



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

APLIKACE VSTŘIKOVACÍHO SYSTÉMU S TLAKOVÝM ZÁSOBNÍKEM NA VZNĚTOVÝ ŠESTIVÁLCOVÝ MOTOR

APPLICATION OF PRESSURE ACCUMULATOR INJECTION SYSTEM ON SIX-CYLINDER
CI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ PACOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Pacovský

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

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

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

Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový šestiválcový motor

v anglickém jazyce:

Application of Pressure Accumulator Injection System on Six-cylinder CI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete instalaci vstřikovacího systému pro vznětový motor a provedte nezbytné zásahy do konstrukce motoru. Umístěte vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo a vstřikovací trubky. Provedte pevnostní kontrolu nově navržených součástí.

Cíle diplomové práce:

Student by měl získat široký přehled o zadané problematice a posoudit budoucí vývojové trendy v této specializaci, navrhnout nové konstrukční řešení a zpracovat a vyhodnotit příslušné výpočty.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [4] Baumruk, P.: Příslušenství spalovacích motorů, ČVUT Praha, 1996

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 17.11.2010



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá zástavbou moderní vstřikovacího systému Common Rail na vznětový šestiválcový motor. Jedním z cílů práce je získat široký přehled o vstřikovacím systému s tlakovým zásobníkem a vyhodnotit vývoj v této oblasti. Mezi hlavní cíle práce patří návrh nového konstrukčního řešení v programu Pro/Engineer, provedení statické a dynamické analýzy nejdůležitějších částí pomocí metody konečných prvků (MKP) a potřebných kontrolních výpočtů. Nakonec bude vytvořena výkresová dokumentace nejpodstatnějších nově navržených částí. Při vytváření této práce bylo využito nezbytných podkladů z Vývojového ústavu traktorů a.s. společnosti Zetor Group.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vstřikovací systém, Common Rail, tlakový zásobník, vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo, vysokotlaké potrubí, napjatostní analýza, předejatý šroubový spoj.

ABSTRACT

This master's thesis deals with application of modern injection system Common Rail on six-cylinder CI engine. One of aims of thesis is to get a large overview of pressure accumulator injection system and explore the development in this area. Among main aims of the thesis belong a new construction layout in Pro/Engineer, accomplishing of static and dynamic analyse of most important parts via the finite element method (FME) and necessary control calculations. Finally, the design documentation of new most essential designed parts will be made. During making the thesis necessary source materials obtained from Vývojový ústav traktorů a.s. of Zetor Group company was made use of.

KEYWORDS

Injection system, Common Rail, pressure accumulator, injector, high-pressure pump, high-pressure pipe, stress analyse, pre-stressed bolt connection.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PACOVSKÝ, T. *Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový šestiválcový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2011

.....

Bc. Tomáš Pacovský



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl vzdát své díky všem, kteří mi nějak mohli pomoci při zdolávání tohoto studia, dále bych chtěl poděkovat mým rodičům za poskytnutí veškerého zázemí a v neposlední řadě také vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D, za veškeré poskytnuté podklady a rady při řešení této práce a panu Ing. Pavlu Ramíkovi za pomoc při řešení výpočetních úloh.



OBSAH

Úvod	10
1 Historie a použití vznětového motoru.....	11
1.1 Vývoj dieselových vstřikovacích systémů.....	11
1.2 Použití dieselových vstřikovacích systémů	12
1.2.1 Common Rail System.....	14
1.2.2 Modular Common Rail System	15
1.2.3 Systém sdružených vstřikovačů (čerpadlo-tryska).....	15
1.2.4 Systém sdružených čerpadel (čerpadlo-vedení-tryska).....	16
1.2.5 Rotační vstřikovací čerpadla s radiálními písty.....	17
1.2.6 Rotační vstřikovací čerpadla s axiálními písty.....	17
1.2.7 Řadová vstřikovací čerpadla.....	17
1.2.8 Jednoválcová čerpadla.....	18
2 Legislativa v oblasti emisí	19
2.1 Složení výfukových plynů	20
2.2 Emisní normy.....	22
2.3 Požadavky na palivo	25
3 Alternativní kapalná paliva	26
4 Vstřikovací systém Common Rail	27
4.1 Konstrukce systému.....	27
4.2 Způsob činnosti.....	28
4.3 Nízkotlaká část.....	29
4.3.1 Palivová nádrž	29
4.3.2 Palivová potrubí.....	30
4.3.3 Palivový filtr	30
4.3.4 Palivové čerpadlo	30
4.4 Vysokotlaká část.....	32
4.4.1 Vysokotlaké čerpadlo	32
4.4.2 Rail (vysokotlaký zásobník).....	35
4.4.3 Vstřikovač.....	35
4.4.4 Vysokotlaké potrubí a přípojka	37
4.5 Elektronická regulace vznětových motorů EDC	38
4.5.1 Palubní a diagnostický systém pro osobní a lehká nákladní vozidla.....	38
5 Formulace problematiky	40
5.1 Řešení problému	41
5.1.1 Stávající vstřikovací systém	41
5.1.2 Nový vstřikovací systém	42
5.2 Vymezení cílů práce	45
5.2.1 Zadání	45
5.2.2 Parametry motoru	46
5.2.3 Parametry nového systému Common Rail	46
6 Metodika konstrukčního řešení.....	47



6.1	Metodika konstruování, technologie výroby	47
6.2	Postup řešení úkolu	48
6.2.1	Návrh součástí	48
6.2.2	Kontrolní výpočet	48
6.2.3	Statická a dynamická analýza	49
7	Návrh konstrukčního řešení	50
7.1	Vysokotlaké čerpadlo	50
7.2	Vstřikovač a příslušenství	50
7.2.1	Sedlo vstřikovače, těsnicí podložky	51
7.2.2	Šroubový spoj	52
7.2.3	Kulová podložka, šroub	53
7.2.4	Upínací třmen	54
7.3	Tlakový zásobník (Rail) a příslušenství	55
7.3.1	Upínací objímka	57
7.3.2	Omezovací tlakový ventil	58
7.3.3	Snímač tlaku	58
7.4	Vysokotlaké potrubí a příslušenství	59
7.4.1	Vysokotlaká přípojka, přesuvná matice	61
7.4.2	Hrdlo vstřikovače, převlečný šroub	62
7.4.3	Potrubní spona	62
7.5	Kryt ventilů	64
7.6	Common Rail na šestiválcovém traktorovém motoru	65
8	Výpočtové řešení	67
8.1	Kontrolní výpočet šroubového spoje upínacího třmene	67
8.1.1	Statické zatížení šroubového spoje	69
8.1.2	Dynamické zatížení šroubového spoje	71
8.2	Pevnostní analýza upínacího třmene a kulové podložky	75
8.2.1	Zadání vstupních hodnot	75
8.2.2	Analýza výsledků	79
8.3	Modální analýza Railu	84
	Závěr	88
	Použité informační zdroje	90
	Seznam použitých zkratk a symbolů	91
	Seznam příloh	94



ÚVOD

V dnešní době se můžeme setkat s různými koncepcemi motorů, které úplně odbočují od klasických spalovacích a splňují požadavky budoucnosti, ale stále se jaksí nemůžou zařadit na úroveň, kterou zastávají úsporné a účinné diesellové motory. Stále jim něco chybí, aby byly komplexně lepší než tento klasický, více než sto let nám známý naftový motor. Jeho spektrum použití je velmi široké. Můžeme se s ním setkat v dopravě silniční i mimosilniční. Hlavní oblastí použití potom jsou osobní automobily, užitková vozidla, nákladní vozidla, transportní a průmyslová vozidla, těžká dopravní vozidla i lodě. Hlavním faktorem proč se diesellová technika používá v tolika oblastech je její úspora a účinnost. Tím bychom tedy mluvili o ekonomické stránce věci. Ale je tu i další a dnes nejdůležitější podstata věci – emisní předpoklady. Dnešní automobilový průmysl je podmíněn emisními předpisy, které určují množství znečišťujících látek odváděných z motoru při spalování.

Na prvním místě při konstrukci motoru je tedy požadavek na nízké emise, které znečišťují životní prostředí a tím také nás lidi samotné. Jak už známe z praxe, diesellové motory, zejména ty starší, za sebou nechávají typický černý kouř, ve kterém se vyskytuje nepřeberné množství škodlivých látek. Tento černý kouř se objevuje při nedokonalém spalování a hlavním úkolem vývoje motorů je eliminovat tento škodný produkt spalování na minimum.

Automobiloví výrobci mají několik možností jak dodržet emisní normy. Jednou z těchto možností je zdokonalení vstřikovacího systému. V posledních deseti letech výrobci pomalu přecházeli ke vstřikovacímu systému, který dnes patří mezi špičku v diesellové technice, montuje se do většiny dopravních prostředků a nese označení Common Rail. Tento nový systém přivádí palivo do válce motoru pod vysokým tlakem, což je hlavním faktorem pro dokonalejší spálení a tím může být dosaženo nižších hodnot emisí.

Tato práce se bude zabývat aplikací moderního vstřikovacího systému Common Rail na motor, který byl původně osazen starším řadovým vstřikovacím čerpadlem. Konkrétně se bude jednat o vznětový šestiválcový řadový traktorový motor. K této přestavbě je potřeba provést určité zásahy do konstrukce motoru, zejména je třeba dbát na skutečnost, že tento moderní systém pracuje s obrovským tlakem. Proto je nutné provést nezbytné analýzy všech důležitých částí, aby byla zajištěna spolehlivá funkce celého systému.

Common Rail si prestiž zasloužil svou propracovanou konstrukcí skládající se z mnoha snímačů, akčních členů a elektromagneticky (nebo i jinak) ovládaných ventilů, které za pomoci řídicích jednotek dokážou vytvořit optimální provoz spalovacího motoru v celém rozpětí pracovních otáček, na kterých je řízení vstřikování nezávislé. A jak bylo zmíněno výše, hlavním požadavkem je vysoký vstřikovací tlak, který při spojení s větším počtem vstříků docílí mnohem dokonalejšího spalování než u stávajících vstřikovacích systémů.



1 HISTORIE A POUŽITÍ VZNĚTOVÉHO MOTORU

Historie nám známého dieselového motoru sahá až do roku 1897 kdy německý inženýr Rudolf Christian Karl Diesel (18. Března 1858 Paříž – 30. Zář 1913) po letech vývoje představil světu revoluční vysokotlaký spalovací motor pracující na bázi těžkého tekutého paliva. Tento motor samozřejmě nedostal jiné označení, než byl jeho tvůrce, Diesel. Byl to tedy vysokotlaký pístový spalovací motor se samovznícením (bez elektrické jiskry), vyvolaným stlačením vzduchu na tlak 3,5 MPa. Ještě v tomtéž roce dokázal svůj motor zdokonalit natolik, že jeho tepelná účinnost vykazovala až 26 %, čímž absolutně zastínil v té době běžné parní stroje, jež měly tepelnou účinnost poloviční.

„Po dalších úpravách byl jeho motor roku 1900 vyznamenán na světové výstavě v Paříži Velkou cenou. Na základě tohoto úspěchu uzavřely s Dieselem smlouvu kodaňské loděnice.

Roku 1911 byla v Kodani spuštěna na vodu loď Seelandia se dvěma osmiválcovými čtyřtákními Dieselovými motory, které sloužily spolehlivě až do roku 1942. Vysoké technické přednosti tohoto motoru a také použití nafty jako paliva způsobily jeho rychlé rozšíření v průmyslu a dopravě.

Poslední léta svého života věnoval Diesel práci nad konstrukcí motoru pro potřeby mořeplavby. Zemřel za nevyjasněných okolností při plavbě na lodi Dresden z Antverp do Anglie; pravděpodobně spáchal sebevraždu skokem do moře.“ [16]

Na automobily poháněné vznětovými motory si společnost musela počkat až do roku 1927, kdy bylo vyrobeno první nákladní vozidlo a v roce 1936 i osobní vozidlo. Do té doby a i nadále byly v těchto vozidlech používány také benzínové motory, které byly v té době kultivovanější a oblíbenější. Tato vznětovým motorem poháněná vozidla sice dlouho nebyla v oblibě, ale s příchodem přeplňování a přímým vstřikem (ten byl použit i u prvních nákladních vozidel) došlo k velkému rozmachu.

Vznětové motory mohou pracovat i jako dvoudobé, ale tato verze se uplatnila jen u třeba lodních motorů nebo u lokomotiv. Tyto jsou konstruovány jako víceválcové a pomaloběžné. Obecně platí, čím větší motor, tím jsou jeho otáčky nižší. U těchto motorů řádově asi ve stovkách otáček za minutu.



Obr. 1-1 Rudolf Diesel v roce 1883 [16]

1.1 VÝVOJ DIESELOVÝCH VSTŘIKOVACÍCH SYSTÉMŮ

Jak již bylo výše popsáno, dieselový motor potřebuje ke své správné funkci stlačený vzduch, který byl u prvních vozidel vytvářený kompresorem, jenž byl těžký a drahý. Proto bylo vyloučeno použití dieselového motoru v automobilech. Pro pohon osobních a nákladních vozidel sloužil motor benzínový.

V roce 1927 bylo vyrobeno první nákladní vozidlo se vznětovým motorem, což vyvolalo velký ohlas, protože toto vozidlo bylo jako první osazené řadovým vstřikovacím čerpadlem (viz **obr. 1-2**), které v té době začal sériově vyrábět německý vynálezce a podnikatel Robert Bosch (23. Zář 1861 Albeck – 12. Března 1942). Tento muž také založil dodnes celosvětově známou firmu Robert GmbH, která se v roce 1906 zasloužila o zavedení osmihodinové pracovní doby.



„V roce 1936 naběhla sériová výroba řadových vstřikovacích čerpadel určených k pohonu osobních automobilů.

V roce 1975 uvedla firma Bosch na trh první rotační čerpadlo s jediným axiálním pístem a počátkem roku 1995 již bylo těchto čerpadel vyrobeno 25 miliónů kusů.

V roce 1986 bylo firmou Bosch uvedeno na trh první rotační čerpadlo s elektronicky řízeným systémem vstřikování paliva pro vznětové motory. Tento systém byl označen písmeny EDC (Electronic Diesel Control).

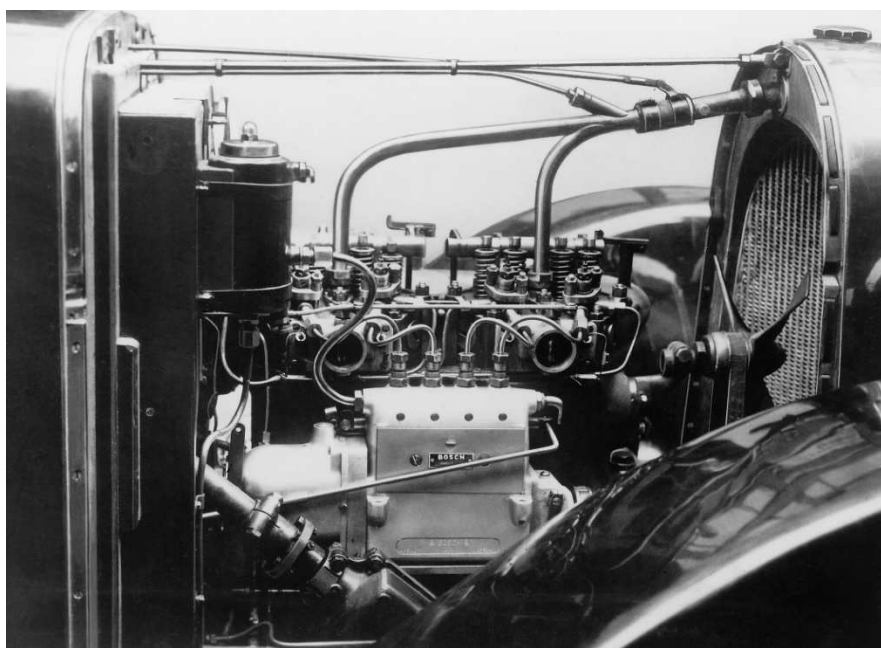
V roce 1987 byl zaveden systém elektronické regulace (EDC) také u řadového čerpadla.

V roce 1993 bylo na trh uvedeno první elektronicky řízené řadové čerpadlo se zdvihovými šoupátky (Hubschieber-Einspritzpumpe).

V roce 1994 byly na trh uvedeny vstřikovací jednotky (Pumpe-Duese-Einheit). Charakteristickým znakem tohoto systému je to, že každý válec motoru má vlastní elektronicky řízenou vstřikovací jednotku, která je tvořena výtlačným pístem a vstřikovací tryskou.“ [2]

V roce 1996 pak bylo na trh uvedeno radiální rotační čerpadlo s magneticky řízenými ventily pod označením VP44. Toto čerpadlo se poprvé objevilo u motorů firmy Opel, ale jeho použití nepřineslo žádný zásadní pokrok.

Až v roce 1997 byl ukončen vývoj nového systému vysokotlakého vstřikování paliva Common Rail. Tato technologie je dnes, dalo by se říct, nejpoužívanější variantou ve vozidlovém průmyslu, která kultivovaností chodu motoru, nízkou spotřebou paliva a nízkými hodnotami emisí kolem roku 2005 úplně vytlačila systém čerpadlo-tryska z osobních automobilů.



Obr. 1-2 První řadové vstřikovací čerpadlo ve vozidle [17]

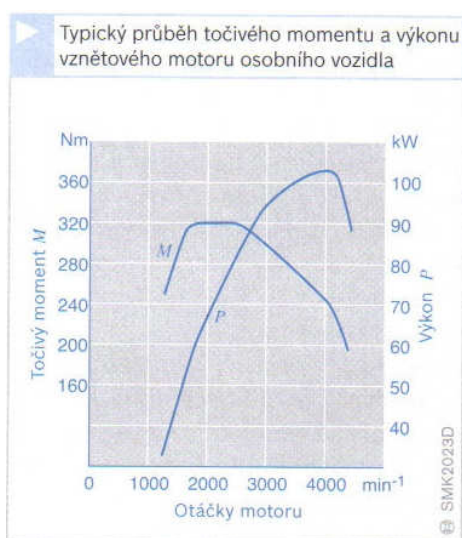
1.2 POUŽITÍ DIESELOVÝCH VSTŘIKOVACÍCH SYSTÉMŮ

Když se podíváme na pořizování osobních automobilů, zjistíme, jak prudce v posledních letech stoupl prodej automobilů se vznětovým motorem. Proč je tomu tak, proč lidé stále více ustupují před zážehovými motory? Důvod je jasný. Jsou úspornější a účinnější. To jsou dvě



hlavní kritéria při koupi vozu. Lidi samotné ani tak nezajímá maximální výkon, ale nízká spotřeba, tudíž menší provozní náklady. Ano, naftové motory jsou sice o něco dražší než benzínové, ale takovým firmám, které nakupují služební auta, jež budou konat dlouhé služební cesty, se náklady na provoz po krátké době vyrovnají rozdíl pořizovací ceny.

Tím by byla shrnuta hospodářská stránka věci. Podívejme se ještě na další dva hlavní důvody proč si pořídit automobil se vznětovým motorem. A dalším důvodem je užitek z jízdy. Dnes už prakticky nenajdeme automobil s dieselovým motorem, který by nebyl přeplňovaný. Přeplňování se provádí buď turbodmychadlem poháněným výfukovými spaliny, nejčastěji vybaveným regulací. Dále se může přeplňovat mechanickým kompresorem anebo kombinací obou způsobů. Jde hlavně o to, natlačit do válce co nejvíce stlačeného vzduchu a tomu úměrně vstříknout větší množství paliva. To umožňuje dosáhnout vysokého točivého momentu již v nízkých otáčkách a tím se automobil může pohybovat velmi svižně. Mnozí si myslí, že rozhodující vlastností pro akceleraci je výkon, ale je to právě točivý moment, který mají vznětové motory vždy vyšší než motory benzínové. Když si srovnáme nepřepřňovaný benzínový motor s přeplňovaným vznětovým o stejném výkonu, bude mít naftový motor vždy více točivého momentu, tedy tahové síly, která je rozhodující. A dále je velmi výhodné, když je křivka točivého momentu plochá (vodorovná) v co nejširším rozpětí otáček, tím je pak dosaženo velmi příznivých provozních vlastností vozidla (viz **obr. 1-3**). Na druhou stranu je třeba zmínit, že maximální výkony můžeme zatím dostávat pouze ze zážehových motorů, ale to už je oblast závodění, která se týká spíše sportu, než potřeb pro všední život.

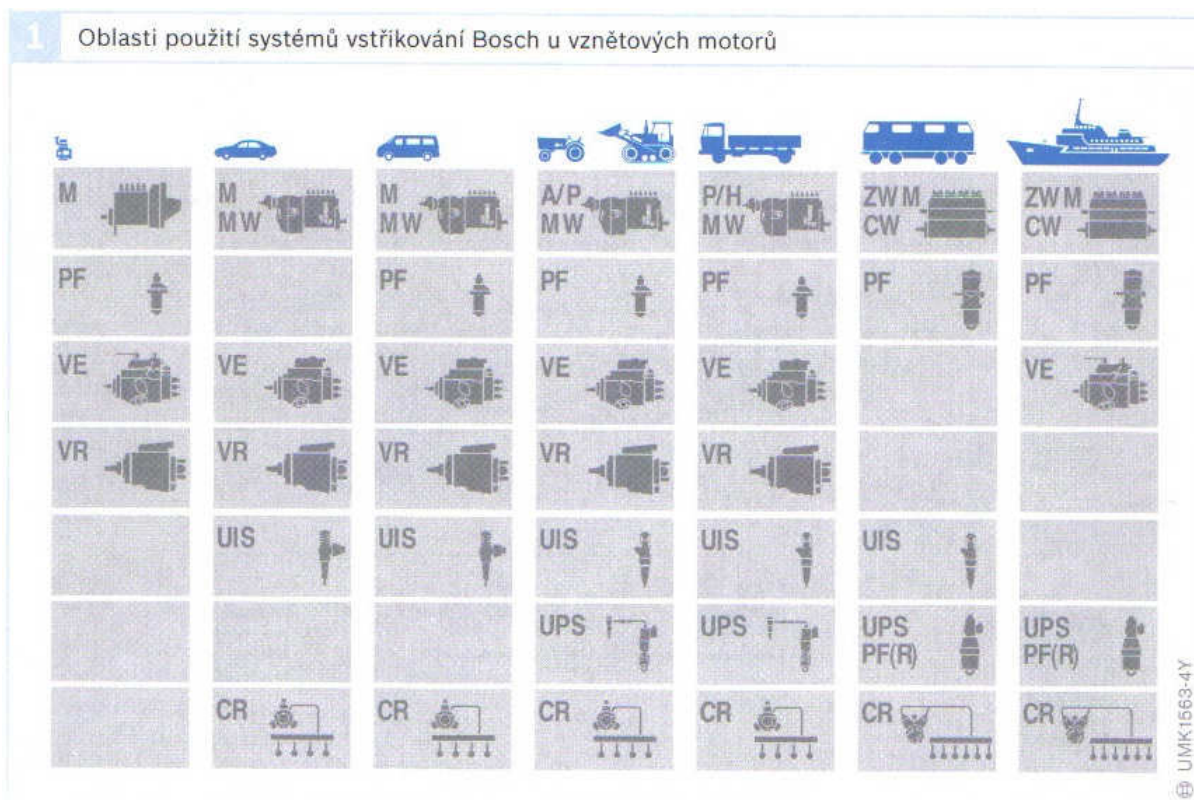


Obr. 1-3 Typický průběh točivého momentu a výkonu vznětového motoru osobního vozidla [1]

Další a mnohem důležitější stránkou věci u vznětových motorů je ekologická šetrnost. Automobiloví výrobci jsou v poslední době čím dál víc ostřelováni legislativou a musejí při výrobě motorů dodržovat přísné emisní předpisy. Způsobů jak se vtěsnat do těchto limitů je hned několik. Může to být volba vhodného vstřikovacího systému (Common Rail, Systém sdružených vstřikovačů), oxidační katalyzátory (odstraňující z výfukových plynů oxid uhelnatý CO a uhlovodíky HC jsou dnes už standardem), filtry pevných částic redukující počet pevných částic na minimum, řízená recirkulace spalín nebo přidávání močoviny do výfukových spalín pomáhající snížit emise oxidů dusíku NO_x apod. Způsobů je několik, ale ani jeden z nich, by se už dnes neobešel bez elektronické regulace EDC. Takto je možno řídit dávkování paliva vzhledem ke konkrétním potřebám motoru.

„Vznětové motory se používají v řadě různých provedení (**obr. 1-4**), např. jako:

- pohon mobilních elektrocentrál (do cca 10 kW/válec),
- rychloběžné motory pro osobní a lehká užitková vozidla (do cca 50 kW/válec),
- motory pro stavebnictví, zemědělství a lesnictví (do cca 50 kW/válec),
- motory pro těžká užitková vozidla, autobusy a tahače (do cca 80 kW/válec),
- stacionární motory, např. pro elektrocentrály nouzového napájení (do cca 160 kW/válec)
- motory pro lokomotivy a lodě (až do 1000 kW/válec).“ [1]



Obr. 1-4 M, MW, A, P, H, ZWM, CW Řadová vstřikovací čerpadla s rostoucí konstrukční velikostí,
 PF Samostatná jednoválcová vstřikovací jednotka,
 VE Rotační vstřikovací čerpadla s axiálními písty,
 VR Rotační vstřikovací čerpadla s radiálními písty,
 UIS Systém čerpadlo-tryska,
 UPS Systém čerpadlo-vedení-tryska,
 CR Systém Common Rail [1]

„Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory s přímým vstřikem paliva (Direct Injection, DI) je používán v následujících vozidlech:

- osobní vozidla s velmi úspornými tříválcovými motory od objemu 0,8 l, výkonem 30 kW (41 PS), točivým momentem 100 Nm a spotřebou paliva od 3,5 l/100 km až do osmiválcových motorů vozidel vyšší třídy s objemem 4 l, výkonem 180 kW (245 PS) a točivým momentem 560 Nm,
- lehká užitková vozidla s výkonem do 30 kW/válec,
- těžká nákladní vozidla až po lokomotivy a lodě s výkonem cca 200 kW/válec.“ [1]

Jelikož se tato diplomová práce zabývá vznětovým motorem, bude uvedeno rozdělení použití vstřikovací techniky pro kategorii v rozsahu osobních až těžkých užitkových vozidel:

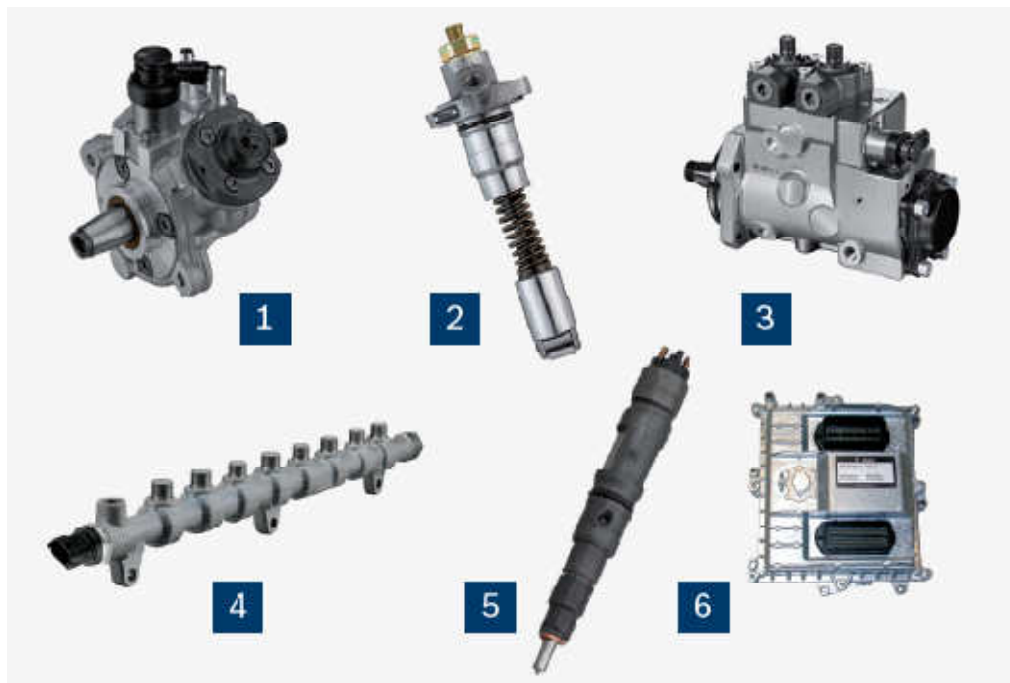
1.2.1 COMMON RAIL SYSTEM

- použití ve všech osobních i užitkových vozidlech, na **obr. 1-5** varianty systému pro těžší užitková vozidla,
- skládá se z vysokotlakého čerpadla, tlakového zásobníku (Rail) s tlakovým regulačním ventilem nebo s omezovacím tlakovým ventilem, vstřikovače s elektromagnetickým ventilem (s hydraulickou a elektrickou přípojkou pro



ovládání jehly trysky), elektronické řídicí jednotky (EDC), jednotlivé komponenty můžou být dle požadavků různě kombinovány,

- systémový tlak: 1350 až 2500 bar,
- více o tomto systému bude pojednáno v kapitole 4.



Obr. 1-5 Komponenty systému Common Rail CRSN3-20, -22 [18]

- 1 – CP4-20/1, CP4-20/2 vysokotlaká vstřikovací čerpadla,
- 2 – PF45-20 čerpadlo bez hnacího vačkového hřídele (pohon přímo od vačkového hřídele),
- 3 – CPN5-22/2 vysokotlaké vstřikovací čerpadlo,
- 4 – HFRN-20, -22 vysokotlaký zásobník paliva (Rail),
- 5 – CRIN3-20, -22 vstřikovač,
- 6 – EDC17 CV řídicí jednotka.

1.2.2 MODULAR COMMON RAIL SYSTEM

- použití pro velké motory v rozsahu od čtyřválcových řadových až po dvacetiválcové V-motory (např. důlní vozidla, stavební vozidla, jachty, trajekty, generátory, lokomotivy apod.) viz **obr. 1-6**,
- skládá se z řadového vysokotlakého čerpadla (pro 2 až 5 válců) nebo z jednoválcového čerpadla (obě čerpadla můžou být s integrovaným zásobníkem paliva), vstřikovač s integrovaným zásobníkem paliva (s elektromagnetickým ventilem a bezpečnostním tlakovým ventilem), elektronická řídicí jednotka (EDC), tento systém nevyžaduje samostatný tlakový zásobník (Rail),
- systémový tlak 1600 bar, v dohledné době 2500 bar.

1.2.3 SYSTÉM SDRUŽENÝCH VSTŘIKOVAČŮ (ČERPADLO-TRYSKA)

- použití v těžkých a středně velkých užitkových vozidlech (do 80 kW/válec), elektronická řídicí jednotka (EDC) pro 8 válců, s možností přidání druhé řídicí jednotky ovládání až 16 válců, viz **obr. 1-7**,



- skládá se z jednoválcové jednotky obsahující čerpadlo, elektromagnetický ventil a držák trysky (pro každý válec jedna tato jednotka), nevyžaduje vysokotlaké potrubí,
- první generace: systémový tlak 1600 bar,
- druhá generace: systémový tlak 1800 bar,
- třetí generace: systémový tlak 2200 bar.



Obr. 1-6 Komponenty MCRS [18]

- 1 – CP9.1 řadové vysokotlaké vstřikovací čerpadlo,
 2 – CRIN-LE vstřikovač s integrovaným zásobníkem paliva,
 3 – EDC 17 CV41 řídicí jednotka.



Obr. 1-7 Systém sružených vstřikovačů [19]

1.2.4 SYSTÉM SDRUŽENÝCH ČERPADEL (ČERPADO-VEDENÍ-TRYSKA)

- použití v užitkových vozidlech (do 92 kW/válec) pro 4 až 18 válců, u osmi válců je potřeba druhou řídicí jednotku (EDC), viz **obr. 1-8**,
- skládá se z jednoválcového čerpadla, krátkého vysokotlakého potrubí, hrdla vysokotlakého potrubí, konvenčního vstřikovače a elektromagnetického ventilu (pro každý válec jedno toto uskupení),
- systémový tlak 2200 bar.



Obr. 1-8 Systém sdružených čerpadel [19]

1.2.5 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA S RADIÁLNÍMI PÍSTY

- použití u rychloběžných motorů s výkonem do 40 kW/válec, viz **obr. 1-9**,
- skládá se z křídlového dopravního čerpadla, vysokotlakého čerpadla s radiálními písty, elektromagnetického ventilu a elektronické řídicí jednotky čerpadla,
- systémový tlak: 1850 bar.



Obr. 1-9 Rotační vstřikovací čerpadlo s radiálními písty [21]

1.2.6 ROTAČNÍ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA S AXIÁLNÍMI PÍSTY

- použití u osobních a lehkých užitkových vozidel, autobusů, viz **obr. 1-10**,
- skládá se z křídlového dopravního čerpadla, vysokotlakého čerpadla s axiálním pístem, elektromagnetického ventilu a elektronické řídicí jednotky,
- systémový tlak: 1400 bar.

1.2.7 ŘADOVÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

- použití v užitkových vozidlech, autobusech, stavebních a zemědělských strojích, ve stacionárních motorech a další, viz **obr. 1-11**,



- skládá se z čerpadlových elementů (pro každý válec jeden) uspořádaných v řadě, vysokotlakého potrubí a konvenčního vstřikovače,
- donedávna byly pouze mechanicky řízené, v poslední době i s elektronicky řízenou jednotkou (EDC),
- systémový tlak 1300 bar.

1.2.8 JEDNOVÁLCOVÁ ČERPADLA

- použití pro motory s jakýmkoliv počtem válců (užitková vozidla, autobusy, lodě, lokomotivy, mimosilniční použití a může být také použito jako vysokotlaké čerpadlo pro Common Rail System), viz **obr. 1-12**,
- skládá se z jednoválcového čerpadla, krátkého vstřikovacího potrubí a konvenčního vstřikovače,
- regulace může být provedena buď, mechanicky nebo elektromechanicky,
- výkon: 4 až 1000 kW/válec, vstřikovací množství: 13 až 18 000 mm³/zdvih.



Obr. 1-10 Rotační vstřikovací čerpadlo s axiálními písty [21]



Obr. 1-11 Řadová vstřikovací čerpadla [19]



Obr. 1-10 Jednoválcové čerpadlo [19]



2 LEGISLATIVA V OBLASTI EMISÍ

Legislativa je pro vozidlový průmysl velkým omezením. V současné době je nutné řešit otázky zabývající se ekologickým dopadem vozidlového průmyslu na životní prostředí. Každý typ vozidla spadá pod určitou kategorii a každé této kategorii je přiřazena příslušná emisní norma, která předepisuje, vyššími orgány stanovené, limitní hodnoty znečišťujících látek. Dále každé nově vyrobené vozidlo, ať už to je osobní automobil, nákladní vůz nebo traktor, již musí splňovat emisní normy, které jsou vypsány vždy pro určité období, většinou několik málo let. Výrobci musí tedy tyto normy dodržovat a nesmí vyrábět vozidla splňující staré normy, které už nejsou v platnosti.

Tato diplomová práce je zaměřena na vznětový traktorový motor, tedy mimosilniční vozidlo. Bude tedy pojednáno o normách a ostatních důležitostech týkajících se této kategorie.

Ze začátku budou zmíněny hlavní škodlivé produkty spalovacího procesu:

- oxid uhelnatý CO,
- oxidy dusíku NO_x,
- nespálené uhlovodíky HC,
- pevné částice PM (Particulate Matter)
- oxid siřičitý SO₂.

Ještě by samozřejmě neměl být opomenut oxid uhličitý CO₂, který je produktem dokonalého spalování, zároveň není člověku nijak škodlivý, ale způsobuje skleníkový efekt. Výrobci vozidel jsou podle nové metodiky povinni měřit emise oxidu uhličitého a jeho množství v g.km⁻¹ uvádět spolu se spotřebou paliva.

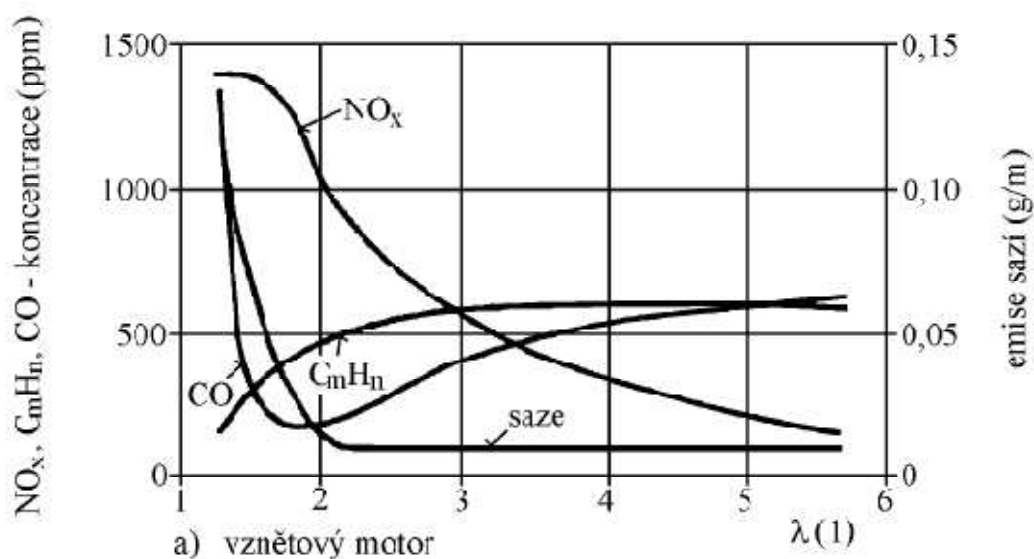
Pokud se zamyslíme nad negativním dopadem emisních látek na člověka, je potřeba zmínit tři hlavní faktory, na nichž závisí jejich škodlivost, jsou jimi:

- koncentrace škodlivin,
- délka působení škodlivin na člověka,
- osobní odolnost každého jednotlivce, nejohroženější jsou děti a staří lidé.

Jelikož vznětový motor pracuje vždy s přebytkem vzduchu, je obsah těchto škodlivin výrazně ovlivněn množstvím vzduchu, který se vyjadřuje součinitelem přebytku vzduchu λ . Na **obr. 2-1** je zobrazen typický průběh závislosti množství všech výše zmíněných látek na součiniteli přebytku vzduchu.

V dalším bude stručně pojednáno o problému týkajícího se množství pevných částic ve výfukových spalínách - měření kouřivosti. Kouřivost dieselových motorů je nám dobře známa z praxe. Je třeba na ni klást velký důraz, poněvadž částice vyskytující se v černém kouři se rozptylují ve vzduchu a zůstávají v něm po dlouhou dobu. Tyto částice mají velmi malé rozměry a jsou rakovinotvorné. Když si představíme městský provoz, kde je člověk vystaven takto znečištěnému prostředí, není tedy třeba dodávat, jako moc je tato problematika důležitá.

„Při spalování u vznětových motorů dochází k přeměně části uhlíku a kapalných uhlovodíků paliva na pevné částice, tj. saze. Ty potom s plynnými složkami tvoří typický černý kouř. Měření kouřivosti, na rozdíl od měření emisí u zážehových motorů, je snadné. Kouřivost se nejčastěji udává v lineárních jednotkách HSU (Hartridge Smoke Units), resp. BSU (Bosch Smoke Units) v rozmezí 0 – 100, nebo v absolutních jednotkách součinitele absorpce k (m⁻¹) v rozmezí 0 - ∞ . Pro homologaci motoru se uskutečňuje měření kouřivosti podle předpisu EHK 24 a speciální metodiky (volné akcelerace) s předepsaným opacimetrem (Hartridge Mk 3).“ [7]



Obr. 2-1 Závislost škodlivých látek na součiniteli přebytku vzduchu [7]

2.1 SLOŽENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

S rostoucí spotřebou fosilních paliv, se znečištění ovzduší stává stále více vážnějším problémem. Kvalita vzduchu je závislá na mnoha faktorech. Kromě emisí z domácího průmyslu a elektráren, jsou emise ze silničního provozu velmi významné. Představují asi 20% z celkových emisí ve vyspělých zemích.

Předtím než budou vysvětleny jednotlivé složky obsažené ve výfukových plynech, podíváme se na další složky, které se také řadí k emisím, ale nejsou až tak důležité u vznětových motorů. Mezi tyto aspekty můžeme zařadit odvětrání klikové skříně. Plyny unikají také na stěny válců do klikové skříně a pak se opět dostávají ke spalování. Tento problém je podstatný u benzínových motorů. U vznětových je tento problém nepatrný, ale zákon toto odvětrání vyžaduje i u těchto motorů. Další problém, který je podstatný spíše u benzínových motorů, je odpařování paliva z palivové nádrže. U vznětových motorů obsahuje nafta málo těkavých látek, tudíž je tento problém nevýznamný.

