznikající aerodynamickým třením plynu. To umožňuje zmenšit pístnici a další příslušné díly a tím i snížit hmotnost a ztráty mechanickým třením. Problém je však s těsněním pístní tyče přemísťovacího pístu, který prochází pracovním pístem, a také v omezené možnosti konstrukce pracovního pístu.

2 STIRLINGŮV CYKLUS

2.1 STIRLINGŮV IDEÁLNÍ CYKLUS

V ideálním případě, kdy jsou splněny všechny podmínky ideálního plynu, jsou také zanedbány škodlivé prostory ve válci a regenerátoru, termodynamické děje jsou vratné a izotermické děje uvažují nekonečně rychlý přestup tepla mezi stěnou válce a pracovním médiem. Stirlingův ideální cyklus je tvořen ze dvou izotermických a dvou izochorických dějů. Protože je Stirlingův motor tepelný motor s vnějším přívodem tepla, je jeho pracovní médium uzavřeno permanentně v oběhu a není vyměňováno po provedení cyklu jako např. u vznětových motorů. Průběh cyklu se nejčastěji vykresluje v p - V a T - S diagramu, ze kterých máme lepší představu o tom, co se v motoru během cyklu děje [2, 6, 7, 15].



Obr. 8 Stirlingův ideální cyklus v p - V a T - S diagramu

Ideální Stirlingův cyklus se skládá z těchto dějů (ty jsou popsány pro Stirlingův motor v modifikaci Beta, který je popsán v předchozí kapitole):

Ve výchozím stavu je přemísťovací píst ve své horní úvrati a kompresní píst v dolní úvrati

1-2 izotermická komprese – přemísťovací píst zůstává ve své horní úvrati, proto v horké části válce není pracovní médium. Kompresní píst se pohybuje směrem k horní úvrati a zvyšuje tlak pracovního média a nastává odvod tepla Q_{c1} ze studeného válce (chladiče) do okolí za konstantní teploty.

2-3 izochorický ohřev – při cestě z chladiče do horké části válce probíhá ohřev Q_{h2} stlačeného pracovního média v regenerátoru. Při tomto ději je kompresní píst ve své horní úvrati a přemísťovací píst se pohybuje směrem k dolní úvrati a vytlačuje tak pracovní médium z chladiče do ohříváče přes regenerátor.

3-4 izotermická expanze – je způsobena vnějším přívodem tepla Q_{h1} v horké části válce (ohříváče) do pracovního média, které začne expandovat a začne přemísťovat kompresní píst směrem k dolní úvrati a přemísťovací píst se drží ve své horní úvrati.

4-1 izochorické chlazení – pracovní médium se dostává z ohříváče přes regenerátor, který odebere pracovnímu médiu teplo Q_{c2} , do chladiče. Kompresní píst se dostal do dolní úvrati a přemísťovací píst se pohybuje směrem k horní úvrati, aby se všechno pracovní médium dostalo z ohříváče do chladiče.



Do vývoje Stirlingova motoru bylo automobilkami investováno velké množství peněz a důvodem byla i jeho velká teoretická účinnost, kterou ideální Stirlingův cyklus má. Ta je totiž za ideálních podmínek a 100% účinnosti regenerátoru rovna nejvyšší možné účinnosti oběhu, tedy účinnosti Carnotova cyklu. V následujících řádcích si pomocí poznatků z termomechaniky odvodíme pravdivost tohoto tvrzení.

Teplo přivedené (Q_{H2}) a odvedené (Q_{C2}) regenerátorem je v tomto ideálním případě stejně velké, pouze mají opačné znaménko. Tato tepla se nevyměňují s okolím.

$$Q_{H2} = m c_v (T_3 - T_2) \quad a \quad Q_{C2} = m c_v (T_1 - T_4) \quad (1)$$

Velikost objemové práce se rovná ploše uzavírající cyklus v p-V a T-S diagramu, proto lze odvodit, že objemová práce se rovná rozdílu přivedeného Q_{H1} a odvedeného tepla Q_{C1} .

$$A_0 = Q_{H1} - Q_{C1} = T_{max} (S_4 - S_3) - T_{min} (S_1 - S_2) \quad (2)$$

$$(S_4 - S_3) = (S_1 - S_2) \quad (3)$$

Protože platí, že rozdíl entropií při izotermickém ději je stejný při přívodu i odvodu tepla z cyklu, můžeme napsat, že objemová práce Stirlingova ideálního cyklu je rovna součinu rozdílů teplot a entropií.

$$A_0 = (T_{max} - T_{min}) (S_1 - S_2) \quad (4)$$

Termická účinnost ideálních termodynamických cyklů se obecně vypočítá jako podíl práce cyklu přivedeného tepla. Po dosazení a zkrácení je účinnost ideálního Stirlingova cyklu stejná jako v případě Carnotova ideálního cyklu.

$$\eta_t = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{(T_{max} - T_{min}) (S_1 - S_2)}{T_{max} (S_1 - S_2)} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (5)$$

2.2 STIRLINGŮV REÁLNÝ CYKLUS

Reálné cykly jsou od ideálních dosti odlišné a ne jinak tomu je i v případě Stirlingova cyklu. Hlavní negativní aspekty, které ovlivňují výsledný průběh cyklu v p-V diagramu, si popíšeme v následujících odstavcích.

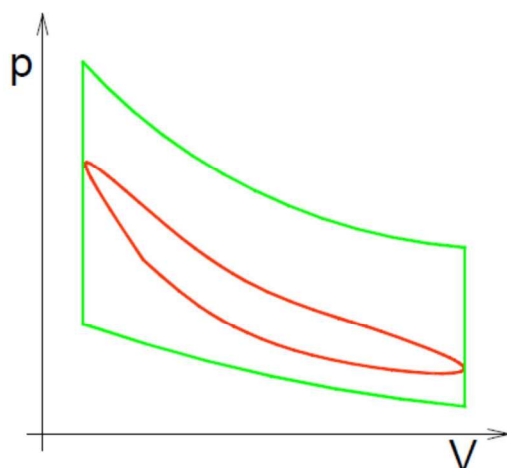
U reálného motoru nelze dosáhnout nespojitého pohybu klikového mechanismu, jako je to v případě ideálního cyklu. Písty vytvářejí kontinuální pohyb, který je blízký sinusoidě. Proto je průběh p-V diagramu spojitý a hladký a nelze jasně určit jednotlivé děje cyklu.

Dalším problémem je vliv škodlivých prostorů v motoru. Vyskytují se v tepelných výměnících (ohřívač, chladič), regenerátoru a spojovacím potrubí těchto částí motoru. Díky nim se snižuje kompresní poměr a objevují se tlakové ztráty, což ve výsledku znamená pokles výkonu.

Také regenerátor nepracuje se 100% účinností. Mají na to vliv rozdílné teploty pracovního média a materiálu regenerátoru, který během předávání tepla mění účinnost právě tohoto

procesu, protože větší rozdíl teplot znamená i větší tepelný tok a naopak. I tak jsou dnes v praxi realizovány regenerátory s účinností 95 %.

V reálném motoru také musíme počítat s aerodynamickými ztrátami v regenerátoru a v dalších výměnících tepla, které způsobují rozdíly tlaku pracovního média v kompresním a expanzním prostoru. Tyto ztráty jsou významné, neboť zmenšují velikost plochy expanzního prostoru v p - V diagramu, což znamená snížení účinnosti motoru v důsledku snížení výstupní práce.



Obr. 9 Porovnání reálného (červeně) a ideálního (zeleně) Stirlingova cyklu v p - V diagramu [14]

Stavová změna neprobíhá izotermicky, ale téměř adiabaticky. Při kompresi a expanzi dochází k hlavní tepelné výměně tepla mezi válci a pracovním médiem. Teplo se však nedokáže přenést izotermicky, protože motor má na přenos k dispozici pouze krátký čas a válce nemají dostatečně velkou plochu.

U tepelných strojů samozřejmě musíme počítat také s mechanickým třením, např. při pohybu pístů, ale také s tepelnými ztrátami, ke kterým dochází přes stěny válce a vedením pracovního média.

Všechny tyto problémy snižují účinnost Stirlingova motoru, a proto existují možnosti jak účinnost zvyšovat, např. zvětšením teplotního rozdílu maximální a minimální teploty oběhu, ale tím se zvýší i nároky na materiál. Ten musí dlouhodobě odolávat vysoké teplotě kontinuálního spalování. Tento problém se týká hlavně částí ohřívače a expanzního prostoru válce. I tak se pro něj našlo uplatnění např. jako součást kogeneračních jednotek, kde je jen část tepla (získaná spalováním paliva) využita k výrobě elektrické energie prostřednictvím Stirlingova motoru a generátoru.



3 VOLBA PALIVA

Název této kapitoly je zavádějící, protože palivem pro Stirlingův reálný motor bude směs propan-butan (LPG), jak bylo konzultováno s vedoucím práce. V dalších odstavcích se pokusím porovnat další paliva, která by mohla být použita, s předem zvoleným LPG. Nejprve však každé palivo stručně představím a v následující kapitole popíši výpočet potřebného množství LPG a CNG k dosažení potřebného výkonu motoru, dále výpočet spotřeby vzduchu a množství vytvořených spalin.

3.1 ZKAPALNĚNÝ ROPNÝ PLYN LPG

LPG (Liquefied Petroleum Gas – zkapalněný ropný plyn) je směs uhlovodíků obsahující převážně propan C_3H_8 a butanu C_4H_{10} a menší množství vyšších uhlovodíků a minimální množství síry a jiných nečistot. Vzniká při rafinaci ropy nebo jako kapalná frakce separovaná od metanu v průběhu těžby zemního plynu. Za atmosférických podmínek se propan-butan vyskytuje v plynné formě. Ochlazením nebo stlačením se přemění do kapalného stavu, kdy je směs bezbarvá, silně těkává a s charakteristickým zápachem. Poměr obsahu propanu a butanu se mění v průběhu roku, jak je vidět v tabulce, ale je odlišný i v různých zemích. Dobrou vlastností tohoto paliva je, že dokáže snadno měnit své skupenství. Při jeho úniku nedochází ke znečištění povrchových ani podzemních vod, protože se ve vodě nerozpouští, ale při styku s vodou se ihned odpaří [18, 21, 22, 24].

Tab. 1 Vliv ročního období na směsi LPG [17]

Směsi LPG	Propan [%]	Butan [%]
Zimní směs	60	40
Letní směs	40	60

LPG jako alternativní palivo automobilu má oproti benzínu a naftě řadu výhod, ale i nevýhod.

Výhody:

- Antidetonační vlastnosti
- Vysoká výhřevnost
- Velmi dobré mísení se vzduchem
- Ekologické palivo
- Delší životnost oleje
- Nižší hlučnost motoru
- Nižší cena
- Delší dojezd

Nevýhody:

- Snížení výkonu
- Investice do přestavby vozu
- Zmenšení zavazadlového prostoru
- Vyšší nároky na údržbu a kontrolu
- Výroba je vázaná na ropu
- Vyšší spotřeba



3.2 ZEMNÍ PLYN

Zemní plyn je přírodní hořlavý plyn a jeho hlavní složku tvoří metan CH_4 (obvykle přes 90%) a etan C_2H_6 (1-6%). Další složky obvykle obsahuje v malém množství, jsou to např. dusík, propan, butan, pentan a oxid uhličitý. Metan je jednoduchý uhlovodík bezbarvý a bez zápachu, hořlavý a se vzduchem vybuchující plyn, který se v přírodě vyskytuje i jako bahenní či důlní plyn. Zemní plyn je sice neobnovitelný zdroj energie, ale zásoby ložisek by měly vystačit až na dalších 200 let [21, 22, 25].

3.2.1 CNG

CNG (Compressed Natural Gas – stlačený zemní plyn), který bývá při použití pohonu automobilu stlačen až na tlak 200 barů a díky tomu se objem plynu zmenší asi 200krát. Tato forma zemního plynu se používá častěji, kvůli složitému skladování LNG, o kterém se dočtete v následujícím odstavci [21, 22, 25].

3.2.2 LNG

LNG (Liquified Natural Gas – zkapalněný zemní plyn) pro dosažení kapalného stavu je třeba ochladit plyn na teplotu $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$, a to je příčina energeticky a technicky náročného skladování. Tento zkapalněný zemní plyn má 600krát menší objem než jeho plynná fáze, a tak je tato forma vhodná pro přepravu většího množství zemního plynu [21, 22, 25].

Výhody:

Antidetonační vlastnosti = vyšší komprese
Vysoká výhřevnost
Velmi dobré mísení se vzduchem
Ekologické palivo
Nižší hlučnost motoru
Je lehčí než vzduch

Nevýhody:

Snížení výkonu
Investice do přestavby vozu
Zmenšení zavazadlového prostoru
Vyšší nároky na údržbu a kontrolu
Výroba je vázaná na ropu
Vyšší spotřeba

3.3 BIOPLYN

Bioplyn je směs plynů, z nichž hlavní složky tvoří metan CH_4 (55 až 75 %), oxid uhličitý CO_2 (25 až 40 %) a další plyny jako vodík, dusík a sirovodík (1 až 3 %). Vzniká mikrobiálním rozkladem organické hmoty za nepřístupu vzduchu (tzv. anaerobní fermentací nebo digescí). Anaerobní fermentace je biologický proces rozkladu organické hmoty a tento proces v přírodě probíhá přirozeně např. v bažinách, na dně jezer, nebo na skládkách komunálního odpadu [19, 20, 22, 27].

Ve většině případů se používá pro kogenerační jednotky, kde se stacionární motor využívá pro výrobu elektrické energie s plným využitím odpadního tepla. Jeho výhřevnost je malá díky vysokému obsahu příměsí, a proto není vhodný bez další úpravy pro pohon motorových vozidel [21].

**Výhody:**

Nižší emise oproti benzínu o 30 %
Úspora nákladů na palivo

Nevýhody:

Nestabilní produkce bioplynu

Dále jsou výhody i nevýhody podobné jako u zemního plynu, protože je také jeho hlavní složkou metan. Hlavní rozdíl je ve způsobu získávání.

3.4 DŘEVOPLYN

Dřevoplyn je produktem zplyňování biomasy. Při tomto ději uhlík reaguje za vysoké teploty (větší než 500 °C) s párou nebo kyslíkem, a tím vzniká směs oxidu uhelnatého CO, vodíku H₂, metanu CH₄ a oxidu uhličitého CO₂. V některých generátorech vzniká také větší množství dehtových látek, které obsahují rakovinotvorné polycyklické aromatické uhlovodíky. Dřevoplyn lze využít k vytápění obytných prostor, k pohonu vozidel a plavidel vybavených běžným spalovacím motorem. Je však nezbytné doinstalovat generátor plynu [22, 23, 26].

Byl hojně využíván za druhé světové války, kdy byla ropa využívána pouze pro armádní účely. Pro jeho rozvod existují dvě možnosti, za prvé jeho vyčištění a napojení na plynovody pro zemní plyn, nebo jeho zkapalnění pomocí Fischer-Tropschovy syntézy. Vyčištění dřevoplynu od dehtových látek je nutné pro jeho použití v sofistikovaných spalovacích motorech, Stirlingově motoru, spalovací turbíně nebo také v palivových článcích. Na druhou stranu dehtové látky zvyšují výhřevnost plynu při jeho přímém spalování [22, 23, 26].

Výhody:

Vhodné užití pro stacionární motory
Likvidace odpadu (prospívá životnímu prostředí)

Nevýhody:

Toxické výpary při nedokonalém spalování
Zamoření spalinami při dlouhém chodu naprázdno
Hmotnost generátoru dřevoplynu
Prostor pro uložení paliva

3.5 SVÍTIPLYN

Svítiplýn je uměle vytvořený technický plyn, který je tvořen směsí vodíku H₂, metanu CH₄, dusíku N₂, oxidu uhelnatého CO a v malé míře také oxidu uhličitého CO₂. Svítiplýn vzniká několika způsoby, a to jako vedlejší produkt v koksárnách při tzv. karbonizaci, což je tzv. zplyňování uhlí (zahřívání černého uhlí na teplotu 900 °C při absenci vzduchu), tlakovým zplyňováním hnědého uhlí kyslíkem a vodní parou nebo štěpením zemního plynu. Přesné složení svítiplýnu závisí na způsobu jeho získávání, typu uhlí a na teplotě při karbonizaci [28, 29, 30, 31].

Svítiplýn byl používán v 19. století hlavně ke svícení, ale i k výrobě tepla, a proto byl od konce první světové války využíván k pohonu motorových vozidel od osobních automobilů až k zemědělské technice. Nakonec byl však ve 20. století postupně vytlačován bezpečnější elektřinou a levnějším zemním plynem [28, 29, 30, 31].

**Výhody:**

Vhodné užití pro stacionární motory

Nevýhody:

Časté otravy oxidem uhelnatým

Emise

Nízká výhřevnost

3.6 POROVNÁNÍ PALIV

Krátce jsem popsal paliva a shrnul jejich hlavní výhody a nevýhody. Dále jsou pro lepší přehlednost uvedeny jejich významné vlastnosti v tabulce. Nejvíce nás bude zajímat výhřevnost paliv, která udává množství energie, které se uvolní úplným spálením 1 m³ paliva. Také je uvedeno spalné teplo, které se od výhřevnosti odlišuje v tom, že výhřevnost nezahrnuje měrné skupenské teplo páry obsažené ve spalínách, protože se předpokládá, že voda uvolněná spalováním nezkondenzuje, ale odchází ve spalínách.

Tab. 2 Srovnání vlastností paliv při 15 °C a tlaku 101 325 Pa [18, 19, 23, 30]

Druh paliva	Spalné teplo [MJ.m ⁻³]	Výhřevnost [MJ.m ⁻³]	Teoretické množství vzduchu k dokonalému spálení 1 kg paliva [kg.kg ⁻¹]
LPG (propan 40% butan 60%)	113,6	104,8	15,6
CNG (zemní plyn)	37,7	33,9	17,2
Bioplyn (různé druhy)	-	16,9 až 24	-
Dřevoplyn	-	5,8	-
Svítiplýn	17,6	14,5	-



4 VÝPOČET PALIVA

V této kapitole uvedu postup výpočtu pro určení teoretického množství plynu při dokonalém spalování, kterého bude zapotřebí pro dosažení požadovaného výkonu motoru dle zadání. Vypočítám množství vzduchu, které je při součiniteli přebytku vzduchu 1,1 skutečně potřeba a také jaké množství spalin při spalování vznikne. Palivo bylo zvoleno LPG, ale pro porovnání byl do výpočtu zahrnut i zemní plyn. Kompletní výpočet se všemi hodnotami a operacemi je uveden v příloze.

