

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 – Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní specializace: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Čtyřdobý atmosférický zážehový motor

Autor: Daniel PEŠEK
Vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Daniel PEŠEK**
Osobní číslo: **S21N0062P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**
Téma práce: **4-dobý atmosférický zážehový motor**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Navrhněte jednoválcový 4-dobý, atmosférický, zážehový motor o objemu 500 cm³ včetně základního termodynamického výpočtu. Konstrukční návrh pohybového ústrojí ověřte základním pevnostním výpočtem. Dále vypracujte výkres celkové sestavy a výrobní výkres vybraného dílu motoru.

Motor bude sloužit jako technologický demonstrátor čtyřválcového automobilového motoru o objemu 2000 cm³.

Cílem návrhu motoru je konkurovat současným nízkoobjemovým přeplňovaným automobilovým motorům, tedy s co nejlepší účinností a minimalizací pasivních odporů.

Motor řešte pro cílový výkon 30 kW při otáčkách 6000 min⁻¹. Návrh uvažujte pro kompresní poměr 14:1, přímé vstřikování.

Doporučený software: 3D CAD (Catia, NX, Creo), 1D CFD simulační program (Wave, Lotus, GT-Power)

Výstupem diplomové práce jsou: termodynamický výpočet motoru, 3D konstrukční řešení úlohy, výkres celkové sestavy a výrobní výkres.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání

Osnova práce

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problematiky
3. Konstrukční řešení
4. Vyhodnocení dosažených výsledků, konstrukční dokumentace
5. Závěr

Konzultant Ing. Miroslav Dočkal, Ricardo Prague s.r.o.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, Stanislav, KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 30. listopadu 2022

Prohlášení o autorství

Akademický rok: 2022/2023
Jméno a příjmení studenta: Daniel Pešek
Název diplomové práce: Čtyřdobý atmosférický zážehový motor

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma „Čtyřdobý atmosférický zážehový motor“ vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

Podpis studenta

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval panu doc. Ladislavu Němcovi, CSc. za vedení práce. Za možnost vypracování tohoto tématu děkuji společnosti Ricardo Prague s.r.o., odkud mi cenné rady a připomínky poskytl pan Ing. Miroslav Dočkal, za což mu rovněž děkuji.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Pešek	Jméno Daniel	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Čtyřdobý atmosférický zážehový motor		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	158	TEXTOVÁ ČÁST	142	GRAFICKÁ ČÁST	16
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje základní teorii o funkci a provedení spalovacích motorů, následně se věnuje termodynamickému výpočtu motoru dle zadaných parametrů a samotné konstrukci motoru včetně kompletního 3D modelu a částečné výkresové dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Osobní automobil, spalovací motor, termodynamická analýza, počítačová simulace, konstrukce

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Pešek	Name Daniel		
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	4-stroke naturally aspirated gasoline engine			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	158	TEXT PART	142	GRAPHICAL PART	16
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis is focused on basic combustion engines theory, including some facts about its function and options of construction. Then this thesis solve thermodynamic analysis and design of engine, 3D model included, with part of drawing documentation.
KEY WORDS	Car, combustion engine thermodynamic analysis, computer simulation, construction

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	10
Seznam obrázků	12
Seznam tabulek	15
Úvod.....	16
1 Základní dělení.....	17
2 Popis pracovního cyklu	19
2.1 Teoretický diagram pracovního cyklu.....	20
2.2 Skutečný diagram pracovního cyklu	22
3 Klikový mechanismus	23
3.1 Kinematika osového klikového mechanismu	23
3.2 Síly působící na klikové ústrojí	29
3.2.1 Síly od tlaku plynů	29
3.2.2 Setrvačné síly	30
3.2.3 Celková síla působící v klikovém mechanismu	31
3.3 Vyvážení klikového mechanismu jednoválcového motoru.....	33
3.3.1 Vyvážení setrvačných sil rotujících částí	33
3.3.2 Vyvážení setrvačných sil prvního řádu posuvných částí	34
4 Rozvodový mechanismus.....	37
4.1 Součásti rozvodového ústrojí.....	38
4.2 Kinematika zdvihátka vačky	39
4.3 Únavové chování ventilových pružin	42
4.3.1 Úvod k návrhu pružin.....	42
4.3.2 Provozní stavy ventilových pružin	43
4.3.3 Napětí ve smyku.....	45
4.3.4 Teorie výpočtu meze únavy ve smyku R_{sc}	47
5 Návrh jednoválcového zážehového motoru	50
5.1 Termodynamická analýza.....	50
5.1.1 Kontrola zdvihového objemu	52
5.1.2 Střední pístová rychlost	53
5.1.3 Rozměry sacích kanálů.....	53
5.1.4 Rozměry výfukových kanálů	56
5.1.5 Zdvih ventilů	58
5.1.6 1-D model v Lotus Engine Simulation.....	59
5.2 Konstrukce hlavy motoru	65

5.3	Konstrukce bloku a vany	71
5.4	Konstrukce klikového mechanismu.....	74
5.4.1	Konstrukce pístu a pístního čepu	74
5.4.2	Konstrukce ojnice.....	81
5.4.3	Konstrukce klikové hřídele	89
5.5	Konstrukce vyvažovací hřídele	94
5.6	Kontrola soukolí	95
5.6.1	Kontrolní výpočet na ohyb	96
5.6.2	Kontrolní výpočet na dotyk.....	98
6	Konečné provedení CAD modelů a sestav	100
6.1	Součásti klikového mechanismu	100
6.1.1	CAD model pístu a pístního čepu	103
6.1.2	CAD model ojnice.....	105
6.1.3	CAD model klikové hřídele	106
6.1.4	Ložiska hlavního uložení	108
6.1.5	Vyvažovací hřídele a jejich pohon	109
6.1.6	Setrvačnick.....	111
6.2	Rozvodový mechanismus	112
6.2.1	Ventil, ventilové sedlo a vodítko ventilu	112
6.2.2	Vačková hřídel	116
6.2.3	Rozvod řemenem.....	117
6.2.4	Ventilové víko	122
6.3	CAD model hlavy motoru	124
6.4	CAD model bloku motoru a vany.....	128
6.5	Hlavní víko pohonu	133
6.6	Kompletní sestava motoru	136
	Závěr.....	140
	Seznam použitých zdrojů	142
	PŘÍLOHA č. 1	i

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
MKP	Metoda konečných prvků
CAD	Computer aided design
R	rameno kliky - poloměr
L	délka ojnice
Z	zdvih
HÚ	horní úvrat'
DÚ	dolní úvrat'
α	úhel natočení klikové hřídele
β	úhel natočení ojnice
x	obecná dráha pístu
ω	úhlová rychlost
λ	ojniční poměr
v	rychlost pístu
a	zrychlení pístu
F_p	síla od tlaku plynů
F_o	síla zatěžující ojnici
F_n	normálová síla zatěžující stěnu válce
F_t	tečná síla zatěžující čep klikové hřídele
F_r	radiální síla zatěžující čep klikové hřídele
F_s	setrvačná síla
F_{sr}	setrvačná síla rotujících hmot
F_{sp}	setrvačná síla posuvných hmot
F_{spo}	setrvačná síla posuvných hmot v ojnici
F_{spn}	setrvačná síla posuvných hmot zatěžující stěnu válce
F_{spt}	tečná setrvačná síla posuvných hmot zatěžující čep klikové hřídele
F_{spr}	radiální setrvačná síla posuvných hmot zatěžující čep klikové hřídele
F_v	výsledná síla působící v klikovém mechanismu
m_v	hmotnost vývažku
m_r	hmotnost ramene kliky
R_v	poloměr těžiště vývažku
h	zdvih vačky
w	rychlost vačky

z	zrychlení vačky
F_{dz}	síla při dosednutí závitů
F_{max}	maximální síla v pružině
f	frekvence
k	tuhost pružiny
F_p	předpětí pružiny
F_m	střední hodnota síly v pružině
F_a	amplituda síly v pružině
τ_a	smykové napětí v závislosti na amplitudě síly
τ_m	smykové napětí v závislosti na střední hodnotě síly
K_d	dynamický korekční součinitel
c	konstanta pružiny
R_{sm}	mez pevnosti ve smyku
R_{sc}	mez únavy ve smyku
s	bezpečnost
$F_{spíst}$	setrvačná síla od hmotnosti pístu
$F_{cpč}$	celková síla na pístní čep
F_{so}	setrvačná síla zatěžující ojnici
F_{co}	celková síla v ojnici
N	Newton
MPa	Megapascal
mm	milimetr
g	gram
cm^3	krychlový centimetr
kW	kilo Watt
mm^2	čtvereční milimetr
ot/min	otáčky za minutu
m/s	metr za sekundu

Seznam obrázků

Obr. 1: Závislost tlaku na předstihu[1].....	20
Obr. 2: Ideální p-v diagram[2]	21
Obr. 3: Skutečný diagram pracovního cyklu[4]	22
Obr. 4: Osový klikový mechanismus[6]	23
Obr. 5: Výpočtové schéma klikového mechanismu.....	24
Obr. 6: Závislost dráhy pístu na natočení klikové hřídele.....	26
Obr. 7: Závislost rychlosti pístu na natočení klikové hřídele.....	27
Obr. 8: Závislost zrychlení pístu na natočení klikové hřídele.....	28
Obr. 9: Rozložení sil od tlaku plynu	29
Obr. 10: Rozložení setrvačných sil	31
Obr. 11: Průběh výsledné síly působící na píst	31
Obr. 12: Složky sil působící na klikové ústrojí	32
Obr. 13: Schéma vyvážení klikového mechanismu	33
Obr. 14: Umístění závaží na klikové hřídeli	34
Obr. 15: Vyvážení setrvačných sil I. řádu	35
Obr. 16: Kanálový rozvod[3]	37
Obr. 17: Schéma harmonické vačky	39
Obr. 18: Zdvih harmonické vačky.....	40
Obr. 19: Rychlost harmonické vačky	40
Obr. 20: Zrychlení harmonické vačky.....	41
Obr. 21: Charakteristika pružiny	42
Obr. 22: Provozní cyklus pružiny	43
Obr. 23: Pružina při volnoběžných otáčkách motoru.....	44
Obr. 24: Pružina při vyšších provozních otáčkách.....	44
Obr. 25: Závislost smykových napětí.....	46
Obr. 26: Určení bezpečnosti vůči mezi únavy	47
Obr. 27: Teorie zisku meze únavy	48
Obr. 28: Lotus Engine Simulation – Concept Tool.....	51
Obr. 29: Rozměry sacího kanálu	56
Obr. 30: Rozměry výfukového kanálu	58
Obr. 31: 1-D model v LES	60
Obr. 32: Výkonová charakteristika jednoválcového motoru	60
Obr. 33: Momentová charakteristika jednoválcového motoru.....	61
Obr. 34: Nastavení optimalizace	61

Obr. 35: Výsledek optimalizace	62
Obr. 36: Časování ventilů.....	62
Obr. 37: p- α diagram jednoválcového motoru	63
Obr. 38: p-V diagram jednoválcového motoru	64
Obr. 39: Skeleton hlavy.....	65
Obr. 40: Sací kanály	66
Obr. 41: Základ pro model jádra chlazení	67
Obr. 42: Chladicí jádro hlavy válce	68
Obr. 43: Vstupní struktura modelu hlavy	68
Obr. 44: Počátek modelování hlavy	69
Obr. 45: Mazání hlavy válce	70
Obr. 46: Model hlavy válce.....	70
Obr. 47: Jádro chlazení bloku	71
Obr. 48: Blok válce – pohled od setrvačnicku	72
Obr. 49: Blok válce – pohled od rozvodu	72
Obr. 50: Schéma mazací soustavy bloku	73
Obr. 51: Vana motoru.....	73
Obr. 52: Naseknutí plochy čepu.....	76
Obr. 53: MKP model pístu a čepu.....	76
Obr. 54: Kontrola dna pístu.....	77
Obr. 55: Kontrola oka pístního čepu	78
Obr. 56: Navržená úprava	78
Obr. 57: Kontrola upraveného pístu	79
Obr. 58: Kontrola pístního čepu.....	80
Obr. 59: Rozdělení hmoty ojnice	82
Obr. 60: Výpočtový model ojnice	83
Obr. 61: Okrajové podmínky	84
Obr. 62: Výsledek MKP analýzy	84
Obr. 63: Lokální zjemnění sítě.....	85
Obr. 64: Výsledné napětí v kritických oblastech	86
Obr. 65: Ložiska z olověné kompozice SV motoru Praga Piccolo	87
Obr. 66: Tlak v ojničném ložisku	88
Obr. 67: Hrubě zasítovaný model klikové hřídele.....	91
Obr. 68: Zjemnění zápichu.....	91
Obr. 69: Okrajové podmínky úlohy	92

Obr. 70: Kontrola klikové hřídele	92
Obr. 71: Napětí v kritické oblasti	93
Obr. 72: Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele – ohyb	94
Obr. 73: Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele – krut.....	95
Obr. 74: Sestava klikového mechanismu	100
Obr. 75: Sestava klikového mechanismu v řezu	101
Obr. 76: Uložení pístního čepu	102
Obr. 77: Píst.....	103
Obr. 78: Píst – pohled od spodu	104
Obr. 79: Řez pístním čepem.....	104
Obr. 80: Sestava ojnice.....	105
Obr. 81: Víko ojnice s dutými kolíky.....	105
Obr. 82: Kliková hřídel	106
Obr. 83: Řez klikovou hřídelí.....	107
Obr. 84: Zápich tvaru F[13]	107
Obr. 85: Ložiska uložení klikové hřídele	108
Obr. 86: Vyvažovací hřídele s ložisky a uložení.....	109
Obr. 87: Zajištěná ozubená kola se značkami	110
Obr. 88: Šroub k zajištění horní úvrati	110
Obr. 89: Setrvačnick	111
Obr. 90: Model sacího ventilu.....	112
Obr. 91: Model ventilového sedla	112
Obr. 92: Detail dosednutí ventilu	113
Obr. 93: Řez vodítkem	114
Obr. 94: Zámek a miska ventilové pružiny	114
Obr. 95: Hrníčkové zdvihátko	115
Obr. 96: Sací vačková hřídel s impulsním kolem	116
Obr. 97: Řez sací vačkovou hřídelí	116
Obr. 98: Provedení rozvodu	117
Obr. 99: Řemenice.....	118
Obr. 100: Zajištění řemenic proti pootočení	118
Obr. 101: Zajišťovací element řemenic.....	119
Obr. 102: Lisovaná podložka	119
Obr. 103: Kryt rozvodu	120
Obr. 104: Spodní díl krytu rozvodu	121

Obr. 105: Ventilové víko se snímačem otáček vačky	122
Obr. 106: Pohled na víko a těsnění od vačkových hřídelí.....	123
Obr. 107: Hlava motoru – pohled od řemenu.....	124
Obr. 108: Hlava motoru – spalovací prostor	125
Obr. 109: Hlava motoru – uložení vaček a ventilů	126
Obr. 110: Zapalovací svíčka.....	127
Obr. 111: Těsnění hlavy motoru	127
Obr. 112: Blok motoru – pohled od řemenu	128
Obr. 113: Blok motoru – pohled od setrvačnicku.....	129
Obr. 114: Blok motoru – uložení klikového mechanismu	129
Obr. 115: Kontrola průchodnosti ojnice – simulace NX Motion.....	130
Obr. 116: Vana motoru – pohled od rozvodu.....	131
Obr. 117: Vana motoru – pohled od setrvačnicku	132
Obr. 118: Sestavení vany a bloku s gufery.....	132
Obr. 119: Víko ozubených kol	133
Obr. 120: Víko s hřídelovým těsněním	134
Obr. 121: Odlehčení – žebrování víka	134
Obr. 122: Kanálek k mazání ozubených kol	135
Obr. 123: Těsnění víka	135
Obr. 124: Sestava motoru – pohled od sání	136
Obr. 125: Sestava motoru – pohled od setrvačnicku	137
Obr. 126: Sestava motoru – pohled od víka ventilů.....	138
Obr. 127: Řez sestavou motoru.....	139

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zimmerliho data[7]	49
Tabulka 2: Zadané požadavky.....	50
Tabulka 3: Úhly otevření a zavření ventilů.....	62
Tabulka 4: Vlastnosti hliníkové slitiny AlSi12Cu3Ni2Mg [10]	75
Tabulka 5: Zatížení ojnicního čepu.....	90
Tabulka 6: Parametry ozubení.....	95
Tabulka 7: Parametry navrženého motoru	141

Úvod

Spalovací motor lze považovat za přelomový vynález, který ovlivnil průmysl po celém světě na několik dekad. Motoru, tak jak ho známe dnes, ovšem předcházelo v průběhu vývoje mnoho konstrukčních řešení, která měla řadu cílů, především zvyšování účinnosti a výkonu. Před masivním zařazením spalovacích motorů v různých odvětvích zajišťoval prakticky veškerou činnost ve výrobě nebo na železnici parní stroj, vynález důležitý pro další rozvoj v průmyslové oblasti, ovšem s nižším společenským dosahem. Parní stroje byla zařízení většinou masivních rozměrů, a tak nacházela uplatnění hlavně v těžké výrobě, ovšem významně se parní stroj podílel na rozvoji železniční dopravy, kde se využíval ještě dlouhou dobu po vynálezu spalovacího motoru. Oproti parnímu stroji spalovací motor dosahoval výrazně menších rozměrů, hmotností a zároveň vyšších účinností, což byly ideální předpoklady pro jeho využití v osobní dopravě.

Cílem této diplomové práce je provést návrh spalovacího motoru s přirozeným plněním, který by vyhovoval požadavkům kladeným na moderní motory. Výsledný návrh by měl být schopen konkurovat dnes běžně dostupným přeplňovaným agregátům.

Pro uvedení do problematiky je třeba provést základní rozdělení spalovacích motorů a používaných rozvodů. Ke konstrukci funkčních částí motoru rovněž patří i teoretický popis pracovního cyklu, tedy procesu spalování. Přenos sil, jejichž původem je právě spalování paliva, zajišťuje klikový mechanismus, proto bude v práci proveden detailní rozbor klikového mechanismu. V součinnosti s klikovým mechanismem musí fungovat rozvodový mechanismus, který zajišťuje správnou a včasnou výměnu plynů ve spalovacím prostoru, proto mu bude rovněž věnována část teoretické oblasti této práce.

Samotný návrh potom začíná termodynamickým výpočtem motoru, který poskytuje vstupní parametry pro konstrukci důležitých a odvozených prvků. Vlastní konstrukce se bude skládat z 3D modelování hlavních komponentů motoru a jejich ověření pomocí MKP analýzy, která je pro tyto účely v dnešní době nejpoužívanější metodou.

1 Základní dělení

Základním principem spalovacích motorů je převod tepelné energie vzniklé spalováním paliva na mechanickou práci. Dle způsobu využití teplené energie dělíme motory na dvě základní skupiny:

- Motory využívající k převodu potenciální energii (tlak média)
- Motory využívající k převodu kinetickou energii (rychlost média)

Na základě výše zmíněného je možné provést základní dělení motorů následujícím způsobem:[1]

- Motory s vnitřním spalováním (přenosové médium se přímo účastní procesu spalování)
- Motory s vnějším spalováním (pracovní látka není přímým produktem spalování)

Právě mezi motory s vnějším spalováním řadíme zmíněný parní stroj, případně Stirlingův motor, naopak k motorům s vnitřním spalováním řadíme pístové spalovací motory a spalovací turbíny.

Motory, kde probíhá spalovací proces opakovaně, cyklicky dělíme na:

- Pístové
 - s vratným pohybem pístu
 - s rotačním pohybem pístu
- Lopatkové

Pístové spalovací motory jsou motory dnes běžně k vidění v dopravních prostředcích (motocyklech, automobilech). Zaměříme-li se na pístové motory s vratným pohybem pístu, jedná se ve většině případů o jedno či více válcové motory:

- Dvoudobé
- Čtyřdobé

Případně dle druhu spalovaného paliva:

- Zážehové
- Vznětové

Konkrétní dělení zážehových motorů je možné pojmout z mnoha hledisek, ať už je to uspořádání válců motoru (řadový, hvězdicový, vidlicový, plochý, atp.), typ chlazení nebo z hlediska rozvodového mechanismu motoru:

- SV (Side valve) – jedná se o typ motoru, u kterého je vačková hřídel uložena společně s klikovou hřídelí v klikové skříně, pohon rozvodového mechanismu je obvykle realizován přímo od klikové hřídele sadou ozubených kol. Výhodou takového uspořádání je konstrukční jednoduchost hlavy válců, neboť ventily jsou montovány do bloku, kudy vedou i sací a výfukové kanály. Hlava tak pouze uzavírá a chladí spalovací prostor. Otevírání/zavírání ventilů je tedy řízeno přímo z vačkové hřídele přes jednoduchá zdvihátka.
- OHV (Over Head Valve) – motory s rozvodem OHV mají rovněž vačkovou hřídel umístěnou v klikové skříně, pohon může být realizován ozubenými koly, případně řetězovými koly s řetězem. Ventily jsou naopak umístěny v hlavě a jejich otevírání/zavírání provádí táhla vedoucí od vačkové hřídele přes blok válců a hlavu k vahadlům.
- OHC (Over Head Camshaft) – u tohoto typu rozvodu se vačková hřídel přemístila z klikové skříně do hlavy válců, kde pomocí vahadel řídí pohyb ventilů. Nutno podotknout, že k obsluze sacích i výfukových ventilů slouží jedna vačková hřídel. Dochází tedy ke značnému zjednodušení bloku válců a klikové skříně, naopak hlava válců se stává složitější. Pohon vačkové hřídele je možné realizovat sadou ozubených kol, u takového provedení lze ovšem očekávat zvýšenou hlučnost, nebo řetězem, případně ozubeným řemenem.
- DOHC – rozvod DOHC se prakticky neliší od výše zmíněného OHC, zásadní rozdíl je však v počtu vačkových hřídelí, které obstarávají pohyb ventilů. V tomto případě proces otevírání ventilů sacích a výfukových zajišťují dvě vačkové hřídele spojené většinou ozubeným řemenem.

K rozvodu SV je vhodné dodat, že se jedná o nejstarší a dnes již téměř nepoužívané provedení rozvodového mechanismu. V historii byl tento typ rozvodu hojně využíván jak u motocyklových, tak u automobilových motorů, primárně pro svou jednoduchost výroby a údržby. Zhruba do poloviny 20. let 20. století bylo používáno provedení motorů s rozvodem SV s nesnímatelnou hlavou, tedy s neděleným spalovacím prostorem. Ventily se tak vkládaly do sedel skrz otvory v horní části bloku válce a po jejich zajištění bylo nutné otvor zaslepit zátkou a dbát přitom na důkladné utěsnění, aby nedocházelo k úniku tlaku ze spalovacího prostoru.

2 Popis pracovního cyklu

Podstata spalovacího motoru byla již stručně zmíněna v předchozí kapitole, úkolem této kapitoly bude danou problematiku rozvinout z hlediska ideálních a skutečných oběhů, včetně popisu jednotlivých fází cyklu.

Spalovací motory jsou tepelně pracující stroje, které využívají tlakové energie zplodin v uzavřeném spalovacím prostoru k převodu na energii mechanickou v podobě vratného pohybu pístu. K určitému množství vzduchu se přidá potřebné množství hořlavého paliva, které musí být velmi jemně rozprášeno¹. Mísení paliva probíhá buďto vně spalovacího prostoru (karburátory, jednobodové vstřikování) případně přímo v prostoru válce (přím vstřikování). Směs připravená vně válce je pohybem pístu z horní do dolní úvrati současně při otevřeném sacím ventilu dopravena do prostoru válce, kde je stlačena v prostoru mezi dnem pístu a hlavou válce, která uzavírá spalovací prostor shora. V momentě, kdy píst dosáhne jisté úrovně před horní úvratí², dojde k zážehu. Právě správné zažehnutí směsi má významný vliv na výkon motoru a spotřebu paliva.

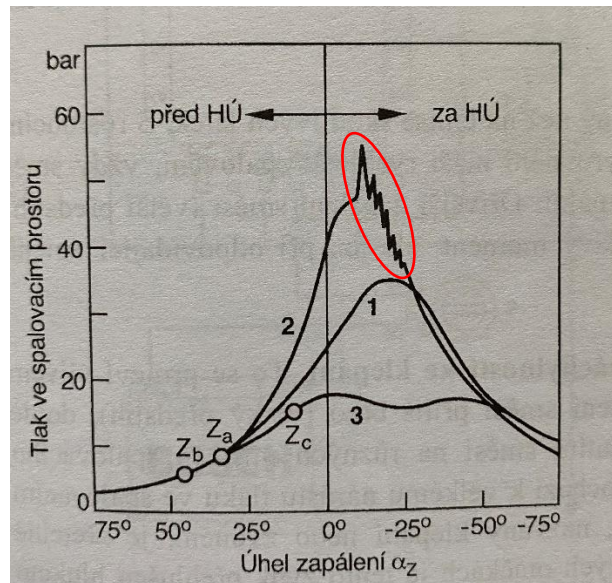
Scénáře, které mohou při různém předstihu nastat udává následující Obr. 1, kde:

- Z_a je moment správného předstihu a průběh nárůstu tlaku při spalování charakterizuje křivka č. 1
- Z_b charakterizuje příliš brzký zážeh a průběh tlaku v prostoru znázorňuje křivka č.2. Tento proces je provázen tzv. klepáním motoru, známým rovněž jako detonační spalování³ (označeno červeně)
- Z_c naopak ukazuje pozdní zapálení směsi a významný pokles tlaku při procesu spalování představuje křivka č.3

¹ Směšovací poměr obvykle bývá 14,8 kg vzduchu na 1 kg paliva [1]

² Předstih, nebo také předzápal – moment zažehnutí směsi svíčkou (například 3mm před horní úvratí)

³ Rychlé, nárazové samovznícení směsi v několika místech současně, kdy se čelo plamene pohybuje rychlostí až 500 m/s, což má za následek prudký nárůst tlaku.[3]



Obr. 1: Závislost tlaku na předstihu[1]

Vzniklým teplem se zvyšuje teplota zplodin, čímž roste jejich tlak a objem. Tlaková energie se v případě pístových motorů přenáší současně s rozpínáním plynů na pohyblivý píst a dále na ostatní ústrojí motoru, konkrétně na klikový mechanismus, které mechanickou energii přenáší dál. Píst dosáhne dolní úvrati a vrací se zpět, přičemž je nutné, aby při tomto zpětném pohybu z prostoru válce odstraněny spaliny.[2]

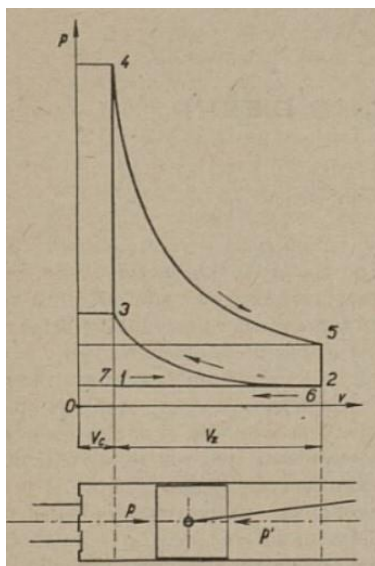
2.1 Teoretický diagram pracovního cyklu

V teoretickém (ideálním) diagramu uvažujeme, že spalování probíhá za stálého objemu, a to za splnění následujících podmínek:[3]

- Zbytkové plyny z předchozího spalování jsou dokonale vyloučeny z prostoru válce, tedy válec je naplněn pouze čerstvou směsí
- Spalování směsi je dokonalé⁴
- Bezeztrátová výměna obsahu válce
- Nedochozí k tepelné výměně mezi zplodinami a stěnami spalovacího prostoru
- Dokonalé utěsnění prostoru spalování

Jsou-li výše zmíněné podmínky splněny, můžeme tedy hovořit o ideálním oběhu reprezentovaným následujícím Obr. 2.

⁴ Dokonalé spalování předpokládá úplné spalení všech ve směsi obsažených hořlavých látek



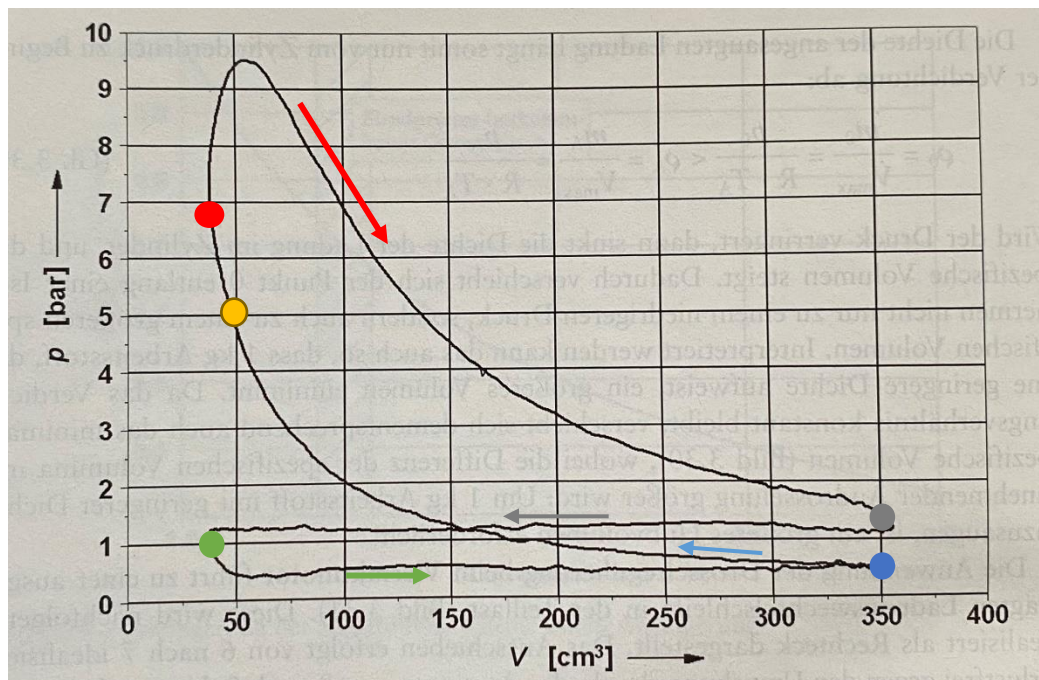
Obr. 2: Ideální p-v diagram[2]

Obr. 2 charakterizuje teoretický průběh tlaku a objemu v jednom cyklu a jednotlivé fáze cyklu jsou definovány takto:

- *Fáze 1-2:* Sání – plnění válce pohybem pístu z horní do dolní úvrati při současně otevřeném sacím ventilu. K otevření sacího ventilu fakticky dochází ještě dřív, než píst horní úvrati dosáhne (obvykle kolem úhlu natočení kliky 45°)
- *Fáze 2-3:* Komprese – náplň válce je dnem pístu stlačována a dochází k výraznému navýšení teploty až na $500\text{ }^\circ\text{C}$ a vlivem tendence se rozpínat i k nárůstu tlaku, jehož konečnou hodnotu v této fázi charakterizuje bod 3 na Obr.2
- *Fáze 3-4:* Izochorický přívod tepla
- *Fáze 4-5:* Expanze – po zažehnutí směsi zapalovací svíčkou se začne rozvíjet plamen rychlostí přibližně 20 m/s , a právě z toho důvodu je důležité správné nastavení předzápalu tak, aby bylo možné dosáhnout maximální hodnoty tlaku ve válci, jak udává bod 4
- *Fáze 5-6:* Izobarický odvod tepla
- *Fáze 6-1:* Výfuk – vyprázdnění válce od spalín probíhá při otevřeném výfukovém ventilu, který se otvírá dříve, než píst dosáhne dolní úvrati.

2.2 Skutečný diagram pracovního cyklu

Protože v reálném prostředí nemohou být dodrženy veškeré podmínky uvedené v předchozí kapitole, liší se i skutečný diagram cyklu od ideálního. Podstata jednotlivých fází cyklu zůstává nezměněna, ovšem termodynamický popis je odlišný. Znázorníme-li konkrétní průběh tlaku v závislosti na objemu do p-V diagramu, je patrné, že spalování, tedy přívod tepla neprobíhá při konstantním objemu, není možné tento děj tedy označit za izochorický. Skutečný diagram z naměřených hodnot u konkrétního motoru je vidět z následujícího obrázku.



Obr. 3: Skutečný diagram pracovního cyklu[4]

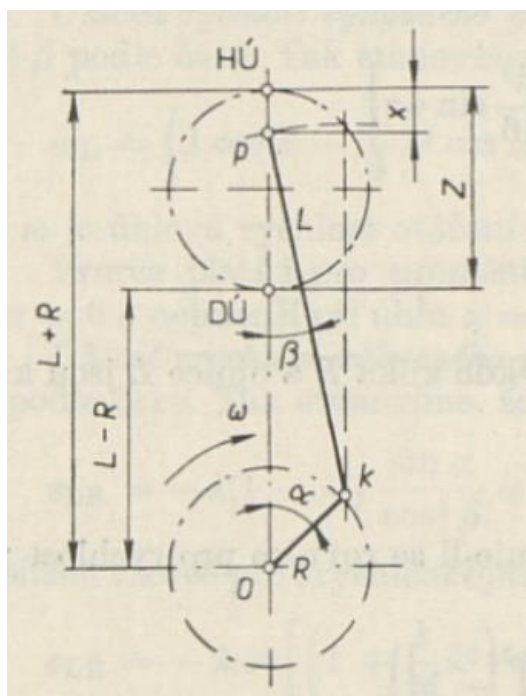
Začátek sání je na obrázku označen zeleným bodem. Je patrné, že tato fáze začíná zhruba na hodnotě atmosférického tlaku (101,325 kPa), píst dojde k dolní úvratí a následně se vrací zpět, čímž začíná proces komprese (modrý bod). Ve žlutém bodě, tedy v určitý moment před horní úvratí dojde k zapálení směsi, a tedy k přívodu tepla do soustavy (jak již bylo zmíněno a z obrázku je patrné, že tento děj neprobíhá za konstantního objemu). Červený bod potom představuje expanzní fázi, kdy se plyn ve válci vlivem prudkého navýšení tlaku rozpíná a nutí píst pohybovat se směrem k dolní úvratí, před jejímž dosažením otevře výfukový ventil a začne šedá fáze výfuku, jejíž přibližný začátek je představován šedým bodem.

3 Klikový mechanismus

Již v předchozích kapitolách bylo zmíněno, že některé součásti pístových spalovacích motorů konají vratný pohyb, což má za následek vznik setrvačných sil závislých na hmotnosti a zrychlení daných komponentů. Právě setrvačné síly způsobují zatěžování součástí motoru ve formě kmitání s různým kmitočtem. Takto proměnné zatěžování může mít za následek ztrátu soudržnosti materiálu z hlediska únavového poškození. Proto existuje při návrhu řešení motoru snaha o eliminaci setrvačných sil, například snižováním hmotnosti pohybujících se částí (s ohledem na pevnost), případně vhodným uspořádáním motoru s vyšším počtem válců tak, aby se setrvačné síly součástí vzájemně kompenzovaly (plochý motor). U klikového mechanismu se k eliminaci setrvačných sil využívá rovněž proces vyvažování, kdy se přímo na klikovou hřídel umístí protizávaží, případně vyvažovací hřídele.[5]

3.1 Kinematika osového klikového mechanismu

Osa otáčení je v tomto případě totožná s osou klikové hřídele a rovnoběžná s osou hlavního čepu. Vzdálenost osy otáčení a osy hlavního čepu se nazývá rameno kliky „ R “ a je polovinou zdvihu pístu.



Obr. 4: Osový klikový mechanismus[6]

Schéma jednoduchého osového klikového mechanismu představuje Obr. 4, kde:

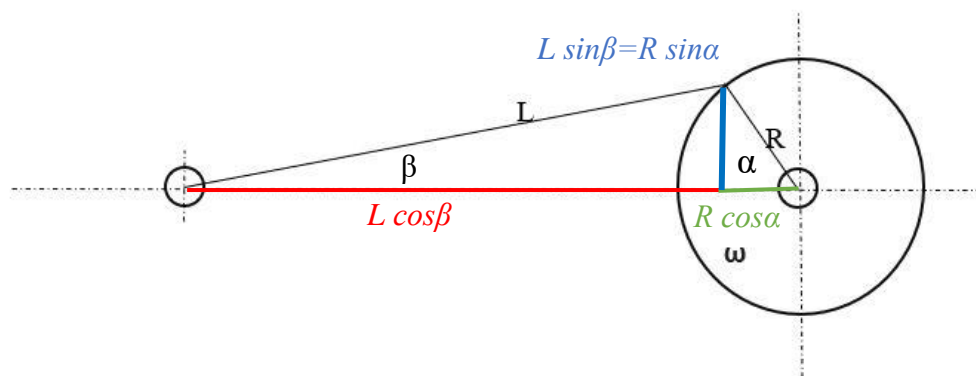
- R – rameno kliky
- L – délka ojnice
- Z – zdvih
- $HÚ$ – horní úvrat'
- $DÚ$ – dolní úvrat'
- α – úhel natočení klikové hřídele
- β – úhel natočení ojnice
- x – obecná dráha pístu

Z obecné dráhy pístu budeme vycházet při řešení rychlosti a zrychlení pístu, úhlovou rychlost klikové hřídele ω uvažujeme jako konstantní, neboť se otáčky hřídele nemění, obecně platí:

$$\omega = \frac{\pi * n}{30}$$

3.1

Pro vyjádření obecné dráhy pístu je třeba si uvědomit, že horní úvratí bude dosaženo v momentě, kdy bude rameno kliky a ojnice ležet na jedné přímce. Obecná dráha je ovšem závislá na aktuálním natočení klikové hřídele a ojnice od svislice. Od horní úvratí je tedy nutné odečíst aktuální průmět R a L do svislice.



Obr. 5: Výpočtové schéma klikového mechanismu

Pro x tedy potom píšeme:

$$x = R + L - R * \cos\alpha - L * \cos\beta$$

3.2

Z rovnice vytkneme R, při uvažování tzv. ojničního poměru ($\lambda = \frac{R}{L}$) dostáváme:

$$x = R * \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda} * \cos\beta\right)$$

Úhel natočení ojnice ovšem není známý, vycházíme ale z předpokladu, že průmět do osy kolmé svislici je pro R i L totožný. Vyjádříme si tedy závislost hodnoty sinu úhlu β na sinu úhlu α a z goniometrického pravidla, kdy součet druhých mocnin funkce sinus a cosinus pro daný úhel je roven jedné platí:

$$R * \sin\alpha = L * \sin\beta$$

$$\sin\beta = \frac{R}{L} \sin\alpha$$

$$\cos^2\beta + \sin^2\beta = 1$$

$$\cos^2\beta = 1 - \sin^2\beta = 1 - \left(\frac{R}{L} \sin\alpha\right)^2 = 1 - \lambda^2 \sin^2\alpha$$

Provedeme odmocnění a dosadíme zpětně do rovnice výše:

$$x = R * \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} * (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha})\right)$$

Po úpravě dostaneme rovnici ve tvaru:

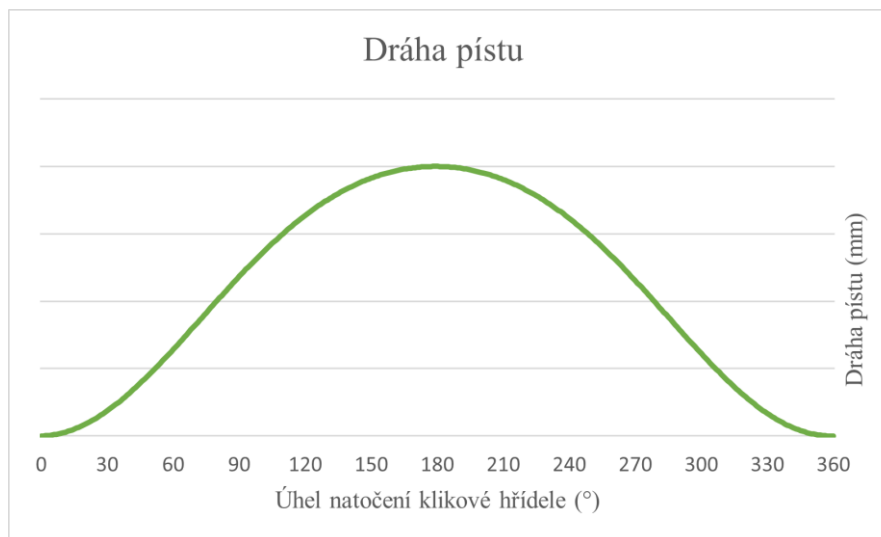
$$x = R * \left(1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} * (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha})\right)$$

Následně můžeme rovnici ještě zjednodušit:

$$\sin^2\alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$$

$$x = R * \left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos 2\alpha)\right)$$

Přeneseme-li výše odvozenou funkci do grafu, získáme obecnou křivku charakterizující závislost dráhy pístu na jedné otáčce klikové hřídele.



Obr. 6: Závislost dráhy pístu na natočení klikové hřídele

Derivací rovnice 3.3 podle času získáme závislost rychlosti pístu na natočení klikové hřídele.

$$v = R * \left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos 2\alpha) \right) \frac{d}{dt}$$

$$v = R * \sin\alpha * \frac{d\alpha}{dt} + \lambda * \frac{R}{2} * \sin 2\alpha * \frac{d\alpha}{dt}$$

Po jednoduché úpravě dostaneme:

$$v = R\omega(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha)$$

3.4

Ze vztahu je patrné, že rychlost pístu závisí primárně na rameni klikové hřídele, tedy na zdvihu a na úhlové rychlosti, která je přímo úměrná otáčkám motoru, jak uvádí rovnice 3.1.

Zanesením do grafu získáváme následující závislost rychlosti na natočení klikové hřídele v průběhu jedné otáčky. Nejvyšší rychlosti by píst dosahoval v poloze, kdy je osa ojnice kolmá na osu ramene, což je situace, která fakticky nemůže nastat.[6] Z křivky je patrné, že maximum rychlosti se nachází v oblasti kolem 60°. Přesnou hodnotu úhlu natočení je možné zjistit opět derivací vztahu 3.4, ovšem ne podle času, čímž bychom získali funkci zrychlení, ale právě podle úhlu natočení. Chceme-li nalézt maximum dané funkce, je třeba její derivaci položit rovnu nule a ze vzniklé rovnice vyjádřit hledaný úhel natočení, respektive jeho cosinus.

$$\frac{dv}{d\alpha} = r\omega\cos\alpha + \frac{r\omega\lambda}{2}\cos 2\alpha = 0$$

$$\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha = 0$$

Přičemž platí:

$$\cos 2\alpha = 2\cos^2\alpha - 1$$

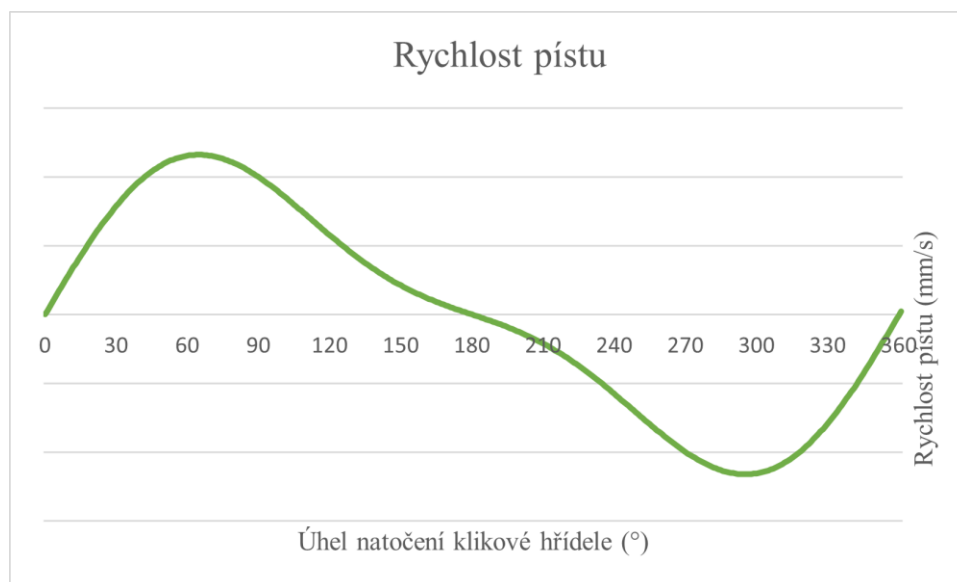
Dosazením zpět do rovnice dostaneme kvadratickou rovnici:

$$2\lambda\cos^2\alpha + \cos\alpha - \lambda = 0$$

Řešením této rovnice získáme obecný vztah pro hodnotu úhlu natočení v momentě dosažení maximální rychlosti pístu:

$$\cos\alpha = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda}$$

3.5

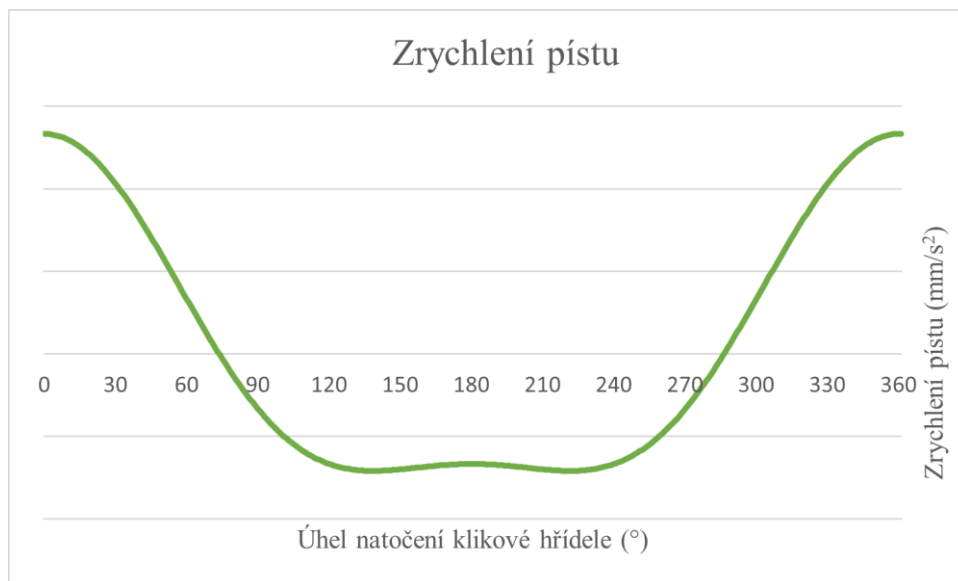


Obr. 7: Závislost rychlosti pístu na natočení klikové hřídele

Jak již bylo zmíněno, dalším derivováním vztahu 3.4 podle času získáme funkci zrychlení.

$$\frac{dv}{dt} = a = R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)$$

3.6



Obr. 8: Závislost zrychlení pístu na natočení klikové hřídele

Ze vztahu 3.6 a zároveň i z průběhu funkce zrychlení je patrné, že nejvyšší hodnoty dosahuje zrychlení v horní úvratí, což odpovídá úhlu natočení 0° přičemž cosinus tohoto úhlu je roven jedné, díky tomu může hodnota závorky dosáhnout svého maxima.

