



PROJEKČNÍ NÁVRH SPALOVACÍHO MOTORU PRO HYBRIDNÍ VOZIDLO

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Roman Rybáček**
Vedoucí práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Roman Rybáček**
Osobní číslo: **S15000333**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **PROJEKČNÍ NÁVRH SPALOVACÍHO MOTORU PRO
HYBRIDNÍ VOZIDLO**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište obecnou problematiku hybridních osobních vozidel a proveďte rešerši současného stavu v oblasti používaných spalovacích motorů u těchto automobilů.
2. Proveďte projekční a konstrukční návrh čtyřtakového přeplňovaného dvouválcového spalovacího motoru pro použití v hybridním vozidle. Dále vypracujte simulační model tohoto spalovacího motoru s využitím softwaru Wave.
3. Proveďte zjednodušené kontrolní výpočty hlavních částí, pro vybrané díly využijte MKP.
4. Vytvořte výkresovou dokumentaci dle domluvy.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek a další spolupráce s firmou Ricardo Prague, s.r.o.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace

Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran textu

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. *Internal Combustion Engine Handbook - Basic, Components, Systems, and Perspectives*. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
- [3] MACEK, Jan a Bohuslav SUK. *Spalovací motory I*. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00919-X.
- [4] SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [5] Manuál softwaru WAVE.
- [6] Běžně dostupné materiály - odborné časopisy, databáze patentů, internet.


Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 1. března 2017

Termín odevzdání diplomové práce: 1. června 2018


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. března 2017

Prohlášení

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

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

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

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

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:



Poděkování:

Rád bych poděkoval především vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi Ph.D. za jeho rady a věcné připomínky k práci a konzultantovi Ing. Miroslavu Kalčíkovi z firmy Ricardo za jeho cenné rady ohledně konstrukce moderních spalovacích motorů. Dále bych rád poděkoval Ing. Miloši Čádkovi za jeho rady ohledně FEM analýzy. V neposlední řadě bych rád poděkoval mé rodině a přátelům za pomoc a podporu, a to nejen během psaní diplomové práce, ale i během celého mého studia.



Abstrakt

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem zážehového dvouválcového agregátu s požadovaným výkonem alespoň 45 kW při 6 000 min⁻¹ určeného pro použití ve vozidlech HEV a PHEV. Práce analyzuje současné legislativní požadavky omezující automobilový průmysl. Dále popisuje současný stav hybridních a elektrických pohonů automobilů. V teoretické části práce je nastíněn přehled technických opatření používaných ke snížení produkce CO₂ a dalších škodlivých emisí. Hlavní část práce obsahuje návrh motoru a 3D CAD model, vytvořený s podporou zjednodušených analytických výpočtů.

Klíčová slova

Spalovací motor, HEV, BEV, projekční návrh, range extender

Abstract

The diploma thesis concerns conceptual design of two-cylinder spark-ignition internal combustion engine for a hybrid car with power requirement at least 45 kW at 6000 rpm intended for use in HEV and PHEV vehicles. The thesis analyzes the current state of legislative requirements restricting the automotive industry. It further describes the current state of hybrid cars and electric cars. The theoretical part of the thesis outlines an overview of the technical solutions used for reduction of CO₂ production and other harmful emissions. The main part of the work includes design of the engine and 3D CAD model, created with support of simplified analytical calculations.

Key words

Internal combustion engine, HEV, BEV, conceptual design, range extender



Obsah

1	Problematika hybridních pohonů	14
1.1	Dělení hybridních vozů z hlediska stupně hybridizace	15
1.1.1	Microhybrid.....	15
1.1.2	Mildhybrid.....	16
1.1.3	Fullhybrid (HEV)	16
1.1.4	Plug in hybrid (PHEV)	16
1.1.5	BEV	17
1.1.6	Shrnutí	18
1.2	Dělení hybridních vozů z hlediska konstrukce pohonu	19
1.2.1	Sériová koncepce.....	19
1.2.2	Paralelní koncepce.....	19
1.2.3	Sériově paralelní koncepce.....	20
1.2.4	Shrnutí	21
1.3	Dělení spalovacích agregátů hybridních vozidel.....	22
1.3.1	Agregáty použité v hybridních vozech.....	22
2	Způsob zvyšování účinnosti spalovacích motorů.....	24
2.1	Ztráty pístového spalovacího motoru	24
2.1.1	Snížení třecích ztrát pístních kroužků	25
2.1.2	Snížení třecích ztrát ve ventilovém rozvodu	26
2.1.3	Snížení třecích ztrát v ložiscích.....	28
2.1.4	Snížení třecích ztrát v uložení turbodmychadla	30
2.2	Pokročilý termomanagement	30
2.3	Pumpovní ztráty.....	31
2.4	Úprava spalovacího procesu	32
2.4.1	Úprava časování	32
2.4.2	Vliv překrytí ventilů	35
2.4.3	Časování v diplomové práci	35
2.5	Vznětový motor s homogenním naplněním spalovacího prostoru	36
2.6	Motor s variabilním kompresním poměrem	37
2.7	Variabilní olejové čerpadlo	39
2.8	Bezvačkové rozvodové systémy.....	40
2.9	Vstřikování vody do spalovacího prostoru	41
3	Projekční návrh zážehového dvouválcového motoru.....	43
3.1	Použití motoru	43
3.2	Koncepční návrh motoru	44
3.3	Mazací soustava.....	44
3.4	Chladicí soustava.....	47
3.5	Simulace motoru v softwaru Wave	49
3.5.1	Prvotní návrh výpočtového modelu	49
3.5.2	Návrh přeplňování s mezichladičem	51
3.5.3	Finální návrh výpočtového modelu.....	55
3.5.4	Korigovaný návrh modelu.....	57



3.5.5	Časování a průběh zdvihu ventilů	71
3.5.6	Parametry motoru	72
3.6	Návrhové výpočty hlavních dílů a vyvážení motoru	73
3.6.1	Hlavní rozměry motoru	73
3.6.2	Pístní čep	74
3.6.3	Píst	77
3.6.4	Návrh ojnice	78
3.6.5	Kliková hřídel	80
3.6.6	Vyvážení motoru	85
3.6.7	Návrh hlavových šroubů	88
3.6.8	Klopný moment motoru	90
3.6.9	Návrh setrvačníku	93
4	Konstrukční návrh	97
4.1	Pístní čep	97
4.2	Provedení pístu	98
4.3	Provedení ojnice	99
4.4	Konstrukční provedení klikové hřídele	100
4.5	Konstrukční provedení vyvažovací hřídele	101
4.5.1	Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele	102
4.6	Pístová skupina	104
4.7	Konstrukční provedení bloku válců	105
4.8	Konstrukční provedení hlavy válců	106
4.8.1.	Sestava hlavy válců	108
4.9	Konstrukční provedení rozvodů motoru	109
4.10	Konstrukční provedení vodního čerpadla	110
4.11	Konstrukční provedení olejového čerpadla	111
4.12	Celková sestava motoru	112
5	Závěr	115



Seznam obrázků

Obrázek 1: Redukce emisí CO ₂ na významných automobilových trzích.....	14
Obrázek 2: Přehled použité technologie v jednotlivých vozech dle hybridizace	17
Obrázek 3: Redukce CO ₂ v závislosti na stupni hybridizace.....	18
Obrázek 4: Schéma sériového hybridního pohonu	19
Obrázek 5: Schéma paralelního hybridního pohonu	20
Obrázek 6: Schéma sériově-paralelního hybridního pohonu	20
Obrázek 7: Porovnání sériového a paralelního typu hybridního vozu	21
Obrázek 8: Celkový rozklad ztrát motoru	24
Obrázek 9: Nejvýznamnější třecí ztráty zážehového motoru	25
Obrázek 10: Příklad deformace válce vlivem předpětí a tepelné dilatace	25
Obrázek 11: Vyvažovací hřídele uložená ve valivých ložiscích	29
Obrázek 12: Sestava termomanagementové jednotky od firmy Shaeffler.....	30
Obrázek 13: Otevírání výfukového ventilu.....	32
Obrázek 14: Zavírání výfukového ventilu	33
Obrázek 15: Otevírání sacího ventilu	33
Obrázek 16: Zavírání sacího ventilu	34
Obrázek 17: Porovnání jednotlivých druhů spalování směsi	36
Obrázek 18: Průběh uvolňování tepla u HCCI motoru	36
Obrázek 19: Možná řešení variabilního kompresního poměru	37
Obrázek 20: Princip činnosti systému Infinity VC-T	38
Obrázek 21: Režimy variabilní olejové pumpy (Toyota)	39
Obrázek 22: Variabilní olejová pumpa firmy Renault	39
Obrázek 23: Variabilní časování motoru Fiat MultiAir	40
Obrázek 24: Princip vstřikování vody do sacího kanálu hlavy válců	42
Obrázek 25: Schéma olejové sestavy.....	45
Obrázek 26: Skutečný rozvod oleje v motoru se zpětnou větví.....	46
Obrázek 27: Schéma chladicí soustavy.....	47
Obrázek 28: Výsledná vodní obálka motoru	48
Obrázek 29: Návrhové schéma MPI motoru	49
Obrázek 30: Schéma přeplňovaného MPI motoru.....	50
Obrázek 31: Schéma motoru GTDI.....	55
Obrázek 32: Tuhé provedení podepření oka ojnice	74
Obrázek 33: Rozměry pístního čepu.....	75
Obrázek 34: Podmínka vyvážení ojnice	78
Obrázek 35: Rozdělení hmoty ojnice na posuvné a rotační hmoty	78
Obrázek 36: Schématická skica zalomení klikové hřídele	80
Obrázek 37: Vyvážení rotačních hmot	85
Obrázek 38: Určení nevyváženosti motoru	86
Obrázek 39: Vyvážení setrvačných hmot prvního řádu.....	86
Obrázek 40: Schéma pro určení klopného momentu od setrvačných sil motoru	90
Obrázek 41: Schéma pro určení klopného momentu od vyvažovací hřídele.....	91
Obrázek 42: Celkový rozkmit vektorů.....	94



Obrázek 43: Pístní čep	97
Obrázek 44: Píst.....	98
Obrázek 45: Sestava ojnice.....	99
Obrázek 46: Kliková hřídel.....	100
Obrázek 47: Vyvažovací hřídel	101
Obrázek 48: Síť vytvořena pro FEM analýzu.....	102
Obrázek 49: Napětí von Misses vyvažovací hřídele.....	103
Obrázek 50: Pístová skupina.....	104
Obrázek 49: Blok válců	105
Obrázek 52: Hlava válců.....	106
Obrázek 51: Hlava válců – řez středem hlavy	107
Obrázek 52: Hlava válců – řez výfukovými kanály	107
Obrázek 53: Sestava hlavy válců	108
Obrázek 54: Sestava ventilů	109
Obrázek 55: Sestava rozvodů	109
Obrázek 56: Vodní čerpadlo – rozklad	110
Obrázek 57: Vodní čerpadlo	110
Obrázek 58: Olejové čerpadlo	111
Obrázek 59: Výsledná chladicí obálka motoru.....	112
Obrázek 60: Výsledný rozvod oleje motoru	113
Obrázek 61: Pohled na finální model motoru.....	113
Obrázek 62: Podélný řez motorem – osami válců	114

Seznam grafů

Graf 1: Vliv start stop systémů v NEFZ	15
Graf 2: Vliv start stop systémů ve WLTP.....	15
Graf 3: Množství prodaných vozů se start stop systémem na jednotlivých trzích	16
Graf 4: Hlavní složky třecích ztrát zážehového motoru	24
Graf 5: Příklad vlivu viskozity olejů na třecí ztráty mezi vačkou a zdvihátkem	26
Graf 6: Vliv viskozity olejů na třecí ztráty vačkového ložiska	27
Graf 7: Vliv druhů povlaků na ztrátový moment ventilového rozvodu	27
Graf 8: Rozšíření jednotlivých druhů olejů v současných motorech	28
Graf 9: Porovnání ztrátového výkonu u valivých a kluzných ložisek	29
Graf 10: Porovnání ztrátového výkonu turbodmychadla.....	30
Graf 11: Porovnání teploty motoru při testovacím cyklu NEDC	31
Graf 12: Odhad rozšíření systému variabilního kompresního poměru	38
Graf 13: Spotřeba vstřikovaného H ₂ O v závislosti na specifické spotřebě paliva	41
Graf 14: Výkon finálního návrhu motoru	56
Graf 15: Točivý moment finálního návrhu motoru	56
Graf 16: Měrná spotřeba finálního návrhu motoru	57
Graf 17: p-V diagram pro 2 000 min ⁻¹	58
Graf 18: p-V diagram pro 3 500 min ⁻¹	58
Graf 19: p-V diagram pro 4 500 min ⁻¹	58





Graf 20: p-V diagram pro 6 000 min ⁻¹	58
Graf 21: Výkon motoru.....	59
Graf 22: Točivý moment motoru	59
Graf 23: Měrná spotřeba paliva	59
Graf 24: Součinitel přebytku vzduchu	59
Graf 25: Střední efektivní tlak	60
Graf 26: Střední indikovaný měrný tlak	60
Graf 27: Maximální tlak ve válci	60
Graf 28: Třecí ztrátový tlak.....	60
Graf 29: Vyhoření 50 % náplně válce	61
Graf 30: Úhlová délka hoření	61
Graf 31: Předstih zážehu.....	61
Graf 32: Počátek vstřikování paliva.....	61
Graf 33: Hmotnostní průtok vzduchu	62
Graf 34: Hmotnostní průtok výfukových plynů	62
Graf 35: Hmotnostní průtok paliva	62
Graf 35: Poměr vzduchu a paliva	62
Graf 36: Celková objemová účinnost	63
Graf 37: Plnicí účinnost	63
Graf 38: Teplota – pístu, ojnice a vložky válců	63
Graf 39: Teplota ventilů.....	63
Graf 40: Tlak před kompresorem.....	64
Graf 41: Tlak za kompresorem	64
Graf 42: Teplota před kompresorem.....	64
Graf 43: Teplota za kompresorem	64
Graf 44: Tlak před mezichladičem	65
Graf 45: Tlak za mezichladičem	65
Graf 46: Teplota před mezichladičem.....	65
Graf 47: Teplota za mezichladičem	65
Graf 48: Tlak před turbínou	66
Graf 49: Tlak za turbínou.....	66
Graf 50: Teplota před turbínou	66
Graf 51: Teplota za turbínou.....	66
Graf 52: Charakteristika kompresoru	67
Graf 53: Charakteristika turbíny	67
Graf 54: Průtočné množství vzduchu v závislosti na tlakovém poměru.....	67
Graf 55: Míra otevření wastegate	67
Graf 56: Tlakový poměr kompresoru	68
Graf 57: Isoentropická účinnost kompresoru.....	68
Graf 58: Příkon kompresoru	68
Graf 59: Otáčky kompresoru	68
Graf 60: Tlakový poměr turbíny	69
Graf 61: Výkon turbíny.....	69
Graf 62: Průtok skrze wastegate	69



Graf 63: Průběh zdvihu sacího ventilu.....	71
Graf 64: Průběh zdvihu výfukového ventilu.....	71
Graf 65: Ovalizace pístního čepu.....	76
Graf 66: Dovolovaný průhyb pístního čepu	76
Graf 67: Průběh příčného klopného momentu vlivem F_{cn}	90
Graf 68: Průběh příčného klopného momentu vzniklého vlivem vyvažovací hřídele....	91
Graf 69: Průběh celkového příčného klopného momentu	92
Graf 70: Průběh působících sil.....	93
Graf 71: Průběh tečné síly od jednoho pístu.....	94
Graf 72: Průběh výsledné tečné síly	94

Seznam tabulek

Tabulka 1: Přehled motorů podobné konstrukce	23
Tabulka 2: Hlavní parametry motoru.....	44
Tabulka 3: Výsledné parametry prvního návrhu motoru.....	49
Tabulka 4: Výsledné parametry druhého návrhu motoru	50
Tabulka 5: Návrh turbodmychadla – hmotnostní toky paliva a vzduchu do motoru	51
Tabulka 6: Návrh turbodmychadla – hlavní návrhové parametry pro kompresor.....	53
Tabulka 7: Návrh turbodmychadla – hlavní návrhové parametry pro turbínu	54
Tabulka 8: Návrh turbodmychadla – kontrolní parametry	54
Tabulka 9: Výsledné parametry třetího návrhu motoru.....	55
Tabulka 10: Výsledné parametry korigovaného finálního návrhu motoru.....	57
Tabulka 11: Nastavení motoru pro simulaci.....	72
Tabulka 12: Hlavní návrhové parametry motoru.....	73
Tabulka 13: Výsledné hodnoty návrhu pístního čepu	75
Tabulka 14: Výsledné hodnoty návrhu ojnice	79
Tabulka 15: Vstupní hodnoty návrhu klikového hřídele	81
Tabulka 16: Zatížení klikového hřídele	82
Tabulka 17: Výsledky pevnostního výpočtu jednoho zalomení klikové hřídele.....	83
Tabulka 18: Bezpečnost zalomení klikového hřídele v myšleném řezu I	84
Tabulka 19: Bezpečnost zalomení klikového hřídele v myšleném řezu II.....	84
Tabulka 20: Bezpečnost zalomení klikového hřídele v myšleném řezu III.....	84
Tabulka 21: Parametry pro výpočet vyvážení rotačních hmot	85
Tabulka 22: Parametry pro výpočet vyvážení setrvačných sil prvního řádu	86
Tabulka 23: Dané výpočetní parametry pro výpočet hlavových šroubů	88
Tabulka 24: Parametry pro výpočet předpětí šroubu.....	88
Tabulka 25: Pevnostní analýza hlavového šroubu.....	89
Tabulka 26: Příklady nerovnoměrnosti chodu motoru dle aplikace	93
Tabulka 27: Velikosti dílčích ploch/vektorů	95
Tabulka 28: Velikost parametrů pro redukci hmot pístové skupiny.....	95
Tabulka 29: Velikost hmotových parametrů pro určení velikosti setrvačníku	96
Tabulka 30: Chemické složení materiálu 14NiCr18.....	97



Tabulka 31: Chemické složení materiálu 35NiCr6.....	99
Tabulka 32: Chemické složení materiálu 42CrMo4	100
Tabulka 33: Vlastní frekvence hřídele.....	102
Tabulka 34: Chemické složení materiálu AlSi9Cu3.....	105

Seznam zkratk a symbolů

CO ₂	Oxid uhličitý
HEV	Hybrid electric vehicle
CAD	Computer aided design
EU	European union
NO _x	Oxidy dusíku
NEDC	New european driving cycle
NEFC	Neue european fahrzeug cycle
WLTP	Wold light duty test procedure
HEV	Hybrid electric vehicle
PHEV	Plug in hybrid electric vehicle
BEV	Batery electric vehicle
SAE	Society of automotive engineers
DLC	Diamond-like rating
TDC	Top dead centre
BDC	Botom dead centre
BBDC	Before botom dead centre
ATDC	After top dead centre
BTDC	Before top dead centre
CO	Oxid uhelnatý
HC	Hydrocarbons
HCCI	Homogenous charge compresion ignition
VC-T	Variable compresion technology
BMEP	Break mean efficient presure
MPI	Multi point injection
GTDI	Gas turbo direkt injection
BSFC	Break specific fuel compsumption
CNG	Compressed natural gas
IMEP	Indicated mean effective pressure
PMEP	Pumping mean effective pressure



SOI	Start of injection
WG	Wastegate
DOHC	Double over head camshaft
EVO	Exhaust valve opening timing
EVC	Exhaust valve closing timing
IVO	Intake valve opening timing
IVC	Intake valve closing timing



Úvod

Současné emisní limity výrazně omezují možnosti výrobců a plně určují vývojový směr pro výrobce automobilů. V příštích několika letech dojde k výraznému snižování podílu vznětových agregátů na trhu. Vzhledem k tomu, že tyto vozy značně pomáhají snižovat flotilové emise CO₂, bude snížení prodaného počtu těchto vozů pro výrobce znamenat citelnou ránu. Jednou z možností, jak budou moci výrobci tento problém vyřešit, je použití hybridních vozidel typu HEV. Vzhledem k tomu, že tyto vozy nepotřebují velké množství drahých lithiových baterií, mohly by se stát cestou vývoje pro dalších několik let.

Cílem diplomové práce je navrhnout koncepční návrh motoru, který bude splňovat požadavek minimálního výkonu 45 kW při 6 000 min⁻¹, a přitom zajistit minimální spotřebu paliva.

Teoretická část práce se zabývá hybridními a elektrickými pohony vozidel a zhodnocuje možný potenciál každé varianty. Na konci této části je proveden výběr vhodné koncepce vozu pro navrhovaný agregát.

Druhá polovina teoretické části se zabývá možností zvýšení účinnosti zážehových motorů. Vybraná opatření popisuje a snaží se odhadnout potenciální možnost vývoje těchto opatření a jejich nasazení do sériové produkce.

V návrhové části diplomové práce jsou navržena mazací a chladicí schémata motoru, které byly navrženy po prozkoumání moderních spalovacích agregátů od firem Škoda Auto, BMW, VW a McLaren, kterými se řídila konstrukce motoru. Následně je provedena simulace navrhovaného motoru v softwaru Ricardo Wave, součástí konceptu je i analytický návrh turbodmychadla. Na tuto část navazují zjednodušené analytické výpočty hlavních součástí motoru.

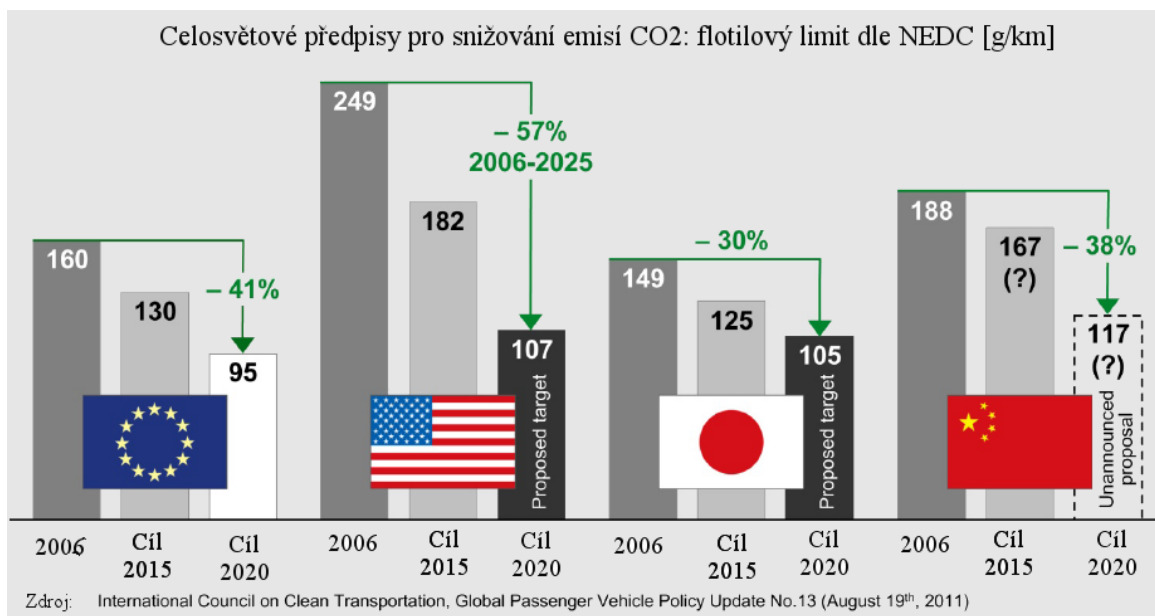
Hlavní částí diplomové práce je tvorba 3D CAD modelu motoru. Jednotlivé zkonstruované díly jsou popsány v samostatné kapitole a z vybraných dílů jsou vytvořeny výrobní výkresy. Konstrukce vybraných součástí je podrobena analýze pomocí metody konečných prvků.



1 Problematika hybridních pohonů

Emisní, a především CO₂, limity se v EU od 90. let v pravidelných intervalech neustále snižují. Tím je na výrobce spalovacích agregátů neustále zvyšován tlak na to, aby věnovali velké množství svých zdrojů zejména na snižování nežádoucích exhalovaných plynů a spotřeby automobilů.

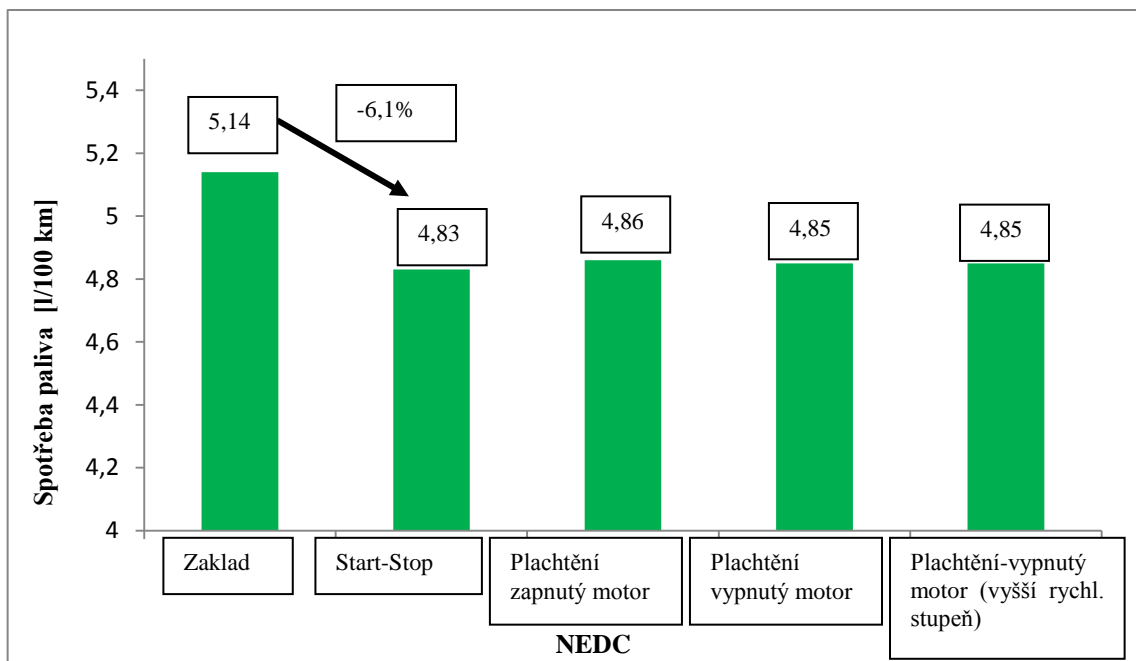
Současné emisní limity NO_x značně znevýhodňují vozy se vznětovými agregáty, které se stávají vůči zážehovým agregátům nekonkurenceschopné. Zároveň v roce 2020 dojde k dalšímu omezení produkovaného množství CO₂ v EU, limit poklesne na 95g/km (Obrázek 1). Vzhledem k tomu, že dosud vozy se vznětovými motory významně pomáhaly výrobcům osobních vozidel plnit CO₂ limity, budou za ně muset výrobci hledat náhradu. S dalším zpřísněním limitů lze očekávat, že jejich úbytek na trhu nahradí právě hybridní a elektrické vozy. [1; 2]



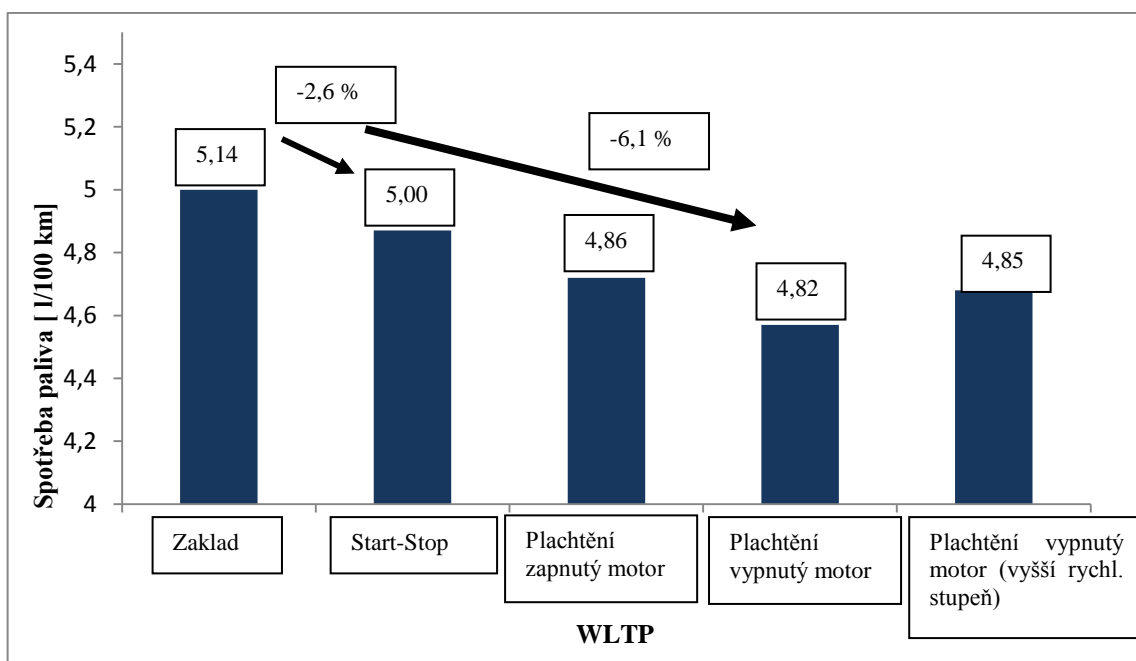
Obrázek 1: Redukce emisí CO₂ na významných automobilových trzích [3]

V roce 2020 navíc dojde ke změně způsobu testování emisí i ke změně testovacího cyklu ze současného NEDC na nový WLTP. Nový testovací cyklus je mnohem více dynamicky rozložený a má menší množství fází, ve kterých vůz stojí. Značně se zredukuje vliv některých opatření určených ke snížení deklarované spotřeby paliva (Graf 1, Graf 2). Dalším významným faktorem je nový druh měření, tzv. Real Driving Emissions. Je pravděpodobné, že standardní start stop systém v současné podobě bude muset být rozšířen i na dojezdové režimy vozidla. Do popředí se ovšem dostane také tzv. plachtění vozidla, ať již se zapnutým či vypnutým motorem. [2]





Graf 1: Vliv start stop systémů v NEDC [4]



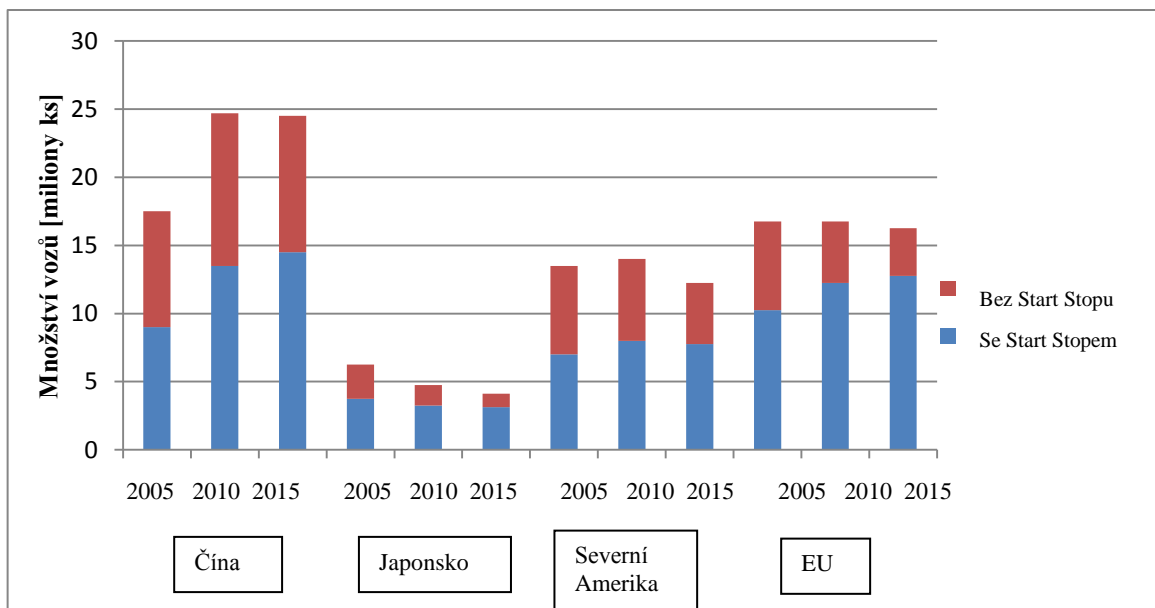
Graf 2: Vliv start stop systémů ve WLTP [4]

1.1 Dělení hybridních vozů z hlediska stupně hybridizace

1.1.1 Microhybrid

Jedná se o vozidlo se standardním spalovacím agregátem, které je dovybaveno systémy typu start stop, případně rekuperací energie pomocí alternátoru. V současné době je podobným systémem vybavena většina vozů prodávaných v EU. [4]





Graf 3: Množství prodaných vozů se start stop systémem na jednotlivých trzích [4]

1.1.2 Mildhybrid

Jedná se o vozidlo vybavené spalovacím agregátem, který je doplněn pomocným elektromotorem pomáhajícím při akceleraci. Systém je nutno doplnit silnější baterií a celá sestava je dobíjena při maření kinetické energie, tj. při deceleraci. Tato technologie se nyní používá v provedení 12 V nebo 48 V například u vozů Audi. Velkou výhodou tohoto systému je výrazná úspora paliva v poměru k nízké pořizovací ceně zařízení, která činí přibližně 1000 – 2000 \$. [5; 6]

1.1.3 Fullhybrid (HEV)

Jedná se o vůz, který je schopen jízdy jak pomocí spalovacího motoru, tak pomocí elektromotoru. Řidič je většinou schopen zvolit jízdní režim. Vůz je schopný jízdy čistě na elektrický pohon. Nejznámějším vozem, patřícím do této skupiny, je Toyota Prius. [2]

1.1.4 Plug in hybrid (PHEV)

Vůz je vybaven jak spalovacím agregátem, tak plnohodnotným elektrickým pohonem. Oproti předchozímu typu má vozidlo velkokapacitní baterii, která je velikostně blíže k vozidlu typu BEV. To zajišťuje velmi dobrou ekonomiku jízdy na krátkých trasách, kdy vůz využívá čistě elektrický pohon a zároveň velký dojezd vozu díky klasickému spalovacímu pohonu. Elektromotor je většinou umístěn mezi setrvačником a převodovkou. To umožňuje, aby pohon vozu fungoval stejně jako u standardního vozu. Velkou nevýhodou je velký nárůst hmotnosti a vysoká pořizovací cena. V současné době je vůz tohoto typu dostupný na trhu například VW Passat. [4; 7]



1.1.5 BEV

Vozidlo je vybaveno elektromotorem a bateriemi. To umožňuje dobrou ekonomiku jízdy. Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady a krátký dojezd vozu, což lze řešit doplněním pohonu o tzv. range extender, tedy spalovací motor, který vyrábí elektrickou energii pro zajištění dalšího provozu. Jedná se například o vůz BMW i3.[4; 8]

FUNKCE	SSV	MILD HEV	FULL HEV	PHEV S EREV	BEV/FCV
START/STOP: vypnutí motoru při zpomalení a zastavení	X	X	X	X	X
Regenerativní brzdění		X	X	X	X
Dodatečná síla od elektromotoru - krátkodobá		X	X	X	X
Dodatečná síla od elektromotoru- střední vzdálenost			X	X	X
Dodatečná síla od elektromotoru- dlouhá vzdálenost (15 - 65 km)			X	X	X
Dobíjení baterie ze sítě nebo generátorem				X	X
Úspora energie	5-10% (up to 25% in city traffic)	10- 25%	25 - 50%	50 - 100%	100%
Síla baterie	3-8 kW	4 - 20 kW	30 - 75 kW	70 - 100 kW	70 - 100 kW
Příklad vozu	PSA C2	Honda Civic	Toyota Prius	GM Volt	Nissan Leaf

www.vemotors.com

Možné v případě použití LV-HV
DC/DC konvertoru

Obrázek 2: Přehled použité technologie v jednotlivých vozech dle hybridizace [9]



1.1.6 Shrnutí

Hybridizace vozidel s sebou nese zvýšené výrobní náklady. Výrobci tedy budou mít dva možné směry, kterými se mohou ubírat a to:

- Výroba vozů s nulovými nebo značně nízkými hodnotami produkovaného CO₂
- Hybridizace většiny produkce vozidel

První možností je výroba několika modelů, které budou značně snižovat průměrné CO₂ emise flotily. Tím umožní výrobcům prodávat i prémiové vozy s mnohem vyšší spotřebou paliva. Takové řešení lze očekávat u firem, nabízejících zejména prémiové a sportovní automobily.

Druhá možnost předpokládá hybridizaci většiny produkovaných vozidel. Výrobce by tedy musel nabízet velké procento vozů, např. typu mildhybrid. Tímto směrem se nejspíše budou ubírat automobilky produkující vozy nižší a nižší střední třídy.

Jednotlivé typy vozidel na trhu

Různé typy elektrifikace a jejich vliv na redukci CO₂



Obrázek 3: Redukce CO₂ v závislosti na stupni hybridizace [9]

Z těchto informací lze odhadnout, že se v nastávajících několika letech značně rozšíří vozy typu mildhybrid, HEV a BEV. Vozy typu PHEV nenesou oproti těmto typům tolik výhod, aby se daly považovat za vhodnou cestu dalšího vývoje. Jejich cena je navíc zhruba stejná jako cena vozů BEV. Dle mého názoru se jedná pouze o slepou vývojovou uličku. Problémem typů PHEV a BEV je primárně vysoká cena baterií, která v současné době limituje konkurenceschopnost těchto skupin. [2]

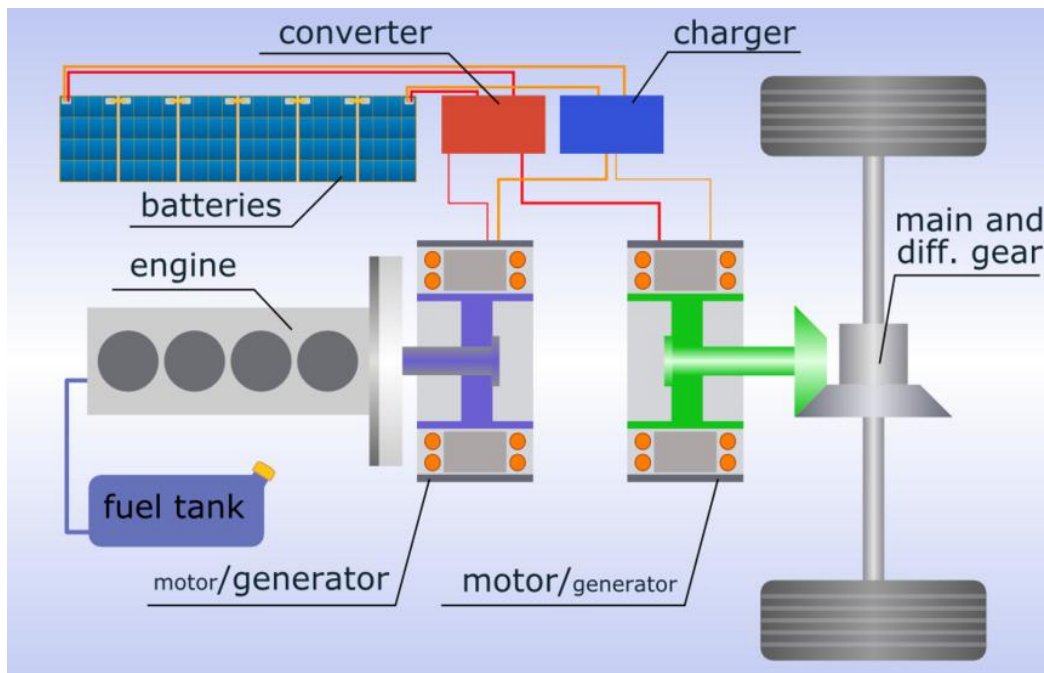
V rámci diplomové práce je navržen koncept spalovacího motoru, určeného pro použití ve vozidlech HEV a BEV, jejichž zvýšenou produkci považují z vybraných typů za nejvhodnější.



1.2 Dělení hybridních vozů z hlediska konstrukce pohonu

1.2.1 Sériová koncepce

Pohonný systém vozidla je sestaven za sebou. Spalovací motor je tedy používán pouze jako generátor a přímo se nepodílí na udělené trakci. V závislosti na velikosti a typu baterie se pak rozlišuje mezi vozidlem HEV a BEV. Tento druh pohonu je výhodný pro městské aglomerace, při vyšší rychlosti účinnost tohoto systému značně klesá. Příkladem této koncepce je vůz Nissan Note e-Power. [10; 11]



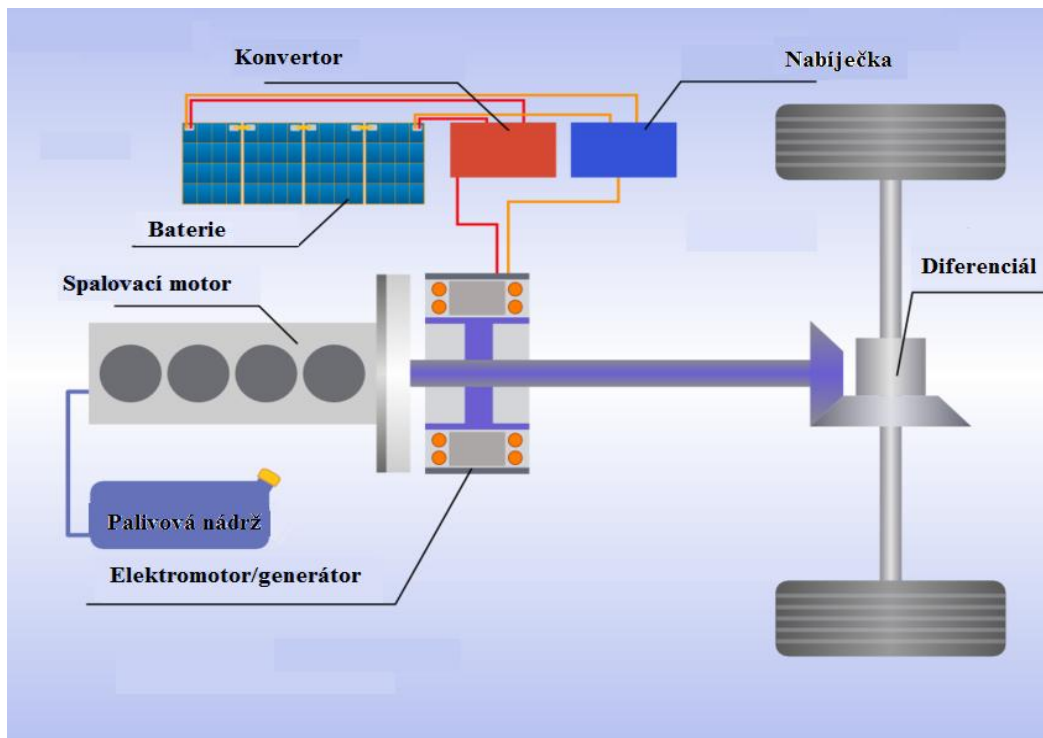
Obrázek 4: Schéma sériového hybridního pohonu [12]

1.2.2 Paralelní koncepce

Pohyb vozu je zajištěn primárně spalovacím motorem, který je připojen k pohonnému ústrojí vozidla. Tato sestava je následně doplněna elektromotorem, který nemusí být dimenzován na pohon vozidla, ale jen jako pomocný agregát. Ten napomáhá překonat přechodové režimy motoru, ve kterých je produkováno největší množství škodlivých emisí.

Tím, že pohon vozu primárně zajišťuje spalovací motor, je odstraněna největší nevýhoda minulého uspořádání, a to nízká účinnost za vysokých rychlostí. Další výhodou jsou nižší náklady a menší složitost tohoto systému vůči ostatním řešením. Nevýhodou je, že spalovací motor je neustále mechanicky propojen s hnacím systémem, tím se snižuje celková účinnost tohoto systému. Příkladem této koncepce je vůz Honda Insight. [10; 11]

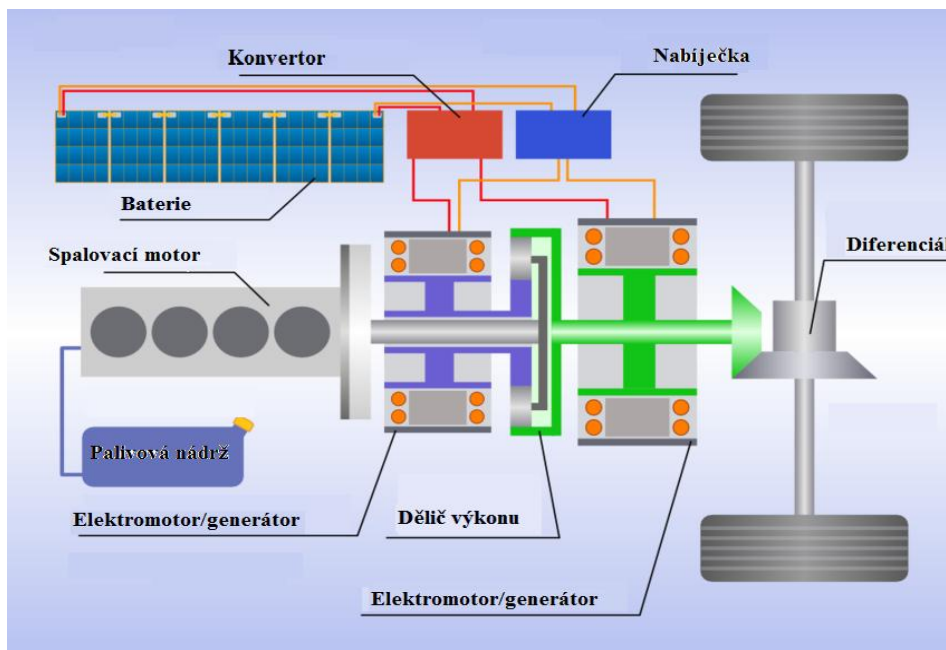




Obrázek 5: Schéma paralelního hybridního pohonu [12]

1.2.3 Sériově paralelní koncepce

Jedná se o kombinaci předchozích řešení, které využívá výhody ekonomické jízdy ve městě a možnosti pohonu spalovacím motorem při vyšších rychlostech. Pohon obsahuje tzv. dělič výkonu (diferenciální planetová převodovka). Jedná se o zařízení určující, jaké množství energie dodá spalovací motor k pohonu vozidla a jaké množství dodá k dobíjení baterií. Nevýhoda systému je jeho složitost, komplikovaná regulace a vyšší výrobní náklady. Příkladem tohoto konceptu je vůz Toyota Prius. [10; 11]



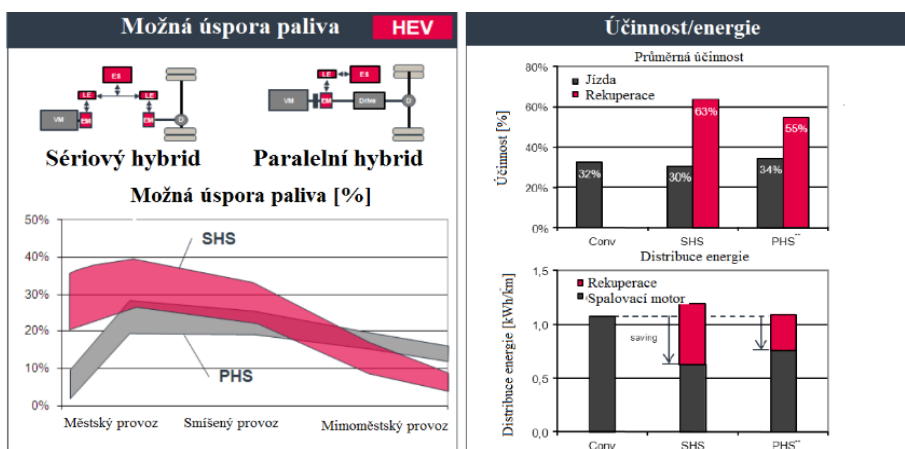
Obrázek 6: Schéma sériově-paralelního hybridního pohonu [12]



1.2.4 Shrnutí

V rámci diplomové práce je navržen motor s požadavkem minimální možné spotřeby paliva při zachování zákaznický únosné ceny. Porovnáním jednotlivých typů vozů z předchozí kapitoly lze vyřadit sériově paralelní koncepci díky nárůstu ceny, její složitosti a značnému patentovému omezení daného řešení. Na obrázku 7 jsou porovnány sériový s paralelním typem vozu. Z těchto dvou typů pohonu následně vychází lépe sériový typ pohonu, který přináší větší potenciál pro úsporu paliva.

Z výše zmíněných důvodů bude navrhovaný motor koncipován jako pohon pro sériový hybrid. Motor bude tedy pracovat v předem daných, ustálených režimech. Tím bude umožněno optimalizovat motor na předem daný režim, čímž bude dosaženo jeho vyšší účinnosti. Vzhledem k tomu, že sériový hybrid a BEV jsou si velice podobné, bylo by možné použít motor také jako range extender.



Obrázek 7: Porovnání sériového a paralelního typu hybridního vozu [13]



1.3 Dělení spalovacích agregátů hybridních vozidel

Spalovací motory, používané v hybridních vozech, lze rozdělit do tří skupin:

- Prvními jsou standardní agregáty doplněné hybridním modulem. Takový motor vyžaduje minimum úprav a je proto relativně levný. Tyto motory se používají především pro vozy typu mildhybrid
- Druhou skupinou jsou motory převzaté ze sériových vozů a použité k účelu hybridizace
- Poslední skupinou jsou motory vyvinuté přímo pro záměr použití v hybridním voze. Veškeré tyto motory se vyznačují nízkou spotřebou paliva a sníženým množstvím produkovaných emisí vůči srovnatelným vozům

1.3.1 Agregáty použité v hybridních vozech

Z tabulky 1 je zřejmé, že největší množství podobných agregátů jsou koncipovány jako řadové tříválce. Nicméně motor BMW, který je svojí koncepcí nejbližší motoru konstruovanému v diplomové práci, je koncipován jako řadový dvouválec. Průměrný litrový výkon těchto motorů je 86 kW/dm^3 , průměrný točivý moment dosahuje hodnoty 126 Nm/dm^3 . S hodnotami 100 kW/dm^3 a 187 Nm/dm^3 je tedy konstruovaný motor lehce nadprůměrný a pro nasazení v nízkoemisním voze by měl být dostatečný.



Tabulka 1: Přehled motorů podobné konstrukce

Parametry motoru	Koncept	BMW i3	Toyota Aygo (1KR-FE)	Chevrolet Volt	Nissan Roox (Suzuki K6A)	Renault Twingo	Honda S660 (S07A)	Ford Ecoboost 1,0	Fiat 500 TwinAir	Subaru Pleo (KF)
Hybridní vůz	Ano	Range extender	Ne	HEV	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne	Ne
Počet válců [1]	2	2	3	4	3	3	3	3	2	3
Zdvihový objem [cm ³]	499	647	998	1 398	658	898	658	999	875	658
Vrtání x Zdvih [mm]	69x66	79x66	71x84	73,4x82,6	68x60,4	72,2x73,1	64x68,2	72x81,8	80,5x86	63x70,4
Kompresní poměr [1]	10,8	10,6	10,5	10,5	10,5	9,5	9,2	10	10	11,3
Maximální výkon [kW]	50	25,4	50	62	40	66	47	92	77	38
Maximální točivý moment [Nm]	93,5	55	93	x	63	135	104	169	145	60
Litrový výkon [kW/l]	100	52,6	67,1	59,4	80,5	99,1	95,7	123,1	118,3	77,5
Litrový moment [Nm/l]	187	85,01	93,19	x	95,74	150,33	158,05	169,17	165,71	91,19
Ventilové rozvody	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC	SOHC	DOHC
Počet ventilů/válec [1]	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Způsob plnění válce	Přepřňovaný	Atmosferický	Atmosferický	Atmosferický	Atmosferický	Přepřňovaný	Přepřňovaný	Přepřňovaný	Přepřňovaný	Atmosferický
Palivový systém	Efi	Efi	Efi	MPFi	Efi	SMPFi	PGM-Fi	Efi	MPFi	Efi

Pozn.: Efi – Electronic fuel injection/ Elektronicky ovládaný přímý vstřík

MPFi – Multipoint fuel injection/ Vícebodové nepřímé vstříkování

SMPFi – Sequential Multi-port fuel injection/ Sekvenční vícebodové vstříkování

PGM-Fi – Programed Fuel injection/ Programovatelné přímé vstříkování

[14; 15; 16; 17; 18]

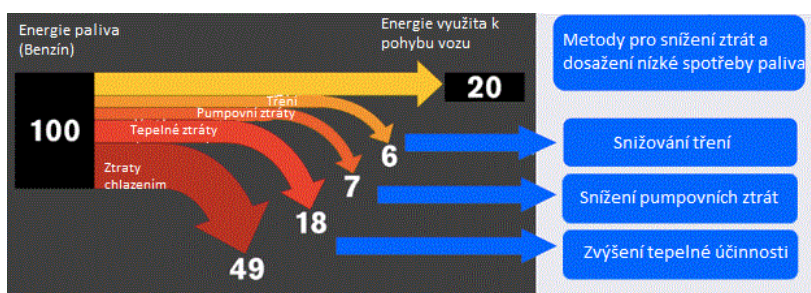


2 Způsob zvyšování účinnosti spalovacích motorů

2.1 Ztráty pístového spalovacího motoru

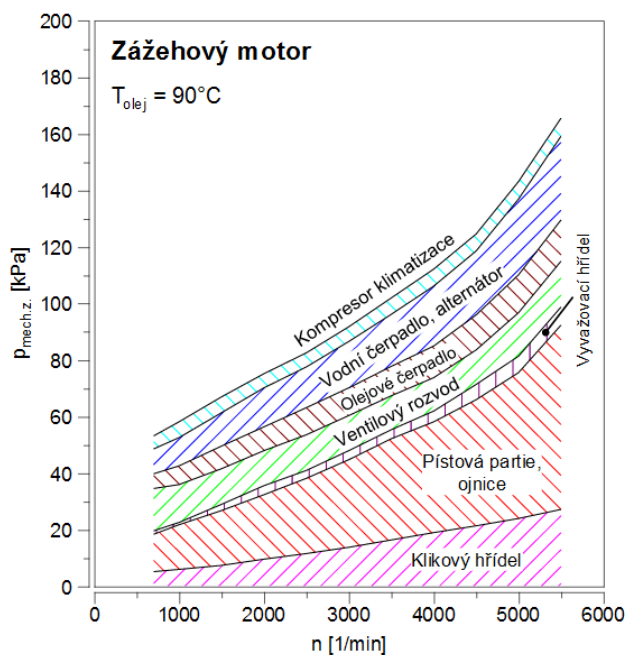
Spalovací motor pro hybridní vůz musí mít velice nízkou spotřebu paliva. Toho lze dosáhnout jak hybridizací celkového pohonu, tak zvýšením účinnosti samotného pístového motoru. Jedním z možných způsobů, jak zvýšit účinnost spalovacího motoru je snížení jeho ztrátového výkonu. Ztrátový výkon ve spalovacím agregátu lze rozdělit na:

- Třecí ztráty
- Pumpovní ztráty
- Tepelné ztráty – chlazení motoru
- Tepelné ztráty – výfukovým potrubím



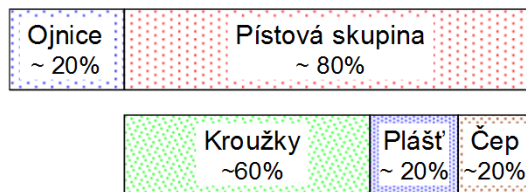
Obrázek 8: Celkový rozklad ztrát motoru [19]

Vzhledem k tomu, že přibližně 50 % ztrátového výkonu motoru je tvořeno tepelnými a třecími ztrátami, je jasné, že pro zvýšení celkové účinnosti motoru je třeba zaměřit se právě na tuto oblast. Třecí ztráty lze rozdělit na několik hlavních zdrojů, jejichž vliv je převažující nad ostatními (Graf 4).



