



NÁVRH JEDNOVÁLCOVÉHO ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU O OBJEMU 250 cm³ PRO SPORTOVNÍ MOTOCYKL

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Tomáš Pavlů**
Vedoucí práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Tomáš Pavlů**
Supervisor: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Pavlů**
Osobní číslo: **S16000339**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **NÁVRH JEDNOVÁLCOVÉHO ČTYŘDOBÉHO
ZÁŽEHOVÉHO MOTORU O OBJEMU 250 cm³ PRO
SPORTOVNÍ MOTOCYKL**
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. Vypracujte rešerši z oblasti sportovních motocyklů pro použití v mezinárodní třídě MOTO3 dle pravidel FIM. Porovnejte technicko-ekonomické parametry a uveďte možnosti využití nejnovějších poznatků z oboru inovativních technologií povrchových vrstev a nanotechnologií.
2. Navrhněte základní parametry motoru s využitím programů Tlak.xls a WaveBuild.
3. Zpracujte vlastní konstrukční návrh pístové skupiny, klikového mechanismu včetně vyvážení a ventilového rozvodu.
4. Proveďte analýzu pevnosti klikového hřídele pomocí MKP, výpočet profilu vačky, zhodnoťte výsledky, navrhněte případnou optimalizaci.
5. Vytvořte detailní výkresovou dokumentaci klikového hřídele.
6. Navrhněte ostatní části motoru s ohledem na nízkou hmotnost, nízké momenty setrvačnosti a nízké třecí ztráty. Návrh proveďte v prostředí SW Creo nebo Catia.
7. Výstupem bude kompletní model motoru s posouzením možností využití koncepce sportovního speciálu pro širší uplatnění v provozu na pozemních komunikacích.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace + CD

Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran textu

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, F.: *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] BLAIR, G.: *Design and simulation of four-stroke engines*. Warrendale: SAE International, 1999. ISBN 0-7680-0440-3.
- [3] STONE, R.: *Introduction to Internal Combustion Engines*. Warrendale: SAE International, 1992. ISBN 0-7680-0495-0.
- [4] VLK, F.: *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [5] BASSHUYSEN, R. a F. SCHÄFER.: *Internal Combustion Engine Handbook - Basic, Components, Systems, and Perspectives*. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
- [6] HOAG, Kevin L.: *Vehicular Engine Design Powertrain*. Springer-Verlag, Austria 2006 - ISBN 3-211-21130-6
- [7] SCHOLZ, C. a P. BRABEC.: *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [8] Obecně dostupné materiály (Aachen Colloquium, Internationales Wiener Motorronsymposium, propagační materiály firem, internet, ?)

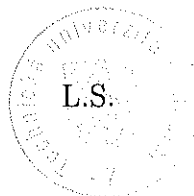
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.**


Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **15. ledna 2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **15. dubna 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. ledna 2018

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:

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za cenné rady a věcné připomínky při řešení zadání diplomové práce a konzultantovi Ing. Pavlu Brabcovi Ph.D. za poskytnuté materiály a za pomoc při řešení výpočtů.

Abstrakt:

Práce se zabývá koncepčním návrhem jednoválcového motoru pro sportovní motocykl třídy Moto3. Obsahuje přehled současných motocyklů účastnících se této třídy a seznam hlavních pravidel omezujících vývoj tohoto motocyklu. Je zde uveden přehled obecných pasivních odporů motoru a možnosti jejich snížení za pomoci úprav povrchu. V hlavní části jsou podrobně řešeny vybrané konstrukční celky motoru za pomoci analytických výpočtů nebo výpočtů MKP. Výsledkem je kompletní koncepční návrh motoru, výkres konceptu a výkres klikového hřídele.

Klíčová slova:

Moto GP, projekční návrh, pasivní odpory motoru, profil vačky, vyvažování

Abstract:

The diploma thesis concerns about design of single cylinder combustion engine for use in Moto3 racing motorcycle. It contains review of recent racing motorcycles and a list of main regulations and restrictions influencing development of the engine. There is an overview of general engine internal friction components and the possibility of their reduction using surface modifications. In the main part selected engine components are analyzed using analytical calculations or FEM calculations. The result is a complete conceptual design of the engine, a draft drawing and a crankshaft drawing.

Key words

Moto GP, concept design, engine internal friction, cam profile, engine balancing

Obsah

Obsah	7
Seznam obrázků	10
Seznam grafů	11
Seznam tabulek.....	12
Seznam použitých zkratk	13
Seznam použitých označení.....	13
Úvod.....	16
1. Přehled motocyklů, předpisů a dostupných technologií	17
1.1 Předpisy a požadavky	17
1.1.1 Parametry motoru	17
1.1.2 Mechanismus rozvodů.....	17
1.1.3 Sání a palivová soustava	18
1.1.4 Výfukový systém	18
1.1.5 Převodovka	18
1.1.6 Elektronika	18
1.1.7 Pneumatiky	18
1.1.8 Použité materiály	18
1.2 Přehled současných motocyklů.....	19
1.2.1 KTM 250 GPR	19
1.2.2 Honda NSF 250R	20
1.2.3 MAHINDRA MGP30	21
1.3 Známé technologie snižující třecí ztráty v motoru.....	22
1.3.1 Přehled pasivních odporů ve spalovacím motoru	22
1.3.2 Způsoby snížení třecích ztrát	23
1.3.3 Oleje	24
1.3.4 Povrchové úpravy	24
2 Návrh základních parametrů motoru	26
2.1 Odhad základních parametrů.....	26

2.2	Návrh v programu Tlak.xls.....	27
2.2.1	Režim maximálního točivého momentu.....	27
2.2.2	Režim maximálního výkonu	30
2.2.3	Průběh sil v režimu maximálního momentu.....	33
2.3	Návrh v programu WaveBuild r2016.....	34
2.3.1	Porovnání s programem Tlak.xls.....	34
2.3.2	Návrh parametrů pro celé otáčkové pásmo	38
3	Návrh klikového mechanismu a pístové skupiny.....	40
3.1	Výpočet pevnosti pístního čepu.....	40
3.2	Návrh pístu	43
3.3	Návrh ojnice	44
3.4	Návrh klikového hřídele a jeho vyvážení.....	45
3.4.1	Vyvážení rotačních a posuvných hmot	45
3.4.2	Pevnostní výpočet.....	47
3.4.3	Konstrukční návrh	50
4	Analýza pevnosti klikové hřídele metodou MKP	51
4.1	Definice sítě pro MKP	52
4.2.	Okrajové podmínky	53
4.3.	Výsledky výpočtu	53
4.3.1	I. – střed ojničního čepu.....	54
4.3.2	II. – kraj ojničního čepu v místě přechodu do zaoblení	55
4.3.3	Příčný řez klikou v rovině YZ	56
4.3.4	III. – příčný průřez ramenem mezi oběma čepy	57
4.4	Zhodnocení výsledků.....	58
5.	Analýza profilu vačkové hřídele	59
5.1	Typy profilů vačkových hřídelů	59
5.2	Vlastní návrh ventilového rozvodu	60
5.3	Tuhosti pružin.....	60
5.4	Návrh charakteristiky zrychlení ventilu.....	61
5.5	Výpočet profilu vačky	63
5.6	Konstrukční provedení	64

6.	Konstrukční návrh ostatních součástí motoru	65
6.2.	Hlava válce.....	65
6.3.	Válec	66
6.4.	Sestava převodovky.....	67
6.5.	Vodní pumpa	68
6.6.	Olejová pumpa	69
6.7.	Momenty setrvačnosti částí motoru	70
7.	Přehled kompletního modelu motoru	72
8.	76
9.	Závěr.....	76
10.	Použité informační zdroje	78
11.	Seznam příloh	80

Seznam obrázků

Obr. 1 Přehled povolených typů rozvodů a)rozvod pouze s řetězem; b)rozvod s řetězem a soustavou ozubených kol umístěných v hlavě válců; c)rozvod s řetězem a ozubenými koly umístěnými v bloku motoru.....	17
Obr. 2 Motocykl KTM 250 GPR [18]	19
Obr. 3 Motor KTM 250 GPR [18].....	19
Obr. 4 Motocykl Honda NSF 250R [19]	20
Obr. 5 Motor Honda NSF 250R [19].....	20
Obr. 6 Motocykl Mahindra MGP30 [20].....	21
Obr. 7 Motor Mahindra MGP30 [20]	21
Obr. 8 Stribeckova křivka [6].....	22
Obr. 9 Přehled ztrátových tlaků p_z zážehového motoru [6]	23
Obr. 10 Ternární diagram DLC vrstev [25]	25
Obr. 11 Simulační schema motoru v programu WaveBuild	34
Obr. 12 Výkon motoru v závislosti na otáčkách.....	39
Obr. 13 Točivý moment motoru v závislosti na otáčkách.....	39
Obr. 14 Tuhé vs. elastické uložení pístního čepu [2]	41
Obr. 15 Rozměry pístního čepu [2]	42
Obr. 16 Navržený pístní čep.....	42
Obr. 17 Navržené pístní kroužky.....	43
Obr. 18 Navržený píst, pohled zvrchu.....	43
Obr. 19 Navržený píst, pohled zdola.....	43
Obr. 20 Navržená ojnice.....	44
Obr. 21 Schema vyvážení klikového mechanismu.....	45
Obr. 22 Limitní hodnoty zatížení klikového mechanismu.....	47
Obr. 23 Rozměry klikového hřídele a vyznačení kontrolních řezů [2]	47
Obr. 24 Konstrukční návrh klikového hřídele	50
Obr. 25 Konstrukční návrh klikového mechanismu s vyvažovacím hřídelem.....	51
Obr. 26 Definice sítě pro výpočet MKP	52
Obr. 27 Rozměry klikového hřídele a kontrolní řezy	53
Obr. 28 Znázornění okrajových podmínek [27]	53
Obr. 29 Tabulka kritérií ANSA	53
Obr. 30 Napětí v řezu I. pro horní hodnotu zatížení	54
Obr. 31 Napětí v řezu I. pro dolní hodnotu zatížení	54
Obr. 32 Napětí v řezu II. pro horní hodnotu zatížení	55
Obr. 33 Napětí v řezu II. pro dolní hodnotu zatížení	55
Obr. 34 Příčný řez klikou pro horní hodnotu zatížení	56
Obr. 35 Příčný řez klikou pro dolní hodnotu zatížení.....	56
Obr. 36 Napětí v řezu III. pro horní hodnotu zatížení	57
Obr. 37 Napětí v řezu III. pro dolní hodnotu zatížení	57

Obr. 38 Vnější pružina ventilového rozvodu.....	60
Obr. 39 Řez sacím ventilem.....	60
Obr. 40 Vnitřní pružina ventilového rozvodu	60
Obr. 41 Konstrukční návrh ventilového rozvodu	64
Obr. 42 Hlava motoru bez ventilového víka	65
Obr. 43 Hlava motoru, pohled zdola.....	66
Obr. 44 Hlava motoru, pohled zvrchu.....	66
Obr. 45 Válec motoru.....	66
Obr. 46 Šestistupňová sekvenční převodovka	67
Obr. 47 Řadící mechanismus.....	68
Obr. 48 Vodní pumpa s ozubeným soukolím	69
Obr. 49 Komponenty olejového čerpadla.....	69
Obr. 50 Kompletní model motoru, pohled Pravý-Přední.....	72
Obr. 51 Kompletní model motoru, pohled Levý-Přední	73
Obr. 52 Kompletní model motoru, pohled Levý-Zadní.....	74
Obr. 53 Kompletní model motoru, pohled Pravý-Zadní	75

Seznam grafů

Graf 1 Návrh základních parametrů motoru	26
Graf 2 p-V diagram v režimu maximálního momentu	30
Graf 3 p-V diagram v režimu maximálního výkonu	33
Graf 4 Průběh sil v režimu maximálního momentu	33
Graf 5 Průběhy tlaků (horní graf) a teplot (dolní graf) v sacím potrubí (modře) a ve výfukovém potrubí (červeně) v režimu maximálního momentu.....	35
Graf 6 Průběhy tlaků (horní graf) a teplot (dolní graf) v sacím potrubí (modře) a ve výfukovém potrubí (červeně) v režimu maximálního výkonu.....	36
Graf 7 p-V diagramy pro režim maximálního momentu (nahore) a maximálního výkonu (dole)	37
Graf 10 Graf zrychlení ventilu a ventilové pružiny	62
Graf 11 Celková charakteristika profilu vačky a zrychlení ventilu	63
Graf 12 Porovnání průběhů navrženého zdvihu ventilu a zdvihu z prostředí WaveBuild.....	64

Seznam tabulek

Tabulka 1 Návrh základních parametrů motoru	26
Tabulka 2 Srovnání s konkurenčními motory [18],[19],[20]	27
Tabulka 3 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.1.....	27
Tabulka 4 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.2.....	28
Tabulka 5 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.3.....	28
Tabulka 6 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.4.....	29
Tabulka 7 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.5.....	29
Tabulka 8 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.1	30
Tabulka 9 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.2.....	31
Tabulka 10 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.3	31
Tabulka 11 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.4	32
Tabulka 12 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.5.....	32
Tabulka 13 Vstupní hodnoty pro program WaveBuild	34
Tabulka 14 Průměry kanálů	34
Tabulka 15 Porovnání výsledků Softwarů WaveBuild a Tlak.xls.....	38
Tabulka 16 Hlavní parametry motoru.....	40
Tabulka 17 Výpočet parametrů pístního čepu.....	41
Tabulka 18 Výpočet parametrů ojnice.....	44
Tabulka 19 Základní parametry klikového mechanismu	45
Tabulka 20 Výpočet bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního momentu str.1.....	48
Tabulka 21 Výpočet bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního momentu str.2.....	49
Tabulka 22 Výsledné hodnoty bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního výkonu	50
Tabulka 23 Zhodnocení výsledků ohybového napětí	58
Tabulka 25 Výpočet vnitřní pružiny	61
Tabulka 24 Výpočet vnější pružiny	61
Tabulka 26 Výsledné tuhosti ventilových pružin	61
Tabulka 27 Tabulka parametrů pro vykreslení profilu vačky.....	62
Tabulka 28 Převodové poměry	67
Tabulka 29 Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů motoru.....	70
Tabulka 30 Výpočet celkového převodu.....	71
Tabulka 31 Moment setrvačnosti kola	71
Tabulka 32 Výsledná redukce momentu setrvačnosti.....	71

Seznam použitých zkratek

p-V ...	diagram průběhu tlaku v závislosti na pracovním objemu motoru
KH ...	klikový hřídel
VH ...	vyvažovací hřídel
HÚ ...	horní úvrať
DLC ...	Diamond like carbon (povrchová úprava)
RON...	Research Octane Number
3D...	třídímenionální

Seznam použitých označení

\bar{p} [MPa]...	kontaktní tlak pístního čepu
a [m/s ²] ...	zrychlení ventilu
a [mm] ...	vzdálenost mezi ohybovými silami
a_1 [mm] ...	místo pro ojnici v pístu
a_o [mm] ...	vzdálenost posuvných hmot ojnice od jejího těžiště
B [mm] ...	dvojnásobek šířky uložení pístního čepu
b [mm] ...	šířka ojnice
b_o [mm] ...	vzdálenost rotačních hmot ojnice od jejího těžiště
b_r [mm] ...	šířka ramen klikového hřídele
d [mm] ...	průměr vývrtu hlavního čepu
D [mm]...	vrtání motoru
D_0 [mm] ...	průměr hlavního čepu
d_0 [mm] ...	průměr vývrtu ojničního čepu
D_1 [mm] ...	průměr ojničního čepu
d_a [mm] ...	vnější průměr pístního čepu
d_i [mm] ...	vnitřní průměr pístního čepu
d_p [mm] ...	průměr drátu pružiny
D_p [mm] ...	roztečný průměr pružiny
$E[-]$...	kompresní poměr
E_k [J] ...	kinetická energie
E_o [MPa]...	modul pružnosti oceli v tahu
f [Hz] ...	vlastní frekvence pružiny
F [N] ...	síla od tlaku plynů
F_h [N] ...	síla vzniklá nevyváhou vyvažovacího hřídele
F_k [N] ...	síla vzniklá nevyváhou klikového hřídele
F_n [N] ...	normálová síla působící na píst
F_o [N] ...	síla v ojnici
F_{or} [N] ...	síla od celkových rotačních hmot
F_{orZ} [N] ...	síla od rotačních hmot ve směru Z
F_{pop} [N] ...	síla od celkových posuvných hmot

F_{popZ} [N] ...	síla od posuvných hmot ve směru Z
F_{pr} [N] ...	síla ventilové pružiny
F_r [N] ...	radiální síla na klikovém hřídeli
F_{rcd} [N] ...	dolní hodnota síly působící na klikový hřídel
F_{rch} [N] ...	horní hodnota síly působící na klikový hřídel
F_t [N] ...	tečná síla na klikovém hřídeli
G [MPa] ...	modul pružnosti v krutu
H [°] ...	celkový úhel hoření paliva
h [mm] ...	šířka ramene klikového hřídele
h' [mm] ...	příčný rozměr ramene klikového hřídele
I^2 [mm ²]...	vypočítaný moment setrvačnosti ojnice
I_{pop} [g/m ²] ...	moment setrvačnosti posuvných hmot motoru
I_r [g/m ²] ...	moment setrvačnosti rotačních hmot
J_{0o} [kg/mm ²]...	moment setrvačnosti ojnice
J_b [mm ⁴]...	ohybový moment setrvačnosti
J_o [mm ⁴]...	průřezový modul
k [N/mm] ...	tuhost pružiny
l [mm] ...	délka ojnice
l_1 [mm] ...	šířka klikového čepu
l_o [mm] ...	šířka hlavního čepu
l_p [mm] ...	délka pístního čepu
l_z [mm] ...	délka zalomení klikového hřídele
M [Nm]...	točivý moment motoru
m_h [g] ...	hmotnost vyvažovacího hřídele
m_k [g] ...	hmotnost klikového hřídele
M_{MAX} [Nm]...	maximální točivý moment
m_o [g] ...	hmotnost ojnice
m_{op} [g] ...	hmotnost posuvné části ojnice
m_{or} [g] ...	hmotnost rotační části ojnice
m_p [g/s]...	spotřeba motoru
m_{pe} [g/kWh]...	měrná spotřeba motoru
m_{pop} [g] ...	hmotnost celkových posuvných hmot
n [ot/min]...	otáčky motoru
n_{MMAX} [ot/min]...	otáčky při maximálním točivém momentu
n_p [mm] ...	počet závitů pružiny
n_{pMAX} [ot/min]...	otáčky při maximálním výkonu
P [-] ...	poměrná plnost vačky
p_{DOV} [MPa] ...	dovolený kontaktní tlak pístního čepu
p_e [MPa] ...	střední efektivní tlak
P_e [kW]...	efektivní výkon motoru
$p_{istř}$ [MPa] ...	střední indikovaný tlak

P_{MAX} [kW]...	maximální výkon
p_{MAX} [MPa]...	maximální spalovací tlak
p_{Mi} [MPa] ...	střední efektivní tlak při maximálním točivém momentu
p_n [MPa] ...	plnicí tlak
p_{pi} [MPa] ...	střední efektivní tlak při maximálním výkonu
p_z [MPa] ...	ztrátový tlak
r [mm] ...	poloměr zdvihu klikového hřídele
r_h [mm] ...	poloměr těžiště vyvažovacího hřídele
r_m [mm] ...	střední poloměr pístního čepu
r_v [mm] ...	poloměr těžiště klikového hřídele
s [mm] ...	předpětí ventilové pružiny
S_1 [mm] ...	obdélníková plocha zdvihu vačky (plný zdvih)
S_2 [mm] ...	plocha pod křivkou zdvihu vačky
SO [°] ...	úhel při otevření sacího ventilu
SZ [°] ...	úhel při zavření sacího ventilu
t [s] ...	čas
V [cm ³]...	zdvihový objem
VO [°] ...	úhel při otevření výfukového ventilu
v_s [m/s] ...	rychlost ventilu
VZ [°] ...	úhel při zavření výfukového ventilu
x_s [mm] ...	zdvih ventilu
y [mm] ...	průhyb pístního čepu
Z [mm]...	zdvih
ZH [°] ...	začátek hoření paliva
α [°] ...	úhel natočení klikové hřídele
γ [-] ...	faktor rozdělení zatížení mezi píst a ojnici
Δd [mm] ...	míra ovalizace pístního čepu
η [Pa.s]...	dynamická viskozita
η_c [-]...	celková účinnost motoru
η_{mech} [-]...	mechanická účinnost motoru
λ [°] ...	koeficient přebytku vzduchu
λ_k [-] ...	klikový poměr
ρ [kg.m ⁻³]...	hustota
ρ_r [mm] ...	poloměr zaoblené klikového hřídele
u [mm ² .s ⁻¹]...	kinematická viskozita
ω [rad/s] ...	otáčky motoru

Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem jednoválcového spalovacího motoru pro motocyklovou soutěž Moto3. Během návrhu využiji všech poznatků získaných během studia a ze své praxe. Hlavním požadavkem na motor je vysoký výkon při zachování rozumné hmotnosti, hospodárnosti a spolehlivosti. Motor musí být konkurenceschopný i z hlediska nákladů na výrobu. Soutěžní motory tohoto typu jsou z pravidla vysokootáčkové a výrazně podčtvercové. Pro tuto kategorii se jedná vždy o čtyřdobý, jednoválcový motor o zdvihovém objemu 250ccm.

Současná podoba této soutěžní kategorie vznikla v roce 2012, kdy nahradila kategorii MotoGP 125, ve které závodily motocykly s dvoudobými motory o zdvihovém objemu 125ccm. Od té doby se dvoudobé motory neúčastní soutěží MotoGP. V kategorii Moto2 byly dvoudobé motory o zdvihovém objemu 250ccm nahrazeny kategorií se čtyřdobými motory o zdvihovém objemu 600ccm v roce 2010. V této kategorii lze využít pouze předepsaný motor výrobce Honda, což značně omezuje konstruktéry těchto motocyklů. V královské kategorii MotoGP se dvoudobé motory udržely jen do roku 2002, dvoudobý motor o zdvihovém objemu 500ccm zde byl nahrazen čtyřdobým motorem o zdvihovém objemu 990ccm.

Hlavním úkolem je navrhnout motor odpovídající výkonem a ostatními parametry trendům současné doby a pokusit se jeho parametry ještě vylepšit užitím moderních materiálů a metod snižujících tření uvnitř motoru neboli snížením pasivních odporů. Zaměřím se na všechny rychle se pohybující se části, které mají třecí vazbu. Tu se pokusím nahradit buď valivým uložením nebo optimalizovat stávající kluzné uložení.

Soutěž Moto3 je mnohými lidmi vnímána jako nejzajímavější z hlediska soutěživosti týmů. Je mnohem blíže nejvyšší kategorii z hlediska svobodné vůle výběru a návrhu motoru. Motor samotný zde má velký vliv na ovládání motocyklu a schopnost vyhrávat závody. Oproti nejvyšším kategoriím s vysokým výkonem je zde mnohem důležitější schopnost jezdce udržovat rychlost v zatáčkách a nespoléhat se jen na akceleraci motocyklu. V neposlední řadě je pro většinu firem také finančně dostupnější účast na Moto3 než ve vyšších soutěžích. Věková kategorie jezdců se pohybuje v rozmezí 16-28let.

V závěru práce bych se chtěl krátce věnovat úpravám motoru pro použití na pozemních komunikacích. Zvýšení životnosti omezením maximálního výkonu a splnění základních emisních norem.

1. Přehled motocyklů, předpisů a dostupných technologií

Konstrukční návrh motoru i celého motocyklů spadá pod pravidla soutěže vydané Mezinárodní federací motocyklistů FIM. Pro návrh motoru v této diplomové práci se řídím pravidly FIM World Championship Grand Prix Regulations 2018 update 12. 02. 2018

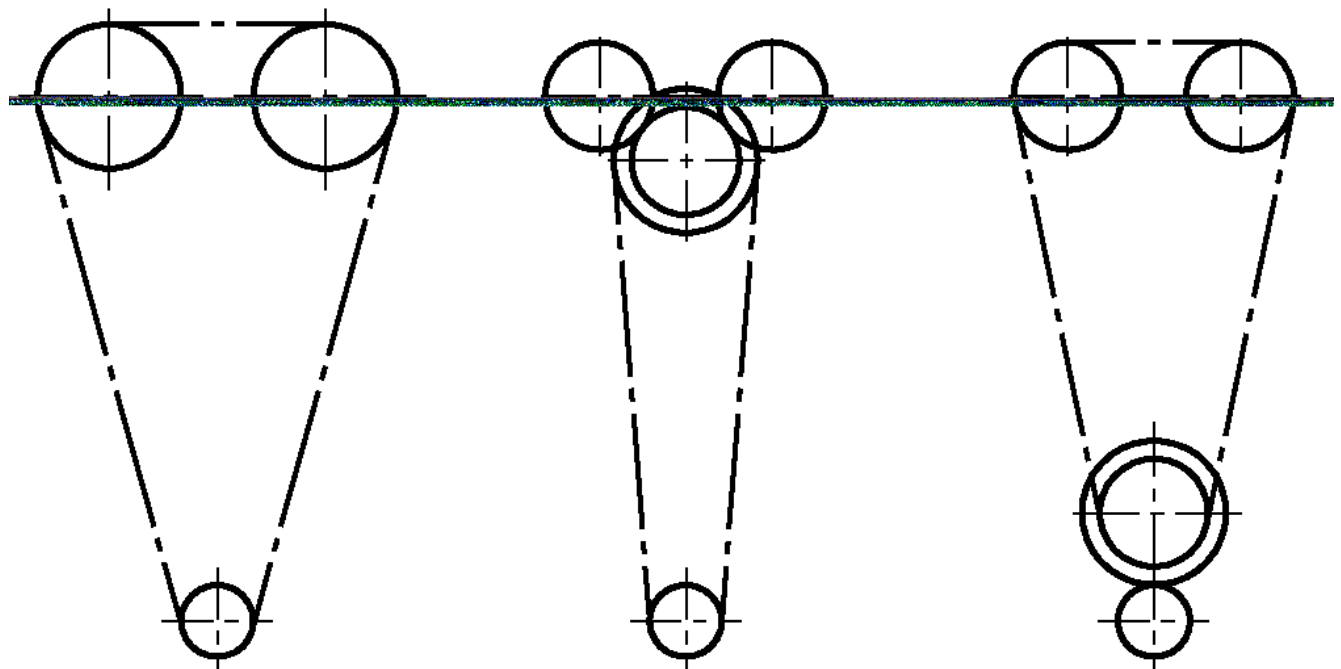
1.1 Předpisy a požadavky

1.1.1 Parametry motoru

- jedná se o konvenční spalovací čtyřdobý pístový motor
- atmosférický motor
- maximální průměr vrtání je 81mm
- maximální provozní otáčky motoru $13\,500 \text{ ot. min}^{-1}$
- cena motoru nesmí překročit 12 000€
- palivo RON 95-102
- minimální hmotnost celého motocyklu včetně řidiče do 152kg

1.1.2 Mechanismus rozvodů

- maximálně 2 ventily pro sání, 2 ventily pro výfuk
- musí být použit jeden řetěz
- variabilní časování ventilů je zakázáno



a) simple chain drive

b) chain drive + upper gear

c) chain drive + lower gear

Obr. 1 Přehled povolených typů rozvodů a) rozvod pouze s řetězem; b) rozvod s řetězem a soustavou ozubených kol umístěných v hlavě válců; c) rozvod s řetězem a ozubenými koly umístěnými v bloku motoru

1.1.3 Sání a palivová soustava

- je zakázán systém změny délky sacího potrubí
- není povolen systém přímého vstřikování
- je povolena pouze jedna mechanicky ovládaná škrticí klapka
- povoleny jsou maximálně 2 vstřikovače s max. tlakem 0,5MPa
- v sacím potrubí nesmí být dodatečné plyny
- palivo je poskytnuto oficiálními dodavateli

1.1.4 Výfukový systém

- je zakázán systém změny délky výfukového potrubí
- nejsou povoleny žádné pohyblivé části ve výfukovém traktu
- maximální úroveň hluku: 115dB/5500ot.min⁻¹

1.1.5 Převodovka

- je povoleno maximálně 6 převodových stupňů u každého maximálně 2 převodové poměry, které se prohlásí na začátku sezony
- jedná se o konvenční sekvenční převodovku
- spojka nesmí být ovládána elektro-mechanicky nebo elektro hydraulicky

1.1.6 Elektronika

- je povoleno používat řídicí jednotky pouze od firmy Organiser a to bez dodatečných oprav
- Pro ostatní elektro komponenty jsou doporučeny produkty od firmy Dell'Orto, Bosch, NGK

1.1.7 Pneumatiky

- povolené rozměry pneumatik jsou:
přední – šířka max. 4,00“, průměr ráfku výhradně 17“
zadní – šířka max. 6,25“, průměr ráfku výhradně 17“

1.1.8 Použité materiály

- výhradně ocelové materiály pro: klikový hřídel, vačkový hřídel, pístní čep
- výhradně hliníkové slitiny pro: píst, klikovou skříň, válec a hlavu válce
- pro ojnici ventily a ventilové pružiny jsou povoleny ocelové nebo titanové slitiny

1.2 Přehled současných motocyklů

V této kapitole se nachází přehled existujících motocyklů pro soutěž Moto3 včetně jejich výkonových parametrů. Jedná se o KTM RC250GP, Honda NSF250RW, Peugeot MGP30 a Mahindra MGP30. Motocykly jsou seřazeny dle současného počtu kusů zastoupených v závodech.

1.2.1 KTM 250 GPR



Obr. 2 Motocykl KTM 250 GPR [18]

Představena v roce 2012, má na kontě 34 vyhraných závodů. Jedná se o motocykl s nejvyšším zastoupením na závodní dráze. Základní cena je \$55,000. Motocykl je vybaven ocelovým trubkovým rámem, výfukovým systémem Akrapovic, Anti-hop spojkou a systémem Quickshifter.

Pohotovostní hmotnost: 83kg

Vrtání x zdvih: 81 x 48.5mm

Kompresní poměr: 14.5:1

Výkon: 37kW/13 000ot.min⁻¹

Točivý moment: 30Nm/10 500ot.min⁻¹

Průměr škrtecí klapky: jedná se o oválný ekvivalent 50mm klapky



Obr. 3 Motor KTM 250 GPR [18]

1.2.2 Honda NSF 250R



Obr. 4 Motocykl Honda NSF 250R [19]

Představena též v roce 2012, vyhrála titul konstruktérů v roce 2015. V současné době nese označení MR03. Motocykl je vybaven rámem a kyvnou vidlicí z hliníkových slitin. Motor je skloněn o 15° dozadu a tlumič hluku je umístěn pod motorem, což přispívá k lepší centralizaci hmoty a snížení těžiště. Sací strana motoru je umístěna po směru jízdy, tudíž je možno využít náporového sání.

Pohotovostní hmotnost 84kg

Vrtání x zdvih: 78 x 52.2mm

Kompresní poměr: 13.8:1

Výkon: 35,5kW/13 000ot.min⁻¹

Točivý moment: 28Nm/10 500ot.min⁻¹

Převodové poměry:

Primární: 2,952

Stupňová převodovka: 1,875-1,524-1,304-1,167-1,077-1

Sekundární: 2,333

Teoretická maximální rychlost: 229km/h



Obr. 5 Motor Honda NSF 250R [19]

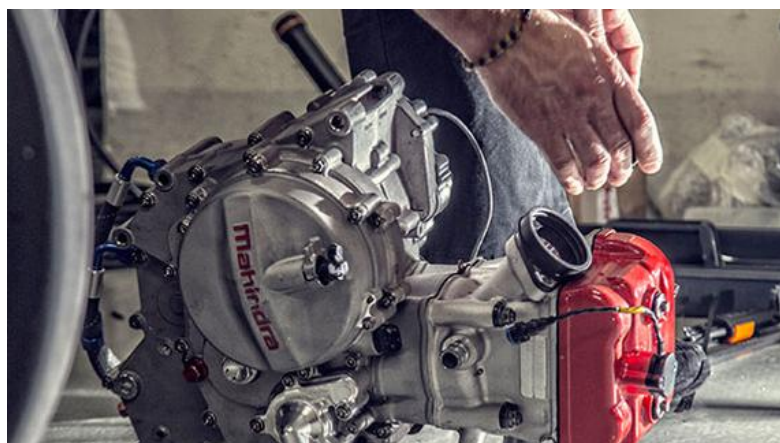
1.2.3 MAHINDRA MGP30



Obr. 6 Motocykl Mahindra MGP30 [20]

Výrobce motocyklu Mahindra pochází z Indie a závodů Moto3 se účastní od roku 2012. Motocykl je vybaven rámem z hliníkové slitiny. Výrobce navrhuje a vyrábí motocykly v italském městě Besozzo. V roce 2016 vznikl motocykl Peugeot MGP30 po zakoupení motocyklové divize Peugeot v roce 2015. Technika je sdílena s motocyklem Mahindra, ovšem tým konstruktérů Peugeot závodí nezávisle.

Pohotovostní hmotnost: 83kg
Vrtání x zdvih: 78 x 52.2mm
Kompresní poměr: 14.5:1
Výkon: 35,5kW/13 000ot.min⁻¹
Točivý moment:
28Nm/10 500ot.min⁻¹
Teoretická max. rychlost:
240km/h

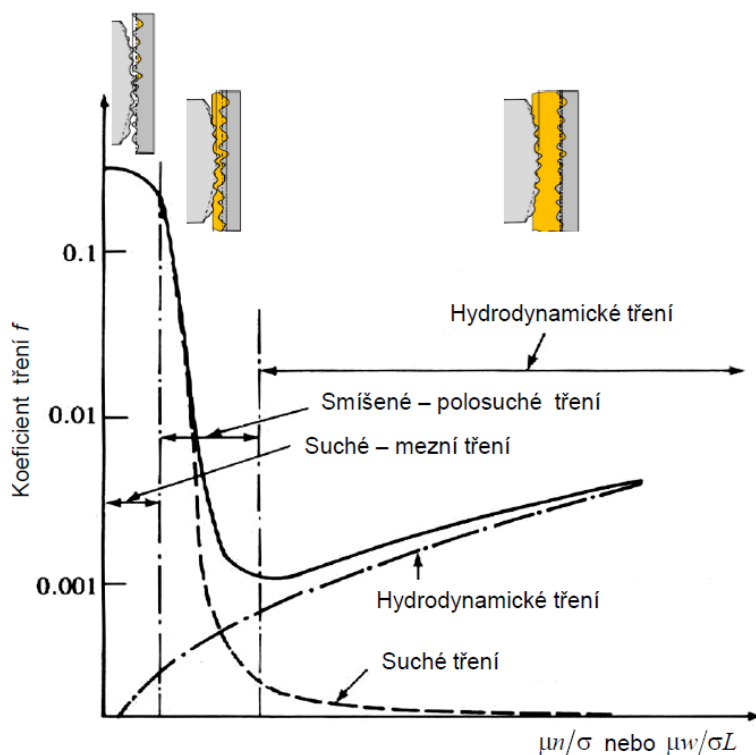


Obr. 7 Motor Mahindra MGP30 [20]

1.3 Známé technologie snižující třecí ztráty v motoru

1.3.1 Přehled pasivních odporů ve spalovacím motoru

Pasivní odpory ve spalovacím motoru se skládají především z hydrodynamického tření a ztrát prouděním v sacích a výfukových kanálech. Tyto odpory jsou vždy závislé na rychlosti (počtu otáček, rychlosti proudění). Velikost koeficientu tření v závislosti na rychlosti vyjadřuje Stribeckova křivka. Největší ztráty jsou obecně v pístové skupině. Jedná se o největší pohyblivou součást v motoru. Pro nízko-objemový vysokootáčkový motor jsou nízké třecí ztráty velmi důležité. Jedná se o jediný zbývající prvek pro zvýšení výkonu, pokud bylo dosaženo limitů, které jsou dané pravidly.



