



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEDNOVÁLCOVÝ ČTYŘDOBÝ MOTOR MOTOCYKLU TŘÍDY ENDURO

SINGLE-CYLINDER FOUR-STROKE ENGINE FOR AN ENDURO MOTORCYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Kotiza

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Kotiza**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok: 2015/16

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

Jednoválcový čtyřdobý motor motocyklu třídy enduro

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního charakteru zaměřená na návrh čtyřdobého jednoválcového motocyklového motoru pro zástavbu do podvozku s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí.

Cíle diplomové práce:

Provedte rešerši v oblasti konstrukce soudobých čtyřdobých jednoválcových kapalinou chlazených motorů o zdvihovém objemu do 450 cm³ dle předpisů třídy E2 Mistrovství světa v enduru. V prostředí CAD zpracujte vlastní konstrukční návrh takovéto pohonné jednotky s elektrickým spouštěčem, ovšem uzpůsobené pro zástavbu do podvozku s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí dle patentového návrhu Ing. Františka Krňávka (PV 367-85) 252 256. Provedte výpočet vybraného konstrukčního uzlu. Vypracujte výkres sestavy motoru, kde uveďte hlavní a přípojně rozměry.

Seznam literatury:

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford: Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.

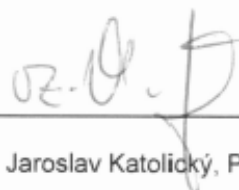
RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 23. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh jednoválcového čtyřdobého motoru. Koncepce motoru o zdvihovém objemu 450 cm³ splňující pravidla třídy enduro E2 je uzpůsobena pro aplikaci do motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí dle patentového návrhu Ing. Františka Krňávka. V úvodu práce je rozbor motorů této kategorie a specifické uspořádání motorů v motocyklech. Následuje návrh a simulace parametrů motoru, na základě kterých jsou vytvořeny a popsány 3D modely jednotlivých součástí motoru. Závěr se zabývá výpočtem trvanlivosti hlavních ložisek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Čtyřtákní motor, jednoválcový motor, enduro E2, Krňávek, konstrukce, 3D model, trvanlivost ložisek

ABSTRACT

Diploma thesis is aimed on construction design of single cylinder four stroke engine. Conception of engine with cylinder capacity 450 cm³ meets the rules of Enduro E2 class and is adapt for application for motorcycle with extremely long swing arm according to the patent owned by Ing. Frantisek Krnavek. In the beginning of this thesis is analysis of engines this category and specific engine layouts in the motorcycles. After is design and simulation of engine parameters from which are created and described 3D models of engine parts. Conclusion is about durability calculation of main bearings.

KEYWORDS

Four stroke engine, single cylinder engine, enduro E2, Krnavek, construction, 3D model, durability of bearings



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOTIZA, T. *Jednoválcový čtyřdobý motor motocyklu třídy enduro*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Bc. Tomáš Kotiza



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Lubomíru Drápalovi a odbornému konzultantovi panu Ing. Jiřímu Peškovi za poskytnuté rady a věcné připomínky při vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat zejména rodině a těm, kteří mě podporovali v době zpracování této diplomové práce a obecně v průběhu studia na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Specifikace a motory třídy enduro E2	11
1.1 Charakteristika třídy enduro E2	11
1.1.1 Dělení výkonnostních tříd	11
1.1.2 Obecná pravidla	11
1.2 Konstrukce čtyřdobých motorů třídy E2	13
1.2.1 Beta RR 430	13
1.2.2 KTM EXC-F 450	15
1.2.3 Sherco 450 SEF-R	18
2 Zástavba motoru v motocyklu	20
2.1 Motocykl s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí	20
2.1.1 Patentový spis PV 367-85	21
2.2 Uspořádání motorů v motocyklech	21
2.2.1 Běžná koncepce	21
2.2.2 Jiné koncepce	22
3 Parametry navrhovaného motoru	24
3.1 Základní parametry motoru	24
3.1.1 Excentrický klikový mechanismus	25
3.2 Termodynamický model	26
3.3 Kinematika rozvodového mechanismu	29
3.3.1 Model rozvodového mechanismu	29
3.3.2 Ventilové pružiny	30
3.4 Vyvažování klikového mechanismu	30
4 Konstrukční návrh motoru	34
4.1 Hlavní součásti motoru	34
4.1.1 Pístní skupina	34
4.1.2 Pístní kroužky	36
4.1.3 Klikový mechanismus	36
4.1.4 Ojnice	36
4.1.5 Vyvažovací hřídel a odstředivé vodní čerpadlo	39
4.1.6 Rozvodový mechanismus	40
4.1.7 Hlava motoru	45
4.1.8 Válec motoru	51
4.2 Zástavba motoru v motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí	51
4.3 Ostatní součásti motoru	54



4.3.1	Spojka	54
4.3.2	Převodovka a řadicí mechanismus	55
4.3.3	Vložený převod výstupního hřídele.....	56
4.3.4	Elektrický spouštěč.....	58
4.3.5	Kliková skříň	58
4.3.6	Víka klikové skříně.....	60
4.3.7	Chladicí soustava	62
4.3.8	Mazací soustava.....	63
4.3.9	Odvětrání klikového prostoru.....	65
5	Výpočet trvanlivosti hlavních ložisek	66
	Závěr.....	69
	Seznam použitých zkratk a symbolů	72
	Seznam příloh	73



ÚVOD

Spalovací motory byly ve svých počátcích určeny především pro pohon vozidel na přepravu nákladů a osob. Jako nástupce v té době parních strojů jsou účinnější, menší, lehčí a šetrnější k životnímu prostředí. Když Nicolaus Otto vynalezl čtyřdobý spalovací motor, jistě nepředpokládal, že bude mít takové masové využití, jaké má v dnešní době.

Čtyřdobý spalovací motor si prošel za těch bezmála 140 let od jeho vynalezení mnoha modifikacemi. Dříve měly motory velké zdvihové objemy a vysokou spotřebu paliva. S postupem času se objemy motorů zmenšovaly, a s nimi i spotřeba paliva, emise škodlivin a hmotnost při zachování nebo zvýšení výkonu a točivého momentu. Vše má ale své hranice a dnes je možno upozorovat, že nelze snižovat emise dnešní koncepce čtyřdobých motorů donekonečna. Můžeme být ale spokojeni s tím, do jakého stavu dospěly a pokračovat v jejich dalším vylepšování.

Aplikace spalovacích motorů do závodních vozidel byla odjakživa velkou podívanou. Ať už se jedná o závody Formule 1, závody silničních motocyklů nebo závody terénních motocyklů. Jezdci si dokazují své schopnosti a soupeří s ostatními závodníky o příčky nejvyšší za podpory diváků. Množství adrenalinu a závodní atmosféra je lákavá pro širokou veřejnost.

Závody terénních motocyklů se začaly konat již ve 20. letech 20. století. Většinou se závodilo na upravených silničních motocyklech pro běžný provoz. Postupem času se firmy začaly zabývat vývojem motocyklů přímo pro terénní závody. Na ně jsou kladeny požadavky příznivého průběhu motoru ve spojení s dobrými jízdními vlastnostmi motocyklu.

Motory používané v terénních motocyklech se převážně používaly dvoudobé, ať už se jedná o motokros či enduro. Na přelomu tisíciletí se začalo pomalu přecházet k motorům čtyřdobým. Dvoudobé motory jsou používány hlavně v motocyklech pro mládež, ale stále najdou uplatnění v ostatních kategoriích motocyklů, kde se žádají jejich výhody. Záleží na jezdcích, které vlastnosti motocyklu požadují, a tak v enduru jsou stále používány motocykly s dvoudobým motorem. Nadvláda čtyřdobých motocyklů je ale zřejmá, a i do budoucna se nedá očekávat jiný trend.

Podvozky terénních motocyklů jsou vystaveny vysokému namáhání při překonávání terénních překážek. Je důležité mít dobrou geometrii podvozku a odpružení kol. Bylo zkoušeno mnoho netypických koncepcí podvozku, slibujících si zlepšení jízdních vlastností, nicméně většina z nich se nedočkala hromadného užití. Jednou z nich je patent motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí Ing. Františka Krňávky, který se zabýval zlepšením jízdních vlastností terénních motocyklů.

Při návrhu motoru je třeba vzít v úvahu jeho použití a zástavbové možnosti. Spalovací motor je složitý stroj a při jeho konstrukci je nutno provést mnoho kompromisů aby byla zaručena jeho funkčnost a výrobní jednoduchost. Použitím simulačních softwarů si lze ulehčit jeho návrh a dosáhnout tak konkurence schopného motoru.



1 SPECIFIKACE A MOTORY TŘÍDY ENDURO E2

V této kapitole je uveden přehled pravidel třídy enduro E2 které má konstruovaný motor splňovat. Dále jsou popsány motory používané v této kategorii, kde jsou uvedeny jejich parametry a konstrukční uspořádání.

1.1 CHARAKTERISTIKA TŘÍDY ENDURO E2

Informace této kapitoly jsou čerpány z technických regulí FIM [1], [2]

Označení „enduro“, je pro terénní motocyklové závody konající se ve volné přírodě, po předem označených trasách. Závody mistrovství světa v enduru pod záštitou FIM – Enduro World Championship (EWC) se konají každoročně pod tímto názvem od roku 1990.

1.1.1 DĚLENÍ VÝKONNOSTNÍCH TŘÍD

Motocykly pro enduro závody se dělí do tříd dle zdvihového objemu a taktnosti motoru. Od roku 2004 se nově značí výkonnostní třídy enduro. Enduro 1 (E1), Enduro 2 (E2) a Enduro 3 (E3).

Tab. 1 Dělení výkonnostních tříd Enduro

Třída	Typ motoru	Zdvihový objem
Enduro E1	2-dobý	100 cm ³ – 125 cm ³
	4-dobý	175 cm ³ – 250 cm ³
Enduro E2	2-dobý	175 cm ³ – 250 cm ³
	4-dobý	290 cm ³ – 450 cm ³
Enduro E3	2-dobý	290 cm ³ – 500 cm ³
	4-dobý	475 cm ³ – 650 cm ³

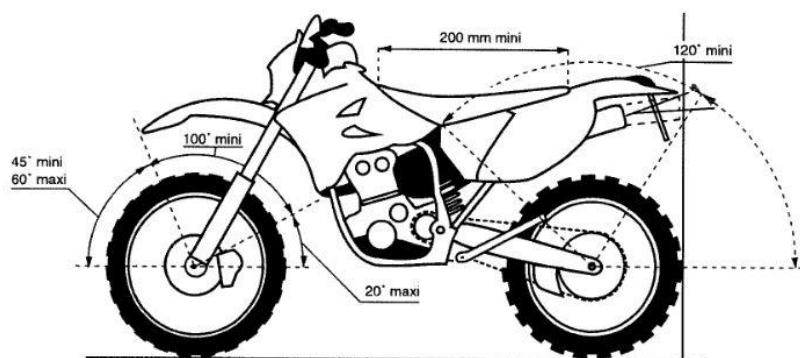
1.1.2 OBECNÁ PRAVIDLA

Ve třídě Enduro E2 tedy smí startovat motocykly s dvoudobým motorem o obsahu od 175 cm³ do 250 cm³ a motocykly se čtyřdobým motorem o obsahu od 290 cm³ do 450 cm³. Motocykly musí mít číselné tabulky s červeným podkladem a na nich bílá startovní čísla. Startovat mohou jezdci s FIM závodní licenci, a to bez omezení věku za podmínky vlastnění řidičského průkazu.

Na motor nejsou kladeny, kromě limitu zdvihového objemu pro danou třídu, téměř žádná omezení. Motory pouze nesmějí být přeplňovány a použití titanových materiálů je povoleno pouze na šrouby a matice. Je povoleno používat dle norem schválená paliva a během závodu může být provedena jeho kontrola.



Motocykl (Obr. 1) musí být v bezvadném stavu a odpovídat rozměrovým a bezpečnostním požadavkům dle technických řádů FIM.



Obr. 1 Rozměry motocyklu třídy enduro [2]

Určité díly motocyklu jsou před závodem označeny nesmazatelnou barvou nebo jiným neodstranitelným označením zabraňujícím jejich nepovolenou výměnu během závodu.

Každý motocykl musí projít hlukovou zkouškou před, během a po závodě, kde musí splňovat následující limity stanovené stejné pro motocykly všech tříd.

Tab. 2 Hlukové limity

E1, E2, E3	Limit	Metoda „max. 2 m“
Kontrola před závodem	114 dB/A	112 dB/A + 2dB/A na přesnost měření
Kontrola během a po závodě	115 dB/A	114 dB/A + 1 dB/A na opotřebení tlumiče výfuku



1.2 KONSTRUKCE ČTYŘDOBÝCH MOTORŮ TŘÍDY E2

Výhodou čtyřdobého motoru oproti dvoudobému je zlepšení průběhu točivého momentu v celém rozsahu otáček a jeho pozvolný náběh již v nízkých otáčkách požadovaný v terénních motocyklech. Neméně významnou výhodou je nižší spotřeba paliva a oleje, který je aplikován olejovými čerpadly uvnitř motoru. S tím souvisí nižší hodnoty emisí uvolňovaných do ovzduší, které jsou zpříšňovány i v závodních aplikacích. Nevýhodou je vyšší hmotnost a s ní spojená setrvačnost motoru, větší počet součástí požadující servisní úkony, a s ním spojená finanční náročnost. I přes zmíněné nevýhody jsou však v této kategorii velice používány. Motory pro motokros a enduro jsou v základu podobné. Enduro motory většinou vycházejí z modifikace motokrosového motoru. Kromě mírně sníženého výkonu, kompresního poměru, mají zpravidla převodovku s více převodovými stupni a převážně elektrický a nožní startér. Použití motokrosového motoru je možné. Někteří výrobci jako například Yamaha a Honda mají tovární tým, který se úspěšně účastní světového šampionátu s upraveným motokrosovým motocyklem pro enduro závody. Výrobci terénních motorů je celá řada, a proto zde popíšeme pouze nejznámější motory enduro motocyklů používané v kategorii E2. Pro popis motorů je použita orientace totožná s popisem motocyklu, levá strana motoru leží na levé straně motocyklu, přední strana motoru je ta blíže přednímu kolu atd.

1.2.1 BETA RR 430

Italský výrobce motocyklů s dlouhou historií je v posledních letech na vzestupu a vyrábí úspěšné enduro motocykly do všech kategorií enduro. Portfolio motorů je velice široké. Pro kategorii enduro E2 nabízí hned 3 motory stejné koncepce s různým zdvihovým objemem.



Obr. 2 Beta RR 350 2016 [3]

Jedná se o motory s obsahem 350 cm³, 390 cm³ a 430 cm³. V Tab. 3 jsou uvedeny parametry pro nejslabší a nejsilnější motor.

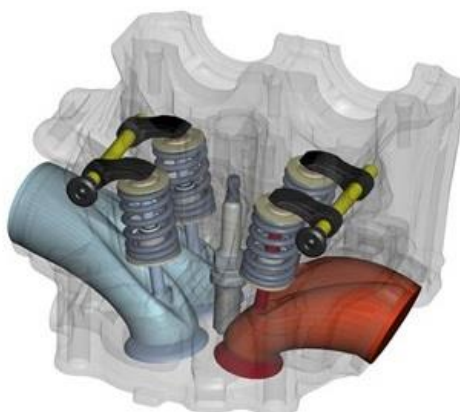


Tab. 3 Základní parametry motorů Beta RR [4]

	RR 350	RR 430
Zdvihový objem	349 cm ³	430,9 cm ³
Vrtání	88 mm	95 mm
Zdvih	57,4 mm	60,8 mm
Kompresní poměr	13,19:1	12,33:1
Příprava směsi	Elektronické vstřikování Synerjet EFI	Elektronické vstřikování Synerjet EFI
Rozvod	DOHC	DOHC
Počet ventilů	4	4
Průměr škrticí klapky	42 mm	42 mm
Spouštění	Elektrické a nožní	Elektrické a nožní
Chlazení	vodní	vodní
Mazání	tlakové, dvěma olejovými čerpadly	tlakové, dvěma olejovými čerpadly
Primární převod	28:76	31:73
Převodové stupně	6	6
Spojka	hydraulická, mokrá, více lamelová	hydraulická, mokrá, více lamelová
Zapalování	Kokusan, AC-CDI	Kokusan, AC-CDI

Motor má klikový hřídel uložený ve valivých ložiscích. Levá polovina klikového hřídele pohání osazeným kolem rozvodový mechanismus, na jeho konci je uložen rotor zapalování. Pravá polovina klikového hřídele je osazena primárním kolem, které pohání vyvažovací hřídel s dvěma vývažky vně klikové skříně. Vnitřní vybrání primárního kola slouží pro startovací mechanismus a vnější ozubení pro pohon spojkového koše. Vodní čerpadlo je poháněno od vyvažovacího hřídele.

Dva vačkové hřídele jsou poháněny ozubeným řetězem od klikového hřídele. Vačkové hřídele jsou uloženy na straně rozvodových koleček v jehličkových ložiscích a mezi vačkami je uložení přímo v hlavě motoru. 4 titanové ventily jsou ovládány vačkami přes jednostranně uložené páky (Obr. 3), které jsou jako pístní čep opatřeny DLC (Diamond Layer Coating) povlakem pro zvýšení odolnosti proti opotřebení.



Obr. 3 Rozvodový mechanismus s jednostranně uloženými páky -Beta 480 RR 2016 [5]

Na pravé straně motoru uložená třecí hydraulicky ovládaná spojka a 6-ti stupňová převodovka je klasické koncepce.

Olejové hospodářství je poháněno dvěma olejovými čerpadly, kde jedno odsává olej z prostoru klikového mechanismu, maže jím rozvodový řetěz a poté stéká do prostoru převodovky. Druhé čerpadlo nasává olej z prostoru převodovky, a je přes olejový filtr přiváděn k trysce na ostřík pístu. Dále je skrze pravé víko přiváděn klikovým hřídelem k ojničnímu ložisku. Vývrtem hlavy motoru zásobuje hydraulický napínák rozvodového řetězu a dostává se až k vačkovým hřídelům, kde maže jejich uložení v hlavě. Tryskami je rozprašován do kontaktu vačky a jednostranně uložené páky.

Motor lze spouštět buď pomocí nožní páky umístěné na pravé straně motoru, nebo pomocí instalovaného elektrického spouštěče. Elektromotor o výkonu 0,45 kW zabírá do soukolí ozubených kol a přes volnoběžku, spojující primární kolečko umístěné na čepu pravého klikového hřídele, roztáčí motor.

Odvětrání klikové skříně je provedeno skrze vyvažovací hřídel levým víkem motoru.

1.2.2 KTM EXC-F 450

Zaměření rakouského výrobce terénních a silničních motocyklů KTM je převážně na motokrosově modely. Všechny motokrosově modely pro letošní rok byly radikálně modifikovány a tak například u modelu SX-F 450 2016 byla oproti roku 2015 snížena hmotnost motoru o 1,8 kg. Jedná se v podstatě o převzaté tovární speciály z roku 2015, které sbíraly jeden světový titul za druhým. Motory enduro modelů bývají starší generace, a tak již v roce 2017 jsou potvrzeny enduro motocykly s motory vycházejících z oněch motokrosových roku 2016. KTM nabízí pro třídu E2 motory o zdvihovém objemu 350 cm³ a 450 cm³, viz parametry v Tab. 4. Z důvodu jisté podobnosti slabšího modelu s již popisovaným motorem Beta, zmíním konstrukci silnějšího modelu motoru KTM EXC 450 (Obr. 4). Model 2017 se může pyšnit svou kompaktností a nejmenší hmotností ve své třídě zatímco splňuje limity emisní normy Euro IV.



Obr. 4 KTM 450 EXC 2017 [6]

Tab. 4 Parametry motorů KTM [6]

	350 EXC-F	450 EXC
Zdvihový objem	349,7 cm ³	449,3 cm ³
Vrtání	88 mm	95 mm
Zdvih	57,5 mm	63,4 mm
Kompresní poměr	12,3:1	11,8:1
Příprava směsi	Elektronické vstřikování Keihin EFI	Elektronické vstřikování Keihin EFI
Rozvod	DOHC	OHC
Počet ventilů	4	4
Průměr škrticí klapky	42 mm	42 mm
Spouštění	Elektrické	Elektrické
Chlazení	vodní	vodní
Mazání	tlakové, dvěma olejovými čerpadly	tlakové, dvěma olejovými čerpadly
Primární převod	24:73	31:76
Převodové stupně	6	6
Spojka	hydraulická, mokrá, více lamelová	hydraulická, mokrá, více lamelová
Zapalování	Keihin EMS	Keihin EMS



Srdcem motoru je SOHC rozvodový mechanismus. Váčkový hřídel uložený ve valivých ložiscích v hlavě motoru, ovládá přes otočně uložená vahadla 2 titanové sací a 2 ocelové výfukové ventily. Poháněn je hydraulicky napínaným rozvodovým řetězem z levé strany klikového hřídele, kde je zároveň uložen rotor zapalování. Vysoce odlehčený klikový hřídel, jak lze vidět na Obr. 5, uložený ve valivých ložiscích je vyroben společností Pankl ze speciální vysoce kvalitní oceli. Ojnicí oko má vkládané ložiskové pánve. Kovaný píst typu „Box-in-box“, používaný u vozů Formule 1, snižuje vibrace a díky speciálnímu povlakování „Grafal“, výrobců pístů Mahle, je sníženo jeho opotřebení ve fázi záběhu motoru a prodloužena životnost. Povlak nanášený síťovou metodou („screen printing“) dává pístu podobu již zaběhlého pístu. Vyvažovací hřídel umístěný na pravé straně motoru, poháněný od ozubení primárního kola zároveň slouží jako nosný hřídel pro uložení vrtulky vodního čerpadla (Obr. 5 napravo).



Obr. 5 Klikový hřídel, vyvažovací hřídel-vodní čerpadlo - KTM SX-F 450 – 2015 [7]

Hydraulicky ovládaná spojka DDS od společnosti Brembo ve spojení se 6-ti stupňovou převodovkou zajišťují věrohodné ovládání motoru.

Engine management system (EMS), je systém ovládání motoru společnosti Keihin, který zajišťuje pomocí elektronického vstřikování automatickou regulaci a maximální výkon. 196 W olejem chlazený alternátor poskytuje dostatečný příkon pro vstřikovací systém, světla a další elektronické spotřebiče. Pomocí EMS lze měnit nastavení charakteristiky řízení motoru, jako jsou časování zážehu a množství vstřikované dávky paliva.

Olejové hospodářství je podobného řešení jako u Bety. S tím rozdílem, že nízkotlaké čerpadlo umístěné na levé straně motoru je přiváděno k tělesu hydraulické spojky, a do hřídele převodovky, kde maže prostor převodové skříně. V hlavě motoru jsou mazány kontakty vačky s vahadlem a jeho uložení na čepu. Olej poté stéká šachtou pro rozvodový řetěz zpět do prostoru převodové skříně jako u každého zde popisovaného motoru.

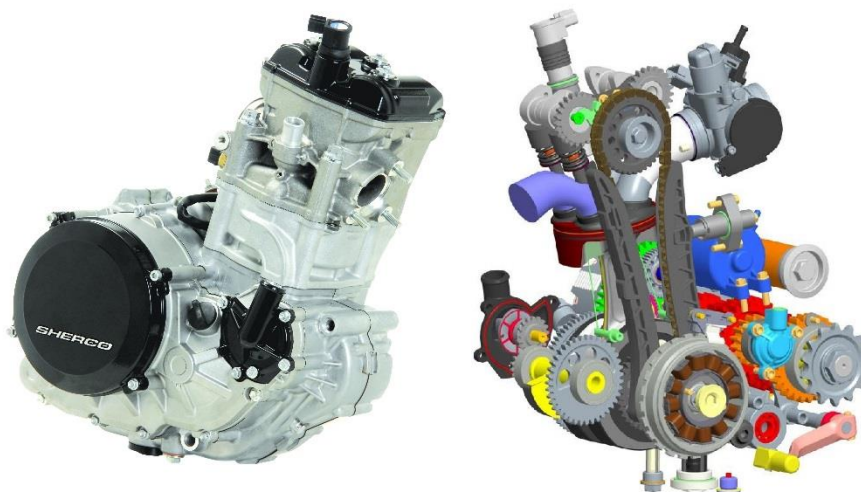
Elektrický startér Mitsuba spolu převody elektrického spouštěče, je stejného uspořádání jako u předešlého motoru Beta.

Odvětrání klikového hřídele je zajištěno skrze jazýčkovou membránu uloženou na boku klikové skříně, šachtu rozvodového řetězu a dutým váčkovým hřídelem, kde na jeho konci v hlavě motoru je otvor vedoucí do víka hlavy motoru a ven z motoru.