Graf 4: Hlavní složky třecích ztrát zážehového motoru [20]





Obrázek 9: Nejvýznamnější třecí ztráty zážehového motoru [20]

2.1.1 Snížení třecích ztrát pístních kroužků

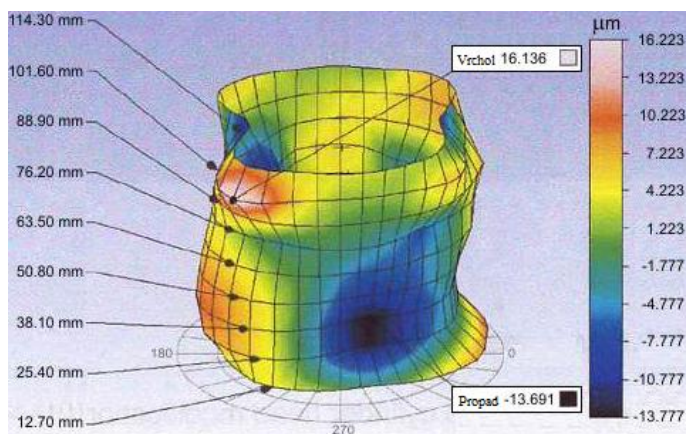
Pístní kroužky se na vzniku třecích ztrát (Obrázek 9) v pístové skupině podílí přibližně 60 %. Velikost třecích ztrát lze ovlivnit třemi možnými způsoby:

- Úprava tvaru povrchu pístních kroužků
- Změna rozměru pístního kroužku
- Snížení přítlaku pístních kroužků
- Zlepšení tribologických vlastností povrchu pístních kroužků

[21]

Úprava tvaru stykové plochy pístního kroužku a stěny válce je problematická, protože existuje velké množství druhů pístních kroužků (minutový, trapézový, atd.), které se používají v závislosti na výhodách a nevýhodách daného pístního kroužku. [22]

Snížení přítlaku pístního kroužku se musí uzpůsobit tak, aby bylo zároveň minimální množství Blow-by skrze pístní kroužky. Je tedy zřejmé, že nestačí pouze snížit přítlak pístního kroužku. V takovém případě by kroužek netěsnil v celé výšce válce dostatečně. Je proto nutné minimalizovat tepelnou deformaci válce, tedy optimalizovat chladicí obálku bloku motoru, a zároveň uvažovat deformaci vlivem předepnutí hlavových šroubů.



Obrázek 10: Příklad deformace válce vlivem předpětí a tepelné dilatace [23]

Poslední možností je zlepšení tribologických vlastností válce nebo samotných kroužků. Levnější variantou je v tomto případě povrchová úprava pístních kroužků. Jedná se o proces, kdy se na třecí plochu nanese tenká vrstva materiálu s příznivějšími třecími vlastnostmi, než má samotný materiál pístního kroužku. [24]

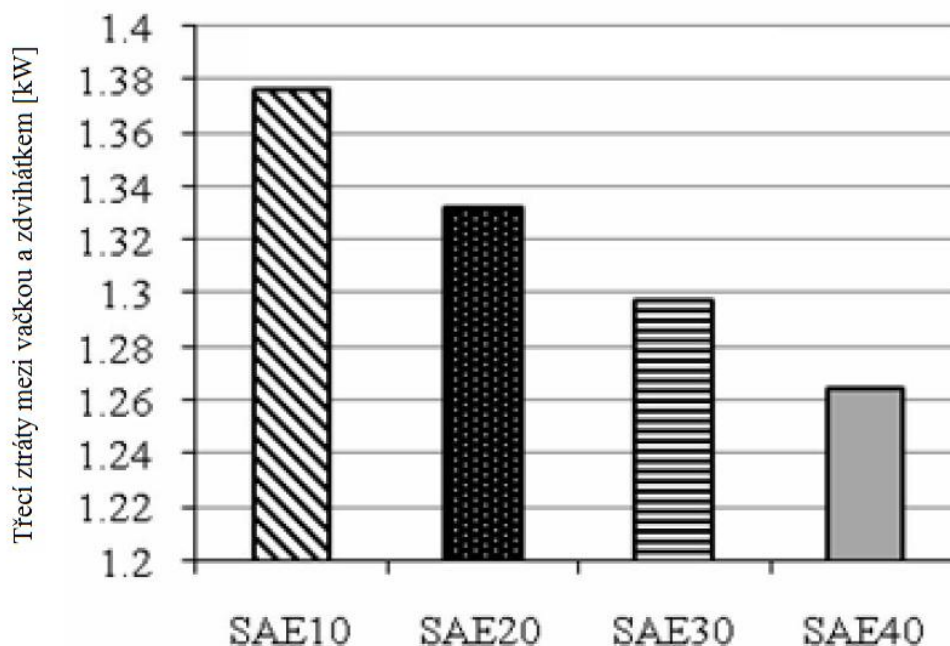


2.1.2 Snížení třecích ztrát ve ventilovém rozvodu

Ventilový rozvod se na celkovém ztrátovém momentu motoru podílí přibližně 3 – 4 %, což u motoru konstruovanému v rámci diplomové práce odpovídá zhruba 1,5 – 2,5 Nm. Možností snížení ztrát je několik, mezi hlavní lze zařadit:

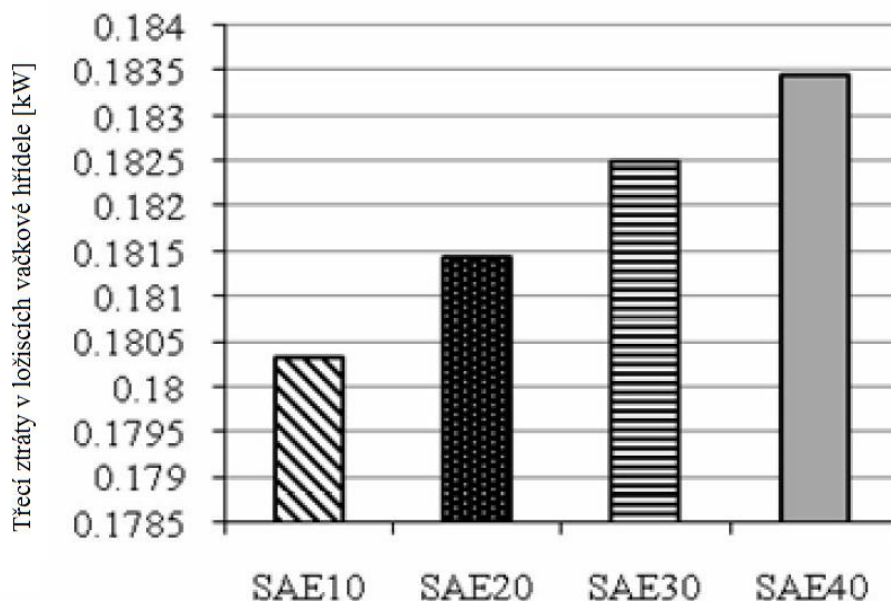
- Optimalizaci mazacího oleje
- Změna konstrukce rozvodového mechanismu
- Povlakování činných ploch
- Redukci hmot jednotlivých součástí
- Optimalizaci pracovní teploty a otáček

Výměnou mazacího oleje lze dosáhnout snížením ztrátového výkonu v řádu jednotek procent. V případě nahrazení olejů řady SAE 10 řadou SAE 40 lze v oblasti styku vačky a zdvihátka/hrníčku dosáhnout zlepšení přibližně 6 – 8 %. Opačný jev se ovšem projeví na straně uložení vačkové hřídele. Zde je naopak výhodnější použít olej s nižší viskozitou, která s sebou nese výhodu nižších třecích ztrát v ložiscích. Je tedy nutné volit kompromis mezi těmito dvěma stavy, vzhledem k tomu, že oddělení mazání zdvihátek a mazání ložisek motoru je v technické praxi ekonomicky nerealizovatelné.



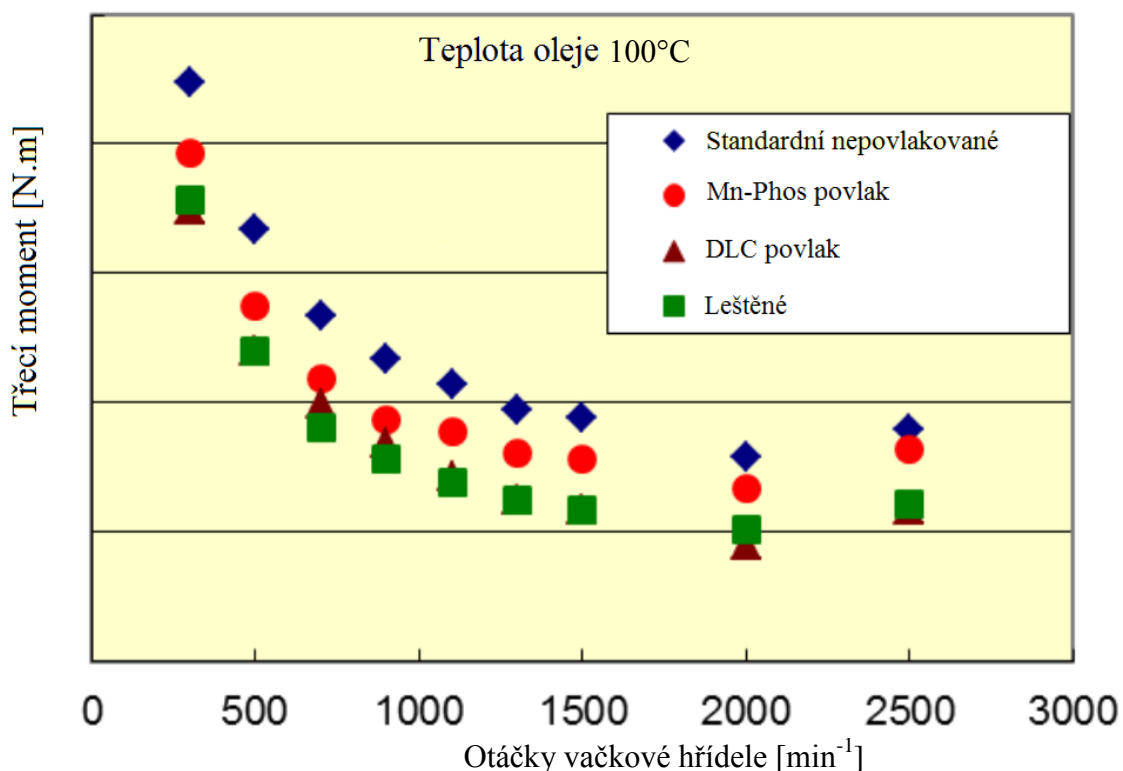
Graf 5: Příklad vlivu viskozity olejů na třecí ztráty mezi vačkou a zdvihátkem [25; 26]





Graf 6: Vliv viskozity olejů na třecí ztráty vačkového ložiska [25; 26]

Vhodnější variantou minimalizování ztrátového výkonu je leštění, případně povlakování kontaktní plochy zdvihátka. Porovnáním jednotlivých metod (Graf 7) zjistíme, že nejlepší výsledků dosahuje metoda leštění a uhlíkového povlakování. Vzhledem k výrobním nákladům jednoznačně vychází nejlépe leštění kontaktní plochy.



Graf 7: Vliv druhů povlaků na ztrátový moment ventilového rozvodu [26]



2.1.3 Snížení třecích ztrát v ložiscích

Kluzná ložiska jsou nejrozšířenějším druhem ložisek v klikovém mechanismu. Jsou jednoduchá na výrobu, relativně levná a mají dlouhou životnost. Jejich nevýhodou je jejich horší vliv na třecí ztráty. Zlepšení v této oblasti lze docílit dvěma způsoby:

- Snižováním ztrát v kluzných ložiscích
- Nahrazením valivými ložisky

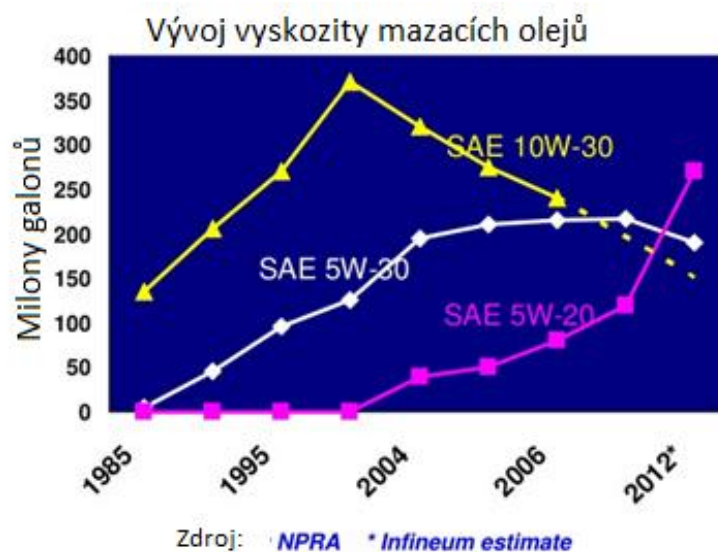
[4]

Vylepšení kluzných ložisek lze provést zlepšením tribologických vlastností jejich materiálů. A to buď změnou samotného kovového materiálu ložiska, nebo jeho povrchovou úpravou. Volba materiálu je však podmíněna několika hlavními faktory:

- Únosnost
- Odolnost proti zadření
- Tvarová stabilita
- Odolnost proti opotřebení
- Tvarová přizpůsobivost
- Korozní odolnost
- Odolnost proti kavitaci

[27]

Další možností je úprava jejich geometrie. Určitého zlepšení lze dosáhnout např. zvýšením vůle ložiska a zároveň snížením jeho šířky. Poslední často uváděnou možností je úprava mazacího média. Trendem je snižování viskozity oleje, současným standardem je 10W - 40 až 0W - 30, příliš nízká viskozita ovšem může při nízkých otáčkách způsobit polosuché tření a tím výrazně zkrátit životnost ložiska. Použití těchto olejů je tedy nutně podřízené celkové koncepci motoru. V grafu 8 je vidět trend použití jednotlivých olejů. Je zřejmé, že viskozita olejů se neustále snižuje. Koncepce nových motorů by měla již počítat s použitím oleje typu 0W - 20. [28; 29]



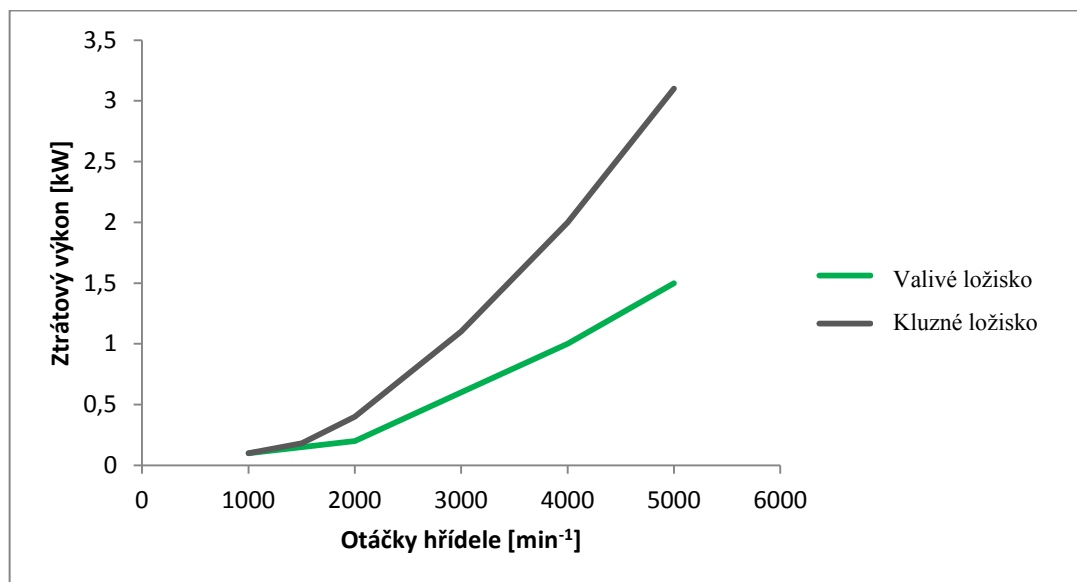
Graf 8: Rozšíření jednotlivých druhů olejů v současných motorech [30]



Další variantou je nahrazení kluzných ložisek valivými. Nahrazení ovšem není snadnou záležitostí a je ovlivněno několika aspekty:

- Vyšší hluk valivých ložisek
- Větší zástavbové rozměry valivých ložisek
- Nižší ztráty se projevují až při vyšších otáčkách motoru

Valivá ložiska se v současné době používají zejména v motocyklových motorech, kde nevadí jejich vyšší hlučnost a zároveň tyto motory pracují ve vyšších otáčkách než motory vozidlové. Závislost ztrátového výkonu na otáčkách je uvedena v grafu (Graf 10). Z grafu vyplývá, že při otáčkách $5\,000\text{ min}^{-1}$ lze nahrazením kluzných ložisek snížit tuto složku ztrátového výkonu až o 50 %. Použití valivých ložisek pro ojnicí nebo hlavní čepy klikové hřídele je konstrukčně poměrně problematické. Vhodnější použití se jeví spíše pro uložení vyvažovacích hřídelí.



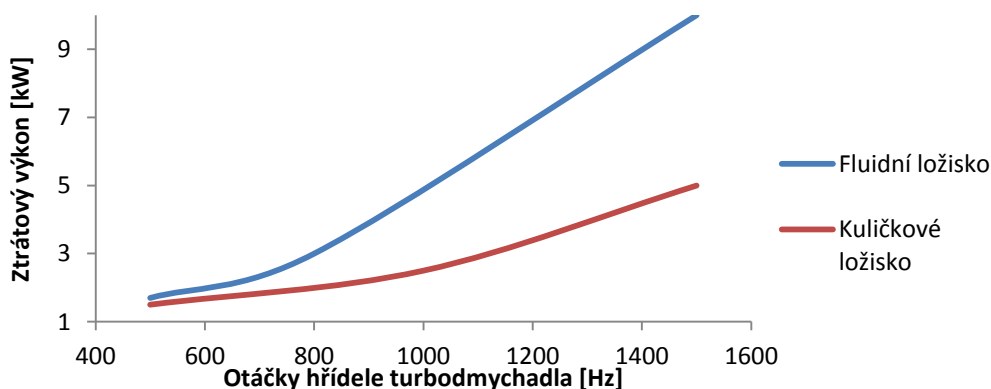
Graf 9: Porovnání ztrátového výkonu u valivých a kluzných ložisek [4]



Obrázek 11: Vyvažovací hřídele uložená ve valivých ložiscích [4]

2.1.4 Snížení třecích ztrát v uložení turbodmychadla

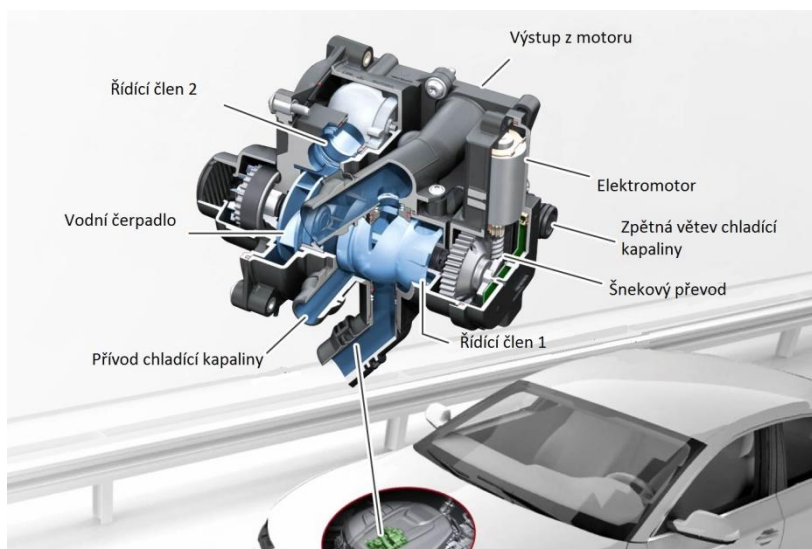
Současná turbodmychadla dosahují otáček až $300\,000\text{ min}^{-1}$. Z tohoto důvodu je jejich nejjednodušší a nejrozšířenější (téměř 100 %) uložení pomocí fluidních ložisek, kde nedochází ke kontaktu vnějšího a vnitřního kroužku, ale jsou odděleny pomocí olejového filmu. U některých sportovních a prémiových automobilů se dnes používají kuličková ložiska, která značně snižují tření (např. Mercedes-Benz E, S, C a R). Použití takového ložiska nese zvýšené nároky na jeho materiál a přesnost výroby celé sestavy dmychadla. Výhodou použití kuličkových ložisek je značné snížení třecích ztrát v ložiscích turbodmychadla, a to až o 50 % (Graf 10).



Graf 10: Porovnání ztrátového výkonu turbodmychadla [4]

2.2 Pokročilý termomanagement

Pro optimální účinnost motoru v celém pracovním cyklu je nutné udržovat v soustavě požadovanou teplotu, na niž je motor dimenzován. Tato teplota se pohybuje ve velmi úzkém rozsahu, zhruba $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Je tedy zřejmé, že standardním termostatem ji nelze udržet. Proto většina současných automobilů používá systémy pokročilého termomanagementu. Tyto systémy regulují průtok vody v systému dle potřeby. Systém (Obr. 12) nahrazuje jak vodní čerpadlo, tak termostat.

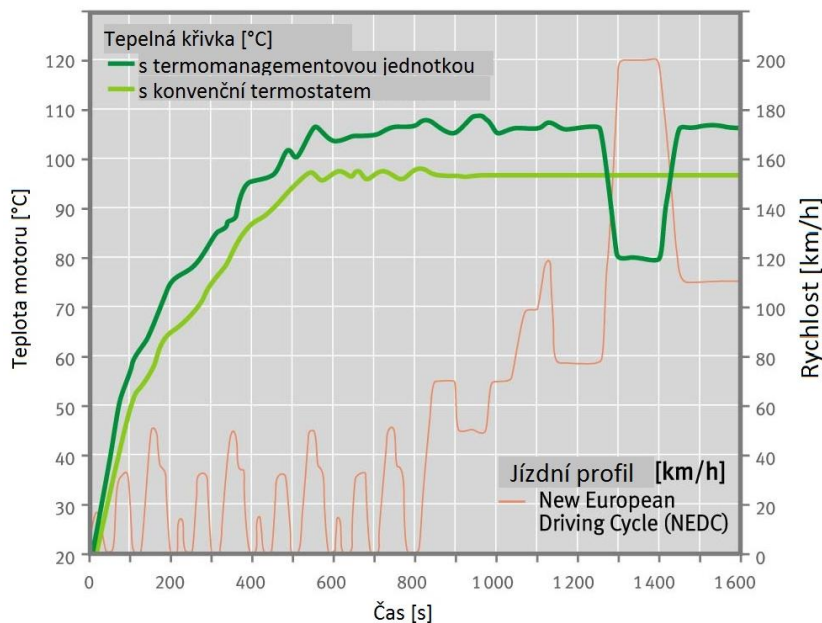


Obrázek 12: Sestava termomanagementové jednotky od firmy Shaeffler [4]

Základní princip zůstává vždy stejný. Chladicí obálka motoru je uzavřená a pohonná jednotka se ve velmi krátké době ohřeje. Ve chvíli, kdy je teplota optimální, otevře se ventil v termomanagementové jednotce a přepouští potřebné množství chladné vody do motoru.

Firma Schaeffler uvádí, že použitím jejího systému lze snížit spotřebu paliva až o 4 %. Uváděná hodnota je měřena v kombinaci se systémy start stop a v testovacím cyklu NEDC.

Porovnání teploty motoru v testovacím cyklu NEDC



Graf 11: Porovnání teploty motoru při testovacím cyklu NEDC [31]

Termomanagementové komplety nahradí standardní sestavy vodní čerpadlo – termostat. Koncepte motoru konstruovaného v rámci diplomové práce tento modul mít nebude. Vzhledem k jeho velikosti, požadavku nízké ceny a naladění na jmenovité otáčky bude jednodušší použít zde mechanické vodní čerpadlo a termostat. [32]

2.3 Pumpovní ztráty

Pumpovní ztráty vyjadřují potřebnou energii pro výměnu náplně spalovacího motoru při sání a výfuku motoru. Na celkových ztrátách spalovacího motoru se podílí přibližně 6 – 8 %. Pumpovní ztráty jsou mnohem vyšší v režimech částečného zatížení. Jejich minimalizování je možné například použitím spalovacího cyklu s prodlouženou expanzí. Obecně lze říci, že čím méně je škrticí klapka otevřená, tím větší jsou pumpovní ztráty. Pro navrhovaný motor bude proto ideální, pokud bude motor provozován s plně otevřenou škrticí klapkou. [33]



2.4 Úprava spalovacího procesu

Další možností zvýšení účinnosti zážehového motoru je úprava samotného procesu spalování.

Zvýšení účinnosti lze tedy docílit několika způsoby. Diplomová práce se kvůli rozsahu zaměřuje na několik hlavních:

- Úprava časování rozvodů
- Přepřňování pomocí turbodmyhadla s mezichladičem
- Přímé vstřikování paliva

[34]

2.4.1 Úprava časování

Jednou z možností zvýšení účinnosti spalování je změna pracovního cyklu. Původní Ottův cyklus se již v dnešní době prakticky nevyužívá, vždy se jedná o jeho úpravu, kdy dochází k optimalizaci na ideální či nejvíce používaný otáčkový režim motoru. S rozvojem variabilního časování lze navíc upravovat časování buď na několik druhů režimů, nebo v určitém rozmezí zajistit plynulou změnu časování v závislosti na zátěži motoru.

Pro motory, pracující pouze v úzkém rozsahu otáček nebo v několika otáčkových režimech, je použití variabilního časování zbytečné. Využití Ottova cyklu by promarnilo potenciál motoru. Je tedy vhodné použít některý z méně konvenčních druhů časování nebo některý upravit. Lze rozdělit dva základní pracovní cykly a to:

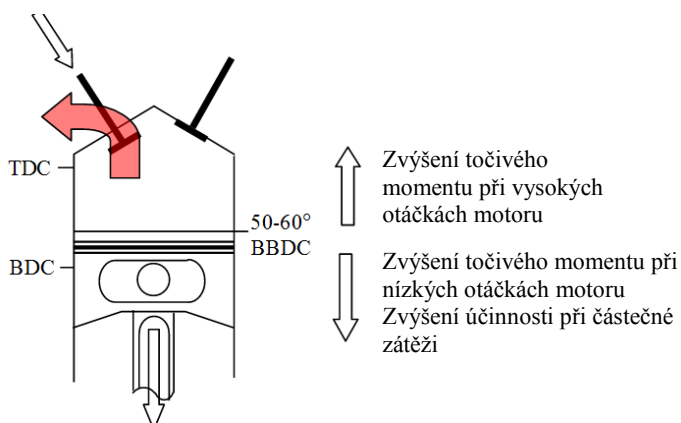
- Millerův cyklus – Early Inlet Valve Close
- Atkinsonův cyklus – Late Intlet Valve Close

[35]

V praxi dochází k různým kombinacím těchto systémů. Obecně platí:

Pro otevírání výfukového ventilu:

Obecně se pohybuje v rozsahu 50 – 60° před dolní úvratí. Pro režimy nízkého zatížení je výhodnější, pokud se výfukový ventil otevře déle (blíže k dolní úvratí). Naopak pro vysoké zatížení je vhodnější, aby se ventil otevřel dříve, čímž proběhne lepší výměna spalin.

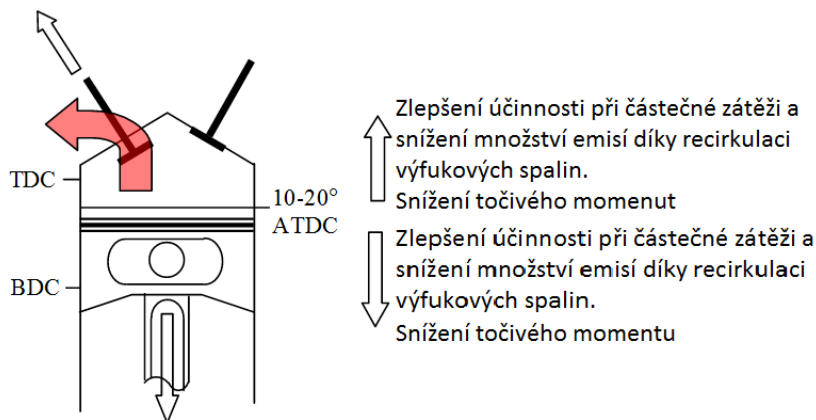


Obrázek 13: Otevírání výfukového ventilu



Pro zavírání výfukového ventilu:

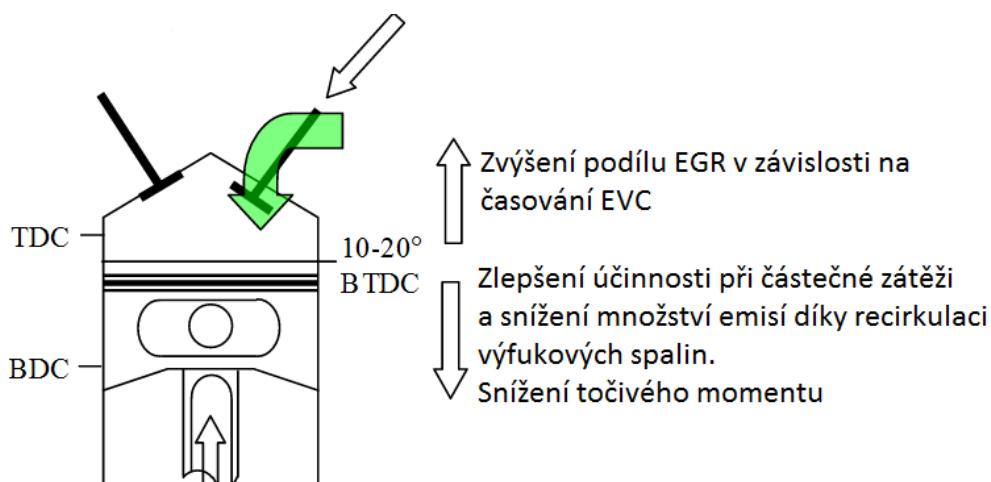
Časování zavírání výfukového ventilu má vliv především na to, kolik výfukových plynů zůstane ve válci, tato hodnota se obvykle pohybuje v rozmezí $0 - 20^\circ$ za horní úvratí. Pro režim vysokého zatížení je vhodné, aby ve válci bylo co nejvíce čerstvého vzduchu. Při tomto režimu proto dochází k zavření ventilu současně s dosažením horní úvratě nebo pár stupňů za ní. V režimech nízkého zatížení je výhodnější, aby k uzavření výfukového potrubí došlo dříve. Tím je zajištěno, že ve spalovacím prostoru nezůstane velké množství výfukových spalin.



Obrázek 14: Zavírání výfukového ventilu

Pro otevírání sacího ventilu:

Otevření sacího ventilu určuje především, jaké množství vzduchu se dostane do válce. K otevření sacího ventilu dojde obvykle mezi $0 - 10$ natočení klikové hřídele před dosažením horní úvratě. Brzké otevření ventilu může vyústit k vytlačení části spalin do sacího potrubí, naopak při pozdním otevření může dojít k nasátí části výfukových spalin zpět do válce.

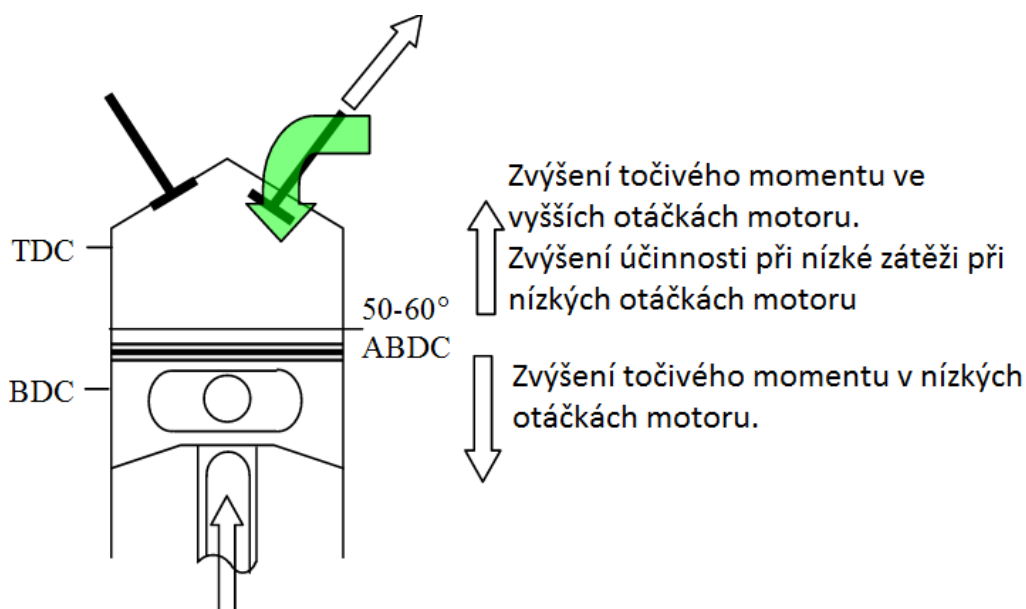


Obrázek 15: Otevírání sacího ventilu



Pro zavírání sacího ventilu:

Objemová účinnost motoru je výrazně ovlivněna časováním zavření sacího ventilu. Běžně se hodnota časování pohybuje v rozmezí 50 – 60 °po dolní úvrati. Pro dosažení maximálního točivého momentu je nutné, aby k uzavření ventilu došlo ve chvíli, kdy zůstane ve válci maximální možné množství vzduchu. Při změně otáček dochází vlivem setrvačnosti hmoty ke značnému posunu optimálního načasování uzavření sacího ventilu. Tento bod se se zvyšujícími se otáčkami posunuje výrazně za dolní úvrať. Naopak uzavřením ventilu dříve nebo později před optimálním bodem může být zvýšena účinnost motoru při částečném zatížení omezením pumpovních ztrát. Jedná se o kompromis mezi používáním v nižších otáčkách, kdy dochází k vytlačování vzduchu/směsi zpět do sacího potrubí a použitím ve vysokých otáčkách, kde by mohl být vzduch/směs nasát/nasáta i po uzavření ventilu.



Obrázek 16: Zavírání sacího ventilu

[34]



2.4.2 Vliv překrytí ventilů

K překrytí ventilů dochází při dovírání výfukového ventilu a otevírání sacího ventilu. Nejjednodušší a ideální případ překrytí ventilů zajistí plné odstranění spalin a zároveň úplné naplnění prostoru válce čistým vzduchem/směsí. Při použití přímého vstřiku a přeplňování lze nastavit poměrně velké překrytí ventilů, čímž sice část čerstvého vzduchu unikne do výfukového potrubí, ale dojde k úplné výměně spalin za čistý vzduch.

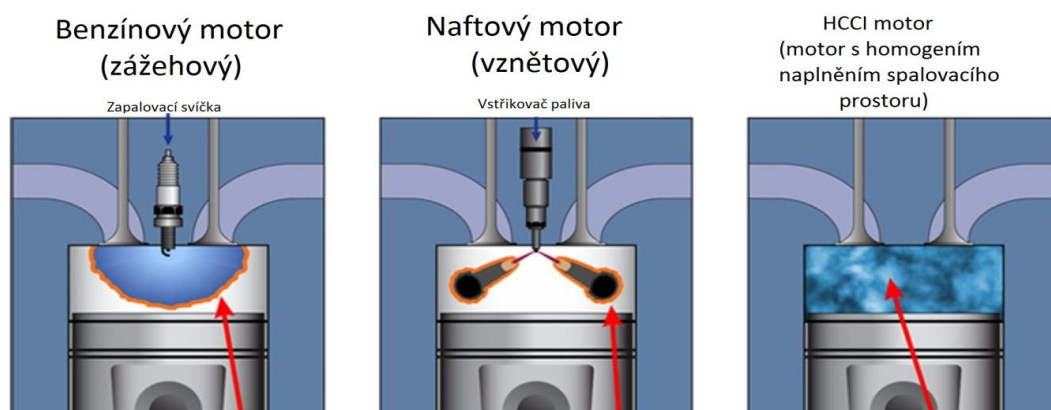
2.4.3 Časování v diplomové práci

K nastavení časování v motoru konstruovaném v rámci diplomové práce pomohlo použití přeplňování a přímého vstřiku paliva. Tím je umožněno použití většího překrytí ventilů. Dojde tak k lepšímu propláchnutí spalovacího prostoru. Zároveň není nutné hledět na ztrátu paliva, to je totiž vstřikováno až po zavření výfukového ventilu a nedojde k jeho ztrátám, ke kterým by došlo vytlačením do výfukového potrubí. Blíže se diplomová práce věnuje časování ventilů v kapitole 3.5.5. [20; 36]



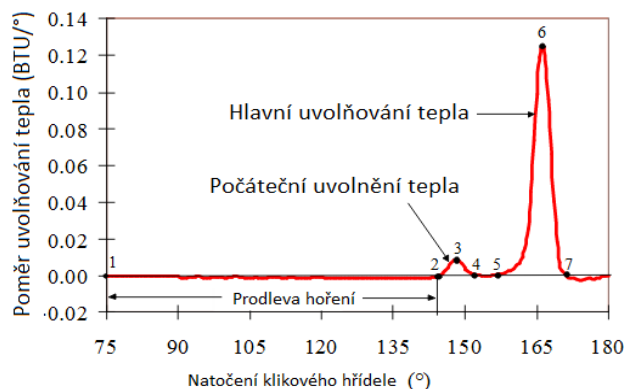
2.5 Vznětový motor s homogenním naplněním spalovacího prostoru

Koncept vznětového motoru s homogenním plněním spalovacího prostoru je znám přibližně od 20. let 20. století. Motor má obecně mnoho výhod oproti standardním vznětovým i zážehovým motorům, má nižší spotřebu paliva a produkuje minimální množství NO_x a pevných částic. Motor se dosud nepovedlo nasadit v sériové produkci vzhledem k množství nevýhod způsobených současnými technickými možnostmi. Mezi hlavní nevýhody patří špatný studený start motoru, vysoké teplotní a tlakové zatížení snižující životnost motoru, malý pracovní rozsah motoru (při nízkém zatížení omezený zápalností směsi a při vysokém zatížení omezený tlakem uvnitř spalovacího prostoru), motor také emituje vyšší množství CO a HC způsobené nedostatečnou oxidací. Hlavní nevýhodou je neschopnost kontrolovat proces spalování a vznik samozápalů, které značně omezují použitelnost motoru.



Obrázek 17: Porovnání jednotlivých druhů spalování směsi [37]

Funkce motoru je obecně známa. Oproti klasickému vznětovému motoru je do spalovacího prostoru nasáta směs (obvykle automobilový benzín se vzduchem). Směs je homogenizována ve válci a kompresí přivedena až na pokraj spalitelnosti (Obrázek 18 bod 2), následně dojde k zapálení v celém objemu (Obrázek 18 bod 5). Motor potřebuje vysoké množství recirkulovaných výfukových spalin v rozsahu od 13 % do 33 %, aby bylo dosaženo vysoké teploty nasávaného vzduchu. Firmy Mazda a Delphi odhadují, že HCCI motor dosáhne o 30 % nižší spotřeby oproti zážehovým motorům při zachování stejného výkonu. [38; 39]

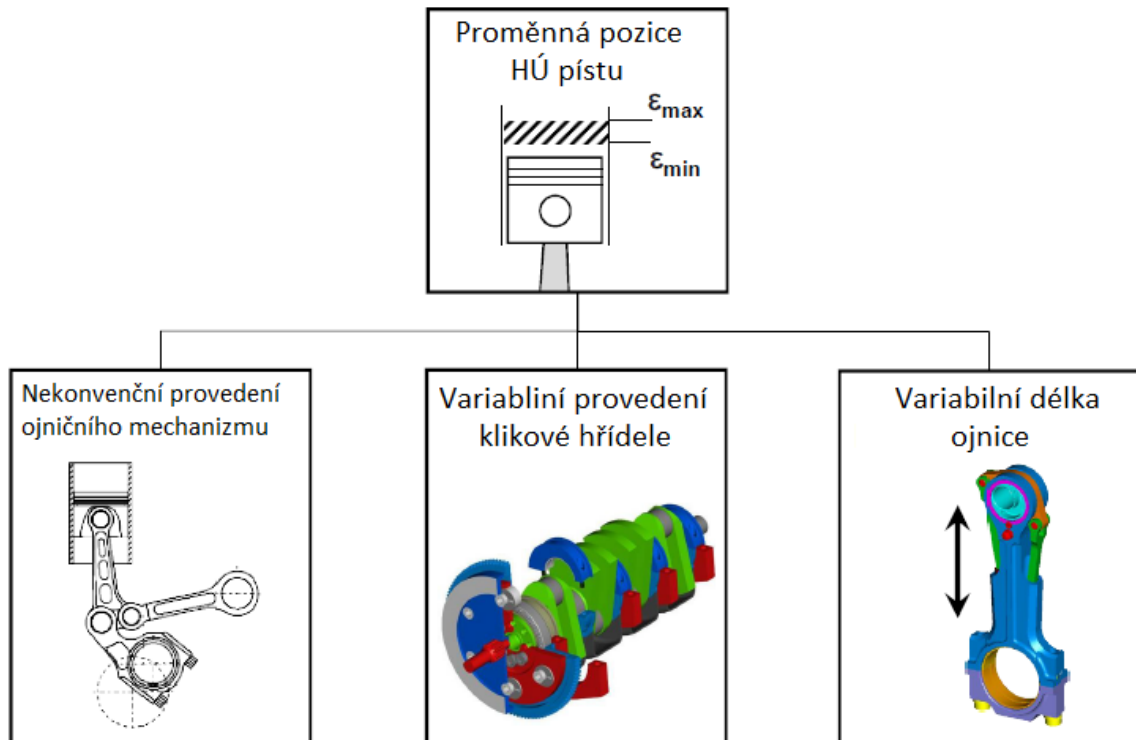


Obrázek 18: Průběh uvolňování tepla u HCCI motoru [40]



2.6 Motor s variabilním kompresním poměrem

Další z možných koncepcí zvýšení účinnosti motoru v celém pracovním průběhu je koncepce variabilního kompresního poměru. Kompresní poměr musí být nastaven na optimální hodnotu tak, aby pokryl veškeré jízdní režimy vozidla. Hlavní konstrukční směry této koncepce jsou zobrazeny na obrázku níže.

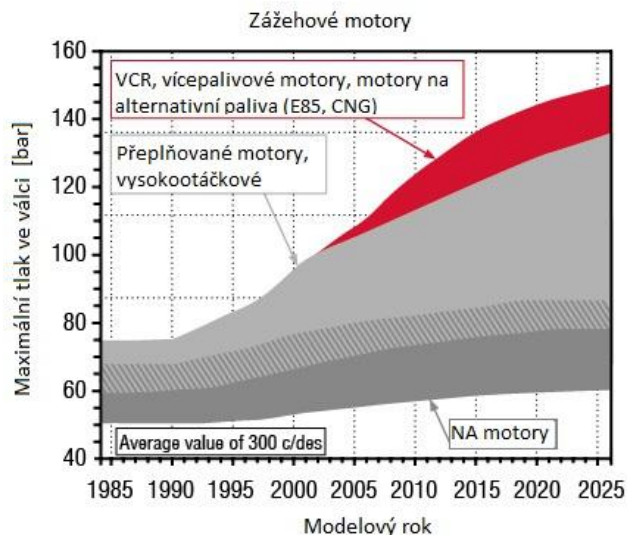


Obrázek 19: Možná řešení variabilního kompresního poměru [41]

Variabilní kompresní poměr poskytuje množství výhod, jako například:

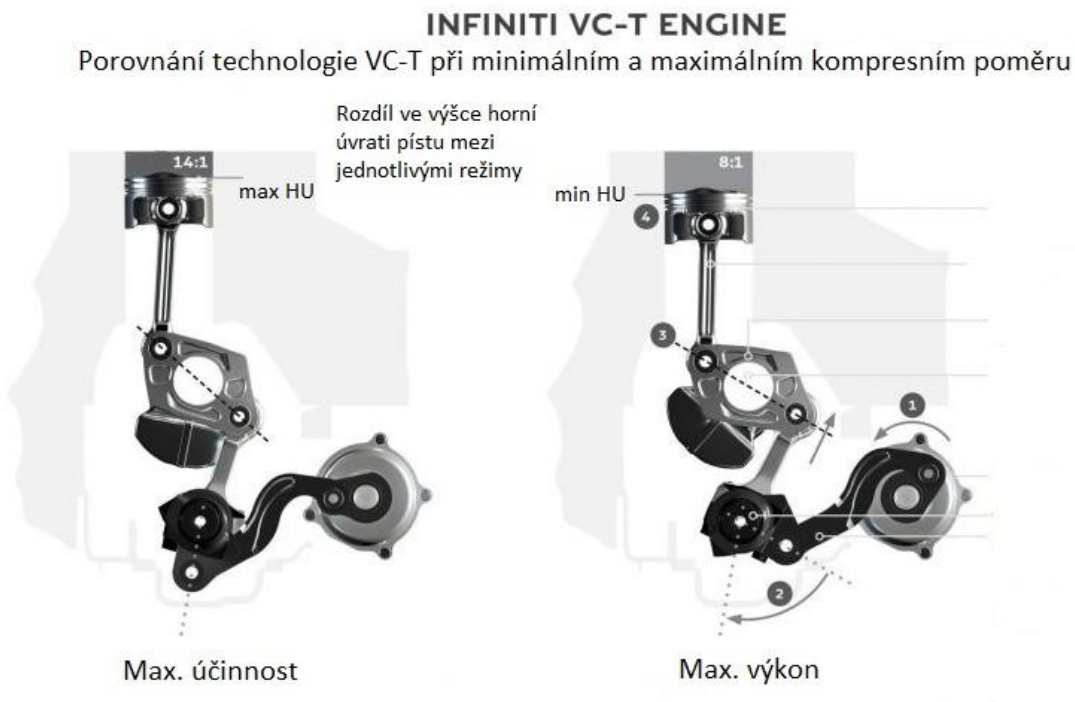
- Omezení klepání
- Optimalizace motoru pro různé režimy zatížení
- Snížení spotřeby paliva
- Snížení produkovaných pevných částic
- Snížení třecích ztrát (v závislosti na druhu mechanismu)
- Zvýšení maximálního tlaku ve válci





Graf 12: Odhad rozšíření systému variabilního kompresního poměru [42]

Ačkoliv je výčet výhod značný, nese s sebou nasazení motoru s variabilním kompresním poměrem hlavní nevýhodu, a to vysoké náklady na výrobu. Vysoké výrobní náklady jsou hlavním důvodem, proč se žádné z řešení nedostalo do sériové produkce. To by se mohlo změnit s nasazením technologie VC-T (Obrázek 20) od automobilky Infinity. [43; 44]

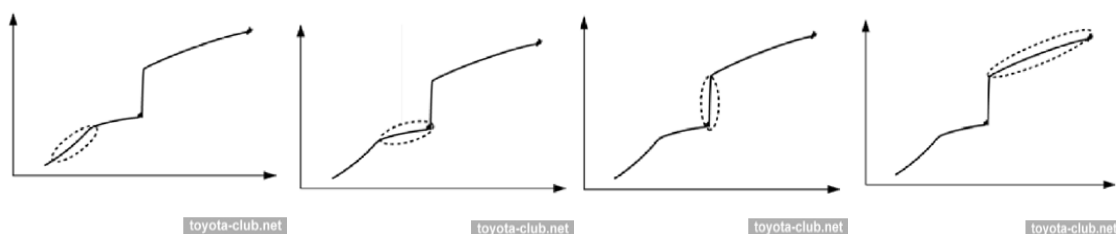


Obrázek 20: Princip činnosti systému Infinity VC-T [45]

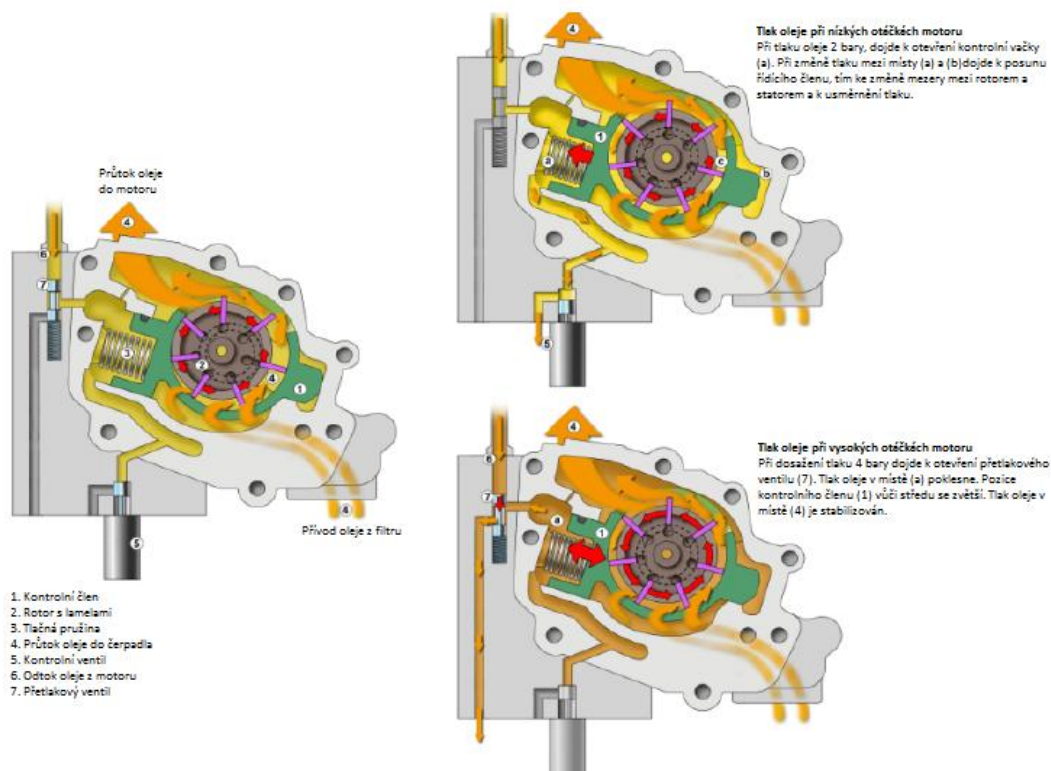


2.7 Variabilní olejové čerpadlo

Většina olejových čerpadel na současných motorech má konstantní převod s klikovou hřídelí. Z toho vyplývá, že olej protéká čerpadlem v závislosti na otáčkách motoru a dodává olej v závislosti na optimálním nastavení s požadavkem na bezpečné zajištění dostatku oleje vzhledem k možným nenadálým situacím, jakými může být například zanesení olejového filtru. Olejové čerpadlo často dodává nadbytečné množství oleje. Například pro motor Aston Martin V12, to znamená, že olejová pumpa má při otáčkách motoru $2\,000\text{ min}^{-1}$ celkový příkon $1\,400\text{ W}$, v případě použití variabilní olejové pumpy, lze dosáhnout redukce příkonu na 400 W . V tomto případě byla změna příkonu redukována úpravou geometrie statoru čerpadla. Tato změna je řízená pomocí pružiny a lze tak měnit geometrii průběžně. Další možností jsou olejové pumpy s několika režimy řízenými skokově. Takový systém používá např. automobilka Toyota (Obrázek 21). [46; 47]



Obrázek 21: Režimy variabilní olejové pumpy (Toyota) [48]



Obrázek 22: Variabilní olejová pumpa firmy Renault [49]



2.8 Bezvačkové rozvodové systémy

Jednou z možností zvýšení účinnosti motoru je použití bezvačkových rozvodových systémů. Systém není ovládán mechanicky, a proto je snadno ovladatelný. Lze jednoduše měnit zdvih ventilů, ovládat ventily zvlášť, vypínat jednotlivé válce dle potřeby, a to v celém spektru otáček. V případě, že by byl motor vybaven tímto systémem, mohl by se obejít bez škrticí klapky. Množství vzduchu přiváděného do spalovacího prostoru, by se pak řídilo pouze proměnným zdvihem ventilů. Jednotlivá řešení lze rozdělit podle základních principů na:

- Elektro magnetické
- Elektro pneumatické
- Elektro hydraulické

[50]

Největší výhodou tohoto systému je, že k jejich nasazení není potřeba drahých materiálů nebo speciálních technologií. V případě použití tohoto řešení v sériové produkci, by si nasazení nevyžádalo velké materiálové náklady. Navíc tím, že odpadne potřeba vačkové hřídele a rozvodů, nese toto řešení další výhody jako například:

- Snížení ztrát vlivem tření vačka-zdvihátko
- Snížení ztrát vlivem odpadnutí rozvodových řemenic
- Snížení spotřeby (především vlivem snížení ztrát)
- Zvýšení výkonu
- Zlepšení studeného startu a chodu za studena
- Schopnost snížit emise NOx

[51]

Elektrohydraulický princip je s úspěchem používán u motorů Fiat MultiAir. Tento systém ovládá sací ventily pomocí elektromagnetů. [52]



Obrázek 23: Variabilní časování motoru Fiat MultiAir [53]



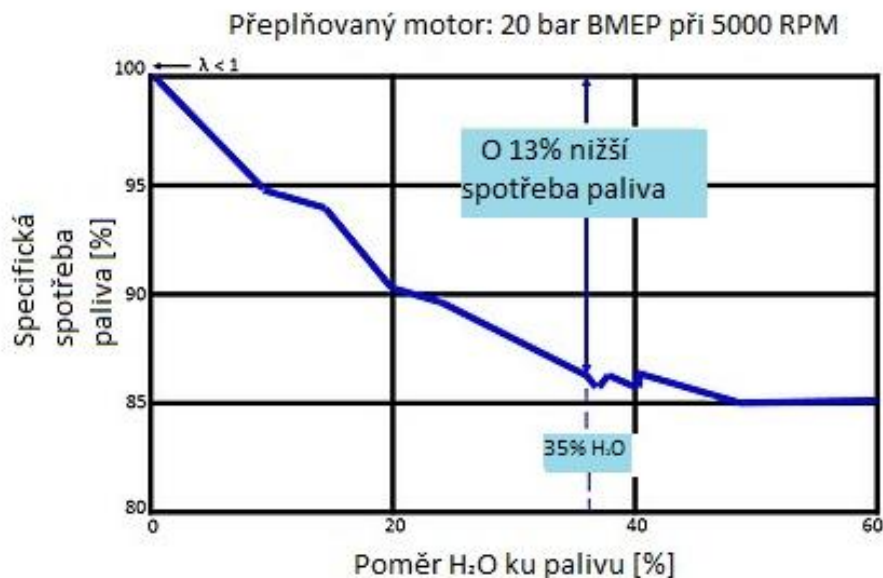
2.9 Vstřikování vody do spalovacího prostoru

Vstřikování H_2O do palivové směsi se používá od počátku 40. let 20. století. Jako mnoho dalších nových motorových technologií se začalo používat ve stíhacích letounech s pístovými motory pro režimy zvýšeného výkonu (např. motory BMW 801, DB 605 a Pratt & Whitney R2800).

