

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh kogenerační jednotky s motorem Scania

Autor: **Stanislav SOUČEK**

Vedoucí práce: **Ing. Michal Volf**

Akademický rok 2019/2020

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval za vedení práce a připomínky panu Ing. Michalu Volfovi. Také bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Štochlovi ze společnosti TEDOM a.s. za odborné rady, bez kterých bych nebyl schopen tuto práci vytvořit. Na závěr bych rád poděkoval celé své rodině za podporu v průběhu studia.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Souček	Jméno Stanislav	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Volf.	Jméno Michal	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh kogenerační jednotky s motorem Scania		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	65	TEXTOVÁ ČÁST	39	GRAFICKÁ ČÁST	13
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS	Bakalářská práce obsahuje popis konstrukčních celků kogenerační jednotky, návrh hlavních dílů a ekonomické hodnocení příkladného projektu. Hlavními díly byly určeny směšovač palivo – vzduch, jehož tvarový výpočet byl proveden analyticky a pomocí numerické simulace bylo navrženo optimální míchání paliva se vzduchem. Dále výměník spaliny s posouzením vhodné velikosti a návrh vodních okruhů chlazení zakončený návrhem čerpadla a deskového výměníku. Simulace byly provedeny v programu ANSYS 19.
KLÍČOVÁ SLOVA	Kogenerace, Konstrukce a návrh, Směšovač paliva, Spalinový výměník, ANSYS, CFD, numerická simulace

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Soucek	Name Stanislav	
FIELD OF STUDY	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing.Volf	Name Michal	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of cogeneration unit with Scania engine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machines and Equipment	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	--	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	65	TEXT PART	39	GRAPHICAL PART	13
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	<p>The bachelor thesis contains a description of main design parts of the cogeneration units and economical evaluation of example project. Among the main parts were selected a fuel mixer, exhaust exchanger and an engine water cooling system. The mixer was suggested for optimal mixing fuel and air. The software ANSYS 19 was used for the whole simulation and results evaluation.</p> <p>In the suggestion of the engine water cooling system was selected a cooling pump and plate exchanger.</p>
KEY WORDS	<p>Cogeneration, Design of the cogeneration units, Mixer, Exhaust exchanger, ANSYS, CFD, Numerical simulation</p>

Obsah

Obsah	9
Seznam zkratk a symbolů.....	12
Seznam tabulek	13
Seznam obrázků	14
Seznam grafů	15
Úvod.....	16
1 Princip kogenerační jednotky	17
1.1 Pístový spalovací motor	18
1.2 Plynová turbína	19
1.3 Palivový článek	19
1.4 Stirlingův motor	21
2 Popis konstrukčního uspořádání	22
2.1 Rám a protihlukový kryt	22
2.2 Soustrojí	23
2.3 Palivová trasa	24
2.4 Vodní okruhy.....	24
2.4.1 Primární okruh	24
2.4.2 Sekundární okruh	25
2.5 Spalinová trasa	26
2.6 Možnosti snížení emisí výfukových plynů.....	27
2.6.1 Využití třícestného katalyzátoru	28
2.6.2 Spalování chudé směsi	28
2.6.3 Spalování chudé směsi s oxidačním katalyzátorem.....	28
2.6.4 Spalování chudé směsi za použití selektivní katalytické redukce	28
2.7 Zpětnovazební regulace.....	29
2.8 Část elektroinstalace.....	30
3 Návrh konstrukčních celků kogenerační jednotky.....	31
3.1 Výpočet hlavních parametrů motoru.....	31
3.1.1 Zdvihový objem V_z	31
3.1.2 Hodinový zdvihový objem V_{zhod}	31
3.1.3 Hodinová hltnost V_h	31
3.1.4 Spotřeba vzduchu V_{vz}	32
Spotřeba paliva V_{pl}	33

3.1.6	Výhřevnost H_u	34
3.1.7	Příkon v palivu Q_{pl}	34
3.1.8	Objem vlhkých spalin $V_{spal,vlh}$	34
3.2	Návrh směšovače palivo vzduch.....	36
3.2.1	Tlak vzduchu na přívodu do směšovač p_{vz}	36
3.2.2	Molární hmotnost vzduchu a paliva M	37
3.2.3	Hustota vzduch ρ_{vz}	37
3.2.3	Návrh tvarů směšovače.....	37
3.2.4	Poměr zúžení.....	38
3.2.5	Výpočet v bodě 0.....	38
3.2.6	Výpočet v bodě 1.....	39
3.2.7	Výpočet v bodě 2.....	40
3.2.8	Numerická simulace směšovačů.....	41
3.2.9	Nastavení výpočtu.....	42
3.2.10	Vyhodnocení navržených variant.....	43
3.3	Návrh tepelného okruhu jednotky.....	47
3.3.1	Střední měrná tepelná kapacita chladiva.....	47
3.3.2	Průtok chladiva motorem.....	47
3.3.3	Návrh deskového výměníku.....	48
3.3.4	Tlaková ztráta okruhu.....	49
3.3.5	Návrh oběhového čerpadla.....	53
3.4	Návrh výměníku spaliny -voda.....	54
3.4.1	Střední teploty.....	54
3.4.2	Střední logaritmický teplotní spád Δt	54
3.4.3	Tepelný výkon Q_{spal}	55
3.4.4	Konstrukční návrh spalinového výměníku.....	55
3.4.5	Výpočet přestupu tepla z výfukových plynů.....	56
3.4.6	Délka trubek výměníku L	57
3.4.7	Tlaková ztráta v trubkách.....	58
4	Shrnutí konstrukčního provedení.....	61
5	Základní parametry kogenerační jednotky.....	62
5.1	Energetické hodnocení.....	62
5.2	Ztráty.....	64
6	Ekonomické hodnocení využit kogenerace.....	65
6.1	Instalace.....	65

6.2	Návrh velikosti kogenerační jednotky.....	65
6	Závěr	68
	Citovaná literatura.....	69

Seznam zkratek a symbolů

KJ	Kogenerační jednotka
TUV	Teplá Užitková Voda
kW	Kilowaty
kWe	Kilowaty elektrické
MW	Megawatty
kWh	Kilowatthodina
EG	Ethylene glykol
P_{ele}	Elektrický výkon
Q_{pal}	Příkon v palivu
P_{mech}	Mechanický výkon motoru
η_{gen}	Účinnost generátoru
η_{ele}	Elektrická účinnost
η_{cel}	Celková účinnost jednotky
Q_{tep}	Tepelný výkon
$Q_{ztrát}$	Ztrátový tepelný výkon
$Q_{Zsálání}$	Ztrátový tepelný výkon sáláním
Q_{Zspal}	Ztrátový tepelný výkon ve spalínách
$V_{spal.vlh}$	Objem vlhkých spalín
V_{vz}	Objem spalovacího vzduchu
S	Stechiometrický poměr
λ	Poměr lambda
c_{spal}	Měrná tepelná kapacita spalín
V_{pal}	Spotřeba paliva
H_u	Výhřevnost
a	Součinitel teoretické potřeby vzduchu
p_p	Parciální tlak páry na mezi sytosti
x	Měrná vlhkost spalín
Re	Reynoldsovo číslo
Pr	Prantlovo číslo
α	Součinitel přestupu tepla, úhrnný součinitel průtoku
ε	Součinitel expanze
K	Součinitel prostupu tepla
w	Rychlost
S_1	Plocha
pp	Poměr tlaků
Q_m	Tepelný výkon chlazením motoru

Seznam tabulek

Tabulka 1 Hlavní pohony v kogeneraci [3]	21
Tabulka 2: Emisní limity ve vybraných regionech 2019 [7]	27
Tabulka 3:Složky tranzitního zemního plynu [12]	32
Tabulka 4: Složení vzduchu [12]	33
Tabulka 5: Přehled výsledků množství kyslíku potřebného pro spalování.....	33
Tabulka 6: Výhřevnost zemních plynů [14]	34
Tabulka 7: Složení výfukových plynů	34
Tabulka 8: Přehled výsledných hodnot spalovacího motoru	35
Tabulka 9: Tlakové ztráty přívodu vzduchu	36
Tabulka 10: Molární hmotnosti	37
Tabulka 11: Navržené tvarové provedení směšovačů	37
Tabulka 12: Výsledné hodnoty poměru zúžení	38
Tabulka 13: Přehled výsledných hodnot v bodě 0	39
Tabulka 14:Přehled hodnot v bodě 1	40
Tabulka 15: Přehled v bodě 2	41
Tabulka 16: Varianty provedení vstupní komory paliva	42
Tabulka 17 : Přehled středních rychlostí směsi v rovině 2	45
Tabulka 18: Tepelná kapacita 40%etylenglykolu s vodou [18].....	47
Tabulka 19: Zadání deskového výměníku	48
Tabulka 20: Parametry deskového výměníku.....	48
Tabulka 21: Ztrátový součinitel ξ ostrých kolen [19]	50
Tabulka 22: Součinitel tření v potrubí [21].....	51
Tabulka 23: Přehled tlakových ztrát okruhu.....	52
Tabulka 24: Shrnutí vypočtených teplot.....	54
Tabulka 25: Vlastnosti výfukových plynů [24]	55
Tabulka 26: Vlastnosti výfukových plynů pro střední teplotu [24].....	55
Tabulka 27: Varianty provedení spalínového výměníku	56
Tabulka 28: Hodnoty roztečí jednotlivých variant	56
Tabulka 29: souhrn vypočtených hodnot pro určení přestupu tepla	57
Tabulka 30: Výsledné hodnoty spalínového výměníku.....	58
Tabulka 31: Přehled vypočtených hodnot třecích ztrát.....	59
Tabulka 32: Tlakové ztráty v trubkách	60
Tabulka 33: Přehled základních parametrů kogenerační jednotky	63
Tabulka 34: Prostá návratnost KJ	67

Seznam obrázků

Obrázek 1: Obecné schéma přeměny energie	17
Obrázek 2: Toky energií a ztrát v pístovém spalovacím motoru [4]	18
Obrázek 3: Ilustrační schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem	22
Obrázek 4: Ilustrační zobrazení protihlukového krytu a rámu jednotky [5].....	22
Obrázek 5: Ilustrační zobrazení soustrojí [5].....	23
Obrázek 6: Ilustrační zobrazení palivové trasy [5].....	24
Obrázek 7: Ilustrační zobrazení primárního okruhu [5]	25
Obrázek 8: Ilustrační zobrazení sekundárního okruhu [5].....	25
Obrázek 9: Ilustrační zobrazení spalínové trasy [5]	26
Obrázek 10: Proudění chladiwa ve spalínovém výměníku [6].....	26
Obrázek 11: Rezonanční tlumič.....	27
Obrázek 12: absorpční tlumič	27
Obrázek 13: Ilustrační zobrazení zpětnovazební regulace.....	29
Obrázek 14: Foto rozvaděče mikrokogenerační jednotky	30
Obrázek 15: Obecný tvar Venturiho dýzy	36
Obrázek 16: Obecný tvar směšovače.....	38
Obrázek 17: Poloha bodu 1	39
Obrázek 18: Poloha v bodě 2	40
Obrázek 19: Ilustrační zobrazení vstupní komory	41
Obrázek 20: Síťování.....	42
Obrázek 21: Zobrazení okrajových podmínek.....	42
Obrázek 22 : Roviny vyhodnocení	43
Obrázek 23: Rozložení objemového podílu plynu rovině 1	44
Obrázek 24: Rozložení objemového podílu plynu v rovině 2 výstup.....	44
Obrázek 25: Rychlosti vzduchu v podélné ose směšovače.....	45
Obrázek 26: Rychlosti paliva v podélné ose směšovače	45
Obrázek 27: Tlaková ztráta směšovače.....	46
Obrázek 28: Schéma deskového výměníku	48
Obrázek 29: ilustrační zobrazení vybraného výměníku.....	48
Obrázek 30: Tepelné schéma okruhu.....	49
Obrázek 31: Průtokový diagram třicestného ventilu [20].....	50
Obrázek 32: Součinitel drsnosti potrubí [22].....	51
Obrázek 33: Výkonová křivka čerpadla	53
Obrázek 34: Rozměrový výkres čerpadla	53

Obrázek 35: Zobrazení teplot spalínového výměníku	54
Obrázek 36: Rozložení trubek	56
Obrázek 37: Navržené celkové schéma zapojení.....	61
Obrázek 38: Schéma celkového provedení.....	62

Seznam grafů

Graf 1: tvorba škodliviny výfukových plynů [8]	29
Graf 2: Ztrátové součinitele ξ pro dělení proudu.....	51
Graf 3: Roční spotřeba elektřiny s kogenerační jednotkou (kWh)	65
Graf 4: Roční spotřeba elektřiny s kogenerační jednotkou (kW)	65
Graf 5: Roční tepelný profil objektu s využitím kogenerační jednotky.....	66
Graf 6: Roční produkce instalace bez kogenerační jednotky.....	66

Úvod

Kogenerace, neboli kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET) z jednoho zdroje nacházející se v místě spotřeby je v současné době velmi rozšířenou a podporovanou formou výroby obou zmíněných energií. V České republice je očekáván rozvoj KVET přibližně 220 MWe do roku 2025, jak lze vyčíst z Národního akčního plánu energetické účinnosti ČR [1]. Hlavním důvodem je rozvoj přechodu (obnovy) stávajících kotelen a doplnění novými zdroji. Z globálního pohledu má rozvoj kogenerace také rostoucí charakter. K roku 2019 již bylo nainstalováno 820,6 GWe a pro rok 2025 je očekáván nárůst o 150,6 GWe [2]. Díky možnosti spalování různých druhů plynů, jejichž hlavními představiteli jsou zemní plyn, LPG a bioplyn, mohou být kogenerační jednotky využívány v širokém spektru aplikací.

Tato práce je zaměřena na návrh kogenerační jednotky s motorem Scania. S předpokládaným elektrickým výkonem 100kWe. Tento výkon kogenerační jednotky je vhodný pro průmyslový podnik, jako jsou například montážní a výrobní haly, pivovary, sklady, kancelářské budovy, nemocniční centra atd., kde lze předpokládat potřebu efektivního využití elektrické a tepelné energie.

Práce je rozdělena do několika částí, přičemž v první z nich je popsán princip kogeneračních jednotek společně se shrnutím nejběžněji používaných pohonných jednotek a jejich hlavních konstrukčních částí. Druhá část je zaměřena na návrh dle vyhodnocení nejvhodnějšího zapojení společně s návrhovým výpočtem hlavních dílů jednotky.

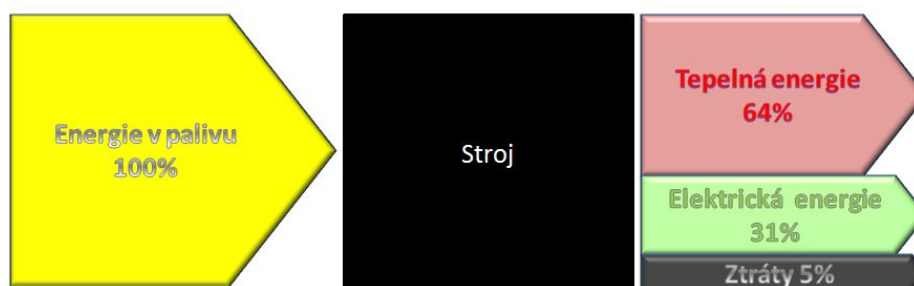
Třetí část zahrnuje energetickou analýzu různých konstrukčních provedení, jež jsou používány, s jejich následným zhodnocením. Poslední část je věnována ekonomické analýze využití kogenerační jednotky v příkladovém objektu.

V závěru práce je provedeno zhodnocení navrhovaného zapojení a možnosti případného dalšího vylepšení kogenerační jednotky s cílem zvýšení celkové účinnosti kogenerační jednotky.

1 Princip kogenerační jednotky

Pojem kogenerační jednotka charakterizuje společnou výrobu tepelné a elektrické energie při spalování primárního paliva, kterým může být:

- zemní plyn
- bioplyn (např. z ČOV nebo bioplynových stanic)
- propan-butan
- další alternativní paliva jako je např. dřevoplyn, nafta.



Obrázek 1: Obecné schéma přeměny energie

Přeměna energie v palivu na tepelnou a elektrickou energii se liší podle použitého „stroje, pohonu“ a spolu s tím se liší i uvedené procentuální rozložení výstupních energií a ztrát. Na obrázku 1 je zobrazeno rozdělení vstupní energie v palivu.

V současné době mezi nejčastěji využívané pohony patří [3]:

- Pístový spalovací motor
- Stirlingův motor
- palivový článek
- plynová turbína

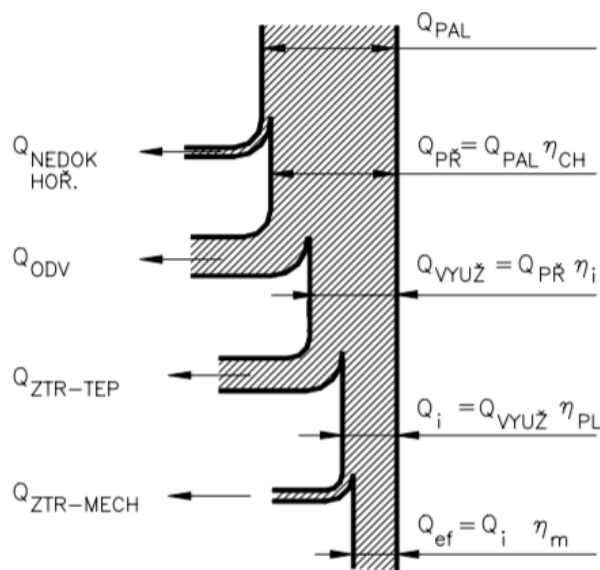
Zatímco v klasických elektrárnách je vzniklé teplo při výrobě elektrické energie dále nevyužito, v kogeneračních jednotkách jej lze efektivně využít v otopné soustavě nebo na ohřev teplé užitkové vody. Další výhodou je, že elektrická energie je zužitkována přímo v místě spotřeby, čímž odpadají ztráty spojené s transportem do místa spotřeby. Vyšší procentuální využití energie primárního paliva má příznivý dopad i na ekonomiku provozu KVET ve srovnání s klasickými elektrárnami.

1.1 Pístový spalovací motor

Je tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii paliva na mechanickou práci. Přiváděné palivo je o určitém poměru mícháno se vzduchem a přiváděno do spalovacího prostoru motoru, kde je stlačeno a zapáleno. Zapálením dojde k nárůstu teploty a expanzi zapálené směsi. Expanzí dochází k pohybu pístů. Tímto pohybem je přes ojnici a klikovou hřídel roztáčen setrvačnick motoru. Jedná se o mechanickou práci motoru.

Další energii, kterou lze využít je tepelná energie získaná chlazením spalovacího prostoru a výfukových plynů vzniklých hořením směsi. Ty by bez kogenerace byly odvedeny přímo do kouřovodu a tím by vznikla značná energetická ztráta.

Pro znázornění toků energií je běžně používán Sankeyův diagram znázorněný na obrázku 2 [4]. Vstupní hodnotou je tok energie obsažené v palivu Q_{pal} , z nějž jsou odečteny ztráty, odvod tepelné energie a výslednou hodnotou zůstává energie využitá pro efektivní práci Q_{ef} – mechanická energie.



Obrázek 2: Toky energií a ztrát v pístovém spalovacím motoru [4]

Výhody spalovacích motorů:

- Vysoká mechanická účinnost až 42%
- Nízká produkce emisí škodlivin v kombinaci s přídatnými technologiemi
- Sériovost = nízké výrobní náklady
- Vysoká účinnost postupného zatěžování

Nevýhody spalovacích motorů:

- Vysoké investiční náklady a s tím spojená návratnost
- Vyšší vibrace
- Vyšší hladina hluku

1.2 Plynová turbína

Pracuje na principu Braytonova cyklu, který může být použit jako otevřený nebo uzavřený oběh. V kogeneračních jednotkách o výkonech do 100 kW elektrického výkonu je nejčastěji využíván otevřený oběh. Zde je atmosférický vzduch nasáván a zároveň stlačován kompresorem. Stlačený vzduch vstupuje do spalovací komory, kde dochází k promíchání s palivem a zapálení směsi. Vzniklé výfukové plyny vstupují do turbíny, kde je jejich energie přeměněna na mechanickou energii na hřídeli. Tyto plyny vstupují do výměníku spaliny – voda, kde dochází k předání tepelné energie do vodního okruhu.

