



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH MIKROKOGENERAČNÍ JEDNOTKY

DESIGN OF A MICROCOGENERATION UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Skřivánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Skřivánek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
Akademický rok:	2024/25

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

Návrh mikrokogenerační jednotky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Volba vhodného zážehového motoru pro mikrokogeneraci. Prozkoumat možnosti a technické parametry běžně dostupných zážehových motorů a zvolit vhodný model, pro účely mikrokogenerace. Posoudit specifické požadavky na motor pro provoz s alternativními palivy (CNG, LPG, LNG).

Úprava motoru pro jednopalivový provoz. Navrhnout a implementovat úpravy motoru pro spolehlivý a efektivní provoz na čistě jednopalivový systém s použitím CNG, LPG nebo LNG. Zajistit vhodnou konfiguraci systému, která zohlední bezpečnostní a provozní požadavky spojené s daným typem paliva.

Návrh palivové soustavy, potrubí a výměníků tepla. Navrhnout kompletní palivovou soustavu včetně specifikace potrubí, ventilů, která bude odpovídat požadavkům pro CNG, LPG nebo LNG. Navrhněte výměníky na chladicí kapalině a výfukovém systému pro dosažení maximálních tepelných zisků.

Výběr generátoru a návrh propojení s motorem. Zvolit vhodný generátor s ohledem na výkonové požadavky a zajistit jeho efektivní propojení s motorem. Navrhnout mechanické spojení mezi motorem a generátorem tak, aby bylo zajištěno spolehlivé přenos výkonu a minimální ztráty.

Vytvoření matematického modelu mikrokogenerační jednotky v GT-Suite. Zpracovat matematický model mikrokogenerační jednotky v softwaru GT-Suite, který bude zahrnovat všechny klíčové komponenty a jejich interakce. Ověřit funkčnost modelu a provést simulace, které budou sloužit k optimalizaci výkonu a účinnosti jednotky.

Cíle diplomové práce:

Cílem této práce je návrh mikrokogenerační jednotky využívající běžně dostupný zážehový motor upravený pro jednopalivový provoz na stlačený zemní plyn (CNG), zkapalněný propan–butan (LPG) nebo zkapalněný zemní plyn (LNG). Tato jednotka má za úkol vyrábět elektrickou energii a současně využívat odpadní teplo pro vytápění nebo jiné účely. V rámci práce bude zvolen vhodný motor, který bude přizpůsoben pro jednopalivový provoz. Součástí návrhu je specifikace palivové soustavy, návrh potrubního systému a nádrže, výběr generátoru a jeho spojení s motorem, a vytvoření matematického modelu mikrokogenerační jednotky v softwaru GT–Suite. Práce zahrnuje i praktický konstrukční návrh jednotky.

Seznam doporučené literatury:

SIRCHIS, J. (ed.). Combined Production of Heat and Power (Cogeneration): Proceedings of a Europ. Seminar. London: Elsevier, 1990. ISBN 1-85166-524-2.

KIRKPATRICK, Allan T. a FERGUSON, Colin R. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950

INCROPERA, Frank; DEWITT, David; BERGMAN, Theodore a LAVINE, Adrienne. Principles of heat and mass transfer. 7th ed., international student version. Singapore: John Wiley, c2013. ISBN 978-0-470-64615-1.

VDI Heat Atlas. Second Edition. Berlin: Springer, [2010]. ISBN 978-3-540-77876-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a simulací mikrokogenerační jednotky spalující stlačený zemní plyn (CNG) s elektrickým výkonem do 50 kW. Na základě dostupných provozních dat byly v simulačním prostředí GT-Suite vytvořeny dva matematické modely, které sloužily k analýze provozních parametrů spalovacího motoru 1.4 TSI G-TEC při stanovených pracovních otáčkách. Výsledky simulací posloužily k předběžnému výběru generátoru, spalínového výměníku a deskového výměníku tepla. Následně byl v prostředí Creo Parametric vypracován konstrukční návrh mikrokogenerační jednotky s důrazem na prostorové uspořádání, uchycení motoru a generátoru a jejich vzájemné propojení pomocí spojek. Součástí návrhu byl rovněž návrh potrubního systému pro rozvod ohřáté vody a napojení na jednotlivé výměníky. Závěrem práce byl na základě simulačních modelů proveden výpočet celkové účinnosti navržené jednotky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kogenerace, mikrokogenerační jednotka, CNG, 1.4 TSI G-TEC, GT-Suite, tepelný výměník

ABSTRACT

Diploma thesis deals with the design and simulation of a micro-cogeneration unit powered by compressed natural gas (CNG) with an electrical output of up to 50 kW. Based on the available operating data, two mathematical models were created in the GT-Suite programme, which were used to analyze the operating parameters of the internal combustion engine 1.4 TSI G-TEC at specified operating speed. The simulation results were used to pre-select the generator, exhaust gas exchanger and plate heat exchanger. Subsequently, a structural design of the micro-cogeneration unit was developed in the Creo Parametric environment with an emphasis on the spatial arrangement, mounting of the engine and generator and their mutual connection using clutches. The design also included a design of a piping system for the distribution of heated water and connection to individual exchangers. At the end of the work, based on the simulation models and the overall efficiency of the designed unit was calculated.

KEYWORDS

Cogeneration, micro-cogeneration unit, CNG, 1.4 TSI G-TEC, GT-Suite, heat exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKŘIVÁNEK, Tomáš. *Návrh mikrokogenerační jednotky*. Online, diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Josef Štětina. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165823>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josefa Šetiny, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025

.....

Bc. Tomáš Skřivánek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za vedení a za jeho rady při vypracování této diplomové práce. Poděkování také patří mé rodině a blízkým za podporu celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Kogenerační jednotky	12
1.1 Kombinovaná výroba energie.....	12
1.2 Typy použitelných paliv	13
1.3 Zemní plyn.....	14
1.4 Enviromentální stránka kogenerace.....	16
1.5 Mikrokogenerace	17
1.6 Akumulační zásobníky	17
1.7 Typy kogeneračních jednotek.....	18
1.7.1 Palivové články	18
1.7.2 Parní turbíny	19
1.7.3 Plynové turbíny	19
1.7.4 Stirlingův motor.....	20
2 Spalovací motory v kogeneračních jednotkách	22
2.1 Charakteristické vlastnosti pístových motorů.....	23
2.2 Kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem na CNG	24
3 Koncepční návrh mikrokogenerační jednotky	26
3.1 Motor 1.4 TSI G-TEC	26
3.2 Rozdíly motoru G-TEC oproti benzínové verzi	27
3.3 Generátor	28
3.4 Modely v GT-SUITE.....	29
3.4.1 Model – výkon a spaliny	29
3.4.2 Model – chladicí okruh.....	31
3.5 Výměník – spaliny/voda.....	32
3.6 Výměník – chladicí kapalina/voda	34
3.7 Odstředivá spojka	35
3.8 Nádrž na CNG	36
3.9 Řídící jednotka a zobrazovací panel	38
3.10 Rámová konstrukce	38
3.11 Shrnutí koncepčního návrhu jednotky	39
4 Konstrukční návrh mikrokogenerační jednotky	40
4.1 Rámová konstrukce	40
4.2 Motor	41
4.2.1 Model motoru	41
4.2.2 Uchycení motoru	41
4.3 Uchycení generátoru.....	45
4.3.1 Příruba setrvačníku	45
4.3.2 Kryt setrvačníku	46
4.3.3 Startér	46
4.3.4 Pružná hřídelová spojka.....	47
4.3.5 Odstředivá spojka	48
4.3.6 Příruba generátoru	48
4.3.7 Připojení generátoru	49

4.3.8	Kryt rotujících komponentů	49
4.3.9	Poznámky ke spoje motoru s generátorem	50
4.4	Sestava výměníku spaliny – voda.....	50
4.4.1	Montážní deska.....	50
4.4.2	Uchycení výměníku	50
4.4.3	Potrubí pro spaliny	51
4.4.4	Výfukový systém.....	52
4.5	Zmenšení rozměrů rámové konstrukce.....	52
4.6	Sestava výměníku chladící kapalina – voda	53
4.7	Reduktor a expanzní nádobka.....	53
4.7.1	Reduktor	53
4.7.2	Konstrukce uchycení reduktoru s nádobkou	54
4.7.3	Uchycení expanzní nádoby a reduktoru	54
4.8	Napojení hadic chladicího okruhu	55
4.8.1	Studená větev.....	55
4.8.2	Teplá větev	56
4.8.3	Napojení reduktoru k chladicímu okruhu.....	57
4.9	Vodní potrubí.....	58
4.10	Autobaterie	59
4.11	Vrchní zakrytování	59
4.12	Koncovka výfuku	60
4.13	Vysokotlaká část palivové soustavy	61
4.14	Nízkotlaká část palivové soustavy.....	62
4.15	Vzduchový filtr.....	63
4.16	Zakrytování.....	64
4.17	Dovybavení předního panelu.....	65
4.17.1	Ovládací panel	65
4.17.2	Elektrické tlačítka a rozvaděč.....	66
4.17.3	Kulové ventily	67
4.18	Vizualizace konstrukčního návrhu mikrokogenerační jednotky	68
5	Výpočet účinnosti jednotky.....	70
5.1	Chemická energie paliva	70
5.2	Výkon generátoru	70
5.3	Výkon výměníku – spaliny/voda.....	71
5.4	Výkon výměníku – chladící kapalina/voda	71
5.5	Celková účinnost jednotky	71
	Závěr.....	73
	Použité informační zdroje.....	75
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	79
	Seznam příloh	80

ÚVOD

Kogenerační jednotky jsou zařízení, která vyrábějí elektrickou energii a zároveň využívají odpadní teplo, které vzniká při tomto procesu. Tento způsob výroby energie je efektivní a šetrný k životnímu prostředí, jelikož umožňuje maximálně využít potenciál paliva a snižuje celkové energetické ztráty oproti tradičním metodám dělené výroby elektřiny a tepla. Kogenerační jednotky se často využívají v průmyslových závodech, nemocnicích, školách nebo v obytných komplexech. Mohou pracovat na různých palivech, včetně zemního plynu, bioplynu, nafty a dalších obnovitelných palivech.

Princip fungování kogenerační jednotky je v spalování paliva, jehož energie se využije na pohon generátoru, který produkuje elektrickou energii. Vedlejším produktem je teplo, které vzniká během spalovacího procesu. Teplo, které by jinak bylo disipováno do okolí je tak využito na vytápění, kdy se tímto využitím tepelné energie výrazně zvyšuje celková účinnost systému. Zatímco účinnost u běžné elektrárny se pohybuje mezi 30-40 %, velké kogenerační jednotky umožňují za ideálních podmínek dosáhnout účinnosti až 95 %.

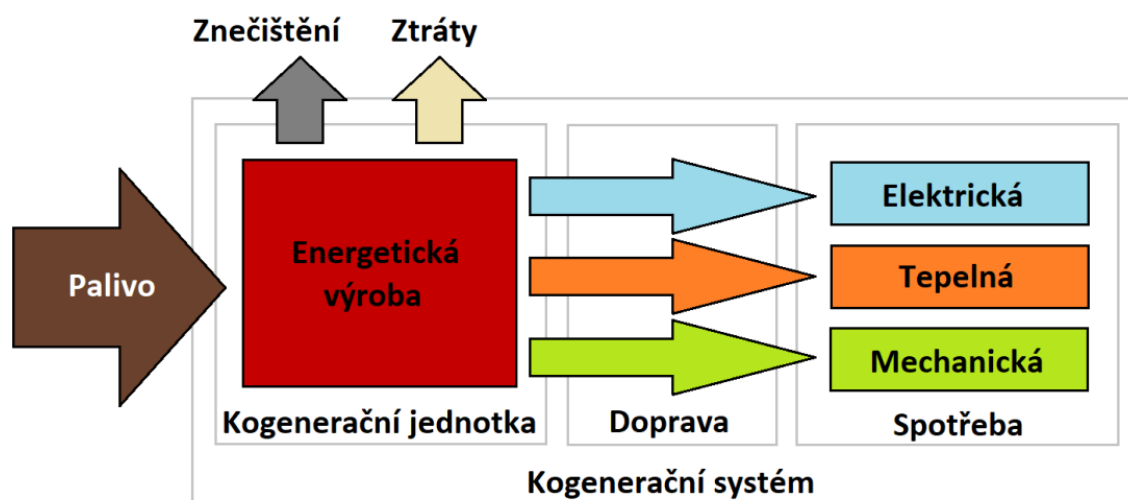
Tato diplomová práce se bude zabývat využitím a konstrukcí mikrokogenerační jednotky se spalovacím motorem na stlačený zemní plyn (CNG), který bude připojen na generátor. Použitím zemního plynu se nejen sníží náklady k provozu, ale spalováním se také produkuje méně emisí. Motor může v případě potřeby být bez velkých zásahů předělán na provoz LNG nebo bioplynu.

1 KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

1.1 KOMBINOVANÁ VÝROBA ENERGIE

Kombinovaná výroba energie zahrnuje postupnou nebo současnou přeměnu primární energie na konečné formy, které jsou připraveny k přímému využití spotřebitelem. Mezi nejčastější typy patří elektrická a tepelná energie, jejichž společná produkce se nazývá kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie neboli kogenerace. Tento proces umožňuje efektivnější využití primárních energetických zdrojů a snižuje jejich spotřebu [1].

V současnosti jsou stále rozšířenější i menší kogenerační jednotky, které mohou být umístěny přímo v místě spotřeby, například v energeticky náročných budovách, jako jsou školy, hotely, nemocnice, bazény či aquaparky. Díky této metodě výroby dochází k minimalizaci energetických ztrát oproti oddělené produkci elektřiny a tepla [1].



Obr. 1 Využití energie pomocí kogenerace [1]

Oba přínosy kogenerace – ekologický i ekonomický lze využít jak pro velmi malé výkony v desítkách kW, tak i pro velké teplárenské soustavy s výkonem ve stovkách MW. Zejména větší zdroje lze za určitých podmínek úspěšně uplatnit v kombinaci s centralizovanou dodávkou tepla i energie. Toto spojení umožňuje použití moderních typů tepláren s vysokým podílem vyráběné elektrické energie k vyrobenému teplu. Dále také použití různých paliv podle cenové situace na trhu včetně využití fosilních paliv nebo jiných obnovitelných zdrojů [2].

Výhody kogenerace

- Využití tepla zvyšuje účinnost technologie
- Miniaturizace zdrojů – např. možnost budování tepláren malých výkonů
- Možnost umístění výroby blízko místa energetického využití (snižují se ztráty vzniknuté dopravou)
- Lehká napojitelnost na existující a plánované technologie (jak v průmyslovém, komerčním i v bytovém sektoru)
- Zvýšení bezpečnosti dodávek elektrické a tepelné energie ke spotřebiteli (například v nemocnicích, pro které je spolehlivá dodávka elektriny důležitá)
- Zvýšení konkurence mezi jednotlivými systémy energetického zásobování
- Možnost využití obnovitelných zdrojů (např. biomasy), které výrazně snižují produkci skleníkových plynů

1.2 TYPY POUŽITELNÝCH PALIV

Výběr paliva pro kogenerační jednotky závisí na typu použité technologie a na technických, provozních, ekonomických i ekologických požadavcích. Klíčovou roli hraje nejen samotný druh paliva, ale také jeho dostupnost, možnosti skladování, cena, náklady na dopravu a likvidace nespalitelných zbytků. Při rozhodování se často řeší i opačný přístup, kdy je palivo dané a hledá se nejefektivnější způsob jeho energetického využití [3].

Obecně lze paliva rozdělit na:

- **Fosilní paliva** – nerostné suroviny s vysokým energetickým obsahem, např. ropa, uhlí, zemní plyn
- **Biopaliva** – primárně se získávají z biomasy a mají menší výhřevnost, která je proměnlivá v závislosti na obsahu vody
- **Alternativní paliva** – většinou jsou nákladné, a proto zatím nepříliš používané, např. vodík

Vhodné vyhodnocení parametrů paliva je zásadní pro posouzení možnosti instalace a provozu kogeneračních jednotek. Paliva určená pro energetické využití pocházejí buď přímo z primárních zdrojů, nebo jsou získávána prostřednictvím energetických výrobních procesů. Další možností je využití odpadních materiálů z jiných průmyslových odvětví, označovaných jako druhotné zdroje. Před samotným použitím mohou paliva procházet zušlechťovacími procesy, které zvyšují jejich energetickou hodnotu, zlepšují jejich transportní vlastnosti či upravují chemické složení, což vede ke zvýšení jejich kvality [1].

1.3 ZEMNÍ PLYN

Tato samostatná kapitola se bude zabývat vlastnostmi a použitím zemního plynu, jelikož se tento druh paliva použije pro pohon motoru, jehož návrhem se bude věnovat diplomová práce.

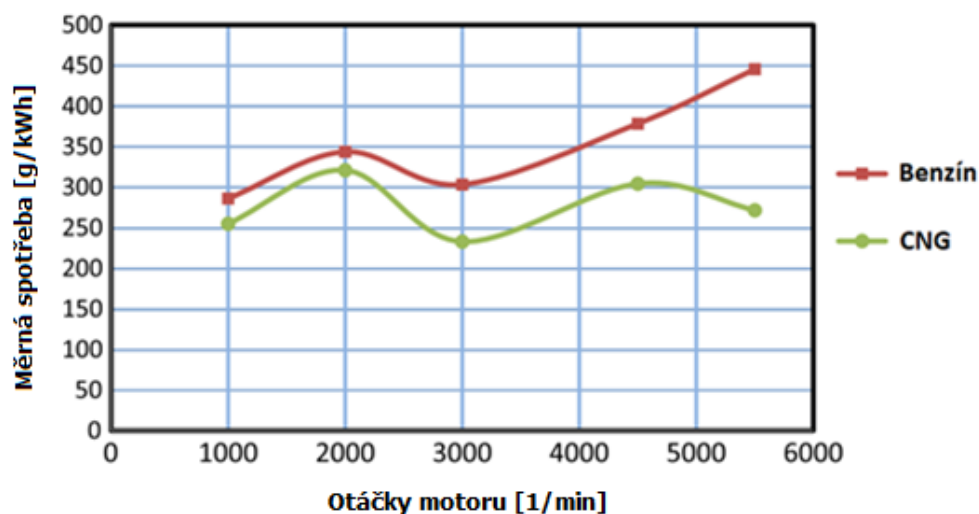
Zemní plyn je složen až z 98 % metanu, ten se dále potřeby buď stlačuje (CNG) nebo zkapalňuje (LNG). V této diplomové práci se jako palivo využije CNG, to se používá jako alternativa benzínu, nafty nebo LPG. Kromě menší ceny oproti zmíněným palivům je CNG také šetrnější k životnímu prostředí, jelikož neobsahuje olovo nebo síru. Teplota vznícení se pohybuje kolem 620 °C, což zvyšuje bezpečnost na samovznícení. Zemní plyn je zároveň v případě úniku více bezpečný, jelikož jej lze lépe odvětrat. Měrná jednotka CNG na plnicích stanicích je kilogram. Jeden kilogram CNG energeticky odpovídá asi 1,4 litru benzínu nebo asi 1,3 litru nafty. Mezi výhody lze také zařadit vyšší oktanové číslo (až 130), což se u motoru může projevit na vyšším kompresním poměru.

Tab. 1 Průměrné naměřené hodnoty kvality plynu pro únor 2025 [34]

Plyn	Jednotka	Hodnota
Metan	[mol%]	94,549
Etan	[mol%]	3,461
Propan	[mol%]	0,507
Iso-butan	[mol%]	0,098
N-butan	[mol%]	0,089
Iso-pentan	[mol%]	0,022
N-pentan	[mol%]	0,016
C ₆₊	[mol%]	0,034
CO ₂	[mol%]	0,611
N ₂	[mol%]	0,614

Výhody zemního plynu

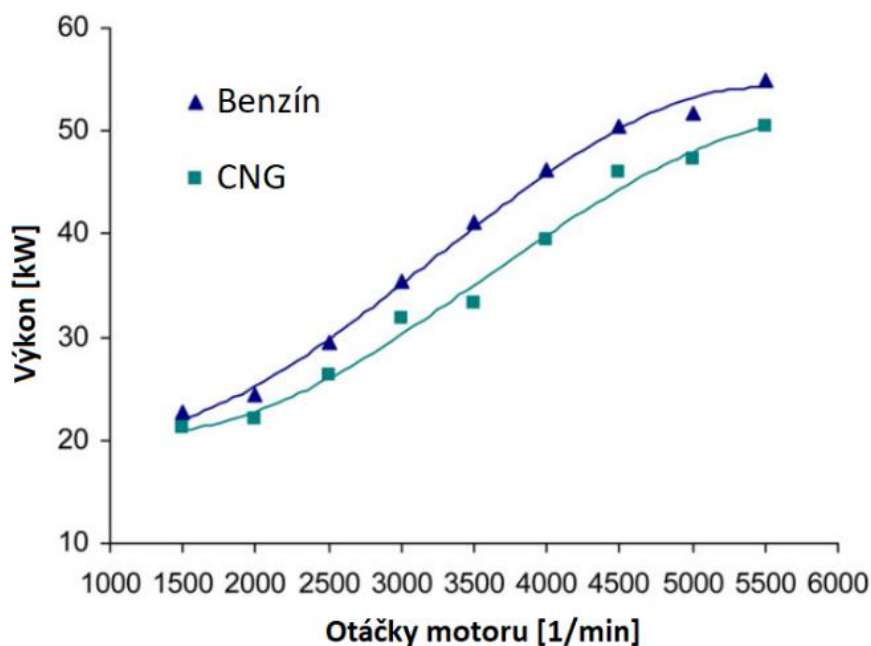
Mezi hlavní výhody pohonu motoru na CNG je jeho menší měrná spotřeba, ta se v závislosti na motoru pohybuje v rozmezí 11-39 % [4]. Ta je především způsobena větší výhřevností. Například na provedeném měření měrné spotřeby v rozmezí otáček od 1500-5500 min⁻¹ při 80% zatížení se projevilo průměrným 15% snížením spotřeby na celém otáčkovém rozmezí [5]. Oproti benzinové variantě motor nižší spotřebou vyniká především ve vyšších otáčkách, kdy není potřeba obohacovat směs kvůli jejímu ochlazení, aby nedocházelo k detonacím. To je v důsledku již zmiňovanému vyššího oktanového čísla [6]. Tento jev je ukázán v grafu na obrázku číslo 2.



Obr. 2 Porovnání měrných spotřeb [4]

Nevýhody zemního plynu

V průměru CNG produkuje zhruba o 10 % méně indikovaného výkonu a točivého momentu než benzinový motor. Jedním z důvodů je nižší objemová účinnost plynu, tento negativní efekt lze do určité míry odstranit přeplňováním. Další snížení výkonu je způsobeno pomalejším hořením směsi, což má za následek snížení termické účinnosti. Tuto nevýhodu lze částečně odstranit změnou předstihu [4]. CNG sám o sobě je skleníkovým plynem, ale jeho spalováním vznikají nižší hodnoty emisí oproti benzínu. Problém však může být při únicích při těžbě nebo přepravě.



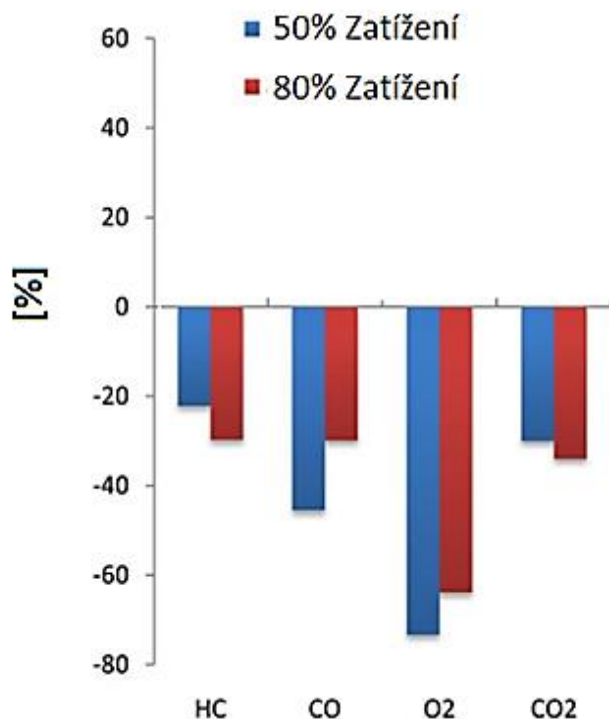
Obr. 3 Porovnání výkonů paliv [5]

1.4 ENVIROMENTÁLNÍ STRÁNKA KOGENERACE

Jak už bylo zmíněno, tak využití kogeneračních jednotek je obecně výhodnější kvůli využití jinak odpadního tepla. Zatímco u běžných elektráren se velká část energie ztratí ve formě tepla, tak kogenerací se teplo využije a celková účinnost se tak může zvýšit až na 95 %. Účinnost výroby elektrické energie je uvažována 35 % a tepelné 85 %. Při použití této technologie je tedy možno použít méně paliva k dosažení stejného výkonu ve srovnání s dělenou výrobou. Dalším faktem je to, že kromě fosilních paliv mohou být použity obnovitelné zdroje, jako je biomasa nebo bioplyn. Tímto způsobem se nejen snižuje závislost na fosilních palivech, ale také se podporuje využívání udržitelných zdrojů, které mají nižší uhlíkovou stopu.

Kogenerační jednotky současné vývojové generace musí splňovat z hlediska emisí příslušné normy. Jednotky dodávané výrobcí provozovatelům a uváděné do provozu musí být v souladu s platnými směrnici a vyhláškami vydávanými ministerstvy a jinými úředními správními úřady na základě platností zákonů. Vyhláška č.415/2012 Sbírky o emisních limitech stanovuje limity emisí pro jednotlivé typy zdrojů znečištění, včetně kogeneračních jednotek na CNG. Limity se liší podle výkonu jednotky.

Při použití CNG jsou emise obecně nižší než u jednotek spalující fosilní kapalná paliva. CNG je proto považováno za ekologičtější palivo, jelikož produkuje nižší množství škodlivých látek, jako jsou oxidy dusíku (NO_x) a potom i oxidu uhličitého (CO_2). Jednou z hlavních výhod spalování CNG oproti benzínu je, že snižuje emise skleníkových plynů o 13 % až 17 %. Na obrázku číslo 4 lze vidět, o kolik se procentuálně změní emise motoru spalující zemní plyn oproti benzínu při různých zatížení.



Obr. 4 Změny produkce emisí CNG oproti benzínu [5]

1.5 MIKROKOGENERACE

Mikrokogenerace je efektivní technologie kombinované výroby elektřiny a tepla v malém měřítku, obvykle do 50 kW. Využívá spalovací motor, mikroturbínu nebo palivový článek k produkci elektřiny, přičemž odpadní teplo je využito pro vytápění nebo ohřev vody. U mikrokogeneračních jednotek se často nevyplácí elektrickou energii prodávat do sítě. Mikrokogenerační jednotky často využívají zemní plyn, bioplyn nebo vodík a nacházejí uplatnění v rodinných a bytových domech, menších podnicích či hotelích, kde pomáhají snižovat energetické náklady a zvyšovat nezávislost na distribuční síti.

1.6 AKUMULAČNÍ ZÁSOBNÍKY

Akumulační zásobníky, jak už sám název napovídá, slouží k akumulaci tepla od různých zdrojů, např. kotlů na tuhá paliva, tepelných čerpadel či solárních systémů. Jedná se o tlakové zásobníky vhodného objemu, které uchovávají teplo od těchto zdrojů až do doby, kdy bude potřeba k vytápění objektu.

