



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEDNOVÁLCOVÝ ČTYŘDOBÝ MOTOR
MOTOKROSOVÉHO MOTOCYKLU
SINGLE-CYLINDER FOUR-STROKE ENGINE OF MOTOCROSS MOTORCYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN VACULA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR DRÁPAL

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Vacula

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

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

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

Jednoválcový čtyřdobý motor motokrosového motocyklu

v anglickém jazyce:

Single-Cylinder Four-Stroke Engine of a Motocross Motorcycle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního charakteru zaměřená na návrh čtyřdobého jednoválcového motoru motokrosového motocyklu.

Cíle diplomové práce:

Proveďte rešerši v oblasti konstrukce soudobých čtyřdobých jednoválcových kapalinou chlazených motorů o zdvihovém objemu do 250 cm³ dle předpisů třídy MX2 Mistrovství světa v motokrosu. V prostředí CAD zpracujte vlastní konstrukční návrh takovéto pohonné jednotky, přičemž se zaměřte především na samotný motor a jeho díly; spojku a převodovku zpracujte pouze schematicky. S využitím pokročilých metod proveďte výpočet vybraného konstrukčního uzlu. Vypracujte výkres sestavy motoru, kde uveďte hlavní a přípojně rozměry.

Seznam odborné literatury:

- [1] HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [2] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford: Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [3] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
- [4] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Drápal

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně dne 27. 10. 2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukci jednoválcového čtyřdobého motoru pro motokrosově speciály. Cílem bylo vytvoření 3D modelu, který byl podložen termodynamickou simulací. Kinematika rozvodového mechanismu byla navržena pomocí softwaru Lotus Simulation. Pro kontrolu hlavních ložisek byl proveden výpočet jejich životnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jednoválcový čtyřtaktí motor, termodynamický model, konstrukční řešení součástí, životnost ložisek.



ABSTRACT

This diploma thesis is focused on construction of one-cylinder four stroke engine designed for motocross competition. The target was create the 3D model, which has foundation on the thermodynamic simulation. Kinematics of timing mechanism was designed in Lotus Simulation. For checking the main bearings life calculation was performed.

KEYWORDS

Single-cylinder four stroke engine, thermodynamic model, constructional solutions, bearing life.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VACULA, J. Jednoválcový čtyřdobý motor motokrosového motocyklu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 71 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 29. května 2015

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Lubomíru Drápalovi za poskytnutí podkladů a cenných připomínek během sepisování závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat Dipl. Ing. Tomáši Zemkovi z firmy Ricardo Prague s.r.o. za poskytnutí cenných podkladů a svých zkušeností důležitých pro mou práci. V neposlední řadě mé poděkování patří lidem, kteří mě v průběhu mého studia podporovali a neztráceli přitom optimismus. Za jazykovou úpravu děkuji panu Bc. Pavlu Galovi a Bc. Petru Galovi.



OBSAH

Úvod.....	12
1 Technická pravidla pro motokros třídy MX2	13
1.1 Konstrukce.....	13
1.1.1 Kategorie.....	13
1.1.2 Přepřínování motoru	13
1.1.3 Telemetrie (dálkové měření)	13
1.1.4 Hmotnost motocyklu.....	13
1.1.5 Obecná specifikace	14
1.1.6 Rám	14
1.1.7 Výfukové potrubí.....	14
1.1.8 Kontrola hluku.....	14
2 Soudobé motory	15
2.1 KTM 250 SX-F 2014.....	15
2.1.1 Konstrukce motoru	16
2.1.2 Píst a kliková hřídel	17
2.1.3 Vyvažovací hřídel.....	18
2.1.4 Spojka a převodovka	19
2.2 Yamaha YZ250F 2014.....	20
2.2.1 Konstrukce motoru	21
2.3 Kawasaki KX250F 2014.....	23
2.3.1 Konstrukce motoru	24
2.3.2 Píst.....	24
2.3.3 Launch Control	25
2.3.4 Spojka a převodovka	25
2.3.5 Výfuk.....	25
2.4 Honda CRF250R 2012	26
2.4.1 Konstrukce motoru	27
2.4.2 Ojnice, píst, klikový hřídel.....	27
2.4.3 Válec.....	28
2.4.4 Sání motoru.....	29
2.4.5 Výfuk motoru	29



3	Technické parametry navrhovaného motoru.....	30
3.1	Základní parametry navrhovaného motoru.....	30
3.2	Excentrický mechanismus	31
3.3	Průběhy kinematických veličin klikového mechanismu.....	32
3.3.1	Dráha pístu	32
3.3.2	Rychlost pístu	33
3.3.3	Zrychlení pístu.....	34
4	Termodynamický model navrhovaného motoru	35
4.1	Model motoru.....	35
4.2	Ventilový rozvod.....	36
4.2.1	Mechanismus	36
4.2.2	Kinematika vačky a ventilu	37
4.2.3	Minimální vzdálenost ventilu a pístu.....	37
4.2.4	Překrytí ventilů.....	37
4.2.5	Návrh základních rozměrů ventilové pružiny	38
4.3	Vnější výkonová a momentová charakteristika.....	39
4.4	P-alfa diagram	39
5	Vyvažování klikového mechanismu.....	41
5.1	Redukce ojnice.....	41
5.2	Vyvážení setrvačné síly rotujících částí	42
5.3	Vyvážení setrvačné síly posuvných částí	43
6	Konstrukční návrh jednotlivých částí motoru	44
6.1	Pístní skupina a kompresní objem.....	44
6.2	Ojnice.....	47
6.3	Klikový hřídel	48
6.3.1	Klikový hřídel – strana pohánějící generátor elektrické energie.....	48
6.3.2	Klikový hřídel – strana hlavního pohonu motoru.....	49
6.4	Klikový mechanismus.....	49
6.5	Konstrukce odlitku hlavy válce.....	51
6.5.1	Chladicí jádro hlavy motoru	51
6.5.2	Sací kanály	52
6.5.3	Výfukové kanály.....	52



6.5.4	Zapalovací svíčka	53
6.5.5	Obrobení dosedacích ploch a odlehčení	53
6.6	Ventilový rozvod DOHC	53
6.6.1	Sací a výfukové ventily	53
6.6.2	Vahadlo (Jednostranně uložená páka)	54
6.6.3	Vodítka a těsnění ventilu	55
6.6.4	Vačkový hřídel	55
6.6.5	Rozvodový mechanismus	56
6.6.6	Uložení vačkových hřídelů	57
6.6.7	Rozvodový řetěz, vodítka a napínák řetězu	58
6.6.8	Víko hlavy motoru	59
6.7	Válec motoru	60
6.8	Kliková skříň motoru	61
6.9	Vodní prostor motoru	62
6.10	Mazací kanálky v hlavě motoru	63
7	Výpočet životnosti ložisek	64
	Závěr	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů	71



ÚVOD

Tato diplomová práce se skládá z rešeršní části, kde odkazuji na konstrukční řešení soudobých motocyklů pro motokrosové závody. Různost konstrukčního upořádání a jejich benefity mi byly inspirací.

Pro prvotní návrh motoru byl proveden předběžný výpočet. Ten posloužil jako základ k tvorbě termodynamického modelu, který byl následně upravován. Ladění rozměrů a časování probíhalo v průběhu samotné konstrukce motoru, kdy bylo zapotřebí doslova přeměnit ideální motor v realitu. Rozměry jednotlivých částí a kanálků motoru byly validovány v Lotusu tak, aby co nejlépe popisovaly mou konstrukční práci. Nejprve byl navržen klikový mechanismus, který má vyvážené setrvačné síly od rotačních částí a první harmonickou složku setrvačných sil posuvných částí motoru. Dílčí výpočty byly provedeny v programu Mathcad 14.0 a jsou uvedeny v příloze 1. Při konstrukci jsem se nejvíce zaměřil na hlavu motoru. Vodní prostor byl vymodelován s ohledem na prostorové možnosti tak, aby co nejlépe odváděl teplo. Kinematika rozvodového mechanismu byla vytvořena v programu Lotus Simulation pomocí nástroje Lotus Concept Valve Train. Po návrhu zdvihové křivky ventilu došlo k exportu dat a následnému načtení rozměrů do CAD softwaru Creo Parametric 2.0. V hlavě motoru je taktéž vyřešeno mazání kontaktních ploch vačkového mechanismu a kluzných ložisek vačkového hřídele.

Uložení spojky a převodovky v bloku motoru je schematické. Převodové poměry jsou zvoleny podobně, jak je tomu u sériově vyráběných motorek. Startovací mechanismus je ze strany magneta realizován ozubenými koly a volnoběžkou k elektrickému startéru.

Pro uložení hřídelí jsou volena ložiska z katalogu SKF. Závěr práce je zaměřen na životnost ložisek klikového hřídele, kde zátěžné síly byly získány z programu Adams Engine.



1 TECHNICKÁ PRAVIDLA PRO MOTOKROS TŘÍDY MX2

Jako každá jiná soutěž, tak i světový šampionát v motokrosu je řízen pravidly, která musí konstruktéři motocyklů i samotní jezdci respektovat. Pravidla pro mezinárodní závody stanovuje FIM (Fédération Internationale de Motocyclisme). V roce 2014 došlo k přejmenování či zrušení tradičních skupin MX1, MX2 a MX3. Zásadní změnou bylo zrušení třídy MX3 (dvoudobé motory v kubatuře 175–500 cm³ a čtyřdobé o objemech 290–650 cm³). Skupina MX1 (dvoudobé stroje o kubatuře 175–250 cm³ a čtyřtaktí o objemech 290–450 cm³) se přejmenovala na MXGP. Třída MX2, kde jsou povoleny dvoutaktí motory o kubatuře 100–125 cm³ a čtyřtaktí o objemu 175–250 cm³, zůstala jako jediná nepozměněná vyjma věku závodníka, kde jezdec může mít nejvíce 23 let.

1.1 KONSTRUKCE

Motocykl musí splňovat obecné předpisy FIM, zvláštní ustanovení či specifické podmínky FIM v určitých soutěžích. Přitom se neklade žádné omezení na značku, konstrukci nebo typ použitého motocyklu.

1.1.1 KATEGORIE

V pravidlech je definováno rozdělení motocyklů do různých kategorií a skupin. Skupina A1 dovoluje použití dvoukolového jednostopého vozidla. Skupina B1 je pro trojkolové dvoustopé vozidlo, které se skládá z motocyklu a sajdkáry. Skupina B2 je určena pro trojkolové vozidlo tvořící dvě nebo tři stopy v přímém směru. Všechny motocykly pro jednoho jezdce (Skupina A) musí být konstruovány tak, aby byly plně pod kontrolou jezdce.

1.1.2 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU

Přeplňování pomocí jakéhokoliv zařízení je zakázáno. Motor spadající do některé z tříd se nepovažuje za přeplňovaný, naplňuje-li se množstvím paliva, které odpovídá maximálnímu plnění válce v příslušné třídě.

1.1.3 TELEMETRIE (DÁLKOVÉ MĚŘENÍ)

Během samotného závodu nesmí být přenášeny žádné informace z motocyklu ani do něj. To znamená, že tým nemůže v průběhu konfigurovat ani upravovat motor podle aktuální potřeby.

1.1.4 HMOTNOST MOTOCYKLU

Minimální hmotnost pro stroje třídy MX2 je taktéž omezená. Motocykly s 2T motorem nesmí být lehčí než 88 kg a s 4T motorem se motokrosový stroj nesmí dostat pod 95 kg. Uváděná hmotnost je bez paliva v nádrži.



1.1.5 OBECNÁ SPECIFIKACE

Tyto údaje se týkají všech skupin a všech typů soutěží, není-li v příslušné části stanoveno jinak. Použití slitin titanu v konstrukci rámu, přední vidlici, řídítkách, kyvných ramenech a v osách kol je zakázáno. Použití dalších lehkých slitin pro osy kol je rovněž zakázáno (výjimku tvoří Trial motocykly). Slitiny titanu lze použít pouze na šrouby a matice. Přímo na trati se provádí řada testů pro kontrolu použitého materiálu. Slitiny hliníku jdou zjistit vizuálně.

Počet válců motoru je určen počtem spalovacích komor. Jsou-li použity oddělené spalovací prostory, musí být připojen průchod mezi prostory o příčném průřezu, který je alespoň 50 % plochy, přes který se nasává vzduch do válců. Pro motocykly o objemu 125 cm³ je povolen pouze jednoválcový motor.

Startovací zařízení jsou povinná. Je-li primární převod odkrytý, musí zde být ochranný kryt z důvodu bezpečnosti. Kryt musí být navrhnout tak, aby se za žádných okolností nepřišlo do styku s částí převodu.

1.1.6 RÁM

Rámem nazýváme konstrukci, která slouží k propojení řízení, motoru a převodovky se zavěšením zadního kola.

1.1.7 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Konec tlumiče výfuku (minimálně 30 mm) musí být vodorovný a rovnoběžný s centrální osou motocyklu s tolerancí $\pm 10^\circ$. Koncovka výfuku pak nesmí být větší než 5 mm. Všechny ostré hrany musí být zaoblené s minimálním poloměrem 2 mm. Výfukové plyny musí směřovat dozadu tak, aby nedocházelo k víření prachu, nezanášela se pneumatika nebo brzdy nečistotami nebo jakkoliv znepříjemňovaly jízdu řidiči či ostatním jezdcům. Taky je zapotřebí přijmout taková opatření, aby nedocházelo ke ztrátě odpadního oleje, a ten tak neobtěžoval ostatní jezdce. Konec výfuku nesmí zasahovat za vertikální tečnu zadní pneumatiky.

1.1.8 KONTROLA HLUKU

Za účelem snižování hladiny akustického tlaku se začala používat metoda „max. 2 metry“. Okolní hluk musí během samotného měření být menší než 100 dB. Měření se provádí s horkým motorem. Pro počáteční kontrolu zvuku musí být přítomen pouze jeden náhradní tlumič na motocykl. Hladiny hluku před a během tréninku a závodu mohou být maximálně 114 dB/A, po závodech pak 115 dB/A. Jelikož lidské ucho vykazuje nelinearitu (lidský sluchový orgán je méně citlivý pro nízké frekvence), používají se tzv. váhové filtry (A), které napodobují reálné vnímání hluku. U všech motokrosových závodů je dovolen hluk 78 dB/A na 100 metrů (s tolerancí 5 dB/A).



2 SOUDOBÉ MOTORY

Před samotným návrhem spalovacího motoru je vhodné uvést parametry soudobých motorů prodávaných v sérii a jejich trendy, které vychází z mnohaleté zkušenosti.

2.1 KTM 250 SX-F 2014

Firma KTM se v konstrukci motokrosových motorek řadí mezi první v celosvětovém měřítku. To dosvědčuje absolutní vítězství na světových šampionátech třídy MX2 a to hned několik let po sobě. Každým rokem dochází k inovacím samotného motoru, který hraje v této disciplíně nemalou roli. Technické parametry motoru použitého v modelovém roce 2014 lze vyčíst z následující tabulky (Tab. 1):



Obr. 1 KTM 250 SX-F 2014 [2]



Typ motoru	Jednoválcový, čtyřtákní
Zdvihový objem	249,91 cm ³
Rozvodový mechanismus	DOHC, rozvodový řetěz
Ventily	4
Vrtání	78 mm
Zdvih	52,3 mm
Kompresní poměr	13,9:1
Příprava směsi	Elektronické vstřikování
Startování	Elektrický startér
Převodovka	Pětistupňová
Mazání motoru	Olejem pomocí dvou čerpadel
Chladicí systém	Vodní chlazení pomocí vodní pumpy
Spojka	Mokrý vícelamelová spojka
Zapalování	Bezkontaktní řízené zapalování

Tab. 1 Technické parametry motoru [2]

2.1.1 KONSTRUKCE MOTORU

Čtyřtákní jednoválcový motor o zdvihovém objemu 249,91 cm³ je chlazen osvědčeným chladicím systémem, který dopravuje kapalinu z hlavy válce přímo do hliníkového chladiče. Kratší potrubí pak zlepšuje proudění vzduchu pod palivovou nádrží. Centrem tohoto kompaktního motoru je DOHC rozvod (poháněn řetězem), kde zdvihátka mají speciální povlak tvořící tzv. zvukovou bariéru. Jedná se tedy o vysokootáčkový motor a i vrtání je větší než zdvih (tzv. podčtvercový motor).

Sací potrubí má průměr 32,5 mm a výfukové potrubí má průměr 26,5 mm. Ventily jsou vyrobeny z titanu, aby se snížily setrvačné síly rozvodového mechanismu. Dodávka směsi je zajištěna elektronickým nepřímým vstřikováním paliva a škrticí klapkou o průměru 44 mm. Změnou časování zapalování a vstřiku paliva lze modifikovat motor na různou trať pomocí notebooku, kde jsou nahrány různé mapy motoru. Na přání řidičů se start stroje provádí elektricky.



Obr. 2 Motor KTM 250 SX-F 2014 [2]

2.1.2 PÍST A KLIKOVÝ HŘÍDEL

Do válce je vložen kovaný píst. Snaha konstruktérů je minimalizovat hmotnosti posuvných částí, kde jednak dochází k šetrnějšímu vyvažování a jednak se tato optimalizace projevuje v dynamické charakteristice motoru. Skládání klikový hřídel je uložen ve skříni na dvou válečkových ložiscích. Ojnice je pak uložena na klíče kluzně a v pístu pomocí kluzného pouzdra.



Obr. 3 Píst a válec motoru KTM [2]



Obr. 4 Odlehčený klikový hřídel s ojnící [2]

2.1.3 VYVAŽOVACÍ HRÍDEL

Pro částečné vyvážení setrvačných sil je motor vybaven vyvažovacím hřídelem, který je použit zároveň na pohon rozvodového řetězu a vodního čerpadla.