Pro výpočet bude nutné znát potřebné hodnoty veličin pro jednotlivá paliva a prvky, ze kterých se skládají a které vystupují v příslušných rovnicích pro dokonalé hoření. Všechny nezbytné hodnoty jsou uvedeny v tabulkách.

Tab. 3 Zadané hodnoty k diplomové práci

Veličina	Značka	Hodnota [jednotka]
Výkon na výstupu Stirlingova motoru	P	3 [kW]
Celková účinnost motoru	H	0,1 [-]
Součinitel přebytku vzduchu	Λ	1,1 [-]
Atmosférický tlak	p_{atm}	101 325 [Pa]
Teplota spalin	T_{SPAL}	873,15 [K]
Tlak spalin ve spalovacím prostoru	p_{SPAL}	102 325 [Pa]
Molární plynová konstanta	R_m	8,314 [J.kg ⁻¹ .mol ⁻¹]

Tab. 4 Vlastností paliv a vzduchu při 15 °C a atmosférickém tlaku 101 325 Pa [4, 18]

Druh plynu	Hustota [kg.m ⁻³]	Měrný objem [m ³ .kg ⁻¹]	Výhřevnost [MJ.m ⁻³]
Vzduch	1,22	0,82	-
CNG (zemní plyn)	0,69	1,449	33,932
Propan	1,91	0,524	87,863
Butan	2,48	0,403	116,025
LPG (propan 40% butan 60%)	2,25	0,444	104,760

Tab. 5 Relativní atomová hmotnost prvků [periodická tabulka prvků]

	Uhlík C	Vodík H	Kyslík O	Dusík N
Relativní atomová hmotnost	12,01115	1,00797	15,9994	14,0067



4.1 ZEMNÍ PLYN

Rozhodující vlastnosti zemního plynu určuje metan, protože jeho obsah převyšuje 90 % zemního plynu, a proto jsou výpočty odvozeny právě od metanu [18]. Proto je dokonalé hoření zemního plynu zjednodušeno na reakci metanu s kyslíkem. Produktem dokonalého hoření je oxid uhličitý a voda (vodní pára).

4.1.1 STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET OBJEMU SPALOVANÉHO KYSLÍKU A VZDUCHU

Abych mohl určit množství potřebného kyslíku pro dokonalé hoření, musím spočítat elementární složení všech složek reakce a následně je převést v závislosti na 1 kg paliva (v tomto případě metanu). Postup tohoto řešení popíši v této kapitole.

Chemická rovnice pro dokonalé hoření zemního plynu:



Nejprve si pro každou molekulu vypočítáme její relativní hmotnost. Pro zjednodušení budou relativní atomové hmotnosti prvků zaokrouhleny na celá čísla, ale výpočet v příloze počítá i s desetinnými čísly. Relativní hmotnosti jednotlivých prvků jsou v rovnicích značeny jako m_r .

$$m_{rCH_4} = 1 \cdot m_{rC} + 4 \cdot m_{rH} = 1 \cdot 12 + 4 \cdot 1 = 16 \quad (7)$$

$$m_{rO_2} = 2 \cdot (m_{rO} \cdot 2) = 2 \cdot (16 \cdot 2) = 64 \quad (8)$$

$$m_{rCO_2} = 1 \cdot m_{rC} + m_{rO} \cdot 2 = 1 \cdot 12 + 16 \cdot 2 = 44 \quad (9)$$

$$m_{rH_2O} = 2 \cdot (m_{rH} \cdot 2 + m_{rO}) = 2 \cdot (1 \cdot 2 + 16) = 36 \quad (10)$$

Do chemické rovnice dokonalého hoření dosadím vypočtené relativní hmotnosti molekul a dále upravuji. Nejprve celou rovnici vynásobíme kilogramem (kg) a poté podělíme hmotností paliva (metanu), čímž dostane hmotnost ostatních složek v rovnici v závislosti na 1 kg paliva.

$$16 + 64 \rightarrow 44 + 36 \quad /. kg \quad (11)$$

$$16kg + 64kg \rightarrow 44kg + 36kg \quad /: 16 kg(paliva) \quad (12)$$

$$1 \frac{kg}{kg} + 4 \frac{kg}{kg} \rightarrow 2,75 \frac{kg}{kg} + 2,25 \frac{kg}{kg} = m_{CH_4} + m_{O_2} \rightarrow m_{CO_2} + m_{rH_2O} \quad (13)$$

Abych vypočítal hmotnost vzduchu potřebného k dokonalému hoření 1 kg paliva, stačí podělit hmotnost kyslíku z předešlé rovnice jeho hmotnostním podílem ve vzduchu (0,23).

$$m_{VZD} = \frac{m_{O_2}}{0,23} = \frac{4}{0,23} = 17,3 kg \cdot kg^{-1} \quad (14)$$

Výsledkem je, že pro spálení 1 kg zemního plynu je zapotřebí 17,3 kg vzduchu.



4.1.2 VÝPOČET SPOTŘEBY PALIVA A VZDUCHU

Hodinovou spotřebu zemního plynu Q_{ZP} vyčítáme ze zadaného výkonu motoru, jeho celkové účinnosti η a výhřevnosti paliva H . Hodnota 3,6 je ve vzorci kvůli převodu sekund na hodiny.

$$Q_{ZP} = 3,6 \frac{P}{\eta \cdot H_{ZP}} = \left[\frac{kW}{- \cdot \frac{MJ}{m^3}} \right] = 3,6 \frac{3}{0,1 \cdot 33,932} = 3,183 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (15)$$

V zadání je součinitel přebytku vzduchu (poměr skutečně spotřebovaného vzduchu a teoreticky spotřebovanému vzduchu) roven $\lambda = 1,1$, proto se musí skutečné množství spotřebovaného vzduchu přepočítat.

Nejprve ale přepočítám hmotnost spáleného vzduchu vztaženou na 1 kg paliva na objem spáleného vzduchu vztaženého na 1 m³ paliva. Ve vzorci vystupují měrné objemy vzduchu (v_{VZD}) a zemního plynu (v_{ZP}), jejich hodnoty najdeme v tabulce na začátku kapitoly.

$$V_{VZD} = m_{VZD} \frac{v_{VZD}}{v_{ZP}} = 17,3 \frac{0,82}{1,449} = 9,809 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (16)$$

$$V_{VZDsk} = \lambda \cdot V_{VZD} = 1,1 \cdot 9,809 = 10,79 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (17)$$

Z přepočítané hodnoty skutečné spotřeby vzduchu potom určím hodinovou spotřebu vzduchu Q_{VZD} vynásobením se spotřebou paliva.

$$Q_{VZD} = V_{VZDsk} \cdot Q_{ZP} = 10,79 \cdot 3,183 = 34,344 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (18)$$

4.1.3 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN PŘI IDEÁLNÍM SPALOVÁNÍ

Výpočet množství spalin vychází z předchozích spočtených hmotností oxidu uhličitého m_{CO_2} a vodní páry m_{H_2O} na 1 kg paliva při dokonalém hoření. Musím však dopočítat hmotnost dusíku ve spalinách m_{N_2} (hmotnostní podíl dusíku ve vzduchu zaokrouhlím na 77 %, aby společně se vzduchem tvořili 100 %) a to za pomoci znalosti hmotnosti vzduchu potřebného ke spálení 1 kg paliva.

$$m_{N_2} = 0,77 \cdot \left(\lambda \frac{m_{O_2}}{0,23} \right) = 0,77 \cdot \left(1,1 \frac{4}{0,23} \right) = 14,69 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (19)$$

Součtem všech hmotností složek spalin vztažených na 1 kg paliva dostaneme hmotnost spalin na 1 kg paliva.

$$m_{SPAL} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} = 2,75 + 2,25 + 14,69 = 19,69 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (20)$$

Abych zjistil hustotu spalin, vypočítám její molární hmotnost. Po dosazení molární plynové konstanty, zadané teploty a tlaku hustotu spalin vypočítám. Z této hustoty spočítám objem spalin vztažený na 1 m³ paliva.



$$M_{CO_2} = m_{rC} + m_{rO} \cdot 2 \quad M_{H_2O} = m_{rH} \cdot 2 + m_{rO} \quad M_{N_2} = m_{rN} \cdot 2 \quad (21)$$

$$M_{SPAL} = \frac{m_{CO_2}}{m_{SPAL}} M_{CO_2} + \frac{m_{H_2O}}{m_{SPAL}} M_{H_2O} + \frac{m_{N_2}}{m_{SPAL}} M_{N_2} = 29,10 \text{ kg.kmol}^{-1} \quad (22)$$

$$\rho_{SPAL} = \frac{p_{SPAL} \cdot M_{SPAL}}{R_m \cdot T_{SPAL}} = \frac{102325 \cdot 29,1}{8314 \cdot 873,15} = 0,41 \text{ kg.m}^{-3} \quad (23)$$

$$V_{SPAL} = m_{SPAL} \frac{\rho_{ZP}}{\rho_{SPAL}} = 19,69 \frac{0,69}{0,41} = 33,10 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (24)$$

4.2 LPG

Jelikož je LPG směsí dvou plynů (propan 40 % a butan 60 %), bude výpočet rozdělen pro každý plyn zvlášť. Z toho plyne, že máme dvě rovnice dokonalého hoření, jednu pro propan a druhou pro butan. Postup řešení je stejný jako v případě zemního plynu, pouze se liší hodnotami a obsahem rovnic, a proto jej zjednoduším (kompletní výpočet najdete v příloze).

4.2.1 STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET OBJEMU SPALOVANÉHO KYSLÍKU A VZDUCHU

Pro obě rovnice dokonalého hoření (propan a butan) spočítám elementární složení všech složek obou reakcí a poté je převedu v závislost na 1 kg paliva (propanu pro první rovnici a butanu pro druhou rovnici).

PROPAN

Chemická rovnice pro dokonalé hoření propanu:



Relativní hmotnosti látek v chemické rovnici se počítají stejně, jako v případě zemního plynu, proto uvedu pouze výsledné hodnoty a to jak pro propan, tak dále i pro butan.

$$m_{rC_3H_8} = 44 \quad m_{rO_2} = 160 \quad m_{rCO_2} = 132 \quad m_{rH_2O} = 72 \quad (26)$$

$$44 + 160 \rightarrow 132 + 72 \quad / \cdot \text{kg} \quad / : 44 \text{ kg (propanu)} \quad (27)$$

$$1 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} + 3,63 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \rightarrow 3 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} + 1,63 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = m_{C_3H_8} + m_{O_2} \rightarrow m_{CO_2} + m_{rH_2O} \quad (28)$$

Tímto výpočtem jsem zjistil, kolik je potřeba kyslíku pro spálení 1 kg propanu a jaké množství oxidu uhličitého a páry touto reakcí vznikne.



BUTAN

Chemická rovnice pro dokonalé hoření butanu:



$$m_{rC_4H_{10}} = 116 \quad m_{rO_2} = 416 \quad m_{rCO_2} = 352 \quad m_{rH_2O} = 180 \quad (30)$$

$$116 + 416 \rightarrow 352 + 180 \quad / .kg \quad / : 116 \text{ kg (butanu)} \quad (31)$$

$$1 \frac{kg}{kg} + 3,6 \frac{kg}{kg} \rightarrow 3 \frac{kg}{kg} + 1,6 \frac{kg}{kg} = m_{C_4H_{10}} + m_{O_2} \rightarrow m_{CO_2} + m_{rH_2O} \quad (32)$$

LPG

Z výše uvedených výpočtů plyne, že při hoření směsi 1 kg LPG se spotřebuje tolik kyslíku, kolik se ho celkem spotřebuje při spálení 0,4 kg propanu a 0,6 kg butanu.

$$m_{O_2LPG} = 0,4 \cdot m_{O_2pr} + 0,6 \cdot m_{O_2bu} = 0,4 \cdot 3,63 + 0,6 \cdot 3,6 = 3,61 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (33)$$

$$m_{CO_2LPG} = 0,4 \cdot m_{CO_2pr} + 0,6 \cdot m_{CO_2bu} = 0,4 \cdot 3 + 0,6 \cdot 3 = 3 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (34)$$

$$m_{H_2OLPG} = 0,4 \cdot m_{H_2Opr} + 0,6 \cdot m_{H_2Obu} = 0,4 \cdot 1,63 + 0,6 \cdot 1,6 = 1,61 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (35)$$

Spotřebu vzduchu spálením 1 kg plynu LPG spočítáme stejným způsobem jako u zemního plynu a to tak, že podělíme spotřebu kyslíku jeho hmotnostním poměrem ve vzduchu (0,23).

$$m_{VZD} = \frac{m_{O_2LPG}}{0,23} = \frac{3,61}{0,23} = 15,7 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (36)$$

4.2.2 VÝPOČET SPOTŘEBY PALIVA A VZDUCHU

Oproti výpočtu hodinové spotřeby zemního plynu jsem u LPG změnil pouze výhřevnost paliva H. Ostatní hodnoty (výkon a účinnost) jsou společné.

$$Q_{LPG} = 3,6 \frac{P}{\eta \cdot H_{LPG}} = \left[\frac{kW}{- \cdot \frac{MJ}{m^3}} \right] = 3,6 \frac{3}{0,1 \cdot 104,76} = 1,03 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (37)$$

Další hodnotou, která mě bude zajímat, je spotřeba paliva. Ta je navýšena o 10 %, protože zadaný součinitel přebytku vzduchu má hodnotu $\lambda = 1,1$.

$$Q_{VZD} = \lambda \cdot m_{VZD} \frac{v_{VZD}}{v_{LPG}} \cdot Q_{LPG} = 1,1 \cdot 15,7 \frac{0,82}{0,44} \cdot 1,031 = 32,2 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} \quad (38)$$



4.2.3 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN PŘI IDEÁLNÍM SPALOVÁNÍ

Při tomto výpočtu jsem musel spočítat každou složku LPG (propan a butan) zvlášť, a pak podle obsahu přepočítat pro LPG. Rovnice a postup je kromě posledního bodu sjednocení stejný jako u zemního plynu.

PROPAN

$$m_{SPAL} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} = 17,99 \text{ kg.kg}^{-1} \quad M_{SPAL} = 29,77 \text{ kg.kmol}^{-1} \quad (39)$$

$$\rho_{SPAL} = \frac{p \cdot M_{SPAL}}{R_m \cdot T_{SPAL}} = 0,420 \text{ kg.m}^{-3} \quad V_{SPALpr} = m_{SPAL} \frac{\rho_{PR}}{\rho_{SPAL}} = 81,89 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (40)$$

BUTAN

$$m_{SPAL} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} = 17,76 \text{ kg.kg}^{-1} \quad M_{SPAL} = 29,87 \text{ kg.kmol}^{-1} \quad (41)$$

$$\rho_{SPAL} = \frac{p \cdot M_{SPAL}}{R_m \cdot T_{SPAL}} = 0,421 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad V_{SPALbu} = m_{SPAL} \frac{\rho_{BU}}{\rho_{SPAL}} = 104,59 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (42)$$

LPG

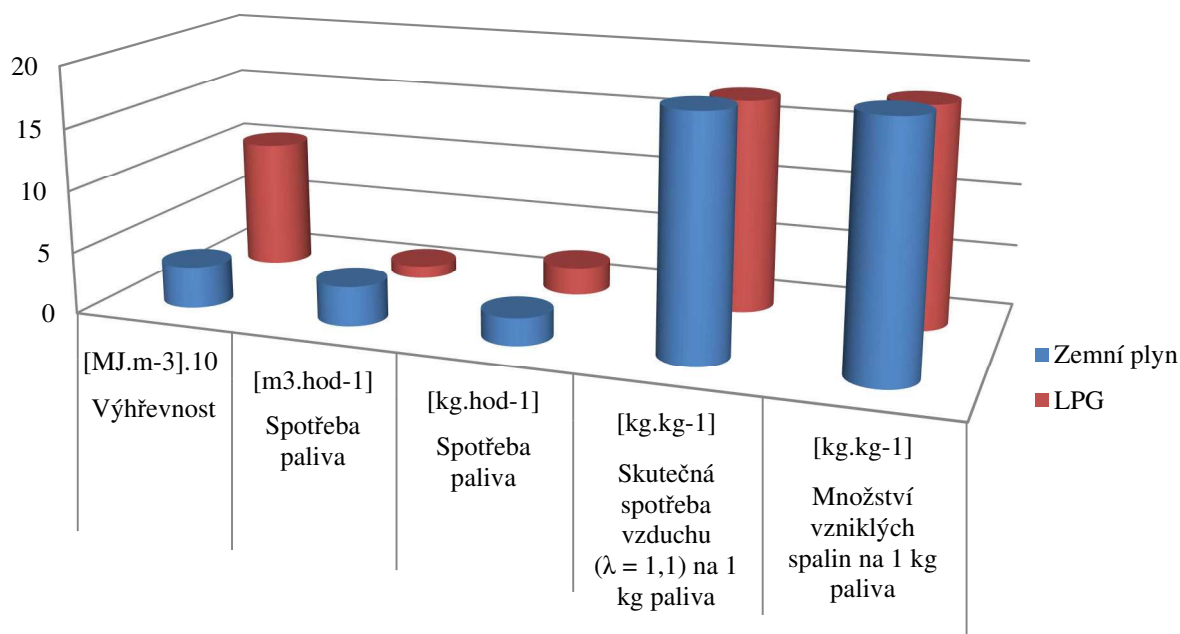
Výsledný vztah pro výpočet množství spalin se skládá ze součtu hmotnostního podílu propanu a butanu v LPG vynásobený množstvím spalin právě té složky.

$$V_{SPAL} = 0,4 \cdot V_{SPALpr} + 0,6 \cdot V_{SPALbu} = 0,4 \cdot 81,89 + 0,6 \cdot 104,59 = 95,51 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (43)$$



4.3 POROVNÁNÍ LPG A ZEMNÍHO PLYNU

Porovnání hlavních parametrů LPG a zemního plynu



Při porovnání obou paliv je zřejmé, že má LPG větší výhřevnost, menší spotřebu vzduchu a nakonec i menší množství vzniklých spalin. Proto je dále počítáno pouze s LPG a to jednak, protože je pro naši aplikaci velmi výhodné, a protože bylo předem zvoleno. V následující tabulce jsou vypočtené hodnoty platné pro atmosférický tlak a teplotu 20 °C, ale pro spaliny platí tyto podmínky přetlak 1000 Pa a teplota 600 °C.