1.2.3 SHERCO 450 SEF-R

Motocykly francouzského výrobce motocyklů Sherco jsou též úspěšné v kategorii E2. Méně známé motocykly s modrým designem mají odlišnou koncepci motoru od již zmíněných motorů. Na Obr. 6 můžete vidět jeho vnější celkový pohled a vnitřní součásti motoru. Tab. 5 shrnuje jeho základní parametry.



Obr. 6 Sherco 450 SEF-R 2015 [8]

Tab. 5 Parametry motoru Sherco 450 SEF-R 2016 [9]

	450 SEF-R
Zdvihový objem	449,4 cm ³
Vrtání	95 mm
Zdvih	63,4 mm
Kompresní poměr	12,3:1
Příprava směsi	Elektronické vstřikování Synerjet EFI
Rozvod	DOHC, Sherco Technology
Počet ventilů	4
Spouštění	Elektrické
Chlazení	vodní
Mazání	tlakové, dvěma olejovými čerpadly
Převodové stupně	6
Spojka	hydraulická, mokrá, více lamelová
Zapalování	220W Alternator



Levá polovina klikového hřídele plní mnoho pohonných funkcí. Těsně k jeho ramenu, uvnitř skříně motoru, je nasazeno a otočně zajištěno pomocí kolíků zapadajících do boku ramene hnací kolo vyvažovacího hřídele. Vývažek, který je umístěn mezi rameny klikového hřídele vyvažuje 50% setrvačných hmot posuvných částí. Na jeho konci je převod ozubenými koly, kterým je poháněno vodní čerpadlo. Vně levé klikové skříně za hlavním ložiskem uložení klikového hřídele, je ozubené kolo pohánějící rozvodovým řetězem vložený převod v hlavě motoru (Obr. 6). Z něj jsou poháněny dva vačkové hřídele otevírající každý dvojici ventilů přes hrníčková zdvihátka. Konec levé poloviny klikového hřídele obsahuje rotor zapalování, jako většina terénních motorů.

Letošním rokem je osazen i model 450 elektronickým vstřikováním, běžným již téměř ve všech moderních motocyklových motorech. Modernizací prošel i klikový mechanismus (Obr. 7) pro zlepšení trakce a životnosti i při zvýšení otáček. Byla provedena redukce hmotnosti a momentu setrvačnosti jednotlivých součástí.



Obr. 7 Klikový mechanismus - Sherco 450 SEF-R 2016 [9]

Spojka a převodovka je stejné koncepce, hydraulicky ovládaná a 6-ti stupňová.

Spouštění motoru je pouze elektrické, a je stejné koncepce jako u předešlých motorů, z pravé strany motoru do primárního kola.

Odvětrání klikového prostoru je řešeno otvorem vyvažovacího hřídele.

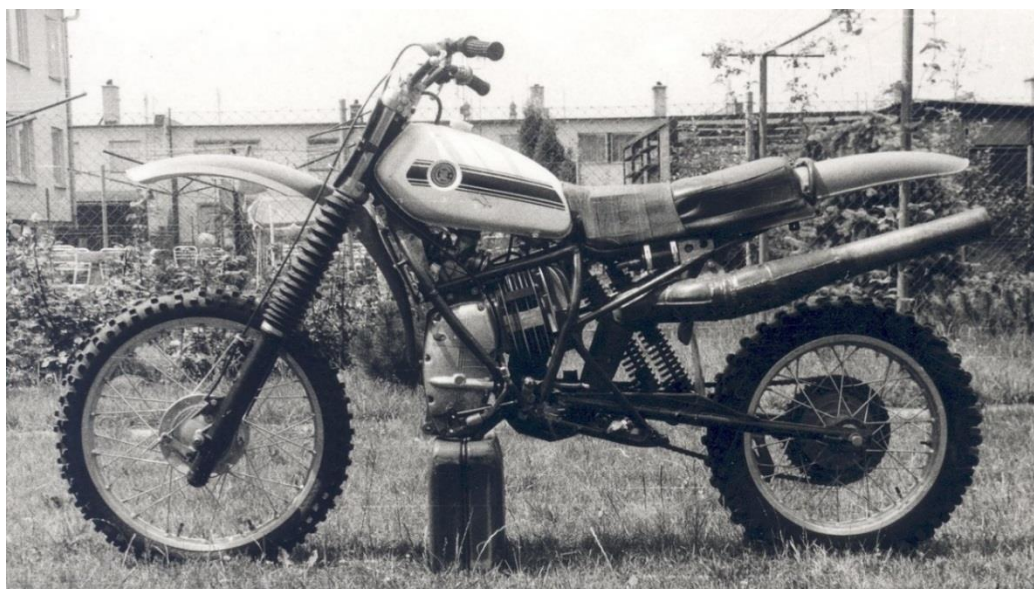


2 ZÁSTAVBA MOTORU V MOTOCYKLU

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout motor pro zástavbu do motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí. Bylo nutné udělat si přehled o různých možnostech uspořádání motoru v rámu motocyklu, zvážit výhody, nevýhody, a poté se rozhodnout, která varianta bude nejvhodnější.

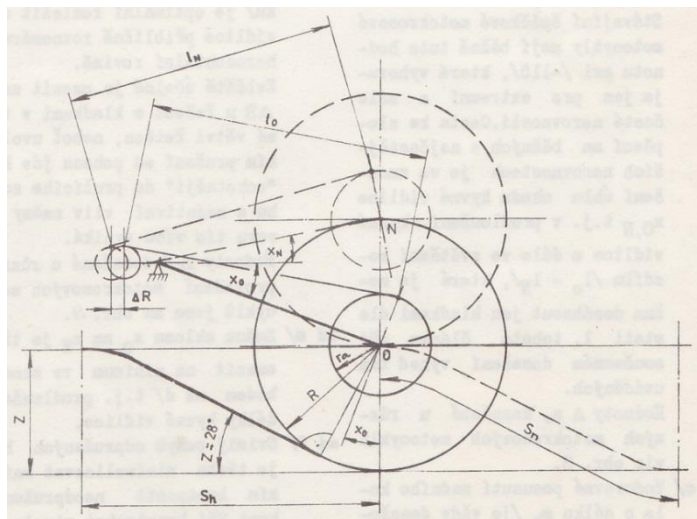
2.1 MOTOCYKL S EXTRÉMNĚ DLOUHOU KYVNOU VIDLICÍ

Motocykl na Obr. 8 zkonstruoval dle patentu PV-367-85 [11] v roce 1988 pro pamětníky nemálo proslulý pan Ing. František Krňávek z Uničova. Proslavil se zkonstruováním hydropneumatické pružicí jednotky, která byla používána na československých strojích ČZ. V té době se jednalo o nadčasovou pružicí jednotku nazývanou podle svého autora „Krňávky“. Jeho vášní však byly studie jízdních vlastností terénních motocyklů. Zabýval se touto problematikou mnoho let. Jeho cílem bylo zlepšení jízdních vlastností terénních motocyklů a tak světlo světa spatřilo několik exemplářů, na kterých si záhy poté zkoušel jeho teoretické výpočty a úvahy. Svůj zájem sdílel dokonce i v mnoha dílech časopisu Motocross vydávaném od poloviny 80. let. Jeho postavené, absolutně nekonvenční, exempláře motocyklů však postrádaly dobrou estetickou podobu. Více byl kladen důraz na rychlost realizace a ověření funkce, což mělo za následek, že se k jeho motocyklům stavěla veřejnost s velkým nadhledem a nevelkým nadšením. Nicméně věřil, že se za pět či deset let alespoň něco z jeho výzkumu uplatní v terénních motocyklech. Nestalo se tak.



Obr. 8 Archivní fotografie motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí (Archiv pana Ing. Molcara)

Hlavním důvodem, proč se zabýval pan. Ing. Krňávek jízdními vlastnostmi terénních motocyklů byl ten, že při propružení zadního kola se mění úhel kyvné vidlice vůči vozovce, což nepříznivě ovlivňuje tuhost pružení. Dalším důvodem byla změna rozvoru ΔR mezi osou zadního kola a hnacího pastorku, viz Obr. 9, a s tím souvisejícího enormně se měnícího napětí v řetězu při přejezdu nerovností.



Obr. 9 Průběh zdvihu zadního kola při přejezdu nerovnosti [10]

2.1.1 PATENTOVÝ SPIS PV 367-85

Cílem řešení motocyklu dle výše zmíněného patentového spisu [11], je zlepšení jeho jízdních vlastností. Toho se dosáhne zlepšením pružení záběrového kola (zadního kola motocyklu), snížením těžiště motocyklu a zvýšením výkonu motoru. Prodloužením kyvné vidlice na přibližně 900mm se dosáhne zlepšeného pružení záběrového kola a menšího výkyvu kyvné vidlice. Snížení těžiště motocyklu se dosáhne umístěním válce motoru do vodorovné polohy s vyústěním výfukového potrubí svisle dolů, díky umístěnému motoru blíže k přednímu kolu je možno snížení i zúžení stupaček. Výkon se dle autora zvýší příznivějším a náporovým nasáváním vzduchu do válce motoru a také vyústěním výfukového potrubí svisle dolů a jeho vhodným tvarováním.

2.2 USPOŘÁDÁNÍ MOTORŮ V MOTOCYKLECH

2.2.1 BĚŽNÁ KONCEPCE

Nejvíce historicky používanou koncepcí motocyklu a uložení motoru je následující na Obr. 10. Výstupní hřídel převodovky je umístěn co nejbližely ose kyvné vidlice. Kyvná vidlice má délku okolo 600 mm. Motor má válec s hlavou skloněn mírně vpřed. Spojkový koš je uložen na hlavním hřídeli převodovky.



Obr. 10 Kawasaki KX 450 F 2008 [12]

2.2.2 JINÉ KONCEPCE

Někteří výrobci motocyklů se rozhodli z různých důvodů pro koncepce jiné. Mezi nejznámějšími posledních let jsou následující dvě.

HUSABERG FE450 2012

Jedním z nich je původně Švédský výrobce motocyklů, dnes vlastněný KTM. Legendární Husaberg, který v minulosti na sklonku 90. let ukázal světu sílu a konkurenční schopnost čtyřtákního motoru, který nebyl prakticky v terénních motocyklech té doby používán. V roce 2009 přišel s revoluční koncepcí, kdy válec motoru byl skloněn o 70° vůči svislé ose směrem dopředu. Klikový hřídel byl náležitě posunut ke středu motocyklu dle Obr. 11. Výhodou této koncepce je posunutí těžiště motoru blíže k těžišti celého motocyklu, a tím zlepšením jeho ovládání. Tento motor byl v minulosti použit do formule studentů týmu TU Brno Racing působícího na naší fakultě.



Obr. 11 Husaberg FE 450 2012 [13],[14]

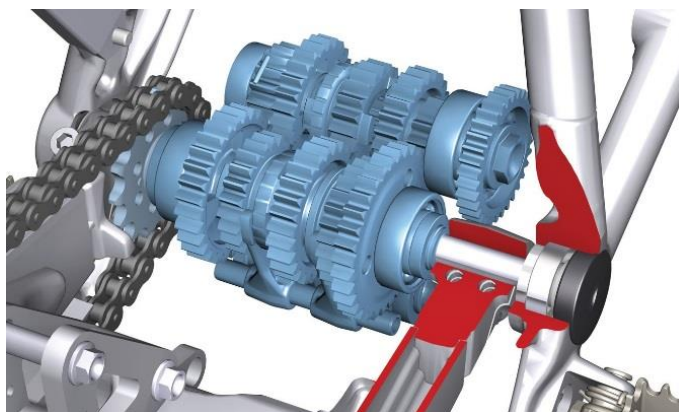


BMW G450X 2010

S druhou zajímavou koncepcí přišla motocyklová divize BMW na trh v roce 2009. Motocykl má osu kyvného čepu souosou s výstupním hřídelem převodovky (Obr. 12, Obr. 13). Nedochozí tedy ke změně osové vzdálenosti při propružení zadního kola a řetěz není tolik namáhán než jako při běžném uspořádání. Aby se předešlo kolizi s kyvnou vidlicí, motor má uloženou spojku na klikovém hřídeli. Mezi primárním kolem a převodovkou je vložený převod s integrovanou třecí spojkou zachycující rázy od řetězu, které jsou třeba utlumit při použití spojky na klikovém hřídeli. Uložení kyvné vidlice je v kapsách rámu, ve kterých jsou kuličková ložiska (Obr. 13).



Obr. 12 BMW G450X 2010 [15]



Obr. 13 Převodovka a uložení kyvné vidlice [16]



3 PARAMETRY NAVRHOVANÉHO MOTORU

Na samotném počátku návrhu motoru je třeba si položit mnoho otázek. Je třeba vědět, pro jaký účel bude motor sloužit. Zda se jedná o závodní nebo pouze rekreační či běžné použití. Uvědomit si, čím vším jsme limitováni. Pro motor závodního účelu se musí dodržovat pravidla a parametry motoru daná regulami dané sportovní kategorie. Pro kategorii enduro E2 jsme především limitováni zdvihovým objemem motoru, který ovlivňuje skupinu klikového mechanismu a rozvodového ústrojí. Pro správný a účelný návrh motoru je třeba tyto okolnosti zohlednit již na samotném začátku. V následujících kapitolách jsou uvedeny základní volené parametry motoru dle soudobých enduro motorů třídy E2, následuje simulace termodynamického modelu motoru, návrh kinematiky rozvodového ústrojí a ukázka vyvažování klikového mechanismu.

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

Při uvažování o parametrech mnou konstruovaného motoru jsem dospěl ke zvolení maximálního povoleného zdvihového objemu třídy E2 tj. 450 cm³. Jezdec nebude nucen motor provozovat ve vysokých otáčkách, které mají neblahý vliv na životnost motoru a jeho součástí. Enduro motocykly mají spíše nároky na příznivý průběh točivého momentu. Špičkový výkon není tolik využíván. Motor je tedy provozován v nižších otáčkách což se projeví na delší životnosti motoru. V Tab. 6 jsou pro názornost uvedeny parametry motoru.

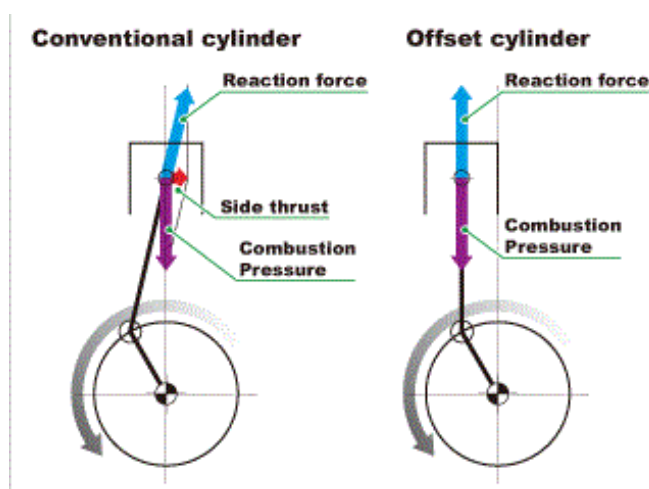
Tab. 6 Základní parametry motoru

Typ motoru	Jednoválcový, čtyřdobý
Zdvihový objem	449 cm ³
Vrtání	96 mm
Zdvih	62 mm
Kompresní poměr	13:1
Příprava směsi	nepřímé vstřikování
Palivo	benzín
Škrticí klapka	44 mm
Mazání	2 olejová čerpadla
Chlazení	kapalinové
Spojka	8-mi lamelová, v olejové lázni, mechanická
Převodovka	6-ti stupňová

Spouštění	Elektrický startér
Zapalování	Elektronické, bezkontaktní

3.1.1 EXCENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

Trendem dnešní doby je stále snižování emisí škodlivin. Zjistilo se, že nezanedbatelný vliv na účinnost motoru mají třecí ztráty mezi pístem a válcem. Ty lze snížit zmenšením normálové síly působící od tlaku plynů na plášť válce. Síla přitlačující píst na válec se zmenší a třecí ztráty poklesnou. Toho lze docílit vyosením válce vůči ose klikového hřídele. Zvolil jsem kladnou excentricitu, tzn., že se osa válce posune o danou hodnotu excentricity ve směru otáčení klikového hřídele, viz Obr. 14.

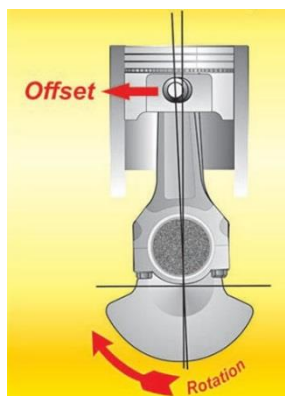


Obr. 14 Excentrický klikový mechanismus [17]

Při této modifikaci se mění průběhy dráhy, rychlosti a zrychlení pístu. Jelikož se mírně zvětší zdvih pístu, je nutné kontrolovat maximální zdvihový objem limitovaný pravidly. Excentrický klikový mechanismus používá např. Yamaha YZ450F od roku 2010. Hodnota excentricity pro můj motor je 7mm. Výpočet kinematických veličin excentrického mechanismu je uveden ve výpočtové zprávě.

VYOSENÍ PÍSTNÍHO ČEPU

Dále je zvykem mírně vyosení pístního čepu vůči ose pístu. To má za výhodu překlopení pístu již před horní úvratí a tudíž nedochází k překlopení pístu v době vysokých spalovacích tlaků působících po horní úvratí. Excentricita pístního čepu se volí kolem 1 mm proti směru otáčení klikového hřídele (Obr. 15).

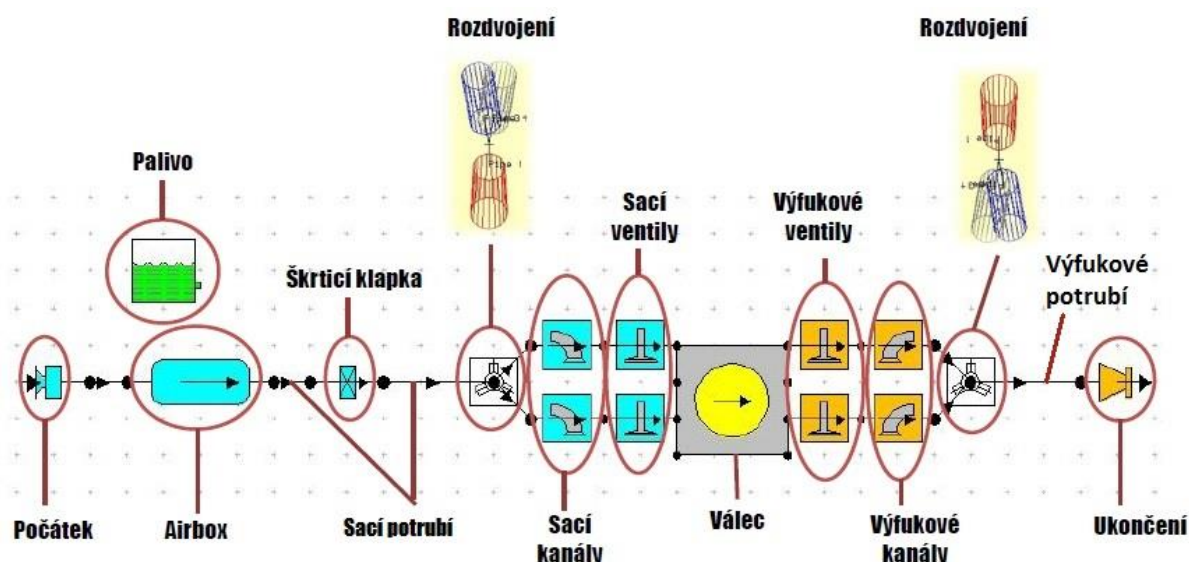


Obr. 15 Vyosení pístního čepu [18]

3.2 TERMODYNAMICKÝ MODEL

Pokud chceme navrhovat nový motor, musíme vycházet z určitých předpokladů. Nejdůležitějšími parametry motoru jsou výkon a točivý moment, čili jeho otáčková charakteristika. S ní souvisí i průběh spalovacího tlaku. Od nich se vyvíjí následná konstrukce motoru a jejich součástí. Díky různým simulačním programům lze tyto hodnoty predikovat a počítat s nimi při konstrukci motoru. Jedním z těchto softwarů je Lotus Engine Simulation. Použil jsem jeho demo verzi, ve které lze simulovat jednoválcový motor.

Tento software umožňuje simulaci 1D proudění a je pro moji aplikaci postačující. Při samotném počátku se sestaví model motoru, který chceme simulovat. Přidáním požadovaných součástí do pracovní plochy jsem vytvořil model čtyřdobého, jednoválcového, kapalinou chlazeného motoru s nepřímým vstřikováním paliva viz Obr. 16, na kterém jsou popsány jednotlivé části představující reálné součásti motoru. Pro časovou výpočetní náročnost a malý vliv je vynechán tlumič výfuku.



Obr. 16 Model motoru v prostředí Lotus Engine simulation

Po sestavení termodynamického modelu motoru bylo třeba přiřadit jednotlivým součástem parametry simulovaného motoru. Lze přiřadit materiály a jejich příslušné tloušťky. Kromě těch, které jsou uvedeny v Tab. 6 uvádím ty nejdůležitější níže:



Tab. 7 Doplnující parametry motoru

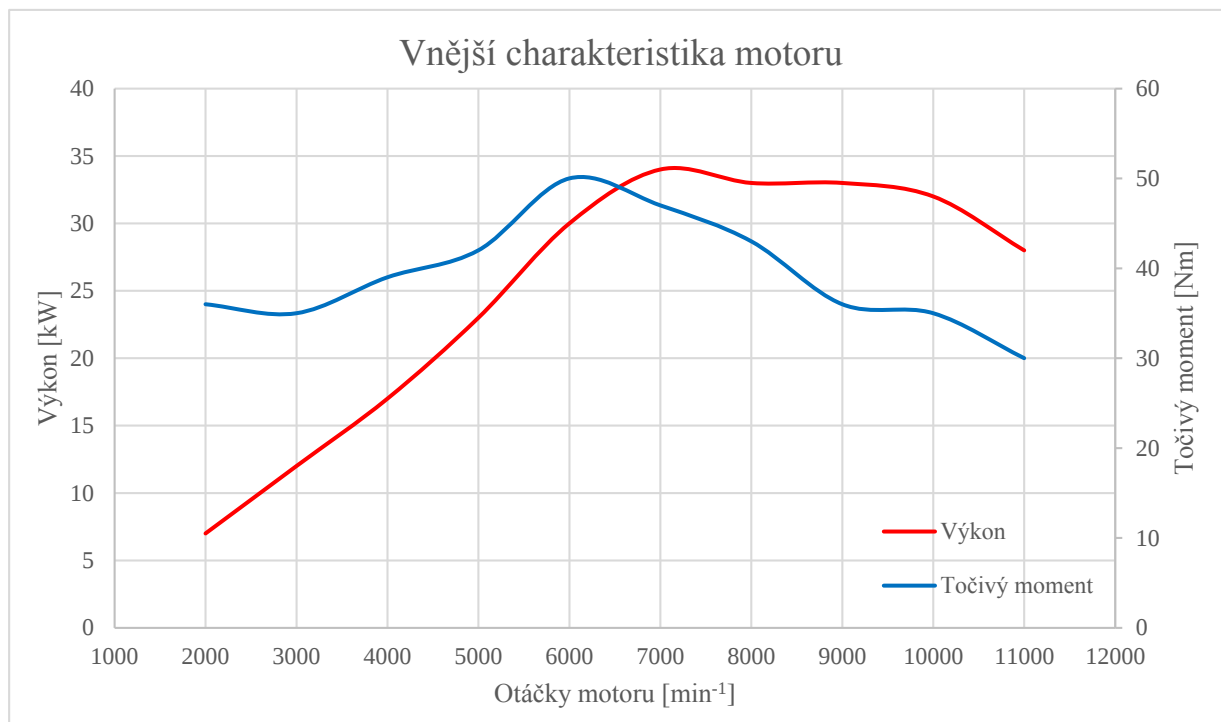
Délka ojnice	[mm]	105
Celková excentricita	[mm]	6
Průměr sacího kanálu v sedle ventilu	[mm]	36
Délka sacího kanálu	[mm]	100
Průměr výfukového kanálu v sedle ventilu	[mm]	30
Délka výfukového kanálu	[mm]	80
Zdvih sacího ventilu	[mm]	9,8
Otevření sacího ventilu	[°]	32
Uzavření sacího ventilu	[°]	72
Zdvih výfukového ventilu	[mm]	9
Otevření výfukového ventilu	[°]	62
Uzavření výfukového ventilu	[°]	42
Objem air boxu	[dm ³]	5

Hodnota otevření sacího ventilu je před horní úvratí pístu, uzavření je po dolní úvratí pístu. Otevření výfukového ventilu je před dolní a uzavření po horní úvratí. Překrytí ventilů v horní úvratí je 74°.