Výhody plynových turbín:

- Vysoká spolehlivost
- Náběh na plný výkon v řádech minut
- Pružnost zatížení

Nevýhody plynových turbín:

- Vysoká hlučnost způsobena vysokými otáčkami
- Vysoké nároky na kvalitu paliva
- Nižší účinnost při srovnání se spalovacím motorem

1.3 Palivový článek

Je elektrochemické zařízení přeměňující chemickou energii v palivu na elektrickou energii na principu oxidačně – redukční reakce, kdy palivem je vodík, bioplyn, zemní plyn nebo další fosilní palivo. Nejčastěji bývají rozděleny podle druhu elektrolytu nebo provozní teploty na nízkoteplotní, a vysokoteplotní.

Mezi nízkoteplotní palivové články řadíme typy:

- PAFC – palivové články na bázi kyseliny fosforečné dosahující účinnosti přeměny vodíku na elektrickou energii až 50 % pracující při teplotách od 150 do 210 °C.
- AFC – alkalické palivové články, kde jako elektrolyt bývá použit vodný roztok alkalického hydroxidu a palivem je čistý vodík. Provozní teplota těchto článků je mezi 65 až 220 °C.
- PEMFC – palivové články s protonovou membránou, kde funkci elektrolytu vykonává polymerní membrána, jenž vede ionty vodíku. Jako palivo je použit vodík nebo metanol. Tyto články pracují při teplotách od 50 do 100 °C.
- DMFC – metanolové palivové články, zde je palivem metanol, jehož výhodou oproti vodíku je kapalný stav za normálních podmínek a vysoká výhřevnost. Provozní teplota se pohybuje na hranici 130 °C.

Vysokoteplotními palivovými články jsou:

- SOFC – palivové články s pevným elektrolytem na bázi tuhých oxidů. Zde může být použitým palivem bioplyn nebo jiné fosilní palivo a okysličovadlem vzduch. Tyto články pracují při teplotách dosahujících až 1000 °C.
- MCFC – palivové články s elektrolytem na bázi tekutých uhličitánů, kde okysličovadlem je vzduch a palivem běžná fosilní paliva. Provozní teplota je v rozsahu 600 až 650 °C.

V současné době jsou v kogeneračních aplikacích o výkonech dosahující 100 kWe nejčastěji používány palivové články typu PACF dosahující elektrické účinnosti přes 40 % a celkové účinnosti až 85 %. Tyto kogenerační jednotky obsahují konvertor neboli procesní jednotku, kde probíhá rozklad použitého paliva (zemního plynu) a část reforming metanu. Vlastní systém palivového článku je tvořen elektrickým konvertorem pro přeměnu stejnosměrného proudu na střídavý a tepelným výměníkem využívajícím odpadního tepla z reformingu a palivového článku. Toto teplo je dále využíváno v okruhu zákazníka.

Výhody palivových článků:

- Nízké emise škodlivin
- Tichý chod
- Malé opotřebení

Nevýhody palivových článků:

- Pomalý náběh na jmenovitý výkon
- Dodržení optimální teploty
- Vysoké investiční náklady
- Klesající účinnost s dobou provozu

1.4 Stirlingův motor

Také je znám jako teplovzdušný motor, u kterého je pracovní plyn (dusík nebo hélium) uzavřen v hlavách motoru a zahřátím rozpínán. Toto rozpínání způsobí pohyb pístů podobně jako u spalovacího motoru. Motor je spojen s generátorem elektrického proudu vyrábějící střídavý proud. Stirlingův motor dosahuje elektrické účinnosti až 20 % a tepelné účinnosti do 32 %.

Výhody Stirlingova motoru:

- Využití nejrůznějších zdrojů tepelné energie
- Nízké emisní limity produkovaných škodlivin ve výfukových plynech
- Nenáročnost na kvalitu paliva
- Delší servisní interval v porovnání se spalovacím motorem

Nevýhody Stirlingova motoru:

- Vysoké investiční náklady
- Kusová výroba
- Dostupný jen pro malé výkony

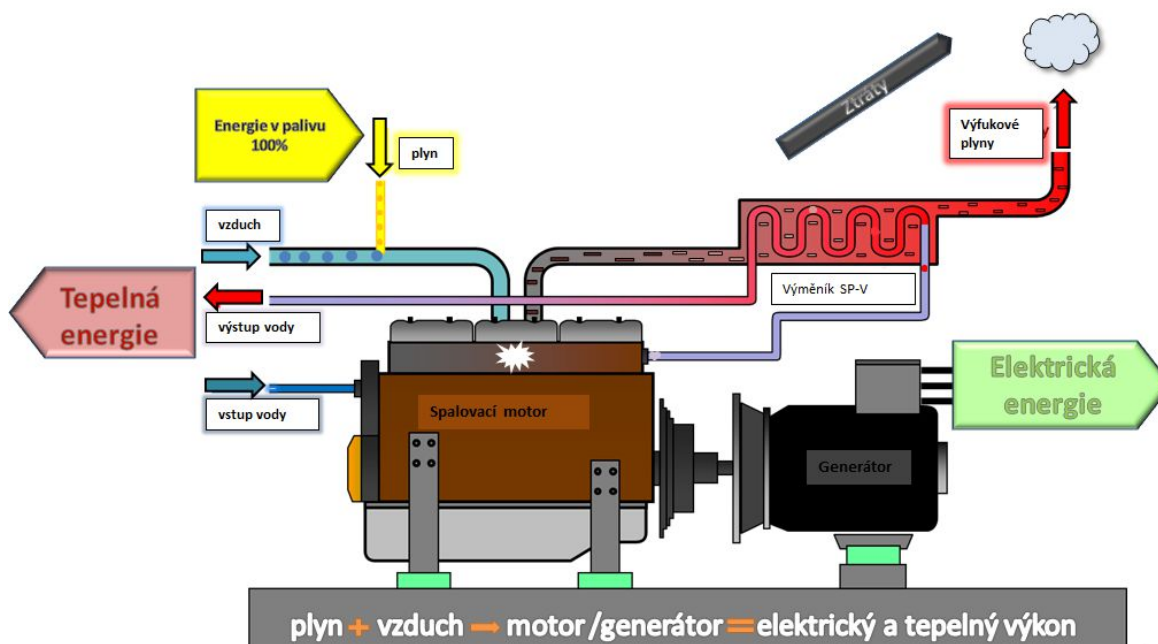
Výše uvedené typy pohonů mají své výhody a nevýhody pro použití v kogeneračních jednotkách. V Tabulka 1 Hlavní pohony v kogeneraci [3] jsou shrnuty hlavní rozdíly mezi nimi. V této bakalářské práci se budu zabývat návrhem kogenerační jednotky využívající nejrozšířenější a stále nejpoužívanější pohon, kterým je spalovací motor.

Tabulka 1 Hlavní pohony v kogeneraci [3]

Technologie	Spalovací motor		Spalovací turbína	Palivový článek	Stirlingův motor
Typ	<i>Zážehové</i>	<i>Vznětové</i>			
Výkon	< 1MWe	3 kWe – 20MWe	250 kWe – 50 MWe	15 – 300 kWe	1 – 100 kWe
Elektrická účinnost	32 - 42%		10 - 18%	30 - 40%	35 - 45%
Celková účinnost	77 – 90 %		65 – 71%	62 -75 %	75 – 90%
Popis	Nejrozšířenější, sériová produkce Decentralizované zdroje		Vhodné pro výkony v řádu MW Elektrárny	Ve vývojových fázích	Kusové

2 Popis konstrukčního uspořádání

Konstrukci kogeneračních jednotek do výkonu 100kW lze rozdělit do několika základních částí, které ji charakterizují.



Obrázek 3: Ilustrační schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem

2.1 Rám a protihlukový kryt

Hlavní vlastností rámu je ukotvení motor- generátoru a společně s protihlukovým krytem snížení hlukových emisí dle konstrukčního provedení a také případně minimalizace ztrát vysálané tepelné energie. Jedná se o dva typy konstrukčních provedení:

- Ventilované: do prostoru motorgenerátoru je přiváděn chladicí vzduch
- Neventilované: prostor motoru nebo celého motor generátoru je bez přívodu vzduchu

Protihlukový kryt může být určen do vnitřních nebo venkovních prostor. Příklady provedení jsou zobrazeny na obrázku 4.



Obrázek 4: Ilustrační zobrazení protihlukového krytu a rámu jednotky [5]

2.2 Soustrojí

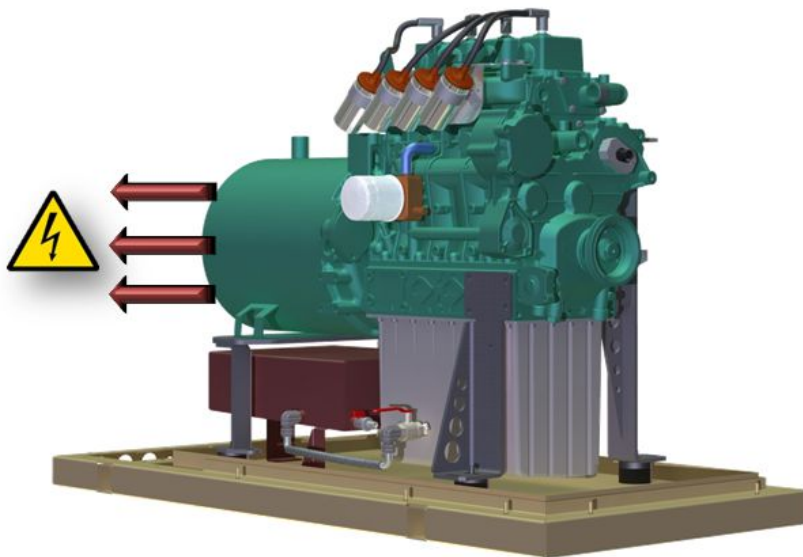
Soustrojí je tvořeno spalovacím motorem a elektrickým generátorem. Celé soustrojí je pružně uloženo na základovém rámu viz. obrázek [5]. V praxi se nejčastěji používají dvě provedení generátoru:

Asynchronní, což znamená, že rozběh motoru je realizován přes generátor, který k tomu využije elektrickou energii ze sítě a až poté dochází k výrobě elektrické energie. Nevýhodou tohoto provedení jsou vysoké rozběhové proudy při připojení k síti, a proto jsou asynchronní generátory využívány jen do výkonu 40 kW.

Synchronní, kde spalovací motor pomocí startéru rozběhne generátor a je tedy schopen provozu i bez připojení k elektrické síti. Ke startu je využita energie z baterie. Tyto generátory jsou také vybaveny automatickým fázováním se sítí a automatickou regulací účinníku na zadanou hodnotu. Tento typ generátoru může být použit v celém rozsahu použitelnosti kogeneračních jednotek. Jeho nevýhodou je vyšší cena a hmotnost proti asynchronnímu provedení.

Z konstrukčního hlediska se využívá generátorů vzduchem a vodou chlazenými. Vzduchem chlazené generátory jsou využívány u ventilovaného provedení jednotky. Naopak vodou chlazené jsou využívány pro neventilované provedení. Popis a princip těchto provedení je vysvětlen v kapitole 5. Jedná se o jedno nebo dvouložiskové provedení. V praxi jsou nejčastěji využívané generátory jednoložiskové, jelikož zde nemusí být použita spojka, pokud není její použití výhradně vyžadováno výrobcem spalovacího motoru.

Spalovací motor je používán v atmosférickém nebo přeplňovaném provedení. Jedná se převážně o řadové 4, 5 nebo 6-ti válcové motory.

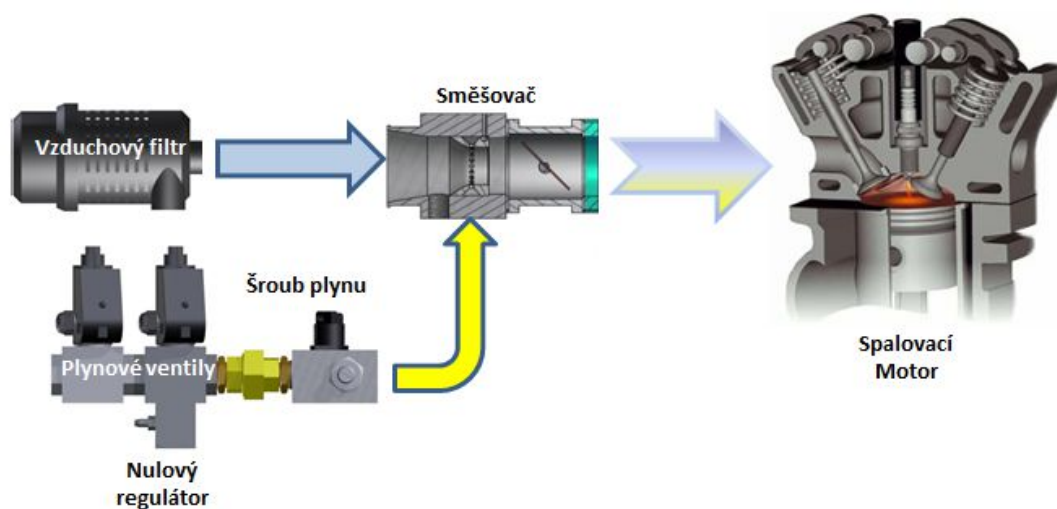


Obrázek 5: Ilustrační zobrazení soustrojí [5]

2.3 Palivová trasa

Jejím účelem je přivést palivo určené ke spalování a v optimálním poměru ho namíchat společně se vzduchem pro co neoptimálnější spálení ve spalovacím prostoru.

Běžná koncepce této trasy je složena ze vzduchového filtru, přes který je do směšovače, díky pohybu pístů ve spalovacím motoru, nasáván atmosférický vzduch. Ve směšovači dochází k promíchání vzduchu s plynem ve správném poměru. Plyn je do směšovače přiváděn plynovým potrubím pod tlakem 2 - 10 kPa (dle instalace) přes dvojici plynových ventilů a nulový regulátor, který tlakové hodnoty paliva reguluje na hodnoty blízké atmosférickému tlaku. Směs dále postupuje do spalovacího motoru, jak je zobrazeno na obrázku 6.



Obrázek 6: Ilustrační zobrazení palivové trasy [5]

2.4 Vodní okruhy

Jejich účelem je v první řadě odebrat tepelnou energii vzniklou hořením paliva v bloku motoru, tím zajistit optimální chlazení motoru a také odebrat tepelnou energii výfukových plynů ve výměníku spaliny – voda.

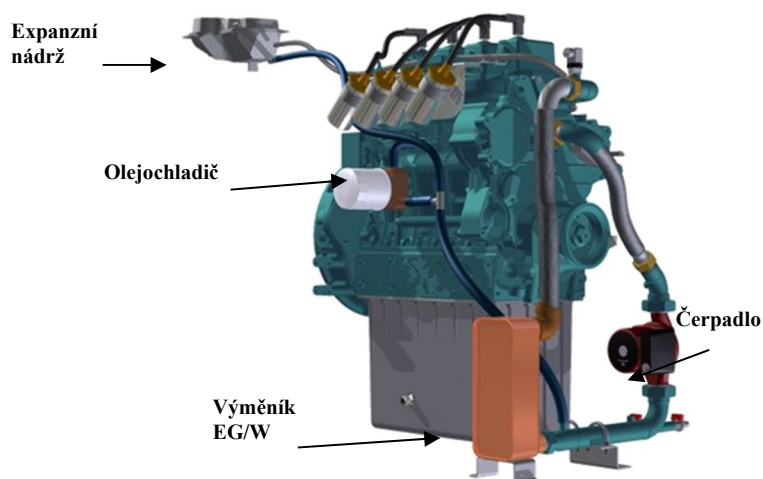
Vodní okruhy lze rozdělit do dvou částí :

- Primární okruh
- Sekundární okruh

2.4.1 Primární okruh

Jedná se o vnitřní okruh chlazení motoru, který je složen z oddělovacího deskového výměníku, čerpadla, expanzní nádrže a případně také olejového chladiče dle obrázku 7. Tento okruh může být také rozšířen o výměník spaliny-voda. Tento výměník jsem popsál v sekundárním okruhu.

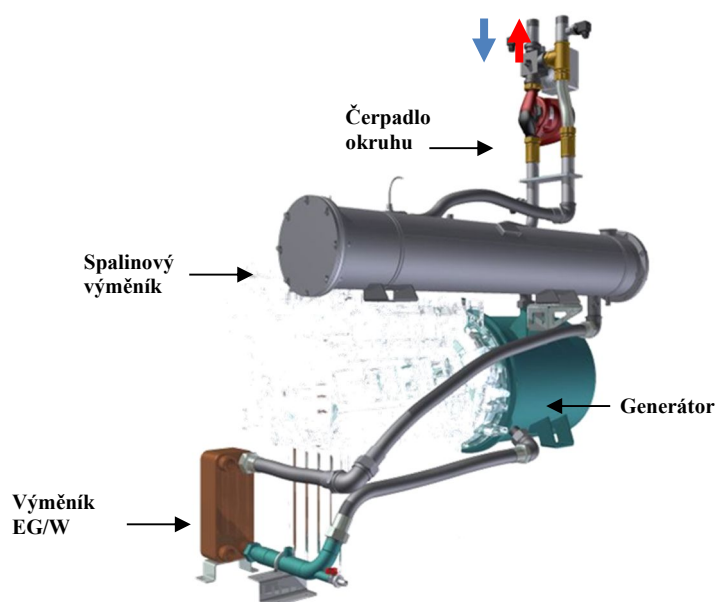
Ve výměníku dochází přestupem tepla k přenosu tepelného výkonu z bloku motoru a jeho předání do sekundárního okruhu. Čerpadlo zajišťuje jmenovitý průtok okruhem. Expanzní nádrž udržuje dostatečný objem náplně (koncentrovaným ethylenglykolu s vodou) v okruhu. Olejový chladič odebírá tepelnou energii motorovému oleji pro správný a bezporuchový chod.



Obrázek 7: Ilustrační zobrazení primárního okruhu [5]

2.4.2 Sekundární okruh

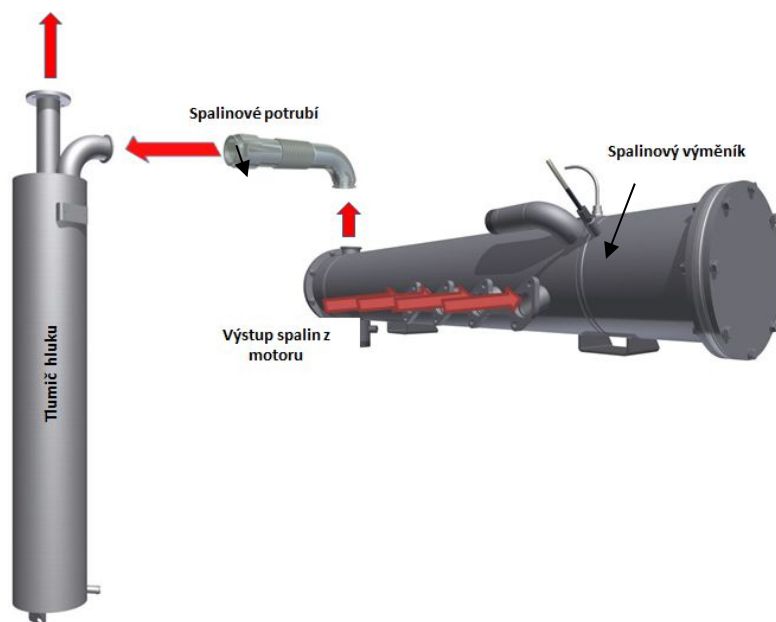
V okruhu dochází k transportu vyrobeného tepelného výkonu z chlazení motoru a výfukových plynů kogenerační jednotky do topného systému objektu. Do okruhu proudí voda nejčastěji z nějakého hydraulického rozdělovače o teplotách 30 až 75 °C. Na obrázku 8 je vyznačeno modrou barvou místo vstupu vody do jednotky. Voda proudí přes vodu chlazený generátor (dle konstrukce jednotky), nebo přímo do výměníku EG/W, kde přestupem tepla je odveden výkon z chlazení motoru. Z výměníku pak voda řádově o teplotě 82 °C proudí soustavou potrubí nebo hadic do spalínového výměníku, kde odebírá tepelnou energii spalinám (výfukovým plynům). Z tohoto výměníku proudí voda z jednotky o teplotě 90 °C. Cirkulaci vody, a tedy jmenovitý průtok v tomto okruhu, zajišťuje čerpadlo, které je nejčastěji umístěno na vstupu do jednotky.



