

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**Návrh konceptu jednoválcového motoru pro pohon závodního
motocyklu třídy MOTO3**

**Concept of one-cylinder engine for racing motorcycle in the
MOTO3 class**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Pavel Myslík

2019



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Myslík** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **423354**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh konceptu jednoválcového motoru pro pohon závodního motocyklu třídy MOTO3

Název diplomové práce anglicky:

Concept design of single cylinder engine for racing motorcycle class MOTO3

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete koncept závodního motoru dle platných pravidel v kategorii MOTO3. Vytvořte koncepční návrh základních součástí v CAD softwaru. Provedte pevnostní kontrolu základních součástí klikového mechanismu. Dle koncepčního návrhu vytvořte termodynamický 1-D model motoru a proveďte základní optimalizaci parametrů s ohledem na závodní použití motoru. Navrhnete ventilový rozvod a proveďte analýzu z hlediska kmitání.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Vít Doleček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **29.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Vít Doleček, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu paragraf 60 Zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne.....

Pavel Myslík

PODĚKOVÁNÍ:

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Vítu Dolečkovi Ph.D. za jeho rady, čas a ochotu při řešení problémů a Ing. Jindřichu Hořenínovi za jeho čas, ochotu a trpělivost při konzultacích konstrukční části. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům za jejich podporu v průběhu celého studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Pavel Myslík
Název:	Návrh konceptu jednoválcového motoru pro pohon závodního motocyklu třídy MOTO3
Title:	Concept of one-cylinder engine for racing motorcycle in the MOTO3 class
Akademický rok:	2018/2019
Program:	Strojní inženýrství
Obor:	Dopravní a letadlová technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Abstrakt:

Tato práce popisuje návrh konceptu závodního motoru pro třídu MOTO3 mistrovství světa silničních motocyklů.

Abstract:

This thesis describes design of a concept of racing engine for MOTO3 class of MotoGP world championship.

Klíčová slova:	motocykl, motor, termodynamický model, závody, konstrukce
Keywords:	motorbike, engine, thermodynamic model, races, design
Počet stran:	84
Počet obrázků:	80
Počet tabulek:	10

OBSAH

ÚVOD.....	8
1 Výtah z pravidel kategorie	9
2 Stanovení cílů práce	10
3 Motory používané v současnosti a v minulosti	11
3.1 KTM RC250GP	11
3.2 Honda NSF250RW	12
3.3 Mahindra MGP30	14
3.4 Emir Technology	15
4 Volba celkové koncepce motoru	17
5 Termodynamický model	18
5.1 Nastavení jednotlivých komponent	19
5.1.1 Válec.....	19
5.1.2 Klikový mechanismus	20
5.1.3 Sací kanály a vstřikování paliva	21
5.1.4 Sací potrubí.....	21
5.1.5 Náporové sání s airboxem	21
5.1.6 Ventily	21
5.1.7 Výfukové potrubí.....	22
6 Optimalizace termodynamického modelu.....	23
6.1 První bod - optimalizace zdvihových křivek ventilů	23
6.2 Druhý bod – optimalizace rozměrů sacího potrubí.....	26
6.3 Třetí bod – rozměry výfukového potrubí.....	27
6.4 Čtvrtý bod – spojené zdvihové křivky a rozměry potrubí	28

6.5	Pátý bod – vstupní trubka airboxu	32
7	Koncepční návrh	34
7.1	Hlava válce	36
7.1.1	Spalovací prostor	38
7.1.2	Sací a výfukové kanály.....	40
7.1.3	Rozvodový mechanismus	40
7.2	Klikový mechanismus.....	42
7.2.1	Pístní skupina.....	44
7.2.2	Ojnice	46
7.2.3	Kliková hřídel	47
8	Pevnostní kontroly.....	48
8.1	Požadovaná životnost motoru	48
8.2	Píst	50
8.2.1	Nastavení sítě a vazeb.....	50
8.2.2	Rozložení teploty na pístu	52
8.2.3	Tlakové namáhání.....	55
8.2.4	Namáhání od setrvačné síly.....	58
8.2.5	Posouzení životnosti pístu	60
8.3	Ojnice.....	63
8.3.1	Nastavení sítě, vazeb a zatížení	63
8.3.2	Tlakové namáhání.....	65
8.3.3	Namáhání od setrvačných sil.....	67
8.3.4	Vyhodnocení výsledků pevnostní kontroly ojnice	69
9	Kontrola rozvodového mechanismu.....	70
9.1	Zdvihové křivky ventilů.....	70
9.2	Návrh ventilových pružin	72

ZÁVĚR.....	76
SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A ZKRATEK	78
SEZNAM PŘÍLOH	81

ÚVOD

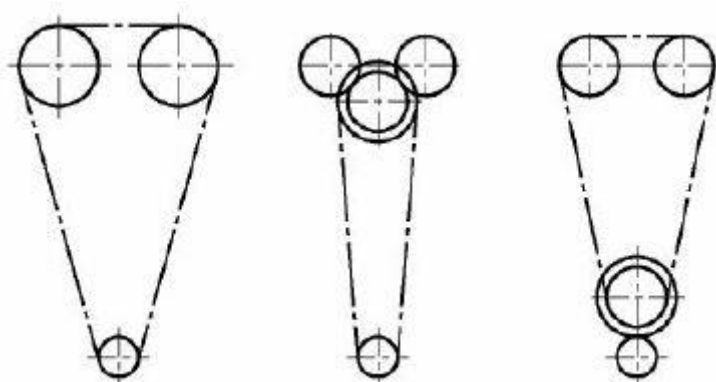
Motoristický sport, se svým obrovským množstvím disciplín, má dlouhou tradici a spalovací motor, jakožto pohon závodních vozidel, v něm sehrál a stále hraje velkou roli.

Toto komplexní téma práce jsem si vybral, protože téma závodění je mi velmi blízké, sám závodím a chtěl jsem si vyzkoušet, co vše obnáší návrh celého motoru, na co vše musí konstruktér brát ohledy a pro jaké kompromisy se musí rozhodnout. V roce 2016 a 2017 jsme se s kamarády zúčastnili studentské soutěže Esteco Academy Design Competition, ve které bylo úkolem vytvoření a optimalizace termodynamického modelu motoru, přibližně odpovídajícímu právě pravidlům kategorie Moto3. Rozhodl jsem se na naši práci navázat a pokračovat až ke koncepčnímu návrhu motoru.

1 Výťah z pravidel kategorie

Základním omezením je, že motory musí být čtyřtakové, atmosféricky plněné jednoválce o maximálním zdvihovém objemu 250 cm³. Maximální vrtání válce je omezeno na 81mm, píst musí být kruhový s max. odchylkou 5%. Maximální povolené otáčky jsou 13 500 min⁻¹.

Ventilový rozvod smí být pouze typu DOHC, se 2 ventily pro sání i výfuk. Ventily smí být pouze klasické posuvné, nejsou povolena rotační šoupátka apod. Pohon ventilového rozvodu je povolen pouze řetězem nebo kombinací s převodem ozubeným soukolím. Povolené varianty pohonu jsou na Obr. 1.



Obr. 1 Povolená provedení pohonu rozvodu[1]

Nejsou povoleny systémy variabilní délky sacího a výfukového potrubí. Veškerý nasávaný vzduch musí projít jednou škrticí klapkou. Ve výfukovém potrubí nesmí být žádné pohyblivé součásti např. klapky. Přímé vstřikování paliva do válce je zakázáno. Systémy zpětné recirkulace výfukových plynů - EGR jsou zakázány.

Žádná část motoru nesmí být vyrobena z materiálu s modulem pružnosti větším než 50 GPa. Kliková a vačková hřídel smí být vyrobena pouze z oceli nebo litiny. Přidání jiných materiálů je povoleno pouze za účelem vyvážení. Píst, hlava válce a blok motoru musí být vyrobeny pouze z hliníkových slitin. Pístní čep může být vyroben pouze z oceli, ojnice, ventily a ventilové pružiny smí být vyrobeny pouze z oceli nebo titanové slitiny.

Je povoleno použít pouze 6 motorů na závodní sezónu.[1]

2 Stanovení cílů práce

Cílem této práce je návrh konceptu závodního motoru pro pohon motocyklu třídy MOTO3 mistrovství světa silničních motocyklů.

Ze závodního použití motoru vyplývá požadavek na co nejvyšší výkon pro dosažení co nejvyššího podélného zrychlení motocyklu a co nejvyšší maximální rychlosti. Zároveň ale musí být křivka závislosti výkonu na otáčkách motoru dostatečně hladká, aby se motor choval pro jezdce předvídatelně a on dokázal plně využít jeho potenciál. Vysoký výkon motoru ve velmi úzkém otáčkovém rozsahu je nevýhodný protože ho jezdec na trati nedokáže plně využít. Cílem tedy bude sestavit termodynamický 1-D model motoru pro zjištění a posouzení výkonových parametrů.

Konstrukce motoru musí plně vyhovovat pravidlům kategorie, které také předepisují použití maximálně šesti motorů na závodní sezónu, z toho vyplývá požadavek na minimální životnost. Cílem je navrhnout jednotlivé součásti tak, aby vyhovovaly pravidlům kategorie a vydržely zatížení, vyplývající z výkonu motoru a závodního použití po požadovanou dobu životnosti, přičemž pevnostní kontroly provedu pouze u základních dílů klikového mechanismu – pístu a ojnice. Dalším velmi zatíženým místem motoru je rozvodový mechanismus, zde provedu pouze základní kontrolu z hlediska kmitání, protože detailní kontrola by přesáhla rozsah mé práce.

Celkový cíl této práce lze dekomponovat na tyto jednotlivé cíle:

- sestavit termodynamický model motoru
- provést optimalizaci parametrů motoru s ohledem na závodní použití
- navrhnout koncept motoru dle pravidel kategorie
- provést pevnostní kontrolu základních dílů klikového mechanismu
- navrhnout ventilový rozvod a provést kontrolu z hlediska kmitání

3 Motory používané v současnosti a v minulosti

Motory kategorie MOTO3 vyrábí několik výrobců.

Celková koncepce vyráběných motorů je odlišná, i když většina má válec skloněný směrem dopředu – po směru jízdy, vstup sacích kanálů zezadu a výstup výfukových dopředu. Někteří výrobci použili maximální povolené vrtání válce, jiní menší o několik milimetrů. Všechny motory sdílí DOHC ventilový rozvod se dvěma vačkovými hřídeli a čtyřmi ventily, jsou použita hrníčková zdvihátka nebo vložená vahadla. U všech motorů je použito kapalinové chlazení.

3.1 KTM RC250GP

Válec motoru tohoto motocyklu je skloněn směrem dopředu, po směru jízdy a tím je ovlivněna celková koncepce motocyklu, kdy vstup sání do motoru je zezadu a výstup výfuku směrem dopředu. Výfukové kanály vystupují z motoru samostatně a výfukové potrubí je také samostatné.

Je použito maximální povolené vrtání válce 81mm a tomu odpovídající zdvih 48,5mm.[2]



Obr. 2 KTM RC250GP[3]



Obr. 3 Motor motocyklu KTM RC250GP[4]

3.2 Honda NSF250RW

Koncepce tohoto motocyklu je „obrácená“ než u KTM, válec motoru je skloněn směrem dozadu, proti směru jízdy, vstup sání do motoru je zepředu a výstup výfuku naopak dozadu. Stejně jako u motoru KTM jsou použity dva samostatné výfukové kanály a oddělené potrubí pro každý kanál.

Vrtání válce je 78mm a tomu odpovídající zdvih 52,2mm.[5]



Obr. 4 Honda NSF250RW[6]



Obr. 5 Motor motocyklu Honda NSF250RW[7]



Obr. 6 Honda NSF250RW[8]

3.3 Mahindra MGP30

Válec tohoto motoru je mírně skloněn dopředu a je použito vrtání 78 mm a zdvih 52,2 mm. Ve ventilovém rozvodu jsou vložena vahadla mezi ventily a vačkové hřídele.[9]



Obr. 7 Mahindra MGP30[10]

3.4 Emir Technology

Motor Emir GP3 je výsledkem spolupráce závodního týmu Iodaracing a firmy Robby Moto Engineering.

Je použito vrtání válce 80 mm, tomu odpovídající zdvih 49,7 mm. V rozvodovém mechanismu jsou použita vložná vahadla. Sací ventily jsou skloněny o 7° od osy válce, výfukové o 9° a tvoří tak střechovitý spalovací prostor. Sací ventily mají průměr 31 mm a zdvih 9,2 mm, výfukové 25 mm a zdvih 7,5 mm.[11]



Obr. 8 Motor Emir GP3[12]



Obr. 9 Součásti ventilového rozvodu motoru Emir GP3[13]

4 Volba celkové koncepce motoru

Rozhodl jsem se pro motor s osou válce nakloněnou směrem dozadu a se vstupem do sacích kanálů zepředu a výstupem výfukových kanálů dozadu. Výfukové potrubí bude konstruováno jako dvě samostatné větve. Touto koncepcí vychází motor kompaktní a v celkové koncepci motocyklu je snadno proveditelné náporové sání s objemným airboxem. Předpokládám, že z optimalizace vyplyne krátké výfukové potrubí jako ideální pro vysoké otáčky, toho lze s touto koncepcí rovněž snadno docílit.

Zvolil jsem maximální povolené vrtání válce 81 mm a tomu odpovídající zdvih 48,5 mm. Kompresní poměr 14 je zvolen na základě rešerše podobných motorů.

Rozteč ok ojnice 100 mm, průměr sacích ventilů 35,5 mm a průměr výfukových ventilů 27,5 mm. Tyto tři parametry jsem zvolil na základě zadání soutěže, o které se zmiňuji v úvodu. Předpokládal jsem, že jsou podloženy zkušenostmi a mají své opodstatnění s ohledem na konstrukci motoru.

Tabulka 1: Zvolené parametry motoru

vrtání válce	81 mm
zdvih	48,5 mm
rozteč ok ojnice	100 mm
průměr sacích ventilů	35,5 mm
průměr výfukových ventilů	27,5 mm
kompresní poměr	14

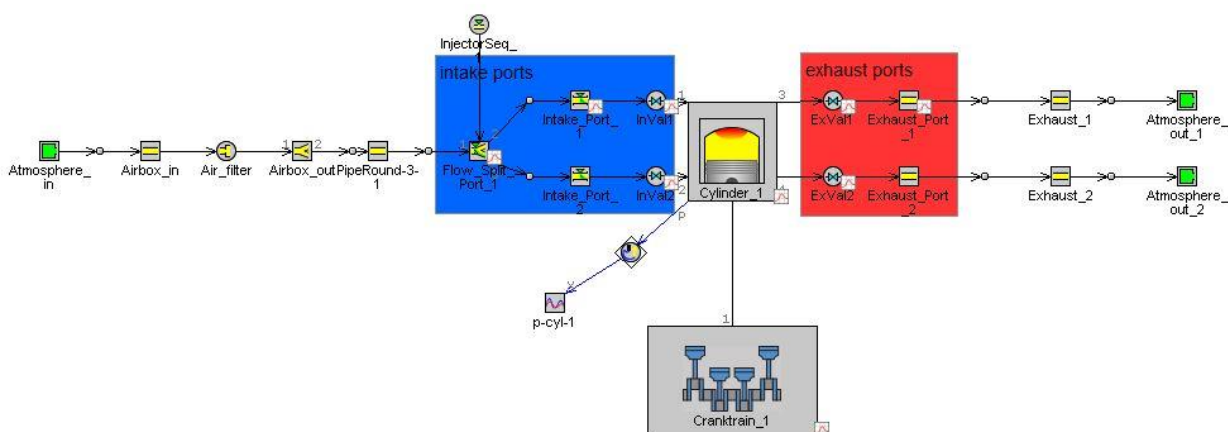
5 Termodynamický model

S rozvojem výpočetní techniky se při návrhu konstrukce spalovacích motorů začaly používat kromě empirických poznatků a zkušeností i počítačové simulace. Pomocí termodynamického modelu lze s rozumnou přesností simulovat reálné chování spalovacího motoru, zjistit citlivost na jednotlivé parametry a zkrátit tak dobu potřebnou pro vývoj nového motoru.

Program GT – SUITE 2018 od společnosti Gamma Technologies patří dnes v tomto ohledu k nejpoužívanějším programům.

Blokové schéma modelu jsem vytvořil ze základních prvků knihovny programu tak, aby respektovalo skutečnou konstrukci motoru, přičemž jsem zanedbal použití tlumiče hluku na výfukovém potrubí. Každý blok obsahuje šablonu – *template*, do které se vyplní geometrie dílu nebo použitý fyzikální model. Program také obsahuje několik připravených modelů motorů – *examples*. Z modelů podobných motorů – čtyřtákních, atmosféricky plněných, jsem využil nastavení některých prvků, pro které jsem neměl k dispozici potřebná data.

Při závodním použití pracuje motor většinu času pod plným zatížením. To jsem zohlednil v nastavení výpočtu, všechny vypočtené parametry tedy odpovídají tzv. vnější charakteristice motoru.



Obr. 10 Blokové schéma termodynamického modelu v programu GT - SUITE 2018

5.1 Nastavení jednotlivých komponent

5.1.1 Válec

Ve válci spalovacího motoru se odehrává samotný pracovní cyklus. Dochází zde k chemickým a fyzikálním dějům, konkrétně např. ke spalování a přestupu tepla do ostatních částí motoru. V sestaveném motoru je válec uvažován jako jeden objem o stejném složení a tlaku.

5.1.1.1 Spalování

Spalování je modelováno pomocí Vibeho funkce. Jedná se o závislost vývinu tepla na čase respektive na úhlu natočení klikové hřídele.

$$x_b = 1 - e^{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}} \quad (1)$$

Na základě dat z podobných motorů byly použity následující hodnoty průběhu hoření:

- úhel natočení kliky v okamžiku, kdy je spáleno 50 % paliva $CA_{50} = 9^\circ$
- délka hoření od bodu spálení 10 % paliva do bodu spálení 90 % paliva ve stupních natočení klikové hřídele $CA_{10-90} = 35^\circ$
- Vibeho exponent $m = 1,5$

5.1.1.2 Přestup tepla

K určení přibližného množství tepla, které bude odvedeno z pracovního prostoru do chladícího okruhu, je potřeba znát součinitel prostupu tepla. K jeho určení se v simulacích používá tzv. Woschniho korelace založená na vztahu, který se v teorii přenosových jevů běžně používá pro určení koeficientu prostupu tepla při konvektivním přenosu [13]:

$$Nu = a \times Re^m \times Pr^n \quad (2)$$

V případě této korelace je ze vztahu vyřazeno Prandtlovo číslo, tepelná vodivost a dynamická viskozita jsou nahrazeny pomocí mocnin termodynamické teploty směsi, hustota je ze vztahu vyřazena dosazením ze stavové rovnice ideálního plynu.

Výsledná rovnice pak nabývá tvaru [13]:

$$h_c = C \times B^{m-1} \times p^m \times w^m \times T^{(0,75-1,62m)} \quad (3)$$

kde B je průměr vrtání válce, p je tlak směsi, T je termodynamická teplota a w je průměrná rychlost plynu ve válci. Tu je možné určit z rovnice [13]:

$$w = C_1 \times \bar{S}_p + C_2 \times \frac{V_d \times T_r}{p_r \times V_r} \times (p - p_m) \quad (4)$$

kde C_1 a C_2 jsou konstanty, jichž velikost se určuje podle fáze cyklu (sání, komprese apod.), \bar{S}_p je střední pístová rychlost, p_r , V_r a T_r jsou referenční hodnoty tlaku, teploty a objemu směsi – většinou se využívá stavu v okamžiku zavření sacího ventilu nebo zážehu. V_d je objem motoru, p je aktuální tlak ve válci a p_m je tlak ve válci protáčeného motoru.

5.1.2 Klikový mechanismus

Obsahuje údaje o geometrii – zdvih, vrtání válce, délku ojnice, kompresní poměr a vůli mezi pístem a hlavou válce v horní úvrati zdvihu.

Rovněž je zde model třecích ztrát. Primárně je v programu GT –SUITE využíván Chen-Flynnův model. Výstupem z modelu je FMEP(friction mean effective pressure), do češtiny přeloženo jako střední tlak třecích ztrát.

$$FMEP = A + B \times P_{max} + C \times n + D \times n^2 \quad (5)$$

Kde konstanta A představuje konstantní ztráty, B společně s maximálním tlakem ve válci P_{max} představuje efekt zátěže motoru a poslední dva členy závislost na otáčkách motoru n . Všechny konstanty se určují experimentálně a kvůli nedostatku relevantních naměřených dat pro určení jednotlivých konstant rovnice jsem ho však nevyužil. Další způsob odhadu třecích ztrát je sestavení detailního modelu klikového mechanismu v komponentě GT - Cranktrain, což už by ale přesáhlo rozsah mé práce.

5.1.3 Sací kanály a vstřikování paliva

Sací kanál se ihned po vstupu do hlavy válce rozděluje na dva, vedoucí k jednotlivým ventilům. Proto je modelován jako rozdělující člen – *FlowSplit* na který jsou napojena dvě krátká potrubí. Jeho charakteristickými rozměry jsou délka a průměr, protože jsou vzdálenosti mezi díly malé, použil jsem stejný průměr, jaký má škrticí klapka a zbytek sacího potrubí.

Motor bude vybaven vstřikováním paliva do sacího kanálu, proto je v modelu vstřikovač vyveden do rozdělovacího členu a jsou použity komponenty s modelem odparu.

5.1.4 Sací potrubí

Sací potrubí je modelováno jako prostá trubka, která má stejný průměr jako vstup do sacího kanálu. Protože oběh motoru modeluji pro plnou zátěž, tzn. plně otevřenou škrticí klapku, mohu ji také nahradit rovným potrubím při zanedbání tlakové ztráty.

5.1.5 Náporové sání s airboxem

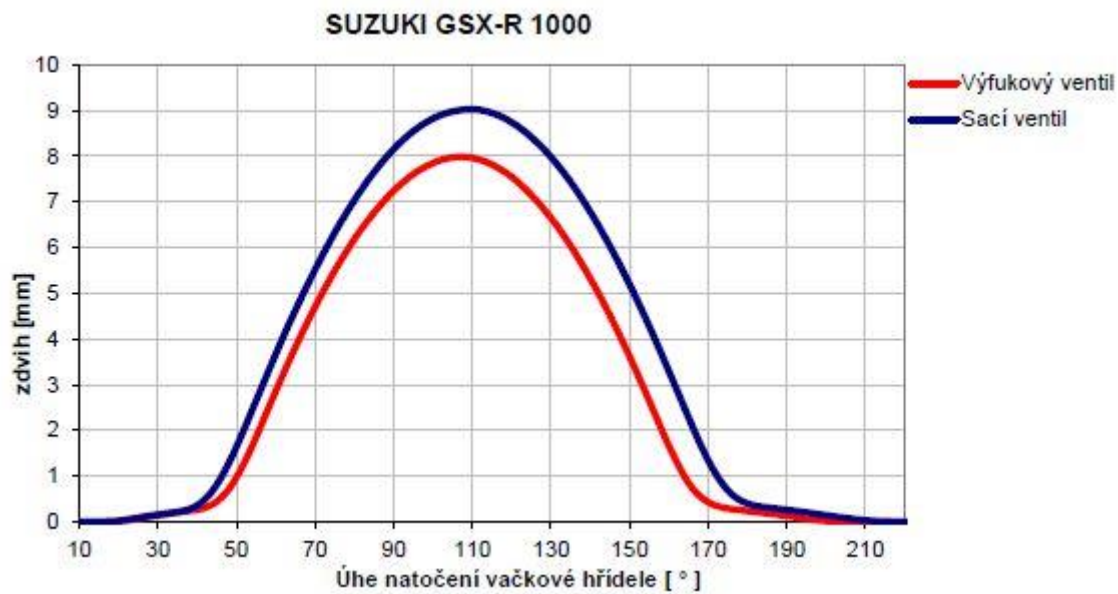
Většina závodních a v současnosti i sportovních silničních motocyklů využívá náporového sání, kdy do přední části kapotáže je zavedeno potrubí vedoucí do airboxu, ve kterém je umístěn vzduchový filtr a z něho vede sací potrubí ke vstupu do motoru. Díky tomu je využita kinetická energie zastaveného proudu nasávaného vzduchu k navýšení tlaku viz (6).

$$p_c = p_a + \frac{1}{2} c_{pc} \times \rho \times v^2 \quad (6)$$

Kde p_c je celkový tlak vzduchu, p_a je atmosférický tlak, c_{pc} koeficient využití energie, ρ hustota vzduchu a v rychlost vozidla. Nakonec jsem použití náporového sání v modelu neuvažoval, protože nevím přesnou hodnotu koeficientu využití energie.

5.1.6 Ventily

Použil jsem zdvihové křivky ventilů z motoru sportovního motocyklu Suzuki. Jedná se o čtyřválcový motor o zdvihovém objemu 1000 cm³, má tedy jednu válcovou jednotku stejného objemu jako navrhovaný motor.



Obr. 11 Použité zdvihové křivky ventilů z motoru motocyklu Suzuki

Pro průtokové charakteristiky kanálů s ventily jsem použil naměřená data z motoru Yamaha YZF-R6, který používá tým CTU CarTech pro pohon své formule.

5.1.7 Výfukové potrubí

Výfukové potrubí je modelováno jako dvě samostatné větve. V modelu jsou vypočítávané prostupy tepla a teploty podle zadaných hodnot tloušťek stěn a emisivity materiálu.

6 Optimalizace termodynamického modelu

Optimalizaci jsem prováděl v několika bodech tak, abych mohl určit vliv jednotlivých parametrů.

Jak jsem již uvedl v předchozí kapitole, v termodynamickém modelu jsem nepoužil model třecích ztrát, proto jsem zvolil jako sledovanou veličinu střední indikovaný tlak ve válci (IMEP). Volbu nejlepší varianty jsem prováděl na základě průměrné hodnoty středního indikovaného tlaku v rozsahu otáček 9000 až 13 500 min⁻¹.

Nejprve jsem si ale určil, které parametry jsou pevné, tj. jsou zvoleny např. na základě rešerše a nebude je již dále měnit a které jsou volné a budu je tedy optimalizovat.

Pevné parametry:

- vrtání a zdvih
- kompresní poměr
- průměry ventilů
- objem airboxu

Volné parametry:

- zdvihové křivky ventilů
- rozměry sacího a výfukového potrubí (průměr a délka)
- rozměry vstupní trubky náporového sání (průměr a délka)

Při optimalizaci jsem použil nástroj *GT-Suite Advanced Direct Optimizer* a tzv. Genetický algoritmus, ve druhém a třetím bodě optimalizace jsem použil tzv. Diskrétní algoritmus, protože byl optimalizovaný pouze jeden parametr.

Pravidla kategorie zakazují použití systémů proměnlivého časování vaček a proměnlivých délek či jiných rozměrů potrubí. Proto jsem vždy provedl optimalizaci pro určité otáčky motoru a pro stejné nastavení provedl výpočet v celém otáčkovém spektru, aby bylo zřejmé, jaký je průběh sledované veličiny.