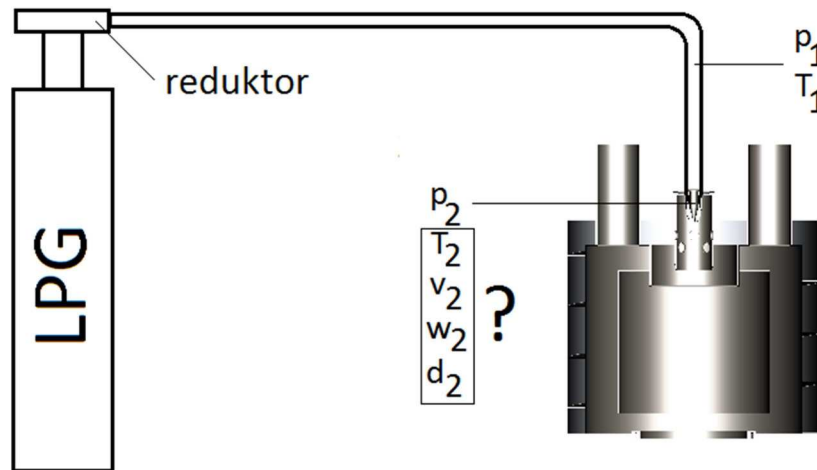
Tab. 6 Porovnání vypočtených hodnot pro zemní plyn a LPG

Veličina	Jednotka	Zemní plyn	LPG
Spotřeba paliva	m ³ .hod ⁻¹	3,18	1,03
Spotřeba paliva	kg.hod ⁻¹	2,20	2,28
Skutečná spotřeba vzduchu (λ = 1,1) na 1 kg paliva	kg.kg ⁻¹	19,07	17,22
Skutečná spotřeba vzduchu (λ = 1,1)	m ³ .hod ⁻¹	34,34	32,22
Skutečná spotřeba vzduchu (λ = 1,1)	kg.hod ⁻¹	41,90	39,31
Množství vzniklých spalin na 1 m ³ paliva	m ³ .m ⁻³	31,25	95,51
Množství vzniklých spalin na 1 kg paliva	kg.kg ⁻¹	19,68	17,85
Množství vzniklých spalin za 1 hod	m ³ .hod ⁻¹	105,36	98,46
Množství vzniklých spalin za 1 hod	kg.hod ⁻¹	43,22	41,40



5 VÝPOČET PROUDĚNÍ LPG

Plyn LPG je dopravován z tlakové lahve přes reduktor, hadici a trysku do spalovacího prostoru. Tlak na výstupu z reduktoru je 2 bary (absolutní tlak je 3 bary) a předpokládaná teplota plynu na konci hadice je přibližně rovna teplotě okolí.



Obr. 10 Schéma pro výpočet proudění LPG

Zadané hodnoty:

Poissonova konstanta:	$\kappa = 1,33$
Molární hmotnost LPG:	$M_{LPG} = 52,513 \text{ kg.kmol}^{-1}$
Tlak za regulátorem:	$p_1 = 303975 \text{ Pa}$
Teplota plynu před vstupem do trysky:	$T_1 = T_{\text{okolí}} = 293,15 \text{ K}$
Tlak za tryskou:	$p_2 = p_{\text{SPAL}} = 102325 \text{ Pa}$
Hmotnostní tok LPG:	$Q_{mLPG} = 2,284 \text{ kg.hod}^{-1} = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg.s}^{-1}$

Nejdřív spočítám hustotu LPG přicházejícího do trysky.

$$\rho_1 = \frac{p_1 \cdot M_{LPG}}{R_m \cdot T_1} = \frac{303975 \cdot 52,513}{8314 \cdot 293,15} = 6,55 \text{ kg.m}^{-3} \quad (44)$$

REŽIM PROUDĚNÍ

Před samotným výpočtem určím režim proudění, ze kterého vycházejí vzorce pro další výpočet.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{102325}{303975} = 0,337 < \frac{p_{KRIT}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = \left(\frac{2}{1,33 + 1} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 0,54 \quad (45)$$

Tlakový poměr trysky je menší než kritický, proto se nachází v kritické oblasti, při které jsou dosaženy kritické hodnoty hledaných veličin.



KRITICKÉ PARAMETRY

Tlak na konci trysky musíme přepočítat, protože tlakový poměr trysky je menší než kritický.

$$p_{KRIT} = p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 303975 \cdot \left(\frac{2}{1,33 + 1} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 164\,300 \text{ Pa} \quad (46)$$

Z kritického tlaku p_{KRIT} vypočítám zbývající hodnoty na výstupu z trysky.

$$v_{KRIT} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{KRIT}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{1}{6,55} \cdot \left(\frac{303975}{164300} \right)^{\frac{1}{1,33}} = 0,243 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (47)$$

$$T_{KRIT} = T_1 \cdot \left(\frac{p_{KRIT}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 293,15 \cdot \left(\frac{164300}{303975} \right)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} = 251,6 \text{ K} \quad (48)$$

$$w_{KRIT} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 + 1} \cdot \frac{303975}{6,55}} = 230,185 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (49)$$

KRITICKÝ PRŮŘEZ

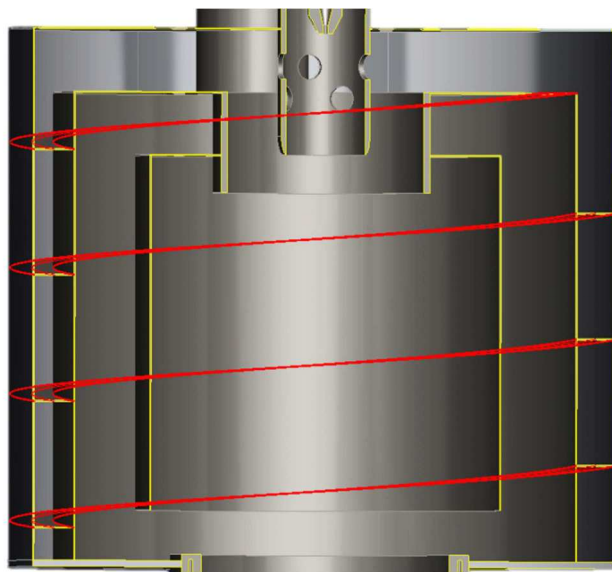
Nejvíce mne zajímá přepočet výstupního kritického průměru trysky $d_{LPG2krit}$, který vypočítám z hmotnostního průtoku Q_{mLPG} , kritického měrného objemu v_{KRIT} a kritické rychlosti w_{KRIT} .

$$d_{LPG2krit} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{mLPG} \cdot v_{KRIT}}{w_{KRIT} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,35 \cdot 10^{-4} \cdot 0,243}{230,185 \cdot \pi}} = 9,23 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,923 \text{ mm} \quad (50)$$

Úpravy v konstrukčním návrhu trysky s tímto výpočtem souvisí a navrhl jsem výstupní průměr trysky $d_{LPG2} = 1 \text{ mm}$, který je vzhledem k tlakovým ztrátám v hadici přívodu plynu **vyhovující**.

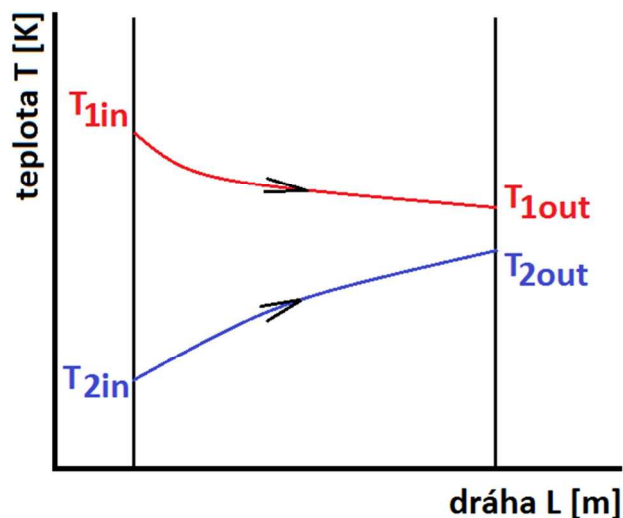
6 VÝPOČET PROSTUPU TEPLA

Vzduch je hnán ventilátorem do spalovací komory, kde je následně spalován. Vzduch je nejprve předehříván přes stěnu, kterou sdílí společně se spalinami odcházejícími ze spalovacího prostoru. Společná stěna je ve tvaru trubky a vzduch se po ní pohybuje po šroubovici v uzavřeném prostoru ohraničeném přivařenými plechy ve tvaru mezikružím, jak je vidět na obrázku. Spaliny se odvádí ze spalovacího prostoru nenuceně mezikružím mezi trubicou uzavírající spalovací prostor a trubicou společnou s přívodem vzduchu.



Obr. 11 Poloviční řez spalovací komory - vedení vzduchu ve šroubovici vyznačeno červeně

Vzduch se teplotou spalin předehřívá, aby docházelo k účinnějšímu spalování LPG. Proto se jedná o typ výměníku tepla, který jsem zařadil mezi souproudé, protože jsou oba plyny postupně vedeny vzhůru. Ve výměnících tepla dochází k tzv. prostupu tepla, který kombinuje kondukcí (přenos tepla vedením) a konvekci (přenos tepla prouděním) [2]



Obr. 12 Průběh teplot pro souproudé tepelné výměníky

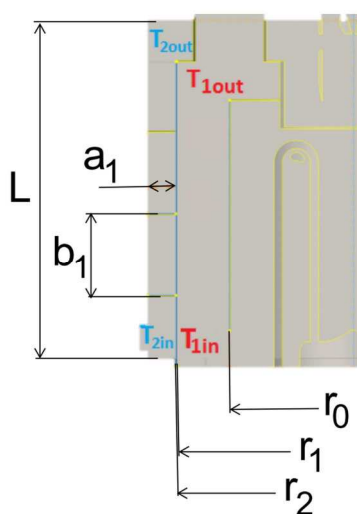
Vzduch, spaliny, popř. jiné plyny mají řadu nevýhod, jako jsou nízká měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost a špatný součinitel přestupu tepla. V důsledku toho vyžadují větší objemové průtoky a velké výhřevné plochy výměníků [34].

Aby byla prostupná plocha co největší, bylo nutné konstrukční návrh postupně upravit a zvětšit průměr trubky mezi oběma médii. Navrhl jsem také jiné varianty prostupné plochy, ale jejich provedení bylo náročné na výrobu nebo velmi nákladné. Pro výpočet přestupu tepla bylo zapotřebí znát rozměry a velkou část návrhu spalovací komory. Konstrukčnímu řešení se bude věnovat další kapitola.

Pro výpočet je nutné vycházet z vypočtených nebo navržených hodnot, které jsou uvedeny v následující tabulce. Pro lepší představu a orientaci jsem přiložil Obr. se zakótovanými rozměry a umístěnými teplotami, které se ve výpočtech objevují.

Tab. 7 Zvolené a vypočtené parametry pro výpočet přestupu tepla

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnota
Vnější poloměr teplosměnné trubky	r_2	mm	215
Vnitřní poloměr teplosměnné trubky	r_1	mm	214
Vnější poloměr trubky spalovacího prostoru	r_0	mm	150
Šířka průmětu plochy pro vzduch	a_1	mm	34
Výška průmětu plochy pro vzduch	b_1	mm	100
Teplota vstupujících spalin	T_{1in}	K	$600 + 273,15$
Teplota vystupujících spalin	T_{1out}	K	$570 + 273,15$
Teplota vstupujícího vzduchu	T_{2in}	K	$20 + 273,15$
Teplota vystupujícího vzduchu	T_{2out}	K	$80 + 273,15$



Obr. 13 Výřez modelu s hlavními rozměry a teplotami pro výpočet přestupu tepla



Abych zjistil součinitel prostupu tepla k , který dále potřebuji pro určení tepelného toku z proudících spalin přes plech do proudícího vzduchu, musím nejprve vypočítat na straně vzduchu a na straně spalin součinitel přestupu tepla α .

6.1 VÝPOČET SOUČiniteLE PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ PŘÍVODU VZDUCHU

Nejprve vypočítám plochu S_{vs2} a obvod o_1 otvoru proudícího vzduchu, a z nich určím ekvivalentní rozměr $d_{stř2}$, který použiji při výpočtu rychlosti proudu $v_{vstř2}$. Budu také potřebovat střední teplotu, která je určující pro odečtení vlastností vzduchu z tabulek.

$$S_{vs2} = a_1 \cdot b_1 = 0,034 \cdot 0,1 = 0,0034 \text{ m}^2 \quad (51)$$

$$o_2 = 2 \cdot (a_1 + b_1) = 2 \cdot (0,034 + 0,1) = 0,268 \text{ m} \quad (52)$$

$$d_{stř2} = \frac{4 \cdot S_{vs2}}{o_2} = \frac{4 \cdot 0,0034}{0,268} = 0,066 \text{ m} \quad (53)$$

$$v_{Vstř2} = \frac{Q_{VZDlpg}}{\pi \frac{d_{stř2}^2}{4}} = \frac{0,00895}{\pi \frac{0,066^2}{4}} = 4,425 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (54)$$

$$T_{stř2} = \frac{T_{2out} + T_{2in}}{2} = \frac{353,15 + 293,15}{2} = 323,15 \text{ K} \quad (55)$$

Při výpočtu součinitele přestupu tepla α jsou zapotřebí konstanty, které z tabulky v literatuře [2] odečteme pro vzduch o teplotě 50 °C.

$$\text{Kinematická viskozita:} \quad \nu_2 = 18,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Prandtlovo číslo:} \quad \text{Pr}_2 = 0,722$$

$$\text{Tepelná vodivost:} \quad \lambda_2 = 2721 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo v sobě zahrnuje vlastnosti tekutiny, které jsou důležité při sdílení tepla. Jedná se o podobnostní veličinu rychlostních a teplotních polí proudící tekutiny a zjistíme jej buď pomocí výpočtu (poměr kinematické viskozity ν a součinitele teplotní vodivosti α), nebo hodnotu vyhledáme v tabulkách [35, 38].

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (56)$$

Reynoldsovo číslo je bezrozměrná veličina. Určujeme podle něj typ proudění v trubce, které může být laminární ($\text{Re} < 2320$) turbulentní ($\text{Re} > 4000$) nebo tzv. přechodová oblast ($2320 < \text{Re} < 4000$). Je definováno poměrem sil setrvačnosti a sil vnitřního tření molekul. V následující rovnici w představuje rychlost proudění, L je charakteristický rozměr a ν je kinematická viskozita proudící tekutiny [35, 37].

$$\text{Re} = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (57)$$



Nusseltovo číslo slouží ke stanovení součinitele přestupu tepla a je závislé na charakteristickém rozměru a součiniteli tepelné vodivosti. Nusseltovo číslo pro nucenou konvekci je funkcí Reynoldsova a Prandtlova čísla $Nu = f(Re, Pr)$ a v obecném tvaru lze zapsat rovnicemi [35]:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad a \quad Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (58)$$

kde **C** je konstanta, kterou zjistíme v tabulce pro nucenou konvekci v lit. [2], exponent **m** je roven 0,8 pro turbulentní proudění a 0,5 pro laminární proudění, exponent **n** má hodnotu 0,4 pro tekutinu zahřívající se v trubce a 0,3 pro tekutinu ochlazující se v trubce. V druhé rovnici je součinitel přestupu tepla **α**, charakteristický rozměr **L** (v našem případě **d_{stř2}**) a tepelná vodivost **λ**. Výsledná rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla **α₂** na straně vzduchu je následující [2]:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{stř2}} \cdot \left(\frac{v_{VSstř2} \cdot d_{stř2}}{\nu_2} \right)^m \cdot Pr_2^n \quad (59)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,02721}{0,066} \cdot \left(\frac{4,425 \cdot 0,051}{18,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,722^{0,4} = 19,95 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (60)$$

6.2 VÝPOČET SOUČinitele PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ ODVODU SPALIN

Postup výpočtu na straně spaliny je podobný jako v předchozí podkapitole, a proto jen výpočet zopakují. Rozdílem je, že spaliny oproti vzduchu proudí v mezikruží trubky spalovacího prostoru a teplosměnné trubky, která je společná pro vzduch i spaliny.

$$S_{vs1} = \pi \cdot r_1^2 - \pi \cdot r_0^2 = \pi \cdot 0,214^2 - \pi \cdot 0,15^2 = 0,073 \text{ m}^2 \quad (61)$$

$$o_1 = 2 \cdot (\pi \cdot r_1 + \pi \cdot r_0) = 2 \cdot (\pi \cdot 0,214 + \pi \cdot 0,15) = 2,287 \text{ m} \quad (62)$$

$$d_{stř1} = \frac{4 \cdot S_{vs1}}{o_1} = \frac{4 \cdot 0,073}{2,287} = 0,128 \text{ m} \quad (63)$$

$$v_{VSstř1} = \frac{Q_{VZDtpg}}{\pi \frac{d_{stř1}^2}{4}} = \frac{0,027}{\pi \frac{0,128^2}{4}} = 2,126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

$$T_{stř1} = \frac{T_{1out} + T_{1in}}{2} = \frac{843,15 + 873,15}{2} = 858,15 \text{ K} \quad (65)$$

$$T_{střw} = \frac{T_{stř1} + T_{stř2}}{2} = \frac{858,15 + 323,15}{2} = 590,65 \text{ K} \quad (66)$$



Při výpočtu součinitele přestupu tepla α jsou zapotřebí konstanty, které nalezneme v literatuře [36] a odečteme pro spaliny o teplotě $T_{stř1} = 585 \text{ °C}$.

$$\text{Kinematická viskozita:} \quad \nu_1 = 88,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Prandtlovo číslo:} \quad \text{Pr}_1 = 0,6179$$

$$\text{Tepelná vodivost:} \quad \lambda_1 = 0,07075 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Z hustoty spalin ρ_{SPAL} a kinematické viskozity μ_1 vypočítám dynamickou viskozitu spalin.

$$\mu_1 = \nu_1 \cdot \rho_{SPAL} = 88,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,42 = 3,738 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (67)$$

Pro spaliny na povrchu stěny o teplotě $T_{střw} = 317,5 \text{ °C}$.

$$\text{Kinematická viskozita:} \quad \nu_w = 44,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\mu_w = \nu_w \cdot \rho_{SPAL} = 44,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,42 = 1,871 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (68)$$

Výpočtem Reynoldsova čísla určíme, o jaký typ proudění se jedná.

$$\text{Re}_1 = \frac{v_{VSstř1} \cdot d_{stř1}}{\nu_1} = \frac{2,126 + 0,128}{88,9 \cdot 10^{-6}} = 3060 \quad (69)$$

Hodnota Reynoldsova čísla je 3060, leží v intervalu $2320 < \text{Re} < 4000$ a to znamená, že se jedná o přechodovou oblast mezi prouděním laminárním a turbulentním.