Obrázek 8: Ilustrační zobrazení sekundárního okruhu [5]

2.5 Spalinová trasa

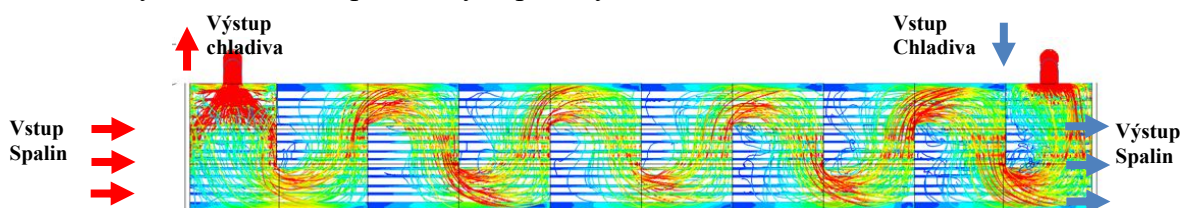
Účelem spalinové trasy je odvod spalin ze spalovacího prostoru motoru, zprostředkování přestupu tepla výfukových plynů do vodního okruhu a snížení produkovaných emisních limitů těchto plynům (spalin).



Obrázek 9: Ilustrační zobrazení spalinové trasy [5]

Výfukové plyny (spaliny) vystupující z motoru mají nejčastěji teploty od 450 do 600 °C. Následně vstupují do výměníku spaliny – voda, zde je odebrán tepelný výkon spalin a je vodním chlazením předán do hydraulického okruhu. Vystupující spaliny z tohoto výměníku mají teplotu pohybující se okolo 120 °C při spalování zemního plynu. Pro bioplyny bývá tato teplota 150 °C až 180 °C.

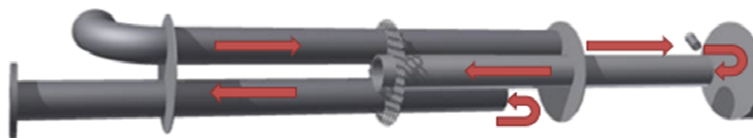
Výměník spaliny – voda je výměník trubkového protiproudového provedení, kde spaliny proudí uvnitř trubek, které jsou z vnější plochy v kontaktu s proudící vodou. Hlavním důvodem použití trubkového provedení jsou nízké tlakové ztráty na straně spalin. Protiproudé zapojení je využíváno z důvodu vyššího rozdílu teplot na výstupu z výměníku.



Obrázek 10: Proudění chladiva ve spalinovém výměníku [6]

Další hlavní částí spalinové trasy je tlumič hluku, který snižuje hluk způsobený spalováním 125 až 135 dB(A) na hodnoty 50 až 65 dB(A).

Tlumiče mohou být ve třech provedení tzv. redukční, absorpční nebo kombinovaný absorpčně redukční. **Redukční tlumič** je tvořen soustavou potrubí o co největší délce, a právě délkou potrubí dochází ke snížení hlukových parametrů, jak je vidět na obrázku 11.



Obrázek 11: Rezonanční tlumič

Oproti tomu **absorpční tlumič** je provedením odlišný, zde se využívá velkého objemu a izolace, kde dochází k pohlcení zvukových vln a tím snížení hladiny hluku.



Obrázek 12: absorpční tlumič

2.6 Možnosti snížení emisí výfukových plynů

V kogeneraci lze dosáhnout snížení emisních limitů na požadované hodnoty seřízením motoru, úpravou směsi pro spalování a použitím přídatných systémů. Požadované hodnoty emisních limitů je stanoveno národní legislativou. V Evropě jsou závazné dvě směrnice.

Směrnice Evropského parlamentu a rady 2010/75/EU ze dne 24. listopadu 2010 o průmyslových emisích (integrování prevence a omezování znečištění) pro spalovací zdroje od 50 MW příkonu a **Směrnice Evropského parlamentu a rady 2015/2193** ze dne 25. listopadu 2015. Níže jsou pak uvedeny jednotlivé metody dosažení těchto limitů.

Tabulka 2: Emisní limity ve vybraných regionech 2019 [7]

Škodlivina při 5% O ₂	Česká republika	Německo	Velká Británie	Kalifornie	Connecticut	Jednotka
NO _x	100	250	100	20	100	mg/Nm ³
CO	300	100	250	35	250	
HCHO	-	30	-	20	30	
THC	-	1300	-	-	-	

2.6.1 Využití třícestného katalyzátoru

Je využíván pro motory spalující směs v tzn. stechiometrickém režimu při $\lambda=1$, což znamená, že je stejný podíl přiváděného množství vzduchu ku teoretickému. Třícestný katalyzátor je nejčastěji složen z platiny a rhodia. Tato kombinace materiálu neutralizuje oxidy dusíku NO_x, oxid uhelnatý CO a nemetanové uhlovodíky NMHC. V grafu 1 je vyznačen červeným obdélníkem bod při použití tohoto katalyzátoru. Jak je patrné z tohoto grafu, běžné hodnoty škodlivin spalovacího motoru bez využití třícestného katalyzátoru se pohybují okolo 3500 ppm pro všechny druhy škodlivin. Pokud je ovšem použit třícestný katalyzátor, je možné dosáhnout až NO_x = 25 ppm (50 mg) a CO =40 ppm (50 mg).

2.6.2 Spalování chudé směsi

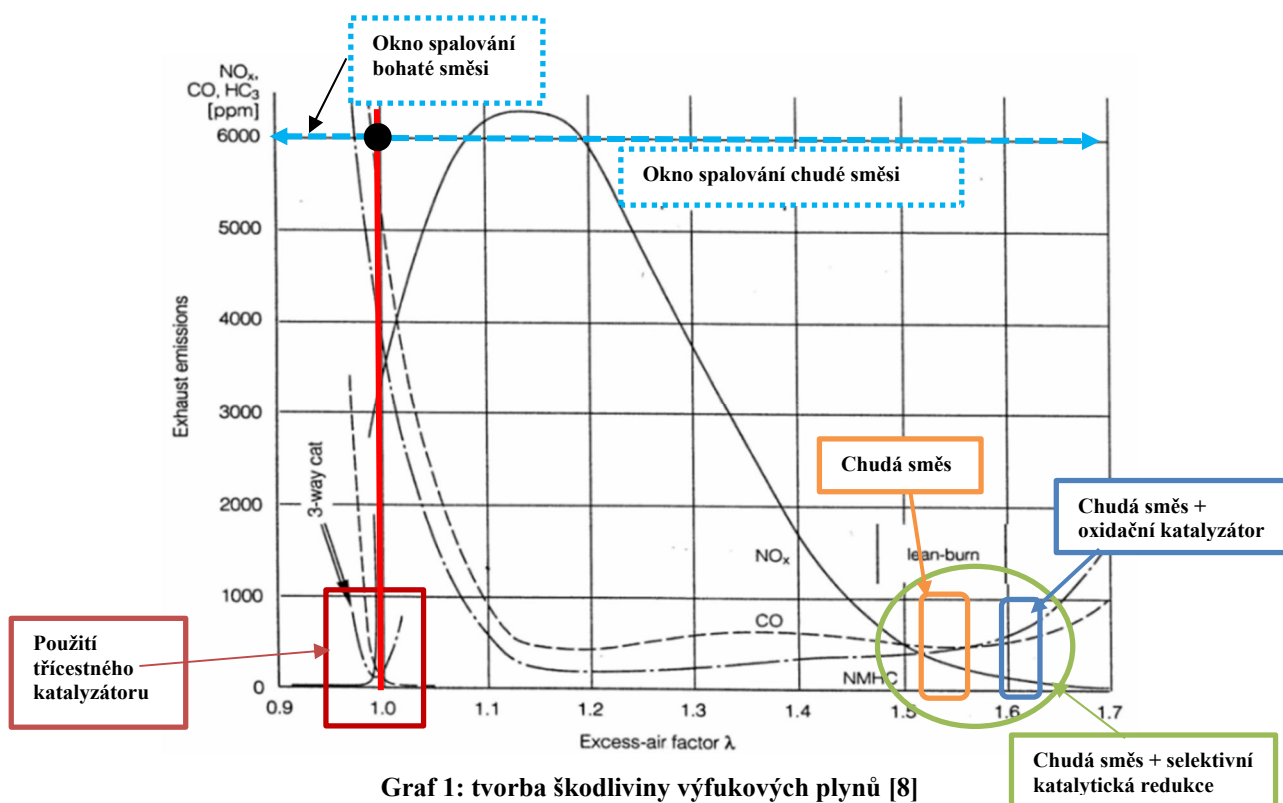
Vlivem ochuzení směsi dojde k poklesu měrného výkonu motoru, což je důvodem, proč je tato koncepce často doprovázena použitím přeplňování tedy turbodmychadla [9]. V grafu 1 [8] je zobrazeno pásmo chudé směsi od poměru λ 1,1 až k 1,7. Avšak pro dosažení emisních limitů je nutné spalovací motor seřídit na poměr označený oranžovým čtvercem. V tomto případě pouhým seřízením dosáhneme snížení hodnot oxidů dusíku NO_x až na 120 ppm (250 mg). Hodnoty oxidů uhlíku CO mají v tomto pásmu vzrůstající charakter, kde nejvyšší hodnoty dosahují 240 ppm (300 mg).

2.6.3 Spalování chudé směsi s oxidačním katalyzátorem

Použitím oxidačního katalyzátoru dojde k redukci nespálených uhlovodíků (C_xH_y) a oxidu uhelnatého (CO) na vodu (H₂O) a oxid uhličitý (CO₂). Zároveň oxiduje oxid dusný (NO) na oxid dusičitý (NO₂) [10]. Pro tuto redukci musí být přiváděno vyšší množství vzduchu, proto je nutné, aby spalování probíhalo také s přebytkem vzduchu, tedy chudém režimu ve shodném pásmu, jak již bylo uvedeno v bodě 2.6.2. Pro dosažení co nejnižších hodnot škodlivin ve výfukových plynech se spalovací motory seřizují na hodnoty $\lambda = 1,65$, jak je zobrazeno v grafu 1 modrou barvou. Tento poměr lambda odpovídá spalování s přebytkem vzduchu 7,6 % a lze dosáhnout limitů NO_x až 120 ppm (250 mg) a CO až 80 ppm (100 mg) (díky zmíněnému oxidačnímu katalyzátoru).

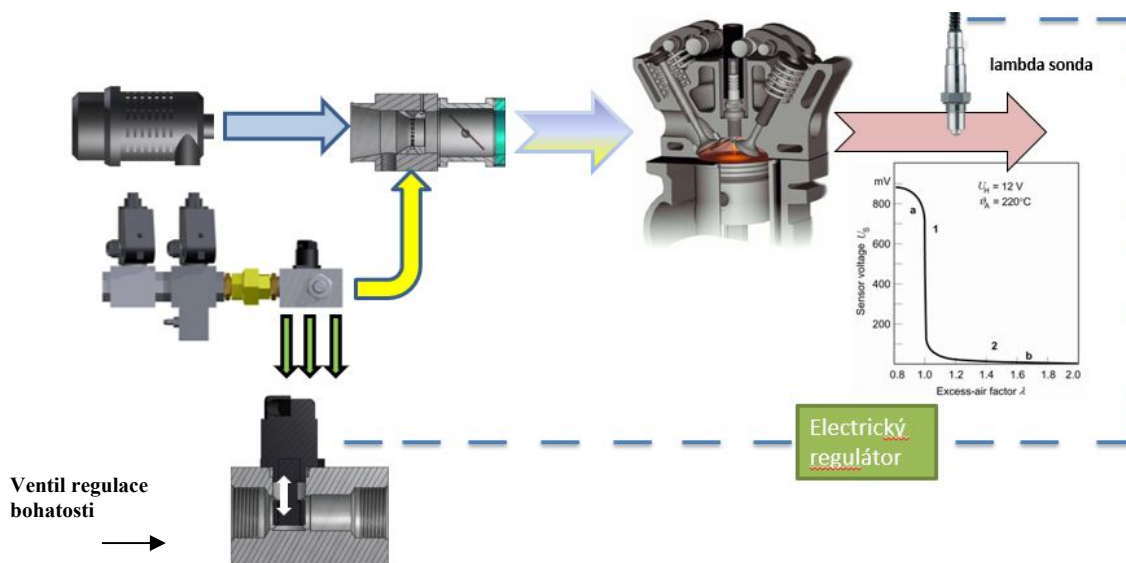
2.6.4 Spalování chudé směsi za použití selektivní katalytické redukce

Tato metoda snižování produkovaných škodlivin je založena na využití předchozích dvou metod 2.6.2 a 2.6.3, které jsou rozšířeny o přidávanou technologii dodatečné úpravy výfukových plynů nazývanou selektivní katalytická redukce (zkráceně SCR). Zde dochází ke vstříku určitého množství redukčního činidla AdBlue, což je vysoce čistý vodný roztok syntetické močoviny (amoniaku) [11] do výfukových plynů. Sestava katalyzátorů selektivní katalytické redukce je složena z tzv. SCR katalyzátoru a oxidačního katalyzátoru. V SCR katalyzátoru se oxidy dusíku redukují amoniakem za vzniku dusíku a vodní páry. Oxidace v následném oxidačním katalyzátoru využívá zbytkový kyslík O₂ a snižuje hodnoty nespálených uhlovodíků spolu s oxidem uhelnatý CO. Použitím této technologie je možné dosáhnout velmi nízkých hodnot škodlivin ve výfukových plynech pohybující se pod 25 ppm (30 mg) CO a 15 ppm (30 mg) NO_x. V grafu 1 [8] je znázorněno pracovní pásmo SRC systému zelenou barvou. Toto pásmo je větší než předchozí uváděné metody, jelikož je důležité docílit optimálního a co nejefektivnějšího seřízení motoru s co nejnižší redukcí škodlivin.



2.7 Zpětnovazební regulace

Je složena z ventilu regulace bohatosti (ventil regulující množství vstupujícího plynu), lambda sondy a elektronického regulátoru, jak je zobrazeno na obrázku 13. Lambda sonda vyhodnocuje množství kyslíku ve spalínách. Dle množství naměřeného kyslíku vystupuje z Lambda sondy signál do elektronického regulátoru, který tento signál vyhodnocuje a podle zadaných algoritmů řídí množství přiváděného paliva do směšovače.



2.8 Část elektroinstalace

Každá jednotka je osazena elektrickým rozvaděčem, ve kterém je uložen řídicí systém společně se všemi elektrickými komponenty, jako jsou síťové ochrany, hlavní jistič, pojistky, regulátory atd. Rozvaděče mohou být volně stojící nebo součástí protihlukového krytu (kapoty). Řídicí systém je mozkiem celé kogenerace Na základě nadefinovaných algoritmů vyhodnocuje, reguluje a řídí správný chod KJ.

Standardním rozsahem vybavení rozvaděče a řídicího systému kogenerační jednotky je také:

- Internetové připojení
- Řízení celé kotelny
- Dálkový monitoring
- Měření spotřeb objektu
- Síťové ochrany
- Hlavní jistič
- Další příslušenství dle potřeb instalace



Obrázek 14: Foto rozvaděče mikrokogenerační jednotky

3 Návrh konstrukčních celků kogenerační jednotky

V návrhu hlavních částí kogeneračních jednotek jsou vstupními daty následující údaje poskytnuté firmou TEDOM a.s.

Zadáno:

• Spalovací motor	Scania; atmosférický;
• Počet válců	k 5
• Zdvih	V_o 140 [mm]
• Vrtání	V_r 130 [mm]
• Objemová účinnost motoru	$\eta_{obj.}$ 73 [%]
• Palivo	Zemní plyn
• Kompresní poměr	ε 11:1
• Jmenovité otáčky	n 1500 [ot/min]
• Teplota výfukových plynů	T_{vf} 620 [°C]
• Teplota chladiva vstup	T_{vs} 82 [°C]
• Rozdíl vstupní/výstupní teploty	ΔT 6 [K]
• Tepelný výkon chlazením motoru	Q_m 88 [kW]
• Chladivo	etylenglykol-voda
Koncentrace	40 [%]
• Provozní podmínky	
Teplota	T 15 [°C]
Tlak	p 101,325 [kPa]

3.1 Výpočet hlavních parametrů motoru

Zvolený typ motoru dosud není vyráběn ve verzi určené pro spalování zemního plynu. Proto nelze jednotlivé parametry motoru vyčíst z technické specifikace a musí být vypočteny.

3.1.1 Zdvihový objem V_z

Jedná se o pracovní objem všech válců motoru. V_r a V_o [dm³]

$$V_z = \frac{\pi \cdot V_r^2}{4} * V_o * k \quad [\text{dm}^3] \quad (3.1.1.1)$$

3.1.2 Hodinový zdvihový objem V_{zhod}

Je vypočítán jako množství nasávaného spalovacího vzduchu během jedné hodiny při jmenovitých otáčkách. Jelikož se jedná o čtyřdobý spalovací motor dojde během dvou otáček k jednomu nasátí. Z toho důvodu jsou jmenovité otáčky poděleny dvěma.

$$V_{zh} = V_z * \frac{n}{2} * 60 * 1000 \quad [\text{dm}^3/\text{hod}] \quad (3.1.2.1)$$

3.1.3 Hodinová hltnost V_h

Je dána teoretickým hodinovým zdvihovým objemem ponížený o tzv. objemovou účinnost, která vyjadřuje ztráty v plicích kanálech.

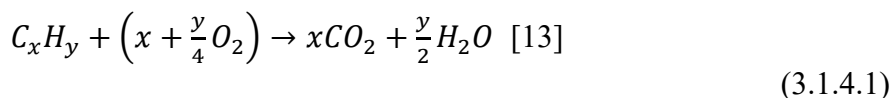
$$V_h = V_{zh} * \frac{\eta_{obj}}{100} \quad [\text{m}^3/\text{hod}] \quad (3.1.3.1)$$

3.1.4 Spotřeba vzduchu V_{vz}

Pro určení spotřeby spalovacího vzduchu je nutné nejprve určit spotřebu kyslíku pro jednotlivé hořlavé složky zemního plynu. Složky jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3: Složky tranzitního zemního plynu [12]

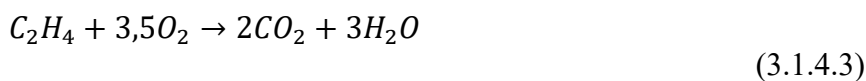
Složky zemního plynu	Tranzitní zemní plyn [%]
Metan CH_4	98,39
Etan C_2H_6	0,44
Propan C_3H_8	0,16
Butan C_4H_{10}	0,07
Pentan C_5H_{12}	0,03
Dusík N_2	0,84
Oxid uhličitý CO_2	0,07



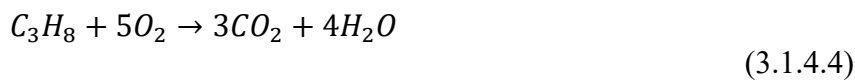
Metan



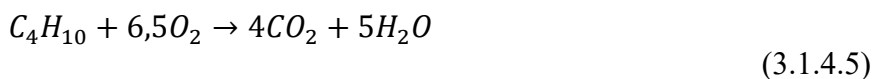
Ethan



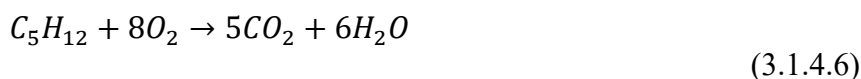
Propan



Butan



Pentan



Dusík N_2 a CO_2 nejsou uvedeny, jelikož se jedná o nehořlavé složky zemního plynu.