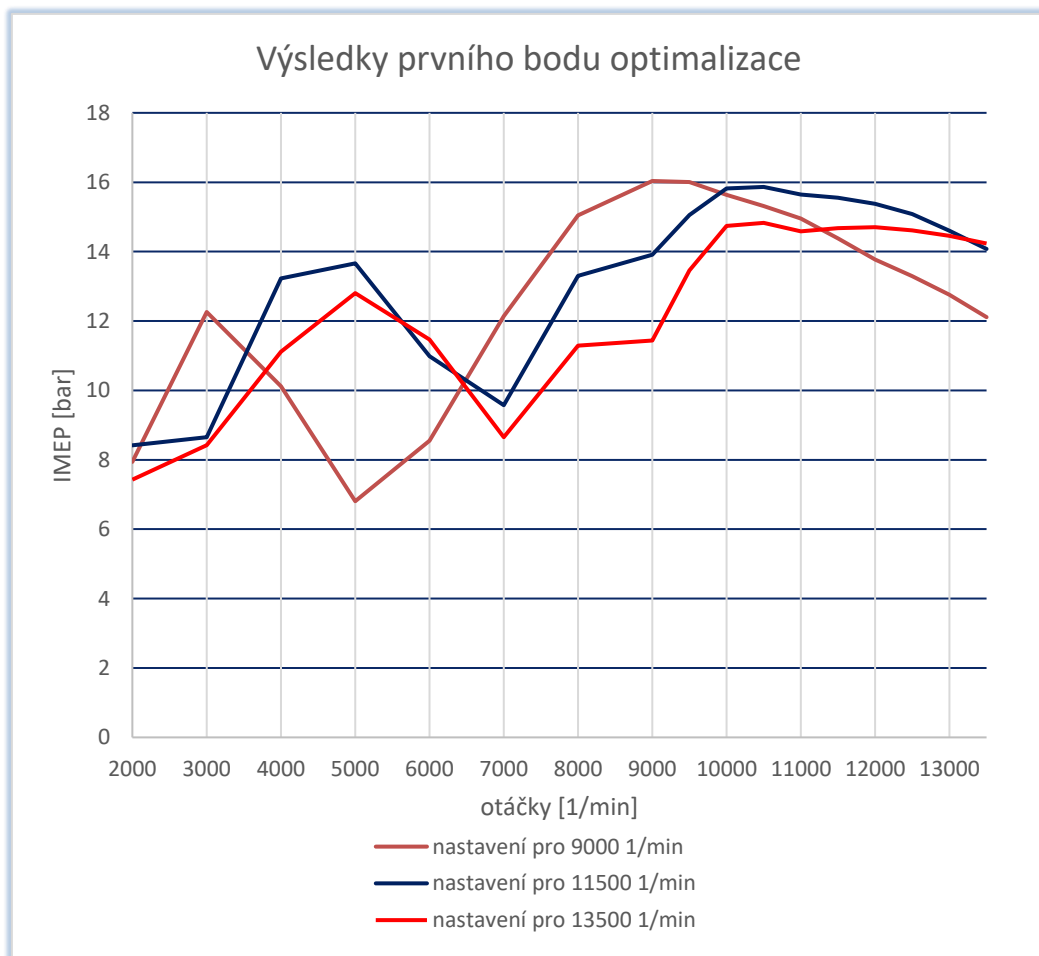
6.1 První bod - optimalizace zdvihových křivek ventilů

Nejprve jsem optimalizoval zdvihové křivky ventilů. Pro každou křivku 3 parametry: časování (timing), zdvih (lift) a délka (duration), přičemž zdvih a délka byly upravovány násobením koeficienty: `LIFT_MULTIPLIER` a `CAM_DURATION`. Časování bylo odměřováno k bodu maximálního zdvihu.

intake_timing	Cam Angle	Cam Timing Angle
intake_cam_duration		Angle Multiplier
intake_cam_lift_multiplier		Lift Multiplier
exhaust_timing	Cam Angle	Cam Timing Angle
exhaust_cam_duration		Angle Multiplier
exhaust_cam_lift_multiplier		Lift Multiplier

Obr. 12 Optimalizované parametry v prvním bodě optimalizace

Těchto 6 parametrů jsem nechal optimalizovat pro maximální hodnotu středního indikovaného tlaku v otáčkách 9000, 11 500 a 13 500 min^{-1} .



Obr. 13 Výsledky prvního bodu optimalizace

Tabulka 2 Výsledky prvního bodu optimalizace

	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min	maximální hodnota IMEP
nastavení pro 9000 1/min	14.43	16.04
nastavení pro 11500 1/min	15.01	15.87
nastavení pro 13500 1/min	14.17	14.83

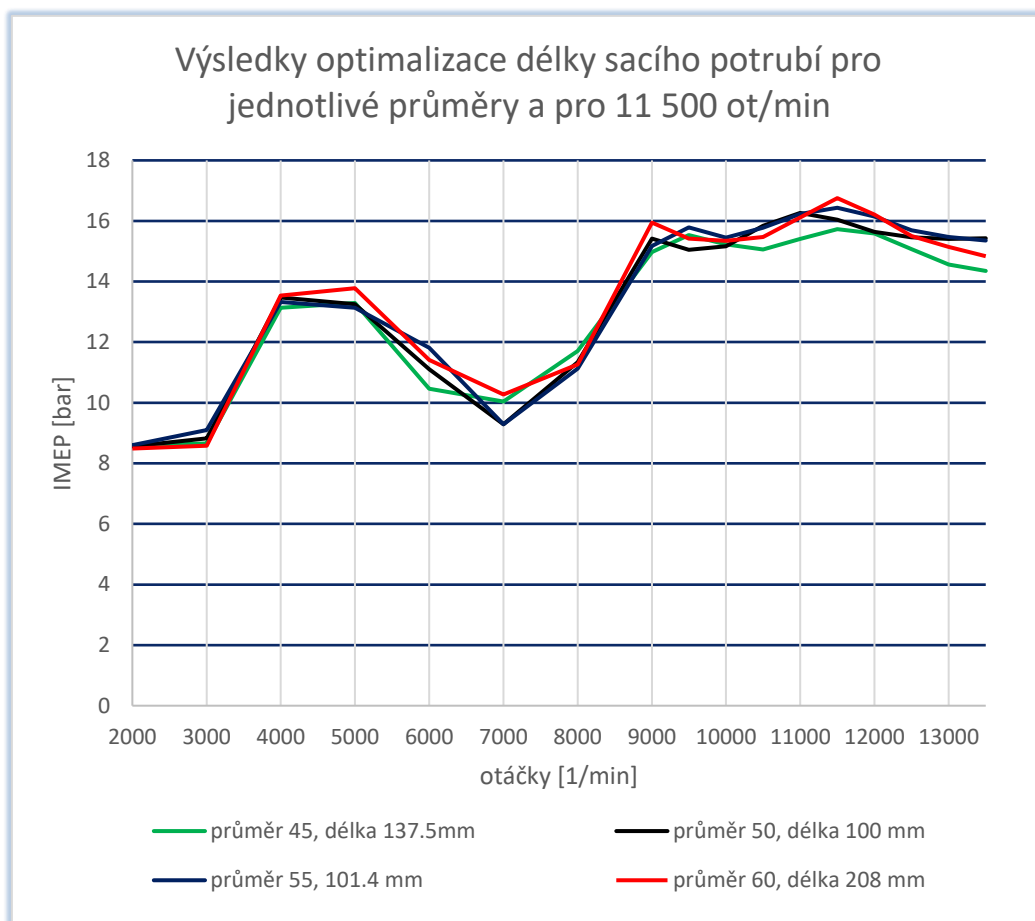
Tabulka 3 Výsledky prvního bodu optimalizace

parametr	nastavení pro 9000 1/min	nastavení pro 11500 1/min	nastavení pro 13500 1/min
intake_timing [°]	213.03	226.35	228.94
intake_cam_duration [1]	1.13	0.95	1.00
intake_cam_lift_multiplier [1]	0.93	0.94	0.97
exhaust_timing [°]	130.49	134.60	134.13
exhaust_cam_duration [1]	1.06	1.15	1.27
exhaust_cam_lift_multiplier [1]	0.84	0.98	0.95

Nejvyšší hodnotu průměrného středního indikovaného tlaku ve sledovaném otáčkovém pásmu (9000 až 13 500 min⁻¹) měla varianta pro 11 500 min⁻¹, pokračoval jsem tedy s tímto nastavením ve druhém bodu optimalizace.

6.2 Druhý bod – optimalizace rozměrů sacího potrubí.

Zde jsem sledoval vliv rozměrů sacího potrubí. Nejprve jsem zvolil 4 různé průměry sacího potrubí a pro každý nechal zoptimalizovat délku pro maximální hodnotu středního indikovaného tlaku v 11 500 min⁻¹. Protože optimalizovaný byl pouze jeden parametr, použil jsem pro urychlení tzv. Diskrétní algoritmus. Výsledky jsou vidět na následujícím obrázku.



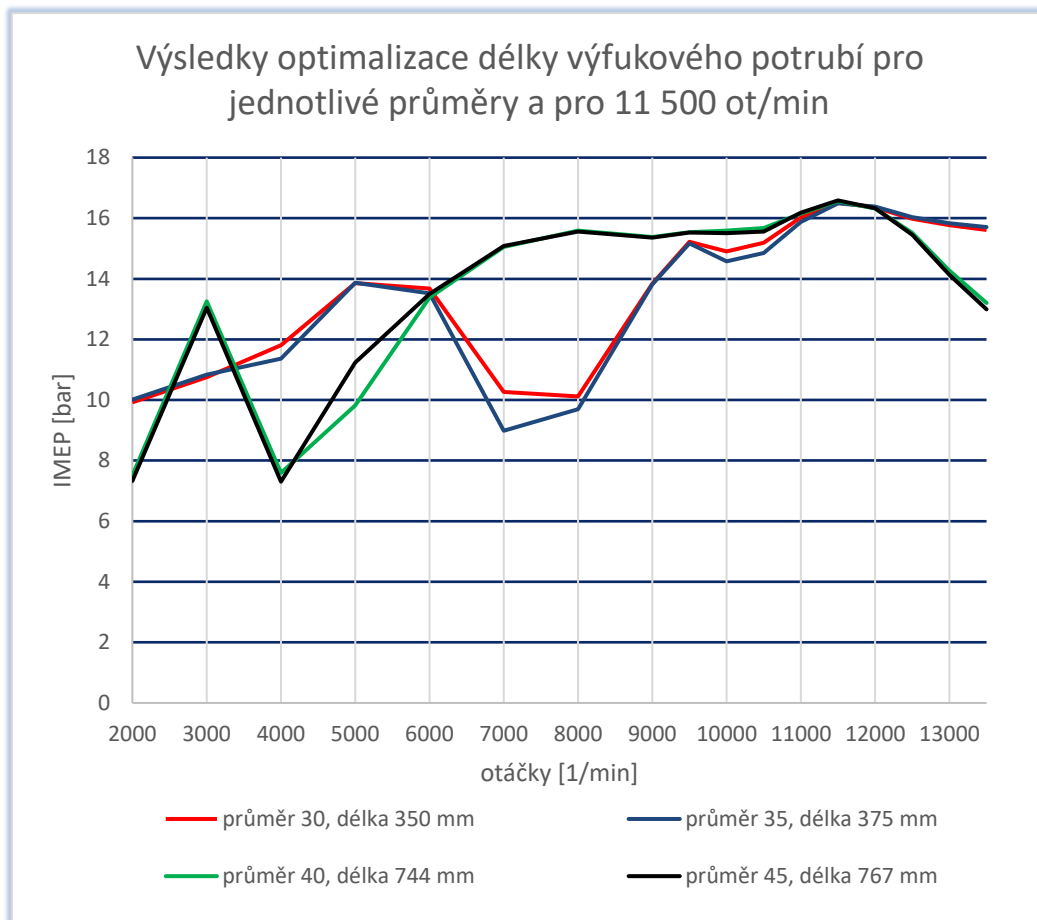
Obr. 14 Výsledky optimalizace délky sacího potrubí pro jednotlivé průměry

Tabulka 4 Výsledky optimalizace délky sacího potrubí

průměr sacího potrubí [mm]	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min [bar]	maximální hodnota IMEP[bar]	optimální délka potrubí pro 11 500 1/min [mm]
45	15.15	15.73	137.5
50	15.57	16.27	100
55	15.75	16.44	101.4
60	15.67	16.75	208

Z nich vyšla jako nejlepší variantu s průměrem 55 mm a toto nastavení jsem použil dále při optimalizaci výfukového potrubí, kde jsem postupoval stejně.

6.3 Třetí bod – rozměry výfukového potrubí



Obr. 15 Výsledky optimalizace délky výfukového potrubí pro jednotlivé průměry

Tabulka 5 Výsledky optimalizace délky výfukového potrubí

průměr výfukového potrubí [mm]	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min [bar]	maximální hodnota IMEP [bar]	optimální délka potrubí pro 11 500 1/min [mm]
30	15.54	16.52	350
35	15.48	16.49	375
40	15.42	16.56	744
45	15.36	16.59	767

Jako nejlepší zde vyšla varianta s průměrem 30 mm.

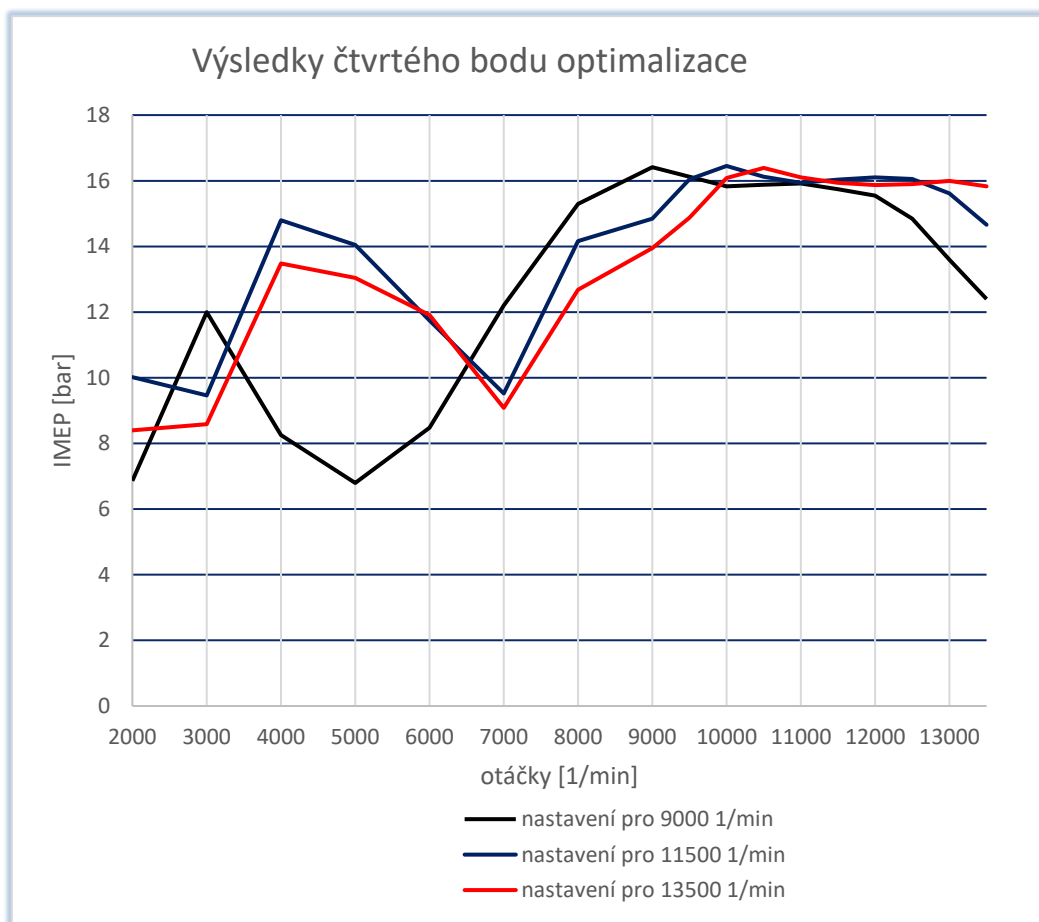
6.4 Čtvrtý bod – spojené zdvihové křivky a rozměry potrubí

Na základě doporučení svého vedoucího jsem ještě provedl spojenou optimalizaci zdvihových křivek a rozměrů potrubí s tím, že už jsem neměnil zdvihy ventilů a průměry potrubí jsem zvolil na základě předchozích bodů optimalizace 55 mm pro sání a 30 mm pro výfuk.

Další změnou byla změna definice parametru časování, který byl nyní odměřován k bodu zavření výfukového ventilu a k bodu otevření sacího ventilu. Tím je přímo ovlivněna hodnota tzv. překrytí ventilů, která má na výkonové parametry motoru velký vliv.

Optimalizované parametry:

- bod otevření sacího ventilu - INTAKE_TIMING
- délka zdvihu sacího ventilu - INTAKE_CAM_DURATION
- délka sacího potrubí – INTAKE_LENGTH
- bod zavření výfukového ventilu – EXHAUST_TIMING
- délka zdvihu výfukového ventilu – EXHAUST_CAM_DURATION
- délka výfukového potrubí – EXHAUST_LENGTH



Obr. 16 Výsledky čtvrtého bodu optimalizace

Tabulka 6 Výsledky čtvrtého bodu optimalizace

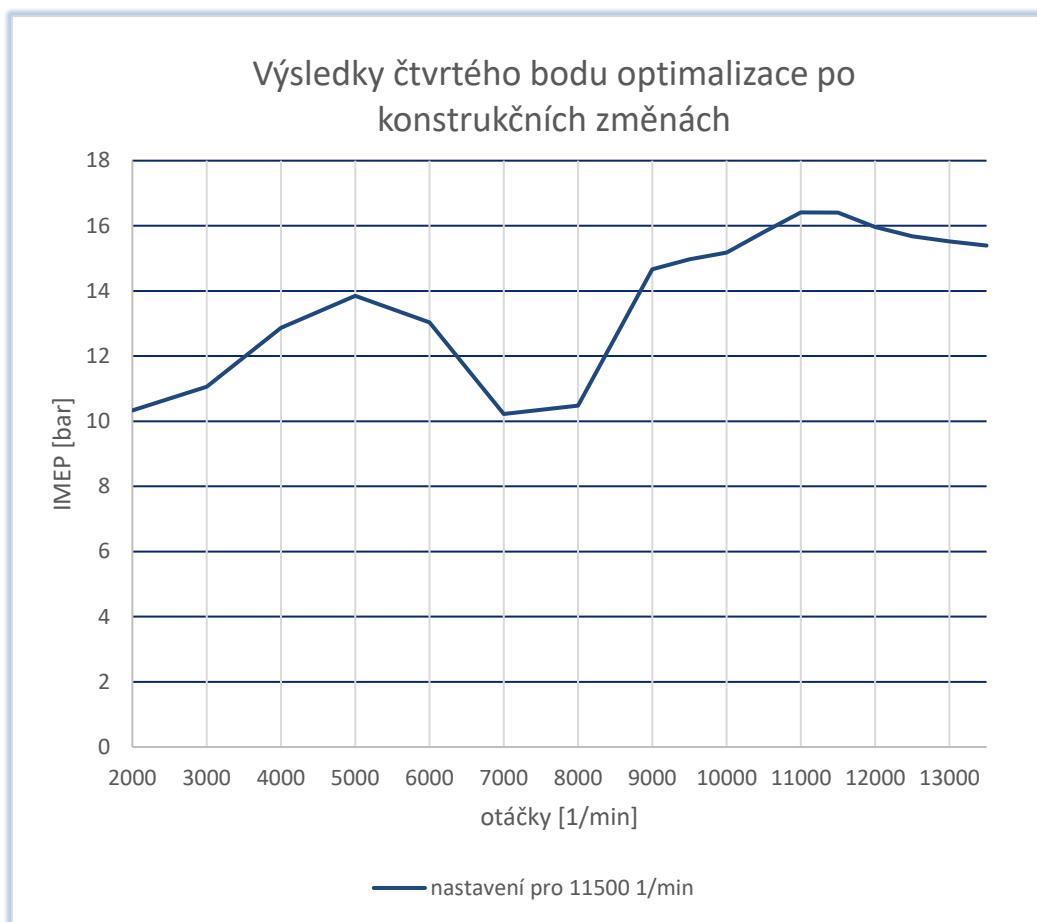
	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min [bar]	maximální hodnota IMEP [bar]
nastavení pro 9000 1/min	15.22	16.39
nastavení pro 11500 1/min	15.78	16.45
nastavení pro 13500 1/min	15.69	16.41

Tabulka 7 Výsledek čtvrtého bodu optimalizace

parametr	nastavení pro 9000 1/min	nastavení pro 11500 1/min	nastavení pro 13500 1/min
intake_pipe_lenght [mm]	167.02	144.22	138.13
intake_timing [°]	97.56	129.88	132.77
intake_cam_duration [1]	1.13	0.91	0.95
exhaust_pipe_length [mm]	397.16	356.78	400.00
exhaust_timing [°]	242.65	242.97	251.68
exhaust_cam_duration [1]	1.08	1.07	1.15

Tímto nastavením se podařilo dosáhnout vyšší hodnoty středního indikovaného tlaku ve sledovaném otáčkovém pásmu, než s předchozím nastavením optimalizace a nejvyšší sledované hodnoty bylo dosaženo s nastavení parametrů pro 11500 min⁻¹.

Později, když jsem se detailně zabýval konstrukcí motoru, jsem byl nucen upravit rozměry sacích kanálů v oblasti napojení na sedla ventilů, kde byl zbytečně malý průřez a naopak zmenšit průměr sacích ventilů z 35,5 na 34 mm. Po těchto změnách jsem znovu provedl optimalizaci a jako nejlepší opět vyšlo nastavení parametrů pro 11500 min⁻¹, takže jsem ho použil i v následujícím bodě optimalizace.



Obr. 17 Výsledky čtvrtého bodu optimalizace po konstrukčních změnách

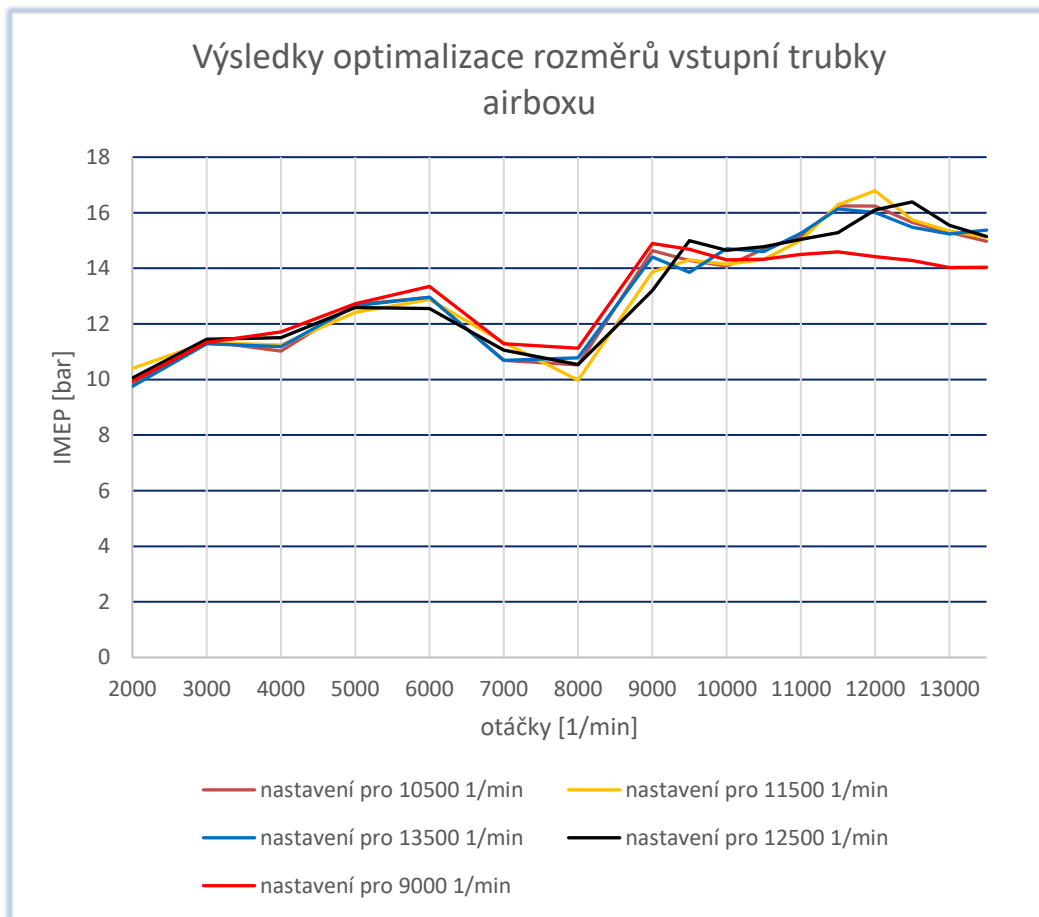
Tabulka 8 Výsledky čtvrtého bodu optimalizace po konstrukčních změnách

	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min	maximální hodnota IMEP
nastavení pro 11500 1/min	15.60	16.41

parametr	nastavení pro 11 500 1/min
intake_pipe_lenght [mm]	151.00
intake_timing [°]	140.00
intake_cam_duration [1]	0.94
exhaust_pipe_length [mm]	357.00
exhaust_timing [°]	238.00
exhaust_cam_duration [1]	1.09

6.5 Pátý bod – vstupní trubka airboxu

V tomto bodě jsem nechal zoptimalizovat rozměry vstupní trubky airboxu – průměr a délku. Zvolil jsem jiné hodnoty otáček, protože jsem se snažil o vyhlazení průběhu středního indikovaného tlaku za současného zachování co nejvyšší maximální hodnoty.

