

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Čtyřdobý atmosférický zážehový motor

Autor: **Bc. Lukáš MRÁZ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Lukáš MRÁZ**

Osobní číslo: **S15N0037P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Čtyřdobý atmosférický zážehový motor**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Navrhněte jednoválcový 4-dobý, atmosférický, zážehový motor o objemu 500 cm³ včetně základního termodynamického výpočtu. Dále vypracujte výrobní výkres vybrané komponenty motoru a výkres celkové sestavy. Motor bude sloužit jako technologický demonstrátor pro 2 litrový čtyřválcový motor. Motor řešte pro cílový výkon 30kW při otáčkách 6000 min⁻¹. Cílem návrhu motoru je konkurovat současným nízkoobjemovým automobilovým motorům, tedy s co nejlepší účinností a minimalizací pasivních odporů. Návrh uvažujte pro kompresní poměr 14:1, přímé vstřikování. Poznámka: Jako referenci použijte motory Mazda SKYACTIVE.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod do spalovacích motorů
2. Současné trendy spalovacích motorů
3. Termodynamický návrh spalovacího motoru
4. Konstrukční návrh spalovacího motoru
5. Zhodnocení výsledků

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

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

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

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

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

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

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Miroslav Dočkal**

Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval konzultantovi mé diplomové práce, panu Ing. Miroslavu Dočkalovi, za poskytnutí mnoha cenných rad, za jeho čas a zejména za jeho ochotu a přístup během zpracování diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Martinovi Molcarovi za poskytnutí užitečných rad a podkladů.

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce, panu Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc., za důsledné vedení a důležité připomínky během zpracování diplomové práce.

Závěrem bych chtěl poděkovat firmě Ricardo Prague s.r.o. za umožnění tvorby mé diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Mráz	Jméno Lukáš		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.		Jméno Ladislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Čtyřdobý atmosférický zážehový motor			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	152	TEXTOVÁ ČÁST	130	GRAFICKÁ ČÁST	22
---------------	-----	---------------------	-----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se zabývá návrhem čtyřdobého atmosférického zážehového motoru s vysokým kompresním poměrem. Motor bude sloužit jako technologický demonstrátor víceválcového automobilového motoru. Jsou zde popsány současné automobilové motory. Hlavní část práce je věnována termodynamickému a konstrukčnímu návrhu motoru dle zadaných parametrů. Hlavní části motoru jsou ověřeny pevnostním výpočtem</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>spalovací motor, konstrukce, termodynamický návrh, klikový mechanismus, vačkový mechanismus, CAD, kompresní poměr, downsizing</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Mráz	Name Lukáš	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Four-stroke naturally aspirated gasoline engine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	152	TEXT PART	130	GRAPHICAL PART	22
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This diploma thesis deals with the design of a four-stroke naturally-aspirated gasoline engine with a high compression ratio. The engine will be used as a technological demonstration of a multi-cylinder automotive engine. Modern-day car engines are described here. The main part of this thesis is devoted to the thermodynamic and structural design of the engine according to the specified parameters. The main engine parts are verified by a material strength calculation.</p>
KEY WORDS	<p>Internal combustion engine, structure, thermodynamic design, crank mechanism, cam mechanism, CAD, compression ratio, downsizing</p>

Obsah

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	13
Seznam použitých veličin.....	14
Úvod.....	20
1 Úvod do spalovacích motorů.....	21
1.1 Spalovací motor.....	21
1.2 Historie spalovacích motorů.....	21
1.2.1 Zážehové motory.....	22
1.2.2 Vznětové motory.....	25
1.3 Rozdělení spalovacích motorů.....	25
1.3.1 Podle způsobu přívodu tepelné energie.....	25
1.3.2 Podle způsobu přeměny tepelné energie v mechanickou práci.....	25
1.3.3 Podle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu	26
1.3.4 Rozdělení pístových spalovacích motorů.....	26
1.4 Čtyřdobý zážehový spalovací motor	27
1.4.1 Mechanické části	27
1.4.2 Pracovní cyklus	28
2 Současné trendy zážehových spalovacích motorů	30
2.1 Downsizingové motory.....	30
2.1.1 Ford 1,0 EcoBoost.....	31
2.1.2 Fiat 0,9 TwinAir.....	32
2.1.3 BMW 1,5 TwinPower Turbo	34
2.2 Atmosférické motory s vysokým kompresním poměrem.....	35
2.2.1 Mazda Skyactiv-G.....	36
2.3 Normování spotřeby paliva a emisí CO ₂	40
2.3.1 NEDC (New European Driving Cycle).....	40
2.3.2 WLTP (World-harmonized Light-duty Vehicles Test Procedure).....	42
2.3.3 Porovnání středního efektivního tlaku, normované a skutečné spotřeby vybraných automobilů.....	44
3 Termodynamický návrh spalovacího motoru.....	46
3.1 Základní požadavky navrhovaného motoru	46
3.2 Stanovení potřebných parametrů	46
3.2.1 Objem kompresního prostoru.....	46
3.2.2 Vrtání válce a zdvih pístu.....	46
3.2.3 Střední pístová rychlost.....	47
3.3 Termodynamický návrh.....	47
3.3.1 Určení průměrů sacích a výfukových kanálů.....	47
3.3.2 Termodynamický model	51

4	Konstrukční návrh spalovacího motoru	58
4.1	Skeleton	58
4.2	Klikový mechanismus	59
4.2.1	Píst	60
4.2.2	Ojnice	63
4.2.3	Klikový hřídel	65
4.2.4	Vyvažovací hřídel	67
4.2.5	Setrvačnick	68
4.3	Rozvodový mechanismus	68
4.3.1	Ventily	69
4.3.2	Sedla ventilů	70
4.3.3	Vodítka ventilů	71
4.3.4	Pružiny ventilů	71
4.3.5	Misky ventilových pružin	71
4.3.6	Zámky ventilů	72
4.3.7	Zdvihátka	72
4.3.8	Vačkové hřídele	73
4.3.9	Rozvodová kola a rozvodový řetěz	74
4.4	Pevné části motoru	76
4.4.1	Hlava válce motoru	76
4.4.2	Blok motoru	82
4.4.3	Spodní část klikové skříně	84
4.4.4	Spodní víko motoru	85
4.4.5	Víko hlavy válce motoru	85
4.4.6	Přední víko motoru	87
4.4.7	Mazání	87
4.4.8	Chlazení	89
4.5	Výsledný návrh motoru	90
5	Ověření návrhu motoru	93
5.1	Klikový mechanismus	93
5.1.1	kinematika klikového mechanismu	93
5.1.2	Dynamika klikového mechanismu	96
5.1.3	Vyvážení klikového mechanismu	100
5.1.4	Pevnostní kontrola	102
5.2	Vačkový mechanismus	113
5.2.1	Kinematika vačkového mechanismu	113
5.2.2	Dynamika vačkového mechanismu	115
5.2.3	Pevnostní kontrola	116
5.3	Řetězová rozvodová kola s rozvodovým řetězem	122
5.4	Hlavové šrouby	123
	Závěr	126
	Použité zdroje	128
	Seznam příloh	130

Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma transformace energie ve spalovacím motoru.....	21
Obr. 2 - Wattův parní stroj	21
Obr. 3 - de Rivazův vůz	22
Obr. 4 - Výkres Ottova motoru	23
Obr. 5 - Benz Velo - první automobil Poháněný benzínem	23
Obr. 6 - První motocykl.....	24
Obr. 7 - Tatra Präsident (muzeum Tatra)	24
Obr. 8 - Dieselův motor.....	25
Obr. 9 - Wankelův motor (motor s krouživým pohybem pístu).....	26
Obr. 10 - Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru	29
Obr. 11 - Kruhový diagram časování ventilového rozvodu	29
Obr. 12 - Princip činnosti turbodmychadla	30
Obr. 13 - Ford 1,0 EcoBoost	31
Obr. 14 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Ford 1,0 EcoBoost	31
Obr. 15 - Motor Fiat 0,9 TwinAir	32
Obr. 16 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Fiat 0,9 TwinAir	33
Obr. 17 - Motor BMW 1,5 TwinPower Turbo	34
Obr. 18 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru BMW 1,5 TwinPower Turbo	34
Obr. 19 - Závislost tepelné účinnosti na kompresním poměru zážehového spalovacího motoru	36
Obr. 20 - Snížení zbytkového plynu a teploty komprese	36
Obr. 21 - Porovnání výfukového potrubí s vlivem na zbytkové plyny	36
Obr. 22 - Výfukové potrubí 4-2-1	37
Obr. 23 - Znázornění vstřikovače se 6 otvory	37
Obr. 24 - Píst s dutinou.....	37
Obr. 25 - Motor Mazda 2,0 Skyactiv-G	38
Obr. 26 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 1,5 Skyactiv-G 115.....	39
Obr. 27 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 2 Skyactiv-G 165.....	39
Obr. 28 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 2,5 Skyactiv-G 192.....	40
Obr. 29 - Evropský městský cyklus ECE 15	40
Obr. 30 - Evropský mimoměstský cyklus EUDC	41
Obr. 31 - Evropský kombinovaný jízdní cyklus NEDC.....	42
Obr. 32 - Porovnání jízdního cyklu NEDC a WLPT	43
Obr. 33 - Objem kompresního prostoru.....	46
Obr. 34 - Důležité průměry v sacím kanálu a potrubí	49
Obr. 35 - Rychlosti v důležitých průřezech sání	49
Obr. 36 - Rychlosti v důležitých průřezech výfuku	50
Obr. 37 - Válec se zadanými parametry	51
Obr. 38 - Zapojení termodynamického modelu	52
Obr. 39 - Kruhový diagram časování ventilů navrhovaného motoru.....	53
Obr. 40 - Lotus Simulation Parametric/ Optimalizer Tool (určení úhlů otevření/ zavření sacích ventilů)	54

Obr. 41 - Výsledný termodynamický model	54
Obr. 42 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika navrhovaného motoru.....	55
Obr. 43 - Indikátorový diagram navrhovaného motoru $p - \alpha$ při otáčkách motoru 5000 min^{-1}	56
Obr. 44 - Pracovní $p - V$ diagram navrhovaného motoru	57
Obr. 45 - Skeleton motoru.....	58
Obr. 46 - Detail skeletu hlavy motoru	59
Obr. 47 - Klikový mechanismus	59
Obr. 48 - Sestava pístu	60
Obr. 49 - Dno pístu.....	60
Obr. 50 - Konstrukční provedení pístu	61
Obr. 51 - Pístní kroužky	62
Obr. 52 - Zamontované pístní kroužky s vyznačenými otvory pro odvod oleje z drážky stíracího kroužku	62
Obr. 53 - Pístní čep, pístní čep v řezu	62
Obr. 54 - Sestava ojnice	63
Obr. 55 - Detail mazací díry pro pouzdro pístního čepu	64
Obr. 56 - Detail Uložení ojnice a pístu.....	64
Obr. 57 - Detail uložení ojnice na ojnicím čepu klikové hřídele	64
Obr. 58 - Části klikového hřídele	65
Obr. 59 - Pohled na zadní stranu klikového hřídele	66
Obr. 60 - Mazací kanálek ojnicího čepu	66
Obr. 61 - Radiální a axiální hlavní ložisko.....	67
Obr. 62 - Vyvažovací hřídel s ložiskovými pánevemi.....	67
Obr. 63 - Navrhnutý setrvačnick.....	68
Obr. 64 - Rozvodový mechanismus	69
Obr. 65 - Sací a výfukové ventily	69
Obr. 66 - Ventil a jeho části	70
Obr. 67 - Ventilové sedlo sacího ventilu (levá strana); ventilové sedlo výfukového ventilu (pravá strana).....	70
Obr. 68 - Ventilové vodítko, ventilové vodítko s těsněním v řezu	71
Obr. 69 - Řez miskou ventilové pružiny	71
Obr. 70 - Zámek ventilu	72
Obr. 71 - Řez sacím ventilem.....	72
Obr. 72 - Hydraulické hrníčkové zdvihátko	73
Obr. 73 - Sací vačkový hřídel (vlevo); výfukový vačkový hřídel (vpravo).....	73
Obr. 74 - Aktuátor s řetězovým kolem.....	74
Obr. 75 - Elektromagnetický tlakový spínač.....	74
Obr. 76 - Pohled do vnitřku aktuátoru.....	74
Obr. 77 - Ozubená kola rozvodového mechanismu	75
Obr. 78 - Řetězová kola s rozvodovým řetězem a napínacím příslušenství.....	76
Obr. 79 - Spalovací prostor	77
Obr. 80 - Kontrola objemu spalovacího prostoru.....	77
Obr. 81 - Sací kanály.....	78
Obr. 82 - Výfukové kanály.....	78
Obr. 83 - Jádru chlazení hlavy válce motoru	79
Obr. 84 - Podélný řez jádrem chlazení hlavy válce motoru	79
Obr. 85 - Chlazení výfukových kanálů (levá strana) a spodní pohled na jádro chlazení hlavy válce motoru.....	80
Obr. 86 - Hlava válce motoru.....	80

Obr. 87 - Řezy hlavou válce motoru	81
Obr. 88 - Olejové kanálky a drenážní otvory	81
Obr. 89 - Těsnění pod hlavou válce motoru	82
Obr. 90 - Pohled shora (vlevo) a zdola na blok motoru	82
Obr. 91 - Blok motoru	83
Obr. 92 - Řez blokem motoru.....	83
Obr. 93 - Mazací a chladicí systém bloku motoru	84
Obr. 94 - Pohled shora (vlevo) a zdola na spodní část klikové skříně	84
Obr. 95 - Opracovaný model spodní části klikové skříně	85
Obr. 96 - Spodní víko motoru	85
Obr. 97 - Víko hlavy válce motoru	86
Obr. 98 - Těsnění mezi víkem hlavy válce a hlavou válce motoru	86
Obr. 99 - Víka vačkových hřídelů	86
Obr. 100 - Přední víko motoru	87
Obr. 101 - Rozvod oleje motorem.....	88
Obr. 102 - Detail trysek.....	89
Obr. 103 - Chladicí prostor motoru.....	89
Obr. 104 - Příruba pro přívod (vlevo) a odvod (vpravo) chladicí kapaliny	90
Obr. 105 - Výsledný návrh motoru	90
Obr. 106 - motor - přední pohled (vlevo) a zadní pohled bez setrvačnicku (vpravo).....	91
Obr. 107 - Řezy hlavou válce motoru	91
Obr. 108 - Pohled do spalovacího prostoru.....	92
Obr. 109 - Pohled do hlavy válce motoru	92
Obr. 110 - Pohled do sacího (vlevo) a výfukového (vpravo) kanálu	92
Obr. 111 - Kinematické schéma klikového mechanismu.....	93
Obr. 112 - Podobnost trojúhelníků	94
Obr. 113 - Závislost dráhy pístu x na pootočení kliky α	95
Obr. 114 - Závislost rychlosti pístu v na pootočení kliky α	95
Obr. 115 - Závislost zrychlení pístu a na pootočení kliky α	96
Obr. 116 - Závislost úhlu výkyvu ojnice β na pootočení kliky α	96
Obr. 117 - Síly působící v klikovém mechanismu	97
Obr. 118 - Vzdálenosti od těžiště sestavy ojnice	98
Obr. 119 - Výsledná síla F v závislosti na natočení kliky.....	99
Obr. 120 - klikový hřídel s protizávažími a kotoučem.....	101
Obr. 121 - Pohon vyvažovacích hřídelů ozubenými koly.....	102
Obr. 122 - Zatížení dna pístu.....	103
Obr. 123 - Uložení pístního čepu - základní rozměry	105
Obr. 124 - Prutový model pístního čepu namáhaného na ohyb	106
Obr. 125 - Uvolněný prvek prutu	106
Obr. 126 - FEM model s okrajovými podmínkami a zatížením.....	110
Obr. 127 - Výsledek pevnostní analýzy	110
Obr. 128 - Výpočtové schéma ojnicního čepu	111
Obr. 129 - Zdvih sacího ventilu	114
Obr. 130 - Rychlost sacího ventilu.....	114
Obr. 131 - Zrychlení sacího ventilu	114
Obr. 132 - Síly působící ve stykové ploše zdvihátka a vačky.....	121
Obr. 133 - Zvolený řetěz (žlutě zvýrazněn)	123

Seznam tabulek

Tab. 1 - Požadované parametry motoru	20
Tab. 2 - Technické parametry motoru Ford 1,0 EcoBoost	32
Tab. 3 - Technické parametry motoru Fiat 0,9 TwinAir	33
Tab. 4 - Technické parametry motoru BMW 1,5 TwinPower Turbo.....	35
Tab. 5 - Technické parametry motorů Skyactiv – G	38
Tab. 6 - Porovnání parametrů jízdních cyklu NEDC a WLPT	44
Tab. 7 - Porovnání středního efektivního tlaku, normované a skutečné spotřeby vybraných automobilů.....	45
Tab. 8 - Důležité průměry v sacím kanálu a potrubí	48
Tab. 9 - Důležité průměry ve výfukovém kanálu a potrubí	50
Tab. 10 - Hodnoty zjištěné pomocí nástroje Optimalizer Tool.....	53
Tab. 11 - Vůle mezi drážkami pro pístní kroužky a pístními kroužky.....	61
Tab. 12 - Maximální hodnoty sil	100
Tab. 13 - Návrh ozubených kol	101
Tab. 14 - Návrh řetězových kol.....	122
Tab. 15 - Parametry řetězu	122
Tab. 16 - Výsledné parametry motoru	126

Seznam použitých veličin

Značka	Veličina	Jednoty
a	Zrychlení pístu	$m \cdot s^{-2}$
a_{vs0}	Zrychlení sacího ventilu při plném otevření	$m \cdot s^{-2}$
a_{vs0°	Zrychlení sacího ventilu při plném otevření	$mm \cdot s^{-2}$
a_{vsmax}	Maximální zrychlení sacího ventilu	$m \cdot s^{-2}$
a_{vsmax°	Maximální zrychlení sacího ventilu	$mm \cdot s^{-2}$
a_{vv0}	Zrychlení výfukového ventilu při plném otevření	$m \cdot s^{-2}$
a_{vv0°	Zrychlení výfukového ventilu při plném otevření	$mm \cdot s^{-2}$
a_{vvmax}	Maximální zrychlení výfukového ventilu	$m \cdot s^{-2}$
a_{vvmax°	Maximální zrychlení výfukového ventilu	$mm \cdot s^{-2}$
b_{cn}	Šířka nálitku oka pro pístní čep zmenšená o šířku sražení	mm
b_{co}	Šířka ojnicního oka zmenšená o dvojnásobek šířky sražení hran pouzdra	mm
b_{rk}	Šířka ramene v průřezu přechodu ramene do klikového čepu	mm
b_{vs}	Šířka sací vačky	mm
c_s	Střední pístová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
D	Vrtání válce	mm
d_{ci}	Vnitřní průměr pístního čepu	mm
d_{co}	Vnější průměr pístního čepu	mm
D_{coj}	Vnější průměr ojnicního čepu	mm
d_{coj}	Vnitřní průměr ojnicního čepu	mm
d_{ds}	Průměr dřívku sacího ventilu	mm
d_{dv}	Průměr dřívku výfukového ventilu	mm
D_{hc}	Průměr hlavního čepu	mm
D_{hls0}	Průměr díry pro hlavový šroub	mm
d_{hls1}	Průměr hlavového šroubu	mm
d_{hls3}	Malý průměr závitů hlavového šroubu	mm
D_{ojs0}	Průměr díry pro ojnicní šroub	mm
d_{ojs1}	Průměr ojnicního šroubu	mm
d_{ojs3}	Malý průměr závitů šroubu	mm
d_{pi}	Vnitřní průměr pláště pístu v nejslabším místě	mm
d_{po}	Vnější průměr pláště pístu v nejslabším místě	mm
d_{ss}	Střední průměr sacího ventilového sedla	mm
d_{vhs}	Průměr vačkové hřídele	mm
d_{vs}	Střední průměr výfukového ventilového sedla	mm
d_{vs1}	Průměr dosedací plochy sacího ventilu	mm
D_{vsp}	Střední průměr sací pružiny	mm
d_{vsp}	Průměr drátu sací pružiny	mm
d_{vv1}	Průměr dosedací plochy výfukového ventilu	mm
D_{vvp}	Střední průměr výfukové pružiny	mm
d_{vvp}	Průměr drátu výfukové pružiny	mm
E_{hl}	Modul pružnosti v tahu (hliník)	MPa
E_{oc}	Modul pružnosti v tahu (ocel)	MPa
F	Výsledná síla působící na píst	N
F'	Výsledná síla působící na píst bez pístního čepu	N