Spotřeba kyslíku jednotlivých složek zemního plynu je vypočtena dle rovnice 3.1.4.7

$$\frac{V_{O_2}}{V_{C_xH_y}} = \frac{x C_x H_y}{100} * \left(x + \frac{y}{4}\right) \quad (3.1.4.7)$$

Tabulka 4: Složení vzduchu [12]

Složky vzduchu		Procentuální rozdělení
Kyslík	O ₂	20,95 %
Dusík	N ₂	78,04 %
Argon	A	0,94 %
Oxid uhličitý	CO ₂	0,05 %
Vodík	H ₂	0,02 %

Tabulka 5: Přehled výsledků množství kyslíku potřebného pro spalování

Složka	Koncentrace	Koeficient kyslíku	Množství kyslíku pro spálení složky
C_xH_y		$(x + \frac{y}{4})$	$\frac{V_{O_2}}{V_{C_xH_y}} = \frac{x C_x H_y}{100} * (x + \frac{y}{4})$
Metan CH₄	98,39	2,0	1,968
Etan C₂H₆	0,44	3,5	0,0154
Propan C₃H₈	0,16	5,0	0,0080
Butan C₄H₁₀	0,07	6,5	0,00455
Pentan C₅H₁₂	0,03	8,0	0,00240
Dusík N₂	0,84	Nehořlavá látka	
Oxid uhličitý CO₂	0,07	Nehořlavá látka	
Celková spotřeba kyslíku			1,998
Celková spotřeba spalovacího vzduchu (S)			9,537

Celková spotřeba spalovacího vzduchu v tabulce 5 udává množství spalovacího vzduchu, které je nutné dodat pro spálení 1 m³ zemního plynu.

Spotřeba paliva V_{pl}

Udává množství paliva potřebného pro spalování

$$V_{vz} = V_h * S \quad [m^3/hod]$$

(3.1.4.8)

3.1.6 Výhřevnost H_u

Pro výpočet příkonu v palivu je důležité nejprve určit výhřevnosti paliva. Tu stanovuje norma ČSN 44 1352 a ČSN EN ISO 1716, kde výhřevnost je spalné teplo, zmenšené o výparné teplo vody, vzniklé z paliva během hoření. Nebo také dle [14] množství tepla, uvolněné úplným spálením 1 m³ zemního plynu při tlaku 101 325 Pa v adiabatických podmínkách, za předpokladu, že se spaliny ochladí na teplotu výchozích látek a vodní pára, obsažená ve spalinách, zůstane v plynném stavu. Přehled výhřevností zemních plynů je uveden v tabulce 6. V technické praxi se nejčastěji používá hodnota výhřevnosti tranzitního plynu tedy uvedených 34003 kJ m⁻³.

Tabulka 6: Výhřevnost zemních plynů [14]

Zemní plyn	Výhřevnost		Spalné teplo	
	[kJ.m ⁻³]	[kWh.m ⁻³]	[kJ.m ⁻³]	[kWh.m ⁻³]
Tranzitní	34 003	9,445	37 724	10,478
Norský	37 589	10,441	41 542	11,539
Alžírský	38 714	10,754	42 818	11,894
Holandský	30 020	8,339	33 267	9,241

3.1.7 Příkon v palivu Q_{pl}

Je definován jako hodinová hltnost motoru viz. kapitola 3.1.3 při fakturačních podmínkách vynásobená výhřevností směsi také při fakturačních podmínkách.

$$Q_{pal} = V_h * H_u \quad [\text{kW}] \quad (3.1.7.1)$$

3.1.8 Objem vlhkých spalin $V_{spal.vlh}$

Jedná se o objem spalin obsahující vodní páru v plynném skupenství. Je dán součtem spotřeby vzduchu pro spalování V_{vz} a objemu paliva V_{pal}

$$V_{spal.vlh} = V_{vz} + V_{pal} \quad (3.1.8.1)$$

V Tabulka 7: Složení výfukových plynů tabulce 7 je uvede rozbor spalin při stechiometrickém spalování zemního plynu.

Tabulka 7: Složení výfukových plynů

Složky výfukových plynů		Procentuální rozdělení	Molární hmotnost
		[%]	[g/mol]
Oxid uhličitý	CO ₂	5,752	44,010
Kyslík	O ₂	10,766	31,999
Argon	Ar	0,965	39,948
Dusík	N ₂	82,249	28,013
Metan	CH ₄	0,260	16,040
Oxid uhelnatý	CO	0,004	28,010
Ethan	C ₂ H ₆	0,004	30,070
Molární hmotnost výfukových plynů			29,446

Kompletní shrnutí předvedených výpočtů v kapitole 3 je shrnuto v tabulce 8.

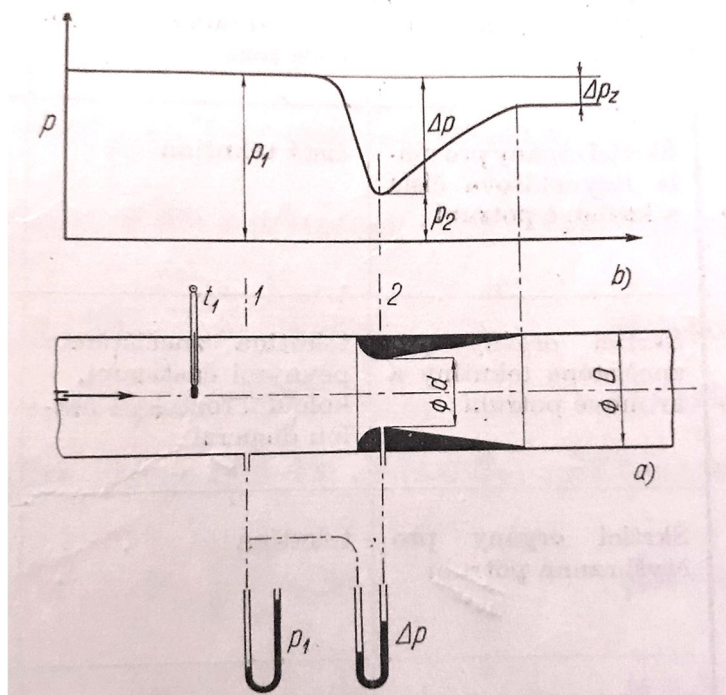
Tabulka 8: Přehled výsledných hodnot spalovacího motoru

Název	Symbol	Jednotka	Hodnota
Zdvihový objem	V_Z	[dm ³]	9,29
Hodinový zdvihový objem	V_{zh}	[m ³ /hod]	418,11
Hodinová hltnost	V_h	[m ³ /hod]	305,22
*Hodinová hltnost (při fakturačních podmínkách)	V_{hf}	[m ³ /hod]	297,54
Spotřeba vzduchu	V_{vz}	[m ³ /hod]	276,25
*Spotřeba vzduchu (při fakturačních podmínkách)	V_{vzf}	[m ³ /hod]	269,30
Spotřeba paliva	V_{pl}	[m ³ /hod]	28,96
*Spotřeba paliva (při fakturačních podmínkách)	V_{plf}	[m ³ /hod]	28,24
Příkon v palivu	Q_{pl}	[kW]	266,7

*fakturační podmínky odpovídají plynu o teplotě 15 °C a při tlaku 101,325 kPa

3.2 Návrh směšovače palivo vzduch

Jelikož kogenerační jednotka bude provozovaná v tzv. atmosférickém režimu, je důležité zvolit provedení směšovače s nejmenší tlakovou ztrátou [15]. Proto byl jako návrhový tvar zvolen difuzor odpovídající Venturiho dýze, viz. obrázek 15. V difuzoru tohoto tvaru vzniká tlaková ztráta pouze třením, jelikož nedochází k tvorbě vírů před ani za zúžením.



Obrázek 15: Obecný tvar Venturiho dýzy

Samotný návrh směšovače by měl respektovat požadavky na proudění dle nomy [15]. Hlavními požadavky jsou:

- Reynoldsovo číslo proudění nesmí přesáhnout normovanou hodnotu 10^6 .
- Proudění musí být podzvukové. Nemělo by překročit rychlost 100 m/s.
- Poměr tlaků p_2/p_1 musí být větší nebo roven 0,75.

3.2.1 Tlak vzduchu na přívodu do směšovač p_{vz}

Výchozí hodnotou je jmenovitý tlak, který byl použit v kapitole 3.1 pro návrh základních parametrů motoru, tedy 101 325 Pa, jenž je ponížěn o tlakové ztráty všech dílů sací trasy až po přívod ke směšovači. Z katalogů výrobců těchto dílů určen jednotlivé tlakové ztráty.

Tabulka 9: Tlakové ztráty přívodu vzduchu

Název dílu	Symbol	Tlaková ztráta
[-]	[-]	[kPa]
Tlumič nasávaného vzduchu	$p_{tlumič}$	2
Vzduchový filtr	p_{filtr}	0,35
Spojovací hadice	p_{hadice}	0,2

Tlak vzduchu na přívodu do směšovače je tedy

$$p_{vz} = p_{jmenovitý} - p_{tlumič} - p_{filtr} - p_{hadice} \quad (3.2.1.1)$$

$$p_{vz} = 98\,775 \text{ [Pa]}$$

3.2.2 Molární hmotnost vzduchu a paliva M

Tabulkové hodnoty jsou:

Tabulka 10: Molární hmotnosti

Název	Symbol	Hodnota
[-]	[-]	[g/mol]
Molární hmotnost paliva (metan)	M_{pal}	16,04
Molární hmotnost vzduchu	M_{vzd}	28,96

3.2.3 Hustota vzduch ρ_{vz}

Jmenovitými podmínkami zadání jsou teplota 15 °C a tlak vzduchu na přívodu do směšovače p_{vz} (byl vypočítán viz podkapitola 3.2.1). Pro tyto podmínky je nutné určit hodnoty hustot. Pro výpočet vycházím ze stavové rovnice ideálního plynu.

$$p * V = \frac{m}{M} * R * T$$

$$p = \frac{m}{V * M} * R * T \dots (\rho = \frac{m}{V})$$

$$\rho_{vz} = \frac{p_{vz} * M_{vz}}{R * T} \quad (3.2.3.1)$$

$$\rho_{vz} = 1,194 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

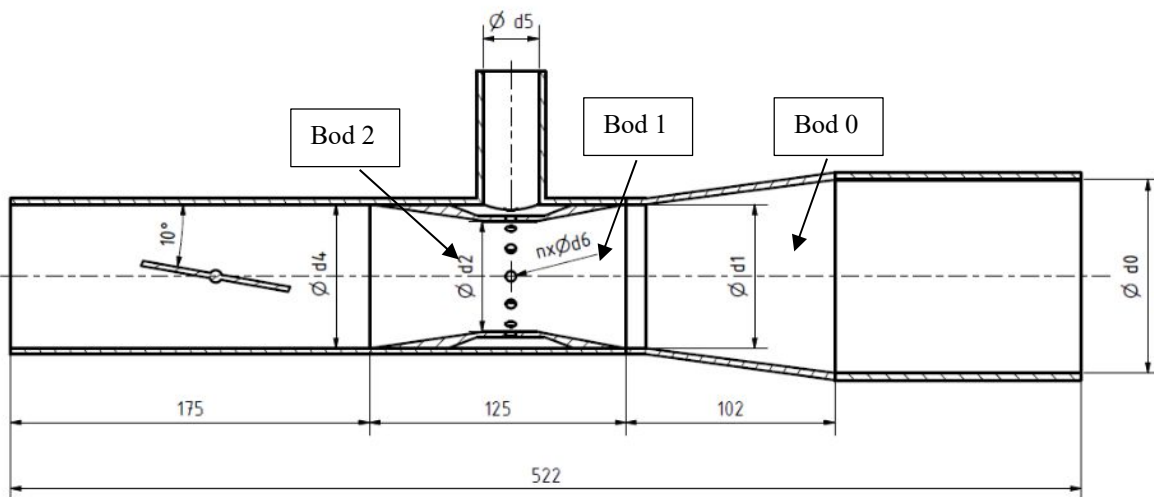
M_{vz} je molární hmotnost (uvedena výše)
 R je univerzální plynová konstanta 8,318 [J/mol*K].
 T je jmenovitá teplota 15 [°C] = 288,15 [K]
 p_{vz} je tlak vzduchu na vstupu do směšovače [Pa]

3.2.3 Návrh tvarů směšovače

Pro návrh byly zvoleny tři geometrické varianty uvedené v tabulce 11 včetně hlavních kontrakčních rozměrů. Na obrázku 16 jsou následně uvedeny polohy jednotlivých bodů, v nichž je potřeba pro návrh dýzy vypočítat průtočnou plochu, statický tlak a rychlost proudění.

Tabulka 11: Navržené tvarové provedení směšovačů

Název	Symbol	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
[-]	[-]	[mm]		
Průměr přívodu vzduchu	d_0	94,4	94,4	94,4
Průměr na vstupu do směšovače	d_1	35	65	70,3
Průměr v nejužším místě směšovače	d_2	30	48	54



Obrázek 16: Obecný tvar směšovače

3.2.4 Poměr zúžení

Je vypočítán jako podíl průměru d_2 (nejmenší průměr škrťící části), ku d_1 (průměr na vstupu do směšovače). Zavedením tohoto poměru je nezbytné pro výpočet dalších součinitelů potřebných pro návrhový výpočet.

$$m = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 [-] \quad (3.2.4.1)$$

Tabulka 12: Výsledné hodnoty poměru zúžení

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Poměr zúžení [-]	0,7347	0,5453	0,5900

3.2.5 Výpočet v bodě 0

Z tabulky základních parametrů motoru je známa hodinová spotřeba vzduchu V_{vz} při jmenovitém tlaku. Tuto hodnotu převedeme na základní jednotky, tj. m^3/s a přepočítáme přes tlak p_{vz} .

$$V_0 = \frac{V_{vz}}{3600} [m^3/s] \quad (3.2.5.1)$$

Hmotnostní tok vzduchu m_0 je vypočítán jako podíl objemového toku s hustotou ρ_{vz} .

$$m_0 = \rho_{vz} * V_0 [kg/s] \quad (3.2.5.2)$$

Průtočnou plochu lze vypočítat dle následujícího vztahu:

$$S_0 = \frac{\pi * d_0^2}{4} [m^2] \quad (3.2.5.3)$$

Pro výpočet rychlosti vzduchu je možné vyjít z rovnice kontinuity. Tedy

$$V_0 = S_0 * w_0$$

$$w_0 = \frac{V_0}{S_0} \quad [\text{m/s}]$$

(3.2.5.4)

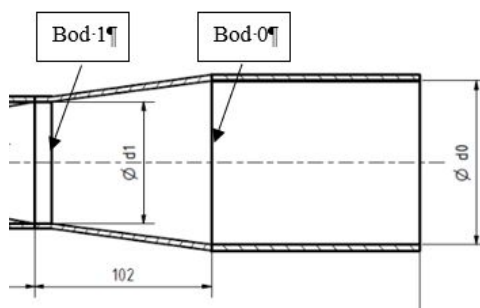
V Tabulka 13: Přehled výsledných hodnot v bodě tabulce 13 jsou uvedeny výsledky v daném bodě 0.

Tabulka 13: Přehled výsledných hodnot v bodě 0

Název	Symbol	Jednotka	Varianta 1; 2; 3
Objemový tok vzduchu	V_0	$[\text{m}^3/\text{s}]$	0,07481
Hmotnostní tok vzduchu	m_0	$[\text{kg}/\text{s}]$	0,0626
Plocha	S_0	$[\text{m}^2]$	0,0070
Rychlost vzduchu	w_0	$[\text{m}/\text{s}]$	10,68

3.2.6 Výpočet v bodě 1

V tomto bodě jsou vypočítány vstupní hodnoty plochy, tlaku, rychlosti a Reynoldsova číslo pro směšovač ve tvaru Venturiho dýzy.



Obrázek 17: Poloha bodu 1

Plochu S_1 vypočítáme podle vzorce (3.2.5.3) analogicky jako v bodě 0, tj. průměr d_0 nahradíme průměrem v daném bodě d_1 .

Výpočet rychlosti vzduchu je proveden dle vzorce (3.2.5.4) obdobně jako v bodě 0 pomocí rovnice kontinuity, pouze výchozí plochou je plocha S_1 . Hmotnostní tok bude mít stejnou hodnotu. Rychlost proudění (resp. Machovo číslo) je v této části směšovače je pod 0,3 takže lze proudění vzduchu považovat za nestlačitelné.

Pro výpočet tlaku v tomto bodě je použita Bernoulliho rovnice, přičemž je uvažováno vodorovné proudění.

$$p_0 + \frac{1}{2} * \rho w_0^2 = p_1 + \frac{1}{2} * \rho w_1^2$$

(3.2.6.1)

Její úpravou je vyjádřen tlak p_1 .

$$p_1 = \rho \left(\frac{w_0^2 - w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \right) \text{ [Pa]} \quad (3.2.6.2)$$

Na základě hodnoty tzv. Reynoldsova čísla (Re) je možné určit typ proudění. Re je dáno jako podíl součinu rychlosti s charakteristickým rozměrem ke kinematické viskozitě vzduchu. V našem případě bude charakteristickým rozměrem průměr d_1 . Hodnotu viskozity vzduchu uvažujeme při teplotě 15°C, její hodnota je tedy 0,0000146024 m²/s.

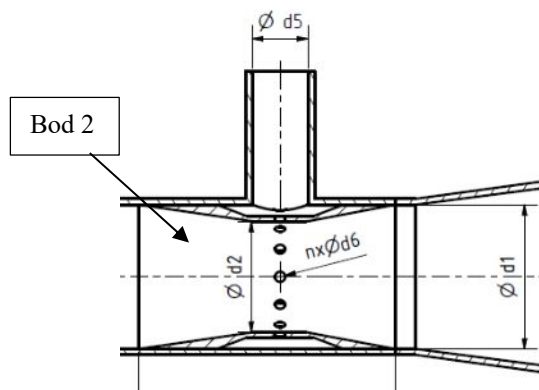
$$Re_{d1} = \frac{w_1 * d_1}{\nu_{vz}} \text{ [1]}$$

Tabulka 14:Přehled hodnot v bodě 1

Název	Symbol	Značka	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Plocha D1	S ₁	[m ²]	0,0010	0,0033	0,0039
Rychlost vzduchu D1	w ₁	[m/s]	79,76	23,13	19,27
Tlak v D1	p ₁	[Pa]	95 048,85	98 527,49	98 621,45
Reynoldsovo číslo	Re _{d1}	[-]	1,91*10 ⁵	1,03*10 ⁵	9,3*10 ⁴

3.2.7 Výpočet v bodě 2

Plocha S₂ je vypočtena podle vzorce (3.2.5.3) jako v bodě 0, pouze za průměr d_0 je nahrazen průměrem v daném bodě d_2 .



Obrázek 18:Poloha v bodě 2

Výpočet rychlosti vzduchu je vypočten podle vzorce (3.2.5.4) stejným způsobem jako v bodě 0 pomocí rovnice kontinuity. Pouze výchozí plochou je plocha S₂. Hmotnostní tok bude mít stejnou hodnotu. Rychlost proudění (resp. Machovo číslo) je v této části směšovače je pod 0,3 takže lze proudění vzduchu považovat za nestlačitelné.