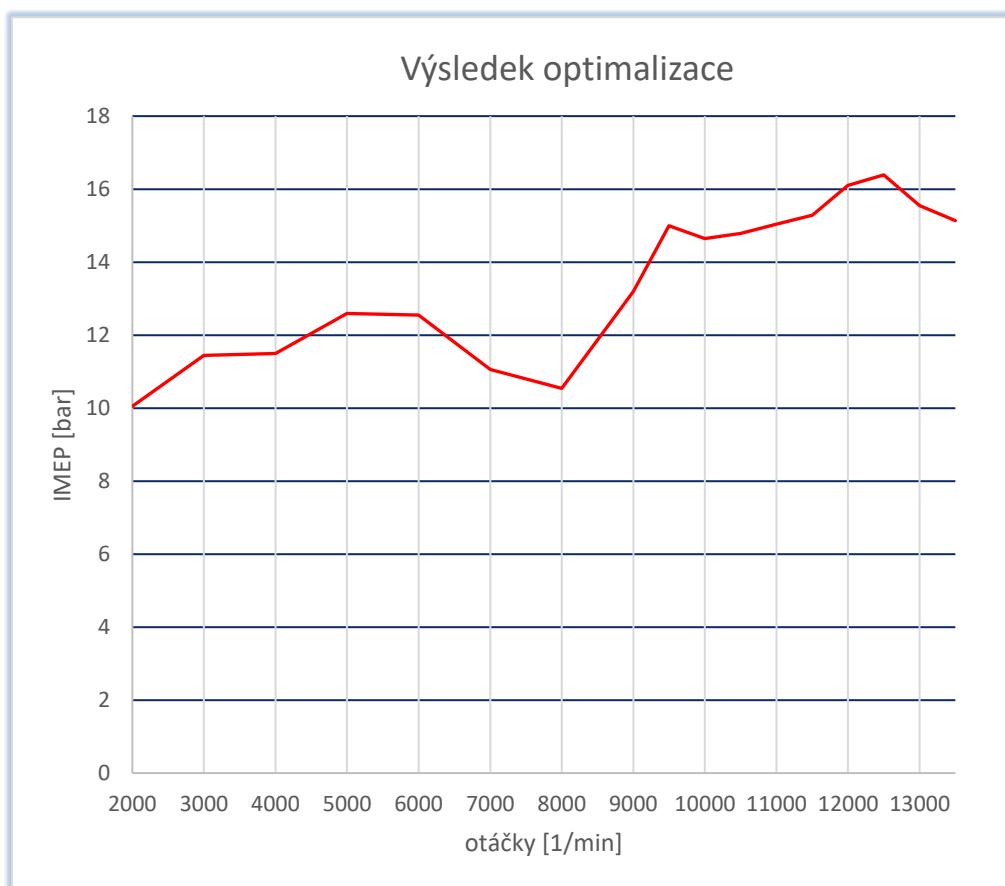


Obr. 18 Výsledky pátého bodu optimalizace

Tabulka 9 Výsledky pátého bodu optimalizace

	průměrná hodnota IMEP 9000 - 13500 1/min [bar]	maximální hodnota IMEP [bar]	průměr vstupní trubky [mm]	optimální délka vstupní trubky [mm]
nastavení pro 9000 1/min	14.41	14.89	70	384
nastavení pro 10500 1/min	15.12	16.25	72	475
nastavení pro 11500 1/min	15.09	16.79	96.3	259.5
nastavení pro 12500 1/min	15.11	16.39	89	600
nastavení pro 13500 1/min	15.11	16.14	74	503

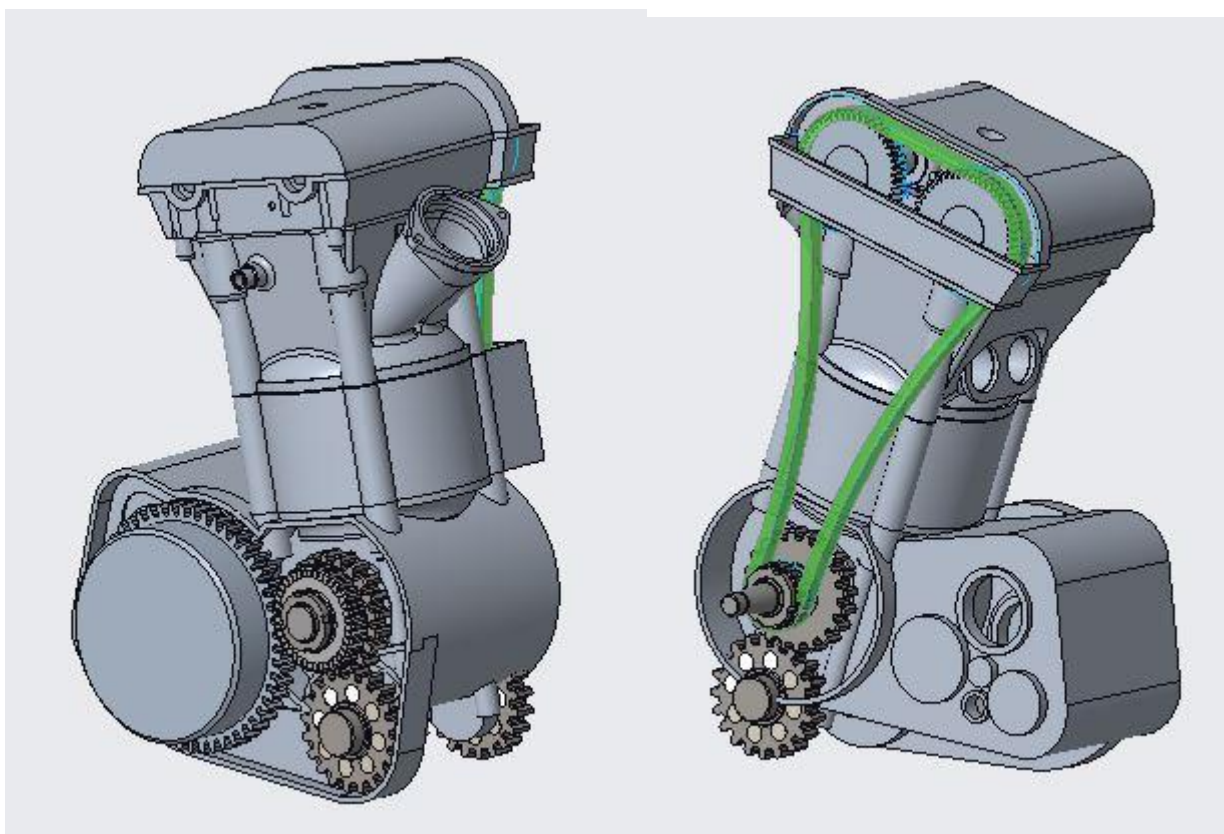
Nejvyšší průměrné hodnoty zde bylo dosaženo s nastavením pro 10500 min⁻¹ ale nakonec jsem se rozhodl použít nastavení parametrů pro 12500 min⁻¹ protože průměrná hodnota se liší pouze o 0,01 baru ale maximální hodnota středního indikovaného tlaku je vyšší.



Obr. 19 Výsledek optimalizace

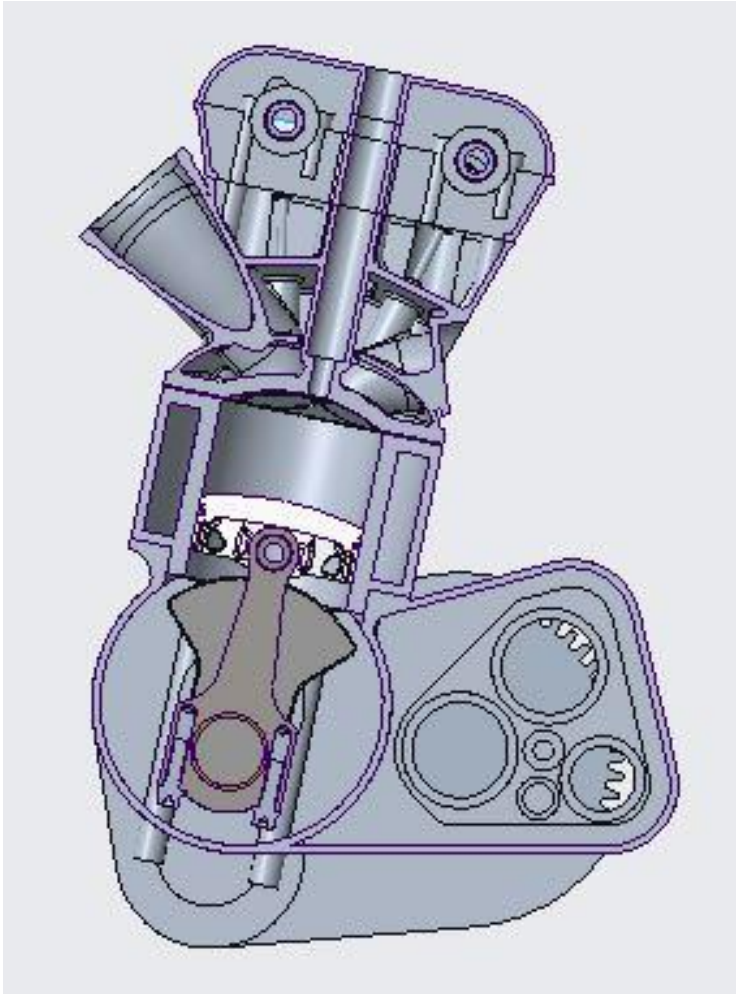
7 Koncepční návrh

V této kapitole popisují konceptní návrh základních součástí motoru, konkrétně klikového mechanismu a ventilového rozvodu. Ostatní součásti jako např. blok motoru, jsem vymodeloval pouze zjednodušeně schematicky, protože detailní konstrukční návrh není cílem této práce. Všechny modely jsem vytvořil v programu Creo 4.



Obr. 20 Schématický model sestavy motoru

Celková koncepce motoru je s válcem skloněným dozadu, proti směru jízdy a vstupem sacího kanálu zepředu a výstupem výfukových kanálů dozadu.

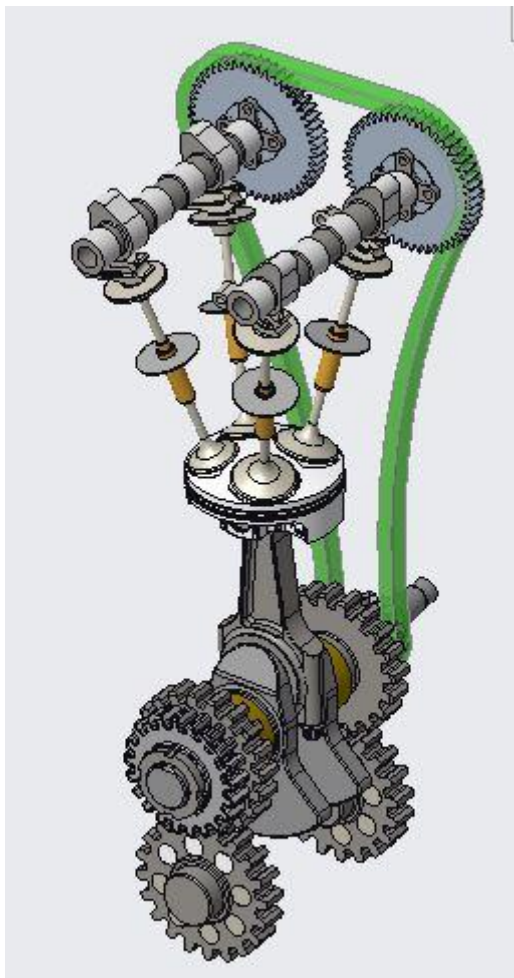


Obr. 21 Řez sestavou motoru

Blok motoru bude rozdělený na horní a dolní polovinu rovinou kolmou na osu válce.

V závodních motorech nejen třídy MOTO3 se běžně používají převodovky kazetového typu, konstruované tak, aby převodovku bylo možné demontovat z motoru bez demontáže motoru z motocyklu. Tato vlastnost umožňuje rychlou výměnu převodových soukolí rychlostních stupňů a změnu odstupňování převodovky při hledání optima na různých závodních tratích. Přibližně jsem si určil vnější rozměry převodovky, tomu přizpůsobil rozměry bloku motoru, nicméně jednotlivé součásti převodovky jsem nemodeloval.

Detailně jsem se zabýval návrhem klikového a rozvodového mechanismu, celkový pohled na tyto díly je na následujícím obrázku.

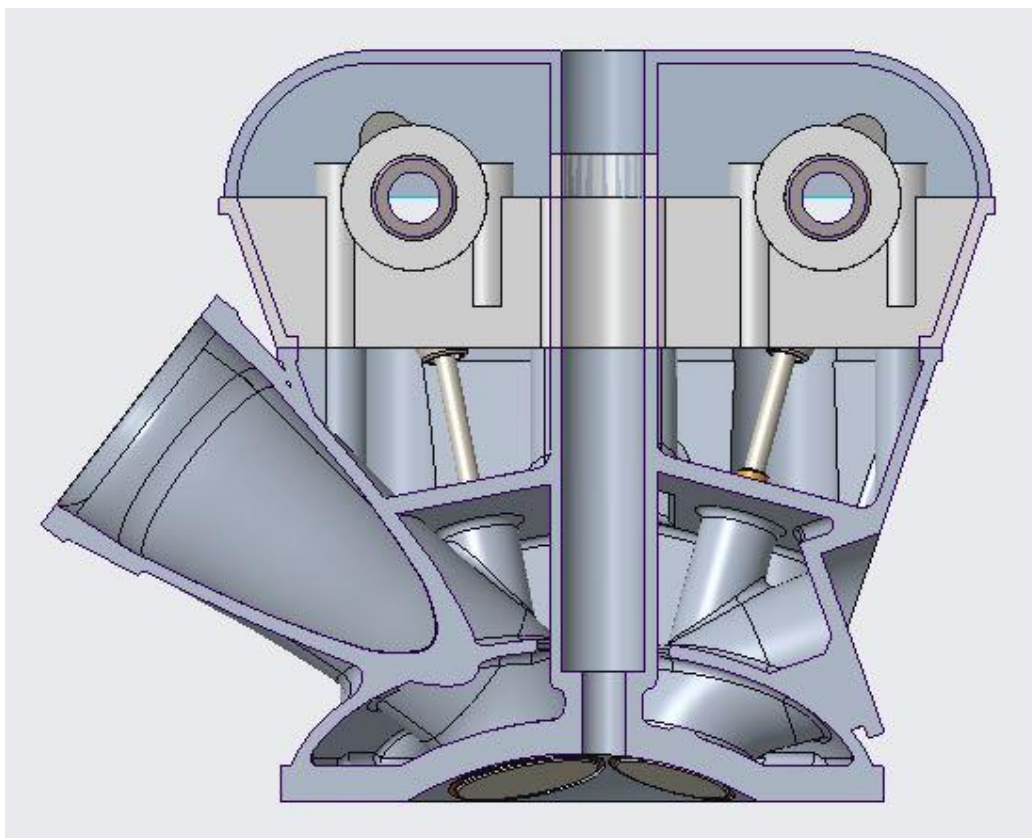


Obr. 22 Díly klikového a rozvodového mechanismu

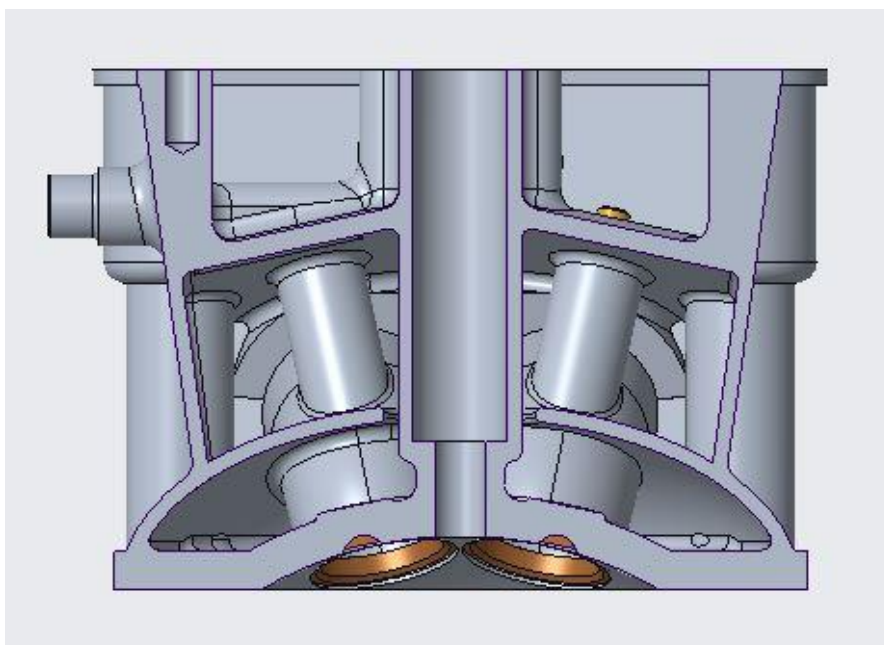
7.1 Hlava válce

Jak již název napovídá, hlava válce uzavírá pracovní prostor ve válci. Jedná se o velmi složitou součást, protože u čtyřtákního motoru musí obsahovat sací a výfukové kanály a ventily, sloužící k výměně pracovní náplně. U moderních motorů s rozvodem typu DOHC také vačkové hřídele a další části rozvodového mechanismu, sloužící k řízení procesu výměny náplně. V neposlední řadě také zapalovací svíčku, sloužící k zapálení směsi paliva se vzduchem. Na hlavu válce působí spalovací tlaky a zvýšená teplota, musí být chlazena a tudíž obsahovat dutinu pro oběh chladicí kapaliny.

Celkovou koncepci hlavy válce jsem navrhl jako složenou za dvou hlavních částí, spodní část s kanály, spalovacím prostorem, ventily a vodním pláštěm. Horní část nese vačkové hřídele a vložena vahadla a je ke spodní části přišroubovaná. Shora uzavírá hlavu kryt vačkových hřídelí.



Obr. 23 Řez sestavou hlavy válce



Obr. 24 Řez spodní částí hlavy válce

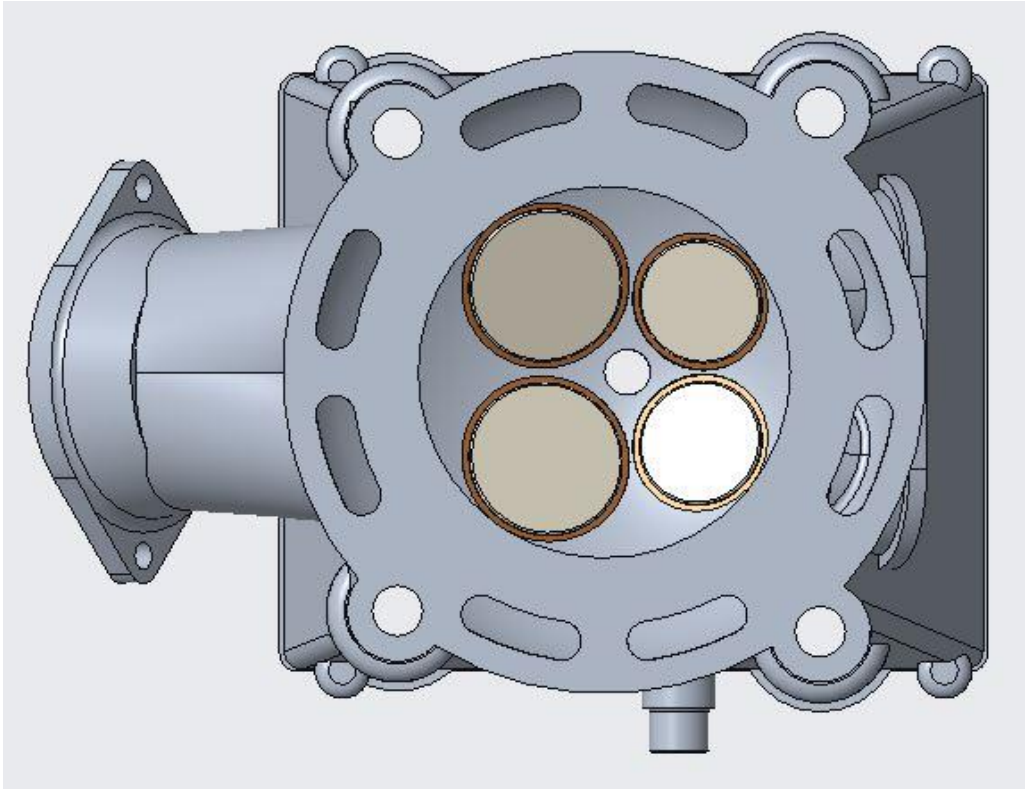
Prostor pro chladicí kapalinu je rozdělen na dvě části, spodní kopíruje tvar spalovacího prostoru a je spojen s horním prostorem mezikružím kolem šachty pro zapalovací svíčku. Chladicí kapalina bude do hlavy proudit skrz otvory v dosedací ploše na válec po obvodu spalovacího prostoru. Tvar spodního prostoru usměrňuje kapalinu mezi kanály směrem ke středu válce, tím dochází k chlazení oblasti ventilových sedel. Horní prostor zasahuje až k dosedací ploše ventilů, takže jsou chlazena i vodítka ventilů a chladicí kapalina je odváděna z nejvyššího místa horního prostoru do chladiče.

7.1.1 Spalovací prostor

Abych mohl použít co největší ventily a kanály a zlepšil předpoklady pro dosažení co nejlepšího naplnění válce, rozhodl jsem se použít kulový spalovací prostor. Sací ventily jsou naklopeny o 11° od osy válce a o 12° od roviny rotace klikové hřídele, svírají tedy mezi sebou úhel 24° . Výfukové ventily jsou naklopeny o 15° od osy válce a o 12° od roviny rotace klikové hřídele, úhel mezi jejich osami je tedy také 24° .

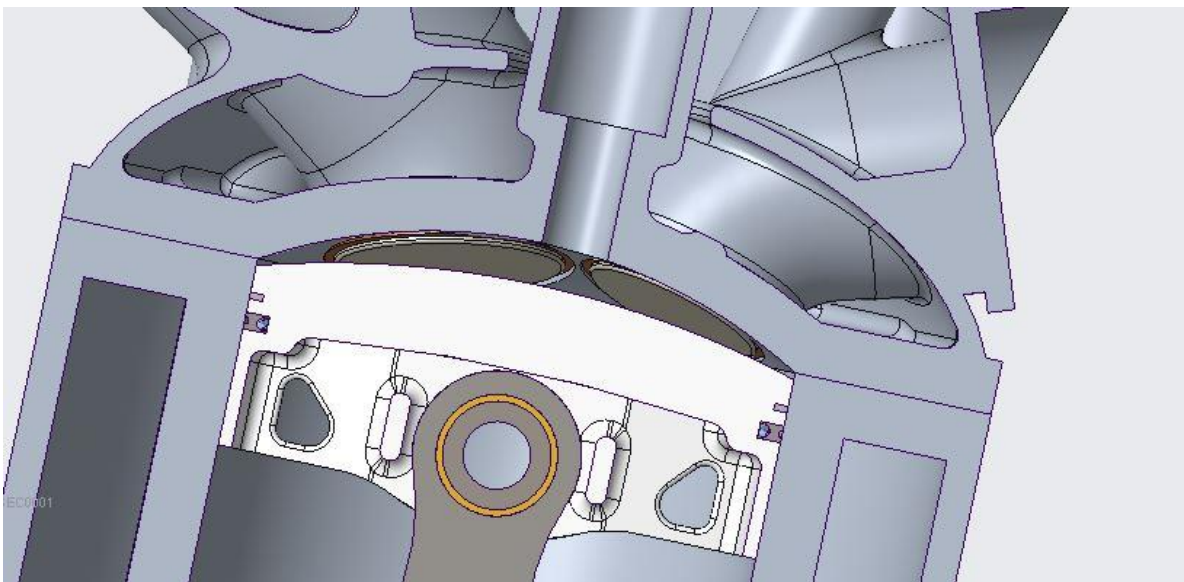


Obr. 25 Umístění ventilů a ventilových sedel ve spalovacím prostoru



Obr. 26 Umístění ventilů a ventilových sedel ve spalovacím prostoru - pohled zdola

Pozice a velikost ventilů je navržena s ohledem na dostatečnou tloušťku materiálu mezi sedly ventilů. Nakonec bylo nutné zmenšit průměr sacích ventilů z 35,5 na 34 mm.



Obr. 27 Řez sestavou motoru s detailem na spalovací prostor

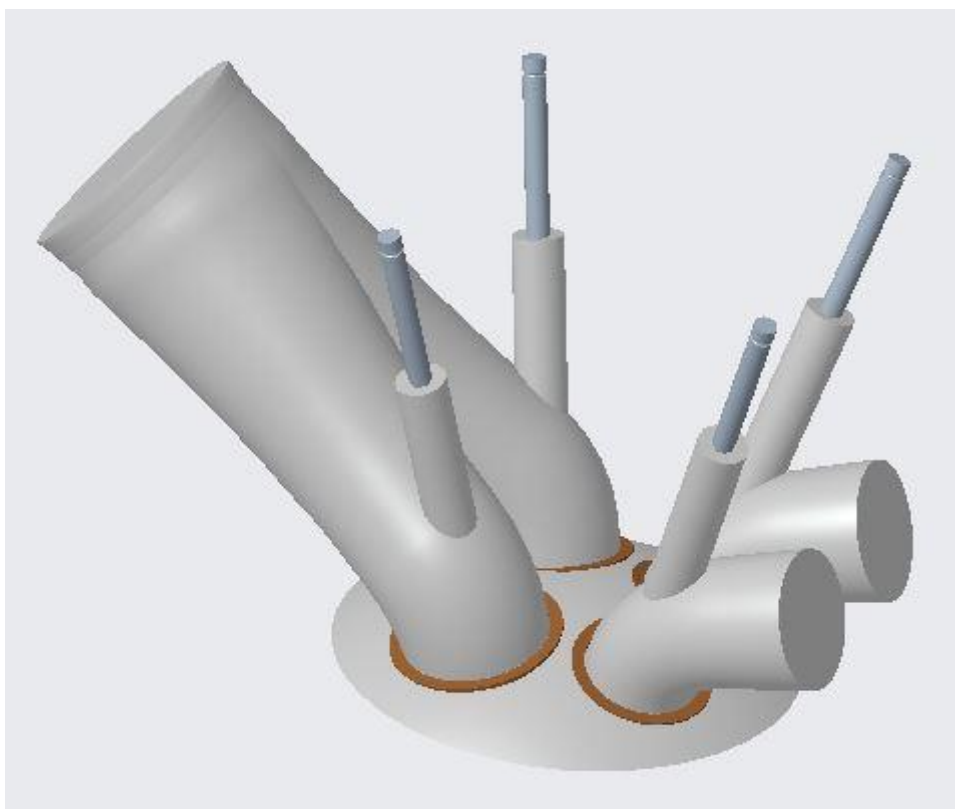
Spalovací prostor je tvořen částí kulové plochy a pro dosažení požadovaného kompresního poměru má píst také vrchní plochu tvořenou kulovou plochou. Uvažoval jsem, že mezi hlavou válce a pístem bude v horní úvrati zdvihu vůle 1 mm, to jsem ve svém modelu také zohlednil.

Sací ventily mají průměr talířku 34 mm a výfukové 27,5 mm. Pokud porovnám s ventily motoru Emir GP, dosáhl jsem tímto o 9,7 % většího průměru sacího a o 10 % výfukového ventilu. Nicméně s tímto uspořádáním ventilů souvisí spousta konstrukčních komplikací, např. je nutné použít kuželové vačky nebo speciálně tvarovaná vahadla.

7.1.2 Sací a výfukové kanály

Sací kanály jsem navrhl jako co nejpřímější pro minimalizaci průtočných ztrát. Tvar je volen tak, aby se průřez plynule zmenšoval od vstupu k napojení na sedlo ventilu.

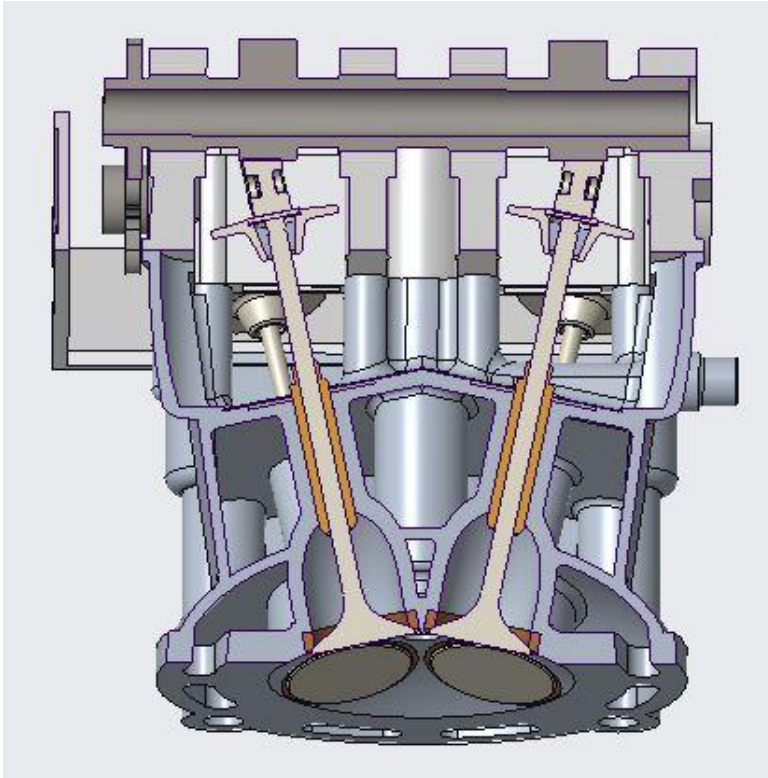
Výfukové kanály jsem navrhl jako dva oddělené, protože výfukové potrubí je také rozdělené do dvou větví. Rozdělení kanálů na dva umožňuje lepší přístup chladicí kapaliny k oblasti sedel ventilů mezi výfukovými ventily.