Představují klíčovou roli v efektivním provozu kogeneračních jednotek. Umožňují ukládání přebytečného tepla vyrobeného během provozu kogenerační jednotky pro jeho pozdější využití, čímž zajišťují stabilní dodávku tepla i při kolísající poptávce. Tato akumulace tepla nejenže zvyšuje účinnost celého systému, ale také prodlužuje provozní dobu kogenerační jednotky, což vede k vyšší efektivitě provozu. Díky akumulaci tepla může kogenerační jednotka pracovat v optimálním režimu, což snižuje četnost zapínání a vypínání, minimalizuje se tak opotřebení a prodlužuje životnost jednotky [7].



Obr. 5 Akumulační zásobník Regulus [7]

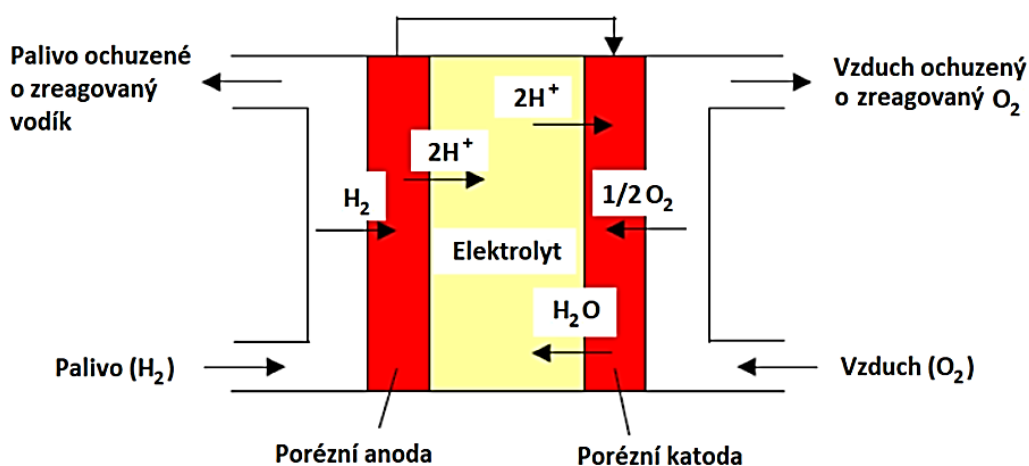
1.7 TYPY KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK

Existuje několik typů kogeneračních jednotek, které využívají různé typy transformace primární energie na energii elektrickou. Pro tuto přeměnu se používá tzv. primární jednotka, která má největší vliv na hodnotu parametrů dané kogenerační jednotky. V této kapitole budou v krátkosti popsány základní typy primárních jednotek, kromě spalovacího motoru. Ten bude více popsán v následující samostatné kapitole, jelikož bude využit v této diplomové práci. Rozdělení primárních jednotek je uvedeno níže:

- Palivové články
- Parní turbíny
- Plynové turbíny
- Stirlingův motor
- Spalovací motor

1.7.1 PALIVOVÉ ČLÁNKY

Palivový článek je elektrochemická jednotka, která přeměňuje chemickou energii paliva a okysličovadla na elektrickou. Mohou být různých typů, např. alkalické, membránové nebo oxido-keramické. Spojují se do palivových jednotek, tak aby bylo dosaženo potřebného výkonu. Nutné je také použití palivového reformátoru, který provádí přeměnu vstupního paliva na vodíkové. Dále je nutné použít parní a oxidační reformátor. V oxidačním reformátoru dochází k částečnému spálení primárního paliva při exotermické reakci. Dodávka tepla může být realizována ve formě horké vody nebo páry. Lze využívat kapalná i plynná paliva, množství spotřebovaného paliva a kyslíku je přímo úměrné velikosti proudu [8].



Obr. 6 Princip funkce palivového článku [11]

Díky absenci pohyblivých částí se předpokládá vysoká účinnost. Palivové články nabízejí velký potenciál, jakožto ekologicky čisté, tiché a účinné. Lze předpokládat, že se v budoucnu stanou nejrozšířenější primární jednotkou.

1.7.2 PARNÍ TURBÍNY

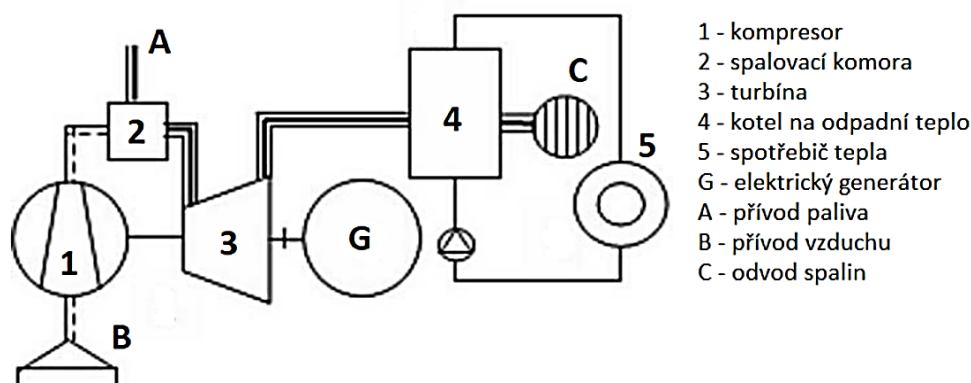
Parní turbíny jsou jako primární jednotky pro průmyslové kogenerační systémy využívány už dlouhou dobu. Ve spalovací komoře parního generátoru se uvolňuje tepelná energie nebo se přivádí z jiného tepelného oběhu. Tato energie se dále předává vodě, čímž dochází ke změně skupenství na plynné. Vyrobená pára expanduje v parní turbíně, čímž se získává technická práce. Výstupní pára vstupuje buď do kondenzátoru nebo do tepelného výměníku, kde probíhá odebírání tepelné energie. Požadavky na využívané teplo určují hodnotu tlaku, při kterém se provádí odběr tepla [3].

Parní turbíny se rozdělují na protitlaké a kondenzační. U protitlaké se veškeré množství dodaného tepla využívá pro získání technické práce. Čím vyšší jsou požadavky na teplotu tepelného odběru, tím vyšší musí být vstupní teplota a tím se snižuje účinnost přeměny na elektrickou energii. Celkové využití paliva je vysoké, ale získání elektrické energie je nízké. U kondenzačních turbín se preferuje výroba elektrické energie. Kondenzační teplo je z oběhu odváděno při teplotě okolí, a tím je maximalizován získání elektrické energie. Jednotky jsou vhodné zejména pro výrobce elektřiny, kdy dodávka tepla je až vedlejším produktem [8].

Rozmezí používaných výkonů je vysoké. Parní turbíny nejsou vhodné pro relativně malé odběry tepla. Elektrická účinnost se pohybuje od 35 % (velké kondenzační turbíny) do 8 % (malé protitlaké turbíny) a je závislá na použitých parametrech páry. Parní oběhy poskytují široké možnosti použití různých paliv. Tato výhoda tkví v odděleném spalovacím prostoru od parogenerátoru. Nedochozí tak ke znečištění pracovní látky vlivem zplodin vznikajících při spalování. Při pravidelné údržbě dosahují dlouhé životnosti, někdy i 50 let [3].

1.7.3 PLYNOVÉ TURBÍNY

Tento typ primárních jednotek spadá mezi nejrozšířenější v kogeneračních systémech. Plynové turbíny pracují na principu Braytonova cyklu, kde hlavní pracovní látkou je vzduch. Ten je nejprve stlačen kompresorem, poté v spalovací komoře ohřát spaláním paliva, čímž se do systému dodá tepelná energie. Následně dochází v turbíně k tlakové expanzi, která generuje mechanickou energii využívanou k pohonu elektrického generátoru a kompresoru. Zbytkové teplo spalin na výstupu z turbíny lze efektivně využít v technologických procesech, k ohřevu teplé užitkové vody, vytápění nebo výrobě páry pro parní turbínu [9].



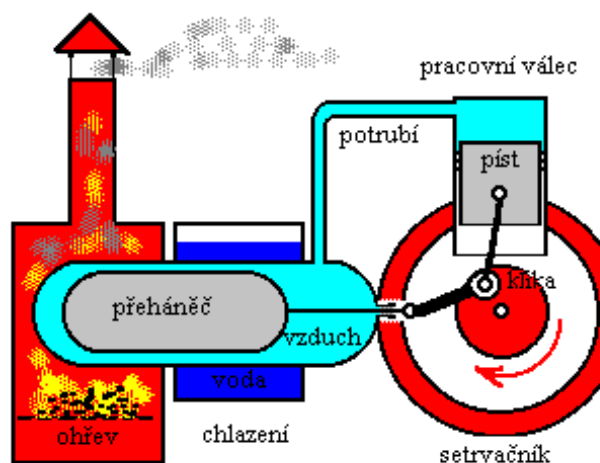
Obr. 7 Schéma spalovací turbíny [1]

Spalovací komora je umístěna bezprostředně před turbínovým modulem, a proto z ní není možné odvádět teplo by-passem přímo k spotřebiteli. Z pohledu kombinované výroby tepla a elektřiny se jedná o čisté sériové zapojení mezi produkcí elektrické energie a dodávkou tepla. Vstupní a výstupní teploty jsou vysoké, což zvyšuje požadavky na použité materiály. Oproti parním turbínám jsou tyto systémy méně náročné na instalaci a jsou kompaktnější díky modulární konstrukci. Výstupní teplota spalin je vysoká (450-500 °C), což je vhodné pro výrobu dodávky vysokopotencionálního tepla. Co se týče účinnosti, tak kromě tlakového poměru je také závislá na teplotě nasávaného vzduchu. Používání vysokých teplot vede k vysokým účinnostem [9].

Teoreticky je možné pro plynové turbíny použít jakékoliv palivo, avšak horké spaliny vstupující do turbíny musí být čisté, tedy zbavené částic, které by mohly způsobit erozi lopatek. V praxi se proto používají pouze kapalná a plynná paliva. Často se uplatňuje duální provedení, kdy se využívá záložní palivo (plynné nebo kapalné) pro pokrytí špičkových odběrů plynu nebo pro rychlejší změnu výkonu. Plynové turbíny vyžadují minimální tlak paliva, obvykle okolo 0,7 MPa. Plynové turbíny patří mezi nejčistší energetická zařízení spalující fosilní paliva. Avšak nevýhodu při jejich používání může být relativně vysoký hluk [1].

1.7.4 STIRLINGŮV MOTOR

Mezi méně rozšířené typy pístových motorů patří i motory s vnějším spalováním, známé jako teplovzdušné nebo Stirlingovy motory. Tyto motory se odlišují od ostatních pístových strojů především tím, že mají dva trvale propojené zdvihové prostory s různými teplotami. Stirlingův cyklus začíná izotermickou kompresí, během níž je práce potřebná ke stlačení pracovní látky rovna teplu odváděnému do okolí, což znamená, že vnitřní energie pracovní látky se nemění. Cyklus pokračuje izochorickým procesem, při kterém teplo dodané regenerátorem zvýší teplotu pracovní látky, a tím i její tlak. Regenerátor, který je součástí tohoto tepelného stroje má schopnost teplo postupně akumulovat a následně uvolňovat. Následuje izotermická expanze, kdy se teplo z vnějšího zdroje přenáší na pracovní látku, která vykoná ekvivalentní práci. Cyklus se uzavírá izochorickým dějem, při kterém pracovní látka odevzdá teplo regenerátoru, čímž dojde ke snížení její teploty a tlaku [10].



Obr. 8 Stirlingův motor [10]

Mezi hlavní výhody Stirlingových motorů patří schopnost přímo využívat prakticky jakékoliv palivo, případně i odpadní teplo z technologických procesů, což je možné díky vnějšímu přívodu tepla. Dále mají vyšší vnitřní tepelnou účinnost ve srovnání s motory s vnitřním spalováním, výrazně nižší servisní náklady díky dlouhým servisním intervalům a dlouhou životnost. Ta je dána tím, že olej nepřichází do přímého kontaktu se spalinami ani horkými částmi motoru, což také vede k nulové spotřebě oleje a velmi nízké hlučnosti. Hlavními nevýhodami ve srovnání s klasickými spalovacími motory jsou však vyšší pořizovací náklady, které vyplývají z náročné montáže, speciálních materiálů použitých pro některé součástky a z nutnosti využívat technologie nevhodné pro sériovou výrobu [11].

2 SPALOVACÍ MOTORY V KOGENERAČNÍCH JEDNOTKÁCH

Spalovací pístové motory mohou sloužit jako zdroj kombinované výroby energie, pokud jejich mechanická energie pohání generátor pro výrobu elektřiny a zároveň je odpadní teplo efektivně využito k vytápění. Za normálních okolností by teplo vznikající při provozu automobilových motorů bylo bez užitku odváděno do okolí prostřednictvím chladiče a výfukových plynů. Kogenerační jednotky s pístovými motory však nejsou totožné s běžnými motory a chladicími systémy používanými v automobilech.

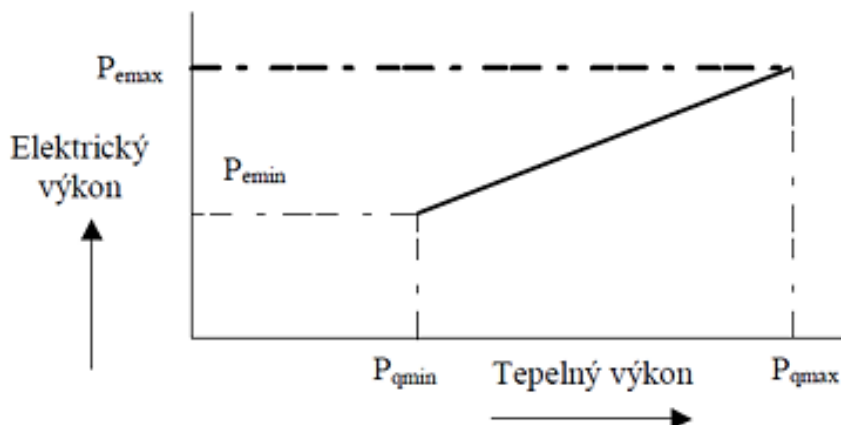


Obr. 9 Odkrytovaná jednotka se spalovacím motorem firmy Terms [35]

Hlavním požadavkem je schopnost spalovat levnější palivo než benzín nebo nafta. Nejčastěji se používá zemní plyn, ale také plyny s nižší výhřevností, jako jsou čisticí nebo skládkové plyny. Tyto motory vyžadují systém zapalování směsi a jsou často označovány jako plynové motory. Dále je kladen důraz na dlouhou životnost a spolehlivost provozu, což znamená, že jsou navrženy jako nízkootáčkové a robustní stacionární stroje pro stabilní a trvalý provoz [11].

Klíčovým požadavkem je také vysoká celková účinnost při výrobě elektřiny i tepla. Tyto motory jsou přeplňované, neobsahují převodovky a jsou konstruovány tak, aby co nejlépe využívaly odpadní teplo. To zahrnuje teplo z mazacího oleje pomocí výměníku olej/voda, z bloku motoru prostřednictvím výměníku chladicí kapalina/voda a z výfukových plynů přes výměník spaliny/voda [11].

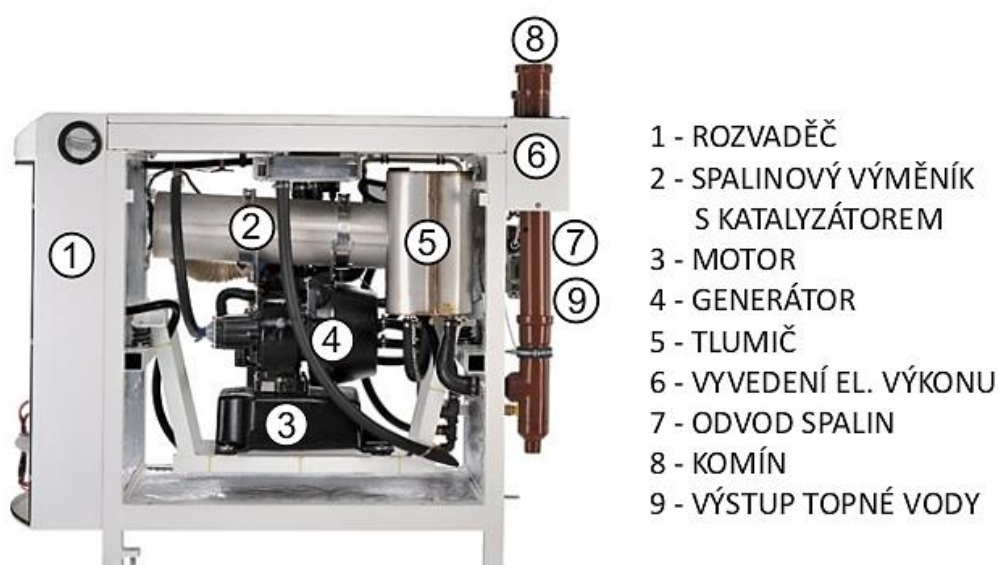
Závislost dodávaného tepelného a elektrického výkonu je u kogeneračních jednotek se spalovacími motory přímá (ne však zcela lineární), jak je vidět na obr. č. 10. Výkonové rozmezí se pohybuje od cca. 10 kW do přibližně 17 MW.



Obr. 10 Závislost elektrického a tepelného výkonu pístových spalovacích motorů [11]

2.1 CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI PÍSTOVÝCH MOTORŮ

Hlavními charakteristickými vlastnostmi pístového spalovacího motoru jsou rychlé starty a odstávky. Použití pístových spalovacích motorů je vhodné spíše u menších kogeneračních jednotek s výkony v řádech stovek kW. Na druhou stranu pístové motory vykazují vyšší spotřebu mazacího oleje, rychlejší opotřebení mechanických částí a častější servis. Mezi další nevýhodu jsou zvýšené vibrace, proto je nutné motory přichytit ke konstrukci přes pryžové silentbloky, které zmíněné vibrace zmenší a nepřenesou na konstrukci. Motory nelze startovat pod zatížením, musí se tedy proto použít spojka a jsou značně hlasité.



Obr. 11 Konstrukce malé kogenerační jednotky [35]

Během provozu motoru pohánějícího elektrický generátor vzniká zároveň i odpadní teplo, které lze efektivně využít. Toto teplo pochází z chlazení motoru (blok válců a hlava motoru), z chlazení mazacího oleje a z výfukových plynů. Chlazení oleje je prováděno pomocí vodního chladicího okruhu, odkud je teplo odváděno přes výměník do topné vody. Ohřev topné vody by měl dosáhnout maximálně teploty kolem 85 °C. Pokud se teplo z chlazení bloku motoru a hlav válců využívá ve speciálním výměníku, může teplota topné vody dosahovat 100 až 110 °C, pokud je primární chladicí okruh tlakový. Nicméně, z důvodu tlakového zatížení v primárním chladicím okruhu motoru je často výhodnější, když se topná voda ohřívá pouze na 80 až 100 °C. Ve výměníku, který využívá teplo z výfukových plynů, jejichž teplota se pohybuje v rozmezí 400 až 540 °C, je možné ohřát tlakovou vodu na teplotu vyšší než 110 °C nebo v něm vyrábět páru [1; 11].

Kogenerační jednotky s pístovými plynovými motory lze díky jejich charakteristickým vlastnostem (jako je široký výkonový rozsah a možnost častých startů/zastávek) navrhnout dvěma způsoby. Prvním je dimenzování podle potřeb elektrické energie, obvykle podle vlastní spotřeby elektřiny v daném zdroji. V tomto případě je nutné zajistit, aby bylo vyrobené teplo možné neustále využívat, přičemž tepelný výkon by měl odpovídat letním potřebám příslušné soustavy. Druhým způsobem je dimenzování podle potřeb tepla, kdy se obvykle jedná o vyšší výkony než v létě. Díky využití tepelného akumulátoru je pak možné provoz soustředit do časových pásem s výhodnějšími cenovými tarify pro dodávku elektřiny do vnější rozvodné sítě [11].

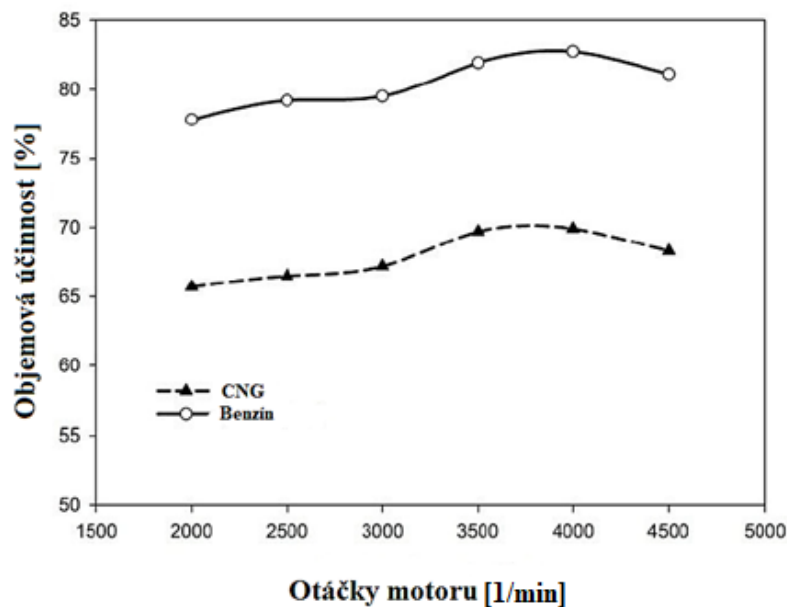
2.2 KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S PLYNOVÝM SPALOVACÍM MOTOREM NA CNG

V současné době se využívají motory s přímým vstřikováním plynu. Motory spalující CNG mohou mít vyšší kompresní poměr, díky vyššímu oktanovému číslu, což omezí vznik detonačního spalování. Mobilní motory lze účinně využít i jako stacionární zařízení pro pohon elektrických generátorů. K těmto úpravám lze použít benzínové zážehové motory, které jsou cenově dostupné a vhodné pro menší výkony, nebo vznětové motory [9]. V tabulce č.2. lze vidět měnící se parametry jednotek různých výkonnostních skupin.

Tab. 2 Přehled základních parametrů motoru [9]

	Jednotka	Pístové spal. motory a výměníky tepla		
Elektrický výkon jednotky	kWe	10÷100	100÷1000	1000÷5000
Tepelný výkon jednotky	kWt	20÷170	170÷1500	1400÷5500
Účinnost výroby el. energie	%	27÷32	33÷36	37÷41
Účinnost výroby tepla	%	48÷57	46÷54	45÷52
Celková účinnost jednotky	%	80÷84	82÷87	86÷89
Teplárenský modul	-	0,50÷0,59	0,59÷0,67	0,71÷0,91

Motory malých výkonů jsou často upravené automobilové zážehové motory, tato výměna je dána jinou palivovou soustavou a úpravou řídicí jednotky. Jedná se především o speciální nádrže na skladování CNG a systémem pro regulaci tlaku vstřikovaného plynu. Zemní plyn se v důsledku nesnadného zkapalnění skladuje v plynném skupenství pod relativně vysokým tlakem cca 200 baru. To je ve srovnání oproti provoznímu tlaku cca 5 baru velký rozdíl, který je nutný řešit. Pro snížení tlaku se používá reduktor, který je nutný napojit na kapalinu z chladicího okruhu, aby bylo zajištěna správná funkce a nedocházelo k jeho zamrzání. U motorů spalujících CNG je také dbát na častější servis, jelikož nenabízí aditiva jako u fosilních paliv. To se například projevuje nedostatečným mazáním ventilů a výrazným opotřebením ventilových sedel.



Obr. 12 Porovnání objemových účinností [36]

Za zmínku stojí zmínit, že motory spalující CNG dosahují nejvyšších účinností při chudé směsi $\lambda = 1,3 - 1,5$, ale to se negativně projevuje na úbytku výkonu [12]. Obecnou nevýhodou plynu však je jeho malá objemová účinnost, kterou má menší než kapalná paliva. Zemní plyn se z velké části skládá z methanu, který se v průběhu sání pořádně neochlazuje. Na obrázku č. 12 lze vidět markantní rozdíl objemové účinnosti v porovnání s motorem spalující benzín.

3 KONCEPČNÍ NÁVRH MIKROKOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Tato kapitola se zabývá koncepčním návrhem komponent potřebných ke konstrukci mikrokogenerační jednotky. Postupováno bude systematicky, kdy je nutné nejdříve vybrat spalovací motor na CNG a znát jeho specifikace. Mezi cíle návrhu také zapadá vhodná volba pracovních otáček. Parametry zvoleného motoru jsou totiž stěžejní pro vytvoření matematického modelu v programu GT-Suite. Z něj se na základě simulací rozhodne o výběru dalších komponentů. Konkrétní výběr dalších komponentů a jejich konstrukční provedení se budou věnovat další kapitoly.

3.1 MOTOR 1.4 TSI G-TEC

Pro pohon mikrokogenerační jednotky se nabízí použít motor 1.4 TSI G-TEC používaný v autech značky Škoda Auto. Tato pohonná jednotka se využívala v Octavii III. v letech 2013 až 2017 a je již továrně upravena na spalování CNG. Je to skupina motorů používaných koncernem Volkswagen řady EA211. Mezi hlavní přednosti motorové řady EA 211 patří její vysoká variabilita. Motory této série mohou mít tři nebo čtyři válce se zdvihovým objemem od 1,0 do 1,6 litru. Výkonově pokrývají rozsah od 48 kW do 115 kW, přičemž točivý moment dosahuje hodnot od 93 do 250 N.m.

Jedná se o přeplňovaný čtyřválcový motor se zdvihovým objemem 1395 cm³. Vstřikování pro benzín je přímé, ale pro vstřikování CNG se jedná o nepřímé. Motor má lehký hliníkový blok s litinovými vložkami a je vybaven kovaným klikovým hřídelem i ojnicemi. Hlava pohonné jednotky je tvořena z hliníkové slitiny se systémem DOHC a vodním chlazením výfukových otvorů. Váčkové hřídele jsou oproti předchozí verzi poháněny řemenem, nikoli rozvodovým řetězem. U této méně výkonnější verze je variabilní časování pouze u sacích ventilů. O vymezení vůle ventilů se starají hydraulická zdvihátka ventilů. Motor je dále vybaven vodou chlazeným mezichladičem, který je napojen na nízkoteplotní okruh chladicí kapaliny.

Tab. 3 Přehled základních parametrů motoru

Základní parametry	
Zdvihový objem	1395 cm ³
Počet válců/uspořádání	4/řadové
Přeplňování	Turbodmychadlo
Výkon	81 kW při 6000 min ⁻¹
Točivý moment	200 Nm při 1500-3500 min ⁻¹
Vrtání	74,5 mm
Zdvih	80 mm
Kompresní poměr	10,5:1

Výběrem tohoto motoru odpadá nutnost přestavby z benzínové verze na CNG, což nese své výhody i po stránce spolehlivosti. Jako další výhodu je možné brát lepší dostupnost náhradních dílů při poruše nebo generální opravě.

Servisní intervaly

Mezi běžnou údržbu se zahrnuje pravidelná kontrola zařízení, zejména oleje. Po 500-2 000 hodinách se provádí výměna oleje, filtrů chladící kapaliny. Střední oprava se většinou provádí po 8 000-30 000 hodinách, kdy se mění hlava válců a vyměňuje turbodmychadlo. Generální oprava se provádí při 30 000-70 000 hodinách, kdy se udělá kompletní výměna pístů, kontrola hřídele a ložisek. Je nutné také dodat, že u rychloběžných motorů, mezi které tento motor při daném provozu patří, jsou četnosti oprav větší.

3.2 ROZDÍLY MOTORU G-TEC OPROTI BENZÍNOVÉ VERZI

Písty, pístní kroužky

Tlakově odlitý hliníkový píst je v první drážce pro pístní kroužek anodicky oxidovaný a vrchní pístní kroužek má speciální povrchovou úpravu. Výsledkem obou těchto opatření je zvýšená odolnost proti opotřebení [12].