F_c	Odstředivá (setrvačná) síla rotujících hmot	N
F_{cq}	Posouvající síla v daném průřezu pístního čepu	N
F_{hls}	Síla působící na jeden hlavový šroub	N
F_{hls1}	Maximální síla působící v hlavovém šroubu	N
F_{hls2}	Síla působící ve spojovaných součástech	N
$F_{hls p}$	Předepínací síla hlavového šroubu	N
F_m	Setrvačná síla posuvných hmot	N
F_{max}	Maximální výsledná síla působící na píst	N
F_n	Normálová síla	N
F_{nmax}	Maximální normálová síla	N
F_o	Osová (ojniční) síla	N
F_{ojs}	Síla působící na jeden ojniční šroub	N
F_{ojs1}	Maximální síla působící v ojničním šroubu	N
F_{ojs2}	Síla působící ve spojované součásti (ojnici)	N
F_{ojsp}	Předepínací síla ojničního šroubu	N
F_{omax}	Maximální osová (ojniční) síla	N
F_{ormax}	Maximální odstředivá síla od rotační hmoty ojnice	N
F_p	Síla od tlaku plynů	N
F_{pb}	Setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu	N
F_{pmax}	Maximální síla tlaku plynů působící na dno pístu	N
F'_{pmax}	Maximální síla tlaku plynů působící na kruhovou desku	N
F_{pvs}	Síla působící na sací ventil v době výfuku	N
F_{pvv}	Síla působící na výfukový ventil v době sání	N
F_r	Radiální síla	N
F_{rmax}	Maximální radiální síla	N
F_t	Tečná síla	N
F_{tmax}	Maximální tečná síla	N
F_{vpp}	Předepínací síla pružin	N
F_{vs0}	Setrvačná síla v ose sacího ventilu při plném otevření	N
F_{vsmax}	Maximální setrvačná síla v ose sacího ventilu	N
F_{vsp}	Síla působící v sací pružině	N
F_{vv0}	Setrvačná síla v ose výfukového ventilu při plném otevření	N
F_{vvmax}	Maximální setrvačná síla v ose výfukového ventilu	N
F_{vvp}	Síla působící ve výfukové pružině	N
F_{vvs}	Výsledná síla působící na sací vačku	N
f_{vz}	Tření mezi vačkou a zdvihátkem	—
F_{vzs}	Třecí síla mezi sací vačkou a zdvihátkem	N
$F_{v\xi s}$	Dynamická síla od tlaku proudících plynů působící v sacím kanále	N
$F_{v\xi v}$	Dynamická síla od tlaku proudících plynů působící ve výfukovém kanále	N
F_{zos}	Maximální síla v ose zdvihátka při otevřeném sacím ventilu	N
F_{zov}	Maximální síla v ose zdvihátka při otevřeném výfukovém ventilu	N
F_{zps}	Síla od tlaku plynů při zavřeném sacím ventilu	N
F_{zpv}	Síla od tlaku plynů při zavřeném výfukovém ventilu	N
F_{zzs}	Maximální síla v ose zdvihátka při zavřeném sacím ventilu	N
F_{zzv}	Maximální síla v ose zdvihátka při zavřeném výfukovém ventilu	N
G_{oc}	Modul pružnosti ve smyku (ocel)	MPa

h_{kr}	Tloušťka ramene v průřezu přechodu ramene do klikového čepu	mm
h_{sv}	Zdvih sacího ventilu	mm
h_{vv}	Zdvih výfukového ventilu	mm
i	Počet válců motoru	—
i_{hl}	Počet hlavových šroubů	—
i_{oj}	Počet ojních šroubů	—
J_{cp}	Kvadratický moment pístního čepu	m ⁴
k	Taktnost motoru	—
k_{hls1}	Tuhost hlavového šroubu	N·mm ⁻¹
k_{hls2}	Tuhost spojovaných součástí	N·mm ⁻¹
k_{ojs1}	Tuhost ojního šroubu	N·mm ⁻¹
k_{ojs2}	Tuhost spojované součásti (ojnice)	N·mm ⁻¹
k_{vsp}	Tuhost sací pružiny	N·mm ⁻¹
k_{vvp}	Tuhost výfukové pružiny	N·mm ⁻¹
L	Délka ojnice	mm
L_{osp}	Volná délka sací pružiny	mm
L_{ovp}	Volná délka výfukové pružiny	mm
l_{cc}	Délka pístního čepu	mm
l_{cn}	vzdálenost mezi nálitky pístního čepu zvětšená o dvojnásobek šířky sražení hran	mm
L_{dsp}	Dosedová délka sací pružiny	mm
L_{dvp}	Dosedová délka výfukové pružiny	mm
L_{hlsd}	Délka dřívku části hlavového šroubu	mm
L_{hlss}	Tloušťka spojovaných součástí	mm
L_{hlssz}	Délka závitu části hlavového šroubu	mm
l_{oc}	Vzdálenost středů hlavních ložisek	mm
L_{ojsd}	Délka dřívku části ojního šroubu	mm
L_{ojsz}	Tloušťka spojovaných součástí	mm
L_{ojsz}	Délka závitu části ojního šroubu	mm
L_{pl}	Nosná délka pláště pístu	mm
L_{psp}	Max. pracovní délka sací pružiny	mm
L_{pvp}	Max. pracovní délka výfukové pružiny	mm
l_{rk}	vzdálenost od středu hlavního ložiska do středu ramene kliky	mm
L_{zsp}	Zamontovaná délka sací pružiny	mm
L_{zvp}	Zamontovaná délka výfukové pružiny	mm
M_{comax}	Maximální ohybový moment pístního čepu	N·m
M_k	Točivý moment motoru	N·m
m_k	hmotnost kliky	kg
M_{kkmax}	Maximální krouticí moment na klikové hřídeli	N·m
m_{mi}	Hmotnost ventilové misky	kg
M_{oco}	Ohybový moment ojního čepu	N·m
M_{ocoy}	Ohybový moment ojního čepu ve směru Y	N·m
M_{ocoz}	Ohybový moment ojního čepu ve směru Z	N·m
m_{oj}	hmotnost ojnice	kg
m_{ojc}	Hmotnost sestavy ojnice	kg
m_{op}	posuvná hmota ojnice	kg
m_{or}	Rotační hmota ojnice	kg

m_{pb}	Hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu	kg
m_{pc}	Hmotnost pístního čepu	kg
M_{pomax}	Maximální ohybový moment dna pístu	N·m
m_{pos}	Posuvná hmota klikového mechanismu	kg
m_{prz}	Hmotnost protizávaží	kg
m_{ps}	Hmotnost pístu s příslušenstvím	kg
M_{rkk}	Krouticí moment ramene kliky	N·m
M_{rko}	Ohybový moment působící v rameně kliky	N·m
m_{rot}	Rotační hmota klikového mechanismu	kg
m_{rot50}	Polovina rotační hmoty klikového mechanismu	kg
m_{sp}	Hmotnost sací pružiny	kg
m_{vp}	Hmotnost výfukové pružiny	kg
m_{vpl}	Hmotnost vývažku posuvných sil I. Řádu	kg
m_{vr}	Hmotnost vývažku rotačních sil	kg
m_{vs}	Hmotnost sacího ventilu	kg
M_{vskmax}	Maximální krouticí moment na vačkové hřídeli	N·m
m_{vss}	Posuvná hmota sacího vačkového mechanismu	kg
m_{vv}	Hmotnost výfukového ventilu	kg
m_{vvv}	Posuvná hmota výfukového vačkového mechanismu	kg
m_{za}	Hmotnost ventilového zámku	kg
m_{zal}	Hmotnost zalomení klikového hřídele	kg
m_{zd}	Hmotnost zdvihátka	kg
n	Otáčky motoru	min ⁻¹
n_j	Jmenovité otáčky motoru	min ⁻¹
n_{max}	Maximální otáčky motoru	min ⁻¹
n_{sp}	Počet závitů sací pružiny	—
n_{vmax}	Maximální otáčky vačkového hřídele	min ⁻¹
n_{vp}	Počet závitů výfukové pružiny	—
p	Spalovací tlak	Pa
p_{co}	Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	MPa
p_{cp}	Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	Mpa
P_e	Efektivní výkon	kW
p_e	Střední efektivní tlak	Mpa
P_{pl}	Měrný tlak na plášť pístu	MPa
p_{vd}	Tlak vzduchu před sacím ventilem	MPa
p_{vos}	Tlak ve válci motoru v okamžiku otevření sacího ventilu	MPa
p_{vov}	Tlak ve válci motoru v okamžiku otevření výfukového ventilu	MPa
p_{vs}	Minimální tlak ve spalovacím prostoru v průběhu sacího zdvihu	MPa
p_{vv}	Tlak plynů ve výfukovém kanálu	MPa
p_{vz}	Minimální tlak plynů ve válci při výfukovém zdvihu	MPa
p_{vzs}	Měrný tlak (Hertzův) ve stykové ploše sací vačky a zdvihátka	MPa
q_{sp}	Součinitel nerovnoměrnosti namáhání sací pružiny	—
q_{vp}	Součinitel nerovnoměrnosti namáhání výfukové pružiny	—
R	Rameno kliky (polovina zdvihu pístu)	mm
R_e	Pevnost na mezi kluzu	MPa
$R_{es10.9}$	Napětí na mezi kluzu šroubu 10.9	MPa

r_{kvs}	poloměr křivosti sací vačky v místě dosažení maximální hodnoty F_{zos}	mm
R_{ocy}	Reakce ojnicního čepu ve směru Y	N
R_{ocz}	Reakce ojnicního čepu ve směru Z	N
r_{vp}	Vzdálenost vývažku posuvných sil I. Řádu od své osy rotace	mm
r_{vr}	Vzdálenost vývažku rotačních sil od své osy rotace	mm
r_{vvs}	Rameno krouticího momentu vyvolané silou F_{vvs}	mm
S_{hls}	bezpečnost hlavového šroubu	—
S_{hlsd}	Průřez dřívku hlavového šroubu	mm ²
S_{hlsj}	Nejmenší průřez hlavového šroubu	mm ²
sk_{hls}	Rozměr klíče pro hlavový šroub	mm
sk_{ojs}	Rozměr klíče pro ojnicní šroub	mm
S_{ojs}	bezpečnost ojnicního šroubu	—
S_{ojsd}	Průřez dřívku ojnicního šroubu	mm ²
S_{ojsj}	Nejmenší průřez ojnicního šroubu	mm ²
S_p	Povrch dna pístu	m ²
S_{pc}	Bezpečnost pístního čepu	—
S_{pv}	Součinitel bezpečnosti proti zvětšení setrvačných sil	—
S_{pvp}	koeficient bezpečnosti pružin	—
S_{px}	minimální příčný průřez pláště pístu	m ²
S_{rk}	Průřez ramene kliky	m ²
S_{rk}	Bezpečnost ramene kliky	—
S_{ss}	Střední plocha sacího ventilového sedla	mm ²
t_{sp}	Stoupání závitu volné sací pružiny	mm
t_{vp}	Stoupání závitu volné výfukové pružiny	mm
U_{cs}	Lineární moment plochy nad řešeným vláknem pístního čepu	m ³
v	Rychlost pístu	m·s ⁻¹
V_c	Celkový objem válce	cm ³
V_k	Objem kompresního prostoru	cm ³
V_{np}	Objem nad pístem	cm ³
v_{ss}	Rychlost ve středním průměru sacího sedla	m·s ⁻¹
v_{vs}	Rychlost ve středním průměru výfukového sedla	m·s ⁻¹
V_z	Zdvihový objem válce	cm ³
V_{zm}	Zdvihový objem motoru	cm ³
W_{co}	Průřezový modul v ohybu pístního čepu	m ³
W_{hck}	Průřezový modul v krutu hlavního čepu	m ³
W_{oco}	Průřezový modul v ohybu ojnicního čepu	m ³
W_{po}	Průřezový modul v ohybu dna pístu	m ³
W_{rkk}	Průřezový modul v krutu ramene kliky	m ³
W_{rko}	Průřezový modul v ohybu ramene kliky	m ³
W_{vsk}	Průřezový modul v krutu vačkové hřídele	m ³
x	Dráha pístu	mm
y_{ps}	Stlačení sací pružiny v zamontovaném stavu	mm
y_{pv}	Stlačení výfukové pružiny v zamontovaném stavu	mm
y_{ss}	Stlačení sací pružiny v plně zatíženém stavu	mm
y_{sv}	Stlačení výfukové pružiny v plně zatíženém stavu	mm
y_z	Vzdálenost od těžiště osy Z	mm

Z	Zdvih pístu	mm
α	Úhel pootočení kliky od horní úvratě polohy	rad, °
α_{rk}	Součinitel obdélníkového průřezového modulu ramene kliky	—
β	Úhel výkyvu ojnice	rad, °
γ	Úhel natočení vačky	°
Δ_{pvs}	Rozdíl tlaků před a za sacím ventilem	MPa
Δ_{pvv}	Rozdíl tlaků před a za výfukovým ventilem	MPa
Δ_{spmin}	Minimální vůle mezi pracovními závity sací pružiny	mm
Δ_{vppmin}	Minimální vůle mezi pracovními závity výfukové pružiny	mm
Δ_{yvsp}	pracovní zdvih sací pružiny	mm
Δ_{yvvp}	pracovní zdvih výfukové pružiny	mm
ε	Kompresní poměr	—
η_t	Tepelná účinnost	—
κ	Poissonova konstanta	—
λ	Ojniční poměr	—
ξ	Zdvihový poměr	—
σ_{comax}	Maximální ohybové napětí pístního čepu	MPa
σ_{Dhls}	Dovolené napětí v tahu hlavového šroubu	MPa
σ_{Dojs}	Dovolené napětí v tahu ojničního šroubu	MPa
σ_{Dvpmat}	Dovolené napětí v tahu materiálu pružin	MPa
σ_{hls}	Napětí v tahu hlavového šroubu	MPa
σ_{ocomax}	Maximální napětí v ohybu ojničního čepu	MPa
σ_{ojs}	Napětí v tahu ojničního šroubu	MPa
σ_{pcred}	Redukované napětí pístního čepu	MPa
σ_{pomax}	Maximální ohybové napětí dna pístu	MPa
σ_{ptmax}	Maximální napětí v nejslabším místě pláště pístu	MPa
σ_{rkcred}	Redukované napětí ramene kliky	MPa
σ_{rkn}	Normálové napětí v rameni kliky	MPa
σ_{vpmat}	Napětí v tahu materiálu pružin	MPa
τ_{csmax}	Maximální smykové napětí pístního čepu	MPa
$\tau_{Dkvpmat}$	Dovolené napětí pružin v krutu	MPa
τ_{hcdov}	Dovolené napětí v krutu na hlavním čepu	MPa
τ_{hckmax}	Maximální napětí v krutu hlavního čepu	MPa
τ_{kspmax}	Maximální napětí v krutu sací pružiny	MPa
τ_{kvpmat}	Maximální napětí v krutu výfukové pružiny	MPa
τ_{rkmax}	Maximální napětí v krutu ramene kliky	MPa
τ_{vskmax}	Maximální napětí v krutu vačkové hřídele	MPa
ψ_{hls}	Součinitel proti odlehnutí hlavového šroubu	—
ψ_{ojs}	Součinitel proti odlehnutí ojničního šroubu	—
ω	Úhlová rychlost klikového hřídele	rad·s ⁻¹
ω_{max}	Maximální úhlová rychlost klikového hřídele	rad·s ⁻¹

Úvod

Spalovací motor je velmi důležitý vynález, bez kterého by se lidstvo v dnešní době zcela určitě neobešlo. Spalovací motor se používá pro pohon mnoha strojů různých velikostí a druhů, od motorových pil až po letadla. Automobily jsou nejčastěji poháněny čtyřdobými spalovacími motory.

Cílem této diplomové práce je vypracovat konstrukční návrh moderního čtyřdobého zážehového spalovacího motoru dle zadaných parametrů (**Tab.1**). Jedná se o jednoválcový, zážehový, atmosférický motor, který bude sloužit jako technologický demonstrátor automobilového motoru. Motor by měl svými parametry konkurovat současným nízkoobjemovým automobilovým motorům.

Tab. 1 - Požadované parametry motoru

Způsob plnění válce	Přirozené sání
Vstřikování paliva	Přímé
počet válců motoru	1
Zdvihový objem motoru	500 cm ³
Maximální výkon motoru	30 kW při 6000 ot·min ⁻¹
Kompresní poměr	14:1

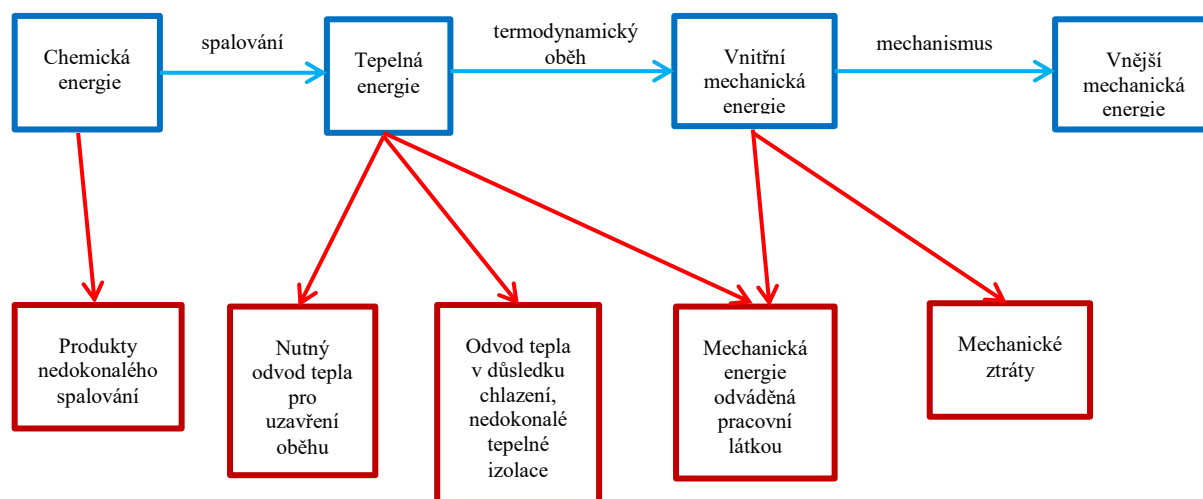
Pro uvedení do této problematiky bude na začátku práce provedeno rozdělení spalovacích motorů a popis čtyřdobého zážehového motoru. Dále zde budou zmíněna současná provedení automobilových zážehových motorů. Důležitou součástí je také popis současného měření emisí a spotřeby paliva.

Hlavní část práce bude věnována konstrukčnímu návrhu motoru, jenž bude proveden v CAD systému Siemens NX. Nezbytnou součástí pro vytvoření konstrukčního návrhu tvoří termodynamický návrh. V závěru práce budou některé části motoru ověřeny výpočtem.