Při vstřikování vody do směsi dochází k její disociaci (rovnice 1). Produktem disociace je vodík a kyslík. Tyto látky zvyšují množství uvolněné energie během hoření. Na samotnou disociaci je ovšem spotřebováno přibližně stejné množství energie, které je následně přidáno. Disociace jako taková však sníží teplotu na špičce plamene.



Firma Bosch, vyvíjející systém vstřikování H_2O pod názvem WaterBoost uvádí, že použitím tohoto systému lze dosáhnout snížení spotřeby až o 4 % a navýšit výkon motoru o 5 % (v testovacím cyklu NEDC). Firma dále uvádí, že v případě použití tohoto systému u tří a čtyř válcových motorů by mělo být vozidlo schopno ujet zhruba 3 000 km na jedno naplnění nádržky. Nicméně firma Bosch na testovacím motoru s přímým vstřikováním pracujícím se stechiometrickou směsí s otáčkami $5\,000\text{ min}^{-1}$ (střední efektivní plnicí tlak 2 MPa) dosáhla snížení spotřeby až o 13 %. [54]



Graf 13: Spotřeba vstřikovaného H_2O v závislosti na specifické spotřebě paliva [55]

Vstřikování H_2O bylo v minulosti používáno například u vozů SAAB 99 Turbo nebo Oldsmobile F85. V současné době je systém (konkrétně WaterBoost fy. Bosch) používán například u vozidel BMW řady M4. [54]



Výhody vstřikování H_2O jsou:

- Snížení teploty na špičce plamene
- Snížení množství NO_x (vlivem nižší teploty plamene)
- Odstranění klepání motoru – lze použít vyšší kompresní poměr

Nevýhody:

- Možná koroze součástí motoru
- Zvýšení výrobních nákladů
- Potřeba další nádrže pro H_2O
- Možnost vniku H_2O do oleje

[55]



Obrázek 24: Princip vstřikování vody do sacího kanálu hlavy válců [56]



3 Projekční návrh zážehového dvouválcového motoru

3.1 Použití motoru

Motor je od počátku koncipován pro použití v sériovém hybridu. Největší výhodou je práce motoru v ustáleném režimu. Tím pádem lze motor uzpůsobit specifickým podmínkám, čímž lze motor výrazně zjednodušit a snížit náročnost jeho výroby při zachování vysoké účinnosti. Hlavním konstrukčním požadavkem bylo dosažení výkonu spalovacího motoru minimálně 45 kW při 6 000 min⁻¹.

Motor je navržen na režim maximálního výkonu při zachování nízké měrné spotřeby. Návrh motoru byl vytvořen za pomoci softwaru tlak.xls. Následně byl vytvořen 3D model pístové skupiny a rozvodové sestavy. Po geometrické úpravě těchto součástí bylo využito softwaru Wave od společnosti Ricardo, ve kterém byla navržena a postupně odladěna simulace motoru. Po dosažení požadovaných výsledků byl pak vytvořen 3D CAD model motoru, který se striktně držel navržených parametrů ze simulace. Jednotlivé fáze výpočtů a 3D modelování jsou popsány dále v diplomové práci.



3.2 Koncepční návrh motoru

Motor je koncipován jako dvouválcový zážehový motor o celkovém objemu válců 499 ccm. Požadavkem konstrukce bylo dosažení výkonu alespoň 45 kW při 6 000 min⁻¹. Tohoto požadavku bylo dosaženo použitím přímého vstřikování a přeplňování pomocí turbodmychadla. Motor bude pracovat v ustálených režimech, kdy bude dobíjet baterie vozu – sériového hybridu. Prvním režimem je režim minimální spotřeby paliva, tedy chod motoru při 3 500 min⁻¹. Druhým režimem je režim maximálního výkonu, tedy chod při 6 000 min⁻¹. Tím lze konstrukci uzpůsobit přesně daným požadavkům, jakými jsou například požadovaný výkon nebo bod optimální spotřeby.

Tabulka 2: Hlavní parametry motoru

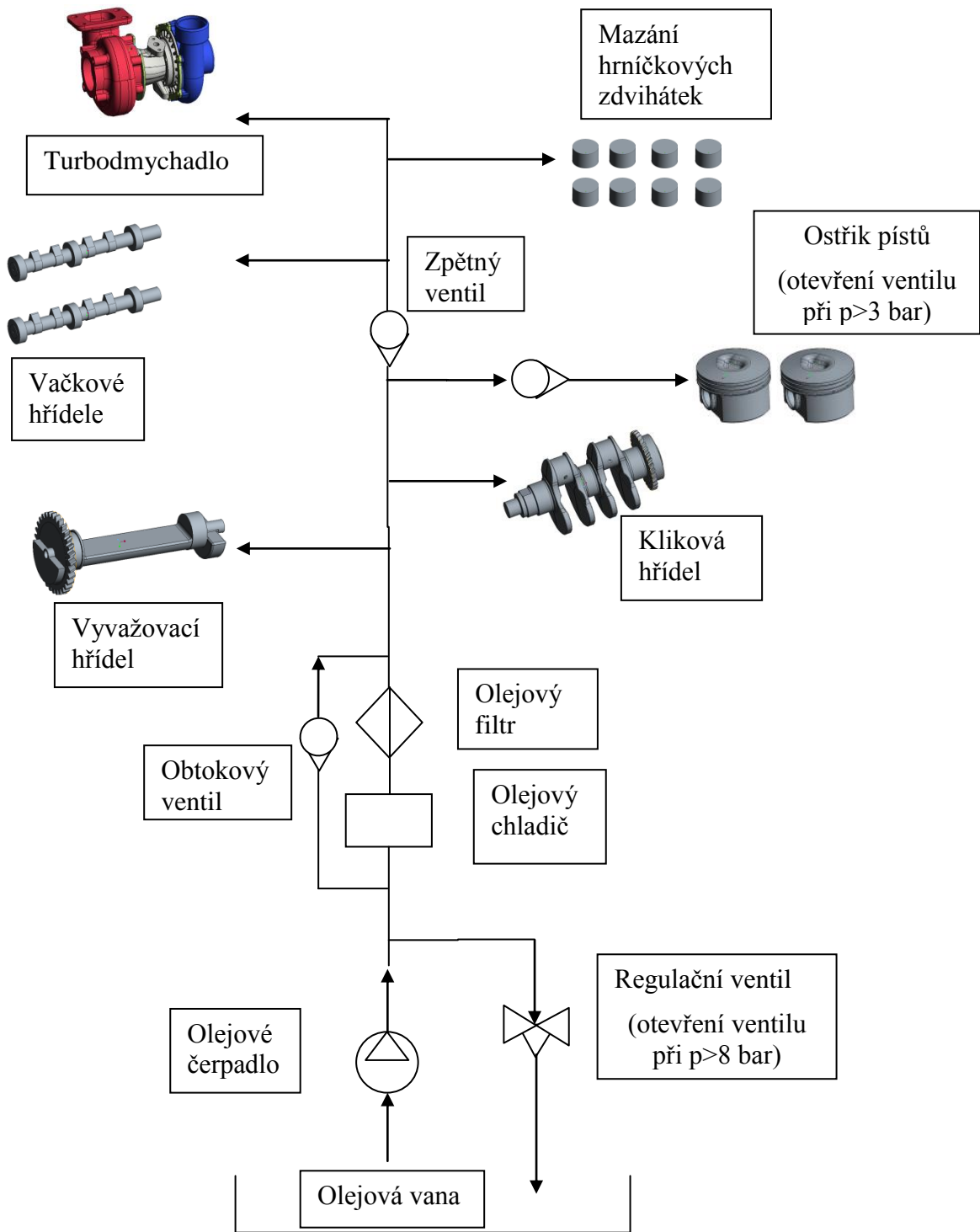
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Vrtání motoru	D	69	mm
Zdvih motoru	Z	66	mm
Kompresní poměr	ε	10,8	1
Počet válců	i	2	1
Počet ventilů na válec	n_v	4	1
Ojniční poměr	λ	0,275	1
Střední pístová rychlost při 6 000 min ⁻¹	c_s	13,2	m.s ⁻¹
Maximální tlak ve válci	p_{max}	11,78	MPa
Efektivní tlak motoru při 3 500 min ⁻¹	p_e	14,58	bar
Měrná spotřeba paliva při 3 500 min ⁻¹	m_{pe}	219	g/kWh
Točivý moment motoru při 3 500 min ⁻¹	M	93,5	Nm
Celkový výkon motoru při 3 500 min ⁻¹	P	36	kW
Efektivní tlak motoru při 6 000 min ⁻¹	p_e	20,25	bar
Měrná spotřeba paliva při 6 000 min ⁻¹	m_{pe}	232	g/kWh
Celkový výkon motoru při 6 000 min ⁻¹	P	50	kW
Točivý moment motoru při 6 000 min ⁻¹	M	80	Nm

3.3 Mazací soustava

Motor má standardní koncepci mazací soustavy. Motor využívá chlazení pístů ostřikem jejich dna. Aby bylo zajištěné dostatečné ochlazení oleje, je soustava vybavena tepelným výměníkem. Ten je umístěn přímo pod olejovým filtrem. Jako olejové čerpadlo je použito trochoidní čerpadlo. Jeho rozměry byly zvoleny s ohledem na zajištění dostatečného množství dopravovaného oleje do systému.

[57]

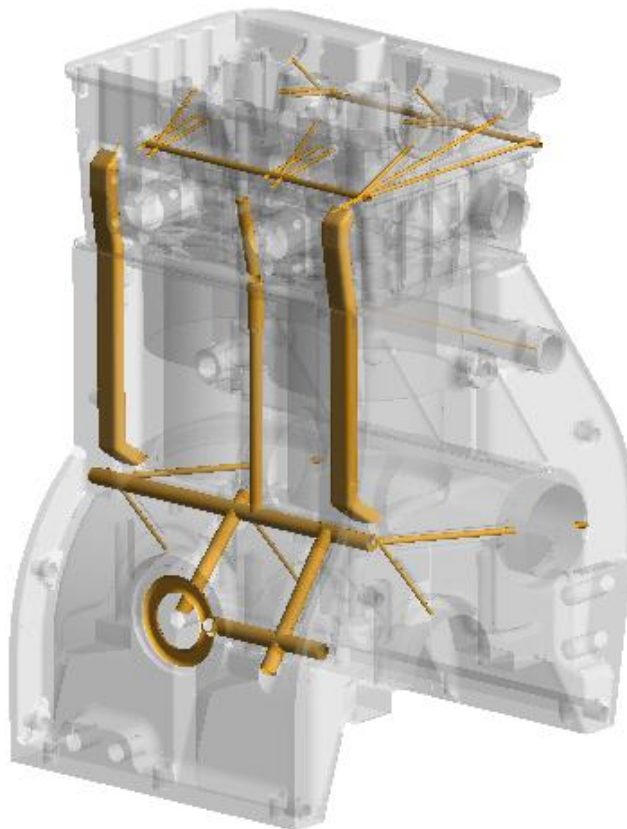




Obrázek 25: Schéma olejové sestavy



Olejové čerpadlo by mělo do sestavy dodávat přibližně $30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ oleje. Trochoidní čerpadlo je umístěno přímo na klikové hřídeli, jedná se o levné řešení, které umožňuje snadnou montáž a demontáž čerpadla. A zároveň nezvyšuje zástavbové rozměry motoru.



Obrázek 26: Skutečný rozvod oleje v motoru se zpětnou větví

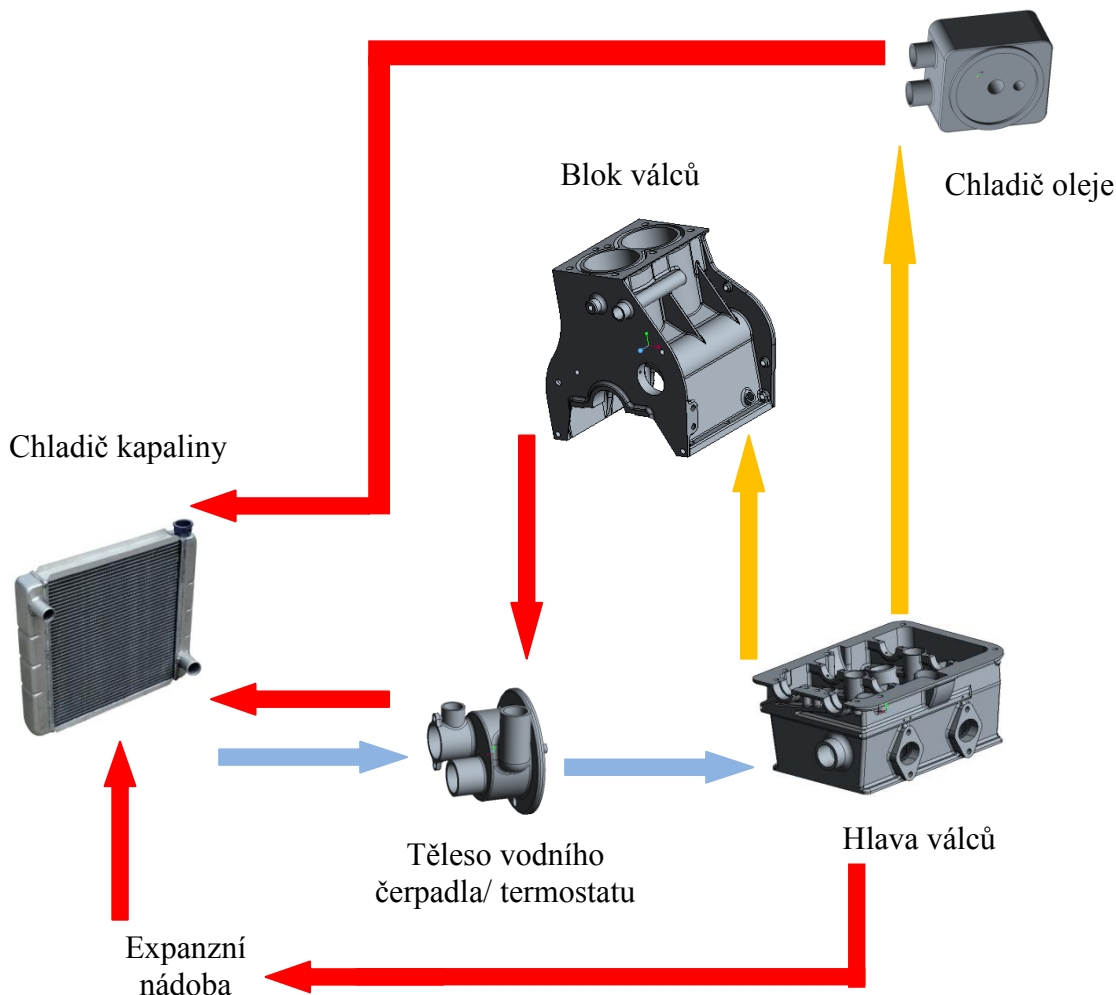
[58]



3.4 Chladicí soustava

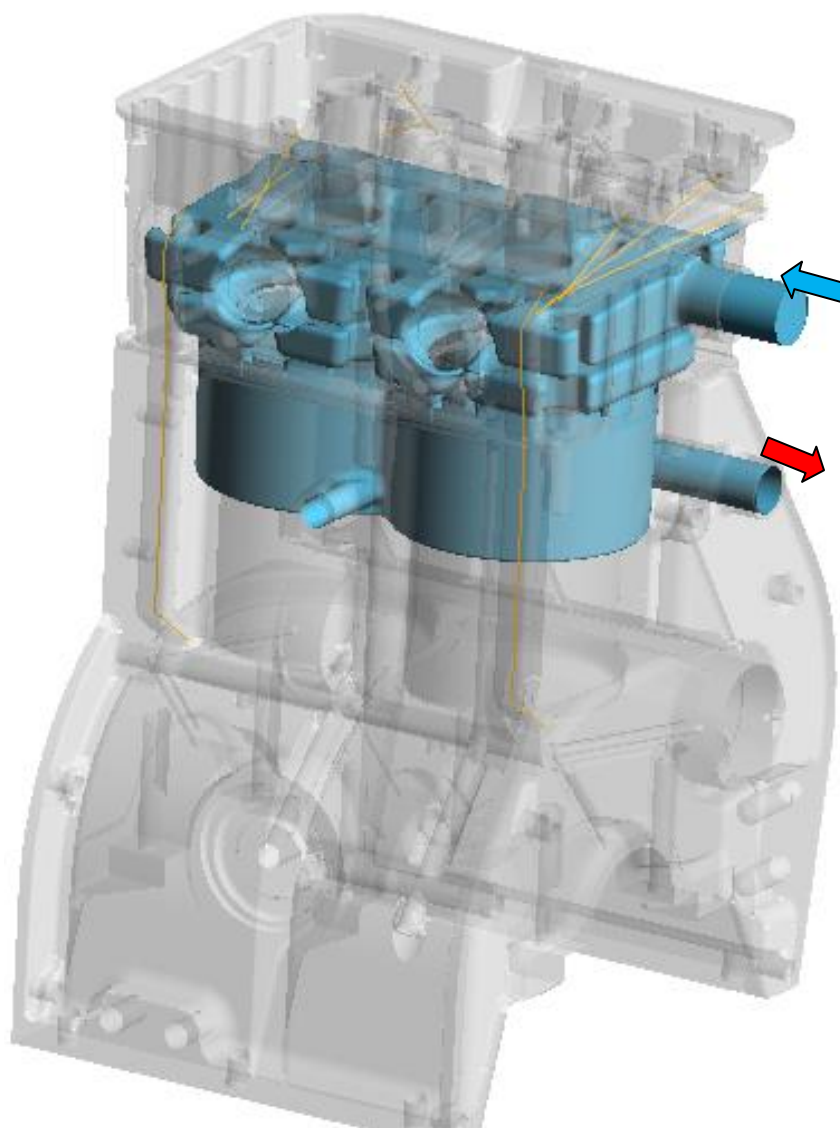
Motor je chlazen kapalinou. Vzhledem k tomu, že motor je používán v předem daných režimech, v návrhu není plánována speciální termomanagementová jednotka (kapitola 2.7). Oběh kapaliny zajišťuje čerpadlo využívající maximum plastových materiálů. Pohon čerpadla je zajištěn přímým napojením na vyvažovací hřídel. Oběh kapaliny je sestaven podle moderního trendu, kdy je chlazená nejprve hlava motoru a až následně blok válců. Schéma chladicí sestavy je zobrazeno na obrázku 27.

Vodní prostor v hlavě motoru je rozdělen na dvě části, vrchní část funguje především jako ustalovací komora. Odtud následně proudí kapalina okolo zapalovacích svíček do spodního prostoru. Zde je proud usměrňován a korigován otvory v hlavovém těsnění. Blok motoru je následně chlazen do 2/3 zdvihu válců tak, aby nedocházelo k jejich přílišnému prochlazování. Odtud následně kapalina míří přímo k termostatu, který je umístěn v těle vodního čerpadla. Výsledný rozvod chladicí kapaliny je zobrazen na průhledném náhledu 3D modelu.



Obrázek 27: Schéma chladicí soustavy





Obrázek 28: Výsledná vodní obálka motoru

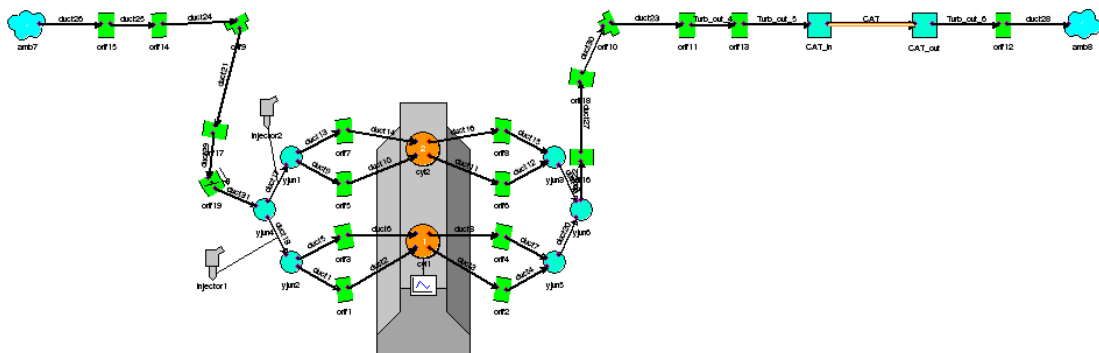


3.5 Simulace motoru v softwaru Wave

Software Wave je nástroj určený pro modelování a simulaci spalovacích motorů od společnosti Ricardo, s jehož pomocí byl navržen spalovací motor. Při návrhu modelu bylo využito několik variant, než byly splněny veškeré požadavky.

3.5.1 Prvotní návrh výpočtového modelu

První variantou byl atmosférický motor s nepřímým vícebodovým vstřikováním.



Obrázek 29: Návrhové schéma MPI motoru

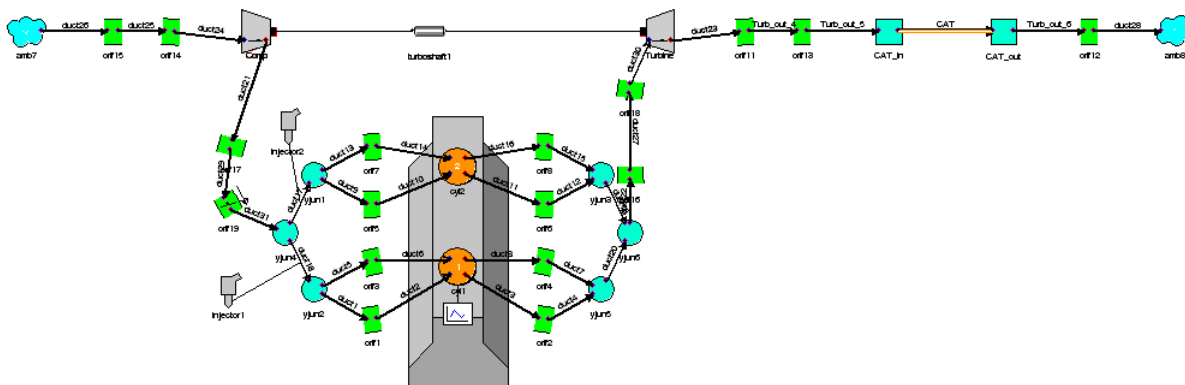
Takto koncipovaný motor následně dosahoval následujících parametrů uvedených v tabulce 3

Tabulka 3: Výsledné parametry prvního návrhu motoru

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Měrná spotřeba paliva při 3 500 min ⁻¹	m _{pe}	231	g/kWh
Celkový výkon motoru při 3 500 min ⁻¹	P	17,5	kW
Točivý moment motoru při 3 500 min ⁻¹	Mt	47	Nm
Měrná spotřeba paliva při 6 000 min ⁻¹	m _{pe}	257	g/kWh
Celkový výkon motoru při 6 000 min ⁻¹	P	24,5	kW
Točivý moment motoru při 6 000 min ⁻¹	Mt	33	Nm



Druhý model motoru využíval vícebodového nepřímého vstřiku paliva do sacího potrubí. Motor byl ovšem přepracován jako přeplňovaný.



Obrázek 30: Schéma přeplňovaného MPI motoru

Tabulka 4: Výsledné parametry druhého návrhu motoru

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Měrná spotřeba paliva při 3 500 min ⁻¹	m _{pe}	226	g/kWh
Celkový výkon motoru při 3 500 min ⁻¹	P	27	kW
Točivý moment motoru při 3 500 min ⁻¹	Mt	68	Nm
Měrná spotřeba paliva při 6 000 min ⁻¹	m _{pe}	239	g/kWh
Celkový výkon motoru při 6 000 min ⁻¹	P	46	kW
Točivý moment motoru při 6 000 min ⁻¹	Mt	66,5	Nm

Výkonové parametry se v tomto modelu zlepšily, ovšem ani po několikanásobné optimalizaci nedošlo k dosažení požadovaného výkonu při zachování nízké spotřeby.

Zbývá možnost je tedy návrh motoru konceptu GTDI, tedy přeplňovaného motoru s přímým vstřikem paliva do válce. K tomu bylo nutné nejprve analyticky vypočítat návrh přeplňování, které bude poté nastaveno v SW Wave.

3.5.2 Návrh přeplňování s mezichladičem

Prvotní návrh přeplňování motoru proběhl analyticky (rovnice 6 -26). Po dosažení reálných výsledků bylo přistoupeno k návrhu přeplňování v softwaru Wave.

Zdvihový objem motoru:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \cdot i \quad [\text{dm}^3] \quad (5)$$

Střední efektivní tlak motoru:

$$p_e = \frac{2 \cdot P_e}{n \cdot V_z} \quad [\text{MPa}] \quad (6)$$

Točivý moment motoru:

$$M_t = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [\text{Nm}] \quad (7)$$

Celková účinnost motoru:

$$\eta_{\text{celk}} = \frac{1}{m_{\text{pe}} \cdot H_u} \quad [1] \quad (8)$$

Hmotnostní tok paliva:

$$\dot{m}_{\text{pal}} = P_e \cdot m_{\text{pe}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

Potřebná hltnost motoru:

$$\dot{m}_D = \dot{m}_{\text{pal}} \cdot L_{\text{vt}} \cdot \lambda \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10)$$

Tabulka 5: Návrh turbodmychadla – hmotnostní toky paliva a vzduchu do motoru

Hmotnostní toky paliva a vzduchu do motoru			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Zdvihový objem motoru	V_z	0,493	dm^3
Střední efektivní tlak	p_e	2,07	MPa
Točivý moment	M_t	81	Nm
Otáčky motoru	n	6 000	min^{-1}
Výhřevnost paliva (BA91)	H_u	43,5	MJ/l
Stechiometrické teoretické množství vzduchu	L_{vt}	14,5	1
Celková účinnost motoru	η_{celk}	0,38	1
Měrná spotřeba paliva	m_{pe}	239	g/kW/h
Hmotnostní tok paliva	\dot{m}_{pal}	0,00331	kg/s
Potřebná hltnost motoru	\dot{m}_D	0,0448	kg/s



Potřebný tlak plnicího vzduchu:

$$p_{ch2} = \frac{p_e \cdot r_{vzd} \cdot T_{ch2} \cdot \lambda \cdot L_{vt} \cdot (\varepsilon - 1)}{H_u \cdot \eta_d \cdot \eta_{celk} \cdot \varepsilon} \quad [\text{Pa}] \quad (11)$$

Celkový tlak na vstupu do dmyhadla:

$$p_{d01} = p_0 - \Delta p_f \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

Statický tlak na výstupu z dmyhadla:

$$p_{d4} = p_{ch2} + \Delta p_{ch} \quad [\text{Pa}] \quad (13)$$

Teplota vzduchu po izoentropickém stlačení:

$$T_{D4s} = T_{D01} \cdot \left(\frac{p_{D4}}{p_{D01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad [\text{K}] \quad (14)$$

Skutečná teplota stlačeného vzduchu při očekávané izoentropické účinnosti $\eta_{Ds} = 0,75$

$$T_{D4} = T_{D01} + \frac{T_{D4s} - T_{D01}}{\eta_{Ds}} \quad [\text{K}] \quad (15)$$

Hustota vzduchu na výstupu z dmyhadla:

$$\rho_{D4} = \frac{p_{D4}}{r_{vzd} \cdot T_{D4}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^3] \quad (16)$$

Statický tlak na vstupu do dmyhadla:

$$p_{d01} = p_0 - \Delta p_f \quad [\text{Pa}] \quad (17)$$

Celkový stupeň stlačení vzduchu v dmyhadle:

$$\pi_D = \frac{p_{D04}}{p_{D01}} \quad [1] \quad (18)$$



Tabulka 6: Návrh turbodmyhadla – hlavní návrhové parametry pro kompresor

Hlavní návrhové parametry kompresoru			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Potřebný tlak vzduchu za mezichladičem	p_{ch2}	197	Pa
Měrná plynová konstanta	r_{vzd}	287,1	J/Kg.K
Teplota za mezichladičem	T_{vzd2}	323,15	K
Kompresní poměr	ε	10,8	1
Dopravní účinnost	η_D	0,7	1
Tlaková ztráta v mezichladiči	Δp_{ch}	5 000	Pa
Tlaková ztráta na vzduchovém filtru	Δp_f	2 000	Pa
Atmosferický tlak	p_b	99 000	Pa
Celkový tlak na vstupu do dmyhadla	p_{d01}	97 000	Pa
Statický tlak na výstupu z dmyhadla	p_{d4}	202 000	Pa
Teplota okolního vzduchu	T_{d01}	313,15	K
Teplota vzduchu po izoentropickém stlačení	T_{d4S}	386,2	K
Izoentropická účinnost	η_{Ds}	0,75	1
Skutečná teplota stlačeného vzduchu	T_{d4}	425,5	K
Hustota vzduchu na výstupu z dmyhadla	ρ_{D4}	1,654	kg/m ³
Průtočný průřez na výstupu z dmyhadla	S_{d4}	0,000962	m ²
Rychlost proudění na výstupu dmyhadla	c_{d4}	30,856	m/s
Celkový tlak na vstupu do motoru	p_{d04}	202,8	kPa
Celkový stupeň stlačení vzduchu	π_d	2,09	1

Hmotnostní tok výfukových plynů:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_D + \dot{m}_{pal} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (19)$$

Celková teplota výfukových plynů:

$$T_{T01} = T_{ref} + \frac{\dot{m}_{pal} \cdot H_u \cdot \eta_{ch} + \dot{m}_D \cdot \dot{c}_{pvzd} \cdot (T_{ch2} - T_{ref}) - P_e - Q_{chl}}{\dot{m}_T \cdot \dot{c}_{spal}} \quad [\text{K}] \quad (20)$$

Tlak na výstupu z turbíny:

$$p_{T01} = p_{D04} - \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (21)$$

Celkový stupeň expanze plynů v turbíně:

$$\pi_T = \frac{p_{T01}}{p_{T3}} \quad [1] \quad (22)$$



Tabulka 7: Návrh turbodmychadla – hlavní návrhové parametry pro turbínu

Hlavní návrhové parametry turbíny			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Hmotnostní tok výfukových plynů turbínou	\dot{m}_t	0,0481	kg/s
Referenční teplota	T_{ref}	298	K
Chemická účinnost hoření	η_{ch}	1	1
Celkový tepelný tok chlazením	Q_{chl}	33	kW
Měrná tepelná izobarická kapacita	c_{pvzd}	1 008	J/kgK
Měrná tepelná izochorická kapacita	c_{pspal}	1 320	J/kgK
Celková teplota výfukových plynů na vstupu do turbíny	T_{T01}	1 264,1	K
Tlak na vstupu do turbíny	p_{t01}	157 800	Pa
Tlak plynů na výstupu z turbíny	p_{t3}	105 000	Pa
Stupeň expanze výfukových plynů	π_t	1,5	1
Příkon turbodmychadla	\dot{W}_d	5,6	kW
Tepelná kapacita spalin	c_{sspal}	1350	J/kgK
Měrná plynová konstanta	κ	1,28	1

Příkon turbodmychadla:

$$\dot{W}_D = \dot{m}_D \cdot \bar{c}_{pvzd} \cdot T_{D01} \cdot \left(\pi_D^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{Ds}} \quad [\text{W}] \quad (24)$$

Výkon turbíny:

$$\dot{W}_T \cdot \eta_{TDmech} = \dot{m}_T \cdot \bar{c}_{pspal} \cdot T_{T01} \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \cdot \beta \cdot \eta_T \quad [\text{W}] \quad (25)$$

Ze spočtených hodnot je patrné, že výkon a příkon turbíny se liší minimálně. Považují tedy návrh za dostatečný.

Redukovaný hmotnostní tok turbínou:

$$\dot{m}_{Tred} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{T01}}}{p_{T01}} \quad [\text{kg/s.K.0,5.bar}] \quad (26)$$

Tabulka 8: Návrh turbodmychadla – kontrolní parametry

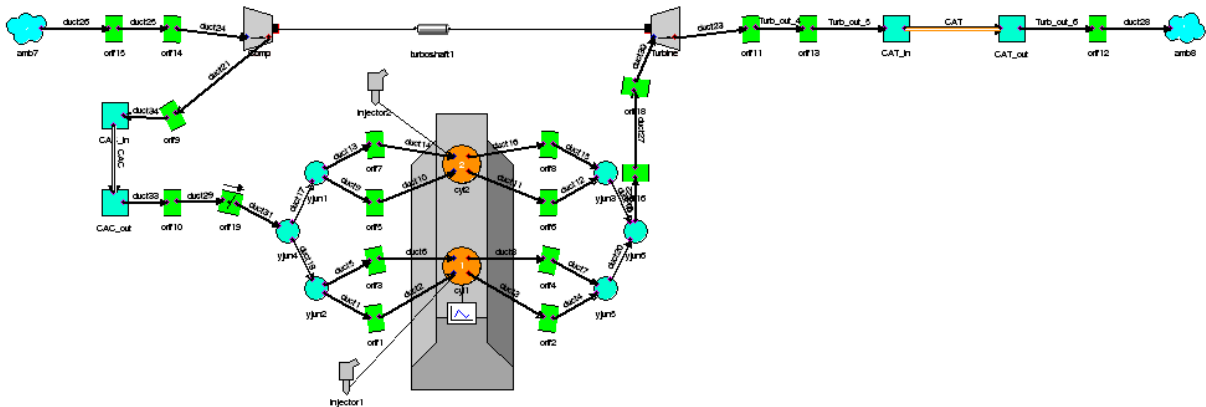
Kontrolní hodnoty výpočtu turbodmychadla			
Název veličiny	Zkratka	Velikost pro 6 000 min ⁻¹	Jednotka
Příkon turbodmychadla	\dot{W}_D	5,6	kW
Tepelná kapacita spalin	c_{sspal}	1 350	J/kgK
Celková účinnost turbíny	η_t	0,7	1
Součinitel pulzací	β	1,1	1
Teoretická práce turbíny	\dot{W}_T	5,6	W
Redukovaný hmotnostní tok turbínou	\dot{m}_{tred}	1,157	kg/s.K ^{0,5} .bar r



V modelu motoru je použito parametrů pro kompresor i turbínu. Obě součásti byly použity motorů z větších rozměrů. To má svůj vliv na snížení výsledné účinnosti motoru. Z počátku se nedařilo přiblížit se hodnotám reálných účinností ani u kompresoru, ani u turbíny. Nastavením vhodného parametru wastegate bylo dosaženo alespoň přibližného možného použití turbokompresoru ve výpočtu.

3.5.3 Finální návrh výpočtového modelu

Třetí model motoru využívá přímého vstřiku paliva do válce, plnění válce je zajištěno turbodmychadlem, stlačený vzduch je následně chlazen mezichladičem.

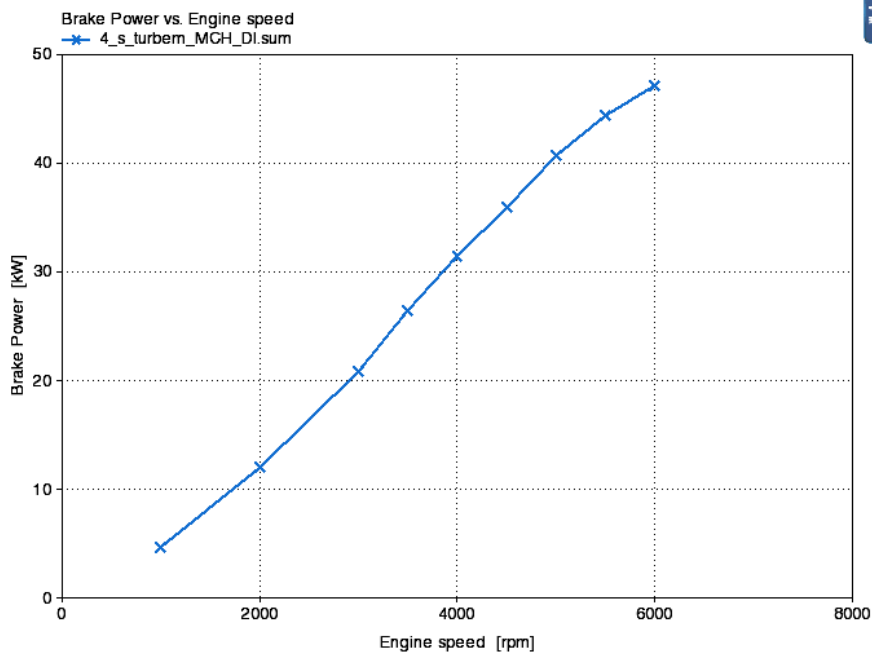


Obrázek 31: Schéma motoru GTDI

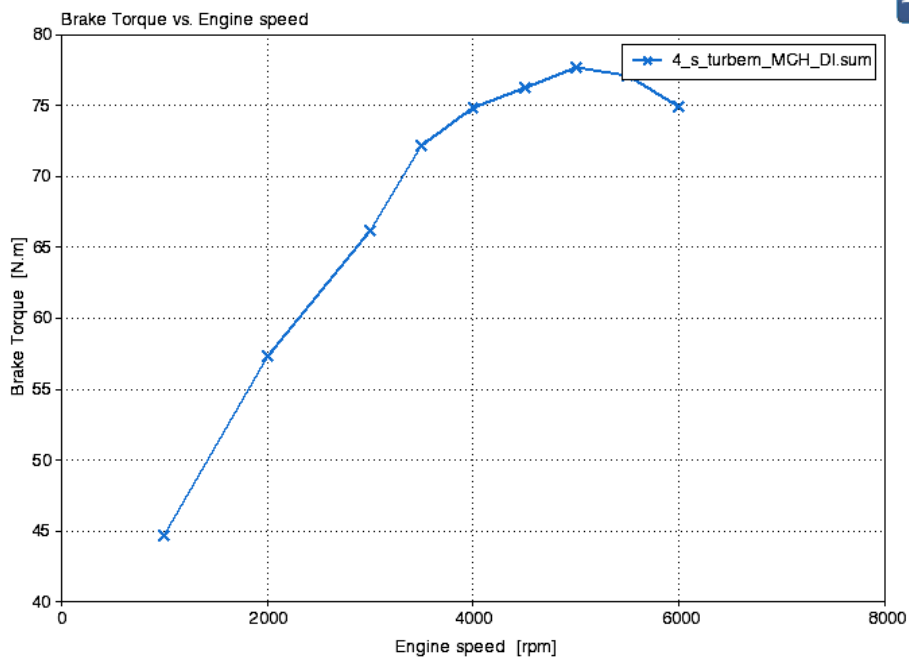
Tabulka 9: Výsledné parametry třetího návrhu motoru

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Měrná spotřeba paliva při 3 500 min ⁻¹	m _{pe}	219	g/kWh
Celkový výkon motoru při 3 500 min ⁻¹	P	27	kW
Točivý moment motoru při 3 500 min ⁻¹	Mt	72	Nm
Měrná spotřeba paliva při 6 000 min ⁻¹	m _{pe}	236	g/kWh
Celkový výkon motoru při 6 000 min ⁻¹	P	47	kW
Točivý moment motoru při 6 000 min ⁻¹	Mt	75	Nm



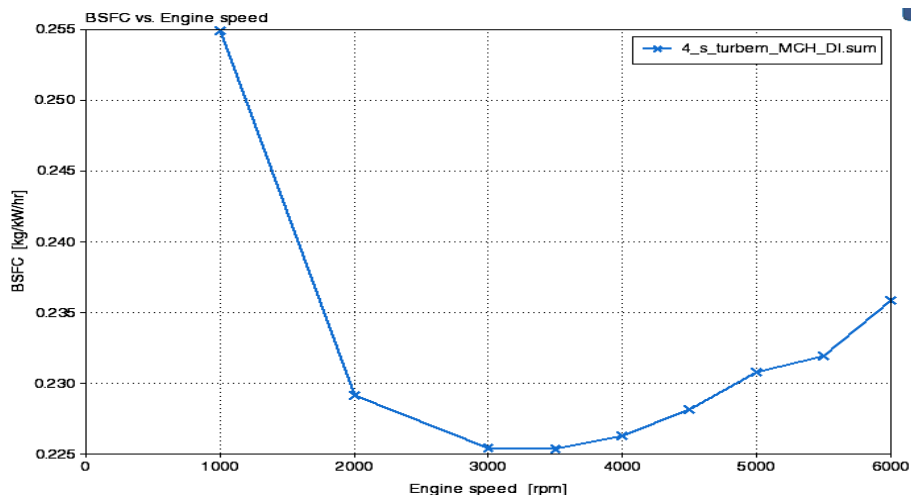


Graf 14: Výkon finálního návrhu motoru



Graf 15: Točivý moment finálního návrhu motoru





Graf 16: Měrná spotřeba finálního návrhu motoru

Výkonové parametry se v tomto modelu zlepšily a dosáhly požadovaného výsledku. Protože software má omezenou databázi charakteristik turbín a kompresorů, bylo nutné použít vhodnou velikost turbodmychadla. Pro kompresor byla použita charakteristika určená pro motor 0,9 CNG, která se nejvíce blížila požadovaným parametrům. Pro turbínu byla použita charakteristika z motoru 1,0 GTDI.

3.5.4 Korigovaný návrh modelu

Po tomto návrhu prošel model ještě následným odladěním, čímž bylo dosaženo vyššího výkonu v nižších otáčkách a zároveň zachování nízké spotřeby. Postupně byly upravovány tyto parametry:

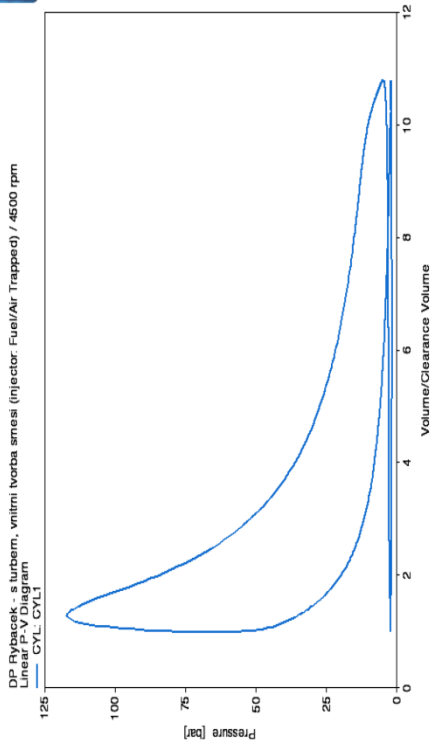
- Časování ventilů
- Počátek vstřiku paliva
- Doba vstřiku paliva
- Zdvih ventilů
- Wastegate

Tabulka 10: Výsledné parametry korigovaného finálního návrhu motoru

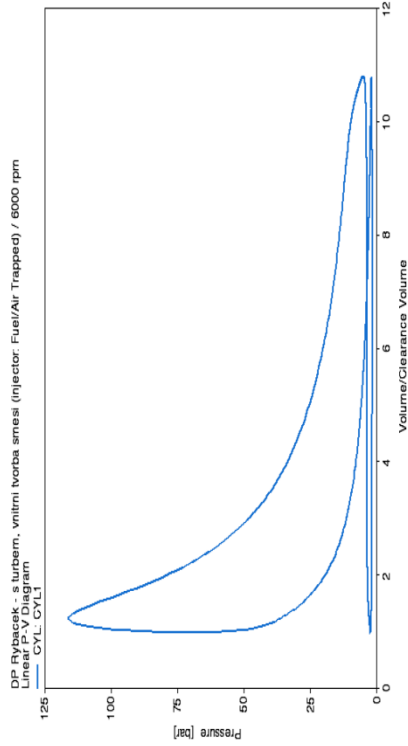
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Měrná spotřeba paliva při 3 500 min ⁻¹	m_{pe}	219	g/kWh
Celkový výkon motoru při 3 500 min ⁻¹	P	36	kW
Točivý moment motoru při 3 500 min ⁻¹	M_t	93,5	Nm
Měrná spotřeba paliva při 6 000 min ⁻¹	m_{pe}	232	g/kWh
Celkový výkon motoru při 6 000 min ⁻¹	P	50	kW
Točivý moment motoru při 6 000 min ⁻¹	M_t	80	Nm

V následujících grafech jsou uvedeny hlavní parametry a charakteristiky pro finální korigovaný motor.