Výsledná rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na straně spalin je dle [2] následující:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_{stř1}} \cdot \left[1,86 + \left(\frac{\text{Re}_1 \cdot \text{Pr}_1}{\frac{L}{d_{stř1}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0,14} \right] \quad (70)$$

$$\alpha_1 = \frac{0,07075}{0,128} \cdot \left[1,86 + \left(\frac{3060 \cdot 0,6179}{\frac{0,42}{0,128}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{3,738 \cdot 10^{-5}}{1,871 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14} \right] = 6,096 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (71)$$

6.3 VÝPOČET TEPELNÉHO TOKU

Pro výpočet tepelného toku válcovou stěnou trubky je potřeba počítat s tím, že se mění velikost teplosměnné plochy v závislosti na poloměru trubky. Pro hodnotu součinitele prostupu tepla k platí $k_1 \neq k_2$, pokud $S_1 \neq S_2$. Pokud však vyjádříme součin kS , pak je jedno, zda ho vztahujeme ke straně vnitřní nebo vnější, protože musí platit jejich rovnost [2].



$$kS = \frac{1}{\left[\frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_{ocel}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{2\pi \cdot r_2 \cdot L \cdot \alpha_3} \right]} \quad (72)$$

$$kS = \frac{1}{\left[\frac{1}{2\pi \cdot 0,214 \cdot 0,420 \cdot 0,176} + \frac{1}{2\pi \cdot 0,420 \cdot 45,4} \ln\left(\frac{0,215}{0,214}\right) + \frac{1}{2\pi \cdot 0,215 \cdot 0,420 \cdot 12,5} \right]} = 2,639 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \quad (73)$$

Teplota vzduchu i spalin se během přestupu tepla mění s polohou (od vstupu do výstupu), a proto je pro výměníky tepla zaváděn tzv. střední logaritmický teplotní spád ΔT_s . Jeho použití je možné pro souprroudé i protiproudé uspořádání a zjednodušeně řečeno, je určen z teplotních rozdílů na jedné a druhé straně výměníku [2].

$$\Delta T_s = \frac{(T_{1out} - T_{2out}) - (T_{1in} - T_{2in})}{\ln\left(\frac{T_{1out} - T_{2out}}{T_{1in} - T_{2in}}\right)} \quad (74)$$

$$\Delta T_s = \frac{(843,15 - 353,15) - (873,15 - 293,15)}{\ln\left(\frac{843,15 - 353,15}{873,15 - 293,15}\right)} = 533,74 \text{ K} \quad (75)$$

Tepelný tok Q_{tok} je dán součinem součinitele prostupu tepla k , plochou teplosměnné trubky S a středním logaritmickým teplotním spádem ΔT_s .

$$Q_{tok} = kS \cdot \Delta T_s = 2,639 \cdot 533,74 = 1409 \text{ W} \quad (76)$$

Přestup tepla konvekcí z odcházejících spalin do vstupujícího vzduchu přes stěnu teplosměnné trubky zvyšuje účinnost spalování. Vypočítaný tepelný tok je oproti výměníkům tepla mnohonásobně nižší, a proto je reálné této hodnoty dosáhnout i v praxi. Praktické výměníky tepla dosahují hodnot v desítkách až stovkách kW. Je to způsobeno mnohem menší přestupovou plochou, ale také konstrukcí a vedením plynů do spalovacího prostoru a z něj.



7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Hlavní požadavky kladené na konstrukci spalovací komory Stirlingova motoru:

Jednoduchost

Malá hmotnost

Vyměnitelná tryska

Možnost zapálení paliva mimo spalovací prostor

Přehřev vzduchu pro spalování pomocí spalin

Velká teplosměnná plocha mezi vzduchem a spaliny

7.1 POSTUP PŘI MODELOVÁNÍ

Pro modelování jsem zvolil program Pro/Engineer Wildfire 5. Jedná se o plně parametrický CAD/CAM/CAE systém založený na objemovém modelování pomocí konstrukčních prvků.

Nejpoužívanějšími funkcemi byly:

Extrude – vytažení uzavřeného obrazce nakresleného ve skicáři.

Revolve – obtočení kolem zvolené osy uzavřeného obrazce nakresleného ve skicáři.

Hole – otvor, který může mít zkosení, zahloubení pro šroub, závit, ukončení skrz materiál nebo špičkou vrtáku atd.

Pattern – opakování např. otvoru kolem osy součásti. Můžeme si zvolit počet opakování a velikost úhlu mezi opakujícími se prvky.

Round/Chamfer – zaoblení/zkosení na hranách součástí, na vnitřních hranách po obrobení nebo na styku dvou součástí.

Helical sweep (protrusion) – stoupání po šroubovici mnou nakresleného průřezu ve skicáři.

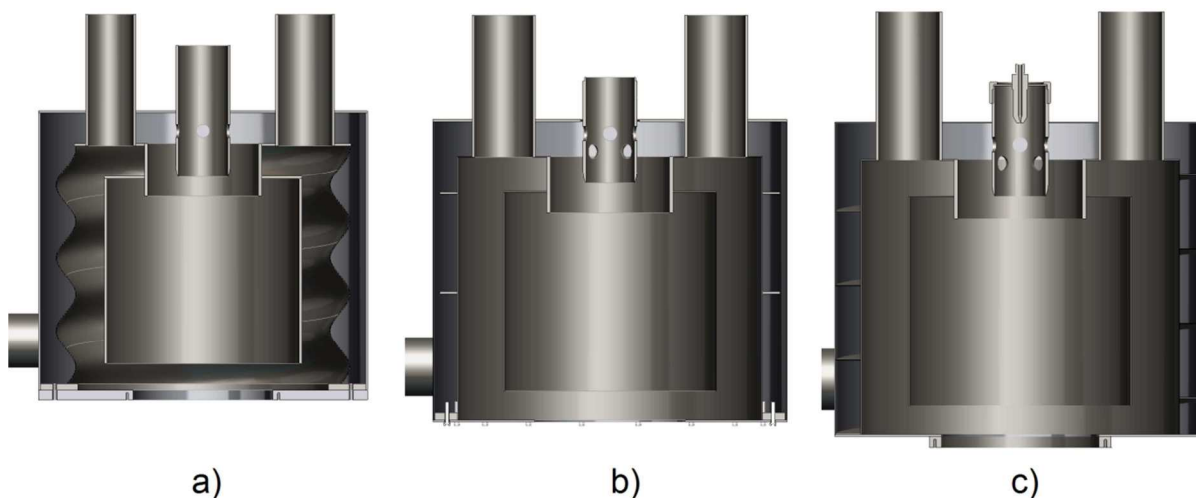
7.2 VYBRANÉ KONSTRUKČNÍ SOUČÁSTI

Abych dosáhl nízké hmotnosti a přitom jednoduchosti konstrukce spalovací komory, zvolil jsem většinu dílů z plechu o tloušťce 1 mm z žáruvzdorné oceli a díky tomu jsem dokázal snížit hmotnost z 59 kg původního návrhu na 28,2 kg. Zvolený materiál má zvýšenou odolnost proti vysokým teplotám, které budou vznikat jak při spalování ve spalovací komoře, tak při odchodu spalin.

7.2.1 STŘEDNÍ PLÁŠŤ

Ze všech vrstev spalovací komory Stirlingova motoru má tento plášť největší dopad na výměnu tepla mezi spaliny a vzduchem, protože velikostí povrchové plochy ovlivňuje tepelný tok procházející pláštěm. Tento tepelný tok vytvářejí spaliny odcházející ze

spalovacího prostoru a předehtávají tak vzduch směřující do spalovacího prostoru, a proto je výhodné mít tuto teplosměnnou plochu co největší.

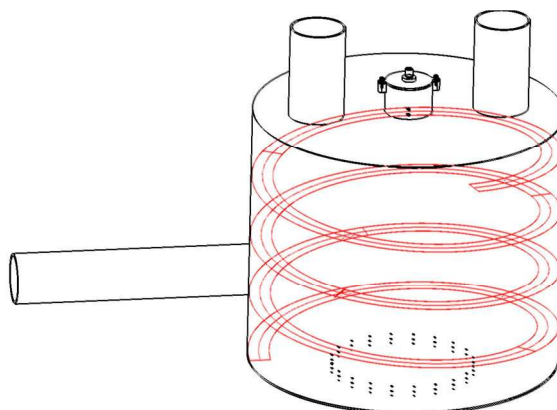


Obr. 14 Varianty středního pláště

Jeden z prvních návrhů počítal s vlnitým plechem (varianta a), který měl mít tvar šroubovice a vést tak vzduch i spaliny stejným směrem. Jeho velkou výhodou byla zvětšená plocha stěny a dobré vedení vzduchu i spalin, avšak jeho výroba by bylo dosti komplikovaná.

Další varianta (b) měla být velice jednoduchá a snadno vyrobitelná. Měla 8 pásků mezikruží, z nich 2 vždy naproti sobě se stoupáním 80 mm a pootočením kolem osy pláště o 90°. Vzduch by v tomto případě prudil s vysokým odporem a vznikaly by turbulentní víry, které by mohly mít za vinu nerovnoměrnou dodávku vzduchu do spalovací komory a tím i proměnnou směs paliva se vzduchem a to nežádoucí.

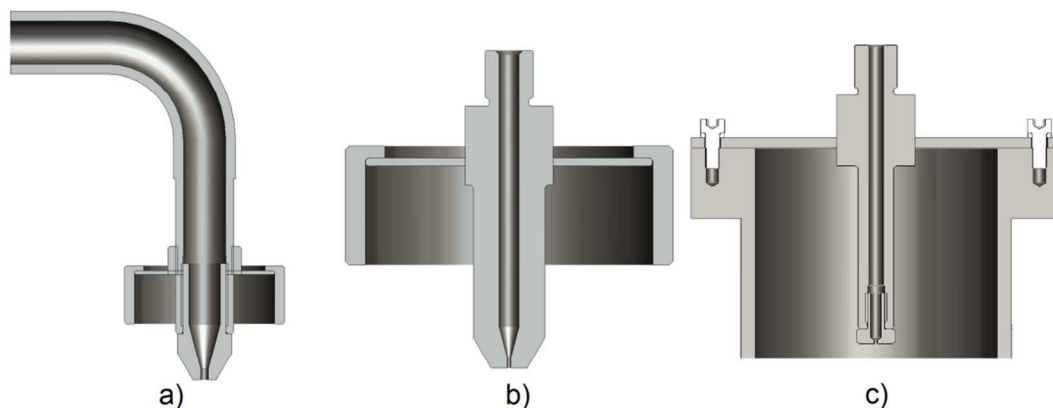
V posledním případě (varianta c) už se jedná o finální podobu pláště, který má opět mezikruží, ale tentokrát je navařeno ve šroubovici ve 4 kusech, které na sebe navazují. Mezikruží je navařeno se stoupáním 100 mm a vzduch je veden vzniklým uzavřeným kanálem ve šroubovici až nad vnitřní plášť, odkud se pak dostane předehtávající do spalovacího prostoru. Proud vzduchu je v tomto případě ustálený, a proto by se měla tvořit obsahově stabilní směs paliva se vzduchem.



Obr. 15 Výsledné vedení vzduchu

7.2.2 TRYSKA A JEJÍ UCHYCENÍ

Tryska svým výstupním průměrem omezuje přívod maximálního množství paliva do spalovacího prostoru a také zamezuje vznícení paliva před výstupem z trysky, protože rychlost vycházejícího paliva je vyšší než rychlost jeho hoření. Výstupní průměr trysky byl zvolen podle výpočtů na 1 mm.



Obr. 16 Varianty trysky a její uchycení

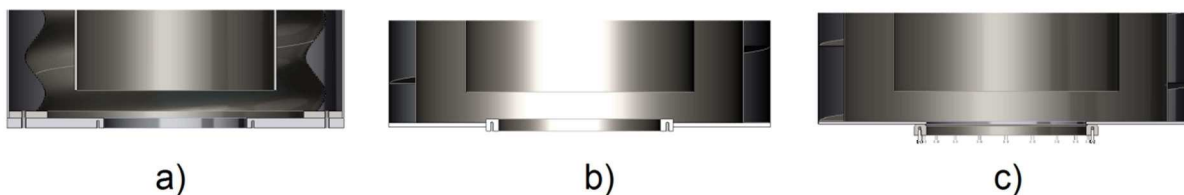
První návrh byl složitý a nákladný na výrobu. Trubka, ve které byla tryska zašroubována, měla vnější a vnitřní závit, a to umožňovalo měnit hloubku, kterou by tryska zasahovala do spalovací komory. Pro nevýhody ale byla tato varianta zamítnuta.

Varianta b) měla zmenšit počet závitů a zmenšit tak náklady, ale počítala s vlastní výrobou trysky. Uchycení trysky bylo velmi podobné jako u varianty a) a nakonec se od přesahující matice opustilo.

Protože se tryska zanáší, je potřeba ji časem měnit. Tuto možnost nejlépe splňuje varianta c), kde tryska je zašroubována ve spojce a má možnost být kdykoliv vyměněna. Spojka má na jedné straně vnitřní závit pro trysku a na druhé vnější závit pro spojení s palivovou hadicí. Její střední část je svařena s poklepem trubky a tvoří přírubu, která je k trubce, kde se tvoří směs paliva se vzduchem, přišroubována.

7.2.3 DNO SPALOVACÍ KOMORY A JEJÍ UCHYCENÍ

Nejdříve bylo požadováno, aby byla horní část spalovací komory oddělitelná od spodní části (základny). Tento požadavek nakonec nebyl dále prosazován a konstrukce spodní části se velmi zjednodušila.



Obr. 17 Varianty dna a způsob uchycení spalovací komory



Díky tomu nastal posun v návrhu. Velmi se snížila hmotnost, protože byla navržena příruba, která se na svém vnějším obvodu svařila s nosným plechem o tloušťce 3 mm. Hmotnost celé sestavy činí 28,2 kg, proto byla vybrána varianta c), u které není svarový spoj namáhán na stříh a nehrozí proto jeho prasknutí.

7.2.4 NÁVRH POLOTOVARŮ

Polotovary jsem hledal na stánkách firmy Feron a podle nich přizpůsobil i návrh konstrukce, protože výroba reálné spalovací komory začne brzy.

Pro vnější, střední, vnitřní pláště a poklopy, dále pak pro vedení vzduchu, jsem zvolil:
Plech nerez, žáruvzdorný, válcovaný za studena, EN ISO 9445, rozměr 1x1000x2000
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29041>

Trubka pro přívod vzduchu:
Trubka bezešvá, hladká, kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 82,5x3,6
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=31895>

Plech pro základnu, pro stočení trubky spalovacího prostoru a poklop LPG:
Plech nerez, žáruvzdorný, válcovaný za studena, EN ISO 9445, rozměr 3x1250x2500
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=31320>

Trubky pro odvod spalin:
Trubka bezešvá, hladká, kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 89x3,2
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=30595>

Trubka LPG (kde se tvoří směs paliva a vzduchu):
Trubka bezešvá, hladká, kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 76,1x4
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33907>

Pro přírubu a úchytky pro závit:
Široká ocel válcovaná za tepla, DIN 59200(A), rozměr 250x16
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33095>

Spojka trysky:
Tyč ocelová, kruhová, válcovaná za tepla, ČSN 42 5510.11(A), normální přesnost, průměr 25
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33254>

Sadu trysek pro propan-butan:
<http://www.gas.cz/product/sada-trysek-na-propan-butan:451/>



7.3 POSTUP PŘI SESTAVENÍ A SVAŘOVÁNÍ

Svařování wolframovou netavící elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu známé pod značkou TIG nebo WIG jsem vybral díky jeho výhodným vlastnostem. Mezi jeho přednosti patří např. menší tepelné ovlivnění základního materiálu, je vhodný na svařování korozivzdorných materiálů, a také umožňuje vyrobit velmi kvalitní svary, avšak klade vysoké nároky na zručnost svářeče.

Nejprve jsou vyřezány plechové díly s požadovanými rozměry. Stočením do válce a následným svařením se z následujících kusů vyrobí trubky. Tvar svaru bude I.