3.2 Síly působící na klikové ústrojí

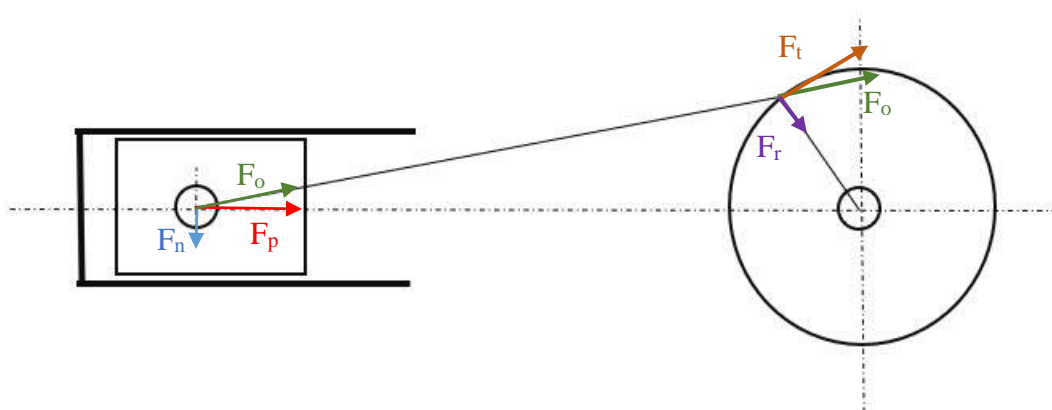
V klikovém mechanismu působí dva základní druhy sil. Jednak jsou to síly od tlaku plynů a také setrvačné síly. Je ovšem nutné podotknout, že síly vyvolané působením tlaku jsou v čase proměnné. Setrvačné síly jsou síly vyvolané pohybem hmot a přenášejí se do zbývajících částí motoru případně do samotného zavěšení a projevují se vibracemi.[5]

3.2.1 Síly od tlaku plynů

Tlak působí na všechny stěny spalovacího prostoru a zatěžuje tak stěnu hlavy válce, samotného válce a dno pístu. Výsledná síla, která působí na dno pístu (případně opačně orientovaná síla působící na hlavu válce) je přímo úměrná průměru válce a tlaku ve spalovacím prostoru.

$$F_p = \frac{\pi * D^2}{d} * (p - p_0)$$

3.7



Obr. 9: Rozložení sil od tlaku plynů

Síla od tlaku plynů F_p se dále rozkládá na složky uvedené na Obr. 9, a to sice:

- F_o – síla zatěžující ojnici
- F_n – normálová síla zatěžující stěnu válce

Síla F_o se přenáší po své nositelce (ojnici) a působí na čep klikové hřídele, kde se rozkládá na složky:

- F_t – tečná síla zatěžující čep klikové hřídele
- F_r – radiální síla zatěžující čep klikové hřídele

3.2.2 Setrvačné síly

Velikost setrvačné síly je přímo úměrná hmotnosti a zrychlení, a zároveň působí proti směru zrychlení.

Obecně je tedy dána vztahem:

$$F_s = -ma \tag{3.8}$$

Při výpočtu setrvačných sil, se využívá zjednodušení v podobě redukce hmotnosti součástí klikového mechanismu – klikové hřídele a ojnice, a to vzhledem k tomu, že ojnice koná obecný rovinný pohyb a výpočet setrvačných sil by se značně zkomplikoval. Kliková hřídel koná rotační pohyb, kdy se pohybuje hmota ojnicního čepu a ramene, hmotu hlavního čepu neuvažujeme, protože je osa čepu totožná s osou rotace a setrvačná síla je tak rovna nule. Při samotné redukci hmotnosti se počítá z rovnosti setrvačných sil reálné a idealizované soustavy. Ojnici nahrazujeme dvěma hmotnými body za předpokladu splnění několika podmínek:[5]

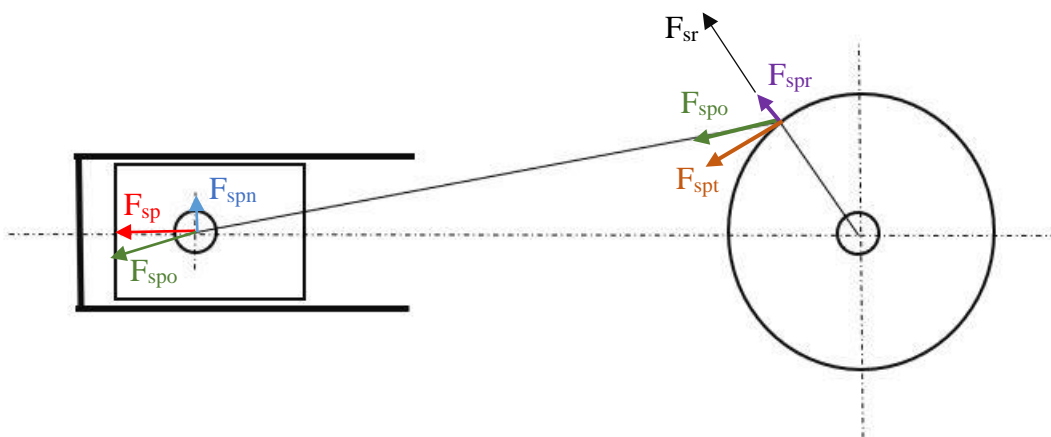
- Součet hmotností hmotných bodů je shodný s hmotností původní ojnice
- Nezměněná poloha těžiště
- Stejný moment setrvačnosti vzhledem k těžišti

Při stanovování velikostí a průběhu sil právě využíváme náhradních soustav. V případě redukované soustavy klikové hřídele je možné vyjádřit setrvačnou sílu jako sílu odstředivou, jejíž nositelka je totožná o osou ramene. Velikost síly je potom:

$$F_{sr} = m_r R \omega^2 \tag{3.9}$$

V případě součástí, které konají posuvný (vratný) pohyb využijeme pro výslednou setrvačnou sílu vztahu 3.8 a odvozené funkce zrychlení 3.6

$$F_{sp} = -m_p R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \tag{3.10}$$



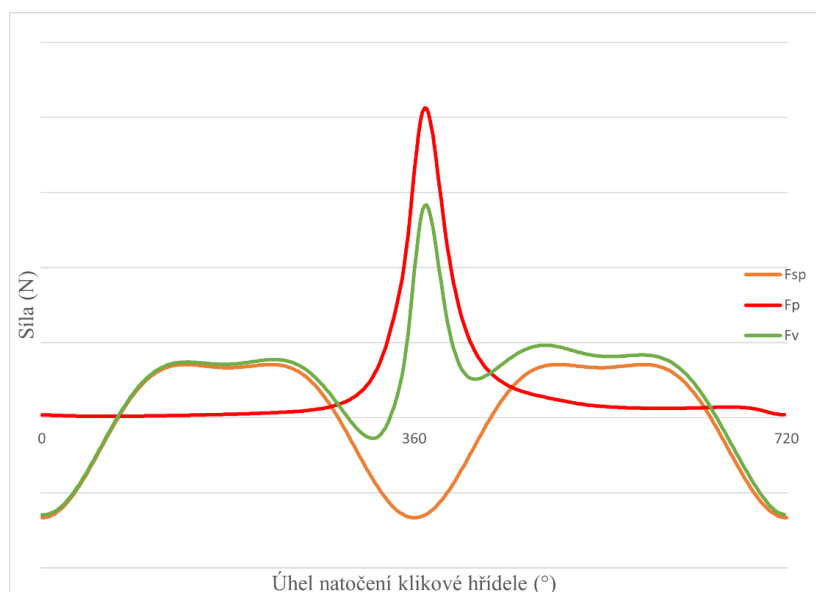
Obr. 10: Rozložení setrvačných sil

Setrvačná síla od posuvných hmot F_{sp} se rozkládá na složky tak, jak ukazuje Obr. 10:

- F_{spo} – s-setrvačná síla, p-posuvných hmot, o-působící v ojnici
- F_{spn} – síla zatěžující stěnu válce
- F_{spt} – tečná síla zatěžující čep klikové hřídele
- F_{spr} – radiální síla od posuvných hmot zatěžující čep
- F_{sr} – setrvačná síla rotujících hmot/odstředivá síla

3.2.3 Celková síla působící v klikovém mechanismu

Velikost celkové síly je dána součtem síly od tlaku plynu a setrvačné síly posuvných hmot. Následující obrázek znázorňuje průběh sil v závislosti na natočení klikové hřídele v rámci dvou pracovních zdvihů.



Obr. 11: Průběh výsledné síly působící na píst

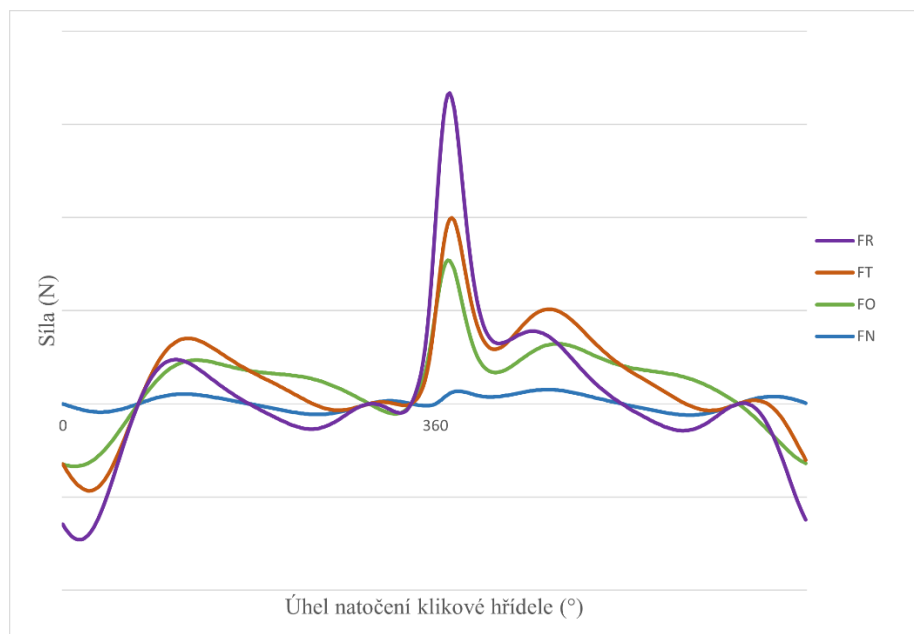
Výsledná síla je přenášena z pístu na pístní čep, kde je rozložena na dvě složky:

$$F_N = F_v \operatorname{tg} \beta$$
$$F_O = \frac{F_v}{\cos \beta}$$

Síla v ojnici prochází ojnicí k ojničnmu čepu na klikové hřídeli, kde se rozkládá na tečnou a radiální složku.

$$F_T = \frac{F_v \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$
$$F_R = \frac{F_v \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Průběh velikosti jednotlivých složek sil v rámci dvou otáček klikové hřídele znázorňuje následující obrázek.

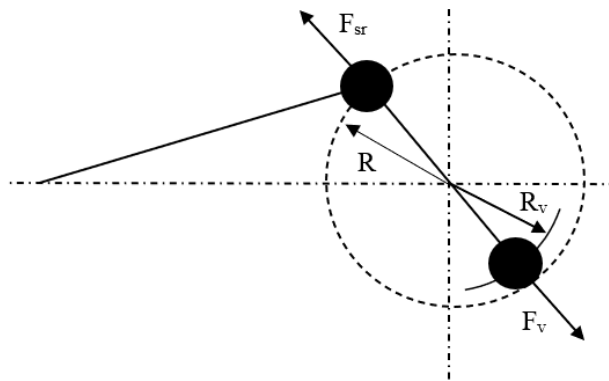


Obr. 12: Složky sil působící na klikové ústrojí

3.3 Vybázení klikového mechanismu jednoválcového motoru

3.3.1 Vybázení setrvačných sil rotujících částí

Vezmeme-li v potaz, že síla F_{sr} (Obr. 10), tedy setrvačná síla součástí klikového mechanismu konajících rotační pohyb, je konstantní, jinými slovy není závislá na poloze-natočení klikové hřídele, jsme schopni klikovou hřídel vyvážit pomocí protizávaží, jehož setrvačná síla je shodná právě se silou F_{sr} . Shodné setrvačné síly dosáhneme jednak hmotností vývažku a zároveň jeho vhodnou polohou od osy otáčení, respektive polohou těžiště závaží.



Obr. 13: Schéma vybázení klikového mechanismu

Z výše psaného tedy platí následující rovnost:

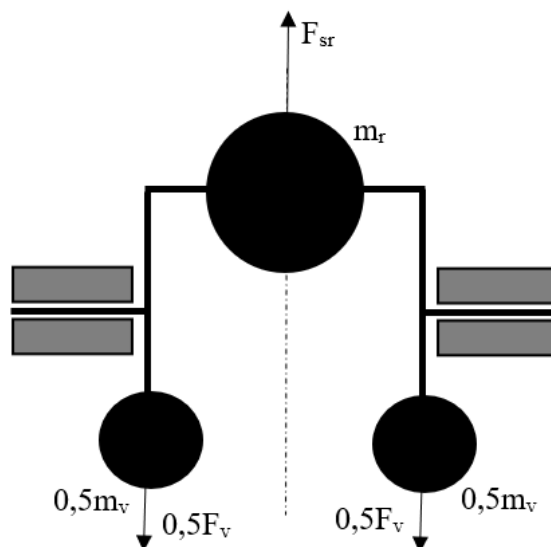
$$m_v R_v \omega^2 = m_r R \omega^2$$

Z rovnosti setrvačných sil rotujících částí potom snadno vyjádříme hmotnost vývažku, jak znázorňuje následující rovnice:

$$m_v = \frac{m_r R}{R_v}$$

3.11

Z Obr. 13 plyne, že je žádoucí, aby obě setrvačné síly ležely na společné nositelce. Takový případ ovšem není funkčně možný a v případě vyosení ve směru osy otáčení by síly vytvořily jednu silovou dvojici, která je pochopitelně nežádoucí. Je nutné tedy hmotnost vývažku rozdělit na poloviny a tyto dílčí vývažky umístit symetricky podle osy ojnice tak, že setrvačná síla F_{sr} vytvoří s každou poloviční silou F_v silovou dvojici, celkem tedy dvě, které se vzájemně vyruší, jak ostatně ukazuje následující obrázek.



Obr. 14: Umístění závaží na klikové hřídeli

3.3.2 Vyvážení setrvačných sil prvního řádu posuvných částí

Vyjádření setrvačné síly prvního řádu u posuvných částí vychází z rovnice 3.10, jejíž úpravou získáme mnohočlen, kdy každý z členů představuje vztah pro setrvačnou sílu⁵. Z prvních dvou členů získáme vztahy pro setrvačné síly I. a II. Řádu. Síly I. řádu vyvážíme pomocí dvou vývažků rotujících stejnou úhlovou rychlostí, jinými slovy otáčky vývažků jsou shodné s otáčkami klikové hřídele. V případě vyvažování sil II. řádu je rovněž vyvažováno pomocí dvou rotujících závaží, je však nutné, aby byly otáčky těchto závaží dvounásobné oproti otáčkám klikové hřídele. Tento fakt plyne i z níže uvedeného vztahu pro setrvačné síly II. řádu, kde je hodnota síly závislá na cosinu dvojnásobku úhlu natočení. Jak již bylo řečeno, postup vyvažování sil jak I. tak II. řádu je obdobný, proto bude v této kapitole podrobněji rozpracován jen model vyvažování setrvačných sil I. řádu.[5]

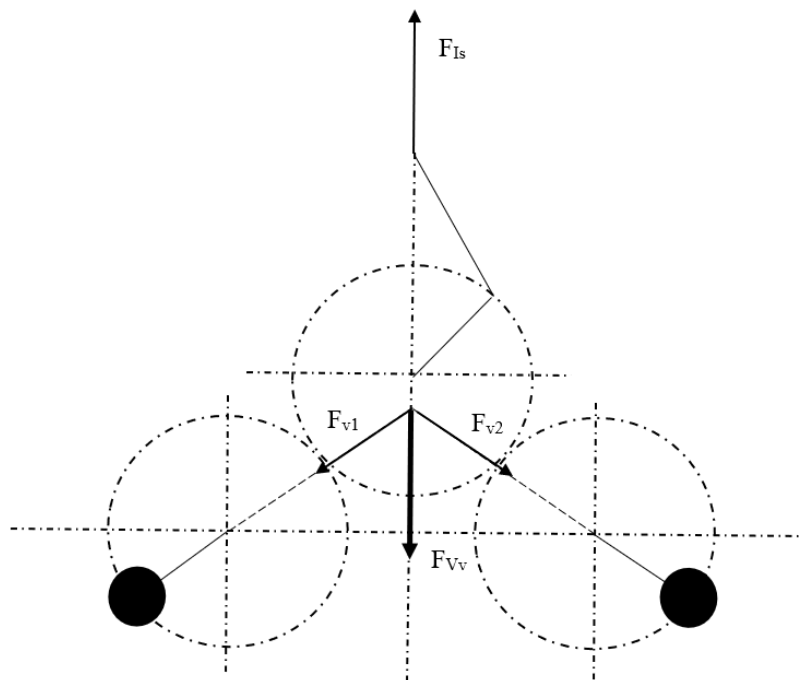
⁵ První člen představuje vztah pro setrvačnou sílu I. řádu, druhý člen vztah pro sílu II. řádu, atp.

Pro sílu prvního řádu tedy platí:

$$F_{I_s} = m_p R \omega^2 \cos \alpha \quad 3.12$$

a pro sílu druhého řádu:

$$F_{II_s} = m_p R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad 3.13$$



Obr. 15: Vyvážení setrvačných sil I. řádu

K vyvažování sil prvního řádu se využije dvou vývažků, jejichž hmotnosti jsou stejné a úhlová rychlost je totožná s úhlovou rychlostí klikové hřídele. Na Obr. 15 je znázorněna výslednice sil F_{v1} a F_{v2} těchto vývažků, označená jako F_{vv} . Velikost této výslednice je tedy dána součtem jejích složek. Každá složka síly je rovna:

$$F_{vi} = \frac{m_v}{2} R_v \omega^2 \cos \alpha, \text{ kde } i = 1; 2 \quad 3.14$$

Hmotnost jednoho vývažku vytvářející sílu F_{vi} potom vychází z rovnosti setrvačné síly prvního řádu F_{Is} a výsledné síly F_{Vv} .

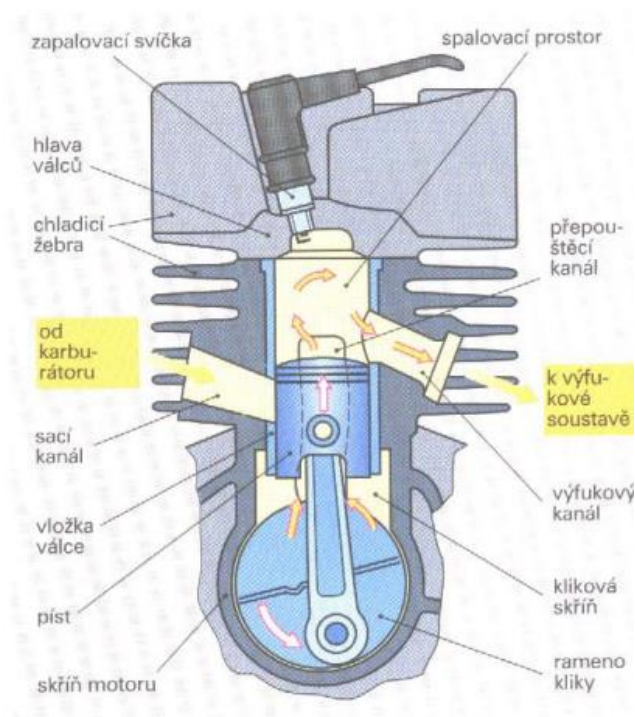
$$F_{Vv} = m_v R_v \omega^2 \cos \alpha = F_{Is} = m_p R \omega^2 \cos \alpha$$

, kde m_v je hmotnost celého vývažku připadajícího na obě vyvažovací tělesa. Hmotnost jednoho vývažku je potom:

$$m_{vi} = \frac{m_v}{2} = \frac{m_p R}{2 R_v}$$

4 Rozvodový mechanismus

Za rozvodový mechanismus označujeme soubor součástí, které v součinnosti s dalšími částmi motoru zajišťují výměnu plynů v pracovním prostoru válce. Různé druhy rozvodových mechanismů byly zmíněny v kapitole 1 (Základní dělení), kde se jednalo hlavně o rozdělení ventilového rozvodu. V dalších případech je možné zmínit kanálový typ rozvodu, který se uplatňuje hlavně při konstrukci dvoudobých motorů. U čtyřdobých motorů je možné využít rozvod šoupátkový. Takové řešení rozvodu se vyznačuje poměrně velkou konstrukční složitostí a nízkou životností. Samotný rozvod tvoří dvě šoupátka, která konají přímočarý vratný pohyb ovládaný klikovým mechanismem od centrální klikové hřídele.



Obr. 16: Kanálový rozvod[3]

Vzhledem k tomu, že se u čtyřdobých motorů žádný z výše zmíněných typů rozvodů nepoužívá, nebude se jim dále práce věnovat. Oproti řekněme nekonvenčním typům rozvodů se více uplatňuje ventilový rozvod, který přivádí a odvádí směs do a z prostoru válce pomocí talířových ventilů. Jejich otevírání a zavírání je řízeno vačkovou hřídelí, která je poháněna od klikové hřídele. Vzhledem k tomu, že u čtyřdobých motorů je žádoucí, aby byl každý ventil otevřen pouze jednou za dvě otáčky klikové hřídele, navrhuje se pohon vačkové hřídele tak, aby jeho otáčky byly poloviční oproti otáčkám klikové hřídele. Toho se dosahuje vhodnými rozměry ozubených případně řetězových kol, nebo vhodným průměrem řemenic.

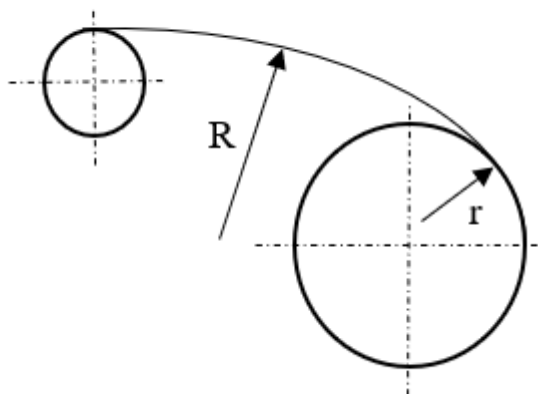
4.1 Součásti rozvodového ústrojí

Ventilový rozvod se skládá primárně z těchto součástí:

- Vačková hřídel – hřídel, na které jsou umístěny jednotlivé vačky, které svým tvarem řídí zdvih ventilů.
- Vačka
 - Harmonická
 - Tangenciální
 - Vydutá
- Zdvihátka nebo zdvihové tyčky – válečková zdvihátka se obvykle uplatňují u motorů s rozvodem SV, hrníčková naopak u OHC. Zdvihové tyčky se užívají u OHV motorů, kdy procházejí skrze blok k hlavě motoru
- Vahadla – slouží k převodu síly z vačky nebo ze zdvihové tyčky na dřík ventilu
- Sestava ventilu
 - Ventil – talířový ventil, sací má obvykle větší průměr pro zajištění větších průtočných průřezů a tím lepšího plnění válce
 - Ventilové sedlo – tvoří dosedací plochu ventilu, společně s hlavou ventilu utěsňuje spalovací prostor
 - Vodítko a těsnění ventilu – vodítko zajišťuje ventilu dostatečnou oporu v jeho pohybu. Podpírá dřík ventilu v bloku nebo hlavě válce a vede ventil s minimální vůlí, což zajišťuje přesné dosednutí hlavy ventilu do sedla. Těsnění je lineárního charakteru a zabraňuje vnikání maziva do spalovacího prostoru
 - Ventilová pružina – zajišťuje zpětné uzavření ventilu a brání jeho nežádoucímu otevření v průběhu pracovního procesu pomocí montážního předpětí pružiny
 - Zámek ventilu – společně s podložkou určuje montážní předpětí pružiny. U starších typů ventilů se používal kolíkový nebo perový zámek, u moderních motorů se využívá dvoudílné kuželové vložky

4.2 Kinematika zdvihátka vačky

Pohyb zdvihátka je popsán stejně jako pohyb klikové hřídele třemi základními veličinami. Zdvihem, rychlostí a zrychlením. Pro následující aplikaci budeme uvažovat harmonickou vačku, jejíž bok je tvořen částí kružnice o poloměru R . Samotný zdvih je určen úhlem natočení vačkové hřídele. Tento úhel, jak již bylo zmíněno v úvodu roste v případě vačkové hřídele dvakrát pomaleji, než je tomu v případě úhlu natočení klikové hřídele. V grafických vyjádřeních níže je tedy uvažována pro výpočet daných veličin poloviční hodnota úhlu natočení klikové hřídele, ale samotná křivka zdvihu, rychlosti a zrychlení je zobrazena právě v závislosti na natočení klikové hřídele.



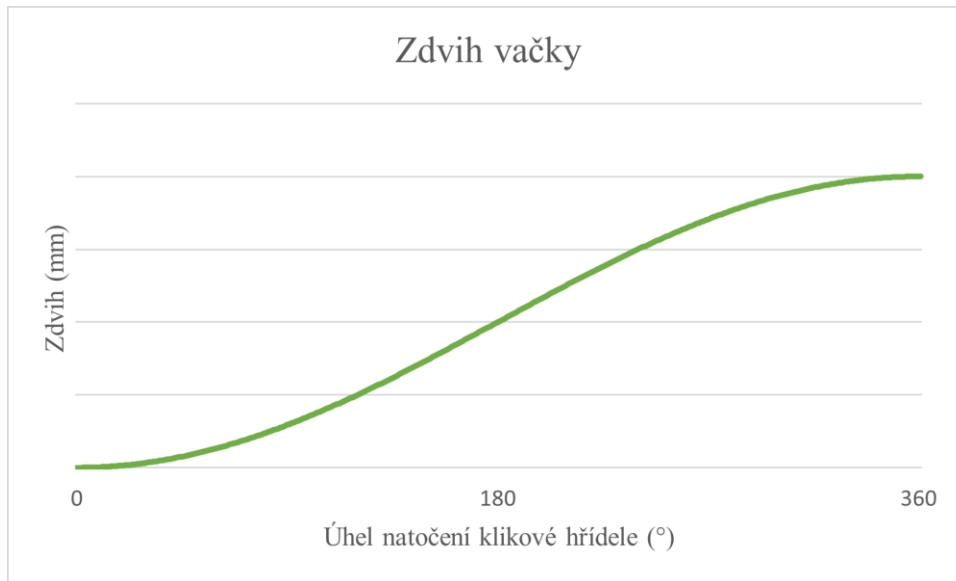
Obr. 17: Schéma harmonické vačky

Zdvihová závislost je dána vztahem:

$$h = (R - r)\left(1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)$$

4.1

Z výše uvedené rovnice byl následně vytvořen graf obecné závislosti zdvihu na úhlu natočení klikové hřídele. Hodnoty průměrů byly dosazeny obecně, bez jakékoliv konkrétní vazby na jakýkoliv reálný mechanismus.



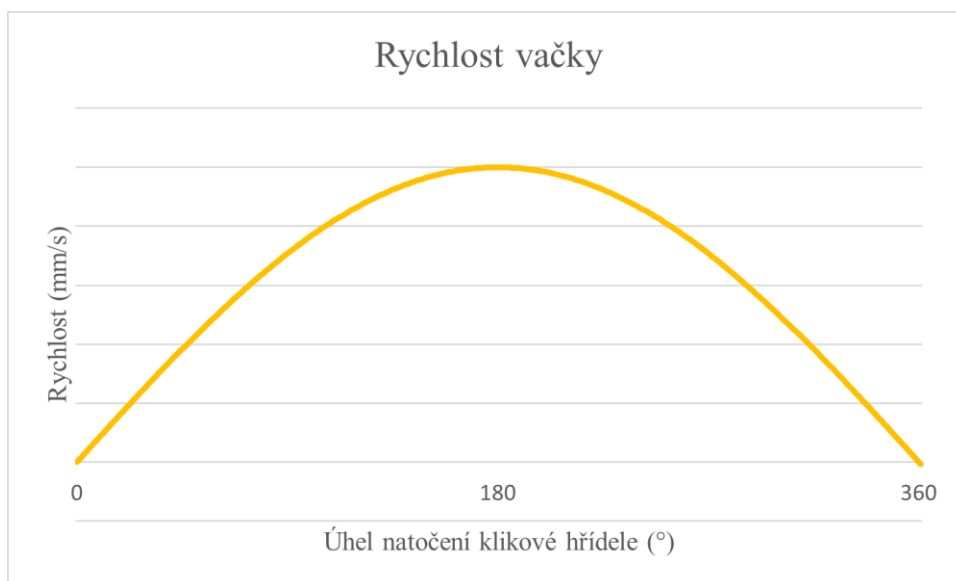
Obr. 18: Zdvih harmonické vačky

Následnou derivací vztahu 4.1 získáme funkci rychlosti:

$$w = \omega(R - r)\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

4.2

Při sestavování grafu opět uvažujeme obecné hodnoty poloměrů a jednotkovou úhlovou rychlost. Na základě těchto předpokladů dostaneme následující křivku rychlosti v závislosti na natočení klikové hřídele.



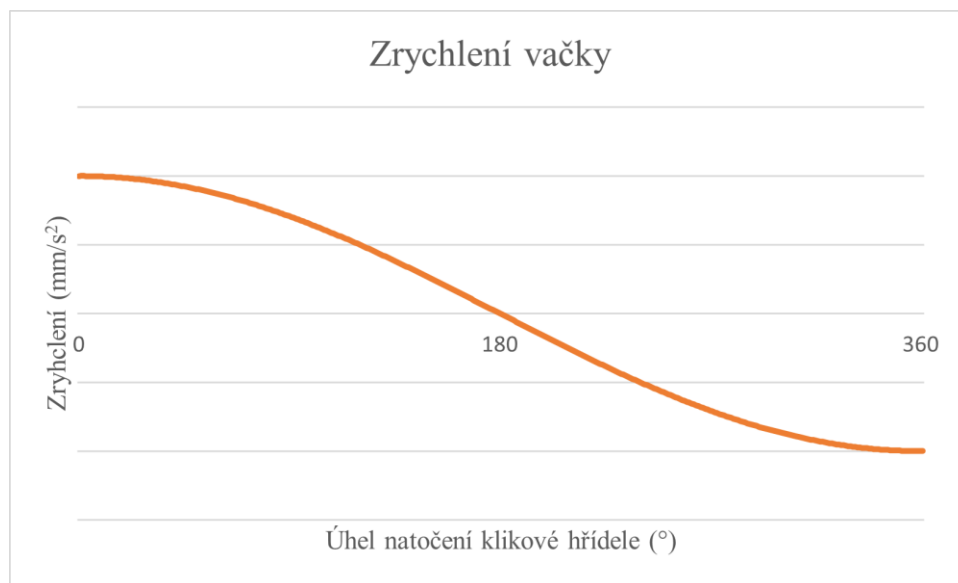
Obr. 19: Rychlost harmonické vačky

Druhou derivací vztahu 4.1 získáme funkci pro zrychlení vačky. Ze vztahu je patrné, že zrychlení vačky je přímo úměrné druhé mocnině úhlové rychlosti vačky. V závislosti na úhlové rychlosti klikové hřídele je rychlost vačky opět poloviční, stejně jako úhel natočení.

$$z = \omega^2(R - r)\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

4.3

Dosazením funkce 4.3 do grafu získáme závislost zrychlení na natočení klikové hřídele.

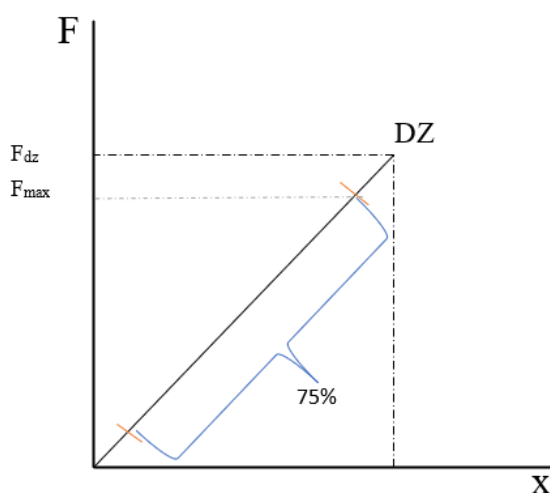


Obr. 20: Zrychlení harmonické vačky

4.3 Únavové chování ventilových pružin

4.3.1 Úvod k návrhu pružin

V případě ventilových pružin je ve většině využívána vinutá tlačná pružina. Obecně je ventilová pružina významně dynamicky zatěžovaná, neboť koná tisíce cyklů za minutu, a tedy stovky milionů cyklů za rok. Během návrhu musí být fakt proměnného zatěžování brán v potaz. Obecně platí, že se pružina během své činnosti pohybuje v jistém okně provozních stavů. Nežádoucím stavem je moment, kdy jednotlivé závity dosednou. V takovém případě je v pružině nejvyšší síla, neboť u vinuté pružiny uvažujeme lineární charakteristiku. Při navrhování by se pracovní oblast měla pohybovat v modře vymezeném prostoru (Obr. 21), který tvoří zhruba 75 % reálně možné pracovní oblasti.



Obr. 21: Charakteristika pružiny

Platí tedy, že maximální síla v pružině je rovna:

$$F_{max} = \frac{7}{8} F_{dz}$$

4.4

, kde F_{dz} je síla při dosednutí závitů.

Mimo maximální působící sílu je důležité při návrhu uvažovat i vlastní frekvence. Obecně platí, že by vlastní frekvence pružiny měla být alespoň patnáctkrát větší, než je budící frekvence soustavy. Hodnota vlastní frekvence je dána:

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k * g}{m}}$$

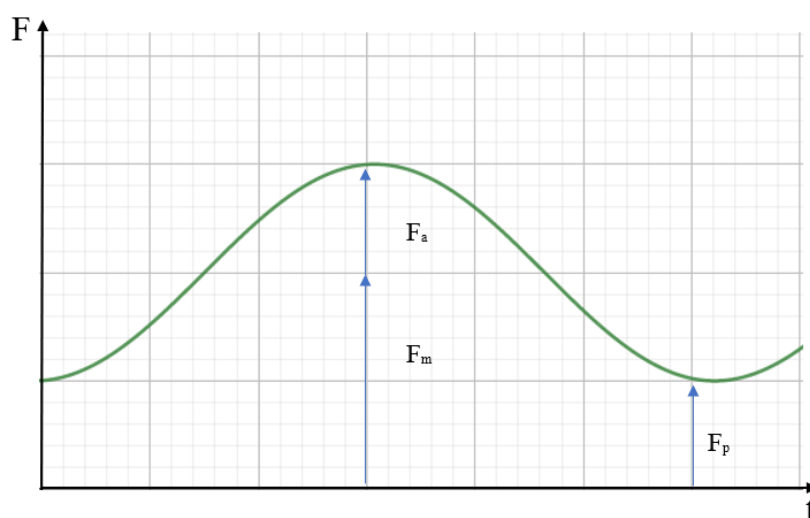
4.5

Ze vztahu 4.5 vyplývá, že hodnotu vlastních frekvencí pružiny pozitivně ovlivňuje její tuhost, naopak s druhou odmocninou hmotnosti vlastní frekvence klesá.

4.3.2 Provozní stavy ventilových pružin

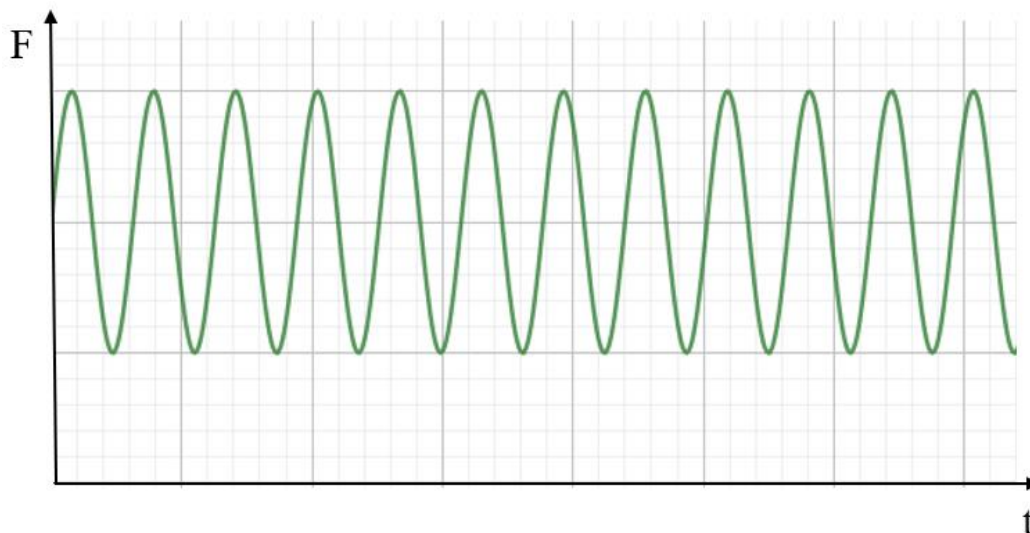
Provozní stavy ventilových pružin jsou různé, v závislosti na otáčkách motoru. Z předpokladu, kdy je počet otáček vačkové hřídele poloviční oproti otáčkám klikové hřídele uvažujeme počet cyklů jedné pružiny shodný s počtem otáček vačkové hřídele. Obrázek níže znázorňuje průběh sil v pružině v rámci jednoho pracovního cyklu, tedy při otevření a zpětném zavření ventilu, kde:

- F_p – montážní předpětí pružiny, minimální síla, které bude při zatěžování dosaženo (N)
- F_m – střední hodnota síly (N)
- F_a – amplituda síly, maximální hodnota síly, které se v průběhu provozu dosahuje (N)



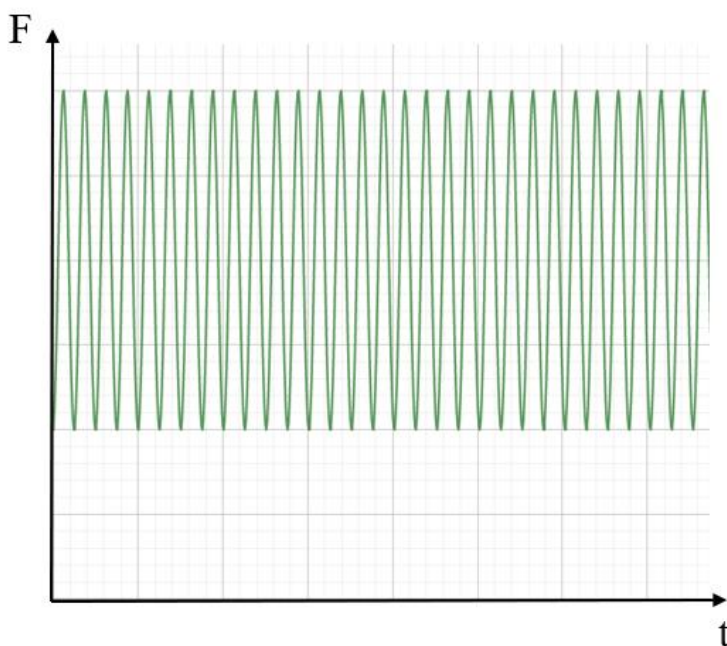
Obr. 22: Provozní cyklus pružiny

Následující obrázek již představuje názorné chování pružiny při volnoběžných otáčkách motoru, kdy by se pružina měla ideálně pohybovat v rozmezí sil, daným montážním předpětím a amplitudou.



Obr. 23: Pružina při volnoběžných otáčkách motoru

Při otáčkách vyšších než volnoběžných, koná pružina řádově tisíce cyklů za minutu. Ideální průběh sil zůstává nezměněný z ohledu právě velikostí sil, ale amplitudy se přibližují ve směru časové osy, jak je viditelné na následujícím obrázku.



Obr. 24: Pružina při vyšších provozních otáčkách

Je důležité zmínit, že grafy výše vykreslené uvažují ideální průběhy sil v rámci provozu spalovacího motoru a fakticky popírají přítomnost setrvačné síly pružiny. V reálném zatěžovacím cyklu je pochopitelně nutné setrvačnou sílu uvažovat, a tak je skutečný průběh mírně odlišný. Velikost setrvačné síly je přímo závislá na hmotnosti. S rostoucí hmotností pružiny tedy roste i velikost setrvačné síly, a zároveň klesá hodnota vlastní frekvence pružiny, daná vztahem 4.5.

Při návrhu pružin pro užití v rozvodovém mechanismu spalovacích motorů se s negativním vlivem setrvačné síly počítá a pružina je na takové zatěžování dimenzována a v rámci běžného provozu není účinek síly nijak výrazně uživatelsky patrný. Překročí-li ovšem otáčky motoru určitou mez, může se síla negativně projevit. Jak již bylo řečeno, pružina je s jistým předpětím montována mezi dvě rovnoběžné desky (podložky), od kterých se právě vlivem setrvačných sil začne odrážet, což způsobuje nadměrné zatěžování pružiny i jejích dosedacích ploch při zpětném dosednutí pružiny. Tento provozní stav motoru má mimo vlivu ve smyslu přetěžování pružiny pochopitelně i negativní vliv na samotnou funkci motoru, protože ventily se v rámci svého cyklu nestačí dostatečně rychle uzavřít a může docházet k tlakovým ztrátám.

4.3.3 Napětí ve smyku

Smyková napětí jsou dána v závislosti na amplitudě F_a a střední síle F_m a samozřejmě i na rozměrech pružiny, tedy jejím středním průměru D a průměru použitého drátu d .

$$\tau_a = K_d \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = K_d \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3}$$

4.6

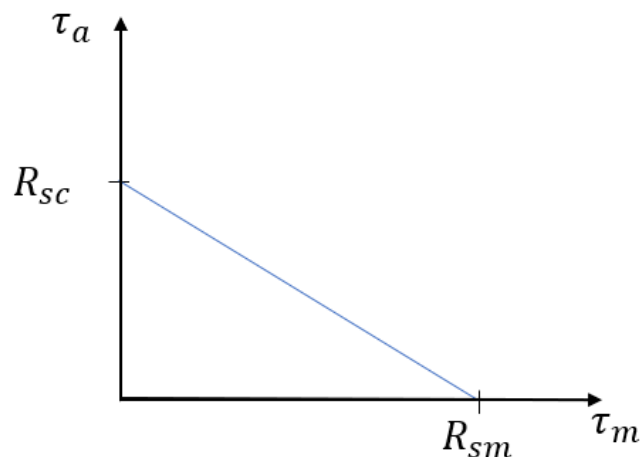
$$K_d = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

, kde K_d je tzv. dynamický korekční součinitel, který počítá s konstantou pružiny c danou poměrem:

$$c = \frac{D}{d}$$

Na následujícím obrázku je znázorněna závislost smykového napětí τ_a na τ_m a rovněž jsou zde zobrazeny body R_{sm} ⁶ a R_{sc} ⁷. Hodnota R_{sc} je zjištěna experimentálně a obvykle reprezentována následujícími hodnotami:[7]

- 310 MPa pro nekuličkovaný drát
- 465 MPa pro kuličkovaný drát



Obr. 25: Závislost smykových napětí

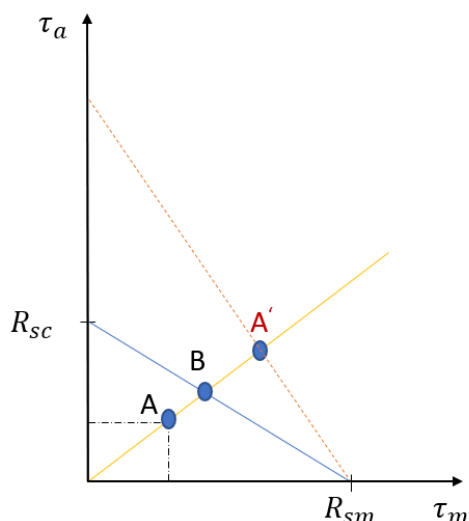
Při provozu by napětí v pružině nemělo přesáhnout oblast vymezenou modrou křivkou shora. Napětí od amplitudy síly je omezeno mezi únavy ve smyku a napětí od střední síly mezi pevnosti ve smyku. Na základě velikosti těchto dvou napětí se určuje i bezpečnost vůči mezi únavy, jejíž určení je patrné z následujícího obrázku.

Bod A na Obr. 26 je charakterizován napětími danými provozem a bod B leží na samotné hranici únosnosti dané experimentálně pro milion cyklů. Bezpečnost takové pružiny je potom:

$$n = \left(\frac{OB}{OA} \right)$$

⁶ R_{sm} – mez pevnosti ve smyku, obvykle daná jako $0,67R_m$

⁷ R_{sc} – mez únavy ve smyku – závisí na použitém drátu (kuličkovaný/nekuličkovaný)



Obr. 26: Určení bezpečnosti vůči mezi únavy

Bezpečnost daná vztahem uvedeným výše bude patrně vyšší maximálně rovna jedné. Může ovšem nastat stav, kdy se bod charakterizovaný aktuálním napětím nachází mimo vymezenou oblast. V takovém případě je pochopitelně bezpečnost nižší než jedna, ovšem vůči oblasti charakterizované modrou křivkou. Tento bod je na Obr. 26 označen jako A' a červená křivka, která jím prochází, ohraničuje oblast s vyšší mezi únavy, ovšem s počtem cyklů nižším, než je 10^6 .

4.3.4 Teorie výpočtu meze únavy ve smyku R_{sc}

Mez únavy bývá získávána na základě tzv. Zimmerliho dat a znalosti meze pevnosti ve smyku pro daný materiál. Interpretací těchto vstupů vhodným způsobem je možné získat hodnotu meze únavy typickou pro 10^6 cyklu. Teorií zisku meze únavy je hned několik, pro názornost jsou uvedeny nejčastější dva způsoby.[7]

1. Gerberova teorie

$$R_{scGer} = \frac{\tau_a}{1 - \left(\frac{\tau_m}{R_{sm}}\right)^2}$$

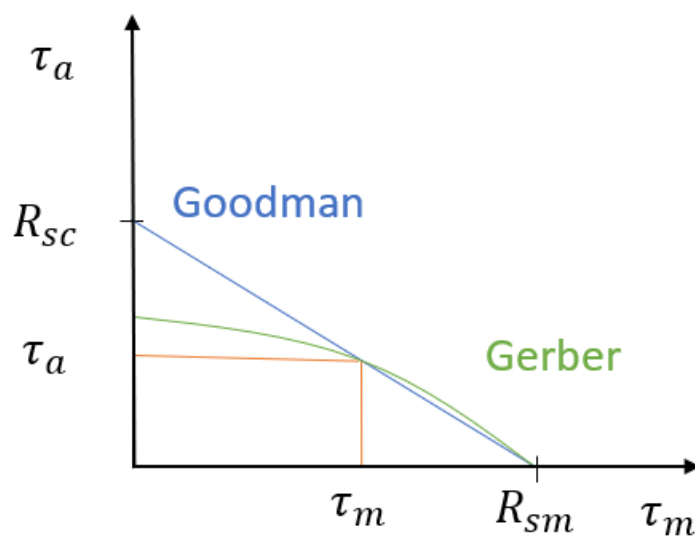
4.7

2. Goodmanova teorie

$$R_{scGood} = \frac{\tau_a}{1 - \frac{\tau_m}{R_{sm}}}$$

4.8

Obě zmíněné teorie prochází dvěma společnými body, ovšem výsledná mez únavy je u nich rozdílná. Prvním bodem je mez pevnosti ve smyku R_{sm} a druhý bod odpovídá hodnotám napětí τ_a a τ_m , což jsou hodnoty tzv. Zimmerliho dat. Gerberovu teorii charakterizuje parabola procházející právě těmito body a Goodmanovu teorii charakterizuje přímka. Z následujícího obrázku je patrné, a zároveň tato skutečnost vychází z výše uvedených vztahů, že hodnota meze únavy je při stejné hodnotě meze pevnosti v případě Gerberovy teorie nižší než dle Goodmanovy, z čehož můžeme usoudit, že Gerberovo kritérium je v případě použití u pružin přísnější.



Obr. 27: Teorie zisku meze únavy

Několikrát zmíněná Zimmerliho data jsou hodnoty smykových napětí, které byly zjištěny experimentálně. Jsou to takové hodnoty napětí, při kterých dojde zhruba po milionu cyklů k porušení soudržnosti materiálu bez ohledu na velikost pružiny, bavíme-li se o průměru drátu menším než 10 mm.

