

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

## FAKULTA STROJNÍ

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

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

## Čtyřdobý atmosférický zážehový motor

Autor: **Pavel Zeman**  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Votápek, Ph.D.**

**Akademický rok: 2018/2019**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel ZEMAN**

Osobní číslo: **S16N0022P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Čtyřdobý atmosférický zážehový motor**

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:

Proveďte návrh čtyřdobého atmosférického zážehového motoru s vysokým kompresním poměrem, který bude sloužit jako technologický demonstrátor víceválcového automobilového motoru. Vytvořte 1D model motoru. Navrhněte konstrukčního řešení v CAD. Ověřte vybrané části návrhu pevnostním výpočtem.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod, specifikace požadavků, základní rešerše
2. 1D model spalovacího motoru
3. Návrh konstrukčního řešení v CAD systému
4. Zhodnocení práce, závěr

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

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Computer Press, 1999

**MACEK, J.** *Spalovací motory I.* Praha: ČVUT Praha, 2007

**GSCHEIDLE, R.** *Příručka pro automechanika.* Praha: Sobotáles, 2002

**HEYWOOD, B. J.** *Internal Combustion Engine Fundamentals.* USA: McGraw-Hill Education, 1988

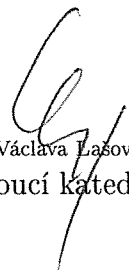
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Votápek, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Miroslav Dočkal**  
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

V Plzni dne 16. října 2018

## **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 bakalářské práce.

V Plzni dne: .....

podpis autora



## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Petru Votápkovi, Ph.D. za vzorné vedení a důležité připomínky během zpracování diplomové práce.

Děkuji konzultantovi mé diplomové práce, panu Ing. Miroslavu Dočkalovi, za čas, který věnoval konzultacím, za poskytnuté materiály a podklady a za zodpovězení mnoha dotazů týkajících se práce.

Rovněž děkuji panu Ing. Martinu Molcarovi za užitečné rady týkající se diplomové práce.

Závěrem bych chtěl poděkovat firmě Ricardo Prague s.r.o. za možnost zpracovávat mou diplomovou práci a za možnost praxe při, které jsem mohl čerpat informace.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení <b>Bc. Zeman</b>	Jméno <b>Pavel</b>		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
<b>VEDOUČÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Votápek, Ph.D.	Jméno Petr		
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST – KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Čtyřdobý atmosférický zážehový motor			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2019
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	106	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	94	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	12
---------------	-----	---------------------	----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS</b> (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Práce se zabývá problematikou návrhu atmosférického zážehového spalovacího motoru se splněním požadovaných parametrů. Zahrnuje tvorbu 1D modelu pomocí programu Lotus engine a konstrukční návrh motoru v CAD systému se zapracováním základních prvků motoru.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> (ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE)</p>	<p>spalovací motor, zážehový motor, atmosférický motor, konstrukce, kompresní poměr, 1D model, Lotus engine</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname <b>Bc. Zeman</b>	Name <b>Pavel</b>	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001“Transport and handling machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Votapek, Ph.D.	Name Petr	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Four-stroke naturally aspirated gasoline engine		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2019
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (*A4 and eq. A4*)

<b>TOTALLY</b>	106	<b>TEXT PART</b>	94	<b>GRAPHICAL PART</b>	12
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The diploma thesis deals with the design of an atmospheric spark-ignition engine to meet the required parameters. It includes build of a 1D model using Lotus engine simulation programme and engine design in a CAD system and verification of selected parts incorporating basic engine features.
<b>KEY WORDS</b>	combustion engine, spark-ignited engine, naturally aspirated engine, design, compression ratio, 1D model, Lotus engine simulation

# Obsah:

<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN:</b> .....	<b>3</b>
<b>1. ÚVOD:</b> .....	<b>6</b>
1.1.1 Zadané parametry navrhovaného motoru: .....	6
<b>2. VLIVY PŮSOBÍCÍ NA VÝKON MOTORU:</b> .....	<b>6</b>
2.1 STŘEDNÍ UŽITEČNÝ TLAK $P_e$ : .....	7
2.1.1 Dopravní účinnost $\eta_d$ : .....	7
2.1.2 Účinnost přeměny tepla v práci $\eta_i$ : .....	7
2.1.3 Mechanická účinnost $\eta_m$ : .....	8
2.2 OTÁČKY MOTORU $N$ : .....	8
<b>3. MOTORY S VYSOKÝM KOMPRESNÍM POMĚREM:</b> .....	<b>8</b>
3.1 MAZDA SKYACTIV-G: .....	8
3.1.1 Skyactiv G 2.0l .....	11
3.1.2 Ventilový rozvod .....	11
3.2 MAZDA SKYACTIV – X: .....	13
<b>4. NÁVRH 1-D MODELU:</b> .....	<b>14</b>
4.1 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ: .....	14
4.1.1 Objem kompresního prostoru: .....	14
4.1.2 Tepelná účinnost: .....	14
4.1.3 Zdvih a vrtání pístu: .....	15
4.1.4 Základní průměry sacích a výfukových kanálů: .....	17
4.2 PRÁCE V SOFTWARE LOTUS ENGINE SIMULATION .....	19
4.2.1 Přehled komponent v 1D modelu: .....	19
4.3 DOSAŽENÉ PARAMETRY MOTORU .....	25
<b>5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOTORU:</b> .....	<b>26</b>
5.1 SKELETON: .....	26
5.2 HLAVA VÁLCE: .....	27
5.2.1 Sací a výfukové kanály: .....	28
5.2.2 Spalovací prostor: .....	29
5.2.3 Chlazení hlavy válce: .....	30
5.2.4 Výsledný model hlavy válce: .....	32
5.3 ROZVODOVÝ MECHANISMUS: .....	36
5.3.1 Popis rozvodového mechanismu: .....	36
5.3.2 Ventily: .....	38
5.3.3 Sedla ventilů: .....	39
5.3.4 Příslušenství ventilů: .....	40
5.3.5 Ventilové pružiny: .....	40
5.3.6 Vodítka ventilů .....	41
5.3.7 Vahadlo .....	42
5.3.8 Hydraulické zdvihátko .....	43
5.3.9 Vačkové hřídele: .....	43
5.3.10 Rozvodová kola: .....	45
5.3.11 Vedení/Napínání rozvodového řetězu .....	48
5.3.12 Proměnné časování: .....	49
5.3.13 Kinematika rozvodového mechanismu: .....	50
5.4 KLIKOVÝ MECHANISMUS: .....	51
5.4.1 Píst: .....	51

5.4.2	<i>Pístní čep:</i> .....	53
5.4.3	<i>Ojnice:</i> .....	54
5.4.4	<i>Kliková hřídel:</i> .....	57
5.4.5	<i>Vyvažovací hřídele:</i> .....	59
5.4.6	<i>Vložená hřídel:</i> .....	60
5.4.7	<i>Setrvačnik:</i> .....	62
5.4.8	<i>Kinematika klikového mechanismu:</i> .....	63
5.4.9	<i>Dynamika klikového mechanismu:</i> .....	65
5.4.10	<i>Velikost a průběh sil působících v klikovém mechanismu:</i> .....	66
5.4.11	<i>Vyvážení klikového mechanismu:</i> .....	68
5.5	<b>BLOK MOTORU:</b> .....	70
5.5.1	<i>Těsnění pod hlavou</i> .....	74
5.6	<b>SPODNÍ ČÁST KLIKOVÉ SKŘÍŇE:</b> .....	74
5.7	<b>SPODNÍ VÍKO MOTORU (OLEJOVÁ VANA):</b> .....	76
5.8	<b>PŘEDNÍ VÍKO MOTORU:</b> .....	77
5.8.1	<i>Těsnění</i> .....	78
5.9	<b>VÍKO HLAVY VÁLCŮ:</b> .....	78
5.9.1	<i>Těsnění</i> .....	79
<b>6.</b>	<b>CELKOVÝ NÁVRH MOTORU:</b> .....	<b>80</b>
6.1	<b>MAZÁNÍ</b> .....	84
6.2	<b>CHLAZENÍ</b> .....	87
<b>7.</b>	<b>ZÁVĚR:</b> .....	<b>88</b>
<b>8.</b>	<b>SEZNAM TABULEK:</b> .....	<b>89</b>
<b>9.</b>	<b>SEZNAM GRAFŮ:</b> .....	<b>89</b>
<b>10.</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ:</b> .....	<b>89</b>
<b>11.</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>92</b>
11.1	<b>TIŠTĚNÉ PŘÍLOHY</b> .....	92
11.1.1	<i>Vevázané</i> .....	92
11.1.2	<i>Vložené</i> .....	92
11.2	<b>ELEKTRONICKÉ PŘÍLOHY NA CD</b> .....	92
<b>12.</b>	<b>ZDROJE:</b> .....	<b>93</b>

**Seznam použitých veličin:**

<b>Značka:</b>	<b>Název veličiny:</b>	<b>Jednotka:</b>
a	zrychlení pístu	[mm/s <sup>2</sup> ]
a <sub>vs0</sub>	zrychlení sacího ventilu v nejvyšším bodě otevření	[mm/s <sup>2</sup> ]
a <sub>vs0</sub> <sup>*</sup>	zrychlení sacího ventilu v nejvyšším bodě otevření	[mm/° <sup>2</sup> ]
a <sub>vsm</sub> max	zrychlení sacího ventilu	[mm/s <sup>2</sup> ]
a <sub>vv0</sub>	zrychlení výfukového ventilu v nejvyšším bodě otevření	[mm/s <sup>2</sup> ]
a <sub>vv0</sub> <sup>*</sup>	zrychlení výfukového ventilu v nejvyšším bodě otevření	[mm/° <sup>2</sup> ]
a <sub>vvm</sub> max	zrychlení výfukového ventilu	[mm/s <sup>2</sup> ]
c <sub>s</sub>	střední pístová rychlost	[m/s]
D	vrtání válce	[mm]
D <sub>hl0</sub>	průměr otvoru pro hlavový šroub	[mm]
d <sub>hld</sub>	průměr dřívku hlavového šroubu	[mm]
D <sub>hls</sub>	průměr hlavy šroubu	[mm]
d <sub>hls3</sub>	nejmenší průměr hlavového šroubu	[mm]
d <sub>ss</sub>	střední průměr sedla sacího ventilu	[mm]
d <sub>vs</sub>	střední průměr sedla výfukového ventilu	[mm]
d <sub>vsp</sub>	průměr drátu pružiny sacího ventilu	[mm]
D <sub>vsp</sub>	střední průměr pružiny sacího ventilu	[mm]
d <sub>vvp</sub>	průměr drátu pružiny výfukového ventilu	[mm]
D <sub>vvp</sub>	střední průměr pružiny výfukového ventilu	[mm]
E <sub>oocel</sub>	youngův modul oceli	[MPa]
E <sub>slitiny</sub>	youngův modul hliníkové slitiny	[MPa]
F	výsledná síla (klikový mechanismus)	[N]
F <sub>c</sub>	odstředivá síla	[N]
F <sub>dyn</sub>	setrvačná síla	[N]
F <sub>hls</sub>	síla na jeden hlavový šroub	[N]
F <sub>hlsmax</sub>	maximální síla působící v hlavovém šroubu	[N]
F <sub>hlspr</sub>	předepínací síla hlavového šroubu	[N]
F <sub>o</sub>	ojniční síla	[N]
F <sub>p</sub>	síla od tlaku plynů	[N]
F <sub>pmax</sub>	maximální síla od plynů	[N]
F <sub>r</sub>	radiální síla	[N]
F <sub>t</sub>	tečná síla	[N]
F <sub>vs0</sub>	síla v ose sacího ventilu	[N]
F <sub>vsp</sub>	síla v ose sacího ventilu zvětšená o bezpečnost	[N]
F <sub>vs0</sub>	síla v ose výfukového ventilu	[N]
F <sub>vvp</sub>	síla v ose výfukového ventilu zvětšená o bezpečnost	[N]
G <sub>oc</sub>	tuhost oceli na pružiny v krutu	[MPa]
h <sub>sv</sub>	zdvih sacího ventilu	[mm]
h <sub>vv</sub>	zdvih výfukového ventilu	[mm]
i	počet válců	[-]
i <sub>hl</sub>	počet hlavových šroubů	[-]
k <sub>hl1</sub>	tuhost hlavového šroubu	[N/mm]
k <sub>hls</sub>	tuhost spojovaných částí (hlava, blok)	[N/mm]
K <sub>vsp</sub>	tuhost pružiny sacího ventilu	[N/mm]
K <sub>vvp</sub>	tuhost pružiny výfukového ventilu	[N/mm]

$l$	délka ojnice	[mm]
$L_{0sp}$	volná délka pružiny sacího ventilu	[mm]
$L_{0vp}$	volná délka pružiny výfukového ventilu	[mm]
$l_a$	vzdálenost těžiště ojnice od oka pístního čepu	[mm]
$l_b$	vzdálenost těžiště ojnice od hlavy ojnice	[mm]
$L_{dsp}$	dosedová délka pružiny sacího ventilu	[mm]
$L_{dvp}$	dosedová délka pružiny výfukového ventilu	[mm]
$L_{hld}$	délka dřívku hlavového šroubu	[mm]
$L_{hlss}$	délka hlavového šroubu	[mm]
$L_{hlz}$	délka závitu hlavového šroubu	[mm]
$L_{psp}$	minimální pracovní délka pružiny sacího ventilu	[mm]
$L_{pvp}$	minimální pracovní délka pružiny výfukového ventilu	[mm]
$L_{zsp}$	délka pružiny sacího ventilu v namontovaném stavu	[mm]
$L_{zvp}$	délka pružiny výfukového ventilu v namontovaném stavu	[mm]
$m_{kon}$	hmotnost kontrolní hmoty na klikovém hřídeli	[kg]
$m_{ojc}$	hmotnost ojnice	[kg]
$m_{op}$	hmotnost posuvné hmoty ojnice	[kg]
$m_{or}$	hmotnost rotující hmoty ojnice	[kg]
$m_{pos}$	celková hmotnost posuvných částí	[kg]
$m_{prz}$	hmotnost nevyvážku na klikové hřídeli	[kg]
$m_{ps}$	hmotnost posuvných komponent klikového mechanismu	[kg]
$m_{rot}$	celková hmotnost rotujících částí	[kg]
$m_{s1}$	hmotnost čepičky sacího ventilu	[kg]
$m_{s2}$	hmotnost misky ventilové pružiny sacího ventilu	[kg]
$m_{s3}$	hmotnost sacího ventilu	[kg]
$m_{s4}$	hmotnost zámku misky ventilové pružiny sacího ventilu	[kg]
$m_{s5}$	hmotnost vahadla sacího ventilu	[kg]
$m_{v1}$	hmotnost čepičky výfukového ventilu	[kg]
$m_{v2}$	hmotnost misky ventilové pružiny výfukového ventilu	[kg]
$m_{v3}$	hmotnost sacího ventilu	[kg]
$m_{v4}$	hmotnost zámku misky ventilové pružiny výfukového ventilu	[kg]
$m_{v5}$	hmotnost vahadla výfukového ventilu	[kg]
$m_{vkon}$	hmotnost kontrolní hmoty na vyvažovací hřídeli	[kg]
$m_{vpl}$	hmotnost nevyvážku na vyvažovací hřídeli	[kg]
$m_{vr}$	celková hmotnost posuvných hmot výfukového ventilu	[kg]
$m_{zal}$	hmotnost zalomení ojnice	[kg]
$n$	otáčky motoru	[ot/min]
$n_{sp}$	počet závitů pružiny sacího ventilu	[-]
$n_{vmax}$	maximální otáčky vačkového hřídele	[ot/min]
$n_{vp}$	počet závitů pružiny výfukového ventilu	[-]
$P_e$	efektivní výkon	[kW]
$p_e$	střední užitečný tlak	[MPa]
$P_{ods}$	poddajnost hlavového šroubu	[mm/N]
$r$	rádius klikového hřídele	[mm]
$R$	poměr délky ojnice a rádiusu klikového hřídele	[-]
$R_r$	rameno rotačních hmot	[mm]
$r_{vr}$	vzdálenost nevyvážku pro vyvážení rotačních hmot	[mm]
$S_{hld}$	průřez dřívku šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{hlm}$	nejmenší průřez šroubu	[mm <sup>2</sup> ]

$S_p$	plocha pístu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{ss}$	plocha středního průřezu sacího ventilového sedla	[mm <sup>2</sup> ]
$V_k$	kompresní objem	[cm <sup>3</sup> ]
$v_{ss}$	rychlost v sedle sacího ventilu	[m/s]
$v_{vs}$	rychlost v sedle výfukového ventilu	[m/s]
$V_z$	zdvihový objem	[cm <sup>3</sup> ]
$x$	posuv pístu	[mm]
$y_{ps}$	stlačení vestavěné pružiny sacího ventilu	[mm]
$y_{pv}$	stlačení vestavěné pružiny výfukového ventilu	[mm]
$y_{ss}$	stlačení pružiny sacího ventilu při plném zatížení	[mm]
$y_{sv}$	stlačení pružiny výfukového ventilu při plném zatížení	[mm]
$Z$	zdvih pístu	[mm]
$\alpha$	natočení klikového hřídele od horní úvrati	[°]
$\beta$	natočení ojnice	[°]
$\Delta_{yvsp}$	pracovní zdvih pružiny sacího ventilu	[mm]
$\Delta_{yvvp}$	pracovní zdvih pružiny výfukového ventilu	[mm]
$\varepsilon$	kompresní poměr	[-]
$\eta_d$	dopravní účinnost	[-]
$\eta_i$	indikovaná účinnost	[-]
$\eta_m$	mechanická účinnost	[-]
$\eta_t$	tepelná účinnost	[-]
$\kappa$	poissonova konstanta	[-]
$\lambda$	ojniční poměr	[-]
$\xi$	zdvihový poměr	[-]
$\sigma_{Dhls}$	dovolené napětí v šroubu z materiálu 12.9	[MPa]
$\sigma_{hls}$	tahové napětí hlavovém šroubu	[MPa]
$\sigma_{Rp0,2}$	smluvní mez kluzu materiálu šroubu 12.9	[MPa]
$\tau_{Dkvp}$	dovolené napětí materiálu pružin v krutu	[MPa]
$\psi_{hl}$	součinitel proti odlehnutí hlavového šroubu	[-]
$\omega$	úhlová rychlost otáčení klikové hřídele	[rad/s]
$\omega_{max}$	maximální úhlová rychlost otáčení klikové hřídele	[rad/s]



## 1. Úvod:

Diplomová práce se zabývá problematikou návrhu a konstrukce spalovacího motoru, konkrétně konstrukcí atmosférického čtyřdobého zážehového motoru. V teoretické části práce seznamuje s vlivy působícími na výkon motoru a zaměřuje se zejména na vliv a možnosti zvyšování kompresního poměru. Zabývá se tedy alternativním trendem vývoje spalovacích motorů, kdy charakteristickým znakem není snížení obsahu motoru a použití přeplňování, ale snaha o zvyšování kompresního poměru.

Hlavním cílem je návrh konstrukčního řešení zkušebního spalovacího motoru, který zastává výše zmíněnou filozofii. Konstrukční návrh bude proveden v CAD. Při návrhu CAD dat se bude vycházet z výsledků získaných z 1D-modelu.

### 1.1.1 Zadané parametry navrhovaného motoru:

Jedná se o jednoválcový atmosférický čtyřdobý zážehový motor o objemu 500 cm<sup>3</sup>. Motor má dosahovat výkonu alespoň 30 kW při 6000 ot/min. Motor je myšlen jako technologický demonstrátor pro čtyřválcový motor o objemu 2000 cm<sup>3</sup>. Volnou inspirací a referencí pro navrhovaný motor by měl být motor Mazda Skyactiv-G.

Zadané parametry:		
Počet válců:	[-]	1
Kompresní poměr:	[-]	1:14
Zdvihový objem:	[cm <sup>3</sup> ]	500
Výkon při 6000 ot/min	[kW]	30
Max. otáčky motoru	[ot/min]	6500

Tab. 1 - zadané parametry pro navrhovaný motor

## 2. Vlivy působící na výkon motoru:

Základní vlivy na výkon motoru nejlépe uchopíme, když se podíváme na vzorec pro efektivní výkon motoru.

$$P_e = \frac{i \cdot V_z \cdot n \cdot p_e}{C} \quad (1)$$

kde  $P_e$  – efektivní výkon motoru [kW]

$i$  – počet válců [-]

$V_z$  – zdvihový objem válce [m<sup>3</sup>]

$n$  – otáčky motoru [ot/s]

$p_e$  – střední užitečný tlak [MPa]

$C$  - konstanta (pro jednočinný čtyřdobý motor je 2) [-]

Z tohoto vzorce je patrné, že výkon motoru stoupá, pokud stoupají hodnoty jednotlivých činitelů v čitateli.

Zdvihový objem a počet válců se jeví jako jednoduchý způsob, který má však svá omezení. Velikost válce je omezena tlakem a tepelným namáháním. Zvyšující se hmotnost, zejména pohybujících se částí vede k nutnosti snížení otáček motoru. Přidání válců má příznivý vliv na vyvážení setrvačných sil a plynulejší chod. Toto řešení je ovšem ekonomicky náročné, klikový hřídel pro více válců je více namáhán, plnicí a výfukové potrubí je složitější a vše také prostorově náročné.

U motoru s danými rozměrovými parametry můžeme tedy výkon zvýšit nárůstem otáček a středního užitečného tlaku.

## 2.1 Střední užitečný tlak $p_e$ :

Střední užitečný tlak závisí na mnoha podružných parametrech. Závisí zejména na dopravní účinnosti (hmotnosti směsi, kterou dostaneme do válce), na jakosti spalování v motoru, mechanické účinnosti a otáčkách.

$$\text{Tedy} \quad n \cdot p_e \sim \frac{\eta_d}{\lambda} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n \quad (2)$$

Kde  $\eta_d$  - dopravní účinnost [-]

$\lambda$  - součinitel přebytku vzduchu [-]

$\eta_i$  - indikovaná účinnost [-]

$\eta_m$  - mechanická účinnost [-]

### 2.1.1 Dopravní účinnost $\eta_d$ :

Je definována jako poměr hmotnosti vzduchu dopraveného do válce k hmotnosti vzduchu ve zdvihovém objemu  $V_z$ . Na tuto účinnost mají vliv zejména hydraulické odpory v sacím traktu při sacím zdvihu, nedokonalosti v časování rozvodu, konstrukce plnicího a výfukového potrubí. Dopravní účinnost má své maximum při jistých otáčkách.

### 2.1.2 Účinnost přeměny tepla v práci $\eta_i$ :

Tento ukazatel souhrnně vyjadřuje jakost spalování. Zde se promítá konstrukce spalovacího prostoru, což zahrnuje tvorbu a promísení směsi, druh paliva, kompresní poměr, dále také nastavení předstihu zapálení směsi a mimo jiné i atmosférické podmínky.

#### 2.1.2.1 Kompresní poměr $\epsilon$ :

Kompresní poměr je definován jako poměr objemu směsi nasáté do válce k objemu směsi stlačené pístem v horní úvrati. Má zásadní vliv na tepelnou účinnost spalovacího motoru. Jeho zvýšení je limitováno hodnotou *kritického kompresního poměru*, kdy dochází k dosažení maxima efektivního tlaku, který ale klesne překročením této hranice vinou detonačního spalování. Hodnota kritického kompresního poměru není pevně stanovená hodnota, ale mění se opět vlivem více parametrů. Některé moderní motory mohou měnit hodnotu kompresního

poměru nebo s využitím pokročilého řízení spalovacího procesu pracovat co nejefektivněji a balancovat na hranici detonace.

### 2.1.3 Mechanická účinnost $\eta_m$ :

Je stanovena rozdílem indikovaného a užitečného výkonu. Mechanická účinnost je ovlivněna zejména třením, ale i ostatními ztrátami jako je výkon potřebný k výměně obsahu válců a k pohonu pomocných zařízení i přístrojů.

Nejvyšší podíl třecích ztrát je způsoben třením pístu ve válci, přičemž největším dílem se na tomto tření podílejí pístní kroužky. Ztráty v ložiskách a rozvodovém ústrojí zaujímají přibližně 20 % celkových třecích ztrát v motoru.

Při zvyšování otáček mechanická účinnost zpravidla klesá.

## 2.2 Otáčky motoru $n$ :

Otáčky motoru jsou rovněž mocným nástrojem z hlediska zvyšování, zejména maximálního výkonu motoru. Pokud zachováme zdvih pístu, tak se s otáčkami motoru zvyšuje střední pístová rychlost. Otáčky lze tedy zvýšit zmenšením poměru zdvihu k vrtání válce, ovšem tento způsob má také své náležitosti, které budou rozvedeny v kapitole [4.1.3 Zdvih a vrtání pístu:].

Při zvýšení střední rychlosti pístu roste tepelné namáhání pístu, hlavy i válce. Rovněž se zvětšují setrvačné síly v rozvodovém a klikovém mechanismu. Toto klade vyšší nároky na zlepšení průtoku tepla, zvětšení průtokových průřezů a jejich proudnicový tvar. Je nutné použití výhodnějších materiálů pro třecí plochy a zvýšení přesnosti výroby. [15]

## 3. Motory s vysokým kompresním poměrem

### 3.1 Mazda Skyactiv-G



Obr. 1 - Mazda Skyactiv G 1.5l [6]

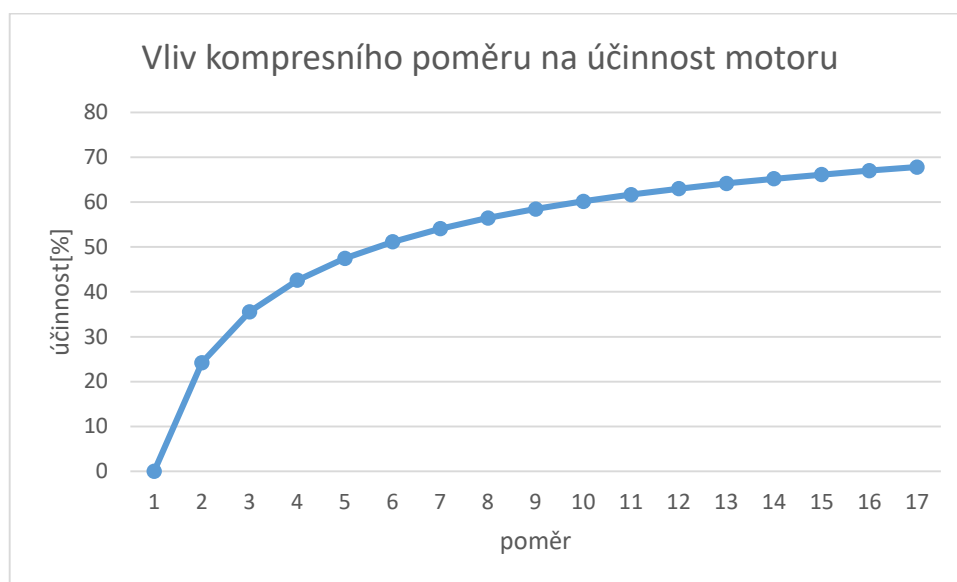
Motory Skyactive jsou zážehové atmosférické motory, které pracují s vysokým kompresním poměrem. Tyto motory pracují s kompresním poměrem 14:1 a jsou prvními produkčními motory svého typu s takto vysokou hodnotou.

Současné spalovací motory mají stále mezery ve využití tepelné energie obsažené v palivu. Jedná se zejména o tepelné ztráty ve výfukovém potrubí a chladícím systému.

Díky spalování za vysokého kompresního poměru se zvýšilo využití tepelného potenciálu v porovnání s předchozí generací motorů mazda o 15 %.

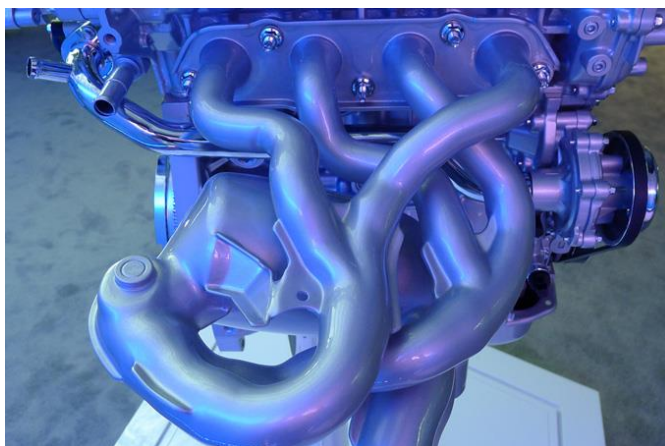
Jak jsme se mohli dočíst v kapitole [2.1.2.1 Kompresní poměr  $\epsilon$ :] a vidíme rovněž v grafu (1), kde  $\epsilon$  je kompresní poměr, má jeho zvyšování teoreticky za následek zvýšení tepelné účinnosti motoru a tím výkonových parametrů motoru.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (3)$$



Vedlejšími účinky zvýšení kompresního poměru je náchylnost ke vzniku nekontrolovaného samovznícení směsi, které má za následek nárůst tlaku v nesprávnou chvíli, nadměrnou zátěž pro motor a zhoršení charakteristik motoru.

Motory Skyactiv-G řeší problém samovznícení směsi zlepšením odvodu spalin. Díky použití dlouhých svodů 4-2-1. Tyto svody zamezují vracení vln horkých plynů do některého z válců a dalšího zvyšování teploty ve spalovacím prostoru.



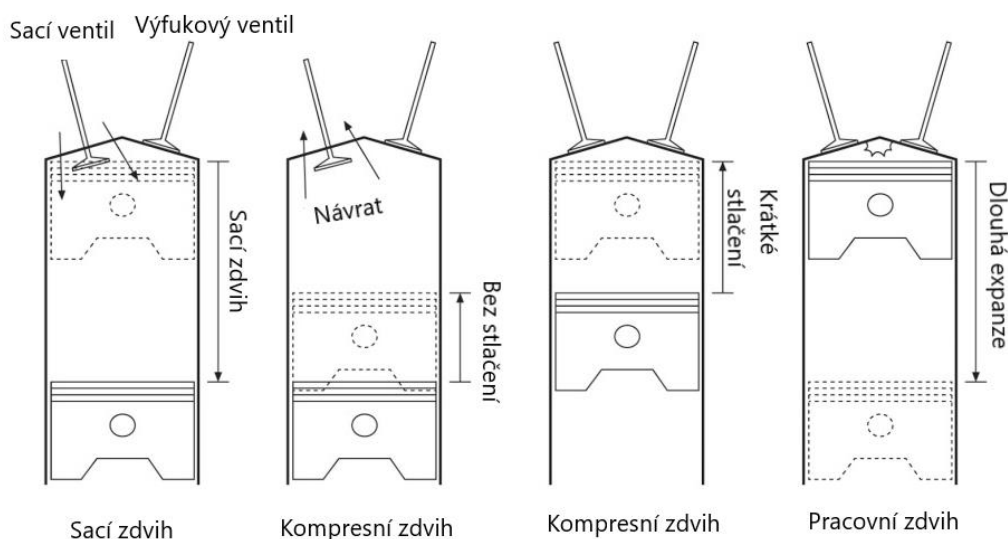
Obr. 2- Výfukové svody 4-2-1 motoru Skyactiv-G [4]

Problém u dlouhých svodů je ten, že plyny, putují dlouhými svody, zchladnou a tento jev je nepříznivý pro fungování katalyzátoru. Zmírnění tohoto jevu bylo provedeno zvýšením teploty výfukových plynů, čehož bylo dosaženo zpožděním zapalování zejména v nižších otáčkách. Optimalizovaným vstřikováním směsi do šesti bodů bylo dosaženo rychlé hoření, díky kterému nestihne vzniknout nestabilita hoření. Po zažehnutí směs nejdříve hoří ve výduti, která je vytvořena na dně pístu, aby nedošlo k jejímu ovlivnění.



Obr. 3 - výduť v pístu [5]

Efektivita motoru byla rovněž zvýšena snížením čerpacích ztrát. Toho bylo docíleno proměnným časováním ventilů, kdy je regulováno otevření ventilů dle zatížení motoru a při nižším zatížení jsou sací ventily otevřeny i při pohybu pístu směrem vzhůru, aby se ve spalovacím prostoru stlačovalo pouze potřebné množství vzduchu a v sacím potrubí a válci nevznikal podtlak, který by bylo třeba překonat.



Obr. 4 - časování ventilů pro snížení čerpacího odporu při nízké zátěži[5]

Při stavbě tohoto motoru byla rovněž snaha o snížení ztrát třením a o snížení hmotnosti motoru. Byly odlehčeny komponenty jako písty, ojnice, sníženo tření v rozvodovém ústrojí a zúžena hlavní ložiska. Oproti předchozí generaci byly ztráty třením sníženy o 30 %.

Motory Skyactiv-G se vyrábějí ve čtyřech velikostech a to o objemu 1.3 ; 1.5 ; 2 a 2,5l.

[1][2][3][5]

### 3.1.1 Skyactiv G 2.0l

Mazda Skyactiv-G 2.0l (PE-VPS)	
Počet válců [-]	4
Počet ventilů na válec [-]	4
Rozvod [-]	DOHC
Vrtání [mm]	83,5
Zdvih [mm]	91,1
Zdvihový objem [cm <sup>3</sup> ]	1998
Výkon [hp]	162/6000 (ot/min)
Kroutící moment [Nm]	210/4000 (ot/min)

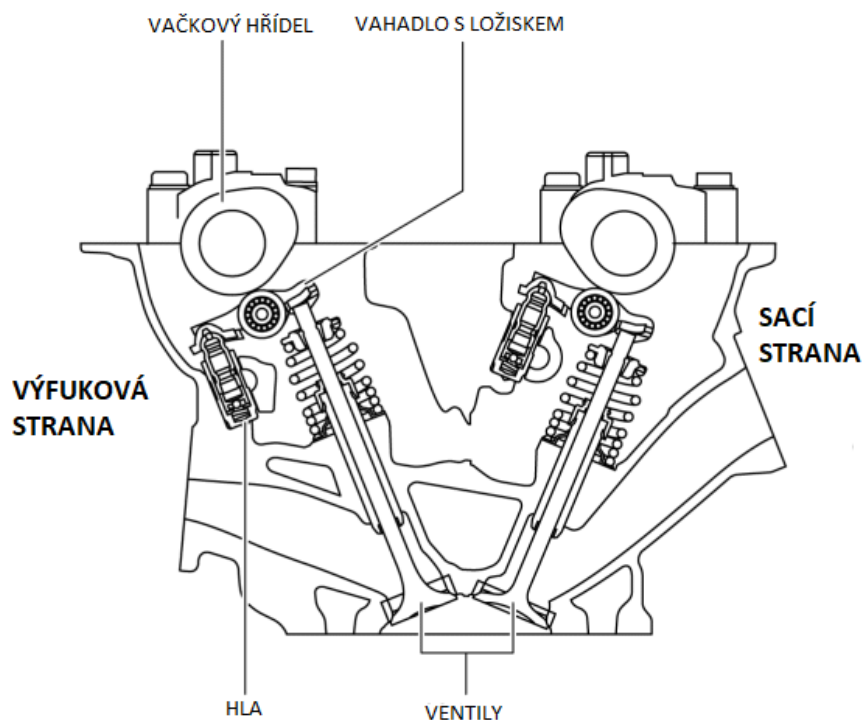
Tab. 2 - Mazda skyactiv G 165

Motor využívá všechny principy motorů skyactiv, jak bylo popsáno výše. Zajímavou věcí je rovněž řešení rozvodů.

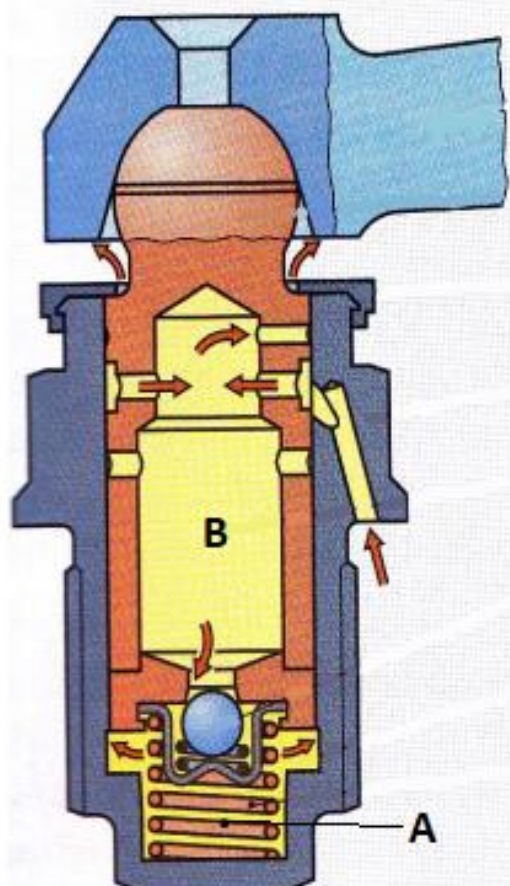
### 3.1.2 Ventilový rozvod

Motor využívá rozvodu DOHC se dvěma vačkami v hlavě. Rozvod je opatřen vahadly s ložisky pro snížení tření v rozvodu. Rozvod je poháněn rozvodovým řetězem a opatřen plynulým variabilním časováním Dual S-VT (Dual Sequential Valve Timing), které umožňuje časování výfukové i sací vačkové hřídele pomocí hydrauliky.[8] Podrobnější popis funkce ventilového rozvodu je uveden v kapitole (**5.3.1 Popis rozvodového mechanismu**:).





Obr. 6 - Rozvod s vahadly [7]



Obr. 5 - HLA (prutok oleje)[16]

Tento ventilový rozvod pracuje bez vůle. Vahadlo je jednostranně uloženo v kloubu, který je součástí hydraulického prvku (**Obr. 5**) sloužícího k vymezení vůle mezi ložiskem na vahadle a vačkou.

Tento prvek se skládá z těla vodícího pouzdra, v němž je uložen píst, který má ve svém nitru rezervní komoru (B), do kterého je neustále přiváděn tlakový olej. Ve dně tohoto prostoru je umístěn kuličkový zpětný ventil, který vpouští olej z rezervního prostoru B do pracovního prostoru (A) (vysokotlaké komory), kde tlakový olej tlačí na píst a zajišťuje vymezení vůle. Při zdvihání ventilu a tlaku na uložení vahadla kuličkový ventil uzavře prostor vysokotlaké komory a uložení se zpevní. Malou štěrbinou, která je v prostoru mezi tělem a pístem unikne malé množství oleje a uložení mírně povolí (přibližně 0,05 mm). Při odlehčení se olej opět doplní.[16]

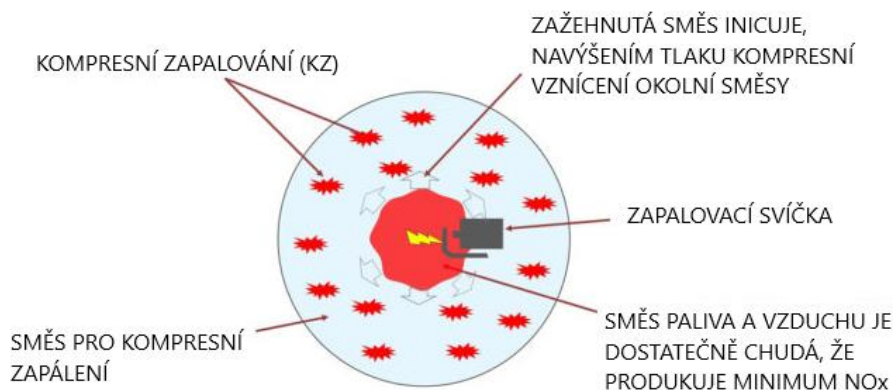
### 3.2 Mazda Skyactiv – X

Mazda v tomto roce (2019) uvede na trh společně s modernizovanou Mazdou 3 novou generací motorů s názvem Skyactiv-X.



Obr. 7 - Mazda Skyactiv X [14]

Tento motor bude kombinovat princip práce zážehového a vznětového motoru. Motor bude dosahovat kompresního poměru 1:16 a bude fungovat pomocí nové technologie Spark Controlled Compression Ignition (SPCCI). Jedná se tedy o jakési jiskrou řízené samovznícení.



Obr. 8 - SPCCI[14]

Chudá směs (chudší než, kterou by šlo zapálit svíčkou) bude stlačována na vysoký tlak. Před samotným vznícením bude do prostoru ke svíčce vstříknuto malé množství paliva, jehož vzplanutí bude iniciováno jiskrou od svíčky. Vznikne oblast horkých plynů, která zvýší ještě více tlak a okolní směs se vznítí v celém objemu. Tento princip by měl zajistit lepší využití potenciálu paliva.

Motor by měl kombinovat výhody obou typů spalovacích motorů, kdy křivka momentu by měla být příznivější zejména v nižších otáčkách.



Nejedná se o ryze atmosférický motor, ale k motoru bude přes spojku připojen kompresor, který bude připínán dle potřeby pouze pro optimalizaci účinnosti.

Tyto technologie mohly být do motoru implementovány zejména díky velice preciznímu elektronickému řízení. [10][13][12][11]

## 4. Návrh 1-D modelu:

Pro návrh 1D modelu konstruovaného motoru byl použit software Lotus engine simulation. Tento software je volně dostupný ve verzi pro jednoválcové modely. Tento software je také snadno zvladatelný pro nové uživatele a pro potřeby diplomové práce a pochopení základních principů práce s 1D modely byl dostačující.

### 4.1 Stanovení základních parametrů:

Pro tvorbu 1-D modelu bylo třeba stanovit alespoň základní parametry.

#### 4.1.1 Objem kompresního prostoru:

Ze vzorce pro výpočet kompresního poměru (4) snadno stanovíme objem kompresního prostoru. Tento prostor vzniká nad pístem mezi dnem pístu a prostorem v hlavě válce, když píst je v horní úvratí. Při výpočtu vycházíme ze zadání, kdy zadaný objem byl 500 [cm<sup>3</sup>] a požadovaný kompresní poměr je 14:1.

$$\varepsilon = \frac{V_z - V_k}{V_k} \quad (4)$$

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{500}{14 - 1} = 38,462 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (5)$$

#### 4.1.2 Tepelná účinnost:

Jak bylo řečeno výše, tepelná účinnost závisí přímo na kompresním poměru.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (6)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{14^{1.4-1}} = 0,652 \quad (7)$$

$$\eta_t = 65,2 \text{ [%]}$$

### 4.1.3 Zdvih a vrtání pístu:

Poměr zdvihu a vrtání pístu má vliv na celkovou charakteristiku konstruovaného motoru, zejména na střední rychlost pístu. Tomuto poměru se říká zdvihový poměr  $\frac{Z}{D}$ . Pokud je tento poměr menší než jedna, vrtání je tedy větší než zdvih, říkáme, že motor je takzvaně podčtvercový. Toto je výhodné pro vysokootáčkové motory, protože se zkracuje dráha pístu, kterou musí urazit za jednu otáčku. Kupříkladu motor Honda F20C, který pochází z automobilu Honda S2000, má vrtání 87 [mm], zdvih 84 [mm] a maximálního výkonu dosahuje při 7800 [ot/min]. V minulosti motory BMW P83 používané ve vozech formule 1 dosahovali 19200 [ot/min]. Přesnější parametry je těžké dohledat, ale předpokládá se, že motor byl podčtvercový, ale i přesto střední pístová rychlost dosahovala rychlosti přes 40[m/s] (pro porovnání u běžných motorů dosahuje střední pístová rychlost max. kolem 15-20 [m/s]). Motorům, které mají zdvihový poměr větší než jedna se říká nadčtvercové.

Pokud vezmeme samotný průměr pístu, tak při větším průměru roste dráha toku tepla. Teplota na konci komprese vzroste, což je spíše výhodné u vznětových motorů. S větším průměrem roste také hmotnost motoru. Výhodou většího průměru je menší opotřebení pístních kroužků a tepelné ztráty jsou rovněž příznivější.

#### Volba vrtání válce:

Jelikož zadáním byl udán pouze zdvihový objem motoru, musíme si zvolit vrtání a zdvih válce. Motor Skyactiv G má zdvihový poměr 1,1. Je tedy mírně nadčtvercový, kvůli vysokému kompresnímu poměru a důrazu na účinnost. U konstruovaného motoru bylo vycházeno z údajů pro motor Skyactiv G, ale bylo zvoleno větší vrtání tak, aby byl motor téměř čtvercový. Získáme tak větší plochu pro umístění ventilů a mírně se sníží maximální dosahovaná střední rychlost pístu.

Vrtání pístu bylo zvoleno na 86 [mm] a díky tomu byl dopočítán zdvih motoru.

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{Z} \cdot Z \quad (8)$$

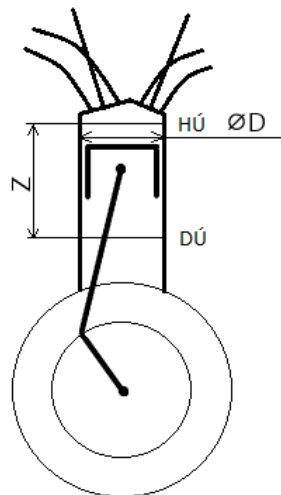
$$Z = \frac{V_z \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{500 \cdot 1000 \cdot 4}{\pi \cdot 86^2} = 86,076 [mm] \quad (9)$$

$$Z = 86,1 [mm]$$

#### Zdvihový poměr:

Z výše vypočtených parametrů byl dopočten zdvihový poměr. Zdvihový poměr je téměř roven jedné, motor tedy můžeme považovat za čtvercový.

$$\xi = \frac{Z}{D} = \frac{86,1}{86} = 1,001 \quad (10)$$



Obr. 9 - Vrtání a zdvih

**Střední pístová rychlost:**

Navrhovaný motor má dosahovat maximálního výkonu při 6000 [ot/min]. Motor by bylo neekonomické poté dále vytáčet a také by byl zbytečně zatěžován. Otáčky tedy elektronicky omezíme na 6500 [ot/min]. Díky tomu si můžeme vypočítat střední pístovou rychlost pro tyto otáčky.

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot (n_{max}) = 2 \cdot \frac{86,1}{1000} \cdot \frac{6500}{60} = 18,081 [m/s] \quad (11)$$

**Excentricita klikového hřídele:**

Pokud máme stanovený zdvih, můžeme jednoduše určit excentricitu  $r$  klikového hřídele.

$$r = \frac{Z}{2} = \frac{86,1}{2} = 43,05 [mm] \quad (12)$$

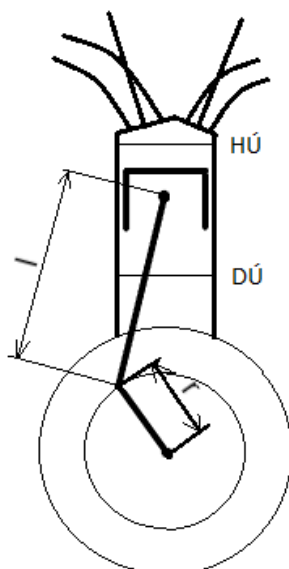
**Délka ojnice:**

Dle literatury [9] se poměr délky ojnice a excentricity klikového hřídele pro malé a střední motory volí  $R=3-4$ .

Bylo zvoleno  $R = 3,2$

$$R = \frac{l}{r} \quad (13)$$

$$l = R \cdot r = 3,2 \cdot 43,05 = 138 [mm] \quad (14)$$



Obr. 10 - klikový mechanismus rozměry

#### 4.1.4 Základní průměry sacích a výfukových kanálů:

Navrhovaný motor bude osazen čtyřmi ventily na válec. Pro základní výpočet průměrů byla použita tabulka od zadavatele práce. Vypočtené hodnoty byly použity jako prvotní vstup pro návrh v 1-D modelu.

Společně s 1-D modelem je vhodné začít se stavbou skeletonu 3D modelu. Do skeletonu si tvoříme stavbu jednotlivých prvků pomocí skic a ploch, abychom si ověřili, že vhodné rozměry jsou rovněž přenositelné do reálného motoru. Tento proces je velmi zdlouhavý, a co je vhodné pro výkonnost v rámci 1-D modelu, je dost často v nesouladu s možnostmi konstrukčního řešení.

#### Obsah plochy pístu:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 86^2}{4} = 5808,1 [mm^2] \quad (15)$$

#### Plocha středního průřezu sacího ventilového sedla $S_{ss}$ :

$$S_{ss} = \frac{S_p}{2} \cdot 0,25 = \frac{5808,1}{2} \cdot 0,25 = 726,1 [mm^2] \quad (16)$$

#### Střední průměr sacího ventilového sedla:

$$d_{ss} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ss}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 726,1}{\pi}} = 30,406 [mm] \quad (17)$$

Z hlediska výkonu bylo z 1-D modelu zjištěno, že průměr sedla by ideálně měl být větší (kolem 32,5 mm). Během návrhu ve skeletonu se muselo počítat s dostatečným prostorem mezi ventily a také s hranicí spalovacího prostoru, tedy vrtáním. Rovněž se musí počítat s tím, že v hlavě se nachází vodní jádro, které by v ideálním případě mělo obklopovat ventily a prostupovat tedy

mezi kanály. S ohledem na všechny tyto skutečnosti byl určen střední průměr sacího ventilového sedla jako  $d_{ss} = 31,5 [mm]$

$$S_{ss} = \frac{\pi \cdot d_{ss}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 31,5^2}{4} = 779,311 [mm^2] \quad (18)$$

$$v_{ss} = \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot S_{ss}} = \frac{18,081 \cdot 5808,1}{2 \cdot 726,1} = 67,378 \frac{m}{s} \quad (19)$$

**Průměr středního průřezu sedla výfukového ventilu:**

$$d_{vs} = \frac{d_{ss}}{1,23} = 25,61 [mm] \quad (20)$$

U výfukových ventilů není problém s místem tak palčivý. Mohl být tedy zvolen průměr, který vycházel nejlépe.

Zvoleno  $d_{vs} = 27 [mm]$ .

**Plocha středního průřezu sedla výfukového ventilu:**

$$S_{vs} = \frac{\pi \cdot d_{vs}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 27^2}{4} = 572,6 [mm^2] \quad (21)$$

**Rychlost proudění v středním průřezu sedla výfukového ventilu:**

$$v_{vs} = \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot S_{vs}} = \frac{18,081 \cdot 5808,1}{2 \cdot 572,6} = 91,72 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (22)$$

**Zdvih sacího ventilu:**

$$h_{sv} = 0,288 \cdot d_{ss} = 0,288 \cdot 31,5 = 9,07 [mm] \quad (23)$$

$$h_{sv} = 9 [mm]$$

**Zdvih výfukového ventilu:**

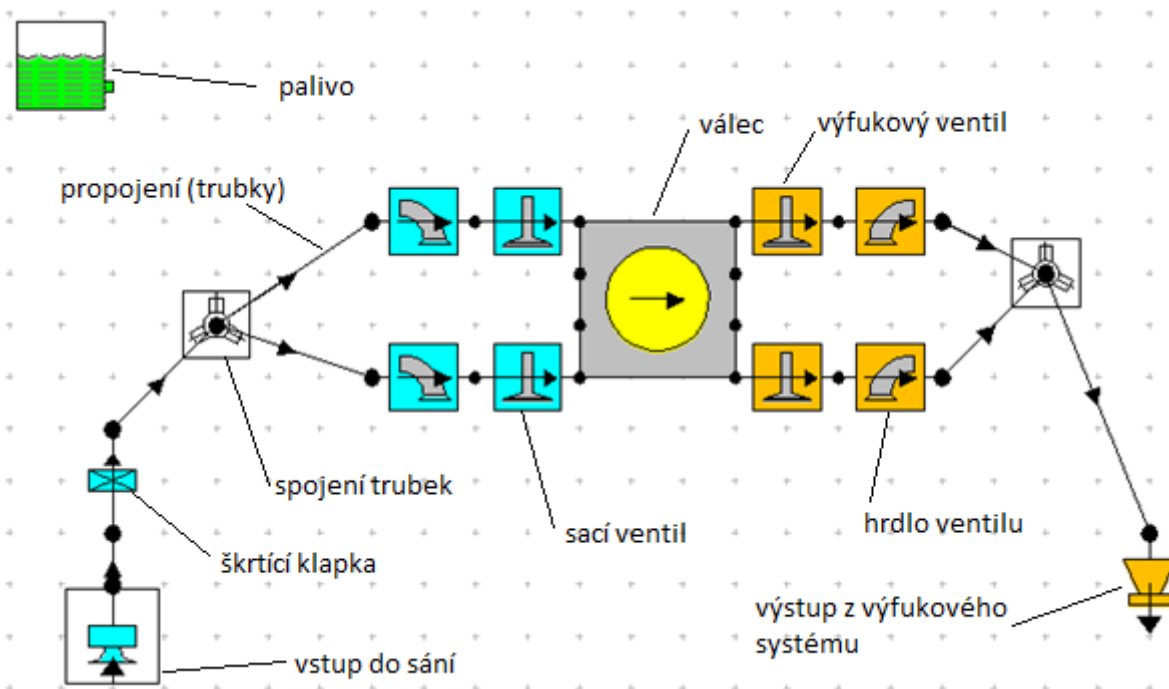
$$h_{vv} = 0,288 \cdot d_{vs} = 0,288 \cdot 27 = 7,776 [mm] \quad (24)$$

$$h_{vv} = 7,2 [mm]$$

Na základě těchto základních výpočtů mohlo být přistoupeno ke stavbě 1D modelu.

## 4.2 Práce v softwaru LOTUS ENGINE SIMULATION

Práce s 1D modelem spočívá ve tvorbě jednoduchého schématu komponent (**Obr. 11**), které se podílejí na funkci motoru. Každá značka představuje komponent motoru a umožňuje nastavení parametrů. Program Lotus Engine simulation je volně ke stažení ve verzi pro simulace jednoválcových modelů. Při prvotním seznámení je k dispozici dokument, který pomůže někomu, kdo pracuje poprvé s programem tohoto typu, sestavit model a nastavit simulaci.



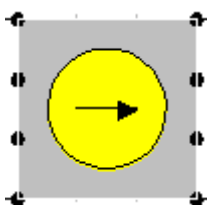
Obr. 11 - 1D model v Lotus engine simulation

Při vložení předem vypočtených hodnot model nedosahoval předem daných požadavků. Pro zlepšení výsledků bylo nutné provádět optimalizaci parametrů daných komponent.

### 4.2.1 Přehled komponent v 1D modelu:

V této kapitole je popsáno základní nastavení komponent 1D modelu. Kompletní nastavení je uvedeno v příloze č.2 - **Nastavení komponent 1D modelu.**

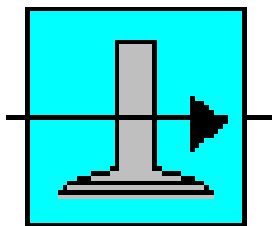
#### 4.2.1.1 Válec:



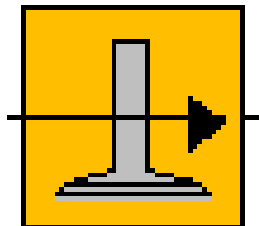
V tomto komponentu jsou nastaveny základní parametry, jako je vrtání, zdvih délka ojnice a kompresní poměr. Dále zde nastavujeme data pro model spalovacího procesu, přenosu tepla, teploty stěn a model vyplachování.

Obr. 12 – Válec (značka)

## 4.2.1.2 Ventily:



Obr. 14 - Sací ventil (značka)



Obr. 13 - Výfukový ventil (značka)

U ventilů je možné nastavit kompletní časování, zdvih, upravovat křivku zdvihu nebo si například zobrazit diagram časování.

Časování ventilů je pro motor velmi důležité, ale možné je dokonale načasovat pouze pro určité otáčky a z toho důvodu se hojně využívá variabilní časování. V počátku návrhu motoru bylo cílem načasovat ventily pro dosažení maximálního výkonu v 6000 [ot/min].

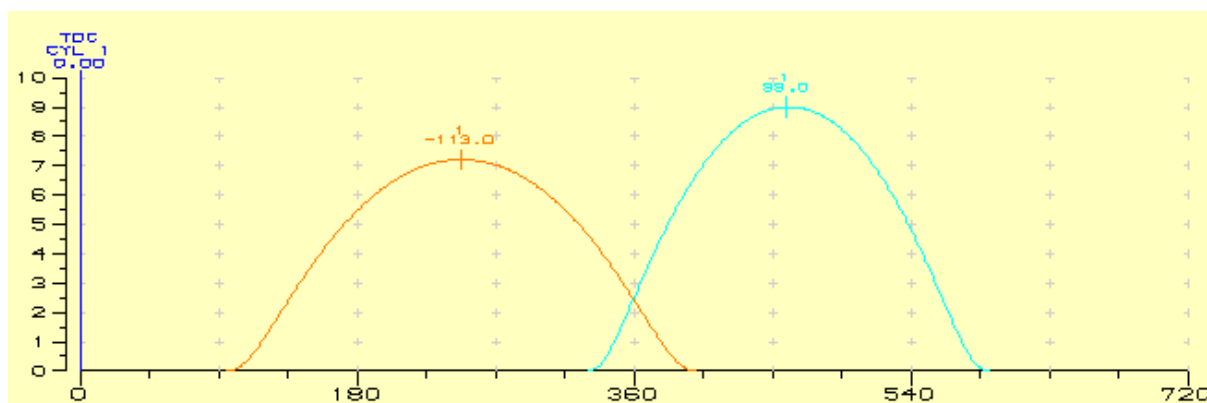
Pro optimalizaci nejen časování ventilů byl použit Parametric/Optimizer tool. Více o práci s tímto nástrojem v příloze **č.2. - Nastavení komponent 1D modelu:**

## Stanovené hodnoty časování ventilů:

PARAMETR:	HODNOTA:
Úhel otevření sacích ventilů [° před HÚ]	30
Úhel zavření sacích ventilů [° po DÚ]	50
Zdvih sacích ventilů [mm]	9
Úhel otevření výfukových ventilů [° před DÚ]	85
Úhel zavření výfukových ventilů [° po HÚ]	40
Zdvih sacích ventilů [mm]	7,2

Tab. 3 - Hodnoty časování ventilů

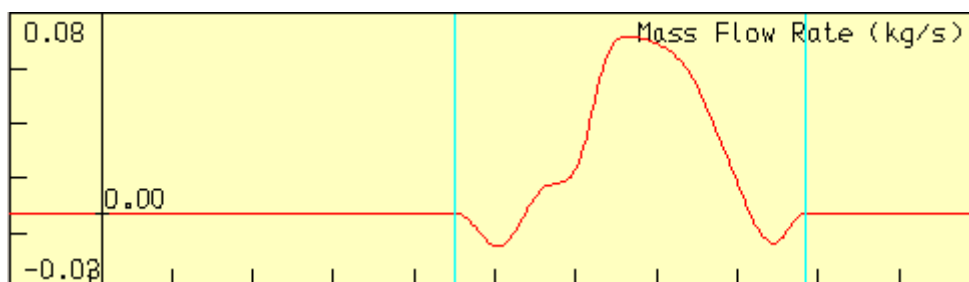
Ohledně křivek zdvihu ventilů bude více uvedeno v kapitole [5.3.13 Kinematika rozvodového mechanismu:].