Obr. 28 Sací a výfukové kanály

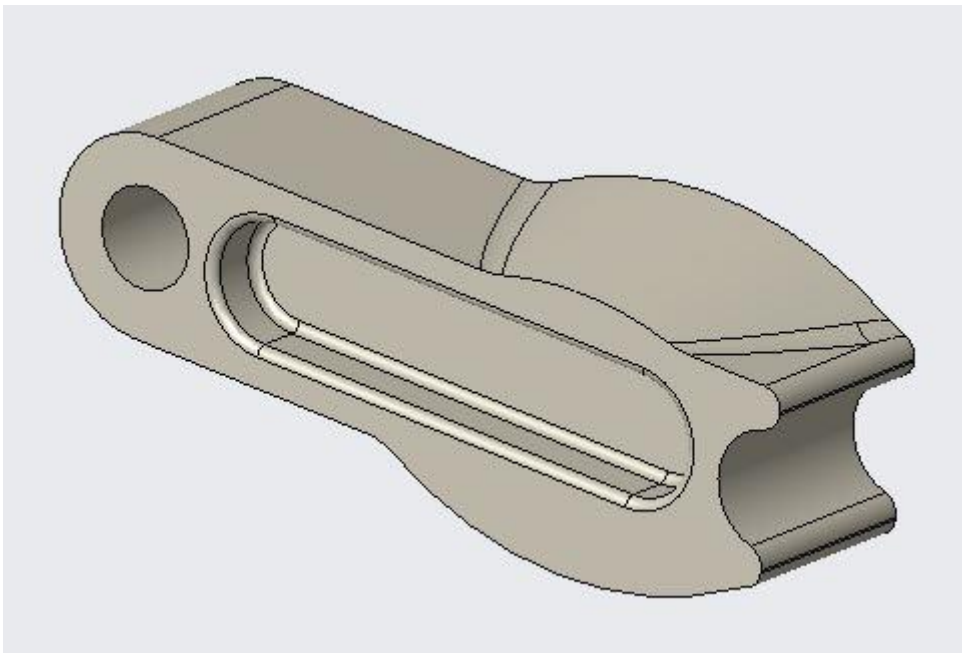
7.1.3 Rozvodový mechanismus

Dle předpisů kategorie použiji pro pohon rozvodového mechanismu řetězový převod přímo z klikové hřídele na vačkové hřídele. Mezi vačkové hřídele a ventily jsou vložena vahadla, vyrovnávající naklonění ventilů oproti ose vačkových hřídelí.



Obr. 29 Řez rovinou výfukových ventilů

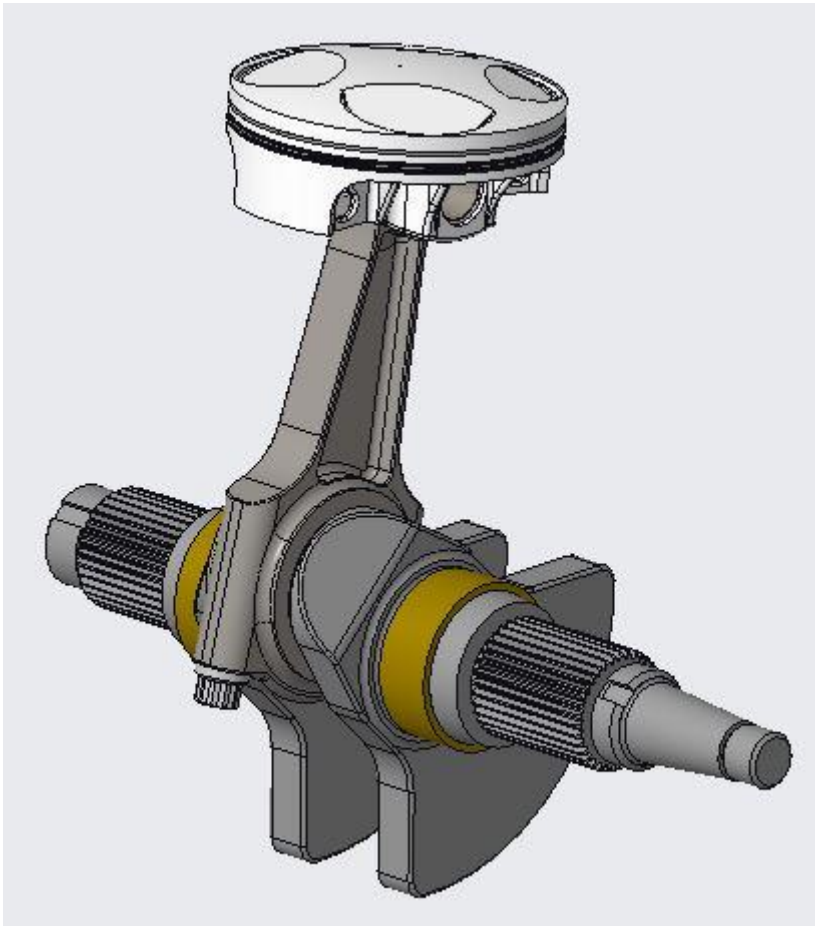
Navržené ventily jsou z titanové slitiny, sací váží 27 g, výfukový 20,7 g. Ostatní díly – talířek pružiny, zajišťovací klínky, podložka pro nastavení ventilové vůle a vahadlo také budou vyrobeny z titanové slitiny. Celková hmotnost sestavy ventilu je 39,2 g u sacího a 32,9 g u výfukového ventilu. Vahadlo váží 15,5 g.



Obr. 30 Vahadlo s kuželovou horní plochou pro vyrovnání naklonění ventilů

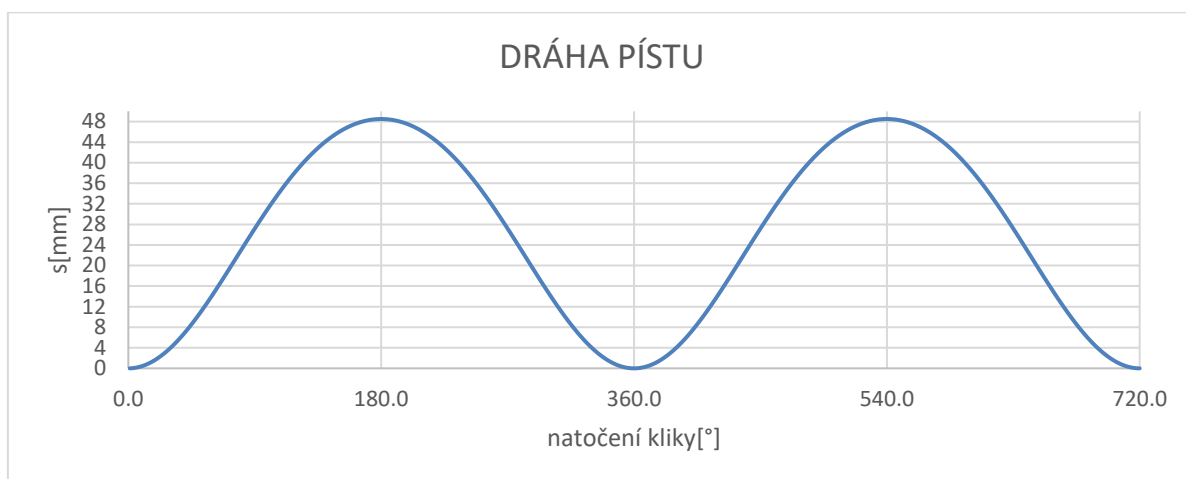
7.2 Klikový mechanismus

Celková koncepce mechanismu je kliková hřídel z jednoho kusu a dělená ojnice. Vše je uloženo na kluzných ložiskách, z důvodu vysoké únosnosti a malých rozměrů. Nevýhodou kluzných ložisek jsou vyšší ztráty oproti valivým. Pro použití valivých ložisek, konkrétně spodního ojničního ložiska, by musela kliková hřídel být dělená a při použití velmi malém zdvihu by musely mít hlavní a klikový čep poměrně malý průměr a neměly by dostatečnou pevnost a tuhost. Použití kluzných ložisek vyplývá i z rešerše a jejich rozměry jsem také určil podle podobných motorů.

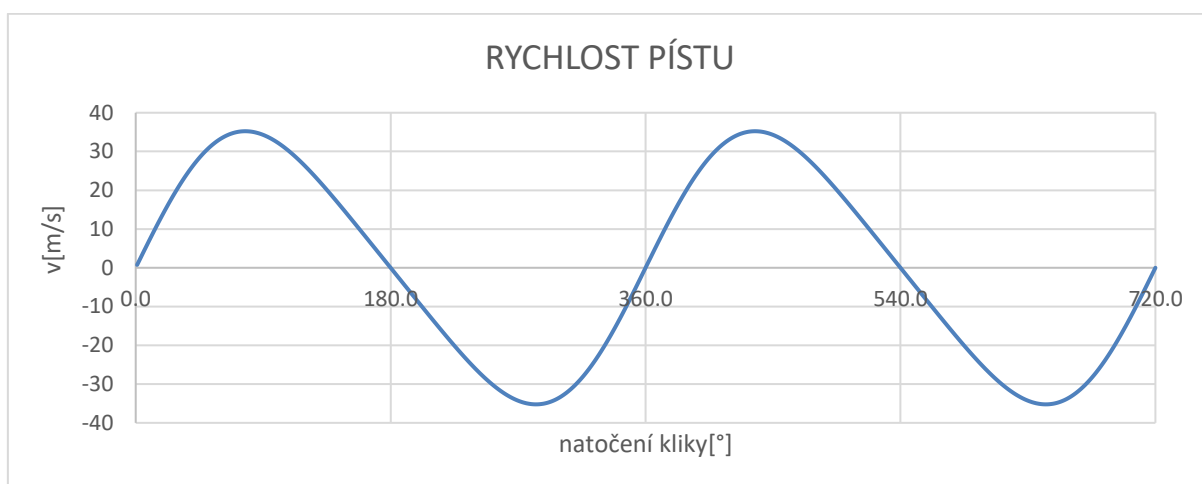


Obr. 31 Klikový mechanismus

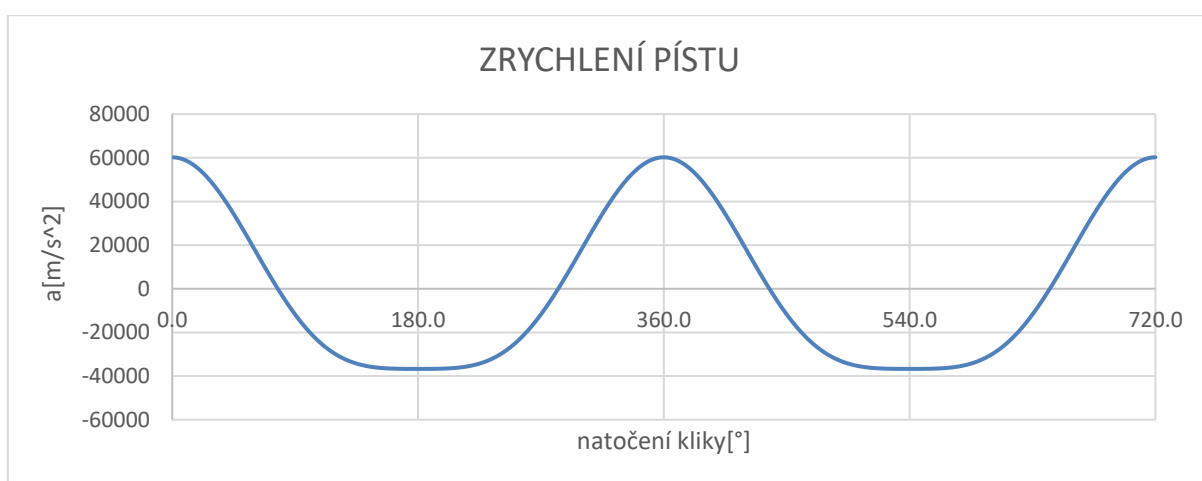
Na následujících obrázcích je znázorněna kinematika klikového mechanismu.



Obr. 32 Dráha pístu



Obr. 33 Rychlost pístu

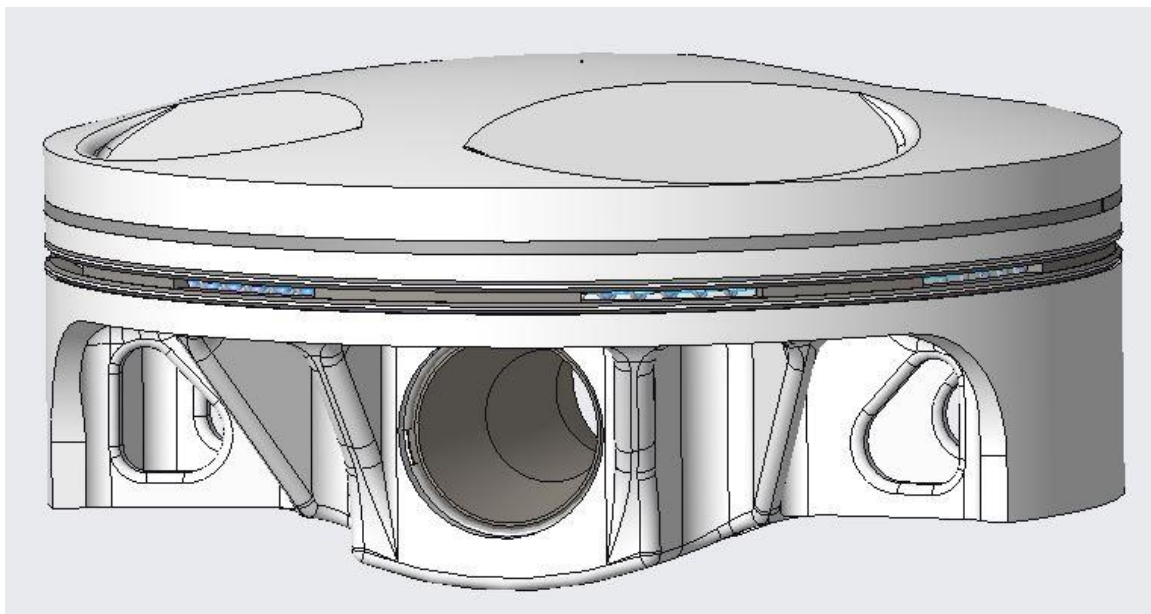


Obr. 34 Zrychlení pístu

7.2.1 Pístní skupina

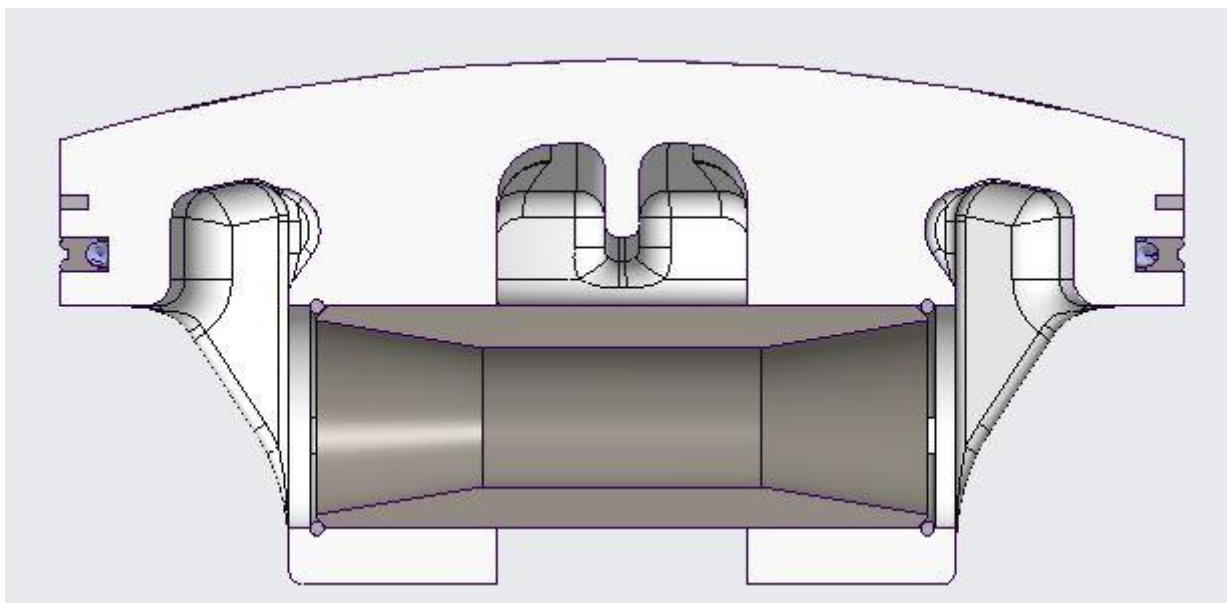
Píst uzavírá pracovní prostor ze spodní strany. Pro utěsnění válce je vybaven pístními kroužky. Běžné provedení jsou tři – 2 těsnicí a jeden stírací, pro kontrolu tloušťky olejového filmu na stěně válce. Píst je připojen k ojnici pístním čepem

Při návrhu jsem se snažil píst co nejvíce odlehčit. Pro snížení třecích ztrát je plášť pístu pouze po části jeho obvodu. Použil jsem pouze jeden nízký těsnicí kroužek a stírací kroužek.



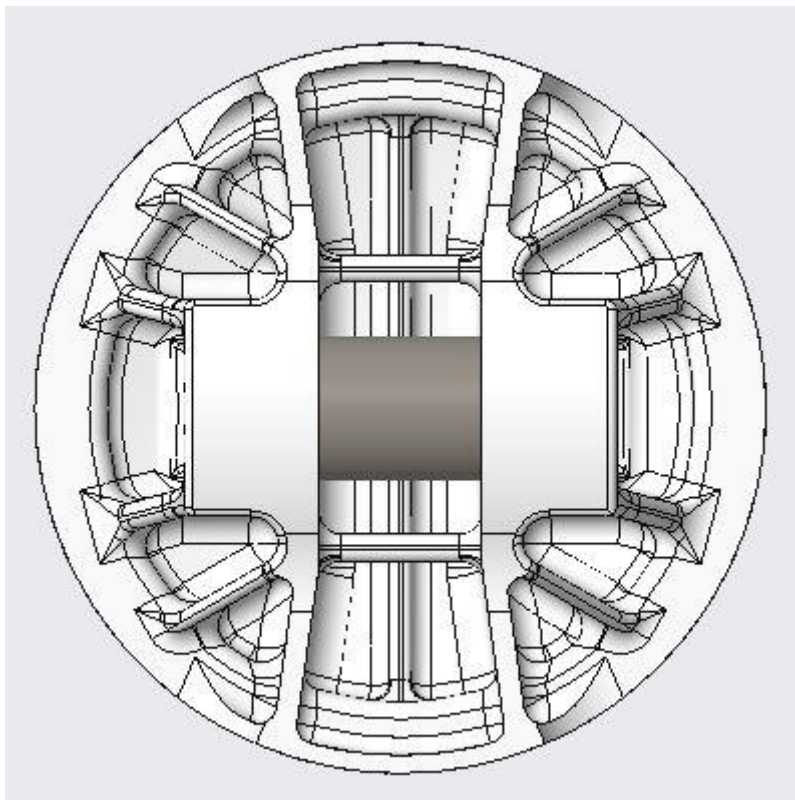
Obr. 35 Pístní skupina

Na vrchní straně pístu jsou vybrání pro ventily, aby nedošlo k vzájemné kolizi.

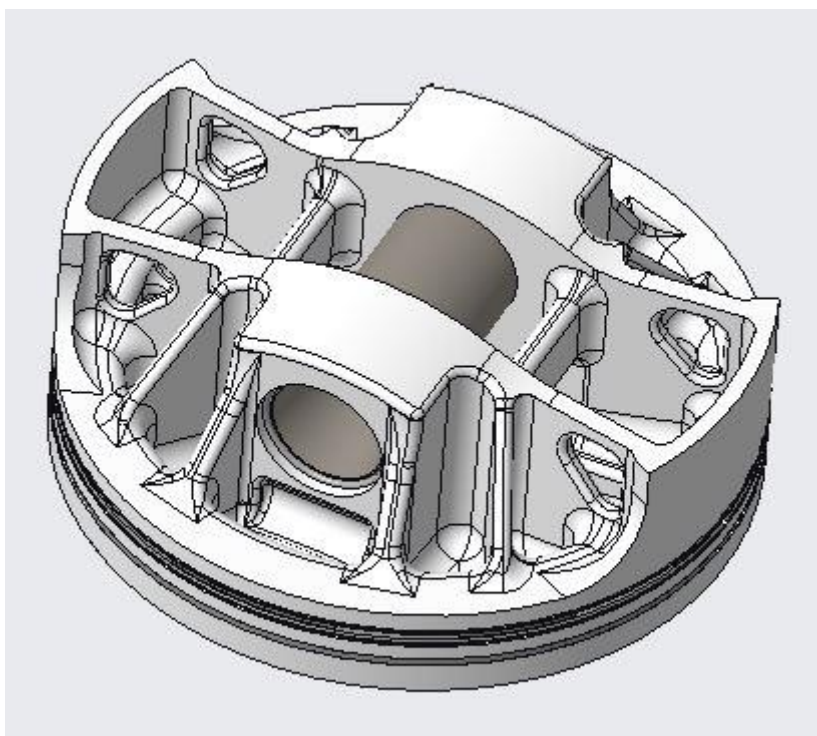


Obr. 36 Řez pístní skupinou

Dno pístu je taktéž tvořeno kulovou plochou a kopíruje tvar vrchní plochy. Pístní čep je proti axiálnímu pohybu zajištěn pojistnými kroužky.



Obr. 37 Pístní skupina pohled zdola



Obr. 38 Pístní skupina pohled zdola

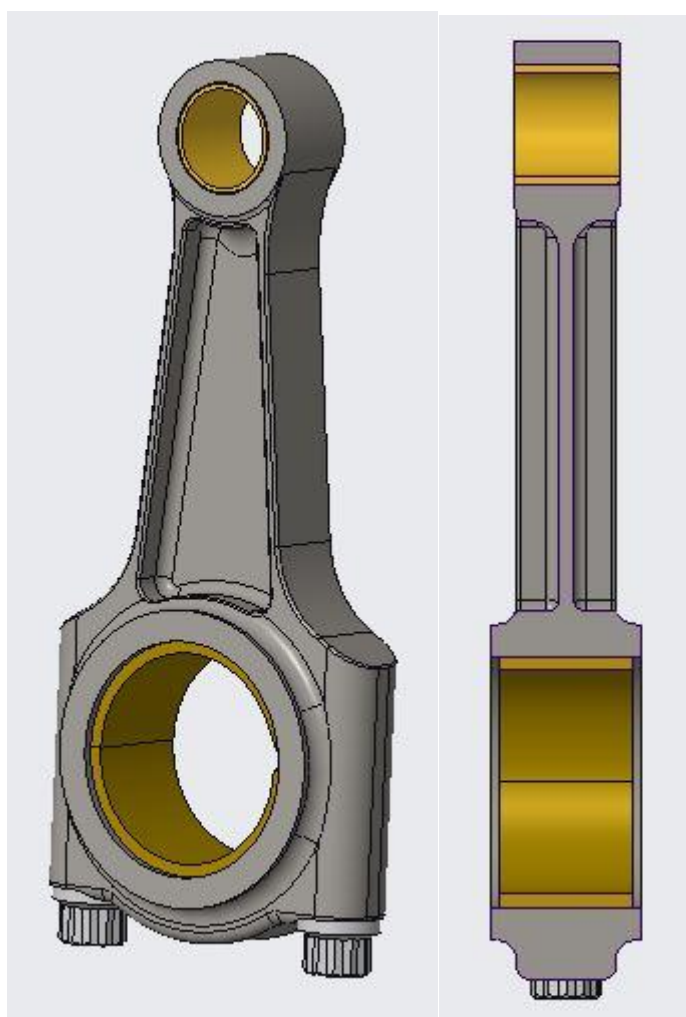
Píst bude vyráběn jako výkovek z hliníkové slitiny 4032-T6, dokončen obráběním včetně spodní strany pro zajištění požadované rozměrové přesnosti. Celková hmotnost pístní skupiny je 224 g.

7.2.2 Ojnice

Ojnice spojuje pístní čep s klikovým čepem klikové hřídele.

Jak jsem již uvedl, navrhl jsem ji s děleným spodním okem a s použitím kluzných ložisek.

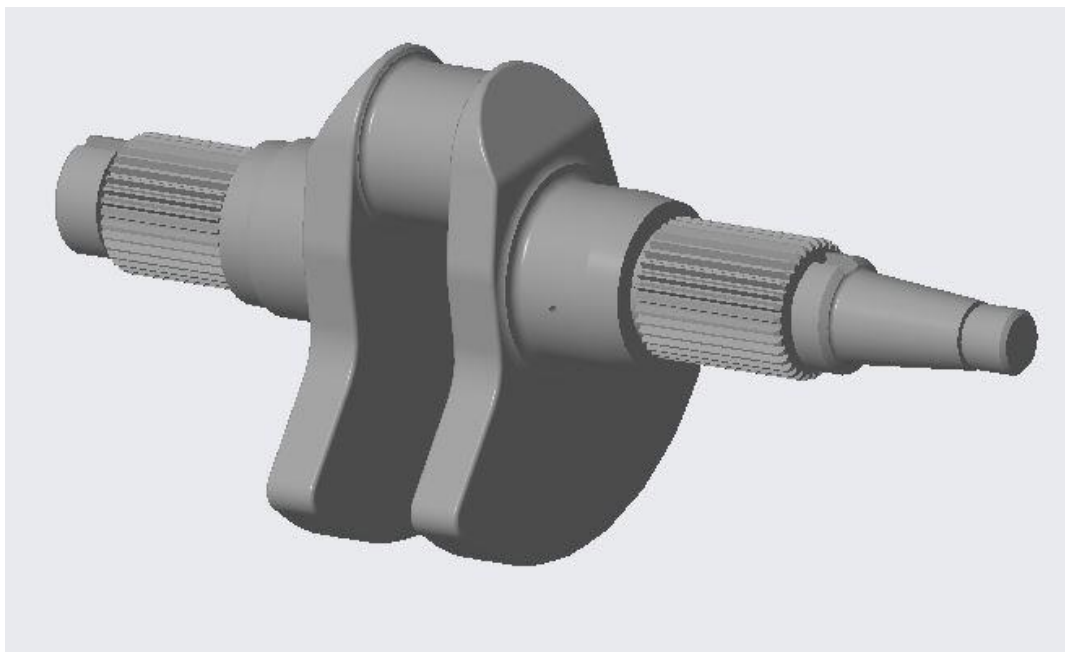
Spodní oko bude rozděleno úmyslným vytvořením vrubu a následným odlomením. Odlomené díly do sebe přesně zapadnou a odpadá tak nutnost použití kolíků pro středění.



Obr. 39 Ojnice

Sestava ojnice se šrouby a ložisky váží 263 g.

7.2.3 Kliková hřídel



Obr. 40 Kliková hřídel

Kliková hřídel má na obou stranách průměry s jemným drážkováním pro nasazení řetězového kola pohánějící rozvodový mechanismus, ozubených kol pro pohon vyvažovací hřídele a pastorku primárního převodu, kterým se přenáší výkon na převodovku.

8 Pevnostní kontroly

Provedl jsem pevnostní kontroly pístu a ojnice, jakožto pravděpodobně nejvíce namáhaných dílů klikového mechanismu. Využil jsem k tomu komponentu *Simulate* programu Creo 2, kde se využívá metody konečných prvků.

8.1 Požadovaná životnost motoru

Spalovací motor při závodním použití většinu času pracuje pod plným zatížením, tzn. jezdec požaduje nejvyšší okamžitý výkon. Toto neplatí při zpomalování před zatáčkou a jejím průjezdu, proto jsem uvažoval, že plně zatížen bude motor pouze 70% celkového času na trati.