Tabulka 1: Zimmerliho data[7]

	Nekuličkovaný drát	Kuličkovaný drát
τ_a	241 MPa	398 MPa
τ_m	379 MPa	534 MPa

5 Návrh jednoválcového zážehového motoru

Cílem této části diplomové práce je provést návrh čtyřdobého zážehového motoru dle zadaných požadavků od zadavatele projektu. Účelem návrhu je konkurovat moderním nízkoobjemovým přeplňovaným spalovacím motorům, které v dnešní době na trhu převládají. Navrhovaný motor by měl splňovat následující kritéria:

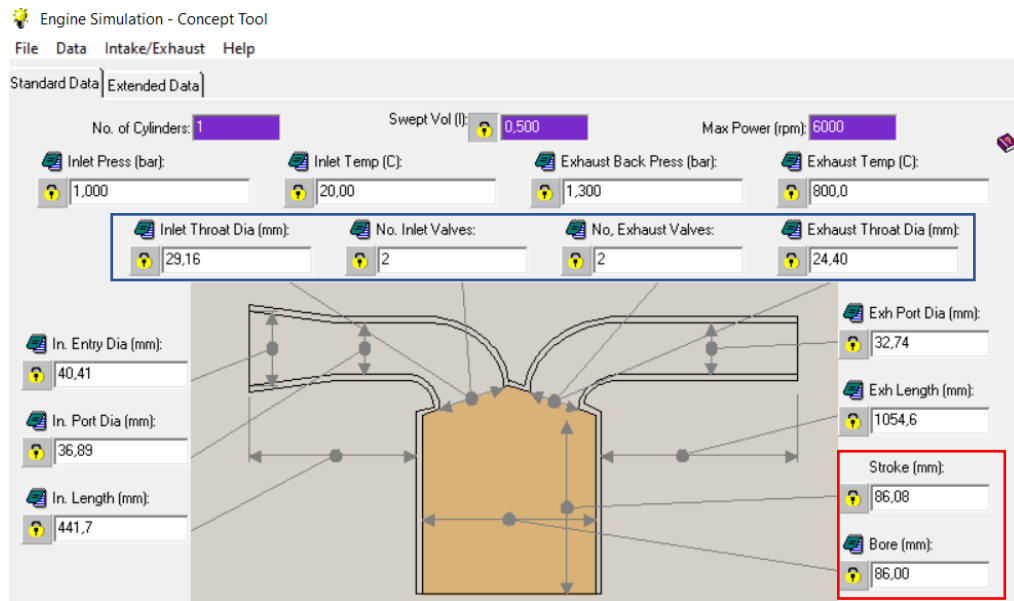
Tabulka 2: Zadané požadavky

Zdvihový objem	500 cm ³
Výkon	30 kW
Otáčky maximálního výkonu	6000 ot/min ⁻¹
Kompresní poměr	14:1
Příprava směsi	Přímé vstřikování

Samotný návrh by kromě požadavků psaných v tabulce výše měl zahrnovat obecně platné požadavky pro konstrukci strojních součástí.

5.1 Termodynamická analýza

Pro základní termodynamický návrh motoru lze využít některý z dostupných 1D softwarů, pomocí kterého je možné zjistit, případně dopočítat základní parametry motoru splňující výše zmíněná kritéria. Pro zjištění základních funkčních parametrů využijeme funkce Concept tool v programu Lotus Engine Simulation. Postup určení těchto veličin udává následující obrázek, kde jsou do fialově zbarvených polí zapsány zadané hodnoty počtu válců, zdvihového objemu a požadovaných otáček při maximálním výkonu motoru. Z těchto vstupů následně program dopočte základní hodnoty parametrů jako je vrtání válce, případně zdvih (na Obr. 28 vyznačeno červeným polem). Ze vstupních hodnot získáme rovněž základní představu o přibližné velikosti ventilů, respektive hrdla ventilového sedla. K tomu je nejdříve třeba doplnit požadovaný počet sacích a výfukových ventilů na válec, kdy v tomto konkrétním případě využijeme čtyřventilové provedení motoru, tedy dvou sacích a dvou výfukových ventilů. Rozměry hrdel ventilových sedel uvedené na Obr. 28 v modrém poli není nutné považovat za dogmatické, jejich hodnoty se v další fázi návrhu mohou změnit v závislosti na výsledném výkonu případně točivém momentu.



Obr. 28: Lotus Engine Simulation – Concept Tool

Ze znalosti hodnot vrtání válce a zdvihu pístu (uvažujeme hodnotu 86,1 mm) dopočteme hodnotu zdvihového poměru:

$$\xi = \frac{Z}{D} = 1,001$$

5.1

Hodnota poměru se u zážehových motorů pohybuje v rozmezí 0,6 až 1,1, kde při hodnotách menších než 1 mluvíme o tzv. pomaloběžných motorech (nadčtvercových) a při hodnotách větších než 1 mluvíme o rychloběžných motorech (podčtvercových). Z dopočtené hodnoty je patrné, že navrhovaný motor je rychloběžný.

Ze znalosti zdvihu pístu je možné snadno určit délku ojnice. Vychází se z poměru poloměru klikové hřídele ku délce ojnice. Poloměr klikové hřídele je známý z výše uvedené simulace, jedná se tedy o polovinu zdvihu. Poměr slovně definovaný výše je dán následujícím vztahem:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

5.2

Z dostupné literatury bylo zjištěno, že poměr λ dosahuje následujících hodnot:[4]

$$\lambda = 0,28 \div 0,34$$

Pro výpočet délky volíme hodnotu 0,3, protože získáme kratší ojnici, což může mít výhodu v nižší hmotnosti, tedy nižších hodnotách setrvačných sil, případně i v následném namáhání ojnice na vzpěr.

$$l = \frac{r}{\lambda} = \frac{43,05}{0,3} = 143,5 \cong 144 \text{ mm}$$

5.1.1 Kontrola zdvihového objemu

Hodnota vrtání válce vyšla celočíselně, proto ji uvažujeme tak, jak bylo zjištěno na základě simulace. Zdvih pístu byl zaokrouhlen z 86,08 mm na 86,1 mm, a i když není změna ve zdvihu nijak markantní, je vhodné provést kontrolu zdvihového objemu, a to následujícím způsobem:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z = 500,1 \text{ cm}^3$$

5.3

Výpočtem získáme skutečnou hodnotu zdvihového objemu na základě dopočtených parametrů motoru a z této hodnoty následně určíme velikost kompresního objemu, tedy stavu, kdy se píst nachází v horní úvrati. K určení kompresního objemu je třeba znát mimo zdvihového objemu i kompresní poměr, který je ovšem dán.

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

5.4

Jednoduchými úpravami potom získáme vztah pro výpočet kompresního objemu.

$$V_k(\varepsilon - 1) = V_z$$

$$V_k = \frac{V_z}{(\varepsilon - 1)} = \frac{500,1}{14} = 35,72 \text{ cm}^3$$

5.1.2 Střední pístová rychlost

Obvyklé hodnoty střední pístové rychlosti jsou závislé na druhu motoru, respektive na otáčkách a zdvihu. Maximální střední pístová rychlost se udává v rozmezí 19 až 20 m/s pro motory osobních vozů, kde se uvažuje maximální počet otáček $n=7500 \text{ min}^{-1}$. [1] Uvažujeme maximální otáčky motoru $n=6500 \text{ min}^{-1}$, z čehož plyne výpočet střední pístové rychlosti:

$$c_s = 2 \cdot n \cdot z = 6500 * \frac{86,1}{30000} = 18,655 \frac{m}{s}$$

5.5

5.1.3 Rozměry sacích kanálů

Jednotlivé průměry sacích kanálů byly určeny a dopočteny na základě podkladů a doporučení od zadavatele práce. Obecně se při výpočtu základních rozměrů začíná výpočtem plochy pístu ze znalosti vrtání válce:

$$S_p = \pi * \frac{D^2}{4} = \pi * \frac{86^2}{4} = 5808,8 \text{ mm}^2$$

5.6

Následuje určení tzv. průchozího průřezu S_{vs} , tedy množství směsi nasáté pístem a procházející kolem talíře ventilu. Vztah vychází z rovnice kontinuity a výsledný průřez je závislý na ploše pístu a střední pístové rychlosti a na střední průtokové rychlosti v_s . [8]

$$S_p * c_s = S_{vs} * v_s$$

5.7

Hodnota střední průtokové rychlosti se u rychloběžných motorů pohybuje v celkem širokém rozmezí 60 až 100 m/s. [8] Je to dáno skutečností, že se rychlost po délce sacího kanálu mění, přičemž nejvyšších hodnot dosahuje zhruba v polovině délky portu, a naopak nejnižších v úrovni ventilového sedla. Právě z toho důvodu je nutné navrhovat průřezy kanálů v závislosti na skutečné, očekávané rychlosti proudění směsi s daném místě. Kanál je pro návrh v tomto případě rozdělen pěti průchozími průřezy, které se hodnotou rychlostí liší a průměry v daných místech budou rovněž odlišné.

Místo 1 – vstup do válce

Dle podkladů zadavatele dosahuje rychlost proudění v daném místě hodnot v rozmezí 65 až 75 m/s. Pro výpočet volíme střední hodnotu rychlosti, tedy 70 m/s.

$$S_{vs} = S_p * \frac{c_s}{v_{s1}} = 0,0058088 * \frac{18,655}{70} = 0,001548045 \text{ m}^2 = 1548,045 \text{ mm}^2$$

Protože počítáme s použitím dvou ventilů na válec, průtočný průřez získaný úpravou rovnice 5.7 dělíme dvěma, abychom získali průměr jednoho sacího kanálu, tedy:

$$\frac{S_{vs}}{2} = 774,02 \text{ mm}^2$$

Jak již bylo zmíněno, v této fázi výpočtu se nacházíme v oblasti vstupu do válce, tedy v místě, kde není vhodné zanedbat přítomnost ventilu. Dřík ventilu totiž ovlivňuje průtočný průřez, neboť zabírá jeho nemalou část. Při výpočtu tedy dřík ventilu uvažujeme, a to sice jako 18 % průměru kanálu v daném místě.

$$S_{vs1} = 2 * \frac{\pi}{4} * (d_{vs1}^2 - 0,0324d_{vs1}^2)$$

$$d_{vs1} = \sqrt{\frac{2 * S_{vs1}}{0,9676 * \pi}} = 31,9 \text{ mm} ; \text{volíme } 32 \text{ mm}$$

Zaokrouhlením průměru dojde pochopitelně ke změně rychlosti, následnou kontrolou pouze ověříme, zdali se skutečná hodnota rychlosti nachází v intervalu běžně dosahovaných rychlostí.

$$v_{s1} = S_p * \frac{c_s}{S_{vs}} = 0,0058088 * \frac{18,655}{2\pi * 0,9676 * \frac{32^2}{4}} = 69,63 \frac{\text{m}}{\text{s}} ; \text{VYHOVUJE}$$

Při výpočtu dalších míst budeme vycházet z rovnice kontinuity ve tvaru:

$$S * v = konst$$

$$0,0077819 * 69,63 = 0,0541854 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Místo 2

Druhé početní místo se nachází téměř bezprostředně za prvním, při výpočtu tedy stále uvažujeme průměr dříku ventilu. V tomto místě je rychlost mírně vyšší pohybuje se v rozmezí 75 až 85 m/s, uvažujeme hodnotu 75 m/s.

$$S_{vs2} = \frac{konst}{v_{s2}} = 0,000722472 \text{ m}^2$$

$$d_{vs2} = \sqrt{\frac{4 * S_{vs2}}{0,9676 * \pi}} = 30,8 \text{ mm}$$

Nyní by se opět provedla kontrola rychlosti, uvažujeme ovšem přesně vypočtenou hodnotu průměru, výrazná změna rychlosti se tedy neočekává.

Místo 3 a 4

Ve třetíma čtvrtém místě se nacházíme zhruba v polovině délky kanálu, kde se očekává nejvyšší rychlost proudění, která se pohybuje v rozmezí 95 až 105 m/s. V těchto bodech je rychlost přibližně stejná, proto můžeme výpočet sjednotit. Dále neuvažujeme přítomnost dříku ventilu. Volíme hodnotu 100 m/s a s použitím rovnice kontinuity dopočteme další hodnotu průměru.

$$S_{vs3} = \frac{konst}{v_{s3}} = 0,000541854 \text{ m}^2$$

$$d_{vs3} = d_{vs4} = \sqrt{\frac{4 * S_{vs3}}{\pi}} = 26,3 \text{ mm}$$

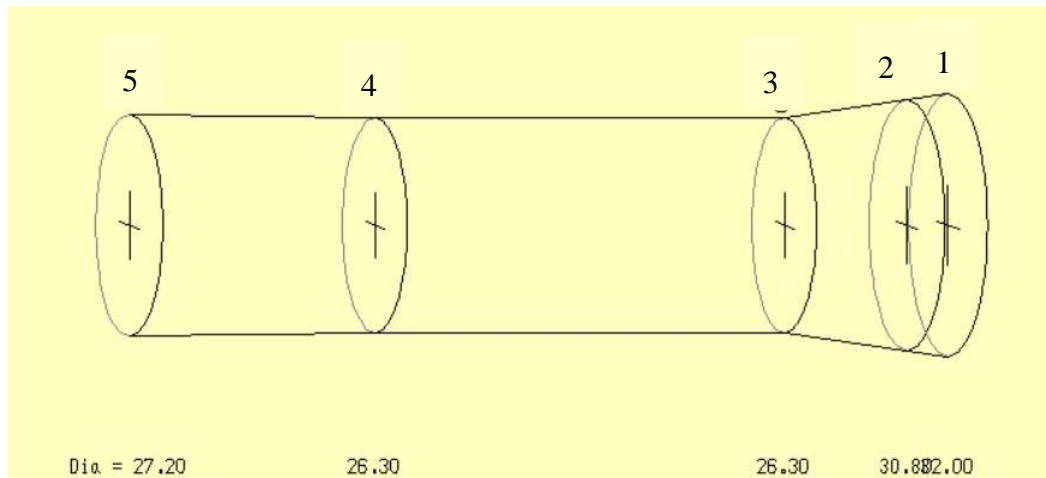
Místo 5

Poslední výpočtové místo se nachází na samotném vstupu do kanálu, tedy na okraji hlavy válce. Rychlost je zde žádoucí udržovat v rozmezí 85 až 100 m/s, hodnotu pro výpočet budeme uvažovat 93 m/s. Stejným způsobem jako v Místě 4 získáme hodnotu průřezu z rovnice kontinuity a následně průměru na vstupu. Ověření rychlosti v tomto případě rovněž není nutné.

$$d_{vs5} = \sqrt{\frac{4 * S_{vs5}}{\pi}} = 27,24 \text{ mm} ; \text{ volíme } 27,2 \text{ mm}$$

5.1.3.1 Délka sacího kanálu

Délka sacího kanálu a vzdálenost jednotlivých průřezů byla navržena na základě podkladů daných zadavatelem. Navržená délka je 100 mm a narovnaný kanál vypadá následovně.



Obr. 29: Rozměry sacího kanálu

5.1.4 Rozměry výfukových kanálů

Průměry jednotlivých průchozích průřezů jsou u výfukových kanálu určovány stejným způsobem jako u sacích, ovšem s odlišnými hodnotami rychlostí, které jsou v případě výfuku vyšší. Při návrhu průřezů nám bude stačit počítat ve čtyřech místech a v některých je opět nutné uvažovat dřík ventilu, který momentálně tvoří 22 % průměru v daném místě.

Místo 1

V místě výstupu z válce se rychlost proudění výfukových plynů pohybuje v rozmezí 85 až 100 m/s. Pro výpočet průměru uvažujeme rychlost 93 m/s a vycházíme opět ze střední pístové rychlosti a plochy pístu.

$$S_{vv1} = S_p * \frac{c_s}{v_{v1}} = 0,0058088 * \frac{18,655}{93} = 0,0011652 \text{ m}^2 = 1165,2 \text{ mm}^2$$

$$d_{v1} = \sqrt{\frac{2 * S_{vv}}{0,9516 * \pi}} = 27,92 \text{ mm} ; \text{ volíme } 28 \text{ mm}$$

Stejně jako u sacích kanálů provedeme alespoň u prvního místa kontrolu rychlosti proudění.

$$v_{v1} = S_p * \frac{c_s}{S_{vv1}} = 0,0058088 * \frac{18,655}{2\pi * 0,9516 * \frac{28^2}{4}} = 92,47 \frac{m}{s} ; VYHOVUJE$$

Místo 2

V druhém místě se stále nacházíme v oblasti, do které zasahuje dřík ventilu a proud spalin tedy významně omezuje. Rychlost v tomto místě dosahuje hodnot 100 až 110 m/s, přičemž pro výpočet budeme uvažovat střední hodnotu, tedy 105 m/s. Při výpočtu následujících průřezů využijeme opět rovnici kontinuity.

$$0,000585946 * 92,47 = 0,0541827 \frac{m^3}{s} = konst$$

$$S_{vv2} = \frac{konst}{v_{v2}} = 0,000516025 m^2$$

$$d_{vv2} = \sqrt{\frac{4 * S_{vv2}}{0,9516 * \pi}} \cong 26,3 mm$$

Místo 3

Třetí místo se nachází zhruba v polovině délky výfukového kanálu a podíl dříku ventilu tedy není nutné uvažovat. Rychlost zde dosahuje hodnot stejných jako v Místě 1, uvažujeme tedy i stejnou výpočtovou hodnotu, 93 m/s.

$$S_{vv3} = \frac{konst}{v_{v3}} = 0,0005826 m^2$$

$$d_{vv3} = \sqrt{\frac{4 * S_{vv3}}{\pi}} \cong 27,2 mm$$

Místo 4

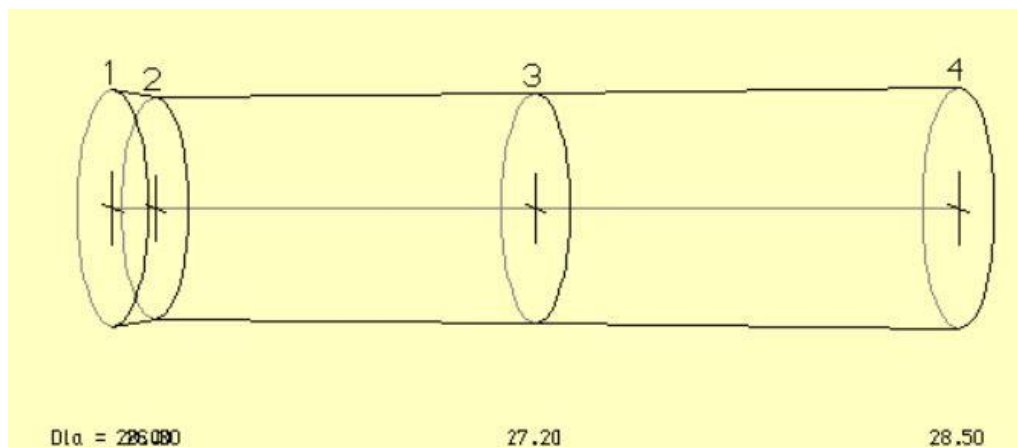
V posledním početním místě je rychlost spalin nejnižší ze všech počítaných míst a rychlost by zde měla dosahovat minimálně 80 m/s a maximálně 90 m/s. Pro výpočet uvažujeme rychlost blížíící se 85 m/s.

$$S_{vv4} = \frac{\textit{konst}}{v_{v4}} = 0,0006374 \text{ m}^2$$

$$d_{vv4} = \sqrt{\frac{4 * S_{vv4}}{\pi}} \cong 28,5 \text{ mm}$$

5.1.4.1 Délka výfukového kanálu

Délka výfukového kanálu je 80 mm a vzdálenosti jednotlivých průřezů byly navrženy s pomocí podkladů od zadavatele projektu. Výfukový kanál, včetně průřezů je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 30: Rozměry výfukového kanálu

5.1.5 Zdvih ventilů

Hodnota zdvihu je obecně dána vztahem:[8]

$$h = -d_i \pm \sqrt{d_i^2 + \frac{S_{vi}}{2 \cdot 1,11}}$$

5.8

V případě sacího ventilu platí:

$$h = -d_{s1} \pm \sqrt{d_{s1}^2 + \frac{S'_{vs}}{1,11}} \cong 9,6 \text{ mm}$$

U výfukového ventilu potom:

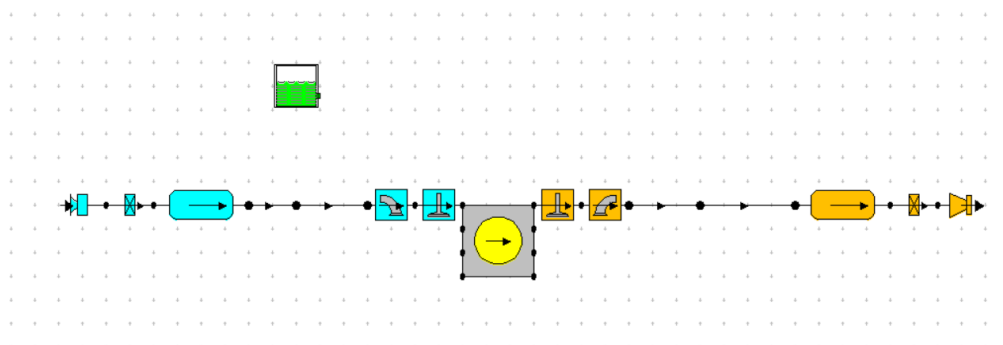
$$h = -d_{v1} \pm \sqrt{d_{v1}^2 + \frac{S'_{vv1}}{1,11}} \cong 8,2 \text{ mm}$$

5.1.6 1-D model v Lotus Engine Simulation

Výše dopočtené parametry nyní využijeme při tvorbě 1-D modelu, pomocí kterého sestavíme výkonovou a momentovou charakteristiku motoru. Program využívá jednoduchých prvků, kterým jsou přiřazeny jednotlivé parametry na základě simulace, případně na základě výpočtu, jako jsou průměry kanálů, zdvih ventilu, typ tvorby směsi, vstupní tlak a teplota, výstupní tlak a teplota spalín. Základem 1-D modelu je válec, kterému je přiřazeno přímé vstřikování paliva, vrtání a zdvih pístu, délka ojnice. K válci jsou připojeny sací a výfukové porty, jejichž délka je navržena a průměry dopočteny v kapitolách výše a tyto hodnoty je nutné programu dodat, aby byl výpočet co nejpřesnější. Součástí portů jsou sací a výfukové ventily. Program automaticky vyplní hodnoty časování, tedy otevření a zavření ventilů v závislosti na natočení klikové hřídele. Tyto hodnoty se pohybují v běžně používaných mezích úhlů otevření a zavření, ovšem nemusí to nutně znamenat, že při takovém nastavení dosáhne motor nejvyššího výkonu. Jednotlivé parametry je možné optimalizovat pomocí nástroje Optimizer Tool. Nastavením krajních hodnot úhlů je možné sledovat možnosti optimalizace těchto parametrů v závislosti na výkonu, nebo točivém momentu a následně vybrat jednu z mnoha nalezených variant.

Mimo těchto hodnot je třeba definovat základní podmínky, při kterých má výpočet probíhat, jedná se zejména o počet bodů, které má program vypisovat. Čím více bodů je vypisováno, tím je funkce dané veličiny hladší, ovšem výpočet je delší, a tedy náchylnější ke vzniku chyb.

Základní 1-D model jednoválcového motoru je zobrazen na Obr. 31.



Obr. 31: 1-D model v LES

Výstupem výpočtu je výkonová a momentová charakteristika, případně závislost tlaku ve spalovacím prostoru na natočení klikové hřídele, nebo indikátorový p-V diagram.



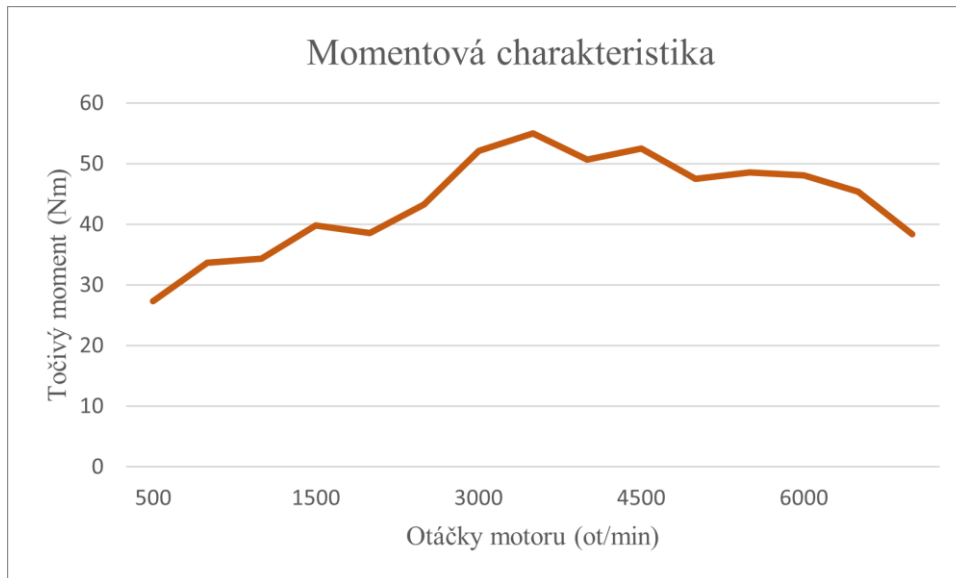
Obr. 32: Výkonová charakteristika jednoválcového motoru

Na Obr. 32 je zobrazen již optimalizovaný průběh výkonu v závislosti na otáčkách motoru, přičemž při otáčkách 6000 ot/min daných zadáním, dosahuje výkon hodnoty mírně nad 30 kW, přesněji 30,9 kW.

Průběh točivého momentu motoru ukazuje Obr. 33. Maximální točivý moment je dle výpočtu 55 Nm a motor jej dosahuje zhruba při 3700 ot/min.

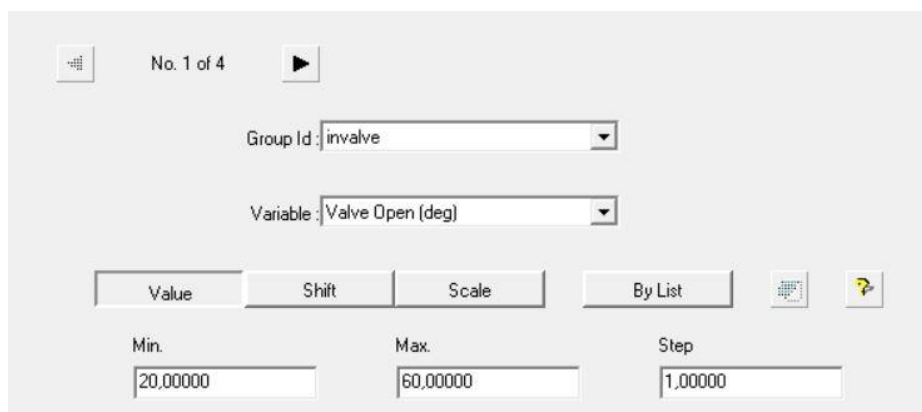
Nutno ovšem podotknout, že s rostoucí nadmořskou výškou klesá maximální výkon motoru – jedná se zhruba o 1% na každých 100 výškových metrů. Děje se tak z důvodu poklesu okolního tlaku, tedy i vstupního tlaku do pracovního prostoru. Tento fakt je ovšem v teoretickém výpočtu

zanedbáván, stejně jako třeba vliv vlhkosti vzduchu, která výkon ovlivňuje významně, hodnota vlhkosti vzduchu je u vstupních parametrů nastavena na 0.

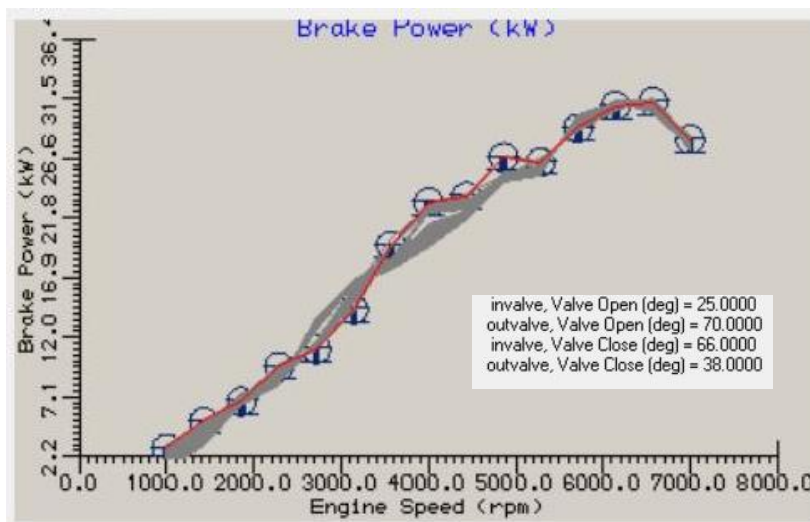


Obr. 33: Momentová charakteristika jednoválcového motoru

Jak již bylo řečeno výše, průběhy výkonu a točivého momentu na Obr. 32 a Obr. 33 jsou již optimalizované, a to právě časováním ventilů. K tomu byl využit nástroj Optimizer Tool. V tomto nástroji byly nastaveny čtyři proměnné parametry, tedy úhel otevření, zavření u sacího, a to samé u výfukového ventilu. Po spuštění výpočtu systém hledá optimální řešení při současně změně některého z parametrů. Obrázek níže ukazuje základní nastavení nástroje pro hodnotu otevření (*Valve Open*) sacího ventilu (*invalve*). Byly nastaveny meze úhlu natočení klikové hřídele a také krokování výpočtu. V tomto případě to znamená, že systém hledá řešení pro každý jeden stupeň natočení klikové hřídele.



Obr. 34: Nastavení optimalizace

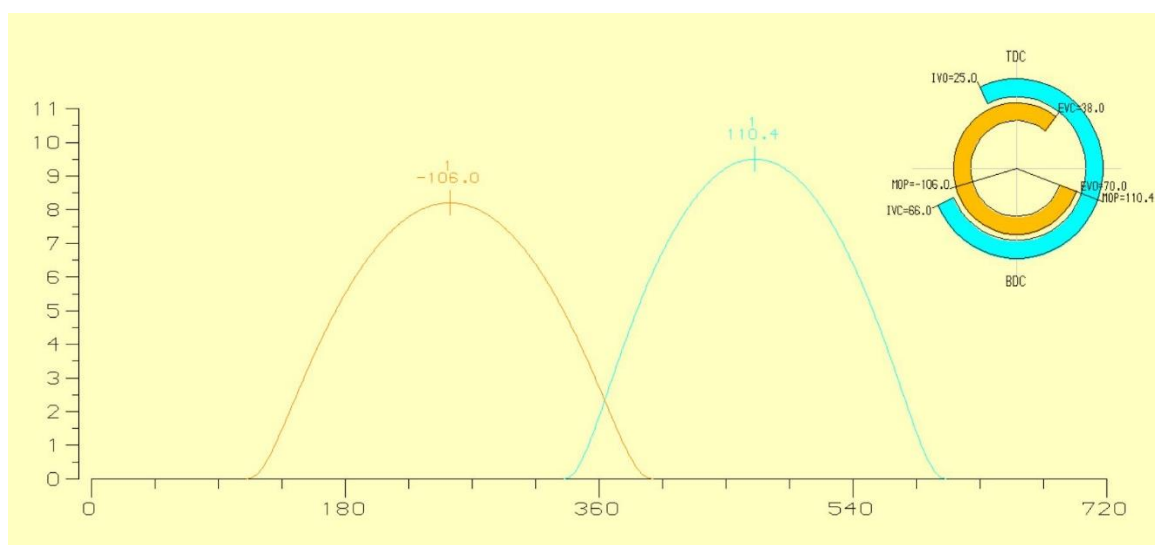


Obr. 35: Výsledek optimalizace

Výsledkem optimalizace je několik desítek řešení, v závislosti na počtu proměnných parametrů a na krokování výpočtu. Z mnoha řešení byly vybrány následující hodnoty úhlů otevření a zavření ventilů shrnuté do tabulky níže a graficky znázorněné na Obr. 36, který představuje závislost otevření ventilu/hodnoty zdvihu na natočení klikové hřídele.

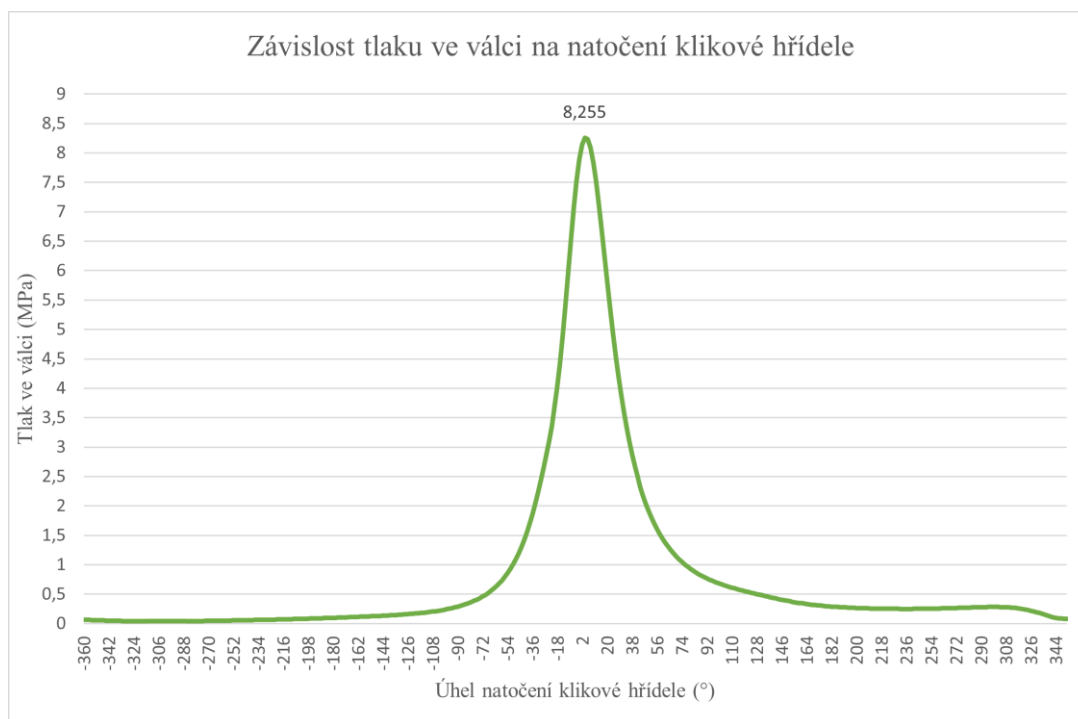
Tabulka 3: Úhly otevření a zavření ventilů

	Sání	Výfuk
Otevření	25° před HÚ	70° před DÚ
Zavření	66° za DÚ	38° za HÚ



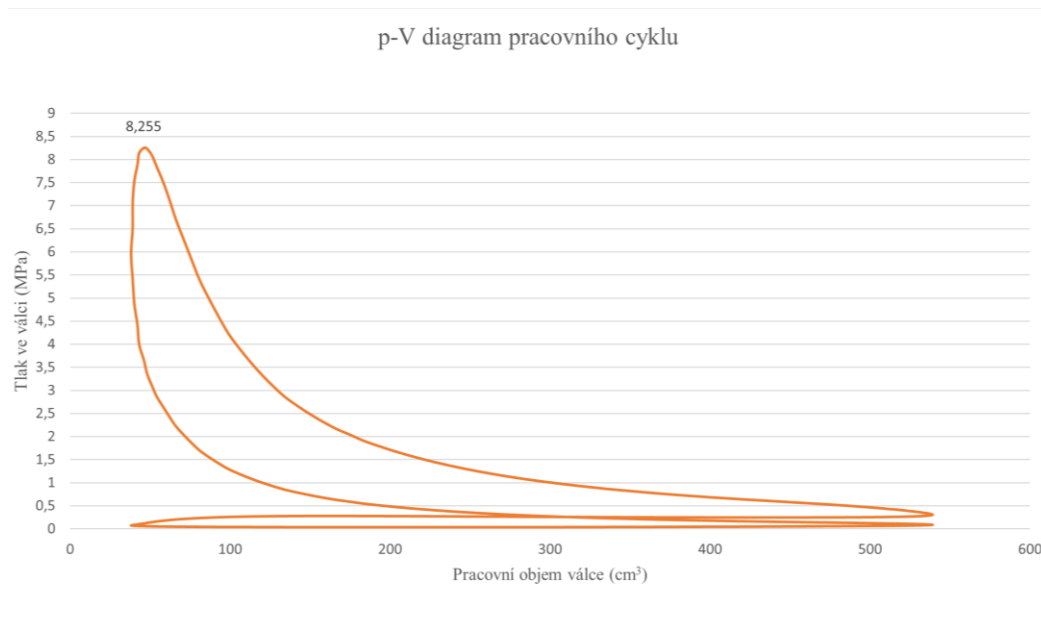
Obr. 36: Časování ventilů

Ze znalosti hodnot tlaků v průběhu jednoho pracovního cyklu (2 otáčky) můžeme sestavit diagram vyjadřující vztah mezi tlakem ve válci a natočením klikové hřídele. Z diagramu, respektive z vložených dat plyne, že maximální hodnoty tlaku přes 8 MPa se dosahuje kolem 12° za horní úvratí. Je-li tlak v tomto místě nejvyšší, pak musí i velikost síly, která v daném momentě působí na dno pístu a přenáší se na zbylé části klikového mechanismu, dosahovat svého maxima.



Obr. 37: p- α diagram jednoválcového motoru

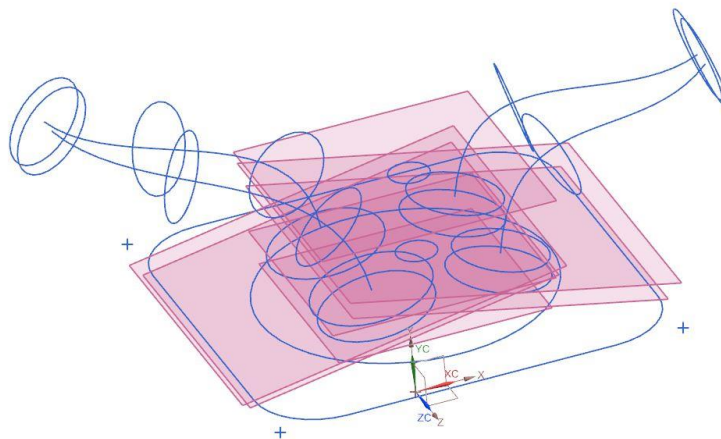
Jedné konkrétní hodnotě natočení klikové hřídele odpovídají dvě hodnoty-tlaku a objemu v daném místě. Na základě toho můžeme sestavit p-V diagram pracovního cyklu motoru, který je zobrazen na Obr. 38. Diagram je shora omezen maximálním tlakem, kterého je ve válci dosaženo, zdola omezen vstupním tlakem, který se pohybuje kolem 0,1 MPa (1 bar), zleva hodnotou kompresního objemu, zprava součtem kompresního a zdvihového objemu.



Obr. 38: p-V diagram jednoválcového motoru

5.2 Konstrukce hlavy motoru

Hlava motoru je z hlediska konstrukce jedním z nejsložitějších dílů z celé sestavy motoru. Je to hlavně z toho důvodu, že v případě ventilového rozvodu DOHC je hlava podsestavou – tvoří základ pro rozvodový mechanismus, tedy uložení vačkových hřídelí, uložení ventilů, vodítek, sedel a zajišťuje dopravu směsi do válce a odvod spalin z pracovního prostoru. Hlava rovněž musí odolávat vysokým pracovním tlakům a teplotám, což pochopitelně vyžaduje dobré chlazení. Při tvorbě modelu hlavy válce byla využita metodika skeletonu, jedná se o soubor rovin a křivek, které charakterizují umístění základních komponent a funkčních prvků modelu. Skeleton slouží k základní představě o tvaru a rozměrech modelu. Na Obr. 39 níže je znázorněn skeleton hlavy motoru s obrysy vrtání válce, ventilových sedel, svíčky a sacích a výfukových kanálů, jejichž rozměry jsou dopočteny v kapitole 5.1.



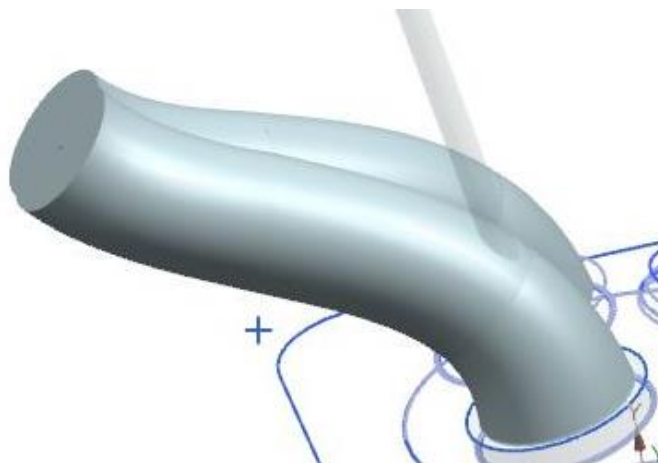
Obr. 39: Skeleton hlavy

Viditelné roviny jsou definovány úhlem odklonu sacích a výfukových ventilů od vertikální osy. U sacích ventilů je tento úhel 10° a u výfukových 12° . Úhel odklonu je závislý na velikosti ventilových sedel, a to z prostorových důvodů. Do spalovacího prostoru je nutné vmístit dva ventily vedle sebe s tím, že vzdálenost mezi okraji sedel musí být alespoň 4 mm. Pokud by byla tato vzdálenost nižší, zvyšuje se pravděpodobnost vzniku prasklin v oblasti ventilových sedel. Tento problém se řeší hlavně u sacích ventilů, protože jejich průměr bývá vyšší. Pokud se při tvorbě modelu zjistí, že vzdálenost mezi okraji sedel není dostatečná, je třeba vrátit se zpět k výpočtu průměrů kanálů, protože bude nutné průměr kanálu zmenšit, a tedy i přepočítat rychlosti proudění. S tím ovšem souvisí i nutnost upravit a přepočítat 1-D model, kde

pochopitelně dojde ke změně výkonu. Pokud výkon poklesne pod zadanou mez, je nutné se věnovat dalším úpravám, ať už rozměrům kanálů, sklonu ventilů nebo úhlům otevření a zavření jednotlivých ventilů.

Z hlediska proudění by bylo nejvhodnější, kdyby kanál sání vedl přímo, což ovšem není konstrukčně možné, neboť by nebyla možnost jakkoliv podepřít dřív ventilu. Rovněž stupeň přímosti kanálů ovlivňuje výšku těla hlavy motoru. Při uvažování těchto podmínek je při návrhu nutné hledat kompromis tak, aby byl dostatečně podepřený ventil a zároveň kanál netvořil ostré zákruty, které by mohly způsobovat vířivé proudění směsi, v tomto případě pouze vzduchu. Výsledný návrh tvaru kanálů částečně zobrazuje Obr. 39, kdy kružnice charakterizují jednotlivé průchodné průřezy umístěné na křivce představující střednici kanálu. Tato základní geometrie slouží k tvorbě kanálů pomocí funkce tažení po křivce. Tím získáme jádro kanálů, které později vyřízneme z hlavy a vznikne jejich reálná podoba.

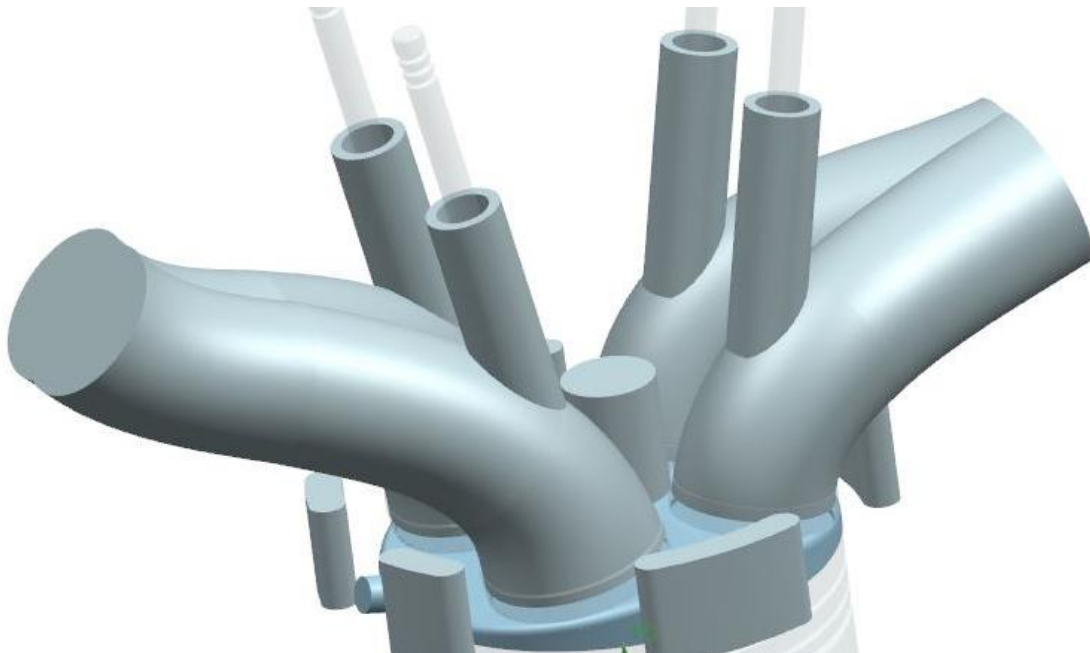
Mimo ventily je třeba do části spalovacího prostoru umístit zapalovací svíčku. Její polohu je vhodné navrhnout tak, aby osa svíčky ležela kolmo ke dnu pístu. Jako vzor byla vybrána svíčka používaná u nízko objemového tříválcového motoru Ford 1.0 Ecoboost 92kW, značky Bosch s číslem 0242129512, se závitem M12x1,25 a délkou závitu 26,5 mm. Rozměr montážního klíče je 14 mm, což významně ušetří prostor v oblasti určené pro instalaci svíčky do hlavy válce. Stejně jako u vzdálenosti ventilových sedel platí i v tomto případě minimální hranice 4 mm.



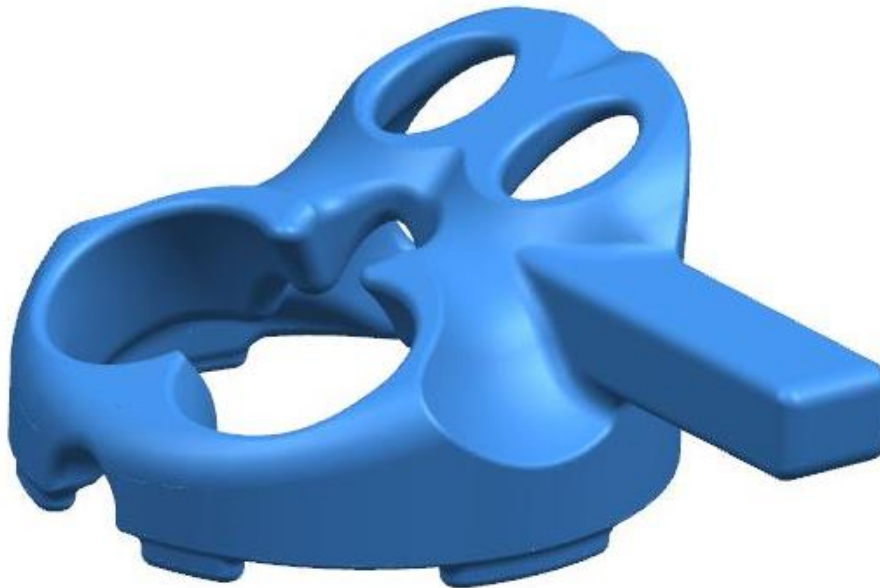
Obr. 40: Sací kanály

Roviny charakterizující vzájemný sklon ventilů a rovina vrtání válce přesně vymezují spalovací prostor, který je nutné vytvořit ještě před modelováním jádra chlazení, které potom spalovací prostor obtéká. Protože plocha talíře ventilu nesplývá s rovinou sedla, zasahuje tedy část tloušťky talíře do samotného spalovacího prostoru. Základní geometrie a rozměry ventilů byly navrženy na základě podkladů od zadavatele, odpovídajících zvyklostem při konstrukci moderních spalovacích motorů.