1 Úvod do spalovacích motorů

1.1 Spalovací motor

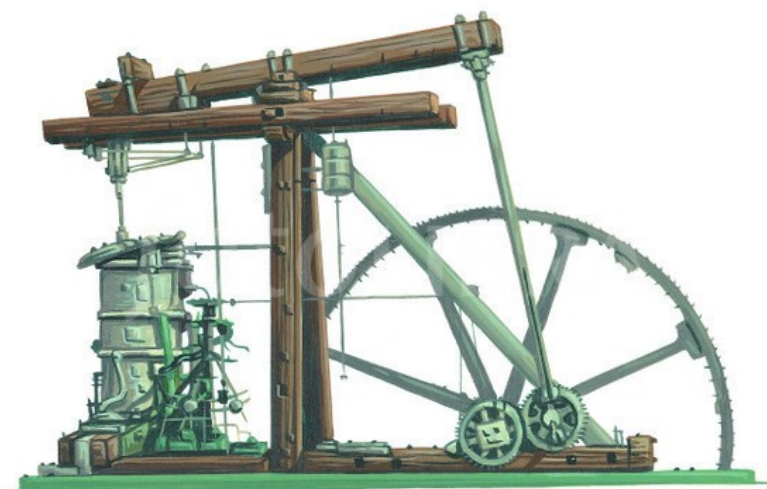
Spalovací motor je tepelný hnací stroj, který získává tepelnou energii z chemické energie spalováním vhodných tekutých (plynných a kapalných) paliv. Tepelná energie je dále transformována na vnitřní mechanickou energii termodynamickými ději. Soubor těchto dějů se nazývá termodynamický oběh. Vnitřní mechanická energie je přeměněna pomocí mechanismů na vnější mechanickou práci. Každá transformace energie sebou nese určité ztráty. Proces přeměny energií a jednotlivých ztrát je zobrazen na **Obr. 1**. [1]



Obr. 1 - Schéma transformace energie ve spalovacím motoru [1]

1.2 Historie spalovacích motorů

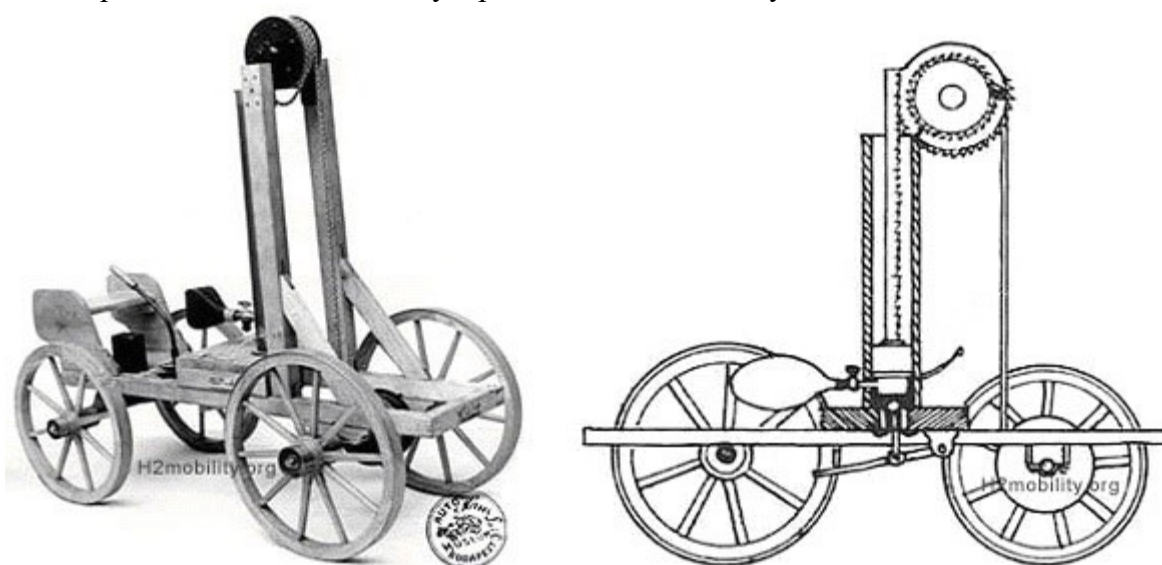
Historie spalovacích motorů sahá až na konec 18. Století. V té době již byl vynalezen parní stroj Jamese Watta, který představoval technickou revoluci, jenž měnil celý tehdejší svět. Vzhledem k jeho velkým rozměrům a nákladům na provoz si jej mohli dovolit pouze velké podniky, avšak menší podniky i řemeslníci potřebovali také pro pohon svých strojů zdroj mechanické energie. [2]



Obr. 2 - Wattův parní stroj [3]

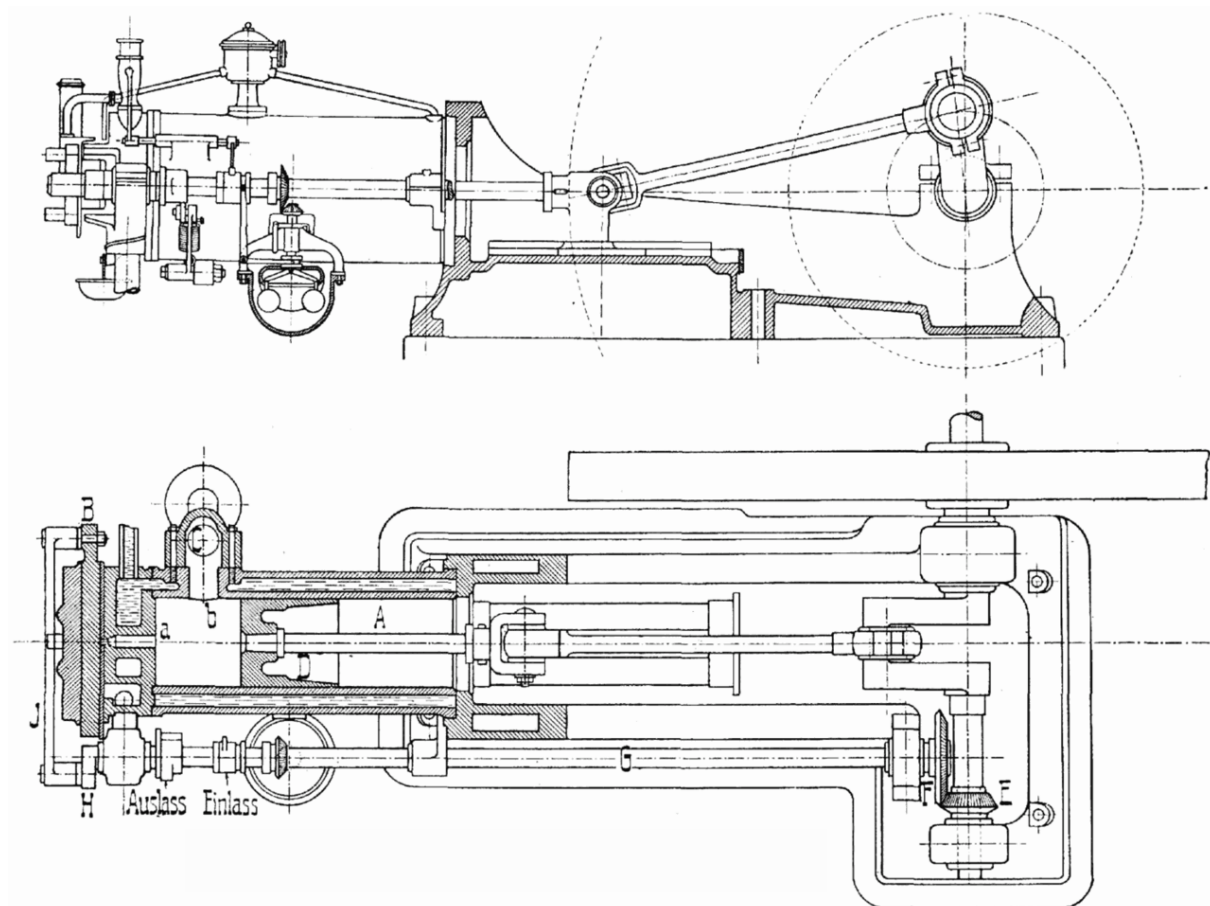
1.2.1 Zážehové motory

- 1786 – Francouzský vynálezce Philippe Lebon požádal o první patent na motor poháněný svítíplynem. Nikde není však dochováno, zdali tento stroj sestavil.
- 1794 – Angličan Robert Street navrhl první pístový spalovací motor. Jako pohonné médium měl být použit terpentýnový olej, který se musel ve válci motoru smísit se vzduchem, a po zapálení vnějším teplem, měly páry působit přímo na píst. Ani tento motor však nebyl zkonstruován, zejména pro nedostatek vhodných paliv.
- 1807 – Bývalý švýcarský dělostřelecký důstojník Issac de Rivaz získal první patent na vozidlo poháněné plynovým spalovacím motorem. Motor měl válec vytvořený z dělové hlavně, ve kterém byla elektricky zapalována směs svítíplynu a vzduchu. Píst byl po výbuchu vržen velkou silou vzhůru a pomocí ozubené tyče zabírající do pastorku a lanového převodu docházelo k roztočení kol vozidla. Byl však postaven pouze model, na kterém byla prokázána funkčnost vynálezu.



Obr. 3 - de Rivazův vůz [4]

- 1859 – Francouzský vynálezce Jean Joseph Étienne Lenoir získal patent na motor poháněný svítíplynem. Lze ho považovat za tvůrce prvního použitelného plynového motoru. Jednalo se o ležatý dvojčinný dvoudobý motor s šoupátkovým rozvodem a se zapalováním svítíplynu pomocí elektrické jiskry. Motorů bylo vyrobeno cca. 3000 kusů. Výkon motorů dosahoval od 1 do 9 koňských sil. Lenoir postupem času nahradil svítíplyn za páry získávané odpařováním benzínu. Jako první tedy zavedl používání kapalného paliva pro pohon vozidlového motoru.
- 1867 – Nicolaus Otto a Eugen Langen představili svůj atmosférický plynový motor. Motor byl sice hlučnější, ale měl nízkou spotřebu plynu (nižší než Lenoirův motor) a tak se osvědčil a začal sériově vyrábět roku 1872. Výkon motorů se pohyboval od ¼ do 3 koňských sil při 60 otáčkách za minutu. Zapalování bylo provedeno pomocí plynového plamínku, jenž se odkrýval ve vhodný okamžik pomocí šoupátka.
- 1876 – Tohoto roku Nicolaus Otto vyrobil čtyřtákní plynový motor se zvýšeným kompresním poměrem. Důvodem výroby nového motoru, byl fakt, že zákazníci požadovali vyšší výkon. Motor měl výkon asi 3 kW při 170 otáčkách za minutu, charakteristickým prvkem byl klikový mechanismus s křížákem a jednočinný píst. Tento typ zážehového motoru se stal základem pro pozdější spalovací motory. Zážehový motor této konstrukce je dodnes označován jako „Ottův motor“.



Obr. 4 - Výkres Ottova motoru [5]

1885 – Německý konstruktér Karl Benz postavil první tříkolové vozidlo se spalovacím motorem. Vozidlo bylo poháněno čtyřdobým zážehovým motorem o výkonu 0,75 hp při 450 otáčkách za minutu. Jako pohonné médium byl použit ligroin (starý název pro lehký benzín). Motor byl již vybaven zapalováním směsí elektrickou jiskrou. Benzinové páry byly získávány tak, že se nádržka s benzínem zahřívala výfukovými plyny a nasávaný vzduch procházel do válce motoru prosáváním přes nádržku s benzínem. Chlazení válce motoru bylo zajištěno odpařováním vody. Patent na toto vozidlo K. Benz obdržel v lednu 1886. O tři roky později se v Benzově závodě vyrábělo téměř 600 vozidel ročně.



Obr. 5 - Benz Velo - první automobil Poháněný benzínem [37]

1885 – Bývalý hlavní konstruktér Ottova výrobního závodu (Gasmoterenfabrik Deutz) Gottlieb Daimler zkonstruoval vylepšený Ottův motor. Snažil se dosáhnout vyššího výkonu motoru zvýšením otáček motoru. Záhy však zjistil, že omezením je nízkonapěťové elektrické zapalování. Problém vyřešil použitím zapalování pomocí žhavicí trubičky. Žhavicí

trubička procházela stěnou hlavy válce a byla zahřívána zvenku malým plamínkem. V průběhu komprese byla čerstvá směs zatlačována do trubičky, ve které se od žhavé stěny spálila. Tímto řešením se otáčky motoru zvedly na 900 otáček za minutu a velikost motoru se zmenšila. Motor malých rozměrů zabudoval do stroje dřevěné konstrukce. Jednalo se o první motocykl (i když měl po straně dvě stabilizační kolečka).



Obr. 6 - První motocykl [38]

Motocykl měl poháněné zadní kolo, řemenicí přes předlohový hřídel a ozubená kola. Výfukový ventil byl ovládán mechanicky, ale vstup směsi byl ovládán sáním pístu.

1897 – Na území České republiky byl vyroben první automobil v Kopřivnické vozovce a.s. (dnešní Tatra a.s.). Jmenoval se Präsident. Podvozek vycházel z kopřivnického kočáru „Mylord“. V zadní části vozidla, v prostoru, který u kočárů sloužil jako zavazadlový prostor, se nacházel čtyřtákní ležatý dvouválcový motor Benz o obsahu 2,714 l a výkonu přibližně 5 k, při 600 min^{-1} . Sací ventil byl ovládán automaticky a výfukový ventil vačkovou hřídelí. Směs byla tvořena v povrchovém odpařovacím karburátoru. Zapalování zajišťoval vysokonapěťový transformátor s přerušovačem primárního okruhu a napájením z dynama.



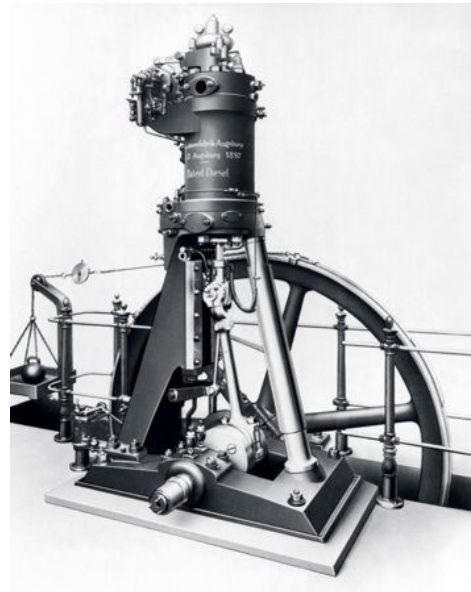
Obr. 7 - Tatra Präsident (muzeum Tatra)

[2] [6] [7]

1.2.2 Vznětové motory

1897 – Tento rok je považován za vznik vznětového motoru, díky Rudolfovi Dieselovi, který sestrojil čtyřdobý motor se zapalováním kompresním teplem. Motor dosahoval výkonu 14,7 kW při otáčkách 170 min^{-1} . Jako palivo byl použit petrolej rozprašovaný do válce stlačeným vzduchem. Motor byl velmi hospodárný, ale pro značné rozměry a vysokou hmotnost našel motor své využití jako motor lodní či stabilní. Využití v automobilech umožnila až náhrada složitého kompresoru vstřikovacím čerpadlem. Výsledkem bylo snížení hmotnosti a zmenšení rozměru motoru.

[2] [6]



Obr. 8 - Dieselův motor [39]

1.3 Rozdělení spalovacích motorů

Spalovací motory lze rozdělit podle následujících kritérií:

1. podle způsobu přívodu tepelné energie,
2. podle způsobu přeměny tepelné energie v mechanickou práci,
3. podle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu.

1.3.1 Podle způsobu přívodu tepelné energie

Podle způsobu přívodu tepelné energie, se rozlišují motory s:

- a) vnějším spalováním,
- b) vnitřním spalováním.

U motorů s vnějším spalováním probíhá spalovací proces mimo pracovní prostor. Zdrojem energie může být vodní pára, vzduch a některé plyny, např. helium. Mezi tyto motory patří např. Stirlingův motor, pístový parní stroj a parní turbína. U Stirlingova motoru a pístového parního stroje je pracovní médium využito jako zdroj potenciální energie. Naopak u parní turbíny je využita kinetická energie vodní páry.

U motorů s vnitřním spalováním probíhá spalovací proces uvnitř pracovního prostoru. Vzniklé spaliny působí přímo na pohyblivé části motoru. Mezi motory s vnitřním spalováním patří např. pístový spalovací motor a spalovací turbína. [6]

1.3.2 Podle způsobu přeměny tepelné energie v mechanickou práci

Podle způsobu přeměny tepelné energie v mechanickou práci lze rozdělit spalovací motory na:

- a) pístové,
- b) proudové,
- c) lopatkové.

Pístové spalovací motory využívají zejména potenciální energii spalin. Tyto motory jsou podrobněji rozděleny v kapitole [1.3.4 Rozdělení pístových spalovacích motorů](#).

Proudové spalovací motory využívají reakční sílu vytékajících spalin. Spaliny proudí vysokou rychlostí z výstupní trysky motoru.

Lopátkové spalovací motory získávají mechanickou práci z kinetické energie spalin. [1] [6]

1.3.3 Podle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu

Podle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu se mohou spalovací motory rozdělit na:

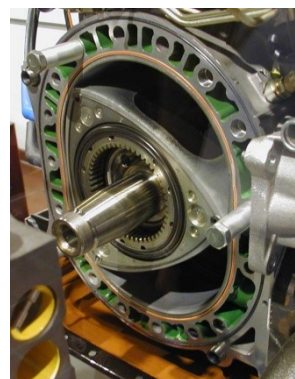
- a) motory s nestacionárními ději,
- b) motory se stacionárními ději.

Pro motory s nestacionárními ději je typická časová proměnlivost stavů paliva zachyceného v jednom místě motoru. V určité části pracovního prostoru (např. válec) probíhá veškerý periodicky se opakující pracovní oběh, z tohoto důvodu se mění i teplota. Tvar jednotlivých částí pracovního prostoru musí tedy splňovat plno protichůdných požadavků. Typickým nestacionárním spalovacím motorem je pístový motor.

Pro motory se stacionárními ději je typická časová ustálenost stavů v jednom místě motoru. V určité části motoru dochází ke stejnému ustálenému ději. Každá část motoru má tedy svou oddělenou funkci, pro kterou je navržena. [1]

1.3.4 Rozdělení pístových spalovacích motorů

1. Podle pohybu pístu:
 - a. s přímočarým vratným pohybem pístu,
 - b. s krouživým pohybem pístu.
2. Podle principu činnosti:
 - a. dvoudobé,
 - b. čtyřdobé.
3. Podle druhu použitého paliva:
 - a. motory na kapalná paliva,
 - i. benzínové,
 - ii. naftové,
 - iii. etanolové,
 - b. motory na plynná paliva,
 - i. propan-butanové (LPG),
 - ii. na zemní plyn (CNG, LNG).
4. Podle způsobu zapálení směsi:
 - a. zážehové,
 - b. vznětové.
5. Podle způsobu plnění válců:
 - a. nepřepřňované,
 - b. přepřňované.
6. Podle počtu válců:
 - a. jednoválcové,
 - b. víceválcové.
7. Podle střední pístové rychlosti:
 - a. pomaloběžné (střední pístová rychlost $c_s < 6,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$),
 - b. rychloběžné (střední pístová rychlost $c_s > 6,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).
8. Podle způsobu chlazení:
 - a. přímé (vzduchem),
 - b. nepřímé (kapalinou),
 - c. smíšené.
9. Podle způsobu tvorby směsi:



Obr. 9 - Wankelův motor
(motor s krouživým
pohybem pístu) [40]

- a. před spalovacím prostorem,
 - b. ve spalovacím prostoru.
10. Podle konstrukce rozvodového mechanismu:
- a. ventilové,
 - b. šoupátkové,
 - c. kanálovým rozvodem.
11. Podle počtu ventilů v hlavě jednoho válce:
- a. dvouventilové,
 - b. víceventilové.
12. Podle poměru zdvihu pístu Z ku vrtání válce D :
- a. podčtvercové (krátkozdvihové) $Z/D < 1$,
 - b. čtvercové $Z/D = 1$,
 - c. nadčtvercové (dlouhozdvihové) $Z/D > 1$.
13. Podle smyslu otáčení:
- a. pravotočivé,
 - b. levotočivé.