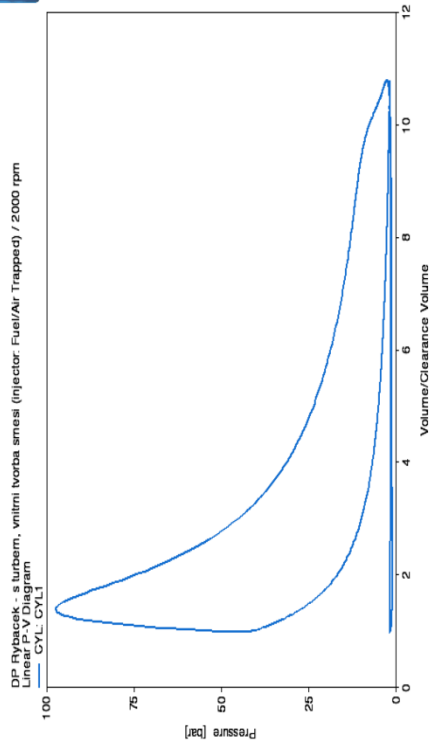




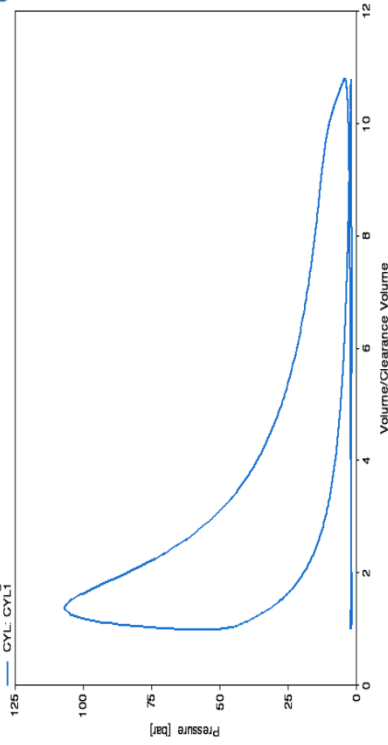
Graf 19: p-V diagram pro 4 500 min⁻¹



Graf 20: p-V diagram pro 6 000 min⁻¹

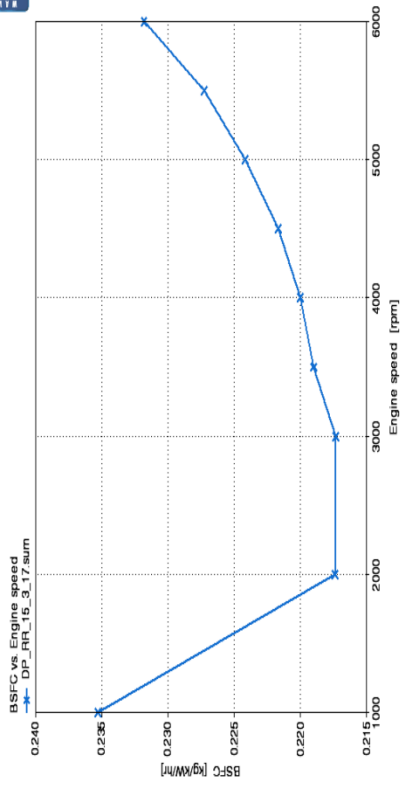


Graf 17: p-V diagram pro 2 000 min⁻¹

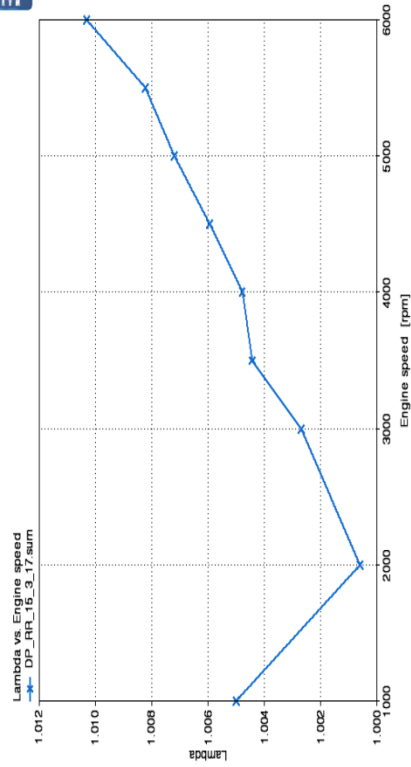


Graf 18: p-V diagram pro 3 500 min⁻¹

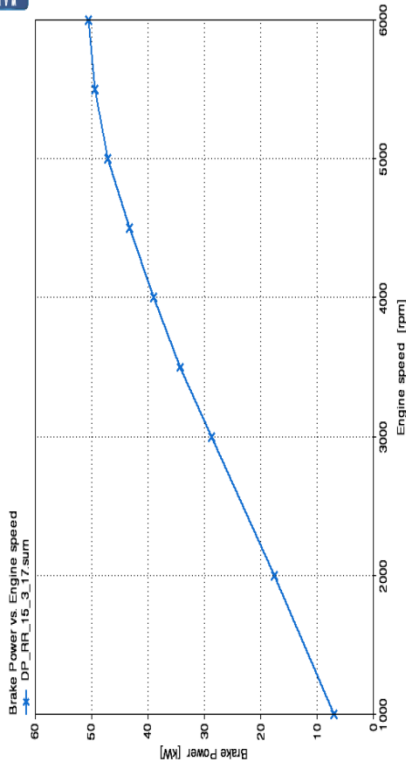




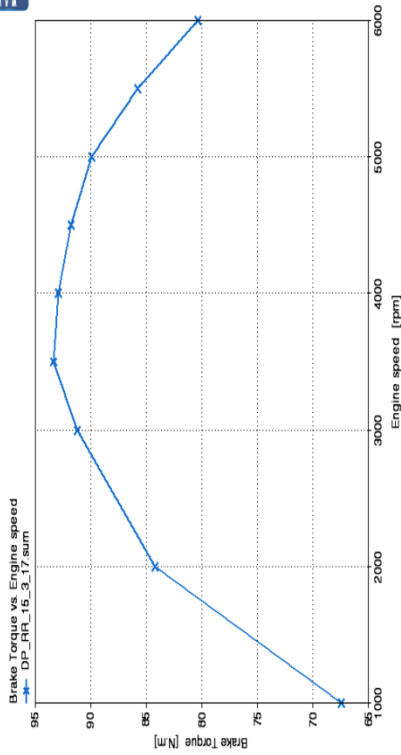
Graf 23: Měrná spotřeba paliva



Graf 24: Součinitel přebytku vzduchu

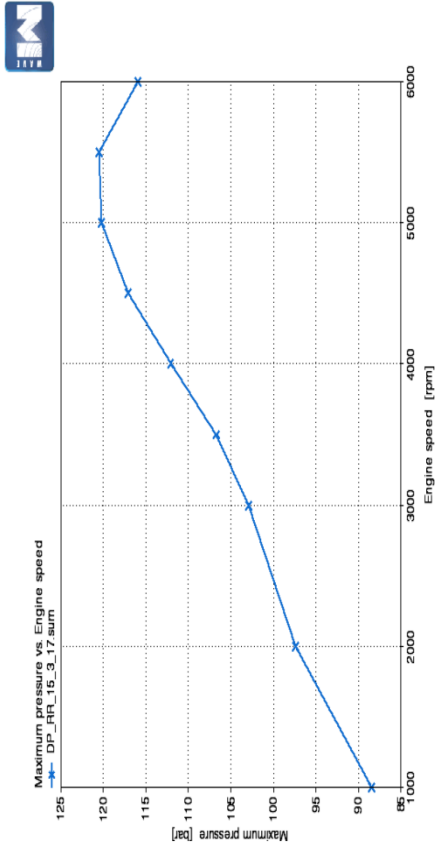


Graf 21: Výkon motoru

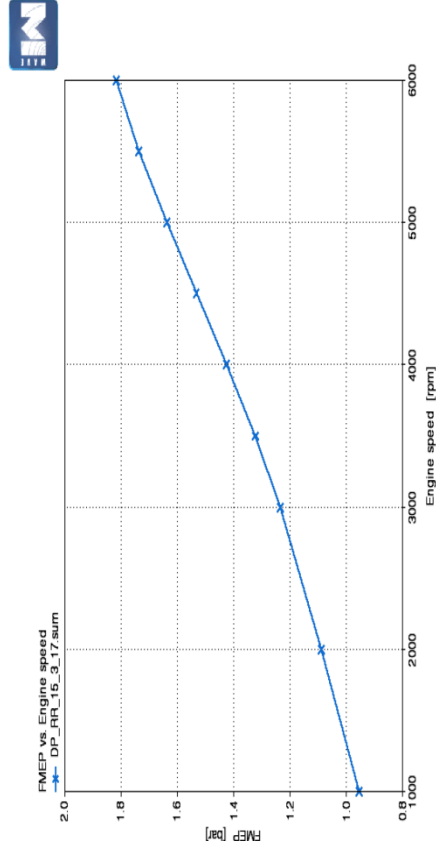


Graf 22: Točivý moment motoru

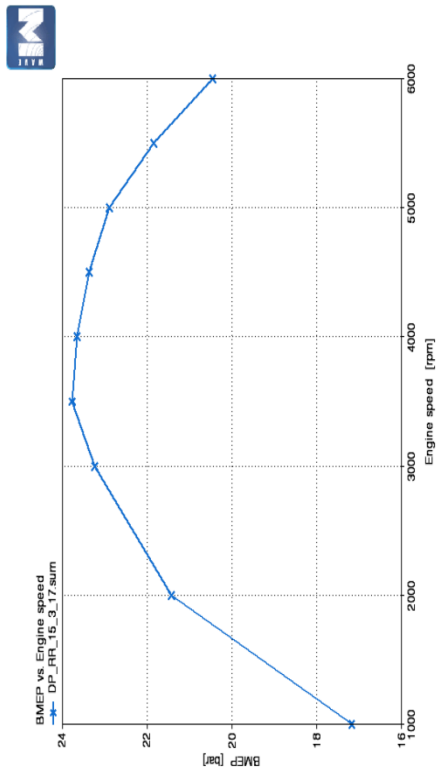




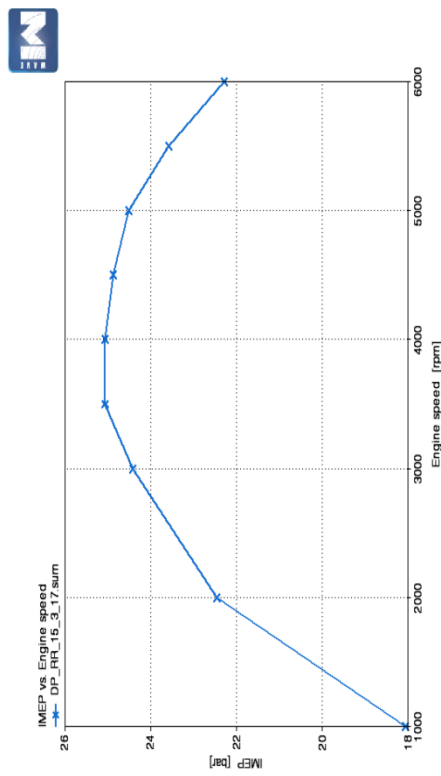
Graf 27: Maximální tlak ve válci



Graf 28: Třecí ztrátový tlak

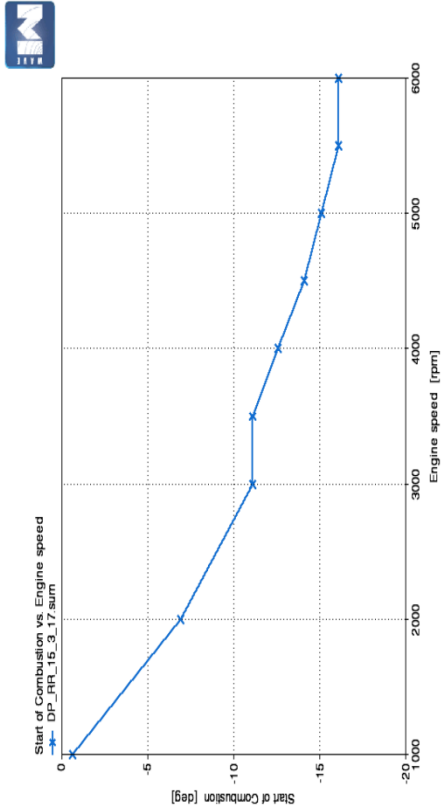


Graf 25: Střední efektivní tlak

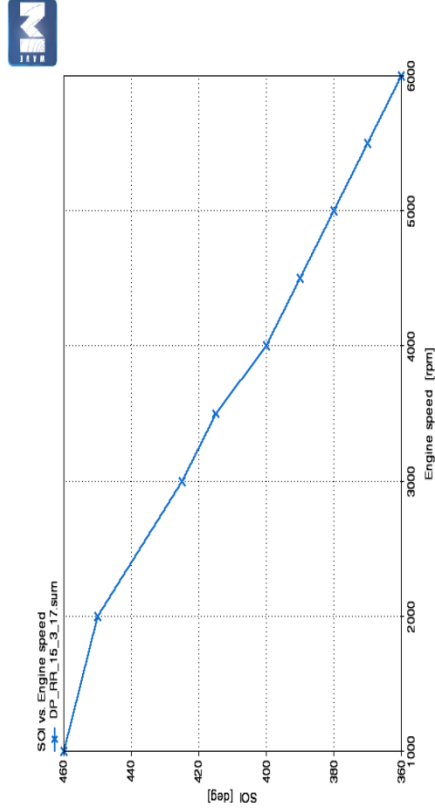


Graf 26: Střední indikovaný tlak

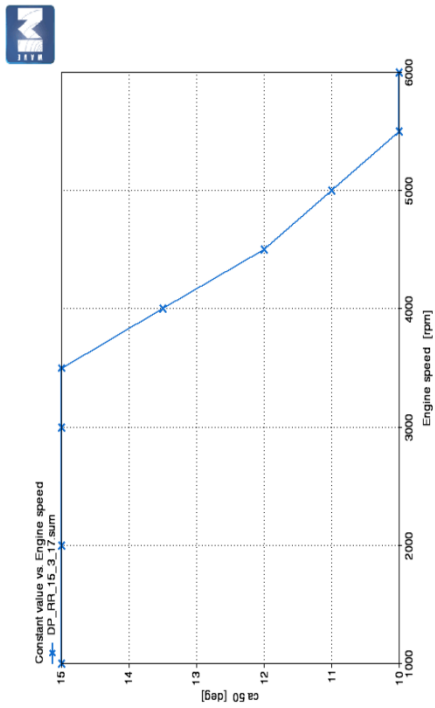




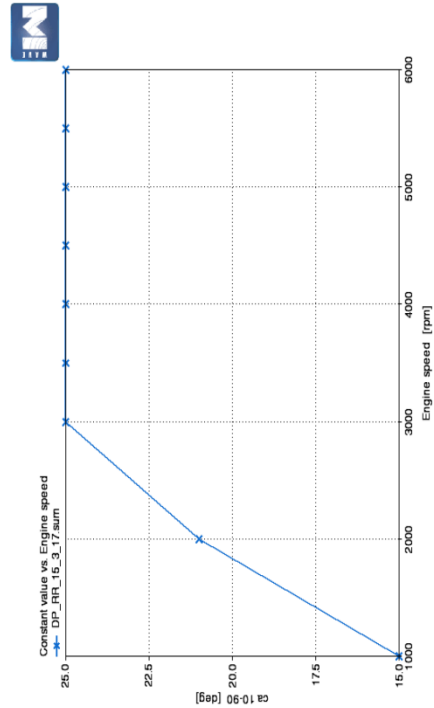
Graf 31: Předstih zážehu



Graf 32: Počátek vstřikování paliva

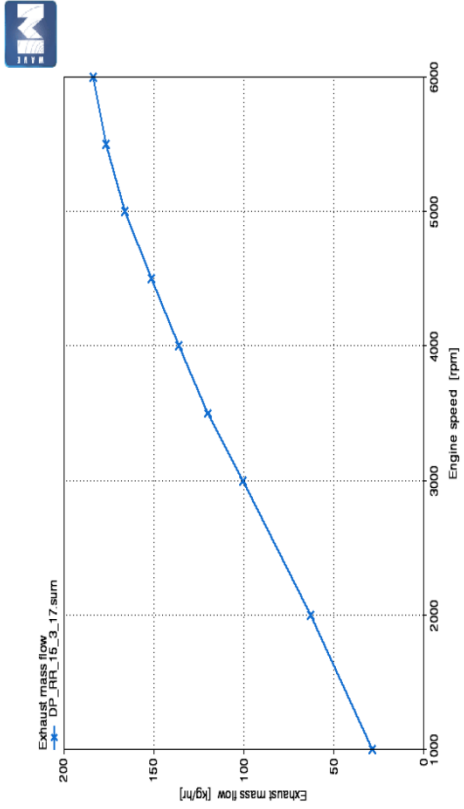


Graf 29: Vyhorení 50 % náplně válce

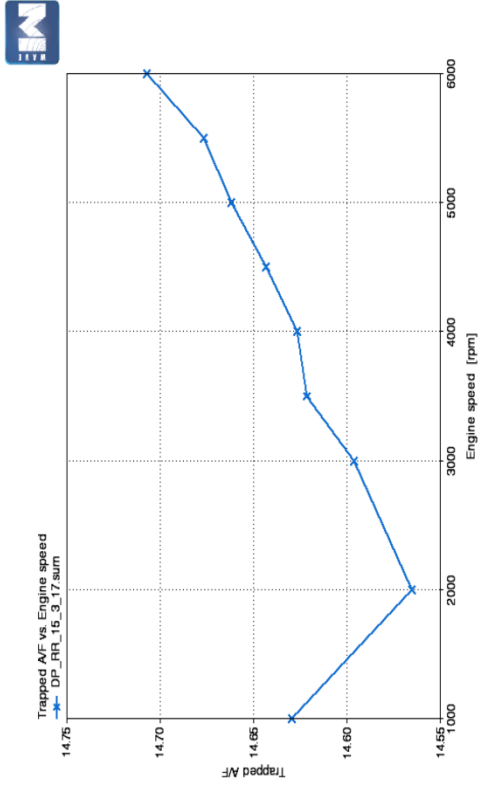


Graf 30: Úhlová délka hoření

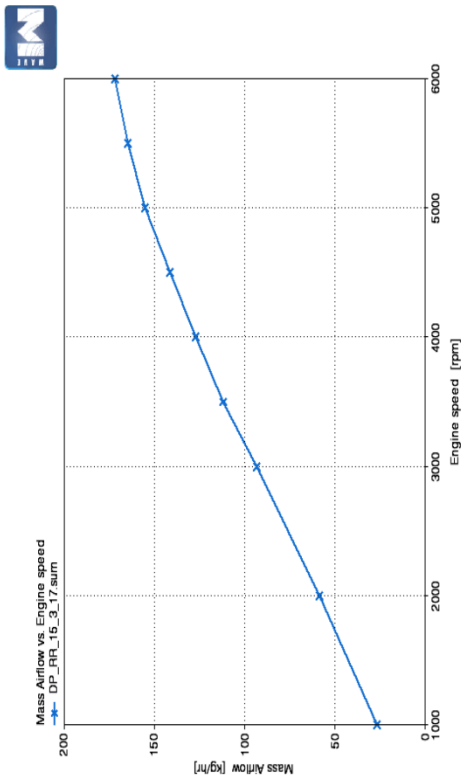




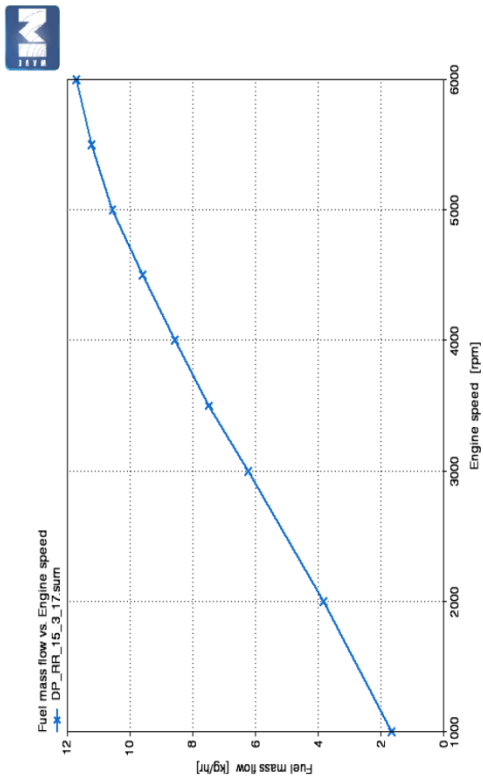
Graf 34: Hmotnostní průtok výfukových plynů



Graf 35: Poměr vzduchu a paliva

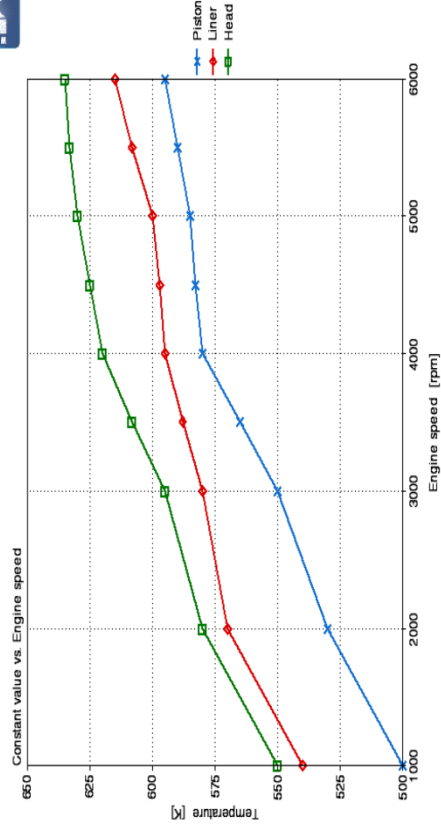


Graf 33: Hmotnostní průtok vzduchu

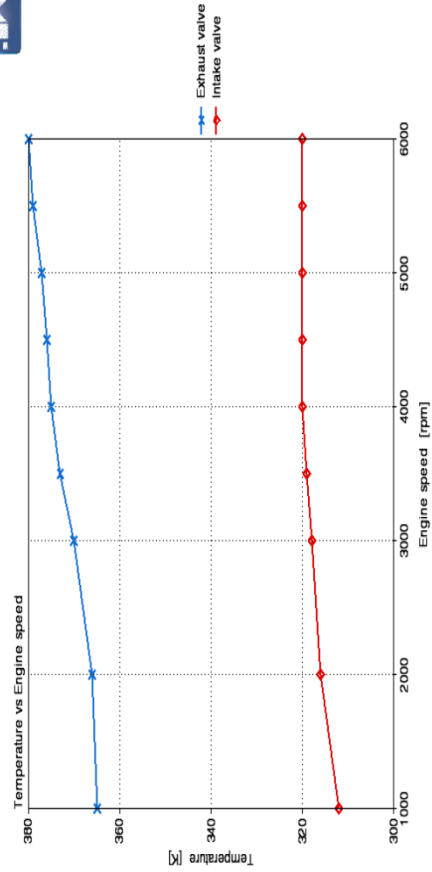


Graf 35: Hmotnostní průtok paliva

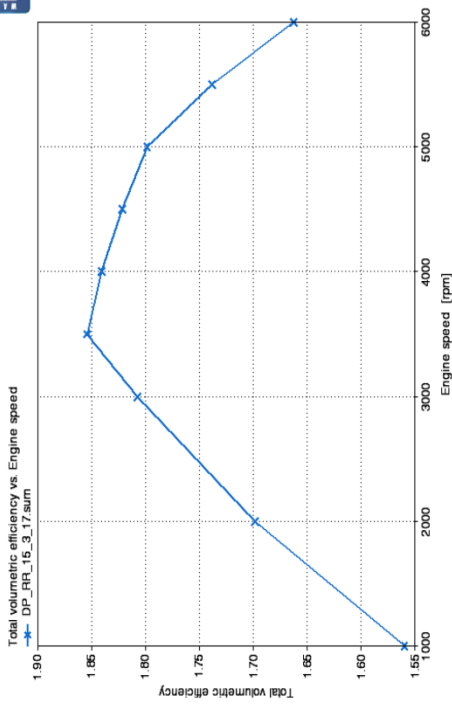




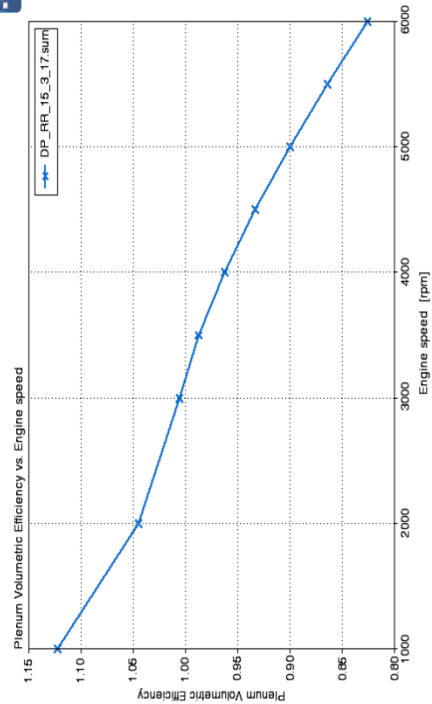
Graf 38: Teplota – pístu, ojnice a vložky válce



Graf 39: Teplota ventilů

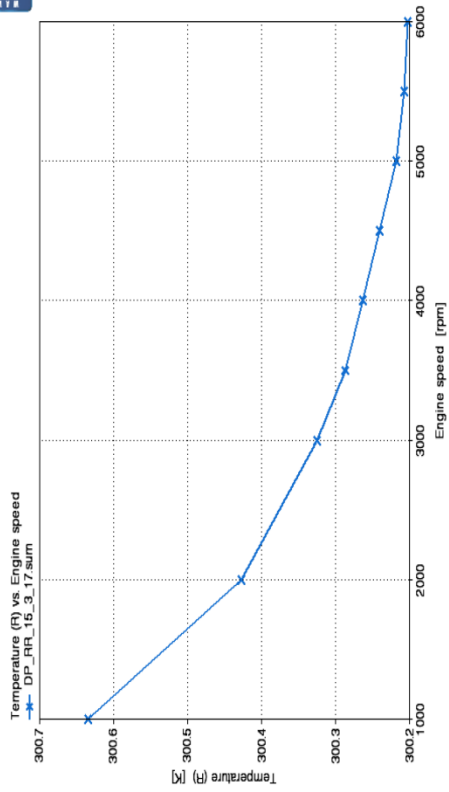


Graf 36: Celková objemová účinnost

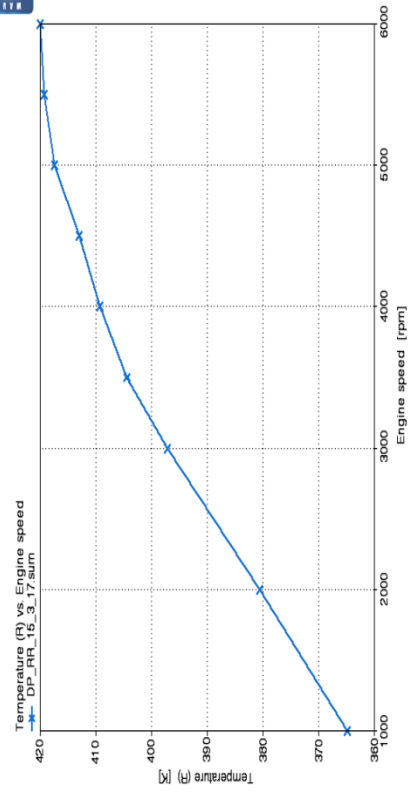


Graf 37: Plnicí účinnost

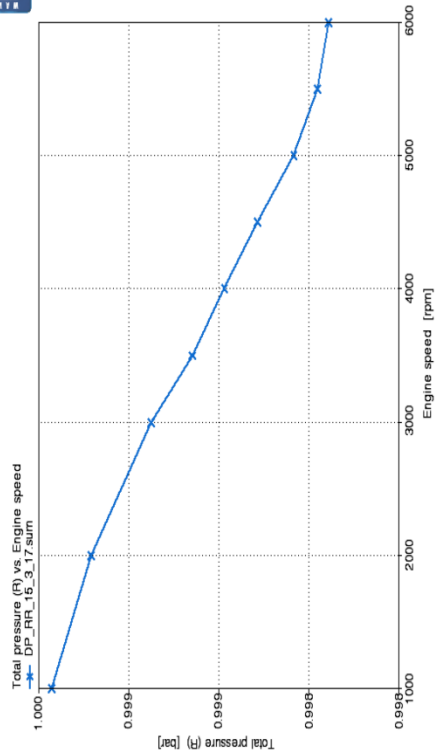




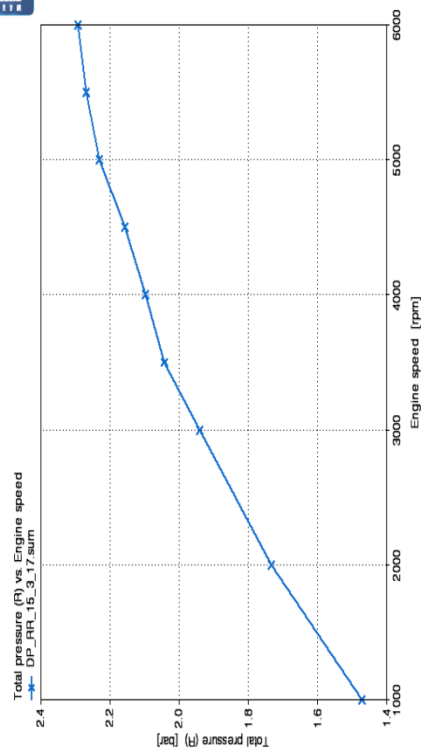
Graf 42: Teplota před kompresorem



Graf 43: Teplota za kompresorem

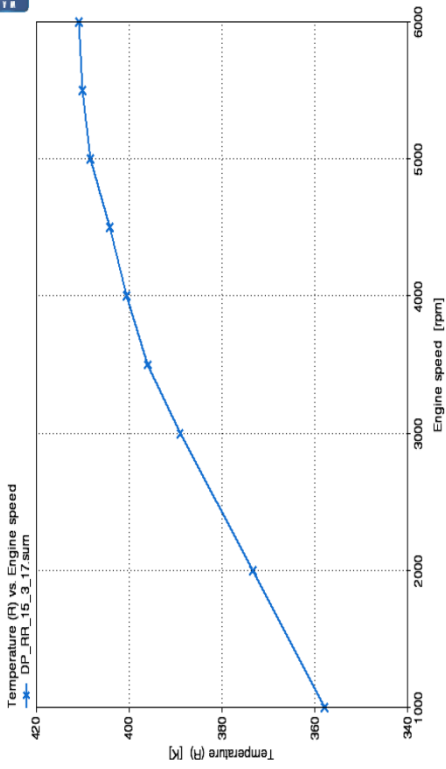


Graf 40: Tlak před kompresorem

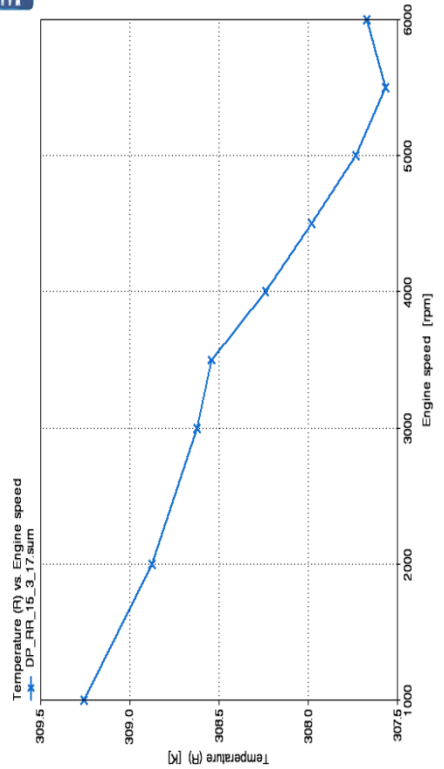


Graf 41: Tlak za kompresorem

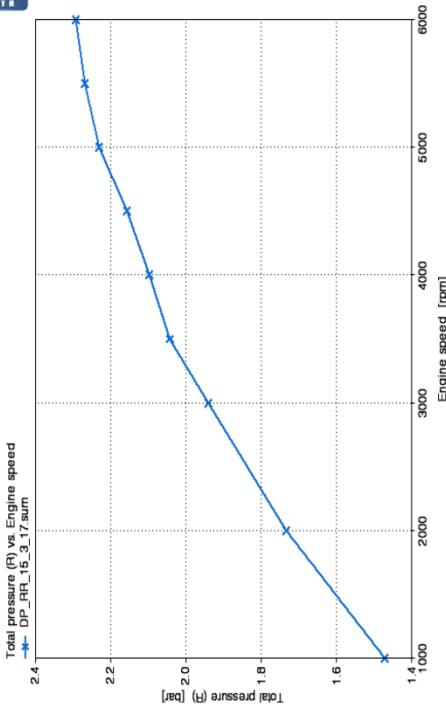




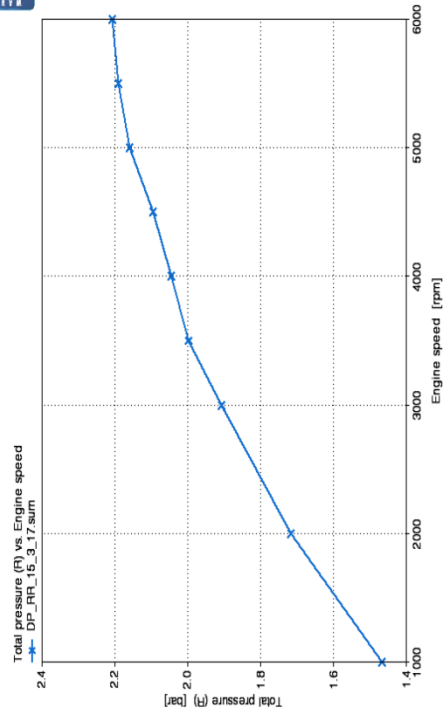
Graf 46: Teplota před mezichladičem



Graf 47: Teplota za mezichladičem

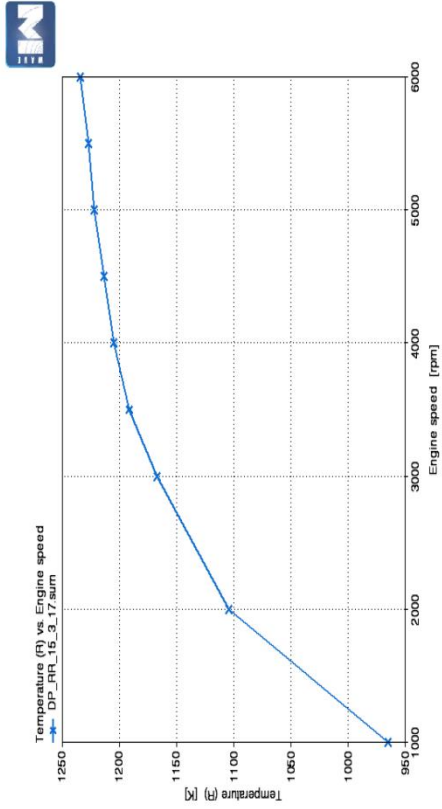


Graf 44: Tlak před mezichladičem

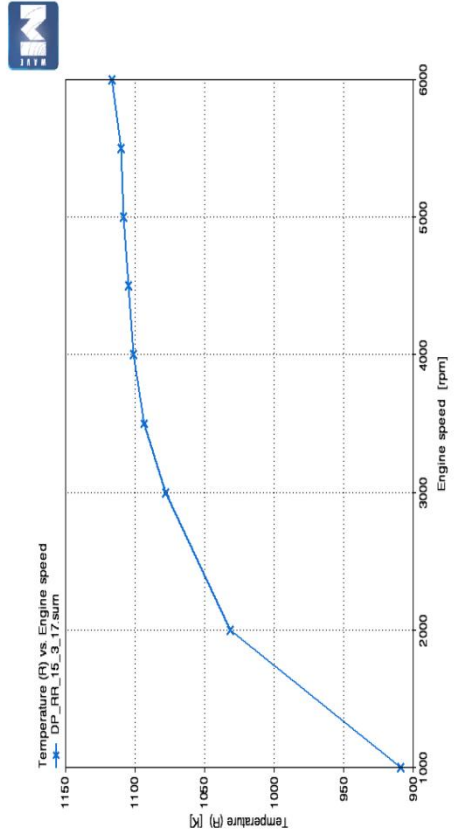


Graf 45: Tlak za mezichladičem

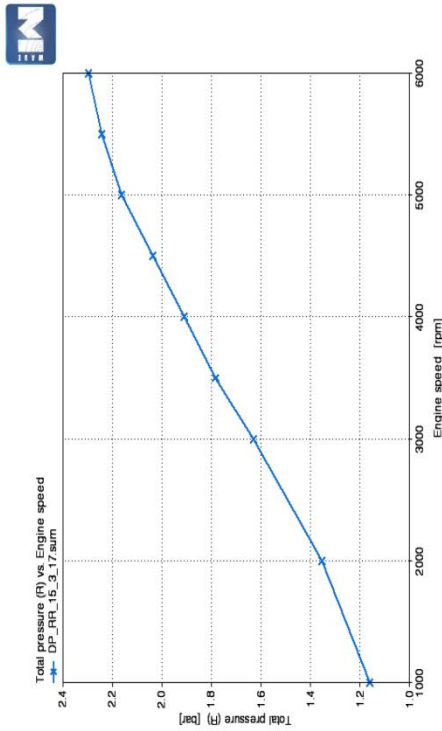




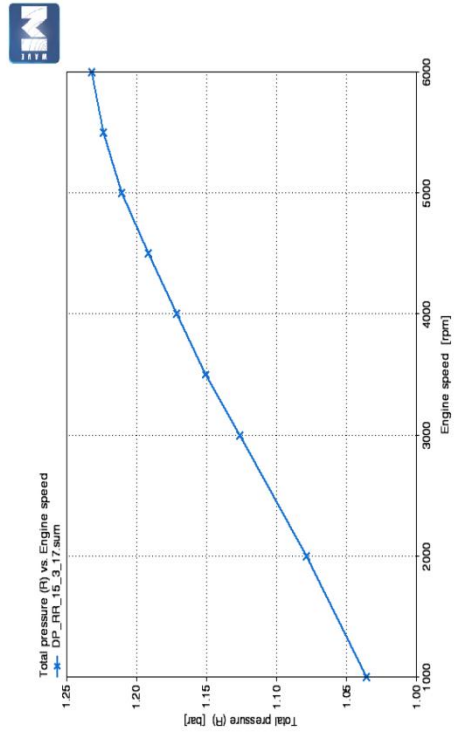
Graf 50: Teplota před turbínou



Graf 51: Teplota za turbínou

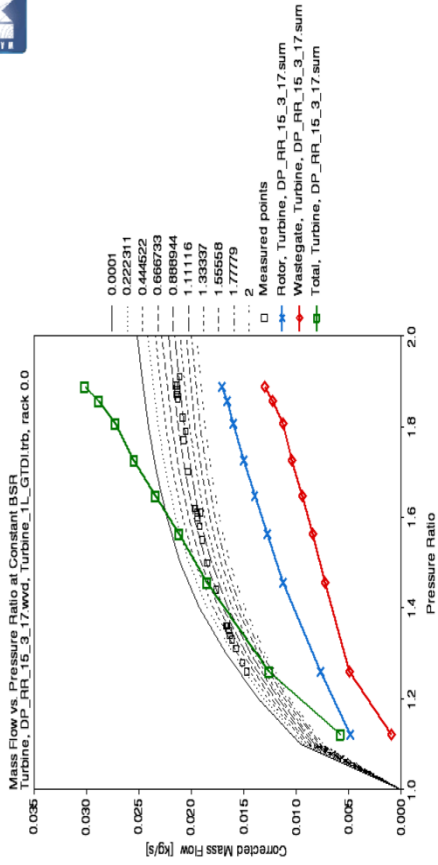


Graf 48: Tlak před turbínou

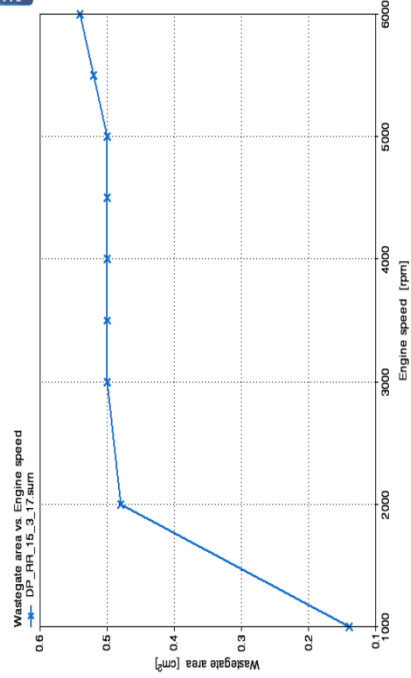


Graf 49: Tlak za turbínou

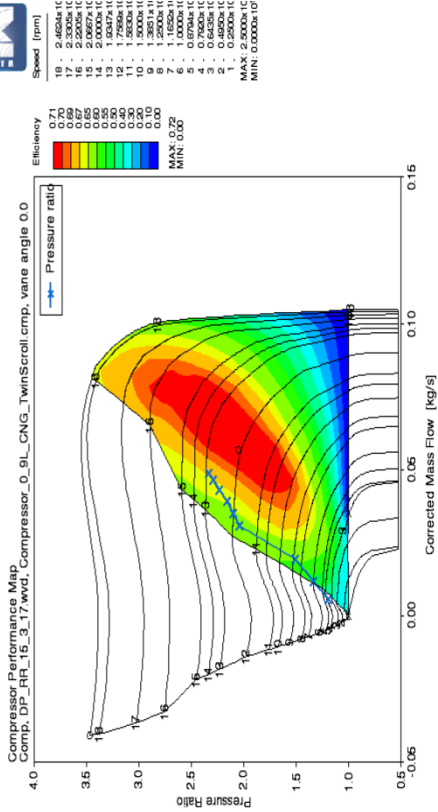




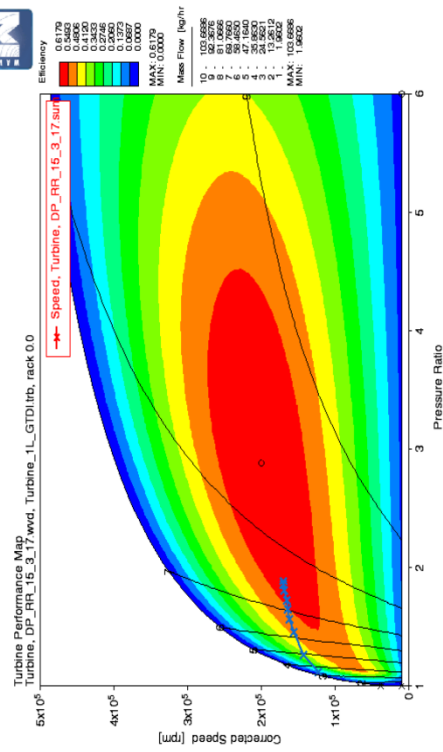
Graf 54: Průměrné množství vzduchu v závislosti na tlakovém poměru



Graf 55: Míra otevření wastegate

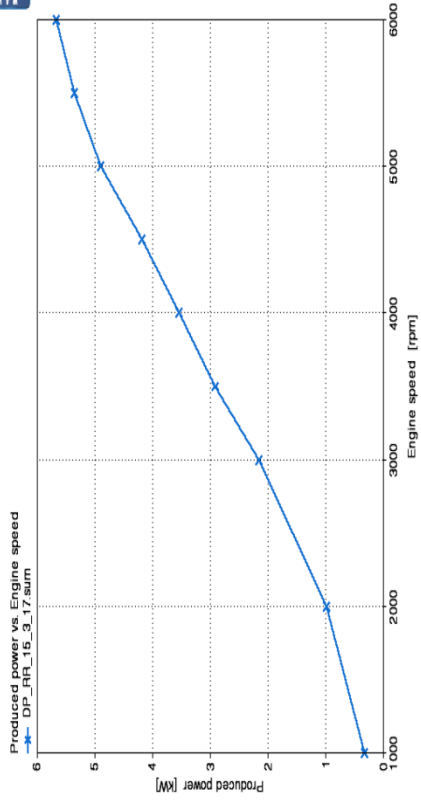


Graf 52: Charakteristika kompresoru

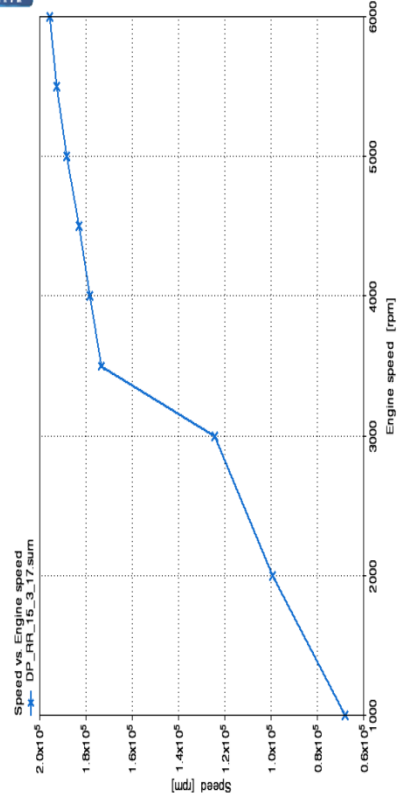


Graf 53: Charakteristika turbíny

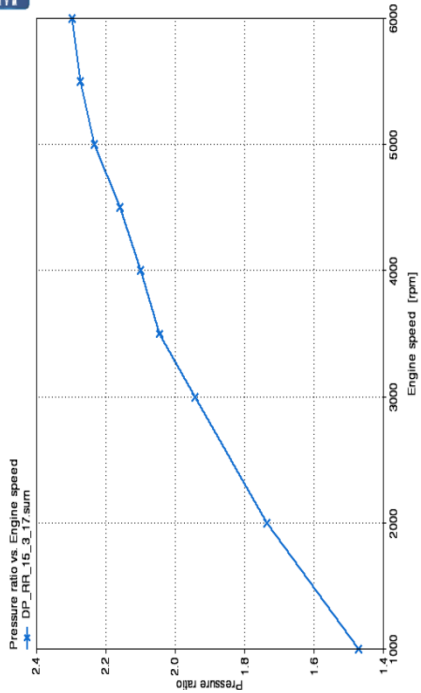




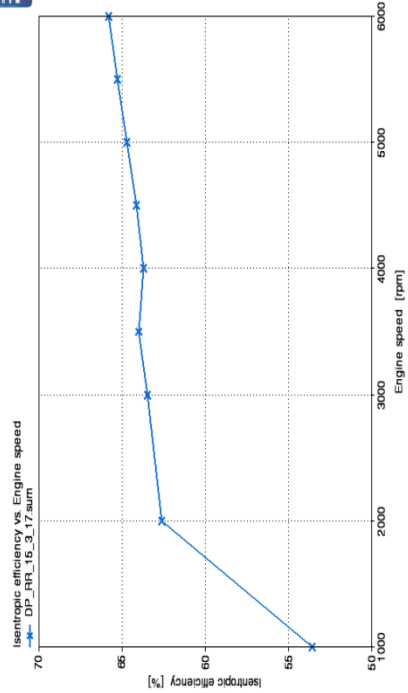
Graf 58: Přiklon kompresoru



Graf 59: Otáčky kompresoru

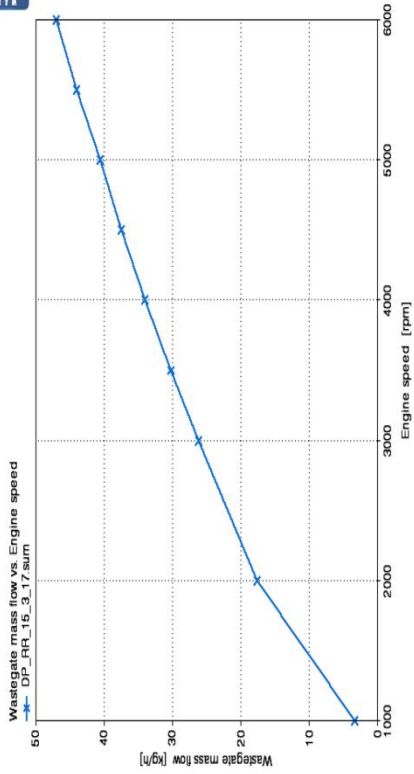


Graf 56: Tlakový poměr kompresoru

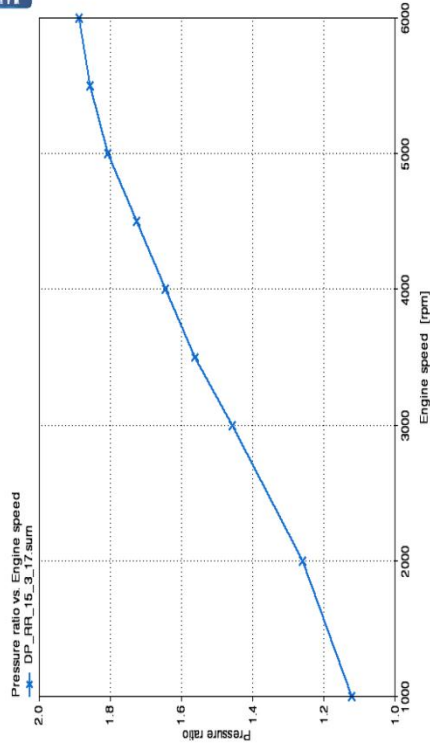


Graf 57: Isoentropická účinnost kompresoru

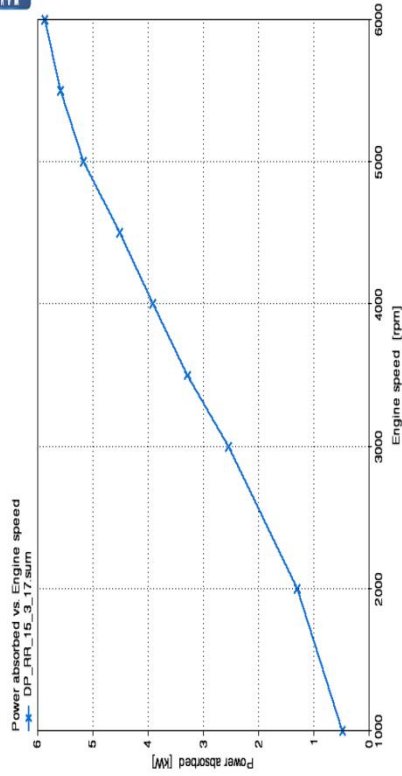




Graf 62: Průtok skrze wastegate



Graf 60: Tlakový poměr turbíny



Graf 61: Výkon turbíny



Finální výkon motoru (Graf 21) dosáhl 50 kW při 6 000 min⁻¹. Výsledek přesahuje minimální požadovaný výkon.

Točivý moment finálního modelu dosahuje hodnot 93 Nm při 3 500 min⁻¹ a 80 Nm při 6 000 min⁻¹. Pro pohon elektrogenerátoru jsou tyto hodnoty více než dostačující.

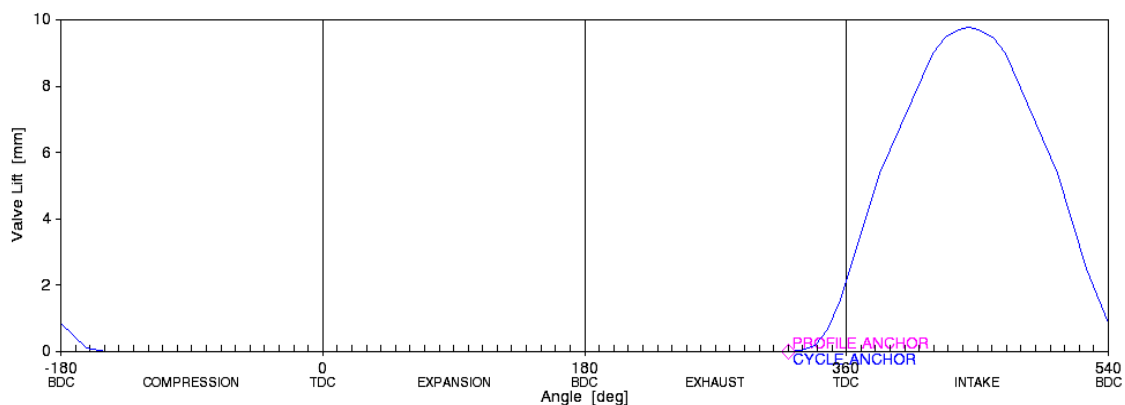
Měrná spotřeba paliva motoru v současném stavu je 218 g/kW/h při 3 500 min⁻¹ a 232 g/kW/h při 6 000 min⁻¹.

Pro konstrukci motoru, zejména z pevnostního hlediska, je důležitá hodnota maximálního tlaku plynů ve válci. Při 3 500 min⁻¹ tato hodnota dosahuje hodnoty 10,74 MPa, při 5 500 min⁻¹ pak 11,9 MPa. Finální výpočty jsou poté provedeny pro oba režimy. V diplomové práci je následně uveden výpočet jen pro více zatížený případ.

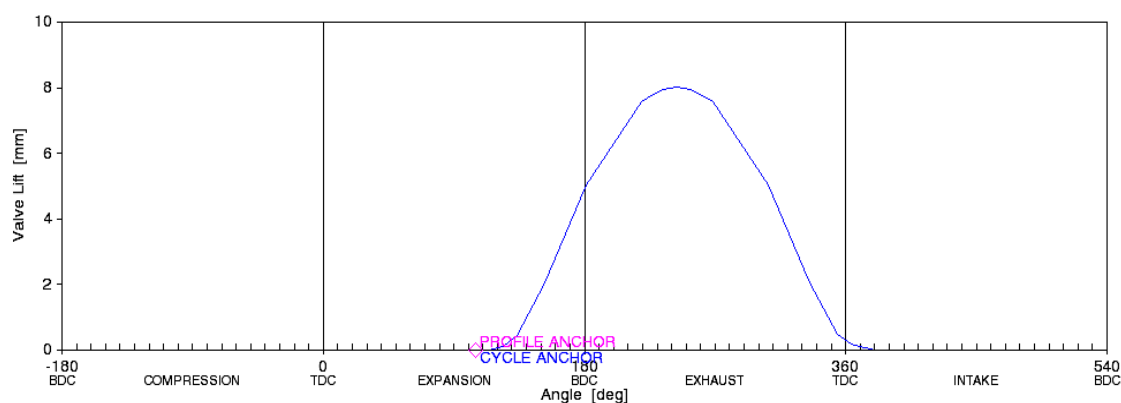


3.5.5 Časování a průběh zdvihu ventilů

Významný vliv na parametry motoru, a to zejména na plnění válce a výměnu plynů ve válci, má časování ventilů. Protože motor bude pracovat pouze v několika režimech, není nutné, aby byl motor nastaven na optimální průběh v celém otáčkovém režimu nebo byl vybaven zařízením pro variabilní časování ventilů. Základní nastavení časování bylo nastaveno podle programu Tlak.xls, to bylo následně upravováno, dokud nebylo dosaženo požadovaných hodnot výkonu a měrné spotřeby paliva.



Graf 63: Průběh zdvihu sacího ventilu



Graf 64: Průběh zdvihu výfukového ventilu

Časování ventilů je uzpůsobeno koncepci motoru. Z grafů (Graf 64 a Graf 65) je zřejmé, že časování je nastavené na poměrně velké překrytí ventilů, tím dojde k lepšímu propláchnutí spalovacího prostoru. Protože je použité přímé vstřikování paliva do válce, nedochází k průniku paliva do výfukového potrubí.



3.5.6 Parametry motoru

V tabulce 11 je vidět celkové nastavení simulovaného motoru. Hlavními parametry, kterými bylo možné upravovat vlastnosti motoru, bylo časování ventilů, to musí být pro všechny počítané režimy (Case) stejné, další možností byla především korekce doby a trvání vstřiku paliva. Jednotlivé významy zkratk jsou uvedeny v seznamu zkratk.

Tabulka 11: Nastavení motoru pro simulaci

	Name	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
Status			Run	Run	Run	Run	Run	Run	Run	Run	Run
Title			Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
1	speed	rpm	1000	2000	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
2	A_F		14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.7	14.7
3	CA1090	deg	15	21	25	25	25	25	25	25	25
4	CA50	deg	10	10	10	10	8	8	5	5	5
5	Dur_Inj		70	80	105	115	130	140	155	160	170
6	EV_Temp	K	365	366	370	373	375	376	377	379	380
7	EVP		105	105	105	105	105	105	105	105	105
8	Head_Temp	K	550	580	595	608	620	625	630	633	635
9	Intake_Pressure	bar	1.1	1.3	1.6	1.7	1.9	2	2.1	2.2	2.3
10	IV_Temp	K	312	316	318	319	320	320	320	320	320
11	IVP		320	320	320	320	320	320	320	320	320
12	Liner_Temp	K	540	570	580	588	595	597	600	608	615
13	ncyc	s	25	25	25	25	25	25	25	25	25
14	Piston_Temp	K	500	530	550	565	580	583	585	590	595
15	SOI	deg	460	450	425	415	400	390	380	370	360
16	Throttle_Angle	deg	90	90	90	90	90	90	90	90	90
17	TurboShaft_RPM	rpm	200000	200000	200000	200000	200000	200000	200000	200000	200000
18	wg	mm^2	400	250	150	50	50	50	50	50	50



3.6 Návrhové výpočty hlavních dílů a vyvážení motoru

3.6.1 Hlavní rozměry motoru

Motor navržený v diplomové práci je konstruován jako zážehový dvouválec se souběžnými písty. Rozvody motoru jsou koncipovány jako bezvahadlové (hrnečková zdvihátka) DOHC. Jednotlivé součásti byly zkonstruovány dle zjednodušených výpočtů, vhodných pro takovýto projekční návrh. Výpočty jednotlivých součástí jsou rozděleny do podkapitol, dle výsledků výpočtů jsou následně vymodelovány součásti motoru, které jsou popsány v další kapitole.

Hlavní vstupní veličiny pro jednotlivé výpočty součástí jsou uvedeny v tabulce 12. Tyto veličiny jsou dány jednak výslednými hodnotami veličin ze simulace v softwaru Wave, ale také volbou při návrhu motoru. Jednotlivé veličiny jsou pro přehlednost následně uvedeny v tabulkách použitých veličin v každé podkapitole.

Tabulka 12: Hlavní návrhové parametry motoru

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Otáčky motoru	n	6 000	min ⁻¹
Výkon motoru	Pe	50	kW
Vrtání válce	D	69	mm
Zdvih pístu	Z	66	mm
Maximální tlak ve válci	p _{max}	11,62	MPa
Rozteč válců	lz	75	mm



3.6.2 Pístní čep

Návrh pístního čepu je definován především velikostí síly od tlaků plynů působících na píst a následně stykovou plochou mezi pístem a pístním čepem, která zaručí přenesení síly ze dna pístu na pístní čep a následně na ojnici. Hlavními rozměry pístního čepu jsou jeho vnitřní a vnější průměr. Ty mají největší vliv na ovalizaci a průhyb pístního čepu. Výpočet pístního čepu byl navržen podle výpočetní metody od firmy Kolbenschmidt (rovnice 27 – 34).