Na Obr. 41 je znázorněn spalovací prostor společně s kanály, nálitky pro vodítka ventilů a svíčku. Výstupky v dolní části představují místa, kde přechází voda z bloku motoru a zároveň slouží jako zámky pro formování chladicího jádra při odlévání těla hlavy válce. Všechny zmíněné prvky jsou důležité pro tvorbu modelu jádra, protože je nutné je chladit. Při návrhu jádra chlazení je důležité si uvědomit, že plochy jednotlivých vstupů musí být shodné jako plocha výstupu, aby mohla chladicí kapalina dostatečně proudit a nedocházelo tak k hromadění kapaliny v určitých místech, kde se bude nadměrně zahřívat a zhorší se chlazení motoru jako celku. Některé části hlavy je vhodné chladit více, jedná se například o část přiléhající k výfuku, tedy okolí výfukových kanálů, svíčky, vstřikovače, blízké okolí spalovacího prostoru. V okolí sání není teplota tak vysoká a nasávaný vzduch má rovněž jistý chladicí účinek.

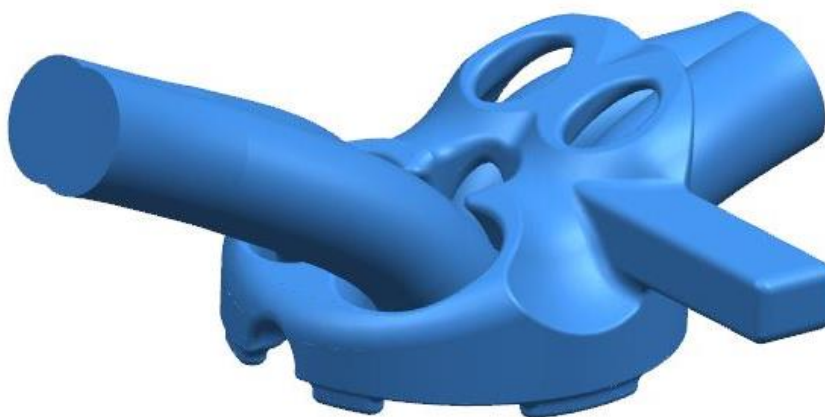


Obr. 41: Základ pro model jádra chlazení

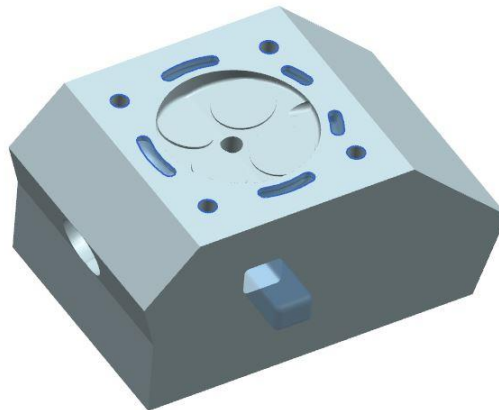


Obr. 42: Chladící jádro hlavy válce

Spalovací prostor, kanály a chlazení vytváří vstupní strukturu pro model tělesa hlavy válce. Tyto prvky jsou obklopeny základním tvarem hlavy, ze kterého jsou následně vybrány a poté je postupně odebírán okolní materiál tak, aby měla stěna odlitku tloušťku alespoň 4 mm.

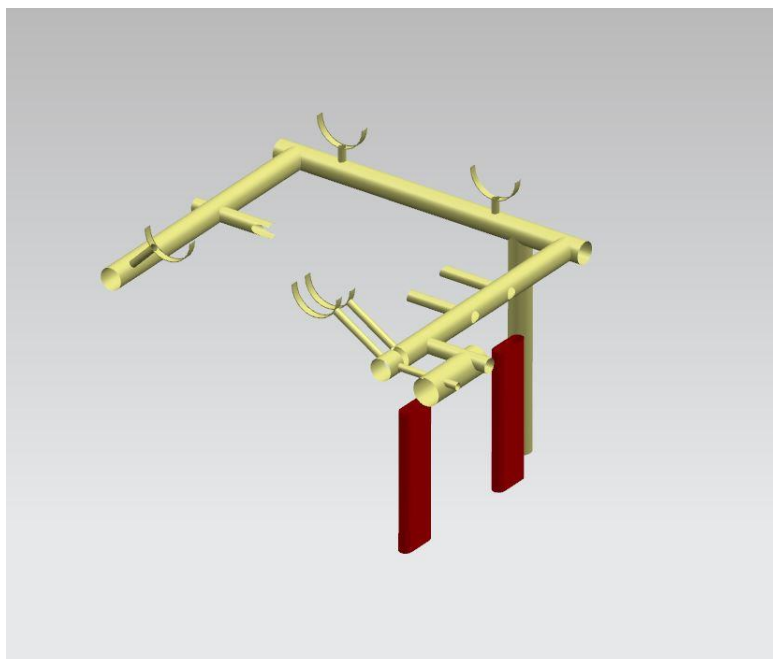


Obr. 43: Vstupní struktura modelu hlavy

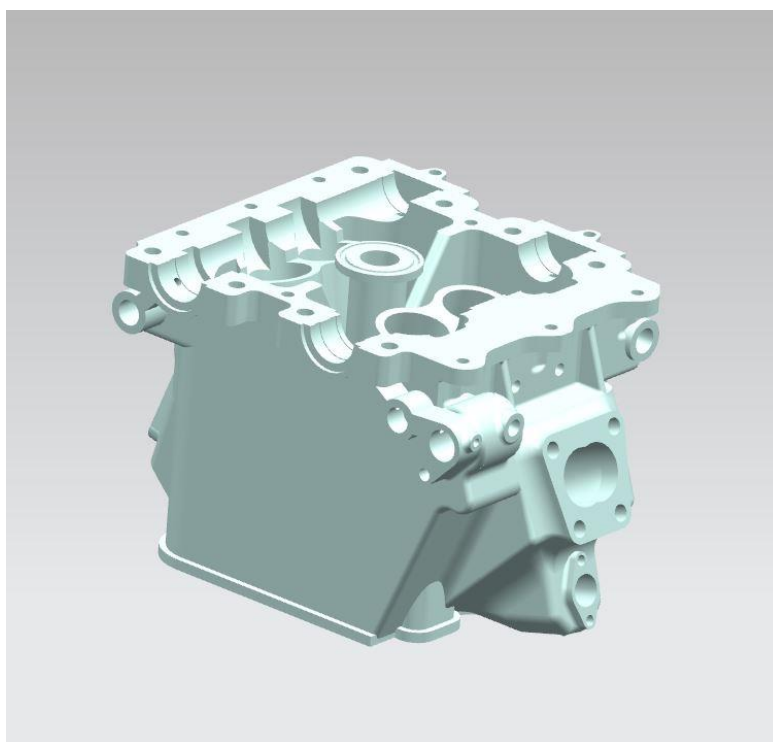


Obr. 44: Počátek modelování hlavy

Tvary hlavy je nutné přizpůsobit ostatním funkčním celkům, jako je rozvodový mechanismus, tedy uložení vačkových hřídelí, uložení ventilů, ventilových pružin, hrníčkových zdvihátek, uložení tlakového spínače proměnného časování ventilů. Ke všem těmto prvkům je nutné přivést olej a zároveň jej z těchto míst odvést. Přívodní olejový kanál vede od bloku válce a jeho průměr je 12 mm, rozvodné kanálky k ložiskům mají potom průměr 5 mm. Průřez drenážních otvorů určených pro odvod použitého oleje zpět do vany musí být větší než je vstupní kanál, protože olej je v této fázi zavzdušněný a v případě nedostatečně velkých otvorů by mohlo docházet k ucpávání odvodu, a tedy k hromadění oleje v hlavě válce. Důležité je při návrhu odvodový kanál správně umístit. Není vhodné, aby se odvodový kanál nacházel v blízkosti výfuku, protože může vlivem vysokých teplot docházet ke karbonizaci oleje, tedy k jeho rychlejší degradaci. Z toho důvodu je nejvhodnější umístit drenážní otvory na straně sacího potrubí. Teplota na straně sání je obecně nižší, což brání karbonizaci, ale rovněž může mít pozitivní vliv na chlazení oleje.



Obr. 45: Mazání hlavy válce



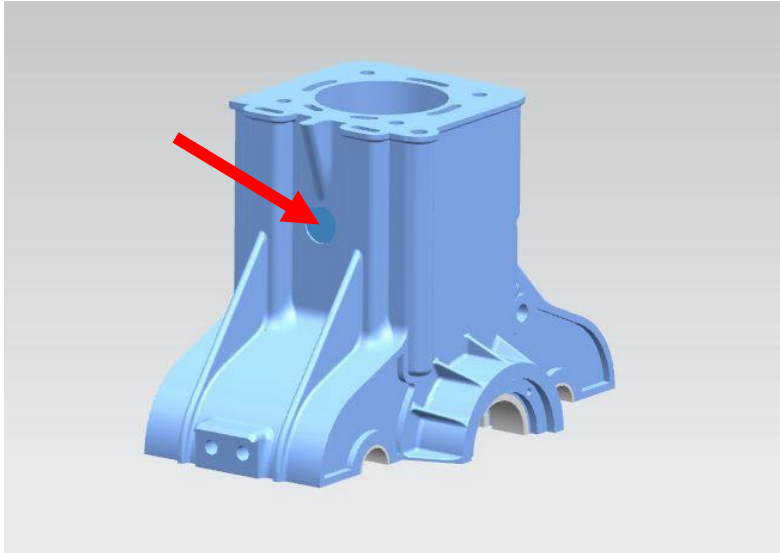
Obr. 46: Model hlavy válce

5.3 Konstrukce bloku a vany

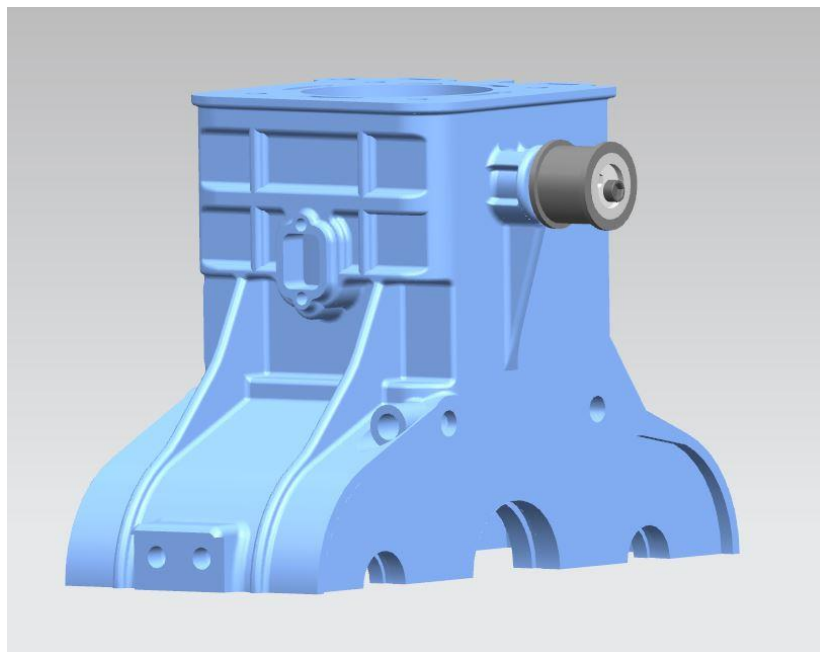
Při návrhu bloku válce se vychází z podobných poznatků zmíněných v předchozí kapitole. Samotný blok motoru vede píst při svém přímočarém vratném pohybu, z čehož vychází minimální potřebná délka válce, ta je dána pracovním zdvihem a celkovou výškou pístu. Blok rovněž zajišťuje uložení klikové hřídele a v případě jednoválcového motoru je nutné zajistit i uložení vyvažovacích hřídelí. Chlazení válce je oproti hlavě výrazně jednodušší, vrstva kapaliny obklopuje válec po celém jeho obvodu, ve spodní části vstupuje a otvory v horní části bloku vystupuje dál do hlavy. Při konstrukci motoru se nepočítá s použitím vestavného čerpadla chladicí kapaliny, protože motor je navrhován jako technologický demonstrátor, kde oběh kapaliny i maziva zajišťuje externí zařízení. I přesto, že se neočekává použití tohoto konkrétního motoru v dopravních prostředcích, tedy teplota okolí při zátěžových zkouškách bude patrně vyšší než 0 °C, je blok motoru opatřen mrazovou zátkou (označena červenou šipkou na Obr. 48), která brání jeho poškození při zamrznutí chladicí kapaliny.



Obr. 47: Jádru chlazení bloku

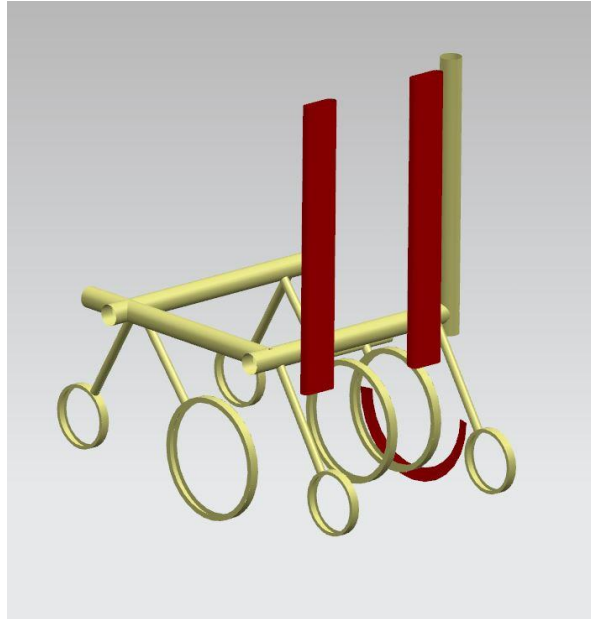


Obr. 48: Blok válce – pohled od setrvačnicku

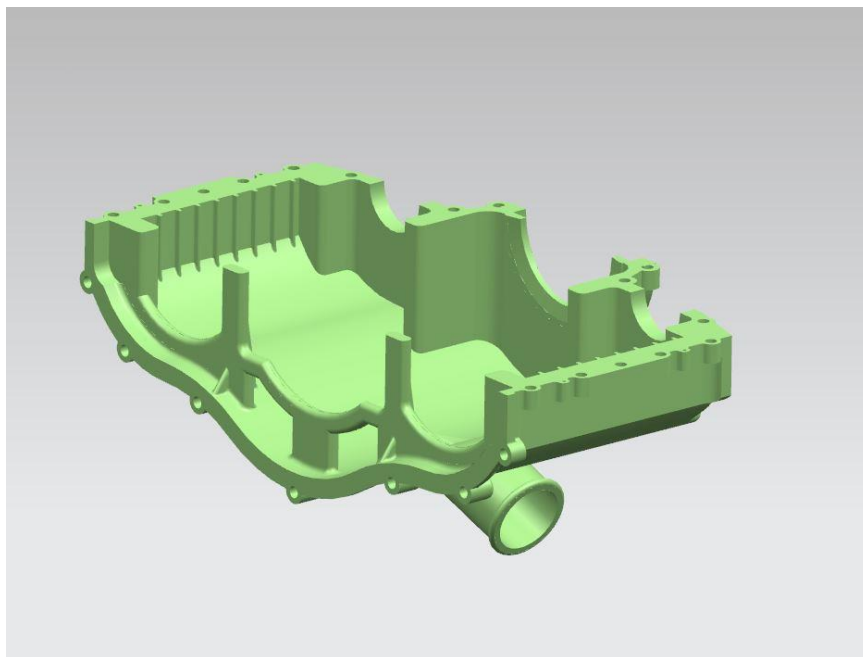


Obr. 49: Blok válce – pohled od rozvodu

Blokem opět vedou mazací kanály, vstupní kanál je napojen na externí zdroj oleje, přiváděný přes šroubení na straně bloku. Rozváděcí kanály zajišťují dopravu oleje k jednotlivým kluzným ložiskům, jak v přední, tak v zadní části, dále je potom dopravován olej do hlavy. Prakticky po celé délce bloku vedou drenážní otvory, kudy olej volně stéká do olejové vany, odkud se potom přes výpust' vrací zpět ke zdroji. Kanály přivádějící olej jsou vrtané, drenážní otvory potom odlévané.



Obr. 50: Schéma mazací soustavy bloku



Obr. 51: Vana motoru

Při tvorbě modelu bloku je nutné zohlednit vzájemný pohyb klikové hřídele a vyvažovacích hřídelí, aby během provozu motoru nedošlo ke kolizi těchto částí. Teoretický rozbor vývažků a poloměr jejich umístění na klikové hřídeli a na vyvažovacích hřídelích byl proveden v kapitole 3.3, prakticky se jim bude věnovat následující kapitola. Zjednodušeně řečeno je nutné uvažovat kružnice, po kterých se pohybují krajní body těchto součástí a navrhnout podle toho vzdálenosti jednotlivých ložisek a velikosti vybrání v bloku a vaně.

5.4 Konstrukce klikového mechanismu

Cílem následujících podkapitol je popis charakteru zatěžování jednotlivých součástí klikového mechanismu, ve smyslu působících silových účinků a provedení pevnostní kontroly součástí pomocí MKP analýzy. Finální provedení CAD modelů a jejich sestav bude předmětem jedné z kapitol závěrem práce.

5.4.1 Konstrukce pístu a pístního čepu

Základní rozměry pístu vychází z termodynamické analýzy, tedy primárně průměr pístu, který je navržen na 86 mm. Ostatní rozměry jsou stanoveny na základě doporučení od zadavatele práce a literatury [4], právě v závislosti na průměru pístu. Samotný píst je namáhán silou od tlaku plynů, setrvačnou silou a působením tepla. Při pevnostní analýze navrženého pístu je vhodné uvažovat maximální hodnotu síly od tlaku plynů, která je dána:

$$F_p = p * S = 8,255 * 5808,8 = 47951,64 \text{ N}$$

Analytický výpočet pístu je komplikovaný, což je dáno složitými tvary pístu. Pro zjednodušení výpočtu je možné zanedbat síly, vznikající působením tepla a částečně i setrvačné síly. Dno pístu se kontroluje na ohyb, většinou se tvarově složitě dno nahrazuje kruhovou deskou po obvodě podepřenou a zatíženou tlakem po celé ploše dna. Při následné kontrole ok pro uložení pístního čepu je vhodné velikost setrvačných sil uvažovat. Rovněž se z důvodu opotřebení kontroluje velikost tlaku, kterým působí píst na stěnu válce. Tento tlak je vyvolaný silou F_n (Obr. 9: Rozložení sil od tlaku plynu) a neměl by převyšovat hodnotu 1,5 MPa[4]

Obecně je celkový tlak zatěžující stěnu válce dán vztahem:

$$p_{maxs} = \frac{F_N}{D * l}$$

Při analytickém výpočtu se uvažuje, že normálová síla působí na průmět pístu tvaru obdélníka, definovaného průměrem pístu a jeho výškou. Za účelem snížení třecích ztrát se snižuje i styková plocha se stěnou válce a není po celém obvodu konstantní, v rovinách kolmých na osu pístního čepu je totiž působící síla zanedbatelná. V rovině rovnoběžné s osou čepu je ovšem vhodné udržovat plochu dotyku co nejvyšší, neboť právě zde působí normálová síla F_N . Výsledný tlak je možné snižovat plochou průmětu, budeme-li uvažovat, že průměr pístu je konstantní, jedinou možností je nárůst výšky pístu. To ovšem negativně ovlivňuje velikost motoru (potřebou délku válce) hmotnost a od hmotnosti odvíjející se velikost setrvačné síly. Další možností je snižování velikosti normálové síly. Toho lze dosáhnout vyosením pístního čepu, a protože velikost normálové síly je dána vztahem $F_N = F_v \operatorname{tg} \beta$, kdy síla F_v je závislá na síle od tlaku plynů a na velikosti setrvačné síly, můžeme vyosením ovlivnit právě velikost úhlu β , s jehož poklesem

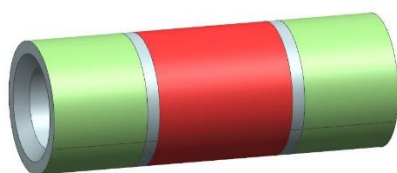
klesá i velikost jeho tangenty, tedy i výsledná hodnota síly. Obvykle se hodnota vyosení pohybuje v hodnotách 0,5 až 1 mm.[9]

Před samotným výpočtem je nutné definovat materiál pístu. Obvykle se k výrobě pístů používá hliníkových slitin, nejčastěji potom slitiny AlSi12Cu3Ni2Mg. Vlastnosti použité slitiny v závislosti na teplotě představuje následující tabulka.

Tabulka 4: Vlastnosti hliníkové slitiny AlSi12Cu3Ni2Mg [10]

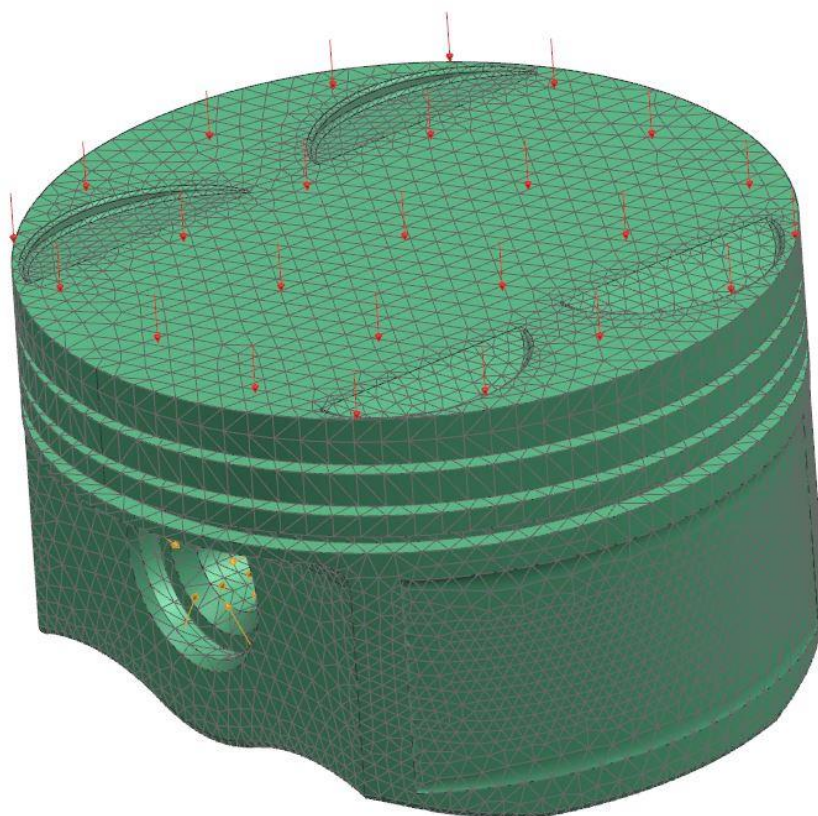
Vlastnost	20 °C	150 °C	250 °C	350 °C
Mez pevnosti (MPa)	200-280	180-240	100-120	45-65
Mez kluzu (MPa)	190-260	170-220	80-110	35-60
Modul pružnosti (MPa)	84-85000	79-80000	75-76000	70-71000
Hustota (g/cm ³)	2,75-2,79	2,75-2,79	2,75-2,79	2,75-2,79

Jako porovnávací hodnota pro MKP výpočet se uvažuje mez kluzu při teplotě 150 °C. Při definování sítě tvoří výpočtový model reálný model pístu a pístního čepu. U pístu byla zanedbána drážka pro pojistný kroužek pístního čepu. Před nanesením sítě byla naseknuta plocha čepu, aby bylo přesně definováno, v jakých místech je čep zatěžován a v jakých podepřen. Na obě součásti byla použita 3D tetrahedralová síť s velikostí elementu 3 mm. Zelené plochy představují oblast uložení čepu v pístu, červená plocha je potom podepřená pouzdrem v oku ojnice.

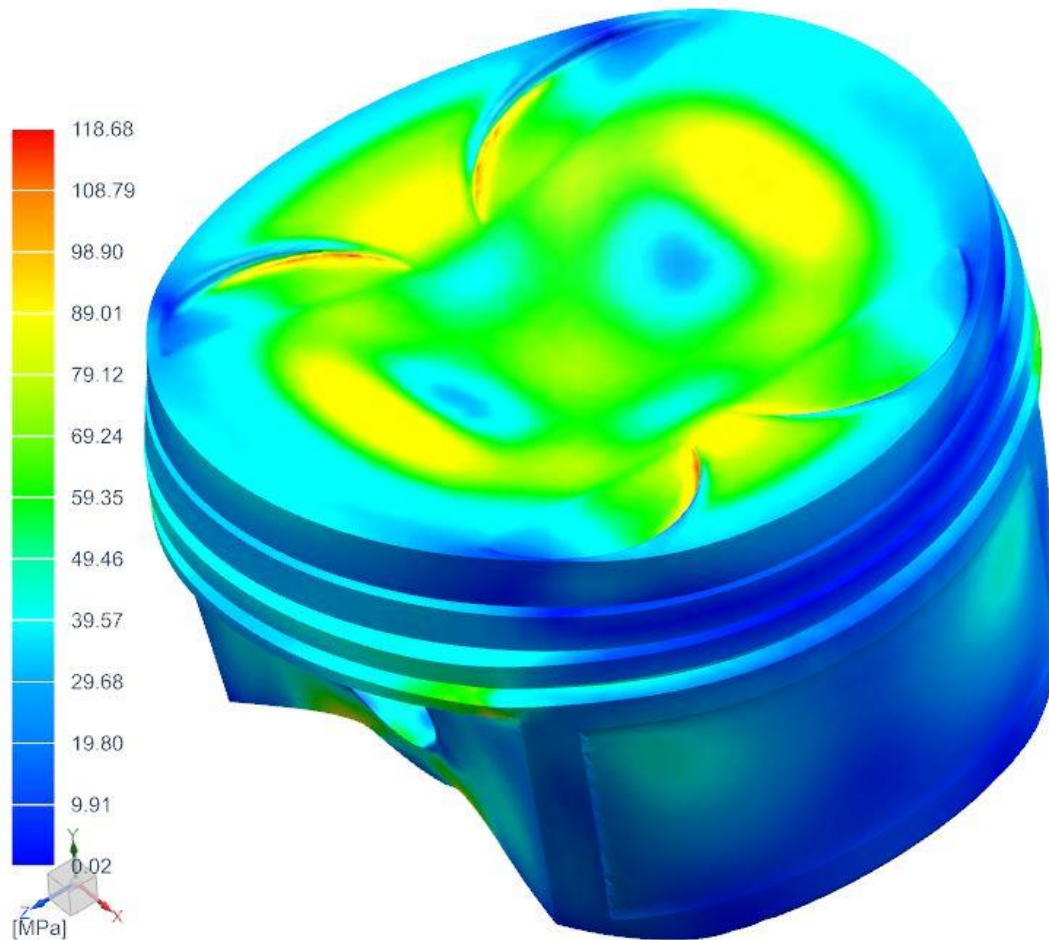


Obr. 52: Naseknutí plochy čepu

V první části se MKP výpočet zaměřuje pouze na dno pístu, které je zatíženo silou od tlaku plynů.



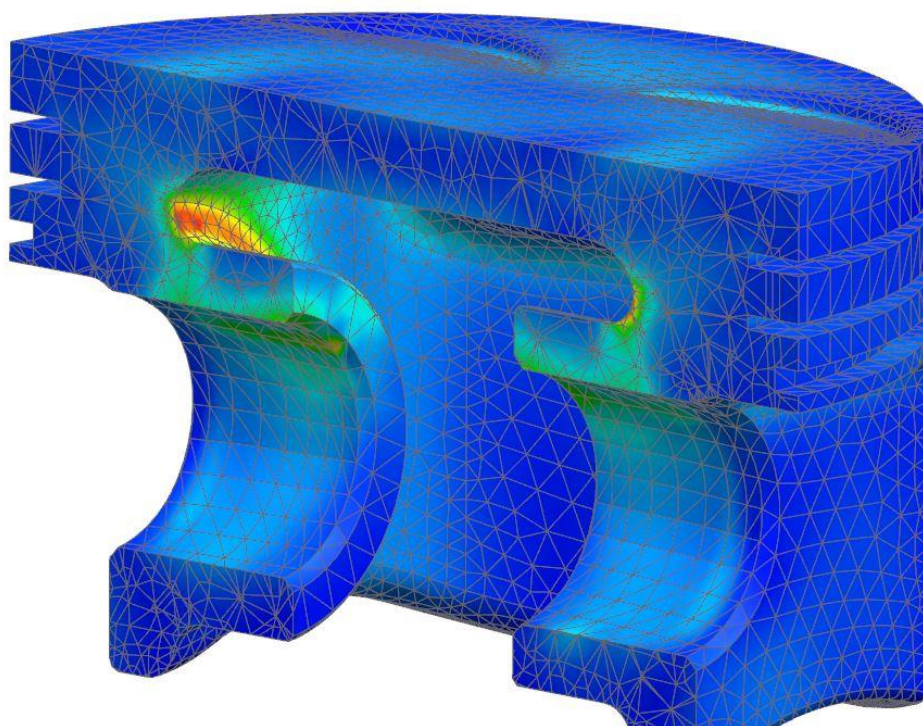
Obr. 53: MKP model pístu a čepu



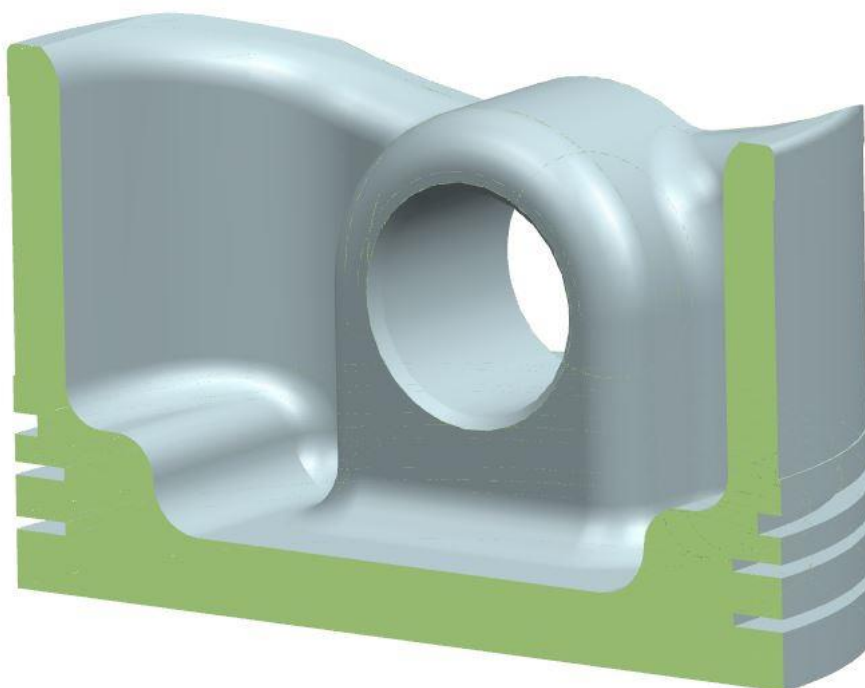
Obr. 54: Kontrola dna pístu

Nejvyšší napětí je v místě vybrání pro ventily, jeho velikost dosahuje hodnoty 118,68 MPa, což při uvažování dolní krajní hodnoty meze kluzu při 150 °C $R_e = 170$ MPa VYHOVUJE s bezpečností vůči mezi kluzu $s = \frac{170}{118,68} = 1,43$.

Při následné kontrole oblasti v okolí oka pístu je vhodné uvažovat i setrvačnou sílu od hmotnosti pístu, která je 309 g. Jako výpočtový model je možné využít model z předchozí simulace s přidanou zjednodušenou ojnicí, kvůli správnému nastavení okrajových podmínek. Kritické místo ve sledované oblasti pístu se nachází v patě nálitku pro pístní čep. Hodnota napětí zde dosahuje hodnoty 400 MPa (Obr. 55), z čehož plyne, že návrh pístu pro tuto oblast NEVYHOVUJE. Pro zlepšení je vhodné navrhnout úpravu dané oblasti, jako je například zesílení nálitku.

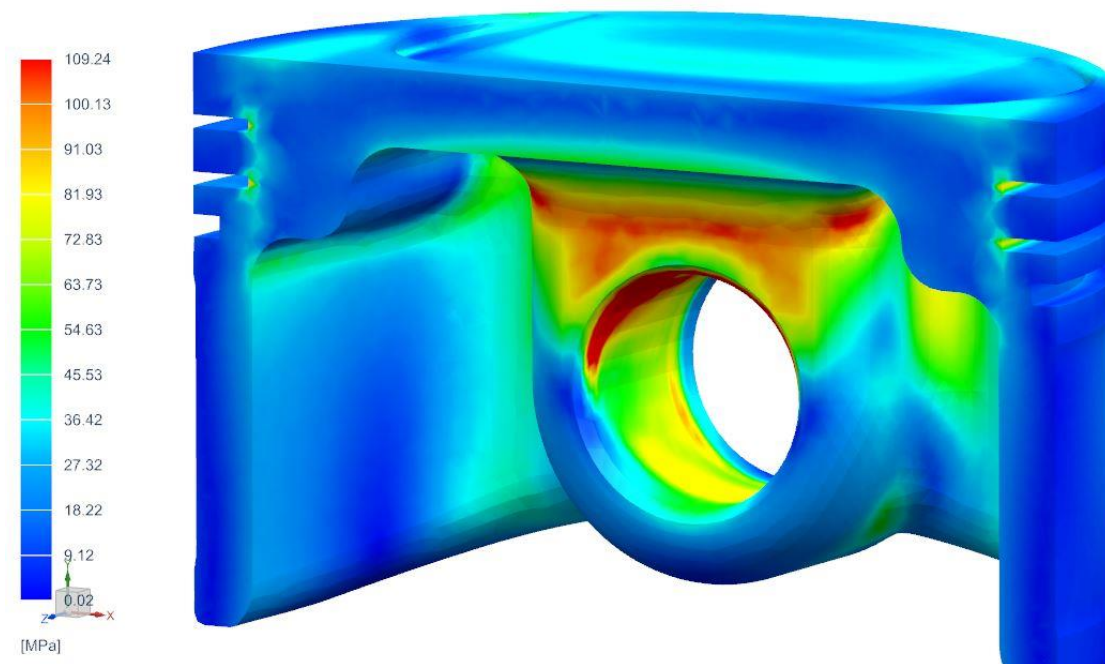


Obr. 55: Kontrola oka pístního čepu



Obr. 56: Navržená úprava

Po úpravě návrhu je nutné znovu provést výpočet a porovnat s mezí kluzu. Výsledek výpočtu je viditelný na Obr. 57. Ve sledované kritické oblasti došlo k poklesu napětí, maximální napětí zde dosahuje hodnoty 109,24 MPa. V červené oblasti (oblast deformace pístního čepu) je hodnota napětí vyšší, to je ovšem dáno skutečností, že je na kraji nálitku sražení, které po zatížení v simulaci vytvoří hranu, na které se napětí koncentruje a dosahuje nereálných hodnot. Budeme-li opět uvažovat spodní hranici meze kluzu uvažovaného materiálu, tak návrh pístu VYHOVUJE s bezpečností $s = \frac{170}{109,24} = 1,55$.



Obr. 57: Kontrola upraveného pístu

Pístní čep by měl mít nízkou hmotnost, která se podílí na velikosti setrvačných sil, vysokou odolnost proti opotřebení, vysokou pevnost a odolnost proti rázům a cyklickému zatěžování a vysokou tuhost.[5] Čep je namáhán silou od tlaku plynů a setrvačnou silou vyvolanou hmotností pístu. K výrobě čepu se využívají cementační nebo nitridační oceli. Při návrhu a výpočtu se uvažuje použití cementační oceli EN 16MnCr5 s mezí kluzu $R_e=670$ MPa.[4] Čep je po obrobení cementován do hloubky 0,5 mm, následně kalen a popuštěn. Průměr čepu byl v závislosti na průměru pístu navržen na hodnotu 21 mm, s vývrtem o průměru 13 mm. Délka byla stanovena na 57 mm, jeho hmotnost je dle CAD 98,5 g. Vstupní hodnota síly pro MKP analýzu působící na pístní čep je následující. Vzhledem ke konstrukční úpravě pístu je nutné místo původních 309 g uvažovat vyšší hmotnost 355 g.

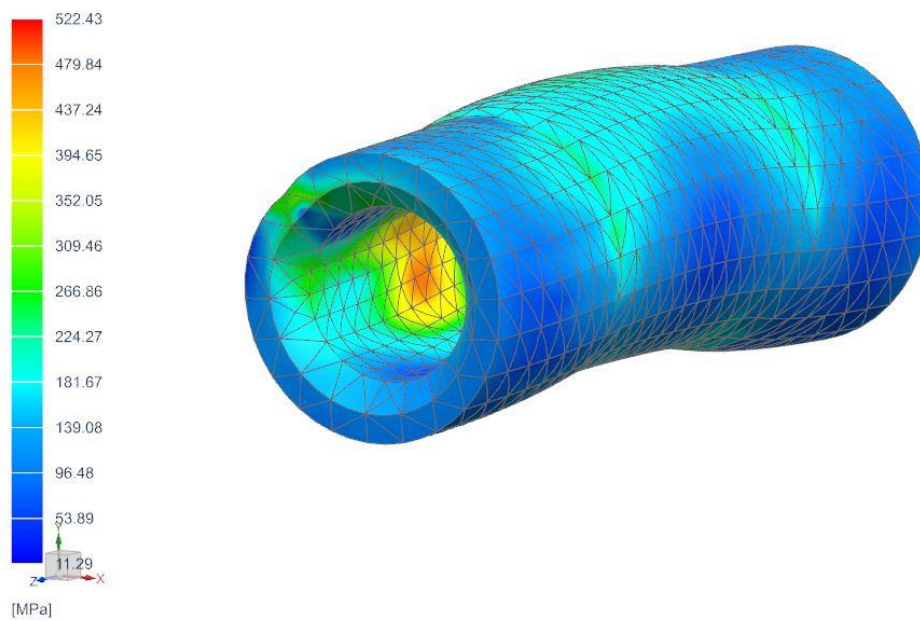
$$F_p = p * S = 8,255 * 5808,8 = 47951,64 \text{ N}$$

$$F_{spist} = -m_{pist} R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = -3355,3 \text{ N}$$

$$F_{cp\check{c}} = 47951,64 - 3355,3 = 44596,34 \text{ N}$$

Výsledky simulace pístního čepu představuje následující obrázek. Maximální hodnota napětí v kritickém místě dosahuje přibližně 522,43 MPa, návrhu pístního čepu tedy VYHOVUJE

s bezpečností vůči mezi kluzu $s = \frac{670}{522,43} = 1,28$



Obr. 58: Kontrola pístního čepu

5.4.2 Konstrukce ojnice

Při návrhu ojnice vycházíme z dostupné literatury a z teorie uvedené v předchozích kapitolách. Průměr ložiska byl navržen na 50 mm, jeho šířka potom na 28 mm, a to na základně doporučení zadavatele práce a podkladů[5, 6]. Síly působící v ojnici jsou detailněji popsány v kapitole 3.2.3. Jednak na ojnici působí síla od tlaku plynů, kdy jeho hodnotu známe z 1-D výpočtu a snadno tedy dopočteme sílu, která ovšem působí kolmo na dno pístu. Jak již bylo zmíněno, maximální hodnota této síly nastává v momentě, kdy je kliková hřídel natočena o 12° za horní úvratí. Tomuto úhlu natočení odpovídá jistý úhel odklonu ojnice od vertikální osy válce.

Vycházíme z rovnosti:

$$R * \sin\alpha = L * \sin\beta$$

Po jednoduché úpravě dostáváme hodnotu odklonu ojnice.

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R}{L} \sin\alpha\right) = 17,395^\circ$$

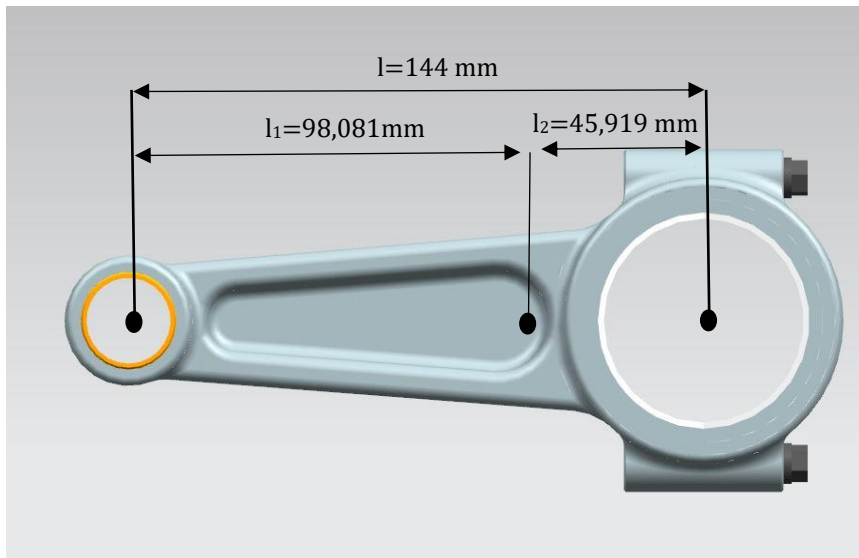
Sílu od tlaku plynů působící kolmo na dno pístu získáme úpravou vztahu pro výpočet tlaku, ze znalosti tlaku a plochy jeho působení (plocha pístu).

$$F_p = p * S = 8,255 * 5808,8 = 47951,64 \text{ N}$$

Síla působící v ojnici je potom její složka, odvozená v kapitole 3.2.3. Hodnota této síly bez uvažování setrvačných sil je tedy:

$$F_o = \frac{F_p}{\cos\beta} = \frac{47951,64}{\cos 17,395} = 50249,74 \text{ N}$$

Pro skutečnou velikost síly je ovšem nutné velikost setrvačných sil posuvných hmot uvažovat. Na této síle se podílí hmotnost celého pístu, včetně pístního čepu a hmotnost části ojnice, která připadá na posuvný pohyb. Z toho důvodu je nutné rozdělit hmotnost ojnice na část konající rotační pohyb a na část konající posuvný pohyb. Za tímto účelem byla v softwaru Siemens NX zjištěna poloha těžiště a celková hmotnost ojnice. Uvažujeme použití materiálu EN 36CrNiMo4 s mezí kluzu 690 MPa.[4] Vzhledem k materiálu ojnice a přidružených součástí je hmotnost celé ojnice 812,5 g a těžiště se nachází ve vzdálenost 98,081 mm od oka pístního čepu.



Obr. 59: Rozdělení hmoty ojnice

Rozdělení hmoty na posuvné m_p a na rotační m_r je tedy následující:

$$\begin{aligned}m_o &= 812,5 \text{ g} \\m_p &= m_o * \frac{l_2}{l} = 812,5 * \frac{45,919}{144} = 259,0916 \text{ g} \\m_r &= 812,5 - m_p = 553,4084 \text{ g}\end{aligned}$$

Hmotnost pístu a pístního čepu je v návaznosti na předchozí kapitole:

$$\begin{aligned}m_{pist} &= 355 \text{ g} \\m_{čep} &= 98,5 \text{ g}\end{aligned}$$

Celková hmotnost všech posuvných částí je prostým součtem dílčích hmotností.

$$m_{cp} = 259,0916 + 355 + 98,5 = 712,5916 \text{ g}$$

Ze simulace v programu Lotus Engine Simulation je známo, že maximálního tlaku 8,255 MPa se dosahuje 12° za horní úvratí při cca 4000 ot/min. Na základě této informace a se znalostí hmotností posuvných částí je nyní možné spočítat celkovou setrvačnou sílu, danou vztahem 3.10 v kapitole 3.2.2.

$$F_{sp} = -m_{cp}R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha) = -6735,014 \text{ N}$$

Setrvačná síla připadající na ojnici je potom:

$$F_{so} = \frac{F_{sp}}{\cos\beta} = \frac{6300,248}{\cos 17,395} = -7057,8 \text{ N}$$

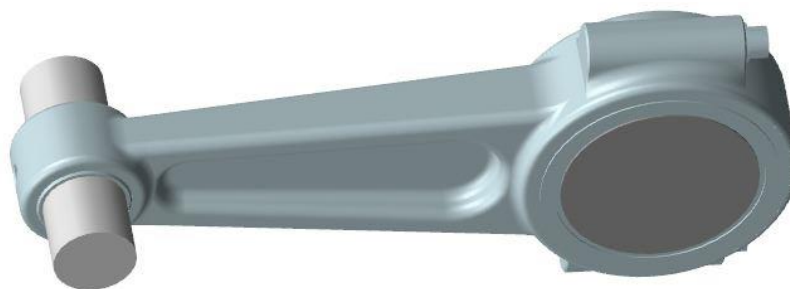
Celková síla, která působí v ojnici, při uvažování síly od tlaku plynů a síly od posuvných hmot, je dána jejich součtem.

$$F_{co} = F_o + F_{so} = 43191,94 \text{ N}$$

Celková hodnota síly slouží jako vstupní zatížení při pevnostní kontrole ojnice pomocí MKP analýzy.

5.4.2.1 MKP analýza ojnice

Při tvorbě simulace využijeme hotový model ojnice, včetně prvků, které se na jejím namáhání významně podílí a jejich účinek nelze snadno zanedbat. Z toho důvodu výpočtový model ojnice tvoří samotná ojnice, zjednodušený model pístního a klikového čepu a model ojnicních šroubů včetně podložek.



Obr. 60: Výpočtový model ojnice

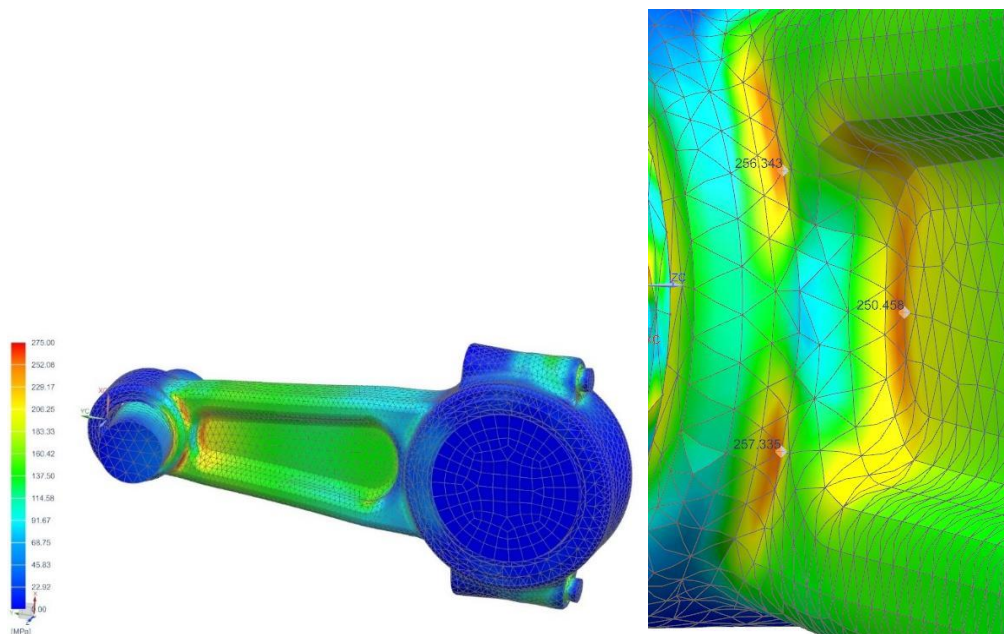
Zatížení oka ojnice pochází od zatížení pístního čepu a hlava ojnice je zatěžována montážním předpětím šroubu. Před zasít'ováním modelu je nutné provést několik úprav. Síla od tlaku plynů nepůsobí na pístní čep v celé jeho délce, ale pouze v části, kde dochází ke kontaktu s pístem. Dále se síla přenáší do osy ojnice kontaktem mezi čepem a okem ojnice. Tento kontakt je třeba definovat při tvorbě okrajových podmínek. Na ojnicní šrouby je třeba aplikovat předpětí, k tomu je ovšem nutné model šroubu uzpůsobit. Šroub se v místě dělicí roviny tzv. nasekne, tedy rozdělí na dvě části, které se následně zasít'ují. Toto naseknutí vytvoří hranu, na kterou je následně předpětí nanášeno. Cílem simulace není analyzovat zatížení přidružených součástí, proto jsou jejich modely značně zjednodušené a zároveň sít' hrubší, oproti ojnici. Do prostoru

je celá soustava uchycena pomocí vazeb na pístní a klikový čep. Pístnímu čepu je umožněna deformace pouze ve směru osy Y, naopak deformace klikového čepu je znemožněna do všech směrů.