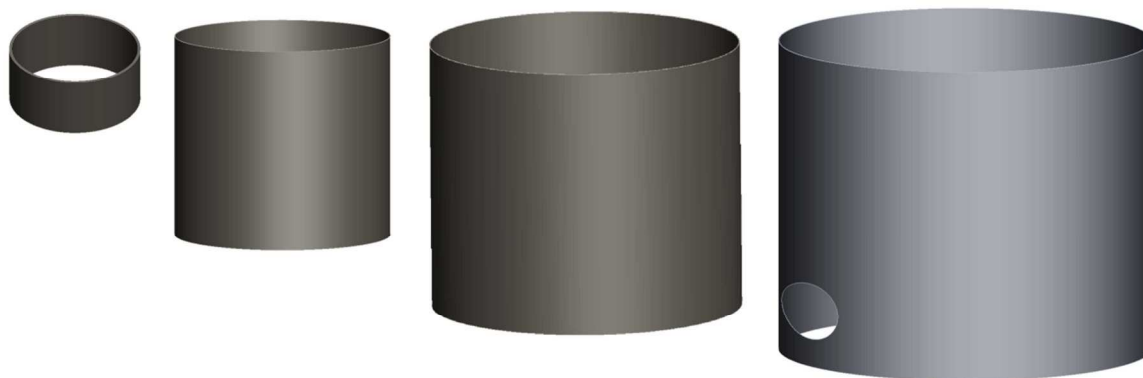
Na obrázku zleva jsou:

Ø178-80 (PLECH 3x550x80)

Ø300-280 (PLECH 1x940x280)

Ø430-370 (PLECH 1x1348x370)

Ø500-420 (PLECH 1x1568x420)

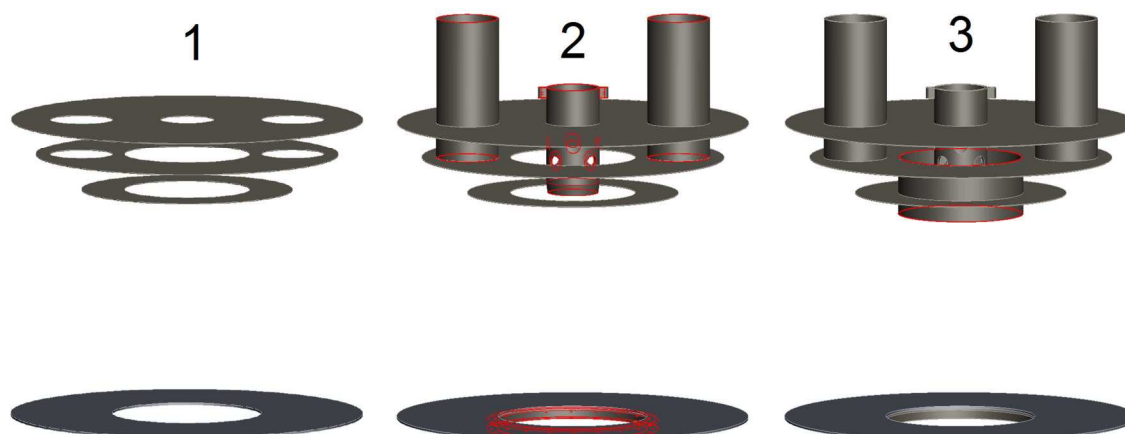


Obr. 18 Postup při svařování 1

Dalšími díly jsou poklopy. Společné otvory pro trubky se budou vyřezávat současně. Svařování bude postupovat od vrchního největšího poklopu k tomu nejmenšímu. Ke spodní základně se přivaří příruba. Všechny tyto svary budou koutové.

Na obrázku postupujeme vždy z levého horního rohu a červeně je vždy vyznačen kus, který je svařován, případně zašroubován:

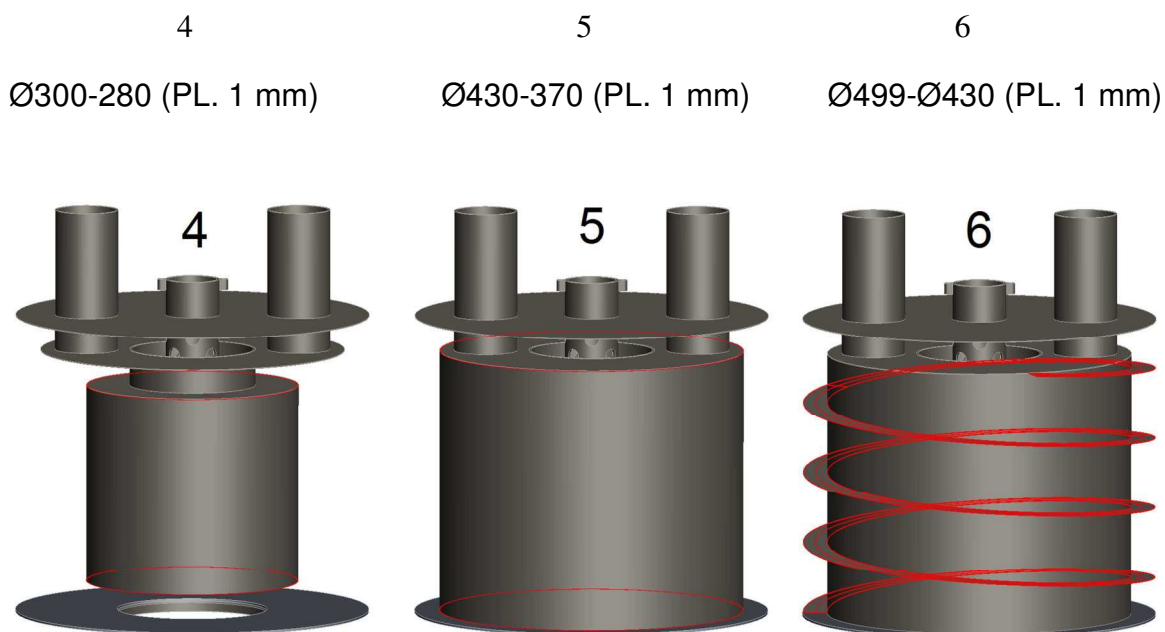
1	2	3
Ø500 (PLECH 1 mm)	2xTR Ø89x3,2	Ø178-80
Ø430 (PLECH 1 mm)	TR Ø76,1x4	
Ø300 (PLECH 1 mm)	Ø245-15	
Ø500 (PLECH 3 mm)		



Obr. 19 Postup při svařování 2

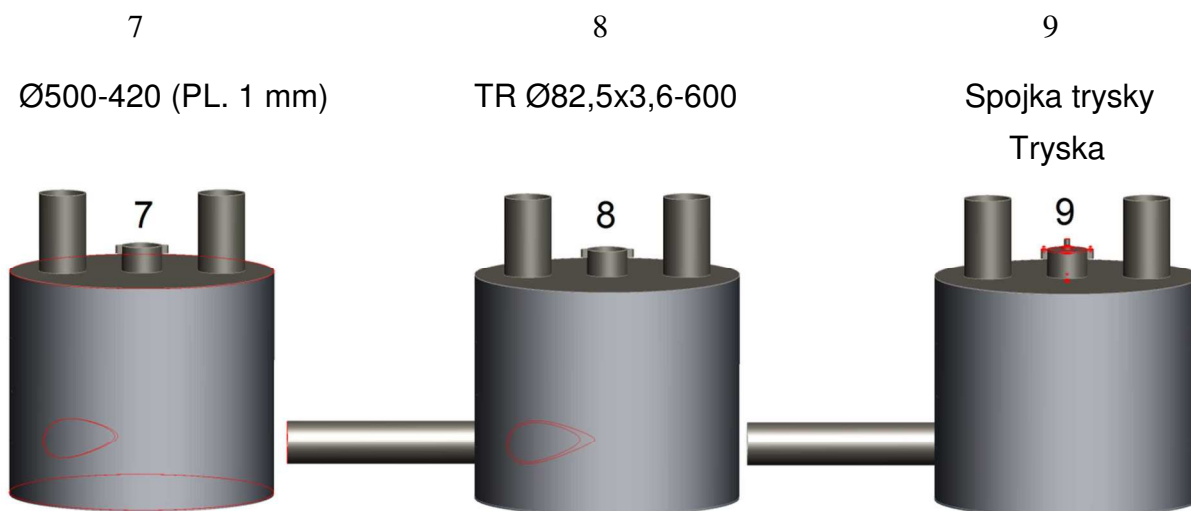
V dalším kroku přivaříme I svarem k nejmenšímu poklopu vnitřní plášť spalovací komory, a pak ke střednímu poklopu I svarem střední plášť a ten zároveň koutovým svarem i k základně. Ke střednímu plášti přivaříme vedení vzduchu s levotočivým stoupáním 100 mm, které se skládá ze 4 ks rozděleného mezikruží. Koutový svar nebude v tomto případě po celé délce, ale budou vyrobeny svary pouze bodově po 20 mm.

Na obrázku přidáváme:



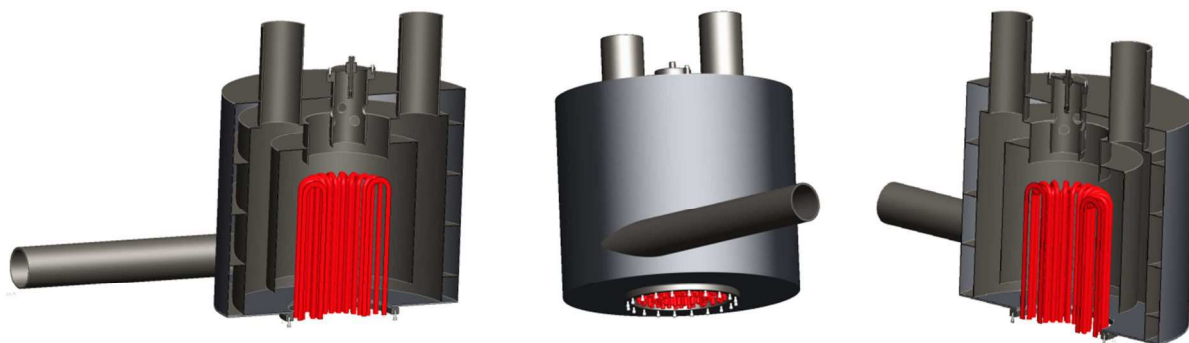
Obr. 20 Postup při svařování 3

Při nasazování vnějšího pláště by se mohl zaseknout o vedení vzduchu kvůli jeho zkroucení vlivem stoupání. Řešením by bylo opílovat vedení vzduchu v místech dotyku s pláštěm. Po nasazení je vnější plášť přivařen k základní desce a k vnějšímu poklopu. K vnějšímu plášti je pak přivařena trubka pro přívod vzduchu. Nakonec se přišroubuje tryska k trubce a je možno spalovací komoru připevnit na Stirlingův motor.



Obr. 21 Postup při svařování 4

Pro představu přikládám obrázek modelu, který zobrazuje červenou barvou trubky vedoucí z reálného Stirlingova motoru. V těchto trubkách proudí pracovní médium, které je ve spalovacím prostoru ohříváno.



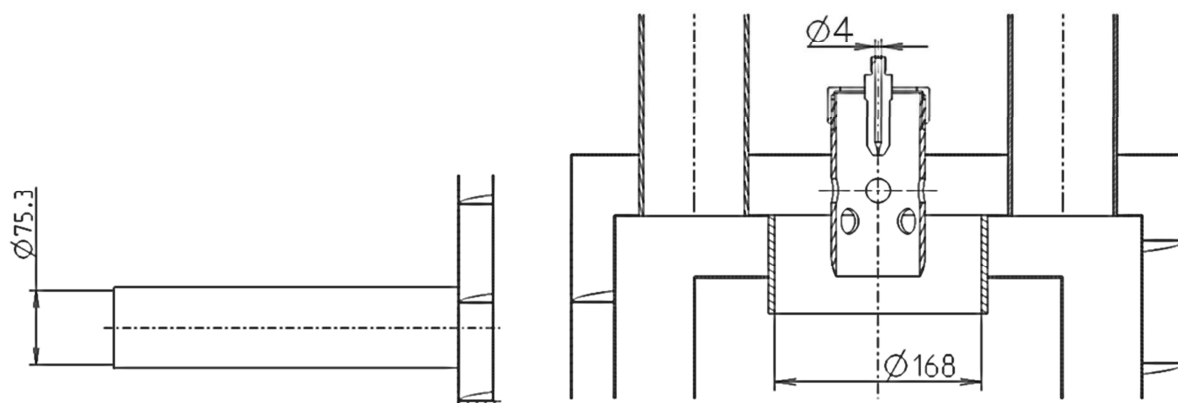
Obr. 22 Model svařence - různé pohledy

8 MODELACE PROUDĚNÍ

Model proudění jsem vytvořil v programu STAR CCM+, který mi dal představu o tom, jak se přibližně plyn bude ve spalovací komoře pohybovat, a kde se případně budou moci udělat úpravy pro lepší efektivitu proudění.

8.1 VÝPOČET VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Aby program správně počítal, musíme zadat vstupní parametry, které v našem případě vycházejí z rychlosti proudícího vzduchu, který bude přiváděn pomocí ventilátoru, dále z rychlosti přiváděného plynu LPG z tlakové lahve a nakonec rychlostí spalin, které budou mít zvýšenou teplotu a tlak.



Obr. 23 Schéma s rozměry

PŘÍVOD LPG

U výpočtu rychlosti LPG vstupující do trysky je problém v tom, že v programu lze nastavit globální tlak, ale u vstupu lze zadat rychlost pouze pomocí tlakového spádu nebo rychlosti, a proto musím vypočítat rychlost z atmosférických podmínek tlaku.

Průměr přívodu plynu:

$$d_{LPG1} = 4 \text{ mm}$$

Molární hmotnost LPG:

$$M_{LPG} = 52,513 \text{ kg.kmol}^{-1}$$

Tlak na vstupu do trysky

$$p_{vsLPG1} = 101325 \text{ Pa}$$

Teplota vstupujícího plynu:

$$\text{Teplota } T_{vsLPG1} = 293,15 \text{ K}$$

Hmotnostní průtok plynu:

$$Q_{mLPG} = 2,284 \text{ kg.hod}^{-1} = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg.s}^{-1}$$

$$\rho_{vsLPG1} = \frac{p_{vsLPG1} \cdot M_{LPG}}{R_m \cdot T_{vsLPG1}} = \frac{101325 \cdot 52,513}{8314 \cdot 293,15} = 2,183 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (77)$$

$$v_{vsLPG1} = \frac{p_{vsLPG1} \cdot Q_{mLPG}}{\rho_{vsLPG1} \cdot \pi \frac{d_{LPG1}^2}{4}} = \frac{101325 \cdot 6,35 \cdot 10^{-4}}{2,183 \cdot \pi \frac{0,005^2}{4}} = 23,126 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (78)$$



PŘÍVOD VZDUCHU

Průměr trubky přívodu vzduchu:

$$d_{VZD} = 75,3 \text{ mm}$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$Q_{VZDlpg} = 2,284 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} = 8,95 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{vsVZD} = \frac{Q_{VZDlpg}}{\pi \frac{d_{VZD}^2}{4}} = \frac{8,95 \cdot 10^{-3}}{\pi \frac{0,0753^2}{4}} = 2,01 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (79)$$

PŘÍVOD SPALIN

Průměr trubky odvodu spalin ze spalovacího prostoru:

$$d_{SPAL} = 168 \text{ mm}$$

Hmotnostní průtok spalin:

$$Q_{SPALlpg} = 98,46 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} = 0,027 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{vsSPAL} = \frac{Q_{SPALlpg}}{\pi \frac{d_{SPAL}^2}{4}} = \frac{0,027}{\pi \frac{0,168^2}{4}} = 5,018 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (80)$$

8.2 NASTAVENÍ PROGRAMU STAR CCM+

Pro vytvoření modelu proudění návrhem spalovací komory Stirlingova motoru jsem zvolil program STAR CCM+ , pro jeho intuitivní a jednoduché ovládání. Abych mohl model proudění vytvořit, musím nejprve naimportovat vytvořenou geometrii z Pro/Engineeru, kterou uložím ve formátu STEP (.stp). Její objem tvoří prostor, kterým proudí vzduch, plyn (LPG) a spaliny. Tato geometrie je opakem (protikladem) konstrukčního návrhu spalovací komory, viz. obrázek pod textem. Pro vstupy plynu se doporučuje navrhovat délku trubky minimálně 4krát až 5krát větší než je její průměr, protože model proudění by jinak zobrazoval nesmyslné hodnoty rychlosti a tlaku v blízkosti vstupů.



Obr. 24 Řezy spalovací komorou Stirlingova motoru - vlevo je konstrukční návrh a vpravo je geometrii proudění



IMPORT GEOMETRIE

Při importování modelu je potřeba nastavit následující parametry:

Boundary mode nastavím na „One boundary for all faces“ a to znamená, že všechny plochy budou tvořeny jedním boundary (svazek ploch), který bude tvořit celý objem, a pak jej postupně rozdělím.

Region mode změním na „One region per all body“, protože chci, aby byl model, složený z více částí, naimportován jako jedno těleso.

Další nastavení už souvisí pouze s nastavením jemnosti geometrie, které jsem nechal standardně.

ROZDĚLENÍ BOUNDARY

V nabídce Regions/Body1/Boundaries označím pravým tlačítkem Boundary 1 a vyberu volbu „Split by patch“. Dostanu se do nabídky rozdělení naimportované boundary na jednotlivé boundary, které vytvořím tak, že označím jednotlivé plochy (vstupy a výstupy pro plyn) a následně je pojmenuji.

Vstupy (inlet)

vstup LPG jako _INLET_1_LPG

vstup vzduchu jako _INLET_2_VZD

vstup spalin jako _INLET_SPALINY

Výstupy (outlet)

výstup spalin 1. komínem jako _OUTLET_1_SPALINY

výstup spalin 2. komínem jako _OUTLET_2_SPALINY

výstup vzduchu LPG do spalovacího prostoru jako _OUTLET_VZD_LPG

NASTAVENÍ FYZIKÁLNÍHO MODELU CONTINUA

Pro výpočet potřebuji vytvořit fyzikální model proudících plynů, kterým přiřadím režim proudění, jejich chování, způsob řešení atd. Ve stromové nabídce označím pravým tlačítkem „Continua“ a vyberu volbu New/Physics continuum. Ve stromě pod Continua/Physics dvojklikem na „Models“ otevřu nastavení fyzikálního modelu, kde zvolím následující parametry:

SPACE: Tree Dimensional (prostorové řešení)

MOTION: Stationary (stacionární – model se nebude v průběhu času měnit)

TIME: Steady (ustálený – model se v průběhu nepohybuje)

MATERIAL: Multi-Component Gas (více proudících plynů)

FLOW: Coupled flow (přístup k řešení – počítá celý objem současně, je stabilnější a rychleji konverguje než Segregated flow)

EQUATION OF STATE: Ideal gas (stavová rovnice bude počítat s ideálním plynem)

VISCOUS REGIME: Turbulent (režim proudění předpokládám turbulentní)

REYNOLDS-AVERAGED TURBULENCE: K-Epsilon turbulence (model turbulence)

Protože jsem zadal u materiálu „Multi-Component Gas“, musím zvolit plyny, které budou proudit geometrií. Zvolím je tak, že ve stromu pod Continua/Physics/Models/Multi-Component Gas/Gas mixture pravým tlačítkem kliknu na „Gas components“ a nejprve vyberu Air (vzduch) a poté C4H10 (butan).

