

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

PLYNOVÝ MOTOR NA LPG PRO VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK

KSD - 487

Lukáš Linhart

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Josef Laurin, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Jan Procházka, Škoda-Auto a.s.

Počet stran: 74

Počet obrázků: 11

Počet tabulek: 14

Počet grafů: 9

Počet příloh: 8

Počet výkresů: 5

Leden 2006

Plynový motor na LPG pro vysokozdvížný vozík

ANOTACE

V úvodní části diplomové práce je soustředěn pohled na teoretickou podstatu problému přestavby. Stěžejním úhlem záběru je samotný motor určený pro přestavbu, jeho specifikace a konstrukce. Navazuje základní přehled vlastností plyného alternativního paliva, použitého pro provoz motoru a ke konci je uvedeno rozdělení koncepcí tvorby palivové směsi a požadavků na plynové motory vysokozdvížných vozíků.

Diplomová práce se dále věnuje řešení přestavby, použití vhodné koncepce a popisu systému plynového příslušenství. U navrženého systému se pak určují předpokládané výkonové parametry a výfukové emise. Na závěr se práce zabývá nalezením konstrukčního řešení zástavby, především návaznosti motoru na hydrodynamický měnič vozíku a návrh modelů součástí.

Gas engine to LPG for high-lift truck

ANNOTATION

In the introductory part of thesis, the view is concentrates on theoretic gist of conversion problem. The main viewpoint of take is the actual engine used for conversion, its specification and construction. Then the basic overview continues with characteristic of gas alternative fuel, applicated on working of the engine and in the end, there is dividing into conceptions of fuel mixture production and demands on gas engines of high-lift trucks.

Then the thesis applies to solution to ask of reconstruction, using suitable conception and describing of the system with gas equipment. By the suggested system, then there is determining of expected output parameters and exhaust emissions. In the end, the thesis occupies to find construction of development solution, mainly link to engine to hydrodynamic changer of high-lift truck and design of component's model.

Prohlášení k využití výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 SB. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinností informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Jablonci nad Nisou, dne 6.1. 2006

.....
Podpis

Poděkování

Diplomová práce vznikla pod vedením Doc. Ing. Josefa Laurina, CSc., vedoucího diplomové práce a za poradenství s konzultanty Prof. Ing. Stanislavem Berounem, CSc., Doc. Ing. Lubomírem Mocem, CSc., Ing. Ladislavem Bartoníčkem CSc. a Ing. Josefem Blažkem, kterým tímto děkuji za přispění cenných rad, poskytnutí důležitých podkladů, vstřícnost a ochotnou spolupráci.

OBSAH

1. Úvod	11
2. Tříválcový motor Škoda 1.2 HTP 40kW	12
2.1. Obecný popis	13
2.2. Konstrukční a provozní parametry	13
2.3. Elektronická řídicí jednotka	18
3. Přestavba motoru	19
3.1. Použití a požadavky na motor ve vysoko zdvižném vozíku	20
3.2. Výhody a nevýhody přestavby	21
3.3. Přestavba motoru na plynový	21
3.4. Návrh přestavby motoru Š 1.2 HTP na plynový	21
3.4.1. Obecná ustanovení	21
3.5. Tvorba palivové směsi u plynových motorů	22
3.6. Koncepční rozdělení tvorby palivové směsi u plynových motorů	22
3.6.1. Motory se směšovači	23
3.6.2. Motory s vefukováním plynu	23
3.7. Kvalitativní rozdělení tvorby palivové směsi u plynových motorů	24
3.7.1. Motory spalující stechiometrickou směs	25
3.7.2. Motory spalující převážně chudou palivovou směs	25
4. LPG	27
4.1. Propan-butan jako alternativní palivo plynových motorů	27
4.1.1. Vlastnosti LPG	27

5. Přestavba motoru Škoda 1.2 HTP	32
5.1. Volba koncepce	32
5.2. Regulace jmenovitých otáček	33
5.3. Volba plynového systému	33
5.4. Návrh konstrukčního uspořádání plynového motoru	34
6. Systém SEQUENT 24	37
6.1. Charakteristika systému	37
6.2. Popis systému	38
6.3. Komponenty systému	39
6.4. Popis komponentů	39
6.4.1. Reduktor tlaku GENIUS	39
6.4.2. Vefukovací ventily	40
7. Předpokládané výkonové parametry motoru	42
7.1. Možnosti zjišťování výkonových parametrů motoru	42
7.1.1. Přibližný výpočet empirickými vzorci	42
7.1.2. Výpočet pomocí softwaru	44
7.2. Výpočtový program TLAK	45
7.2.1. Použité a dosazené hodnoty	45
7.2.2. Výsledky simulace	48
7.2.3. Zhodnocení výsledků simulací	51
7.3. Výfukové emise	52
7.3.1. Zhodnocení produkce výfukových škodlivin	54
8. Zástavba	55
8.1. Připojení motoru k hydrodynamickému měniči	55
8.2. Umístění startéru	56
8.2.1. Varianty umístění startéru	56
8.3. Konstrukce spojení motoru s hydrodynamickým měničem	58

8.4. Popis návrhu modelů	59
8.4.1. Návrh příruby na setrvačníky	59
8.4.2. Návrh spojovacího kola	60
8.4.3. Návrh ozubeného věnce	60
8.4.4. Návrh rámu	60
8.4.4.1. Návrh držáku startéru	61
9. Závěr	62
10. Použitá literatura	64
Seznam příloh	66
Seznam výkresů	66

Seznam zkratek, symbolů a názvů

HTP	High Torque Performance
MPI	Multi Point Injection
OHC	OverHead Camshaft
PCV	Positive Crankcase Ventilation
PS	palivová směs
ŘJ	řídící jednotka
SPI	Single Point Injection
SPV	součinitel přebytku vzduchu
VV	vysokozdvižný vozík
C_3H_8	propan
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
HC	nespálené uhlovodíky
NO _x	oxidy dusíků
BRC S.r.l.	italský výrobce plynového příslušenství motorů
EURO 4	emisní limit podle předpisu EHK 49 platný od roku 2005
E-Gas	elektronické ovládání škrticí klapky bez mechanické vazby na pedál plynu
SIMOS 3PG	elektronická řídící jednotka firmy Siemens pro motory 1.2 HTP

Seznam veličin a jejich jednotek

A_T	teoretická spotřeba vzduchu	(kg/kg)
r	měrná plynová konstanta	(J/kg.K)
H_L	dolní výhřevnost paliva	(MJ/kg)
T_{BDC}	teplota náplně válce na konci plnění	(K)
η_m	mechanická účinnost motoru	(%)
p_{ztr}	ztrátový tlak motoru	(MPa)
ϵ_k	kompresní poměr	(-)
p_e	střední efektivní tlak motoru	(MPa)
n_m	otáčky motoru	(1/min)
z	zdvih pístu	(mm)
M_t	točivý moment	(N.m)
P_e	efektivní výkon motoru	(kW)
m_{pe}	měrná spotřeba motoru	(g/kW.h)

1. Úvod

Tato diplomová práce vznikla jako projekt na podnět faktů, že existuje výrobce automobilových motorů a výrobce vysokozdvížných vozíků, kteří mají snahu uskutečnit nový podnikatelský záměr, kdy by jeden z výrobců šel cestou zvýšení produkce svých motorů za účelem snížení rozpočtových nákladů na výrobovou jednotku odprodejem již finálně smontovaných výrobků a stal se tak pro druhou zúčastněnou stranu dodavatelem pohonných jednotek do svých dopravně-manipulačních prostředků, které by splňovaly představy mnohých kritérií pro moderní, ekologický a ekonomicky-provozní motor a hlavně si oba subjekty vyšly vstříc a našly spolupráci při krocích potřebných k dosažení a splnění podmínek uzavřené smlouvy, představovaných dotažení provozuschopnosti motorů při zástavbě do vysokozdvížného vozíku.

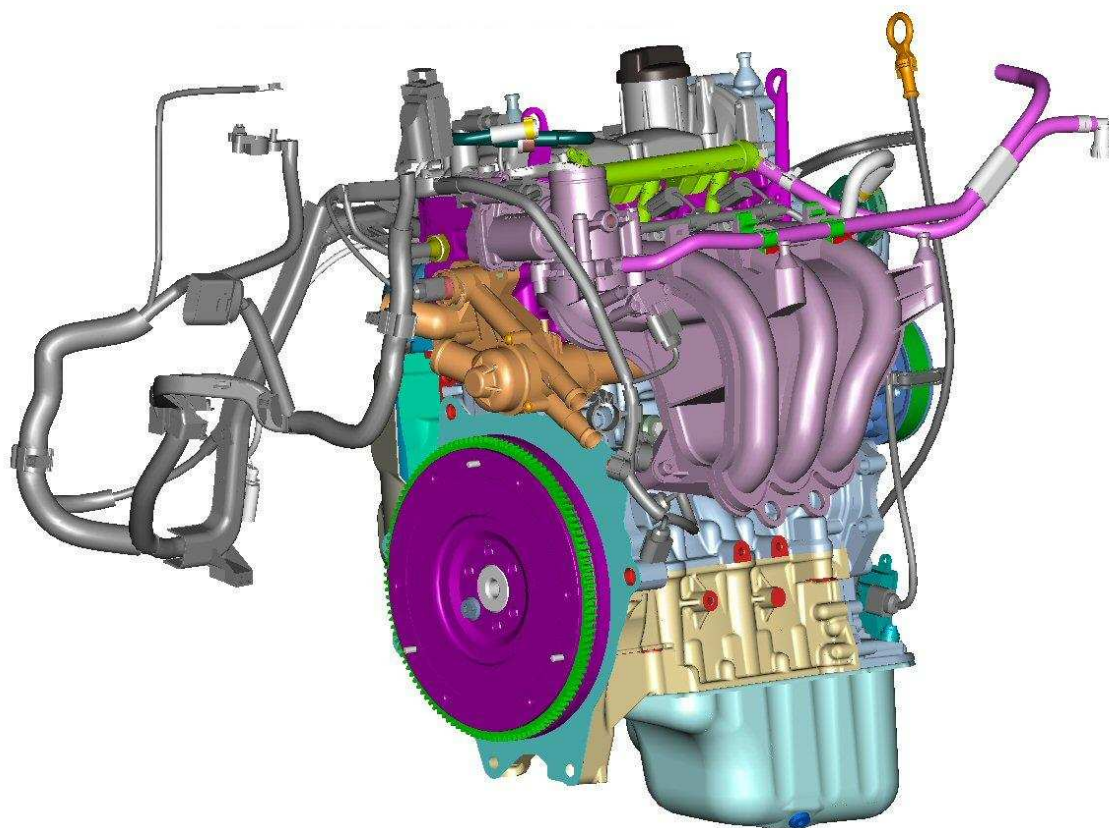
Jedna z hlavních podmínek, na kterých budoucí záměr stojí, je vhodnost motoru po stránce koncepční, tedy zda je motor plynový či bude vhodný pro přestavbu na propan-butanové palivo. Jelikož se motoru Škoda v rámci diplomové práce týká druhá varianta podmínky o koncepci (byl přestavěn na plynový motor) a předpokládá se použití přídatného příslušenství, určil si odběratel z velké části použití komponent od italského výrobce BRC, S.r.l., z důvodů blízké servisní sítě distributora, přijatelné finanční částky a dalších.

Diplomová práce je souběžným projektem, který sleduje, čerpá a spolupracuje s firmami a jejím cílem je zpracovat a uvést technicky způsobilý návrh, který by řešil možnost přestavby motoru na plynový při respektování uváděných požadavků.

Zvolená pohonná jednotka je v současné době vzhledem k jejímu množstevnímu rozšíření již dobře známa a představuje i po technické stránce vhodný základ pro přestavbu motoru na plynový.

2. Tríválcový motor Škoda 1.2 HTP 40kW

Motor Škoda 1.2 HTP, podobně jako jeho výkonově silnější varianta se čtyřventilovou technikou, je automobilovým benzínovým motorem. Konceptně je jedním z nejnovějších agregátů provozovaných ve vozidlech nejen samotné Škody-Auto, ale i dalších koncernových automobilek Seat a Volkswagen, kde nahrazuje už konstrukčně a konkurenčně nevyhovující pohonné jednotky 1.0 a 1.4 MPI, známé ze současného modelu automobilů Škoda Fabia.



Obrázek 1: Pohled na model tríválcového motoru Škoda 1.2 HTP

2.1. Obecný popis

Při stávajících ekonomických a technologických možnostech se došlo k závěru, že k dosažení optimálních provozních parametrů je nutné použít tríválcový motor a s nižším zdvihovým objemem oproti předcházejícím.

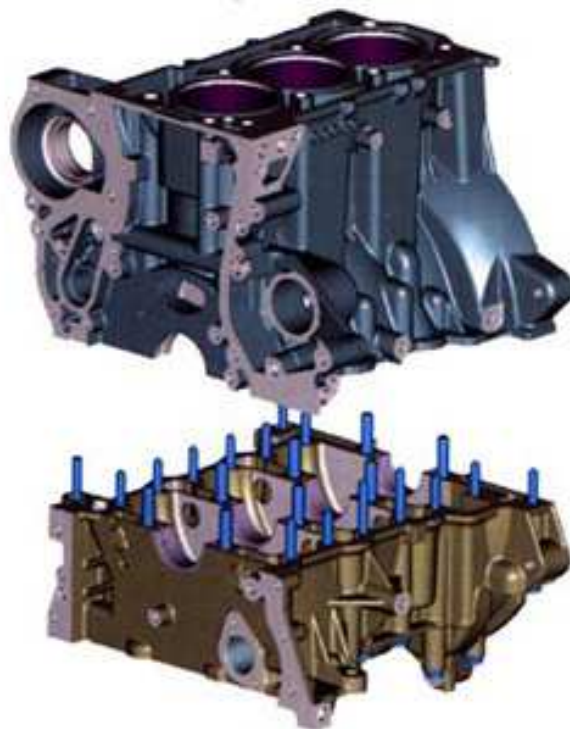
Toto řešení si však vyžádalo aplikaci vyvažovacího hřídele k snížení hlukových a vibračních emisí. Při návrhu jednotky byly použity nové technologie nazývané HTP (stejně je i označení motoru), které přinesly dosažení vytýčených cílů. Mezi cíle patří nízké výrobní náklady, které jsou předpokladem pro příznivou cenu nových motorů, nízké provozní náklady, malá servisní náročnost, vysoká spolehlivost a dlouhá životnost, dále splnění emisní normy EURO 4, která je platná od roku 2005 a vztažená na nově vyrobené motory v produkcích automobilek, nízkou spotřebu, vysoký točivý moment, a to již v nízkých otáčkách, který přispívá k plynulé a pružné jízdě a je zvláště výhodná v městském provozu, vysoký komfort jednotky, tj. nízká hlučnost a plynulý běh s minimem vibrací a další.

2.2. Konstrukční a provozní parametry

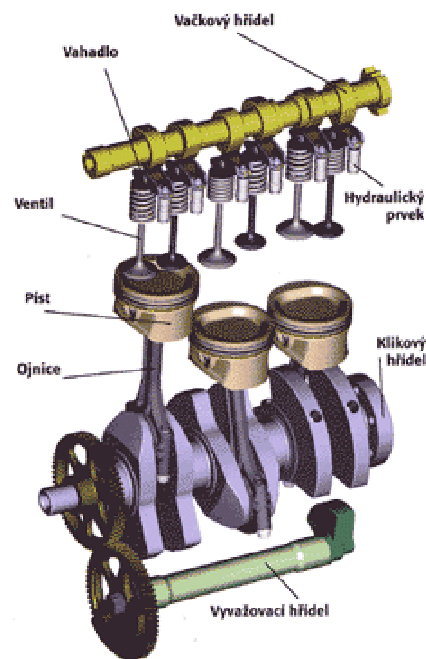
Motor Škoda 1.2 HTP je řadový, kapalinou chlazený, zážehový tríválec se čtyřikrát uloženým klikovým hřídelem a jedním protiběžným vyvažovacím hřídelem pro odstranění nežádoucích účinků od setrvačných sil hmot 2.řádu (obr. 2). Vyvažovací hřídel je umístěn ve spodní části bloku a poháněn ozubeným soukolím od klikového hřídele. Tvoří ho 2 vyvažovací závaží na koncích hřídele.

Blok i hlava válců jsou zhotoveny z hliníkové slitiny. Blok (obr. 1) je tlakovým odlitkem, děleným v rovině osy klikového hřídele. Toto řešení je náročné na přesnost výroby, ale přináší nespornou výhodu v podobě vysoké pevnosti a tuhosti bloku motoru v ohybu i v krutu. Vysoká tuhost bloku je přitom velmi výhodná z hlediska snížení vibrací i hlučnosti. Novinkou v konstrukčním řešení motoru je rovněž hlava válců s příčným chlazením, což znamená, že chladicí kapalina neproudí podélně, tedy od prvního válce k poslednímu

(ve směru osy klikového hřídele) jako u dosavadních motorů, nýbrž příčně (kolmo na osu klikového hřídele). Výhodou je podstatně rovnoměrnější chlazení spalovacích prostorů, které přispívá k lepší účinnosti spalovacího procesu, a tím i ke snížení spotřeby paliva a omezení obsahu škodlivin ve výfukových plynech. Ventilový rozvod (obr. 2) je OHC se dvěma ventily pro každý válec. Váčkový hřídel a olejové čerpadlo jsou poháněny dvěma řetězy. Řetěz pohánějící váčkový hřídel je napínán hydraulickým napínákem, řetěz pro pohon olejového čerpadla potom mechanickým. Ve srovnání s pohonem ozubeným řemenem má pohon moderním řetězem při srovnatelné hlučnosti a pasivních odporech výhodu ve vyšší životnosti. Pohon je



Obrázek 1: Horní a spodní díly bloku motoru



Obrázek 2: Rozvodové ústrojí motoru

navržen tak, že po dobu životnosti motoru nevyžaduje údržbu ani výměnu řetězů, resp. řetězových kol. Vačková hřídel je tzv. skládané konstrukce. Ventily jsou od vačky ovládány prostřednictvím kladkových vahadel s hydraulickým vymezováním vůle.

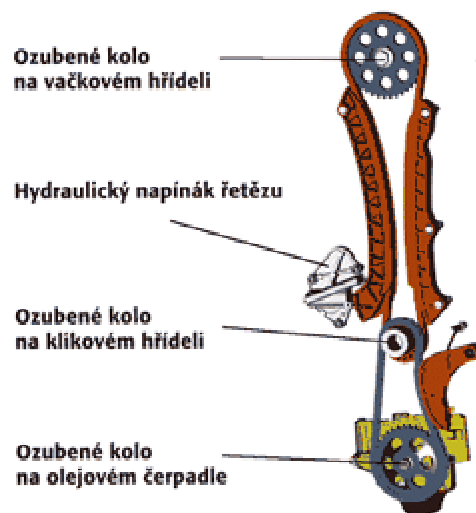
Motor je vybaven bezdotykovým elektronickým zapalováním se třemi zapalovacími cívkami, nasazenými přímo na zapalovacích svíčkách, systémem vstřikování paliva nesoucí typické označení MPI, pod kterým se skrývá sekvenční vícebodové vstřikování paliva do potrubí před sací ventil a elektronickým ovládáním škrtků klapky bez mechanické vazby na pedál plynu, tzv. E-Gas.