Obr. 15 – diagram časování ventilů

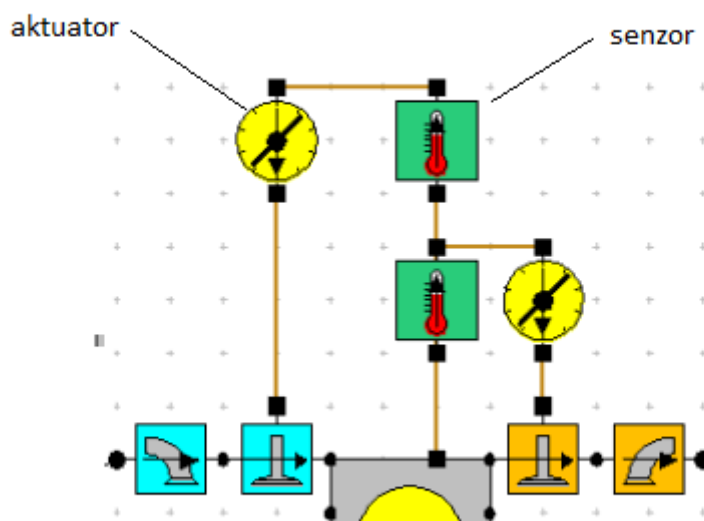
V pozdější fázi návrhu 1D modelu bylo použito proměnné časování ventilů. Časování bylo aplikováno na sací i výfukové ventily.

Tato úprava pomohla zejména lepšímu průběhu točivého momentu a výkonu v nižších otáčkách. Před aplikováním časování ventilů měl motor značný propad ve výkonu a točivém momentu v okolí 4000 [ot/min]. Tento jev je u nepřepřítovaných motorů častý, kdy v určitých otáčkách dojde k nedokonalému vyplachování motoru na základě vznikajících vln, které mohou vrátit spaliny zpět do spalovací komory a vytlačení nasáté směsi zpět do sání. Tyto jevy lze v programu lotus rovněž sledovat.



Obr. 16 - Hmotnostní průtok v sání (4000 ot/min)

V obrázku (**Obr. 16**) je možné vidět hmotnostní průtok v sání při 4000 [ot/min]. Tenkými modrými čarami je zobrazen bod otevření a zavření výfukového ventilu. Pro zlepšení objemové účinnosti by bylo vhodné dřívější otevření i zavření sacího ventilu.



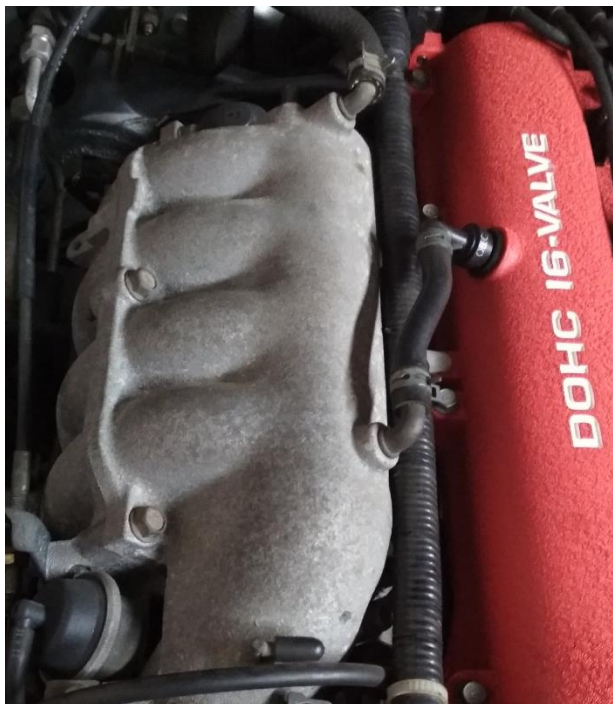
Obr. 17 - Senzory a aktuatory

Toto je v rámci 1D modelu vyřešeno přidáním senzoru otáček a aktuatorů. Aktuator mění parametr otevření ventilů na základě snímaných otáček.

Dalším řešením, které má příznivý vliv na zlepšení průběhu točivého momentu a výkonu je proměnná délka sání. Tento princip nebyl použit v 1D modelu, ale v praxi se často aplikuje.



Máme mohutné tělo sání, které je uvnitř opatřeno klapkou, která v určitých otáčkách přepne cestu, kterou proudí nasávaný vzduch.

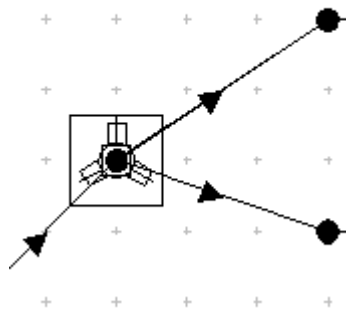


Obr. 18 - Tělo sání -Mazda MX5 [soukromý archiv]

Výsledné výkonové parametry motoru budou uvedeny v kapitole **(4.3 Dosažené parametry motoru)**.

#### 4.2.1.3 Propojení (kanály):

Tyto komponenty vyjadřují jakékoliv kanály a potrubí v 1D modelu.



Od zadavatelské firmy byla poskytnuta data s doporučeným průběhem rychlostí proudění v jednotlivých částech sání a výfuku motoru. Dle těchto dat, základního výpočtu a výsledků z 1D modelu, byly stanoveny průřezy v jednotlivých částech potrubí. Jak už bylo výše zmíněno, jednotlivé průměry se bylo nutné často upravovat. Při navrhování celých kanálů byl rovněž brán důraz na hladké přechody průměrů. V následujících tabulkách jsou zaneseny průměry, které byly skutečně použity v 3D modelu.

Obr. 19 - Propojení

<b>Průměry kanálů v sacím traktu navrhovaného motoru:</b>				
	pozice [mm]	průměr [mm]	plocha [mm <sup>2</sup> ]	rychlost [m/s]
Vnitřní průměr sedla	80	31,5	1558,6	67,39
Sací kanál v hlavě (zúžení)	50-10	27	1145,1	91,72
Sací kanál v hlavě v místě spojení kanálů do příruby (oválný otvor s rádiusem $r=\text{průměr}/2$ a vzdáleností středů kružnic 22,25mm)	0	27,3	1170,7	89,5
Škrťící klapka	(-100)- (-280)	43	1452,2	72,3
Vstup do sání		60	2827,43	36,16

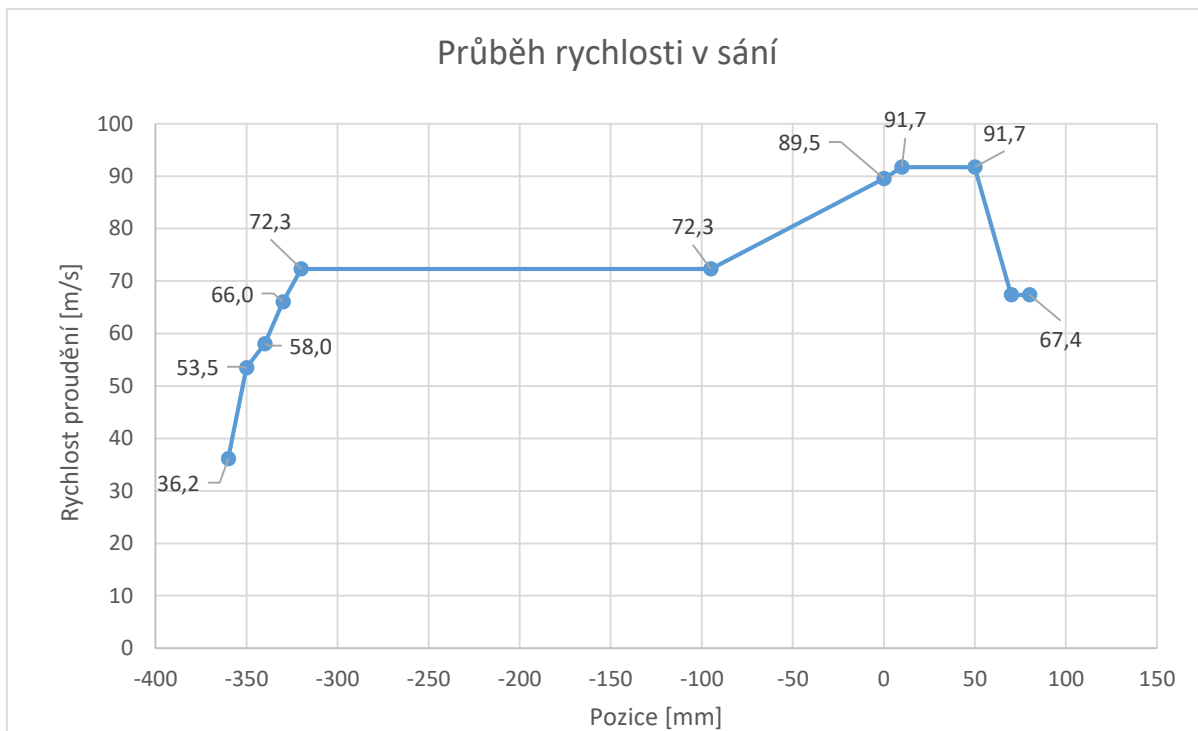
Tab. 4 – průměry v sání

<b>Průměry ve výfukové části navrhovaného motoru:</b>				
	pozice [mm]	průměr [mm]	plocha [mm <sup>2</sup> ]	rychlost [m/s]
Vnitřní průměr sedla	70	27	1145,1	91,72
Výfuk kanál v hlavě (nad sedlem)	60	27,5	1188	88,41
Výfuk kanál v hlavě (rozšíření)	50	29	1321	79
Průměr v hlavě v místě spojení kanálů do příruby (oválný otvor s rádiusem $r=\text{průměr}/2$ a vzdáleností středů kružnic 25,61mm)	0	32,5	1667,1	63,3
Výfukové potrubí	0-ven	46	1667,1	63

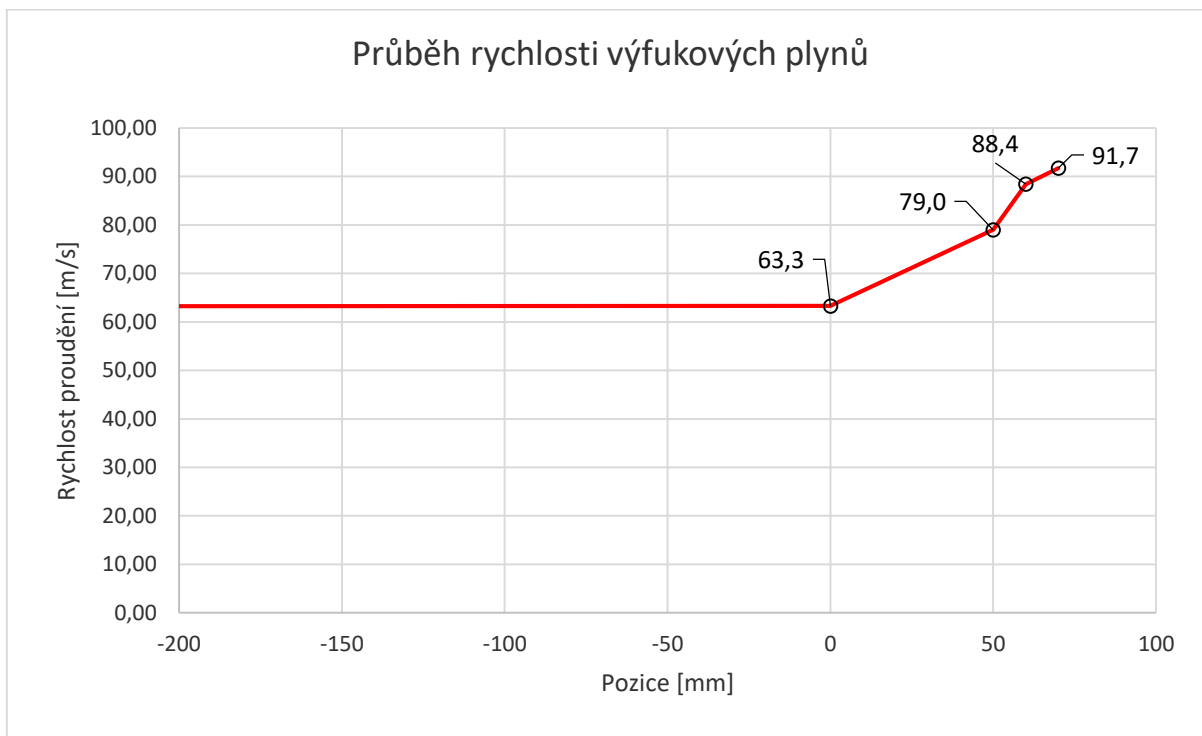
Tab. 5 - průměry ve výfuku

V tabulce (**Tab. 4** a **Tab. 5**) jsou zaneseny průřezy v sací a výfukové části motoru, jejich pozice dle grafu (**Graf 1** a **Graf 2**); (vzdálenost na ose, která je tvořena křivkou procházející středy průřezů) společně s plochami průřezů a rychlostí proudění v místě průřezu.

Osa X na grafu (**Graf 1** a **Graf 2**) znázorňuje pozici průřezu na ose kanálu bod 0 je v místě příruby. Tedy kladná část osy je pro část kanálu, která je v hlavě. Hodnoty v záporné části jsou pro sací potrubí mimo hlavu.



Graf 1 – Průběh rychlosti v sání

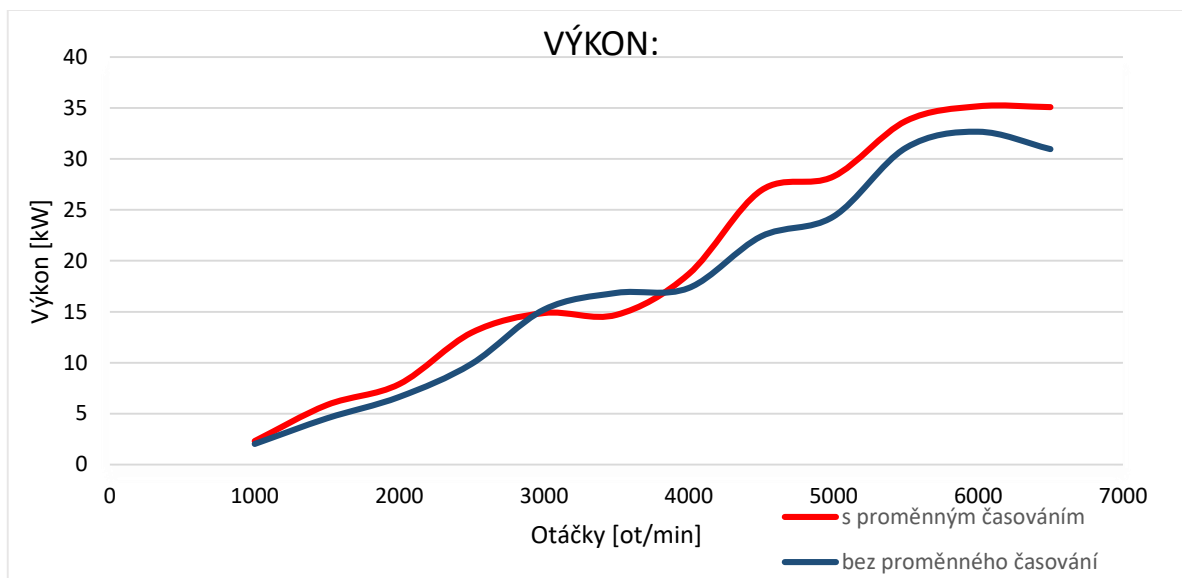


Graf 2 - Průběh rychlosti výfukových plynů

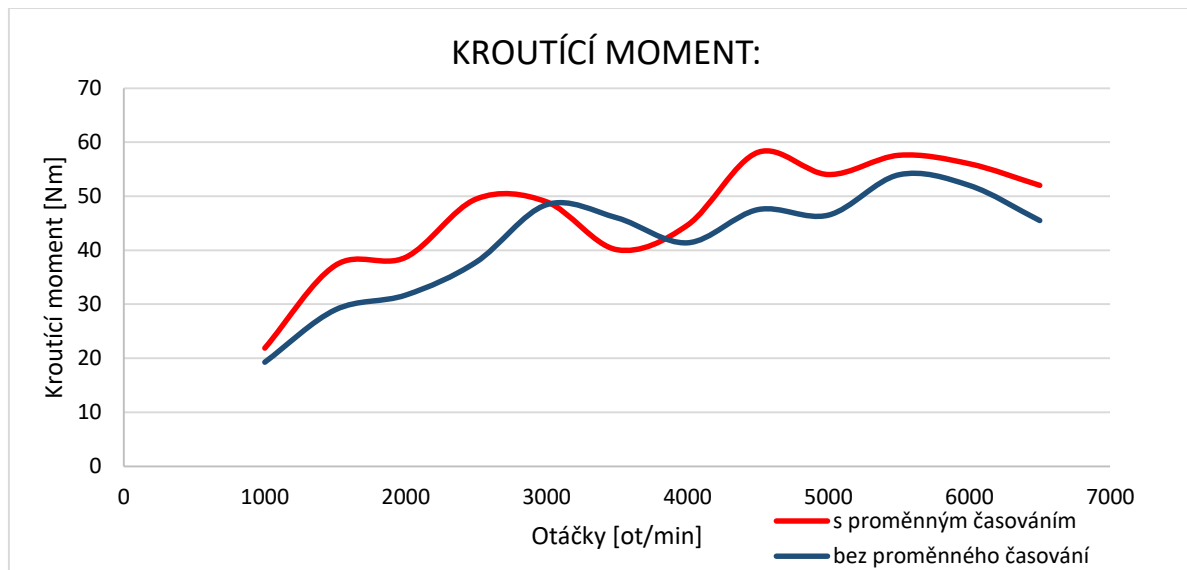
V rámci modelu byla realizována pouze část kanálů v hlavě. Tyto kanály jsou zakončeny přírubami, ke kterým by se připojilo šrouby sací potrubí a na výfukové straně svody. V 1D modelu jsou však zanesena potrubí v celé délce.

### 4.3 Dosažené parametry motoru.

Na následujících grafech jsou zobrazeny výsledné výkonové křivky navrhovaného motoru. S proměnným časováním je zřetelné zlepšení v nižších otáčkách a v maximu. Stále však dochází k propadu kolem 3500 [ot/min] respektive 4000 [ot/min]. Tento jev by mohl být zmírněn například proměnnou délkou sání.



Graf 3 – křivka výkonu



Graf 4 - křivka kroutícího momentu

Nejvyšší výkon	35,18 [kW při 6000 ot/min]
Nejvyšší kroutící moment	58,11 [Nm při 4500 ot/min]
Maximální tlak	10,3 [MPa při 5500 ot/min]

Tab. 6 - Výkonové parametry navrženého motoru

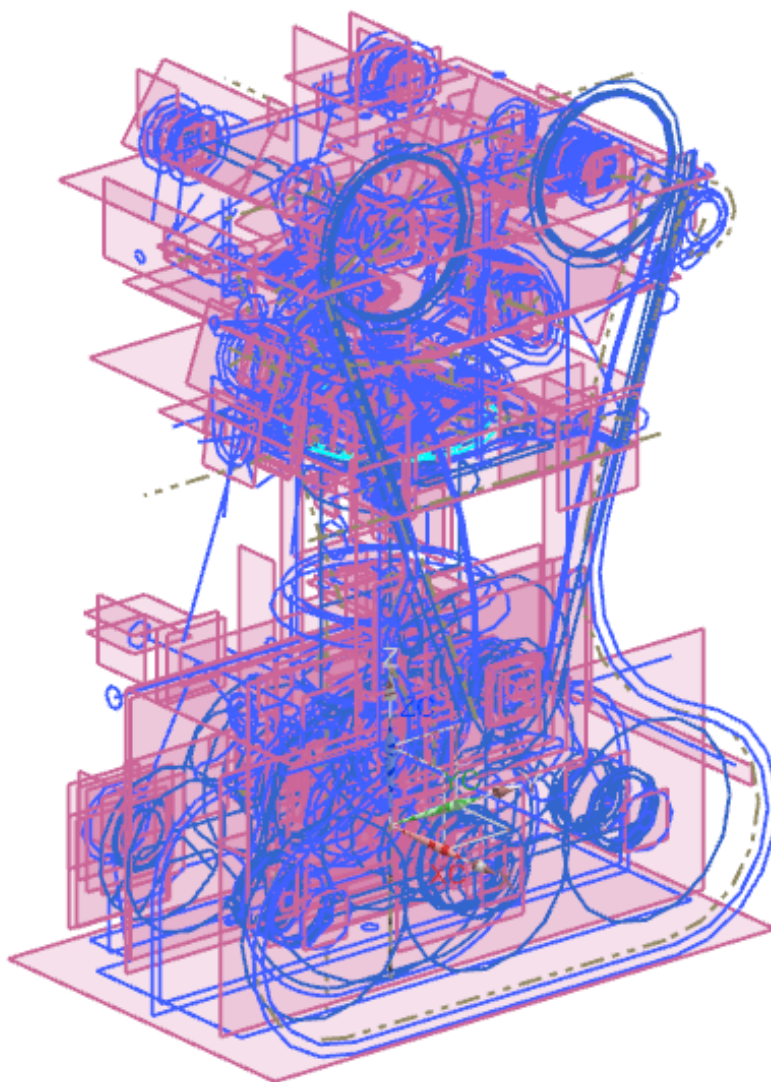
Na základě dat získaných z 1D modelu byl sestaven indikátorový a p-V diagram. Tyto diagramy jsou uvedeny v příloze č.3 - **Indikátorový a p-V diagram.**

## 5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOTORU:

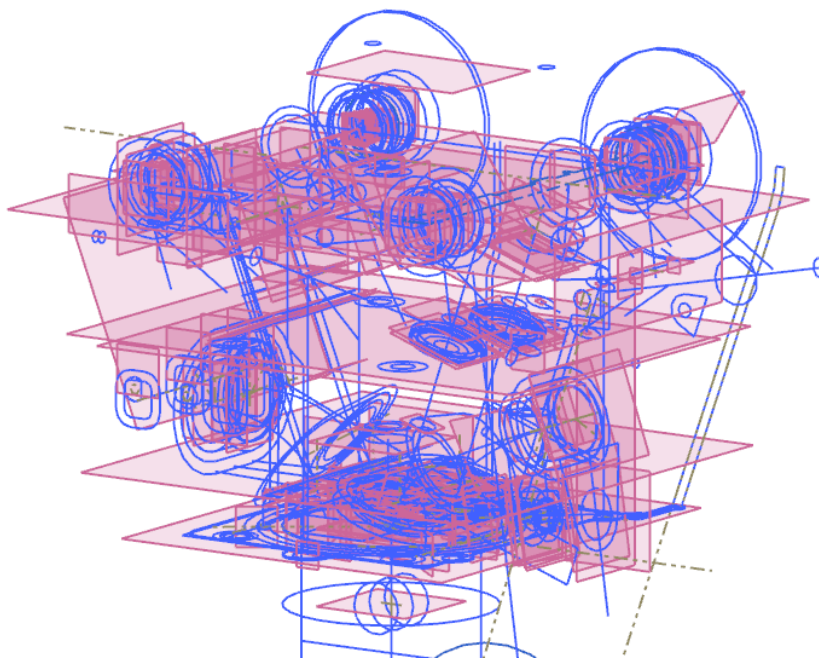
Konstrukční návrh byl proveden v programu Siemens NX11 vyjma generování ozubených a řetězových kol. K tomuto účelu byl použit Autodesk Inventor. Dále byl použit Lotus Concept Valve Train pro návrh kinematiky rozvodového mechanismu.

### 5.1 Skeleton:

Skeleton se skládá z křivek a rovin. Do skeletonu se zanáší základní rozměry navrhovaných komponent, abychom měli představu o prostorových možnostech. Stavba skeletonu by měla probíhat ve stejný čas jako návrh 1D modelu. Tento přístup se snaží minimalizovat nebezpečí kolizí a zpětných úprav. Skeleton je téměř nezbytný při stavbě modelu hlavy motoru. Návrh hlavy motoru je velmi komplikovaný a velmi často dochází k úpravám zejména v oblasti sacích a výfukových kanálů. Velmi dobré je také jednotlivé parametry a rozměry zanášet do expressions, což usnadní případné úpravy.



Obr. 20 - Skeleton



Obr. 21 - detail Skeleton Hlava

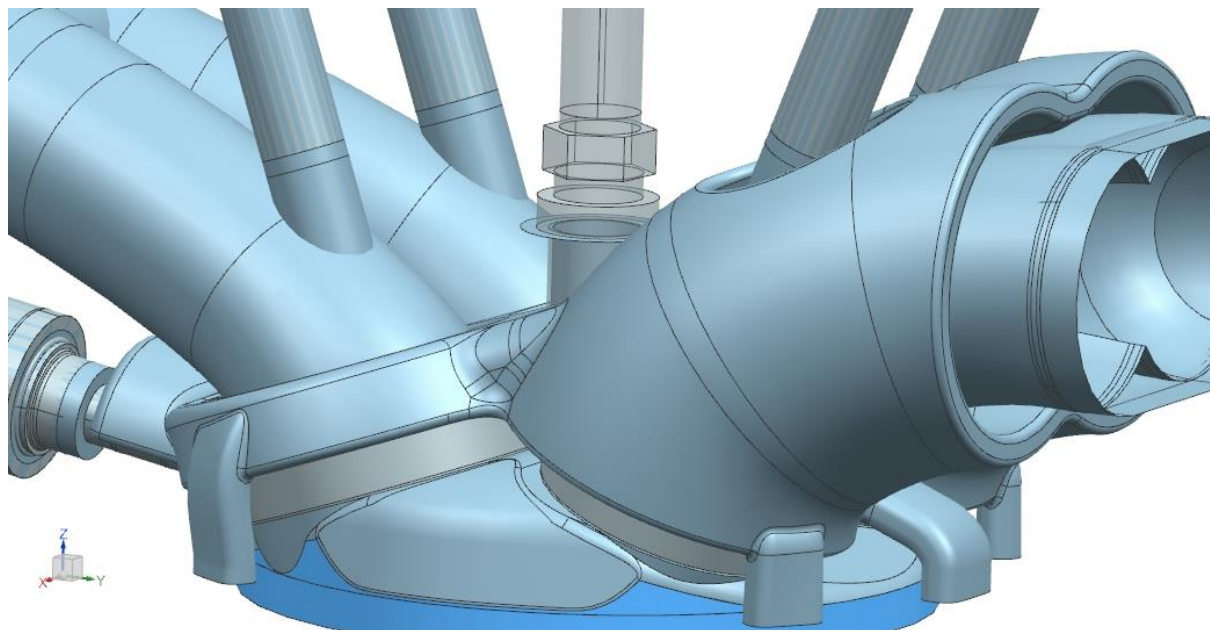
## 5.2 Hlava válce:

Hlava motoru je zásadní prvek při jeho konstrukčním návrhu. Při návrhu hlavy dochází k neustálému boji s místem, protože hlava obsahuje zásadní komponenty, které udávají charakter motoru. Návrh hlavy zpravidla začíná návrhem kanálů, velikostí ventilů. Při návrhu kanálů je nutné počítat rovněž s nutností zabudování vodního jádra, které by mělo ideálně obstupovat ventily, svíčku a vstříkovač. Je nutné zvolit úhly sklonu ventilů, které zásadně ovlivňují tvar spalovacího prostoru, výšku hlavy a zástavbové prostory pro rozvody v hlavě. V našem případě byl použit rozvod DOHC s vahadlem, které je opatřeno ložiskem. Tento typ rozvodu byl použit z důvodu nižšího tření a více o něm bude zmíněno v kapitole (5.3 Rozvodový mechanismus:) V hlavě se rovněž nachází rozvod oleje, který zajišťuje mazání uložení vačkových hřídelů a také dodává olej do hydraulických zdvihátek.

Hlava je navržena jako odlitek s hliníkové slitiny AlSi7Mg0,6. Minimální tloušťka stěny hlavy jsou 4 [mm].

Pro tvorbu modelu hlavy bylo hojně využíváno modelování pomocí ploch.

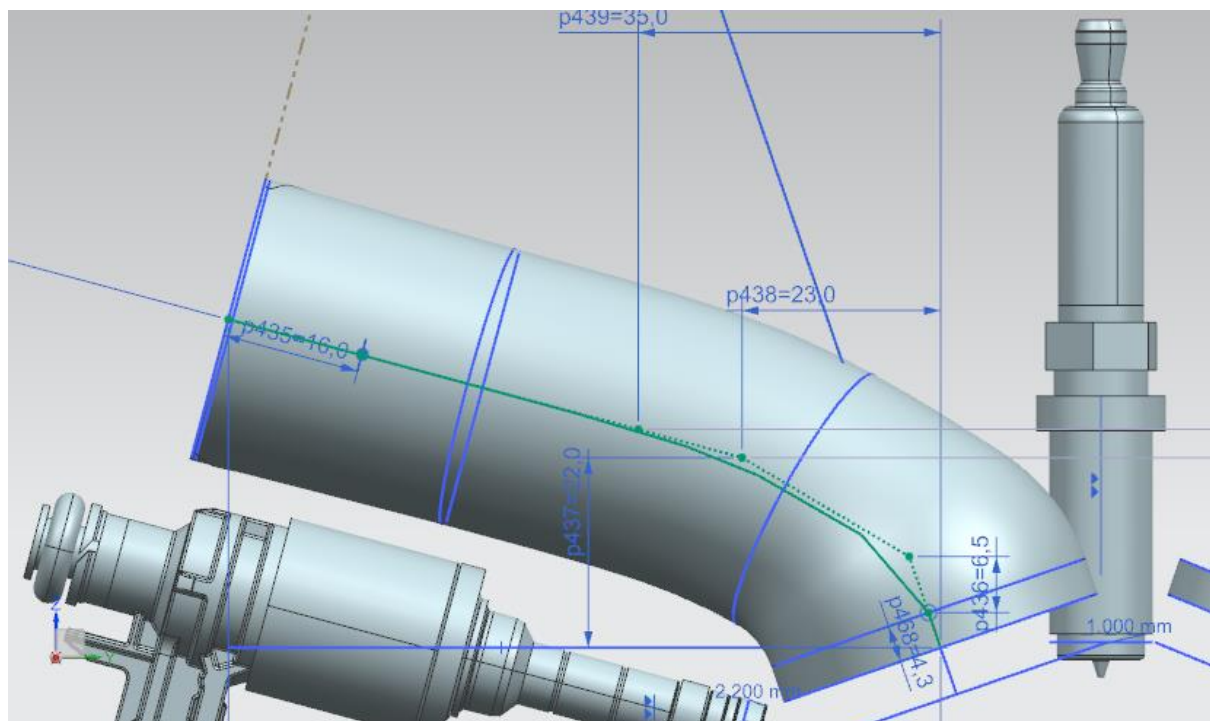




Obr. 22-počátek stavby modelu hlavy pomocí ploch

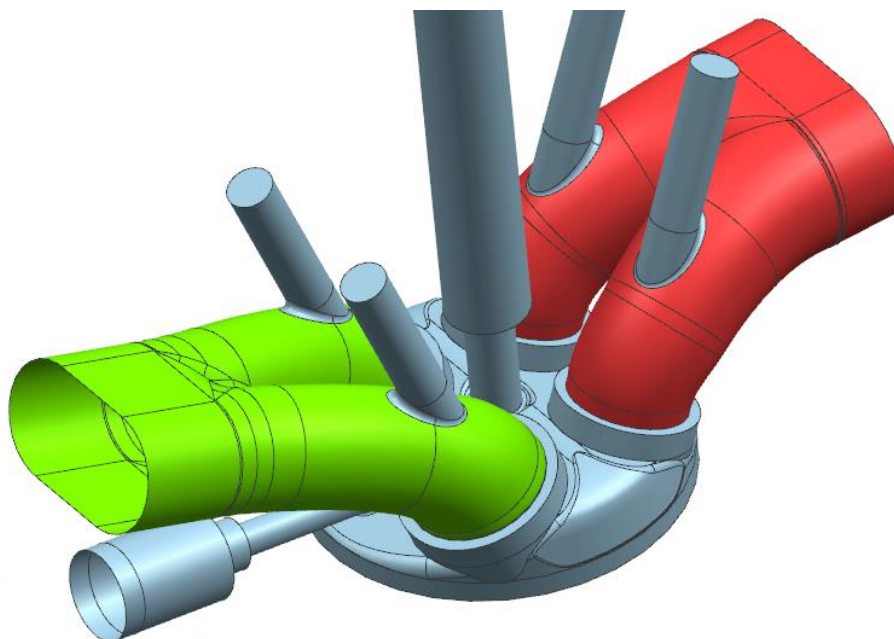
### 5.2.1 Sací a výfukové kanály:

Kanály jsou tvořeny střední křivkou, na níž jsou umístěny v požadované vzdálenosti vypočítané průřezy, které jsou uvedeny v kapitole (4.2.1.3 Propojení (kanály):).



Obr. 23 - Tvorba sacích kanálů

Tvar sacího kanálu je u atmosféricky plněného motoru velmi důležitý a ovlivňuje výkon skrze objemovou účinnost plnění. Na (Obr. 24) můžeme vidět hotové sací (zelené) a výfukové (červené) kanály.



Obr. 24 - Plochy sacích, výfukových kanálů, spal. prostoru, uložení svíčky, vstřikovače a vodítek ventilů

### 5.2.2 Spalovací prostor:

Použitím čtyř ventilů nám v hlavě vzniká střeovitý spalovací prostor. Při návrhu spalovacího prostoru musí být zvolena zapalovací svíčka a vstřikovač. Tyto komponenty hned v počátku výrazně ovlivňují možnosti zástavby ventilů. Při usazování ventilů musíme rovněž zahrnout prostor potřebný pro jejich sedla, dostatek místa pro závit svíčky a otvor pro vstřikovač. Pro navrhovaný motor bylo počítáno se svíčkou NGK ILKAR7L11, která se používá pro motory Mazda Skyactiv-G. Tato svíčka má závit M12 s jemným závitem a byla vhodná pro stísněné prostory v hlavě.

Objem spalovacího prostoru má mít u navrhovaného motoru při dodržení kompresního poměru 14:1 38,4 [cm<sup>3</sup>]. Tento objem je tvořen mezi plochou v hlavě a dnem pístu. Při tvorbě hlavy a pístu bylo kontrolováno, aby vznikl prostor o požadovaném objemu.





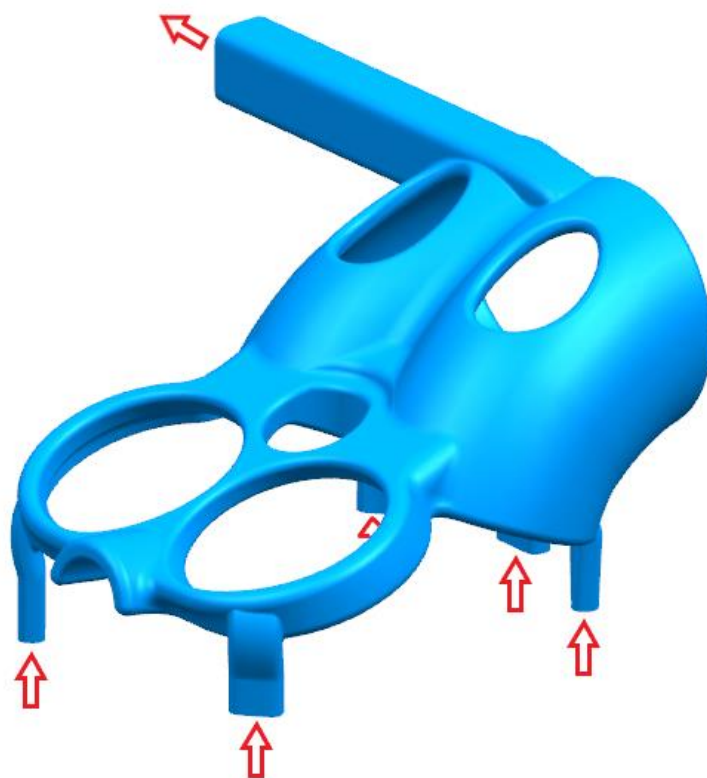
*Obr. 25 - Spalovací prostor*



*Obr. 26 - Spalovací prostor (píst)*

### 5.2.3 Chlazení hlavy válce:

Chlazení hlavy válce je realizováno vodním jádrem. Vodní jádro je vytvořeno přímo v hlavě. Prochází mezi kanály, kolem svíčky a vstřikovače. V místě výfukových kanálů je vodní jádro vytaženo až k jejich výstupu z hlavy. Voda do vodního jádra vstupuje z bloku motoru. V nejvrchnější části vodního jádra je umístěn vývod. Navrhovaný zkušební motor nemá vlastní vodní čerpadlo. Chladič a vodní čerpadlo je umístěno externě na zkušebně.

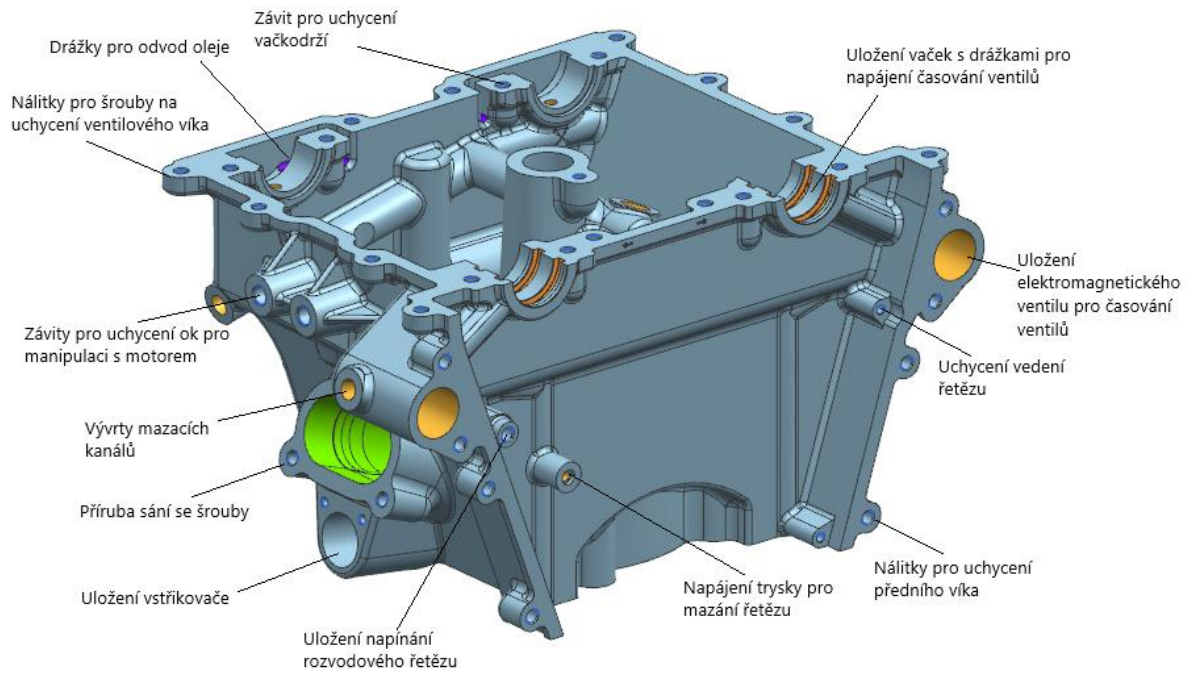


Obr. 27 - Vodní jádro (průtok vody)

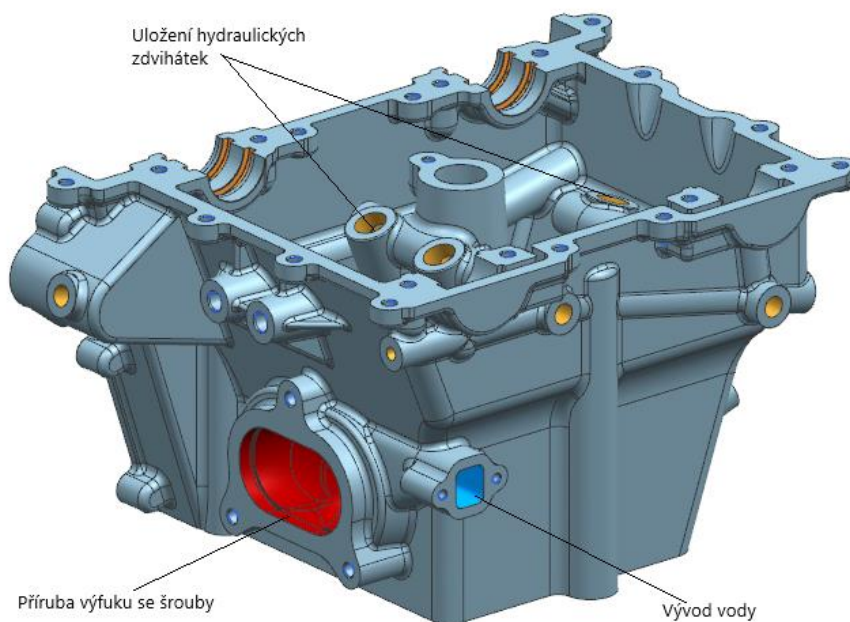


Obr. 28 - Vodní jádro (spodní pohled)

### 5.2.4 Výsledný model hlavy válce:



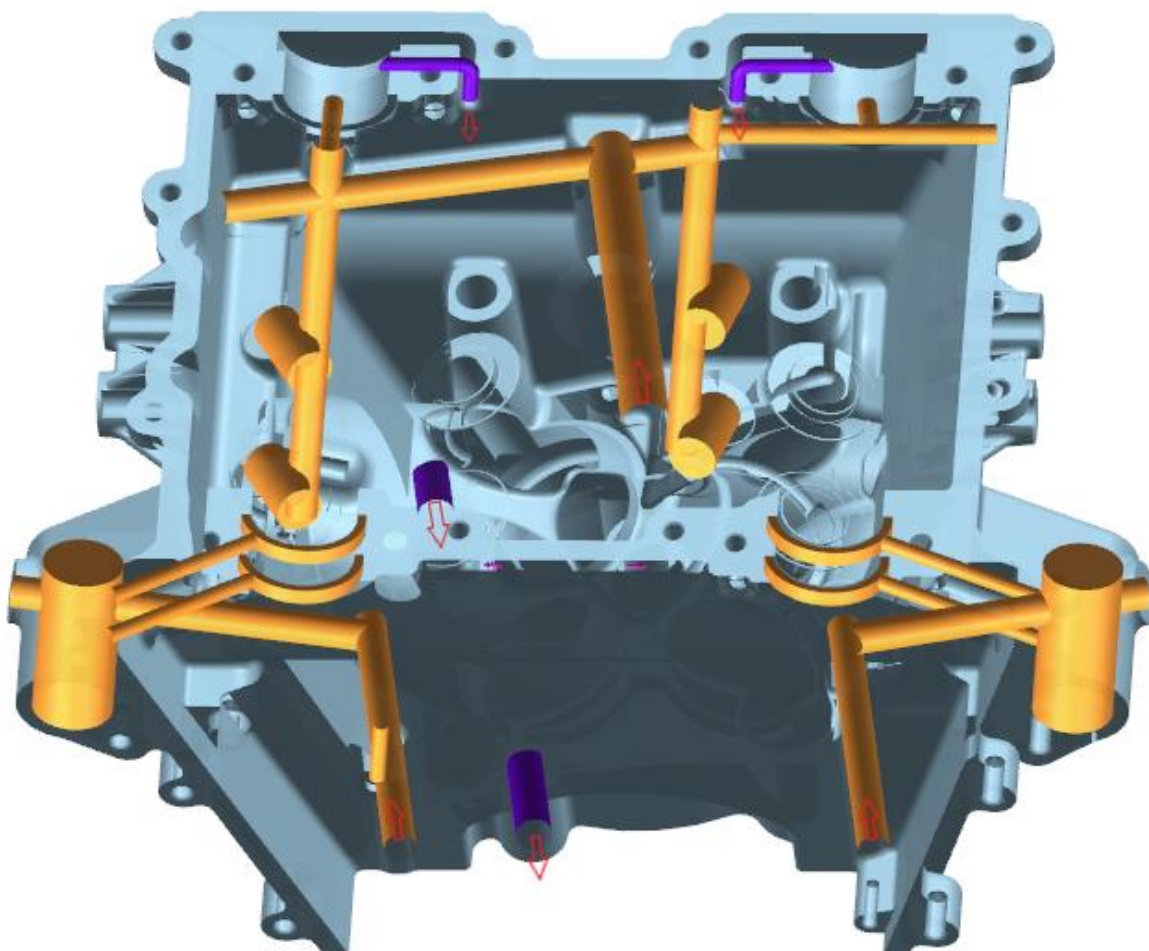
Obr. 29- popis Hlavy



Obr. 30 - popis Hlavy (zadní pohled)

Jak již bylo výše uvedeno, hlava bude vyrobena jako odlitek z hliníkové slitiny do pískové formy. Z hlediska technologie by návrh potřeboval ještě úpravy. V praxi se nejdříve zhotoví model odlitku a následně se ubírá v obráběných místech stejným způsobem, jak by probíhalo obrábění. Kanály pro **mazání** v hlavě jsou vrtány. Délky vývrtů by neměly být delší než desetinásobek průměru otvoru, což se podařilo dodržet. V (**Obr. 31**) můžeme vidět mazací kanály, které jsou znázorněny oranžovou barvou. Olej proudí do hlavy třemi přívody. Menší přední přívody mají průměr 8 [mm] a zásobují olejem elektromagnetický ventil, který přivádí olej střídavě jedním nebo druhým kanálem tlakový olej k uložení vačkových hřídelů, tento olej slouží k mazání uložení a také ovládá aktuator, který mění časování ventilů. Tyto kanály mají průměr 4 [mm]. Olej je do aktuatoru dodáván vývrtem ve vačkových hřídelích. V zadní části je větší přívod o průměru 12 [mm], který, skrze otvory o průměru 8 [mm], zásobuje tlakovým olejem hydraulická zdvihátka a následně, otvory o průměru 5 [mm], zajišťuje mazání uložení vačkových hřídelů.

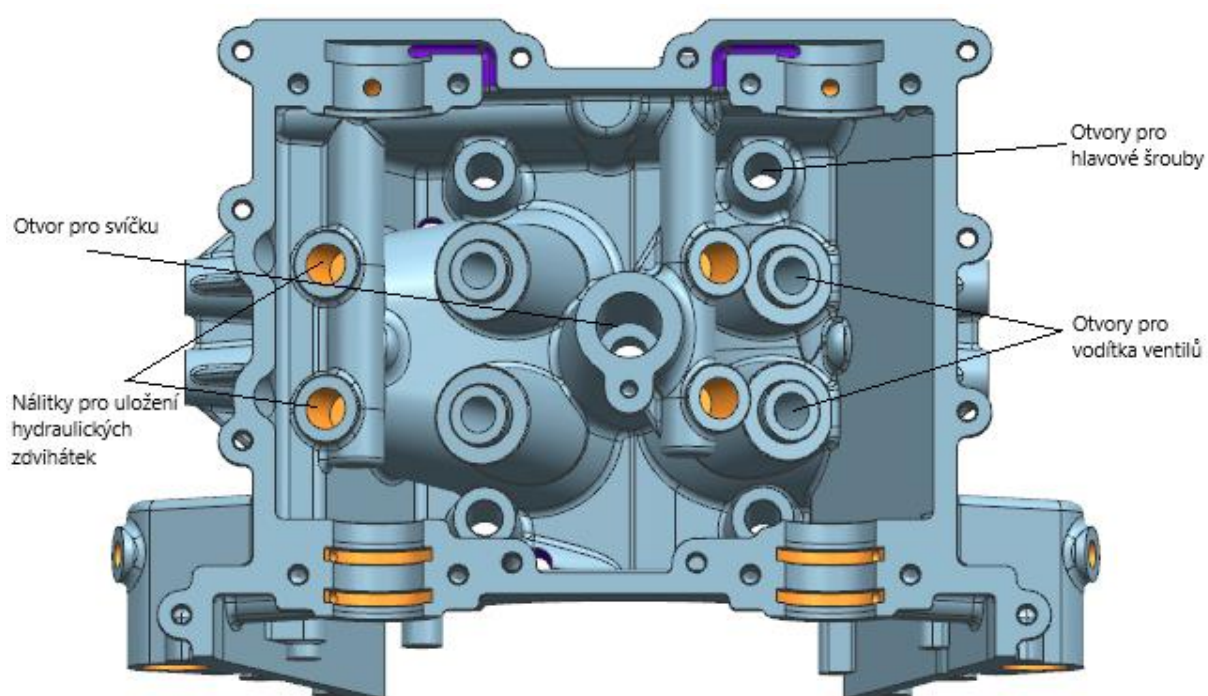
Přebytečný olej, který unikne do prostoru hlavy, je odváděn z hlavy dvěma drenážními otvory, které pokračují skrze blok až do olejové vany.



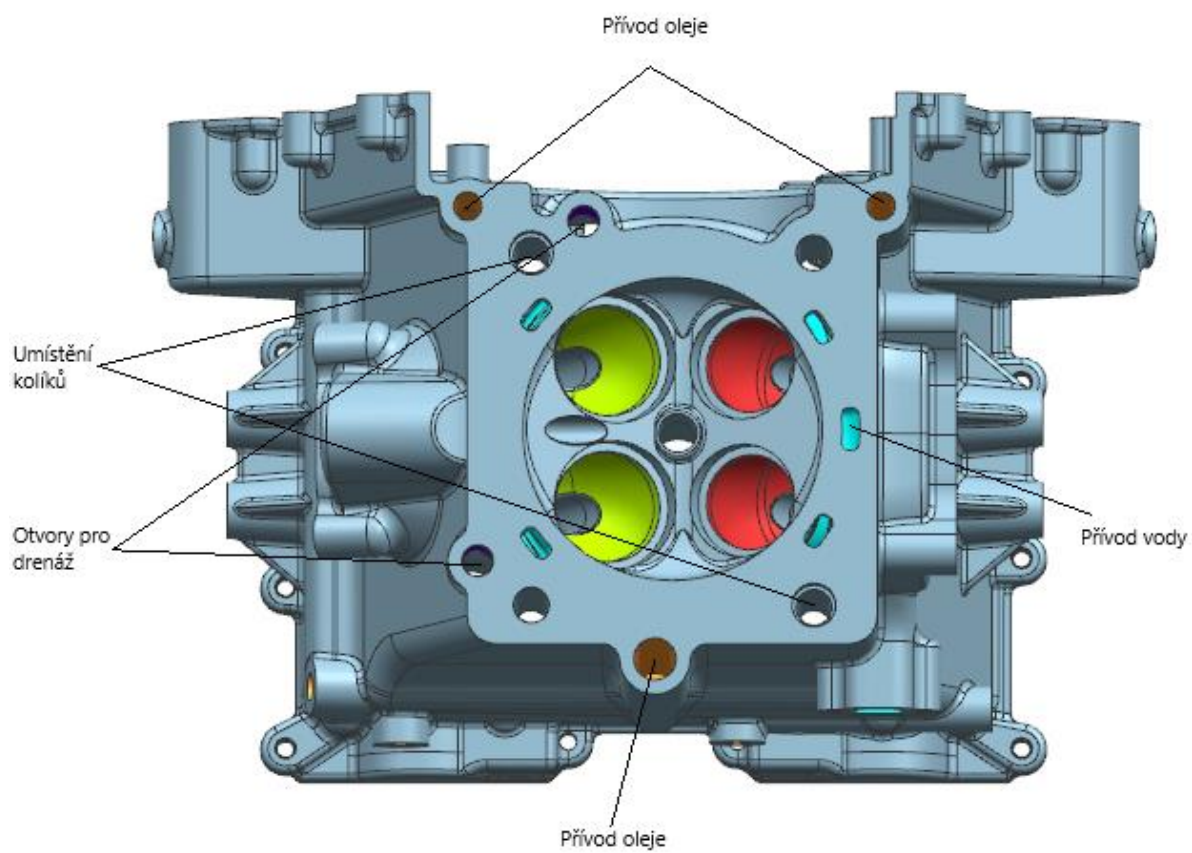
Obr. 31 - Mazání a odvod oleje z hlavy

Zkušební motor nemá vlastní olejové čerpadlo. Externí olejové čerpadlo je připojeno skrze šroubení na bloku a olej cirkuluje skrze vývod v olejové vaně.



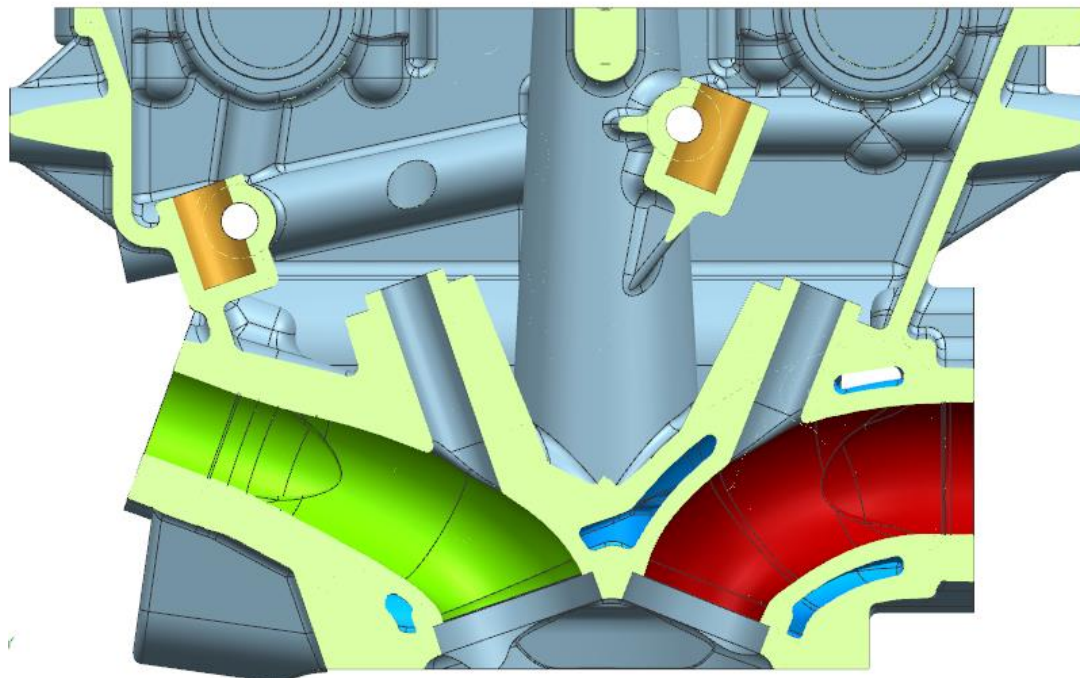


Obr. 32 - popis Hlava (vrchní pohled)

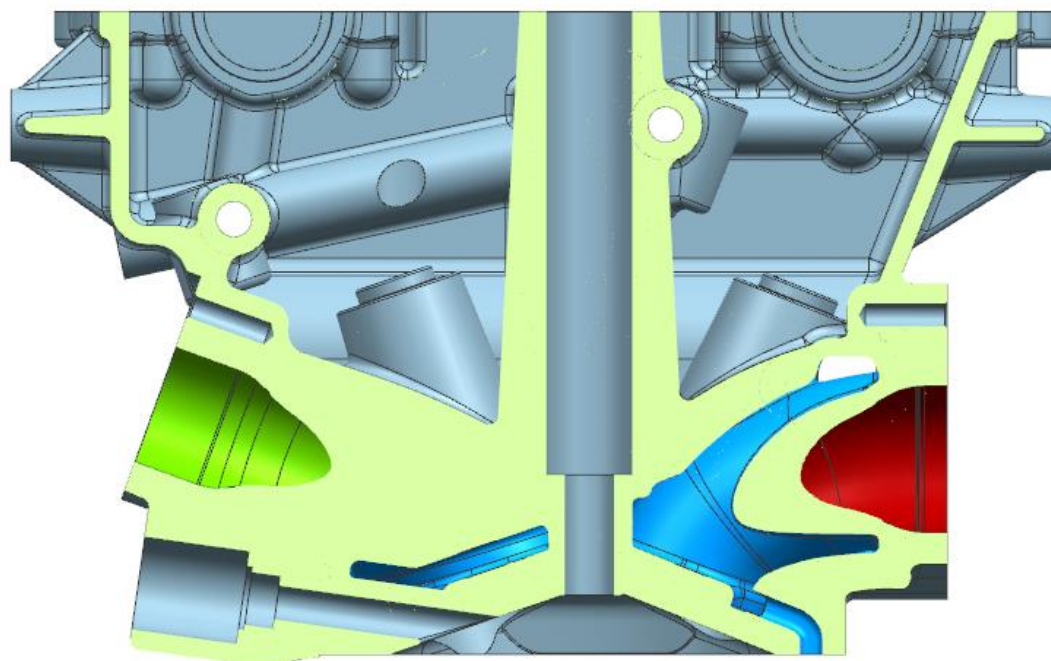


Obr. 33- popis Hlava (spodní pohled)

Hlava je připojena k motoru pomocí čtyř předeprtých šroubů M10. Hlavové šrouby jsou ověřeny výpočtem v příloze č.1 – Výpočty z programu PTC Mathcad. Pozice hlavy vůči bloku je zajištěna pomocí dvou dutých kolíků.



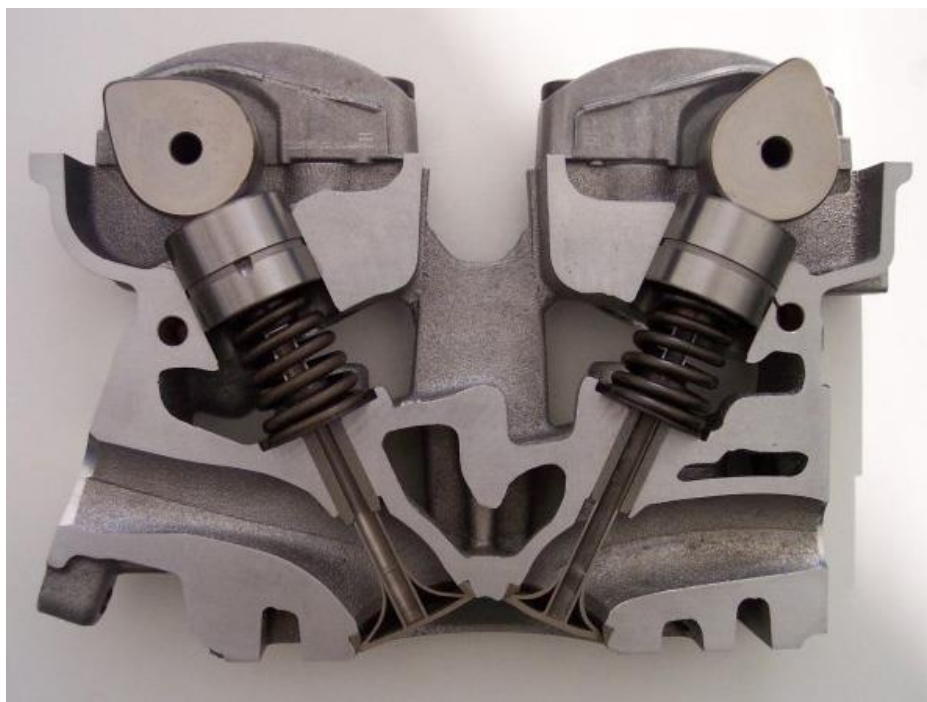
Obr. 34 - Hlava (řez - kanály)



Obr. 35 - Hlava (řez - svička)

### 5.3 Rozvodový mechanismus:

Pro navrhovaný motor byl zvolen ventilový rozvod DOHC (Double Overhead Camshaft). Běžně je u tohoto rozvodu vačka ve styku přímo s hydraulickým hrníčkovým zdvihátkem, kde dochází k tření.