Dále jsem zvolil délku sacího potrubí před škrtkou klapkou 150 mm o vstupním a výstupním průměru 60 mm respektive 44 mm. Výfukové potrubí o délce 1150 mm má vstupní průměr 37 a výstupní 46 mm.

Motor jsem simuloval při okolní teplotě 20°C a atmosférickém tlaku. Otáčky byly nastaveny od 2000 do 11000 min⁻¹, v kterých jsou též měřeny motory stejného objemu na motorové brzdě.

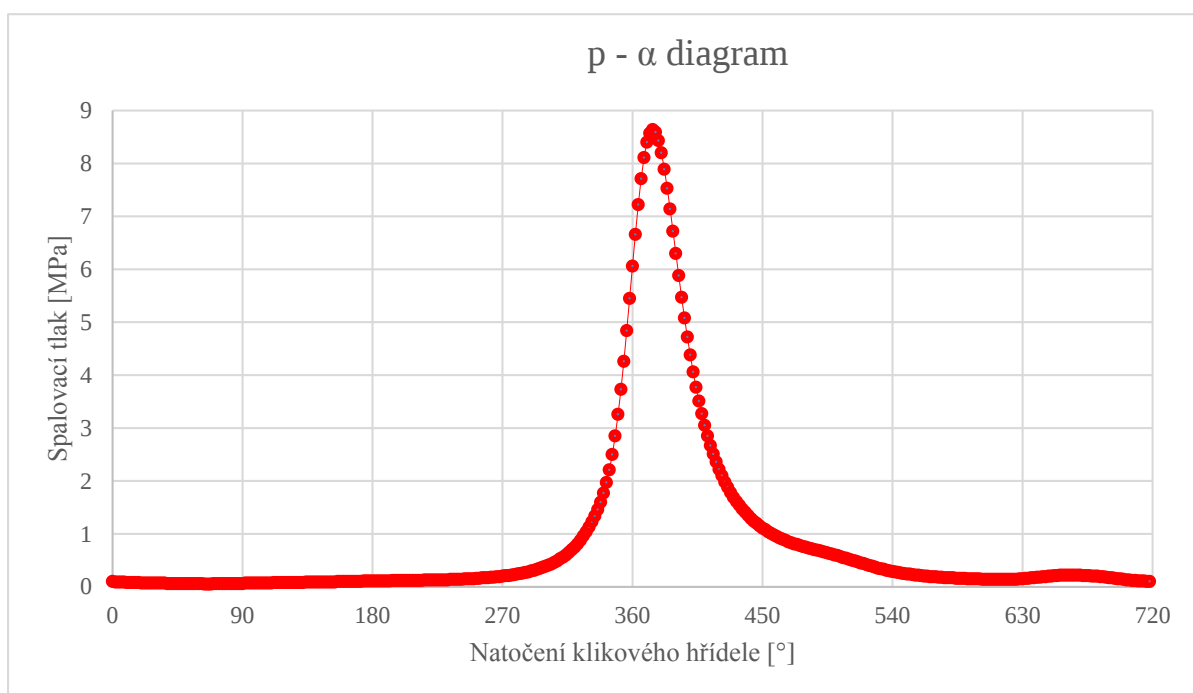
Po proběhlé simulaci jsem zpracoval data a vykreslil do příslušných grafů. Z nich lze vyvodit na následujícím Obr. 17 maximální točivý moment o hodnotě 50 Nm při 6000 min⁻¹ a maximální výkon 34 kW při 7000 min⁻¹.



Obr. 17 Vnější charakteristika navrhovaného motoru

Výkon se zdá být nižší v porovnání s motory stejné kategorie, nicméně, za důležitější považují využití točivého momentu jezdce. Na průběhy má vliv více parametrů (délka, průměr potrubí, časování ventilů). Je důležité se s nimi zabývat podrobněji a optimalizovat je, aby bylo dosaženo výhody rezonančního přepřínování motoru.

Níže na Obr. 18 je průběh tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele při jmenovitých otáčkách motoru. Maximální hodnota spalovacího tlaku je 8,6 MPa.



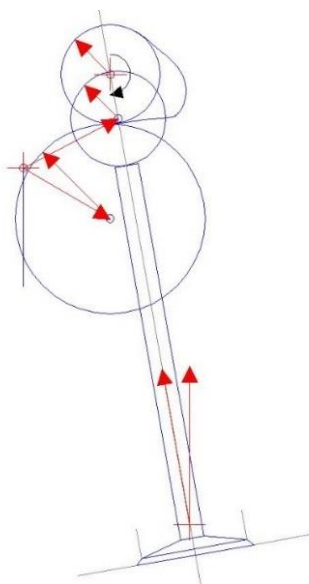
Obr. 18 Průběh spalovacího tlaku

3.3 KINEMATIKA ROZVODOVÉHO MECHANISMU

Nejdůležitější oblastí čtyřdobého motoru je rozvodový mechanismus řídící časování otevírání a zavírání ventilů. Existuje mnoho koncepcí, kdy nejpoužívanější v motorech terénních motocyklů je DOHC s hrníčkovými zdvihátky. Nevýhodou této koncepce je hmotnost zdvihátek zvyšující setrvačné hmoty namáhající rozvodový mechanismus. Proto považuji za vhodnější použití rozvodu DOHC s jednostranně uloženými pákami. Kinematika a návrh rozvodového mechanismu byl proveden v softwaru Lotus Valve Train.

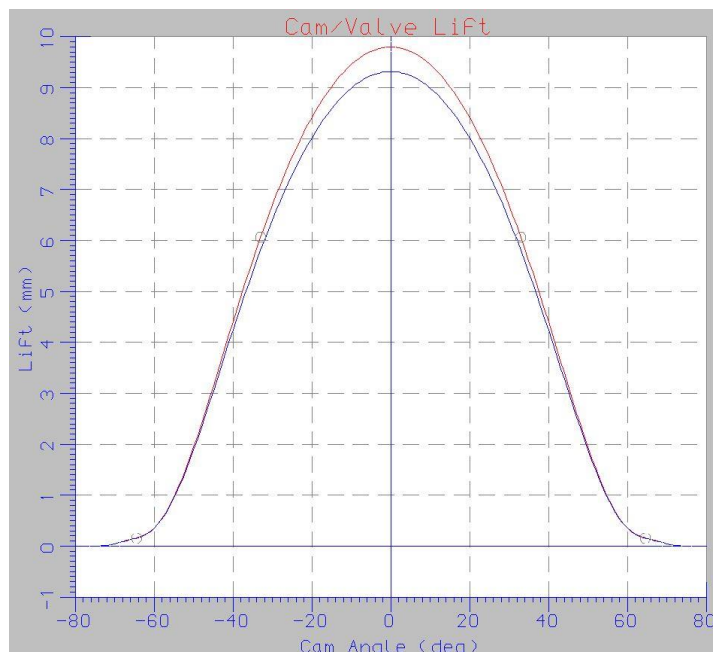
3.3.1 MODEL ROZVODOVÉHO MECHANISMU

Vhodnou volbou rozměrů základní kružnice vačky a rozměrů jednostranně uložené páky, lze dosáhnout snížení zdvihu vačky při stejném zdvihu ventilu. To je vhodné za účelem minimalizování hmotnosti vačkového hřídele a prostorových možností odlitku hlavy válce. Modifikace rozměrů byla prováděna manuálně s přihlédnutím na defaultně nastavené limitní hodnoty vlastností mechanismu. Na Obr. 19 je rozvodový mechanismus, a na Obr. 20 průběh zdvihu sacího ventilu a vačky.



Obr. 19 Schéma mechanismu sací části v Lotus Valve Train

Průběh zdvihu vačky je označen modrou barvou a průběh zdvihu ventilu červenou.



Obr. 20 Průběh zdvihu sacího ventilu a vačky

Po vhodné volbě rozměrů rozvodového mechanismu jsem exportoval body vačky pro vytvoření 3D modelu. Taktéž rozměry pro jednostranně uložené páky byly vyčteny z příslušné tabulky hodnot.

Neméně důležitým úkonem byla kontrola vůle mezi pístem a ventily při překrytí ventilů v horní úvratí pístu. Případná kolize by znamenala kontakt a následovala by porucha motoru. Proto je v pístu vytvořeno vybrání k zamezení tohoto případu.

3.3.2 VENTILOVÉ PRUŽINY

Současně lze nastavit i parametry ventilové pružiny a počítat s nimi při návrhu kinematiky rozvodového mechanismu. Zvolil jsem průměr dráhu 3 mm.

Pružina pro sací ventily má volnou délku 40,1 mm, délku v zamontovaném stavu 27,9 mm a vnější průměr 25 mm.

Pružina pro výfukové ventily má volnou délku 34,6 mm a délku v zamontovaném stavu 25,2 mm při stejném vnějším průměru 25 mm.

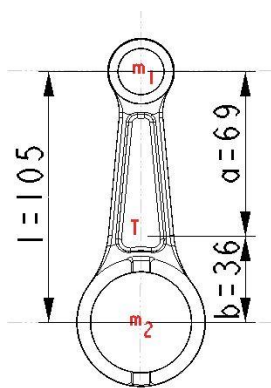
3.4 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

S rostoucími rozměry částí klikového mechanismu rostou síly působící na uložení motoru. Zvyšují se totiž setrvačné síly od posuvných částí a rotačních částí klikového mechanismu. To má velký vliv také na chod motoru a na jeho chování v širokém spektru otáček, ale také na vlastnosti motoru v uložení. Vyvážení klikového mechanismu je provedeno v rámci optimalizačního nástroje ve 3D modeláři Creo.



REDUKCE OJNICE

Pro správný výpočet vyvážení klikového mechanismu je nutné rozdělit hmotu ojnice na hmotu vykonávající rotační pohyb na ojnicím čepu a na hmotu konající posuvný pohyb v ose válce. K tomu slouží redukce hmoty ojnice do 2 hmotných bodů, která je v mém případě dostačující. Hodnotu těžiště a její vzdálenost od pístního a ojnicího oka byla zjištěna z 3D modelu (Obr. 21).



Obr. 21 Těžiště ojnice

Poté lze snadno vypočítat hmotnosti soustředěné do již zmíněných hmotných bodů dle vztahů [18]:

$$m_1 = m_o \frac{b}{l} \quad (1)$$

$$m_2 = m_o \frac{a}{l} \quad (2)$$

kde:

m_1 je redukovaná hmotnost posuvné části ojnice, m_2 je redukovaná hmotnost rotační části ojnice, m_o je hmotnost ojnice, l je délka ojnice, b je vzdálenost ojnicího oka od těžiště a a je vzdálenost pístního oka od těžiště ojnice. Výpočet redukce ojnice je uveden v příloze.

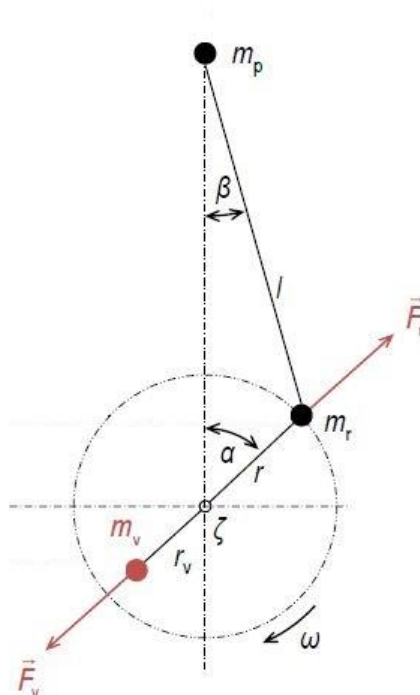
VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Setrvačné síly od rotačních částí lze vyvažovat úplně. Pro výpočet setrvačných sil rotačních částí je třeba soustředit část rotační hmoty ojnice do ojnicího čepu. V něm je též soustředěna hmota ojnicího ložiska. Analytický výpočet hmoty vývažku se řídí následujícím vztahem [18]:

$$m_{vr} = m_r \frac{r}{r_v} \quad (3)$$

kde:

m_{vr} je hmotnost vývažku rotačních hmot, m_r je hmotnost rotujících částí, r je poloměr zalomení kliky a r_v je poloměr umístění vývažku. Vyvážení se docílí umístěním hmoty vývažku m_{vr} na poloměr r_v a jeho rovnoměrným rozdělením mezi ramena klikového hřídele. Setrvačná síla vývažku F_v působí v opačném směru než setrvačná síla rotujících částí F_r jak je možno vidět na Obr. 22.



Obr. 22 Schéma vyvážení rotačních hmot klikového mechanismu [18]

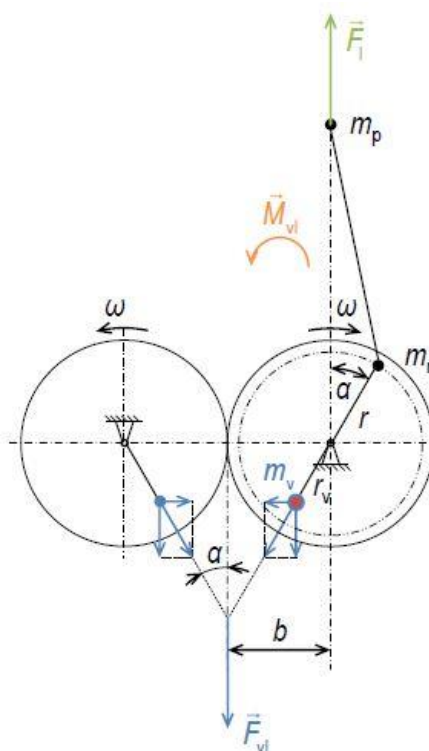
VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

U motocyklových motorů se používá pouze vyvážení I. harmonické složky setrvačných sil posuvných částí klikového mechanismu. Docílí se toho umístěním poměrné části vývažku na zalomení klikového hřídele a použitím protiběžného vyvažovacího hřídele s poměrnou částí vývažku otáčející se stejnou rychlostí jako klikový hřídel. Analytický výpočet vývažku vyvažující I. harmonickou složku setrvačné síly posuvných hmot je dle vztahu [18]:

$$m_{vp} = m_p \frac{r}{r_v} \quad (4)$$

kde:

m_{vp} je hmotnost vývažku posuvných částí a m_p hmotnost posuvných částí ojnice a pístní skupiny.



Obr. 23 Schéma vyvážení I. harmonické složky posuvných hmot [18]

Obvykle se vyvažuje 60-100% hmoty posuvných částí. Poměr rozdělení této hmoty mezi klikový hřídel a vyvažovací hřídel si volí výrobce při návrhu motoru. V mém případě jsem zvolil vyvážení 80% posuvných hmot rotačních částí a jeho rozdělení mezi klikový a vyvažovací hřídel v poměru 50:30.



4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOTORU

V této kapitole již budu popisovat konstrukci jednotlivých součástí motoru. Nejprve zmíním nejdůležitější oblasti konstrukce motoru. Poté popíši umístění motoru v rámu motocyklu a nakonec ostatní oblasti motoru, které do určité míry závisí na koncepci motocyklu. Modely součástí jsou vytvořeny v 3D modeláři PTC Creo Parametric Student Version.

4.1 HLAVNÍ SOUČÁSTI MOTORU

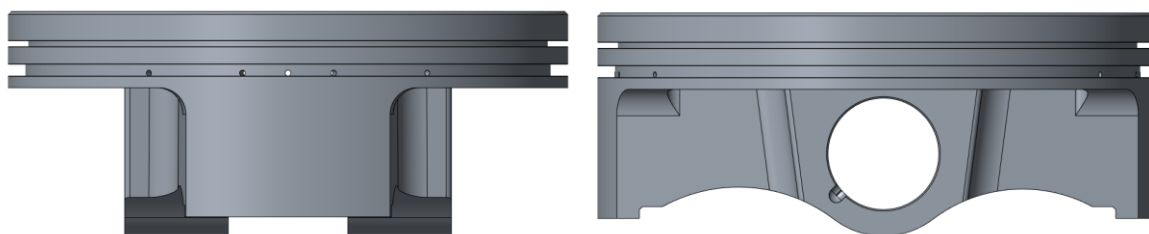
Mezi hlavní součásti motoru patří klikový mechanismus s pístní skupinou, válec motoru a hlava motoru s rozvodovým mechanismem. Při návrhu koncepce jednoválcového čtyřdobého motoru se tyto skupiny součástí ve svém základu moc nemění, pokud se jedná o aplikaci pro terénní motocykly. Začnu tedy popisem těchto skupin součástí.

4.1.1 PÍSTNÍ SKUPINA

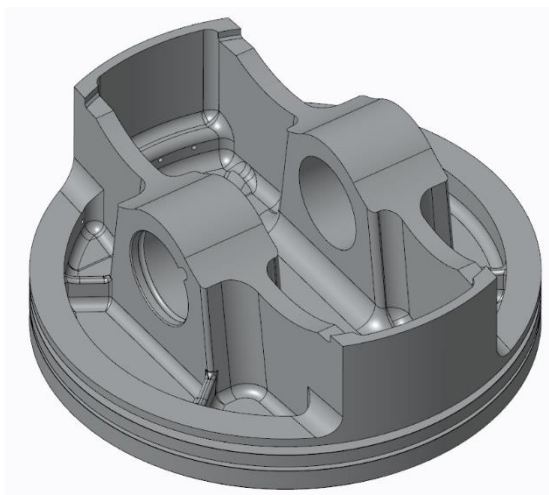
Pístní skupina zajišťuje přenos síly od tlaku plynů na klikový mechanismus, je velice tepelně namáhána, jelikož je v přímém kontaktu s horkými spaliny.

PÍST

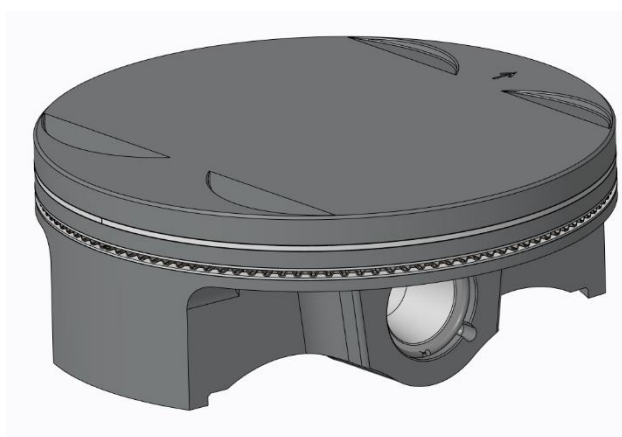
Nejvíce tepelně namáhanou součástí celého motoru je zajiště píst. Musí vydržet vysoké tlaky a vysoké teploty opakující se každý cyklus motoru. Průměr pístu je 96 mm. Celková výška pístu je 38 mm. V oblasti druhé drážky pro stírací kroužky (levý pohled Obr. 24) jsou otvory pro odvod oleje stíraného ze stěny válce motoru. V otvoru pro pístní čep jsou drážky pro pojistný kroužek a boční vybrání pro jeho vyjmutí (pravý pohled Obr. 24). Na vrchní ploše pístu jsou vybrání proti zamezení kontaktu s ventily při poloze pístu v horní úvrati. Zaručená tloušťka dna je 6 mm, i v místech vybrání pro ventily (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**). Píst je kovaný, z hliníkové slitiny. Plášť pístu je povrchově upraven pro zlepšení kluzných vlastností a opotřebení proti otěru. Vyosení pístního čepu je 1 mm, což lze vidět na pravém pohledu Obr. 24. Hmotnost pístu je 257 gramů



Obr. 24 Boční pohledy pístu



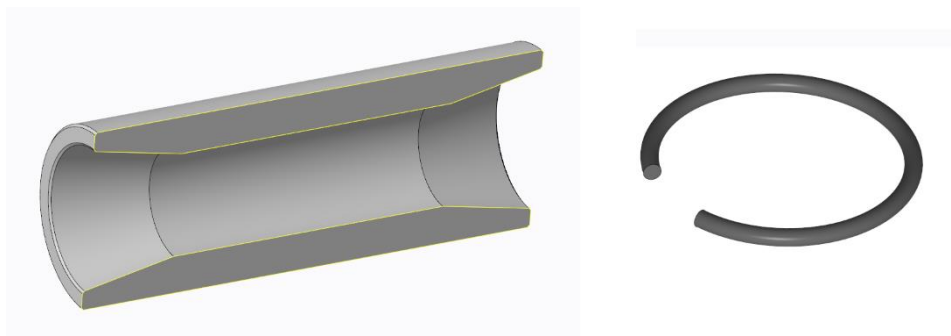
Obr. 26 Pohled na spodní stranu pístu



Obr. 25 Pohled na pístní skupinu

PÍSTNÍ ČEP

Spojení pístu s ojnicí je provedeno pístním čepem. Jelikož je namáhán silou od tlaku plynů, je vyroben z kvalitní legované oceli. Pístní čep je dutý, a v oblasti nízkého namáhání je odlehčen kuželovými vývrty (Obr. 27). Průměr je 19 mm a délka 50 mm. Axiálně je pojištěn v pístu pojistnými kroužky z ocelového drátu o průměru 1,3 mm.



Obr. 27 Řez pístním čepem a pojistný kroužek

4.1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Aby se zamezilo pronikání spalín do prostoru klikové skříně pod pístem, je píst osazen pístními kroužky (Obr. 28). První kroužek je těsnicí, který je nejvíce tepelně a tlakově namáhán. Používá se jednoho těsnicího kroužku o výšce 1 mm vyrobeného z tvrzené oceli odolné vůči otěru a teplotě. Po vložení do válce působí rovnoměrným tlakem na stěnu a je zapotřebí mít minimální vůli mezi jeho konci. Další kroužky, které jsou ve druhé drážce pístu, slouží ke stírání přebytečného oleje ze stěny válce, který je vstřikován z trysky umístěné v klikové skříně. Jsou to 2 stírací kroužky o výšce 0,4 mm a mezi nimi umístěný rozpěrný skládaný kroužek, který přitlačuje svojí hranou stírací kroužky ke stěně válce. Skrze rozpěrný kroužek je přebytečný olej dopravován otvory do vnitřní části pístu, kde stéká do klikového prostoru.



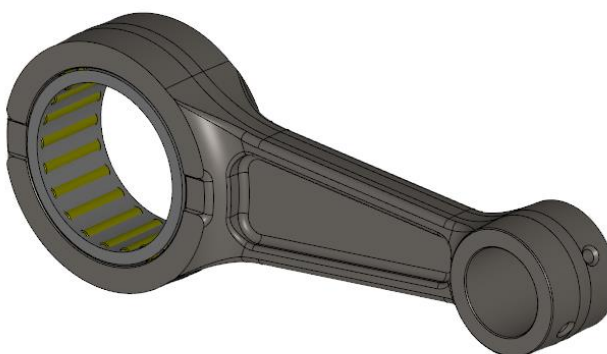
Obr. 28 Pístní kroužky

4.1.3 KLIKOVÝ MECHANISMUS

O převod posuvného pohybu pístu na rotační pohyb se stará ojnice a klikový hřídel. Tyto součásti jsou taktéž velice namáhány avšak už nikoliv tepelně jako pístní skupina.

4.1.4 OJNICE

Ojnice koná kývavý pohyb a zprostředkovává spojení mezi pístem a klikovým hřídelem. Rozteč mezi oky ojnice je 105 mm. Horní oko ojnice je uloženo kluzně na pístním čepu. Spodní oko o průměru 42 mm je uloženo na jehličkovém ložisku K 35x42x20 otáčejícím se na ojničném čepu.

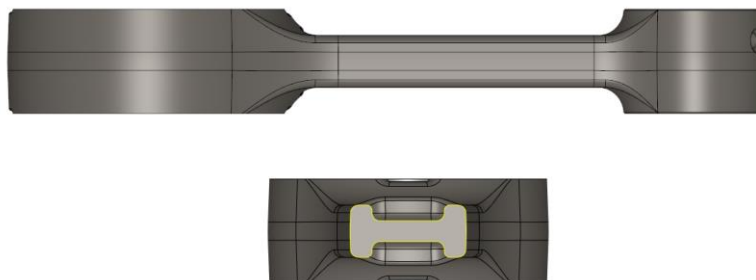


Obr. 29 Ojnice s ojničným ložiskem



Mazání horního oka je podporováno vývrty z horní části a k ojničnímu ložisku se olej lépe dopravuje vybráním na bocích ojnice, která má šířku 20 mm (Obr. 29).