Obr. 8 Stribeckova křivka [6]

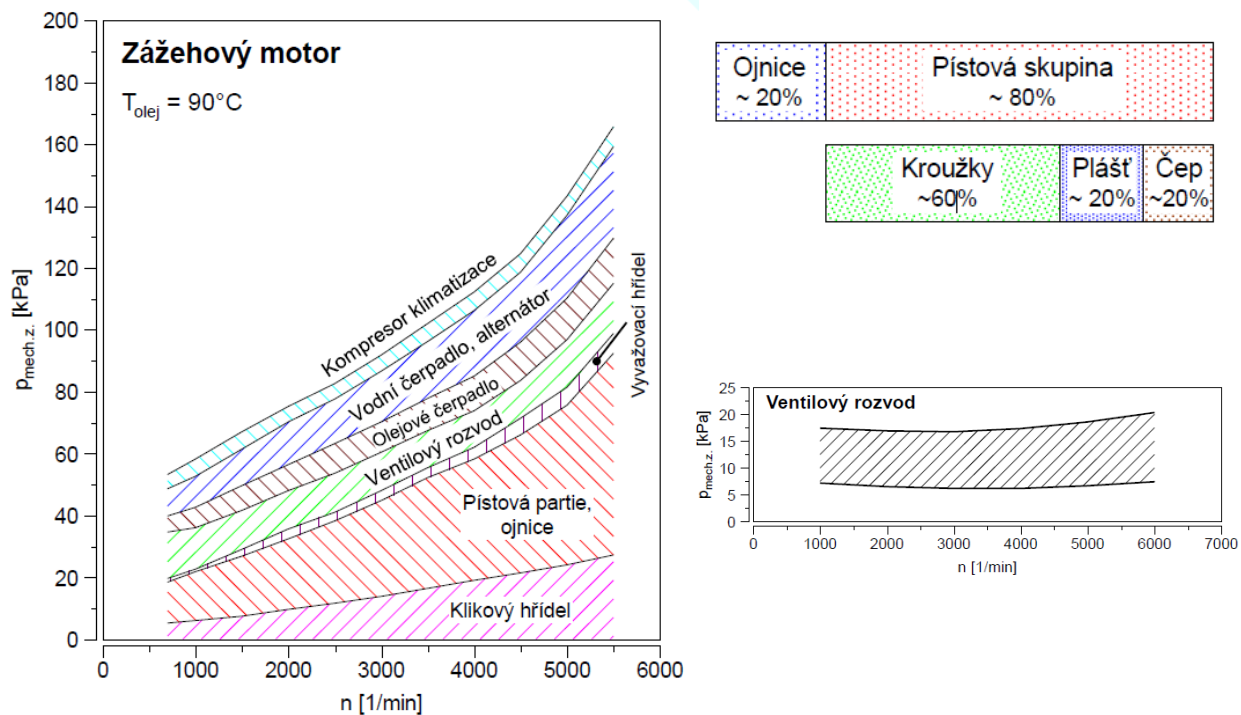
Zdrojem energie v motoru je přeměna chemické energie paliva na mechanickou práci. K přeměně na mechanickou práci je z paliva využito pouze 30-40% celkové energie. [5], [22]

Ostatní energie je odvedena ve formě tepla chlazení, výfukem, nebo jako vibrace, hluk a další. Třecí ztráty vyjadřujeme mechanickou účinností jako podíl efektivního a indikovaného výkonu nebo jako střední ztrátový tlak oběhu.

$$p_z = p_{i\text{ stř}} - p_e \quad (1)$$

$$\eta_{\text{mech.}} = \frac{p_e}{p_{i\text{ stř}}} = 1 - \frac{p_z}{p_i} \quad (2)$$

Největší zastoupení na ztrátovém tlaku má pístová skupina a ojnice, následně klikový hřídel a ventilový rozvod, poté různé periferie jako olejová a vodní pumpa a další. Ztrátový tlak z pravidla roste s otáčkami, což neplatí např. pro ventilový rozvod, kde může být závislost na otáčkách rozdílná. [6]



Obr. 9 Přehled ztrátových tlaků p_z zážehového motoru [6]

1.3.2 Způsoby snížení třecích ztrát

Snížení třecích ztrát lze dosáhnout např. úpravou povrchu komponent, úpravou geometrie, provozních vůlí, snížením počtu třecích elementů, snížením třecích sil, výměnou třecích elementů za valivé nebo volbou olejů různé viskozity.

Rozlišujeme 2 základní typy tření: Vnější – mezi tělesy

 Vnitřní – v objemu kapaliny nebo plynu

U vnějšího tření lze na rozdíl od vnitřního relativně jednoduše určit směr působící třecí síly. U motoru by mělo být zajištěno vždy hydrodynamické tření, jinak může dojít k opotřebením součástí.

1.3.3 Oleje

Základním parametrem mazacího oleje je kinematická viskozita, kde η značí dynamickou viskozitu a ρ hustotu oleje:

$$v = \frac{10^6 \cdot \eta}{\rho} \quad (3)$$

Hlavními požadavky na mazací oleje je mazací schopnost a únosnost mazacího filmu v hydrodynamických i mezních podmínkách do 300°C, což je teplota poblíž prvního pístního kroužku. Vyhovující viskozita za nízkých teplot – čerpatelnost. Dostatečná viskozita při vysokých teplotách pro těsnící schopnost válce. Tepelná a oxidační stabilita. Oleje musí být odolné proti tvorbě úsad, měly by mít schopnost neutralizovat kyselé zplodiny spalování, mít nízkou odpornost při provozu a být neagresivní vůči těsnícím materiálům.

Užitím oleje s nižší viskozitou klesají třecí ztráty v ložiscích motoru ovšem pro oblast např. styku vačky a hrníčkového zdvihátka lze dosáhnout snížení třecích ztrát při použití oleje s vyšší viskozitou. Výsledná volba mazacího oleje je z tohoto hlediska určitým kompromisem. [21]

1.3.4 Povrchové úpravy

Leštění:

Je nejjednodušší a nejméně ekonomicky náročnou úpravou povrchu. Nicméně pro použití např. na plášti pístu a ve vývrtu vložek válců není vhodné, jelikož zde je třeba mít určitou drsnost povrchu pro udržení olejového filmu. Výhodné je leštění dřívků ventilů, pístního čepu nebo klikových a ojnicích čepů.

Fosfátování:

Vyniká dobrou nasákavostí porézního povrchu, využívá se jako povrchová úprava pístních kroužků pro zlepšení záběhu. Využívá se také pro lepší přilnavost grafitové vrstvy na plášť pístu. [14]

Galvanické pokovení:

Je vytvářeno pomocí účinků elektrolýzy. Rozlišuje se na galvanoplastiku, která slouží spíše k úpravám vzhledu povrchu a na galvanostegii kde povrchy slouží proti opotřebení nebo proti korozi. [15]

Galvanické niklování (Nikasil):

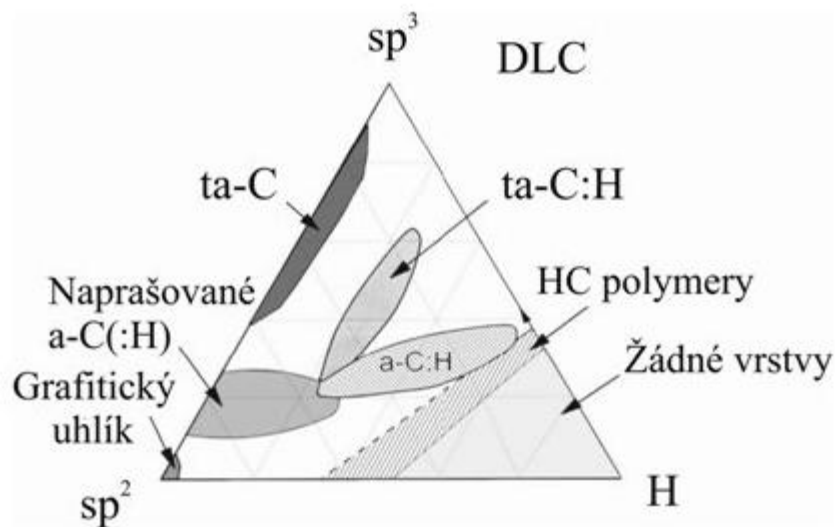
Používá se především pro pokrytí stěn válců, vrstva bývá zpravidla tenká 0,065-0,075mm. Základním materiálem bývá hliníková slitina silumin. Oproti ocelovým nebo litinovým vložkám válců vyniká úprava Nikasil sníženým koeficientem tření mezi pístními kroužky a povrchem válce. Používá se u většiny typů moderních sportovních motocyklů. [16]

Eloxování:

Jedná se o jednu z nejvíce užívaných metod pro tvorbu povlaků u hliníkových slitin z hlediska snížení přestupu tepla. Technologie spočívá v anodické oxidaci hliníku na povrchu součásti za pomoci uzavřeného elektrického obvodu. Eloxování se provádí v lázni kyseliny sírové. Síly vrstvy je přibližně 0,025-0,150mm a jsou stálé do teplot až 300°C. [14]

DLC povlaky:

Jedná se o velice tenké vrstvy nanesené pomocí uhlovodíkových plynů. Tloušťka vrstvy je řádově několik mikrometrů. DLC se používá pro označení metastabilního stavu amorfního uhlíku obsahující významný podíl sp^3 vazeb. Tato konfigurace je shodná s konfigurací diamantu. Tyto vrstvy mají vysokou tvrdost a používají se např. k povlakování čepelí nožů. Naopak vrstva sp^2 má výborné tribologické vlastnosti. S úspěchem se používají pro úpravy kluzných povrchů závodních strojů seriálu Formule1, MotoGP apod. Jedná se konkrétně o úpravy povrchu povlakováním vaček, zdvihátek, vahadel, pístů, pístních kroužků pro snížení třecích ztrát a opotřebení. Pro vytvoření DLC vrstev se využívá depozice iontovým svazkem nebo napařováním. Napařování je metoda používaná průmyslově. Tyto povlaky mohou dosahovat velice nízkého koeficientu tření až 0,001. Jsou vhodné pro většinu rychle se pohybujících částí motoru. [25]



Obr. 10 Ternární diagram DLC vrstev [25]

2 Návrh základních parametrů motoru

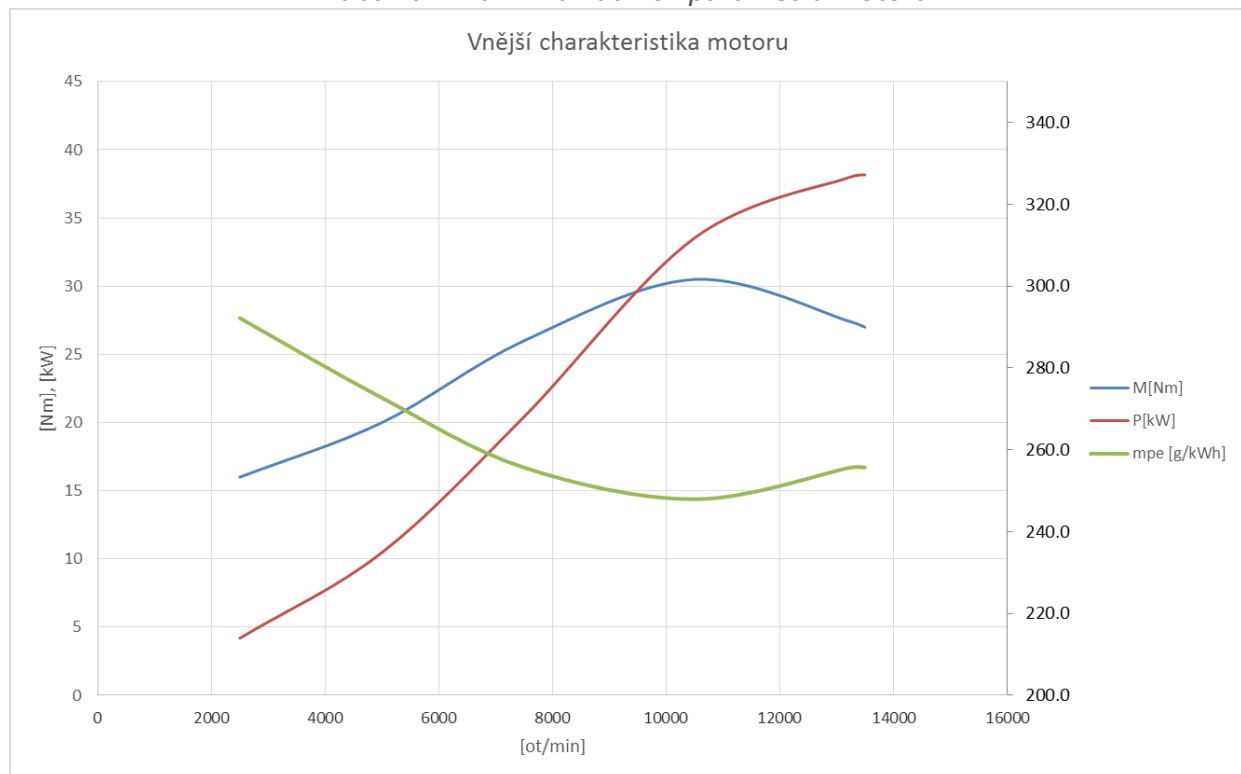
2.1 Odhad základních parametrů

Základním parametrem každého motoru je výkonová a momentová charakteristika. Návrh provedu nejprve orientačně v programu Tlak.xls, poté výsledky přenesu do programu WaveBuild, kde provedu optimalizaci parametrů. Maximálním výkonem by dle konkurenčních motocyklů měla být hodnota alespoň 35,5kW a maximálním točivým momentem hodnota alespoň 28Nm.

Motor bude provozován výhradně v závodním režimu, tedy ve vysokých otáčkách, řádově nad 10000ot.min⁻¹. Limitem dle pravidel je ovšem hodnota 13 500 ot.min⁻¹ jedná se tedy o relativně úzké otáčkové pásmo. Aby bylo této vlastnosti motoru využito, je vybaven šestistupňovou sekvenční převodovkou s úzkým rozsahem sousedních dvou převodových poměrů.

Výhřevnost paliva		44 MJ/kg			
n[ot/min]	M[Nm]	P _e [kW]	η _c [-]	m _p [g/s]	m _{pe} [g/kWh]
2500	16	4.2	28%	0.340	292.2
5000	20	10.5	30%	0.793	272.7
7500	26	20.4	32%	1.450	255.7
10500	30.5	33.5	33%	2.310	247.9
13250	27.4	38.0	32%	2.700	255.7
13500	27	38.2	32%	2.711	255.7

Tabulka 1 Návrh základních parametrů motoru



Graf 1 Návrh základních parametrů motoru

Pro lepší přehled jsem vložil konkurenční motocykly i s parametry do tabulky a provedl porovnání s navrhovaným motorem.

		KTM 250 GPR	Honda NSF 250R	Mahindra MGP30	Navrhovaný motor
Vrtání	D [mm]	81	78	78	81
Zdvih	Z [mm]	48.5	52.2	52.2	48.5
Zdvihový objem	V [cm ³]	249.92	249.43	249.43	249.92
Kompresní poměr	E [-]	14.5	13.8	14.5	14.5
Maximální výkon	P _{MAX} [kW]	37	35.5	35.5	38
Otáčky max. výkonu	n _{P_{MAX}} [ot/min]	13000	13000	13000	13250
Maximální toč. moment	M _{MAX} [Nm]	30	28	28	30.5
Otáčky max. momentu	n _{M_{MAX}} [ot/min]	10500	10500	10500	10500
Střední efektivní tlak při P _{MAX}	p _{pi} [MPa]	1.366589	1.313762	1.313762	1.377042
Střední efektivní tlak při M _{MAX}	p _{mi} [MPa]	1.508445	1.410647	1.410647	1.533586

Tabulka 2 Srovnání s konkurenčními motory [18],[19],[20]

2.2 Návrh v programu Tlak.xls

Jedná se o výpočtový model vytvořený v prostředí Microsoft Excel. V programu Tlak.xls budu navrhovat parametry motoru pouze ve 2 bodech výkonové charakteristiky a to v bodě maximálního točivého momentu a maximálního výkonu. Toto platí pro navržené otáčky 10500ot.min⁻¹ a 13250ot.min⁻¹. Vstupem pro výpočet je požadovaný výkon motoru, plnicí tlak, obecné parametry motoru (vrtání, zdvih,...), parametry hoření směsi, základní hodnoty časování, a zda se jedná o vnitřní či vnější tvorbu směsi. Výstupem je průběh tlaku ve válci zobrazený v grafu p-V, průběh sil v motoru, měrná spotřeba paliva, mechanická účinnost a další. Výsledky poslouží k návrhu součástí klikového mechanismu a pevnostním výpočtům. Zvolené parametry jsou v bílých kolonkách, ostatní parametry jsou vypočítané nebo doplněné makrem.

2.2.1 Režim maximálního točivého momentu

P _e =	33.5	kW	<i>efektivní výkon motoru</i>
p _i =	1.675	MPa	<i>střední indikovaný tlak</i>
V _{Z1} =	0.250	dm ³	<i>zdvihový objem jednoho válce</i>
V _Z =	0.250	dm ³	<i>zdvihový objem motoru</i>
p _{ef} =	1.532	MPa	<i>střední efektivní tlak</i>
η _m =	0.914	-	<i>mechanická účinnost</i>
mpe =	241.8	g/kWh	<i>měrná spotřeba paliva (ZM 240-380, VM 195-260)</i>
c _s =	17.0	m/s	<i>střední pístová rychlost (ZM 13-25, VM 11-15)</i>
Z/D =	0.60	-	<i>(ZM 0,9-1,2, VM 1-1,2)</i>
λ =	0.28	-	<i>klikový poměr (0,25-0,33)</i>
ε =	14.5	-	<i>kompresní poměr (ZM 8,5-13, VM 15-22)</i>
S/V =	1.35	-	<i>poměr ploch ventilů (1,1-1,2), menší hodnoty jsou pro přepřítvané motory</i>

Tabulka 3 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.1

Zadané hodnoty		
Plnicí tlak [kPa]	p_n	100
Vrtání válce [m]	D	0.081
Kompresní poměr [-]	E	14.5
Délka ojnice [m]	L	0.088
Zdvih pístu motoru [m]	Z	0.0485
Zvětšení teplosměnné plochy spalovacím prostorem [m ²]	P_{SPPR}	0.0015
Střední teplota stěn [K]	Y	450
Otáčky motoru [1/min]	n	10500
Hmotnost náplně válce [g]	M	0.3
Začátek hoření paliva [°]	ZH	347
Využití tepla z přivedeného paliva [J]	Q	1083
Poměrná dávka paliva v počátečním hoření [MI]	R	0
Celková doba hoření [°]	$\phi_K = H$	44.5
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	$m_1 = I1$	0.2
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	$m_2 = J$	1.5
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	$\phi_1/\phi_K = K$	0.25
Výpočet přestupu tepla podle Eichelberga (ANO = 1, NE = 0)		0
Výpočet přestupu tepla podle Woschniho (ANO = 1, NE = 0)		1
Parametr rozvíření směsi [-]	K	4
Vzdálenost 1. píst. kroužku [m]	v1k	0.003
Vzdálenost mezi středy 1. a 2. píst. kroužku [m]	v12k	0.002
Přesazení vložky válce vůči pístu v HÚ [m]	xm	0.0005
Tloušťka hlavy válce [m]	th	0.005
Tloušťka stěny vložky [m]	tv	0.003
Hmotnost pístu, kroužků, čepu a částí ojnice [g]	m	279.7

Tabulka 4 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.2

Časování ventilů - sací otvírá [°]	SO	-15
Časování ventilů - sací zavírá [°]	SZ	215
Časování ventilů - výfukový otvírá [°]	VO	495
Časování ventilů - výfukový zavírá [°]	VZ	735
Sací ventil - počet	IS	2
Sací ventil - průměr sedla [mm]	DSS	29
Sací ventil - úhel sedla [°]	USS	45
Sací ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVS	9
Sací ventil - průtokový součinitel	PSS	0.7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPS	1160
Výfukový ventil - počet	IV	2
Výfukový ventil - průměr sedla [mm]	DSV	25
Výfukový ventil - úhel sedla [°]	USV	45
Výfukový ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVV	9
Výfukový ventil - průtokový součinitel	PSV	0.7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPV	1000
Střední tlak v sacím potrubí [kPa]	$p_s = PSP$	100
Střední tlak ve výfukovém potrubí [kPa]	$p_v = PVP$	105.0
Teplota nasávaného vzduchu [K]	$T_s = TCN$	310

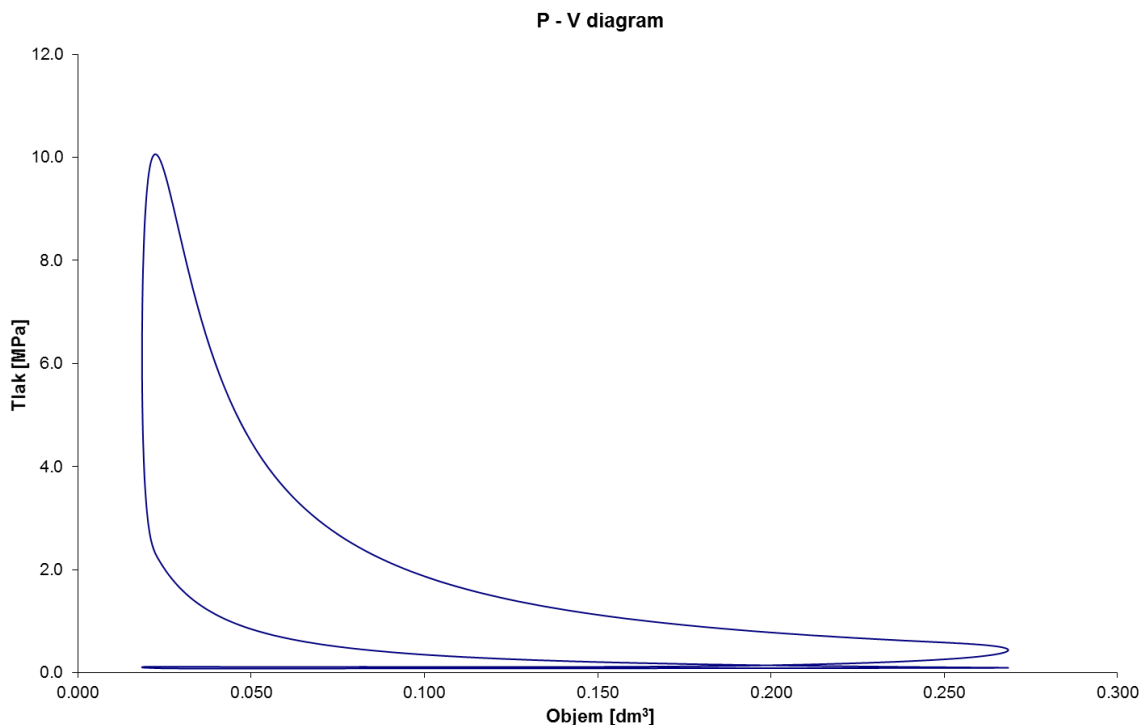
Tabulka 5 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.3

Palivo - kapalné (ANO = 1, NE = 0)	PK	1
Výparné teplo paliva [kJ/kg]	QV	302
Plynová kontanta par paliva [J/kg.K]	RKP	72.5
Měrná tepel. kap. paliva v plyn. stavu při stálém obj. [J/kg.K]	$c_{VP} = CVKP$	3700
Podíl odpařeného paliva v sacím potrubí [-]	ODP	0.5
Palivo - plynné (ANO = 1, NE = 0)	PP	0
Měrná plynová konstanta [J/kg.K]	$r_p = RPP$	72.5
Výhřevnost paliva [MJ/kg]	$H_u = VP$	44.00
Teoretické množství vzduchu v kg ke spálení 1 kg plynu [kg/kg]	$L_T = LVT$	14.53
Chemická účinnost hoření [-]	$\eta_{CH} = CHU$	0.94
Přívod paliva - se vzduchem - smíšené (ANO = 1, NE = 0)	PPV	0
Součinitel přebytku vzduchu [-]	LS	1
Přívod paliva - se vzduchem - vstříknuté (ANO = 1, NE = 0)	PPVV	1
Začátek přívodu paliva [°]	ZPPV	10
Konec přívodu paliva [°]	KPPV	200
Teplota paliva [K]	TPV	305
Dávka paliva [g/cykl]	$m'_{cykl} = DPV$	0.0262

Tabulka 6 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.4

Celkové výsledky				
p_{max}	373	°KH	10.06	[MPa]
T_{max}	381	°KH	2721	[K]
η_{mech}			0.914	[-]
W_{i-VT}	1. oběh 180 - 540	°KH	403	[J]
W_{i-NT}	1. oběh 540 - 720	°KH	-36	[J]
W_{i-VT}	2. oběh 900 - 1260	°KH	419	[J]
W_{i-NT}	2. oběh 720-900 & 1260-1440	°KH	-15	[J]
p_i	901 - 1261	°KH	1.675	[MPa]
$Q_{hoř}$	180 - 540	°KH	1083	[J]
$Q_{přest}$	180 - 540	°KH	85	[J]
$Q_{hoř}$	2. oběh 720 - 1440	°KH	1086	[J]
$Q_{přest}$	2. oběh 720 - 1440	°KH	94	[J]
M	900	°KH	0.295	[g]
M SP	900	°KH	0.008	[g]
M VZ	900	°KH	0.263	[g]
M P	900	°KH	0.023	[g]
M	1000	°KH	0.301	[g]
M SP	1000	°KH	0.008	[g]
M VZ	1000	°KH	0.26624	[g]
M P	1000	°KH	0.02625	[g]
M SP / SV	1000	°KH	0.0000	[g]
M VZ / SV	1000	°KH	0.0001	[g]
M P / SV	1000	°KH	0.0000	[g]
M P / SV	sáním		0.026	[g]
M P / K	komůrkou		0.000	[g]
M P / V	bez komůrky		0.000	[g]
Σ M P			0.026	[g]
λ			0.71	-

Tabulka 7 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. momentu str.5



Graf 2 p-V diagram v režimu maximálního momentu

Maximální spalovací tlak je 10,06MPa, měrná spotřeba 241,8g/kWh, střední efektivní tlak 1,532MPa, mechanická účinnost 0.914, součinitel přebytku vzduchu 0,71.

2.2.2 Režim maximálního výkonu

$P_e =$	38	kW	<i>efektivní výkon motoru</i>
$p_i =$	1.556	MPa	<i>střední indikovaný tlak</i>
$V_{z1} =$	0.250	dm ³	<i>zdvihový objem jednoho válce</i>
$V_z =$	0.250	dm ³	<i>zdvihový objem motoru</i>
$p_{ef} =$	1.377	MPa	<i>střední efektivní tlak</i>
$\eta_m =$	0.885	-	<i>mechanická účinnost</i>
$m_{pe} =$	247.8	g/kWh	<i>měrná spotřeba paliva (ZM 240-380, VM 195-260)</i>
$c_s =$	21.4	m/s	<i>střední pístová rychlost (ZM 13-25, VM 11-15)</i>
$Z/D =$	0.60	-	<i>(ZM 0,9-1,2, VM 1-1,2)</i>
$\lambda =$	0.28	-	<i>klikový poměr (0,25-0,33)</i>
$\varepsilon =$	14.5	-	<i>kompresní poměr (ZM 8,5-13, VM 15-22)</i>
$S/V =$	1.35	-	<i>poměr ploch ventilů (1,1-1,2), menší hodnoty jsou pro přeplňované motory</i>

Tabulka 8 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.1

Zadané hodnoty		
Plnicí tlak [kPa]	p_n	100
Vrtání válce [m]	D	0.081
Kompresní poměr [-]	E	14.5
Délka ojnice [m]	L	0.088
Zdvih pístu motoru [m]	Z	0.0485
Zvětšení teplosměnné plochy spalovacím prostorem [m ²]	P_{SPPR}	0.0015
Střední teplota stěn [K]	Y	450
Otáčky motoru [1/min]	n	13250
Hmotnost náplně válce [g]	M	0.29
Začátek hoření paliva [°]	ZH	346
Využití teplo z přivedeného paliva [J]	Q	1009
Poměrná dávka paliva v počátečním hoření [MI]	R	0
Celková doba hoření [°]	$\varphi_K = H$	42.5
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	$m_1 = I1$	0.2
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	$m_2 = J$	1.5
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	$\varphi_1/\varphi_K = K$	0.25
Výpočet přestupu tepla podle Eichelberga (ANO = 1, NE = 0)		0
Výpočet přestupu tepla podle Woschniho (ANO = 1, NE = 0)		1
Parametr rozvíření směsi [-]	K	4
Vzdálenost 1. píst. kroužku [m]	v1k	0.003
Vzdálenost mezi středy 1. a 2. píst. kroužku [m]	v12k	0.002
Přesazení vložky válce vůči pístu v HÚ [m]	xm	0.0005
Tloušťka hlavy válce [m]	th	0.005
Tloušťka stěny vložky [m]	tv	0.003
Hmotnost pístu, kroužků, čepu a části ojnice [g]	m	279.7

Tabulka 9 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.2

Časování ventilů - sací otvírá [°]	SO	-15
Časování ventilů - sací zavírá [°]	SZ	215
Časování ventilů - výfukový otvírá [°]	VO	495
Časování ventilů - výfukový zavírá [°]	VZ	735
Sací ventil - počet	IS	2
Sací ventil - průměr sedla [mm]	DSS	29
Sací ventil - úhel sedla [°]	USS	45
Sací ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVS	9
Sací ventil - průtokový součinitel	PSS	0.7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPS	1160
Výfukový ventil - počet	IV	2
Výfukový ventil - průměr sedla [mm]	DSV	25
Výfukový ventil - úhel sedla [°]	USV	45
Výfukový ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVV	9
Výfukový ventil - průtokový součinitel	PSV	0.7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPV	1000
Střední tlak v sacím potrubí [kPa]	$p_s = PSP$	100
Střední tlak ve výfukovém potrubí [kPa]	$p_v = PVP$	105.0
Teplota nasávaného vzduchu [K]	$T_s = TCN$	310

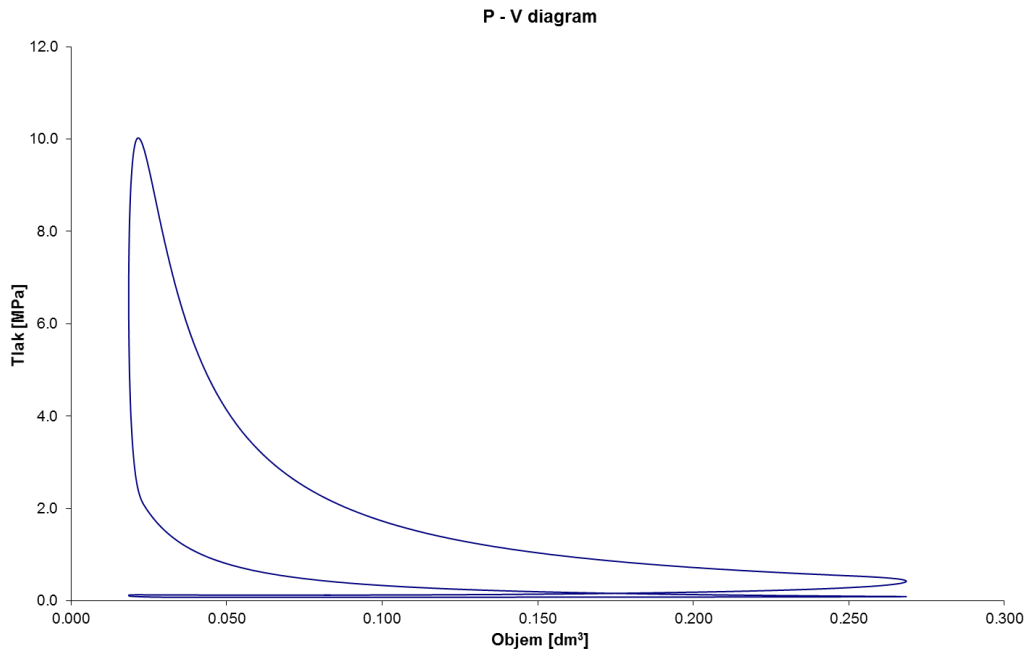
Tabulka 10 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.3

Palivo - kapalné (ANO = 1, NE = 0)	PK	1
Výparné teplo paliva [kJ/kg]	QV	302
Plynová kontanta par paliva [J/kg.K]	RKP	72.5
Měrná tepel. kap. paliva v plyn. stavu při stálém obj. [J/kg.K]	$c_{VP} = CVKP$	3700
Podíl odpařeného paliva v sacím potrubí [-]	ODP	0.5
Palivo - plynné (ANO = 1, NE = 0)	PP	0
Měrná plynová konstanta [J/kg.K]	$r_p = RPP$	72.5
Výhřevnost paliva [MJ/kg]	$H_u = VP$	44.00
Teoretické množství vzduchu v kg ke spálení 1 kg plynu [kg/kg]	$L_T = LVT$	14.53
Chemická účinnost hoření [-]	$\eta_{CH} = CHU$	0.94
Přívod paliva - se vzduchem - smíšené (ANO = 1, NE = 0)	PPV	0
Součinitel přebytku vzduchu [-]	LS	1
Přívod paliva - se vzduchem - vstříknuté (ANO = 1, NE = 0)	PPVV	1
Začátek přívodu paliva [°]	ZPPV	10
Konec přívodu paliva [°]	KPPV	200
Teplota paliva [K]	TPV	305
Dávka paliva [g/cykl]	$m'_{cykl} = DPV$	0.0242

Tabulka 11 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.4

Celkové výsledky				
P_{max}	371	°KH	10.02	[MPa]
T_{max}	378	°KH	2686	[K]
η_{mech}			0.885	[-]
W_{i-VT}	1. oběh 180 - 540	°KH	377	[J]
W_{i-NT}	1. oběh 540 - 720	°KH	-43	[J]
W_{i-VT}	2. oběh 900 - 1260	°KH	389	[J]
W_{i-NT}	2. oběh 720 - 900 & 1260 - 1440	°KH	-22	[J]
p_i	901 - 1261	°KH	1.556	[MPa]
$Q_{hoř}$	180 - 540	°KH	1009	[J]
$Q_{přest}$	180 - 540	°KH	79	[J]
$Q_{hoř}$	2. oběh 720 - 1440	°KH	1001	[J]
$Q_{přest}$	2. oběh 720 - 1440	°KH	86	[J]
M	900	°KH	0.281	[g]
M SP	900	°KH	0.009	[g]
M VZ	900	°KH	0.250	[g]
M P	900	°KH	0.022	[g]
M	1000	°KH	0.287	[g]
M SP	1000	°KH	0.009	[g]
M VZ	1000	°KH	0.25437	[g]
M P	1000	°KH	0.02420	[g]
M SP / SV	1000	°KH	0.0000	[g]
M VZ / SV	1000	°KH	0.0000	[g]
M P / SV	1000	°KH	0.0000	[g]
M P / SV	sáním		0.024	[g]
M P / K	komůrkou		0.000	[g]
M P / V	bez komůrky		0.000	[g]
Σ M P			0.024	[g]
λ			0.74	-

Tabulka 12 Výsledky programu Tlak.xls pro režim max. výkonu str.5

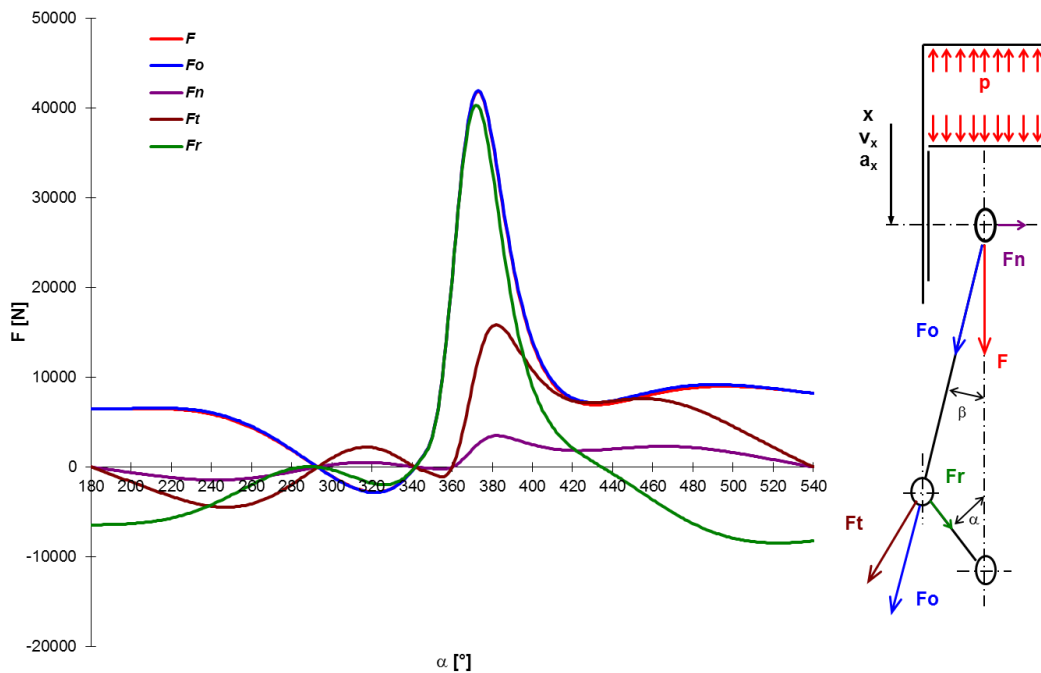


Graf 3 p-V diagram v režimu maximálního výkonu

Maximální spalovací tlak je 10,02MPa, měrná spotřeba 247,8g/kWh, střední efektivní tlak 1,377MPa, mechanická účinnost 0,885, součinitel přebytku vzduchu 0,74.