Celkový čas na trati jsem určil z programu závodního víkendu na Obr. 41.

Friday 29th March:

09:00-09:40 – Moto3™ Free Practice 1
09:55-10:35 – Moto2™ Free Practice 1
10:50-11:35 – MotoGP™ Free Practice 1
13:15-13:55 – Moto3™ Free Practice 2
14:10-14:50 – Moto2™ Free Practice 2
15:05-15:50 – MotoGP™ Free Practice 2

Saturday 30th March:

09:00-09:40 – Moto3™ Free Practice 3
09:55-10:35 – Moto2™ Free Practice 3
10:50-11:35 – MotoGP™ Free Practice 3
12:35-12:50 – Moto3™ Qualifying 1
13:00-13:15 – Moto3™ Qualifying 2
13:30-13:45 – Moto2™ Qualifying 1
13:55-14:10 – Moto2™ Qualifying 2
14:25-14:55 – MotoGP™ Free Practice 4
15:05-15:20 – MotoGP™ Qualifying 1
15:30-15:45 – MotoGP™ Qualifying 2
17:00 – Qualifying Press Conference

Sunday 31st March:

09:40-10:00 – Moto3™ Warm Up
10:10-10:30 – Moto2™ Warm Up
10:40-11:00 – MotoGP™ Warm Up
12:00 – Moto3™ Race
13:20 – Moto2™ Race
15:00 – MotoGP™ Race

Obr. 41 Program závodního víkendu šampionátu mistrovství světa silničních motocyklů[14]

Při volném tréninku a kvalifikaci jezdec nestráví celý čas na trati, ale několikrát zajede do boxu k mechanikům změnit nastavení motocyklu, případně může taktizovat a vyčkávat na rychlejší soupeře. Proto jsem uvažoval, že na trati stráví pouze polovinu vypsání času.

Délka závodu se určuje počtem kol, vzhledem k dosahovaným časům na jedno kolo jsem průměrnou dobu závodu uvažoval 50 minut.

Tabulka 10 Stanovení skutečného času plného zatížení motoru za jeden závodní víkend

den	jízda	čas jízdy [min]	poměr skutečného času na trati [%]	poměr času motoru pod plným zatížením [%]	skutečný čas motoru pod plným zatížením [min]
pátek	volný trénink	40	50	70	14
	volný trénink	40	50		14
sobota	volný trénink	40	50		14
	kvalifikace	15	50		5,25
	kvalifikace	15	50		5,25
neděle	warm - up	20	50		7
	závod	50	100		35
celkem					94,5

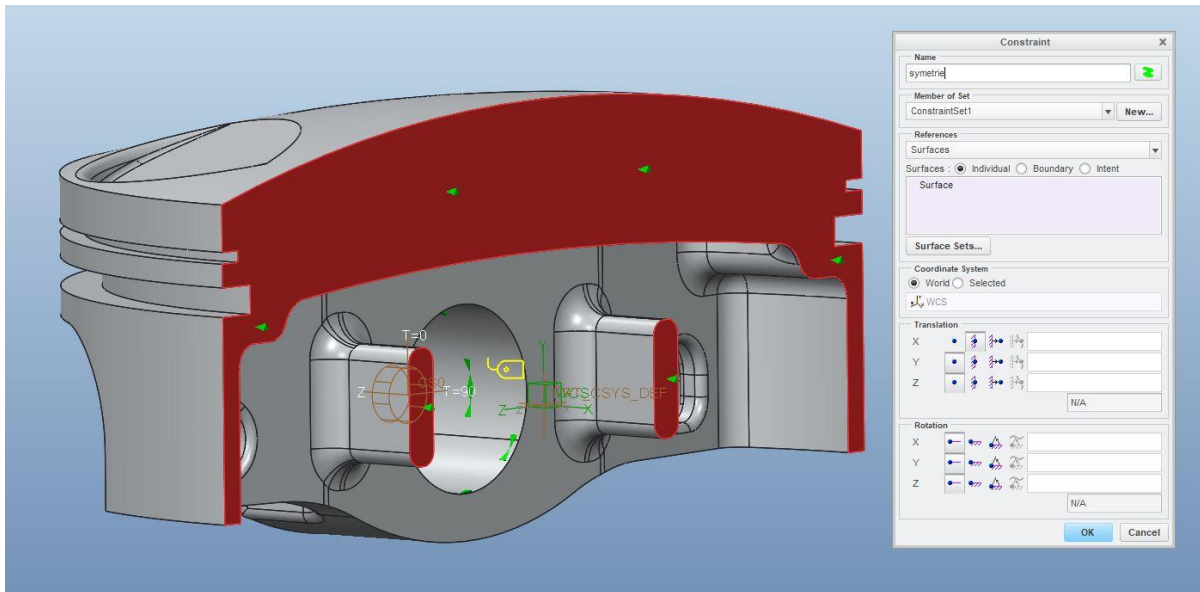
V sezóně 2019 je vypsáno 19 závodů a pravidla povolují celkem 6 motorů na sezónu. Z toho vyplývá požadovaná životnost motoru 300 minut.

8.2 Píst

Píst ve spalovacím motoru je namáhán od tlaku plynů ve válci, setrvačnými silami a zvýšenou teplotou.

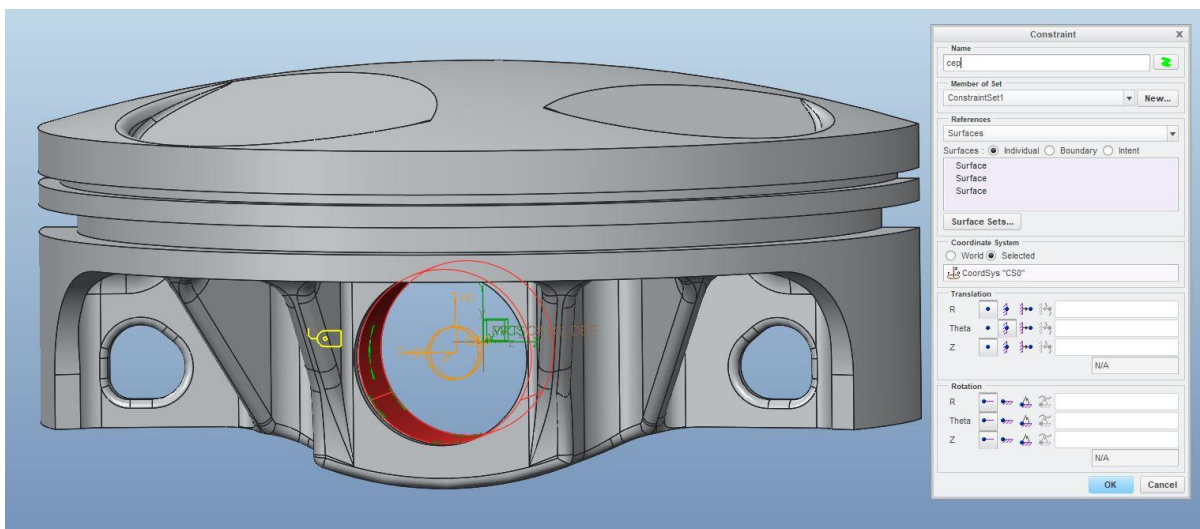
8.2.1 Nastavení sítě a vazeb

Pro zkrácení výpočtu jsem využil symetrie pístu a výpočet prováděl pouze pro jednu polovinu. V rovině symetrie jsem použil vazbu *displacement* a omezil pohyb v ose x, jak je vidět na Obr. 42



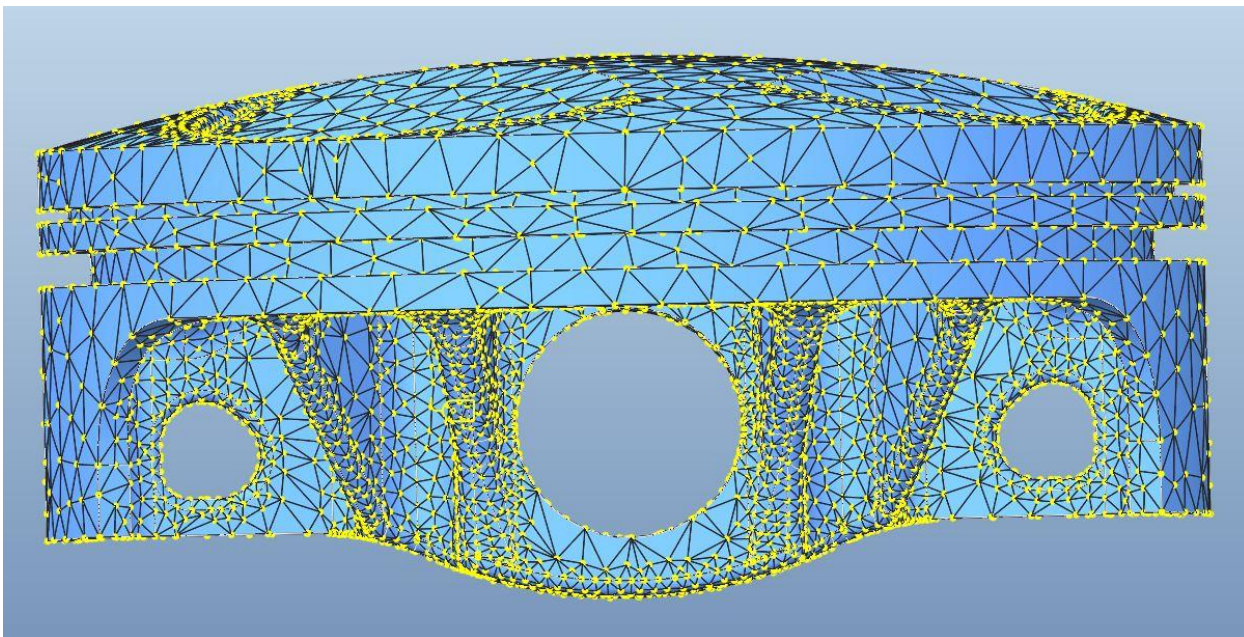
Obr. 42 Nastavení vazby symetrie

Dále bylo potřeba omezit pohyb otvoru pro pístní čep. Do osy otvoru jsem vložil válcový souřadný systém a pomocí vazby *displacement* omezil pohyb této plochy, jak je vidět na Obr. 43



Obr. 43 Nastavení vazby otvoru pro pístní čep

Pro samotnou síť elementů jsem definoval maximální velikost elementu 5mm a na zaobleních ji zmenšil, tak aby síť byla v kritických místech dostatečně jemná.



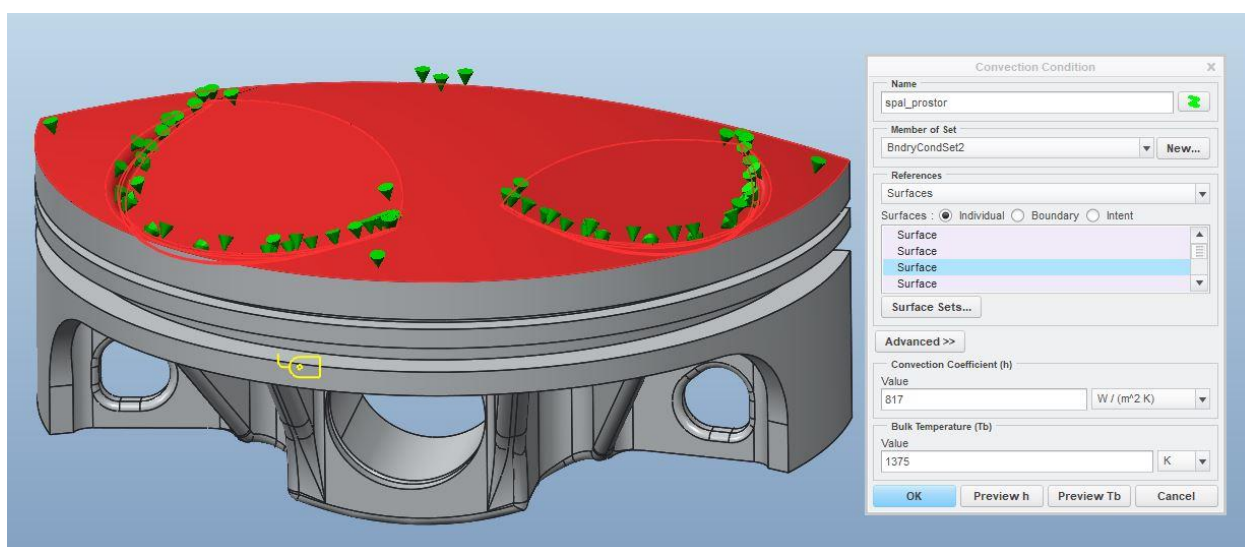
Obr. 44 Polovina pístu se sítí elementů

8.2.2 Rozložení teploty na pístu

Pro výpočet tepelného namáhání pístu bylo nutné určit rozložení teploty. K tomu lze využít mód *Thermal* v komponentně *Simulate*. Nejprve jsem definoval okrajové podmínky s využitím informací z termodynamického modelu.

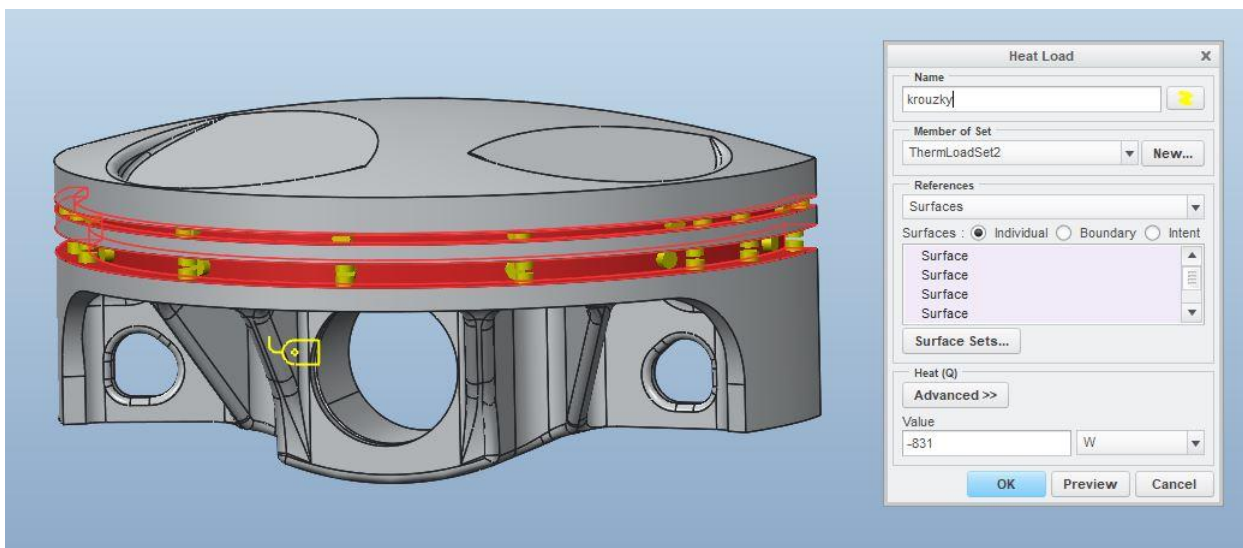
Okrajové podmínky:

Z termodynamického modelu jsem zjistil průběh teploty ve válci a součinitele prostupu tepla v závislosti na čase. Jejich vynásobením dostaneme tepelný tok, který jsem poté zprůměroval. Vydělením průměrnou hodnotou součinitele prostupu tepla dostaneme referenční teplotu ve válci, kterou jsem použil společně s průměrem součinitele prostupu tepla pro definici okrajové podmínky na straně spalovacího prostoru.



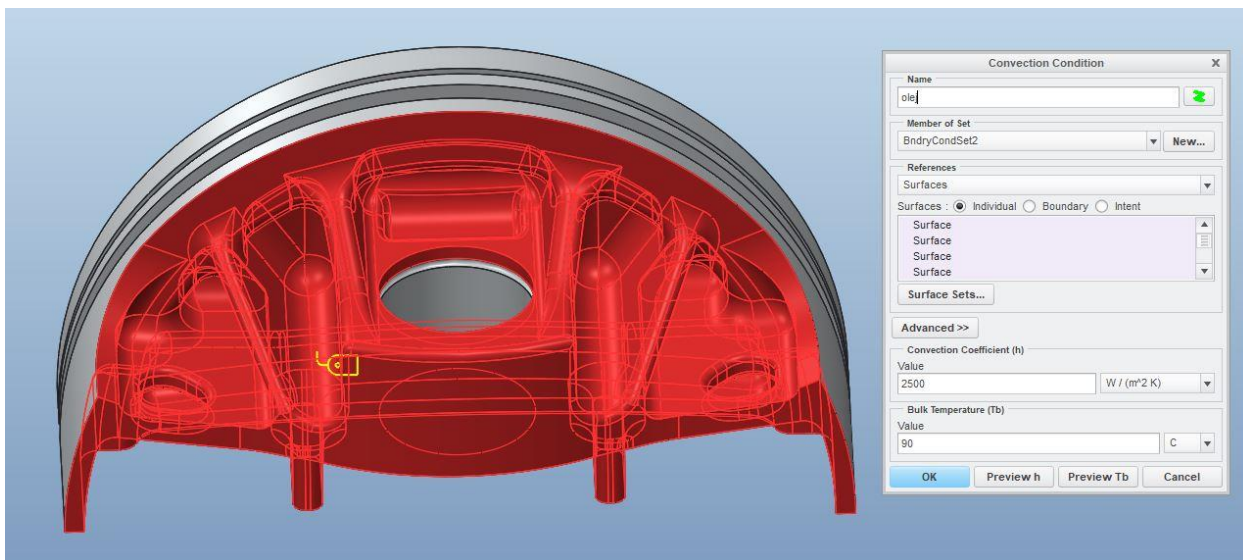
Obr. 45 Definice okrajové podmínky na straně spalovacího prostoru

V drážkách pro pístní kroužky jsem definoval tepelný tok, který je přes kroužky odváděn do stěny válce.



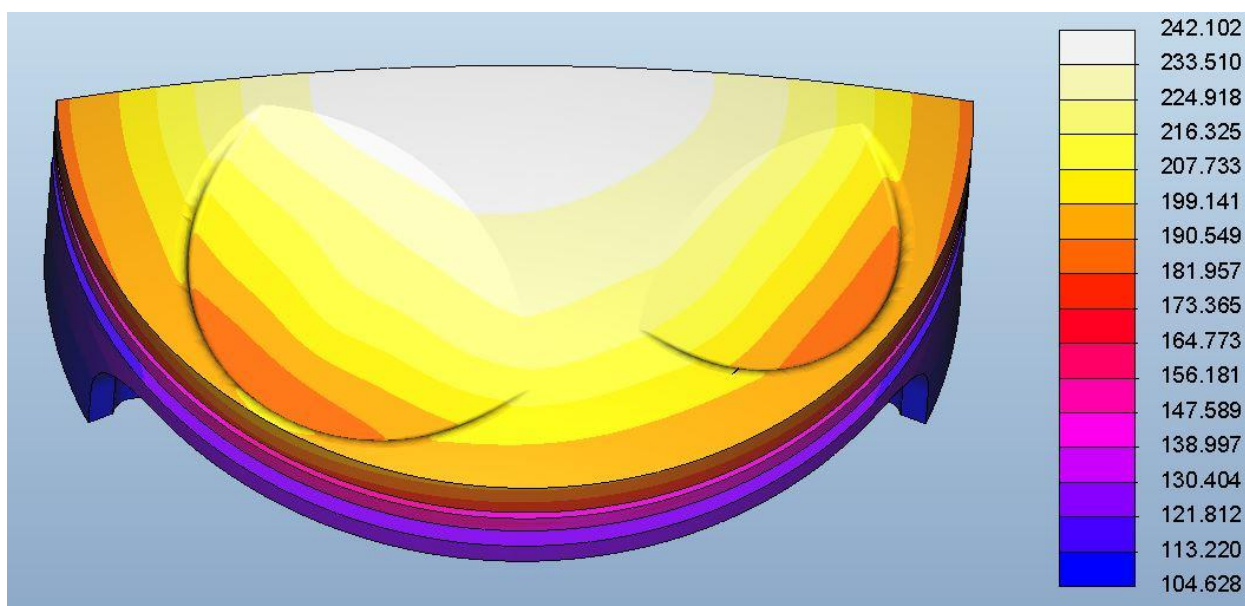
Obr. 46 Definice okrajové podmínky v drážkách pro pístní kroužky

Spodní strana pístu je chlazena ostřikem oleje, definoval jsem tedy příslušnou okrajovou podmínku.

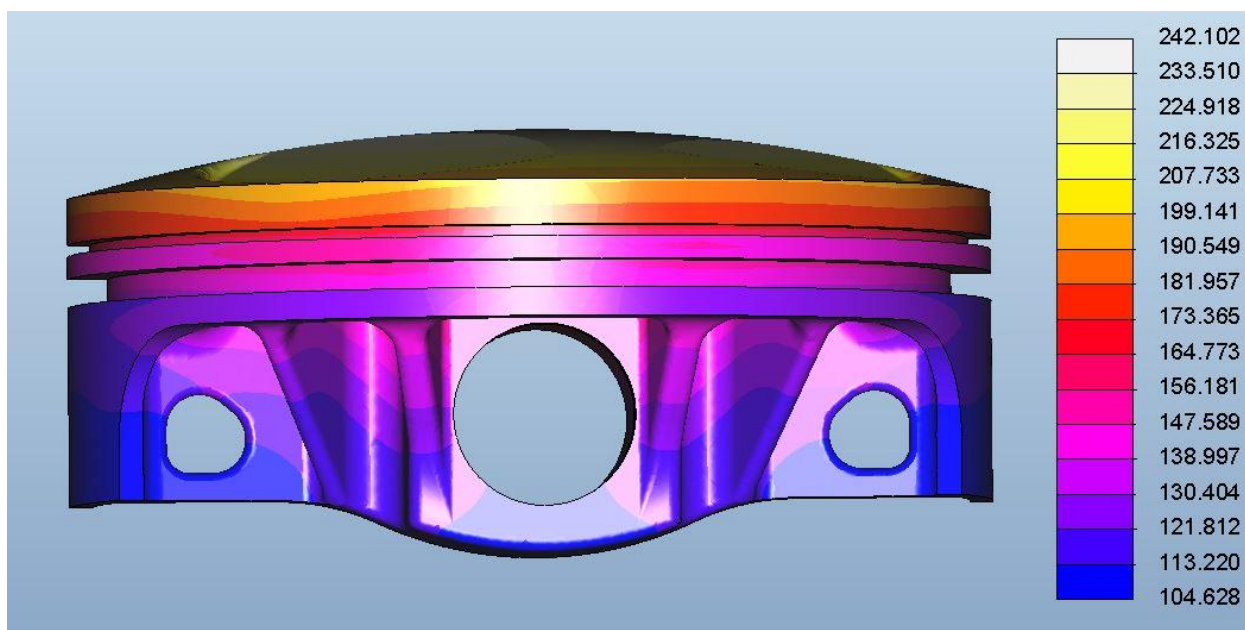


Obr. 47 Definice okrajové podmínky na ploše chlazené olejem

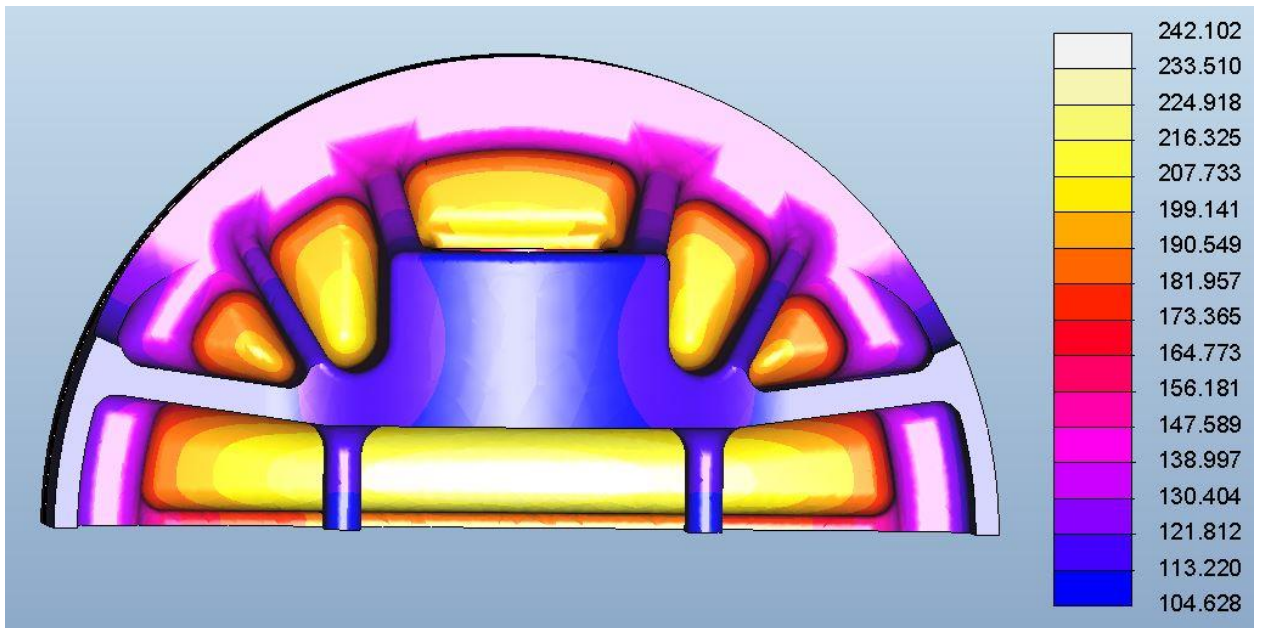
Výsledek rozložení teploty je vidět na následujících obrázcích.