Dřík ojnice je ve tvaru I a jeho tloušťka je 4 mm (Obr. 30). Ojnice se kovají v zápustce z legovaných ocelí, oka jsou povrchově tvrzeny a broušeny. Hmotnost ojnice je 278 gramů.



Obr. 30 Boční pohled a řez dříku ojnice

Ojniční čep o vnějším průměru 35 mm je vyroben z oceli a povrchově kalen. Je opatřen 2 mm vývrtem pro zajištění tlakového mazání ojničního ložiska a 3 mm vývrtem pro přívod oleje z ramene klikového hřídele. Čep je z obou stran odlehčen otvory o průměru 15 mm a jsou do nich zalisována plechová víčka (Obr. 31).



Obr. 31 Ojniční čep s víčky.

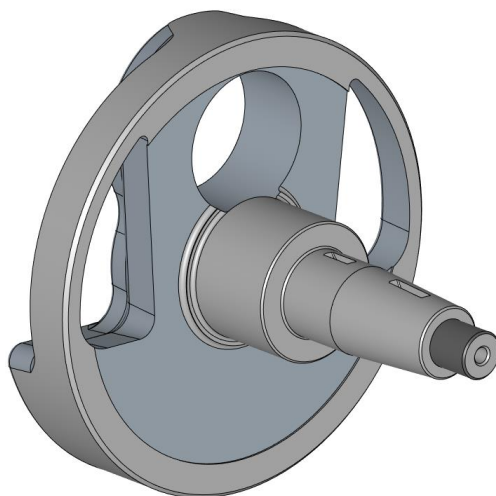
KLÍKOVÝ HŘÍDEL

Klíkový hřídel přeměňuje díky svému excentricky uloženému ojničnímu čepu přeměnu posuvného pohybu pístu přes ojnici na rotační pohyb. Hřídele terénních motorů se provádějí skládané. Ramena klikového hřídele jsou nalisována na ojniční čep a vůči sobě vycentrována pro zaručení jeho vyváženosti. Zhotovují se zpravidla odléváním z ocelolitiny. Čepy klikového hřídele jsou povrchově kaleny pro zvýšení odolnosti proti opotřebení a zvýšení povrchové pevnosti. Hřídel je na první pohled velice odlehčen, avšak splňuje podmínky vyvážení setrvačných sil od rotačních a posuvných hmot.

Obě ramena klikového hřídele mají hlavní čepy o průměru 35 mm a délce 24,5 mm, na kterém jsou uložena jednořadá kuličková ložiska 6207 a hřídelové těsnicí kroužky HMS5-V 25x47x7.

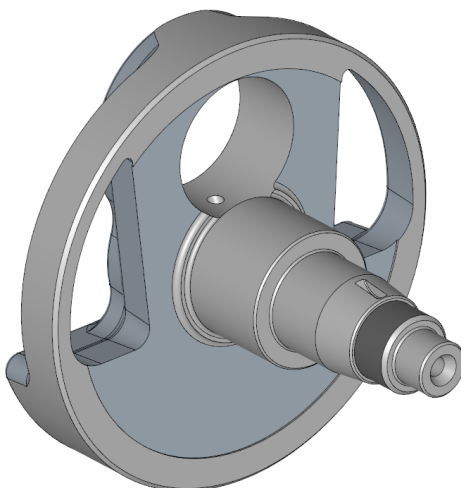


Na levém rameni (Obr. 32) je dále uloženo a zajištěno pomocí Woodruffova pera ozubené kolo pohánějící rozvodový řetěz. Rotor zapalování je nasazen na kuželovém čepu, pojištěn též Woodruffovým perem a axiálně zajištěn maticí M12

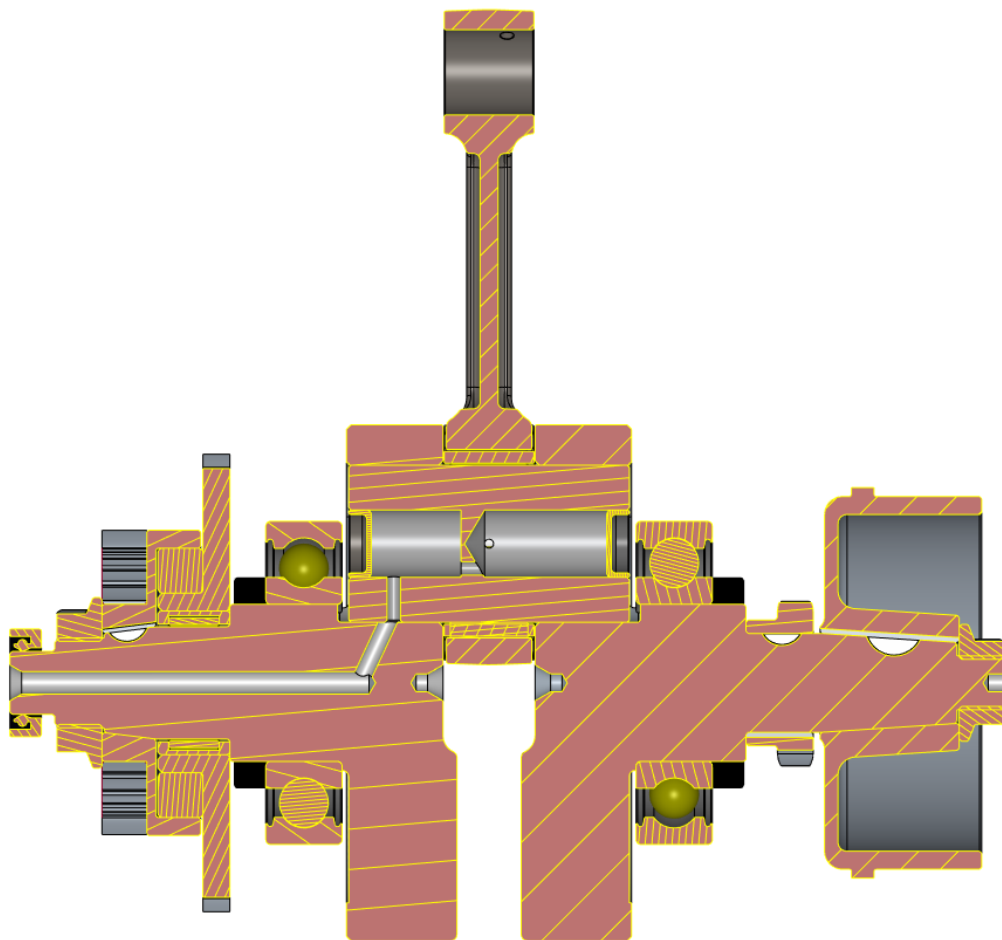


Obr. 32 Levé rameno klikového hřídele

Pravé rameno klikového hřídele (Obr. 33) zajišťuje především přenos točivého momentu přes primární ozubené kolo na ozubený věnec spojkového koše. Je nasazeno na kuželovém čepu, pojištěno Woodruffovým perem a přitaženo maticí M20. Na válcovém čepu je jehličkové ložisko HK 2516, na kterém je valivě uložena volnoběžka startovacího mechanismu. Skrze čep a rameno jsou vývrty pro přívod tlakového oleje k ojnicímu ložisku o průměrech 5 a 4,5 mm (Obr. 34) Na konci válcová plocha pro hřídelový těsnicí kroužek HMS5-V 14x24x7.



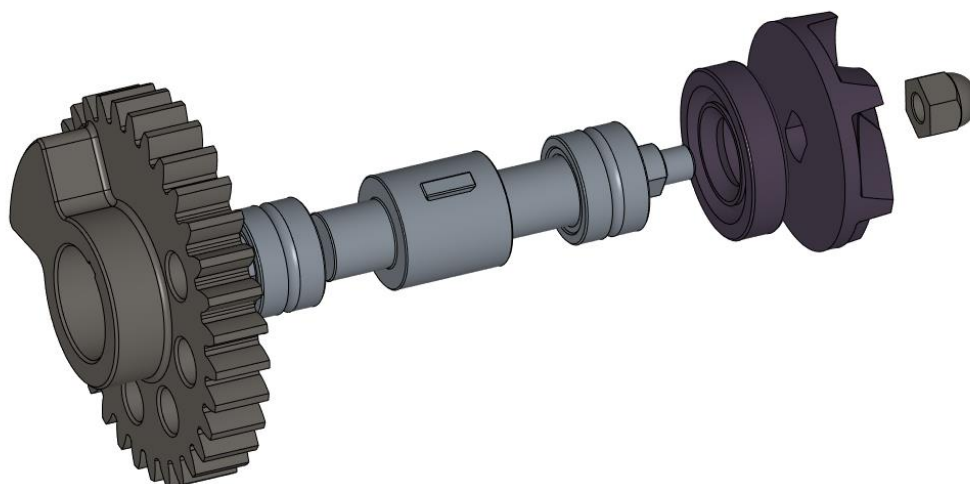
Obr. 33 Pravé rameno klikového hřídele



Obr. 34 Řez klikovým mechanismem

4.1.5 VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL A ODSTŘEDIVÉ VODNÍ ČERPADLO

Pro vyvážení I. harmonické složky setrvačných hmot posuvných částí jsem zvolil protiběžný vyvažovací hřídel. Zabírá do primárního ozubeného kola v převodovém poměru 1:1. Počet zubů je 32 s modulem 2 mm a šířkou ozubení 10 mm. Na vývažku je 30% z hmoty posuvných částí klikového mechanismu. Je využito ozubeného kola jako vývažku odlehčením protější strany než na které je umístěn vývažek. Ozubené kolo s vývažkem je uloženo na hřídeli a pojištěno proti otočení Woodruffovým perem. Hřídel je uložena na dvou jehličkových ložiscích NK 1212, jedno v pravé klikové skříní, druhé ve spojkovém víku. S výhodou je též na hřídeli umístěna na osazení hřídele vrtulka vodního čerpadla a přitažena maticí M6. Vytěsnění vodního prostoru od motorového prostoru je provedeno hřídelovým těsnícím kroužkem o rozměrech 12x30x7.



Obr. 35 Rozložený pohled vyvažovacího hřídele

4.1.6 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

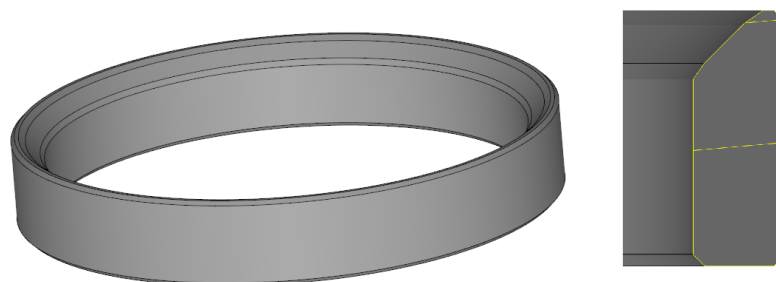
Plnění válce čerstvou směsí a vyplachování válce od spalín je řízeno rozvodovým mechanismem. Právě ten je největším rozdílem v porovnání s dvoudobými motory. Obsahuje mnoho součástí a je třeba při jejich návrhu zohlednit mnoho okolností, jak účelových tak prostorových aby nedocházelo ke vzájemné kolizi například se sacími, výfukovými kanály, šrouby k uchycení hlavy motoru nebo s omezením velikosti ventilů, které se musí vejít do spalovacího prostoru. Návrh rozvodového mechanismu je náročný, ale při jeho úspěchu jsou benefity z výkonu motoru. Rozměry součástí jsou voleny s ohledem na proběhlou termodynamickou simulaci motoru, na kinematickou analýzu rozvodového mechanismu a na prostorové možnosti. Je použit rozvod s dvěma vačkovými hřídeli umístěnými v hlavě (DOHC) spolu s jednostranně uloženými pákami.

SEDLA

V hlavě motoru jsou zalisována ocelová sedla ventilů sloužící jako dosedací plocha ventilu a spolu s ním jako těsnění spalovacího prostoru vůči okolí. Ventilová sedla se v průběhu používání opotřebovávají, zaklepávají se do nich ventily, mění svou geometrii a přestávají těsnit. Poté je třeba je brousit kuželovými brusnými kameny aby byla dosažena jejich původní funkčnost a těsnost.

Ventilové sedlo (Obr. 36) má na straně dosedací plochy ventilu uprostřed sražení hrany 45° a po jeho bokách 10° sražení směrem vně ventilového sedla. Tímto se zlepší těsnění ventilu.

Sedla mají vnitřní průměr totožný jako průměr kanálu v místě vyústění do spalovacího prostoru. Na výšku mají 5,5 mm a tloušťka stěny je 2 mm.



Obr. 36 Ventilové sedlo a řez dosedací plochy

Následující součásti až po vačkové hřídele jsou zobrazeny na Obr. 37.

VENTILY

Vstup a výstup hlavy motoru zajišťují ventily. Zpravidla je účelem použít co nejkratší délku pro snížení posuvných hmot, na druhou stranu jsme omezeni polohou dosedací plochy ventilové pružiny, s níž souvisí délka pružiny, a sacím nebo výfukovým kanálem.

Sací ventily mají délku 90 mm, průměr dříku 5,5 mm a průměr talířku ventilu 39 mm. Jsou skloněny o 10° vůči svislé ose válce motoru.

Výfukové ventily mají délku 90 mm, průměr dříku 5 mm a průměr talířku ventilu 33 mm. Jsou skloněny o 12° vůči svislé ose válce motoru.

Na spodní straně talířku je vybrání pro odlehčení hmoty ventilu. Materiálem ventilu je titanová slitina. Na horním konci dříku je vybrání pro zámek ventilu.

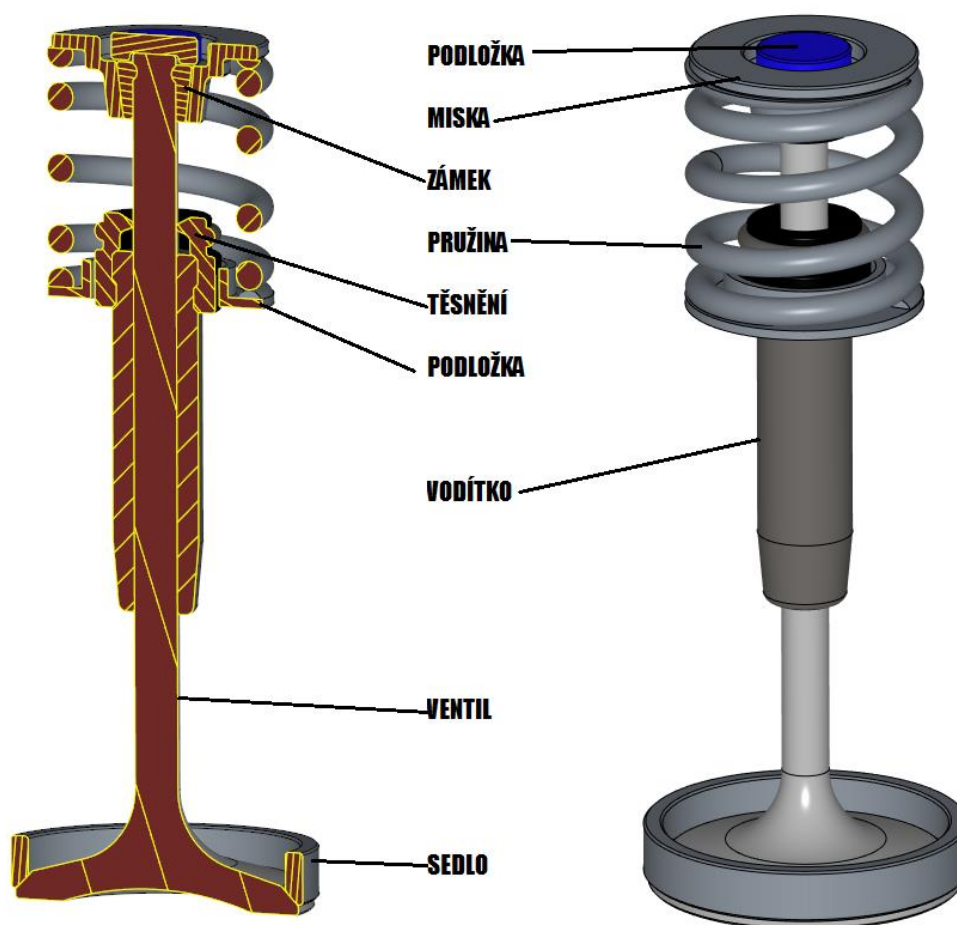
VODÍTKA VENTILŮ A TĚSNĚNÍ

Posuvný pohyb ventilů v hlavě je zajištěn 38 mm dlouhými vodítky ventilů, která jsou zalisována do hlavy motoru. Spolu s hřídelovým těsněním nasazeným na vodítku těsní prostor rozvodového mechanismu hlavy od prostoru sacích a výfukových kanálů.

VENTILOVÉ PRUŽINY

Zavírání ventilů provádějí ventilové pružiny. Musí být navrženy tak, aby nedocházelo k zániknutí kontaktu mezi ventilem a vačkou na vačkovém hřídeli. Materiálem je vysoce kvalitní pružinová ocel. Pružina dosedá na podložku umístěnou na vyfrézované ploše hlavy motoru. Shora je zajištěna do zamontovaného stavu pomocí misky a půleného ventilového zámku. Miska má vnitřní a zámek vnější kuželovou plochu viz řez na Obr. 37.

K zajištění správné ventilové vůle je na dříku ventilu broušená ocelová podložka o tloušťce minimálně 2 mm, která lze případně zvětšení vůle vyměnit za jinou s větší tloušťkou.



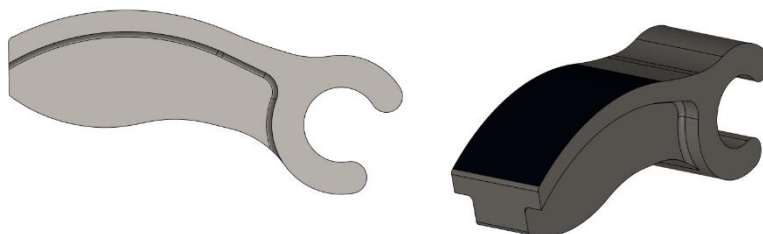
Obr. 37 Sestava ventilu a jeho součástí

ROZVODOVÉ PÁKY

Kontakt mezi ventilem (podložkou) a vačkou, zprostředkovává jednostranně uložená páka (Obr. 38). Rozměry páky jsou dle návrhu kinematiky rozvodového mechanismu. Jednostranně uložená páka zmenšila rozměry vačky na vačkovém hřídeli. Rozměry páky jsou následující.

- Výfuková: průměr kružnice kontaktní plochy s vačkou 48 mm
 průměr kružnice kontaktní plochy s podložkou ventilu 30 mm
- Sací: průměr kružnice kontaktní plochy s vačkou 48 mm
 průměr kružnice kontaktní plochy s podložkou ventilu 24 mm

Páky o tloušťce 10 mm jsou otočně uloženy na čepu o průměru 7 mm, který je zasunut a zajištěn v hlavě motoru šroubovými zátkami.

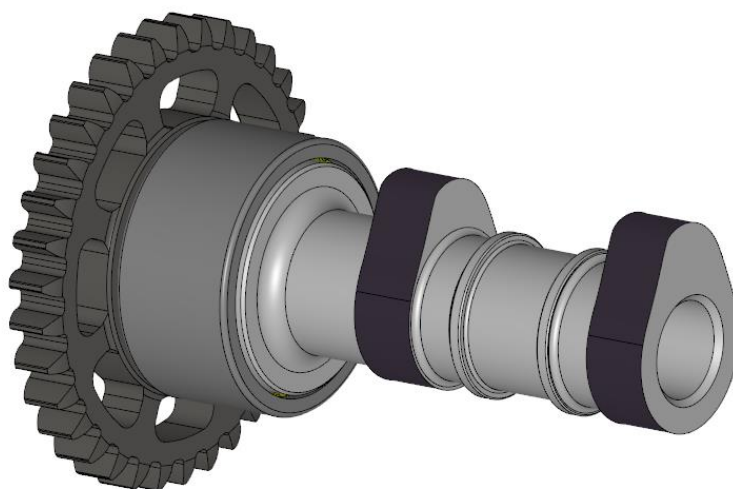


Obr. 38 Výfuková jednostranně uložená páka

VAČKOVÉ HŘÍDELE

O samotné časování otevírání a zavírání ventilů se stará vačkový hřídel (Obr. 39). Pohon je zajištěn pomocí rozvodového řetězu hnaného od klikového hřídele. Vačkové hřídele se otáčejí polovičními otáčkami než klikový hřídel. Vačkový hřídel je umístěn v dělicí rovině mezi hlavou motoru a jejím krytem. Uložení na více namáhané části (u rozvodového kola) je zajištěno jehličkovým ložiskem HK 3520. Mezi vačkami je uložení přímo v hlavě motoru, kde je uplatněno hydrodynamické mazání. Průměr uložení a šířka jsou 22 mm a 14 mm. Axiální pohyb hřídele zamezují nálitky v okolí hydrodynamického ložiska a víko vačkových hřídelů, které bude popsáno v kapitole hlavy motoru. Délka sacího a výfukového vačkového hřídele je 99 mm a 97 mm. Odlehčeny jsou vývrtem po celé své délce o průměru 15 mm. Rozvodová kola jsou na vačkový hřídel nalisována. Hřídel je ocelový, kovaný, funkční plochy ložisek a vaček jsou kaleny a broušeny.

Profil vačky je výstupem ze simulace rozvodového ústrojí, kde průměr základní kružnice vačky je u obou vačkových hřídelů totožný, 24 mm, a šířka vačky též, 10 mm.



Obr. 39 Vačkový hřídel sacích ventilů osazený jehličkovým ložiskem

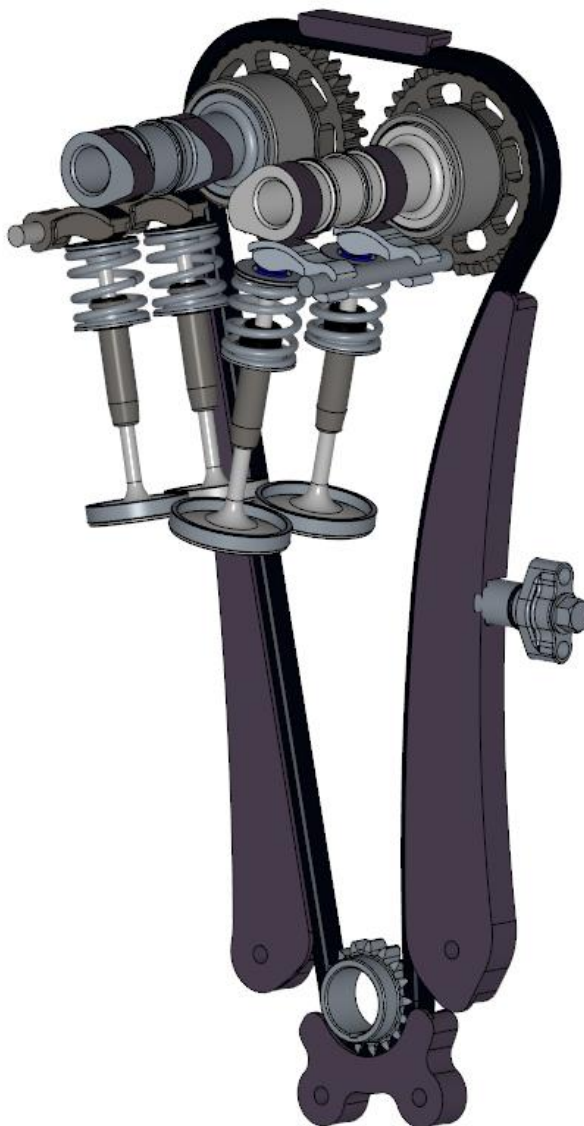


ROZVODOVÁ KOLA, ŘETĚZ

Na klikovém hřídeli je nasazeno rozvodové kolo se speciálním ozubením používaným u rozvodových řetězů motocyklových motorů. Kolo má 17 zubů. Rozvodová kola vačkových hřídelů mají 34 zubů. Všechna kola mají šířku 8 mm.

VODÍTKA A NAPÍNÁK ROZVODOVÉHO ŘETĚZU

Vedení rozvodového řetězu zajišťují plastová vodítka (Obr. 40). Všechna mají drážku, v které je veden řetěz. Spodní vodítko zamezuje přeskočení řetězu, které by vedlo ke změně časování, kontaktu pístu s ventily a následné poruše motoru. Vodítko ve víku hlavy motoru a vodítko tažné větve řetězu zabraňují kmitání řetězu a jeho hlučnosti. Na volné větvi řetězu je vodítko s menším poloměrem zaoblení, do kterého zapadá mechanický napínák řetězu, viz Obr. 40. V něm je umístěna pružina, která přes výsuvný čep tlačí na vodítko a napíná řetěz v průběhu jeho opotřebení a prodloužení. Zpětnému pohybu čepu a následnému povolení řetězu brání rohatka.