Tlak v tomto bodě byl vyjádřen ze vzorce 3.2.1.1 pro výpočet průtočného množství [16]:

$$Q = \alpha * \epsilon * s * \sqrt{2 * (p_1 - p_2) * \frac{1}{\rho}} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (3.2.7.2)$$

Kde α úhrnný součinitel průtoku vypočtený podle vzorce 3.2.7.3 [16]. Na základě poměru zúžení m (vypočítán za vztahu 3.2.4.1)

$$\alpha = \frac{0,984}{\sqrt{1 - m^2}} [-] \quad (3.2.7.3)$$

Součinitel expanze ε je určen interpolací hodnot odečtených z normy ČSN EN ISO 5167-4, výsledné hodnoty součinitele jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15: Přehled v bodě 2

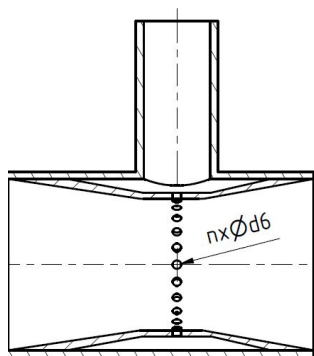
Název		Symbol	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Plocha D_2	S_2	$[m^2]$	0,0007	0,0018	0,0023
Rychlost vzduchu D_2	w_2	$[m/s]$	105,83	41,34	32,66
Součinitel expanze	ε	$[-]$	0,97057	0,99536	0,99719
Součinitel průtoku	α	$[-]$	1,45047	1,17390	1,21875
Reynoldsovo číslo D_2	Re_{d2}	$[-]$	$2,17 \cdot 10^5$	$1,35 \cdot 10^5$	$1,20 \cdot 10^5$
Rozdíl tlaků p_2/p_1	Δp	$[Pa]$	3374	747,5	431,3
Tlak v D_2	P_2	$[Pa]$	91860,037	97792,294	98190,154
Poměr tlaku p_2/p_1	pp	$[Pa]$	0,96457	0,992414	0,995626
Tlaková ztráta	p_z	$[Pa]$	6914,963	982,706	584,846

Z výsledků uvedených v tabulce 15 vyplývá, že varianta 1 neplní zadané požadavky na řešení, jelikož rychlost v tomto bodě přesahuje požadovaných 100 m/s.

Vzhledem k nižší tlakové ztrátě o téměř 400 Pa se zdá být optimální **varianta 3**.

3.2.8 Numerická simulace směšovačů

Cílem numerické simulace je optimalizace vstupní komory paliva viz obrázek 19. Jednak za účelem dosažení homogenního rozložení směsi paliva se vzduchem v celé ploše výstupního a dále pak za účelem dosažení rychlosti nad 20 m/s v celé ploše průřezu na výstupu ze směšovače [17].



Obrázek 19: Ilustrační zobrazení vstupní komory

Pro optimální geometrický profil byl určený v kapitole 3.2.7. (varianta 3) byly zvoleny tři provedení velikosti a počtu otvorů v komoře, jak je uvedeno v tabulce 16.

Tabulka 16: Varianty provedení vstupní komory paliva

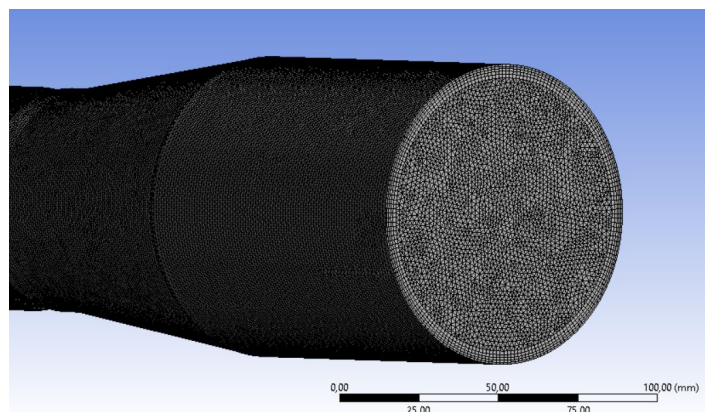
Název	Symbol	Značka	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Průměr otvoru	d_6	[mm]	4	3,5	4
Počet otvorů	n	[mm]	17	24	20

3.2.9 Nastavení výpočtu

Stacionární výpočet byl proveden v programu ANSYS CFD, kde byly použity tři okrajové podmínky pro řešení.

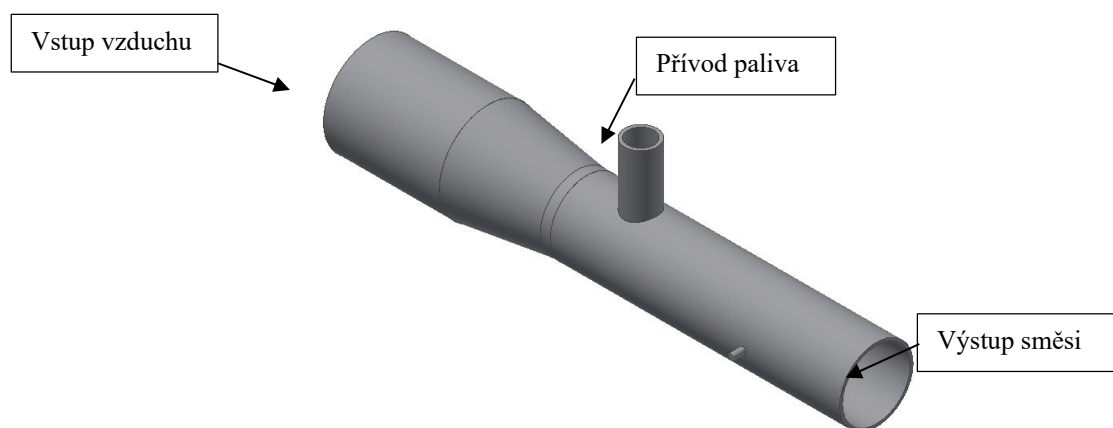
- 1) Tlak paliva (zemního plynu) na přívodu do vstupní komory byl nastaven na 100 kPa.
- 2) Na vstupu měl vzduch stále stejnou teplotu 15 °C.
- 3) Průtok vzduchu je počítán pro plné zatížení spalovacího motoru. Tedy i pozice výkonové klapky je neměnná.

Nestrukturovanou tetrahedrální výpočetní síť tvoří celkem 1 237 997 buněk, mezní vrstva je tvořena prizmatickými prvky. Výpočetní metodou byla zvolena „Patch conforming metoda“ se čtyřstěnými prvky doplněnými pětistěnými v mezní vrstvě. Jak je vidět níže na obrázku 20.



Obrázek 20: Síťování

Okrajové podmínky pro výpočet byly nastaveny do míst dle míst zobrazených na na obrázku 21.



Obrázek 21: Zobrazení okrajových podmínek

Hodnoty pro tyto okrajové podmínky byly zadány

a) **vstup vzduchu:**

tlak	= 98775 Pa
teplota	= 15 °C.
Vzduch	= 1
Zemní plyn	= 0

b) **Přívod paliva:**

Množství paliva	= 0,006586 kg/s
Teplota	= 15 °C

Palivem byl zemní plyn, jehož vlastnosti jsou:

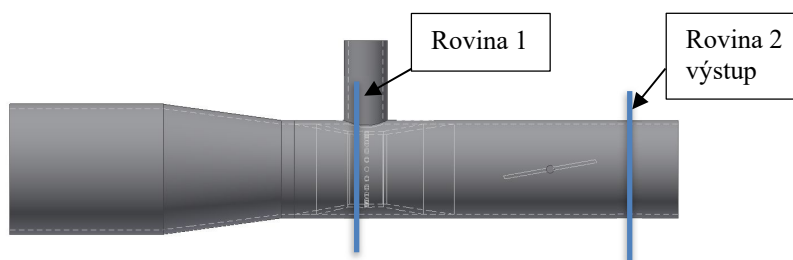
Molární hmotnost	= 16,04 g/mol
Hustota (při teplotě 15 °C)	= 0,661 kg/m ³
Dynamická viskozita	= 0,000010980 m ² /s
Vzduch	= 0
Zemní plyn	= 1
Intenzita turbulence	= 5 %

c) **Výstup směsi:**

Hmotnostní průtok směsi	= 0,069218 kg/s
-------------------------	-----------------

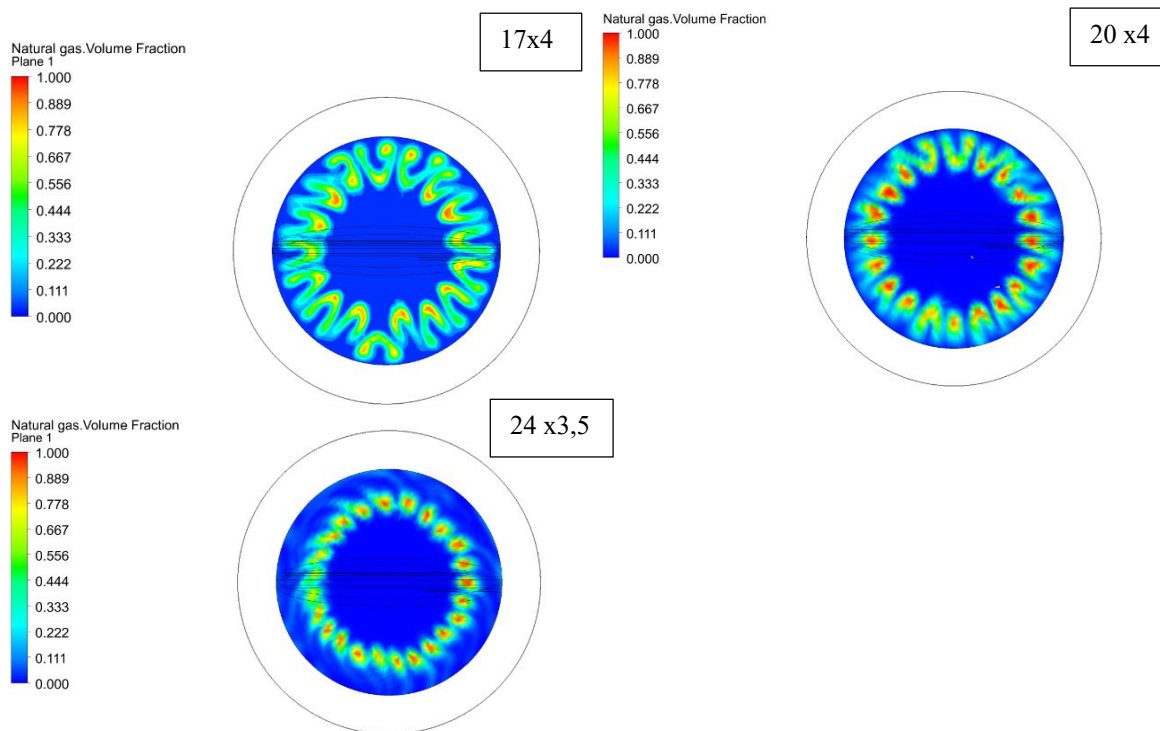
3.2.10 Vyhodnocení navržených variant

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.2.8, cílem simulace je optimální rozložení směsi na výstupu ze směšovače (rovina 2) a dosažení rychlosti směsi nad 20 m/s [17] v téže rovině, jak je znázorněno na obrázku 22. Pro názornost je uvedeno rozložení objemového podílu plynu v rovině 1.



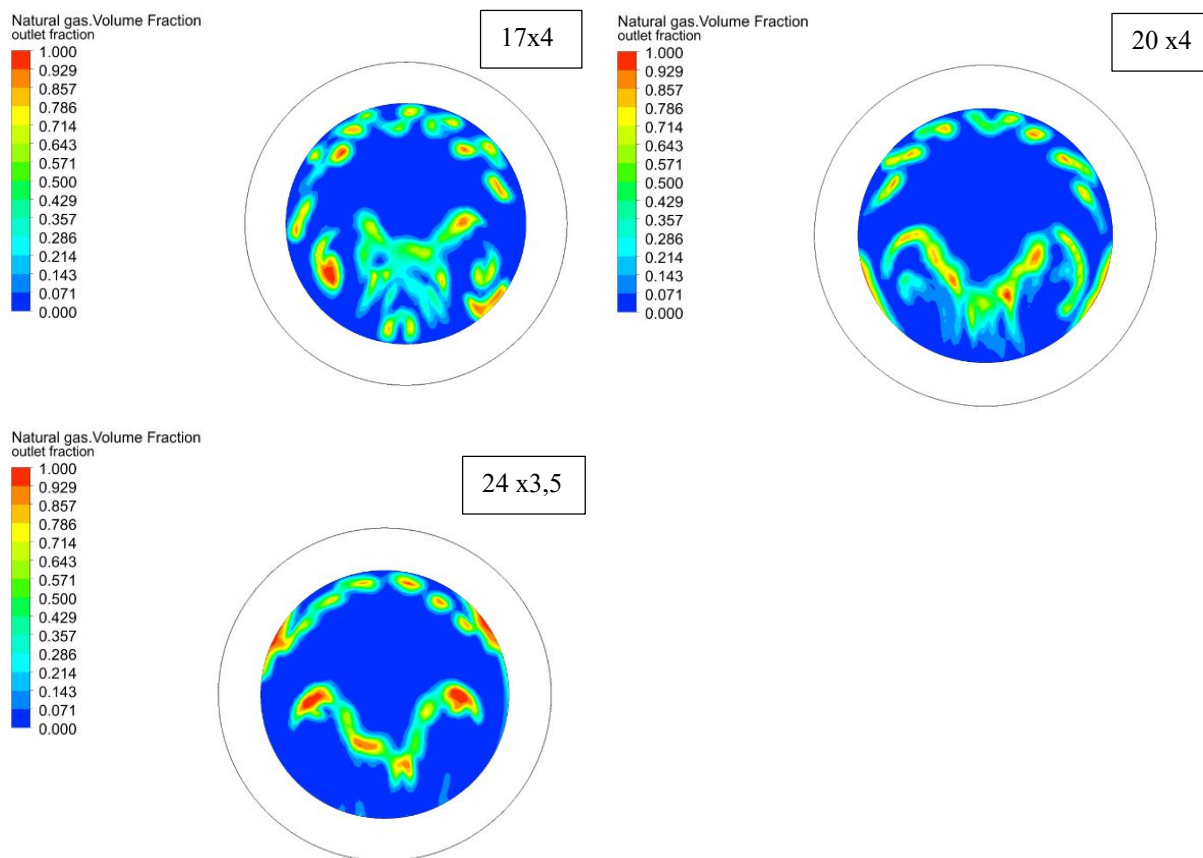
Obrázek 22 : Roviny vyhodnocení

a) Rozložení objemového podílu plynu v rovině 1



Obrázek 23: Rozložení objemového podílu plynu rovině 1

b) Rozložení objemového podílu plynu v rovině 2 výstup



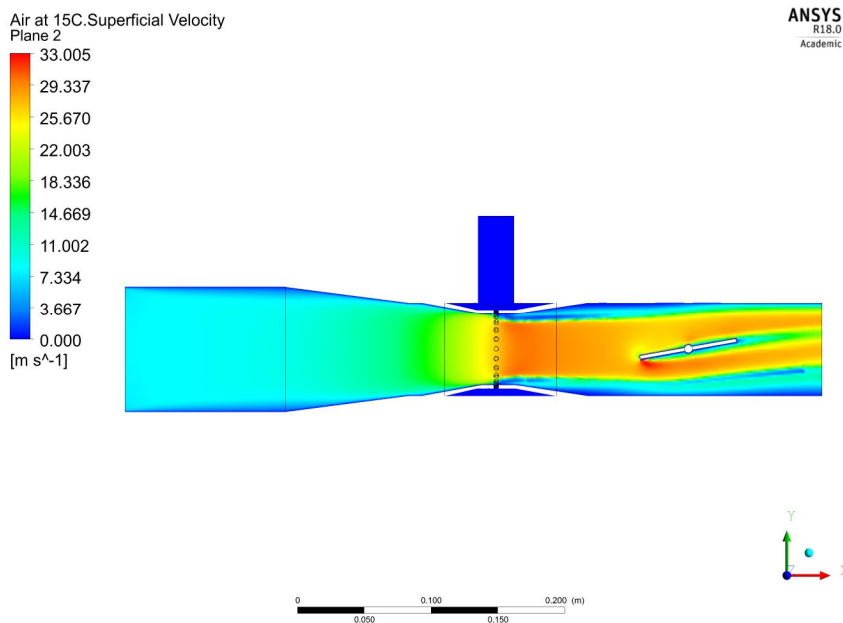
Obrázek 24: Rozložení objemového podílu plynu v rovině 2 výstup

Tabulka 17 : Přehled středních rychlostí směsi v rovině 2

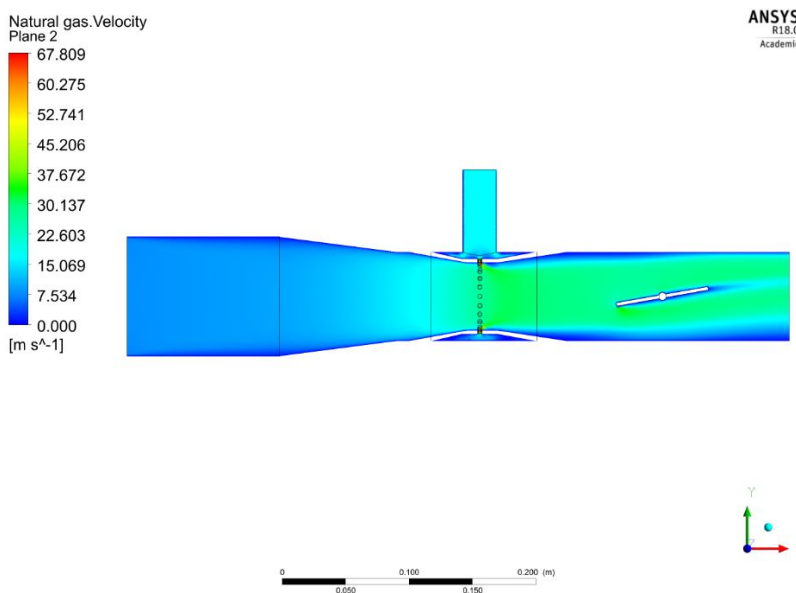
Název	Jednotka	17x4	24x3,5	20x4
Rychlost směsi	[m/s]	15,15	22,20	17,62

Z obrázku 24 je zřejmé, že nejlepšího rozložení dosahuje směšovač varianty 1 (17x4). Ovšem nedosahuje požadované rychlosti.

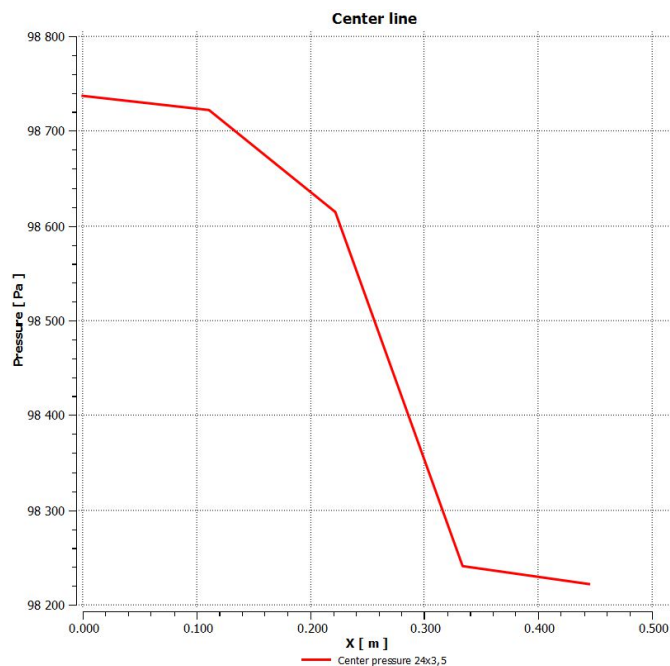
Proto je jako vyhovující vybrána varianta 2 (24x3,5), pro kterou vychází střední rychlost směsi 22,2 m/s. Na obrázcích níže jsou znázorněny rychlosti vzduchu a paliva v podélné ose směšovače.



Obrázek 25: Rychlosti vzduchu v podélné ose směšovače



Obrázek 26: Rychlosti paliva v podélné ose směšovače



Obrázek 27: Tlaková ztráta směšovače

Na obrázku 27 je znázorněna tlaková ztráta celého směšovače, ze které vychází celková tlaková ztráta 551 Pa.

Porovnáním analytického výpočtu a výpočtu pomocí CFD simulace je rozdíl 33 Pa = 5,9%. Tuto shodu kolem 6% lze považovat za vyhovující.

3.3 Návrh tepelného okruhu jednotky

Cílem návrhu tepelného okruhu jednotky neboli okruhu chlazení motoru a odvodu tepla je stanovení schéma tepelného toku a návrh hlavních částí jako je deskový oddělovací výměník a čerpadlo. Při návrhu okruhu bylo rozhodnuto zahrnout spalínový výměník do tohoto vnitřního okruhu, jelikož tento okruh je oddělen deskovým výměníkem od přímého napojení do zákaznického okruhu a nehrozí zde komplikace spojené se zanášením na straně vody. Další důležitým faktorem je, že tento okruh je naplněn předepsanou chladicí kapalinou výrobcem motoru. Což nejběžněji bývá 40% ethylenglykol.

