

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Čtyřdobý jednoválcový motor pro motocykl třídy MX1

Autor: Bc. Filip VASILEČKO
Vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.

Akademický rok 2013/2014

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip VASILEČKO**
Osobní číslo: **S12N0085P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Čtyřdobý jednoválcový motor pro motocykl třídy MX1**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Na základě předběžného výpočtu navrhnete hlavní parametry čtyřdobého jednoválcového kapalinou chlazeného motoru závodního motocyklu o zdvihovém objemu do 450cm³ dle pravidel třídy MX1. Navrhnete motor v prostředí CAD, spojku a převodovku zpracujte pouze schematicky. Vypracujte výkres sestavy motoru, kde uveďte pouze hlavní a přípojně rozměry.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Pravidla MX1
2. Rešerše používaných motorů
3. Předběžný výpočet
4. Konstrukční návrh
5. Ověření základních parametrů motoru

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

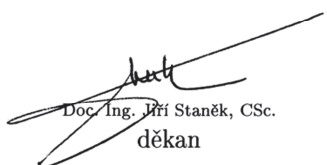
HOSNEDL,S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra I. Praha: Computer-Press, 1999

HOSNEDL,S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra II. Praha: Computer-Press, 2000

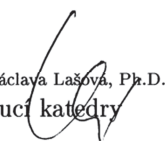
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Michalec**
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašova, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Petrovi Michalcovi za velice užitečné profesionální rady a za čas strávený konzultacemi při tvorbě této diplomové práce.

Dále děkuji Ing. Martinovi Molcarovi za poskytnutí podkladů a informací o stávajících motorech.

Děkuji Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. za skvělé vedení při vytváření této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vasilečko	Jméno Filip
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Čtyřdobý jednoválcový motor pro motocykl třídy MX1	

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODE- VZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	71	TEXTOVÁ ČÁST	66	GRAFICKÁ ČÁST	5
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce byla zaměřena na návrh konceptu závodního motoru pro třídu MX1. Byly popsány pravidla pro tuto třídu a uveden přehled používaných motorů s popisem konstrukčního řešení. Byl navržen vlastní koncept a popsány jeho součásti.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ PO- JMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	design, CAD, počítačová simulace, MX1

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Vasilečko	Name Filip
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Four-Stroke Single Cylinder Engine for Motorcycle of MX1 Class	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	71	TEXT PART	66	GRAPHICAL PART	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis was focused on the concept design of racing engine for MX1 class. Rules of MX1 and technical design of regular used engines were described. The concept of designed engine and its components were also described.
KEY WORDS	design, CAD, computer simulation, MX1

Obsah

Obsah	1
Seznam obrázků	3
Seznam grafů	4
Seznam tabulek	4
1 Úvod.....	5
2 Pravidla MX1	6
2.1 Všeobecné specifikace	6
2.2 Hmotnost	6
2.3 Konstrukce	6
2.3.1 Rám	6
2.3.2 Stupačky.....	6
2.3.3 Blatníky.....	7
2.3.4 Řídítka.....	8
2.4 Kontrola hluku.....	8
2.4.1 Metoda 2m max.	8
3 Rešerše používaných motorů	9
3.1 Suzuki RM-Z 450.....	9
3.2 Honda CRF 450R.....	11
3.3 Kawasaki KX 450F	13
3.4 Yamaha YZ 450F	15
3.5 KTM 450 SX-F	17
3.6 Husqvarna FC 450.....	19
3.7 VM MX 450	20
3.8 Beneli 450	21
3.9 Aprilia MXV 450	22
4 Předběžný výpočet	23
4.1 Stanovení hlavních rozměrů motoru	23
4.2 Kompresní poměr.....	24
4.3 Návrh průměru závrtných šroubů.....	24
5 Konstruktivní návrh.....	25
5.1 Klikový mechanismu.....	26
5.1.1 Píst.....	26
5.1.2 Pístní čep.....	28
5.1.3 Těsnící pístní kroužek	28
5.1.4 Stírací kroužek	28
5.1.5 Ojnice.....	28
5.1.6 Ojniční ložisko	29
5.1.7 Klikový čep.....	30
5.1.8 Klikový hřídel	30
5.2 Rozvodový mechanismus.....	31
5.2.1 Vačkové hřídele	32
5.2.2 Ventily.....	33

5.2.3	Zámky ventilů	33
5.2.4	Sedla ventilů.....	34
5.2.5	Vodítka ventilů.....	34
5.2.6	Přenos síly z ventilové pružiny na ventil	34
5.2.7	Řetězová kola.....	35
5.2.8	Vodítka rozvodového řetězu	35
5.2.9	Vyvažovací hřídel	36
5.3	Válec.....	37
5.3.1	Jádro vodního prostoru válce	38
5.4	Hlava válce.....	38
5.4.1	Jádro spalovacího prostoru	38
5.4.2	Jádro vodního prostoru hlavy.....	39
5.4.3	Sací a výfukové kanály	41
5.4.4	Víka vačkových hřídelů	42
5.4.5	Připojení sacího potrubí a výfuku	42
5.5	Víko hlavy válce.....	44
5.6	Mazací soustava motoru.....	44
5.7	Chladicí soustava motoru	46
5.7.1	Vodní čerpadlo	47
5.8	Spojka.....	47
5.9	Skříň motoru a převodovky.....	48
5.10	Převodovka.....	48
5.11	Návrh rozvodového převodu.....	48
5.11.1	Varianta 1	48
5.11.2	Varianta 2.....	49
5.12	Rozvodový řetěz.....	49
5.13	Výpočet řetězového kola.....	50
5.13.1	Hnací kolo	50
5.13.2	Hnané kolo	51
5.14	Vyvážení klikového mechanismu	51
5.14.1	Vyvážení setrvačných sil rotačních hmot	52
5.14.2	Vyvážení setrvačných sil posuvných hmot.....	53
6	Ověření základních parametrů motoru.....	55
6.1	Pevnostní výpočet ojnice.....	55
6.1.1	Předpoklady výpočtu	55
6.1.2	Schéma klikového mechanismu.....	55
6.1.3	Výsledky	57
6.2	Pevnostní výpočet pístu.....	58
6.2.1	Pevnostní výpočet dna pístu.....	58
6.2.2	Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice	60
6.2.3	Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	62

6.2.4	Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice.....	63
7	Závěr	64
8	Literatura.....	65
9	Seznam příloh	66

Seznam obrázků

Obr. 2.1	- Limity konstrukce.....	7
Obr. 2.2	- Přesah zadního kola.....	7
Obr. 2.3	- Šířka řídítek	8
Obr. 2.4	- Schéma metody 2m max.	8
Obr. 3.1	- Suzuki RM-Z 450 (2014) zprava [2].....	9
Obr. 3.2	- Motor Suzuki RM-Z 450 (2014) [2].....	10
Obr. 3.3	- Honda CRF 450R (2014) zprava [20].....	11
Obr.3.4	- Řez motorem Honda CRF 450R(2010) [4].....	12
Obr.3.5	- Kawasaki KX 450F (2014) zprava [5].....	13
Obr.3.6	- Yamaha YZ 450F (2014) zprava [6].....	15
Obr.3.7	- Řez motorem Yamaha YZ 450F (2013) [7].....	16
Obr.3.8	- KTM SX-F 450 (2014) zprava [8].....	17
Obr.3.9	- Motor KTM SX-F 450 (2014) [8].....	18
Obr.3.10	- HusqvarnaFC 450 (2014) zprava [9].....	19
Obr.3.11	- motor Husqvarna FC 450 (2014) [9].....	19
Obr.3.12	- VM MX 450 (2013) zprava [10].....	20
Obr.3.13	- Beneli 450 (2007) zprava a zleva [11].....	21
Obr.3.14	- Aprilia MXV 450 (2009) zprava [12],motor Aprilia (2011) zprava [13].....	22
Obr. 5.1	- Navržený motor v rámu motocyklu pohled zprava.....	25
Obr. 5.2	- Navržený motor v rámu motocyklu pohled zprava.....	25
Obr. 5.3	- Klikový mechanismus	26
Obr. 5.4	- Píst pohled ze spodu.....	27
Obr. 5.5	- Píst pohled z boku	27
Obr.5.6	- Řez podsestavou pístu	28
Obr.5.7	- Ojnice	29
Obr.5.8	- Klikový čep	30
Obr. 5.9	- Kliková hřídel.....	30
Obr.5.10	- Rozvodový mechanismus.....	31
Obr. 5.11	- Sací vačková hřídel	32
Obr. 5.12	- Výfuková vačková hřídel	32
Obr.5.13	- Ventily.....	33
Obr.5.14	- Sedla ventilů	34
Obr. 5.15	- Vodítko ventilu.....	34
Obr. 5.16	- Uložení ventilu	34
Obr. 5.17	- Hnací kolo řetězového převodu.....	35
Obr. 5.18	- Vložené kolo rozvodového mechanismu	35
Obr. 5.19	- Vodítka řetězu	36
Obr. 5.20	- Vyvažovací hřídel.....	36
Obr. 5.21	- Válec.....	37
Obr. 5.22	- Podélný řez válcem	37
Obr. 5.23	- Jádru vodního prostoru válce	38
Obr. 5.24	- Jádru spalovacího prostoru.....	39
Obr. 5.25	- Pohled do spalovacího prostoru	39

Obr. 5.26 - Jádru vodního prostoru hlavy válce pohled shora	40
Obr. 5.27 - Jádru vodního prostoru řez	40
Obr. 5.28 - Jádru vodního prostoru hlavy válce pohled zdola	41
Obr. 5.29 - Sací a výfukové kanály	41
Obr. 5.30 - Klemy vačkových hřídelů	42
Obr. 5.31 - Pohled do sacího kanálu	43
Obr. 5.32 - Pohled do výfukového kanálu	43
Obr. 5.33 - Hlava válce pohled shora	43
Obr. 5.34 - Víčko hlavy válců	44
Obr. 5.35 - Mazací systém motoru	45
Obr. 5.36 - Chladicí systém motoru	46
Obr. 5.37 - Vodní čerpadlo	47
Obr. 5.38 - Spojka	47
Obr. 5.39 - Rozložení hřídelí motoru	48
Obr. 5.40 - Rozměry řetězového kola	50
Obr. 5.41 - Schéma vyvážení rotačních hmot	52
Obr. 5.42 - Schéma vyvážení posuvných hmot	53
Obr. 6.1 - Síly působící v klikovém mechanismu [18]	55
Obr. 6.2 - Na ojnicí vytvořena síť	56
Obr. 6.3 - Výsledky výpočtu, poloha max. vazeb. účinku mezi klikovým čepem a ojnicí	57
Obr. 6.4 - Výsledky výpočtu, poloha max. ohybového momentu	57
Obr. 6.5 - Zatížení dna pístu a jeho náhradní výpočtový model	58
Obr. 6.6 - Základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu	60
Obr. 6.7 - Prutový model pístního čepu	60
Obr. 6.8 - rozměry oka ojnice	63

Seznam grafů

Graf 3.1 - Průběh krouticího momentu a výkonu Suzuki RM-Z 450 (2014) [3]	10
Graf 3.2 - Průběh krouticího momentu a výkonu Honda CRF 450R(2014) [3]	12
Graf 3.3 - Průběh krouticího momentu a výkonu Kawasaki KX 450F (2014) [3]	14
Graf 3.4 - Průběh krouticího momentu a výkonu Yamaha YZ 450F (2014) [3]	16

Seznam tabulek

Tab.1.1 - Přehled motokrosových kubatur	5
Tab.3.1 - Technické parametry RM-Z 450 (2014)	9
Tab. 3.2 - Technické parametry Honda CRF 450R (2014)	11
Tab.3.3 - Technické parametry KX 450F (2014)	13
Tab.3.4 - Technické parametry YZ 450F (2014)	15
Tab.3.5 - Technické parametry SX-F 450 (2014)	17
Tab.3.6 - Technické parametry FC 450 (2014)	19
Tab.3.7 - Technické parametry MX 450 (2014)	20
Tab.3.8 - Technické parametry Beneli 450	21
Tab.3.9 - Technické parametry MXV 450 (2014)	22
Tab.5.1 - Ojnicí ložiska NTN	29
Tab.5.2 - Zámky ventilů	33
Tab.5.3 - Tiché řetězy DID	49
Tab.6.1 - Parametry	55
Tab.6.2 - Výstupy	56

1 Úvod

Motokrosová motorky se vyrábějí v různých kubaturách od 50ccm do 650ccm. Motory 50ccm se vyrábějí převážně s automatickou převodovkou, zatímco motory o zdvihovém objemu 65ccm a vyšším mají převodovku manuální. V Tab.1.1 - Přehled motokrosových kubatur je uveden přehled používaných motorů a věk jezdců v jednotlivých kubaturách.

Tab.1.1 - Přehled motokrosových kubatur

Kubatura	Zdvihový objem 2T [cm ³]	Zdvihový objem 4T [cm ³]	Věk
50	do 50	nevyrábí se	7-9
65	od 50 do 65	nevyrábí se	7-13
85	od 66 do 85	od 75 do 150	11-15
MX2	od 100 do 125	od 175 do 250	od 15
MX1	od 175 do 250	od 290 do 450	od 16
MX3	od 175 do 500	od 290 do 650	od 16

Tato diplomová práce se zabývá motory třídy MX1. MX1 je třída, ve které startují ti nejlepší motokrosoví jezdci a je nejpoblárnější třídou.

Historie se znovu opakuje. V této třídě se již v 60. letech odehrál souboj mezi dvoudobými a čtyřdobými motory. Tenkrát dvoudobé motory vytlačily čtyřdobé. Kolem roku 1996 Yamaha začala vyvíjet YZ400.

Postupně dvoutaktní motory byly vytlačovány motory čtyřdobými. Ze začátku používání čtyřdobých motorů nebyly tyto motory dosti spolehlivé. Velkou výhodou čtyřdobých motorů je jejich plynulejší průběh výkonu a krouticího momentu. Dvoudobé motory dosahují požadovaného výkonu až při vysokých otáčkách. Díky vývoji nových technologií a kvalitnějších materiálů se čtyřdobé motory zdokonalily a dnes už, až na pár výjimek, skoro vytlačily motory dvoudobé. Trendem posledních několika let je nepřímé vstřikování paliva, které ještě více zlepšuje výkon a krouticí moment v celém spektru otáček motoru a ještě k tomu dosahuje příznivějších hodnot emisních plynů.

Čtyřdobé motory za posledních pár let prošly dramatickým vývojem, za to dvoudobý motor skoro žádným. Problémem jsou finance. Na vývoj dvoudobých motorů nezbývají peníze. Každá firma raději investuje do vývoje čtyřdobých motorů, protože poznatky mohou uplatnit i jinde než jen v terénu.

U dvoudobého motoru se ještě pořádně nezačalo pracovat s elektronikou. Až se bude ve dvoudobých motorech používat vstřikování paliva, mohl by se tento typ motoru vrátit zpět do popředí.

2 Pravidla MX1

Informace a obrázky v této kapitole byly čerpány z [1].

2.1 Všeobecné specifikace

Motocykly třídy MX1 patří do kategorie I., skupiny A. Tyto motocykly mohou mít dvoudobé motory o zdvihovém objemu od 175 cm³ do 250 cm³ a čtyřdobé motory o zdvihovém objemu od 290 cm³ do 450 cm³. Třída MX1 je nejuznávanější třídou motokrosových závodů. Tato třída se od roku 2014 přejmenuje na MXGP. V této třídě mohou startovat jezdci od 16 ti let.

2.2 Hmotnost

Minimální hmotnost pro dvoudobé motory je 98 kg a pro čtyřdobé motory 99 kg. S hmotností je úzce spojené pravidlo zákazu používání titanových slitin na výrobu rámu přední vidlice, kyvné vidlice, osy kyvné vidlice a os kol. Povolen je pouze na šrouby a matice.

2.3 Konstrukce

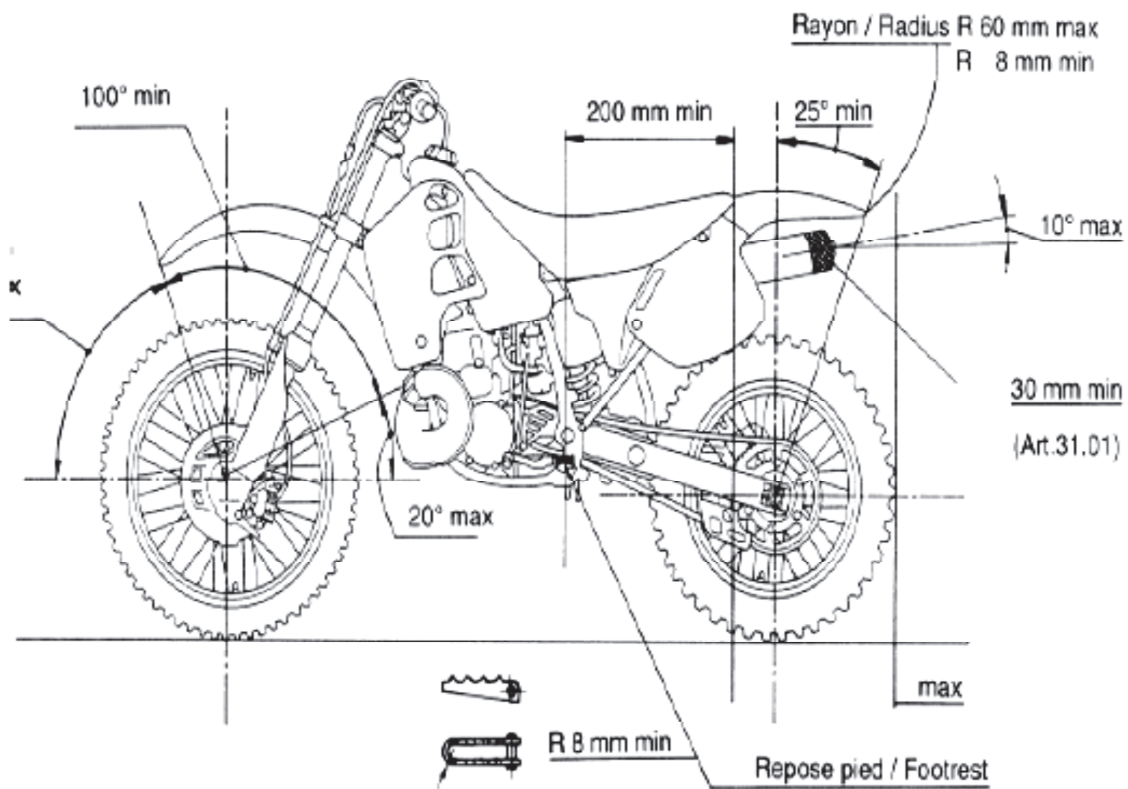
Jestliže motocykl vyhovuje požadavkům předpisů FIM (International Motorcycling Federation), zvláštním ustanovením, jakož i určitým specifikovaným podmínkám, které může FIM požadovat pro určité podniky, neexistují žádná omezení, pokud jde o značku, konstrukci nebo druh motocyklu, používaného při mezinárodních podnicích. Všechny motocykly skupiny A musí být konstruovány takovým způsobem, aby byly plně ovladatelné jezdcem.

2.3.1 Rám

Rám je struktura nebo struktury použité pro spojení mechanismu řízení, umístěného v přední části motocyklu, s blokem motoru a převodovky a se všemi částmi tvořícími zadní pérování.

2.3.2 Stupačky

Stupačky mohou být sklopné, ale musí být opatřené zařízením, které je samočinně vrátí do normální polohy. Jestliže stupačky nejsou sklopné, musí být na konci stupačky integrální kryt zaoblený poloměrem nejméně 8 mm (viz Obr. 2.1).

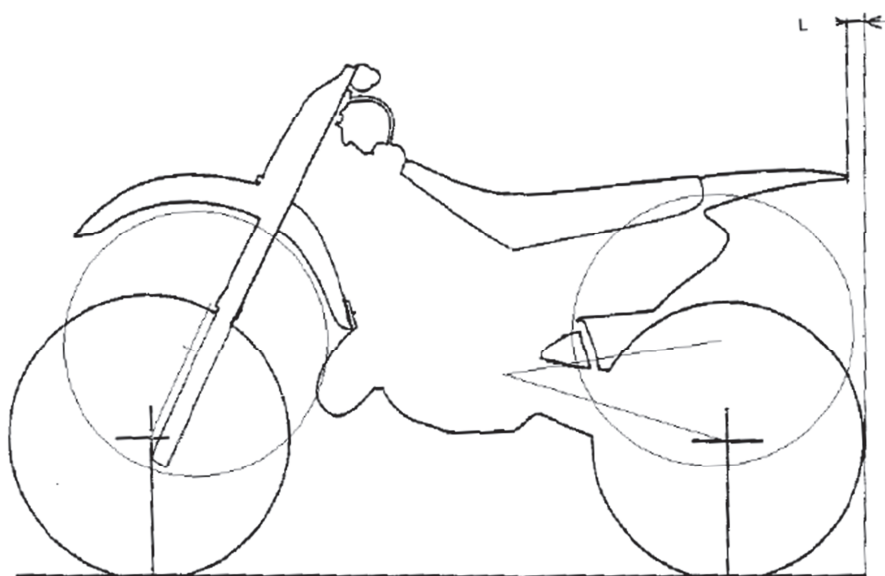


Obr. 2.1 - Limity konstrukce

2.3.3 Blatníky

Přední blatník musí krýt přední kolo v dostatečném úhlu, aby zajistil dostatečnou ochranu jezdce před odletujícím blátem (viz Obr. 2.2).

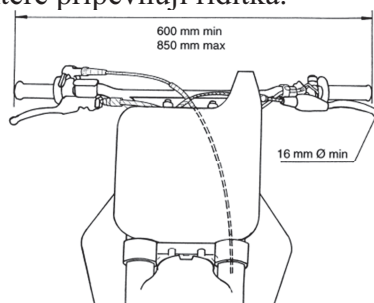
Zadní blatník nesmí překročit směrem dopředu 130 mm od svislé čáry vedené vertikálně s koncem zadního kola a to v jakémkoli místě pro pružení zadního kola (viz Obr. 2.2).



Obr. 2.2 - Přesah zadního kola

2.3.4 Řídítka

Šířka řídítek (sólo a sajdkáry) je min. 600 mm a max. 850 mm. Příčné spojení řídítek (hrazdička) musí být pokryto ochranným návlekm. Pokud není příčné spojení řídítek, musí být zakryty i středové svorky, které připevňují řídítka.



Obr. 2.3 - Šířka řídítek

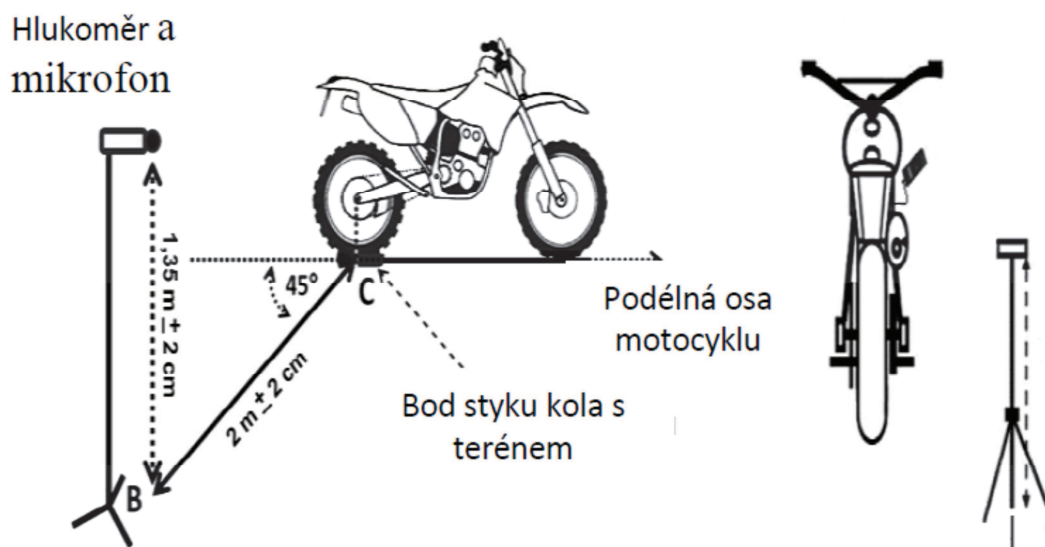
2.4 Kontrola hluku

Během testu by neměl okolní hluk přesáhnout 116 dB/A v okruhu 2 metrů od mikrofonu hlukoměru, hladina akustického tlaku pro motory s více než jedním tlumičem se bude měřit na každém výfuku. Během hlukové zkoušky může jezdec zaujmout normální pozici jako při jízdě. Nikdo další nemůže ovlivňovat měření. Motocykl, který není v souladu se stanovenými limity, může být kontrolován opakovaně. Tyto tlumiče budou po kontrole označeny a není dovoleno je měnit s výjimkou jakéhokoliv náhradního tlumiče, který byl zkontrolován a označen. Tlumiče jsou označeny, jakmile projdou úspěšně hlukovou zkouškou. Konec (otevření)tlumiče musí zůstat v takovém stavu, v jakém prošel kontrolou a byl označen. Tlumiče vybavené adaptéry, jejichž cílem je snížení hladiny hluku, musí být trvale namontovány.