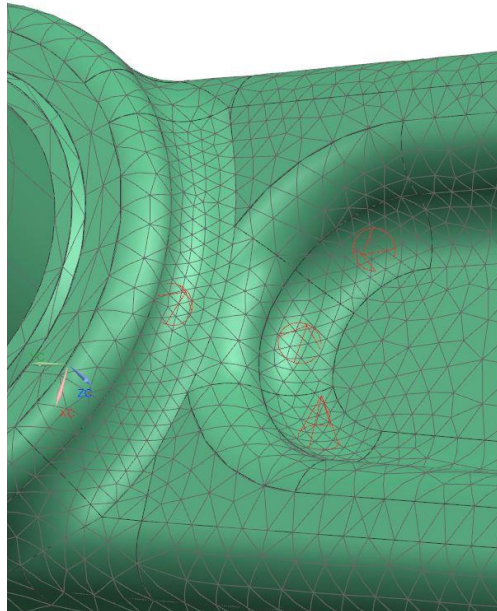
Obr. 61: Okrajové podmínky

Po definování okrajových podmínek úlohy je možné spustit výpočet, kterým se získá základní představa o kritických místech součásti.



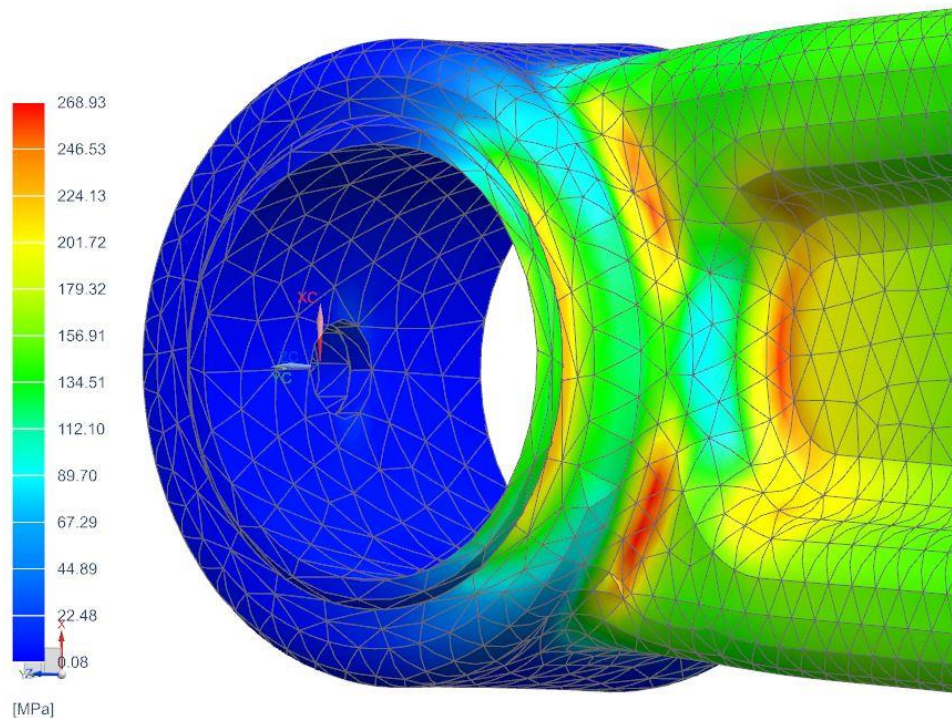
Obr. 62: Výsledek MKP analýzy

Z Obr. 62 jsou zřejmá tři kritická místa, kde je napětí při provozu nejvyšší. Ke zpřesnění výsledků, tedy k získání co nejrealističtějších hodnot napětí v daných místech je vhodné provést lokální zjemnění sítě pomocí funkce Mesh Control. Tato funkce upraví síť na definované ploše. Na povrchu celé součásti byla vytvořena síť s velikostí elementu 4 mm, v kritických místech je velikost elementu u jemné sítě 1 mm.



Obr. 63: Lokální zjemnění sítě

Po úpravě sítě je nutné znovu provést výpočet, výsledky analýzy znázorňuje následující Obr. 64.



Obr. 64: Výsledné napětí v kritických oblastech

Z Obr. 64 je patrné maximální napětí 268,93 MPa. Vzhledem k použitému materiálu ojnice s mezí kluzu $R_e=690$ MPa je výsledná bezpečnost $s = \frac{690}{268,93} = 2,57$.

Návrh ojnice tedy VYHOVUJE.

Při návrhu ojnice je vhodné provést i kontrolu navrženého ložiska. Pro výpočet kontaktního tlaku mezi ložiskem a ojničním čepem se využije model a zatížení použité při MKP analýze ojnice, jen se do vstupních podmínek výpočtu nastaví možnost vyhodnocení tlaku. Výsledné hodnoty jsou závislé na hrubosti sítě, a protože při analýze ojnice nebylo zatížení ložiska určující, byla síť ložiska vyplněna většími elementy, proto je nyní nutné velikost elementů upravit na menší, aby výsledek co nejvíce odpovídal reálným hodnotám. Maximální hodnota tlaku se potom porovná s únosností ložiska v závislosti na použitém materiálu. S rostoucími požadavky na zvyšování účinnosti motoru roste rovněž tlak na snižování ztrát primárně třením, proto existuje snaha na redukci rozměrů třecích ploch, mezi které patří právě kluzná ložiska. Snižováním rozměrů ovšem roste tlak a je tedy nutné, aby ložisko mělo co nejvyšší únosnost. V historii se pro kluzná ložiska vyráběla z olověné nebo cínové kompozice odléváním do mosazných pánví. Únosnost takto vyrobených ložisek dosahuje hodnot maximálně 15,5 MPa.

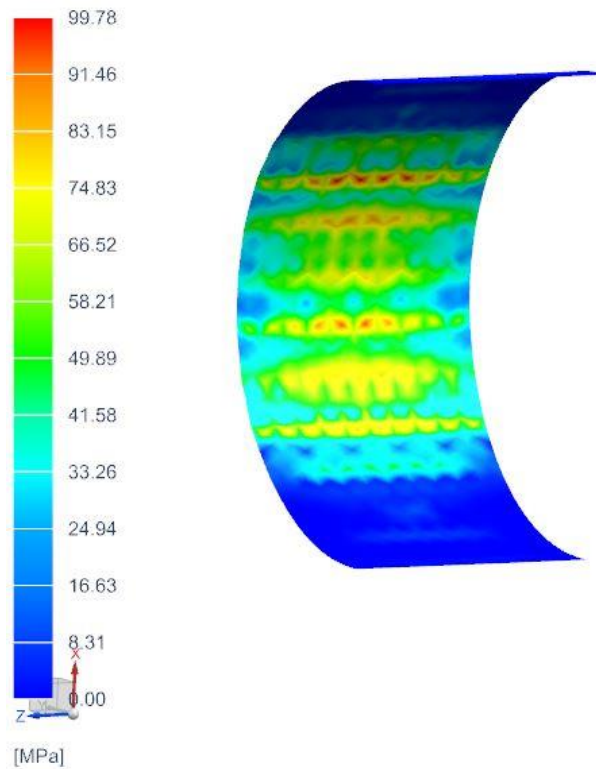


Obr. 65: Ložiska z olověné kompozice SV motoru Praga Piccolo

Únosnost těchto ložisek není pro moderní motory dostačující, proto se dnes již při návrhu motorů nepoužívají.

Dnes je možné se setkat s ložiskovými kovy, jejichž únosnost se pohybuje v rozmezí 110 až 130 MPa. Takovým materiálem je ložiskový kov s obchodním označením KS S800, který se se vyznačuje únosností až 110 MPa, společně s vysokou odolností proti opotřebení a korozi, například při použití vysoce aditivovaného motorového oleje. Jedná se o slitinu cínu (zvyšuje pevnost), bismutu, zinku (zvyšuje korozní odolnost) a dalších prvků (Fe, Sb, Ni, Cu). [11]

Při návrhu uvažujeme použití tohoto materiálu, porovnávací hodnotou pro výsledky MKP analýzy je tedy zmíněných 110 MPa.



Obr. 66: Tlak v ojničném ložisku

Rozložení tlaku v kluzném ložisku ojnice je znázorněno na Obr. 66, přičemž maximální hodnota tlaku v kritickém místě je 99,78 MPa. Vzhledem k použitému ložiskovému materiálu výsledná hodnota VYHOVUJE, s bezpečností $s = \frac{110}{99,78} = 1,1$

5.4.3 Konstrukce klikové hřídele

Základní parametry klikové hřídele, jako je například vyosení ojnicního čepu vůči hlavnímu čepu, tedy polovina zdvihu, jsou známy z předchozí termodynamické analýzy. Ojnicní ložisko přímo navazuje na ojnicní čep, jeho délka a průměr jsou tedy dány rozměrem ložiska, a to na základě návrhu ojnice v kapitole výše. Úkolem této části je tedy navrhnout zbývající parametry hřídele, kterými jsou rozměry hlavního uložení klikové hřídele, tedy průměr, šířka ložisek a vzdálenost středů čepů a hmotnost vývažku. Vzhledem k tomu, že obecně bývá u jednoválcových motorů velký a těžký setrvačnick, je třeba s tímto faktem při návrhu počítat, protože hmota setrvačnicku by nadměrně zatěžovala zadní ložisko, počítá se při návrhu s použitím dvojice ložisek v zadní části klikové hřídele.

Kombinací informací z odborné literatury [6] a doporučení byl průměr hlavních ložisek navržen na rozměr 56 mm a jejich šířka na 27 mm. Jak již bylo zmíněno, ložiska v oblasti setrvačnicku jsou s danými rozměry použita dvě za sebou. Vzdálenost středů hlavních čepů je 100 mm. K výrobě byl použit materiál 31CrMoV9 s mezí kluzu $R_e = 800$ MPa.[4]

5.4.3.1 Hmotnost vývažku

Teoretickému rozboru vyvážení setrvačných sil pomocí vývažku na klikové hřídeli se zabývala kapitola 3.3. Obecně je potřebná hmotnost vývažku, kterým je možné kompenzovat veškeré setrvačné síly od rotujících částí a zhruba polovinu setrvačných sil od posuvných částí dána vztahem 3.11:

$$m_v = \frac{m_r R}{R_v}$$

, kde m_r představuje hmotnosti rotujících částí, jedná se tedy o součet hmotnosti rotační části ojnice, hmotnosti ojnicního čepu klikové hřídele včetně zalomení a poloviční hodnoty hmotnosti pístu, pístního čepu a části ojnice konající posuvný pohyb. Poloměr R je polovinou zdvihu a R_v představuje vzdálenost těžiště vývažku.

$$m_r = \frac{355 + 98,5 + 259,0916}{2} + 553,4084 + 1080 = 1989,7g$$

Celková hmotnost jednoho protizávaží, jehož těžiště se nachází ve vzdálenosti 47,5 mm od osy otáčení je tedy:

$$m_v = \frac{1989,7 * 43,05}{2 * 47,5} = 901,65 \text{ g}$$

Zbývající nevyvážené setrvačné síly posuvných hmot je nutné vyvážit pomocí vyvažovacích hřídelí, které se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí jako kliková hřídel. Výpočet hmotnosti vývažku bude předmětem jedné z následujících kapitol práce.

5.4.3.2 Zatížení klikové hřídele

Ojniční čep klikové hřídele je zatěžován radiální a tečnou složkou síly, která působí v ojnici, její velikost pochází od tlaku plynů při natočení klikové hřídele 12° za horní úvratí, přičemž hodnota ojniční síly je známá z pevnostní kontroly ojnice, a je následující:

$$F_{co} = F_o + F_{so} = 43191,94 \text{ N}$$

$$F_t = \frac{F_{co} \sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} = 22215,8 \text{ N}$$

$$F_r = \frac{F_{co} \cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} = 39434,76 \text{ N}$$

Proti radiální síle působí setrvačná odstředivá síla.

$$F_{sr} = -1,6334084 * 0,04305 * \left(\pi * \frac{4000}{30}\right)^2 = -12338 \text{ N}$$

Skutečná velikost radiální síly, která zatěžuje ojniční čep klikové hřídele je dána součtem sil F_r a F_{sr} .

$$F_R = 27096,8 \text{ N}$$

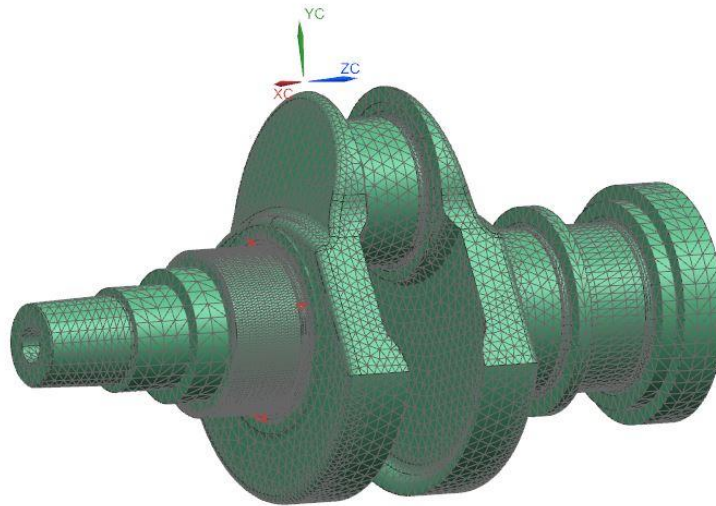
Výše uvedený výpočet bude sloužit k nastavení okrajových podmínek pevnostní MKP analýzy klikové hřídele. Přehledně zatížení představuje následující tabulka.

Tabulka 5: Zatížení ojničního čepu

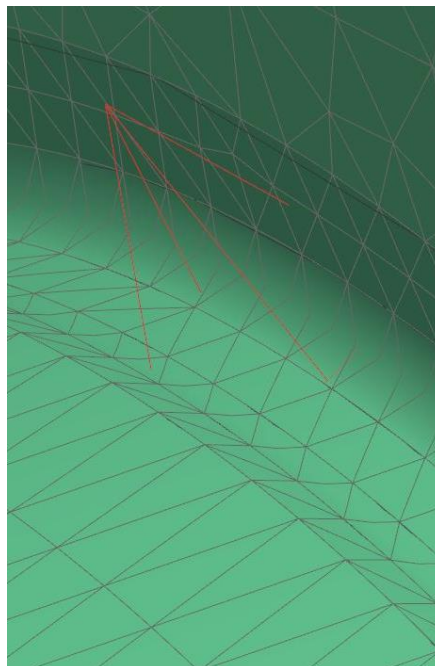
Síla	F_R	F_t
Velikost	27096,8 N	22215,8 N

5.4.3.3 MKP analýza klikové hřídele

Modelem pro MKP analýzu je reálný model klikové hřídele se všemi silovými účinky, které na ni v dané fázi provozu působí. Kliková hřídel byla pokryta sítí s velikostí elementu 5 mm, přičemž kritické místo konstrukce se očekává v oblasti zalomení u hlavních čepů. Pro vyhodnocení velmi přesných výsledku je vhodné mít síť v této oblasti značně jemnější, proto je v místě zápichu síť zjemněna na velikost elementu 1 mm.

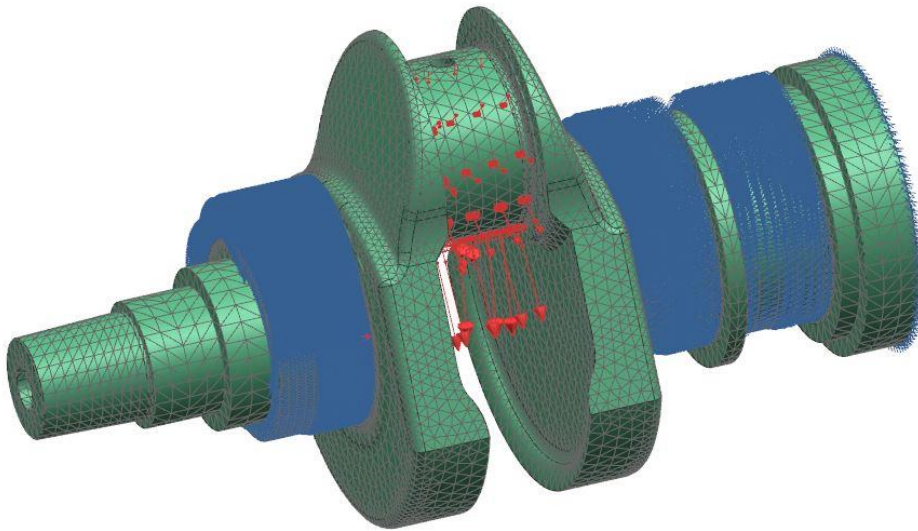


Obr. 67: Hrubě zasíťovaný model klikové hřídele

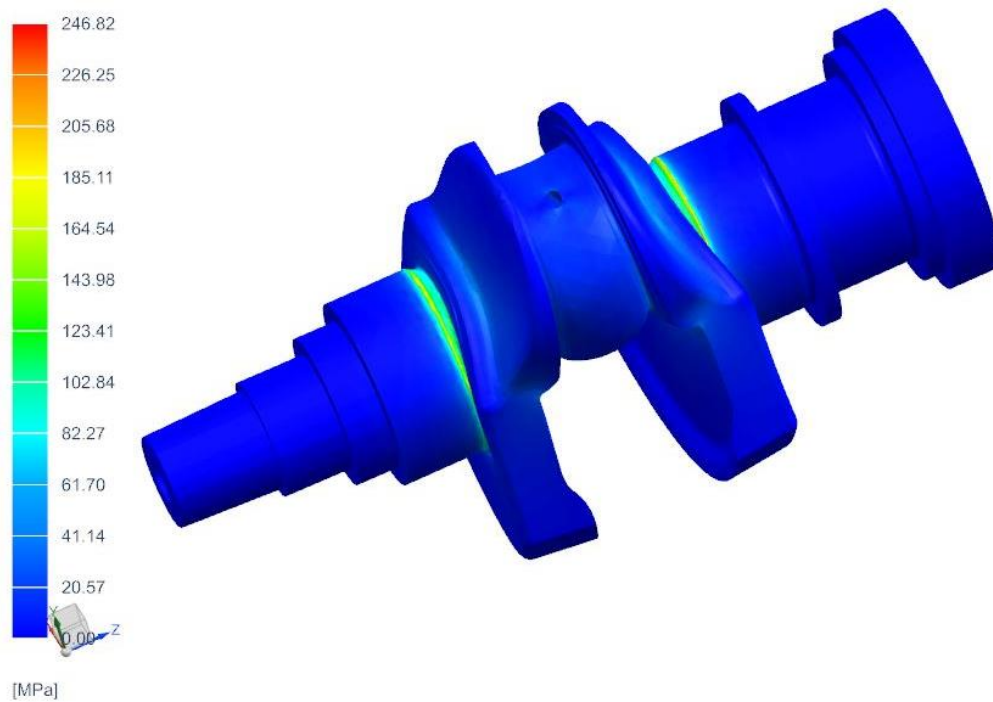


Obr. 68: Zjemnění zápichu

Zdrojem zatížení jsou výše zmíněné síly, které byly na MKP model naneseny jako ložiskové zatížení o dané velikosti a v daném směru. Radiální složka síly namáhá klikovou hřídel na ohyb, kdežto tečná složka na krut. V ložiskách jsou hřídeli odebrány stupně volnosti umožňující posuv. V místě odběru výkonu potom všechny stupně volnosti, včetně rotace.

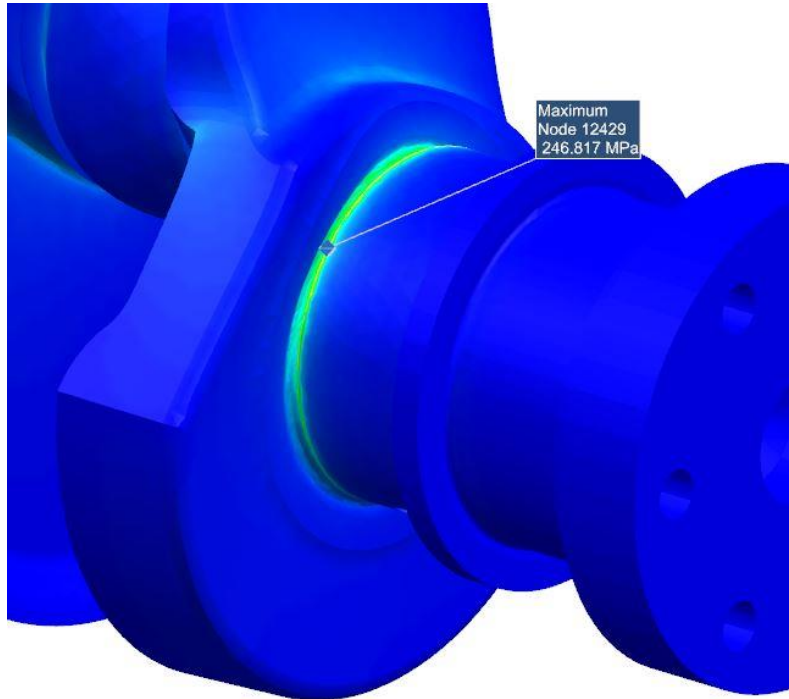


Obr. 69: Okrajové podmínky úlohy



Obr. 70: Kontrola klikové hřídele

V předpokládané kritické oblasti bylo výpočtem zjištěno maximální napětí v hodnotě 246,817 MPa. Tato hodnota slouží jako porovnávací vůči mezi kluzu materiálu použitého na výrobu klikové hřídele. Navržená kliková hřídel tedy VYHOVUJE s bezpečností $s = \frac{800}{246,817} = 3,24$.



Obr. 71: Napětí v kritické oblasti

5.5 Konstrukce vyvažovací hřídele

Úkolem vyvažovacích hřídelí je vyvážit zbývající polovinu setrvačných sil vyvolaných hmotami posuvných částí. Vyvažovací hřídele jsou dvě protiběžné a jejich otáčky musí být shodné s otáčkami klikové hřídele. Přenos sil mezi klikovou hřídelí a vyvažovacími hřídelemi je zajištěn pomocí ozubeného soukolí. Úkolem této kapitoly bude stanovit hmotnost vývažku jednotlivých hřídelí a zároveň provést pevnostní výpočet pomocí metody MKP. Samotná hřídel je hmotností závaží namáhána na ohyb a kroutícím momentem na krut.

Zbývající nevyvážená hmotnost:

$$m = \frac{355 + 98,5 + 259,0916}{2} = 356,3 \text{ g}$$

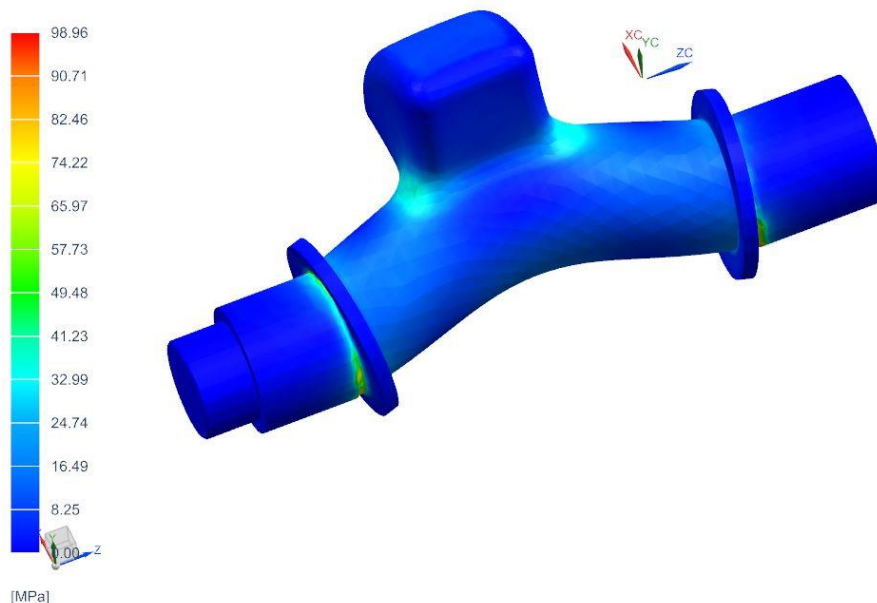
Hmotnost vývažku na jedné vyvažovací hřídeli je dána:

$$m_v = \frac{356,3 * 43,05}{2 * 25} = 306,8 \text{ g}$$

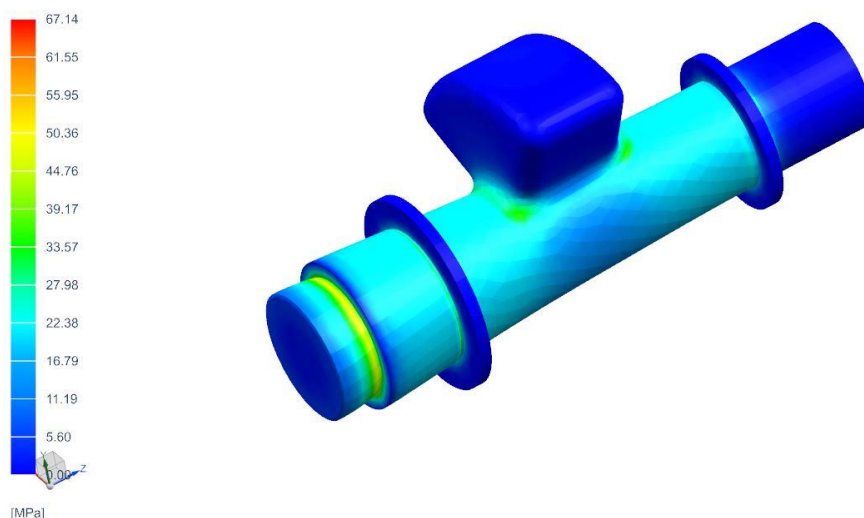
Vývažek vyvolá odstředivou sílu, kterou je hřídel zatěžována na ohyb při maximálních otáčkách motoru:

$$F_{od} = 0,3068 * 0,04305 * \left(\pi * \frac{6500}{30} \right)^2 = 6119,5 \text{ N}$$

Na krut je potom hřídel zatěžována od maximálního točivého momentu 55 Nm při 3700 ot/min.



Obr. 72: Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele – ohyb



Obr. 73: Pevnostní kontrola vyvažovací hřídele – krut

Vzhledem k použité tvárné litině ČSN 42 2306 s $R_{p0,2} = 370$ MPa výsledný návrh VYHOVUJE s bezpečností $s = \frac{370}{98,96} = 3,73$.

5.6 Kontrola soukolí

Úkolem ozubeného soukolí na klikové hřídeli a na obou vyvažovacích hřídelích je přenést točivý moment z klikové hřídele na vyvažovací za účelem vyvážení setrvačných sil posuvných součástí. Základní návrh ozubených kol byl proveden v programu Autodesk Inventor. Při návrhu je počítáno s použitím čelních kol se šikmým ozubením, a to z důvodu vyšší únosnosti a zároveň tichého chodu. Navržené parametry udává následující tabulka.

Tabulka 6: Parametry ozubení

Parametr	Hodnota
Úhel sklonu zubů	15°
Osová vzdálenost	100 mm
Jednotková korekce	0,3449
Modul	2 mm
Počet zubů	49
Šířka kola	12 mm
Průměr roztečné kružnice	101,457 mm

Zatížení ozubených kol pochází od točivého momentu motoru, jehož maximální hodnota je 55 Nm. Velikost obvodové síly působící na roztečné kružnici je tedy dána vztahem:

$$F = 2 * \frac{M_k}{d} = 2 * \frac{55}{0,101457} = 1084,2 \text{ N}$$

5.9

5.6.1 Kontrolní výpočet na ohyb

Při kontrole zubu na ohyb se zub kontroluje v místě, kde se očekává nejvyšší hodnota napětí a je zde tedy i nejvyšší pravděpodobnost vzniku únavového lomu. Při kontrolním výpočtu bylo využíváno poznatků z normy ČSN 01 4686-3, ČSN 01 4686-4 a ČSN 01 4686-5, odkud pochází primárně výpočtové vztahy a hodnoty některých koeficientů, které nebylo možné zjistit z programu Autodesk Inventor.[12]

Velikost napětí v patě zubu je dána následujícím vztahem:

$$\sigma_F = \frac{F_o}{b * m} K_F * Y_{FS} * Y_\beta * Y_\epsilon$$

5.10

, kde

K_F – součinitel přidavných zatížení

Y_{FS} – součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (2,485)

Y_β – součinitel sklonu zubu (0,938)

Y_ϵ – součinitel vlivu záběru profilu (0,648)

, přičemž

$$K_F = K_A * K_{FV} * K_{F\alpha} * K_{F\beta} = 2,92738$$

5.11

K_A – součinitel vnějších dynamických sil (1,2)

K_{FV} – součinitel vnitřních dynamických sil (1,797)

$K_{F\alpha}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (1,101)

$K_{F\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (1,233)

, potom:

$$\sigma_F = \frac{1084,2 * 2,92738 * 2,485 * 0,938 * 0,648}{12 * 2} = 199,75 \text{ MPa}$$

Musí platit, že výše dopočtené napětí je menší, než přípustné napětí v ohybu, které je dáno vztahem:

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Flimb} * Y_N * Y_\sigma * Y_X}{S_{Fmin}}$$

5.12

, kde

σ_{Flimb} – mez únavy v ohybu stanovená z meze únavy odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů σ_{Flimb}^0 . Pro použitý materiál kol 16220 je mez únavy odpovídající bázovému počtu cyklů 700 MPa (ČSN 4686-5). Potřebná hodnota je potom násobkem σ_{Flimb}^0 a součinitelů Y_A (součinitel střídavého zatížení zubu) a Y_T (součinitel technologie výroby). Hodnotu součinitele Y_A uvažujeme 0,7 pro střídavé provozní zatížení, Y_T rovněž 0,7 pro broušený patní přechod zubu. Skutečná mez únavy dosahuje hodnoty 343 MPa.

Y_N – součinitel životnosti (pro cementované oceli se pohybuje mezi 1,6 ÷ 2,5, uvažujeme 2)

Y_σ – součinitel vrubové citlivosti při výpočtu na únavu (1,275)

Y_X – součinitel velikosti (1)

S_{Fmin} – nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu (pro 99 % pravděpodobnost přežití součásti se uvažuje hodnota bezpečnosti mezi 1,2 ÷ 1,4, volíme horní krajní hodnotu 1,4)

Hodnota přípustného napětí je potom:

$$\sigma_{Fp} = \frac{343 * 2 * 1,275}{1,4} = 624,75 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti je dán poměrem přípustného napětí a skutečného napětí v patě zubu.

$$s = \frac{\sigma_{Fp}}{\sigma_F} = \frac{624,75}{199,75} = 3,13 ; \text{ VYHOVUJE}$$

5.6.2 Kontrolní výpočet na dotyk

Při kontrole ozubených kol na dotyk, je hlavním kritériem namáhání tzv. Hertzův tlak, který je dán následujícím vztahem.

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H}$$

5.13

, kde

K_H – součinitel přidavných zatížení (1,797)

$$K_H = K_A * K_{HV} * K_{H\alpha} * K_{H\beta} = 3,21466$$

K_{FV} – součinitel vnitřních dynamických sil (1,797)

$K_{F\alpha}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (1,101)

$K_{F\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (1,354)

σ_{HO} – napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_o}{b * d} * \frac{u + 1}{u}}$$

5.14

, kde

Z_E – součinitel mechanických vlastností materiálu

$$Z_E = \sqrt{0,175 * E} = 190$$

Z_H – součinitel tvaru spoluzabírajících zubů (2,588)

Z_ε – součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů (0,807)

u – převodové číslo ozubeného převodu

$$\sigma_{HO} = 529,58 \text{ MPa}$$

Požadovanou hodnotu Hertzova tlaku získáme dosazením do rovnice 5.13.

$$\sigma_H = 949,5 \text{ MPa}$$

Maximální přípustná hodnota je potom dána následovně.

$$\sigma_{HP} = \frac{(\sigma_{Hlim} * Z_N * Z_L * Z_R * Z_v)}{S_{Hmin}} = 1188,8 \text{ MPa}$$

5.15

, kde

σ_{Hlim} – mez únavy v dotyku, $\sigma_{Hlim}^0 = 1270 \text{ MPa}$, hledaná hodnota meze únavy je v případě netvrzeného povrchu zubů totožná s uvedenou hodnotou, při uvažování tloušťky cementační vrstvy například 0,5 mm a minimální tloušťky 0,4 mm, je skutečná hodnota meze únavy 1397 MPa

Z_N – součinitel živostnosti pro dotyk (1)

Z_L – součinitel maziva (0,967)

Z_R – součinitel výchozí drsnosti zubů (1)

Z_v – součinitel obvodové rychlosti (1,056)

S_{Hmin} – nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů, udává se v rozmezí 1,1 ÷ 1,2 (1,2)

Součinitel bezpečnosti při posuzování únosnosti na dotyk je opět dán poměrem skutečného a přípustného Hertzového tlaku.

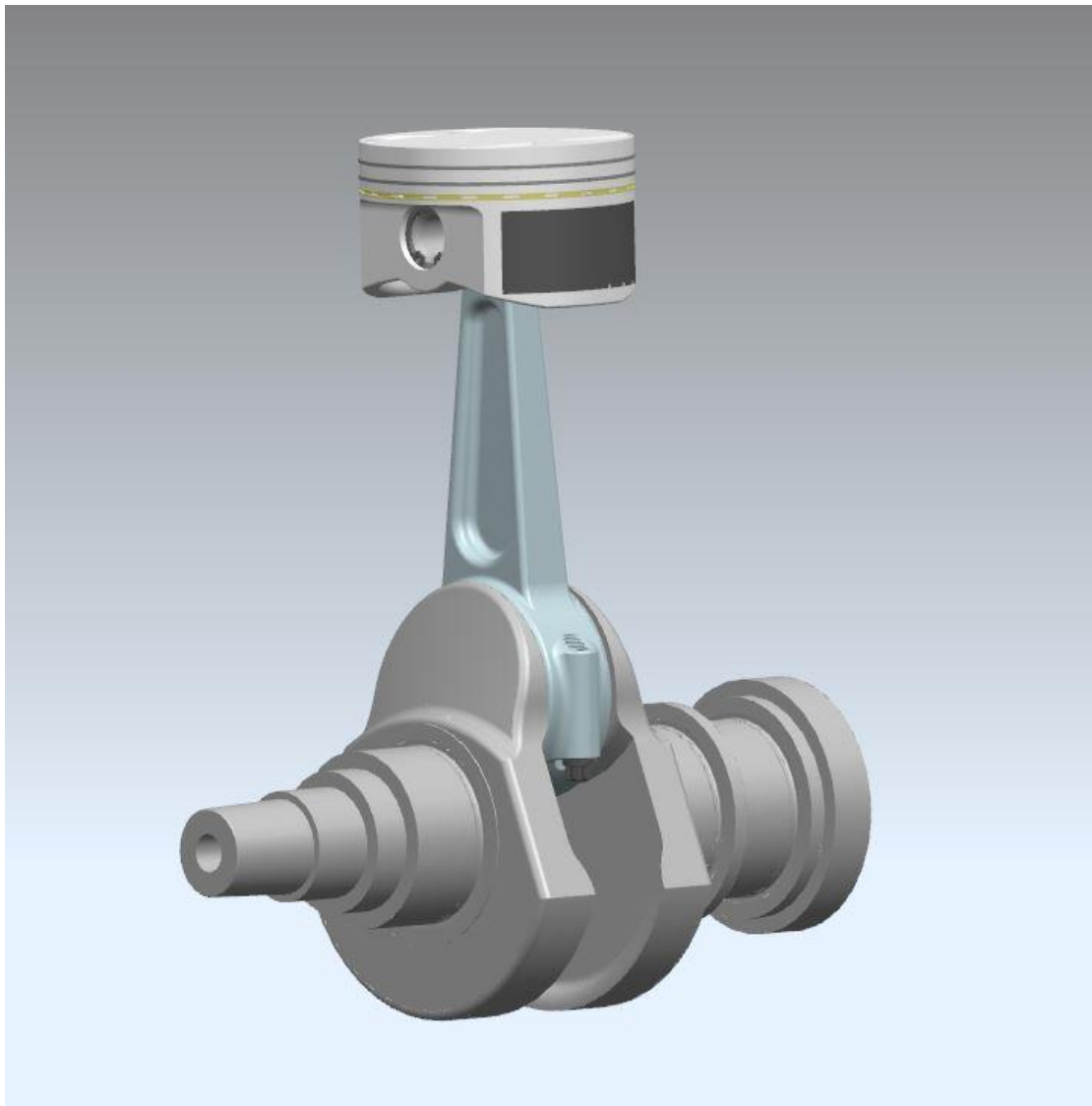
$$s = \frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_H} = \frac{1188,8}{949,5} = 1,25 ; \text{ VYHOVUJE}$$

6 Konečné provedení CAD modelů a sestav

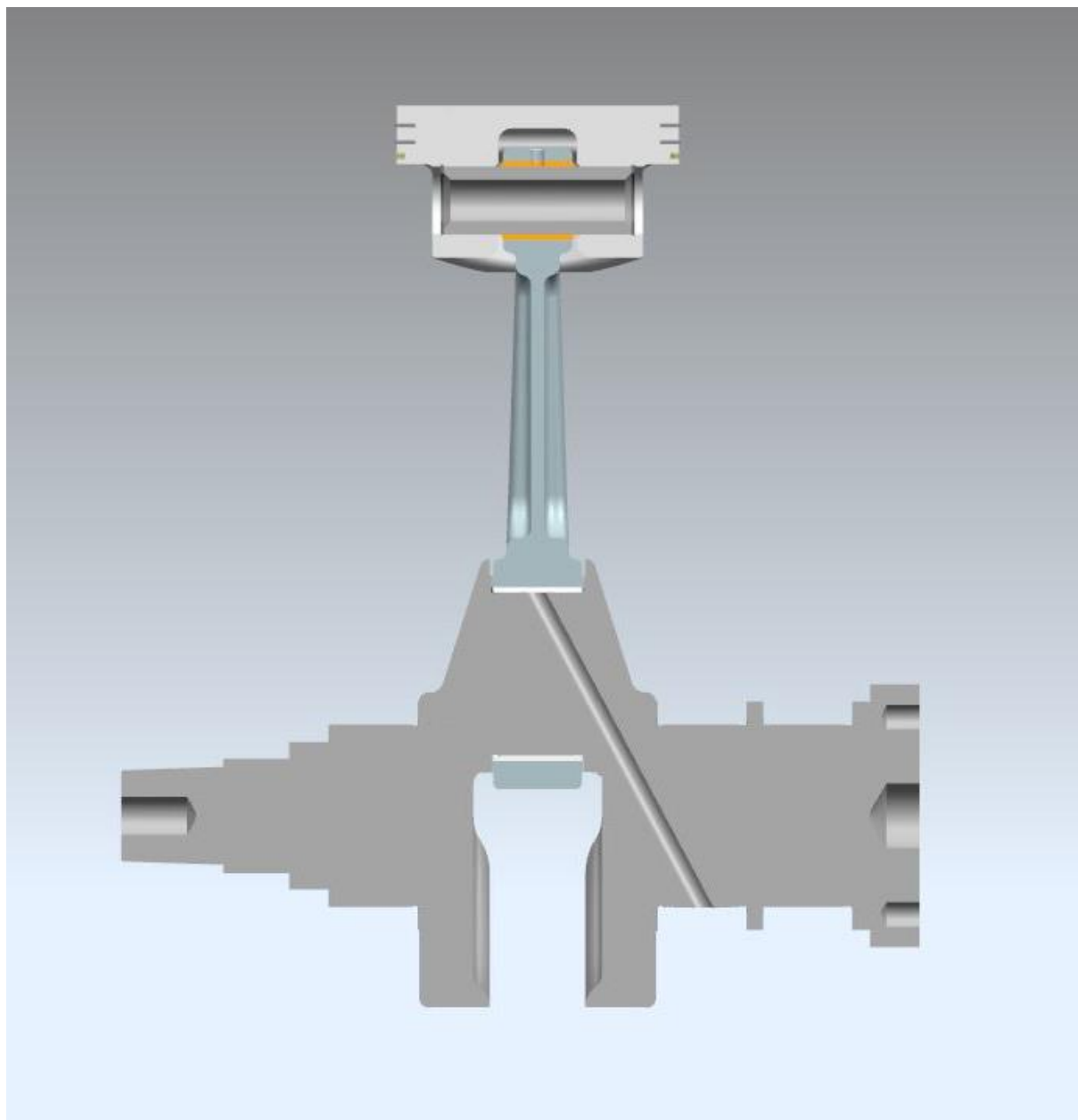
Cílem následujících kapitol je představení konstrukčních řešení jednotlivých součástí jednoválcového zážehového motoru a popis některých funkčních celků.

6.1 Součásti klikového mechanismu

Jednotlivé komponenty klikového mechanismu byly kontrolovány s pomocí MKP analýzy v předchozích kapitolách. Provedení sestavy klikového mechanismu je uvedené na následujících obrázcích.

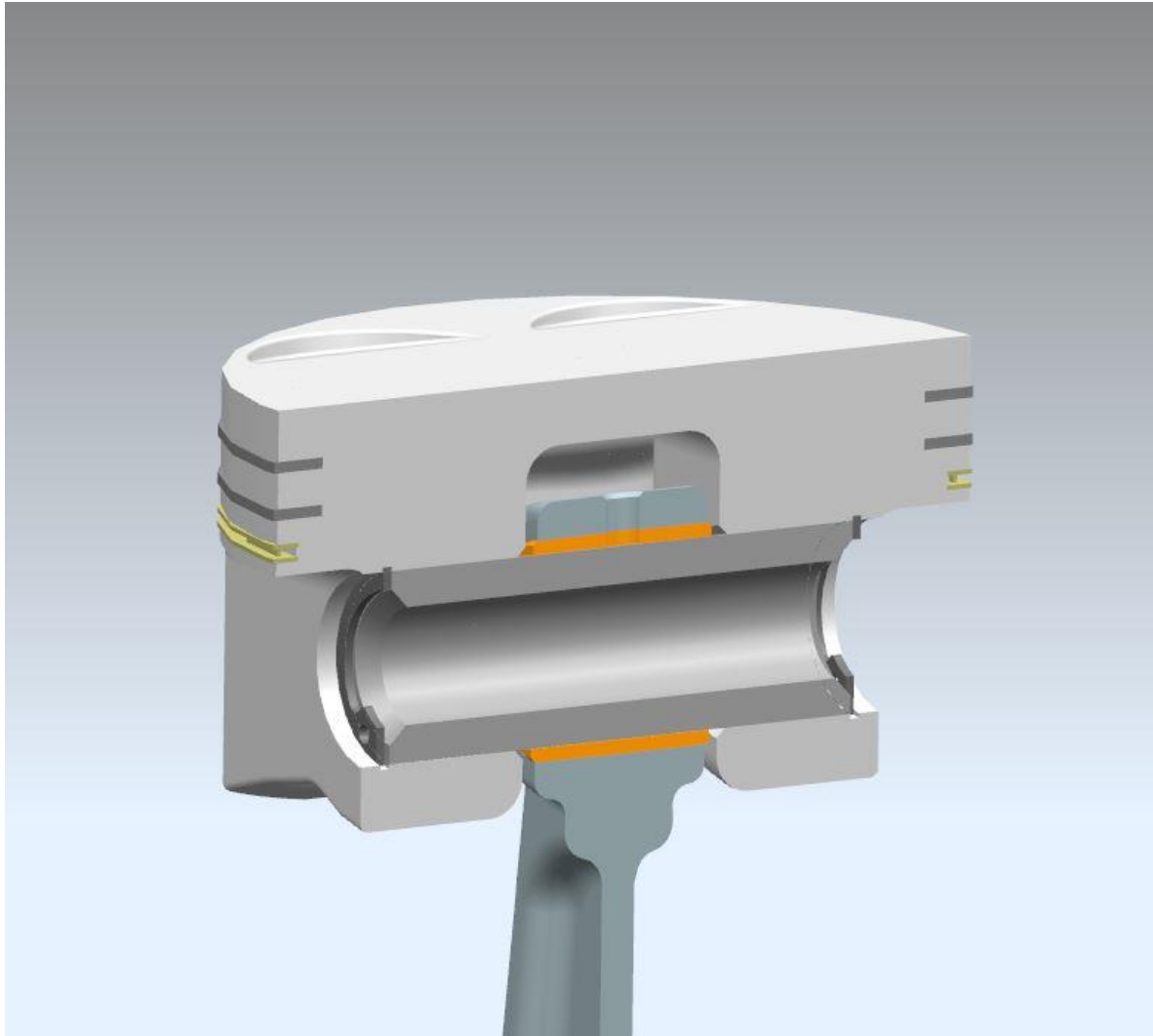


Obr. 74: Sestava klikového mechanismu



Obr. 75: Sestava klikového mechanismu v řezu

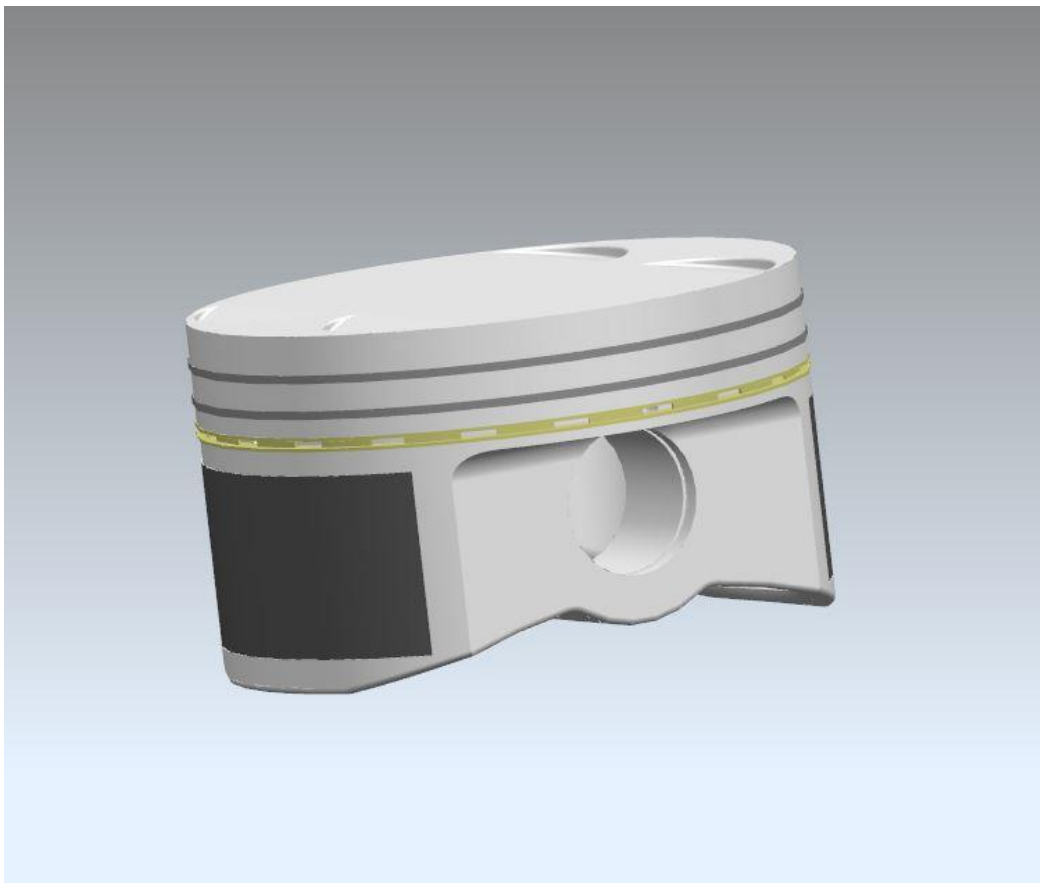
Pístní čep je nalisován do oka pístu s přesahem, volně se otáčí v bronzovém pouzdru ojnice, do kterého je vyvrtána díra pro přívod maziva k pístnímu čepu, aby nedocházelo k jeho zadírání, a tedy k nadměrnému opotřebení. Pro snazší montáž pístního čepu je vhodné tělo pístu rovnoměrně zahřát, aby oka mírně zvětšila svůj průměr, což se nejlépe provede ponořením celého pístu do pozvolna zahřívané olejové lázně. Po vytažení pístu z lázně lze potom čep snadno zamontovat.