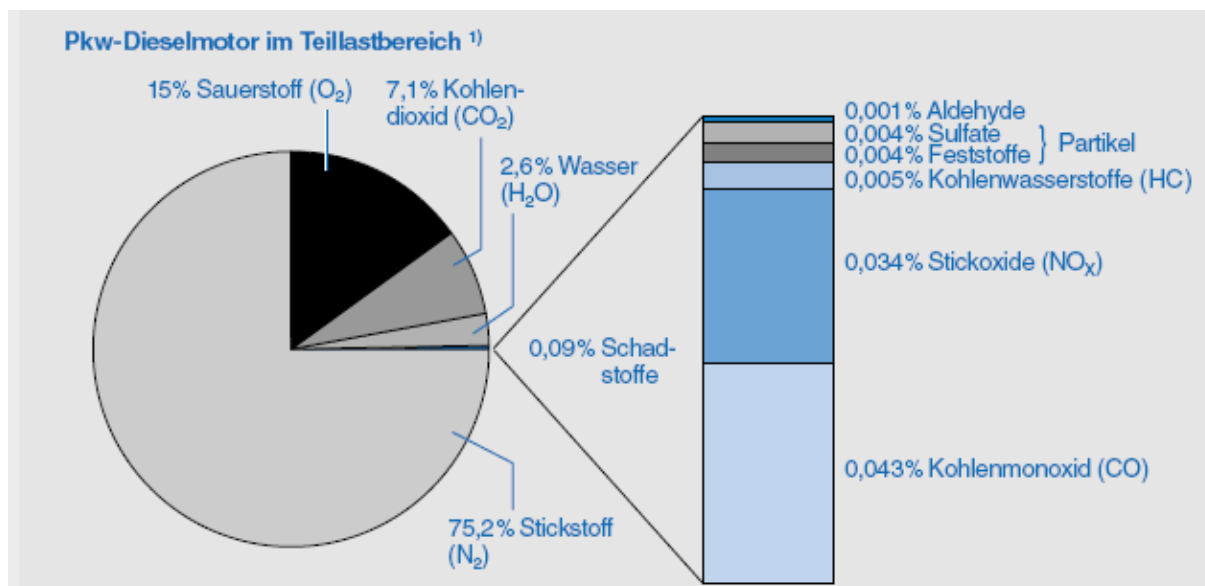
Nyní budou probrány jednotlivé výsledné produkty spalování bez jakýchkoliv následných úprav (surové emise, viz obr. 2-2). Ty se dělí na škodlivé a neškodlivé. Neškodlivé látky jsou zastoupeny 99,9 % hmotnostního podílu. Zbýlých 0,1 % zastupují látky škodlivé.

Mezi neškodlivé látky řadíme:

- **Kyslík O_2**
 - zastoupen z 15 %,
- **Voda H_2O**
 - zastoupena z 2,6 %,
 - v chladném počasí viditelný oblak par z výfuku,
- **Oxid uhličitý CO_2**
 - zastoupen ze 7,1 %,
 - je přirozenou složkou vzduchu v atmosféře, pro člověka neškodný, ale způsobuje skleníkový efekt,



- jeho množství je přímo úměrné spotřebě paliva,
- od roku 1920 byla jeho hodnota v atmosféře cca 300 ppm, od roku 2001 již 450 ppm (Parts per million),
- **Dusík N_2**
 - zastoupen ze 75,2 %.



Obr. 2-2 Složení výfukových plynů vznětového motoru bez následných úprav (surové emise) [4]

V hmotnostních procentech. Koncentrace složek výfukových plynů, zejména znečišťujících látek, se liší a závisí na provozních podmínkách motoru a na okolních podmínkách (např. vlhkost apod.).

¹⁾ Se zásobníkovými katalyzátory NO_x nebo s filtry pevných částic, můžou být emise oxidů dusíku NO_x a pevných částic sníženy o více než 90 %.

PkW-Dieselmotor im Teillastbereich = osobní automobil se vznětovým motorem při částečném zatížení, Sauerstoff = kyslík; Kohlendioxid = oxid uhličitý; Wasser = voda; Stickstoff = dusík; Schadstoffe = znečišťující látky; Aldehyde = aldehyd, Sulfate = síran; Feststoffe = pevné látky; Partikel = částice; Kohlenwasserstoffe = uhlovodíky; Stickoxide = oxidy dusíku; Kohlenmonoxid = oxid uhelnatý.

Mezi škodlivé látky řadíme:

- **Oxid uhelnatý CO**
 - zastoupen 0,043 %,
 - vzniká při nedostatku kyslíku O_2 , je bezbarvý a bez zápachu,
 - znesnadňuje přenos kyslíku O_2 v krvi, blokuje krevní barvivo hemoglobin, na který se váže a vzniká tím karboxylhemoglobin (COHb) – ten při větších koncentracích v krvi způsobí otravu a následnou smrt,
 - spolu s uhlovodíky HC je zastoupen, v porovnání s benzínovými motory, v mnohem menším množství v surových spalínách,
- **Uhlovodíky HC**
 - zastoupeny 0,005 %,
 - vzniká nedokonalým spalováním, je to směs cca 200 uhlovodíků,
 - bez zápachu např. alkany, alkeny a alkyny,



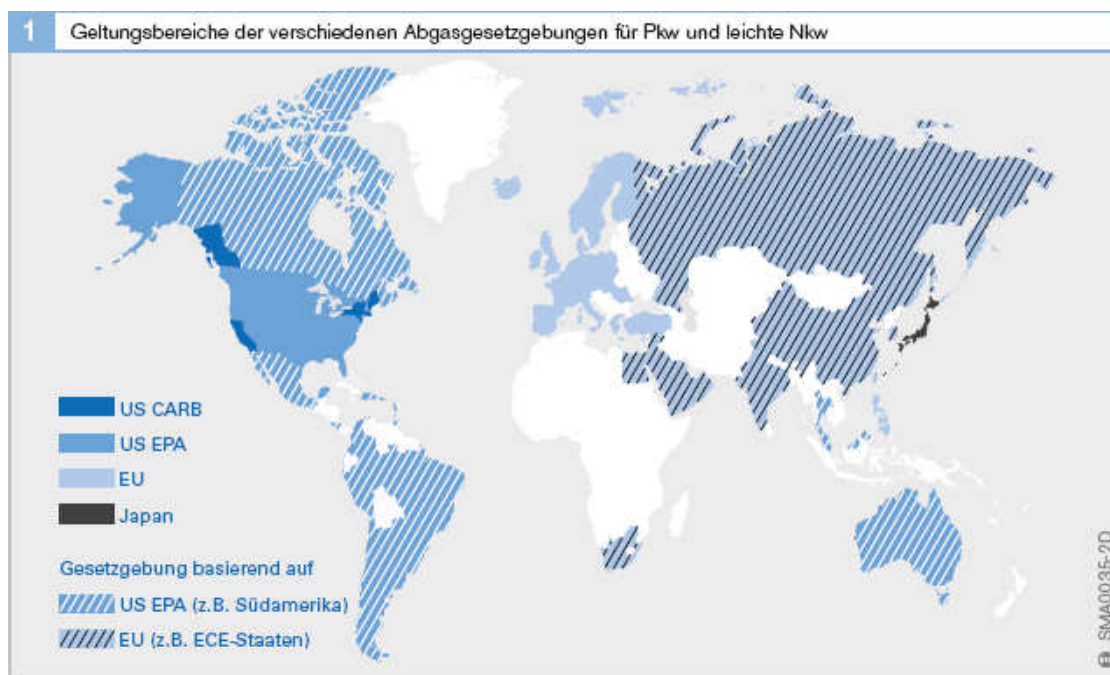
- největší zastoupení v ovzduší: formaldehyd, akrolein a aromatické uhlovodíky
- formaldehyd – má ostrý zápach a dráždivé účinky, působí na centrální nervovou soustavu,
- akrolein – hlavní dráždivý plyn ve výfukových plynech, zapáchá po spálených tucích, dráždí dýchací cesty, spojivky, ovlivňuje aktivitu mozkové kůry,
- aromatické uhlovodíky (např. benzen C_6H_6) – je bezbarvý se sladkým zápachem, karcinogenní účinky,
- **Oxidy dusíku NO_x**
 - zastoupeny 0,034 %,
 - vznikají za vysokých teplot a tlaků, skládají se z 5 peroxidů, z toho 2 hlavní obsažené ve výfukových plynech jsou – oxid dusnatý NO a oxid dusičitý NO_2 ,
 - oxid dusnatý NO – nedýchatelný, bezbarvý, jedovatý, přímý vliv na centrální nervovou soustavu, ze všech oxidů nejvíce zastoupen,
 - oxid dusičitý NO_2 – v plynném stavu červenohnědý, prudce jedovatý, asi desetkrát toxičtější než oxid uhelnatý CO,
 - oxidy dusíku NO_x jsou nezbytnou součástí pro vznik smogu (smog = **s**moke + **f**og, tedy kouř + mlha),
- **Oxid siřičitý SO_2**
 - vzniká ze síry obsažené v palivu,
 - bezbarvý se štiplavým zápachem, jedovatý, poškozují katalyzátor,
- **Pevné částice (PM)**
 - zastoupeny 0,008 %,
 - vznikají nedokonalým spalováním za nedostatku kyslíku O_2 ,
 - skládají se z uhlíku, uhlovodíků HC, sulfátu SO_4 , síry (oxidy kovů) a vody H_2O ,
 - mají velmi malé rozměry, dlouho přetrvávají v ovzduší a tím ohrožují zdraví člověka – může dojít k poškození dýchacích cest, srdce a krevního oběhu,
 - jejich množství závisí na provozních podmínkách motoru.

2.2 EMISNÍ NORMY

Tato kapitola bude pojednávat emisních normách používaných ve světě. Takovým průkopníkem, který se zasloužil o zavedení emisních předpisů, byl americký stát Kalifornie. Problém se nacházel ve městě Los Angeles, kde byly špatné povětrnostní podmínky a silniční doprava byla velmi přehluštěná. Z toho potom plynuly velké problémy s čistotou ovzduší. Poklidné povětrnostní podmínky udržovaly nad městem všechny znečišťující látky, které se ve vzduchu jen tak nemohly rozptýlit. Často se vytvářel smog a to začalo mít velký dopad na obyvatelstvo.

A tak se ve světě ustanovily právní předpisy (viz **obr. 2-3**), které určují povolené množství jednotlivých znečišťujících látek pro všechny kategorie vozidel. Kategorii je nespočet, ať už osobní automobily, nákladní vozidla, železniční doprava, lodní doprava apod. Dále se kategorie dělí dle výkonnosti, hmotnosti apod.

S ohledem na spotřebu paliva a s tím související vylučování oxidu uhličitého CO_2 , bylo potřebné, pro výrobce automobilů a jiných vozidel, zavést také normy, které by určovaly metodiku měření spotřeby paliva a množství oxidu uhličitého – zkušební cykly.



Obr. 2-3 Platnost jednotlivých právních předpisů pro osobní automobily a lehká užitková vozidla [4]

CARB – California Air Resources Board, Kalifornie,
 EPA – Environmental Protection Agency, USA,
 EU – European Union.

Co se týče emisních norem používaných v Evropě, jako hlavní je potřeba uvést:

- EURO (pro silniční vozidla) a
- STAGE (pro mimosilniční vozidla).

Některé státy mají ale vlastní normy (např. USA pro mimosilniční vozidla norma TIER).

Nyní bude uvedena emisní tabulka EURO pro silniční vozidla kategorie M_1 (osobní automobil pro přepravu maximálně 8 osob kromě řidiče).

Tab. 2-1 EU emisní předpisy pro osobní automobily (kategorie M_1^+) [25]

Norma	Datum zavedení	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM	PN
		(g.km ⁻¹)					(km ⁻¹)
Vznětový motor (Diesel)							
Euro 1 *	07.1992	2,72 (3,16)	-	0,97 (1,13)	-	0,14 (0,18)	-
Euro 2, IDI	01.1996	1,0	-	0,70	-	0,08	-
Euro 2, DI	01.1996 ^a	1,0	-	0,90	-	0,10	-
Euro 3	01.2000	0,64	-	0,56	0,50	0,05	-
Euro 4	01.2005	0,50	-	0,30	0,25	0,025	-
Euro 5a	09.2009 ^b	0,50	-	0,23	0,18	0,005 ^d	-
Euro 5b	09.2011 ^c	0,50	-	0,23	0,18	0,005 ^d	6,0.10 ¹¹
Euro 6	09.2014	0,50	-	0,17	0,08	0,005 ^d	6,0.10 ¹¹



- + v období norem Euro 1 až 4 byly osobní automobily > 2500 kg schválené jako kategorie N₁ (nákladní vozidla nepřesahující celkovou hmotnost 3500 kg),
 - * hodnoty v závorkách jsou souhlasem výrobních (COP) limitů,
 - a do 30.9.1999 (poté musí motory DI splňovat limity IDI motorů),
 - b 01.2011 pro všechny modely,
 - c 01.2013 pro všechny modely,
 - d 0,0045 g.km⁻¹ použitím měřicí procedury PMP,
- PN Particulate Number.

Dále budou uvedeny emisní tabulky STAGE pro mimosilniční vozidla. Z důvodu rozsáhlosti norem budou uvedeny pouze 3 poslední.

Tab. 2-2 Emisní předpis STAGE III A pro mimosilniční vozidla [25]

Kategorie	Užitečný výkon	Datum zavedení *	CO	NO _x + HC	PM
	(kW)		(g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)		
H	130 ≤ P ≤ 560	01.2006	3,5	4,0	0,2
I	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	4,0	0,3
J	37 ≤ P < 75	01.2008	5,0	4,7	0,4
K	19 ≤ P < 37	01.2007	5,5	7,5	0,6

* pro motory s konstantními otáčkami platí data zavedení: 01.2011 pro kategorie H, I a K; 01.2012 pro kategorii J.

Tab. 2-3 Emisní předpis STAGE III B pro mimosilniční vozidla [25]

Kategorie	Užitečný výkon	Datum zavedení *	CO	HC	NO _x	PM
	(kW)		(g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)			
L	130 ≤ P ≤ 560	01.2011	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75 ≤ P < 130	01.2012	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56 ≤ P < 75	01.2012	5,0	0,19	3,3	0,025
P	37 ≤ P < 56	01.2013	5,0	4,7 *		0,025

* NO_x + HC

Tab. 2-4 Emisní předpis STAGE IV pro mimosilniční vozidla [25]

Kategorie	Užitečný výkon	Datum zavedení	CO	HC	NO _x	PM
	(kW)		(g.kW ⁻¹ .h ⁻¹)			
Q	130 ≤ P ≤ 560	01.2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56 ≤ P < 130	10.2014	5,0	0,19	0,4	0,025

„Normy STAGE III a IV také zahrnují limit pro emise amoniaku, které nesmí překročit hodnotu 25 ppm během zkušebního cyklu.“



Norma STAGE III B udává limit pevných částic PM $0,025 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$, což znamená snížení těchto emisí o 90 % oproti předpisu STAGE II. Aby toho bylo dosaženo, předpokládá se, že motory budou vybaveny filtry pevných částic. STAGE IV také uvádí velmi přísný limit pro emise oxidu dusíku NO_x $0,4 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$, který bude vyžadovat systém úpravy spalín pro redukci oxidů dusíku.“ [25]

2.3 POŽADAVKY NA PALIVO

Palivem pro vznětové motory je motorová nafta, obecně známá jako těžké palivo. Vyrábí se frakční destilací při teplotách 250 až 400 °C a obsahuje 15 až 24 atomů uhlíku. Bod varu se pohybuje mezi 180 až 360 °C. Výhřevnost činí $42,5 \text{ MJ.kg}^{-1}$.

Kvalitní nafta by měla mít tyto vlastnosti:

- vysoké cetanové číslo,
- relativně nízký bod varu,
- nízký obsah síry.

Dalšími požadavky na naftu pro dlouhou životnost vstříkovacího systému jsou:

- dobrá mazivost,
- žádná volná voda obsažená v naftě,
- omezování znečištění částicemi.

Tab. 2-5 Evropská norma EN 590: vybrané požadavky na motorovou naftu (pro podnebí s mírným klimatem) [4]

Vlastnost	Parametr	Jednotka
Cetanové číslo	≥ 51	-
Cetanový index	≥ 46	-
CFPP ¹⁾ za 6 let max.	$+5 \dots -20^{2)}$	°C
Bod vzplanutí	≥ 55	°C
Hustota při 15 °C	820...845	kg.m^{-3}
Viskozita při 40 °C	2,00...4,50	$\text{mm}^2.\text{s}^{-1}$
Mazivost	≤ 460	μm
Obsah síry ³⁾	≤ 350 (do 31.12.2004) ≤ 50 (méně síry, 2005 – 2008) ≤ 10 (bez síry, od 2009) ⁴⁾	mg.kg^{-1}
Obsah vody	≤ 200	mg.kg^{-1}
Celkové znečištění	≤ 24	mg.kg^{-1}
Obsah FAME	≤ 5	obj. %

1) Mezní hodnota filtrovatelnosti,

2) Na vnitrostátní úrovni, pro Německo $0 \dots -20$ °C,

3) V Německu bezsirá paliva od roku 2003, v EU od 2005,

4) Návrh EU.



3 ALTERNATIVNÍ KAPALNÁ PALIVA

„Přínos vstřikovacích systémů Common Rail u vznětových motorů je v tichosti chodu, úspornosti paliva a plnění emisí škodlivin výfukových plynů. Jak vysokotlaké čerpadlo, tak zejména vstřikovače nejen dopravují palivo do válce pod vysokým tlakem, ale jsou rovněž palivem mazány. Vzhledem k malým průřezům regulačních orgánů a malých otvůrků trysek jsou pro provoz palivového systému nežádoucí nečistoty, zbytky benzínu nebo vody a rostlinných olejů, které tvoří lepkavé a karbonové úsady. Proto se výrobci k použití alternativních biopaliv vyjadřují s nejvyšší mírou obezřetnosti. V úvahu připadají u vznětových motorů tato alternativní paliva:

Dimetyléter (DME)

Je to syntetické palivo a má ze všech alternativních paliv nejvyšší energetickou účinnost (1 litru dimetyléteru odpovídá 0,97 litrů motorové nafty). Základem pro výrobu může být fosilní surovina, pak mluvíme o palivu Gas-to-Liquid (GtL), nebo biologicky obnovitelná surovina (dřevo, sláma a další zemědělské odpady), pak mluvíme o palivu Biomas-to-Liquid (BtL). Z hlediska požadavků na snižování CO₂ má perspektivu BtL, jehož technologie pro ekonomickou výrobu je ve vývoji (společný projekt DaimlerChrysler, VW a Chozen Industrie). BtL má širokou surovinovou základnu, téměř neutrální energetickou bilanci vůči motorové naftě, vykazuje v provozu motorů nižší kouřivost a lepší zápalnost, je bez aromátů, bez síry a lze ho používat bez nutnosti větších úprav motorů. Nevýhodou jsou prozatím velké investice na zavedení výroby.

Bionafta (FAME – Fatty Acid Methyl Esters)

Je to palivo z obnovitelných zdrojů, v první generaci ze všech olejnin, nebo v druhé generaci ze zemědělských a lesnických zbytků. V Evropě se prozatím používá k výrobě semen řepky olejky, kdy z řepkového oleje procesem transesterifikace za přítomnosti metanolu a katalyzátoru vzniká MERO (Methyl Esters of Rapeseed Oil). Vedlejším produktem je glycerin využívaný v mazivech a kosmetice. Energetická účinnost je nižší (1 litru MERO odpovídá 0,91 litrů motorové nafty). V praxi je odsouhlasen provoz motorů na směs 5 % MERO v motorové naftě, na tzv. směsné palivo B5, které může být v nemodifikovaných motorech používáno bez problémů. Je předpoklad uvolnění provozu na vyšší koncentrace B30 (již USA, PSA/Peugeot-Citroen). Nevýhodou je vazba na zemědělskou půdu, omezený pěstitelský potenciál a potřebný fosilní metanol.

Rostlinný olej (PPO – Pure Plant Oil)

Jedná se o neupravený rostlinný olej z řepky olejky nebo dalších olejnin, který lze spalovat jen za určitých podmínek v upravených motorech. Poměrně vysoká energetická účinnost (1 litru PPO odpovídá 0,96 litrů motorové nafty). Použití v praxi je velmi řídké, neplní limity emisí Euro 4 a 5, proto jsou hlavními uživateli mimosilniční vozidla a stroje v zemědělství a lesnictví. Používání je stále ve stádiu experimentů na klasických vstřikovacích systémech s nízkými vstřikovacími tlaky. Je málo pravděpodobné, že složité vstřikovací systémy Common Rail umožní širší použití těchto paliv. Určitá šance je snad u traktorů, kde může být největší spotřebitelská poptávka. Výhodou je jednoduchá a levná výroba tohoto paliva a jeho biologická odbouratelnost při úniku následkem havárie. Nevýhodou je omezený surovinový potenciál, omezená zápalnost a snížené možnosti pro plnění nejprísnejších limitů emisí, problémy při nasazení filtrů pevných částic a zvýšené náklady na přestavbu motorů.“ [14]



4 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM COMMON RAIL

„Vznik prototypu systému Common Rail se datuje od konce 60. let minulého století. Jako první ho zavedla do sériové výroby firma Bosch pro osobní automobily firem Alfa Romeo a Mercedes Benz v roce 1997. Dnes se jeho výrobou zabývají přední firmy palivového příslušenství, jako Bosch, Denso, Siemens-VDO a další, pro použití u vznětových motorů všech výrobců osobních i u nákladních automobilů.“ [14]

Tento systém je už dnes mezi všemi ostatními vstřikovacími systémy pro vznětové motory nejrozšířenější. Zejména se uplatnil u osobních automobilů s rychloběžnými motory s přímým vstřikováním. Jeho další spektrum použití, jak je uvedeno na **obr. 1-4** v první kapitole, je opravdu široké a uplatnil se tedy nejvíce v dopravních prostředcích. Hlavním důvodem, proč se tento systém tolik rozšířil, jsou jeho výborné provozní vlastnosti:

- vysoký vstřikovací tlak,
- nezávislé vstřikování na otáčkách motoru,
- větší počet vstřiků na jeden zdvih,
- plně elektronické řízení.

Vysoký vstřikovací tlak je nejdůležitějším aspektem při výběru vhodného vstřikovacího systému a je důležitou podmínkou pro co nejjemnější rozprášení paliva do spalovacího prostoru. Tím jsou dosaženy nižší hodnoty emisí. Dalším aspektem je počet vstřiků, jež mají za příčinu zjemňování chodu motoru a také snižování hodnot emisí.

Jednotlivé generace systému Common Rail obecně platné pro osobní i užitková vozidla:

1. **generace**
 - vstřikovací tlak: 1350 – 1450 bar (elektromagneticky ovládané vstřikovače),
2. **generace**
 - vstřikovací tlak: 1600 bar (elektromagneticky ovládané vstřikovače),
3. **generace**
 - vstřikovací tlak: 1600 – 1800 bar (u osobních vozidel piezoelektricky ovládané vstřikovače),
4. **generace**
 - vstřikovací tlak: 2000 – 2500 bar (elektromagneticky ovládané vstřikovače s hydraulickým převodníkem tlaku).

4.1 KONSTRUKCE SYSTÉMU

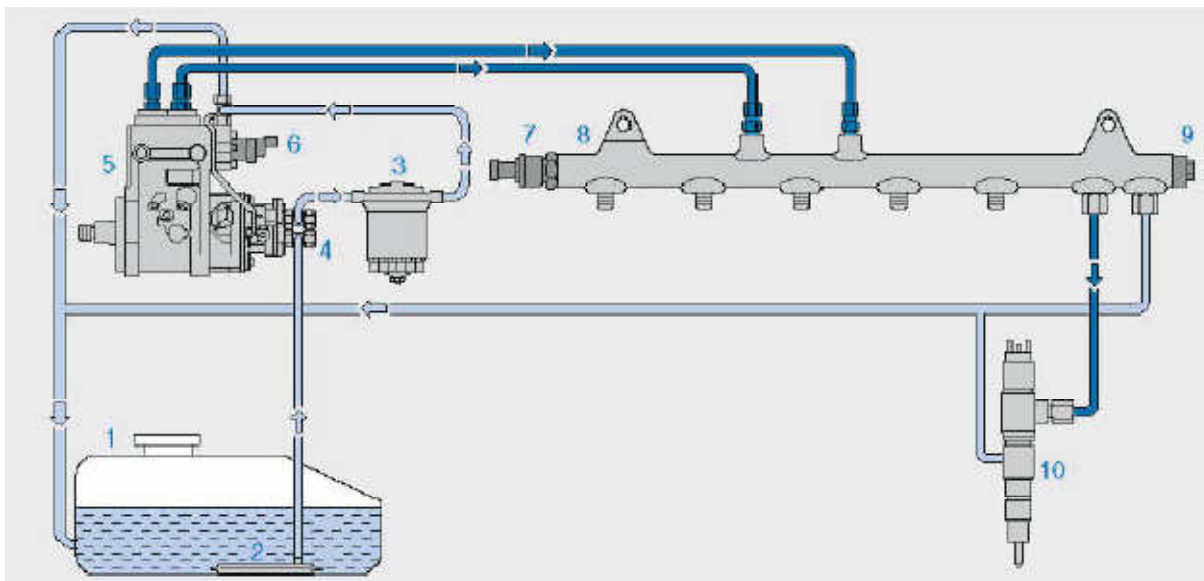
„Systém Common Rail se skládá z následujících základních skupin:

- *Nízkotlaká část* s komponentami pro zásobování palivem.
- *Vysokotlaká část* s komponentami vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník (Rail), vstřikovače a vysokotlaká palivová vedení.
- *Elektronická regulace vznětových motorů (EDC)* se systémovými bloky snímačů, řídicí jednotka a akční členy.“ [1]

Mezi hlavní prvky systému řadíme vstřikovač, který je ovládán elektromagneticky, ve 3. generaci systému pak piezoelektricky. Piezoelektrické vstřikovače se uplatnily zejména u osobních automobilů, ale s příchodem 4. generace, kde se vývoj opět vrátil k elektromagneticky ovládaným vstřikovačům, začaly ztrácet na významu. Na **obr. 4-1** je



schematicky uveden systém Common Rail pro těžká užitková vozidla. Od systému pro osobní automobily se liší hlavně přídavným palivovým filtrem umístěným na výtlaku podávacího čerpadla.



Obr. 4-1 Systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem CPN2 pro nákladní vozidla [3]

1 Palivová nádrž, 2 Předřadný filtr, 3 Palivový filtr, 4 Podávací zubové čerpadlo, 5 Vysokotlaké čerpadlo CPN2.2, 6 Dávkovací jednotka (škrťací ventil), 7 Snímač tlaku v zásobníku (Railu), 8 Vysokotlaký zásobník (Rail), 9 Omezovací tlakový ventil, 10 Vstřikovač.

4.2 ZPŮSOB ČINNOSTI

Hlavním znakem, který musíme vyzdvihnout u tohoto systému vstřikování, je vytváření vysokého tlaku bez závislosti na otáčkách motoru a vstřikované dávce paliva. To je umožněno za pomoci velkého počtu snímačů a akčních členů, které jsou propojeny s mozkiem celého motoru, řídicí jednotkou.

Tvorba tlaku:

Vysokotlaké čerpadlo, poháněné motorem, pracuje nepřetržitě a dodává konstantní množství paliva do vysokotlakého zásobníku (Rail). Tím, že čerpadlo dodává stejnoměrné množství paliva, může mít menší rozměry a menší špičkový hnací moment. Takto je pak pohon čerpadla zatížen méně, než u ostatních konvenčních vstřikovacích čerpadel.

Regulace tlaku:

Regulace tlaku je dvojího typu:

Na straně vysokého tlaku:

Regulační tlakový ventil (elektromagneticky ovládaný) je umístěn buď přímo na Railu nebo na vysokotlakém čerpadle. Aby tlak v Railu nenarostl až na maximum, snímač tlaku posílá informaci o tlaku paliva do řídicí jednotky a ta podle toho ovládá regulační tlakový ventil. Ten přepouští do nízkotlakého vývodu přebytečné palivo.

Na sací straně:

Na přírubě vysokotlakého čerpadla je umístěna dávkovací jednotka, která odměřuje přesné množství paliva dodávaného čerpadlem do Railu a toto množství je určeno



vstřikovacím tlakem. Na Railu je pak místo regulačního tlakového ventilu omezovací tlakový ventil, který je ovládán mechanicky přes tlačnou pružinu. Tento omezovací ventil zabraňuje nepřipustnému navýšení tlaku v Railu v případě poruchy systému. Tím, že množství paliva je odměřováno už na vstřikovacím čerpadle, dodává toto čerpadlo pouze požadované množství stlačeného paliva a tím má menší příkon. Dalším plusem je, že nízkotlakým přepadem paliva se vrací méně stlačeného a tedy zahřátého paliva a tím má toto palivo nižší teplotu (pozn. je snaha o co nejmenší zahřátí paliva, které se pak znovu přivádí do vysokotlakého čerpadla).

Vstřikování:

Vstřikovače odebírají přes vysokotlaké potrubí palivo z Railu a vstřikují jej do spalovacího prostoru. Řídicí jednotka řídí otevírání a zavírání jehly trysky ve vstřikovači. Množství dávky paliva je určeno dobou otevření jehly a tlakem paliva.

Řízení a regulace:

Řídicí jednotka (EDC) získává pomocí snímačů následující nejdůležitější veličiny pro správné řízení motoru a vozidla:

- poloha plynového pedálu,
- aktuální provozní stav motoru a vozidla,
- otáčky a úhel otočení klikového hřídele,
- tlak v Railu,
- plnicí tlak,
- teplota nasávaného vzduchu, chladicí kapaliny a paliva,
- hmotnost nasávaného vzduchu,
- rychlost jízdy atd.

4.3 NÍZKOTLAKÁ ČÁST

Nízkotlaká část má na starosti zásobování palivem. Jejím úkolem je akumulovat a filtrovat palivo a poté jej dodávat do vysokotlaké části ke vstřikování za všech provozních podmínek. V některých typech palivové soustavy může být zařazeno i chlazení paliva, zpětně vedeného z vysokotlaké části, ve které se toto palivo zahřálo.

„Na zásobování palivem se podílí především následující komponenty:

- palivová nádrž,
- předřadný filtr,
- chladič řídicí jednotky (zvláštní výbava),
- podávací čerpadlo (zvláštní výbava, u osobních vozidel také čerpadlo typu Intank),
- palivový filtr,
- palivové čerpadlo (nízkotlaká část),
- regulační tlakový ventil (přepouštěcí ventil),
- chladič paliva (zvláštní výbava),
- nízkotlaká palivová vedení.“ [1]

4.3.1 PALIVOVÁ NÁDRŽ

Slouží k uchovávání paliva. Mezi hlavní požadavky na její konstrukci patří těsnost, nádrž musí těsnit i při dvojnásobku provozního tlaku, tj. při přetlaku nejméně 0,3 barů. Tento přetlak musí být z nádrže vypouštěn otvory nebo pojistnými ventily. Dále musí odolávat



korozí (motorová nafta obsahuje i malé množství vody). Dalším důležitým požadavkem je, aby byla nádrž umístěna co nejdále od motoru a tím bylo zabráněno, při případné nehodě, vznícení paliva.

4.3.2 PALIVOVÁ POTRUBÍ

Palivové potrubí se vyrábí buď jako kovové, nebo může být použito i pružné potrubí, které je opatřeno splétanou kovovou výztuží a je nehořlavé. To je zejména výhodné vzhledem k požadavku, který udává, aby palivové potrubí nepodléhalo jistým zkroucením částí vozidla nebo motoru při jízdě.

4.3.3 PALIVOVÝ FILTR

„Pro nové systémy je podle použití (provozní podmínky, stupeň znečištění paliva, životnost motoru) nutný stupeň účinnosti odlučování mezi 65 a 98,6 % (velikost pevných částic 3 až 5 μm , ISO/TR13353:1994).

Účinné odlučování vody vyšší než 93 % při maximálním průtoku (ISO 4020:2001) je důležité zvláště u rotačních čerpadel a systému Common Rail.“ [1]

Ve vozidlech, jak osobních tak užitkových, se používají dva filtry. Jeden předřadný filtr umístěný u podávacího čerpadla (velikost ok cca 300 μm) a druhý hlavní filtr (jemný, viz **obr. 4-2**) umístěný mezi podávacím a vysokotlakým čerpadlem.



Obr. 4-2 Výměnný filtr pro vznětové motory s filtračním elementem skládaným hvězdicově [3]

4.3.4 PALIVOVÉ ČERPADLO

Palivovým čerpadlem je palivo nasáváno a dopravováno přes jemný filtr k vysokotlakému čerpadlu. Jeho dopravní vlastnosti jsou následující: dopravní výkon 60 až 500 l/h, dopravní tlak 3 až 7 bar.

Rozlišujeme tři různé typy podávacích (dopravních) čerpadel systému Common Rail:

- elektrická palivová čerpadla (u osobních vozidel),
- mechanicky poháněná zubová palivová čerpadla.

Dále je znám ještě jeden typ, tandemové čerpadlo. Toto čerpadlo nese svůj název kvůli tomu, že je k němu připojena podtlaková pumpa. Jeho použití se vztahuje na systém sdružených vstřikovačů v osobních automobilech.

Axiální a radiální rotační vstřikovací čerpadla a vstřikovací čerpadlo Common Rail mají podávací zubové čerpadlo integrované v jejich vstřikovacím čerpadle.

ELEKTRICKÉ PALIVOVÉ ČERPADLO

Používá se jen u osobních a lehkých nákladních vozidel. Tato čerpadla mohou být dvojí konstrukce:



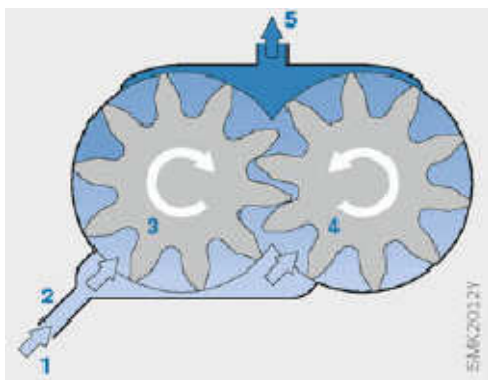
Buď jsou vestavěna do potrubí (Inline) nebo se nacházejí v palivové nádrži (Intank). V případě Intank je u čerpadla ještě předřazen hrubý filtr (sítko).

Od spuštění motoru je čerpadlo v provozu nepřetržitě nezávisle na otáčkách motoru. Hlavní části čerpadla jsou uvedeny na **obr. 4-3**.

ZUBOVÉ PALIVOVÉ ČERPADLO

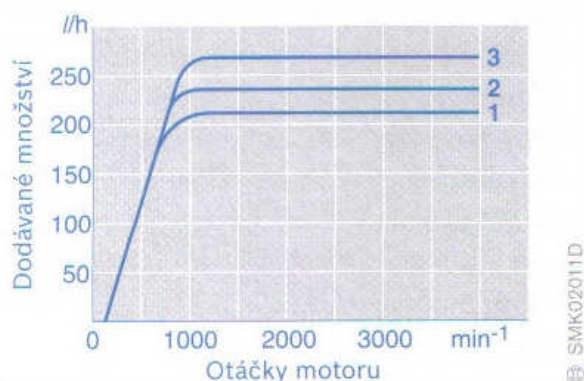
Toto čerpadlo je použito u nákladních vozidel se samostatným čerpadlem a u systému Common Rail v osobních, užitkových a zemědělských vozidlech. Může být umístěno na motoru nebo přímo ve vstříkovacím čerpadle.

Regulace množství vytlačeného paliva se provádí buď škrcením na straně sání (viz **obr. 4-4**), nebo přepouštěcím ventilem na výtlačné straně.

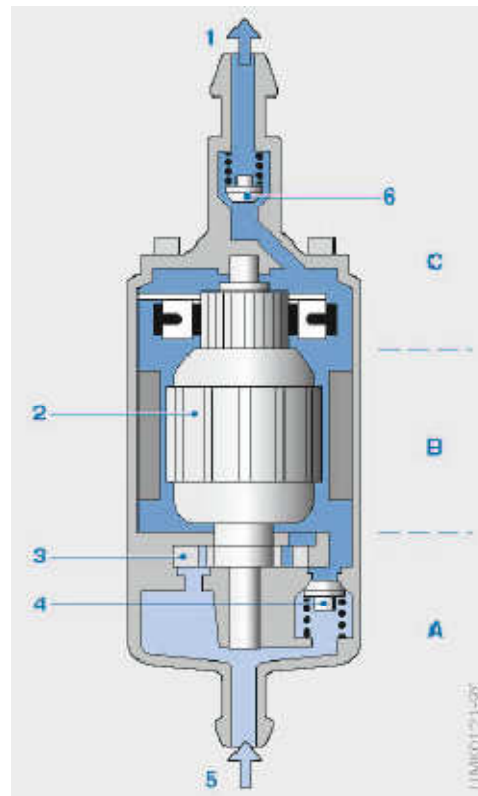


Obr. 4-4 Proudění paliva v zubovém čerpadle [3]

1 Strana sání, 2 Škrcení sání, 3 Primární ozubené kolo (hnací kolo), 4 Sekundární ozubené kolo, 5 Výtlačná strana.



Obr. 4-5 Výkonová charakteristika zubového čerpadla [1]



Obr. 4-3 Jednostupňové elektrické palivové čerpadlo [3]

A Element čerpadla, B Elektromotor, C Připojovací víko,
1 Strana tlaku, 2 Kotva motoru, 3 Element čerpadla, 4 Omezovač tlaku, 5 Strana sání, 6 Zpětný ventil.



4.4 VYSOKOTLAKÁ ČÁST

Vysokotlakou část můžeme rozdělit na tři hlavní části:

- vytváření tlaku (vysokotlaké vstřikovací čerpadlo),
- udržování tlaku (tlakový zásobník Rail),
- vstřikování paliva (vstřikovač).

4.4.1 VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO

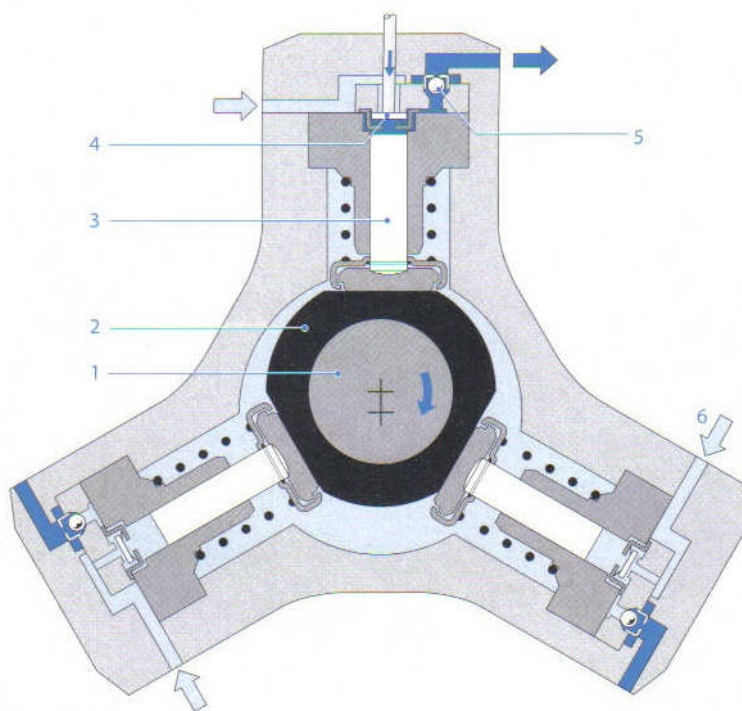
Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo dodává palivo pod vysokým tlakem do vysokotlakového zásobníku (railu). Je vyráběno s vysokou rozměrovou přesností. Může být mazáno buď olejem, nebo přímo palivem, s kterým pracuje. Zejména pokud se jedná o čerpadla mazaná palivem, musí být nafta řádně filtrována, jinak by mohlo dojít prudkému snížení životnosti.

Jako vysokotlaké čerpadlo pro vytvoření tlaku slouží u systémů pro osobní vozidla třípístové radiální čerpadlo. U nákladních vozidel se používají navíc dvoupístová řadová čerpadla. Vysokotlaké čerpadlo je přednostně montováno na téže místě vznětového motoru, jako běžná rotační vstřikovací čerpadla. Je poháněno motorem přes spojku, ozubené kolo, řetěz nebo ozubený řemen. Otáčky čerpadla jsou takto vázány pevným převodovým poměrem k otáčkám motoru.

RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP1

„V tělese CP1 je uložen centrální hnací hřídel (**obr. 4-6**, pozice 1). Radiálně k němu jsou v roztečích 120° uspořádány jednotlivé elementy čerpadla (3). Výstředník (2) nasazený na hnacím hřídeli vyvolává vratný pohyb pístů čerpadla.

Přenos síly mezi výstředníkem a pracovními písty se provádí s použitím oběžné vačky, kluzného kroužku uloženého na výstředníku a patní desce pístu upevněné na patě pístu.“ [1]



Obr. 4-6 Vysokotlaké čerpadlo CP1 (schéma, řez) [1]

1 Hnací hřídel, 2 Výstředník, 3 Element čerpadla s pístem čerpadla, 4 Sací ventil (vstupní ventil), 5 Výstupní ventil, 6 Přívod paliva.



RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP1H

„Zlepšení energetické účinnosti je možné zařazením regulace množství na straně přívodu paliva (na sací straně) vysokotlakého čerpadla. Přitom je palivo přitékající do elementů čerpadla dávkováno pomocí plynule regulovatelného elektromagnetického ventilu (dávkovací jednotka, ZME, viz **obr. 4-7**). Tento ventil přizpůsobuje množství paliva dodávaného do Railu potřebám systému. Díky této regulaci množství se nejen sníží příkon vysokotlakého čerpadla, ale také se sníží maximální teplota paliva. Tento způsob byl převzat do CP1H z CP3.