Zapalování i vstřikování je řízeno novým motormanagementem, optimalizovaným pro dosažení co nejnižší spotřeby paliva.

Rovněž výfuková soustava má nové uspořádání, s tříložkovým katalytickým reaktorem výfukových plynů umístěným hned za sběrným výfukovým potrubím. Toto řešení má výhodu v rychlejší ohřátí katalyzátoru na provozní teplotu po studeném startu, což je přínosné nejen z hlediska čistoty emisí, ale ve svých důsledcích přispívá i ke snížení spotřeby paliva. Kontrolu správné funkce katalyzátoru a dodávku informací pro kvalitní tvorbu palivové směsi se vzduchem obstarávají 2 λ -sondy, jedna před reaktorem.

Sací soustava je navržena svou délkou tak, aby se podpořilo plnění motoru vzduchem a s tím související zvýšení točivého momentu.

Výraznou měrou se na konstrukci motoru podílely plastové materiály a přispěly svou nízkou specifickou hmotností k odebrání nežádoucího hmotového zatížení.



Obrázek 3: Řetězové převody rozvodových mechanismů

Motor využívá ještě dalšího příslušenství, např. odvětrávání klikové skříně přes regulační ventil PCV, nepoužívá však na rozdíl od výkonově silnější varianty, recirkulaci výfukových plynů.

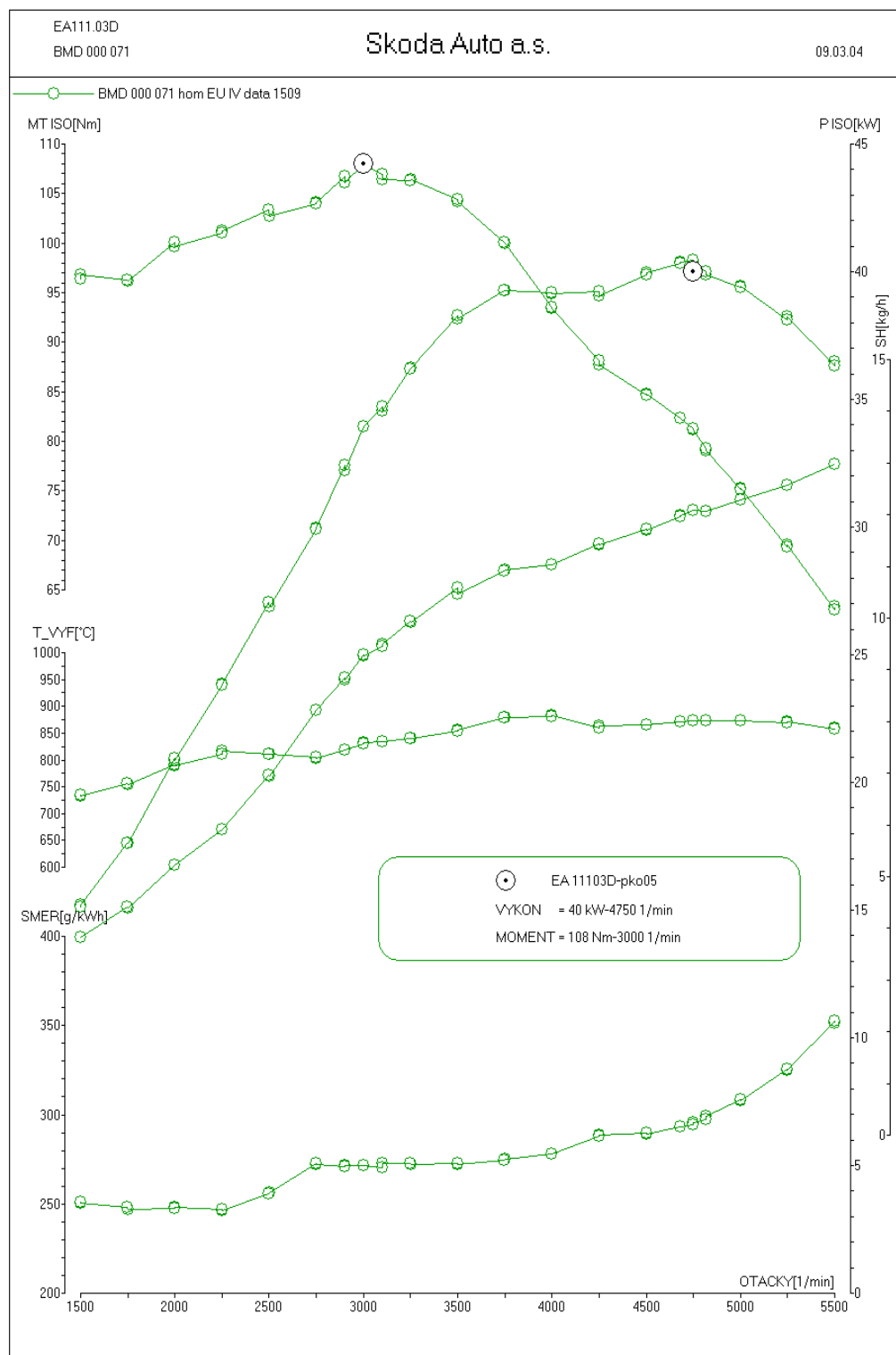
Některé vybrané parametry motoru a jejich hodnoty uvádím v tabulce 1.

Tabulka 1: Základní technické údaje o motoru Škoda 1.2 HTP 40kW

Motor 1.2 HTP 40kW	Zdvihový objem	cm ³	1198
	Počet válců	-	3
	Počet ventilů	-	2
	Zdvih	mm	76,5
	Vrtání	mm	86,9
	Poměr zdvih/vrtání	-	1,136
	Výška bloku válců	mm	210,85
	Rozteč válců	mm	82
	Délka ojníc	mm	138
	Klikový poměr	-	0,315
	Počet uložení klikového hřídele	-	4
	Výšky pístních kroužků	mm	1,2/1,5/2,5
	Průměr/šířka klikového čepu	mm	42/17
	Průměr/šířka hlavního čepu	mm	48/20
	Průměr pístního čepu	mm	18
	Kompresní výška pístu	mm	28,7
	Průměr ventilů sací/vyfukovací	mm	34,5/28
	Zdvih ventilů sací/vyfukovací	mm	9,2/9,0
	Kompresní poměr	-	10,3:1
	Maximální točivý moment	N.m	108
	Maximální střední efektivní tlak	MPa	1,133
	Otáčky točivého momentu	1/min	3000
	Maximální efektivní výkon	kW	40
	Jmenovité otáčky	1/min	4750
	Jmenovitý střední efektivní tlak	MPa	0,843
	Litrový výkon	kW/l	33,4
	Litrový moment	N.m/l	90,1
	Střední pístová rychlost	m.s ⁻¹	13,8
	Nejnižší měrná spotřeba	g/kW.h	247
	Palivo	-	benzín 91/95
	Pořadí zapalování	-	1-3-2
	Hmotnost motoru (včetně olejové náplně, setrvačnicku, spojky, kompletní kabeláže, alternátoru, bez vzduch. filtru)	kg	89
	Emisní norma plnění	-	EURO 4

Hlavním ukazatelem provozních parametrů motoru je průběh točivého momentu. Lze ho získat z rychlostní charakteristiky, kterou proto uvádím v následujícím grafu 1.

Graf 1: Otáčková charakteristika točivého momentu, výkonu a měrné spotřeby motoru 1.2 HTP [7]



2.3. Elektronická řídící jednotka

Velmi důležitým komponentem motoru je řídící jednotka (dále jen ŘJ). ŘJ motoru 1.2 HTP SIMOS 3PG zajišťuje řízení především vstřikování paliva, palivového čerpadla, elektronické zapalování, škrticí klapku v sání a elektromagnetický ventil odvětrávání palivové nádrže s využitím měření pomocných veličin z čidel a senzorů.

Motor je vybaven řídící jednotkou SIMOS 3PG se snímači a výkonnými členy uvedenými v tabulce 2.

Tabulka 2: Snímače a výkonné členy řídící jednotky SIMOS 3PG [7]

Součást	Označení podle dokumentace Škoda-Auto
Snímač teploty nasávaného vzduchu	G42
Snímač tlaku nasávaného vzduchu	G71
Snímač otáček motoru	G28
Snímač polohy vačkového hřídele	G163
Snímače polohy akceleračního pedálu	G79, G185
Spínač pedálu spojky	F36
Spínač pedálu brzdy	F47
Snímač klepání	G61
Snímač teploty chladicí kapaliny	G62
Lambda-sonda před katalyzátorem	G39
Lambda-sonda za katalyzátorem	G230
Zapalovací cívky	N70, N127, N291
Škrticí klapka s pohonem	J338, G186, 87, 88
Vstřikovací ventily	N30...N32
Palivové čerpadlo s relé	G6, J17
Elektromag. ventil nádoby s aktiv. uhlím	N80

3. Přestavba motoru

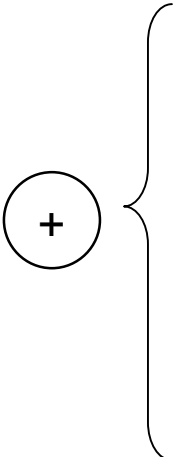
3.1. Použití a požadavky pro motor ve vysokozdvížném vozíku

Provoz vysokozdvížného vozíku (dále jen VV) si klade požadavek dlouhé životnosti a provozu. Z těchto důvodů se u motorových jednotek zásadně hledí na jejich provozně-ekonomické parametry. Velmi časté jsou však použití VV v uzavřených prostorech budov, což musí být řešeno i sníženými emisními parametry a to má za následek příznivější vyznění vhodnosti motoru pro zástavbu do VV v plynové úpravě.

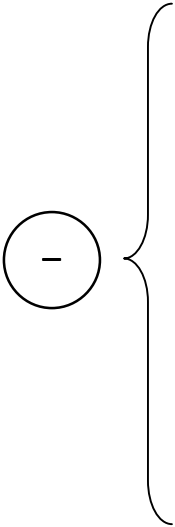
Výběr motoru pro zástavbu je zatížen ještě dalšími kritérii. Patří sem zejména vyvíjený výkon jednotky, který by se měl pro VV do nosnosti 1,8 tuny pohybovat v rozsahu 35 až 50 kW a je určen hmotností břemene a rychlosti jeho zvedání. Výkon by měl být koncipován do otáček nejvýše 2800 1/min, které je ve většině případů potřebné regulovat a v případě redukce maximálních otáček motoru 1.2 HTP obstará regulací ŘJ. S výkonem přepočtově souvisí točivý moment. Toho je potřeba v dostatečně velkém množství už v nízkých otáčkových režimech, což je konstrukční požadavek pro provoz VV s hydrodynamickým měničem. Méně zásadními jsou pak při výběru koncepce a typu motoru sledována kritéria jako dlouhá výrobní dráha motorové jednotky, spojená s relativně novým datem počátku spuštění sériové výroby, kritérium snadné výměny zásobní energie, skladovatelnosti a dostupnosti v dealerské síti.

3.2. Výhody a nevýhody přestavby

Výhody:

- 
- ✓ výrazné snížení všech sledovaných emisí výfukových škodlivin
 - ✓ rychlá ekonomická návratnost přestavby, ale i následné levné užívání s provozem na LPG palivo
 - ✓ nižší emise hluku (až o ≈ 5 dB)
 - ✓ delší životnost a lepší mazání motoru (při použití vhodných motorových olejů určených pro provoz na LPG se nevytváří karbonové usazeniny a netvoří se ani nitrózooxidační úsady při vhodných DD-aditivech v oleji)

Nevýhody:

- 
- × nutnost přestavby a úprav motoru za použití jiných komponent
 - × nutnost jiné zástavby do vysokozdvížného vozíku než do automobilu
 - × skladování zkapalněného paliva pod tlakem a bezpečnostní hledisko
 - × mírné snížení výkonových parametrů, lehké navýšení spotřeby a možné komplikace při přechodových dějích v provozní oblasti
 - × lehce horší technická kvalita přípravy směsi s palivem (u motorů se směšovači)
 - × vyšší nároky na zapalovací a chladicí soustavu motoru

3.3. Přestavba motoru na plynový

Dnešní přestavby motorů se provádí u obou typů motorů, dieselových i zážehových. U zážehového motoru je však konečná odlišnost přestavby motoru nižší než provedená na vznětovém a je tedy i levnější.

U přestavby se snažíme o jednoduchost a nenáročnost s co možná nejnižším zásahem do motoru jako celku, za použití pokud možno stávajícího příslušenství, udržení nebo navýšení životnosti motoru a dobré cenové kalkulaci. Doplnující plynové příslušenství by mělo mít kvalitní technické parametry vzhledem k přestavovanému motoru, mělo by být dostupné a se zajištěným servisem. Podle toho se volí výrobce. U mé diplomové práce jsou hlavní komponenty voleny od firmy BRC, S.r.l., neboť tu si již výrobce vysokozdvížných vozíků vyžádal již z uváděných důvodů.

3.4. Návrh přestavby motoru Š 1.2 HTP na plynový

3.4.1. Obecná ustanovení

Lze říci, že uspořádání a konstrukční změny se mohou u dnešních plynových motorů navzájem lišit. Není to rozdíl propastný, ale je zde více možností, jak při přestavbě postupovat.

Obecně při přestavbě benzinového motoru na motor zážehový plynový platí, že se benzinové palivové příslušenství nahradí příslušenstvím plynovým. Původní řídicí systém benzinového motoru se přizpůsobí pro dávkování plynného paliva, některé funkce řídicího systému mohou být zcela zrušeny.

3.5. Tvorba palivové směsi u plynových motorů

Při tvorbě palivové směsi (dále jen PS) u plynových motorů se jedná o proces mísení dvou látek. V případě použité plynové jednotky se jedná o látky stejného skupenství (plyn a vzduch), které umožňují vytvořit kvalitní homogenní směs. Výrazným problémem situovaným v sacím traktu u benzínových motorů je odlučování palivové složky z nesourodé PS na stěny potrubí vlivem odstředivých sil, který u směsi látek s blízkou velikostí měrné hmotnosti nenastává. Plynové motory mají oproti benzínovým konkurentům ještě jeden nesporný klad. Vzhledem k bodu varu, který mají plynná paliva většinou pod bodem mrazu, není při tvorbě PS potřeba přídavného zařízení k obohacení směsi při „studeném“ startu motoru pro zvýšení objemového podílu lehce odpařitelných složek.

3.6. Koncepční rozdělení tvorby palivové směsi u plynových motorů

Z hlediska uspořádání příslušenství jednotlivých výrobců aplikovaných u současných plynových zážehových motorů můžeme motory rozdělit na motory se směšovačem v sacím potrubí a na druhé straně na motory s vefukováním plynu. Motory s takto zavedenou přípravou PS se ve svém způsobu řízení liší především velikostí elektronické podpory. Motory se směšovači ke svému řízení vyžadují jen minimální elektronické zabezpečení (náročnost elektroniky závisí však hlavně na způsobu řízení lambda), oproti tomu motory s vefukovacími ventily není možné bez elektronického řízení provozovat.

3.6.1. Motory se směšovači

Jedna z variant tvorby PS u plynových motorů je založena na využití směšovače umístěného v sacím traktu, tedy podobném zařízení, jakými jsou karburátory u benzínových jednotek. Technická vyspělost použitého směšovače může být různá. Úplný prvopočátek reprezentují směšovače s pevným difuzorem, kde se využívalo pouze neřízeného odměrného orgánu plynu a pracoval jen na základě rozdílu tlaku plynu a tlaku v difuzoru. Nebyl schopen udržet stabilní hodnotu směšovacího poměru paliva a vzduchu a to především při dynamických změnách v zatížení motoru. Následné zlepšení s sebou přinesly směšovače s proměnným difuzorem, které mechanickou cestou pomocí membrány řídí přívod vzduchu i plynu do směšovače. S novodobým nástupem elektronických regulačních a řídicích systémů tyto mechanická zařízení pomalu ztrácejí na významu.

V současnosti používané směšovače jsou již zařízení kombinované konstrukce s mechanickými a elektronickými prvky. Směšovací proces se děje obvykle s plynem o nižším tlaku, který proudí do difuzoru přes regulační orgán, ten je ovládán řídicím signálem z ŘJ. Takový způsob regulace umožňuje dodržení stanoveného směšovacího poměru v celém rozsahu provozních otáček a zatížení motoru (s ohledem na průtokové rychlosti vzduchu v difuzoru). Nejpodstatnější je, že motor vybavený tímto systémem tvorby PS je bez problémů schopen vyhovět současným platným emisním normám.

3.6.2. Motory s vefukováním plynu

Moderní koncepce plynových motorů stále častěji využívají pro tvorbu PS vefukování plynu. Pro použití těchto zařízení je však nezbytné elektronické řízení chodu motoru. Taková koncepce je pak samozřejmě relativně dražší, ale

vynaložené prostředky se ve většině případů následně vrátí v bezkonkurenčních provozních a emisních vlastnostech motoru.

Plynové palivo je vefukováno speciálními elektromagnetickými ventily, které jsou ovládány z elektronické ŘJ. Dodávka plynu se děje buď do jednoho místa sacího potrubí před škrtkicí klapku (obdoba jednobodového vstřikování kapalného paliva SPI) nebo do více míst sacího traktu za škrtkicí klapku do každého sacího kanálu příslušného válce (obdoba vícebodového vstřikování kapalného paliva MPI).

Vefukování plynu řízené elektronickým systémem umožňuje měnit kvalitativně přípravu směsi okamžitě dle požadavků aktuálního provozního režimu. Složení spalované směsi se tedy v provozní oblasti motoru obvykle mění v určitém rozsahu od stechiometrické ($\lambda=1$) až po chudou ($\lambda>1$).

Systém vefukování plynu je možná jedinou alternativou pro dodržení přísných emisních limitů, které se do budoucna očekávají.

3.7. Kvalitativní rozdělení tvorby palivové směsi u plynových motorů

Složením (kvalitou) PS se rozumí poměr skutečného množství vzduchu ku množství paliva ve směsi.

Kvalita směsi má výrazný vliv na průběh a děje spalování během pracovních cyklů. Přitom za optimální složení, při kterém dochází k teoreticky dokonalému využití složek PS při spalování, se používá termínu stechiometrické složení (směs) a bezrozměrný součinitel přebytku vzduchu λ , vyjadřující poměrnou nad nebo pod míru paliva oproti stechiometrické PS, je v takovém případě roven jedné ($\lambda=1$).

3.7.1. Motory spalující stechiometrickou směs

Stechiometrická směs ($\lambda=1$) obsahuje dostatečné množství energie pro dosažení požadovaných výkonových parametrů. Proto motory provozované při spalování takovéto směsi je možné použít jako nepřepřlňované (atmosféricky plněné), jen v případech výrazně navýšených výkonových požadavků jako přepřlňované.