Obr. 40 Rozvodový mechanismus motoru

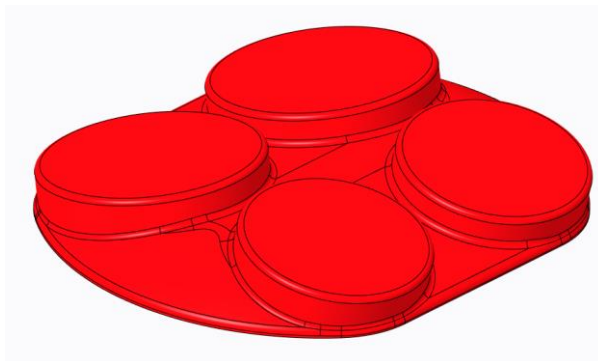


4.1.7 HLAVA MOTORU

Nejnáročnější částí této diplomové práce považuji vypracování modelu hlavy válce. Jedná se totiž o velice náročný odlitek, ve kterém je umístěno mnoho součástí motoru, které nesmí s ostatními kolidovat. Je to nejdůležitější odlitek celého čtyřdobého motoru. Zhotovuje se odlitím do pískové formy s použitím vkládaných jader vodního prostoru a vnitřního prostoru hlavy. 3D model hlavy motoru je zhotoven čistě z plošných modelovacích prvků a skeleton modelu. Tloušťka stěny odlitku je volena 4 mm vyjma oblastí, které budou zmíněny.

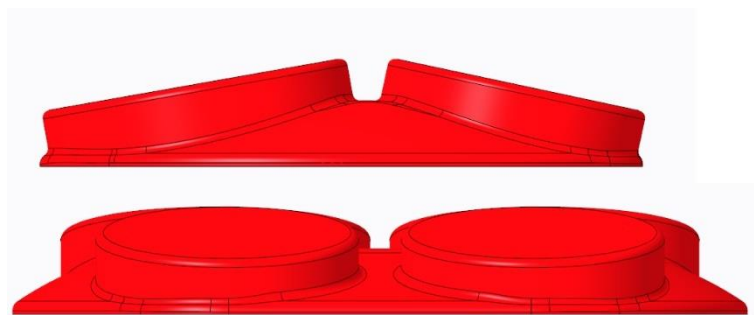
SPALOVACÍ PROSTOR

Již při rozmístění sacích a výfukových ventilů bylo zapotřebí myslet na proveditelnost vhodného spalovacího prostoru, a jeho zvoleného kompresního poměru. U moderních čtyřdobých motocyklových motorů se uplatňuje střešovitý spalovací prostor. Při zvolené koncepci sklonu a průměrů sacích a výfukových ventilů jsem dospěl k následující podobě jádra spalovacího prostoru. Tloušťka stěny odlitku hlavy kolem spalovacího prostoru je 10 mm.



Obr. 41 Jádro spalovacího prostoru

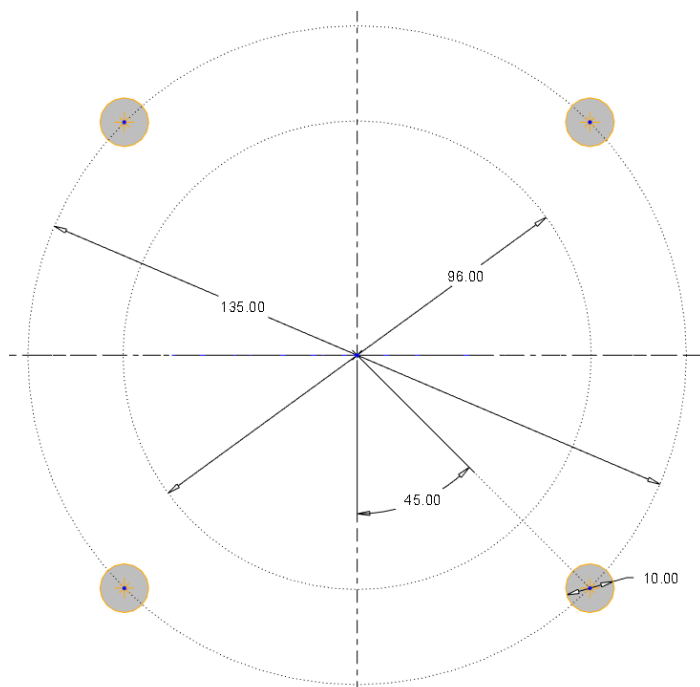
Je třeba si ohlídat minimální vzdálenost mezi výfukovými a sacími sedly, kterou mám 5,3 mm. Prostor mezi výfukovými sedly musí být dobře chlazen a má hodnotu 5,5 mm. Prostor mezi sacími sedly není třeba chladit, nicméně jde zde mezera 2,5 mm.



Obr. 42 Prostory mezi ventilovými sedly

ROZMÍSTĚNÍ HLAVOVÝCH ŠROUBŮ

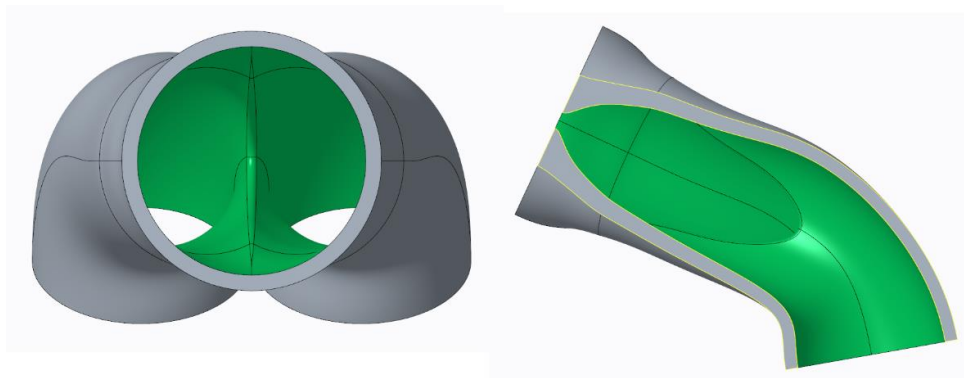
Již před návrhem sacích a výfukových kanálů bylo třeba si rozvrhnout rozmístění šroubů spojujících hlavu s válcem ke klikové skříni motoru. Po různých úpravách kvůli kolizím jsem dospěl k následujícímu pravidelnému rozmístění 4 šroubů M10 o délce 118 mm.



Obr. 43 Rozmístění hlavových šroubů

SACÍ KANÁLY

Čerstvá směs vzduchu a rozptýlených částic paliva proudí skrze sací kanál do spalovacího prostoru. Je žádoucí navrhnout co nejpřímější a nejplynulejší kanál pro zmenšení hydraulických ztrát ohybem. Nicméně musíme zohlednit polohu ventilů a hlavně ventilových pružin, kterými jsme limitováni. Gumová příruba od tělesa škrtkové klapky o průměru 44 mm je přišroubována na hrdlo sacího kanálu (Obr. 44). Kruhový průřez kanálu přechází v elipsovitý a následně se rozděluje do dvou kruhových průřezů, na jejichž konci jsou vyústění o průměru 36 mm do spalovacího prostoru. Průběh průřezů sacího kanálu po celé své délce je plynulý a byl

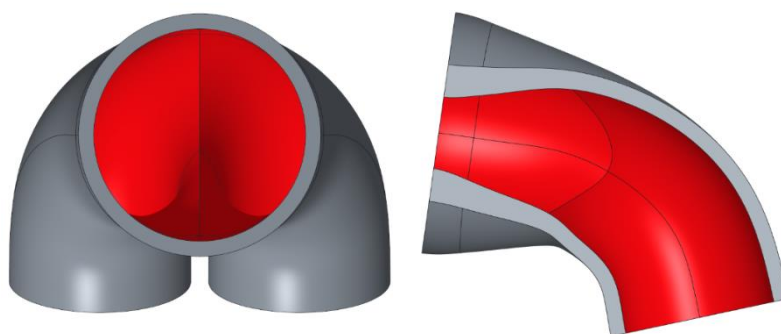


Obr. 44 Sací kanál

softwarově optimalizován při zaručené délce střednice kanálu 100 mm. Tloušťka stěny sacích a výfukových kanálů je 3 mm.

VÝFUKOVÉ KANÁLY

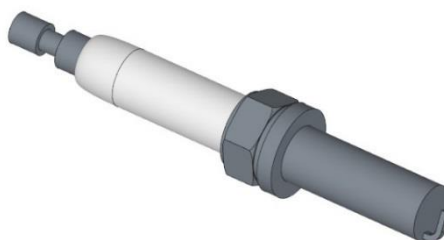
Výfukové plyny odcházejí ze spalovacího prostoru a hlavy válce výfukovými kanály. Ty by měly být co nejkratší, aby nebyla příliš tepelně namáhána hlava motoru. Kanály dlouhé 80 mm se sbíhají ze dvou průřezů o průměrech 30 mm do jednoho o průměru 37 mm. Z něj již spaliny odcházejí z hlavy do výfukového potrubí. Chlazení je zaručeno i mezi výfukovými kanály.



Obr. 45 Výfukový kanál

ZAPALOVACÍ SVÍČKA

Zážehový spalovací motor zapaluje stlačenou směs jiskrou zapalovací svíčky. U svíčky je důležitá tzv. „tepelná hodnota“, která určuje, při jakých teplotách spalin a režimu provozu motoru je nejlepší její provoz. Na kvalitu jiskry má vliv též vzdálenost mezi elektrodami svíčky, která se kontroluje měrkami. Svíčka se závitem M10 a jeho délkou 26 mm je zašroubována do hlavy motoru. Prostor kolem svíčky by měl být dobře chlazen, je zde ohnisko zážehu motoru a tudíž nejvyšší namáhání, a proto by měla být dodržena doporučená vzdálenost svíčky od sedel ventilů.



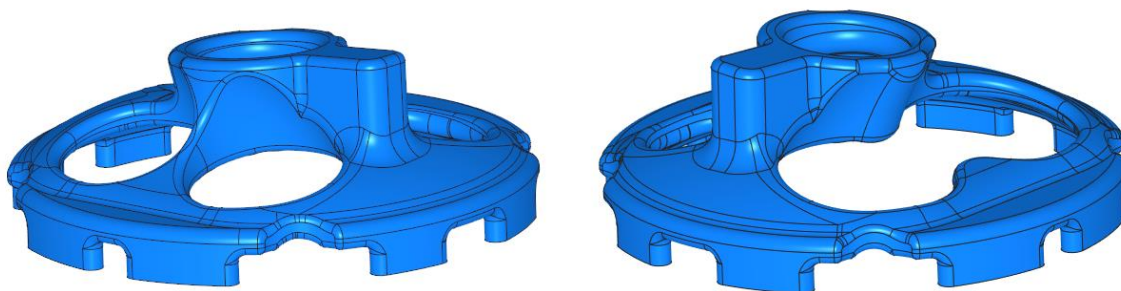
Obr. 46 Zapalovací svíčka

CHLADICÍ JÁDRO

Teplo vzniklé spalovacím procesem uvnitř spalovacího prostoru je nutné odvádět. Nejvíce tepelně namáhanou oblastí hlavy je můstek mezi výfukovými ventily. Na Obr. 47 v levé části je možno vidět na chladicím jádře prostor mezi otvory pro výfukové kanály určený právě pro jeho efektivní chlazení. Snažil jsem se pokrýt co největší oblast chlazení spalovacího prostoru



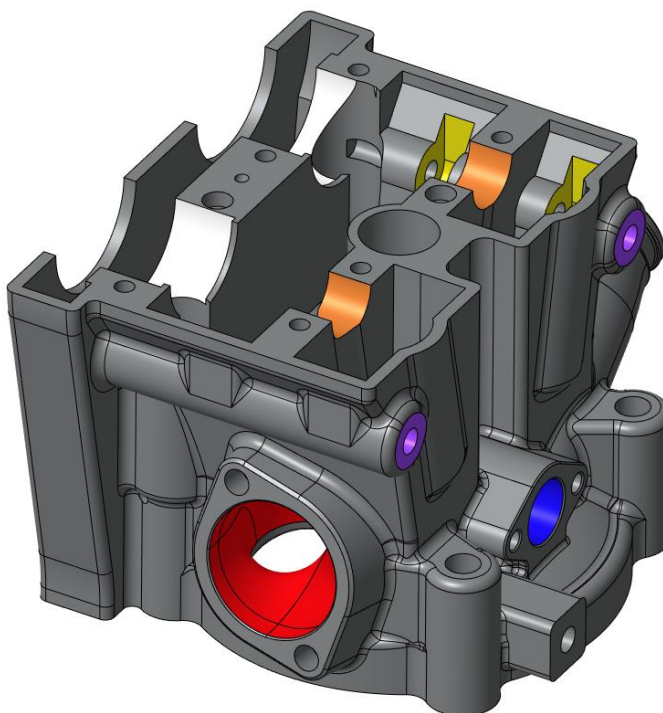
při zamezení tvorby slepých míst, kde by nebylo zaručeno vhodné proudění kapaliny. Tloušťka chladicího prostoru je zaručených 6 mm, kromě oblasti kolem zapalovací svíčky a nálitku pro odvod kapaliny z hlavy. Přívod kapaliny z válce motoru je 8-mi výřezy, kde mohou být jejich průtočné průřezy regulovány otvory v těsnění mezi hlavou a válcem motoru. Odvod kapaliny je uzpůsoben tak, aby chladicí kapalina byla odváděna z nejvyššího místa a nedocházelo tak, k tvorbě tzv. „parních polštářů“ a případného lokálního přehřívání.



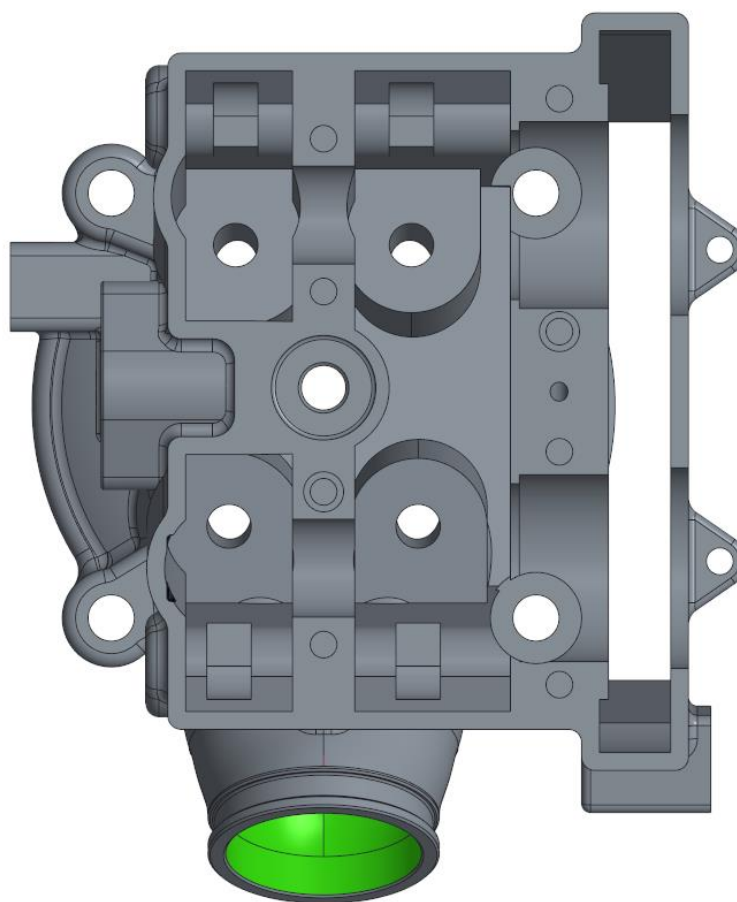
Obr. 47 Chladicí jádro hlavy motoru

ODLITEK HLAVY MOTORU

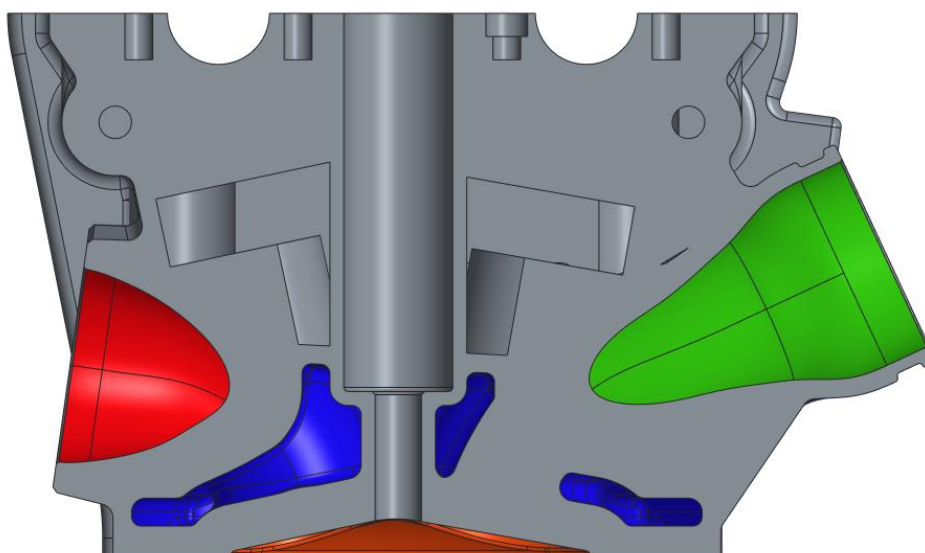
Celkový pohled na odlitek hlavy motoru je vidět na Obr. 48. Červená barva reprezentuje vyústění výfukového kanálu. Bílé plochy jsou pro uložení jehličkového ložiska. Oranžové plochy představují plochu kontaktu vačkového hřídele, kde je uvažováno hydrodynamické mazání. Žlutě jsou označené oblasti pro vložení jednostranně vetknutých rozvodových pák a fialově otvory pro vložení čepu zajišťující jednostranně uložené páky v hlavě motoru. Modrou barvou je označen výstup chladicí kapaliny.



Obr. 48 Pohled na odlitek hlavy motoru – strana výfuku



Obr. 50 Hlava motoru - pohled shora

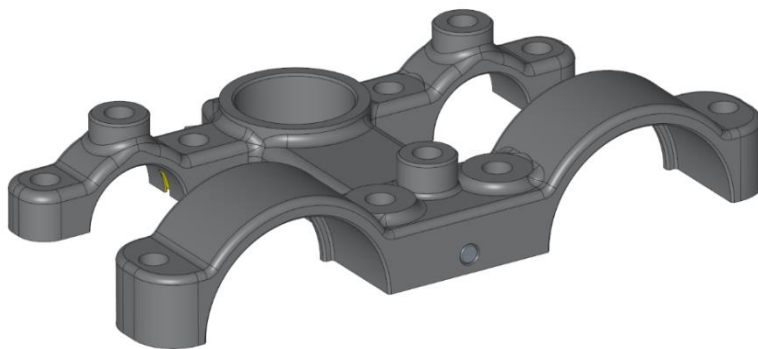


Obr. 49 Podélný řez odlitkem hlavy motoru

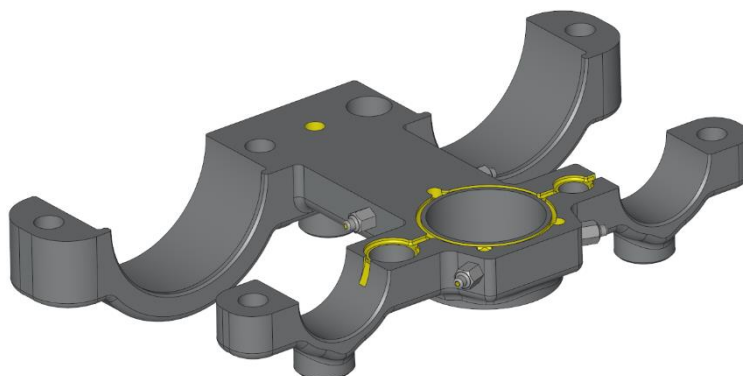


VÍKO VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ

Vačkové hřídele jsou radiálně připevněny k hlavě motoru víkem vačkových hřídelů (Obr. 51). Přesné usazení víka v hlavě je pomocí dvou vystředňovacích kolíků a připevnění 4-mi šrouby M6 s osazenou hlavou a šestihranem. Ve víku je vývrt pro přívod oleje k hydrodynamickým ložiskům na straně svíčky. Po stranách víka jsou 4 olejové trysky ostříkující oblast vačkového hřídele a jednostranně uložené páky. Kolem otvoru pro vkládání svíčky do hlavy motoru je drážka pro rozvod oleje vedoucí k jednotlivým ložiskům a zaručující hydrodynamické mazání.



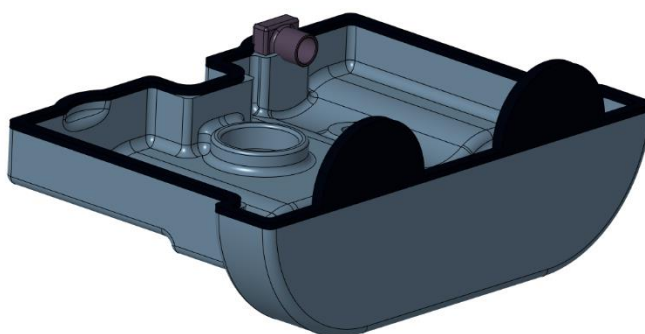
Obr. 52 Víko vačkových hřídelů - pohled shora



Obr. 51 Víko vačkových hřídelů - pohled zespodu

VÍKO HLAVY MOTORU

Prostor hlavy motoru uzavírá víko hlavy z lehké magnesiové slitiny. Je připevněno 3 šrouby M6 k víku vačkových hřídelů. Těsnění pod víkem zamezuje unikání oleje. Nástavec (fialově na



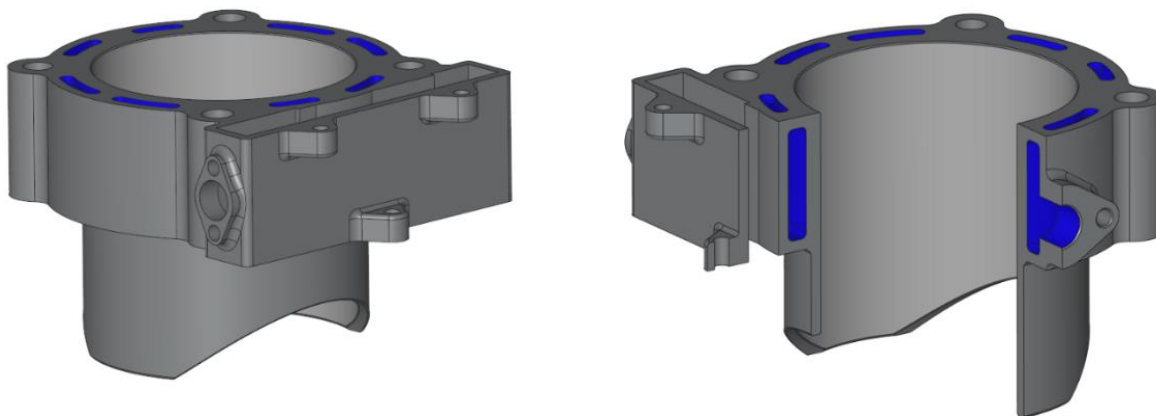
Obr. 53 Víko hlavy motoru



Obr. 53) vložený do otvoru výfukového vačkového hřídele a posléze na něj nasazeno toto víko, slouží pro odvětrání klikového prostoru.