2.4.1 Metoda 2m max.

Hlukoměr je umístěn od motocyklu 2m (viz Obr. 2.4).

Limit hluku pro všechny typy motorů je před závodem 116 dB a po závodě 117dB s tolerancí +1dB.



Obr. 2.4 - Schéma metody 2m max.

3 Rešerše používaných motorů

3.1 Suzuki RM-Z 450

Tab.3.1 - Technické parametry RM-Z 450 (2014)

Typ motoru	449cc, kapalinou chlazený
Vrtání	96mm
Zdvih	62,1mm
Kompresní poměr	12,5:1
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motoru	113 Kg
Cena	171 000 Kč

Suzuki používá dvě vačkové hřídele, které jsou uloženy na jednom kuličkovém a druhém kluzném ložisku. Vačkové hřídele ovládají ventily přes hrníčková zdvihátka. Spojení s klikovou hřídelí je řešeno pomocí zubového řetězu. Řetěz je napínán automatickým napínacím mechanismem.

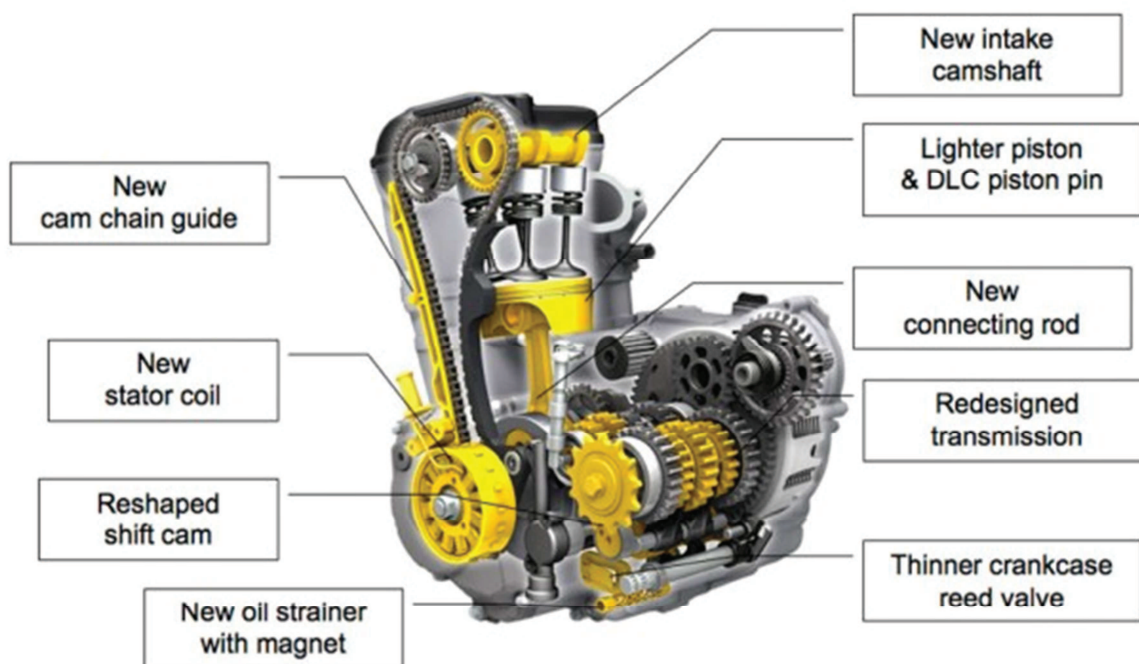
Motor nemá vyvažovací hřídel.

Kliková hřídel je rozebíratelná na všech motorech tohoto typu. Ojnice je jednodílná a uložena na jehličkovém ložisku. Součástí levé poloviny klikové hřídele je řetězové kolo pro rozvod, které není vyměnitelné.



Obr. 3.1 - Suzuki RM-Z 450 (2014) zprava [2]

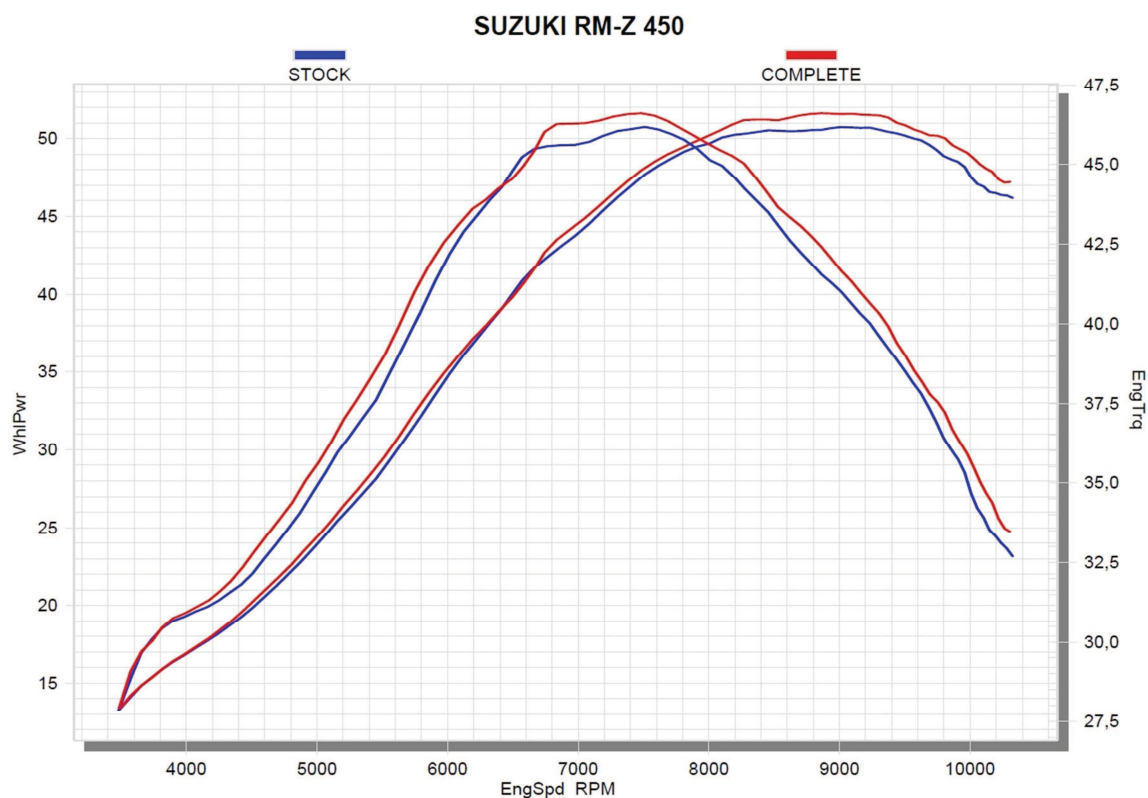
Mazání zajišťují dvě čerpadla spojená a poháněná přes vložené kolo. První čerpadlo čerpá olej z převodové skříně do olejového filtru. Poté je rozváděn do klikové hřídele pro mazání ojničního ložiska, dále do trysky na ostřík dna pístu a také nahoru do hlavy válce pro mazání vačkových hřídelů, atd. Olej se opět shromažďuje ve spodní levé části motoru, odkud je druhým čerpadlem čerpán a veden k mazání převodovky.



Obr. 3.2 - Motor Suzuki RM-Z 450 (2014) [2]

Obr. 3.2 ukazuje náhled na jednotlivé komponenty motoru a odlišnosti od modelu 2013, které jsou znázorněny žlutou barvou. Suzuki modifikovala 2. až 4. převodový stupeň a řadící stromeček pro plynulejší průběh řazení. Dále udělala nové síto olejového čerpadla a přidala do tohoto síta magnet pro zachycování feromagnetických částic v oleji. Odlehčili píst a pístní čep a předělali ojnici, aby snížili setrvačné hmoty. Změnili také tvar vačkové hřídele sacích ventilů, pro lepší průběh výkonu motoru.

Motor dosahuje největšího krouticího momentu v porovnání s konkurenčními motory.



Graf 3.1 - Průběh krouticího momentu a výkonu Suzuki RM-Z 450 (2014) [3]

3.2 Honda CRF 450R

Tab. 3.2 - Technické parametry Honda CRF 450R (2014)

Typ motoru	449cc, kapalinou chlazený
Vrtání	96mm
Zdvih	62,1mm
Kompresní poměr	12,5:1
Rozvod	SOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	110,3 Kg
Cena	189 000 Kč

Honda využívá oddělenou olejovou skříň. Má oddělený olej pro motor a spojku s převodovkou. Typ oleje se používá pro obě náplně stejný. Výhodou odděleného oleje je, že olej pro spojku nedosahuje tak vysokých teplot jako olej pro motor a to zajišťuje lepší funkci spojky. Převodovka je mazána ostřikem a motor je mazán tlakovým olejem, který je čerpán olejovým čerpadlem z levé strany motoru a následně rozváděn kanálky na mazací místa. Osa válce je mírně skloněná dopředu.

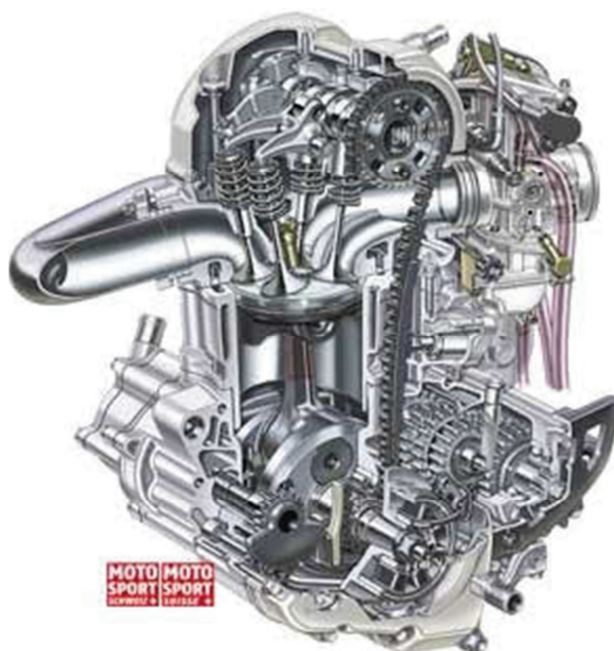
Motocykl pro ovládání ventilů využívá rozvod pouze s jednou vačkovou hřídelí, která přímo přes hrníčkovou zdvihátka ovládá sací ventily a přes vahadlo zajišťuje ovládání výfukových ventilů. Vačková hřídel je uložena na kuličkových ložiscích a je poháněna zubovým řetězem z levé poloviny klikové hřídele.



Obr. 3.3 - Honda CRF 450R (2014) zprava [20]

Vyvažovací hřídel je umístěna před klikovou hřídelí a je poháněna pravou stranou klikové hřídele. Je uložena na dvou ložiscích. Jedno ložisko je kuličkové a druhé válečkové.

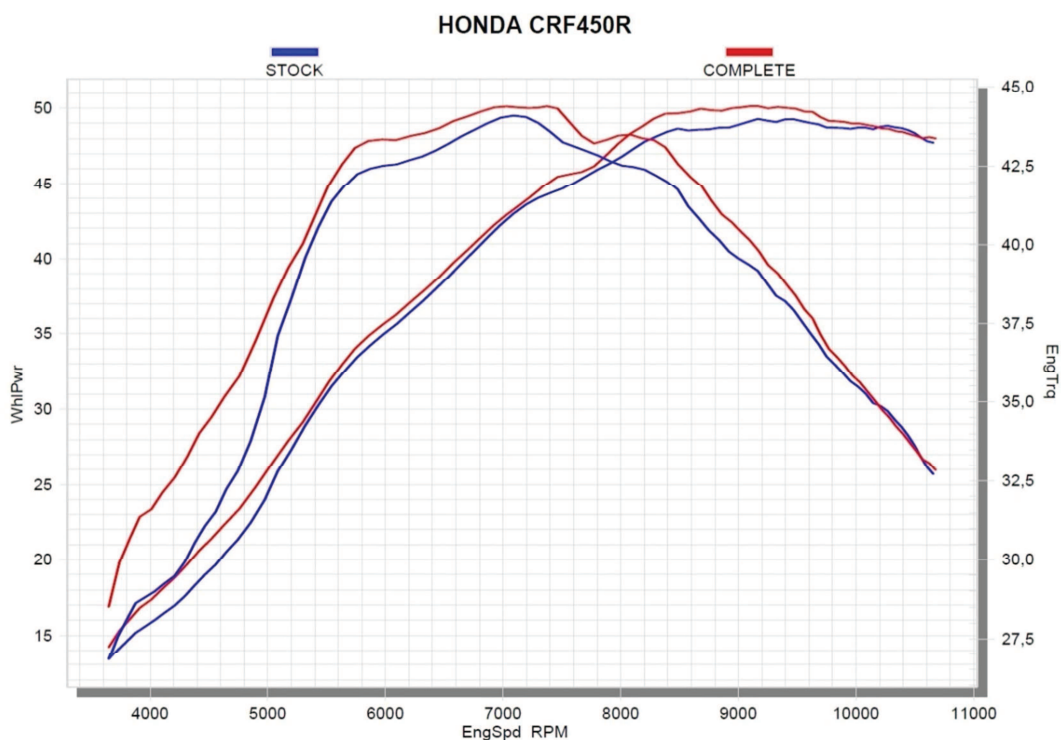
Vodní čerpadlo je poháněno od vyvažovací hřídele a je umístěno v pravém spojkovém víku motoru. Voda proudí z chladiče do čerpadla. Z čerpadla je voda vedena hadicí do válce. Toto řešení není příliš výhodné, jelikož jakékoliv nátrubek pro nasazení hadice je potenciální problém. Při závodě na kamenité trati může odletět kamen a zmiňovaný nátrubek urazit. Z válce voda proudí do hlavy válce a dále je vedena do druhého chladiče.



Obr.3.4 - Řez motorem Honda CRF 450R(2010) [4]

Obr.3.4 znázorňuje řez motoru, kde je možno vidět konstrukční řešení jednotlivých částí motoru a řešení kanálů. Oba kanály, jak výfukový, tak sací, jsou před výstupem z hlavy spojeny do jednoho kanálu.

Výkon ani krouticí moment nedosahuje nejvyšších hodnot v porovnání s konkurencí, ale dosahuje příznivých hodnot již při nižších otáčkách motoru než konkurence.



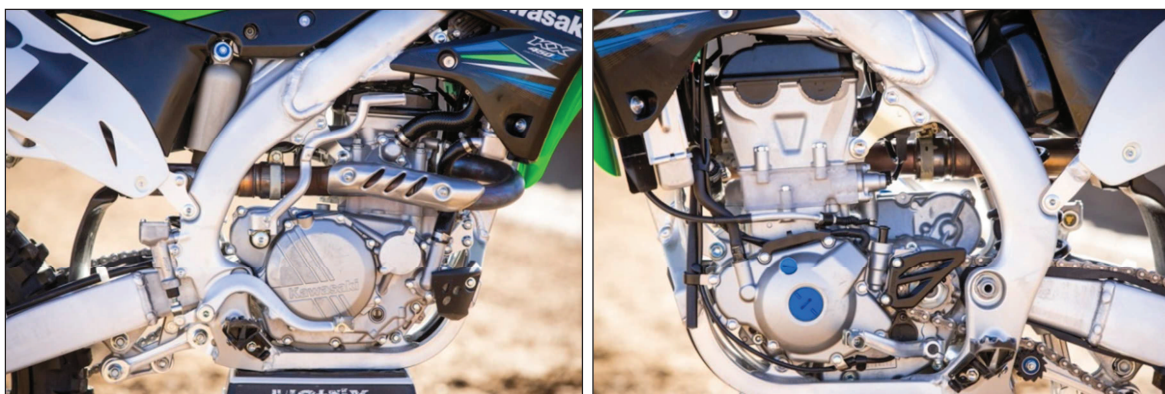
Graf 3.2 - Průběh krouticího momentu a výkonu Honda CRF 450R(2014) [3]

3.3 Kawasaki KX 450F

Tab.3.3 - Technické parametry KX 450F (2014)

Typ motoru	449cc, kapalinou chlazený
Vrtání	96mm
Zdvih	62,1mm
Kompresní poměr	12,5:1
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	112,7 Kg
Cena	170 111 Kč

Kawasaki má osu válce skloněnou dopředu. Jako většina motorů této třídy využívá nepřímé vstřikování paliva, které zaručuje mnohem citlivější regulování výkonu než vytváření směsi karburátorem. Motor má vyvažovací hřídel umístěnou v přední části motoru. Vyvažovací hřídel je poháněna ozubeným kolem z levé poloviny klikové hřídele. Kliková hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiskách. Využívá klasický rozvod DOHC. K pohonu vačkových hřídelů využívá zubový řetěz stejně jako většina motorů této třídy. Řetězové kolo je přímo obrobené na levé straně klikového hřídele.



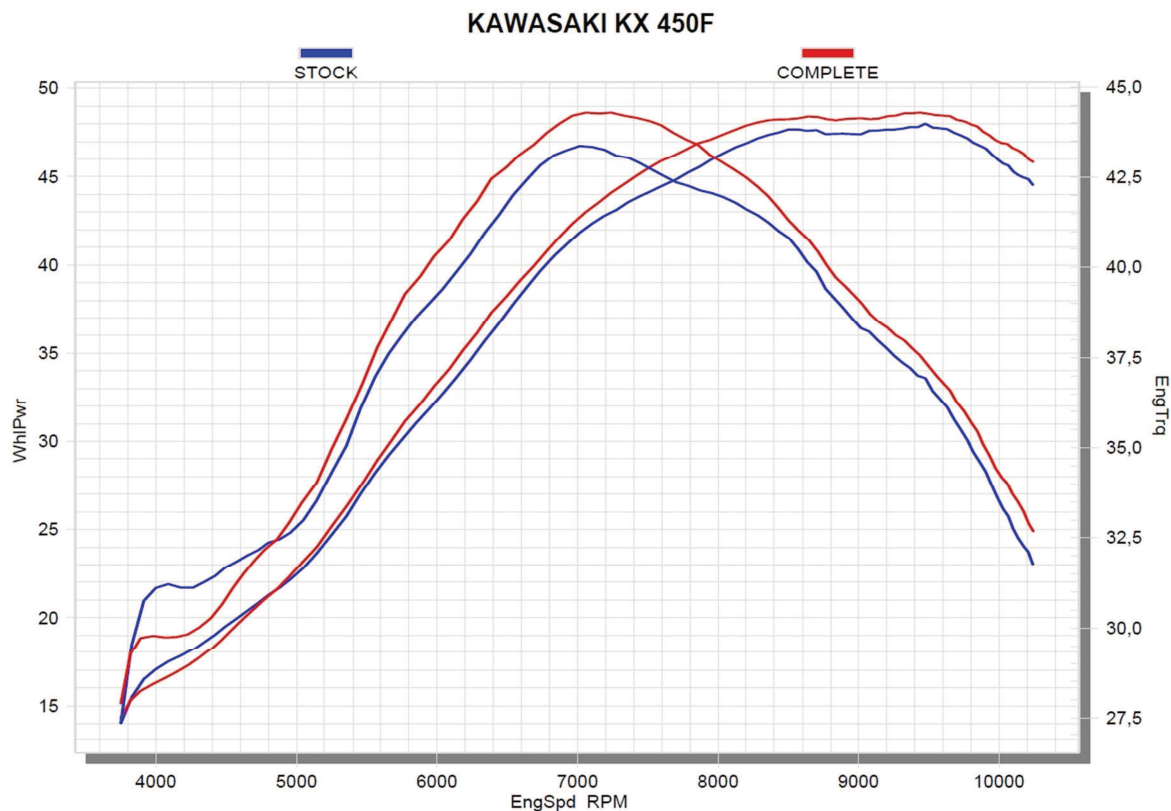
Obr.3.5 - Kawasaki KX 450F (2014) zprava [5]

Pro mazání motoru a převodovky využívá Kawasaki dvě olejová čerpadla. Tyto čerpadla jsou umístěna na jedné hřídeli stejně jako u Suzuki, ale tato hřídel je poháněna od pravé poloviny klikové hřídele pomocí vloženého ozubeného převodu a ne od spojky, jako tomu je u motoru Suzuki. První čerpadlo čerpá olej přes sací koš z převodové skříně a vede olej do papírového filtru umístěného v pravé polovině motoru nad klikovým hřídelem. Dále je z filtru olej veden do klikové hřídele pro mazání ojničního ložiska, dále do trysky na ostřík dna pístu a také do hlavy válce pro mazání vačkových hřídelů, kluzných ložisek a hrníčkových zdvihátek atd. Olej se opět shromažďuje ve spodní levé části motoru. Odtud je druhým čerpadlem čerpán a veden k mazání převodovky.

Kawasaki nedosahuje nejvyšších kroutících momentů ani maximálního výkonu v porovnání s konkurencí. Předností kawasaki je velice plynulý průběh zmiňovaných veličin.

Všechny tyto grafy jsou od firmy akrapovič, která se zabývá výrobou výfuků pro zvýšení výkonu motorů a to nejen motorek.

V grafech jsou vždy zobrazeny dvě barvy modrá, které ukazuje charakteristiky motoru s originálním výfukem. Červená barva znázorňuje charakteristiky s výfukem akrapovič.



Graf 3.3 - Průběh kroutícího momentu a výkonu Kawasaki KX 450F (2014) [3]

3.4 Yamaha YZ 450F

Tab.3.4 - Technické parametry YZ 450F (2014)

Typ motoru	449,7cc, kapalinou chlazený
Vrtání	97mm
Zdvih	60,8mm
Kompresní poměr	12,5:1
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	111,4 Kg
Cena	203 000 Kč

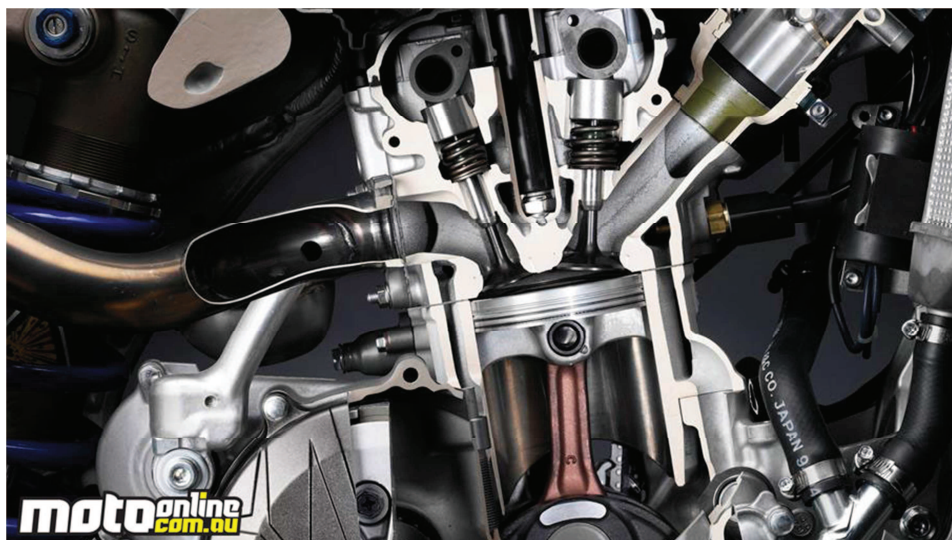
Yamaha vyvinula současně nejvýkonnější motor na trhu. Tento motor má maximální otáčky až 10800 ot/min. Motor má skloněnou osu válce směrem dozadu. Jako jediný motor v této třídě má sání umístěno v přední části a výfuk v zadní části hlavy válce. Jak je možno vidět na Obr.3.6, výfuk je veden okolo celé hlavy válce. V prvním modelu, s otočeným sáním a výfukem, byl řešen výfuk směrem dozadu a pod sedačkou bylo výfukové potrubí namotáno do spirály, aby byla dosažena požadovaná délka výfukového potrubí.