Časování vačkové hřídele

Vačky na vačkových hřídelích jsou o něco plošší. Díky tomu se ventily zavírají pomaleji a dochází ke snižování jejich mechanického zatížení [12].

Ventily

Pro zvýšení odolnosti proti opotřebení jsou sací i výfukové ventily nitridované, pancéřované a na koncích dříků tvrzené. Byl upraven materiál vodítek sacích ventilů a všech kroužků sedel ventilů. Těsnění dříků výfukových ventilů má dva těsnicí břity s menší radiální silou. Tím se zvyšuje průtok oleje a zlepšuje mazání mezi dříky a vodítky ventilů. Druhý přídatný těsnicí břit zadržuje při pohybu ventilu vzhůru olej mezi dříky a vodítky ventilů [12].

Vysokotlaké vstřikovací ventily

Při provozu na benzin jsou vysokotlaké vstřikovací ventily ochlazovány protékajícím palivem (benzínem). Při provozu na CNG toto ochlazování chybí. A protože tyto ventily zasahují přímo do spalovacího prostoru, docházelo by ke vzniku nepřijatelně vysokých teplot. Z tohoto důvodu je použit teflonový kroužek s obsahem grafitu s velmi vysokou tepelnou vodivostí [12].

Turbodmychadlo

Díky velmi dobré účinnosti během provozu na CNG je energetický obsah ve výfukových plynech o to nižší. Aby bylo i přesto možné dosáhnout rychlé reakce turbodmychadla, je zde použito menší oběžné kolo kompresoru [12].

3.3 GENERÁTOR

Při konstrukci kogenerační jednotky je volba generátoru klíčovým krokem, který ovlivňuje její celkovou účinnost, spolehlivost a ekonomickou návratnost. Výběr generátoru závisí na několika faktorech, které je třeba pečlivě zvážit. Nabízí se použít synchronní generátor, který poskytuje dostatečnou stabilitu napětí a frekvence, což je důležitým faktorem při připojování na distribuční síť. Při výběru je také nutné dbát na dodržení výkonnostních parametrů, aby generátor nebyl zbytečně naddimenzován, což by se negativně projevilo na zvýšení váhy celé kogenerační jednotky. Další z důležitých požadavků při výběru je vhodná frekvence, která je v Evropě stanovena na hodnotu 50 Hz. Chlazení generátoru by mělo být ideálně vzduchové, jelikož se jedná o relativně nízkovýkonovou jednotku.



Obr. 13 Synchronní generátor firmy Werna [37]

Klíčovým faktorem při volbě generátoru je volba pracovních otáček, ty jsou vzhledem k vlastnostem zážehového motoru určeny na 3000 min^{-1} . To se ovšem při předběžném hledání vhodného generátoru projevilo částečně problémové, protože většina nabízených produktů je konstrukcí směřována na vznětové motory. Ty jsou naopak navrhovány na 1500 ot/min. Byl tedy vyhledán generátor firmy Werna, který je zobrazen na obrázku číslo 13. Ten splňuje požadované otáčky a vyrábí se ve výkonnostním rozmezí od 10 kW do 30 kW.

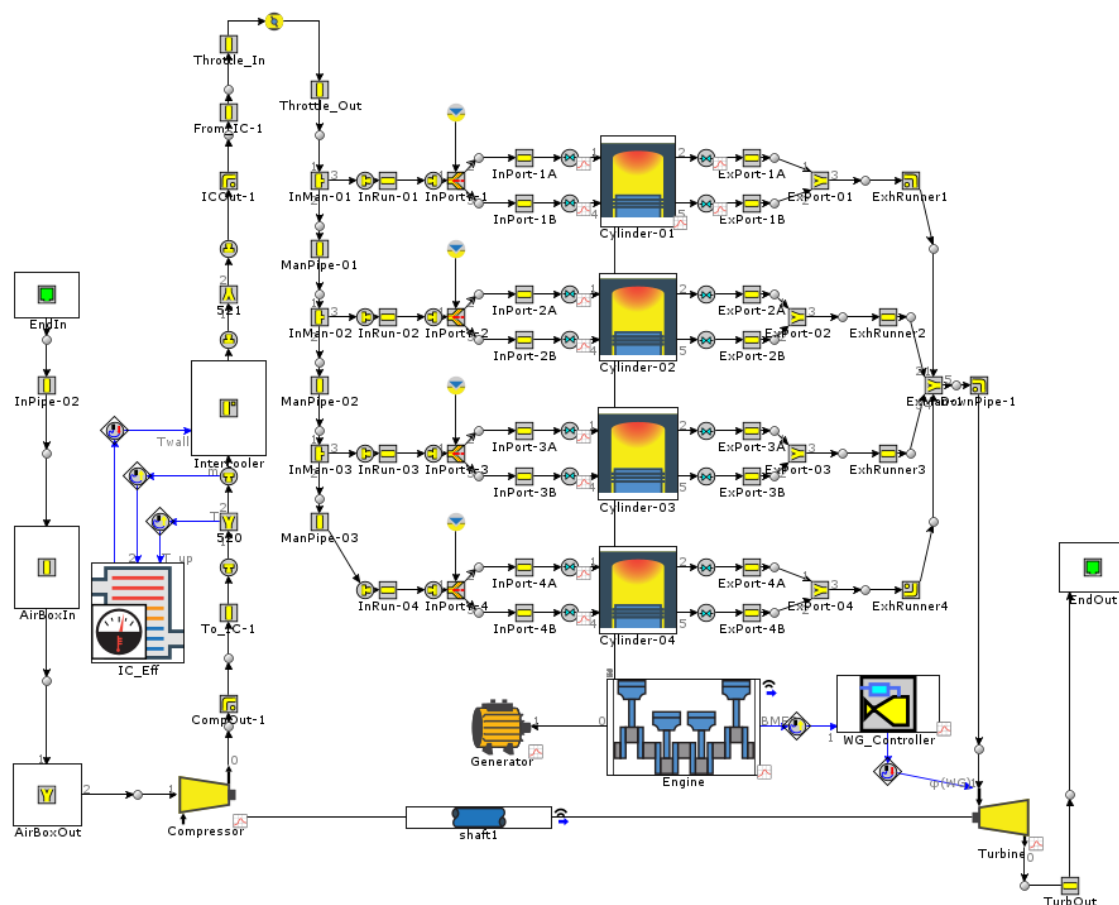
3.4 MODELY V GT-SUITE

Program GT-Suite představuje komplexní platformu pro simulace vícefyzikálních systémů, která nachází široké uplatnění zejména v automobilovém průmyslu. Pro návrh a optimalizaci spalovacích motorů, hybridních pohonných jednotek nebo kompletních vozidel je provádění numerických výpočtů nezbytné. Tyto výpočty umožňují analyzovat chování systému, identifikovat klíčové parametry a optimalizovat výkon, spotřebu paliva a emise.

Tvorba modelů v GT-Suite je klíčová pro nasimulování provozu pohonné jednotky. Z provedených simulací se poté vyčtou vybrané hodnoty, které budou využity pro výpočet výkonnostních parametrů tepelných výměníků a generátoru. Při tvorbě modelů se bude vycházet z již předvytvořených modelů, ve kterých se upraví vstupní parametry tak, aby souhlasily s parametry motoru 1.4 TSI G-TEC.

3.4.1 MODEL – VÝKON A SPALINY

U prvního typu modelu se jedná o přepřítovaný čtyřválcový motor s nepřímým vstřikováním plynu s mezichladičem stlačeného vzduchu. Na motor se poté napojil generátor. Tento typ modelu se využije zejména pro získání parametrů výkonu, měrné spotřeby, teploty a hmotnostního průtoku spalin.



Obr. 14 Model pro informace o výkonu a spalinách

Upravené parametry

- Změna vrtání, zdvihu a kompresního poměru
- Průměr sání a škrťící klapky
- Změna paliva na zemní plyn
- Změna stechiometrického poměru
- Poměr hmotnosti vzduchu k hmotnosti paliva (FAR ratio)

Poměr hmotnosti paliva k hmotnosti vzduchu je zejména důležitý pro dodržení stanovené hodnoty lambda, ta se u tohoto motoru snažila držet na hodnotě 1,35 vzhledem k menšímu plnicímu tlaku, odolnosti paliva na klepání a nižší spotřebě.

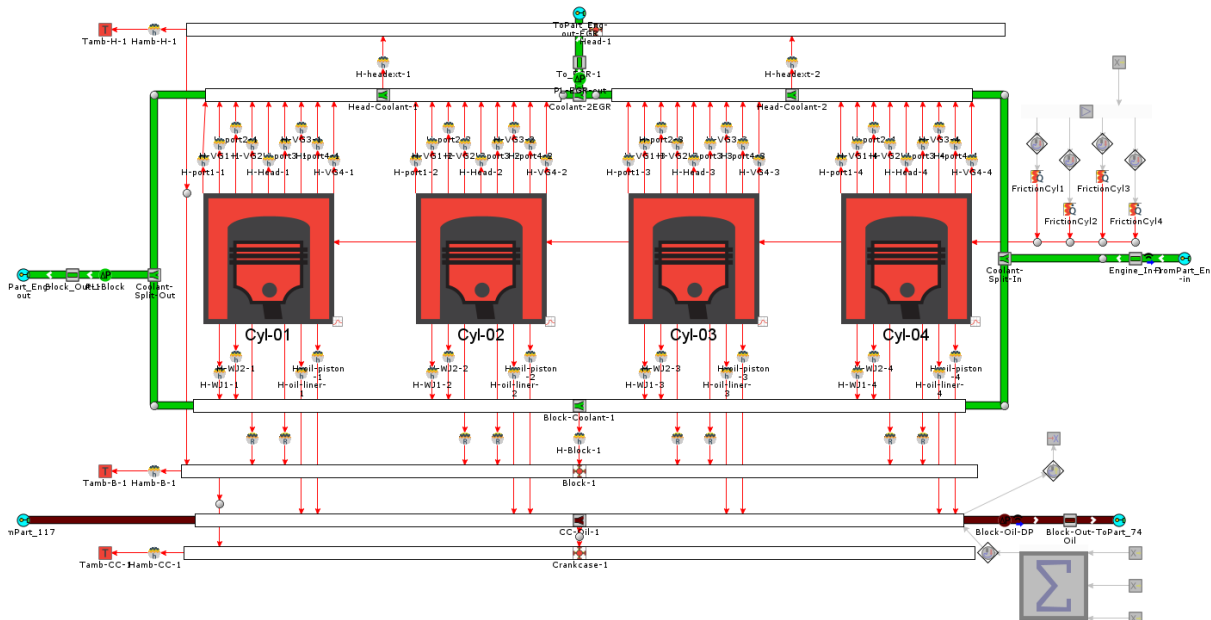
Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Unique Text for Plot Legends	Zatížení=61 %	Zatížení=54 %	Zatížení=52 %	Zatížení=50 %	Zatížení=26 %
Tlak okolí [bar]	1 ...	1 ...	1 ...	1 ...	1 ...
Teplota okolí [°C]	24.85 ...	24.85 ...	24.85 ...	24.85 ...	24.85 ...
Teplota vzduchu sání [°C]	50 ...	50 ...	50 ...	50 ...	50 ...
Střední ef. tlak k danému zatížení [bar]	11.4375 ...	10.125 ...	9.75 ...	9.375 ...	4.875 ...
Diskretizovaná délka výfuku [mm]	50 ...	50 ...	50 ...	50 ...	50 ...
Diskretizovaná délka sání [mm]	40 ...	40 ...	40 ...	40 ...	40 ...
Zatížení [%]	61	54	52	50	26
Maximální střední efektivní tlak [bar]	18.75	18.75	18.75	18.75	18.75
Délka simulace [s]	100 ...	100 ...	100 ...	100 ...	100 ...
Otáčky motoru [1/min]	3000 ...	2750 ...	2500 ...	2250 ...	2000 ...
Natočení škrťící klapky [%]	80 ...	80 ...	80 ...	80 ...	80 ...
Průměr wastegate [mm]	22 ...	22 ...	22 ...	22 ...	22 ...

Obr. 15 Definování parametrů modelu-výkon a spaliny

Na obrázku číslo 15 jsou zobrazeny definované parametry pro spuštění simulace. Hlavním ovládacím parametrem, který zásadním způsobem ovlivňuje výkon motoru, je střední efektivní tlak, jehož hodnota se reguluje pomocí změny hodnot v kolonce zatížení a vychází z maximálního středního efektivního tlaku motoru. Jelikož je znám přibližný potřebný výkon pro provoz generátoru při pracovních otáčkách, bylo snahou nastavit simulaci tak, aby se hodnota i s rezervou pohybovala na přibližně 40 kW mechanického výkonu. U sériově používaného motoru se hodnota výkonu při daných otáčkách pohybuje na hodnotě 63 kW.

3.4.2 MODEL – CHLADÍCÍ OKRUH

Obdobným způsobem se pokračovalo u druhého modelu, kde došlo ke změně parametrů vrtání, zdvihu a kompresního poměru. Simulované hodnoty z tohoto modelu se využijí pro výpočet tepelné energie chladicí kapaliny.



Obr. 16 Model pro informace o chladicí kapalině

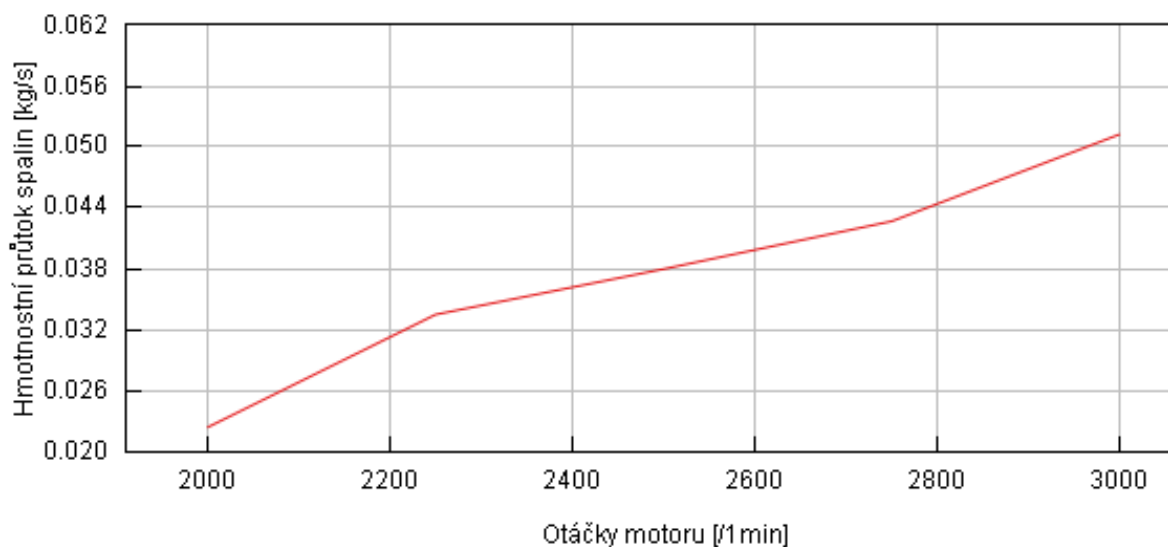
Přednastavené průtoky chladicí kapaliny i oleje u jednotlivých otáček se ponechaly stejné, ale změnila se vstupní teplota. Ta se s ohledem na teplotu topné vody volí na hodnotu 85 °C.

Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Unique Text for Plot Legends	Otáčky=3000	Otáčky=2750	Otáčky=2500	Otáčky=2250	Otáčky=2000
Průtok chl. kapaliny [L/s]	0.56 ...	0.52 ...	0.49 ...	0.47 ...	0.43 ...
Tlak chl. kapaliny [bar]	1.4 ...	1.4 ...	1.4 ...	1.4 ...	1.4 ...
Tlak chl. kapaliny-EGR [bar]	1.2 ...	1.2 ...	1.2 ...	1.2 ...	1.2 ...
Teplota chl. kap [°C]	85 ...	85 ...	85 ...	85 ...	85 ...
Délka potrubí-chl. kapalina [mm]	25 ...	25 ...	25 ...	25 ...	25 ...
Délka potrubí-olej [mm]	25 ...	25 ...	25 ...	25 ...	25 ...
Teplota stěny hadice [°C]	83.85 ...	83.85 ...	83.85 ...	83.85 ...	83.85 ...
Průtok oleje [L/s]	0.35 ...	0.35 ...	0.35 ...	0.18 ...	0.18 ...
Tlak oleje [bar]	1 ...	1 ...	1 ...	1 ...	1 ...
Teplota oleje [°C]	126.85 ...	126.85 ...	126.85 ...	126.85 ...	126.85 ...

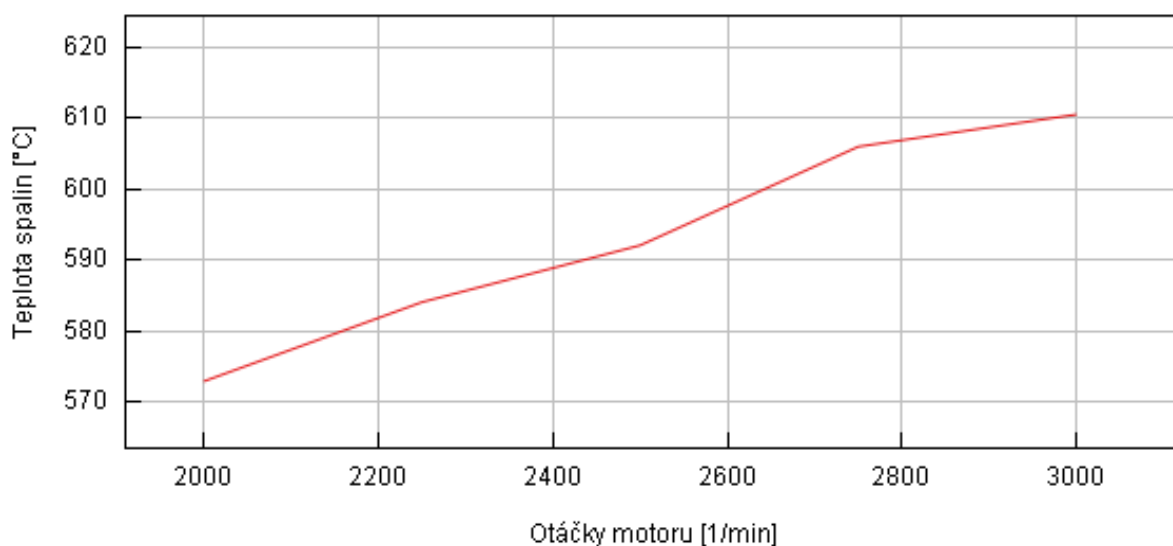
Obr. 17 Definování parametrů modelu chladicího okruhu

3.5 VÝMĚNÍK – SPALINY/VODA

Simulace byly prováděny v otáčkovém rozmezí od 2000 do 3000 min^{-1} . To je z důvodu, protože se spojka mezi motorem a generátorem začne pomalu spojovat právě od otáček 2000 min^{-1} , aby se předešlo kolísání způsobené od netočícího se generátoru. První tepelný výměník spaliny/voda bude situován za turbodmychadlem. Tam se budou zjišťovat hodnoty teplot a hmotnostního průtoku.



Obr. 18 Graf hmotnostního průtoku spalin v závislosti na otáčkách



Obr. 19 Graf teplot spalin v závislosti na otáčkách

Výpočet tepelné energie ve spalinách

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_s \cdot c_s \cdot (T_s - T_{K1}) \text{ [W]} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_1 = 0,051 \cdot 1123 \cdot (611 - 85)$$

$$\dot{Q}_1 = 30,1 \text{ kW}$$

Kde (1):

\dot{m}_s	[kg/s]	hmotnostní průtok spalin
c_s	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita spalin, $c_s=1123 \text{ J/kgK}$ [13]
T_s	[°C]	teplota spalin při konstantním tlaku
T_{K1}	[°C]	teplota topné vody

Z dodaných grafů se zjistily hodnoty hmotnostního průtoku a teploty spalin při otáčkách 3000 min^{-1} a poté se provedl výpočet. Hodnota 30,1 kW je tedy teoretická hodnota odpadního tepla, kterou lze využít. V praxi ovšem bude tato hodnota menší a bude záviset na účinnosti daného výměníku.

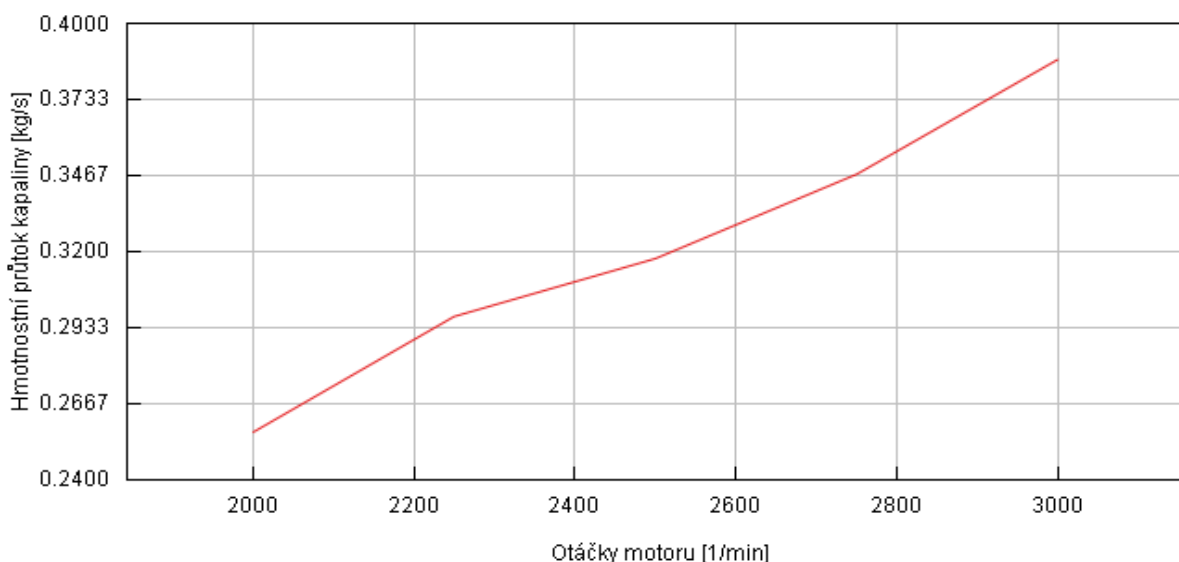


Obr. 20 Tepelný výměník firmy Polar Power [38]

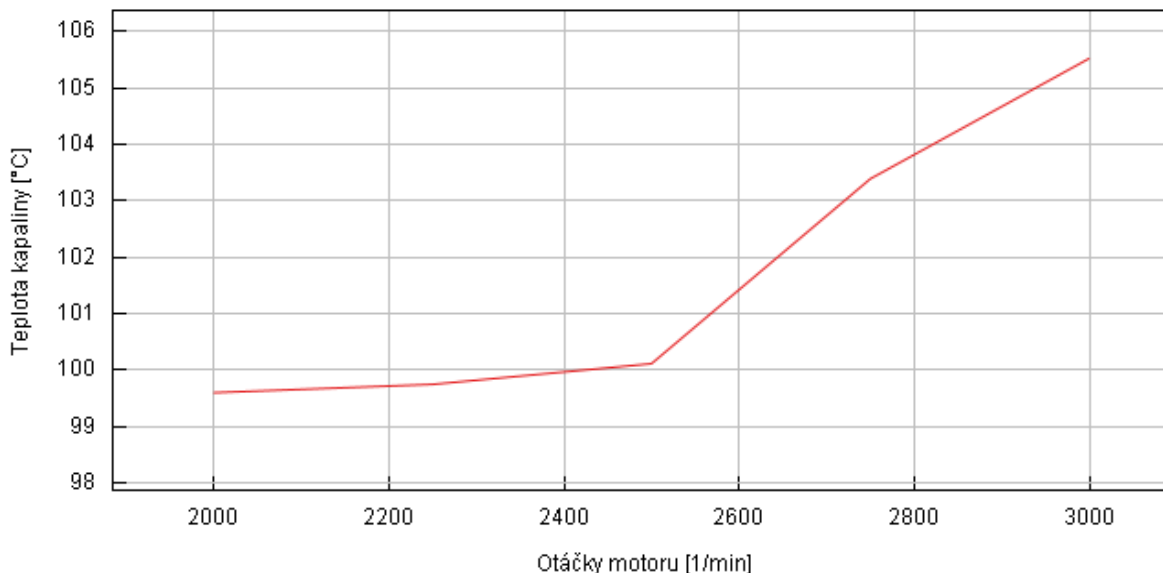
Předběžně pro potřeby byl vybrán tepelný výměník firmy Polar Power typu 20-29-0070. Výměníky této firmy jsou navrženy přímo pro využití tepla ze spalin spalovacích motorů. Jsou vyrobeny z nerezové oceli, s technologií se spirálovým protiproudem a nabízeny jsou od výkonu 4 do 240 kW. Zároveň jsou dostatečně kompaktní pro účely využití v malé kogenerační jednotce.

3.6 VÝMĚNÍK – CHLADÍCÍ KAPALINA/VODA

Druhým tepelným výměníkem použitým v kogenerační jednotce bude deskový výměník, který zajistí výměnu tepla mezi chladicí kapalinou motoru a okruhem kapaliny pro vytápění. Při návrhu se bude postupovat obdobným způsobem, jako v minulé kapitole. Opět se pomocí nasimulovaných hodnot z programu GT zjistí hmotnostní průtok a teplota kapaliny na výstupu. Poté se vypočte tepelná energie a najde se vhodný výměník pro tuto funkci.



Obr. 21 Graf hmotnostního průtoku kapaliny v závislosti na otáčkách



Obr. 22 Graf teploty kapaliny v závislosti na otáčkách

Výpočet tepelné energie v chladící kapalině

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K \cdot c_K \cdot (T_{K2} - T_{K1}) \text{ [W]} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_2 = 0,388 \cdot 4040 \cdot (105 - 85)$$

$$\dot{Q}_2 = 31,4 \text{ kW}$$

Kde (2):

\dot{m}_K	[kg/s]	hmotnostní průtok chladící kapaliny
c_K	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita chladící kapaliny, $c_K = 4040 \text{ J/kgK}$ [14]
T_{K2}	[°C]	teplota chladící kapaliny motoru

Pro chlazení bude využito směsi demineralizované vody a chladící kapaliny G12 v poměru 1:1 s destilovanou vodou. Podle vypočítaných hodnot byl vyhledán deskový výměník BA 27-20 značky Nordic. Ten je dostatečně kompaktní a pro daný teplotní spád dokáže zvládnout přenést až 40 kW tepelné energie. I u tohoto výměníku bude přenesená hodnota tepelné energie záležet na jeho účinnosti.

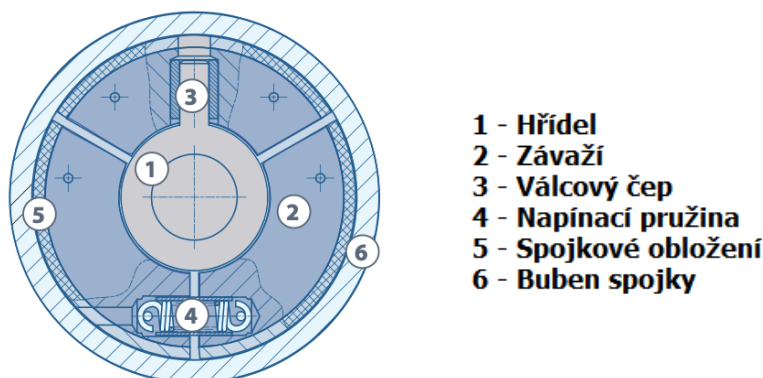


Obr. 23 Deskový tepelný výměník firmy NORDIC [39]

3.7 ODSTŘEDIVÁ SPOJKA

Dalším důležitým dílem konstrukce jednotky je odstředivá spojka. Cílem jejího použití je hladký rozběh motoru bez zátěže. Zvýšením otáček se vlivem odstředivých sil začnou třecí tělesa tlačit na vnější plášť spojky a ten se začne pozvolně roztáčet. Výhodou spojky je její jednoduchost, plynulý rozběh a bezpečnost proti přetížení. Moderní odstředivé spojky dosahují vysokých účinností ($\approx 95\%$). Při hledání vhodné spojky bude potřeba dodržet několik parametrů, mezi které patří: rychlost záběru, kompaktnost, přenositelný moment a doporučený výkon.