[7] [2]

1.4 Čtyřdobý zážehový spalovací motor

1.4.1 Mechanické části

Čtyřdobý zážehový spalovací motor se skládá z pevných částí motoru, pohyblivých částí motoru a z příslušenství motoru. Jednotlivé konstrukční skupiny obsahují:

- Pevné části motoru
 - spodní víko motoru
 - kliková skříň
 - blok válců
 - hlava válců
 - víko hlavy válců
 - válce
 - boční víka
- Pohyblivé části motoru
 - klikové ústrojí
 - klikový hřídel
 - ojnice
 - píst
 - setrvačnik
 - rozvodové ústrojí
 - ventily
 - ventilové pružiny
 - ventilová vahadla
 - hřídel vahadel
 - vačková hřídel
 - kola rozvodu
 - rozvodový řetěz nebo ozubený řemen
- příslušenství motoru
 - chladicí soustava
 - mazací soustava

- palivová soustava
- zapalování
- zařízení pro přípravu směsi
- zařízení pro odvod spalin

1.4.2 Pracovní cyklus

U čtyřdobého zážehového spalovacího motoru probíhá pracovní cyklus za dvě otáčky klikového hřídele, je tedy realizován čtyřmi zdvihy pístu, každý zdvih pístu představuje jednu fázi. Jednotlivé fáze jsou:

1. sání,
2. komprese,
3. expanze,
4. výfuk.

Pracovní cyklus zážehového spalovacího motoru je znázorněn na **Obr. 10**.

1.4.2.1 Sání

Píst se pohybuje z horní úvratě (HÚ), ve válci se zvětšuje pracovní prostor. Důsledkem toho vzniká ve válci podtlak 0,01 MPa až 0,03 MPa. Tlak v okolí je tedy vyšší, než tlak ve válci a vzduch je nasáván do sacího systému. Zápalná směs vzduchu a paliva (čerstvá náplň) vzniká buď v sacím systému, nebo až ve spalovacím prostoru vstříkem paliva. Čerstvá náplň nebo pouze vzduch proudí přes otevřený sací ventil (SV) do válce motoru. Aby bylo dosaženo co nejlepší plnicí účinnosti (tj. množství čerstvé směsi či vzduchu, která se dostane do válce během sání) a tím zvýšením výkonu motoru, musí se SV otevírat až 45° před HÚ. V tento moment končí předcházející doba výfuk. Výfukový ventil (VV) je stále otevřen (tento jev se nazývá překrývání ventilů). SV se uzavírá 35° až 90° za DÚ, aby se dosáhlo lepšího naplnění válce a tím i zvýšení plnicí účinnosti a výkonu motoru.

Doba otevření SV bývá od 220° do 310° úhlu natočení klikového hřídele. [8] [7]

1.4.2.2 Komprese

Píst se pohybuje z DÚ do HÚ, tím dochází ke stlačování čerstvé náplně či vzduchu (SV i VV jsou uzavřeny). Při stlačování se zvyšuje ve válci teplota a tlak. Teplota dosahuje na konci kompresního zdvihu 400 až 500°C a tlak až 1,8 MPa.

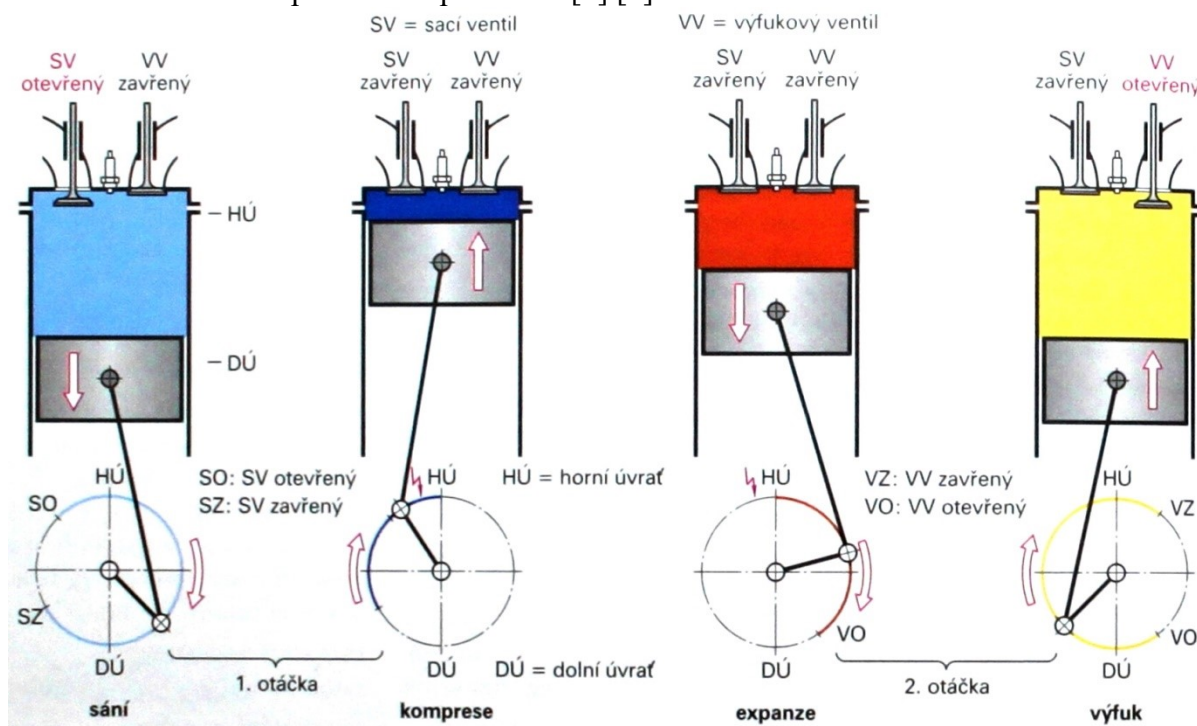
Díky zvyšující se teplotě dochází k ohřátí směsi paliva a vzduchu. Ohřátí podporuje odpařování kapalného paliva a vytvoření homogenní směsi se vzduchem. Následkem toho je připravena zápalná směs, která během 3. pracovní doby (expanze) rychle a dokonale shoří. [8] [7]

1.4.2.3 Expanze

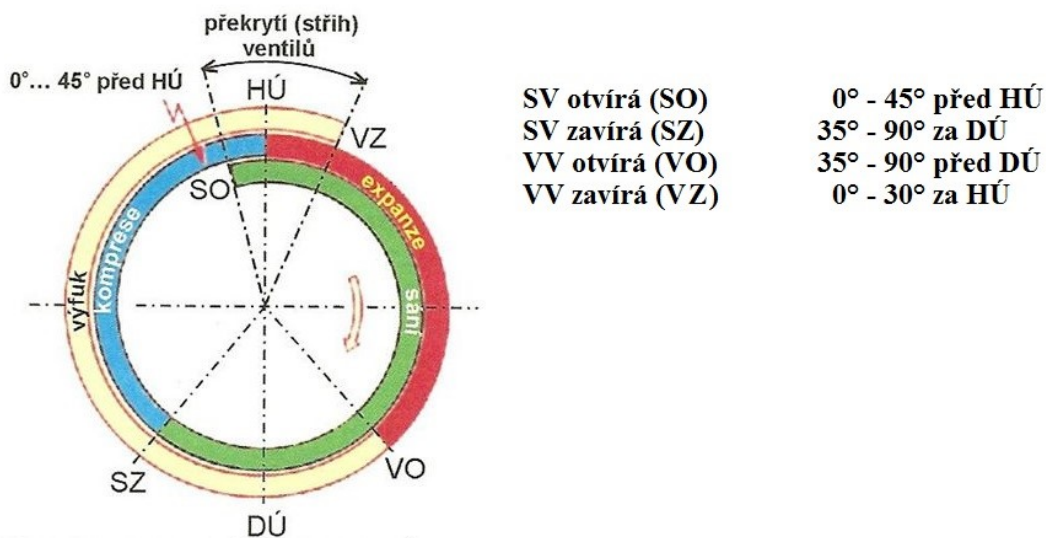
Při expanzi dochází k zažehnutí zápalné směsi elektrickým výbojem (jiskrou) mezi elektrodami zapalovací svíčky. Od přeskočení jiskry až do plného rozvinutí čela plamene uplyne asi 0,001 s při rychlosti spalování 25 až 40 m·s⁻¹. Z tohoto důvodu musí k přeskočení jiskry docházet v závislosti na otáčkách motoru 0° až 45° před HÚ kvůli potřebnému času pro nárůst spalovacího tlaku 4 až 6,5 MPa a teplota až 2500 °C, krátce za HÚ. Expanze plynů vyvolává tlakovou sílu, která působí na píst, díky tomu se píst pohybuje z HÚ do DÚ, čímž dochází k přeměně tepelné energie v mechanickou práci. [8] [7]

1.4.2.4 Výfuk

Výfukový ventil se otevírá ještě před ukončením expanzního zdvihu 35° až 90° před DÚ. Příčinou poměrně vysokého tlaku ve válci ($0,3$ až $0,5$ MPa) proudí výfukové plyny až rychlostí zvuku z válce otevřeným VV do výfukového kanálu a následně do výfukového potrubí. Během pohybu pístu z DÚ do HÚ jsou vytlačovány zbylé výfukové plyny za přetlaku $0,02$ MPa. Aby se zlepšilo odvádění výfukových plynů, VV se zavírá až 30° za HÚ. Tedy v době kdy je již otevřen SV. Překrytí ventilů podporuje výplach válce a zlepšuje plnění válce následkem ochlazení spalovacího prostoru. [8] [7]



Obr. 10 - Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [7]



Obr. 11 - Kruhový diagram časování ventilového rozvodu [6]

2 Současné trendy zážehových spalovacích motorů

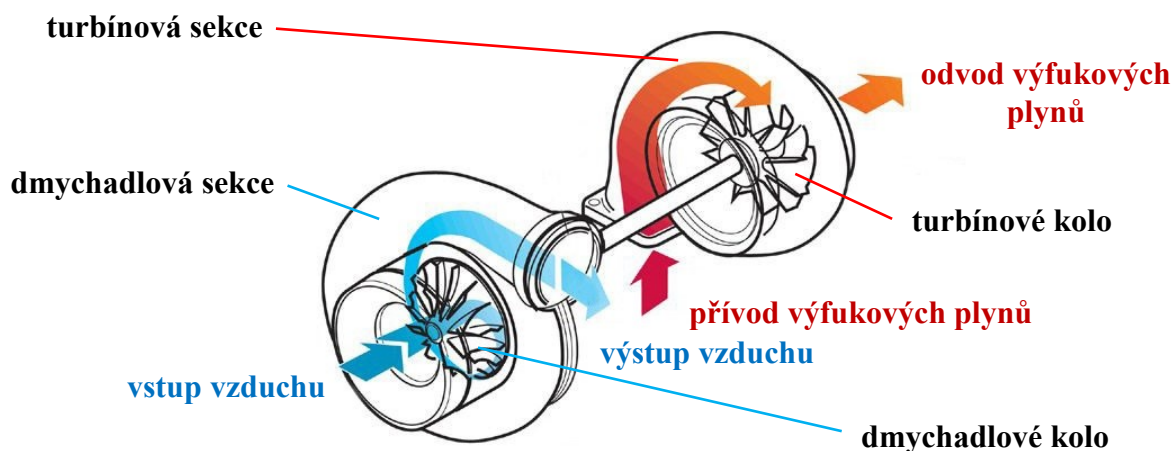
V dnešní době se velmi dbá na ekologii. Z tohoto důvodu je kladen velký důraz na hospodárnost spalovacích motorů. Popudem k tomu byla v roce 1993 uvedena v platnost závazná Emisní norma Euro, která stanovuje limitní hodnoty škodlivých látek ve výfukových plynech spalovacích motorů automobilů. Emisní norma Euro je postupně nahrazována novější verzí. Každá nová verze má přísnější limity než předchozí. Dále vyšlo v platnosti nařízení Evropského parlamentu z roku 2009, které zavedlo pokuty za nadměrné emise CO₂ prodaných vozů. V současné době by průměrné emise všech vozů daného výrobce neměli překračovat hodnotu 130 g/km (hodnota se může u jednotlivých automobilek lehce lišit, podle toho do jaké kategorie spadají). Pokud tuto hodnotu výrobci automobilů překročí, zaplatí za každý g/km a každý automobil nemalou pokutu.

Od současného spalovacího motoru se tedy očekává, že bude spotřebovávat méně paliva a bude produkovat nižší emise, než jeho předchůdce a to vše při zachování či zvýšení výkonnostních parametrů motoru. Tohoto trendu lze dosáhnout zvyšováním účinnosti motoru a snížením pasivních odporů. Pokud bychom brali automobil jako celek (ne jen motor), tak zde hraje důležitou roli hmotnost a aerodynamika vozidla.

V dnešní době se těchto požadavků snaží většina automobilek dosáhnout zmenšováním zdvihového objemu motorů tzv. „downsizingu“.

2.1 Downsizingové motory

Cílem downsizingu je snižování zdvihového objemu a počtu válců motoru, za účelem snížení oxidu uhličitého a spotřeby paliva. Aby bylo možné zachovat u menšího motoru stejný výkon, kterým disponuje větší atmosférický motor, je třeba jej vybavit přeplňováním. Přeplňování se nejčastěji realizuje turbodmychadlem. K méně používanějším způsobům patří přeplňování kompresorem (mechanicky poháněné dmychadlo) či kombinace turbodmychadla a kompresoru. Turbodmychadlo má oproti kompresoru jednodušší konstrukci a potřebuje menší zástavbový prostor, dále je jeho výhodou nižší měrná efektivní spotřeba paliva. Princip činnosti turbodmychadla (viz. **Obr. 12**) spočívá v tom, že výfukové plyny, které opustily spalovací prostor, proudí do turbínové sekce, kde svými dynamickými účinky roztáčí lopatky turbíny. Lopatky turbíny jsou spojeny hřídelí s lopatkami dmychadla. Lopatky dmychadla jsou tedy také roztáčeny, a tím je pumpován vzduch do spalovacího prostoru.



Obr. 12 - Princip činnosti turbodmychadla [6]

Nižší zdvihový objem a méně válců znamená nižší hmotnost motoru, nižší ztráty třením a menší moment setrvačnosti motoru. Avšak ušetřená hmotnost a tření, jež se ušetřily na chybějícím válci, se zde mohou částečně vrátit, neboť většina downsizingových motorů potřebuje vyvažovací hřídel. Dále hmotnost motoru zvyšuje turbodmychadlo. Downsizingové motory mají často velmi rozdílné normované hodnoty spotřeby paliva a CO_2 , od hodnot dosahovaných v reálném provozu. Důvodem jsou současné testy normované spotřeby paliva (emisí CO_2) dle jízdního cyklu NEDC (více o metodice měření v kapitole [2.4 Normování spotřeby paliva a emisí \$\text{CO}_2\$](#)), které jim vyhovují. Dalo by se s nadsázkou říci, že downsizingové motory jsou na současné testy spotřeby paliva stavěné. V následujících podkapitolách budou popsány vybrané downsizingové motory.

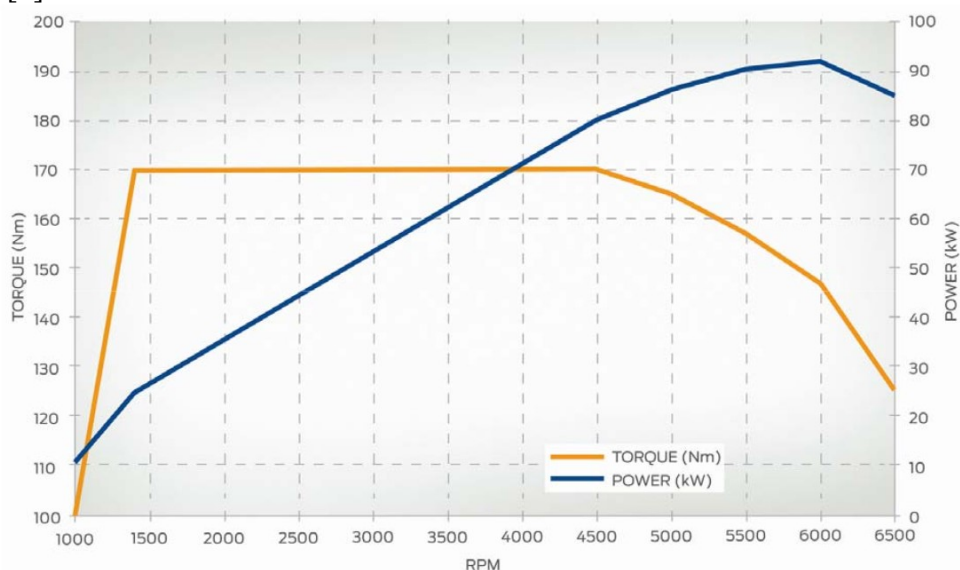
2.1.1 Ford 1,0 EcoBoost

Tento motor nahradil u Fordu v roce 2012 1,6 l atmosférický zážehový čtyřválcový motor. Jedná se o řadový tříválcový zážehový motor přepínaný turbodmychadlem. Ačkoliv se jedná o tříválcový motor, tak není zde použita vyvažovací hřídel, která zvyšuje hmotnost a zbytečně odebírá výkon. Nevyvážený chod motoru je kompenzován asymetrickým vyvážením setrvačnicku a řemenice. Motor disponuje tzv. funkcí overboost, při prudké akceleraci dočasně dovolí řídicí jednotka zvýšení plnicího tlaku, tím krátkodobě vyvine točivý



Obr. 13 - Ford 1,0 EcoBoost [41]

moment 200 N·m. Motor dále disponuje např. funkcí Ti-VCT tj. proměnným časováním sacích a výfukových ventilů. Důležité technické parametry jsou zobrazeny v **Tab. 2**. Na **Obr. 14** je zobrazena rychlostní charakteristika motoru, ze které je patrné, že do $1400 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ roste točivý moment téměř skokově. Ford dodává motor 1,0 EcoBoost od kategorie malých automobilů (Fiesta), až po kategorii středních automobilů (Mondeo). Důvodem nasazení tohoto motoru do Fordu Mondea byla nízká normovaná spotřeba paliva. Ford 1,0 EcoBoost je považován za nejlepší downsizingový motor, již pětkrát vyhrál cenu za nejlepší motor do 1000 cm^3 . [9]



Obr. 14 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Ford 1,0 EcoBoost [10]

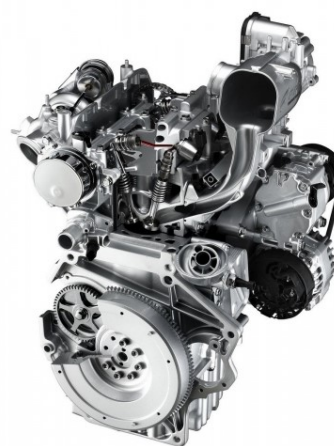
Tab. 2 - Technické parametry motoru Ford 1,0 EcoBoost [10]