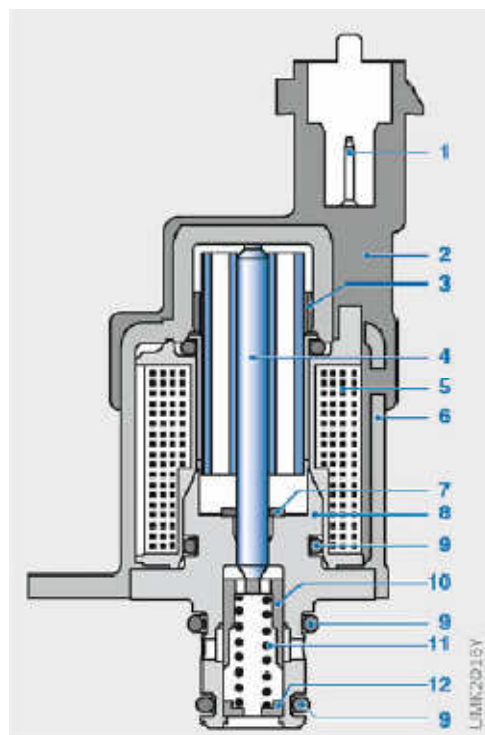
Oproti vysokotlakému čerpadlu CP1 je CP1H určeno pro vyšší tlaky, a to až 1600 bar. Bylo toho dosaženo zesílením pohonu, změnou ventilových jednotek a opatřením ke zvýšení pevnosti tělesa.“ [1]

RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP3

„U CP3 se jedná o vysokotlaké čerpadlo s regulací množství na straně sání pomocí dávkovací jednotky (ZME). Tato regulace byla použita nejprve u CP3 a později převzata do CP1H.

Princip konstrukce CP3 (**obr. 4-8**) je podobný CP1 resp. CP1H. Hlavními rozlišovacími znaky jsou:

- Těleso monoblok: Tato konstrukce snižuje počet netěsných míst ve vysokotlaké oblasti a umožňuje docílit vyšší dodávané množství.
- Talířové zdvihátko: Příčná síla odvozená od příčného pohybu oběžné vačky výstředníku nepůsobí přímo na píst čerpadla, nýbrž prostřednictvím zdvihátka na stěnu tělesa. Z toho vyplývá vyšší zatížitelnost čerpadla a možnost použití vyšších tlaků. Potenciálně je to až 1800 bar.“ [1]



Obr. 4-7 Konstrukce dávkovací jednotky [3]

1 Konektor s elektrickým rozhraním, 2 Pouzdro elektromagnetu, 3 Ložisko, 4 Kotva se zdvihátkem, 5 Vinutí s tělesem cívky, 6 Těleso, 7 Podložka zbytkového vzduchu, 8 Jádru elektromagnetu, 9 O-kroužek, 10 Píst s řídicími výřezy, 11 Pružina, 12 Pojistný prvek.

ŘADOVÉ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP2

„Vysokotlaké čerpadlo CP2 mazané olejem s regulací množství se používá jen v oboru nákladních vozidel. Jedná se o dvoupístové čerpadlo v řadovém provedení, tzn., že oba písty čerpadla jsou vedle sebe (**obr. 4-9**). Na prodloužení vačkového hřídele se nachází předřadné zubové čerpadlo s pohonem s převodem do rychla, které nasává palivo z nádrže a přivádí jej k jemnému filtru. Odtud se dostává dalším potrubím do dávkovací jednotky, která je umístěna v horní části vysokotlakého čerpadla. Převodový poměr pohonu je 1:2. CP2 je proto po montážní stránce kompatibilní s běžnými řadovými vstřikovacími čerpadly.“ [1]



RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP4

Toto čerpadlo (obr. 4-10) dosahuje pracovního tlaku 1800 až 2000 bar. Používá se jak u vozidel osobních, tak u nákladních.

ŘADOVÉ PÍSTOVÉ ČERPADLO CP5

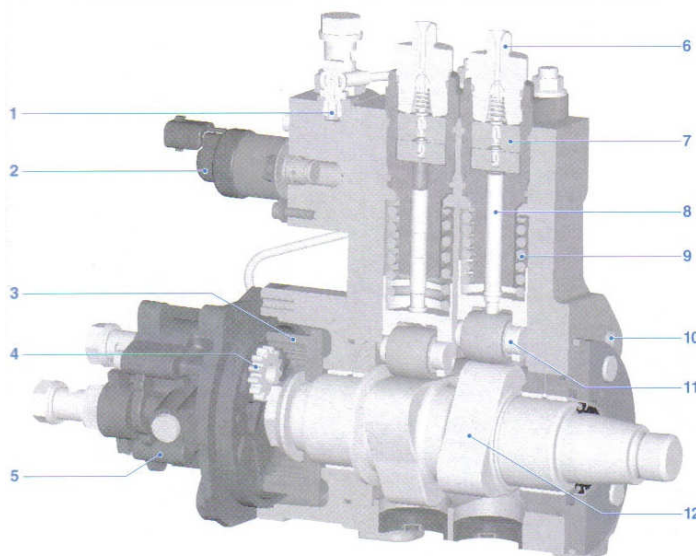
Toto čerpadlo (obr. 4-11) má rozsah pracovního tlaku 2000 až 2500 bar. Použito je spíše pro těžká užitková a mimosilniční vozidla. Další variantou bude CPN5, které se bude odlišovat od dnešních nižším pracovním tlakem (1200 bar) a následných 2500 bar bude vytvořeno až ve vstřikovači, který bude také nové konstrukce.



Obr. 4-10 Vysokotlaké čerpadlo CP4 [20]

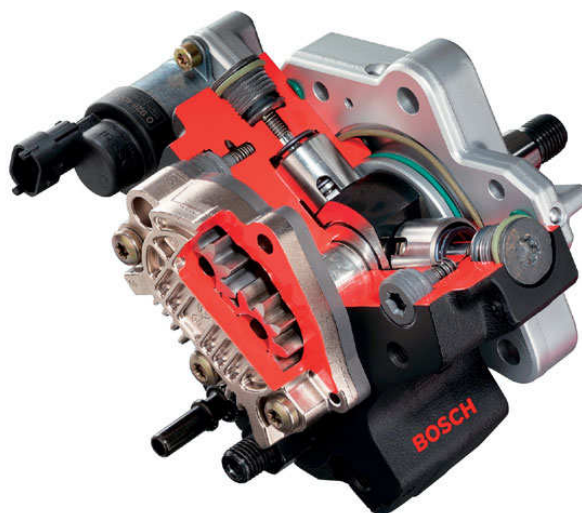


Obr. 4-11 Vysokotlaké čerpadlo CP5 [17]



Obr. 4-9 Vysokotlaké čerpadlo CP2 [1]

1 Škrceň nulového množství, 2 Dávkovací jednotka, 3 Duté kolo, 4 Pastorek, 5 Podávací zubové čerpadlo, 6 Vysokotlaká přípojka, 7 Dvojdílný vstupní/výstupní ventil, 8 Potažený píst, 9 Pružina pístu, 10 Otvor pro přívod oleje, 11 Potažené válečky, 12 Konkávní vačka.



Obr. 4-8 Vysokotlaké čerpadlo CP3 [24]



4.4.2 RAIL (VYSOKOTLAKÝ ZÁSOBNÍK)

„Úlohou vysokotlakého zásobníku (Rail) je uchovávat palivo pod vysokým tlakem. Přitom musí být v objemu zásobníku tlumeno tlakové kmitání, které vzniká v důsledku pulzující dodávky čerpadla a vstřikování. Tím je zajištěno, že při otevření vstřikovače zůstává vstřikovací tlak konstantní. Na jedné straně musí být objem zásobníku dostatečně velký, aby vyhověl těmto požadavkům. Na druhé straně musí být tak malý, aby se dosáhlo dostatečně rychlého vytvoření tlaku při startování.“ [1]



Zásobník Rail (**obr. 4-12**) je osazen snímačem tlaku, regulačním tlakovým ventilem nebo omezovacím tlakovým ventilem, nízkotlakým vývodem, vývody k vysokotlakému potrubí a uchycením k motoru. Tlak v Railu je při vstřikování téměř konstantní. To je zapříčiněno regulací, která může být buď na Railu, na vstřikovacím čerpadle, nebo na obou dvou částech systému. Většinou je Rail vyráběn jako výkovek.

Obr. 4-12 Vysokotlaký zásobník (Rail) [17]

VYSOKOTLAKÝ SNÍMAČ

Snímač tlaku v Railu (**obr. 4-13**) slouží ke snímání aktuálního tlaku a informaci o stavu tlaku posílá řídicí jednotce, která řídí akční členy.

REGULAČNÍ TLAKOVÝ VENTIL

Tento elektromagneticky ovládaný ventil (**obr. 4-14**), umístěný na jednom konci Railu, slouží k regulaci tlaku paliva. Při vyšším tlaku se otvírá a přepouští palivo do nízkotlakého přepadu. Při nízkém tlaku je uzavřen.

OMEZOVACÍ TLAKOVÝ VENTIL

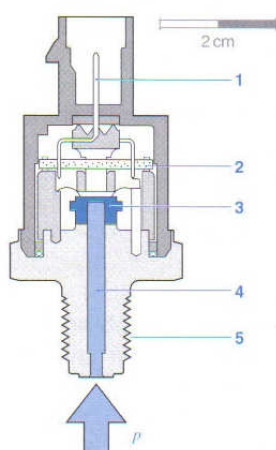
Tento ventil je mechanický (**obr. 4-15**), rovněž umístěn na jednom konci Railu. Při překročení nejvyššího tlaku paliva působí tento tlak na pružinu uvnitř ventilu, ta se zatlačí a otevře nízkotlaký odvod.

4.4.3 VSTŘIKOVAČ

„Charakteristickým znakem systému je, že vytváření vstřikovacího tlaku je nezávislé na otáčkách motoru a vstřikovaném množství. Počátek vstřiku a vstřikované množství jsou řízeny elektricky aktivovaným vstřikovačem. Okamžik vstřiku je řízen systémem úhel-čas elektronické regulace vznětového motoru (EDC). Požadavky na snížení škodlivých emisí výfukových plynů a rovněž na stálé snižování hlučnosti

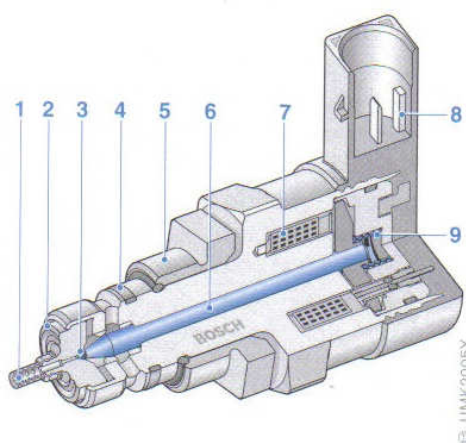
V současné době jsou sériově používány tři typy vstřikovačů:

- vstřikovač s elektromagnetickým ventilem s jednodílnou kotvou,
- vstřikovač s elektromagnetickým ventilem s dvojdílnou kotvou,
- vstřikovač s piezoelektrickým členem.



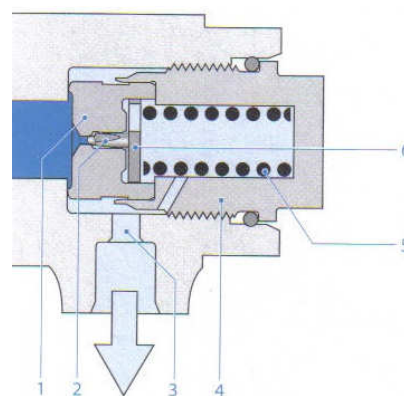
Obr. 4-13 Vysokotlaký snímač [1]

1 Elektrická přípojka, 2 Vyhodnocovací obvod, 3 Ocelová membrána s napařenými elastickými rezistory, 4 Tlaková přípojka, 5 Upevňovací závit.



Obr. 4-14 Regulační tlakový ventil DRV2 [1]

1 Filtr, 2 Zářezná hrana, 3 Kulička ventilu, 4 O-kroužek, 5 Přesuvný šroub s rozpěrným kroužkem, 6 Kotva, 7 Cívka elektromagnetu, 8 Elektrická přípojka, 9 Ventilová pružina.



Obr. 4-15 Omezovací tlakový ventil DBV4 [1]

1 Vložka ventilu, 2 Píst ventilu, 3 Nízkotlaký okruh, 4 Držák ventilu, 5 Tlačná pružina, 6 Talířová podložka.

ELEKTROMAGNETICKÝ VSTŘIKOVAČ

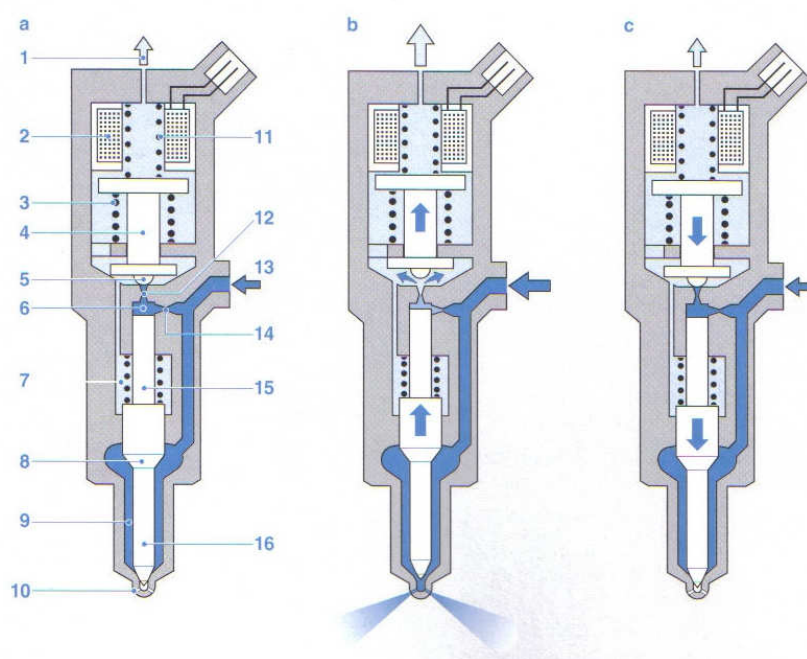
U těchto vstřikovačů (**obr. 4-16**) rozlišujeme dvě koncepce:

- vstřikovač s jednodílnou kotvou (jednoprůžinový systém),
- vstřikovač s dvojdílnou kotvou (dvoupřůžinový systém).

„Krátké intervaly mezi jednotlivými vstřiky mohou být zajištěny tehdy, když kotva při zavírání velmi rychle dosáhne klidové polohy. To lze nejlépe realizovat pomocí dvojdílné kotvy s dorazem proti přeběhu. Během zavírání se deska kotvy pohybuje přes tvarové vybrání směrem dolů. Propružení desky kotvy je omezeno dorazem proti přeběhu, aby se celá kotva rychleji dostala do klidové polohy. Díky rozdělení hmot kotvy a přizpůsobení parametrů nastavení je rychleji ukončeno odsakování kotvy při zavírání. Koncepce dvojdílné kotvy umožňuje dosažení kratších intervalů mezi dvěma vstřiky.“ [1]

PIEZOELEKTRICKÝ VSTŘIKOVAČ INLINE

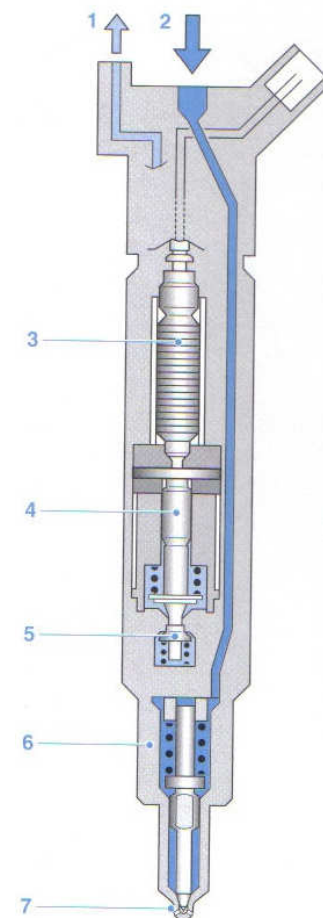
„Při návrhu vstřikovače bylo pamatováno na to, aby bylo dosaženo vysoké celkové tuhosti regulačního řetězce složeného z akčního členu, hydraulického vazebního členu a řídicího ventilu. Další konstrukční zvláštností je vyloučení mechanických sil na jehle trysky, k nimž mohlo docházet působením tlačné tyče u dřívějších vstřikovačů s elektromagnetickým ventilem. Kromě toho vstřikovací systém nabízí možnost realizovat velmi krátké intervaly mezi vstřiky („hydraulická nula“). Díky počtu a vybavení dávkování paliva lze realizovat až pět vstřiků na jeden vstřikovací cyklus a tím přizpůsobit požadavkům na pracovní body motoru.“ [1] Konstrukční provedení vstřikovače je na **obr. 4-17**.



Obr. 4-16 Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem (princip činnosti) [1]

a Klidový stav, b Vstřikovač se otvírá, c Vstřikovač se zavírá

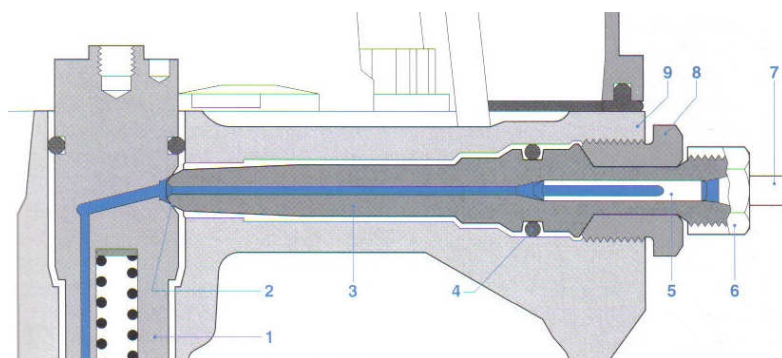
1 Zpětné palivové potrubí, 2 Cívka elektromagnetu, 3 Pružina přeběhu, 4 Kotva, 5 Kulička ventilu, 6 Řídicí prostor ventilu, 7 Pružina trysky, 8 Tlačné mezikruží jehly trysky, 9 Objem komory, 10 Vstřikovací otvor, 11 Pružina elmg. ventilu, 12 Škrčení na odpadu, 13 Vysokotlaká přípojka, 14 Škrčení na přívodu, 15 Píst ventilu (řídicí píst), 16 Jehla trysky.



Obr. 4-17 Konstrukční provedení piezoelektrického vstřikovače [1]

4.4.4 VYSOKOTLAKÉ POTRUBÍ A PŘÍPOJKA

Oba tyto komponenty musí odolávat vysokým tlakům a také musejí snášet vysokofrekvenční tlakové vlny, které jsou vyvolány otvíráním a zavíráním jehly trysky vstřikovače. V případech, kdy to vyžaduje konstrukce vstřikovače a hlavy válců, se používají hrdla tlakových trubek (**obr. 4-18**), která umožní použití kratších vysokotlakých potrubí.



Obr. 4-18 Příklad hrdla tlakové trubky [1]

1 Držák trysky, 2 Těsnicí kužel, 3 Hrdlo tlakové trubky, 4 Těsnění, 5 Tyčový filtr, 6 Přesuvná matice, 7 Vysokotlaká palivová potrubí, 8 Šroubové spojení, 9 Hlava válců.

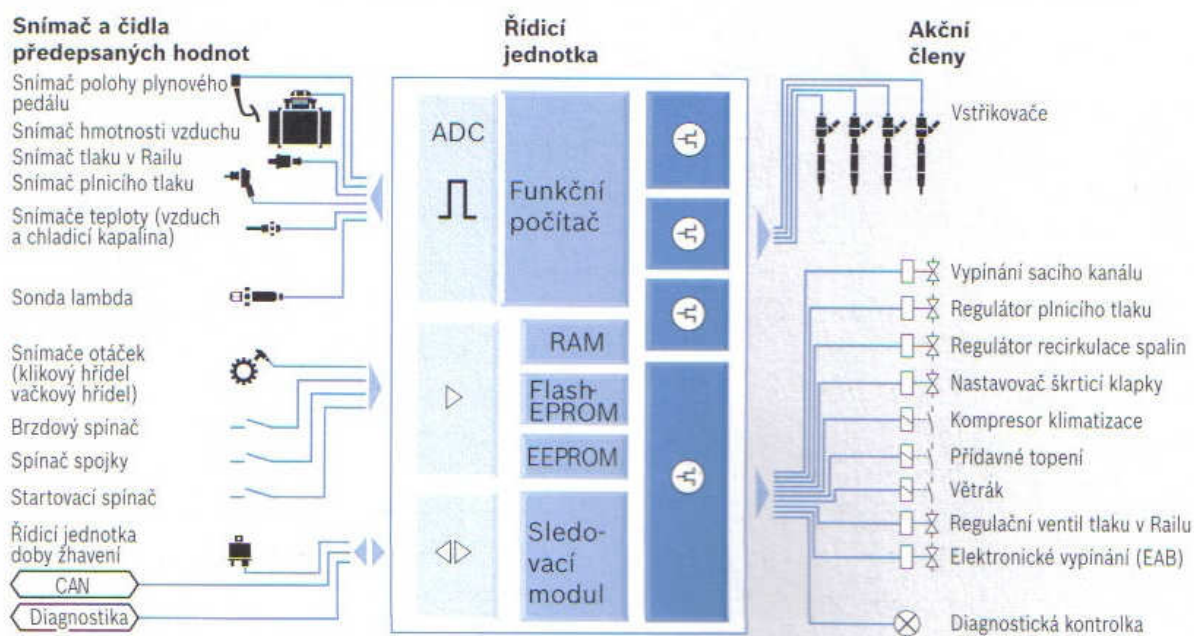
1 Zpětné palivové potrubí, 2 Vysokotlaká přípojka, 3 Piezoelektrický regulační modul, 4 Hydraulický vazební člen (převodník), 5 Servoventil (řídicí ventil), 6 Modul trysky s jehlou trysky, 7 Vstřikovací otvor.



4.5 ELEKTRONICKÁ REGULACE VZNĚTOVÝCH MOTORŮ EDC

„Elektronické řízení vznětových motorů umožňuje přesné a diferencované modelování vstřikovacích veličin. Jen tak lze splnit četné požadavky, které jsou na moderní vznětový motor kladeny. „Elektronická regulace vznětového motoru“ EDC (Electronic Diesel Control) se člení do tří systémových bloků: „Snímače a čidla předepsaných hodnot“, „Řídicí jednotka“ a „Akční členy“.

Pro aktuální vývoj v oboru techniky vznětových motorů je rozhodující snižování spotřeby paliva a emisí škodlivých látek (NO_x , CO, HC, pevné částice) při současném zvyšování výkonu popř. zvýšení točivého momentu. To vedlo v posledních letech ke zvýšenému využívání vznětových motorů s přímým vstřikováním (DI), u nichž jsou vstřikovací tlaky výrazně vyšší oproti motorům s nepřímým vstřikováním (IDI), tedy motorům s vířivou komůrkou nebo s předkomůrkou. Díky lepší tvorbě směsi a neexistenci ztrát prouděním mezi předkomůrkou popř. vířivou komůrkou a hlavním spalovacím prostorem je spotřeba paliva u motorů s přímým vstřikem oproti motorům s nepřímým vstřikem nižší o 10 ... 15 %.“ [1]



Obr. 4-19 Systémové bloky EDC [1]

4.5.1 PALUBNÍ A DIAGNOSTICKÝ SYSTÉM PRO OSOBNÍ A LEHKÁ NÁKLADNÍ VOZIDLA

„Aby výrobci vozidel mohli dodržet zákonem předepsané mezní hodnoty emisí v každodenním provozu, musí být systém motoru a jeho komponenty soustavně sledovány. Proto byla – počínaje státem Kalifornie – vydána ustanovení ke sledování systémů a komponent, které tvorbu emisí ovlivňují. Takto byla standardizována palubní diagnostika specifická pro výrobce se zřetelem ke sledování komponent a systémů ovlivňujících emise.

OBD I (CARB)

V roce 1988 vstoupil v Kalifornii v platnost OBD I jako první stupeň zákonného opatření CARB (California Air Resources Board). Tento první stupeň OBD vyžaduje:



- Sledování elektrických komponent, které mají vliv na tvorbu emisí (zkratky a přerušení), a ukládání závad v paměti.
- Kontrolka závad (Malfunction Indicator Lamp, MIL), která řidiči indikuje rozpoznanou závadu.
- Pomocí palubních prostředků (např. pomocí blikacího kódu s připojenou diagnostickou kontrolkou) musí být možno zjistit, která komponenta má závadu.

OBD II (CARB)

V roce 1994 byl jako OBD II zaveden druhý stupeň diagnostické legislativy v Kalifornii. Pro vozidla se vznětovými motory se OBD II stal závazným od roku 1996. Kromě rozsahu působnosti OBD I je nyní sledována také funkce systémů (např. kontrola signálů snímačů z hlediska věrohodnosti).

OBD (EPA)

V ostatních státech USA platí od roku 1994 federální zákon o ochraně prostředí EPA (Environmental Protection Agency). Oblast této diagnostiky odpovídá v podstatě ustanovením CARB (OBD II). Předpisy OBD pro CARB a EPA platí pro všechna osobní vozidla do 12 sedadel a rovněž pro lehká nákladní vozidla do 6,35 t.

EOBD (EU)

Evropským podmínkám přizpůsobená norma OBD je označována jako EOBD a vychází z EPA-OBD.

EOBD platí od ledna 2000 pro všechna osobní a lehká nákladní vozidla se zážehovými motory do 3,5 t a do 9 sedadel. Od ledna 2003 platí EOBD také pro osobní a lehká nákladní vozidla se vznětovými motory.

OSTATNÍ STÁTY

Některé další země již přistoupily na EU nebo US-OBD nebo plánují jejich zavedení.“
[1]



5 FORMULACE PROBLEMATIKY

Tato diplomová práce se zabývá aplikací moderního vstřikovacího systému Common Rail na vznětový traktorový motor (Zetor), který byl původně osazen řadovým vstřikovacím čerpadlem. Řadové vstřikovací čerpadlo se, za více než 80 let svého působení ve světě diesellových motorů, příliš nezměnilo. Jeho regulace je i dodnes mechanická, ale v poslední době se stále více uplatňuje, u jiných modernějších vstřikovacích systémů běžná, elektronická regulace.

Toto čerpadlo pomalu přestávají splňovat požadavky, kterými disponují ostatní moderní vstřikovací systémy a hlavně je potřeba se dívat do budoucna na nadcházející požadavky na emise výfukových spalin. Po seznámení s emisní problematikou v kapitole 2, můžeme dojít k závěru, že prvním krokem ke zdárnému splnění patřičné emisní normy je doajista obměna vstřikovacího systému. Dozvěděli jsme se také, že hlavním činitelem, snižujícím emise výfukových plynů, je vysoký vstřikovací tlak, pod kterým je palivo dopravováno do spalovacího prostoru. Proto bylo ve společnosti Zetor Group rozhodnuto, přejít k nové technologii vstřikování paliva a tou je Common Rail.

Common Rail (Common = společný, Rail = zásobník), do češtiny přeloženo jako *systém s tlakovým zásobníkem*, je dnes neodmyslitelnou součástí vozidlového průmyslu. Tento systém bude poprvé vyrábět, pro motory Zetor (**obr. 5-1**), společnost Motorpal, a.s., která pro Zetor vyrábí také systémy s řadovými vstřikovacími čerpadly. Zatím je tento systém ve fázi zkoušení a jeho sériová výroba je plánovaná na konec roku 2012.

Můžeme také zmínit, že Motorpal vyrábí řadová čerpadla nejen s mechanickou regulací, ale také s plně elektronickou. Tím je umožněno docílit řízení počátku vstřiku a množství dávky paliva. Vysoký tlak, až 1800 bar, je umožněn robustní konstrukcí čerpadla.



Obr. 5-2 Řadové vstřikovací čerpadlo s EGR [23]



Obr. 5-1 Traktorový motor Zetor [22]

Dále můžeme zmínit řadové čerpadlo od Motorpalu vybavené elektronicky řízenými spínači ovládajícími systém recirkulace výfukových plynů EGR v závislosti na otáčkách a zatížení motoru (**obr. 5-2**). Ventil EGR je elektromagnetický. Toto řešení disponuje svou jednoduchostí a nevyžaduje žádnou vazbu na systém vozidla.

Rozhodnutí této společnosti vyrábět její vlastní vstřikovací systém Common Rail je správným řešením do budoucna. U traktorů, zejména těch výkonnějších (> 100 kW), je tento trend již neodmyslitelnou součástí a zaručuje do budoucna plnění téměř všech požadavků, týkajících se jak legislativy, tak provozních vlastností motorů.



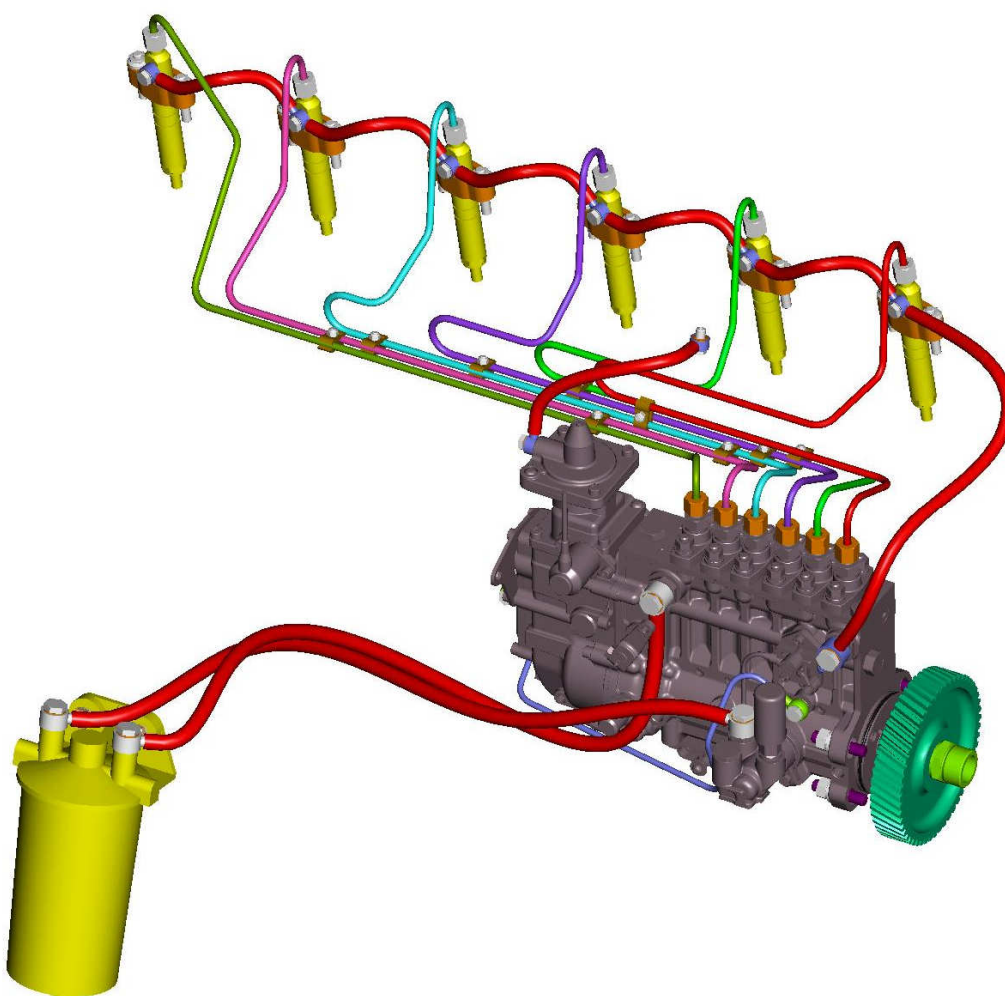
5.1 ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Hlavním cílem této práce je zástavba vysokotlakého vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem Common Rail na vznětový šestiválcový traktorový motor (se čtyřventilovou technologií). Důvodů, proč byl vybrán systém Common Rail je několik:

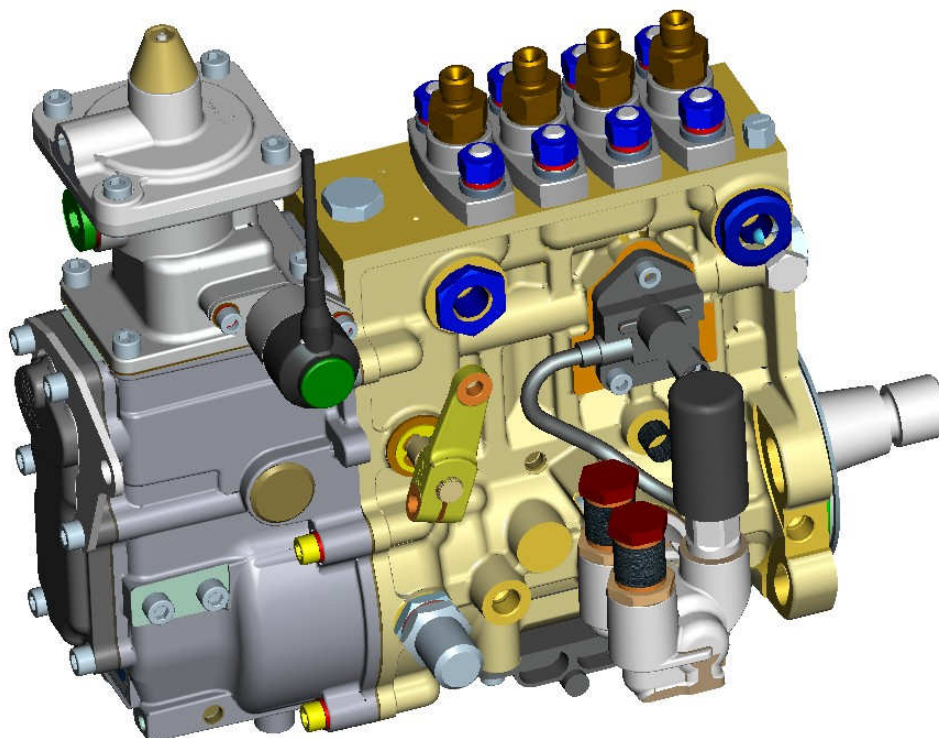
- nízké emise škodlivých látek ve výfukových plynech,
- vysoký vstřikovací tlak,
- větší počet vstřiků za jeden pracovní zdvih,
- regulace počátku vstřiku a množství dávky paliva nezávisle na otáčkách motoru.

5.1.1 STÁVAJÍCÍ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM

Tento šestiválcový motor je původně osazen řadovým vstřikovacím čerpadlem. Na **obr. 5-3** je toto čerpadlo, s mechanickou regulací počátku vstřiku a množství dávky paliva a s ovládáním ventilu recirkulace výfukových plynů EGR, zobrazeno spolu se všemi ostatními komponentami, týkajícími se vstřikovacího systému – jemný palivový filtr, přívodní palivová potrubí, potrubí přepadu paliva, konvenční mechanické vstřikovače a ozubené kolo pohonu čerpadla. Toto čerpadlo disponuje pracovním tlakem **110 MPa** resp. **1100 bar**. Na **obr. 5-4** pak můžeme vidět detailněji stejné čerpadlo pro čtyřválcový motor.



Obr. 5-3 Řadové vstřikovací čerpadlo šestiválcového motoru Zetor [11]



Obr. 5-4 Řadové vstřikovací čerpadlo s ovládáním ventilu EGR čtyřválcového motoru Zetor [11]

Řadové čerpadlo se obvykle skládá z regulátoru otáček, podávacího čerpadla, spojky, přidavače paliva, přetlakového korektoru a dalších přídatných zařízení jako třeba snímač otáček, snímač polohy regulační tyče pro ovládání EGR.

5.1.2 NOVÝ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM

Nový systém Common Rail se skládá, kromě uvedených komponent u vstřikovacího systému s řadovým čerpadlem, ještě z tlakového zásobníku (Rail) a kompletní elektronické regulace se snímači a akčními členy. Tím se tedy konstrukčně zásadně odlišuje od konvenčního systému. Je tedy třeba brát v úvahu, že budou nutné jisté zásahy do konstrukce motoru, aby mohl být nový systém nainstalován. Bude se skládat z následujících komponent:

- vysokotlaké řadové pístové čerpadlo se dvěma písty, regulací tlaku a integrovaným podávacím zubovým čerpadlem,
- tlakový zásobník (Rail) se snímačem tlaku a omezovacím tlakovým ventilem,
- vstřikovače ovládané elektromagneticky,
- vysokotlaká potrubí,
- hrdla vysokotlakých potrubí.

Jednotlivé komponenty systému a jejich požadavky na zástavbu do motoru:

VYSOKOTLAKÉ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLO

Čerpadlo (**obr. 5-5**) je poháněno přes ozubené soukolí motorem v poměru (1:2) tj. čerpadlo se otáčí polovičními otáčkami než motor. Tento převodový poměr je stejný jako u stávajícího řadového čerpadla, tudíž je nové čerpadlo vhodné k instalaci a není potřeba dělat



žádné velké rekonstrukce. Čerpadlo se přimontuje k nálitku, vytvořeném na klikové skříni motoru na straně sacího systému (sací komory), čtyřmi šrouby.

VYSOKOTLAKÝ ZÁSOBNÍK (RAIL)

Tlakový zásobník (**obr. 5-6**) ve svém vnitřním objemu akumuluje palivo, přivedené od vysokotlakého čerpadla, a udržuje ho tam pod vysokým tlakem. Vzhledem k fluktuacím paliva při vysokotlakém vstřikování se v něm vytváří tlakové vlny, které musí samotný Rail pohlcovat a utlumovat. Proto musí být pevně uchycen v oblasti motoru. V této práci bude řešeno uchycení na sací komoře. Vzhledem k tomu, že motor týkající se zástavby je řadový šestiválcový, je nutné navrhnout Rail o přiměřené délce, aby nezasahoval do prostoru jiných součástí motoru. Dále je potřebné brát ohled na rozmístění jednotlivých vývodů ke vstřikovačům, přívodu od čerpadla a nízkotlakého odvodu paliva, je nutné navrhovat jej zároveň s vysokotlakým potrubím.



Obr. 5-5 Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo [18]



Obr. 5-6 Vysokotlaký zásobník (Rail) [18]

ELEKTROMAGNETICKÝ VSTŘIKOVAČ

Vstřikovač (**obr. 5-7**) požaduje pro svou montáž sedlo, které je umístěno v otvoru hlavy válců a usazuje vstřikovač do svislé polohy. Dále je zapotřebí utěsnit prostor kolem vstřikovače, aby nedocházelo k profuku spalin ze spalovacího prostoru. To se provede měděnými podložkami ze spodu a těsnicími kroužky po stěnách vstřikovače. Následně se musí vstřikovač upevnit do hlavy válců tak, aby neodskakoval ze své pozice vlivem tlaku spalin cyklicky působících ve válci za chodu motoru. Na vstřikovač musí být tedy vyvozena přítláčná síla pomocí upínacího třmene, upnutého šroubovým spojem. Teprve takto může vstřikovač odolávat vysokým tlakům působícím ve válci, aniž by se hnul ze své pozice.



Obr. 5-7 Vstřikovač elektromagnetický [18]

VYSOKOTLAKÉ POTRUBÍ

Vysokotlaké potrubí, vzhledem ke svým rozměrům, je vystaveno vysokému namáhání od tlaku paliva, proto musí být vyrobené z pevné oceli, která je ještě dodatečně zpevněna. Potrubí je propojovacím členem mezi čerpadlem, tlakovým zásobníkem a vstřikovačem resp.



hrdlem potrubí, které ústí do vstřikovače. Musí být tedy navrženo tak, aby se palivo dostalo co nejkratší cestou ke vstřikovači resp. do tlakového zásobníku. Potrubí se musí podle potřeby ohýbat, aby se propletlo zástavbovým prostorem, ale poloměr ohybu nesmí překročit kritickou hodnotu, aby nedocházelo ke koncentraci napětí v těchto ohybech – palivo pod vysokým tlakem by se v místech ohybu zpomalilo a akumulovalo pod ještě vyšším tlakem, což by mělo za následek plastickou deformaci potrubí a případně i destrukci.

Dalším důležitým poznatkem při výrobě potrubí je, aby bylo potrubí totožně dlouhé pro všechny válce motoru. Tvar ohybů potrubí pro každý válec mohou být rozdílné, ale jejich délka musí být totožná a to proto, aby nedocházelo k rozdílným dodávkám paliva do jednotlivých válců. Dalším faktorem, který ovlivňuje dodávku paliva do jednotlivých válců, jsou tlakové vlny vyvolané při vstřikování. Tryska vstřikovače se nesčetněkrát otevírá a zavírá, a tím vyvolává tlakové pulzace. Ty se pak přenášejí do tlakového zásobníku, který by je měl aspoň částečně vyrušit. Ale tyto tlakové vlny jsou korigovány hlavně řídicí jednotkou. Na **obr. 5-8** je zobrazen příklad vysokotlakého potrubí připevněného k tlakovému zásobníku.