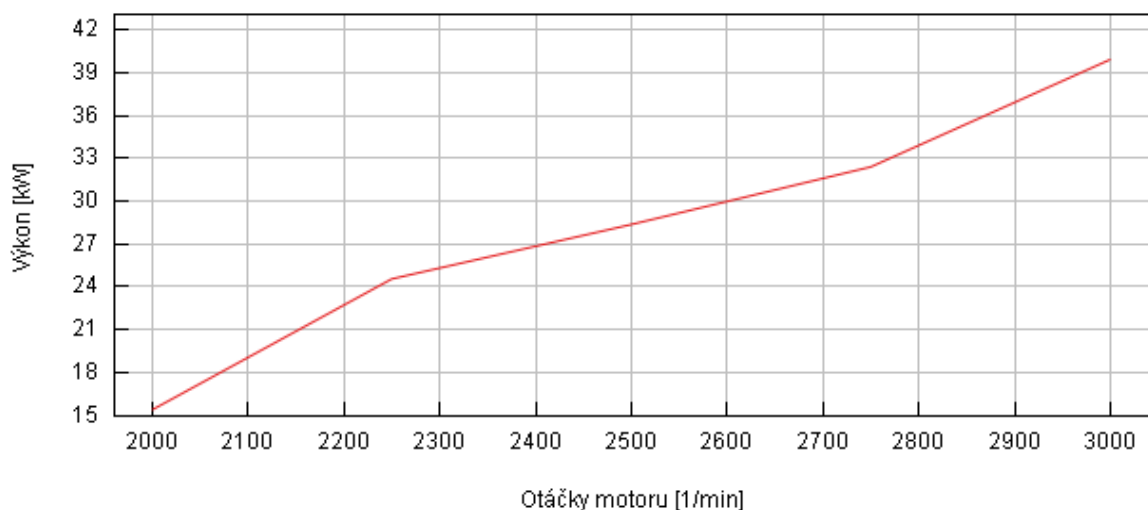
Požadovaným parametrům vyhovuje odstředivá spojka od firmy SucoEso, typ S07. Jedná se o spojku pro průmyslové použití, která je schopná přenést výkon až 64 kW při pracovních otáčkách, což spolehlivě vyhovuje přenosu výkonu pro pohon generátoru. Její záběrové otáčky jsou 2000 min^{-1} a pracovní otáčky jsou 3000 min^{-1} .



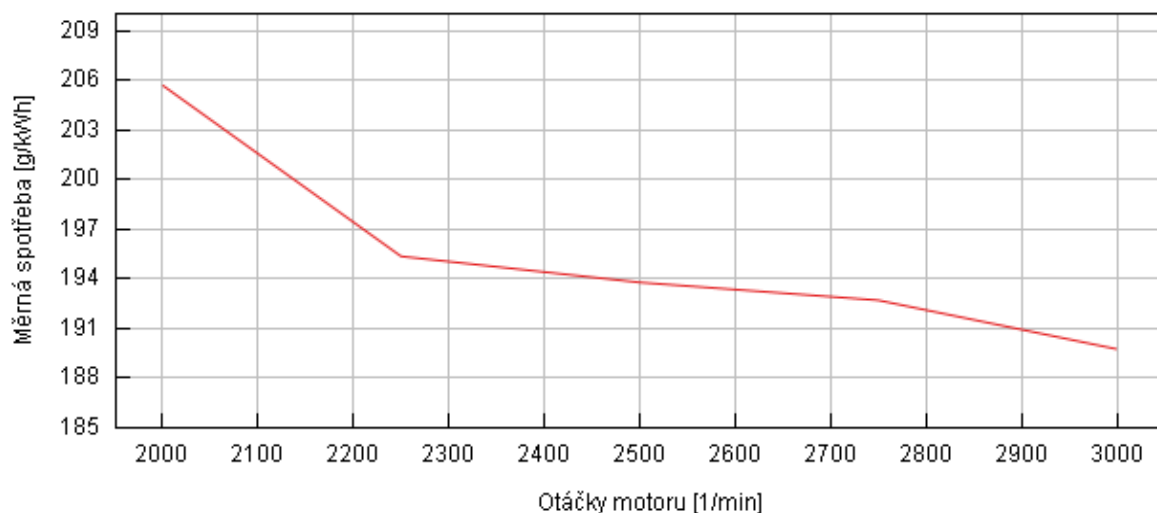
Obr. 24 Odstředivá spojka firmy SucoEso [40]

3.8 NÁDRŽ NA CNG

Nádrž nebo zásobník sice není přímým prvkem kogenerační jednotky, nicméně je také důležitým komponentem v celkové soustavě, který je nutné v rámci návrhu zmínit. Při výběru nádrže je podstatné zohlednit 2 faktory, mezi které se řadí umístění nádrže a její velikost. Co se týče umístění, tak je možné volit mezi nadzemními zásobníky, které jsou levnější a snadněji přístupnými při servisu. Druhou variantou jsou podzemní zásobníky, které jsou sice dražší, ale zato šetří místo a jsou estetičtější k okolí budovy. U výběru velikosti se zohledňuje spotřeba kogenerační jednotky. Pomocí již modelu v programu GT-Suite se vykreslí hodnoty měrné spotřeby paliva a výkonu. Následně se podle vypočtené spotřeby spočítá optimální velikost nádrže.



Obr. 25 Graf výkonu motoru v závislosti na otáčkách



Obr. 26 Graf měrné spotřeby v závislosti na otáčkách

Teoretická spotřeba jednotky

$$C_{CNG} = P_{3000} \cdot m_p \text{ [g/h]} \quad (3)$$

$$C_{CNG} = 39,9 \cdot 190,0$$

$$C_{CNG} = 7581 \text{ g/h}$$

Teoretická spotřeba jednotky je tedy 7,6 kg/h. Pokud by byla vybrána nádrž o objemu $V_{teor} = 30000$ litrů, tak použitelný objem je zmenšen o zhruba 25 % v důsledku rezervy tepelné roztažnosti plynu. Použitelný objem se tedy zmenší na $V_{real} = 22500$ litrů. Pomocí následujícího výpočtu se zjistí, jak často se bude nádrž muset doplňovat.

Výpočet doby mezi doplňováním nádrže

$$t_{dopl} = \frac{V_{real} \cdot \rho_{CNG} \cdot 1000}{C_{CNG} \cdot 1000} \text{ [h]} \quad (4)$$

$$t_{dopl} = \frac{22500 \cdot 180}{7581}$$

$$t_{dopl} = 534 \text{ h}$$

Kde (3) a (4):

P_{3000}	[kW]	výkon motoru při otáčkách 3000 min^{-1}
m_p	[g/kWh]	měrná spotřeba paliva
V_{teor}	[l]	teoretický objem nádrže
V_{real}	[l]	použitelný objem nádrže
ρ_{CNG}	[kg/m ³]	hustota CNG při 200 baru, $\rho_{CNG} = 180 \text{ kg/m}^3$

Po provedeném výpočtu bylo zjištěno, že při konstantním provozu s nádrží o uvedeném objemu by její doplnění muselo probíhat ideálně každých 22 dní. Nádrže musí být v souladu s normou ČSN EN ISO 11439. Motor při pracovních otáčkách disponuje malou měrnou spotřebou, kdy pro zážehový motor jde o velmi příznivou hodnotu. Tento fakt je způsoben převážně provozem motoru na velmi chudou směs. Technologie spalování velmi chudé směsi je mimo jiné odpovědí pro snížení tvorby emisí NO_x . Snížené měrné spotřebě zároveň přispívá možnost optimalizace motoru pro konstantní pracovní otáčky, při nichž je motor v rámci kogenerační jednotky provozován.

3.9 ŘÍDICÍ JEDNOTKA A ZOBRAZOVACÍ PANEL

Řídicí jednotka a zobrazovací panel jsou klíčovými součástmi moderních kogeneračních jednotek. Řídicí jednotka je elektronické zařízení, které zajišťuje optimální chod motoru pomocí monitorování a řízení klíčových parametrů. Její hlavní funkcí je analyzovat data z různých senzorů, jako jsou snímače teploty, tlaku, polohy škrticí klapky, otáček motoru nebo složení výfukových plynů, a na základě těchto informací přesně řídit vstřikování paliva, zapalování, turbodmychadlo a další systémy motoru. Zároveň také kontroluje hladinu naplnění nádrže pro CNG.

Zobrazovací panel je naopak uživatelským rozhraním, které poskytuje přehledné informace o aktuálním stavu systému, jako je rychlost, teplota, tlak nebo varovné indikace. Společně tvoří harmonickou kombinaci, která umožňuje efektivní ovládání, diagnostiku a optimalizaci provozu v reálném čase. Vzájemnou komunikací dodávají při potřebě uživateli informaci o jednotce, popřípadě si může uživatel nastavit hodnoty zatížení pro lepší hospodárnost systému.

3.10 RÁMOVÁ KONSTRUKCE

Rámové konstrukce hrají klíčovou roli při instalaci kogeneračních jednotek, protože zajišťují stabilitu a bezpečnost celého systému. Při návrhu těchto konstrukcí je důležité zohlednit hmotnost a rozměry kogenerační jednotky, stejně jako dynamické zatížení vznikající během jejího provozu. Konstrukce by měla být navržena tak, aby minimalizovala vibrace a hluk, což přispívá k efektivnímu a tichému chodu jednotky.

Jedná se o jednoduchý a relativně levný prvek jednotky. Konstrukce se může podle potřeb nechat vyrobit na míru tak, aby pevně nesla všechny komponenty. Kromě pevnostních požadavků by měla umožňovat snadný přístup k jednotlivým komponentům kogenerační jednotky, což usnadňuje údržbu a snižuje provozní náklady. Snahou při modelování v konstrukční části by mělo být také co nejkompaktnější řešení.

3.11 SHRUTÍ KONCEPČNÍHO NÁVRHU JEDNOTKY

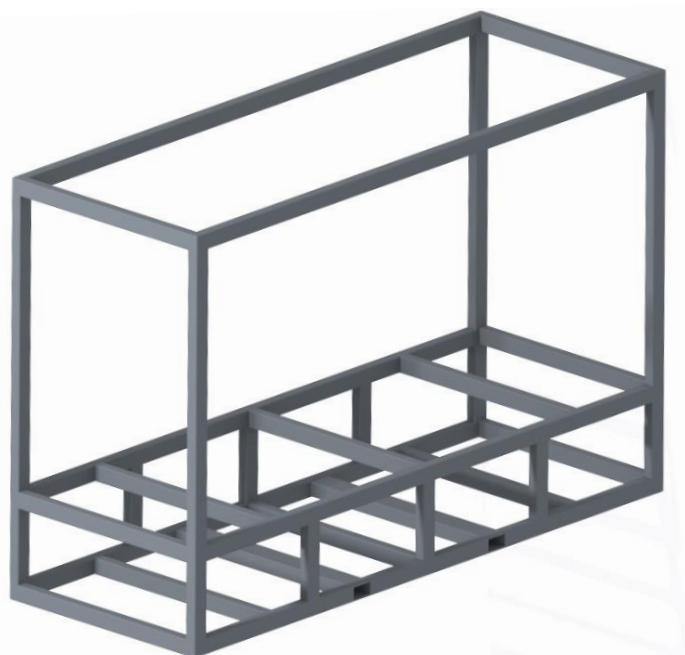
Kapitoly koncepčního návrhu, které jsou popsány výše, neobsahují kompletní seznam komponent, které jsou potřeba pro provoz mikrokogenerační jednotky, ale slouží pro reprezentaci a rozvržení v dané kogenerační jednotce. Mimo jiné také poskytují náhled, v jaké výkonnostní kategorii se bude navrhovaná jednotka nacházet. Tyto komponenty nejsou zatím popsány záměrně, jelikož se budou hledat vhodné typy od různých výrobců až v samotné konstrukční části. Poté se vymodelují podle potřeby tak, aby velikostně a tvarově pasovaly do rámové konstrukce. Pod danými komponenty si lze představit např. hadice chladící kapaliny mezi výměníkem kapalina-voda, svody výfukových spalin, tlumič výfuku, sací potrubí, příruby pro vytápěcí vodu a CNG a jiné.

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MIKROKOGENERAČNÍ JEDNOTKY

V konstrukční části diplomové práce je kladen důraz na praktický návrh klíčových komponent kogenerační jednotky a jejich následné modelování. Hlavním cílem je optimalizace jejich uspořádání a efektivní využití dostupného prostoru v rámci celkové konstrukce. Návrh postupuje od větších komponent směrem k menším, přičemž je zohledněna jejich vzájemná provázanost a integrace.

4.1 RÁMOVÁ KONSTRUKCE

Prvním krokem při konstrukčním návrhu je vytvoření základního rámu, který bude sloužit jako nosná platforma pro uchycení všech ostatních komponent kogenerační jednotky. Tento rám je navržen z uzavřených ocelových profilů obdélníkového průřezu o rozměrech 60×40 mm a tloušťce stěny 2 mm, které budou vzájemně spojeny pomocí svarových spojů. Vzhledem k relativně kompaktním rozměrům celé jednotky by taková konstrukce měla zaručit dostatečnou tuhost a stabilitu. Dalším důležitým krokem je stanovení celkových rozměrů jednotky. S ohledem na velikost motoru a generátoru, které představují největší komponenty systému, jsou předběžné rozměry určeny na **2300×850×1500 mm** (d × š × v).



Obr. 27 Rámová konstrukce

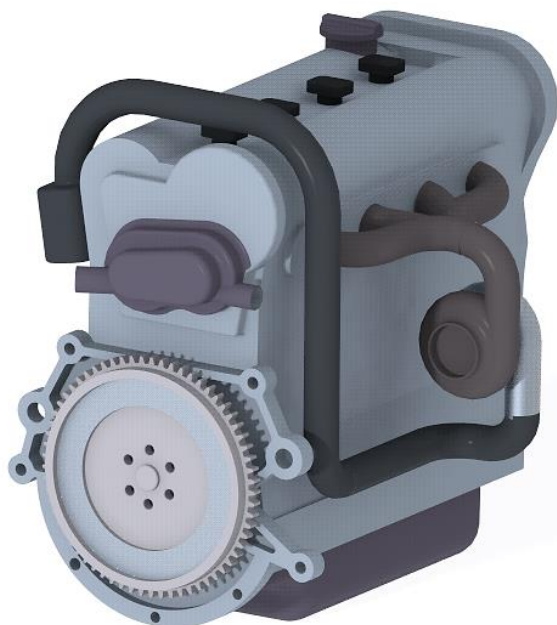
Na obrázku č. 27 je zobrazena první verze konstrukčního rámu. Výška patra určeného pro uchycení motoru a generátoru činí 390 mm. Tento rozměr byl zvolen zejména s ohledem na rozměry tepelného výměníku typu spaliny/voda, který bude spolu s výměníkem chladicí kapalina/voda umístěn ve spodní části konstrukce. Do této části jsou zároveň integrovány tunely, které umožňují snadnější manipulaci s jednotkou pomocí vysokozdvizného vozíku. V průběhu další fáze návrhu budou na rám postupně doplňovány montážní prvky pro uchycení jednotlivých komponent. V závěrečné fázi bude konstrukce doplněna o krycí prvky pro zakrytování.

4.2 MOTOR

Dalším postupem v konstrukci bude vymodelování a umístění pohonné jednotky 1.4 TSI G-TEC. S tím bude souviset i výroba nosiče motoru, kterým bude uchycen ke konstrukci.

4.2.1 MODEL MOTORU

Vymodelovaný motor na obrázcích číslo 28 a 29 nepředstavuje přesnou kopii reálného motoru, ale snahou bylo zachovat jeho funkční prvky, které budou napojeny v pozdější části diplomové práce. Především se tedy jedná o vodní čerpadlo s termostatem, turbodmychadlo a nálitky pro spojení s převodovkou. Na motoru se ponechá setrvačnick, na který se později přimontuje příruba, pomocí které se bude přenášet krouticí moment a zároveň se jeho ozubení využije při startování motoru startérem.



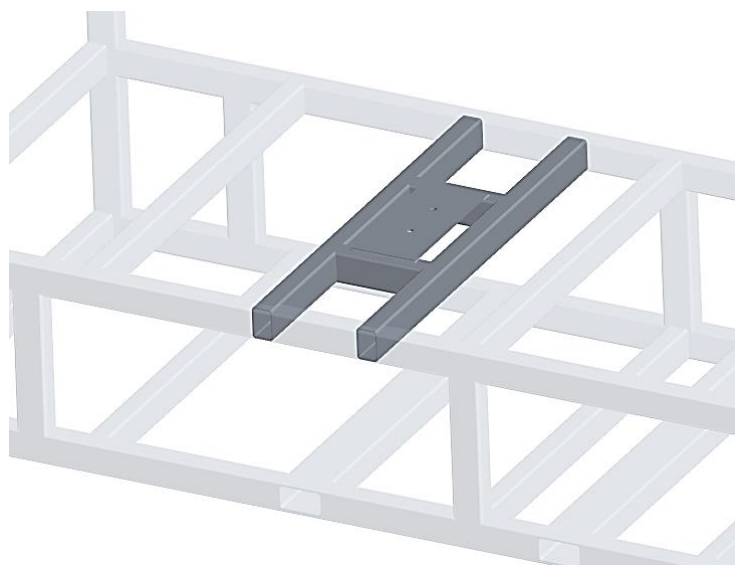
Obr. 28 Zadní pohled na motor



Obr. 29 Přední pohled na motor

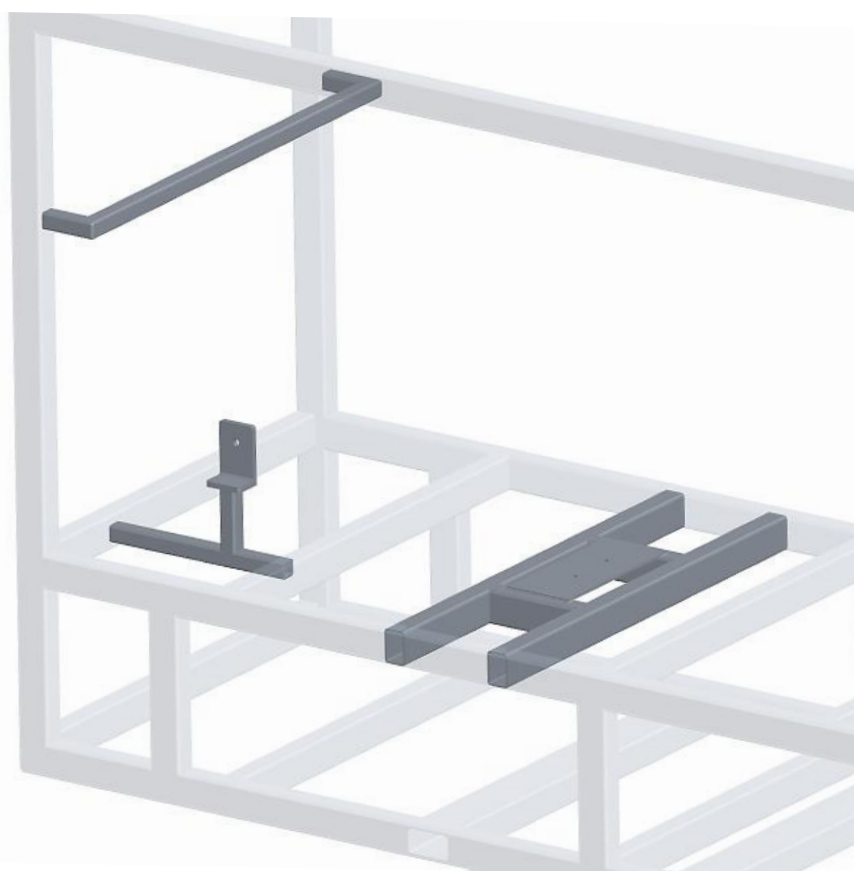
4.2.2 UCHYCENÍ MOTORU

Pro uchycení motoru ke konstrukčnímu rámu je nejprve nutné připevnit pomocnou podpůrnou konstrukci. Ta je sestavena z ocelových profilů o rozměrech 60×40 mm, tedy shodných s profily hlavního rámu. Na tuto konstrukci je následně přivařena ocelová deska o tloušťce 10 mm, která slouží jako základna pro upevnění silentbloků zajišťujících pružné uložení motoru.



Obr. 30 Podpůrná konstrukce číslo 1

Stejným postupem se vyrobí dvě menší konstrukce, které budou sloužit pro uchycení motoru na druhé straně. Ty jsou tvořeny profily čtvercového tvaru o rozměrech 30×30 mm s tloušťkou 2 mm. Ty se ke konstrukci spojí svařením.

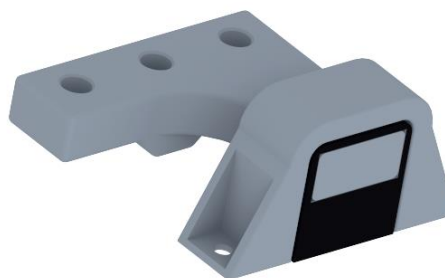


Obr. 31 Podpůrná konstrukce číslo 2

Snížení vibrací se vyřeší pomocí silentbloků. První typ se používá továrně ve vozidlech Škoda a je přímo určen pro tento typ motoru. To usnadní jeho namontování a zároveň zohledňuje cenu. Druhý typ je válcový silentblok, který lze zajistit pomocí matic.



Obr. 32 Druhý typ silentbloku

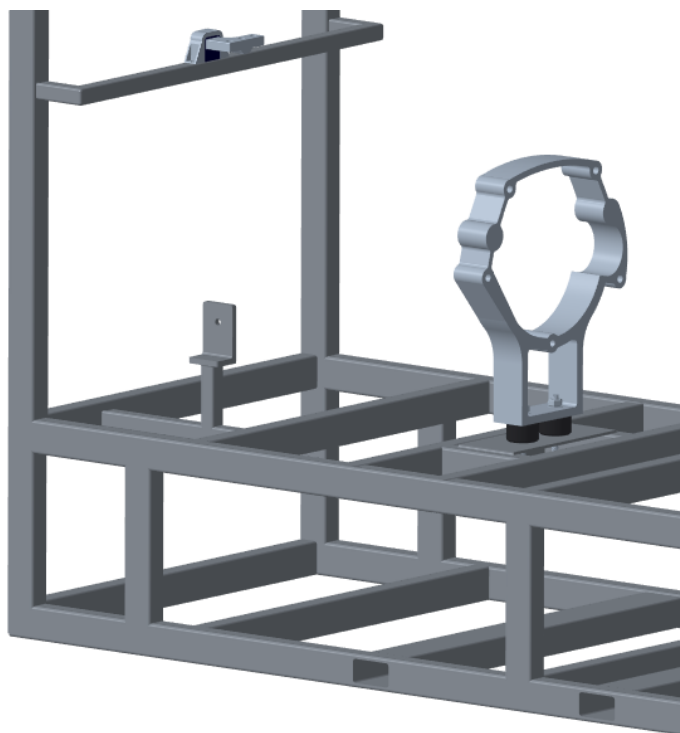


Obr. 33 První typ silentbloku

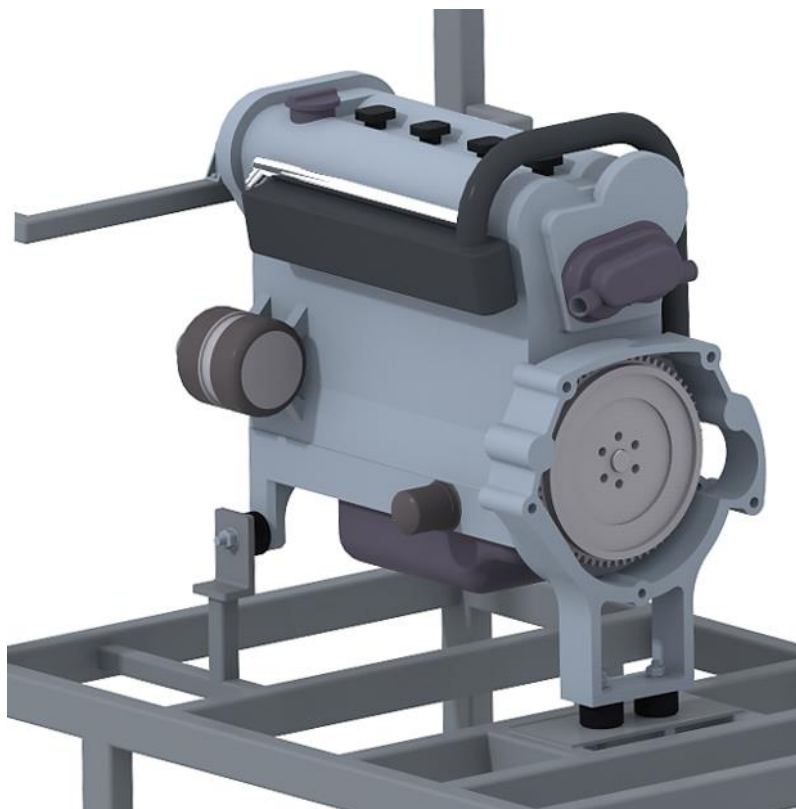
Hlavním nosným prvkem pro uchycení motoru je komponent zvýrazněný na obrázku č. 34, který je navržen k upevnění na místo původní převodovky. Tento díl může být vyroben buď frézováním z velkého polotovaru, nebo jako odlitkový polotovar, u nějž budou funkční plochy následně obráběny. Zvažována byla i varianta použití originálního obalu převodovky, avšak s ohledem na jeho rozměry a hmotnost byla tato možnost zamítnuta. Navržený díl je zároveň upraven tak, aby ponechával dostatečný prostor pro pozdější montáž startéru.