Obr. 5 Víceúčelový vyvažovací hřídel [2]



Obr. 6 Osmilamelová spojka [2]

2.1.4 SPOJKA A PŘEVODOVKA

Vícilamelová spojka (osm lamel v neocelové kleci) je uložena v olejové lázni. Aktivace spojky je zařízena hydraulicky. Snahou konstruktérů je ušetřit váhu, kde se dá. To vedlo k redukci šestistupňové převodovky na pětistupňovou. Níže v tabulce (Tab. 2) jsou uvedeny převodové poměry jednotlivých stupňů.

Primární převodový poměr	73:24
1. rychlostní stupeň	32:13
2. rychlostní stupeň	32:16
3. rychlostní stupeň	28:17
4. rychlostní stupeň	26:19
5. rychlostní stupeň	25:21
Finální převodový poměr	50:13

Tab. 2 Převodové poměry jednotlivých řadicích stupňů [2] (Údaje z uživatelského manuálu)



2.2 YAMAHA YZ250F 2014



Obr. 7 Yamaha YZ250F 2014 [3]

Pro rok 2014 vydala firma Yamaha nový motor, jehož základní parametry jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 3):

Typ motoru	Jednoválcový, čtyřtaktní
Rozvodový mechanismus	DOHC
Ventily	4 ventily z titanu
Zdvihový objem	249 cm ³
Vrtání	77 mm
Zdvih	53,6 mm
Kompresní poměr	13,5:1
Příprava směsi	Vstřikování paliva
Startování	Nožní
Převodovka	Pětistupňová
Mazání motoru	Zásoba oleje v klikové skříni
Koncový převod	Řetěz
Chladicí systém	Kapalinové chlazení
Spojka	Mokrý vícemelový spojka
Zapalování	Bezkontaktní zapalování (TCI)

Tab. 3 Technické parametry motoru Yamaha AZ250F 2014 [3],[4]



2.2.1 KONSTRUKCE MOTORU

Poprvé konstruktéři použili pro tento model vstřikování paliva. Válec je nakloněn mírně dozadu a sání se vstřikovačem je umístěno vpředu.



Obr. 8 Motor umístěný v rámu [3]

Výfukové kanálky vyúsťují zezadu válce, jako tomu je u uspořádání YZ450F. Výfukové potrubí „objímá“ válec, aby se dosáhlo optimální délky pro pulsní efekt, který má za následek lepší vypláchnutí spalovacího prostoru. Pro lepší vlastnosti motoru má potrubí podél svojí délky tři různé průměry.



Obr. 9 Výfukové potrubí [4]



Yamaha pro rok 2014 již nepoužila svoji pětici ventilů, ale motor je osazen čtyřventilovou hlavou pracující ve spolupráci s použitým vstřikovacím systémem, který reaguje na změnu nadmořské výšky a okolní teploty. Konstruktéři taktéž použili škrticí klapku o průměru 44 mm, jako je tomu u KTM. Vzduchový filtr je posunut více dopředu a palivová nádrž více do centra motocyklu. Kovaný píst osazený dvojicí kroužků je chlazen proudem oleje. Použitím jednoho těsnícího kroužku se snižují třecí ztráty a zvyšuje se rychlost reakce motoru.



2.3 KAWASAKI KX250F 2014



Obr. 10 Kawasaki KX250F 2014 [69]

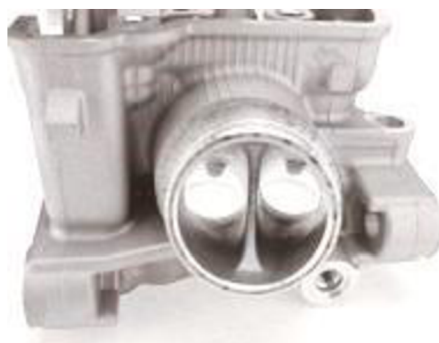
Typ motoru	Vodou chlazený, jednoválcový, čtyřtákní
Rozvodový mechanismus	DOHC
Ventily	4
Zdvihový objem	249 cm ³
Vrtání	77 mm
Zdvih	53,6 mm
Kompresní poměr	13,8:1
Příprava směsi	Duální vstřikování (DFI)
Startování	Nožní
Převodovka	Pětistupňová
Mazání motoru	Olejová náplň
Koncový převod	Řetěz
Chladicí systém	Vodní chlazení
Spojka	Mokrý vícelamelová spojka
Zapalování	Digitální CDI

Tab. 4 Kawasaki KX250F [5]



2.3.1 KONSTRUKCE MOTORU

Do rámu je upevněn vysokootáčkový jednoválcový motor o objemu 249 cm³. K plynulejšímu nárůstu výkonu a síly napomáhá duální vstřikování DFI (Digital Fuel Injection), které je poprvé použito v sériově vyráběných motorkách. Kromě standardně umístěného vstřikovače (před sacími ventily) má KX250F ještě vstřikovač v blízkosti airboxu. Tato druhá dávka paliva pak napomáhá při akceleraci a navyšuje výkon při vysokých otáčkách. V průběhu velkého proudu vzduchu pak dochází k lepšímu promísení směsy nasávané do spalovacího prostoru. Vstřikovač netradičně umístěný před škrticí klapkou (o průměru 43 mm) má tedy za úkol rozšířit spektrum otáček, ve kterém je požadovaný výkon. Rozměrově se vstřikovače liší, nicméně poskytují stejné množství paliva na jeden cyklus. Systém DFI taky umožňuje snadnou volbu ze tří předem naprogramovaných zapalovacích map bez použití přenosového či elektronického přístroje. Základní trojice nastavení mapování je pro tvrdý terén, měkký terén a pro standardní jízdu. Pomocí příslušenství od firmy Kawasaki lze formovat zapalování dle libosti, protože ECU (Electronic Unit Control) je plně přeprogramovatelná.



Obr. 11 Rozdvojení sání do dvou kanálů [6]



Obr. 12 Píst [6]

2.3.2 PÍST

Stěna válce je niklována pro dosažení lepší životnosti. Píst je optimalizován a vystužen (žebra pod úhlem) pro potřeby vysokootáčkového motoru. Na Obr. 12 lze zpozorovat vybrání oka pístního čepu kvůli možnému střetnutí se s vývažky klikové hřídele. Pomocí trysky je dopravován olej na spodní hranu pístu a tím dochází k intenzivnějšímu odvodu tepla ze dna pístu. Předimenzování klikového hřídele má zaručit pokles vibrací motoru.



2.3.3 LAUNCH CONTROL

Závodník má také k dispozici systém „Launch Control“, který se aktivuje stisknutím tlačítka na levé straně řídítek. Snahou je vylepšit start jezdce maximalizováním dostupné trakce. Systém lze aktivovat v případě zastavení (neutrál) a při zařazení prvního či druhého rychlostního stupně, kde dochází ke změně (zpomalení) časování zapálení směsi. Po zařazení třetího převodového stupně se režim „Launch Control“ deaktivuje a motor pak běží podle normálního mapování.

2.3.4 SPOJKA A PŘEVODOVKA

Spojka je vyrobena ze slitiny hořčíku. Převodové poměry ozubených kol pětistupňové manuální převodovky jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 5 Převodové poměry jednotlivých řadicích stupňů):

Primární převodový poměr	67:20
1. rychlostní stupeň	30:14
2. rychlostní stupeň	28:16
3. rychlostní stupeň	26:18
4. rychlostní stupeň	21:17
5. rychlostní stupeň	23:22
Finální převodový poměr	50:13

Tab. 5 Převodové poměry jednotlivých řadicích stupňů [6]

2.3.5 VÝFUK

Tlumič výfuku je krátký, aby se celková hmotnost dostala blíže do středu motorčky. Tuto délku však provází nevýhoda většího průřezu, aby se zachoval výkon a utlumení hluku. Pomocí rezonátoru se pak navyšuje točivý moment při nízkých otáčkách motoru.



2.4 HONDA CRF250R 2012



Honda CRF250R 2012 [7]

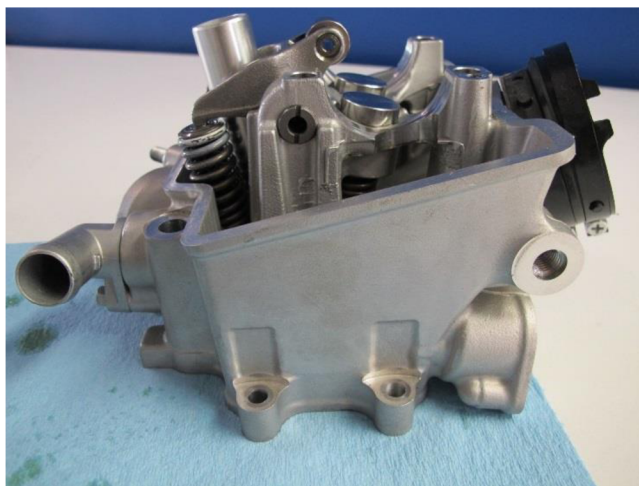
Typ motoru	Vodou chlazený, jednoválcový, čtyřtaktní
Rozvodový mechanismus	Unicam
Ventily	4 ventily
Zdvihový objem	249 cm ³
Vrtání	76,8 mm
Zdvih	53,8 mm
Kompresní poměr	13,2:1
Příprava směsi	Nepřímé vstřikování paliva (PGM-FI)
Startování	Elektrický startér
Převodovka	Pětistupňová
Koncový převod	Řetěz

Tab. 6 Technické parametry motoru Honda CRF250R 2012 [8]



2.4.1 KONSTRUKCE MOTORU

Honda používá čtyřventilovou techniku, která je ovládána pomocí jednoho vačkového hřídele (Unicam®). Tento typ hlavy byl zachován i v modelové řadě 2014. Uložení vačkového hřídele je realizováno pomocí valivých ložisek. Sací titanové ventily (30,5 mm) jsou ovládány dvěma vačkami, což je realizováno pomocí hrníčkových zdvihátek. Výfuková vačka pak přes rolničku a rozvidlené přepákování ovládá dva výfukové ventily z oceli o průměru 25 mm.



Obr. 13 Hlava UNICAM ® - Honda CRF250R 2012 [10]



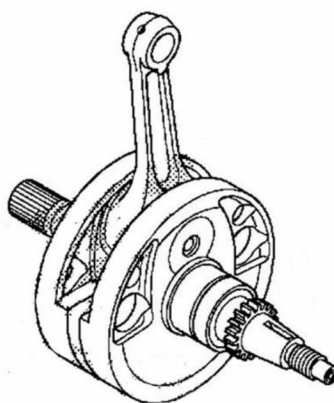
Obr. 14 Vačková hřídel [10]

2.4.2 OJNICE, PÍST, KLIKOVÝ HŘÍDEL

Opět je použito nedělené ojnice, kde se velké oko ojnice uložilo valivě (jehlové ložisko) a malé oko kluzně. Klikový hřídel tedy musí být dělený. Uložení klikového hřídele je pomocí kuličkových ložisek. Klikový mechanismus má z jedné strany umístěno zapalování, druhá strana je pak hnací. Písty mají pouze dva pístní kroužky.



Obr. 15 Nedělená ojnice [11]



Obr. 16 Klikový mechanismus ze strany zapalování [12]

2.4.3 VÁLEC

Stěny válce jsou pokryty karbidem Ni-SiC a to za účelem snížení třecích ztrát a zlepšení vedení tepla. Honda taktéž používá uzavřený chladič prostor.



Obr. 17 Válec [13]



2.4.4 SÁNÍ MOTORU

Sání a airbox je oproti motocyklu od firmy Yamaha umístěn ze zadní strany motoru. Škrticí klapka se vstřikovačem je připevněna k plastovému airboxu. Vzduchový filtr je umístěn pod sedadlem jezdce z důvodů nasávání čistého vzduchu. Silniční speciály (např. Moto3) navíc používají dynamické plnění válce (tzn. Ram-air intake system), kde vstup čerstvého vzduchu do motoru je z přední strany motorky. Při vyšších rychlostech pak dochází k přeplnění válce čerstvou směsí. U motokrosu je tato konstrukce nemožná z důvodu velkých nečistot a vody na trati.



Obr. 18 Airbox [14]

2.4.5 VÝFUK MOTORU

Spaliny opouští válec z přední strany motoru a tlumič je pak umístěn klasicky v zadní části motocyklu.



Obr. 19 Pohled na motor a výfukové potrubí [7]



3 TECHNICKÉ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO MOTORU

Pro světový šampionát motokrosových závodů třídy MX2 se každým rokem revidují pravidla. Při návrhu a konstrukci se tedy postupuje podle aktuálních stanovisek.

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO MOTORU

Volba základních parametrů a typu motoru se volí dle pravidel MX2. Následující tabulka (Tab. 7) pak udává hodnoty, ze kterých jsem vycházel při prvotním návrhu termodynamického modelu. Základní analytické výpočty motoru jsem provedl dle všeobecně známých vzorců. Výpočty byly provedeny v softwarovém prostředí Mathcad 14.0 od firmy PTC.

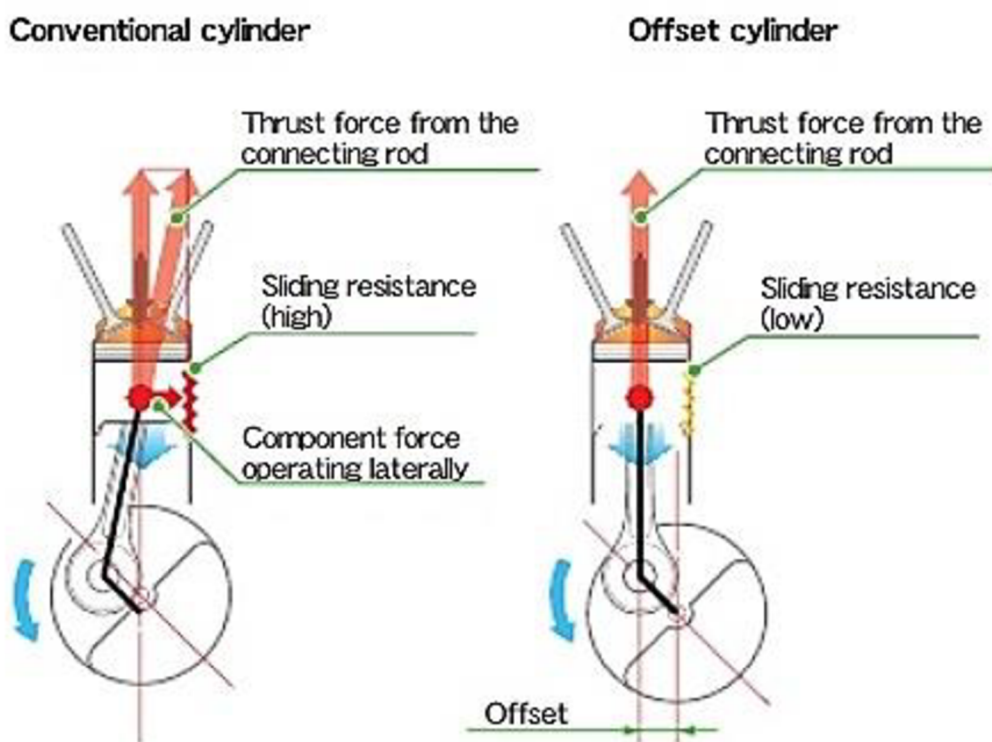
Typ motoru	Vodou chlazený, jednoválcový, čtyřtaktní
Rozvodový mechanismus	DOHC
Ventily	4
Zdvihový objem	249 cm ³
Vrtání	78 mm
Zdvih	52,3 mm
Kompresní poměr	13,8:1
Jmenovité otáčky motoru	12 500 min ⁻¹
Maximální otáčky motoru	14 000 min ⁻¹
Předpokládaný efektivní výkon	31,24 kW
Příprava směsi	Vstřikování paliva
Startování	Elektrický startér
Převodovka	Pětistupňová
Mazání motoru	Olejová náplň
Koncový převod	Řetěz
Chladicí systém	Vodní chlazení
Spojka	Mokrá vícemelová spojka
Zapalování	Digitální CDI

Tab. 7 Základní parametry navrhovaného motoru



3.2 EXCENTRICKÝ MECHANISMUS

Snahou všech vývojářů je snížit třecí ztráty a to nejen v klikovém mechanismu. Z konstrukce klikového mechanismu vyplývá i vznik normálové síly od tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Tato síla, působící kolmo na stěnu válce, je v případě centrického mechanismu značná, a tím se zvyšuje tření pístu (respektive pístních kroužků) o stěnu válce. Vyosením osy válce od osy klikového hřídele (viz Obr. 20) se snižuje účinek této normálové síly a to tak, že maximální tlak od spalovacího procesu působí na ojnici, která je v té chvíli rovnoběžná s osou válce. V praxi se toto vyosení volí v určitém intervalu. Zvolil jsem excentricitu válce 2,5 mm ve směru otáčení motoru a vyosení pístního čepu o 0,5 mm proti směru otáčení.



Obr. 20 Porovnání centrického a excentrického klikového mechanismu [15]

V případě excentrického mechanismu se mírně zvětší i zdvihový objem, jehož maximální velikost je zapotřebí hlídat z důvodu překročení povoleného objemu.