Obr.3.6 - Yamaha YZ 450F (2014) zprava [6]

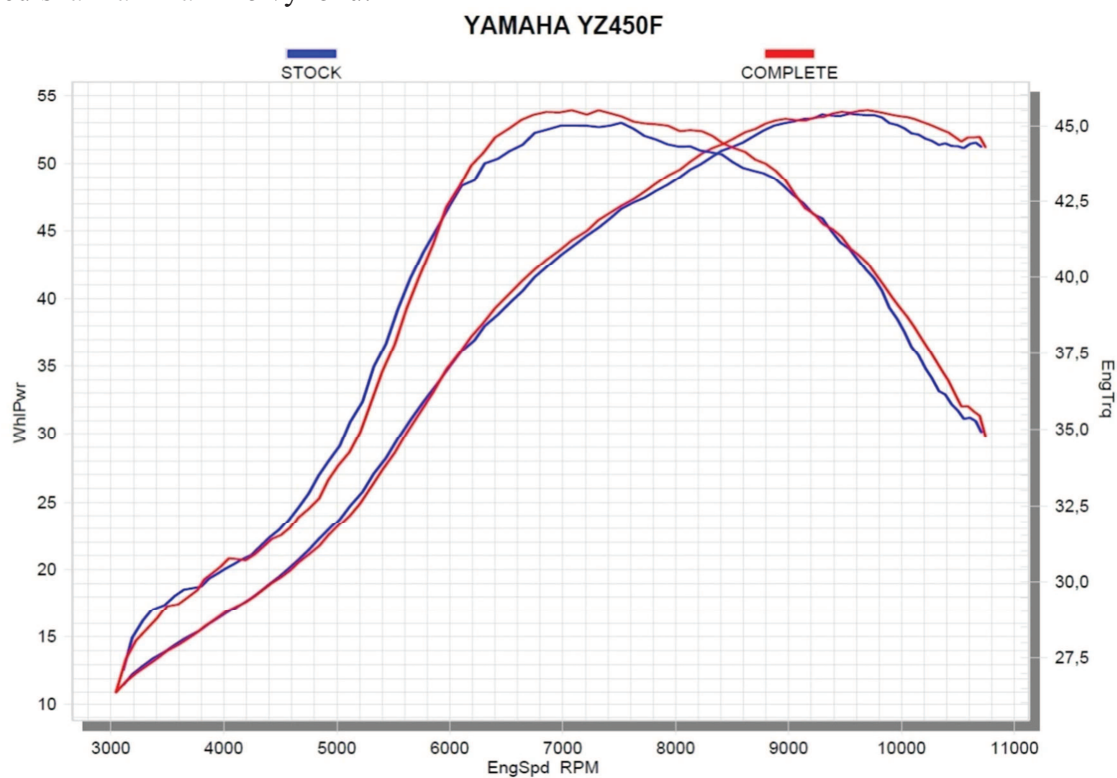
Sání je umístěno vepředu tam, kde u všech ostatních motorek je umístěna nádrž, má Yamaha umístěný vzduchový filtr. Nádrž je umístěna uprostřed pod sedačkou. Tento motor opět pracuje s vyvažovací hřídelí, která je poháněna od levé poloviny klikové hřídele.

Mazání motoru opět zajišťují dvě olejová čerpadla. Motor pracuje se suchou klikovou skříní. To znamená, že olej je čerpán do externí nádrže, která je umístěna v oblasti vyvažovací hřídele. Z této nádrže je poté olej čerpán druhým čerpadlem pro mazání motoru.



Obr.3.7 - Řez motorem Yamaha YZ 450F (2013) [7]

Z porovnání charakteristik motorů je vidět jasná nadvláda YZ 450F nad konkurencí z hlediska maximálního výkonu.



Graf 3.4 - Průběh kroutícího momentu a výkonu Yamaha YZ 450F (2014) [3]

3.5 KTM 450 SX-F

Tab.3.5 - Technické parametry SX-F 450 (2014)

Typ motoru	449,3cc, kapalinou chlazený
Vrtání	95mm
Zdvih	63,4mm
Kompresní poměr	12,6:1
Rozvod	SOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	107,3 Kg
Cena	235 597 Kč

KTM pro rok 2013 kompletně přestavila svůj motor a začala využívat rozvod s jednou krátkou vačkovou hřídelí, která ovládá ventily přes tvarovaná vahadla. Jedná se o podobný princip, který využívá Honda na výfukové ventily, ale KTM využívá toto řešení na výfukové i na sací ventily. Jako všechny předchozí motory i KTM využívá nepřímé vstřikování paliva.



Obr.3.8 - KTM SX-F 450 (2014) zprava [8]

KTM využívá elektrický startér ke startování motoru. Nožní startovací páka úplně zmizela. Elektrický startér je velká výhoda pro jezdce, ale nevýhoda je, že potřebuje zvláštní zdroj elektrické energie (akumulátor), který je samozřejmě váhovou zátěží. Výhoda spočívá v tom, když jezdec při závodech zastaví motor při lehkém pádu v zatáčce, tak startérem okamžitě nastartuje a může pokračovat v závodě bez velkých časových ztrát. Další kladný důvod je opravdu lehké startování. Se startovací pákou startování nebylo vůbec jednoduché, protože tyto motory mají velký kompresní poměr a tím i velký odpor proti protočení motoru. Tento problém částečně řeší dekompresor umístěný na výfukové vačkové hřídeli, která při opravdu malých otáčkách drží výfukové ventily mírně otevřené. Hned po nastartování se vyřadí z funkce. Funguje na principu odstředivé síly.

Na Obr.3.9 je možné vidět motor KTM. Tento motor je dosti odlišný od konkurenčních motorů. Důvodem může být fakt, že předchozí motory pocházejí od japonských výrobců. Zatímco KTM je rakouská firma.



Obr.3.9 - Motor KTM SX-F 450 (2014) [8]

3.6 Husqvarna FC 450

Tab.3.6 - Technické parametry FC 450 (2014)

Typ motoru	449,3cc, kapalinou chlazený
Vrtání	95mm
Zdvih	63,4mm
Kompresní poměr	12,6:1
Rozvod	SOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	107,6 Kg
Cena	226 125 Kč

Husqvarna využívá stejný motor jako KTM pouze mají odlišné barvy krytů hlavy válce, krytu zapalování a krytu spojkového koše.



Obr.3.10 - HusqvarnaFC 450 (2014) zprava [9]

Porovnáním obrázků KTM a Husqvarny je zřejmé, že oba motocykly jsou si velice podobné až skoro stejné. Bohužel fakta o spolupráci KTM a Husqvarny nejsou známa.



Obr.3.11 - motor Husqvarna FC 450 (2014) [9]

3.7 VM MX 450

Tab.3.7 - Technické parametry MX 450 (2014)

Typ motoru	450cc, kapalinou chlazený
Vrtání	98mm
Zdvih	59,8mm
Kompresní poměr	12,9:1
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	6
Pohotovostní hmotnost motorky	107 Kg
Cena	170 000 Kč

Tento motocykl vyrobil pod svou značkou automobilový a motokárový závodník Vladimír Vácha. Motocykl je české výroby. Motor má podobné parametry jako konkurenční motory továrních značek. Má také nepřímé vstřikování paliva, které je programovatelné přes USB port. Spekuluje se o tom, že se bude prodávat jen motor s rámem a budou volitelné komponenty, které si bude jezdec moci sám vybrat podle svých potřeb. Toto doposud žádný jiný prodejce nenabízí.



Obr.3.12 - VM MX 450 (2013) zprava [10]

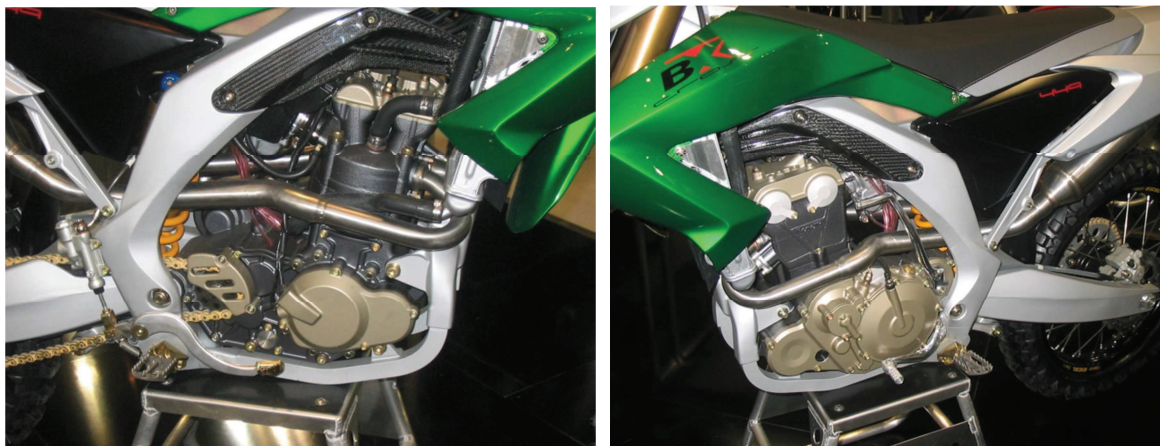
Na obrázcích je vidět motor české produkce. Motorka je novinkou, takže na ohlasy jezdců a zkušenosti mechaniků s motorem je ještě brzy.

3.8 Beneli 450

Tab.3.8 - Technické parametry Beneli 450

Typ motoru	449cc, kapalinou chlazený
Vrtání	98 mm
Zdvih	59,5 mm
Kompresní poměr	12,5:1
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Počet převodových stupňů	5
Pohotovostní hmotnost motorky	108 Kg

Motorka italské výroby se představila roku 2007, ale v dnešní době už o této motorce není žádná informace. Na svou dobu byla konstrukce docela povedená. Jen startovací páka na levé straně motocyklu není obvyklá a ani praktická. Velice mě zaujal design a odlišnost řešení od továrních motocyklů. Odlišností je i použití dvou výfukových potrubí a dvou tlumičů hluku



Obr.3.13 - Beneli 450 (2007) zprava a zleva [11]

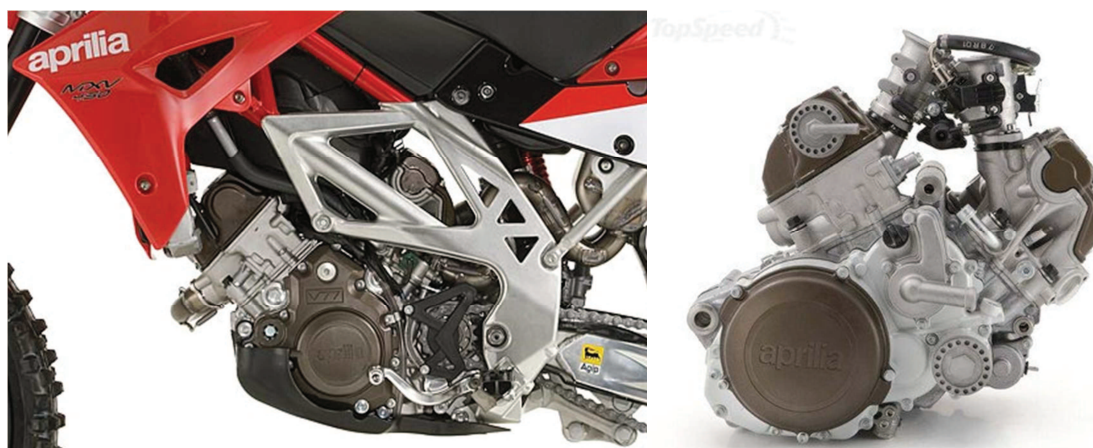
Motor je opět řešen s dvěma vačkovými hřídeli. Motor má vyvažovací hřídel vpředu před klikovou hřídelí.

3.9 Aprilia MXV 450

Tab.3.9 - Technické parametry MXV 450 (2014)

Typ motoru	449cc, kapalinou chlazený
Vrtání	76mm
Zdvih	49,5mm
Kompresní poměr	13:1
Rozvod	OHC/SOHC
Počet ventilů	8
Počet převodových stupňů	4
Pohotovostní hmotnost motorky	104 Kg

Aprilia je jediným zástupcem víceválcového motoru v této třídě. Tyto motorky se účastnily závodů mistrovství světa pouze pár let. Poté tyto závody opustily a v dnešní době jsou využívány pouze jednoválcové motory. Kdo ví, co plánují výrobci do budoucna. Třeba se ještě víceválcového motoru v MX1 dočkáme.



Obr.3.14 - Aprilia MXV 450 (2009) zprava [12], motor Aprilia (2011) zprava [13]

Uvedení výrobci motocyklů nejsou jedinými zástupci na trhu, avšak se jedná o ty nejznámější. Jako další výrobce bych uvedl například Beta 450, Cannondale 450, GasGas 450, Husaberg, TerraModena 450 a i česká Jawa typ 870.

4 Předběžný výpočet

4.1 Stanovení hlavních rozměrů motoru

Dáno:	Celkový zdvihový objem	$V_m = 0.4497 * 10^{-3} m^3$
	Taktnost motoru	$\tau = 0.5$
	Střední efektivní tlak	$p_e = 1.2 * 10^6 Pa$
	Mechanická účinnost	$\eta_m = 0.77$
	Počet válců	$i = 1$

Zdvhový objem jednoho válce

$$V_z = \frac{V_m}{i} = 0.4497 * 10^{-3} m^3$$

Jmenovité otáčky

$$Zvolenon = 9500 \text{ min}^{-1}$$

Efektivní výkon

$$P_e = p_e * V_z * n * \tau * i = 42721.5 \text{ W} = 42,7 \text{ kW}$$

Indikovaný tlak

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m} = 1.558 * 10^6 Pa$$

Litrový výkon

$$P_l = \frac{P_e * 1000}{V_z * i} = 95 \frac{kW}{L}$$

Vrtání válce

$$Zvoleno D = 97 \text{ mm}$$

Zdvih

$$Z = 60.8 \text{ mm}$$

Zdvhový poměr

$$k = \frac{Z}{D} = 0.6268$$

Střední pístová rychlost

$$c_s = 2 * Z * n = 19.253 \frac{m}{s}$$

4.2 Kompresní poměr

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_z}{V_k}$$

$$\varepsilon = \frac{39075 + 449300,5}{39075}$$

$$\varepsilon = 12,5$$

4.3 Návrh průměru závrtných šroubů

Materiál 8.8 mez kluzu=640Mpa

$$\sigma_{dov} = \frac{640}{K} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa}$$

Velikost maximální síly od tlaku plynů stanovím ze vztahu:

$$F_{p,max} = P_{max} * \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$F_{p,max} = 7,8 * \frac{\pi * 97^2}{4} = 57640 \text{ N}$$

Síla v jednom závrtném šroubu:

$$F = \frac{57640}{4} = 14410 \text{ N}$$

$$\sigma_{max} = \frac{F}{S} = \sigma_{dov}$$

$$\frac{F}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \sigma_{dov}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * \sigma_{dov}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 14410}{\pi * 256}}$$

$$d = 8,5 \text{ mm}$$

Volím průměr 10mm

5 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh začal namodelováním rámu motocyklu, pro který byl následně navržen spalovací motor. Rám motocyklu striktně definuje rozměry, do kterých se konstruktér s návrhem motoru musí dostat.



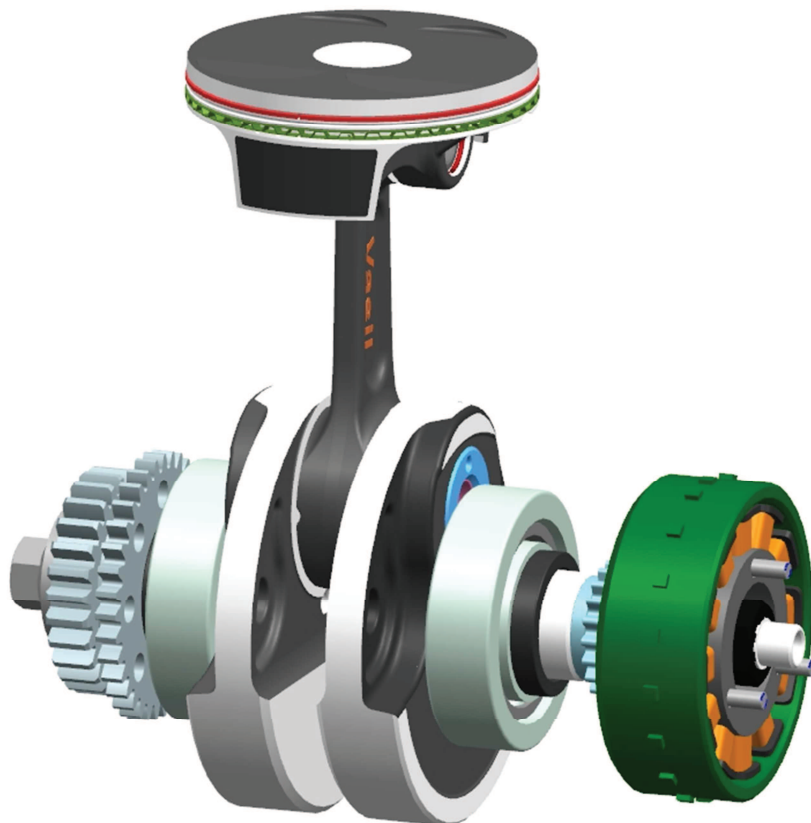
Obr. 5.1 - Navržený motor v rámu motocyklu pohled zprava

V dalších podkapitolách bude postupně popsána konstrukce jednotlivých komponentů motoru.



Obr. 5.2 - Navržený motor v rámu motocyklu pohled zprava

5.1 Klikový mechanismu

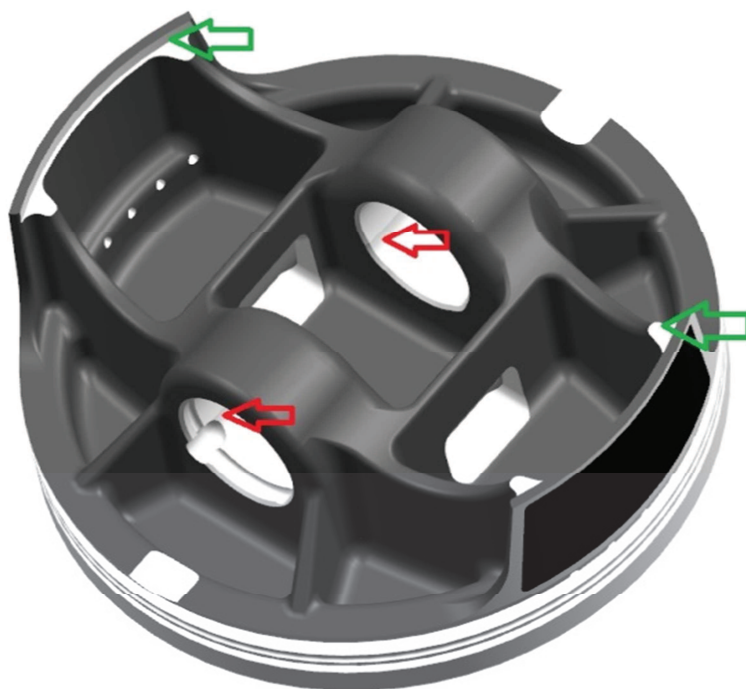


Obr. 5.3 - Klikový mechanismus

5.1.1 Píst

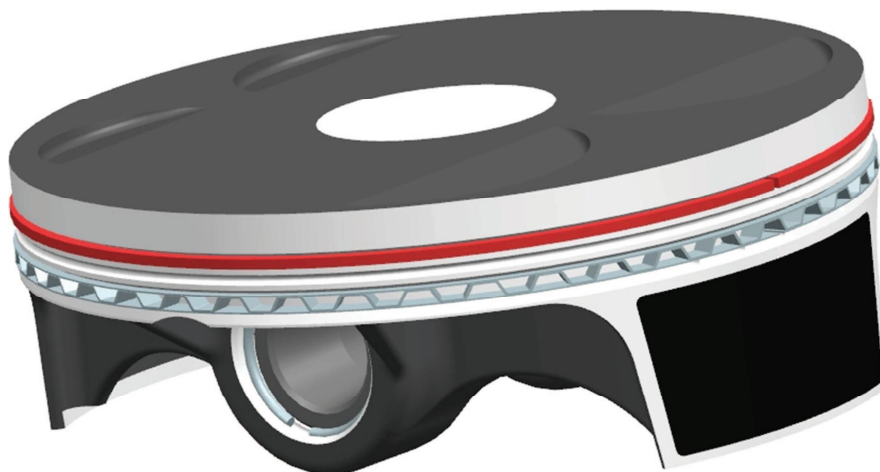
Píst byl navrhnout jako výkovek z hliníkové slitiny 2618A_T6 specifikace viz [14]. Z výkovku je následně obrobena finální tvar pístu. Trendem dnešní doby je vyrábět písty co nejlehčí, ale samozřejmě dostatečně odolné, aby vydržely namáhání, kterému jsou vystaveny. Výšky pístu se oproti dřívějším dobám o mnoho snížily. Důvod je ten, že čím nižší píst, tím se samozřejmě zmenšují jeho rozměry i hmotnost, což je velice žádoucí. Důvod, proč může být snížena výška pístu, je použití kvalitních materiálů s velice malou tepelnou roztažností a následně využít přesnější výroby s menšími vůlemi než u pístů s dlouhým pláštěm.

Píst byl navržen s výstužnými příčnými žebry, které zvyšují tuhost pístu v oblasti pístního čepu. První plocha, která je na výkovku obrobena, je označena zelenými šipkami. Za tuto obrobenou plochu se následně píst upne a obrobí se horní plocha pístu. Poté se vyrobí díra pro pístní čep na hrubo, následuje hrubování pláště. Jako další se vyrobí kapsy pro ventily, které jsou na pístu vytvořeny, aby nemohlo dojít ke kontaktu pístu s ventily. Následuje odfrézování vnitřních žebry a jsou vyvrtány mazací díry o průměru 1,5mm. Další operací je tepelné zpracování pístu. Jako předposlední se obrobí díra pro pístní čep na čisto a mazací drážky pro mazání pístního čepu, které jsou označeny červenými šipkami na Obr. 5.4, kde je vidět pouze jedna, ale k ní je symetricky i druhá na druhé straně. Nakonec se obrobí drážky pro pístní kroužky a finální tvar pláště.



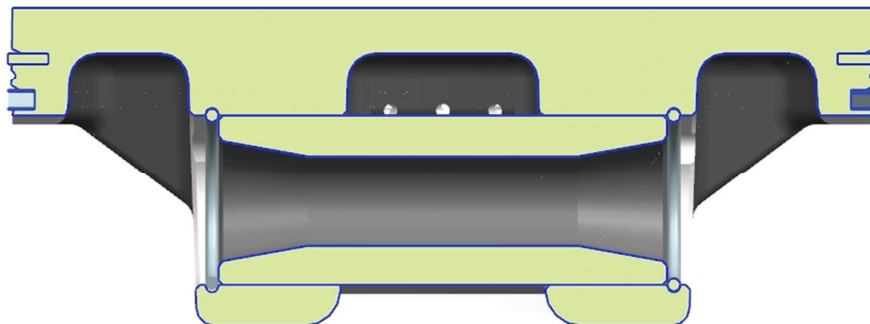
Obr. 5.4 - Píst pohled ze spodu

Mezi těsnícím a stíracím kroužkem je vyrobena expanzní drážka, která slouží ke zvýšení funkčnosti stíracího kroužku. Plyny, které procházejí přes těsnící kroužek v této drážce, expandují a snižují svůj tlak. Na stírací kroužek nepůsobí tak velký tlak, čímž se zlepšuje jeho funkce.