Ze zadaných hodnot motoru v kapitole 3:

- Teplota chladiva vstup T_{vs} 82 [°C]
- Rozdíl vstupní/výstupní teploty ΔT 6 [K]
- Tepelný výkon chlazením motoru Q_m 88 [kW]
- Chladivo etylenglykol-voda
- Koncentrace 40 [%]

byly určeny chybějící hodnoty pro návrh tepelného toku.

3.3.1 Střední měrná tepelná kapacita chladiva

Byla určena jako střední hodnota provozních teplot motoru. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 18.

Tabulka 18: Tepelná kapacita 40%ethylenglykolu s vodou [18]

Ethylene Glycol - Water (C ₂ H ₆ O ₂) koncentrace: 40 %				
Teplota	Hustota	Tepelná kapacita	Vodivost	Viskozita
°C	kg/m ³	kJ/kg,°C	W/m,°C	cP
82	1030	3,678	0,453	0,78
88	1020	3,698	0,4548	0,714

$$c_{p85} = \frac{c_{p82} + c_{p88}}{2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * ^\circ\text{C} \right] \quad (3.3.1.1)$$

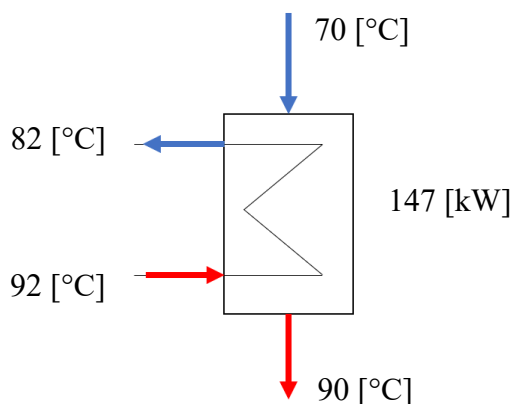
3.3.2 Průtok chladiva motorem

Výpočet byl proveden pomocí upravené kalorimetrické rovnice, kde vstupními členy jsou tepelný výkon chlazením motoru Q_m , rozdíl vstupní/výstupní teploty ΔT a střední měrná tepelná kapacity c_{p85}

$$m = \frac{Q_m}{\Delta T * c_{p85}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (3.3.2.1)$$

3.3.3 Návrh deskového výměníku

Návrh výměníku byl proveden pomocí výpočtového programu společnosti SWEP [18], kde byl zvolen protiproudý výměník. S kapalinou na straně primárního okruhu ethylenglykol 40 % a na straně sekundárního okruhu voda. Vstupní parametry jsou uvedené v tabulce 19.



Obrázek 28: Schéma deskového výměníku

Tabulka 19: Zadání deskového výměníku

Název	Strana 1	Strana 2	Jednotka
Výkon	147,5		[°C]
Vstupní teplota	70	92	[°C]
Výstupní teplota	90	82	[°C]
Průtok	1,76	4	[kg/s]

Parametry navrženého výměníku jsou uvedeny v tabulce 20.

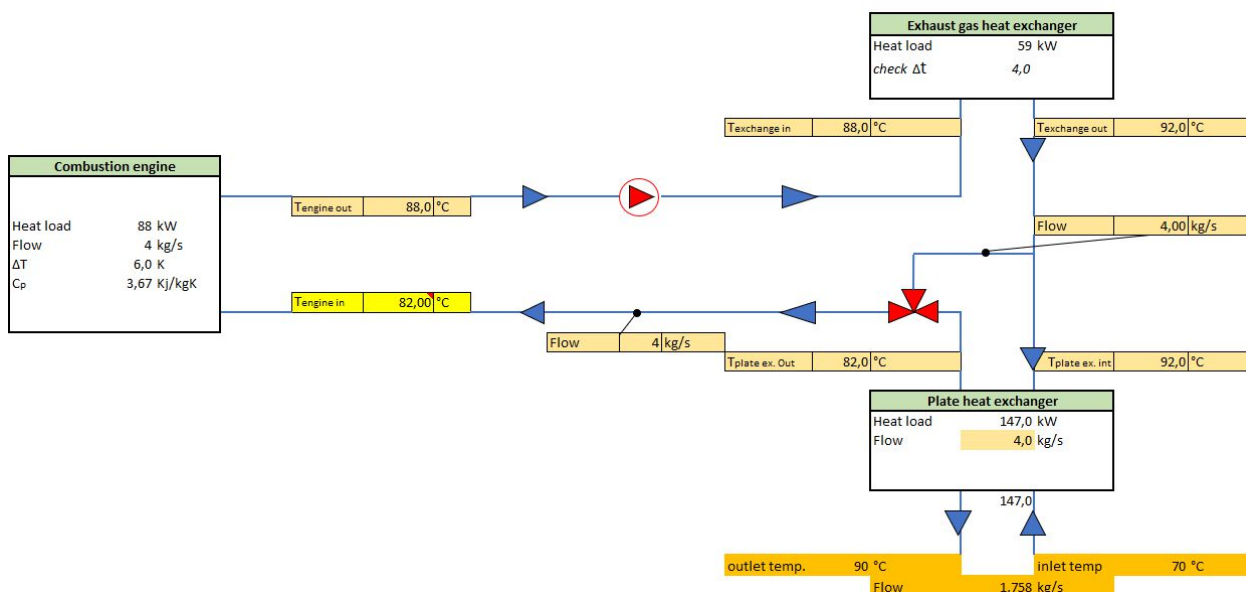
Tabulka 20: Parametry deskového výměníku

Název	Strana 1	Strana 2	Jednotka
Typ výměníku	B28		[-]
Počet desek	128		[ks]
Teplosměnná plocha	7,56		[m ²]
Tepelný tok	20,8		[kW/m ²]
Koeficient prostupu tepla	4990		[W/m ² *°C]
Rychlost média v připojení	2,25	4,86	[m/s]
Reynoldsovo číslo	1481	1622	[-]
Tlaková ztráta	7,71	36,6	[kPa]



Obrázek 29: ilustrační zobrazení vybraného výměníku

Na obrázku 30 je znázorněno zapojení celé navrženého okruhu s hlavními díly navrženými v této práci.



Obrázek 30: Tepelné schéma okruhu

3.3.4 Tlaková ztráta okruhu

Pro výpočet tlakových ztrát okruhu je nutné nejprve provést výpočet dimenze potrubí. V potrubí by měla být průměrná rychlost dle [19] 2 až 4 m/s.

Výpočet vnitřního průměru potrubí je odvozen ze vzorce pro výpočet objemového množství.

$$Q_{flow} = S * w * \rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{Q_{flow}}{\rho * w}} \text{ [m]} \quad (3.3.4.1)$$

Pro výpočet byla zvolena rychlost v potrubí 3 m/s.

Dle do vzorce 3.3.4.1. je výsledný průměr $d = 40,88 \text{ mm}$ \Rightarrow Zvoleno je tedy potrubí o průměru DN40.

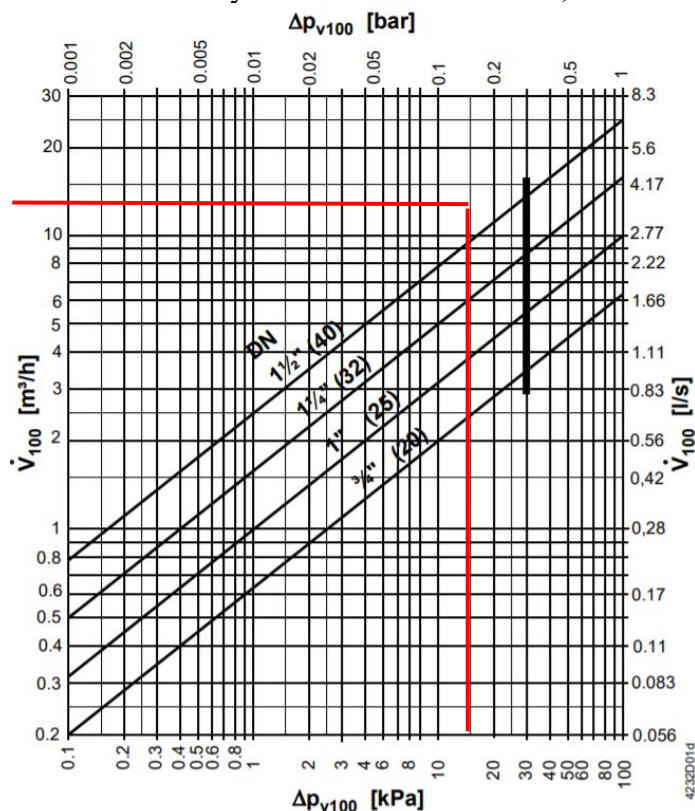
Po dohodě s vedoucím bakalářské práce byly zadány tlakové ztráty vyráběných dílů na základě zvyklostí ve společnosti TEDOM a.s.

1) Zadané tlakové ztráty:

- Spalovací motor 40 [kPa]
- Spalinový výměník 20 [kPa]
- Hadicové kompenzátory 7 [kPa]

2) Trojcestný ventil

Tlaková ztráta trojcestného ventilu byla určena dle obrázku 31, udávaného výrobcem.



Obrázek 31: Průtokový diagram třicestného ventilu [20]

Tlaková ztráta ventilu byla odečtena 25 [kPa]

3) Tlaková ztráta potrubí a tvarových ohybů

Předběžným návrhem zapojení okruhu byl určen předpokládaný počet hydraulických prvků.

- Varné kolena DN40 10 [ks]
- T-kus DN 40 4 [ks]
- Kompenzátor DN40 2 [ks]
- Délka rovného potrubí DN40 1,5 [m]

Tlaková ztráta varných kolien byla dopočtena dle vzorce 3.3.4.2 [29] kde ξ je ztrátový součinitel a $\rho w^2/2$ je dynamický tlak:

$$\Delta p = \xi * \rho * \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (3.3.4.2)$$

Za předpokladu hladkého potrubí byl ztrátový součinitel určen dle tabulky 21.

Tabulka 21: Ztrátový součinitel ξ ostrých kolien [19]

Úhel kolena	15°	30°	45°	60°	90°
Ztrátový součinitel – hladká potrubí	0,04	0,13	0,24	0,47	1,13

Tlaková ztráta rovného potrubí byla vypočtena dle základní rovnice pro tlakové ztráty [30].

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} * \rho * \frac{w^2}{2} * l \text{ [Pa]} \tag{3.3.4.3}$$

Kde λ je součinitel tření. Jehož hodnota je určena dle tabulky 22.

Tabulka 22: Součinitel tření v potrubí [21]

$Re \leq 2320$ - laminární proudění	$2320 < Re < 4000$ - přechodová oblast (interpolace krajních hodnot)	$Re \geq 4000$ turbulentní proudění - (Colebrookova rovnice)
$\lambda = \frac{64}{Re}$	$\lambda = \lambda_{2320} + \frac{\lambda_{4000} - \lambda_{2320}}{4000 - 2320} * (Re - 2320)$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re * \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 * d} \right)$

,kde k je hydraulická drsnost potrubí.

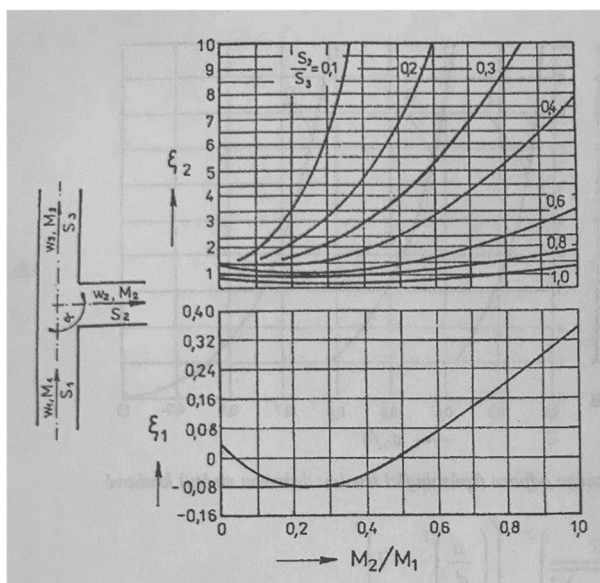
- nové ocelové trubky tažené	k = 0,01 - 0,05 mm,
- nové ocelové trubky válcované	k = 0,04 - 0,10 mm,
- nové ocelové trubky svařované	k = 0,05 - 0,10 mm,
- ocelové trubky s mírně orezavělým povrchem	k = 0,15 - 0,20 mm,
- ocelové trubky mírně orezavělé se slabým nánosem	k = 0,15 - 0,50 mm,
- ocelové trubky se silnějšími inkrustacemi	k = až 1,5 mm i více.

Obrázek 32: Součinitel drsnosti potrubí [22]

Reynoldsovo číslo je určeno jako součin rychlosti w a charakteristického průřezu (v našem případě průměr trubky d) ku kinematické viskozitě ν .




$$Re = \frac{w * d}{\nu} [-] \tag{3.3.4.4}$$

Tlaková ztráta t-kusech (dělením proudu) byla určena dle grafu 2.



Graf 2: Ztrátové součinitele ξ pro dělení proudu

Jedná se o svařované T-kusy, ve kterých proud není dělen ani spojován. Jde tedy o změnu směru pro kterou platí hodnoty ztrátového součinitele [22]:

T-kus při proudění přímo		$\xi = 0,1$
T-kus při proudění z odbočky		$\xi = 0,95$
T-kus při proudění do odbočky		$\xi = 1,3$

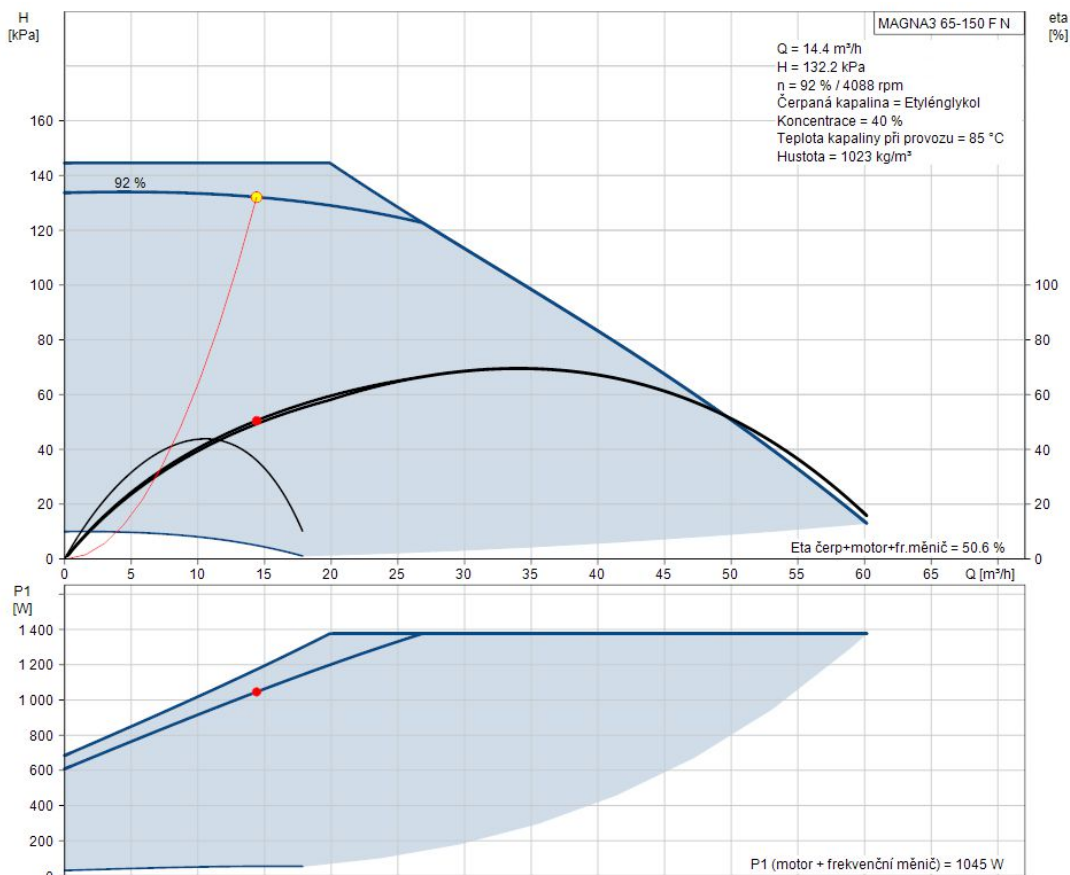
Okruh obsahuje další komponenty jako jsou sensory, elektrický přehřev atd..
Těmto prvkům byla zvolena celková tlaková ztráta 10 kPa.

Tabulka 23: Přehled tlakových ztrát okruhu

Název	Tlaková ztráta	Jednotka
Spalovací motor	40	[kPa]
Spalinový výměník	20	[kPa]
Deskový výměník	36,6	[kPa]
Hadicové kompenzátory	7	[kPa]
Trojcestný ventil	25	[kPa]
Varná kolena	9,4	[kPa]
Rovné potrubí	0,8	[kPa]
Rezerva	10	[kPa]
Celkem	132,2	[kPa]

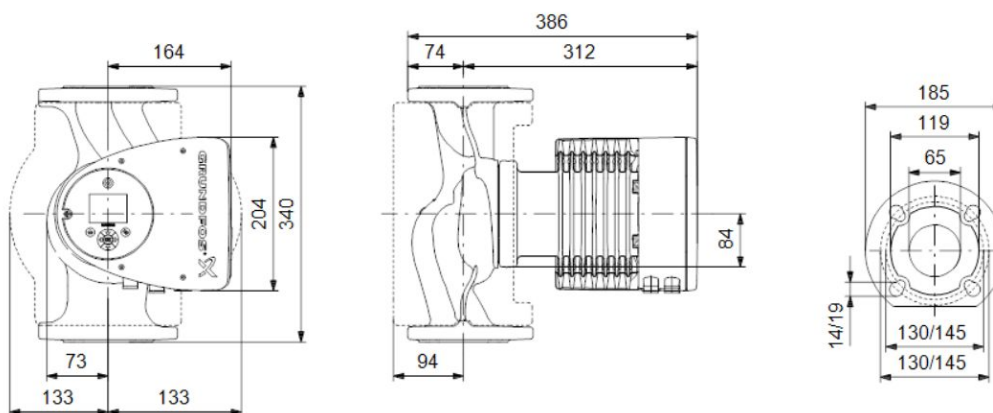
3.3.5 Návrh oběhového čerpadla

Návrh čerpadla byl proveden pomocí výpočtového programu společnosti Grundfos [23], kde vstupními hodnotami byla celková tlaková ztráta okruhu 132,2 kPa a jmenovitý průtok 4 kg/s (14,4 m³/h). Na obrázku 33 je zobrazený pracovní bod čerpadla společně s jeho účinností.



Obrázek 33: Výkonová křivka čerpadla

Jedná se o tzv. mokroběžné čerpadlo, které je mazáno proudícím médiem a elektromotorem s frekvenčním měničem. [23]

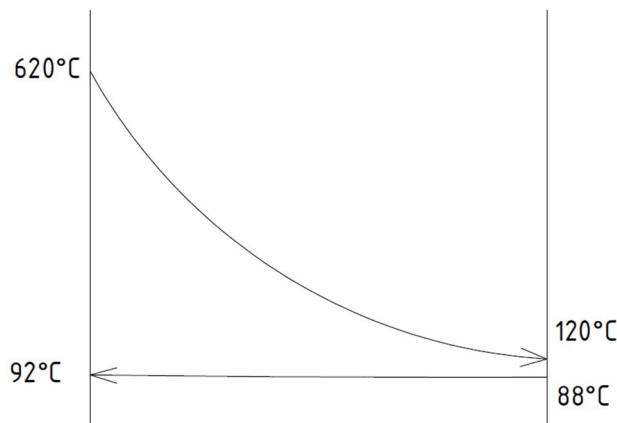


Obrázek 34: Rozměrový výkres čerpadla

3.4 Návrh výměníku spaliny -voda

Pro návrh výměníku spaliny – voda jsou známy tyto hodnoty:

- Teplota výfukových plynů na výstupu z motoru T_{vf} 620 [°C]
- Požadovaná teplota výfuk. plynů na výstupu z výměníku T_{out} 120 [°C]
- Teplota chladicí kapaliny na vstupu do výměníku T_{Win} 88 [°C]
- Teplota chladicí kapaliny na výstupu z výměníku T_{Wout} 92 [°C]



Obrázek 35: Zobrazení teplot spalínového výměníku

V kapitole 3.1.8. byl vypočítán hmotnostní tok výfukových plynů $V_{spal} = 0,1027$ [kg/s].