Obr. 5-8 Vysokotlaké potrubí na tlakovém zásobníku [26]

Oba konce vysokotlaké potrubí jsou rozlisovány tak, aby vznikly tlakové přípojky. Tvar rozlisované části může být libovolný nebo dle patřičné normy. Nejčastěji se ale tvar přípojky podobá kuželovému tvaru. Připojení potrubí k tlakovému zásobníku, hrdlu potrubí nebo čerpadlu, se pak děje pomocí přesuvných matic, které svým zašroubováním přitáhnou potrubí na doraz k přípojce. Přesuvnou matici můžeme vidět rovněž na **obr. 5-8**.

HRDLO VYSOKOTLAKÉHO POTRUBÍ

Tato součástka slouží k přemostění vzdálenosti mezi vstřikovačem a vysokotlakým potrubím. V traktorech, kde jsou OHV rozvodové mechanismy, je konstrukce hlavy válců mírně odlišná. Hrdlo vysokotlakového potrubí je tedy vedeno hlavou válců a jeden jeho konec ústí do vstřikovače. Druhý konec hrdla vyčnívá z hlavy válců a je na něm vytvořen závit pro tlakovou přípojku na vysokotlakém potrubí. Zároveň, aby bylo hrdlo nějakým způsobem upnuto v hlavě válců, je na něm vytvořena opěrná plocha, o kterou se zapře převlečný šroub, jenž se zašroubuje do hlavy válců.

Toto hrdlo se od toho, které bylo použito u původního vstřikovacího systému, nijak principiálně neliší, snad jen některými rozměry. Je tedy vhodné k přestavbě na systém Common Rail. Příklad hrdla vysokotlakého potrubí je uveden na **obr. 4-18** ve čtvrté kapitole.

Výhodu této problematiky využívají dnes všechny automobilové průmysly. Vstřikovací systém je ta část vozidlového příslušenství, která se dá jednoduše vzájemně kombinovat a tím usnadňovat práci při návrhu nových vozidlových motorů. Výše popsany text je toho důkazem. Při přestavbě vstřikovacího systému s řadovým vstřikovacím čerpadlem na systém Common Rail, se toho příliš nemění. Jenom musí být přidána další komponenta (tlakový zásobník).

Za zmínku stojí vstřikovací systém se sdruženými vstřikovači (UIS), který nepotřebuje žádné vstřikovací čerpadlo ani vysokotlaké potrubí, jimiž se ostatní systémy vyznačují. Tím u UIS odpadá velká část systému nesoucí vysoký tlak. Celá jednotka je zakomponována



v jednom dílu, který je svou velikostí, dalo by se říct, téměř rovný vstřikovači Common Rail. To jsou sice všechno velké výhody s ohledem na zastavěné prostory, ale problém přichází ve chvíli, kdy chceme přestavět motor osazený UIS na motor se systémem Common Rail. Konstrukce hlavy válců je naprosto odlišná od hlavy vznětového motoru se systémem Common Rail nebo s řadovým čerpadlem. Bylo by potřeba předělat polovinu motoru, což by bylo velmi neekonomické. Vždy je tedy nezbytné dopředu promyslet, co má cenu a co nepřípadá v úvahu.

5.2 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Stěžejním úkolem této práce je návrh nového konstrukčního řešení, které bude splňovat veškeré požadavky nového vstřikovacího systému. Bude tedy potřeba navrhnout nové součásti, provést kontrolní výpočty, statické a dynamické analýzy a vytvořit výkresovou nových nejdůležitějších součástí návrhu.

5.2.1 ZADÁNÍ

Cílem práce bude:

- 1) Umístit vstřikovač a vysokotlaké čerpadlo.
- 2) Navrhnout vysokotlaký zásobník (Rail), vysokotlaké potrubí s tlakovými přípojkami, upínací třmen vstřikovače se šroubovým spojem a další potřebné příslušenství.
- 3) Provést kontrolní výpočet šroubového spoje upínacího třmene.
- 4) Provést pevnostní a dynamickou analýzu nejdůležitějších nově navržených součástí.
- 5) Zhodnotit příslušné výpočty a analýzy.
- 6) Vytvořit výkresovou dokumentaci nově navržených součástí.

Vzhledem k okolnosti, že konstrukční návrh této práce by mohl být realizován ve společnosti Zetor Group, jsou touto společností poskytnuty modely částí motorového prostoru, které jsou již ve výrobě. Tyto modely poslouží jako reálný podklad, na kterém bude provedena zástavba nového vstřikovacího systému. Úloha tak bude založena na realistických rozměrech a konstrukcích. Dalším důvodem, proč jsou modely poskytnuty, je náročnost konstrukce motorových dílů, které byly vyvíjeny ve společnosti Zetor Group po dlouho dobu. Jejich vymodelování by tedy bylo velmi náročné, jak časově tak obsahově. Tyto modely budou sloužit pouze pro tuto diplomovou práci a budou tedy základní potřebou pro navržení konstrukčního řešení zástavby vstřikovacího systému Common Rail do motoru.

Poskytnuté modely: kliková skříň motoru, hlava válců, sací komora a víko hlavy válců. Dále budou společností Motorpal poskytnuty modely elektromagnetického vstřikovače a vstřikovacího čerpadla. Vnitřní konstrukce těchto dvou modelů vstřikovacího systému nemá v této práci hlavní význam. U vstřikovače je důležité pouze to, aby měl přesně vykonstruovaný přívod paliva a vnější rozměry. To co se nachází uvnitř vstřikovače, není vůbec důležité v rámci této práce. To stejné platí pro vstřikovací čerpadlo – nutný je pouze přesný rozměr přívodu paliva, aby na něj mohlo být připojeno vysokotlaké potrubí, a vnější rozměry. To co se nachází uvnitř čerpadla, je pro tuto práci také zcela irrelevantní. Ale jelikož byla ta možnost použít tyto modely, tak budou použity.



5.2.2 PARAMETRY MOTORU

Zetor Group nabízí pro šestiválcový motor čtyři různé výkony. Všechny mají následující parametry:

Označení motorů: Z 2305, Z 2405, Z 2605, Z 2705

Zdvihový objem:	6234 cm ³
Jmenovité otáčky:	2200 min ⁻¹
Maximální výstupní otáčky:	2460 min ⁻¹
Volnoběžné otáčky:	800 + 25 min ⁻¹
Pořadí zapalování:	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4
Předvstřík:	11°
Přepřívání:	turbodmychadlo s mezichladičem vzduchu
Mezichlazení vzduchu:	vzduch / vzduch
Splněná emisní norma:	Tier III A

Je třeba také poznamenat, že se jedná o motor se čtyřmi ventily na válec. Tato konstrukce tedy neposkytuje tolik volnosti při přestavbě vstřikovacího systému, jako u dvouventilové technologie.

5.2.3 PARAMETRY NOVÉHO SYSTÉMU COMMON RAIL

Systém Common Rail od výrobce Motorpal bude disponovat těmito parametry a požadavky:

- výkon do 40 kW/válec, pro tří- až šestiválcové motory,
- vstřikovací tlak 1600 až 1800 bar,
- vysokotlaké čerpadlo bude mít stejné připojení jako řadové čerpadlo PP.Mi,
- vysokotlaké čerpadlo mazané palivem (prototyp je mazán olejem),
- podávací zubové čerpadlo integrované ve vysokotlakém,
- elektromagnetické vstřikovače,
- počet vstříků na jeden pracovní zdvih 3 až 4,
- tlakový zásobník (Rail) bude osazen omezovacím tlakovým ventilem,
- vlastní elektronická řídicí jednotka.



6 METODIKA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Metodika konstruování se skládá z více postupů, které jsou vzájemně propojeny a dohromady utváří pomůcku k vytvoření konstrukčního úkolu. Je třeba mít znalosti z více odborných disciplín, zejména technické kreslení, metodika konstruování, technologie výroby, nauka o materiálech a mechanika těles. A k tomu, aby mohl konstruktér úkol zdárně vyřešit, je potřeba mít ve všech aspektech systémový přístup.

6.1 METODIKA KONSTRUOVÁNÍ, TECHNOLOGIE VÝROBY

„**Konstrukční proces** je způsob a postup k dosažení cíle. Podle způsobu myšlení v procesu konstruování rozeznáváme metody:

- **Intuitivní** - kdy se využívá okamžitého nápadu na základě množiny informací uložených v podvědomí.
- **Systematické** - při využití vědeckých metod poznání, analýzy, syntézy, abstrakce, zobecnění, konkretizace apod.
- **Normativní** - kdy převažuje zúročení stávajícího stupně poznání a úrovně znalostí včetně využití literatury a norem.

Cílem činnosti konstruktéra je vytvoření technického předmětu (výrobku), který musí plnit svou funkci v souladu se zadanými parametry co nejefektivněji.

Řešení konstrukčního úkolu je proces, který má své obecné náležitosti, projevující se zejména v algoritmu (etapách) jeho řešení. Parametry zadání nutno analyzovat, zpracovat alternativy řešení a vybrat optimální alternativu podle technicko-ekonomických hledisek. V práci konstruktéra se přitom projevují v určitém poměru jak **algoritmické** (obvyklé, osvědčené) tak **tvůrčí** (nové) metody řešení. Je účelné vycházet z již realizovaných hodnotných řešení a využít znalosti a erudice konstruktéra pro realizaci cíle na vyšší technické, funkční a užité úrovni. Využití těchto zásad vyúsťuje v taktiku a strategii práce konstruktéra.

Technologičnost je vlastnost výrobku, která zajišťuje, že je konstrukcí, tvarem, výrobním způsobem i materiálem řešen tak, aby při správné funkci a požadované životnosti, byla současně výroba co nejefektivnější.

Kritéria volby technologie výroby

Rozhodnout o počtu kusů, který vymezuje hranici mezi kusovou, sériovou a hromadnou výrobou, není zpravidla jednoduché. U velkých strojních celků – obráběcí centrum, kolesové rypadlo, lze hovořit o sérii i při pěti výrobcích, naopak výrobu padesáti šroubů M6 nelze považovat za velkosériovou. Velikost a složitost výrobku je tedy faktorem při posouzení sériovosti výroby, na které závisí volba polotovarů.

Kusová výroba vyžaduje převážně univerzální výrobní stroje a k nim vysoce kvalifikované pracovníky.

Sériová a hromadná výroba je předurčena pro zavedení automatizace a robotizace.

Mechanické vlastnosti materiálu a namáhání součástí jsou určující pro stanovení jejich rozměrů.

Technologické vlastnosti materiálu limitují možnost použití odlévání, kování, ohýbání, svařování i tepelného zpracování.“ [8]



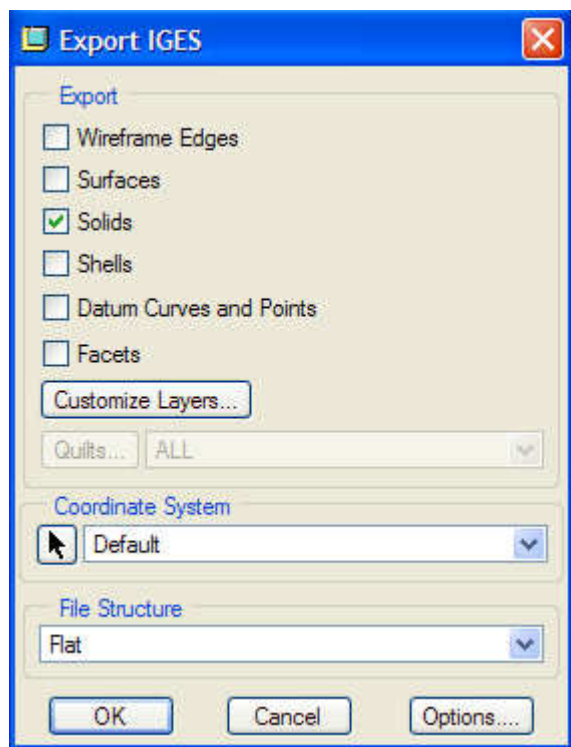
6.2 POSTUP ŘEŠENÍ ÚKOLU

Konstrukční řešení této práce bude rozděleno na několik etap. U jednotlivých etap bude využita příslušná výpočetní technika.

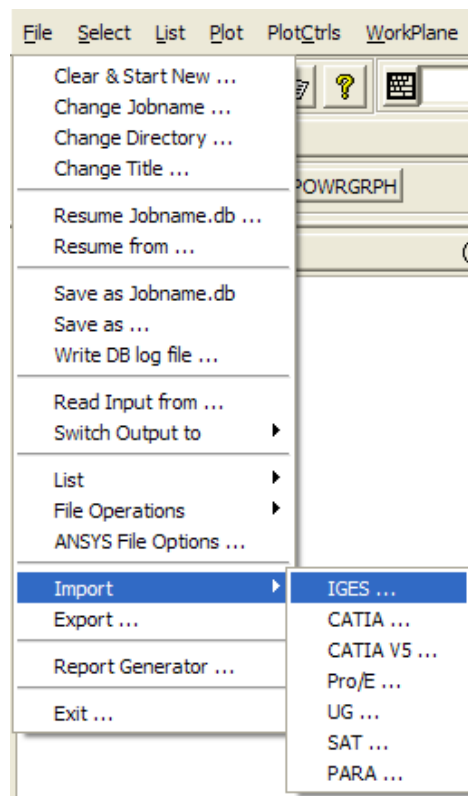
6.2.1 NÁVRH SOUČÁSTÍ

Nové součásti budou navrženy pomocí modelovacího programu, specializovaného na motorářskou branži, **Pro/Engineer WildFire 4.0**. Modely součástí se pak připraví ke druhé etapě analýz. Příprava modelů spočívá v převedení (exportování) uloženého modelu do formátu sloužící pro další program, ANSYS, ve kterém bude analýza provedena. Vytvořený model nebo sestava se uloží pod příponou *.igs (IGES – Initial Graphics Exchange Standart), v okně „Export IGES“ (**obr. 6-1**) se zvolí možnost „Solids“, a takto je model nebo sestava připravena k importu do programu ANSYS.

Výhodou současné doby je, že všechny nově navrhované součásti jsou modelovány pomocí softwaru, ve kterém můžeme jednoduše a hlavně rychle opravovat nedostatky a chyby navrhovaných dílů. Proto je důležité používat správný software, který bude disponovat mnoha funkcemi a tím bude navrhování efektivnější.



Obr. 6-1 Export součásti z ProEngineeru



Obr. 6-2 Import součásti, krok 1

6.2.2 KONTROLNÍ VÝPOČET

Kontrolní výpočet bude proveden pro šroubový spoj upínacího třmene, který zajišťuje upnutí vstřikovače do jeho sedla. Výpočet bude obsahovat řešení jak ve statické oblasti, tak v dynamické, s posouzením bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP) a meznímu stavu únavové pevnosti (MSÚP).

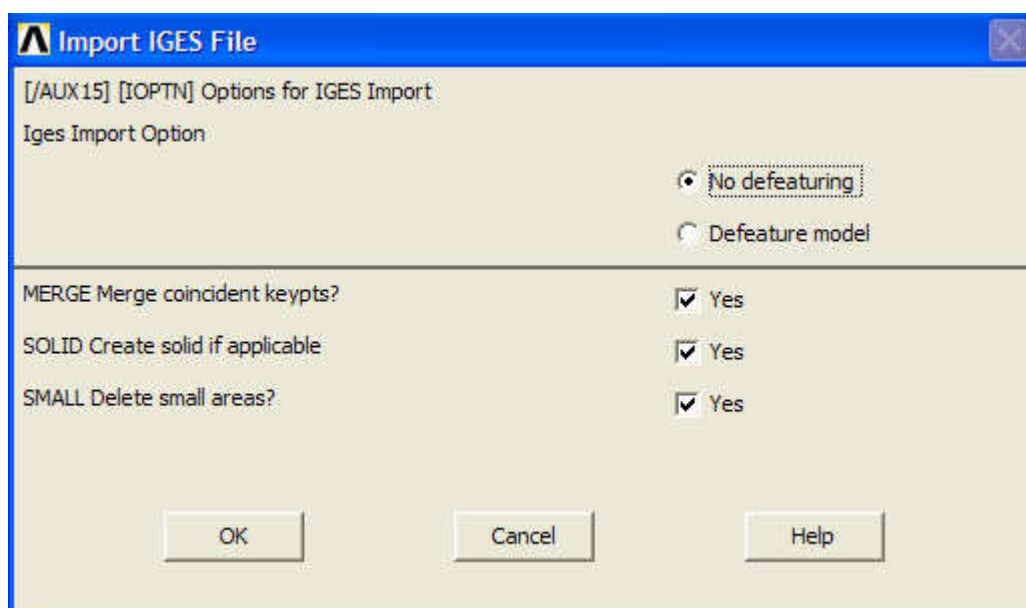


6.2.3 STATICKÁ A DYNAMICKÁ ANALÝZA

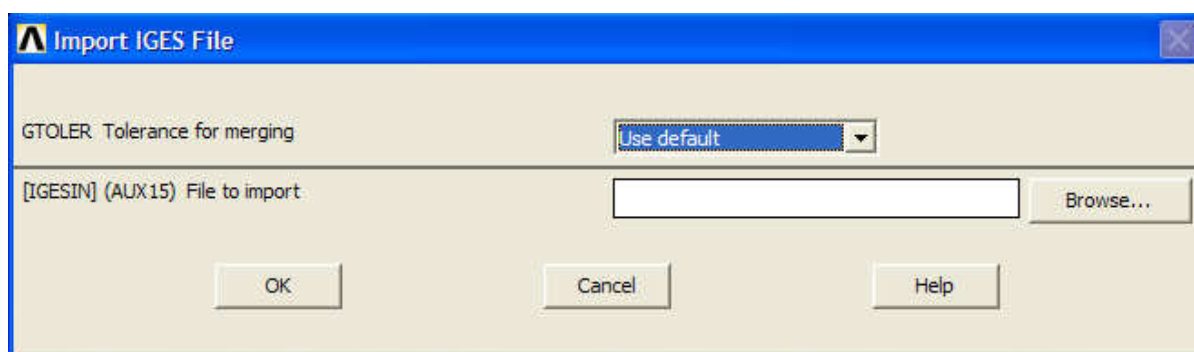
Pro vybrané nově navržené součásti bude provedena statická a dynamická analýza za účelem získání průběhu napjatosti a deformace v tělese a vlastních tvarů kmitů při vlastních frekvencích zkoumané součásti.

Jako výpočetní software poslouží **ANSYS 12.0**. Tento program vyniká řadou funkcí, kterými můžeme simulovat mnohé procesy, jako např. zmíněná statická a dynamická úloha, vedení tepla, proudění tekutin apod.

Součást převedená z Pro/Engineeru jako IGES, se nyní importuje do ANSYSu. V menu „File“ > „Import“ zadáme položku „IGES“ (**obr. 6-2**) a objeví se okno (**obr. 6-3**). Potvrdíme „OK“ a objeví se okno (**obr. 6-4**), ve kterém pomocí ikony „Browse“ zadáme cestu k součásti, uložené pod příponou *.igs a tím je import součásti dokončen.



Obr. 6-3 Import součásti, krok 2



Obr. 6-4 Import součásti, krok 3



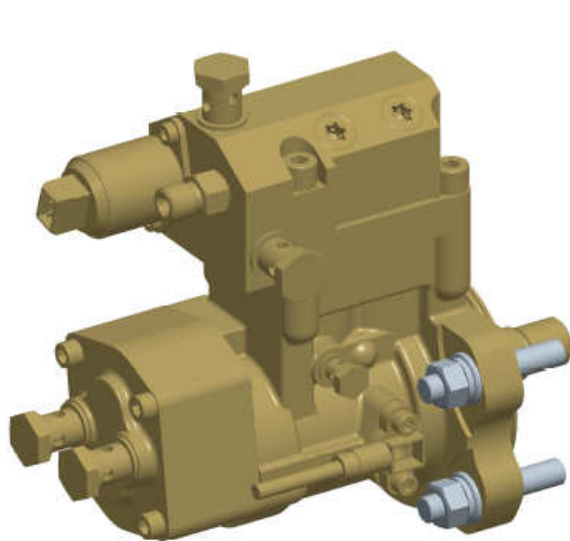
7 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Jak již bylo popsáno v zadání, modely některých součástí jsou poskytnuty výrobcem ze zmíněných důvodů, tudíž se tato práce bude zabývat pouze jejich uchycením a upevněním na motor. Ostatní komponenty budou nově navrženy.

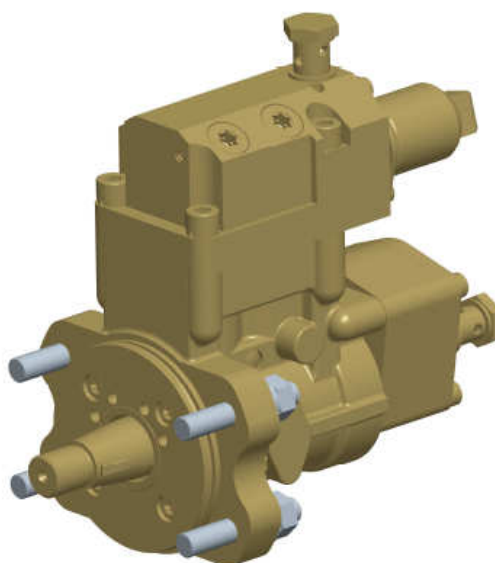
7.1 VYSOKOTLAKÉ ČERPADLO

Toto řadové vysokotlaké čerpadlo se dvěma písty (**obr. 7-1, 7-2**) má stejný pohon jako původní řadové vstřikovací čerpadlo a tak je možné jej uchytit na původním místě. Na přírubě motoru (klikové skříně) bude uchyceno pomocí čtyř normalizovaných závrtných šroubů **M10 x 45 ČSN 02 1176** (třída pevnosti 10.9). Budou použity normalizované ploché podložky 10,5 ČSN 02 1703.11 a pružné podložky 10 ČSN 02 1741.11 s obdélníkovým průřezem. Matice bude taktéž použita normalizovaná M10 x 1 ČSN 02 1401.90.

Toto čerpadlo bude disponovat pracovním tlakem až **180 MPa** resp. **1800 bar**. Jelikož tlakový zásobník (Rail) bude osazen omezovacím tlakovým ventilem, musí být na čerpadle integrována dávkovací jednotka, o které bylo více pojednáno v kapitole 4.4.1 a na **obr. 4-7**. Tato dávkovací jednotka dodává přesné množství paliva potřebné ke vstřikování (ostatní čerpadla dodávají palivo nepřetržitě a tlak je regulován regulačním tlakovým ventilem umístěným na Railu). Podávací zubové čerpadlo je integrováno uvnitř čerpadla.



Obr. 7-1 Řadové pístové čerpadlo s dávkovací jednotkou, náhled 1



Obr. 7-2 Řadové pístové čerpadlo s dávkovací jednotkou, náhled 2

7.2 VSTŘIKOVAČ A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Vstřikovač (**obr. 7-3**) je elektromagnetický a dle modelu bude mít pětiotvorovou trysku. Vstřikovač se vkládá do sedla nalisovaného v hlavě válců a mezi ně se ještě vkládají tenké měděné podložky pro utěsnění. Dále je potřeba jej zajistit ve směru svislém, aby neodskakoval ze sedla vlivem působení vysokého tlaku plynů ve válci. Toto zajištění se provede upínacím těmenem, který se přitlačí šroubovým spojem v horní části vstřikovače na jeho opěrných plochách. Vstřikovací tlak by měl dosahovat **180 MPa** resp. **1800 bar**. Vyroben by měl být z vysoce odolné a pevně oceli.



Obr. 7-3 Elektromagnetický vstřikovač

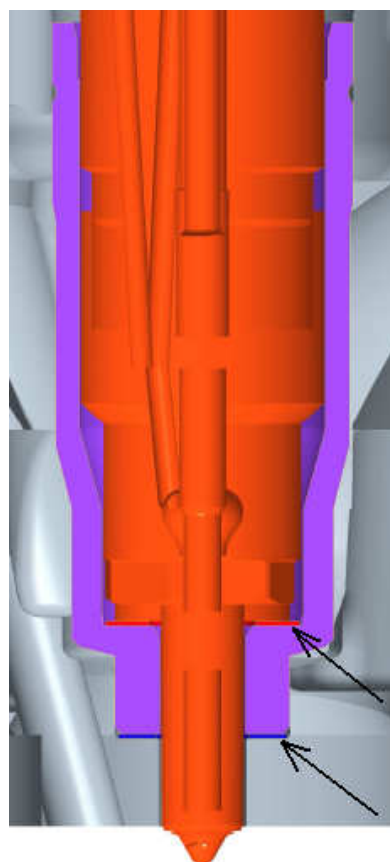
7.2.1 SEDLO VSTŘIKOVAČE, TĚSNICÍ PODLOŽKY

Sedlo vstřikovače (**obr. 7-4** fialově označeno) slouží pro přesné ustavení vstřikovače v hlavě válců vůči spalovacímu prostoru. Bylo by totiž velmi nevhodné, kdyby byla tryska vstřikovače nakloněna ve spalovacím prostoru, mohlo by tak dojít ke vstřikování paliva na stěny válce, což je nepřijatelné. Proto musí být sedlo navrženo s vyšší rozměrovou přesností.

Sedlo se montuje do hlavy válců lisováním (s přesahem) a ještě před tímto procesem se potře lepidlem Loctite 648, které je určeno pro spojování válcových součástí s požadavkem na tepelnou odolnost a zabraňuje prosakování či uvolnění způsobené vibracemi a rázy.

Dále musí být vstřikovač a sedlo utěsněny vůči spalovacímu prostoru. To se provede dle **obr. 7-4** (označené šipkami) dvěma těsnicími měděnými podložkami (obě o tloušťce 0,4 mm). Červená podložka utěsňuje prostor mezi sedlem a vstřikovačem, modrá utěsňuje prostor bližší spalovacímu prostoru tj. mezi sedlem a hlavou válců.

Sedlo se bude vyrábět jako odlitek ze šedé litiny ČSN 42 2415, která je velmi dobře obrobitelná, tlumí rázy a vibrace. Pevnost v tahu $R_m = 150$ až 250 MPa, smluvní mez kluzu $R_{p0,1} = 98$ až 165 MPa. Tvrdost HB = 200.



Obr. 7-4 Sedlo vstřikovače s těsnicími podložkami

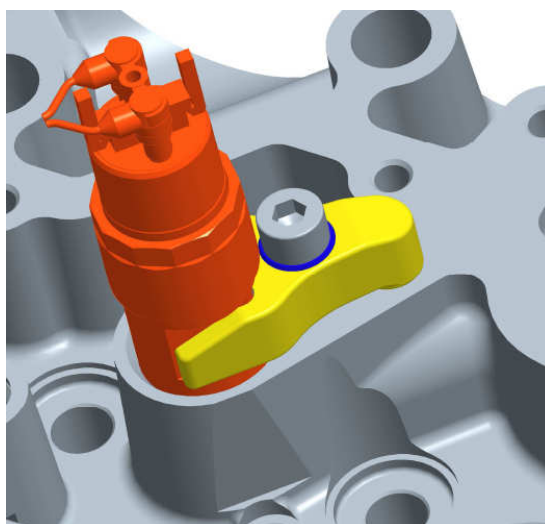


7.2.2 ŠROUBOVÝ SPOJ

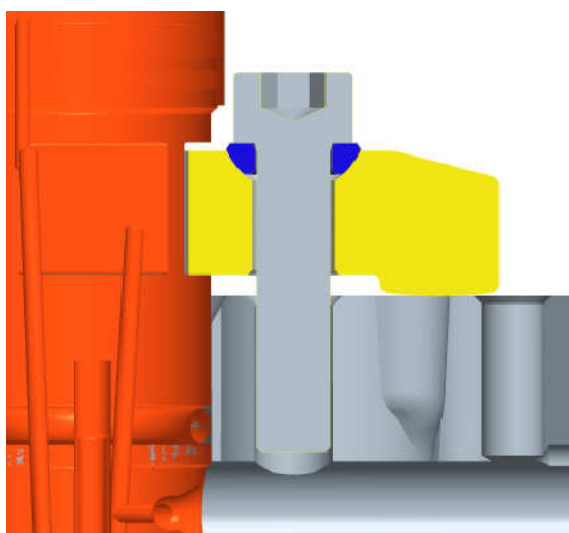
Jak již bylo výše uvedeno, upínací třmen bude mít za úkol přidržovat vstřikovač v axiálním směru, aby neodsakoval ze své pozice vlivem působení tlaku plynu ve válci. Aby mohl třmen vyvodit přítláčnou sílu na vstřikovač, je nutné jej upevnit pomocí **předepjatého šroubového spoje**.

Tento předepjatý šroubový spoj (**obr. 7-5**) bude zatížen za chodu motoru dynamicky (od cyklicky se měnících tlaků plynů ve válci) a staticky při odstaveném motoru, kdy nebude působit žádný tlak ve válci. Proto je nutné navrhnout tento spoj a provést kontrolní výpočet.

Dále je potřeba brát v úvahu, že šroubový spoj bude zatížen, nejen tahovou silou způsobenou utažením šroubu, ale i silou ohybovou, kterou vyvine reakce síly vstřikovače, tlačného směrem nahoru proti třmenu, vlivem tlaků plynů ve válci. Tato ohybová síla není pro šroub příznivá, jelikož při méně pružném šroubu by mohlo docházet k jeho přetržení. Ohybové namáhání můžeme významně snížit použitím kulové podložky. Problém je vystižen na **obr. 7-6**.



Obr. 7-5 Navržený šroubový spoj s kulovou podložkou a upínacím třmenem



Obr. 7-6 Navržený šroubový spoj s kulovou podložkou a upínacím třmenem v řezu

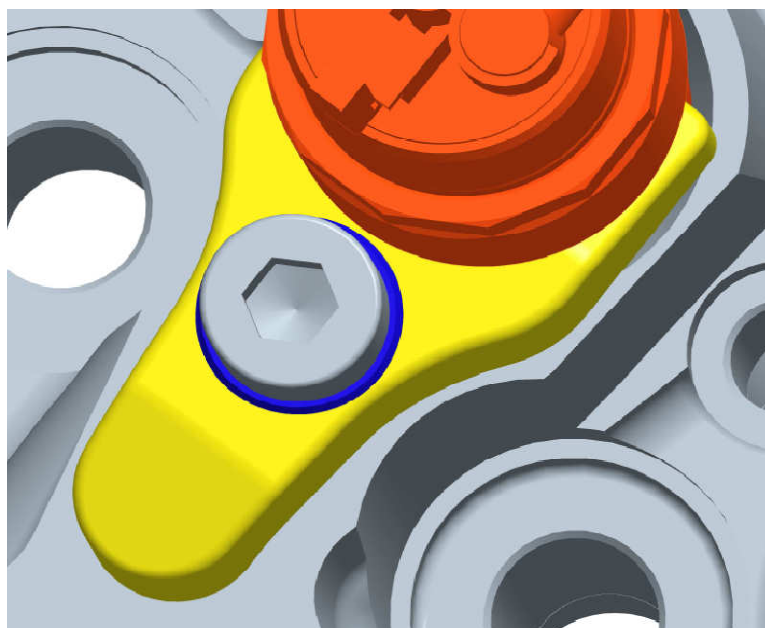


Při návrhu šroubového spoje bylo nutno vycházet z dalších okolností:

Omezený prostor pro upínací třmen (**obr. 7-7**). Na tomto obrázku je vidět, jak byl prostor pro třmen omezen otvory pro pružiny sacích ventilů.

Dalším problémem byla vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače. S její rostoucí hodnotou by musel být šroub umístěn v užším místě třmene, což by bylo z hlediska jeho tuhosti nevýhodné. Omezený prostor byl i na protilehlé straně u výfukových ventilů, proto byl šroub umístěn do původní polohy.

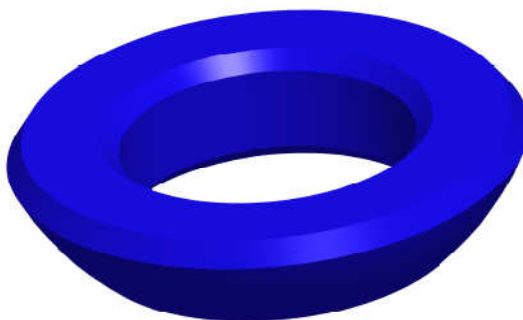
Jelikož byl šroub umístěn v této vzdálenosti, bylo nutné zvolit patřičný typ šroubu, který by svou hlavou nebo maticí nezasahoval do vstřikovače. Jediným řešením bylo v tomto případě použití šroubu s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem **M8 x 35 ČSN 02 1143** (třída pevnosti 10.9). Byl zvolen s největší možnou délkou, aby byla zaručena co největší pružnost spoje.



Obr. 7-7 Omezený prostor pro třmen

7.2.3 KULOVÁ PODLOŽKA, ŠROUB

Kulová podložka má zabránit přenosu ohybového namáhání na šroub. To je umožněno speciální konstrukcí podložky, kde její vnější obvodová plocha je kulová (**obr. 7-8**). Takto se pak může podložka otáčet ve všech směrech v sedle třmene a lépe pohlcovat ohybové



Obr. 7-8 Kulová podložka



namáhání, které se přenáší na šroub. Přenos ohybového namáhání pak bude záviset zejména na tření mezi šroubem a podložkou.

Tato kulová podložka není normalizovaná, tudíž se bude vyrábět z tyčového polotovaru třískovým obráběním. Materiál je volen nelegovaná ocel k zušlechťování ČSN 12 061.1.

Min. mez pevnosti v tahu: $R_m = 660 \text{ MPa}$,

Min. mez kluzu: $R_{emin} = 380 \text{ MPa}$.

7.2.4 UPÍNACÍ TŘMEN

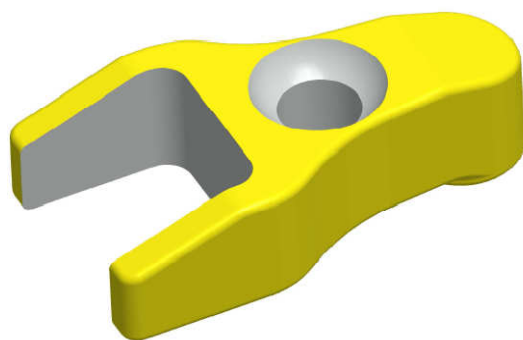
Jak již bylo na začátku této kapitoly uvedeno, hlavní funkcí upínacího třmene (**obr. 7-9**) bude zajištění vstřikovače v jeho axiálním směru. Kontakt mezi třmenem a vstřikovačem je ve třech místech, dva kontakty pod rozvidlením třmene (podélné stěny vstřikovače) a jeden pod třmenem u příčné stěny vstřikovače. A právě u této příčné stěny (**obr. 7-10** šipka) se očekává největší koncentrace napětí. Z toho důvodu je nutné provést pevnostní analýzu třmene, která prokáže jeho spolehlivost.

Na opačném konci třmene je kulová opěrná plocha, jež se může opírat o hlavu válců ve více směrech. V prostřední části je pak vytvořena kulová plocha pro podložku. Celkově je navržen tak, aby vynikal jednoduchostí (jednoduchá, rychlá a levná výroba) a zároveň také funkčností s ohledem na zástavbové prostory hlavy válců.

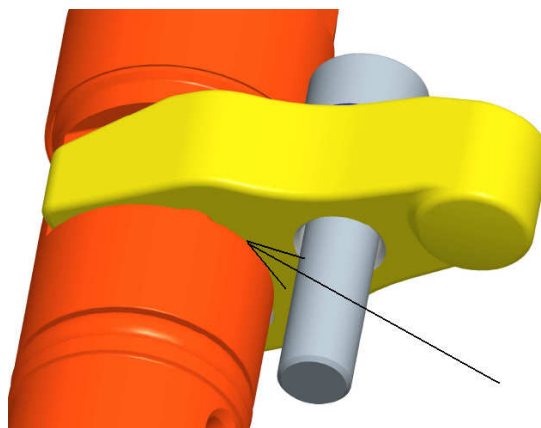
Bude vyráběn jako odlitek přesným litím z konstrukční nízkolegované chromkřemíkové oceli ČSN 14 341.7 vhodné k zušlechťování.

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 930 \text{ až } 1080 \text{ MPa}$,

Min. mez kluzu: $R_{emin} = 715 \text{ MPa}$.



Obr. 7-9 Upínací třmen



Obr. 7-10 Kontaktní plochy třmenem a vstřikovače



Obr. 7-11 Upínací třmen – horní pohled



Obr. 7-12 Upínací třmen – boční pohled



7.3 TLAKOVÝ ZÁSOBNÍK (RAIL) A PŘÍSLUŠENSTVÍ

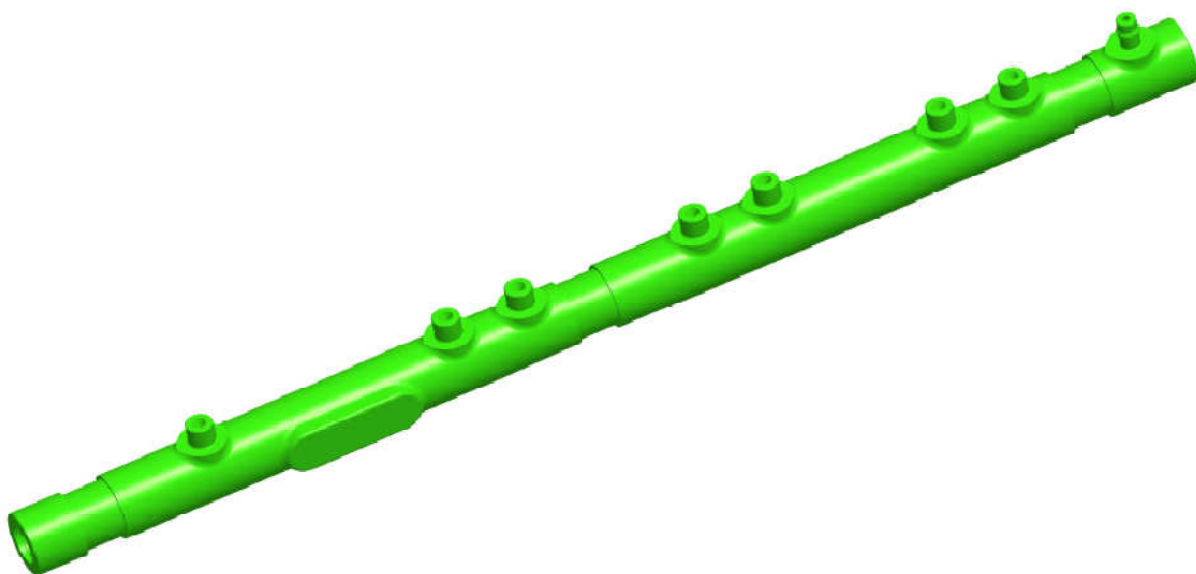
Vysokotlaký zásobník (Rail) slouží k akumulaci paliva přivedeného od čerpadla a k následnému poskytování tohoto paliva jednotlivým vstřikovačům. V zásobníku se udržuje požadovaný tlak pomocí dávkovací jednotky umístěné na řadovém pístovém čerpadle. Rail je osazen snímačem tlaku a omezovacím tlakovým ventilem. Omezovací tlakový ventil plní pouze funkci pojistného ventilu v případě poruchy systému a náhlého překročení maximálního tlaku paliva.

Tlakový zásobník (**obr. 7-13**) je navržen jako výkovek (HFR – Hot Forged Rail), tzn., že jeho vysokotlaké vývody pro palivo budou vykovány. Druhou možností by byl rail svařovaný (LWR – Laser Welded Rail), kde by se vývody navařovaly, ale tato varianta nebude v této práci řešena. Zůstaneme tedy u varianty kovaného zásobníku.

V dalším musí být bráno v úvahu rozmístění vývodů pro vysokotlaké potrubí na Railu. Každé potrubí musí mít stejnou délku a musí být navrhováno souběžně s Railem, aby mohlo být co nejjednodušeji rozvrženo rozmístění vysokotlakých vývodů. Vývody by neměly být příliš blízko u sebe.

Rail bude uchycen na sací komoře, která původně obsahovala dva nálitky pro šrouby. Nový návrh spočívá v použití tříbodového závěsu, tedy třemi šrouby. Na sací komoru se tedy bude odlévat ještě jeden nálipek pro šroub. Dalším a nejdůležitějším návrhem je ten, že místo konvenčních vykováných nálitků pro šrouby budou v Railu pouze vysoustruženy, dalo by se říct, takové širší zápichy resp. obvodové drážky o šířce 22 mm a hloubce 2 mm, na které se nasadí **upínací objímky** (pojednáno v dalším textu), které by měly zajistit dostatečné sevření a uchycení Railu. Tímto sice odpadá složitější kování nálitků, ale na druhou stranu přibývá další součástka, která se bude muset volit buď jako nakupovaná, anebo by ji mohl vyrábět samotný výrobce dotyčného vstřikovacího systému.

U Railu je důležité zmínit fakta, týkající se jeho délky. Prvním jsou tlakové pulzace působící v něm během vstřikování. Ty můžou být dobře utlumeny při jeho dostatečné délce. Na druhou stranu ale nesmí být až příliš dlouhý, poněvadž by při startu motoru nemuselo být zaručeno jeho okamžité rozběhnutí vlivem nízkého tlaku, jenž se ještě nestihl za krátký okamžik ve velkém objemu Railu vyvinout. Pro zaručený rozběh motoru je v něm potřeba stlačit palivo na cca 300 barů.