2.2.3 Průběh sil v režimu maximálního momentu

Závislosti velikosti sil klikového mechanismu na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 4 Průběh sil v režimu maximálního momentu

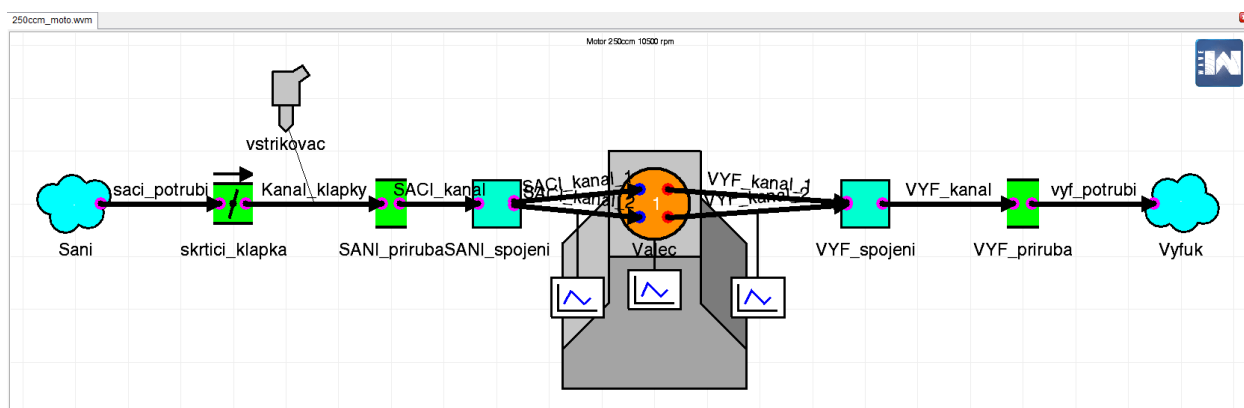
2.3 Návrh v programu WaveBuild r2016

2.3.1 Porovnání s programem Tlak.xls

Program WaveBuild je výpočtové prostředí určené přímo k matematické simulaci pístových spalovacích motorů. Základní parametry pro simulaci jsou převzaty z programu Tlak.xls. Úhly jsou měřeny od horní úvratě. Použité je palivo RON 100 z databáze Wave.

	Režim maximálního momentu		Režim maximálního výkonu	
Plnicí tlak	p_n	100	100	kPa
Kompresní poměr	E	14.5	14.5	[-]
Sání otevírá	SO	-15	-15	[°]
Sání zavírá	SZ	215	215	[°]
Výfuk otevírá	VO	495	495	[°]
Výfuk zavírá	VZ	735	735	[°]
Začátek hoření paliva	ZH	347	346	[°]
Celková doba hoření	$\varphi_K = H$	44.5	42.5	[°]
koef.přebytku vzduchu	λ	0.71	0.74	[-]

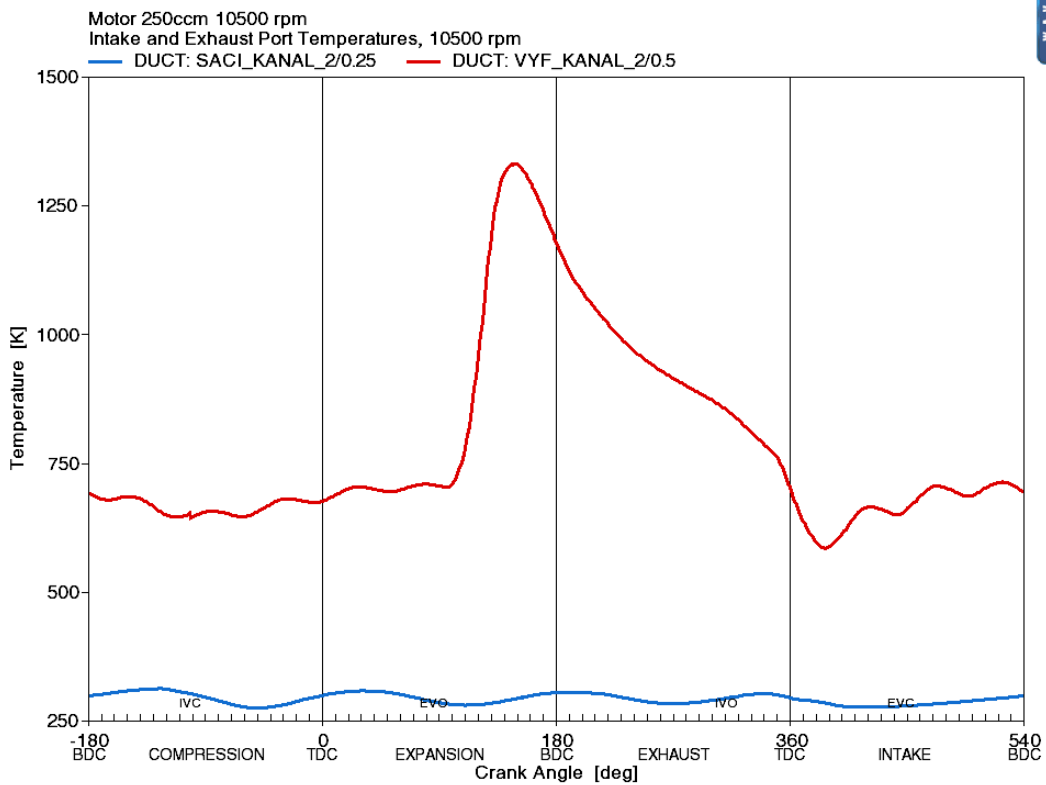
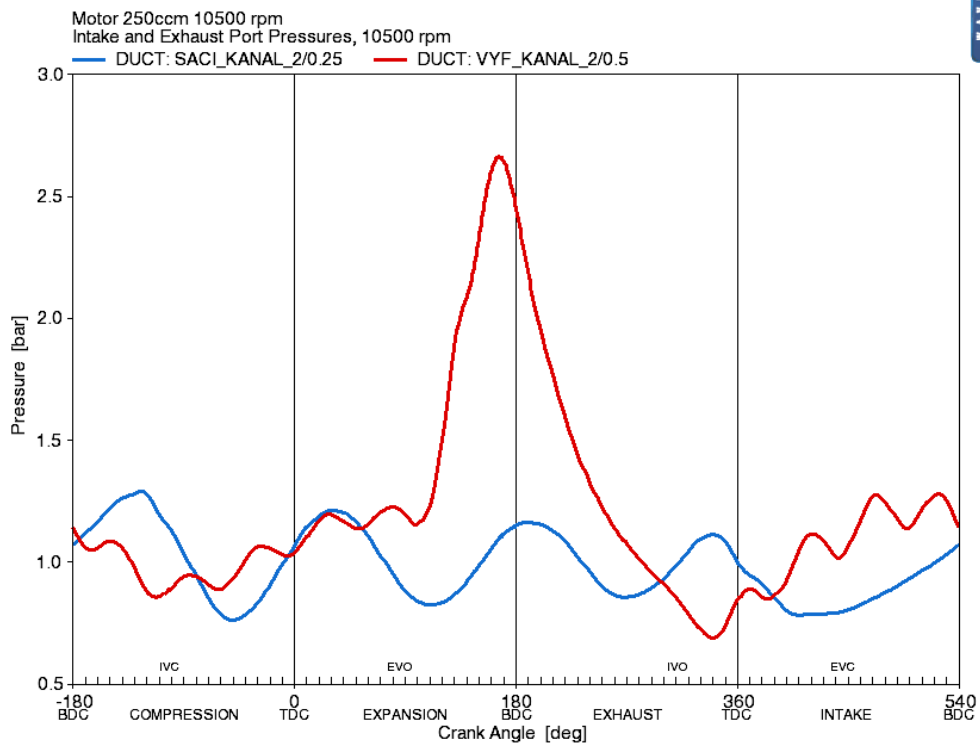
Tabulka 13 Vstupní hodnoty pro program WaveBuild



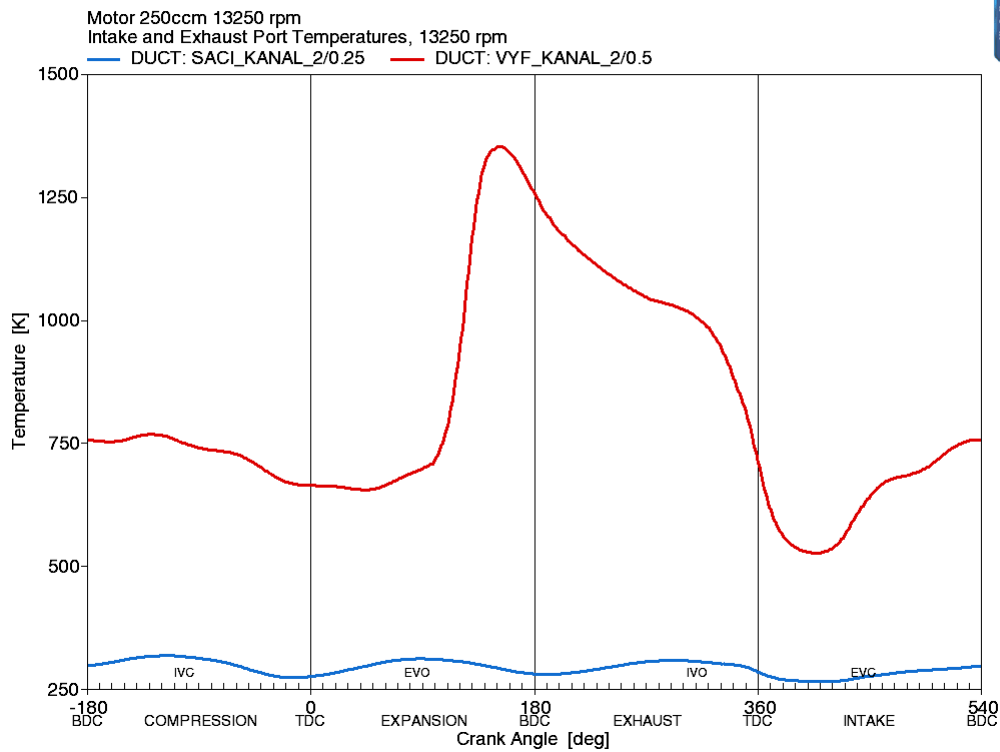
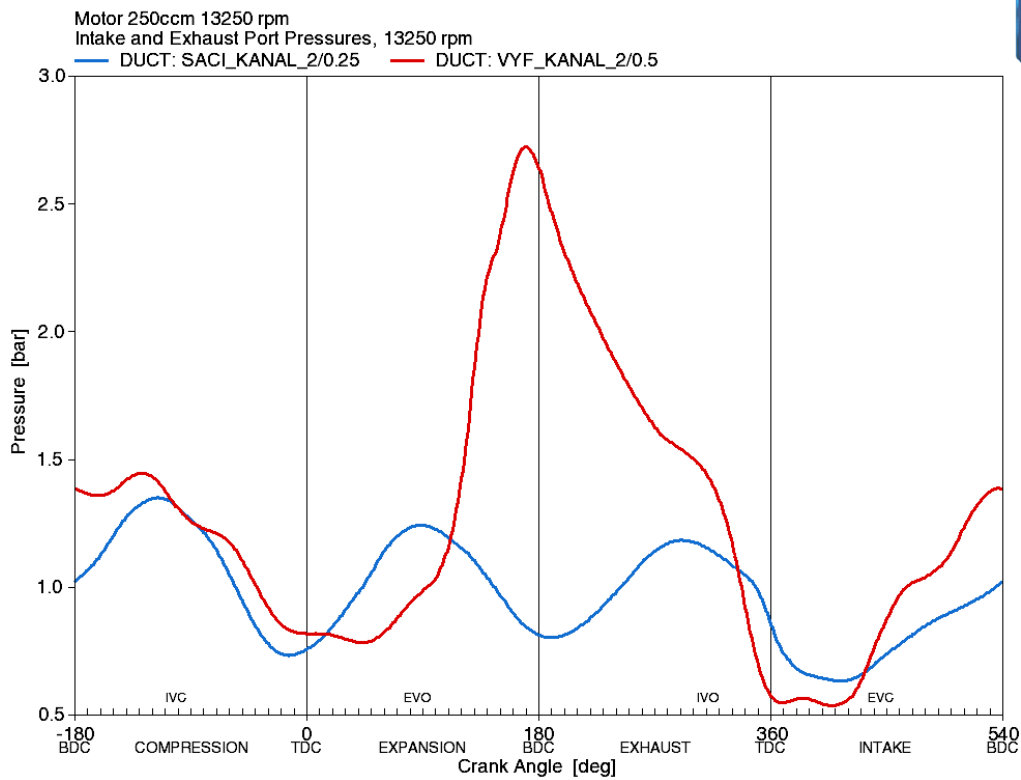
Obr. 11 Simulační schema motoru v programu WaveBuild

[mm]	Vstup	Výstup	Délka		Vstup	Výstup	Délka
saci_potrubí	45	45	30	VYF_kanal_1	25	27	40
Kanal_klapky	45	43	45	VYF_kanal_2	25	27	40
SACI_kanal	43	42	40	VYF_kanal	36	40	20
SACI_kanal_1	29	29	60	vyf_potrubí	40	40	430
SACI_kanal_2	29	29	60				

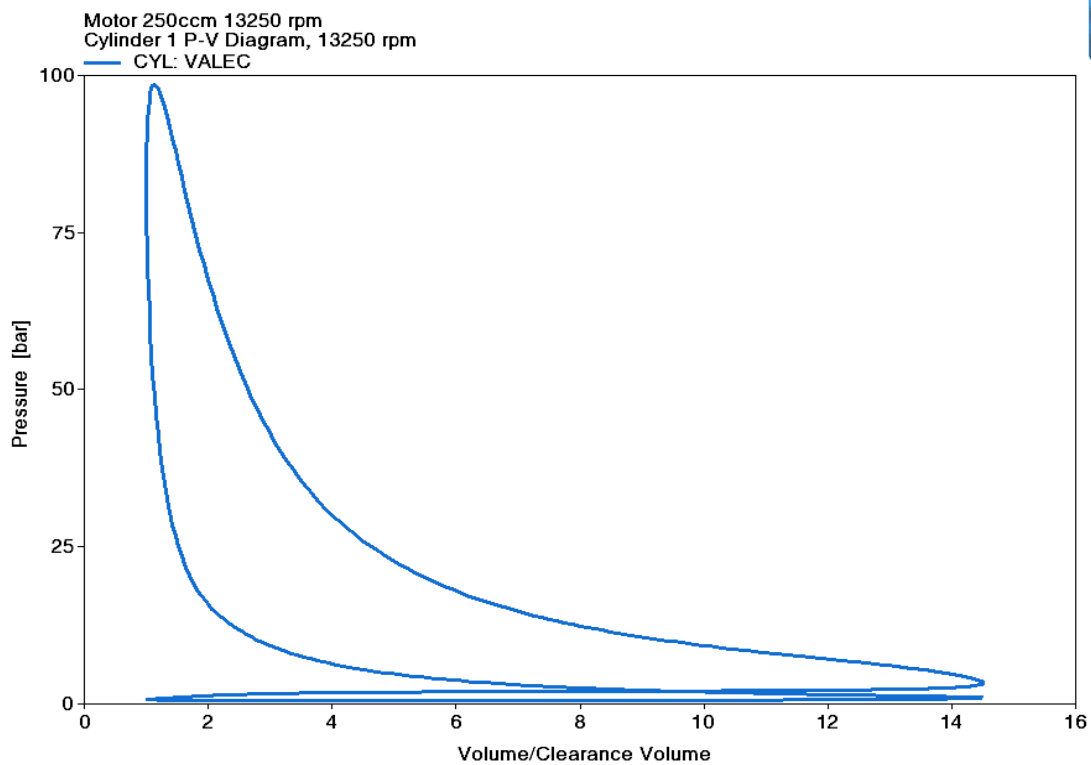
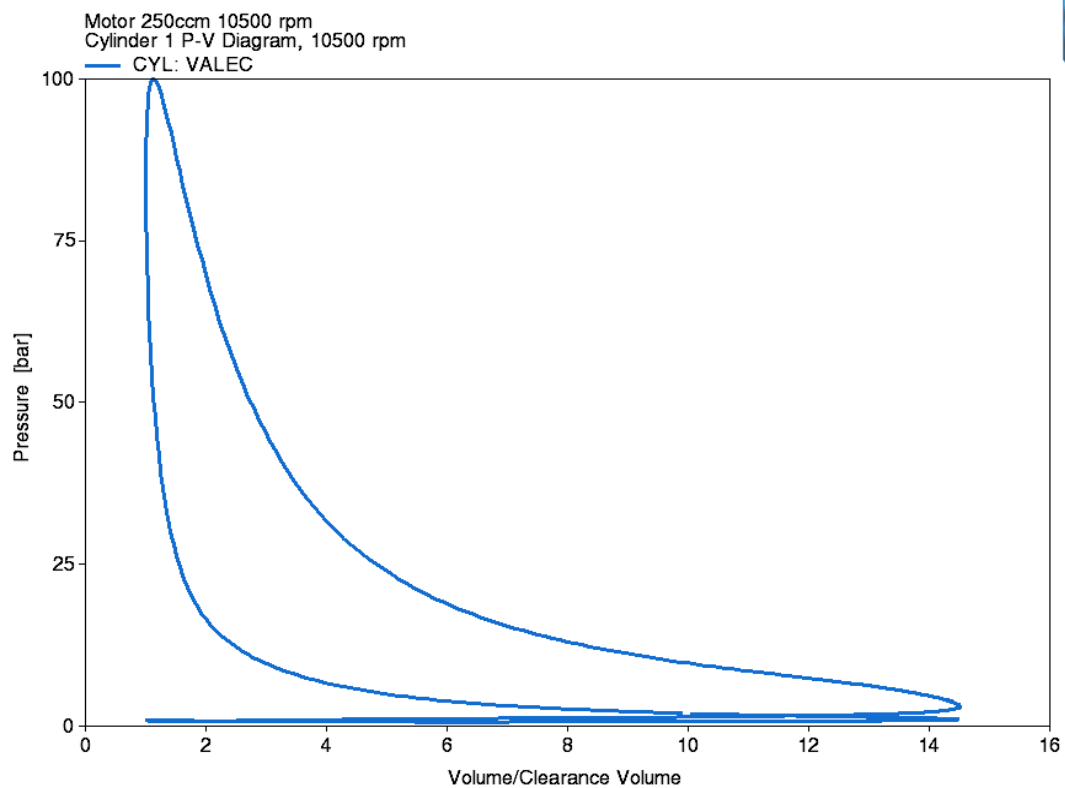
Tabulka 14 Průměry kanálů



Graf 5 Průběhy tlaků (horní graf) a teplot (dolní graf) v sacím potrubí (modře) a ve výfukovém potrubí (červeně) v režimu maximálního momentu



Graf 6 Průběhy tlaků (horní graf) a teplot (dolní graf) v sacím potrubí (modře) a ve výfukovém potrubí (červeně) v režimu maximálního výkonu



Graf 7 p-V diagramy pro režim maximálního momentu (nahore) a maximálního výkonu (dole)

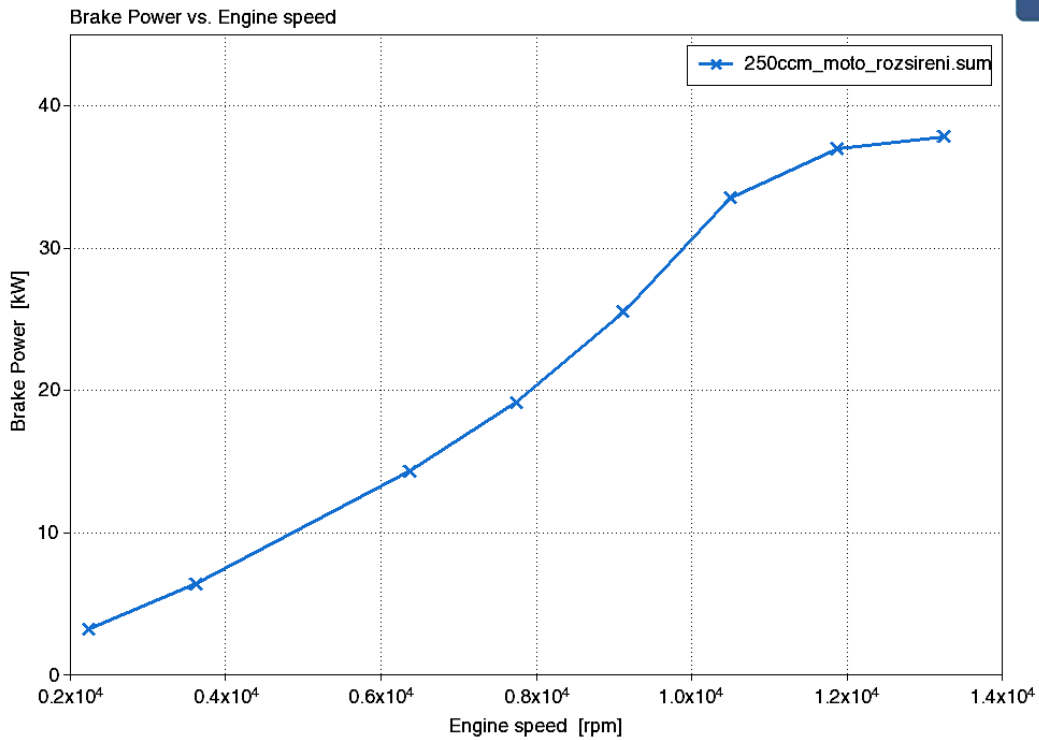
Software	10500ot/min		13250ot/min	
	Tlak.xls	Wave	Tlak.xls	Wave
P_e	33,5kW	33,6kW	38kW	37,8kW
p_{MAX}	10,06MPa	10,03MPa	10,02MPa	9,91MPa
T_{MAX}	2721K	2303K	2686K	2401K
η_{MECH}	0,914-	0,913-	0,885-	0,887-
m_{pe}	241,8g/kWh	309,2g/kWh	247.8g/kWh	0,314g/kWh

Tabulka 15 Porovnání výsledků Softwarů WaveBuild a Tlak.xls

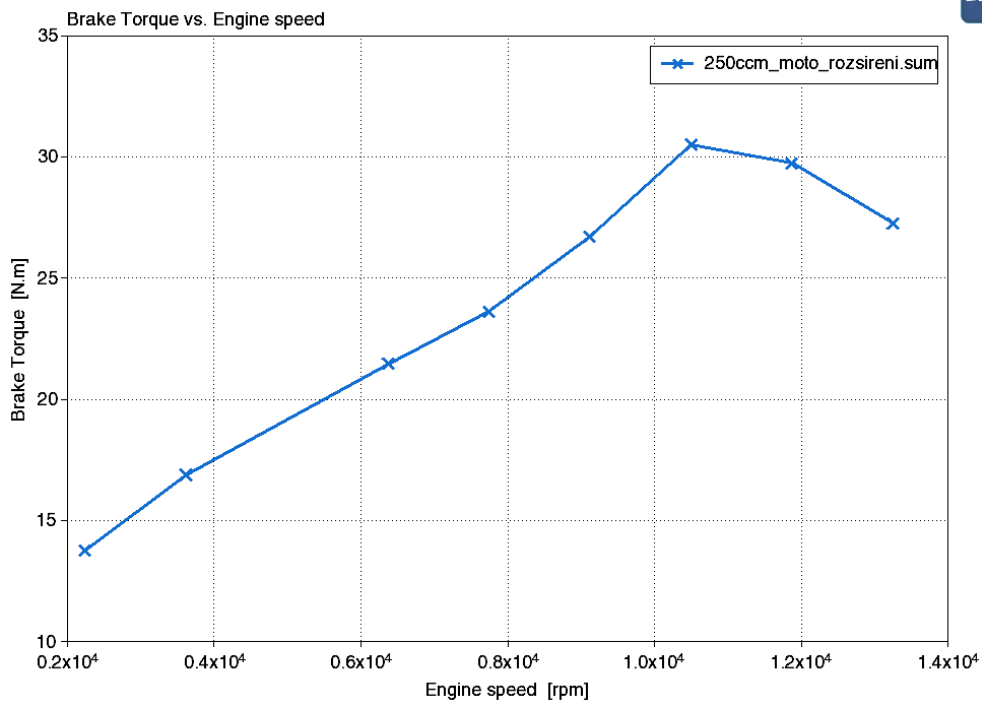
Do modelu programu WaveBuild byly vloženy hodnoty dle Tabulky 13. Model s těmito hodnotami vykázal nižší výkon než program Tlak.xls. Výkonů v Tabulce 15 bylo dosaženo po úpravě délek kanálů a jejich průměrů, výsledné hodnoty jsou v Tabulce 14. Mechanická účinnost byla vypočtena dle vztahu (2) tedy podílem efektivního a indikovaného výkonu. Pro dosažení požadované mechanické účinnosti byly upraveny hodnoty vnitřních odporů motoru. Hodnoty výkonů v daných otáčkách a hodnoty mechanických účinností jsou přibližně stejné. Odpovídají také hodnoty maximálních spalovacích tlaků. Oba výpočty se výrazně liší v maximální teplotě spalování, kde program WaveBuild vykazuje nižší teploty a v hodnotách měrných spotřeb, kde vykazuje naopak vyšší hodnoty. Výpočet potvrzuje, že s motorem je možné dosáhnout navrženého maximálního výkonu z kapitoly 2.1.

2.3.2 Návrh parametrů pro celé otáčkové pásmo

Do výpočtového modelu byly následně přidány další body na číselné ose otáček a provedeno vykreslení průběhu točivého momentu a výkonu motoru.



Obr. 12 Výkon motoru v závislosti na otáčkách



Obr. 13 Točivý moment motoru v závislosti na otáčkách

3 Návrh klikového mechanismu a pístové skupiny

Jedná se o jednoválcový motor pro sportovní účely. Ventilový rozvod je typu DOHC s hrnečkovými zdvihátky ventilů.

3.1 Výpočet pevnosti pístního čepu

Pístní čep je kontrolován z hlediska míry ovalizace a průhybu. Tyto veličiny závisí na síle od tlaku plynů působících na píst. Účelem pístního čepu je zajistit rotační vazbu s horním okem ojnice a přenos sil od tlaku plynů dále na klikovou hřídel. Ovalizaci a průhyb lze ovlivnit vnějším průměrem, průměrem vývrtu čepu a jeho délkou. Výpočet pístního čepu je dle metody Kolbenschmitd.

Hlavní parametry motoru:

Vrtání	D	81mm
Zdvih	Z	48,5mm
Zdvihový objem	V	249,92cm ³
Délka ojnice	l	88mm
Maximální otáčky	n _{pMAX}	13 250ot/min
Maximální výkon motoru	P _{MAX}	38kW
Maximální tlak ve válci	p _{MAX}	10.06MPa

Tabulka 16 Hlavní parametry motoru

Základní vzorce pro výpočet:

$$\text{Síla tlaku plynů} \quad F = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4)$$

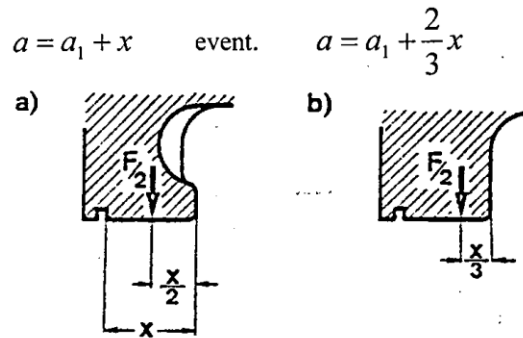
$$\text{Kontaktní tlak pístního čepu} \quad \bar{p} = \frac{F}{d_a \cdot B} \quad (5)$$

$$\text{Míra ovalizace} \quad \Delta d = \frac{1}{12} \cdot \frac{F \cdot r_m^3}{E_o \cdot J_o} \quad (6)$$

$$\text{Průhyb pístního čepu} \quad y = \gamma \cdot \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E_o \cdot J_b} \quad (7)$$

$$\text{Faktor rozdělení zatížení mezi píst a ojnici} \quad \gamma = 1 - \frac{b}{2 \cdot a} \quad (8)$$

Rozměr „a“ je závislý na uložení pístního čepu v pístu, vyjadřuje vzdálenost osamělých sil určujících ohyb pístního čepu. Dělí se na 2 typy: a) elastické b) tuhé. Výsledné provedení uložení v pístu je tuhé, protože se jedná o kovaný píst, kde je nutné vyrobít všechny stěny v daném směru kování. [2]

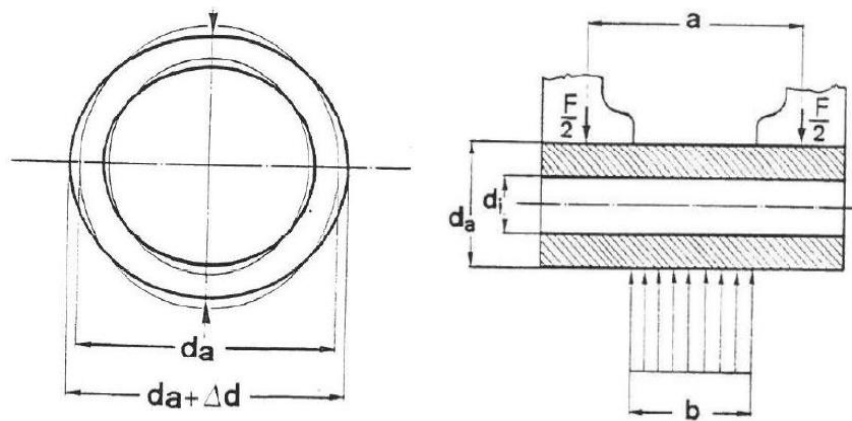


Obr. 14 Tuhé vs. elastické uložení pístního čepu [2]

Tabulka vypočtených hodnot a rozměrů pístního čepu:

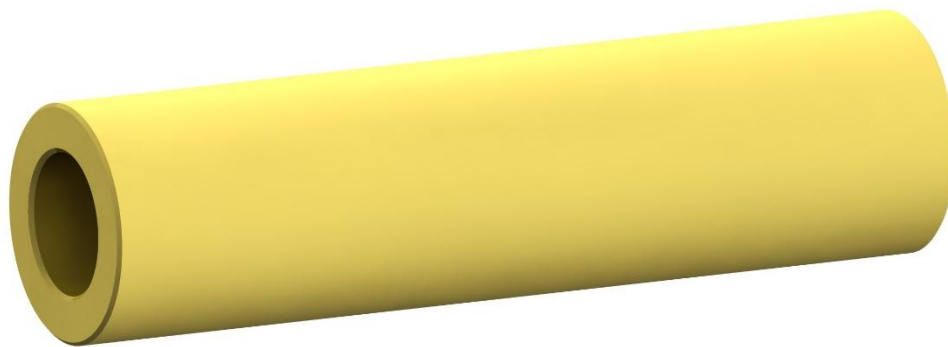
výpočet průměru PČ			
ρ_{MAX}	10.06	MPa	maximální tlak
D	81	mm	průměr pístu
F	51839	N	síla na píst
B	42.28	mm	dvojnásobek šířky uložení čepu
ρ_{DOV}	80	MPa	dovolený kontaktní tlak čepu
d_a	15.33	mm	vypočtený průměr čepu
d_a	16	mm	volený průměr čepu
\bar{p}	76.63	MPa	kontrola kontaktního tlaku
Výpočet ovalizace PČ			
d_i	9.5	mm	vnitřní průměr čepu
r_m	6.375	mm	střední poloměr pístního čepu
a1	19.6	mm	místo pro ojnic v pístu
l_p	61.88	mm	délka čepu
J_0	177.02	mm ⁴	průřezový modul
E_o	210000	MPa	mez kluzu oceli
Δd	0.03011	mm	max. dovolená ovalizace: 0,030mm
Výpočet průhybu PČ			
J_b	2817.17	mm ⁴	průřezový modul
b	18.2	mm	šířka ojnice
a	33.69	mm	vzálenost mezi ohybovými silami
γ	0.730	-	faktor rozdělení mezi píst a ojnic
y	0.05097	mm	maximální dovolený průhyb: 0,050mm

Tabulka 17 Výpočet parametrů pístního čepu



Obr. 15 Rozměry pístního čepu [2]

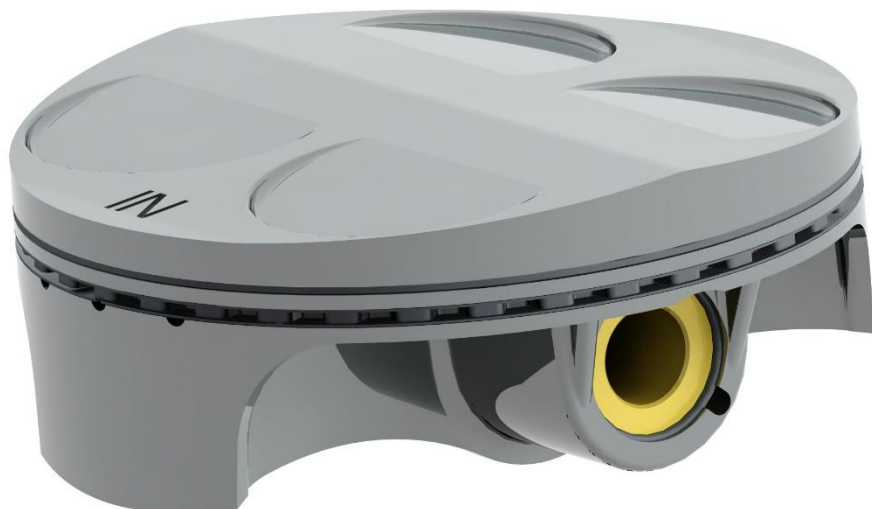
Výsledný průměr pístního čepu je 16mm, vnitřní průměr 9,5mm a délka čepu je 61,9mm. Z grafů dovolené ovalizace a dovoleného průhybu lze vyčíst, že snahou bylo přiblížit se limitům pro zážehové motory a využít tak maximálně materiál a minimalizovat hmotnost pístního čepu a hmotnost posuvných hmot pro vyvážení. Hodnota ovalizace $\Delta d = 0,0299\text{mm}$ a hodnota průhybu $y = 0,05071\text{mm}$. Hodnota dovoleného kontaktního tlaku je 80MPa což je nad běžnou hranicí používanou u pístů zážehových motorů. Nicméně jedná se o závodní motor, u kterého je uvažována relativně nízká provozní životnost. Výsledná hmotnost pístního čepu je 63g. Použitý materiál je 14 220 (1% Cr, 1% Mn, 0,2% C), čep je po obrobení cementován a zakalen do hloubky 0,5+0,3mm, výsledného povrchu je dosaženo broušením. Pístní čep je konstruován jako plovoucí.