Síla od tlaku plynů:

$$F = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{N}] \quad (27)$$

Měrný tlak:

$$\bar{p} = \frac{F}{d_a \cdot B} \quad [\text{MPa}] \quad (28)$$

Ovalizace pístního čepu:

$$\Delta d = \frac{1}{12} \cdot \frac{F \cdot r_m^3}{E \cdot J_o} \quad [\text{mm}] \quad (29)$$

Střední poloměr čepu:

$$r_m = \frac{d_a - d_i}{4} \quad [\text{mm}] \quad (30)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$J_o = \frac{l_p}{96} \cdot (d_a - d_i)^3 \quad [\text{mm}^4] \quad (31)$$

Průhyb pístního čepu:

$$y = \gamma \cdot \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot J_b} \quad [\text{mm}] \quad (32)$$

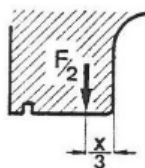
Průřezový modul v ohybu:

$$J_b = \frac{\pi}{64} \cdot (d_a^4 - d_i^4) \quad [\text{mm}^4] \quad (33)$$

Faktor rozdělení zatížení mezi píst a ojnici:

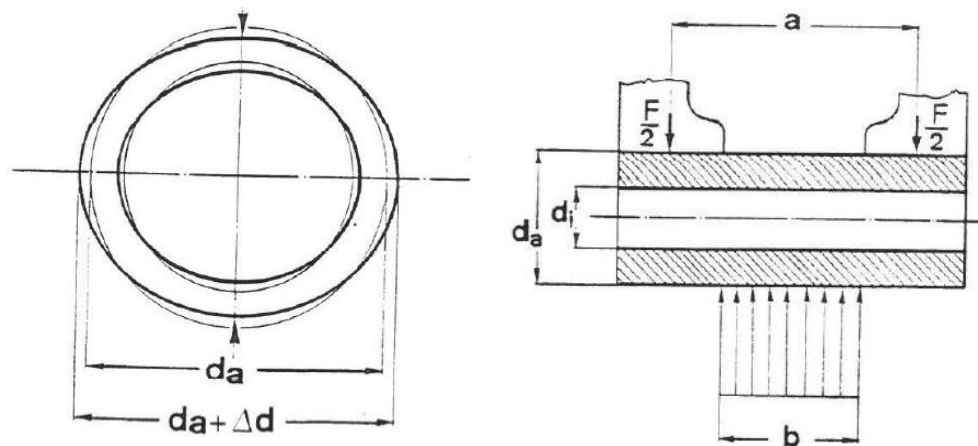
$$\gamma = 1 - \frac{b}{2 \cdot a} \quad [1] \quad (34)$$

Součinitel a , tedy vzdálenosti mezi zatěžujícími silami, je dán konstrukcí podepření oka ke dnu pístu. Rozdělení může být dvojího druhu. Prvním je elastické, druhým pak tuhé. V diplomové práci bylo využito tuhého druhu podepření, které je znázorněno na obrázku 32.



Obrázek 32: Tuhé provedení podepření oka ojnice



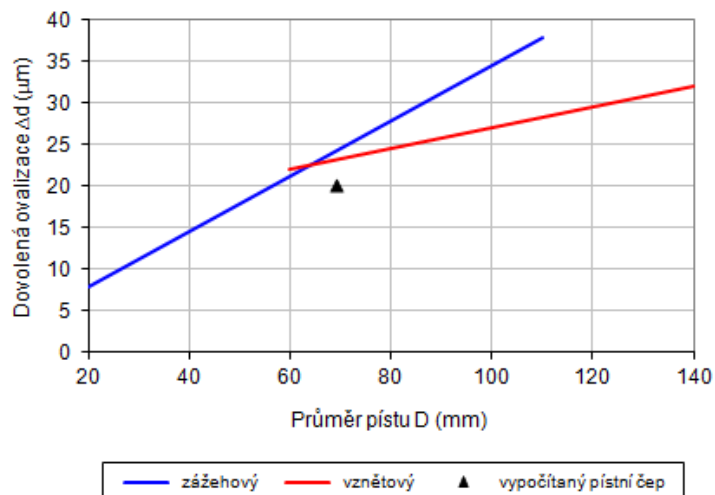


Obrázek 33: Rozměry pístního čepu

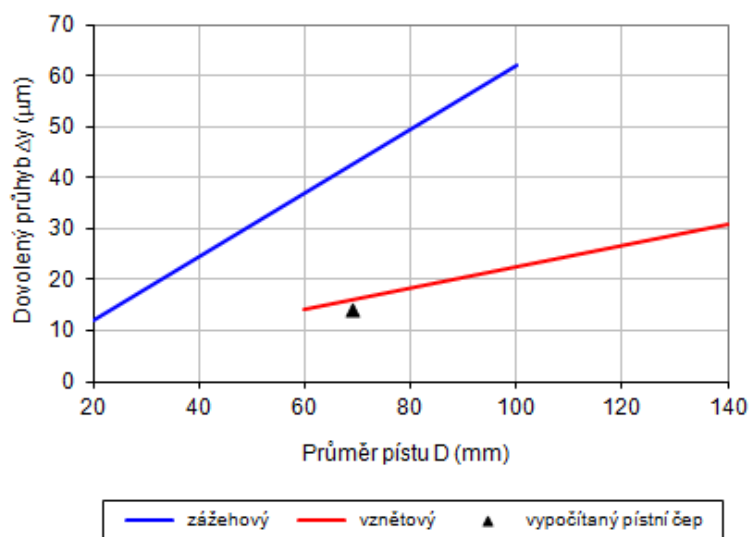
Tabulka 13: Výsledné hodnoty návrhu pístního čepu

Pístní čep			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Průměr čepu	d_a	20	mm
Vnitřní průměr čepu	d_i	11	mm
Maximální tlak ve válci	p_{max}	11,620	MPa
Měrný tlak	\bar{p}	70,081	MPa
Síla tlaku plynů	F	43450,441	N
Šířka uložení čepu v pístu	x	15,5	mm
Šířka uložení čepu v ojnici	B	21	mm
Ovalizace pístního čepu	Δd	0,0191	mm
Střední poloměr pístu	r_m	7,75	mm
Modul pružnosti v tahu	E	215000	MPa
Průřezový modul	J_0	410,0625	mm ⁴
Délka pístního čepu	l_p	54	mm
Vzdálenost mezi zatěžujícími silami	a	33,3333	mm
Průřezový modul	J_b	7135,2932	mm ⁴
Faktor rozdělení zatížení	γ	0,685	1
Průhyb	y	0,01497	mm
Ovalizační napětí	σ_o	230,9608	MPa
Průřezový modul	W_o	182,25	mm ³
Podélné ohybové napětí	σ_b	126,8647	MPa
Průřezový modul	W_b	713,5293	mm ³
Výsledné redukované napětí	σ_{red}	200,3416	MPa
Hmotnost	m	0,0924	kg





Graf 65: Ovalizace pístního čepu



Graf 66: Dovolený průhyb pístního čepu

Z grafů 65 a 66 je zřejmé, že rozměry pístního čepu s hodnotou ovalizace $\Delta d = 0,0191$ mm splňují podmínku ovalizace s maximálním možným využitím materiálu. Z hlediska dovoleného průhybu je hodnotou $y = 0,01497$ mm pístní čep předdimenzovaný. Veškeré rozměry jsou zvoleny jako kompromis mezi únosností materiálů pístu, materiálu pístního čepu, ovalizací, průhybem a velikostí posuvných hmot.

[60]





3.6.3 Píst

Rozměry pístu v rámci diplomové práce jsou určeny především vrtáním motoru a uložením pístního čepu. Vývoj pístů spalovacích motorů v současné době probíhá ve firmách, které se tímto specializovaným odvětvím zabývají. Konstruktor motoru většinou navrhne pouze hlavní tvar pístu, korunu pístu a rozměry uložení pístního čepu. Následnou geometrii a finální tvar pláště pístu, uložení pro pístní kroužky, materiálové a pevnostní vlastnosti vyvíjí následně dodavatelská firma.

V diplomové práci byly hlavní inspirací písty podobné velikosti, tzn. malých čtyřválcových motorů do objemu $1,2 \text{ dm}^3$ a čtyřdobých motocyklových motorů. Zároveň byl píst navržen tak, aby dodržoval hodnoty doporučené literaturou.



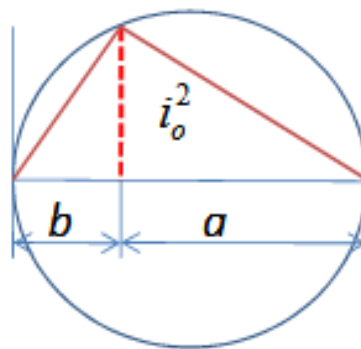
3.6.4 Návrh ojnice

Účelem ojnice je převést přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Ojnice je zatížena silami vyvolanými tlakem plynů a setrvačnými silami posuvných hmot. Pevnostní výpočty lze rozdělit na výpočet pevnosti horního oka, dříku, spodního oka ojnice a ojničních šroubů.

Výpočet je poměrně komplexní a je lepší jej provést pomocí metody konečných prvků.

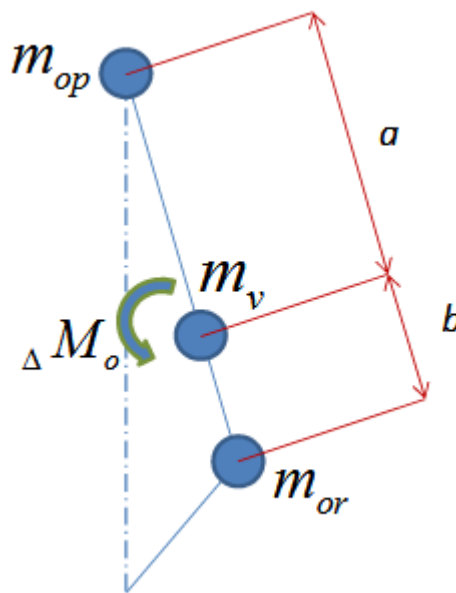
V koncepčním návrhu je důležitější rozložení hmot samotné ojnice. Celkovou hmotu ojnice lze rozdělit na dvě části, a to na posuvné hmoty a rotační hmoty. Rozložení hmot by mělo splňovat podmínku:

$$i_0^2 = a \cdot b \quad (35)$$



Obrázek 34: Podmínka vyvážení ojnice

V případě, že by rozložení hmot tuto podmínku nesplňovalo, muselo by být při výpočtech počítáno s kompenzačním momentem, který by eliminoval nevyváženost ojnice.



Obrázek 35: Rozdělení hmoty ojnice na posuvné a rotační hmoty



Součet hmot ojnice:

$$m_o = m_{op} + m_{or} + m_v \quad [\text{kg}] \quad (36)$$

Poloha těžiště ojnice:

$$0 = m_{op} \cdot a - m_{or} \cdot b \quad [\text{N.m}] \quad (37)$$

Shodnost momentů setrvačnosti k těžišti:

$$J_0 = i_0^2 \cdot m_o = m_{op} \cdot a^2 + m_r \cdot b^2 \quad [\text{kg.m}^2] \quad (38)$$

Tabulka 14: Výsledné hodnoty návrhu ojnice

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Délka	l	120	mm
Klikový poměr	λ	0,275	1
Hmotnost ojnice	m	0,3146	kg
Vzdálenost posuvných hmot k těžišti	a	86,785	mm
Vzdálenost rotačních hmot k těžišti	b	33,215	mm
Moment setrvačnosti ojnice	J	867,422	kg/mm ²
Vypočítaný moment setrvačnosti	i^2	2 756,660	mm ²
Potřebný moment setrvačnosti	a*b	2 882,570	mm ²
Delta momentů setrvačnosti	Δ	125,909	1
Posuvná hmota ojnice	m_{op}	0,0818	kg
Rotační hmota ojnice	m_{or}	0,2328	kg
Hmotnostní účinek nevyváženosti ojnice	m_v	0,0137	kg

Podmínka vyvážení ojnice není plně splněna $m_v \neq 0$. Při plném vyvážení ojnice by došlo ke zbytečnému nárůstu hmoty ojnice spodního oka.

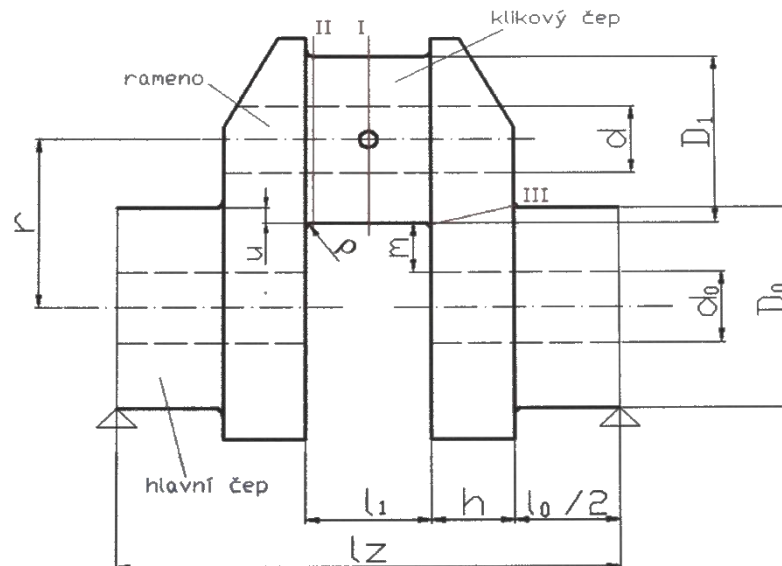
[61]



3.6.5 Kliková hřídel

Výpočet klikové hřídele byl zjednodušen na výpočet bezpečnosti pro jedno zalomení klikové hřídele ve třech kritických průřezech. Výpočet a korekce hodnot byly provedeny pomocí vzorců číslo 39 až 64.

Jako materiál klikového hřídele byla zvolena ocel 42CrMoS4, která po zušlechtnění dosahuje pevnosti v tahu až 1300 MPa.



Obrázek 36: Schématická skica zalomení klikové hřídele

Síla působící na píst:

$$F = F_p + F_m \quad [\text{N}] \quad (39)$$

Tlaková síla:

$$F_p = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{N}] \quad (40)$$

Setrvačná síla:

$$F_m = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad [\text{N}] \quad (41)$$

Odstředivá síla rotujících hmot:

$$F_{ro} = -m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (42)$$



Tabulka 15: Vstupní hodnoty návrhu klikové hřídele

Kliková hřídel			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Síla působící na píst	F	37622,00	N
Tlaková síla	F _p	43450,44	N
Součet posuvných hmot	m _p	0,351	kg
Součet rotačních hmot pro jedno rameno	m _r	2,104	kg
Setrvačná síla od posuvných hmot	F _m	-5828,44	N
Síla od rotačních hmot	F _r	37622,00	N
Poloměr kliky	r	33	mm
Užitečný točivý moment	M _{kn}	80	Nm
Průměr hlavního čepu	D ₀	48	mm
Šířka hlavního čepu	s ₀	26	mm
Průměr ojnicního čepu	D ₁	42	mm
Šířka ojnicního ložiska	s ₁	26	mm
Vývrt hlavního ložiska	d ₀	15	mm
Poloměr zaoblení	ρ	2	mm
Šířka ramene	h	11,5	mm
Příčná šířka ramena	h'	15	mm
Délka ramena	b	52	mm
Polovina délky hlavního čepu	l ₀ /2	37,5	mm

Zatížení od celkové radiální síly pro:

$$F_{rc} = F_r + F_{ro} \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$\alpha = 360^\circ \quad F_{rch} = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - r \cdot \omega^2 \cdot [m_p \cdot (1 + \lambda) + m_r] \quad [\text{N}] \quad (44)$$

$$\alpha = 0^\circ \quad F_{rch} = -r \cdot \omega^2 \cdot [m_p \cdot (1 + \lambda) + m_r] \quad [\text{N}] \quad (45)$$

Střední napětí pro jednotlivé průřezy:

$$\text{Pro průřez I} \quad \sigma_{mI} = \frac{l_z}{4 \cdot W_{oI}} \cdot \left\{ p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - r \cdot \omega^2 \cdot [m_p \cdot (1 + \lambda) + m_r] \right\} \quad [\text{N}] \quad (46)$$

$$\text{Pro průřez II} \quad \sigma_{mII} = \frac{l_z - l_p + 2 \cdot \rho}{4 \cdot W_{oII}} \cdot \left\{ p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - r \cdot \omega^2 \cdot [m_p \cdot (1 + \lambda) + m_r] \right\} \quad [\text{N}] \quad (47)$$

$$\text{Pro průřez III} \quad \sigma_{mIII} = \frac{l_0 + h}{4 \cdot W_{oIII}} \cdot \left\{ p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - r \cdot \omega^2 \cdot [m_p \cdot (1 + \lambda) + m_r] \right\} \quad [\text{N}] \quad (48)$$

Amplitudové napětí pro jednotlivé průřezy:

$$\text{Pro průřez I} \quad \sigma_{aI} = \frac{l_z}{32 \cdot W_{oI}} \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot D^2 \quad [\text{N}] \quad (49)$$

$$\text{Pro průřez II} \quad \sigma_{aII} = \frac{l_z - l_1 + 2 \cdot \rho}{32 \cdot W_{oI}} \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot D^2 \quad [\text{N}] \quad (50)$$

$$\text{Pro průřez III} \quad \sigma_{aIII} = \frac{l_0 + h}{32 \cdot W_{oI}} \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot D^2 \quad [\text{N}] \quad (51)$$

$$\text{Střední torzní napětí:} \quad \tau_{mI} = \tau_{mI} = \frac{M_{kn}}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (52)$$



Amplitudové torzní napětí: $\tau_{aI} = \tau_{aII} = \zeta \cdot \frac{p_{\max} \cdot \pi \cdot r \cdot D^2}{4 \cdot W_k} + \psi$ [MPa] (53)

Průřezové moduly:

Ohybový v místě I a II: $W_{oI} = W_{oII} = \frac{\pi}{32} \cdot D_1^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right]$ [MPa] (54)

Ohybový v místě III: $W_{oIII} = \frac{b \cdot h^2}{6}$ [MPa] (55)

Pro krut: $W_{oIII} = \frac{\pi}{16} \cdot D_1^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4\right]$ [MPa] (56)

Tabulka 16: Zatížení klikové hřídele

Ohybové napětí uprostřed kliky			
Střední ohybové napětí	σ_{mI}	-29,8747	MPa
Amplitudové ohybové napětí	σ_{aI}	56,0038	MPa
Průřezový modul v ohybu	W_{oI}/W_{oII}	7 273,5723	mm ³
Ohybové napětí na kraji čepu			
Střední ohybové napětí	σ_{mII}	-21,1114	MPa
Amplitudové ohybové napětí	σ_{aII}	39,5760	MPa
Ohybové napětí uprostřed ramene			
Střední ohybové napětí	σ_{mIII}	-54,9171	MPa
Amplitudové ohybové napětí	σ_{aIII}	105,9879	MPa
Průřezový modul v ohybu	W_{oIII}	1950	mm ³
Napětí v krutu uprostřed kliky			
Střední torzní napětí	τ_{mI}	5,4993	MPa
	ζ	0,1	1
Přídavné napětí od torzních kmitů	ψ	20	MPa
Amplitudové torzní napětí	τ_{aI}	29,8566	MPa
Průřezový modul v krutu	W_{kI}	14 547,1447	mm ³
Napětí v krutu na kraji čepu			
Střední	τ_{mII}	5,4993	MPa
Součinitel počtu válců	ζ	0,1	1
Přídavné napětí od torzních kmitů	ψ	20	MPa
Amplitudové torzní napětí	τ_{aII}	29,8566	MPa
Průřezový modul v krutu	W_{kII}	14 547,1447	mm ³



Míra bezpečnosti klikové hřídele z hlediska únavy

Mez únavy při střídavém tahu: $\sigma_c = 0,28 \cdot \sigma_p$ [MPa] (57)

Mez únavy při míjivém tahu: $\sigma_{hc} = 0,4 \cdot \sigma_p$ [MPa] (58)

Fiktivní mez pevnosti: $\sigma_F = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2 \cdot \sigma_c - \sigma_{hc}}$ [MPa] (59)

Cyklická mez únavy v ohybu: $\sigma_{co}^* = \eta_{po} \cdot \nu_o \cdot \frac{\sigma_c}{\beta_o}$ [MPa] (60)

Cyklická mez únavy v krutu: $\tau_{co}^* = \eta_{pt} \cdot \nu_t \cdot \frac{\tau_c}{\beta_t}$ [MPa] (61)

Bezpečnost v krutu: $\frac{1}{k_\tau} = \frac{\tau_a}{\tau_o} + \frac{\tau_m}{\tau_F}$ [MPa] (62)

Bezpečnost v ohybu: $\frac{1}{k_o} = \frac{\sigma_a}{\sigma_o} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}$ [MPa] (63)

Celková bezpečnost: $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_\tau} + \frac{1}{k_o}$ [MPa] (64)

Tabulka 17: Výsledky pevnostního výpočtu jednoho zalomení klikové hřídele

Vrubová citlivost	σ_p	1200	MPa
	σ_k/σ_p	0,8	1
	$\eta_{(\sigma p)}$	0,905	1
	$\eta_{(\sigma k/\sigma p)}$	0,832	1
Vrubová citlivost pro tah-tlak	$\eta_{(o)}$	0,87	1
Vrubová citlivost pro cyklický krut	$\eta_{(t)}$	0,83	1
Vliv jakosti povrchu pro ohyb	η_{po}	0,96	1
Vliv jakosti povrchu pro krut	η_{pt}	0,98	1
Mez únavy při střídavém tahu	σ_c	336	MPa
Mez únavy při míjivém tahu	σ_{hc}	480	MPa
Mez pevnosti v krutu	τ_c	235,2	MPa
Fiktivní mez pevnosti v krutu	τ_f	1 411,2	MPa
Fiktivní mez pevnosti v ohybu	σ_f	840	MPa
Průřez I			
Tvarový součinitel pro ohyb	α_o	2,32	1
Tvarový součinitel pro krut	α_k	3,37	1
Součinitel vrubu pro ohyb	β_o	2,15	1
Součinitel vrubu pro krut	β_k	2,97	1
Cyklická mez únavy v ohybu s vrubem	σ_{co}^*	150,02	MPa
Cyklická mez únavy v krutu s vrubem	τ_c^*	77,60	MPa
Průřez II			
Tvarový součinitel pro ohyb	α_o	1,75	1
Tvarový součinitel pro krut	α_k	2,57	1
Součinitel vrubu pro ohyb	β_o	1,66	1
Součinitel vrubu pro krut	β_k	2,30	1
Cyklická mez únavy v ohybu s vrubem	σ_{co}^*	194,89	MPa
Cyklická mez únavy v krutu s vrubem	τ_c^*	100,19	MPa



Průřez III			
Tvarový součinitel pro ohyb	α_o	1,75	1
Tvarový součinitel pro krut	α_k	2,57	1
Součinitel vrubu pro ohyb	β_o	1,66	1
Součinitel vrubu pro krut	β_k	2,30	1
Cyklická mez únavy v ohybu s vrubem	σ_{co}^*	194,89	MPa
Cyklická mez únavy v krutu s vrubem	τ_c^*	100,19	MPa

Tabulka 18: Bezpečnost zalomení klikové hřídele v myšleném řezu I

Bezpečnost v místě I			
Bezpečnost v ohybu	K_{co}	2,96	1
Bezpečnost v krutu	K_{ct}	2,57	1
Celková bezpečnost	K	1,94	1

Tabulka 19: Bezpečnost zalomení klikové hřídele v myšleném řezu II

Bezpečnost v místě II			
Bezpečnost v ohybu	K_{co}	5,61	1
Bezpečnost v krutu	K_{ct}	3,28	1
Celková bezpečnost	K	2,83	1

Tabulka 20: Bezpečnost zalomení klikové hřídele v myšleném řezu III

Bezpečnost v místě III			
Bezpečnost v ohybu	K_{co}	2,09	1
Celková bezpečnost	K	2,09	1

Bezpečnost v jednotlivých průřezích není nižší než 1,9. Takový výsledek vzhledem k druhu použitého materiálu pokládám za uspokojivý a konstrukci klikové hřídele jako vyhovující z hlediska únavy.

[60]



3.6.6 Vyvážení motoru

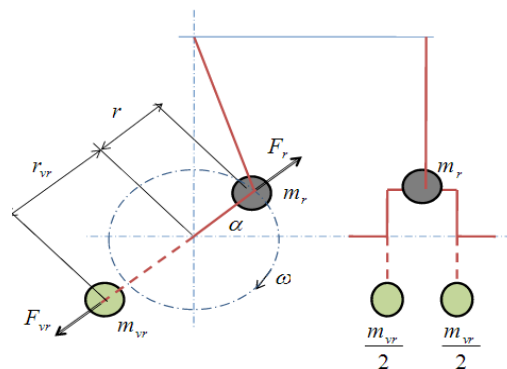
Dvouválcový motor se souběžnými písty je z principu nevyvážený setrvačnými silami prvního a druhého řádu (Obrázek 38). Kliková hřídel je navíc díky své konstrukci nevyvážená i vlivem rotačních hmot.

Rotační nevyváženost by způsobovala vznik odstředivé síly, která by značně namáhala jak klikovou hřídel, tak hlavní ložiska motoru. Z tohoto důvodu je nutné provést vyvážení této síly, výpočet protizávaží je zobrazen na následujících rovnicích (65-81). Vyvážení bylo nutné provést i ve 3D modelu klikové hřídele.

Aby byly rotační hmoty vyváženy na 100 %, bylo k vyvážení rotačních hmot využito vložené funkce v softwaru Creo Parametric. Rotační hmoty klikové hřídele tak byly vyváženy již ve 3D modelu a dodatečný vývažek bylo nutné vypočítat pouze pro vliv rotačních hmot ojnice.

Tabulka 21: Parametry pro výpočet vyvážení rotačních hmot

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Rozteč válců	l_z	75	mm
Rotační hmoty	m_r	2,1	kg
Hmotnost ojnice	m_{ror}	0,2328	kg
Poloměr těžiště vývažku	r_v	27,2	mm
Poloměr kliky	r	33	mm



Obrázek 37: Vyvážení rotačních hmot

Podmínka rovnováhy:

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (65)$$

$$F_r = F_{vr} \quad [\text{N}] \quad (66)$$

$$m_r \cdot r \cdot \omega^2 = m_{vr} \cdot r_{vr} \cdot \omega^2 \quad [1] \quad (67)$$

Hmotnost jednoho vývažku:

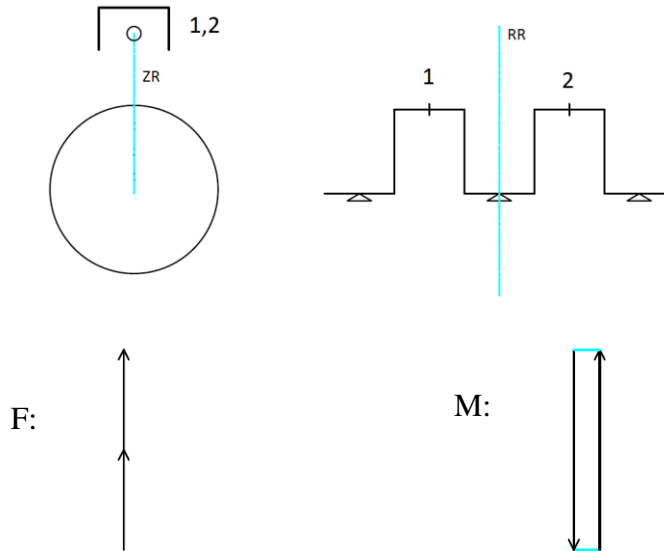
$$m_{vr} = m_{\text{ror}} \cdot \frac{r}{r_{vr}} \quad [\text{kg}] \quad (68)$$

Hmotnost jednoho vývažku:

$$m_{vr} = 0,2328 \cdot \frac{33}{27,2} = \underline{\underline{0,2548 \text{ kg}}}$$



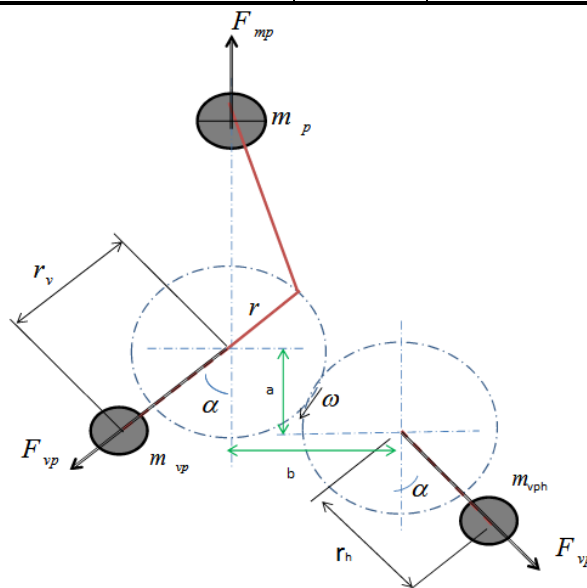
Z hlediska klidného chodu motoru a z hlediska akustických projevů motoru je u této koncepce vhodné vyvážit setrvačné síly prvního řádu. Vyvažovací hmoty jsou rozděleny mezi protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídel v poměru hmot 50:50. Tím je zajištěno, že dojde k eliminaci silového účinku ve vodorovném směru.



Obrázek 38: Určení nevyváženosti motoru

Tabulka 22: Parametry pro výpočet vyvážení setrvačných sil prvního řádu

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Rozteč válců	l_z	75	mm
Posuvné hmoty	m_p	0,35	kg
Poloměr těžiště vývažku	r_{vp}	27,2	mm
Poloměr kliky	r	33	mm



Obrázek 39: Vyvážení setrvačných hmot prvního řádu



Setrvačné síly prvního řádu:

$$F_{mp} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad [\text{N}] \quad (69)$$

Síla protizávaží:

$$F_{vp} = m_{vp} \cdot r_{vp} \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad [\text{N}] \quad (70)$$

Hmotnost protizávaží:

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = m_{vp} \cdot r_{vp} \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad [\text{N}] \quad (71)$$

$$m_{vp} = m_p \cdot \frac{r}{r_{vp}} \quad [\text{N}] \quad (72)$$

$$m_{vp} = 0,35 \cdot \frac{33}{27,2} = \underline{0,4246 \text{ kg}} \quad [\text{N}] \quad (73)$$

Celková hmotnost vývažku pro jedno zalomení klikové hřídele:

$$m_v = m_{vr} + \frac{m_{vp}}{2} = 0,47 \text{ kg} \quad [\text{kg}] \quad (74)$$

Celková hmotnost jednoho vývažku:

$$m_{vv} = \frac{m_v}{2} = \underline{0,212 \text{ kg}} \quad [\text{kg}] \quad (75)$$

Poloměr k těžišti vyvažovací hřídele:

$$r_h = 8,038 \quad [\text{mm}] \quad (76)$$

Hmotnost vývažku na vyvažovací hřídeli:

$$m_{vph} = \frac{r}{r_h} \cdot m_p = 1,44 \quad [\text{kg}] \quad (77)$$

Síla generovaná vyvažovací hřídelí:

$$F_{vph} = m_{vph} \cdot r_h \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (78)$$

Kontrola rozložení vyvažovacích hmot při $\alpha = 0^\circ$

$$F_{vph} = 4571,32 \quad [\text{N}] \quad (79)$$

$$F_{vp} = 4571,32 \quad [\text{N}] \quad (80)$$

$$F_{vph} = F_{vp} \quad [\text{N}] \quad (81)$$

Pro plné vyvážení rotačních i setrvačných sil od posuvných hmot prvního řádu je nutné přidat na každé zalomení klikové hřídele 0,47 kg. V této hmotě jsou započítány jak hmotnost určená pro vyvážení rotačních hmot (0,2548 kg), tak pro 50 % vyvážení setrvačných sil prvního řádu (0,212 kg). Na vyvažovací hřídel je nutné dodat hmotu, která bude generovat stejnou odstředivou sílu, jako generuje přidané závaží na klikové hřídeli. Tím bude odstraněna nevyváženost v horizontálním směru.

[62]



3.6.7 Návrh hlavových šroubů

Hlavové šrouby jsou ve svém principu zatíženy pulzujícími silami. Stálým zatížením je nutné předpětí hlavových šroubů. Při chodu motoru se k tomuto zatížení přidá navíc síla od tlaků plynů působící ve spalovacím prostoru.

V rámci diplomové práce je počítáno s použitím šroubů M10x1,25 pevnostní třídy 12.9.

Tabulka 23: Dané výpočetní parametry pro výpočet hlavových šroubů

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Mez kluzu	$R_{p0,2}$	980	MPa
Mez pevnosti	R_m	1200	MPa
Průměr šroubu	d	9,968	mm ²
Vnitřní průměr šroubu	d_2	7,938	mm ²
Počet šroubů	i	6	1
Maximální tlak ve válci	p_{max}	11,62	MPa
Plocha spalovacího prostoru	S	3876,3	mm ²
Síla tlaku plynů	F_p	45042	N

Tabulka 24: Parametry pro výpočet předpětí šroubu

Název veličiny	Zkratka	Zkratka	Jednotka
Utahovací moment	M_u	55	Nm
Vrcholový úhel závitu	α	60	°
Součinitel tření	f_z	0,18	1
Stoupání	P_n	1,25	mm
Úhel stoupání	γ	0,197	°
Třecí úhel	φ_z	2,52	°
Předpětí šroubu	F_q	30651,68	N

Výpočet předpětí šroubu vyplývá ze vztahu pro stanovení utahovacího momentu šroubového spoje:

$$M_u = \frac{F_q}{2} \cdot [d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi'_z) + f_p \cdot D_p] \quad [\text{Nm}] \quad (82)$$

Výpočet bezpečnosti uchycení hlavy:

$$K_h = \frac{\text{Celkové předpětí válce}}{\text{Síla tlaku plynů}} = \frac{3 \cdot F_q}{F_p} = 2,04 \quad [1] \quad (83)$$

Celkové předpětí válce je počítáno pouze ze šroubů příslušných danému válci. Sdílené šrouby jsou následně započítávány, takže se započítává pouze 50 % jejich síly. Celková bezpečnost uchycení hlavy při utahovacím momentu šroubů 55 Nm je rovna hodnotě 2,04, taková hodnota je více než dostačující.



Při navrženém utahovacím momentu je nutné následně provést pevnostní kontrolu hlavových šroubů. Šrouby je nutné kontrolovat na mívivé napětí. Stálou složkou je zde předpětí, amplitudou je pak zatížení od tlaku plynů.

Dolní napětí:

$$\sigma_d = \frac{F_q}{S} = \frac{4 \cdot F_q}{\pi \cdot d^2} \quad [\text{MPa}] \quad (84)$$

Horní napětí:

$$\sigma_h = \frac{F_q + F_p}{S} = \frac{4 \cdot \left(F_q + \frac{F_p}{3}\right)}{\pi \cdot d^2} \quad [\text{MPa}] \quad (85)$$

Střední napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (86)$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (87)$$

Mez pevnosti v únavě:

$$\sigma_c^* = 0,355 \cdot R_m \cdot \vartheta \cdot \psi \quad [\text{MPa}] \quad (88)$$

Bezpečnost šroubu při cyklickém namáhání:

$$K = \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_a}{R_m} \right) \quad [\text{MPa}] \quad (89)$$

Tabulka 25: Pevnostní analýza hlavového šroubu

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Vliv velikosti	ϑ	1	1
Vliv jakosti povrchu	ψ	1	1
Dolní napětí	σ_d	392,779	MPa
Horní napětí	σ_h	424,845	MPa
Střední napětí	σ_m	408,812	MPa
Amplituda napětí	σ_a	16,033	MPa
Mez pevnosti v únavě	σ_c^*	426	MPa
Fiktivní napětí	σ_f	426	MPa
Bezpečnost	K	2,65	1

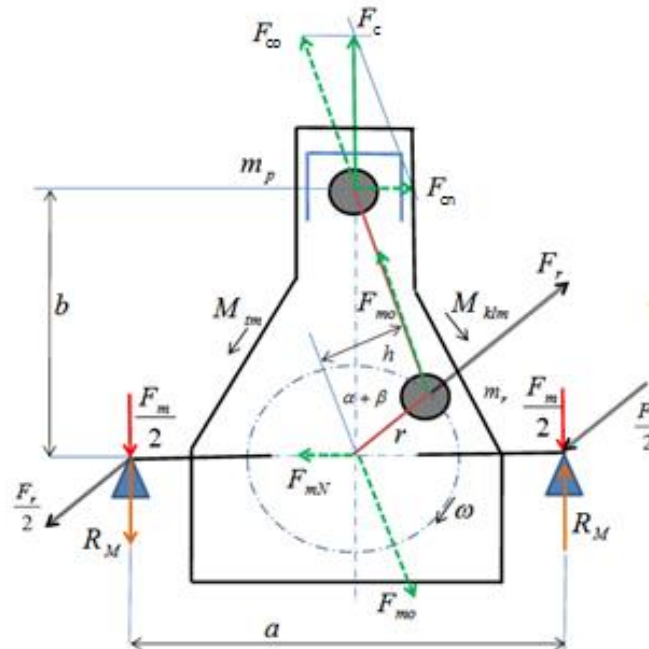
Při současném zatížení je celková bezpečnost šroubu při pulzujícím napětí rovna hodnotě 2,65. Taková hodnota je pro tuto součást optimální.

[63; 64]



3.6.8 Klopný moment motoru

Vyvažovací hřídel spolu s tečnou složkou síly působící v ose ojnice způsobuje tzv. klopný moment. Tento moment způsobuje klopení motoru na jednu stranu. Jedná se o negativní efekt, který namáhá uložení motoru.

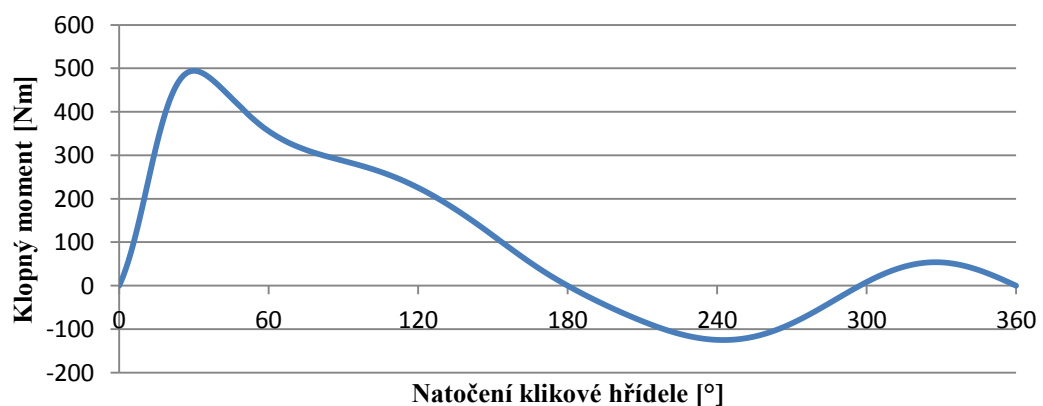


Obrázek 40: Schéma pro určení klopného momentu od setrvačných sil motoru

Vznik příčného klopného momentu:

$$M_{klm} = F_{CN} \cdot b = \frac{F_c}{\cos\beta} \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [\text{Nm}] \quad (90)$$

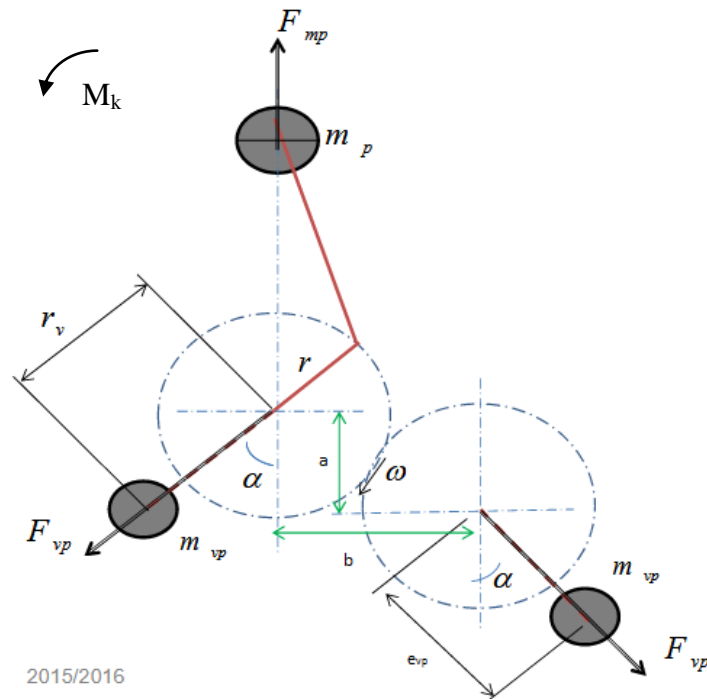
Průběh příčného klopného momentu od F_{cn}



Graf 67: Průběh příčného klopného momentu vlivem F_{cn}

Vzhledem k tomu, že motor je vybaven vyvažovací hřídelí, vzniká další moment, který se následně sčítá s klopným momentem. Tím pádem může dojít jak ke zvětšení celkového klopného momentu, tak k jeho zmenšení. To lze ovlivnit vzdáleností a polohou vyvažovací hřídele od středu motoru (osy klikového hřídele).





2015/2016

Obrázek 41: Schéma pro určení klopného momentu od vyvažovací hřídele

Odstředivá síla od vyvažovací hřídele:

$$F_{vp} = m_{vp} \cdot e_{vp} \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (91)$$

Horizontální složka odstředivé síly od vyvažovací hřídele:

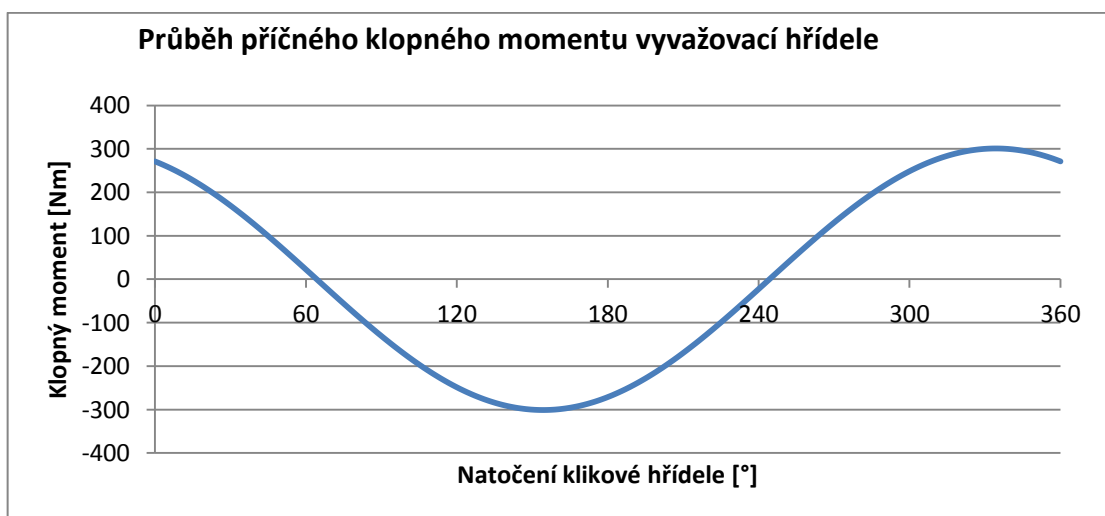
$$F_{vpx} = F_{vp} \cdot \sin\alpha \quad [\text{N}] \quad (92)$$

Vertikální složka odstředivé síly od vyvažovací hřídele:

$$F_{vpy} = F_{vp} \cdot \cos\alpha \quad [\text{N}] \quad (93)$$

Klopný moment vzniklý vlivem odstředivé síly vyvažovací hřídele:

$$M_{klv} = F_{vpx} \cdot a - F_{vpy} \cdot b \quad [\text{N}] \quad (94)$$



Graf 68: Průběh příčného klopného momentu vzniklého vlivem vyvažovací hřídele

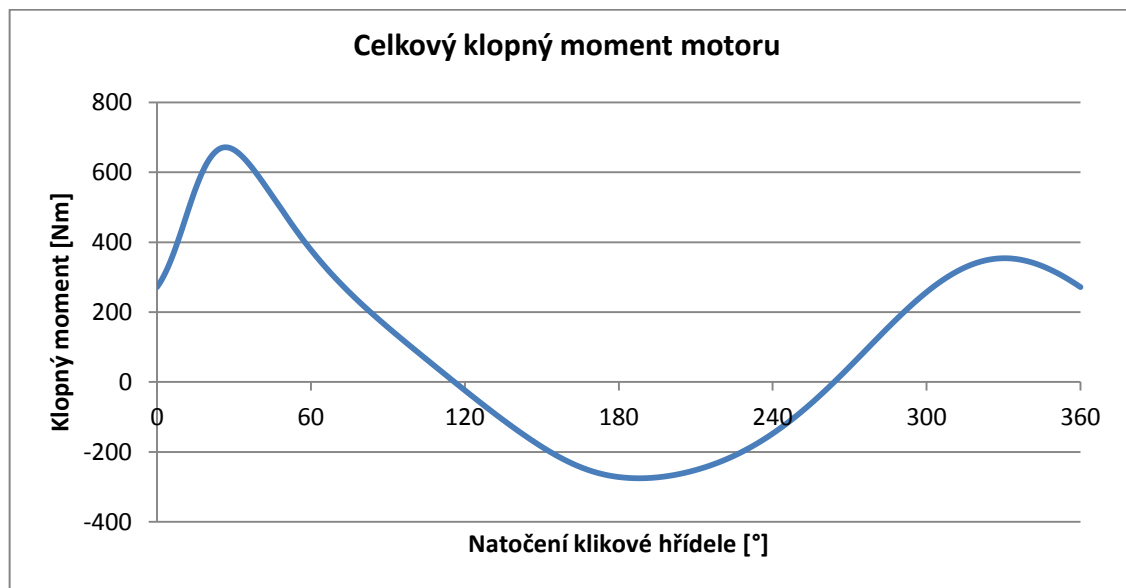


Vyvažovací hřídel generuje velkou odstředivou sílu. To je způsobeno značnými setrvačnými silami prvního řádu. Porovnáním grafů (Graf 68, Graf 69) je zřejmé, že klopný moment vzniklý vlivem odstředivé síly vyvažovací hřídele značně převyšuje příčný klopný moment vzniklý vlivem setrvačných sil.

Pro zjištění celkového klopného momentu motoru je nutné udělat součet obou momentů. Výsledné zatížení je následně přeneseno do uložení motoru, které bude muset zachytit dané zatížení.

Celkový klopný moment:

$$M_{klc} = M_{klv} + M_{kls} \quad [\text{Nm}] \quad (95)$$



Graf 69: Průběh celkového příčného klopného momentu

Umístění vyvažovací hřídele bylo zvoleno tak, aby potřebný náletek na bloku motoru nezvětšoval půdorys motoru. Výsledné umístění se značně promítlo do výsledného klopného momentu. Protože při 40°, 190 a 330° natočení klikové hřídele vznikly lokální maxima klopného momentu. Nejvyšší hodnota klopného momentu dosahuje 675 Nm.

[62]



3.6.9 Návrh setrvačnicku

Hlavním úkolem setrvačnicku v motoru je udržení požadované rovnoměrnosti chodu motoru. Rovnoměrnost chodu motoru se posuzuje dle dané aplikace, pro kterou je motor využit (příklad nerovnoměrnosti chodu motoru je uveden v tabulce 26).

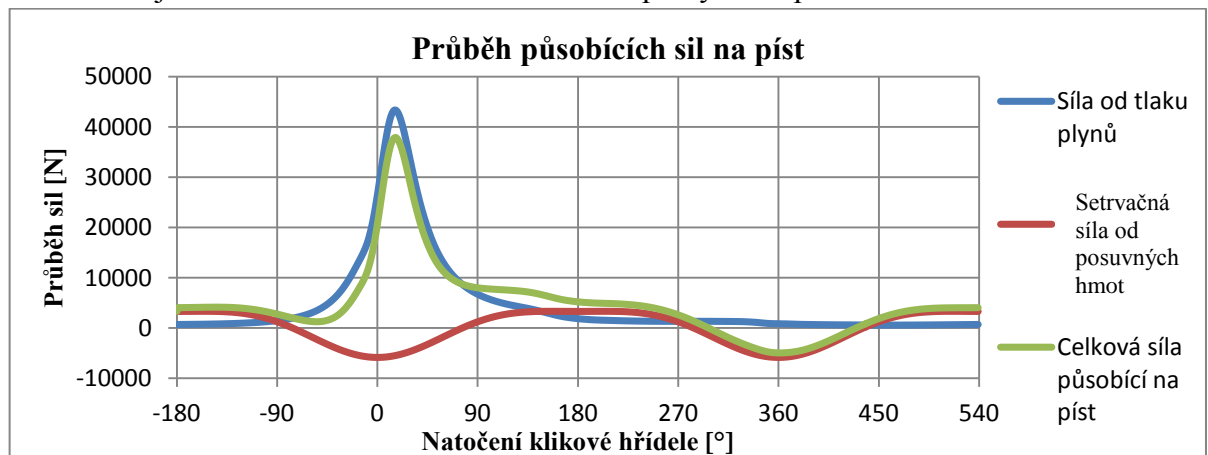
Tabulka 26: Příklady nerovnoměrnosti chodu motoru dle aplikace

Druh stroje	Nerovnoměrnost chodu motoru - δ_s
Čerpadla a dmyhadla	1/20 - 1/30
Obráběcí stroje	1/40 - 1/50
Tkalcovské stroje	1/60 - 1/100
Dynama k pohonu strojů	1/70 - 1/100
Osvětlovací dynama	1/75 - 1/150
Generátory střídavého proudu	1/75 - 1/300
Vozidlové motory	1/150 - 1/300
Letecké motory	Až 1/1000

Na motor je připojen elektrogenerátor. Pro takovou aplikaci je nutné, aby motor vykazoval co nejmenší nerovnoměrnost chodu. Z tabulky 26 je zřejmé, že nerovnoměrnost chodu by se měla přibližovat hodnotě 1/300. Nerovnoměrnost chodu motoru se obecně zlepšuje s vyšším počtem válců nebo se zvětšujícím se momentem setrvačnosti setrvačnicku.

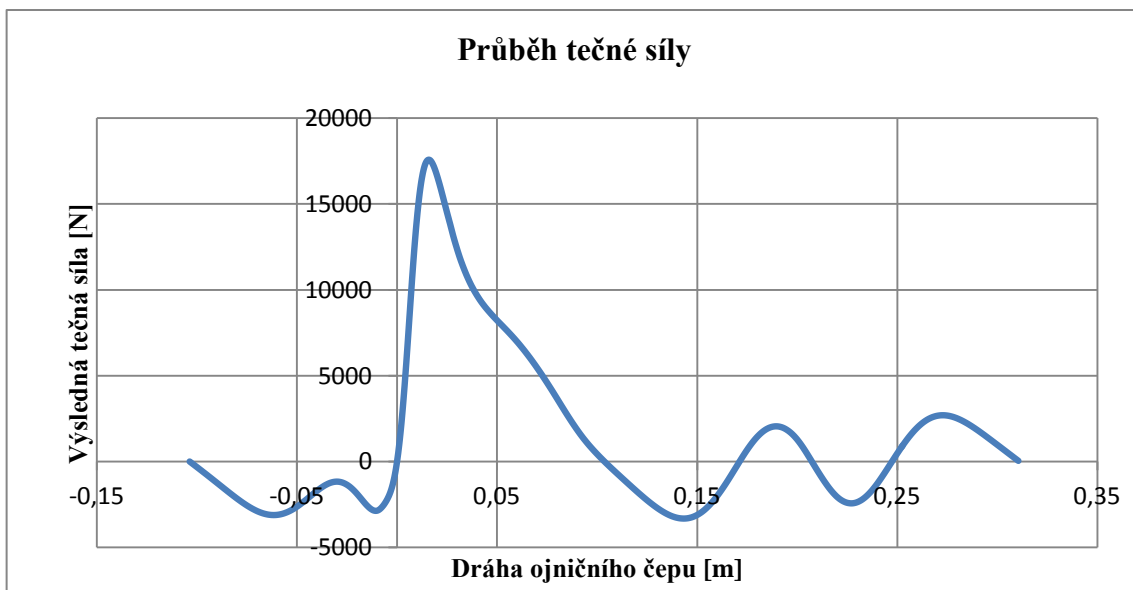
Návrh setrvačnicku proběhl v několika krocích:

- Zjištění průběhu tlaku plynů ve válci v závislosti na natočení klikové hřídele
- Výpočet síly od tlaku plynů
- Výpočet setrvačných sil
- Výpočet tangenciální složky síly působící na pístní čep
- Výpočet dráhy ojnicního čepu
- Výpočet točivého momentu
- Výpočet plochy pod křivkou v grafu 73
- Zjištění rozkmitu vektorů – maximální přebytekové práce

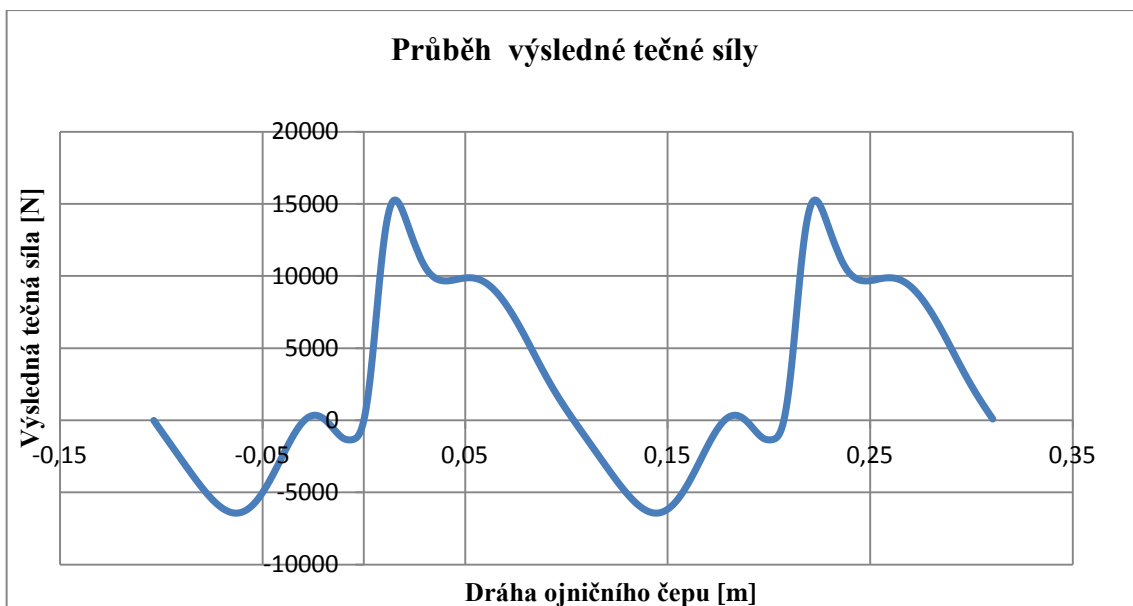


Graf 70: Průběh působících sil



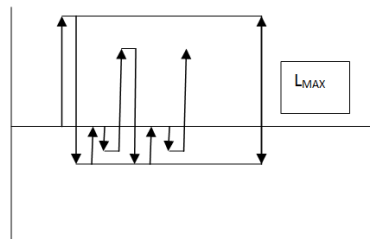


Graf 71: Průběh tečné síly od jednoho pístu



Graf 72: Průběh výsledné tečné síly

Z grafu 73 dojde k naměření plochy pod jednotlivými částmi křivky. Plochy jsou následně přečítány na velikosti vektorů. Jejich celkový rozkmit poté představuje maximální přebytkovou práci, která určuje pohybovou energii (jak je znázorněno na obrázku 42).