Obr. 5.5 - Píst pohled z boku

Na plášti pístu je nanesen tenký grafitový povlak pro snížení tření. Tloušťka povlaku 0,008-0,015 mm. Tento povlak se nanáší sítotiskem. Výška pláště byla zvolena 34mm. Tloušťka dna pístu je 5mm. Šířka nálitku pro pístní čep je 19mm. Drážka pro těsnící kroužek má výšku 1,2mm a vnitřní průměr 88mm.



Obr.5.6 - Řez podsestavou pístu

5.1.2 Pístní čep

Funkcí pístního čepu je přenášet síly z pístu na ojnici. Pístní čep byl navržen o průměru 19mm. Délka pístního čepu byla navržena 50mm. Řez pístním čepem je znázorněn na Obr.5.6. Pístní čep je dutý pro snížení jeho hmotnosti. Zajištění polohy pístního čepu v pístu je realizováno pojistnými kroužky. Průměr drátu pojistného kroužku je 1,5mm.

5.1.3 Těsnící pístní kroužek

Těsnící kroužek byl navržen o tloušťce 1,2mm. Tento kroužek slouží k těsnění plynů ve spalovacím prostoru. Důležitou funkcí pístního kroužku je také přenos velké části tepla pohlcovaného pístem do stěny válce, která je ochlazována.

5.1.4 Stírací kroužek

Stírací kroužek je složen ze tří dílů viz Obr. 5.5. Jeho celková výška je 2mm

5.1.5 Ojnice

Ojnice je vyráběna kováčím a následně obráběním. Obráběné plochy jsou znázorněny světlou barvou. Do oka ojnice jsou vyvrtány dvě mazací díry o průměru 3mm. Po obvodě oka pro klikový čep jsou vyrobeny 4 mazací drážky.

$$\text{Ojniční poměr } \lambda_o = \frac{L}{r_k} = \frac{104}{30,4} = 3,42$$

Délka ojnice je 104mm. Průměr dosedací plochy pro ložisko klikového čepu je 42mm, šířka ojnice 20mm.

Do oka pro pístní čep je nalisováno bronzové pouzdro, které má tloušťku stěny 1,25mm a vnitřní průměr 19mm.

Zkosení oka pro pístní čep se provádí z důvodu odlehčení ojnice. Tato úprava může být provedena, jelikož horní polovina oka není tak namáhána jako spodní polovina.



Obr.5.7 - Ojnice

5.1.6 Ojniční ložisko

Ojniční ložisko bylo vybráno z katalogu ojničních ložisek firmy NTN. Velikost ložiska je 34x42x19,8mm. Další hodnoty jsou zobrazeny v Tab.5.1

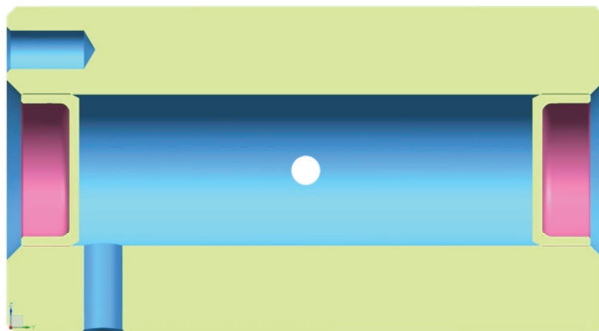
Tab.5.1 - Ojniční ložiska NTN

Boundary dimensions			Basic load ratings				Bearing numbers	Mass kg (approx.)
F_w	E_w	B_c 0.2	dynamic N	static	dynamic kgf	static		
	mm		C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		
28	36	15.8	23 700	30 000	2 410	3 050	PK28×36×15.8X6	0.0310
	37	20.8	32 500	41 500	3 300	4 250	PK28×37×20.8X	0.0480
29	39	21.4	32 500	39 500	3 300	4 000	PK29×39×21.4X2	0.0550
30	37	15.9	21 900	30 500	2 230	3 100	PK30×37×15.9X	0.0280
	38	13.8	21 400	26 900	2 180	2 750	PK30×38×13.8X1	0.0294
	38	15.8	24 600	32 000	2 510	3 300	PK30×38×15.8X	0.0320
	38	17.8	27 700	37 500	2 820	3 800	PK30×38×17.8X1	0.037
31	41	21.4	34 000	43 000	3 500	4 350	PK31×41×21.4X	0.057
32	43	22.4	40 000	49 500	4 100	5 050	PK32×43×22.4X	0.069
34	42	19.8	31 500	45 500	3 200	4 650	PK34×42×19.8X	0.046
38	47	19.8	35 500	51 000	3 600	5 200	PK38×47×19.8X1	0.056

5.1.7 Klikový čep

Čep má vnější průměr 34mm a délku 62mm. Vnitřní průměr je 15,8mm. V levém boku je vyvrtána díra o průměru 4mm a hloubce 8mm, která slouží pro ustavení čepu při lisování do klikové hřídele. Dále je v čepu vyvrtána díra o průměru 4mm pro přívod tlakového oleje a další díra o průměru 3mm pro přívod tlakového oleje k ojnicnímu ložisku.

Díru v klikovém čepu ucpávají zátky z obou stran, aby bylo možné přivádět olej k ojnicnímu ložisku.



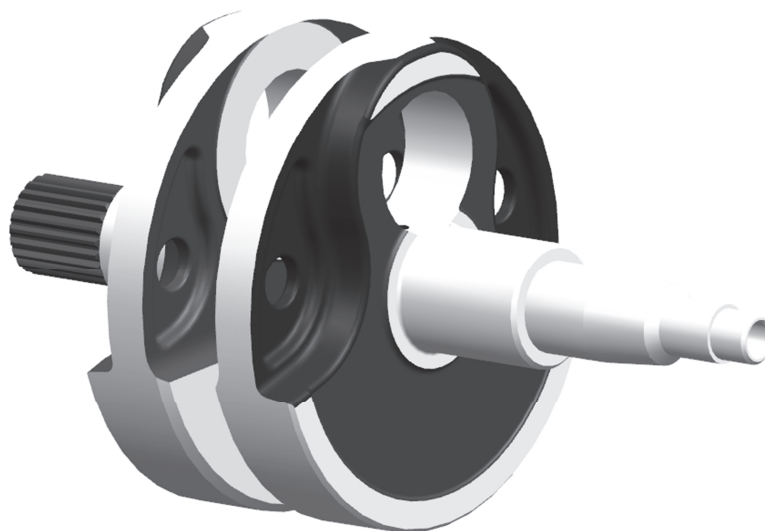
Obr.5.8 - Klikový čep

5.1.8 Klikový hřídel

Klikový hřídel je vyráběn kováním. Finální stav je zhotoven obráběním. Klikový hřídel musí být rozebíratelný, protože ojnice byla navržena jednodílná.

Klikový hřídel musí být vyvážen. Vyvažování bude popsáno dále.

Poměr $\frac{\text{vrtání}}{\text{zdvih}} = \frac{97}{60,8} = 1,6$ Pokud je tento poměr větší než 1, jedná se o krátkozdvihový motor.



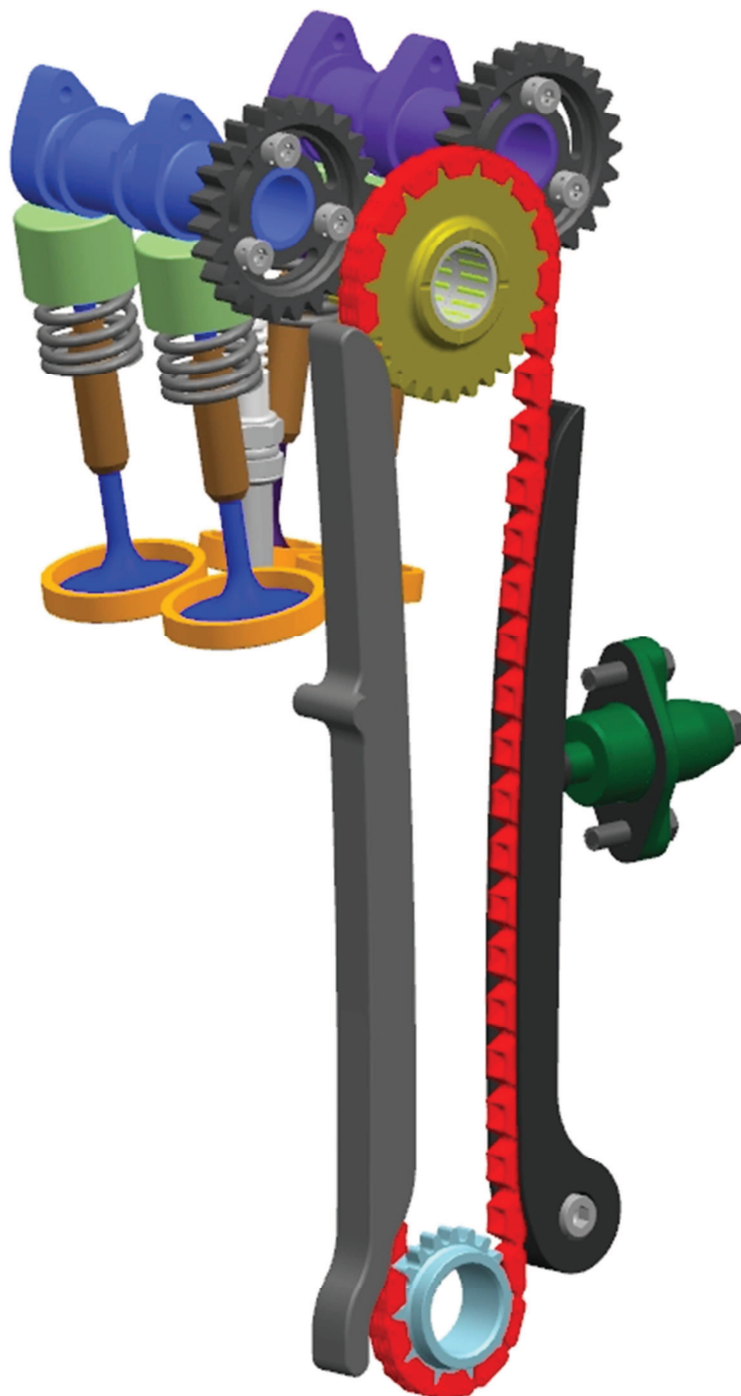
Obr. 5.9 - Kliková hřídel

5.2 Rozvodový mechanismus

Byl navržen rozvod s dvěma vačkovými hřídeli. První vačková hřídel ovládá sací ventily a druhá ovládá výfukové ventily. Vačkové hřídele jsou poháněny přes vložené ozubené kolo. Toto ozubené kolo je uloženo na dvou jehličkových ložiskách a poháněno zubovým řetězem od levé poloviny klikové hřídele. Zubový řetěz je dopínán pomocí automatického napínáku.

Vložené kolo je uloženo na dvou jehličkových ložiskách. Mazání je zajištěno olejovou mlhou.

Hnací ozubené kolo řetězového převodu je nalisováno na klikové hřídeli.



Obr.5.10 - Rozvodový mechanismus

5.2.1 Vačkové hřídele

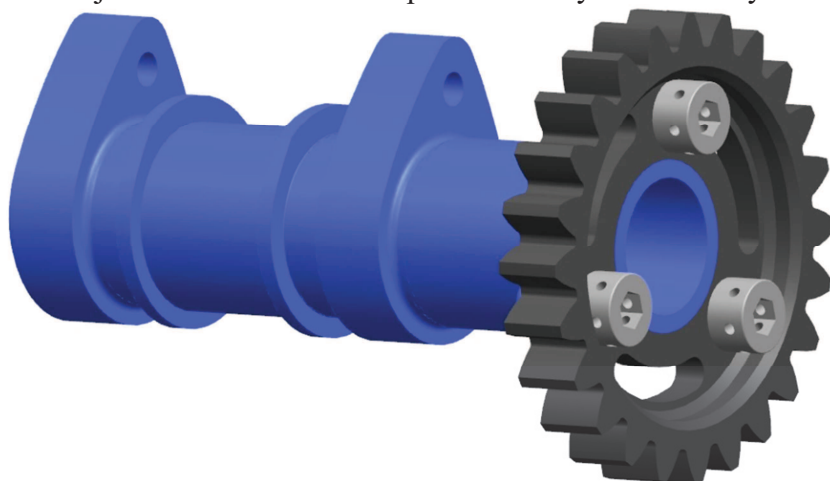
Vačkové hřídele byly navrženy s uložením na dvou kluzných ložiskách. Proti axiálnímu posunutí jsou pojištěny zvýšenými okraji vzdálenějšího kluzného ložiska od rozvodového řetězu. Tyto zvýšené okraje se opírají o víka vačkových hřídelů a tím brání axiálnímu posunutí.

Vačkové hřídele byly navrženy duté pro snížení hmotnosti. Kluzná ložiska jsou mazána tlakovým olejem. Na jednom konci je ozubené kolo, které je poháněno od vloženého rozvodového kola. Z hlediska rozsáhlosti a časové náročnosti práce, byl tvar vlastních vaček převzat z motocyklu RMZ 450, 2009. Ve vlastních vačkách jsou vyvrtány otvory, které slouží k ustavení při jejich výrobě. Dále tyto otvory slouží k dalšímu odlehčení a také částečně k vyvážení.

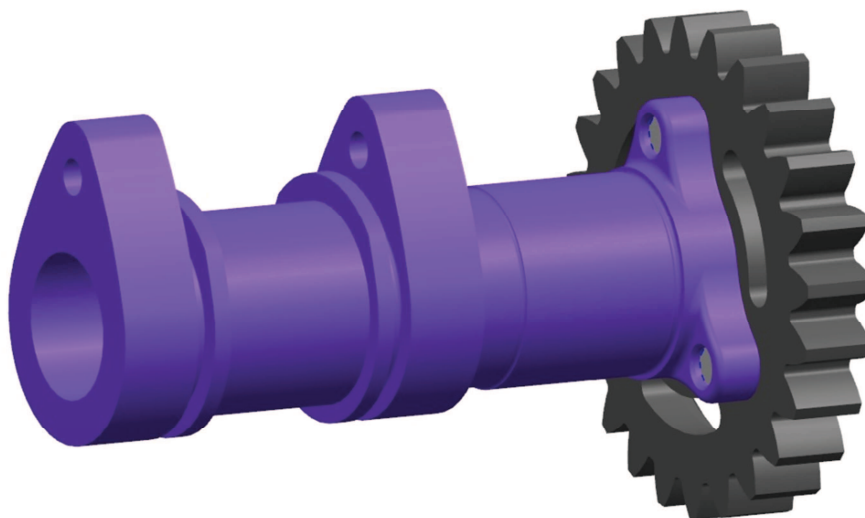
Styková plocha mezi vačkou a ventilovým zdvihátkem je mazána tlakovým olejem, který je přiváděn pouze při stlačení zdvihátka vyvrtaným otvorem ve stěně jeho vedení.

Délky vačkových hřídelů jsou odvozeny od uložení výfukových a sacích ventilů.

Ozubená kola jsou na vačkové hřídele přišroubovány třemi šrouby M5.



Obr. 5.11 - Sací vačková hřídel



Obr. 5.12 - Výfuková vačková hřídel

5.2.2 Ventily

Sací ventily jsou voleny větší než výfukové, jelikož je přes ně nasáván vzduch pod atmosférickým tlakem. Výfukovými kanály odcházejí spaliny pod větším tlakem, proto mohou být použity menší průměry talířků výfukových ventilů.

Navržená délka ventilů je shodná jak pro sací, tak pro výfukové ventily. Tato délka činí 96mm.

Průměr talířku sacího ventilu je 38mm. Průměr talířku výfukového ventilu je 30mm. Náběžná hrana talířku sacího ventilu je rozdílná od náběžné hrany výfukového. Sací ventil má nižší talířek a menší rádius náběhu. Tím zajistí rovnoměrné rozvíření směsi.

Naopak výfukový ventil odvádí plyny pryč, proto má talířek vyšší a větší rádius, aby směřoval plyny do výfukových kanálů.



Obr.5.13 - Ventily

5.2.3 Zámky ventilů

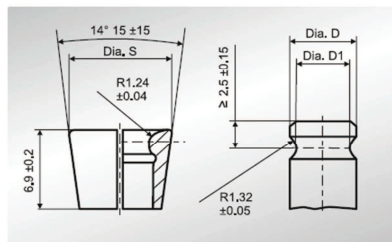
Zámky ventilů byly vybrány z katalogu výrobce TRW. Byl vybrán rozměr pro průměr dřívku 5.5mm.

Tab.5.2 - Zámky ventilů



Basics

Groove cotters LK



Groove cotters LK, cone 1:4

Short name		$\varnothing S \pm 0.06$	Dimensions of the valve stem face			Weight (g)
Not hardened	Case-hardened		$\varnothing D$ nominal dimension	Preferred area $\varnothing D$ from to	$\varnothing D1$	
LK 5.5	LK 5.5H	8.5	5.5	5.49 5.39	4.35 ± 0.05	0.58
LK 6	LK 6H	9	6	5.99 5.89	4.85 ± 0.05	0.64
LK 6.5	LK 6.5H	9.5	6.5	6.49 6.39	5.35 ± 0.05	0.69
LK 7	LK 7H	10	7	6.99 6.89	5.85 ± 0.05	0.73

5.2.4 Sedla ventilů

Sedlo sacích ventilů má výšku 6.5mm a tloušťku stěny 2,75mm. Strana pro dosednutí ventilu má kuželový tvar. První náběžná hrana má vrcholový 120° a druhá dosedací plocha ventilu má vrcholový úhel kužele 90°

Sedlo výfukových ventilů má výšku 7mm tloušťku stěny 3mm. Náběžné a dosedací kuželové plochy mají stejné vrcholové úhly jako sedla sacích ventilů.

Tvar ventilů a sedel ventilů ovlivňuje průtokové součinitele.



Obr.5.14 - Sedla ventilů

5.2.5 Vodítka ventilů

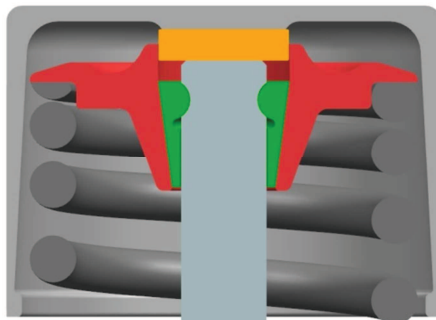
Vodítka byla vybrána z katalogu [15]. Slouží k vedení ventilu v hlavě válce. Do odlitku hlavy válce jsou nalisovány.



Obr. 5.15 - Vodítko ventilu

5.2.6 Přenos síly z ventilové pružiny na ventil

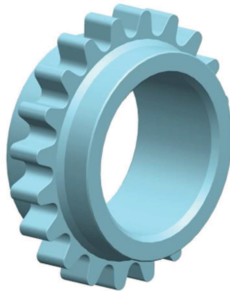
Ventil je uložen v zámčích, které jsou znázorněny zelenou barvou. Přenos síly mezi ventilovou pružinou a zámky zajišťuje miska ventilových pružin označena červenou barvou. Tato miska také slouží k ustavení polohy vymezovací podložky, která slouží k nastavení ventilové vůle. U těchto závodních motorů se ventilová vůle sacích ventilů pohybuje v rozmezí $0,16 \pm 0,03\text{mm}$ a u výfukových ventilů $0,28 \pm 0,03\text{mm}$.



Obr. 5.16 - Uložení ventilu

5.2.7 Řetězová kola

Hnací pastorek je nalisován na levé polovině klikové hřídele. Poloha při lisování je zajištěna pomocí lisovacího přípravku. Rozměry kola jsou uvedeny ve výpočtu.



Obr. 5.17 - Hnací kolo řetězového převodu

Větší poháněné kolo tvoří jednu součást společně s vloženým pastorkem, který pohání vačkové hřídele. Tento celek je uložen na jehličkových ložiskách. Axiálnímu posuvu zabráňují nálitky vytvořené na hlavě a upravené boční plochy. Rozměry jsou uvedeny ve výpočtu. Pro mazání není zapotřebí tlakový olej. K mazání jsou na bočních stranách vytvořeny mazací drážky a uprostřed vyvrtány 4 otvory o průměru 3mm pro lepší přívod maziva k ložisku.



Obr. 5.18 - Vložené kolo rozvodového mechanismu

5.2.8 Vodítka rozvodového řetězu

Vodítka slouží k vedení řetězu a také k jeho napínání. Na vodítko, které je uloženo otočně v nad úrovní osy klikové hřídele tlačí napínací mechanismus a tím automaticky napíná řetěz. Profil této lišty je velký rádius kopírující dráhu nového řetězu a v horní části přechází na menší rádius, aby bylo možné správné napínání rozvodového řetězu.

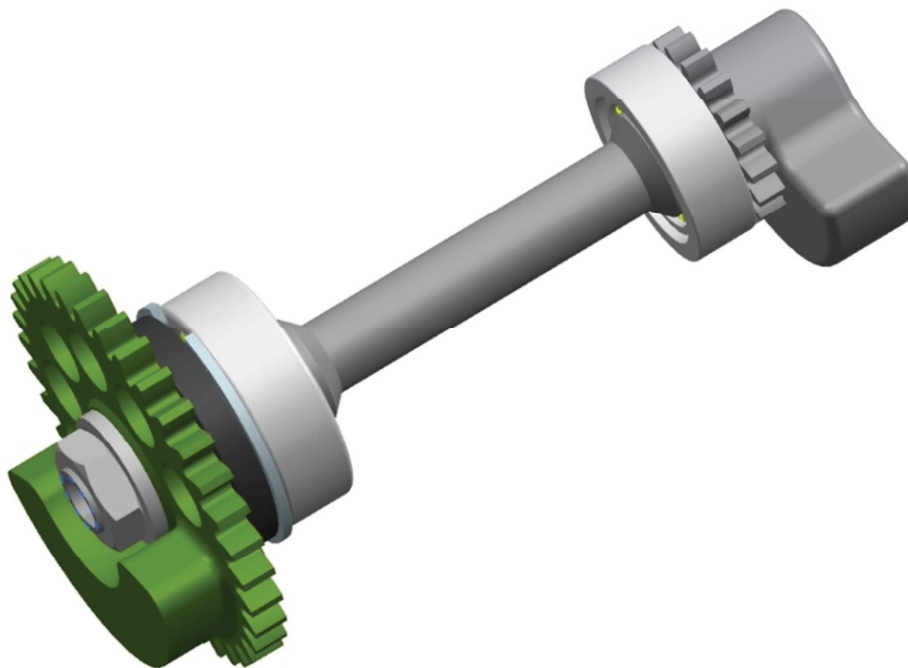
Druhé vodítko je uloženo pevně. Ve válci je vyfrézovaná drážka, do které se zasune připravený úchyt a po namontování hlavy válce se tato drážka uzavře. Druhý konec je vsazen do nálitku v levé polovině klikové skříně.



Obr. 5.19 - Vodítka řetězu

5.2.9 Vyvažovací hřídel

Účelem vyvažovací hřídele je vyvážit setrvačné síly vznikající od posuvných hmot. Je uložen na jednom kuličkovém ložisku 6302, které zajišťuje zachycení i malých axiálních sil. Jeho poloha je zajištěna rozpěrným kroužkem. Druhé ložisko je válečkové RNU202ECP. Vyvažovací hřídel je vkládána do motoru z jeho levé strany přes válečkové ložisko. Následně je z druhé strany vloženo ozubené kolo označené zeleně. Součástí tohoto ozubeného kola je závaží. Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí drážkování. Proti axiálnímu posunu je kolo zajištěno maticí. Hřídel je utěsněna hřídelovým těsněním tak, aby bylo zamezeno míchání oleje pro motor a oleje pro převodovku se spojkou.