U přepřlňovaných motorů má však i navyšování výkonových parametrů jistá omezení. Nejhlavnější restrikcí je mez vzniku detonačního spalování. Detonační hoření nastane v případě, že do motoru přivádíme nasávaný vzduch při jeho pevně daných konstrukčních parametrech (druh paliva, kompresní poměr, popř. λ , s vyšší teplotou než kritickou). Vyšších teplot než je kritická se nepříznivě dosahuje tím, že přepřlňování probíhá s vysokým stupněm stlačení vzduchu. Proto se v konstrukčním řešení motorů vyšších dosahovaných výkonů musí instalovat mezichladič stlačeného vzduchu.

O tvorbu PS stechiometrického složení se stará elektronická ŘJ, která pracuje ve spolupráci se směšovačem či vefukovacími ventily. Informace k regulaci PS vyhodnocuje ŘJ zpětnou vazbou z lambda sondy, která se volí proto, s ohledem na pracovní rozsah bohatosti směsi, ve které pracuje, proto, aby výstupní napěťový signál výrazně závisel na koncentraci kyslíku ve výfukových plynech.

3.7.2. Motory spalující převážně chudou palivovou směs

Obsah náplně palivové směsi s výrazným přebytkem vzduchu ($\lambda=1,4$ až $1,6$) a nedostatkem paliva má oproti stechiometrické směsi sníženou energetickou hodnotu. Proto se pro dosažení výkonostních parametrů motory koncipují jako přepřlňované.

Vzhledem ke složení PS (je chudá) se posouvá mez detonačního spalování a motor lze použít s vyšším stupněm stlačení a částečně tak eliminovat jeho

nedostatek v malé energetické hodnotě čerstvé náplně válců motoru dosažením vyššího středního efektivního tlaku, s kterým souvisí efektivní výkon motoru.

Provozování chudých směsí má dále za výhodu pokles špičkových teplot spalování, což s sebou přináší i menší teplotní zatížení částí motoru a pozitivně vede na ovlivnění dosahovaných hodnot celkové účinnosti motoru a nižší koncentrace škodlivé látky NO_x ve výfukových plynech.

Při záměně příslušenství motoru na plynové, ve kterém je použito směšovače, nemusí mít jeho řízení vždy kompletně elektronickou podobu. Kvalita PS je pak ovlivněna tlakovými podmínkami ve směšovači a jeho konstrukcí. Řízení chodu motoru ale musí při všech provozních režimech dbát nároků na zajištění požadovaného složení směsi, nepřekročení úrovně výfukových emisí, regulaci výkonnostních parametrů, přijatelnou hodnotu měrné spotřeby, nepřekročení maximální teploty výfukových plynů atd.

Jelikož se ukazuje, že systém pro optimální funkci vyžaduje značnou pružnost v řízení, kdy je zapotřebí dodržet požadavky dle aktuálního provozního režimu a plynule tak reagovat kvalitou PS, předstihem zážehu a dalšími nastavovacími veličinami, je vhodné použít u tohoto systému vefukování plynu a kompletní elektronickou podporu.

Elektronický řídicí systém motoru nastavený na spalování chudé PS vyžaduje pro zpětnovazebný okruh speciální širokopásmovou lambda sondu, která dokáže vyhodnocovat informaci o složení spalované směsi v celém provozním rozsahu hodnot λ . Specifickým požadavkům na nízkou produkci výfukových emisí, při spalování chudých směsí, musí též vyhovovat i použitý katalyzátor. Obvykle se používají oxidační katalyzátory, které snižují dodatečnou oxidaci zejména obsah HC a CO.

4. LPG

4.1. Propan-butan jako alternativní palivo plynových motorů

LPG (Liquified Petroleum Gas) je alternativním uhlovodíkovým palivem, směsí zkapalněných plynů propanu a butanu s malým podílem dalších uhlovodíků (etanů, propenů, pentanů, butenů, pentenů), jen s velmi malými koncentracemi síry a téměř žádným zastoupením olova a benzenovými uhlovodíky, a jako pohonné médium slouží k provozu spalovacích motorů a vztahuje se k němu od roku 2001 ustanovení dle ČSN EN 589.

4.1.1. Vlastnosti LPG

Při teplotách a tlakových podmínkách blízkých normálnímu atmosférickému stavu (293,15 K, 101,325 kPa) je tato směs plynná. Poměrně již malým tlakem (cca 1,5 MPa, samotný propan tlakem 0,85 MPa a butan při 0,23 MPa) je však možné směs zkapalnit i za normální teploty a následně skladovat a přepravovat v zásobnících. Zkapalněný plyn je palivem s pozoruhodnými vlastnostmi, nejen z hlediska ochrany životního prostředí. Při zkapalnění totiž mění objem. Výhodou zkapalnění je tedy, že LPG v kapalném stavu zaujímá zlomek svého původního objemu (z asi 250 litrů propan-butanu v plynném stavu se získá 1 litr kapaliny, 1 m³ plynu vzniknou 4 litry kapaliny). Tato vlastnost LPG umožňuje skladovat v poměrně malém prostoru velké množství energie. V plynném skupenství je LPG těžší než vzduch, v kapalném skupenství je lehčí než voda. Směs propanu a butanu není sice jedovatá, ale je nedýchatelná.

Látky propan a butan jsou vedlejšími produkty, vzniklé frakční destilací ropy jako frakce s nejnižším bodem varu a zároveň je lze získat prvotním odplyněním surové ropy (obsaženy v 0,5 až 2% množství), a tudíž je zřejmé, že jsou na ropě závislé jak existenčně, tak i ekonomicky. Příznivě oproti konkurenci vyznívá cena,

kteřá je určena nižším zdaněním. Proto i přes nárůst spotřeby plynu, se provoz na tuto pohonnou hmotu z ekonomického hlediska vyplatí.

LPG má jako palivo pro pístové spalovací motory kvalitní vlastnosti, zejména vysokou antidetonační odolnost a vysokou výhřevnost. Použitím LPG lze docílit nižších emisí výfukových plynů a to především produkcí CO, způsobenou menším hmotnostním podílem uhlíku v LPG.

Tabulka 2: Základní vlastnosti LPG a některých dalších paliv [5]

Palivo	LPG	Automobilový benzín	Motorová nafta	Metanol	Etanol	Metan (CNG)
Teplota varu	≈ -30	30-190	170-360	65	78	-162
Výparné teplo (kJ/kg)	≈ 353	420	554	1119	904	510
Hustota (kg/dm ³)	0,538 2,060*)	0,748	0,832	0,795	0,789	0,720**)
Směšovací poměr	15,5	14,7	14,5	6,5	9,0	17,2
Výhřevnost paliva (MJ/kg)	≈ 48,3	44,1	42,7	19,7	28,6	50
Výhřevnost paliva (MJ/dm ³)	≈ 24,8	32,0	35,8	15,5	21,2	21,2
Výhřevnost směsi (MJ/m ³)	≈ 3,72	3,75	-	3,44	3,48	3,22
Oktanové číslo (VM)	≈ 100	97	-	114	111	140

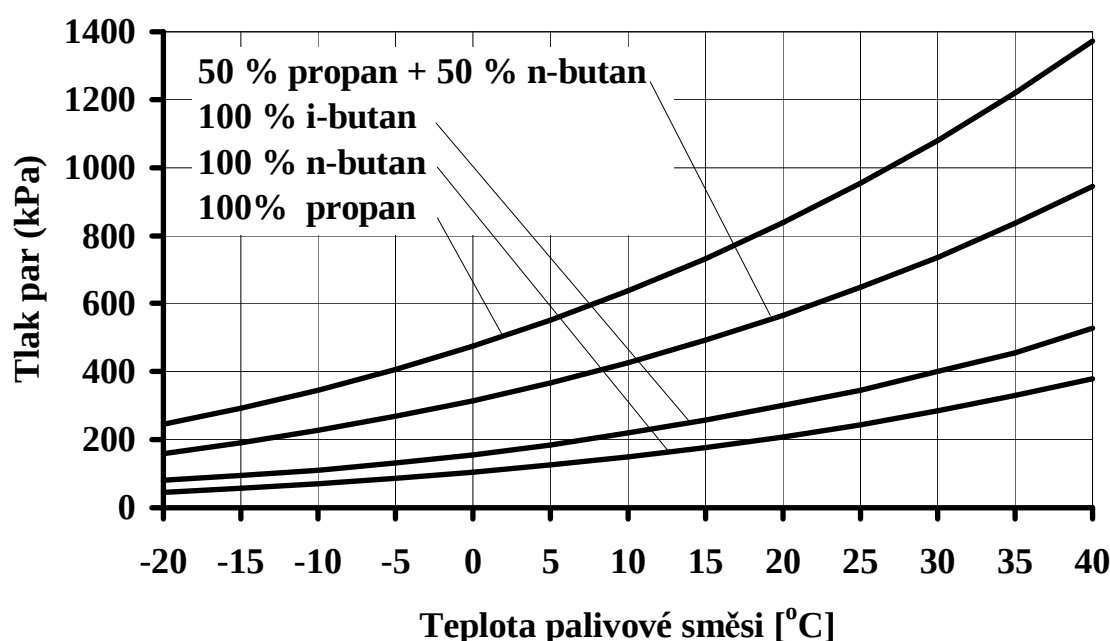
*) v plynném stavu (kg/m³)

**) v plynném stavu

Tabulka 3: Vlastnosti LPG v porovnání s benzínem Natural BA 95 N [5]

Palivo	Antidetonační odolnost - oktanové číslo dle motorové/výzkumné metody	Hustota Kapalina/plyn (kg/m ³)	Výhřevnost (MJ/kg)	Podmínky skladování - 10°C/+30°C (bar)
Benzín 95 N	85/95	725-775	44,1	1,00
Propan	97/111	510/1,96	47,9	3,5/11,0
i-butan	-/99			
n-butan	92/96	580/2,59	48,7	0,75/3,00
LPG (P/B=60/40)	95/105	540/2,21	48,25	2,5/8,3

Ze složek obsažených ve směsi LPG a mající podstatný podíl, je nejkvalitnější propan C_3H_8 . Jeho důležitou vlastností pro použití jako motorové pohonné hmoty je velmi příznivé zajištění potřebného tlaku (přetlaku) paliva v nádrži, za jehož působení se LPG dopravuje do palivového systému. Tlak v nádrži je určen pouze tlakem nasycených par LPG a závisí jen na jeho složení a teplotě, kde tuto závislost ukazuje graf 2. Žádný vliv však na tlak v nádrži nemá jeho míra naplnění.



Graf 2: Tlak nasycených par propanu a butanů v závislosti na teplotě

Vzhledem k teplotám zkapalnění (bod varu) za normálních podmínek u propanu při -42°C a u butanu při -4°C je vidět, že při snaze o zajištění určitého podílu odpařitelných složek v palivu, by se při spalování 100% butanu nedalo podmínky dodržet. Naopak při použití 100% butanu by byl provoz neekonomický, neboť jednak zvyšuje výhřevnost směsi, jednak zvyšuje oktanové číslo. Z toho plyne, že při stejném způsobu provozování se motoru dodává náplň s vyšší energetickou hodnotou, která zvyšuje produkci oxidu uhelnatého ve výfukových plynech, zvyšuje se výkon a klesá spotřeba. Proto se složení LPG

mění s ročním obdobím a klimatickými podmínkami v jednotlivých zemích světa. Proměnné složení podle země udává tabulka 4.

Tabulka 4: Složení LPG v různých zemích podle ročního období [5]

Země	Poměr propan/butan Léto (%/%)	Poměr propan/butan Zima (%/%)
Česká republika	40/60	60/40
Austrálie	propan	propan
Belgie	30/70	50/50
Německo	převážně propan	převážně propan
Dánsko	50/50	70/30
Finsko	propan	propan
Holandsko	30/70	70/30
Norsko	propan	propan
Rakousko	20/80	80/20
Švédsko	50/50	propan
Švýcarsko	propan	propan
Velká Británie	propan	propan

Pro správnou funkci plynového palivového příslušenství je nutné, aby tlak LPG v palivových nádržích neklesl ani za nízkých teplot pod hodnotu potřebnou jednak k zajištění průtoku paliva z nádrže do regulátoru tlaku plynu, jednak ke správné činnosti regulátoru tlaku plynu u studeného motoru. Správná činnost většiny současných uspořádání plynových palivových příslušenství se směšovačem v sání motoru vyžaduje, aby přetlak LPG v nádrži neklesal pod přibližně 50 kPa. ČSN EN 589 předepisuje, aby manometrický tlak (přetlak) nasycených par LPG dodávaných jako zimní druh neklesl při teplotě minus 5°C pod 150 kPa. Pro letní druh LPG není minimální hodnota tlaku v ČSN EN 589 stanovena.

Za výše uvedeného předpokladu by byl letní druh LPG při mezním obsahu 100 % n-butanu povoleném normou použitelný při teplotách vyšších než 10°C. Jako zimní druh LPG, jehož složení je limitováno přetlakem 150 kPa při teplotě minus 5°C, by v krajním případě vyhovovala směs min. 44,5 % propanu a max. 55,5 % n-butanu, která by byla s ohledem na potřebný přetlak, alespoň 50 kPa, použitelná do nejnižších teplot minus 19°C.

Směs propan-butan, ale i obecně plynové směsi do automobilových motorů mají vyšší zapalovací teplotu než benzín. Nese to sebou problematiku, kdy je nutné užít zapalovací soustavu motoru se zvýšenými provozními parametry. Zvýšená pozornost se musí věnovat zapalovacím svíčkám.

Chudá palivová směs LPG má také nižší rychlost hoření než benzín. Tento nedostatek se odstraňuje optimalizací předstihu zážehu, jinak nelze dosáhnout shodných výkonových parametrů motoru jako při provozu na benzín a zbytečně se zvyšuje spotřeba paliva spolu s emisemi CO₂. Zvýšení předstihu zážehu však vede k vyššímu tepelnému zatížení některých částí motorů (výfukové ventily, píst, hlava válce...).

Hlavní zásluha provozu na LPG tkví v tom, že toto palivo dosahuje při správném seřízení motoru vlivem plynného skupenství (stejněho jako druhá složka palivové směsi, vzduch) lepší homogenity vedoucí ke snížení výfukových emisí ve všech dnes sledovaných složkách, proto se o LPG mluví jako o ekologickém palivu.

5. Přestavba motoru Škoda 1.2 HTP

Přestavba se provede nahrazením palivového příslušenství zážehového motoru za příslušenství určené pro přípravu alternativního plynného paliva. Musí být též kompatibilní ke specifikacím motoru.

5.1. Volba koncepce

Koncepci přestavby lze volit z více možností. Motor, jako benzínová varianta, je plně ovládán za použití elektroniky s velkým množstvím použitých snímačů a akčních členů. Tato kompilace elektronických prvků pro motor představuje při přestavbě na plynovou variantu teoretický předpoklad vyšší cenové náročnosti. Ale protože při následném provozu vykazuje bezkonkurenční provozní parametry, využiji této původní sestavy prvků a pro ponechání ji doplním jen drobnými změnami. Mezi důležité parametry, u kterých se snažíme dosáhnout možného vrcholu, patří efektivní výkon motoru. Vzhledem k již malému původnímu výkonu se proto musí přistoupit k variantě přípravy palivové směsi se stechiometrickým složením. A protože stechiometrické složení palivové směsi úzce souvisí s důsledky její tvorby, kterými jsou nutnost přesné a náročné elektronické přípravy a specifickými emisemi, je nutné zachovat i některé komponenty související s tímto problémem (lambda sonda, ...) a použít tří-složkový katalyzátor.

5.2. Regulace jmenovitých otáček

Jelikož je nutné průběh otáčkové charakteristiky upravit a přizpůsobit spolupráci s hydrodynamickým měničem a provozu vysokozdvížného vozíku, je prvotně důležité snížit jmenovité otáčky motoru. Realizování tohoto požadavku je možné na základě použití omezovacího regulátoru otáček zapojeného do části soustavy saní motoru spojené s přípravou směsi. Druhá možnost nabízí ovlivnění otáček motoru pouze pomocí řídicí jednotky. V tomto případě se do programu jednotky zanesou ukončení dodávky paliva při jmenovitých otáčkách. Jelikož druhá uváděná možnost nezpůsobuje do uváděných otáček ovlivnění otáčkové charakteristiky, zvolil jsem ji jako vhodnější.

5.3. Volba plynového systému

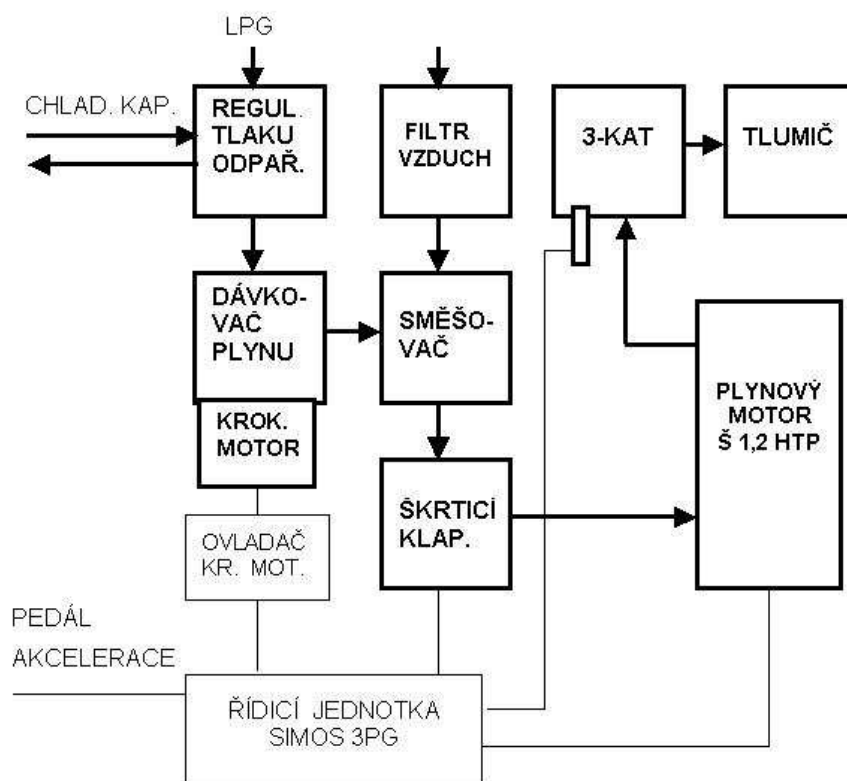
Přestavovaný motor využíval vstřikování paliva systémem vícebodového vstřiku (MPI) do jednotlivých sacích kanálů. I přes vyšší pořizovací náklady při koupi vefukovacích ventilů oproti druhé možné variantě použití směšovacího zařízení je pro vysoké nároky na regulaci a okamžitou přestavitelnost vstřikovacích parametrů investice diametrálně perspektivnější a konkurenčně odolnější i proto, že vefukovací ventily od výrobce BRC jsou cenově srovnatelné se směšovači jiných výrobců.

Při nutnosti použití dílů od výrobce BRC jsem se rozhodl pro jeho nejnovější systém plynového příslušenství SEQUENT 24, názvem odvozený od systému sekvenčního vstřikování benzínu. Součástí systému je i „plynová“ řídicí jednotka, kterou však nepovažuji za nutnou, neboť stávající řídicí jednotku benzinového motoru je možné přeprogramovat a upravit na dávkování plynného paliva a některé funkce tohoto řídicího systému zrušit, aniž by tím došlo k odloučení kompatibility se systémem motoru.