Obr. 48 Výsledek analýzy rozložení teploty[C]



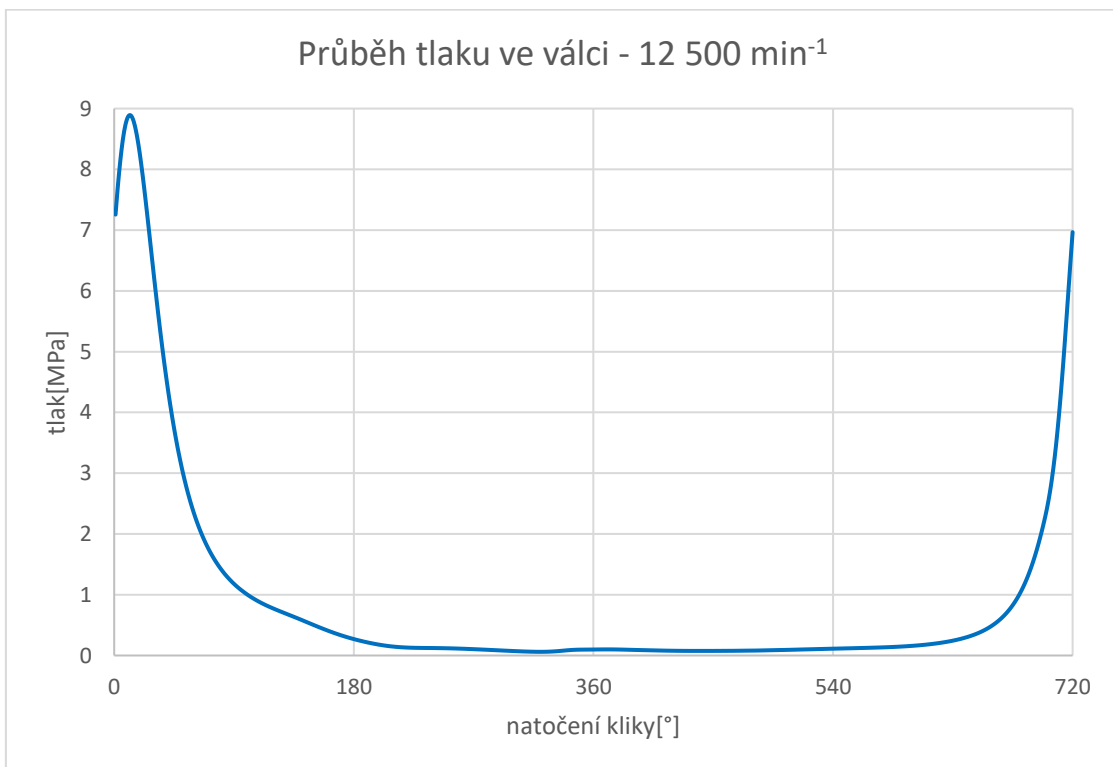
Obr. 49 Výsledek analýzy rozložení teploty[C]



Obr. 50 Výsledek analýzy rozložení teploty[°C]

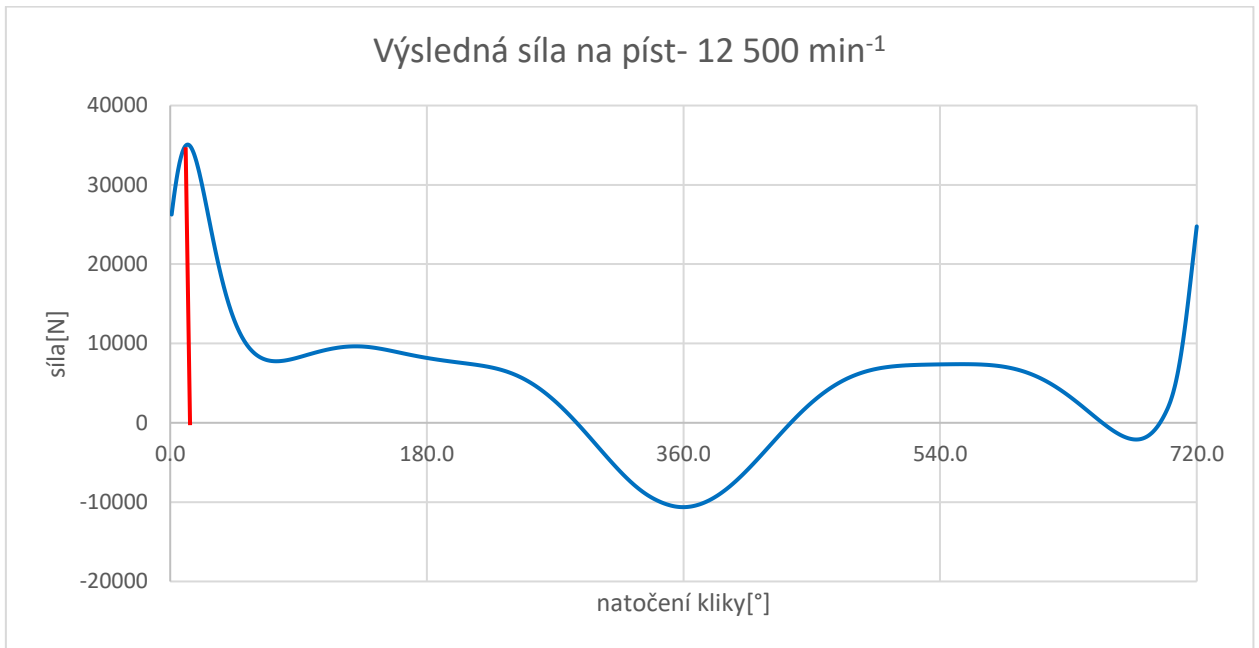
8.2.3 Tlakové namáhání

Pro určení nejvyšší působící síly jsem použil průběh tlaku ve válci v otáčkách maximálního středního indikovaného tlaku, získaný z termodynamického modelu.



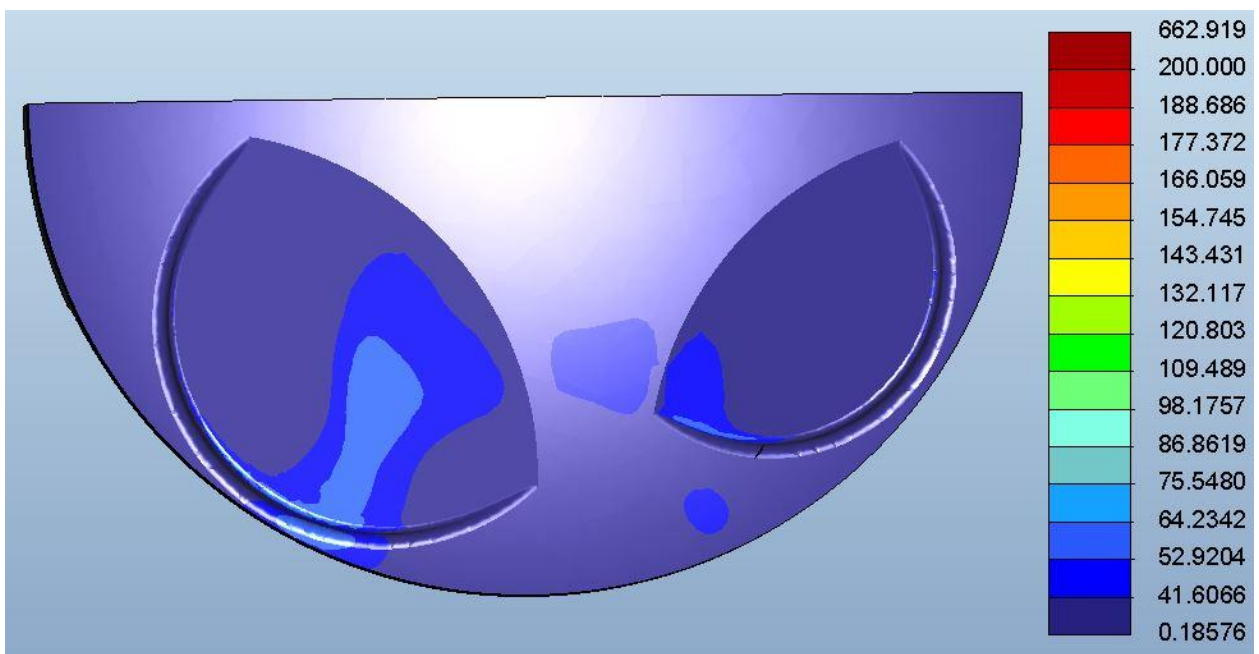
Obr. 51 Průběh tlaku ve válci - 12 500 1/min

Protože tlaková a setrvačná síla působí zároveň, určil jsem si jejich výslednici a její maximální kladnou hodnotu použil pro zatížení při tlakovém namáhání.

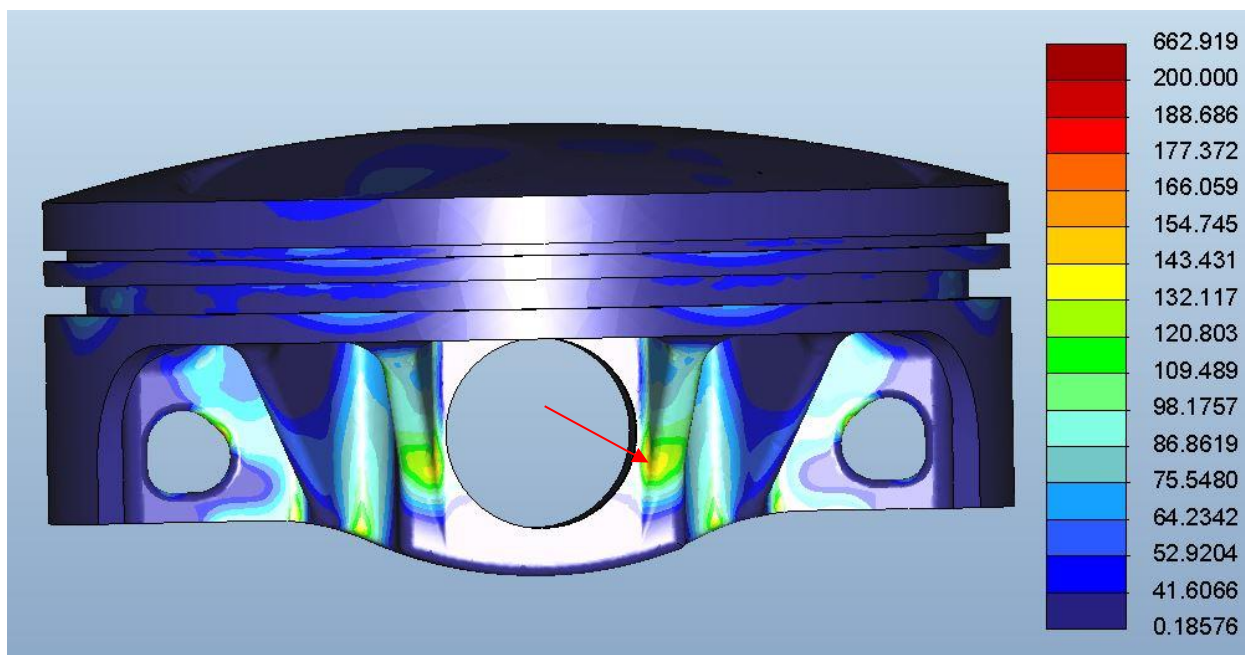


Obr. 52 Průběh výsledné síly na píst – 12 500 1/min

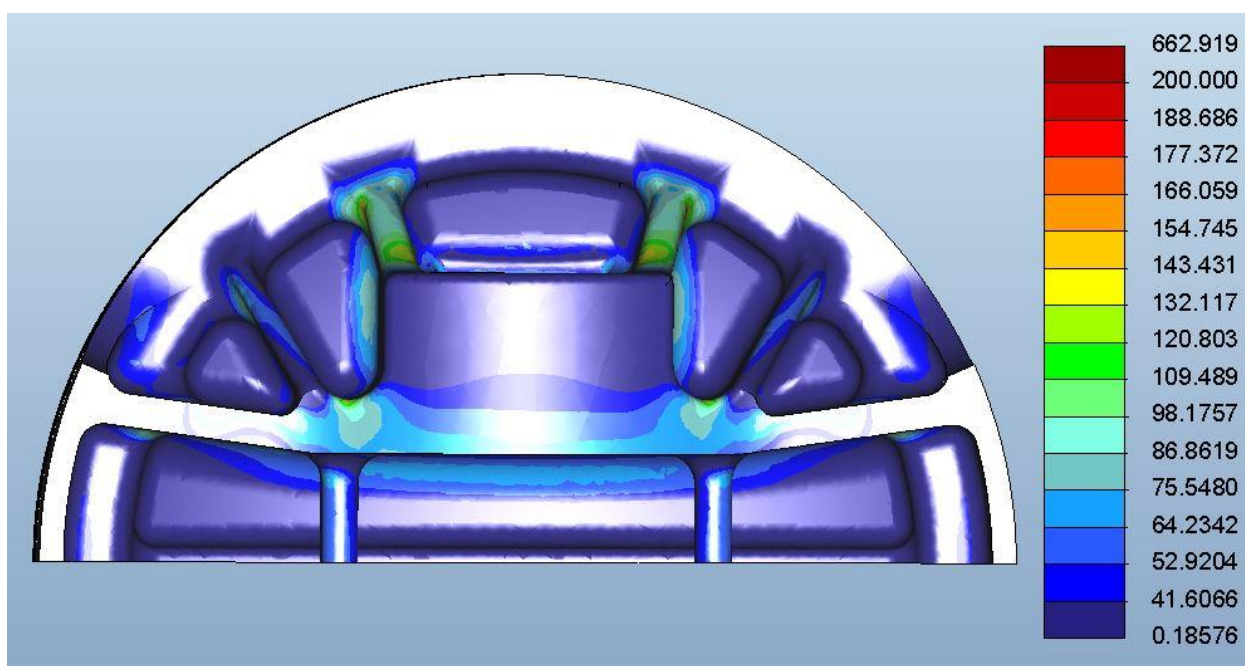
Zároveň se silovým zatížením působí i tepelné namáhání dané nerovnoměrným rozložením teplot. Nechal jsem tedy vyřešit průběh napětí při současném působení těchto dvou zatížení.



Obr. 53 Průběh napětí na pístu



Obr. 54 Průběh napětí na pístu s vyznačeným maximem

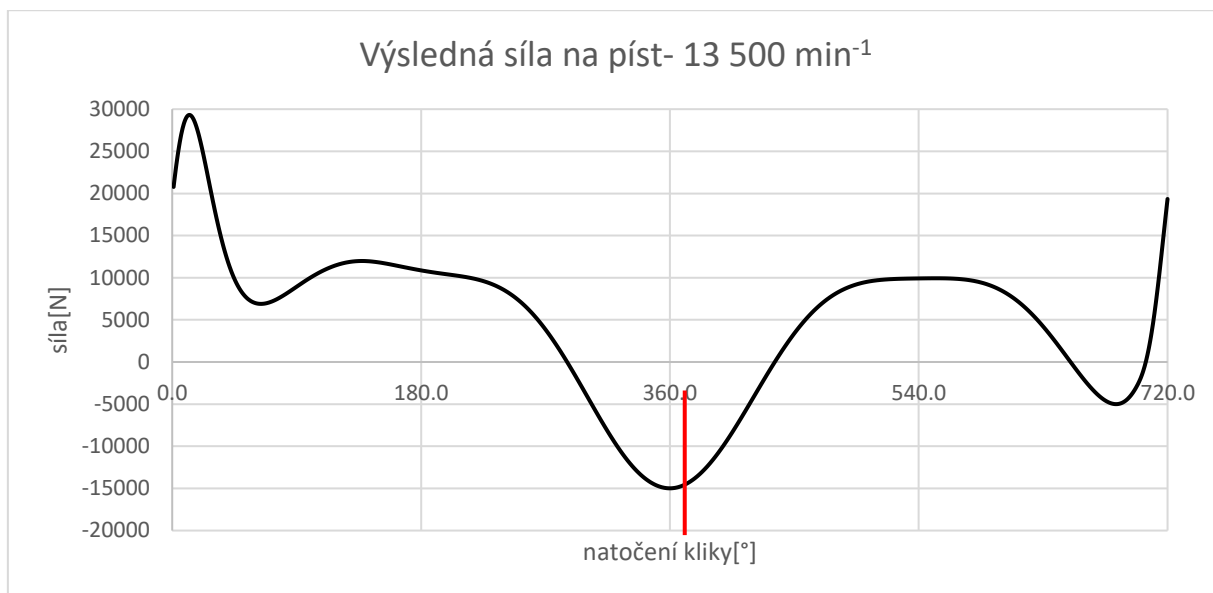


Obr. 55 Průběh napětí na pístu

Vazba *displacement*, použitá na otvor pro pístní čep, úplně neodpovídá skutečnému uložení pístu na pístním čepu, také protože neuvažuje deformaci pístního čepu, která ve skutečnosti nastává. Z tohoto důvodu vznikají na ostré hraně zápichu pro pojistku pístního čepu špičky napětí, které jsou ale důsledkem této nepřesné simulace reálného uložení. Skutečné kritické místo s maximální hodnotou napětí je zvýrazněno na Obr. 54.

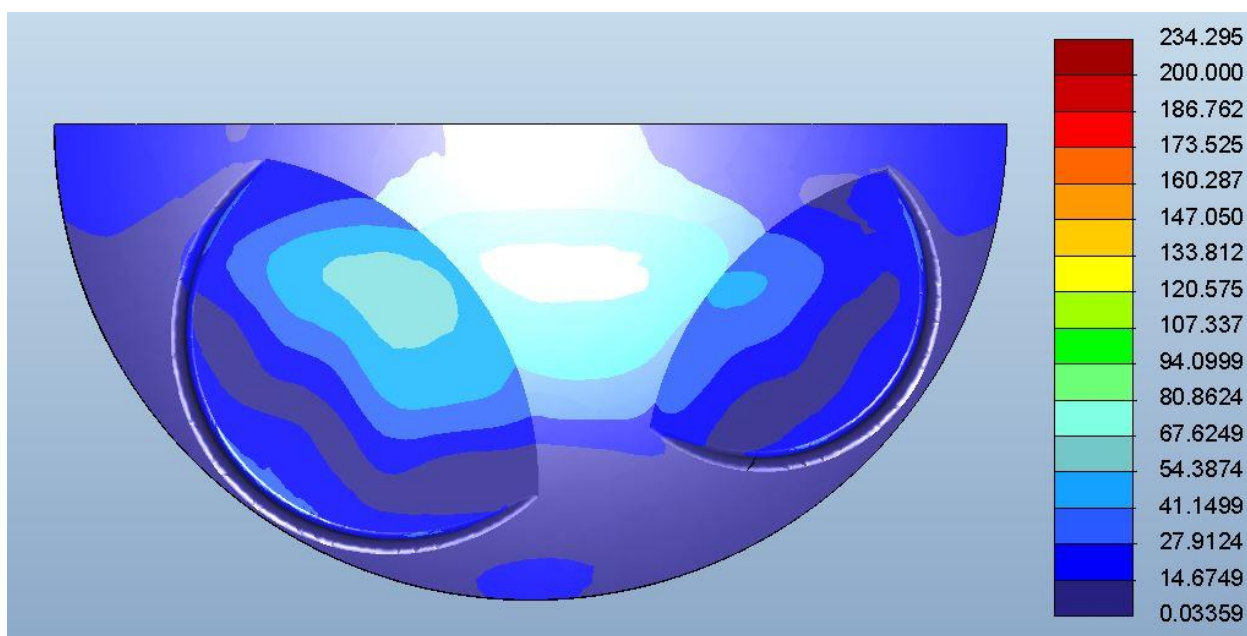
8.2.4 Namáhání od setrvačné síly

Setrvačná síla roste s rostoucími otáčkami motoru, má tedy maximální hodnotu v maximálních otáčkách. Určil jsem si opět výslednici tlakové a setrvačné síly při max. otáčkách motoru a použil její maximální zápornou hodnotu pro zatížení. Píst je v tomto okamžiku na konci výfukového zdvihu.

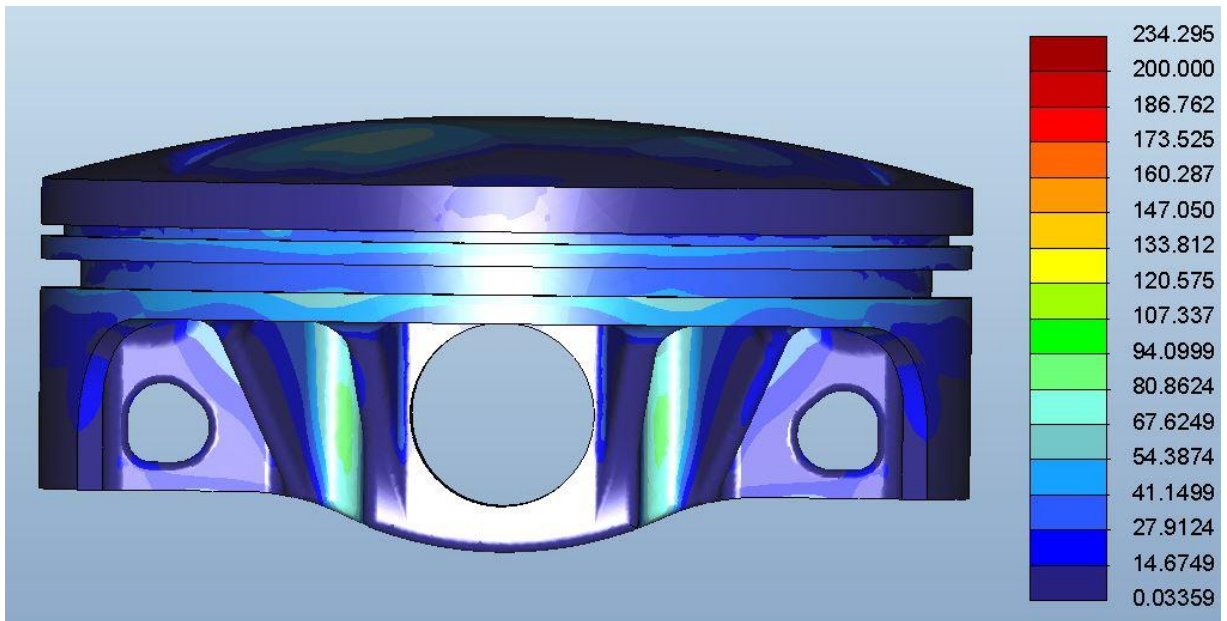


Obr. 56 Výsledná síla na píst - 13 500 1/min

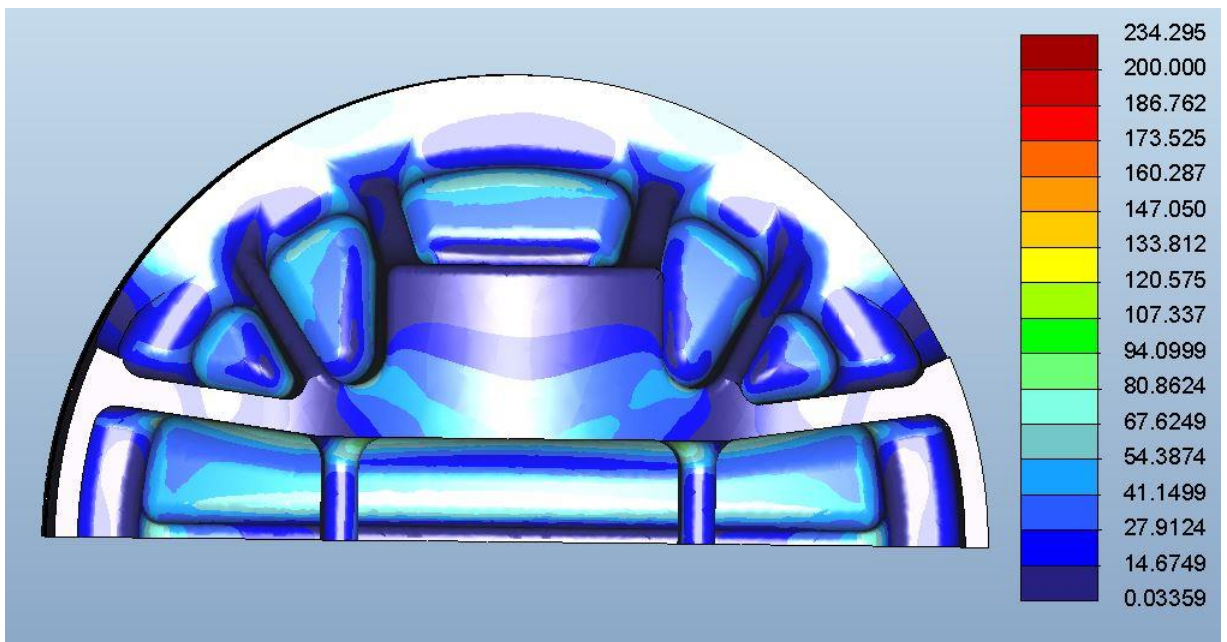
Použil jsem stejné vazby jako popsané dříve a opět nechal vyřešit průběh napětí za současného působení mechanického a teplotního zatížení.



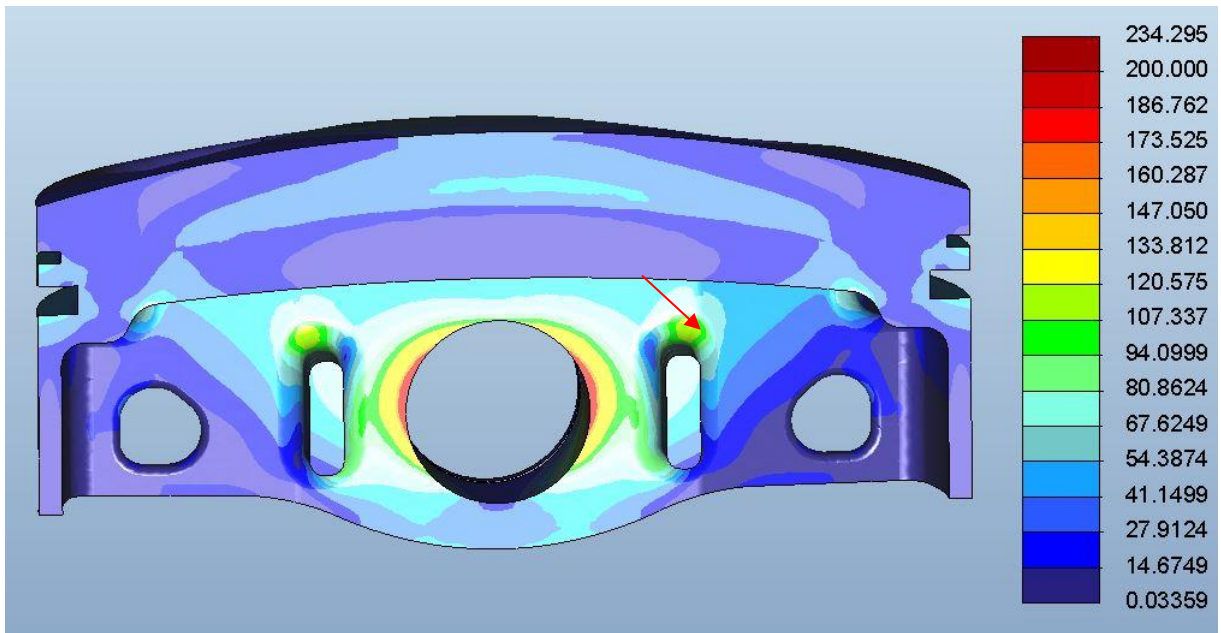
Obr. 57 Průběh napětí na pístu



Obr. 58 Průběh napětí na pístu



Obr. 59 Průběh napětí na pístu

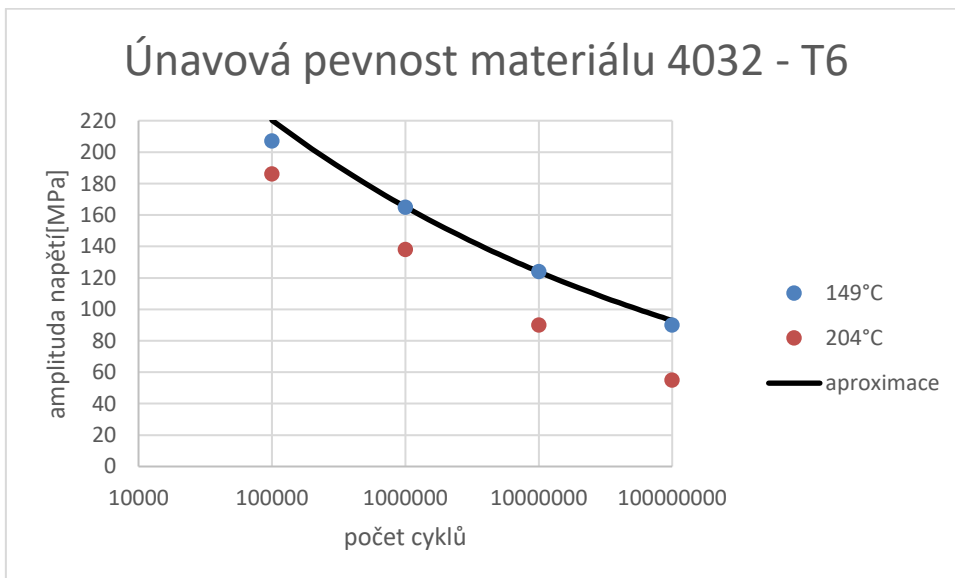


Obr. 60 Průběh napětí na pístu s vyznačeným maximem

Při tahovém módu namáhání vznikají napěťové špičky na vnitřní hraně otvoru pro pístní čep, skutečné maximum je však nad příčným žebrem.