Obr. 16 Navržený pístní čep

3.2 Návrh pístu

Píst byl navržen dle základních parametrů motoru. Průměr pístu je 81mm, průměr pístního čepu 16mm. Excentricita pístního čepu je 1mm. Tlaková strana pístu má menší plochu pro dosažení



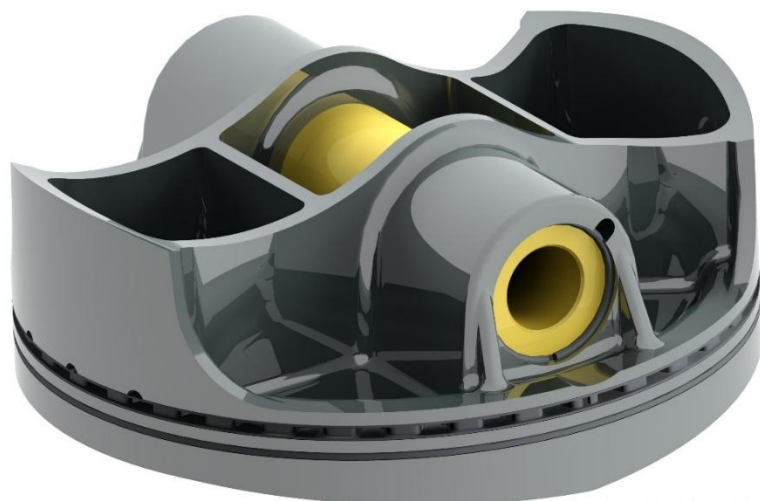
Obr. 18 Navržený píst, pohled zvrchu

nižších třecích ztrát. Pro dosažení malé kompresní výšky je použit pouze jeden kompresní kroužek a jeden set stíracího kroužku s pružinou. Olej od stíracího kroužku je odváděn třemi vývrty na každé straně pod píst. Pro zajištění vysokého kompresního poměru je dno pístu klínového tvaru s prolisy pro ventily. Výsledný

kompresní poměr je 14.5:1. Hmotnost samotného pístu je 166g. Celá sestava s kroužky a pístním čepem má hmotnost 237g. Pro zvýšení tuhosti pístu jsou ze spodní strany umístěna žebra, která propojují protější strany pláště. Pístní čep je zajištěn dvěma drátovými závlačkami.



Obr. 17 Navržené pístní kroužky



Obr. 19 Navržený píst, pohled zdola

Jedná se o kovaný píst z materiálu Lo-ex (AlSi12CuNiMg). Povrch dna pístu je eloxován pro snížení teplot pod povrchem. Pro snížení třecích ztrát je plášť pístu opatřen DLC povlakem. Vzorem pro návrh pístu byly písty sportovních motocyklů značek KTM, Honda, Yamaha, Kawasaki atd.

3.3 Návrh ojnice

Ojnice má délku 88mm mezi osami čepů. Je vyrobena z titanové slitiny Ti6Al4V. Jedná se o zápuskový výkovek. Ojnice je provedena jako standardní provedení s vodorovně dělenou hlavou ojnice. Mazání spodního oka je mazacím otvorem v klikovém hřídeli. Nosný profil ojnice je standardního typu „I“.



Obr. 20 Navržená ojnice

Přesnost spojení ojnice s jejím víkem je zajištěna dutými kolíky kolem šroubů. Oddělení víka je navrhováno odlomením po obrobení otvoru pro ložisko.

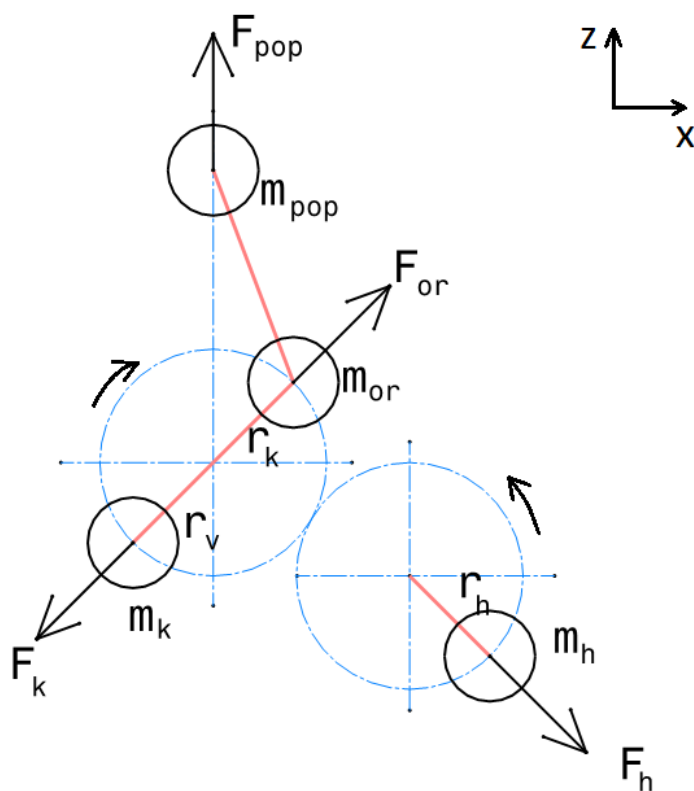
Poloměr zdvihu	r	24.25	mm
Délka	l	88	mm
Klikový poměr	λ_k	0.276	-
Hmotnost ojnice	m_o	194	g
Vzdálenost posuvných hmot k těžišti	a_o	69.87	mm
Vzdálenost rotačních hmot k těžišti	b_o	18.13	mm
Moment setrvačnosti ojnice	J_{o_o}	256.4	kg/mm ²
Vypočítaný moment setrvačnosti	i^2	1321.649	mm ²
Potřebný moment setvačnosti	$a_o * b_o$	1266.743	mm ²
Hmotnost posuvné části	m_{op}	41.70082	g
Hmotnost rotační části	m_{or}	160.708	g

Tabulka 18 Výpočet parametrů ojnice

3.4 Návrh klikového hřídele a jeho vyvážení

3.4.1 Vyvážení rotačních a posuvných hmot

Jedná se o jednoválcový motor s klikovým hřídelem se dvěma vyvažovacími rameny, vyvážení rotačních hmot je navrhováno úplné, tedy 100%. Vyvážení posuvných hmot prvního řádu je navrhováno 50% v obou směrech X a Z. Zbývá nevyváha prvního řádu bude vyvážena jedním vyvažovacím hřídelem otáčejícím se stejnými otáčkami jako klikový hřídel, ale v opačném smyslu. Vyvážení sil druhého řádu není navrhováno. Výpočet vyvážení spočívá ve změření celkové hmotnosti klikového hřídele a jeho poloměru nevyváhy v softwaru Creo Parametric 2.0 a porovnání s posuvnými a rotačními hmotami ojnice a pístu. Během konstrukce byla hmotnost závaží klikového hřídele pouze odhadnuta a po provedení výpočtu změněna tak, aby odpovídala požadavkům na vyvážení.



Obr. 21 Schema vyvážení klikového mechanismu

Hmotnost klikového hřídele (KH)	m_k	1682 g
Poloměr těžiště KH	r_v	4.34 mm
Poloměr KH	r	24.25 mm
Hmotnost rotačních hmot ojnice	m_{or}	160.7 g
Hmotnost posuvných hmot	m_{pop}	279.7 g
Hmotnost vyvažovacího hřídele (VH)	m_h	332 g
Poloměr těžiště VH	r_h	10.22 mm

Tabulka 19 Základní parametry klikového mechanismu

$$m_k \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = (m_{or} + \frac{m_{pop}}{2}) \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (9)$$

$$m_k \cdot r_v = (m_{or} + \frac{m_{pop}}{2}) \cdot r_k$$

Dle vzorce silové rovnováhy provedeme vypočtení obou stran a porovnáme hodnoty:

$$m_k \cdot r_v = 1682g \cdot 4,34mm = 7299,9g \cdot mm$$

$$(m_{or} + \frac{m_{pop}}{2}) \cdot r_k = (160,7 + \frac{279,7}{2}) \cdot 24,25mm = 7288,4g \cdot mm$$

Z výsledku je patrné, že klikový hřídel má přibližně o 11,5g.mm vyšší nevývahu než je třeba. Je to hmota určená k odebrání při technologickém vyvažování.

Kontrolu nevývahy vyvažovacího hřídele je třeba provést pouze ke hmotě klikového hřídele určenou k vyvážení posuvných hmot.

$$m_h \cdot r_h = \frac{m_{pop}}{2} \cdot r_k \quad (10)$$

$$m_h \cdot r_h = 334g \cdot 10,22mm = 3393g \cdot mm$$

$$\frac{m_{pop}}{2} \cdot r_k = \frac{279,7}{2} \cdot 24,25 = 3391,4g \cdot mm$$

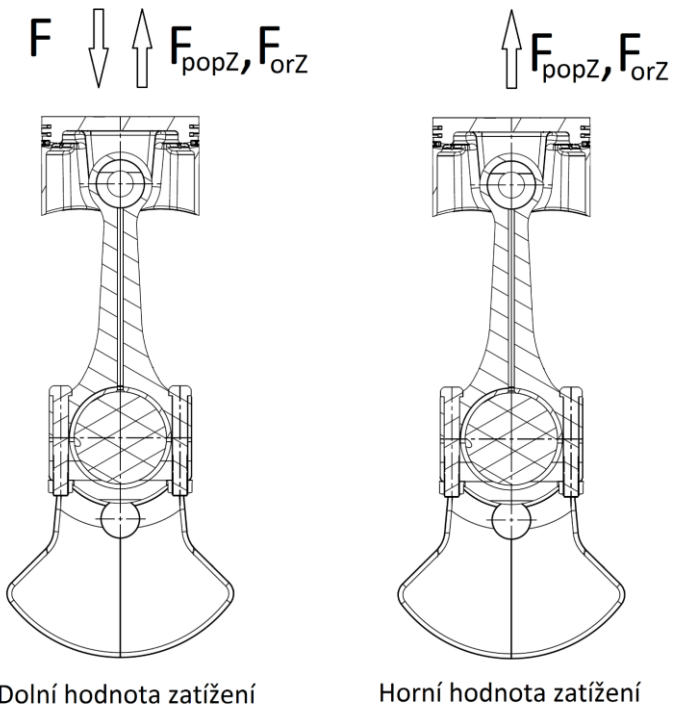
Odchylka nevývah je 1,6g.mm, po technologickém vyvážení klikové hřídele je možnost technologicky dovyvážit i vyvažovací hřídel, ovšem odchylky jsou velmi malé.

Pohon vyvažovacího hřídele je pomocí čelního ozubeného soukolí s přímými zuby a s pružným elementem vymezující zubovou vůli.

Vyvážení druhých řádů účinků posuvných a rotačních hmot není navrženo, protože tyto síly bývají nevelké a jejich vyvážení by vedlo k nárůstu hmotnosti celého motoru. Tento způsob vyvážení vyžaduje dva vyvažovací hřídele pro každý řád, přičemž dva z nich se otáčejí dvojnásobnou rychlostí než klikový mechanismus. Uložení takto rychle rotujících hřídelů by bylo značně náročné na kvalitu a únosnost ložisek.

3.4.2 Pevnostní výpočet

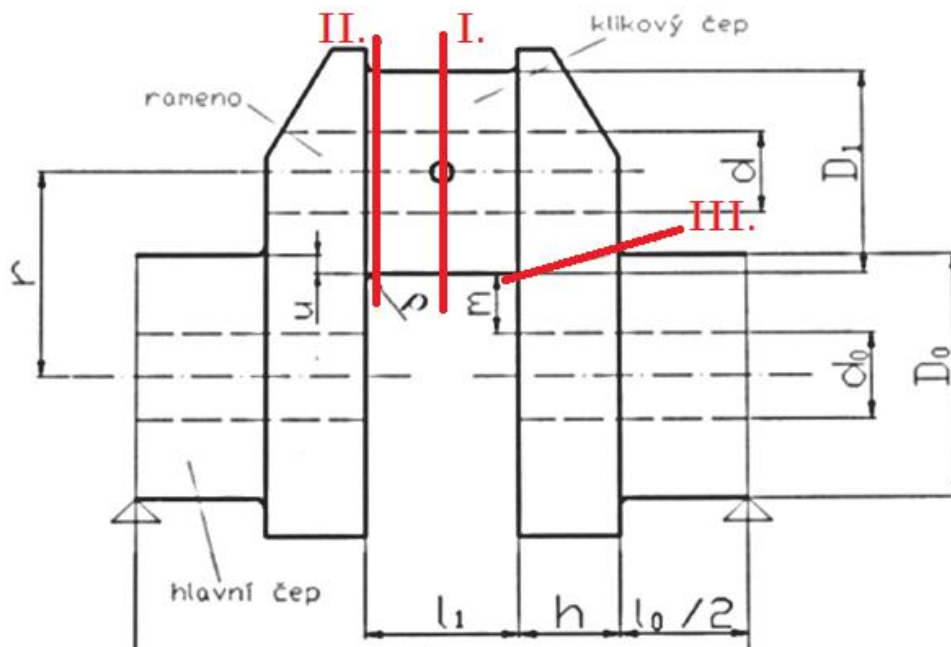
Pevnostní výpočet je prováděn ve 3 místech klikového hřídele, která jsou kontrolována na únavovou pevnost. Je uvažováno střídavé namáhání s dvěma limitními hodnotami. Oba limity jsou v horní úvrati, jednou bez a jednou s tlakem od spalování. Výpočet v této kapitole je proveden v režimu maximálního momentu, kde je zatížení vyšší a bezpečnost vychází nižší.



Výpočet pro režim maximálního výkonu je přiložen v příloze. Výpočet je proveden dle literatury [2].

Kontrola míry bezpečnosti v únavě je prováděna v místech I. – střed ojničního čepu, II. – kraj ojničního čepu v místě přechodu do zaoblení, III. – příčný průřez ramenem mezi oběma čepy.

Obr. 22 Limitní hodnoty zatížení klikového mechanismu



Obr. 23 Rozměry klikového hřídele a vyznačení kontrolních řezů [2]

n_{MAX}	10500	ot/min.					
p_{MAX}	10.06	Mpa					
D	81	mm					
m_{pop}	0.2797	kg					
m_{or}	0.1607	kg					
D_0	38	mm				- průměr hlavního čepu	
d_0	19	mm				- průměr vývrtu hlavního čepu	
D_1	38	mm				- průměr ojnicního čepu	
d	20	mm				- průměr vývrtu klikového čepu	
r	24.25	mm				- poloměr zdvihu	
l_z	62	mm				- délka jednoho zalomení	
l_0	18	mm				- šířka hlavního čepu	
h	14.5	mm				- šířka ramene čepu	
l_1	16	mm				- šířka klikového čepu	
h'	19.5	mm				- příčný rozměr ramene	
ρ_r	1.5	mm				- poloměr zaoblení	
l	88	mm				- délka ojnice	
b_r	46	mm				- šířka ramen	
M_{MAX}	30.5	Nm				- konstantní točivý moment	
$\omega =$	1099.56	rad/s	$\lambda =$	0.28	-		
F =	51839.15	N					
$F_{popZ} =$	-5940.70	N					
$F_{orZ} =$	-4711.55	N					
$F_{rch} =$	41186.91						
$F_{red} =$	-10652.25						
Ohybové namáhání							
$W_{ol} =$	4601.65	mm ³	$W_{oil} =$	4601.65	mm ³	$W_{oIII} =$	2915.25 mm ³
$\sigma_{hl} =$	138.73	MPa	$\sigma_{hII} =$	109.64	MPa	$\sigma_{hIII} =$	111.26 MPa
$\sigma_{dl} =$	-35.88	MPa	$\sigma_{dII} =$	-28.36	MPa	$\sigma_{dIII} =$	-28.78 MPa
$\sigma_{ml} =$	51.43	MPa	$\sigma_{mII} =$	40.64	MPa	$\sigma_{mIII} =$	41.24 MPa
$\sigma_{al} =$	87.31	MPa	$\sigma_{aII} =$	69.00	MPa	$\sigma_{aIII} =$	70.02 MPa
Krutové namáhání							
$F_{lMAX} =$	20735.66	N					
$W_k =$	9988.69	mm ³					
$\tau_{ml} = \tau_{mII} =$	3.05	MPa					
$\zeta =$	0.1	-				- součinitel počtu válců (0,1-0,2)	
$\psi =$	20	MPa				- přídavné napětí od torzních kmitů (20-40)	
$\tau_{al} = \tau_{aII} =$	32.59	MPa					
Vrubové součinitele a meze pevnosti materiálu							
$\sigma_P =$	1300	Mpa					
$\sigma_k / \sigma_P =$	0.95	-					
$\eta(\sigma_P) =$	0.918	-					
$\eta(\sigma_k / \sigma_P) =$	0.918	-					
$\eta_0 =$	0.92	-				Vrubová citlivost pro stř. tah-tlak	
$\eta_t =$	0.92	-				Vrubová citlivost pro stř. krut	
$\eta_{po} =$	0.96	-				Vliv jakosti povrchu pro ohyb (leštěno)	
$\eta_{pt} =$	0.98	-				Vliv jakosti povrchu pro krut (leštěno)	
$\sigma_C =$	364	Mpa				Mez únavy při střídavém tahu	
$\sigma_{hc} =$	520	Mpa				Mez únavy při mĳivém tahu	
$\sigma_F =$	910	Mpa				Fiktivní mez pevnosti v ohybu	
$\tau_c =$	254.8	Mpa				Mez pevnosti v krutu	
$\tau_F =$	1528.8	Mpa				Fiktivní mez pevnosti v krutu	
$v_o =$	0.93	-				Součinitel velikosti v ohybu	
$v_t =$	0.93	-				Součinitel velikosti v krutu	

Tabulka 20 Výpočet bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního momentu str.1

<u>Míra bezpečnosti v průřezu I.</u>			
$d =$	2 mm	průměr mazacího kanálku	
$d/D =$	0.053 -		
$\alpha_{0I} =$	2.57 -	Tvarový součinitel pro ohyb	
$\alpha_{tI} =$	3.57 -	Tvarový součinitel pro krut	
$\beta_0 =$	2.44126 -	Součinitel vrubu pro ohyb	
$\beta_t =$	3.35926 -	Součinitel vrubu pro krut	
$\sigma_{co^* I} =$	133.12 MPa	Cykl. mez únavy v ohybu s vrubem	
$\tau_{ct^* I} =$	69.13 MPa	Cykl. mez únavy v krutu s vrubem	
$S_{co I} =$	1.40 -	Bezpečnost v ohybu	
$S_{ct I} =$	2.11 -	Bezpečnost v krutu	
$S_c I =$	1.17 -	Celková bezpečnost	
<u>Míra bezpečnosti v průřezu II.</u>			
$\rho / h =$	0.10 -		
$\alpha_{oo} =$	3.287 -		
$b / D_1 =$	1.2105 -		
$d / D_1 =$	0.5263 -		
$\theta_1 =$	0.912 -		
$\theta_2 =$	1.056 -		
$e =$	6		
$e / D_1 =$	0.1579		
$d / D_1 =$	0.5263		
$\theta_3 =$	1.039 -		
$u =$	13.75 mm	přesazení čepů	
$u / D_1 =$	0.362 -		
$h / D_1 =$	0.382 -		
$\gamma =$	0.74 -		
$\xi =$	1.099 -		
$m_x / \rho =$	0.854 -		
$(m - m_x) / \rho =$	-3.68 -		
$\theta_4 =$	1.110 -		
$\alpha_{0II} =$	2.616 -	Tvarový součinitel pro ohyb	
$\rho / D_1 =$	0.03947 -		
$\alpha_{t0} =$	1.775 -		
$\delta_1 =$	1.631 -		
$\delta_2 =$	0.988 -		
$\delta_1 \cdot \delta_2 =$	1.611428 -		
$\delta_3 =$	0.866 -		
$\delta_4 =$	1.047 -		
$\alpha_{t II} =$	2.593 -	Tvarový součinitel pro krut	
$\beta_0 =$	2.483 -	Součinitel vrubu pro ohyb	
$\beta_t =$	2.463 -	Součinitel vrubu pro krut	
$\sigma_{co^* I} =$	130.87 MPa	Cykl. mez únavy v ohybu s vrubem	
$\tau_{ct^* I} =$	94.29 MPa	Cykl. mez únavy v krutu s vrubem	
$S_{co II} =$	1.71 -	Bezpečnost v ohybu	
$S_{ct II} =$	2.88 -	Bezpečnost v krutu	
$S_c II =$	1.47 -	Celková bezpečnost	
<u>Míra bezpečnosti v průřezu III.</u>			
$\sigma_{co^* I} =$	130.87 MPa	Bezpečnost v ohybu	
$S_{co III} =$	1.67 -	Celková bezpečnost	

Tabulka 21 Výpočet bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního momentu str.2

Výsledné hodnoty bezpečnosti pro dané průřezy jsou:

<u>Míra bezpečnosti v průřezu I.</u>	S_{c I} =	1.17
<u>Míra bezpečnosti v průřezu II.</u>	S_{c II} =	1.47
<u>Míra bezpečnosti v průřezu III.</u>	S_{co III} =	1.66

Tabulka 22 Výsledné hodnoty bezpečnosti klikového hřídele v režimu maximálního výkonu

Doporučené hodnoty pro běžné motory jsou v rozmezí 1,5-2,5. Pro daný motor jsem se rozhodl jít pod tuto hranici a maximálně využít materiál. Jedná se o závodní motor, kde je předpokládána celkově nižší životnost např. oproti motorům použitým v provozu na pozemních komunikacích. Klikový hřídel tedy z hlediska míry bezpečnosti vyhovuje.

3.4.3 Konstrukční návrh



Obr. 24 Konstrukční návrh klikového hřídele

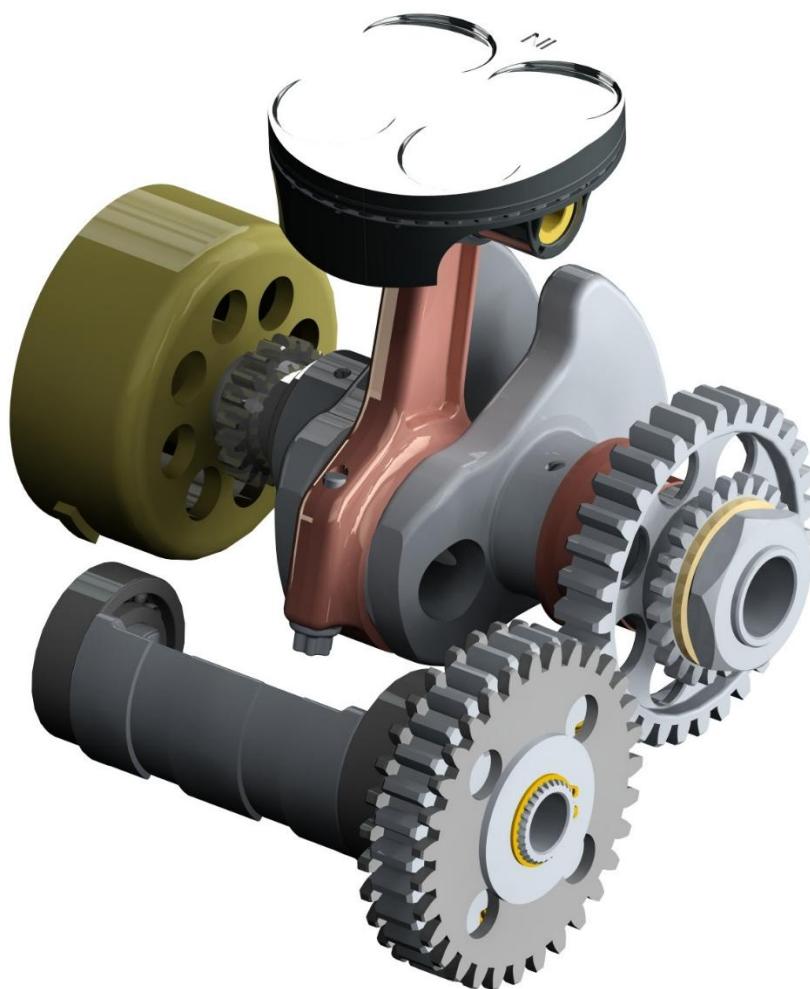
Uložení klikového hřídele do bloku motoru je pomocí kluzných ložisek. Výstup točivého momentu motoru je na pravé straně. Hřídel je spojen s výstupním primárním ozubeným kolem evolventním drážkováním. Jedná se o ozubený převod s přímými zuby. Ozubení pohání vyvažovací hřídel a spojku. Pod ozubením je prostor pro axiální kroužek, který vymezuje axiální vůli hřídele.

Na levé straně se nachází válcová plocha pro řetězové kolo rozvodů. Kolo je nalisované. Kuželová plocha slouží k uchycení rotoru s magnety pro elektronické zapalování motoru a alternátor. Pero slouží k zajištění polohy rotoru pro správný předstih zážehu.

Hřídel je tlakově mazán trochoidním čerpadlem umístěným v klikové skříni. Olej je přiváděn vývrty v klikové skříni do obou hlavních ložisek. Z pravého hlavního ložiska je proveden vývrt k mazání ojnicího ložiska. Ojnice je uložena v kluzném ložisku. Hřídel je odlehčen vývrty ve středu hlavního i ojnicího čepu. Dalšího odlehčení je dosaženo zbrošením horní části u ojnicího čepu. Toto zbrošení slouží také k odvodu oleje z prostoru ojnicího ložiska.

Materiálem pro výrobu klikového hřídele je ocel ČSN 15 142 (42CrMo4). Jedná se o ocel určenou k zušlechťování a dosahuje pevnosti až 1100MPa. Obsah uhlíku je 0,38-0,45% a je vhodná ke kalení. Povrchového kalení je využito na všech čepch hřídele. Přechodové radiusy z hlavních a ojnicích čepů jsou válečkovány.

Klikový hřídel je vyroben jako zápustkový výkovek. Kování je v dopředném směru x. Hřídel je následně obráběn třískovými technologiemi. Hlavní i ojnicí čepy jsou indukčně kaleny a broušeny na hrotové brusce. Hřídel je dynamicky vyvážen odebráním části materiálu odvrtáním ze spodní části vyvažovacích ramen.



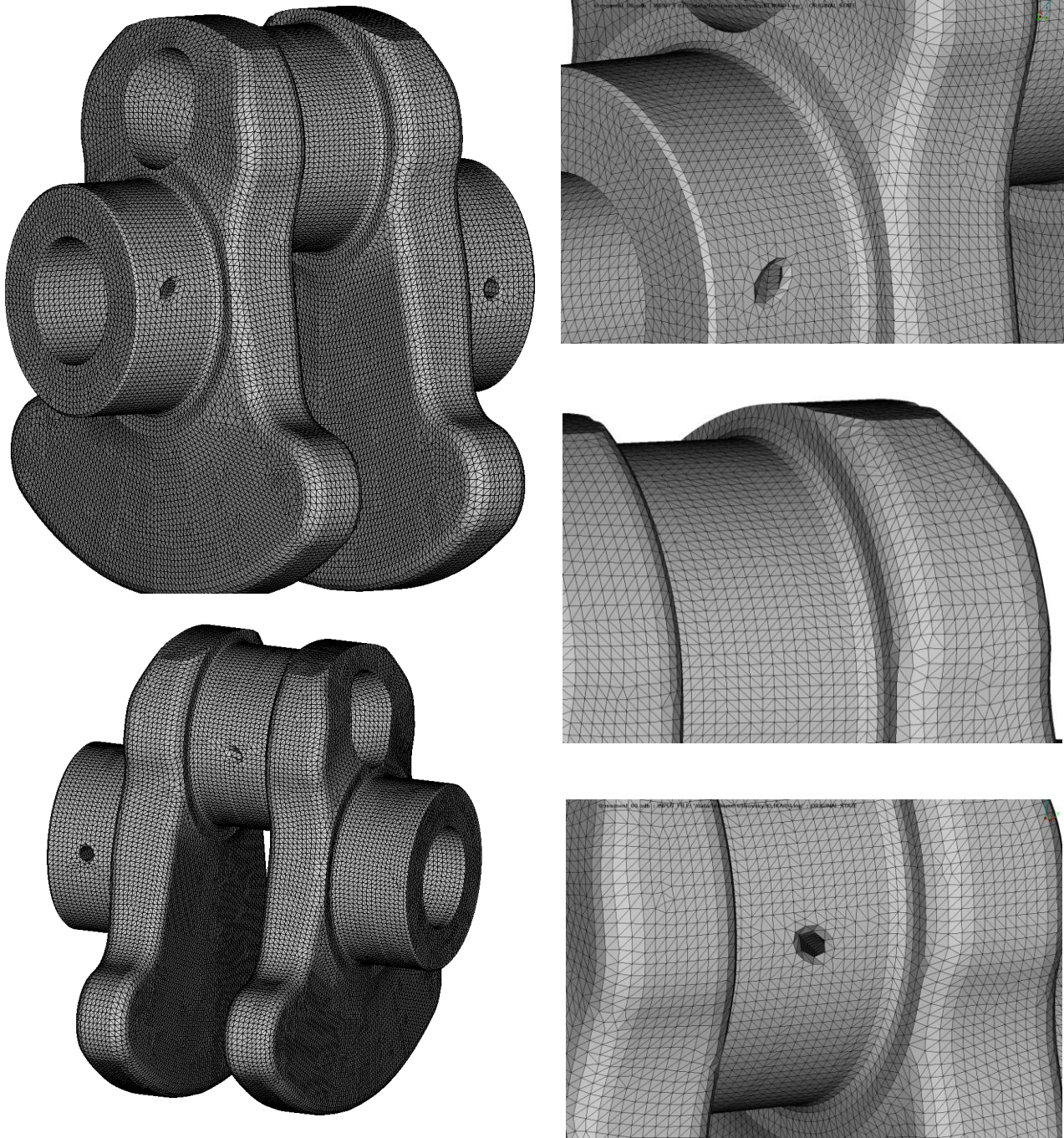
Obr. 25 Konstrukční návrh klikového mechanismu s vyvažovacím hřídelem

4 Analýza pevnosti klikové hřídele metodou MKP

Výpočet pevnosti klikového hřídele metodou MKP je proveden dle předchozího výpočtu. Klikový hřídel je zafixován v horní úvratí a zatížen vypočtenou silou a krouticím momentem. Úloha byla sestavena v prostředí Software ANSA pre-processor. Použitý řešič je Simulia Abaqus 2017. Výsledky jsou zpracovány v Meta post-processor.

4.1 Definice sítě pro MKP

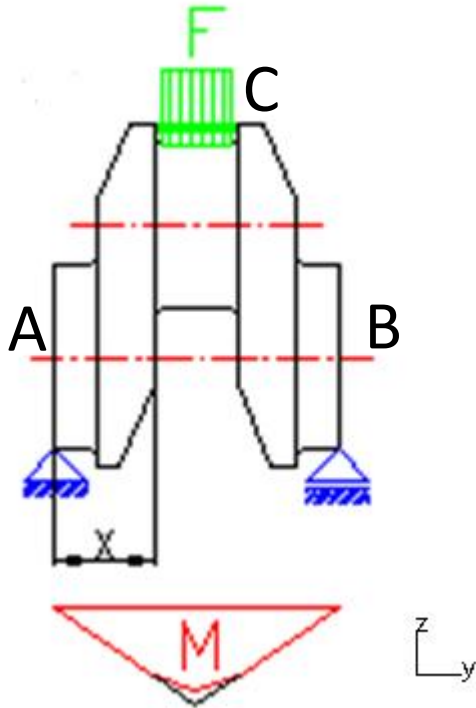
Síť je definována pomocí prvku tetrahedron. Kvalita prvků na povrchu je kontrolována dle tabulky kritérií, které nabízí Software ANSA (Obr. 27). V zaoblení jsou nastaveny počty uzlů pro plynulý přechod prvků z čepu na setrvačníky. Velikost prvků je mezi 0,8 až 1,2 mm.



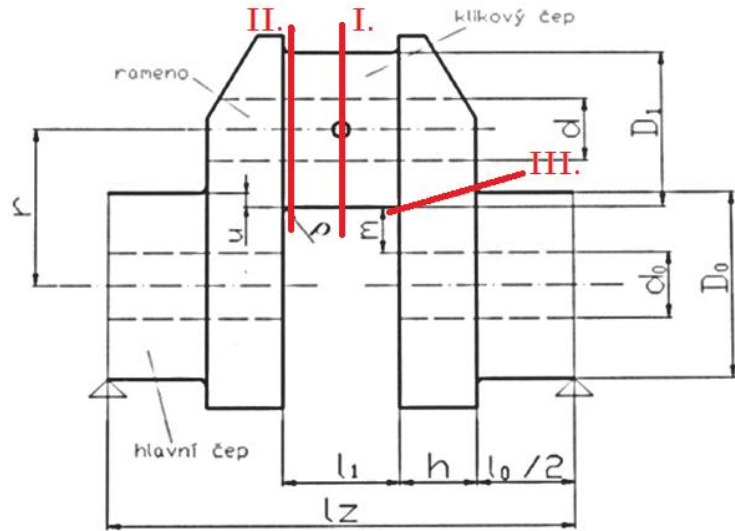
Obr. 26 Definice sítě pro výpočet MKP

4.2. Okrajové podmínky

Pro výpočet ohybového namáhání je vazba v půlce hlavních čepů (A,B) z důvodu simulování správného ohybového momentu v klikovém hřídeli (Obr. 26). Zatížení je silou od ojnice, která je rozdělena po horní ploše ložiska vazbou nazývaní se „distribuční coupling“ (C). Síla nezasahuje do zaoblení. U čepu s výstupem točivého momentu je pevná vazba. Druhý čep má umožněné posuvy ve směru Y a X. Hodnoty sil jsou 41186 N ve směru Z- a 10652 N ve směru Z+. Výpočet slouží především k porovnání výsledků s manuálním výpočtem z kapitoly 3.4.2.



Obr. 28 Znárodnění okrajových podmínek [27]



Obr. 27 Rozměry klikového hřídele a kontrolní řezy

4.3. Výsledky výpočtu

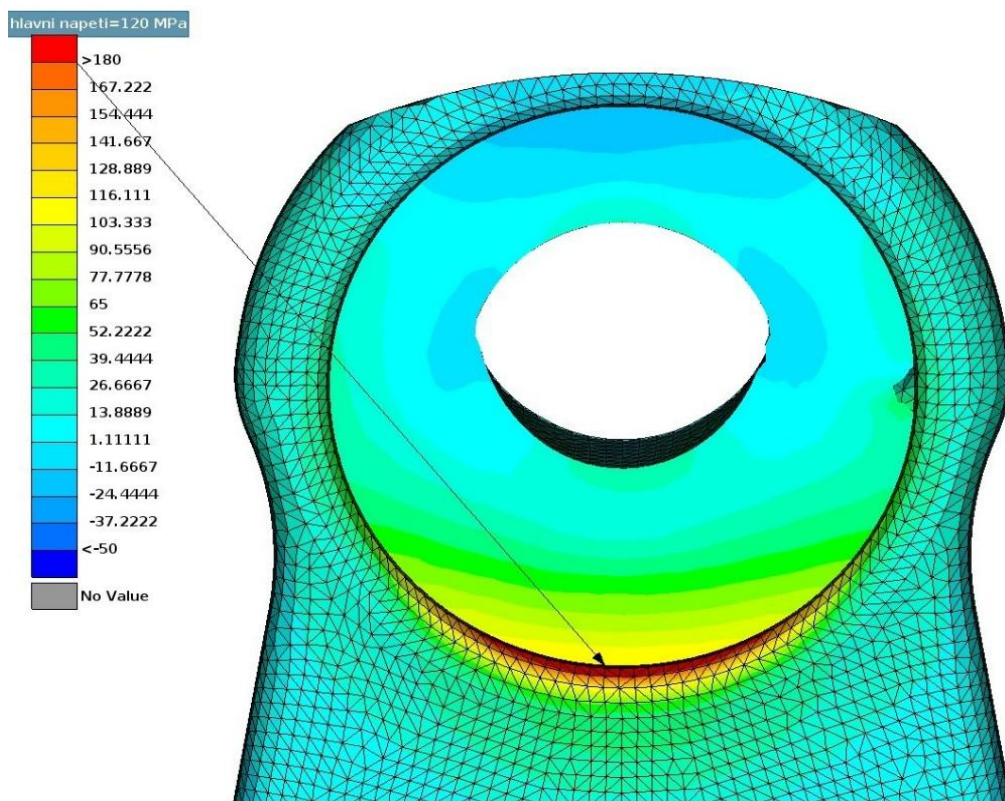
Obdobně jako pro pevnostní výpočet jsou i ve výpočtu MKP kontrolovány 3 nejnamáhavější místa klikového hřídele. I. – střed ojnicního čepu, II. – kraj ojnicního čepu v místě přechodu do zaoblení, III. – příčný průřez ramenem mezi oběma čepy.