Obr. 7-13 Tlakový zásobník (Rail)

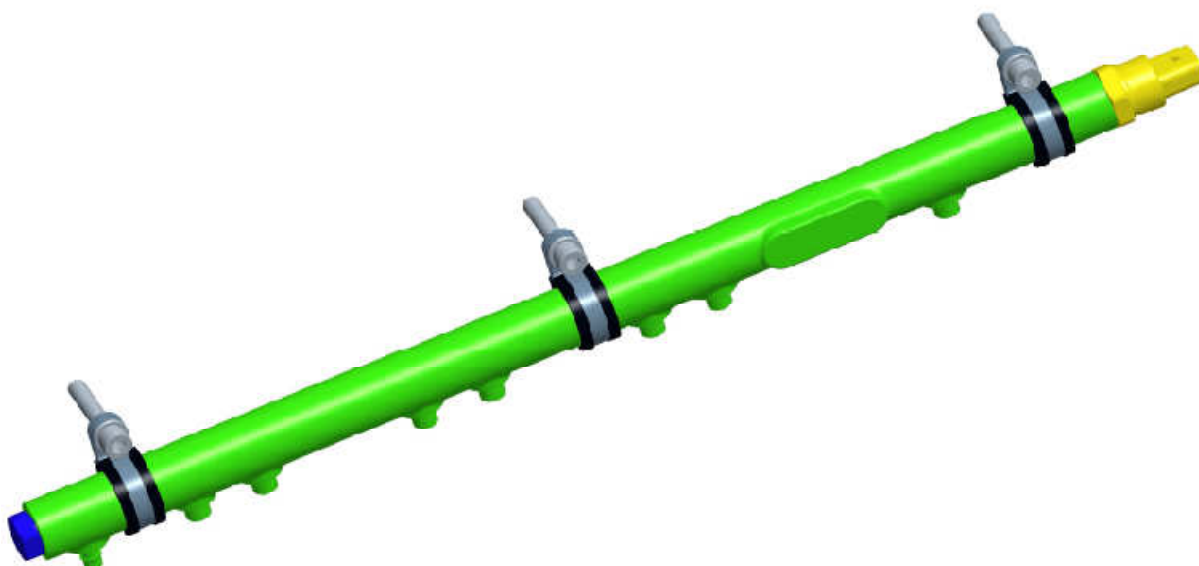


Maximální provozní tlak paliva v novém Railu by měl činit **180 MPa** resp. **1800 bar**. Samotná délka je navržena na 640 mm, se snímačem a tlakovým omezovacím ventilem pak 706 mm. Vnitřní průměr je navržen **8 mm** a vnitřní pracovní objem je pak roven **29,144 cm³**.

Navržený Rail disponuje jedním vývodem od vysokotlakého čerpadla, šesti vývody pro jednotlivé vstřikovače a jedním nízkotlakovým vývodem pro zpětné vedení paliva. Vývody pro vysokotlaké potrubí jsou orientovány směrem dolů kvůli omezenému prostoru v horní části mezi Railem a sací komorou. Dále je u nízkotlakého vývodu integrován omezovací tlakový ventil. Na **obr. 7-14** pak můžeme vidět kompletní sestavu Railu se snímačem, omezovacím ventilem a uchycením na motor objímkami. Na **obr. 7-15** je uveden detail nízkotlakého vývodu a detail vysokotlakého vývodu je na **obr. 7-16**. Jednotlivé vývody jsou navrženy dle poloh vysokotlakých potrubí, jsou od sebe vzdáleny v pravidelných vzdálenostech a budou na nich vyrobeny závity M14 pro zašroubování přesuvné matice.

Tento tlakový zásobník, jak je známo z výše uvedeného, se bude vyrábět kováním a následně bude opracován třískovým obráběním. Jako materiál je zvolena konstrukční nízkolegovaná chromvanadová ocel ČSN 15 230.7.

Mez pevnosti v tahu:	$R_m = 980$ až 1180 MPa,
Min. mez kluzu:	$R_e = 835$ MPa,
Tvrdość HB:	300 až 359.



Obr. 7-14 Tlakový zásobník (Rail) s příslušenstvím



Obr. 7-15 Nízkotlaký vývod



Obr. 7-16 Vysokotlaký vývod



7.3.1 UPÍNACÍ OBJÍMKA

Objímka je navržena jako jiná varianta pro uchycení Railu do motorového prostoru. Jak již bylo popsáno dříve, hlavní výhodou je, že odpadá složitější kování nálitků na Railu.

Tato součást připadá v úvahu jako nakupovaný díl od určitého výrobce, jenž se produkcí takových součástí zabývá.

Objímka (**obr. 7-15**) bude tedy sloužit jako svěrný a záchytný. Skládá se ze dvou kusů ohýbaného plechu o tloušťce 4 mm z oceli **ČSN 11 523.0**, které jsou k sobě otočně spojeny navařeným pantem. Oba kusy plechu jsou potaženy 1 mm silnou vrstvou speciální pryže EPDM (Ethylene Propylene Diene Monomer rubber), která má za úkol aspoň minimálně utlumovat vibrace a tlakové pulzy působící v Railu a přenášené na šroubové spojení. Tato pryž má následující vlastnosti:

Tab. 7-1 Materiálové vlastnosti pryže EPDM [15]

Materiálové vlastnosti	EPDM
Pevnost v tahu (MPa)	min. 8
Tažnost (%)	350
Shoreho tvrdost A	70 ± 5
Teplota (°C)	-40 až +120
Odolnost vůči: Počasí / ovzduší	Velmi dobrá
Stárnutí	Velmi dobrá
Palivo	Nestálá
Olej a mazivo	Nestálá
Lihoviny	Dobrá
Kyseliny	Dobrá
Alkálie	Dobrá



Obr. 7-15 Upínací objímka pro uchycení Railu



Obr. 7-16 Upínací objímka v montážním rozložení



Pro upevnění Railu na sací komoru budou použity normalizované šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem **M10 x 60 ČSN 02 1143** (třída pevnosti 8.8), podložky ploché 10,5 ČSN 02 1703.11 a podložky pružné 10 ČSN 02 1740.11 se čtvercovým průřezem.

Na **obr. 7-16** je zobrazena objímka v montážním rozloženém stavu. V případě potřeby se mohou při montáži ještě přidávat tenké podložky mezi kontaktní plochy objímky, aby bylo docíleno co nejoptimálnějšího sevření.

Nejdůležitějším aspektem objímky je tloušťka ohýbaného plechu, která nesmí být příliš malá, aby nedošlo k utržení objímky v kritickém ohybovém místě, hned pod dírou pro šroub. Vzdálenost osy díry pro šroub od osy objímky je 34 mm, průměr díry pro šroub je zvolen dle jemné řady 10,5 mm.

7.3.2 OMEZOVACÍ TLAKOVÝ VENTIL

Tento ventil, jak již bylo několikrát v této práci popsáno, slouží pouze jako pojistka při překročení maximálního tlaku paliva v Railu při náhlé poruše systému. Při poruše se tedy uvolní vypouštěcí otvor a tlak paliva se sníží. Tato fáze se nazývá nouzový chod a v Railu je po tuto dobu uchováván určitý tlak, který postačuje pro další omezenou jízdu. Tento ventil tedy neslouží k regulaci tlaku paliva. K regulaci slouží regulační tlakový ventil, ale ten není předmětem této práce. Regulaci paliva v našem případě ovládá dávkovací jednotka umístěná na čerpadle. Ta řídí čerpadlo tak, aby dodávalo jen tolik paliva, kolik je potřebné.

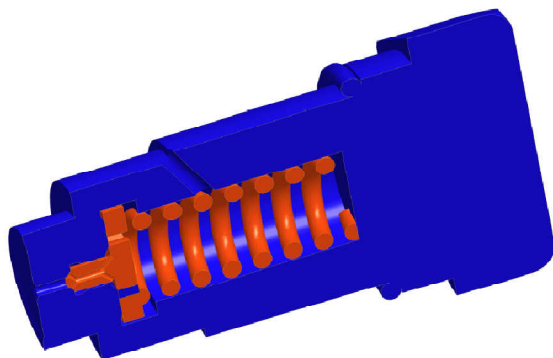
Konstrukce omezovacího tlakového ventilu je uvedena na **obr. 4-15** ve čtvrté kapitole. Hlavními částmi je tedy tlačná pružina s nastavenou tuhostí pro maximální tlak v Railu a píst ventilu, který umožňuje přepouštění paliva.

Ventil byl vymodelován pouze zjednodušeně (**obr. 7-17**), poněvadž je jednou z méně podstatných částí systému v této práci.

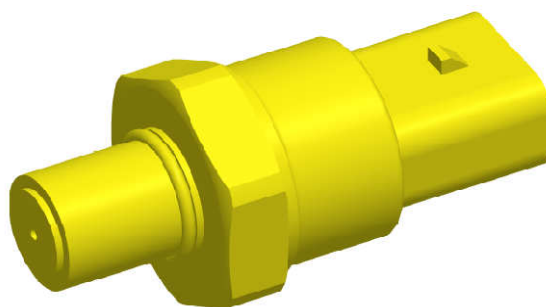
7.3.3 SNÍMAČ TLAKU

Snímač tlaku slouží pro měření tlaku v tlakovém zásobníku a informaci o něm posílá přes elektrickou přípojku do řídicí jednotky a ta zase ovládá akční členy.

Tento snímač je vymodelován, stejně jako omezovací tlakový ventil, pouze zjednodušeně, poněvadž jeho funkce není podstatným předmětem této práce (**obr. 7-18**).



Obr. 7-17 Omezovací tlakový ventil



Obr. 7-18 Snímač tlaku



7.4 VYSOKOTLAKÉ POTRUBÍ A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Vysokotlaké potrubí slouží k přepravě paliva mezi vysokotlakým čerpadlem a vstřikovačem. Dříve jsme se již dověděli, že mezi hlavní požadavky na jejich konstrukci patří délka. Ta musí být pro všechna potrubí, vedoucí k jednotlivým vstřikovačům, stejná. Při nedodržení tohoto požadavku by docházelo k rozdílným dodávkám paliva a k nerovnoměrným tlakovým pulzacím v systému. Dále je potrubí potřeba patřičně ohýbat, aby mohlo být přivedeno ke vstřikovači pokud možno co nejkratší cestou. Trajektorie jednotlivých potrubí mohou být rozdílná, ale musí mít stejnou rozvinutou délku.

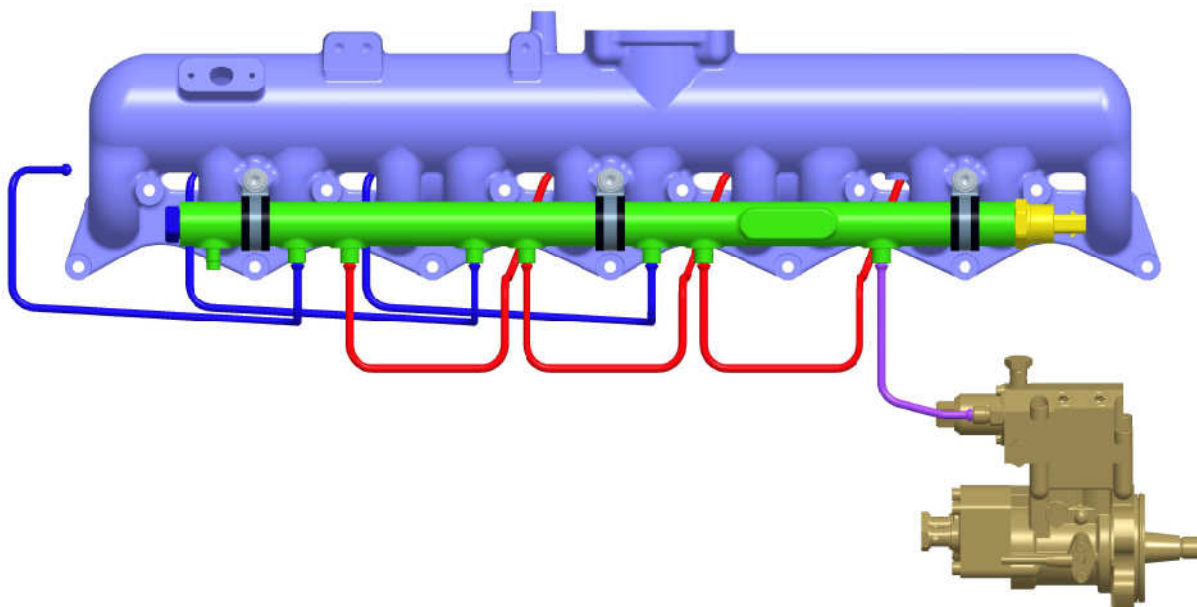
V této práci je potrubí pro šestiválcový motor vytvořeno tak, že jsou navrženy 2 trojice potrubí tj. tři a tři totožná potrubí. Tím je dosaženo zkrácení výrobních časů a zjednodušení výroby. Není tak potřeba vyrábět pro každý válec motoru jedno originální potrubí.

Z **obr. 7-19** je vidět jak byl návrh potrubí omezen. Jelikož bylo cílem dosáhnout koncepce se dvěma trojicemi potrubí a zároveň dodržet pravidlo co nejkratšího potrubí a jelikož byla dána pevná pozice Railu, musel být přizpůsoben vývod pro první modré potrubí zleva tak, aby jeho trajektorie byla co nejkratší. Zároveň musel být u prvního zohledněn tvar sací komory, která u druhého potrubí (zleva) omezovala tvar trajektorii. První potrubí je proto poněkud více vystrčeno směrem doleva. Červené potrubí to má k Railu vzhledem k pozicím vývodů blíže, proto muselo být protaženo trochu níže, aby bylo dodrženo pravidlo o stejné délce všech potrubí. Modré potrubí tedy určovalo minimální celkovou délku pro obě potrubí. Mohlo být ale ještě více zkráceno zvětšením sklonu za prvním ohybem (směrem od Railu), ale nebylo tak učiněno, kvůli montáži potrubních spon, které by pak nemohly být na potrubí namontovány kvůli velké vzdálenosti mezi více skloněným potrubím.

Fialové potrubí je určené pro přívod paliva do Railu od vysokotlakého čerpadla. S tímto potrubím nebyl při návrhu problém.

Vysokotlaké potrubí je na svých koncích opatřeno vysokotlakými přípojkami, které se vyrábí rozlisováním. Potrubí a přípojky jsou tedy vyráběny z jednoho kusu materiálu.

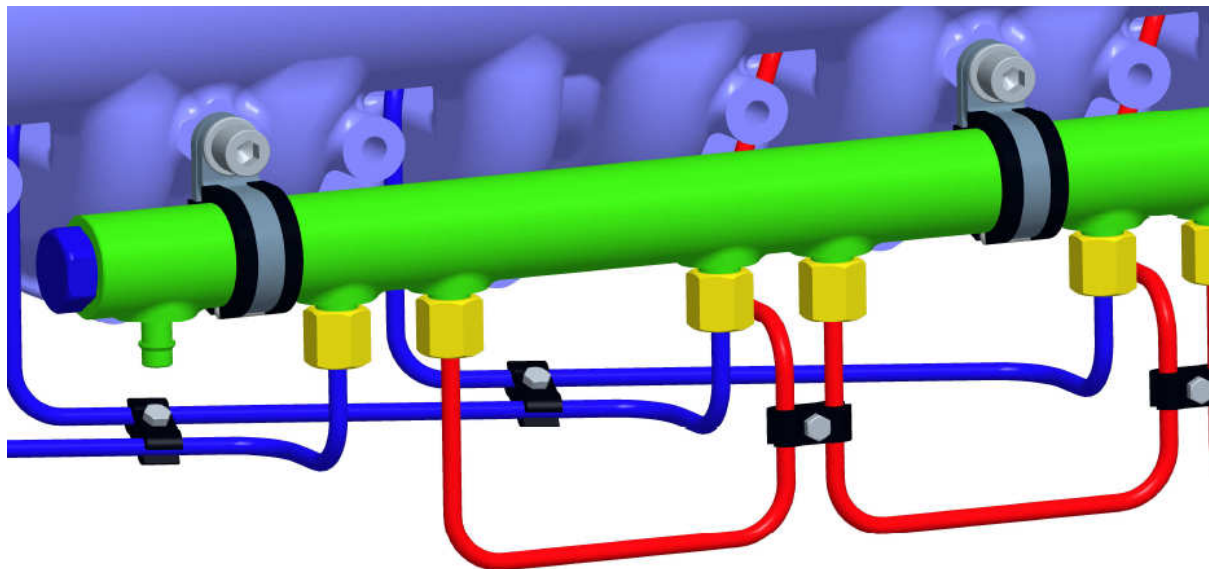
Přípojky jsou k vývodu napevno připevněny pomocí přesuvné matice, která se na vývod našroubuje (žlutá součástka na vývodu, **obr. 7-20**). Přesuvná matice musí být dostatečně silná, aby udržela, vlivem vysokého tlaku, přípojku a vývod pohromadě.



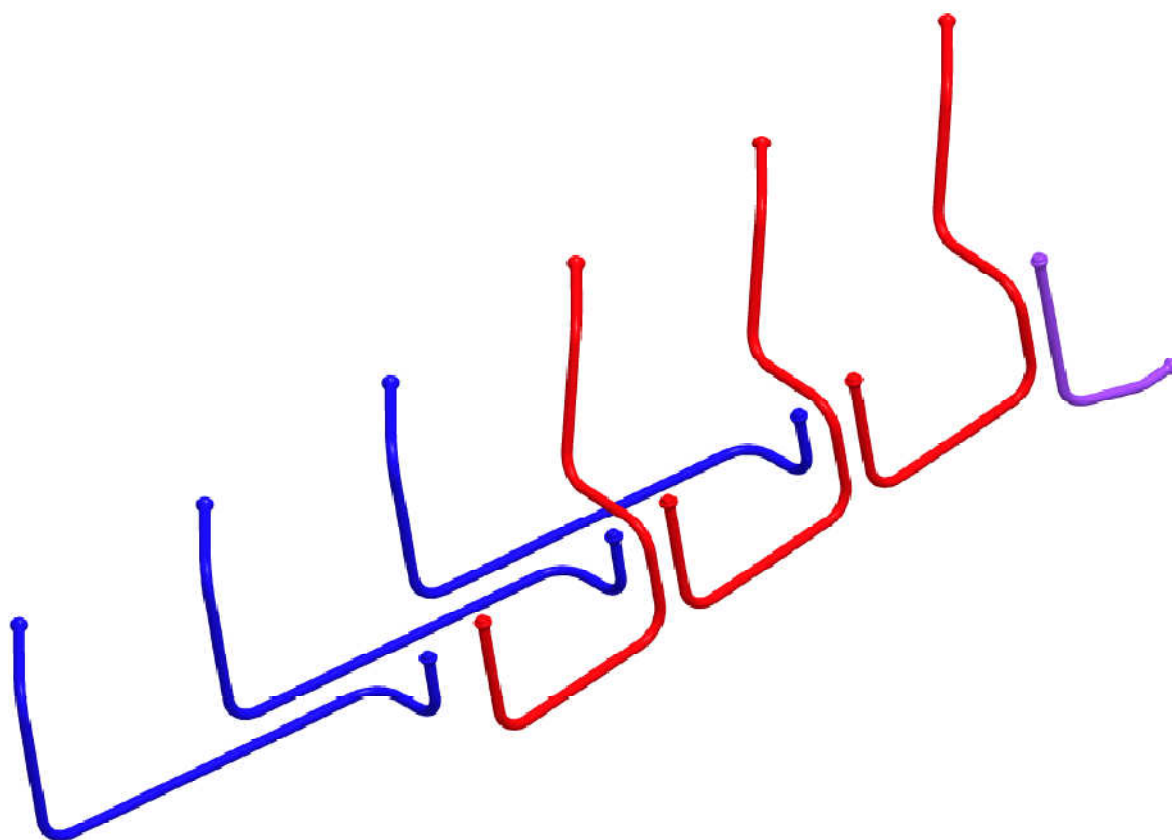
Obr. 7-19 Koncepce vysokotlakého potrubí se dvěma trojicemi přívodního vysokotlakého potrubí



Další potřebnou součástí pro vedení paliva je hrdlo vstřikovače. Tento díl je vyžadován spíše u těžkých vozidel, kde je jiná konstrukce hlavy válců a tak musí být vysokotlaké potrubí vedeno přes otvor v hlavě válců tímto hrdlem, jehož jeden konec ústí do vstřikovače a druhý je připojen přesuvnou maticí k vysokotlakému potrubí.



Obr. 7-20 Vysokotlaké přívodní potrubí s příslušenstvím



Obr. 7-21 Koncepce vysokotlakého potrubí



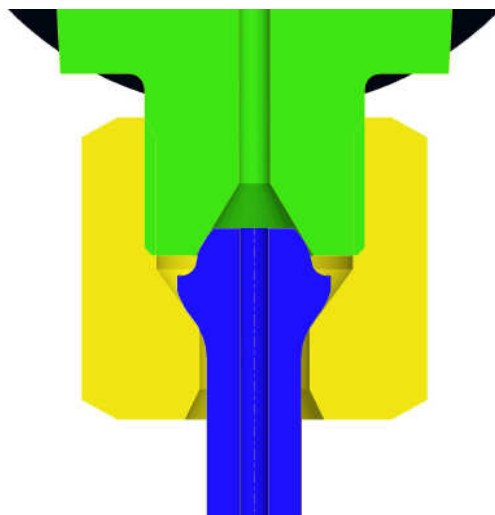
Vývodní vysokotlaké potrubí (A – červené, B - modré) bylo naladěno na **délku 465 mm**. Přívodní (fialové) potrubí vedené od čerpadla k Railu je naladěno na **180 mm**. Poloměr ohybů u obou potrubí byl zvolen **18 mm**. Vnitřní a vnější průměr všech potrubí byl zvolen **1,8 mm** a **6 mm**.

Vysokotlaké potrubí se vyrábí z vysoce kvalitních bezešvých ocelových trubek vyráběných z uklidněných ocelí, které disponují zvláště rovnoměrnou ohebností.

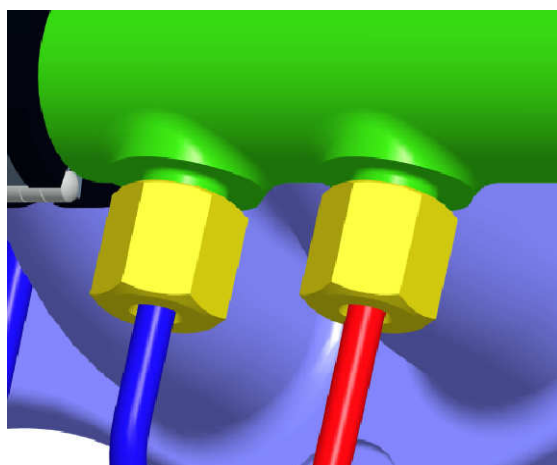
7.4.1 VYSOKOTLAKÁ PŘÍPOJKA, PŘESUVNÁ MATICE

Vysokotlaké přípojky slouží, jak už název napovídá, k připojení potrubí na vývod Railu resp. hrdla. Přípojka se vyrábí přímo z materiálu potrubí. Jeho konec se rozlisuje podle požadovaného tvaru přípojky. Před lisováním je ale nutné převléct na potrubí přesuvnou matici, jinak ji pak nebude možné na potrubí nasadit. Navržený rozlisovaný tvar přípojky je na **obr. 7-22** společně s přesuvnou maticí na vývodu Railu.

Šestihranná přesuvná matice se bude vyrábět třískovým obráběním z polotovaru šestihranné tyče a ze stejného materiálu jako kulová podložka. Závit matice je M14.



Obr. 7-22 Vysokotlaká přípojka s přesuvnou maticí na vývodu Railu



Obr. 7-23 Detailní pohled na přesuvnou matici



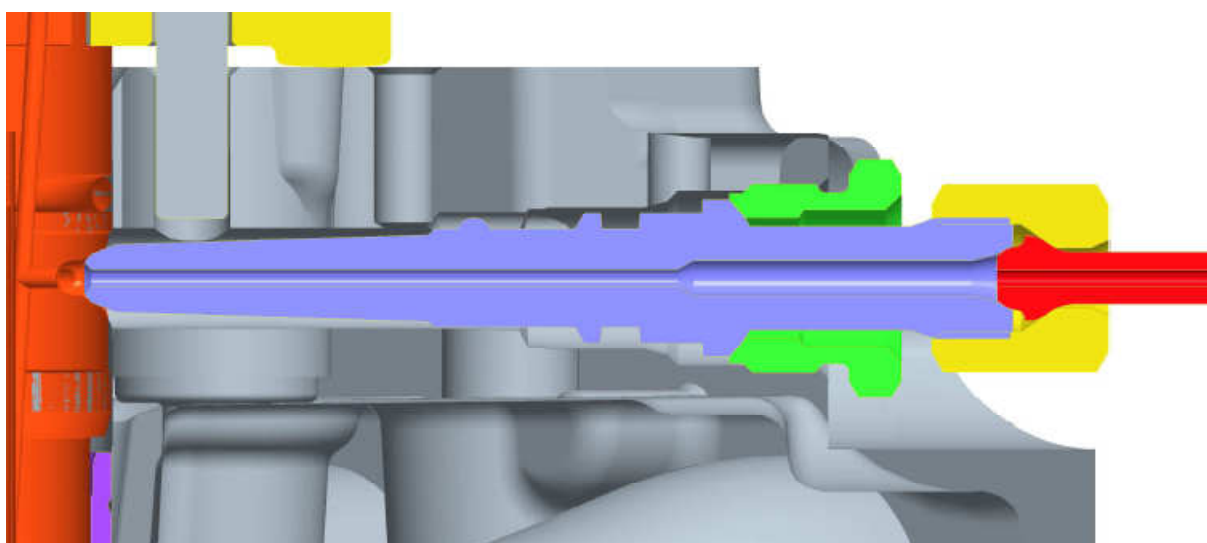
Obr. 7-24 Detailní pohled na vysokotlakou přípojku



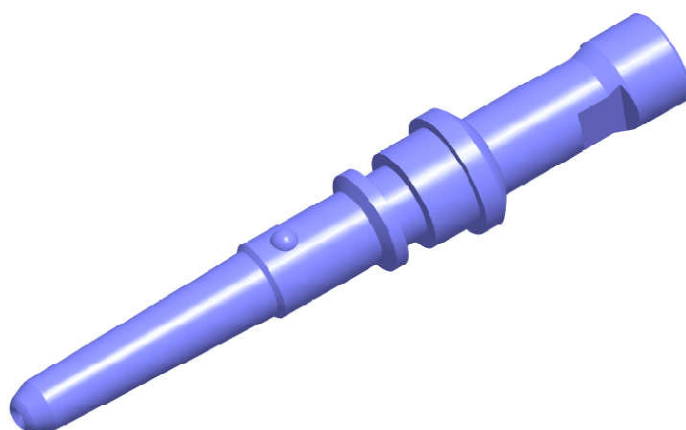
7.4.2 HRDLO VSTŘIKOVAČE, PŘEVLEČNÝ ŠROUB

Hrdlo vstřikovače je pomocný díl používaný spíše v těžkých vozidlech, kde je ztížený přístup vysokotlakého potrubí ke vstřikovači. Je nasazeno do hlavy válců a poté utaženo převlečným šroubem, který se opírá o kulovou plochu vyrobenou na hrdle (pozn. převlečný šroub se utahuje až po utažení šroubu upínacího třmene vstřikovače). Hrdlo ústí jedním koncem do vstřikovače a druhým koncem vyčnívá ven z hlavy válců, kde je k němu připojeno vysokotlaké potrubí (**obr. 7-25**). Na **obr. 7-26** je pak detailněji zobrazeno hrdlo vstřikovače a na **obr. 7-27** převlečný šroub.

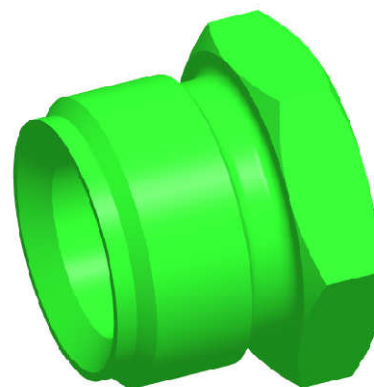
Hrdlo vstřikovače a převlečný šroub můžou být použity stejné jako u původního vstřikovacího systému, jenom jsou mírně poupraveny některé rozměry.



Obr. 7-25 Hrdlo vstřikovače nasazené v hlavě válců a zajištěné převlečným šroubem



Obr. 7-26 Hrdlo vstřikovače



Obr. 7-27 Převlečný šroub

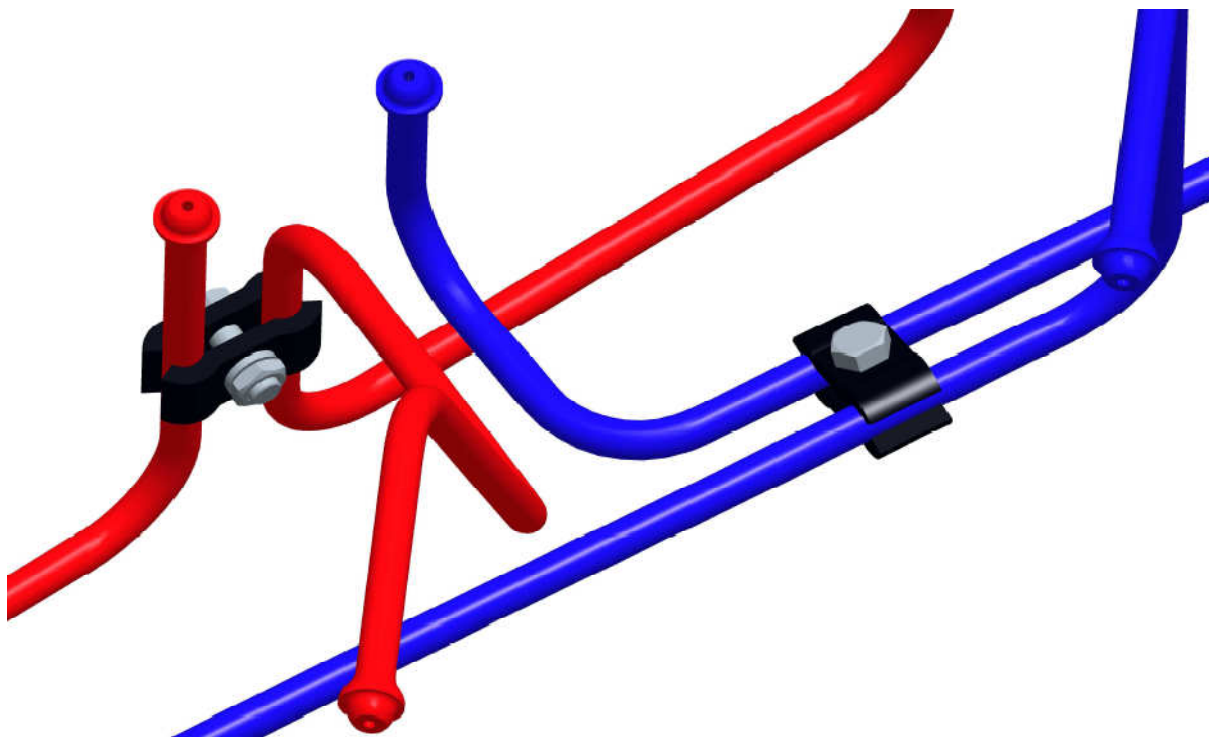
7.4.3 POTRUBNÍ SPONA

Tento díl má sloužit zejména k utlumení kmitání vysokotlakého potrubí vlivem vysokých tlaků v něm působících a utlumení kmitání od vnějších vlivů. Potrubní spona se skládá ze

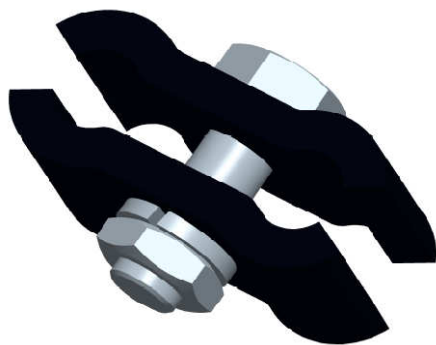


dvou kusů plechu spojujících dvě vysokotlaká potrubí k sobě, prostřednictvím šroubového spoje.

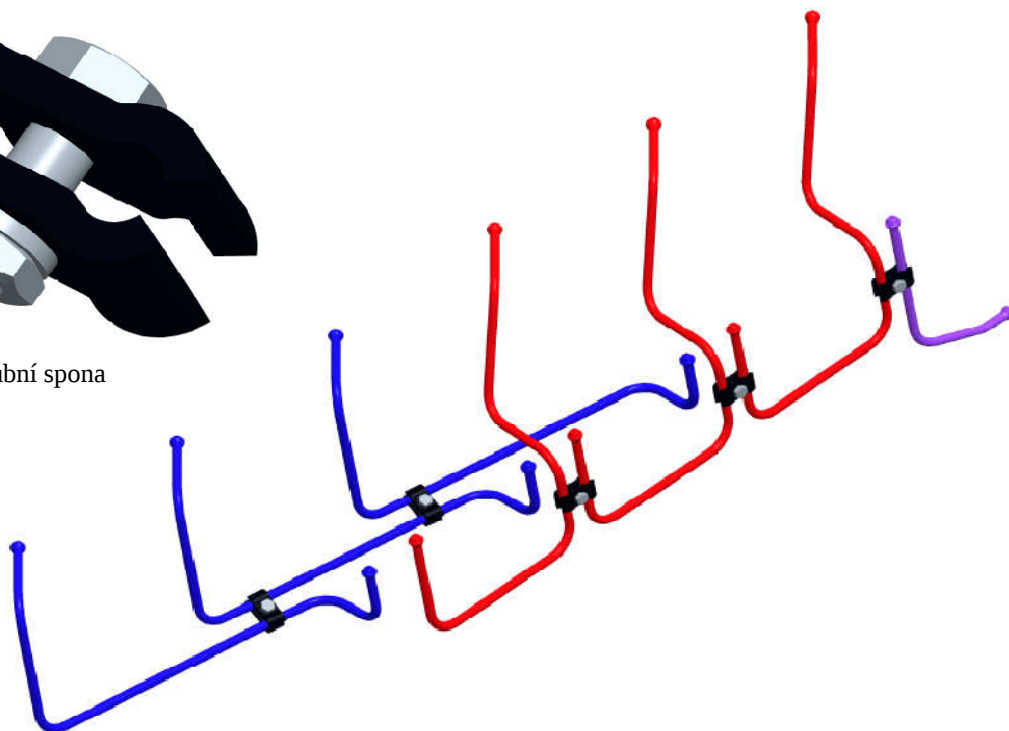
Šroub je volen normalizovaný M5 x 15 ISO 4017 – 10.9. Matice je také normalizovaná M5 ČSN 02 1401. Podložka pružná 5 ČSN 02 1741.11 s obdélníkovým průřezem.



Obr. 7-28 Potrubní spona na vysokotlakém potrubí



Obr. 7-29 Potrubní spona



Obr. 7-30 Rozmístění spon na vysokotlakých potrubích

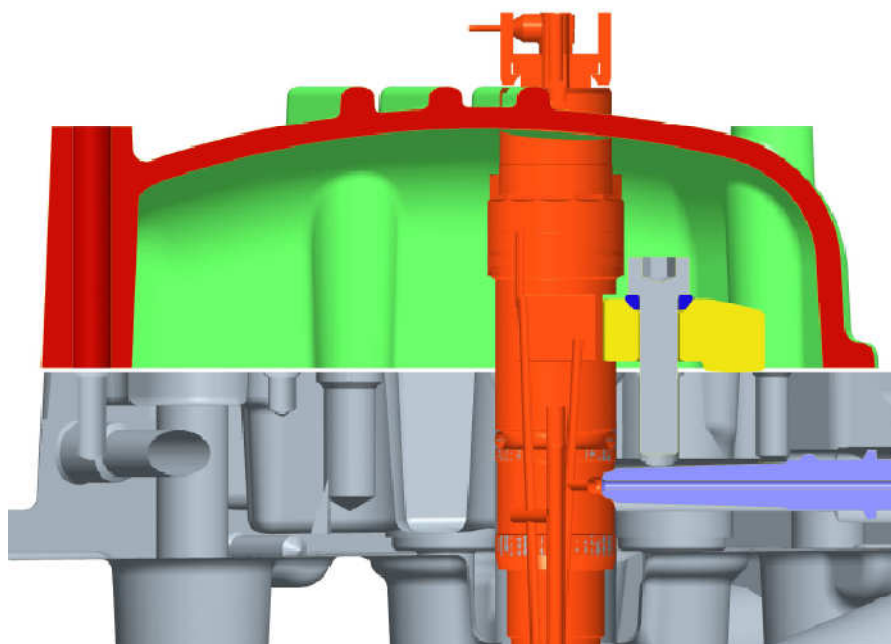


7.5 KRYT VENTILŮ

Kryt ventilů zakrývá ventilový rozvod a ostatní díly v hlavě válců. Jelikož je nový elektromagnetický vstřikovač vyšší než původní, nebude možné uzavřít kryt ventilů, vstřikovač je o 34 mm vyšší než by požadovalo bezpečné uzavření krytu (**obr. 7-31**). Předělání původního krytu (**obr. 7-32**) by bylo zbytečné, a tak je pouze zvýšen o uvedenou hodnotu vložení dalšího kusu materiálu mezi něj a hlavu válců, podstavy.

Vložená podstava krytu (**obr. 7-34**) může být vyrobena z ocelového plechu nebo z hliníku laserovým řezáním popř. jinou podobnou technologií, která by zaručovala vyřezání takto tlustého materiálu. Díry pro šrouby by byly následně vrtány.

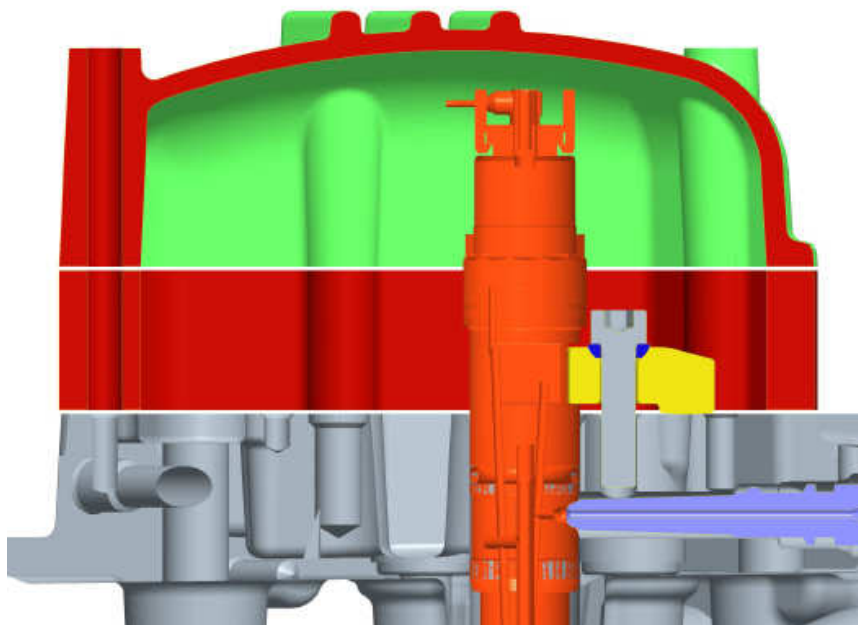
Pro toto řešení bylo rozhodnuto po domluvě s vedoucím této práce.