8.2.5 Posouzení životnosti pístu

Píst bude vyroben z hliníkové slitiny 4032 – T6, pro kterou jsem našel naměřená data únavové pevnosti za zvýšených teplot[15]. Na Obr. 61 jsou vynesena do grafu.



Obr. 61 Únavová pevnost hliníkové slitiny 4032 - T6

Pro aproximaci naměřených hodnot jsem použil mocninný model S-N křivky:

$$\sigma_a^w \times N = C \quad (7)$$

kde σ_a je amplituda napětí, N počet cyklů do lomu a w je mocnitel s obvyklou hodnotou 8 až 10.

Přesné hodnoty konstant C a w jsem postupně iteroval, aby aproximace co nejvíce odpovídala naměřeným hodnotám.

Vztah lze po úpravě využít pro výpočet počtu cyklů do lomu

$$\sigma_{a1}^w \times N_1 = \sigma_{a2}^w \times N_2 \quad (8)$$

respektive

$$N_2 = \frac{\sigma_{a1}^w}{\sigma_{a2}^w} \times N_1 \quad (9)$$

kde σ_{a1} a N_1 jsou naměřené hodnoty únavové pevnosti, σ_{a2} je maximální napětí při jednotlivých módech namáhání a N_2 je počet cyklů do porušení.

V případě tlakového namáhání je $\sigma_{a2} = 148$ MPa a při namáhání setrvačnou silou 123 MPa. Po dosažení vychází počet cyklů do porušení pro tlakové namáhání roven

$$N_2 = \frac{165^8}{148^8} \times 10^6 = 2,4 \times 10^6 \text{ cyklů} \quad (10)$$

a pro namáhání setrvačnou silou:

$$N_2 = \frac{165^8}{123^8} \times 10^6 = 10,5 \times 10^6 \text{ cyklů} \quad (11)$$

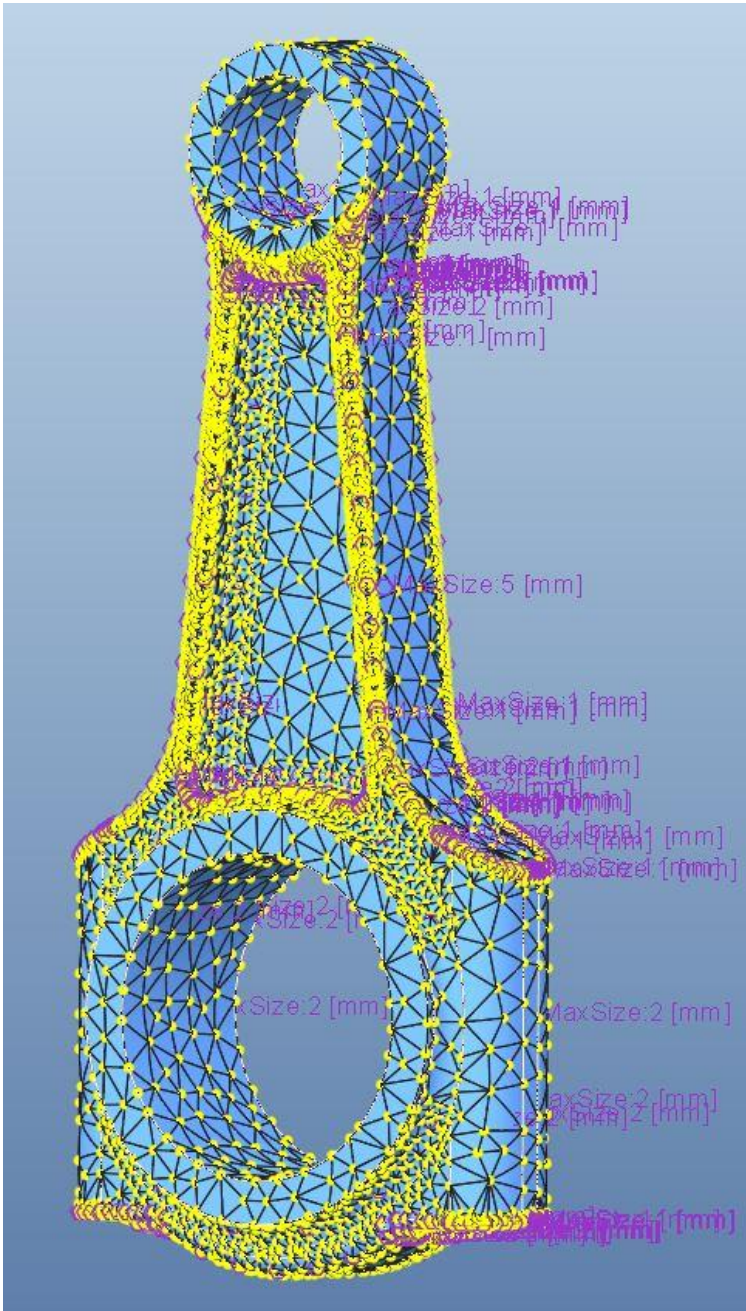
Většinu životnosti bude motor používán v rozsahu 9000 až 13500 min⁻¹, z toho vychází střední otáčky 11250 min⁻¹. Protože se jedná o čtyřtaktí motor, k zatěžování dochází pouze každou druhou otáčku. Proto je potřeba střední otáčky ještě vydělit dvěma. Životnost motoru poté vychází 415 minut pro tlakové zatížení a 1554 minut pro zatížení setrvačnou silou. V obou případech je to více než odhadnutá požadovaná životnost v kapitole 8.1, z tohoto hlediska píst vyhovuje.

8.3 Ojnice

Z výslednice síly od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných hmot jsem si určil sílu působící do ojnice. Její maximální kladná hodnota namáhá ojnici na tlak a maximální záporná hodnota na tah.

8.3.1 Nastavení sítě, vazeb a zatížení

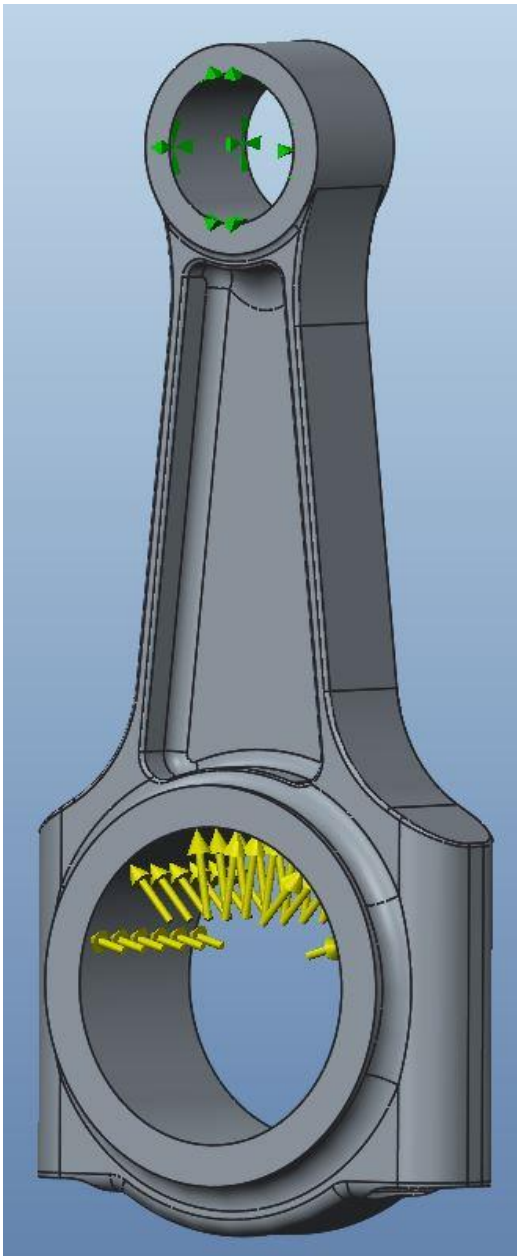
Pro nastavení sítě elementů jsem omezil maximální velikost na 5mm a na zaobleních použil menší hodnoty pro zjemnění sítě.



Obr. 62 Výpočetní síť elementů na ojnici

Při simulaci namáhání jsem použil vazbu *displacement* pro ukotvení jednoho oka ojnice a druhé zatížil pomocí zatížení typu *bearing*, které simuluje sílu působící na součást přes ložisko. Vazba *displacement* omezuje posun připojené plochy ve všech osách. To má velký vliv na tuhost přilehlé oblasti, proto jsem pro každý způsob namáhání provedl dva výpočty, vždy s výměnou ukotveného a zatíženého oka ojnice.

Při výpočtu jsem předpokládal, že ojnicí šrouby zajistí dostatečné předpětí a nedojde k odlehnutí jednotlivých částí, proto je ojnice modelována jako jeden kus.



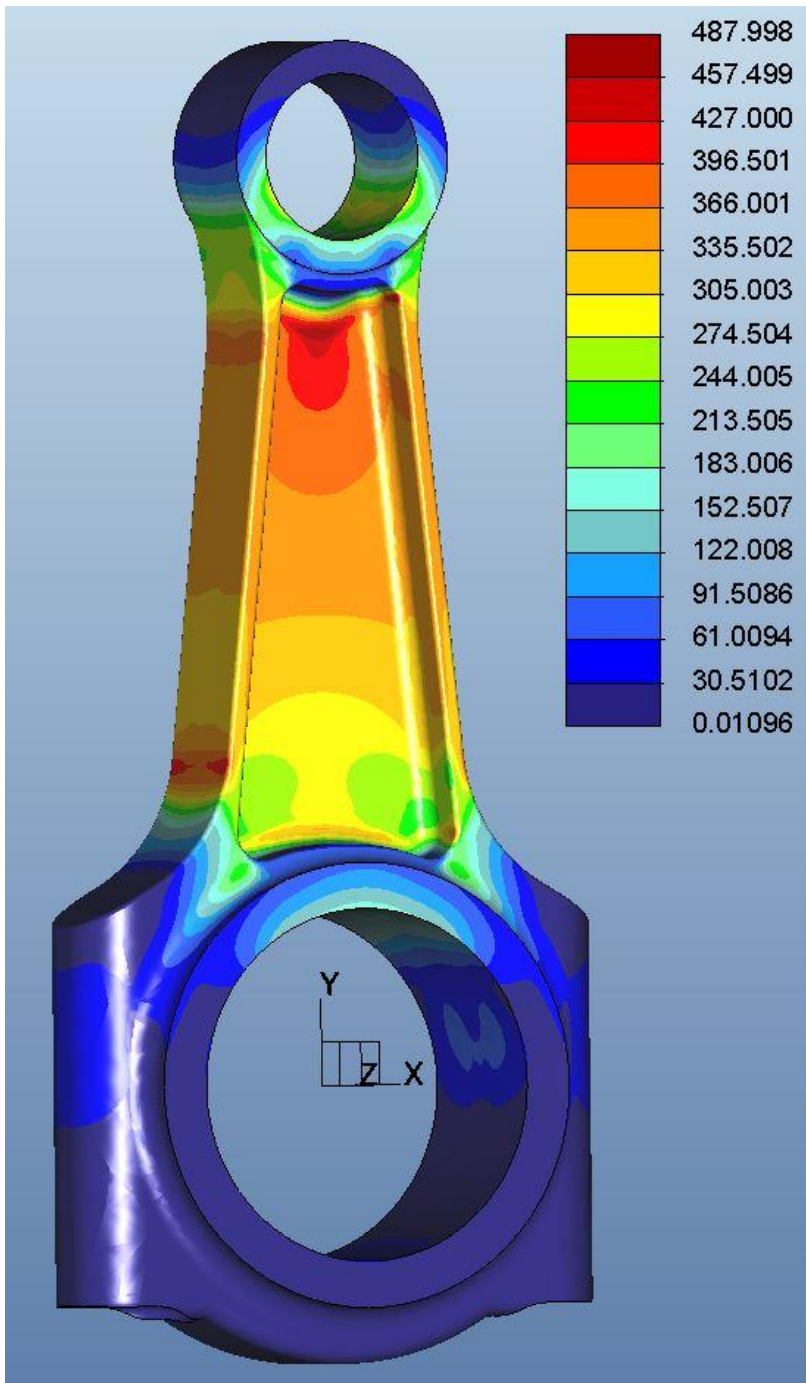
Obr. 63 Vazby a zatížení při tlakovém namáhání ojnice, ukotveno horní oko

8.3.2 Tlakové namáhání

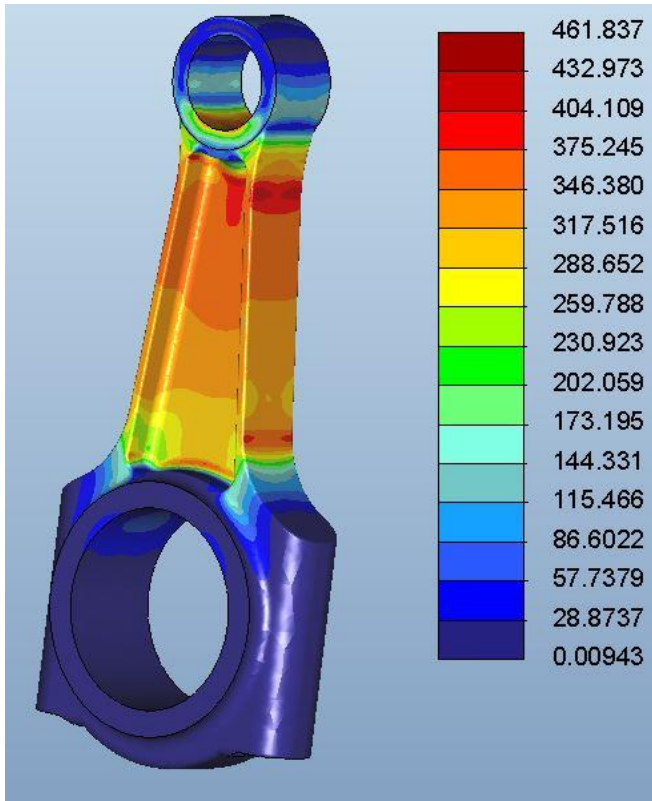
Stejně jako u namáhání pístu jsem pro určení zátěžné síly použil průběh tlaku v otáčkách maximálního středního indikovaného tlaku, viz Obr. 51 Průběh tlaku ve válci - 12 500 1/min Obr. 51. Z výslednice síly od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných hmot jsem určil průběh síly do ojnice, její maximální kladnou hodnotu jsem použil pro zatížení při tlakovém namáhání.



Obr. 64 Síla do ojnice při 12 500 1/min



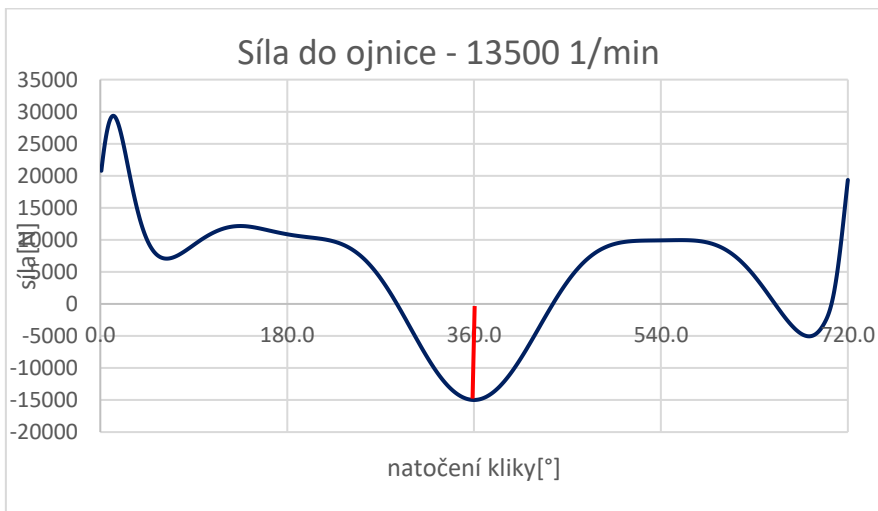
Obr. 65 Výsledné napětí na ojnici pro ukotvené horní oko



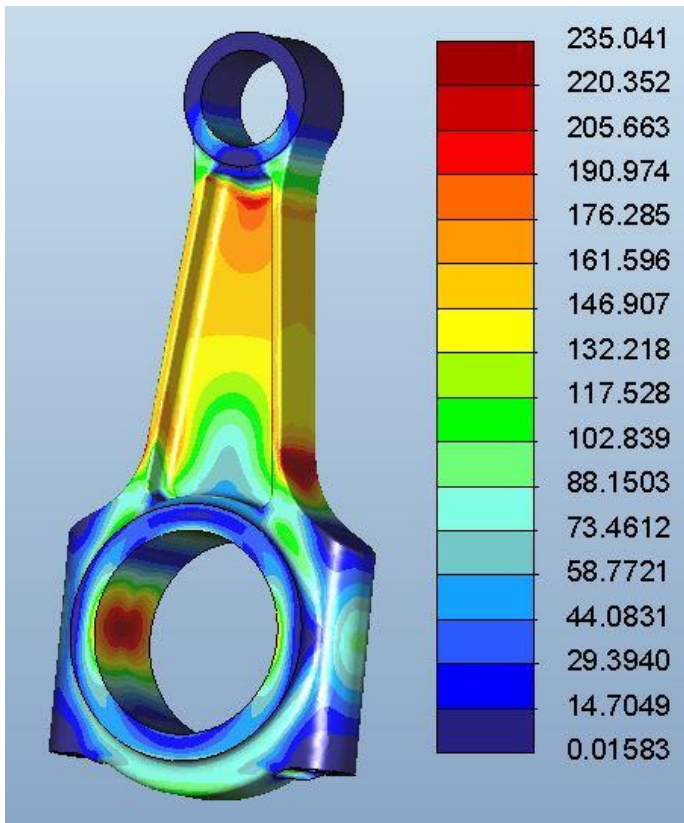
Obr. 66 Výsledné napětí pro ukotvené spodní oko ojnice

8.3.3 Namáhání od setrvačných sil

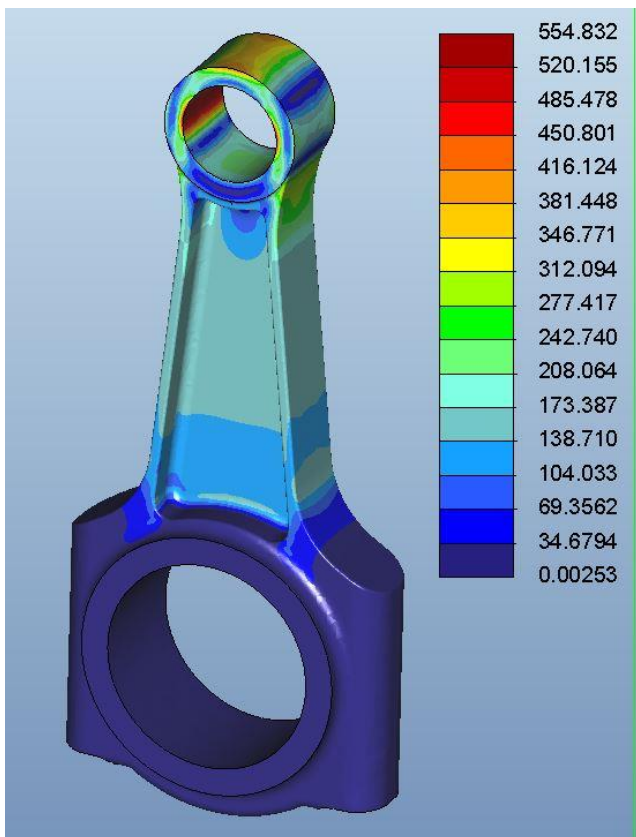
Pro tahové namáhání jsem určil průběh síly do ojnice při maximálních otáčkách motoru a její maximální zápornou hodnotu použil pro zatížení. Opět jsem provedl dva výpočty pro různý způsob ukotvení, jak jsem již popsal dříve.



Obr. 67 Síla do ojnice - 13 500 1/min



Obr. 68 Výsledné napětí v ojnici pro ukotvené horní oko



Obr. 69 Průběh napětí pro ukotvené spodní oko

8.3.4 Vyhodnocení výsledků pevnostní kontroly ojnice

Použitý materiál ojnice je ocel s označením XMP – 21, která má hodnotu smluvní meze únavy $\sigma_c = 1100$ MPa. Smluvní mez únavy platí pro 10^6 zátěžných cyklů.

Nejvyšší dosažené napětí při tlakové namáhání je 488 MPa, z toho vyplývá bezpečnost vůči mezi únavy 2,05.

Při tahovém namáhání je nejvyšší hodnota napětí 555 MPa, tomu odpovídá bezpečnost 1,98.

9 Kontrola rozvodového mechanismu

Pomocí rozvodového mechanismu je řízena výměna náplně válce spalovacího motoru. Vzhledem k velmi dynamickým pohybům jednotlivých součástí se jedná o další vysoce zatížené místo spalovacího motoru.

Nejprve jsem navrhnul zdvihové křivky ventilů podle výsledků optimalizace termodynamického modelu, poté jsem navrhl ventilovou pružinu, která je použita stejná pro sací i výfukový ventil. Následně jsem sestavil kinematický model rozvodového mechanismu v programu Valvetrain Design společně s diskrétním modelem pružiny a na jeho základě jsem nechal vygenerovat kvazi-dynamický model rozvodového mechanismu a vyhodnotil výsledky.

9.1 Zdvihové křivky ventilů

V nastavení termodynamického modelu jsem použil průběh zdvihu ventilů z podobného motoru, které jsem následně pomocí několika parametrů optimalizoval. Výsledné nejlepší nastavení z optimalizace jsem použil při další práci.

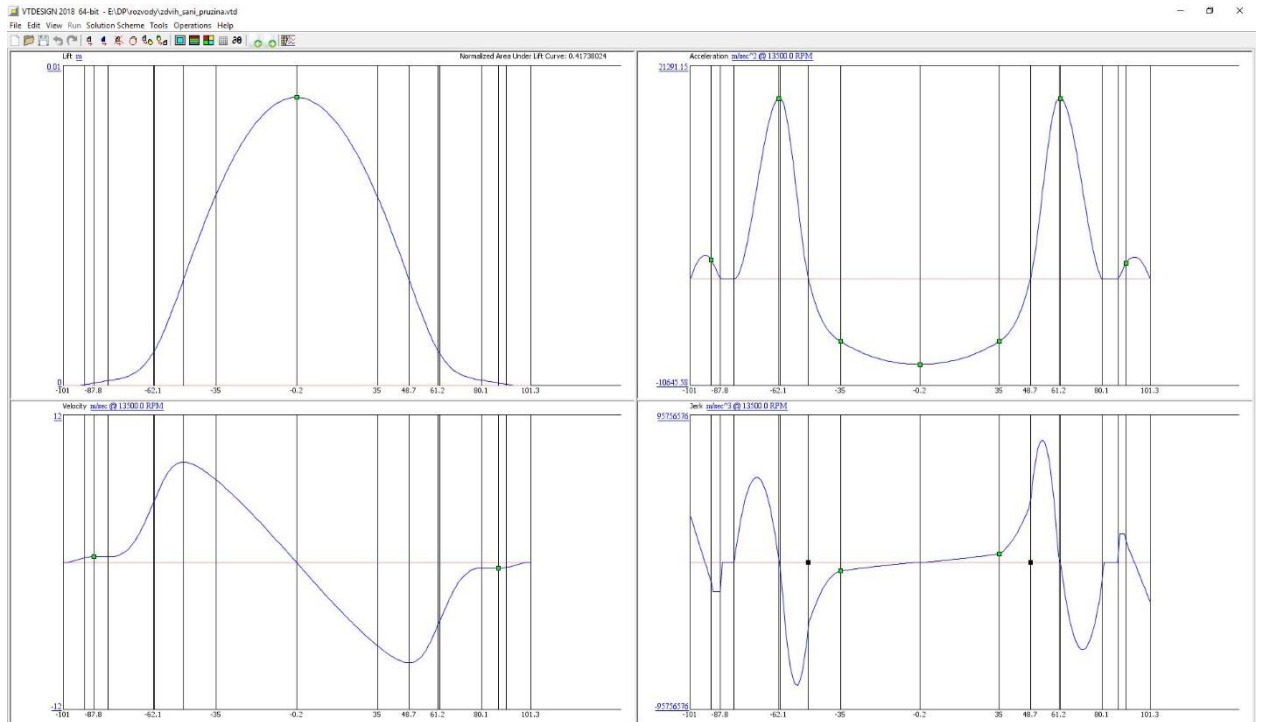
Bohužel použité křivky jsem neměl k dispozici jako dostatečně jemně naměřená data, proto bylo nutné je proložit a vyhladit. K tomu jsem použil komponentu Valvetrain Design z balíčku programů GT – SUITE.

Zdvihová křivka ventilu, obrys vačky musí zajistit:

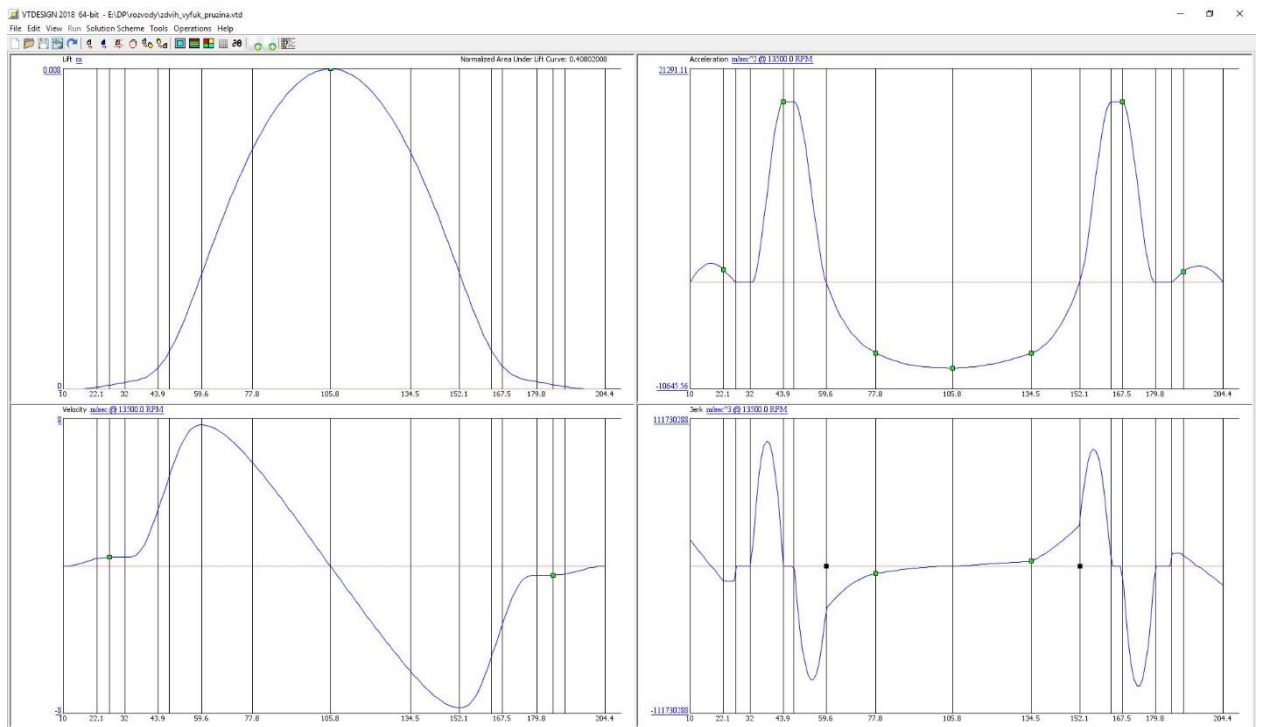
- požadavky motoru na výměnu náplně válce
- rychlé a spojitě otevírání a zavírání ventilu
- spojitý pohyb prvků rozvodového mechanismu, bez rázů
- minimum vlastního kmitání prvků rozvodu, zejména ventilové pružiny[16]

Dalším sledovaným parametrem je dosedací rychlost ventilu při maximálních otáčkách motoru, ta by měla být maximálně 0,5 m/s.