V následujících kapitolách jsou vždy na jedné straně zobrazeny řezy přes místa I., II., III. v horní části zatížení v HÚ se silou od tlaku plynu, v dolní části v HÚ bez sil od tlaku plynů.

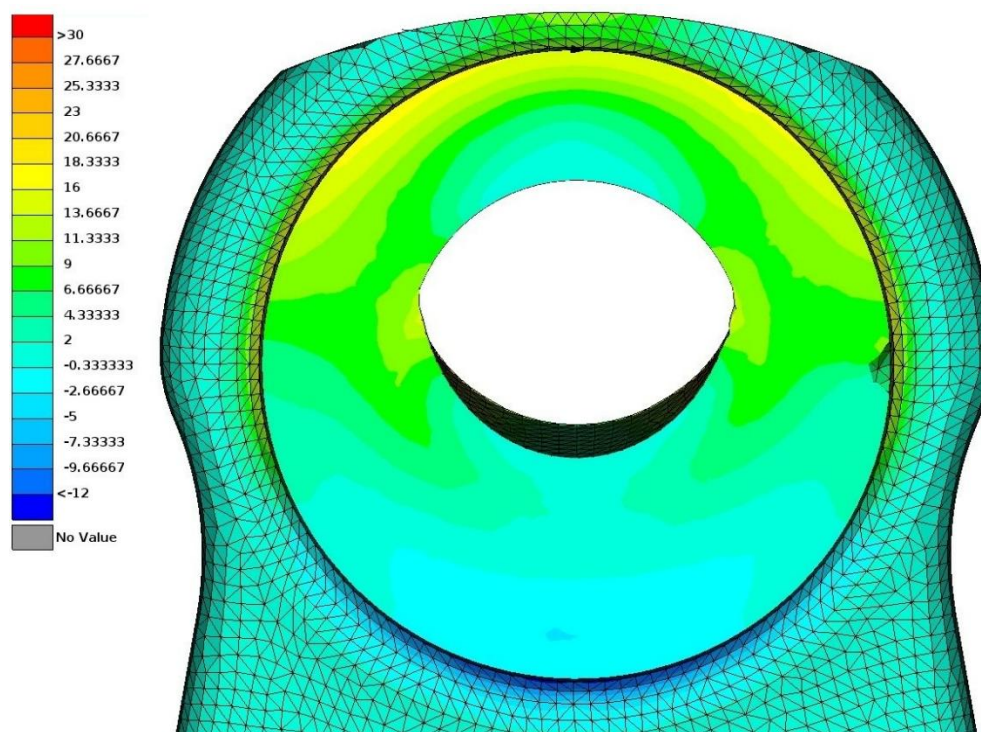
Criteria	Calculation	Color
<input type="checkbox"/> aspect ratio	NASTRAN	Yellow
<input type="checkbox"/> skewness	PATRAN	Green
<input type="checkbox"/> warping	IDEAS	Blue
<input type="checkbox"/> taper	PATRAN	Red
<input type="checkbox"/> crash time step	LS-DYNA	Purple
<input type="checkbox"/> min height	QUADS &	Teal
<input type="checkbox"/> squish		Light Green
<input type="checkbox"/> jacobian	ANSA	Dark Blue
<input type="checkbox"/> min length		Red
<input type="checkbox"/> max length		Red
<input type="checkbox"/> min angle quads	IDEAS	Orange
<input type="checkbox"/> max angle quads	IDEAS	Orange
<input type="checkbox"/> min angle trias	IDEAS	Orange
<input type="checkbox"/> max angle trias	IDEAS	Orange
<input type="checkbox"/> stretch		Grey
<input type="checkbox"/> mid point deviation %		Dark Grey
<input type="checkbox"/> mid point alignment %		Orange
<input type="checkbox"/> triangles %		Teal
<input type="checkbox"/> triangles per node		Dark Green
<input type="checkbox"/> mesh distortion		Purple
<input type="checkbox"/> distance from geometry		Purple
<input type="checkbox"/> distance from origin		Light Green
<input type="checkbox"/> multi violation		Yellow
<input type="checkbox"/> growth ratio		Blue
<input type="checkbox"/> incomplete element		Light Blue

Obr. 29 Tabulka kritérií ANSA

4.3.1 I. – střed ojničního čepu

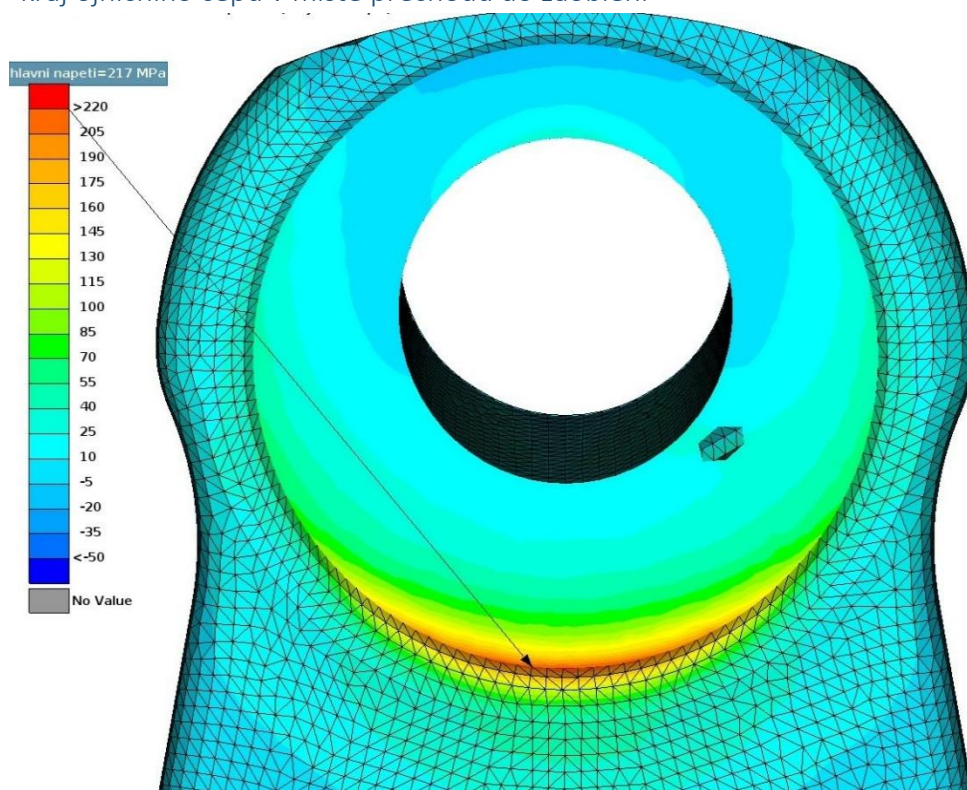


Obr. 30 Napětí v řezu I. pro horní hodnotu zatížení

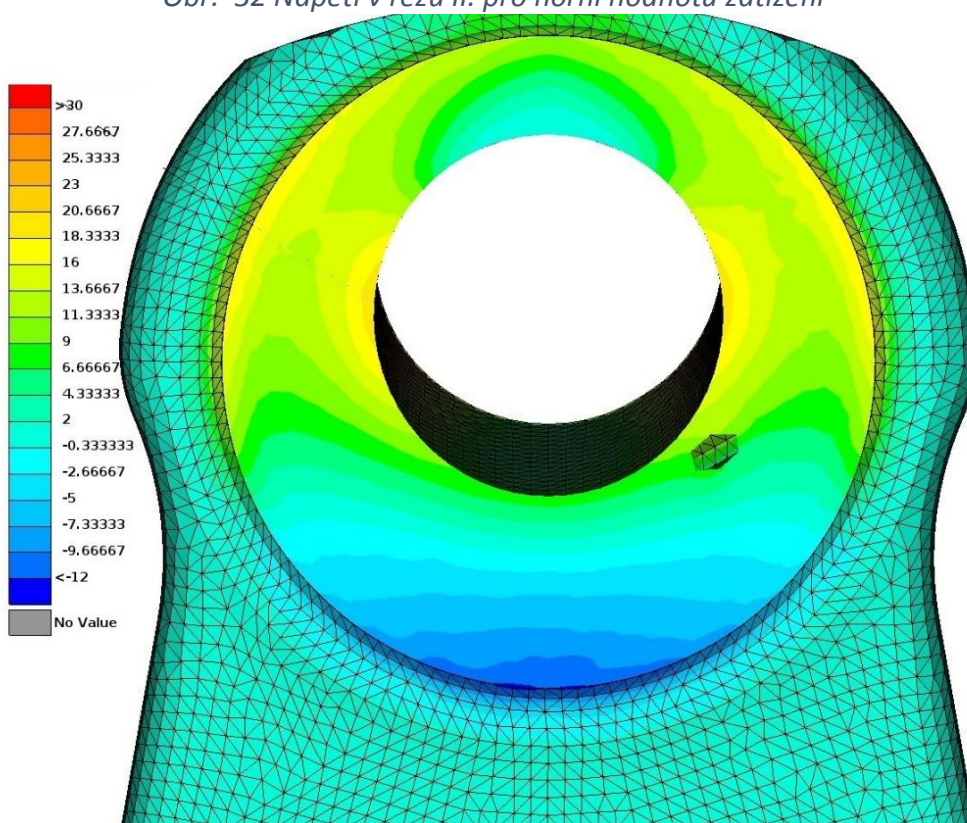


Obr. 31 Napětí v řezu I. pro dolní hodnotu zatížení

4.3.2 II. – kraj ojnicního čepu v místě přechodu do zaoblení

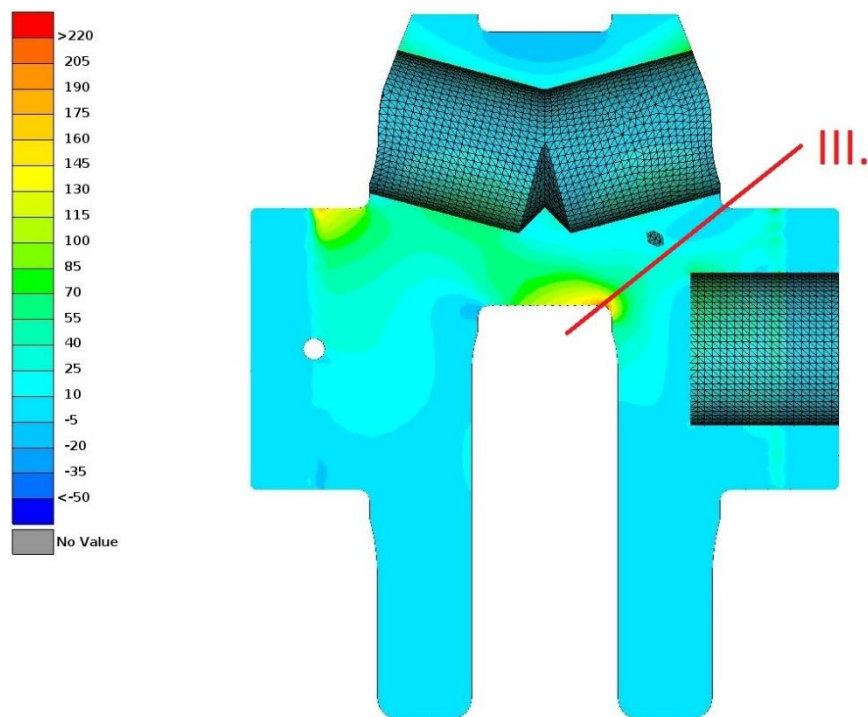


Obr. 32 Napětí v řezu II. pro horní hodnotu zatížení

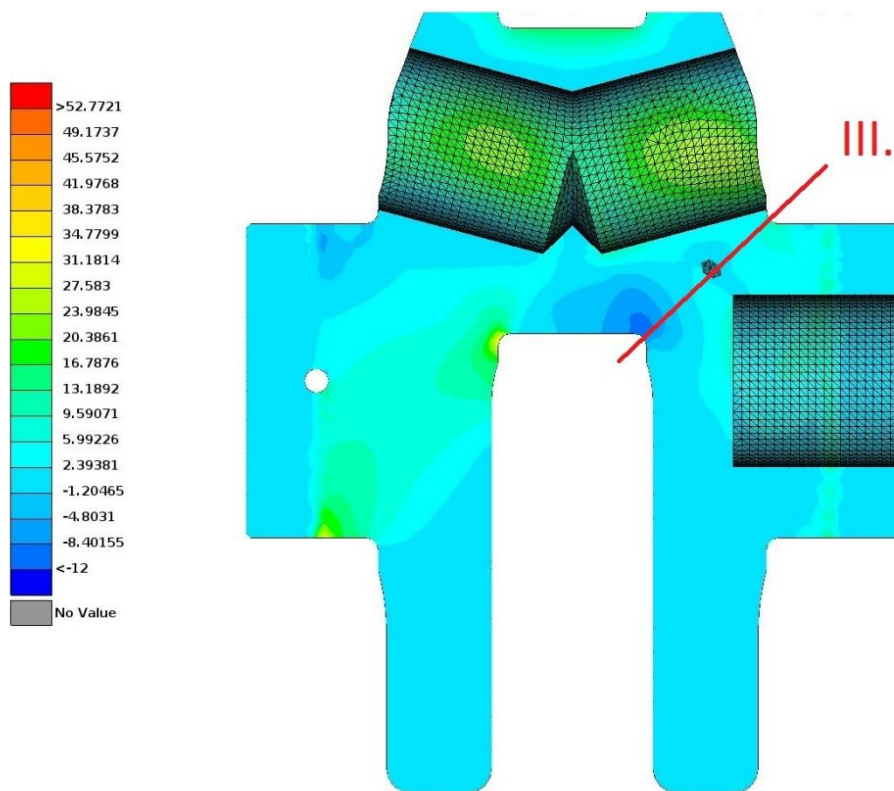


Obr. 33 Napětí v řezu II. pro dolní hodnotu zatížení

4.3.3 Příčný řez klikou v rovině YZ

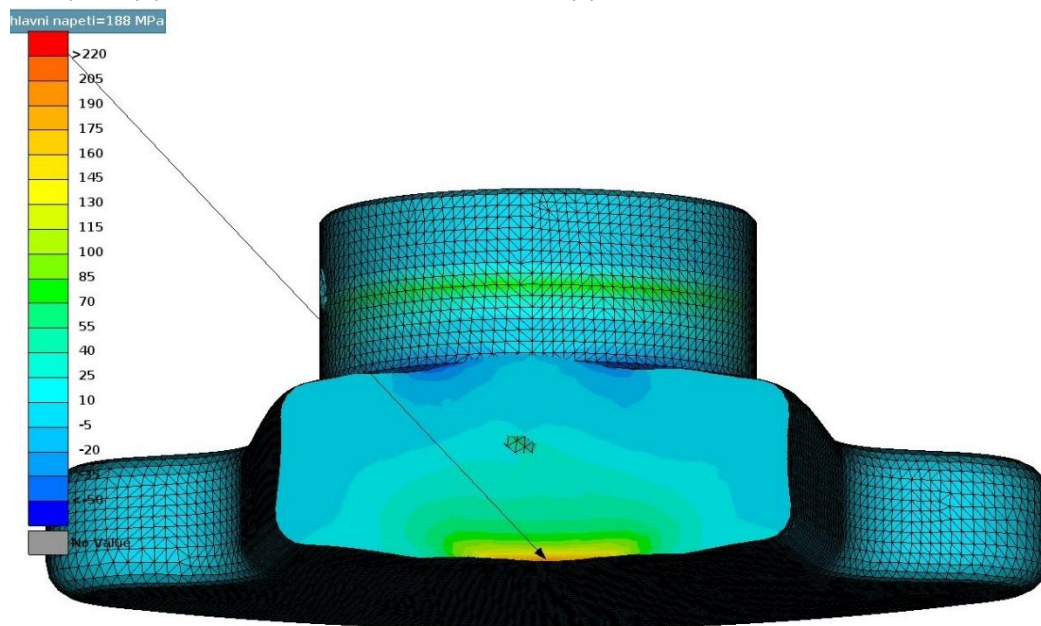


Obr. 34 Příčný řez klikou pro horní hodnotu zatížení

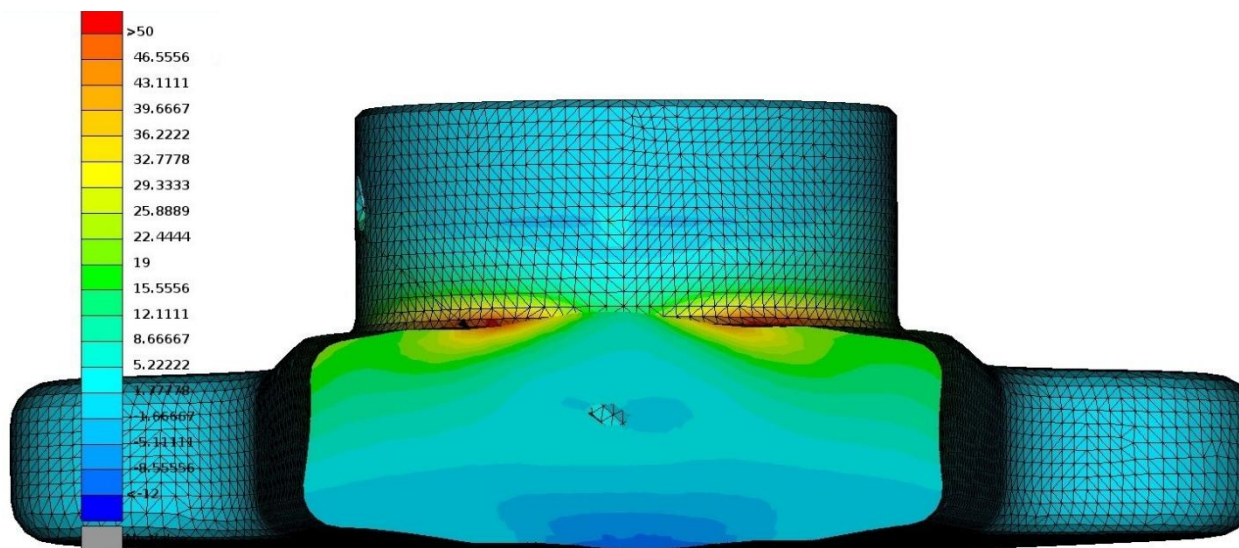


Obr. 35 Příčný řez klikou pro dolní hodnotu zatížení

4.3.4 III. – příčný průřez ramenem mezi oběma čepy



Obr. 36 Napětí v řezu III. pro horní hodnotu zatížení



Obr. 37 Napětí v řezu III. pro dolní hodnotu zatížení

4.4 Zhodnocení výsledků

Ohybové napětí [MPa]	1. horní úvrat'		2. horní úvrat'		α_0	α_0 MKP
	výpočet	MKP	výpočet	MKP		
Napětí v průřezu I.	141.86	120	-32.75	-5	2.57	0.846
Napětí v průřezu II.	114.41	217	-26.41	-12	2.616	1.897
Napětí v průřezu III.	117.38	188	-27.10	-12		

Tabulka 23 Zhodnocení výsledků ohybového napětí

V tabulce se nachází porovnání maximálních napětí v průřezu a tvarových součinitelů α . V průřezu I. Bylo metodou MKP vypočteno nižší napětí než dle analytického výpočtu. To může být způsobené tím, že šikmý vývrt v klikovém hřídeli nedosahuje až k podélné rovině a je zde o něco více materiálu. Tvaroví součinitelé α vychází příznivěji než v případě analytického výpočtu.

Pro transparentnější provedení výpočtu by byl výhodnější klikový hřídel s vývrtem rovnoběžným s osou rotace, ten více odpovídá analytickému výpočtu. Přesnost sítě se jeví jako dostatečná v oblasti ramen mezi čepy i pro samotné čepy. V zaoblení by bylo výhodnější užít vyšší přesnost sítě pro zobrazení přesnějších hodnot špiček napětí, nicméně i tato síť dovolila tyto špičky zobrazit. Naopak pro vyvažovací část ramen není pro tento výpočet nutná vysoká přesnost sítě, neboť nejsou zatíženy. V reálném provozu budou ovšem zatíženy odstředivou silou od vlastní hmotnosti. Klikový hřídel z hlediska míry bezpečnosti v únavě vyhovuje.

5. Analýza profilu vačkové hřídele

Hlavní parametry ventilového rozvodu:

Jedná se o vačku s plochým hrníčkovým zdvihátkem bez vahadla. Typ rozvodu je DOHC s ozubeným řetězem s roztečí článků $1/4''$. Počet zubů na klikovém hřídeli je $z_1=19$ a na vačkách $z_2=38$.

5.1 Typy profilů vačkových hřídelů

1) Vačka složená z kruhových oblouků:

Tato vačka se skládá z kruhových oblouků nebo přímek. Geometrické úseky jsou na sebe napojeny se skokovou změnou křivosti, která má za následek vybuzení rázů do rozvodového mechanismu. Návrh této vačky lze provést jednoduše v Software Creo ovšem pro daný motor není vhodná.

2) Vačka sinusová:

Skládá se ze dvou na sebe napojených čtvrtin křivky sinus. Jedna oblast je pro zrychlení druhá pro zpomalení zdvihu ventilu. Vačka se vyznačuje skokem na začátku a na konci zdvihu. Ten lze korigovat pomocí oblouku Archimédovy spirály. Výhodou této vačky jsou snadné derivace amplitudy definovaného průběhu.

3) Vačka složená z křivek různého druhu:

Kombinuje tvary křivek sinus a mocninných křivek. Lze dodržet spojitou návaznost až do třetí derivace zdvihu.

4) Vačka podle D. Kurze

Tato vačka se skládá z křivek tvaru sinus a polynomických křivek 4 stupně. Bok vačky se dělí na tři úseky, pro oblast kladného zrychlení a inflexního bodu křivkou sinus, zbývající část polynomem 4. řádu.

5) Vačka popsaná polynomy vyšších řádů podle Dudleye – Polydyna

Využívá polynomy vyšších řádů. Zajišťuje spojitost derivací do vyšších řádů. Je dána vztahem:

$$h = h_{vmax} \cdot (1 + c_2 \cdot z^2 + c_p \cdot z^p + c_q \cdot z^q + c_r \cdot z^r + c_k \cdot z^k) \quad (11)$$

Konstanty „c“ lze určit pomocí okrajových podmínek:

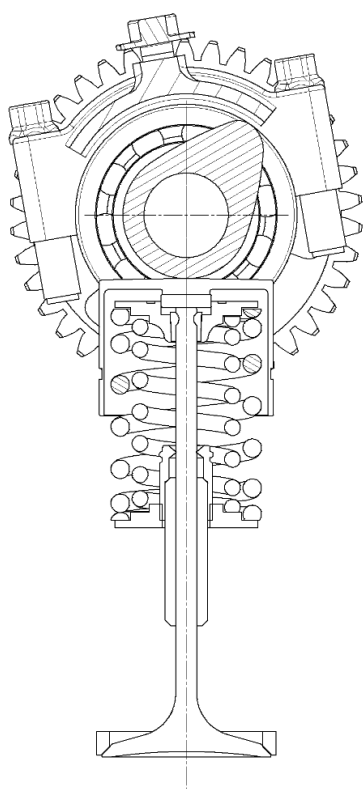
- na počátku činného zdvihu jsou zdvih, rychlost a zrychlení ventilu rovny nule,
- $z = -1$.

6) Vačka se spojitým zrychlením

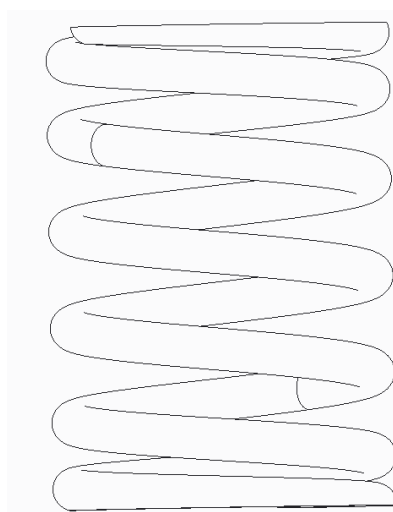
Podle potřeb definujeme numericky průběh zrychlení a zpětnou integrací dostáváme průběh rychlosti a zdvihu.

5.2 Vlastní návrh ventilového rozvodu

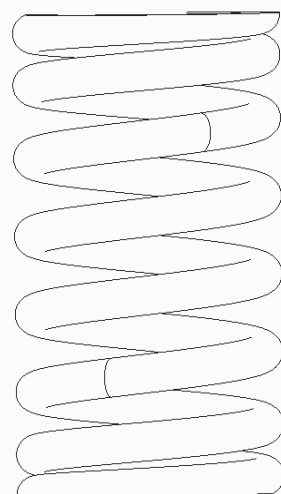
Ventilový rozvod je typu DOHC se čtyřmi ventily na válec. Sklon hlavních rovin ventilů je 10° na obě strany od střední roviny válce. Průměr dříku ventilů je 4mm, délka sacího i výfukového ventilu je 85mm. Ventil je vybaven dvěma vinutými pružinami s hrníčkovým zdvihátkem. Ventilová vůle je nastavena pomocí podložky umístěné pod zdvihátkem. Předepsané ventilové vůle jsou 0.18 ± 0.03 mm pro sací ventil a 0.25 ± 0.03 mm pro výfukový ventil. Zdvih ventilu je 9mm. Pružiny jsou uvažovány s lineární charakteristikou tuhosti.



Obr. 39 Řez sacím ventilem



Obr. 38 Vnější pružina ventilového rozvodu



Obr. 40 Vnitřní pružina ventilového rozvodu

5.3 Tuhosti pružin

Tuhost pružiny je počítána dle vztahu:

$$k = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot D_p^3 \cdot n_p} \quad (12)$$

Vlastní frekvence pružiny:

$$f = \frac{2,13 \cdot 10^7 \cdot d_p}{D_p^2 \cdot n_p} \quad (13)$$

Pružiny pro sací a výfukový ventil jsou shodné. Hmotnost vnější pružiny je 36.6g, hmotnost vnitřní pružiny je 22.6g. Do dynamického výpočtu zrychlení ventilu je přičtena polovina hmotnosti ventilových pružin. Hmotnost sacího ventilu s podložkou a zdvihátkem je 70g, výfukového 65g.

Vnější		
D_p	25	mm
d_p	3.5	mm
G	80	Gpa
n_p	5	-
k	19.2	N/mm
f	23856	Hz
hmotnost	36.6	g

Tabulka 25 Výpočet vnější pružiny

Vnitřní		
D_p	17.5	mm
d_p	3	mm
G	80	Gpa
n_p	6.5	-
k	23.3	N/mm
f	32100.47	Hz
hmotnost	22.6	g

Tabulka 24 Výpočet vnitřní pružiny

Tuhost vnější pružiny	19.2	N/mm
Tuhost vnitřní pružiny	23.3	N/mm
Celková tuhost	42.5	N/mm

Tabulka 26 Výsledné tuhosti ventilových pružin

5.4 Návrh charakteristiky zrychlení ventilu

Výsledná tuhost ventilových pružin je 42.5 N/mm. Celková hmotnost ventilu včetně poloviny pružiny je 99.6g. Návrh dynamiky ventilového rozvodu je proveden pro maximální přípustné otáčky 13 500ot/min tedy 6750ot/min ventilového rozvodu. Jako první je navržena křivka zrychlení. Ta se skládá z pěti oblastí. První je náběhová oblast se špičkou zrychlení, která zajistí dosednutí na hrníčkové zdvihátko a vymezení vůle. Druhá špička kladného zrychlení má za úkol rychlé otevření ventilu pro co největší proudění směsi do válce. Třetí oblastí je oblast s přibližně konstantním záporným zrychlením, jedná se o špičku vačky, kde rychlost klesá k 0m/s. V této oblasti je třeba kontrolovat zrychlení generované ventilovými pružinami, které nesmí být překročeno, jinak dojde ke ztrátě kontaktu vačky s hrníčkovým zdvihátkem. Poslední dvě oblasti mají stejný charakter jako první dvě, rozdíl je ve vytvoření seběhu pro ventil a dosednutí ventilu do sedla.

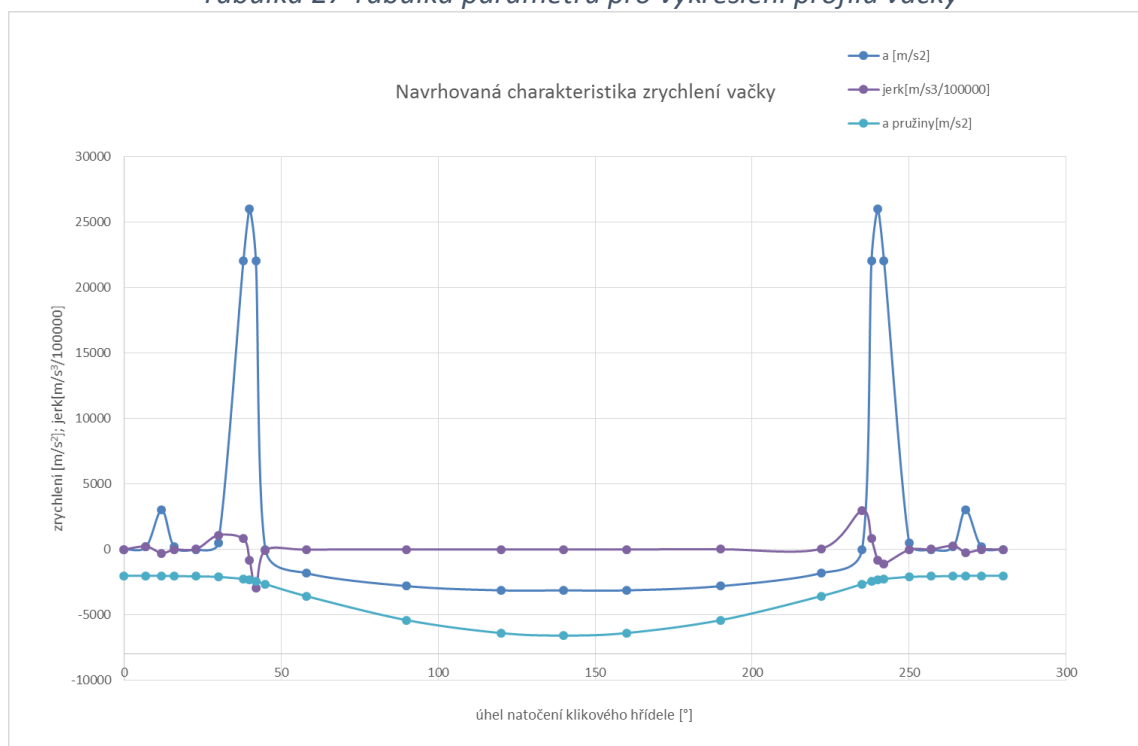
Předpětí pružin „s“ je nastaveno na 4mm. Průběh síly je vypočítán z navržené trajektorie zdvihu ventilu „ x_s “ dle vzorce, tuhost k je celková tuhost pružin:

$$F_{pr} = k \cdot (x_s + s) \quad (14)$$

Návrh je proveden se sacím ventilem, který má vyšší hmotnost o 5g a podmínka nepřekročení zrychlení je u něj přísnější.