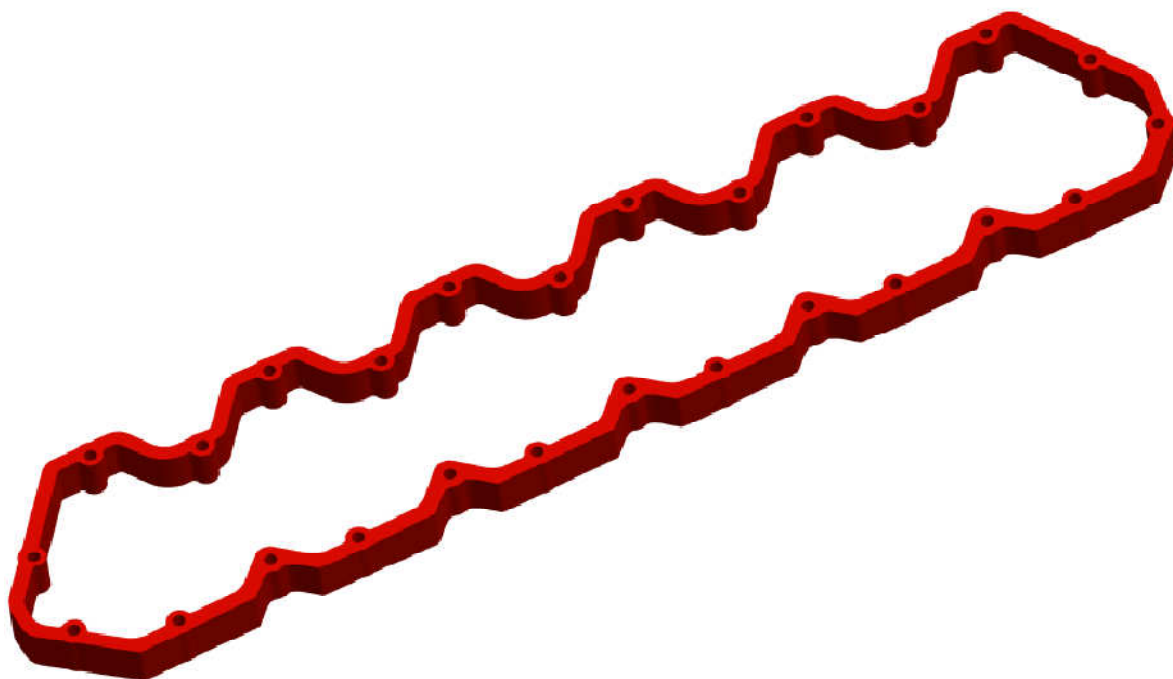
Obr. 7-31 Ukázka vstřikovače přesahujícího ventilový kryt



Obr. 7-32 Původní kryt ventilů



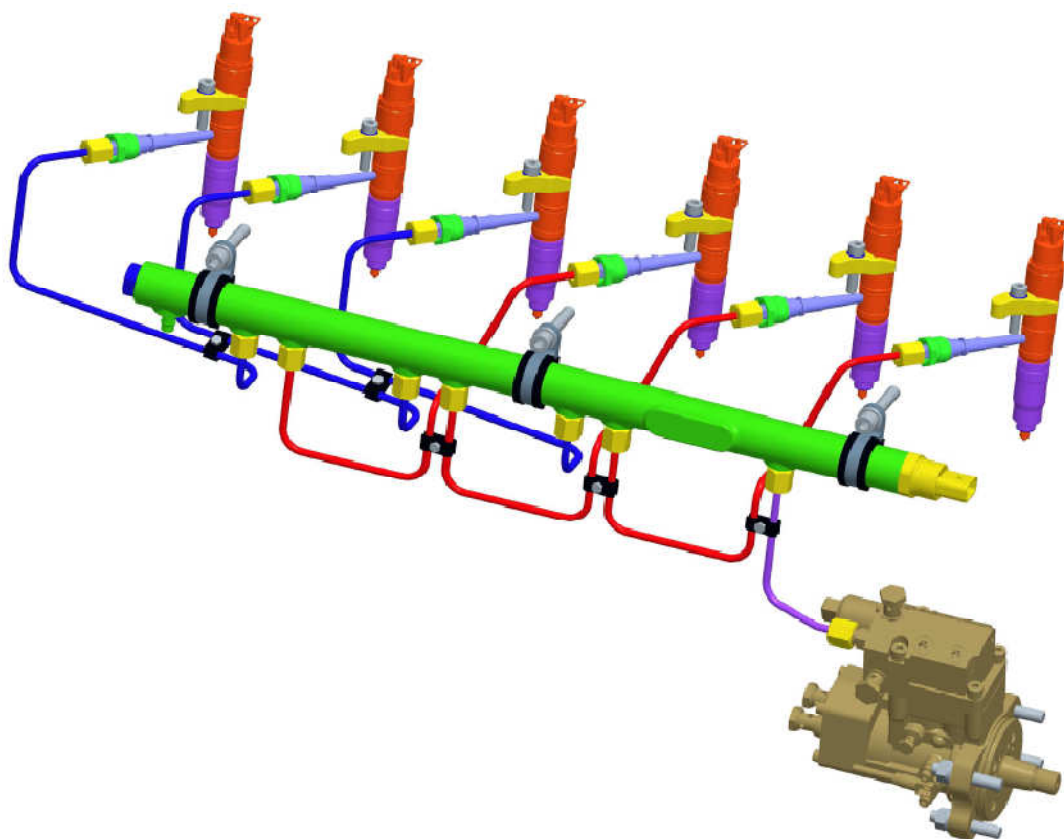
Obr. 7-33 Vložená podstava mezi krytem ventilů a hlavou válců



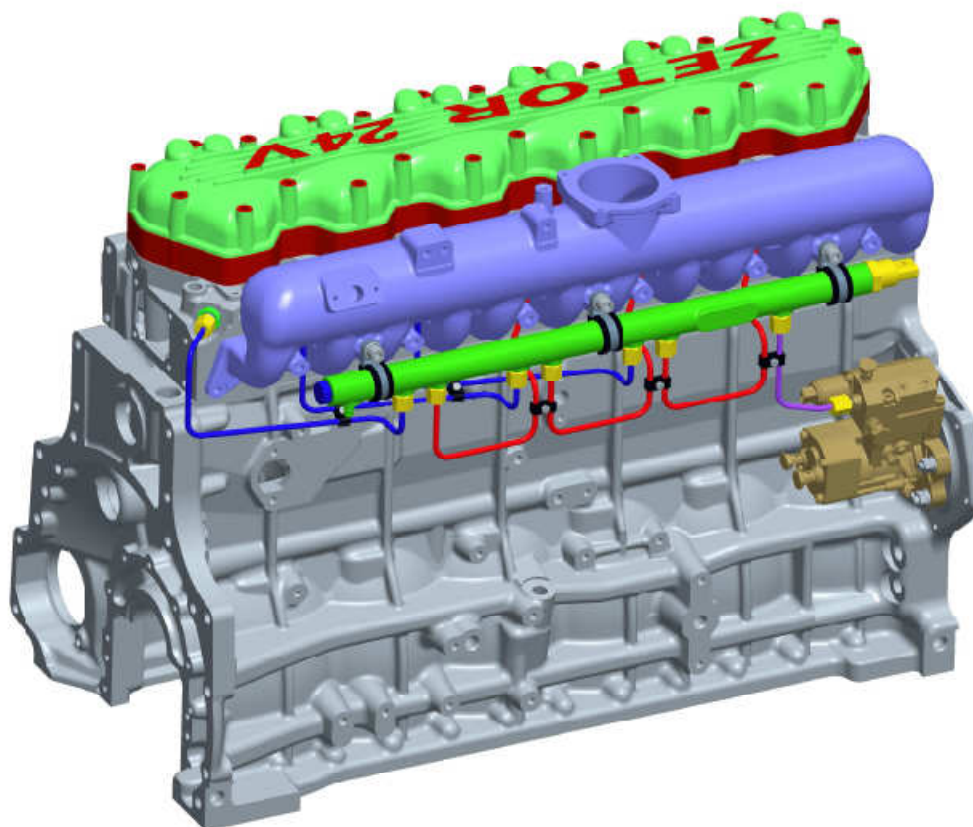
Obr. 7-34 Podstava krytu

7.6 COMMON RAIL NA ŠESTIVÁLCOVÉM TRAKTOROVÉM MOTORU

Kompletní návrh instalace vstřikovacího systému Common Rail na vznětový šestiválcový traktorový motor je proveden. Pro porovnání nového a původního systému můžeme přejít na stranu 41 **obr. 5-3**.



Obr. 7-35 Nový vstříkovací systém Common Rail šestiválcového traktorového motoru



Obr. 7-36 Nový vstříkovací systém Common Rail osazený na šestiválcovém traktorovém motoru



8 VÝPOČTOVÉ ŘEŠENÍ

Tato kapitola je zaměřena na kontrolní výpočty a statickou a dynamickou analýzu nejdůležitějších částí nového vstřikovacího systému, pomocí nichž určíme spolehlivost těchto kontrolovaných částí. Zjištěné hodnoty se ale samozřejmě mohou lišit od reálných, které by se mohly naměřit na skutečných modelech, ale pro tuto práci postačuje výpočtový model vytvořený v moderním simulačním programu, který nám dává uspokojivé výsledky.

8.1 KONTROLNÍ VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE UPÍNACÍHO TŘMENE

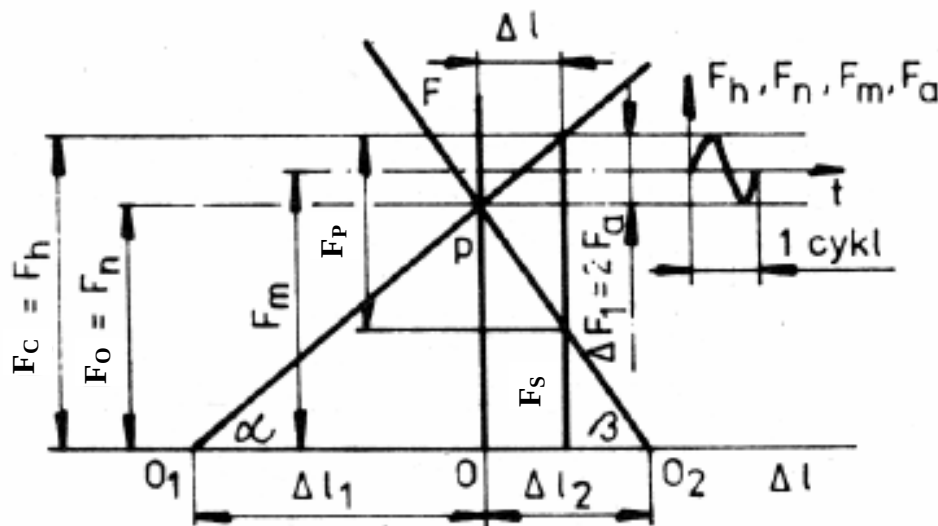
Bude proveden kontrolní výpočet pro šroubový spoj týkající se upevnění vstřikovače do hlavy válců pomocí upínacího třmene.

Jak již bylo v kapitole 7.2.2 zmíněno, tento šroubový spoj, držící vstřikovač v pevné pozici, je namáhán při vypnutém motoru staticky a za chodu motoru dynamicky od tlaku plynů ve válci. Je tedy potřeba zkontrolovat tento spoj vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP) a meznímu stavu únavové pevnosti (MSÚP).

Obecným požadavkem pro šroubové spoje je, aby šrouby byly co nejvíce pružné a spojované části co nejvíce tuhé. Některé šrouby se proto nevolí jako normalizované, ale provádějí se na nich různé úpravy, jako třeba zeslabení dřívku.

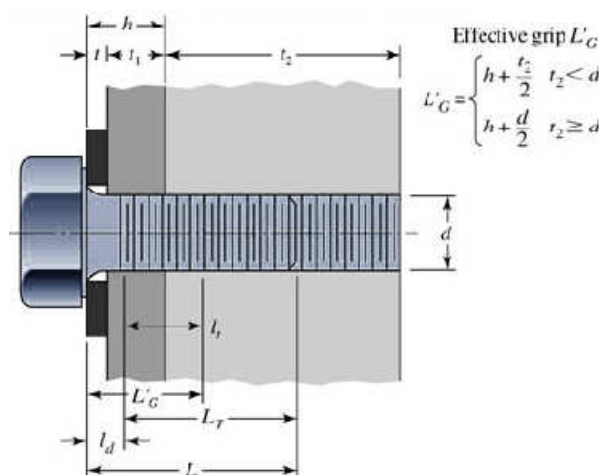
„Statistiky uvádějí, že z celkového počtu sledovaných normalizovaných šroubů, které podlely únavovému lomu, vznikl lom u 65 % šroubů v místě prvního nosného závitu, u 20 % ve výběhu závitu a u 15 % v místě přechodu dřívku do hlavy šroubu.“ [13]

„U dynamicky zatěžovaných předepjatých šroubových spojů se nejčastěji vyskytuje případ zatěžování míjivým cyklem, kdy se hodnota provozní síly cyklicky mění z 0 na hodnotu F_p . Šroub je pak zatěžován pulsujícím cyklem, kdy se hodnota síly ve šroubu mění v rozsahu F_0 až F_c . Síla ve spojovaných součástech se pak mění v rozsahu F_s až F_o .“ [12]



Obr. 8-1 Diagram statických a dynamických sil namáhajících šroubový spoj [12]

Výpočet tuhostí spojovaných částí (kulová podložka, upínací třmen a hlava válců) a šroubu bude proveden dle zjednodušujícího předpokladu na **obr. 8-2**.



Obr. 8-2 Zjednodušující předpoklad pro výpočet tuhosti šroubu a spojovaných částí [12]

Zadání parametrů:

Mez pevnosti v tahu šroubu	$R_m = 1000 \text{ MPa}$
Mez kluzu šroubu	$R_e = 900 \text{ MPa}$
Velký průměr závitu šroubu	$d = 8 \text{ mm}$
Střední průměr závitu šroubu	$d_2 = 7,188 \text{ mm}$
Malý průměr závitu šroubu	$d_3 = 6,466 \text{ mm}$
Malý průměr závitu matice	$D_1 = 6,647 \text{ mm}$
Rozteč závitu	$P = 1,25 \text{ mm}$
Součinitel tření v závitech	$\mu_Z = 0,15$
Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou	$\mu_S = 0,17$
Celkový utahovací moment šroubu	$M_t = 38 \text{ Nm}$
Korigovaná mez únavy šroubu dle [12]	$\sigma_C = 162 \text{ MPa}$
Vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače	$a = 22 \text{ mm}$
Vzdálenost osy šroubu od osy podpěry třmene	$b = 16 \text{ mm}$
Minimální průměr dosedací plochy kulové podložky	$d_d = 9,33 \text{ mm}$
Maximální průměr dosedací plochy kulové podložky	$D_m = 13,97 \text{ mm}$
Výška matice (zašroubované části šroubu)	$m = 17,5 \text{ mm}$
Tloušťka kulové podložky	$t_p = 3,5 \text{ mm}$
Tloušťka třmene pod kulovou podložkou	$t_1 = 12,5 \text{ mm}$
Délka dřívku šroubu	$l_d = 7 \text{ mm}$
Modul pružnosti v tahu pro ocel	$E_{\text{ocel}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Modul pružnosti v tahu pro litinu	$E_{\text{lit}} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo pro ocel	$\nu_{\text{ocel}} = 0,3$
Poissonovo číslo pro litinu	$\nu_{\text{lit}} = 0,26$
Průměr trysky vstřikovače ve spalovacím prostoru	$d_{\text{tr}} = 7,5 \text{ mm}$
Maximální tlak od plynů na vstřikovač ve válci motoru	$p_{\text{plmax}} = 12,7 \text{ MPa}$



8.1.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P}{\pi d_2} = \tan^{-1} \frac{1,25 \text{ mm}}{\pi \cdot 7,188 \text{ mm}} = 3,168^\circ \quad (1)$$

kde:

d_2 (mm) střední průměr závitu šroubu
 P (mm) rozteč závitu

Třecí úhel závitu a podmínka samosvornosti:

$$\rho \geq \gamma \quad (2)$$

$$\rho = \tan^{-1} \mu_z = \tan^{-1} 0,15 = 8,531^\circ \quad (3)$$

$$8,531^\circ \geq 3,168^\circ$$

Závít je samosvorný

kde:

μ_z (-) součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou

Osová síla ve šroubu:

$$M_t = M_1 + M_{tp} = F_o \tan(\gamma + \rho) \frac{d_2}{2} + F_o \mu_s \frac{D_m + d_d}{4} \quad (4)$$

$$F_o = \frac{M_t}{\tan(\gamma + \rho) \frac{d_2}{2} + \mu_s \frac{D_m + d_d}{4}} \quad (5)$$

$$= \frac{38 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\tan(3,168^\circ + 8,531^\circ) \cdot \frac{7,188 \text{ mm}}{2} + 0,17 \cdot \frac{13,97 \text{ mm} + 9,33 \text{ mm}}{4}}$$

$$F_o = 21\,907,932 \text{ N}$$

kde:

d_d (mm) minimální průměr dosedací plochy podložky
 D_m (mm) maximální průměr dosedací plochy kulové podložky
 M_1 (Nmm) utahovací moment potřebný k překonání účinků tření v závitech
 M_t (Nmm) celkový utahovací moment šroubu
 M_{tp} (Nmm) moment tření mezi podložkou a hlavou šroubu

Přítlačná síla na vstříkovač do sedla:

$$F_o b - F_{pv}(a + b) = 0 \quad (6)$$

$$F_{pv} = \frac{F_o b}{a + b} = \frac{21\,907,932 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm}}{22 \text{ mm} + 16 \text{ mm}} = 9\,224,392 \text{ N} \quad (7)$$

kde:

a (mm) vzdálenost osy šroubu od osy vstříkovače
 b (mm) vzdálenost osy šroubu od osy podpěry třmene



Utahovací moment potřebný k překonání účinků tření v závitech:

$$M_1 = F_o \tan(\gamma + \rho) \frac{d_2}{2} = 21\,907,932 \text{ N} \cdot \tan(3,168^\circ + 8,531^\circ) \cdot \frac{7,188 \text{ mm}}{2} \quad (8)$$

$$M_1 = 16\,305,671 \text{ Nmm}$$

Průřez šroubu pro tahové napětí:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{7,188 \text{ mm} + 6,466 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 36,606 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

kde:

d_3 (mm) malý průměr závitu šroubu

Tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{A_s} = \frac{21\,907,932 \text{ N}}{36,606 \text{ mm}^2} = 598,479 \text{ MPa} \quad (10)$$

Modul průřezu pro krut:

$$W_k = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 6,466 \text{ mm}^3}{16} = 53,081 \text{ mm}^3 \quad (11)$$

Krutové napětí ve šroubu:

$$\tau_k = \frac{M_1}{W_k} = \frac{16\,305,671 \text{ Nmm}}{53,081 \text{ mm}^3} = 307,185 \text{ MPa} \quad (12)$$

Počet závitů matice (zašroubované části šroubu):

$$i = \frac{m}{P} = \frac{17,5 \text{ mm}}{1,25 \text{ mm}} = 14 \quad (13)$$

kde:

m (mm) výška matice (zašroubované části šroubu)

Tlak v závitech šroubu:

$$p = \frac{4F_o}{i\pi(d^2 - D_1^2)} \leq p_{dov} \quad (14)$$

$$p = \frac{4 \cdot 21\,907,932 \text{ N}}{14 \cdot \pi \cdot (8 \text{ mm}^2 - 6,647 \text{ mm}^2)} = 99,968 \text{ MPa}$$

$$99,968 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa}$$

Závit vyhovuje

kde:

d (mm) velký průměr závitu šroubu

D_1 (mm) malý průměr závitu matice

p_{dov} (MPa) dovolený tlak v závitu šroubu, $p_{dov} = 125 \text{ MPa}$ dle [9]



Dovolené tahové napětí ve šroubu:

$$\sigma_{tdov} = \frac{R_e}{n} = \frac{900 \text{ MPa}}{2} = 450 \text{ MPa} \quad (15)$$

kde:

R_e (MPa) mez kluzu šroubu
 n (-) součinitel bezpečnosti šroubového spoje zvolen $n = 2$ dle [6]

Kombinované napětí ve šroubu dle [9]:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 - 3\tau_k^2} \leq \sigma_{tdov} \quad (16)$$

$$\sigma_r = \sqrt{598,479 \text{ MPa}^2 - 3 \cdot 307,185 \text{ MPa}^2} = 274,024 \text{ MPa}$$

$$274,024 \text{ MPa} \leq 450 \text{ MPa}$$

Závít vyhovuje

8.1.2 DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Síla od tlaku plynů ve válci na vstřikovač:

$$F_{pl} = \frac{\pi d_{tr}^2}{4} p_{plmax} = \frac{\pi \cdot 7,5 \text{ mm}^2}{4} \cdot 12,7 \text{ MPa} = 561,069 \text{ N} \quad (17)$$

kde:

d_{tr} (mm) průměr trysky vstřikovače ve spalovacím prostoru
 p_{plmax} (MPa) maximální tlak od plynů na vstřikovač ve válci motoru

Provozní síla zatěžující šroubový spoj:

$$F_{pl}(a + b) - F_p b = 0 \quad (18)$$

$$F_p = \frac{F_{pl}(a + b)}{b} = \frac{561,069 \text{ N} \cdot (22 \text{ mm} + 16 \text{ mm})}{16 \text{ mm}} = 1\,332,539 \text{ N} \quad (19)$$

Efektivní délka sevření šroubem:

Dle předpokladu na **obr. 8-2**, kdy pro náš případ platí $t_2 \geq d$ je zvolen následující postup:

$$L_{\text{eff}} = h + \frac{d}{2} = (t + t_1) + \frac{d}{2} = (3,5 \text{ mm} + 12,5 \text{ mm}) + \frac{8 \text{ mm}}{2} = 20 \text{ mm} \quad (20)$$

kde:

h (mm) celková tloušťka podložky a části třmene pod podložkou
 t (mm) tloušťka kulové podložky
 t_1 (mm) tloušťka třmene pod kulovou podložkou



Délka závitu šroubu nacházející se v sevření:

$$l_t = L'_G - l_d = 20 \text{ mm} - 7 \text{ mm} = 13 \text{ mm} \quad (21)$$

kde:

l_d (mm) délka dřívku šroubu ($l_d = 7 \text{ mm}$) dle [9]

Tuhost šroubu:

$$c_s = \frac{A_s E_{ocel}}{l_t} = \frac{36,606 \text{ mm}^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{13 \text{ mm}} = 5,913 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1} \quad (22)$$

kde:

E_{ocel} (MPa) modul pružnosti v tahu pro ocel

Tuhost podložky:

Průměr dutého komolého dvojkužele - horní část:

$$D_{k1} = 1,3d = 1,3 \cdot 8 \text{ mm} = 10,4 \text{ mm} \quad (23)$$

Výška dutého komolého dvojkužele - horní část:

$$h_1 = t = 3,5 \text{ mm} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} c_{k1} &= \frac{0,5774\pi E_{ocel} d}{\ln \left[\frac{((1,155h_1) + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{((1,155h_1) + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right]} \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 8 \text{ mm}}{\ln \left[\frac{((1,155 \cdot 3,5 \text{ mm}) + 10,4 \text{ mm} - 8 \text{ mm}) \cdot (10,4 \text{ mm} + 8 \text{ mm})}{((1,155 \cdot 3,5 \text{ mm}) + 10,4 \text{ mm} + 8 \text{ mm}) \cdot (10,4 \text{ mm} - 8 \text{ mm})} \right]} \\ c_{k1} &= 3,863 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-1} \end{aligned} \quad (25)$$

Tuhost třmene:

Průměr dutého komolého dvojkužele - střední část:

$$D_{k2} = D_{k1} + 2h_1 \tan \frac{\pi}{6} = 10,4 \text{ mm} + 2 \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot \tan \frac{\pi}{6} = 14,441 \text{ mm} \quad (26)$$

Výška dutého komolého dvojkužele - střední část:

$$h_2 = \frac{L'_G}{2} - h_1 = \frac{20 \text{ mm}}{2} - 3,5 \text{ mm} = 6,5 \text{ mm} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} c_{k2} &= \frac{0,5774\pi E_{ocel} d}{\ln \left[\frac{((1,155h_2) + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{((1,155h_2) + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right]} \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 8 \text{ mm}}{\ln \left[\frac{((1,155 \cdot 6,5 \text{ mm}) + 14,441 \text{ mm} - 8 \text{ mm}) \cdot (14,441 \text{ mm} + 8 \text{ mm})}{((1,155 \cdot 6,5 \text{ mm}) + 14,441 \text{ mm} + 8 \text{ mm}) \cdot (14,441 \text{ mm} - 8 \text{ mm})} \right]} \\ c_{k2} &= 6,295 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-1} \end{aligned} \quad (28)$$

**Tuhost hlavy válců:**

Průměr dutého komolého dvojkužele - spodní část:

$$D_{k3} = 1,3d = 1,3 \cdot 8 \text{ mm} = 10,4 \text{ mm} \quad (29)$$

Výška dutého komolého dvojkužele - spodní část:

$$h_3 = \frac{L'_G}{2} = \frac{20 \text{ mm}}{2} = 10 \text{ mm} \quad (30)$$

$$c_{k3} = \frac{0,5774\pi E_{lit} d}{\ln \left[\frac{((1,155h_3) + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{((1,155h_3) + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right]} \quad (31)$$

$$= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 8 \text{ mm}}{\ln \left[\frac{((1,155 \cdot 10 \text{ mm}) + 10,4 \text{ mm} - 8 \text{ mm}) \cdot (10,4 \text{ mm} + 8 \text{ mm})}{((1,155 \cdot 10 \text{ mm}) + 10,4 \text{ mm} + 8 \text{ mm}) \cdot (10,4 \text{ mm} - 8 \text{ mm})} \right]}$$

$$c_{k3} = 1,254 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-1}$$

Tuhost spojovaných částí:

$$\frac{1}{c_m} = \frac{1}{c_{k1}} + \frac{1}{c_{k2}} + \frac{1}{c_{k3}} \quad (32)$$

$$c_m = \frac{c_{k1}c_{k2}c_{k3}}{c_{k2}c_{k3} + c_{k1}c_{k3} + c_{k1}c_{k2}}$$

$$= \frac{(3,863 \cdot 10^9 \cdot 6,295 \cdot 10^9 \cdot 1,254 \cdot 10^9) \text{ Nm}^{-1}}{(6,295 \cdot 10^9 \cdot 1,254 \cdot 10^9 + 3,863 \cdot 10^9 \cdot 1,254 \cdot 10^9 + 3,863 \cdot 10^9 \cdot 6,295 \cdot 10^9) \text{ Nm}^{-1}}$$

$$c_m = 8,230 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$$

Celková síla zatěžující šroubový spoj:

$$F_c = F_o + F_p c = F_o + F_p \frac{c_s}{c_s + c_m} \quad (33)$$

$$= 21\,907,932 \text{ N} + 1332,539 \text{ N} \cdot \frac{5,913 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}}{(5,913 \cdot 10^8 + 8,230 \cdot 10^8) \text{ Nm}^{-1}}$$

$$F_c = 22\,464,933 \text{ N}$$

kde:

c (-) konstanta tuhosti šroubového spoje

Maximální napětí:

$$\sigma_h = \frac{F_c}{A_s} = \frac{22\,464,933 \text{ N}}{36,606 \text{ mm}^2} = 613,695 \text{ MPa} \quad (34)$$

Minimální napětí:

$$\sigma_n = \frac{F_o}{A_s} = \frac{21\,907,932 \text{ N}}{36,606 \text{ mm}^2} = 598,479 \text{ MPa} \quad (35)$$



Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{613,695 \text{ MPa} - 598,479 \text{ MPa}}{2} = 7,608 \text{ MPa} \quad (36)$$

Střední napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_n + \sigma_h}{2} = \frac{598,479 \text{ MPa} + 613,695 \text{ MPa}}{2} = 606,087 \text{ MPa} \quad (37)$$

POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI (MSÚP) DLE GOODMANA

Mezní amplituda dle Goodman:

$$\sigma_{AGood} = \frac{\sigma_c(R_m - \sigma_n)}{R_m + \sigma_c} = \frac{162 \text{ MPa} \cdot (1\,000 \text{ MPa} - 598,479 \text{ MPa})}{1\,000 \text{ MPa} + 162 \text{ MPa}} \quad (38)$$

$$\sigma_{AGood} = 55,978 \text{ MPa}$$

kde:

R_m (MPa) mez pevnosti v tahu šroubu
 σ_c (MPa) korigovaná mez únavy šroubu

Mezní horní napětí dle Goodman:

$$\sigma_{HGood} = \sigma_{AGood} + \sigma_n = 55,978 \text{ MPa} + 598,479 \text{ MPa} = 654,457 \text{ MPa} \quad (39)$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti dle Goodman:

$$n_{fGood} = \frac{\sigma_{AGood}}{\sigma_a} = \frac{55,978 \text{ MPa}}{7,608 \text{ MPa}} = 7,358 \quad (40)$$

POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI (MSÚP) DLE GERBERA

Mezní amplituda dle Gerbera:

$$\sigma_{AGer} = \frac{1}{2\sigma_c} \left[R_m \sqrt{R_m^2 + 4\sigma_c(\sigma_c + \sigma_n)} - R_m^2 - 2\sigma_n\sigma_c \right] \quad (41)$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 162 \text{ MPa}} \left[1\,000 \text{ MPa} \cdot \sqrt{1\,000^2 \text{ MPa}^2 + 4 \cdot (162 \text{ MPa} + 598,479 \text{ MPa})} - 1\,000^2 \text{ MPa}^2 - 2 \cdot 598,479 \text{ MPa} \cdot 162 \text{ MPa} \right]$$

$$\sigma_{AGer} = 86,083 \text{ MPa}$$



Mezní horní napětí dle Gerbera:

$$\sigma_{HGer} = \sigma_{AGer} + \sigma_n = 86,083 \text{ MPa} + 598,479 \text{ MPa} = 684,562 \text{ MPa} \quad (42)$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti dle Gerbera:

$$n_{fGer} = \frac{\sigma_{AGer}}{\sigma_a} = \frac{86,083 \text{ MPa}}{7,608 \text{ MPa}} = 11,315 \quad (43)$$

POSOUZENÍ BEZPEČNOSTI VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI (MSP)

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti:

$$k_p = \frac{R_e A_s - F_o}{c F_p} = \frac{900 \text{ MPa} \cdot 36,606 \text{ mm}^2 - 21\,907,932 \text{ N}}{0,418 \cdot 1332,539 \text{ N}} = 19,816 \quad (44)$$

Tab. 8-1 Výsledné bezpečnosti

Bezpečnost vzhledem k MSÚP		Bezpečnost vzhledem k MSP
Goodman	Gerber	
7,358	11,315	19,816

8.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA UPÍNACÍHO TŘMENE A KULOVÉ PODLOŽKY

Aby byla zajištěna spolehlivost některých statických zatěžovaných částí vstřikovacího systému, je významné provést pevnostní analýzu. Tato analýza se řadí do statických úloh, jež řeší vnitřní silové účinky a deformace těles při statickém zatížení.

Jak je popsáno v kapitole 6.2.3, pevnostní analýza je provedena pomocí programu ANSYS. Tento program je založen na metodě konečných prvků (MKP, z angličtiny FEM – Finite Element Method).

8.2.1 ZADÁNÍ VSTUPNÍCH HODNOT

K pevnostní tj. statické analýze je určena sestava upínacího třmene, kulové podložky, vstřikovače a hlavy válců (šroub nebude součástí analýzy). Hlavním cílem je tedy dostat výsledky napjatosti a deformace nově navržených dílů tj. upínacího třmene a kulové podložky. Vstřikovač a hlava válců budou sloužit pouze jako pomocná kontaktní tělesa, tudíž jejich modely převedené do ANSYSu budou velmi zjednodušené. A jelikož jsou všechna tělesa osově souměrná, je tato úloha řešena jako symetrická. Dále je úloha řešena jako kontaktní.

Vstřikovač je přemodelován do jednoduššího tvaru, ale jsou zachovány skutečné kontaktní plochy se třmenem, aby byly získány co nejrealnější výsledky. Zbytek vstřikovače je hrubě zjednodušen, tzn., že je zkrácen, poněvadž postačuje pouze jeho menší část v oblasti kontaktu.



Hlava válců je vymodelována jako menší kostka, což plně postačuje pro výpočet. Kontakt mezi ní a třmenem je v nepatrné oblasti v porovnání s rozměry hlavy válců.

Upínací třmen bylo nutné kvůli odporu programu zjednodušit odstraněním zaoblení většiny hran.

Kulová podložka je zachována jako původní model a tak je plně připravena k analýze.

PARAMETRY

Úloha je řešena pomocí výše uvedených součástí. Nebude se v ní vyskytovat jeden velmi důležitý člen, šroub. Toto řešení má tu výhodu, že odpadá jedna součást, která by musela být vysítována a výpočet by trval déle. Zatížení, které šroub vyvolává, je převedeno jako tlak na horní stykovou plochu kulové podložky se spodní plochou hlavy šroubu. Takto je tedy dosaženo zjednodušení úlohy. Pro výpočet úlohy je nutno zadat vstupní parametry v menu „Preprocessor“:

Materiálové vlastnosti

Vstříkovač, upínací třmen a kulová podložka jsou z ocele, hlava válců je litinová. Pro tyto materiály je vybrán **lineárně elastický izotropní model** s následujícími charakteristikami:

Modul pružnosti v tahu pro ocel:	$E_{\text{ocel}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo pro ocel:	$\nu_{\text{ocel}} = 0,3$
Součinitel tření ocel na ocel:	$\mu_{\text{oo}} = 0,16$

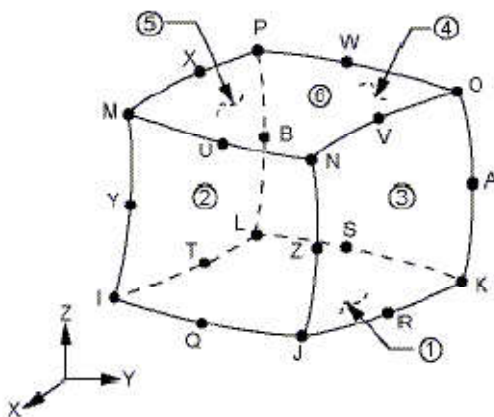
Modul pružnosti v tahu pro litinu:	$E_{\text{lit}} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo pro litinu:	$\nu_{\text{lit}} = 0,26$
Součinitel tření ocel na litinu:	$\mu_{\text{ol}} = 0,19$

Nadělení modelů na objemy

Jelikož je snahou dosáhnout co nejpřesnějších výsledků, jsou jednotlivé modely rozděleny na objemy tak, aby v kontaktních místech disponovaly jemnou sítí (větším počtem elementů o menších rozměrech) a ostatní méně důležitá místa postačí s hrubou sítí.

Sít'ování

Všechny modely (objemy) jsou vysítovány pomocí elementu SOLID 95, což je element definovaný 20 uzly, z nichž každý má 3 stupně volnosti (**obr. 8-3**).

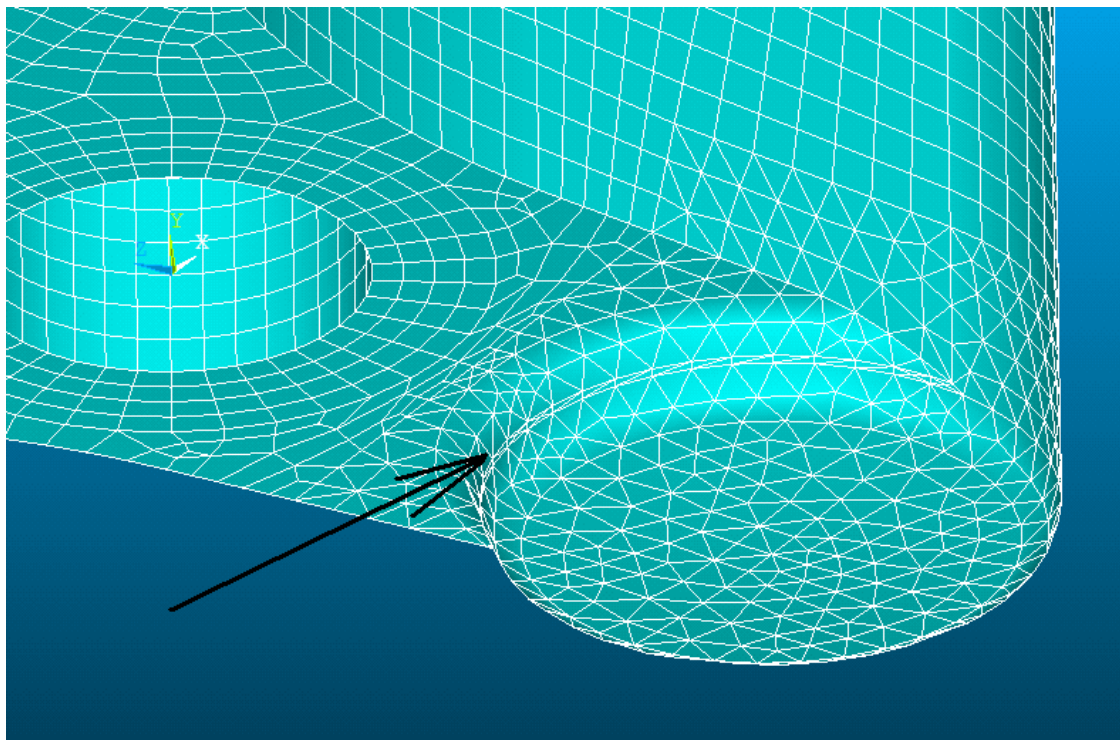


Obr. 8-3 Element SOLID 95



Při importu z Pro/Engineeru hlásil ANSYS chyby, které byly potlačeny odstraněním většiny zaoblených hran na modelech. Zůstalo zachováno pouze zaoblení v přechodu podpěry třmene, kvůli předpokladu výskytu koncentrace napětí v tomto místě (**obr. 8-4** šipka). Ve většině objemů pak bylo použito přesnější **sweepované** síťování a ve složitějších objemech síťování **free**.

Velikost elementu pro kontaktní místa je 1 mm (jemné síťování). U nepodstatných objemů modelů bylo použito hrubější síťování o velikosti elementu 2 mm.



Obr. 8-4 Free síťování v podpěře třmenu a sweepované síťování u ostatních objemů

Kontakty

V dalším kroku úlohy je potřeba v záložce „Contact manager“ nastavit kontakty, ve kterých se budou jednotlivé části nacházet. V této úloze budou řešeny 3 kontakty:

- třmen – vstříkovač (kontakt - cíl)
- třmen – hlava válců (kontakt - cíl)
- třmen – podložka (cíl - kontakt)

U tohoto kroku je důležité dbát na určení, která část z dané dvojice kontaktu je jako cílová plocha a která jako kontaktní plocha. To je uvedeno v závorce u uvedených kontaktních dvojic.

Obecně se jako cílová plocha vybírá ta, která je tvrdší z dané kontaktní dvojice. Anebo jinak řečeno, těleso, které přiléhá na druhé, je bráno jako kontakt. V našem případě např. podložka, která je měkkší, přiléhá na třmen, a proto je podložka jako kontakt a třmen jako cíl.

Nadefinování zatížení a posuvů

Aby mohl být výpočet proveden, je potřeba tělesa pevně umístit, aby bylo simulováno umístění na motoru, který je brán jako tuhý. Model vstříkovače a hlavy válců je tedy zespodu chycen za množinu uzlů a je zadán nulový posuv ve všech osách. Tím je tedy simulováno



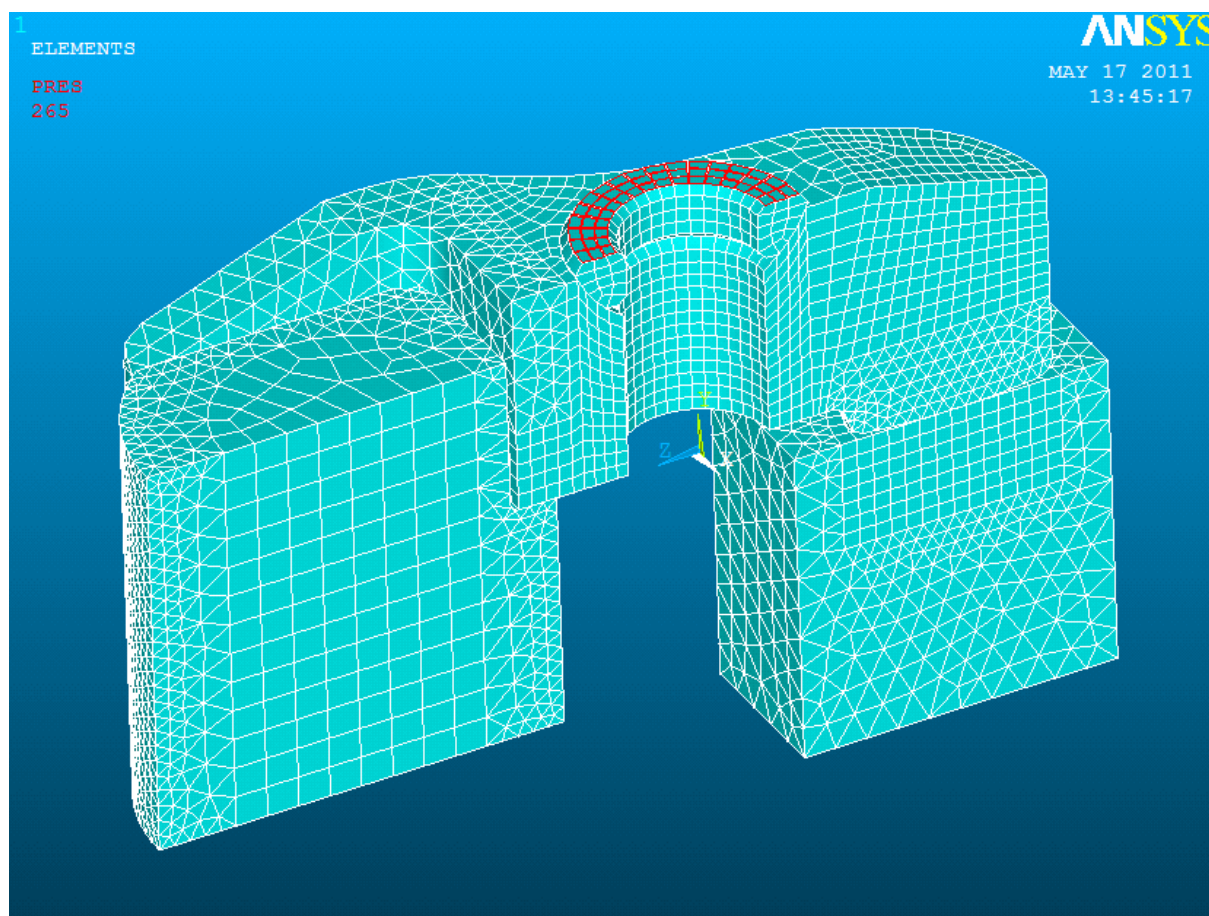
umístění na pevný motor. Dále, jelikož je úloha řešená jako symetrická (polovina sestavy těles je odebrána) je potřeba nastavit roviny symetrie.