Zdvihový objem	999	cm ³
Vrtání	71,9	mm
Zdvih	82,0	mm
Kompresní poměr	10,0:1	–
Maximální výkon/ při otáčkách	92/ 6000	kW/ ot·min ⁻¹
Maximální točivý moment/ při otáčkách	170/ 1400-4000	N·m/ ot·min ⁻¹
Počet válců	3	–
Hlava válců	Slitina hliníku	
Blok motoru	litina	
Způsob rozvodu	DOHC se 4-mi ventily na válec, variabilní časování sacích a výfukových ventilů	
Pohon vačkové hřídele	Rozvodový řemen mazaný olejem s dynamickým napínačem	
Kliková hřídel	Litina, 6 protizávaží, 4 hlavní ložiska	
Vstřikování paliva	Vysokotlaké přímé vstřikování s 6-ti otvorovými vstřikovači	
Řízení emisí	Třícestný katalyzátor s lambda sondou	
Mazání	Elektronicky řízené olejové čerpadlo s variabilním tlakováním	
Chlazení	Dělený chladicí systém s 2-mi termostaty	
Přeplňování	Nízko tlaké turbodmychadlo od výrobce Continental	

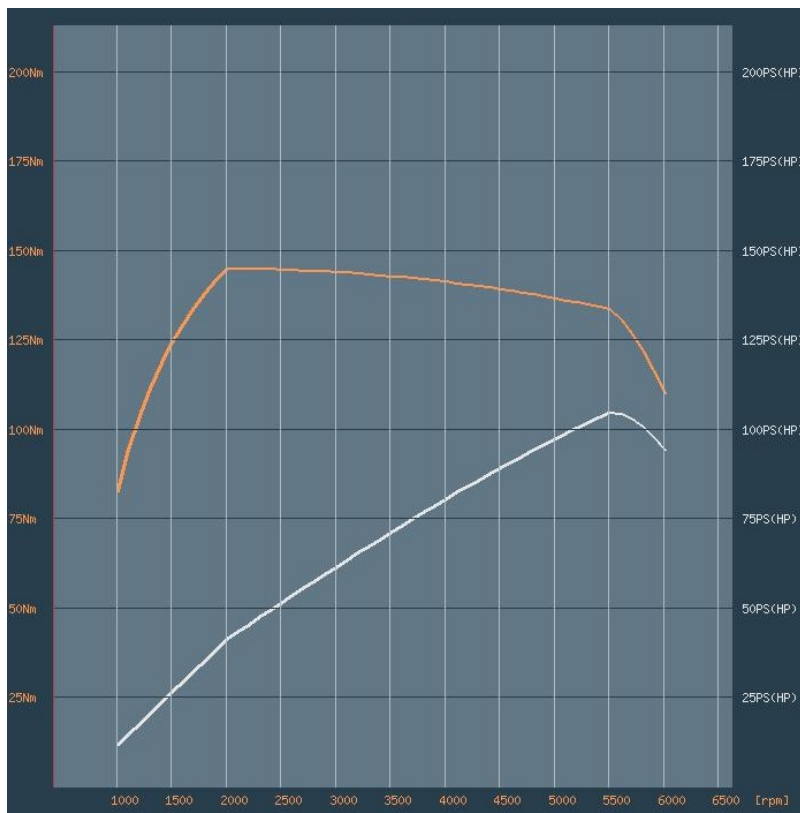
2.1.2 Fiat 0,9 TwinAir

Motor 0,9 TwinAir nasadila automobilka Fiat do modelu 500 v roce 2011. Jedná se o zážehový dvouválcový řadový motor přeplňovaný turbodmychadlem o zdvihovém objemu 875 cm³. Motor disponuje systémem MultiAir s elektrohydraulickým ovládním zdvihu a doby otevření sacích ventilů. Díky tomuto systému tedy není potřeba vačková hřídel pro ovládní sacích ventilů. Další technické parametry jsou zobrazeny v **Tab. 3**. Rychlostní charakteristika je zobrazena na **Obr. 16**, z ní je patrné, že automobil osazený tímto motorem začne výrazněji akcelarovat až po 2000 ot·min⁻¹. Tento fakt je potvrzen testy mnoha nezávislých automobilových magazínů a serverů. Motor byl dále nasazen u modelů Fiat Panda, Punto a Alfa Romeo MiTo. Výrobce udává velmi nízkou normovanou spotřebu palivu, v provozu je však spotřeba o hodně vyšší.

Dalo by se říci, že tento motor představuje pomyslnou hranici, kam až může downsizing dojít. [11]



Obr. 15 - Motor Fiat 0,9 TwinAir [11]



Obr. 16 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Fiat 0,9 TwinAir [12]

Tab. 3 - Technické parametry motoru Fiat 0,9 TwinAir [13]

Zdvihový objem	875	cm ³
Vrtání	80,5	mm
Zdvih	86	mm
Kompresní poměr	10,0:1	—
Maximální výkon/ při otáčkách	77/ 5500	kW/ ot·min ⁻¹
Maximální točivý moment/ při otáčkách	145/ 2000	N·m/ ot·min ⁻¹
Počet válců	2	—
Hlava válců	Slitina hliníku	
Blok motoru	litina	
Způsob rozvodu	SOHC se 4-mi ventily na válec, variabilní časování sacích ventilů	
Pohon vačkové hřídele	Rozvodový řetěz	
Klíková hřídel	Litina, 3 hlavní ložiska	
Vstřikování paliva	Vícebodové vstřikování	
Řízení emisí	Třícestný katalyzátor s lambda sondou	
Mazání	Mechanicky poháněné olejové čerpadlo	
Chlazení	Chlazení kapalinou	
Přeplňování	Turbodmychadlo	

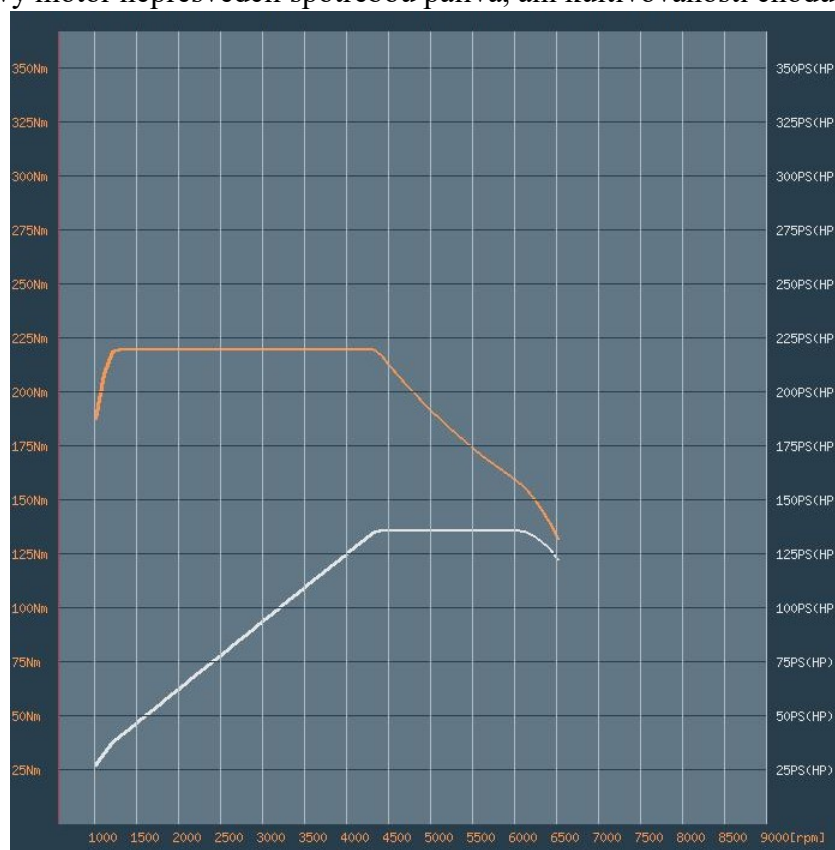
2.1.3 BMW 1,5 TwinPower Turbo

Jedná se řadový tříválec plněný turbodmychadlem o zdvihovém objemu 1499 cm³. Motor disponuje systémy Valvetronic a Double-Vanos, jež umožňují proměnné časování sacích i výfukových ventilů. Tento motor se poprvé představil v roce 2013 v hybridním sportovním automobilu BMW i8. Jednalo se o jeho silnější verzi osazenou třemi turbodmychadly naladěnou na 170 kW. Masověji se začal používat ve své méně výkonné verzi s jedním turbodmychadlem (100 kW) v modelech BMW řady 1, 2, 3, X1 a



Obr. 17 - Motor BMW 1,5 TwinPower Turbo [42]

Mini Copperu. Automobilka tímto motorem nahradila atmosférické čtyřválcové motory o zdvihových objemech 1,6 l a 1,8 l. Technické parametry motoru jsou zobrazeny v **Tab. 4**. Na **Obr. 18** je zobrazena rychlostní charakteristika motoru, na které je patrná dostupnost maximálního výkonu ve velkém rozsahu otáček (4400 – 6000 ot·min⁻¹). Dle nezávislých testů tento tříválcový motor nepřesvědčil spotřebou paliva, ani kultivovaností chodu. [14]



Obr. 18 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru BMW 1,5 TwinPower Turbo [14]

Tab. 4 - Technické parametry motoru BMW 1,5 TwinPower Turbo [14]

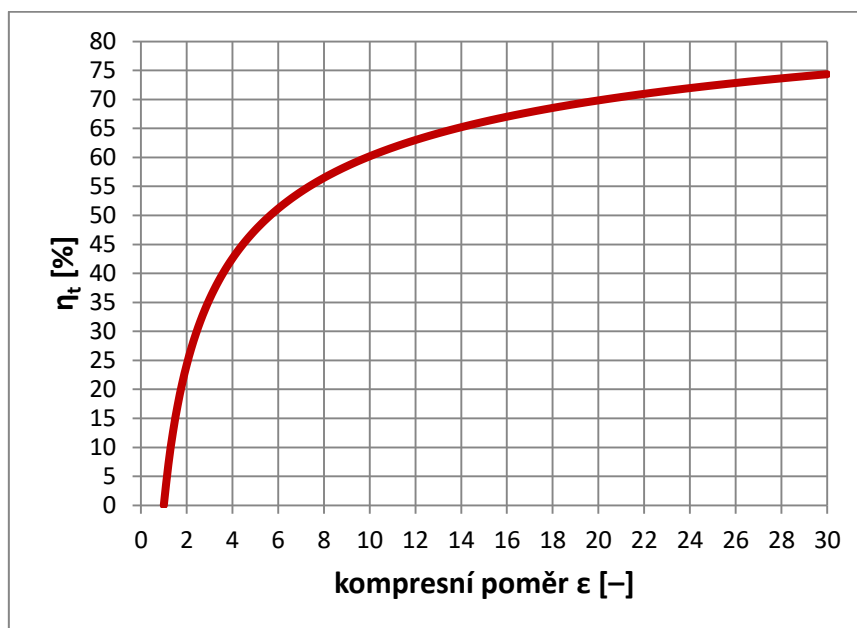
Zdvihový objem	1499	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	94,6	mm
Kompresní poměr	11,0:1	–
Maximální výkon/ při otáčkách	100/ 4400 – 6000	kW/ ot·min ⁻¹
Maximální točivý moment/ při otáčkách	220/ 1250 – 4300	N·m/ ot·min ⁻¹
Počet válců	3	–
Hlava válců	Slitina hliníku	
Blok motoru	Slitina hliníku	
Způsob rozvodu	DOHC se 4-mi ventily na válec, variabilní časování ventilů	
Pohon vačkové hřídele	Rozvodový řemen	
Kliková hřídel	- , 4 hlavní ložiska	
Vstřikování paliva	přímé vstřikování	
Řízení emisí	Třícestný katalyzátor s lambda sondou	
Mazání	-	
Chlazení	Chlazení kapalinou	
Přeplňování	Turbodmychadlo od výrobce Continental	

2.2 Atmosférické motory s vysokým kompresním poměrem

Dalším způsobem jak dosáhnout vyšší účinnosti motoru, je použití vysokého kompresního poměru. Kompresní poměr udává poměr mezi objemem nasáté směsi a objemem stlačené směsi. U běžných zážehových spalovacích motorů se pohybuje v rozmezí od 8:1 do 11:1, lze však dosáhnout i hodnoty 14:1. Dalšími výhodami vysokého kompresního poměru jsou nižší vyprodukované emise a příznivější průběh točivého momentu motoru v závislosti na jeho otáčkách. Na **Obr. 19** je zobrazena závislost tepelné účinnosti na kompresním poměru zážehového spalovacího motoru.

Problémem vysokého kompresního poměru u zážehových motorů může být detonační hoření (klepání). Detonační hoření je samovolné vznícení čerstvé směsi ve spalovacím prostoru zážehového motoru, které je nekontrolovatelné. Během detonačního spalování se rychlost šíření plamene může zvýšit až na rychlost přesahující 2000 m·s⁻¹ oproti normálnímu spalování, kdy je rychlost hoření cca 30 m·s⁻¹. Vlivem vysoké spalovací rychlosti dochází k vytvoření tlakové vlny, která naráží na stěny spalovacího prostoru. Detonační hoření se projevuje ostrým kovovým zvukem (klepáním) a může způsobit mechanické poškození hlavy válce, těsnění pod hlavou válce a případně i pístů. V dnešní době však existují konstrukční řešení, díky kterým lze detonačnímu hoření zamezit.

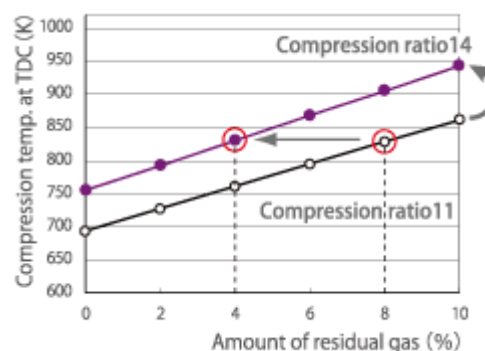
Použitím vysokého kompresního poměru lze tedy lépe využít energii obsaženou v palivu, tím snížit spotřebu paliva nejen v NEDC cyklu, ale i v reálném provozu. Pro volbu atmosférického motoru s vysokým kompresním poměrem se rozhodla japonská automobilka Mazda. Je tedy průkopníkem v tomto směru a nenechala se strhnout masovým rozmachem downsizingu. [15] [16]



Obr. 19 - Závislost tepelné účinnosti na kompresním poměru zážehového spalovacího motoru

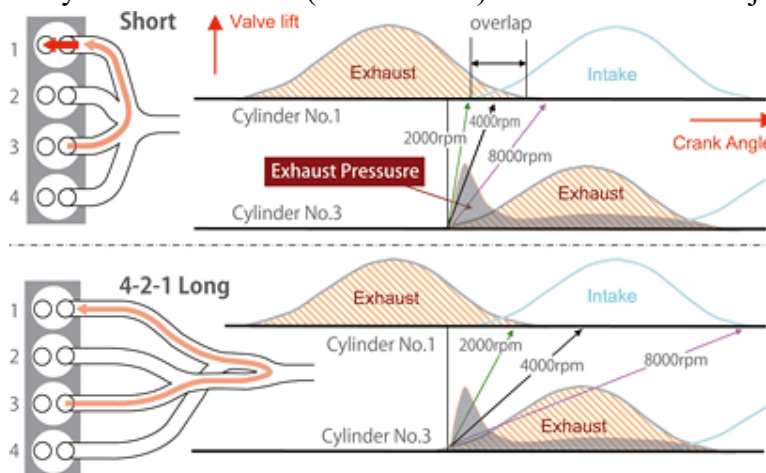
2.2.1 Mazda Skyactiv-G

Motory Mazda Skyactiv-G jsou zážehové čtyřválcové atmosféricky plněné motory, které byly vyvinuty s důrazem na zvýšení tepelné účinnosti motoru, snížení vnitřního tření a hmotnosti motoru, aby se dosáhlo nižší spotřeby paliva a emisí. Motory Skyactiv-G se vyrábějí od zdvihového objemu 1,3 l až do 2,5 l, všechny motory mají hlavní společné konstrukční prvky. Vysoký kompresní poměr (13:1 nebo 14:1), který zvyšuje tepelnou účinnost oproti běžným motorům o 9%. Aby nedocházelo v motorech k detonačnímu spalování, bylo potřebné snížit množství zbytkových výfukových plynů, neboť zvyšují teplotu ve válci před kompresí. Pro zachování stejné teploty na konci komprese, se musely zbytkové výfukové plyny snížit z 8% na 4%, i když se kompresní poměr zvýšil z 11:1 na 14:1 (viz. Obr. 20). Jednou z možností jak snížit zbytkové plyny je použití poměrně dlouhého 4-2-1 výfukového potrubí, princip funkce je znázorněn na Obr. 21. Z obr. 21 plyne, že pokud je použito krátké potrubí 4-1, tak tlaková vlna vznikající výfukovými plyny po otevření výfukových ventilů 3. válce, může například přejít potrubím do 1. válce, protože dokončuje svou expanzní dobu a začíná dobu sání (v prvním válci vzniká podtlak). Důsledkem



Obr. 20 - Snížení zbytkového plynu a teploty komprese [18]

zachování stejné teploty na konci komprese, se musely zbytkové výfukové plyny snížit z 8% na 4%, i když se kompresní poměr zvýšil z 11:1 na 14:1 (viz. Obr. 20). Jednou z možností jak snížit zbytkové plyny je použití poměrně dlouhého 4-2-1 výfukového potrubí, princip funkce je znázorněn na Obr. 21. Z obr. 21 plyne, že pokud je použito krátké potrubí 4-1, tak tlaková vlna vznikající výfukovými plyny po otevření výfukových ventilů 3. válce, může například přejít potrubím do 1. válce, protože dokončuje svou expanzní dobu a začíná dobu sání (v prvním válci vzniká podtlak). Důsledkem



Obr. 21 - Porovnání výfukového potrubí s vlivem na zbytkové plyny [18]

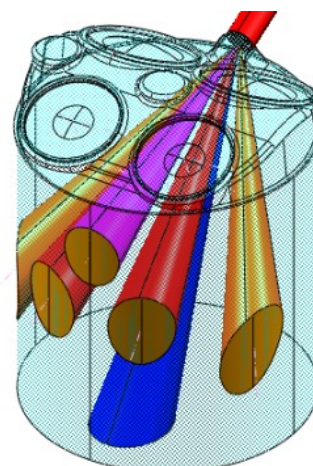
toho je odpadní plyn, který se pohybuje ven z válce nucen vrátit se zpět do spalovací komory, což zvyšuje množství horkého zbytkového plynu. Krátkým výfukovým potrubím dorazí vysoká tlaková vlna do následujícího válce v příliš krátkém čase a tím se zvyšuje obsah zbytkového plynu a tedy i teplota. V dlouhém výfukovém potrubí je čas pro navrácení odpadního plynu poměrně delší, proto se ho vrátí o polovinu méně. Výfukové potrubí je znázorněno na **Obr. 22**.



Obr. 22 - Výfukové potrubí 4-2-1 [17]

Dlouhé výfukové potrubí však způsobuje ochlazení výfukových plynů, než dorazí do katalyzátoru (katalyzátor potřebuje pro správnou funkci určitou teplotu). Teplotu výfukových plynů lze zvýšit zpožděním zapalování, to však způsobuje též nestabilní spalování. Nestabilní spalování je vyřešeno pomocí optimalizace vstřikování paliva a tvaru dna pístu, cílem je zkrátit dobu hoření směsi. Vstřikování je realizováno vysokotlakým přímým vstřikováním paliva s 6 otvory ve vstřikovači (**Obr. 23**) pro dosažení lepší rozvrstvení směsi. Dno pístu je opatřeno speciální dutinou (**Obr. 24**), aby se plamen hořící směsi mohl roztahovat bez interferencí.