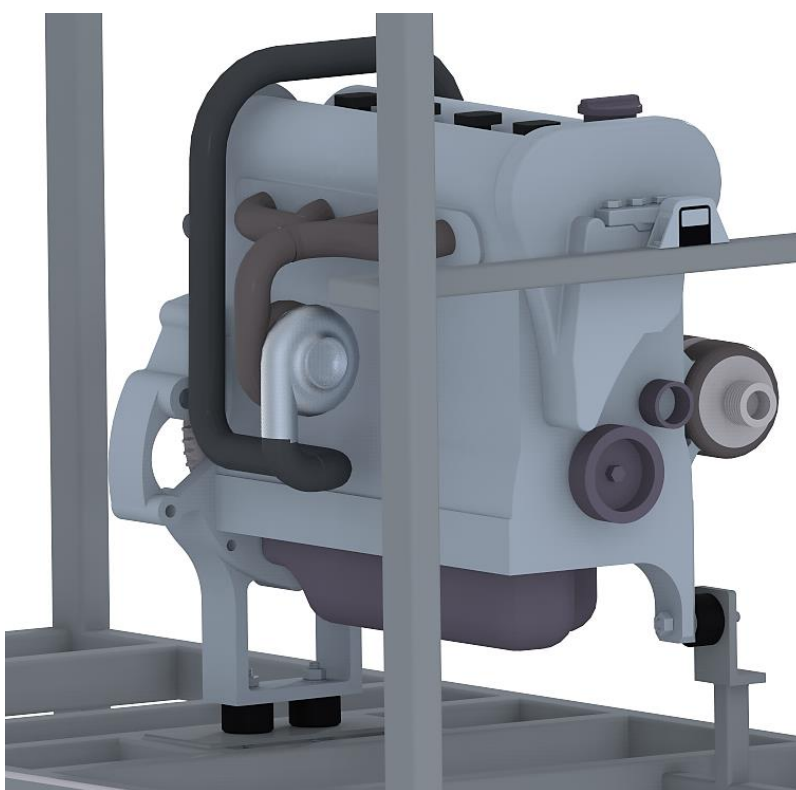
Obr. 34 Podpěrný díl motoru



Obr. 35 Umístění v konstrukci



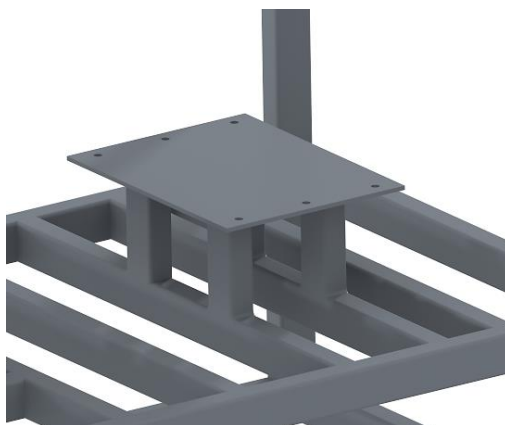
Obr. 36 Přední pohled na uchycený motor



Obr. 37 Zadní pohled na uchycený motor

4.3 UCHYCENÍ GENERÁTORU

Stejný konstrukční přístup jako v případě motoru je uplatněn také při návrhu uchycení generátoru. I zde jsou využity ocelové profily o rozměrech 60×40 mm, přičemž základovou plochu tvoří ocelový plech o tloušťce 6 mm. Na rozdíl od motoru, u něhož je nutné zohlednit přenos vibrací, je generátor navržen k pevnému uchycení ke konstrukci. Pro částečné tlumení menších vibrací je mezi generátor a základovou desku vložena pryžová podložka z materiálu SBR o tloušťce 3 mm. Celá podpůrná konstrukce je spojena svařováním.



Obr. 38 Podstava pro generátor

4.3.1 PŘÍRUBA SETRVAČNÍKU

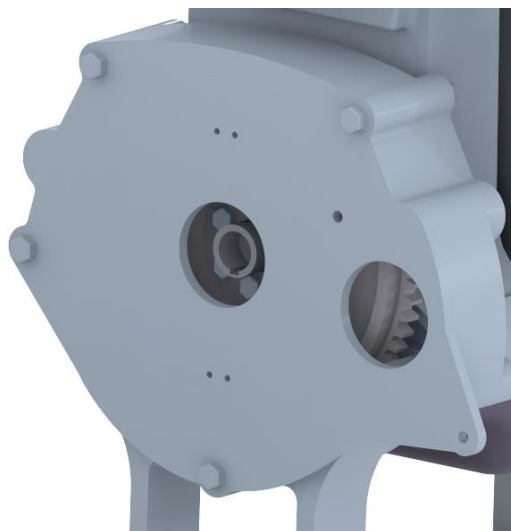
Prvním konstrukčním prvkem pro mechanické spojení je příruba, jejíž rozměry jsou určeny podle rozteče šroubů na setrvačnicku a průměru hřídele. Vnější průměr příruby činí 110 mm, zatímco vnitřní otvor pro hřídel má průměr 30 mm. Průměr hřídele byl zvolen s ohledem na rozteč upevňovacích šroubů na setrvačnicku tak, aby bylo zajištěno přesné ustavení a stabilní přenos krouticího momentu. Příruba bude připevněna společně se šrouby, kterými je upevněn i samotný setrvačnick. Délka hřídele je navržena na 90 mm. Přenos momentu mezi hřídelí a přírubou bude realizován pomocí těsného pera. Pro upevnění příruby budou použity šrouby M10×1×30. Jedná se o stejný typ šroubu použitý u automobilu, který je ovšem delší, aby zohlednil tloušťku příruby.



Obr. 39 Příruba setrvačnicku

4.3.2 KRYT SETRVAČNÍKU

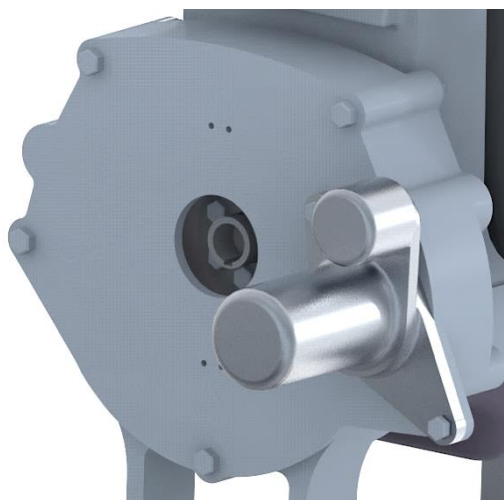
Pro uzavření prostoru setrvačnicku a současné uchycení startéru je navržen kryt, jehož tvar odpovídá tvaru podpěrného dílu se silentbloky. Tento kryt je vyroben z materiálu o tloušťce 7 mm a je opatřen otvorem pro zasunutí startéru, stejně jako montážními otvory pro šrouby. Upevnění krytu je řešeno pomocí lícovaných šroubů, které zajišťují přesné a pevné spojení. V místech určených pro uchycení startéru jsou otvory opatřeny vnitřními závity, čímž je umožněna přímá montáž bez nutnosti použití matic.



Obr. 40 Kryt setrvačnicku

4.3.3 STARTÉR

Použit bude stejný typ startéru, který by se využil v daném automobilu a je dimenzován pro tento motor. Za zmínku také stojí, že u větších kogeneračních jednotek se vznětovými motory se většinou používají dva startéry pro zvýšení spolehlivosti. V tomto případě se jedná o relativně malý motor, kde se navíc startér nachází na snadno dostupném místě v případě poruchy.



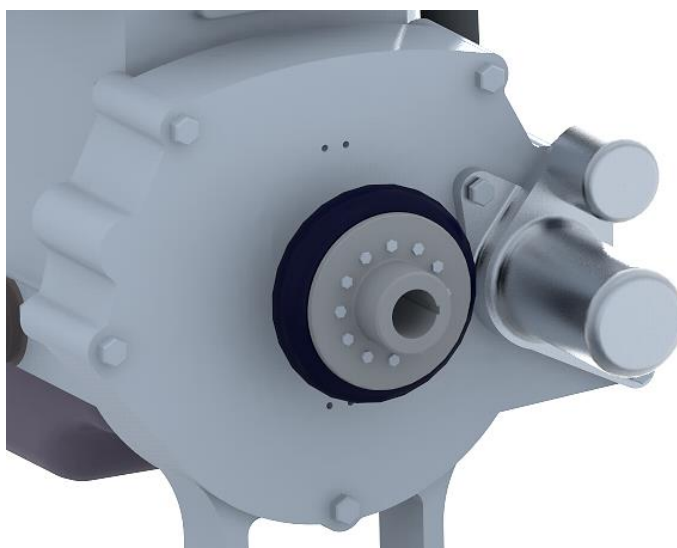
Obr. 41 Kryt s usazeným startérem

4.3.4 PRUŽNÁ HŘÍDELOVÁ SPOJKA

Vzhledem k pohybům motoru při startování a spínání spojky, které mohou způsobit malé axiální a radiální výchylky, je nezbytné použití pružné spojky. Tato spojka je schopná kompenzovat zmíněné pohyby a zajistit tak správnou funkci celého systému. V koncepčním návrhu nebyla pružná spojka podrobně popsána, její další parametry jsou uvedeny v katalogovém listu výrobce.



Obr. 42 Pružná spojka [41]



Obr. 43 Poloha pružné spojky

Požadavkům vyhovuje spojka PERIFLEX od firmy Kovomont. Spojka je tvořena dvěma tělesy přírubového tvaru, které jsou svírány šrouby. Tělesa dále svírají pryžovou obruč a drží je na místě. Mezi její výhody patří bezúdržbovost, nízká cena a schopnost pracovat v libovolné poloze mezi teplotami 0 až +50 °C. Je však nutné zvětšení průměru hřídele na 35 mm, z důvodu dodržení požadovaného momentu. Přenos krouticího momentu je opět zajištěn pomocí těsného pera.

Tab. 4 Přehled základních parametrů motoru [41]

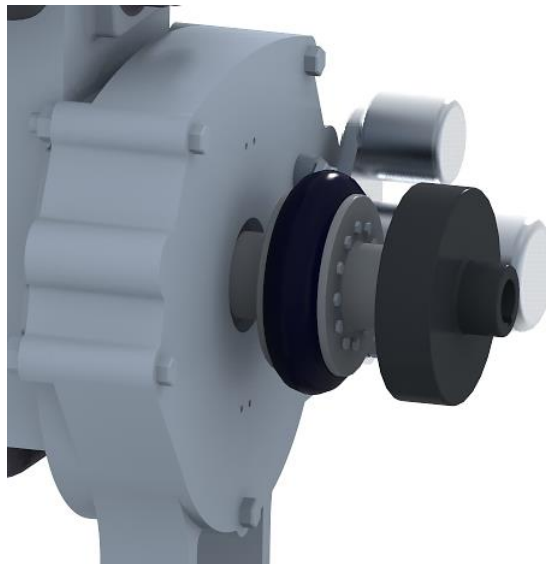
Označení	M_t	n_{max}	L	I	m
-	[Nm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kgm ²]	[kg]
A-02	123	3000	130	0,01	5,6

4.3.5 ODSŘEDIVÁ SPOJKA

Dále následuje odstředivá spojka, která byla vybrána v koncepčním návrhu. Ta je opět nasazena na hřídel o průměru 30 mm a délky 90 mm. Na hřídeli se nachází vybrání pro pera.



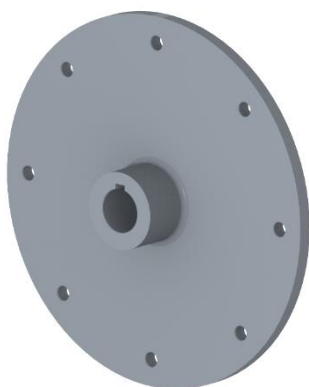
Obr. 44 Odstředivá spojka



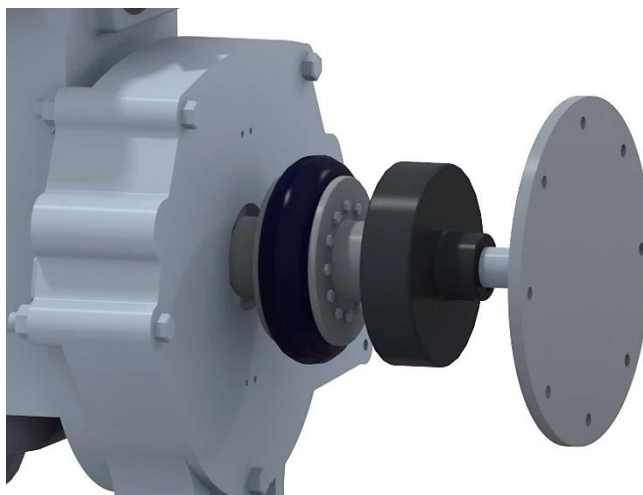
Obr. 45 Umístění odstředivé spojky

4.3.6 PŘÍRUBA GENERÁTORU

Posledním prvkem potřebným k propojení generátoru je příruba, která zajistí přenos momentu mezi hřídelí a rotorem generátoru. Konstruována bude s ohledem na velikost výstupní části kruhovitěho tvaru generátoru. Příruba má drážku pro pero a s odstředivou spojkou je propojena hřídelí.



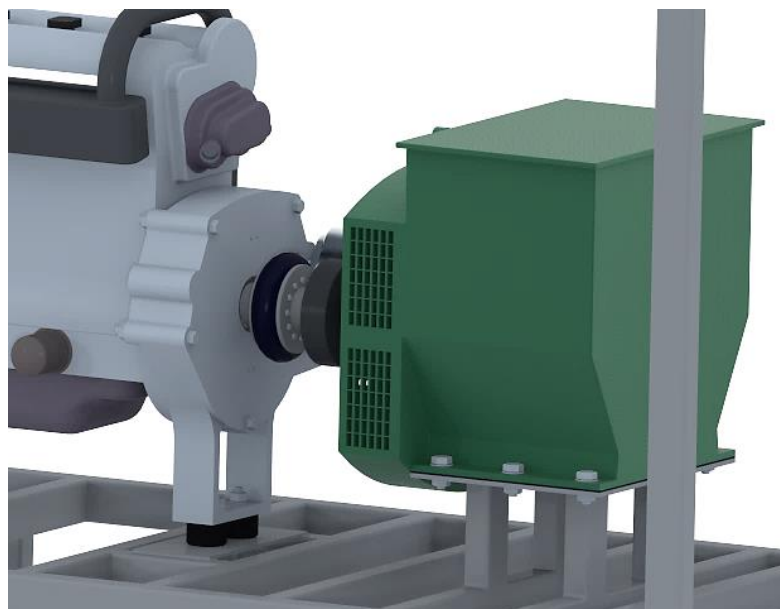
Obr. 46 Příruba generátoru



Obr. 47 Nasazená příruba

4.3.7 PŘIPOJENÍ GENERÁTORU

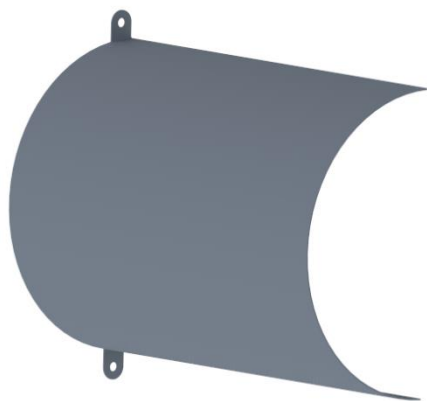
Ze zmíněných generátorů v koncepčním návrhu se vybral generátor WR182K. Ten se následně posadí na již zkonstruovanou podstavu, na které je pryžová deska. Pomocí šroubů s maticemi je poté přichycen proti zajištění posuvu. Následně se pomocí šroubů spojí příruba s kolem generátoru.



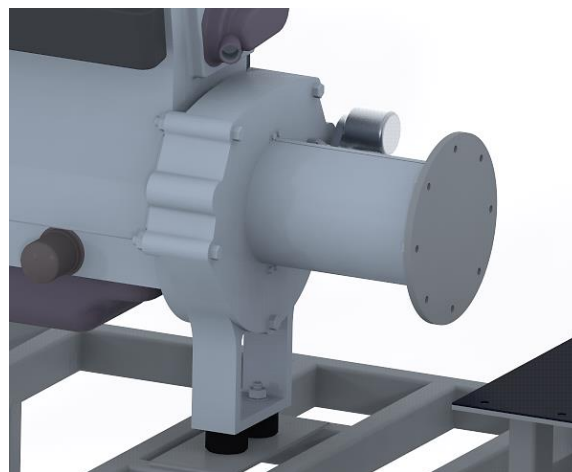
Obr. 48 Připojení generátoru

4.3.8 KRYT ROTUJÍCÍCH KOMPONENTŮ

Posledním prvkem v této soustavě, který spojuje motor a generátor, je kryt. Tento kryt se skládá ze dvou identických částí a je vyroben z válcovaného plechu o tloušťce 2 mm. Na plechu jsou přivařena oka pro montáž. Kryt bude upevněn na krytu setrvačnicku. Použití dvou dílů umožňuje snadnou rozebíratelnost v případě poruchy nebo potřeby servisu spojek, aniž by bylo nutné demontovat generátor.



Obr. 49 Kryt spojek a hřídelů



Obr. 50 Namontovaný kryt

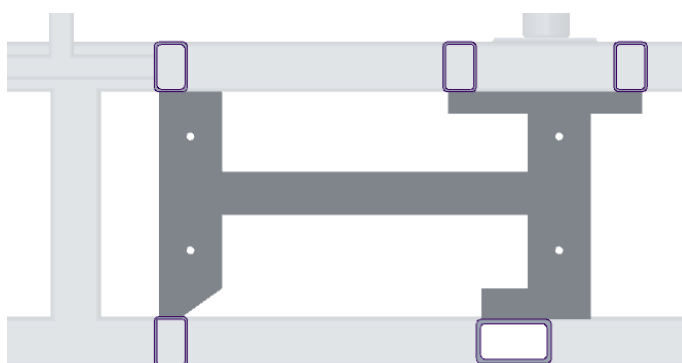
4.3.9 POZNÁMKY KE SPOJĚ MOTORU S GENERÁTOREM

Navržený systém propojení hřídelů umožňuje demontáž jednotlivých spojek bez nutnosti demontáže generátoru. V případě potřeby výměny spojky se nejprve demontují jistící šrouby odstředivé spojky, které zajišťují její axiální posuv. Následně se celá spojka přesune po hřídeli směrem k přírubě generátoru. Poté se odmontují šrouby na přírubě a celý sestavený celek se vysune do strany. Dále je důležité uvést, že použitý spoj perem byl zkontrolován na smykové i tlakové namáhání. Pro průměry hřídelů 30 mm a 35 mm bylo zvoleno pero o délce 32 mm, které při dovoleném tlaku 100 MPa splňuje požadované bezpečnosti.

4.4 SESTAVA VÝMĚNÍKU SPALINY – VODA

4.4.1 MONTÁŽNÍ DESKA

Prvním krokem při zakomponování výměníku je jeho správné uchycení. K tomuto účelu byla navržena ocelová deska o tloušťce 5 mm, jejíž tvar je přizpůsoben montážním sloupkům výměníku, vedení trubek chladicí kapaliny a rozmístění upevňovacích otvorů. Zároveň se navrhla tak, aby umožňovala pevné uchycení ke konstrukci. Deska je ke konstrukčnímu rámu připevněna pomocí svarů.



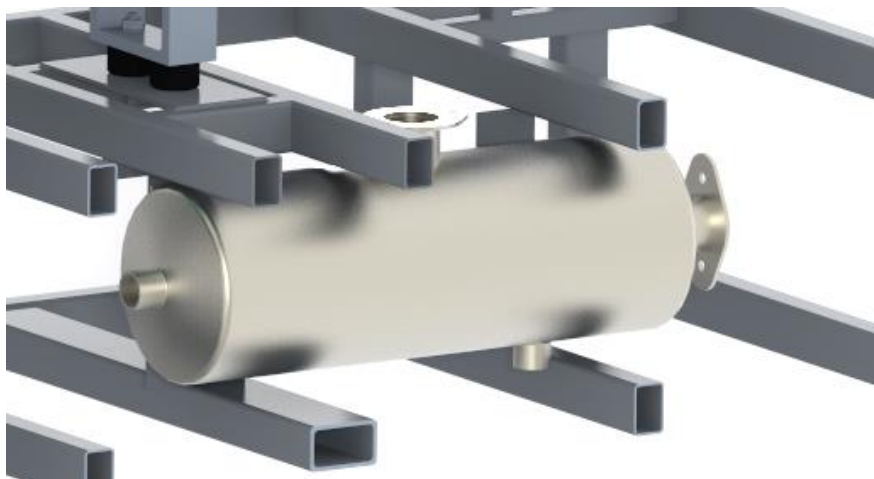
Obr. 51 Řez umístění desky v konstrukci

4.4.2 UCHYCENÍ VÝMĚNÍKU

Pozice výměníku není náhodná a byla předem zvážena v důsledku odvodu a přívodu jak spalin, tak chladicí vody. Výměník se pro snížení ztrát opatří nehořlavou izolací z minerálních vláken.



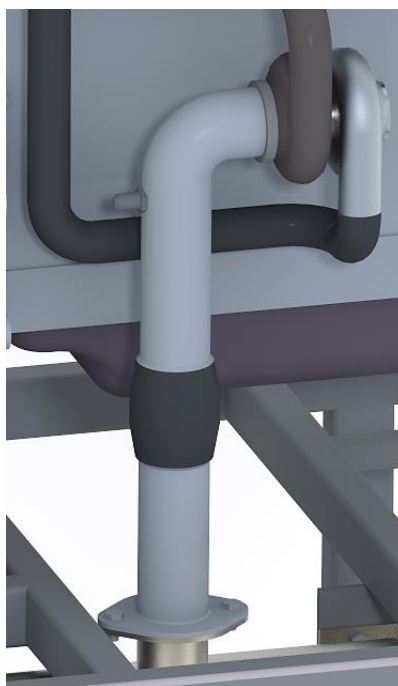
Obr. 52 Model výměníku spaliny-voda



Obr. 53 Umístění výměníku v konstrukci

4.4.3 POTRUBÍ PRO SPALINY

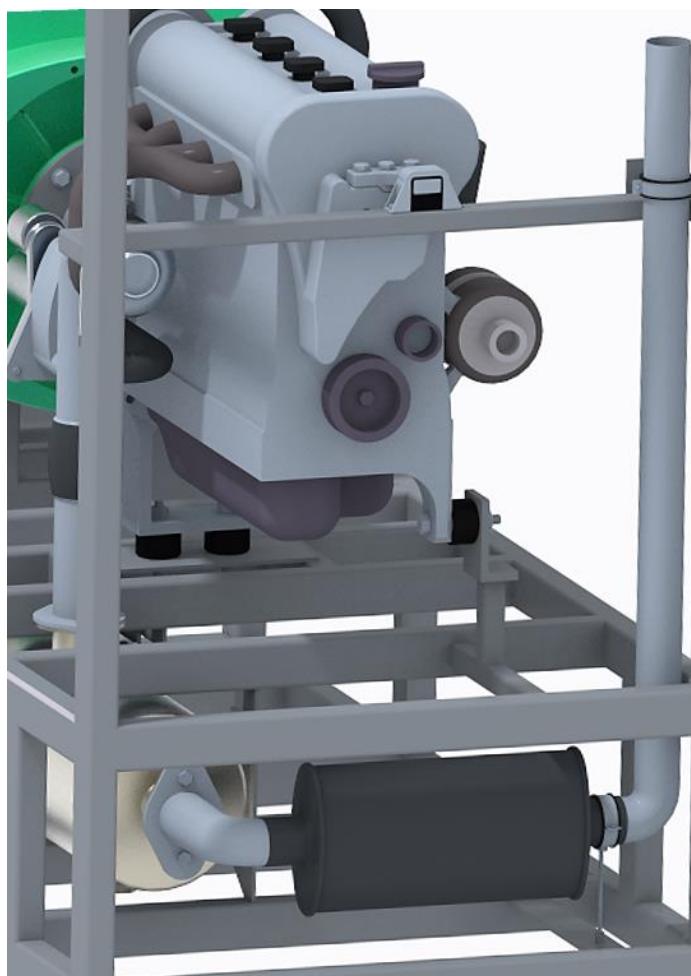
Nyní je potřeba vytvořit systém potrubí pro dopravu výfukových spalin z turbodmychadla do výměníku. Potrubí o průměru 60 mm se vytvoří svařením tenkostěnných trubek, kolena a vlnovce. Pro připojení na výměník se použije příruba. Důležité je zamezit profuku mezi přírubami, proto se použije univerzální těsnění výfuku, které se vyřízne na potřebný tvar. Pro spoj u turbodmychadla je použita objímka. Vlnovec je použit pro zamezení přenosu vibrací do konstrukce a pro řešení teplotních dilatací. Pro zvýšení účinnosti systému a snížení teploty v prostoru jednotky v důsledku sálání se potrubí omotá termoizolační páskou. Ta na modelu není zobrazena pro lepší přehlednost. Potrubí je osazeno lambda sondou, která se nachází za turbodmychaldem.



Obr. 54 Propojení mezi turbodmychadlem a výměníkem

4.4.4 VÝFUKOVÝ SYSTÉM

Pro uchycení výfukového potrubí a tlumiče výfuku se nejdříve přivaří kusy ocelových desek na existující konstrukci a k nim se navaří prodloužené spojovací šestihranné matice pro pozdější uchycení závitových tyčí a objímek. Dále se přivaří příruba na koleno z výfukového potrubí, které se napojí na tlumič výfuku [15]. Na tlumič se napojí část výfukového potrubí s kolenem, které bude směřovat nahoru. Tlumič i potrubí se uchytí objímkami se závitovými tyčemi. Koncovka výfuku s přírubou se připojí po dokončení zakrytování. Díly použité pro sestavení výfukového systému jsou dostupné z [16].



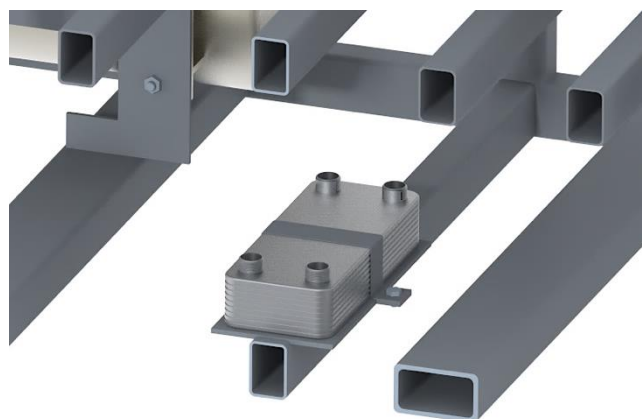
Obr. 55 Pohled na část výfuku s tlumičem

4.5 ZMENŠENÍ ROZMĚRŮ RÁMOVÉ KONSTRUKCE

Po umístění hlavních velkých komponentů se původní rozměry konstrukce zdály nadměrné, a jednotka by tak byla zbytečně rozměrná. Z původních rozměrů: **2300×800×1500 mm** ($d \times \text{š} \times v$) se konstrukce zmenšila na **→ 1800×800×1350 mm**. Výška spodního patra zůstane nepozměněna. Umístění tunelů pro manipulaci se ponechá. Ačkoli nebudou ve středu jednotky, tak by nemělo v případě manipulace dojít k převrnutí, jelikož se těžiště bude nacházet v prostoru nad vidlicemi vysokozdvížného vozíku.

4.6 SESTAVA VÝMĚNÍKU CHLADÍCÍ KAPALINA – VODA

Tato kapitola se zaměří na návrh a implementaci chladicího systému motoru s deskovým výměníkem tepla, který má za cíl efektivně odvádět tepelnou energii do okruhu vody pro vytápění. Pro uložení výměníku BA 27-20 se použije ocelová deska o rozměrech 300×125 mm s tloušťkou 2 mm, která obsahuje díry pro šrouby. Ta se přivaří ke konstrukci do spodního patra jednotky. Proti zamezení pohybu se z plechu o tloušťce 1 mm vytvoří držák, který kopíruje tvar výměníku. Držák se upevní pomocí šroubů.