Jelikož neuvažujeme v této analýze šroub z dříve zmíněných důvodů, je potřeba definovat zatížení tlakem p_o od osově síly ve šroubu (červená oblast **obr. 8-5**). Tento tlak se získá jako poměr osově síly šroubu a plochy kulové podložky pod šroubem změřené v Pro/Engineer.

$$p_o = \frac{F_o}{S_o} = \frac{21\,907,932\text{ N}}{82,687\text{ mm}^2} = 264,950\text{ MPa} \quad (45)$$

kde:

S_o (mm^2) plocha kulové podložky pod šroubem



Obr. 8-5 Vysíťovaná sestava těles s nadefinovaným tlakem na podložku

Před spuštěním výpočtu se ještě v menu „Solution“ – „Analysis Type“ – „Sol’n Controls“ v záložce „Basic“ nastaví „Large Displacement Static“.

Načtení výsledků

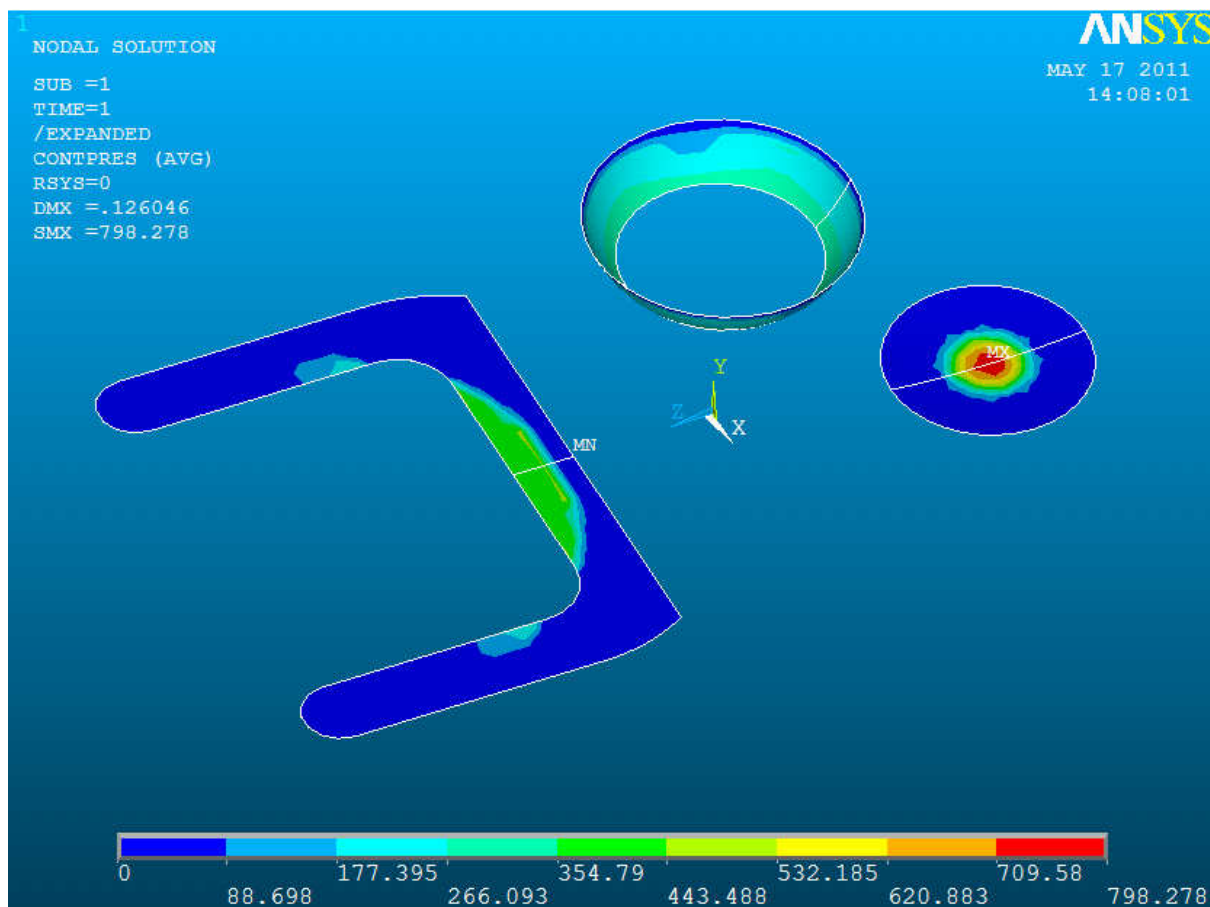
Po skončeném výpočtu je potřeba výsledky načíst a pak už jen vyplotovat. Poloviční (symetrický) model můžeme také expandovat do plné velikosti pro lepší vizualizaci v kontextovém menu „PlotCtrls“ – „Style“ – „Symmetry Expansion“ – „Periodic/Cyclic Symmetry ...“ a pak už jen vybrat podle čeho chceme symetrii zvolit, v našem případě „Reflect about YZ“.



8.2.2 ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Celkový počet elementů, včetně kontaktních, činí 35 001 a výpočet trval cca 20 minut.

TLAK V KONTAKTNÍCH MÍSTECH:

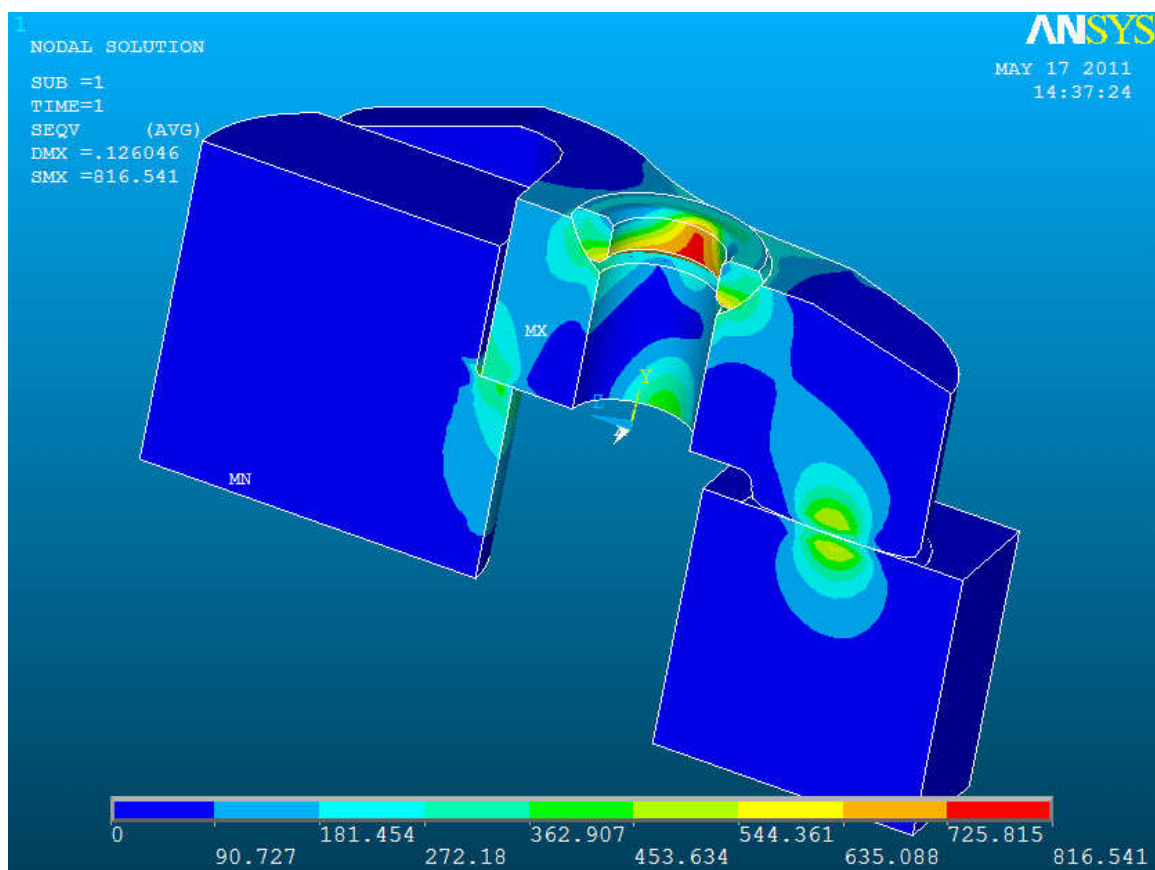


Obr. 8-6 Zobrazení tlaků v kontaktních místech

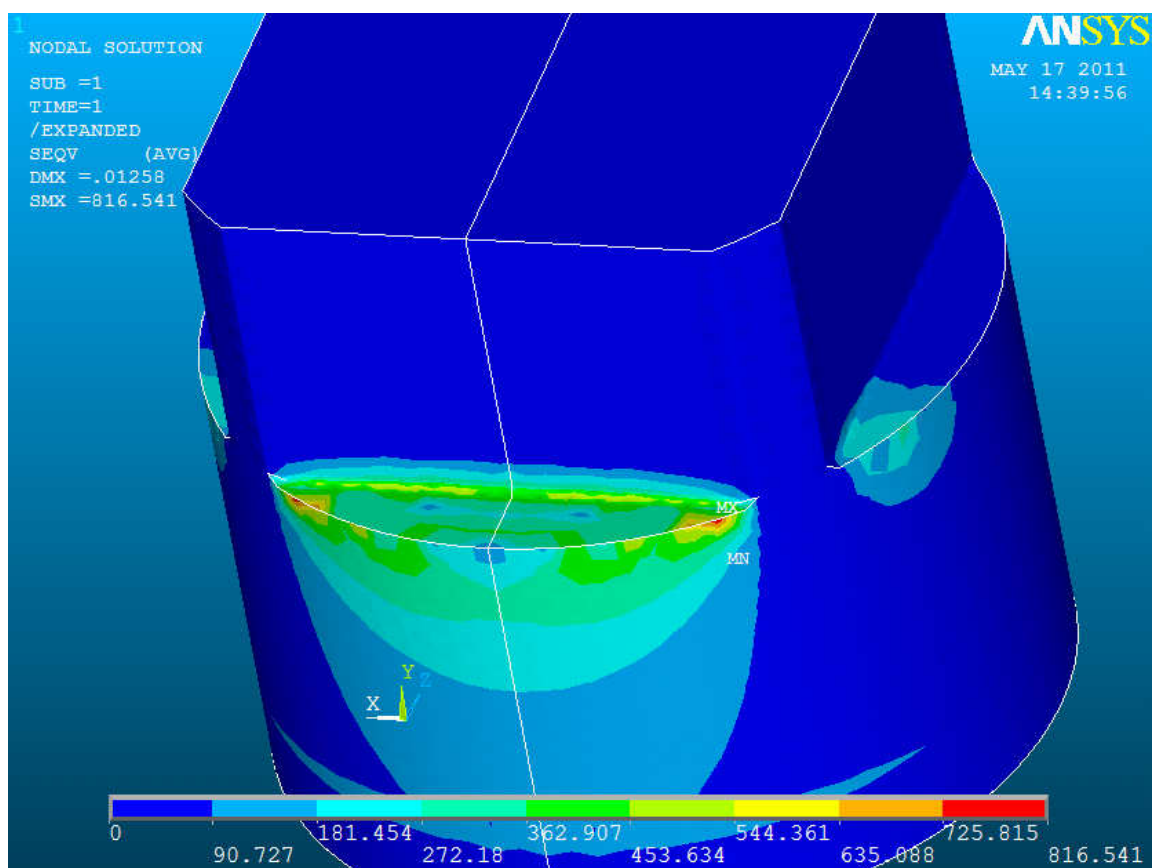
Jak můžeme vidět z **obr. 8-6**, nejvyšší tlak v kontaktech o hodnotě 798 MPa je v místě podpěry třmene.

NAPJATOST DLE KRITÉRIA VON MISES:

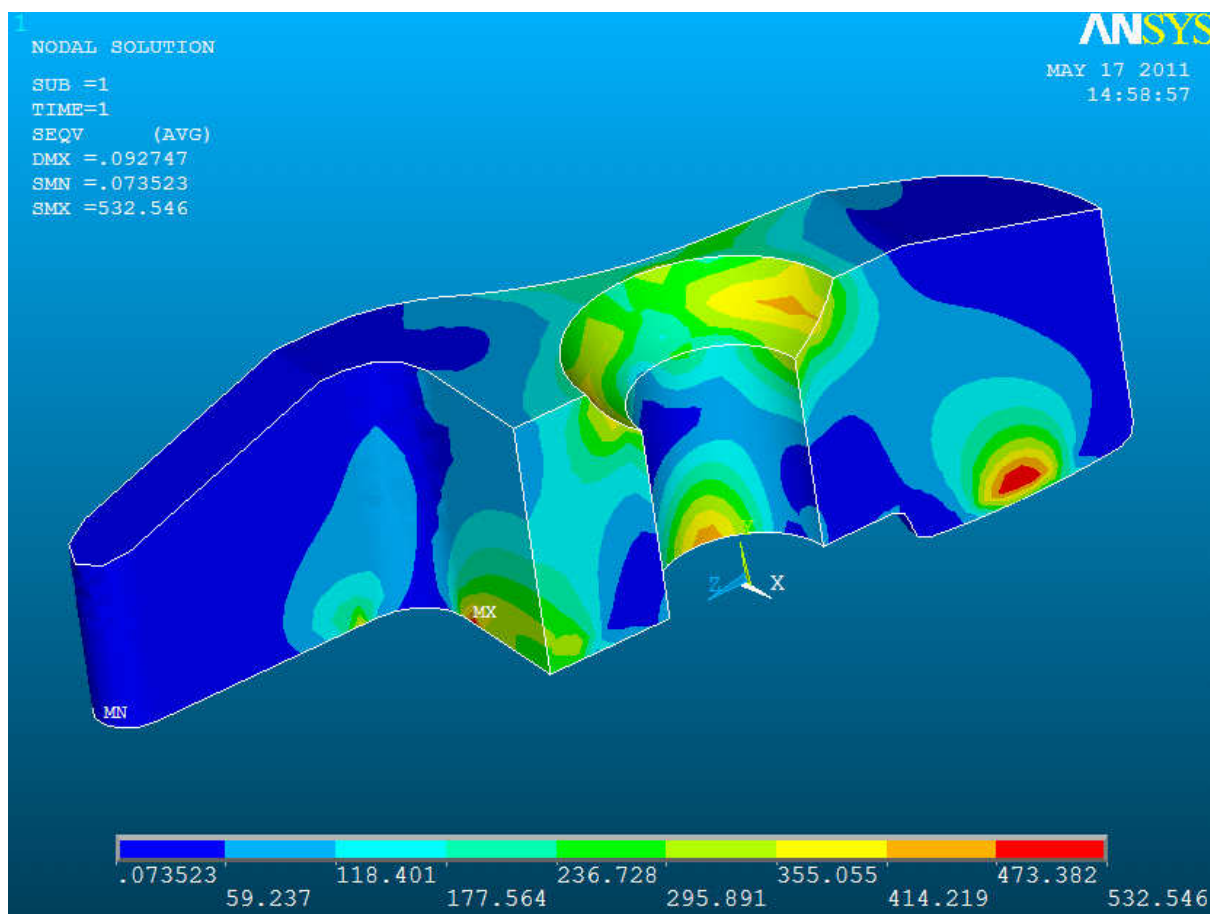
Na **obr. 8-7** je zobrazen průběh napětí v jednotlivých tělesech. Největší deformace se nachází na podložce a nejvyšší napětí 817 MPa je zjištěno v místě vstřikovače (**obr. 8-8**).



Obr. 8-7 Zobrazení napjatosti v tělesech dle Von Mises



Obr. 8-8 Zobrazení maximální napjatosti v tělese vstřikovače dle Von Mises



Obr. 8-9 Zobrazení napjatosti v tělese třmene dle Von Mises

Jak můžeme vidět z **obr. 8-9**, maximální napjatost 533 MPa, působící v tělese třmene, je ve stejném místě, jako je maximální napjatost u tělesa vstřikovače na **obr. 8-8**. Můžeme si také povšimnout, že v tomto místě je hrana ostrá, což odpovídá i skutečnosti.

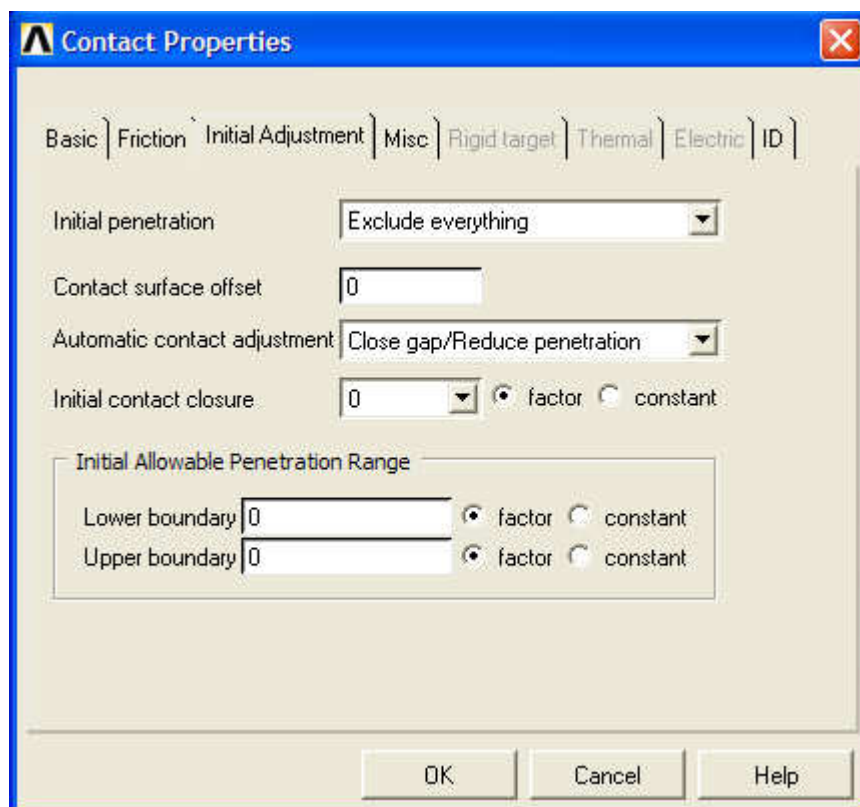
Dalším významným místem u třmene je jeho podpěra. Zde je napětí rovno 530 MPa, což je pouze o 3 MPa méně, než v předešlém místě. Napětí v hlavě válců pod podpěrou třmene pak je 560 MPa.

Při výpočtech se vyskytovaly problémy s kontakty, které bylo potřeba správně nastavit, jinak by nebylo docíleno reálných výsledků. Při kontrolování statusů kontaktů byly generovány chybové protokoly. V těchto protokolech byly vypsány problémy, které kontakt obsahoval. Podle toho pak byla zkoušena různá nastavení, až se došlo ke správnému řešení:

U všech tří kontaktů byla v menu „Contact Properties“ v záložce „Initial Adjustment“ nastavena volba „Exclude everything“, tzn., že nebyly zahrnuty počáteční průniky těles.

U kontaktu třmen – hlava válců musela být navíc zvolena volba „Close gap/Reduce penetration“, tzn., uzavření mezer v kontaktu a redukce průniku těles (**obr. 8-10**). Problém utkvíval v dosedací kulové ploše třmene, která byla v Pro/Engineeru vymodelována a zavazbena striktně, ale v ANSYSu se potýkala s problémy.

Kromě těchto důležitých nastavení, bylo potřeba, ještě před odkliknutím, resp. dokončením kontaktu, nastavit v záložce „Friction“ volbu „Unsymmetric“, což znamená, že výpočtová matice tuhosti bude nesymetrická.



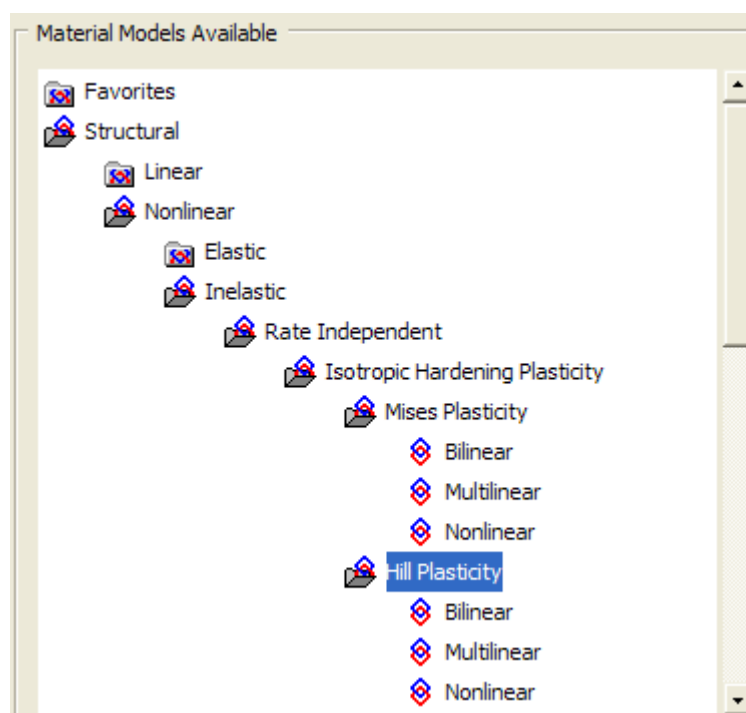
Obr. 8-10 Nastavení kontaktu třmen – hlava válců

VYHODNOCENÍ ANALÝZY KULOVÉ PODLOŽKY

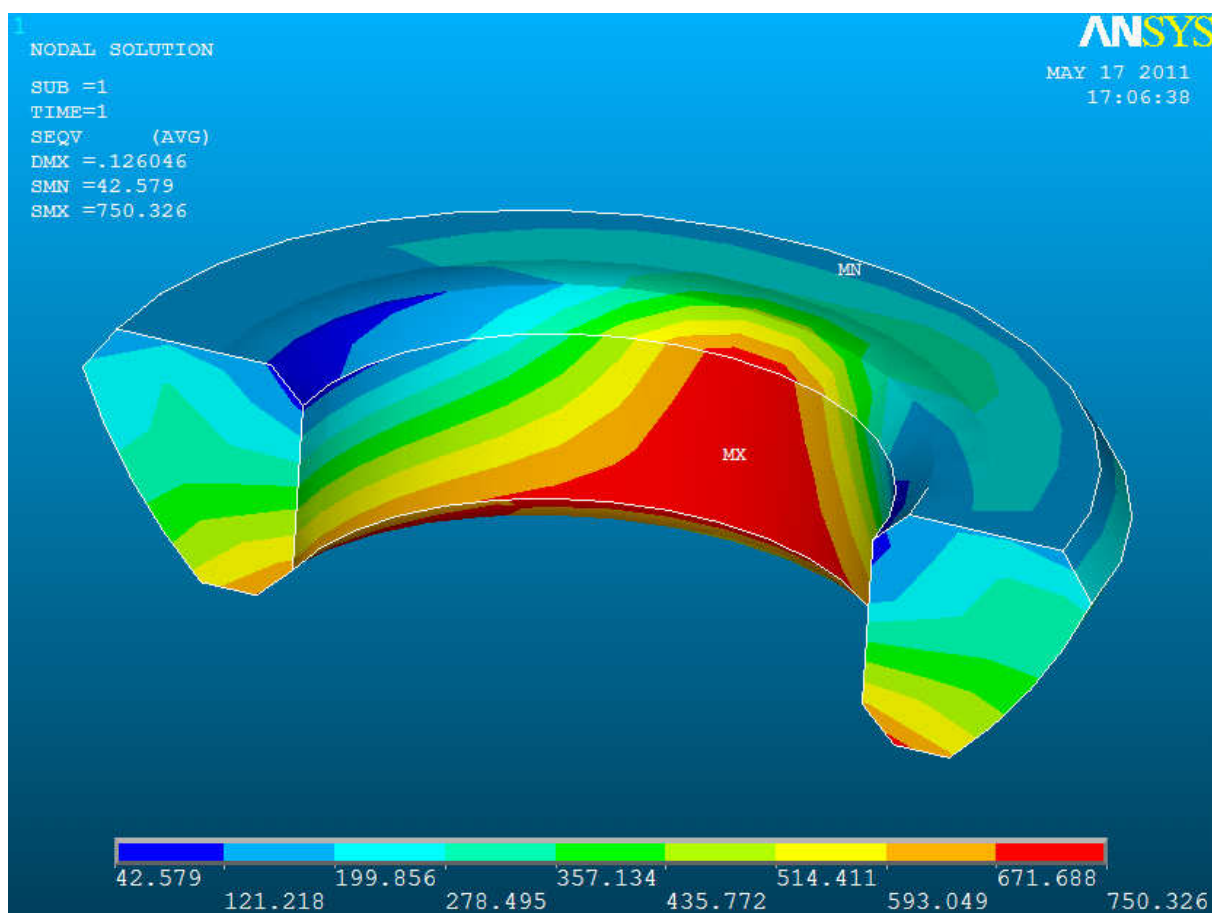
Na **obr. 8-7** jsme si mohli povšimnout významného napětí v podložce. Nejvyšší napětí v ní činí 750 MPa, čímž dvojnásobně překračuje mez kluzu jejího materiálu a zároveň překračuje i mez pevnosti v tahu. Materiál už tedy přestal být lineárně elastický a je třeba zvolit jiný typ materiálu.

Na **obr. 8-11** vidíme možnosti volby jiného modelu materiálu pro podložku. Zvolit by se musel materiál s jinými, než lineární vlastnostmi, tedy materiál nelineární, jenž by přinesl vhodnější výsledky. Po zvolení vhodného materiálového modelu by bylo potřeba znát jeho zátěžnou křivku, program by požadoval body této křivky, ale bohužel v této práci toto řešeno nebude kvůli nedostatku podkladů.

Můžeme tedy konstatovat, že u reálné součásti bychom mohli očekávat nepatrnou plastickou deformaci podložky zapříčiněnou utažením šroubu na daný moment. Na **obr. 8-12** je pak zobrazen výsledek její analýzy.



Obr. 8-11 Volba nelineárního materiálového modelu



Obr. 8-12 Zobrazení napjatosti v tělese podložky dle Von Mises



VYHODNOCENÍ ANALÝZY UPÍNACÍHO TŘMENE

U podložky jsme nemohli vyhodnotit její spolehlivost, neboť k tomu bylo zapotřebí více podkladů. Analýza upínacího třmene prokázala dobré výsledky a tak můžeme vyhodnotit jeho spolehlivost vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP). Napětí ve třmenu se pohybovalo v elastické oblasti, tudíž nedošlo k žádné plastické deformaci.

Chceme-li stanovit bezpečnost třmene vzhledem k MSP, musíme porovnat mez kluzu jeho materiálu s největším napětím v něm vzniklém:

$$k_p = \frac{R_e}{\sigma_{t\max}} = \frac{715 \text{ MPa}}{532,546 \text{ MPa}} = 1,343 \quad (46)$$

kde:

R_e (MPa) Mez kluzu materiálu třmene $R_e = 715 \text{ MPa}$
 $\sigma_{t\max}$ (MPa) Maximální napětí v třmenu

Třmen tedy vyhovuje s bezpečností $k_p = 1,343$ vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

8.3 MODÁLNÍ ANALÝZA RAILU

Modální analýza se řadí v mechanice těles do dynamických úloh. Tyto se dělí na:

- vlastní (volné) kmitání,
- vynucené kmitání.

My se v této kapitole budeme zabývat vlastním kmitáním vysokotlakého zásobníku Railu. K této úloze nepotřebujeme, kromě materiálových charakteristik, žádné zátěžné účinky.

„Obecná volná konstrukce, která nemá žádnou vazbu k rámu (nejsou zadány podpory) má tolik vlastních frekvencí nulových, kolik má stupňů volnosti. Nulové vlastní frekvence odpovídají pohybu konstrukce jako celku.“ [5]

Každá mechanická soustava disponuje jednou nebo více vlastními frekvencemi. Hlavním problémem při návrhu těchto soustav je případ, kdy se vlastní frekvence sledovaného modelu sejde s budicí frekvencí vnějšího činitele. Vlastní frekvence by tedy měla vždy ležet v takovém frekvenčním rozsahu, aby se nesetkala s frekvencí budicí, jinak by mohlo dojít k mechanickému poškození soustavy následkem jevu zvaného **rezonance**. „Například letečtí konstruktéři musí zajistit, aby se vlastní frekvence křídel lišila od frekvence pístů při letových otáčkách. Bylo by pochopitelně nebezpečné, kdyby se při určitých otáčkách motoru začalo křídlo divoce třepat.“ [10]

Z obecného hlediska pak plyne, že čím je konstrukce tužší, tím jsou její frekvence nižší a ovlivnit je můžeme vhodnou konstrukcí a její hmotností.

Parametry zadání:

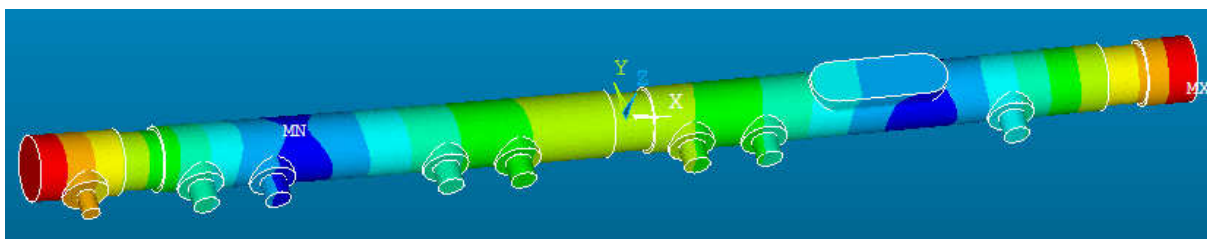
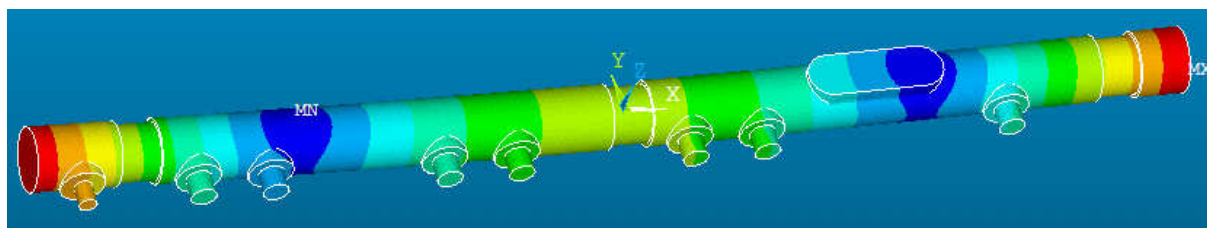
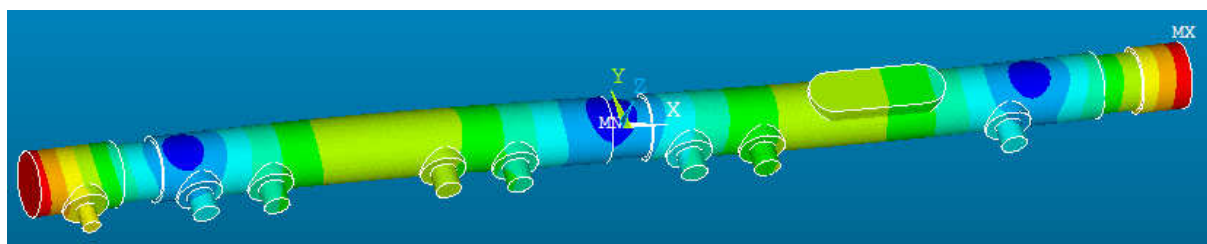
Typ elementu:	SOLID 95
Velikost elementu:	4 mm
Modul pružnosti v tahu a Poissonovo číslo:	stejně jako u upínacího třmene

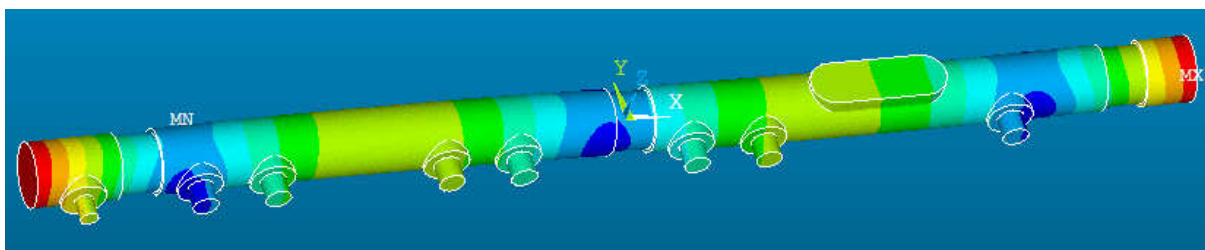
Úloha byla řešena pro prvních 20 tvarů vlastních frekvencí, z nichž prvních 6 vyšlo nulových (4., 5. a 6. tvar vyšla frekvence zanedbatelně malá, téměř nulová), což odpovídá předpokladu citovanému výše. Neuchycený Rail má tedy 6 stupňů volnosti v prostoru. Prvních 6 frekvencí nebude v **tab. 8-2** zobrazeno, neboť jejich hodnota je nulová.

**Tab. 8-2** Tabulka vlastních frekvencí Railu

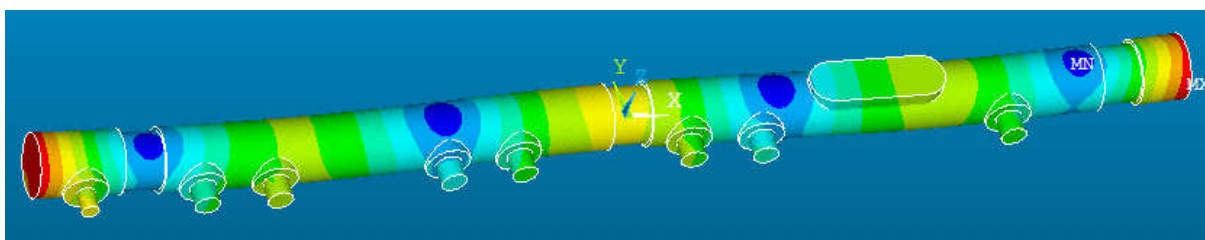
Číslo tvaru frekvence	Vlastní frekvence (Hz)
7	3,906
8	3,938
9	10,829
10	10,905
11	20,287
12	20,380
13	23,858
14	32,083
15	32,802
16	39,658
17	46,505
18	46,523
19	49,463
20	62,808

Vyšetřené tvary vlastních frekvencí Railu jsou zobrazeny na **obr. 8-13 až 8-26**.

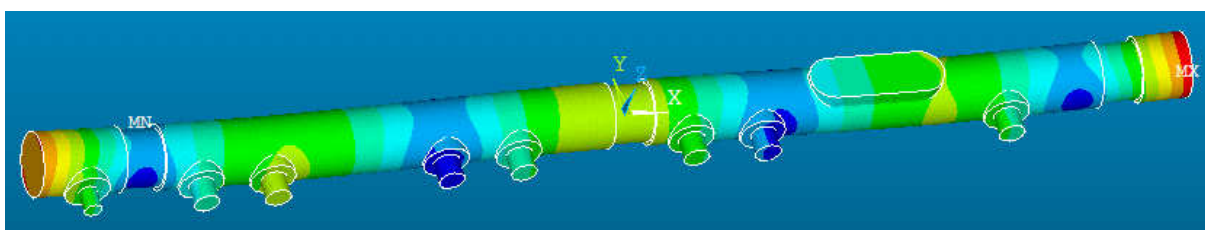
**Obr. 8-13** Vlastní frekvence 3,906 Hz – 7. tvar**Obr. 8-14** Vlastní frekvence 3,938 Hz – 8. tvar**Obr. 8-15** Vlastní frekvence 10,829 Hz – 9. tvar



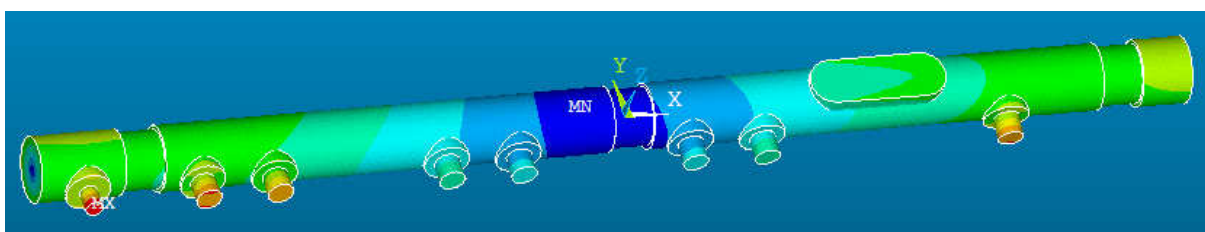
Obr. 8-16 Vlastní frekvence 10,905 Hz – 10. tvar



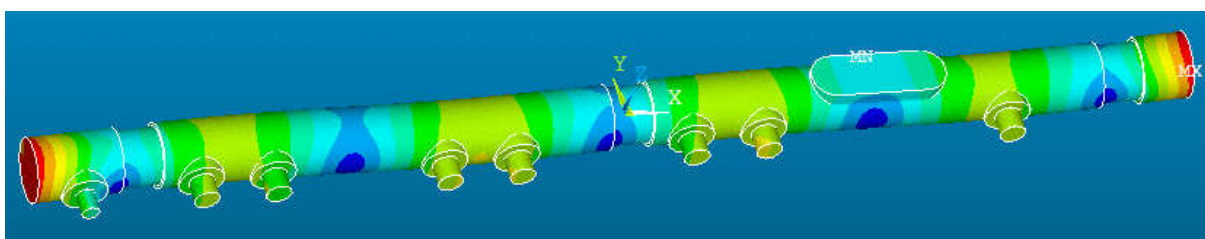
Obr. 8-17 Vlastní frekvence 20,287 Hz – 11. tvar



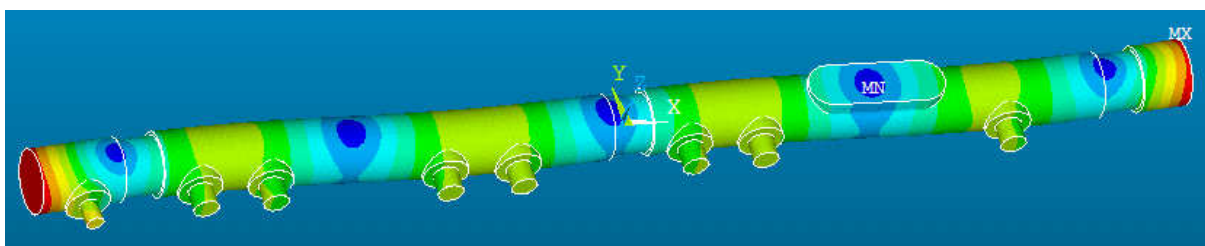
Obr. 8-18 Vlastní frekvence 20,380 Hz – 12. tvar



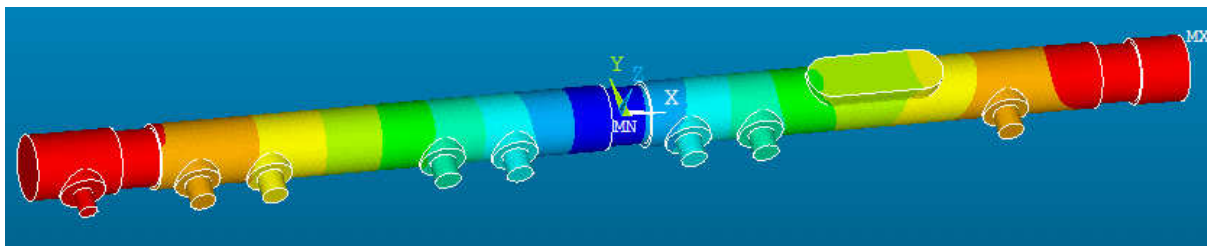
Obr. 8-19 Vlastní frekvence 23,858 Hz – 13. tvar



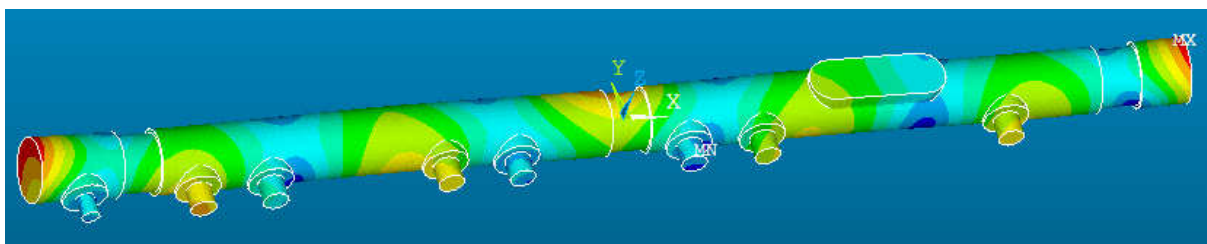
Obr. 8-20 Vlastní frekvence 32,083 Hz – 14. tvar



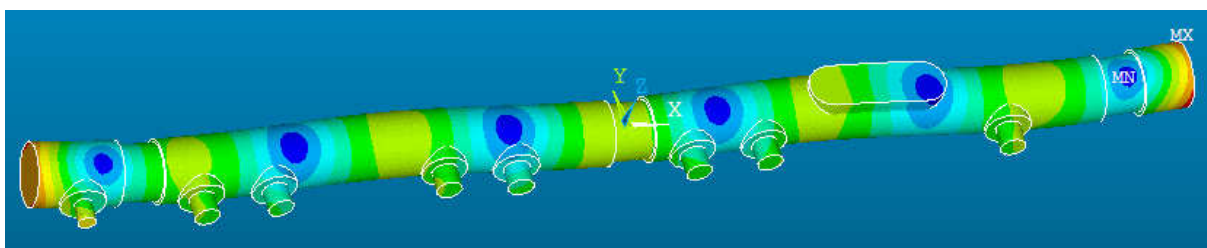
Obr. 8-21 Vlastní frekvence 32,802 Hz – 15. tvar



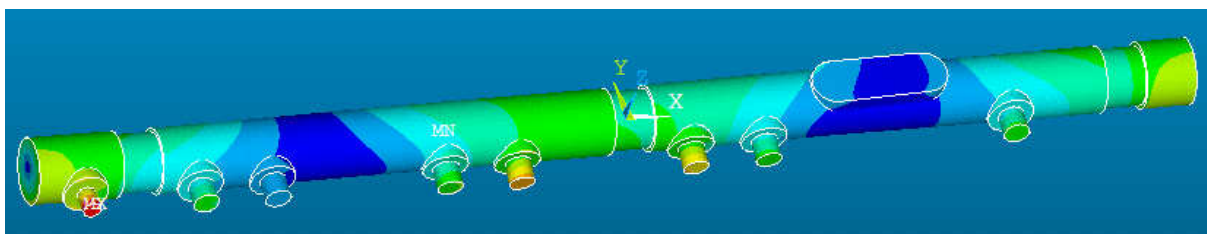
Obr. 8-22 Vlastní frekvence 39,658 Hz – 16. tvar



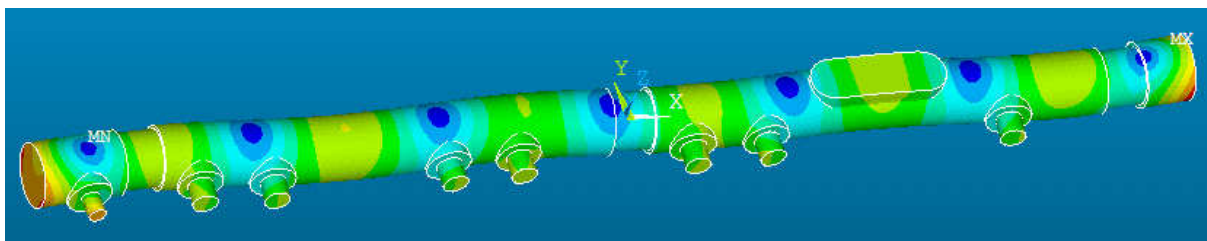
Obr. 8-23 Vlastní frekvence 46,505 Hz – 17. tvar



Obr. 8-24 Vlastní frekvence 46,523 Hz – 18. tvar



Obr. 8-25 Vlastní frekvence 49,463 Hz – 19. tvar



Obr. 8-26 Vlastní frekvence 62,808 Hz – 20. tvar

Hodnota faktoru měřítka pro zobrazení posuvů (Displacement Scale Factor) byla nastavena 10.