Obrázek 42: Celkový rozkmit vektorů



Tabulka 27: Velikosti dílčích ploch/vektorů

Velikost vektoru
36,24
-9,27
0,08
-0,56
27,86
-9,27
0,08
-0,56
27,86
Celkový rozkmit = 45,51

Pro určení velikosti míry nerovnoměrnosti bylo nutné dále určit momenty setrvačnosti celé sestavy. U součástí jejichž osa je shodná s hlavní osou motoru, lze využít vložené funkce v softwaru Creo parametric. U zbylých součástí je ke zjištění momentů setrvačnosti nutné využít redukční metodu.

Redukovaná hmota posuvných částí:

$$J_{\text{pos}} = (m_{\text{psk}} + m_{\text{pos}}) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8}\right) \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (96)$$

Rotační hmoty:

$$J_{\text{rot}} = m_{\text{rot}} \cdot r^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (97)$$

Redukce hmot pro jedno zalomení klikové hřídele:

$$J_{\text{red}} = J_{\text{pos}} + J_{\text{rot}} + J_z \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (98)$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J_c = \sum J_i \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (99)$$

Tabulka 28: Velikost parametrů pro redukcí hmot pístové skupiny

Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Hmotnost pístové skupiny	m_{psk}	2,46	kg
Hmotnost posuvných hmot	m_{p}	0,35	kg
Klikový poměr	λ	0,275	l
Poloměr klikové hřídele	r	0,033	m
Hmotnost rotačních hmot	m_{rot}	2,109	kg



Určení míry nerovnoměrnosti lze následně určit podle vzorce:

$$\delta = \frac{L_{\max}}{J \cdot \omega_{\text{stř}}^2} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (100)$$

Tabulka 29: Velikost hmotových parametrů pro určení velikosti setrvačnicku

Redukce hmot			
Název veličiny	Zkratka	Velikost	Jednotka
Moment setrvačnosti posuvných hmot	J_{pos}	5,47303E-05	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti rotačních hmot	J_{rot}	0,0022	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti jednoho zalomení kh	J_z	0,00276	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Redukce hmot jednoho zalomení	J_{red}	5,09792E-03	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Redukce hmoty na straně řemenice	$J_{\text{ř}}$	0,0016	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Redukce hmoty na straně setrvačnicku	J_{sred}	0,0006	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti setrvačnicku	J_s	0,0477	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Celkový moment setrvačnosti	J	6,02763E-02	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Střední úhlová rychlost	$\omega_{\text{stř}}$	628,31857	s^{-1}
Maximální přebyteková práce	L_{\max}	45,51	1
Míra nerovnoměrnosti	δ_s	0,0019	1

Výsledná míra nerovnoměrnosti je rovna hodnotě 0,001912. Převedením desetinného čísla na zlomek získáme hodnotu nerovnoměrnosti $\delta = \frac{1}{522}$. Při porovnání čísla s tabulkou 26 se jedná o hodnotu splňující minimální požadavek nerovnoměrnosti chodu pro generátory střídavého proudu. Jedná se tedy o dostatečnou hodnotu a rozměry setrvačnicku jsou proto dostatečné.

[65; 66]

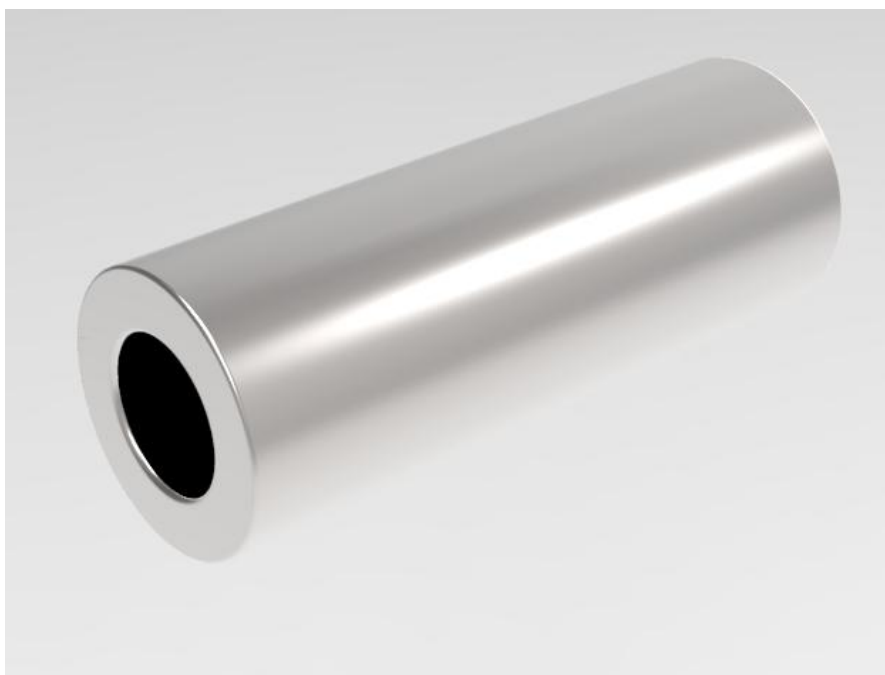


4 Konstrukční návrh

4.1 Pístní čep

Rozměry pístního čepu jsou definovány zejména maximální dovolenou ovalizací, která má následně vliv na tzv. „čtvercování pístu“ a maximálním dovoleným průhybem pístního čepu. Uložení pístního čepu je provedeno jako plovoucí, kvůli lepšímu vytvoření olejového filmu, snazší montáži a rovnoměrnějšímu opotřebení oproti pevnému uložení čepu. Pístní čep je zajištěn pojistným kroužkem.

Materiálem pístního čepu je 14NiCr18. Čep je po obrobení cementován a zakalen, aby bylo dosaženo vhodné kombinace houževnatého jádra a tvrdého povrchu součásti. Po zakalení je čep obroušen. Celková hmotnost pístního čepu je 92,3 g.



Obrázek 43: Pístní čep

Tabulka 30: Chemické složení materiálu 14NiCr18

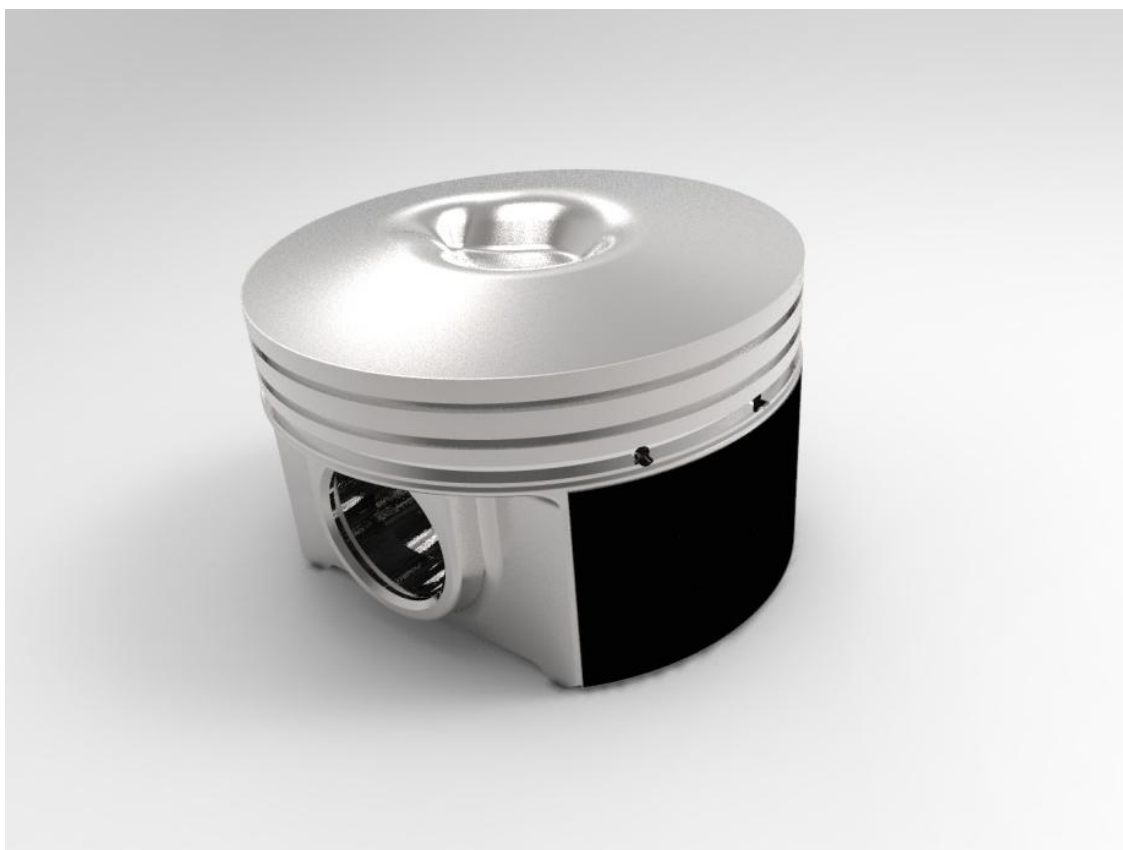
Chemické složení materiálu (%)	C	Si	Mn	P _{max}	S _{max}	Cr	Ni
	0,10-0,17	0,15-0,35	0,4-0,7	0,035	0,035	0,9-1,3	4,25-4,75
Mechanické vlastnosti po zušlechtění	R _e [MPa]	R _m [MPa]	A _{min} [%]	Z _{min} [%]	KV _{min} [J]		
	930	1270-1420	7	35	41		



4.2 Provedení pístu

Rozměry pístu jsou odvozeny od reálných pístů podobného vrtání a podle doporučených hodnot z literatury. Rozměry pístu jsou následně upraveny s ohledem na dosažení požadovaného kompresního poměru, minimální hmotnosti a vhodného rozvíření směsi ve spalovacím prostoru. Nejdůležitější tvarovanou oblastí z hlediska spalování je dno pístu. Tvar dna je vytvářen za podpory CFD simulací, které musí probíhat při každé změně tvaru spalovacího prostoru nebo pístu.

Píst je vyroben jako hliníkový odlitek z materiálu Lo-ex. Píst je následně obráběn a eloxován pro snížení tření. Výsledná hmotnost pístu i s pístními kroužky je 158 g.



Obrázek 44: Píst



4.3 Provedení ojnice

Rozměry ojnice jsou definovány především klikovým poměrem a rozložením hmoty ojnice. Rozměry ok byly dány návrhovými výpočty pístního čepu a ojnicního čepu na klikové hřídeli. Celkový návrh ojnice byl proveden tak, aby montáž a demontáž ojnice mohla proběhnout jejím protáhnutím válcem motoru.

Polotovar ojnice je vyráběn zápusťkovým kováním z materiálu 35NiCr6. Po kování následuje vyžihání dílu na odstranění pnutí. Následuje obrábění ojnice. První operací je obrobení bočních stran ojnice, které zároveň slouží jako první základny, ustavující obrobek vůči výkovku. Po hrubém obrobení ostatních funkčních ploch následuje vyvrtání děr pro ojnicní šrouby. Další operací je dělení ojnice, to proběhne nejčastěji tzv. trháním, tedy nařiznutím ojnice laserem a následně roztržením ojnice pomocí hydraulicky tlačeného klínu. Po této operaci následuje zalisování kluzného ložiska do horního oka ojnice, ložisko je poté kalibrováno. Následně jsou do ojnice laserem vypálené značky, které mají za účel zvýšit tření mezi ojnicním ložiskem a ojnicí a zamezit protočení ložiska. V poslední fázi proběhne vážení hmoty ojnice a její roztřídění do hmotnostních tříd, demagnetizace a konzervace. Výsledná hmotnost ojnice je 0,3146 g.

Ve finálním řešení motoru by se dalo uvažovat o vyřazení horního ložiska, případně zúžení vrchní části horního oka.



Obrázek 45: Sestava ojnice

Tabulka 31: Chemické složení materiálu 35NiCr6

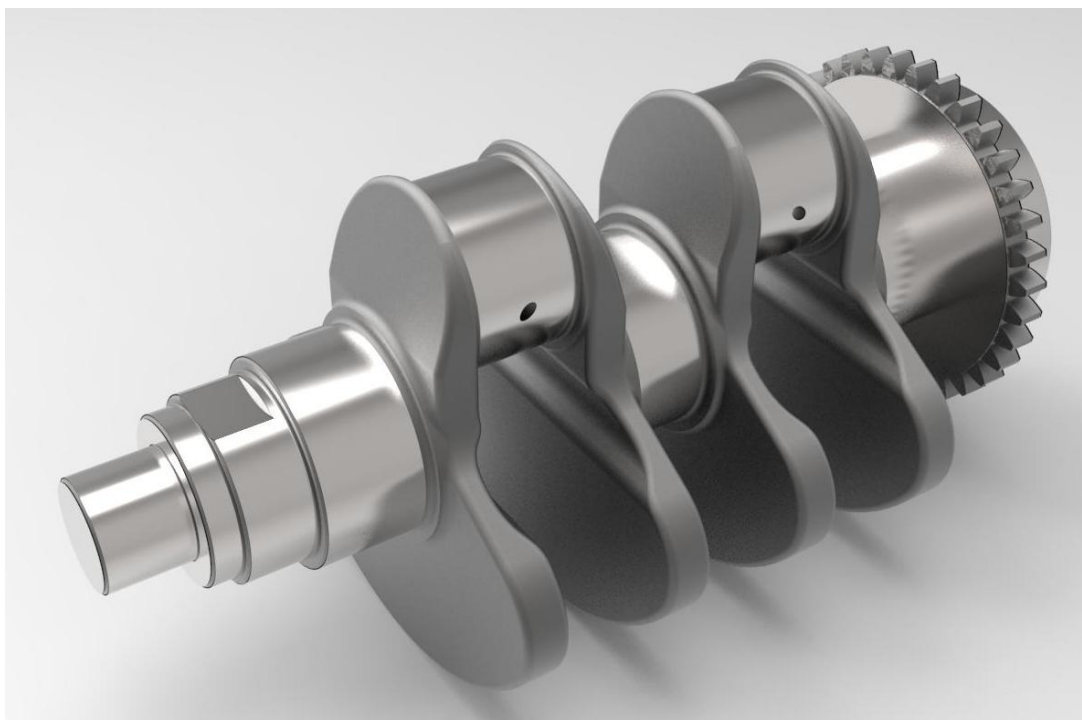
Chemické složení materiálu (%)	C	Si _{max}	Mn	P _{max}	S _{max}	Cr	Ni
	0,3-0,37	0,4	0,6-0,9	0,025	0,025	0,9-1,1	1,2-1,6
Mechanické vlastnosti po zušlechtění	R _e [MPa]	R _m [MPa]	A _{min} [%]	Z _{min} [%]			
	740	880-1080	12	40			



4.4 Konstrukční provedení klikové hřídele

Hlavní rozměry klikové hřídele vycházejí z výpočtu provedeného v kapitole 3.6.5. Kliková hřídel je třikrát uložená. Axiální zajištění je provedeno na prostředním čepu. Vedení oleje k ojnicím je provedeno provrtáním krajních čepů skrze ramena doprostřed ojničních čepů. Kliková hřídel slouží zároveň jako pohon pro vyvažovací hřídel, na straně příruby setrvačnicku je tedy obrobene ozubené kolo. Na druhé straně je následně hřídel použita pro pohon olejového čerpadla a rozvodového řemenu.

Polotovary pro výrobu klikové hřídele je vyroben zápustkovým kováním. Po něm je součást normalizačně žíhána. Hřídel je následně obráběna. Obrábění začíná hrubovacím obráběním činných ploch a poté vyvrtáním mazacích kanálků. Následuje zakalení čepů a příruby setrvačnicku. Poté je hřídel na těchto plochách obroušena, lapována. Poslední obráběcí operací je vyvážení hřídele vyvrtáním vyvažovacích otvorů v ramenech. Kliková hřídel je zhotovena z oceli 42CrMo4. Celková hmotnost součásti je 5 186 g.



Obrázek 46: Kliková hřídel

Tabulka 32: Chemické složení materiálu 42CrMo4

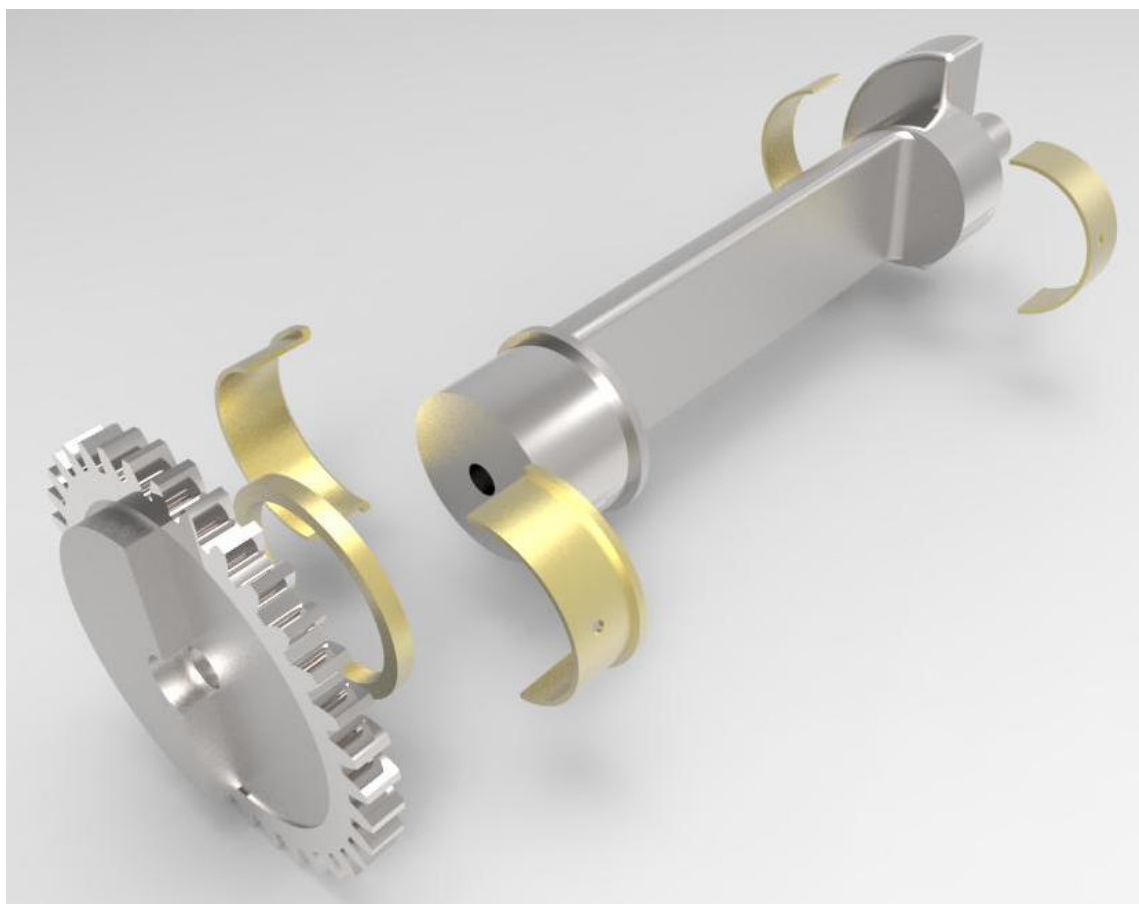
Chemické složení materiálu (%)	C	Si _{max}	Mn	P _{max}	S _{max}	Cr	Mo
		0,38-0,45	0,4	0,6-0,9	0,025	0,035	0,9-1,2
Mechanické vlastnosti po zušlechtění	R _e [MPa]	R _m [MPa]	A _{min} [%]	Z _{min} [%]	KV _{min} [J]		
	900	1300	11	45	35		



4.5 Konstrukční provedení vyvažovací hřídele

Vzhledem k použití koncepce souběžných pístů v motoru je vhodné použít vyvažovací hřídel, která minimalizuje vliv setrvačných posuvných sil prvního řádu motoru. Vyvažovací hřídel je poháněna ozubeným kolem přímo z klikové hřídele (převodový poměr 1:1). Kvůli snazší montáži je hřídel sestavena ze dvou částí, které jsou vzájemně sešroubovány. Uložení hřídele je realizováno kluznými ložisky.

Vyvažovací hřídel je vyrobena zápustkovým kováním. Následně má obrobeny plochy pro uložení ložisek a stykovou plochu pro spojení obou dílů. Plochy pro uložení ložisek jsou následně zakaleny a přebroušeny. Poslední nutnou operací je pak vyvážení hřídele. Materiálem hřídele je ocel třídy 42CrMo4.

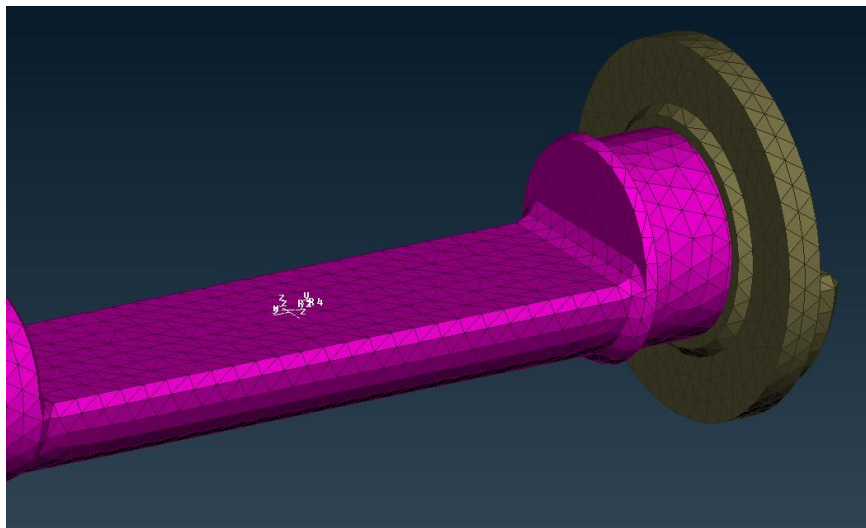


Obrázek 47: Vyvažovací hřídel



4.5.1 Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele

Vyvažovací hřídel je namáhána odstředivou silou od rotace hřídele (6000 min^{-1}) a krouticím momentem ($1,5 \text{ Nm}$) přiváděným na vyvažovací hřídel ozubeným kolem a odváděn drážkováním na vodní čerpadlo. Zátěž krouticím momentem lze v tomto případě oproti účinku odstředivé síly zanedbat. Důsledkem rotace, a tedy působením odstředivé síly jsou průhyb a ohybové kmity hřídele.



Obrázek 48: Síť vytvořena pro FEM analýzu

Výpočtový model byl sestaven, vypočten a vyhodnocen v softwaru Abaqus CAE. Model (Obr. 48) je tvořen kvadratickými tetrahedra elementy, rigid body couplingy a tie vazbou, která k sobě váže obě tělesa. Uložení hřídele je tvořeno přes rigid body elementy, na jejichž řídicí uzel jsou zadány okrajové podmínky. K vyšetření namáhání vyvažovací hřídele bylo přistoupeno dvěma způsoby. Nejprve byla provedena modální analýza pro vyšetření vlastních frekvencí a tvarů, poté byl proveden výpočet implicitní dynamiky, ve kterém byl vyšetřen vliv odstředivé síly na pevnost hřídele.

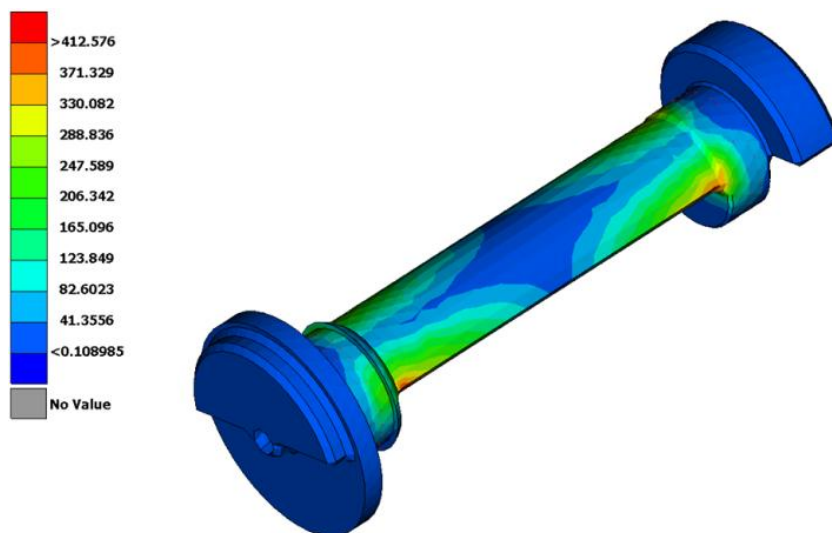
Okrajové podmínky byly zadány dle reálné situace, až na vliv tlumení celé soustavy, který byl zanedbán. Hřídel je uložen v ideálně tuhém uložení. Místo A má povolenou rotaci kolem vlastní osy, místo B má povolenou rotaci kolem vlastní osy a posuv ve směru osy hřídele. Místo A má navíc předepsanou rotaci patřičnou úhlovou rychlostí, odpovídající 6000 min^{-1} .

Tabulka 33: Vlastní frekvence hřídele

MODE NO	EIGENVALUE	E I G E N V A L U E O U T P U T		GENERALIZED MASS	COMPOSITE MODAL DAMPING
		FREQUENCY (RAD/TIME)	FREQUENCY (CYCLES/TIME)		
1	7641.3	87.415	13.912	1.0000	0.0000
2	2.95501E+08	17190.	2735.9	1.0000	0.0000
3	8.52415E+08	29196.	4646.7	1.0000	0.0000
4	1.25909E+09	35484.	5647.4	1.0000	0.0000
5	1.87644E+09	43318.	6894.3	1.0000	0.0000



V tabulce 33 jsou uvedeny výsledné vlastní frekvence hřídele. Hřídel pracuje při 6000 min^{-1} , což je rovno 628 Rad/s . Nejbližšími hodnotami jsou první a druhá vlastní frekvence hřídele. Ty jsou však výrazně jiné než provozní frekvence. V praxi je nicméně vyvažovací hřídel navíc často tlumen pomocí připojení přidavného odběru výkonu (nejčastěji vodní nebo olejové čerpadlo).



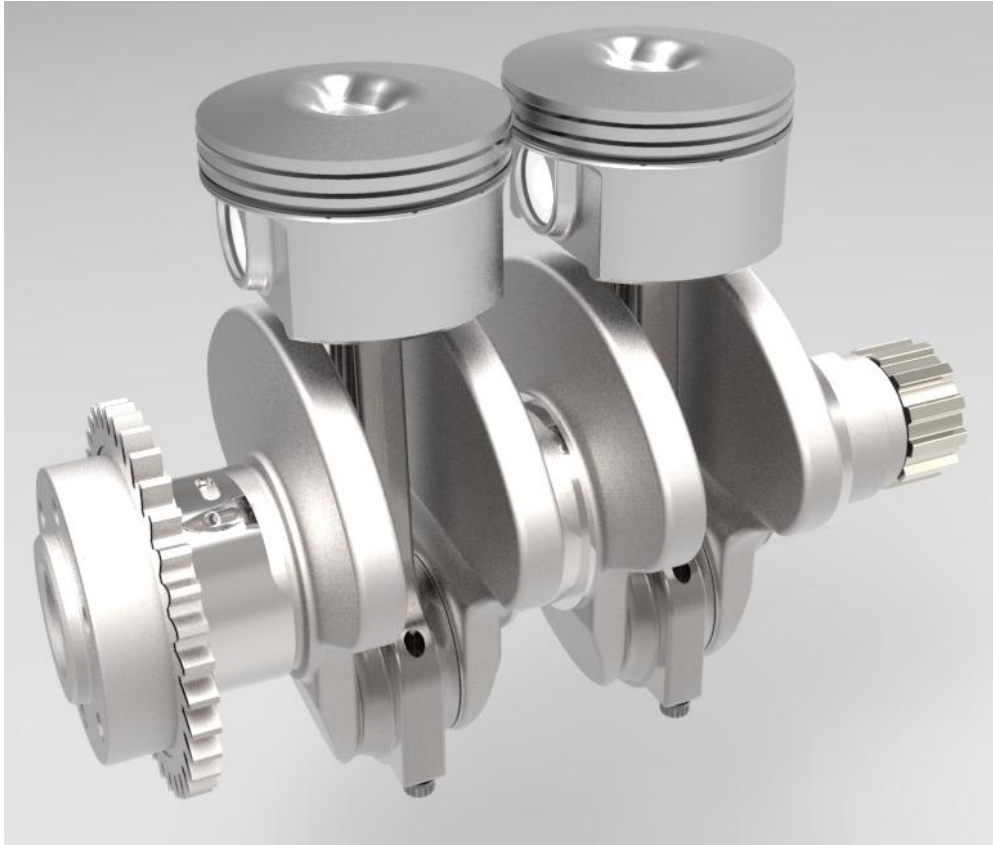
Obrázek 49: Napětí von Mises vyvažovací hřídele

Z výsledků FEM analýzy (Obr. 49) vyplývá, že špička napětí se soustřeďuje v oblasti počátku zúžení hřídele. V tomto místě je napětí rovno 412 MPa , tato hodnota je rovna zhruba $2/3$ meze kluzu materiálu.



4.6 Pístová skupina

Celková pístová skupina spolu s vyvažovací hřídelí způsobuje výrazné silové efekty působící na motor (síly vzniklé od setrvačných a rotačních hmot) a jeho uložení (vznik klopného momentu). Z tohoto ohledu byla celá tato sestava také konstruována.



Obrázek 50: Pístová skupina



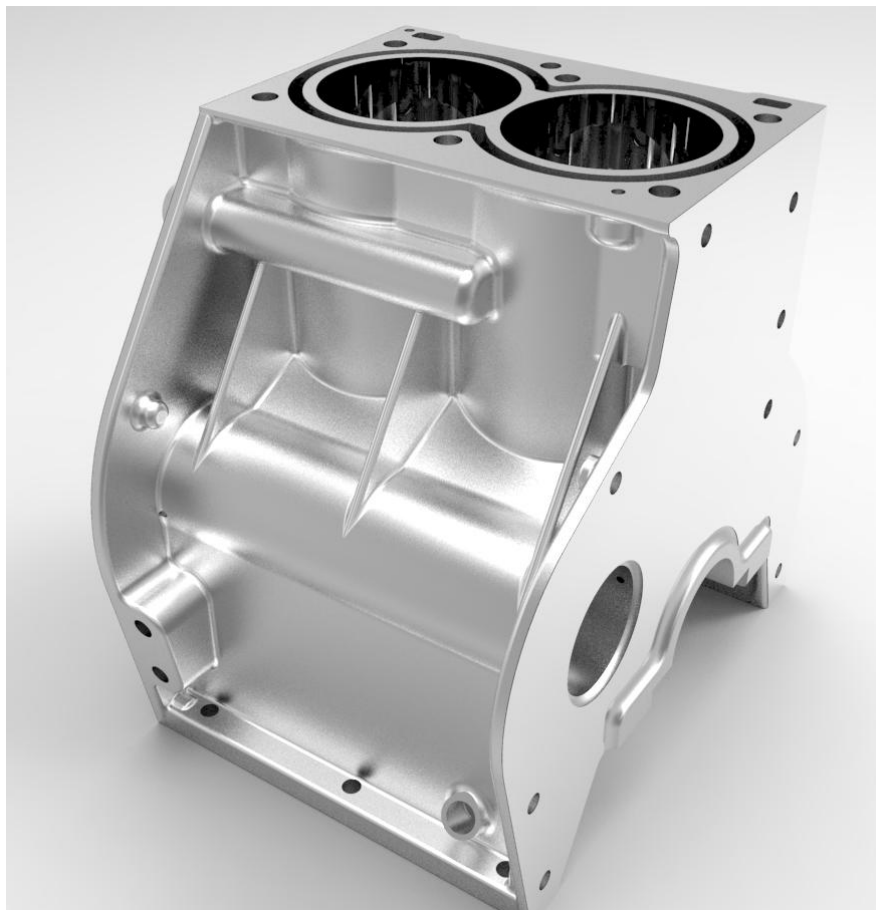
4.7 Konstrukční provedení bloku válců

Konstrukce bloku válců je v provedení „deep skirt,“ toto provedení je poměrně běžné u menších automobilových motorů, toto řešení je výhodné zejména z hlediska nízké hodnoty vyzařovaného hluku.

Materiálem bloku válců je hliníková slitina (AlSi9Cu3) a to z několika důvodů. Primárním účelem je nižší hmotnost a vyšší tepelná vodivost. Nevýhodou je nižší pevnost hliníkových bloků a horší slévárenské vlastnosti oproti blokům litinovým.

Vložky válce jsou řešeny technologií LOKASIL, tedy zalitím křemíkové vložky vložené do lící formy.

Konstrukce bloku je ovlivněna především uložením klikové a vyvažovací hřídele, zdvihem a vrtáním pístu. Následně také rozvedením mazání a chladicí obálkou válců. Poměr vrtání a zdvihu byl zvolen tak, aby se co nejvíce blížil tzv. čtvercovému motoru z důvodu vyváženého poměru tepelných a mechanických ztrát motoru.



Obrázek 51: Blok válců

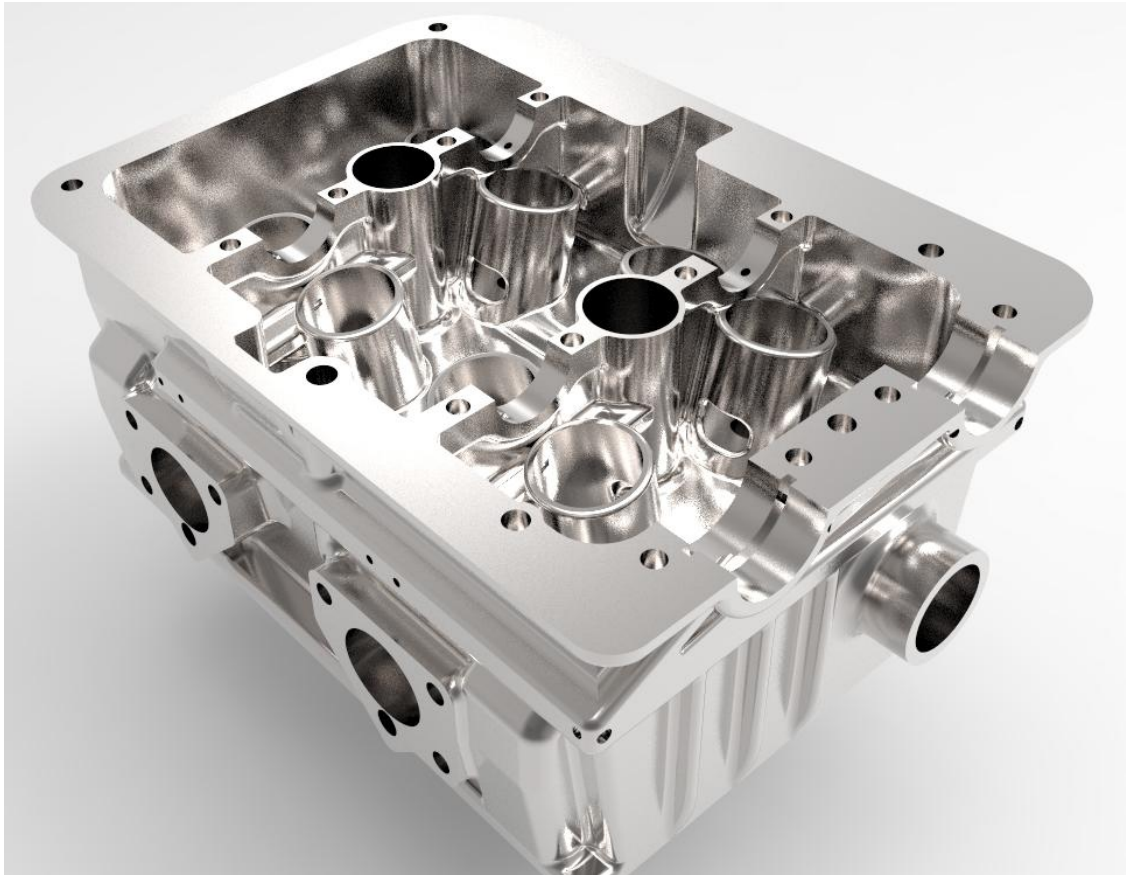
Tabulka 34: Chemické složení materiálu AlSi9Cu3

Chemické složení materiálu (%)	Cu	Fe	Zn	Ni	Sn	Pb
	2,0-4,0	0,6-1,1	1,2	0,55	0,15	0,35
Chemické složení materiálu (%)	Si	Mn	Mg	Ti	Cr	
	8,0-11,0	0,55	0,15-0,55	0,2	0,15	



4.8 Konstrukční provedení hlavy válců

Hlava válců je hliníkový odlitek (materiálem je slitina AlSi10Mg(Cu), s následným obráběním činných ploch.

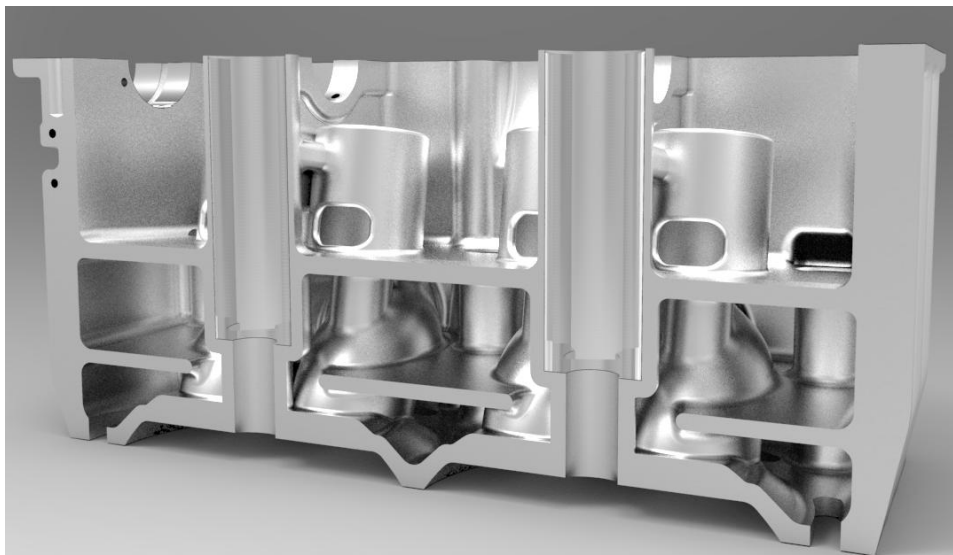


Obrázek 52: Hlava válců

Hlava je nejvíce ovlivněna zvoleným typem rozvodů - DOHC s hrníčkovými zdvihátky. Vnitřní dutina pro chladicí kapalinu je provedena jako dvoukomorová, horní komora slouží k přívodu tekutiny a jako ustalovací komora. Odtud proudí chladná kapalina do spodní komory kolem zapalovacích svíček a následně skrz hlavové těsnění do bloku motoru.

Kritickými partiemi hlavy z hlediska chlazení je můstek mezi výfukovými kanály, a pak také oblast mezi zapalovací svíčkou a výfukovými kanály. V procesu následujícím po koncepčním návrhu by měla být provedena tepelná analýza (nelze kvůli rozsahu diplomové práce), která by měla zhodnotit, zda je rychlost proudění kapaliny v kritických místech dostatečná (nejčastěji $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), případně, zda rychlost není příliš vysoká (při rychlostech nad $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, hrozí kavitační poškození). Dále se zjišťuje součinitel přestupu místa v jednotlivých místech, který je následně využit při termální analýze hlavy válců.





Obrázek 53: Hlava válců – řez středem hlavy



Obrázek 54: Hlava válců – řez výfukovými kanály

Přívod mazacího oleje je řešen vývrty. Některé vyvrtané otvory po vrtáních jsou při následné výrobě zaslepeny pomocí kuliček. Odvod oleje je řešen vyspádováním hlavy směrem k sacím kanálům a odtud je odveden zpět do klikové skříně.

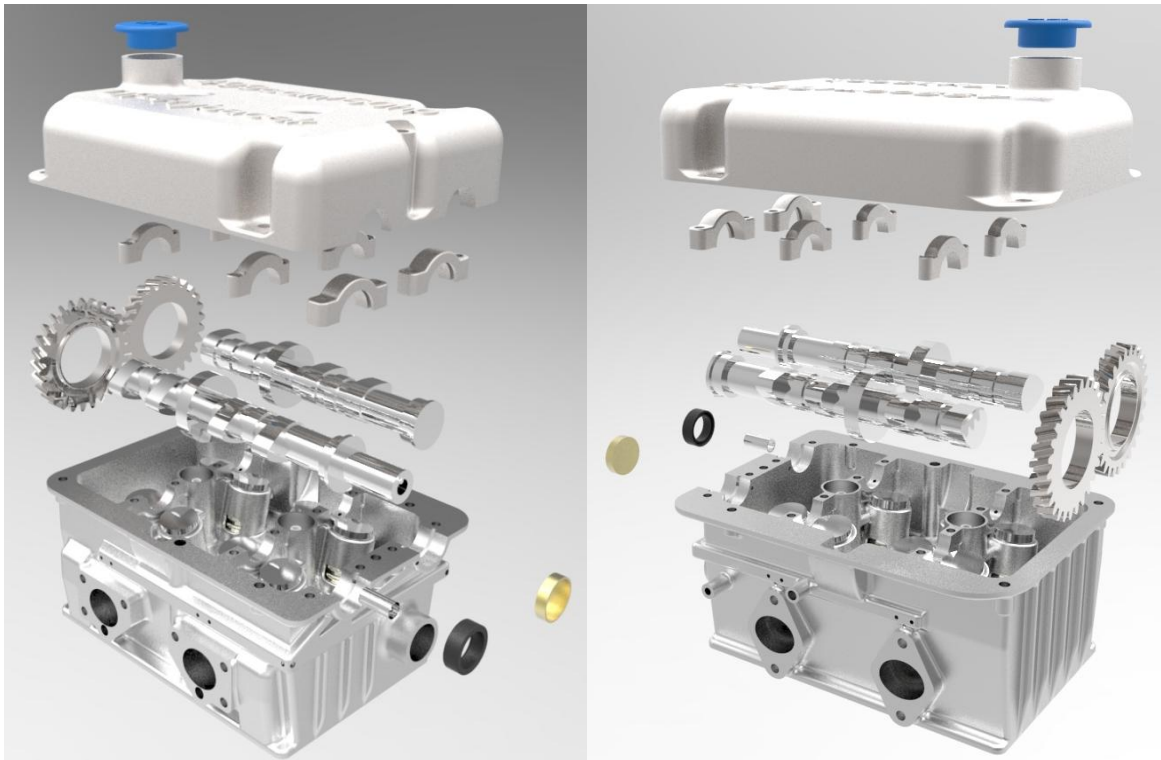
Dalším důležitým parametrem je zajištění stálého průřezu sacích a výfukových kanálů. V ideálním případě, by měla být velikost průřezu konstantní. Vzhledem k tomu, že kanál obsahuje kritická místa, jakými jsou například vývod vodítka ventilů do kanálu, a místo kde se kanály od ventilů sbíhají do jednoho, není možné zajistit konstantní průřez v celé délce kanálu. Snahou konstruktéra je tedy zajistit minimální rozptyl průřezu v celé délce kanálů.



4.8.1. Sestava hlavy válců

Montáž sestavy hlavy válců je provedena separátně a až po sesazení celé sestavy je hlava připevněna k bloku motoru. To usnadňuje případné opravy např. těsnění hlavy. Vymezení ventilové vůle je řešeno pomocí vymezovacích podložek, vložených na vrchní část hříčkových zdvihátek.

Montáž vačkových hřídelí je nutné provést za pomoci přípravku, tak aby byla přesně definována vzájemná poloha sací a výfukové hřídele.



Obrázek 55: Sestava hlavy válců

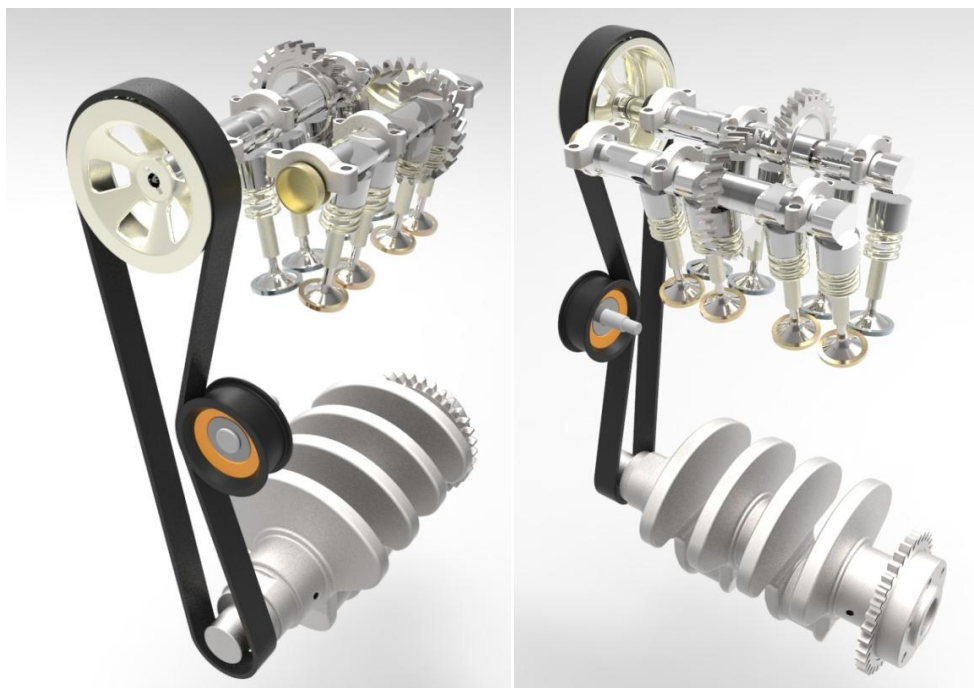
4.9 Konstrukční provedení rozvodů motoru

Rozvody motorů jsou provedeny v koncepci bezvahadlového DOHC. Ačkoliv vahadlové provedení rozvodů má lepší dynamické vlastnosti a je zde možné lépe uzpůsobit tvar a provedení vačky, vzhledem ke zmenšení zástavbového prostoru motoru bylo přistoupeno k tomuto stylu provedení. Vymezení ventilové vůle je řešeno pomocí vymezovacích podložek.

Převod je řešen pomocí suchého ozubeného řemene s jednou napínací kladkou. Pohon druhé vačkové hřídele je řešen pomocí ozubených kol umístěných pod víkem hlavy.



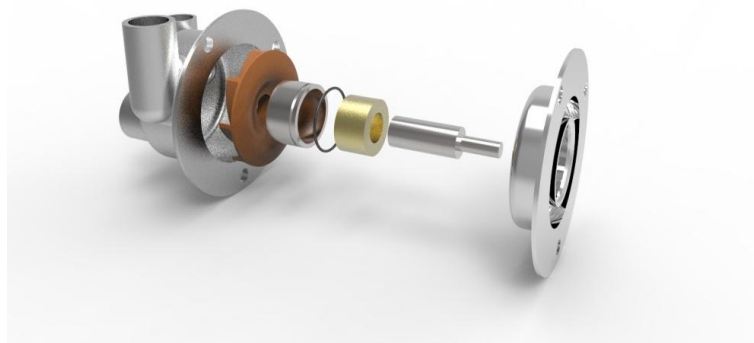
Obrázek 56: Sestava ventilů



Obrázek 57: Sestava rozvodů

4.10 Konstrukční provedení vodního čerpadla

Vodní čerpadlo je řešeno jako jedno těleso spolu s termostatem. Pohon čerpadla je následně řešen napojením na drážkování na vyvažovací hřídeli. Tím dojde k omezení možnosti rozkmitání vyvažovací hřídele a zároveň není potřeba čerpadlo pohánět řemenicí. Vzniklý prostor je následně využit pro uložení termostatu. Tělo vodního čerpadla je hliníkový odlitek, turbínka samotná je následně vyrobena z používaného typu plastu PC-ABS.



Obrázek 58: Vodní čerpadlo – rozklad

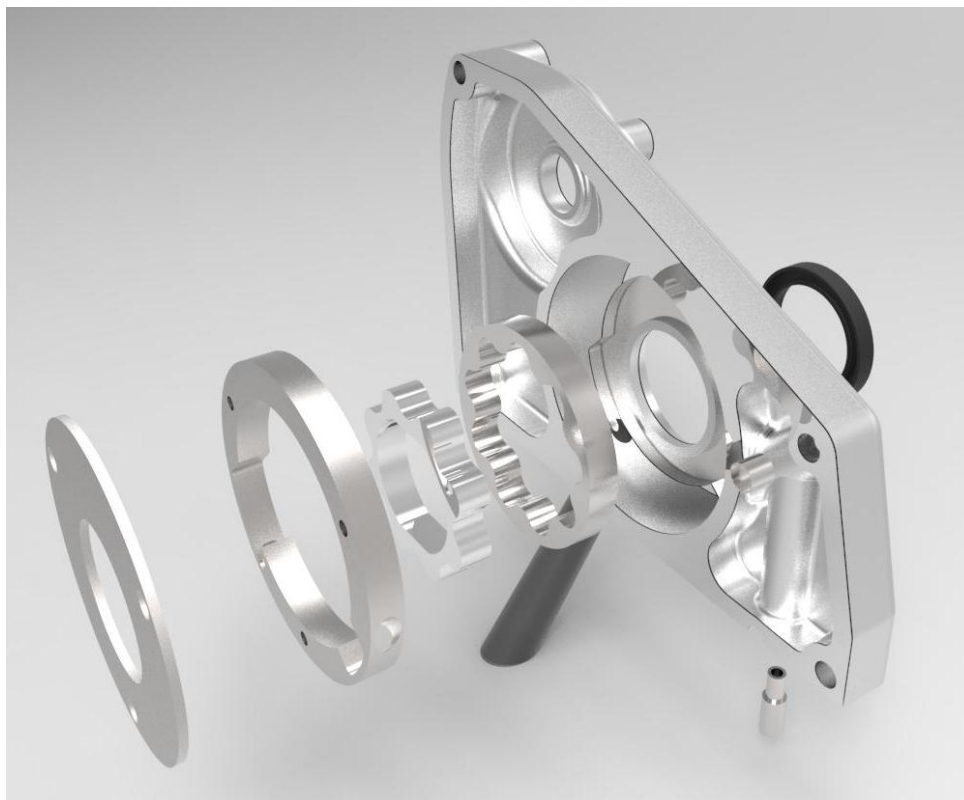


Obrázek 59: Vodní čerpadlo



4.11 Konstrukční provedení olejového čerpadla

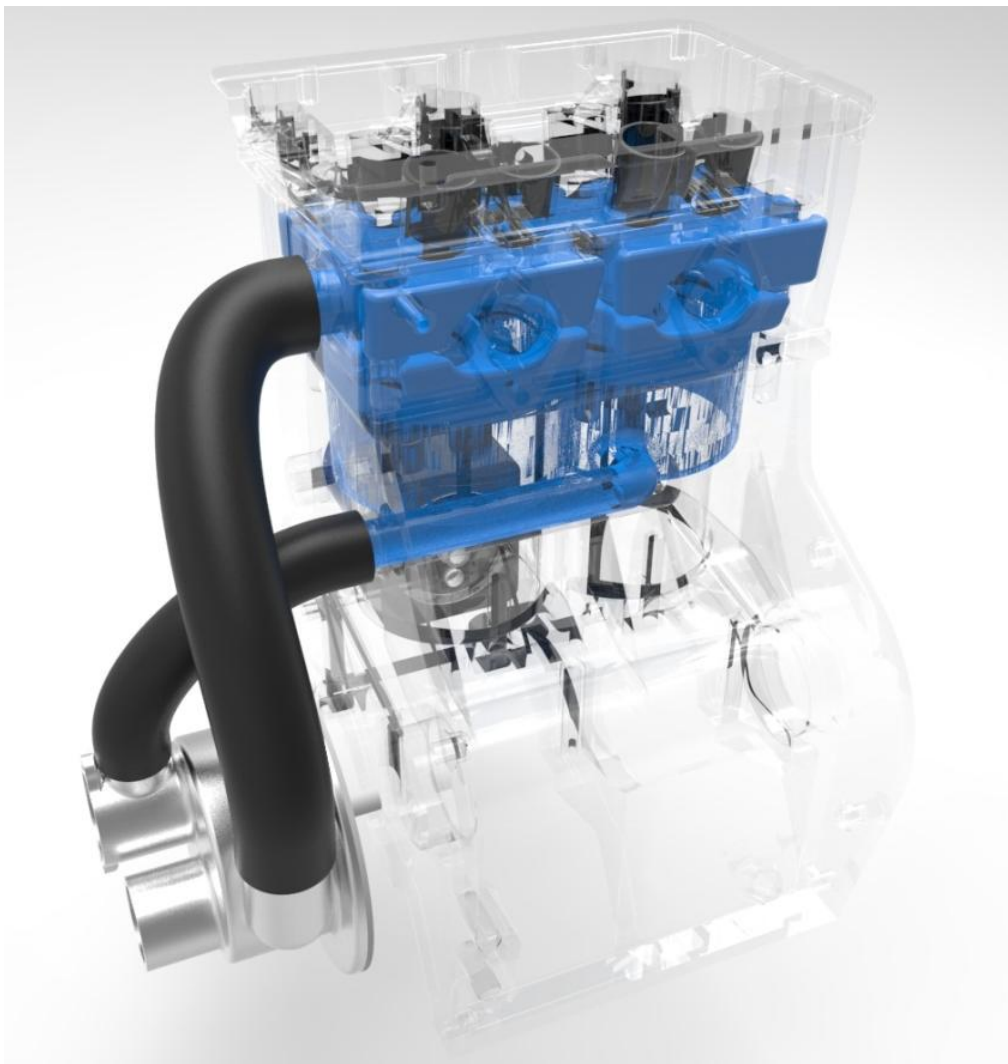
V motoru je využito olejové čerpadlo s vnitřním ozubením. Blok čerpadla je vyroben jako hliníkový odlitek a je usazen přímo na klikové hřídeli, tak aby byl zachován kompaktní tvar motoru. Přímo v čerpadle je zabudován přetlakový ventil. Sací hubice je vyrobena jako plastový výlisek.