5.4. Návrh konstrukčního uspořádání plynového motoru

Pro přípravu palivové směsi se naskýtají dvě možnosti. Jejich technická úroveň a jednoduchost zapojení se začíná postupně odlišovat. Rozlišujeme tvorbu směsi a dávkování plynu do sacího traktu, jednak se šoupátkem a směřovačem, kde polohu šoupátka a tedy i průtočného množství plynu nastavuje impulsy ŘJ skrze krokový motor. Jednak lze použít vefukovací ventily.

Schéma zapojení příslušenství ve funkční systém ukazují obrázky.

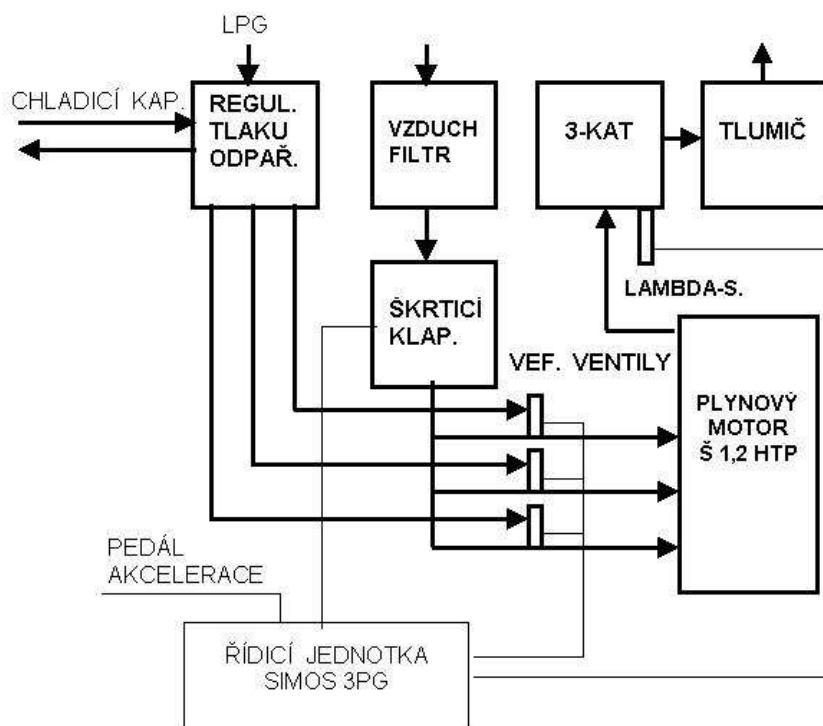


Obr. 1: Plynový motor se systémem odměřování LPG dávkovačem se šoupátkem a krokovým motorem

Systém na obr. 1 funguje tak, že kapalným plynem je z nádrže přiveden do regulátoru tlaku s odpařovačem, kde se ohřevem chladicí kapaliny, z okruhu připojeném k chladicí soustavě samotného motoru, převede do plynného skupenství a jeho tlak se upraví na potřebnou hodnotu (přibližně o 0,3 kPa nižší než atmosférický tlak). Odsud je plyn veden do dávkovače, který plní funkci dodávky paliva pro mísení se vzduchem ve směšovači pomocí krokového motoru.

Krokový motor odměřuje průtočné množství plynu šoupátkem a je prostřednictvím ovladače kontrolován řídicí jednotkou. Z motoru odchází výfukové plyny do tří-složkového katalyzátoru s lambda sondou a poté do tlumiče výfuku. Cesta vzduchu do směšovače je klasická, jako u benzínového motoru a tedy i beze změny příslušenství.

Druhým systémem využitelným u plynových motorů, který je modernější a vyspělejší (na podobné technické úrovni jako palivový systém na benzín), je vefukování (vstřikování) plynu. Systém je odvozen od benzínových sekvenčních vícebodových vstřikování a využívá vefukovačů (vstřikovačů) v sacím potrubí, jejichž počet je shodný s počtem sacích kanálů. Ty jsou ovládány obdobným způsobem jako benzínové a proto lze jejich řízení po úpravě softwaru svěřit původní řídicí jednotce. V tomto směru je systém SEQUENT 24 od výrobce BRC jeden z nejkvalitnějších. Schématicky je zachycen na obrázku 2.



Obr 2.: Plynový motor se systémem odměřování množství LPG vefukovacími ventily

Oba systémy vyžadují vložení, záměnu či odstranění některých komponent příslušenství do motorové soustavy. Příslušenství, kterého se to týká je uvedeno v tabulce 5.

Tabulka 5: Součásti řídicích systémů plynových motorů pro vysokozdvižný vozík při přípravě směsi směšovačem i vefukováním [8]

	Původní benzinový motor	Motory na propan-butan pro vysokozdvižné vozíky
Řídicí jednotka motoru	SIMOS 3PG	SIMOS 3PG
Dávkovač LPG	---	Šoupátko s krokovým motor. * Vefukovací ventily **
Regulátor tlaku plynu s odpař.	---	Regulátor s odpařovačem
Směšovač		Směšovač s difuzorem*
Zapalovací cívky	N70, N127, N291	N70, N127, N291
Škrticí klapka s pohonem	J338, G186, 87, 88	J338, G186, 87, 88
Vefukovací ventily	---	Ventily fy AG Autogas **
Vstřikovací ventily	N30...N32	---
Palivové čerpadlo s relé	G6, J17	---
El. ventil nád. s aktiv. uhlím	N80	---
Snímač teploty vzduchu	G42	G42
Snímač tlaku vzduchu	G71	G71
Snímač otáček motoru	G28	G28
Snímače akcelerač. pedálu	G79, G185	G79, G185
Snímač pedálu spojky	F36	---
Snímač pedálu brzdy	F47	---
Snímač klepání	G61	---
Snímač tepl. chlad. kapaliny	G62	G62
Lambda-sonda před katal.	G39	G39
Lambda-sonda za katal.	G230	---

* komponenty příslušenství patřící do systému se směšovačem

** komponenty příslušenství patřící do systému vefukování plynu

6. Systém SEQUENT 24

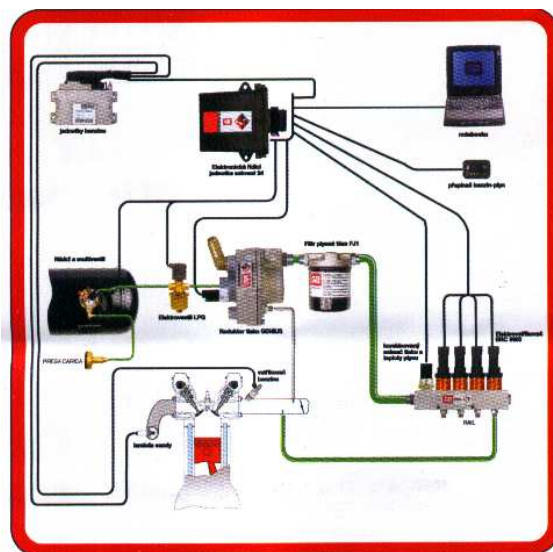
6.1. Charakteristika systému

Jak jsem již výše uvedl, jedná se o jeden z nejmodernějších systémů pro vefukování plynné fáze od italského výrobce automobilového příslušenství pro plynové motory BRC, S.r.l. Určen je pro plynové motory původně benzínové, u kterých bylo použito elektronické vstřikování paliva a přívodu vzduchu, jak atmosférickým typem plnění, tak i pomocí přepřehování turbodmychadlem. Přestože byl navržen pro jednoduché použití, lepší přizpůsobivost ke spolupráci s připojenými komponenty a redukci ceny, tak si i přesto v některých vlivech plně zachovává přednosti systému, které do něj vstřikování benzínu vneslo (jen minimálně ubírá po přestavbě motoru výkon, oprostil se o méně moderního směšovač, reduktor-výparník je jednostupňový, seřizování a diagnóza se uskutečňují přes počítač, eliminoval se problém se zpětným šlehem, atd.). Přínos novinek na tomto systému se dotkl minimalizace rozměrů a umístění na motoru do míst pro jednodušší instalaci, použití elektronických komponentů s vyššími výkonnostmi a hlavně integrace snímačů (tlaku a teploty) do samostatného výrobku namontovaném v jednom z komponentů systému (rail vstřikovačů, reduktor tlaku).

Při podrobení systému homologačním zkouškám (R67-01, R110, R10 normativy – dle [15]) vztahujících se k emisím bylo dosaženo výsledků, které nasvědčují o velmi dobré kvalitě a bezproblémovému dodržení budoucích limitů (již teď plní normu EURO 4) a komplexnosti celého zařízení, zejména pak o výjimečný systém řízení přípravy směsi.

6.2. Popis systému

Systém u vstupu začíná nádrží s multiventilem, který má dvě funkce. Jedna systému zajišťuje bezproblémové plnění nádrže a její uzavření při dosažení 80% maximálního objemu, s rezervou pro případné kritické situace. Druhá funkce se uskutečňuje při provozu. Pokud dojde v nádrži za nenadálých příčin k navýšení tlaku nad povolený, je přes druhý ventil v multiventilu odpouštěno palivo z nádrže mimo do vhodného prostoru. U aut je to prostor pod vozem. Samotným potrubím je pak z nádrže přiváděno palivo pod tlakem do výparníku. Do něho je zároveň z vhodného místa chladicí soustavy cirkulačně dopravována chladicí kapalina. Palivo se zde odpařuje. Tlak plynu je regulován systémem za použití membrány a řízen signálem z ŘJ. Odtud se plyn vede přes filtr plyných fází do palivového potrubí, tzv. railu, ve kterém jsou umístěny vefukovací ventily. Součástí railu jsou i integrovaný teploměr a tlakoměr. Rail je napojen na ŘJ, stejně tak vefukovací ventily. Palivové potrubí je spojeno s ventily. Pokud přijde signál z řídicí jednotky, dojde k otevření ventilu a průtoku paliva. Dále palivo pokračuje hadičkami z ventilů přímo do větví sacího potrubí. Hadičky mají být co nejkratší délky a pokud možno stejných délek, aby se zmenšila prodleva po sešlápnutí plynového pedálu. Benzínová ŘJ je bez nahrazení plynovou, v potřebných krocích plně adaptována pro plynové příslušenství a komunikuje se snímači a příslušenstvím, které je rozepsáno v tabulce 5 a je oproti benzínové variantě motoru menšího množství rozsahu.



Obr. 3: Zapojení systému SEQUENT 24 v automobilové aplikaci u čtyřválcového motoru i s diagnostikou přes notebook.

6.3. Komponenty systému

Při každém příchodu nového výrobku na něm většinou něco zůstává stejné a něco projde novátorskou změnou. I v systémech jsou zde tradiční součásti, které můžeme nalézt i v jiných systémech plynových motorů. Patří mezi ně nádrž a multiventil, ale také komponenty prošlé inovací a svým způsobem trochu specifické pro daný systém. Můžu sem ze systému SEQUENT 24 zařadit reduktor tlaku GENIUS, palivový rail se vstřikovači plynné fáze, kombinovaný snímač tlaku a teploty plynu a snímač teploty chladicí kapaliny.

6.4. Popis komponentů

6.4.1. Reduktor tlaku GENIUS

Reduktor má několik vstupů a výstupů. Jelikož pracuje jako těleso, ve kterém dochází ke změně skupenství paliva (z kapaliny na plyn) je zde vstup pro kapalným propan-butan z nádrže proudící do reduktoru vysokotlakým potrubím. Dále se v reduktoru nachází vstup a výstup pro chladicí kapalinu. Chladicí kapalina je použita stejná, která je v chladicí soustavě motoru a je z ní přivedena z vhodné zvoleného místa obtokovou soustavou. Jelikož při změně kapalného skupenství na plynné (zvětšení objemu) se médium ochlazuje (ztrácí vnitřní energii), mohlo by docházet u výparníku k natolik velkému poklesu teploty, který by vedl až k jeho zamrznutí. Právě proto je do reduktoru přiváděna chladicí kapalina (název chladicí se vztahuje pro motorovou soustavu, zde se jedná o ohřívací), která udržuje přibližně konstantní teplotu v reduktoru a zabraňuje vzniku zmiňovaného problému. Palivo proudí reduktorem ve spirále proto, aby za větší délku toku stačilo odpařit.

Reduktor je konstrukčního typu jednostupňové membrány s níž reguluje tlak pro výstup do nízkotlaké části potrubí před vstupem do palivové rampy. U motoru s atmosférickým plněním je hodnota tlaku 120 kPa. Použitelnost typu reduktoru GENIUS 800 v systému SEQUENT 24 je deklarována do výkonu 17 kW na válec.



Obr. 3:
Reduktor/výparník
tlaku GENIUS
SEQUENT 24

6.4.2. Vefukovací ventily

Podobně jako zážehové motory využívá tento systém elektrovefukovacích ventilů. Jsou umístěny v palivové rampě a elektricky spojeny s řídicí jednotkou. Jedná se o typ BRC IN03, který je možné použít pro teplotní rozsah od -40°C do $+120^{\circ}\text{C}$.



Obr. 4: Elektrovefukovací ventily plyné fáze
v palivovém railu s integrovaným
kombinovaným snímačem tlaku a teploty

Mohou být napájeny napětím v rozmezí 6÷16V a mají impedanci $2,0 \Omega/2,35 \text{ mH}$ při 20°C.

Jelikož motor používá vícebodové sekvenční vstřikování paliva, tedy na každý kanál sacího traktu připadá jeden vstřikovač, nedochází pak u plynové varianty motoru ke zpětným šlehům. Řízení vstřikovačů uskutečňuje řídicí jednotka, u které se transformací upraví software tak, aby časy odpovídající vstřikům benzínu posléze vyhověly časům pro vefukování plynu.

7. Předpokládané výkonové parametry motoru

Technickou vyspělost motoru nejlépe vystihují výkonové parametry, které se měří a zjišťují většinou za normovaných podmínek okolí a připojeného příslušenství. U plynových motorů lze očekávat nižší dosahovaný střední efektivní tlak a vyšší spotřebu paliva než u benzínových (nemusí platit vždy – např. při kvalitní elektronické přípravě a vysoké výhřevnosti PS). Je to způsobeno tím, že plynné palivo při tvoření směsi a plnění válců motoru zaujímá větší objem než benzín (i při jeho úplném odpaření). Při snaze o nalezení parametrů je možné postupovat třemi způsoby.

7.1. Možnosti zjišťování výkonových parametrů motoru

Pokud motor existuje ve funkčním prototypu je možné ho podrobit přímému měření na motorové brzdě. Tato varianta je ze všech nejreálnější, neboť ukazuje jeho skutečné vlastnosti za běžných podmínek provozu simulovaných na stanovišti za pomoci dynamometru. Další dvě varianty vychází z výpočtů více či méně přesných.

7.1.1. Přibližný výpočet empirickými vzorci

Prvá z nich předpokládá velmi podobné podmínky provozu a dalších činností, majících vliv na funkci a chod motoru. Je nutné, aby oba motory používaly shodné stechiometrické složení palivové směsi, tj. se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=1$ ve všech provozních režimech. Regulaci bohatosti směsi zajišťuje elektronický systém a tvorbu směsi přívodem paliva kapalného i plynného (v případě LPG odpařeného) obstarávají u benzínového motoru vstřikovače, u motoru plynového

pak směšovače či vefukovače. Potom je možné uvažovat výpočet podle následujícího vztahu [9]

$$\frac{p_{e/X}}{p_{e/BENZ}} = \frac{(A_{T/BENZ} \cdot r_{air} + r_{BENZ}) \cdot H_{L/X} \cdot T_{BDC/BENZ}}{(A_{T/X} \cdot r_{air} + r_X) \cdot H_{L/BENZ} \cdot T_{BDC/X}}, \quad (1)$$

kde jednotlivé složky vztahu představují

$A_{T/BENZ}$ (kg/kg), $A_{T/LPG}$, $A_{T/propan}$ a $A_{T/butan}$ teoretickou spotřebu vzduchu,

r_{air} , r_{BENZ} (J/kg.K), r_{LPG} , r_{propan} a r_{butan} plynové konstanty,

$H_{L/BENZ}$ (MJ/kg), $H_{L/LPG}$, $H_{L/propan}$ a $H_{L/butan}$ dolní výhřevnosti paliv,

$T_{BDC/BENZ}$ (K), $T_{BDC/LPG}$, $T_{BDC/propan}$ a $T_{BDC/butan}$ teploty náplně válce na konci plnění a X je obecný index značící možné nahrazení za propan, butan či LPG.

Konkrétní hodnoty veličin jsou:

$$A_{T/BENZ} = 14,56 \text{ kg/kg}, A_{T/LPG} = 15,69 \text{ kg/kg}, A_{T/propan} = 15,81 \text{ kg/kg}$$

$$A_{T/butan} = 15,59 \text{ kg/kg},$$

$$r_{air} = 287,07 \text{ J/kg} \cdot \text{K}, r_{BENZ} = 72,5 \text{ J/kg} \cdot \text{K}, r_{LPG} = 162,94 \text{ J/kg} \cdot \text{K},$$

$$r_{propan} = 188,86 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \text{ a } r_{butan} = 143,28 \text{ J/kg} \cdot \text{K},$$

$$H_{L/BENZ} = 44,09 \text{ MJ/kg}, H_{L/LPG} = 48,25 \text{ MJ/kg}, H_{L/propan} = 48,72 \text{ MJ/kg} \text{ a}$$

$$H_{L/butan} = 47,9 \text{ MJ/kg}$$

$$T_{BDC/BENZ} \approx 316,2 \text{ K}, T_{BDC/LPG} \approx 316,9 \text{ K}, T_{BDC/propan} \approx 317, \text{ K a } T_{BDC/butan} \approx 316,8 \text{ K}.$$

Vztah však platí jen za podmínky, že provedeme zjednodušení a budeme předpokládat stejné hodnoty plnicích a mechanických účinností jak u benzínové, tak i u plynové varianty motoru.