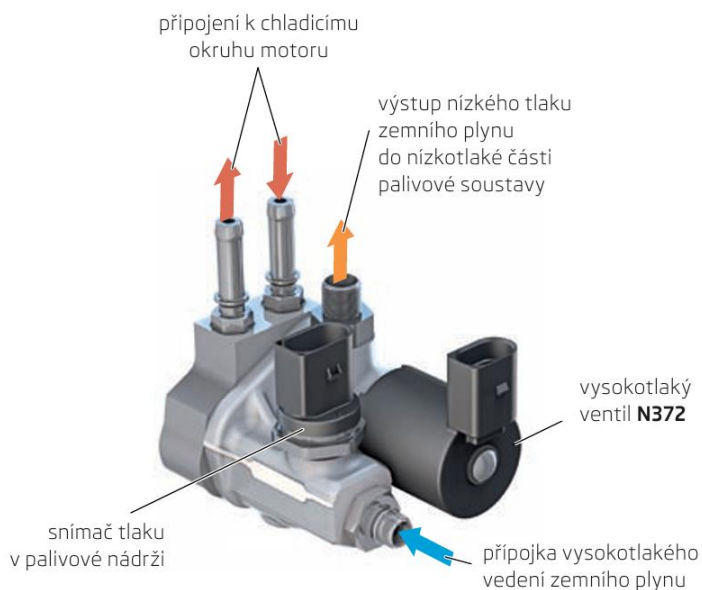


Obr. 56 Uchycení deskového výměníku

4.7 REDUKTOR A EXPANZNÍ NÁDOBKA

4.7.1 REDUKTOR

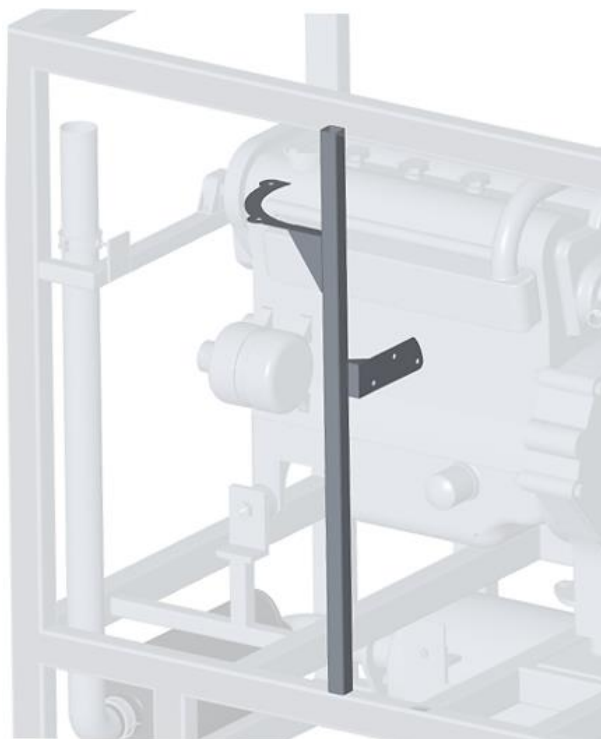
Jak už bylo zmíněno dříve, tak reduktor u motoru spalující CNG slouží pro snížení tlaku 200 baru na hodnotu 5-9 baru do nízkotlaké části, která je napojena na rozvaděč s vypouštěcími plynovými ventily.



Obr. 57 Popis reduktoru [12]

4.7.2 KONSTRUKCE UCHYCENÍ REDUKTORU S NÁDOBKOU

Pro správnou funkci chladicího okruhu motoru je zapotřebí jej odvodušnit a vyrovnávat rozdíly tlaku při zahřívání systému. Proto se do jednotky zakomponuje expanzní nádobka, která musí být v nejvyšším bodě systému. Zároveň se přidá i držák pro reduktor vysokotlakého potrubí. Ten je i v sériovém zapojení automobilu napojen na okruh kapaliny. Pro tyto potřeby se přidá uzavřený profil 30×30 mm. Na profil se přivaří nástavce, ty se skládají z ocelových plechů tloušťky 2 mm. Důležitá je poloha i natočení obou prvků pro jejich následné napojení.



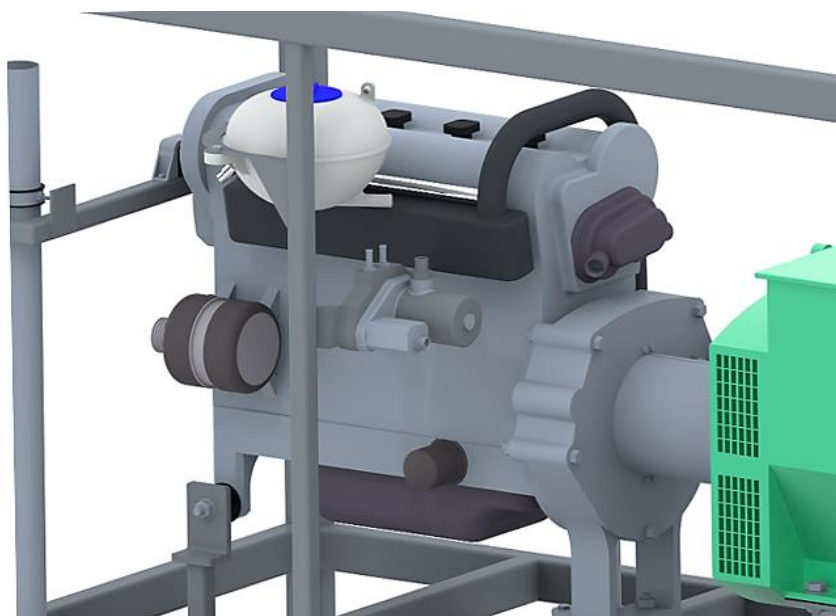
Obr. 58 Konstrukce pro uchycení reduktoru a expanzní nádobky

4.7.3 UCHYCENÍ EXPANZNÍ NÁDOBKY A REDUKTORU

Pro tento účel bude použita expanzní nádobka běžně využívaná ve vozidle, která bude usazena na předem navržený nástavec a upevněna pomocí šroubů. Stejným způsobem bude na spodní nástavec připevněn i reduktor tlaku. Toto řešení umožňuje snadnou montáž i případnou demontáž pro účely údržby.



Obr. 59 Expanzní nádobka



Obr. 60 Uchycení reduktoru s expanzní nádobkou

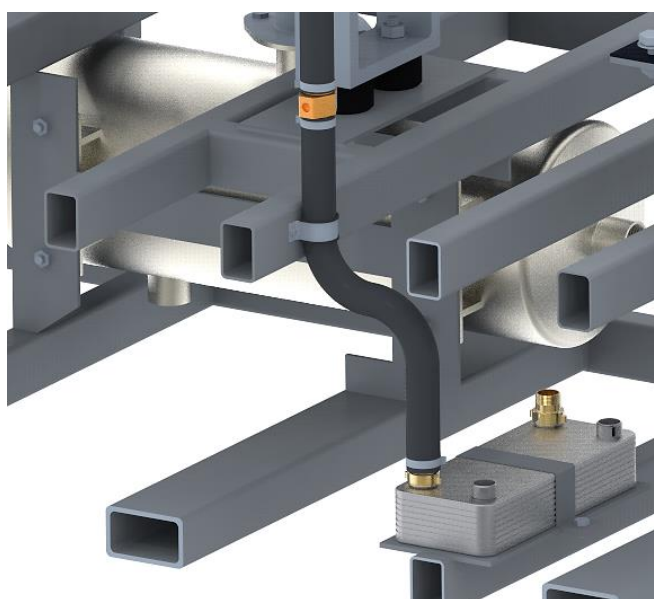
4.8 NAPOJENÍ HADIC CHLADÍČÍHO OKRUHU

4.8.1 STUDENÁ VĚTEV

Další fází návrhu jednotky je propojení jednotlivých komponent. Pro hlavní napojení na deskový výměník budou použity hadice o průměru 32 mm, vyrobené ze syntetické pryže, která je vhodná pro přepravu chladicí kapaliny [17]. Prvním krokem je připojení hadice k mosazným redukčním přípojkám deskového výměníku. Vzhledem k tomu, že se jedná o studenou větev, která odvádí kapalinu z výměníku, bude mezi hadice vložen adaptér pro čidlo [18] sloužící k monitorování teploty. Hadice budou ke konstrukci uchyceny pomocí objímek a samořezných šroubů. Utěsnění všech spojů je zajištěno pomocí pérových spon.

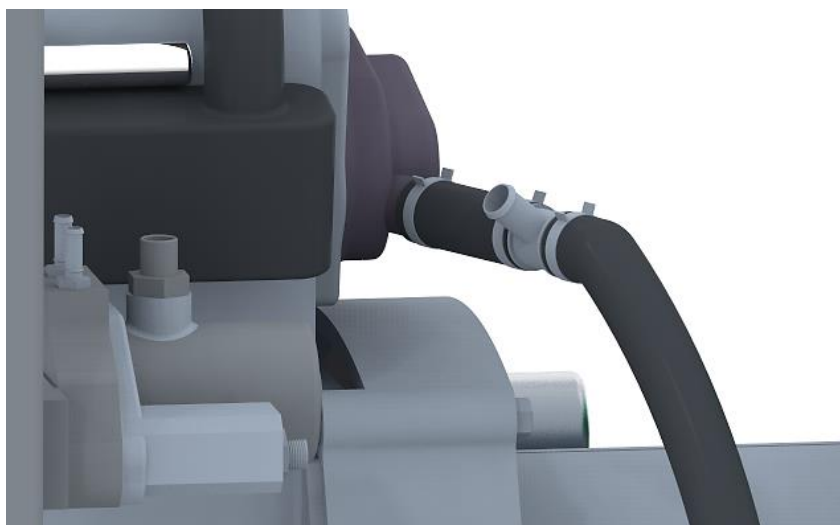


Obr. 61 Adaptér pro čidlo teploty [18]



Obr. 62 Hadice s adaptérem

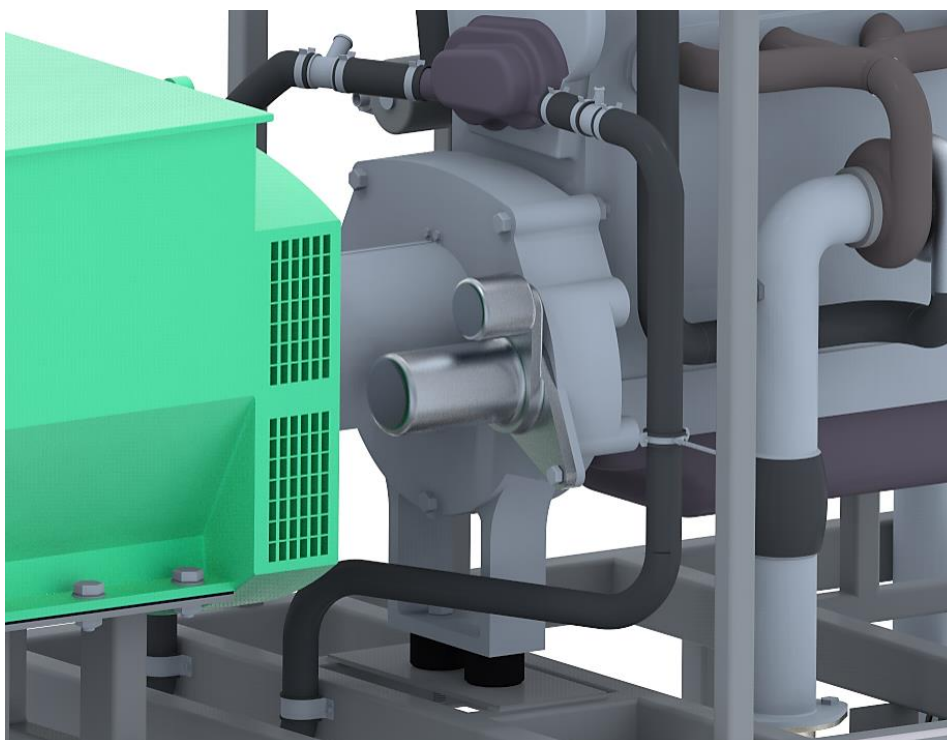
Za adaptérem se hadice napojí na T-kus s redukcí na 20 mm, to se v pozdější fázi propojí s expanzní nádobkou. Poté se hadice napojí na obal vodního čerpadla s termostatem.



Obr. 63 Studená větev s T-kusem

4.8.2 TEPLÁ VĚTEV

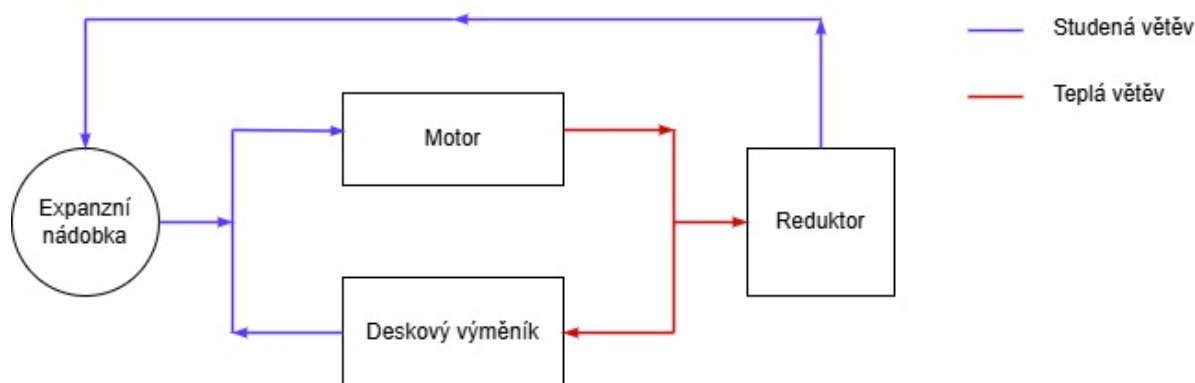
Obdobně se bude postupovat u hadice vedoucí kapalinu z motoru do výměníku. I na tuto hadici se přidá T-kus, ale s redukcí na 8 mm. Toto vyústění se poté napojí na reduktor tlaku. Jelikož je nutné hadici podepřít, přidají se na obě strany profily. Uchycení se realizuje pomocí objímky se závitovou tyčí. Důvod přidání profilu i na druhé straně je pro pozdější uchycení zakrytování.



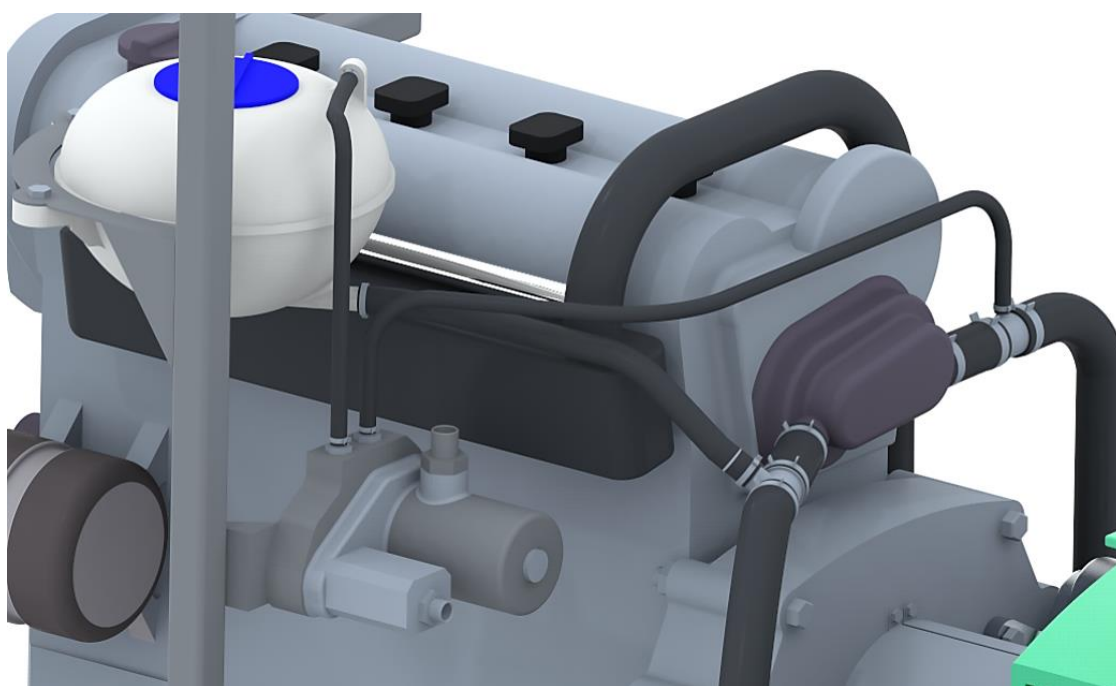
Obr. 64 Napojení teplé větve

4.8.3 NAPOJENÍ REDUKTORU K CHLADÍCÍMU OKRUHU

V závěrečné části propojení se hadice kapaliny napojí na reduktor tlaku. Toto zapojení bylo upraveno s ohledem na specifické požadavky kogenerační jednotky, přičemž vychází z původního rozvržení komponent, jaké je běžné v automobilové aplikaci. Pro lepší přehlednost a orientaci v systému bylo vytvořeno schéma znázorňující veškeré propojení jednotlivých prvků.



Obr. 65 Schéma zapojení hadic

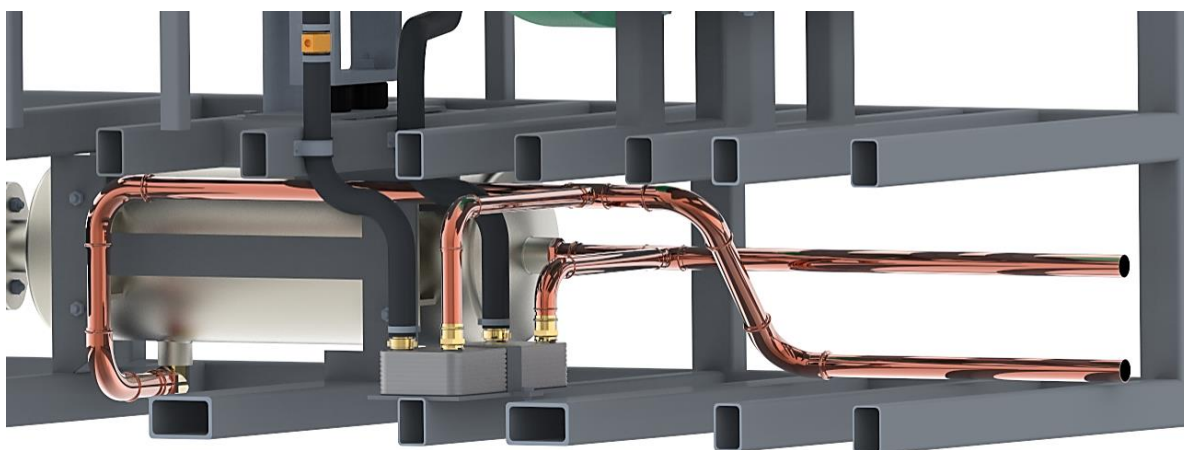


Obr. 66 Zapojení hadic k reduktoru

Hlavní hadice teplé i studené větve, tak i deskový výměník jsou zaizolovány pro snížení ztrát. Izolace však není v důsledku lepší přehlednosti modelována.

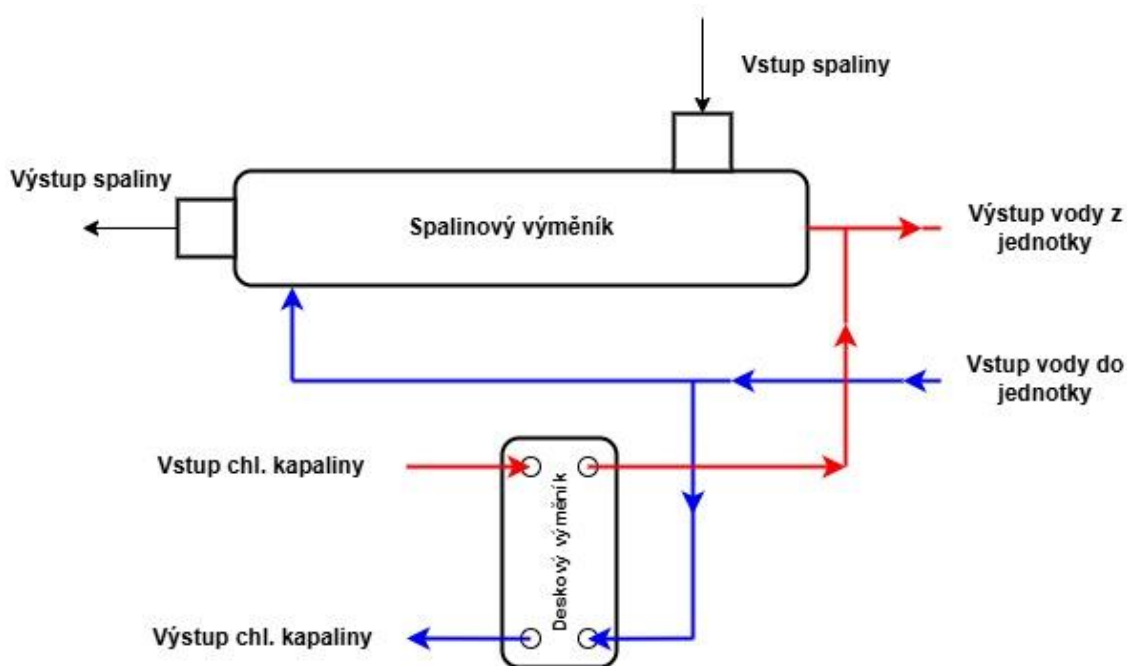
4.9 VODNÍ POTRUBÍ

V této kapitole se sestaví potrubí pro vytápěcí vodu. Většina součástí, mezi které patří redukce, fitinky, T-kusy jsou dostupné z [19]. Jedná se o měděné tvarovky, které se spojují lisováním. Pro hlavní potrubí vstupu a výstupu vody z jednotky se použijí trubky o průměru 54 mm, na které se pomocí T-kusů napojí trubky průměru 35 mm. Po instalaci předního panelu se na konce trubek napojí kulové ventily. Potrubí se po dokončení zaizoluje pro zmenšení tepelných ztrát.



Obr. 67 Zapojení vodního potrubí

Na obrázku č. 68 je znázorněno schéma zapojení potrubního systému kogenerační jednotky. Proudění vody či chladicí kapaliny je ve výměnících navrženo tak, aby probíhalo v opačném směru než proudění média na teplejší větvi. Toto uspořádání zajišťuje efektivnější přenos tepla díky principu protiproudého výměníku.



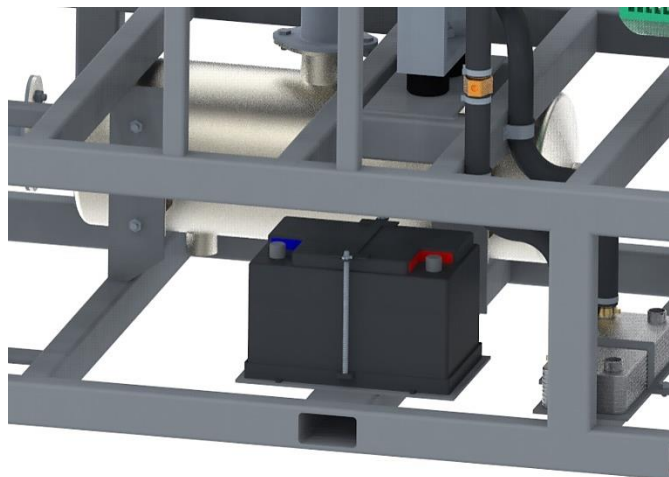
Obr. 68 Schéma proudění vody v jednotce

4.10 AUTOBATERIE

Nedílnou součástí motoru pro startování je autobaterie. Tento motor používá autobaterie 12 V, 680 A, s kapacitou 75 Ah. Pro uchycení se ke konstrukci do spodního patra přivaří ocelová deska, na kterou se uchyty plastový podstavec [20].



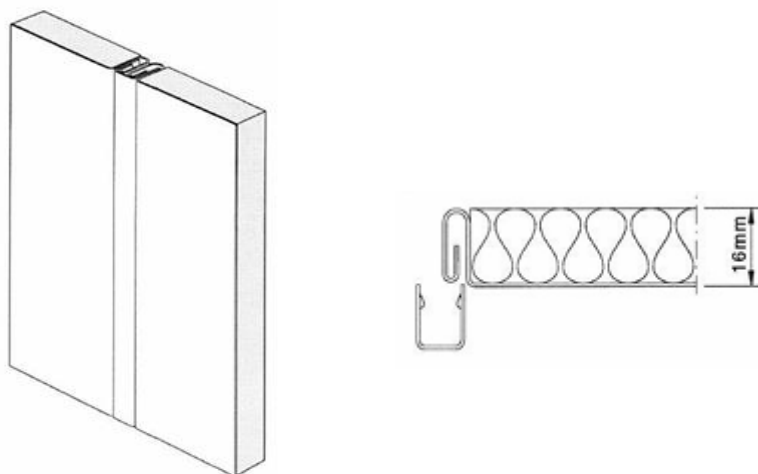
Obr. 69 Podstavec autobaterie [20]



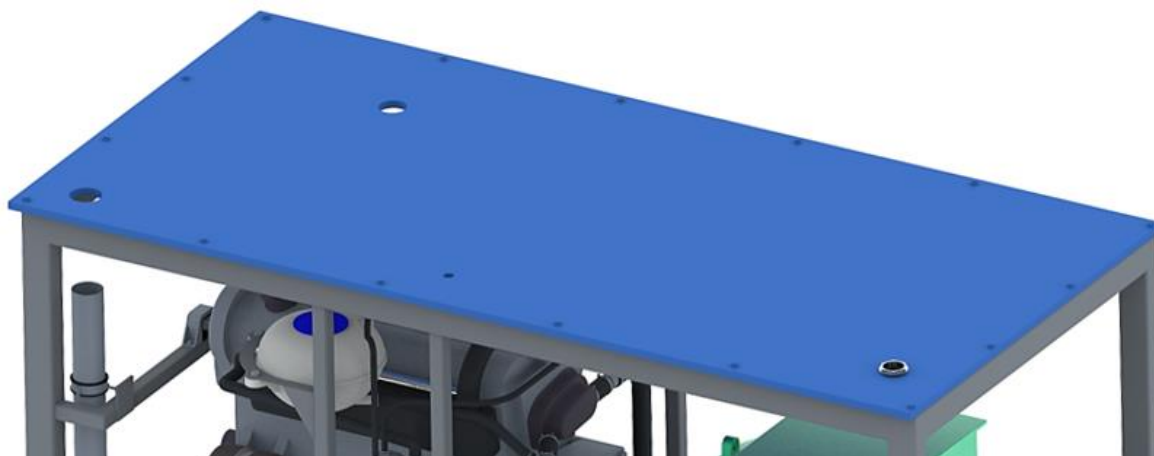
Obr. 70 Autobaterie s podstavcem

4.11 VRCHNÍ ZAKRYTOVÁNÍ

Pro dokončení zbývajících částí jednotky, které vyžadují vyústění směrem ven, je nutné zakrytovat vrchní část konstrukce. Prvním krokem je výběr vhodných panelů, které musí splňovat požadavky na zvukovou izolaci během provozu motoru a zároveň být nehořlavé. Pro tento účel byly zvoleny protihlukové panely značky Orgatex [21] s označením PADEC 16. Tyto panely jsou tvořeny žárově zinkovanými plechy s výplní z minerální vlny o tloušťce 16 mm, čímž splňují požadavky na účinné tlumení hluku i požární odolnost. K nosné konstrukci budou panely upevněny pomocí samořezných šroubů do železa.



Obr. 71 Obkladový panel PADEC [21]



Obr. 72 Vrechní krycí panel

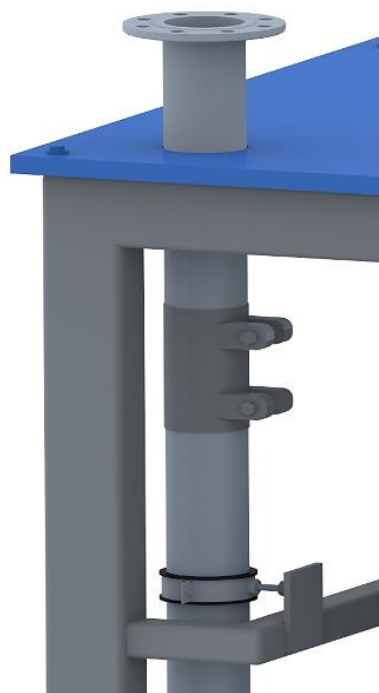
Do panelu se vytvoří otvory pro koncovku výfuku, sací potrubí, palivové potrubí a pro prostup kabeláže, který se opatří plastovou průchodkou.