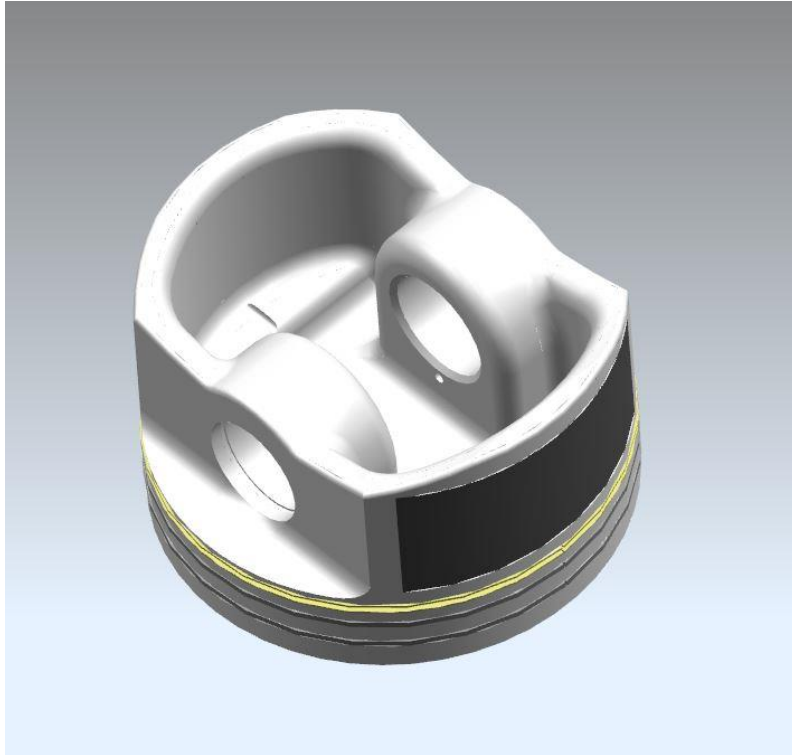
Obr. 76: Uložení pístního čepu

6.1.1 CAD model pístu a pístního čepu

Model pístu byl rovněž podroben MKP analýze, kde bylo kontrolováno dno a oka pro umístění pístního čepu. Na základě výsledků analýzy bylo nutné provést úpravu původního návrhu, kde byl zesílen nálietek mezi okem a spodní stranou dna pístu. Součástí pístu je trojice pístních kroužků, první dva (od shora) jsou kompresní/těsnící, zajišťují tedy těsnost spalovacího prostoru, jinými slovy brání úniku tlaku ze spalovacího prostoru do klikové skříně. Poslední kroužek je stírací, jeho úkolem je stírat ze stěny válce přebytečný olej, který s pomocí malých otvorů v pístu stéká zpět do olejové vany. Na Obr. 77 je znázorněn model celého pístu včetně pístních kroužků. Na tomto obrázku je rovněž vidět černá plocha na plášti pístu, jedná se o grafitový nástřík o tloušťce 0,04 mm, jejímž úkolem je ochrana pístu proti opotřebení, případně zajišťuje tzv. nouzový chod v případě náhlého výpadku mazání.[3]

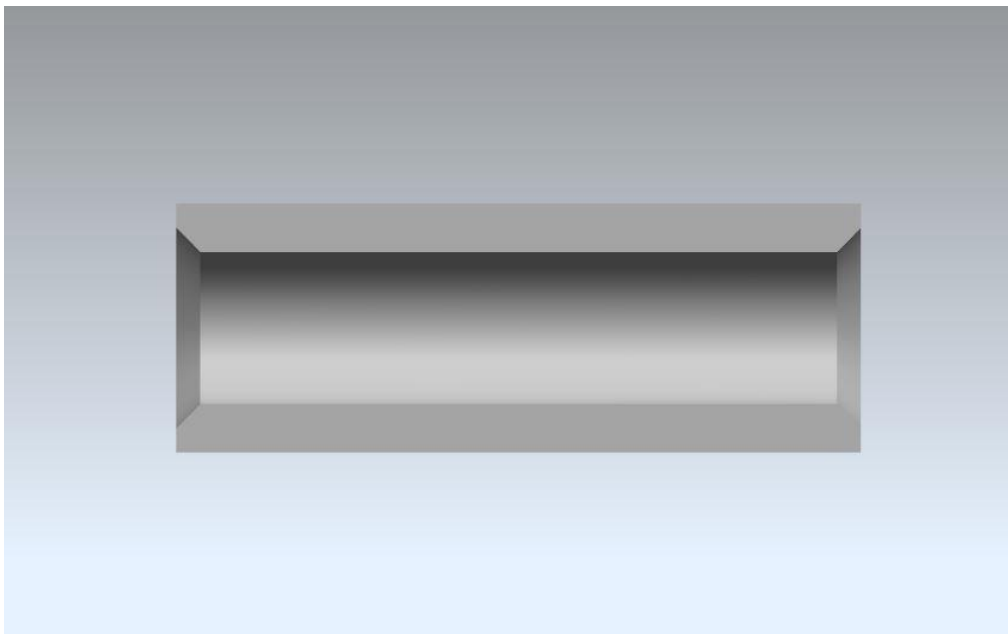


Obr. 77: Píst



Obr. 78: Píst – pohled od spodu

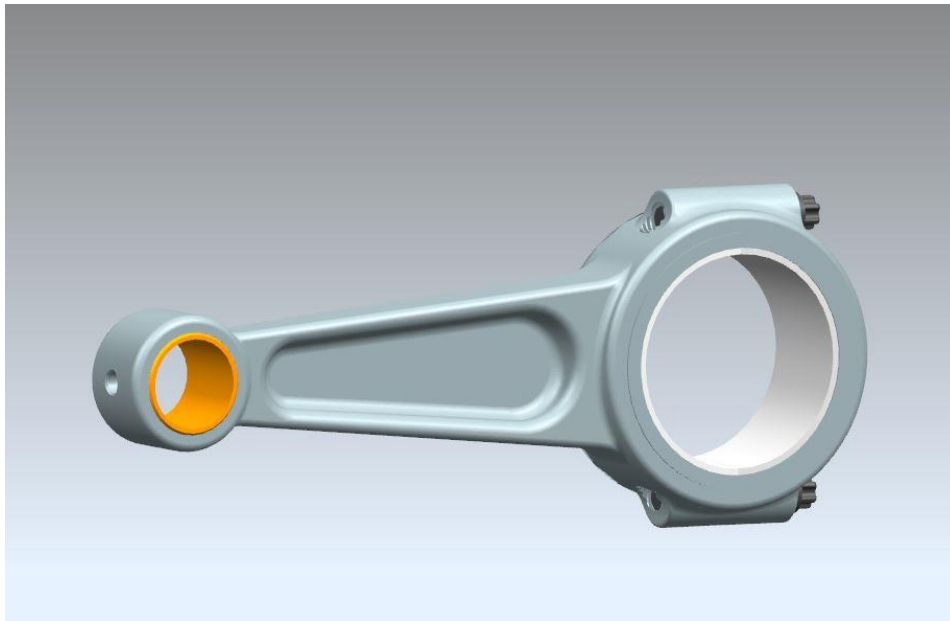
Pístní čep je vyroben z cementační oceli 16MnCr5, jeho povrch je za účelem zvýšení odolnosti proti opotřebení a zvýšení únavové pevnosti cementován, kalen a popuštěn na požadovanou tvrdost.



Obr. 79: Řez pístním čepem

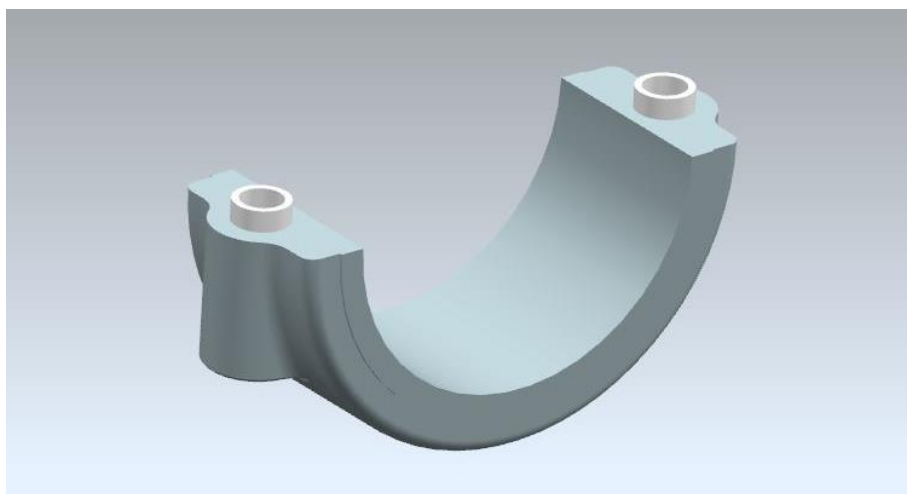
6.1.2 CAD model ojnice

Model ojnice je vlastně sestavou, skládá se z pěti základních součástí. Jedná se o tělo ojnice (dřík, pata, oko), víko ojnice, které tvoří spodní část ložiskové pánve, dvoudílné kluzné ložisko, ojniční pouzdro a ojniční šrouby. Tělo ojnice je vyrobeno zápusťkovým kovááním. Ojnice je na ojniční čep klikové hřídele montována s vůlí (uložení H7/g6).[13]



Obr. 80: Sestava ojnice

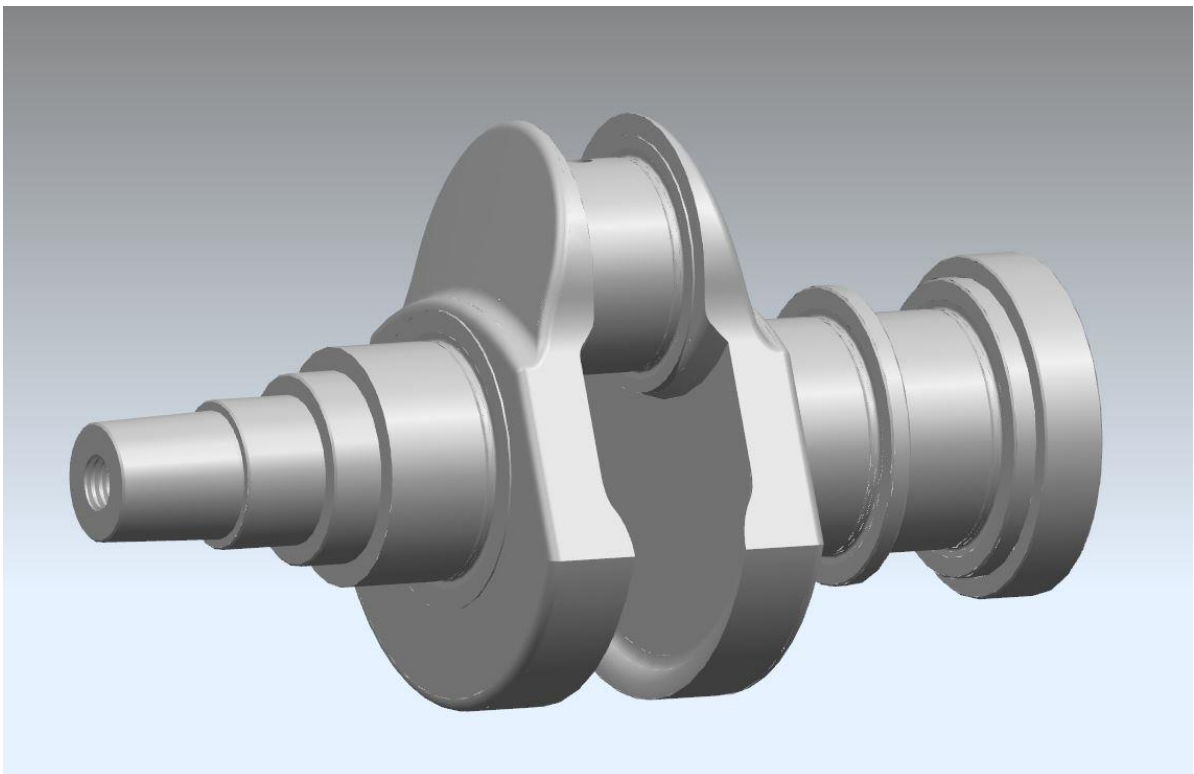
Pro přesné ustavení ložiska v pánvi je nutné zajistit polohu paty a víka ojnice. Toto zajištění je možné provést více způsoby, v tomto případě byly využity duté kolíky (Obr. 81), které přesně zapadají do víka i do vybrání v patě ojnice. Skrze kolíky potom prochází ojniční šrouby, které jsou dotaženy předepsaným utahovacím momentem.



Obr. 81: Víko ojnice s dutými kolíky

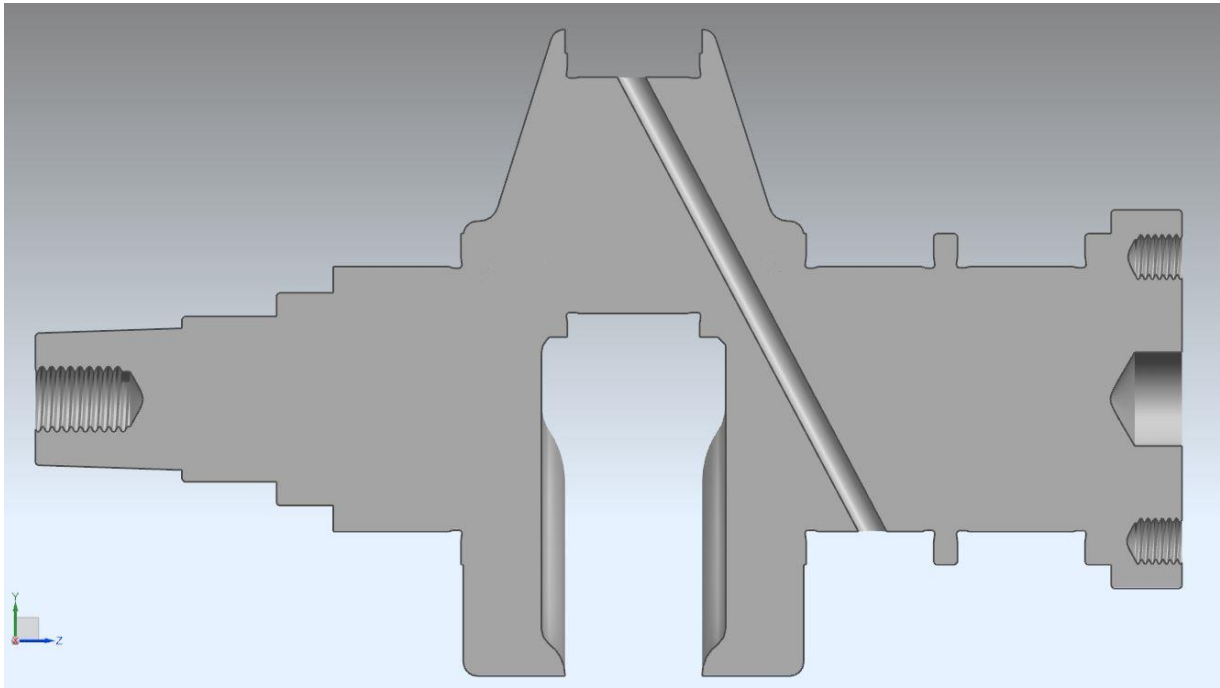
6.1.3 CAD model klikové hřídele

Základní rozměry klikové hřídele jsou známy z kapitoly 5.4.3 Konstrukce klikové hřídele, ve které bylo rovněž provedeno ověření těchto rozměrů pomocí MKP analýzy. Výsledný model klikové hřídele je znázorněn na následujících obrázcích. Hřídel je uložena pomocí tři ložisek. Jedno ložisko je umístěno v přední části motoru u rozvodového mechanismu, zbylé dvě potom v části u setrvačnicku. Dvě ložiska u setrvačnicku jsou potřebná z důvodu použití těžkého setrvačnicku. Vzhledem k tomu, že navrhovaný motor je pouze technologickým demonstrátorem, neočekává se tedy jeho komerční využití. Skutečně vyráběný motor bude s největší pravděpodobností více – válcový a hmotnost setrvačnicku nebude tak vysoká, použití dvojice ložisek za sebou tedy ve skutečnosti nebude nutné.



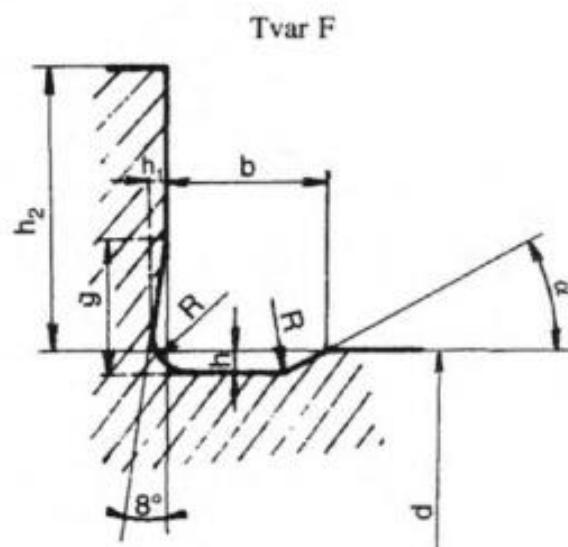
Obr. 82: Kliková hřídel

Skrze klikovou hřídel je nutné dopravit olej k ojnicnímu ložisku. Je tak provedeno pomocí šikmého vývrtu, který vede od vnitřního hlavního ložiska, do kterého je olej přiveden olejovým hospodářstvím v bloku motoru.



Obr. 83: Řez klikovou hřídelí

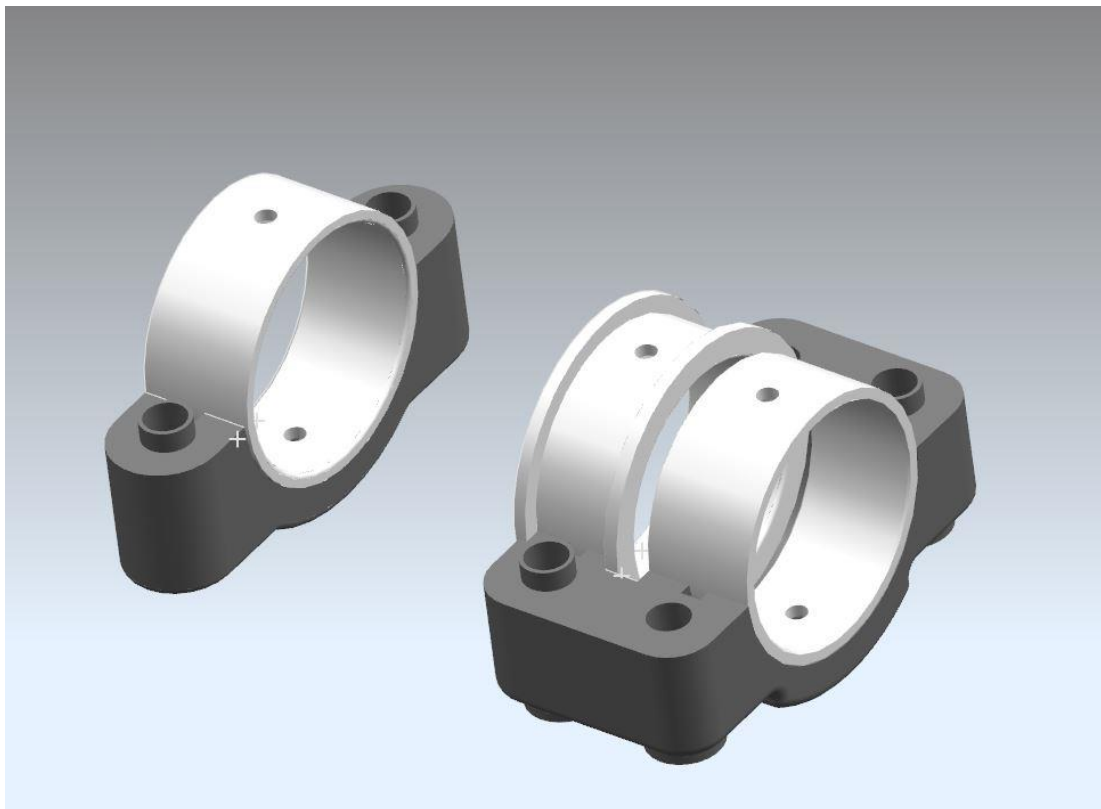
Na okrajích hlavních čepů jsou soustruženy zápichy tvaru F, za účelem dosednutí ložiska celou plochou na plochu čepu.



Obr. 84: Zápich tvaru F[13]

6.1.4 Ložiska hlavního uložení

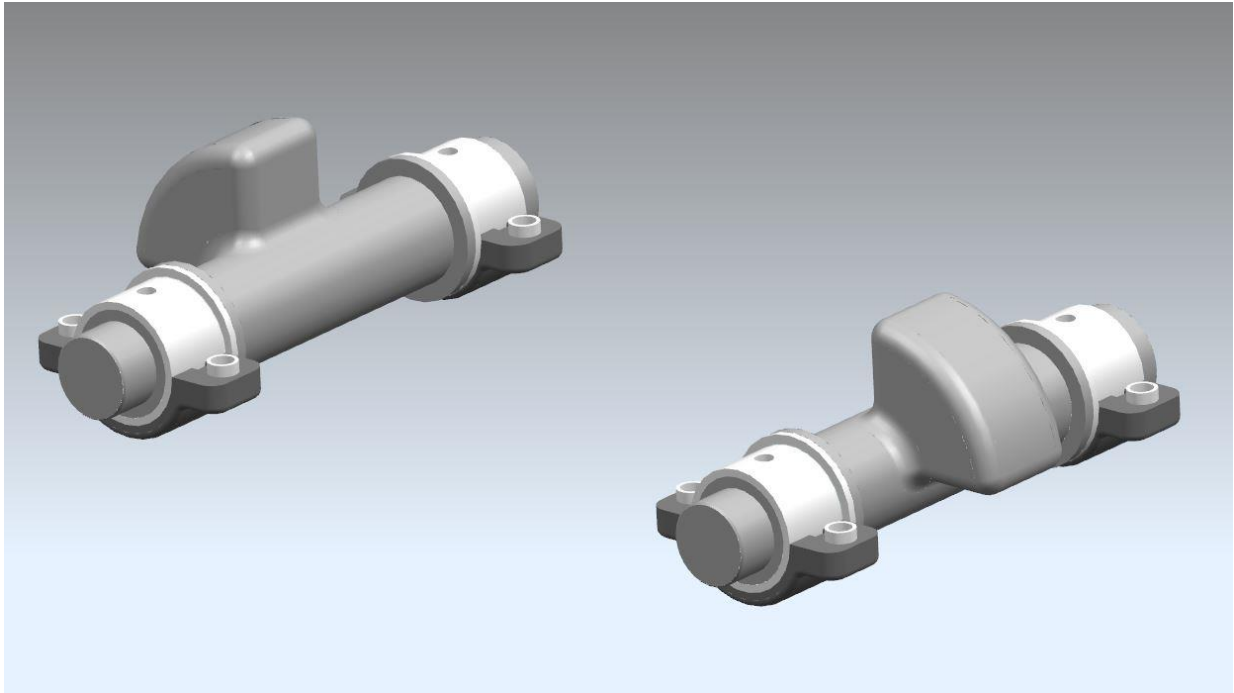
Ložiska na hlavním uložení klikové hřídele jsou potřebná k zajištění radiálních a axiálních sil. Zdrojem radiálních sil je proces spalování a následného pohybu soustavy, zdrojem axiálních sil bývá zatížení od vypínacího zařízení spojky, což je v tomto případě možné zanedbat, nebo může být zdrojem axiální síly šikmé ozubení, které je použito pro pohon vyvažovacích hřídelí. Na Obr. 85 je patrné provedení ložisek a ložiskových zdrží. Stejně jako u víka ojnice, je i tady nutné přesně ustavit polohu vůči bloku motoru a stejně jako u ojnice je tak provedeno pomocí dutých kolíků. Zdrž předního ložiska je osazena kolíky na obou dírách, u zadní, sdružené zdrže jsou kolíky osazeny pouze na dvě, vzájemně šikmo orientované díry. Samotné zdrže jsou opatřeny frézovaným kanálem pro rozvod maziva, ve dvou radiálních a jednom radiálně axiálním ložisku je potom vyvrtána díra pro přívod maziva do prostoru mezi ložiskem a hlavním čepem klikové hřídele.



Obr. 85: Ložiska uložení klikové hřídele

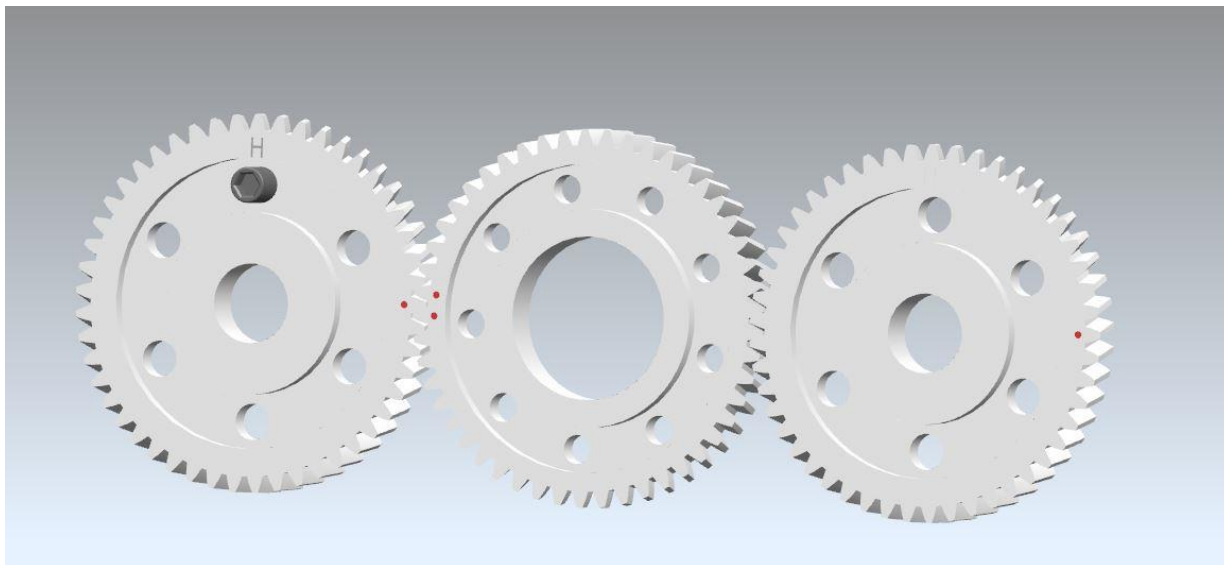
6.1.5 Vyvažovací hřídele a jejich pohon

Stejně jako u předchozích součástí, je i u vyvažovacích hřídelí třeba zajistit přesnou polohu a je tak provedeno dutými kolíky. Obě ložiska každé vyvažovací hřídele jsou radiálně axiální a zajišťují axiální síly případně v obou směrech.



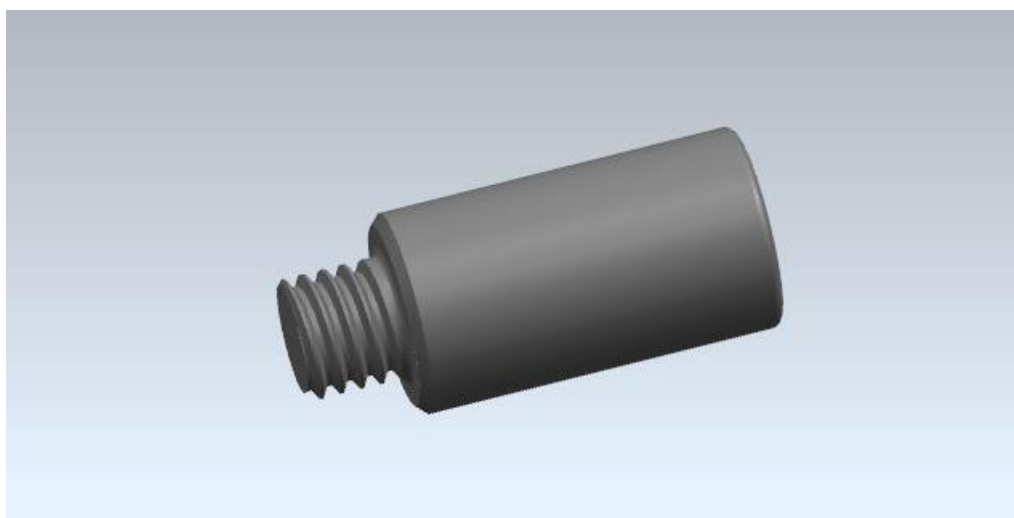
Obr. 86: Vyvažovací hřídele s ložisky a uložením

Pohon vyvažovacích hřídelí je zajištěn pomocí ozubených kol se šikmým ozubením, jehož parametry jsou uvedeny v Tabulka 6: Parametry ozubení.



Obr. 87: Zajištěná ozubená kola se značkami

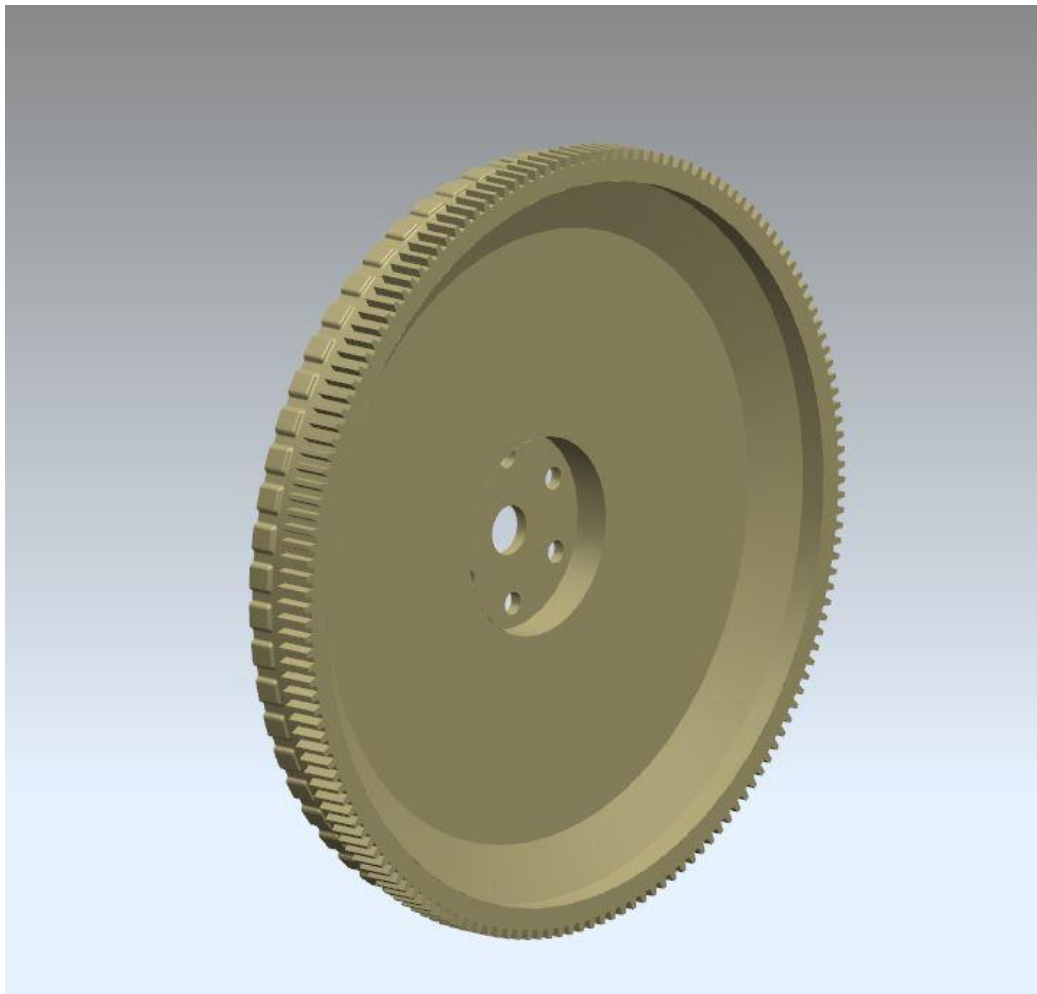
Ozubená kola jsou na hřídele nalisována a jejich vzájemná poloha musí být jasně definována. V tomto případě je definice polohy provedena pomocí červených značek na Obr. 87. Jedná se o díry s malou hloubkou vyvrtané do boku kol. Kola vyvažovacích hřídelí jsou opatřena jednou značkou, která musí zapadnout mezi dvojici značek na kole klikové hřídele. Jedno kolo této situace dosáhne v horní, druhé v dolní úvrati. Pro zajištění polohy v horní úvrati v případě provádění servisních úkonů na motoru slouží jeden z otvorů v levém ozubeném kole, označený symbolem „H“, a šroub zobrazený na Obr. 88.



Obr. 88: Šroub k zajištění horní úvrati

6.1.6 Setrvačnick

Setrvačnick slouží k překonání nepracovního zdvihu motoru s pomocí energie, která je v něm akumulovaná. Návrhu setrvačnicku není předmětem této diplomové práce. Obecně bývá setrvačnick opatřen ozubeným věncem, který slouží k roztočení stojícího motoru pomocí startovacího zařízení – startéru. Je nutné při tvorbě modelu počítat s přítomností tzv. impulsního kola, pomocí kterého je přes senzor otáček možné snímat otáčky motoru. Senzor musí mít jasně definovanou polohu horní úvrati, například umístěním dvou zubů v krátké vzdálenosti od sebe.

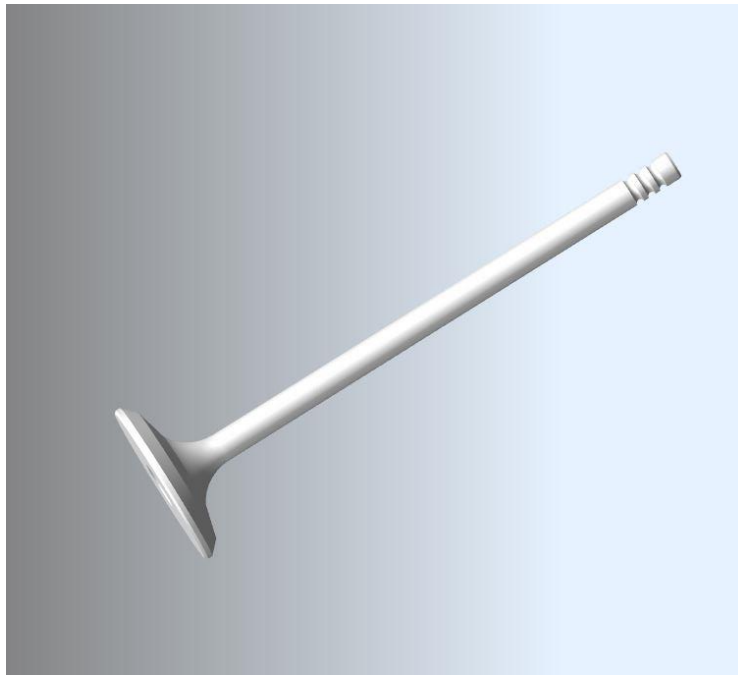


Obr. 89: Setrvačnick

6.2 Rozvodový mechanismus

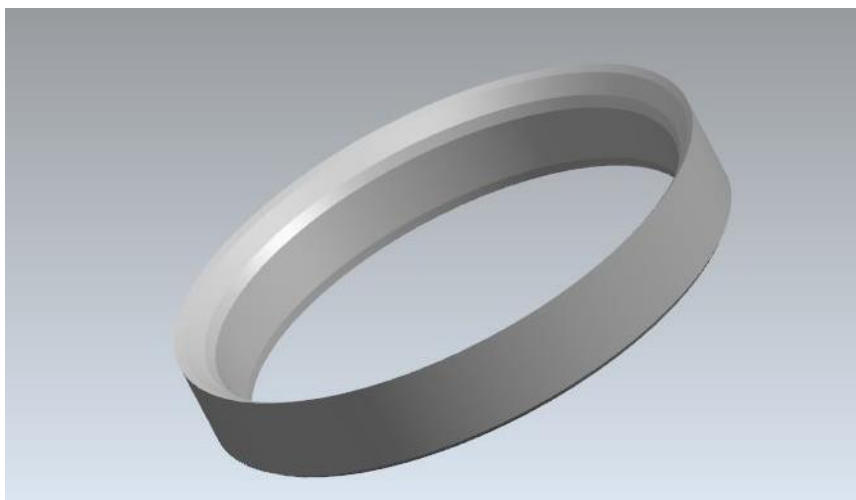
Výsledný návrh součástí rozvodového mechanismu vychází z výpočtů provedených v kapitole 5.1 v rámci termodynamické analýzy. Z těchto výpočtů společně s podklady od zadavatele vychází rozměry ventilů a jejich sedel, délka vodítka ventilů, průměr uložení vačkových hřídelí, rozměr jednotlivých vaček na sací a výfukové hřídeli.

6.2.1 Ventil, ventilové sedlo a vodítko ventilu



Obr. 90: Model sacího ventilu

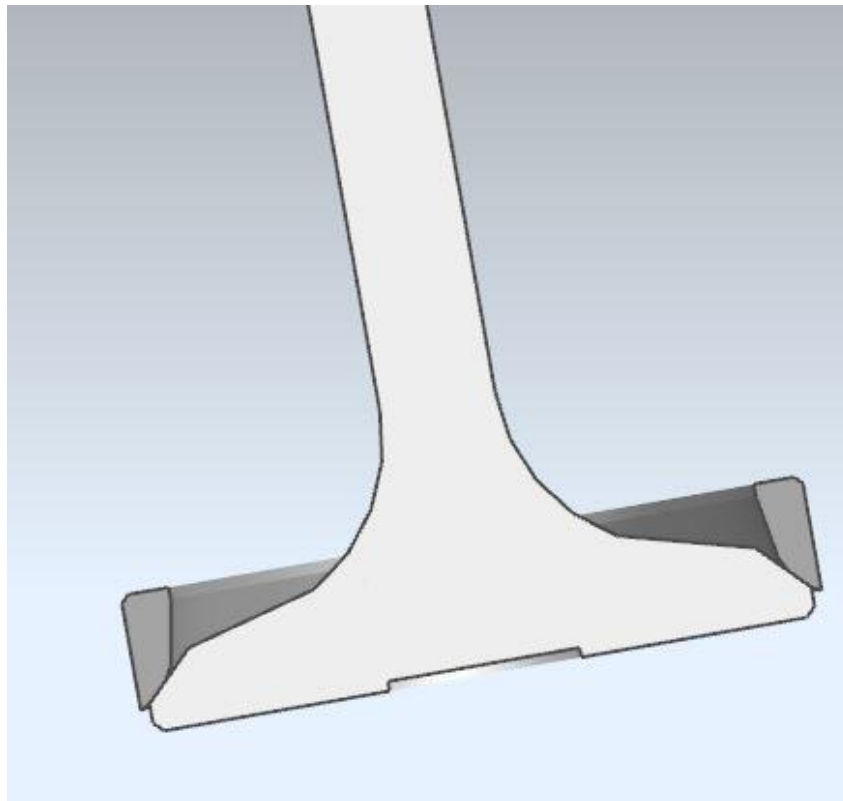
Sedlo ventilů je do těla hlavy válce nalisováno s přesahem do předem frézovaného otvoru. Pro snazší montáž sedel je možné sedla zchladit, například tekutým dusíkem, čímž zmenší svůj průměr a jejich vsazení do hlavy válce je tak snazší.



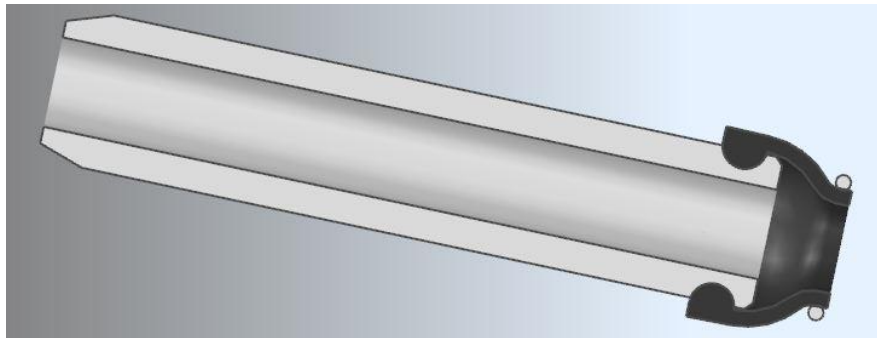
Obr. 91: Model ventilového sedla

Ventil je společně se sedlem lapován, pomocí příslušného nářadí a dvousložkové zabrušovací pasty, první z nich je určena pro hrubé zabroušení, druhá potom pro finišovací zabroušení. Jemná zrna brusné pasty vytvoří v povrchu ventilu a sedla drobné drážky, které do sebe zapadají a zajišťují tak dokonalou těsnost spalovacího prostoru. Detail dosednutí ventilu do sedla je patrný z Obr. 92.

Úkolem vodítka ventilu je vést dřík ventilu, jeho délka byla navržena na základě podkladů od zadavatele projektu a činí 48 mm. Vodítko musí být opatřeno těsněním, a to z důvodu zabránění vstupu nadměrného množství oleje do sacího kanálu, a tedy do spalovacího prostoru, kde může v první řadě způsobovat vznik vrstvy karbonu na dně pístu nebo může znečistit zapalovací svíčku, která potom řádně neplní svou funkci.

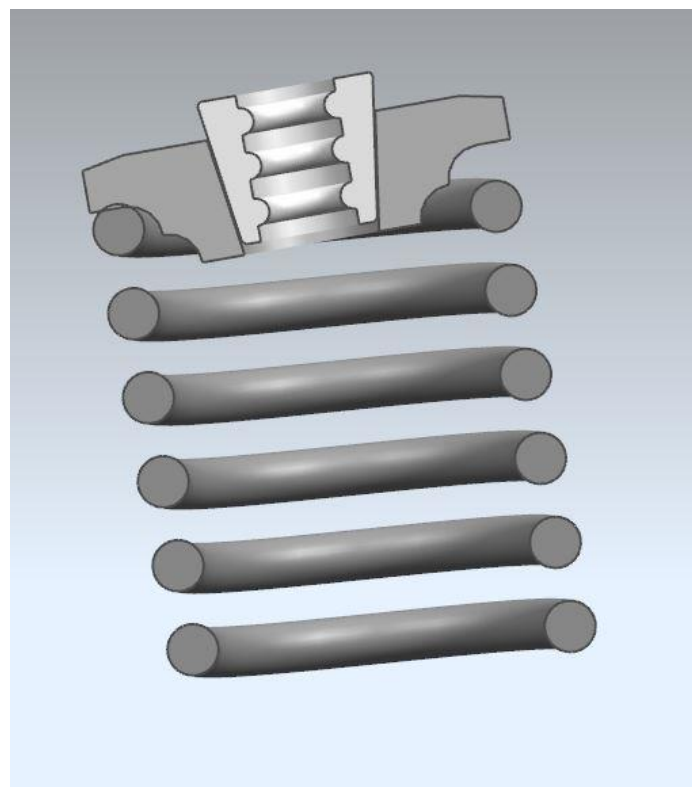


Obr. 92: Detail dosednutí ventilu

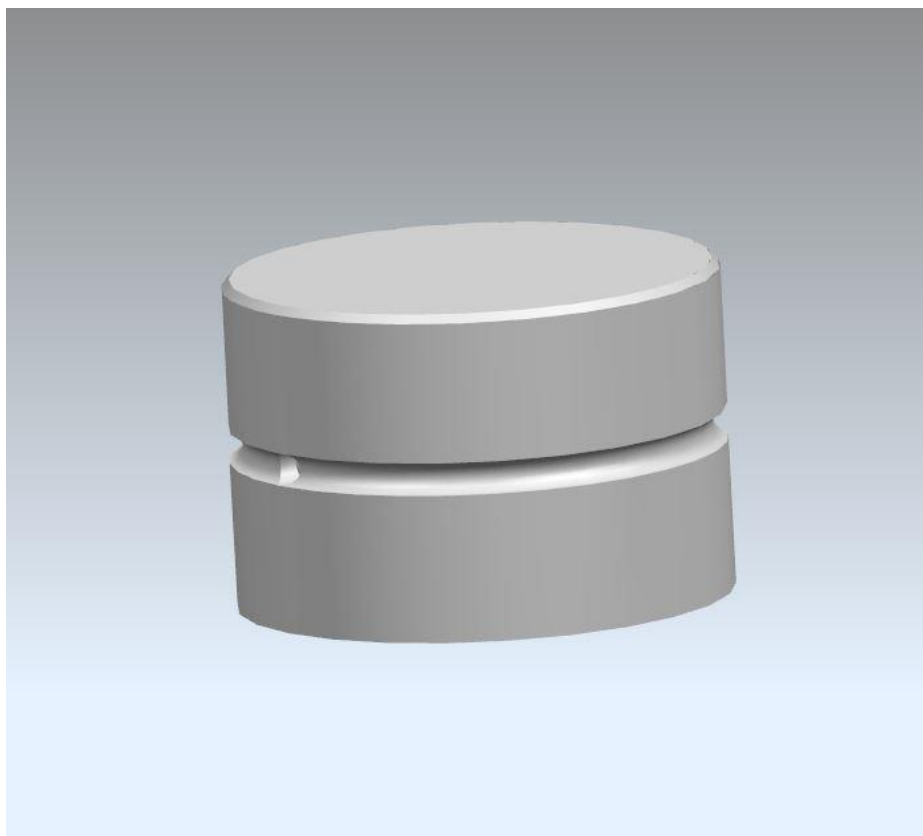


Obr. 93: Řez vodítkem

Zpětný pohyb ventilů zajišťuje tlačná pružina, kterou je nutné zamontovat do své pozice s předpětím. Zajištění polohy je možné provést více způsoby, některé z nich byly využívány u motorů s rozvodem SV kvůli omezenému přístupu k ventilu ze spodu. Jedná se o zajištění s pomocí kolíku, buďto kruhového průřezu, nebo s pomocí tvarovaného kolíku čtvercového/obdélníkového průřezu pro zamezení možnosti uvolnění během provozu. Při konstrukci moderních motorů, většinou s rozvodem OHC se osvědčilo použití kuželového zámku ventilů tak, jak ukazuje Obr. 94. Samočinné seřizování vůle ventilů je potom provedeno hrníčkovým zdvihátkem s hydraulickým vymezením vůle. Ke zdvihátku je nutné přivést olej z mazací soustavy motoru. Mazivo se přivádí do prostoru vedení zdvihátka v hlavě vrtaným kanálem, odkud je potom drážkou a otvorem ve zdvihátku přiváděn do prostoru nad ventilem.