Pro zlepšení účinnosti motoru je nezbytné snížit čerpací ztráty, jež nastávají při nižším zatížení motoru v době sání. Při nízkém zatížení je do motoru potřeba malé množství vzduchu. Množství vzduchu u zážehového motoru obecně reguluje škrticí klapka. Při nízkém zatížení je téměř uzavřena, to způsobuje, že tlak v sacím potrubí i ve válci je nižší než tlak okolní (atmosférický). Píst tedy musí překonávat silné vakuum. Tento jev záporně ovlivňuje spotřebu paliva. Minimalizace ztrát je v tomto motoru realizována systémem S-VT, tj. proměnné sekvenční časování sacích i výfukových ventilů. Systém S-VT umožňuje regulovat množství nasátého vzduchu pomocí ventilů, místo regulování vzduchu škrticí klapkou. Díky systému S-VT jsou čerpací ztráty sníženy o 20%.



Obr. 23 - Znárodnění vstřikovače se 6 otvory [43]

Vnitřní tření motorů bylo sníženo o 30% optimalizací ventilů a pístních kroužků. Celková hmotnost díky úspoře hmotnosti na pístech, ojnicích a hlavních ložiskách klikové hřídele klesla o 10% oproti předešlým generacím. Níže jsou zobrazeny technické parametry vybraných motorů z rodiny Skyactiv-G a jejich rychlostní charakteristiky. [17] [18]



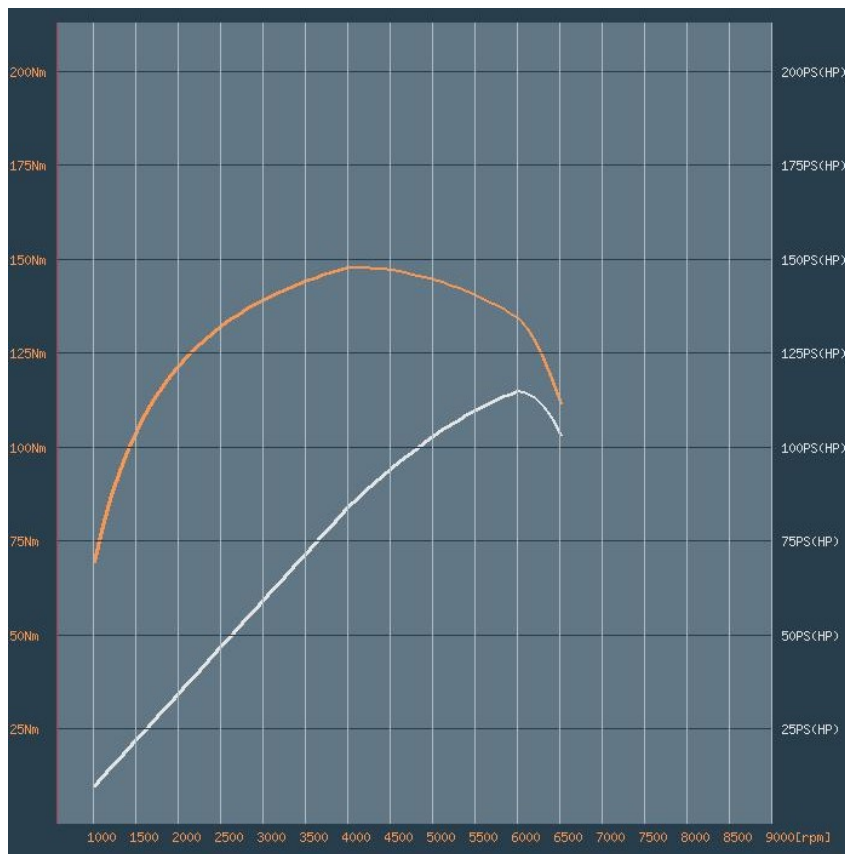
Obr. 24 - Píst s dutinou [43]

Tab. 5 - Technické parametry motorů Skyactiv – G [19] [20] [21]

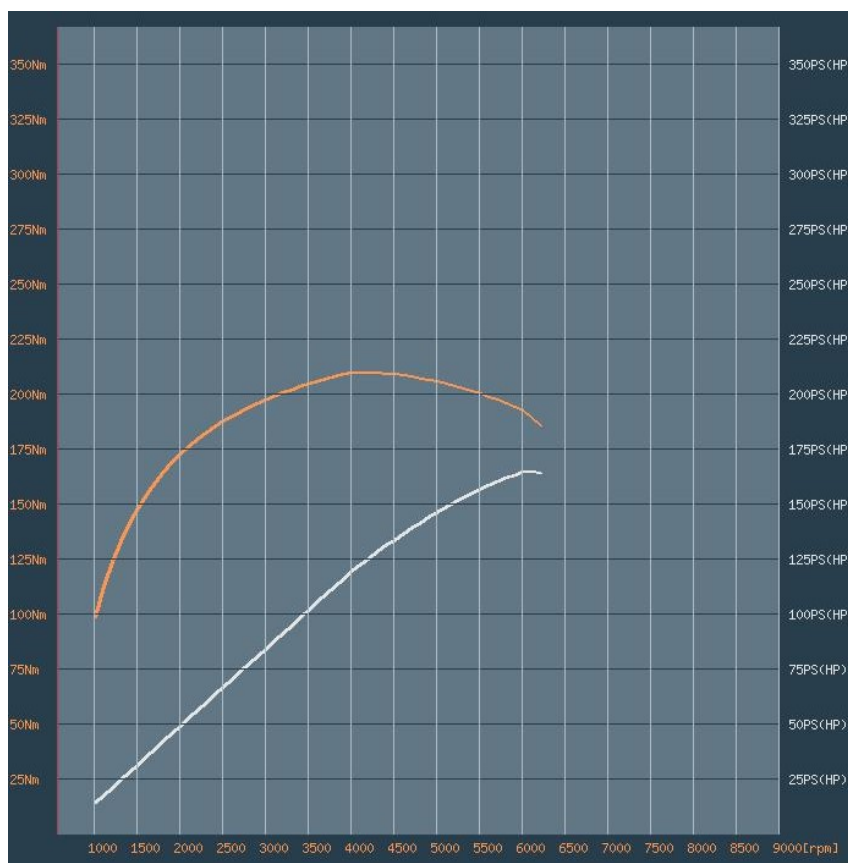
Označení motoru	Skyactiv-G 115	Skyactiv-G 165	Skyactiv-G 192	
Zdvihový objem	1496	1998	2488	cm ³
Vrtání	74,5	83,5	89	mm
Zdvih	85,8	91,2	100	mm
Kompresní poměr	14,0:1	14,0:1	13,0:1	–
Maximální výkon/ při otáčkách	84,5/ 6000	121/ 6000	141/ 5700	kW/ ot·min ⁻¹
Maximální točivý moment/ při otáčkách	148/ 4000	210/ 4000	256/ 3250	N·m/ ot·min ⁻¹
Počet válců	4	4	4	–
Hlava válců	Slitina hliníku			
Blok válců	Slitina hliníku			
Způsob rozvodu	DOHC se 4-mi ventily na válec, variabilní časování ventilů			
Pohon vačkové hřídele	Rozvodový řetěz			
Kliková hřídel	kovaná ocel, 5 hlavních ložisek			
Vstřikování paliva	Vysokotlaké přímé vstřikování s 6-ti otvorovými vstřikovači			
Řízení emisí	Třícestný katalyzátor s lambda - sondou			
Mazání	Mechanicky poháněné olejové čerpadlo			
Chlazení	Chlazení kapalinou			
Přeplňování	Bez přeplňování			



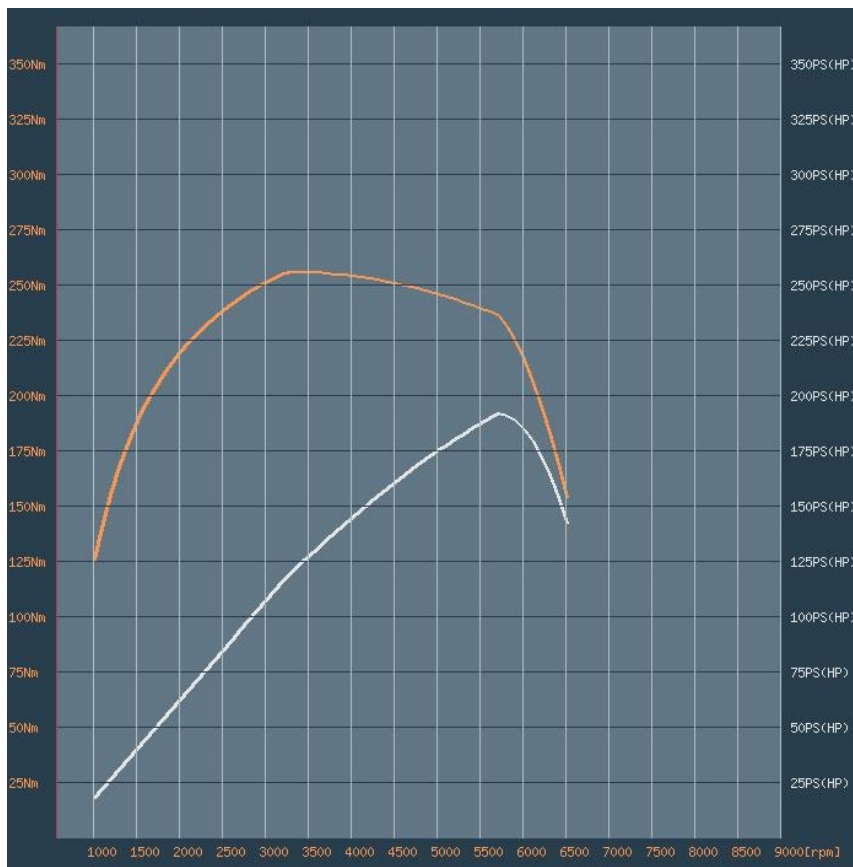
Obr. 25 - Motor Mazda 2,0 Skyactiv-G [17]



Obr. 26 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 1,5 Skyactiv-G 115 [19]



Obr. 27 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 2 Skyactiv-G 165 [20]



Obr. 28 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika motoru Mazda 2,5 Skyactiv-G 192 [21]

Z rychlostních charakteristik je viditelný postupný nárůst točivého momentu, kdežto u přeplňovaných motorů výše je patrný téměř skokový nárůst točivého momentu.

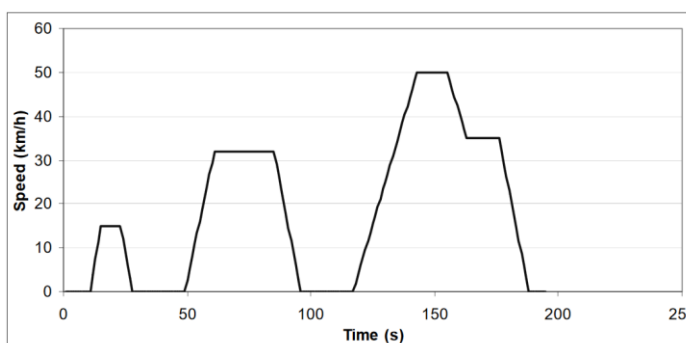
2.3 Normování spotřeby paliva a emisí CO₂

2.3.1 NEDC (New European Driving Cycle)

Měření spotřeby paliva a oxidu uhličitého (CO₂) se v Evropské unii provádí dle jízdního cyklu NEDC (New European Driving Cycle). Historie Nového evropského jízdního cyklu sahá až do 70. let minulého století, verze používaná v dnešní době byla naposledy aktualizována v roce 1997. Jeho cílem je určit hodnotu spotřeby paliva a tedy i CO₂ (emise CO₂ jsou spotřebě paliva přímo úměrné, lze tedy jednu hodnotu vypočítat z druhé) uváděnou v tabulkách výrobců vozidel, která by se měla blížit hodnotám v reálném provozu. Z cyklu se získávají tři hodnoty spotřeby paliva, městská, mimoměstská a kombinovaná.

Test začíná studeným startem motoru, který má teplotu 20 – 30 °C. Testované vozidlo musí mít najeto 3000 – 15000 km a je zatíženo řidičem o hmotnosti 75 kg a nákladem o hmotnosti 100 kg. Po nastartování se provádí městský cyklus (ECE 15) (viz. Obr. 29).

Vozidlo je ponecháno 11 s na volnoběžných otáčkách (pokud je vůz vybaven manuální převodovkou,



Obr. 29 - Evropský městský cyklus ECE 15 [22]

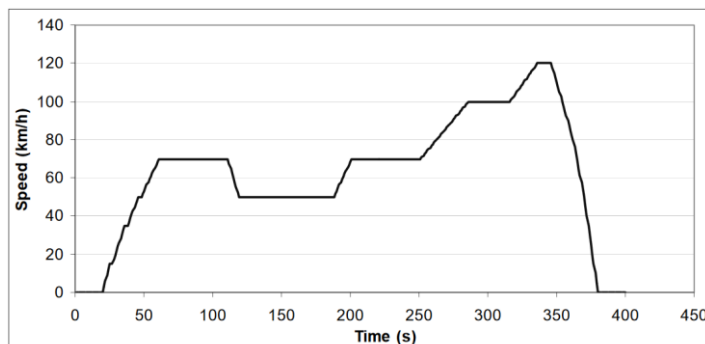
6 s neutrál a 5 sekund na 1. rychlostní stupeň), poté začíná pozvolná akcelerace na první rychlostní stupeň do rychlosti 15 km/h (4 s), tato rychlost je držena po dobu 8 s. Následně se během 5 s brzdí do úplného zastavení vozidla (s manuální převodovkou poslední 3 s se spojkou), poté se zastaví na 21 s (s manuální převodovkou 16 s neutrál, poté 5 s na 1. rychlostní stupeň).

Dále vozidlo postupně akceleruje během 12 s na rychlost 32 km/h (s manuální převodovkou 5 s na 1. rychlostní stupeň, 2 s přeřazování a 5 s na 2. rychlostní stupeň). Touto rychlostí vozidlo pokračuje 24 s, poté během 11 s brzdí do úplného zastavení (s manuální převodovkou poslední 3 s se spojkou). Vozidlo se nepohybuje po dobu 21 s (s manuální převodovkou 16 s neutrál, 5s 1. rychlostní stupeň).

Vozidlo pozvolna zrychluje během 26 s na rychlost 50 km/h (s manuální převodovkou 5 s na 1. rychlostní stupeň, 2 s na přeřazení, 9 s na 2. rychlostní stupeň, 2 s na přeřazení a 8 s na 3. rychlostní stupeň). Tuto rychlost vozidlo udržuje po dobu 12 s, poté zpomaluje během 8 s na 35 km/h, touto rychlostí jede 13 s. Následně během 12 s zpomaluje až do úplného zastavení (s manuální převodovkou 2 s na podřazení, 7 s 2. rychlostní stupeň a poslední 3 s se spojkou).

Cyklus končí po 195 s a ujeté teoretické vzdálenosti 994,03 m, avšak tato část se ještě 3x opakuje. Po čtyřech měřicích intervalech dosahuje městský cyklus délky 3976,1 m a trvá 780 s (13 min). Poté plynně následuje mimoměstský cyklus (EUDC) (viz. **Obr. 30**).

Po 20 s volnoběžných otáček, vozidlo zrychluje během 41 s na rychlost 70 km/h (s manuální převodovkou 5 s na 1. rychlostní stupeň, 2 s na přeřazení, 9 s na 2. rychlostní stupeň, 2 s na přeřazení, 8 s na 3. rychlostní stupeň, 2 s na přeřazení a 13 s na 4. rychlostní stupeň). Na této rychlosti pokračuje 50 s (s manuální p. na 5. rychlostní stupeň). Poté zpomaluje během 8 s na rychlost 50 km/h (s manuální p.

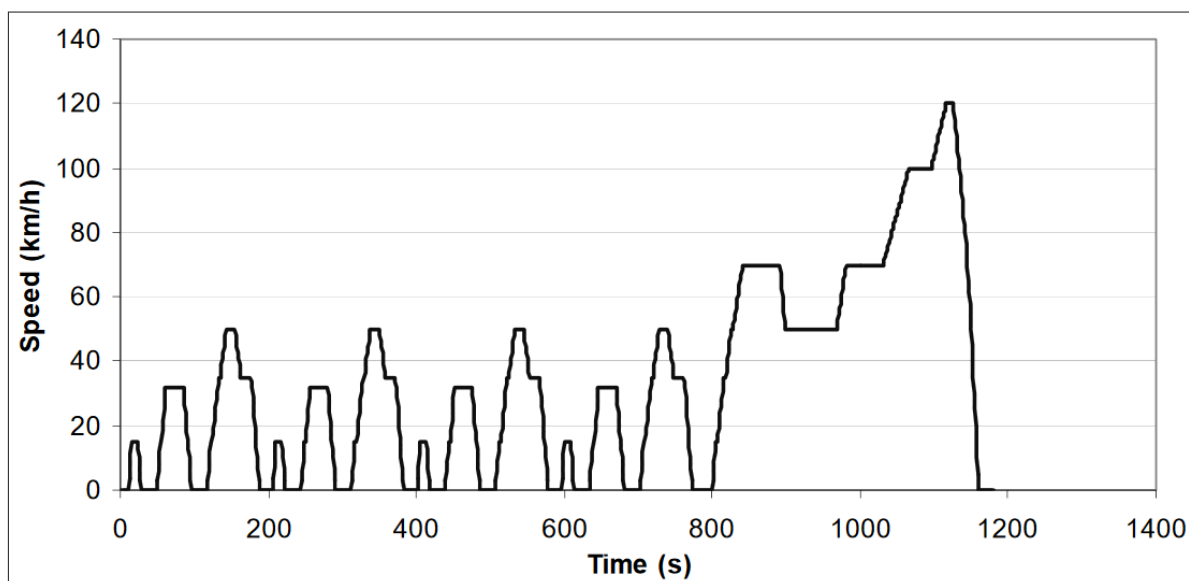


Obr. 30 - Evropský mimoměstský cyklus EUDC [22]

4 s na 5. rychlostní stupeň a 4 s na 4. rychlostní stupeň). Konstantní rychlost je udržována 69 s, následně během 13 s zrychlí na 70 km/h. Na rychlosti 70 km/h setrvává 50 s (s manuální p. na 5. rychlostní stupeň). Poté zrychluje během 35 s na 100 km/h, na kterých pokračuje po dobu 35 s (s manuální p. na 5. nebo 6. rychlostní stupeň). Dále následuje finální zrychlení, na rychlost 120 km/h, které trvá 20 s, na této rychlosti vozidlo setrvává 10 s. Na konec vozidlo během 34 s zpomaluje do úplného zastavení (s manuální p. na 5. nebo 6. rychlostní stupeň, posledních 10 s se spojkou). Stojící vozidlo běží na prázdko ještě 20 s.

Celková délka mimoměstského cyklu činí 400 s (6 min a 40 s) a teoretická vzdálenost 6956 m.

Kombinovaný (celkový) cyklus (NEDC) činí vzdálenost 11023 m a celkový čas je roven 1180 s (19 min 40 s) s průměrnou rychlostí 33,6 km/h. Kombinovaný cyklus (NEDC) je zobrazen na **obr. 31**.



Obr. 31 - Evropský kombinovaný jízdní cyklus NEDC [22]

Spotřeba paliva zjištěna Novým evropským jízdním cyklem nemá v dnešní době téměř žádnou vypovídající hodnotu, neboť reálná spotřeba paliva se průměrně liší o 38 % (studie zveřejněná organizací International Council on Clean Transportation v roce 2013). Tento cyklus je poměrně zastaralý, neboť v době kdy byl koncipován (70. léta 20. století), tak automobily dosahovaly o dost nižších hodnot zrychlení (v roce 1981 byla průměrná potřebná doba automobilu pro dosažení zrychlení z 0 – 100 km/h 14s, zatímco v roce 2007 pouze 9 s) než nyní. Zrychlení v NEDC z dnešního pohledu je tedy velmi pozvolné, tím pádem není potřeba tolik zatěžovat motor, výsledkem je příznivá normovaná spotřeba paliva. Hodnoty spotřeby paliva se více liší u downsizingových motorů než u klasických atmosférických. Dalo by se říct, že downsizingové motory jsou na tyto testy konstruované, neboť při nízkých otáčkách a pomalé akceleraci vykazují nízkou spotřebu paliva. V reálném provozu je však třeba jet dynamičtěji. Downsizingový motor se musí více zatěžovat než objemnější atmosférický motor, aby držel krok v provozu. Spotřeba paliva pak velmi roste se zvyšujícím se zatížením motoru.