Obrázek 60: Olejové čerpadlo

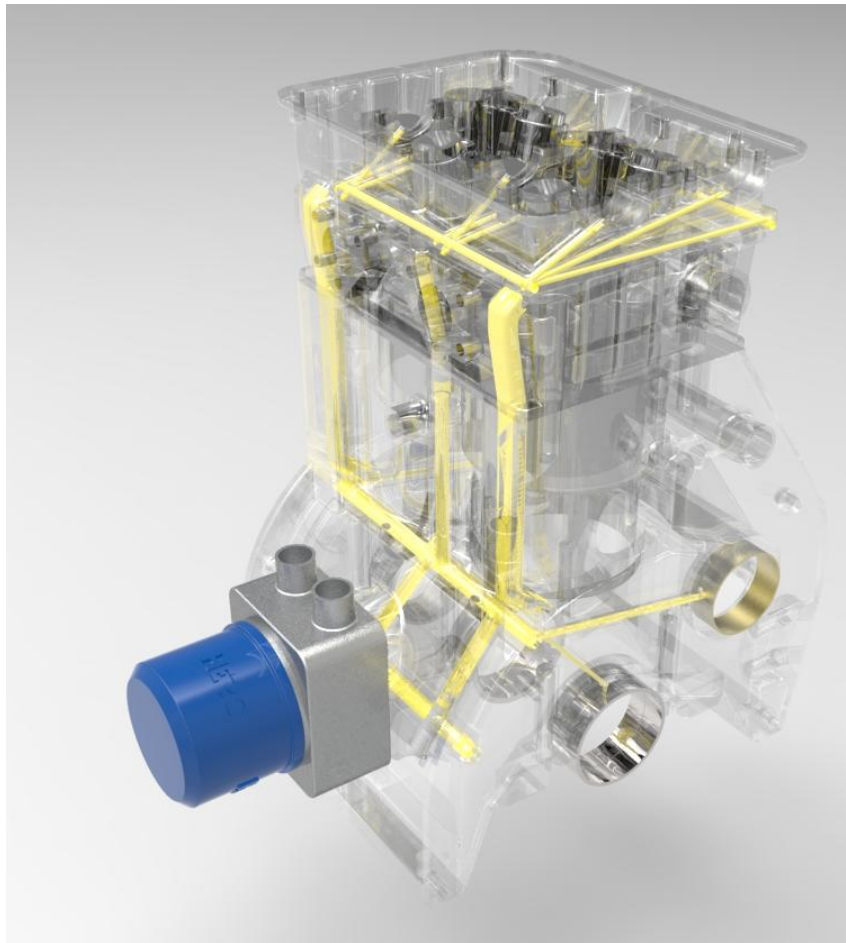


4.12 Celková sestava motoru

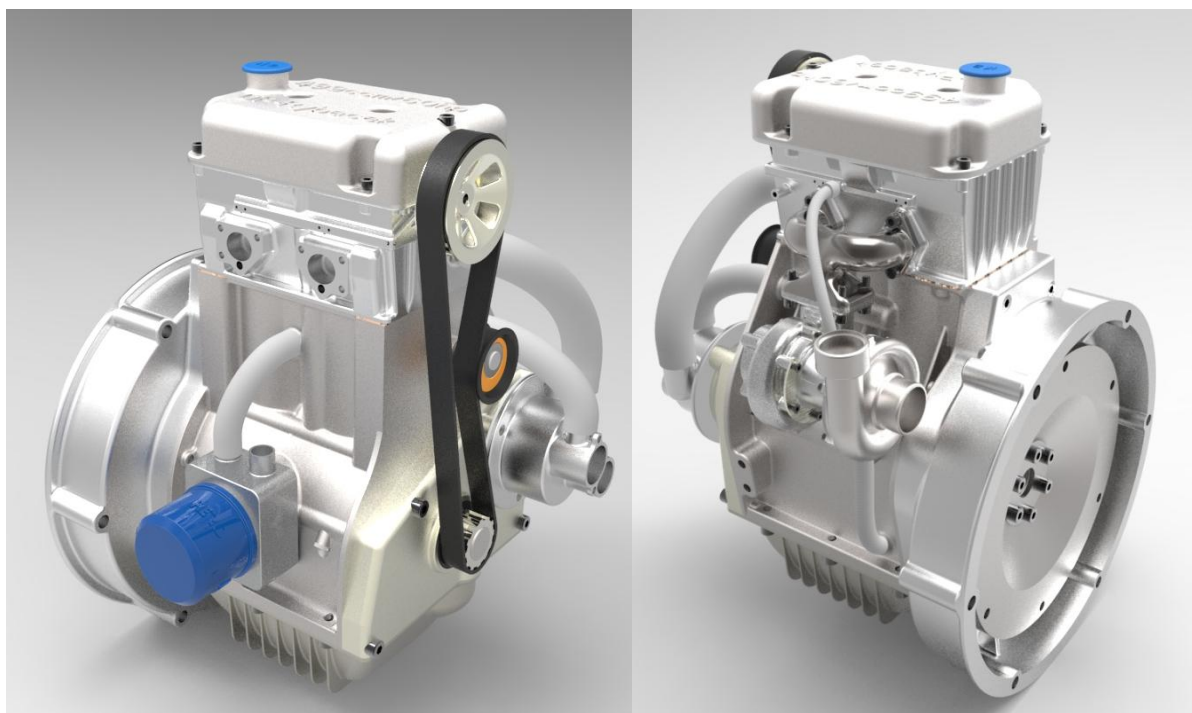


Obrázek 61: Výsledná chladicí obálka motoru

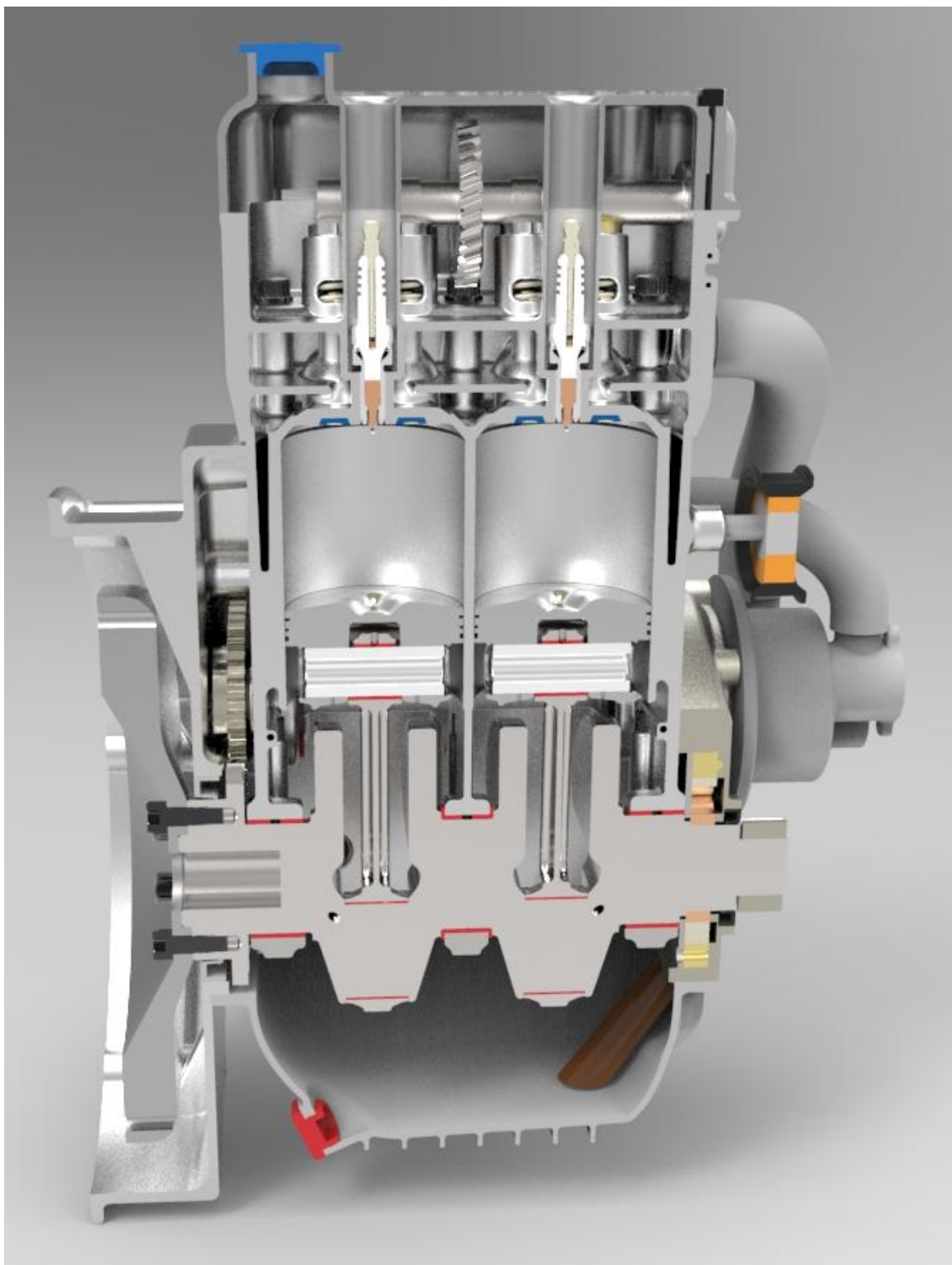




Obrázek 62: Výsledný rozvod oleje motoru



Obrázek 63: Pohled na finální model motoru



Obrázek 64: Podélný řez motorem – osami válců

5 Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést koncepční návrh spalovacího motoru pro hybridní vozidlo dosahující minimálního výkonu 45 kW při 6 000 min⁻¹. Před samotným návrhem došlo ke zhodnocení stávající situace při vývoji motorů podobné kategorie, z čehož vyplynulo, že vhodnou cestou výrobců k dosažení přísných limitů CO₂ je nahradit produkci vozidel se vznětovými motory, hybridními vozidly.

V rešeršní části diplomové práce byly zhodnoceny jednotlivé druhy hybridních pohonů. Ze zhodnocení vyplývá, že ve výhledu příštích deseti let se jako nejefektivnější řešení jeví vývoj vozů typu HEV a mildhybrid. Vzhledem k tomu, že vozy typu mildhybrid jsou vozy, které používají konvenční agregáty, zabývá se diplomové práce dále návrhem motoru pro vozidlo typu HEV.

V teoretické části byly dále zhodnoceny vybrané možnosti výrobců pro zvýšení účinnosti zážehových motorů. Z těchto řešení se jako nejperspektivnější pro danou koncepci zdá využití povlakování pístních kroužků, pístního čepu, hrníčkových zdvihátek případně dalších součástí. Lze předpokládat, že přínos ke snížení spotřeby paliva by mělo nejspíše i použití bezvačkového systému. Perspektivní se zdá i použití vstřikování H₂O, zde je ovšem značný problém s doplňováním náplně, což je největší nevýhoda tohoto systému.

Hlavní část práce se zabývá koncepčním návrhem zážehového motoru. Návrh lze rozdělit na dvě části. V první části byla po prozkoumání motorů podobné koncepce a velikosti (Fiat MultiAir, BMW i3 e-REV, Suzuki Samurai 1,6 l) v softwaru Ricardo Wave provedena série pokusných zjednodušených výpočtových modelů. Jako nejlepší z dvouválcových motorů vyšla koncepce motoru se souběžnými písty přepřehovaného turbodmychadlem, který byl následně detailněji rozpracován. Po tomto návrhu došlo k hrubému konstrukčnímu návrhu 3D modelu a poté byl podle reálné geometrie modelu zkorigován model motoru v softwaru Wave. Následně došlo ke zkonstruování finálního koncepčního návrhu 3D modelu motoru. Konstrukce byla provedena za podpory zjednodušených analytických výpočtů. Vybrané díly byly poté zkontrolovány pomocí MKP analýzy.

Výsledkem práce je koncepční návrh spalovacího motoru určeného k pohonu sériového hybridního vozidla. Diplomová práce odpovídá koncepčnímu návrhu, který je první fází vývoje nové pohonné jednotky. Po tomto návrhu následují analýzy jednotlivých součástí, simulace proudění sacích a výfukových kanálů, tepelná analýza a analýza proudění směsi ve válci motoru.

Koncept slouží jako základ k následným simulačním modelům, na jejichž základě bude model přepracován a následně použit jako technologický demonstrátor tohoto typu pohonu.



1. HADLER. *Abgasnachbehandlung Ottomotore*. [Online] 16. 12 2009. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2029>.
2. RYBÁČEK, Roman. *Emisní normy a jejich vliv na automobilový průmysl*. Bakalářská práce. Liberec . Diplomová práce 2015.
3. SHÖPPE D., ZHANG H., RÖSEL G., ACHTLEITNER E., KAPPHAN F., DUPONT H. *Next Generation Engine Management Systems for Gasoline Direct Injection*. Internationales Wiener Motorensymposium. 2013.
4. *10. Schaeffler Kolloquium, Solving the Powertrain Puzzle*. 1./4 April 2014, 10th Schaeffler Symposium, Schaeffler Technologies AG & Co. KG.
5. MARTINEZ, Mike. Delphi unveils 48-volt mild hybrid technology. [Online] [Citace: 15. 02 2017.] <http://www.detroitnews.com/story/business/autos/2016/04/13/delphi-unveils-hybrid-technology/82958546/>.
6. BEISSMANN, Tim. Audi introducing 48-Vol electrical systém to boost power and efficiency. [Online] [Citace: 15. 02 2017.] <http://www.caradvice.com.au/303619/audi-introducing-48-volt-electrical-system-to-boost-power-and-efficiency/>.
7. VW. PASSAT GTE. [Online] [Citace: 05. 12 2016.] <http://www.passat.com/int/en/home.html?page=thepassatgte§ion=areaContent-highlights>.
8. BMW. BMW i3. [Online] [Citace: 05. 12 2016.] <http://www.bmw.com/com/en/newvehicles/i/i3/2016/showroom/index.html>.
9. Yole development at CAR-ELE Japan Tokyo. What does future of automotive market hold? [Online] 2016. [Citace: 05. 02 2017.] http://www.slideshare.net/Yole_Developpement/what-does-the-future-of-automotive-market-hold-2016-presentation-yole-developpement-at-carele-japan-tokyo.
10. BEVACQUA, Mia. How do hybrid car works. [Online] [Citace: 23. 11 2016.] <http://www.quickanddirtytips.com/house-home/autocar/how-do-hybrid-cars-work>.
11. MINDERLEN, Brent. How to buy a hybrid car. [Online] 14. 04 2016. [Citace: 23. 11 2016.] <https://www.yourmechanic.com/article/how-to-buy-a-hybrid-by-brent-minderler>.
12. Hybrid powertrain types. . [Online] [Citace: 08. 12 2016.] <http://www.drupal1.kubadrv.webd.pl/electric-and-hybrid-vehicles/hybrid-powertrain-types>.
13. Achenbach T., Esebeck G., Nickels T., Wiebicke U. *Benefits and requirements of hybridization of Euro VI diesel engines in commercial vehicle*. [editor] MAN Truck & Bus AG. München : 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014.
14. 2017 Hyundai Ioniq Blue. *Fuel Economy*. [Online] [Citace: 25. 03 2017.] <https://www.fueleconomy.gov/feg/Find.do?action=sbs&id=3848>.
15. Consumerreports. *301 Moved Permanently*. [Online] [Citace: 25. 04 2017.] <http://www.consumerreports.org/cars/>.
16. Hybrid Cars - Reviews & Pricing on New Hybrid Cars | Edmunds. . *Edmunds*. [Online] [Citace: 25. 04 2017.] <https://www.edmunds.com/hybrid/>. New Cars, Used



- Cars, Car Reviews and Pricing | Edmunds.com [online]. Copyright ©Edmunds.com, Inc..
17. Car technical specs, data, information, pictures, news. *otodata*. [Online] [Citace: 25. 04 2017.] <http://www.otodata.com/>.
18. Kelley Blue Book - New and Used Car Price Values, Expert Car Review. *kbb*. [Online] <https://www.kbb.com/>.
19. Sankey Diagrams. [Online] 13. 3 2017. [Citace: 21. 5 2007.] <http://www.sankey-diagrams.com/tag/engine/>.
20. PÁV, Karel. Mechanická účinnost PSM. *tul*. [Online] [Citace: 22. 03 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2736>.
21. SCHOLZ, Celestýn. Pohonné jednotky II. [Online] [Citace: 01. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2703>.
22. ANDERSON, Peter. TAMMINEN, Jaana. SANDSTRÖM, Carl-Erik. Piston ring trialogy. [Online] [Citace: 13. 02 2017.] <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2002/T2178.pdf>.
23. JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Piston-Ring-Liner Designfo low Oil Consumption. [Online] [Citace: 05. 02 2017.] www.dieselnet.com/tech/lube_cons_ring.php.
24. *Zvýšení užitných vlastností pístních kroužků pomocí plazmaticky nanášených vrstev*. BALCAR, Vojtěch. Liberec , 2015. str. Diplomová práce.
25. MARIASIU, Florian. *Effects of lubrication oil characteristics on valvetrain systém fiction losos. Research journal of agricultural science*. Technical University of Cluj-Napoca. Research Journal of Agricultural Science 2012.
26. DOWSON, D. PRIEST, M. DALMAZ, G. LUBRECHT, A.A. *Tribological research and design for engineering systems*. Elsevier 2002.
27. KOPELIOVICH, Dmitri Dr. Engine bearings and how they wor. [Online] [Citace: 15. 02 2017.] <http://kingbearings.com/wp-content/uploads/2014/10/Engine-Bearings-and-how-they-work.pdf>.
28. Automobilantrieb: Kein Watt für Reibung - Magazin von auto. *Auto*. [Online] [Citace: 12. 03 2017.] <http://www.auto.de/magazin/automobilantrieb-kein-watt-fuer-reibung/>.
29. Engine Lubricants formulations and Future Trends and Challenges. *Lubrita*. [Online] [Citace: 15. 3 2017.] <http://www.lubrita.com/news/81/671/Engine-Lubricants-formulations-and-Future-Trends-and-Challenges/>.
30. BANSAL, Jai. G. Dr. *Future trends and challenges in engine lubricants*. [Online] [Citace: 12. 03 2017.] <https://www.slideshare.net/samcheng35380/future-trends-and-challenges-in-engine-lubricants-icislor-kuala-lumpur-200>.
31. *Thermal Management Module*. Schaeffler. [Online] [Citace: 22. 03 2017.] http://m.schaeffler.com/content.mobile.products/en/products/automotive/engine/tmm/tmm_info.html.
32. FILIPI Zohar, JUNG Dohoy, HOFFMAN, Mark. *Engine Thermal Management*. místo neznámé : John Wiley & Sons, Ltd, 2014. 9781118354179.



33. Elrod, A. and Nelson, M. *Development of a Variable Valve Timed Engine to Eliminate the Pumping Losses Associated with Throttled Operation*. 1986 : SAE Technical Paper 860537. doi:10.4271/860537.
34. *Impact of valve events upon engine performace and emmisions*. místo neznámé : <https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2015/05/the-impact-of-variable-valve-actuation-on-engine-performance-and-emissions.pdf>.
35. HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Technology*. London, UK : Butterworth-Heinemann , 1995. 9780340568224.
36. Intake Valve Closing Strategie. *Mechadyne-int*. [Online] [Citace: 15. 03 2017.] Intake Valve Closing Strategies | Mechadyne International. [online]..
37. ANGELOS, J.P., GREEN W.H., SINGER M.A. *HCCI Engines*. [o. HCCI Engines. [Online] [Citace: 15. 02 2017.] <http://cheme.scripts.mit.edu/green-group/hcci-engines/>.
38. Department of Energy. *Energy*. [Online] https://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f9/2002_deer_ryan.pd.
39. FUERST, John. *Delphi's approach to real Word compliance, Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben – Aus der Sicht eines Zulieferers*: Vienna Motor Symposium, 2016.
40. RYAN, Tom. MATHEAUS, Andrew. *Fuel requirements for HCCI engine operation*. Southwest research institute. [Online] https://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f9/2002_deer_ryan.pd.
41. WEINOWSKI, Rolf, WITTEK, Karsten, HAAKE, Bernd, DIETERICH, Carsten, SIEBEL, Jörg, SCHWADERLAPP, Markus. *CO2-Potenzial eines zweistufigen VCR-Systems in Kombination mit zukünftigen ottomotorischen Antriebskonzepten*. místo neznámé : 33. Internationales Wiener Motorensymposium , 2012.
42. *Variable Compression Ratio*. [Online] [Citace: 01. 04 2017.] <http://vcr.fev.com/>.
43. ĎURIŠ, Josef, NĚMEČEK, Pavel. *Proměnlivý kompresní poměr pístových spalovacích motorů*. Kmv.tul. [Online] [Citace: 10. 03 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2067>.
44. DRAGON, Jan. *Proměnný kompresní poměr u spalovacích motorů*. Vutbr. [Online] 2010. [Citace: 12. 03 2017.] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28310.
45. GITLIN, Jonathan. *Infiniti's variable compression engine is a huge technological leap*. Arstechnica. [Online] 15. 8 2016. [Citace: 12. 03 2017.] <https://arstechnica.com/cars/2016/08/inifiniti-will-debut-a-variable-compression-ratio-engine-in-september/>.
46. STALEY, D., PRYOR, B., GILGENBACH, K. *Adaptation of a Variable Displacement Vane Pump to Engine Lube Oil Applications*: SAE Technical Paper , 2007. 10.4271/2007-01-1567.
47. *Fortschritt Berichte VDI*. 37. International Vienna Motor Symposium 28-29 April 2016, 2016. 978-3-18-379912-0.
48. *Variable discharge oil pump*. Toyota-club. [Online] 2016. [Citace: 02. 04 2017.] http://toyota-club.net/files/faq/16-01-01_faq_oil-pump_eng.htm.

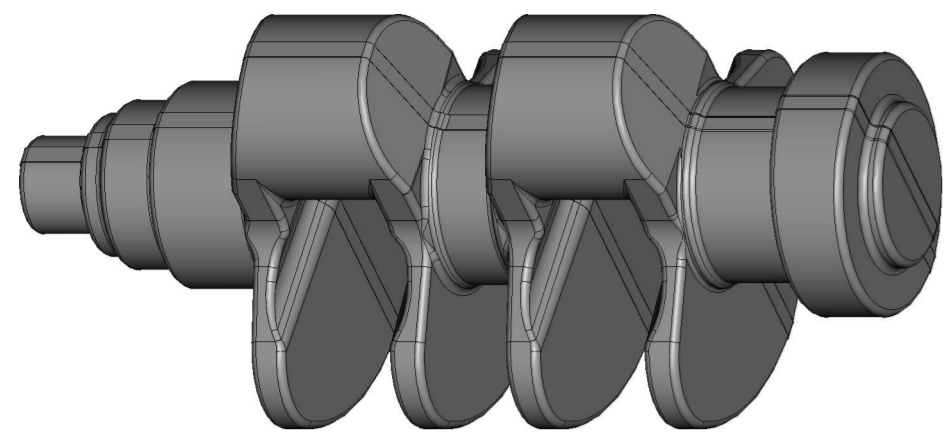


49. SER, A. *Renault energy TCe 90, The first RENAULT gasoline 3 cylinder turbocharged engine*. Lardy France : Renault SAS, 2013.
50. OKULSKI, Travis. *What It's Like To Ride In A Car With The Camless Engine Of The Future*. jalopnik. [Online] 26. 02 2014. [Citace: 12. 03 2017.] <http://jalopnik.com/what-its-like-to-ride-in-a-car-with-the-camless-engine-1529865968>.
51. SCHECHTER, M. LEVIN, M. *Camless Engine*. SAE Technical Paper, 1996. 10.4271/960581.
52. GOULD, L., RICHESON, W., ERIKSON F. *Performance Evaluation of a Camless Engine Using Valve Actuators with Programmable Timing.*: SAE Technical Paper 910450, 1991. 10.4271/910450.
53. WESTER, H.J. *New Challenges for the World's Automotive Industry and its Consequences on the Powertrain Development*. Fiat Group S.p.A.. 31. 31. Internationales Wiener Motorsymposium 2010., 2010.
54. ACKERMAN, Evan. *Squirts of Water Can Boost Engine Performance, Fuel Economy by 13%*. [Online] 01. 09 2016. [Citace: 27. 03 2017.] <http://spectrum.ieee.org/cars-that-think/transportation/efficiency/squirts-of-water-can-boost-engine-performance-fuel-economy-by-13>.
55. Bosch developing new water-injection system for production engines. *Articles.sae*. [Online] 02. 06 2015. [Citace: 25. 03 2017.] <http://articles.sae.org/14176/>.
56. Innovative water injection system. *M-power*. [Online] 13. 02 2015. [Citace: 25. 03 2017.] http://www.m-power.com/_open/s/varlink2.jsp?id=3301&lang=en.
57. Scholz, Celestýn. *Pohoné jednotky II - Mazací soustava motoru*. [Online] 2015. [Citace: 04. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2710>.
58. JEREMY, M. *The impact of downsizing and friction reduction on base engine design*. Ricardo UK, 2012.
59. BEROUN, Stanislav, BRABEC, Pavel, PÁV, Karel. *Sbírka příkladů ke studiu předmětů zaměřených na pístové spalovací motory*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2016. 978-80-7494-270-9.
60. SCHOLZ, Celestýn, BRABEC, Pavel. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec : Technická univerzita Liberec, 2015. 978-80-7494-201-3.
61. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Ojnice*. [Online] 2015. [Citace: 04. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2704>.
62. SCHOLZ, Celestýn. *Zvyvažování vnějších účinků způsobených setrvačnými silami odrotačních a posuvných hmot*. [Online] 2015. [Citace: 03. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2705>.
63. *Utahovací momenty šroubů*. [Online] [Citace: 03. 04 2017.] BRIOL <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovací-momenty-sroubu>.
64. PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů - 1. díl*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2010. str. 226. 978-80-7372-573-0.
65. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Návrh vačky*. [Online] 2015. [Citace: 03. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2712>.
66. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Kluzná ložiska dělená - konstrukce*. [Online] 2015. [Citace: 04. 04 2017.] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2706>.

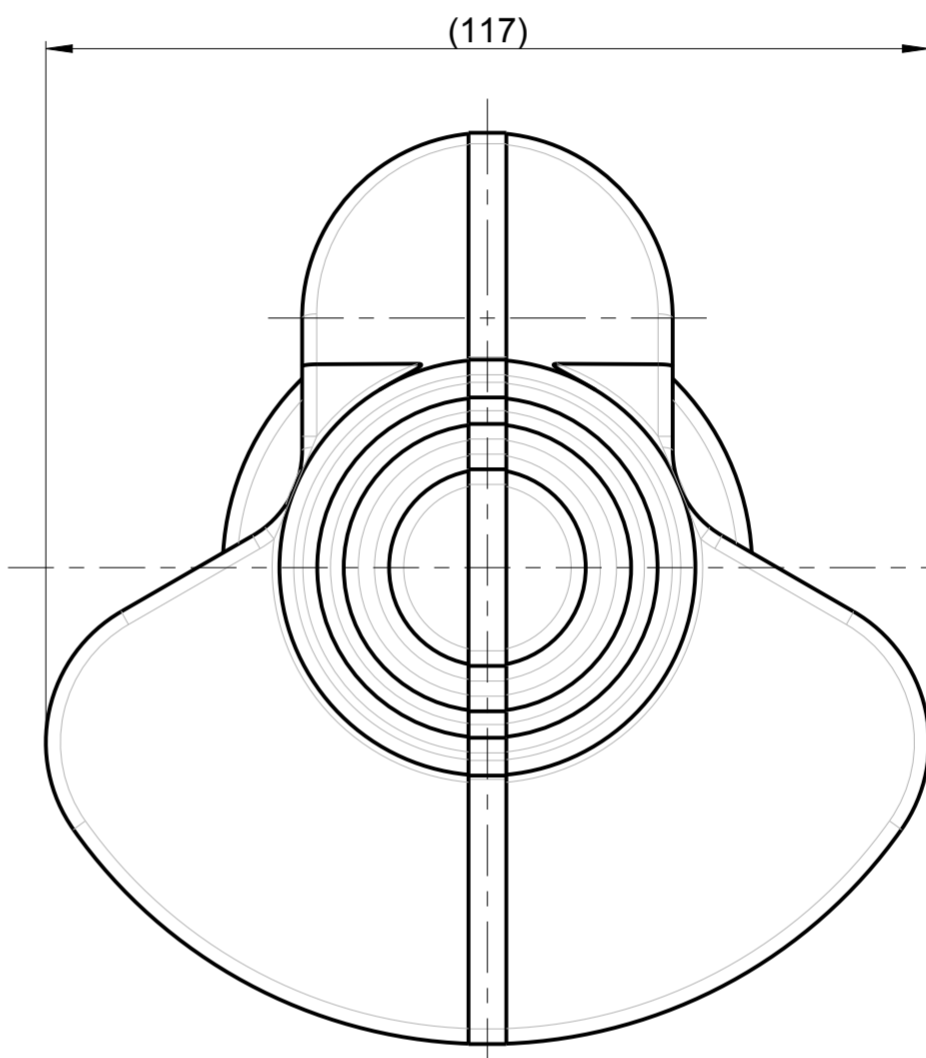
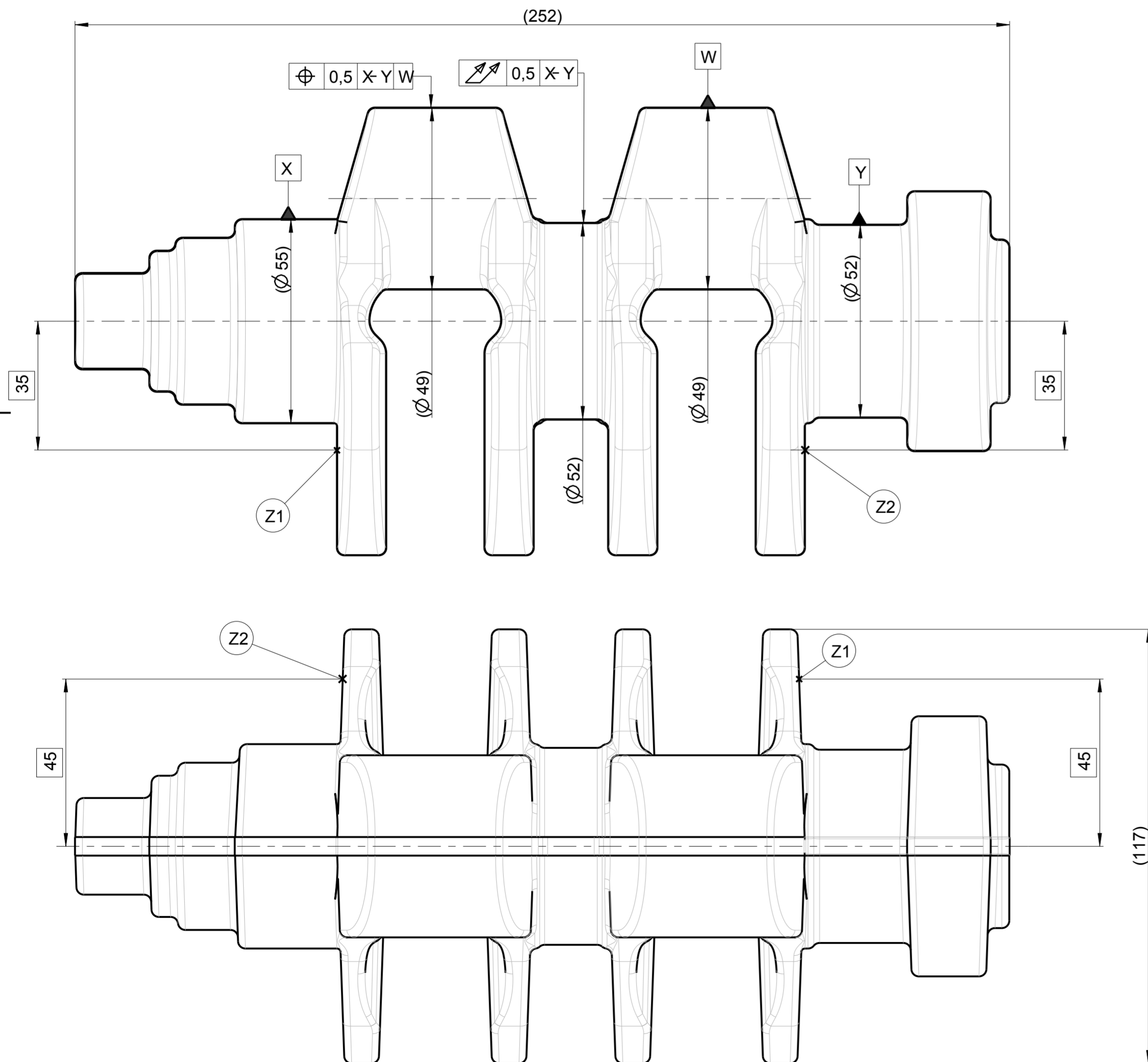


67. *Sankey Diagrams* . [Online] 21. 05 2007. [Citace: 08. 12 2016.] <http://www.sankey-diagrams.com/tag/engine/>.
68. GANGOPADHYAY, A. MCWATT, D.G., ZDRODOWSKI, R.J. *Engine friction Reduction through surface finish and rating. Ford research and advanced engineering Dearborn*. místo neznámé : Deer Conferenc , 2010.
69. KRULIŠ, Jan. *Studie vozidlového motoru s prodlouženou expanzí*. Liberec : Diplomová práce, 2015. str. 76.
70. *Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) Maps*. [Online] 15. 03 2015. [Citace: 04. 04 2017.]
71. *Mazda HCCI Engine*. Drivetribe. [Online] [Citace: 04. 08 2017.] <https://drivetribe.com/p/eg4HHogdQg20qxRJ4e0QVA?iid=FazKmrjjQBaAtdhEO-HXdw>.





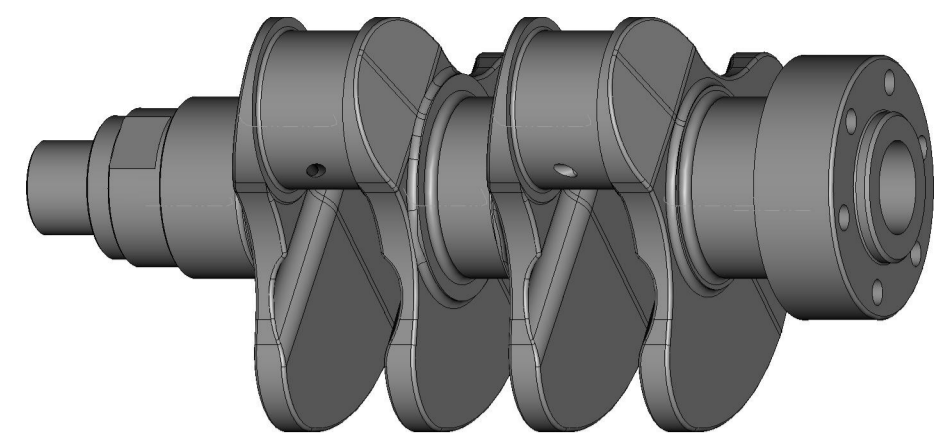
ISO POHLED
1:2



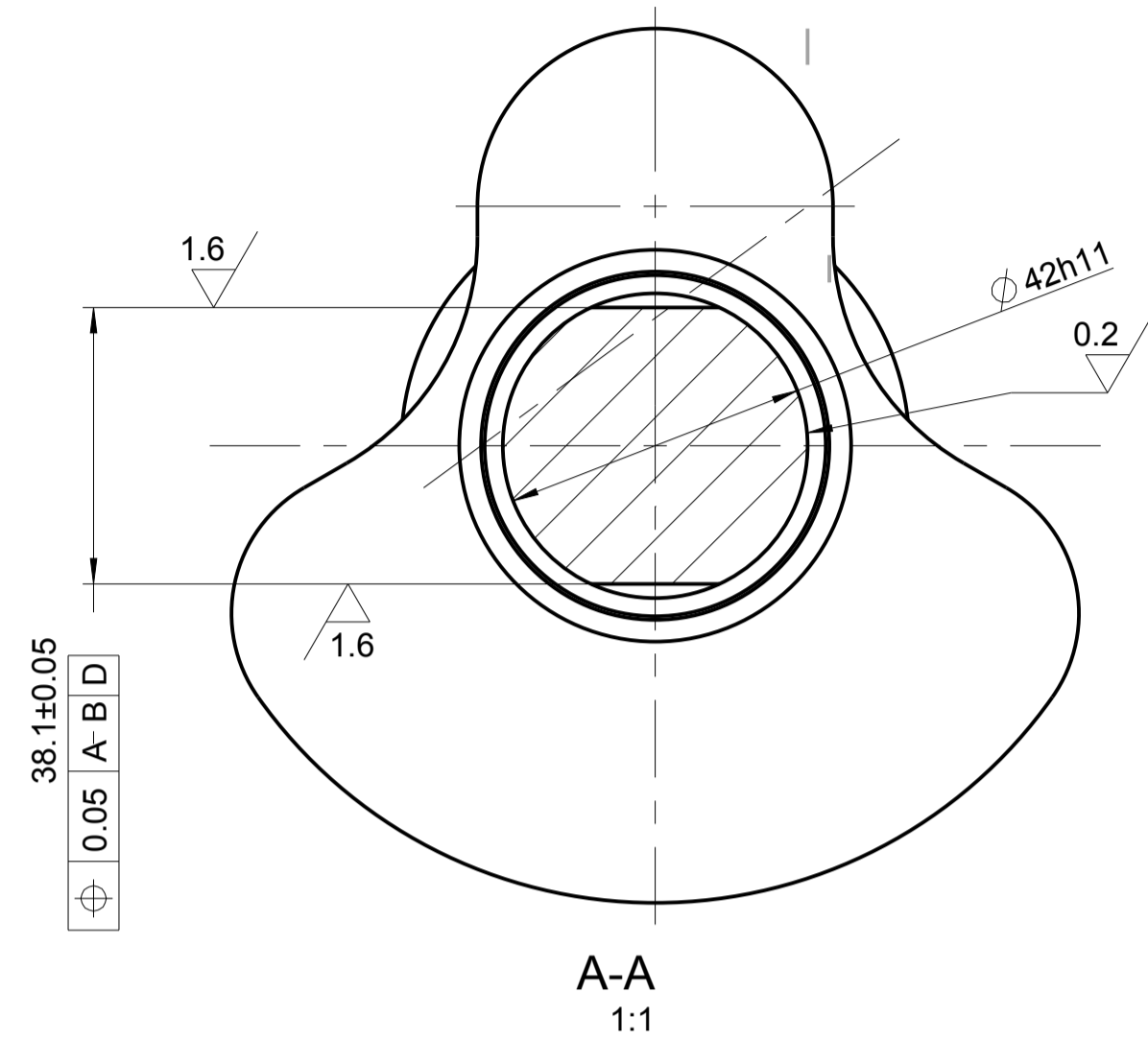
Poznamky:
Hlavnim zdrojem informaci je 3D model
Po vykovani provest normalizacni vyzihani
Provest kontrolu trhlin

$\frac{1}{R}$ \times Y W Z

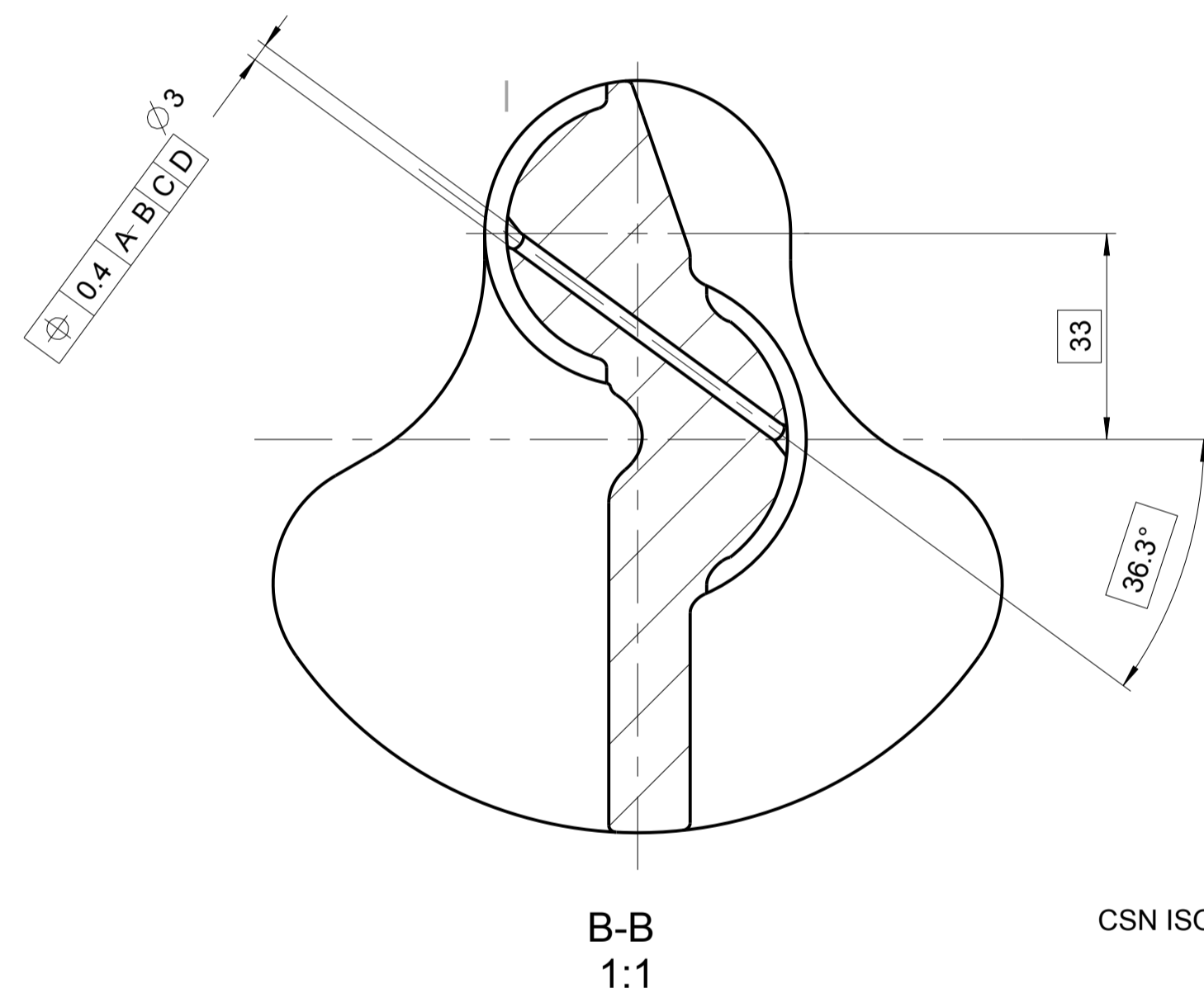
Rozm.-Polot.	-	-	-	-	-	PRESNOST EN 10243-1
c)						TOLEROVANI ISO 8015
b)						PROMITANI
a)						
Zmena	Datum	Index	Podpisy			
Meritko 1:1	Pozn.	Navrhl Kreslil Prezkoušel	RYBACEK			
C.seznamu		Technolog				
C.sestavy		Normaliz.				
Stary vykr.		Schválil				
Novy vykr.		Datum	19-04-2017			
						 TU v Liberci Nazev: 09_KLIKOVA_HRDEL_KOVANA Typ: DP_RYBACEK_001 Cis.vykresu:



ISO POHLED 1:2



A-A
1:1



B-B
1:1

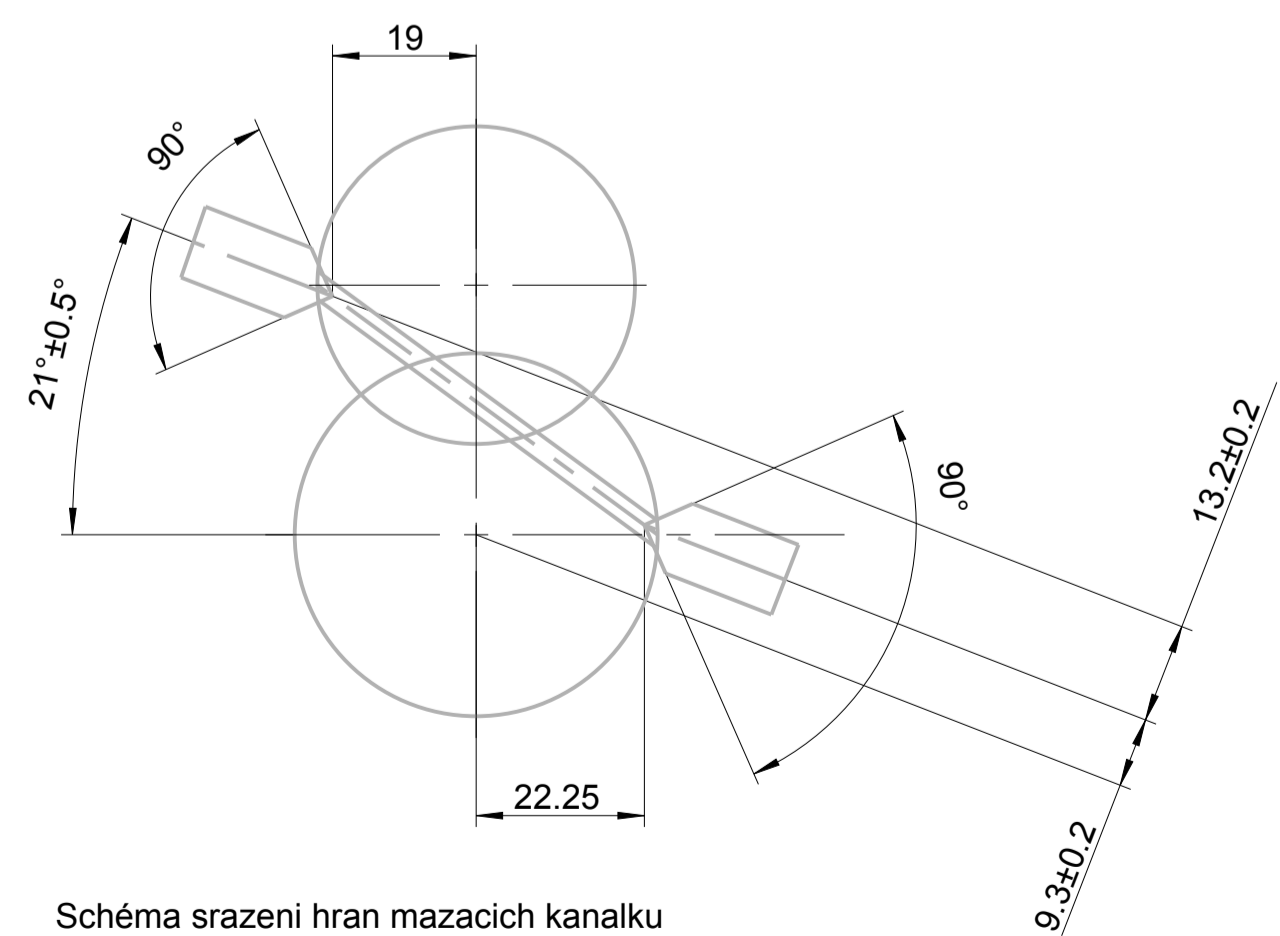
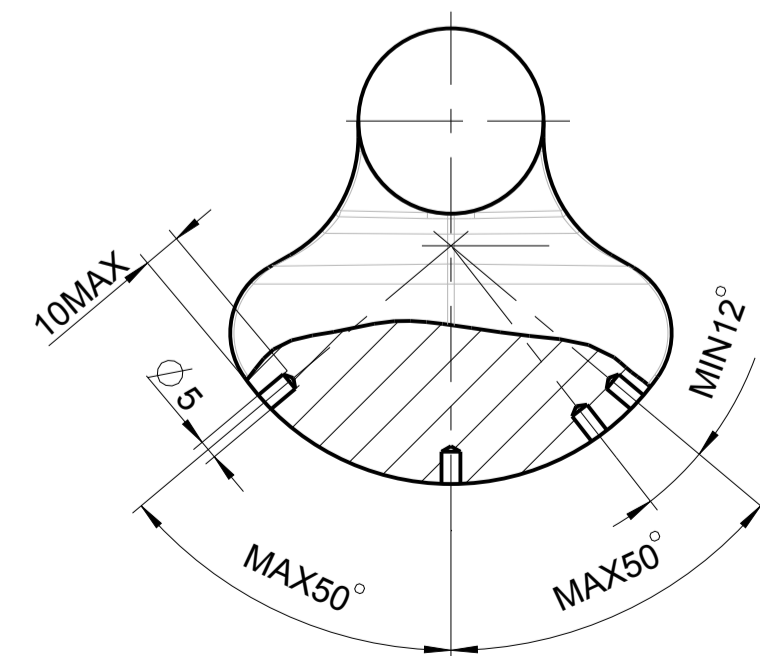
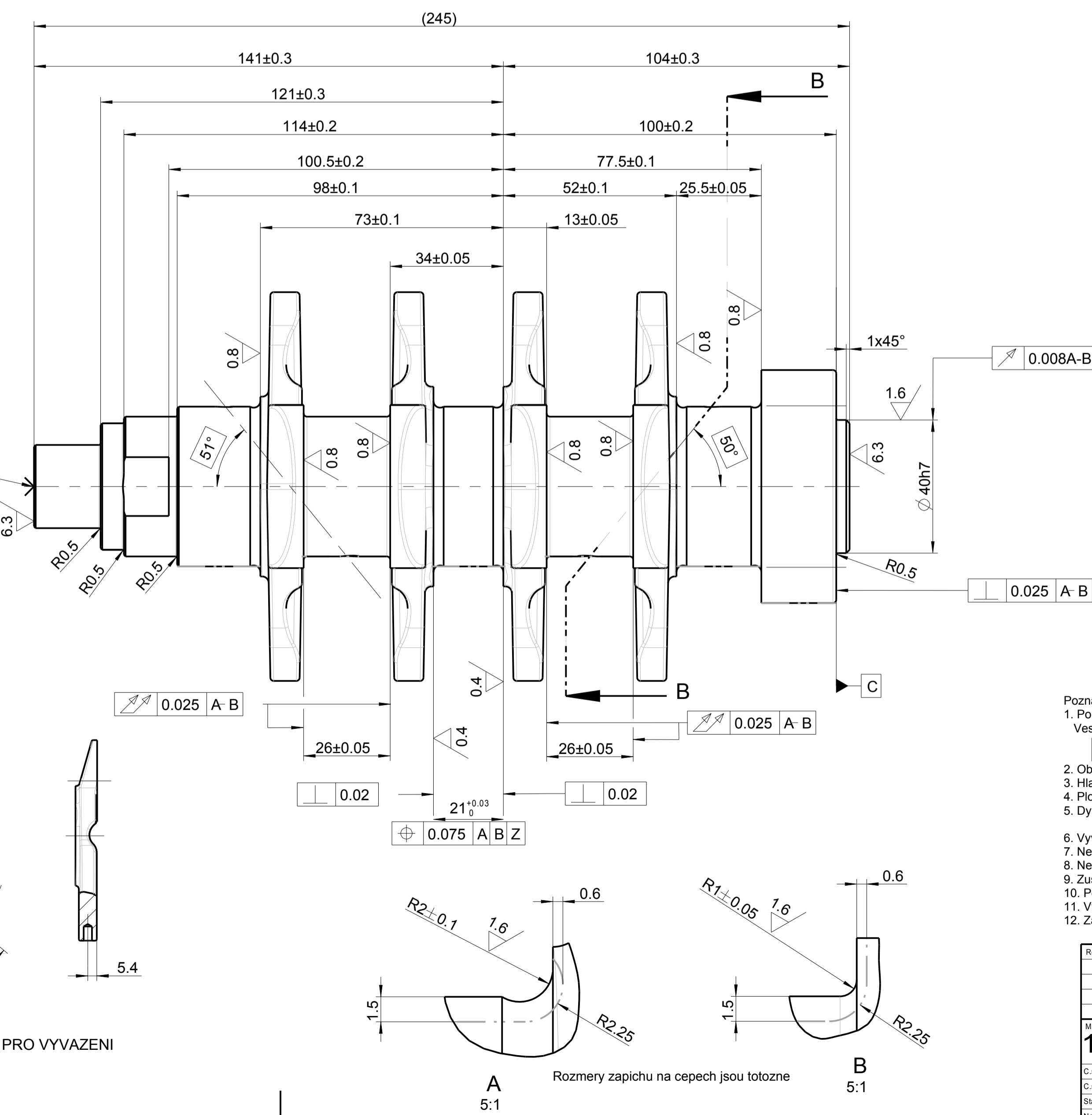
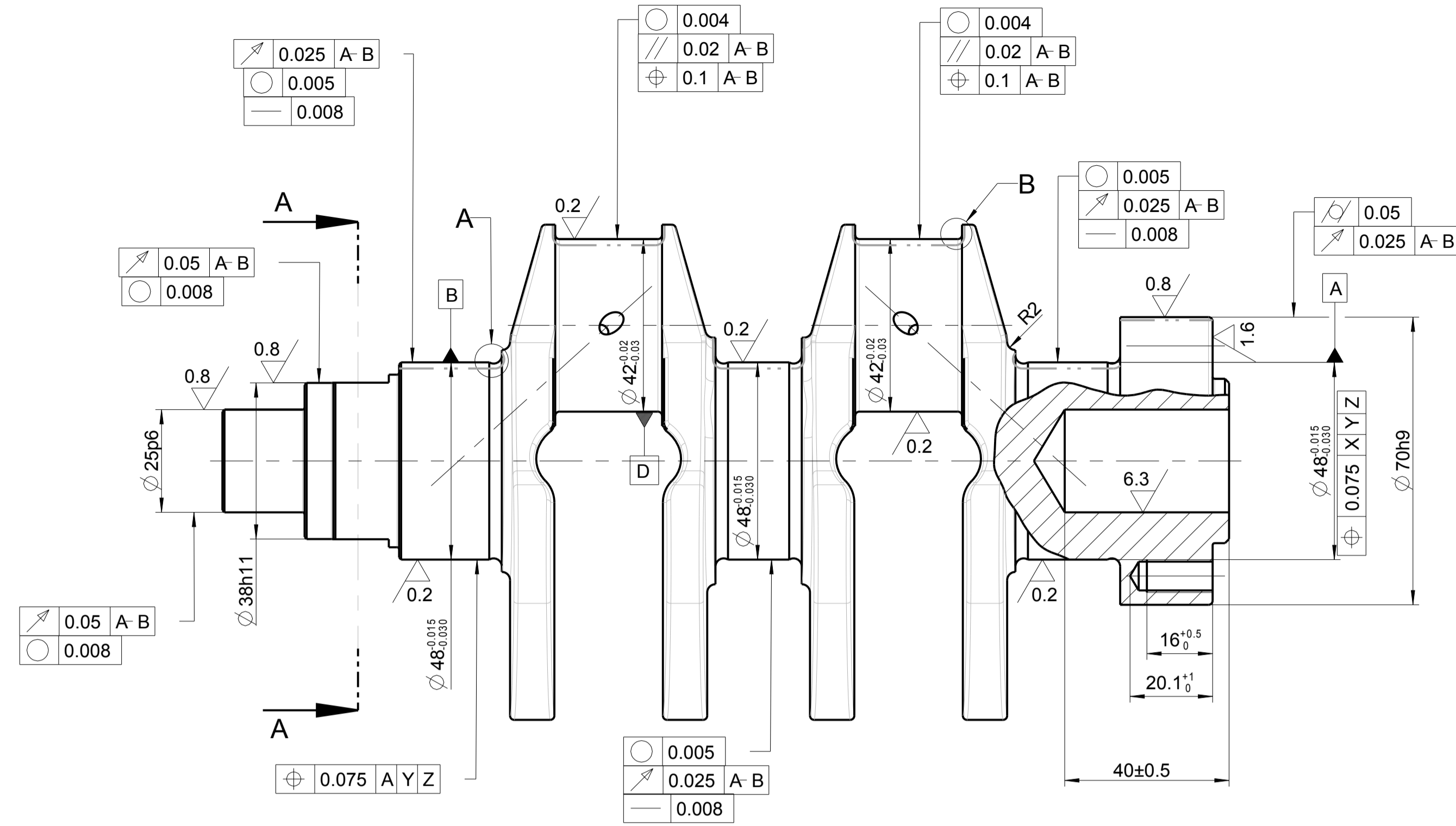