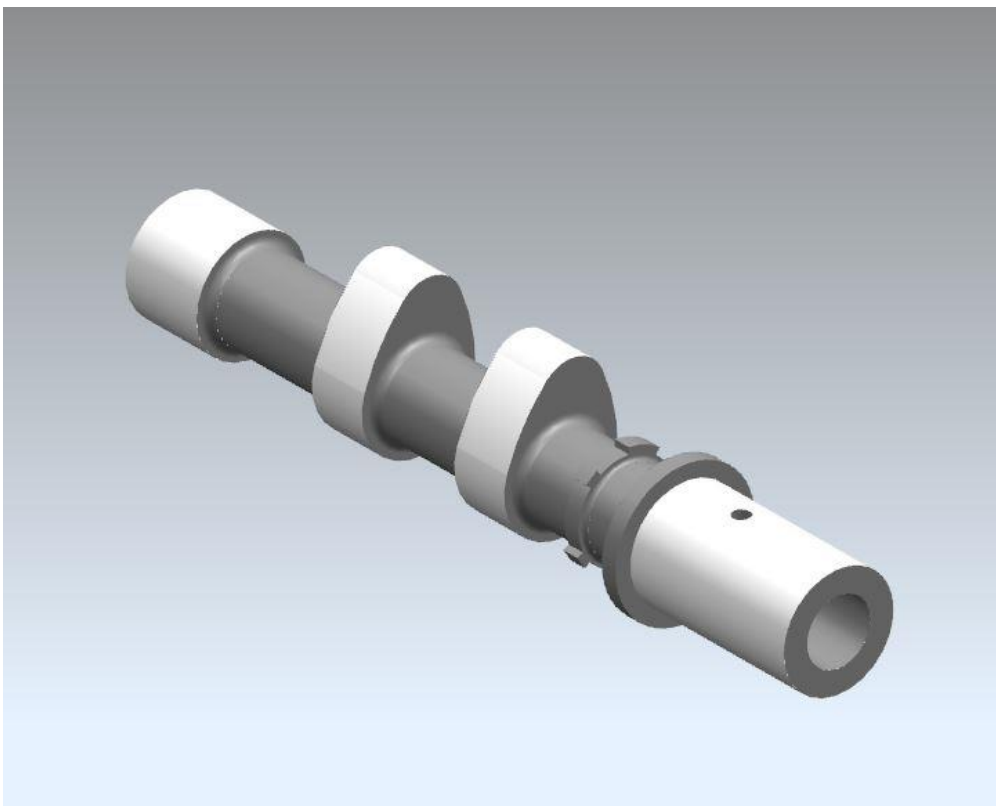
Obr. 94: Zámek a miska ventilové pružiny



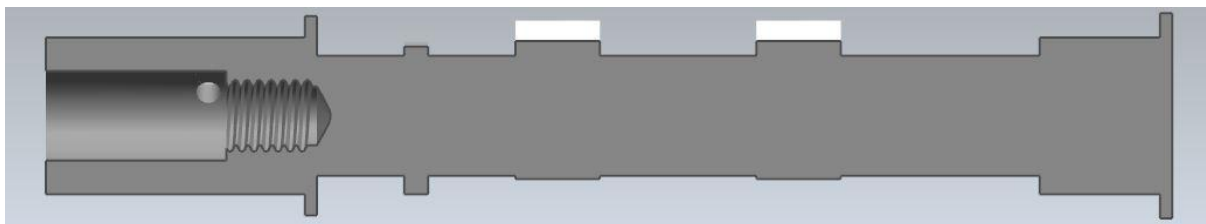
Obr. 95: Hrníčkové zdvihátko

6.2.2 Vačková hřídel

Vačková hřídel musí být navržena tak, aby umožnila vypočtený zdvih ventilu. Hřídel je uložena na dvou kluzných ložiscích o průměru 26 mm a šířce 20 mm, přičemž jednu část ložiska tvoří samotná hlava motoru, druhou potom zdrž. Následující obrázky ukazují konečnou podobu vačkové hřídele určené pro sací ventily. K této hřídeli je připevněn aktuátor, který zajišťuje případnou změnu v časování sacích ventilů, zároveň je třeba snímat otáčky hřídele, proto je hřídel opatřena impulsním kolem. Je nutné, aby byl k aktuátoru přiveden olej, což je provedeno vývrtem ve vačkové hřídeli, jak ukazuje Obr. 97.



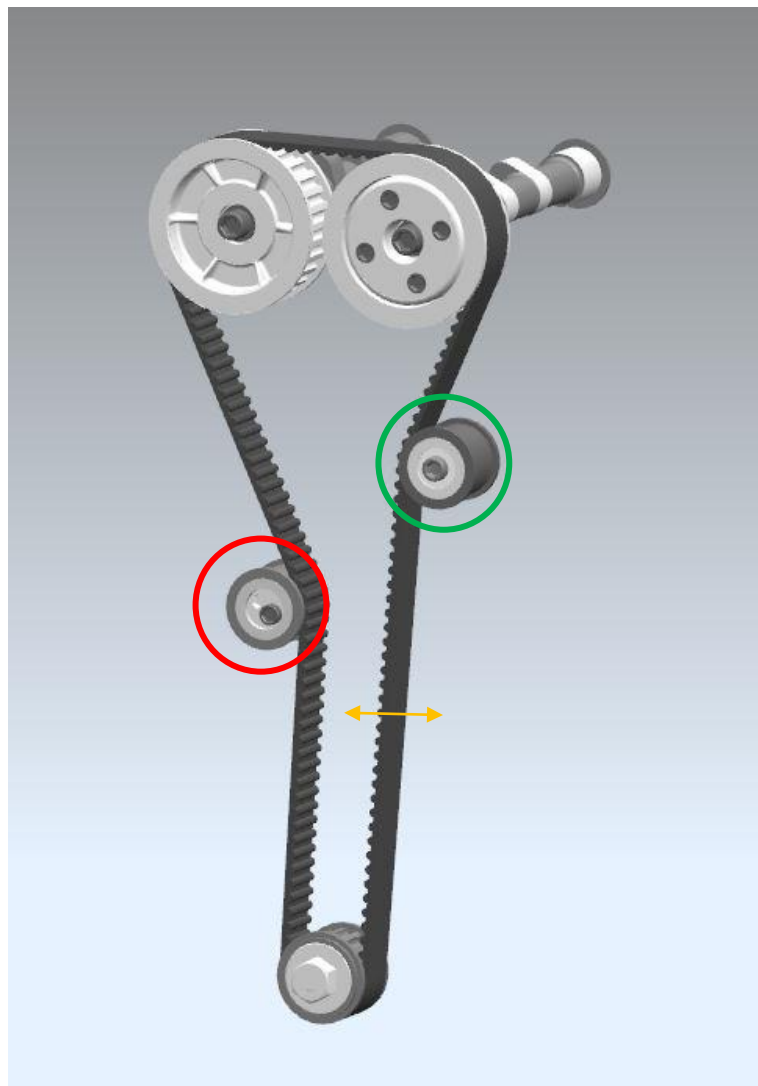
Obr. 96: Sací vačková hřídel s impulsním kolem



Obr. 97: Řez sací vačkovou hřídelí

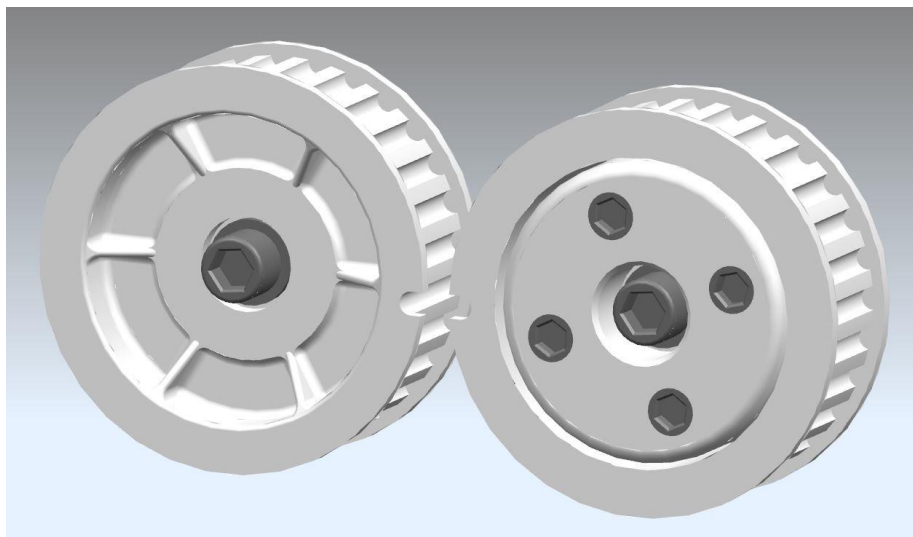
6.2.3 Rozvod řemenem

Pohon vačkových hřídelí je zajištěn ozubeným řemenem přes řemenici na klikové hřídeli a řemenice na výfukové vačkové hřídeli. Řemenice na výfukové vačkové hřídeli je jednoduchá, na sací je potom umístěn aktuátor časování ventilů, jehož návrh nebyl předmětem této diplomové práce, proto byl modelován zjednodušeně. Řemen je nutné napínat, což je provedeno napínací kladkou označenou červeně na Obr. 98. Protože řemen má tendenci kmitat ve směrech označených žlutou šipkou, a čím větší je volná délka řemenu, tím je hodnota výkmitu vyšší, je vhodné řemen podepřít další jednoduchou kladkou, tak, aby se co nejvíce volná délka zkrátila a omezila se tak hodnota případného výkmitu. Umístění kladky (označené zeleně) blíže řemenici má pozitivní vliv na úhel opásání řemenice, kde potom zabírá větší počet zubů řemene.

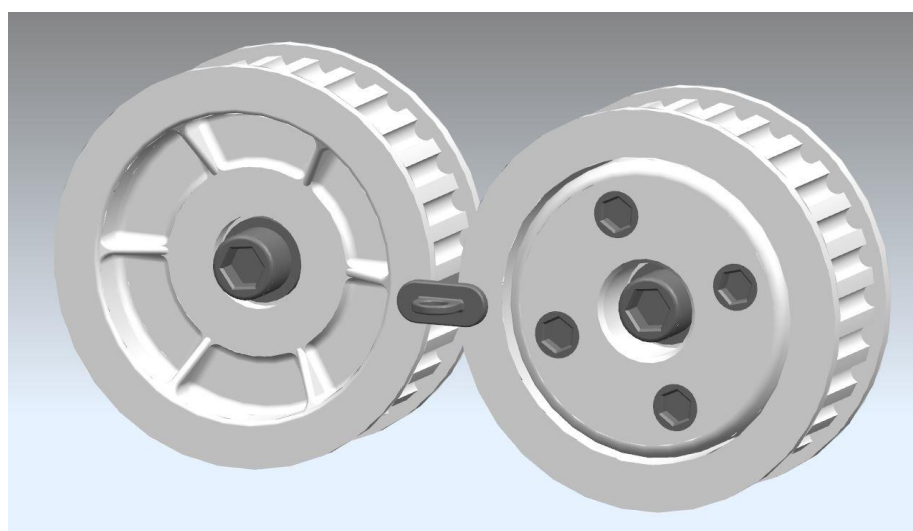


Obr. 98: Provedení rozvodu

Při různých servisních úkonech, jako je například výměna rozvodového řemene⁸ je nutné zajistit vzájemnou polohu klikové a vačkových hřídelí. Způsob zajištění klikové hřídele byl popsán výše, zajištění vačkových hřídelí v horní úvrati je provedeno přes otvory v řemenicích umístěním tvarového elementu, který přesně zapadá do zubů v řemenici. Provedení řemenic, jejich zajištění a elementu představují následující obrázky.

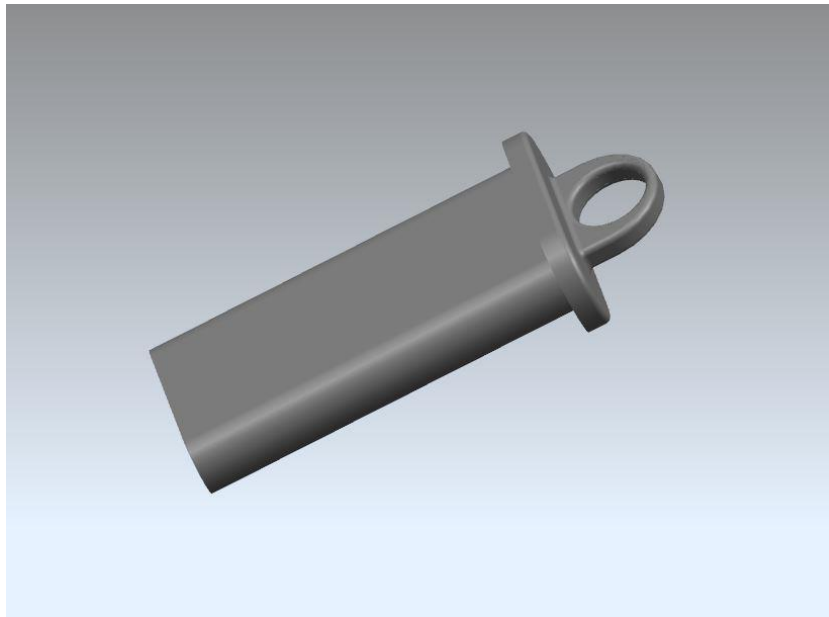


Obr. 99: Řemenice



Obr. 100: Zajištění řemenic proti pootočení

⁸ Servisní intervaly výměny rozvodových řemenů jsou odlišné a závisí na výrobci motoru. Například u motorů Ford 1.0 Ecoboost se doporučuje výměna po 10 letech provozu, nebo po ujetí 250 000 km.



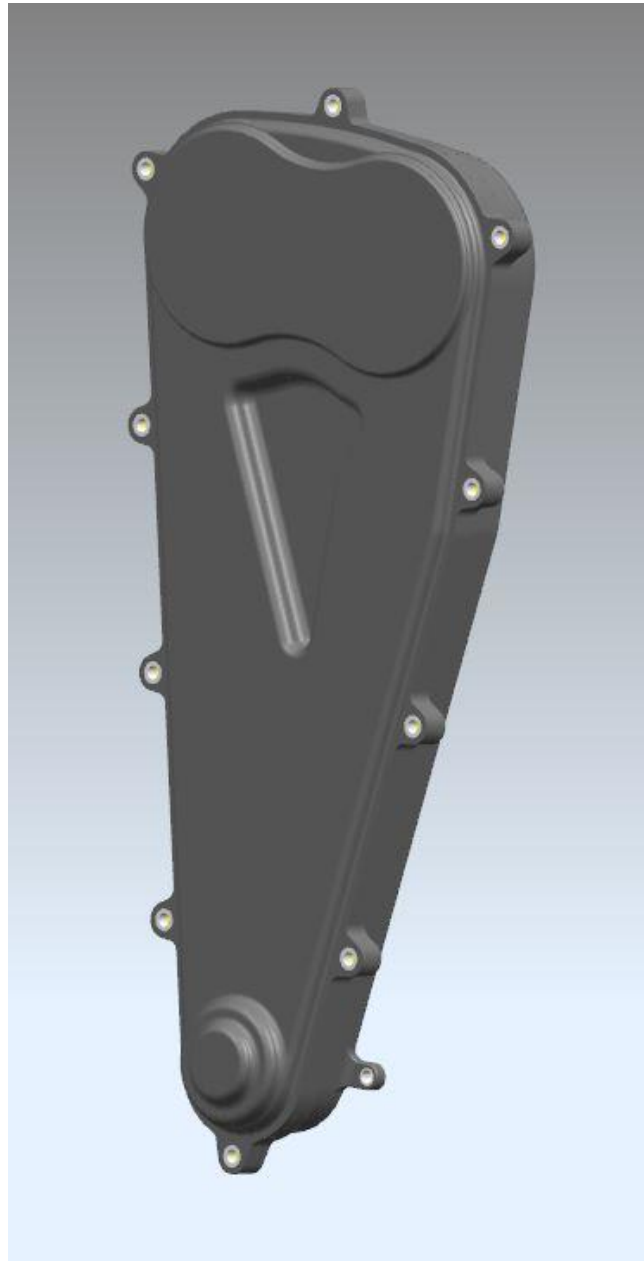
Obr. 101: Zajišťovací element řemenic

Řemen musí být minimálně z důvodu bezpečnosti zakrytován. Protože řemen není provozován v olejové lázni, není vyžadována absolutní těsnost krytu, ale je vhodné, aby se do prostoru řemenu zamezilo přístupu prachu. Proto byl navržen dvoudílný plastový (PA-polyamid) kryt rozvodového řemenu. Spodní díl krytu znázorněný na Obr. 104 je k bloku motoru, hlavě a víku uchycen na sedmi místech. Na pěti místech pomocí šroubů M6, na zbylých dvou je kryt uchycen lisovanými podložkami pod napínací a jednoduchou kladkou. Provedení podložky ukazuje Obr. 102.

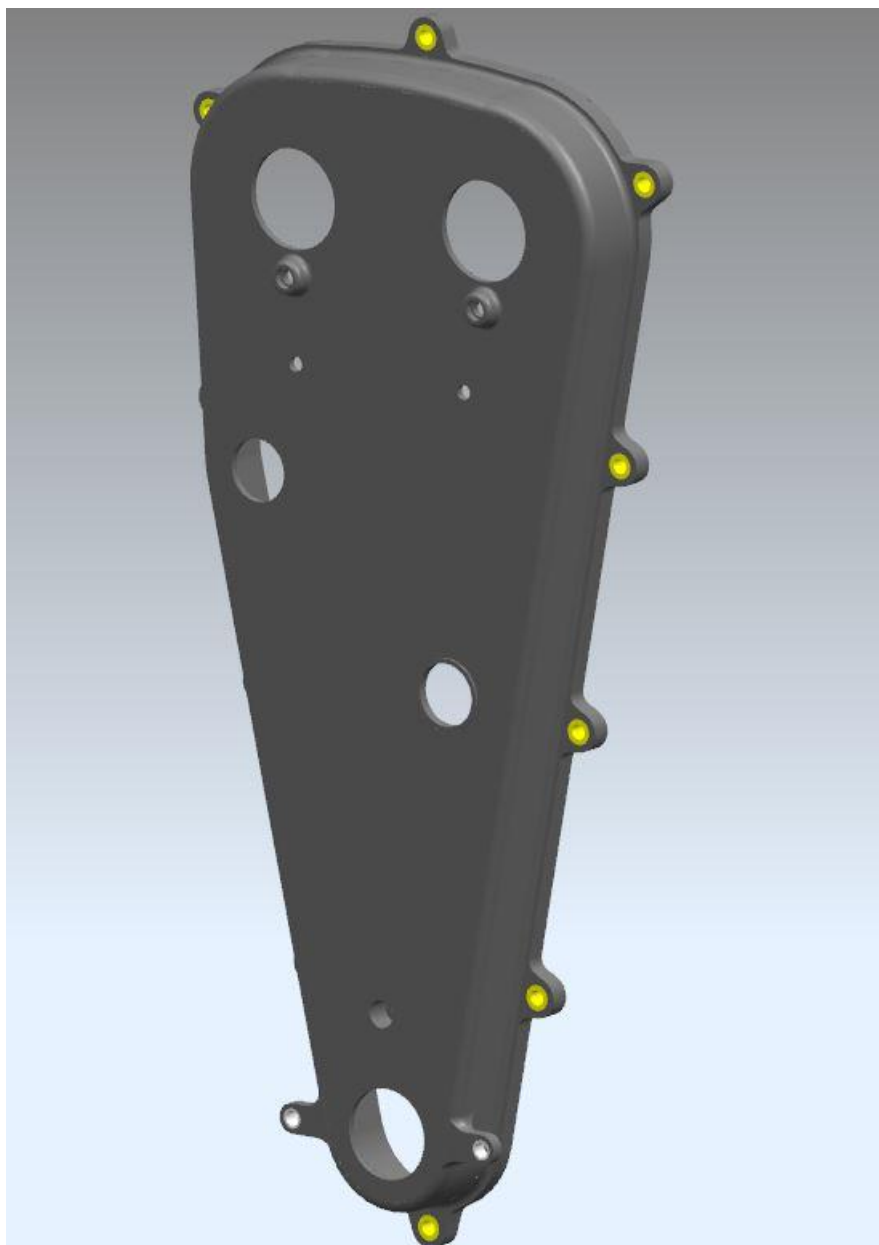


Obr. 102: Lisovaná podložka

Sestavení spodního a horního víka rozvodu je provedeno deseti šrouby M6. Ve spodním díle jsou v každé díře zalisovány mosazné závitové vložky, v horním potom hliníkové kompresní válečky, které zamezují borcení plastového oka při utažení šroubu. Díly jsou utěsněny pomocí jednoduchého těsnění obdélníkového průřezu. Spodní díl je tvarován tak, aby měl řemen při případném výkmitu dostatek prostoru a nenarážel do stěny krytu.



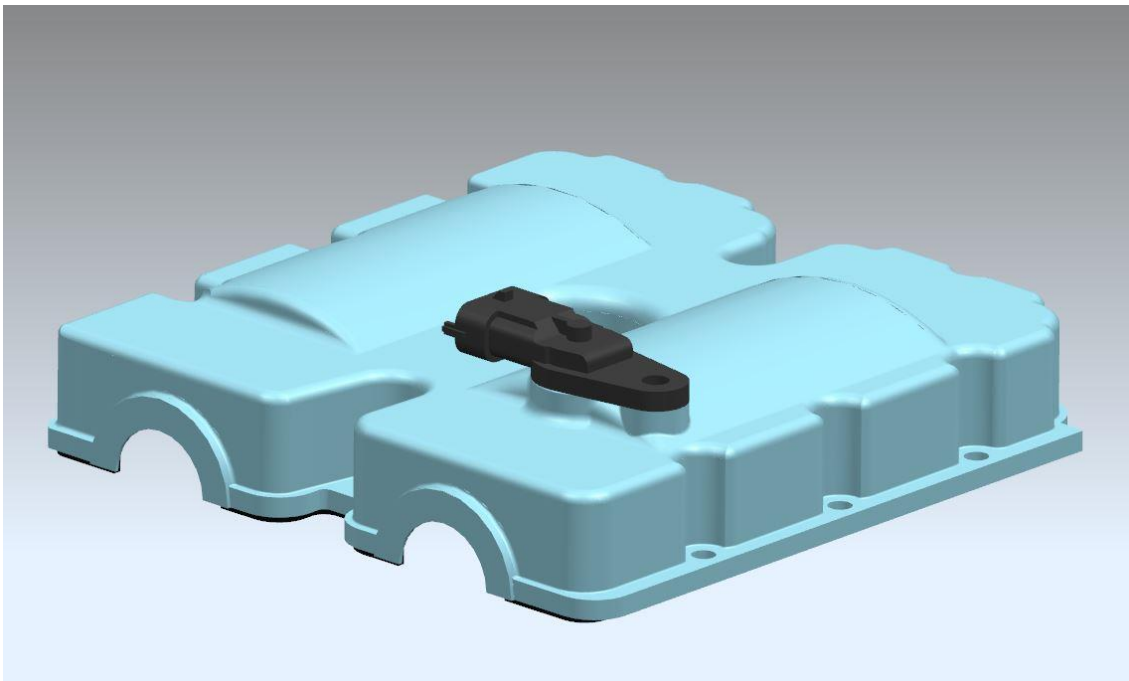
Obr. 103: Kryt rozvodu



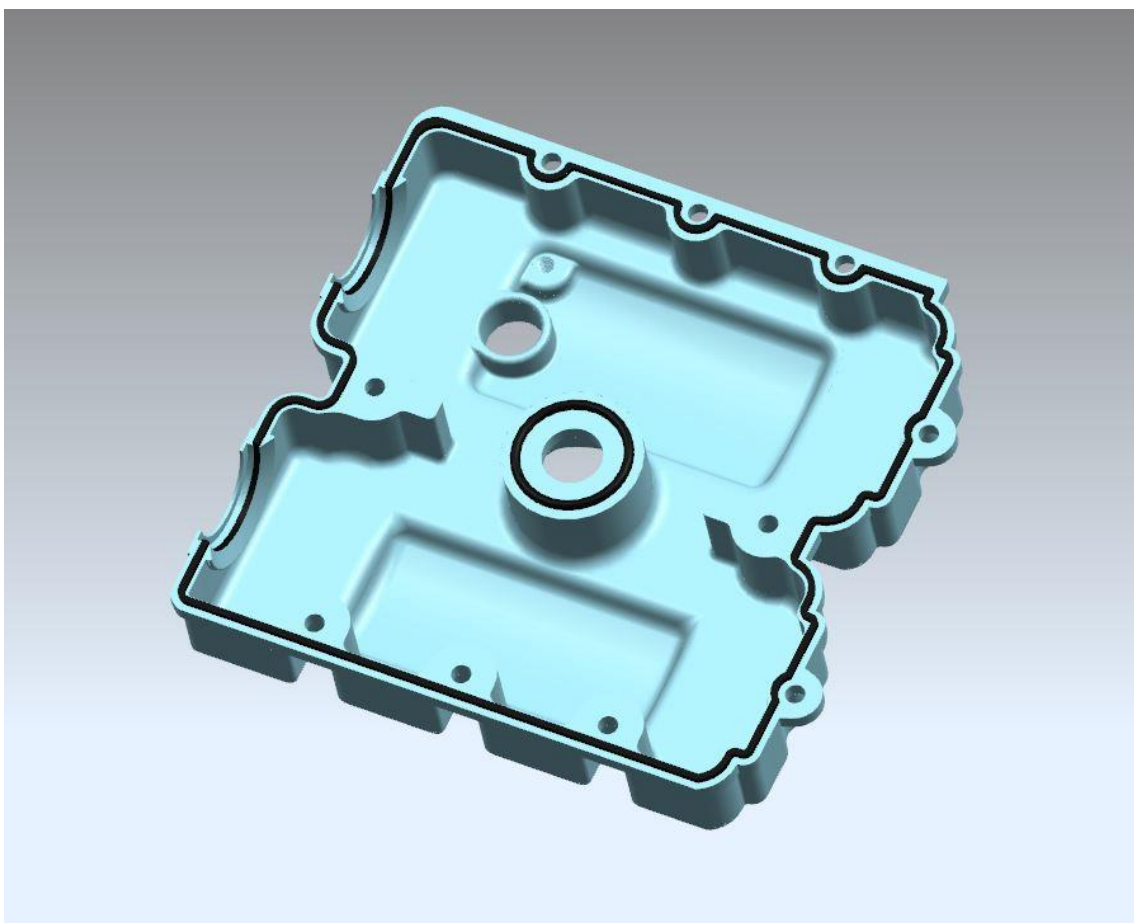
Obr. 104: Spodní díl krytu rozvodu

6.2.4 Ventilové víko

Úkolem ventilového víka je zabránit úniku oleje z pracovního prostoru vačkových hřídelí a ventilů a umožnit přístup k zapalovací svíče. Ventilové víko je navrženo jako hliníkový odlitek a je k hlavě motoru přichyceno osmi šrouby M6. Víko musí být uzpůsobeno uchycení senzoru snímání otáček vačkové hřídele, jak ukazuje Obr. 105. Zároveň je třeba zabránit úniku oleje skrz ložiska vačkových hřídelí, což je provedeno pomocí gufera o rozměrech 26x34x7. Gufero je axiálně zajištěno clonou právě ve ventilovém víku.



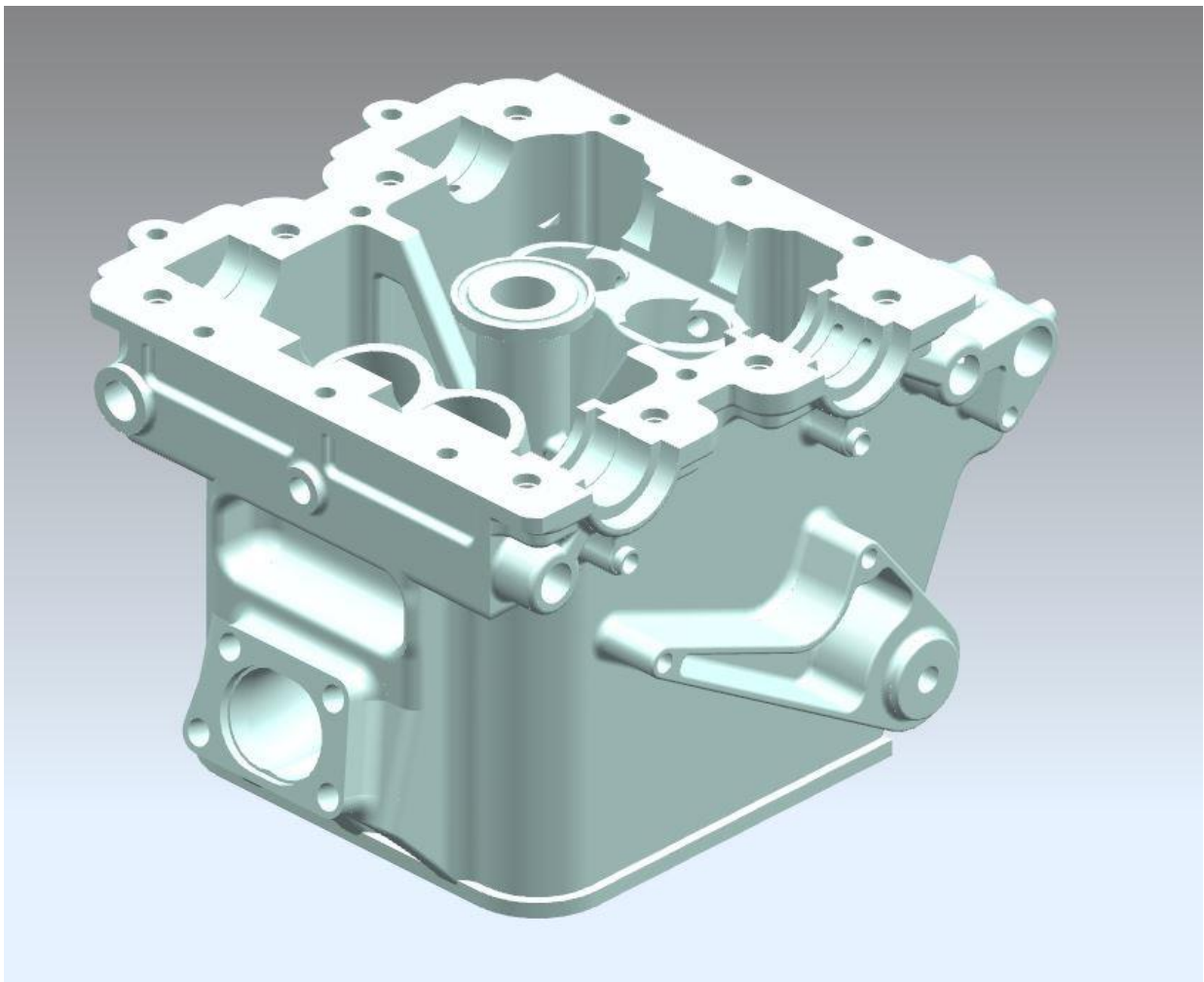
Obr. 105: Ventilové víko se snímačem otáček vačky



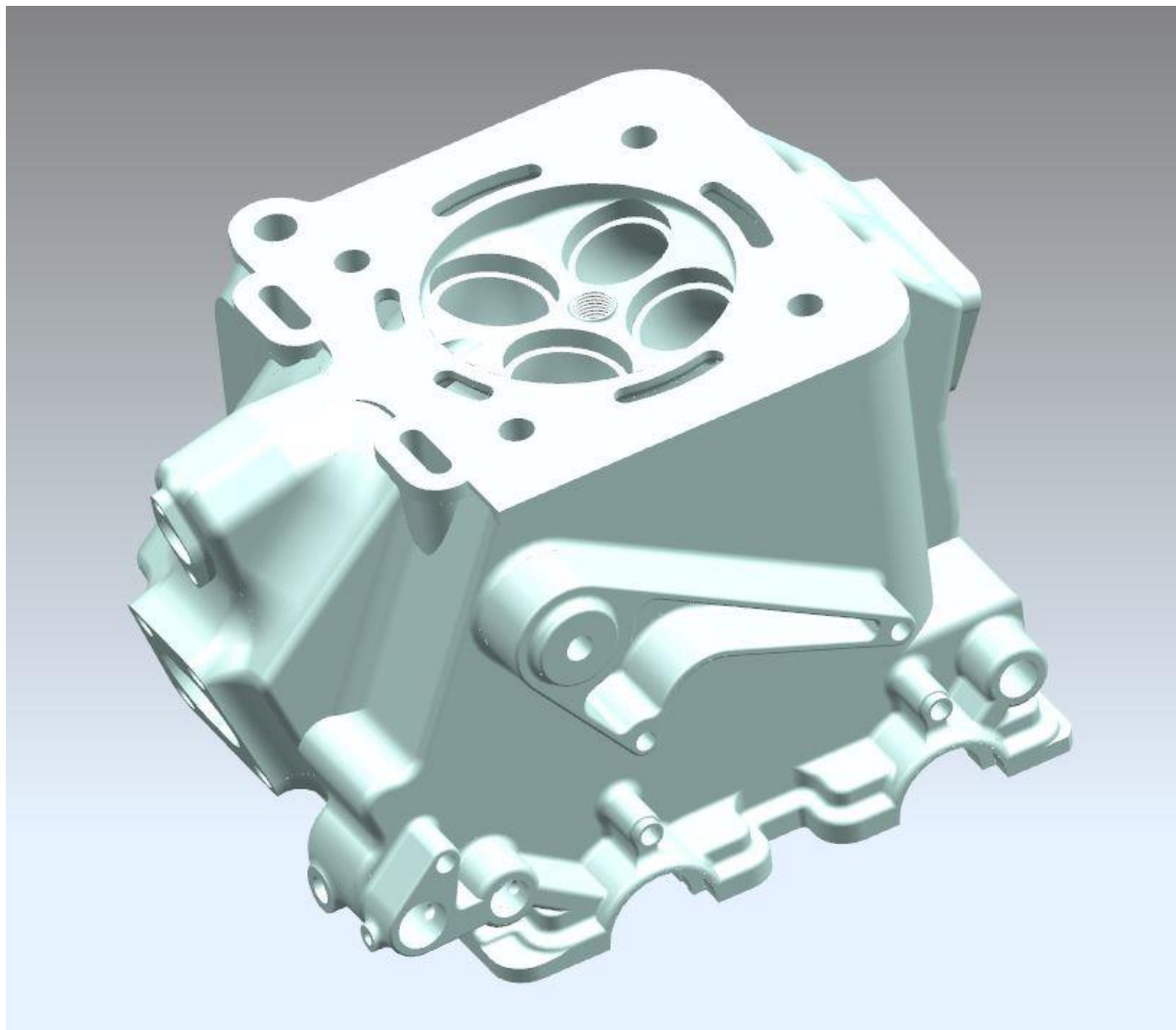
Obr. 106: Pohled na víko a těsnění od vačkových hřídelí

6.3 CAD model hlavy motoru

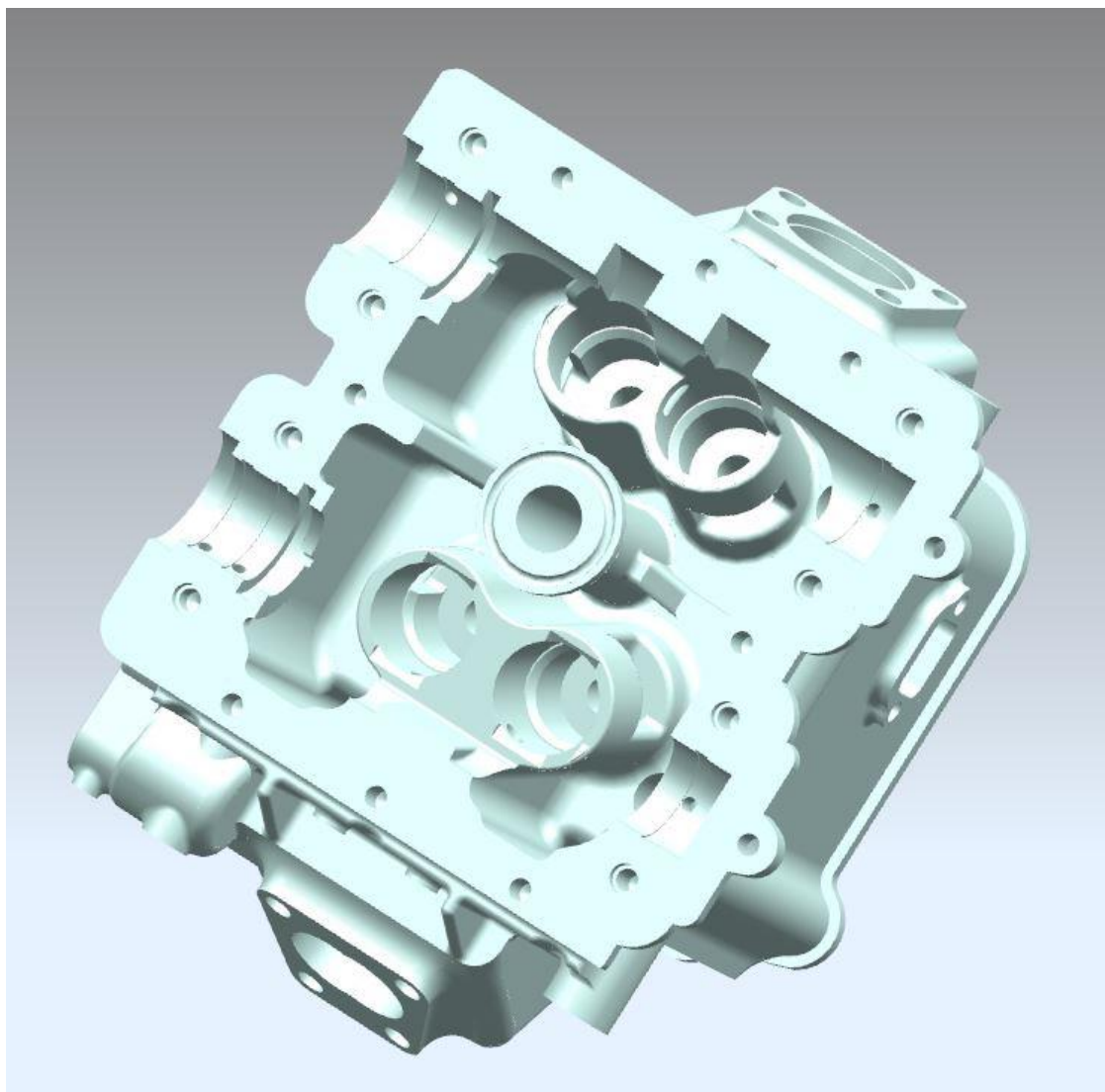
Odlitek hlavy motoru je ze všech komponentů navrhovaného motoru nejsložitější, protože tvoří základnu pro několik dalších funkčních celků motoru. Hlava je odlita ze slitiny AlSi7Mg0,6. V hlavě motoru je umístěno čidlo sledování tlaku oleje, tlakový spínač aktuátoru a na výstupu z hlavy by mohlo být čidlo teploty chladicí kapaliny, které je ovšem součástí externího zdroje kapaliny, jeho umístění na hlavě tedy nebylo nezbytné. Hlava je s blokem sestavena pomocí čtyř šroubů M10 a mezi ně je nutné vložit klingeritové těsnění (Obr. 111). Výsledné provedení hlavy motoru, včetně použité zapalovací svíčky Bosch ukazují následující obrázky.



Obr. 107: Hlava motoru – pohled od řemenu



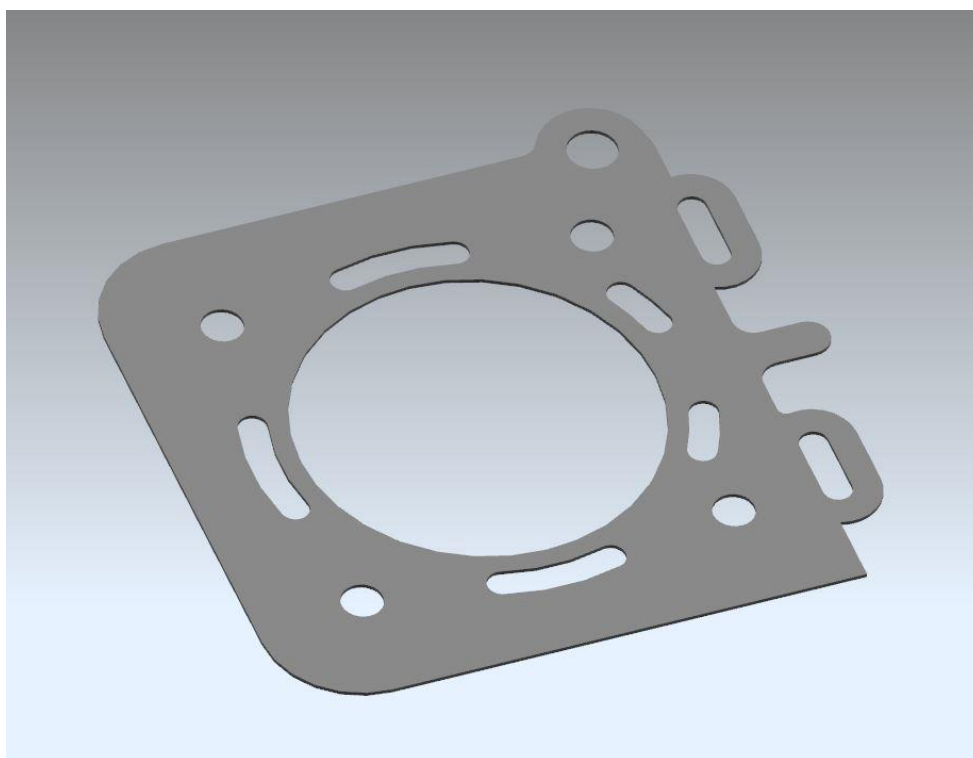
Obr. 108: Hlava motoru – spalovací prostor



Obr. 109: Hlava motoru – uložení vaček a ventilů



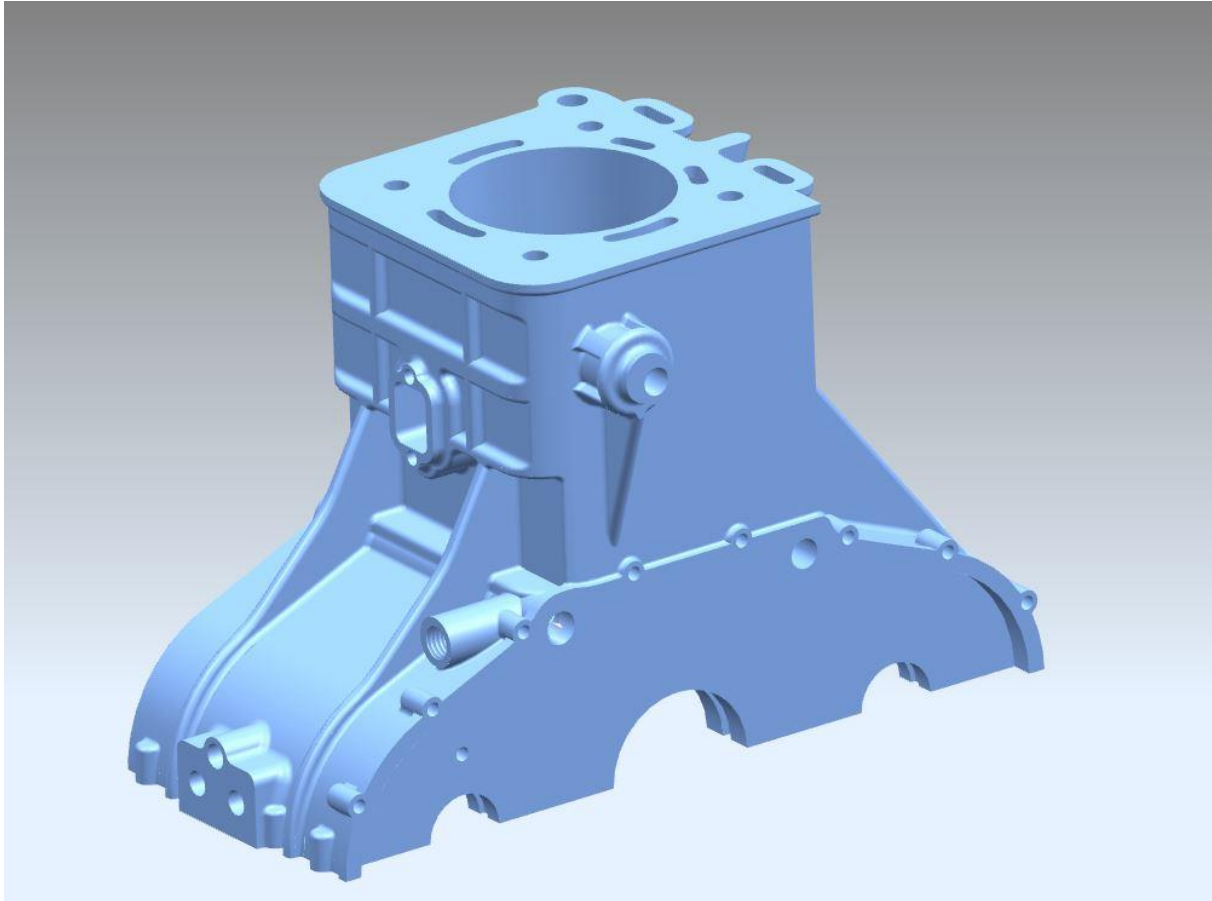
Obr. 110: Zapalovací svíčka



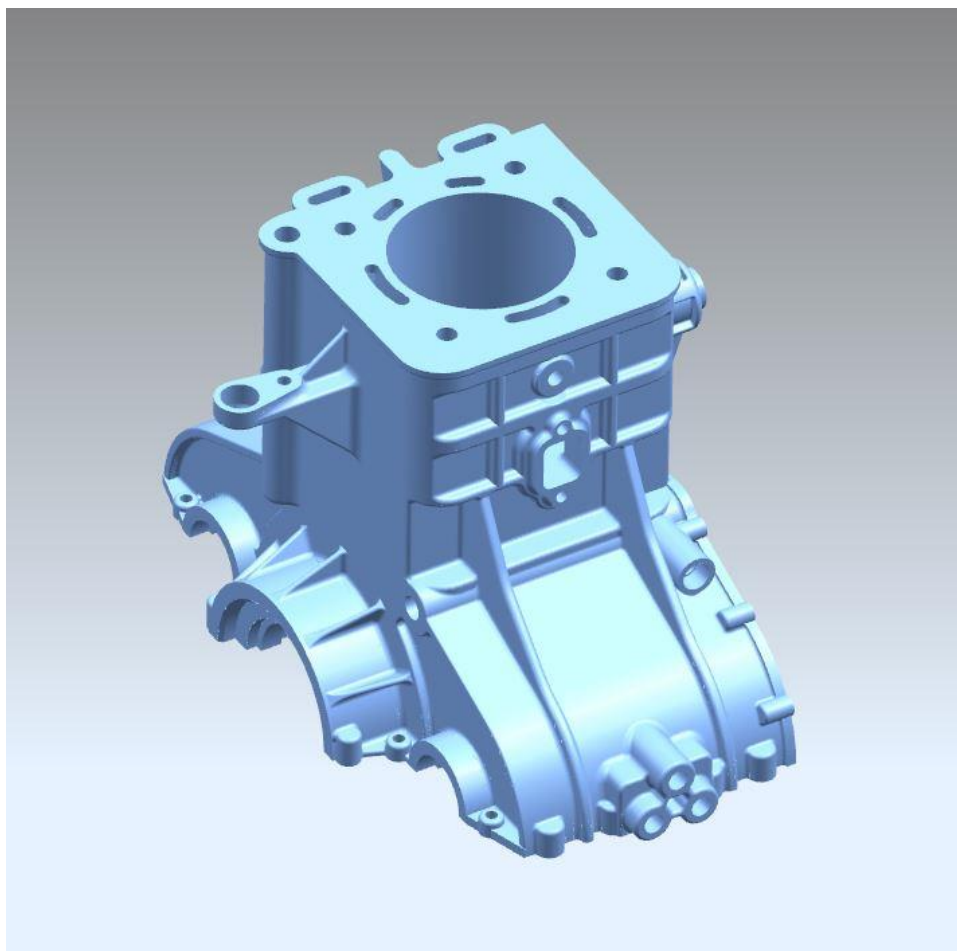
Obr. 111: Těsnění hlavy motoru

6.4 CAD model bloku motoru a vany

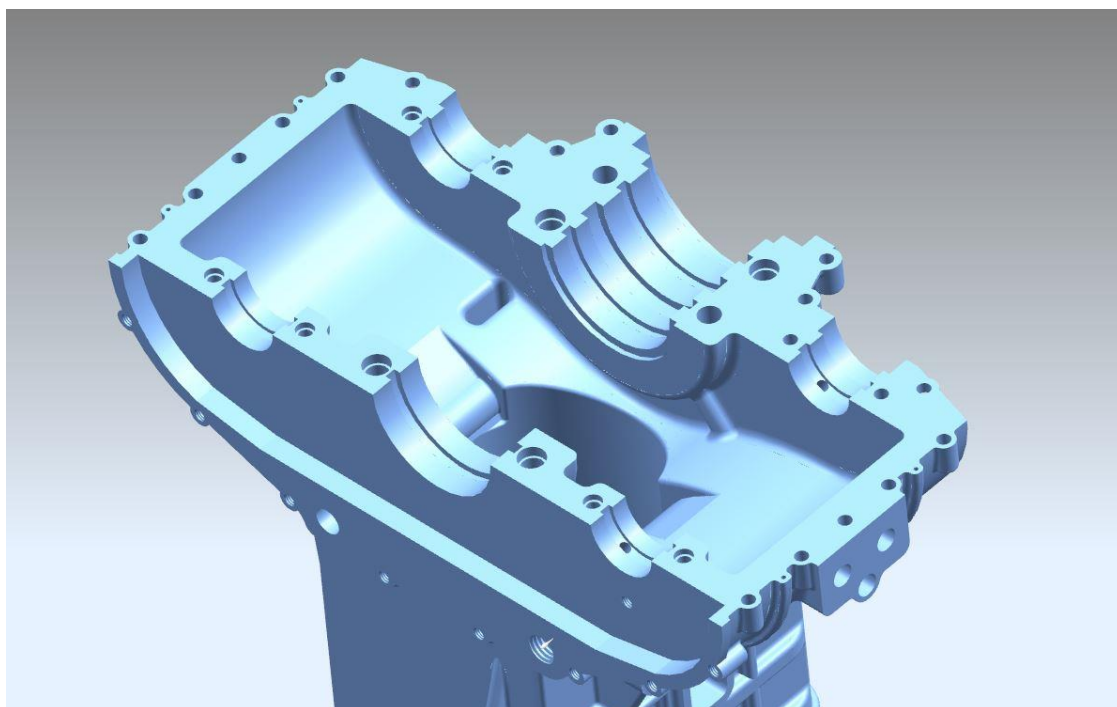
Dalším odlitkem sestavy je těleso bloku motoru, který zajišťuje vedení pístu, uložení hlavy motoru, uložení klikové hřídele a vyvažovacích hřídelí, zároveň zajišťuje rozvedení maziva k jednotlivým ložiskům a do hlavy motoru. Blok je stejně jako hlava vyroben ze slitiny AlSi7Mg0,6. Pracovní plocha válce je ošetřena metodou NIKASIL. Plocha je potažena vrstvou niklu s vloženými krystaly karbidu křemíku, což výrazně zvyšuje odolnost proti otěru.[3]