4.12 KONCOVKA VÝFUKU

Pro dokončení výfukového potrubí bude na ocelovou trubku přivařena příruba s označením DN 50 [22]. Vzhledem k tomu, že je kogenerační jednotka navržena pro vnitřní instalaci, je nezbytné zajistit spolehlivý odvod spalin mimo budovu. Použitá příruba umožňuje snadné připojení ventilačního systému. Koncová část potrubí bude spojena se zbytkem výfukového vedení pomocí výfukové spojky. Mezera mezi koncovkou a zakrývacím panelem bude utěsněna páskou ze skelné tkaniny, která je odolná vůči vysokým teplotám a zajišťuje těsnost.



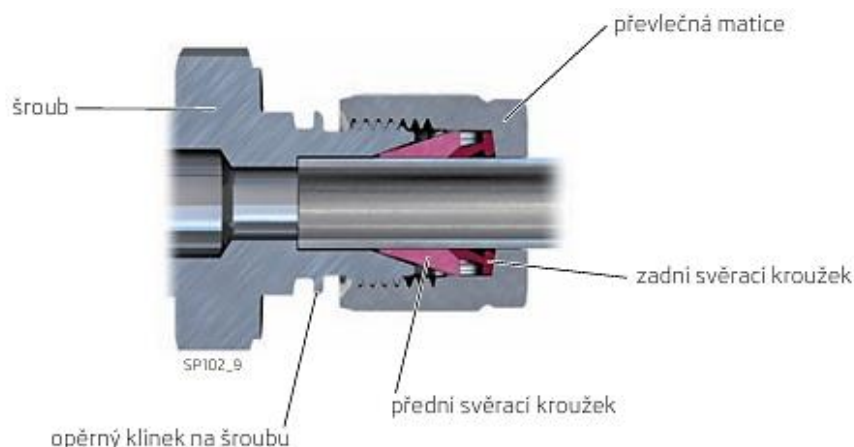
Obr. 73 Příruba výfuku [22]



Obr. 74 Nasazená koncovka

4.13 VYSOKOTLAKÁ ČÁST PALIVOVÉ SOUSTAVY

Pro přívod CNG z nádrže do reduktoru je potřeba navrhnout vysokotlaké plynové potrubí. Pro vedení se použije bezešvá trubka značky Alleima [23] o průměru 12 mm, která splňuje normu EN 10216-5. Jednotlivé propojení jak mezi reduktorem, tak i mezi ventily se realizuje pomocí převlečných matic se svěracími kroužky.

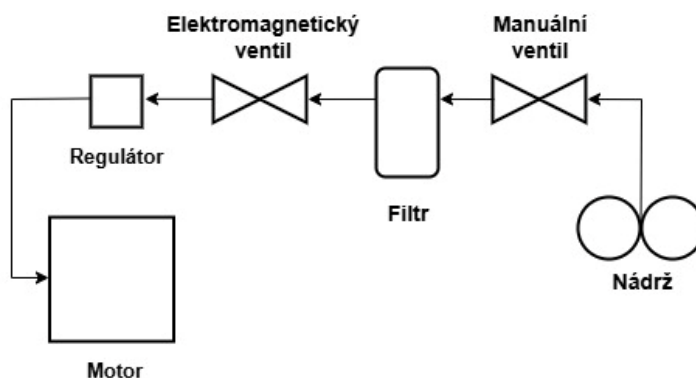


Obr. 75 Schéma šroubového spoje u reduktoru [12]

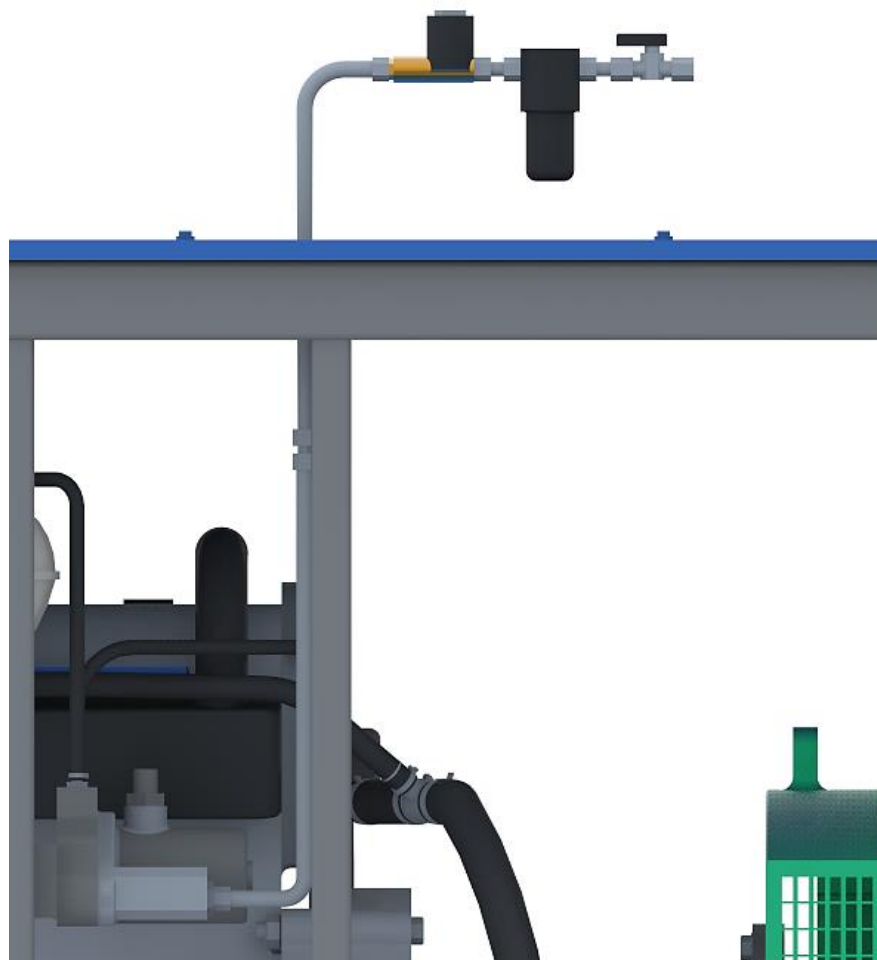
Plynové potrubí je rozděleno do dvou částí, přičemž první část je napojena přímo na reduktor a druhá část zahrnuje ventily a filtr. Toto rozdělení bylo zvoleno z důvodu snazší montáže po instalaci vrchního zakrývacího panelu. Jak již bylo zmíněno, druhá část potrubí obsahuje komponenty dimenzované na vysoké tlaky typické pro CNG. Prvním prvkem v této sekvenci je elektromagnetický ventil [24], který se v případě havarijní situace nebo výpadku elektrického napájení automaticky uzavře. Následuje vysokotlaký filtr typu FTH – 12M, zajišťující čistotu plynu před vstupem do dalších částí systému. Na konci plynového potrubí, vedoucího do tlakové nádrže, je umístěn manuální kulový ventil typu CNG1B. Pro kompletaci plynového vedení byly využity komponenty od společnosti Hy-Lok [25], která se specializuje systémy pro rozvod CNG. Použity byly zejména spojky, fitinky, manuální ventil a filtr.



Obr. 76 Manuální kulový ventil [25]



Obr. 77 Schéma zapojení vysokotlaké části



Obr. 78 Zapojení vysokotlaké části plynového potrubí

4.14 NÍZKOTLAKÁ ČÁST PALIVOVÉ SOUSTAVY

Pro napojení mezi reduktorem tlaku a rozvaděčem plynu se použije víceúčelová tlaková hadice PRIME EPDM [26] s vnitřním průměrem 13 mm. Její pracovní tlak je až 20 MPa a vybrána byla především pro její malý poloměr ohybu. Zajistí se pomocí pérových spon.



Obr. 79 Tlaková hadice PRIME [26]

4.15 VZDUCHOVÝ FILTR

Posledním nedokončeným komponentem před konečným zakrytíváním je vzduchový filtr se sacím potrubím. Pro tyto potřeby byl vybrán filtr Donaldson [27], který se k vrchnímu panelu připevní pomocí samořezných šroubů. K turbodmychadlu se filtr napojí pomocí silikonových trubek a zajistí stahovacími objímkami. Umístění filtru vně jednotky je z důvodu snadnější výměny filtru a nasávání studeného vzduchu.



Obr. 80 Vzduchový filtr Donaldson [27]



Obr. 81 Zapojení vzduchového filtru

4.16 ZAKRYTOVÁNÍ

Zbývající zakrytování bude provedeno pomocí již zmíněných protihlukových panelů uvedených v kapitole 4.11. Do panelů horní části jednotky budou vyřezány otvory pro servisní dveře, které budou uchyceny pomocí pantů. Ve spodním patře se dveře nacházejí pouze v místě uložení autobaterie, aby byla zajištěna snadná manipulace. Proti samovolnému otevření budou dveře vybaveny zámkem [28]. Do čelního panelu budou vyřezány otvory pro elektronické součásti a ve spodní části také otvory pro průchod potrubí s chladicí kapalinou. Tyto otvory budou opatřeny pryžovými průchodkami, které zabrání poškození potrubí a omezí přenos vibrací. Všechny panely budou ke konstrukci připevněny pomocí samořezných šroubů do železa.



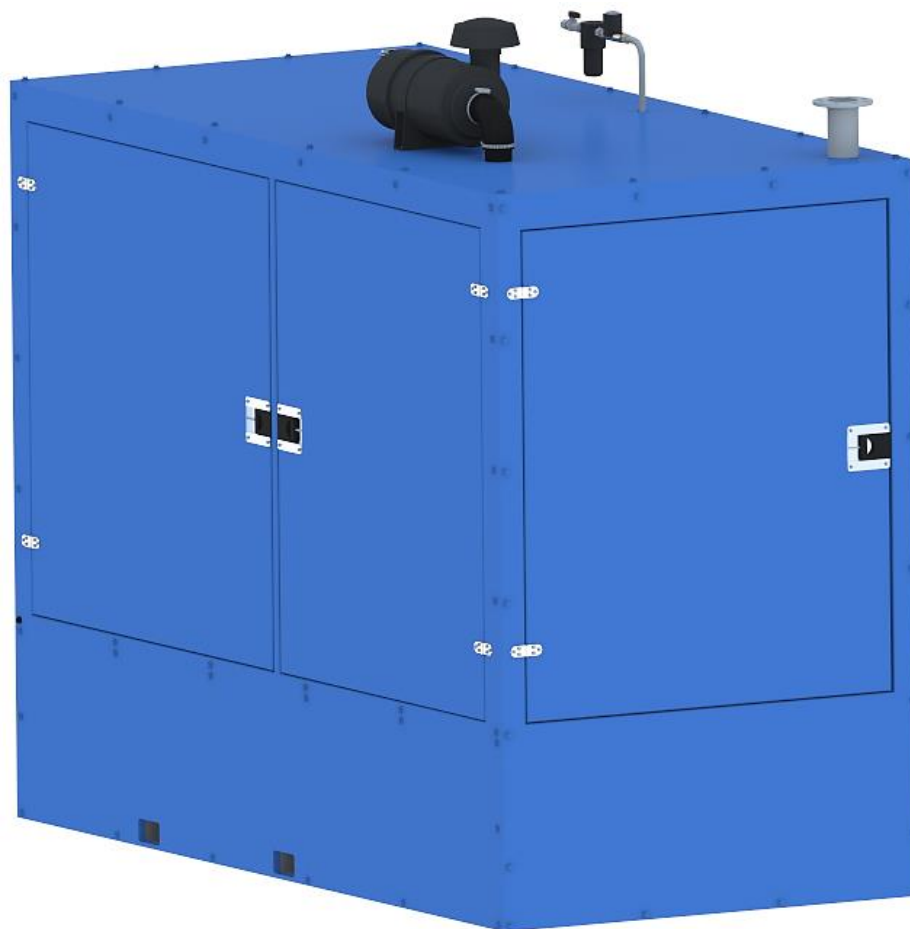
Obr. 82 Zámek dveří [28]



Obr. 83 Pant [28]



Obr. 84 Zakrytovaná jednotka-přední pohled



Obr. 85 Zakrytovaná jednotka-zadní pohled

4.17 DOVYBAVENÍ PŘEDNÍHO PANELU

4.17.1 OVLÁDACÍ PANEL

Do předpřipravených otvorů předního panelu zbývá umístit základní elektronické řídicí prvky jednotky. Pro sledování výstupních informací o jednotce se použije dotykový ovládací panel Siemens SIMATIC [29]. Dodává se se softwarem HMI, což je uživatelské prostředí mezi člověkem a strojem, který umožňuje sledovat i ovládat daný stroj.



Obr. 86 Ovládací panel Siemens [29]

4.17.2 ELEKTRICKÉ TLAČÍTKA A ROZVADĚČ

Pro uvedení jednotky do provozu se použije dvoupolohová ovládací hlavice. Pro nastartování/zhasnutí motoru se použije dvojice tlačítek zelené/červené barvy. Pro zastavení jednotky v případě nebezpečí, se použije tlačítko nouzového zastavení. Všechny zmíněná tlačítka jsou dostupná z [30]. Otvor ve spodní části byl osazen skříňkou pro rozvaděč.



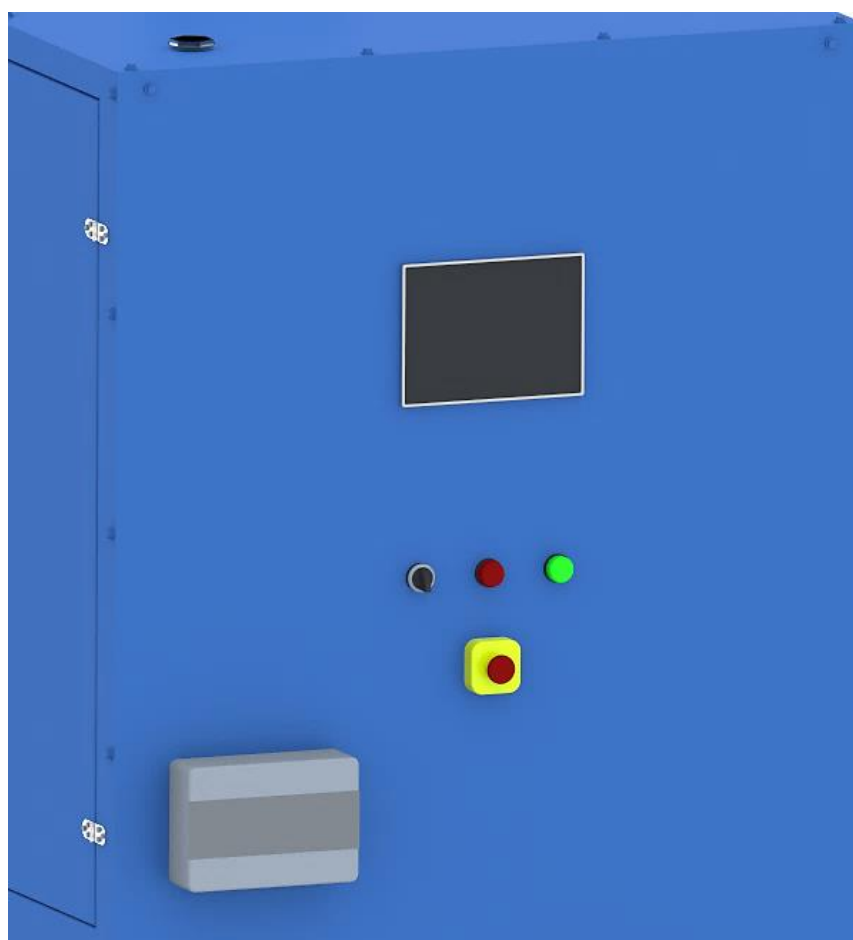
Obr. 87 Dvoupolohová hlavice [30]



Obr. 88 Start tlačítko [30]



Obr. 89 Tlačítko nouzového zastavení [30]



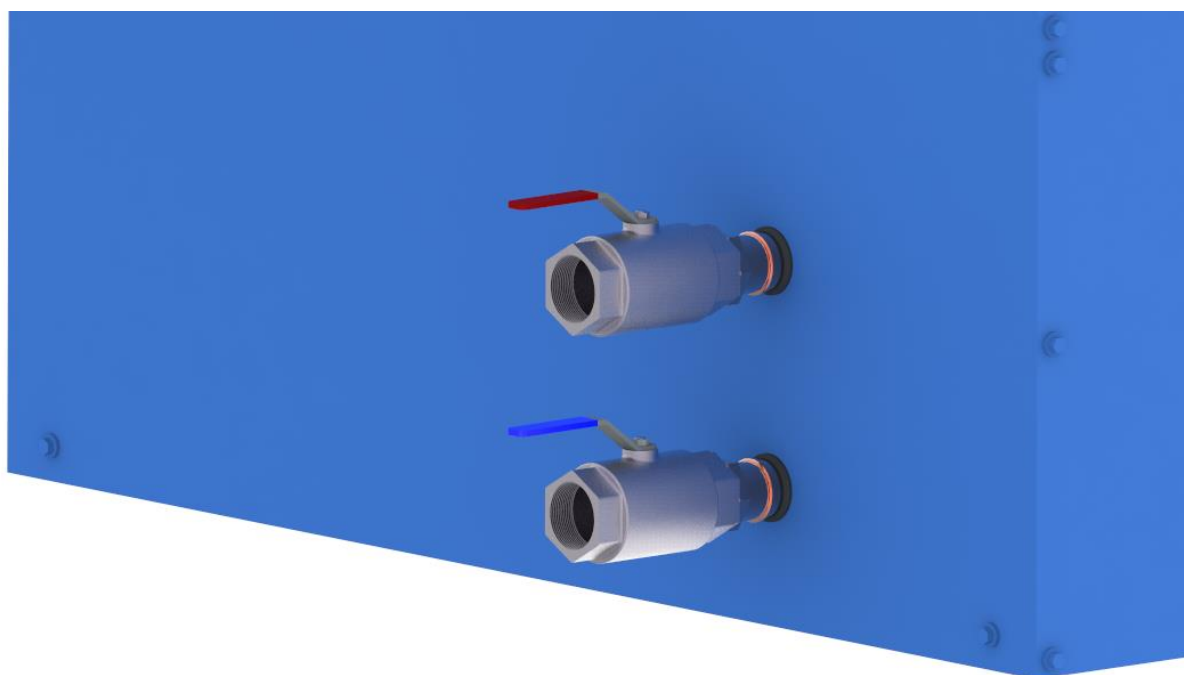
Obr. 90 Nasazení elektrických komponentů

4.17.3 KULOVÉ VENTILY

Pro kompletní dokončení zbývá už pouze instalovat kulové ventily pro napojení vody. Na přecházející trubky se nejdříve nalisují přechodky s vnějším závitem, na které se poté namontují dvoucestné kulové ventily [31].



Obr. 91 Kulový ventil [31]



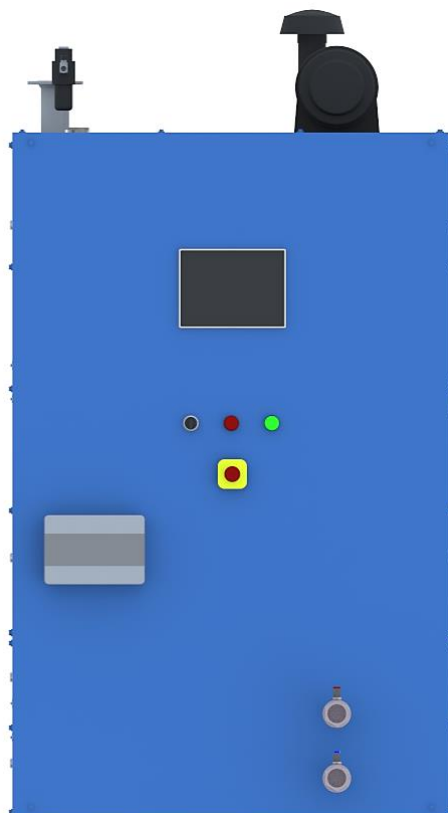
Obr. 92 Umístění kulových ventilů

4.18 VIZUALIZACE KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU MIKROKOGENERAČNÍ JEDNOTKY

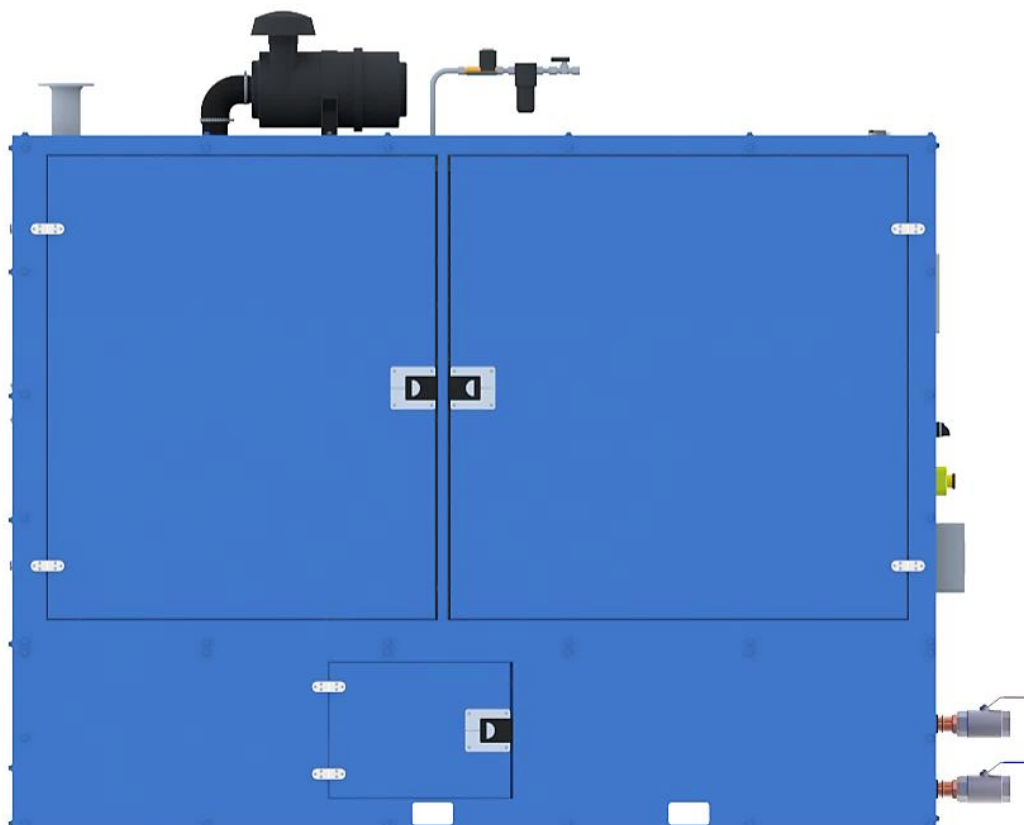
V rámci konstrukčního návrhu byla vytvořena finální podoba modelu jednotky, která odpovídá stanoveným technickým požadavkům i provozním podmínkám. Model zahrnuje všechny hlavní komponenty, přičemž bylo dbáno na jejich vzájemné rozmístění a kompaktnost celého uspořádání. Vizualizace jednotky zachycuje jak konstrukční detaily jednotlivých částí, tak jejich propojení v rámci funkčního celku. Důraz byl kladen na optimalizaci prostorového uspořádání, snadnou údržbu a zajištění efektivního odvodu odpadního tepla pro maximální využití v rámci mikrokogenerace.



Obr. 93 Izometrický pohled na jednotku



Obr. 94 Přední pohled na jednotku



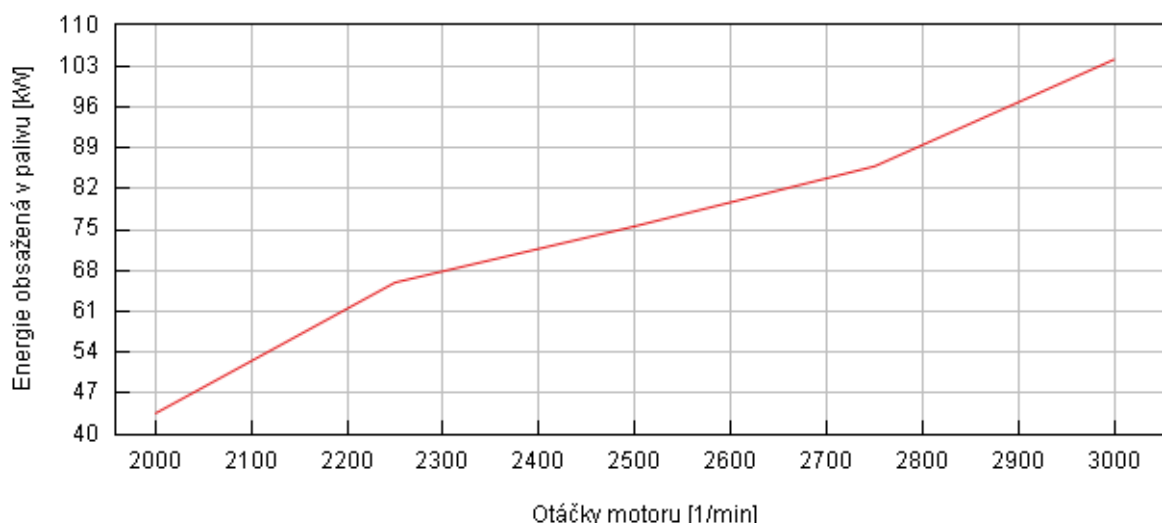
Obr. 95 Boční pohled na jednotku

5 VÝPOČET ÚČINNOSTI JEDNOTKY

V rámci této kapitoly se provede analýza účinnosti mikrokogenerační jednotky poháněné daným motorem 1.4 TSI G-TEC. Výpočty zahrnují stanovení vyrobené elektrické energie generátorem a využitelného tepla předaného prostřednictvím výměníků tepla z chladicího okruhu a ze spalin. Prvotní výpočty jednotlivých výkonů výměníků byly provedeny v kapitole 3.5 a 3.6. Z vypočtených výkonů se bude v této kapitole vycházet. Na základě vypočítaných výkonů jsou dále určovány jednotlivé dílčí účinnosti a na konci kapitoly se provede výpočet celkové účinnosti této kogenerační jednotky. Počítaná účinnost se stanoví pro pracovní otáčky.

5.1 CHEMICKÁ ENERGIE PALIVA

Jako první se je potřeba zjistit z modelu GT, jaká část vstupní chemické energie obsažené v palivu je dodávána do motoru. Podle zobrazeného grafu se tedy do motoru dodává 104,1 kW energie.