Výše uvedené obrázky mohou být použity pro detailnější posouzení Railu, vzhledem ke kritickým místům.



ZÁVĚR

Tato práce se zabývala, v současné době, asi nejrozšířenějším vstřikovacím systémem pro vznětové motory. Common Rail systém od svého uvedení na trh ve druhé polovině 90. let předešlého století poměrně slušně expandoval do celého světa. Velkého rozmachu se ale začíná dostávat teprve v posledních několika málo letech. Tento systém se montuje dnes už snad do všech osobních automobilů a tato práce dokazuje, že i u traktorových motorů se mu otevírají dveře dokořán. Důvod, proč tomu tak je, je zřejmý již po přečtení rešeršní části práce. Jsou to především legislativní požadavky a požadavky na spotřebu paliva a výkon.

Vznětové motory každým dnem vypouštějí nepředstavitelná množství škodlivých látek do ovzduší. Škodí tím tedy nejenom našemu okolnímu prostředí, které máme tak rádi, ale i nám samotným, čehož si mi ani nestačíme všimnout. Pevné částice vypouštěné výfuků jsou tak malé a lehké, že se můžou v ovzduší zdržovat velmi dlouhou dobu a my je pak vdechujeme, aniž bychom o tom věděli. A když si představíme, kolik automobilů kolem nás denně projíždí a jak dlouho se v tomto provozu zdržujeme, měli bychom myslet i na svá zdraví. Na naše zdraví ale naštěstí musejí myslet i jiní lidé, kteří se starají o to, aby dnešní vznětové motory byly co nejčistší. Řeč je samozřejmě o vývojových centrech motorů. Prvním základním faktorem pro výrobu vozidlových motorů je tedy požadavek na čistotu výfukových plynů. Tento požadavek splňuje systém Common Rail na výbornou a k tomu ještě disponuje velmi nízkou spotřebou paliva, což z kvantitativního hlediska souvisí se zmíněnou čistotou výfukových spalin a navíc vykazuje velmi výhodné momentové a výkonové charakteristiky. Další výhodou pak je, jak bylo popsáno v problematice této práce, že tento systém je snadno přestavitelný do motorů, které byly osedlány i jinými vstřikovacími systémy, ale ne zase všemi! Např. jednotka čerpadlo-tryska není prakticky zaměnitelná. U ní by se musel přestavovat kompletně celý motor, palivová soustava atd. To by bylo velmi nevýhodné a neekonomické.

Typický příklad přestavby vstřikovacího systému řeší tato práce. Původní řadový šestiválcový motor byl osazen vstřikovacím systémem s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Hlavní nevýhodou tohoto čerpadla byla jeho mechanická regulace. V poslední době začínají platit stále přísnější emisní předpisy a tyto vstřikovací systémy bez elektronického řízení začínají pomalu opouštět scénu a přenechávají tak místo modernějším a vyspělejšími diesellovými technologiím. S příchodem nejnovějších norem, zmíněných v tab. 2-1 až 2-4 ve druhé kapitole, budou muset mechanická čerpadla buď úplně odejít ze světa dieselů, nebo si budou muset obstarat taková zařízení, aby splňovaly předepsané hodnoty výfukových produktů. Není to jednoduché hlavně pro výrobce, kteří musí vymýšlet stále novější řešení. Hlavně je potřeba myslet do budoucna, co má smysl a co ne, zda to bude vyhovovat, jak dlouho to vyhovovat požadavkům apod. Dalo by se říct, že všechny tyto starosti má Common Rail prozatím v hrsti a nemusí se tak starat o to, co bude zítra. Disponuje takovými vlastnostmi, které budou postačovat pro příštích několik let, dokud legislativa nepřijde s něčím novým. Ale v dnešní době se nesmí nic podcenit a vývoj musí jít stále kupředu.

Přestavba na systém Common Rail byla u daného motoru provedena. Nejprve bylo umístěno čerpadlo a vstřikovač na motor. Od toho se pak odvíjel konstrukční návrh všech ostatních dílů vstřikovacího systému, přičemž některé díly z původního vstřikovacího systému byly postačující i pro nový vysokotlaký systém, např. hrdlo vstřikovače s převlečným šroubem. Některé části motoru, poskytnuté Vývojovým ústavem traktorů Zetor, ale musely být nepatrně pozměněny. Jednou z nich byl nálietek pro třetí díru pro šroub na sací komoře, který musel být pro uchycení nově navrženého tlakového zásobníku přidán. Tato modifikace byla zamýšlena kvůli délce a hmotnosti Railu, který je pro šestiválcový řadový motor už poměrně dost dlouhý. Použité upínací objímky by měly postačovat pro svou funkci, ale je



tady riziko ve svaru, který drží obě části objímky pohromadě. Bylo by tedy potřebné provést praktickou zkoušku, jelikož výpočet svarového spoje je poměrně dost komplikovaný. V případě neúspěchu by bylo vhodné zvolit místo svaru šroub, jenž by obě části objímky svíral zespodu. Tím by pak měla objímka dva šrouby, což není v zrovna praktické v tomto případě.

Dále byla nově navržena vysokotlaká potrubí. Hlavním požadavkem byl jejich tvar. Mělo být docíleno takového tvaru potrubí, že by bylo vyráběno alespoň po dvojicích tj. 3 dvojice pro šestiválcový motor. Navrženy byly ale 2 trojice, což je ještě výhodnější z hlediska výroby. Vyrábět by se tedy mohly pouze dvě různá provedení potrubí, což by podstatně zkrátilo celkové výrobní časy a zvýšilo produkci.

Další důležitou částí byl upínací třmen vstřikovače, který byl navržen pro zvolený šroubový spoj, a k tomu byla navržena kulová podložka, která má za úkol redukovat ohybové namáhání šroubu. Celý tento spoj bylo nutné po navržení zkontrolovat výpočtem a provést pevnostní analýzu, která pak prokázala jejich spolehlivost. Spoj pak vykazoval mírně vyšší součinitele bezpečnosti, což mohlo plynout z poněkud vyšší pevnostní třídy šroubu, která byla zvolena 10.9, anebo to mohlo být zapříčiněno zjednodušujícím předpokladem pro výpočet tuhostí šroubu a spojovaných částí (**obr. 8-2**), který se mírně odlišoval od navrženého spoje.

Nakonec byl modální analýzou vyšetřen tlakový zásobník (Rail), u nějž jsme hledali tvary jeho kmitů při jeho vlastních frekvencích. Tyto frekvence umožní, při podrobnějším návrhu, předpokládat jeho kritická místa.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BOSCH Automobilová technika. *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. Žlutá řada. Praha 4: Robert Bosch odbytová s.r.o., 2005. 93 s. ISBN-80-903132-7-2.
- [2] RŮŽIČKA, A., PETRÁS, Z. *Elektronické vstřikování vznětových motorů EDC 1.3.3*. 1. vyd. Praha 4 : Robert Bosch odbytová s.r.o., 1998. 64 s.
- [3] REIF, K. *Moderne Diesel-Einspritzsysteme : Common Rail und Einzelzylindersysteme*. 1. Auflage. Berlin : MercedesDruck, 2010. 172 S. ISBN 978-3-8348-1312-1.
- [4] REIF, K. *Dieselmotor-Management im Überblick*. 1. Auflage. Berlin : MercedesDruck, 2010. 210 S. ISBN 978-3-8348-1313-8.
- [5] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno : Nakladatelství VUT v Brně, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [6] BOHÁČEK, F., aj. *Části a mechanismy strojů I : Zásady konstruování Spoje*. 4. vyd. Brno : PC-DIR spol. s.r.o., 1997. 319 s. ISBN 80-214-0886-3.
- [7] STODOLA, J. *Diagnostika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno, 2010. 268 s.
- [8] SOBEK, E., BRANDEJS, J., DVOŘÁČEK, J., aj. *Základy konstruování : Návod pro konstrukční cvičení*. Brno : Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2004. 111 s. ISBN 80-7204-331-5.
- [9] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Úvaly : Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J. *Fyzika : Část 2 Mechanika – Termodynamika*. 1. vyd. Brno : VUTIUM, 2006. ISBN 80-214-1868-0.
- [11] Interní materiály společnosti Vývojový ústav traktorů, a.s.
- [12] VAVERKA, M. *Šrouby a šroubové spoje* [pdf]. FSI VUT v Brně, Ústav konstruování.
- [13] HRUBÝ, Z. *Dynamická pevnost a životnost : Mezní stavy konstrukcí a jejich porušení* [pdf]. FS ČVUT v Praze. Dostupné z: <<http://mechanika.fs.cvut.cz>>.
- [14] SCHOLZ, C. *Moderní systémy vstřikování paliva vhodné pro vznětové motory* [pdf]. Technická univerzita v Liberci, Katedra vozidel a motorů. Dostupné z: <<http://www3.fs.cvut.cz>>.
- [15] *Normafix – Retaining Products* [pdf]. Dostupné z: <<http://www.normagroup.com>>.
- [16] *Rudolf Diesel* [online]. Poslední revize 27.4.2011 [cit. 2011-05-14]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel>.
- [17] *Bosch Media Service* [online]. Dostupné z: <<http://www.bosch-presse.de/presseforum/>>.
- [18] *Bosch Automotive technology* [online]. Dostupné z: <<http://www.bosch-kraftfahrzeugtechnik.de/en/>>.
- [19] *Automotive Technology* [online]. Dostupné z: <<http://rb-kwin.bosch.com/en/automotivetechnology/overview/>>.
- [20] *Bosch Diesel s.r.o. – Jihlava* [online]. Dostupné z: <<http://www.bosch.cz/content/language1/html/>>.
- [21] *Diesel systems* [online]. Dostupné z: <<http://www.bosch.co.za/content/language1/html>>.
- [22] *Motory* [online]. c2009. Dostupné z: <<http://www.zetor.cz/motory>>.
- [23] *Vstřikovací čerpadla – řadová* [online]. c2002. Dostupné z: <<http://motorpal.cz/cz/produkty/>>.
- [24] *Cummins Forum* [online]. Dostupné z: <<http://www.cumminsforum.com/forum/>>.
- [25] *Emission Standards* [online]. Dostupné z: <<http://www.dieselnets.com/standards>>.
- [26] *Common Rail pro osobní vozidla* [online]. Dostupné z: <<http://www.poppe-pothoff.com/cz/produkty/>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače
A_s	[mm ²]	Průřez šroubu pro tahové napětí
b	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy podpěry třmene
c	[-]	Konstanta tuhosti šroubového spoje
c_{k1}	[Nm ⁻¹]	Tuhost kulové podložky
c_{k2}	[Nm ⁻¹]	Tuhost třmene
c_{k3}	[Nm ⁻¹]	Tuhost hlavy válců
c_m	[Nm ⁻¹]	Tuhost spojovaných částí
c_s	[Nm ⁻¹]	Tuhost šroubu
d	[mm]	Velký průměr závitu šroubu
D_1	[mm]	Malý průměr závitu matice
d_2	[mm]	Střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
d_d	[mm]	Minimální průměr dosedací plochy podložky
D_{k1}	[mm]	Průměr dutého komolého dvojkužele - horní část
D_{k2}	[mm]	Průměr dutého komolého dvojkužele - střední část
D_{k3}	[mm]	Průměr dutého komolého dvojkužele - spodní část
D_m	[mm]	Maximální průměr dosedací plochy kulové podložky
d_{tr}	[mm]	Průměr trysky vstřikovače ve spalovacím prostoru
E_{lit}	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pro litinu
E_{ocel}	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pro ocel
F_c	[N]	Celková síla zatěžující šroubový spoj
F_o	[N]	Osová síla ve šroubu
F_p	[N]	Provozní síla zatěžující šroubový spoj
F_{pl}	[N]	Síla od tlaku plynů ve válci na vstřikovač
F_{pv}	[N]	Přítlačná síla na vstřikovač do sedla
h	[mm]	Celková tloušťka podložky a části třmene pod podložkou
h_1	[mm]	Výška dutého komolého dvojkužele - horní část
h_2	[mm]	Výška dutého komolého dvojkužele - střední část
h_3	[mm]	Výška dutého komolého dvojkužele - spodní část
i	[-]	Počet závitů matice (zašroubované části šroubu)
k	[m ⁻¹]	Součinitel absorpce
k_p	[-]	Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti
L'_G	[mm]	Efektivní délka sevření šroubem
l_d	[mm]	Délka dřívku šroubu



l_t	[mm]	Délka závitu šroubu nacházející se v sevření
m	[mm]	Výška matice (zašroubované části šroubu)
M_1	[Nm]	Utahovací moment potřebný k překonání účinků tření v závitech
M_t	[Nm]	Celkový utahovací moment šroubu
M_{tp}	[Nm]	Moment tření mezi podložkou a hlavou šroubu
n	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubového spoje
n_{fGer}	[-]	Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti dle Gerbera
n_{fGood}	[-]	Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti dle Goodmana
P	[mm]	Rozteč závitu
p	[MPa]	Tlak v závitech šroubu
p_{dov}	[MPa]	Dovolený tlak v závitu šroubu
p_o	[MPa]	Tlak na kulovou podložku od osově síly šroubu
p_{plmax}	[MPa]	Maximální tlak od plynů ve válci
R_e	[MPa]	Mez kluzu šroubu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu šroubu
S_o	[mm ²]	Plocha kulové podložky pod šroubem
t	[mm]	Tloušťka kulové podložky
t_1	[mm]	Tloušťka třmene pod kulovou podložkou
t_2	[mm]	Tloušťka hlavy válců u šroubu
W_k	[mm ³]	Modul průřezu pro krut
γ	[°]	Úhel stoupání závitu šroubu
μ_{ol}	[-]	Součinitel tření ocel na litinu
μ_{oo}	[-]	Součinitel tření ocel na ocel
μ_s	[-]	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou
μ_z	[-]	Součinitel tření v závitech
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
ν_{lit}	[-]	Poissonovo číslo pro litinu
ν_{ocel}	[-]	Poissonovo číslo pro ocel
ρ	[°]	Třecí úhel závitu šroubu
σ_C	[MPa]	Mez únavy materiálu šroubu
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_{AGer}	[MPa]	Mezní amplituda dle Gerbera
σ_{AGood}	[MPa]	Mezní amplituda dle Goodmana
σ_h	[MPa]	Horní napětí
σ_{HGer}	[MPa]	Mezní horní napětí dle Gerbera
σ_{HGood}	[MPa]	Mezní horní napětí dle Goodmana



σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_n	[MPa]	Dolní napětí
σ_r	[MPa]	Kombinované napětí ve šroubu
σ_t	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu
σ_{tdov}	[MPa]	Dovolené tahové napětí ve šroubu
$\sigma_{třmax}$	[MPa]	Maximální napětí v třmenu
τ_k	[MPa]	Krutové napětí ve šroubu



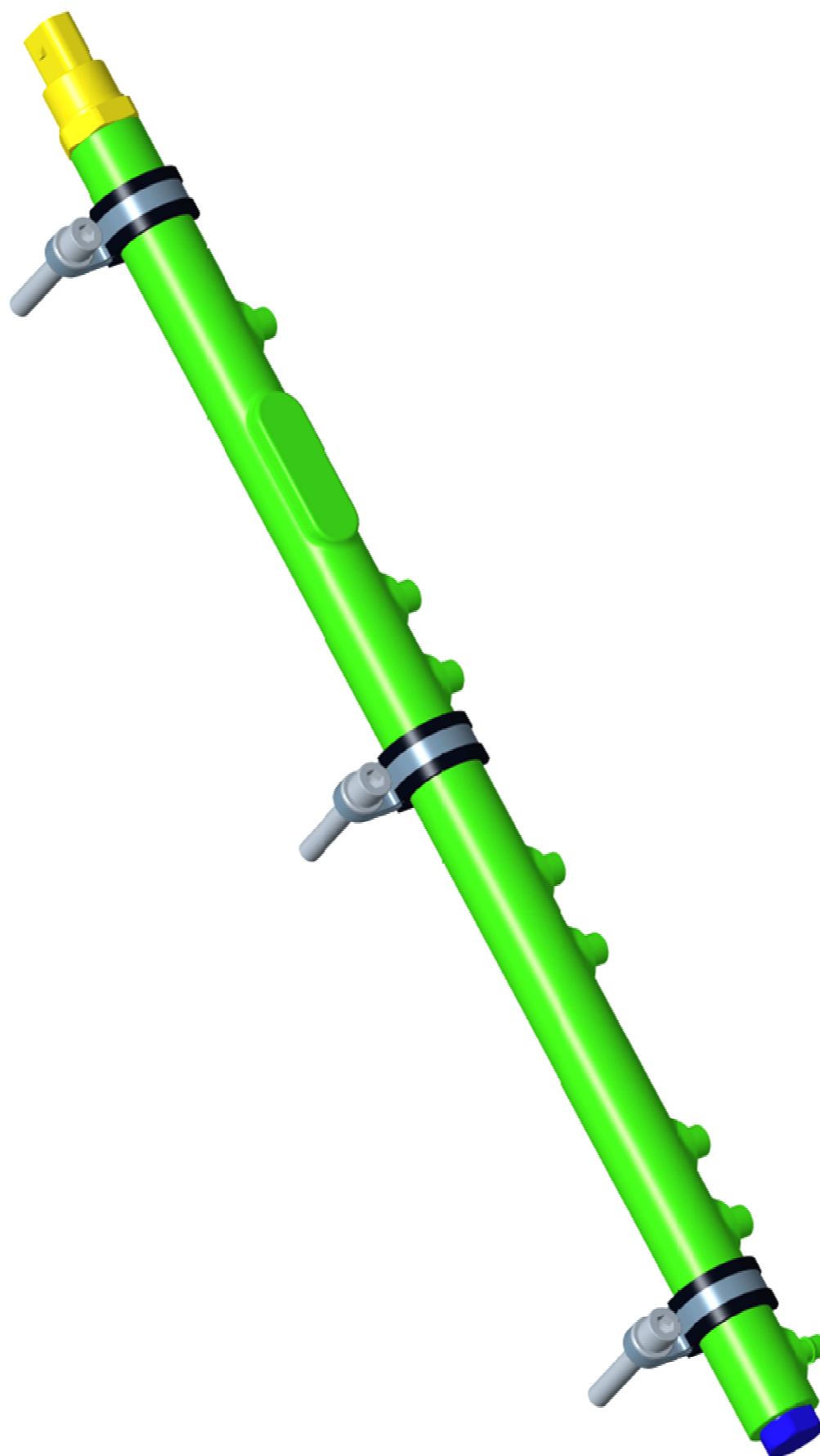
SEZNAM PŘÍLOH

OBRÁZKY:

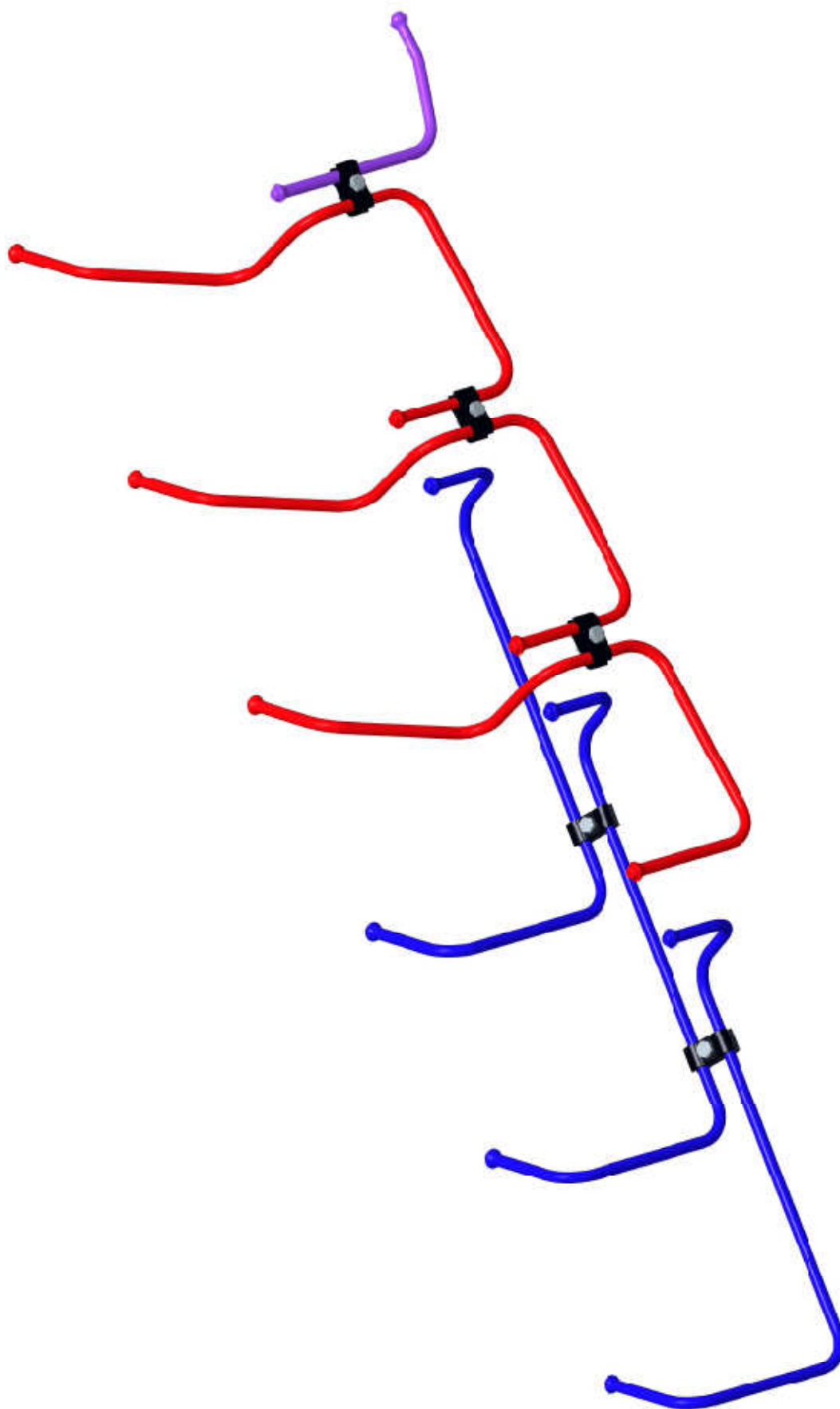
- Příloha č.1: Tlakový zásobník (Rail) kovaný
Příloha č.2: Vysokotlaká potrubí se sponami
Příloha č.3: Vstřikovací systém Common Rail pro šestiválcový motor
Příloha č.4: Traktorový vznětový šestiválcový motor se systémem Common Rail
Příloha č.5: Zobrazení napjatosti v upínacím třmenu
Příloha č.6: Zobrazení vlastní frekvence tlakového zásobníku

VÝKRESY:

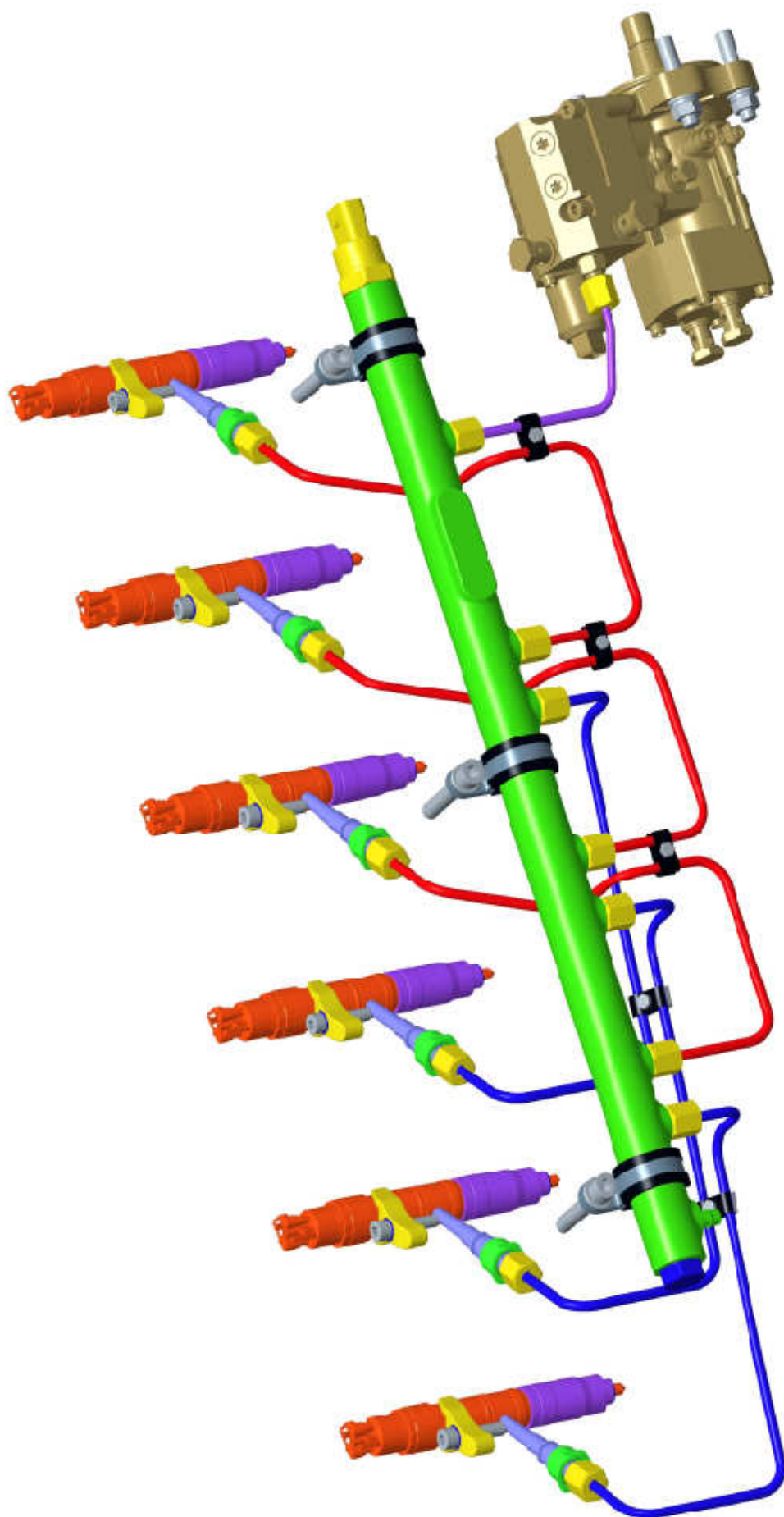
- 2-00.01 Potrubí vývodní A
2-00.02 Potrubí vývodní B
3-00.03 Potrubí přívodní
O-3-00.04 Třmen upínací (odlitek)
3-00.05 Třmen upínací
4-00.06 Podložka kulová
4-00.07 Matice přesuvná
3-00.08 Objímka upínací
S-1-00.09 Vstřikovací systém
K-4-00.09 Vstřikovací systém



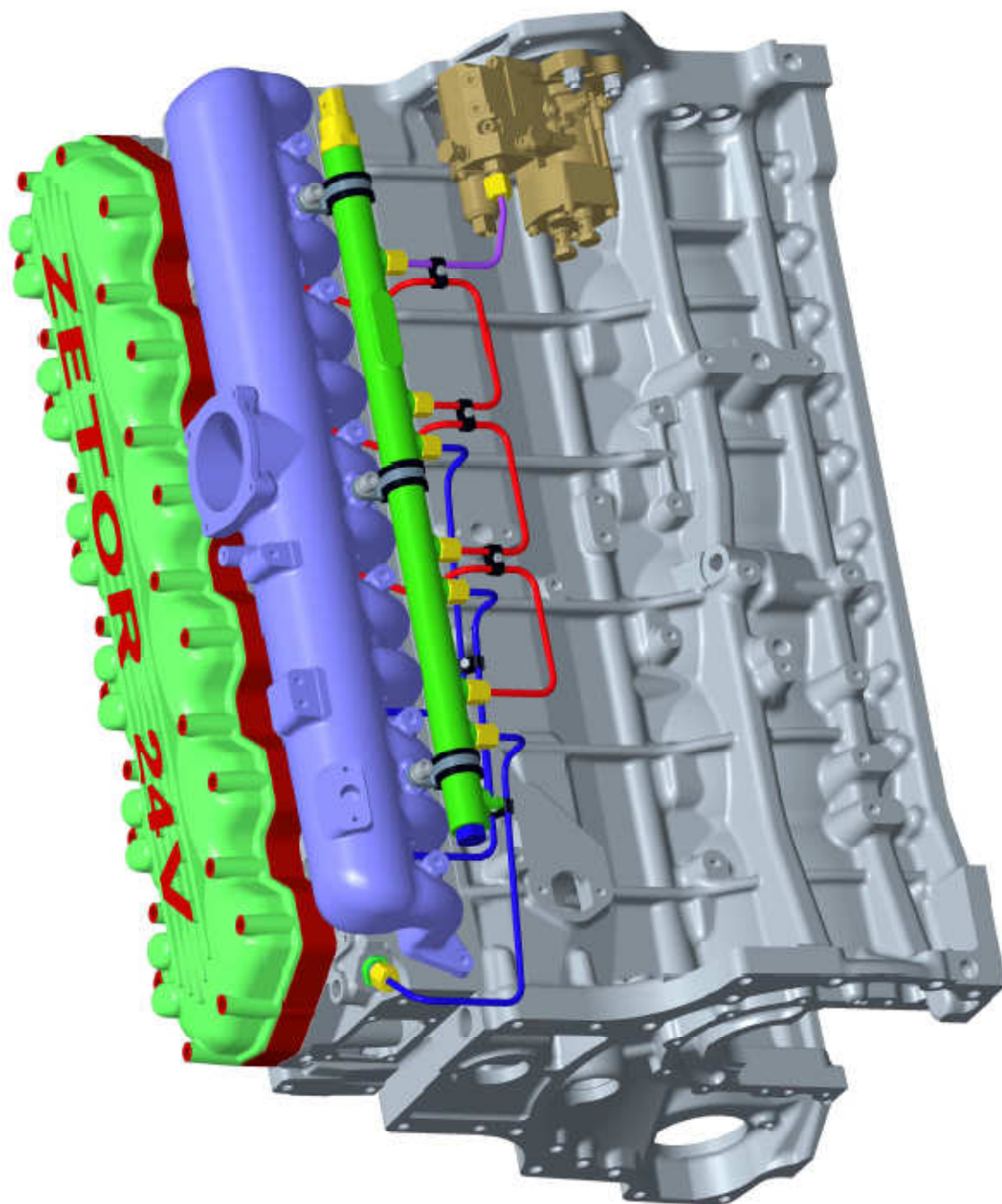
Příloha č.1 Tlakový zásobník (Rail) kovaný



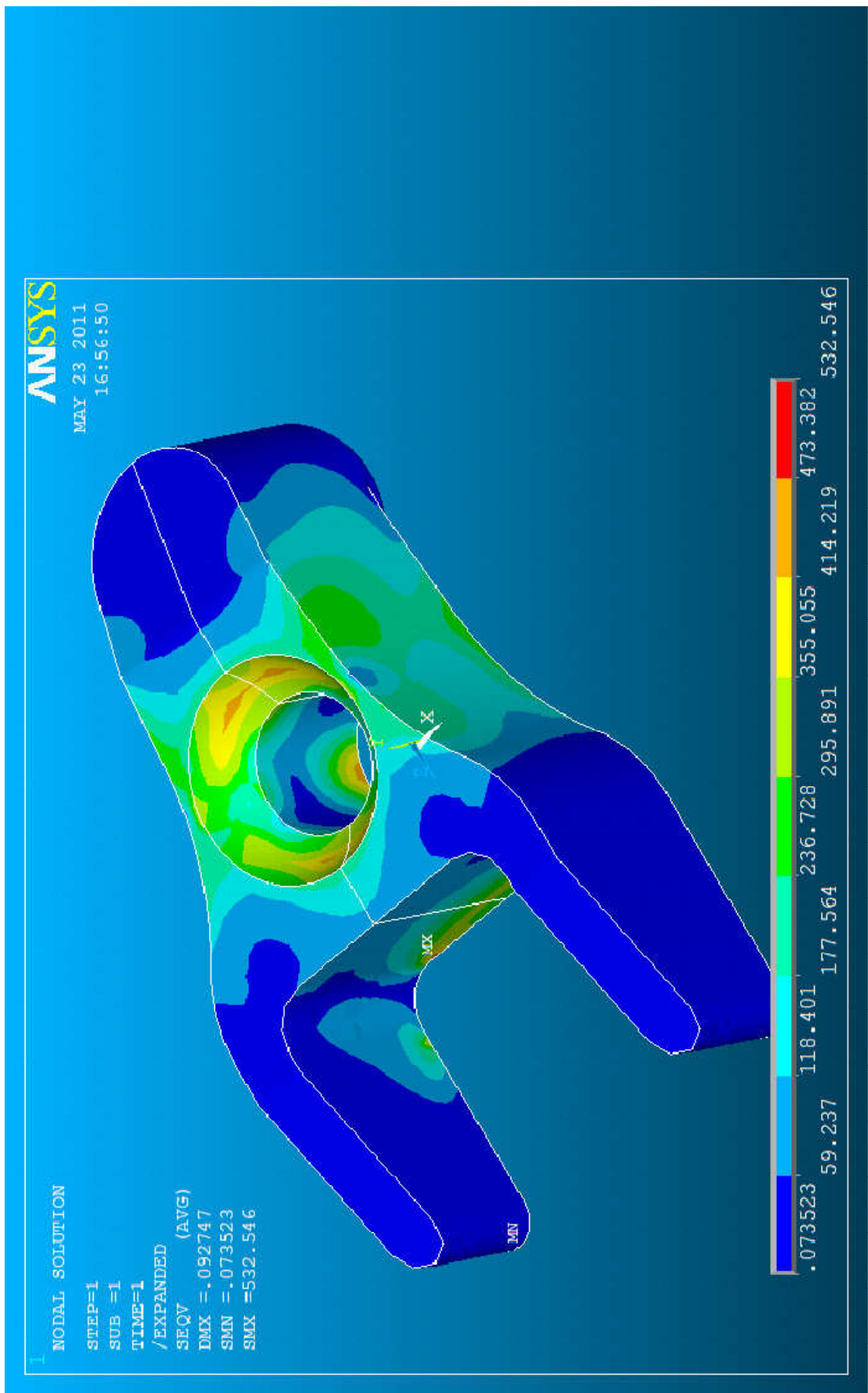
Příloha č.2 Vysokotlaká potrubí se sponami



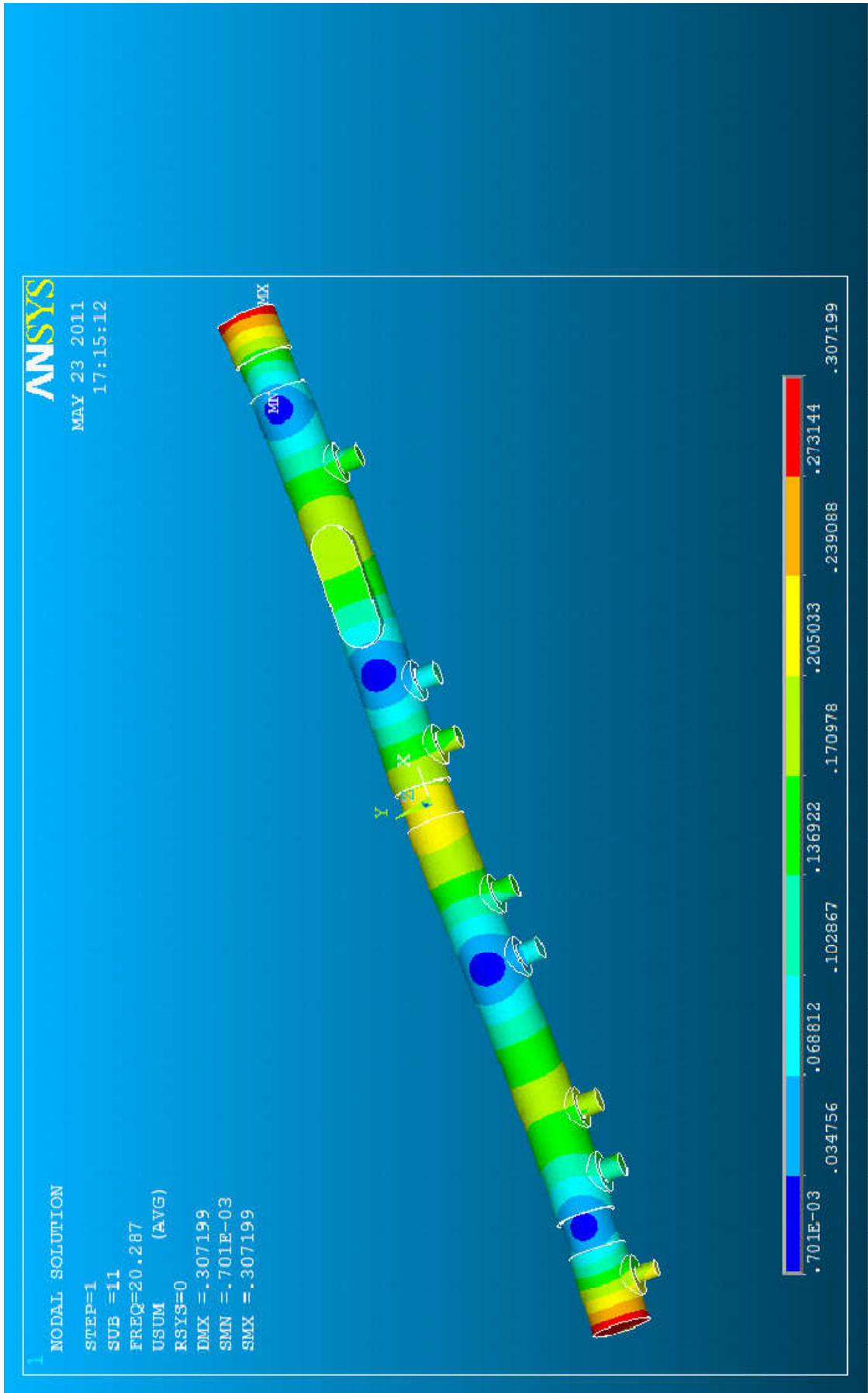
Příloha č.3 Vstříkovací systém Common Rail pro šestiválcový motor



Příloha č.4 Traktorový vznětový šestiválcový motor se systémem Common Rail



Příloha č.5 Zobrazení napjatosti v upínacím třmenu



Příloha č.6 Zobrazení vlastní frekvence tlakového zásobníku (Railu)