Obr. 112: Blok motoru – pohled od řemenu

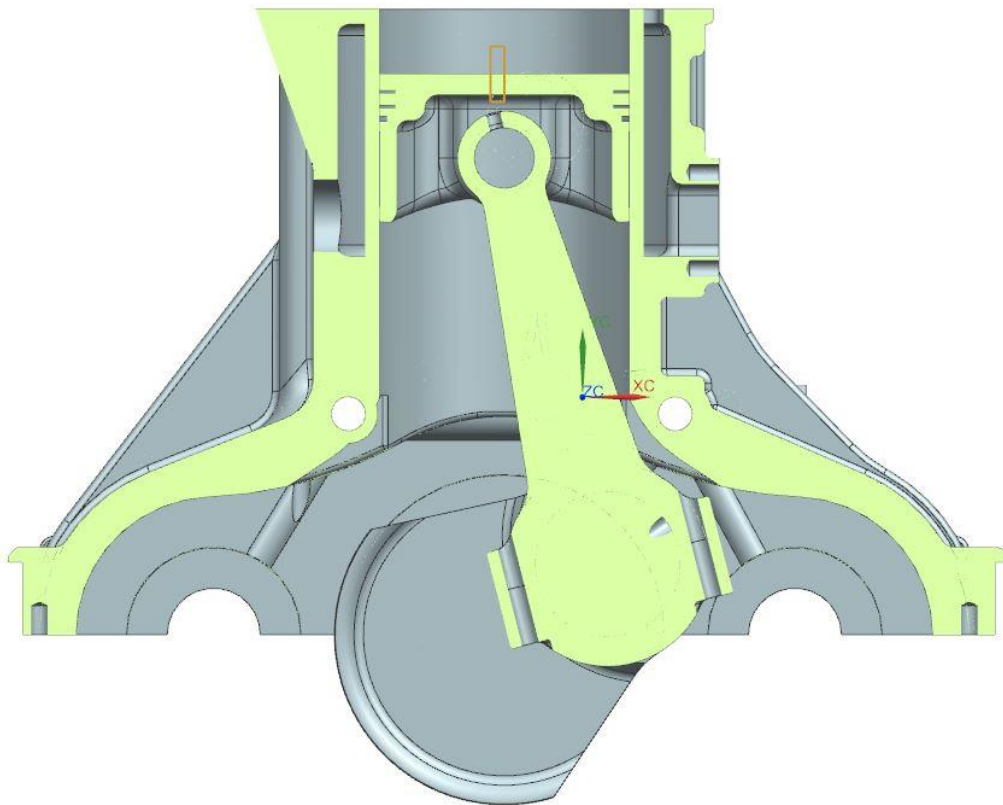


Obr. 113: Blok motoru – pohled od setrvačnicku



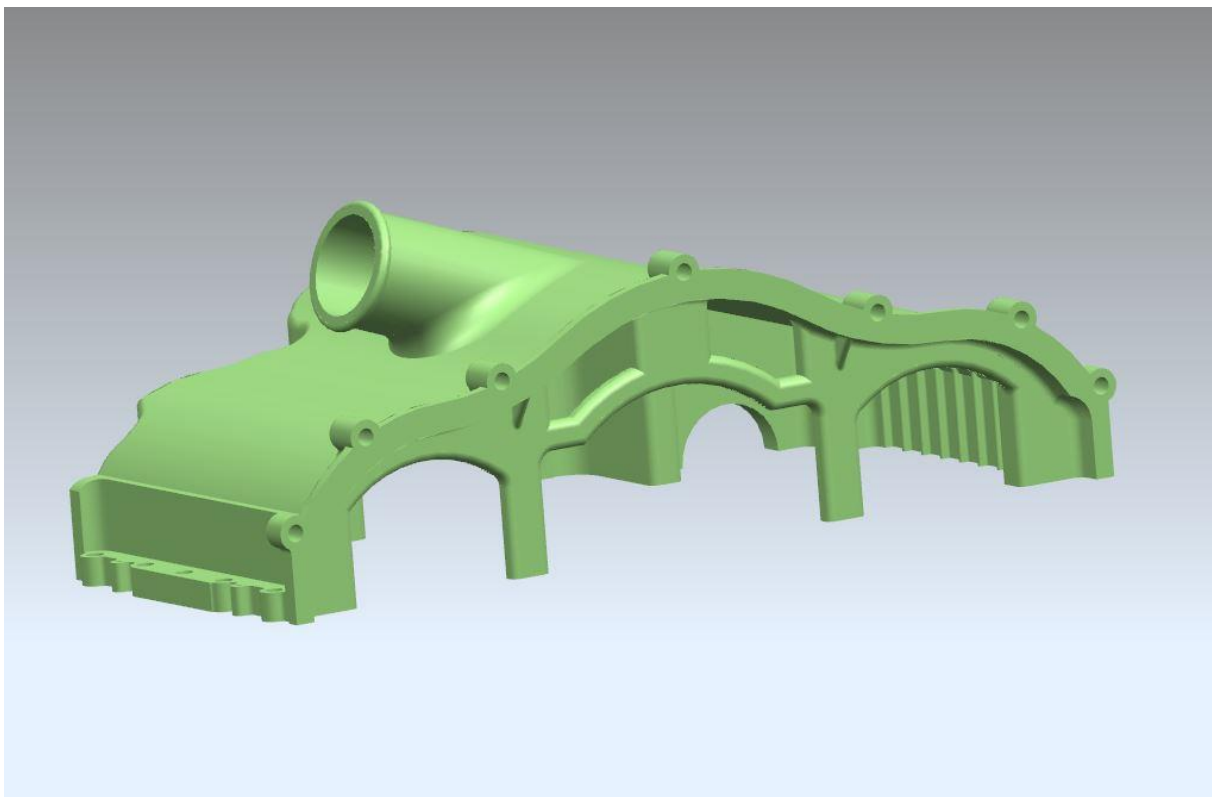
Obr. 114: Blok motoru – uložení klikového mechanismu

Při návrhu je nutné dbát na průchodnost klikové hřídele a ojnice blokem motoru, aby při provozu nedošlo ke kolizi, a tedy k vážnému poškození bloku. Samotné ověření bylo provedeno s pomocí simulace v modulu Motion v rámci programu Siemens NX, kde byly nastaveny různé typy vazeb mezi součástmi, které se vzájemně pohybují, a kde byla nastavena úhlová rychlost klikové hřídele pro rozpohybování celého mechanismu. Ověření v jednom z kroků simulace představuje Obr. 115.

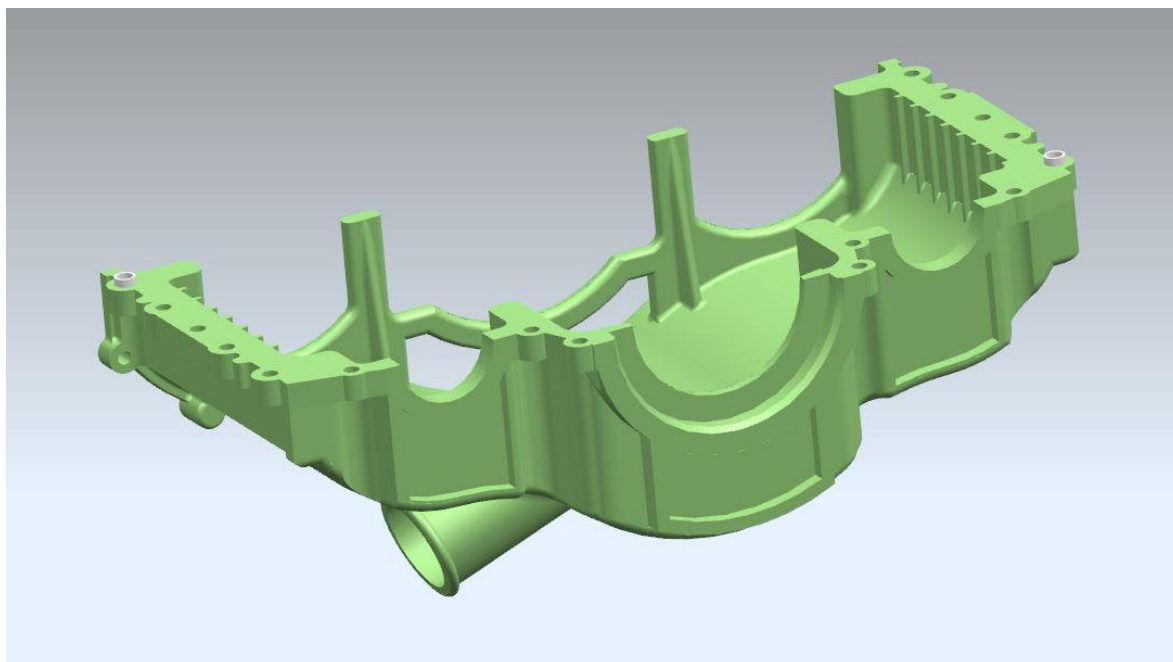


Obr. 115: Kontrola průchodnosti ojnice – simulace NX Motion

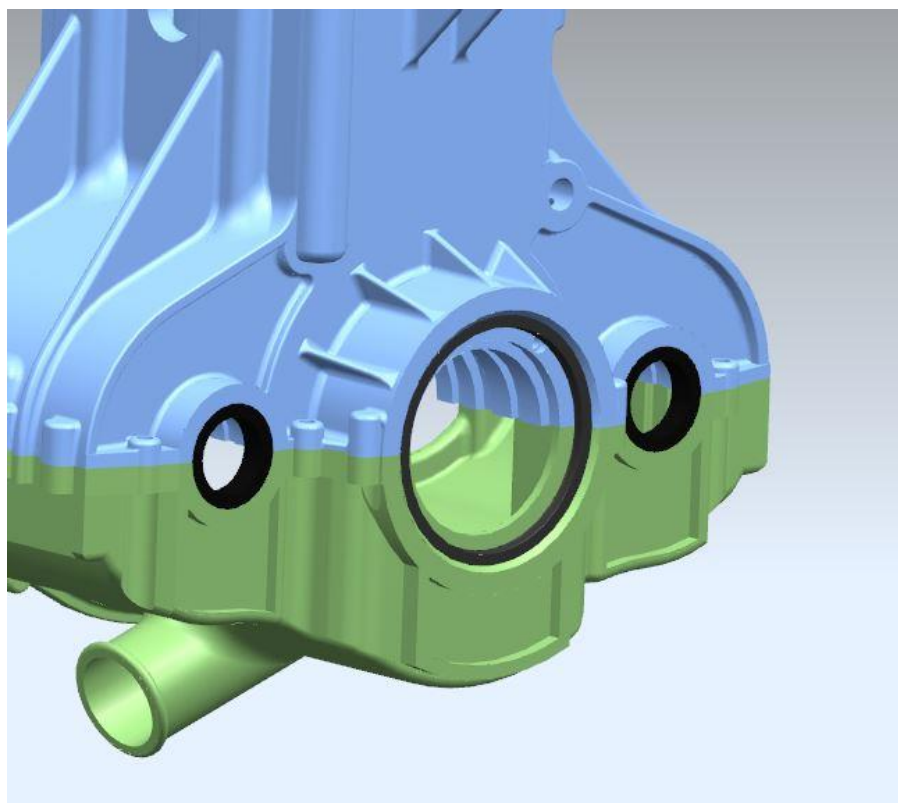
Vana motoru běžně tvoří zdroj oleje pro mazání pohyblivých součástí motoru. Vzhledem k tomu, že navrhovaný motor má externí zdroj oleje, je vana pouze krytem spodní části bloku motoru a musí zajistit odvod použitého oleje zpět k zásobovacímu zařízení. Utěsnění vany motoru není provedeno klasickým plochým těsněním, ale slabou vrstvou silikonového tmelu odolávajícího teplotám do 350 °C. Protože v zadní části z bloku vychází kliková hřídel a vyvažovací hřídele, je nutné je utěsnit guferem. Ploché těsnění by komplikovalo uložení gufera do přesně obroběných vybrání v bloku a vaně, z toho důvodu se uvažuje použití silikonového tmelu.



Obr. 116: Vana motoru – pohled od rozvodu



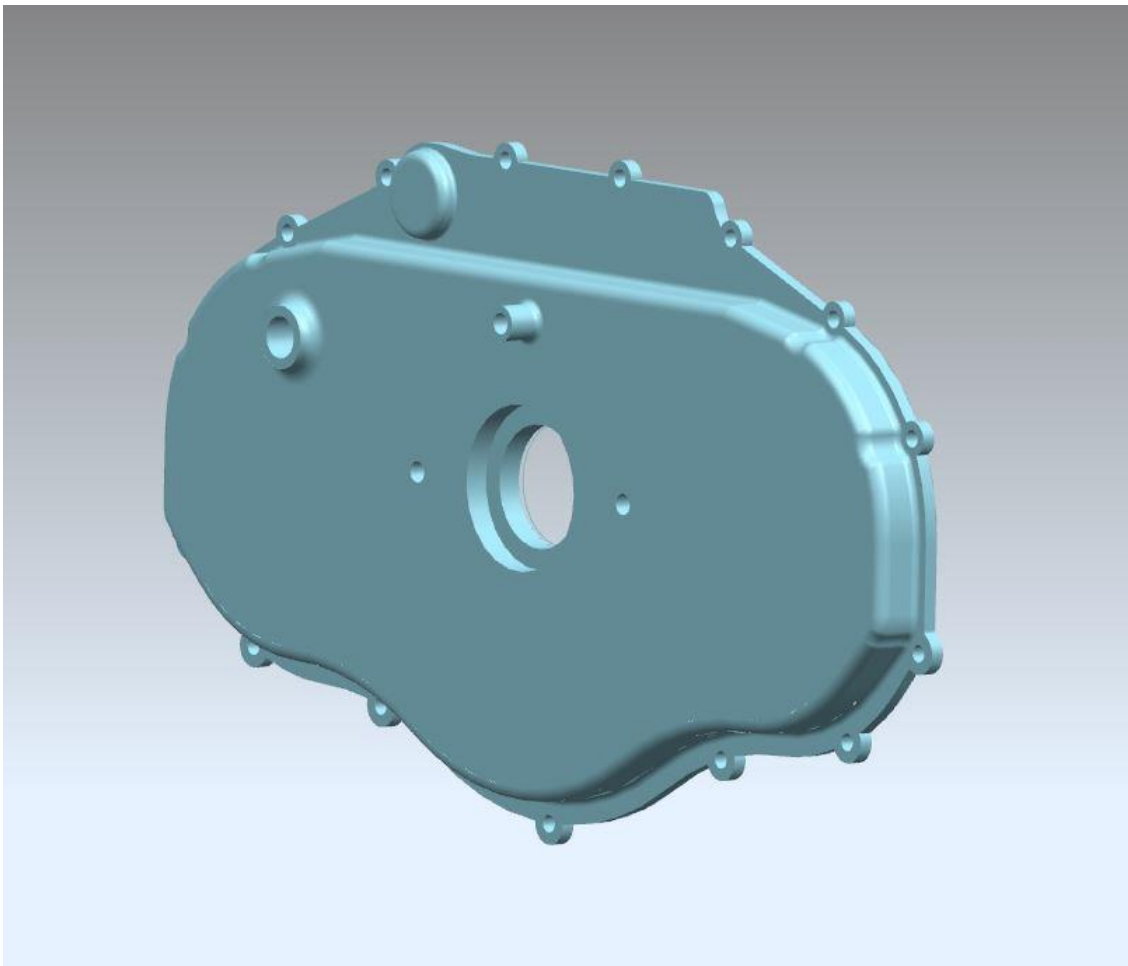
Obr. 117: Vana motoru – pohled od setrvačnicku



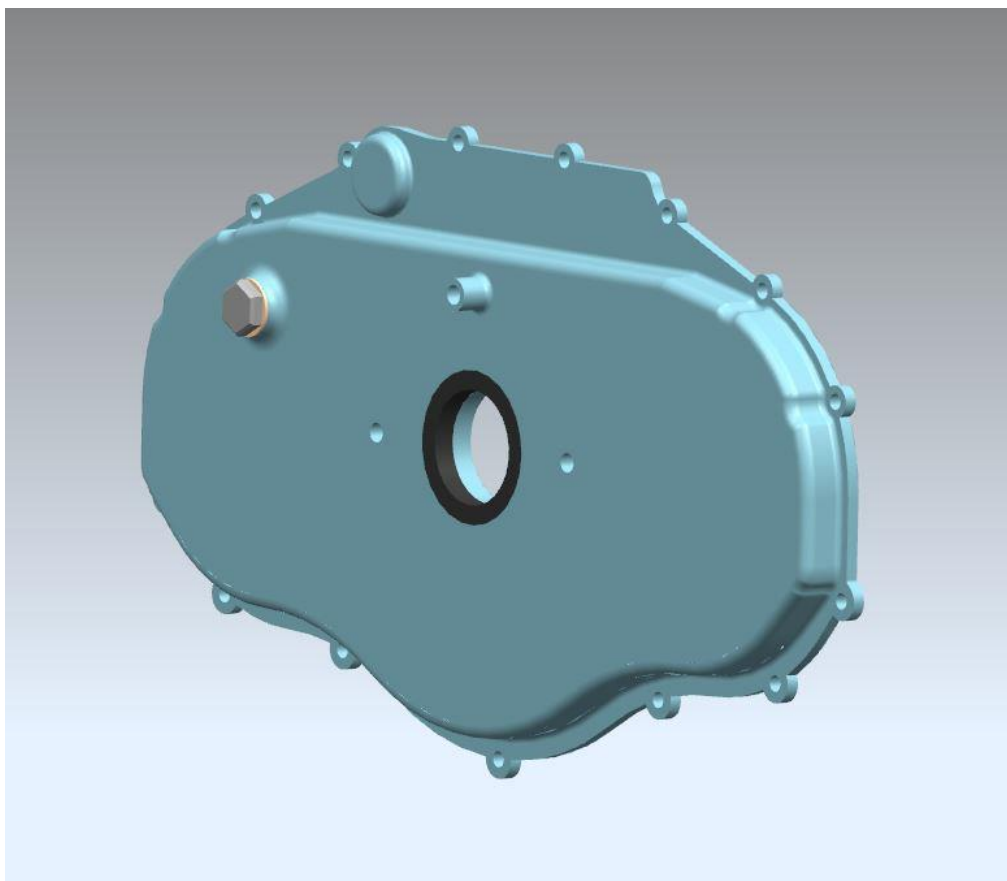
Obr. 118: Sestavení vany a bloku s gufery

6.5 Hlavní víko pohonu

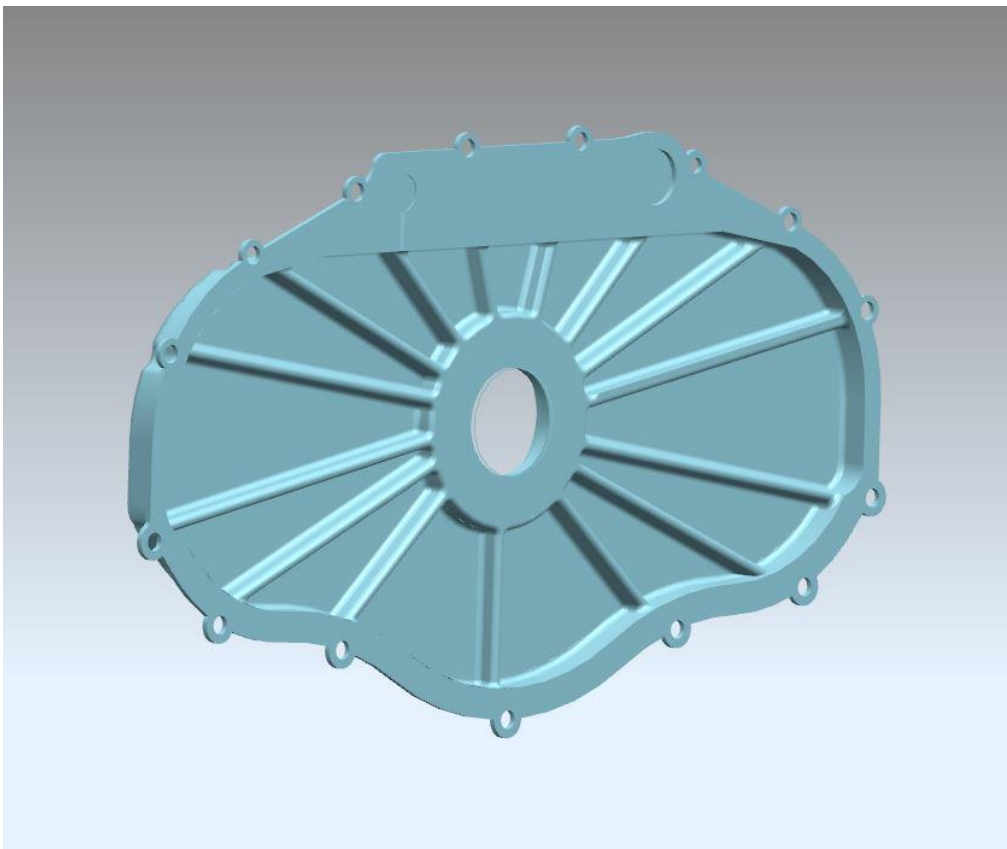
Posledním dílem sestavy motoru je hlavní víko pohonu vyvažovacích hřídelí, které brání úniku oleje z prostoru ozubených kol a zároveň musí umožnit průchod klikové hřídele k hlavní řemenici rozvodového řemene. Jedná se o součást, která má za úkol společně s těsněním utěsnit jediný tzv. T spoj na celém motoru. Jedná se o spoj mezi blokem a vanou, jehož čelní plocha by měla být zarovnána, aby nedocházelo k případnému úniku oleje. Toto zarovnání se provádí po sestavení bloku s vanou, ke kterému je nutné přistoupit i v případě obrobení uložení gufera, nejedná se tedy o nadbytečnou technologickou operaci. Úniku oleje mimo plochého těsnění brání opět gufero na klikové hřídeli, jak představuje Obr. 120.



Obr. 119: Víko ozubených kol

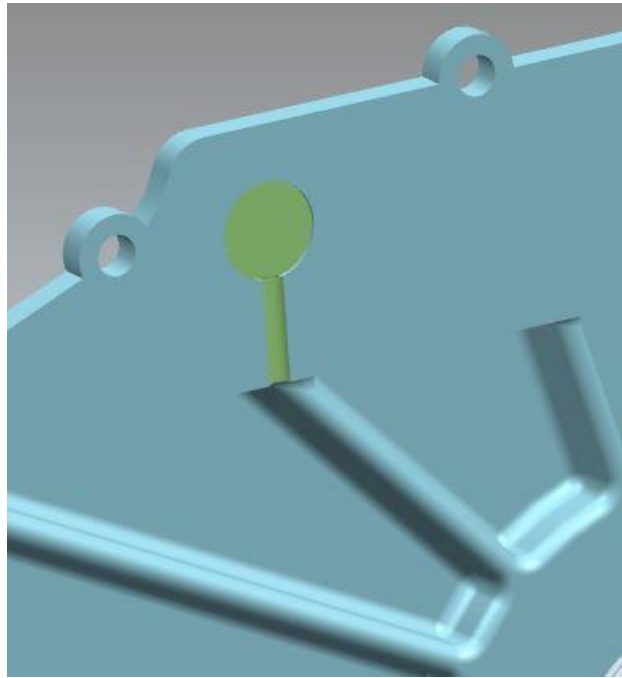


Obr. 120: Víko s hřídelovým těsněním

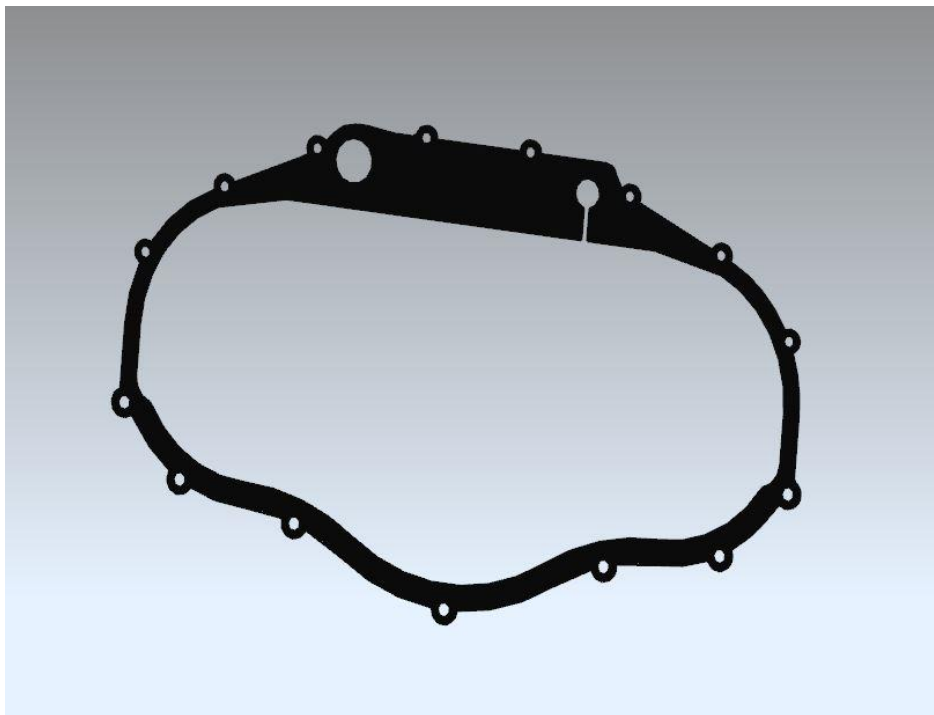


Obr. 121: Odlehčení – žebrování víka

Žádnou z předchozích konstrukcí není zajištěno mazání ozubených kol a muselo by se tak spoléhat jen na olejovou mlhu vzniklou rozstříkáním stékajícího oleje. Z toho důvodu byl v dosedací stěně víka vytvořen kanálek, který přivádí od hlavního kanálu malé množství oleje přímo na zuby jednoho z ozubených kol, odkud se rotací kola přenáší na zbývající dvě ozubená kola.



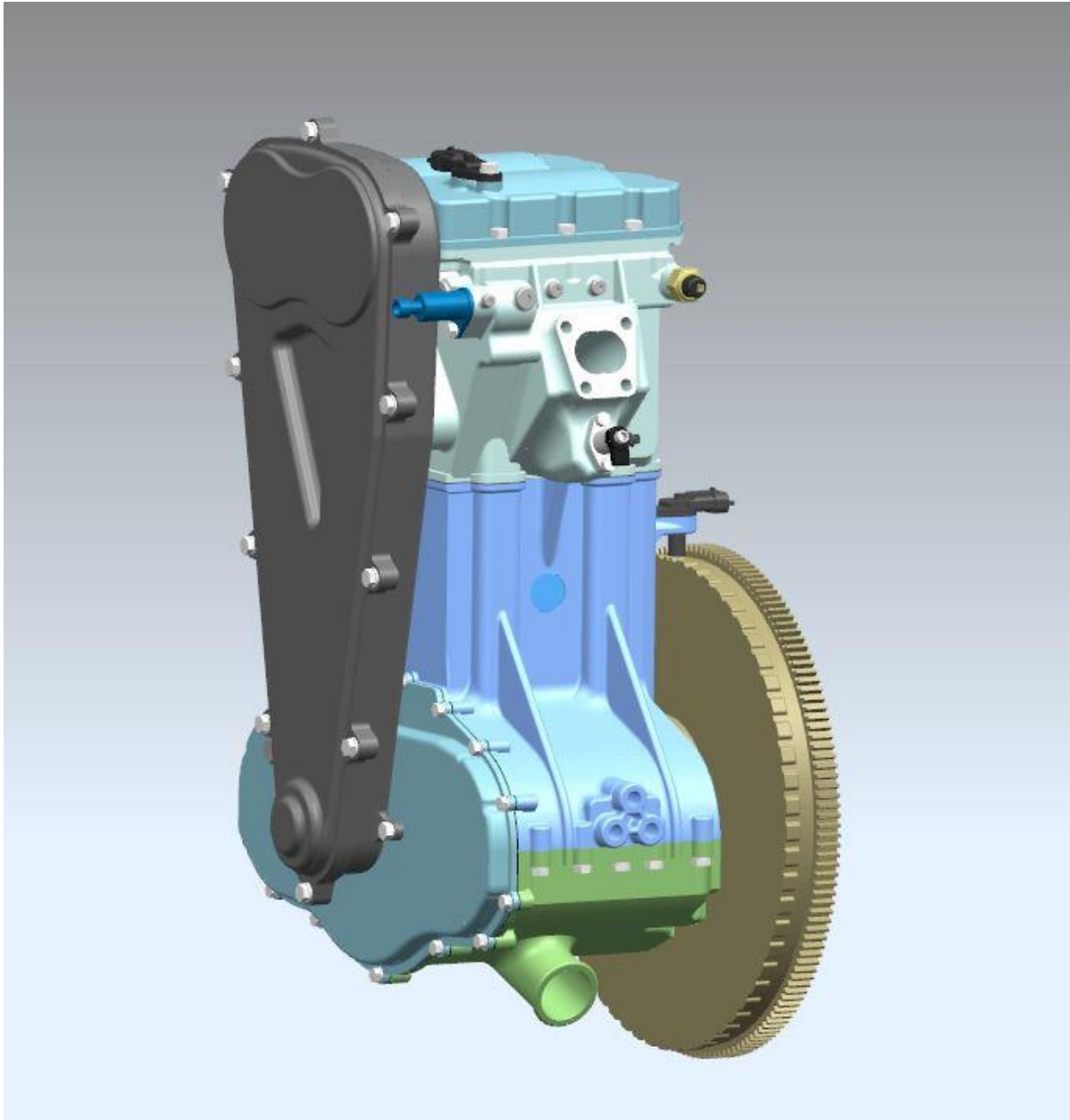
Obr. 122: Kanálek k mazání ozubených kol



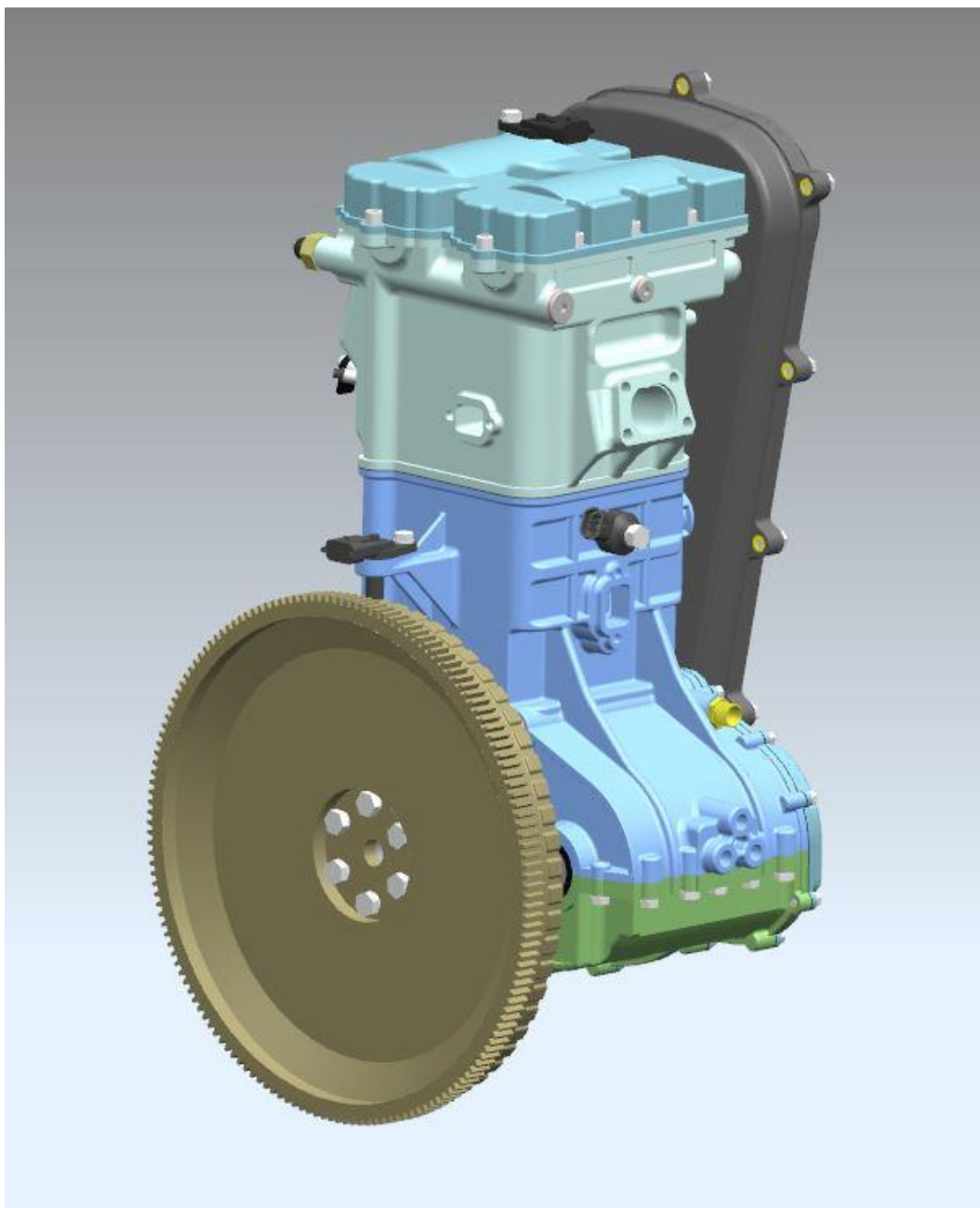
Obr. 123: Těsnění víka

6.6 Kompletní sestava motoru

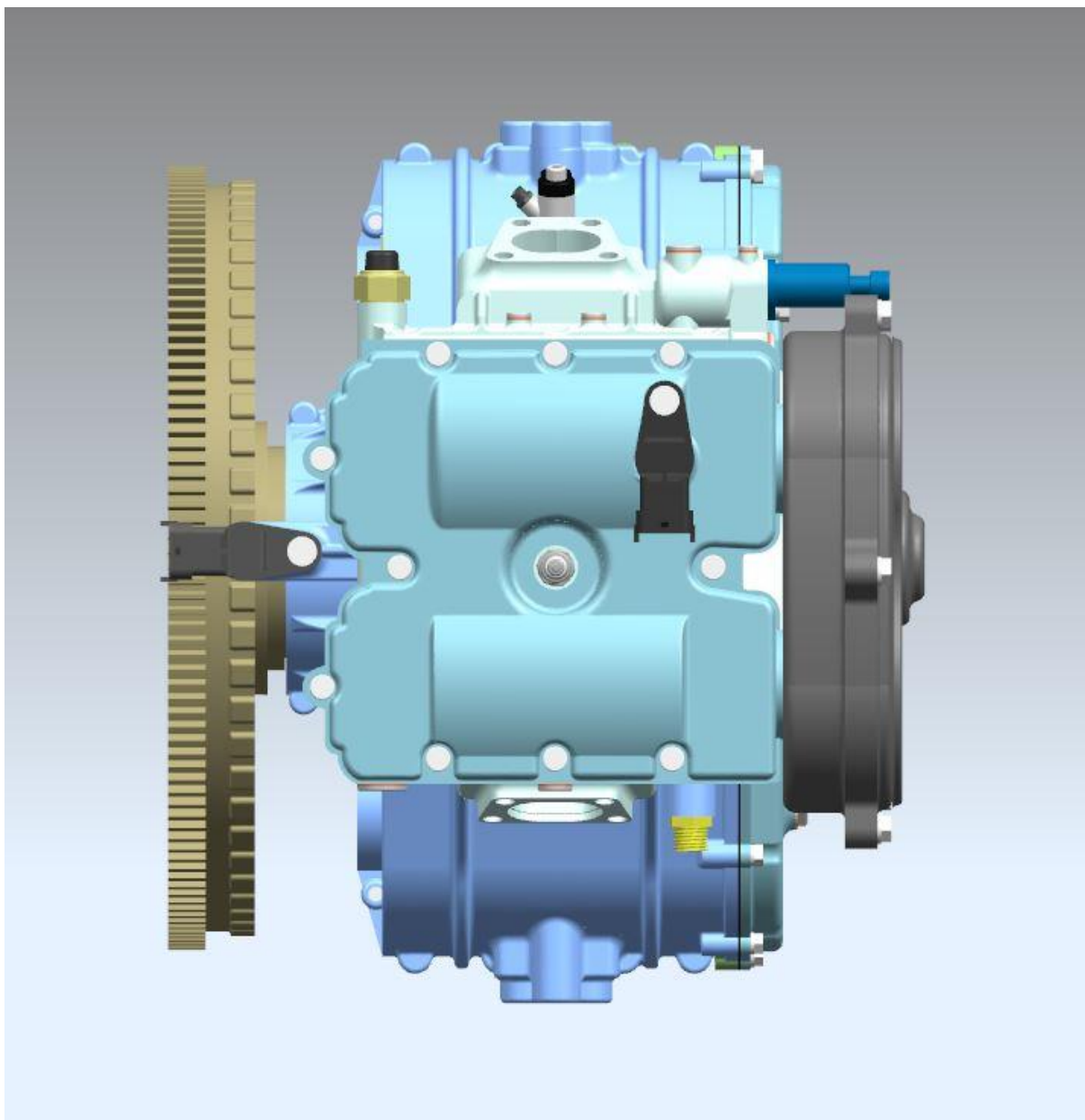
Cílem této kapitoly je znázornit konečnou podobu čtyřdobého zážehového motoru, který byl modelován na základě teoretických poznatků, analytických a MKP výpočtů uvedených v předchozích kapitolách. Model je rovněž požadovaným výstupem diplomové práce, současně s výkresem sestavy a výrobními výkresy vybraných součástí (PŘÍLOHA č. 1).



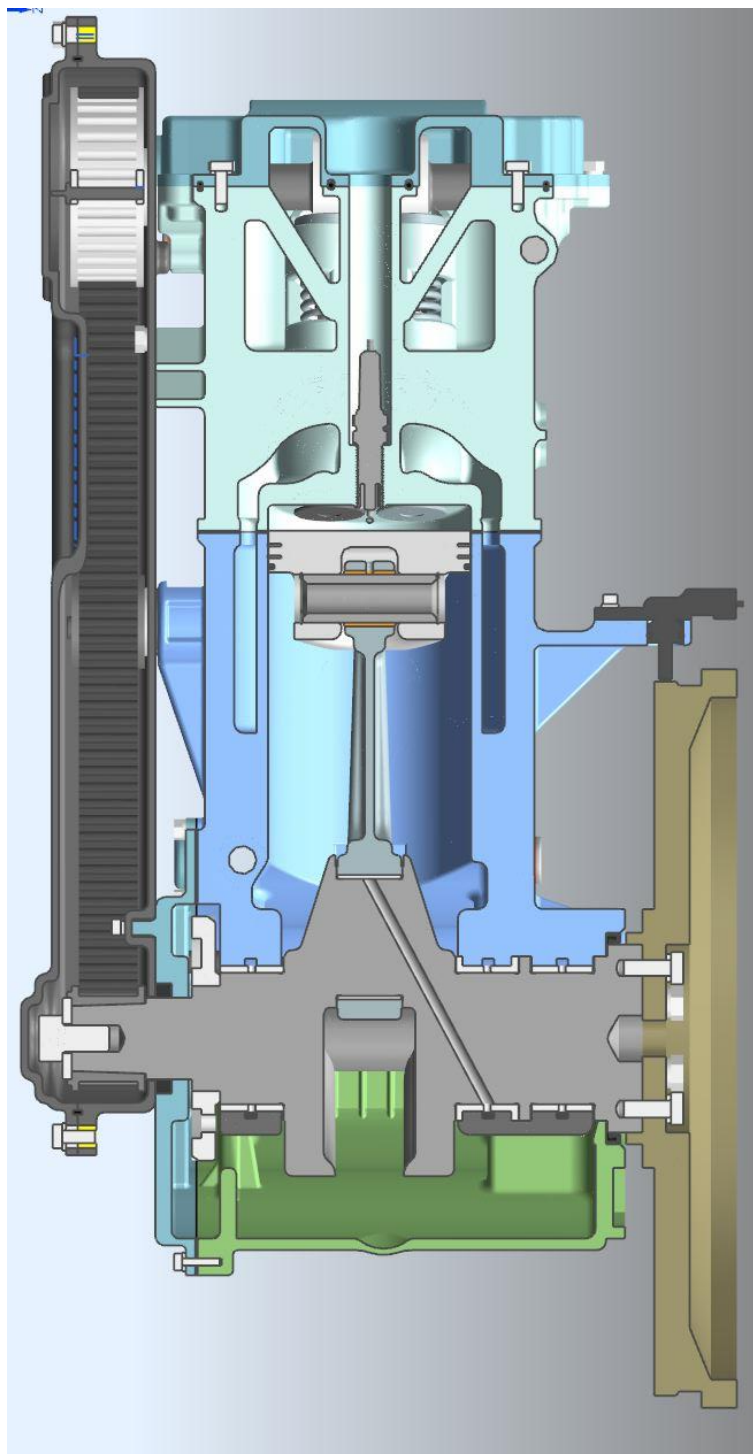
Obr. 124: Sestava motoru – pohled od sání



Obr. 125: Sestava motoru – pohled od setrvačnicku



Obr. 126: Sestava motoru – pohled od víka ventilů



Obr. 127: Řez sestavou motoru

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést na základě zadaných parametrů návrh čtyřdobého zážehového motoru. V úvodu se práce věnuje základnímu rozdělení zážehových spalovacích motorů a popisu pracovního cyklu. Vzhledem k tomu, že neodmyslitelnou součástí spalovacích motorů je klikový mechanismus, zaměřuje se teoretická část na podrobný rozbor kinematických veličin a působících silových účinků během provozu mechanismu. Podobně se práce zabývá rozvodovým mechanismem, se zaměřením na dynamické chování ventilových pružin.

Praktická část začíná termodynamickým výpočtem motoru s pomocí 1-D simulace, společně s analytickým výpočtem průchozích průřezů sacích a výfukových kanálů. Simulace částečně poskytla základní parametry motoru tak, aby dosahovaný výkon odpovídal zadané hodnotě, a na základě kterých bylo možné provést konstrukci jednotlivých součástí motoru. Konstrukční část se následně věnuje vlastnímu návrhu komponentů motoru, a to na základě dostupné literatury a doporučení od zadavatele. Konstrukce zahrnuje rovněž i kontrolu pohyblivých součástí motoru s pomocí MKP analýz v jednom z několika možných zátěžných stavů. Konstrukční část je následně zakončena zobrazením konečného provedení jednotlivých prvků, ze kterých je motor sestaven.

Přes sílíci tlak na ukončení výroby spalovacích motorů je konstrukce spalovacího motoru, hlavně jeho pohyblivých součástí skutečně zajímavou záležitostí. I když motor prochází vývojem trvajícím mnoho desetiletí, základní principy jsou od počátku prakticky nezměněné, a proto je možné čerpat i ze starší literatury, která je mnohdy velmi detailní.

V praxi návrh motoru podléhá dlouhému vývoji a experimentům, za účelem eliminace konstrukčních chyb tak, aby byl jeho provoz bezporuchový. Takový návrh ovšem nebyl cílem diplomové práce a mnohonásobně by předčil i její rozsah. Při ostrém návrhu se do detailu počítají s pomocí moderních MKP systémů prakticky všechny součásti motoru, a to v různých zátěžných stavech. Mimo MKP výpočtů by bylo určitě vhodné provést podrobnější termodynamickou analýzu s využitím některého z 1-D softwarů umožňujících tento typ simulace.

Základní parametry navrženého motoru jsou uvedeny níže (Tabulka 7).

Tabulka 7: Parametry navrženého motoru

Parametr	Hodnota
Vrtání	86 mm
Zdvih	86,1 mm
Zdvihový objem	500,1 cm ³
Výkon	30,9 kW při 6000 ot/min
Točivý moment	55 Nm při 3700 ot/min
Rozvod	DOHC, pohon řemenem

Seznam použitých zdrojů

- [1] VLK FRANTIŠEK. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 8023887564.
- [2] KOŽOUŠEK JOSEF. *Spalovací motory*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956.
- [3] GSCHEIDLE ROLF. *Příručka pro automechanika*. 3. vyd. Praha: EUROPA SOBOTÁLES, 2015. ISBN 978-3-8085-2163-2.
- [4] KÜNTSCHER VOLKMAR a HOFFMANN WERNER. *Kraftfahrzeug-Motoren Auslegung und Konstruktion*. 5. vyd. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2014. ISBN 978-3-8343-3206-6.
- [5] TESAŘ MIROSLAV a ŠEFCÍK IVO. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [6] KOŽOUŠEK JOSEF. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983.
- [7] REJALI HASSAN DR. *Stress Analysis: Strength, Vibration, & Fatigue of Springs, Tension Springs* [online]. 2017 [vid. 2023-02-08]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=jFroHbE3VMw&t=2417s>
- [8] MACHEK FRANTIŠEK. *Spalovací motory*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954.
- [9] PEKÁREK STANISLAV. *Technologie oprav I*. 1. vyd. Nový Jičín: Střední škola technická a zemědělská, Nový Jičín, 2016. ISBN 9788088058236.
- [10] MAHLE GMBH. *Pistons and engine testing*. 1. vyd. 2012. ISBN 978-3-8348-1590-3.
- [11] KS GLEITLAGER GMBH. *KS S800 - KS S803* [online]. [vid. 2023-02-18]. Dostupné z: https://cdn.rheinmetall-automotive.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/Produktbroschueren/KS_Gleitlager/Metallische_Gleitlager/new/g_s800_803_e_21.pdf
- [12] STÁTNÍ VÝZKUMNÝ ÚSTAV PRO STAVBU STROJŮ. *ČSN 01 4686 - Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. 1988
- [13] LEINVEBER JIŘÍ, Vávra Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

PŘÍLOHA č. 1

Výkresová dokumentace