Obr. 96 Graf dodávané energie obsažené v palivu v závislosti na otáčkách

5.2 VÝKON GENERÁTORU

Jako první v pořadí se vypočítá elektrický výkon generátoru. Vybraný generátor potřebuje příkon 37,5 kVA. V informacích uvedených výrobcem generátoru se uvádí účinnost $\eta_{GENERATOR} = 0,8$. Provedením jednoduchého výpočtu se zjistí výsledný elektrický výkon.

$$P_{GEN} = Q_{GEN} \cdot \eta_{GENERATOR} [kW] \quad (5)$$

$$P_{GEN} = 37,5 \cdot 0,8$$

$$P_{GEN} = 30,0 \text{ kW}$$

5.3 VÝKON VÝMĚNÍKU – SPALINY/VODA

Postupem v další části se vypočítá tepelný výkon přenesený výměníkem do okruhu vytápěné vody. Účinnost daného výměníku není uvedena výrobcem, proto se tedy určí podle [32] a volí se $\eta_{VYMENIK-SPAL} = 0,75$.

$$P_{VYM-SPALINY} = \dot{Q}_1 \cdot \eta_{VYMENIK-SPAL} \quad [kW] \quad (6)$$

$$P_{VYM-SPALINY} = 30,1 \cdot 0,75$$

$$P_{VYM-SPALINY} = 22,6 \text{ kW}$$

5.4 VÝKON VÝMĚNÍKU – CHLADÍCÍ KAPALINA/VODA

Obdobným způsobem se vypočítá poslední tepelný výkon od výměníku chladící kapaliny. Účinnost výrobcem není zmíněna, proto se zvolí odpovídající hodnota. Podle [33] se volí hodnota účinnosti deskového výměníku $\eta_{VYMENIK-KAP} = 0,9$.

$$P_{VYM-KAPALINA} = \dot{Q}_2 \cdot \eta_{VYMENIK-KAP} \quad [kW] \quad (7)$$

$$P_{VYM-KAPALINA} = 31,4 \cdot 0,9$$

$$P_{VYM-KAPALINA} = 28,3 \text{ kW}$$

5.5 CELKOVÁ ÚČINNOST JEDNOTKY

Pomocí vypočtených výkonů výměníků a generátoru se pomocí zjištěné energie v palivu vypočítá celková účinnost mikrokogenerační jednotky.

$$\eta_{MKGJ} = \frac{P_{GEN} + P_{VYM-SPALINY} + P_{VYM-KAPALINA}}{P_{PALIVO}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (8)$$

$$\eta_{MKGJ} = \frac{30,0 + 22,6 + 28,3}{104,1} \cdot 100$$

$$\eta_{MKGJ} = 78 \%$$

Přibližná účinnost zkonstruované mikrokogenerační jednotky činí 78 %, což je pro zařízení této velikosti relativně příznivá hodnota. Největší nejistotu v celkovém výpočtu představují odhadované výkony jednotlivých výměníků, které úzce souvisí s jejich účinnostmi. Přestože byla snaha provést detailní výpočet přestupu tepla, dostupné údaje od výrobců výměníků nebyly dostatečné pro přesnější analýzu. Ke zvýšení účinnosti jednotky by také přispělo přidání výměníku tepla pro olej. U větších kogeneračních jednotek lze účinnost dále zvýšit například nadimenzováním výměníků s vyšší účinností nebo doplněním absorpčního chlazení, které umožní využití zbytkového tepla, jež spalínový výměník nedokáže zachytit. Obě tyto možnosti jsou však značně nákladné, a proto nejsou pro jednotky s nižšími výkony ekonomicky výhodné.

ZÁVĚR

Kogenerace představuje klíčový nástroj ke zvýšení energetické účinnosti, snížení ztrát a omezení emisí skleníkových plynů. V době, kdy jsou konvenční zdroje paliv omezené a globálně roste důraz na ochranu životního prostředí, jsou obnovitelné zdroje energie široce podporovány. Stále více lidí si uvědomuje dopady rostoucí produkce skleníkových plynů, což vede k hledání efektivních a udržitelných řešení. Jedním z nich mohou být právě kogenerační jednotky, které lze provozovat na obnovitelné zdroje energie. Typickým příkladem jsou aplikace na čističkách odpadních vod, kde se z vyčištěného kalového plynu vyrábí bioplyn využitelný ke spalování v kogeneračních jednotkách. Výroba elektřiny v těchto případech často pokrývá vlastní spotřebu čističky, přičemž případné přebytky mohou být dodávány do distribuční sítě. Tímto způsobem lze efektivně využít odpadní suroviny a současně přispět ke snížení emisí skleníkových plynů.

Cílem diplomové práce bylo podrobně se seznámit s problematikou kogeneračních jednotek a následně navrhnout a zkonstruovat jednotku malého výkonu, která by mohla pokrýt energetické potřeby menších bytových či průmyslových objektů. Důraz byl kladen na dosažení co nejjednoduššího a nejspolehlivějšího konstrukčního řešení, včetně efektivního propojení jednotlivých komponent. Snahou bylo vytvořit logický a ucelený návrhový postup, který byl úzce propojen se simulacemi v softwaru GT-Suite, které navazují na zvolený spalovací motor. Následně byl vytvořen detailní 3D model kogenerační jednotky v programu Creo, v němž jsou všechny konstrukční části podrobně zobrazeny a popsány. Závěrečná kapitola se věnuje orientačnímu výpočtu účinnosti navržené jednotky. Výsledná hodnota 78 % je vzhledem k dostupným údajům o účinnosti výměníků pouze přibližná. Je však realistické předpokládat, že specializované firmy zabývající se vývojem a výrobou kogeneračních zařízení dosahují výrazně vyšších účinností.

I jednotky malých velikostí, kterými se zabývala diplomová práce, disponují velkým tepelným i elektrickým výkonem, který je nutné spolehlivě odebrat. V případě neodebírání tepelné energie je nutné topnou vodu ochlazovat, aby nedocházelo k přehřívání motoru. Elektrickou energii lze bez nutnosti vlastnictví licence prodávat zpět do sítě, pokud se nepřesáhne hodnota 10 kW. Výkup je však z hlediska spotřeby paliva neefektivní, a proto by se měla soustava nadimenzovat tak, aby se využila všechna energie kogenerace a případné nedostatky energií se nakoupily ze sítě. Výhodné se jeví použití jednotek dohromady se solárními panely. V letních měsících, kdy odběr tepelné energie je minimální, pokryjí částečně spotřebu elektřiny solární panely. Naopak v zimním období, kdy je potřeba vytápět a je méně slunečního svitu, se provoz kogenerační jednotky jeví jako efektivní. Lze tedy říct, že ideální použití jednotek při kontinuálním provozu bude v potravinářských/chemických závodech, koupalištích nebo v papírnách, kde jsou patřičné odběry obou energií.

Provedením výpočtu provozních nákladů zkonstruované jednotky při dvousměnném provozu (přibližně 3800 hodin ročně) malého průmyslového podniku, ceny CNG 26 Kč/m³, vychází provoz kogenerační jednotky na 997 880 Kč ročně. Naopak při dělené výrobě, tedy odběru elektrické energie a tepla, činí celkové roční náklady na provoz 1 246 227 Kč. To je roční úspora 248 347 Kč neboli 20 %. U vytápění plynem, kde jsou náklady nižší, se roční provoz pohybuje

okolo částky 1 172 227 Kč a úspora činí 174 347 Kč neboli 15 %. Lze tedy snadno porovnat, že i navzdory menší účinnosti jednotky se jedná o velkou úsporu, která se projeví rychlou návratností jednotky. U výkonnějších zařízení s vyšší účinností lze očekávat ještě vyšší úspory, ovšem pouze za předpokladu, že bude zajištěno efektivní využití obou forem vyrobené energie, tedy jak elektrické, tak tepelné.

Ačkoli je provoz kogeneračních jednotek spalujících CNG ekonomicky výhodný, jejich efektivita je podmíněna souběžným odběrem tepelné i elektrické energie. To v praxi značně omezuje možnosti jejich nasazení. Do budoucna lze očekávat další nárůst cen energií, ať už kvůli vyčerpávání neobnovitelných zdrojů, nebo zejména v důsledku rostoucích nákladů spojených s emisními povolenkami. Z tohoto pohledu mají kogenerační jednotky velký potenciál, avšak jejich širší využití zatím naráží na specifické podmínky, bez jejichž splnění může být jejich provoz ekonomicky nevýhodný.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DVORSKÝ, Emil a HEJTMÁNKOVÁ, Pavla. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-730-0118-7.
- [2] KRBEK, Jaroslav; OCHRANA, Ladislav a POLESNÝ, Bohumil. *Zásobování teplem a kogenerace*. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-214-1347-6.
- [3] PINKA, Jan. *Kogenerační jednotky*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 2021. ISBN 9788024845388.
- [4] ABBAS RAEI, Tabar; ALI ASGHAR, Hamidi a HOSSEIN, Ghadamian. Experimental investigation of CNG and gasoline fuels combination on a 1.7 L bi-fuel turbocharged engine. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 2017, č. 1.
- [5] JAHIRUL, M. I.; MASJUKI, H. H. a SAIDUR, R. Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Applied Thermal Engineering*. 2010.
- [6] LEONARDO, Adam. Effect of CNG Engine Conversion on Performance Characteristic: A Review. 2022.
- [7] *Regulus*. Online. Dostupné z: <https://www.regulus.cz>. [cit. 2025-04-06].
- [8] KRBEK, Jaroslav. *Kogenerační jednotky-zřizování a provoz*. Praha: Vydal GAS, 2007.
- [9] KRBEK, Jaroslav a POLESNÝ, Bohumil. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). Brno: PC-DIR, 1997. ISBN 80-214-0889-8.
- [10] *Stirlingův motor*. Online. Teplovzdušné motory. Dostupné z: <https://mve.energetika.cz/uvod/stirling.htm>. [cit. 2024-10-07].
- [11] SBORNÍK, Josef. *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla*. Online. Praha, 2006. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>. [cit. 2024-10-07].
- [12] *Systém CNG ve vozech ŠKODA Auto*. PDF. 2014. Dostupné z: https://www.skoda-club.net/manual_download.php?id=8165. [cit. 2025-03-15].

- [13] *Kombinované paroplynové zařízení se spalovacími motory*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické, 2021.
- [14] *Fyzikální vlastnosti nemrznoucích směsí a navrhování soustav*. Online. 2010. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/6899-fyzikalni-vlastnosti-nemrznoucich-smesi-a-navrhovani-soustav>. [cit. 2025-02-27].
- [15] *Univerzální tlumič výfuku: SpeedPro*. Online. Dostupné z: <https://speedpro.eu/produkt/univerzalni-tlumic-vyfuku-hjs-ovalny/>. [cit. 2025-04-06].
- [16] *ATS Trutnov*. Online. Dostupné z: <https://eshop.atstrutnov.cz/cs/katalog/univerzalni-dily/?path=151>. [cit. 2025-03-28].
- [17] *FKS-R-Hadice chladičů automobilu*. Online. 2025. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/h/fks-r-hadice-ke-chladicum-automobilu-00045?Filter=True>. [cit. 2025-04-22].
- [18] *PROSPORT adaptér pro čidlo teploty vody 32mm*. Online. 2025. Dostupné z: <https://www.reviloshop.cz/prosport-adapter-pro-cidlo-teploty-vody-32mm-1/>. [cit. 2025-04-22].
- [19] *VTP. Voda-Topení-plyn*. Online. Dostupné z: <https://www.obchod-vtp.cz>. [cit. 2025-04-22].
- [20] *Držák baterie*. Online. 2025. Dostupné z: https://www.avaryacht.cz/drzak-akumulatoru-plast/?gad_source=1&gbraid=0AAAAAD7dmAn1cYVy5FHFpQ935ObsLZdi6&gclid=Cj0KcQjw_JzABhC2ARIsAPe3ynobSZ_HnJ_8-bjRCiDpKfc2bW25RBEZ9LKLs-lmE-gwEG2dDjq06DcaAsrWEALw_wcB. [cit. 2025-04-22].
- [21] *Protihukové kryty a stěny*. Online. 2025. Dostupné z: <https://www.orgatex-nachod.cz/protihlukove-kryty-a-steny.html>. [cit. 2025-04-22].
- [22] *Příruba krková přivařovací DN 50/60,3 mm PN6*. Online. 2025. Dostupné z: <https://shop.heckl.cz/priruba-krkova-privarovaci-dn-50--60-3-mm-pn-6/>. [cit. 2025-04-22].
- [23] *ALLEIMA. Pressurfect® CNG*. Online. Dostupné z: <https://www.alleima.com/en/technical-center/material-datasheets/tube-and-pipe-seamless/pressurfect-cng/>. [cit. 2025-04-22].

- [24] *OMB cut-off valve APUS1 (CNG)*. Online. 2025. Dostupné z: <https://vosken.de/OMB-cut-off-valve-APUS1-CNG-M12x1-12V-Gquot-1-2>. [cit. 2025-04-22].
- [25] *HY-LOK. Ball Valves for CNG*. Online. Dostupné z: <https://hy-lok.eu/products/valves/ball-plug-valves/ball-valves-for-cng/>. [cit. 2025-04-22].
- [26] *Prime EPDM - víceúčelová, tlaková hadice*. Online. 2025. Dostupné z: <https://www.hadicecz.cz/pro-vodu-a-vzduch-pryzove/prime-epdm-viceucelova--tlakova-hadice/>. [cit. 2025-04-22].
- [27] *Vzduchový Filtr Donaldson Kompletní S Montáží A Krytem*. Online. 2025. Dostupné z: <https://mizar24.eu/cs/filtry/50403-vzduchovy-filtr-donaldson-kompletni-s-montazi-a-krytem-2000000647234.html>. [cit. 2025-04-22].
- [28] *Adam Hall 16540*. Online. 2025. Dostupné z: https://www.thomann.de/cz/adam_hall_16540.htm?gclid=CjwKCAjw--K_BhB5EiwAuwYoyilMrIENimKSdFJess6NqjJm8Sgc8aAllg9BrORYzwn48yQgg9jxNRoC6wUQAvD_BwE. [cit. 2025-04-22].
- [29] *Panel HMI 7 palců TFT řada SIMATIC KTP700*. Online. Dostupné z: https://cz.rs-online.com/web/p/hmi-displeje/8643961?cm_mmc=CZ-PLA-DS3A--google--CSS_CZ_CZ_PMAX_Catch+All-_-_-8643961&matchtype=&&gad_source=1&gbraid=0AAAAADkeWNPNiZmStU3mL3VFMmDjUr-jc&gclid=CjwKCAjw5PK_BhBBEiwAL7GTPeIMuIXnh65d8jpOUAoUbVSL_HzPYtIYKhpFBRk2GWLTFwH_EtoTmhoCA90QAvD_BwE&gclsrc=aw.ds. [cit. 2025-04-22].
- [30] *KV ELEKTRO. Ovládací a polohové spínače*. Online. Dostupné z: https://www.kvelektro.cz/ovladaci-a-polohove-spinace-215?srsId=AfmBOoqRVESoqV0H4ujIbjOlJ3hRf_ELNYfI4iEwgnS4XTcfr1ipBqg. [cit. 2025-04-22].
- [31] *Chromovaný kulový kohout Giacomini R250D DN 32*. Online. Dostupné z: https://www.bola.cz/chromovany-kulovy-kohout-giacomini-r250d-dn-32-r250x006?gad_source=1&gbraid=0AAAAAD2zZwYV23N4lcTv6c3vTMSc_CRrL&gclid=CjwKCAjw5PK_BhBBEiwAL7GTPaBxAbF5A7yUXDz6zNdJwYbXWjDnLZrOZIA-oxnWn4sapKwR6TZVFBocCycQAvD_BwE. [cit. 2025-04-22].

- [32] BOWMAN. *What is an exhaust gas heat exchanger?* Online. 2025. Dostupné z: <https://ej-bowman.com/knowledge-centre/what-is-an-exhaust-gas-heat-exchanger/>. [cit. 2025-04-29].
- [33] ZHONGBING, Liu; WEIJIAO, Li; YAZHEN, Chen; YONGQIANG, Luo a ZHANG, Ling. Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. Online. 2018, č. 1. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118346428>. [cit. 2025-05-14].
- [34] *Kvalita Plynu*. Online. 2025. Dostupné z: <https://www.gasnet.cz/pro-obchodniky-a-odberatele/technicke-informace-o-plynu/kvalita-plynu>. [cit. 2025-03-15].
- [35] *TermsEnergy*. Online. 2024. Dostupné z: <http://www.termsenergy.cz/en/products/cogeneration-units-ecopower>. [cit. 2024-10-08].
- [36] MUSTHAFAH; MUHAMMAD & SALIM; MOHD AZLI & BAKAR; ROSLI & MUNIR a FUDHAIL & HASSAN. Performance Analysis of A Spark Ignition Engine Using Compressed Natural Gas (CNG) as Fuel. *Energy Procedia*. 2015, s. 359-360.
- [37] *Brushless Synchro Generator*. Online. Werna ALTERNATOR. Dostupné z: <https://www.brushlessacgenerator.com/sale-1996458-20kw-electric-brushless-exciter-generator-small-3000rpm-2-pole.html>. [cit. 2024-11-20].
- [38] *Polar Power*. Online. Dostupné z: <https://polarpower.com/products/generator-accessories/exhaust-heat-exchanger/>. [cit. 2024-11-25].
- [39] *Výměník tepla BA 27/20: NordicTec*. Online. 2025. Dostupné z: https://nordictec-shop.cz/cs/serie-ba-27-1-14/82-938-vymenik-tepla-ba-27-20-54-15-40kw.html#/44-cz_prislusenstvi-pouze_vymenik_bez_prislusenstvi. [cit. 2025-03-18].
- [40] *Suco-Transmission-Technology*. Online. 2025. Dostupné z: <https://sucoesi.com/wp-content/uploads/2022/07/SUCO-Transmission-Technology-2022.pdf>. [cit. 2025-01-16].
- [41] *Spojky Periflex*. Online. Dostupné z: <https://www.kovomontprerov.cz/periflex/>. [cit. 2025-03-13].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_k	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita chladící kapaliny
c_s	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita spalin
C_{CNG}	[g/h]	Teoretická spotřeba jednotky
\dot{m}_k	[kg/s]	Hmotnostní průtok chladící kapaliny
m_p	[g/kWh]	Měrná spotřeba paliva
\dot{m}_s	[kg/s]	Hmotnostní průtok spalin
P_{GEN}	[kW]	Výkon generátoru
P_{PALIVO}	[kW]	Výkon v palivu
$P_{VYM-KAPALINA}$	[kW]	Výkon deskového výměníku tepla
$P_{VYM-SPALINY}$	[kW]	Výkon spalinového výměníku tepla
P_{3000}	[kW]	Výkon motoru při otáčkách 3000 min ⁻¹
Q_{GEN}	[kW]	Příkon generátoru
\dot{Q}_1	[W]	Tepelná energie ve spalinách
\dot{Q}_2	[W]	Tepelná energie v chladící kapalině
t_{dopl}	[h]	Čas mezi potřebným doplněním nádrže
T_{K1}	[°C]	Teplota ohřáté vody z kotle
T_{K2}	[°C]	Teplo chladící kapaliny motoru
T_s	[°C]	Teplota spalin
V_{real}	[l]	Použitelný objem nádrže
V_{teor}	[l]	Teoretický objem nádrže
ρ_{CNG}	[kg/m ³]	Hustota CNG při 200 barech
$\eta_{GENERATOR}$	[-]	Účinnost generátoru
$\eta_{VYM-KAPALINA}$	[-]	Účinnost deskového výměníku tepla
$\eta_{VYM-SPALINY}$	[-]	Účinnost spalinového výměníku tepla
η_{MKGJ}	[-]	Celková účinnost mikrokogenerační jednotky

SEZNAM PŘÍLOH

KATALOGOVÉ LISTY

P1 - Katalogový list tepelného výměníku spaliny/voda

P2 - Katalogový list tepelného výměníku kapalina/voda

P3 - Katalogový list odstředivé spojky Suco

P4 - Katalogový list pružné spojky PERIFLEX

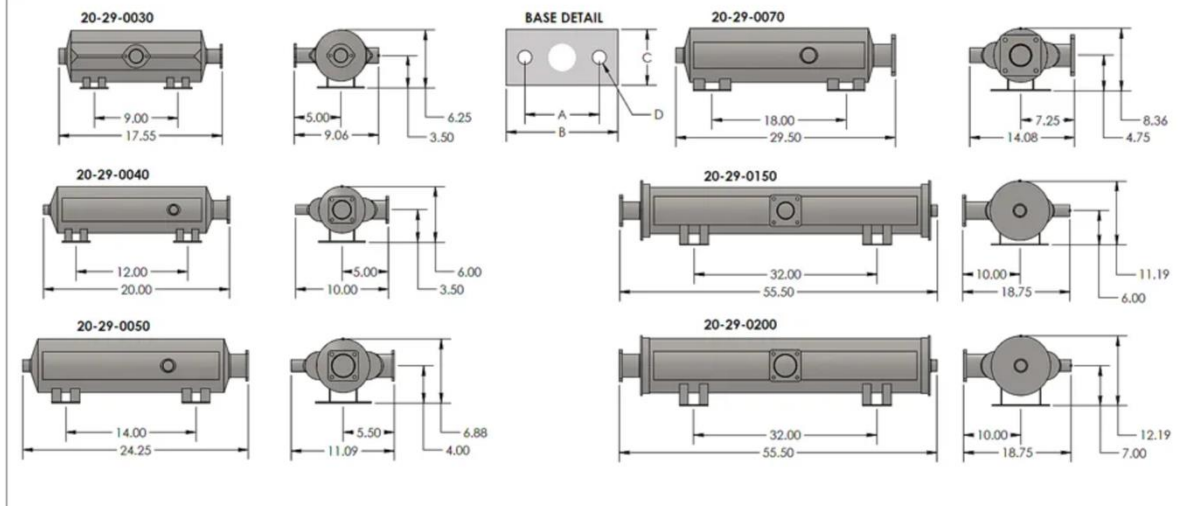
PŘÍLOHY

Příloha 1 – Model_vykonnostni_parametry

Příloha 2 – Model_chladici_kapalina

P1 – KATALOGOVÝ LIST TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU SPALINY/VODA

PART NUMBER	CAPACITY		EXCHANGE SURFACE AREA	INLET / OUTLET		EXHAUST FLANGE			BASE DETAIL DIMENSIONS				
	BTU/HR	NOMINAL (KW)		FLUID	EXHAUST PORTS	PART NO.	TYPE	HOLE DIA.	C-C DIMENSION	A	B	C	D
20-29-0030	60,000	3 - 15	6.8 SQ FT	1" 150# NPT	1 1/2" OD TUBE	20-12-0040	2 HOLE	0.28"	2.25"	4	5	3	0.41
20-29-0040	80,000	10 - 20	9.1 SQ FT	1" 150# NPT	2" OD TUBE	20-12-0041	4 HOLE	0.33"	2.17"	4	5	3	0.41
20-29-0050	100,000	20 - 30	11.4 SQ FT	1 1/2" 150# NPT	2 1/2" OD TUBE	20-12-0042	4 HOLE	0.38"	2.44"	4.75	6	3	0.53
20-29-0070	210,000	30 - 50	21 SQ FT	2" 150# NPT	3" SCH10S PIPE	20-12-0043	4 HOLE	0.53"	4.13"	6.75	8	5	0.53
20-29-0150	550,000	80 - 150	50 SQ FT	2" 150# NPT	3" SCH10S PIPE	20-12-0043	4 HOLE	0.53"	4.13"	8.5	10	5	0.56
20-29-0200	780,000	150 - 240	70 SQ FT	2" 150# NPT	4" SCH10S PIPE	20-12-0044	4 HOLE	0.53"	4.13"	8.5	10	5	0.56



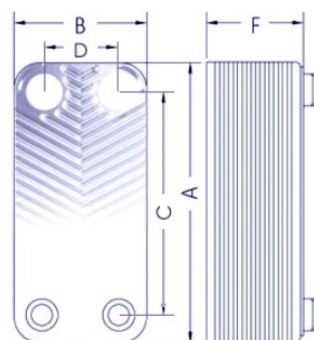
P2 – KATALOGOVÝ LIST TEPELNÉHO VÝMĚNÍKU KAPALINA/VODA



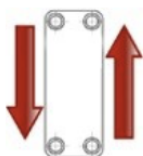
Plate heat exchangers

Teplné výměníky NORDIC TEC Ba-27

Počet desek	Od 20 do 80 ks.
Připojení výměníku	1 1/4" DN32
Jmenovitý průtok	12 m ³ /h
Teplosměnná plocha	0,027 m ² pro každou desku
Pracovní tlak	30 bar
Zkušební tlak	45-60 bar
Teplotní rozsah	-190/+225 °C
Materiál desky	316L Nerezová ocel
Pájecí materiál	99,9% Cu
Tloušťka desky	0,4 mm



Pájené deskové výměníky tepla NORDIC TEC Ba-27 jsou to protiproudá zařízení.



A – Délka	286mm
B – Šířka	116mm
C – Rozteč	234mm
D - Rozteč	63mm
F - Hloubka	Podle počtu desek výměníku (níže)

Základní informace o konstrukci výměníků tepla Ba-27

Deskové výměníky tepla Ba-27 se skládají z vlnitých ocelových desek pájených v tzv vakuové peci. Vytvářejí tak těsnou a odolnou konstrukci s vysokým koeficientem výměny tepla. Díky vysoké účinnosti, s relativně malými rozměry jsou vhodným řešením pro průmyslové i průmyslové aplikace a domácí systémy ÚT nebo TUV. Nepostradatelné při spojování otevřených a uzavřených systémů způsobem, který účinně zabraňuje mísení médií. Řada výměníků tepla Ba-27 se vyznačuje relativně velkou velikostí připojení (5/4") v poměru k povrchu desky, což výrazně snižuje průtokový odpor. To je zvláštní výhoda v určitých aplikacích, jako jsou starší systémy ústředního vytápění nebo systémy poháněné tepelnými čerpadly..

Podrobné informace o rozměrech a površích jednotlivých modelů výměníků Ba-27:

Model výměníku tepla	Teplosměnná plocha	Hloubka (F)
Ba-27-20 / 20 desek	0,540 m ²	55mm
Ba-27-30 / 30 desek	0,810 m ²	80mm
Ba-27-40 / 40 desek	1,080 m ²	103mm
Ba-27-50 / 50 desek	1,350 m ²	127mm
Ba-27-60 / 60 desek	1,320 m ²	151mm
Ba-27-70 / 70 desek	1,890 m ²	175mm
Ba-27-80 / 80 desek	2,160 m ²	201mm

P3 – KATALOGOVÝ LIST Odstředivé spojky SUCO

Type Number	D [mm]	B [mm] ¹	d max. [mm]	standard bore diameter d [mm] (inch) ²	Standard rotational speed					
					low		normal		high	
					M at nE 750 and nB 1500 [Nm]	recommended motor power [kW] ³	M at nE 1250 and nB 2500 [Nm]	recommended motor power [kW] ³	M at nE 1500 and nB 3000 [Nm]	recommended motor power [kW] ³
S04	80	25	24	15 (3/4; 7/8)	4.3	0.3	12	1.6	17.5	2.8
S05	90	25	30	14; 30 (3/4; 1)	7.5	0.6	212	2.8	31	4.9
S06	100	25	24	20; 24; 28 (3/4; 7/8)	11	0.8	30	4.0	43	7.0
S07	110	25	30	28; 30 (1)	15	1.2	45	6.0	64	10.0
S08	125	25	40	20; 30 (1; 1/2)	30	2.4	85	11.0	124	20.0
S09	138	25	30	17; 30 (1; 1 1/8)	40	3.0	112	15.0	160	25.0
S10	150	35	40	38; (1 1/8)	78	6.0	216	28.0	310	49.0

d max. = max. bore dia.

M = torque

nE = engagement speed

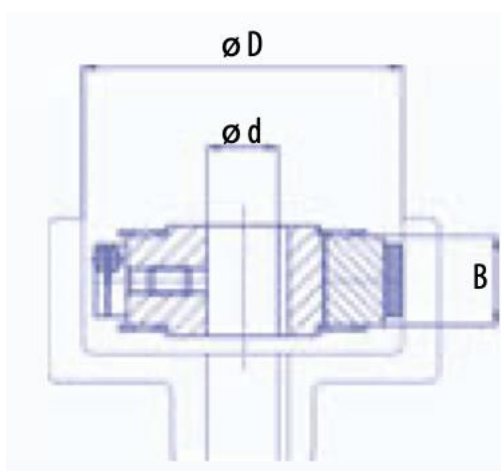
nB = operating speed

¹) The transmitted power increases as the width B is increased.

²) Tapered bores and special dimensions can be manufactured on request.

³) Motor power is calculated using a safety factor of 2.

Final selection of the clutch should be accomplished by SUCO!



P4 – KATALOGOVÝ LIST PRUŽNÉ SPOJKY PERIFLEX