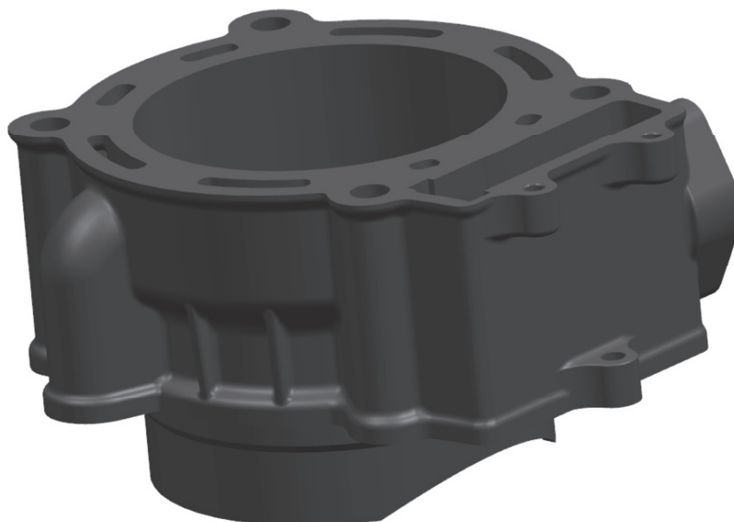


Obr. 5.20 - Vyvažovací hřídel

5.3 Válec

Válec je odlitek z hliníkové slitiny, který je následně obroben do finální podoby. Na válci je nutné vyrobit několik konstrukčních prvků. Musí být vyroben prostor pro chladicí kapalinu. Tento prostor je vyráběn pomocí jádra. Jádro vodního prostoru válce bude popsáno v následující kapitole.

Další prvek, který je potřeba na válci vytvořit je drážka pro uložení vodička rozvodového řetězu.



Obr. 5.21 - Válec

Důležitým prvkem na válci je místo, kam se vkládá automatický napínák rozvodového řetězu. Tento napínák je na válec přišroubovaný dvěma šrouby M6.

Funkční plocha válce je dispersně niklována. Jedná se o galvanické nanášení niklové vrstvy na povrch válce spolu s částicemi inertního nevodivého materiálu většinou karbidu křemíku SiC, vyznačující se vysokou tvrdostí. Při nanášení se SiC zakotvuje ve vrstvě niklu a na stěně válce tak vzniká potřebná kluznost. Tato vrstva také zlepšuje odvod tepla. [16]

V neposlední řadě musí být zajištěna vůle mezi motorovou skříní a válcem. Proto je ve spodní části válce odebrán materiál.

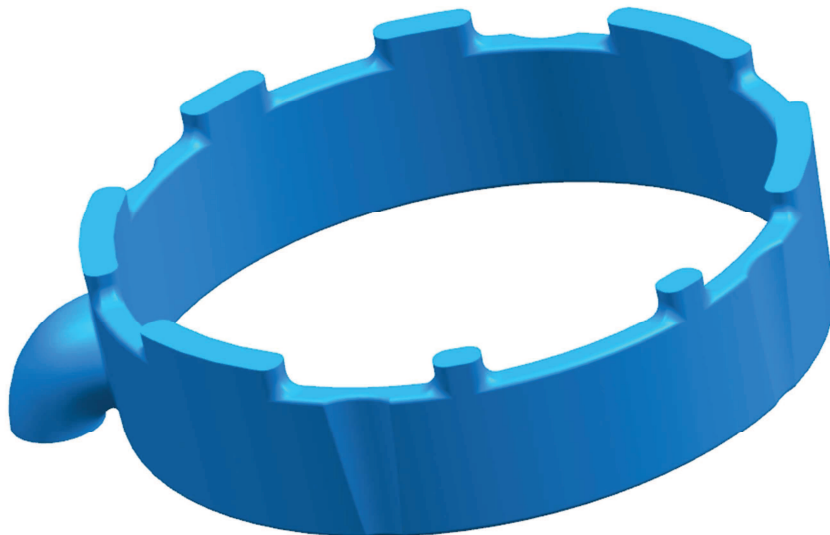
Na válci byly vytvořeny výstužná žebra, která neslouží jen k zvýšení tuhosti v této oblasti, ale také k lepšímu odvodu tepla.



Obr. 5.22 - Podélný řez válcem

5.3.1 Jádru vodního prostoru válce

Jádru bylo navrženo jako pískové. Pro chlazení válce není potřeba, aby byl po celé délce zdvihu chlazen chladicí kapalinou. Výška byla navržena 34mm tedy 56% zdvihu. Na jádře jsou známky, které jsou stejné se známkami na jádře vodního prostoru hlavy válce. Tyto známky slouží k odvodu kapaliny z válce do hlavy. Velikost se navrhuje jen přibližně a následně je průtok mezi válcem a hlavou motoru regulován pomocí velikosti otvorů v těsnění mezi nimi. Známky také slouží k ustavení jádra při odlévání.



Obr. 5.23 - Jádru vodního prostoru válce

Na jádře jsou 4 místa, kde je jádru zúženo, aby bylo možno dosáhnout konstantní tloušťky náličky pro závrtané šrouby, pomocí kterých se upevňuje hlava válce a válec k motorové skříni.

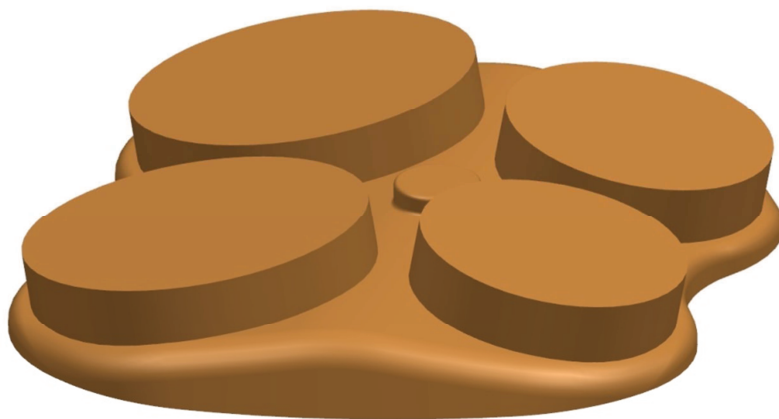
5.4 Hlava válce

Hlava válce je nejsložitější částí motoru. Její konstrukce má velký vliv na výkon motoru.

5.4.1 Jádru spalovacího prostoru

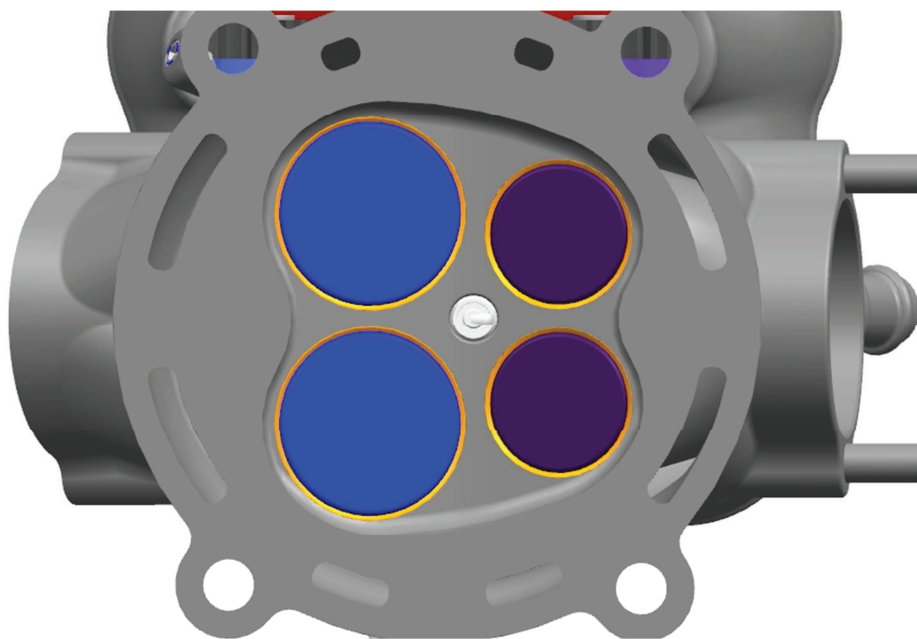
Jádru je vyrobeno jako ocelové. Jeho největší rozměr je dán průměrem válce. Je zde také malý výběžek určující polohu díry pro svíčku.

Spalovací prostor není kulatý jako válec, protože zmenšením plochy spalovacího prostoru zvýšíme kompresní poměr. Je odebrán materiál v místech, kde není potřebný. Tvar spalovacího prostoru také ovlivňuje rychlost plnění a výplachu válce. Dále tvar spalovacího prostoru ovlivňuje odolnost proti detonačnímu spalování



Obr. 5.24 - Jádru spalovacího prostoru

Po odlití jádro v odlitku vytvoří spalovací prostor. Válcové plochy znázorňují obrobene plochy pro sedla ventilů. Tyto plochy ve skutečnosti na jádře nejsou. Zde jen dávají představu o tom, kde jsou umístěna sedla ventilů.



Obr. 5.25 - Pohled do spalovacího prostoru

5.4.2 Jádru vodního prostoru hlavy

Toto jádro je mnohem složitější než jádro vodního prostoru válce. Musí být zachována tloušťka tzv. ohňové stěny, tedy tloušťka stěny nad spalovacím prostorem (12mm). Jádro musí obklopovat sací a výfukové kanály tak, aby byla zachována konstantní tloušťka stěny kanálů 4mm. Také musí být zajištěn prostor pro zapalovací svíčku.

Na spodní hraně jsou shodné známky jako na jádru pro válec. Ještě se na jádro přidává další známka, která má válcový tvar a zde slouží k ustavení polohy při odlévání. Tato válcová známka vytvoří na odlitku hlavy válce díru. Tato díra se musí uzavřít pomocí ocelové zátky nebo šroubem.

Odvod vody z hlavy bude zajištěn vyvrtaným otvorem v nejvyšším místě hlavy, kam sahá chladicí kapalina. V nejvyšším místě proto, že teplá chladicí kapalina má tendenci stoupat nahoru. Tím napomáhá správnému proudění. V nejvyšším místě také pro dobré odvětrání motoru.

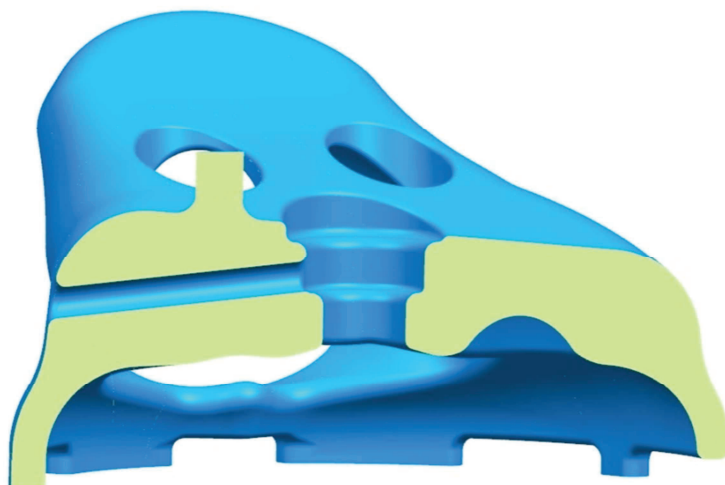


Obr. 5.26 - Jádru vodního prostoru hlavy válce pohled shora

Jádru obepíná sací kanály jen v malé míře, protože směs přicházející těmito kanály do spalovacího prostoru má většinou teplotu okolí.

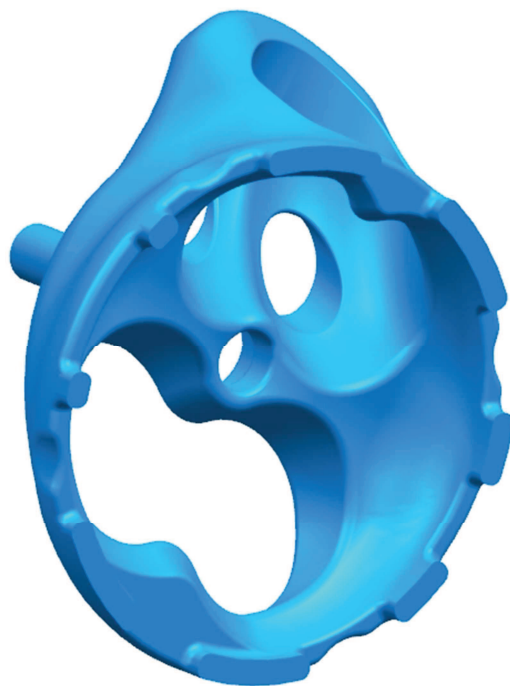
Větší problém je s výfukovými kanály, které odvádějí spaliny o vysoké teplotě. To je důvod, proč vodní prostor obepíná výfukové kanály v celé míře.

V jádře je vytvořena dutina pro odvod vody z prostoru svíčky.



Obr. 5.27 - Jádru vodního prostoru řez

Na jádře musí být vytvořen prostor pro nálitky vodítek ventilů. V tomto případě pouze u výfukových ventilů, protože vodní prostor u sacích ventilů nesahá do úrovně, kde jsou nálitky pro vodítka sacích ventilů



Obr. 5.28 - Jádno vodního prostoru hlavy válce pohled zdola

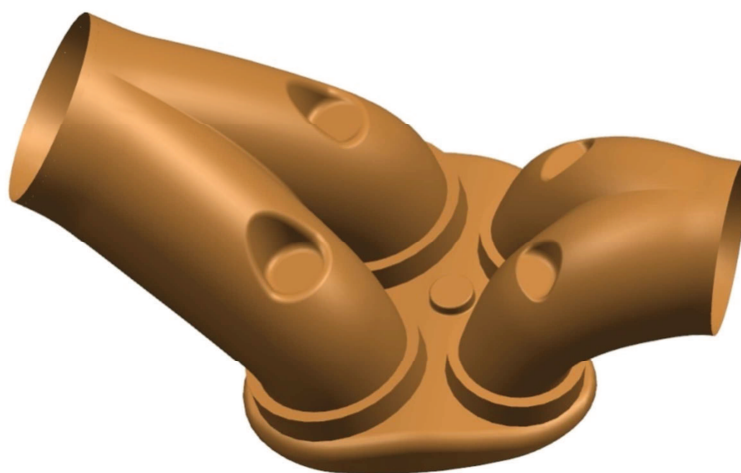
5.4.3 Sací a výfukové kanály

Funkce sacích kanálů je přivádět směs vzduchu s benzínem do spalovacího prostoru. Výfukové kanály odvádějí spaliny ze spalovacího prostoru do výfukového potrubí.

Vyrábí se pomocí pískového jádra. Vybrání na sacích i výfukových kanálech se provádí z důvodu nálitku pro ventilová vodítka.

U sacích kanálů je výhodné, je navrhovat co nejpřímější z důvodu lepšího proudění směsi do spalovacího prostoru. Není možné sací kanály udělat úplně přímé, protože čím jsou přímější, tím narůstá délka dráhy ventilu. To má nepříznivý vliv na hmotnost ventilu. Proto se hledá určitý kompromis.

Průřez a tvar sacího kanálu má velký význam při plnění válce. Při plnění válce je snaha přivést co největší hmotnost vzduchu. Vhodnou volbou tvaru sacího kanálu dosahujeme zlepšení plnění a tvorby vířivých proudů, které pomáhají k dokonalému mísení benzínu se vzduchem a zlepšují plnění.



Obr. 5.29 - Sací a výfukové kanály

5.4.4 Víka vačkových hřídelů

Pro navržený motor byly použity dvě rozdělené víka vačkových hřídelů. Jejich funkcí je zajistit polohu vačkových hřídelů. Jsou na nich vytvořeny nálitky pro plochu kluzných ložisek. Z důvodu zvoleného rozvodu nemusí být vačkové hřídele na straně rozvodového řetězu uloženy na kuličkových ložiscích, jak je tomu u konkurenčních motorů.

První víko musí být navrženo tak, aby bylo možné vložení svíčky do hlavy válce. Proto je uprostřed vytvořen kruhový nálitek. Prostor svíčky musí být utěsněn od prostoru s olejem. Toto těsnění mezi hlavou válce a víkem, i mezi víkem a víčkem hlavy válce, je zajištěno o-kroužky.

U druhého víka se na první pohled zdá zbytečné spojení mezi plochami pro ložiska. Toto spojení plní další funkci. Zajišťuje uzavření prostoru pro přívod oleje k mazání výfukové vačkové hřídele.

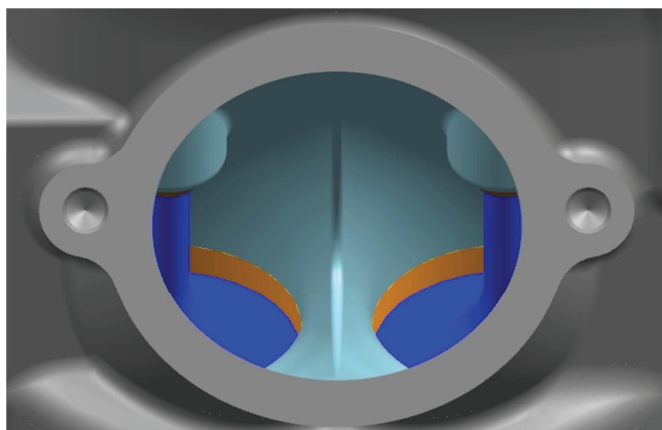


Obr. 5.30 - Klemy vačkových hřídelů

5.4.5 Připojení sacího potrubí a výfuku

K sacímu kanálu hlavy válce je přišroubována příruba sacího potrubí pomocí dvou šroubů M6. Na tuto přírubu je následně připojena vstřikovací jednotka, která vstřikuje palivo do sacího potrubí.

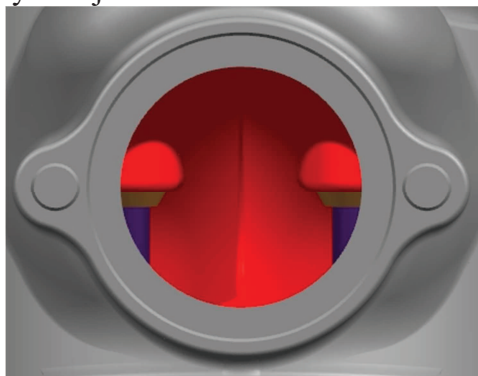
Místo pro připojení příruby je na Obr. 5.31



Obr. 5.31 - Pohled do sacího kanálu

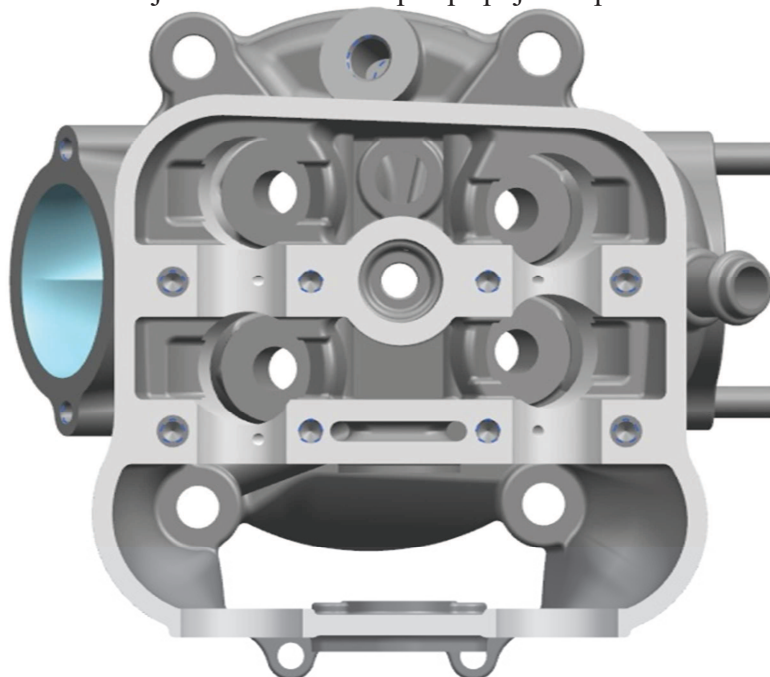
Výfuk je vložen do hlavy válce a přitažen dvěma maticemi M8 přes přírubu, která je nasazena na výfuku. Matice se šroubují na předem namontované závrtné šrouby.

Místo pro připojení výfuku je znázorněno na Obr. 5.32



Obr. 5.32 - Pohled do výfukového kanálu

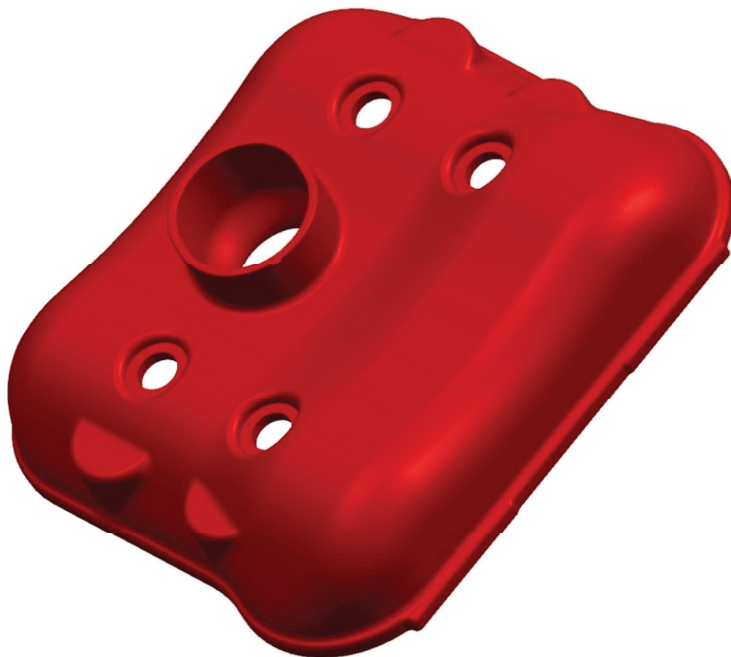
Obrobený odlitek hlavy je na Obr. 5.33, kde je možno vidět dosedací plochy kluzných ložisek a mazací kanálky k těmto plochám. Dále jsou vidět obrobené plochy pro vedení ventilo-
vých zdvihátek. Na hlavě je také vidět místo pro připojení teplotního čidla.



Obr. 5.33 - Hlava válce pohled shora

5.5 Víko hlavy válce

Víko slouží k uzavření prostoru hlavy, aby neunikal olej. Víko je přišroubováno čtyřmi šrouby M6. Těsnění bylo použito pryžové. Ve víku se také nachází připravený otvor pro zasunutí koncovky zapalovací svíčky (fajfky).



Obr. 5.34 - Víčko hlavy válců

5.6 Mazací soustava motoru

Mazání zajišťuje trochoidní zubové čerpadlo. Jeho vnější průměr je 23mm a tloušťka 13mm. Motor pracuje s dvěma olejovými náplněmi. První náplň slouží k mazání komponent nezbytných k správnému chodu motoru. Druhá náplň slouží k mazání převodovky a spojky.