Obr. 36 - rozvod DOHC [17]

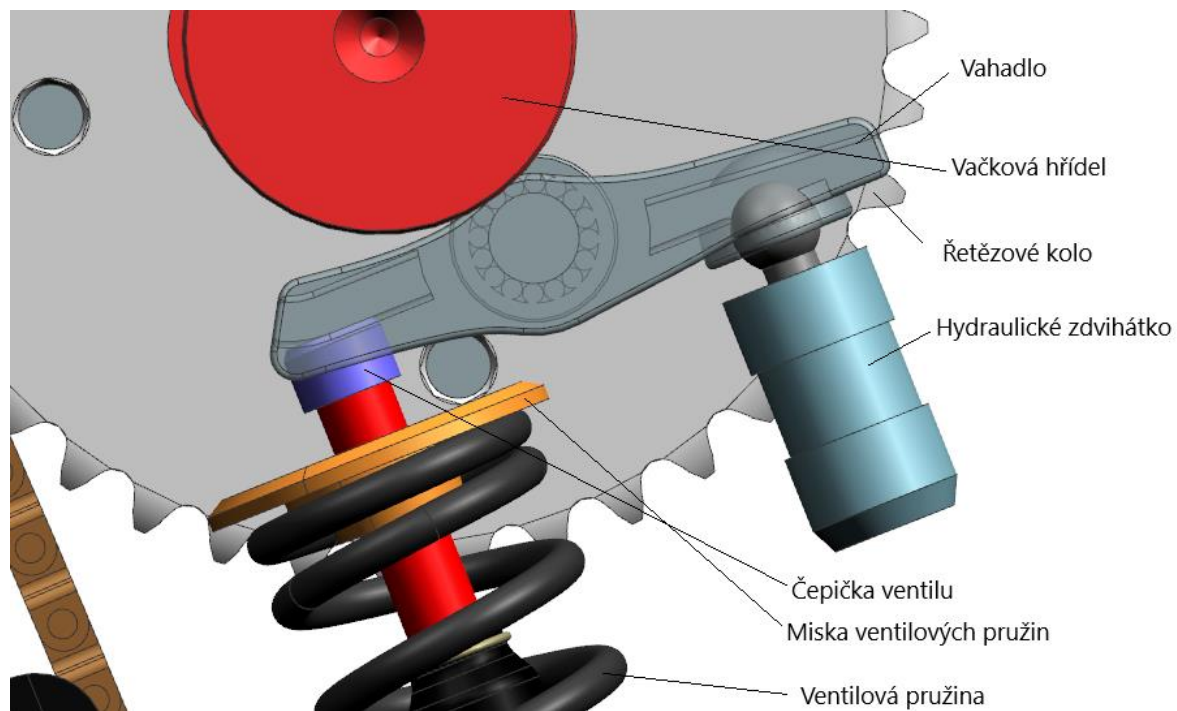
Jak bylo uvedeno v kapitole (3.1.2 Ventilový rozvod) motory Skyactiv používají rozvod DOHC s vahadly, kvůli nižšímu tření. Stejně tak bylo učiněno u navrhovaného motoru, kde byl použit rozvod DOHC s vahadly a ke styku vačky a vahadla dochází skrze ložiska. Nevýhodou tohoto rozvodu je vyšší počet členů, protože máme navíc vahadlo, jehož součástí je jehličkové ložisko. Jeho cena tedy bude vyšší, ale v moderních motorech je velmi používaný.

Dalším specifickou věcí je složitější kinematika rozvodu. Pro výpočet kinematiky rozvodu bylo použito rozšíření programu Lotus: Lotus Concept Valve Train (5.3.13-Kinematika rozvodového mechanismu:)

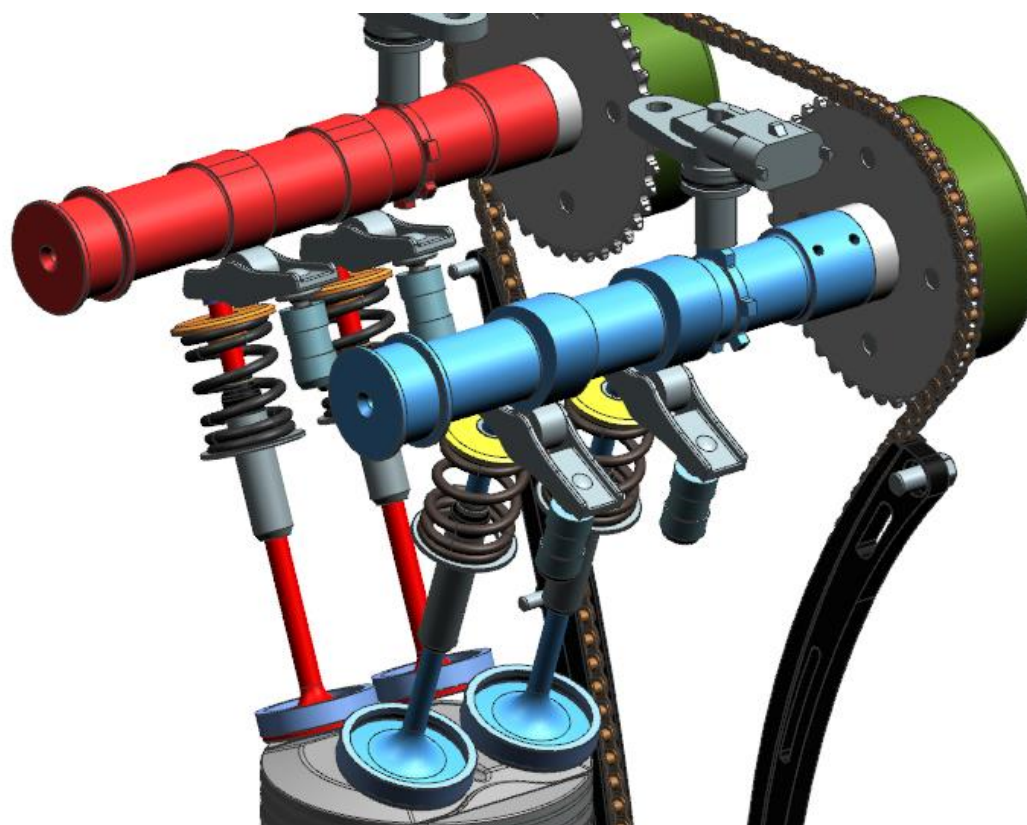
#### 5.3.1 Popis rozvodového mechanismu:

Ventilový rozvod slouží k ovládání otevření a zavření ventilů, je tedy zásadní ke správnému průběhu všech cyklů spalovacího motoru. Ventily jsou ovládány pomocí vaček na vačkových hřídelích. Neustálý styk konce dřívku ventilu s povrchem vačky je zajišťován ventilovými pružinami, které musí zadržet síly vznikající pohybem posuvných hmot ventilů. Navržený rozvodový mechanismus je poháněn od kliky skrze vložené kolo a dále pomocí řetězu.





Obr. 37 - popis Rozvodu



Obr. 38 - Ventilový rozvod (detail)



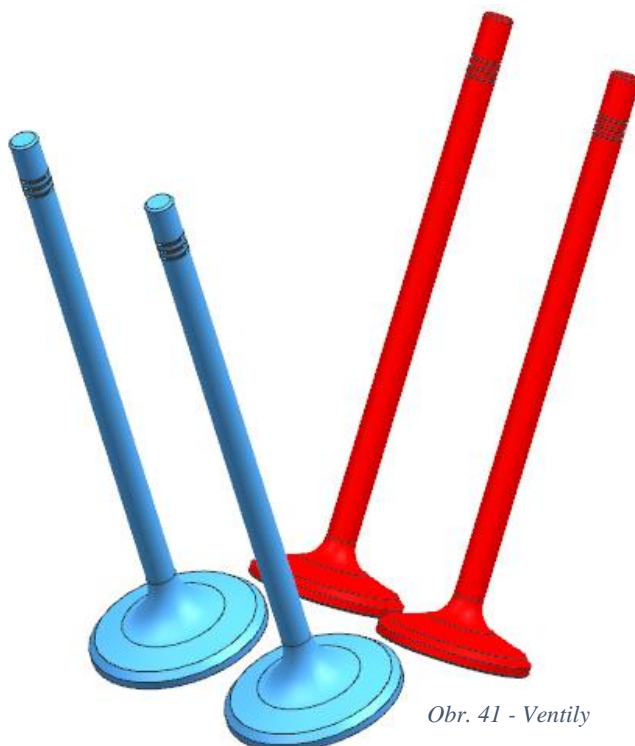


Obr. 39 - ventilový rozvod (předek)



Obr. 40 - Ventilový rozvod (zadek)

### 5.3.2 Ventily



Obr. 41 - Ventily

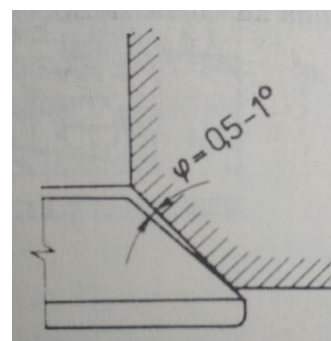
Ventily slouží k otevření kanálů v určitou chvíli a jejich následné dokonalé utěsnění ve chvíli zavření. Ventily jsou velmi namáhané součásti. Zejména výfukový ventil musí pracovat za velmi vysokých teplot, kdy dosahuje teplot až 800 °C. Výfukové ventily jsou namáhány mechanicky, teplotně, ale rovněž i korozí vznikající hořením.

Nejnamáhanější část ventilu je v přechodu z talíře k dříku. Proto je talíř opatřen kuželovou plochou, která vyúsťuje v zaoblení. Materiál ventilu musí být teplotně stálý a musí vyznačovat velkou odolností vůči opotřebení. U **výfukového ventilu** se kvůli extrémnímu namáhání používají dva materiály pro hlavu a dřík. Tyto dvě části se svaří třením. Pro hlavu

výfukového ventilu byl použit materiál NiCr20TiAl (2.4952) s obchodním názvem Nimonic 80. Jedná se o slitinu bázi Ni-Cr precipitačně vytvrditelnou s přísadkami hliníku a titanu. Má dobrou odolnost vůči korozi, oxidaci a tečení při teplotách do 815 °C. Pro dřík byl zvolen materiál X45CrSi9-3 (1.4718). Jedná se o martenzitickou ocel. Pro sací ventil byl použit materiál X45CrSi9-3 (1.4871) s obchodním názvem SINOXX 4871. Jedná se o austenitickou precipitačně vytvrditelnou ocel s přísadkou dusíku pro odolnost vysokým teplotám. Základní rozměry ventilů byly stanoveny dle materiálů poskytnutých zadavatelem diplomové práce. Průměr hlavy sacího ventilu je 35,5 [mm] a výfukového ventilu 31 [mm]. [18][19]

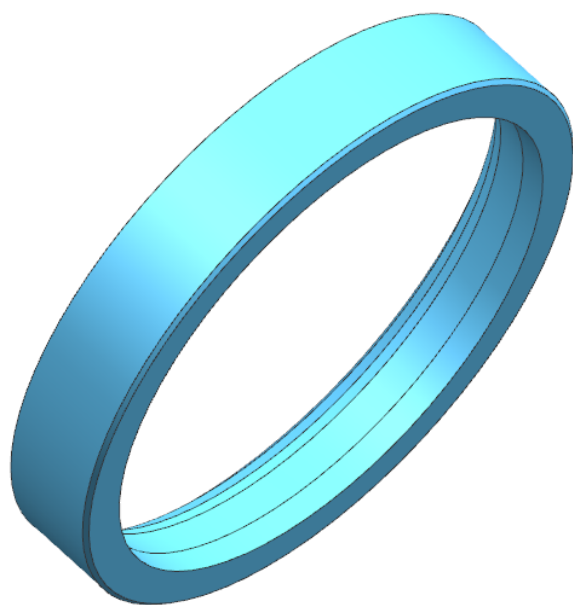
Pro dokonalé zaběhání a následné dokonalé těsnění se úhly sedla na ventilu a v hlavě válců liší o 0,5 a 1° (**Obr. 42**).

Obr. 42 - Sedlo a ventil

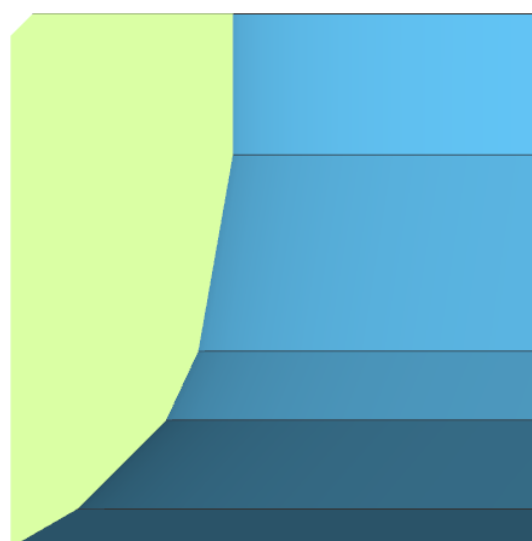


### 5.3.3 Sedla ventilů:

Pro **ventilová sedla** je v hlavě obrobena uložení, do kterých jsou sedla následně zalisována. Vnější průměr výfukového sedla je 32 [mm] jeho výška 6 [mm] a tloušťka stěny je 2,5 [mm]. Průměr sedla sacího ventilu je 36,5 [mm], výška 6 [mm] a tloušťka stěny je 2,5 [mm]. Sedla jsou zhotovena z materiálu 42CrMo4 (1.7225). Jedná se o nízkolegovanou ušlechtilou chrom-molybdenovou ocel k zušlechťování.



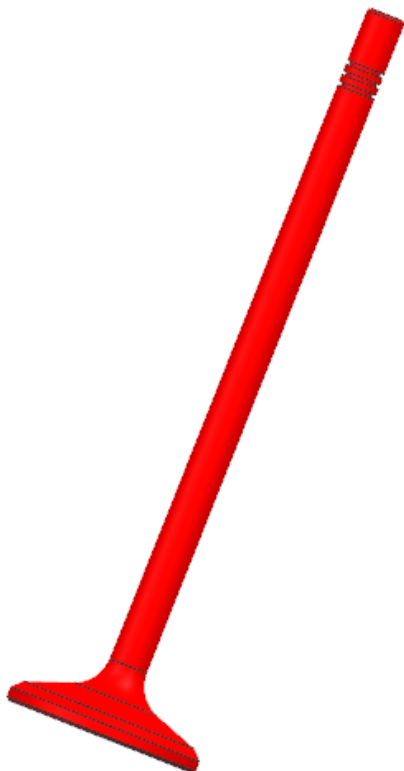
Obr. 43 - sedlo sacího ventilu



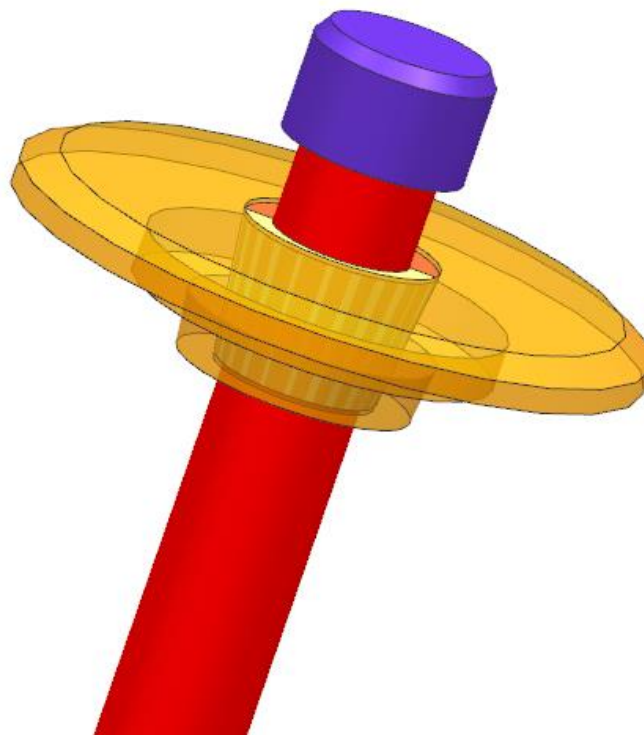
Obr. 44 - profil sedla sacího ventilu

### 5.3.4 Příslušenství ventilů:

Vrch dřívku ventilu je opatřen drážkami pro **zámek**, který slouží k fixaci **misky ventilové pružiny**. Zámek je tvořen ze dvou částí a má kuželový tvar, který pasuje na kuželový otvor v misce. Čelo dřívku je opatřeno **čepičkou** s kalenou čelní plochou (**Obr. 45**).



Obr. 46 - Výfukový ventil



Obr. 45 - Příslušenství výfukového ventilu

### 5.3.5 Ventilové pružiny:

Ventilové pružiny slouží k uzavírání ventilů a musí být dimenzovány tak, aby při nejvyšších otáčkách nedošlo k odskočení ventilu, tedy ztrátě styku čepičky s plochou vačky (zde vahadla a vačky). Pružiny se nachází mezi ventilovou miskou na ventilu a uložením v hlavě motoru, kde jsou podloženy ocelovými podložkami. Ventilové pružiny jsou vyrobeny z patentového ocelového drátu dle EN 10270-1 typ SM. Výpočet ventilových pružin je uveden v příloze.



Obr. 47 - Ventilová pružina (výfuk)

### 5.3.6 Vodítka ventilů

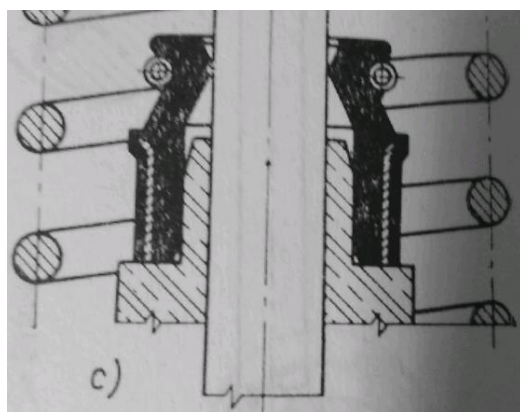


Vodítka ventilů slouží pro vedení ventilů skrze kanál, tak aby vždy dosedaly přesně do sedla. Vodítka jsou nalisována do hlavy motoru. Jsou vyrobená ze spékáných materiálů, které jsou nasyceny mazivem. Materiál FM G15E kombinuje odolnost vůči opotřebení a snížení pnutí díky pevnému mazivu, které je obsaženo mezi částčkami molybdenové oceli.

Délka vodítka sacího ventilu je 43 [mm]. Vnější průměr 10,5 [mm]. Délka vodítka výfukového ventilu je 38 [mm]. Jeho vnější průměr je 10,8 [mm].

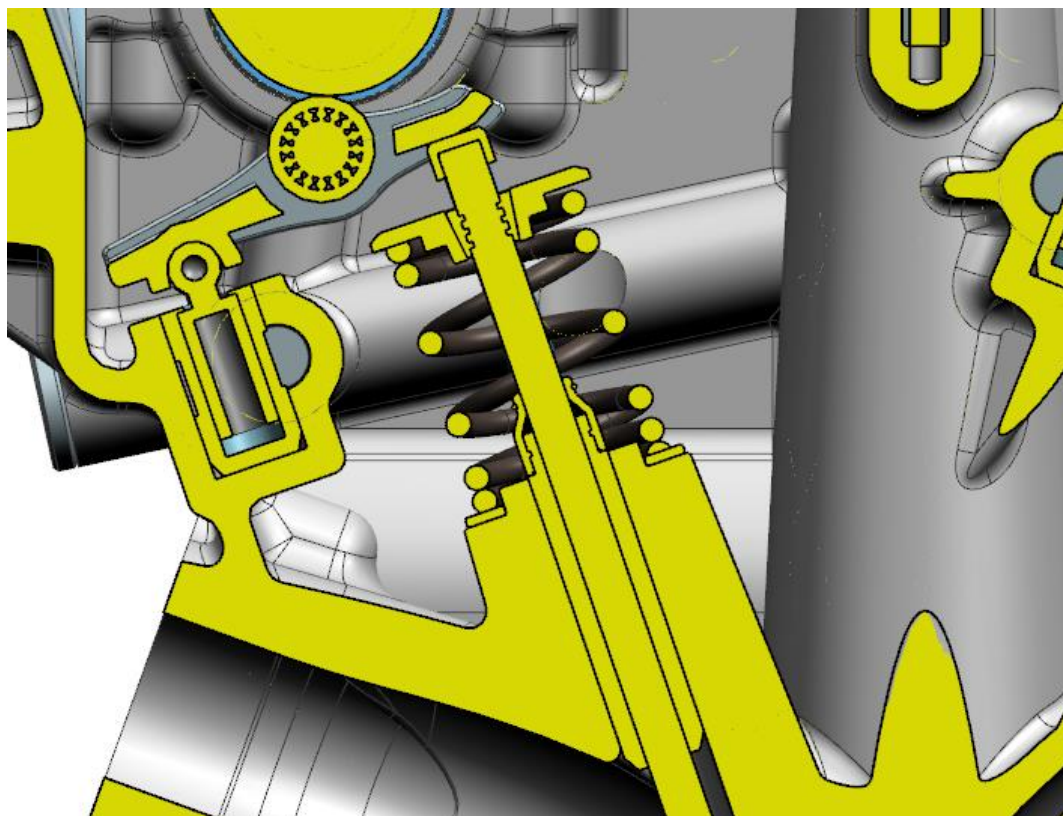
Na vrchu vodítka je nasazeno těsnění, které zabraňuje pronikání oleje a jeho spalování na povrchu ventilu. Těsnění je vyrobeno z materiálu, který odolá vyšším teplotám na provozu za vysokých otáček například materiál: Viton. Těsnění je přitisknuto k ventilu ocelovým prstencem a k vedení ocelovým kroužkem.

Obr. 48 - Vodítka ventilu



Obr. 49 - Těsnění vodítka ventilu [18]

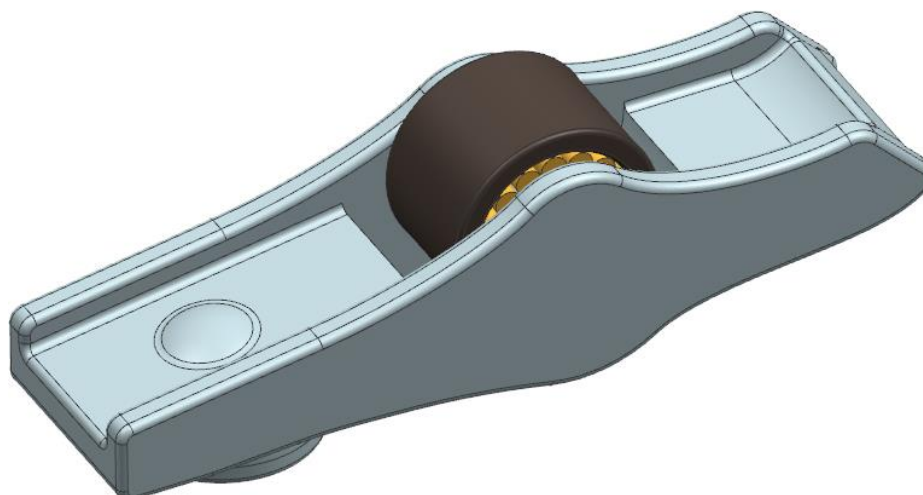




Obr. 50 - Řez vedení ventilu

### 5.3.7 Vahadlo

Vahadla přenáší pohyb z vačky na ventil. Jsou opatřena ložiskem pro snížení tření. Ložisko je součástí vahadla. Vahadlo je z materiálu 16MnCr5 a ložisko z materiálu 100Cr6. Vahadla jsou na jedné straně uložena pomocí kloubu k hydraulickému zdvihátku.



Obr. 51 - Vahadlo

### 5.3.8 Hydraulické zdvihátko



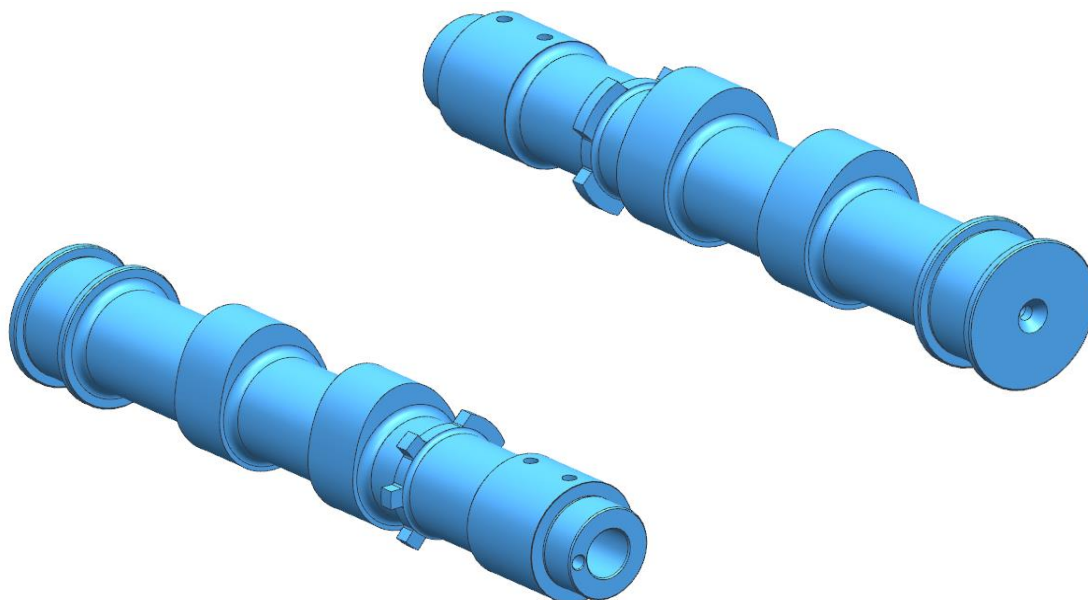
Hydraulické zdvihátko slouží k vymezení vůle mezi vačkou a vahadlem. Funkce hydraulického zdvihátka byla popsána v kapitole (3.1.2 Ventilový rozvod).

Obr. 52- Hydraulické zdvihátko

### 5.3.9 Vačkové hřídele:

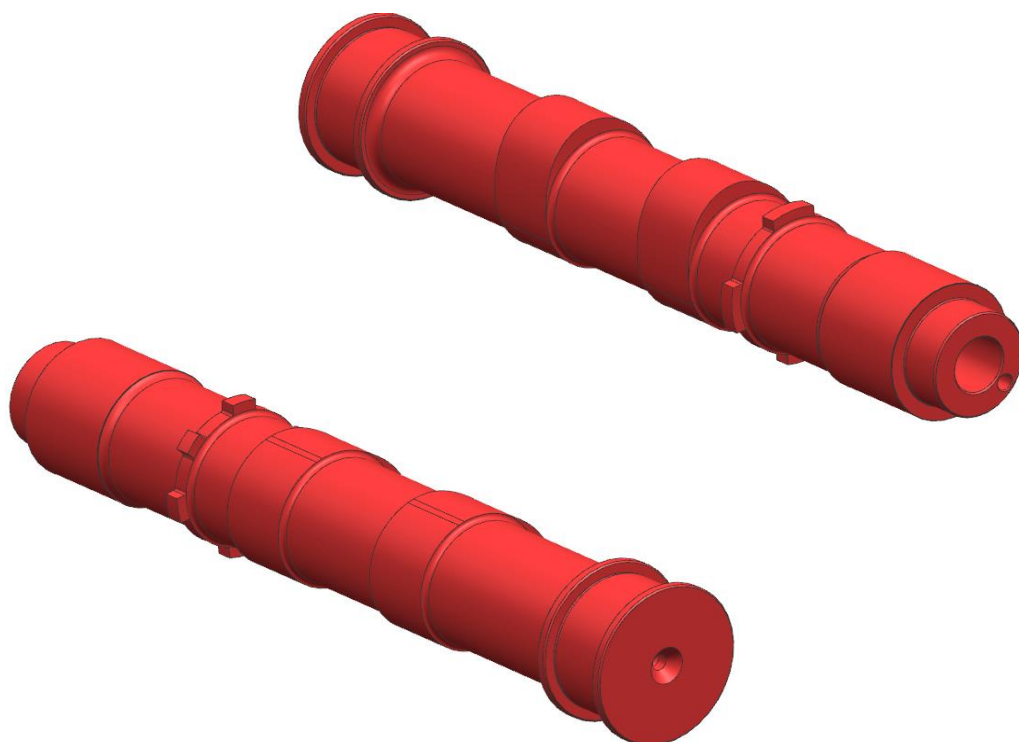
Vačkové hřídele ovládají pomocí vačkového profilu pohyb ventilů. Délka vačkových hřídelí je 168 [mm]. Průměr hřídelí v uložení je 26 [mm]. Na vačkovém hřídeli je vytvořen vačkový profil. Jehož parametry byly navrženy v Lotus Valve Train Concept. Graf průběhu zdvihu vaček je uveden v kapitole (5.3.13 Kinematika rozvodového mechanismu):

Axiální zajištění je realizováno osazením přímo na vačkových hřídelích. Hřídele jsou vyrobeny zápusťkovým kováním z materiálu 32CrMo12 (1.7361) ČSN 15 230. Oba hřídele mají v sobě



Obr. 53 - sací vačková hřídel

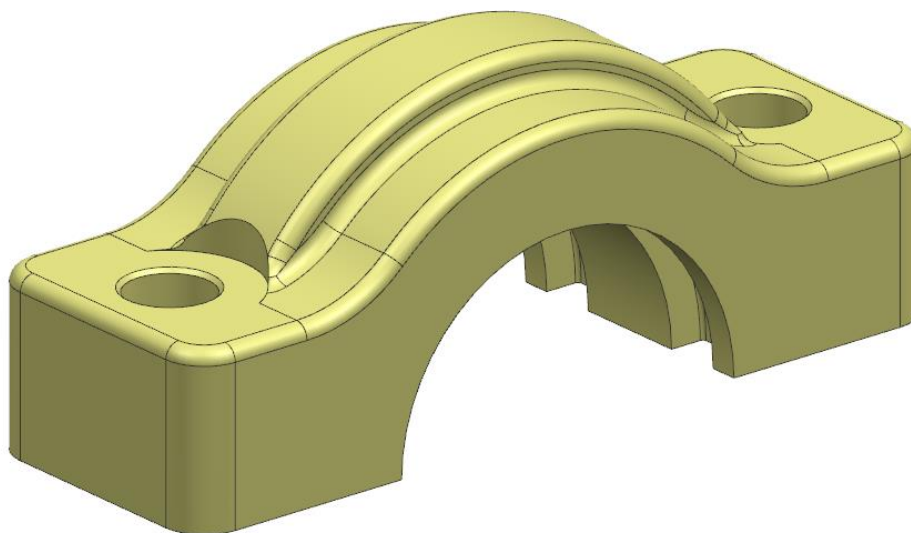
otvory pro vedení oleje k aktuatorům pro časování ventilů. Olej je ve vačkových hřídelích rozdělen do dvou cest pomocí ocelové trubky. Na obou vačkových hřídelích jsou vytvořena impulsní kola pro senzory otáček, které jsou uloženy ve ventilovém víku.



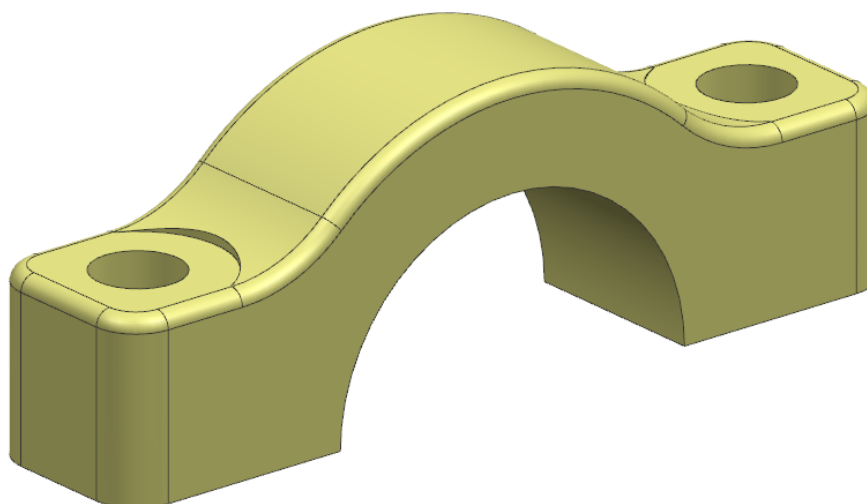
Obr. 54 - výfukový vačkový hřídel

#### 5.3.9.1 Víka vačkových hřídelů

Vačkové hřídele jsou uchyceny pomocí vík vačkových hřídelů, která jsou odlita z materiálu AlSi7Mg0,6. Víka vačkových hřídelů na straně bližší řetězových kol jsou širší z důvodu umístění drážek pro vedení oleje do vačkových hřídelů.



Obr. 55 - Víko vačky (širší)



Obr. 56 - Viko vačky

### 5.3.10 Rozvodová kola:

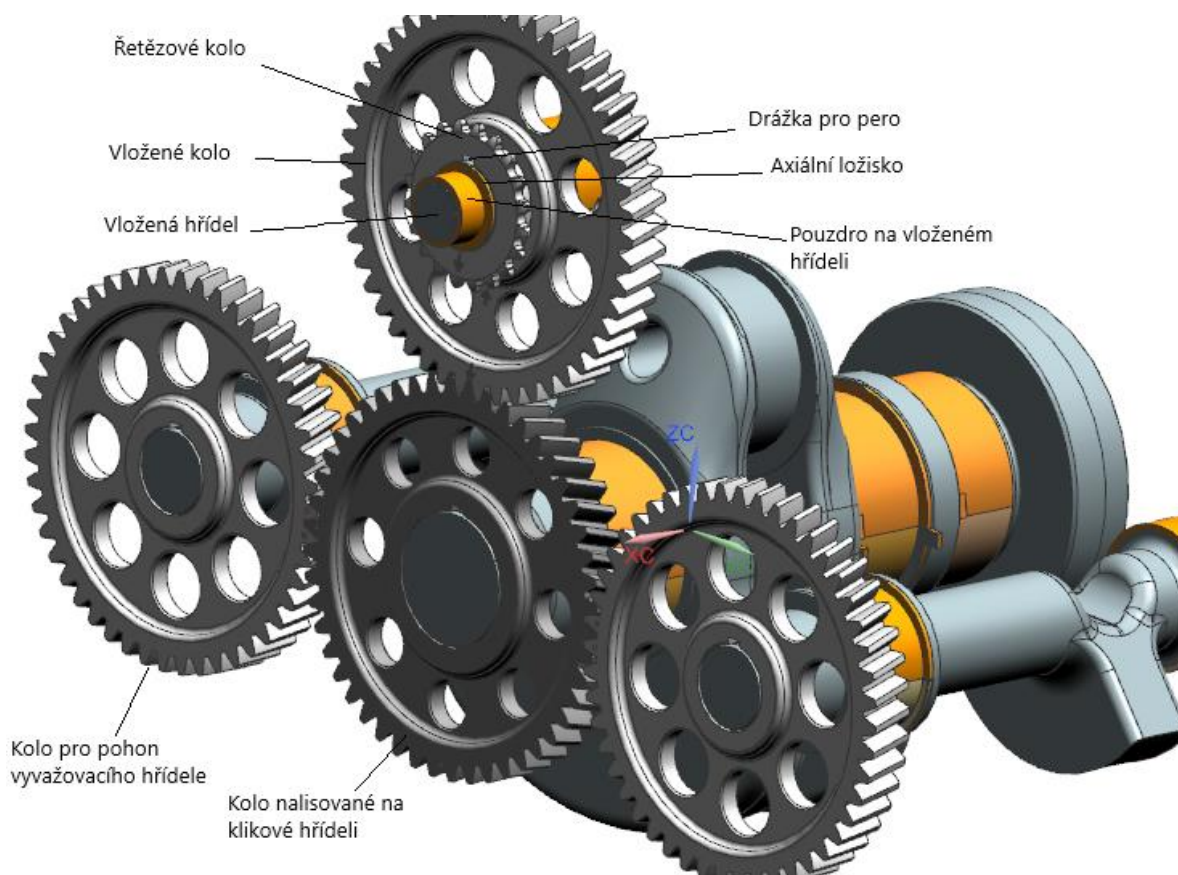
#### 5.3.10.1 Ozubená kola

Ozubená kola byla navržena pomocí softwaru Autodesk INVENTOR, který obsahuje generátor součástí. Kvůli tichému chodu byla použita kola se šikmými zuby. Kola po stranách slouží k pohonu vyvažovacích hřídelů. Horní kolo je nalisováno na vloženém hřídeli a slouží k pohonu rozvodu. Toto vložené kolo bylo použito z důvodu zkrácení rozvodového řetězu a také odlehčení ložisek klikového hřídele. Ozubená kola jsou mazána olejovou mlhou, která vzniká od trysky mazání řetězu a olejem proniknuvším okolo uložení vačkových hřídelů. V (**Tab. 7**) **Kolo 1** představuje kolo nalisované na klikové hřídeli. **Kolo 2** značí ostatní ozubená kola.

	kolo 1	kolo 2
Počet zubů [-]	48	
Modul [mm]	2	
Osová vzdálenost [mm]	100	
Úhel sklonu zubů [°]	15	
Šířka kol [mm]	12	
Materiál	15241.4	15140.4
Součinitel bezpečnosti v dotyku	1,953	1,881
Součinitel bezpečnosti v ohybu	6,163	7,742

Tab. 7 – Ozubená kola





Obr. 57 - Ozubená kola

### 5.3.10.2 Řetězová kola

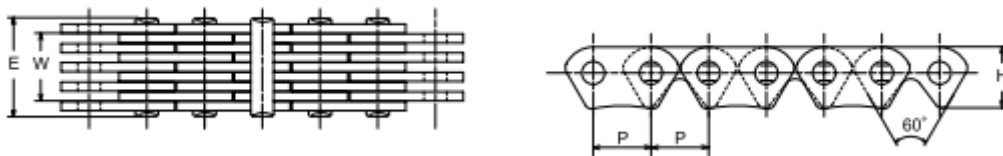
Řetězová kola jsou rovněž navržena s pomocí softwaru Autodesk Inventor. V **(Tab. 8)** řetězové **kolo 1** představuje kolo u vloženého hřídele. **Kolo 2** představuje kola u vačkových hřídelí.

	kolo 1	kolo 2
Počet zubů [-]	20	40
Materiál ČSN	12 020.1	12 020.1
Roztečný průměr [mm]	40,592	80,934

Tab. 8 - Řetězové kolo

### 5.3.10.3 Řetěz

Pro ventilový rozvod byl zvolen tichý rozvodový řetěz. Jedná se o řetěz DID SCR-0404A SDH. [21]



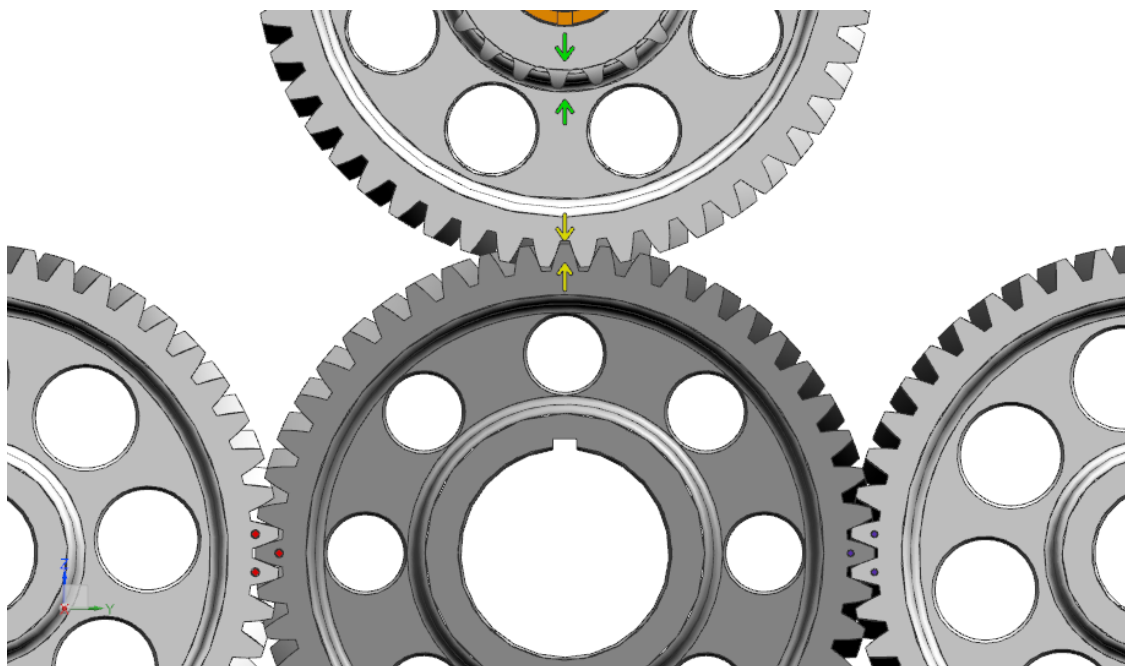
Obr. 58 - Tichý řetěz DID[21]

Rozteč [mm]	6,35
Počet článků [-]	136
Délka řetězu [mm]	863,6
W [mm]	3,2
E [mm]	6
Minimální síla pro přetržení [kN]	6,27

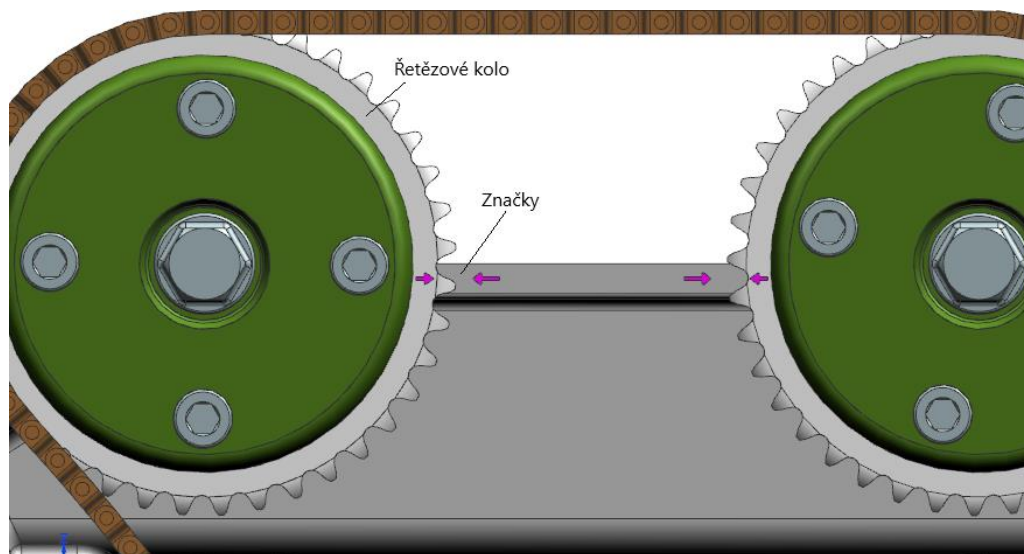
Tab. 9 – Parametry řetěz

### 5.3.10.4 Časovací značky

Ozubená kola jsou upevněna na hřídelích pomocí nalisování. Jejich poloha při nalisování je zajištěna pomocí woodruffových per. Pro zaručení správnosti nasazení kol jsou na ozubených i řetězových kolech vytvořeny značky. Řetězová kola jsou společně s aktuátory nasazena na vačkách jejich poloha je zajištěna kolíkem a uchycena pomocí centrálních šroubů.



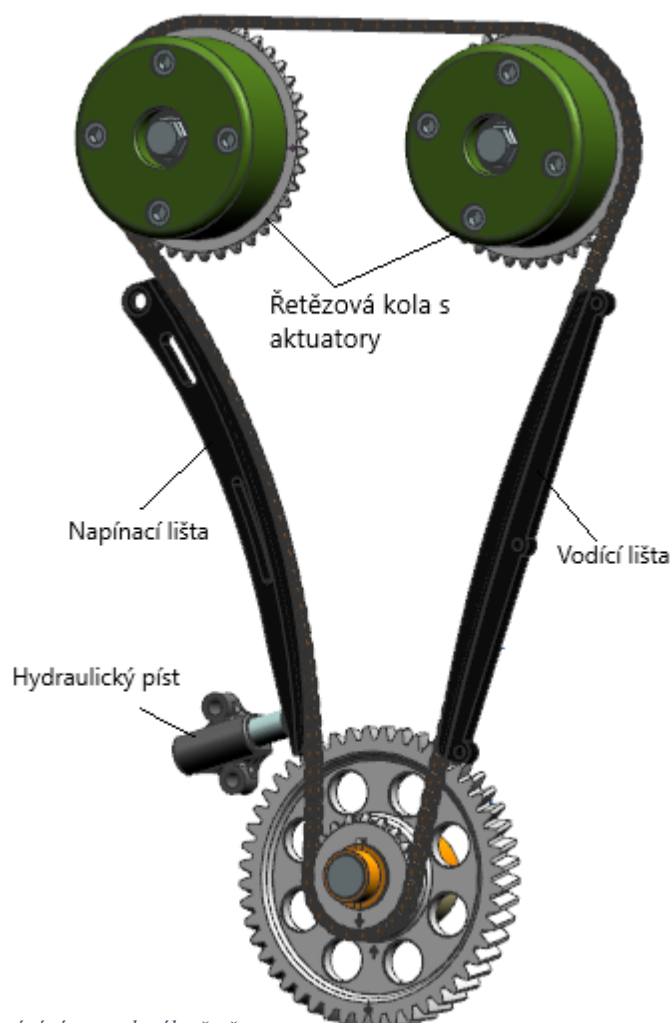
Obr. 59 - Značky na ozubených kolech



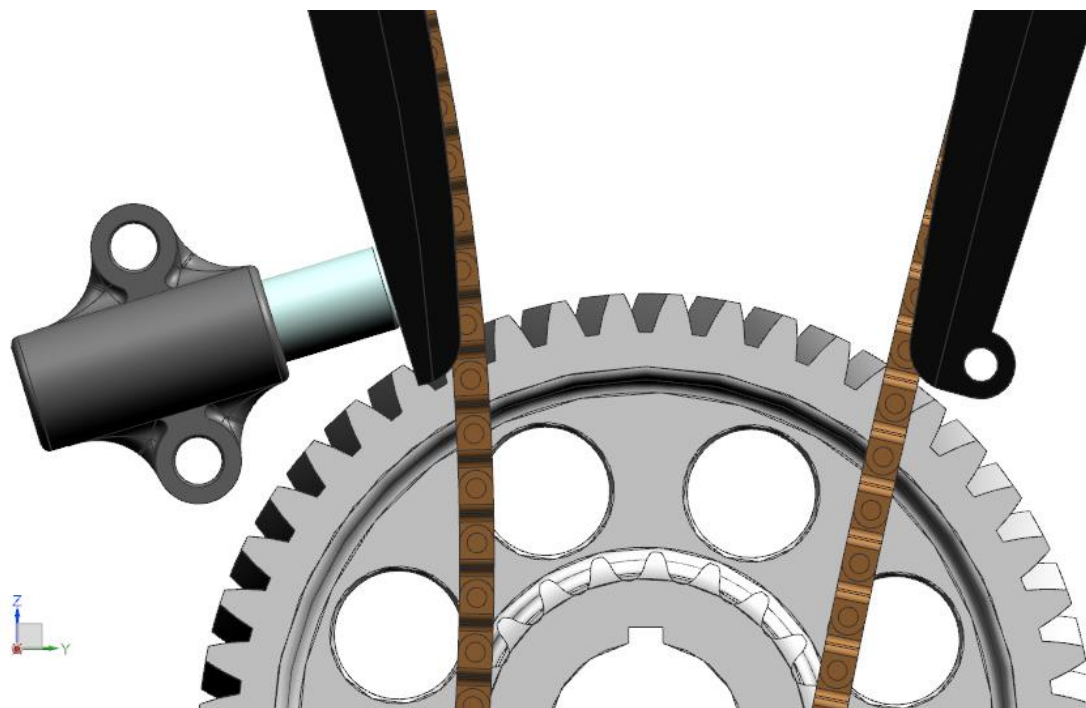
Obr. 60 - Značky na řetězových kolech

### 5.3.11 Vedení/Napínání rozvodového řetězu

Napínání rozvodového řetězu je realizováno hydraulickým pístem skrze napínací lištu, která je uložena otočně. Naproti napínací liště je vodící lišta, která je napevno uchycena do bloku. Napínací lišta musí být na volné straně řetězového převodu. Vačky se točí ve směru hodinových ručiček. Samotný klikový hřídel se točí proti směru hodinových ručiček, kvůli vloženému ozubenému kolu. Mazání řetězu je umožněno mazací tryskou, která je napájena skrze rozvod oleje a je umístěna v hlavě.

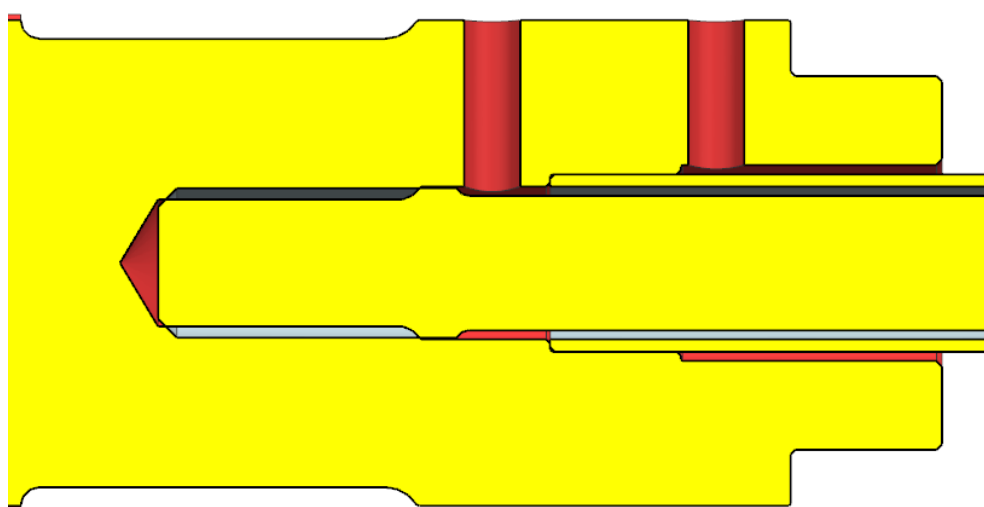


Obr. 61 - Napínání rozvodového řetězu



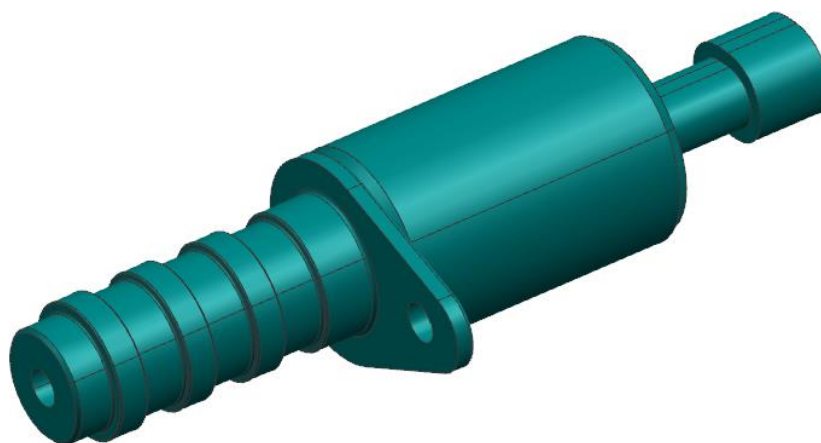
Obr. 62 – Hydraulický píst

### 5.3.12 Proměnné časování:



Obr. 63 Vedení oleje k aktuatorům skrze vačkové hřídele

Proměnné časování ventilů je pomocí aktuatorů spojených s řetězovým kolem (**Obr. 61**). Aktuátor je uložen na vačkové hřídeli. Aktuátor může natočit vačkovou hřídel vůči kolu a tím změnit čas otevření ventilů. Aktuátor je řízen změnou přívodu oleje. Do aktuatoru skrze vačkové hřídele vedou dva přívody oleje. Změna přívodu oleje je ovládána elektromagnetickým tlakovým spínačem oleje (**Obr. 64**). Tento spínač dostává impuls od řídicí jednotky, která vyhodnocuje data ze senzoru otáček motoru, vačkových hřídelů, snímače tlaku oleje, hmotnostního snímače průtoku vzduchu a snímače teploty chladicí kapaliny.

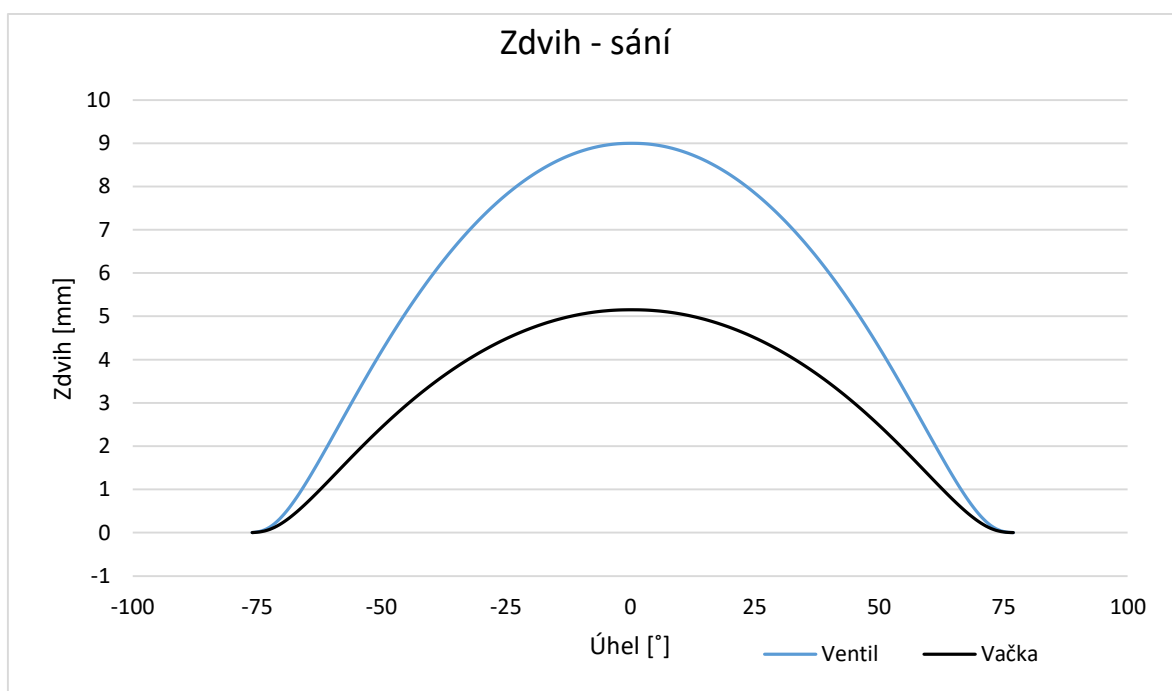


Obr. 64 - Elektromagnetický tlakový spínač

### 5.3.13 Kinematika rozvodového mechanismu:

V Lotus Valve Train concept byla vyřešena kinematika rozvodového mechanismu. Na základě zadaných rozměrů skutečného rozvodu je sestaveno schéma rozvodového mechanismu. Z Lotus Engine simulation je převedena křivka zdvihu ventilu. Na jejím základě se zadanými parametry rozvodu jako jsou rozměry vahadla, jeho uložení a základního průměru vačky je dopočítán profil vačky. Nastavení parametrů v Lotus Valve Train concept je uvedeno v příloze č.4 - **Nastavení v Lotus Valve Train concept**

Na následujících grafech jsou uvedeny kinematické závislosti pro sací a výfukové ventily. Kvůli použitému rozvodu s vahadlem jsou uvedeny průběhy pro ventil a vačku, které se kvůli vzniklému převodu liší. Na grafu (**Graf 5**) je zobrazena závislost zdvihu ventilu a vačky na úhlu natočení vačky, kde černou barvou jsou zobrazena data pro vačku a modrou pro ventil.



Graf 5 – Zdvih sacího ventilu a vačky



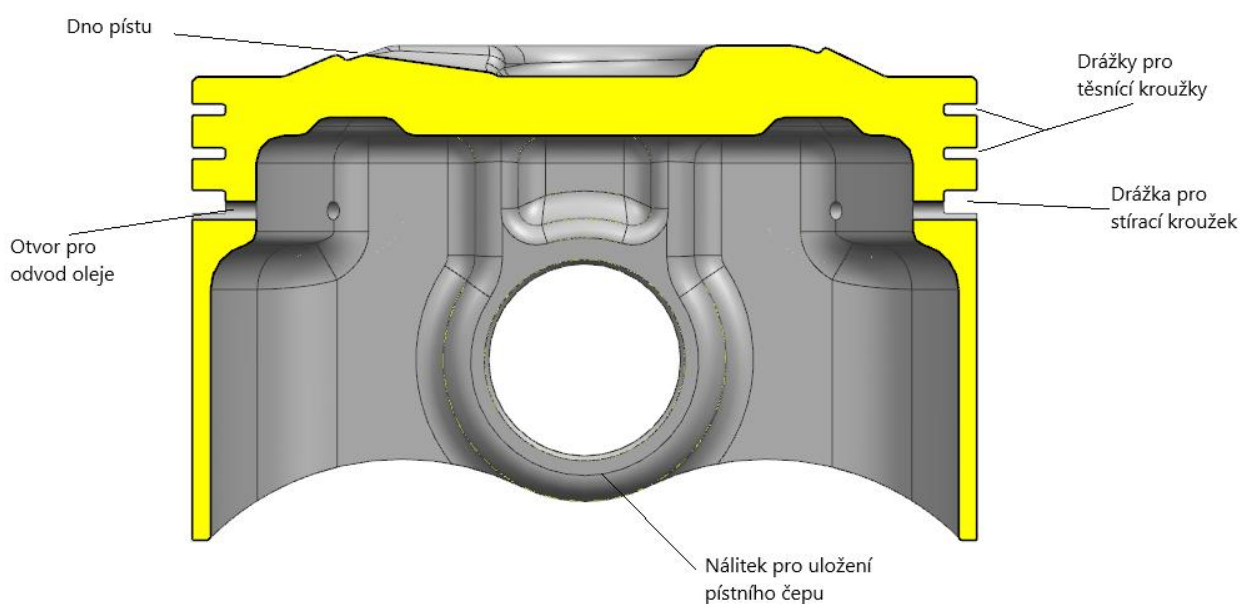
V příloze č.5 – **Kinematické závislosti rozvodového mechanismu** jsou uvedeny grafy zdvihu, rychlosti i zrychlení pro výfukové i sací ventily. Důležitý je graf pro zrychlení ventilů, který je využit pro výpočet ventilových pružin. Výpočet ventilových pružin je uveden v příloze č.1 - **Výpočty z programu PTC Mathcad**

## 5.4 Klikový mechanismus:

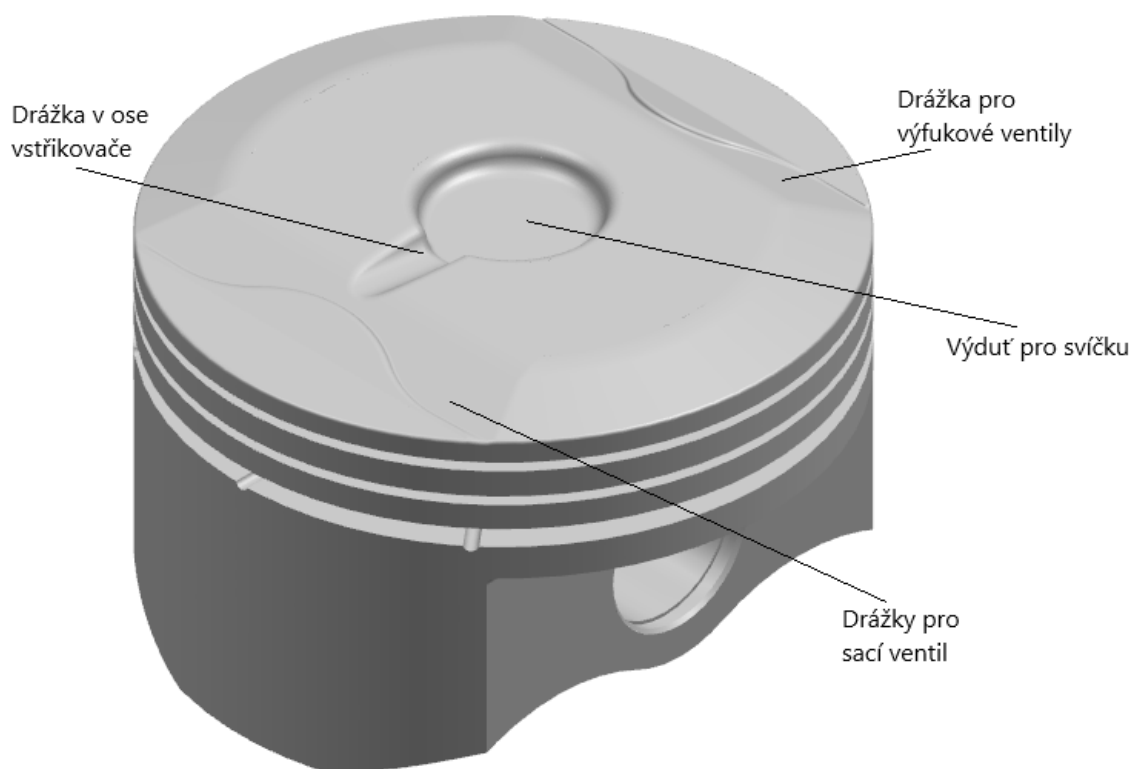
Klikový mechanismus převádí přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb kliky. V této kapitole si představíme jednotlivé komponenty klikového mechanismu. Také bude řečeno něco o jeho vyvážení.