4.1.8 VÁLEC MOTORU

Ve válci motoru probíhá celý cyklus čtyřdobého motoru. Dochází zde k prudkému nárůstu teploty od spalín a následnému ochlazení čerstvě nasátou směsí. Válec ze slitiny hliníku je odléváný do pískové formy s jádrem vodního prostoru. Stěna válce je oporou pro posuvný pohyb pístu a proto je opatřena povrchovou úpravou Nicasil zajišťující odolnost proti opotřebení. Dříve byla chlazena oblast celé dráhy prvního těsnícího kroužku. U dnešních jednoválcových motorů terénních motocyklů, kde je výška válce kolem 50 mm to již dávno neplatí. Výška válce od dosedací plochy s klikovou skříní po dosedací plochu hlavy je 48 mm. Výška a tloušťka chladicího jádra je 40 mm a 6 mm. Po obvodu je v místech hlavových šroubů vybrání, kde je omezeno proudění kapaliny. Vstup chladicí kapaliny do válce o průměru 15 mm je přes přírubu přišroubovanou k válci dvojicí šroubů M6. Přes 8 otvorů o šířce 5,5 mm rozmístěných po obvodu proudí kapalina dále do hlavy motoru. Na straně šachty pro rozvodový řetěz je nálipek pro umístění napínáku řetězu. Válec je na straně rozvodového řetězu připevněn trojicí šroubů M6 do hlavy a skříně motoru. Delší část nechlazené válcové plochy, ve které se pohybuje píst, má po bocích (ve směru klikového hřídele) odebrán materiál, a je zasunuta do klikové skříně. Válec motoru a hlava motoru jsou skloněny o 10° směrem vzad vůči svislé rovině motoru a jsou společně připevněny šrouby do klikové skříně.



Obr. 54 Válec motoru a jeho částečný řez

4.2 ZÁSTAVBA MOTORU V MOTOCYKLU S EXTRÉMNĚ DLOUHOU KYVNOU VIDLICÍ

Již na samém začátku zpracování diplomové práce jsem si musel položit otázku, jak bude motor uložen do již zmíněného motocyklu netradiční koncepcí. V patentu je zmíněno použití kyvné vidlice s délkou až 900 mm. Jako cíl návrhu jsem si dal použití této maximální délky, aby bylo prokázáno, zda je takovéto řešení realizovatelné. Samozřejmostí bylo zachování rozměrů rozvoru kol dle soudobých motocyklů.

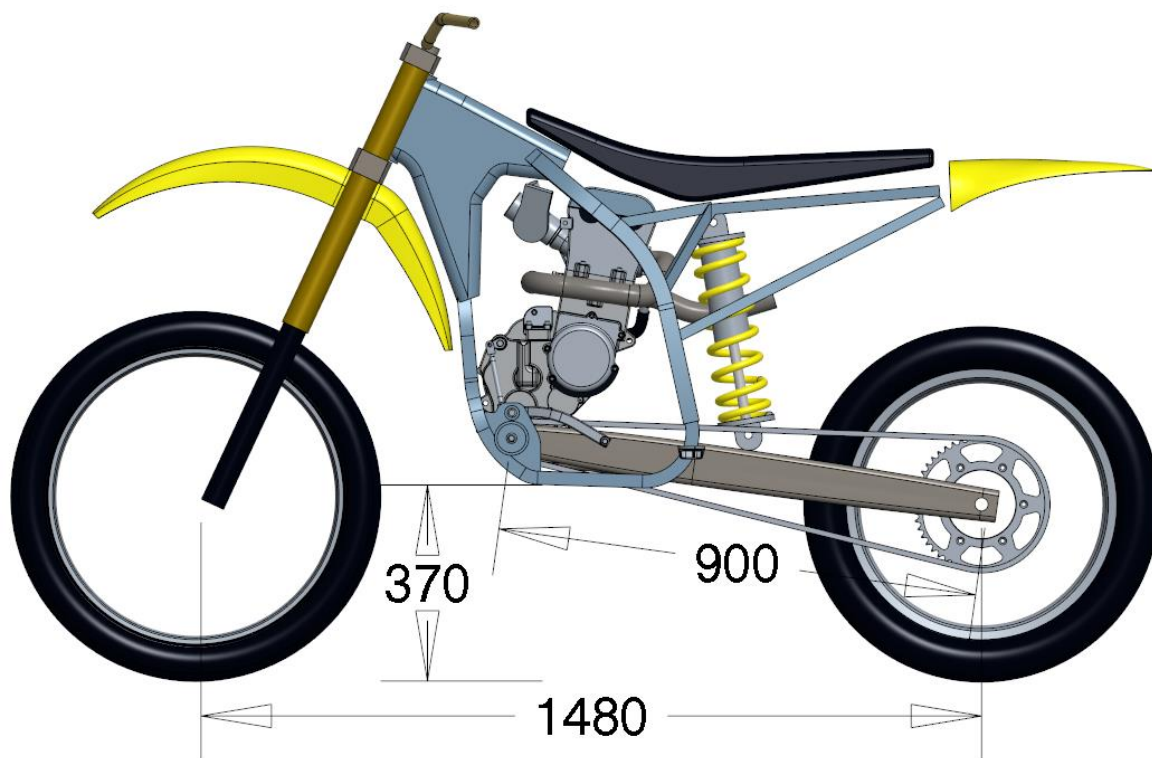
Uspořádání motoru klasické koncepce je do motocyklu s takovou délkou kyvné vidlice nemožné. Limitujícím faktorem posunutí motoru směrem k přednímu kolu, je jeho oblast pro pružení. Nabízenou variantu reorientací motoru, a s ním souvisejícím posunutím pastorku



řetězového převodu použil pan Ing. Krňávek s motorem ČZ otočeným o 90° vzad na již zmíněném motocyklu (Obr. 8). V té době s již zastaralým a rozměrným motorem, se mu podařilo prodloužit kyvnou vidlici na přibližně 710 mm. Jedinou realizovatelnou variantou se mi nabízelo použití souosého pastorku výstupního hřídele převodovky s osou čepu kyvné vidlice. Tato varianta avšak nelze použít při uložení spojky na hlavním hřídeli převodovky z důvodu prostorové kolize s čepem kyvné vidlice. To by se dalo vyřešit umístěním spojky na klikový hřídel, což použilo BMW u svého motocyklu G450X, viz Obr. 12. Nicméně uložení spojky na klikový hřídel by vzrostly nároky na její vyvážení a bylo by nutné řešit vliv na chod a vyvážení motoru.

Nakonec jsem zvolil jednodušší řešení v podobě vloženého převodu ozubenými koly v poměru 1:1 mezi předlohovým hřídelem převodovky a pastorkem sekundárního řetězového převodu. Tím se mi zvětšila rozteč mezi hlavním hřídelem převodovky, na kterém je uložen spojkový koš a výstupním hřídelem motoru, který může být uložen souose s osou kývání kyvné vidlice. Výhodou tohoto souosého uspořádání je, že rozteč mezi pastorkem uloženým na výstupním hřídeli převodovky a osou zadního záběrového kola, je při přejezdu nerovnosti a následnému propružení zadního kola neměnná. Sníží se namáhání řetězu a rázů přenášejících se do převodovky motoru.

Na Obr. 55 jsou schematicky znázorněné hlavní rozměry motocyklu, které byly třeba dodržet.



Obr. 55 Rozměry motocyklu a umístění motoru

Dalším omezením byla pozice řetězu při propružení zadního kola. Byl jsem nucen hřídele převodovky a klikového hřídele uspořádat do takové pozice, ve které mi řetěz nekolidoval s víkem rotoru zapalování. Na něm je pro jistotu umístěn plastový chránič (Obr. 57).

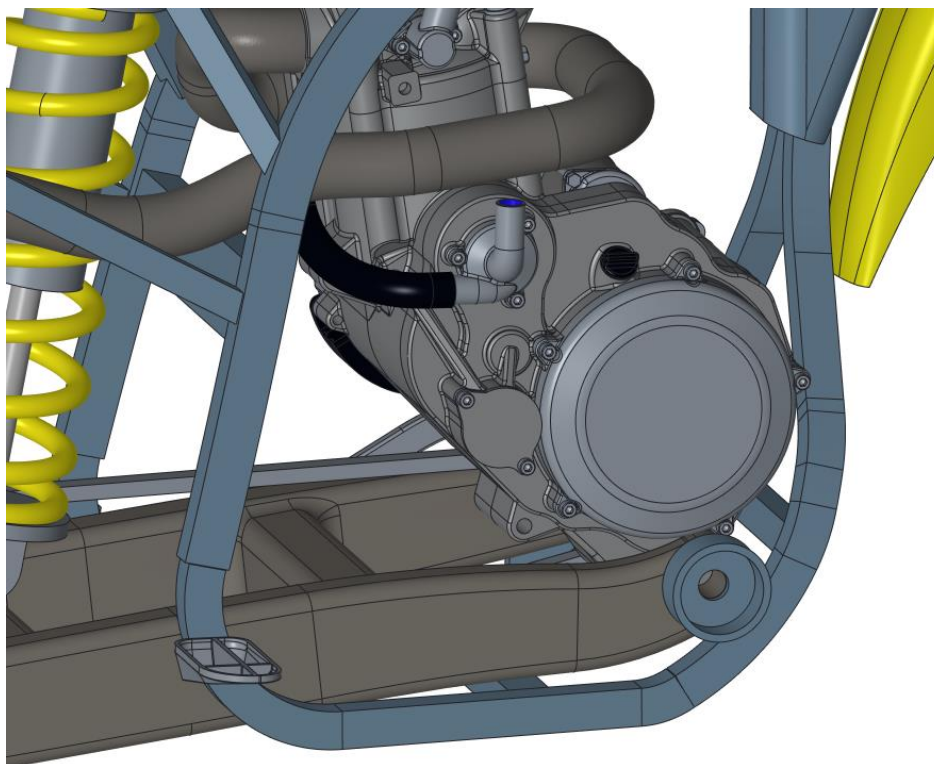


Řazení je pomocí mechanismu (Obr. 57), běžně používaným například u silničních motocyklů. Konec řadicí páky, který je ovládán nohou jezdce, je vzdálen 150 mm od stupačky jako u běžných terénních motocyklů. Páka je otočně uložena na čepu, který je na rámu motocyklu. Přes vloženou spojovací tyč je ovládána řadicí hřídel motoru.

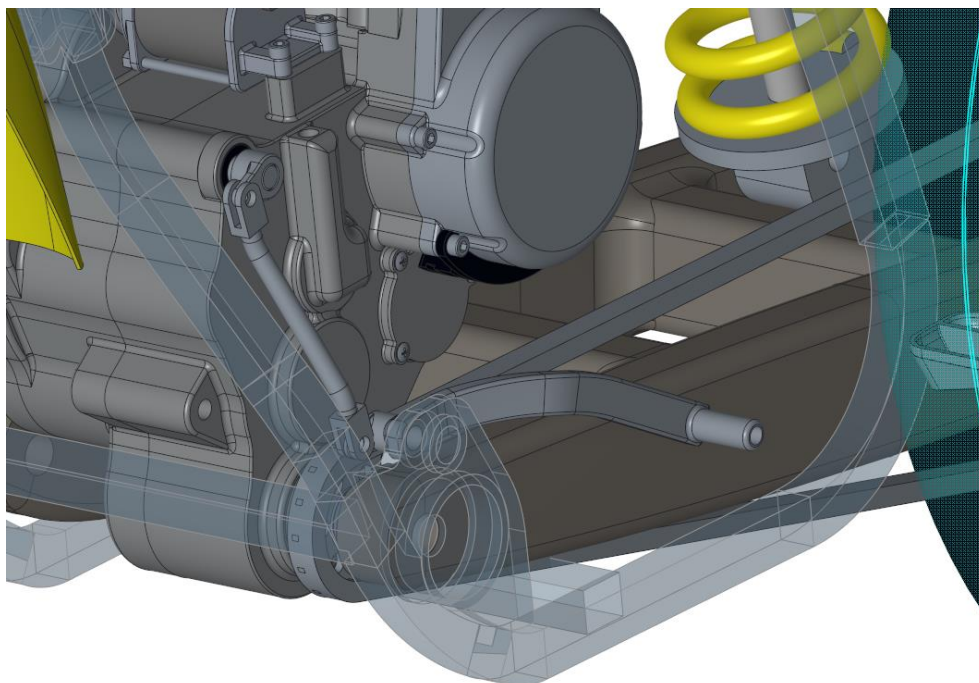
Uložení kyvné vidlice (Obr. 57, Obr. 56) je inspirováno dle motocyklu Husqvarna TE449 roku 2011, který používal tentýž motor jako již zmíněné BMW G450X. V kruhových kapsách přivařených na rám motocyklu jsou umístěna kuličková ložiska. Z vnější strany rámu je kyvná vidlice přitažena šroubem k vnitřnímu kroužku ložiska a zakryta víkem proti nečistotám (nezobrazeno). Aby nedocházelo při propružení kyvné vidlice ke kontaktu se spojkovým víkem, je v jejím místě kyvná vidlice náležitě tvarována (Obr. 56). Kyvná vidlice je hliníkový svařenec s příčkou před zadním kolem a s druhou za motorem.

Uložení skříně motoru v rámu je v přední, spodní a zadní části rámu, na který mohou být přivařeny příslušné držáky. Dále jsou dva nálitky na hlavě motoru, do kterých můžou být přichyceny držáky v horní části rámu, a tím zaručena dobrá propojenost motoru s rámem motocyklu. Při návrhu rámu a uložení bylo třeba pomyslet i na možnou demontáž motoru a jednotlivých vík pro servisní úkony. Stupačky jsou umístěny na bocích rámu. Uvnitř rámu je prostor pro kývání zadní vidlice.

Sání motoru je z přední části motocyklu, kde může být po bocích rámu nebo nad nádrží umístěn airbox s filtrem sání. Výfuk je vyveden směrem dozadu, poté je levou stranou veden podél válce motoru dopředu. Poté je veden zpět podél druhé strany válce motoru do zadní části motocyklu, kde je poté napojen tlumič hluku.



Obr. 56 Vybrání kyvné vidlice



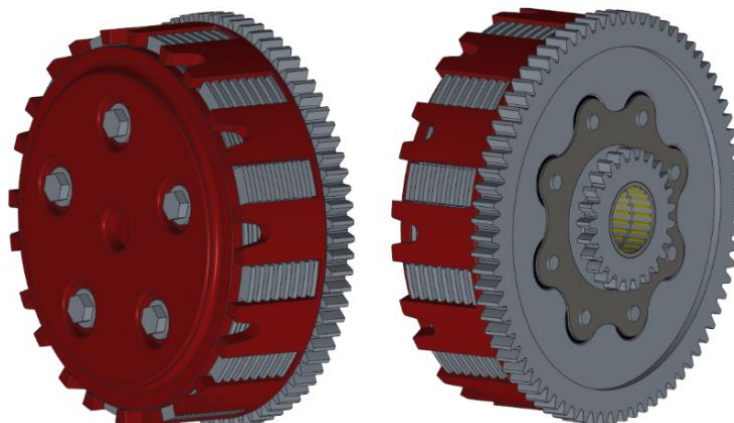
Obr. 57 Řadící přepákování, uložení kyvné vidlice

4.3 OSTATNÍ SOUČÁSTI MOTORU

V těchto podkapitolách jsou popsány zbývající součásti, které vycházely z konečné koncepce uložení motoru v motocyklu.

4.3.1 SPOJKA

Spojka slouží ke spojení klikového hřídele s hlavním hřídelem převodovky. Spojení je pomocí primárního převodu ozubenými koly s přímými zuby. Primární kolo uložené na pravé straně klikového hřídele zabírá do ozubeného věnce spojkového koše. Převodový poměr je 32:72, kde příslušná čísla označují počet zubů na primárním kole a spojkovém kole. Ozubená kola mají modul 2 mm a šířku ozubení 10 mm. Rozteč mezi primárním a spojkovým kolem je 108 mm. Spojka je třecí 8-mi lamelová, pracující v olejové lázni. Vypínání spojky je pomocí tyčky vložené do dutého hlavního hřídele převodovky. Při vypínání spojky je posouvána mechanicky ovládanou páčkou umístěnou na boční straně levé poloviny skříně motoru. Spojkový koš s ozubeným kolem věnce je uložen pružně, vloženými gumovými členy. To má za výhodu tlumení rázů, které vznikají od řetězu při překonávání nerovností v terénu.



Obr. 58 Spojka motoru

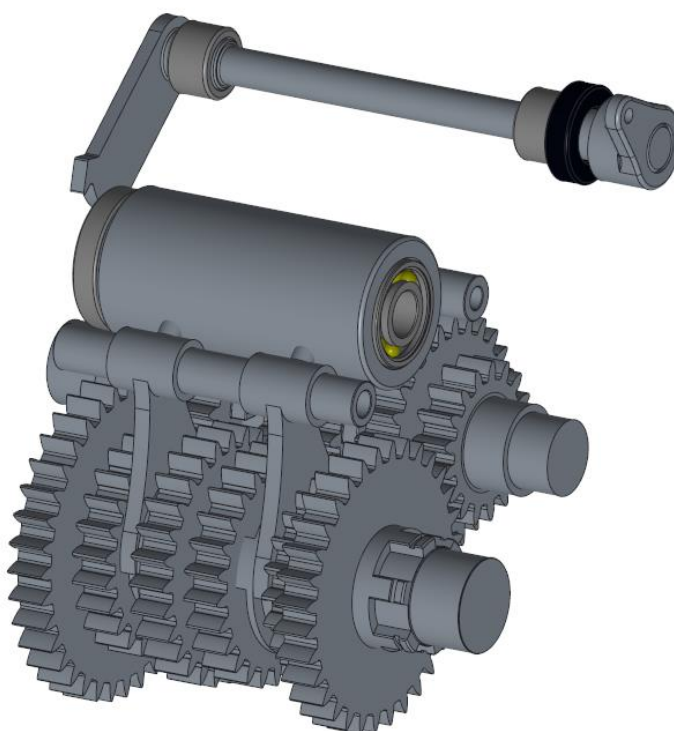
4.3.2 PŘEVODOVKA A ŘADICÍ MECHANISMUS

Motory třídy enduro E2 používají převážně převodovky se 6-ti stupni. Tím se hlavně odlišují od motokrosových motorů, kde se jich používá méně, zpravidla 5. Enduro motocykly, které jsou homologovány na běžný silniční provoz, jistě využijí všechny převodové stupně. I při samotných enduro závodech jsou vložky, kde se jezdí po silnici a je třeba využít co největšího potenciálu motoru s převodem do rychla. Níže v Tab. 8 jsou uvedeny převodové stupně a jejich poměry, které byly použity pro navrhovaný motor a sloužily pro modelování ozubených kol s evolventním ozubením při šířce 10 mm a modulu 2,25 mm. Rozteč mezi hlavním a předlohovým hřídelem převodovky jsem zvolil 56 mm, při které mohou být aplikovány případné korekce u jistých soukolí.

Tab. 8 Parametry převodovky

	Převodový poměr
1. rychlostní stupeň	14:36
2. rychlostní stupeň	17:32
3. rychlostní stupeň	19:28
4. rychlostní stupeň	22:26
5. rychlostní stupeň	24:23
6. rychlostní stupeň	26:21

Řazení je provedeno řadicí hřídelí, která natáčí řadicím válečkem. V něm jsou drážky pro řadicí vidličky. Hlavní hřídel má jednu a předlohový hřídel dvě řadicí vidličky. Vidličky jsou nasazeny na trubičky uložené v levé i pravé klikové skříni. Na Obr. 59 je zobrazena převodovka a řadicí mechanismus.



Obr. 59 Převodový a řadicí mechanismus

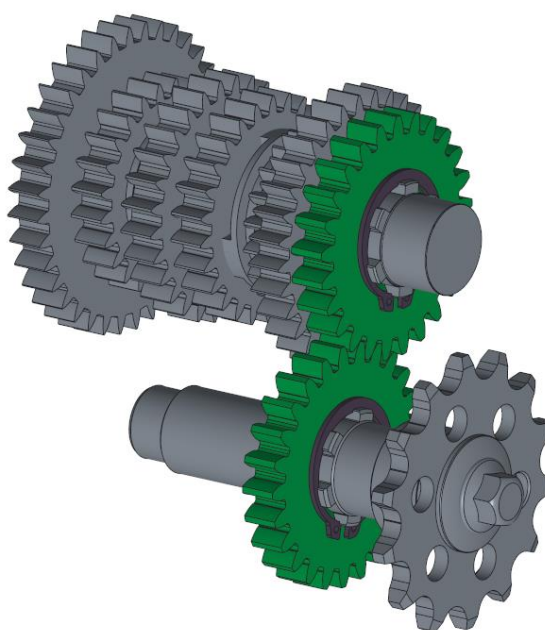
4.3.3 VLOŽENÝ PŘEVOD VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE

Použitím vloženého převodu ozubenými koly je vyřešena kolize spojkového koše s osou kyvné vidlice při mnou použitým souosém výstupním hřídeli s osou kyvné vidlice.

Tab. 9 Parametry vloženého kola

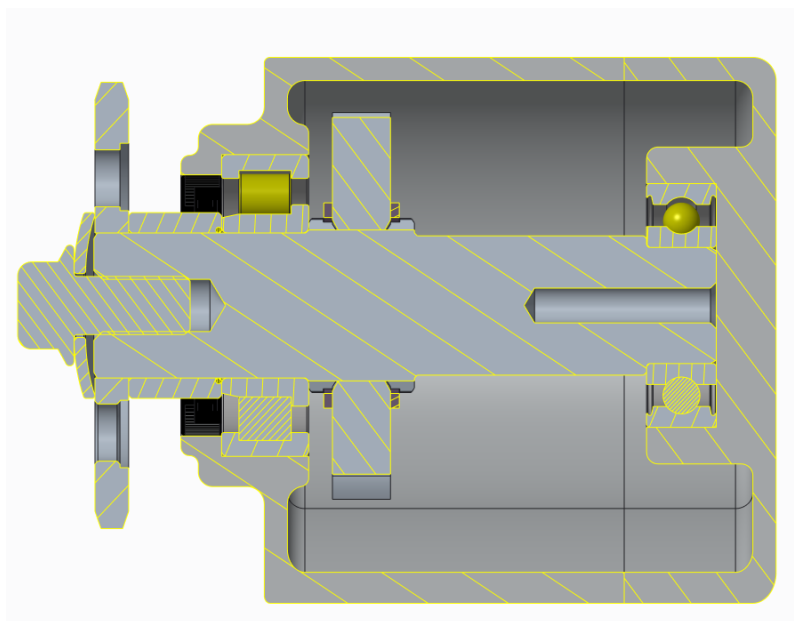
počet zubů	25
modul	2,5 mm
šířka	10 mm
rozteč soukolí	62,5 mm

Hlavní hřídel převodovky je prodloužen v místě uložení do levé poloviny skříně. Na konci předlohového hřídele je na drážkovaném hřídeli uloženo ozubené kolo vloženého převodu (zeleně na Obr. 61). Proti axiálnímu posuvu je pojištěno hřídelovým pojistným kroužkem. Za tímto kolem je již válcová plocha pro uložení ložiska.



Obr. 61 Vložený převod

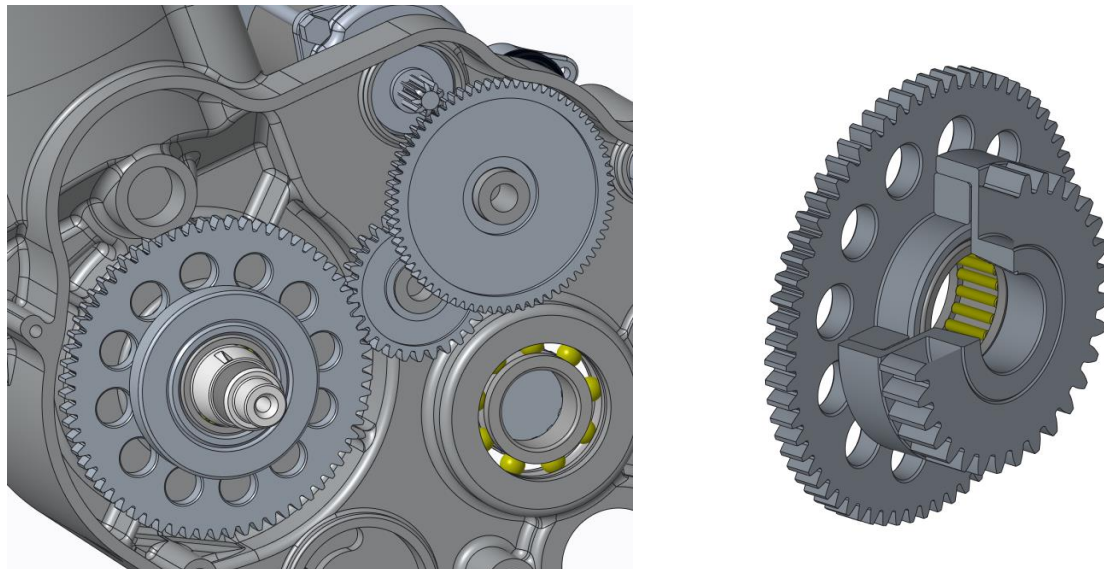
Vložený výstupní hřídel (Obr. 61 a řez na Obr. 60) je uložen na straně odběru točivého momentu do válečkového ložiska NJ 205 ECJ, které je uloženo v levé skříní motoru. Volný konec hřídele je uložen v ložisku 6004, které je v nálitku pravé skříně motoru. Vložené ozubené kolo o stejných rozměrech jako na předlohovém hřídeli převodovky je uloženo též na drážkovaném hřídeli a je axiálně zajištěno dvojicí hřídelových pojistných kroužků. Na hřídel je z vnější strany motoru nasazen O-kroužek, za ním rozpěrný kroužek, který je po vnější ploše těsněn hřídelovým těsnícím kroužkem HMS5-RG 32x45x7. Následně je na jemné drážkování nasazeno řetězové kolo o 14 zubech a axiálně pojištěno šroubem M14 s pružnou podložkou.