α [°]	α [rad/s]	t[s]	a [m/s ²]	F[N]	a pružiny[m/s ²]	jerk[m/s ³ /100000]	v _s [m/s]	x _s [m]	x _s [mm]
0	0.000	0.00000	0	-170.0	-2005	0.0	0.000	0.00000	0.0000
7	0.122	0.00017	200	-170.1	-2005	226.8	0.017	0.00000	0.0015
12	0.209	0.00030	3000	-170.7	-2013	-283.5	0.215	0.00002	0.0158
16	0.279	0.00040	200	-171.9	-2027	-11.6	0.373	0.00004	0.0448
23	0.401	0.00057	0	-174.7	-2060	28.9	0.390	0.00011	0.1108
30	0.524	0.00074	500	-177.7	-2096	1088.4	0.433	0.00018	0.1819
38	0.663	0.00094	22000	-190.7	-2249	810.0	2.656	0.00049	0.4870
40	0.698	0.00099	26000	-197.5	-2329	-810.0	3.841	0.00065	0.6474
42	0.733	0.00104	22000	-206.8	-2439	-2959.6	5.026	0.00087	0.8663
45.0105	0.786	0.00111	0	-224.0	-2641	-56.1	5.844	0.00127	1.2703
58	1.012	0.00143	-1800	-301.7	-3557	-12.7	5.555	0.00310	3.0982
90	1.571	0.00222	-2800	-457.7	-5397	-4.4	3.738	0.00677	6.7694
120	2.094	0.00296	-3125	-540.8	-6378	0.0	1.543	0.00873	8.7253
140	2.443	0.00346	-3125	-557.0	-6569	0.0	0.000	0.00911	9.1063
160	2.793	0.00395	-3125	-540.8	-6378	4.4	-1.543	0.00873	8.7253
190	3.316	0.00469	-2800	-457.7	-5397	12.7	-3.738	0.00677	6.7694
222	3.875	0.00548	-1800	-301.7	-3557	56.1	-5.555	0.00310	3.0982
234.9895	4.101	0.00580	0	-224.0	-2641	2959.6	-5.844	0.00127	1.2703
238	4.154	0.00588	22000	-206.8	-2439	810.0	-5.026	0.00087	0.8663
240	4.189	0.00593	26000	-197.5	-2329	-810.0	-3.841	0.00065	0.6474
242	4.224	0.00598	22000	-190.7	-2249	-1088.4	-2.656	0.00049	0.4870
250	4.363	0.00617	500	-177.7	-2096	-28.9	-0.433	0.00018	0.1819
257	4.485	0.00635	0	-174.7	-2060	11.6	-0.390	0.00011	0.1108
264	4.608	0.00652	200	-171.9	-2027	283.5	-0.373	0.00004	0.0448
268	4.677	0.00662	3000	-170.7	-2013	-226.8	-0.215	0.00002	0.0158
273	4.765	0.00674	200	-170.1	-2005	-11.6	-0.017	0.00000	0.0015
280	4.887	0.00691	0	-170.0	-2005	0.0	0.000	0.00000	0.0000

Tabulka 27 Tabulka parametrů pro vykreslení profilu vačky



Graf 8 Graf zrychlení ventilu a ventilové pružiny

5.5 Výpočet profilu vačky

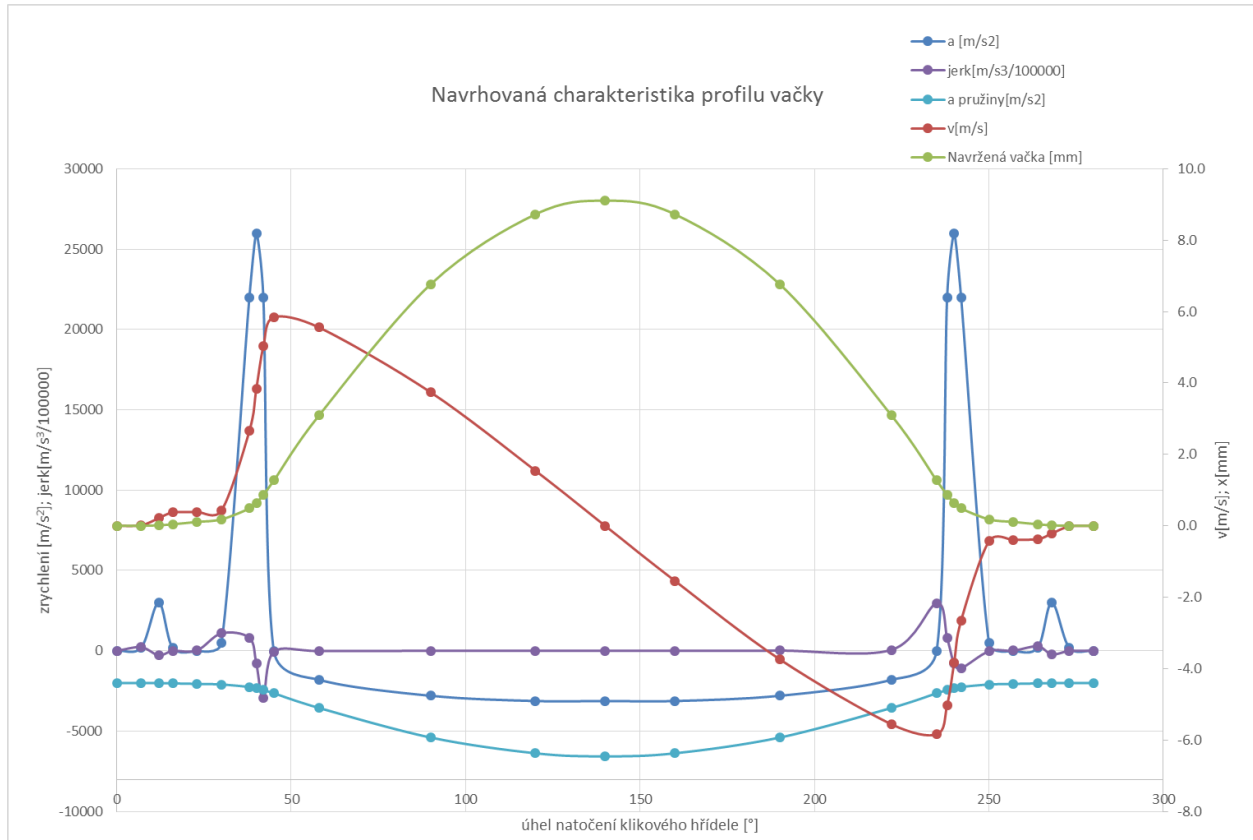
Pro výpočet rychlostí a trajektorie profilu vačky byla použita numerická integrace zrychlení podle času. Využil jsem metodu součtu obsahu lichoběžníků.

$$P_i = (x_{i+1} - x_i) \cdot \frac{f(x_{i+1}) + f(x_i)}{2} = \Delta x_i \frac{f(x_{i+1}) + f(x_i)}{2} \quad (15)$$

Pro výpočet průběhu rázů („jerk“) bylo využito numerické derivace dle vzorce:

$$f'(x_i) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x_i + \Delta x) - f(x_i)}{\Delta x} \approx \frac{f(x_{i+1}) - f(x_i)}{x_{i+1} - x_i} = \frac{\Delta y_i}{\Delta x_i} \quad (16)$$

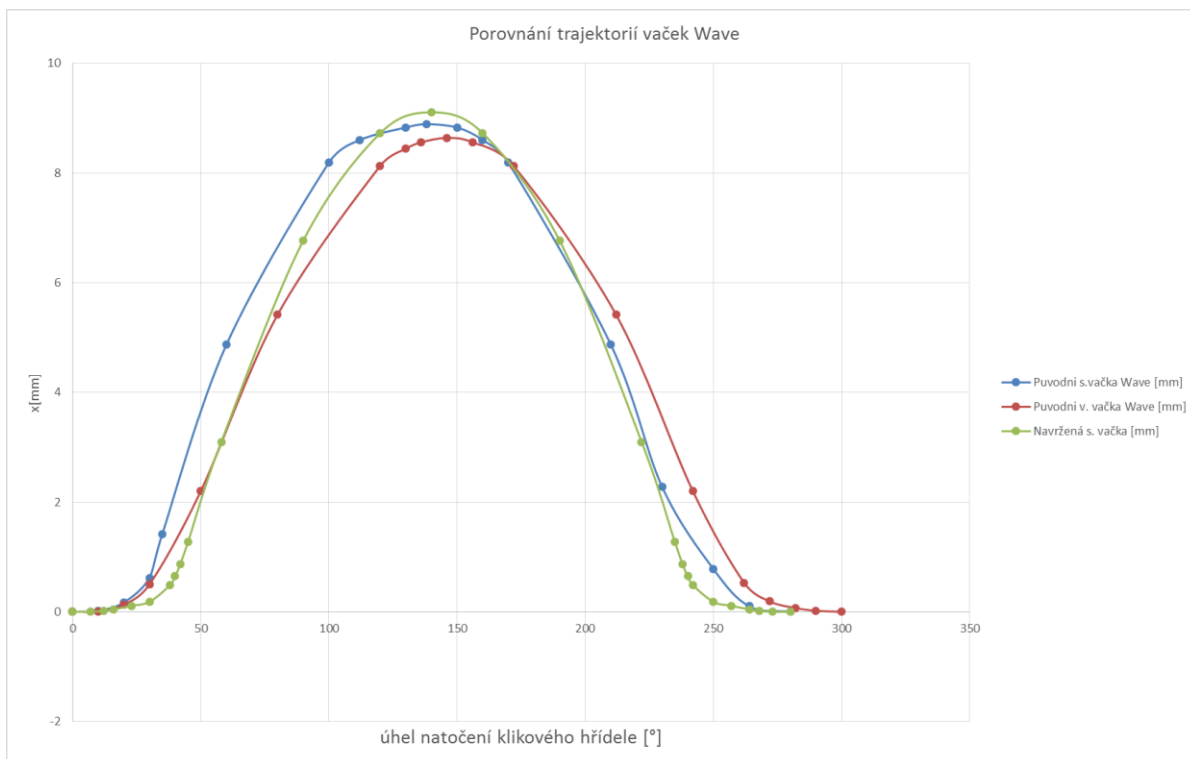
Výsledné průběhy jsou znázorněny v grafu:



Graf 9 Celková charakteristika profilu vačky a zrychlení ventilu

Výpočet plnosti vačky (pro srovnání: s.vačka Wave P = 0.532, v.vačka Wave P = 0.508)

$$P = \frac{S_2}{S_1} = 0,521 \quad (17)$$

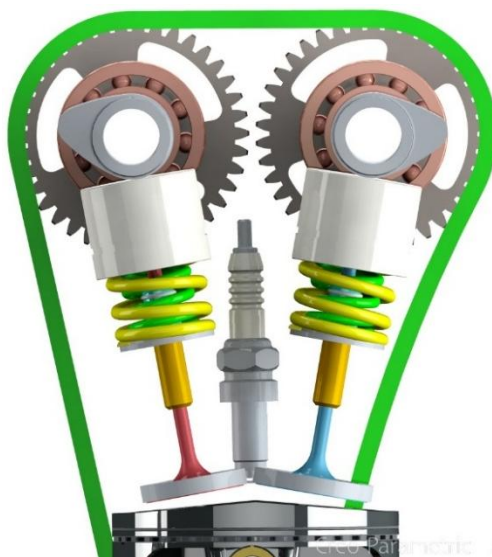


Graf 10 Porovnání průběhů navrženého zdvihu ventilu a zdvihu z prostředí WaveBuild

5.6 Konstrukční provedení

Materiál ventilů je legovaná ocel ČSN 17 465. Ventilová sedla jsou vyrobena z tvrdokovu Stellite C2Co50Cr30W10. Pro ventilové pružiny je použita ocel ČSN 14 260.7.

Ventilová vůle je nastavována výměnnými podložkami o rozměrech od 1.40mm do 2.85mm, odstupňované jsou po 0.25mm. Pokud by výfukový ventil nevyhovoval z hlediska provozních teplot, je možné použít ventily chlazené sodíkem.

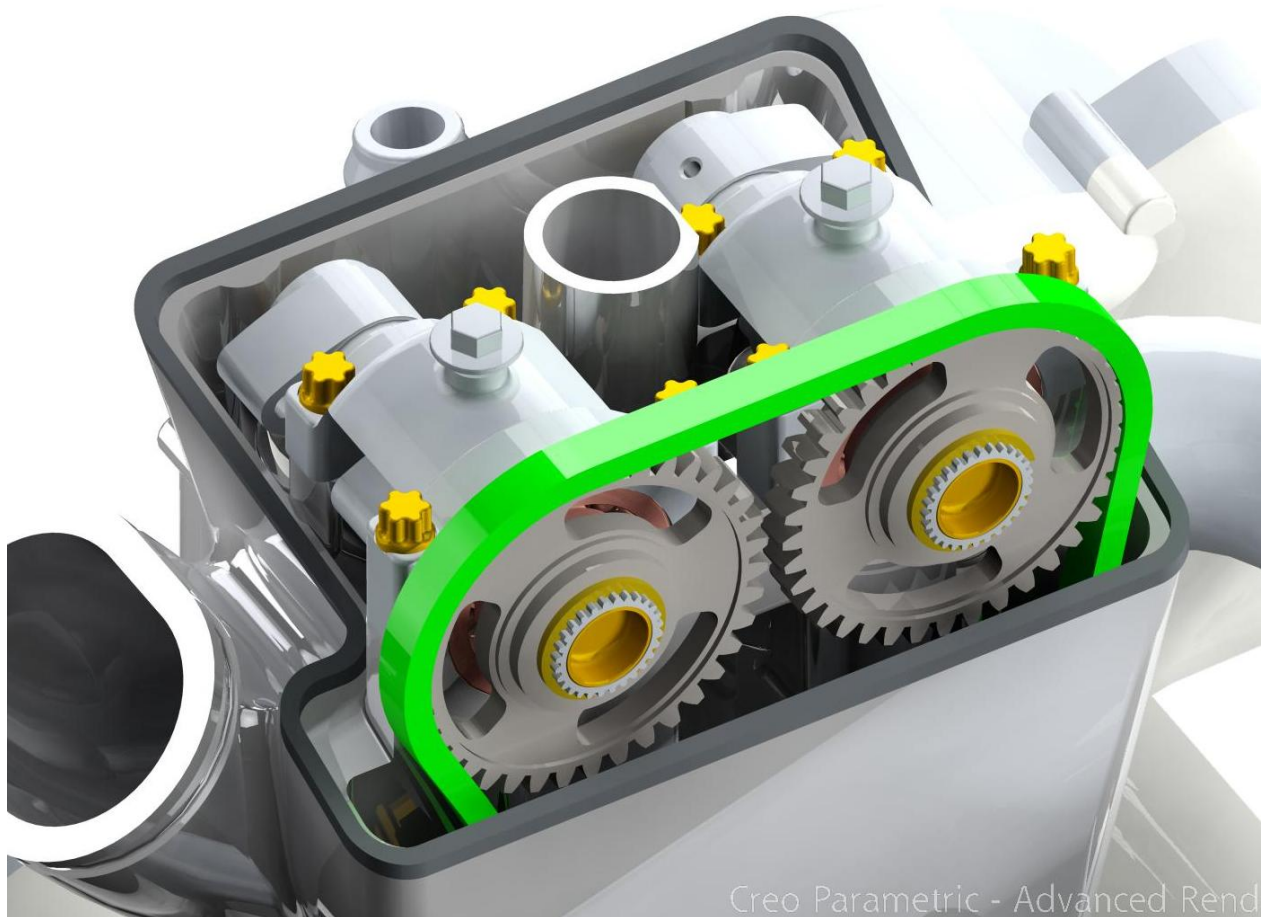


Obr. 41 Konstrukční návrh ventilového rozvodu

6. Konstrukční návrh ostatních součástí motoru

6.2. Hlava válce

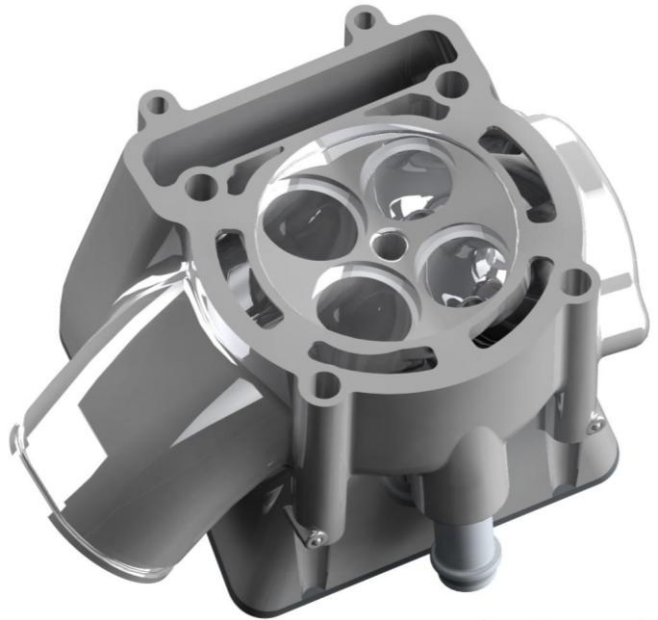
Hlava válce je konstruována jako čtyřventilová s ventilovým rozvodem DOHC. Jedná se o odlitek vyrobený tlakovým litím z hliníkové slitiny AlSi17Mg, kryt ventilů je vyroben ze slitiny s vysokým obsahem hořčíku. Hlava je k válci motoru přichycena pomocí 4 hlavových šroubů. Kryt ventilů je šikmo dělený a otvory vrtané v hlavě pro vačky jsou vyvrtány bez zasažení do lemu hlavy. Vačky jsou uloženy kombinovaně v kluzném uložení a v kuličkových ložiscích pro snížení tření. Axiální zajištění je pomocí kroužku v ložisku a drážky v krytu vaček. Otvory po vrtání jsou zaslepeny ocelovými kuličkami. Hmotnost obrobeneho odlitku je 1,63kg.



Obr. 42 Hlava motoru bez ventilového víka



Obr. 44 Hlava motoru, pohled zvrchu



Obr. 43 Hlava motoru, pohled zdola

6.3. Válec

Válec motoru je z hlediska servisu samostatným dílem a ne součástí bloku motoru. Jeho vrtání je 81mm a celková výška 69,5mm. Válec obsahuje napínák rozvodového řetězu, který je mechanický ovládaný pružinou. Vstup chladicího média je z přední části válce. Válec je vyroben z materiálu Al17Si4CuMg.



Obr. 45 Válec motoru

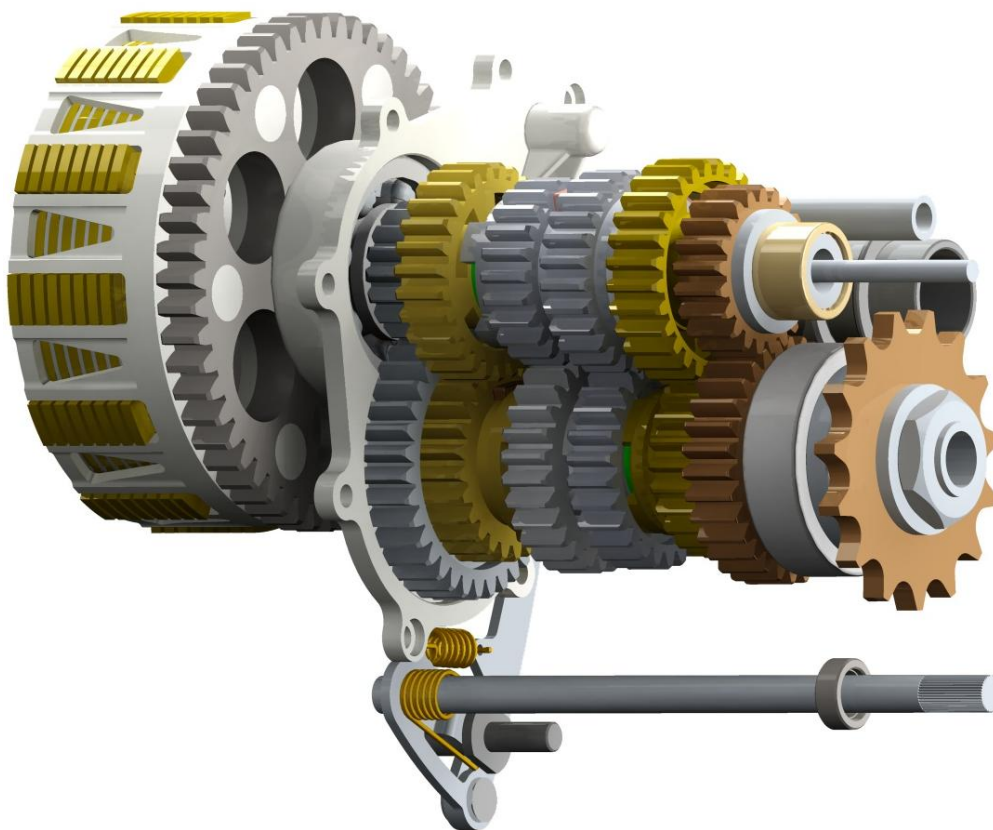
6.4. Sestava převodovky

Motocykl je vybaven šestistupňovou sekvenční převodovkou s kapalinou lamelovou spojkou. Vzorec řazení je 1-N-2-3-4-5-6 s prvním rychlostním stupněm řazeným nahoru. Vstup točivého momentu je na straně spojky pomocí přímého ozubení na vnějším koši spojky. Výstup je řetězovým převodem na zadní poháněné kolo motocyklu. Navrhované převodové poměry jsou zobrazeny v tabulce.

Rychl. stupeň	Hnané kolo	Hnací kolo	Převodový poměr
1	35	17	2.059
2	31	21	1.476
3	29	23	1.261
4	27	25	1.080
5	25	27	0.926
6	24	28	0.857
Celkový rozsah			2.402

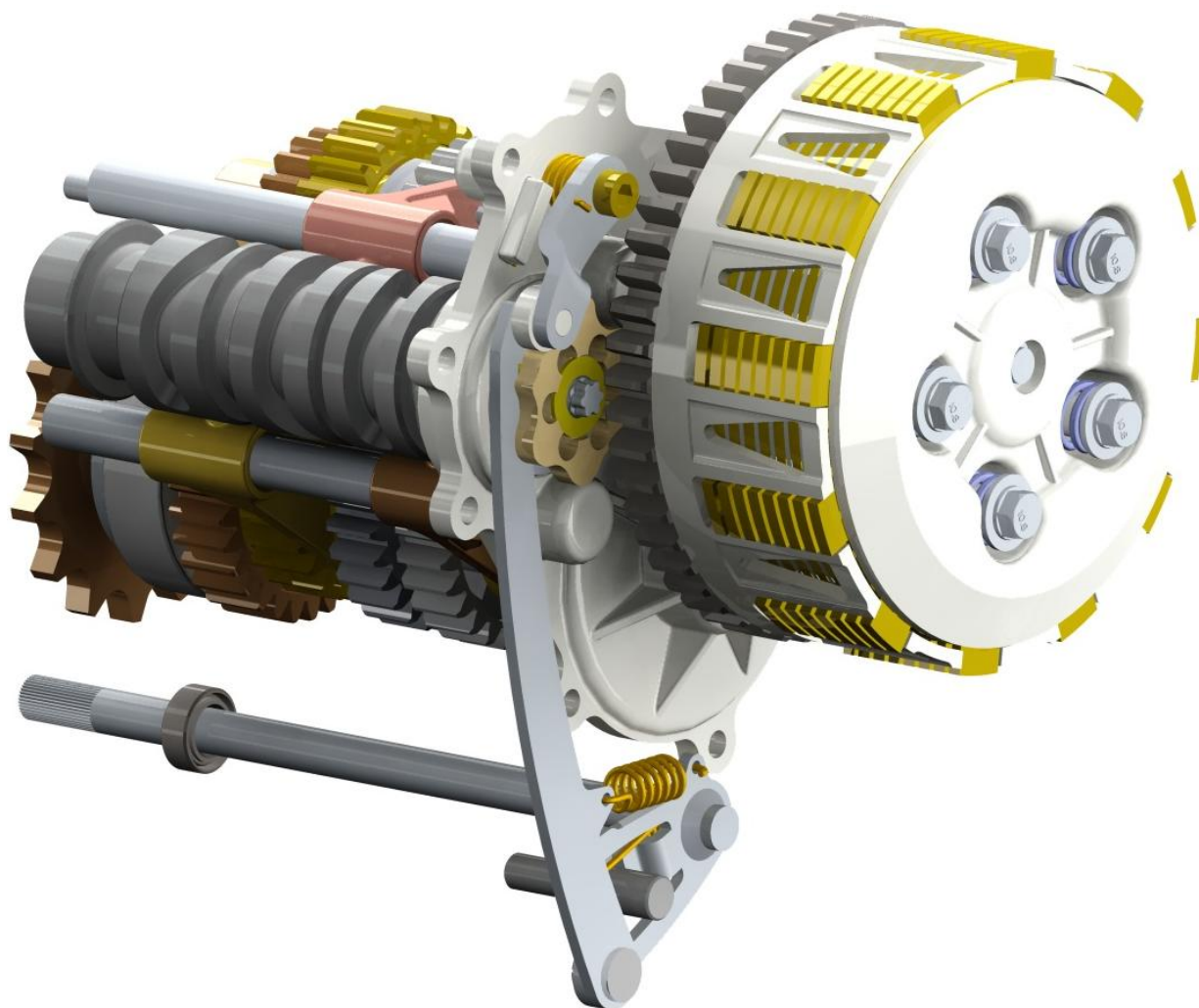
Tabulka 28 Převodové poměry

Převodovku je možno vymontovat jako celek po sundání spojkového víka a spojky z pravé strany motocyklu. Pro výměnu převodových kol není třeba půlení motoru.



Obr. 46 Šestistupňová sekvenční převodovka

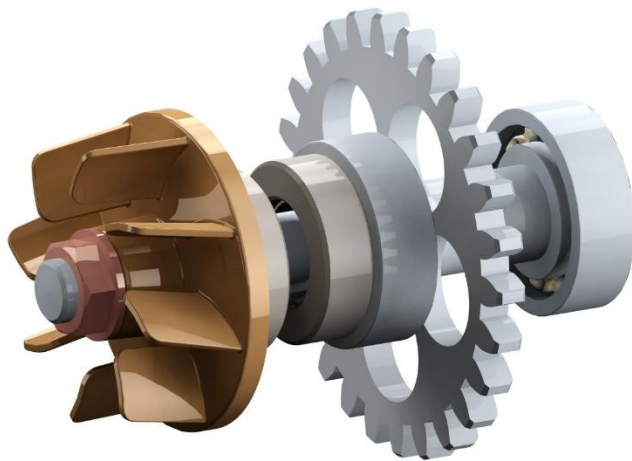
Řazení převodových stupňů je pomocí tří řadících vidliček, které zapadají do drah řadícího válečku. Převodovka je uložena v jehlových a kuličkových ložiskách.



Obr. 47 Řadící mechanismus

6.5. Vodní pumpa

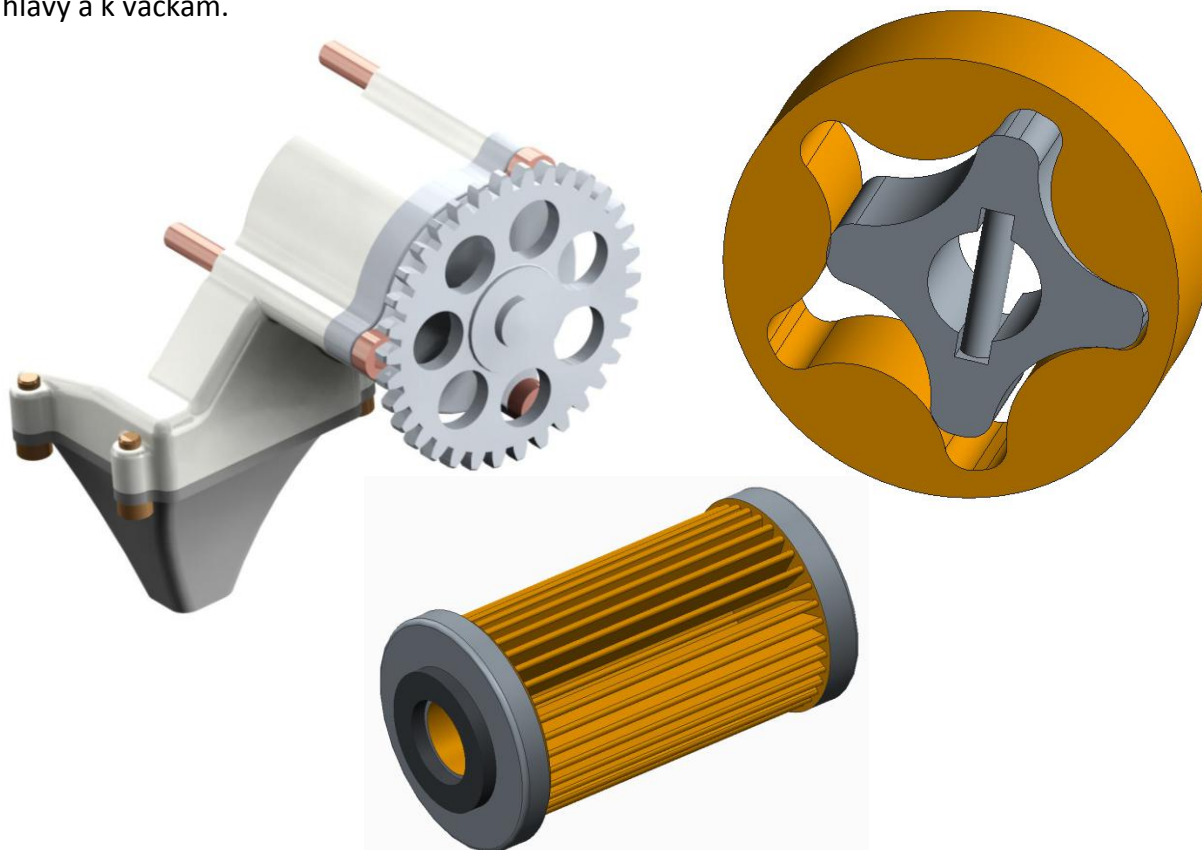
Vodní pumpa je poháněna ozubeným soukolím z klikového hřídele. Je umístěna na pravé straně motoru, vstupem je hadice z chladiče a výstupem z pumpy je dutina zkrze blok motoru napojené do válce. Chladicí médium prostupuje válcem a hlavou od spodu a na vrchu hlavy motoru vyúsťuje opět do chladiče. Na hřídeli vodní pumpy jsou 2 guferu která oddělují prostor pro chladicí médium a pro mazací olej, pokud dojde k poškození jednoho z gufer, začne vytékat kapaliny z prostoru mezi gufery. Tím se zabrání promíchání kapalin v případě poškození.



Obr. 48 Vodní pumpa s ozubeným soukolím

6.6. Olejová pumpa

Olejová pumpa je umístěna pod vyvažovacím hřídelem, z kterého je poháněna pomocí ozubeného soukolí. Jedná se o trochoidní čerpadlo. Olej je čerpán z olejové vany přes sací koš a vytlačován přes filtr oleje k hlavním klikovým čepům a vrchem horního bloku motoru dále do hlavy a k vačkám.



Obr. 49 Komponenty olejového čerpadla

6.7. Momenty setrvačnosti částí motoru

Pro výpočet momentů setrvačnosti jednotlivých dílů využijí funkci v Software Creo, moment setrvačnosti pro posuvné hmoty je přepočítán dle vzorce [17]:

$$I_{pop} = (m_{pop} \cdot (\frac{1}{2} + \frac{\lambda_k^2}{8})) \cdot r^2 \quad (18)$$

Veškeré momenty setrvačnosti jsou redukovány do osy rotace klikového hřídele, kde jsou provedena porovnání. Redukovaný moment setrvačnosti motoru vychází dle výpočtu -3.6530g.m². Převod značí převodové číslo rotující hmoty vůči ose klikového hřídele, kladný smysl otáčení je po směru jízdy motocyklu (smysl otáčení kol). Kola motocyklu jsou nejhmotnějšími rotujícími částmi motocyklu vytvářející gyroskopický moment. Kliková hřídel, vačkové hřídele a hřídel spojky se otáčejí proti tomuto smyslu, aby zajistily snížení celkového gyroskopického momentu setrvačnosti motocyklu a umožnily tak lepší manévrovatelnost při průjezdu zatáček.

Momenty setrvačnosti motoru	Převod	Smysl otáčení	Hmotnost [g]	Moment setrvačnosti dle CAD [g.m ²]	Moment setrvačnosti vypočítaný [g.m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti [g.m ²]
Kliková hřídel	1	-1	2754.8	2.1638		-2.1638
Ojnice rot.	1	-1	160.7		0.09450	-0.0945
Ojnice pos.	1	-1	41.7		0.01249	-0.0125
Píst	1	-1	238		0.07131	-0.0713
Vyvažovací hřídel	1	1	1128	0.6004		0.6004
Hřídel spojky	1.710	-1	3977	5.775		-1.9757
Hřídel převodovky	2.1559	1	2088	0.9483		0.2040
Vačka sací	2	-1	338	0.0929		-0.0232
Vačka výfuková	2	-1	341	0.0933		-0.0233
Vodní pumpa	1.1304	1	150	0.0248		0.0194
Olejová pumpa	0.7941	-1	21	0.0709		-0.1124
						-3.6530

Tabulka 29 Momenty setrvačnosti jednotlivých dílů motoru

Redukce momentů setrvačnosti rotujících částí je provedena dle vzorce pro porovnání celkové kinetické energie:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_r \cdot \omega^2 \quad (19)$$

Pro redukci momentu setrvačnosti kol je vypočítán celkový převod dle požadované maximální rychlosti motocyklu.

Maximální rychlost	240 km/h
Maximální rychlost	66.67 m/s
Obvod kola	190 cm
Maximální otáčky motoru	13500 ot/min.
Otáčky kola	2105.3 ot/min.
Celkový převod na 6°	6.4125 -

Tabulka 30 Výpočet celkového převodu

Moment setrvačnosti kola je vypočítán z odhadnuté hmotnosti a poloměru setrvačnosti kola. Hmotnost vychází z hmotnosti pneumatiky, která má rozměr dle pravidel.

Hmotnost kola	7000 g
Poloměr setrvačnosti	0.22 m
Moment setrvačnosti kola	346.21 [g.m ²]

Tabulka 31 Moment setrvačnosti kola

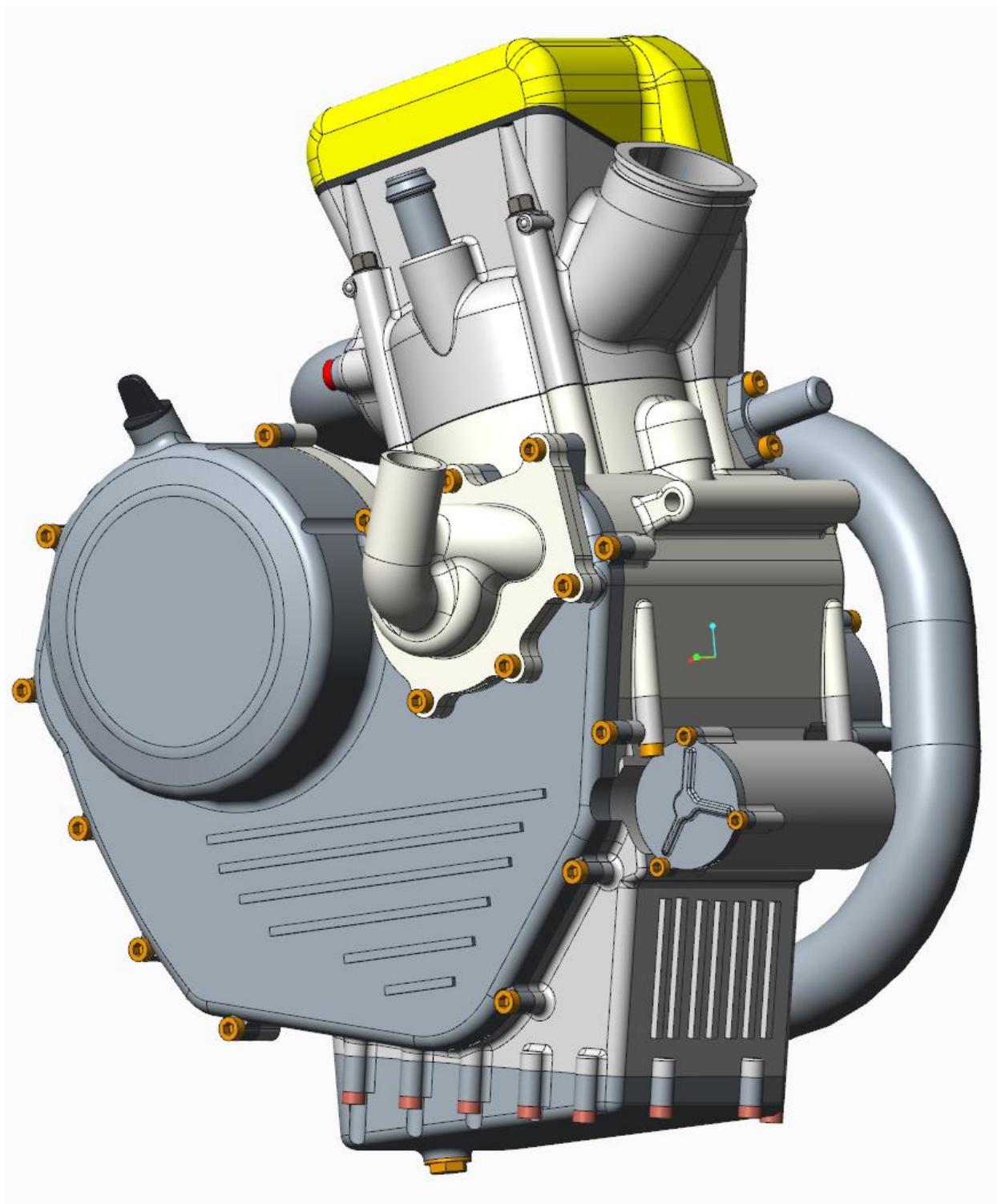
Následná redukce momentu setrvačnosti kola je uvedena v další tabulce a porovnána v závislosti na všech šesti převodových stupních.

Rychlostní stupeň	Dílčí převod	Celkový převod	Red. moment setrvačnosti kola [g.m ²]	Pro obě kola [g.m ²]	Celkový moment setrvačnosti motocyklu [g.m ²]
(1°)	2.059	15.406	1.459	2.9172	-0.7357
(2°)	1.476	11.044	2.838	5.6769	2.0239
(3°)	1.261	9.435	3.889	7.7777	4.1248
(4°)	1.080	8.081	5.302	10.6032	6.9502
(5°)	0.926	6.929	7.212	14.4232	10.7702
(6°)	0.857	6.413	8.420	16.8392	13.1862

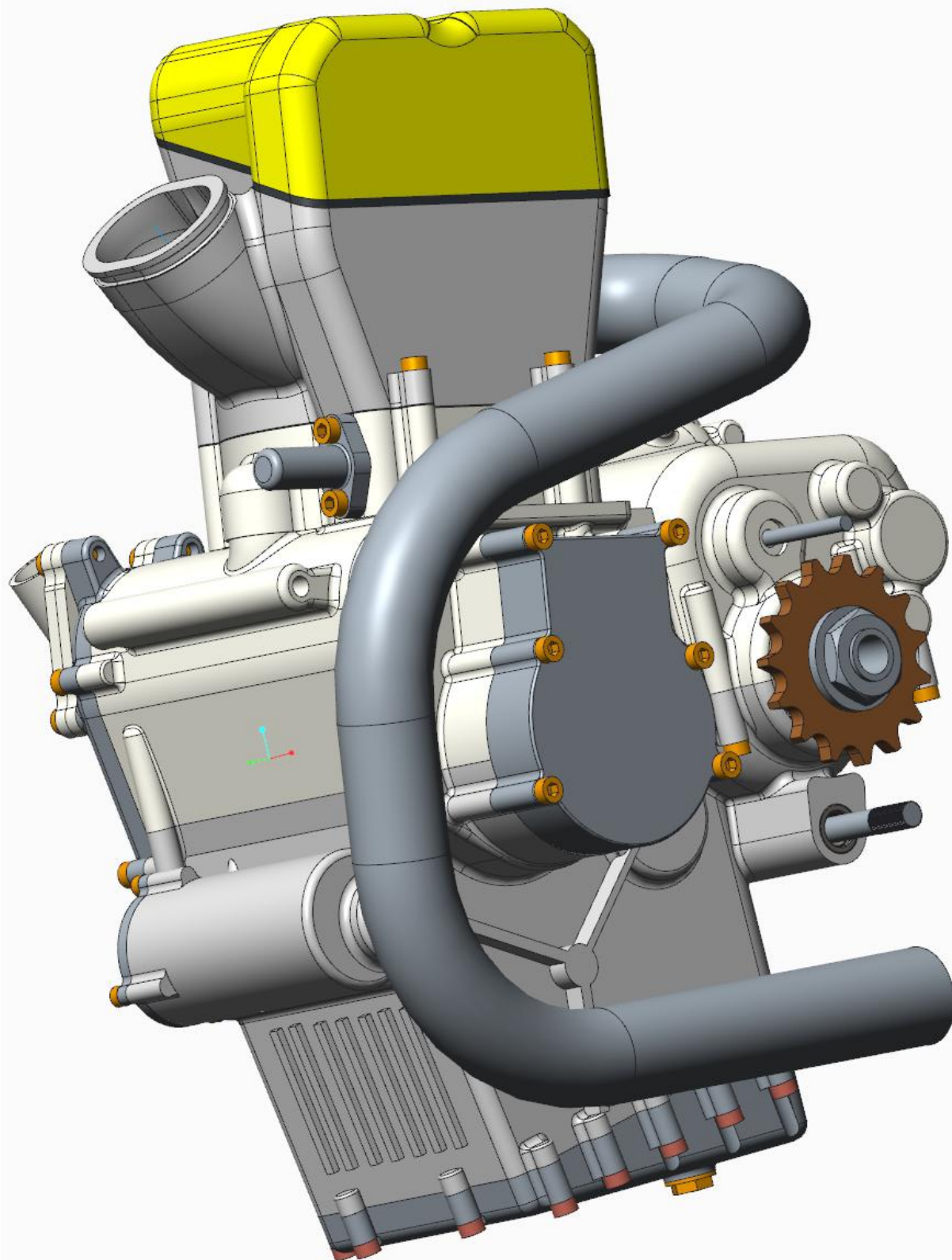
Tabulka 32 Výsledná redukce momentu setrvačnosti

V posledním sloupci tabulky lze vidět, že moment setrvačnosti motoru převyšuje na 1. rychlostní stupeň moment setrvačnosti kol motocyklu. V ostatních převodových stupních dochází k jeho výrazné redukci. Ve výpočtu nejsou zahrnuty řetězy (sekundární, rozvodový) které by také mohly ovlivnit výsledné hodnoty.