### 5.4.1 Píst:

Na píst působí tlak vznikající hořením směsi. Síla od tohoto tlaku vyvozuje přímočarý pohyb pístu, který je převáděn komponenty klikového mechanismu na rotační. Dno pístu (**Obr. 65**) je tvarované, protože píst tvoří společně s prostorem v hlavě při zažehnutí směsi, spalovací prostor. Tvar dna pístu je rovněž ovlivněn vysokým kompresním poměrem. Pod svíčkou je vytvořena výduť (**Obr. 66**), která napomáhá vhodnému rozvrstvení směsi v počátku hoření. V ose vstřikovače je vytvořena drážka pro vstřikování. Pro udržení tlaku je prostor mezi pístem a stěnou válce dotěsněn pomocí dvou těsnících kroužků. Pod nimi je umístěn stírací pístní kroužek, který zabavuje stěnu válce přebytečného oleje a otvory v pístu je odváděn zpět pod píst. Pro tyto kroužky jsou vytvořeny drážky v pístu.



Obr. 65 –Řez pístem (popis)



Obr. 66 – Píst (popis)



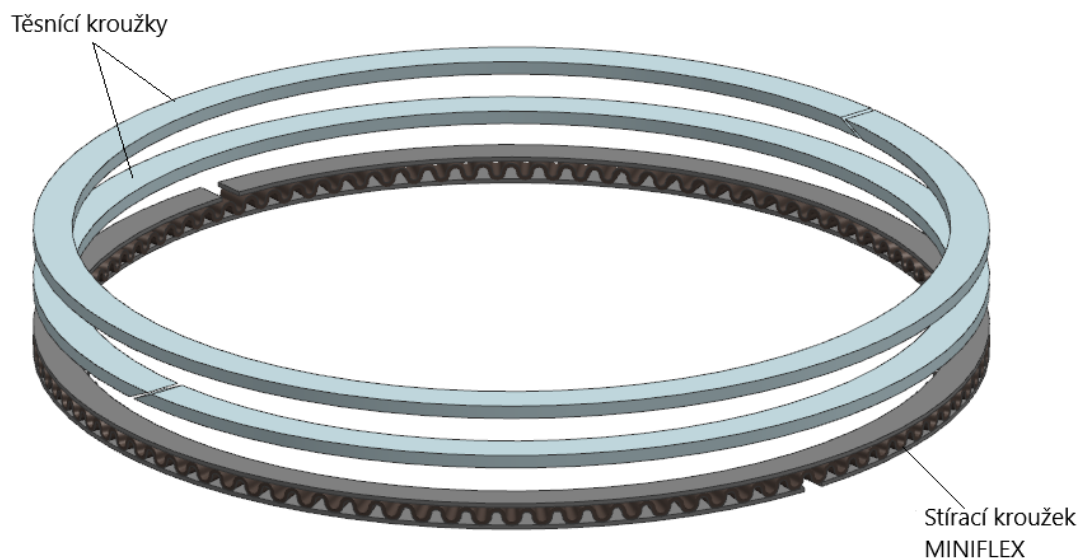
Obr. 67 - Píst (spodní pohled)

Píst je odlit ze slitiny hliníku AlSi12CuNiMg. U pístu je snaha o co nejnižší váhu, kvůli snížení vznikajících odstředivých sil od posuvných částí. Výsledná hmotnost pístu je 281 g.

#### 5.4.1.1 Pístní kroužky

Pístní kroužky slouží k utěsnění prostoru nad pístem, k převodu tepla z pístu na blok motoru a na odstranění přebytečného oleje ze stěny válce. Těsnící kroužky jsou vyrobeny z šedé litiny. Jedná se o pravoúhlé pístní kroužky s šikmým zámek. Mají tloušťku 1,2 [mm]. První těsnící kroužek má na sobě porézní vrstvu z tvrdého chromu. A ostatní kroužky se cínují pro zrychlení záběhu motoru. Pro motor byl použit stírací kroužek s distančním expandérem MINIFLEX. [22]

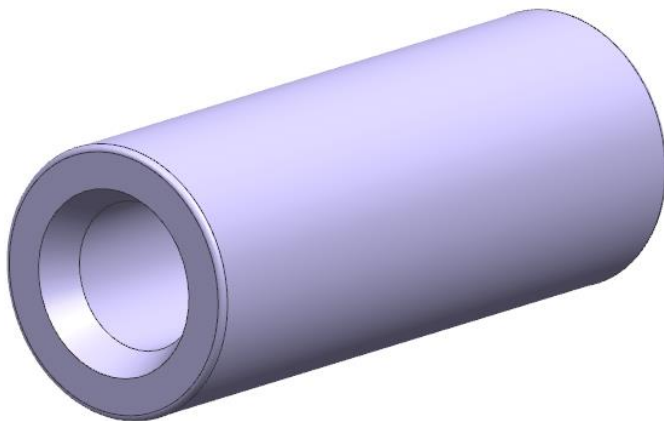
Axiální vůle pístních kroužků je 0,045 [mm]. Hloubka drážek pro pístní kroužky byla zvolena dle. [18] str. 175.



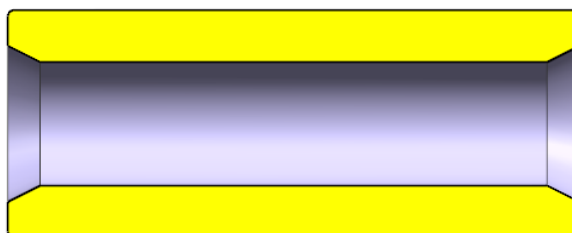
Obr. 68 – Pístní kroužek

#### 5.4.2 Pístní čep:

Pístní čep slouží k přenosu sil mezi pístem a ojnicí. Čep je plovoucí, zajištěn pojistnými kroužky. Čep musí být z velmi houževnatého materiálu a následně je kalen a opracován broušením. Použitý materiál je 14 220.4. Průměr pístního čepu je 21 [mm] a kvůli odlehčení je vrtán otvorem o průměru 11,4 [mm].



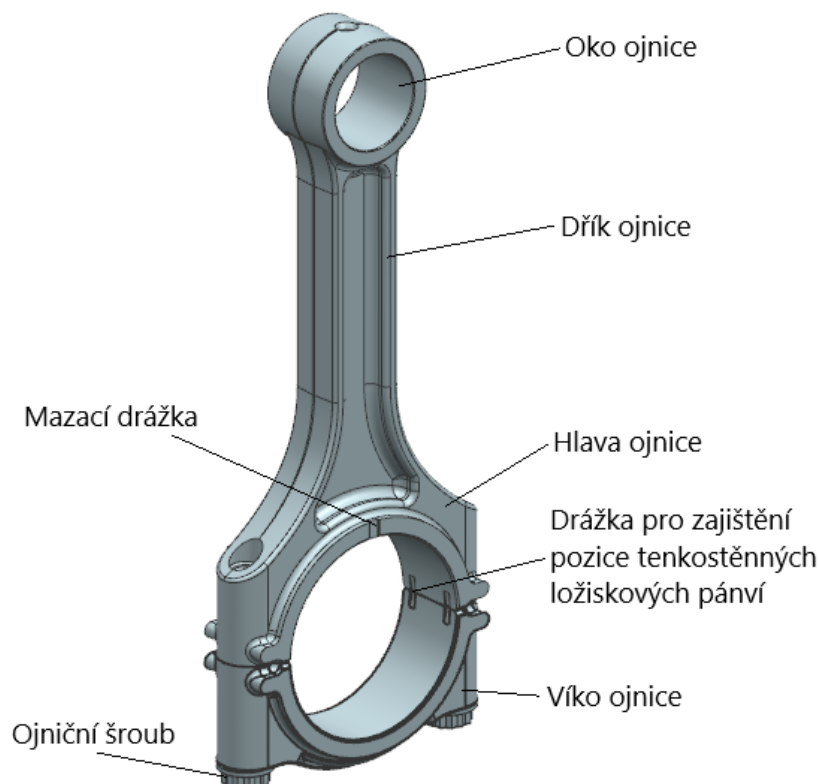
Obr. 69 - Pístní čep



Obr. 70 - Pístní čep (řez)

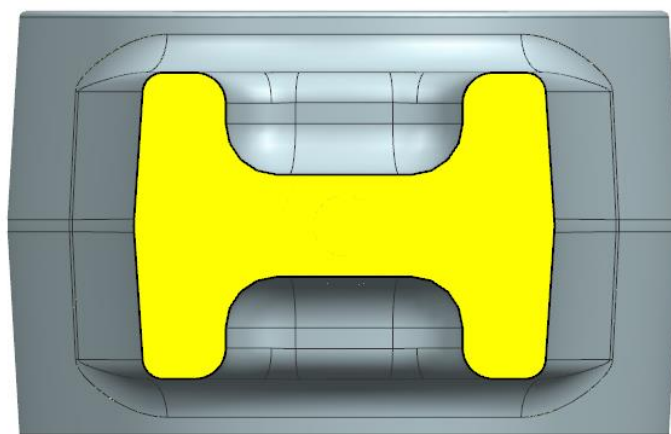


### 5.4.3 Ojnice:



Obr. 71 - Ojnice

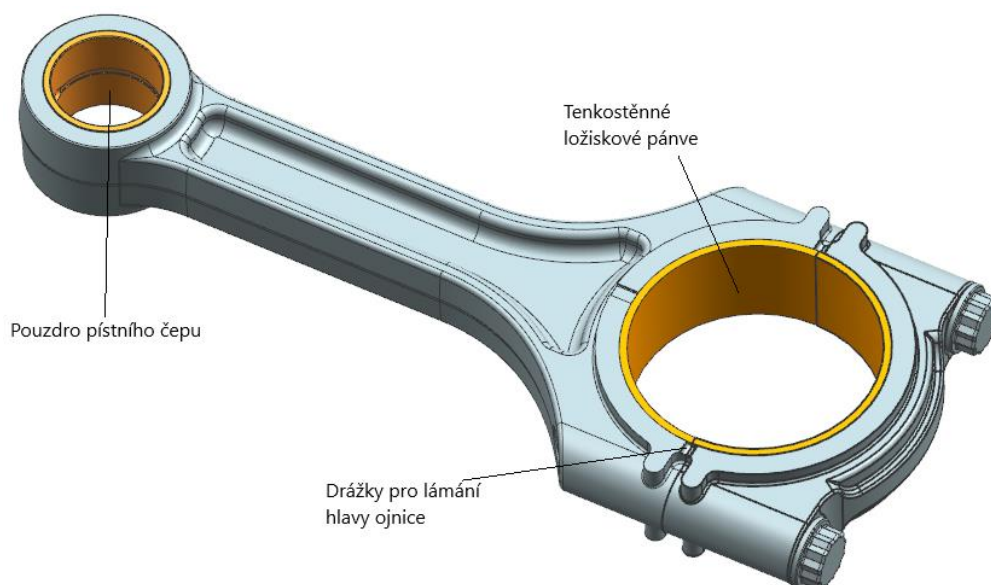
Ojnice je velmi důležitou součástí spalovacího motoru. Přenáší síly z pístu na klikový hřídel a přeměňuje translační pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Její váha hraje rovněž velmi důležitou roli ve vyvážení klikového mechanismu. Pro dosažení dostatečné tuhosti a zachování příznivé váhy je ojnice zápustkově kována z materiálu 46MnVS6 (1.1304) a její dřík je tvořen „I“ profilem. (Obr. 72)



Obr. 72 - Profil dříku ojnice

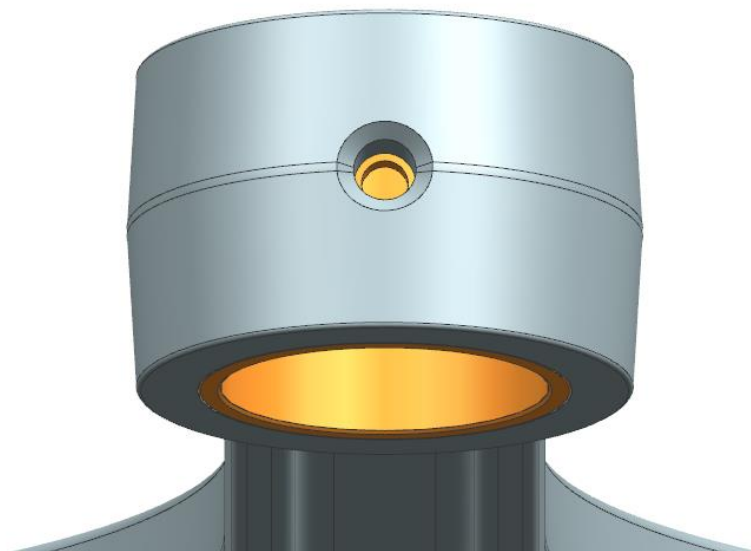
V oku ojnice je nalisováno pouzdro pístního čepu ze slitiny mědi (Obr. 73). Hladký chod ojnice na klikové hřídeli je zajištěn tenkostěnnými pánvemi, které jsou mazány skrze vývrt v klikové hřídeli, vedoucí od hlavního ložiska klikové hřídele (Obr. 75). Pozice pánví je

zajištěna drážkami. Axiální uložení ojnice je realizováno na klikové hřídeli, z tohoto důvodu je hlava ojnice po stranách přesně broušena a opatřena drážkami pro lepší přístup maziva.

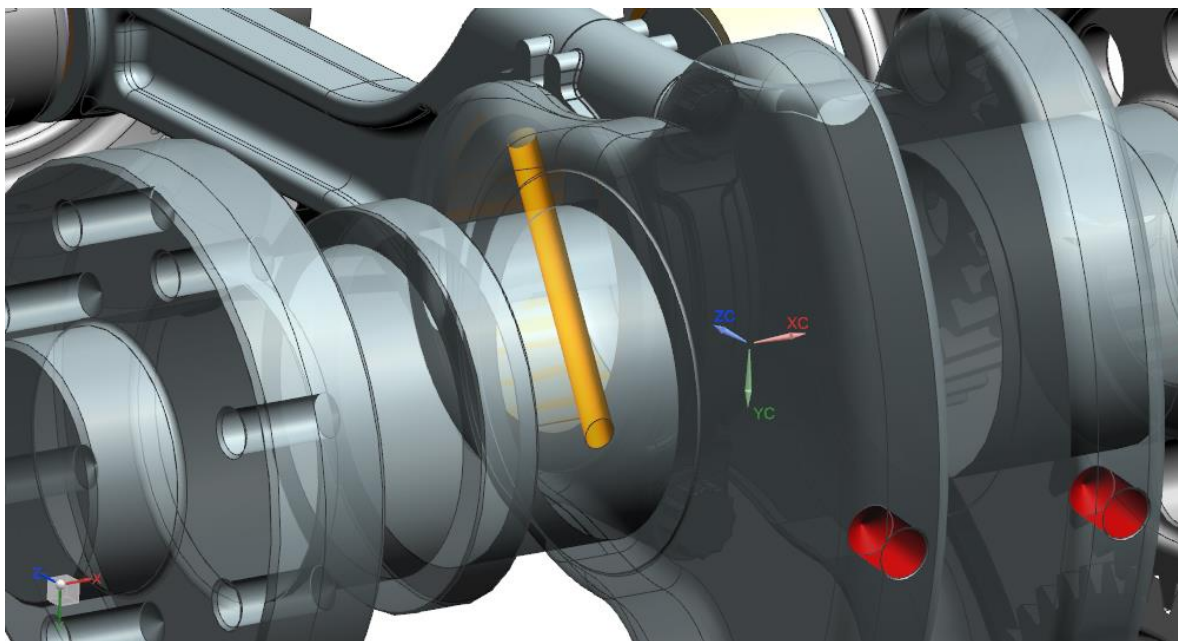


Obr. 73 - Ojnice (pouzdro, pánve)

Pístní čep je mazán skrze otvor v oku ojnice (**Obr. 74**). Olej do tohoto otvoru se dostane odrazem od spodní stěny pístu, jelikož na spodní stěnu jsou namířeny trysky umístěné v bloku motoru.

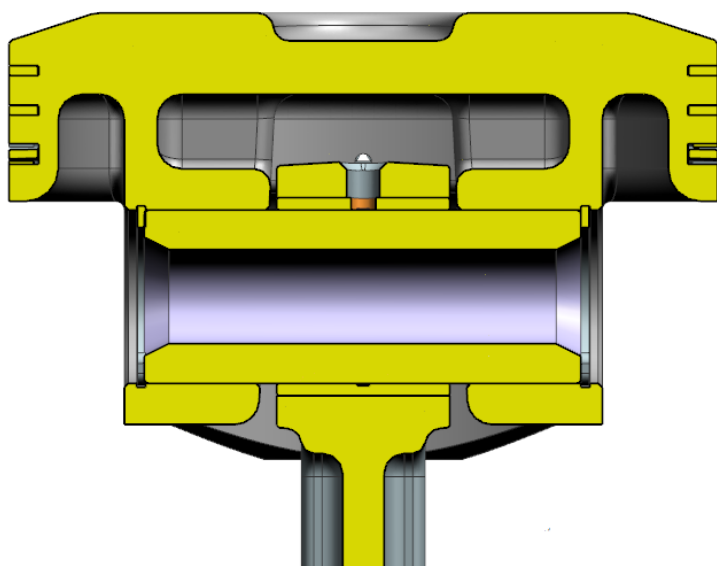


Obr. 74 - Otvor pro mazání pouzdra pístního čepu

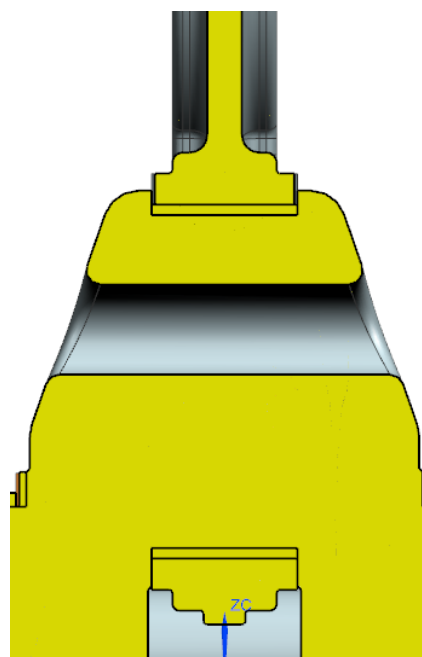


Obr. 75 - Výtvt pro mazání pánví v oku ojnice

Víko ojnice se od zbytku ojnice odděluje lámáním. Následně při montáži je připevněno dvěma ojničními šrouby M8.



Obr. 77 - Uložení pistního čepu v ojničním oku



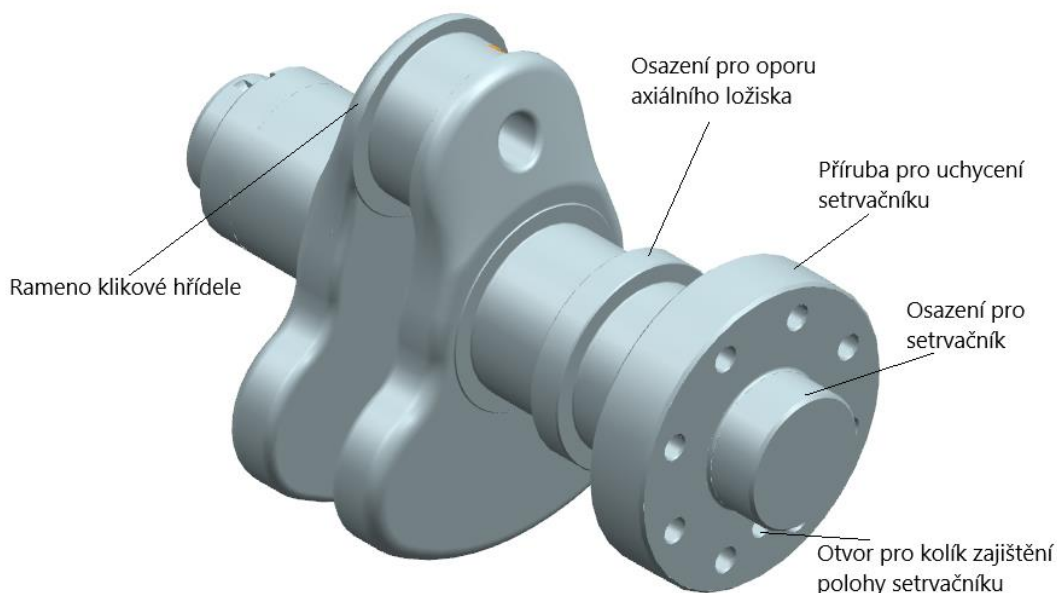
Obr. 76 - Uložení ojničního oka na klikovém hřídeli

#### 5.4.4 Kliková hřídel:

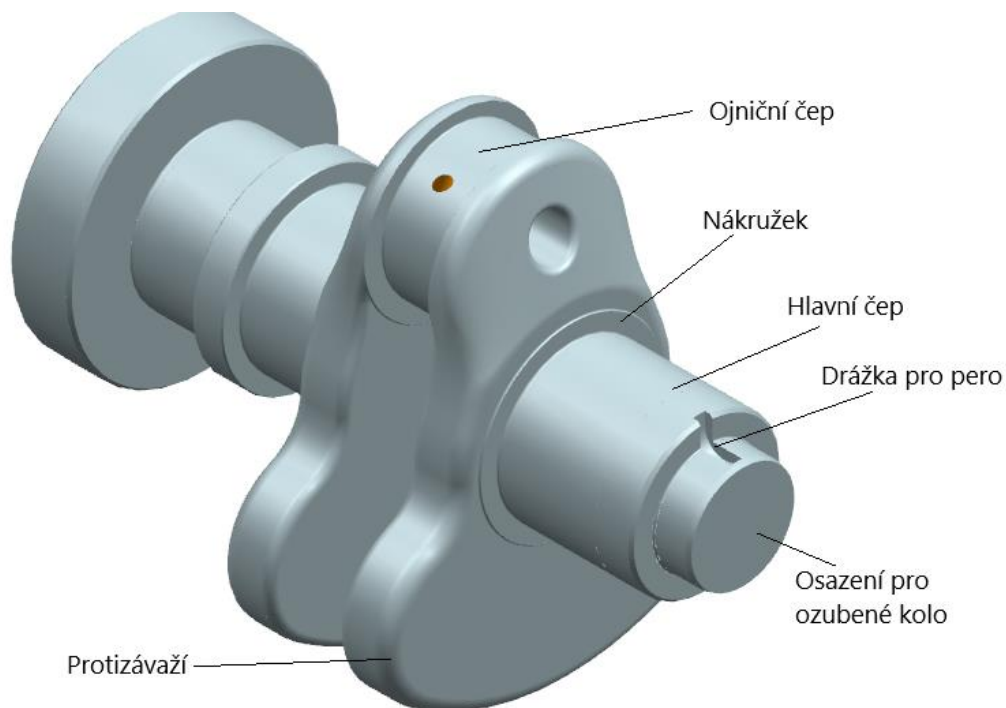
Kliková hřídel je dynamicky vysoce namáhaná součást. Zajišťuje přenos kroutícího momentu z motoru dále na setrvačnick a spojku. Je vyrobena vcelku zápusťkovým kovááním z nízkolegované ušlechtilé chrom - molybdenové oceli 42CrMo4 (1.7225, ČSN 15 142).

Kliková hřídel je jednou zalomena. Naproti zalomení klikové hřídele je umístěno protizávaží. Kliková hřídel se totiž podílí společně se setrvačnickem a vyvažovacími hřídeli na vyvážení klikového mechanismu. Proces vyvážení je popsán v kapitole (5.4.11-Vyvážení klikového mechanismu:).

Základní rozměry klikové hřídele byly navrženy dle materiálů poskytnutých zadavatelskou firmou. Průměr hlavního čepu je 50 [mm] a ojnicního čepu 48 [mm]. Šířka ramene kliky je 17 [mm]. Čepy jsou kaleny na tvrdost 50 HRC a broušeny. Na straně setrvačnicku jsou umístěna dvě ložiska z důvodu použití hmotného setrvačnicku (Obr. 78). První ložisko na straně setrvačnicku zajišťuje rovněž axiální zajištění. Setrvačnick je nasazen na osazení u příruby na konci klikového hřídele. Příruba je opatřena závitovými otvory pro uchycení setrvačnicku. Na druhé straně (Obr. 79) je kliková hřídel opatřena osazením pro nalisování ozubeného kola. Rovněž je zde vytvořena drážka pro Woodruffovo pero, které zajišťuje správnou pozici kola při nalisování. Kliková hřídel je opatřena vývrtem pro mazání pánví ložiska v hlavě ojnice na ojnicním čepu klikového hřídele. Skrze ojnicní čep je veden vylehčovací otvor.



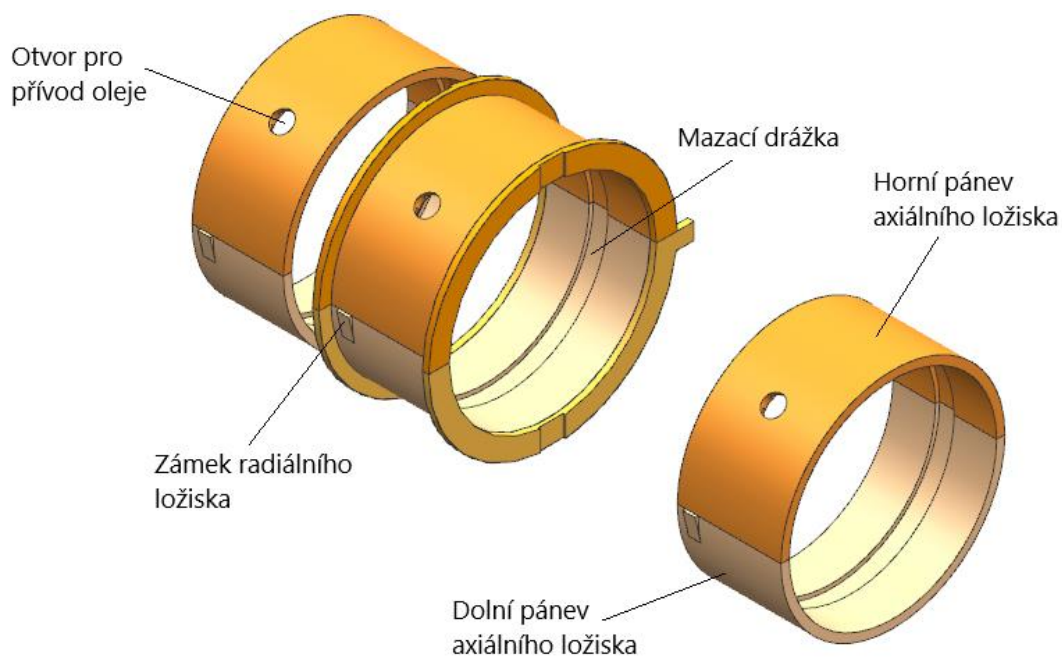
Obr. 78 – Kliková hřídel (pohled A)



Obr. 79 – Kliková hřídel (pohled B)

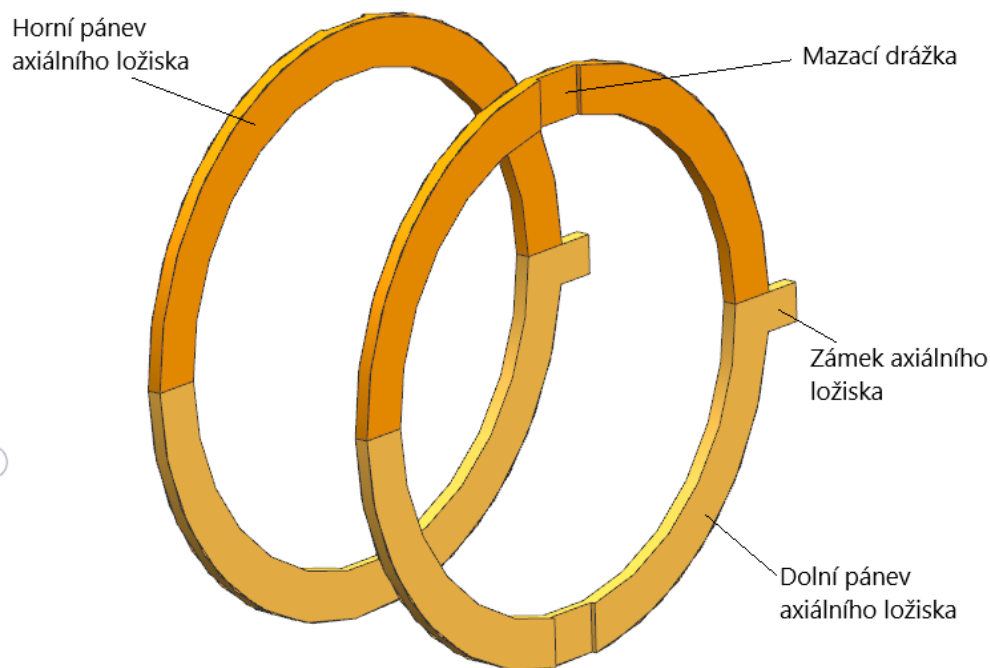
#### 5.4.4.1 Uložení klikové hřídele:

Kliková hřídel je uložena pomocí kluzných ložisek. Ložiska jsou nepřetržitě mazána tlakovým olejem, aby docházelo ke kapalinnému tření. Každé ložisko je tvořeno ze dvou pánví, které jsou umístěny v bloku a v spodní části klikové skříně. V pánvích umístěných v bloku můžeme vidět otvor pro přívod oleje. Od tohoto otvoru je utvořena drážka po obvodu v obou pánvích pro rozvod oleje. Zajištění polohy pánví při montáži a vůči pootočení je provedeno pomocí zámků na pánvích, které zapadají do drážek v bloku a spodní části klikové skříně.



Obr. 80 - ložiska klikového hřídele

Axiální ložiska jsou rovněž tvořena dvěma pánvemi s drážkami pro rozvod oleje. Na dolní pánvi je umístěn zámek, který zajišťuje polohu. Axiální ložiska jsou rovněž umístěna v bloku a jsou montovány s klikovým hřídelem. Ložiska jsou vyrobená z tří vrstev materiálu. První vrstva je vyrobená z oceli C10 (1.0301), druhá vrstva je z ložiskového kovu (slitina bronzu), poslední vrstva je tzv. záběhová a tvoří jí povlak na bázi olova.

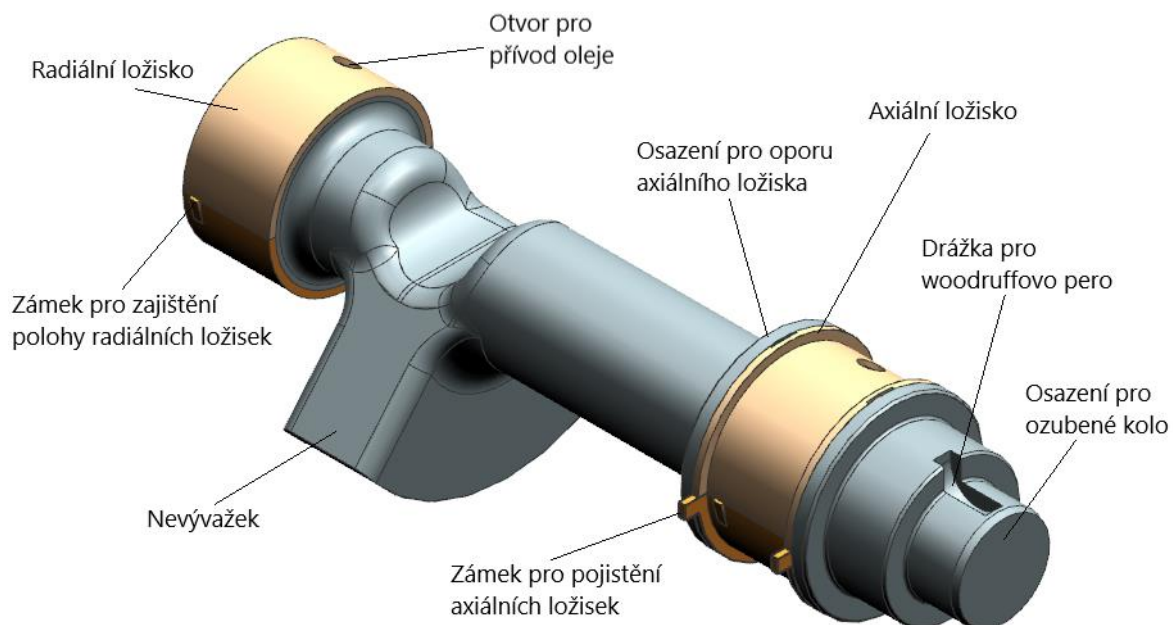


Obr. 81 - Axiální ložiska (klikového hřídele)

#### 5.4.5 Vyvažovací hřídele:

V navrženém motoru se nachází dva vyvažovací hřídele po stranách klikové hřídele (**Obr. 82**). Vyvažovací hřídele se podílí 50-ti procenty na vyvážení sil od posuvných hmot motoru. Na hřídeli je umístěn nevývažek, který toto zajišťuje. Hřídel je odlita z tvárné feriticko-perlitické litiny ČSN 42 2306. Hřídel je uložena rovněž v kluzných ložiscích a z důvodu pohonu pomocí ozubeného kola se šikmými zuby, které je na hřídeli nalisováno, je rovněž nutné její axiální zajištění. Toto je provedeno taktéž kluznými axiálními ložisky uloženými v bloku motoru a spodní části klikové skříně. Axiální ložiska se opírají o osazení na vyvažovacích hřídelích. Ložiska jsou opět nepřetržitě napájena tlakovým olejem, aby bylo zajištěno kapalinné tření.

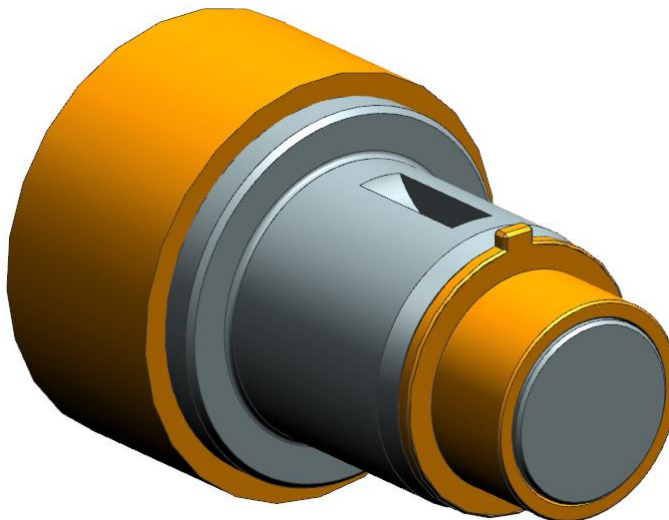




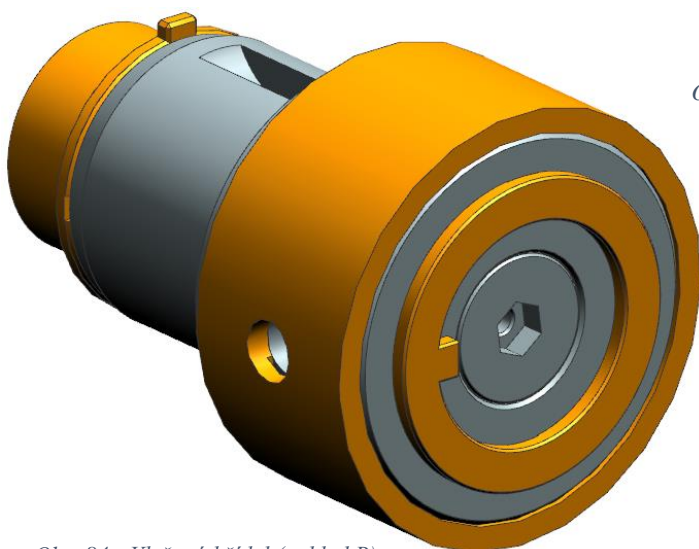
Obr. 82 - Vyvažovací hřídel

#### 5.4.6 Vložená hřídel:

Vložená hřídel se nachází nad klikovým hřídelem. Na tomto hřídeli je nalisováno ozubené kolo, které je poháněno od klikového hřídele. Před ním směrem od motoru je nalisováno řetězové kolo sloužící k pohonu rozvodového mechanismu. Díky tomuto řešení se výrazně zkrátí rozvodový řetěz a odlehčí se ložiskům klikového hřídele.



Obr. 83 - Vložená hřídel (pohled A)

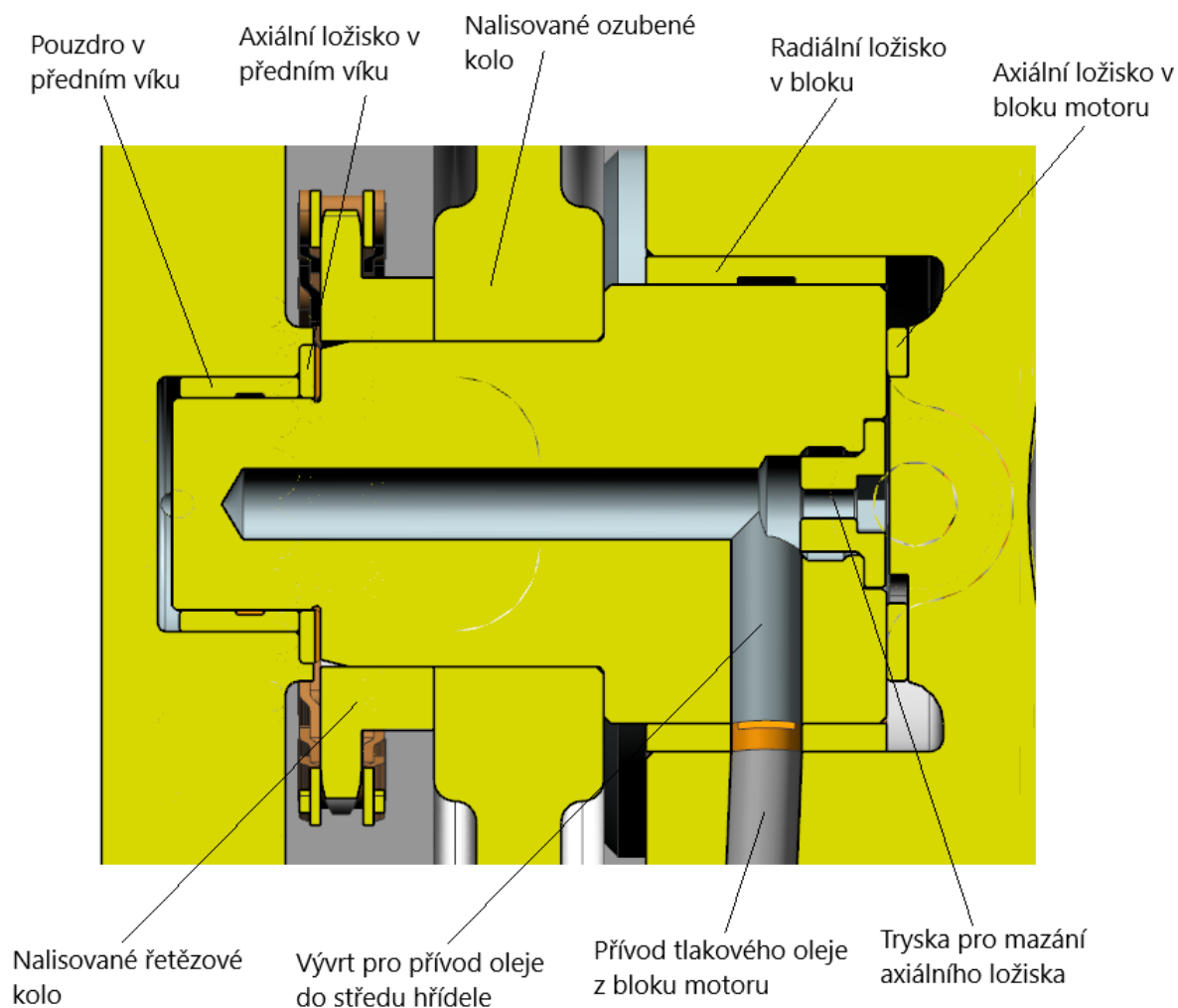


Obr. 84 - Vložená hřídel (pohled B)

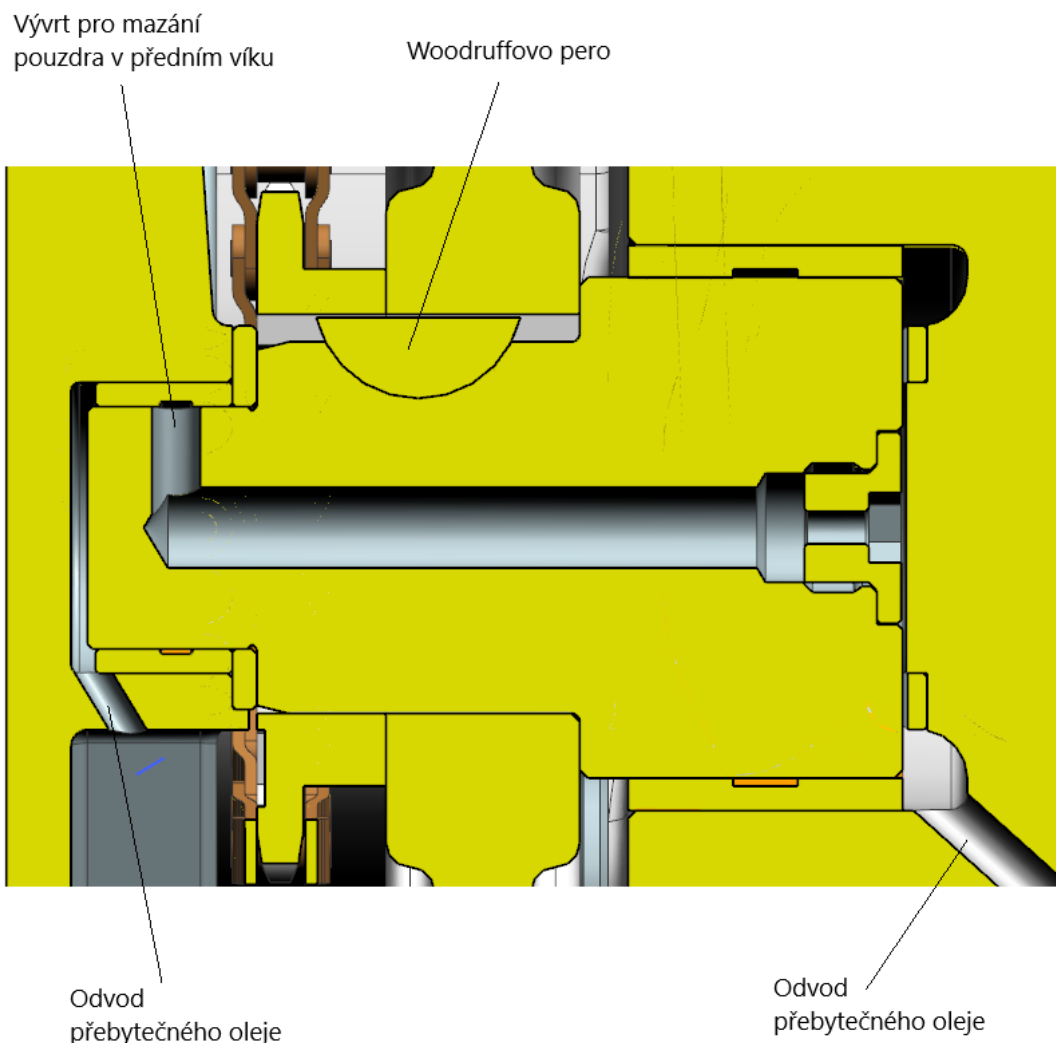


#### 5.4.6.1 Uložení vložené hřídele

V bloku je pro tuto hřídel předlitý otvor, který se obrobí pro nalisování pouzdra a pro vložení kroužku axiálního ložiska. V přední části je hřídel uložena do pouzdra v předním víku motoru, do kterého je rovněž zasazen kroužek axiálního ložiska. Tato hřídel se točí stejnými otáčkami jako kliková hřídel a proto je nutné, aby byla ložiska na obou stranách zásobována olejem. Přívod do ložiska v bloku je z olejové galerie v bloku. Do ložisek v předním víku se dostává vývrty skrze samotnou hřídel.



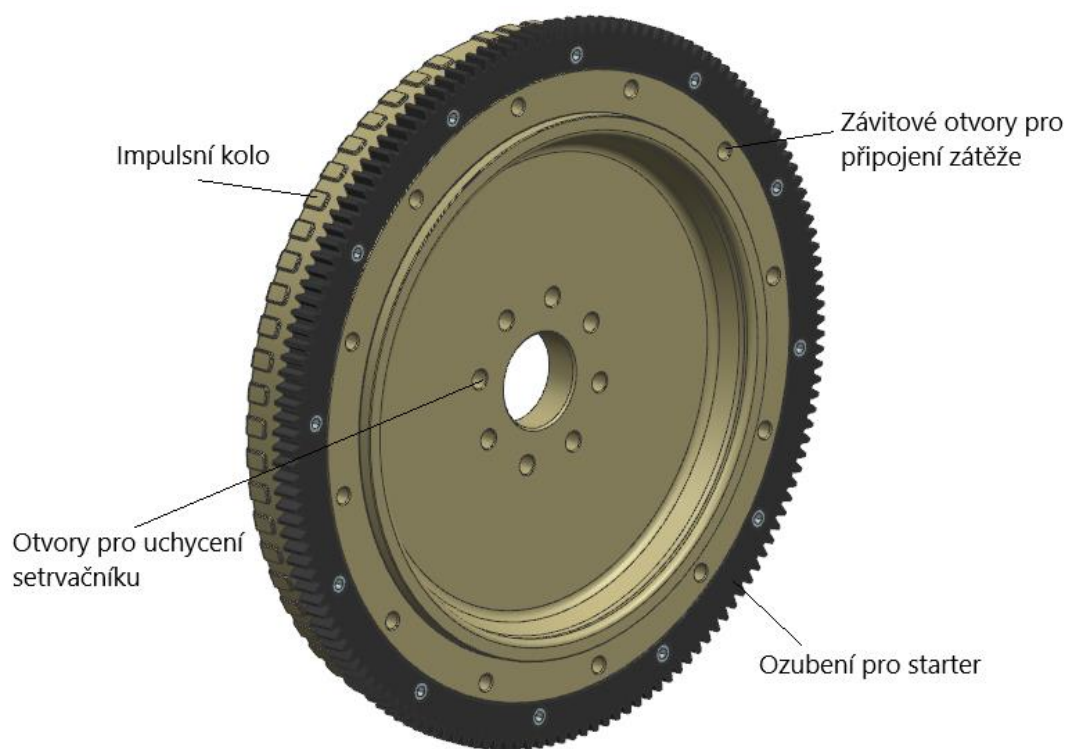
Obr. 85 - Uložení vložené hřídele (řez X)



Obr. 86 - Vložená hřídel (řez Z)

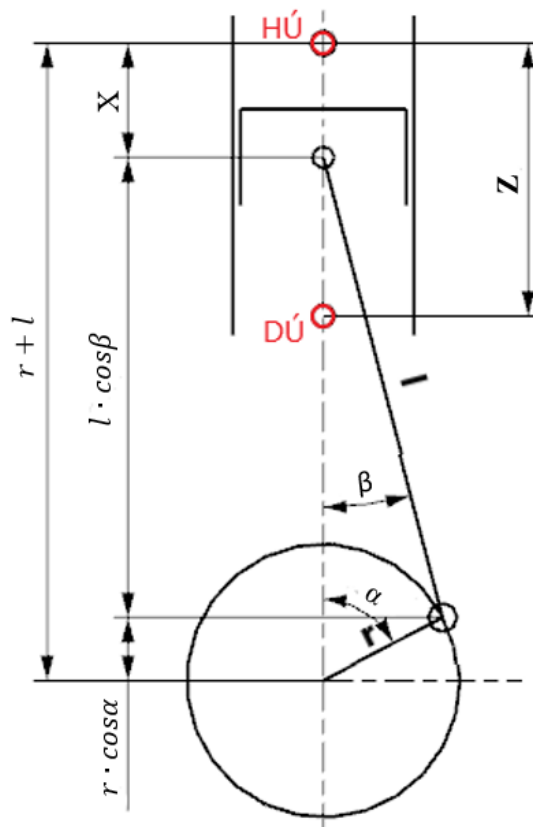
#### 5.4.7 Setrvačnick:

Pro jednoválcový motor je potřebný dostatečně hmotný setrvačnick, aby akumuloval energii pro zajištění hladkého chodu jednoválcového motoru s nízkým počtem pracovních zdvihů. Navržený setrvačnick má průměr 290 [mm]. Šířka je 35 [mm]. Na setrvačnicku je nasazen věnec s ozubením. Do tohoto ozubení nabíhá elektrický startér. Ozubení je uchyceno 12-ti šrouby. Na setrvačnicku je dále vytvořeno impulsní kolo pro možnost měření otáček motoru. V setrvačnicku jsou rovněž závitové otvory pro uchycení zátěžového zařízení pro testování motoru. Setrvačnick je uchycen pomocí osmi lícovaných šroubů M8 a jeho pozice je zajištěna kolíkem.



Obr. 87 - Setrvačnik

#### 5.4.8 Kinematika klikového mechanismu:



Obr. 88 - Schéma klikového mechanismu

V této kapitole jsou přiblíženy kinematické závislosti klikového mechanismu. Ze schématu (**Obr. 88**) je vyvozena zdvihová funkce, která byla uvedena již v kapitole (**4.3 Dosažené parametry motoru**). Na základ schématu a této zdvihové funkce byly sestrojeny grafy. Pro posuv, rychlost a zrychlení pístu. Dále byl sestaven graf pro úhel natočení ojnice.

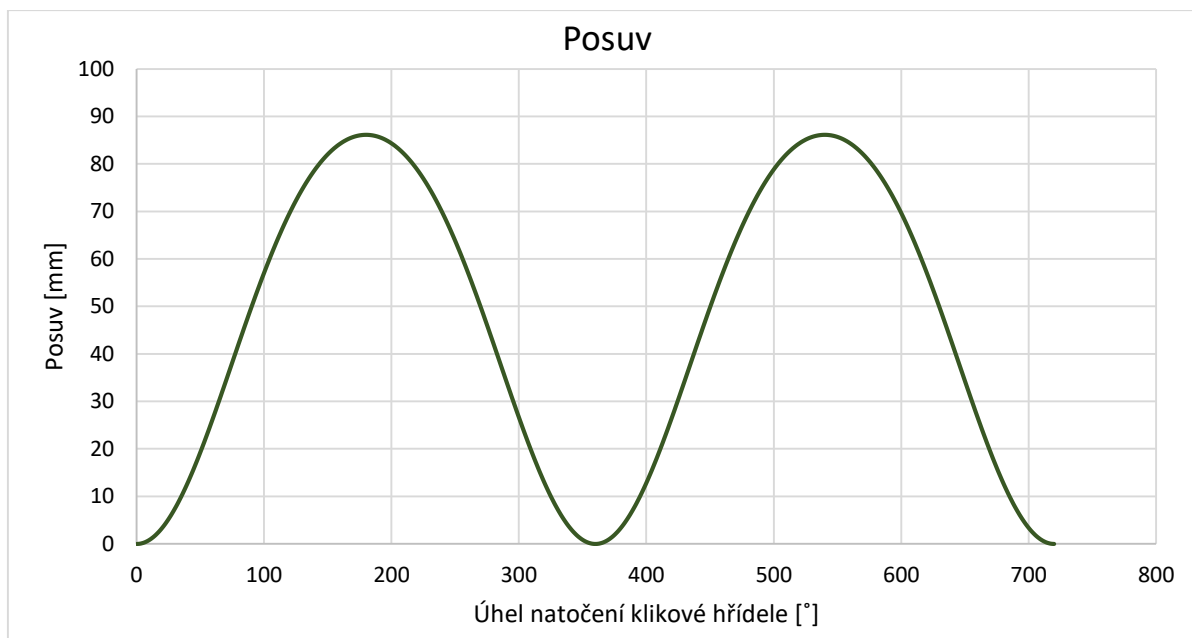
Zdvihová funkce:

$$x = r + l - r \cdot \cos\alpha - l \cdot \cos\beta \quad (25)$$

Po úpravě:

$$x = r \cdot (1 - \cos\alpha + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\alpha)) \quad (26)$$

Posuv pístu v závislosti na natočení klikové hřídele, který tato funkce vyjadřuje, je graficky znázorněn v grafu (**Graf 6**).



Graf 6 - Posuv pístu

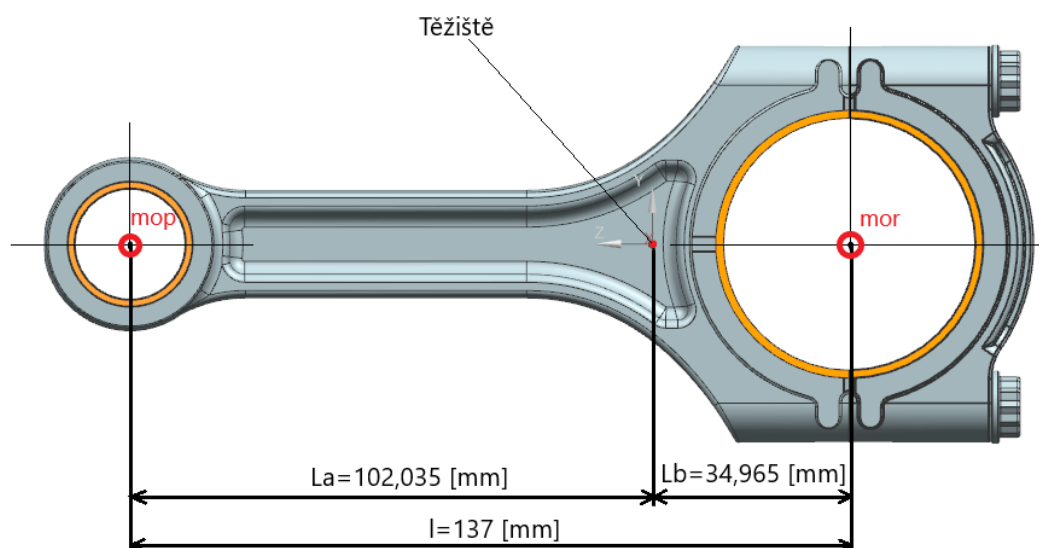
Ostatní grafy jsou uvedeny v příloze č.6 - **Kinematické závislosti klikového mechanismu**.

### 5.4.9 Dynamika klikového mechanismu:

Pro sestavení průběhů sil je nutné si rozdělit hmoty v klikovém mechanismu na posuvné a rotační. Do posuvných hmot patří samozřejmě hmota pístu, pístních kroužků a pístního čepu. Ojnice koná obecný pohyb a rozřazení její hmoty do těchto kategorií není tak zřejmá.

#### 5.4.9.1 Rozdělení hmot ojnice

Tento problém byl vyřešen s pomocí CAD systému, kde snadno zjistíme polohu těžiště ojnice z jejího modelu a poté si můžeme rozdělit hmoty na posuvné a rotační. Hmotnost ojnice je dle CAD  $m_{ojc} = 0,6123$  [kg]. Na obrázku (**Obr. 89**) je zobrazeno těžiště ojnice. Hmotu ojnice si poté rozdělíme na dva hmotné body z čehož, jeden umístíme do středu oka ojnice a druhý do středu hlavy ojnice. Bod v oku ojnice představuje hmotu konající posuvný pohyb  $m_{op}$  a bod hlavě ojnice rotující hmotu  $m_{or}$ .