Na následujících obrázcích jsou vidět průběhy zdvihu, rychlosti, zrychlení a první derivace zrychlení sacího a výfukového ventilu. Snažil jsem se o dostatečně hladké proložení získaných dat, ale zároveň jsem křivky upravil, aby byla splněna podmínka dosedací rychlosti ventilu.



Obr. 70 Průběh zdvihu, rychlosti, zrychlení a derivace zrychlení sacího ventilu



Obr. 71 Průběh zdvihu, rychlosti, zrychlení a derivace zrychlení výfukového ventilu

9.2 Návrh ventilových pružin

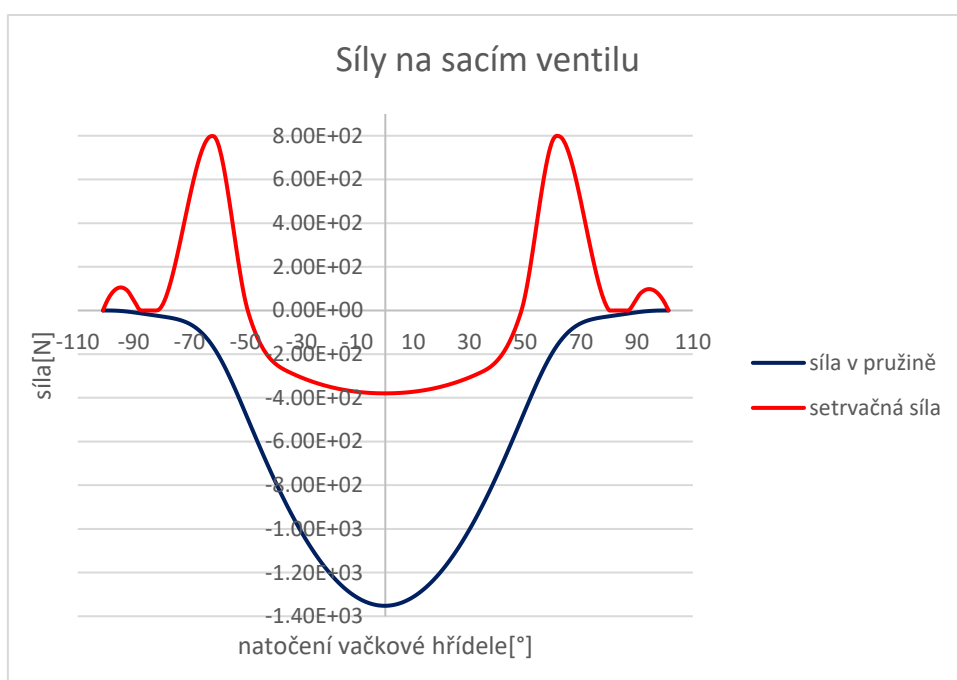
Úkolem ventilových pružin je udržet ventil a všechny další díly rozvodového mechanismu v kontaktu s vačkou, tak aby ventil kopíroval požadovaný průběh zdvihu.

Návrh pružiny by měl vyhovovat několika kritériím:

- nainstalovaná pružina (při zavřeném ventilu) má vyvodit předpětí minimálně 250 až 500N
- síla v pružině musí být minimálně 1,2 až 1,6 krát vyšší než záporná setrvačná síla, kterou pružina zachytává

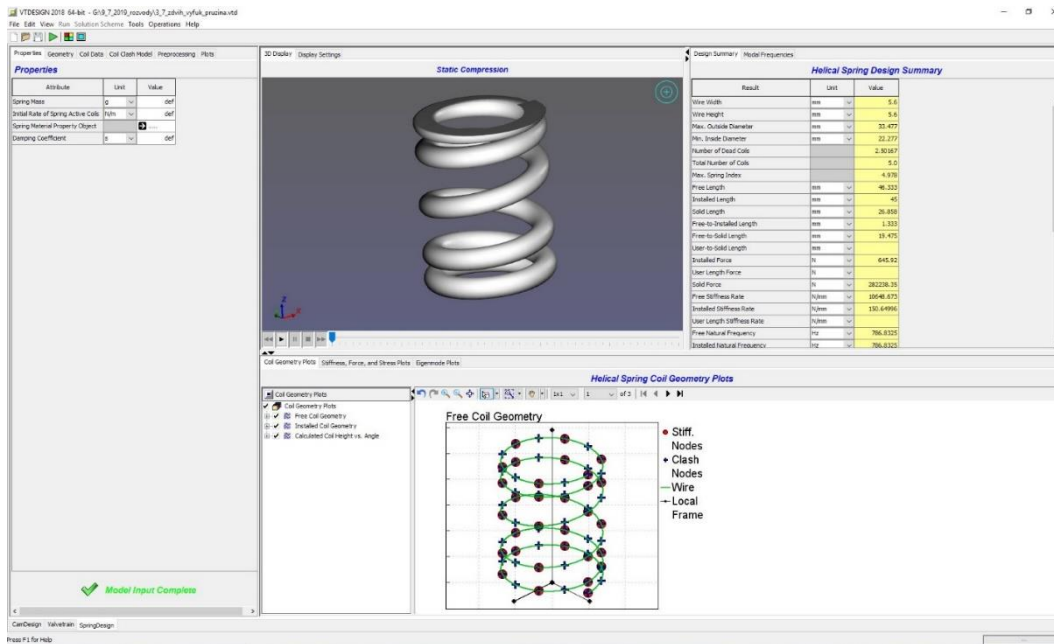
Návrh pružiny jsem provedl v programu Autodesk Inventor 2017, který obsahuje komponentu Design Accelerator, umožňující návrh pružin na základě zatížení a rozměrů. Pružina bude použita stejná pro sací i výfukové ventily.

Na obrázku Obr. 72 je průběh sil na sacím ventilu. Při nejmenším rozdílu sil je síla v pružině 3,17 krát vyšší než setrvačná síla, v tomto ohledu tedy pružina vyhovuje.



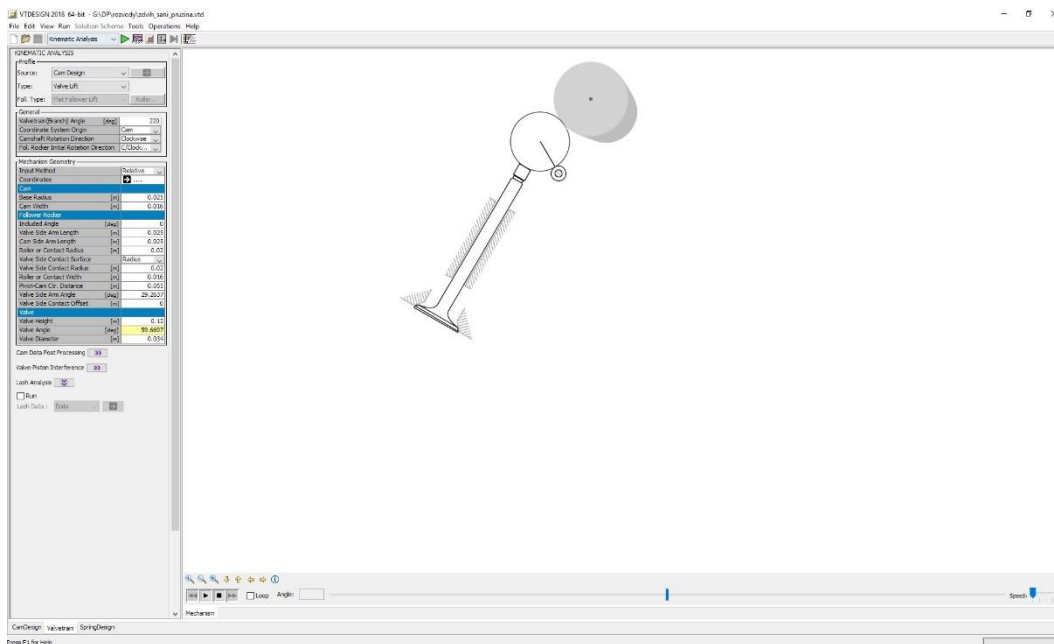
Obr. 72 Síly na sacím ventilu

Rozměry a tuhost pružiny jsem přidal do kinematického modelu ve Valvetrain Design, který obsahuje diskretní model pružiny. Každý závit pružiny je rozdělen na několik elementů a v kvazi-dynamickém výpočtu je zahrnuto i kmitání závitů pružiny.



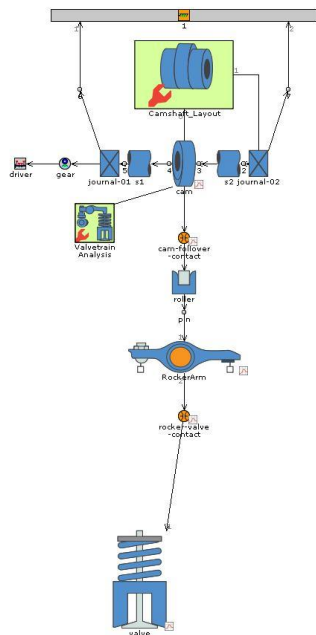
Obr. 73 Diskrétní model pružiny ve Valvetrain Design

Pokračoval jsem sestavením kinematického modelu rozvodového mechanismu.



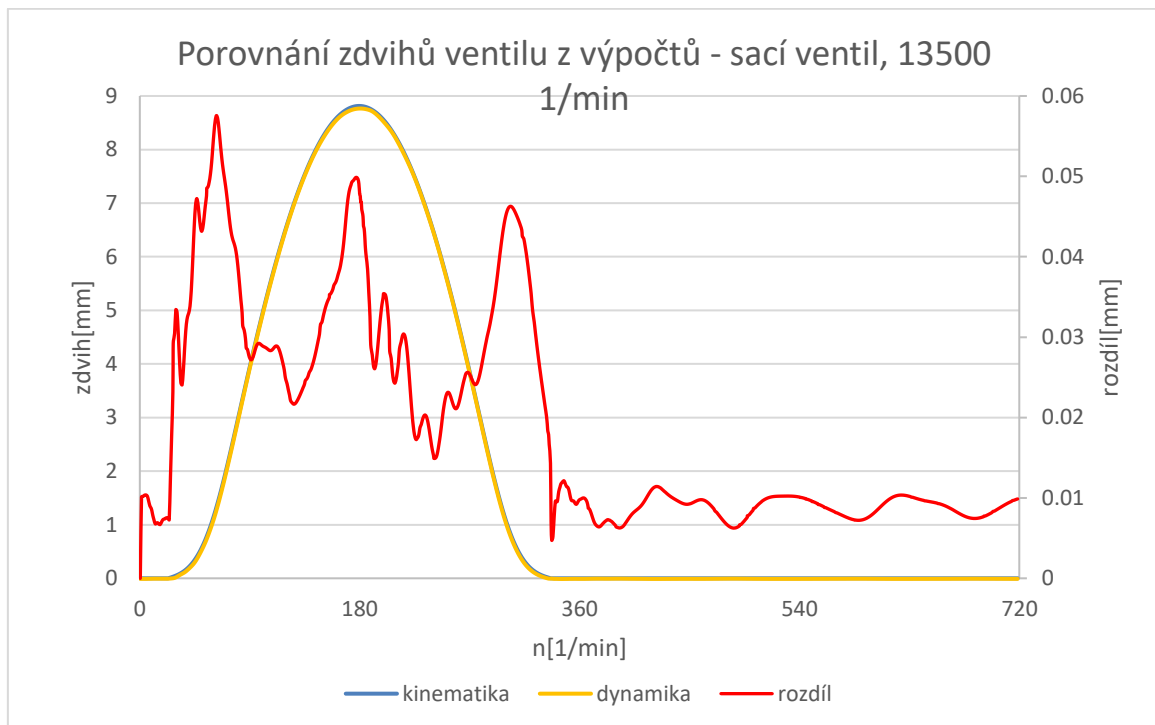
Obr. 74 Kinematický model rozvodového mechanismu ve Valvetrain Design

Po sestavení kompletního kinematického modelu rozvodového mechanismu lze vygenerovat kvazi-dynamický model. Ten obsahuje kinematické parametry, hmotnosti a tuhosti jednotlivých dílů a počítá s diskrétním modelem pružiny. Je zahrnuta i ventilová vůle, kterou jsem uvažoval 0,2 mm. Mechanismus se konstruuje s vůlí z důvodu rozdílné tepelné roztažnosti součástí. K určení přesné tuhosti jednotlivých dílů by bylo v mém případě zapotřebí zatížit díly pomocí MKP modelu a to už by přesáhlo rozsah mé práce. Ponechal jsem tedy v modelu již přednastavené tuhosti dílů.



Obr. 75 Vygenerovaný kvazi-dynamický model v GT – Suite

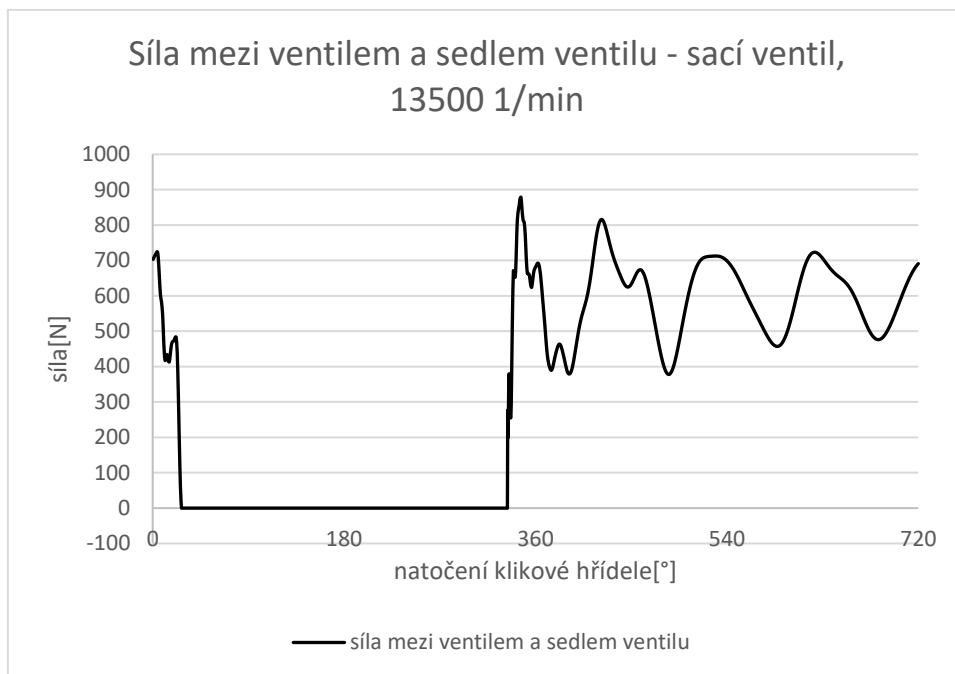
Výpočet jsem provedl pro otáčky motoru od 1000 1/min až po maximální (13500 1/min) s krokem 1000 1/min. Na Obr. 76 je porovnání výsledků obou modelů pro maximální otáčky, kdy byl rozdíl největší.



Obr. 76 Porovnání zdvihů ventilu z jednotlivých výpočetních modelů

Je vidět, že ventil dobře kopíruje požadovaný průběh zdvihu. Hodnota zdvihu z dynamického modelu je odměřována v místě talířku ventilu, rozdíl je tedy způsoben uvažováním tuhosti dílů.

Dalším z výsledků dynamického modelu je síla mezi ventilem a sedlem ventilu.



Obr. 77 Kontaktní síla ventilu a sedla ventilu

Pokud je ventil zavřený, odpovídá její hodnota okamžitému předpětí pružiny. Její kolísání je způsobené ztrátou předpětí pružiny vlivem kmitání jednotlivých závitů pružiny. Minimální hodnota při zavřeném ventilu je stále víc než požadované předpětí, z tohoto hlediska navržená pružina vyhovuje.

Z hlediska udržení kontaktu dílů mechanismu, minimální hodnoty předpětí při zavřeném ventilu a dosedací rychlosti při maximálních otáčkách upravené zdvihové křivky a navržená pružina vyhovují. Výsledky pro výfukový ventil jsem umístil do příloh.

ZÁVĚR

Tato práce se zabývá návrhem konceptu jednoválcového motoru pro pohon závodního motocyklu třídy MOTO3.

V první části jsem provedl výtah z pravidel kategorie z hlediska omezení konstrukce motoru.

Dále jsem si stanovil cíle práce, následující odstavce jsou podle těchto cílů členěny.

Ve třetí kapitole jsem provedl rešerši v minulosti a v současnosti používaných motorů.

Dále jsem zvolil celkovou koncepci motoru z hlediska naklonění osy válce, vstupu a výstupu kanálů z hlavy válce a provedl volbu hlavních parametrů jako je zdvih a vrtání válce, průměry ventilů apod.

V páté kapitole se zabývám stavbou termodynamického modelu motoru, pro kterou jsem použil program GT – SUITE. Popisuji zde nastavení jednotlivých komponent a parametrů modelu.

V šesté kapitole jsem optimalizoval parametry motoru v termodynamickém modelu. Optimalizaci jsem si rozdělil na několik bodů a sledoval jsem vliv jednotlivých parametrů, abych nakonec mohl zjistit optimální nastavení. Bohužel se mi nepodařilo zjistit výkonové parametry skutečných motorů, takže nemohu posoudit, zda je můj návrh konkurenceschopný.

V další kapitole jsem provedl samotný koncepční návrh základních součástí motoru, jako je klikový mechanismus a rozvodový mechanismus a ostatní části motoru jako např. blok jsem vymodeloval pouze schematicky.

V osmé kapitole jsem navržené součásti (ojnici a píst) zatížil s využitím dat z optimalizovaného termodynamického modelu, konkrétně jsem provedl pevnostní kontrolu pístu, s uvažováním mechanického a teplotního namáhání a kontrolu ojnice. Odhadem jsem si stanovil požadovanou životnost motoru a obě dvě součásti kontrolám vyhověly.

V poslední kapitole se zabývám kontrolou rozvodového mechanismu. Z optimalizované zdvihové křivky jsem proložil v programu Valvetrain Design, kde jsem i sestavil kinematický model. Dále jsem navrhl ventilové pružiny a vygeneroval kvazi-dynamický model, počítající s diskretním modelem ventilové pružiny. Z výsledků dynamického modelu vyplývá, že z hlediska udržení

kontaktu dílů, minimální hodnoty předpětí pružiny při zavřeném ventilu a dosedací rychlosti ventilu v maximálních otáčkách navržené křivky a pružina vyhovují.

Celkový cíl práce: návrh konceptu jednoválcového motoru pro pohon závodního motocyklu třídy MOTO3 jsem splnil.

Námětem na pokračování této práce by mohlo být zjištění průtokových vlastností kanálů s uspořádáním ventilů do kulového spalovacího prostoru, rozšíření termodynamického modelu o model klepání a třecích ztrát a dokončení konstrukčního návrhu celého motoru.

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A ZKRATEK

Symbol	jednotka	popis
exhaust_timing	[°]	časování výfukového ventilu
exhaust_lift _multiplier	[1]	koeficient násobení zdvihu výfukového ventilu
exhaust_cam_duration	[°]	koeficient násobení délky otevření výfukového ventilu
IMEP	[bar]	indicated mean effective pressure – střední indikovaný tlak ve válci
intake_timing	[°]	časování sacího ventilu
intake_lift_multiplier	[1]	koeficient násobení zdvihu sacího ventilu
intake_lift_duration	[1]	koeficient násobení délky otevření sacího ventilu
N	[1]	počet cyklů do porušení zkušební vzorku
N ₁	[1]	údaj o počtu cyklů do lomu z naměřených dat
N ₂	[1]	vypočtený počet cyklů do porušení zatěžované součásti
σ_a	[MPa]	amplituda napětí
σ_{a1}	[MPa]	údaj o amplitudě napětí z naměřených dat
σ_{a2}	[MPa]	vypočtené napětí zatěžované součásti
w	[1]	exponent mocninného tvaru náhrady S-N křivky

LITERATURA

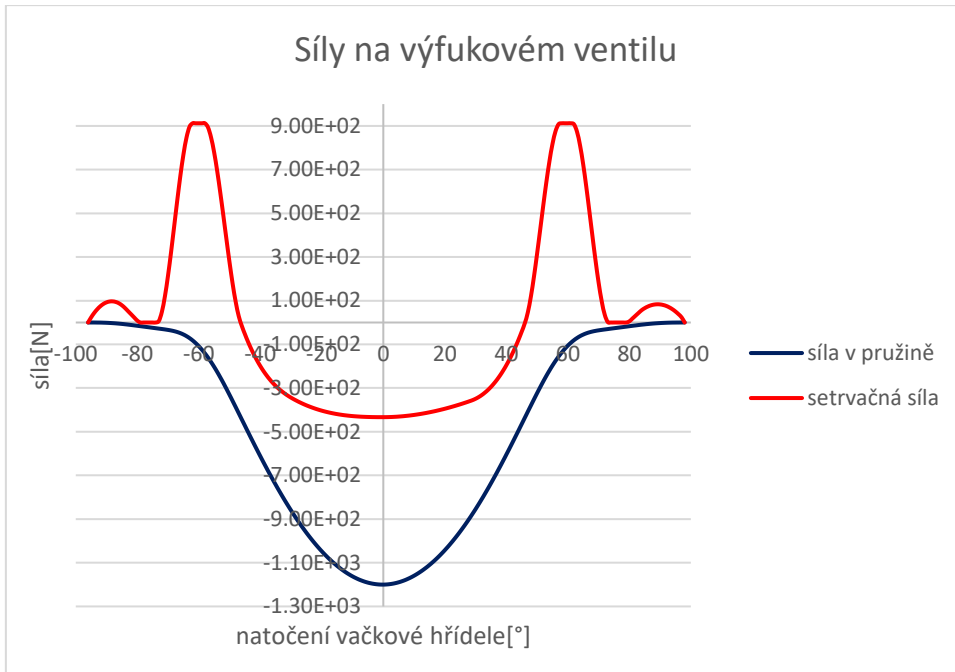
1. 2019 FIM Grand Prix World Championship Regulations [online] [cit. 2019-3-3].
Dostupné z: <http://www.fim-live.com/en/sport/regulations-and-documents/grand-prix/>
2. BRACKENBURY, L., MOTO3 vs MX2: Just dirt bike engines in a Grand Prix chassis?[online][cit. 2019-3-3]. Dostupné z: <https://blog.ktm.com/moto3-vs-mx2-just-dirt-bike-engines-in-a-grand-prix-chassis/>
3. *Obrázek č.2* [online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/jakubkornfeil84/photos/a.187745641338460/1904862132960127/?type=3&theater>
4. *Obrázek č.3* [online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: https://www.motorcyclespecs.co.za/model/Classic%20Racers/ktm_moto3_race_bike.htm
5. DIEMER, T. Sponzored listing: Moto3 Honda NSF250RW for sale! [online][cit. 2019-7-3]. Dostupné z <https://raresportbikesforsale.com/sponsored-listing-moto3-honda-nsf250rw-for-sale/>
6. *Obrázek č.4* [online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: http://resizeandsave.online/dappy-March_3_5.html
7. *Obrázek č.5* [online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/pin/699887598320487129/>
8. *Obrázek č.6* [online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: <https://www.iwanbanaran.com/2016/12/13/video-unik-saat-kru-motogp-nyuci-motor-jebule-hujan-bikin-mumet-cak/>
9. WILLIAMS, D. Mahindra MGP30 Moto3 Motorcycle Exposed[online][cit.2019-3-3].
Dostupné z : <https://ultimatemotorcycling.com/2014/01/22/mahindra-mgp30-moto3-motorcycle-exposed/>
10. *Obrázek č.7*[online] [cit. 2019-3-3]. Dostupné z: <https://www.motociclismo.es/mundial-motogp/articulo/mahindra-la-sorpresa-del-ano-en-moto3>
11. GASPARINI, G., Tougher than it looks. Race engine technology. 2013, č. 67, s.68-70,72-73.
12. *Obrázek č.8*[online] [cit. 2019-4-3]. Dostupné z: <https://www.dueruote.it/sport/motogp/2011/07/12/moto3-avanti-tutta.html>
13. HEYWOOD, J., Internal combustion engine fundamentals. 1. New York: McGraw – Hill, 1988. ISBN 978-0070286275

14. *Obrázek č.39*[online] [cit. 2019-6-25]. Dostupné z:
<http://www.motogp.com/en/news/2019/03/26/time-schedule-gran-premio-motul-de-la-republica-argentina/287142>
15. Hliníková slitina 4032 – T6[online] [cit. 2019-6-25]. Dostupné z:
<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=35707660584d4f7caef591324e592396&n=1&ckck=1>
16. TICHÁNEK, R. Rozvodové mechanismy, vyvažování motorů[online prezentace]. 2013 [cit. 2019-6-25]. Dostupné z:
<https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211058/VMDS/Tichanek/>

SEZNAM PŘÍLOH

1. Výsledky kontroly ventilového rozvodu pro výfukový ventil

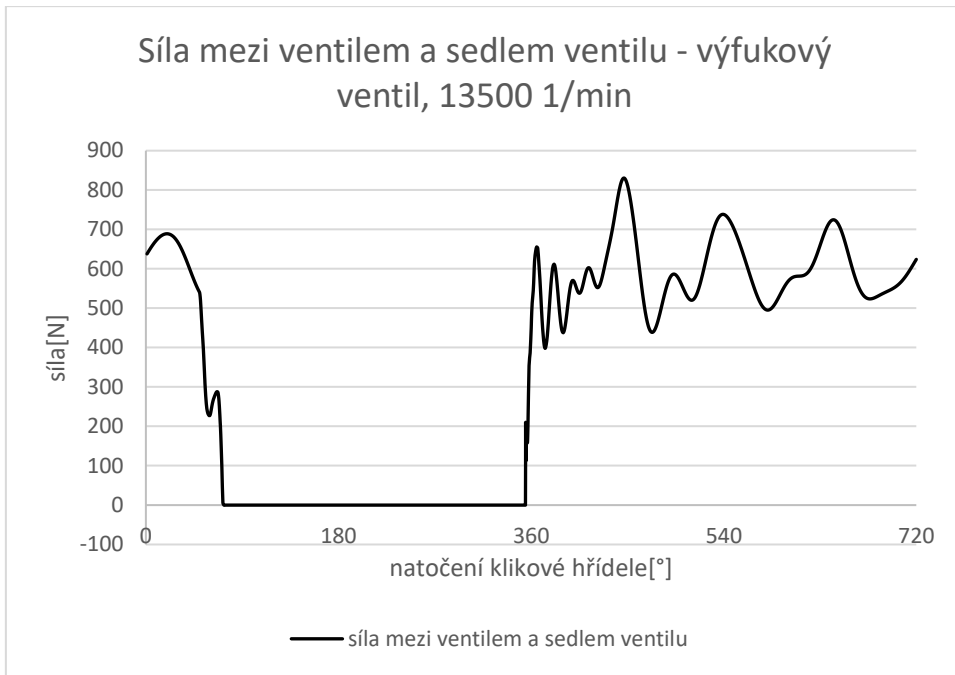
Příloha č. 1



Obr. 78 Síly na výfukovém ventilu při 13500 1/min



Obr. 79 Porovnání zdvihů ventilu z jednotlivých výpočetních modelů



Obr. 80 Kontaktní síla ventilu a sedla ventilu