NEDC má za následek, že je v automobilech používán systém start/stop, neboť během testu automobil 14x zastaví, celkem po dobu 280 s, to odpovídá 23,7 % celkové doby testu. V praxi však systém start/stop téměř nic neuspoří.

Metodika testování NEDC má i další slabá místa. Nezohledňuje komfortní systémy, jako je např. klimatizace, vyhřívání sedadel atd. Při testování často automobilky používají přehuštené pneumatiky s nízkým valivým odporem, odpojují alternátor (aby celé měření odebíralo jen el. energii s akumulátorem), testované vozidlo disponující pouze základní výbavou (aby hmotnost vozu byla co nejnižší), dále automobilky přelepují páskou spáry vozu (aby se dosáhlo nižšího aerodynamického odporu). V poslední řadě se může spotřeba paliva snížit započtením tolerance o 4%.

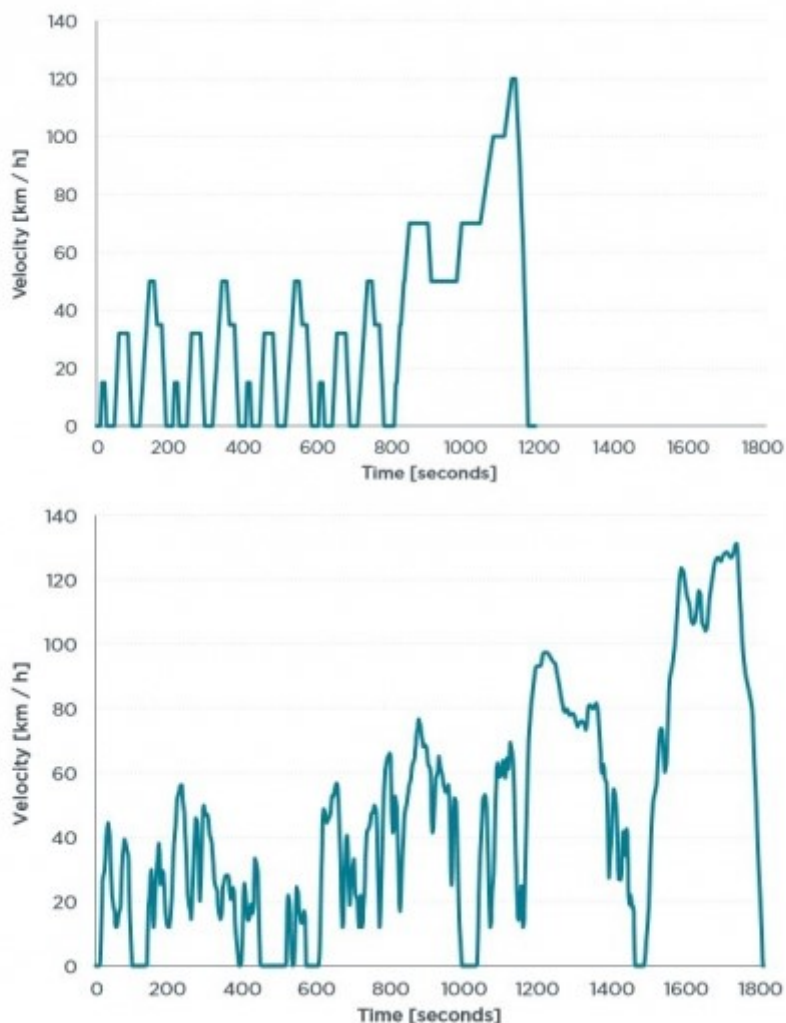
Aby se normovaná spotřeba paliva přiblížila reálné, tak bude do roku 2020 uveden nový měřicí cyklus WLTP. [23] [24]

2.3.2 WLTP (World-harmonized Light-duty Vehicles Test Procedure)

WLTP (česky: Světový harmonizovaný zkušební postup lehkých vozidel) by měl podávat přesnější výsledky spotřeby paliva než NEDC, stále se však nebude testovat v provozu, ale v laboratoři. Při testu by se mělo dosahovat prudších zrychlení a vyšších rychlostí, menšího

podílu jízdy konstantní rychlostí a času kdy automobil stojí. Celý test by měl trvat 30 min. Pro srovnání s NEDC jsou přesné hodnoty uvedeny v **Tab. 6** a na **Obr. 32**.

Značné rozdíly jsou ve složení testu. Pneumatiky musejí být nahuštěny na předepsaný tlak a použity takové, které se montují na sériový automobil. Dále nesmí být změněna geometrie řízení, manipulováno s brzdami a akumulátor nesmí být přednabitý (aby nebylo možné odpojit alternátor). Teplota při testu je definována na 23 °C. Dále u automobilů s manuální převodovkou bude podle určitého koeficientu dáno, kdy přeredit rychlostní stupeň, nebude to tedy u všech vozidel stejné jako doposud. Lze očekávat, že WLTP již nebude pro downsizingové motory tak příznivé, jako NEDC. Objemnější atmosférické zážehové motory, jako jsou např. motory Mazda Skyactiv-G, by pak lépe vynikly svou hospodárností v reálném provozu nad motory s nižším zdvihovým objemem vybavenými turbodmyčadlem. [25] [26]



Obr. 32 - Porovnání jízdního cyklu NEDC a WLPT [25]

Tab. 6 - Porovnání parametrů jízdních cyklu NEDC a WLPT [25]

	Jednotky	NEDC	WLPT
Počáteční stav motoru	–	studený	studený
Celkový čas	s	1180	1800
Celková vzdálenost	km	11,03	23,27
Průměrná rychlost	km/h	33,6	46,5
Maximální rychlost	km/h	120,0	131,3
Počet fází stání	–	14	9
Doby jednotlivých stavů:			
Stání	s	280	226
Konstantní rychlost	s	475	66
Zrychlení	s	247	789
Brzdění	s	178	719
Podíl jednotlivých stavů:			
Stání	%	23,7	12,6
Konstantní rychlost	%	40,3	3,7
Zrychlení	%	20,9	43,8
Zpomalení	%	15,1	39,9
Průměrné zrychlení	m·s ⁻²	0,59	0,41
Maximální zrychlení	m·s ⁻²	1,04	1,67
Průměrná rychlost · zrychlení (při fázi zrychlení)	m·s ⁻³	4,97	4,54
Průměrná rychlost · zrychlení (během celého cyklu)	m·s ⁻³	1,04	1,99
Maximální rychlost · zrychlení	m·s ⁻³	9,22	21,01
Průměrné zpomalení	m·s ⁻²	-0,82	-0,45
Minimální zpomalení	m·s ⁻²	-1,39	-1,50

2.3.3 Porovnání středního efektivního tlaku, normované a skutečné spotřeby vybraných automobilů

Důležitou objektivní porovnávací veličinou s hlediska energetického využití zdvihového objemu motoru je střední efektivní tlak p_e . Jedná se o fiktivní konstantní tlak působící na píst, který by za jeden zdvih pístu vykonal na klikové hřídeli motoru totožnou práci, jako reálný kolísavý tlak za celý pracovní oběh. Vztah pro výpočet středního efektivního tlaku je vyjádřen v rovnici (2) ze vzorce pro určení efektivního výkonu motoru P_e (1). Výsledné hodnoty středního efektivního tlaku porovnávaných automobilových motorů jsou zobrazeny v následující tabulce.

V **Tab. 7** je dále porovnávána kombinovaná spotřeba paliva jednotlivých vozidel dle metody NEDC s kombinovanou spotřebou paliva naměřenou v reálném provozu. Výsledky jsou vyhodnoceny z testů automobilů, jež byly dostupné na internetu. Toto srovnání je spíše subjektivní, neboť nebyly pro všechny vozidla úplně stejné provozní podmínky a každý automobil má jinou hmotnost. Hlavním cílem tohoto srovnání je zobrazit rozdíl mezi udávanou spotřebou a spotřebou paliva v reálném provozu.

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_{zm} \cdot n_j}{k \cdot 60} \quad (1)$$

$$p_e = \frac{P_e \cdot k \cdot 60}{V_{zm} \cdot n_j} \quad (2)$$

Tab. 7 - Porovnání středního efektivního tlaku, normované a skutečné spotřeby vybraných automobilů

Model	Střední efektivní tlak [MPa]	Spotřeba dle NEDC [l/100 km]	Reálná spotřeba [l/100 km]	Rozdíl [%]
Ford Focus 1,0 EcoBoost 92 kW	1,84	4,7	6,9	46,4
Fiat 500 0,9 TwinAir 63 kW	1,53	3,8	5,5	44,7
BMW Řady 3 1,5 TwinPower Turbo 100 kW	1,33	5,1	8,2	59,8
Mazda 3 2,0 Skyactiv – 121 kW	1,21	5,8	6,9	19,5
Mazda 6 2,0 Skyactiv – 121 kW	1,21	5,9	7,3	23,7

Z tabulky vyplývá, že přeplňované motory mají o něco vyšší hodnotu středního efektivního tlaku, než motory s vysokým kompresním poměrem. Vzhledem ke klasickým atmosférickým automobilovým motorům je však tato hodnota vyšší.

Z tabulky dále plyne, že atmosférické motory s vysokým kompresním poměrem se více přibližují normované spotřebě paliva NEDC. Zde se ukazuje fakt, že dnešní motor může být výkonný a zároveň poměrně úsporný nejen „na papíře“, (jako downsizingové motory), ale i v reálném provozu. Atmosférické zážehové motory mají zcela jistě v automobilech budoucnost.

3 Termodynamický návrh spalovacího motoru

3.1 Základní požadavky navrhovaného motoru

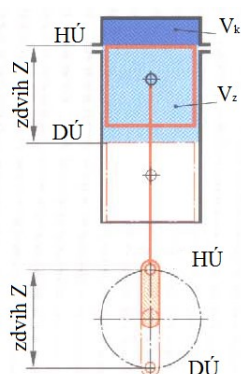
Jedná se o jednoválcový čtyřdobý atmosférický zážehový zkušební motor s vysokým kompresním poměrem. Zkušební jednoválcový motor je zařízení, které slouží pro experimentální výzkum termodynamických jevů, určení mechanických ztrát, měření spotřeby paliva, výkonu a mnoha dalších jevů, jež se těžko simulují v softwaru. Výsledky je možno reprodukovat na víceválcové motory. Hlavními důvody použití jednoválcového motoru jsou ekonomická hlediska.

Navrhovaný motor bude sloužit jako technologický demonstrátor pro čtyřválcový automobilový motor. Cílem navrhovaného motoru je konkurovat současným nízkoobjemovým (downsizingovým) automobilovým motorům výkonem a spotřebou paliva. Pro návrh motoru byly zadány parametry, které jsou uvedeny v **Tab. 1**.

3.2 Stanovení potřebných parametrů

Pro provedení termodynamického a konstrukčního návrhu je třeba nejprve dopočítat zbylé základní parametry motoru ze zadaných parametrů.

3.2.1 Objem kompresního prostoru



Jako první lze určit objem kompresního prostoru V_k (zobrazen tmavě modrou barvou na **Obr. 33**). Objem kompresního prostoru neboli spalovací prostor, je takový objem, který vznikne nad pístem, když je píst v HÚ. Je tvořen v hlavě válce motoru, částečně však může být tvořen i ve dně pístu. Objem kompresního prostoru lze určit ze vztahu pro výpočet kompresního poměru (3).

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (3)$$

Obr. 33 - Objem kompresního prostoru [8]
$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{500}{14 - 1} = 38,461 \text{ cm}^3 \quad (4)$$

Z kompresního poměru se nechá dále stanovit tepelná účinnost motoru η_t (5). Jak již bylo řečeno na **Obr. 19**, tepelná účinnost zážehového motoru se zvyšuje s rostoucím kompresním poměrem.

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 1 - \left(\frac{1}{14}\right)^{1,4-1} = 0,652 \equiv 65,2\% \quad (5)$$

3.2.2 Vrtání válce a zdvih pístu

Dalším potřebným údajem je vrtání válce a zdvih pístu. Vrtání válce D je průměr válcové části pracovního prostoru válce. Zdvih pístu Z , je dráha, kterou urazí píst mezi HÚ a DÚ.

Vrtání válce je stanoveno na $D = 84 \text{ mm}$. Zdvih pístu je určen ze vzorce pro výpočet zdvihového objemu válce (6).

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \quad (6)$$

$$Z = \frac{V_z \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{500 \cdot 1000 \cdot 4}{\pi \cdot 84^2} = 90,224 \cong 90,2 \text{ mm} \quad (7)$$

Poté je třeba překontrolovat zdvihový poměr ζ , to je poměr zdvihu pístu a vrtání válce. U současných zážehových automobilových motorů se pohybuje lehce přes hodnotu 1, jedná se tedy o nadčtvercové motory. Podčtvercové motory se využívají u sportovních automobilů. Zdvihový poměr má zásadní vliv na potřebný prostor motoru, střední pístovou rychlost, tepelné ztráty, mechanickou účinnost a mnoho dalších aspektů.

Pokud by v tomto případě vyšel zdvihový poměr $\zeta < 1$, byla by zvolena menší hodnota vrtání válce a výpočet zdvihu pístu by se znovu opakoval, dokud by nevyšel požadovaný zdvihový poměr ζ .

$$\zeta = \frac{Z}{D} = \frac{90,2}{84} = 1,074 \quad (8)$$

3.2.3 Střední pístová rychlost

Důležité je určit střední pístovou rychlost c_s . Střední pístovou rychlost je značně závislá na maximálních otáčkách motoru n_{max} . Se zvyšujícími se otáčkami motoru rostou setrvačné síly, které dále závisejí na hmotnosti pohyblivých částí motoru. S rostoucími otáčkami se zvyšuje i spotřeba paliva. Jelikož maximální výkon motoru P_e má být při $6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, tak maximální otáčky motoru jsou stanoveny na 6300 min^{-1} . Dle literatury [27] by neměli současné běžné zážehové automobilové motory překračovat hodnotu $c_s = 19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \left(\frac{n_{max}}{60}\right) = 2 \cdot \left(\frac{90,2}{1000}\right) \cdot \left(\frac{6300}{60}\right) = 18,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9)$$

Z výpočtu (9) plyne, že střední pístová rychlost nepřekračuje dovolenou hodnotu, tím pádem jsou základní parametry motoru stanoveny. Jestliže by střední pístová rychlost vycházela vyšší, tak by bylo třeba upravit zdvih pístu Z nebo maximální otáčky motoru n_{max} a celý návrh provést znovu.

3.3 Termodynamický návrh

Jedním z cílů základního termodynamického návrhu motoru je zjistit průběh tlaků ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele – neboli indikátorový diagram $p - \alpha$, ze kterého lze určit skutečný pracovní diagram $p - V$.

Termodynamický návrh musí probíhat současně s konstrukčním návrhem, neboť tyto dva aspekty si mnohokrát značně odporují. Řešení, které vychází z hlediska termodynamického nejlepší, nemusí být konstrukčně vhodné, může být i téměř nerealizovatelné, proto je třeba mezi těmito dvěma návrhy dělat vzájemné kompromisy, aby se docílilo předem stanovených parametrů. Cílový parametr tohoto návrhu je maximální výkon, který dle zadání má být 30 kW při $6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

Převážná část termodynamického návrhu je realizována v programu Lotus Engine Simulation.

3.3.1 Určení průměrů sacích a výfukových kanálů

Než se stanoví průměry kanálů v určených místech, tak je důležité zvolit počet ventilů. Protože každý ventil potřebuje svůj kanál v hlavě motoru. Výkonové nároky motoru vyžadují

použití čtyřventilové techniky. Tedy 2 sací a 2 výfukové ventily. Toto řešení využívá většina dnešních automobilových motorů.

3.3.1.1 Důležité průměry sacího kanálu

Velice důležité je vypočítat průměry sacích kanálů v jednotlivých částech tak, aby nevznikaly ztráty způsobené odtržením proudu vzduchu od stěny sacího kanálu. Tento jev zhoršuje plnicí účinnost motoru. Pro výpočet je použita tabulka, kterou poskytl zadavatel úkolu. Nejprve je třeba určit plochu pístu S_p :

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 84^2}{4} = 5541,77 \text{ mm}^2 \quad (10)$$

Poté je možno spočítat střední průřez sacího ventilového sedla S_{ss} :

$$S_{ss} = \frac{S_p}{2} \cdot 0,25 = \frac{5541,77}{2} \cdot 0,25 = 692,72 \text{ mm}^2 \quad (11)$$

Z rovnice (12) je určen střední průměr sacího ventilového sedla d_{ss} :

$$d_{ss} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ss}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 692,72}{\pi}} = 29,70 \text{ mm} \quad (12)$$

Následně se musí překontrolovat rychlost proudění vzduchu ve středním průměru sacího ventilového sedla v_{ss} . Dle poskytnutých benchmarkových hodnot by rychlost proudění v sacím ventilovém sedle měla být okolo $75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

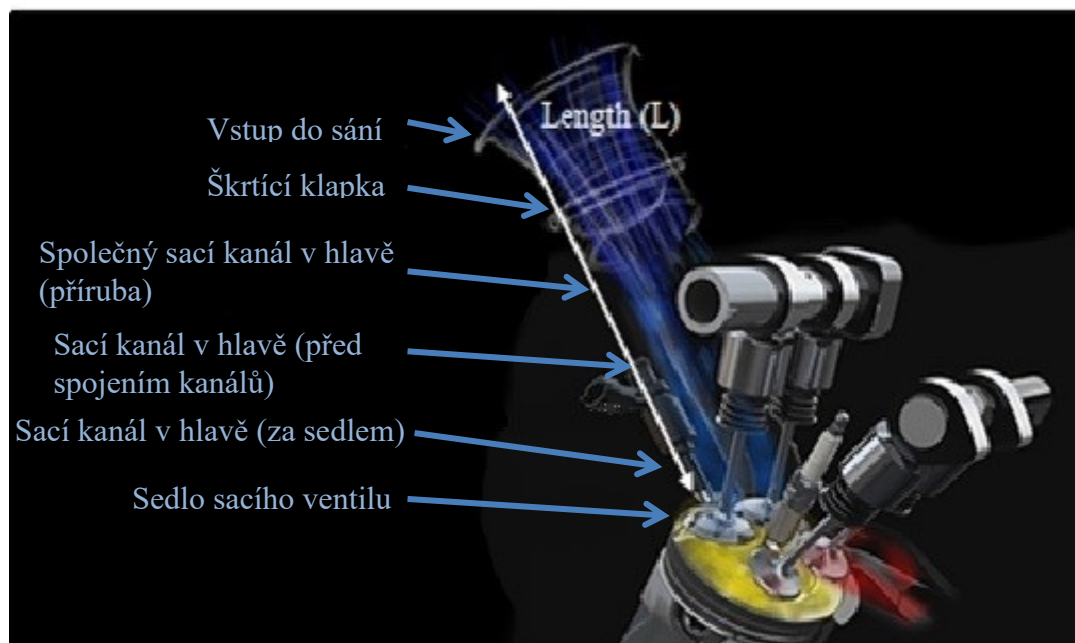
$$v_{ss} = \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot S_{ss}} = \frac{18,94 \cdot 5541,77}{2 \cdot 692,72} = 75,79 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13)$$

Rychlost v_{ss} je spočítána přes rovnici kontinuity. Pokud by rychlost vycházela mimo rozsah, je třeba změnit koeficient v rovnici (11), který byl stanoven na hodnotu 0,25.