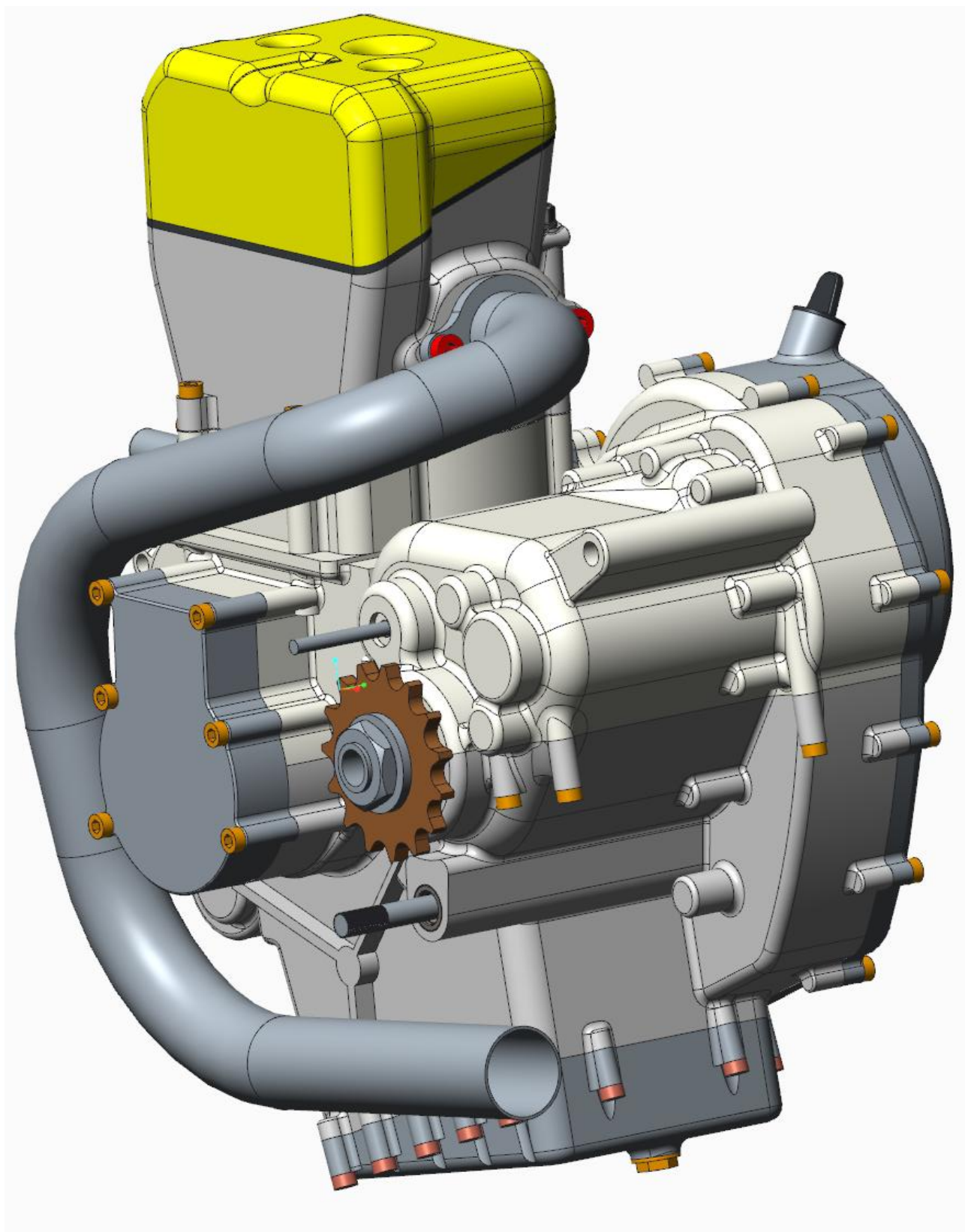
7. Přehled kompletního modelu motoru



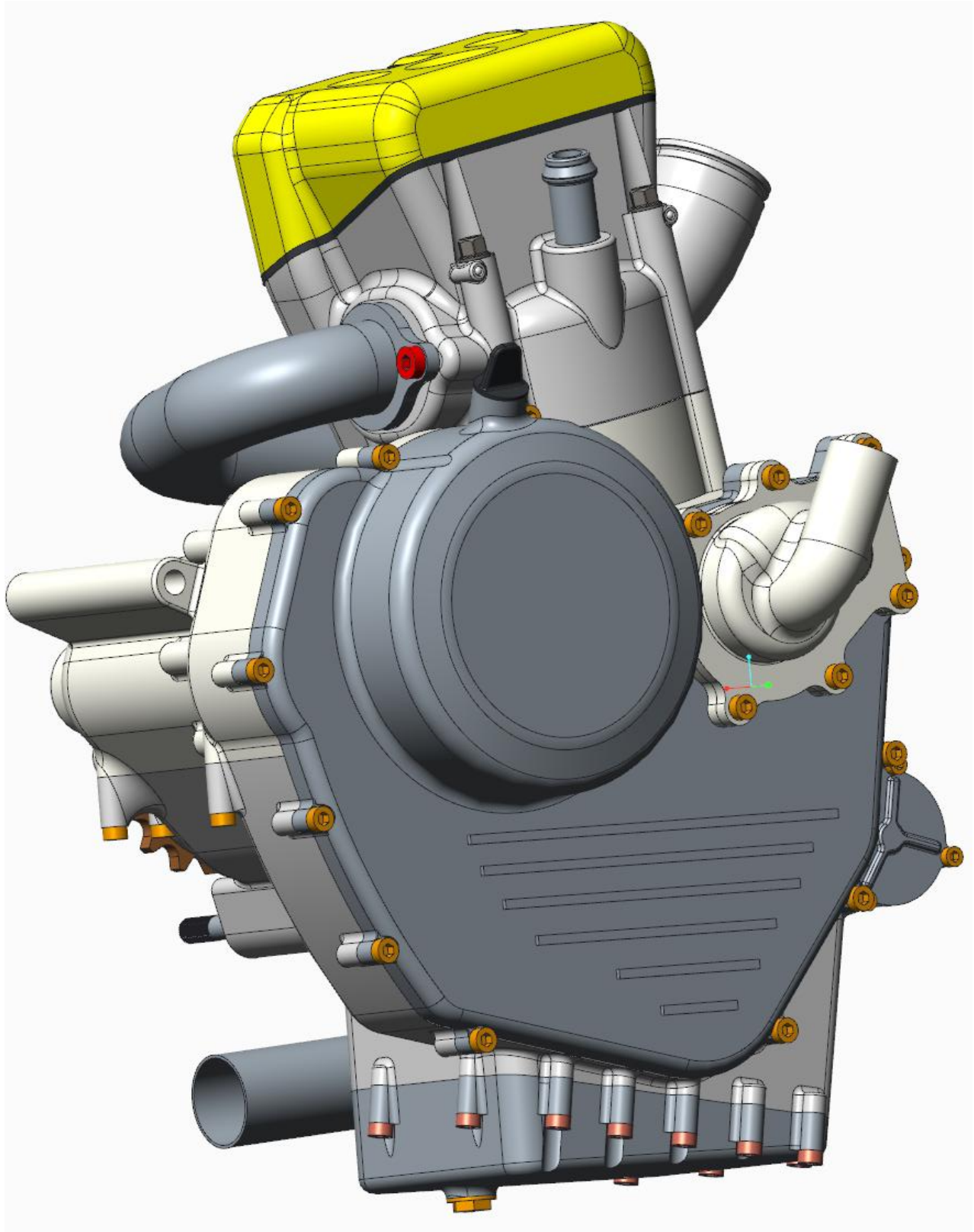
Obr. 50 Kompletní model motoru, pohled Pravý-Přední



Obr. 51 Kompletní model motoru, pohled Levý-Přední



Obr. 52 Kompletní model motoru, pohled Levý-Zadní



Obr. 53 Kompletní model motoru, pohled Pravý-Zadní

8. Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh jednoválcového motoru pro závodní třídu Moto3. V teoretické části jsem porovnal současné motocykly určené pro tuto třídu. Závodů se v současné době účastní pouze tři unikátní modely. Z parametrů těchto motocyklů lze odhadnout vlastnosti nového konkurence-schopného motoru, který byl předmětem návrhu. Hlavními inovacemi mého návrhu motoru bylo otočení smyslu rotace klikového hřídele protiběžně vůči smyslu otáčení kol motocyklu a využití povrchových vrstev pro snížení tření.

Obrácená rotace motoru je využívána u některých výrobců motocyklů pro nejvyšší třídu MotoGP. V mém návrhu se ukázalo že, moment setrvačnosti klikové hřídele opravdu řádově odpovídá momentům setrvačnosti kol při určitém poměru otáček. Pro první rychlostní stupeň má motor dokonce vyšší moment setrvačnosti než obě kola motocyklu. Pro druhý a třetí rychlostní stupeň dochází k redukci momentu setrvačnosti kol, což by mělo mít pozitivní vliv na manévrovatelnost motocyklu v zatáčkách a razantnější změny směru. Na druhou stranu klesá stabilizace motocyklu při jízdě v přímém směru.

Z povrchových vrstev se nejlépe jeví úprava DLC, která má široké uplatnění napříč mnoha součástmi v motoru a v současnosti se v motorsportu využívá. S výhodou lze využít také vrstvy typu Nikasil, které se používají nejen v závodních strojích ale také v sériově vyráběných motocyklech.

Vyvážení motoru bylo provedeno konvenčním způsobem. Motor je vybaven jedním vyvažovacím hřídelem. Účinky rotačních i posuvných hmot prvního řádu jsou plně vyvážené. Druhý řád zůstává bez vyvážení. Pevnost klikového hřídele je ověřena analytickým výpočtem a výpočtem MKP. Pro ventilový rozvod je navržen profil vačky dle integrace jejího požadovaného průběhu zrychlení. Celková hmotnost motoru je 24,5kg. Hmotnost by bylo možné snížit použitím menší sestavy převodovky či spojky. Tyto díly nebyly v práci během vývoje optimalizovány.

V simulaci parametrů motoru v programech Tlak.xls a WaveBuild bylo dosaženo podobných výkonů jako u konkurenčních motocyklů. Pro další zvyšování výkonů by bylo třeba zvýšit mechanickou účinnost motoru, ovšem účinnost uvedená ve výpočtech je již i tak relativně vysoká. Zvyšování plnicího tlaku nebo pracovních otáček motoru není povoleno pravidly. Průměry a zdvihy ventilů jsou limitovány velikostí vrtání válce a zvoleným kompresním poměrem.

Návrh motoru slouží k dalšímu vývoji, jedná se o koncepční návrh rozložení všech komponent nutných k funkci motoru. Okrajovou záležitostí je úprava agregátu pro provoz na pozemních komunikacích. Pro tento provoz by bylo třeba zajistit bezproblémovou funkci motoru na benzin BA 95 dostupný u čerpacích stanic. Především snížením kompresního poměru nebo úpravou antidetonační šterbiny v pístu. Motocykl by musel projít emisními zkouškami, což může znamenat nutnost použití katalyzátoru ve výfukovém systému a implementaci lambda sondy. Pro zajištění ekonomické konkurenceschopnosti na trhu motocyklů bude nutné použít dostupné a levné

materiály a technologie pro výrobu. Toto se týká např. ojnice vyrobené z titanové slitiny. Změna materiálu na ocel by znamenala zvýšení hmotnosti ojnice a potřebu přitížit klikový hřídel a kompenzovat tím vzniklou nevývahu. Důležitá je také životnost jednotlivých komponent motoru, která by se měla přiblížit životnosti motocyklu jako celku. Takové úpravy sníží provozní otáčky a především maximální výkon. Motocykl by spadl do řidičské kategorie A2, která povoluje maximální výkon motoru 35kW a poměr výkonu ku hmotnosti 0,2kW/kg. Toto omezení by pro motocykl vážící zhruba 90-100kg znamenalo homologaci s přibližně 18kW výkonu. Pro řízení motocyklu s plným výkonem by bylo třeba vlastnit řidičské oprávnění kategorie A.

9. Použité informační zdroje

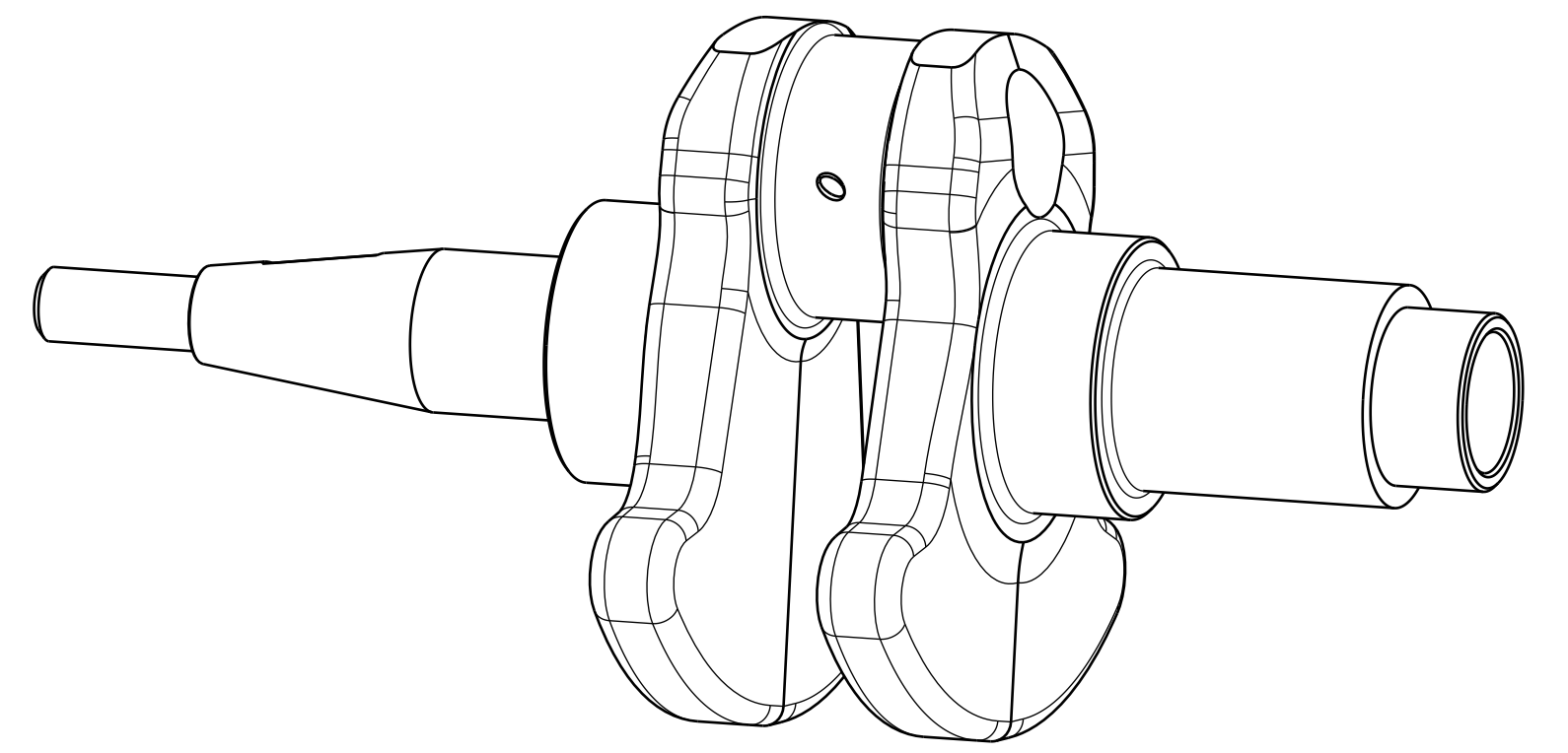
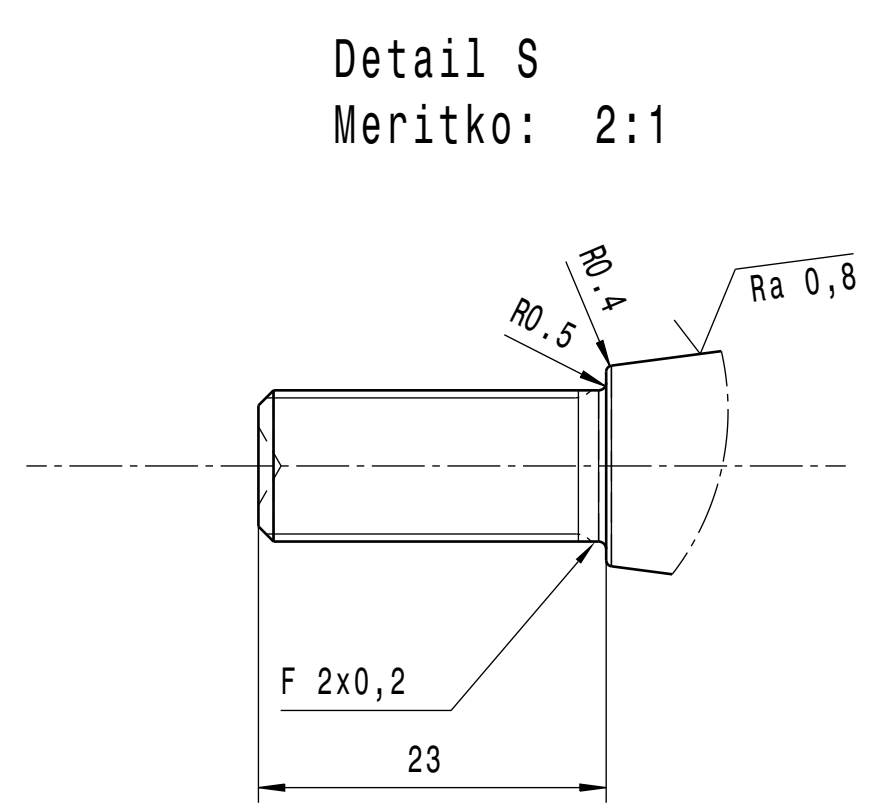
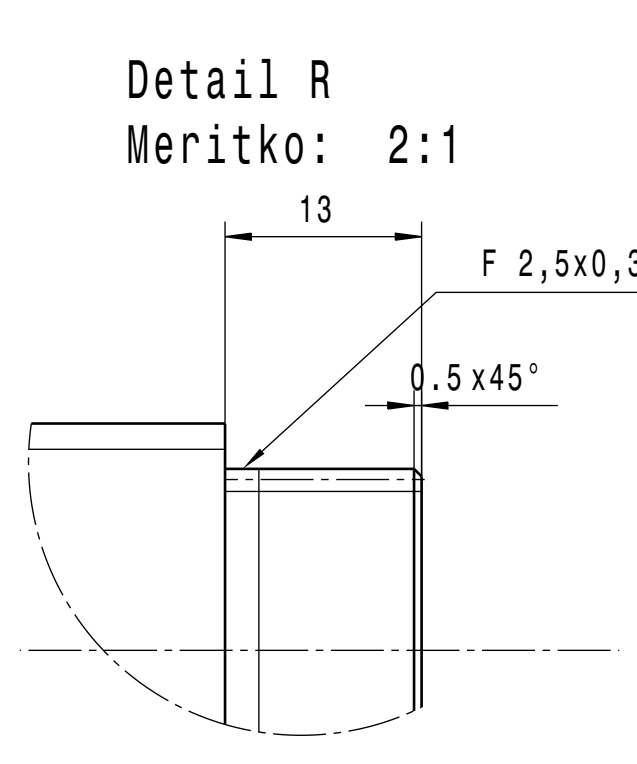
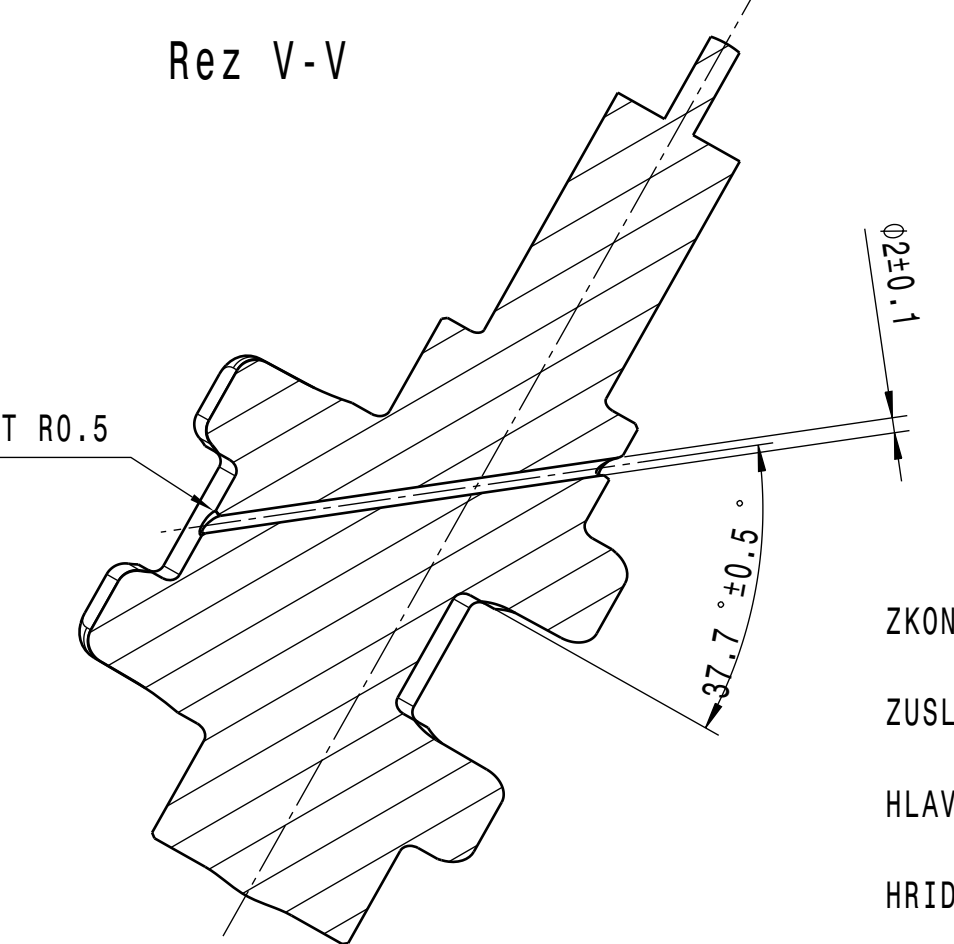
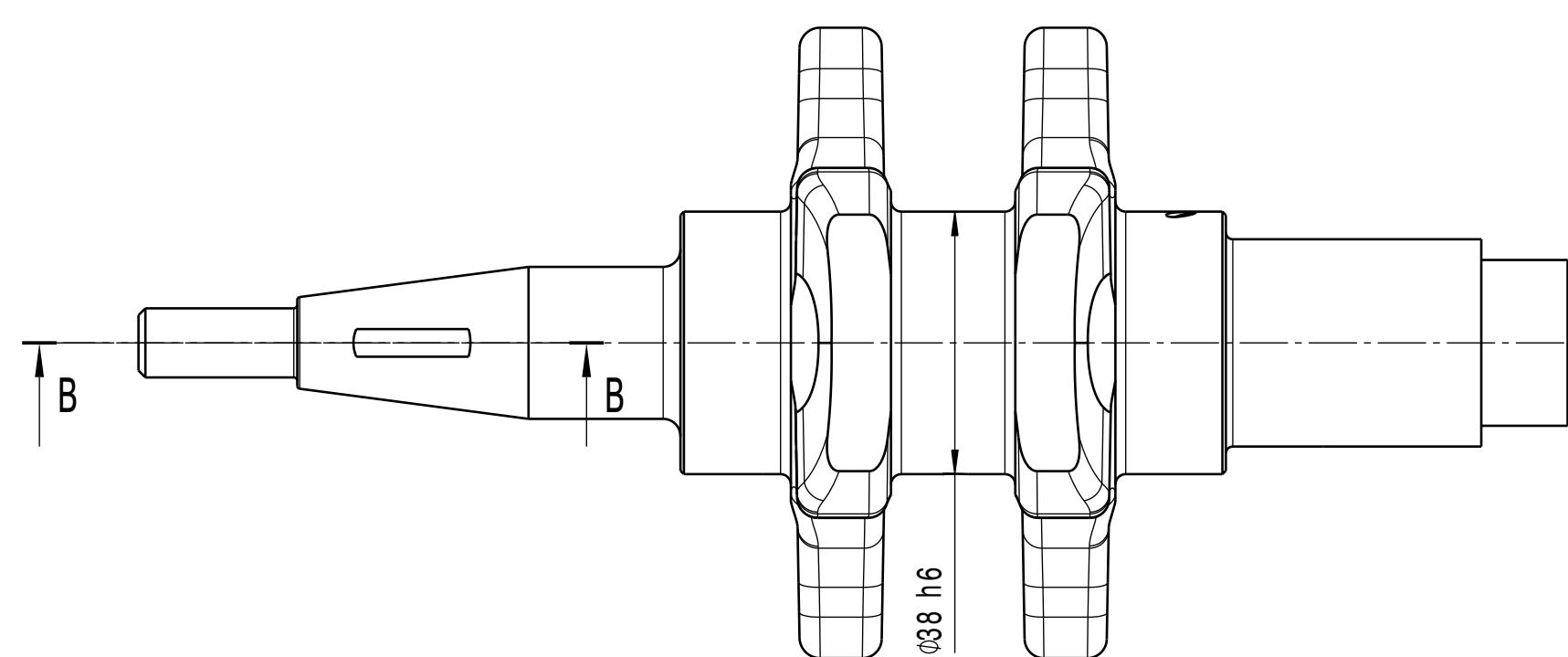
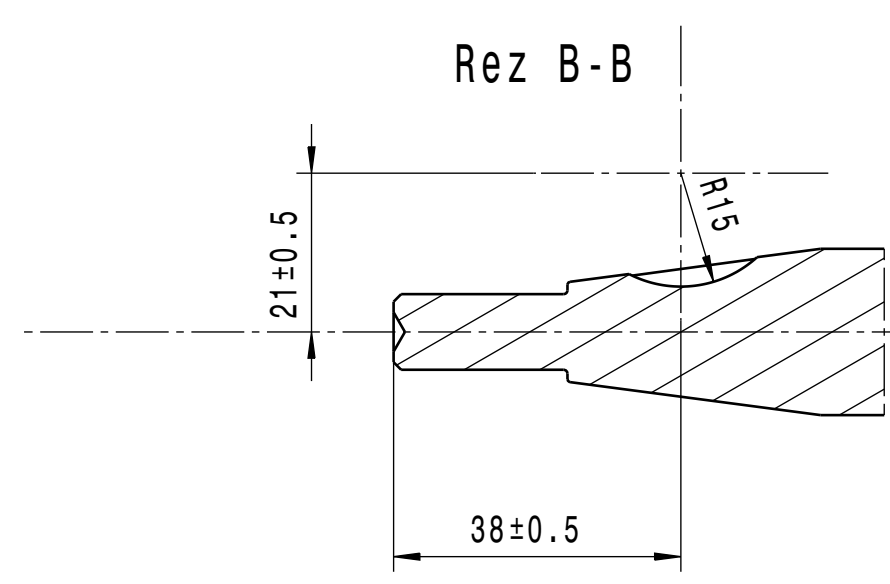
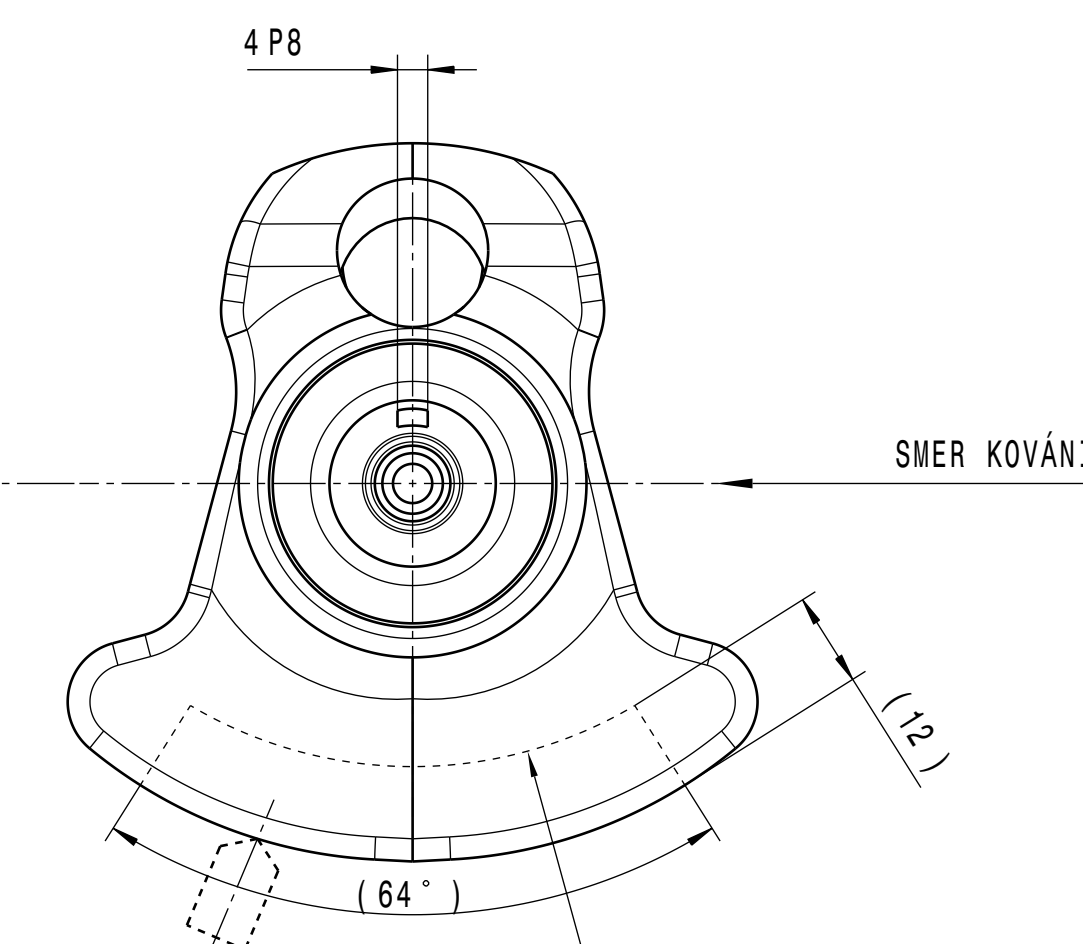
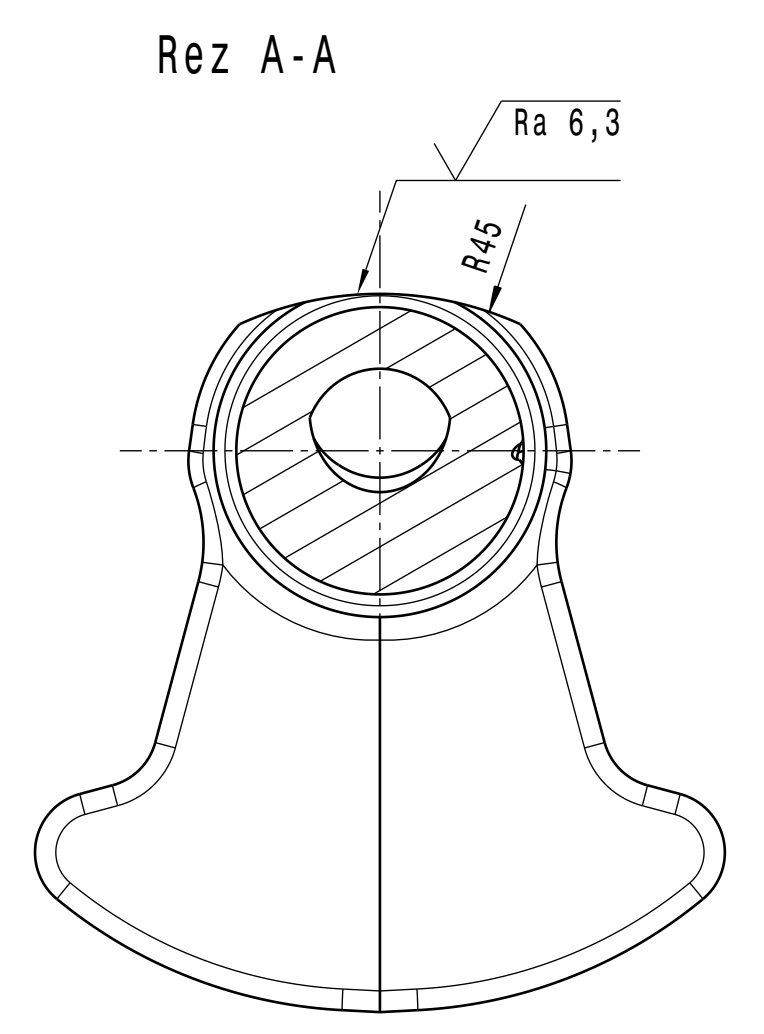
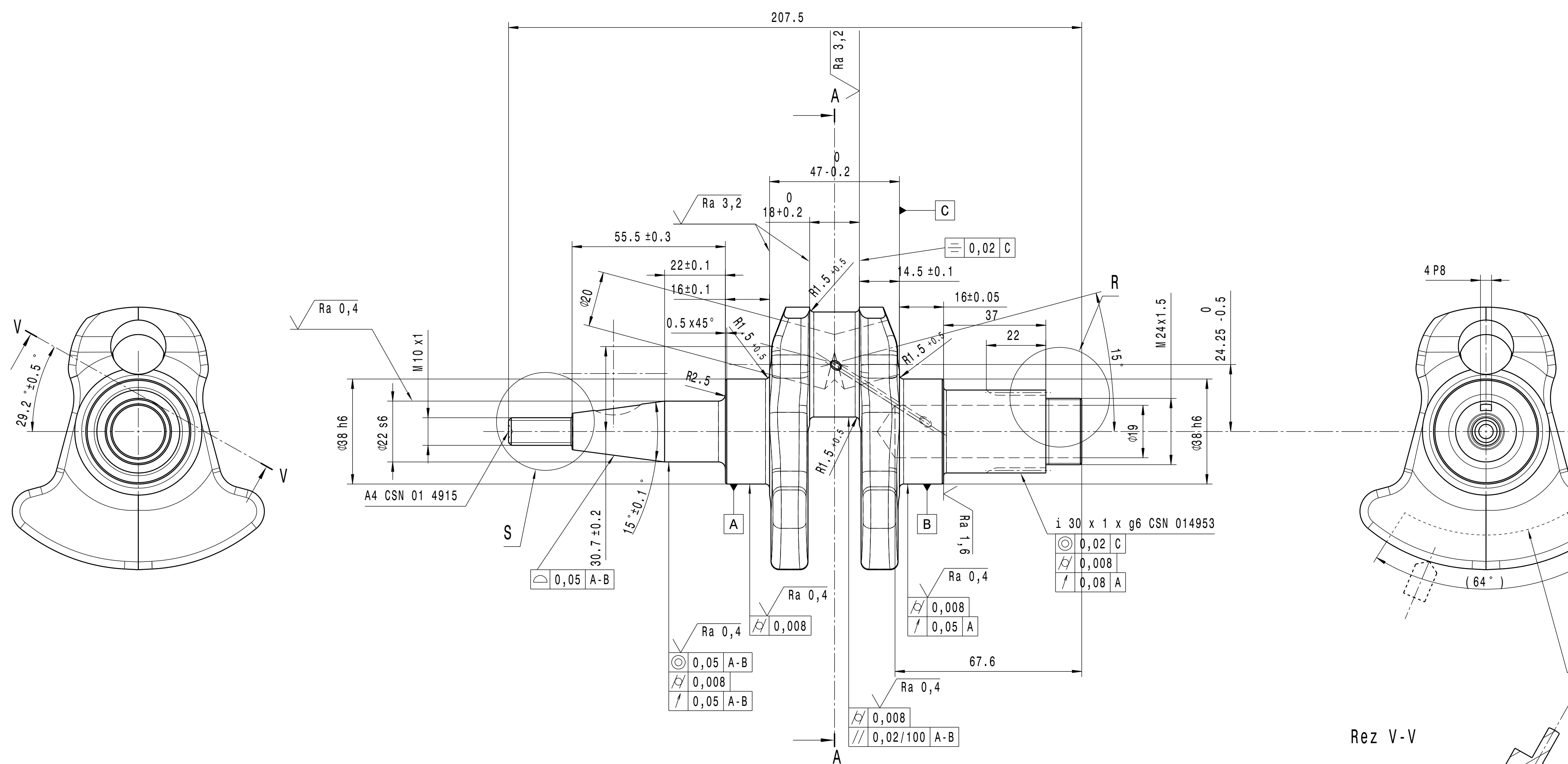
1. Regulations and documents: FIM Website. *Home: FIM Website* [online]. Dostupné z: <http://www.fim-live.com/en/sport/regulations-and-documents/grand-prix/>
2. SCHOLZ, Celestýn, BRABEC, Pavel. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec : Technická univerzita Liberec, 2015. 978-80-7494-201-3.
3. Morozov, A. *Jednoválcový motor pro silniční závodní motocykl*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.
4. ZÁVODNÍK, M. *Návrh sportovních vaček pro motocyklový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 105 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
5. *Optimizing Friction: The Basis for Safeguarding the Future of Combustion Engines*. [online]. Dostupné z: http://www.secs.oakland.edu/~frick/Vienna_MS_12/Wien%202012%20Beitrag%20Daimler%20AG_Reibung_EN_end2_1.pdf
6. PÁV, Karel. Mechanická účinnost PSM. *tul*. [Online] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2736>.
7. VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů*, 1. vydání, Brno: František Vlk, 2004, ISBN 80-239-1601-7
8. PEŠÍK, L.: *Části strojů (Machine Elements)*. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
9. PLÍVA, Z., J. DRÁBKOVÁ, J. KOPRNICKÝ a L. PETRŽÍLKA. Metodika zpracování bakalářských a diplomových prací. 2. upravené vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, FM, 2014. ISBN 978-80-7494-049-1.
10. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Ojnice*. [Online] 2015. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2704>.
11. SCHOLZ, Celestýn.. *Vyvažování vnějších účinků způsobených setrvačnými silami od rotačních a posuvných hmot*. [Online] 2015. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2705>.
12. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Kluzná ložiska dělená - konstrukce*. [Online] 2015. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2706>.
13. SCHOLZ, Celestýn. *Pohonné jednotky II - Návrh vačky*. [Online] 2015. <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2712>.
14. BUCEK, Jiří. Aplikace nanotechnologií v oboru spalovacích motorů 2017
15. TULKA, Jaromír. *Povrchové úpravy materiálů*. První vydání, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2005. ISBN 80-214-3062-1.
16. MOHYLA, M. *Technologie povrchových úprav kovů*. První vydání, Ostrava: VŠB, 1995. ISBN 80-707-8267-6.
17. KOVÁŘ, Pavel. *HNACÍ ÚSTROJÍ TRÍVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU*. 2011. Brno.
18. *Home - Redline Motorcycles* [online]. Dostupné z: <http://www.ktm4u.co.uk/new-bikes-for-sale/gpr-250-2013>
19. NSF250R. *News* [online]. Dostupné z: <https://www.hondaracingcorporation.com/product/nsf250r/>