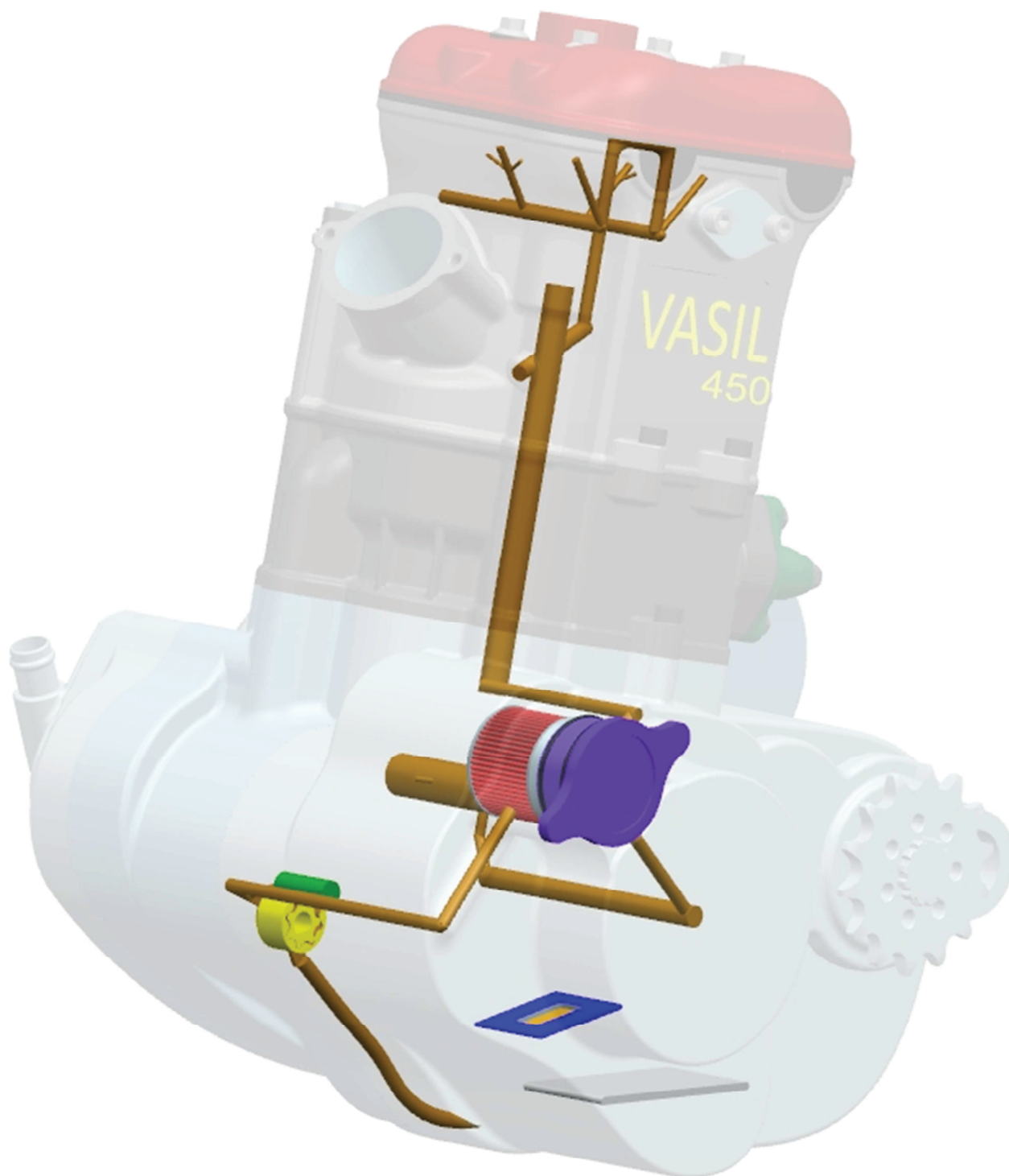
Olejové čerpadlo čerpá olej z nejnižšího místa motoru, kde je olej shromažďován. Aby se olej mohl do tohoto prostoru dostat, musí projít přes síto, které je umístěno v levé části motorové skříně. Toto síto je použito, aby se zabránilo vniknutí nečistot do olejového čerpadla. Jemný filtr je umístěn až za olejovým čerpadlem.

Přímo za olejovým čerpadlem musí být umístěn přetlakový ventil (označen zeleně). Při nárůstu tlaku nad povolenou mez, přepustí přetlakový ventil olej do prostoru levé části motoru.

Olej je čerpán do prostoru filtru. Odtud je rozváděn do klikového hřídele z levé strany motoru a veden až k ojnicnímu ložisku. Dále je olej veden k trysce pro ostříkání dna pístu a dále do hlavy válce pro mazání ložisek vačkových hřídelů a ventilových zdvihátek. Olej z prostoru klikového hřídele je odváděn přes jednosměrný ventil do prostoru kde se olej shromažďuje.

Mazací soustava je naznačena na Obr. 5.35 hnědá barva naznačuje olej. Červeně je naznačen olejový filtr. Žlutou barvou je označeno olejové čerpadlo. Modro oranžově je označen jednosměrný ventil. Světle šedou barvou je označeno síto.

Olej se mění po 7 moto hodinách. S každou výměnou oleje se mění i olejový filtr.



Obr. 5.35 - Mazací systém motoru

5.7 Chladicí soustava motoru

Chlazení motoru je zajišťováno v největší míře chladicí tekutinou. Tekutina je z chladíče přivedena do pravé části motoru, kde je umístěno čerpadlo.

Čerpadlo je poháněno přímo od vyvažovací hřídele. Z čerpadla proudí chladicí kapalina nálitkem v pravé motorové skříni do válce. Z válce proudí kapalina do hlavy válce. Tento přestup kapaliny z válce do hlavy válce je regulován velikostí otvorů v těsnění mezi těmito částmi motoru.

Kapalina z hlavy válce je odváděna z nejvyššího místa, protože ohřátá kapalina má tendenci vstoupat vzhůru. Ohřátá kapalina je přiváděna do vrchní části chladíče.

Prostor, kde se nachází chladicí kapalina v motoru je naznačen modře na Obr. 5.36



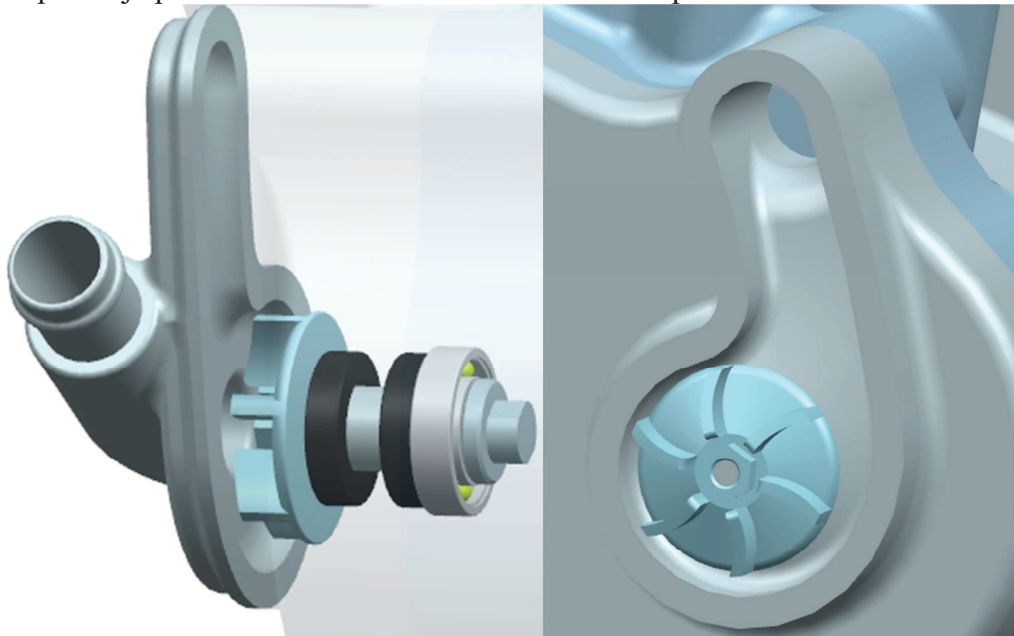
Obr. 5.36 - Chladicí systém motoru

5.7.1 Vodní čerpadlo

Čerpadlo je poháněno od vyvažovací hřídele. Je těsněno dvěma hřídelovými těsněními 12x22x5. Vrtulka je přišroubována na levotočivý závit M6.

Hřídel vodního čerpadla je uložena na kuličkovém ložisku 61901.

Kapalina je přiváděna středem k vrtulce a odváděna po obvodu.



Obr.5.37 - Vodní čerpadlo

5.8 Spojka

Spojka, slouží k přenosu krouticího momentu z klikové hřídele na vstupní hřídel převodovky. Také musí zajistit rozpojení a plynulé spojení přenosu krouticího momentu. V motorech této kategorie se používá výhradně lamelová třecí spojka, která musí být mazána olejem. Výhodou této spojky jsou její relativně malé rozměry oproti jiným druhům spojek.



Obr. 5.38 - Spojka

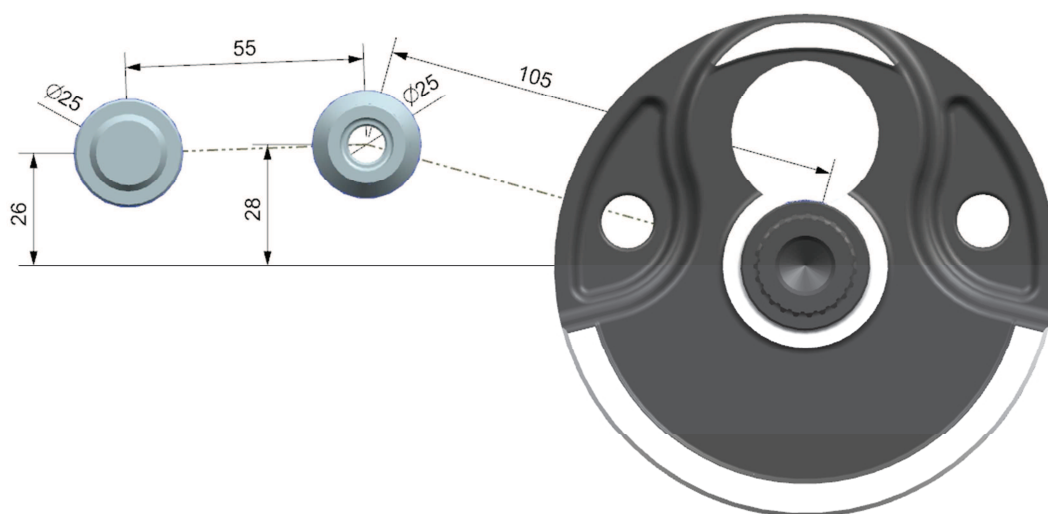
5.9 Skříň motoru a převodovky

V tomto případě je skříň motoru a převodovky jednoduchá. Motorové skříňe a víka byly navrženy jen přibližně a bez šroubů, aby byli vidět souvislosti fungování motoru. Propracovat celý návrh by bylo velice časově náročné a přesahuje rámec této diplomové práce.

5.10 Převodovka

Úkolem této diplomové práce nebylo navrhnout převodovku. Bylo pouze navrženo umístění vstupní a výstupní hřídele převodovky.

Pastorek primárního převodu byl zvolen 27 zubů a kolo 69 zubů. Tedy převodový poměr 2,56.



Obr. 5.39 - Rozložení hřídelí motoru

5.11 Návrh rozvodového převodu

5.11.1 Varianta 1

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

; kde z_1 počet zubů pastorku
 z_2 počet zubů kola

$$i_1 = \frac{28}{21} = 1.\overline{33}$$

$$i_2 = \frac{27}{18} = 1.5$$

$$i_c = i_1 * i_2 = \frac{28}{21} * \frac{27}{18} = 2$$

V této variantě bylo navrženo 102 článků řetězu

$$\text{Délka řetězu } L = 102 * t = 102 * 6.35 = 647.7 \text{ mm}$$

Prodloužení během provozu počítá se maximálně 1% původní délky.

$$\text{Délka prodlouženého řetězu } L_p = 647.7 + 1\% = 654.177 \text{ mm}$$

Při této koncepci mezera mezi řetězy při prodloužení o 1% je pouhé 6mm, proto tato varianta není akceptovatelná

5.11.2 Varianta 2

$$i_1 = \frac{30}{20} = 1.5$$

$$i_2 = \frac{24}{18} = 1.\overline{33}$$

$$i_c = i_1 * i_2 = \frac{30}{20} * \frac{24}{18} = 2$$

V této variantě bylo navrženo 104 článků řetězu

$$\text{Délka řetězu } L = 104 * t = 104 * 6.35 = 660.4\text{mm}$$

Prodloužení během provozu počítá se maximálně 1% původní délky.

$$\text{Délka prodlouženého řetězu } L_p = 660.4 + 1\% = 667.004\text{mm}$$

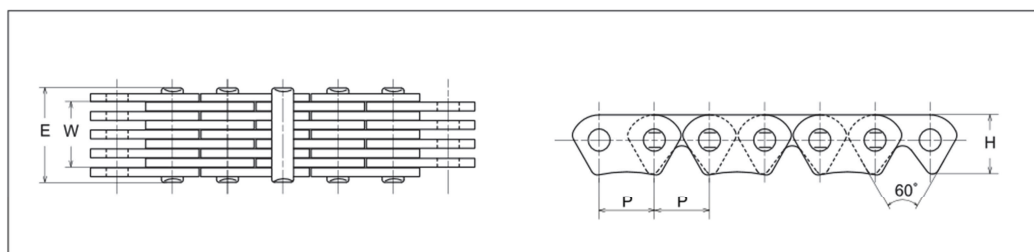
Při této koncepci mezera mezi řetězem při prodloužení o 1% je 15mm. Tako hodnota je vyhovující.

Druhá varianta je výhodnější, protože ozubené kolo na vačkových hřídelích bude menší než v první variantě a tím bude menší i vnější povrch hlavy. Druhá varianta je výhodnější také, protože vložené řetězové kolo bude větší než v první variantě a tím vznikne více prostoru pro napínání řetězu. První varianta není výhodná, nýbrž při prodloužení řetězu o jedno procento, zbyde 4 mm mezera mezi řetězy, což není akceptovatelné.

5.12 Rozvodový řetěz

Byl zvolen zubový řetěz DID SCA-0409A SDH [16]. Rozměry jsou uvedeny v Tab.5.3.

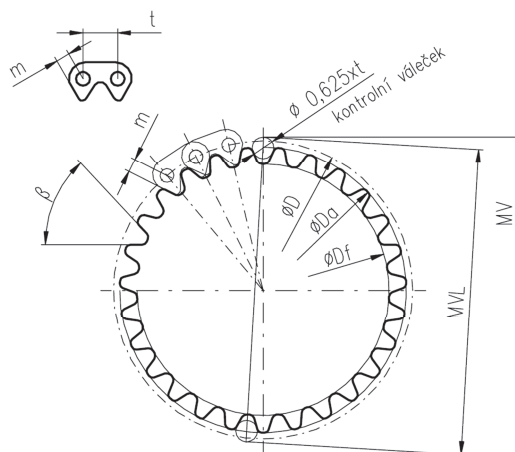
Tab.5.3 - Tiché řetězy DID



Dimensions

Chain No.	Pitch P	Plate quantity	W	E	H	Min. tensile strength		Approx. weight (kg/m)
						kN	kgf	
DID SCA-0404A SDH	6.35	2×3	3.20	6.00	6.70	6.27	640	0.161
DID SCA-0409A SDH		3×4	5.10	8.10		9.81	1,000	0.238
DID SCA-0412A SDH		4×5	7.15	11.00		12.26	1,250	0.316
DID SCR-0404 SDH	6.35	2×3	3.20	6.00	6.85	6.93	705	0.172
DID SCR-0409 SDH		3×4	5.10	8.10		10.00	1,020	0.255
DID SCR-0412 SDH		4×5	7.15	10.30		13.23	1,350	0.322
DID SC-2614H SDH	8.00	5×4	8.65	12.75	8.70	19.10	1,950	0.520
DID SC-0624A SDH	9.525	6×7	17.65	22.70	10.10	40.99	4,180	1.05
DID SC-0628A SDH		7×8	20.85	26.00		48.05	4,900	1.20

5.13 Výpočet řetězového kola



Obr.5.40 - Rozměry řetězového kola

5.13.1 Hnací kolo

Průměr roztečné kružnice

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{6.35}{\sin \frac{180}{20}} = 40.59 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_a = \frac{t}{\text{tg} \frac{180}{z}} - 0.5 * d_1 - 2 * v = \frac{6.35}{\text{tg} \frac{180}{20}} - 0.5 * 2 - 2 * 0.3 = 38.49 \text{ mm}$$

; kde d_1 průměr čepu řetězu

v_1 vůle pro 0 ÷ 25 zubů – 0.3mm

26 ÷ 40 zubů – 0.4mm

Průměr patní kružnice

$$D_f = D - 2 * v_1 - 2 * 0.625 * t = 40.59 - 2 * 0.5 - 2 * 0.625 * 6.35 = 31.65 \text{ mm}$$

; kde v_1 vůle pro 0 ÷ 25 zubů - 0.5mm

26 ÷ 40 zubů - 0.4mm

Úhel zubové mezery

$$\beta = 60 - \frac{360}{z} = 60 - \frac{360}{20} = 42^\circ$$

Rozměr přes kontrolní válečky pro sudý počet zubů

$$MV = D - \frac{2 * m}{\sin \frac{\beta}{2}} + \frac{0.625 * t}{\sin \frac{\beta}{2}} + 0.625 * t$$

$$MV = 40.59 - \frac{2 * 2.35}{\sin \frac{42}{2}} + \frac{0.625 * 6.35}{\sin \frac{42}{2}} + 0.625 * 6.35 = 42.42mm$$

5.13.2 Hnané kolo

Průměr roztečné kružnice

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{6.35}{\sin \frac{180}{30}} = 60.75mm$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_a = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180}{z}} - 0.5 * d_1 - 2 * v = \frac{6.35}{\operatorname{tg} \frac{180}{30}} - 0.5 * 2 - 2 * 0.4 = 58.62mm$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D - 2 * v_1 - 2 * 0.625 * t = 60.75 - 2 * 0.4 - 2 * 0.625 * 6.35 = 51.81mm$$

Úhel zubové mezery

$$\beta = 60 - \frac{360}{z} = 60 - \frac{360}{30} = 48^\circ$$

Rozeř přes kontrolní válečky pro sudý počet zubů

$$MV = D - \frac{2 * m}{\sin \frac{\beta}{2}} + \frac{0.625 * t}{\sin \frac{\beta}{2}} + 0.625 * t$$

$$MV = 60.75 - \frac{2 * 2.35}{\sin \frac{48}{2}} + \frac{0.625 * 6.35}{\sin \frac{48}{2}} + 0.625 * 6.35 = 62.92mm$$

5.14 Vyvážení klikového mechanismu

Klikový mechanismus se vyvažuje, aby se odstranily nebo alespoň zmenšily vlivy setrvačných sil, které vznikají při jeho pohybu. Vyvažováním se dosáhne klidnějšího chodu a zmenší se vibrace.

Vyvažování je možno provádět různými způsoby. Vyvažují se setrvačné síly od rotačních a posuvných hmot. Posuvné hmoty generují setrvačné síly prvního až n-tého řádu. Největší vliv mají síly prvního a druhého řádu. Setrvačné síly od rotačních hmot je možno úplně vyvážit závažím na rameni klikové hřídele.

Setrvačné síly od posuvných hmot není možno úplně vyvážit závažím na klikové hřídeli. Proto se přidávají vyvažovací hřídele. Setrvačné síly od posuvných hmot prvního řádu je možno vyvážit na vyvažovacím hřídeli, který se otáčí stejnou rychlostí jako klikový hřídel, ale opačným směrem. Obdobně se vyvažují i setrvačné síly druhého řádu, ale otáčky vyvažovací hřídele musí být dvojnásobné.

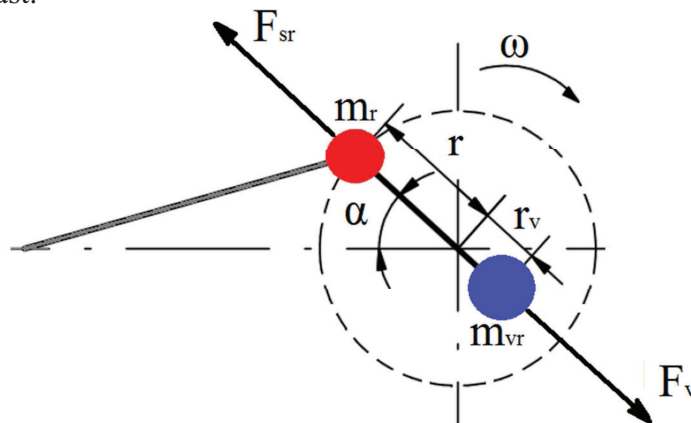
V případě této diplomové práce bylo zvoleno vyvážení s jednou vyvažovací hřídelí.

5.14.1 Vyvážení setrvačných sil rotačních hmot

Největší problém je pohyb ojnice, která koná unášivý posuvný a kývavý pohyb okolo bodu A tedy okolo pístního čepu.

Pro výpočet vyvážení je potřeba nahradit ojnicí dvěma hmotnými body. Pro realizaci nahrazení musí platit součet hmotností hmotných bodů se rovná celkové hmotnosti ojnice a těžiště musí zůstat na stejném místě. Také musí být zachovány stejné momenty setrvačnosti vzhledem k těžišti.

V praxi u rychloběžných motorů se uvažuje 30% hmotnosti ojnice jako posuvná část a 70% jako rotační část.



Obr. 5.41 - Schéma vyvážení rotačních hmot

Hmotnost ojnice

$$m_o = m_{or} + m_{os}$$

; Kde $m_{os} = 0,3 * m_o = 0,3 * 0,2589 = 0,07767 \text{ kg}$ - m posuvné části
 $m_{or} = 0,7 * m_o = 0,7 * 0,2589 = 0,1812 \text{ kg}$ - m rotující části

Hmotnost rotujících částí klikového mechanismu

$$m_r = m_{or} + m_{zk} = 0,1812 + 1,3231 = 1,5043 \text{ Kg}$$

; Kde $m_{zk} = 1,3231 \text{ Kg}$ - m zalomené části klikové hřídele získáno z CAD.
 Přepočítaná do osy klikového čepu.

Rovnováha setrvačné síly a síly vznikající od vývažku

$$F_{sr} = F_v$$

$$m_r * r * \omega^2 = m_{vr} * r_v * \omega^2$$

; Kde m_r [Kg] - Hmotnost rotujících hmot
 r [mm] - Poloměr klikové hřídele
 r_v [mm] - Poloměr umístění vývažku
 ω [rad/s] - Úhlová rychlost otáčení klikové hřídele

Hmotnost vývažku vyvažující setrvačné síly od rotujících hmot

$$m_{vr} = \frac{m_r * r}{r_v} = \frac{1,5043 * 30,4}{26,5} = 1,7257 \text{ Kg}$$

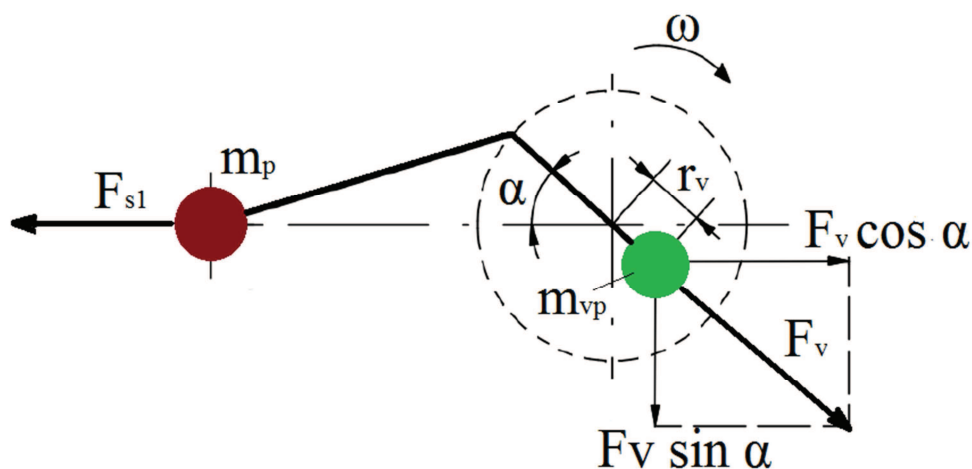
Hmotnost vývažku na jednom rameni klikové hřídele

$$\frac{m_{vr}}{2} = \frac{1,7257}{2} = 0,8629Kg$$

5.14.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných hmot

Zanedbáme setrvačné síly od posuvných hmot druhého a vyšších řádů, protože jejich amplitudy jsou mnohem menší prvního řádu.

Pokud bychom vyvážili 100% setrvačné síly od posuvných hmot na klikové hřídeli, bylo by vyváženo pouze v horizontální rovině, ale síla by se přenesla do vertikální složky. Proto vyvážíme 50% na klikovém hřídeli, tím snížíme velikost síly potřebné k vyvážení. Zbylých 50% bude vyváženo na vyvažovacím hřídeli.



Obr. 5.42 - Schéma vyvážení posuvných hmot

Rovnováha setrvačné síly prvního řádu a síly od vývažku

$$F_{s1} = F_v$$

$$m_p * r * \omega^2 * \cos \alpha = m_{vp} * r_v * \omega^2 * \cos \alpha$$

; Kde m_p [Kg] - Hmotnost posuvných hmot. Získáno z CAD.