3.3 PRŮBĚHY KINEMATICKÝCH VELIČIN KLIKOVÉHO MECHANISMU

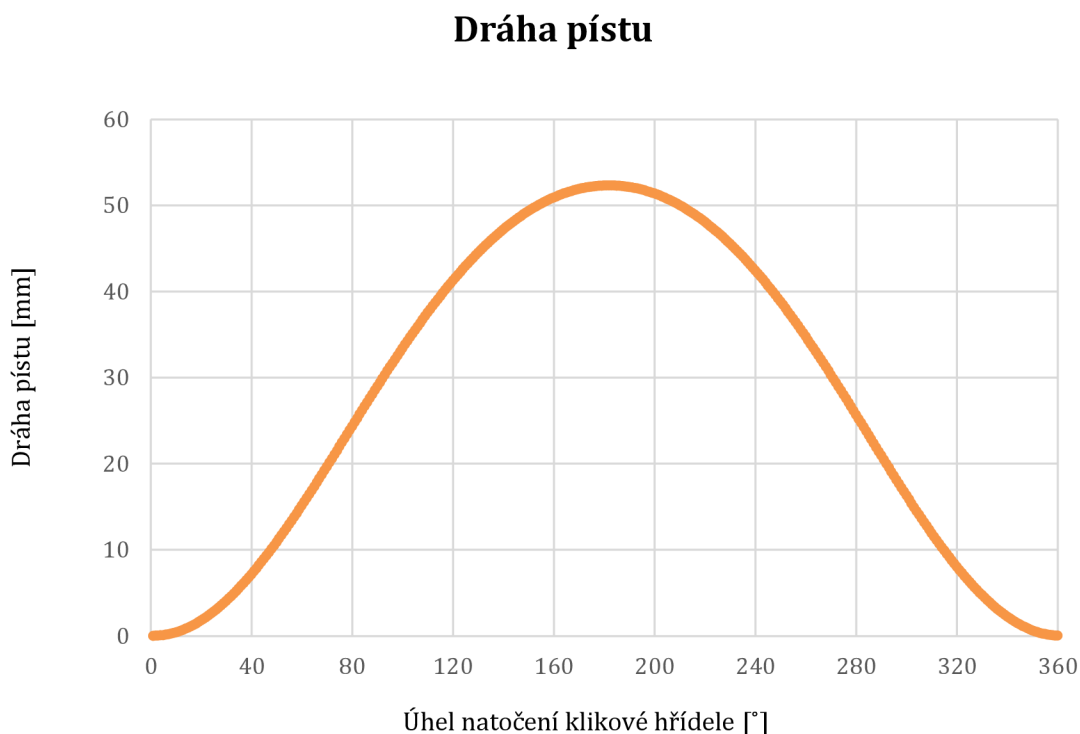
Kvůli vyosení klikového mechanismu dojde k mírné změně průběhu kinematických veličin pístu.

3.3.1 DRÁHA PÍSTU

Dráha pístu excentrického mechanismu se vypočte z rovnice [1]:

$$s_e \doteq \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \left[\frac{1}{\lambda} + \cos\alpha + \lambda_e \sin\alpha - \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) \right] \quad [mm], \quad (1)$$

kde l je délka ojnice, r je poloměr kliky, e je zvolená excentricita, λ je klikový poměr, λ_e je excentrický poměr a α je úhel natočení klikového hřídele. Výpočty provedené na základě dosazení rozměrových parametrů z mého 3D modelu byly vytvořeny v programu Mathcad 14.0 a jsou uvedeny v příloze. Na Obr. 21 můžete vidět grafické znázornění průběhu dráhy pístu.



Obr. 21 Dráha pístu

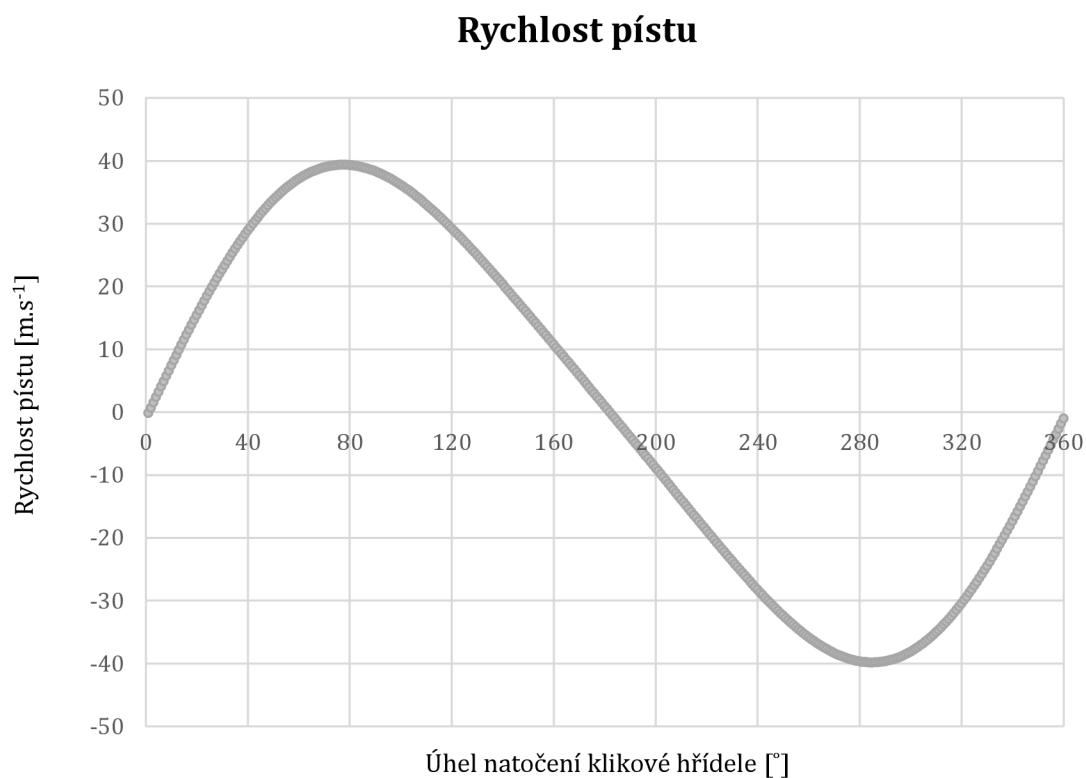


3.3.2 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu pak získáme derivací jeho dráhy [1]:

$$v_e \doteq r\omega \left[\sin\alpha - \lambda_e \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \text{ [ms}^{-1}\text{]}. \quad (2)$$

Grafické znázornění rychlosti pístu při otáčkách motoru 14 000 za minutu se uvádí v následujícím grafu Obr. 22.



Obr. 22 Rychlost pístu



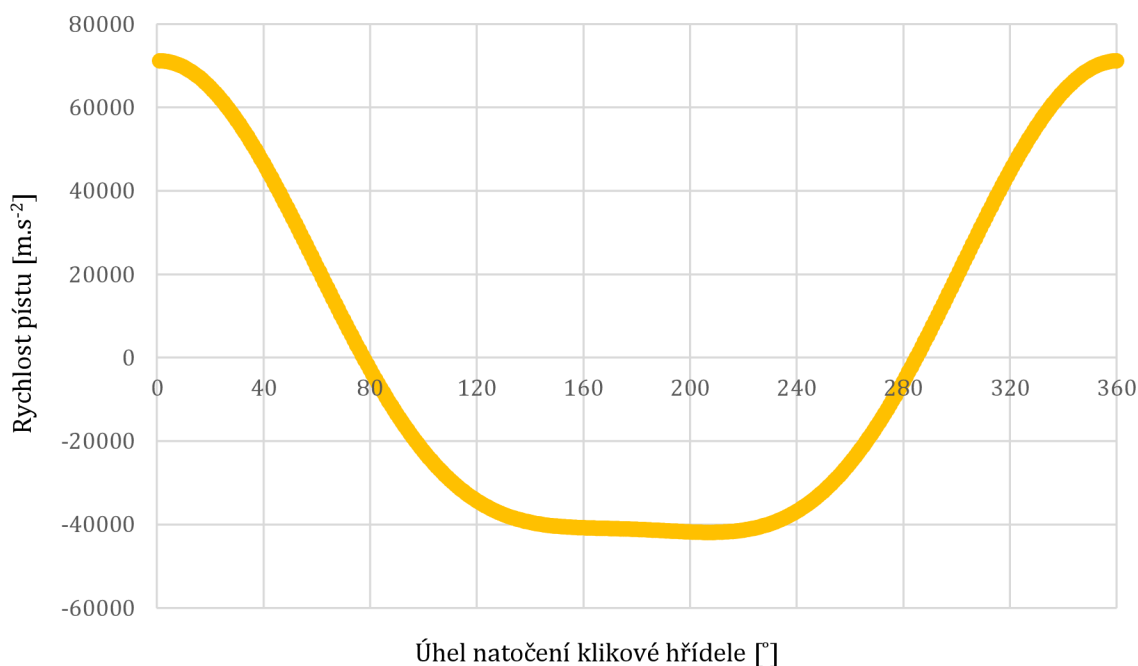
3.3.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu získáme derivací jeho rychlosti [1]:

$$a_e \doteq r\omega^2[\cos\alpha + \lambda_e\sin\alpha + \lambda\cos 2\alpha] \text{ [ms}^{-2}\text{]}. \quad (3)$$

Jelikož se jedná o vysokootáčkový motor, hodnoty zrychlení pístní skupiny jsou velmi velké.

Zrychlení pístu



Obr. 23 Zrychlení pístu

Simulace v programu Lotus Engineering Software jsem prováděl a aktualizoval ruku v ruce s CAD modelem. Je jasné, že spousta parametrů ideálních pro simulaci nemohu z praktických důvodů splnit. Proto jsem volil cestu schůdnou po stránce konstrukční a technologické s důrazem na co největší podobnost s „ideálním“ modelem. Následné konstrukční modifikace jsem aktualizoval v termodynamickém modelu tak, aby co nejlépe popsaly reálný koncept.



4 TERMODYNAMICKÝ MODEL NAVRHOVANÉHO MOTORU

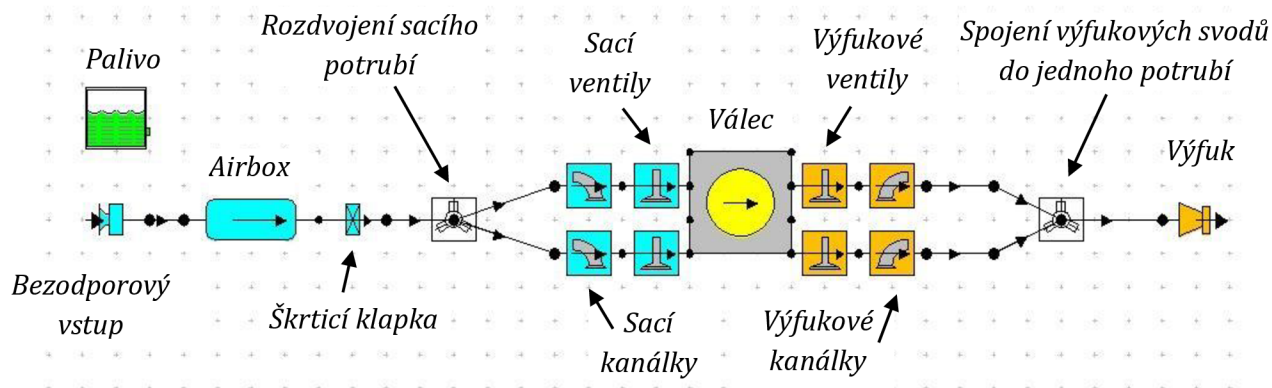
Pro návrh termodynamiky motoru jsem použil software Lotus Engineering Software, kde byla prováděna optimalizace rozměrů a časování ventilů (např. změnu průměrů a délek sacího a výfukového traktu). Zvolil jsem 14 000 otáček za minutu jakožto maximální otáčky motoru. Motorové komponenty jsou pevnostně navrhovány právě na tyto otáčky. Simulace používá k výpočtu klasického Vibeho modelu hoření a pro přechod tepla model Woschni. Program umožňuje nastavení různých materiálů v sacím a výfukovém traktu s různou tepelnou vodivostí. Během samotné konstrukce, která byla provedena v softwarovém prostředí Creo Parametric 2.0, došlo k několika změnám z důvodů kolizí či nereálného řešení požadovaných parametrů (například zmenšení průřezů sacích kanálků či samotných ventilů apod.).

4.1 MODEL MOTORU

Vstupní teplota vzduchu je 20 °C a tlak je roven atmosférickému. Jelikož u motokrosu je sání pod sedlem jezdce, nevyužívá se náporového přeplňování válce (tento jev se využívá v silničních závodech).

Model se skládá z bezodporového vstupu do motoru a škrticí klapky „Butterfly“, která se obvykle do motokrosových speciálů montuje (pro vnější otáčkovou charakteristiku zde škrticí klapka nemusí být, protože se simuluje plné otevření klapky). Průměr škrticí klapky je 42 mm a je umístěna za airboxem. V prvních fázích modelu byl airbox zjednodušen na trubku o průměru 200 mm a délky 265 mm. Toto zjednodušení jsem si dovolil, protože pro naladění rezonančních jevů je důležitý zejména objem pléna. Po úpravách v časování se tento program stal pro vysoké otáčky motoru numericky nestabilní a výpočet neproběhl. Z tohoto důvodu jsem použil klasické plenum o objemu 1,8 l. Za airboxem a škrticí klapkou následuje spojovací potrubí o průměru 42 mm a délce 130 mm, které vede k rozdělení sacího traktu do dvou větví. Zde je naznačen počátek hlavy motoru se čtyřventilovou technikou. Zdvih sacích ventilů jsem zvolil 10,5 mm a průměr talířků 31 mm. Samotný válec má vrtání 78 mm a zdvih 52,3 mm. Pro vysokokotáčkový motor volím podčtvercový motor. Kompresní poměr je 13,8, obdobně jako u sériových motocyklů Kawasaki. Výfukové ventily o průměrech talířků 29 mm a zdvihu 9,8 mm jsou součástí výfukového traktu motoru. Potrubí vedoucí spaliny se rozšiřuje a spojuje ve vzdálenosti 303,9 mm od sedla ventilu. Pro lepší průběh momentové charakteristiky volím tuto koncepci výfukových svodů. Společné potrubí je 400 mm dlouhé o průměru 83 mm.

Ladění průřezů a délek vstupních a výstupních kanálů motoru bylo provedeno pomocí nástroje Lotus Simulation Parametric/Optimizer Tool. Tento nástroj sloužil také k prvnímu návrhu rozvodového mechanismu a hlavně pak k časování ventilů.



Obr. 24 Schéma termodynamického modelu v programu Lotus Engineering Software

4.2 VENTILOVÝ ROZVOD

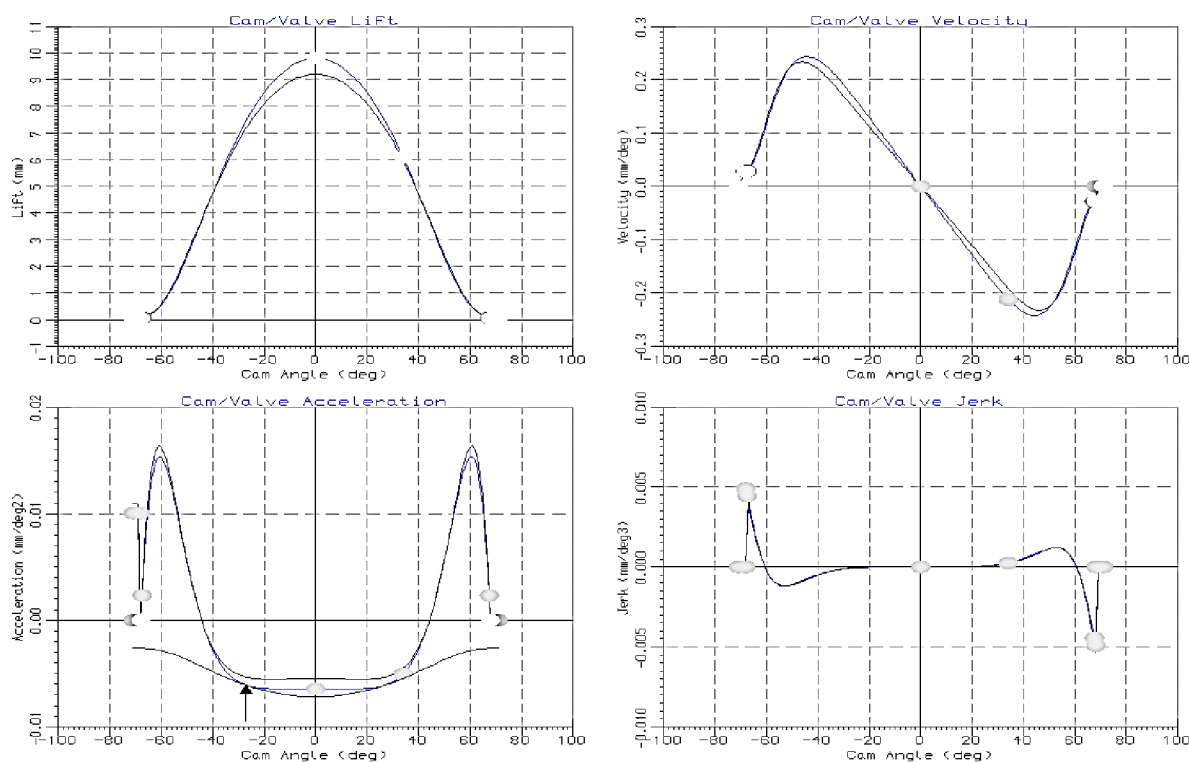
Pro návrh kinematiky ventilového rozvodu jsem využil nástroje Lotus Concept Valve Train. DOHC rozvod ukazoval na volbu jednostranně uložené páky (Finger follower). Snahou je minimalizovat setrvačné síly v rozvodovém mechanismu, a tak nahradit klasické hrníčkové zdvihátko (s poměrně velkou hmotností) pákou uloženou v hlavě motoru. Při volbě maximálního zdvihu sacího ventilu (10,5 mm) bylo zapotřebí zachovat zdvihovou křivku a jejich derivace spojitě. Lotus umožňuje ladění rozměrů základní kružnice vačky a kruhových stykových ploch vahadla tak, aby nedocházelo k porušení některých požadavků kladených na něj.