20. Moto3 World Championship | Mahindra Racing. *Formula E Racing Team / Mahindra Racing* [online]. Copyright © 2017 Mahindra [cit. 13.05.2018]. Dostupné z: <http://www.mahindraracing.com/moto3>
21. LAURIN, Josef, Motorové oleje, Přednáška KVM TUL, 2018, Liberec
22. BRABEC, Pavel, ENERGY BUDGET OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE, 2012, Liberec
23. SOSNOVÁ, Martina. *Kluzné vrstvy a metody hodnocení adhezivně-kohezivního a tribologického chování*. [online]. Dostupné z: https://www.opi.zcu.cz/FRVS_zprava_dalsi_studium_sosnova.pdf
24. JECH, Vladimír. *Vlastnosti tenkých DLC vrstev*. [online]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/JechVladimir-307381.pdf>
25. Použití DLC povlaků (nejen) v automobilovém průmyslu. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. Copyright © 2018 www.mmspektrum.com [cit. 13.05.2018]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/pouziti-dlc-povlaku-nejen-v-automobilovem-prumyslu.html>
26. PAVLŮ, Tomáš. *Konstrukční projekt I*. 2017. Liberec.
27. SCHOLZ, Celestyn a Pavel BRABEC. *TVAROVÍ ČINITELE PRO KLIKOVÉ HŘÍDELE PÍSTOVÝCH MOTORŮ*. 2001. Liberec.
28. RŮŽIČKA, Pavel a Miroslav HANKE. *DYNAMICKÁ PEVNOST A ŽIVOTNOST*, FS ČVUT v Praze, 1989, Praha

10. Seznam příloh

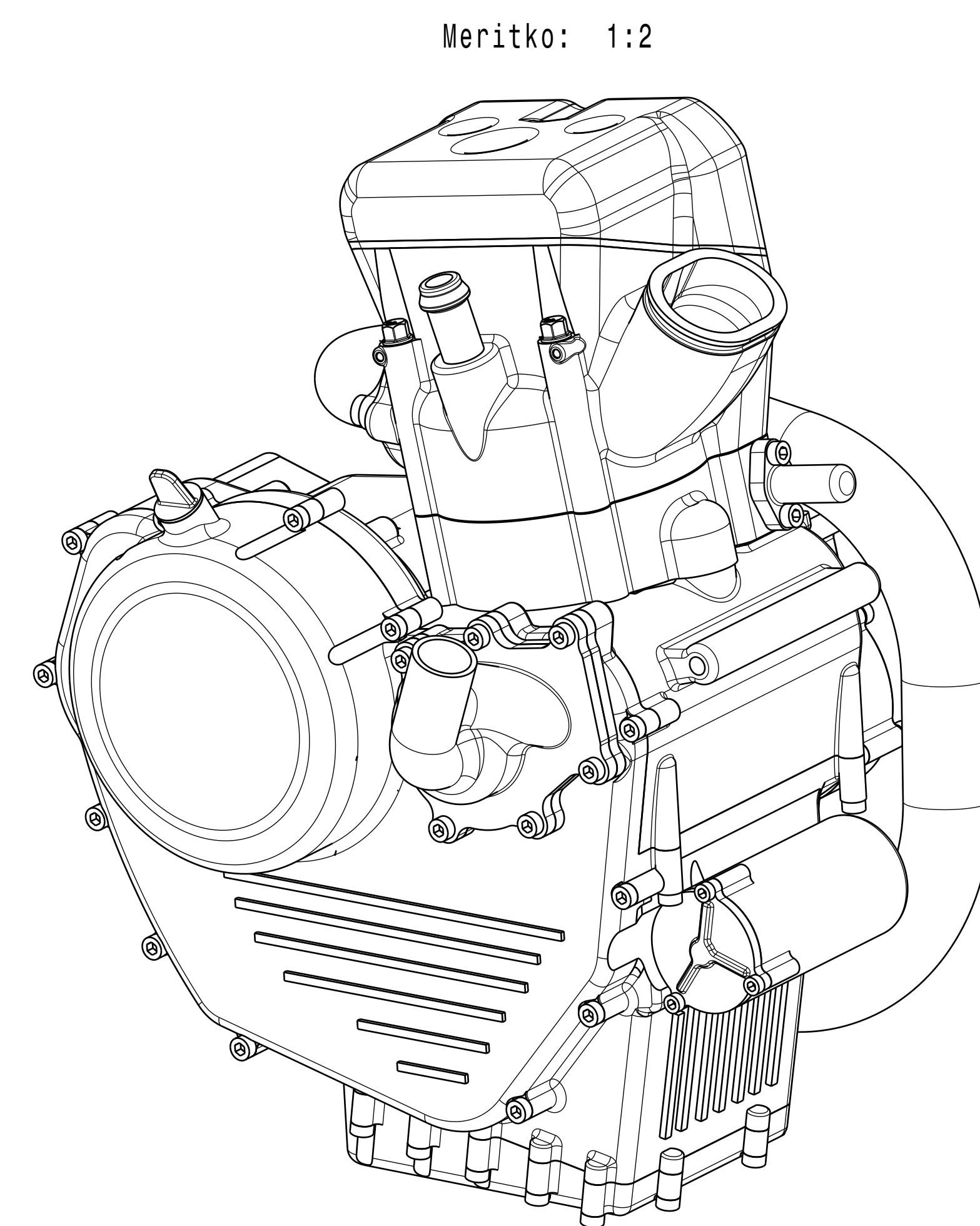
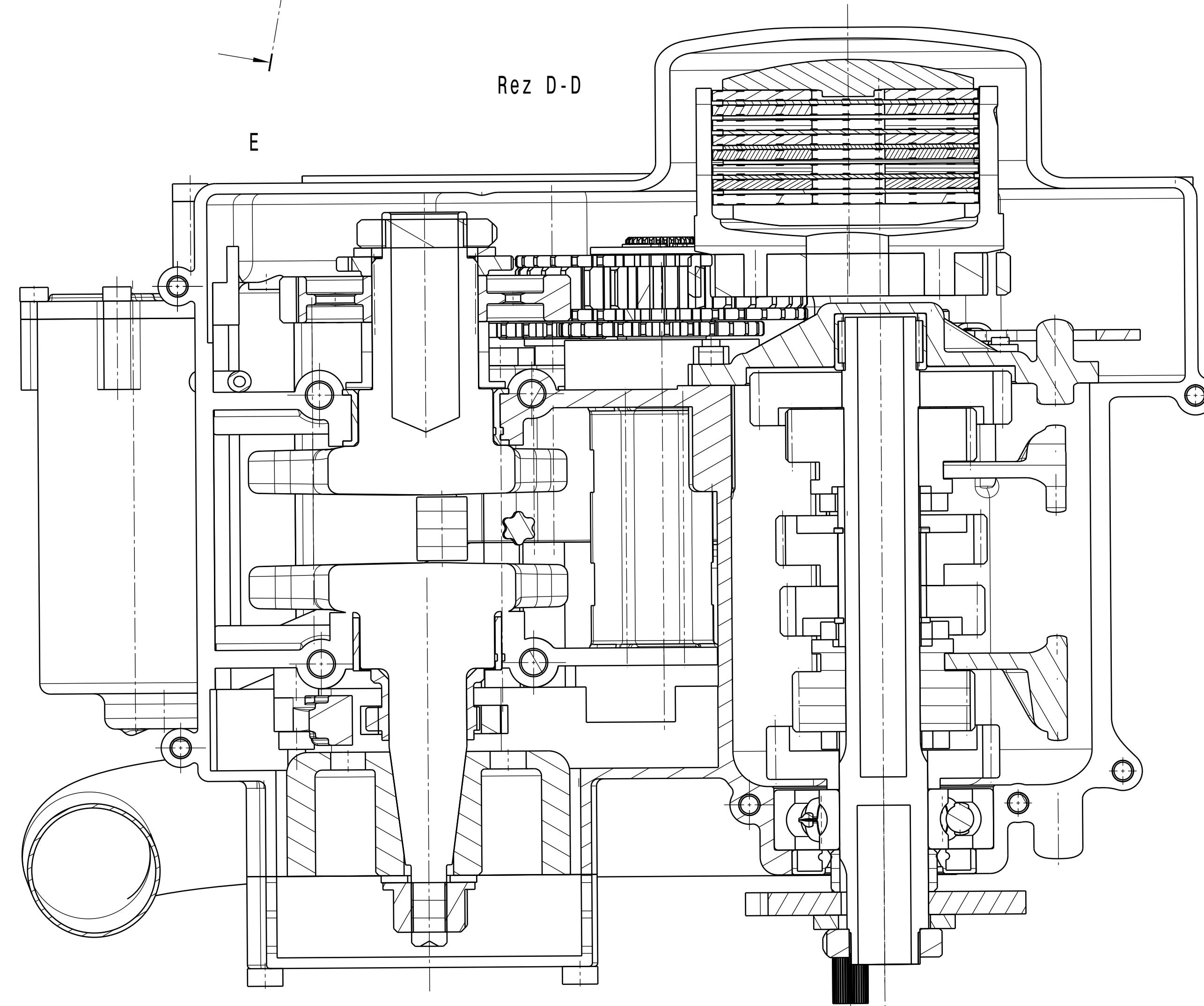
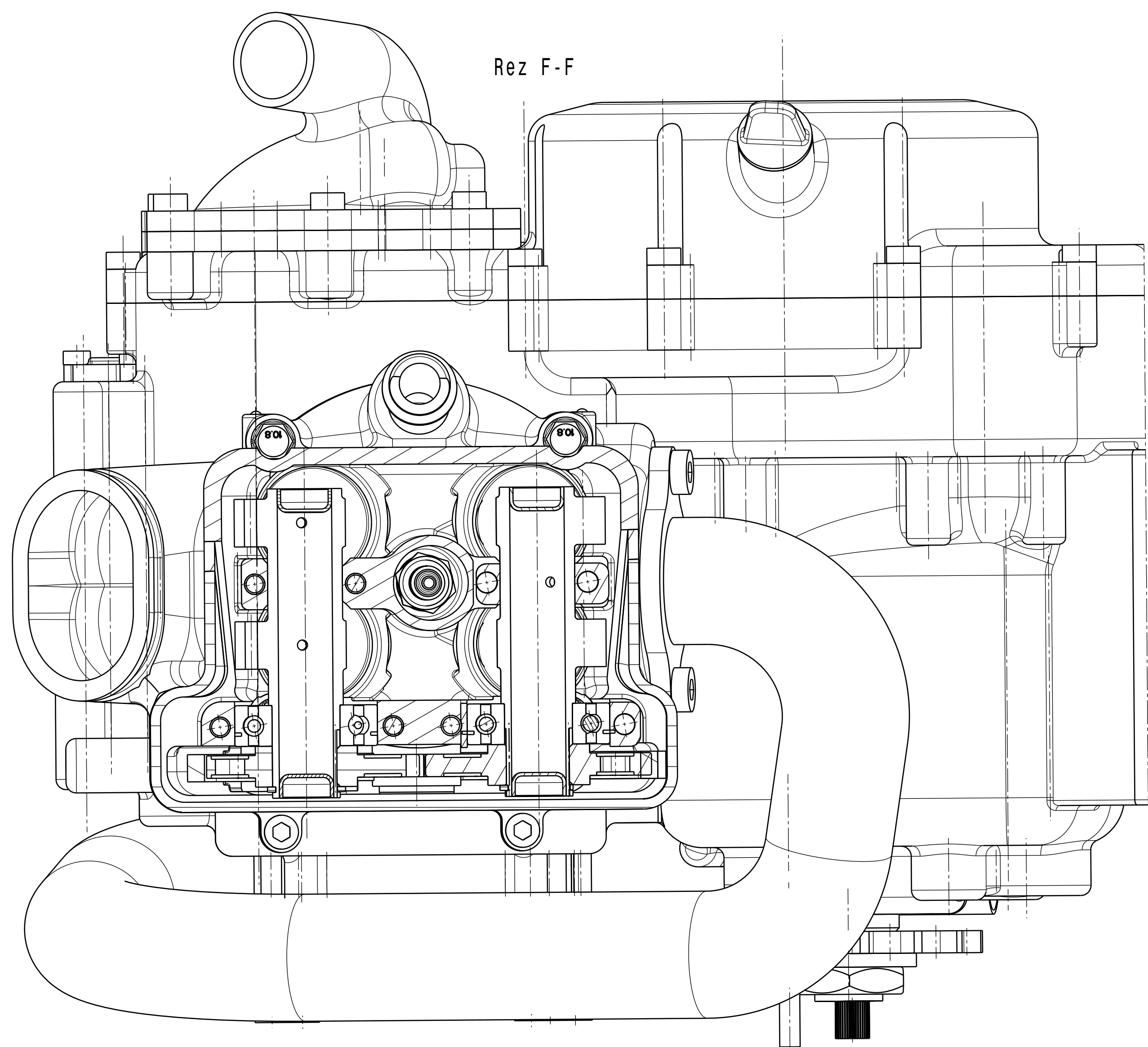
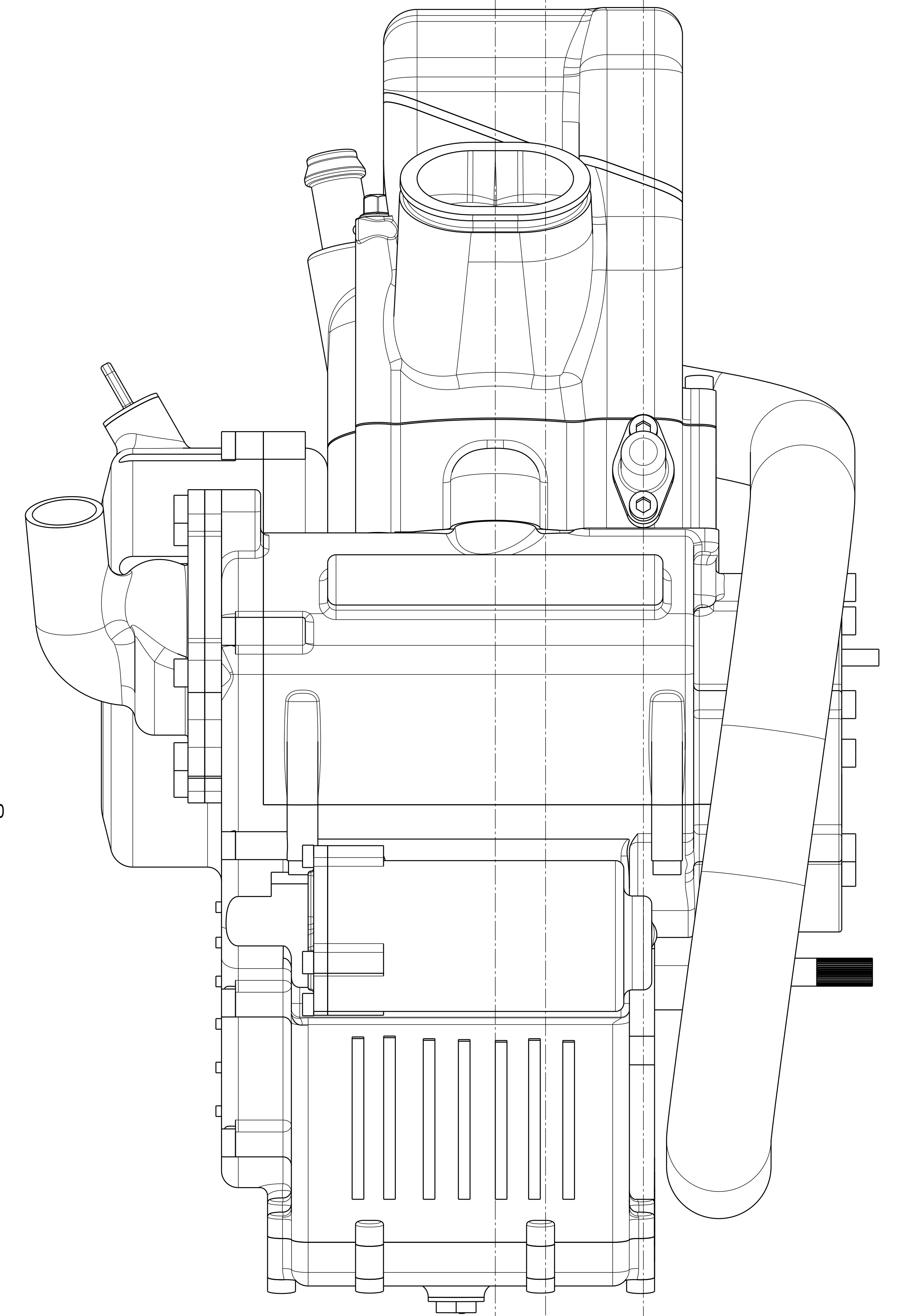
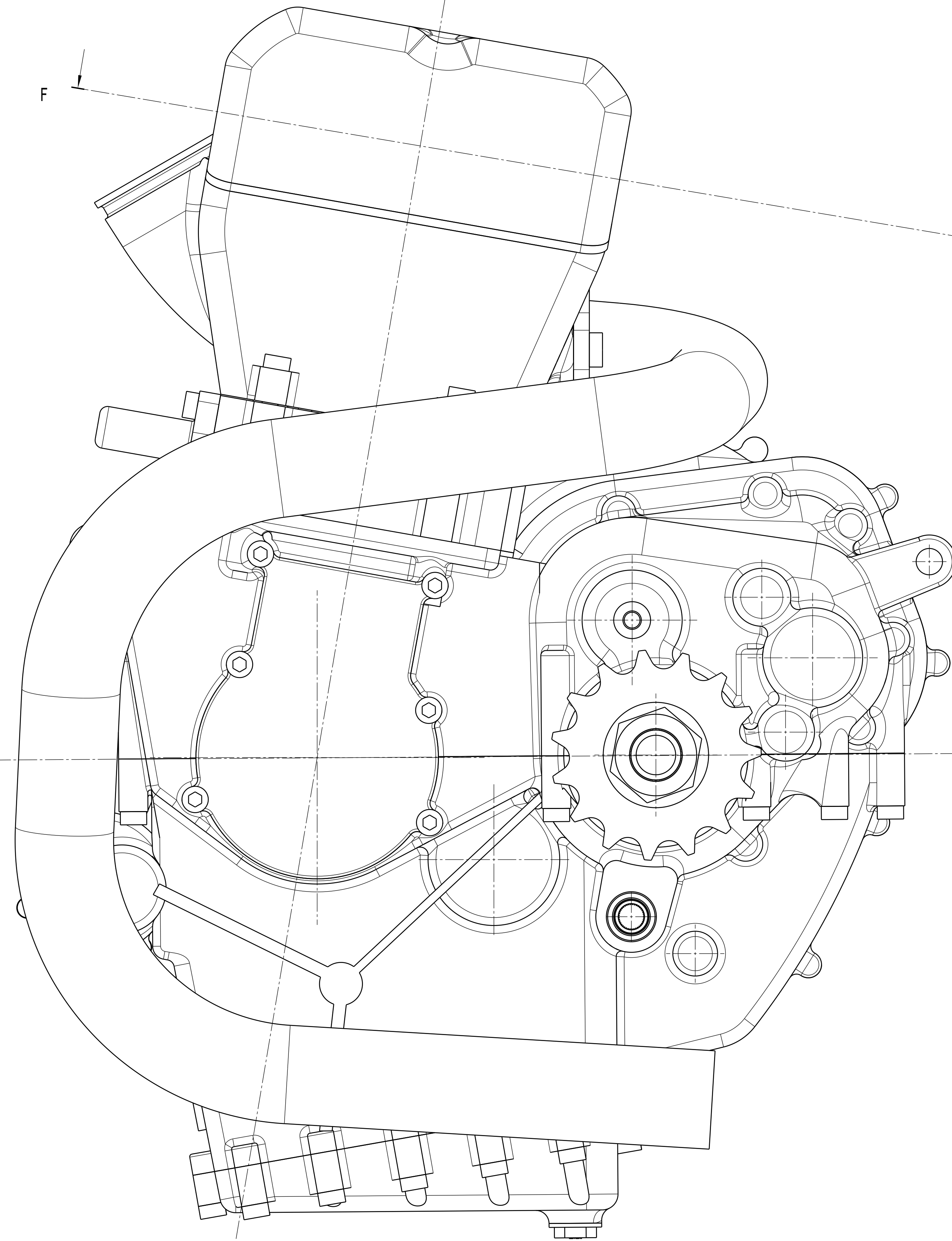
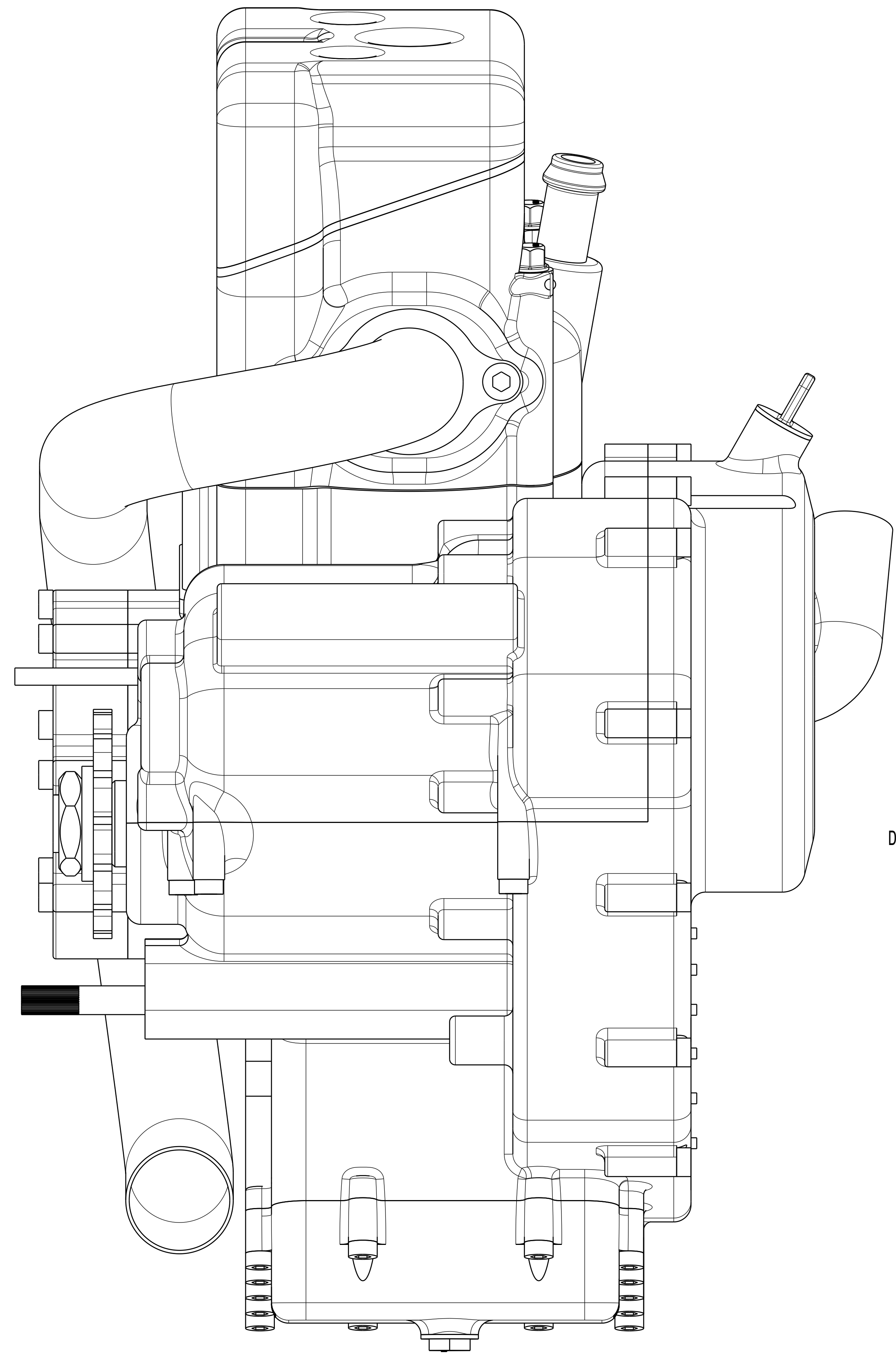
- 1) Výkres klikového hřídele (výkres 001)
- 2) Výkres projekční sestavy motoru (výkres 002)
- 3) CD-ROM obsahující text Diplomové práce a 3D model

Ra 6,3 Ra 3,2 Ra 1,6 Ra 0,8 Ra 0,4

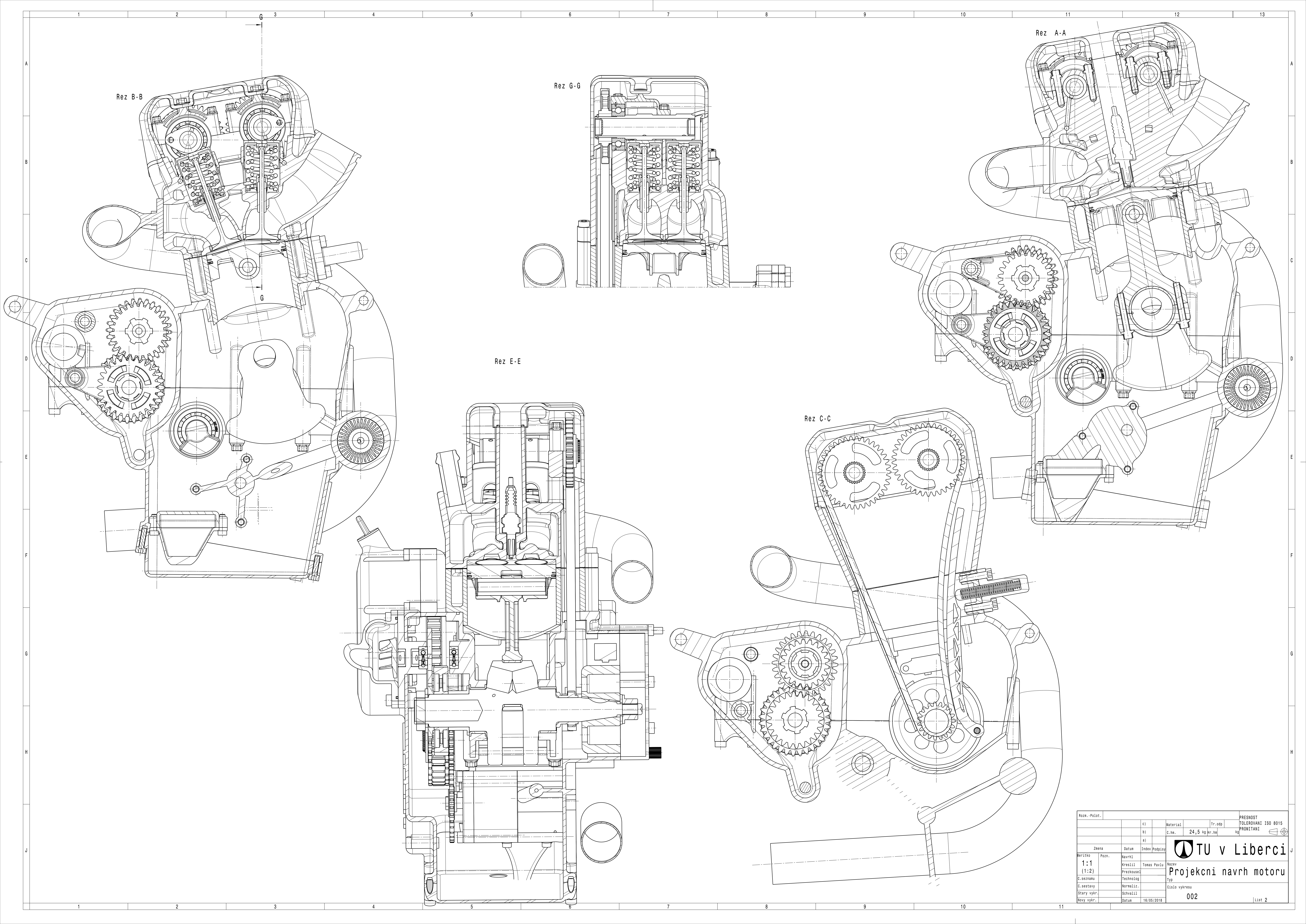


ZKONTROLOVAT MAGNETICKOU POLEVAČÍ METODOU PŘÍPADNĚ ULTRAZVUKEM
 ZUSLECHTENO NA Rm = 1350 + 100 MPa PŘI 290+40 HB
 HLAVNÍ A OJNICNÍ ČEPY JSOU INDUKČNĚ KALENY DO HLUBKY 2+1MM NA TVRDOST 50+3 HRC
 HRIDEL DYNAMICKY VYVAZIT - MAX. HODNOTA NEVYVAZENOSTI: 10gcm
 HMOTNOST TECHNOLOGICKE HMOTY PRO VYVAZENÍ: 161g
 PRO VYVAZENÍ ODEBÍRAT MATERIÁL Z PROTÍZAVAČÍ
 VYKOVEK MUSÍ BYT ZBAVEN OKUJÍ A BEZ TRHLIN
 VYBEHY MAZACÍCH OTVORU LESTENY DO HLUBKY 6mm
 KONTROLOVAT PRUCHODNOST MAZACÍCH KANÁLKU STLACENÝM VZDUCHEM
 PŘECHODY HLAVNÍCH A OJNICNÍCH ČEPŮ VALEČKOVANY
 NEKOTOVANE ROZMERY DLE CAD DAT

Rožn.-Pořad.	CSN 42 9030			PŘESNOST ISO 2768-mK
c)	Material	15142.9	Tr.odp 142	TOLEROVANI ISO 8015
b)	C.hm.	1,682 kg	Hr.hm	PROMITANI
a)				
Zmena	Datum	Index	Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrh	Kreslil	Navrhl
1:1	(2:1)		Tomáš Pavlu	
C.seznamu	Technolog	Prezkoušel		Nazev
C.sestavy	Normaliz.			KLÍKOVY_HRIDEL
Stary vykr.	Schválil			Typ
Novy vykr.	Datum	16/05/2018		Císlo vykresu
				001



Rozm. Polot.		c) Material		Tr. odd		PRESNOST	
b) C.nm.		24,5 kg hr-hm		kg		TOLEROVANI ISO 8015	
a)						PROJEKTANTI	
Zena	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci Projektčni návrh motoru			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	Tomas Pavlu				
(1:2)		Prezkoušel					
C.seznamu		Technolog					
C.sestavu		Normaliz.					
Stary vykr.		Schválil					
Novy vykr.		Datum	16/05/2018	Císlo vykrusu		002	
							List 1



Rez B-B

Rez G-G

Rez A-A

Rez E-E

Rez C-C

Rozm. - Polot.		c)		Material	Tr. odd	PRESNOST
		b)		C.nm.	24,5 kg hr.-hm	TOLEROVANI ISO 8015
		a)				PROVITANI
Zmena	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci		
Meritko	Pozn.	Navrhil	Tomas Pavlu			
1:1	(1:2)	Kreslil	Technolog	Typ		
C. seznamu	Normaliz.	Schvalil	16/05/2018	Cislo vykresu		
Stary vykr.	Datum			002		
Novy vykr.				List 2		