Obr. 89 - Vzdálenost těžiště ojnice

Hmotnost rotačních hmot ojnice:

$$m_{or} = \frac{m_{ojc} \cdot l_a}{l_a + l_b} = \frac{0,6123 \cdot 102,035}{102,035 + 34,965} = 0,456 \text{ [kg]} \quad (27)$$

Hmotnost posuvných hmot ojnice:

$$m_{op} = \frac{m_{ojc} \cdot l_b}{l} = \frac{0,6123 \cdot 34,965}{137} = 0,1563 \text{ [kg]} \quad (28)$$

#### 5.4.9.2 Hmotnost posuvných částí:

Pro sestavení grafů sil a vyvážení klikového mechanismu musíme znát hmotnost posuvných částí klikového mechanismu. Jak již bylo řečeno, posuvné hmoty zahrnují píst s kroužky, pístní čep a část hmotnosti ojnice, kterou jsme si určili výše. Přesné rozdělení hmot je uvedeno v příloze č.1 – Výpočty z programu PTC Mathcad.

$$m_{pos} = 0,545 \text{ [kg]} \quad (29)$$

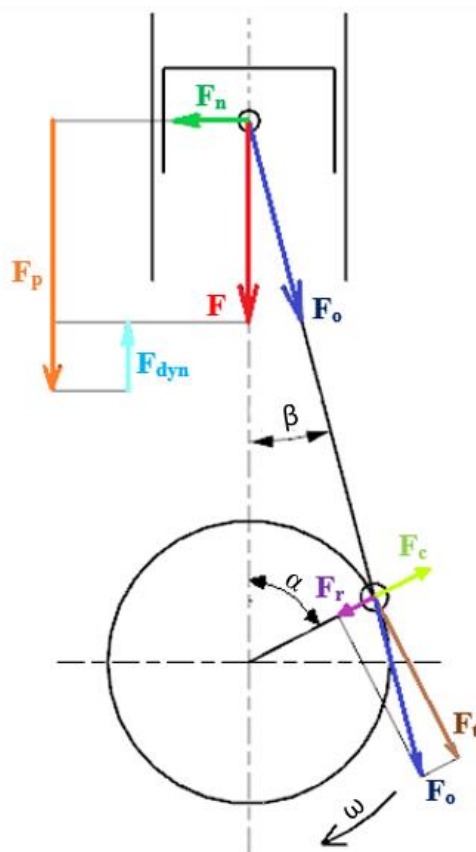
#### 5.4.9.3 Hmotnost rotujících částí:

Hmotnost rotujících částí klikového ústrojí je tvořena hmotností rotující hmoty ojnice, hmotností zalomení klikového hřídele a hmotností protizávaží. Přesné rozdělení hmot je uvedeno v příloze č.1 – Výpočty z programu PTC Mathcad.

$$m_{rot} = 2,412 \text{ [kg]} \quad (30)$$

#### 5.4.10 Velikost a průběh sil působících v klikovém mechanismu:

Na obrázku (**Obr. 90**) je zobrazen rozklad sil v klikovém mechanismu. Na dno pístu působí síla od plynů  $F_p$ . Oproti této síle působí setrvačná síla od pohybu posuvných hmot  $F_{dyn}$ . Součet těchto sil tvoří výslednici  $F$ . Tato výsledná síla se rozkládá v ojnicím čepu na: sílu v ose ojnice  $F_o$  a normálovou sílu tlačící na stěnu válce  $F_n$ . Síla v ose ojnice se v ojnicím čepu klikového hřídele dále rozkládá na tečnou sílu  $F_t$ , která určuje velikost a průběh točivého momentu a radiální sílu  $F_r$ . V ojnicím čepu na klikovém hřídeli dále působí odstředivá síla  $F_c$ . [23]



Obr. 90 - Rozklad sil v klikovém mechanismu



Na grafu (**Graf 7**) je zobrazen průběh sil  $F$ ,  $F_p$ ,  $F_{dyn}$  v závislosti na natočení kliky. Je sestaven pro 5500 [ot/min], protože při těchto otáčkách vzniká nejvyšší tlak od plynů na píst. Síla  $F_p$  vznikající tímto tlakem se určí jako:

$$F_p = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{2} \quad (31)$$

Odstředivá síla  $F_{dyn}$ :

$$F_{dyn} = -m_{pos} \cdot a \quad (32)$$

Výsledná síla  $F$ :

$$F = F_p + F_{dyn} \quad (33)$$

Z obrázku (**Obr. 90**) je patrné že síla  $F$  se pístním čepu v ojnici rozkládá dále na sílu v ose ojnice  $F_o$ :

$$F_o = \frac{F}{\cos\beta} \quad (34)$$

a normálovou sílu:

$$F_n = F \cdot \tan\beta \quad (35)$$

Na ojničím čepu se ojniční síla rozkládá na tečnou sílu  $F_t$ :

$$F_t = F \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \quad (36)$$

a nakonec radiální sílu  $F_r$ :

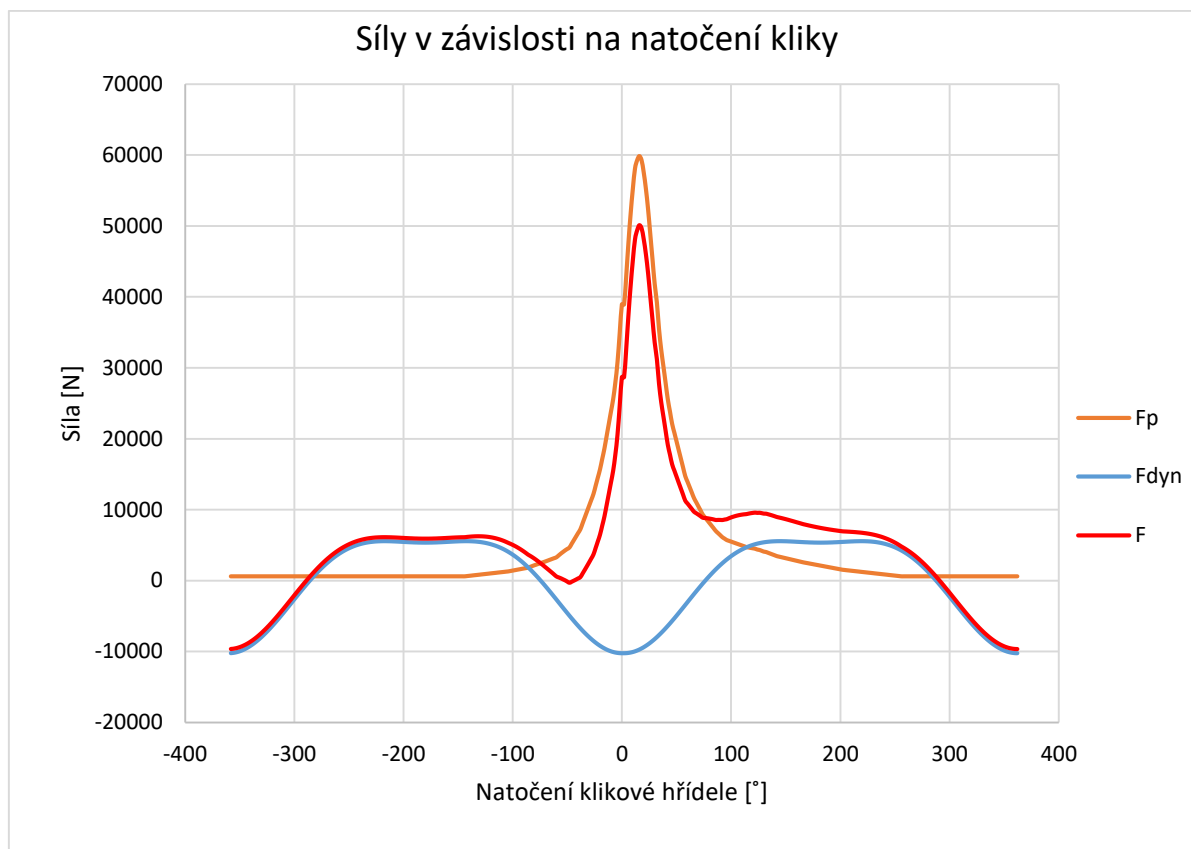
$$F_r = F \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \quad (37)$$

Odstředivá síla  $F_c$  je při stálých otáčkách konstantní a vypočítá se jako:

$$F_c = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (38)$$

	značka	velikost
Maximální výsledná síly působící na píst [N]	F	50119,4
Maximální síla v ose ojnice [N]	$F_o$	50564,6
Maximální normálová síla [N]	$F_n$	9110,3
Maximální tečná síla [N]	$F_t$	24611,4
Maximální radiální síla [N]	$F_r$	47145,8
Odstředivá síla [N]	$F_c$	7783,1

Tab. 10 – Maximální hodnoty sil



Graf 7 – Průběh sil v klikovém mechanismu

#### 5.4.11 Vyvážení klikového mechanismu:

Pro zajištění klidného chodu motoru je nutné vyvážit setrvačné síly, které vznikají pohybem klikového mechanismu. Nevyvážené setrvačné síly dávají vzniknout vibracím, které nadměrně zatěžují komponenty motoru.

V předchozí kapitole jsme si rozdělili hmoty na posuvné a rotační. V motoru totiž vyvažujeme dva typy tzv. volných setrvačných sil.

##### 1) Setrvačné síly od rotujících hmot

$$F_c = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (39)$$

##### 2) Setrvačné síly od posuvných hmot

$$1. \text{ řádu } F_{pos1} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha$$

$$2. \text{ řádu } F_{pos2} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos 2\alpha$$

Setrvačné síly od rotujících hmot je možno zcela vyvážit pomocí dvou protizávaží na klikovém hřídeli. Hmotnost protizávaží pro vyvážení těchto sil se určí dle vztahu (44):

$$m_{vr} = \frac{m_{rot} \cdot R_r}{r_{vr}} \quad (40)$$

Setrvačné síly od posuvných hmot se dále dělí na posuvné síly prvního řádu a druhého řádu. Setrvačné síly od posuvných hmot prvního řádu se vyvažují hmotami, které rotují stejnou úhlovou rychlostí jako kliková hřídel. Setrvačné síly druhého řádu by se vyvažovaly závažími rotujícími dvojnásobnou úhlovou rychlostí.

Pro vyvážení jsou zásadní setrvačné síly prvního řádu. Vyvážení poloviny těchto sil je provedeno v rámci protizávaží na klikovém hřídeli. Zbylých 50 % posuvných setrvačných sil je vyváženo na dvou vyvažovacích hřídelích. Zjištění velikosti a pozice hmoty pro vyvážení posuvných sil 1. řádu se zjistí dle vztahu.

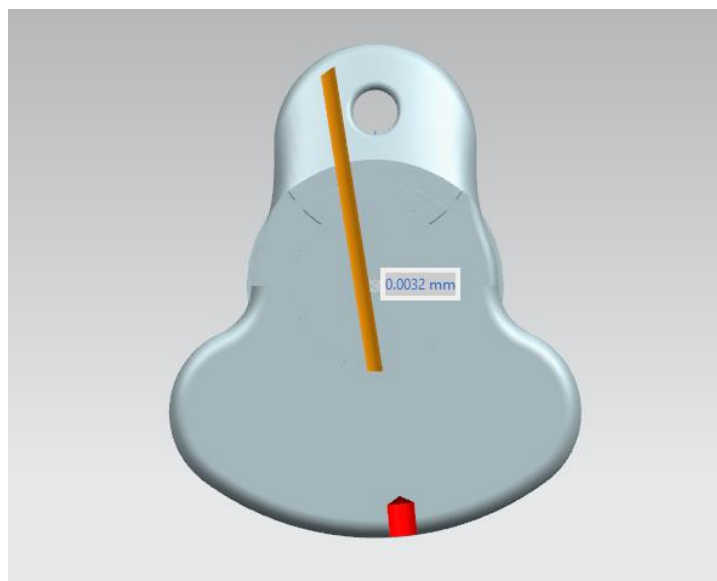
$$2 \cdot m_{vpl} \cdot r_{vp} \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = m_{pos} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (41)$$

$$m_{vpl} = \frac{m_{pos} \cdot Rr}{2 \cdot r_{vp}} \quad (42)$$

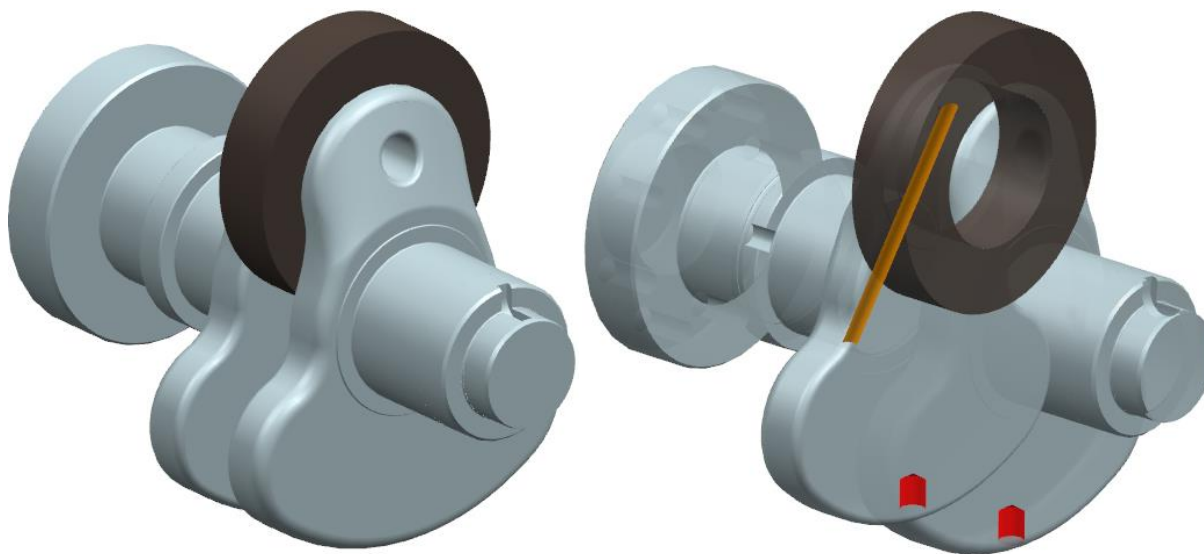
Vyvážení klikového hřídele bylo provedeno v CAD systému, kdy na model ojnice byl navázán kotouč o hmotnosti rotační části ojnice a poloviny hmotnosti posuvných částí.

$$m_{kon} = m_{or} + 0,5 \cdot m_{pos} = 0,729 \text{ [kg]} \quad (43)$$

V CAD systému můžeme optimalizovat snadněji tvar protizávaží. Kvůli nesymetrickému vývrtnu pro mazání ojničního čepu a přesnému dovážení je na obou protizávažích vyvrtán otvor. Výsledná váha jednoho protizávaží je  $m_{prs} = 0,669 \text{ [kg]}$ .



Obr. 91 – Vývrt pro dovážení klikového hřídele

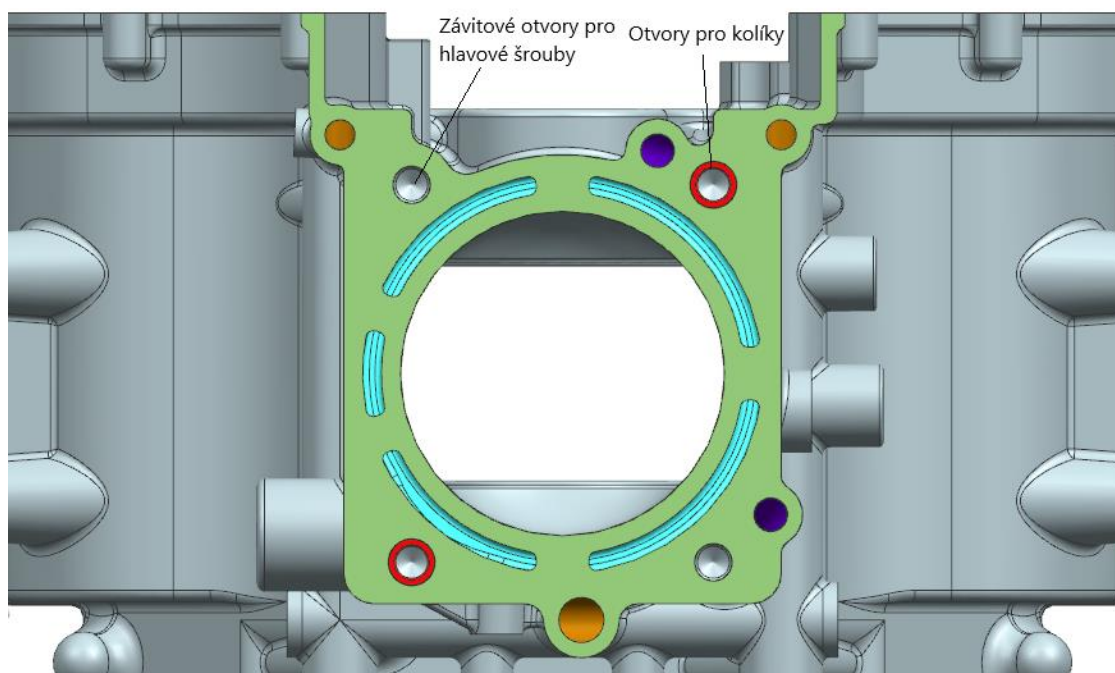


Obr. 93 – Klikový hřídel s hmotou představující vyvažované hmoty    Obr. 92 – Průhled klikovým hřídelem

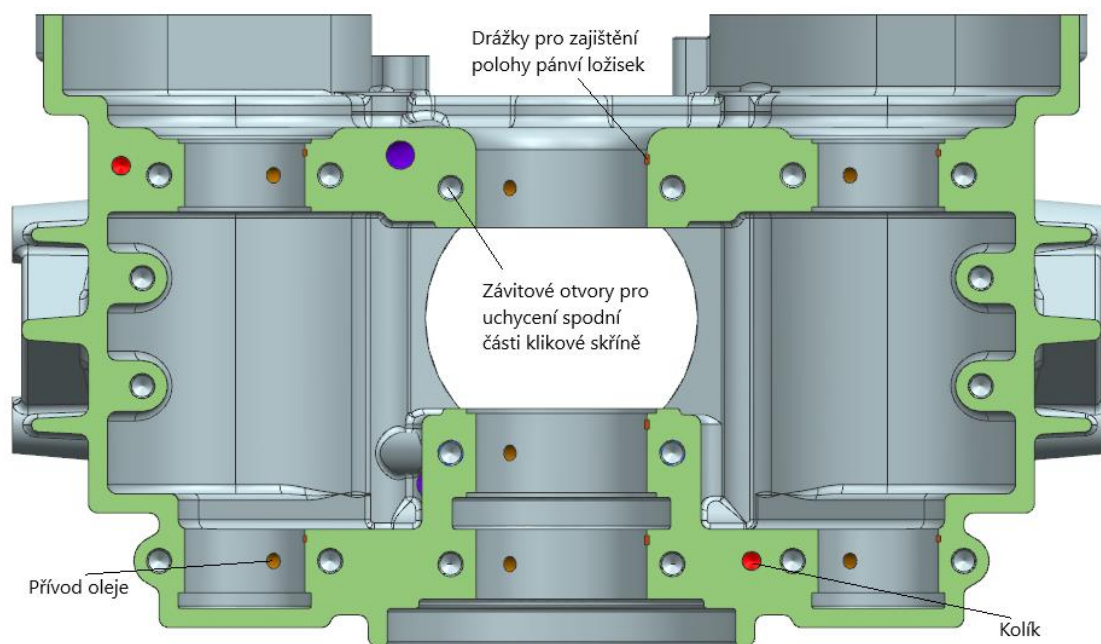
Zbytek setrvačných posuvných sil prvního řádu je vyváženo na vyvažovacích hřídelích. Tvar nevyvážku na vyvažovacích hřídelích byl opět optimalizován v CAD systému. Dle vztahu (46), kdy volná setrvačná síla představuje poměr vzdálenosti od středu otáčení a hmotnosti nevyvážku. Výsledný vzhled vyvažovacího hřídele je zobrazen v kapitole (5.4.5 - Obr. 82).

## 5.5 Blok Motoru:

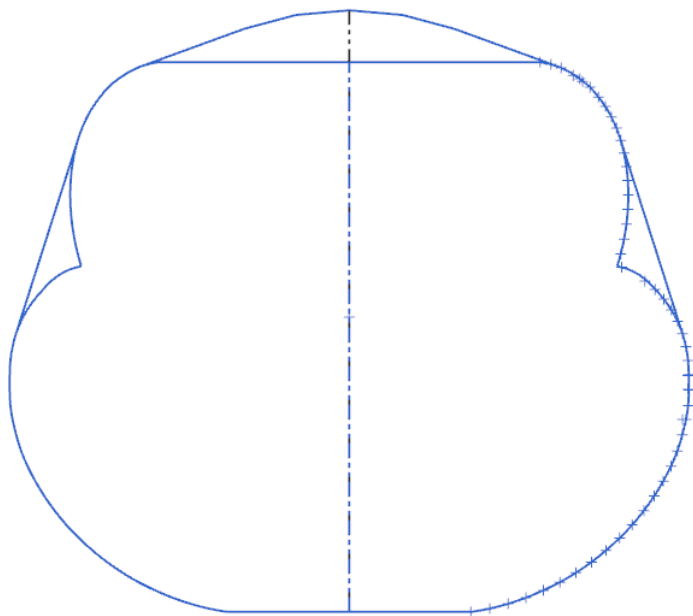
Blok motoru je základní nosná část motoru. Je tvořen blokem válce a vrchní polovinou klikové skříňe. Tento díl musí být dostatečně tuhý a rovněž musí vykazovat tepelnou odolnost. Do bloku se uchycuje většina ostatních komponent. Zásadní je spojení s hlavou a spodní částí klikové skříňe, kde jsou v dělicí rovině uloženy kliková a vyvažovací hřídele. Blok motoru je navržen jako odlitek z materiálu AlSi7Mg0,6. Blok má chladicí prostor tzv. SEMI CLOSED DECK (**světle modrá barva (Obr. 94)**). To znamená, že v horní části není zcela uzavřen, ale je vyztužen žebry pro zvýšení tuhosti. Toto řešení je kompromis mezi chlazením v horní úvrati a tuhostí.



Obr. 94 – Vrch bloku (Semi closed deck)



Obr. 95 - Dělicí rovina klikové skříně

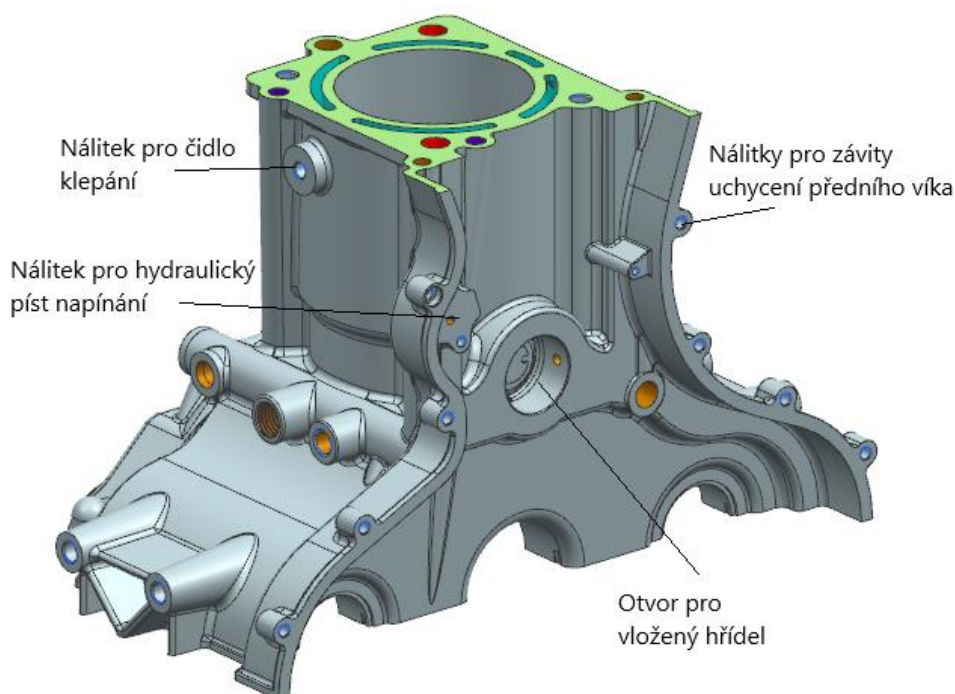


Obr. 96 - Prostor nutný pro pohyb klikového mechanismu

Při návrhu bloku vycházíme z tvaru, který vznikne promítáním krajního bodu ojnice při jejím pohybu, tímto nám vzniknou tzv. „banjo“ (**Obr. 96**), které spolu s prostorem pro rotaci vyvažovacích hřídelů, tvoří základ, ze kterého se vychází pro tvorbu vnitřních prostor klikové skříně.

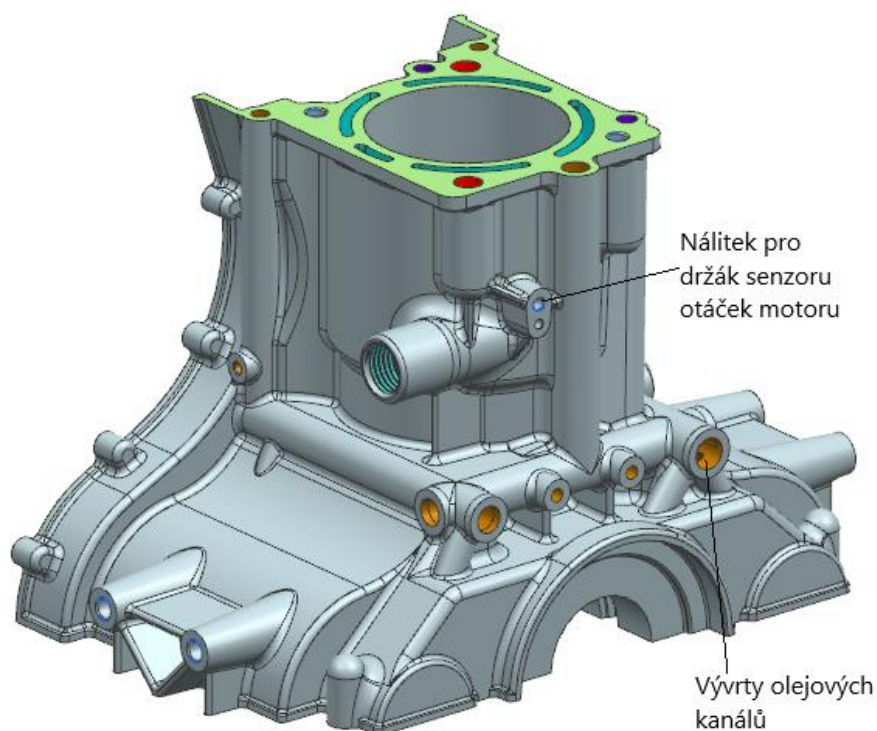
Blokem je vedena hlavní olejová galerie (**hnědá barva**), kterou je olej dodáván ke všem ložiskům umístěných hřídelů a dále veden třemi vývrty do hlavy. Rovněž zde nalezneme drenážní otvory (**fialová barva**), které vycházejí z hlavy, odkud odvádí přebytečný olej. Tyto otvory rovněž slouží pro odvětrání

klikové skříně. Mají dostatečný průměr (8 [mm]), aby nemohly být ucpany vzduchovou bublinou.



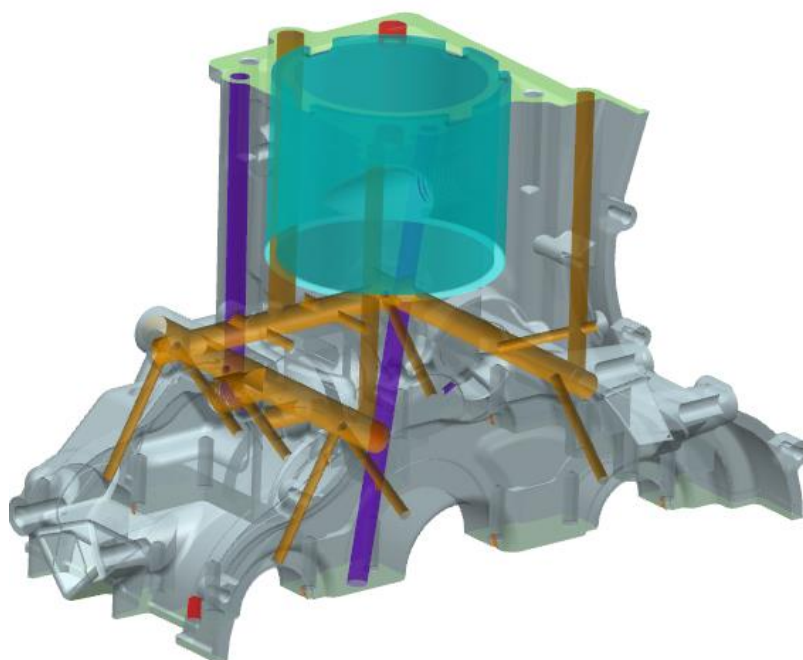
Obr. 97 – Blok (podhled A)





Obr. 98 – Blok (pohled B)

Jelikož motor je vyroben z hliníkové slitiny, je opatřen vložkou. Jedná se o tzv. „suchou“ vložku, která není ve styku s vodou v bloku. Tato vložka se při výrobě ustaví předem a poté



Obr. 99 - Průhled blokem

se zalije kovem. Výrobně je toto řešení jednodušší. Jediným problémem by byla případná oprava motoru, kdy by musel být proveden výbrus. Vložka je vyrobena ze šedé litiny EN-GJL-200. Povrch vložky je opracován honováním. Honovaný povrch je geometricky přesný. Povrch není zcela hladký, ale je tvořen charakteristickou strukturou, která umožňuje ulpívání potřebného množství maziva na stěnách.

### 5.5.1 Těsnění pod hlavou

Ve spojení hlavy motoru a bloku motoru se nachází těsnění. Toto těsnění má za úkol utěsnit spalovací prostor, vedení vody a olejové kanály. Toto těsnění má tloušťku 0,6 [mm]. Nosnou část těsnění tvoří kovová vložka, kolem níž je oboustranně navulkanizován elastomer.

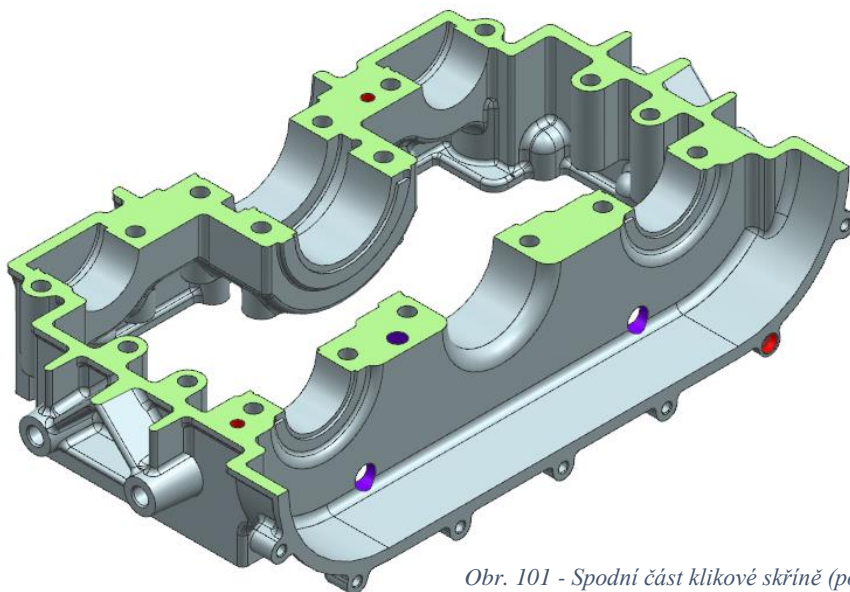


Obr. 100 - Těsnění pod hlavou

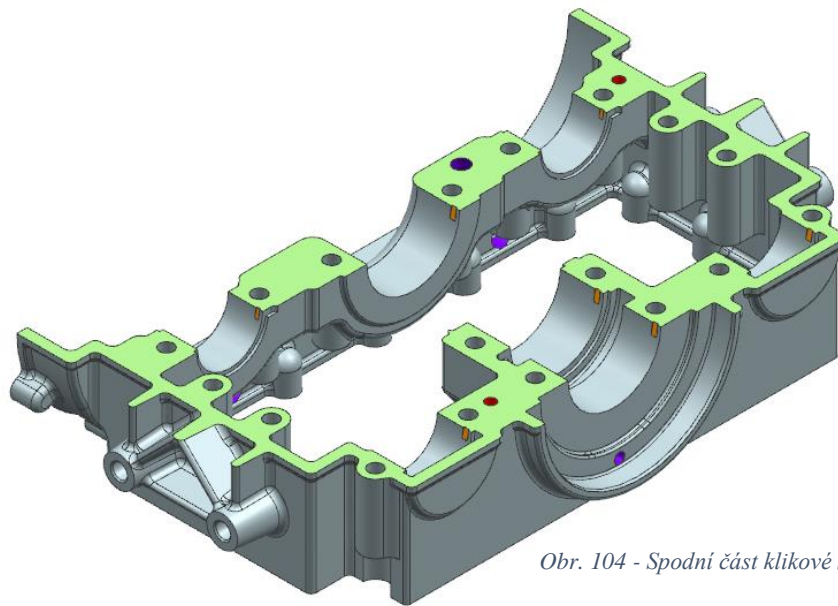
### 5.6 Spodní část klikové skříně:

Tvar spodní části klikové skříně byl tvořen společně s horní částí. Spodní a horní část klikové skříně je spojena 18-ti šrouby M8 a vzájemná poloha je zajištěna dvěma kolíky. Šrouby jsou umístěny kolem míst uložení ložisek. Nálitky pro šrouby jsou umístěny uvnitř, ale s ohledem na rotující komponenty. Spoj mezi oběma polovinami skříně je utěsněn silikonem (**Obr. 102**).

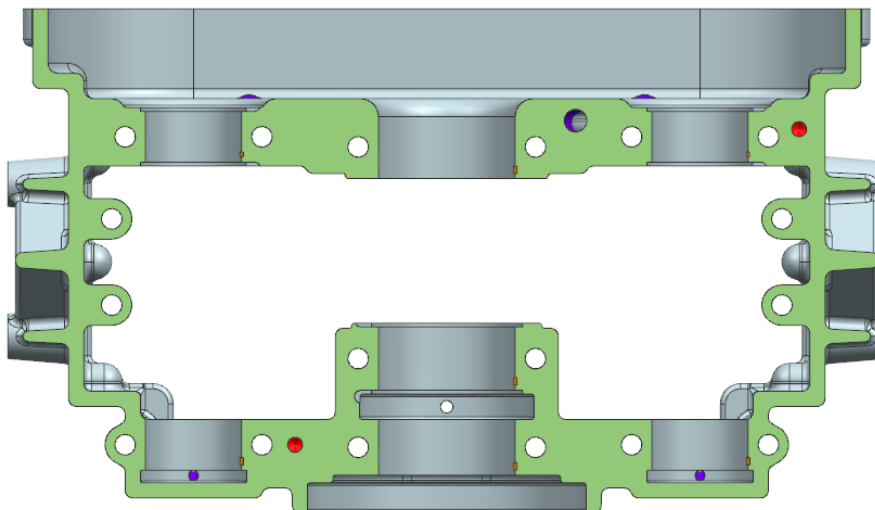
Za ložisky jsou vytvořeny drenážní otvory pro odvod oleje. Spodní část klikové skříně je navržena rovněž jako odlitek z hliníkové slitiny AlSi7Mg0,6.



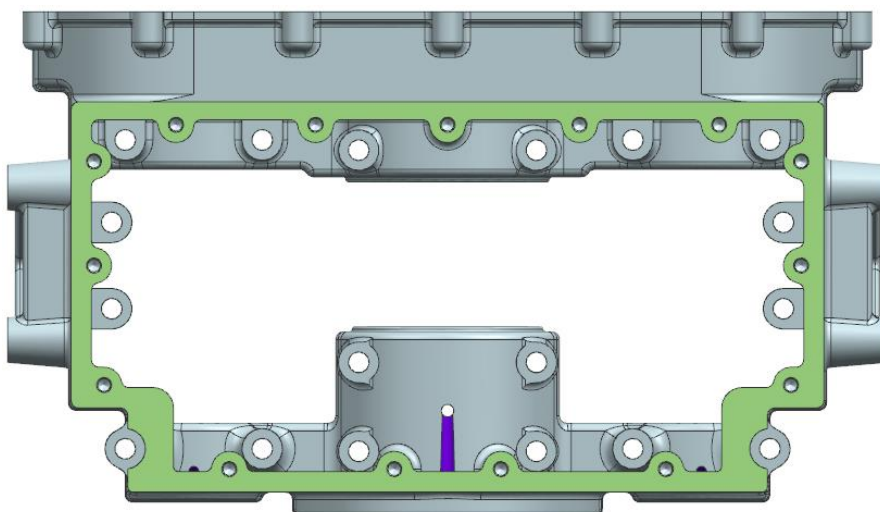
Obr. 101 - Spodní část klikové skříně (pohled A)



Obr. 104 - Spodní část klikové skříně



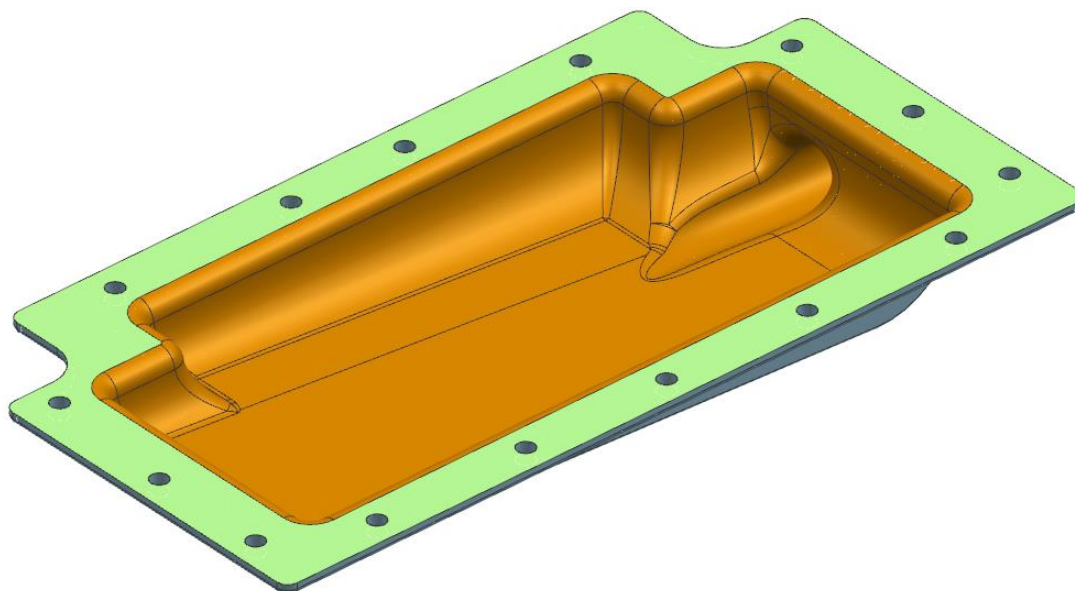
Obr. 102 - Dosedací plocha s horní částí klikové skříně



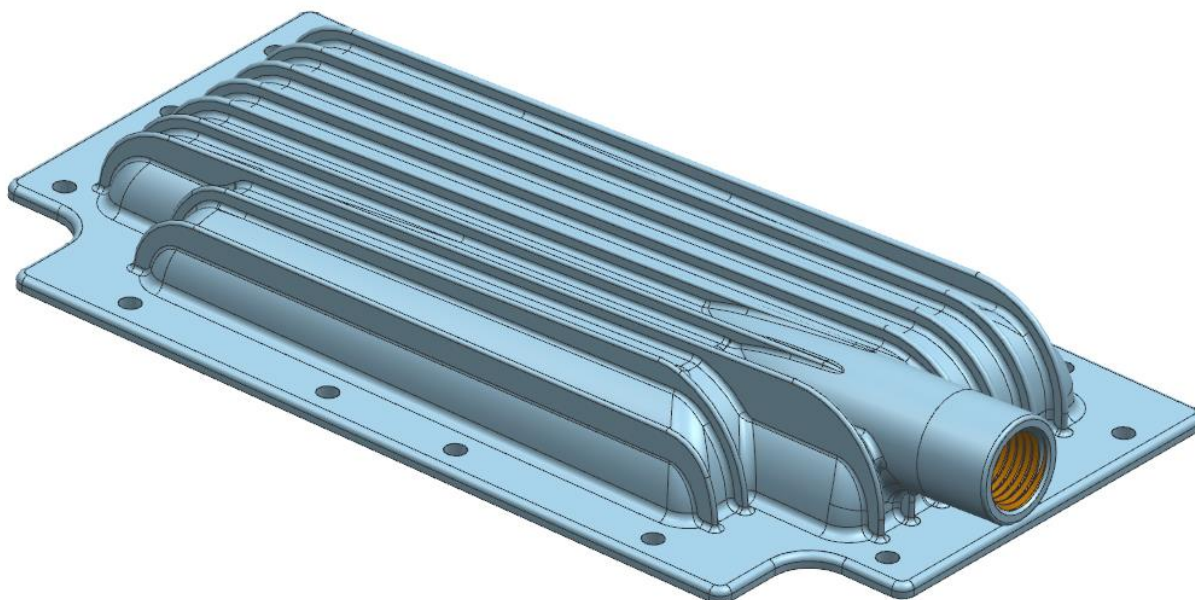
Obr. 103 - Dosedací plocha se spodním vikem klikové skříně (olejovou vanou)

### 5.7 Spodní víko motoru (olejová vana):

Spodní víko motoru slouží k zachycení oleje. Olej je odváděn skrze šroubení do externího olejového čerpadla. Zelenou barvou je zvýrazněna dosedací plocha, kde je spodní víko 15-ti šrouby M6 uchyceno k spodní části klikové skříně. Dosedací plocha je těsněna silikonem. Víko je odlito metodou DIE-CAST ze slitiny AlSi7Mg0,6.



Obr. 105 – Spodní víko (vnitřní pohled)

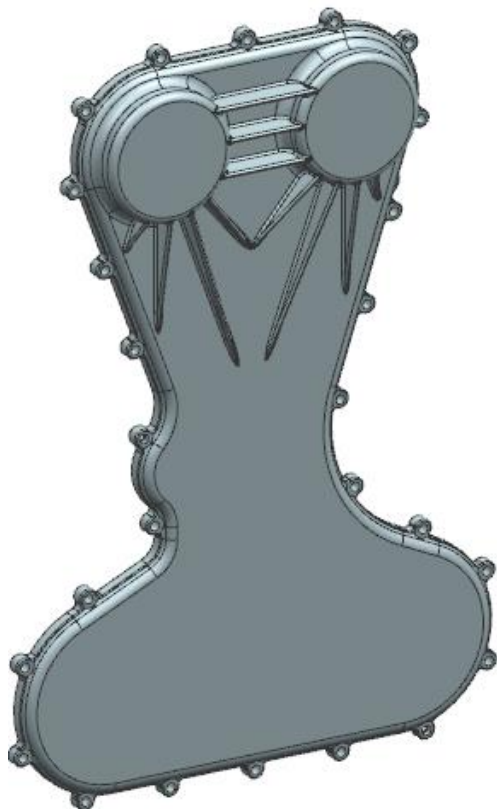


Obr. 106 – Spodní víko (vnější pohled)

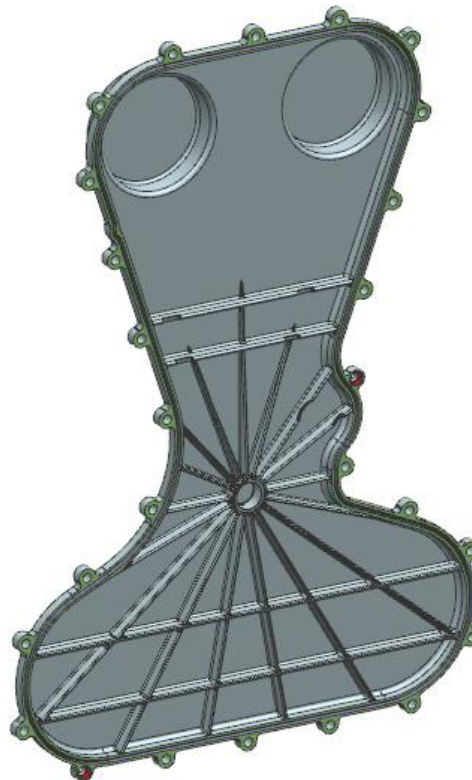


## 5.8 Přední víko motoru:

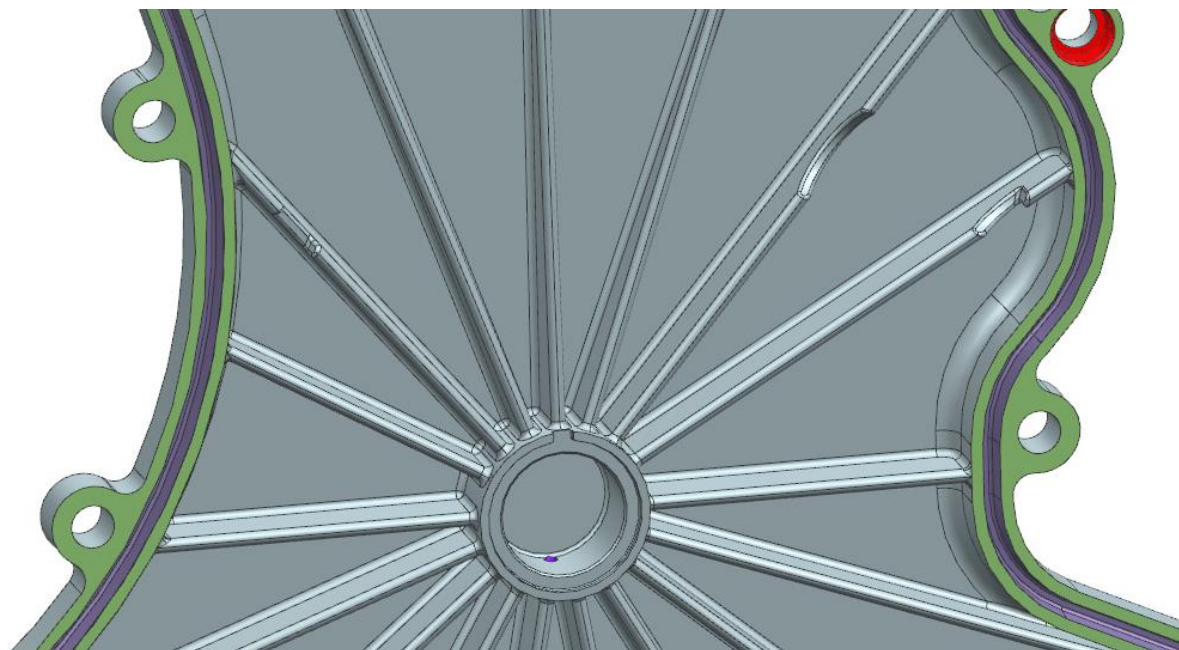
Přední víko motoru slouží k zakrytí rozvodových kol a rozvodového řetězu. Ve víku je rovněž umístěno kluzné ložisko pro vloženou hřídel (Obr. 109). Na víku jsou vytvořena zpevňovací žebra, aby nedocházelo k jeho vibracím. Víko je uchyceno pomocí 26-ti šroubů M6.



Obr. 107 - Přední víko (pohled A)



Obr. 108 - Přední víko (pohled B)

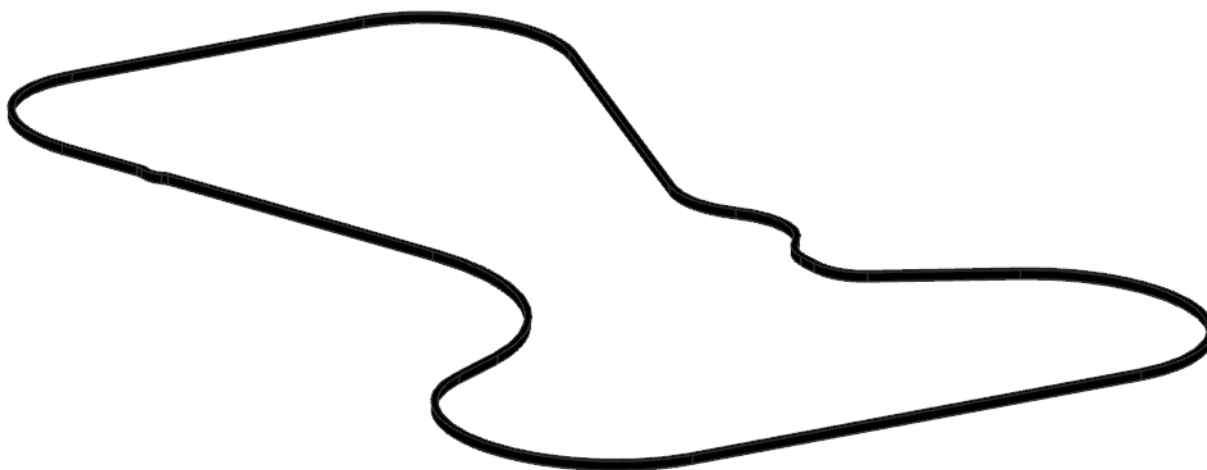


Obr. 109 – Přední víko (detail otvoru pro uchycení ložisek vloženého hřídele)

Pozice víka je zajištěna dvěma dutými kolíky. Víko je odlito metodou DIE-ČÁST ze slitiny hliníku AlSi7Mg0,6.

### 5.8.1 Těsnění

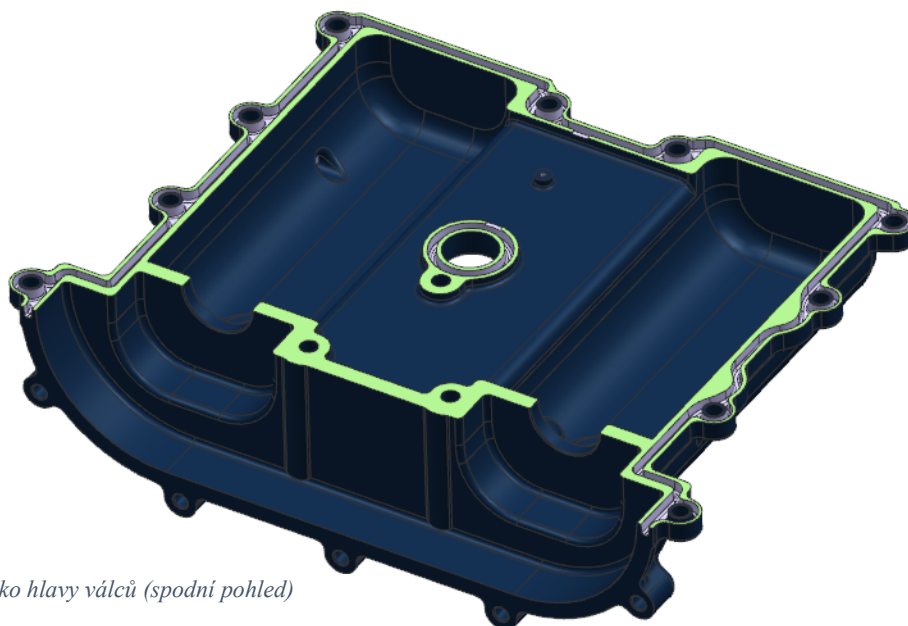
Víko je z důvodu snadnější výměny rozvodového řetězu těsněno pryžovým těsněním. Na obrázku (**Obr. 109**) můžeme vidět detail dosedací plochy, v níž je odlita drážka pro pryžové těsnění. Těsnění je zasazeno do drážky a poté se nasadí i s ním na motor. Kolem dosedací plochy předního víka dochází v několika místech k T-spojům. V těchto místech je vhodné aplikovat silikon pro zaručení dokonalého těsnění.



Obr. 110 - Pryžové těsnění předního víka

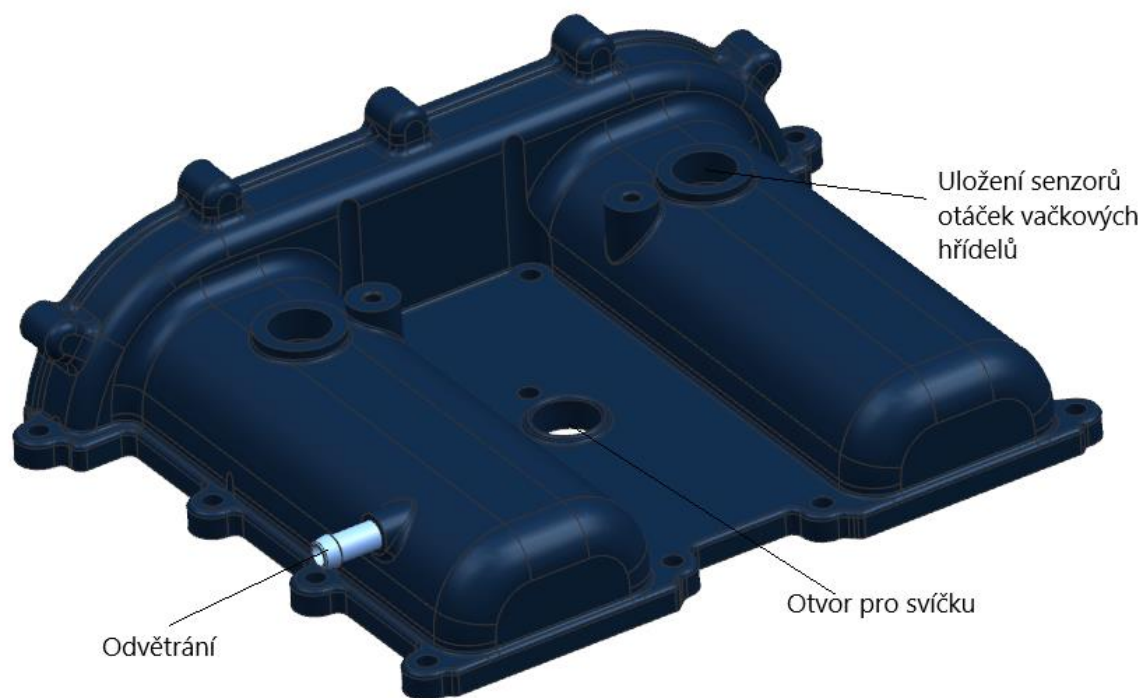
### 5.9 Víko hlavy válců:

Víko hlavy válců je kvůli úspoře hmotnosti odlito z polyamidu PA6. Ve víku hlavy válců jsou uloženy senzory natočení vačkových hřídelí. Rovněž je zde umístěn kovový náhubek odvětrání, kterým odchází vzduch do odlučovače. Nachází se zde otvor pro kabel svíčky. Víko ventilů je uchyceno k hlavě motoru 13-ti šrouby M6. Otvory pro šrouby jsou vyztuženy kovovými pouzdry.



Obr. 111 - Víko hlavy válců (spodní pohled)

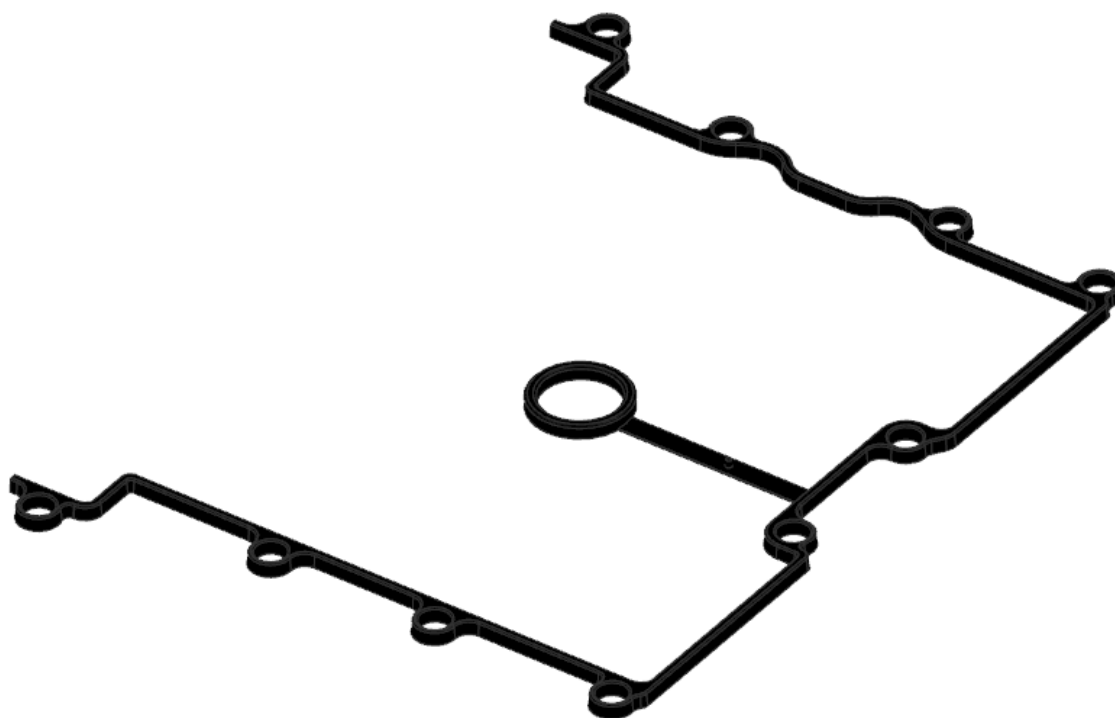




Obr. 112 - Ventilové víko (popis)

### 5.9.1 Těsnění

Víko Hlavy válců je těsněno pryžovým těsněním, které je zasazeno v drážce.

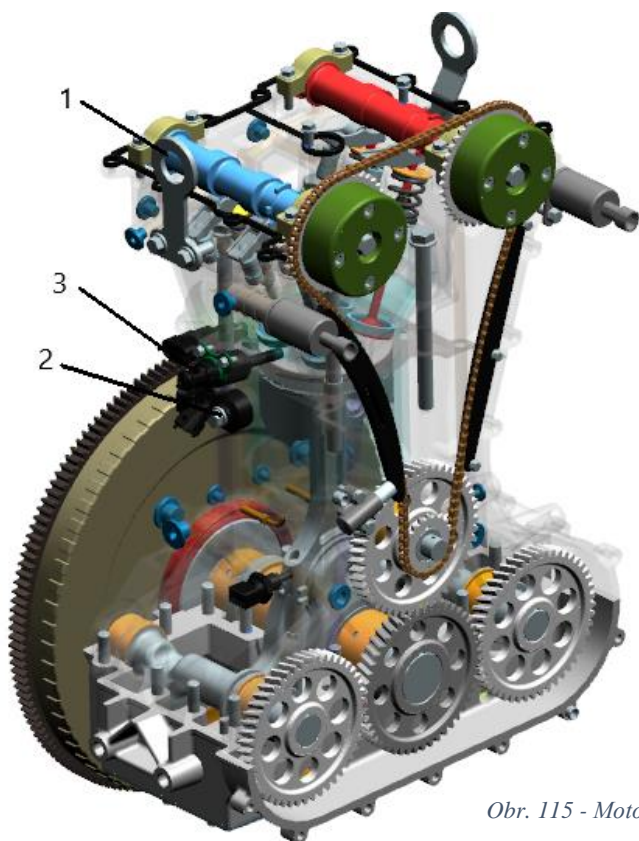


Obr. 113 - Těsnění Víka hlavy válců

## 6. Celkový návrh motoru:

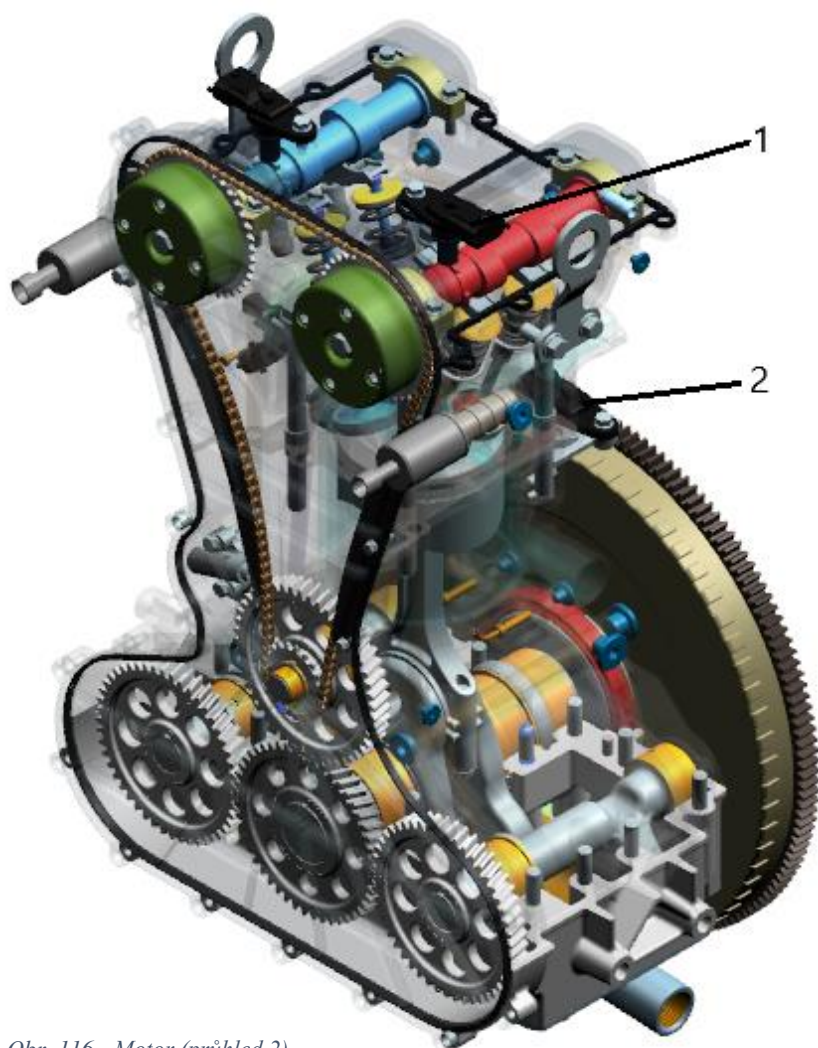


Obr. 114 – Motor (celkový pohled)



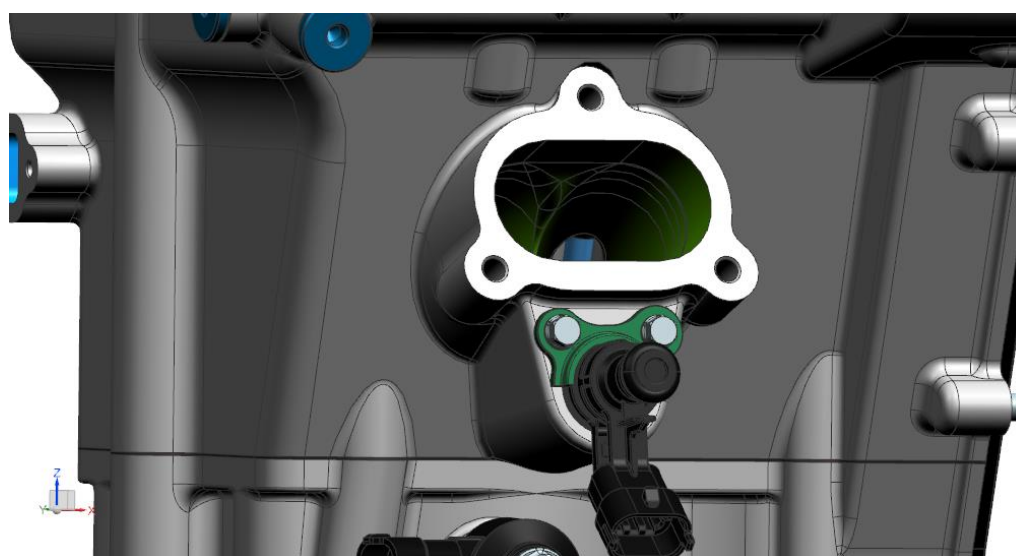
Obr. 115 - Motor (průhled 1)

Na obrázku (**Obr. 114**) je zobrazen celkový pohled na navržený motor. Na obrázku (**Obr. 115**) je motor s viditelnými vnitřními komponenty. Na pozici **1** se nachází oko, které slouží pro manipulaci s motorem. Pozice **2** představuje senzor vibrací a na pozici **3** je vstříkovač.