4.2.1 MECHANISMUS

Úhel sklonu sacích ventilů je 12 stupňů od vertikální roviny. Kompromis mezi malým kompresním prostorem a velkými ventily, zaručující dobrý výplach spalovacího prostoru čerstvou směsí, vedl k ještě většímu odklonu výfukových ventilů (15 stupňů). Na následujících obrázcích vidíme návrh vačkového mechanismu, kde je snaha mít co nejmenší průměry základních kružnic vaček. Kartézské souřadnice jednotlivých uzlů se poté exportovaly do textového souboru a podle něj se pokračovalo při samotné konstrukci v CAD softwaru. Body vačky se daly vyexportovat v kartézských souřadnicích v textovém dokumentu a následně ve formátu .pts načíst do prostředí Crea.



4.2.2 KINEMATIKA VAČKY A VENTILU



Obr. 25 Kinematické veličiny vačky a ventilu

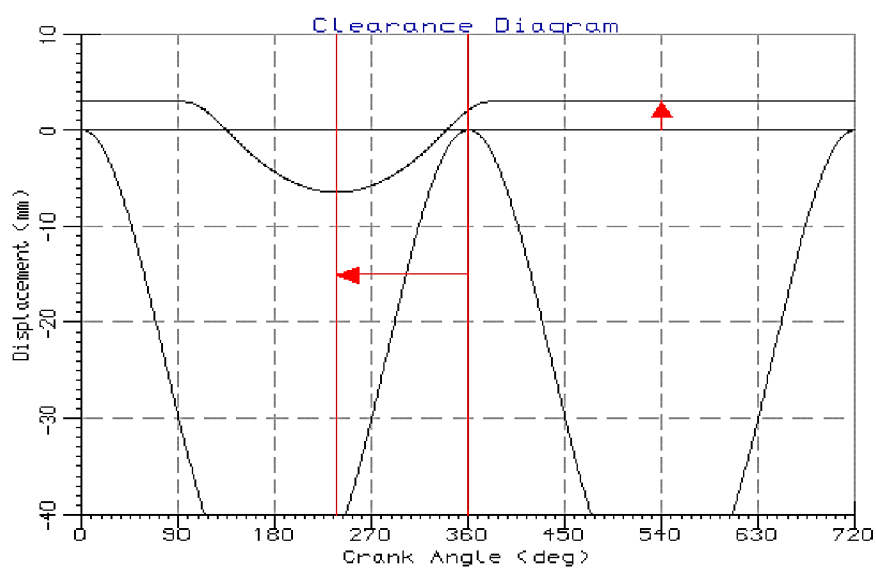
Na Obr. 25 je vygenerovaný zdvih vačky, který je díky přepákování menší než zdvih ventilu. Pro rozvodový mechanismus je důležitá spojitost funkce až do třetí derivace, která se v odborné praxi označuje Jerk. Při překročení maximálních zdvihů a jejich derivací program upozorní na problematické hodnoty defaultně nastavené uvnitř softwaru.

4.2.3 MINIMÁLNÍ VZDÁLENOST VENTILU A PÍSTU

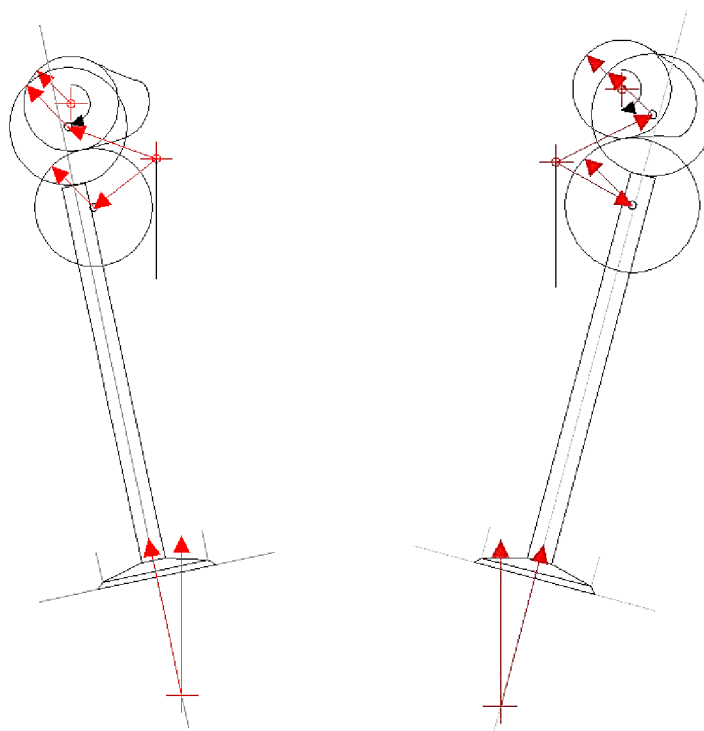
Po vygenerování zdvihové křivky ventilu, kterou jsem zvolil jakožto symetrickou, lze data načíst do speciálního nástroje. Jak jde vidět na Obr. 26, lze dodatečně ladit MOP (Maximum Opening Point), což je bod maximálního zdvihu ventilu. Tím volíme natočení samotné vačky vůči klikovému hřídeli. Tento nástroj lze použít pro rychlou kontrolu případné kolize pístu se sacími a výfukovými ventily.

4.2.4 PŘEKRYTÍ VENTILŮ

Zde byla provedena kontrola překrytí ventilu, aby nedošlo k vzájemné kolizi. Z důvodu tvarování vačky byl zvolen MOP pro sací ventily 124 stupňů po TDC (top dead center) a pro výfukové 130 stupňů před TDC.



Obr. 26 Minimální vzdálenost sacího ventilu a pístu



Obr. 27 Návrh kinematiky sacího a výfukového mechanismu

4.2.5 NÁVRH ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ VENTILOVÉ PRUŽINY

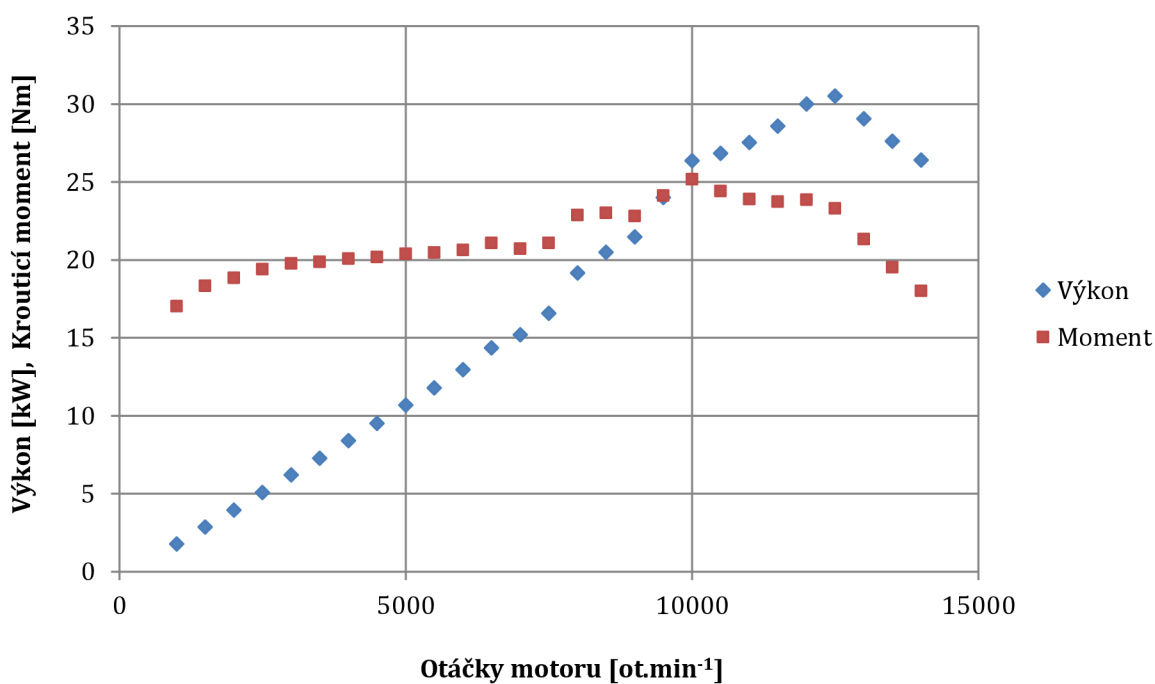
Počet závitů a průměr pružinového drátu byl zvolen dle programového nástroje Static Spring Design. Průměr pružinového drátu je 2,3 mm a vnější průměr pružiny 20 mm. Montážní délka pružiny je 26,5 mm.



4.3 VNĚJŠÍ VÝKONOVÁ A MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA

Vnější momentová charakteristika motoru zobrazuje průběh výkonu a točivého momentu motoru v závislosti na jeho otáčkách. Simulace probíhá při plně otevřené klapce.

Vnější výkonová a momentová charakteristika motoru



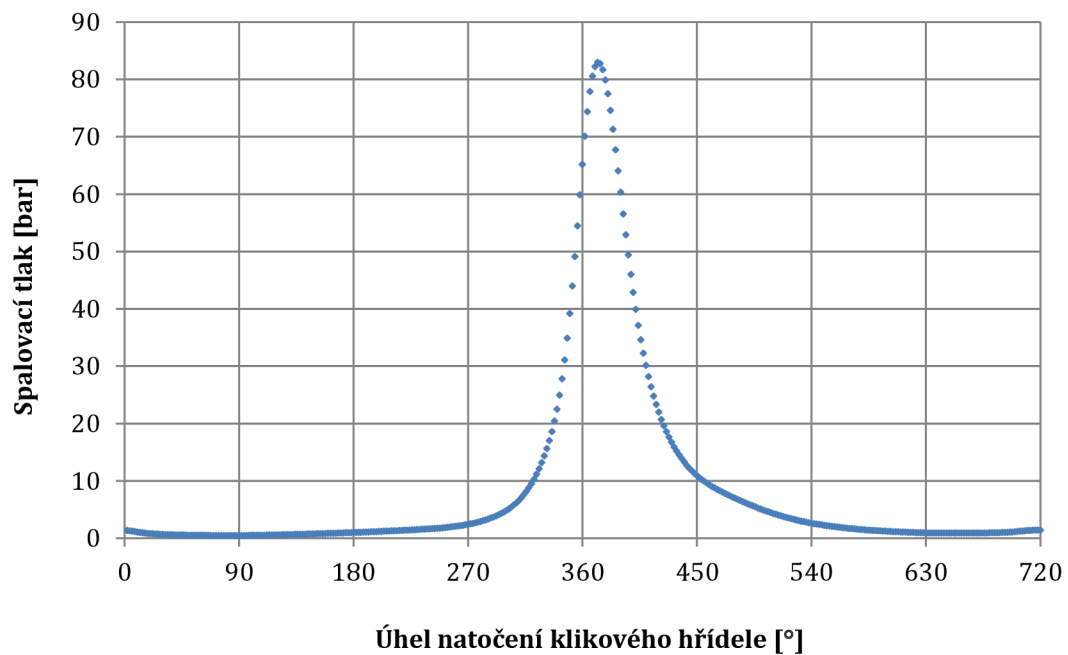
Obr. 28 Vnější výkonová a momentová charakteristika motoru

4.4 P-ALFA DIAGRAM

Na grafu níže (Obr. 29) vidíme průběh tlaku ve spalovacím motoru v závislosti na otáčkách klikového hřídele. Tlakový profil je zobrazen pro jmenovité otáčky motoru.



p-alfa diagram



Obr. 29 p-alfa diagram



5 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

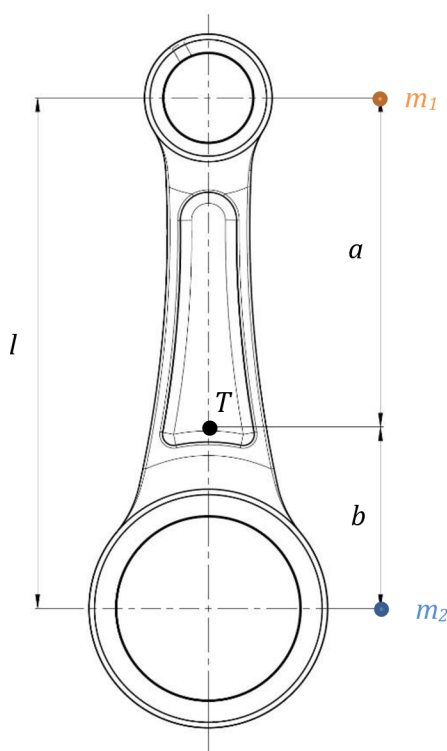
U maloobjemových motorů se často nevyvažují setrvačné síly posuvných částí. S rostoucími otáčkami roste potřeba tyto síly vyvážit. Vyvažování excentrického mechanismu se provádí stejným způsobem, jako je tomu u centrického mechanismu. Toto zjednodušení si můžeme dovolit, protože vliv malé excentricity je zanedbatelný. Všechny výpočty byly provedeny v programu Mathcad 14.0 a jsou uvedeny v příloze. Vstupní data do výpočtů byla načtena z prostředí CAD.

5.1 REDUKCE OJNICE

V první řadě je zapotřebí redukovat ojnici tak, abychom mohli přiřadit část její hmotnosti k rotačním částem mechanismu a zbývající k posuvným. Pro toto vyvážení si postačíme s přibližnou redukcí do dvou bodů. Redukce je provedena na základě vzorců [1]:

$$m_1 = m_0 \frac{b}{l} [kg] \quad (4)$$

$$m_2 = m_0 \frac{a}{l} [kg] \quad (5)$$



Obr. 30 Redukce ojnice do dvou bodů

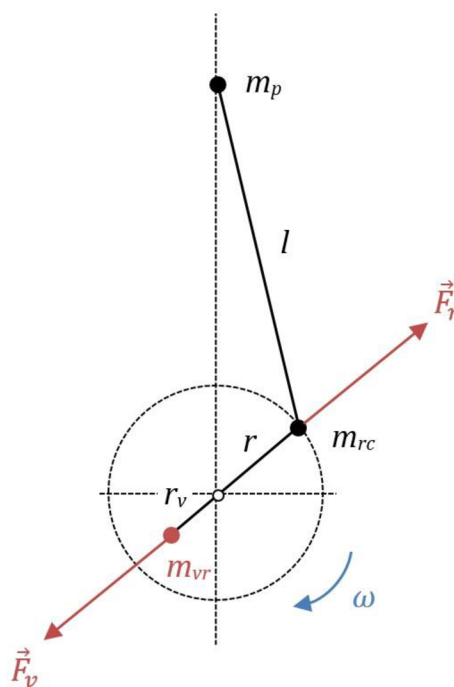


5.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly od rotujících částí klikového mechanismu lze vyvážit dokonale. Analytický výpočet je uveden v příloze. Vyvážení v programu Creo Parametric 2.0 jsem prováděl tak, že jsem na zalomení slisovaného klikového hřídele přidal kroužek o hmotnosti redukované ojnice rotujícího hmotného bodu (m_2) a jehličkového ložiska. Osa rotace se ztotožnila s osou klikového hřídele. Pomocí nástroje Optimizer se mi podařilo dát těžiště klikového mechanismu na jeho osu rotace. Analytický výpočet hmotnosti vývažku m_{vr} je prováděn podle vzorce [1]:

$$m_{vr} = m_{rc} \frac{r_T}{r_v} [kg], \quad (6)$$

kde r_T je poloha těžiště redukovaného klikového hřídele, redukované ojnice a ojničního ložiska. Tento údaj byl načten z prostředí CAD. Poloměr r_v je pak poloměr těžiště samotného vývažku. Hmotnost všech rotujících částí m_{rc} je tvořena hmotností klikového hřídele bez vývažku, redukované hmotnosti ojnice a hmotnosti ojničního ložiska. Obrázek níže (Obr. 31) ilustruje působení odstředivé síly rotačních součástí a odstředivé síly vývažku, kde dochází k vzájemnému vyrušení (vyvážení).



Obr. 31 Vyvážení odstředivých sil rotačních součástí klikového mechanismu



5.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

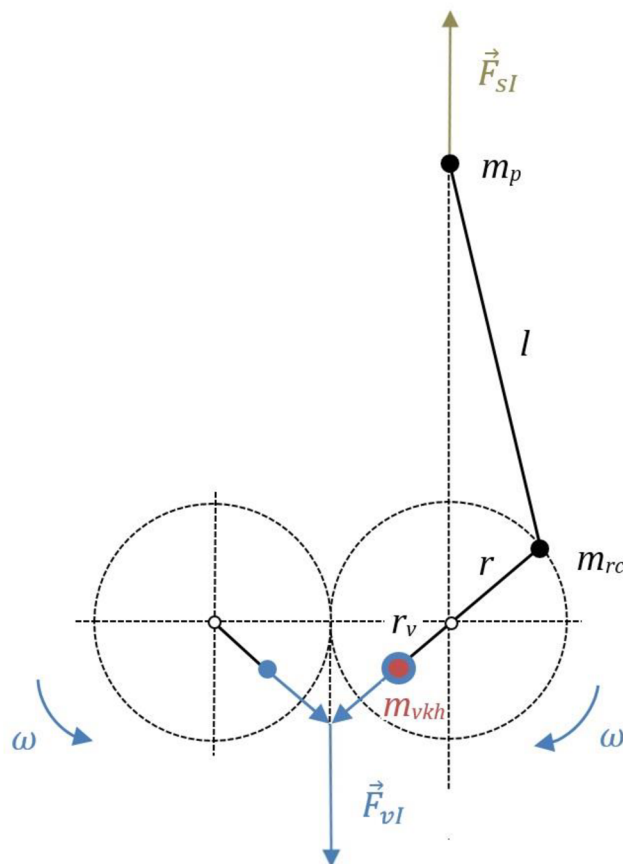
Pro vyvážení setrvačné síly posuvných částí jednoválcového motoru se v praxi používá pouze vyvážení první harmonické složky, která je dominantní. Pro vyvážení této síly je zapotřebí dvojice vyvažovacích hřídelů otáčející se rychlostí klikového hřídele. Pro zjednodušení konstrukce se využívá klikového hřídele jakožto jednoho vyvažovacího hřídele a hmotnost vývažku se pak přičte k vývažku od rotujících částí. Tímto zjednodušením vznikne přídatný klopný moment, který je ovšem malý. Musí být splněna silová rovnováha:

$$F_{sI} + F_{vI} = 0 \text{ [N]}, \quad (7)$$

kde F_{sI} je setrvačná síla a F_{vI} je odstředivá síla vývažku. Samotné vyvážení m_{vp} je dopočteno podle [1]:

$$m_{vp} = m_{pk} \frac{r}{r_v} \text{ [kg]}, \quad (8)$$

kde m_{pk} je hmotnost posuvných hmot ojnice a pístní skupiny. Poloměr kliky je označen jako r . Hmotnost celého vývažku na klice je pak označen jako m_{vkh} .