NASTAVENÍ SÍTĚ MODELU CONTINUA

Po nastavení fyzikálního modelu musím vytvořit síť prvků, na které bude probíhat výpočet. Nejdůležitější je zvolit povrchovou síť a počet jejích vrstev, protože s rostoucí vzdáleností od stěny roste i rychlost, proto musí být síť u stěn hustější. Dále je velmi důležitý výběr prvku, ze kterého bude tvořena objemová síť. Vyberu ve stromě pod „Continua“ pravým tlačítkem „Mesh 1“ a zvolím „Select meshing models“.

SURFACE MESH: Surface remesher (bude upravovat povrchovou síť, aby splnila zadaná kritéria)

VOLUME MESH: Polyhedral mesher (objemovou síť budou tvořit prvky ve tvaru prostorového šestistěnu – tvoří kvalitní síť)

OPTIONAL MESHING MODELS: Prism layer mesher (vytvoří se vícevrstvá prismatická síť, tím zajistí hustější síť na stěnách, kde se postupně rychlost směrem od ní zvyšuje)

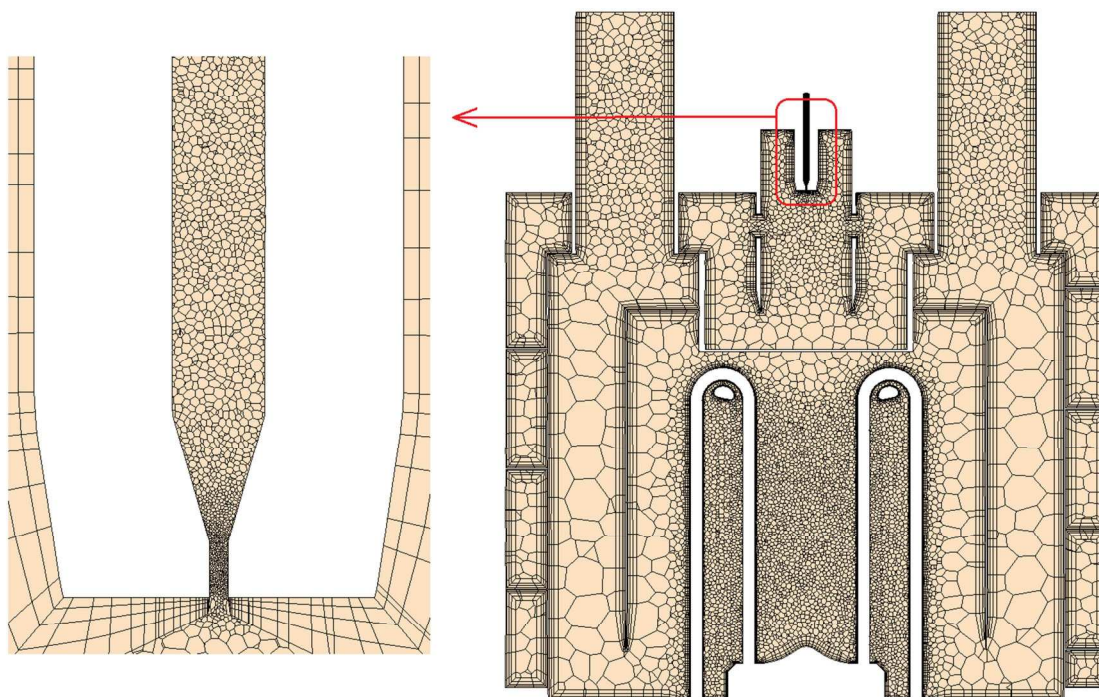
Podrobnější nastavení síťování modelu provedu ve stromové nabídce pod Continua/Mesh 1/Reference Values, kde jsem změnil:

Base size (globální velikost prvku): 25 mm

Number of prism layers (počet prismatických vrstev): 4

Prism layer stretching (postupné zvětšování buněk od přechozí prismatické vrstvy): 1,3

Surface proximity: Search floor (hledá kritickou hodnotu nejmenší mezery): 0.5 mm



Obr. 25 Řez objemovou sítí a její detail

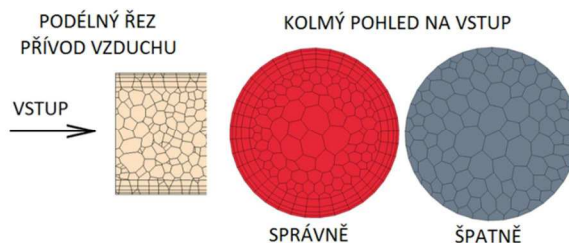


Po tomto nastavení už můžu zkusit vygenerovat síť, ale finální síť musím vytvořit až po zadání okrajových podmínek. Nejprve se vytvoří povrchová síť, kterou zkontroluji, a pokud je v pořádku, pokračuji v tvorbě objemové sítě. Větší počet objemové sítě znamená kvalitnější model proudění, ale delší čas výpočtu. Mnou navržená síť má dohromady 1.059.931 elementů a její generování trvalo asi 10 minut.

Individuálně lze také zlepšit nebo zhoršit síť lokálně, vytvořením pomocné geometrie např. koule a jí potom nastavit absolutní nebo relativní velikost prvku (oproti globální velikosti prvku). Další možností je rozdělení boudaries na menší díly, kterým mohu opět měnit hustotu sítě zmenšením elementu nebo přidáním prismatické vrstvy. Lokální zvýšení hustoty jsem využil u vstupu pro plyn LPG a pro místo jeho mísení se vzduchem viz předchozí obr.

NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Zde musím nastavit podmínky, které budou určující pro výsledný model. Ty jsou přiřazovány na vstupní a výstupní boundaries (plochy), které jsem vytvořil na začátku. Přiřazené hodnoty jsou vypočteny podrobně v příloze. Nejdříve musím u každého vstupu a výstupu zvolit, jakým způsobem (typem) bude zadán. Proto jednotlivé vstupy označím a volbu „Type“ změním z „Wall“ na „Velocity inlet“ (zadáno vstupní rychlostí) a u výstupů na „Pressure outlet“ (zadáno výstupním tlakem). Další nezbytnou věcí je, že musím deaktivovat vytvoření prismatických ploch u každého vstupu a výstupu, protože rychlost proudění je nulová u stěn a se vzdáleností roste, proto v nabídce např. _INLET_1_LPG/Mesh conditions/Customize prism mesh zvolím disable.



Obr. 26 Prismatická síť na vstupu

Okrajové podmínky na vstupech a výstupech nastavím následovně:

Vstupy (inlet)

_INLET_1_LPG	Type: Velocity inlet
_INLET_1_LPG/Physics values/Velocity magnitude/Constant	Value: 23,13 m.s ⁻¹
_INLET_2_VZD	Type: Velocity inlet
_INLET_2_VZD/Physics values/Velocity magnitude/Constant	Value: 2,01 m.s ⁻¹
_INLET_SPALINY	Type: Velocity inlet
_INLET_SPALINY/Physics values/Velocity magnitude/Constant	Value: 1,23 m.s ⁻¹

Výstupy (outlet)

_OUTLET_1_SPALINY	Type: Pressure outlet
_OUTLET_1_SPALINY/Physics values/Pressure/Constant	Value: 0 Pa
_OUTLET_2_SPALINY	Type: Pressure outlet
_OUTLET_2_SPALINY/Physics values/Pressure/Constant	Value: 0 Pa
_OUTLET_VZD_LPG	Type: Pressure outlet
_OUTLET_VZD_LPG/Physics values/Pressure/Constant	Value: 1000 Pa

Rychlosti směřují ve směru normály k zadané ploše a tlak je zadáván relativně k nastavenému tlaku v Continua/Physics/Reference pressure, který je v mém případě atmosférický.



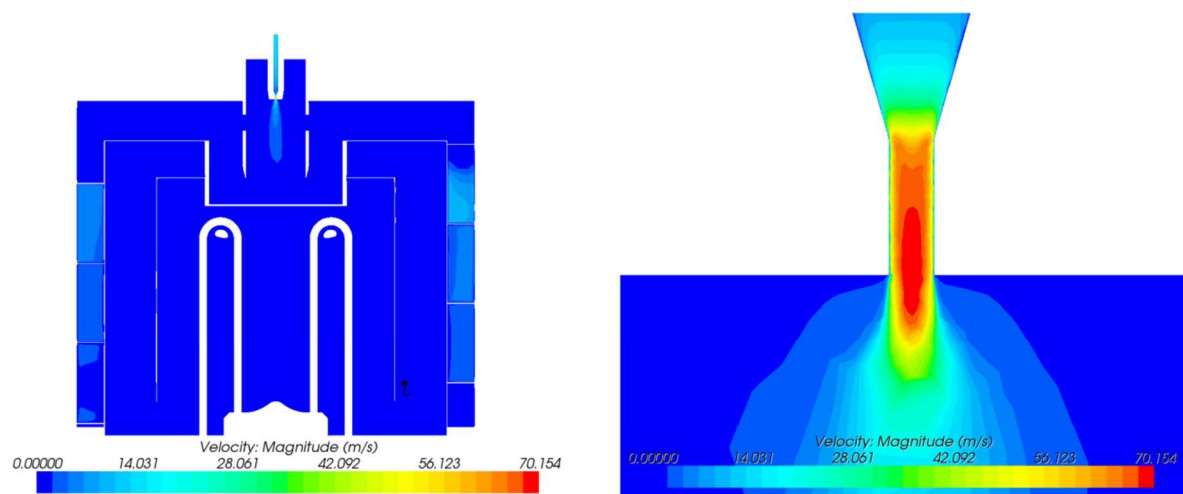
Obr. 27 Vygenerovaná síť modelu

8.3 VÝSLEDKY

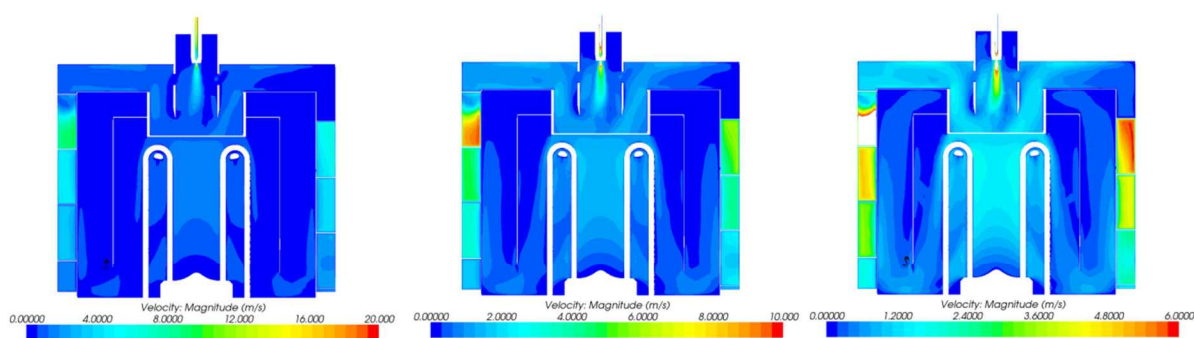
Simulace proudění je ve většině případů zdlouhavá záležitost, která vyžaduje určité znalosti a zkušenosti se zadáváním okrajových podmínek. I když výpočet běžel dlouhou dobu, výsledky budou spíše orientační. Jednou z chyb bylo zadávání vstupů pomocí rychlostí, protože plyn je stlačitelný a výhodnější by bylo zadávat vstup pomocí hmotnostního toku. Ale od modelu bylo požadováno poskytnutí představy o proudění v mnou navržené spalovací komoře.

Všechny obrázky budou zobrazovat rychlost proudění. Nejvyšší rychlost byla podle očekávání v trysce, kde je nejúžší průměr a kudy proudí palivo. Naopak spaliny měly rychlost nejnižší, ale to nám nevadí, protože pak je více času na přestup tepla teplosměnnou plochou. Vzduch má kvůli vedení menší prostor, a proto je jeho rychlost oproti ostatním částem modelu vyšší.

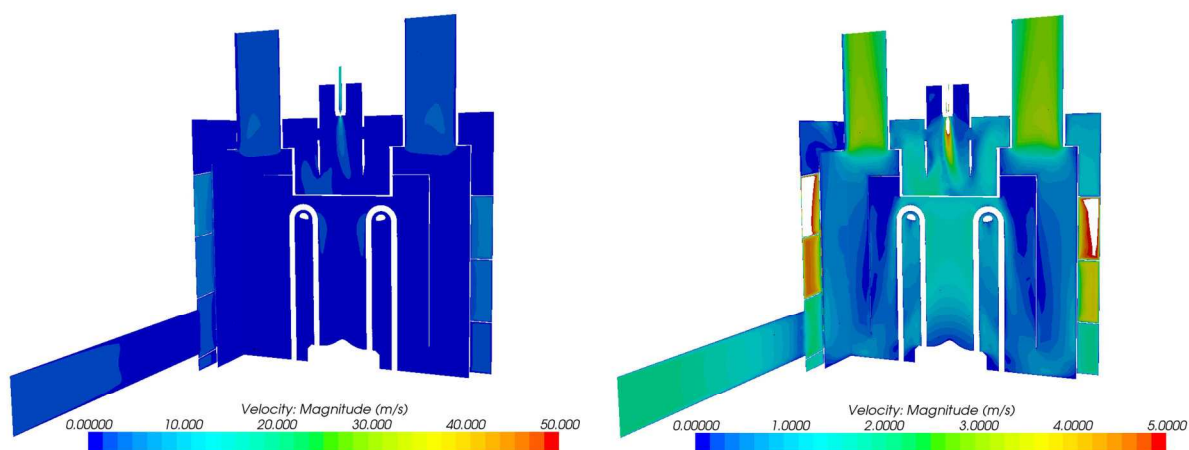
Rychlost u trysky je oproti globální rychlosti o hodně vyšší, proto jsem u dalších obrázků měnil rozsah, který je pod ním vždy uveden.



Obr. 28 Rychlostní pole modelu + detail trysky



Obr. 29 Rychlostní pole modelu - změna rozsahu



Obr. 30 Rychlostní pole modelu



9 ZÁVĚR

Hlavním cílem práce bylo navrhnout spalovací komoru pro Stirlingův motor do výkonu 3 kW. Tento cíl jsem splnil a podle výpočtů by měla spalovací komora dodat i požadovaný výkon. Jestli se tato skutečnost prokáže v praxi, se zjistí až po testování.

V úvodu práce se věnuji výpočtu paliva, kde se snažím zjistit, kolik je ho potřeba, aby při jeho spálení bylo do spalovacího prostoru dodáváno teplo o výkonu 30 kW při součiniteli přebytku vzduchu 1,1. Při porovnání LPG a zemního plynu má LPG lepší parametry, a proto je pro nás i výhodnější. Z množství potřebného paliva jsem potom vypočítal průměr trysky, který reguluje maximální průtok paliva.

Konstrukce celé spalovací komory je poměrně jednoduchá a levná na výrobu. Během návrhu prošla konstrukce mnoha změnami a nakonec jsem dosáhl o polovinu nižší hmotnosti, než byl její prvotní návrh. Materiál pláště a poklopů byl navržen tak, aby odolával i vysokým teplotám spalin.

Výpočtem prostupu tepla teplosměnnou stěnou jsem vypočítal, jak velký tepelný tok bude potřeba k tomu, aby byl vzduch dostatečně předehříván před vstupem do spalovacího prostoru. Abych dosáhl předehřevu vzduchu spalinami na teplotu 80 °C, musí tepelný tok přes teplosměnný plášť mít hodnotu asi 1,5 kW.

Kdyby se v praxi ukázalo, že má spalovací komora malou účinnost a motor na výstupu výkon 3 kW mít nebude, je mnoho možností, jak příští verzi vylepšit. Může jít o přídavné hořáky u spodní části spalovací komory, zvýšením přestupné plochy pro předehřev vzduchu, anebo na trubkách vycházejících z motoru vytvořit žebrování pro lepší přestup tepla.