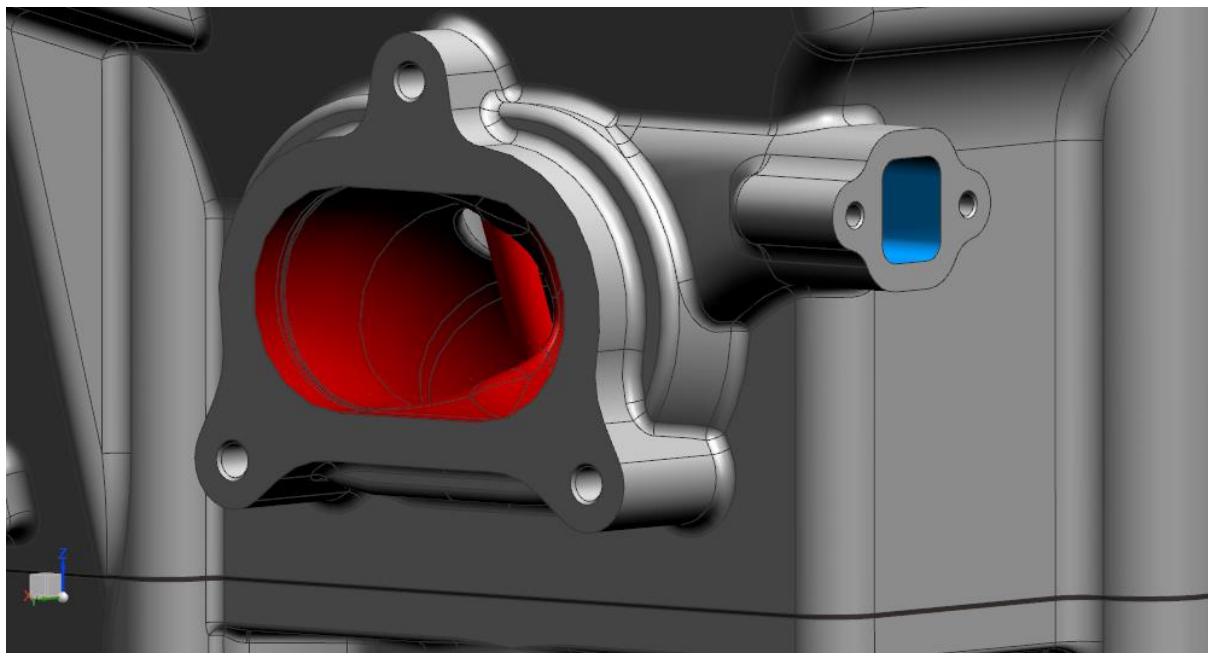
Na obrázku (**Obr. 116**) na pozici **1** je zobrazen senzor otáček vačkového hřídele. Pozice **2** zobrazuje senzor otáček motoru, který snímá impulsní kolo na setrvačnicku.

*Obr. 116 - Motor (přihled 2)*



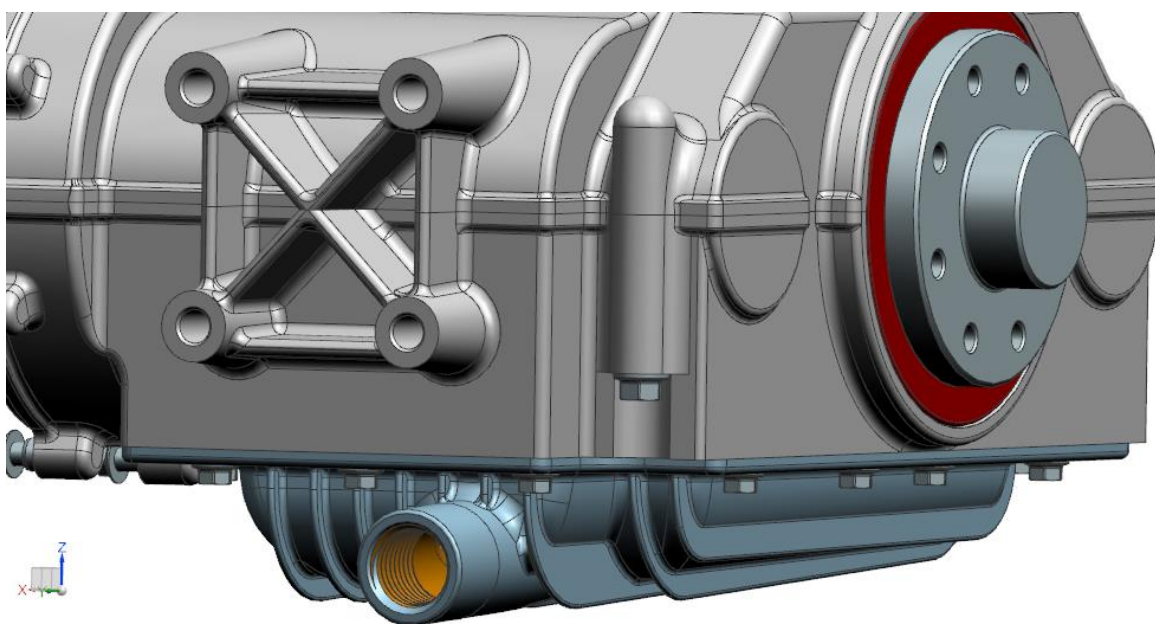
*Obr. 117 - Uchycení vstřikovače*

Uchycení vstříkovače je zobrazeno na obrázku (**Obr. 117**). Toto uchycení zajišťuje pevné zasazení vstříkovače v hlavě, aby nemohl být vytlačován vlivem tlaku vznikajícího ve spalovacím prostoru. Rovněž zajišťuje jeho přesnou pozici, protože při vstříkovaní záleží na zajištění jeho pozice. Nad vstříkovačem je příruba sacích kanálů, která je opatřena třemi závitovými otvory M6 pro uchycení sacího potrubí.



Obr. 118 - Příruba výfuk

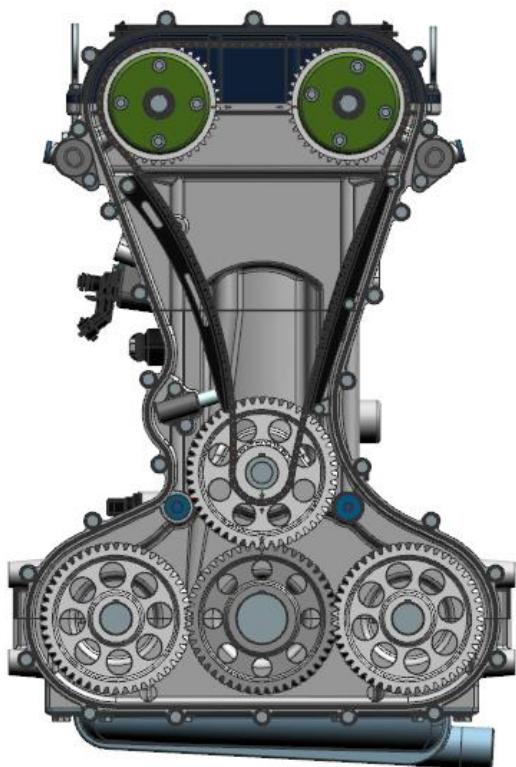
Na obrázku (**Obr. 118**) je příruba výfukových kanálů, která je rovněž opatřena třemi závitovými otvory M6. Otvory jsou umístěny dále kvůli umístění vodního jádra. Rovněž zde vidíme přírubu pro připojení výstupu chladicí vody z vodního jádra. Více o chlazení v kapitole (**6.2 Chlazení**).



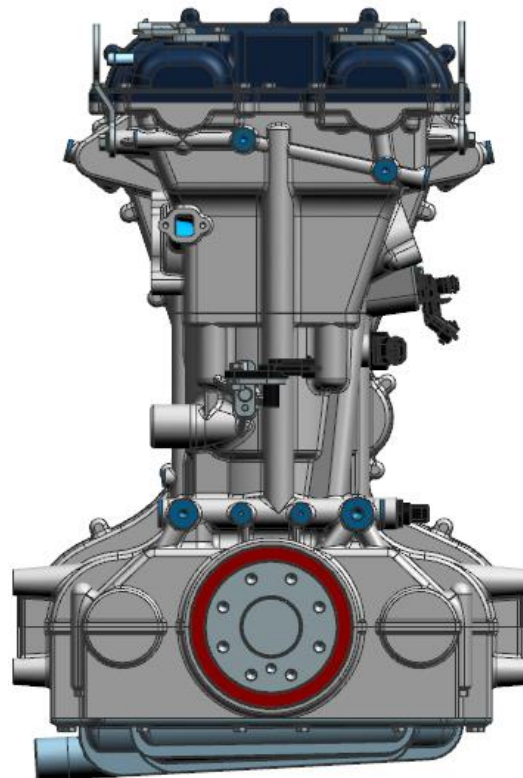
Obr. 119 - Uchycení motoru



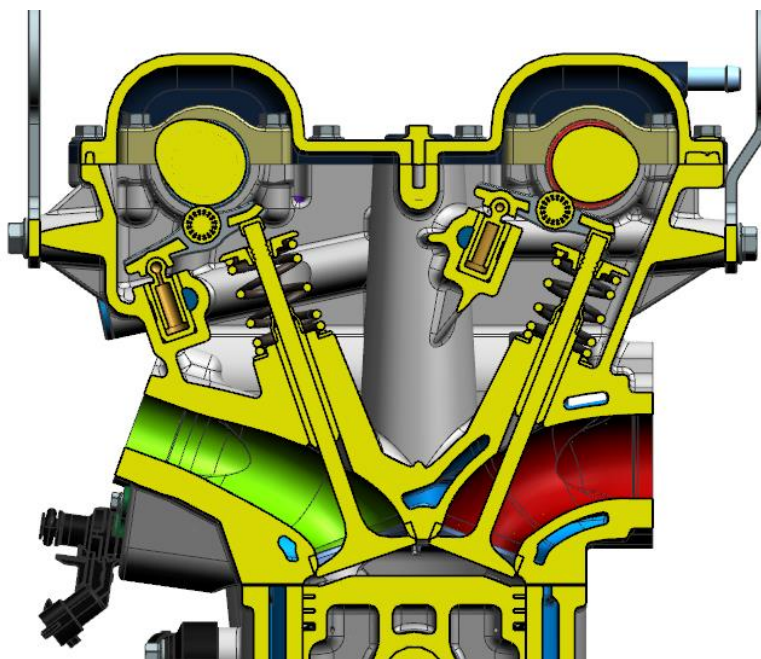
Obrázek (**Obr. 119**) vyobrazuje uchycení motoru. Stejné uchycení se nachází i na druhé straně motoru. Uchycení je tvořeno nálitky pro závitové otvory M10 mezi kterými jsou odlita zpevňovací žebra. Motor je uchycen celkově osmi šrouby M10. Na obrázku je dále vidět spodní víko klikové skříně a šroubení, kterým je odváděn olej. O mazacím systému více v kapitole (**6.1 Mazání**). V zadní části motoru vidíme výstup klikového hřídele s přírubou na uchycení setrvačníku. Příruba je na výstupu utěsněna pomocí těsnícího kroužku z katalogu firmy TRELLEBORG.



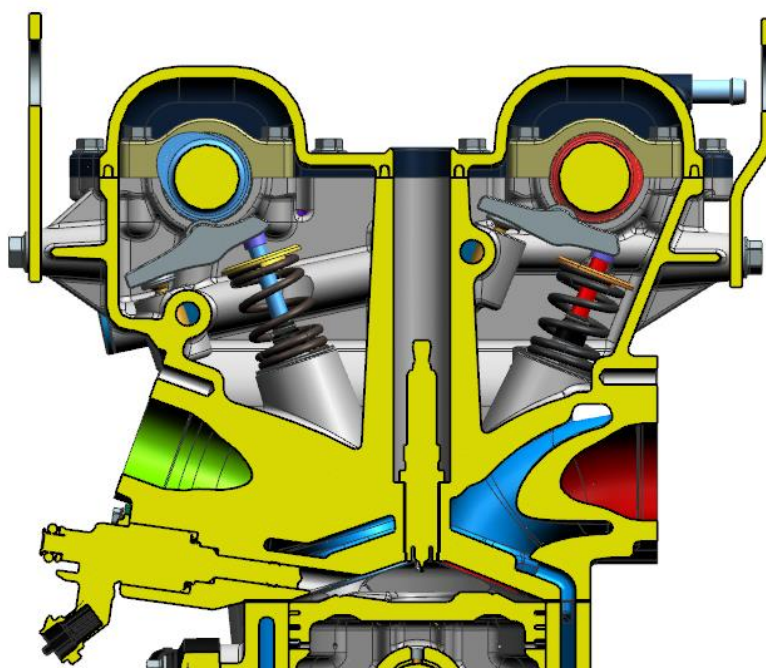
Obr. 121 - Motor (předeč)



Obr. 120 - Motor (zadeč)

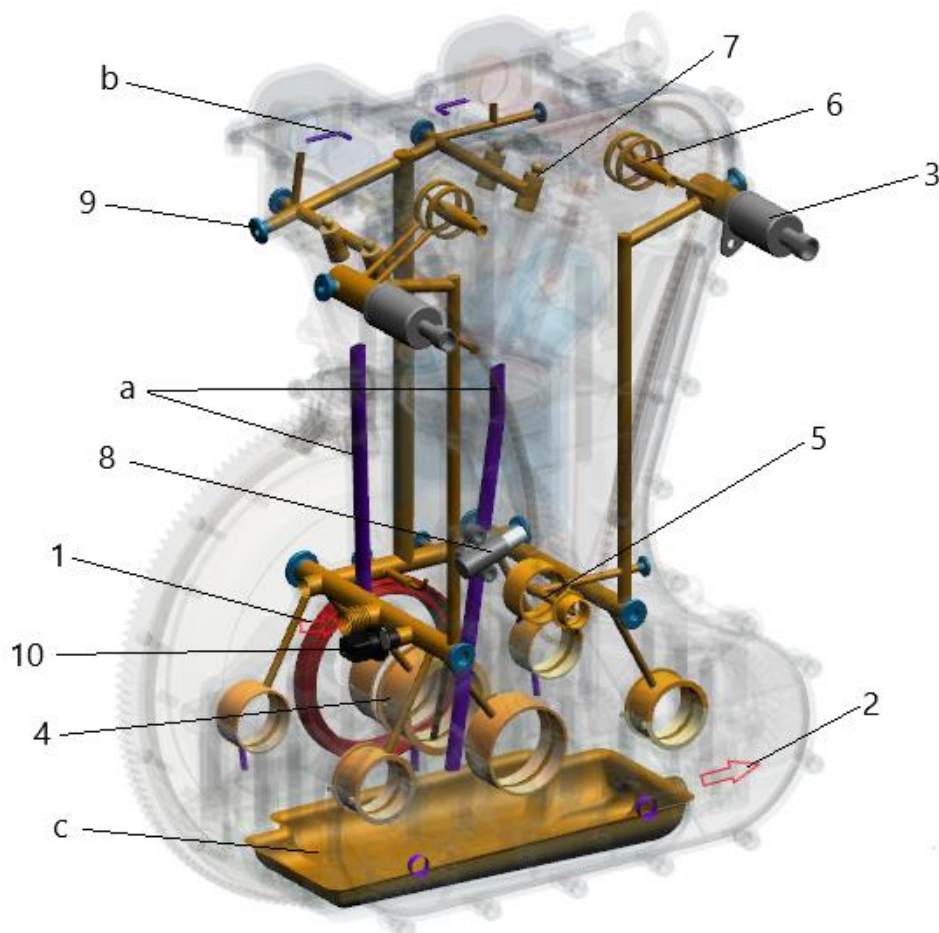


Obr. 122 – Motor (řez ventily)



Obr. 123 - Motor (řez svička)

## 6.1 Mazání

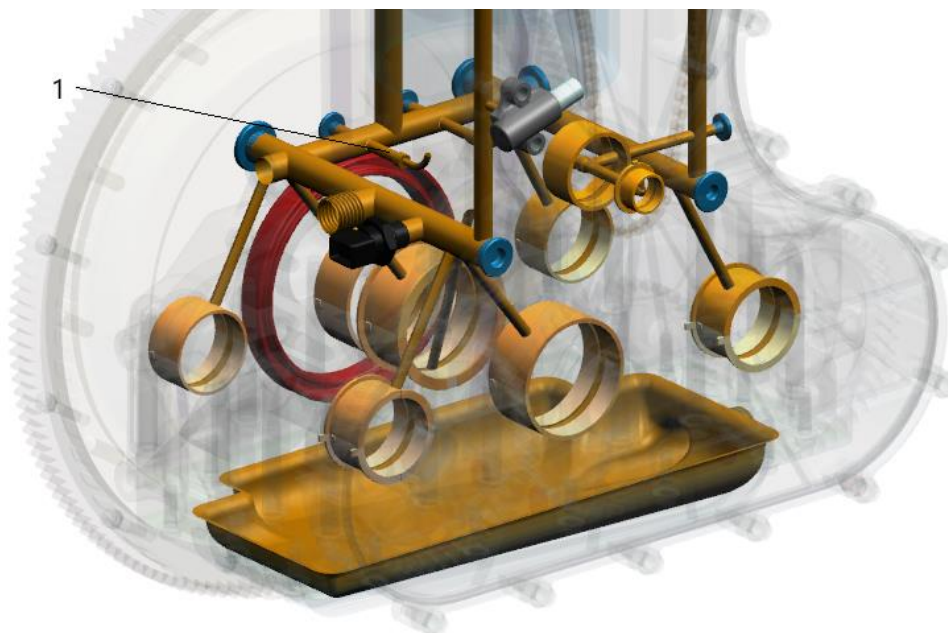


Obr. 124 - Mazací soustava



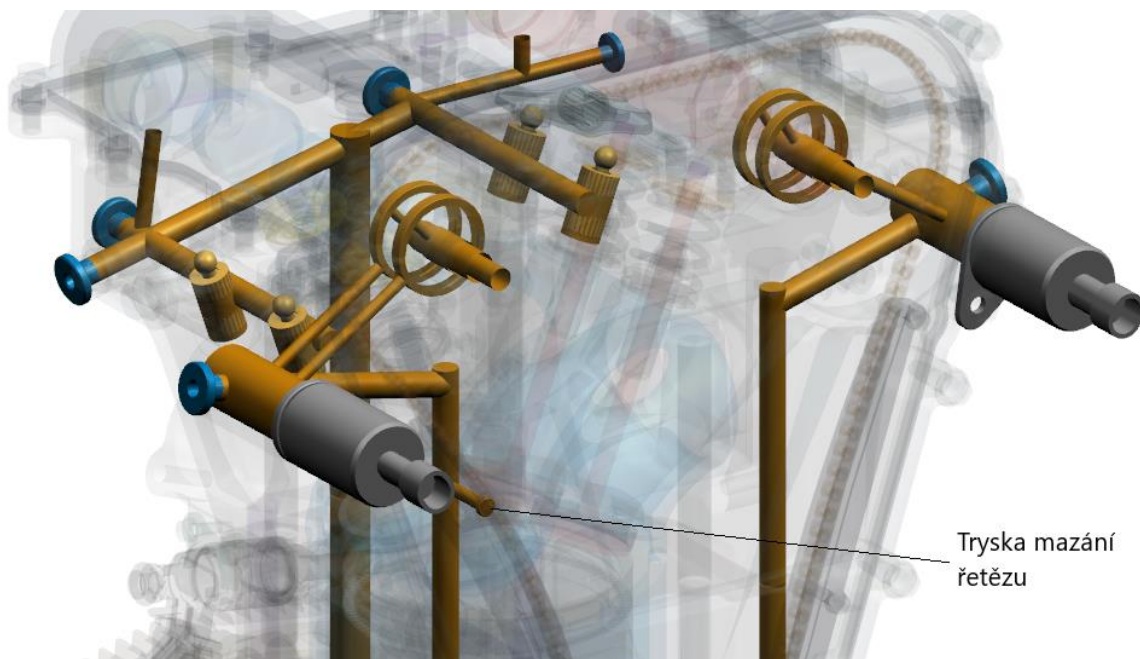
Na obrázku (**Obr. 124**) je zobrazena mazací soustava. Mazací kanály jsou zobrazeny hnědou barvou. Jak již bylo uvedeno, zkušební motor nemá vlastní olejové čerpadlo. Olej vstupuje do motoru skrze šroubení (1) v bloku motoru. Zde je utvořena hlavní olejová galerie, ze které se rozvádí olej dále do motoru. Olej je odváděn skrze šroubení ve spodním víku klikové skříňě (2). Z bloku motoru je olej rozváděn vývrty až do hlavy, kde napájí uložení vačkových hřídelů, aktuátory časování ventilů (6) a hydraulická zdvihátka (7). Napájení aktuátorů probíhá skrze elektromagnetické tlakové spínače (3). Z hlavní olejové galerie v bloku jsou rovněž mazána ložiska hřídelů (4), (5). Olejem je rovněž zásobován hydraulický píst napínání rozvodového řetězu (8). Vývrty pro vedení oleje jsou po vyvrtání utěsněny zátkami (9). Teplota oleje je snímána čidlem (10).

Fialovou barvou jsou zobrazeny drenážní otvory, které slouží k odvodu oleje. Tyto otvory vychází z hlavy (a), kde zabraňují zachytávání oleje. Drážky (b) slouží pro odvod oleje za uložení vačkových hřídelů. Drenážní otvory prochází skrze blok do olejové vany (c). Dílčí drenážní otvory jsou za každým ložiskem, kde by se mohl hromadit olej a také mezi předním víkem a klikovou skříňí.

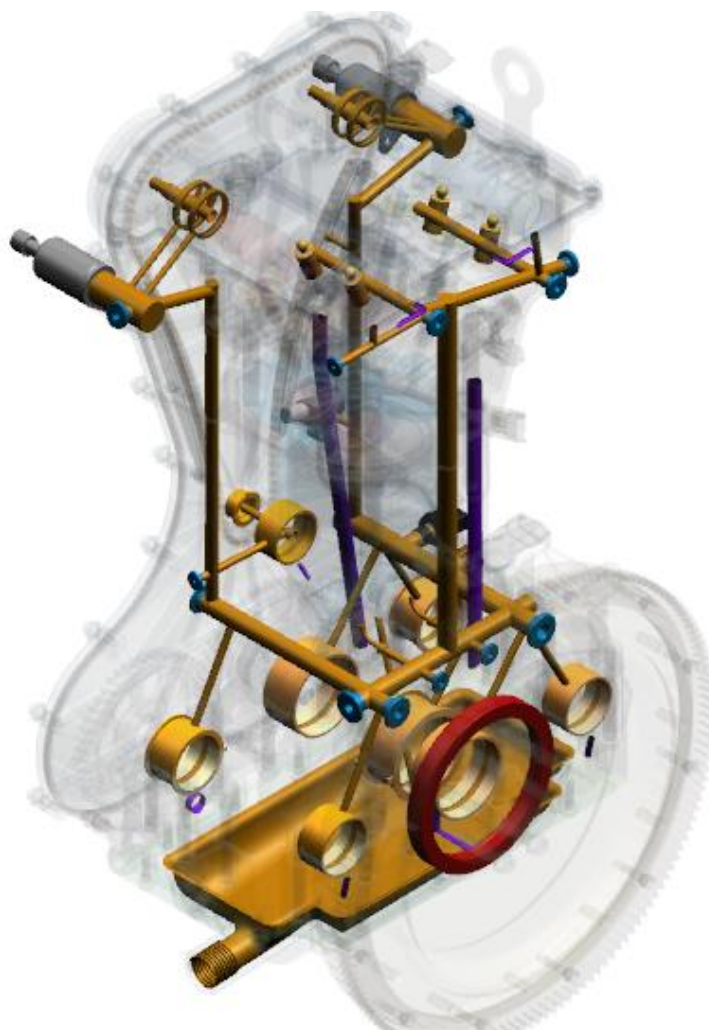


Obr. 125 - Mazání detail (blok)

Na obrázku (**Obr. 125**) je zobrazen detail mazací soustavy v oblasti bloku. Na pozici 1 jsou trysky pro ostříkání pístu. Tyto trysky pomáhají chlazení pístu. Olej se od pístu také odráží a zajišťuje mazání pouzdra pístního čepu vývrtem v oku ojnice.



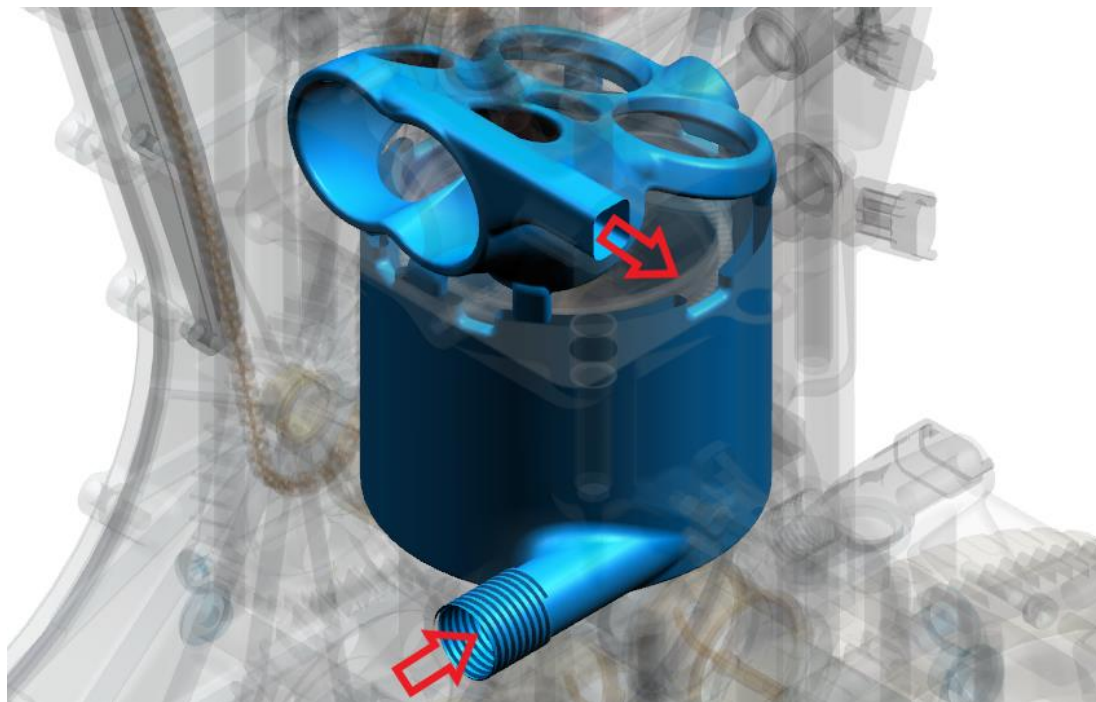
Obr. 126 - Mazání detail (hlava)



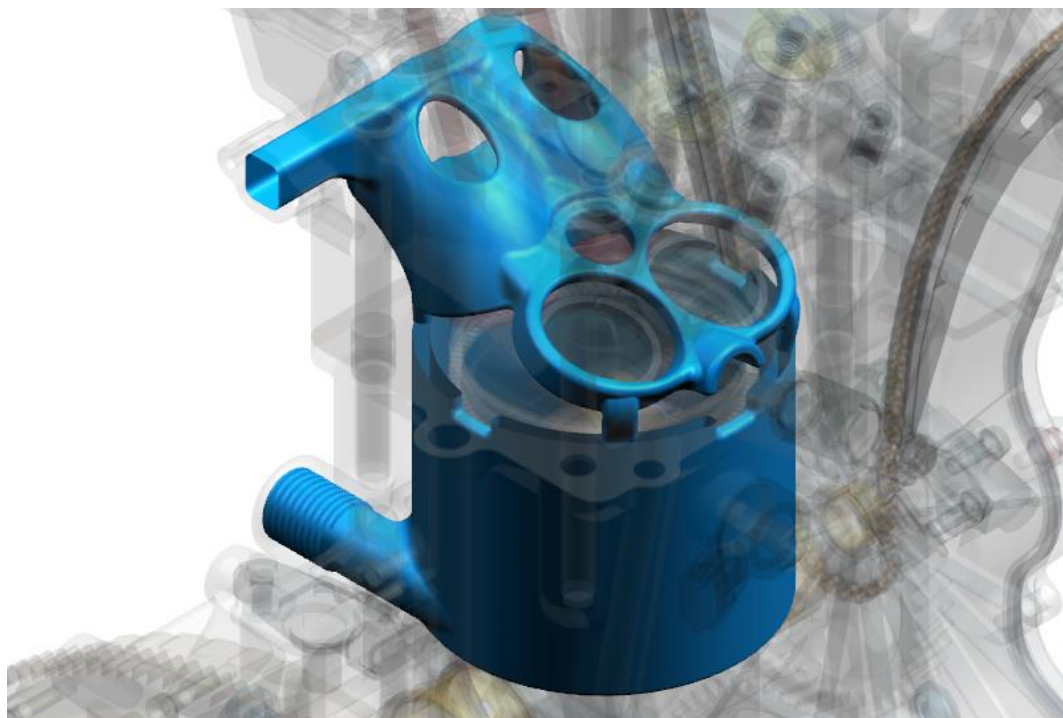
Obr. 127 - Mazání (zadní pohled)

## 6.2 Chlazení

Chladicí kapalina je také dodávána z externího vodního čerpadla. Na obrázku (**Obr. 128**) je chladicí prostor motoru. Kapalina vstupuje skrze šroubení v bloku. Z bloku vchází do vodního jádra v hlavě a z vrchní části vodního jádra je odváděna skrze přírubu zpět. Teplota kapaliny je měřena na výstupu z vodního jádra v hlavě.



Obr. 128 - Chlazení motoru



Obr. 129 - Chlazení motoru 2

## 7. Závěr:

Úkolem diplomové práce bylo provést konstrukční návrh čtyřdobého atmosférického spalovacího motoru.

V úvodní části byly shrnuty činitele, které mají vliv na výkon a efektivitu spalovacího motoru. Byl zde zhodnocen vliv kompresního poměru a aspekty spojené s jeho zvyšováním. Bylo zde taktéž přiblíženo konstrukční řešení motorů Skyactiv, které jsou představiteli motorů s vysokým kompresním poměrem a byly inspirací v zadaném návrhu.

Dále se práce zabývá tvorbou 1D modelu spalovacího motoru společně s tvorbou skeletonu, na jehož základě jsou postupně konstruovány ostatní komponenty, které jsou v práci popsány. Problém konstrukce spalovacího motoru je velmi komplexní. Navržené komponenty jsou ve fázi návrhu. Zejména odlévané komponenty jako blok a hlava by potřebovaly ještě mnohé zásahy z hlediska technologie. V praxi by se všechny komponenty podrobily důkladné výpočtové analýze. Toto už, ale přesahuje rámec zadané diplomové práce. Všechno požadavky dané v úvodu práce byly splněny. Parametry navrženého motoru jsou zobrazeny v tabulce (**Tab. 11**).

Výstupem práce je CAD model konstrukčního návrhu motoru, který byl zpracován v systému Siemens NX 11. 1D model byl sestaven v softwaru Lotus engine simulation.

Parametry navrženého motoru		
Typ:	čtyřdobý, zážehový	
Chlazení:	kapalinou chlazený z externího zdroje	
Mazání:	tlakové z externího zdroje	
Sání:	přirozené sání	
Počet válců:	[-]	1
Vrtání:	[mm]	86
Zdvih:	[mm]	86,1
Zdvihový objem:	[cm <sup>3</sup> ]	500,14
Kompresní poměr:	[-]	14:1
Typ. Rozvodu:	DOHC s vahadly	
Časování ventilů:	Na obou vačkových hřídelích	
Pohon rozvodového mechanismu:	Rozvodovým řetězem	
Maximální otáčky:	[ot/min]	6500
Max. výkon:	[kW]	35,18 při 6000 ot/min
Max. kroutící moment:	[Nm]	58,11 při 4500 ot/min
Průměr sacího ventilu:	[mm]	31,5
Zdvih sacího ventilu:	[mm]	9
Průměr výfukového ventilu	[mm]	27
Zdvih výfukového ventilu	[mm]	7,2

Tab. 11 - Parametry navrženého motoru



## 8. Seznam tabulek:

TAB. 1 - ZADANÉ PARAMETRY PRO NAVRHOVANÝ MOTOR .....	6
TAB. 2 - MAZDA SKYACTIV G 165 .....	11
TAB. 3 - HODNOTY ČASOVÁNÍ VENTILŮ .....	20
TAB. 4 – PRŮMĚRY V SÁNÍ .....	23
TAB. 5 - PRŮMĚRY VE VÝFUKU .....	23
TAB. 6 - VÝKONOVÉ PARAMETRY NAVRŽENÉHO MOTORU .....	25
TAB. 7 – OZUBENÁ KOLA .....	45
TAB. 8 - ŘETĚZOVÉ KOLO .....	46
TAB. 9 – PARAMETRY ŘETĚZ .....	47
TAB. 10 – MAXIMÁLNÍ HODNOTY SIL .....	67
TAB. 11 - PARAMETRY NAVRŽENÉHO MOTORU .....	88

## 9. Seznam grafů:

GRAF 1 – PRŮBĚH RYCHLOSTÍ V SÁNÍ .....	24
GRAF 2 - PRŮBĚH RYCHLOSTI VÝFUKOVÝCH PLYNŮ .....	24
GRAF 3 – KŘIVKA VÝKONU .....	25
GRAF 4 - KŘIVKA KROUTÍCÍHO MOMENTU .....	25
GRAF 5 – ZDVIH SACÍHO VENTILU A VAČKY .....	50
GRAF 6 - POSUV PÍSTU .....	64
GRAF 7 – PRŮBĚH SIL V KLIKOVÉM MECHANISMU .....	68

## 10. Seznam obrázků:

OBR. 1 - MAZDA SKYACTIV G 1.5L [6] .....	8
OBR. 2- VÝFUKOVÉ SVODY 4-2-1 MOTORU SKYACTIV-G [4] .....	10
OBR. 3 - VÝDUŤ V PÍSTU [5] .....	10
OBR. 4 - ČASOVÁNÍ VENTILŮ PRO SNÍŽENÍ ČERPACÍHO ODPORU PŘI NÍZKÉ ZÁTĚŽI [5] .....	11
OBR. 5 - HLA (PRUTOK OLEJE)[16] .....	12
OBR. 6 - ROZVOD S VAHADLY [7] .....	12
OBR. 7 - MAZDA SKYACTIV X [14] .....	13
OBR. 8 - SPCCI[14] .....	13
OBR. 9 - VRTÁNÍ A ZDVIH .....	16
OBR. 10 - KLIKOVÝ MECHANISMUS ROZMĚRY .....	17
OBR. 11 - 1D MODEL V LOTUS ENGINE SIMULATION .....	19
OBR. 12 – VÁLEC (ZNAČKA) .....	19
OBR. 13 - VÝFUKOVÝ VENTIL (ZNAČKA) .....	20
OBR. 14 - SACÍ VENTIL (ZNAČKA) .....	20
OBR. 15 – DIAGRAM ČASOVÁNÍ VENTILŮ .....	20
OBR. 16 - HMOTNOSTNÍ PRŮTOK V SÁNÍ (4000 OT/MIN) .....	21
OBR. 17 - SENZORY A AKTUATORY .....	21
OBR. 18 - TĚLO SÁNÍ -MAZDA MX5 [SOUKROMÝ ARCHIV] .....	22
OBR. 19 - PROPOJENÍ .....	22
OBR. 20 - SKELETON .....	26
OBR. 21 - DETAIL SKELETON HLAVA .....	27
OBR. 22-POČÁTEK STAVBY MODELU HLAVY POMOCÍ PLOCH .....	28
OBR. 23 - TVORBA SACÍCH KANÁLŮ .....	28

OBR. 24 - PLOCHY SACÍCH, VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ, SPAL. PROSTORU, ULOŽENÍ SVÍČKY, VSTŘIKOVAČE A VODÍTEK VENTILŮ .....	29
OBR. 25 - SPALOVACÍ PROSTOR .....	30
OBR. 26 - SPALOVACÍ PROSTOR (PÍST) .....	30
OBR. 27 - VODNÍ JÁDRO (PRŮTOK VODY).....	31
OBR. 28 - VODNÍ JÁDRO (SPODNÍ POHLED) .....	31
OBR. 29- POPIS HLAVY .....	32
OBR. 30 - POPIS HLAVY (ZADNÍ POHLED) .....	32
OBR. 31 - MAZÁNÍ A ODVOD OLEJE Z HLAVY .....	33
OBR. 32 - POPIS HLAVA (VRCHNÍ POHLED) .....	34
OBR. 33- POPIS HLAVA (SPODNÍ POHLED).....	34
OBR. 34 - HLAVA (ŘEZ - KANÁLY).....	35
OBR. 35 - HLAVA (ŘEZ - SVÍČKA).....	35
OBR. 36 - ROZVOD DOHC [17] .....	36
OBR. 37 - POPIS ROZVODU .....	37
OBR. 38 - VENTILOVÝ ROZVOD (DETAIL) .....	37
OBR. 39 - VENTILOVÝ ROZVOD (PŘEDEK) .....	38
OBR. 40 - VENTILOVÝ ROZVOD (ZADEK).....	38
OBR. 41 - VENTILY .....	38
OBR. 42 - SEDLO A VENTIL .....	39
OBR. 43 - SEDLO SACÍHO VENTILU .....	39
OBR. 44 - PROFIL SEDLA SACÍHO VENTILU.....	39
OBR. 45 - PŘÍSLUŠENSTVÍ VÝFUKOVÉHO VENTILU .....	40
OBR. 46 - VÝFUKOVÝ VENTIL.....	40
OBR. 47 - VENTILOVÁ PRUŽINA (VÝFUK).....	40
OBR. 48 - VODÍTKO VENTILU.....	41
OBR. 49 - TĚSNĚNÍ VODÍTKA VENTILU [18] .....	41
OBR. 50 - ŘEZ VEDENÍ VENTILU.....	42
OBR. 51 - VAHADLO.....	42
OBR. 52- HYDRAULICKÉ ZDVIHÁTKO .....	43
OBR. 53 - SACÍ VAČKOVÁ HŘÍDEL.....	43
OBR. 54 - VÝFUKOVÝ VAČKOVÝ HŘÍDEL.....	44
OBR. 55 - VÍKO VAČKY (ŠIRŠÍ).....	44
OBR. 56 - VÍKO VAČKY .....	45
OBR. 57 - OZUBENÁ KOLA .....	46
OBR. 58 - TICHÝ ŘETĚZ DID[21] .....	47
OBR. 59 - ZNAČKY NA OZUBENÝCH KOLECH .....	47
OBR. 60 - ZNAČKY NA ŘETĚZOVÝCH KOLECH .....	48
OBR. 61 - NAPÍNÁNÍ ROZVODOVÉHO ŘETĚZU .....	48
OBR. 62 – HYDRAULICKÝ PÍST .....	49
OBR. 63 VEDENÍ OLEJE K AKTUATORŮM SKRZE VAČKOVÉ HŘÍDELE.....	49
OBR. 64 - ELEKTROMAGNETICKÝ TLAKOVÝ SPÍNAČ .....	50
OBR. 65 –ŘEZ PÍSTEM (POPIS).....	51
OBR. 66 – PÍST (POPIS).....	52
OBR. 67 - PÍST (SPODNÍ POHLED).....	52
OBR. 68 – PÍSTNÍ KROUŽEK.....	53
OBR. 69 - PÍSTNÍ ČEP.....	53
OBR. 70 - PÍSTNÍ ČEP (ŘEZ).....	53
OBR. 71 - OJNICE .....	54
OBR. 72 - PROFIL DŘÍKU OJNICE.....	54
OBR. 73 - OJNICE (POUZDRO, PÁNVE) .....	55
OBR. 74 - OTVOR PRO MAZÁNÍ POUZDRA PÍSTNÍHO ČEPU .....	55

OBR. 75 - VÝVRT PRO MAZÁNÍ PÁNVÍ V OKU OJNICE.....	56
OBR. 76 - ULOŽENÍ OJNICNÍHO OKA NA KLIKOVÉM HŘÍDELI.....	56
OBR. 77 - ULOŽENÍ PÍSTNÍHO ČEPU V OJNICNÍM OKU .....	56
OBR. 78 – KLIKOVÁ HŘÍDEL (POHLED A) .....	57
OBR. 79 – KLIKOVÁ HŘÍDEL (POHLED B) .....	58
OBR. 80 - LOŽISKA KLIKOVÉHO HŘÍDELE .....	58
OBR. 81 - AXIÁLNÍ LOŽISKA (KLIKOVÉHO HŘÍDELE) .....	59
OBR. 82 - VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL.....	60
OBR. 83 - VLOŽENÁ HŘÍDEL (POHLED A).....	60
OBR. 84 - VLOŽENÁ HŘÍDEL (POHLED B).....	60
OBR. 85 - ULOŽENÍ VLOŽENÉ HŘÍDELE (ŘEZ X) .....	61
OBR. 86 - VLOŽENÁ HŘÍDEL (ŘEZ Z).....	62
OBR. 87 - SETRVAČNÍK .....	63
OBR. 88 - SCHÉMA KLIKOVÉHO MECHANISMU .....	63
OBR. 89 - VZDÁLENOST TĚŽIŠTĚ OJNICE.....	65
OBR. 90 - ROZKLAD SIL V KLIKOVÉM MECHANISMU.....	66
OBR. 91 – VÝVRT PRO DOVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.....	69
OBR. 92 – PRŮHLED KLIKOVÝM HŘÍDELEM.....	70
OBR. 93 – KLIKOVÝ HŘÍDEL S HMOTOU PŘEDSTAVUJÍCÍ VYVAŽOVANÉ HMOTY.....	70
OBR. 94 – VRCH BLOKU (SEMI CLOSED DECK).....	71
OBR. 95 - DĚLÍČÍ ROVINA KLIKOVÉ SKŘÍNĚ.....	71
OBR. 96 - PROSTOR NUTNÝ PRO POHYB KLIKOVÉHO MECHANISMU .....	72
OBR. 97 – BLOK (PODHLÉD A) .....	72
OBR. 98 – BLOK (POHLED B) .....	73
OBR. 99 - PRŮHLED BLOKEM.....	73
OBR. 100 - TĚSNĚNÍ POD HLAVOU .....	74
OBR. 101 - SPODNÍ ČÁST KLIKOVÉ SKŘÍNĚ (POHLED A) .....	74
OBR. 102 - DOSEDACÍ PLOCHA S HORNÍ ČÁSTÍ KLIKOVÉ SKŘÍNĚ.....	75
OBR. 103 - DOSEDACÍ PLOCHA SE SPODNÍM VÍKEM KLIKOVÉ SKŘÍNĚ (OLEJOVOU VANOU) .....	75
OBR. 104 - SPODNÍ ČÁST KLIKOVÉ SKŘÍNĚ.....	75
OBR. 105 – SPODNÍ VÍKO (VNITŘNÍ POHLED).....	76
OBR. 106 – SPODNÍ VÍKO (VNĚJŠÍ POHLED).....	76
OBR. 107 - PŘEDNÍ VÍKO (POHLED A) .....	77
OBR. 108 - PŘEDNÍ VÍKO (POHLED B) .....	77
OBR. 109 – PŘEDNÍ VÍKO (DETAIL OTVORU PRO UCHYCENÍ LOŽISEK VLOŽENÉHO HŘÍDELE) .....	77
OBR. 110 - PŘIŘUBOVÉ TĚSNĚNÍ PŘEDNÍHO VÍKA.....	78
OBR. 111 - VÍKO HLAVY VÁLCŮ (SPODNÍ POHLED) .....	78
OBR. 112 - VENTILOVÉ VÍKO (POPIS) .....	79
OBR. 113 - TĚSNĚNÍ VÍKA HLAVY VÁLCŮ.....	79
OBR. 114 – MOTOR (CELKOVÝ POHLED) .....	80
OBR. 115 - MOTOR (PRŮHLED 1) .....	80
OBR. 116 - MOTOR (PRŮHLED 2) .....	81
OBR. 117 - UCHYCENÍ VSTŘIKOVAČE .....	81
OBR. 118 - PŘÍRUBA VÝFUK.....	82
OBR. 119 - UCHYCENÍ MOTORU .....	82
OBR. 120 - MOTOR (ZADEK) .....	83
OBR. 121 - MOTOR (PŘEDEK) .....	83
OBR. 122 – MOTOR (ŘEZ VENTILY) .....	83
OBR. 123 - MOTOR (ŘEZ SVÍČKA) .....	84
OBR. 124 - MAZACÍ SOUSTAVA .....	84
OBR. 125 - MAZÁNÍ DETAIL (BLOK).....	85



OBR. 126 - MAZÁNÍ DETAIL (HLAVA) .....	86
OBR. 127 - MAZÁNÍ (ZADNÍ POHLED) .....	86
OBR. 128 - CHLAZENÍ MOTORU .....	87
OBR. 129 - CHLAZENÍ MOTORU 2 .....	87

## 11. Seznam příloh

### 11.1 Tištěné přílohy

#### 11.1.1 Vevázané

- 1) č.1 – Výpočty z programu PTC Mathcad
- 2) č.2 – Nastavení komponent 1D modelu
- 3) č.3 – Indikátorový a p-V diagram
- 4) č.4 – Nastavení v Lotus Valve Train concept
- 5) č.5 – Kinematické závislosti rozvodového mechanismu
- 6) č.6 – Kinematické závislosti klikového mechanismu
- 7) č.7 – Průběh sil v klikovém mechanismu
- 8) č.8 – Photorealistické snímky motoru

#### 11.1.2 Vložené

- 1) Výkres obrábění ojnice
- 2) Sestava

### 11.2 Elektronické přílohy na CD

- 1) Diplomová práce v elektronické verzi
- 2) CAD modely součástí a sestavy ve formátu .prt (NX 11)

## 12. Zdroje:

- [1] PAVLŮSEK, Ondřej. *Mazda Skyactiv-G: Extrémní kompresní poměr namísto downsizingu* [online]. 17.7. 2011 [cit. 2018-12-28]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/mazda-skyactiv-g-kompresni-pomer-60193>
- [2] *SKYACTIV TECHNOLOGY: SKYACTIV-G* [online]. In: . [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g/>
- [3] SkyActiv. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2018 [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/SkyActiv>
- [4] *MAZDA: SKYACTIV-G 4:2:1 tubular exhaust manifold and catalyst* [online]. In: . [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/mazdausa/6233705662>
- [5] *How does it work?: Mazda Skyactiv technology* [online]. [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <http://carworkshopblog.blogspot.com/2016/03/how-does-it-work-mazda-skyactiv.html>
- [6] *MX-5 Skyactiv-G Engines* [online]. In: . 15.2. 2015 [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <http://www.roadster.blog/2015/02/mx-5-skyactiv-g-engines.html>
- [7] In: HYDRAULIC LASH ADJUSTER, ROCKER ARM [SKYACTIV-G 2.0]: 2016 – MX-5 – Engine HYDRAULIC LASH ADJUSTER, ROCKER ARM [SKYACTIV-G 2.0] [online]. [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <http://mazdaman.x10host.com/sh13007/>
- [8] Mazda 2.0 SkyActiv-G Engine Review. *MotorReviewer* [online]. **2014-2018** [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: [http://www.motorreviewer.com/engine.php?engine\\_id=95](http://www.motorreviewer.com/engine.php?engine_id=95)
- [9] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 978-0070286375.
- [10] Mazda odhalila tajemství revolučního motoru Skyactiv-X. Jak funguje tzv. "diesel na benzín"? *AutoRoad* [online]. 2017 [cit. 2019-01-02]. Dostupné z: <https://www.svetmobilne.cz/mazda-3-se-skyactiv-x-jako-hybrid-uz-za-tri-tydny/6979>
- [11] Mazda 3 se SkyActiv-X jako hybrid už za tři týdny. *Svět mobilně* [online]. 2018 [cit. 2019-01-02]. Dostupné z: <https://www.svetmobilne.cz/mazda-3-se-skyactiv-x-jako-hybrid-uz-za-tri-tydny/6979>
- [12] WE ARE ENGINEERS: SKYACTIV-X: a revolutionary new combustion engine. *MAZDA* [online]. [cit. 2019-01-02]. Dostupné z: <http://www.mazda.com/en/innovation/mazda-stories/engineers/skyactiv-x/>
- [13] How a Knocking Engine Is the Sign of Automotive Innovation: Knock Knock. Who's there? A supercharged, mild hybrid, diesel-inspired gas engine. *Popular mechanics* [online]. 2019 [cit. 2019-01-02]. Dostupné z: <https://www.popularmechanics.com/cars/car-technology/a20650087/skyactiv-x-engine-mazda/>
- [14] ACOSTA, Greg. Mazda's New Spark-Controlled Compression Ignition Revealed. *Engine labs* [online]. 2017, 30.10. 2017 [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: <https://www.enginelabs.com/news/mazdas-new-spark-controlled-compression-ignition-revealed/>
- [15] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů 1*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978. ISBN 04-231-78.
- [16] GSCHIEDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 97-880-8670-6.
- [17] Overhead camshaft. In: *Wikipedia* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Overhead\\_camshaft](https://en.wikipedia.org/wiki/Overhead_camshaft)
- [18] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.