Schéma srazení hran mazacích kanalků
Hodnoty pro CNC programování

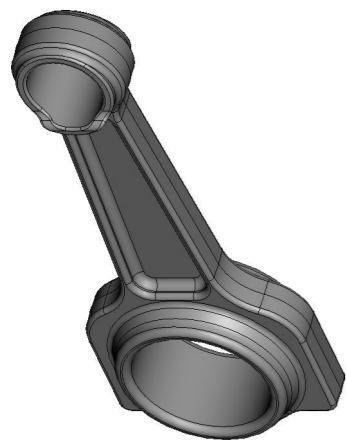


SCHEMA DER PRO VYVAZENÍ
1:2

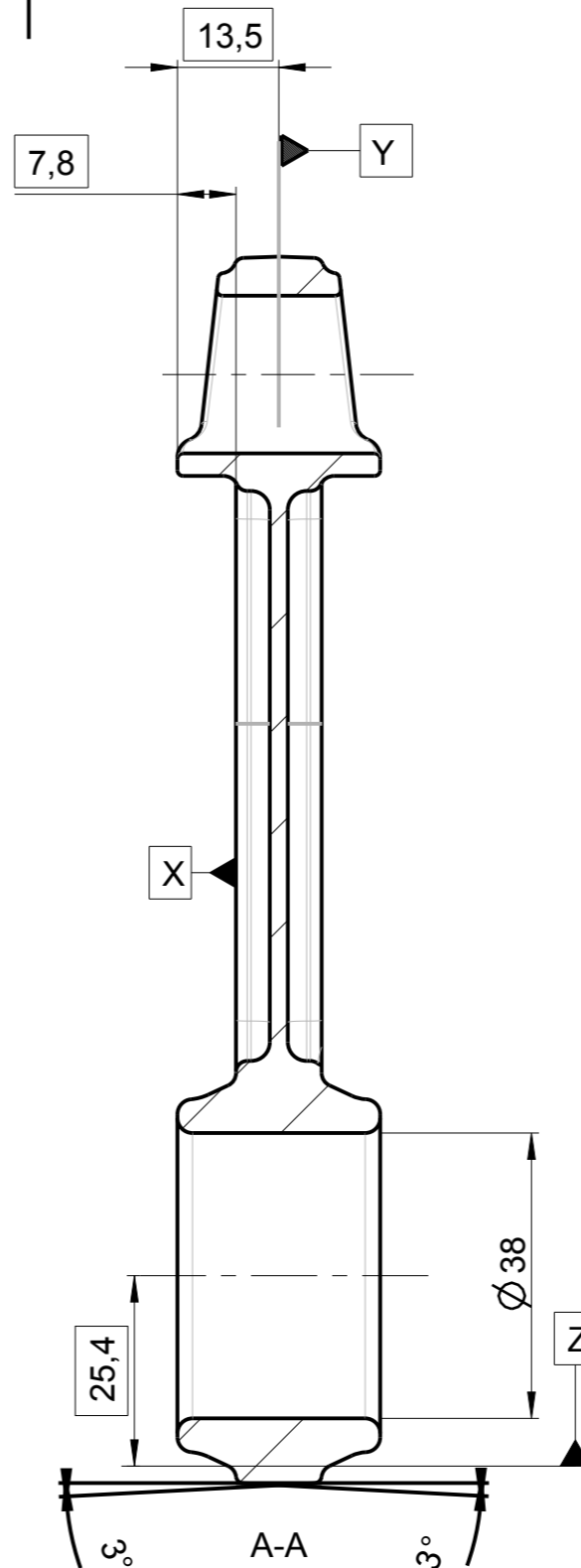
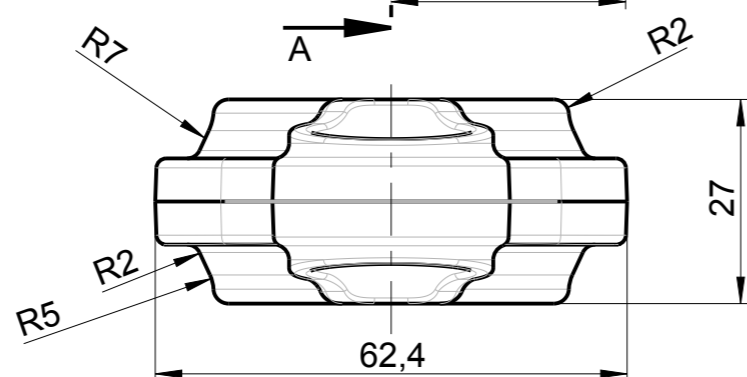
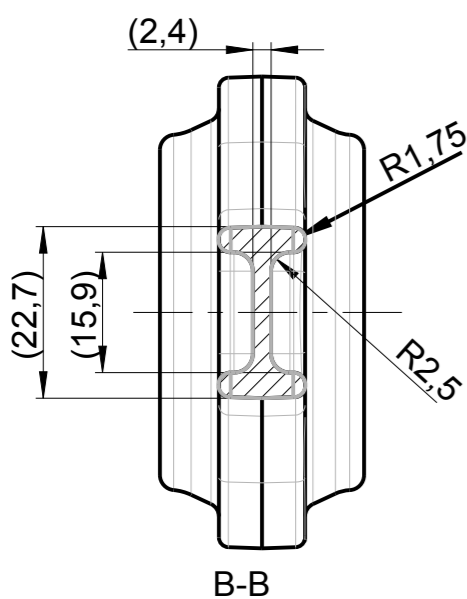
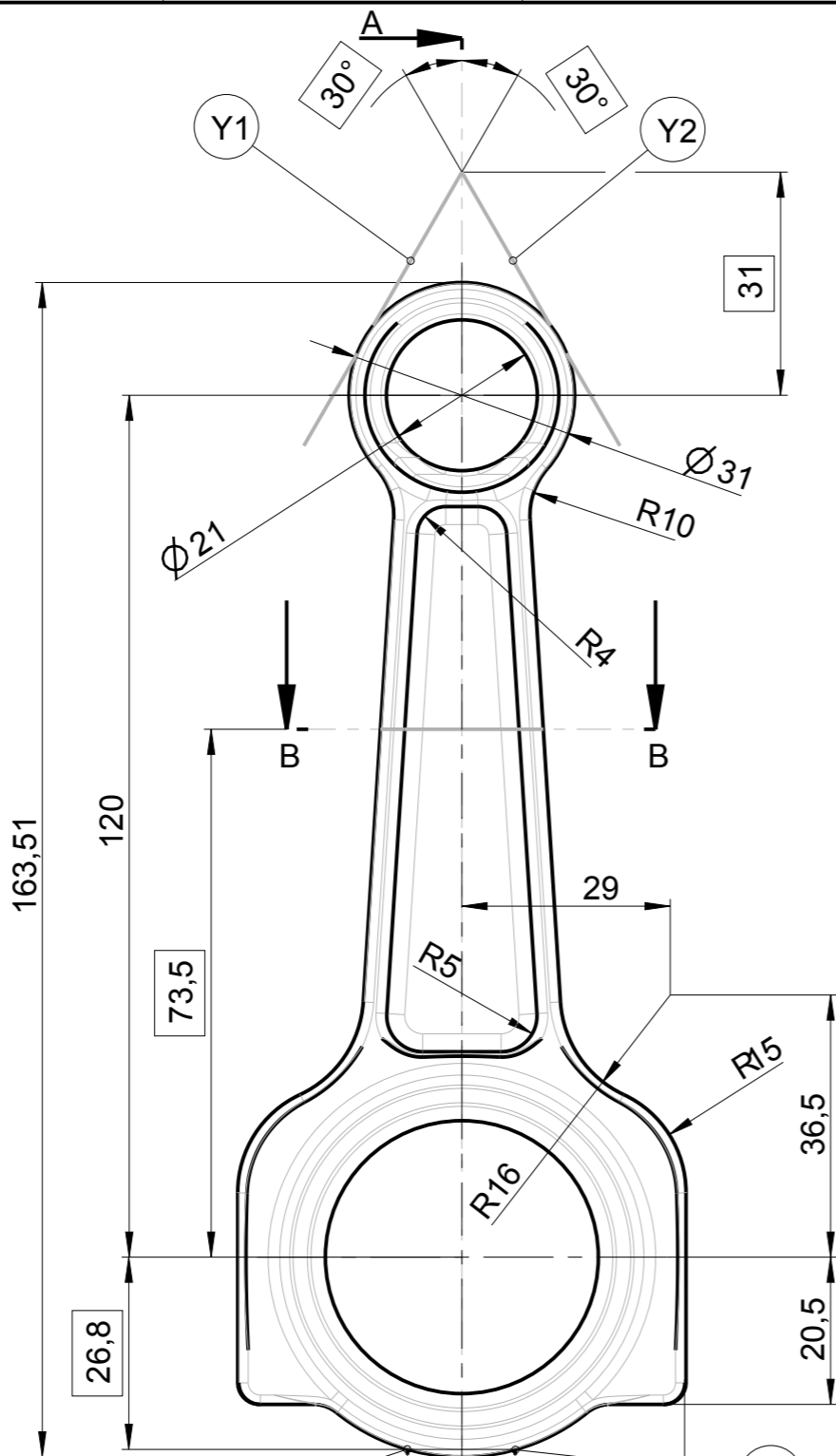


- Poznámky:
 1. Pokud není definováno jinak:
 Veskeré tolerance rozmeru viz ISO 2768-mK
 2. Obe zalomení KH jsou symetricka
 3. Hlavní i ojnicní čepy (cerchována čára) zakalit do hloubky 1.5 mm na tvrdost 60 +2 HRC
 4. Plochu pro gufero na strane setravníku zakalit do hloubky 0.5 mm na tvrdost 50 +4 HRC
 5. Dynamicky vyvážit - přípustná nevyváženost 10 g cm
 (dodatečná hmotnost pro jeden ojnicní čep md= 0,765 kg)
 6. Vyvážení lze provést na všech protizavazích
 7. Nekotované radiusy R=1
 8. Nekotované srazení 0.5x45°
 9. Zუსlechit na Rm = 1000 - 1100 MPa (55-60 HRC)
 10. Po kování zavit okují a vyzíhat na odstranění vnitřního prnutí
 11. Východí materiál 42CrMo4 (15 142)
 12. Základny X,Y,Z viz vykres DP_RYBACEK_002

Rozm.-Polot.		09_KLIKOVA_HRIDEL_KOVANA				PŘESNOST ISO 2768-mK	
	c)	Mater. 42CrMo4		Tr. odp. 142	TOLEROVANI ISO 8015		
	b)	C. hm. kg		Hr. hm. kg	PROMITANI		
	a)						
Změna	Datum	Index	Podpisy		TU v Liberci 09_KLIKOVA_HRIDEL_OBROBENA		
Měřtko 1:1	Pozn.	Kreslil Rybaček	Název				
C seznamu	Technolog	Typ					
C sestavy	Normaliz.	Cis. vykresu		DP_RYBACEK_002			
Starý výkres	Schválil	Datum		18-5-2017			
Nový výkres	Datum	18-5-2017					



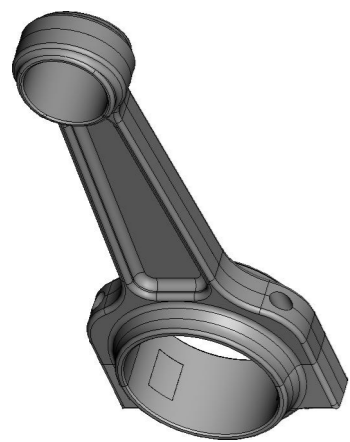
ISO POHLED
1:2



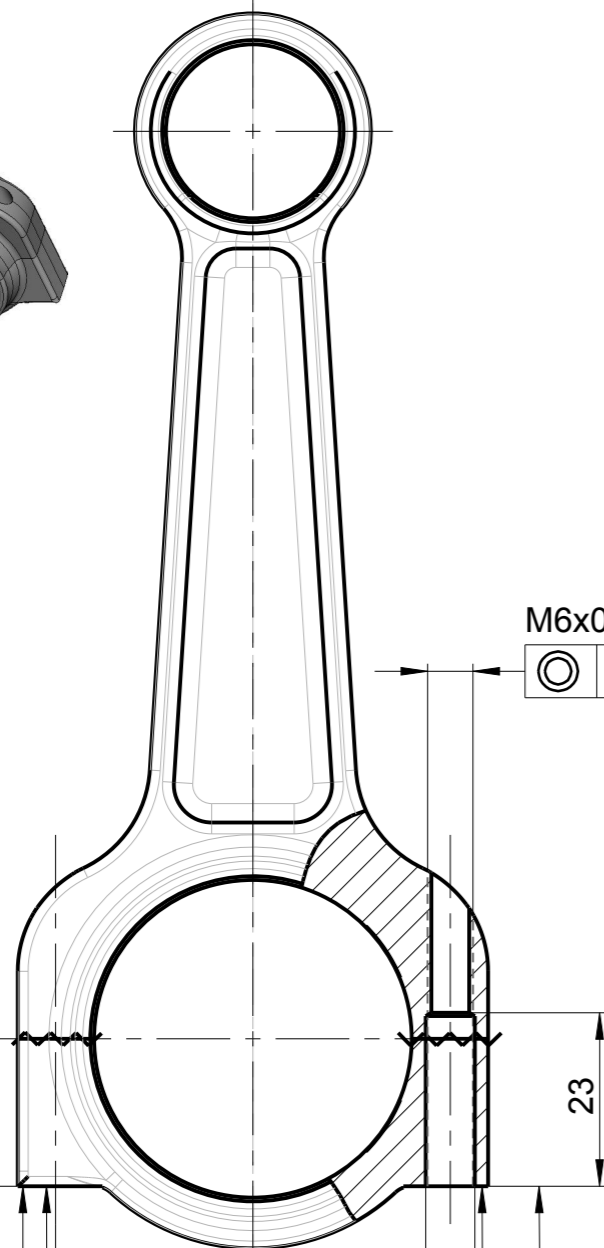
Poznámky:
 Hlavním zdrojem informací je 3D model
 Rozměrové tolerance dle EN 10243-1
 Po kování kulickovat
 Po kulickování zúslachtit na 850 MPa
 Celková hmotnost: 0,378 kg ± 0,015

0,5 X Y Z

Rozm.-Polot.		-		-		PRESNOST EN 10243-1	
		c)		Mater.	35NiCr6	Tr. odp.	-
		b)		C. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)		TOLEROVANI ISO 8015			
				PROMITANI			
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	RYBACEK				
C.seznamu		Prezkoušel					
C.sestavy		Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	30-04-2017				
				Nazev 031_OJNICE_VYKOVEK			
				Typ DP_RYBACEK_003			
				Cis.vykresu 003			



ISO POHLED
1:2

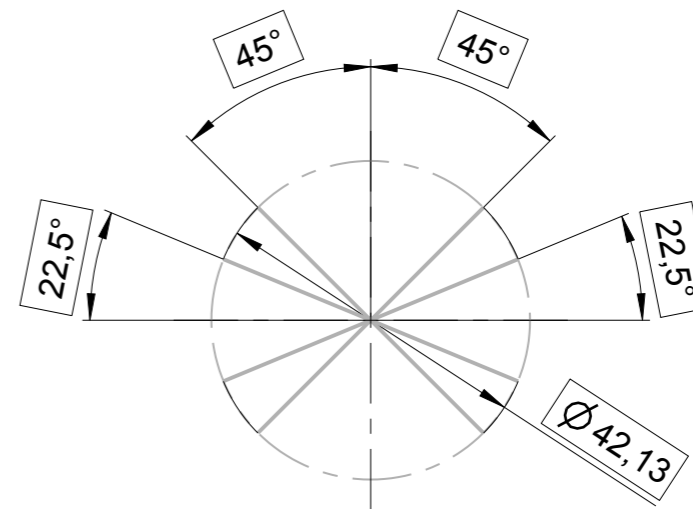
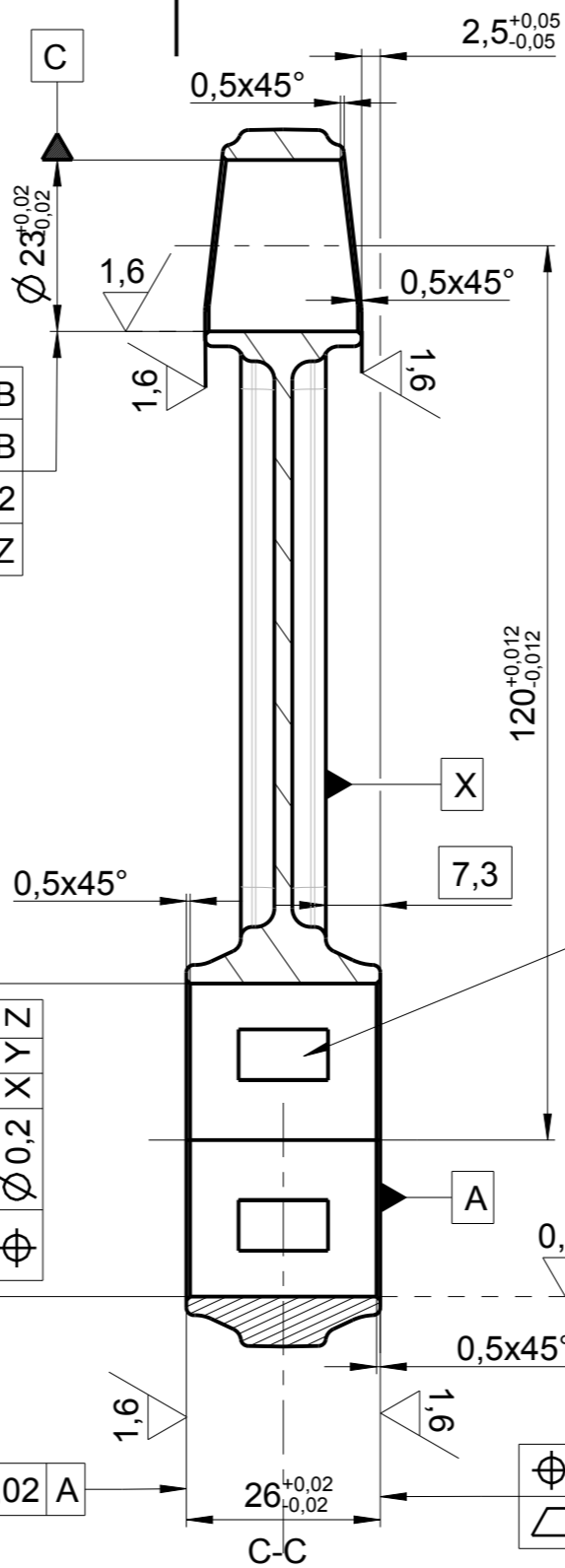


\oplus \varnothing 0,01	A B
\parallel 0,025	B
\circ 0,002	
\oplus \varnothing 0,2	X Y Z

M6x0.75	\circ 0,01	E
---------	--------------	---

\oplus \varnothing 42 ± 0,011	A
\circ 0,005	X Y Z
\oplus \varnothing 0,2	X Y Z

\oplus 0,01	X Y Z
\square 0,02	

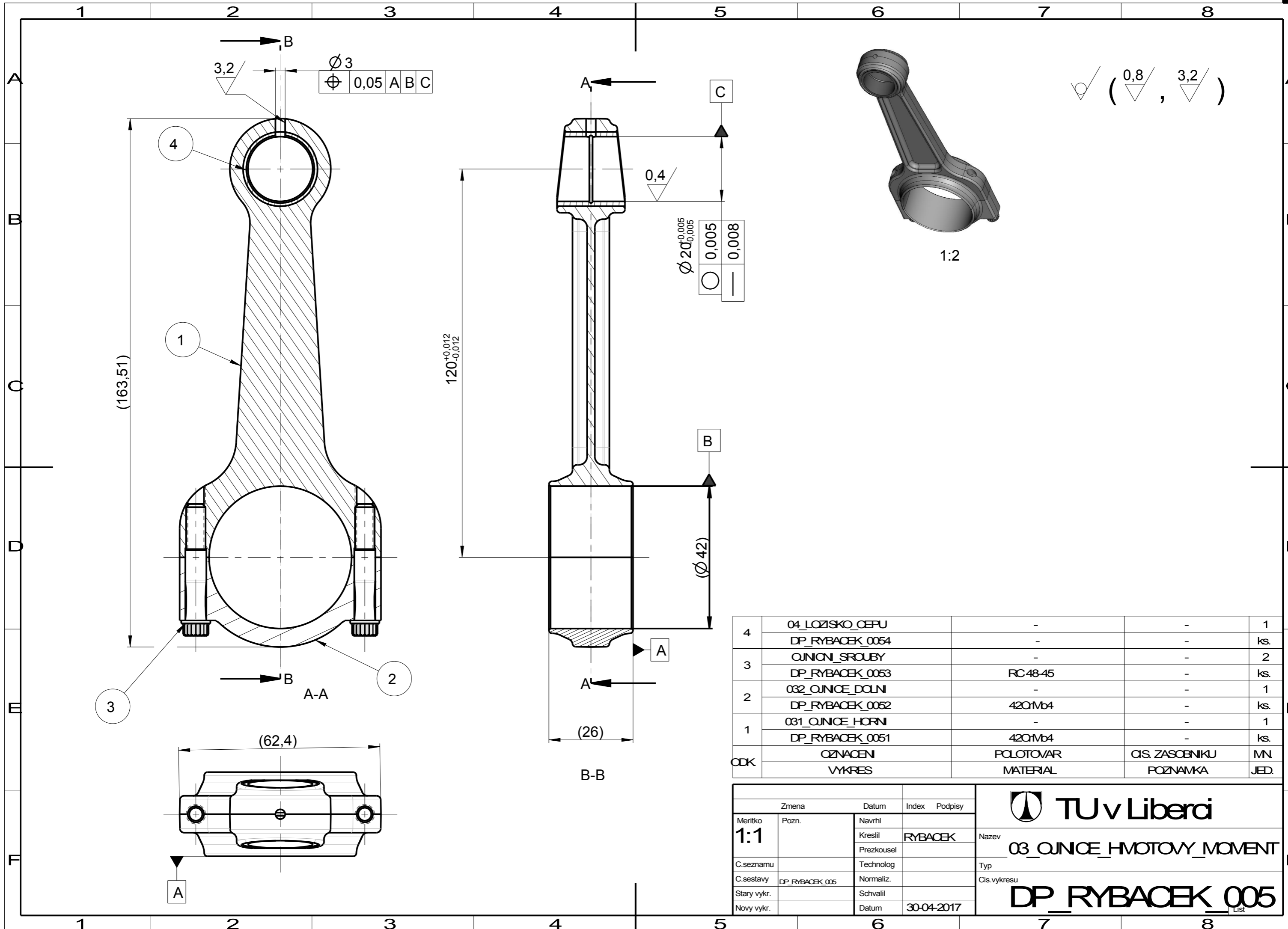


Schema pro laserove drsneni ploch

3,2
Laserove lokalni zdrsneni


- Poznamky:
- Zakladny X, Y, Z jsou definovany na vykrese DP_RYBACEK_003
 - Pokud neni definovano jinak:
Rozmery dle ISO 2768-mK
Obrabene hrany 0,5x45°
Obrabene radiusy R0,5
 - Pred obrabenim zusechtit na 850 MPa
 - Po roztrhnuti ojnice ocistit od otrepu
 - Hmotnost ojnice po obrabení:
Celkova: 292g±5g
Horního oka: 78g±1,5g
Spodního oka: 214g±3,5g

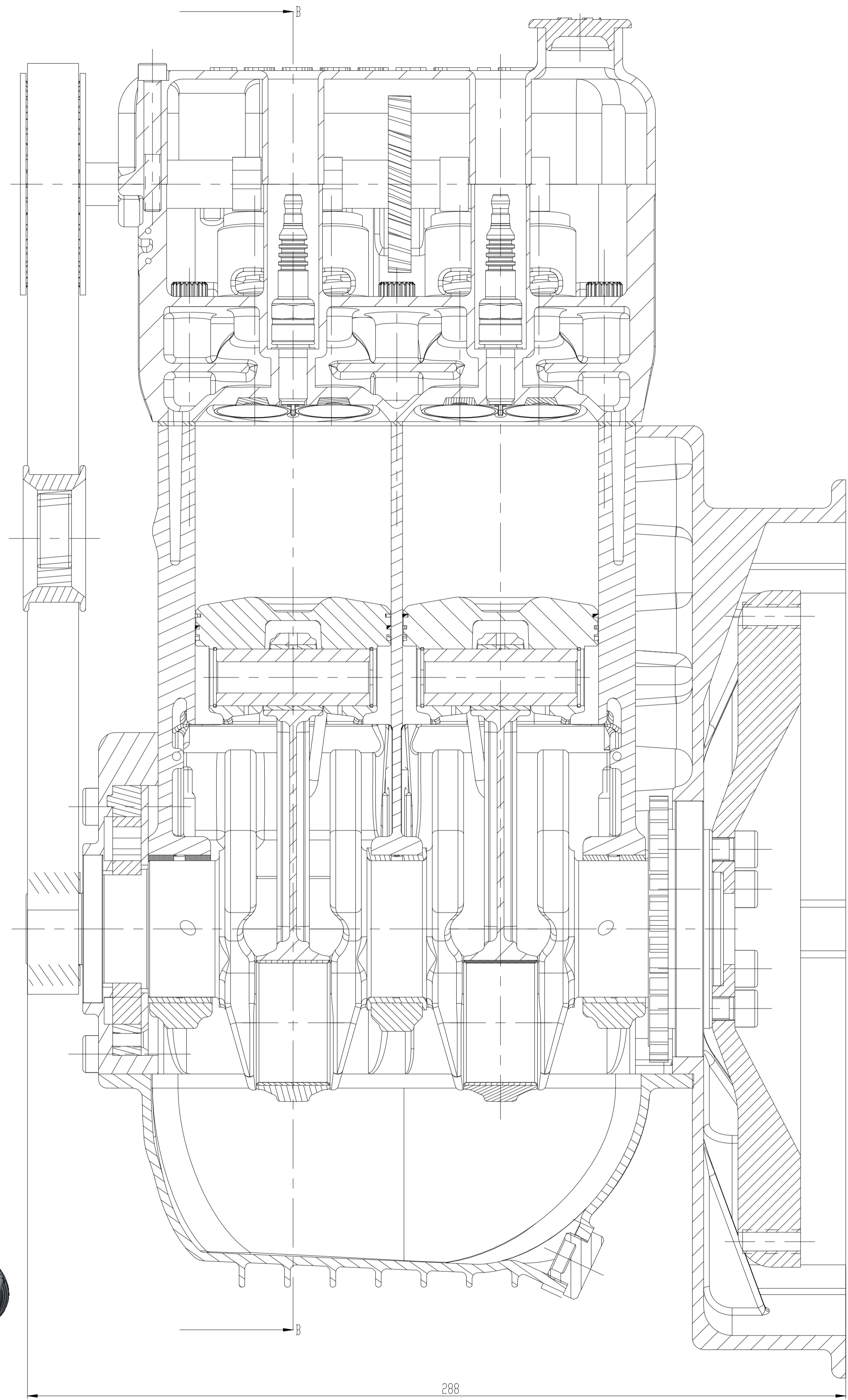
Rozm.-Polot. - Ojnice - vykovek -		PRESNOST ISO 2768-mK	
		TOLEROVANI ISO 8015	
		PRIMITANI	
Zmena		Datum	Index
Meritko	Pozn.	Navrhl	Podpisy
1:1		Kreslil	Rybacek
C.seznamu		Prezkousel	
C.sestavy		Technolog	
Stary vykr.		Normaliz.	
Novy vykr.		Schvalil	
		Datum	30-04-2017
		Nazev 03_OJNICE_OBR	
		Typ DP_RYBACEK_004	



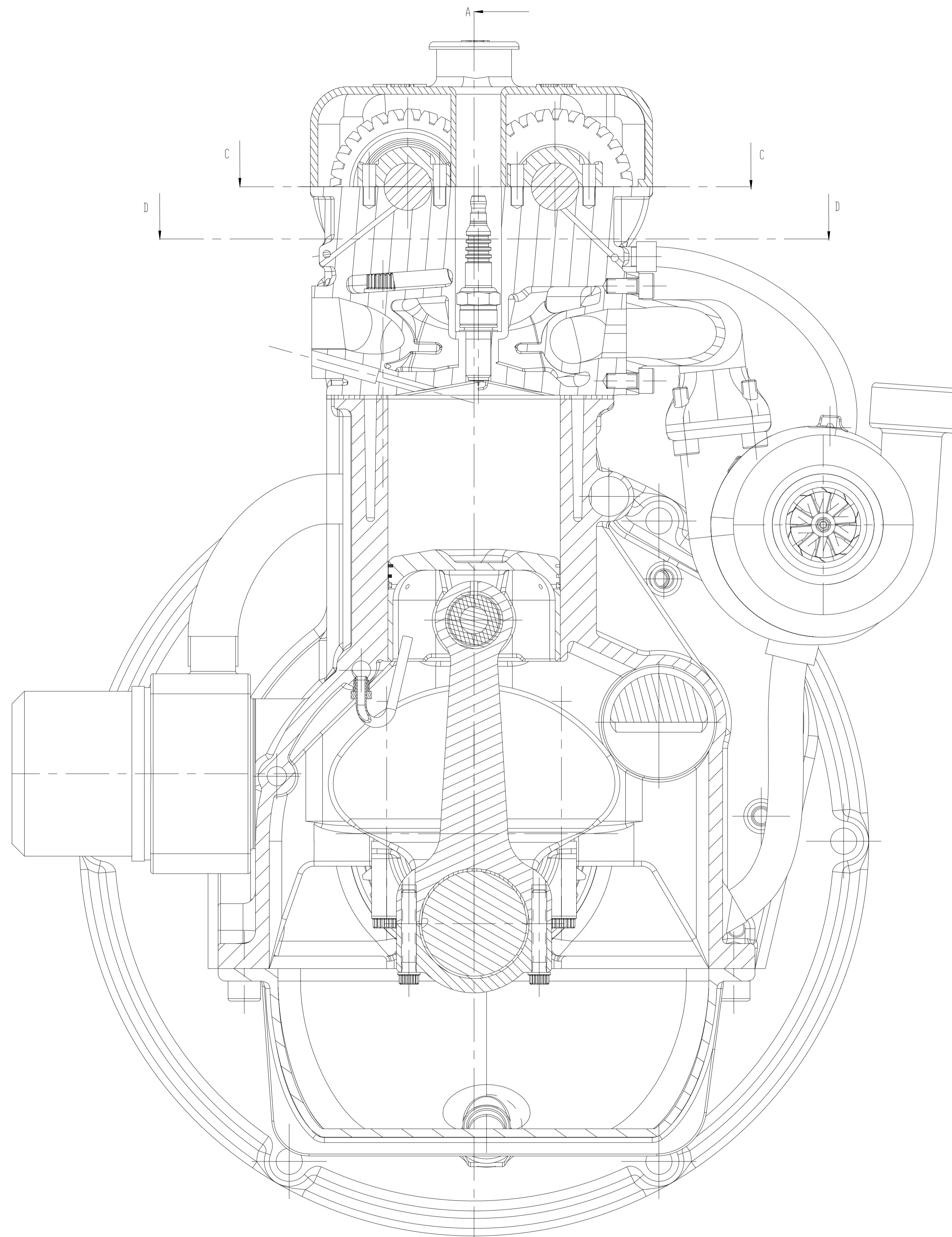
4	04_LOZISKO_CEPU	-	-	1
	DP_RYBACEK_0054	-	-	ks.
3	031_OJNICE_HORN	-	-	2
	DP_RYBACEK_0053	RC48-45	-	ks.
2	032_OJNICE_DOLNI	-	-	1
	DP_RYBACEK_0052	420Mb4	-	ks.
1	031_OJNICE_HORN	-	-	1
	DP_RYBACEK_0051	420Mb4	-	ks.
ODK	OZNACENI	POLOTOVAR	CIS. ZASOBNIKU	MN.
	VYKRES	MATERIAL	POZNAMKA	JED.

Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko 1:1	Pozn.	Navrhl	
		Kreslil	RYBACEK
		Prezkousel	
C.seznamu		Technolog	
C.sestavy	DP_RYBACEK_005	Normaliz.	
Stary vykr.		Schvalil	
Novy vykr.		Datum	30-04-2017

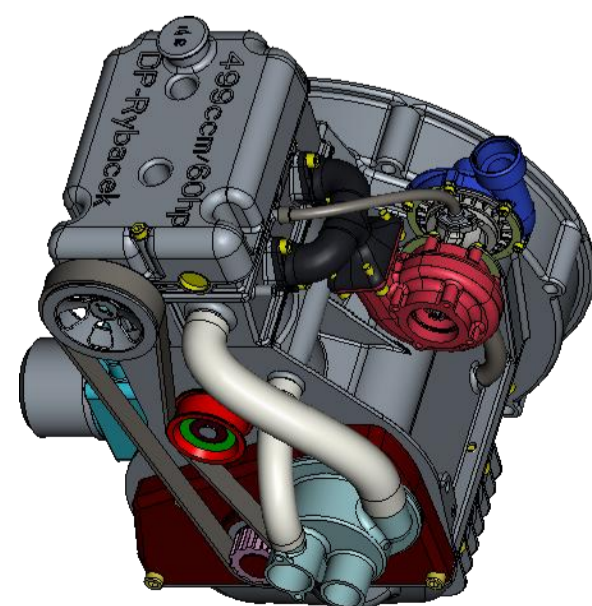

TU v Liberci
 Nazev: **03_OJNICE_HMOTOVY_MOUMENT**
 Typ:
 Cis.vykresu: **DP_RYBACEK_005**



SECTION A-A

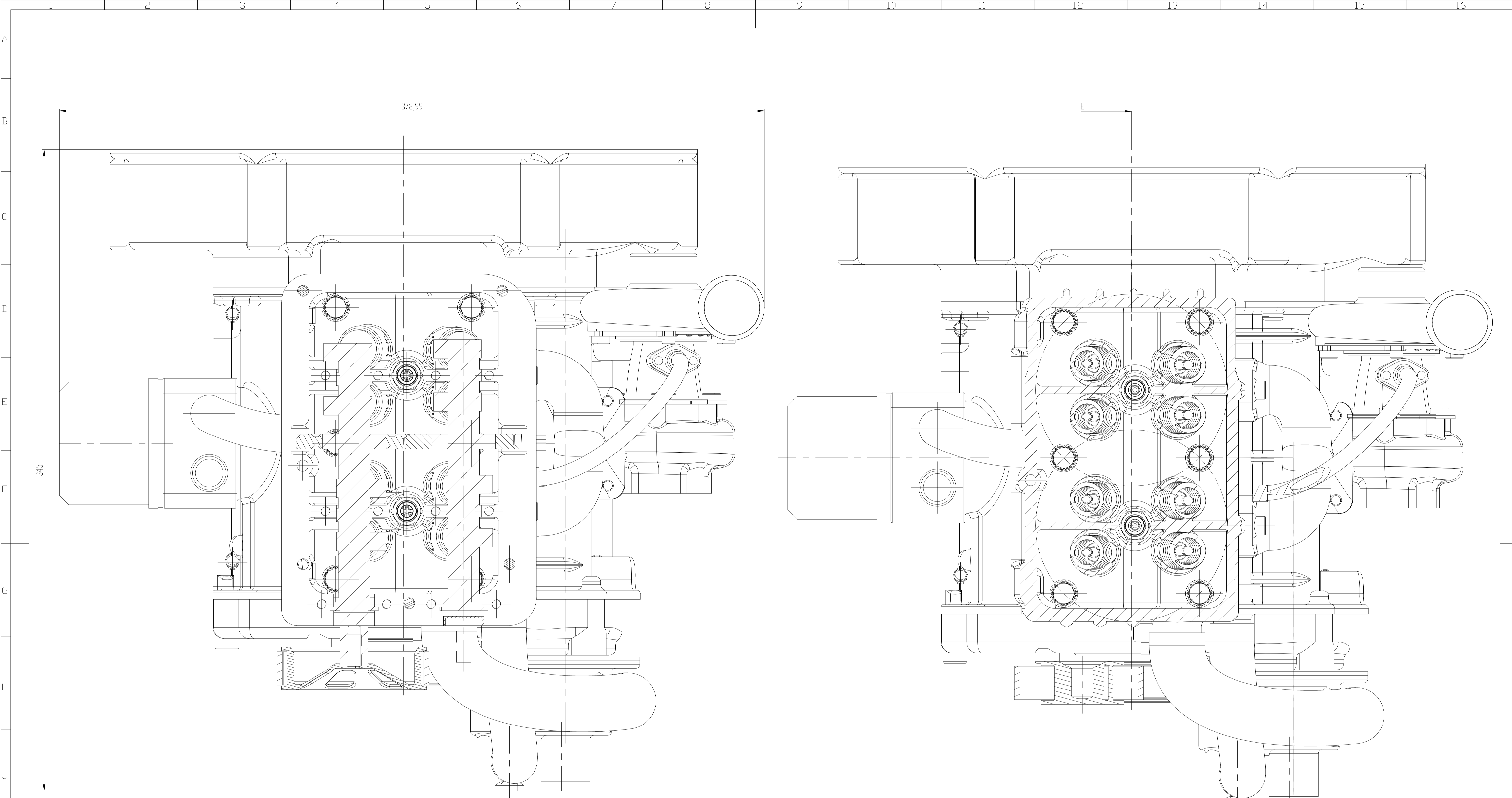


SECTION B-B



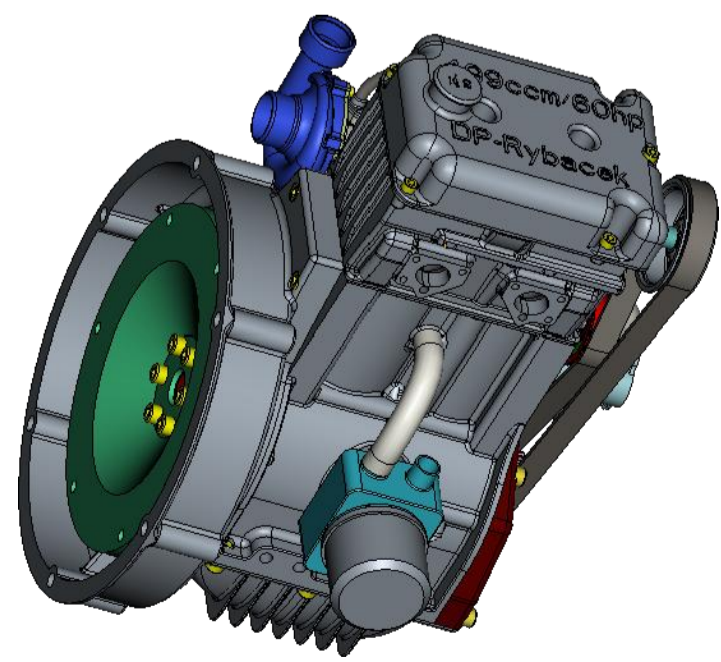
ISO POHLED
1:5

Room-Posit.		c)		Metr.		Toler.		PRESNOST	
		a)		C. hm.		kg hr. km		TOLEROVANI ISO 8015	
								PROJEKTANT	
Znena	Dotun	Index	Podpis	TU v Liberci VRCHOLOVA_SESTAVA_MOTORU DP_RYBACEK_006/1					
Meritko	Nazvi	Kresil	Rybocek						
1:1	Posuz.	Prepsal							
Cesozna	Technoloz.	Typ							
Cesozna	Normaliz.	Normoz.		Cis vykresu					
Stary vykr.	Schall			06-05-2017					
Novy vykr.	Dotun	06-05-2017		List					



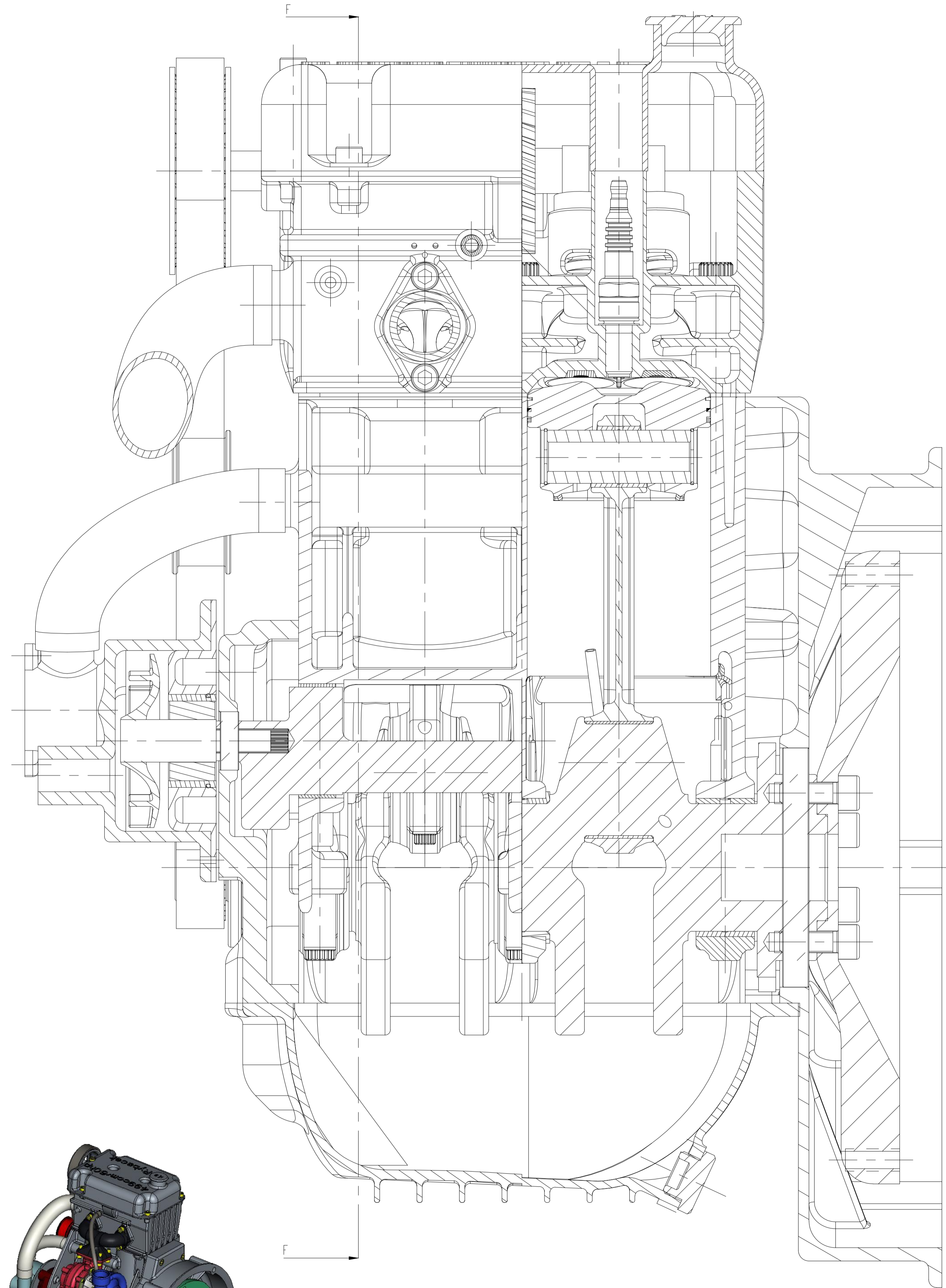
SECTION C-C

SECTION D-D

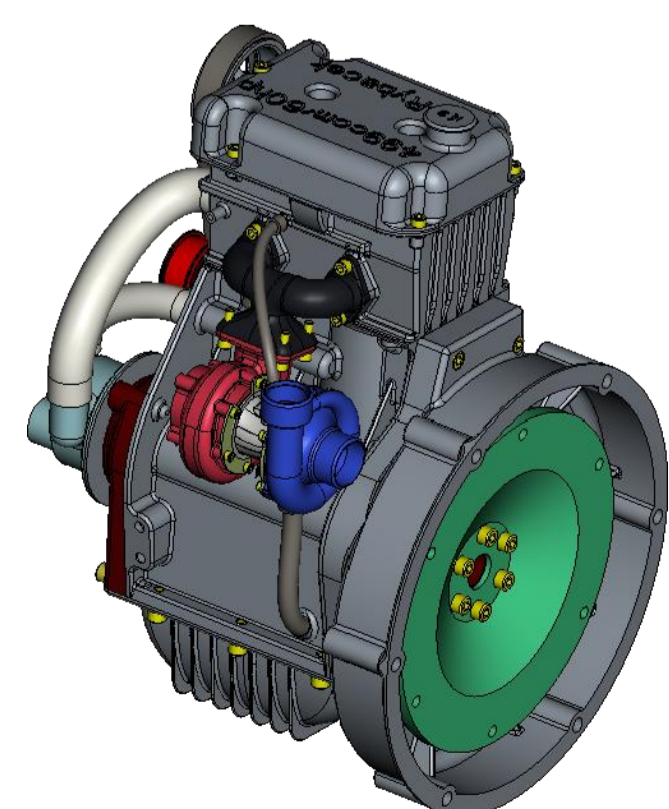


SCALE 1:15

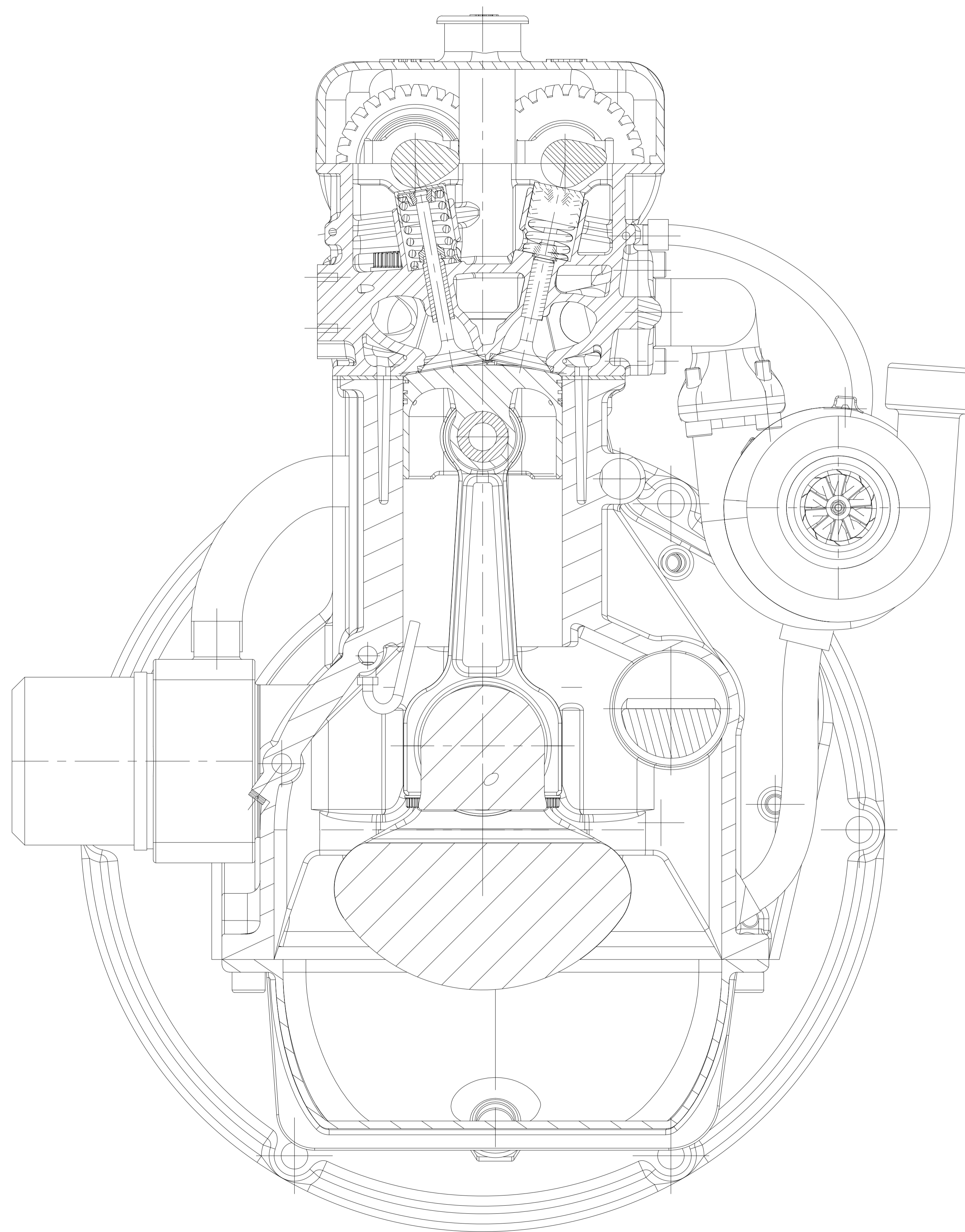
Roost-Polot		c1		Mster.		Tr. odp.		PRESNOST	
		a1		C. m.		kg hr. mm.		TOLEROVANI ISO 8015	
		a2						PROMETANI	
Znema	Imen	Bitun	Index	Podpis	TU v Liberci VRCHOLOVA_SESTAVA_MOTORU DP_RYBACEK_006/2 List				
Navrh	Posn	Navrh							
Kresil		Kresil	Rybacek	Nazev					
Prezkouel		Prezkouel		Typ					
Technolog		Technolog		Dis.vykresl					
Cisloznam		Normalz.							
Cislozstav		Schell							
Stary vykr.		Dotun		06-05-2017					
Novy vykr.									



SECTION E-E



SCALE 1:5



SECTION F-F

Roční-Polní		e1	Miter.	Tr. odp.	PŘESNOST
		e2	C. mm.	kg hr. mm.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		e3		kg	PRŮMĚTY
Značka	Dotun	Index	Podpis	TU v Liberci	
Návrh	Návrh			VRCHOLOVA_SESTAVA_MOTORU	
Kresla	Kresla	Rybacek	Název	DP_RYBACEK_006 /3	
Průzkum	Průzkum		Typ	06-05-2017	
Technolog	Technolog		Typ		
Norma	Norma		Typ		
Schvál	Schvál		Typ		
Dotun	Dotun		Typ		