Vztah (1) po dosazení hodnot dává výsledek

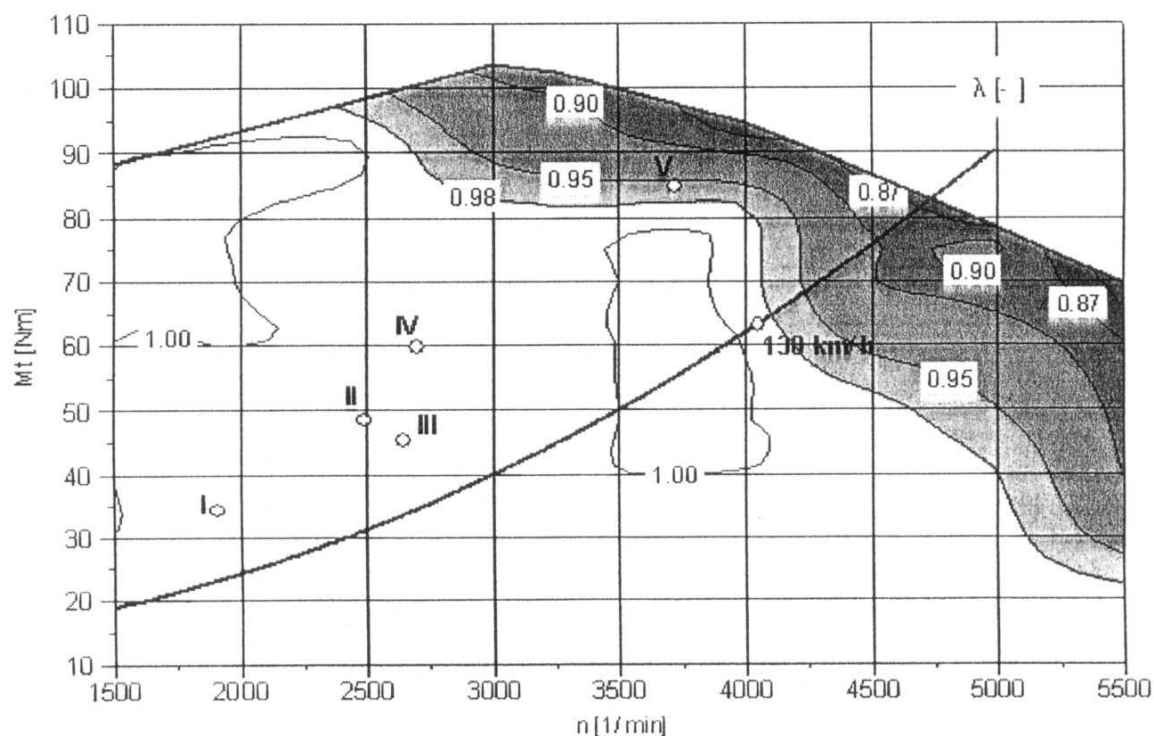
$$\frac{p_{e/LPG}}{p_{e/BENZ}} = 0,995, \frac{p_{e/propan}}{p_{e/BENZ}} = 0,991, \frac{p_{e/butan}}{p_{e/BENZ}} = 0,998, \quad (2)$$

tedy že motor po přestavbě na plynový bude při uvažovaných předpokladech dosahovat asi 99,1 až 99,8% výkonu původní benzínové jednotky.

Vypočítaný podíl středních efektivních tlaků se u motoru Škoda 1.2 HTP 40kW jako odhad uplatní přesněji jen ve velmi úzkém pásmu otáček, kolem 1500 1/min,

kde je součinitel přebytku vzduchu palivové směsi u benzínové varianty opravdu blízký jedné. Pole úplné charakteristiky součinitele přebytku ukazuje graf 3. Jedná se o stejný typ, avšak jiný motor. Průběh díky naprogramované mapě v řídicí jednotce zůstává stejný.

Graf 3: Úplná charakteristika součinitele přebytku vzduchu motoru 1.2 HTP 40kW



7.1.2. Výpočet pomocí softwaru

Druhá výpočtová metoda se opírá o softwarovou podporu programu TLAK. Tento program na základě dostatečně velkého balíku vstupních dat uskutečňuje výpočet dvou po sobě jdoucích pracovních cyklů, kdy ten druhý lze považovat za již věrohodný tomu, co se od výstupu očekává.

7.2. Výpočtový program TLAK

Podrobnější popis principů a vzorců, se kterými software pracuje není nutný. Jen uvedu jakým způsobem jsem při výpočtu jeho prostřednictvím postupoval a jaké hodnoty byly použity jako vstupy. Z nasimulování pracovního oběhu požaduji nalezení výstupních průběhů a hodnot dosažených výkonových (točivý moment, přepočtem výkon) a spotřebových (dávka paliva na cykl, přepočtem měrná spotřeba) parametrů motoru.

7.2.1. Použité a dosazené hodnoty

Je nutné zkraje poznamenat, že větší část dosazovaných hodnot pro jednotlivé veličiny byla přesně dána či zjištěna, ale i přesto se objevily takové, které bylo nutno odhadnout nebo přihlédnout k údajům z měření podobným pohonných jednotek. Soubor hodnot, které jsem pro výpočet použil lze rozdělit do dvou skupin. První z nich reprezentují geometrické hodnoty motoru, které popisují jeho zdvihový objem, rozvodový mechanismus a pístovou skupinu. Hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 6.

Tabulka 6: Geometrické hodnoty motoru Škoda 1.2 HTP 40kW

Veličina, rozměr	Jednotka	Hodnota, velikost
vrtání válce	<i>m</i>	0,0765
délka ojnice	<i>m</i>	0,138
zdvih pístu	<i>m</i>	0,0869
počet válců	-	3
sání otevírá	° KH	-10
sání zavírá	° KH	228
výfuk otevírá	° KH	484
výfuk zavírá	° KH	738
počet sacích ventilů	-	1
průměr sedla	<i>mm</i>	30
úhel sedla	°	45
zdvih ventilu	<i>mm</i>	9,2
průtokový součinitel	-	0,7
počet výfukových ventilů	-	1
průměr sedla	<i>mm</i>	24
úhel sedla	°	45
zdvih ventilu	<i>mm</i>	9,0
průtokový součinitel	-	0,7
vzdálenost 1.pístního kroužku	<i>m</i>	0,0053
vzdálenost mezi středy 1. a 2. pístního kroužku	<i>m</i>	0,0037
přesazení válce vůči pístu v HÚ	<i>m</i>	0,001
tloušťka hlavy válce	<i>m</i>	0,012
tloušťka stěny válce	<i>m</i>	0,0075

Další skupina tvoří ostatní hodnoty, které s ohledem na výpočet dělím na fixní a proměnné a jsou shrnuty v tabulkách 7 a 8. I fixní hodnoty mohou být do jisté míry proměnné, ale v rámci jednoho pracovního stavu (zvolených otáček motoru) jsou zadány jako vstupy jen jednou a charakterizují doplňkové údaje či momentální stav vstupujících médií a jim příslušných parametrů nastavení. Proměnné hodnoty jsou dosaženy nejprve v předpokládané (odhadnuté) míře a poté jsou metodou iterace upravovány dle předpokládaných návrhů softwarem do doby než jsou navrhované a dosazované hodnoty shodné nebo jsou závislé na počítaném stavu (zvolené otáčky).

Tabulka 7: Doplnkové fixní hodnoty pro výpočet motoru Škoda 1.2 HTP 40kW

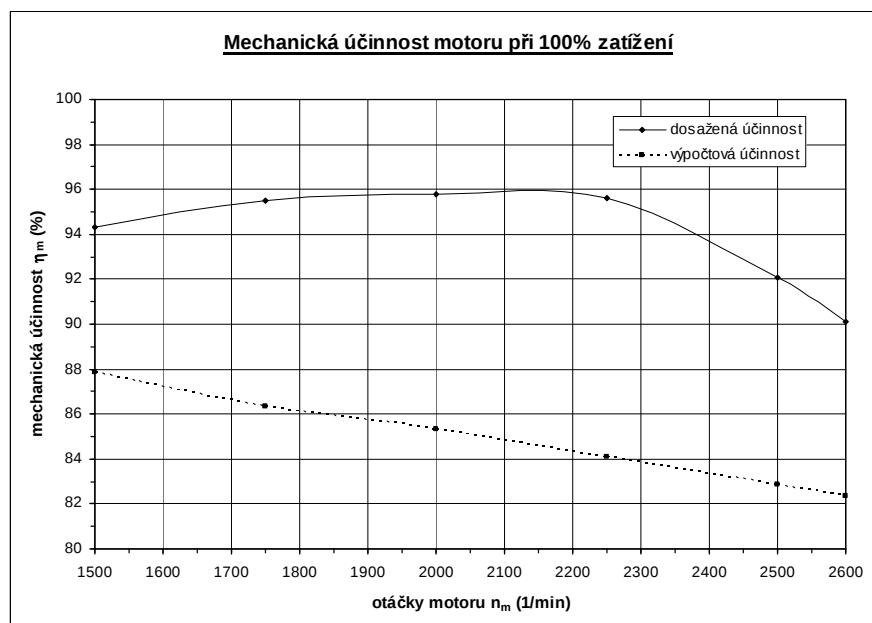
Veličina, rozměr	Jednotka	Hodnota, velikost
zvětšení teplosměnné plochy spal. prostorem	m^2	0,0005
charakteristické číslo počáteč. prudkého hoření	-	0,2
poměrná doba počátečního prudkého hoření	-	0,25
celková doba hoření	$^{\circ}KH$	55
parametr rozvíření směsi	-	3
hmotnost pístu, kroužků, čepu a části ojnice	g	400
střední tlak ve výfukovém potrubí	kPa	100
teplota nasávaného vzduchu	K	298
výparné teplo paliva (benzínu)	kJ/kg	302,4
měrná tep. kapac. v plyn. stavu při stál. objemu (benzín)	$J/kg.K$	3700
chemická účinnost hoření	-	0,98
teplota paliva	K	298

Tabulka 8: Doplnkové proměnné hodnoty pro výpočet motoru Škoda 1.2 HTP 40kW

Veličina, rozměr	Jednotka	Hodnota, velikost
plnicí tlak	kPa	92,2 – 98,5
střední teplota stěn	K	427 - 467
charakteristické číslo postupného hoření	-	1,6 – 2,2
hmotnost náplně válce	g	0,446 - 0,494
začátek hoření paliva	$^{\circ}KH$	339 - 343
využití teplo z přivedeného paliva	$J/cykl$	1186,7 - 1363,4
součinitel přebytku vzduchu	-	0,95 - 1

Program TLAK jako motorové palivo LPG uvažoval směs propanu a butanu v podílu 50/50% a logicky jeho skupenství plynné. Výpočet přestupu tepla stěnami válců byl použit dle Woschniho a v podmínkách přípravy palivové směsi je předpokládán přívod paliva vnějším samostatným způsobem se vzduchem a to i v případě spalování plynného paliva. Mechanická účinnost se korigovala na hodnotách dle grafu 4. Všechny stavy výpočtů v programu TLAK jsou na přiloženém CD.

Graf 4: Průběh předpokládané mechanické účinnosti motoru na vnější otáčkové charakteristice



Průběh mechanické účinnosti popisuje rovnice

$$\eta_m = \frac{p_e - p_{ztr}}{p_e}, \quad (3)$$

do které se za ztrátový tlak p_{ztr} dosazuje experimentálně zjištěný vztah [9]

$$p_{ztr} = 6,88 \cdot 10^{-3} \cdot (\varepsilon_k - 4 + 7 \cdot 10^{-3} \cdot n_m + 6,46 \cdot 10^{-5} \cdot (z \cdot n_m)^2) \quad (4)$$

a kde ε_k představuje kompresní poměr, z zdvih pístu a n_m otáčky motoru.

Bohužel se při dosazení reálných hodnot do programu TLAK předpokládané výpočtové účinnosti nepodařilo dosáhnout (viz. graf 4).

7.2.2. Výsledky simulace

Ze simulací v jednotlivých otáčkových režimech plynou výsledky, z nichž ty, které jsem chtěl pozorovat a srovnávat, jsou zobrazeny v tabulce 10. V tabulce 9 jsou pak hodnoty motoru benzínové varianty, odečtené z grafu 1.

Tabulka 9: Hodnoty měrné spotřeby, točivého momentu a efektivního výkonu u benzínové jednotky pro různé otáčkové režimy

BENZÍN			otáčky					
veličina	označení	jednotky	1500	1750	2000	2250	2500	2600
Měrná spotřeba	m_{pe}	$g/kW.h$	250,9	248,2	247,8	247,4	256,1	262,7
Točivý moment	M_t	$N.m$	96,9	96,4	99,7	101,2	102,9	103,3
Efektivní výkon	P_e	kW	15,2	17,7	20,9	23,8	26,9	28,1

Tabulka 10: Hodnoty měrné spotřeby, točivého momentu a efektivního výkonu u plynové jednotky na LPG pro různé otáčkové režimy

LPG			otáčky					
veličina	označení	jednotky	1500	1750	2000	2250	2500	2600
Měrná spotřeba	m_{pe}	$g/kW.h$	227,7	224,9	223,6	223,9	231,8	236,8
Točivý moment	M_t	$N.m$	96,6	95,9	99,6	100,4	100,8	99,8
Efektivní výkon	P_e	kW	15,2	17,6	20,9	23,7	26,4	26,9

Tabulka 11: Hodnoty měrné spotřeby, točivého momentu a efektivního výkonu u plynové jednotky na propan pro různé otáčkové režimy

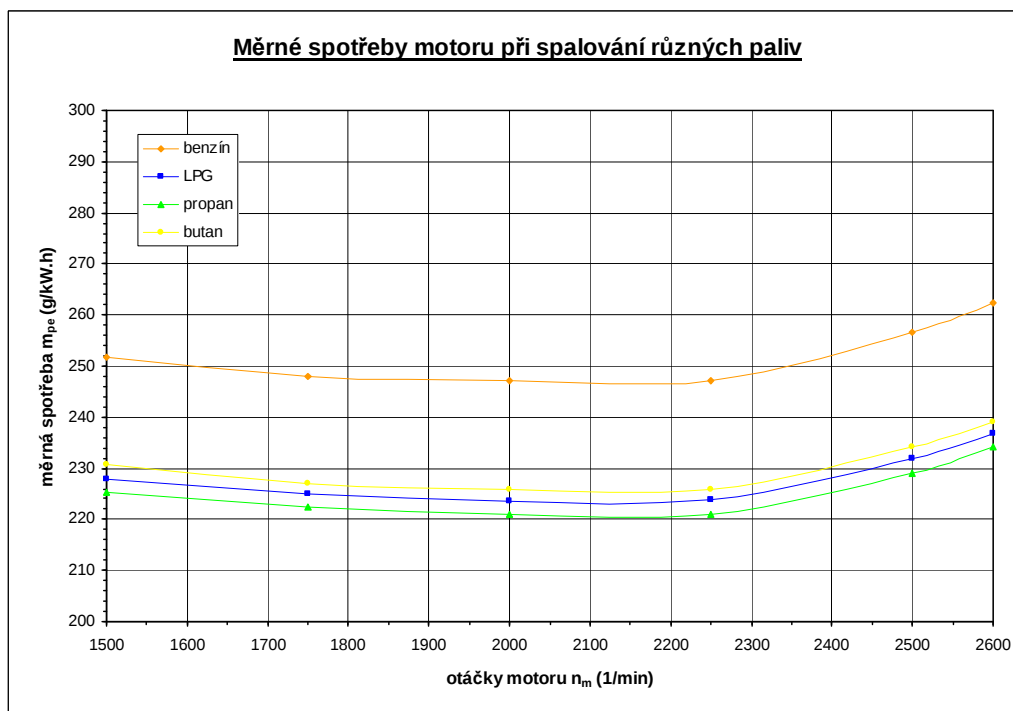
Propan			otáčky					
veličina	označení	jednotky	1500	1750	2000	2250	2500	2600
Měrná spotřeba	m_{pe}	$g/kW.h$	225,2	222,3	221,1	220,9	229,1	234,1
Točivý moment	M_t	$N.m$	97,1	97,0	99,9	100,2	100,5	99,2
Efektivní výkon	P_e	kW	15,3	17,8	20,9	23,6	26,3	27,0

Tabulka 12: Hodnoty měrné spotřeby, točivého momentu a efektivního výkonu u plynové jednotky na butan pro různé otáčkové režimy

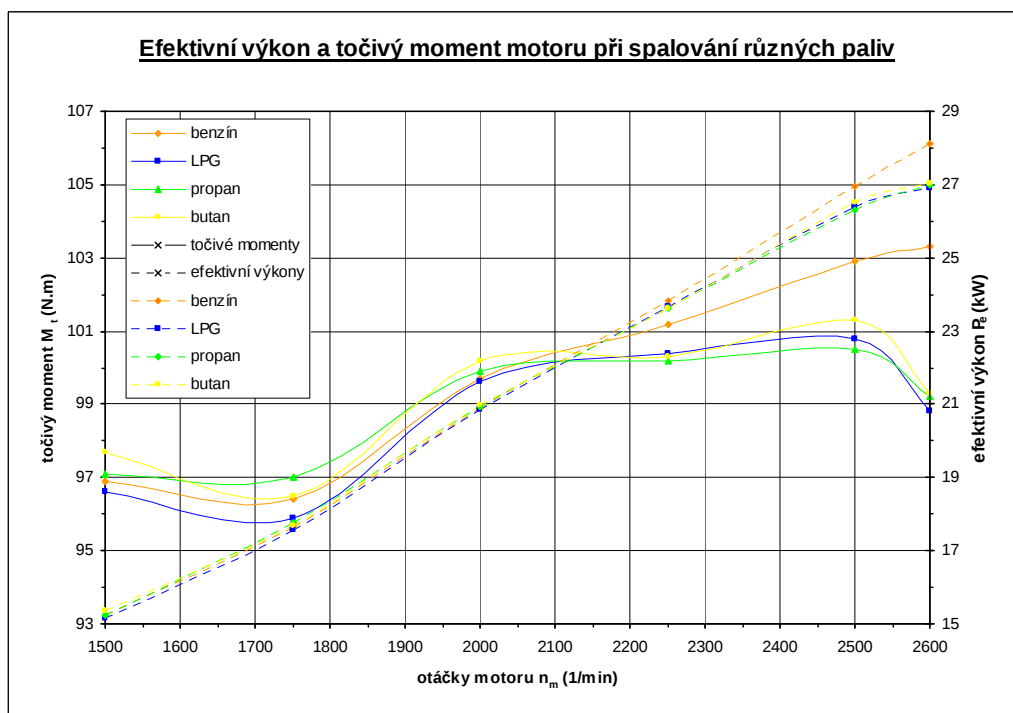
Butan			otáčky					
veličina	označení	jednotky	1500	1750	2000	2250	2500	2600
Měrná spotřeba	m_{pe}	$g/kW.h$	230,6	227,0	225,8	225,8	234,2	239,0
Točivý moment	M_t	$N.m$	97,7	96,5	100,2	100,3	101,3	99,3
Efektivní výkon	P_e	kW	15,3	17,7	21,0	23,6	26,5	27,0

Hodnoty z tabulek jsou graficky znázorněné v grafech 5 a 6.

Graf 5: Průběh měrných spotřeb paliva v porovnání koncepce benzín a plynná paliva před a po přestavbě motoru



Graf 6: Průběh točivého momentu a efektivního výkonu v porovnání koncepce benzín a plynná paliva před a po přestavbě motoru



7.2.3. Zhodnocení výsledků simulací

Z tabulek a grafů je patrné, že předpoklady, které jsem provedl před výpočtem a týkali se snížení výkonu a nárůstu spotřeby, se nenaplnily a ukázaly spíše na kvalitní elektronickou přípravu PS, která způsobila z větší části předstižení benzínové jednotky v mnohých parametrech.

Předpokládaný průběh točivého momentu u plynových variant oproti původní benzínové se změnil jen nepatrně. Až do otáček kolem hodnoty 2100 1/min se průběhy blíží benzínové variantě a teprve po ní se vlivem konstantního součinitele přebytku vzduchu na mezi stechiometrické směsi odlišují nižšími dosahovanými hodnotami než benzínová jednotka, kde dochází k nárůstu bohatosti směsi. Špičky průběhů se v otáčkové závislosti sice posunuly směrem k nižším otáčkám, teď se nachází kolem otáček 2500 1/min, což může být žádoucí, ale jejich hodnota klesla asi o 6-7% oproti maximu u benzínového motoru.