Obr. 32 Vyvážení první harmonické složky setrvačné síly posuvných částí



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ MOTORU

Celý návrhový proces probíhal v programovém prostředí Creo Parametric 2.0. Po zvolení základních parametrů jsem se snažil realizovat ideál do skutečné podoby. V průběhu celého návrhu bylo zapotřebí vykonat nesčetné množství kompromisů, které jsou nevyhnutelným údělem každého konstruktéra. Inspiraci jsem hledal v soudobých konstrukcích motorů pro motokrosově závody. Ta mě pak často vedla k zamyšlení a k snaze vyřešit danou problematiku vlastním konstrukčním uspořádáním s určitým benefitem.

6.1 PÍSTNÍ SKUPINA A KOMPRESNÍ OBJEM

Dovolil bych si začít jádrem motoru, totiž mechanickou součástkou, která přenáší tlak spáleného média na točivý moment. Snahou je vytvořit co nejtuzší píst, který bude splňovat požadavky na pevnost a přitom bude mít malou hmotnost. Jelikož má motor pracovat ve vysokých otáčkách, bude jistě velmi namáhán setrvačnou silou. Jelikož samotné dno pístu je součástí spalovacího prostoru, byl jeho tvar byl navrhován v souladu se zvoleným kompresním poměrem 13,8. Kompresní objem motoru pak zaujímá $19,5 \text{ cm}^3$. Pro zamezení kolize ventilu s pístem a vytvoření zaručené vůle jsou zde pro jednotlivé talířky ventilu vybrání. Za konstrukční materiál je zvolena hliníková slitina. Hliník vykazuje dobrou kondukcí tepla, a tudíž se dá dobře chladit ostřikem oleje, který zároveň maže kluzné ložisko pístního čepu.



Obr. 33 Píst s těsnícím a stíracím kroužkem v montážním stavu



Obr. 34 Drážkování pro odvod stíraného oleje ze stěny válce

Jak je tomu zvykem u sportovních motorů, tak i tento píst je osazen pouze dvojicí pístních kroužků. V místech očekávaného přítlaku pístu na stěnu válce je v drážce stíracího kroužku několik děr sloužících k odvodu stíraného oleje do „nitra“ pístu. Drážky na vnitřní straně pístu vyúsťují kolmo na osu válce a to proto, aby se zamezilo stečení ostříkovaného oleje skrze ně na stěnu válce. V uložení pístního čepu v pístu je taktéž vybrání pro snadnou demontáž drátového kroužku aretující axiální posuv. Na kontaktní plochu pístu s válcem je nanesena uhlíková vrstva, která vykazuje lepší kluzné vlastnosti.



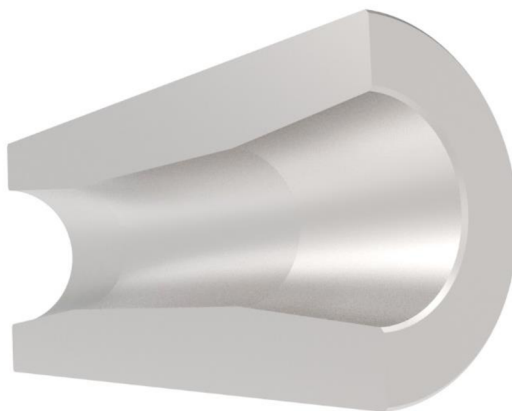
Obr. 35 Těsnicí kroužek



Obr. 36 Stírací kroužek



Pístní čep je vyroben z oceli a je na povrchu tvrzen a leštěn. Čep má také na obou koncích kuželové odlehčení (viz Obr. 37).



Obr. 37 Řez pístním čepem

Celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu a kluzného ložiska je 0,196 kg. S touto hodnotou pak dále pokračuji při vyvažování posuvných sil klikového mechanismu. Model kompresního prostoru můžete zhlédnout na následujícím obrázku (Obr. 38). Tvarování dna pístu probíhalo tak, aby se dosáhlo požadovaného kompresního objemu. Talířky mírně zasahují do prostoru. Uprostřed je taktéž vybrání pro zapalovací svíčku. Spodní část kompresního objemu pak kopíruje povrch pístu.



Obr. 38 Kompresní objem (pohled na ventily)



Obr. 39 Kompresní objem motoru (pohled od pístu)

6.2 OJNICE



Obr. 40 Nedělená ojnice s ložisky a bez nich

Ojnice je pro snížení koncentrace povrchového napětí leštěná. Je axiálně vedená v pístu. Pro zaručení mazání pístního čepu v malém oku ojnice je vývrt o průměru 2,4 mm. Ten má zaručit průnik mazacího média z ostřiku dna pístu do kluzného ložiska pístního čepu. Vývrt je vytvořen mimo místo maximálního tlaku pístního čepu na pánev neděleného



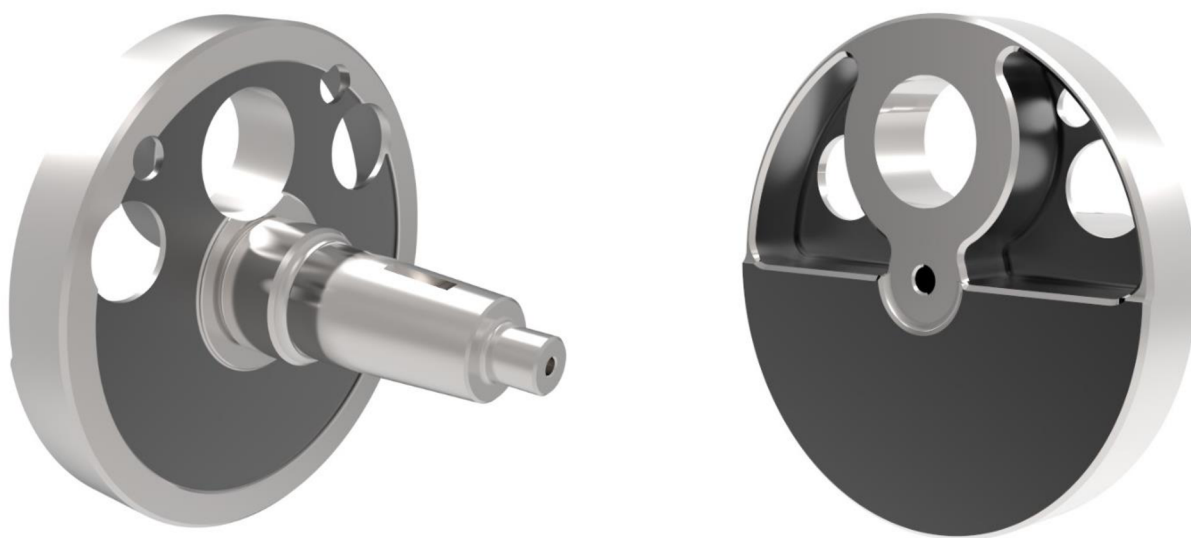
ložiska. Pro motokrosově motory je dominantou skládaný klikový hřídel. To umožňuje použití nedělené ojnice, která se vyznačuje velkou tuhostí a nízkou hmotností.

6.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel je skládaný. To znamená, že obě zalomení jsou vyráběna samostatně a jsou s ojnicím čepem dodatečně slisována. Zalomení mají kruhový tvar kvůli snížení ventilačních ztrát. Pro vyvážení celého klikového mechanismu jsem zvolil plné vyvážení rotačních součástí a částečné vyvážení setrvačných hmot posuvných částí (konkrétně první harmonickou složku). Pro vyvážení posuvných částí jsem umístil jeden vývažek na samotný klikový hřídel, druhý byl pak rozložen na dvojici ozubených kol (konstrukční využití pohonu vodního čerpadla a pohonu od elektrického startéru). Abych docílil správného vyvážení (omezení v průměrech ložiska a čepu), bylo zapotřebí vytvořit v horní části odlehčení formou vývrtu. Vyvažování jsem prováděl v programu Creo Parametric 2.0 pomocí nástroje Feasibility.

6.3.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL – STRANA POHÁNĚJÍCÍ GENERÁTOR ELEKTRICKÉ ENERGIE

Pro uložení klikového hřídele do skříně jsem použil válečkových ložisek o vnitřním průměru 26,5 mm. Ložiska byla vybrána podle elektronického katalogu firmy SKF. Odtud jsem také čerpal běžně dostupné 3D modely ložisek. Pro demontovatelné uložení magnetu (sloužící částečně jako setrvačnick) jsem zvolil kuželové spojení, které je radiálně pojištěno woodruffovým perem. Ze strany magnetu je přímý ozubený převod na samotný elektrický startér.

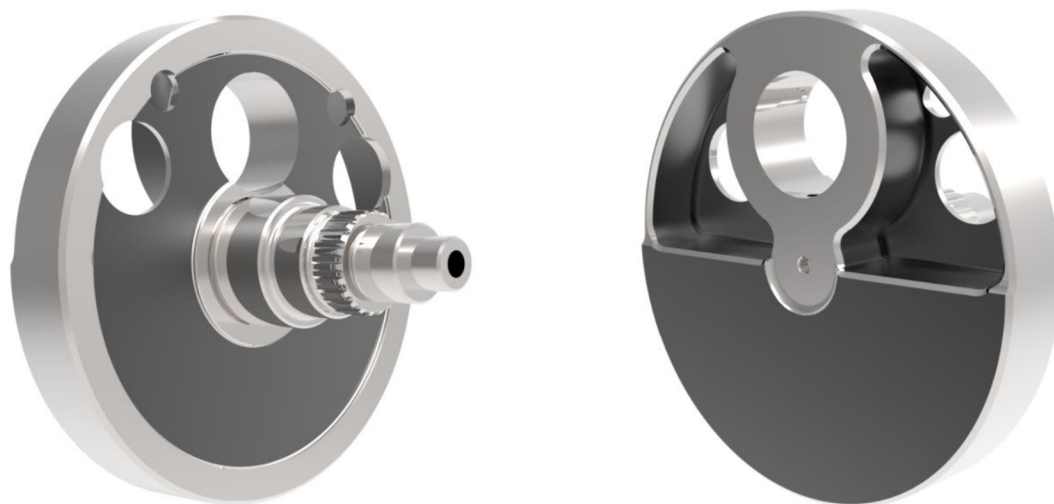


Obr. 41 Klikový hřídel ze strany generátoru (magneta)



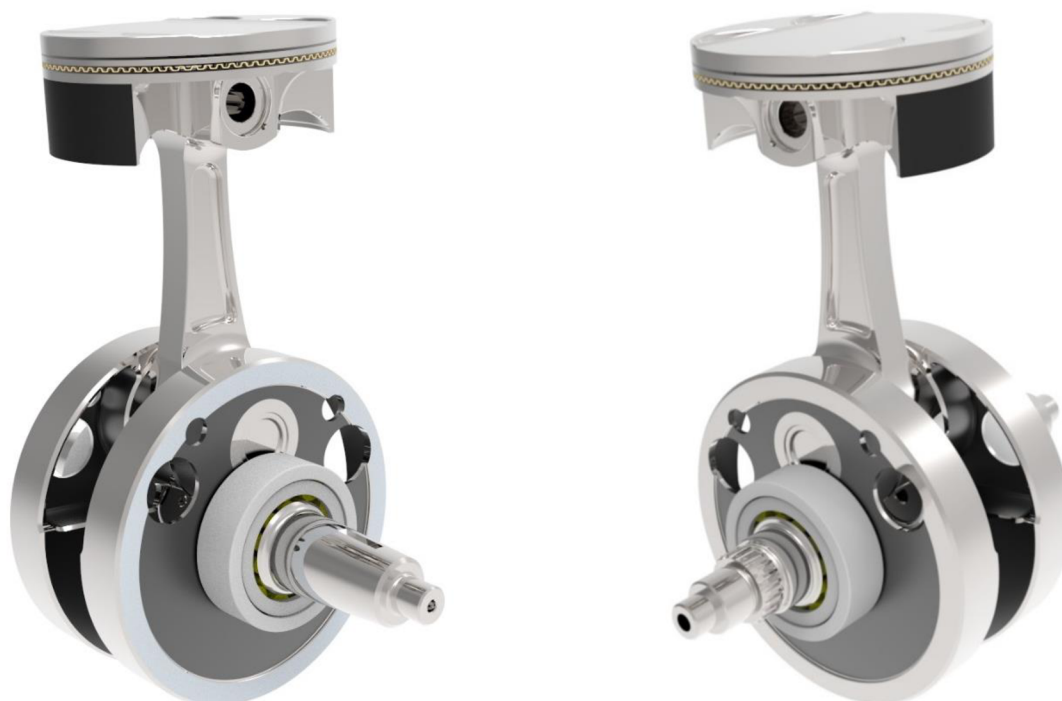
6.3.2 KLIKOVÝ HŘÍDEL – STRANA HLAVNÍHO POHONU MOTORU

První funkční plocha na hřídeli je určena pro válečkové ložisko. Další průměr 22 mm slouží k utěsnění hřídele. Pro uložení primárního kola je použito evolventního drážkování o vnějším průměru 20 mm. Pro zamezení axiálního posuvu ozubeného kola je zde závit M15 pro použití metrické matice. Koncový průměr 10 mm slouží pro uložení ve víku, kde je těsněn. Díky vývrtu v této části klikového hřídele lze přivádět olej do ojnicního ložiska.



Obr. 42 Klikový hřídel ze strany pohonu

6.4 KLIKOVÝ MECHANISMUS



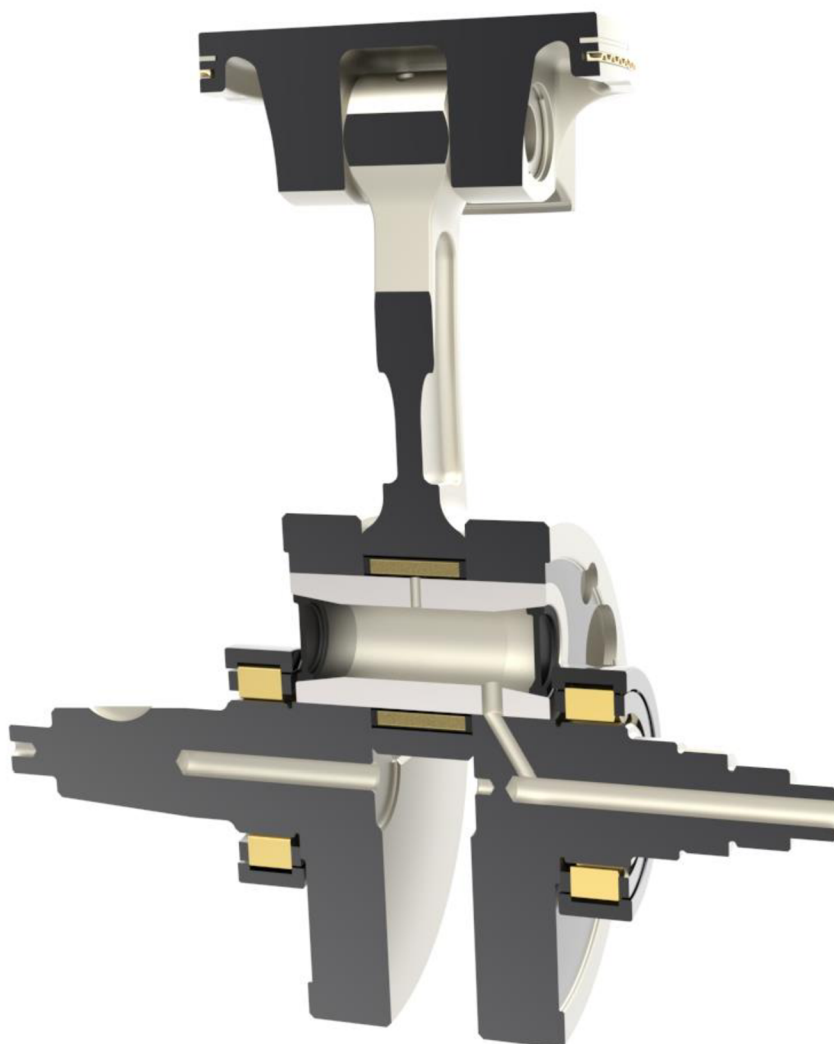
Obr. 43 Klikový mechanismus



Sestavení jednotlivých komponent v sestavě je na Obr. 43. Klikový mechanismus je sestaven i s ložisky a se zvolenou excentricitou.

Již v prvotním návrhu jsem zvolil maximální otáčky motoru 14 000 za minutu. Z tohoto důvodu je zapotřebí zajistit správné mazání jednotlivých komponent. Na Obr. 43 je zobrazen řez, kde lze vidět mazací kanály pro ojnicí ložisko. Pístní čep je mazán vývrtem v oku ojnice.