Obr. 60 Řez výstupním hřídelem motoru

4.3.4 ELEKTRICKÝ SPOUŠTĚČ

Startovací mechanismus elektrického spouštěče (Obr. 62 Startovací mechanismus) je umístěn vně pravé poloviny klikové skříně. Obsahuje elektromotor, omezovač točivého momentu, vložené kolo, volnoběžku a jednosměrný blokovací mechanismus.



Obr. 62 Startovací mechanismus a kontakt volnoběžky s primárním kolem

Elektromotor o výkonu 0,5 kW má na 3 převody ozubenými koly redukuje vysoké otáčky elektromotoru a zvyšující jeho krouticí moment potřebný k roztočení motoru. Spojení mechanismu s klikovým hřídelem a jeho následný zánik po nastartování motoru je zajištěn volnoběžkou s jednosměrným blokovacím mechanismem, viz pravá část Obr. 62. Volnoběžka je uložena valivě na jehličkovém ložisku, které je nasazeno na čepu pravé strany klikového hřídele. Na volnoběžce je vložen blokovací mechanismus. Poté je vloženo primární kolo, které je nalisované na speciálním hřídeli, do kterého zabírá blokovací mechanismus při startování. Po nastartování motoru, kdy jsou otáčky primárního kola větší než volnoběžky poháněné elektrickým motorem, kontakt blokovacího mechanismu zanikne a volnoběžka se již neotáčí.

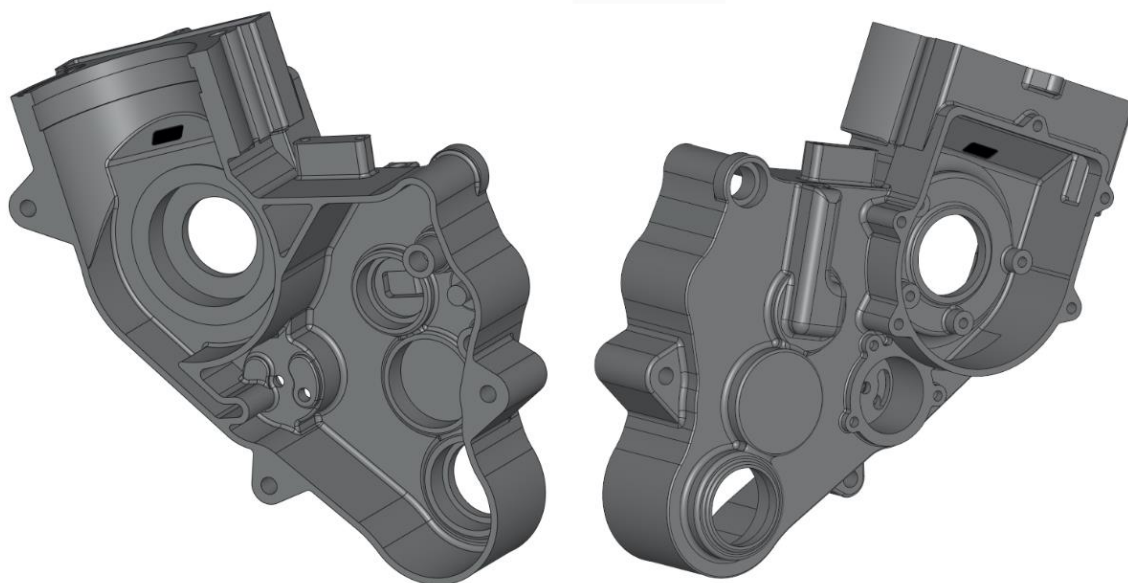
Volnoběžka a ozubené kolo mají modul 1,5 mm, výstupní hřídel startéru a větší kolo na omezovači točivého momentu mají modul 1 mm.

4.3.5 KLIKOVÁ SKŘÍŇ

Před samotným návrhem klikové skříně motoru a jejich vík bylo třeba znát rozmístění všech součástí motoru. Bylo třeba si dát pozor na kolize mezi součástmi a počítat s přírůstkem na tloušťky odlitku stěn a nálitků kolem ložisek. Po domluvě s odborným konzultantem byla zvolena tloušťka odlitků 4mm. V místech kolem vysoce namáhaných míst motoru, jako jsou hlavní ložiska motoru, byla tloušťka volena o hodnotě přibližně 20% průměru vnějšího kroužku ložiska. U méně namáhaných míst, ložisek ostatních součástí motoru (převodovka, vyvažovací hřídel atd.) byla volena tloušťka snížena na 15%. Mým cílem bylo navrhnout kompaktní skříň motoru, která by již více nezvětšovala rozměry motoru, které jsou již díky vloženému převodu zvětšeny. Skříň motoru je odlita z hliníku do pískové formy z důvodu technologické proveditelnosti.

LEVÁ ČÁST

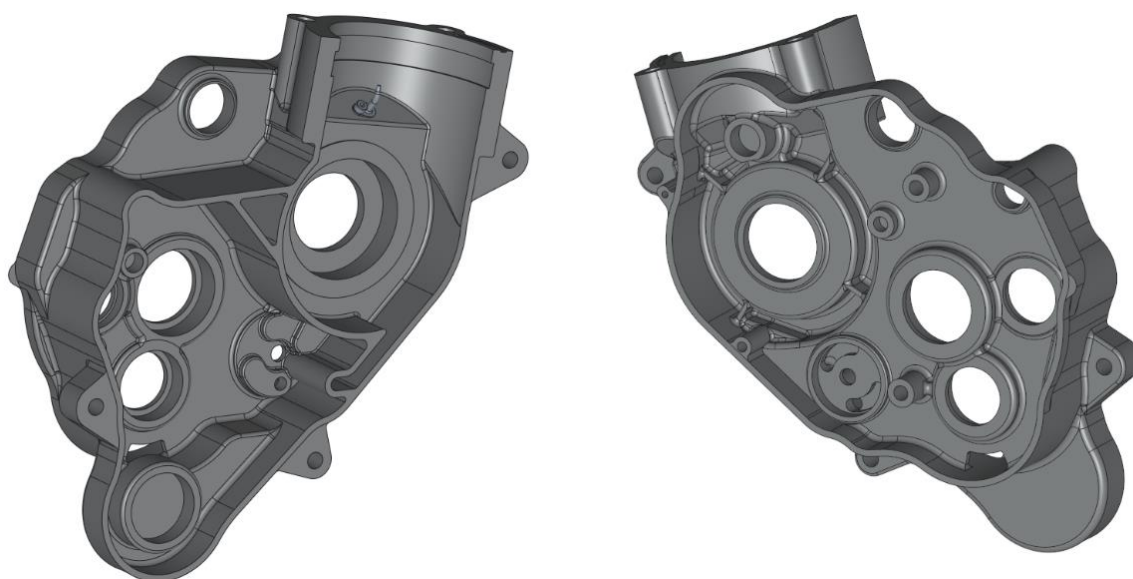
Na Obr. 63 jsou zobrazeny pohledy levé poloviny skříně motoru. Černě je zobrazena pozice membrány umožňující odvětrání klikového prostoru. Levá strana obrázku ukazuje vnitřní prostor motoru, zejména drážku pro stékání oleje z prostoru klikového mechanismu k tělesu olejového čerpadla. Stejně jako v pravé části klikové skříně jsou zde otvory a nálitky pro uložení ložisek převodovky, řadicího válečku a čepů řadicích vidliček. Horní plocha skříně má nálietek pro uchycení elektromotoru startovacího systému. Na pravé straně obrázku je vidět nálietek pro mechanické ovládání spojky, prostor trochoidního čerpadla a prostor pro rozvodový řetěz a rotoru zapalování. Jsou zde též nálitky pro uchycení vodítek rozvodového řetězu. V horní části je otvor pro uložení ložiska a hřídelového těsnícího kroužku řadicího hřídele. Ve spodní části je otvor pro uložení výstupního hřídele motoru.



Obr. 63 Pohledy levé skříně motoru

PRAVÁ ČÁST

Stejně jako u levé skříně, jsou uvnitř nálitky a otvory pro převodové a řadicí ústrojí. Ve spodní části vnitřního prostoru (levá část Obr. 64) je nálietek pro uložení ložiska výstupního převodu. Z vnější strany jsou nálitky pro uložení ozubených kol startovacího mechanismu, vloženého kola olejového čerpadla a uložení ložiska vyvažovacího hřídele. Na dně stěny je otvor propojující prostor spojkového koše s převodovkou umožňující volný pohyb oleje. Nad hlavním ložiskem je umístěna tryska ostříkující dno pístu.

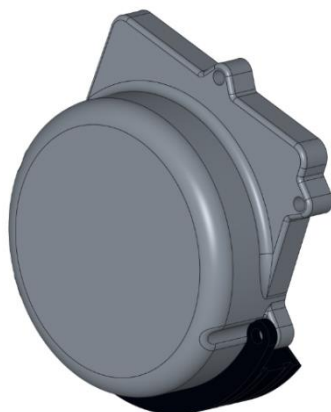


Obr. 64 Pohledy pravé skříň motoru

4.3.6 VÍKA KLIKOVÉ SKŘÍŇ

VÍKO ZAPALOVÁNÍ

Levou klikovou skříň uzavírá a těsní víko, v kterém je uchycen stator zapalování. Pod víkem (Obr. 65) je odšroubovatelný chránič, zamezující kontakt řetězu s víkem při propružení zadního kola.



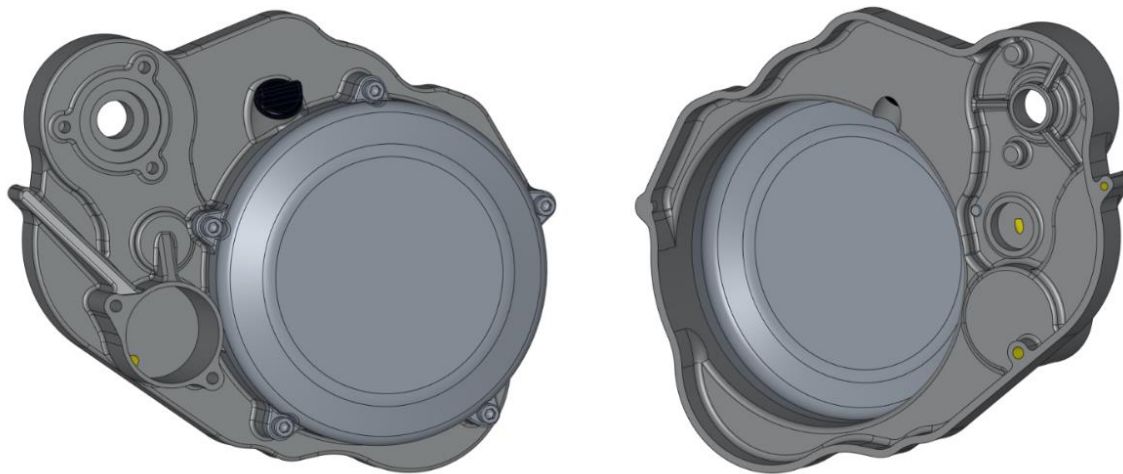
Obr. 65 Víko zapalování s chráničem řetězu

SPOJKOVÉ VÍKO

Prostor vnější části pravé skříň motoru uzavírá spojkové víko. V něm je umístěno ložisko vyvažovacího hřídele spolu s vodním čerpadlem, jak lze vidět na horní pravé části Obr. 66. Ve spodní části víka je nálietek pro umístění olejového filtru a příslušné žlutě označené vývrty vedoucí ke klikovému hřídeli (zde je ve víku umístěn hřídelový těsnicí kroužek) a zpět do pravé skříň motoru. Umístění otvoru pro plnění motoru olejem je nad malým víkem spojky.



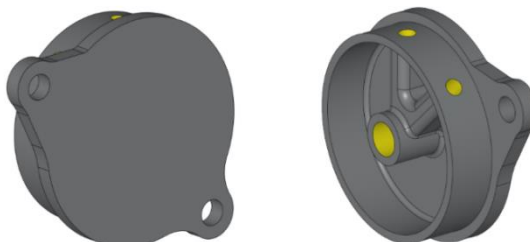
Demontáží kruhového víka spojky, přišroubovaného 5-ti šrouby M6, lze bez problému provádět servisní úkony na tělese spojky.



Obr. 66 Spojkové víko

VÍKO OLEJOVÉHO FILTRU

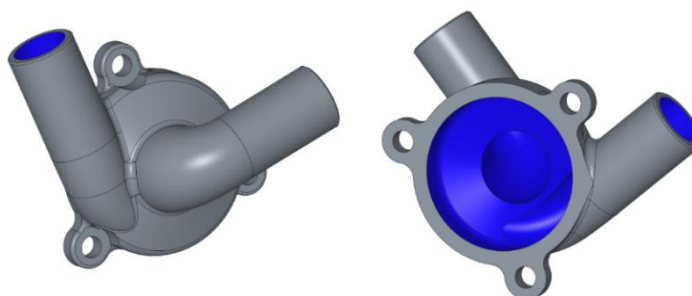
Rozvod oleje od olejového filtru do mazaných částí motoru je otvorem ve středu víka rozdělujícím se do dvou menších vývrtů. Ty jsou provedeny tak, že směřují přímo do vývrtu ve spojkovém víku. Víko je těsněno a připevněno dvěma šrouby M6.



Obr. 67 Viko olejového filtru

VÍKO VODNÍHO ČERPADLA

Prostor pro čerpání chladicí kapaliny zprostředkovává víko vodního čerpadla. Chladicí kapalina je přiváděna axiálně na rotor čerpadla a poté odstředivým čerpadlem odváděna tečně umístěným kanálem. Na vstupní i výstupní nálitky jsou nasazeny a sponami upevněny hadice.

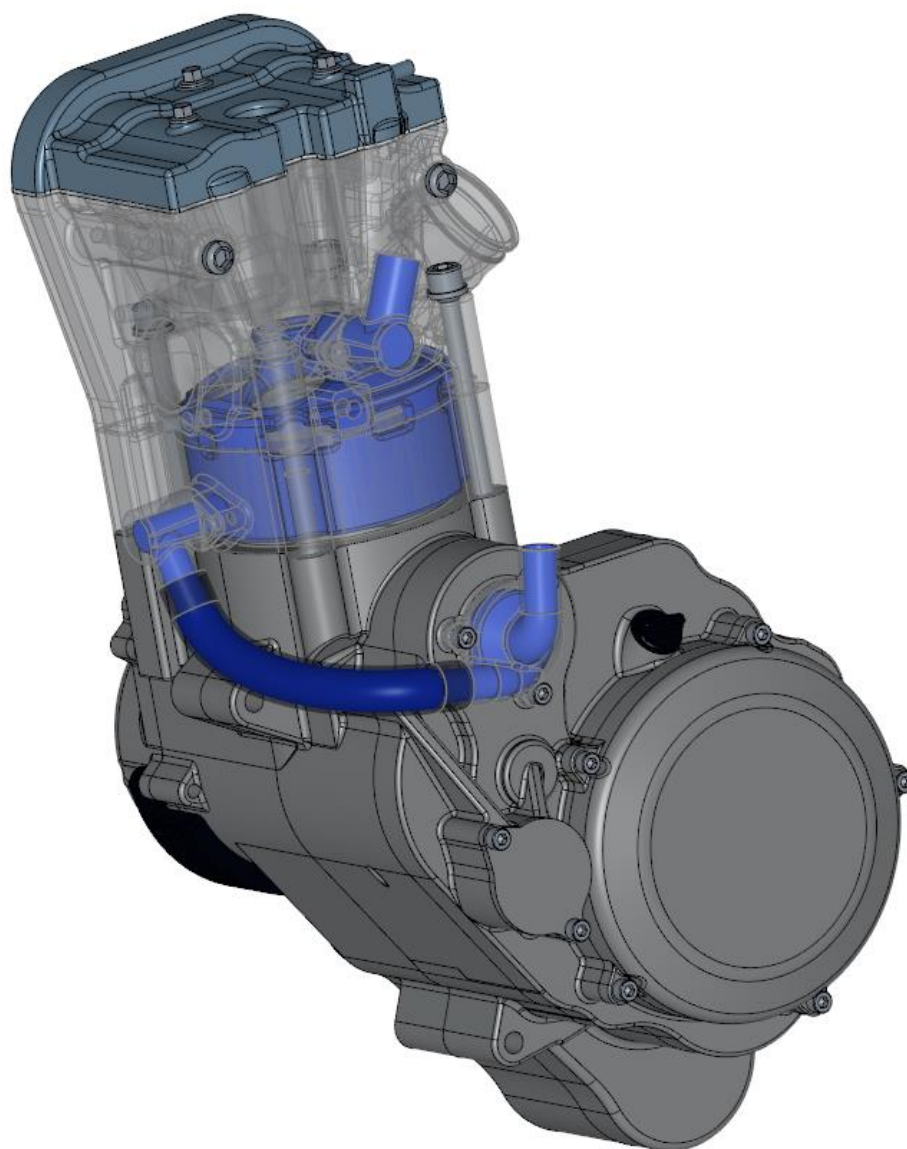


Obr. 68 Viko vodního čerpadla



4.3.7 CHLADICÍ SOUSTAVA

Chladicí soustava motoru se skládá z chladičů, v kterých je kapalina ochlazována proudem vzduchu proudícím skrze mřížky chladiče. Z jejich spodní části je ochlazená kapalina dopravována odstředivým vodním čerpadlem do motoru, které by mělo být umístěno v nejnižším místě chladicí soustavy (Obr. 69). Na zadní straně válce motoru je přišroubována příruba, kterou s víkem odstředivého čerpadla spojuje gumová hadice. Chladicí kapalina proudí válcem motoru, kde chladí stěnu, do které je přenášeno teplo ze spalín. Poté je otvory mezi válcem a hlavou kapalina dopravována do hlavy motoru, kde musí účinně chladit již dříve zmíněné oblasti sedel ventilů a oblast svíčky. Z hlavy motoru vyústí příruba v nejvyšším místě chladicího prostoru hlavy. Příruba je spojena hadicí do horní části chladiče, a tím se uzavírá chladicí soustava motoru.



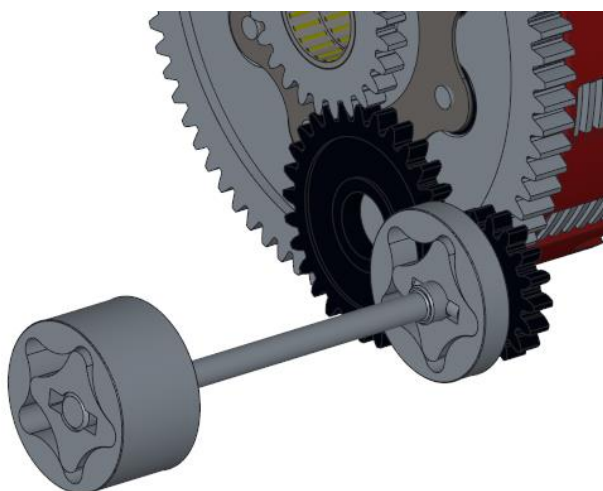
Obr. 69 Chladicí soustava



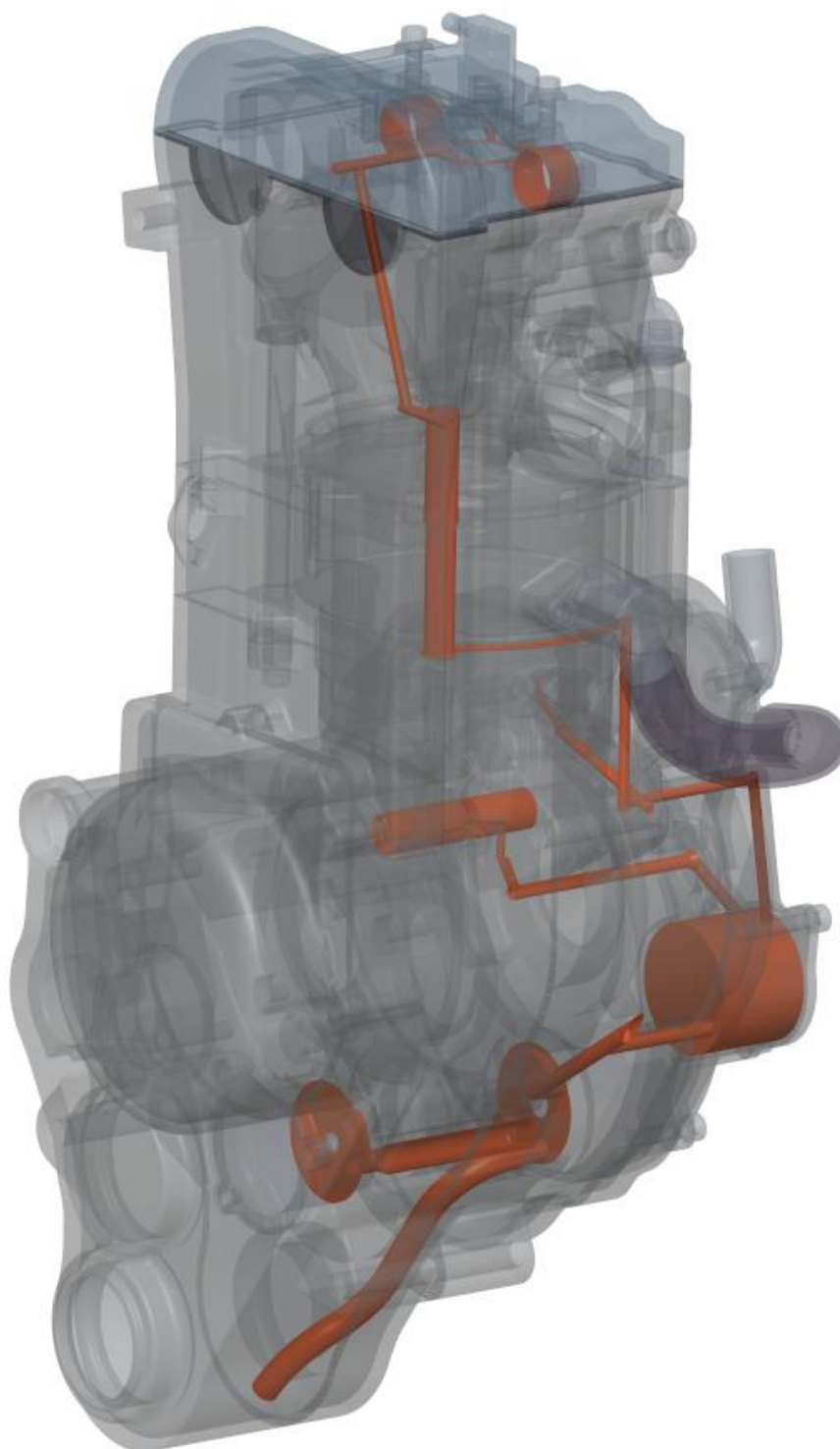
4.3.8 MAZACÍ SOUSTAVA

Nezbytnou součástí čtyřdobých motorů je mazací soustava. Ta zajišťuje bezporuchový a dlouhodobý chod mnoha součástí. Pokud avšak dojde k její poruše, dochází k vážným následkům způsobujícím poruchu motoru, většinou zadřením nějaké součástky, např. uložení vačkového hřídele, kde má probíhat hydrodynamické mazání podporované právě mazací soustavou motoru.