S kroutícími momenty souvisejí efektivní výkony. Při jmenovitých otáčkách, které jsou nastaveny na 2600 1/min mají hodnotu 26,9 resp. 27,0 kW a klesly tedy o přibližně 1 kW, tedy 4%. Tyto hodnoty lze brát jako maximální, vzhledem k regulaci otáček a výkonu nad jmenovité otáčky, ale bez regulace by výkon nadále rostl, byť jen už minimálně.

Měrné spotřeby plynových motorů mají kopírovací tendenci ke křivce spotřeby benzínové jednotky. Podobně jako ta, mají svá minima. Otáčkově zůstala sice neměnná (kolem 2150 1/min), ale hodnoty klesly až k hranici 220 g/kW.h, čímž by motory patřily ke světové špičce benzínových motorů současnosti. Pokles minim nastal tedy o 8,7-10,7%.

7.3. Výfukové emise

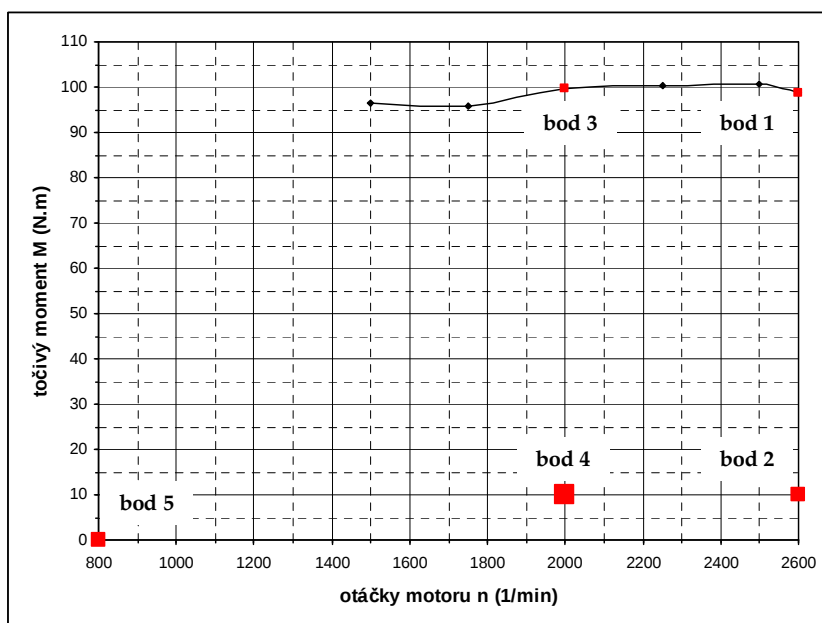
Na výfukové emise nelze uvažovat ze žádných výpočtů. Pokud se pro stanovení množství výfukových emisí nepoužije přímé měření motoru v laboratoři (nejčastěji na stanovišti motorové brzdy), zbývá pouze stanovení metodou odhadu. Pro takový odhad je nutné použít dostupných podkladů, které se podobné metodice a motorové jednotce věnují.

K odhadu výfukových emisí NO_x , CO a THC jsem zvolil nejbližší metodiku dle normy ISO 8178, určená pro kategorii motorů dle použité C2 (motory pro vysokozdvižné vozíky). Emisní test dle normy ISO je 5-ti bodový a schéma měření je zobrazeno v tabulce 13 a grafu 7.

Tabulka 13: Schéma 5-ti bodového emisního měření metodikou dle normy ISO 8178

Číslo bodu měření	Režim měření/otáček	Otáčky	Zatížení	Váha bodu měření
		1/min	%	%
bod 1	jmenovité	2600	100	7
bod 2	jmenovité	2600	10	23
bod 3	střední	2000	100	7
bod 4	střední	2000	10	38
bod 5	volnoběh	800	0	25

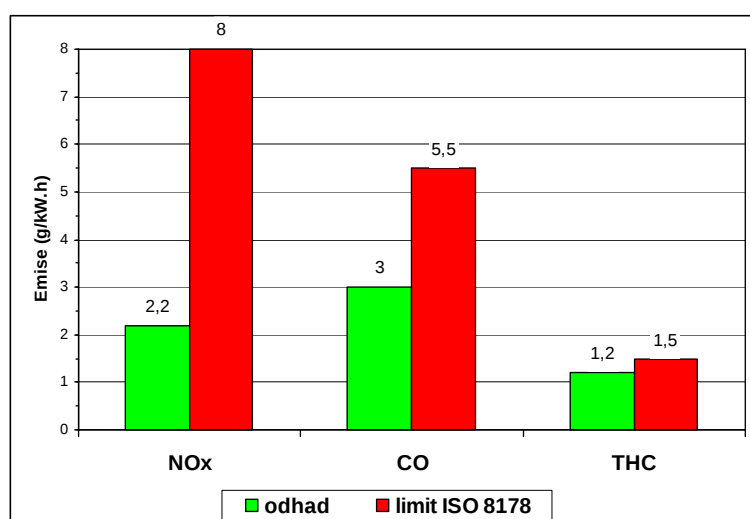
Graf 7: Body měření emisního testu ISO 8178



Odhad emisí byl proveden za předpokladů, že pohonná jednotka bude ve vedení výfukové soustavy instalován tří-složkový katalytický reaktor. Pro spalování se uvažuje směs LPG (propan/butan – 50/50%). Při stanovení odhadu se vycházelo z ekvivalentního výkonu 4,75 kW a dle výsledků měření na čtyřválcovém motoru Škoda 1.4 MPI.

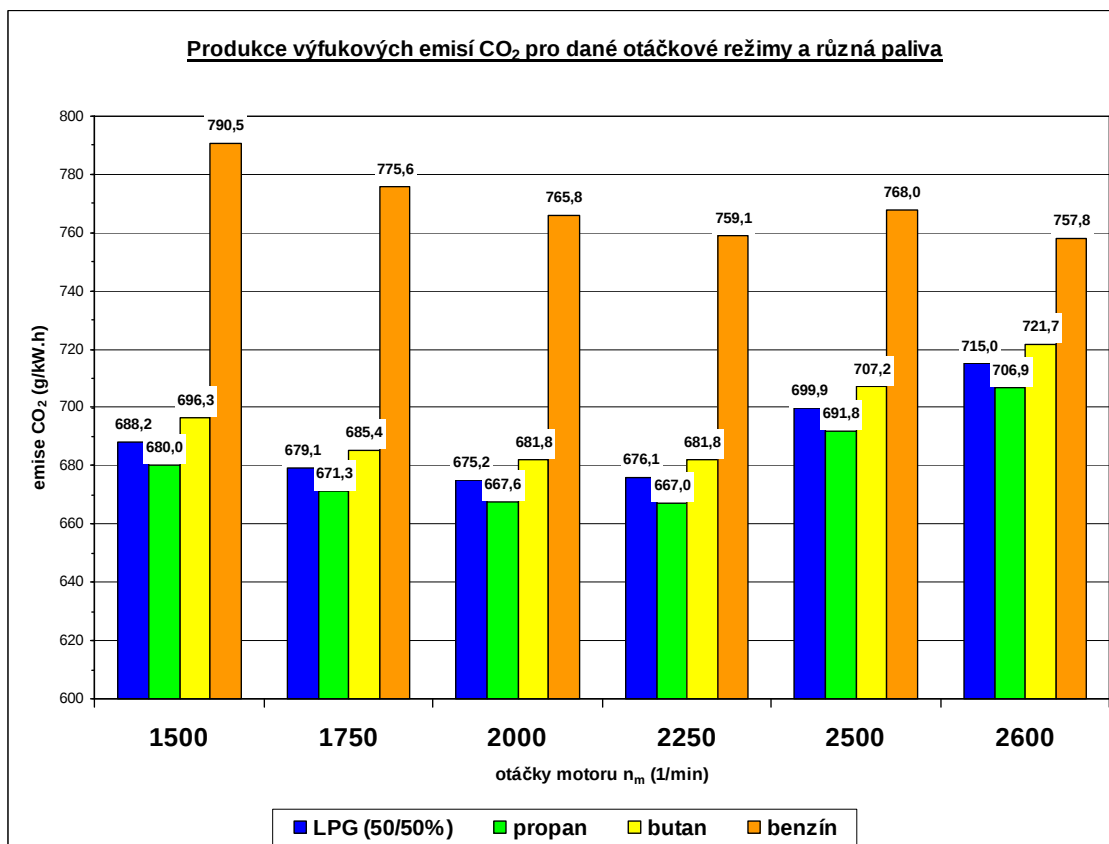
Předpokládané emise v testu metodikou ISO jsou patrné z grafu 8, kde spolu s nimi je na porovnání uváděno limitní množství pro dané použití motoru v kategorii C2.

Graf 8: Odhad výfukových emisí motoru na LPG ve srovnání s normou ISO 8178



Jedinou výfukovou sloučeninou, která je víceméně závislá především na množství a složení spalovaného paliva (platí pro stechiometrické složení – úplné vyhoření), je CO_2 . Emise této látky lze pro stechiometrické složení palivové směsi vypočítat ze sumární slučovací rovnice [13]. Výsledky výpočtů a předpokládané množství emisí pro přestavovaný plynový motor Škoda 1.2 jsou v grafu 9.

Graf 9: Množství výfukových emisí z plynového motoru 1.2 HTP při plném zatížení motoru pro různá paliva



7.3.1. Zhodnocení produkce výfukových škodlivin

Jelikož nebylo provedeno měření, výfukové emise se stanovily odhadem. Přestože je tato metoda méně přesná získané výsledky ukazují na zmiňovanou ekologičnost (viz 4.1.1.) plyných paliv, danou menším hmotnostním podílem uhlíku. Stejný vliv ke snížení emisí ale vnáší do výsledků i dosažená nižší předpokládaná měrná spotřeba motoru při provozu na plyná paliva. Snížení emisí CO₂ by bylo nejvýznamnější u propanu, kde by se to v rámci přestavby na systém vefukování plynu podařilo o 6,7-14% v rozsahu otáček 1500-2600 min⁻¹. Nejnižší snížení jsem výpočtem zaznamenal u butanu, 4,8-11,9%. U výfukových emisí hodnocených dle normy ISO 8178 je předpokládaná rezerva vzhledem k limitům pro dané použití u nespálených uhlovodíků 20%, resp. u CO 45,5% a u NO_x dokonce 72,5%.

8. Zástavba

Součástí zadání diplomové práce je věnování se zástavě motoru do vysokozdvížného vozíku. Motor je v motorovém prostoru uchycen zcela jiným způsobem než tomu je u automobilů. Tuto změnu je třeba řešit. V ČZ Strakonice byla zástavba motoru řešena dle získaných zkušeností a zaběhlých tradic již ověřených na předešlých typech vozíků s jinými motory při podobné zástavbě. Pro použití hydrodynamický měnič při spojení s motorem 1.2 HTP nelze využít dostupných prvků ke spojení a je nutné volit cestu návrhu nového řešení. Celkové řešení zástavby jsem neprováděl a zabýval se pouze stránkou vzniklých problémů, tedy návrhem připojení motoru na hydrodynamický měnič.

8.1. Připojení motoru k hydrodynamickému měniči

Na motor za výstupem na setrvačnicku běžně následuje spojka a převodová skříň. Skříň převodovky se k motoru uchytlí pomocí šroubových spojů přes její oka nálitků. U vysokozdvížných vozíků je převodovka i spojka nahrazena hydrodynamickým měničem. Součástí převodové skříně jsou i úchyty pro startér motoru, který se výsunem pastorku s ozubením aktivuje do záběru s věncem na setrvačnicku a motor při startu roztáčí do otáček, při kterých je motor schopen uskutečnit již samostatný volnoběžný chod.

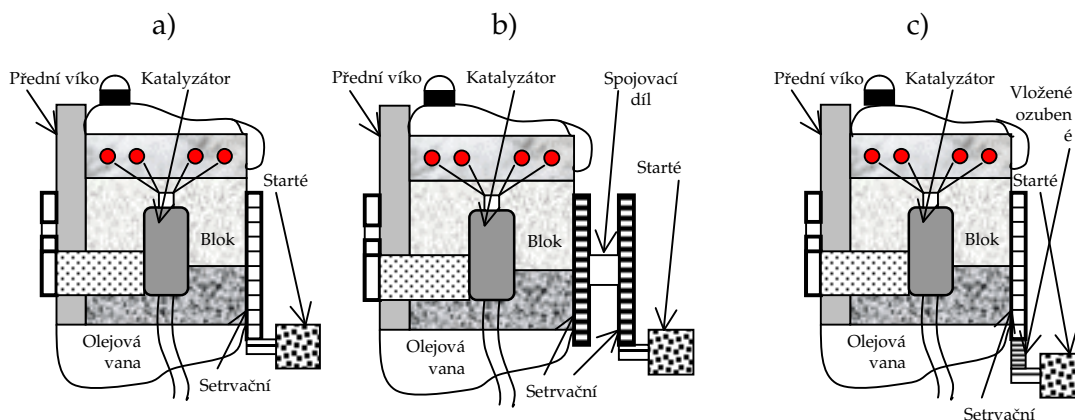
U motoru Škoda 1.2 HTP, který vyniká malými rozměry, ale při napojování hydrodynamického měniče na tento agregát došlo ke kolizi měniče se startérem, neboť ten je umístěn ve velmi malé vzdálenosti od osy klikového hřídele a hydrodynamický měnič zůstává pro některé motory ve většině případů stejný, tedy k rozměrům motoru velký. Proto bylo nutné provést změny spojené s umístěním startéru a současně navrhnout součásti spojující motor s hydrodynamickým měničem.

8.2. Umístění startéru

Jelikož se při přestavbě hledí na cenovou kalkulaci, u které se snažíme dosáhnout pokud možno minima, bylo v zájmu, původní startér zachovat a pouze řešit jeho vhodnější umístění. Dodávku motoru lze však uskutečnit i bez startéru, čímž se náklady sníží, a lze použít jiný zakoupený startér.

Umístění původního startéru, jak jsem již uvedl výše v kapitole 8.1. naráží při použití hydrodynamického měniče na dispoziční problémy. Snahou proto bylo, najít jiné řešení umístění startéru bez zásadních změn.

Obr. 5: Varianty umístění startéru při použití původního startéru



8.2.1. Varianty umístění startéru

Při zachování použití stejného startéru a hledání vhodnějšího umístění se stávajícím příslušenstvím, bez výraznějších zásahů do „hardwaru“ motoru, jsem navrhl možné varianty.

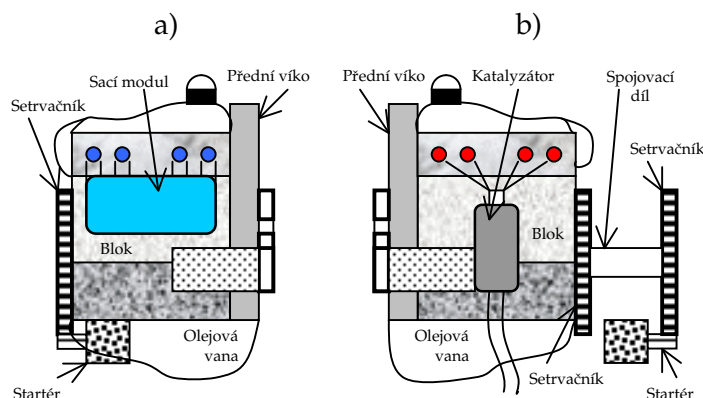
První z nich (obrázek 5 a)) by řešila umístění startéru na stejné straně, straně připojení hydrodynamického měniče (určováno při pohledu na motor, kdy je setrvačník na pravé straně), na které se nacházel nyní. Zde však nelze na straně připojení hydrodynamického měniče nalézt umístění tak, aby se odstranil stávající problém kolidování startéru s hydrodynamickým měničem. Druhá varianta (obrázek 5 b)) by přinesla použití startéru na stejné straně, ale s tím rozdílem, že

se celý posune do větší vzdálenosti od setrvačníku a bude zabírat s nově vytvořeným setrvačníkem blíže k hydrodynamickému měniči. Poslední varianta (obrázek 5 c)) vyžaduje použití vloženého ozubeného kola. Startér by se v tomto případě umístil na opačnou stranu (na stranu motoru) pod sací modul a vložené kolo by zajistilo rotaci setrvačníku motoru ve stávajícím smyslu otáčení. Tento zásah však vyžaduje úběr materiálu setrvačníku a bloku motoru. Další nevýhodou je uložení vloženého ozubeného kola.

Při volbě jiného startéru se naskýtají další možnosti. Jedna (obrázek 6 a)) kopíruje umístění startéru pod sací modul, ale opět vyvolává zásah do materiálu motoru. Druhá (obrázek 6 b)) nabízí umístění startéru ve stejném nasměrování startovacího věnce ozubení, ale odsouvá ho celý až za setrvačník a pro věnec se musí vytvořit nový spoluzabírající setrvačník. Tato varianta svým způsobem zmenšuje vzdálenost měniče od motoru oproti nejméně vhodné variantě z obrázku 5 b) a tak se jeví jako vhodná.

Proto jsem zvolil posledně uváděné řešení, kdy použiji startér jiný (Magneton 9151 03A), s opačným smyslem otáčení oproti původnímu a s vyššími otáčkami. Startér má vyšší startovací otáčky proto, že nově vytvořený setrvačník má větší průměr a menší otáčky startéru by přes převod mezi startérem a setrvačníkem nezajistily dostatečné roztočení motoru do požadovaných hodnot pro bezproblémové spuštění. Je tedy nutné navrhnout nový setrvačník a zároveň řešit zástavbové spojení motoru s hydrodynamickým měničem.

Obr. 6: Varianty umístění startéru při použití nového startéru



8.3. Konstrukce spojení motoru s hydrodynamickým měničem

Je nutné říci, že přidáním dalších prvků stavby motorového a převodového ústrojí, přibývá konstrukce na složitosti a hmotnosti. Proto je při jeho návrhu důležité myslet na zásady celkové ekonomičnosti.

Konstrukce obsahuje tři stěžejní návrhy:

1. Je důležité zajistit návaznost přenosu výkonu z motoru do hydrodynamického měniče. Tuto cestu spojení nazývám **dynamickou**. Z klikového hřídele motoru jsem přes setrvačnick usměrnil výkon do příruby, která dále navazuje nově navržený setrvačnick a ten je přichycen k měniči.
2. I když je motor i měnič uvnitř vysokozdvížného vozíku samostatně přichycen, musí i mezi nimi existovat pevné spojení, které je **statické**. Na straně motoru je možné využít závitových otvorů původně určených k připojení převodovky, na straně měniče pak otvorů na skříní po vnějším obvodu, ale je třeba zajistit, aby byla možná montáž všech šroubů a především celku s ostatními díly.
3. Vzájemně s dynamickým návrhem vznikla konstrukce **uchycení startéru**. Ten je spjat se statickou konstrukcí, ale při startu se spojuje s dynamickou prostřednictvím věnce setrvačnicku.

Snahou návrhů je minimalizovat počet komponent a jejich hmot, které budou tvořit celek zástavby.