Výpočet vyvážení je uveden v příloze. Jednalo se o výpočet v programu Mathcad 14.0.



Obr. 44 Mazací kanál pro ojnicí ložisko



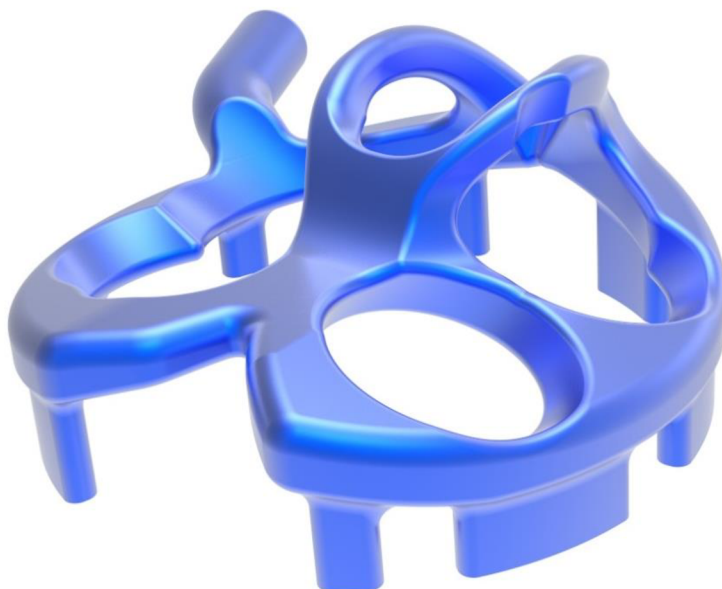
6.5 KONSTRUKCE ODLITKU HLAVY VÁLCE

Hlava válce motoru byla z hlediska konstrukce nejsložitější. Ve hře je hned několik parametrů, které konstruktér musí zohlednit. Prvotní návrh rozměrů sacích a výfukových kanálů vzešel z termodynamického modelu v programu Lotus Simulation. Jelikož hlava je velmi tepelně namáhaná součást motoru, je zapotřebí ji patřičně chladit. Jedná se tedy o odlitek slitiny hliníku, který se následně opracovává. Stěna odlitku má zaručenou tloušťku 3 mm.

6.5.1 CHLADICÍ JÁDRO HLAVY MOTORU

Vodní prostor motoru byl navržen tak, aby v místech největšího tepelného namáhání měl největší průtokovou rychlost. Toho jsem docílil zúžením průtočného průřezu. Voda, díky zrychlenému toku chladiva, lépe odjímá teplo přijaté ze stěn odlitku. V praxi se provádí taktéž simulace proudění a přestupu tepla. To je ovšem nad rámec mé práce a tudíž jsem se inspiroval v praxi používanými chladicími jádry.

Chladicí okruh přivádí chladivo z chladiče přes vodní čerpadlo do stěny válce a následně pomocí kanálků do hlavy motoru. Na straně sací vyústí uje opět do chladiče. Propojení chladicího prostoru mezi válcem a hlavou motoru je provedeno tzv. Closed deck (chladicí kapalina proudí kanály, které jsou na sebe navazující). Tento způsob spojení vykazuje lepší tuhost konstrukce.

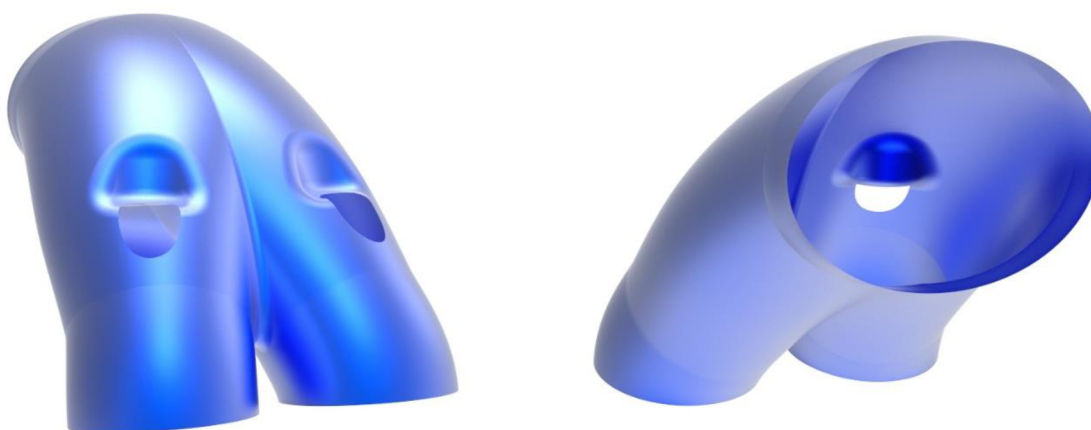


Obr. 45 Vodní prostor v hlavě motoru



6.5.2 SACÍ KANÁLY

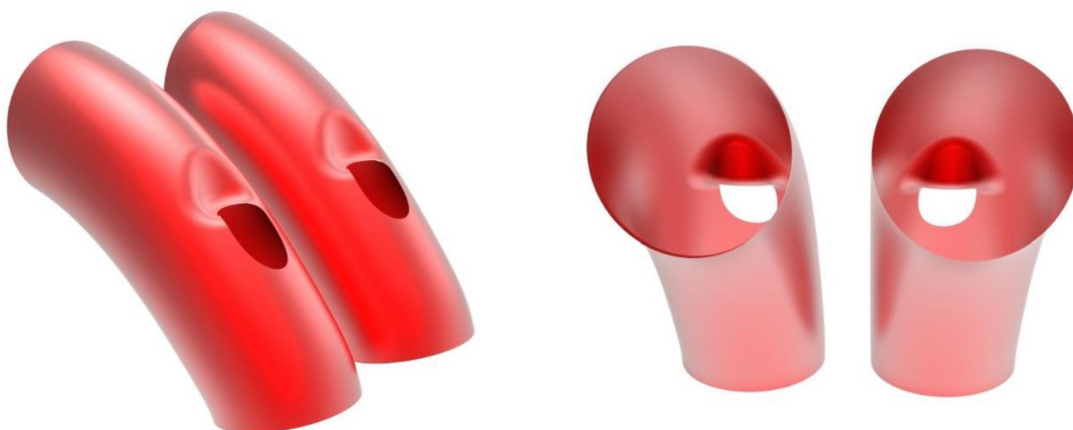
Sací kanály jsou spojeny na vstupu elipsovým průřezem o ploše $13,74 \text{ cm}^2$. Dále se rozdělují do dvou větví, které mají v nejužším místě průměr 29 mm. Pro vodítka ventilů jsou vytvořeny nálitky zasahující do těchto kanálků, které mají délku 71 mm. Mým snahou bylo vytvořit co nejpřímější sací kanálky, které ovšem umožní dobré uložení sacích ventilů a zbytečně je tak neprodlouží. Vstup je opatřen přírubou, na kterou se připevní těleso se vstřikovačem a škrticí klapkou.



Obr. 46 Sací kanálky s naznačením nálitku pro vodítka ventilů

6.5.3 VÝFUKOVÉ KANÁLY

Výfukové kanály mají v nejužším místě průměr 25 mm a opouští hlavu válce odděleně. Vychází to z požadavků a mého naladění termodynamického modelu motoru, kde toto uspořádání vykazuje lepší parametry chování a parametry stroje.

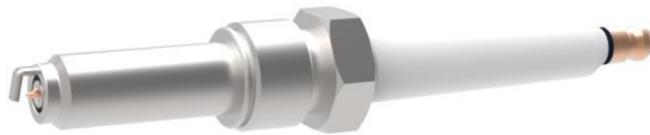


Obr. 47 Výfukové kanály



6.5.4 ZAPALOVACÍ SVÍČKA

Svíčka je zabudována do spalovacího prostoru pod úhlem 61° od dosedací roviny hlavy z důvodu snadné demontáže během testování či tréninku na motocyklu. Nevýhodou je složitější konstrukce chladicího prostoru, kde bylo zapotřebí vyřešit kolizi s vodítky ventilu a samotným sacím a výfukový traktem.



Obr. 48 Iridiová zapalovací svíčka

6.5.5 OBROBENÍ DOSEDACÍCH PLOCH A ODLEHČENÍ

Dosedací plochy šroubů a podložek pod ventilové pružiny či samotnou dosedací plochu k válci je zapotřebí obrobit. Uložení sedel ventilů a lůžek vačkových hřídelů je zapotřebí taktéž dodatečně obrobit. Dosedací plocha víka hlavy motoru je zešikmena, aby byla umožněna lepší manipulace při demontáži a aby bylo možné odfrézovat jednotlivá odlehčení.

6.6 VENTILOVÝ ROZVOD DOHC

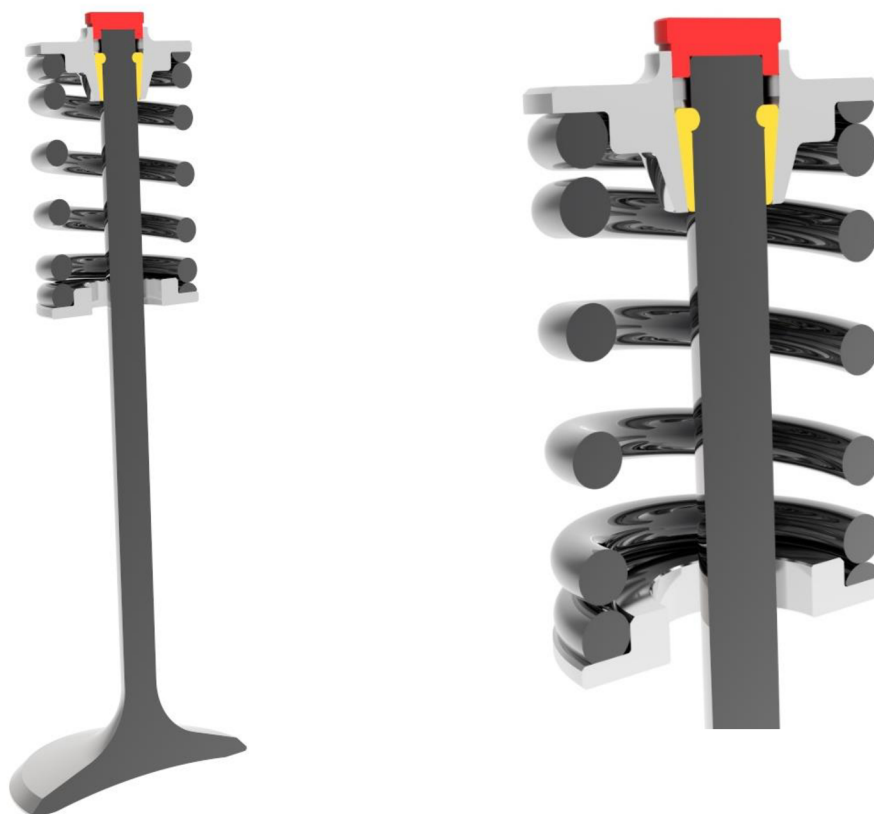
Pro pohon rozvodového mechanismu jsem zvolil řetěz. Ten pak přes ozubený převod od klikového hřídele pohání dvojici vačkových hřídelů. Zdvih ventilu je určen vahadlem, jehož tvar a rozměry byly společně s profilem vačky navrženy v programu Lotus Simulation. Pro správnou volbu zdvihové křivky ventilu a časování bylo zapotřebí hlubší seznámení se softwarovým prostředím. Nově vzniklé zdvihové křivky ventilu byly validovány ve výpočtovém modelu motoru.

6.6.1 SACÍ A VÝFUKOVÉ VENTILY

Průměr sacích ventilů je 31 mm, výfukových pak 27 mm. Pro snížení setrvačných hmot je v talířku mírné vybrání. V dřívku ventilů je jedna drážka pro tzv. ventilový zámek, který díky svému kuželovému tvaru drží ocelovou podložku. Aby nedocházelo k vymačkávání hliníkové slitiny od pružinové oceli, je taktéž podložka umístěna pod válcovou pružinou. Pro lepší rozložení sil mezi vahadlem a ventilem je zde ještě podložka, která zároveň slouží pro vymezení ventilové vůle. Jelikož jsem zvolil poměrně velké průměry ventilových talířků, bylo zapotřebí zvolit větší úhel sklonění dosedací plochy výfukových ventilů. Úhel naklonění sacích ventilů od horizontální roviny je tedy 12° , u výfukových je



to 15°. Nevýhodou je širší zástavba v hlavě motoru. Snahou bylo vytvořit přepákování tak, aby vzdálenost vačkových hřídelů nebyla příliš velká a nenarůstala tak zbytečně hmotnost celého motoru. Aby se zamezilo kolizi ventilů s pístem, je rozdílný pracovní zdvih sacího ventilu (10,5 mm) a výfukového (9,8 mm). Po splnění těchto vytyčených cílů jsem opět modifikoval spalovací prostor tak, aby měl správný kompresní objem.



Obr. 49 Sestava ventilu v řezu (ventilový zámek)

6.6.2 VAHADLO (JEDNOSTRANNĚ ULOŽENÁ PÁKA)

Pro tento typ vačkového mechanismu je zaveden v zahraniční literatuře pojem „Finger follower“. Jedná se o jednostranně otočně uloženou páku, která má kruhovitý tvar stykových ploch. Tyto plochy jsou povrchově upravovány, aby se snížily třecí ztráty a nedocházelo k abrazivnímu opotřebení. Samotný tvar vahadla je pak pro minimalizaci hmotnosti odlehčen. Použití tohoto typu mechanismu nabízí výhodu menších setrvačných sil, než je tomu u klasického hrníčkového zdvihátka.



Obr. 50 Vahadlo

6.6.3 VODÍTKO A TĚSNĚNÍ VENTILU

Ventily jsou vedeny ve vodítcích z legované oceli, která jsou do odlitku lisovaná dodatečně. Prostor vačkových hřídelů je zapotřebí mazat. Aby mazivo zcela neprotékalo skrze ventily do spalovacího prostoru, je na vodítko nasazeno těsnění.



Obr. 51 Vodítko s těsněním ventilu

6.6.4 VAČKOVÝ HŘÍDEL

Hřídel je osazený dvojicí vaček, které ovládají sací, respektive výfukové ventily. Uložení je z poloviny na kluzných ložiscích a v části více namáhané od řetězu jsem navrhl pouzdro s valivými elementy (konkrétně jehličkové ložisko od firmy SKF o vnitřním průměru 20 mm). Axiální aretačí hřídele je pak uložení ložiskové klece na osazení s vymezením vůle pomocí šroubu. Pro odlehčení je proveden vývrt ve vačce. Řetězové kolo je uloženo na evolventním drážkování a axiálně doraženo na ložisko pomocí šroubu M10.



Profil vačky byl vyexportován v bodech z programu Lotus simulation. Body byly následně načteny do CAD softwaru, kde byly proloženy křivkou.



Obr. 52 Vačkový hřídel s odlehčením

6.6.5 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

Po sestavení jednotlivých částí jsem překontroloval kontaktní plochy tak, že jsem v Creu na příslušné plochy nastavil vačkový kontakt. Po zavazbení a několika otáčkách nedošlo k zániku stykové plochy, takže kontrola byla úspěšná. Uložení a jednotlivé body ventilového rozvodu jsem načítal z výpočtového modelu nástroje Lotus Concept Valve Train. Zde bylo možné vyexportovat nejen profil výsledné vačky (zadáváme-li požadavek zdvih ventilu), ale i souřadnice hlavních bodů celého mechanismu během pracovního cyklu.



Obr. 53 Rozvodový mechanismus - pohled 1



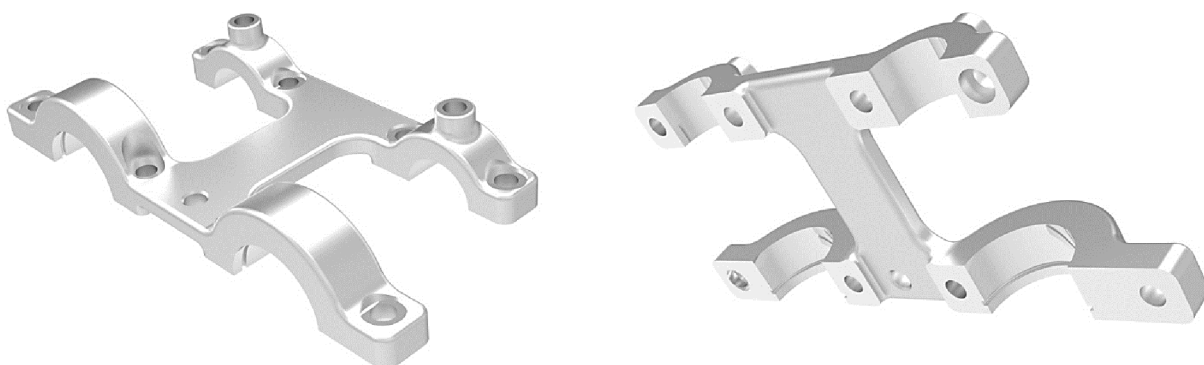
Obr. 54 Rozvodový mechanismus - pohled 2

6.6.6 ULOŽENÍ VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ

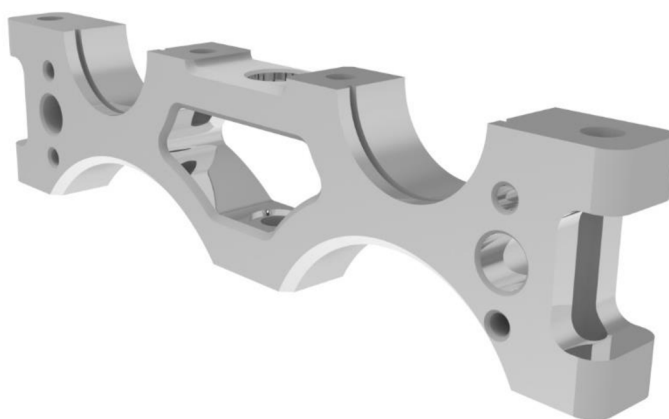
Požadavek snadné demontáže vačkových hřídelů vedl k návrhu ložiskových klecí, které jsou dodatečně šroubovány k hlavě. Pro polohování víka slouží duté kolíky, skrze které jsou prostrčeny šrouby.