10 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] WALKER, GRAHAM. *Stirling Engines*. Oxford (Velká Británie): Oxford University Press, 1980. ISBN 0-19-856209-8. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/45062130/Stirling-Engines-G-Walker-Oxford-1980-WW>
- [2] Pavelek, M. *Termomechanika*. 3. přep. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. 286 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [3] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu I*. 2. opr. a rozš. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 516 s. ISBN 80-7204-283-1.
- [4] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojírenské tabulky*. 1. vyd. Praha : Pedagogické nakladatelství ALBRA, 2003. 870 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [5] HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. *FYZIKA*. 1. vyd. Brno : VUTIUM, 2000. 1198 s. ISBN 80-214-1869-9.
- [6] MATUŠKA, P. *Ideální oběhy tepelných strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 55 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29980
- [7] Stirling cycle. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 2009-04-23 [cit. 2010-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_cycle
- [8] Stirling engine. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 2004-10-20 [cit. 2010-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine
- [9] Robert Stirling. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 2010-03-20 [cit. 2010-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Robert_Stirling
- [10] *Stirling engine and stirling cycle hot air engine* [online]. 1998 [cit. 2010-05-22]. Dostupné z: http://www.bullnet.co.uk/shops/test/stirling_engines.htm
- [11] Stirling engine: part 1. *Alternative engine* [online]. 24.10.2010, [cit. 2012-03-08]. Dostupné z: http://nnm.ru/blogs/voyager2/vseyadnyy_i_na_iznanku_chast_1-ya/
- [12] BLAHA, J. *Stirlingův motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=10670
- [13] HORKÝ, P. *Nízkoteplotní Stirlingův motor* [online]. Nová Paka, 2010 [cit. 2012-03-27]. Dostupné z: http://fsinet.fsid.cvut.cz/stretech/2010/stretech_2010_sbornik/pdf/1043.pdf



- [14] OMASTA, M. *Mechanismus Stirlingova motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 59 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Brandejs, CSc.
- [15] FAJKUS, Jan. *Znázornění práce cyklických motorů*. Brno, 2007. Dostupné z: <http://volny.cz/cikus/school/ibp-xfajku00.pdf> Bakalářská práce. Vysoké učení technické, Fakulta informačních technologií, Ústav počítačové grafiky a multimédií.
- [16] MAIER, CH., A. GIL, A. RAFAEL. *Stirling engine* [online]. Gävle, 11.11.2007 [cit. 2012-04-05]. Dostupné z: <http://www.exergy.se/goran/hig/re/07/stirling.pdf>. University of Gävle.
- [17] Propan butan v podobě LPG: Původ a specifiky. *Šlápní na plyn! – S pohonem na LPG* [online]. 2011 [cit. 2012-02-13]. Dostupné z: <http://lpg-cng.ochranamotoru.cz/propan-butan-v-podobe-auto-plynu-lpg-specifika.htm>
- [18] BLAŽEK, R. a V. ŠŤASTNÝ. Vlastnosti zemního plynu, propanu a butanu. *Technický portál* [online]. 17.12.2002 [cit. 2012-04-08]. Dostupné z: <http://www.techportal.cz/1/1/0/vlastnosti-zemniho-plynu-propanu-a-butanu-cid50667/>
- [19] Vlastnosti bioplynu. *Bioplyn* [online]. 2007 [cit. 2012-04-08]. Dostupné z: http://www.bioplyn.cz/at_vlastnosti.htm
- [20] KÁRA, J, Z. PASTOR a E. PŘIBYL. *Výroba a využití bioplynu v zemědělství*. Praha: VÚZT Praha, 2007. ISBN 978-8-86884-28-8.
- [21] MASNICA, P. *Alternativní paliva v zemědělské technice a užitkových automobilech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [22] DOLEŽAL, L. *Možnosti náhrady současných automobilových paliv*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [23] Gorvinův generátor dřevoplynu. *Gorvinovy stránky* [online]. 2004, 10.2.2011 [cit. 2012-04-08]. Dostupné z: <http://gorvin.mysteria.cz/generator.htm>
- [24] LPG. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-08]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/LPG>
- [25] Stlačený zemní plyn. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-09]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Stla%C4%8Den%C3%BD_zemn%C3%AD_plyn
- [26] Dřevoplyn. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-09]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/D%C5%99evoplyn>
- [27] Bioplyn. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-09]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Bioplyn>



- [28] MIŠELNICKÝ, L. *Motory na alternativní pohon*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 34 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [29] Svítiplyn. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Sv%C3%ADtiplyn>
- [30] Vozidla na alternativní palivo - Pohon na svítiplyn. *Šlápní na plyn - Vše o provozu vozidel na CNG a LPG* [online]. 2004 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://lpg-cng.ochranamotoru.cz/svitiplnovy-pohon-na-svitiplyn-karbonizace-mestsky-plyn.htm>
- [31] Využívání svítiplynu pro pohon motorových vozidel. *Šlápní na plyn - Vše o provozu vozidel na CNG a LPG* [online]. 2004 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://lpg-cng.ochranamotoru.cz/auta-na-plyn-pohon-svitiplyn-koks-cechy-morava-slezsko.htm>
- [32] Výchřevnost. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDh%C5%99evnost>
- [33] Spalné teplo. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Spaln%C3%A9_teplo
- [34] ROSYPAL, Š. *Výměníky tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marek Baláš. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102
- [35] KORYTÁR, Z. *Využití odpadního tepla spalín žíhací pece pro ohřev teplé užitkové vody*, Brno, 2009, 28 s., 2 s. příloh. Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně na Energetickém ústavu. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. Dostupné z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17416
- [36] ZEKIČ, D. *Roštový kotel na spalování peletek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 68s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Borbély. Dostupné z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=30848
- [37] Reynoldsovo číslo. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Reynoldsovo_%C4%8D%C3%ADslo
- [38] Prandtlovo číslo. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Prandtlovo_%C4%8D%C3%ADslo
- [39] GRYM, O. *Vliv změny typu prvků na tlakovou ztrátu v přímé trubce při modelování proudění pomocí CFD*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 58 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.



11 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Veličina
a	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Součinitel teplotní vodivosti tekutin
A_0	$[\text{J}]$	Objemová práce
BU, bu	$[-]$	Butan
c_p	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
H_i	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$	Výhřevnost i-tého paliva
k	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
L	$[\text{m}]$	Výška teplosměnné plochy
LPG, lpg	$[-]$	LPG (směs propanu a butanu)
M_i	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	Molární hmotnost i-té látky
m_{ri}	$[-]$	Relativní atomová hmotnost i-tých prvků
m_{tok}	$[\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}]$	Hmotnostní tok
Nu	$[-]$	Nusseltovo číslo
o_i	$[\text{m}]$	Obvod i-tého rozměru
p	$[\text{Pa}]$	Tlak
p	$[\text{Pa}]$	Tlak
p_{atm}	$[\text{Pa}]$	Atmosférický tlak
PL	$[-]$	Plech
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
PR, pr	$[-]$	Propan
Q_C	$[\text{J}]$	Teplo odvedené z oběhu
Q_H	$[\text{J}]$	Teplo přivedené do oběhu
Q_i	$[\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$	Objemový průtok i-té látky
Q_{mi}	$[\text{kg} \cdot \text{hod}^{-1}]$	Hmotnostní průtok i-té látky
Q_{tok}	$[\text{W}]$	Tepelný tok
r	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Měrná plynová konstanta
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
R_m	$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}]$	Univerzální plynová konstanta
S	$[\text{m}^2]$	Plocha teplosměnného povrchu
S	$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1}]$	Entropie
SK	$[-]$	Skutečné



stř	[-]	Střední
T	[K]	Termodynamická teplota
T _{max}	[K]	Nejvyšší teplota v oběhu
T _{min}	[K]	Nejnižší teplota v oběhu
V	[m ³]	Objem
v _i	[m ³ .kg ⁻¹]	Měrný objem i-té látky
VS, vs	[-]	Vstup
VS,vs	[-]	Vstup
v _{vs i}	[m.s ⁻¹]	Rychlost na vstupu i-té látky
VZD, vzd	[-]	Vzduch
w	[m.s ⁻¹]	Rychlost
ZP, zp	[-]	Zemní plyn
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
ΔT _s	[K]	Střední logaritmický teplotní spád
ε	[-]	Kompresní poměr
η	[-]	Celková účinnost motoru
η _t	[-]	Termická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Tepelná vodivost
μ	[Pa.s]	Dynamická viskozita
ρ _i	[kg.m ⁻³]	Hustota i-té látky
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita



12 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Stirlingův reálný motor	15
Obr. 2 Reverend Dr. Robert Stirling [9]	16
Obr. 3 Překreslený patent Stirlingova motoru z roku 1816 [11].....	16
Obr. 4 Stirlingův motor vyvíjený Philipsem [11]	17
Obr. 5 Motor Philips V4-65 s naklápěcí deskou [1]	18
Obr. 6 Solární elektrárna využívající Stirlingova motoru [http://goo.gl/1J60R]	18
Obr. 7 Stirlingův motor - beta modifikace [14]	19
Obr. 8 Stirlingův ideální cyklus v p-V a T-S diagramu	20
Obr. 9 Porovnání reálného (červeně) a ideálního (zeleně) Stirlingova cyklu v p-V diagramu [14]	22
Obr. 10 Schéma pro výpočet proudění LPG	34
Obr. 11 Poloviční řez spalovací komory - vedení vzduchu ve šroubovici vyznačeno červeně	36
Obr. 12 Průběh teplot pro souprůdé tepelné výměníky	36
Obr. 13 Výřez modelu s hlavními rozměry a teplotami pro výpočet přestupu tepla	37
Obr. 14 Varianty středního pláště	43
Obr. 15 Výsledné vedení vzduchu	43
Obr. 16 Varianty trysky a její uchycení	44
Obr. 17 Varianty dna a způsob uchycení spalovací komory	44
Obr. 18 Postup při svařování 1	46
Obr. 19 Postup při svařování 2	47
Obr. 20 Postup při svařování 3	47
Obr. 21 Postup při svařování 4	48
Obr. 22 Model svařence - různé pohledy	48
Obr. 23 Schéma s rozměry	49
Obr. 24 Řezy spalovací komorou Stirlingova motoru - vlevo je konstrukční návrh a vpravo je geometrii proudění	50
Obr. 25 Řez objemovou sítí a její detail	52
Obr. 26 Prismatická síť na vstupu	53
Obr. 27 Vygenerovaná síť modelu	54
Obr. 28 Rychlostní pole modelu + detail trysky	55
Obr. 29 Rychlostní pole modelu - změna rozsahu	55
Obr. 30 Rychlostní pole modelu	55

13 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vliv ročního období na směsi LPG [17]	23
Tab. 2 Srovnání vlastností paliv při 15 °C a tlaku 101 325 Pa [18, 19, 23, 30].....	26
Tab. 3 Zadané hodnoty k diplomové práci	27
Tab. 4 Vlastností paliv a vzduchu při 15 °C a atmosférickém tlaku 101 325 Pa [4, 18].....	27
Tab. 5 Relativní atomová hmotnost prvků [periodická tabulka prvků]	27
Tab. 6 Porovnání vypočtených hodnot pro zemní plyn a LPG	33
Tab. 7 Zvolené a vypočtené parametry pro výpočet přestupu tepla	37



14 SEZNAM PŘÍLOH

Výpočty v MathCADu:

- 1 STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET OBJEMU SPALOVANÉHO KYSLÍKU A VZDUCHU
- 2 VÝPOČET SPOTŘEBY PALIVA A VZDUCHU
- 3 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN PŘI IDEÁLNÍM SPALOVÁNÍ
- 4 VÝPOČET PROUDĚNÍ LPG
- 5 VÝPOČET RYCHLOSTI NA VSTUPY PRO CFD
- 6 VÝPOČET PROSTUPU TEPLA PROUDĚNÍM

Výkresy:

- 1 x A0 – Svařenec
- 5 x A4 – 2 x kusovník + 3 x výkres



1 STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET OBJEMU SPALOVANÉHO KYSLÍKU A VZDUCHU

Relativní atomová hmotnost prvků

$$m_{\text{TC}} := 12.01115 \text{ kg}$$

$$m_{\text{TO}} := 15.9994 \text{ kg}$$

$$p_{\text{atm}} := 101325 \text{ Pa}$$

$$m_{\text{TH}} := 1.00797 \text{ kg}$$

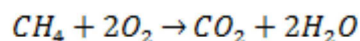
$$m_{\text{TN}} := 14.0067 \text{ kg}$$

Vlastnosti jednotlivých paliv a vzduchu (podmínky: teplota 15°C, tlak 101325 Pa):

Hustota	Měrný objem	Výhřevnost
$\rho_{\text{VZD}} := 1.22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$v_{\text{VZD}} := \frac{1}{\rho_{\text{VZD}}} = 0.82 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$H_{\text{ZP}} := 33932000 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$
$\rho_{\text{ZP}} := 0.69 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$v_{\text{ZP}} := \frac{1}{\rho_{\text{ZP}}} = 1.449 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$H_{\text{PR}} := 87863000 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$
$\rho_{\text{PR}} := 1.91 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$v_{\text{PR}} := \frac{1}{\rho_{\text{PR}}} = 0.524 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$H_{\text{BU}} := 116025000 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$
$\rho_{\text{BU}} := 2.48 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$v_{\text{BU}} := \frac{1}{\rho_{\text{BU}}} = 0.403 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	$H_{\text{LPG}} := 0.4 H_{\text{PR}} + 0.6 H_{\text{BU}}$
		$H_{\text{LPG}} = 104760200 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$

Zemní plyn:

Rovnice pro dokonalé hoření zemního plynu:



$$m_{\text{CH}_4} := 1 \cdot m_{\text{TC}} + 4 \cdot m_{\text{TH}} = 16.043 \text{ kg}$$

Množství kg látek na 1 kg zemního plynu

$$m_{\text{O}_2\text{zp}} := \frac{2 \cdot m_{\text{TO}} \cdot 2}{m_{\text{CH}_4}} = 3.989 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{CO}_2\text{zp}} := \frac{m_{\text{TC}} + m_{\text{TO}} \cdot 2}{m_{\text{CH}_4}} = 2.743 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{H}_2\text{Ozp}} := \frac{2 \cdot (m_{\text{TH}} \cdot 2 + m_{\text{TO}})}{m_{\text{CH}_4}} = 2.246 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství kg vzduchu na 1 kg zemního plynu

$$m_{\text{VZDzp}} := \frac{m_{\text{O}_2\text{zp}}}{0.23} = 17.344 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství m³ vzduchu na 1 m³ zemního plynu

$$V_{\text{VZDzp}} := m_{\text{VZDzp}} \cdot \frac{v_{\text{VZD}}}{v_{\text{ZP}}} = 9.809 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$



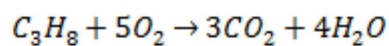
Výpočet poměru složek paliva (kg složky/1kg paliva)

$$ZP_{pC} := \frac{1 \cdot m_{TC}}{1 \cdot m_{TC} + 4 \cdot m_{TH}} = 0.749$$

$$ZP_{pH} := \frac{4 \cdot m_{TH}}{1 \cdot m_{TC} + 4 \cdot m_{TH}} = 0.251$$

Propan:

Rovnice pro dokonalé hoření propanu:



$$m_{C_3H_8} := 3 \cdot m_{TC} + 8 \cdot m_{TH} = 44.097 \text{ kg}$$

Množství kg látek na 1 kg propanu

$$m_{O_2pr} := \frac{5 \cdot m_{TO} \cdot 2}{m_{C_3H_8}} = 3.628 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{CO_2pr} := \frac{3(m_{TC} + m_{TO} \cdot 2)}{m_{C_3H_8}} = 2.994 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{H_2Opr} := \frac{4(m_{TH} \cdot 2 + m_{TO})}{m_{C_3H_8}} = 1.634 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství kg vzduchu na 1 kg propanu

$$m_{VZDpr} := \frac{m_{O_2pr}}{0.23} = 15.775 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

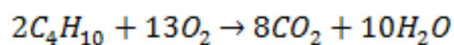
Množství m³ vzduchu na 1 m³ propanu

$$V_{VZDpr} := m_{VZDpr} \cdot \frac{v_{VZD}}{v_{PR}} = 24.697 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$



Butan:

Rovnice pro dokonalé hoření butanu:



$$m_{C_4H_{10}} := 2 \cdot (4 \cdot m_{TC} + 10 \cdot m_{TH}) = 116.249 \text{ kg}$$

$$\text{Množství kg látek na 1 kg butanu} \quad m_{O_2bu} := \frac{13 \cdot m_{TO} \cdot 2}{m_{C_4H_{10}}} = 3.578 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{CO_2bu} := \frac{8(m_{TC} + m_{TO} \cdot 2)}{m_{C_4H_{10}}} = 3.029 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{H_2Obu} := \frac{10(m_{TH} \cdot 2 + m_{TO})}{m_{C_4H_{10}}} = 1.55 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství kg vzduchu na 1 kg butanu

$$m_{VZDbu} := \frac{m_{O_2bu}}{0.23} = 15.558 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství m³ vzduchu na 1 m³ butanu

$$V_{VZDbu} := m_{VZDbu} \cdot \frac{v_{VZD}}{v_{BU}} = 31.627 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

LPG (40% propan + 60% butan):

$$\text{Množství kg látek na 1 kg LPG} \quad m_{O_2lpg} := 0.4m_{O_2pr} + 0.6m_{O_2bu} = 3.598 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{CO_2lpg} := 0.4m_{CO_2pr} + 0.6m_{CO_2bu} = 3.015 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{H_2Olpg} := 0.4m_{H_2Opr} + 0.6m_{H_2Obu} = 1.583 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství kg vzduchu na 1 kg LPG

$$m_{VZDlpg} := \frac{m_{O_2lpg}}{0.23} = 15.645 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství m³ vzduchu na 1 m³ LPG

$$V_{VZDlpg} := m_{VZDlpg} \cdot \frac{v_{VZD}}{0.4v_{PR} + 0.6v_{BU}} = 28.411 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$



2 VÝPOČET SPOTŘEBY PALIVA A VZDUCHU

Výkon na výstupu spotřebiče: $P := 3000\text{W}$

Celková účinnost motoru: $\eta := 0.1$

Stechiometrický poměr: $\lambda := 1.1$

Výhřevnost zemního plynu: $H_{ZP} = 3.393 \times 10^7 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$

Výhřevnost LPG: $H_{LPG} = 1.048 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$

Zemní plyn:

Výpočet dodávky paliva:

$$Q_{ZP} := \frac{P}{\eta \cdot H_{ZP}} = 3.183 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{mZP} := Q_{ZP} \cdot \rho_{ZP} = 2.196 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

Skutečné množství m^3 vzduchu na 1 m^3 zemního plynu:

$$V_{VZDzpSK} := \lambda \cdot V_{VZDzp} = 10.79 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Výpočet dodávky vzduchu:

$$Q_{VZDzp} := V_{VZDzpSK} \cdot Q_{ZP} = 34.344 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{mVZDzp} := Q_{VZDzp} \cdot \rho_{VZD} = 41.899 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

LPG (40% propan + 60% butan):

Výpočet dodávky paliva:

$$Q_{LPG} := \frac{P}{\eta \cdot H_{LPG}} = 1.031 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{mLPG} := \frac{Q_{LPG}}{v_{LPG}} = 2.284 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

Skutečné množství m^3 vzduchu na 1 m^3 LPG:

$$V_{VZDlpgSK} := \lambda \cdot V_{VZDlpg} = 31.252 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Výpočet dodávky vzduchu:

$$Q_{VZDlpg} := V_{VZDlpgSK} \cdot Q_{LPG} = 32.219 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{mVZDlpg} := Q_{VZDlpg} \cdot \rho_{VZD} = 39.307 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$



3 VÝPOČET MNOŽSTVÍ SPALIN PŘI IDEÁLNÍM SPALOVÁNÍ

Tlak spalin: $p_{\text{SPAL}} := p_{\text{atm}} + 1000 \text{ Pa} = 1.023 \times 10^5 \text{ Pa}$

Molární plynová konstanta: $R_m := 8.314 \frac{\text{J}}{\text{K} \cdot \text{mol}}$

Teplota spalin: $T_{\text{SPAL}} := (600 + 273.15) \text{ K} = 873.15 \text{ K}$

Zemní plyn:

Hlavní složky spalin na 1 kg paliva:

$$m_{\text{CO2zp}} = 2.743 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{H2Ozp}} = 2.246 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Obsah dusíku ve vzduchu cca 77% $m_{\text{N2zp}} := 0.77 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{m_{\text{O2zp}}}{0.23} \right) = 14.69 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