Hmotnost vývažku setrvačných sil od posuvných hmot

$$m_{vp} = \frac{m_p * r}{r_v} = \frac{0,451 * 30,4}{26,5} = 0,517 Kg$$

Vzhledem k zvolenému řešení s jednou vyvažovací hřídelí bylo navrženo vyvážení 100% setrvačných sil od rotačních hmot na klikové hřídeli a 100% setrvačných sil prvního řádu od posuvných hmot. 50% posuvných hmot bylo vyváženo vývažkem na klikové hřídeli a 50% vývažkem na vyvažovací hřídeli. Jedná se o závodní motor, který byl navrhován pro účely motokrosových závodů. Proto byla snaha vytvořit co nejmenší motor, ale přitom zachovat komfort jízdy bez velkých vibrací.

Velikost vývažku pro vyvážení setrvačných sil od posuvných hmot na klikové hřídeli

$$m_{vp50} = 0,5 * m_{vp} = 0,5 * 0,517 = 0,259 \text{ Kg}$$

Velikost vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných hmot na vyvažovací hřídeli

$$m_{vpv50} = 0,5 * m_{pv} = 0,3 * 0,517 = 0,259 \text{ Kg}$$

Tato velikost vývažku je platná pro vzdálenost těžiště vývažku $r_v = 26,5 \text{ mm}$, proto musí být přepočítána hmotnost pro uložení vývažku na vyvažovací hřídeli na poloměru r_{vv} .

Bylo zvoleno $r_{vv} = 18 \text{ mm}$

Rovnice pro přepočet hmotnosti vývažku na jiný poloměr těžiště.

$$r_v * m_{vpv50} = r_{vv} * m_{vv}$$

Hmotnost vývažku na vyvažovacím hřídeli. Těžiště vývažku 18mm

$$m_{vv} = \frac{r_v * m_{vpv50}}{r_{vv}} = \frac{26,5 * 0,259}{18} = 0,381 \text{ Kg}$$

6 Ověření základních parametrů motoru

Vztahy pro výpočet v této kapitole jsou převzaty z [17] a [18]

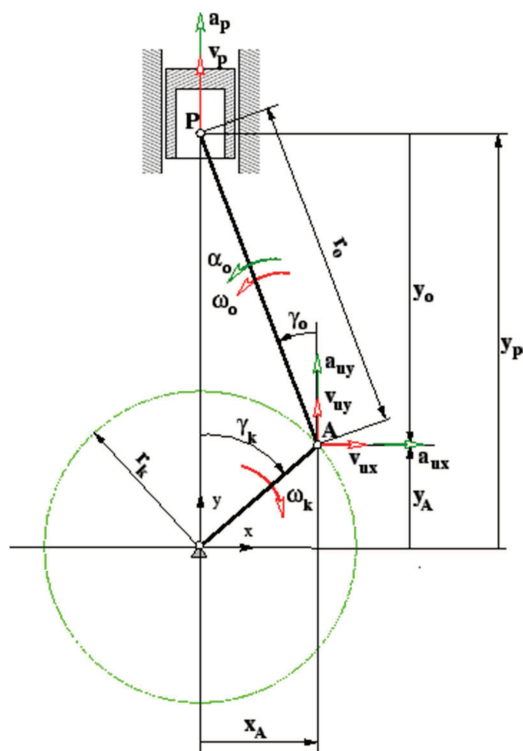
6.1 Pevnostní výpočet ojnice

Stanovení nebezpečných mechanických stavů ojnice.

6.1.1 Předpoklady výpočtu

Konstantní rotace kliky, bez pasivních odporů, hmota ojnice je rovnoměrně rozložena mezi klikovým a pístním čepem.

6.1.2 Schéma klikového mechanismu



Obr. 6.1 - Síly působící v klikovém mechanismu [18]

Pro nalezení polohy a velikosti maximálního zatížení byla použita naprogramovaná tabulka [18].

Tab.6.1 - Parametry

poloměr kliky	r_k [mm]	30,4	úhlová rychlost kliky	ω_k [1/s]	1047,19755
délka ojnice	r_o [mm]	104	liniová hustota ojnice	μ [t/mm]	2,49E-06
plocha pístu	A_p [mm ²]	7389,8	hmotnost pístu [t]	m_p [t]	2,30E-04
			hmotnost čepu	m_c [t]	7,52E-05

Tab.6.2 - Výstupy

	1	2	3
Max. sloupce	4,25E+04	3,29E+04	5,58E+04
Čas maxima	1,82E-04	1,82E-04	7,07E-03
Úhel kliky α_o [rad]	5,55E-02	5,55E-02	2,66E-01
Síla od pístu F_{py} [N]	-4,24E+04	-4,24E+04	4,45E+03
Úhl. rychl. ojnice $\dot{\alpha}_o$ [1/s]	3,01E+02	3,01E+02	1,38E+02
Úhl. zrychl. ojnice $\ddot{\alpha}_o$ [1/s ²]	-6,60E+04	-6,60E+04	-3,11E+05
Un. zrychl. Ojnice a_{ux} [mm/s ²]	-6,32E+06		-3,00E+07
Un. zrychl. Ojnice a_{uy} [mm/s ²]	-3,27E+07	-3,27E+07	-1,45E+07

Okrajové podmínky

Ložiskové plochy byly spojeny s osou pomocí rigidových růžic. Na uzel rigidové růžice byly nadefinovány okrajové podmínky. V místě pístního čepu byla zakázána rotace okolo os x a y, posuv ve všech směrech kromě směru y, který je rovnoběžný s osou válce.

V místě klikového čepu byl zakázán posuv a rotace ve všech směrech kromě rotace kolem osy klikového čepu z.

Tab.6.2 zobrazuje zatížení, které bylo aplikováno na ojnici.

Ojnice byla zatěžována ve třech polohách. První sloupec tabulky jsou hodnoty pro polohu, kdy vazební účinek mezi ojnici a klikovým hřídelem je maximální. Druhý sloupec je poloha, kdy je maximální vazební účinek mezi ojnici a pístním čepem. Jelikož hodnoty zmínovaných poloh jsou velice podobné, budou ukázány výsledky z první polohy. Třetí sloupec ukazuje hodnoty pro polohu ojnice zatížené maximálním ohybovým momentem.

Polohy maximálních zatížení jsou definovány a odvozeny v [18].



Obr. 6.2 - Na ojnici vytvořena síť

6.1.3 Výsledky

Materiál ojnice 14 420, mez kluzu je 750MPa [19]
Bezpečnost u ojnice závodního motoru se volí $K=1,6$

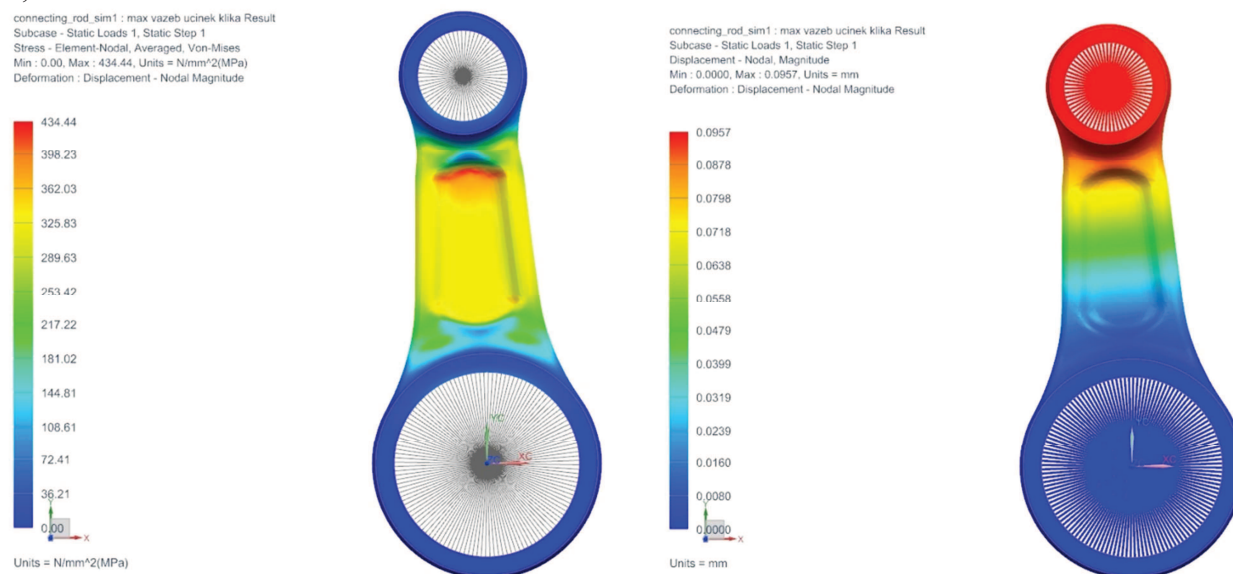
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{K} = \frac{750}{1,6} = 469 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = 434,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{dov} \text{ vyhovuje}$$

Poloha pro maximální vazební účinek mezi klikovým čepem a ojnící

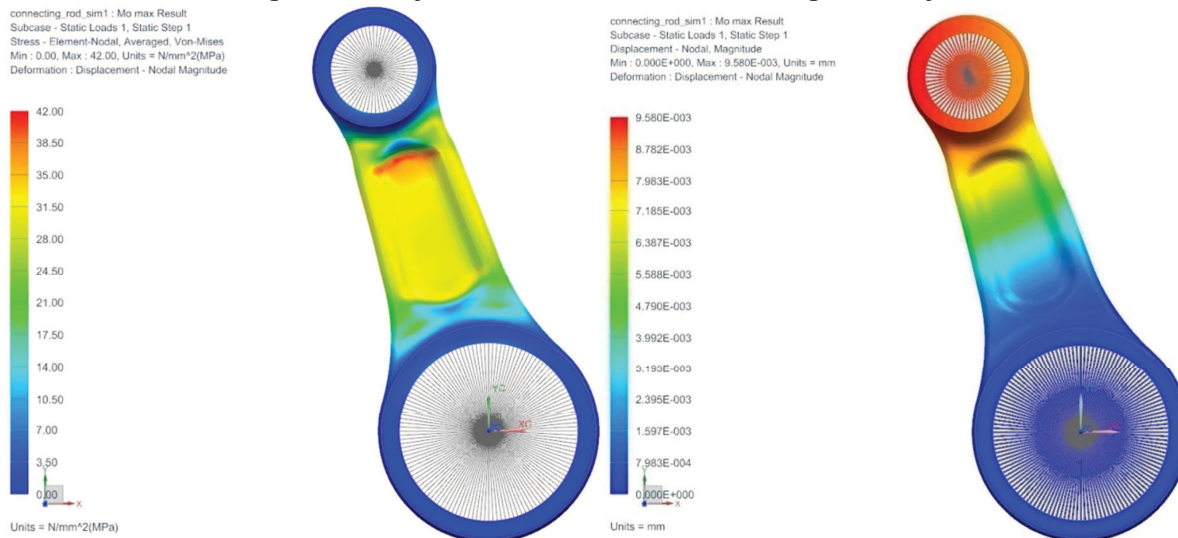
Maximální napětí dosahuje hodnot 434 MPa. Velikost maximálního posunutí je 0,0957mm



Obr. 6.3 - Výsledky výpočtu, poloha max. vazeb. účinku mezi klikovým čepem a ojnící

Poloha maximálního ohybového momentu

Maximální napětí dosahuje hodnot 42 MPa. Maximální posunutí je 0,00958mm

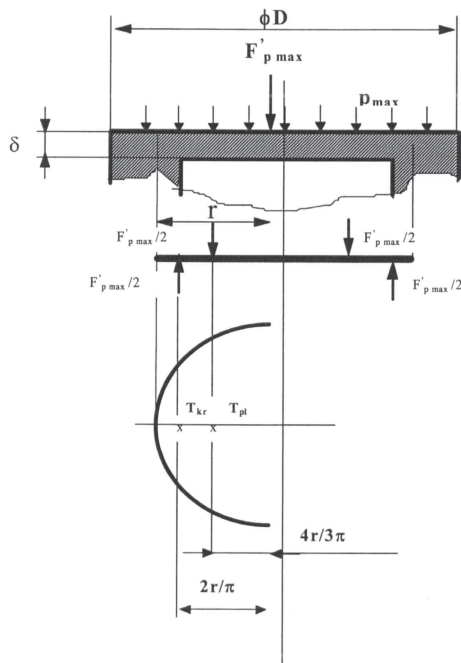


Obr. 6.4 - Výsledky výpočtu, poloha max. ohybového momentu

6.2 Pevnostní výpočet pístu

Píst byl navržen z hliníkové slitiny 2618A_T6 specifikace viz [14]

6.2.1 Pevnostní výpočet dna pístu



Obr.6.5 - Zatížení dna pístu a jeho náhradní výpočtový model

Maximální síla tlaku plynů působící na kruhovou desku

$$F'_{pmax} = \pi * r^2 * p_{max}$$

$$F'_{pmax} = \pi * 0.015^2 * 7.8 * 10^6 = 5513.5 \text{ N}$$

; kde r [m] - poloměr vetknutí (podepření) desky

p_{max} [N*m⁻¹] - maximální tlak plynů ve válci motoru

Maximální ohybový moment – je u desky nahrazené přímým prutem zřejmě ve středu nosníku

$$M_{Omax} = \frac{F'_{pmax}}{2} * 2 * \frac{r}{\pi} - F'_{pmax} * \frac{4}{3} * \frac{r}{\pi} = F'_{pmax} * \left(r - \frac{2}{3} * r \right)$$

$$M_{Omax} = \frac{F'_{pmax}}{\pi} * \frac{r}{3}$$

$$M_{Omax} = \frac{r^3}{3} * p_{max}$$

$$M_{Omax} = \frac{0.015^3}{3} * 7.8 * 10^6 = 8.8 \text{ Nm}$$

Moment odporu ohybu (průřezový modul):

$$W_o = \frac{1}{6} * 2 * r * \delta^2 = \frac{1}{3} * r * \delta^2$$

$$W_o = \frac{1}{3} * 0.015 * 0.005^2 = 1.25 * 10^{-7} m^3$$

; kde δ [m] - tloušťka dna pístu

Maximální ohybové napětí – vypočtená hodnota napětí odpovídá použitému lineárnímu modelu kruhové desky.

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{r^3}{3} * p_{\max} * \frac{3}{r * \delta^2} = p_{\max} * \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

$$\sigma_{o\max} = 7.8 * 10^6 * \left(\frac{0.015}{0.005}\right)^2 = 70200000 Pa = 70.2 MPa$$

Skutečná hodnota napětí je však výrazně ovlivněna vetknutím nebo podepřením desky na obvodě.

Pro písty s relativně tenkými dny pístu zážehových motorů této třídy je možno považovat za případ desky podepřené.

Pro desku podepřenou je maximální ohybové napětí ve středu desky:

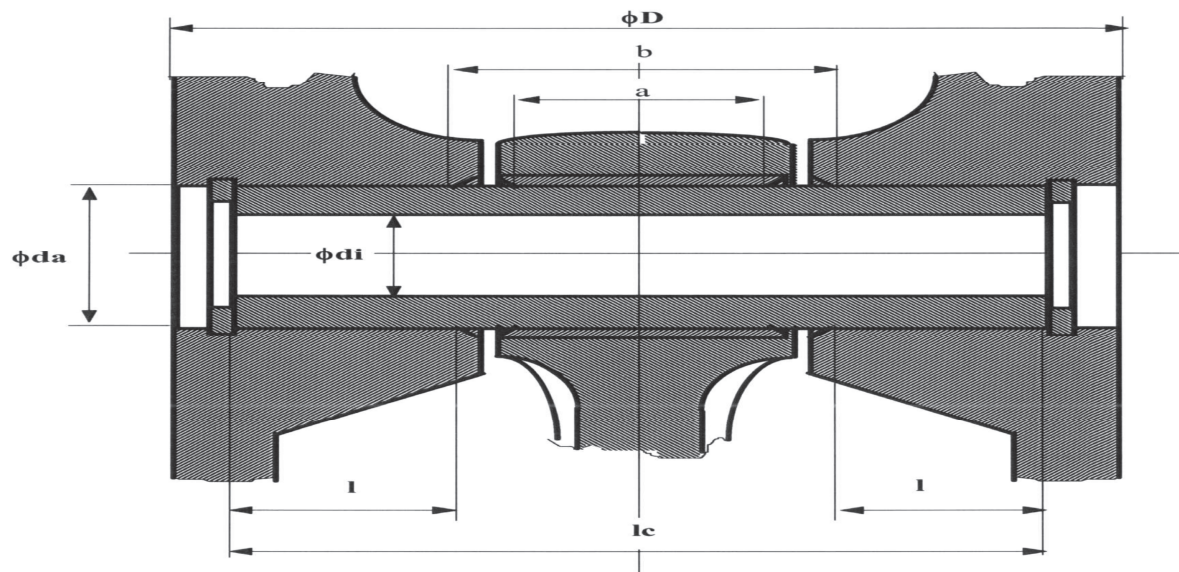
$$\sigma_{o\max} = 1.25 * p_{\max} * \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

$$\sigma_{o\max} = 1.25 * 7.8 * 10^6 * \left(\frac{0.028}{0.005}\right)^2 = 87.75 MPa$$

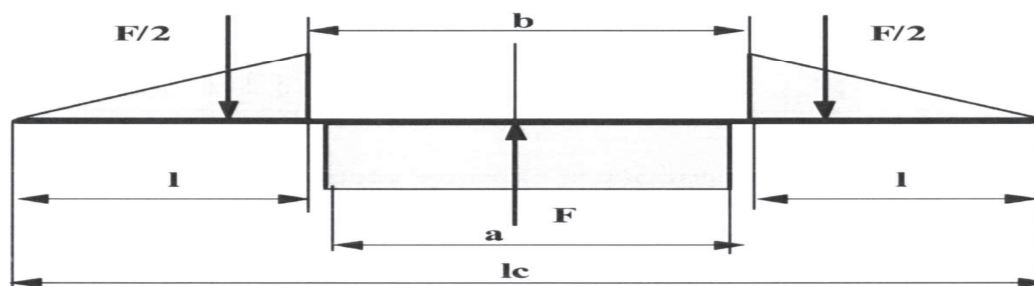
Hodnota dovoleného napětí pro použitý materiál je 100Mpa. Vyhovuje.

6.2.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice

Slouží pro kontrolu návrhu šířky ojničního oka a současně určuje navržená šířka oka ojnice i vzdálenost nálitků pro pístní čep v pístu b .



Obr.6.6 - Základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu



Obr.6.7 - Prutový model pístního čepu

Měrný tlak ve stykové ploše pístního čepu a oka ojnice je určen vztahem

$$P_o = \frac{F}{a * d_a}$$

$$P_o = \frac{42788}{20 * 19} = 112 \text{ MPa}$$

; kde a [mm] - šířka ojničního oka zmenšená o dvojnásobek poloměru zaoblení, nebo šířky sražení hran pouzdra
 d_a [mm] - vnější poloměr pístního čepu
 F [N] - osamělá síla nahrazující spojitě zatížení vyvolané tlakem plynů a setrvačnými silami.

Velikost síly určíme ze vztahu

$$F = F_{p,max} - F'_{sp}$$

$$F = 57640 - 14852 = 42788 \text{ N}$$

; kde $F_{p,max}$ [N] - maximální síla od tlaku plynů
 F'_{sp} [N] - maximální setrvačná síla vyvolaná zrychlováním pístu

Velikost maximální síly od tlaku plynů stanovím ze vztahu:

$$F_{p,max} = P_{max} * \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$F_{p,max} = 7.8 * \frac{\pi * 97^2}{4} = 57640 \text{ N}$$

; kde P_{max} [MPa] - maximální tlak plynů dosažený ve válci při spalování
 D [mm] - vrtání válce motoru

Velikost setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny:

$$F'_{sp} = m'_p * r_k * \omega_{max}^2 * (1 + \lambda_0)$$

$$F'_{sp} = 0.3127 * \frac{0.0608}{2} * \left(\frac{2 * \pi * 10500}{60}\right)^2 * \left(1 + \frac{30.4}{104}\right) = 14852 \text{ N}$$

; kde m'_p [kg] - hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu
 r_k [mm] - poloměr zalomení klikového hřídele
 ω_{max} [s⁻¹] - maximální úhlová rychlost otáčení klikové hřídele
 $\lambda_0 = \frac{r_k}{l_0}$ [-] - ojnicní poměr
 l_0 [mm] - délka ojnice

Dovolená hodnota je 120MPa. Vyhovuje.

6.2.3 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu

Velikost měrného tlaku mezi pístním čepem a nálitky v pístu je určen vztahem:

$$P_p = \frac{F'}{2 * d_a * l} = \frac{46744}{2 * 19 * 14.5} = 85 \text{ MPa}$$

; kde $l = \frac{l_c - b}{2} = \frac{51 - 22}{2} = 14.5 \text{ mm}$

l [mm] - šířka nálitku oka pro pístní čep

l_c [mm] - délka pístního čepu

b [mm] - vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep zvětšen o dvojnásobnou šířku zaoblení nebo zkosení hrany otvoru pro pístní čep

Zatěžující sílu F' určíme ze vztahu:

$$F' = F_{p,max} - F''_{sp}$$

$$F' = 57640 - 10896 = 46744 \text{ N}$$

; kde setrvačnou sílu posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu F'' stanovíme z rovnice:

$$F''_{sp} = m''_p * r_k * \omega_{max}^2 * (1 + \lambda_0)$$

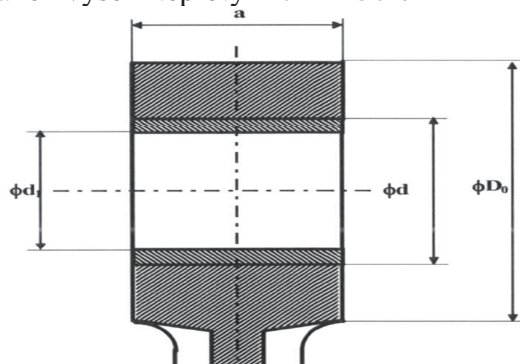
$$F''_{sp} = 0.2294 * \frac{60.8}{2} * \left(\frac{2 * \pi * 10500}{60} \right)^2 * \left(1 + \frac{30.4}{104} \right) = 10896 \text{ N}$$

; kde m''_p [kg] - hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu

Dovolená hodnota je 90MPa. Vyhovuje.

6.2.4 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice

Bylo zvoleno bronzové pouzdro o vnitřním průměru 19mm a vnějším 21,5mm. Přesah byl zvolen 0,06mm. Za provozu se oko ohřívá a vlivem rozdílné tepelné roztažnosti se zvětšuje napětí. Bylo uvažováno zvýšení teploty $\Delta t = 150^\circ$.



Obr. 6.8 - rozměry oka ojnice

Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí a rozdílné tepelné roztažnosti oceli a bronzu.

$$e_t = d * \Delta t * (\alpha_b - \alpha_o) = 19 * 150 * (1,8 * 10^{-5} - 1,0 * 10^{-5}) = 0,0228 \text{ mm}$$

; kde $\alpha_b = 1,8 * 10^{-5}$ Součinitel tepelné roztažnosti bronzu
 $\alpha_o = 1,0 * 10^{-5}$ Součinitel tepelné roztažnosti oceli

Výsledný měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohřátém stavu

$$P' = \frac{e + e_t}{d * \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p + \mu}{E_b} \right)} = \frac{0,06 + 0,0228}{19 * \left(\frac{3,44 + 0,3}{210000} + \frac{16,2 + 0,3}{115000} \right)} = 27,02 \text{ MPa}$$

; kde $\mu = 0,3$ - Poisonova konstanta
 $E_o = 210000 \text{ MPa}$
 $E_b = 115000 \text{ MPa}$
 $c_o = \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = \frac{29^2 + 21,5^2}{29^2 - 21,5^2} = 3,441$
 $c_p = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} = \frac{21,5 + 19}{21,5 - 19} = 16,2$

Napětí ve vnějším vlákne

$$\sigma'_a = P' * \frac{2 * d^2}{D_0^2 - d^2} = 27,02 * \frac{2 * 19^2}{29^2 - 21,5^2} = 51,5 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnitřním vlákne

$$\sigma'_i = P' * \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = 27,02 * \frac{29^2 + 21,5^2}{29^2 - 21,5^2} = 93 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí má hodnotu 150MPa. Navržený nalisovaný spoj vyhovuje.

7 Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo vypracovat přehled používaných motorů pro závodní motocykly MX1 a seznámení s pravidly této třídy. Hlavním úkolem však bylo vytvořit vlastní koncept závodního motoru, který bude splňovat pravidla závodů MX1.