3.4.1 Střední teploty

a) Střední teplota výfukových plynů

$$T_{spal.stř.} = \frac{T_{vf} + T_{out}}{2} \text{ [°C]} \quad (3.4.1.1)$$

b) Rozdíl teplot na vstupu a výstupu

$$\Delta t_{max} = T_{vf} - T_{Wout} \text{ [°C]} \quad (3.4.1.2)$$

$$\Delta t_{min} = T_{out} - T_{Win} \text{ [°C]} \quad (3.4.1.3)$$

3.4.2 Střední logaritmický teplotní spád Δt

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \text{ [°C]} \quad (3.4.2.1)$$

Tabulka 24: Shrnutí vypočtených teplot

Název	Symbol	Jednotka	Hodnota
Střední teplota výfukových plynů	$T_{spal.stř.}$	[°C]	370
Rozdíl teplot vstup	Δt_{max}	[°C]	32
Rozdíl teplota výstup	Δt_{min}	[°C]	528
Střední logaritmický teplotní spád	Δt	[°C]	179,93

V tabulce 25 [24] jsou uvedeny základní vlastnosti spalín v závislosti na teplotě. Které jsou použity pro určení hodnot výfukových plynů odpovídající střední teplotě.

Tabulka 25: Vlastnosti výfukových plynů [24]

	v	λ sp	ρ	cp
Teplota	Kinematická viskozita	Tepelná vodivost	Hustota	Měrná tepelná kapacita
T[°C]	[m ² /s]	[W/m K]	[kg/m ³]	[J/kgK]
0	1,190E-05	0,0228	1,295	1042
100	2,080E-05	0,0319	0,95	1068
200	3,160E-05	0,0401	0,748	1097
300	4,390E-05	0,0484	0,617	1122
400	5,780E-05	0,057	0,525	1151
500	7,300E-05	0,0656	0,457	1185
600	8,940E-05	0,0742	0,405	1214
700	1,070E-04	0,0827	0,363	1239

Vypočtené střední teploty výfukových plynů odpovídají vlastnosti spalín uvedené v tabulce 26.

Tabulka 26: Vlastnosti výfukových plynů pro střední teplotu [24]

	T	v	λ sp	ρ	cp
	Teplota	Kinematická viskozita	Tepelná vodivost	Hustota	Měrná tepelná kapacita
	[°C]	[m ² /s]	[W/m K]	[kg/m ³]	[J/kgK]
Střední teplota	370	5,348E-05	0,05451	0,53983	1144,54

3.4.3 Tepelný výkon Q_{spal}

Q_{spal} byl vypočítán z kalorimetrické rovnice, kde hodnota měrné tepelné kapacity odpovídala střední teplotě uvedené v tabulce 26.

$$Q_{spal} = V_{spal} * c_p * (T_{vf} - T_{out}) \text{ [kW]} \quad (3.4.3.1)$$

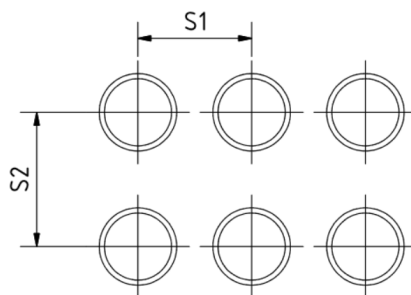
3.4.4 Konstrukční návrh spalínového výměníku

Při volbě tvarového provedení spalínového výměníku jsou aplikovány konstrukční standardy a běžně používané dimenze trubek ve firmě TEDOM a.s. Zvoleny jsou dvě varianty provedení trubkovnice výměníku uvedené v tabulce 27. Pro kompletní návrh je potřebné dopočítat minimální délku trubek výměníku.

Tabulka 27: Varianty provedení spalínového výměníku

Varianta	-	1	2	-
Počet trubek	n	125	100	[ks]
Průměr trubek	d ₂	12	15	[mm]
Vnitřní průměr trubek	d ₁	9	13	[mm]
Průměr pláště	d ₄	273	273	[mm]
Vnitřní průměr pláště	d ₃	263	263	[mm]

Zkreslením rozložení trubek v trubkovnici byly zvoleny dvě vhodné rozteče mezi jednotlivými trubkami, jak je zobrazeno na obrázku 36.



Obrázek 36: Rozložení trubek

Tabulka 28: Hodnoty roztečí jednotlivých variant

	Symbol	Varianta 1	Varianta2	Jednotka
Horizontální rozteč	S1	17	20	[mm]
Vertikální rozteč	S2	17	20	[mm]

3.4.5 Výpočet přestupu tepla z výfukových plynů

Přestup tepla spalin (výfukových plynů) byl vypočítán dle vztahu 3.4.5.1, který je dán jako poměr Nusseltova čísla Nu a součinitele tepelné vodivosti λ (určen v tabulce 26) ku vnitřnímu průměru trubek d_1

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda_{sp}}{d_1} \quad [W/m^2K] \quad (3.4.5.1)$$

Pro jeho určení je tedy nutné vypočítat Nusseltovo číslo spalin jako:

$$Nu = C * Re^m * Pr^n \quad [-] \quad (3.4.5.2)$$

Konstanty C, n, m jsou pro turbulentní proudění určeny :

$$C = 0,0023; m = 0,8; n = 0,4$$

tyto hodnoty jsou závislé na velikosti Reynoldsova čísla, vlastnostech tekutiny a typu obtékaného tělesa.

Reynoldsovo číslo bylo určeno jako podíl střední rychlosti $w_{stř}$ spalin a vnitřnímu průměru trubek d_1 ku kinematické viskozitě spalin ν při střední teplotě.

$$Re = \frac{w_{stř} * d_1}{\nu} \quad [-] \quad (3.4.5.3)$$

Prandtlovo číslo je podíl Péceletova čísla a Reynoldsova čísla

$$Pr = \frac{Pe}{Re} \quad [-] \quad (3.4.5.4)$$

Péceletovo číslo bylo vypočteno dle vztahu:

$$Pe = \frac{w_{stř} * d_1}{\alpha_s} \quad [-] \quad (3.4.5.5)$$

Kde $w_{stř}$ je střední rychlost spalin, d_1 vnitřní průměr trubky, α_s součinitel teplotní vodivosti vypočtený dle vzorce 3.4.5.6.

$$\alpha_s = \frac{\lambda_{sp}}{c_p * \rho} \quad \left[\frac{W}{m^2} * K \right] \quad (3.4.5.6)$$

Hodnoty ve vztahu již byly uvedeny v tabulce 26.

Tabulka 29: souhrn vypočtených hodnot pro určení přestupu tepla

Název	Symbol	Varianta 1	Varianta2	Jednotka
Součinitel teplotní vodivosti	α_s	$8,82 * 10^{-5}$	$8,82 * 10^{-5}$	$[m^2/s]$
Péceletovo číslo	Pe	2476,44	2143,07	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	0,606	0,606	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	14,78	12,98	[-]
Reynoldsovo číslo	Re	4083,78	3534,04	[-]
Střední rychlost spalin	$w_{stř}$	24,27	14,54	$[m/s]$
Součinitel přestupu tepla ze spalin	α	88,29	54,44	$[W/m^2K]$

3.4.6 Délka trubek výměníku L

Je určena dle vzorce

$$k = \frac{1}{R * S_{vně}} \quad [W/K] \quad (3.4.6.1)$$

Kde tepelný výkon výměníku Q_{spal} byl určen dle 3.4.3.1. d_1 je vnitřní průměr trubky. Teplotní spád ΔT byl také určen vztahem 3.4.2.1. n je počet trubek jednotlivých variant. Je tedy nutné dodefinovat součinitel prostupu tepla K , který byl vypočten dle vzorce:

$$R = \frac{1}{\alpha * S_{vni}} + \frac{Ln(d_s)}{2 * \pi * f * n * \lambda_{mat}} + \frac{1}{\lambda_{vody} + S_{vně}} \quad [W/m^2K] \quad (3.4.6.2)$$

Pro jeho vypočtení bylo tedy nutné vypočítat:

Vnitřní plochu trubky S_{vni}

$$S_{vni} = \pi * n * f * d_1 \quad [m^2] \quad (3.4.6.3)$$

Kde f je referenční délka trubky 1m.

Vnější plochu trubky $S_{vně}$

$$S_{vně} = \pi * n * f * d_2 \quad [m^2] \quad (3.4.6.4)$$

Poměr průměrů d_s

$$d_s = \frac{\frac{d_2}{2}}{\frac{d_1}{2}} \quad [m^2] \quad (3.4.6.5)$$

Tabulka 30: Výsledné hodnoty spalínového výměníku

Název	Symbol	Varianta 1	Varianta2	Jednotka
Poměr průměrů	d_s	1,33	1,15	[mm]
Plocha trubek vnější	$S_{vně}$	4,712	4,712	[m ²]
Plocha trubek vnitřní	S_{vni}	3,534	4,084	[m ²]
Odpor trubky	R	0,00330	0,00459	[W/m ² K]
Součinitel prostupu tepla	k	64,14	46,15	[W/K]
L trubek	L	1,48	1,78	[m]

Pro posouzení, která ze zvolených variant je výhodnější, je nutné dopočítat ještě tlakové ztráty v trubkách. Jelikož tato ztráta má výrazný podíl na celkové tlakové ztrátě spalínového výměníku.

3.4.7 Tlaková ztráta v trubkách

Tlaková ztráta v trubkách je složena a) tlakové ztráty třením b) tlakové ztráty místní [25] a jsou vypočteny dle vztahu (3.4.7.1)

$$\Delta p_{celková} = \Delta p_{tření} + \Delta p_{místní} \quad [Pa] \quad (3.4.7.1)$$

a) Tlaková ztráta třením

Jedná se o tlakovou ztrátu, jenž je ovlivněna drsností povrchu, tvarem potrubí, hustotou a délkou potrubí.

Tlaková ztráta byla vypočtena dle vzorce 3.4.7.2 [26]

$$\Delta p_{třecí} = \lambda_t * \frac{1}{2} * \rho_{stř} * W_{stř} * n * z_1 * z_2 \quad [Pa] \quad (3.4.7.2)$$

Kde λ_t je ztrátový součinitel, který je dán vzorcem 3.4.7.3 a platí pro Reynoldsova čísla vyšší než 2300. [26]

$$\lambda_t = 8 * \sqrt[12]{\left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt[2]{(x_9 + x_{10})^3}} \right)} \quad [-] \quad (3.4.7.3)$$

Zde x_9 a x_{10} jsou substituční faktory dané vztahy [26]

$$x_9 = \left\{ 2,457 * \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 * kr} \right) \right\}^{16} \quad [-] \quad (3.4.7.4)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad [-] \quad (3.4.7.5)$$

kr ve výpočtu 3.4.7.4 udává relativní drsnost stěny

$$k_r = \frac{k}{d_1} \quad [-] \quad (3.4.7.6)$$

,kde k je pro ocelové trubky bezešvé 0,15 [-] [27]

n je počet chodů svazku – tedy 1, jelikož se jedná o jednochodý výměník.

Korekční faktory z_1 a z_2 jsou dány

$$z_1 = \frac{L}{d_1} \quad [-] \quad (3.4.7.7)$$

$$z_2 = \left(\frac{t_{stěny} + 273,15}{t_{stř} + 273,15} \right)^{0,6} \quad [-] \quad (3.4.7.8)$$

Teplota stěny $t_{stěny}$ byla vypočtena

$$t_{stěny} = t_{stř} - \frac{Q}{S_1 * \alpha_s} \quad [^{\circ}C] \quad (3.4.7.9)$$

Teplosměnná plocha S_1 je dána vztahem

$$S_1 = \pi * d_1 * N_{trubek} * L \quad [m^2] \quad (3.4.7.10)$$

Tabulka 31: Přehled vypočtených hodnot třecích ztrát

Název	Symbol	Varianta 1	Varianta2	Jednotka
Ztrátový součinitel	λ_t	0,021	0,120	[-]
Substituční faktor	x_9	27 849,9	27 970,4	[-]
Substituční faktor	x_{10}	$2,58 * 10^{15}$	$2,61 * 10^{16}$	[-]
Relativní drsnost	k_r	16,66	15,38	[-]
Korekční faktor	z_1	165,2	137,5	[-]
Korekční faktor	z_2	0,905	0,882	[-]
Teplota stěny	$t_{stěny}$	241,5	220	[$^{\circ}C$]
Teplosměnná plocha	S_1	5,25	7,3	[m^2]
Tlaková ztráta třením	$p_{třecí}$	506,7	836,8	[Pa]

b) Tlaková ztráta zpomalením proudu Δp_{trub}

Tato ztráta byla vypočtena pro hodnotu střední hustoty $\rho_{stř}$ uvedené v tabulce 26 a střední rychlosti spaliny.

$$\Delta p_{trub} = \rho_{stř} * \frac{W_{st}^2}{2} * (\varepsilon_1 * n) \text{ [Pa]} \quad (3.4.7.11)$$

Tabulka 32: Tlakové ztráty v trubkách

Varianta	1	2	-Jednotka
Tlaková ztráta třením	506,7	836,8	[Pa]
Ztráta zpomalením proudu trubky	111,3	39,96	[Pa]
Celková tlaková ztráta trubky	618,05	876,8	[Pa]

Porovnáním výsledných tlakových ztrát z tabulky 32 je nejvhodnější první varianta. Jenž je výhodná i ze zástavbového (délkového) pohledu viz tabulka 30. Kde na posledním řádku jsou uvedeny délky trubek obou variant.

4 Shrnutí konstrukčního provedení

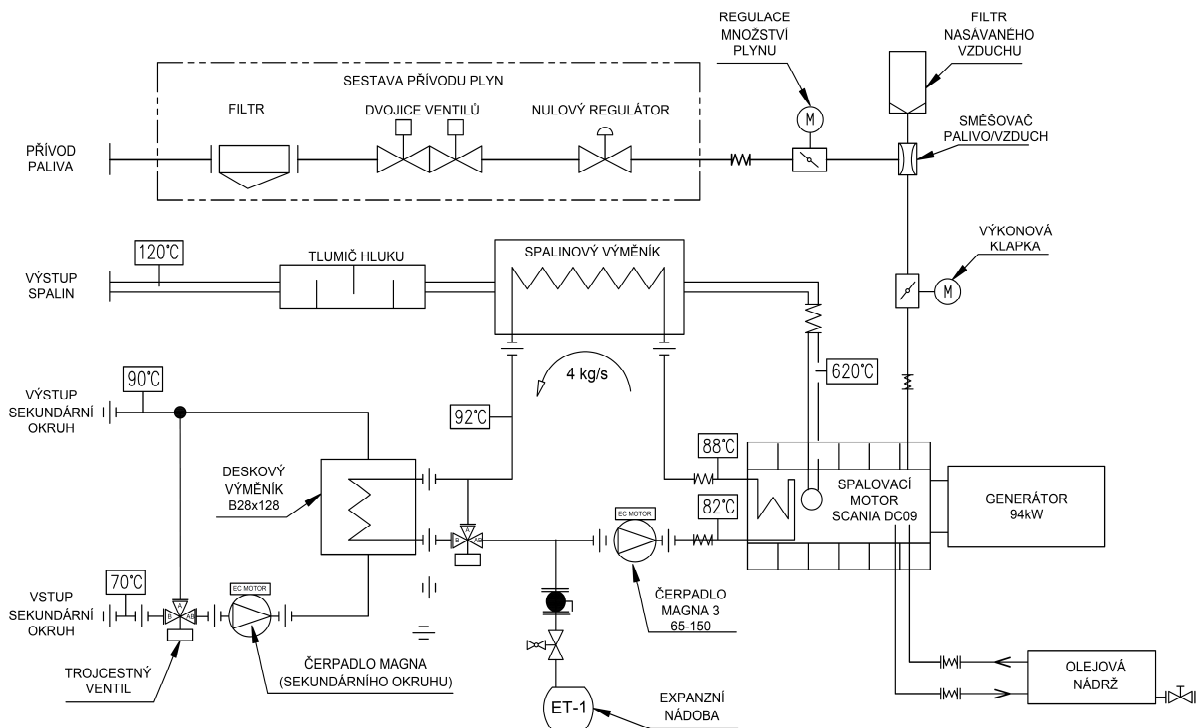
V předchozích kapitolách byly vypočteny hlavní díly kogenerační jednotky:

- Spalovací motor
- Spalinový výměník
- Deskový výměník chlazení motoru
- Oběhové čerpadlo chlazení motoru
- Trojcestný ventil chlazení motoru
- Směšovač palivo / vzduch

Pro kompletní návrh je nutné hlavní díly rozšířit o:

- Elektrický generátor
- Sestavu přívodu plynu
- Klapku regulace množství přiváděného plynu
- Filtr nasávaného vzduchu
- Výkonovou klapku
- Oběhové čerpadlo sekundárního okruhu
- Trojcestný ventil sekundárního okruhu
- Tlumič hluku
- Expanzní nádobu
- Sestavu senzorů
- Elektrický rozvaděč

Zapojení těchto dílů je zobrazeno v navrženém schématu na obrázku 37. Tyto díly lze navrhnout na základě vypočtených hodnot hlavních dílů ve výpočtových programech dodavatelů jednotlivých dílů.



Obrázek 37: Navržené celkové schéma zapojení

Elektrická účinnost η_{ele}

Je počítána jako podíl elektrického výkonu P_{ele} a příkonu v palivu Q_{pal} , samozřejmě vynásobený 100, jelikož se jedná o procenta.

$$\eta_{ele} = \frac{P_{ele}}{Q_{pal}} * 100 \quad (5.1.2.3)$$

Tepelný výkon Q_{tep}

Je dán rozdílem příkonu paliva Q_{pal} , elektrického výkonu P_{ele} a nevyužitého (ztraceného) tepelného výkonu $Q_{ztrát}$

$$Q_{tep} = Q_{pal} - P_{ele} [kW] \quad (5.1.2.4)$$

Tepelná účinnost η_{tep}

Je počítána jako podíl tepelného výkonu Q_{tep} rovnice 4.1.2.12 a příkonu v palivu Q_{pal} , samozřejmě vynásobený 100 jelikož se jedná o procenta.

$$\eta_{tep} = \frac{Q_{tep}}{Q_{pal}} * 100 [\%] \quad (5.1.2.5)$$

Celková účinnost η_{cel}

Je součtem elektrické účinnosti η_{ele} rovnice a tepelné účinnosti η_{tep}

$$\eta_{celkova} = \eta_{ele} + \eta_{tep} [\%] \quad (5.1.2.6)$$

Tabulka 33: Přehled základních parametrů kogenerační jednotky

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Příkon v palivu	Q_{pal}	266,69	[kW]
Elektrický výkon	P_{ele}	94,68	[kW]
Tepelný výkon	Q_{tep}	147	[kW]
Elektrická účinnost	η_{ele}	35,5	[%]
Tepelná účinnost	η_{tep}	55,12	[%]
Celková účinnost	$\eta_{celkova}$	90,62	[%]

5.2 Ztráty

Z tabulky 33 vyplývá, že celkové energetické ztráty činí 9,38%, což odpovídá 25 kW z přivedeného příkonu. Tyto ztráty jsou rozděleny do tří hlavních kategorií:

Ztráty mechanické

Jedná se o ztráty spalovacího motoru a elektrického generátoru spojené s přeměnou mechanického výkonu motoru na elektrický výkon generátoru.

Ztráty chemické

Zde jsou zahrnuty hlavně ztráty nedokonalým spálením směsi přiváděného vzduchu a paliva.