Okruh mazací soustavy (Obr. 71) je poháněn dvěma trochoidními čerpadly (Obr. 70). Hřídel, na které jsou čerpadla nasazena, je poháněna přes vložené ozubené kolo od ozubeného kola na spojkovém koši. Vnější průměry čerpadel jsou 44 mm. Jedno o šířce 24 mm, nízkotlaké, s větším objemovým výkonem je umístěno v levé skříni. Z prostoru klikového prostoru nahromaděný olej použitý pro mazání odsává a dopravuje do prostoru převodovky. Druhé vysokotlaké o šíři 8 mm, je uloženo v pravé skříni. V nejnižším místě motoru v oblasti výstupního hřídele, je olej nasáván vysokotlakým čerpadlem přes sací potrubí opatřené filtrem hrubých nečistot. Po přečerpání oleje čerpadlem je vývrtem z pravé skříně dopravován do spojkového víka až do prostoru papírového olejového filtru. Přefiltrovaný olej je skrze vývrty v olejovém víčku dopravován jedním kanálem do vývrtní klikového hřídele a následně maže ojnicí ložisko. Druhým kanálem je olej dopravován zpět do pravé skříně motoru. Zde je nejdříve kanál vedoucí k trysce ostříkující dno pístu. Poté je již olej na cestě do hlavy motoru. Vývrtem je dopraven na dosedací plochu válce motoru a skříně, kde je drážka vedoucí k hlavovému šroubu u šachty rozvodového řetězu. Po obvodě válcového dřívku šroubu je olej dopraven do hlavy motoru. Vývrtem v dosedací ploše vačkového víka a hlavy je olej dopraven drážkami ke kluzným ložiskům vačkových hřídelů a k tryskám ostříkující oblast kontaktu vačky s jednostranně uloženou pákou. Olej následně stéká šachtou pro rozvodový řetěz až do prostoru převodovky, kde se uzavírá mazací cyklus.



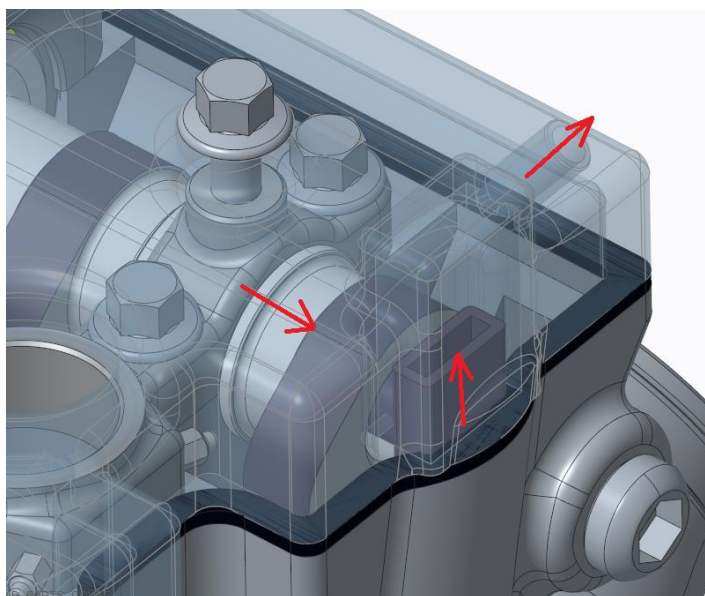
Obr. 70 Pohon olejových čerpadel



Obr. 71 Schéma mazací soustavy

4.3.9 ODVĚTRÁNÍ KLIKOVÉHO PROSTORU

Aby nedocházelo k velkému napěnění oleje v prostoru klikového mechanismu a hlavně k jeho natlakování, jelikož přes píst a pístní kroužky proniká určitý tlak, je třeba tento prostor odvětrávat. Díky membráně připevněné v levé skříni přebytečný tlak přestupuje do oblasti rozvodového řetězu. Vzduch obsahující částice oleje postupuje šachtou do sacího vačkového hřídele, kde je odstředivým efektem oddělen od vzduchu. Do vačkového hřídele je s dostatečnou obvodovou vůlí zasunut plastový nátrubek, který je přichycen v hlavě motoru (fialově na Obr. 72). Skrze něj proudí odfiltrovaný vzduch do víka, a z něj do okolního prostředí motoru.



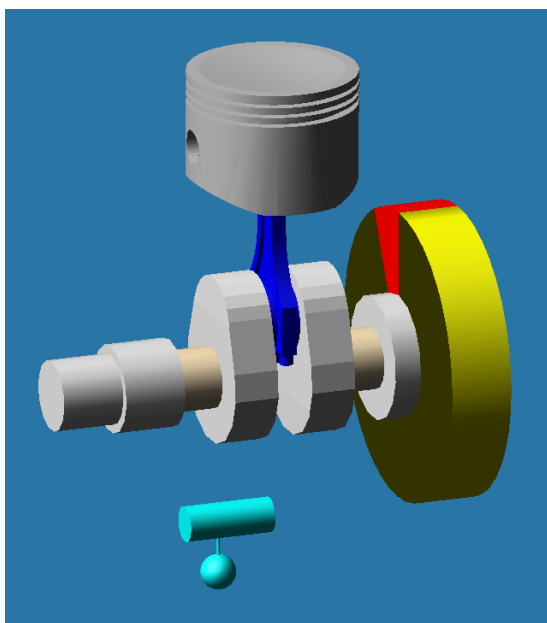
Obr. 72 Odvětrání klikového prostoru

5 VÝPOČET TRVANLIVOSTI HLAVNÍCH LOŽISEK

Při návrhu motoru je třeba také pomyslet na životnost jednotlivých komponent a zaměřit se na jejich správnou volbu. Měřím tím na komponenty, které jsou běžně dostupné z různých katalogů výrobců. Důležitou součástí, která nese velká zatížení, jsou hlavní ložiska klikového hřídele. Je třeba se zabývat jejich životností.

Pro výpočet životnosti jakéhokoliv ložiska jsou potřeba zátěžné síly. V mém případě znám průběhy spalovacích tlaků ze simulace motoru v Lotus Engine Simulation. S výhodou jsem použil MBS ADAMS s nástavbou Virtual Engine, s kterým jsme se již při studiu seznámili při řešení třecích ztrát motoru. Výstupem z tohoto softwaru jsou zátěžné síly, s kterými je dále počítána trvanlivost hlavních ložisek.

Jako první jsem si vytvořil zjednodušený model motoru, kde byly zadány geometrie a vlastnosti jednotlivých součástí klikového mechanismu mého navrhovaného motoru. Nastavovala se zde hlavně hmotnost, těžiště a momenty setrvačnosti, které jsem vyčetl z vlastností 3D modelů jednotlivých součástí. Na Obr. 73 je zobrazen model simulovaného motoru v prostředí Virtual Engine.



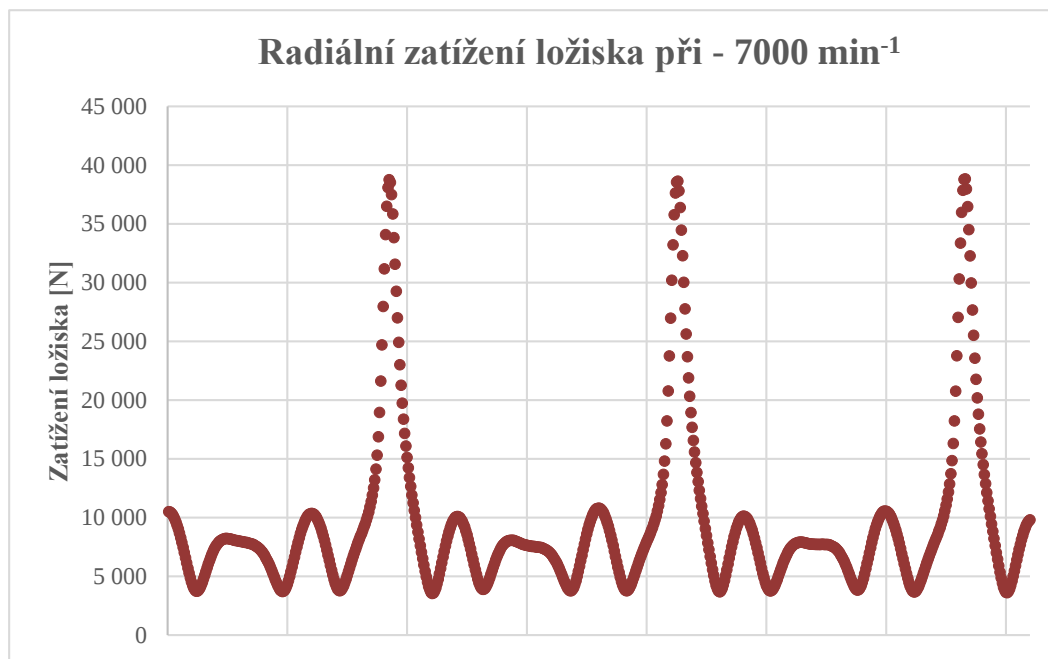
Obr. 73 Model motoru Virtual Engine

Dále jsem vložil do simulace spalovací tlaky, kterými se simuluje spalovací proces a z něj se počítají různé veličiny a zatížení působící na model motoru. Do výpočtu jsem zohlednil i zvolený motorový olej. Je použit motorový olej s označením 10W40, který je běžně používán v motokrosovéch a enduro motorech. Nastavením simulace na 3 cykly a vybráním dat až od 2. cyklu se vyhnou následným nepřesnostem při vyhodnocování a zpracování dat, jelikož počátek simulace nepředstavuje správné ustálené hodnoty. Simulace proběhla od 2000 do 11000 min^{-1} při nastaveném kroku 720° .

Po simulaci jsem exportoval hodnoty zátěžné síly hlavních ložisek motoru do textového souboru. V případě mnou použité koncepce uložení vyvažovacího hřídele se potvrdilo, že ložisko té strany bude více zatíženo. Dále je počítáno s hodnotami zátěžné díly pro hlavní ložisko u vyvažovacího hřídele.

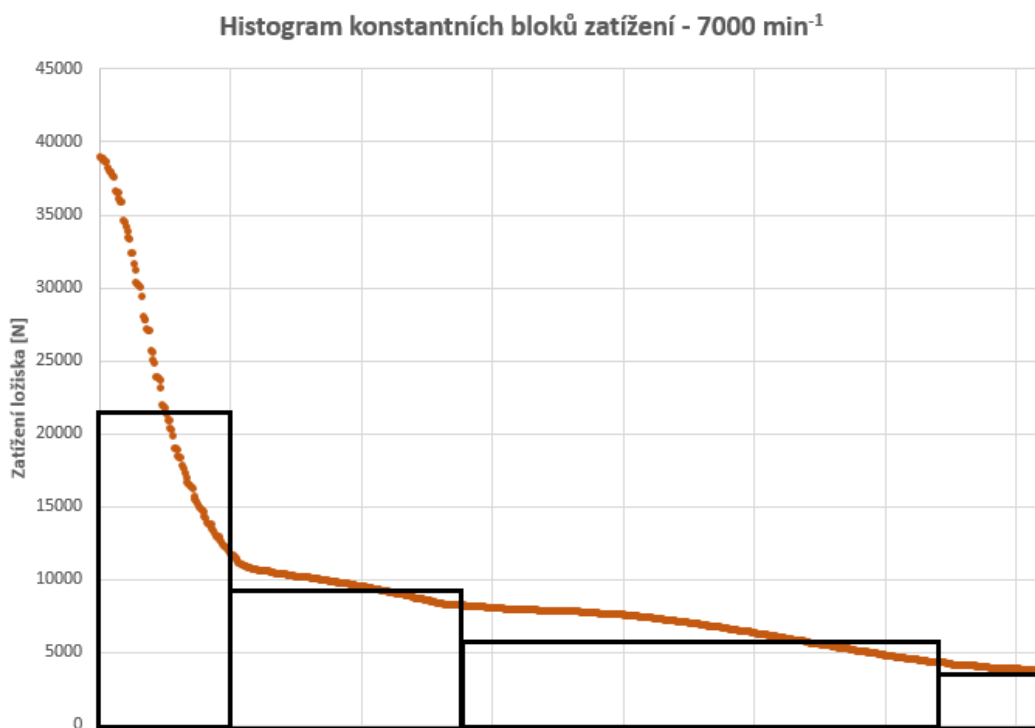


Následné zpracování a výpočet trvanlivosti ložisek je proveden v programu Microsoft Excel. Postup výpočtu je dle návodu výrobce ložisek firmy SKF [21].



Obr. 74 Průběh zatížení hlavního ložiska

Ze všech importovaných hodnot jsem si vybral pouze pro jmenovité otáčky, které jsem seřadil sestupně a vykreslil jeho průběh do grafu. Dle doporučení SKF jsem v místech zlomu hodnot rozdělil interval na 4 díly, jak lze vidět na Obr. 75. Intervaly rozdělení jsem použil na zbývající otáčky motoru.



Obr. 75 Výběr intervalů a jejich průměrné hodnoty



Z každého intervalu hodnot jsem spočetl průměrnou hodnotu zatížení. S ní bylo počítáno při zjišťování hodinové životnosti ložiska dle vzorce [21]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5)$$

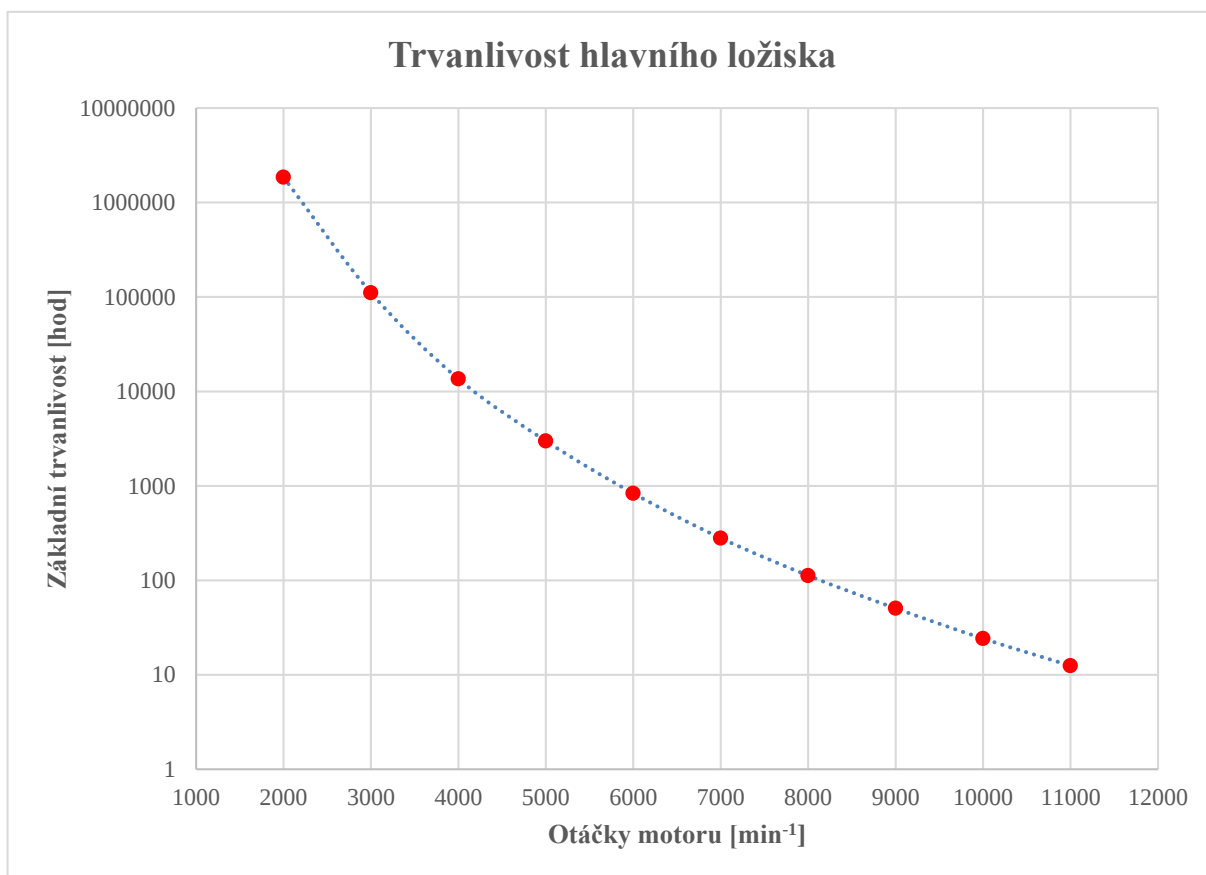
kde:

L_{10h} je základní trvanlivost v provozních hodinách při 90% spolehlivosti, n jsou otáčky, C je základní dynamická únosnost, P je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska a p je exponent rovnice trvanlivosti (3 pro ložiska s bodovým stykem)

Při návrhu motoru jsem použil ložisko s označením 6207 o průměru vnitřního a venkovního kroužku 35 mm a 72 mm a šířce 17 mm. Ložisko má dynamickou únosnost $C=27$ kN.

Po výpočtu jednotlivých průměrných základních trvanlivostí určitých otáček motoru jsem provedl vážený průměr těchto trvanlivostí. Poté jsem stejný postup aplikoval na zbývající otáčky motoru.

Výstupem je graf klesající exponenciální závislosti základní hodinové trvanlivosti hlavního ložiska v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 76 Závislost životnosti ložiska



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout koncepci jednoválcového čtyřdobého motoru kategorie enduro E2, ovšem uzpůsobeného pro zástavbu do motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí. Před samotným návrhem bylo třeba detailně zanalyzovat motory do endurových a motokrosových motocyklů. Nastudování různých koncepcí motorů, ale také jejich různých uspořádání v motocyklech, mi napomohlo k přemýšlení o možné koncepci cíleného motoru, který zároveň musel splňovat limity třídy enduro E2.

Určením základních parametrů motoru, zejména maximálního zdvihového objemu motoru 450 cm³, jsem přistoupil k simulaci termodynamického modelu motoru a rozboru a návrhu rozvodového ústrojí.

Při samotné konstrukci motoru jsem kladl důraz na výrobitelnost a celkovou kompaktnost motoru. Podařilo se mi navrhnout téměř všechny součásti motoru, kdy detailnost některých z nich přesahovala rozsah této práce. Modelováním složitých odlitků hlavy motoru a skříně motoru jsem se naučil mnohé nové techniky, které mi ulehčily jejich tvorbu. Souběžně s modelováním bylo třeba řešit různé prostorové kolize, například s prostorem uložení ložisek převodovky, startovacího mechanismu spojky a pohonu olejového čerpadla. Pro vyvažování klikového hřídele, modifikaci kompresního objemu, průběh průřezů kanálů atd., jsem použil metody optimalizace modeláře Creo.

Při zachování maximální délky kyvné vidlice o délce 900 mm, jsem navrhl motor, jenž má vložený převod mezi předlohovým hřídelem převodovky a pastorkem sekundárního řetězového převodu. To umožňuje souosé uložení tohoto pastorku (výstupního hřídele motoru) s osou kývání zadní kyvné vidlice. Výhodou je neměnný rozvor mezi pastorkem a zadním kolem v průběhu pružení ale také menší výkyv kyvné vidlice. Byla snaha posunout motor co nejbližší k těžišti motocyklu, což považuji za výhodnější, než posunutí motoru k přednímu kolu, které považuje autor patentu jako výhodu. Dle mého názoru je důležitější celková ovladatelnost motocyklu než pouze přetížení přední části motocyklu k zamezení zvedání motocyklu při akceleraci. V oblasti spojkového víka je kyvná vidlice profilována k zamezení kontaktu při propnutí. Řazení je umožněno pomocí soustavy pák. Nevýhodou této koncepce považuji zvýšení hmotnosti díky vloženému převodu. Rozměry motoru se též navýšily v této oblasti. Hmotnost motocyklu též naroste díky délce kyvné vidlice. Bylo by ovšem účelné se dále zajímat touto problematikou a geometrií motocyklu hlouběji a vyvodit z nich jasné závěry o přínosu na jízdní vlastnosti motocyklu s extrémně dlouhou kyvnou vidlicí.

Výpočet trvanlivosti ložisek jsem si vybral ze zaujatosti pro tuto problematiku. Nyní mám přehled o tom, že životnost ložiska je exponenciální závislosti na otáčkách motoru a při maximálních otáčkách motoru vydrží přibližně 10 hodin provozu, což je na závodní motor normální hodnota.

Přílohy obsahují výpočtovou zprávu, celkové pohledy, řezy a náhledy celého motocyklu, patentový spis použité koncepce motocyklu a výkres sestavy motoru v měřítku 1:1 se zakótovanými přípojnými rozměry.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *ENDURO REGULATIONS 2016* [online]. 2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://www.fim-live.com/en/library/download/57420/no_cache/1/
- [2] *Technical rules enduro 2014* [online]. 2014 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://www.lamsf.lv/files/dokumentacija/enduro/komisijas_dokumentacija/CEN_Tech_rules_1_2014.pdf
- [3] Beta RR 350 / 390 / 430 / 480 4T. *Bruder Motorsport Internacional* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://brudermotorsport.com/motorbike/beta-rr-390-430-480-4t/>
- [4] Beta RR 350 4T Racing MY 2016. *Beta motorcycles* [online]. 2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.betamotor.com/en/enduro/bikes/rr-350-4t-racing>
- [5] 2016 MotoAdventure Beta Motorcycles Beta 350 RR. *Motoadventure* [online]. 2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.motoadventure.com/2016-motoadventure-beta-motorcycles-beta-350-rr-inventory.htm?id=-3245017>
- [6] First Look - KTM 2017 Four Strokes. *Enduro21.com* [online]. 2016 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.enduro21.com/index.php/40-general/903-first-look-ktm-2017-four-strokes>
- [7] 2016 KTM 450 SX-F PREVIEW, NEW FEATURE AND SPECIFICATION. *Master of vehicle* [online]. 2015 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://masterofvehicle.blogspot.cz/2015/08/2016-ktm-450-sx-f-preview-new-feature.html>
- [8] 2015 SHERCO 450 SEF-R FACTORY. *Triplermotorcycles* [online]. 2015 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.triplermotorcycles.com.au/products/new-bikes-1/2015-sherco-450-sef-r-factory.html>
- [9] 2016 Sherco models. *Enduro360* [online]. 2016 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.enduro360.com/2015/07/08/featured/2016-sherco-models/>
- [10] Motocross: Problémy pohonu a pružení zadního kola terénního motocyklu. Praha: MTZ Olomouc, 1986, **86**(3).
- [11] KRŇÁVEK, František. *Terénní motocykl se záběrovým kolem uloženým v kyvné vidlici*. PV 367-85 Výstavní priorita. Uděleno 1.11.1988.
- [12] 2008 KX 450 F. *Mbike* [online]. [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.mbike.com/kawasaki/kx450f/2008/photos/photo-9035-original>
- [13] Husaberg 2012. *MXReview* [online]. 2012 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.mxreview.se/husaberg-2012/>
- [14] Vlastní cestou/necestou. *IČMN* [online]. 2012 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: http://www.icmn.cz/testy/husaberg-fe-450-fe-570_5614.cmn



- [15] *Review n Details BMW G450X* [online]. 2011 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://newmodifications.blogspot.cz/2011/06/bmw-g450x-bmw-g450x-for-sale-2011-bmw.html>
- [16] BMW G450X 2010. *Share wallpapers* [online]. 2011 [cit. 2016-05-29]. Dostupné z: <http://www.sharewallpapers.org/Transports/Motorcycles/BMW/BMW+G450/BMW+G450X+2010/BMW++G450X+2010+07+1920x1200.jpg.html>
- [17] Offset cylinder and spiny sleeve. *Honda* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://world.honda.com/Global-125cc-engine/Tech-details/page02.html>
- [18] Piston Wrist Pin Offset Potential. *Chevy Big-Block Performance: Displacement Decisions* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.chevydiy.com/chevy-big-block-performance-displacement-decisions/>
- [19] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu* [online]. Brno, 2012 [cit. 2016-05-26].
- [20] DRÁPAL, Lubomír a Václav PÍŠTĚK. *Hnací ústrojí: Vyvažování klikového mechanismu* [online]. Brno, 2012 [cit. 2016-05-26].
- [21] Dynamické zatížení ložiska a trvanlivost. *SKF* [online]. [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost pístního oka od těžiště ojnice
b	[m]	vzdálenost ojnicního oka od těžiště ojnice
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
F_r	[N]	setrvačná síla rotujících částí
F_v	[N]	setrvačná síla vývažku
l	[m]	délka ojnice
L_{10h}	[hod]	základní trvanlivost v provozních hodinách
m_1	[kg]	redukována hmotnost posuvné části ojnice
m_2	[kg]	redukována hmotnost rotační části ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí ojnice a pístní skupiny
m_r	[kg]	hmotnost rotujících částí
m_{vp}	[kg]	hmotnost vývažku posuvných částí
m_{vr}	[kg]	hmotnost vývažku rotačních částí
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
P	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti
r	[m]	poloměr zalomení klikového hřídele
r_v	[m]	poloměr umístění vývažku
ΔR	[mm]	rozvor mezi pastorkem řetězového převodu a zadním kolem



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Výpočtová zpráva
Příloha 2	Celkové pohledy motoru a motocyklu
Příloha 3	Patent PV 367-85
Příloha 4	Výkres sestavy motoru