- [19] *BIBUS METALS* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z:  
<https://www.bibusmetals.cz/materialy/nikl-niklove-slitiny/nimonocr-alloys/nimonocr-alloy-80a/>
- [20] *VILLARES METALS* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z:  
<http://www.villaresmetalsinternational.com/Products/Valve-Steels/Austenitic/VV53-1.4871>
- [21] *DID: DAIDO KOGYO* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>
- [22] *KOMA: Piston rings Komarov* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z:  
<https://www.komapistonrings.com/production-program/piston-rings>
- [23] *ČZU v Praze - Spalovací motory: Kinematika a dynamika klikového ústrojí* [online]. In: . [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [oppa-smad.tf.czu.cz/?q=system/files/5.Př.ppt](http://oppa-smad.tf.czu.cz/?q=system/files/5.Př.ppt)

## **Příloha č.1.**

Výpočty z programu PTC Mathcad

### Zakladní parametry motoru:

Zdvihový objem :  $V_z := 500 \text{ cm}^3$

Kompresní poměr:

$$\varepsilon := 14$$

Kompresní objem:

$$V_k := \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad V_k = 38.462 \text{ cm}^3$$

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

Tepelná účinnost:  $\eta_t$

Poissonova konstanta:  $\kappa := 1.4$

$$\eta_t := 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa - 1} \quad \eta_t = 0.652$$

$$\eta_t := 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon^{\kappa - 1}}\right) \quad \eta_t = 0.652$$

Vrtání válce a zdvih pístu:

$$V_z := 500 \text{ cm}^3$$

Vrtání:  $D := 86 \text{ mm}$

Zdvih:

$$Z := \frac{V_z \cdot 4}{\pi \cdot D^2}$$

$$Z = 86.076 \text{ mm}$$

$$Z := 86.1 \text{ mm}$$

$$V_z := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \quad V_z = 500.138 \text{ cm}^3$$

Zdvihový poměr:

$$\xi := \frac{Z}{D} \quad \xi = 1.001$$

Střední pístová rychlost:

Maximální otáčky:  $n_{max} := 6500 \text{ min}^{-1}$

$$c_s := 2 \cdot Z \cdot (n_{max}) \quad c_s = 18.655 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Radius klikového hřídele:

$$r := \frac{Z}{2}$$

$$r = 43.05 \text{ mm}$$

Délka ojnice: l

$$\text{Poměr délky/ramene: } R := \frac{l}{r}$$

$$R := 3.2$$

$$l := R \cdot r$$

$$l = 137.76 \text{ mm}$$

$$l := 137 \text{ mm}$$

Obsah plochy pístu:

$$S_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_p = 5808.805 \text{ mm}^2$$

Střední průřez ventilového sedla  $S_{ss}$

$$S_{ss} := \frac{S_p}{2} \cdot 0.25$$

$$S_{ss} = 726.101 \text{ mm}^2$$

Střední průměr sacího ventilového sedla:

$$d_{ss} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ss}}{\pi}} = 30.406 \text{ mm}$$

$$d_{ss} := 31.5 \text{ mm}$$

$$S_{ss} := \frac{d_{ss}^2 \cdot \pi}{4} \quad S_{ss} = 779.311 \text{ mm}^2$$

$$v_{ss} := \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot S_{ss}} = 69.525 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Důležité průměry ve výfukovém kanále:

$$d_{vs} := \frac{d_{ss}}{1.23} = 25.61 \text{ mm}$$

$$v_{vs} := \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{vs}^2}{4}} = 105.184 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Zdvih sacího ventilu:

$$h_{sv} := 0.288 \cdot d_{ss} = 9.072 \text{ mm}$$

Zdvih výfukového ventilu:

$$h_{vv} := 0.288 \cdot d_{vs} = 7.376 \text{ mm}$$

### Výpočet ventilových pružin

Max. otáčky vačkového hřídele:

$$n_{vmax} := 3250$$

Převod jednotek zrychlení z mm/stupeň<sup>2</sup> na m/s<sup>2</sup> u sacího ventilu:

$$a_{vsmax^\circ} := 2.23757 \cdot 10^{-2}$$

$$a_{vsmax} := \frac{a_{vsmax^\circ}}{1000} \cdot \left( \frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2$$

$$a_{vsmax} = 8.508 \cdot 10^3$$

$$a_{vsmax} := 8508 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Převod jednotek zrychlení z mm/stupeň<sup>2</sup> na m/s<sup>2</sup> u výfukového ventilu:

$$a_{vvmax^\circ} := 1.7281 \cdot 10^{-2}$$

$$a_{vvmax} := \frac{a_{vvmax^\circ}}{1000} \cdot \left( \frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2$$

$$a_{vvmax} = 6.571 \cdot 10^3$$

$$a_{vvmax} := 6571 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### Hmotnosti komponentů ventilů

Sací ventil

$$m_{s1} := 0.001093 \text{ kg}$$

$$m_{s2} := 0.013013 \text{ kg}$$

$$m_{s3} := 0.053583 \text{ kg}$$

$$m_{s4} := 0.001181 \text{ kg}$$

$$m_{s5} := 0.030133 \text{ kg}$$

Čepička:

Miska ventilové pružiny:

Ventily:

Zámek misky ventilové pružiny:

Vahadla:

Výfukový ventil

$$m_{v1} := 0.001181 \text{ kg}$$

$$m_{v2} := 0.013013 \text{ kg}$$

$$m_{v3} := 0.060553 \text{ kg}$$

$$m_{v4} := 0.001067 \text{ kg}$$

$$m_{v5} := 0.030133 \text{ kg}$$

$$m_{sr} := m_{s1} + m_{s2} + m_{s3} + m_{s4} + \frac{2}{3} \cdot m_{s5}$$

$$m_{vr} := m_{v1} + m_{v2} + m_{v3} + m_{v4} + \frac{2}{3} \cdot m_{v5}$$

Celkově:

$$m_{sr} = 0.089 \text{ kg}$$

$$m_{vr} = 0.096 \text{ kg}$$

Zrychlení v nejvyšším bodě [m/s<sup>2</sup>]

$$a_{vs0^\circ} := 0.0038972$$

$$a_{vv0^\circ} := 0.0028306$$

Sání:

Převod:

$$a_{vs0} := \frac{a_{vs0^\circ}}{1000} \cdot \left( \frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2$$

$$a_{vs0} = 1.482 \cdot 10^3$$

$$a_{vs0} := 1.482 \cdot 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Síla v ose:

$$F_{vs0} := a_{vs0} \cdot m_{sr}$$

$$F_{vs0} = 131.837 \text{ N}$$

$$F_{vsp} := F_{vs0} \cdot 1.6$$

$$F_{vsp} = 210.939 \text{ N}$$

$$F_{vsp} := 250 \text{ N}$$

Výfuk:

Převod:

$$a_{vv0} := \frac{a_{vv0^\circ}}{1000} \cdot \left( \frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2$$

$$a_{vv0} = 1.076 \cdot 10^3$$

$$a_{vv0} := 1.076 \cdot 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Síla v ose:

$$F_{vv0} := a_{vv0} \cdot m_{vr}$$

$$F_{vv0} = 103.191 \text{ N}$$

$$F_{vvp} := F_{vv0} \cdot 1.6$$

$$F_{vvp} = 165.106 \text{ N}$$

$$F_{vvp} := 190 \text{ N}$$

Materiál ventilových pružin:

material SM, EN 10270-1

$$\sigma := 1530 \text{ MPa}$$

Předeřinovací síla pružina

$$F_{vpp} := 50 \text{ N}$$

Sání:

Pracovní zdvih pružiny:

$$\Delta y_{vsp} := 9 \text{ mm}$$

Tuhost pružiny:

$$k_{vsp} := \frac{F_{vsp} - F_{vpp}}{\Delta y_{vsp}} \quad k_{vsp} = 22.222 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Výfuk:

Pracovní zdvih pružiny:

$$\Delta y_{vvp} := 7.2 \text{ mm}$$

Tuhost pružiny:

$$k_{vvp} := \frac{F_{vvp} - F_{vpp}}{\Delta y_{vvp}} \quad k_{vvp} = 19.444 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Dovolené napětí v krutu materiálu pružin:

$$\tau_{Dkvp} := 714 \text{ MPa}$$

Průměr drátu pružin:

Sání:

$$d_{vsp} := \sqrt{\frac{48 \cdot F_{vsp}}{\pi \cdot \tau_{Dkvp}}} \quad d_{vsp} = 2.313 \text{ mm} \quad d_{vsp} := 3 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$d_{vvp} := \sqrt{\frac{48 \cdot F_{vvp}}{\pi \cdot \tau_{Dkvp}}} \quad d_{vvp} = 2.016 \text{ mm} \quad d_{vvp} := 3 \text{ mm}$$

Střední průměr pružin:

Sání:

$$D_{vsp} := d_{vsp} \cdot 6 \quad D_{vsp} = 18 \text{ mm} \quad \text{zvoleno: } D_{vsp} := 22 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$D_{vvp} := d_{vvp} \cdot 6 \quad D_{vvp} = 18 \text{ mm} \quad \text{zvoleno: } D_{vvp} := 22 \text{ mm}$$

Z tuhosti -> počty závitů

$$G_{oc} := 8.05 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Počty závitů:

Sání:

$$n_{sp} := \frac{G_{oc} \cdot d_{vsp}^4}{8 \cdot D_{vsp}^3 \cdot k_{vsp}}$$

$$n_{sp} = 3.445 \quad n_{sp} := 3.75$$

Výfuk:

$$n_{vp} := \frac{G_{oc} \cdot d_{vvp}^4}{8 \cdot D_{vvp}^3 \cdot k_{vvp}}$$

$$n_{vp} = 3.937 \quad n_{vp} := 4$$

Skutečná tuhost pružin:

Sání:

$$k_{vsp} := \frac{G_{oc} \cdot d_{vsp}^4}{8 \cdot D_{vsp}^3 \cdot n_{sp}} \quad k_{vsp} = 20.412 \frac{N}{mm}$$

Výfuk:

$$k_{vvp} := \frac{G_{oc} \cdot d_{vvp}^4}{8 \cdot D_{vvp}^3 \cdot n_{vp}} \quad k_{vvp} = 19.137 \frac{N}{mm}$$

Stlačení pružin:

Sání:

$$y_{ps} := \frac{F_{vpp}}{k_{vsp}} \quad y_{ps} = 2.45 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$y_{pv} := \frac{F_{vpp}}{k_{vvp}} \quad y_{pv} = 2.613 \text{ mm}$$

Stlačení při plném zatížení:

Sání:

$$y_{ss} := 9 \text{ mm} + y_{ps} \quad y_{ss} = 11.45 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$y_{sv} := 7.2 \text{ mm} + y_{pv} \quad y_{sv} = 9.813 \text{ mm}$$

Dosedová délka pružin

Sání:

$$L_{dsp} := d_{vsp} \cdot (n_{sp} + 2) = 17.25 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$L_{dvp} := d_{vvp} \cdot (n_{vp} + 2) = 18 \text{ mm}$$

Minimální pracovní délka pružin:

Sání:

$$L_{psp} := 1.1 \cdot L_{dsp} = 18.975 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$L_{pvp} := 1.1 \cdot L_{dvp} = 19.8 \text{ mm}$$

Volná délka pružin:

Sání:

$$L_{0sp} := L_{psp} + y_{ss} = 30.425 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$L_{0vp} := L_{pvp} + y_{sv} = 29.613 \text{ mm}$$

Délka pružin v namontovaném stavu:

Sání:

$$L_{zsp} := L_{0sp} - y_{ps} = 27.975 \text{ mm}$$

Výfuk:

$$L_{zvp} := L_{0vp} - y_{pv} = 27 \text{ mm}$$

### Hlavové šrouby:

Maximální síla od plynů

$$F_{pmax} := 59830 \text{ N}$$

Počet šroubu:  $i_{hl} := 4$

Šroub M10 - 12.9

Smluvní mez kluzu:  $\sigma_{Rp0.2} := 1100 \text{ MPa}$

Nejmenší průměr šroubu:  $d_{hls3} := 8.16 \text{ mm}$

Průměr dříku:  $d_{hld} := 10 \text{ mm}$

Dovolené napětí:

$$\sigma_{Dhls} := \frac{\sigma_{Rp0.2}}{2} = 550 \text{ MPa}$$

Síla na jeden šroub:

$$F_{hls} := \frac{F_{pmax}}{i_{hl}} \quad F_{hls} = 14957.5 \text{ N}$$

Nejmenší průřez šroubu:

$$S_{hlm} := \frac{\pi \cdot d_{hls3}^2}{4} = 52.296 \text{ mm}^2$$

$$S_{hlm} := 50.3 \text{ mm}^2$$

Průřez dříku šroubu:

$$S_{hld} := \frac{\pi \cdot d_{hld}^2}{4} = 78.54 \text{ mm}^2$$

$$S_{hld} := 78.5 \text{ mm}^2$$

Tuhost hlavového šroubu:

Youngův modul:

$$E_{ocel} := 210000 \text{ MPa}$$

$$E_{slitina} := 70000 \text{ MPa}$$

Délka závitu:  $L_{hlz} := 42.8 \text{ mm}$

Délka dříku:  $L_{hld} := 77.2 \text{ mm}$

Poddajnost:

$$P_{ods} := \frac{L_{hlz}}{E_{ocel} \cdot S_{hlm}} + \frac{L_{hld}}{E_{ocel} \cdot S_{hld}} = 8.735 \cdot 10^{-6}$$

Tuhost:

$$k_{hl1} := \frac{1}{P_{ods}} \cdot \frac{N}{mm} = 114482.96 \frac{N}{mm}$$

Tuhost spojovaných částí (hlavy válce a bloku)

Průměr hlavy:  $D_{hls} := 18$

Průměr otvoru pro šroub:  $D_{hlo} := 10.5$

Délka šroubu:  $L_{hls} := L_{hlz} + L_{hld} = 120$

Tuhost:

$$k_{hls} := \frac{E_{slitina} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{hls}^2 - D_{hlo}^2)}{4}}{150} \cdot \frac{N}{mm}$$

$$k_{hls} = 78343.467 \frac{N}{mm}$$

Síla působící ve spojovaných částech:

Součinitel proti odlehnutí hlavového šroubu  $\psi_{hl} := 0.8$

$$F_{hl2} := \psi_{hl} \cdot F_{hls} = 11966 \text{ N}$$

Předepínací síla hlavového šroubu:

$$F_{hlsp} := F_{hl2} + F_{hls} \cdot \frac{k_{hls}}{k_{hl1} + k_{hls}} = 18043.084 \text{ N}$$

Maximální síla působící v hlavovém šroubu:

$$F_{hlsmax} := F_{hlsp} + F_{hls} \cdot \frac{k_{hl1}}{k_{hl1} + k_{hls}} = 26923.5 \text{ N}$$

Napětí v tahu v hlavovém šroubu:

$$S_{hlm} := 50.3$$

$$\sigma_{hls} := \frac{F_{hlsmax}}{S_{hlm} \cdot mm^2} = 535.258 \text{ MPa} \Rightarrow \text{hlavové šrouby vyhovují}$$



## VYVÁŽENÍ:

Pro vyvážení klikovho mechanismu bylo nejdůležitější stanovení hmotností, zejména rozdělení hmot ojnice. Toto rozložení hmot ojnice závisí na stanovení těžiště ojnice. V této záležitosti nám byl prospěšný CAD systém, který dokáže těžiště stanovit.

- $m_{or}$  - rotační hmota ojnice
- $m_{op}$  - posuvná hmota ojnice
- $m_{ps}$  - píst s kroužky, čepem a pojisnými kroužky
- $m_{zal}$  - hmotnost zalomení ojnice
- $m_{prz}$  - hmotnost nevyvažku na klice

$$m_{or} := 0.45603 \text{ kg}$$

$$m_{op} := 0.15627 \text{ kg}$$

$$m_{ps} := 0.3888412 \text{ kg}$$

$$m_{zal} := 0.618091 \text{ kg}$$

$$m_{prz} := 0.668895 \text{ kg}$$

Hmotnost posuvných hmot:

$$m_{pos} := m_{ps} + m_{op}$$

$$m_{pos} = 0.545 \text{ kg}$$

Hmotnost rotačních hmot:

$$m_{rot} := m_{zal} + m_{or} + 2 \cdot m_{prz}$$

$$m_{rot} = 2.412 \text{ kg}$$

Výpočet pro zjištění velikosti kontrolní hmoty na klice:

$$m_{kon} := m_{or} + 0.5 \cdot (m_{ps} + m_{op})$$

$$m_{kon} = 0.729 \text{ kg}$$

Výpočet pro zjištění velikosti kontrolní hmoty na vyvažovací hřídeli:

$$m_{vkon} := 0.25 \cdot (m_{pos} + m_{op})$$

$$m_{vkon} = 0.175 \text{ kg}$$

Hmotnost nevyvažku na vyvažovací hřídeli:

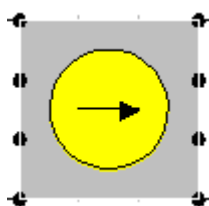
$$m_{vpl} := \frac{m_{vkon} \cdot 45.05}{26}$$

$$m_{vpl} = 0.304 \text{ kg}$$

## **Příloha č.2**







Nastavení komponent 1D modelu:

## 1. Válec:



V tomto komponentu jsou nastaveny základní parametry, jako je vrtání, zdvih délka ojnice a kompresní poměr. Dále zde nastavujeme data pro model spalovacího procesu, přenosu tepla, teploty stěn a model vyplachování.

Obr. 1 – Válec (značka)

Label	default cylinder
Bore (mm)	86,0000
Stroke (mm)	86,1000
Cyl Swept Volume (l)	0,50014
Total Swept Volume (l)	0,50014
Con-rod Length (mm)	138,00
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	14,00
Clearance Volume (l)	0,038472
Phase (ATDC)	0,00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Obr. 2 - hodnoty nastavované pro komponent válec

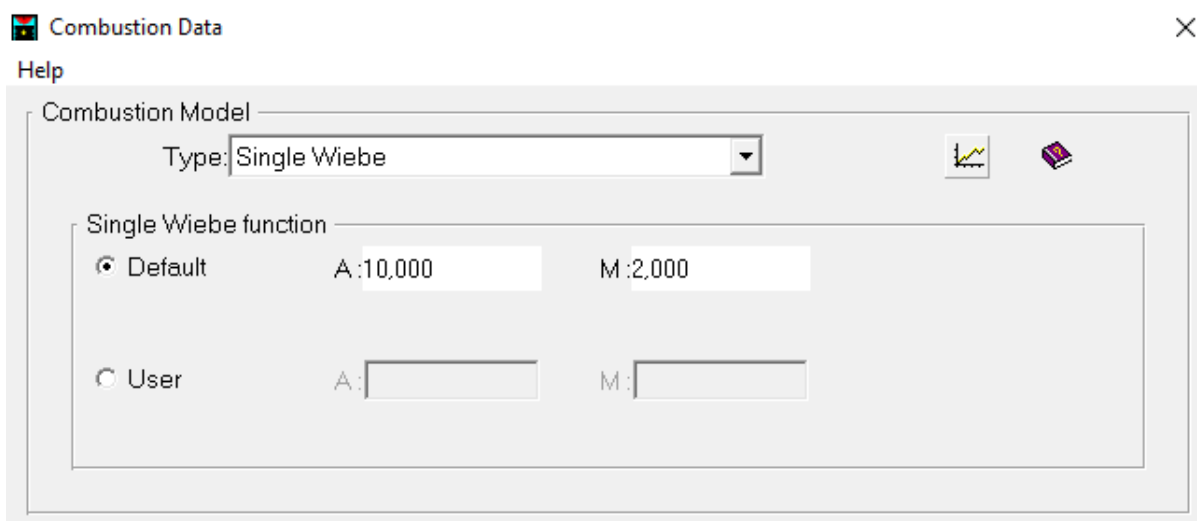
Nastavení výše zmíněných modelů bylo nastaveno dle nápovědy, která se nachází přímo v programu. Model spalování byl nastaven jako single Wiebe. Tento model je charakterizován funkcí, kde pozice motoru je závislá na objemu spálené hmoty. Do této funkce se zadávají koeficienty, jejichž hodnoty je možné najít pro druh paliva v podkladech nacházejících se v programu.

### Wiebe Function Defaults

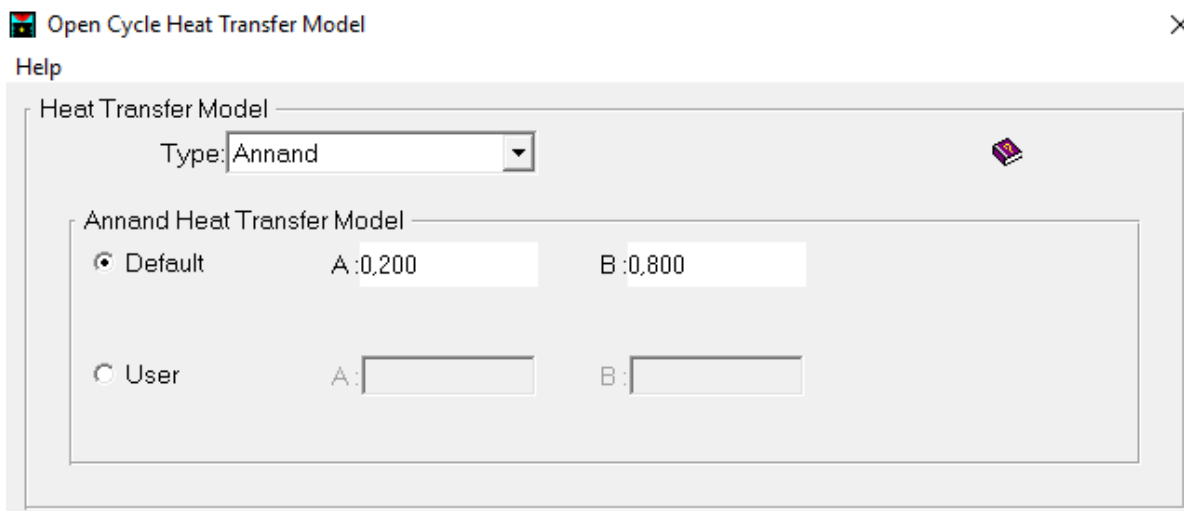
The single part Wiebe function is used by default for all combustion systems. The model coefficients are set as a function of the fuel type. The default coefficients are;

Fuel	$A$	$M$
1 – Gasoline	10.0	2.0
2 – Diesel	6.9	0.5
3 – Methane	5.0	2.2
4 – Methanol	10.0	2.0

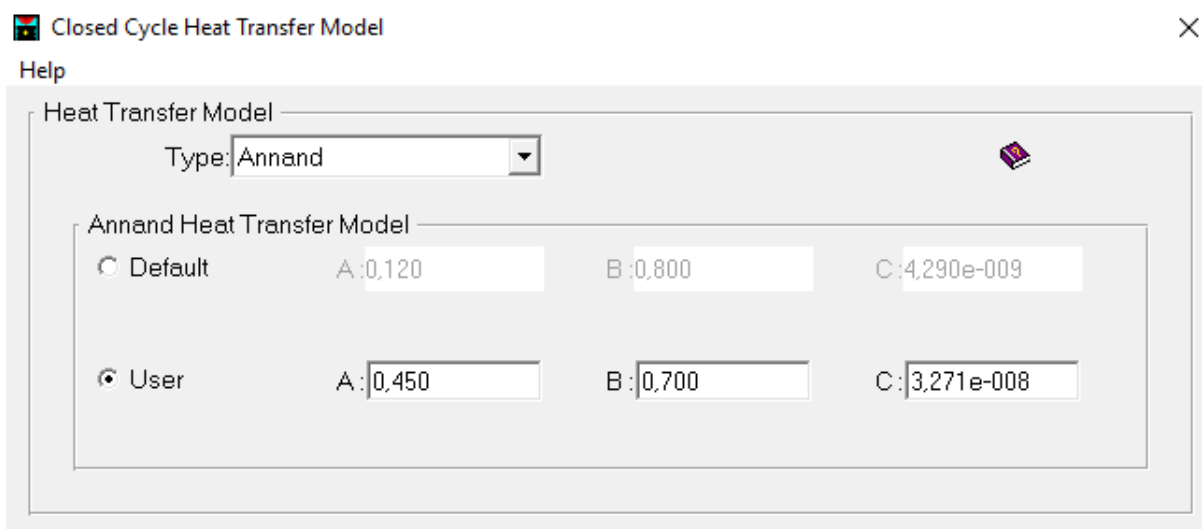
Obr. 3 - ukázka z nápovědy v programu Lotus engine simulation



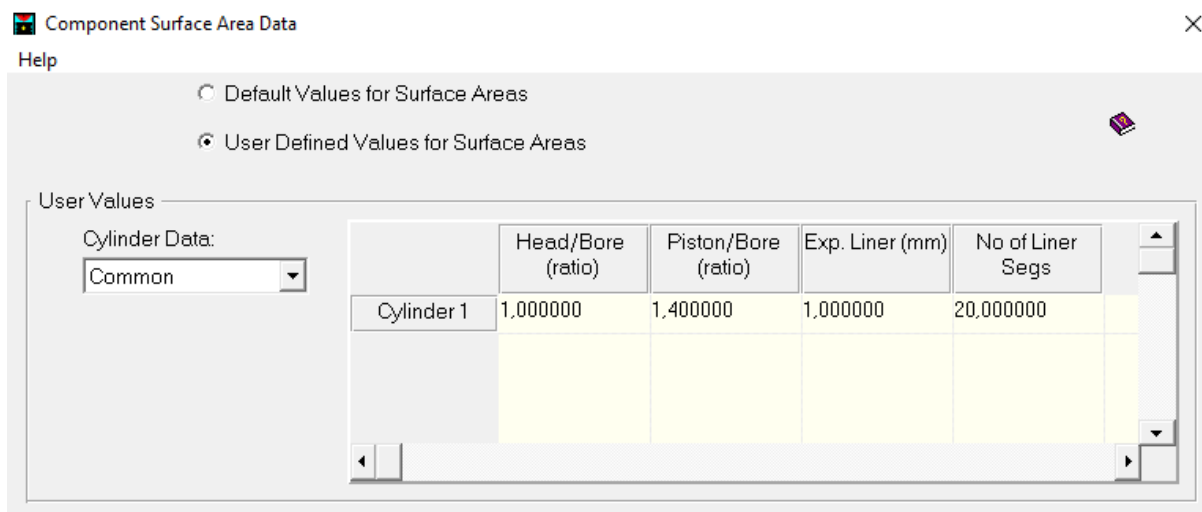
Obr. 4 - model spalování



Obr. 5 - přenos tepla (otevřený cyklus)

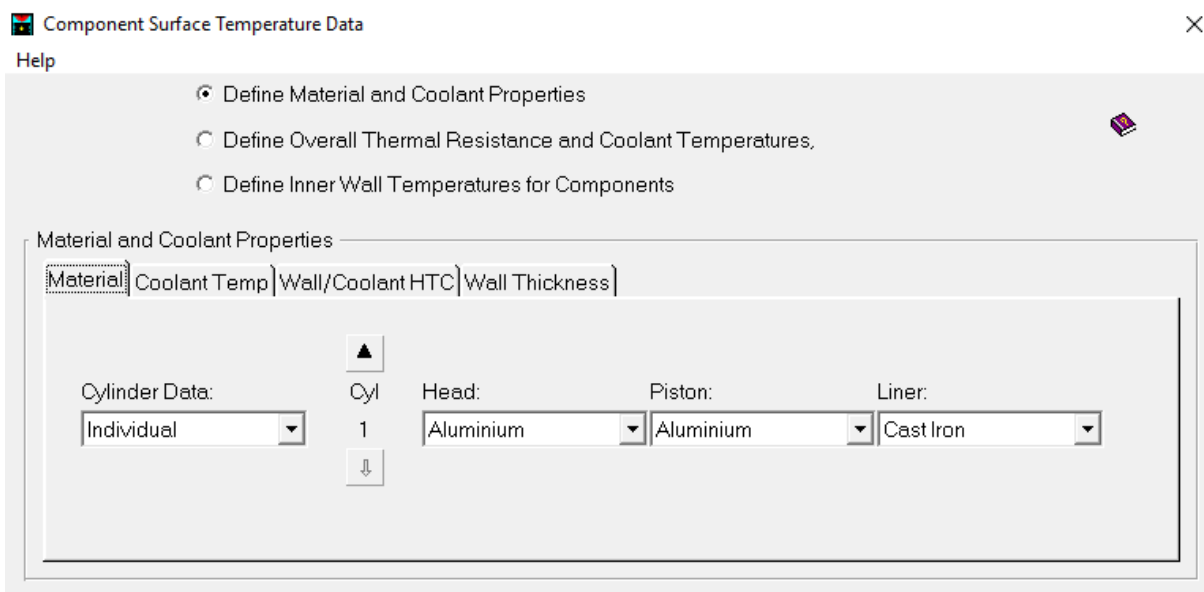


Obr. 6 - přenos tepla (uzavřený cyklus)



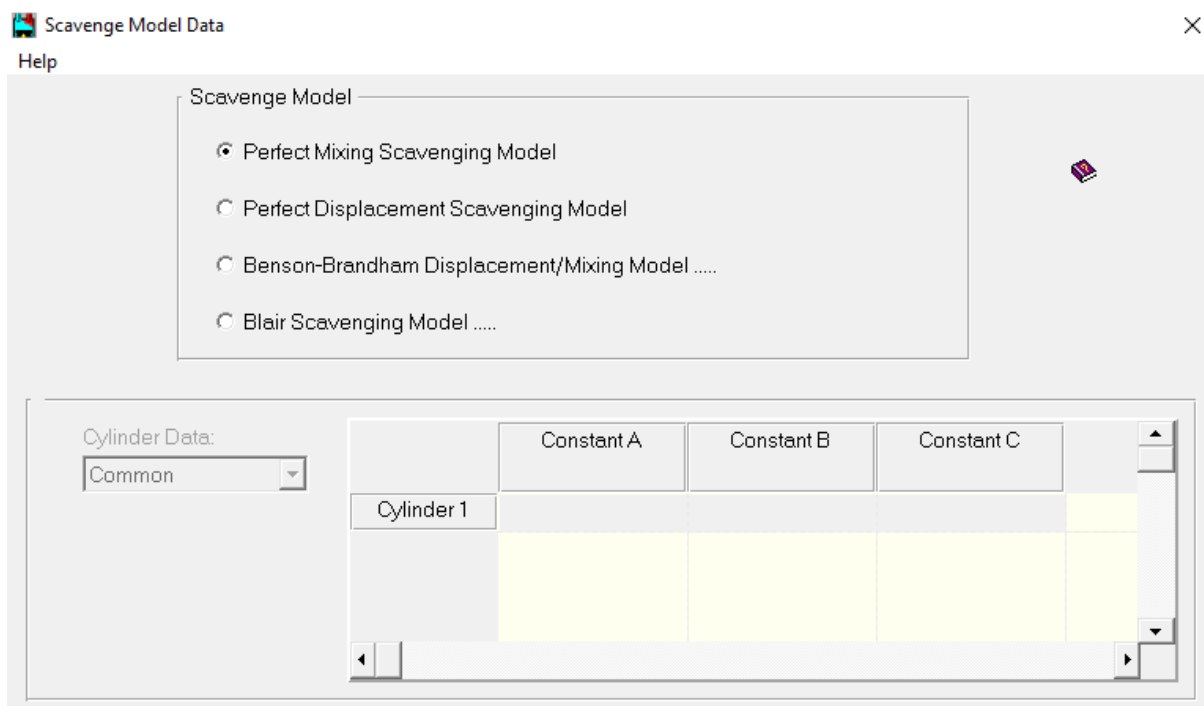
Obr. 7 - data pro povrch komponentů

Hodnoty pro přenos tepla a povrchy komponentů byly rovněž obsaženy v nápovědě a nastavením hodnot pro zážehový motor bylo rovněž ukázáno v průvodní dokumentaci.



Obr. 8 - data pro teploty povrchu komponentů

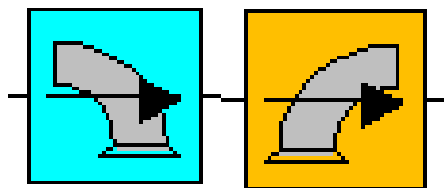
U modelu pro výplach byly zanechány výchozí hodnoty. U dat teplot povrchu komponentů byly pouze nastaveny materiály komponent a jinak zanechány rovněž výchozí hodnoty.



Obr. 9 - model pro vyplachování




## 2. Porty:




Obr. 10 - Výfukový a sací port (značka)

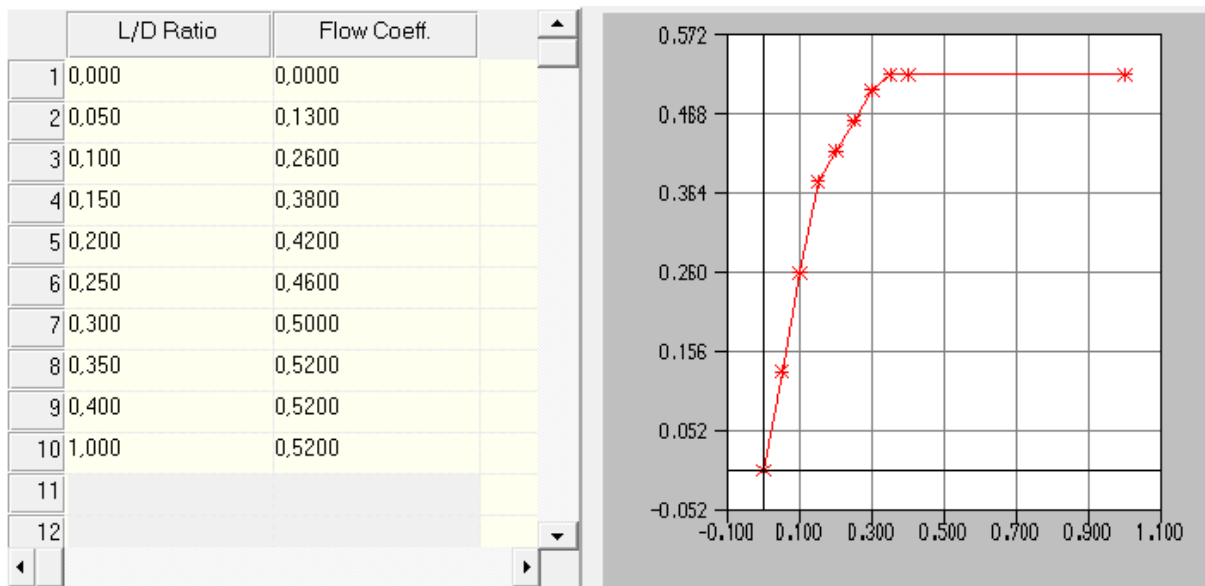
Zde se nastavuje průměr hrdla ventilu a poté proudění portem vztažené k otevření ventilu. Tato hodnota bývá zpravidla zjištěna na základě testů a zde byly zvoleny výchozí hodnoty.

Label	default intake port
No of Valves	1
Valve Throat Dia (mm)	31,500
Port Type	Default Good Port ▾
Port Data	
Harness Connector	Off ▾

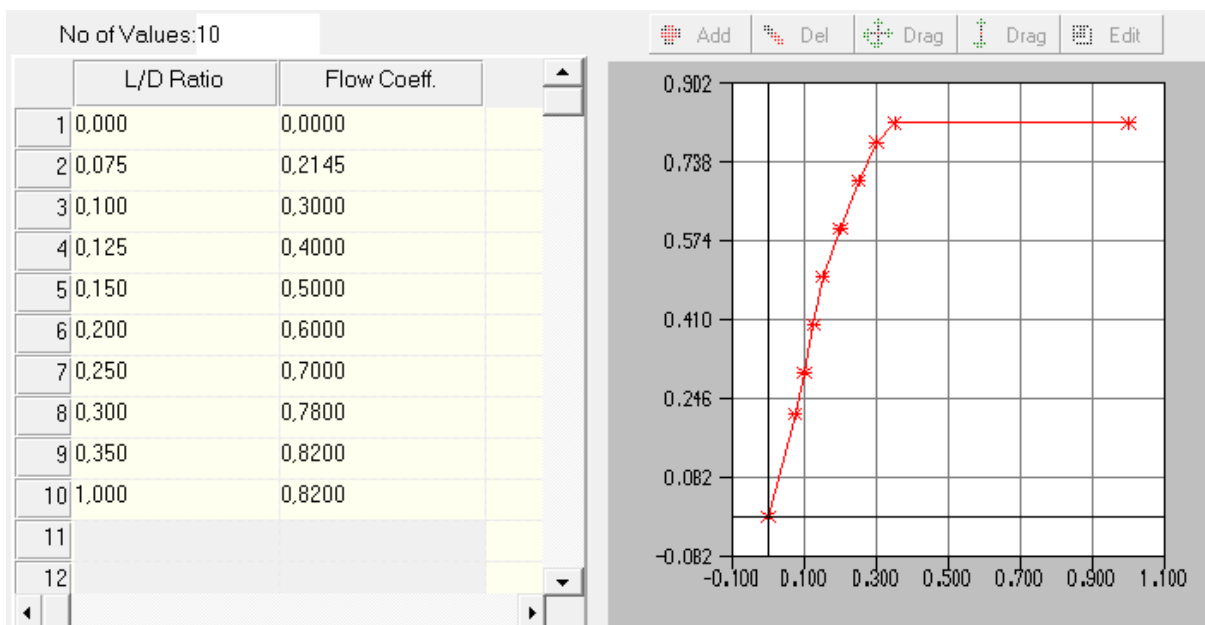
Obr. 11 - Sací port (nastavení)

Label	default exhaust port
No of Valves	1
Valve Throat Dia (mm)	27,000
Port Type	Default Good Port ▾
Port Data	
Harness Connector	Off ▾

Obr. 12 - Výfukový port (nastavení)



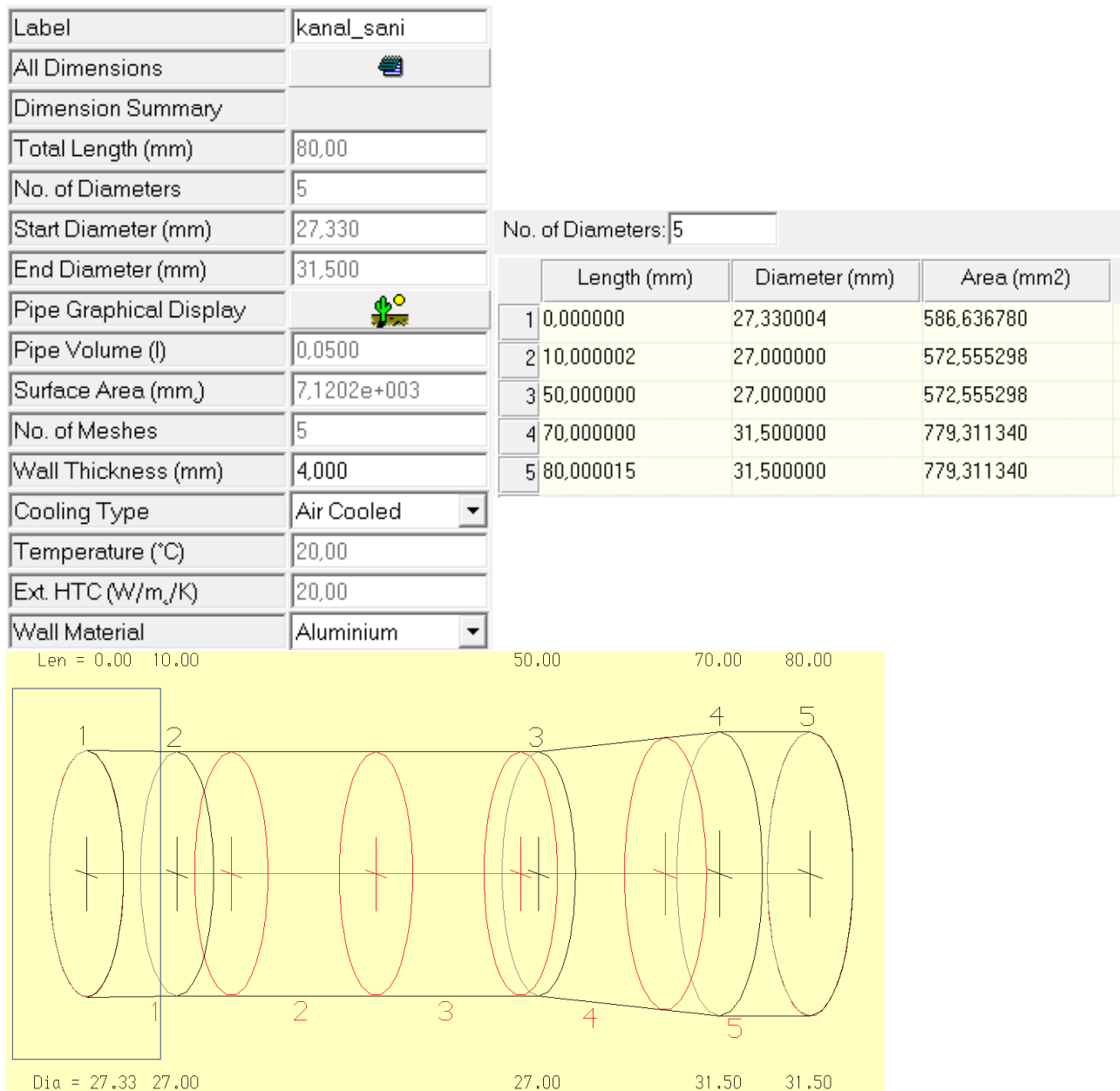
Obr. 13 - Intake port FLOW



Obr. 14 - Exhaust port FLOW

### 3. Kanály

#### Příklad nastavení sacího kanálu:



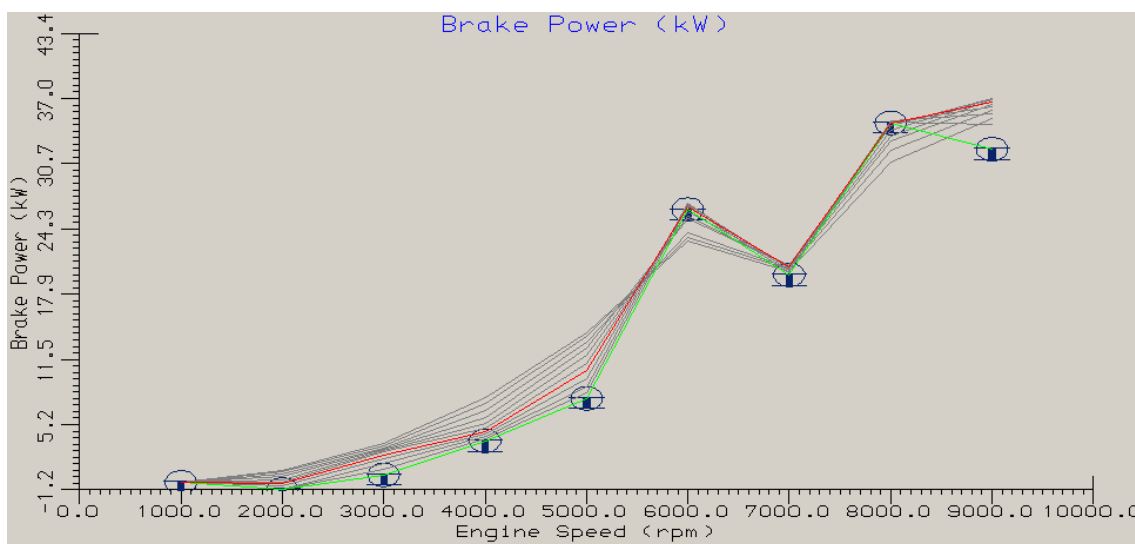
Obr. 15 - nastavení sacího kanálu v ID

#### Optimalizace v Parametric/Optimizer tool:

Pomocí tohoto nástroje lze zjišťovat vliv nastavení komponent na zvolený ukazatel. V případě navrhovaného motoru jsme se zaměřili na výkon.

Prvním úkonem při práci s tímto nástrojem bylo nejdříve zjištění výchozích hodnot. Poté je hodnota některého z komponentů, například úhel otevření sacího ventilu, nastavena jako parametr, který chceme měnit. U zvoleného parametru nastavíme mezní hodnoty, mezi kterými chceme provádět iterace a spustíme průběh optimalizace. Po dokončení všech operací jsou zobrazeny vypočtené křivky a je možné vybrat nejvhodnější variantu.

Tímto způsobem bylo optimalizováno časování ventilů, průměry kanálů a délky kanálů v sacím a výfukovém traktu.



Obr. 16 - otevření ventilu

Parameter Settings

No. 1 of 2

Group Id: inletValves

Variable: Valve Open (deg)

Value Shift Scale By List

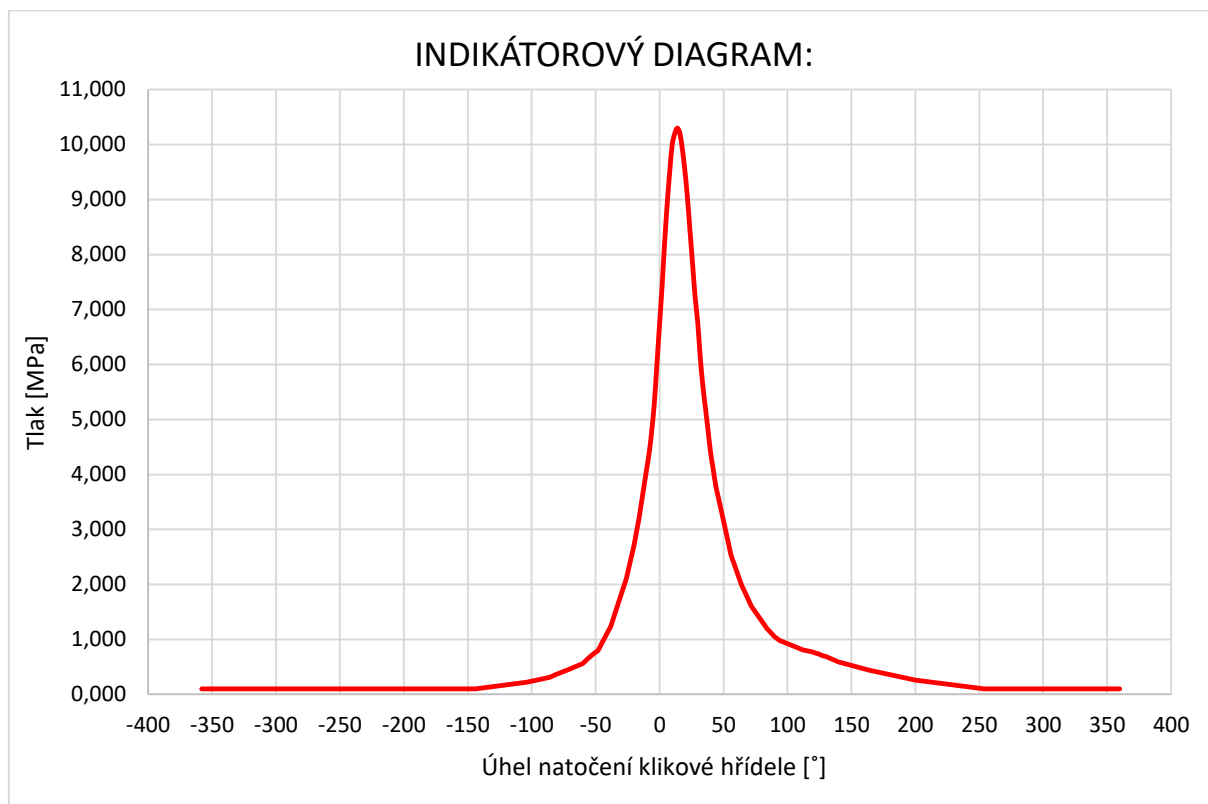
Min. 20.00000 Max. 65.00000 Step 5.00000

Obr. 17 - nastavení parametrů

## **Příloha č.3**

Indikátorový a p-V diagram

Z programu Lotus je možno vygenerovat indikátorový diagram, který zobrazuje průběh tlaku vztažený na úhel natočení klikového hřídele v rámci dvou otáček klikového hřídele, které zahrnují všechny pracovní fáze zážehového motoru.



*Graf 1 – indikátorový diagram*

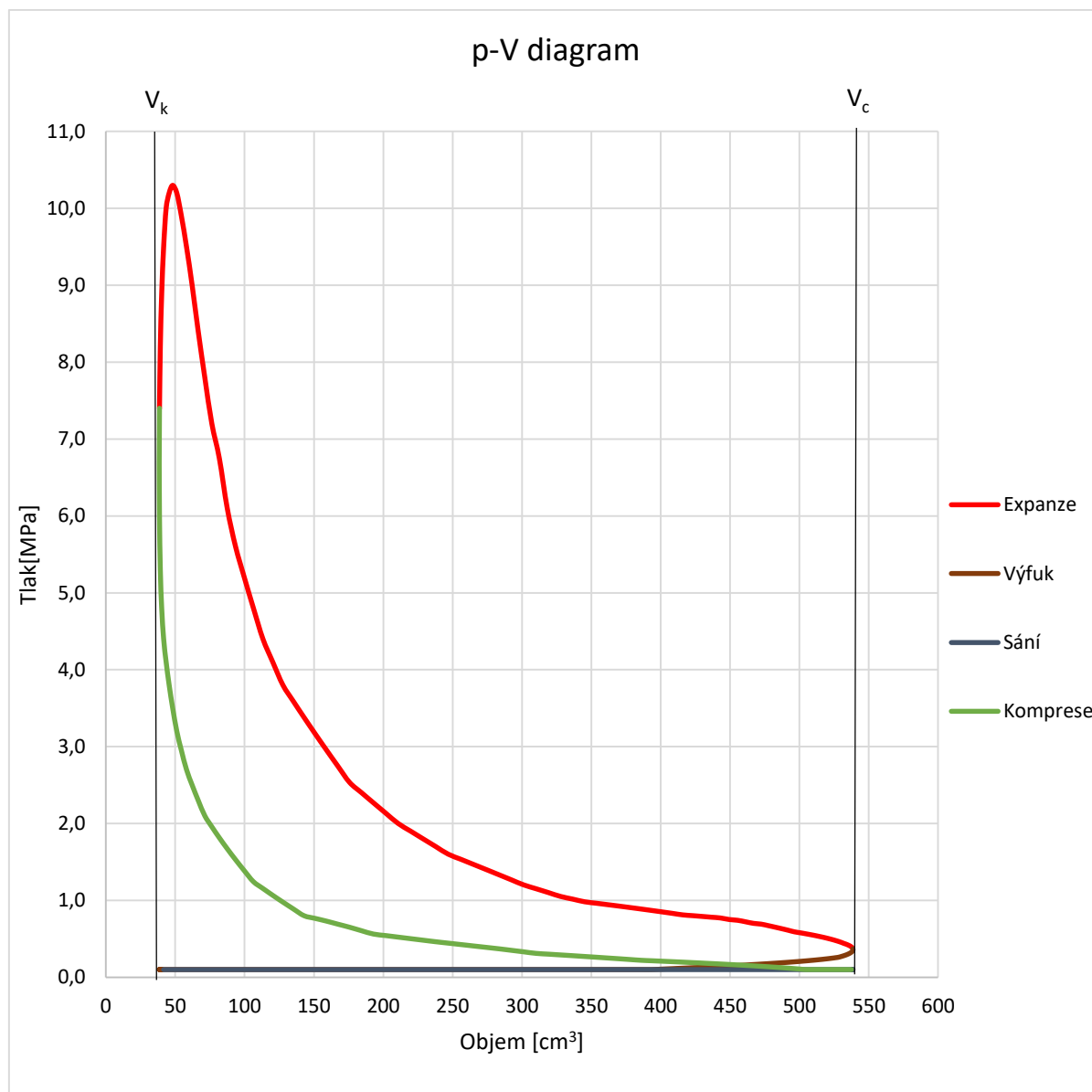
Z indikátorového diagramu vycházíme při tvorbě p-V diagramu vyjadřujícím průběh tlaku v závislosti na objemu, který momentálně zbývá nad pístem. Pro tvorbu tohoto diagramu musíme znát zdvihovou funkci pro pohyb pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, ze které spočítáme objem, ke kterému přičteme kompresní objem a získáme momentální objem nad pístem.

Zdvhová funkce:

$$x = R + L - R \cdot \cos\alpha - L \cdot \cos\beta \quad (1)$$

Po úpravě:

$$x = R \cdot (1 - \cos\alpha + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\alpha)) \quad (2)$$

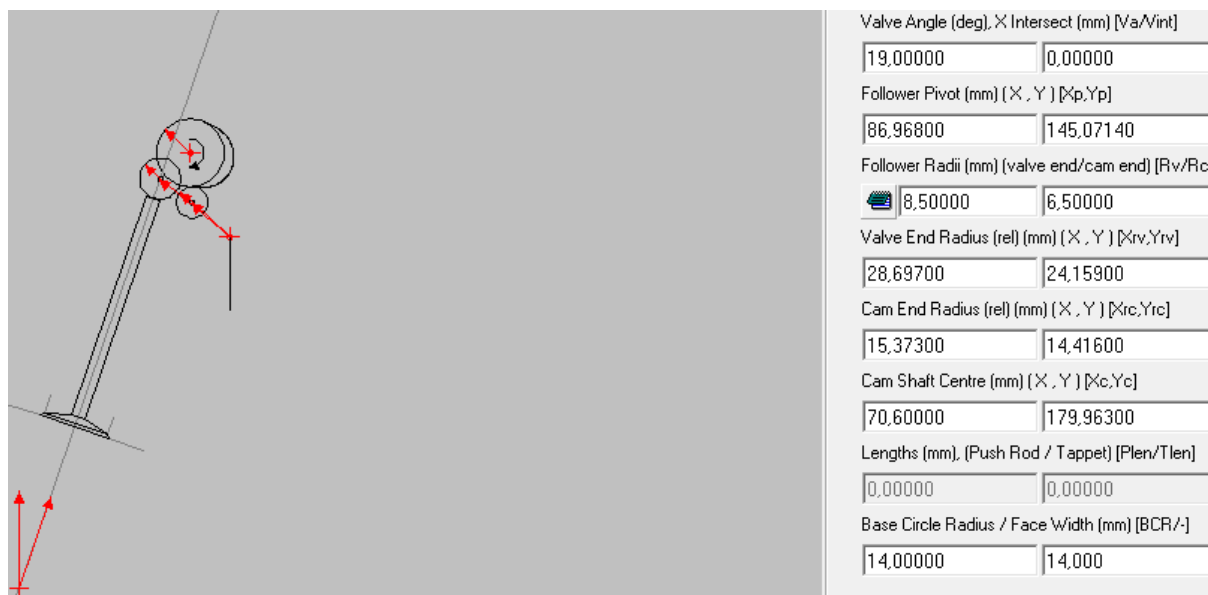


Graf 2 - p-V diagram

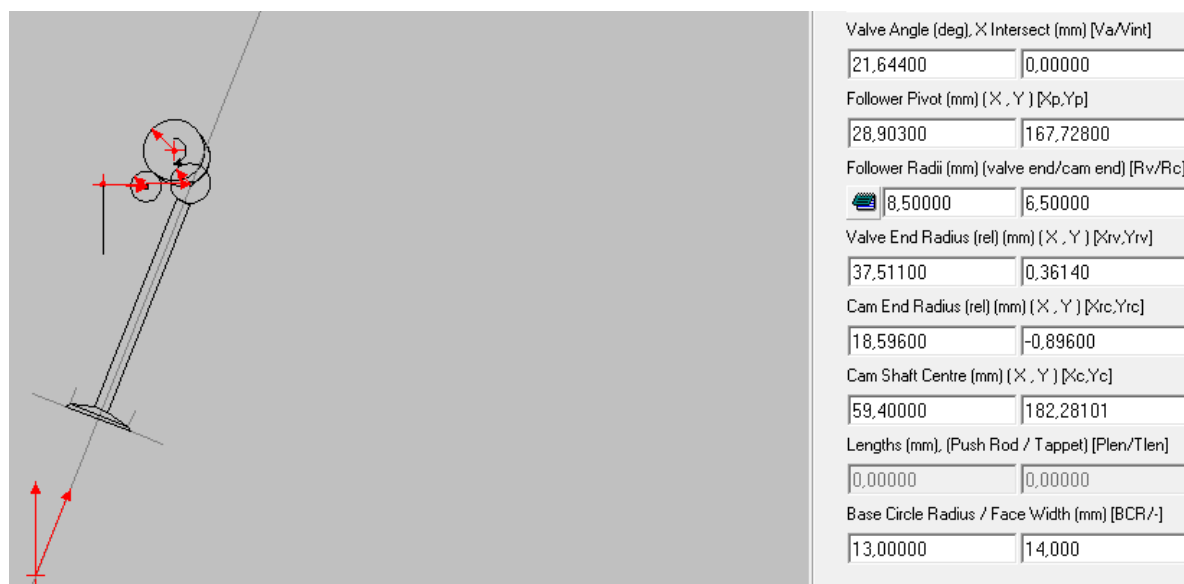


## **Příloha č.4**

Nastavení v Lotus Valve Train concept

**Rozměry rozvodového mechanismu u sání.**

Obr. 18 – Schéma rozvodového mechanismu (sání)

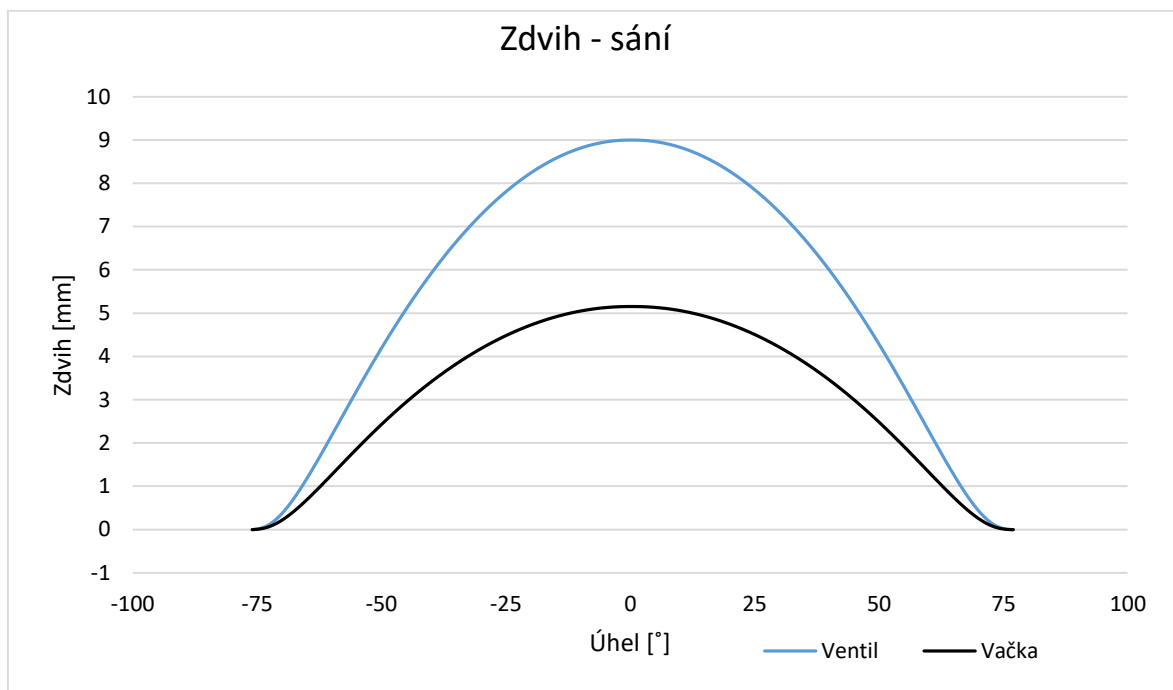
**Rozměry rozvodového mechanismu u výfuku:**

Obr. 19 - Rozvodový mechanismus (výfuk)

## **Příloha č.5**

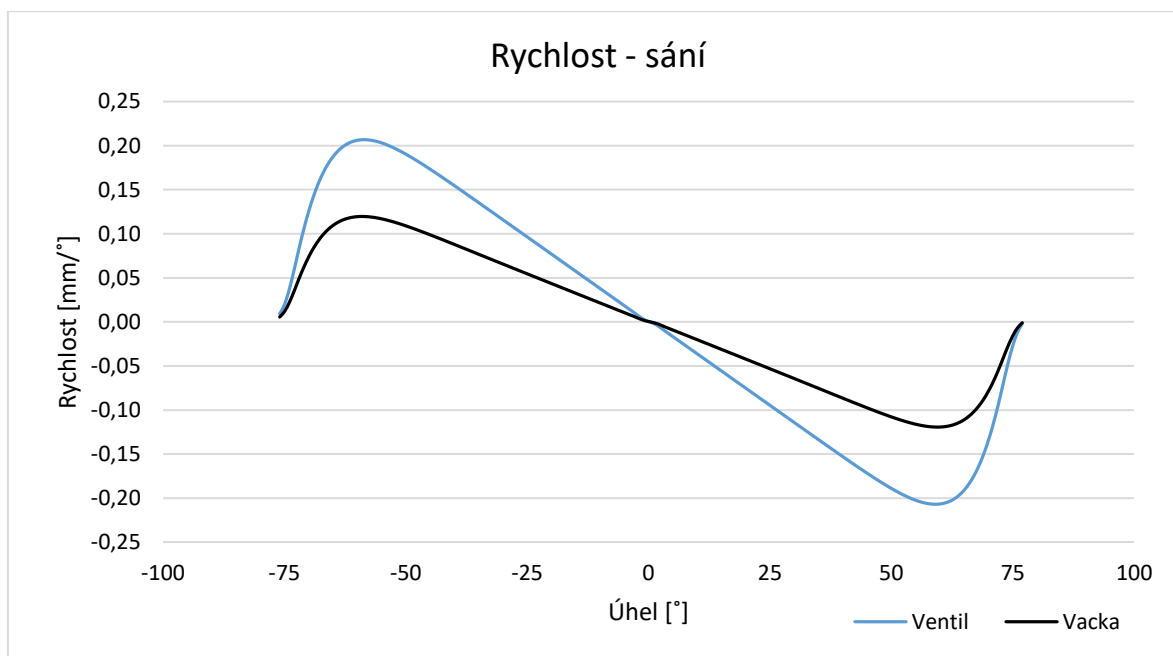
Kinematické závislosti rozvodového mechanismu

Na grafu (**Graf 3**) je zobrazena závislost zdvihu ventilu a vačky na úhlu natočení vačky, kde černou barvou jsou zobrazena data pro vačku a modrou pro ventil.



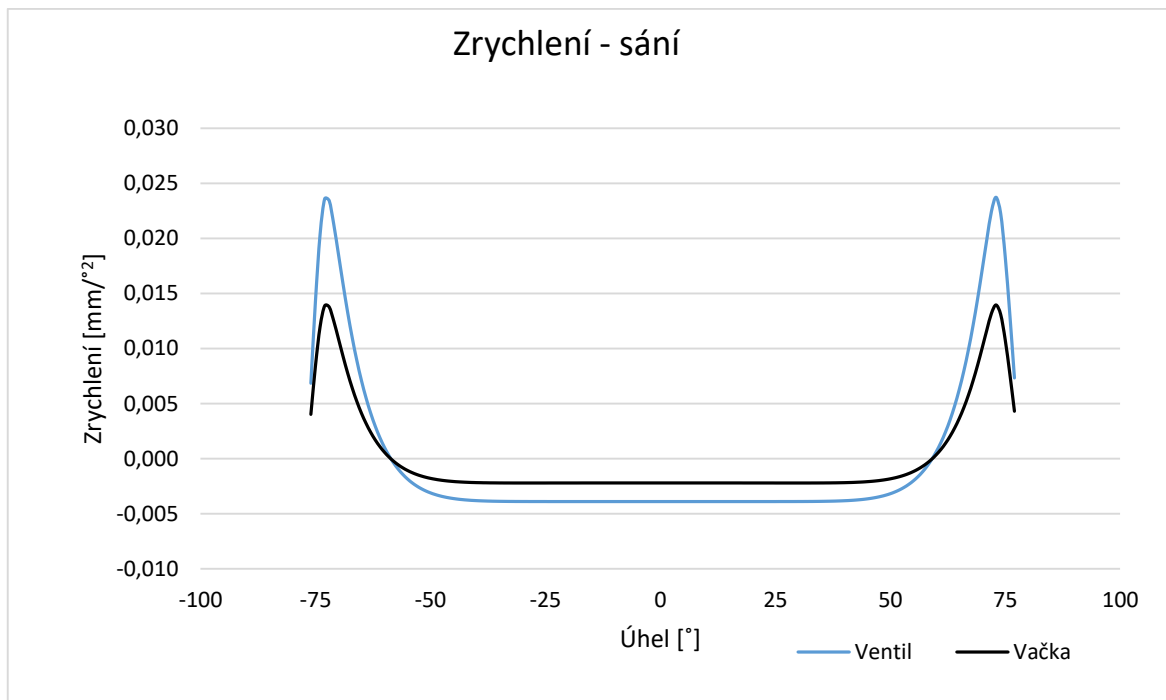
Graf 3 – Zdvih sání ventilu a vačky

Graf (**Graf 4**) zobrazuje rychlost zdvihu na úhel natočení vačky. Rychlost je uvedena v milimetrech na stupeň natočení vačky.



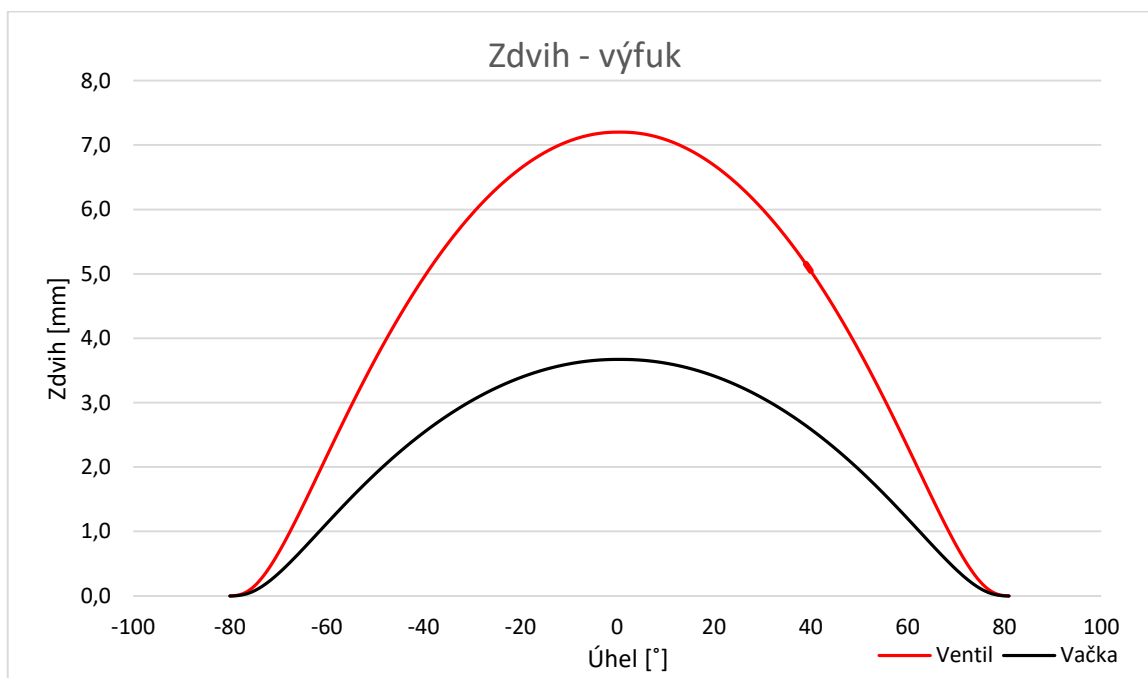
Graf 4 – Rychlost sání ventilu a vačky

Graf (**Graf 5**) představuje zrychlení v závislosti úhlu natočení vačky. Zrychlení je uvedeno v jednotkách [mm/°<sup>2</sup>].