Ztráty tepelné

Které lze rozdělit do dvou podskupin:

a) Tepelný výkon sáláním

Jedná se o ztrátu množství tepla sdíleného do okolí přes vnější povrch kapoty (protihlukového krytu) jednotky neventilací prostoru motor - generátoru. Konkrétně vedení přes rám do základového rámu a sáláním přes protihlukový kryt. Tato ztráta se často hodnotí na základě měření. Běžně se u ventilovaného provedení protihlukového krytu pohybuje od 5 do 8 kW. U neventilovaného provedení od 1 do 3 kW.

b) Nevyužitý tepelný výkon ve spalinách

Lze říci, že se jedná o ztrátu tepla ve spalinách nedochlazením. Což je latentní teplo obsažené ve spalinách, jehož přesný výpočet z objemu vlhkých spalin vzniklých spálením a měrné tepelné kapacity jednotlivých složek mezi teplotami je značně složitý. Definuje ho norma ÖNORM M 7510-2:2012 nebo lze použít postup dle Siegerta pomocí O_2 . [28].

6 Ekonomické hodnocení využití kogenerace

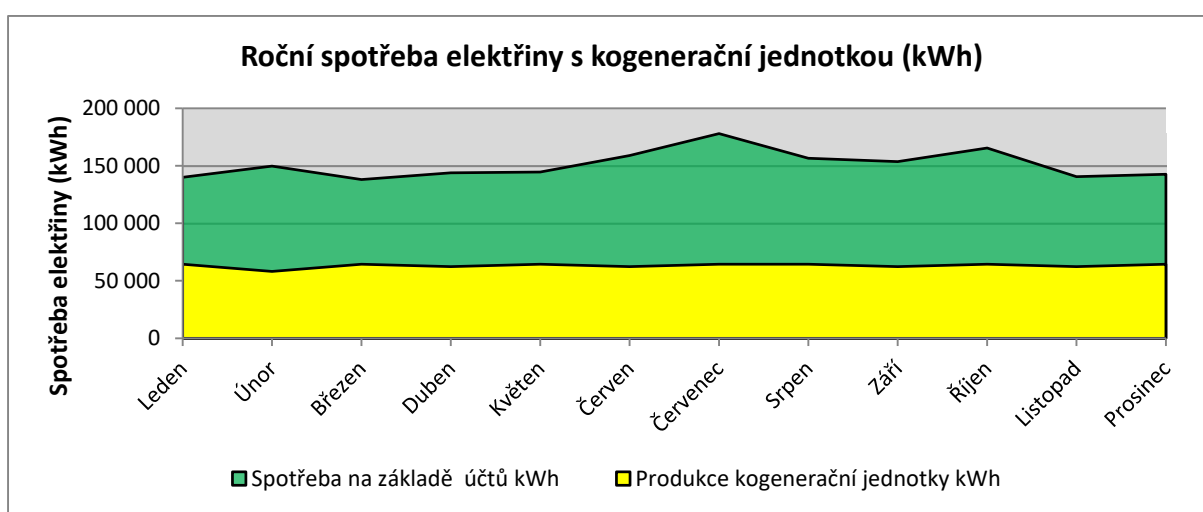
6.1 Instalace

Typickými instalacemi kogeneračních jednotek o výkonu 100 kW jsou hotely, domovy důchodců, penziony, školy, výrobní haly, nemocnice, bioplynové stanice, čističky odpadních atd.

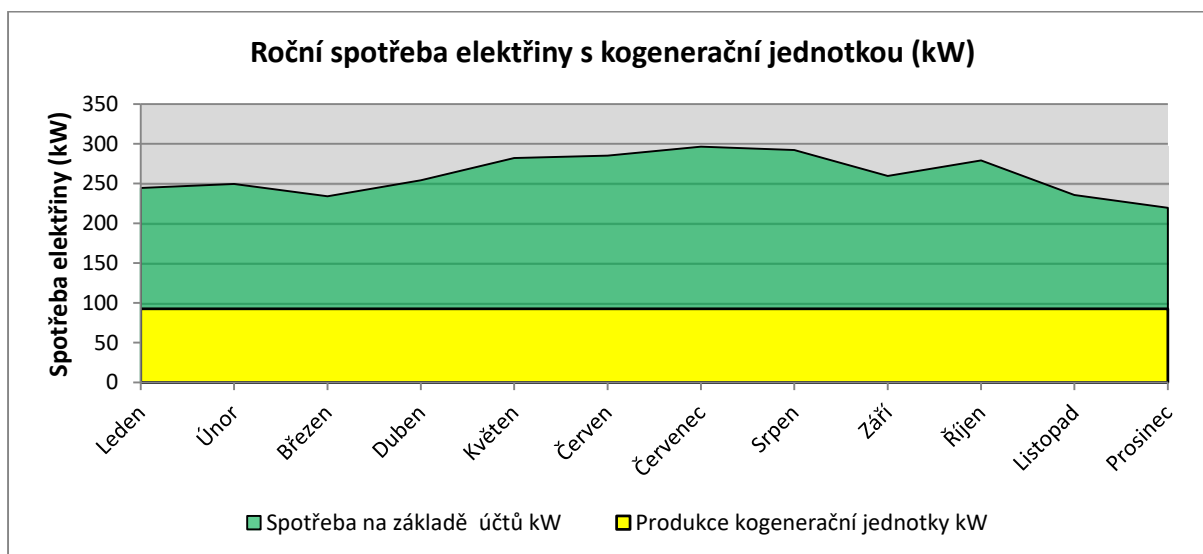
6.2 Návrh velikosti kogenerační jednotky

Před samotným návrhem velikosti jednotky je nutné znát strukturu a složení energetický zdrojů na instalaci. Poté je možné navrhnout vhodnou velikost jednotky.

Návrh velikosti kogenerační jednotky byl proveden kalkulací na základě účtů spotřeby elektrické energie a plynu z posledních let. Jako příklad je uvedena spotřeba relaxačního centra v New Jersey pro 350 klientů. Z účtů spotřeby elektrické energie lze vyčíst měsíční spotřeby objektu. Z grafu 3 lze vyčíst, že spotřeba elektřiny v průběhu roku se pohybuje okolo 150 000 kWh a 250kW.



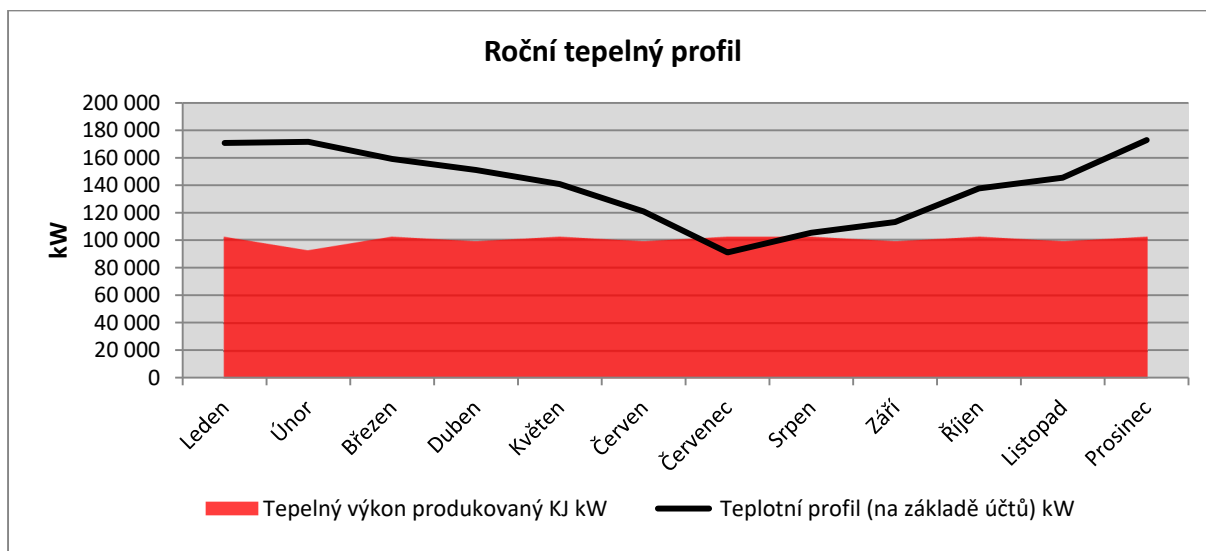
Graf 3: Roční spotřeba elektřiny s kogenerační jednotkou (kWh)



Graf 4: Roční spotřeba elektřiny s kogenerační jednotkou (kW)

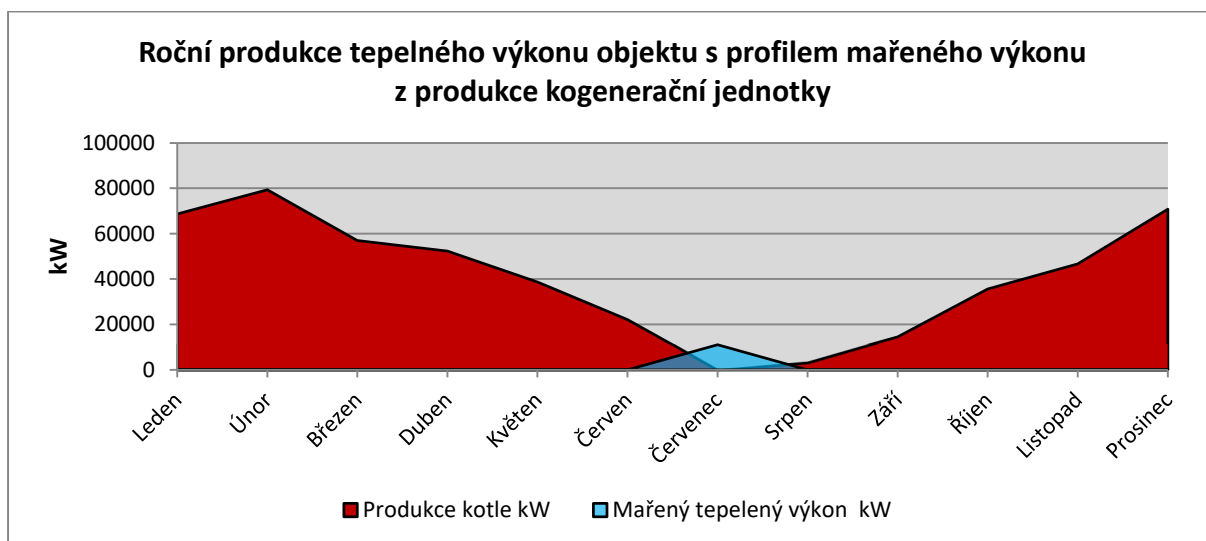
V těchto grafech je také znázorněn výkon, který je schopna pokrýt navržená kogenerační jednotka. Jak je patrné z grafů spotřeb elektrické energie jednotka může být provozována nepřetržitě. Je ovšem důležité vzít v úvahu také produkci tepelné energie z jednotky. Ta byla určena na základě znalosti současného vybavení kotelny, která obsahuje plynový kotel, který napájí tři akumulátory tepla a za předpokladu provozuschopnosti kogenerační jednotky 8191 hodin, je možné určit spotřebu tepla této instalace ze spotřeby plynu a přihlídnutí k účinnosti akumulární nádoby 75%.

V grafu 5 vyplývá, že i z pohledu produkce tepla je velikost jednotky vhodně navržena a pouze v letních měsících není využit celý produkovaný tepelný výkon jednotky.



Graf 5: Roční tepelný profil objektu s využitím kogenerační jednotky

V grafu 6 je znázorněno množství nevyužitelného tepelného výkonu objektu v letních měsících společně se současnou roční produkcí existujícího kotle.



Graf 6: Roční produkce instalace bez kogenerační jednotky

Závěrem každé volby vhodné KJ pro instalaci by měla také být kalkulace prosté návratnosti investice, která porovná úsporu z vyrobené elektřiny a tepla kogenerační jednotkou ku nákladům na údržbu, nárůstem spotřeby zemního plynu a přičtením investičních nákladů při realizaci.

Tabulka 34: Prostá návratnost KJ

		Množství	Roční platby s využitím KJ (USD)	Roční platby s využitím KJ (Kč)
Úspora produkce elektřiny (kWh)	kWh	795 258	\$118 700	2 611 390 Kč
Úspora produkce elektřiny (kW)	kW	1 111	\$50 695	1 115 298 Kč
Spotřeba zemního plynu	kW	2 183 852	\$37 267	819 879 Kč
Úspora výroby tepla	kWt	1 588 416	\$47 803	1 051 672 Kč
Pravidelná údržba	hours	8 191	\$38 004	836 096 Kč

Roční úspora provozem kogenerační jednotky	\$141 927	3 122 384 Kč
---	------------------	---------------------

Cena jednotky	\$85 000	1 870 000 Kč***
Instalační náklady	\$495 000	10 890 000 Kč
Statní podpora	\$94 000	2 068 000 Kč

Prostá návratnost	3,42
--------------------------	-------------

***Cena jednotky je orientační pro účely této práce

Prostá návratnost 3,42 roku je lukrativní pro potenciálního zákazníka, jelikož běžná životnost stroje je plánovaná na 10 let.

6 Závěr

Práce se zabývala návrhem hlavních dílů a okruhů kogenerační jednotky do výkonu 100 kW se spalovacím motorem. Z výpočtů základních parametrů vychází celková účinnost jednotky 90,62% při elektrickém výkonu 94,68 kW a tepelném výkonu 147 kW.

Práce byla rozdělena na teoretickou a praktickou část. Kde cílem teoretické části byl popis kogenerační jednotky a jejích hlavních konstrukčních celků. V praktické části byla práce zaměřena na výpočet hlavních dílů a určení základních parametrů jednotky. Hlavními díly, byly spalovací motor Scania DC 09 provozovaný ve stechiometrickém režimu pro který byly vypočteny základní parametry motoru. Směšovač palivo – vzduch v provedení Venturiho dýzy, kde ze tří zvolených variant byla vybrána varianta s 24-ti otvory o průměru 3 mm, jež byla vypočtena analyticky i numericky pomocí programu ANSYS Fluent. Zde byl rozdíl mezi jednotlivými výpočty 6%. Trubkový výměník spaliny – voda žárotrubného provedení, tedy v trubkách proudí výfukové plyny, které jsou oplachovány vodou. Návrh jednotlivých dílů okruhu chlazení spalovacího motoru, který zahrnoval výpočet průtoku a tlakových ztrát celého okruhu společně s návrhem oběhového čerpadla, deskového výměníku a trojcestného ventilu.

Z ekonomického hodnocení je zřejmé, že optimální využití kogenerační jednotky je v místě spotřeby obou produkovaných energií. Na příkladu bylo provedeno ekonomické vyhodnocení pro potencionálního klienta v USA s kalkulovanou návratností 3,42 roku. Pro tuzemský trh, lze očekávat prodloužení návratnosti investice přibližně o 2 roky, což je způsobeno rozdílnou cenou zemního plynu a výkupní ceny elektrické energie. Avšak návratnost investice mezi 5 – 6 lety zle stále považovat za ekonomicky výhodnou, jelikož plánovaná životnost jednotky je 10 let.

Obecně považuji kombinovanou výrobu elektrické a tepelné energie za velmi výhodnou s stále velkým potenciálem, pokud jsou obě tyto produkované energie efektivně využívány. Od regionálních výrobců to také potvrzuje stále se zvyšující produkce jednotek firmy TEDOM.

Citovaná literatura

- [1] MINISTERSTVO, Průmyslu a obchodu. *Aktualizace Národního akčního plánu energetické účinnosti ČR* [online]. 2018, 242201227252012 [cit. 2020]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/narodni_akcni_plan_2018/\\$FILE/OEOK-Narodni_akcni_plan_energeticke_ucinnosti-20180117.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/narodni_akcni_plan_2018/$FILE/OEOK-Narodni_akcni_plan_energeticke_ucinnosti-20180117.pdf)
- [2] DIANGELAKIS, Nikolaos. *Design optimization of an internal combustion engine powered CHP system for residential scale application* [online]. 2014 [cit. 2020]. DOI: 10.1007/s10287-014-0212-z. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s10287-014-0212-z>
- [3] ENERGY, ENERGY. Combined Heat and Power Basics. *Overview of CHP Technologies* [online]. 2017 [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.energy.gov/eere/amo/combined-heat-and-power-basics#factsheet>
- [4] BEROUN, Prof.Ing. Studijní texty k předmětu „Motorová vozidla“ . <https://kvm.tul.cz> [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1733>
- [5] TEDOM. Tedom Micro. <https://www.tedom.com> [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/cs/kogeneracni-jednotky/micro/>
- [6] ROMAN, Gašpár a Souček STANISLAV. *Analysis of a heat exchanger for cogeneration unit using computational fluid dynamics*. In: . Tampa: AMSE International Mechanical Engineering Congress, 2017.
- [7] UNIE, Úřední. *SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2015/2193*. EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA EVROPSKÉ UNIE, 2015.
- [8] SALEEM HASHMI, Gilmar. *Comprehensive Materials Processing*. Copyright © 2014 Elsevier Ltd. All rights reserved., 2014.
- [9] PRAZE, Strojní. *Sborník příspěvků ze semináře kogenerace s pístovými motory*. In: . Praha: ČVUT Praha, 1999.
- [10] KALAM, M., H.H. MASJUKI, Ku HAMID a T. MAHLIA. *Development and Test of a New Catalytic Converter for Natural Gas Fueled Engine*. Sadhana, 2009. DOI: DOI: 10.1007/s12046-009-0022-0.
- [11] MATTHEY, Johnson. Selective catalytic reduction (SCR). *SCR systems* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.jmsec.com/air-pollution-solutions/selective-catalytic-reduction-scr/scr-systems/>
- [12] Zemní plyn - fyzikální vlastnosti. *TZB-info* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i>
- [13] ING. PETR ŠIMŮNEK, Ph. *Organická chemie I* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: https://www.upce.cz/sites/default/binary_www_old/fcht/uocht/informace/OCH1.pdf
- [14] Zemní plyn - spalné teplo a další vlastnosti. *TZB-Info* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1963-spalovaci-vlastnosti-zp-i>
- [15] ČSN EN ISO 5167-4 *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku, Část 4: Venturiho trubice*. listopad 2003, 28 s. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2003.
- [16] JAROSLAV CIBULKA, Vladimír. *PŘÍRUČKA MĚŘÍCÍ TECHNIKY pro strojírenství a energetiku*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965.
- [17] SUTAR, MR. *CFD OPTIMIZATION OF VENTURI MIXER DESIGN*. Chennai, 2008.

- [18] SSP Online. *Https://www.swep.net/* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.swep.net/support/ssp-calculation-software/ssp-online/>
- [19] 3. DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ. *Přednášky pro TZB I* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <http://fast10.vsb.cz/studijni-materialy/tzb-1/3.html>
- [20] Ventily_a_pohony. *Siemens.com Global Website* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: https://w5.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/IBT/mereni_a_regulace/ventily_a_pohony/klapky_a_kohouty/Documents/N4232C_VBI31_.pdf
- [21] LABOUTKA, Karel. *Výpočtové tabulky pro vytápění : vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2013.
- [22] J., Bašta, Brož K., Cikhart J., Štorkan M. a Valenta V. *Topenářská příručka svazek 1*. Praha: GAS s.r.o, 2001.
- [23] REPUBLIC, Grundfos. *Product center* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=155871138583808407382084622819&hits=9&productnumber=97924366&qcid=867776768&searchstring=97924366
- [24] TECHNOLOGIES, FireCAD. *Free-engineering-calculations* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://firecad.net/free-engineering-calculations/>
- [25] LOUKOTA, MARTIN. *HEAT EXCHANGER DESIGN* [online]. 2015 [cit. 2020]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30294373.pdf>
- [26] STEHLÍK, P.,. *Tepelné pochody, výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT, 1991.
- [27] *Https://www.ipotrubi.cz/* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovy-ch-ztrat/2.-tlakova-ztrata-v-trubce.html>
- [28] TZB-info. *Stanovení účinnosti kotlů* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/11107-stanoveni-ucinnosti-kotlu>
- [29] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: ČVUT, 1999.