Množství kg spalin na 1 kg paliva: $m_{\text{sumaZP}} := m_{\text{CO2zp}} + m_{\text{H2Ozp}} + m_{\text{N2zp}} = 19.679 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

$$m_{\text{SPALzp}} := m_{\text{sumaZP}}$$

Molární hmotnost spalin:

$$M_{\text{CO2zp}} := \frac{(m_{\text{rC}} + m_{\text{rO}} \cdot 2)}{\text{kmol}} = 44.01 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{H2Ozp}} := \frac{(m_{\text{rH}} \cdot 2 + m_{\text{rO}})}{\text{kmol}} = 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{N2zp}} := \frac{m_{\text{rN}} \cdot 2}{\text{kmol}} = 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{SPALzp}} := \frac{m_{\text{CO2zp}}}{m_{\text{sumaZP}}} \cdot M_{\text{CO2zp}} + \frac{m_{\text{H2Ozp}}}{m_{\text{sumaZP}}} \cdot M_{\text{H2Ozp}} + \frac{m_{\text{N2zp}}}{m_{\text{sumaZP}}} \cdot M_{\text{N2zp}} = 29.102 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Hustota a měrný objem spalin:

$$\rho_{\text{SPALzp}} := \frac{p_{\text{SPAL}} \cdot M_{\text{SPALzp}}}{R_m \cdot T_{\text{SPAL}}} = 0.41 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v_{\text{SPALzp}} := \frac{1}{\rho_{\text{SPALzp}}} = 2.438 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Množství m³ spalin na 1 m³ paliva:

$$V_{\text{SPALzp}} := m_{\text{SPALzp}} \cdot \frac{v_{\text{SPALzp}}}{v_{\text{ZP}}} = 33.102 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Hodinové množství spalin:

$$Q_{\text{SPALzp}} := V_{\text{SPALzp}} \cdot Q_{\text{ZP}} = 105.358 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{\text{mSPALzp}} := Q_{\text{SPALzp}} \cdot \rho_{\text{SPALzp}} = 43.219 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

**Propan:**

Hlavní složky spalin na 1kg paliva:

$$m_{\text{CO2pr}} = 2.994 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{H2Opr}} = 1.634 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Obsah dusíku ve vzduchu cca 77% $m_{\text{N2pr}} := 0.77 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{m_{\text{O2pr}}}{0.23} \right) = 13.361 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

$$m_{\text{sumaPR}} := m_{\text{CO2pr}} + m_{\text{H2Opr}} + m_{\text{N2pr}} = 17.989 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Molová hmotnost spalin:

$$M_{\text{CO2pr}} := \frac{(m_{\text{TC}} + m_{\text{TO}} \cdot 2)}{\text{kmol}} = 44.01 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{H2Opr}} := \frac{(m_{\text{TH}} \cdot 2 + m_{\text{TO}})}{\text{kmol}} = 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{N2pr}} := \frac{m_{\text{TN}} \cdot 2}{\text{kmol}} = 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{SPALpr}} := \frac{m_{\text{CO2pr}}}{m_{\text{sumaPR}}} \cdot M_{\text{CO2pr}} + \frac{m_{\text{H2Opr}}}{m_{\text{sumaPR}}} \cdot M_{\text{H2Opr}} + \frac{m_{\text{N2pr}}}{m_{\text{sumaPR}}} \cdot M_{\text{N2pr}} = 29.768 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Hustota a měrný objem spalin:

$$\rho_{\text{SPALpr}} := \frac{p_{\text{SPAL}} \cdot M_{\text{SPALpr}}}{R_m \cdot T_{\text{SPAL}}} = 0.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v_{\text{SPALpr}} := \frac{1}{\rho_{\text{SPALpr}}} = 2.383 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Množství kg spalin na 1kg paliva:

$$m_{\text{SPALpr}} := m_{\text{CO2pr}} + m_{\text{H2Opr}} + m_{\text{N2pr}} = 17.989 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství m³ spalin na 1 m³ paliva:

$$V_{\text{SPALpr}} := m_{\text{SPALpr}} \cdot \frac{v_{\text{SPALpr}}}{v_{\text{PR}}} = 81.889 \frac{\text{m}^3}{\text{lm}^3}$$

**Butan:**

Hlavní složky spalin na 1kg paliva:

$$m_{\text{CO2bu}} = 3.029 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{H2Obu}} = 1.55 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Obsah dusíku ve vzduchu cca 77% $m_{\text{N2bu}} := 0.77 \left(\lambda \cdot \frac{m_{\text{O2bu}}}{0.23} \right) = 13.178 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

$$m_{\text{sumaBU}} := m_{\text{CO2bu}} + m_{\text{H2Obu}} + m_{\text{N2bu}} = 17.756 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Molová hmotnost spalin:

$$M_{\text{CO2bu}} := \frac{(m_{\text{rC}} + m_{\text{rO}} \cdot 2)}{\text{kmol}} = 44.01 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{H2Obu}} := \frac{(m_{\text{rH}} \cdot 2 + m_{\text{rO}})}{\text{kmol}} = 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{N2bu}} := \frac{m_{\text{rN}} \cdot 2}{\text{kmol}} = 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

$$M_{\text{SPALbu}} := \frac{m_{\text{CO2bu}}}{m_{\text{sumaBU}}} \cdot M_{\text{CO2bu}} + \frac{m_{\text{H2Obu}}}{m_{\text{sumaBU}}} \cdot M_{\text{H2Obu}} + \frac{m_{\text{N2bu}}}{m_{\text{sumaBU}}} \cdot M_{\text{N2bu}} = 29.869 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Hustota a měrný objem spalin:

$$\rho_{\text{SPALbu}} := \frac{p_{\text{SPAL}} \cdot M_{\text{SPALbu}}}{R_m \cdot T_{\text{SPAL}}} = 0.421 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v_{\text{SPALbu}} := \frac{1}{\rho_{\text{SPALbu}}} = 2.375 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Množství kg spalin na 1kg paliva:

$$m_{\text{SPALbu}} := m_{\text{CO2bu}} + m_{\text{H2Obu}} + m_{\text{N2bu}} = 17.756 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Množství m³ spalin na 1 m³ paliva:

$$V_{\text{SPALbu}} := m_{\text{SPALbu}} \cdot \frac{v_{\text{SPALbu}}}{v_{\text{BU}}} = 104.591 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

**LPG:**

Hustota spalin: $\rho_{\text{SPAL}} := 0.4\rho_{\text{SPALpr}} + 0.6\rho_{\text{SPALbu}} = 0.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Množství m^3 spalin na 1 m^3 paliva:

$$V_{\text{SPALlpg}} := 0.4V_{\text{SPALpr}} + 0.6V_{\text{SPALbu}} = 95.51 \frac{\text{m}^3}{\text{lm}^3}$$

Množství kg spalin na 1kg paliva:

$$m_{\text{SPALlpg}} := 0.4m_{\text{SPALpr}} + 0.6m_{\text{SPALbu}} = 17.85 \frac{\text{kg}}{\text{1kg}}$$

Hodinové množství spalin:

$$Q_{\text{SPALlpg}} := V_{\text{SPALlpg}} \cdot Q_{\text{LPG}} = 98.464 \frac{\text{m}^3}{\text{hod}}$$

$$Q_{m\text{SPALlpg}} := Q_{\text{SPALlpg}} \cdot (0.4\rho_{\text{SPALpr}} + 0.6\rho_{\text{SPALbu}}) = 41.399 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

$$\text{MnozstvíVzduchuNa1m3Paliva} := \begin{pmatrix} V_{\text{VZDzpSK}} \\ V_{\text{VZDpr}} \\ V_{\text{VZDbu}} \\ V_{\text{VZDlpgSK}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 10.79 \\ 24.697 \\ 31.627 \\ 31.252 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{lm}^3}$$

$$\text{MnozstvíSpalinNa1m3Paliva} := \begin{pmatrix} V_{\text{SPALzp}} \\ V_{\text{SPALpr}} \\ V_{\text{SPALbu}} \\ V_{\text{SPALlpg}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 33.102 \\ 81.889 \\ 104.591 \\ 95.51 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{lm}^3}$$

4 VÝPOČET PROUDĚNÍ LPG

Poissonova konstanta pro propan-butan: $\kappa := 1.33$

Molární hmotnosti:

propanu: $M_{C_3H_8} := \frac{(3 \cdot m_{rC} + 8 \cdot m_{rH})}{\text{kmol}} = 44.097 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

butanu: $M_{C_4H_{10}} := \frac{(4 \cdot m_{rC} + 10 \cdot m_{rH})}{\text{kmol}} = 58.124 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

LPG (40% propanu + 60% butanu): $M_{LPG} := 0.4 M_{C_3H_8} + 0.6 M_{C_4H_{10}} = 52.513 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

Průměr trysky - přívodu LPG: $d_{LPG2} := 1 \text{ mm}$

Tlak za regulátorem (v hadici přívodu plynu): $p_1 := p_{atm} + 2 \cdot p_{atm} = 3.04 \times 10^5 \text{ Pa}$

Teplota plynu v hadici přívodu (stejná jako okolí): $T_1 := (273.15 + 20) \text{ K} = 293.15 \text{ K}$

Tlak za tryskou: $p_2 := p_{SPAL} = 1.023 \times 10^5 \text{ Pa}$

Tlakové poměry: $\frac{p_2}{p_1} = 0.337$ je menší než $\frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0.54$ kritické proudění plynu

$$\rho_1 := \frac{p_1 \cdot M_{LPG}}{R_m \cdot T_1} = 6.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

1-2

$$p_{KRIT} := p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 1.643 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{KRIT} := T_1 \cdot \left(\frac{p_{KRIT}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 251.631 \text{ K}$$

$$w_{KRIT} := \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1}} = 230.185 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{KRIT} := \frac{1}{\rho_1} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{KRIT}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0.243 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$d_{LPG2krit} := \sqrt{\frac{4 Q_{mLPG} v_{KRIT}}{w_{KRIT} \pi}} = 0.923 \text{ mm}$$

vzhledem ke ztrátám ve vedení hadice
průměr trysky 1 mm VYHOVUJE



5 VÝPOČET RYCHLOSTI NA VSTUPY PRO CFD

Průměry otvorů pro přívod LPG, vzduchu a spalín:

LPG přívod	LPG tryska	Vzduch přívod	Spaliny odvod
$d_{\text{LPG1}} := 4\text{mm}$	$d_{\text{LPG2}} = 1\text{mm}$	$d_{\text{VZD}} := 75.3\text{mm}$	$d_{\text{SPAL}} := 168\text{mm}$

Tlak a teplota v přívodní trubce:

$$p_{\text{vsLPG1}} := p_{\text{atm}} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_{\text{vsLPG1}} := T_1 = 293.15 \text{ K}$$

Hustota LPG v přívodní trubce:

$$\rho_{\text{vsLPG1}} := \frac{p_{\text{vsLPG1}} \cdot M_{\text{LPG}}}{R_m \cdot T_{\text{vsLPG1}}} = 2.183 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Rychlost LPG v přívodní trubce:

$$v_{\text{vsLPG1}} := \frac{Q_{\text{mLPG}}}{\rho_{\text{vsLPG1}} \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{LPG1}}^2}{4}} = 23.126 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Rychlost vzduchu v přívodní trubce:

$$v_{\text{vsVZD}} := \frac{Q_{\text{VZDlpg}}}{\pi \cdot \frac{d_{\text{VZD}}^2}{4}} = 2.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Rychlost spalín na odvodu:

$$v_{\text{vsSPAL}} := \frac{Q_{\text{SPALlpg}}}{\pi \cdot \frac{d_{\text{SPAL}}^2}{4}} = 1.234 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



6 VÝPOČET PROSTUPU TEPLA PROUDĚNÍM

Zadání teplot na vstupu a výstupu výměníku:

strana spalín

$$T_{1in} := T_{SPAL} = 873.15 \text{ K}$$

$$T_{1out} := (570 + 273.15) \cdot \text{K} = 843.15 \text{ K}$$

strana vzduchu

$$T_{2in} := (20 + 273.15) \cdot \text{K} = 293.15 \text{ K}$$

$$T_{2out} := (80 + 273.15) \cdot \text{K} = 353.15 \text{ K}$$

Rozměry pro proudící vzduch:

$$a_1 := 34 \text{ mm}$$

$$b_1 := 100 \text{ mm}$$

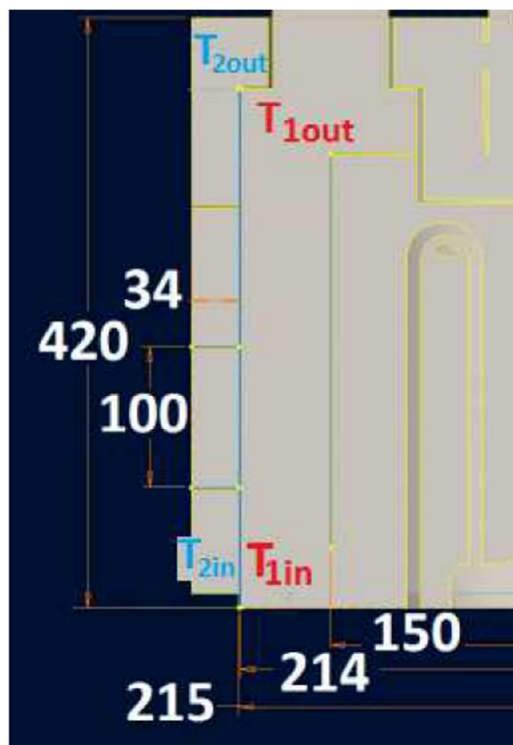
Rozměry (poloměry) pro proudící spaliny:

$$r_2 := 0.215 \text{ m}$$

$$r_1 := \frac{428}{2} \text{ mm} = 0.214 \text{ m}$$

$$r_0 := \frac{300}{2} \text{ mm} = 0.15 \text{ m}$$

Výška prustupné plochy: $L := 420 \text{ mm}$



Strana přívodu vzduchu

Plocha a obvod otvoru
proudícího vzduchu:

$$S_{vs2} := a_1 \cdot b_1 = 3.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad o_2 := 2 \cdot (a_1 + b_1) = 0.268$$

Ekvivalentní rozměr:

$$d_{stř2} := \frac{4 \cdot S_{vs2}}{o_2} = 0.051 \text{ m}$$

Rychlost proudění:

$$v_{VSstř2} := \frac{Q_{VZDlpg}}{\pi \cdot \frac{d_{stř2}^2}{4}} = 4.425 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední teplota vzduchu:

$$T_{stř2} := \frac{T_{2out} + T_{2in}}{2} = 323.15 \text{ K}$$

Pro vzduch o $T_{stř2} = 50 \text{ °C}$ dle tabulky v [2]:

$$\text{Kinematická viskozita: } \nu_2 := 18.6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\text{Prandtlovo číslo: } Pr_2 := 0.722$$

$$\text{Tepelná vodivost: } \lambda_2 := 2.721 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla
na straně vzduchu:

$$\alpha_2 := 0.023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{stř2}} \cdot \left(\frac{v_{VSstř2} \cdot d_{stř2}}{\nu_2} \right)^{0.8} \cdot (Pr_2)^{0.4} = 19.948 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**Strana odvodu spalín**

Plocha otvoru pro proudící spaliny: $S_{vs1} := \pi \cdot r_1^2 - \pi \cdot r_0^2 = 0.073 \text{ m}^2$

obvod otvoru pro proudící spaliny: $o_1 := 2 \cdot (\pi \cdot r_1 + \pi \cdot r_0) = 2.287 \text{ m}$

Ekvivalentní rozměr: $d_{stř1} := \frac{4 \cdot S_{vs1}}{o_1} = 0.128 \text{ m}$

Rychlost proudění: $v_{VSstř1} := \frac{Q_{SPALpg}}{\frac{\pi \cdot d_{stř1}^2}{4}} = 2.126 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Střední teplota spalín: $T_{stř1} := \frac{T_{1out} + T_{1in}}{2} = 858.15 \text{ K}$

Střední teplota spalín u stěny: $T_{střw} := \frac{T_{stř1} + T_{stř2}}{2} = 590.65 \text{ K}$

Pro spaliny o $T_{stř1} = 585 \text{ °C}$ dle tabulky v [2]:

Kinematická viskozita: $\nu_1 := 88.9 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Prandtlovo číslo: $Pr_1 := 0.6179$

Tepelná vodivost: $\lambda_1 := 0.07075 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Pro spaliny o $T_{střw} = 317,5 \text{ °C}$ dle tabulky v [2]:

Kinematická viskozita: $\nu_w := 44.5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Dynamická viskozita ($T_{stř1} = 585 \text{ °C}$): $\mu_1 := \nu_1 \cdot \rho_{SPAL} = 3.738 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$

Dynamická viskozita ($T_{střw} = 317,5 \text{ °C}$): $\mu_w := \nu_w \cdot \rho_{SPAL} = 1.871 \times 10^{-5} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$

Reynoldsovo číslo: $Re_1 := \frac{v_{VSstř1} \cdot d_{stř1}}{\nu_1} = 3.06 \times 10^3$ > než 2320 ale menší než 3450
proto se jedná o přechodovou oblast proudění

Součinitel přestupu tepla na straně spalín: $\alpha_1 := \frac{\lambda_1}{d_{stř1}} \cdot \left[1.86 + \left(\frac{Re_1 \cdot Pr_1}{\frac{L}{d_{stř1}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] = 6.096 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$



Tepelný tok

Výška prustupné plochy: $L = 0.42 \text{ m}$

Tepelná vodivost oceli [2]: $\lambda_{\text{ocel}} := 45.4 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

kS je konstantní:
(k - součinitel prostupu
tepla, S - plocha
teplosměnného povrchu)

$$kS := \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \cdot L \cdot \lambda_{\text{ocel}}} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{2\pi \cdot r_2 \cdot L \cdot \alpha_2} \right)} = 2.639 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Střední logaritmický teplotní spád: $\Delta T_s := \frac{(T_{1\text{out}} - T_{2\text{out}}) - (T_{1\text{in}} - T_{2\text{in}})}{\ln\left(\frac{T_{1\text{out}} - T_{2\text{out}}}{T_{1\text{in}} - T_{2\text{in}}}\right)} = 533.736 \text{ K}$

Tepelný tok: $Q_{\text{tok}} := kS \cdot \Delta T_s = 1.409 \times 10^3 \text{ W}$