Ložisková klec má nad kluzným ložiskem výstupek, který slouží k smontování víka motoru. V místě uložení valivého ložiska je drážka pro aretaci kroužku vůči axiálnímu posuvu.

Držák valivých ložisek je co nejvíce odlehčen. Vývrty materiálu jsou časté pro motosport.



Obr. 55 Různé pohledy na ložiskovou klec



Obr. 56 Držák valivých ložisek

6.6.7 ROZVODOVÝ ŘETĚZ, VODÍTKA A NAPÍNÁK ŘETĚZU

Pro pohon vačkových hřídelů je zvolen rozvodový řetěz. Aby při vysokých otáčkách nedošlo k přeskočení řetězu, jsou v šachtě vedle válce umístěna plastová vodítka. Volná větev řetězu je napínána pomocí šroubu.

Pohon řetězu je z hnací strany klikového hřídele. Řetězové kolo je pak umístěno na hřídeli, který je přes převod 1:1 umístěn blíže k hlavě motoru. Tento hřídel slouží jako víceúčelový, protože nese kromě řetězového kola taky vývažek a pohání vodní čerpadlo. Řetězový převod na vačkovou hřídel je pak 1:2, kde hnané řetězové kolo vačky se otáčí poloviční rychlostí klikového hřídele.



Obr. 57 Rozvodový řetěz, vodítka napínák řetězu

6.6.8 VÍKO HLAVY MOTORU

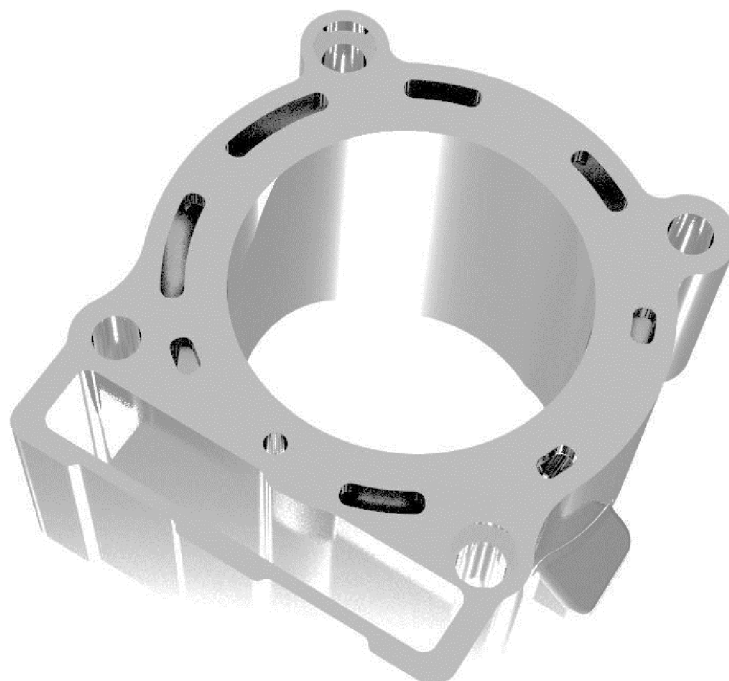
Víko hlavy motoru dosedá na obrobenou plochu odlitku. K utěsnění jsou použity čtyři šrouby. Dva se šroubují k ložiskové kleci, zbylé dva mají závit přímo v odlitku.



Obr. 58 Víko motoru

6.7 VÁLEC MOTORU

Válec motoru je z hliníkové slitiny. Vnitřní plochy válce bývají pokryty karbidem Ni-SiC. Ve válci je vodní prostor, který je veden z klikové skříně do hlavy motoru.

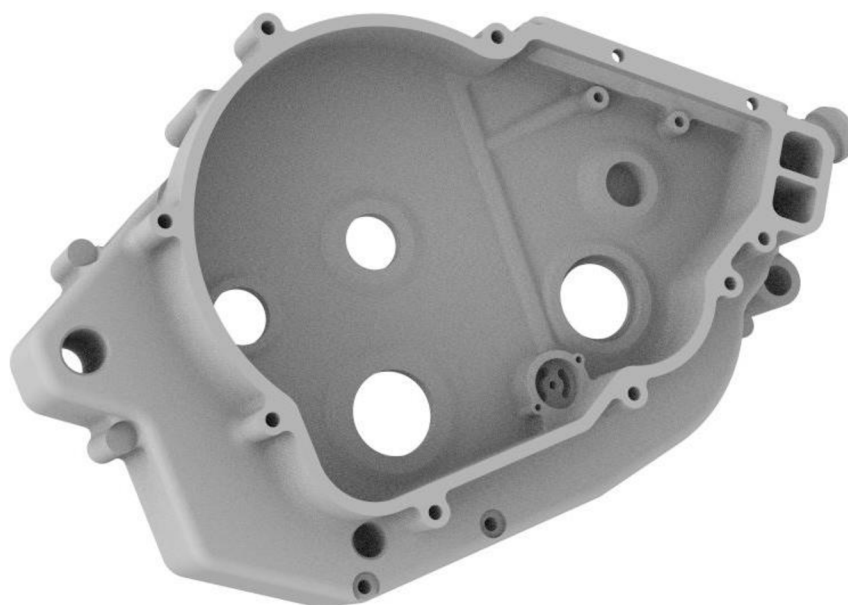


Obr. 59 Válec motoru



6.8 KLIKOVÁ SKŘÍŇ MOTORU

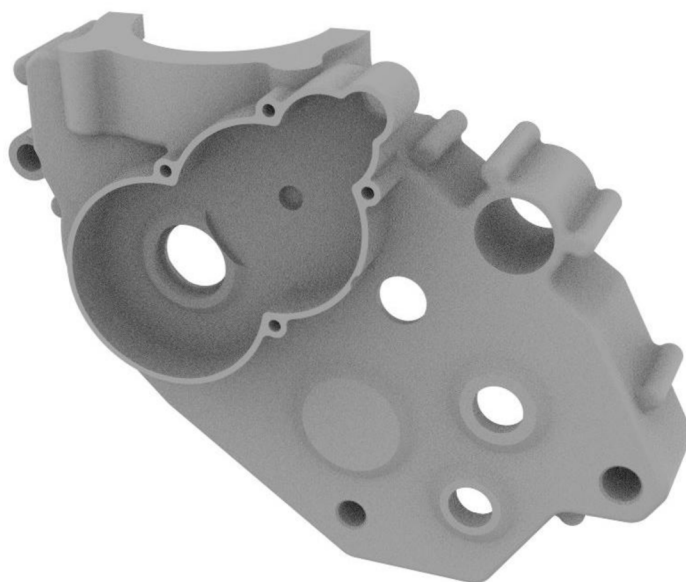
Uložení klikové skříně je na válečkových ložiscích, ostatní hřídele jsou na jehličkových či kuličkových elementech. Schematické rozložení lamel spojky a hřídelí převodovky mi určilo velikost a tvar skříně. Jelikož jsem se snažil dostat těžiště motoru co nejnižší a blíže k přednímu kolu, zvolil jsem sklonění válce od svislé roviny o 37° .



Obr. 60 Kliková skříň ze strany spojky – pohled 1



Obr. 61 Kliková skříň ze strany spojky – pohled 2



Obr. 62 Kliková skříň ze strany magneta - pohled 1



Obr. 63 Kliková skříň ze strany magneta - pohled 2

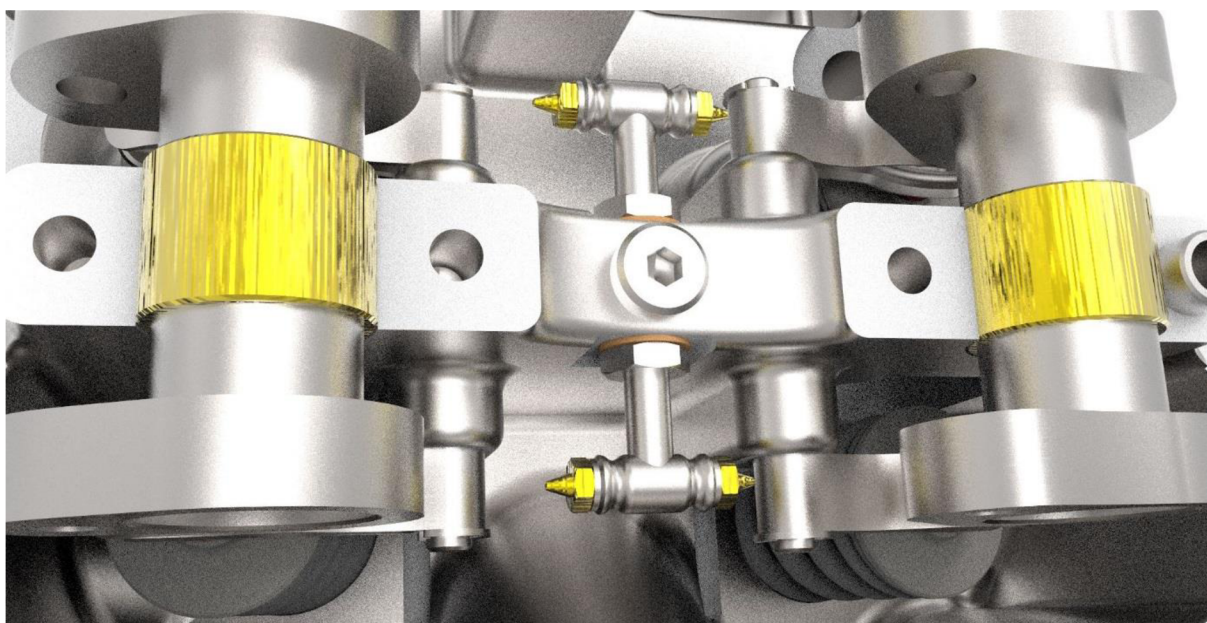
6.9 VODNÍ PROSTOR MOTORU

Čerpadlo pohání chladicí médium přes válec do hlavy motoru, kde je vývod na hadici. Voda proudí přes chladič zpět do bloku motoru a k čerpadlu.



6.10 MAZACÍ KANÁLKY V HLAVĚ MOTORU

Vačkový kontakt je zapotřebí neustále mazat. Olej se přivádí z klikové skříně (kde je odsáván) do válce a v hlavě se pak rozděluje. Jelikož je zde už vodní prostor a uložení ventilů, bylo zapotřebí šikovně se vyhnout kolizi. Kvůli technologii vrtání se musí díry následně zaslepit šroubem. Kontaktní plocha vaček je mazána pomocí olejových trysek.

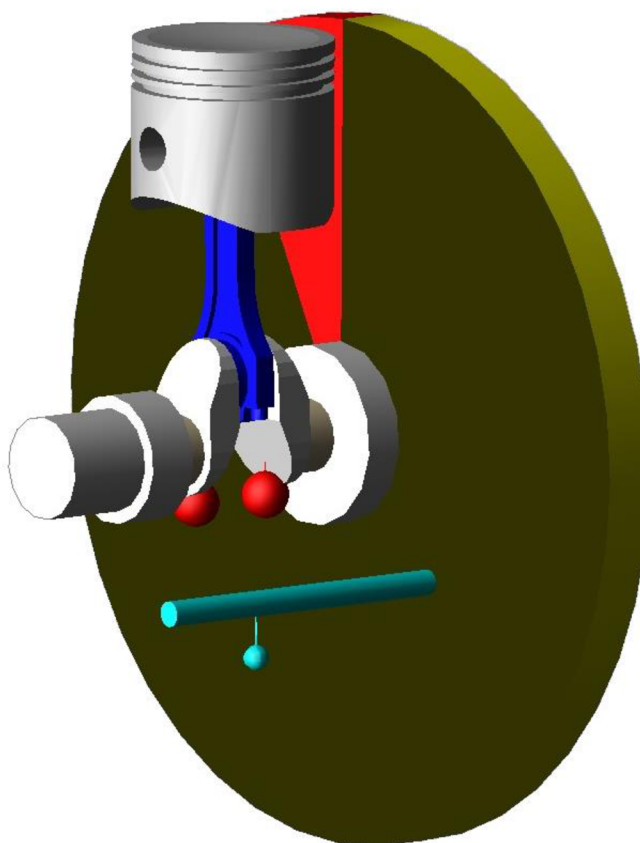


Obr. 64 Přívod oleje



7 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

Na základě vlastností jednotlivých komponent klikového mechanismu načtených z CAD softwaru bylo možno vyšetřit únavovou životnost ložisek. Jelikož klikový mechanismus je uložen na válečkových ložiscích, potřeboval jsem nejprve zjistit zátěžnou sílu v různých otáčkách motoru. K tomu jsem použil software Adams – Engine MD R3. Bylo zapotřebí vytvoření modelu jednoválcového motoru odpovídající parametrům navrhovaného motoru. Po vytvoření modelu pomocí nástroje Template builder bylo zapotřebí načíst všechny správné hmotnosti a rozměry jednotlivých komponent. Taktéž jsem zadal hmotnosti vývažku a jeho vzdálenosti od osy rotace jak na klikovém hřídeli, tak na vyvažovacím. Po spuštění simulace jsem nechal proběhnout animaci pro kontrolu chodu. Pro zjednodušení předpokládám tuhý klikový hřídel.



Obr. 65 Model jednoválcového motoru v programu Adams - Engine MD R3

Výpočet trvanlivosti ložisek za proměnných provozních podmínek není jednoduchý. Nejprve se stanoví ekvivalentní zatížení odpovídající proměnnému a to histogramem, který se bude skládat ze sloupců konstantního napětí. Jelikož trvanlivost ložisek u velkých zatížení prudce klesá, je důležité správně zaznamenat špičkové zatížení. Histogram jsem rozložil na čtyři pracovní intervaly, které jsem nahradil střední konstantní hodnotou. Jelikož síly v jednotlivých ložiscích jsou podobné, počítal jsem s více zatíženým ložiskem.



Abych získal správná data z Adamsu, nechal jsem nasimulovat větší počet otáček motoru (náběh motoru může zkreslovat data) a vybral síly působící v průběhu čtyř pootočení klikového hřídele (1 440°).

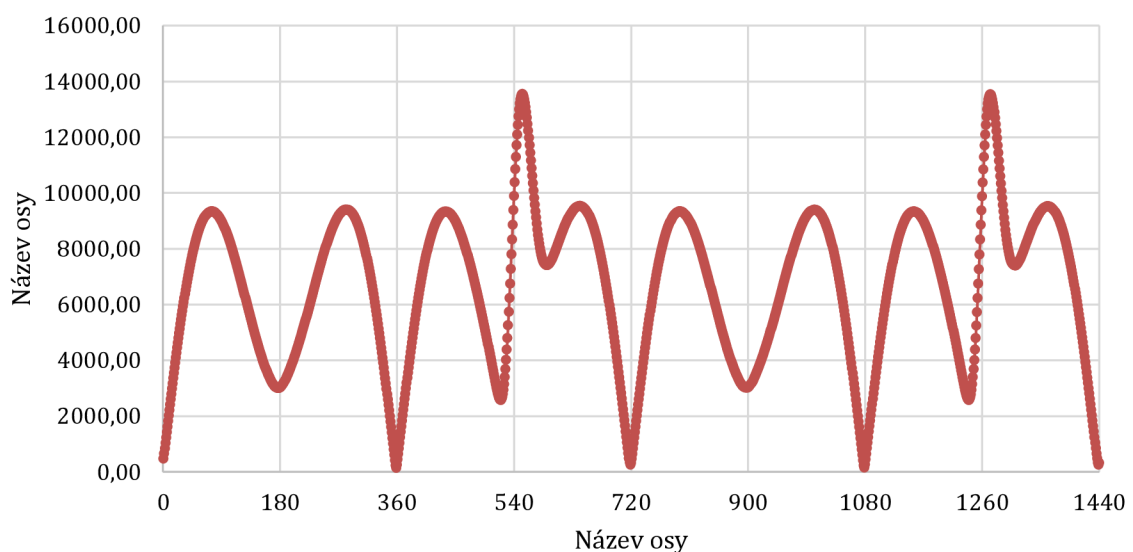
Pro uložení klikového hřídele jsem zvolil ložisko SKF RNU 204. Limitující rychlost otáčení vnitřního kroužku je 19 000 otáček za minutu, což je splněno. Dynamická únostnost je 14,7 kN. Jedná se o ložisko bez vnitřního kroužku (průměr na hřídeli je 27 mm). Vnější kroužek má průměr 47mm a jeho šíře je 14 mm.

Výpočet trvanlivosti ložiska je dle klasického vzorce uvedeného v tabulkách. Jedná se o výpočet životnosti ložiska v provozních hodinách [16]:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [h], \quad (9)$$

kde C je dynamická únostnost ložiska, P je ekvivalentní zatížení ložiska, p je exponent typu ložiska (10/3) a n jsou otáčky vnitřního kroužku. Ve výpočtu hraje dále svou roli konstanta, která byla zvolena na základě kalkulátoru od firmy SKF. Byl zvolen olej 10W40 a konstanta nabývala hodnot od 0,7 do 0,75. Pro výpočet ekvivalentního zatížení jsem podle návodu SKF rozdělil průběh zatížení na čtyři oblasti. Z těchto oblastí jsem vypočetl průměrnou hodnotu. Pro jednotlivé oblasti jsem dopočtl životnost pro dané ložisko a podle váženého průměru (procentuálního zastoupení v otáčce) jsem stanovil životnost ložiska pro dané otáčky motoru.