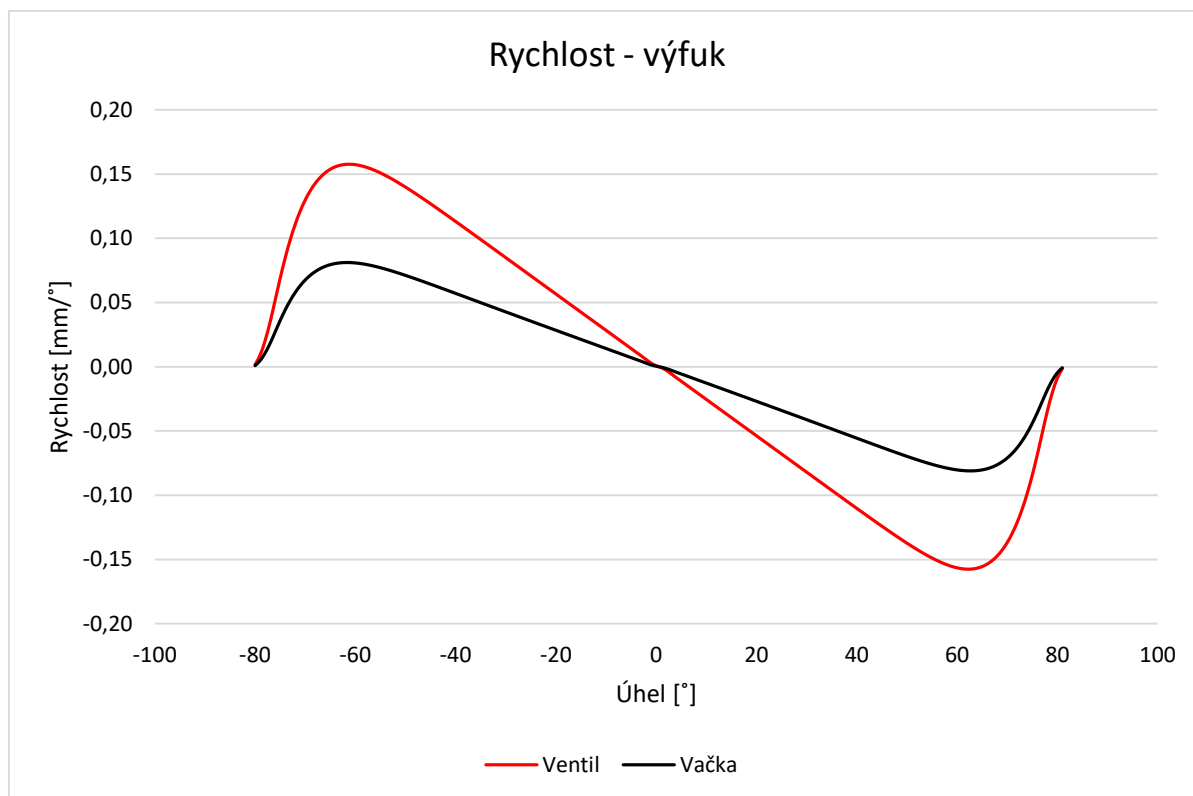


Graf 5 – Zrychlení sacího ventilu a vačky

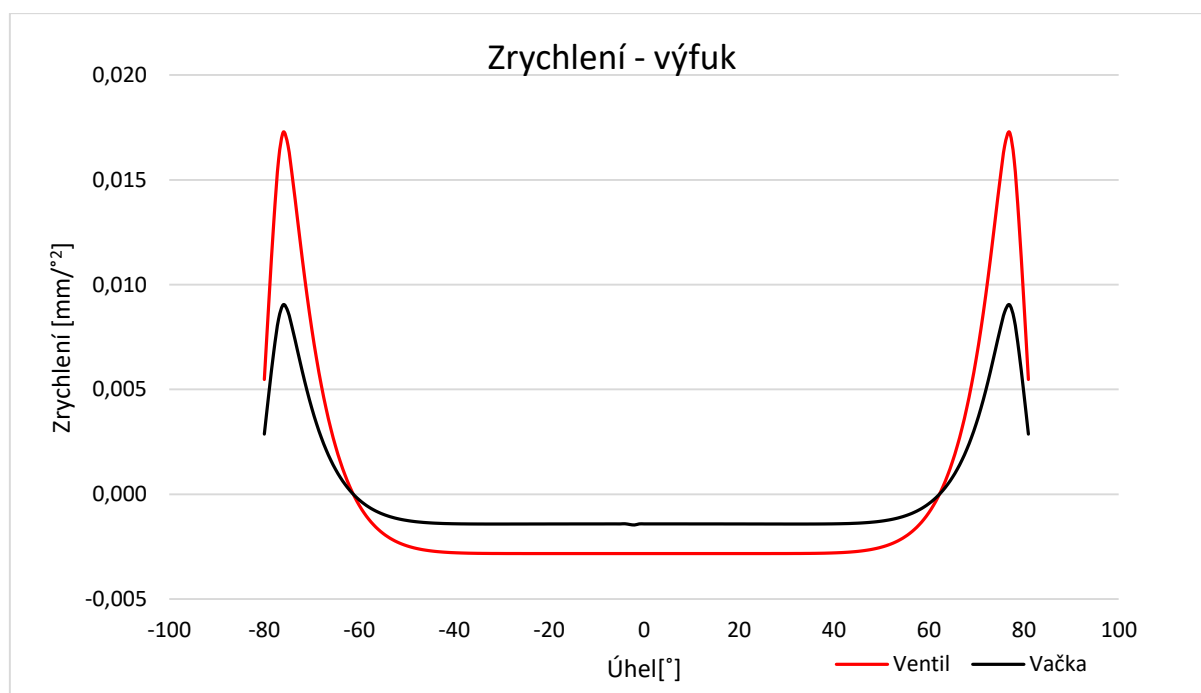
Na grafech (**Graf 6**, **Graf 7**, **Graf 8**) jsou zobrazeny totožné závislosti, jako na předchozích grafech, avšak nyní pro výfukové ventily.



Graf 6 – Zdvih výfukového ventilu a vačky



Graf 7 – Rychlost výfukového ventilu a vačky



Graf 8 - Zrychlení výfukového ventilu a vačky

Tyto závislosti, zejména pro zrychlení ventilů, byly využity pro výpočet ventilových pružin. Výpočet pružin je uveden v příloze.

## **Příloha č.6**

Kinematické závislosti klikového mechanismu



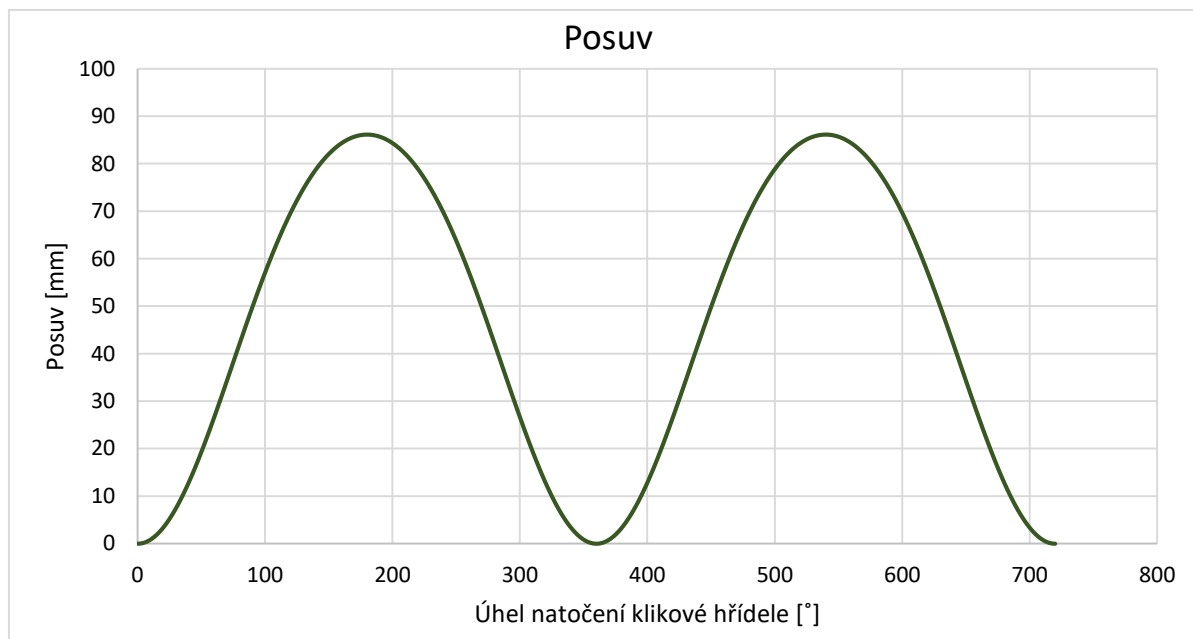
Zdvihová funkce:

$$x = r + l - r \cdot \cos\alpha - l \cdot \cos\beta \quad (3)$$

Po úpravě:

$$x = r \cdot (1 - \cos\alpha + \frac{1}{4} \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\alpha)) \quad (4)$$

Posuv pístu v závislosti na natočení klikové hřídele, který tato funkce (3) vyjadřuje, je graficky znázorněn v grafu (**Graf 9**).



Graf 9 - Posuv pístu

Časovou derivací zdvihové rovnice (24) získáme rovnici pro výpočet rychlosti v závislosti na natočení klikové hřídele.

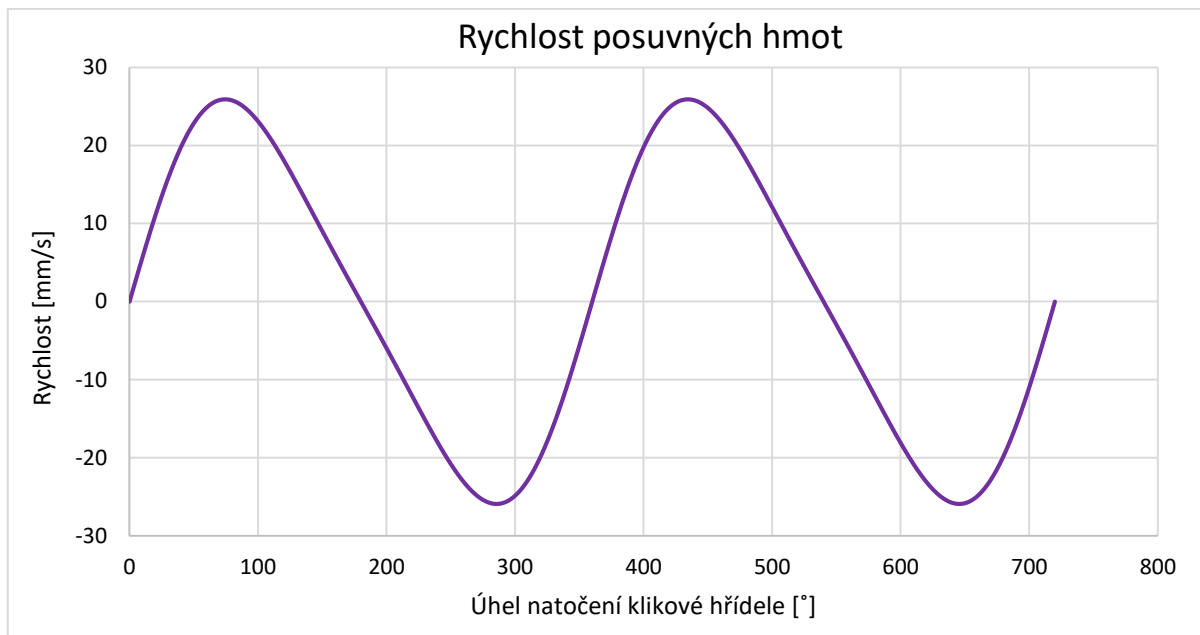
Rychlost:

$$v = r \cdot \omega \cdot (\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha) \quad (5)$$

Vidíme, že do vzorce vstupuje úhlová rychlost, která závisí na otáčkách. Grafy jsou zobrazeny pro úhlovou rychlost odpovídající 5500 [ot/min]. Tyto otáčky jsou zvoleny z toho důvodu, že v těchto otáčkách vzniká maximální tlak působící na píst. Vznikají rovněž maximální síly působící na píst, tudíž grafy zobrazující síly na píst jsou rovněž sestaveny pro 5500 [ot/min]. Do vzorce tedy dosadíme pro  $\omega$ :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5500}{60} = 575,96 \text{ [rad/s]} \quad (6)$$

Na grafu (**Graf 10**) je zobrazena rychlost posuvných hmot v závislosti na natočení klikové hřídele.

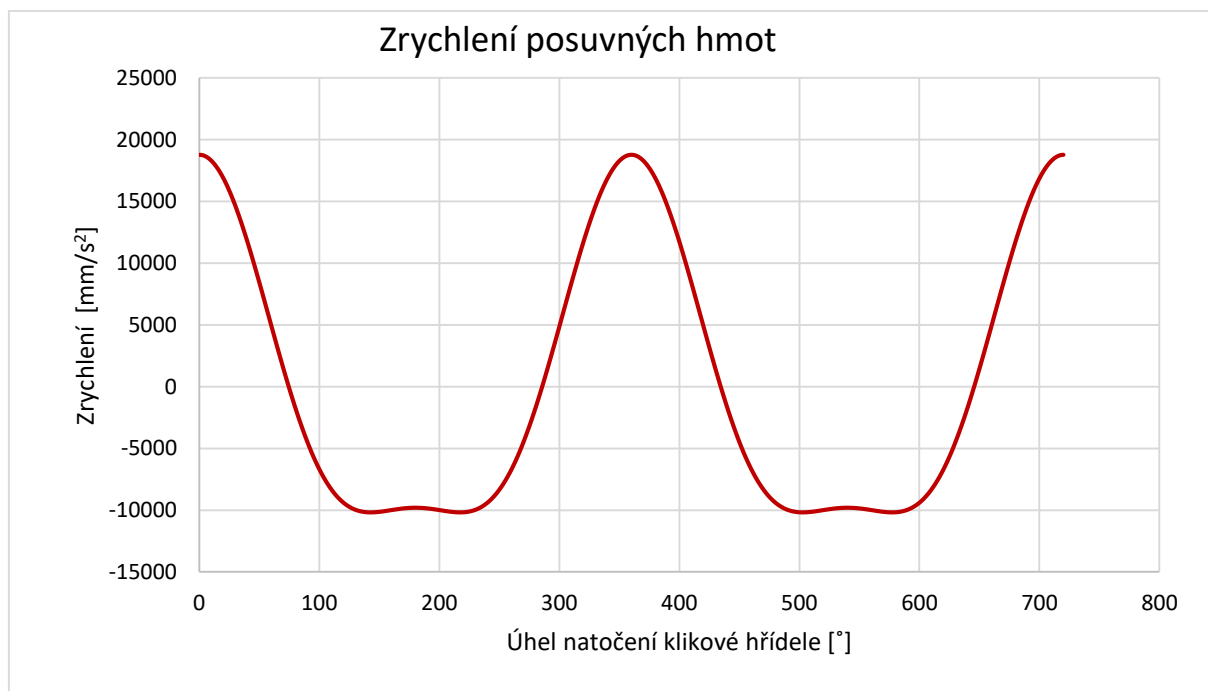


Graf 10 - Rychlost posuvných hmot

Časovou derivací rovnice pro výpočet rychlosti (5) dostaneme rovnici pro výpočet zrychlení. Zrychlení je nutné pro výpočet odstředivých sil vznikajících pohybem posuvných hmot klikového mechanismu (**Graf 11**).

Zrychlení:

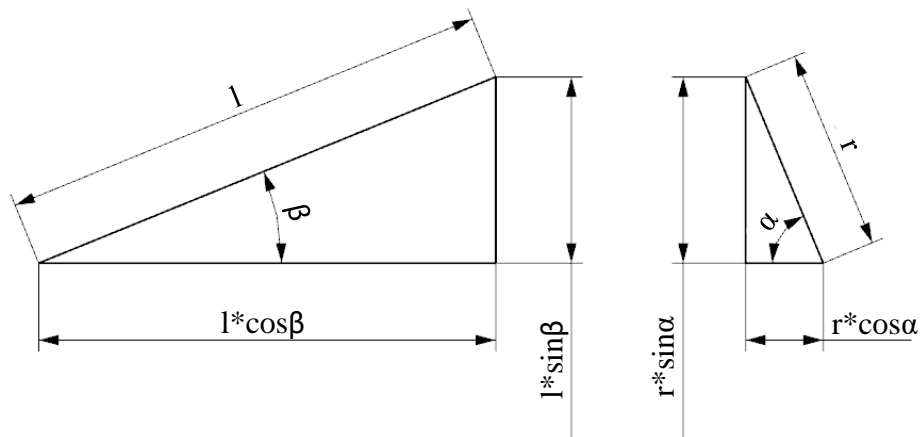
$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\sin\alpha + \lambda \cdot \sin 2\alpha) \tag{7}$$



Graf 11 - Zrychlení posuvných hmot

Na grafu (**Graf 12**) je vyobrazen průběh natočení ojnice vůči natočení klikového hřídele. Hodnota natočení ojnice je nutná k rozkladu sil v ojničném čepu.

Úhel natočení ojnice je zjištěn z podobnosti trojúhelníků ve schématu (**Obr. 20**).

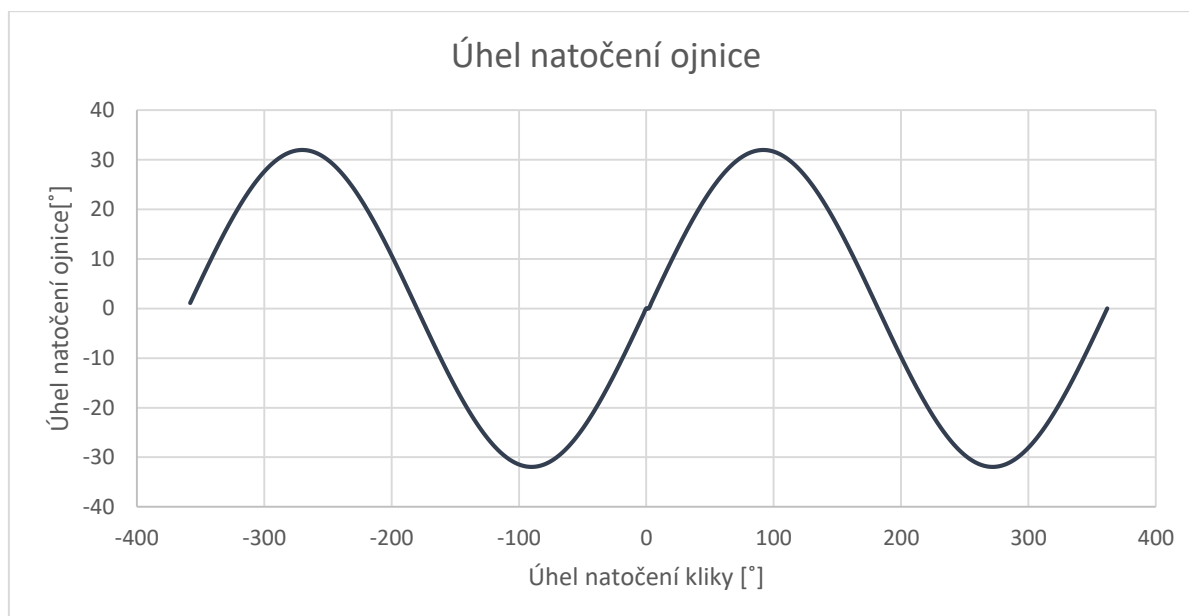


Obr. 20 - Podobnost trojúhelníků

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \Rightarrow \sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

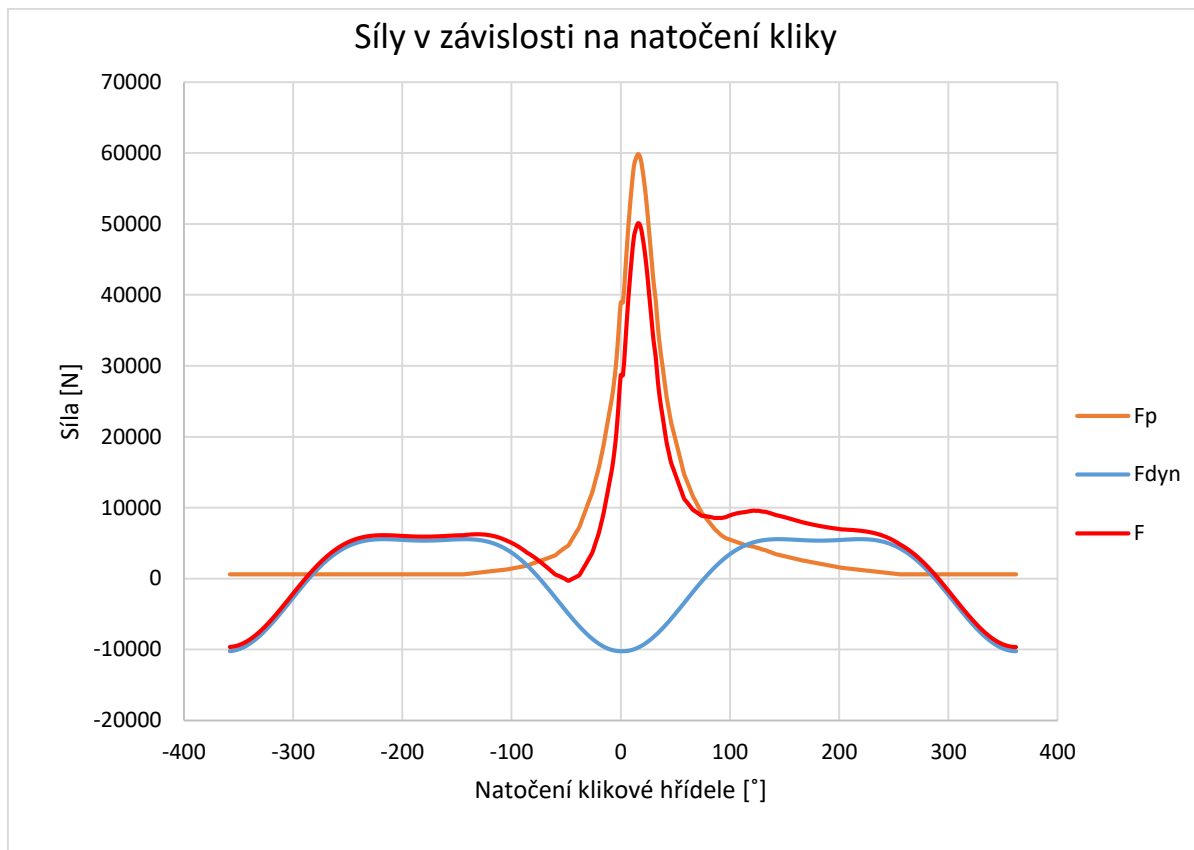
$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (10)$$



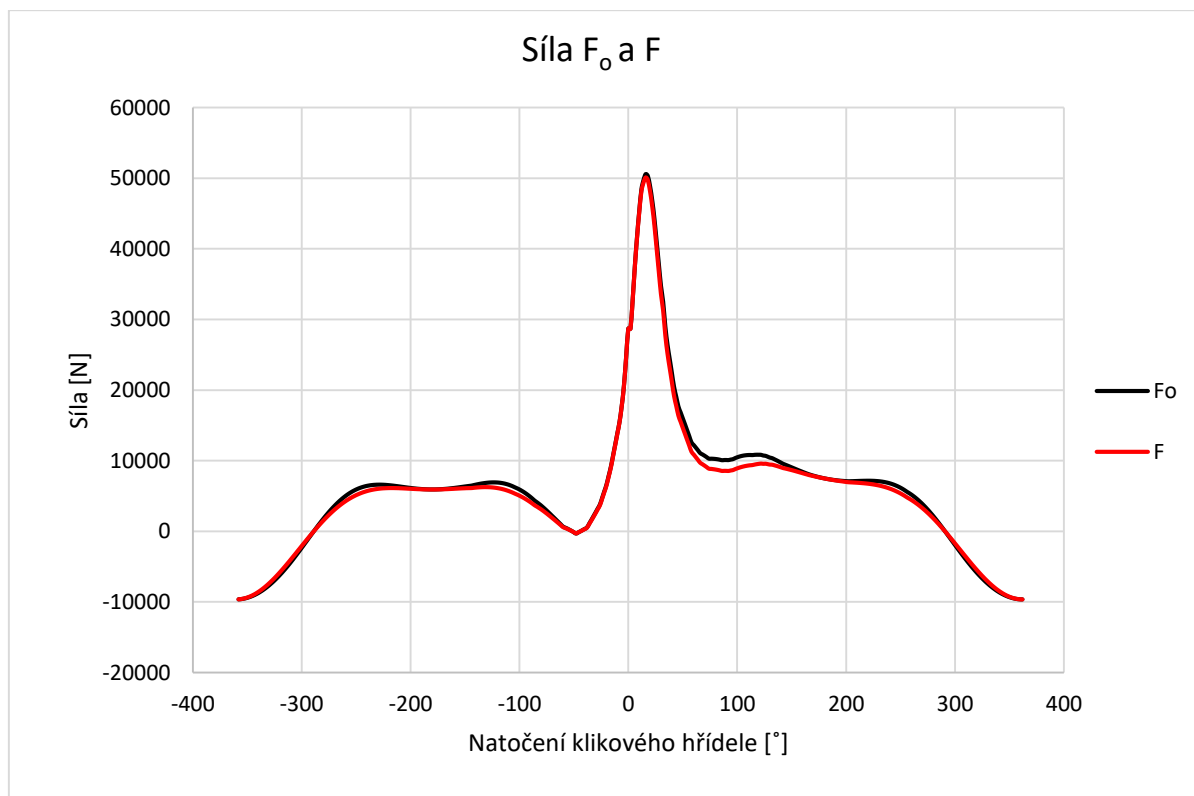
Graf 12 - Natočení ojnice

## **Příloha č.7**

Průběh sil v klikovém mechanismu



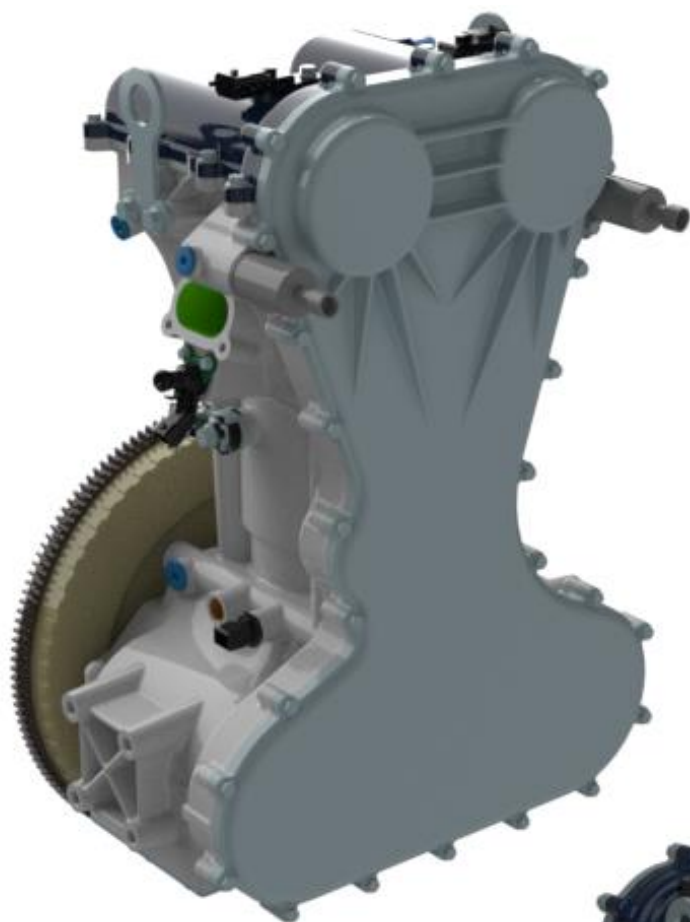
Graf 13 - Průběh sil v klikovém mechanismu



Graf 14 - Porovnání síly F a F<sub>o</sub>

## **Příloha č.8**

Fotorealistické snímky motoru

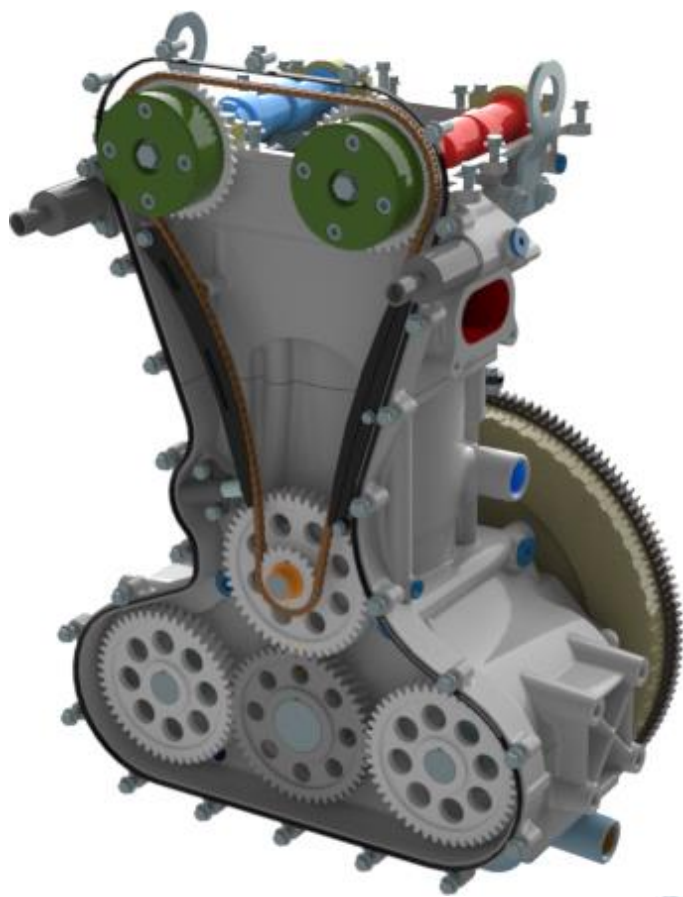


*Obr. 21 – Motor (přední pohled)*

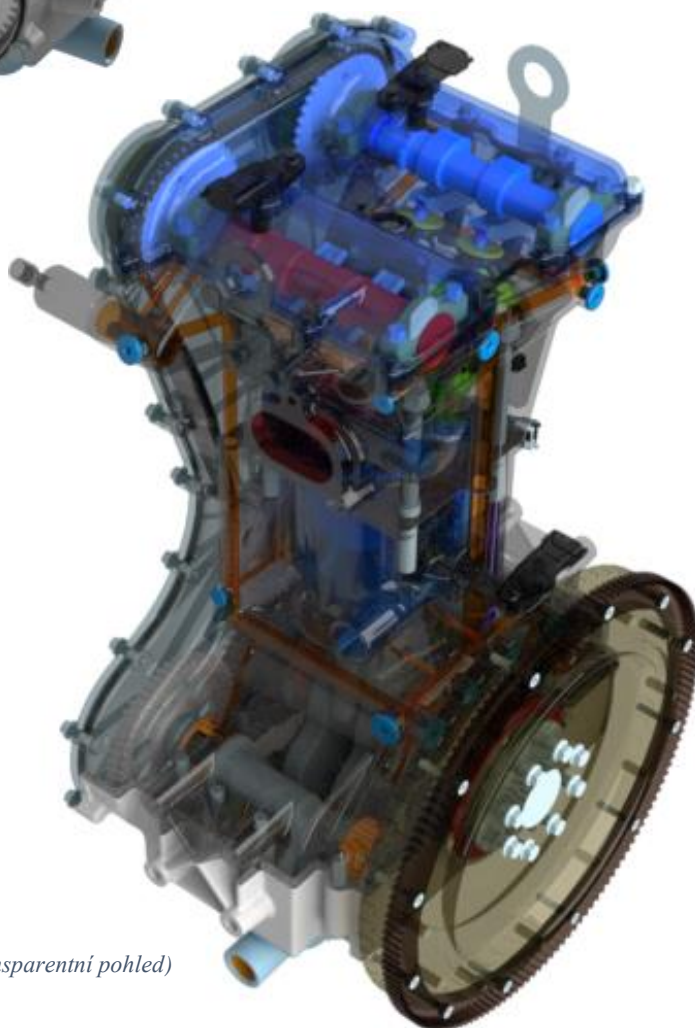


*Obr. 22 – Motor (pohled od setrvačniku)*



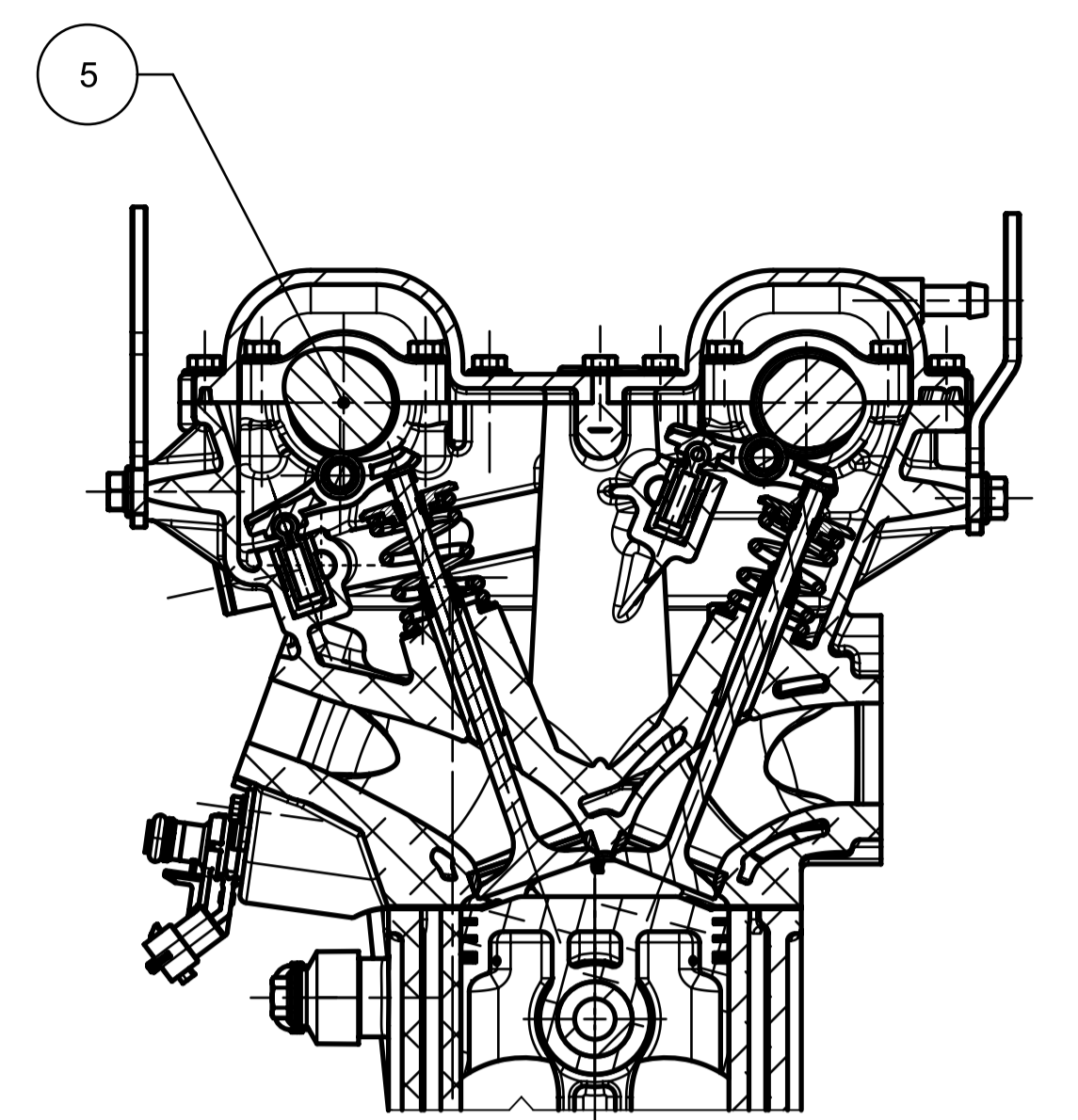
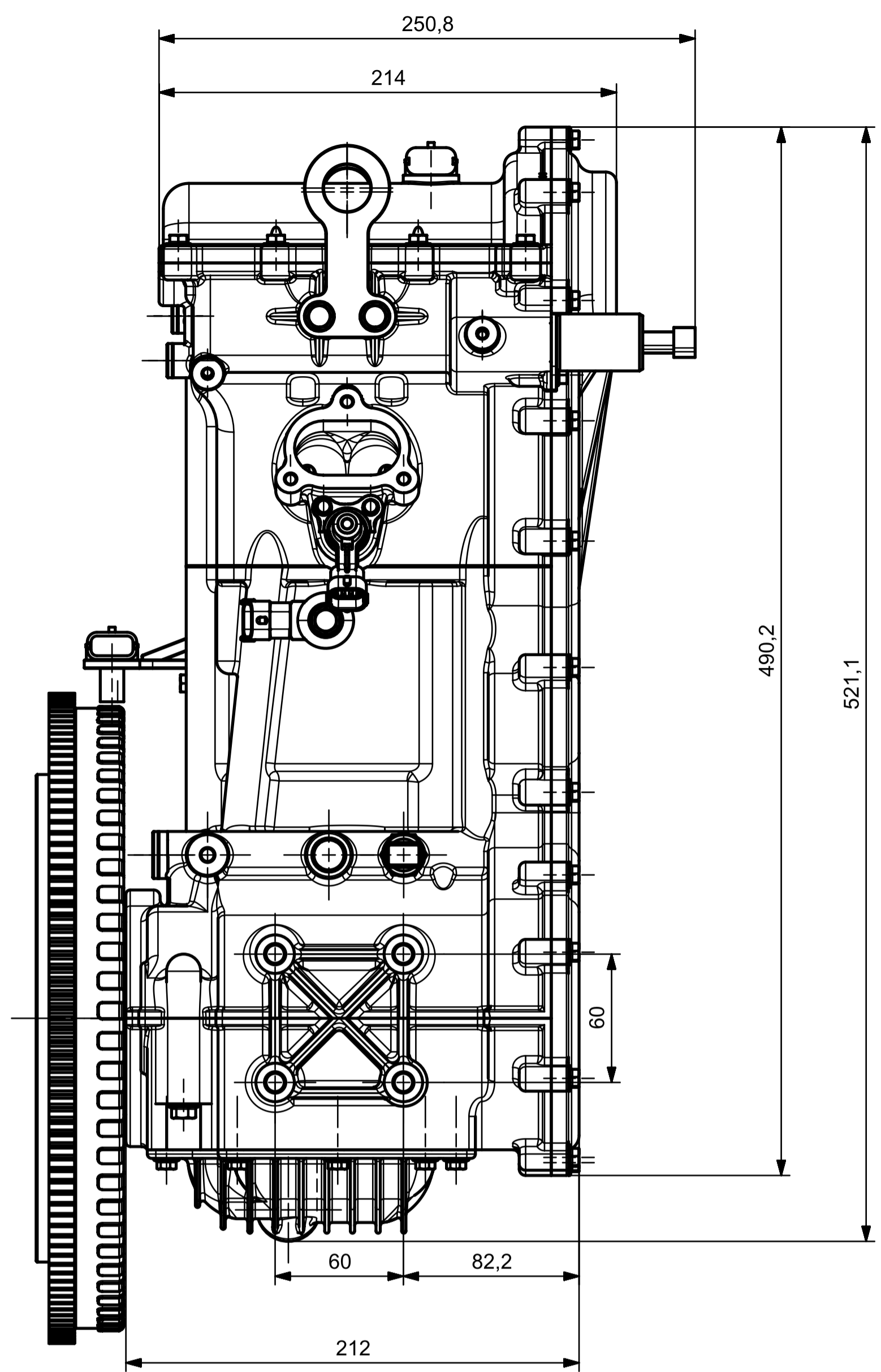
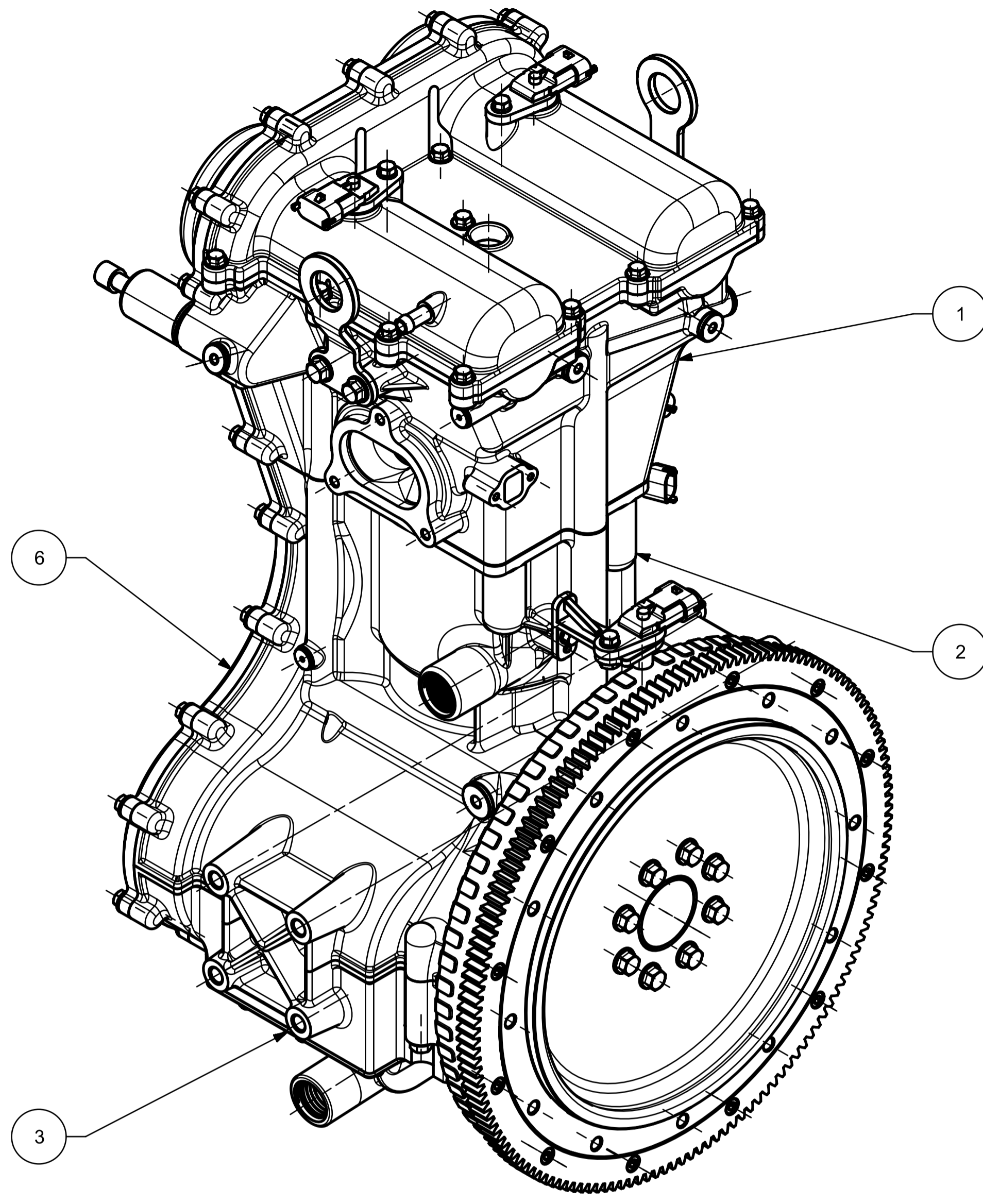


Obr. 24 – Motor (sundané viko rozvodů)

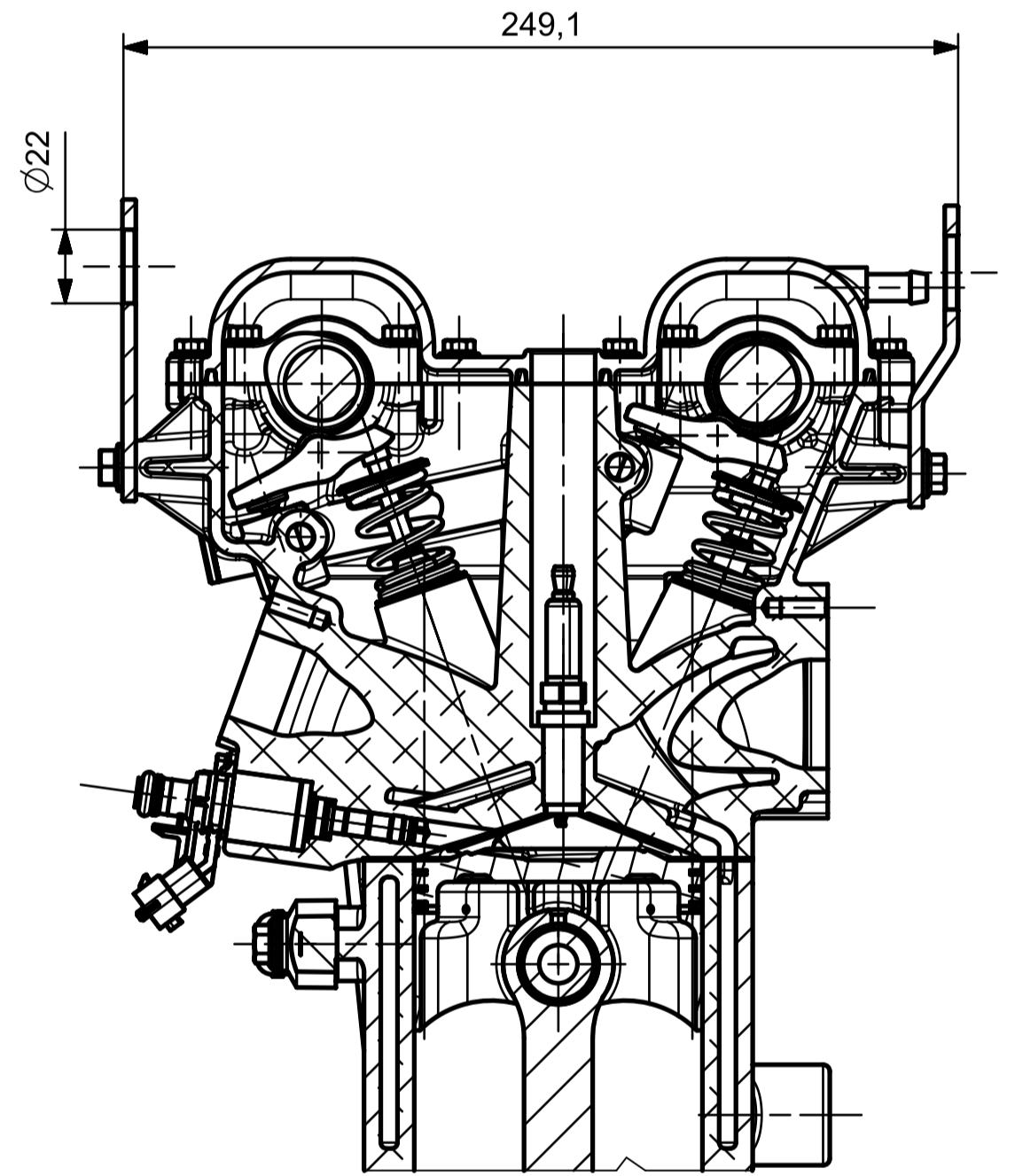


Obr. 23 – Motor (transparentní pohled)

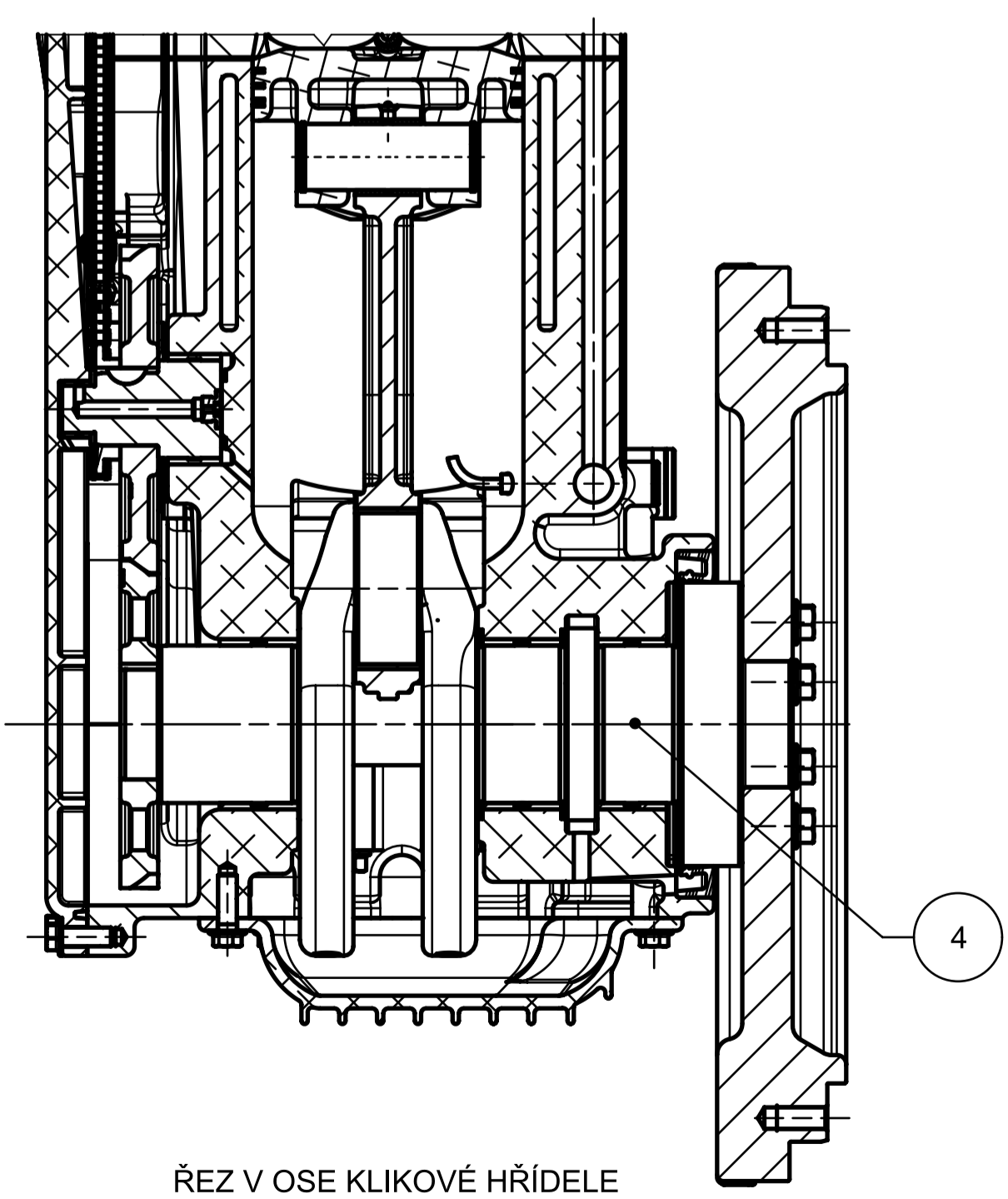




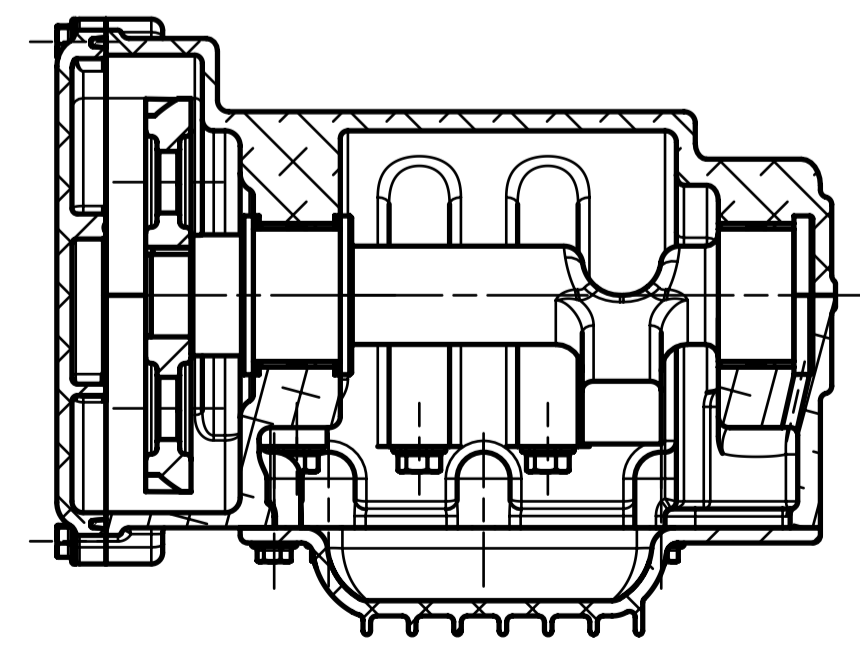
ŘEZ HLAVOU MOTORU V OSE SACÍHO VENTILU



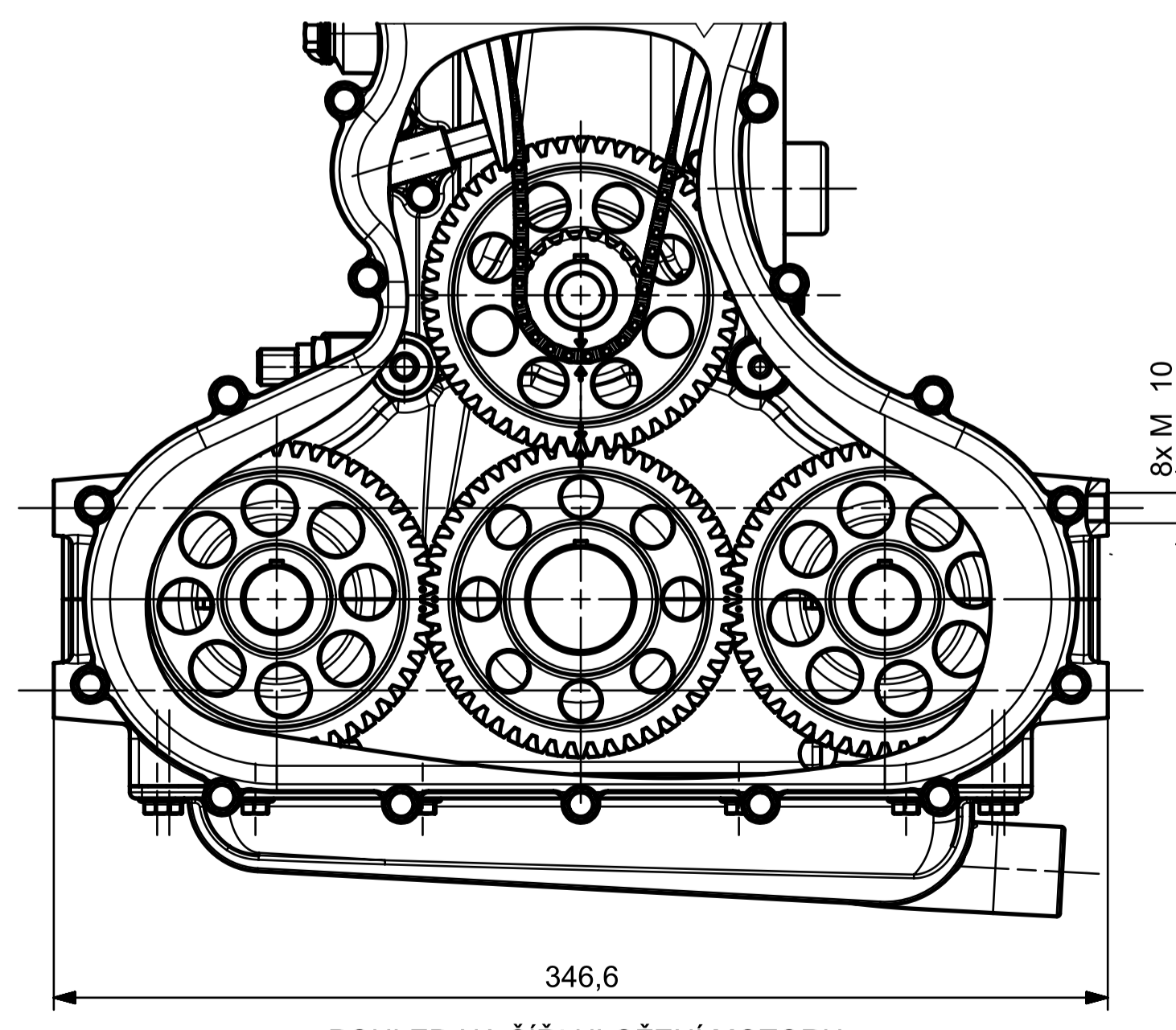
ŘEZ HLAVOU MOTORU V OSE ZAPALOVACÍ SVÍČKY



ŘEZ V OSE KLIKOVÉ HŘÍDELE



ŘEZ V OSE VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE



POHLED NA ŠÍŘI ULOŽENÍ MOTORU

Poz.	Název	Č. sestavy	Počet ks.
6	SESTAVA PŘEDNÍHO VÍKA	ZEMAN-DP-6	1
5	SESTAVA ROZVODOVÉHO MECHANISMU	ZEMAN-DP-5	1
4	SESTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU	ZEMAN-DP-4	1
3	SESTAVA SPODNÍ ČÁSTI KLIKOVÉ SKŘÍNĚ	ZEMAN-DP-3	1
2	SESTAVA BLOKU MOTORU	ZEMAN-DP-2	1
1	SESTAVA HLAVY MOTORU	ZEMAN-DP-1	1
Poz.	Název	Č. sestavy	Počet ks.

Kreslí / Drawn by: 20.5. 2019		Jméno / Name: PAVEL ZEMAN		T.O. / Project: FAKULTA STROJNÍ ZAPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	
Schválil / Approved by:		Podpis / Signature:		Poznámka / Note:	
Index změny / change description:		Schvál. / APP / Datum / Date:		Poznámka / Note:	
Tolerance / Tolerovani: ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-číslo / ASM-file: Hlavní_sestava		Projekt / Project: Hlavní_sestava	
ISO 128		Soubor-výkres / DRW-file: Hlavní_sestava		C. sestavy / Assembly No.:	
Název / Title: HLAVNÍ SESTAVA		Rev. / Číslo výkresu / Drawing No.:		Měřítko / Scale: 1:2	
		ZEMAN-DP-0		Formát: A1	
List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1			