8.4. Popis návrhu modelů

Při návrhu konstrukce jsem se pro jednoduchost snažil využít již existujících entit. Nejdůležitější rozměrové a tvarové dispozice však určují i zástavbové možnosti a požadavky. U vznikajících součástí jsem se musel podřídít i výrobním záměrům a technologiím a ji pak upravit do konečné podoby.

8.4.1. Návrh příruby na setrvačníky

Příruba je volena jako odlitek. Materiálem součásti je hliníková slitina. Po předlití jsou ještě vyvrtány otvory v ose příruby a obrobena funkční plochy. Komponent (výkres V1) je tvořen na stranách válcovými upínacími objemy, které jsou navzájem spojeny trubkovitým profilem. Velikost průměrů válců určují osy šroubů, které jsou závislé primárně na jedné straně na roztečné kružnici závitů v setrvačníku motoru, na druhé pak je volen nejmenší vhodný průměr pro zajištění správné dosedací plochy pro hlavu šroubů. Trubkovitý profil je oproti plnému objemu válce při stejné ploše výhodný pro přenos kroutícího momentu. Vnější průměr se volí s ohledem na nekolidování s hlavami šroubů po obou stranách. Vnitřní průměr pak souvisí s pevností. Roztečná délka dosedacích ploch válců je závislá na montážním požadavku pro vklad šroubů do průchozích děr ve válcových upínacích objemech. Tuto součást jsem zároveň použil jako centrují prvek dynamické části spojení motoru s měničem. Na jedné straně je válcový kolík, který se centruje s osovou dírou v klikovém hřídeli motoru a na straně druhé je vyvrtán otvor pro zasunutí konce hřídele hydrodynamického měniče.

8.4.2. Návrh spojovacího kola

Výrobek (výkres V2) je po technologické stránce obrobkem. Materiálem tohoto kola resp. setrvačníku je opět hliníková slitina a to z důvodu snížení hmoty součásti, která nemá funkci pravého setrvačníku (přítomnost hmoty je žádoucí), ale jen spojovací a nosnou. Jinak je součást předimenzována. Na základě toho jsem pro snížení hmotnosti komponent odlehčil vrtanými otvory. Jinak tvar je pro setrvačnick typický a jednoduchý i v tomto případě. Setrvačnick je jednak spojen s přírubou (viz 8.4.1.) tak navazuje na měnič šroubovým spojen přes existující entity, čímž je určen počet a rozteč šroubů na kružnici. Střed součásti vytváří průchozí díra pro hřídel od měniče, jenž slouží i jako centrovací prvek.

8.4.3. Návrh ozubeného věnce

Ozubený věnec (ozubené soukolí) lze vyrobít několika způsoby, ale téměř všechny (vyjímaje předlévání) spadají do technologie obrábění. Tuto jedinou součást (výkres V3) není možné řešit s absolutní rozměrovou jistotou, neboť k ní není dostatečná specifikace ozubeného pastorku startéru (od výrobce nelze získat). Míra nejistoty se vztahuje k možným korekcím ozubení. Protože jsou však věnce setrvačníku s větším počtem zubů než je počet, při kterém již dochází k podřezání paty zubů, mohu se domnívat, že návrh ozubení bez korekce nemusí být chybnou volbou vzhledem ke skutečnostem u těchto záběrů kol.

8.4.4. Návrh rámu

Statickou část připojení obsáhne jediná součást a tou je rám. Rám (výkres V4) je možné navrhnout jako odlitek, který se předlije, následně se odstraní objem a obrobí funkční plochy. Součást je z důvodu největších rozměrů volena z lehčího

materiálu pro snížení hmotnosti. Materiálem je hliníková slitina. Výsledný tvar součásti je z velké části ovlivněn montážními požadavky a prostorem, který obepíná předchozí díly. Výrazný vliv má pochopitelně i technologie odlévání, které se muselo přizpůsobit zkosení stěn a umístění dělicí roviny, aby bylo možné ze 2 dílů formy odlitek vyjmout. Prstenec s daným profilem nebylo možné pro opodstatnění z montážní stránky vytvořit zcela uzavřený. K uchycení rámu na motor a měnič postačí na jedné straně pět na druhé šest šroubů. Podobně jako dynamická část, tak i zde je přítomno centrování (pomocí kolíků), které se vztahuje k nastavení osové vzdálenosti pastorku startéru a věnce setrvačníku.

8.4.4.1. Návrh držáku startéru

Držák startéru se podařilo připojit a integrovat do jednoho komponentu, takže je součástí rámu. Jeho důležitou entitou je obrobená válcová plocha vyhloubená v nálitku rámu. Plocha má středící funkci startéru do přesné osové vzdálenosti se setrvačníkem. Pro místo pastorku je v rámu vyvrtán otvor. Pastorek je však v otvoru zcela krytý, aby nedocházelo k zanášení nečistot do těchto míst. Držák startéru je na rámu umístěn v té poloze, která nejlépe vyhovuje přítomnosti startéru nad tělesem hydrodynamického měniče a nasměrování elektrických přípojek.

9. Závěr

Jelikož v laboratořích katedry Strojů průmyslové dopravy neproběhla měření na stanovišti s instalovaným zařízením a přestavovaným motorem v rámci této diplomové práce a neuskutečnila se spolupráce s dodavatelem motoru a odběratelem rekonstruovaných agregátů, dotkla se tato skutečnost i dodržení stanoveného zadání, které nemohlo být v některých bodech řešeno a naopak přibýly další úkoly, jenž se objevily při tvorbě a mohly se stát body zadání diplomové práce. Jednotlivá příslušenství palivového systému plynového motoru jsou pak popisována jen obecně, podobně i celá rekonstrukce pohonné jednotky. Některé nejsou uváděny vůbec.

Diplomová práce nebyla dodržena z části v bodu 1. ze zadání, kdy se nespécifikoval sací trakt, katalytický reaktor a chladicí systém. Splněno bylo definování palivového příslušenství motoru a řídicí jednotka se snímači a akčními členy, stanovení výfukových emisí a výkresová dokumentace k výrobě prototypů přípojných částí k hydrodynamickému měniči.

Plynový motor 1.2 HTP jsem navrhl pracující se systémem SEQUENT 24. Jeho součástí jsou reduktor tlaku, vefukovací ventily s palivovou rampou (railem) a filtr plynné fáze. Spalovaná vzduchová náplň do motoru přichází při atmosférickém tlaku a s palivem (směs propanu a butanu v poměru 50/50% - LPG) tvoří stechiometrickou směs v celém rozsahu provozních otáček za plného zatížení. Motor je řízen elektronicky (včetně regulace jmenovitých otáček), původní řídicí jednotkou a palivová směs regulována pomocí zpětné vazby od lambda sondy ve výfukové soustavě před současně použitým tří-složkovým katalyzátorem. Použitý systém je v diplomové práci popsán, zobrazen ve schématu a poukázáno na jeho výhody, přednosti, ale i nevýhody ve srovnání s dalšími možnými variantami.

Pro zástavbu motoru ve vysokozdvižném vozíku při spojení s hydrodynamickým měničem jsem provedl návrh součástí, které zajišťují přenos výkonu v požadované míře a pevné spojení motoru s měničem. Nově zvolený

startér Magneton byl pak vhodně připevněn k jedné z komponent a umístěn, aby mohlo při startování motoru dojít k jeho spojení s dalším (novým) setrvačником. Převážnou část technologie výroby tvoří odlévání. Díly jsou dimenzovány s dostatečným koeficientem bezpečnosti. Motor s dvěma setrvačníky je sice hmotnější, ale přidává motoru na stabilitě chodu. Výsledkem návrhů součástí je pak výkresová dokumentace k výrobě prototypů jednotlivých dílů zástavbové sestavy.

Při zjišťování a hodnocení předpokládaných provozních parametrů se využilo školního softwaru TLAK. Ten poukázal na potvrzení předpokladů vypočítaných rovnicemi. Točivý moment pro všechna počítaná plynná paliva v oblastech stechiometrického složení PS osciloval kolem charakteristiky benzínové pohonné jednotky. Od otáček motoru 2100 za minutu již nastal pokles až na nejvyšší rozdíl 6-7% podle spalovaného paliva. U spotřeby bylo zjištěno snížení v celém rozsahu otáček o přibližně 9-11%.

Výfukových emisí vzhledem k poklesu měrné spotřeby, po přestavbě ubylo. Emise oxidu uhličitého vyjádřené v jednotkách g/kW.h se pohybují v provozní oblasti otáček mezi hranicemi 667-722, kdy benzínová jednotka produkovala emise v rozmezí 747-791 g/kW.h. Množství emisí výfukových škodlivin NO_x, CO a HC by v metodice ISO 8178 s dostatečnou rezervou plnily limity měření.

10. Použitá literatura

- [1] Vlk, F. : **Alternativní pohony motorových vozidel.** Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. Vlk, František DrSc., Brno 2004.
- [2] Vlk, F. : **Vozidlové spalovací motory.** Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. Vlk, František DrSc., Brno 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] Macek, J. - Suk, B. : **Spalovací motory I.** Vydavatelství ČVUT, Praha 1996.
- [4] Červinka, O. a kol. : **Pohonné jednotky (1.díl, 2.díl).** VŠST Liberec, Liberec 1985.
- [5] Štěrba, P. – Kryžický, O. : **Jak na LPG:** Přestavba, provoz a údržba automobilů na plyn. Computer Press, Praha 2002. ISBN 80-7226-734-5.
- [6] Cedrych, M., R. : **Jezdíme na plyn:** Přestavba automobilů na alternativní pohon plynem. Grada, Praha 1999. ISBN 80-7169-853-9.
- [7] Laurin, J. : **Tříválcový motor Škoda 1.2 l HTP v neautomobilových aplikacích.** (Studie.) SM 495/2004. Technická univerzita v Liberci, Liberec 2004.
- [8] Laurin, J. : **Projekt úprav motoru VW ADF 1.8 pro možnost provozu na LPG.** (Technická zpráva). Technická univerzita v Liberci, Liberec 2001.
- [9] Beroun, S. : **Změna výkonových parametrů nepřepřlňovaného zážehového motoru přechodem na alternativní paliva.** [Studijní pomůcka]. Technická univerzita v Liberci, Liberec 2002.

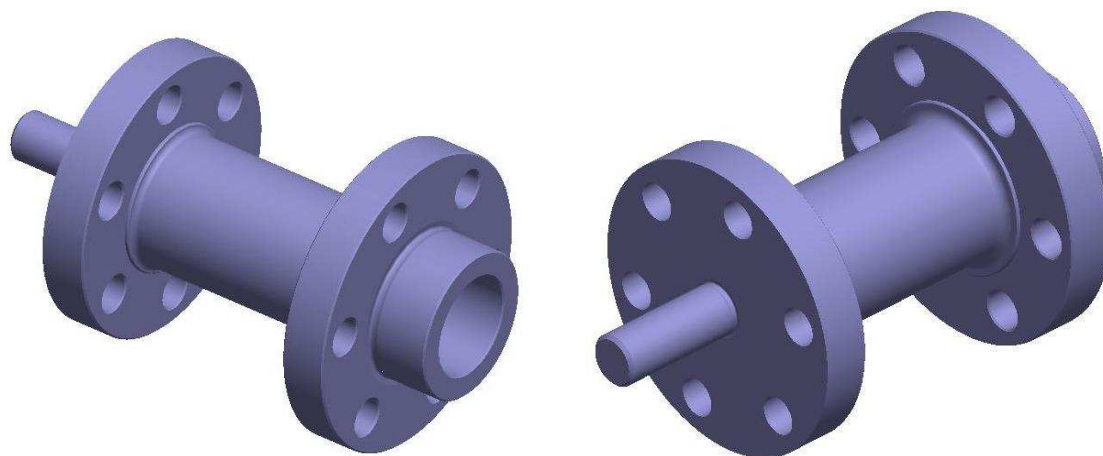
- [10] Laurin, J. : **LPG jako palivo pro vozidlové motory**. (Příspěvek k projektu MŠMT ČR LN00B073), Technická univerzita v Liberci, Liberec 2001.
- [11] Šimek, R. : **Pohonné hmoty**. (Semestrální práce). Univerzita Pardubice. Doprvní fakulta Jana Pernera, Pardubice 2004.
- [12] Machurek, L. : **Alternativní pohony**. (Semestrální práce). Univerzita Pardubice. Doprvní fakulta Jana Pernera, Pardubice 2004
- [13] Beroun, S. : **Termochemie** : Směs paliva a vzduchu. (Úryvek ze skript). Technická univerzita v Liberci, Liberec 2000.
- [14] Výkresová dokumentace firem : Škoda-Auto a.s., ČZ Strakonice a.s. - Divize Auto-Desta, Magneton a.s.
- [15] Propagační letáky : BRC, S.r.l.
- [16] <www.brc.it>
- [17] <www.autogascentrum.cz/novinky.htm>
- [18] <www.gpl.cz/systemy20LPG.htm>
- [19] <www.neptun-harfa.cz/novinky_01.htm>
- [20] <www.gasauto.cz/systemy.htm>

Seznam příloh

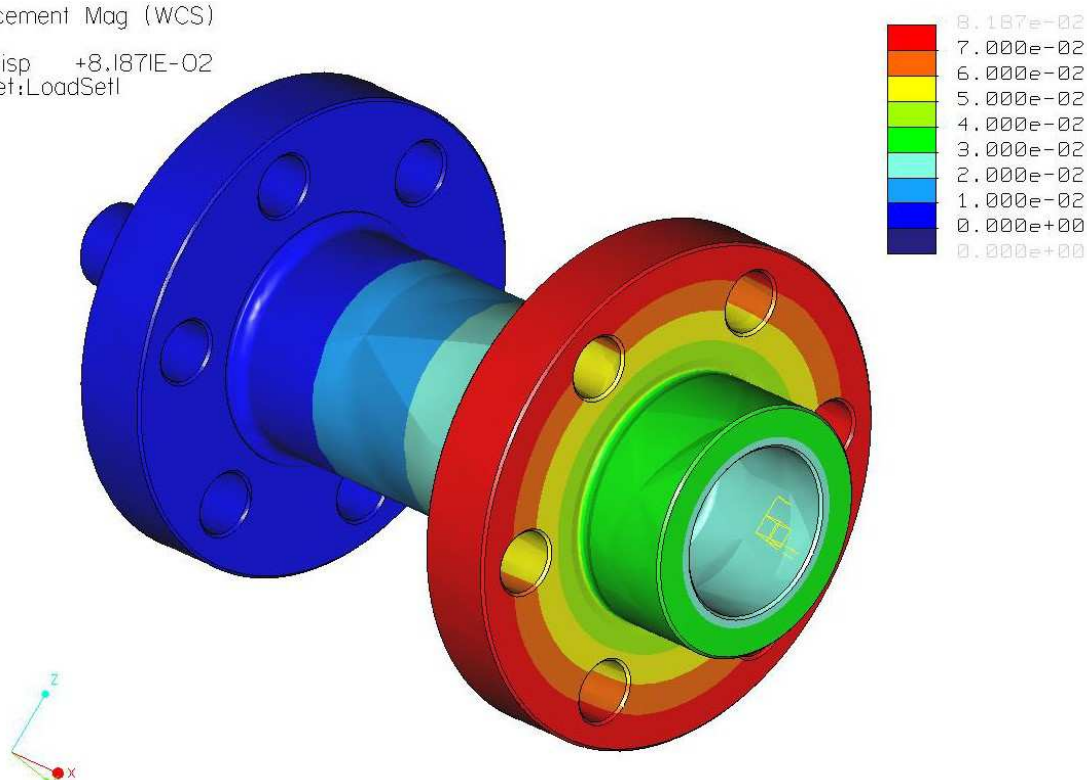
- [P1] 3D model - Příruba na setrvačníky
- [P2] Pevnostní výpočet 3D modelu - Příruba na setrvačníky
- [P3] 3D model - Spojovací kolo
- [P4] 3D model - Ozubený věnec
- [P5] 3D model - Nosný rám
- [P6] Pevnostní výpočet 3D modelu - Nosný rám
- [P7] 3D model - Sestava
- [P8] Filtr plynné fáze FJ1

Seznam výkresů

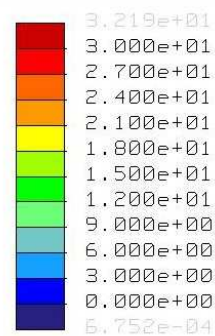
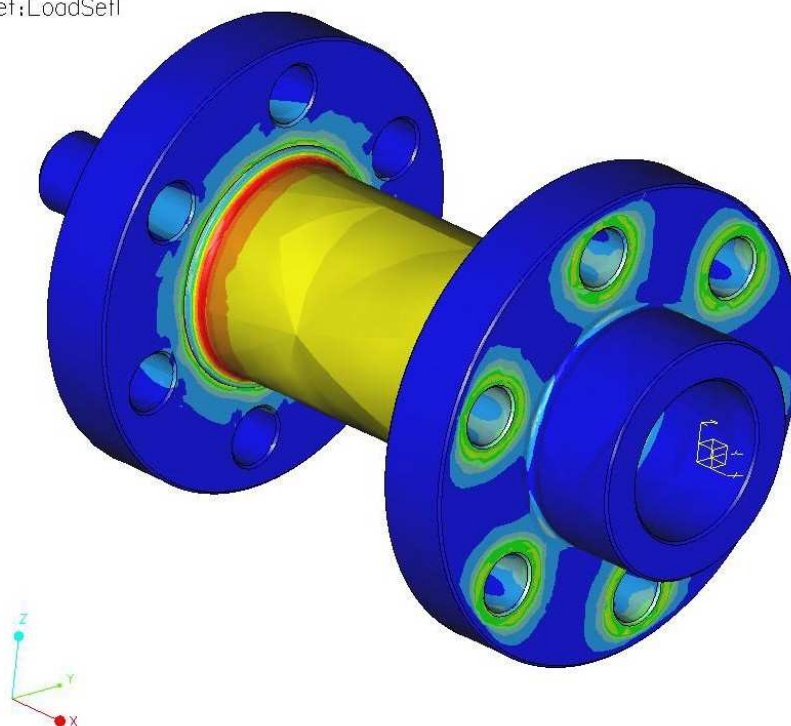
- [V1] Výkres Příruby na setrvačníky – KSD-DP-487-1
- [V2] Výkres Spojovacího kola – KSD-DP-487-2
- [V3] Výkres Ozubeného věnce – KSD-DP-487-3
- [V4] Výkres Nosného rámu – KSD-DP-487-4
- [V5] Výkres Sestavy – KSD-DP-487-5