Zátěžná síla hlavního ložiska při 12 500 ot.min⁻¹

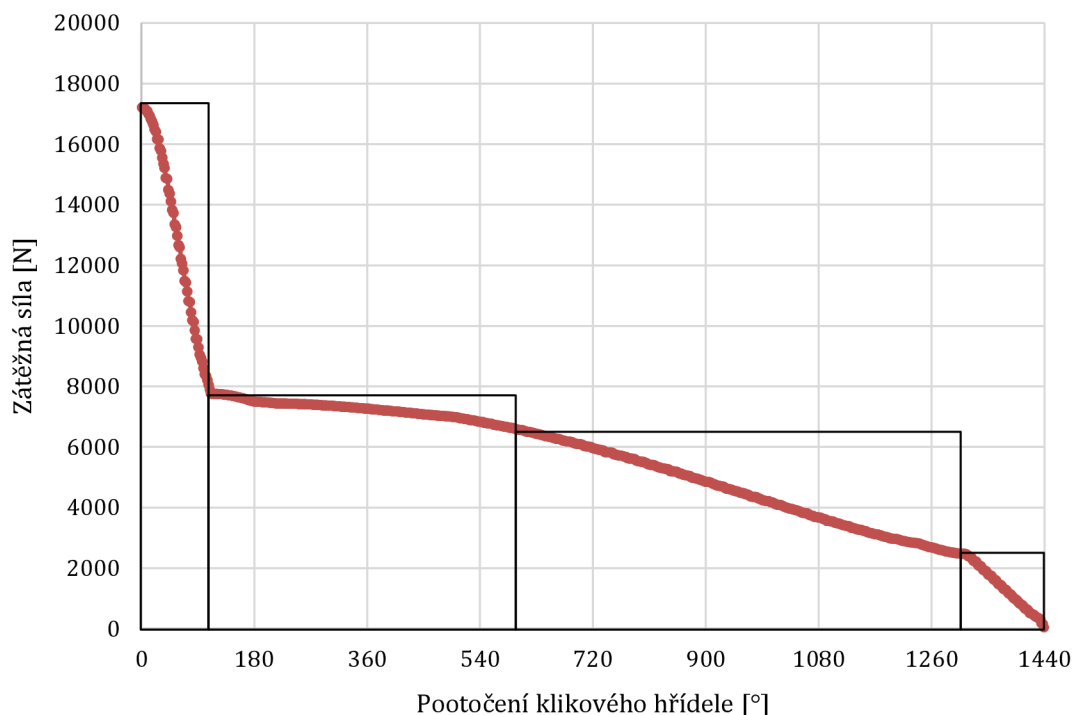


Obr. 53 Zátěžná síla ložiska při 12 500 ot.min⁻¹



Rozdělení průběhu jsem provedl při jmenovitém režimu a dále jsem ho aplikoval na zbytek otáček. Postupoval jsem tak, že body grafu zátěžné síly jednotlivých režimů jsem v programu Excel seřadil sestupně a vykreslil do grafu. V místech zlomu jsem ohraničil oblast, ze které jsem spočítal průměrnou hodnotu.

Rozdělení zátěžné síly na podoblasti



Obr. 54 Rozdělení zátěžné síly na podoblasti

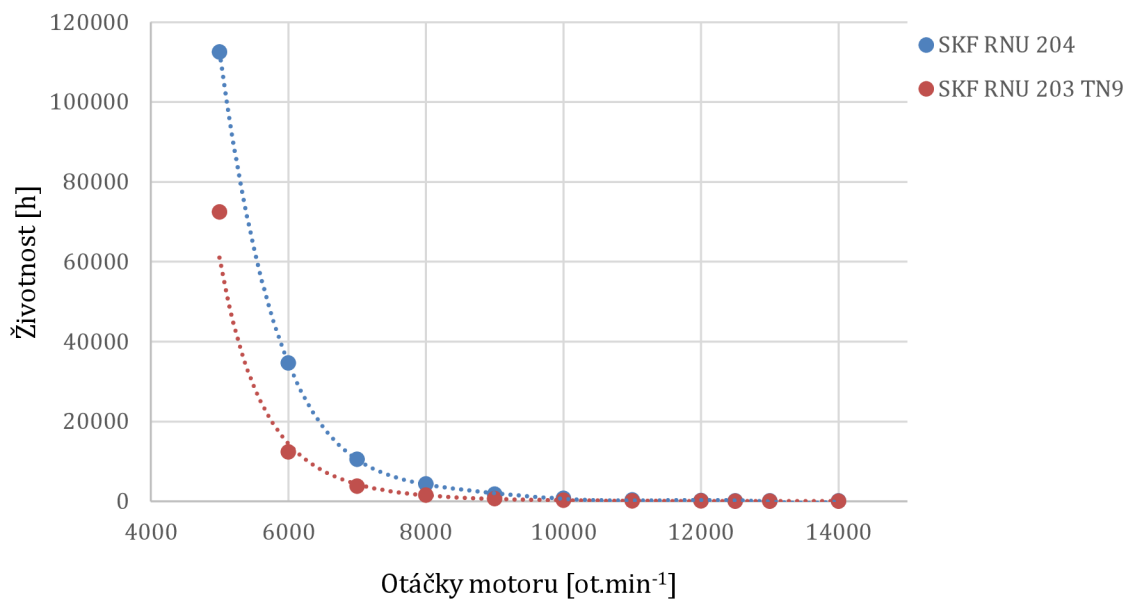
Výsledky vyhodnocení životnosti udává následující graf (Obr. 55), který popisuje závislost životnosti hlavních ložisek provozovaných v různých režimech motoru. V praxi je zapotřebí nasbírat data jezdců a vytvořit statistický průběh provozního režimu motoru, který pak slouží jako podklad pro navrhnutí uložení klikového mechanismu.

První návrh ložiska RNU 204 vykazuje v nejvyšších otáčkách životnost 56,8 hodin. Díky správnému zadání vývažku mi klesly zatěžovací síly a životnost vzrostla.

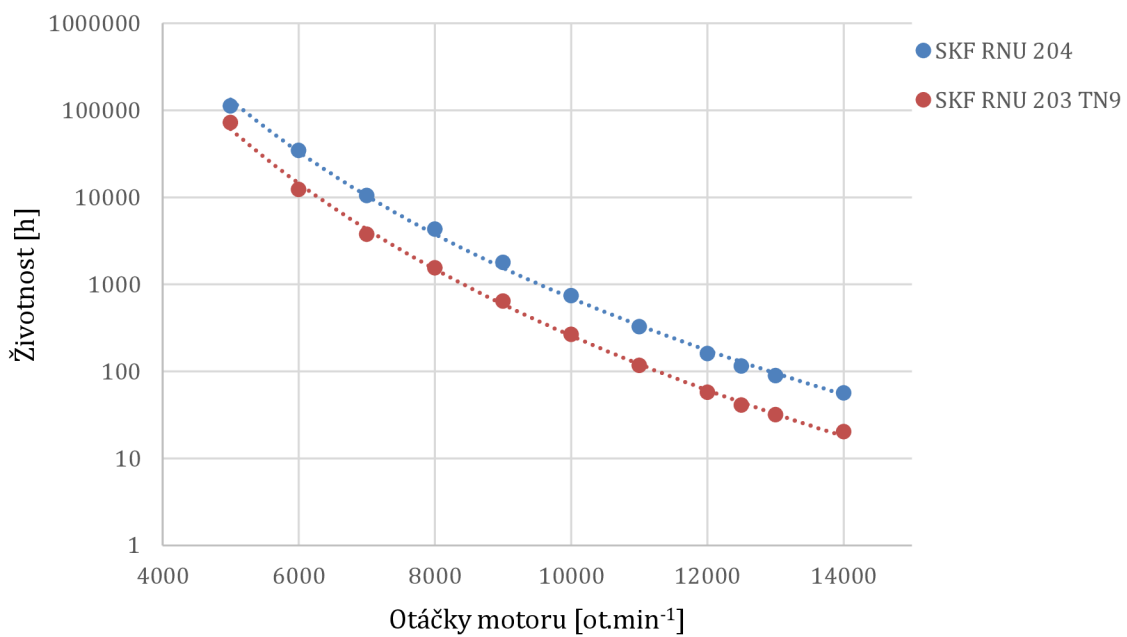
Protože se jedná o aplikaci v motosportu, kde jsou častější servisní intervaly, zvolil jsem pro porovnání ložisko menších rozměrů vedené v katalogích pod názvem RUN 203 TN9. (dynamická únostnost 10,8 kN). U tohoto ložiska je při nejvyšších otáčkách životnost 20,3 hodin. Vzájemné porovnání je zobrazeno v grafech (Obr. 55). Druhý graf má pro lepší přehlednost svislou osu v logaritmickém měřítku.



Životnost ložisek



Životnost ložisek



Obr. 55 Životnost ložisek



ZÁVĚR

Na vývoji motoru a jeho konstrukci se v praxi podílí velký počet konstruktérů a výpočtářů. Každá součást je náležitě optimalizována a provádí se hned několik simulací vedoucích k žádoucímu tvaru jednotlivých konstrukčních uzlů. Tato práce mě nejprve vedla k nastudování již realizovaných konstrukcí. Díky tzv. benchmarkingu jsem si rozšířil znalosti v konstrukci motorů do motocyklů specializovaných na motokrosově závody.

Použitím softwaru Lotus Simulation, který je při simulacích občas nestabilní, jsem získal první rozměry motoru. Rozměry jsem měnil nejprve pomocí nástroje Engine Simulation Parametric/Optimization Tool, kde jsem používal jednoparametrickou optimalizaci. Úpravy byly provedeny tak, aby nevyšší výkon motoru byl při otáčkách 12 500 za minutu. Snahou bylo, aby rezonanční vlny pomáhaly motoru v nejčastěji používaném otáčkovém spektru.

Poté jsem začal modelovat jednotlivé součásti v programu Creo Parametric 2.0. Podařilo se navrhnout kinematiku celého rozvodového mechanismu pomocí nástroje Lotus Concept Valve Train a díky možnosti exportu dat vytvořit jeho podobu v 3D modelu. Vačkový kontakt byl pro kontrolu prověřen v CAD softwaru. Podařilo se vyřešit uložení celého rozvodového mechanismu do hlavy válce a zajistit jeho mazání. Odlitek hlavy je pak vymodelován tak, aby šly rozpoznat dodatečně obráběné plochy. Výhoda uložení zapalovací svíčky vedla k vytvoření složitějšího vodního prostoru. Přejechod chladicí kapaliny z válce do hlavy je realizován pomocí kanálků (tzv. close deck). Podle zvoleného kompresního poměru jsem modifikoval spalovací prostor, což vedlo také k úpravě dna pístu. Uložení hřídelů v klikové a převodovkové skříni (spojeno v jedno) je prováděno na základě volby převodů s modulem 2. Ze strany magneta je vyřešen startovací mechanismus (ozubení s modulem 1).

Výpočtová část práce se zabývá životností ložisek na klikovém hřídeli. Do programu Adams Engine byly načteny fyzikální charakteristiky klikového mechanismu z CAD prostředí. Průběh spalovacího tlaku se použil z termodynamického modelu programu Lotus Simulation. Po proběhnutí simulace čtyř otáček motoru byla data vyexportována do programu Excel, kde se patřičně upravila. Výstupem z této analýzy je porovnání životnosti dvou ložisek v závislosti na otáčkách motoru.

Přílohy práce obsahují výpočty v programu Mathcad 14.0, dále obrázky částí motoru a výkres sestavy s kótováním základních rozměrů.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
- [2] KTM. *KTM 250 SX-F 2014: The Ultimate winning bike* [online]. 2014 [citováno 2014-04-5]. Dostupné z: <<http://www.ktm.com/gb/mx.html>>.
- [3] Yamaha. *2014 YZ250F* [online]. 2014 [citováno 2014-04-5]. Dostupné z: <<http://www.yamahamotorsports.com/sport/products/modelhome/12/0/home.aspx>>.
- [4] Yamaha. *XZ250F* [online]. 2014 [citováno 2014-04-5]. Dostupné z: <<http://www.yamahamotor.eu/cz/products/offroad-motorcycles/competition/yz250f.aspx>>.
- [5] Kawasaki. *2014 KX™250F* [online]. 2014 [citováno 2014-04-12]. Dostupné z: <<http://www.kawasaki.com/Products/product-details-features.aspx?autoplay=false&id=741&scid=0>>.
- [6] Kawasaki. *NEW KX250F* [online]. 2014 [citováno 2014-04-12]. Dostupné z: <<http://www.kawasaki.cz/cs/products/motocross/2014/kx250f/specifications?Uid=05C4WlhZW1laWFpaWllfWV9aUV5bWFtGCxtFKzI>>.
- [7] Honda Motorcycle. *2012 Honda CRF250 R* [online]. 2011 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <<http://www.bathursthonda.com/en/new/car/2012/honda/crf250/r/477>>.
- [8] Honda. *2012 Honda CRF250R Specifications* [online]. 2011 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <<http://www.hondanews.com/channels/powersports-motorcycles-motocross/releases/2012-honda-crf250r-specifications>>.
- [9] Bikez.com. *HondaCRF250R 2012* [online]. 2011 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <<http://www.hondanews.com/channels/powersports-motorcycles-motocross/releases/2012-honda-crf250r-specifications>>.
- [10] Ebay. *2010-2013 Honda CRF250R Engine Cylinder Head, Valves, Cams* [online]. 2014 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/itm/2010-2013-Honda-CRF250R-Engine-Cylinder-Head-Valves-Cams-CRF250-CRF-250R-OEM-/161451893054?pt=Motorcycles_Parts_Accessories&fits=Model%3ACRF250R&hash=item259748613e&vxp=mtr>.
- [11] Ebay. *Hot Rods Connecting Rod Kit* [online]. 2014 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/itm/Hot-Rods-Connecting-Rod-Kit-HotRods-8616/221576705934?_trksid=p2047675.c100005.m1851&_trkparms=aid%3D222007%26algo%3DSIC.MBE%26ao%3D1%26asc%3D27538%26meid%3D216c2107e1be4a1a8d>.



85d76277d8aa8a%26pid%3D100005%26prg%3D11353%26rk%3D1%26rkt%3D6%26sd%3D161462685614&rt=nc>.

- [12] MotoToro.com. *CRF250R 2012 CRF250RC Crankshaft* [online]. 2014 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.mototoro.com/search.aspx?f_model=CRF250R&f_yearandmodel=2012%20CRF250RC&f_bike_section=Crankshaft>.
- [13] Ebay. *Cylinder Works Standard Bore Honda CRF250R* [online]. 2014 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.ebay.com.au/itm/Cylinder-Works-Standard-Bore-Honda-CRF250R-10-12-/301271289274?pt=Motorcycles_Parts_Accessories&fits=Year%3A2012|Make%3AHonda&hash=item46252b0dba>.
- [14] Onlineracingspares. *Honda CRF250R 2012-2014 Air4orce* [online]. 2014 [citováno 2014-11-11]. Dostupné z: <http://www.google.cz/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fwww.onlineracingspares.com.au%2Fassets%2Ffull%2FMT-A4-HON25B-K.jpg&imgrefurl=http%3A%2F%2Fwww.onlineracingspares.com.au%2Fp%2Fhonda-crf250r-2012-2014-air4orce-v-force-intake-bo%2FMT-A4-HON25B-K&h=600&w=600&tbnid=4CcfV_SGKbgjTM%3A&zoom=1&docid=BB6zXKbeGDoIpM&itg=1&ei=-jReVJ7zB8LXPcWDgKAP&tbm=isch&client=firefox-a&ved=0CCYQMygGMAY&iact=rc&uact=3&dur=387&page=1&start=0&ndsp=49>.
- [15] NSF250R. *Press information* [online]. 2011 [citováno 2014-11-09]. Dostupné z: <<http://www.scribd.com/doc/56937922/NSF250R-PRESS-INFORMATION>>.
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1. vyd. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] Rausher, J. *Spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.
- [18] SKF. *Product* [online]. 2015 [citováno 2015-06-26]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/group/products/index.html>>.
- [19] FIM, *Technical Rules Motocross 2014* [online]. 2014 [citováno 2014-01-23]. Dostupné z: <<http://www.fim-live.com/en/>>.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

s_e	[mm]	dráha pístu excentrického mechanismu
l	[mm]	délka ojnice
r	[mm]	poloměr kliky
e	[mm]	zvolená excentricita
λ	[-]	klikový poměr
λ_e	[-]	excentrický poměr
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
v_e	[mm·s ⁻¹]	rychlost pístu
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost klikového hřídele
a_e	[mm·s ⁻¹]	zrychlení pístu
m_1	[kg]	hmotnost prvního vyvažovacího bodu
m_0	[kg]	hmotnost těžiště
b	[mm]	vzdálenost druhého vyvažovacího bodu od těžiště
m_2	[kg]	hmotnost prvního vyvažovacího bodu
d	[mm]	vzdálenost prvního vyvažovacího bodu od těžiště
m_{vr}	[kg]	hmotnost vývažku
m_{rc}	[kg]	hmotnost všech rotujících částic
r_T	[mm]	poloha těžiště redukovaného klikového hřídele
r_v	[mm]	poloměr těžiště vývažku
F_{sl}	[N]	setrvačná síla vývažku
F_{vl}	[N]	odstředivá síla vývažku
m_{vp}	[kg]	hmotnost vyvážení
m_{pk}	[kg]	hmotnost posuvných hmot ojnice a pístní skupiny
L_{10h}	[h]	životnost ložiska
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
P	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska
p	[-]	exponent typu ložiska (10/3)
n	[ot·min ⁻¹]	otáčky vnitřního kroužku