Nejdříve byly vypočteny hlavní rozměry základních součástí. Poté byly navrženy různé varianty uspořádání motoru. Z těchto variant byla vybrána ta nejlepší koncepce, ke které byl zpracován konstrukční návrh.

Po celou dobu zpracovávání diplomové práce probíhaly pravidelné konzultace s odborníkem s mnoholetými zkušenostmi v konstrukci spalovacích motorů z firmy Ricardo, který vždy upozornil na možné problémy navrženého řešení.

Při konstrukci motoru byl kladen důraz na to, aby motor byl co nejmenší a vešel se bez problémů do rámu motocyklu. Výška motoru se díky zvolenému rozvodu dostala na nižší hodnoty než konkurenční motory. Šířka a délka se pohybují v hodnotách srovnatelnými s konkurencí. Rozměry motoru jsou uvedeny na výkresu sestavy.

Navržené komponenty byly kontrolovány analytickým výpočtem, vybraná komponenta pak výpočtem pomocí metody konečných prvků. Z důvodu velké rozsáhlosti práce nebylo možné podložit všechny navržené součásti výpočtem.

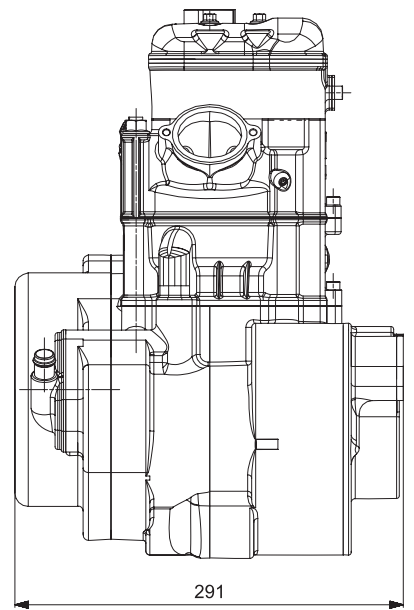
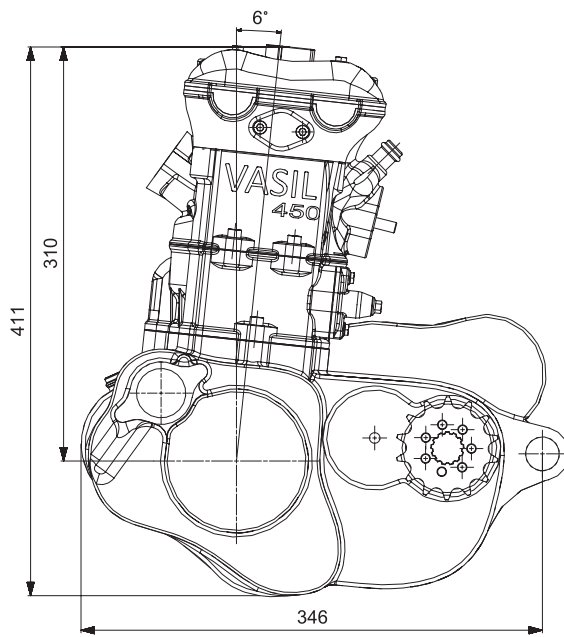
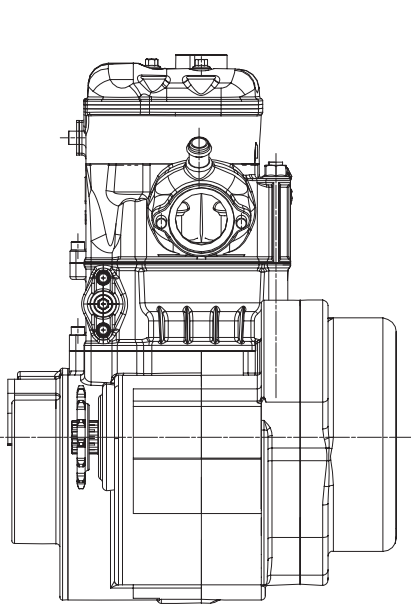
8 Literatura

- [1] AutoKlub. [Online] <http://www.autoklub.cz/dokument/3972-technicke-rady-2013-vseobecna-ustanoveni-motokros-trial-enduro-plocha-draha.html>.
- [2] Motorcycle.com. [Online] <http://www.motorcycle.com/manufacturer/suzuki/2014-suzuki-rm-z450-first-ride-review.html/attachment/2014-suzuki-rm-z450-d3n2108-2>.
- [3] Akrapovic. [Online] akrapovic.com.
- [4] Moto sport schweiz. [Online] <http://www.motosport.ch/artikel.html?id=8377>.
- [5] Topspeed. [Online] <http://motocross.transworld.net/1000149526/features/first-impression-2014-kawasaki-kx450f/>.
- [6] Transworld. [Online] <http://motocross.transworld.net/1000149728/features/first-impression-2014-yamaha-yz450f/>.
- [7] Motoonline. [Online] <http://www.motoonline.com.au/2013/06/14/2014-yamaha-yz250f-and-yz450f-gallery/>.
- [8] Elitemotorsports. [Online] <http://www.elitektm.com/2014-ktm-450-sx-f/>.
- [9] 1000PS. [Online] http://www.1000ps.at/motorraeder-HUSQVARNA_FC_450-42-7550.
- [10] Motorkari. [Online] <http://www.motorkari.cz/forum-detail/?ft=94643&fid=28&pgr=11>.
- [11] Potencialimite. [Online] <http://potencialimite.com/smf/index.php?topic=5468.0>.
- [12] Motorcycleusa. [Online] <http://www.motorcycle-usa.com/356/1606/Motorcycle-Article/2009-Aprilia-MXV-450-First-Look.aspx>.
- [13] Darkhouse. [Online] <http://www.dh79.com/2011/08/why-i-love-the-aprilia-rxv/>.
- [14] Aircraftmaterials. [Online] <http://www.aircraftmaterials.com/data/aluminium/2618a.html>.
- [15] Goodson. *Goodson*. [Online] <http://www.goodson.com/High-Performance-Valve-Guides-for-Honda-CRF-450-02-08-TRX-450-06-09-and-TRX-450R-04-05/>.
- [16] DID. [Online] <http://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>.
- [17] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*. Brno : učební text VUT, 1996.
- [18] ŠPANIEL, M. ČVUT PROJEKT 2. [Online] 2006. <http://www.civ.cvut.cz/ESF/info/MKP/>.
- [19] Bohdan Bolzano. [Online] <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/ocelikcementovani/15NiCr13/>.
- [20] Honda. [Online] <http://powersports.honda.com/2014/crf450r.aspx>.
- [21] Topspeed. [Online] <http://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/honda/2014-honda-crf450r-ar160874.html>.
- [22] Delandmotorsports. [Online] http://www.delandmotorsports.com/detail-2014-suzuki-rmz450-we_beat_competitors_-new-9342572.html.
- [23] Spssol. [Online] http://www.spssol.cz/~vyuka/TRIDY/3.C/KLIKOV%C3%9D%20MECHANISMUS/%C4%8CTY%C5%98TAKTN%C3%8D%20PALOVAC%C3%8D%20MOTORY%20_%20kopie.pdf.

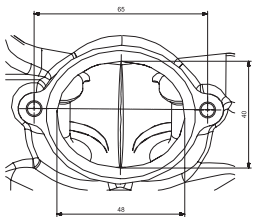
9 Seznam příloh

Příloha 1- Výkresy

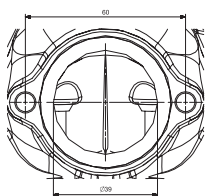
1. Sestava motoru dle zadání
2. Podsestava pístu
3. Píst
4. Pístní čep
5. Pracovní výkres sestavy motoru s důležitými řezy



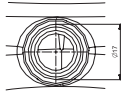
Pohled do sani



Pohled do vyfuku




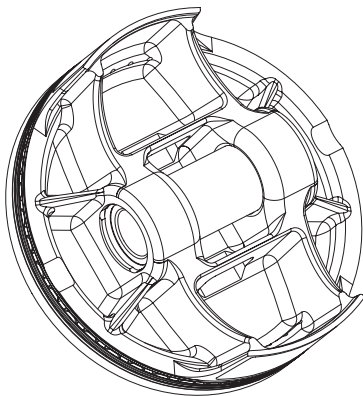
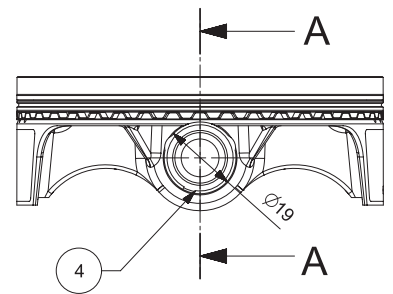
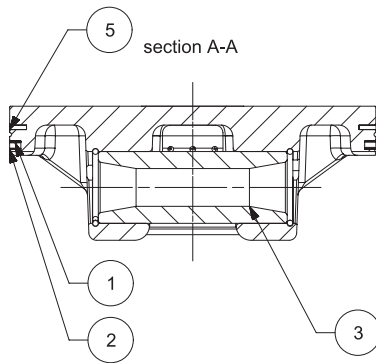
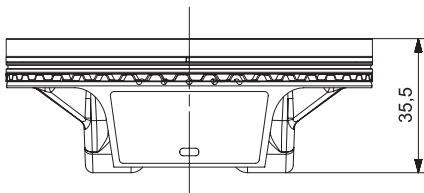
Vystup chladicí kapaliny z hlavy valce




Vstup chladicí kapaliny do motoru

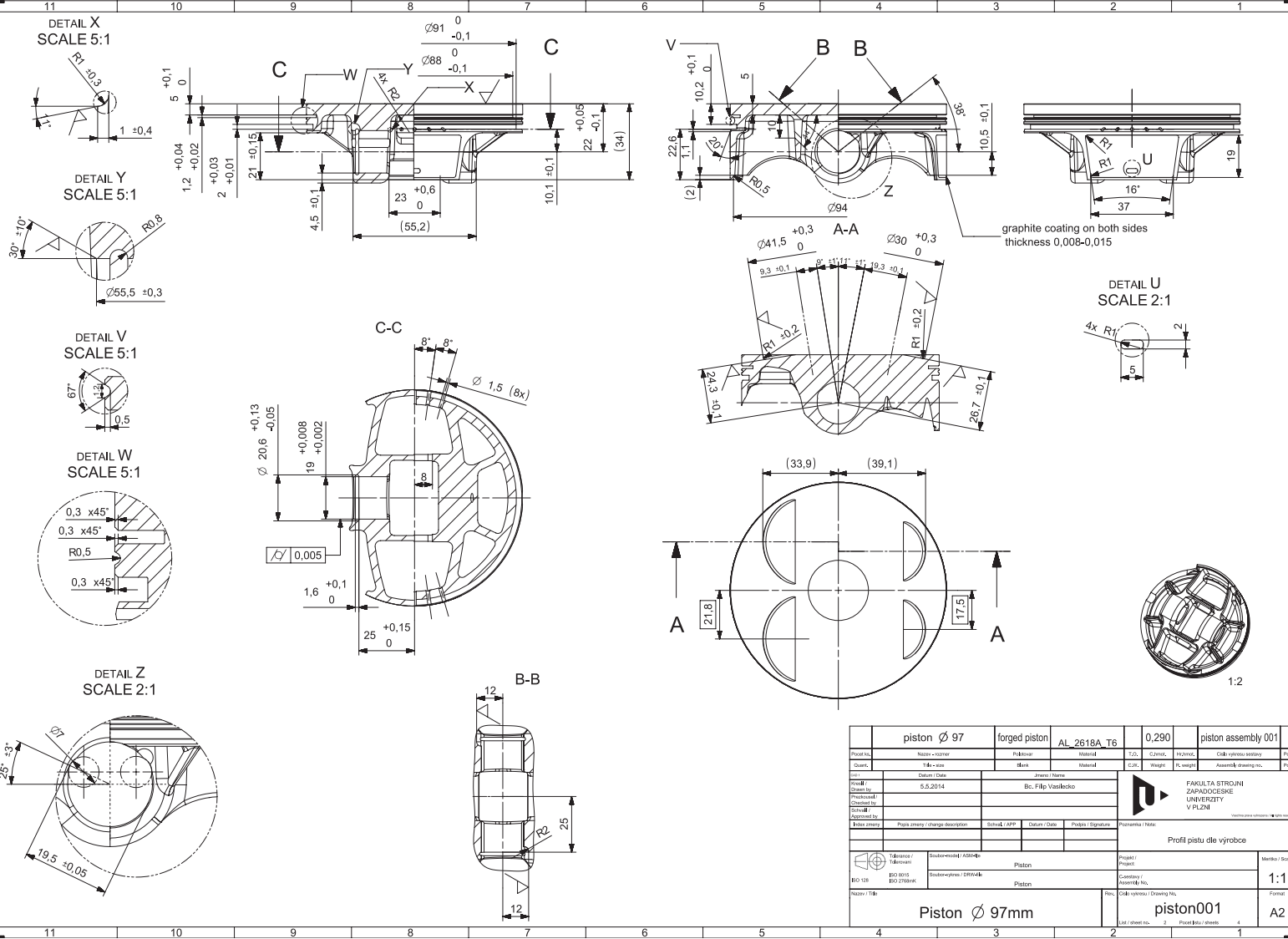


Výrobce: VASIL		Kód výrobku: 450	
Měřítko: 1:1		Materiál: AL	
			
Vasil 450			



PC NO	PART NAME	MATERIAL	DIMENSIONS	QTY
5	TOP_PISTONRING	[supplier specification]	Ø97	1
4	RETAINING_RING	carbon spring steel	Ø21x1.5	2
3	PISTON_PIN	31CrMoV9	Ø19	1
2	SIDE_RAIL	[supplier specification]	Ø97	2
1	SPACER	[supplier specification]	Ø97	1

DATE		Jmeno / Name		Poznámka / Note	
Kreslí / Drawn by	5.5.2014	Bc. Filip Vasilecko		 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Univerzita je členem sdružení IAF a IAFI</small>	
Prozkontroloval / Checked by					
Schválí / Approved by					
Index změny	Popis změny / change description	Schválí / APP	Datum / Date		
Tolerance / Tolerování		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project	
ISO 128		Piston		C. sestavy / Assembly No.	
ISO 8015		Piston		C. mot. sestavy	
ISO 2768mK		Piston		0.32 Kg	
Měřítko / Scale				1:1	
Název / Title				Rev.	
piston assembly Ø 97				piston assembly 001	
List / sheet no.				Pocet listu / sheets	
1				4	
Format				A3	



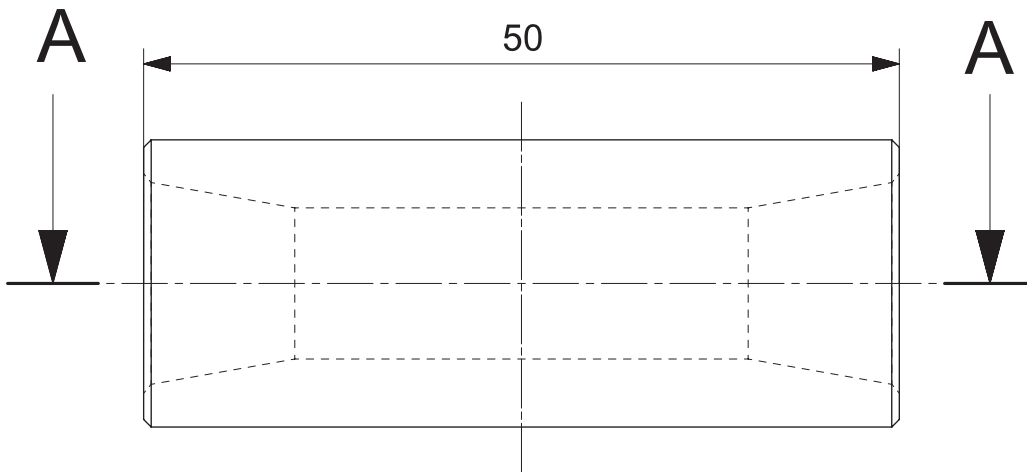
piston Ø 97		forged piston	AL 2618A T6	0,290	piston assembly 001	
Product	Name - company	Reference	Material	TOL	Control	Production
Order	MR - number	Item	Material	Cost	Weight	Code - reference assembly
Year	Delivery Date	Item Name				Assembly drawing no.
Author	5.5.2014	Bc. Filip Vasilček				
Checked by						
Drawn by						
Material						
Notes						
Profilu pistu dle výrobce						
Table / Tabulka	Sub-component / ASSEMBLY	Piston		Project / Projekt	1:1	
BO 128	BO 0015	Piston		Company / Podnik	1:1	
Material				Code - reference / Drawing No.	Format	
Piston Ø 97mm				piston001		A2

4

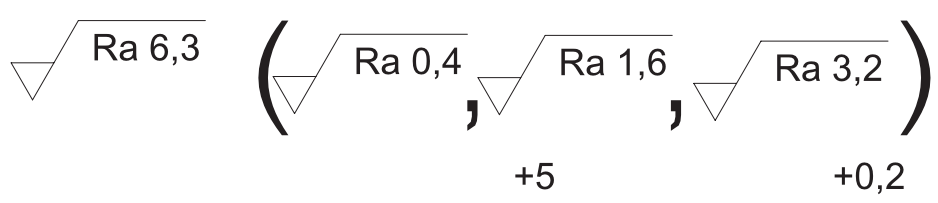
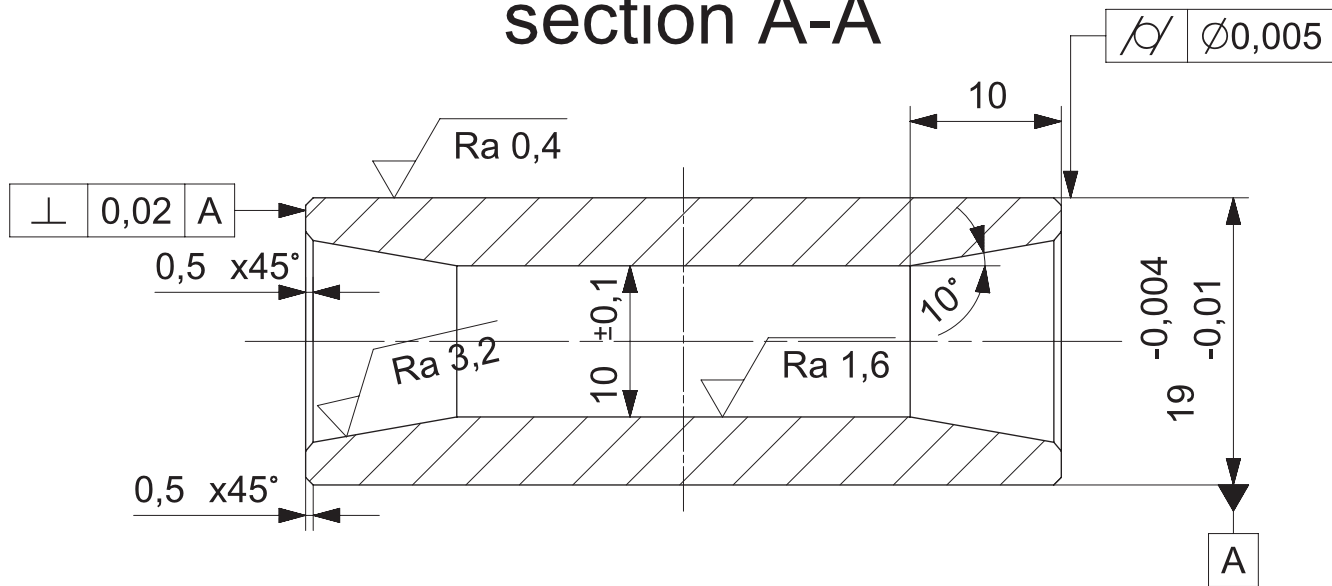
3

2

1



section A-A



Case hardened and hardened on (60 0) HRC, CHD=0,8 0

	Piston pin ϕ 19	pin ϕ 21	15CrNi6		0,0752Kg	0.1105Kg	piston assembly 001	3
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.

CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name			<p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small></p>	
Kreslil / Drawn by	5.5.2014		Bc. Filip Vasilecko				
Prezkousel / Checked by							
Schvalil / Approved by							
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:		

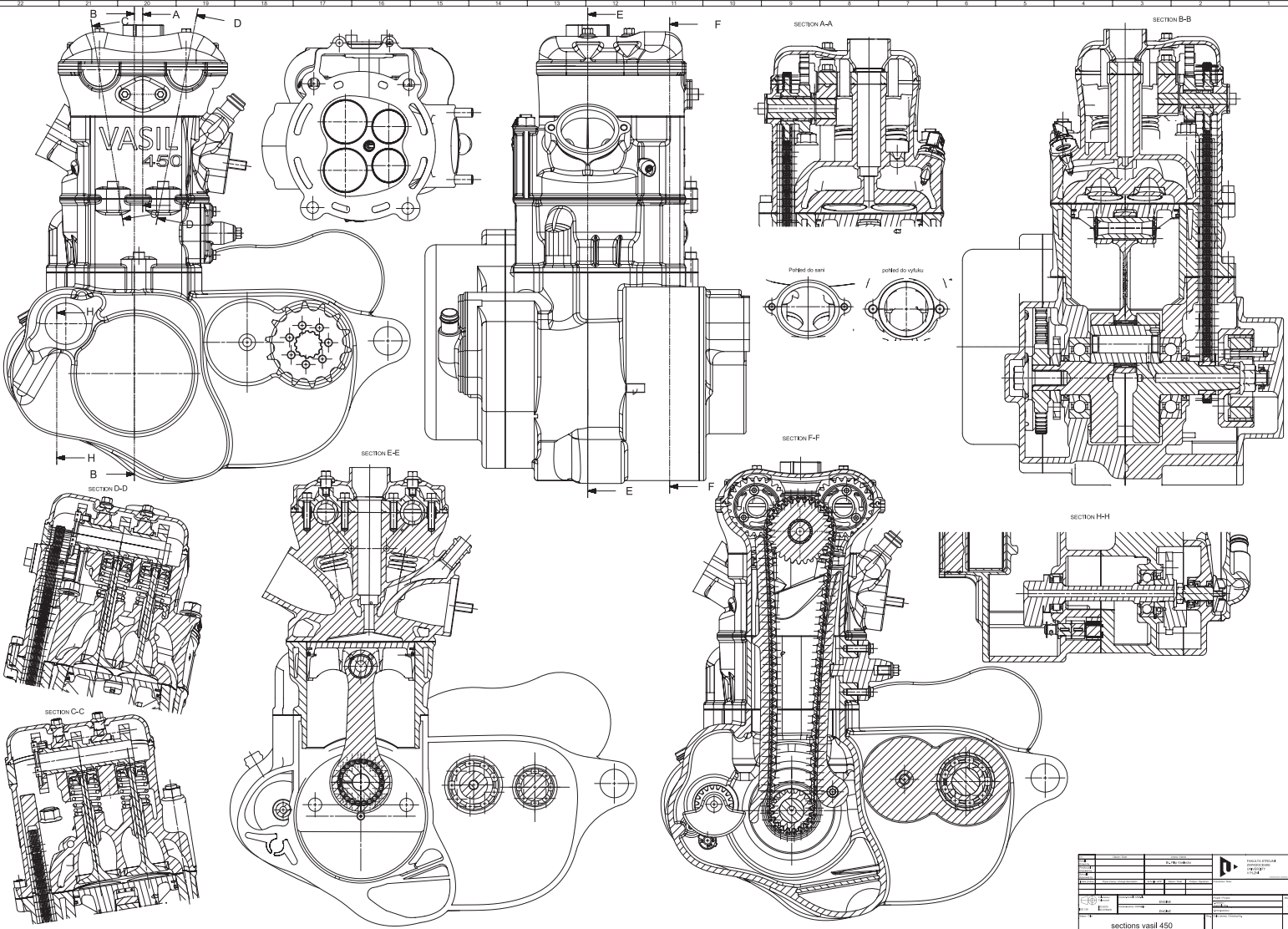
<p>ISO 128</p>	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale	
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.		2:1
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
Piston pin				piston pin 001	297.0 x 210.0
			List / sheet no.	Pocet listu / sheets	
			3	4	

4

3

2

1



sections vasil 450	
1:1	A1