[P1]**[P2]**

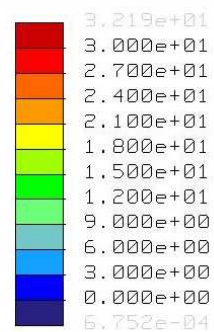
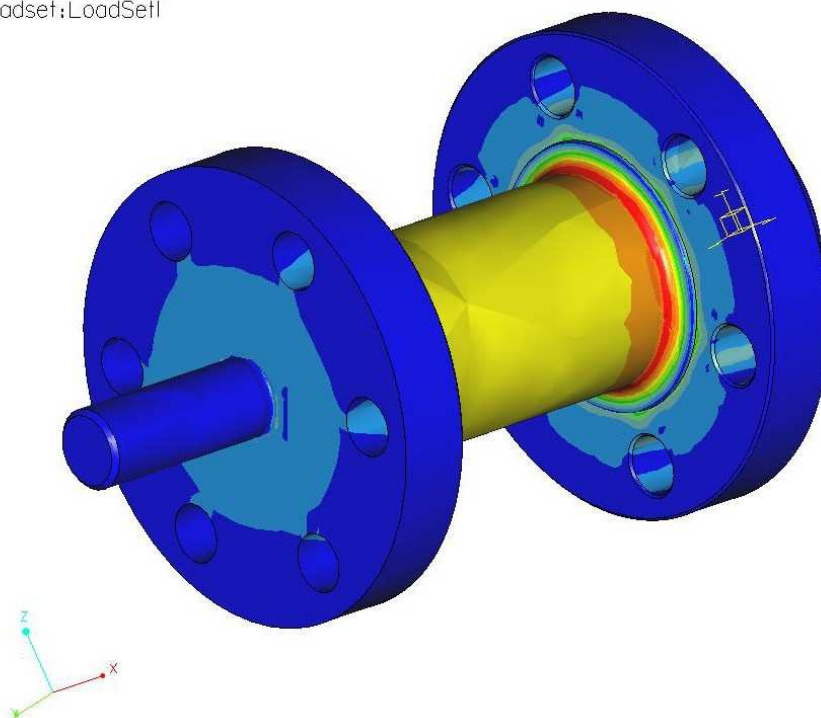
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +8.1871E-02
Loadset: LoadSet1



Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

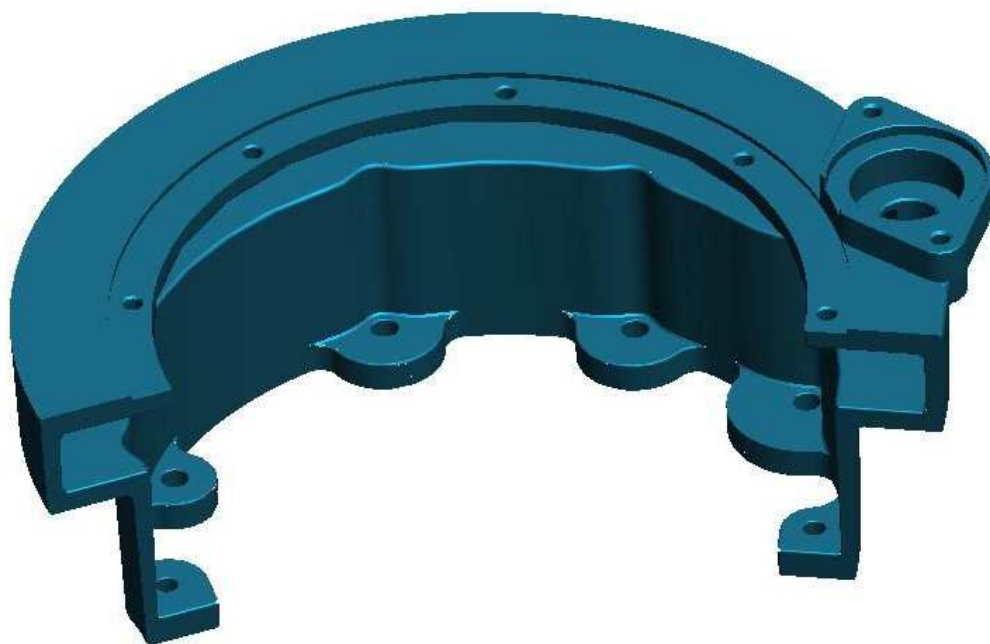


Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

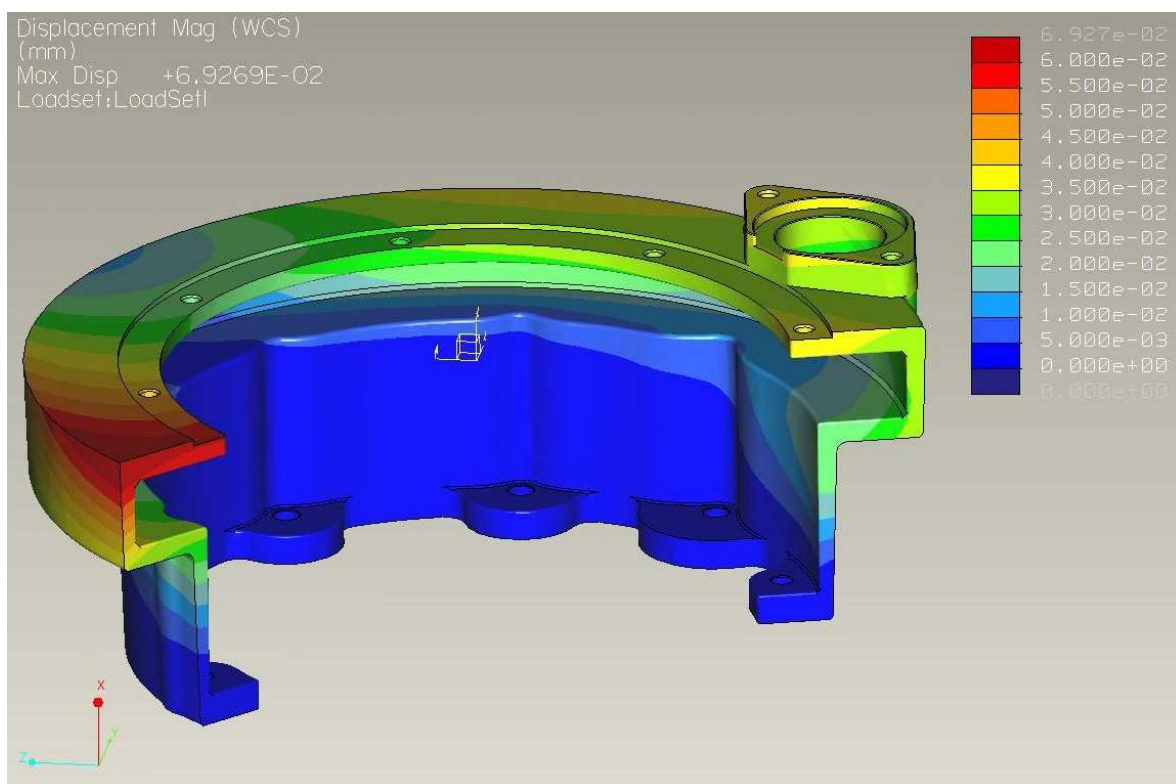
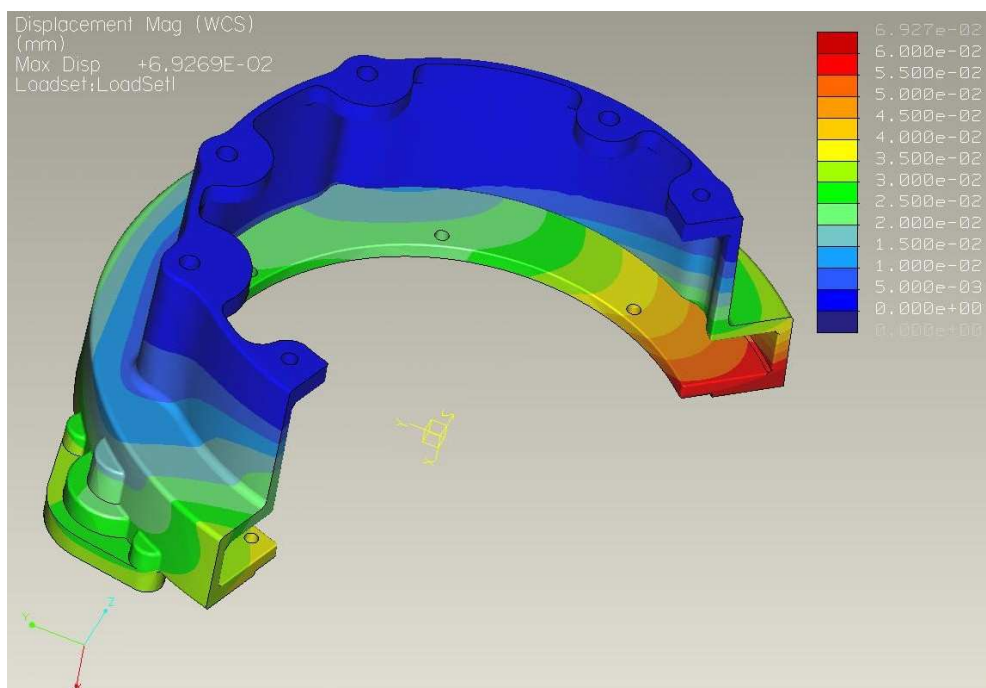


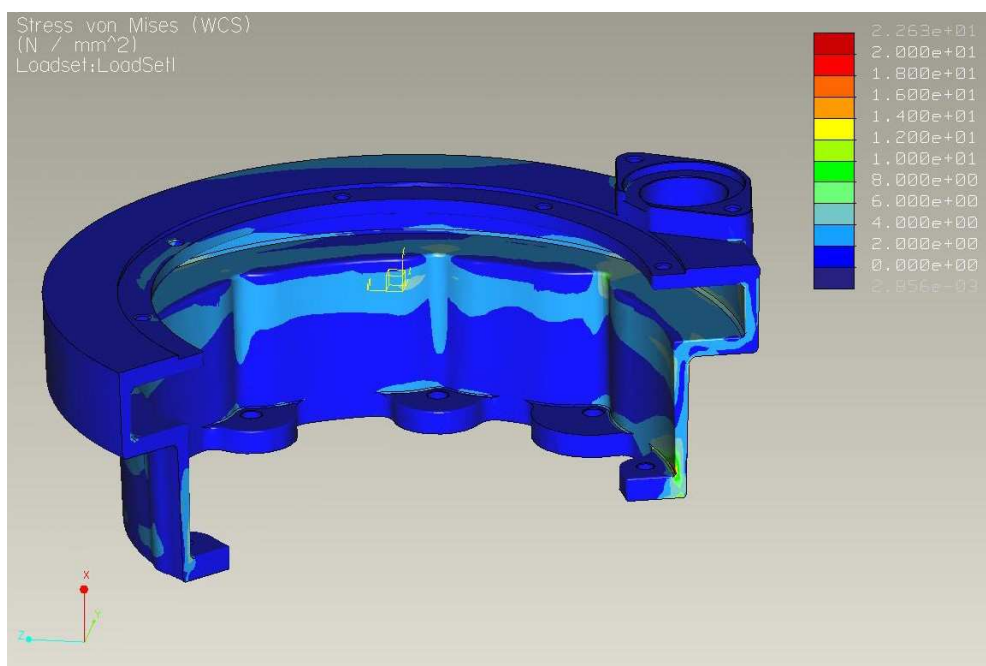
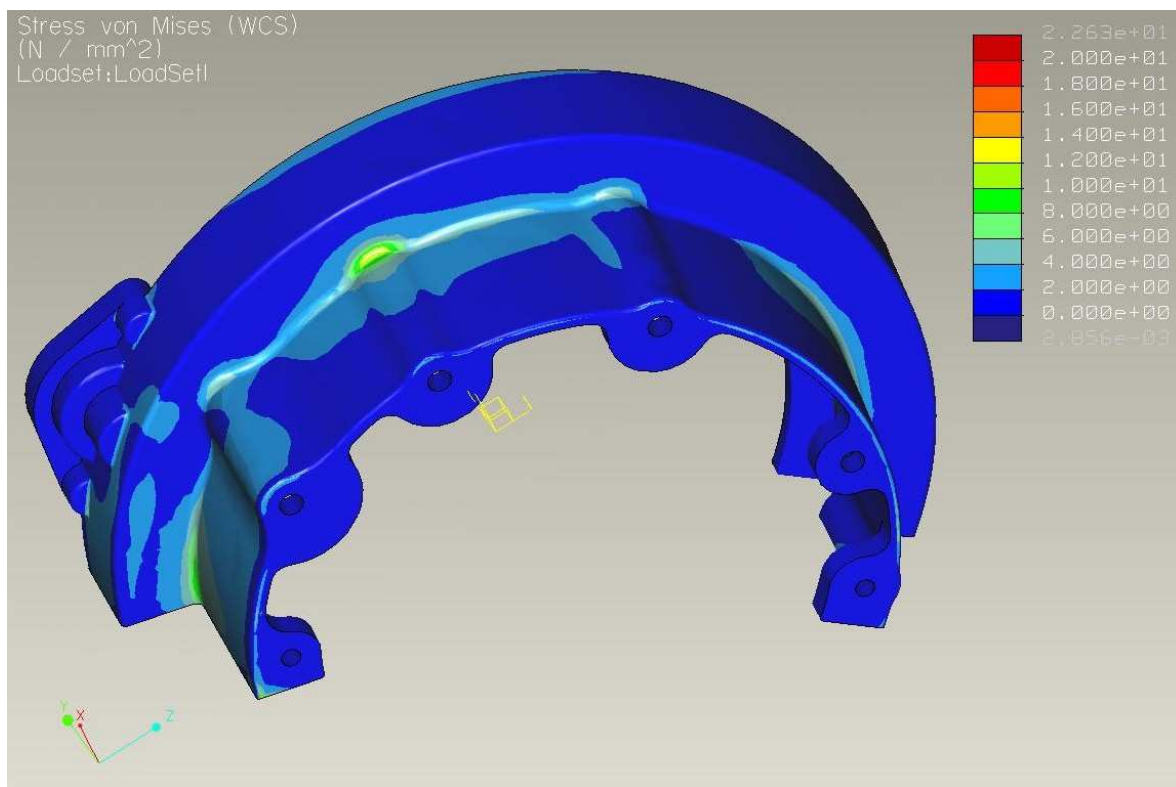
[P3]**[P4]**

[P5]

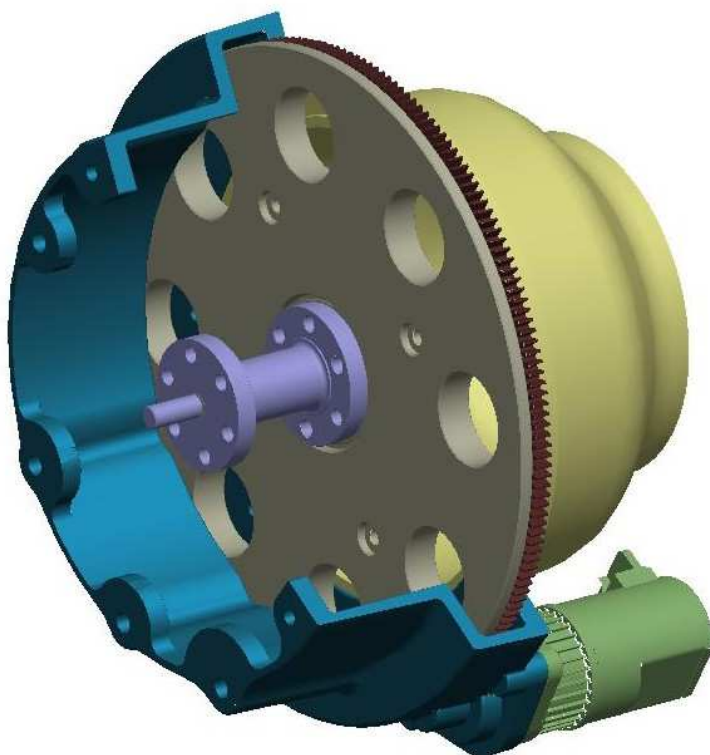
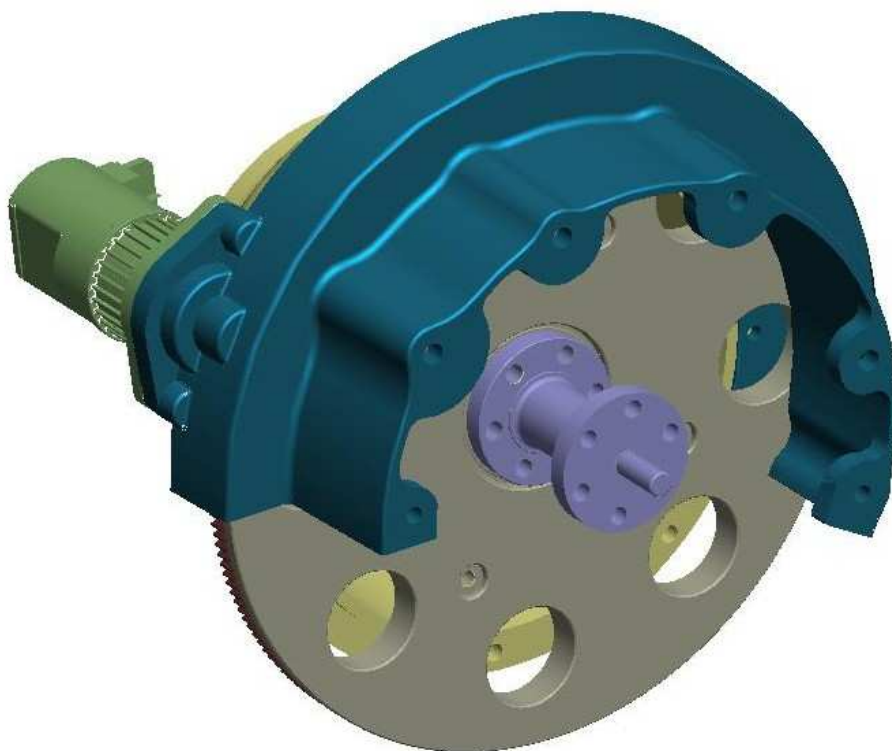


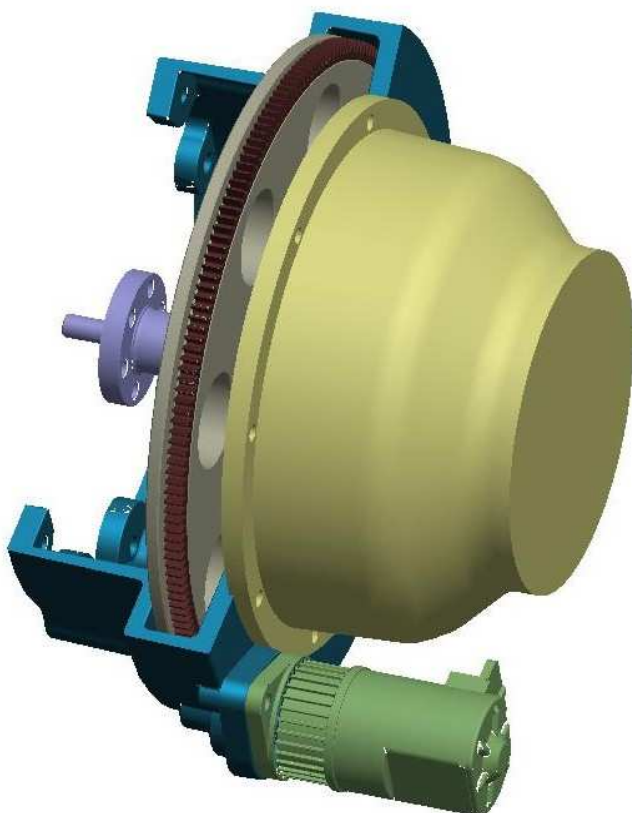
[P6]





[P7]





[P8]