Stejným způsobem jsou vypočteny zbylé důležité průměry v sacím kanálu a v potrubí. Pro přehlednost jsou jednotlivé hodnoty zobrazeny v **Tab. 8** a na **Obr. 34**.

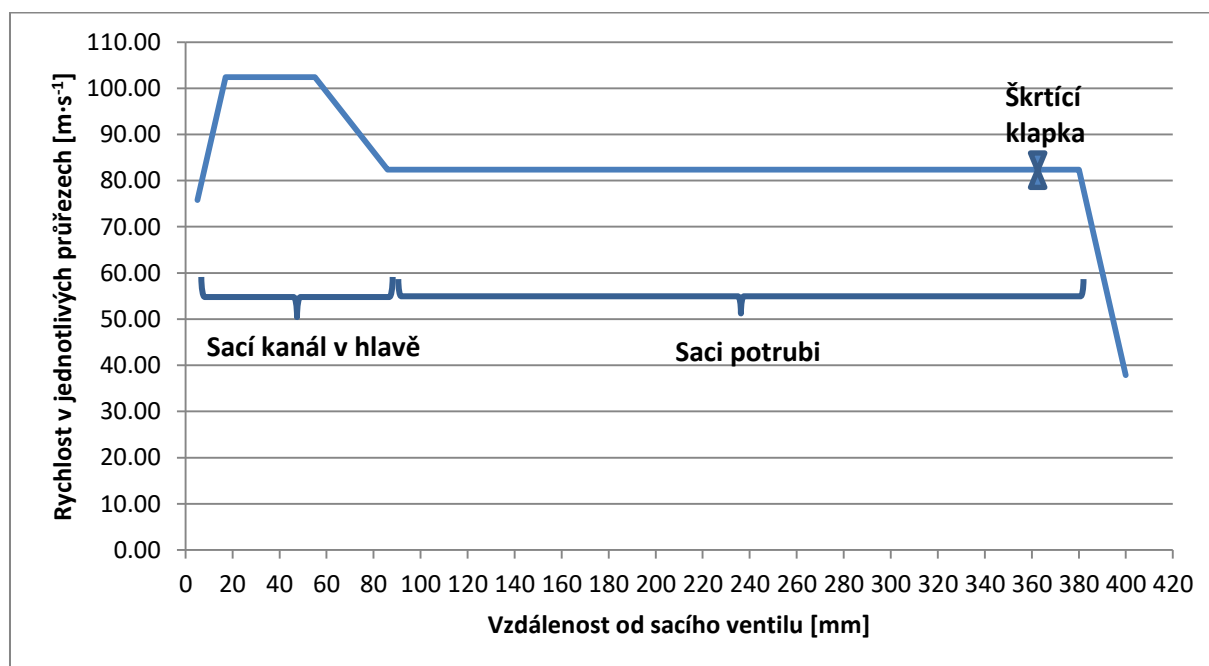
Tab. 8 - Důležité průměry v sacím kanálu a potrubí

	Průřez [mm ²]	Průměr [mm]	Rychlost [m·s ⁻¹]
Sedlo sacího ventilu	692,72	29,70	75,79
Sací kanál v hlavě (za sedlem)	512,61	25,55	102,42
Sací kanál v hlavě (před spojením kanálů)	637,30	28,49	82,38
Společný sací kanál v hlavě (příruba)	1274,61	40,28	82,38
Škrťací klapka	1274,61	40,28	82,38
Vstup do sání	2770,88	59,40	37,89



Obr. 34 - Důležité průměry v sacím kanálu a potrubí

Na Obr. 35 jsou zobrazeny rychlosti v důležitých průřezech sání.



Obr. 35 - Rychlosti v důležitých průřezech sání

3.3.1.2 Důležité průměry ve výfukovém kanále

Na výfukový kanál nejsou kladeny tak vysoké nároky jako na sací kanál. Střední průměr sedla výfukového ventilu d_{vs} je vypočten podělením středního průměru sedla sacího ventilu d_{ss} příslušným koeficientem v rovnici (14). Následně se musí překontrolovat jeho rychlost v_{vs} (15). Ta by neměla přesahovat rychlost proudění zplodin $110 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dle poskytnutého benchmarku. Konstrukce však vyžaduje maximálně takovýto průměr, neboť v hlavě motoru je důležitá každá desetina milimetru.

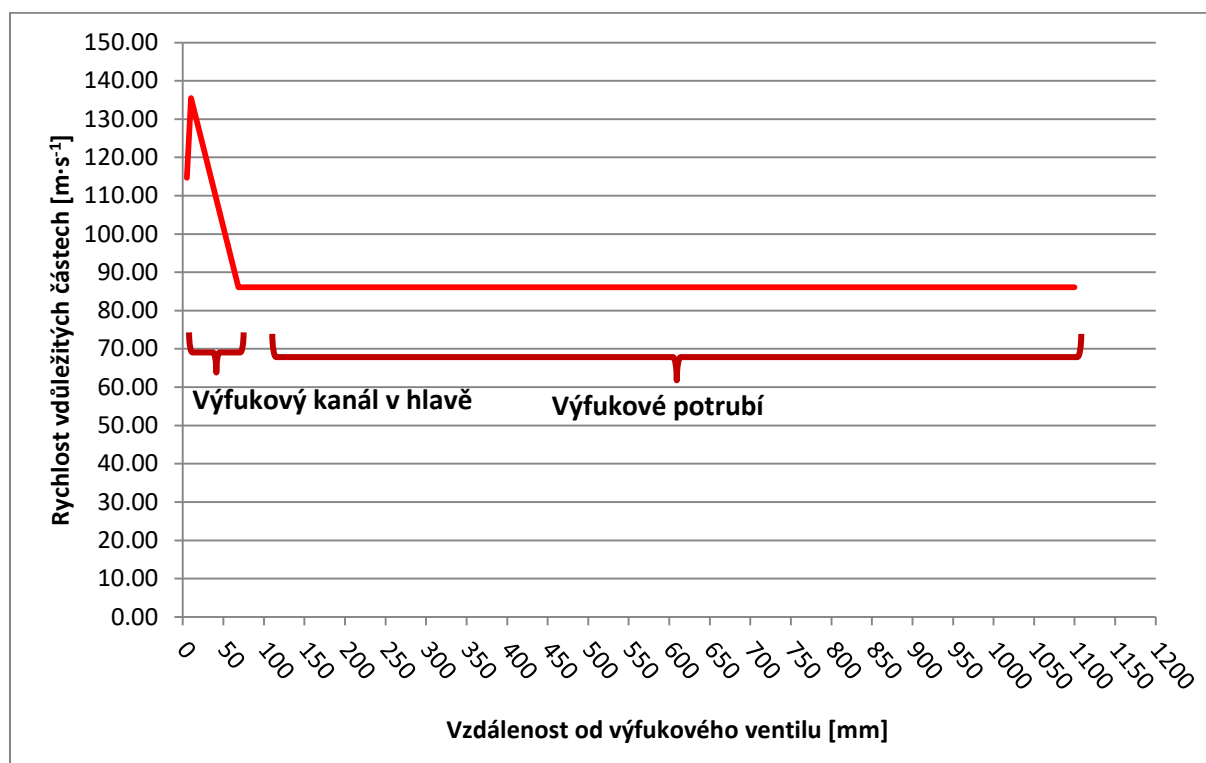
$$d_{vs} = \frac{d_{ss}}{1,23} = \frac{29,70}{1,23} = 24,15 \text{ mm} \quad (14)$$

$$v_{vs} = \frac{c_s \cdot S_p}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{vs}^2}{4}} = \frac{18,94 \cdot 5541,77}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 24,15^2}{2}} = 114,66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (15)$$

V následující tabulce jsou zobrazeny jednotlivé průměry a rychlosti ve výfukovém kanálu a potrubí.

Tab. 9 - Důležité průměry ve výfukovém kanálu a potrubí

	Průměr [mm]	Rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
Sedlo výfukového ventilu	24,15	114,66
Hrdlo výfukového kanálu	22,45	132,57
Výfukový kanál v hlavě (před spojením kanálů)	27,86	86,12
Společný výfukový kanál v hlavě (příruba)	39,4	86,12
Výfukové potrubí	39,4	86,12



Obr. 36 - Rychlosti v důležitých průřezích výfuku

Z tab. 9 a Obr. 36 plyne, že rychlost v hrdle výfukového kanálu má být nejvyšší, rychlost by se měla pohybovat do $125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Zde však dosahuje rychlosti $132 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, protože musel být udělán také ústupek z konstrukčních důvodů, aby se rychlost proudění snížila, musel by se zvýšit průměr, to však nebylo možné.

3.3.1.3 Výpočet zdvihu sacího a výfukového ventilu

Po stanovení jednotlivých průměrů v sacím a výfukové kanálu je potřebné spočítat předběžné zdvihy sacích a výfukových ventilů, jež jsou nezbytné pro sestavení termodynamického modelu. Zdvih ventilu by měl být teoreticky takový, aby se průtočná plocha rovnala ploše ventilového sedla. Průtočná plocha by měla mít tvar komolého kužele. Zdvih ventilů je navržen podle [28].

Zdvih sacího ventilu:

$$h_{sv} = 0,288 \cdot d_{ss} = 0,288 \cdot 29,7 = 8,55 \text{ mm} \quad (16)$$

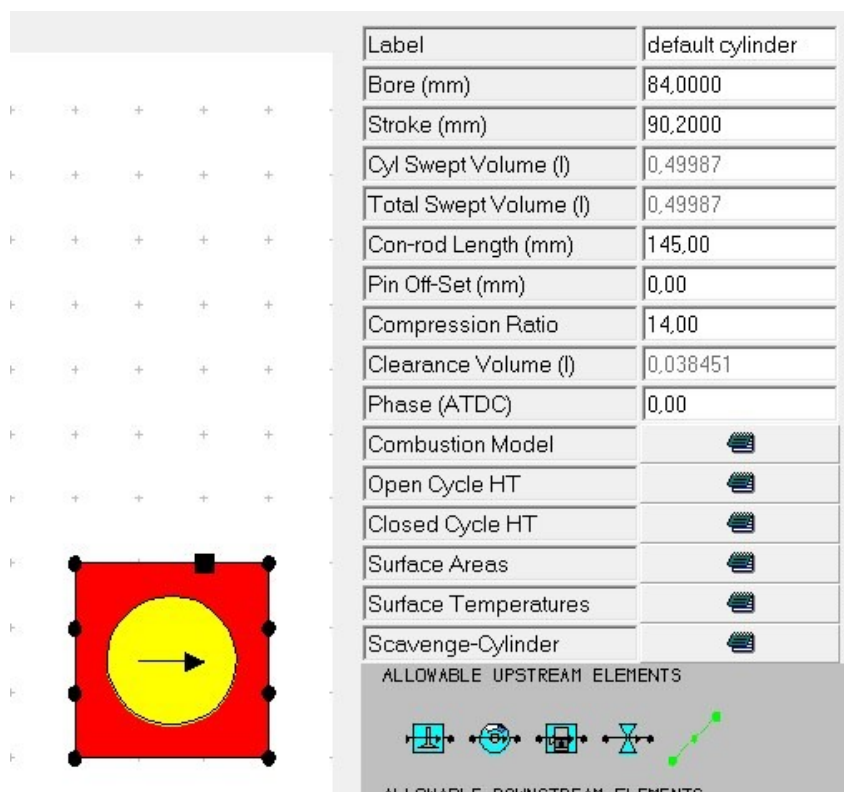
Zdvih výfukového ventilu:

$$h_{vv} = 0,288 \cdot d_{vs} = 0,288 \cdot 24,15 = 6,95 \text{ mm} \quad (17)$$

3.3.2 Termodynamický model

Termodynamický model je zrealizován v programu Lotus Engine simulation. Jeho výhodnou je, že má ve své knihovně uloženo mnoho přibližných hodnot konstant a koeficientů, které by se museli jinak složitě počítat, nebo zjišťovat laboratorními testy.

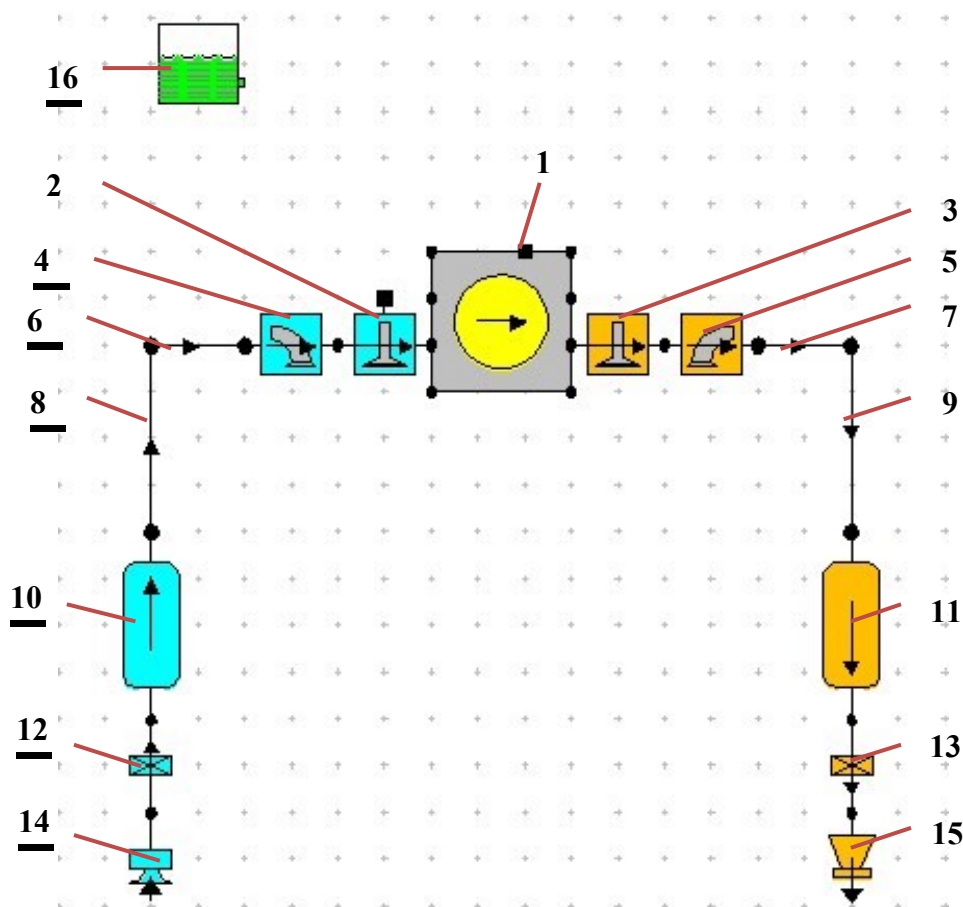
Do pracovního prostředí programu se jako první musí definovat válec motoru viz. **Obr. 37**. Jediným neznámým parametrem, který není určen z předešlých výpočtů, je délka ojnice. Délku ojnice ovlivňují faktory jako je zdvih pístu, výška pístu a velikost protizávaží klikové hřídele. Proto je nezbytné délku ojnice určit z prvotního konstrukčního návrhu, jímž je skeleton (skeleton je popsán v kap. [4.1 Skeleton](#)). Délka ojnice L je stanovena na 145 mm.



Obr. 37 - Válec se zadanými parametry

Dále se k válci postupně připojují zbylé části, které jsou pro návrh nezbytné. Schéma připojení je zobrazeno na **Obr. 38**. Modrou barvou je symbolizována strana sání, oranžová

barva představuje stranu výfuku. Nejdříve se musí připojit ventily, poté porty, kanály, potrubí, sběrač sacího potrubí, škrťací klapku, katalyzátor, koncovka výfuku, zakončení modelu a palivo.



Obr. 38 - Zapojení termodynamického modelu

Pozice: 1 – válec; 2 – sací ventily; 3 – výfukové ventily; 4 – sací port; 5 – výfukové porty; 6 – sací kanál v hlavě; 7 – výfukový kanál v hlavě; 8 – sací potrubí; 9 – výfukové potrubí; 10 – sběrač sacího potrubí; 11 – katalyzátor; 12 – škrťací klapka; 13 – koncovka výfuku; 14 – ukončení modelu na straně sání; 15 – ukončení modelu na straně výfuku, 16 - palivo

Jednotlivým částem je nutné přiřadit potřebné parametry. Ne všechny parametry jsou známy, je tedy nutné udělat jejich prvotní odhad s ohledem na konstrukční návrh. Následně model vypočítat. Prvotním návrhem není téměř možné splnit požadované parametry motoru. Aby jich bylo dosaženo, je třeba přesněji určit neznámé parametry. K určení požadovaných parametrů slouží nástroje Lotus Simulation Parametric/ Optimizer Tool.

Optimizer Tool dokáže stanovit, jak se určitý parametr (např. výkon, točivý moment, měrná spotřeba paliva) mění v závislosti na zvoleném parametru (např. úhel otevření sacího ventilu, úhel zavření sacího ventilu, zdvih sacího ventilu, délka sacího kanálu). Optimizer umí vyhodnocovat i dva parametry najednou. Výsledky jsou zobrazovány graficky.

Např. pro zjištění úhlu otevření a zavření sacího ventilu je do Optimizer Tool potřeba zadat minimální a maximální hodnotu otevření a zavření sacího ventilu, poté zadat krok, podle něhož bude řešič počítat. Pozorovaným parametrem je výkon. Úhel otevření sacího ventilu je zadán v rozmezí 0 až 45° před HÚ, úhel zavření sacího ventilu 30 až 90° za DÚ. Krok výpočtu je nastaven po 5°. Řešič vypočítá všechny možné varianty, ze kterých je následně

vybrána nejvhodnější varianta. Nejvhodnější varianta z hlediska výkonu a měrné spotřeby paliva činí úhel otevření sacích ventilů 15° před HÚ a úhel zavření 30° za DÚ.

Tímto způsobem jsou zjištěny všechny ostatní neznámé veličiny.

Mimo jiné je třeba také zvolit, kde bude připravována zápalná směs paliva a vzduchu. Výhodněji z hlediska výkonu a měrné spotřeby paliva vychází tvorba směsi ve spalovacím prostoru, tedy přímé vstřikování paliva pomocí vstřikovače. Tento způsob pracuje z chudší směsí paliva.

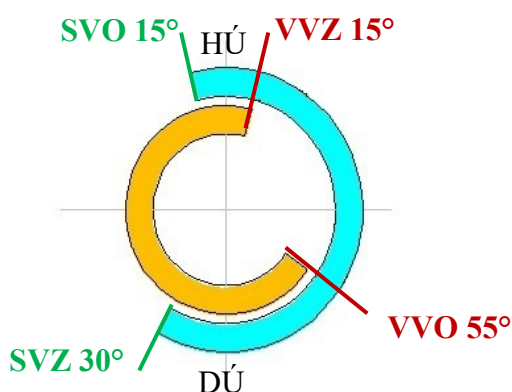
V rámci zvýšení výkonu je dále přezkoumán potřebný zdvih sacích a výfukových ventilů, jenž byl stanoven výpočtem. Na základě analýzy vycházejí zdvihy o něco vyšší: zdvih sacího ventilu $h_{sv} = 9,3$ mm a zdvih výfukového ventilu $h_{vv} = 8,1$ mm. Vyšší výkon však vychází ještě při vyšších hodnotách zdvihu, to však není možné z konstrukčních důvodů realizovat.

Zjištěné parametry pomocí Optimalizer Tool jsou zobrazeny v **Tab. 10**.

Tab. 10 - Hodnoty zjištěné pomocí nástroje Optimalizer Tool

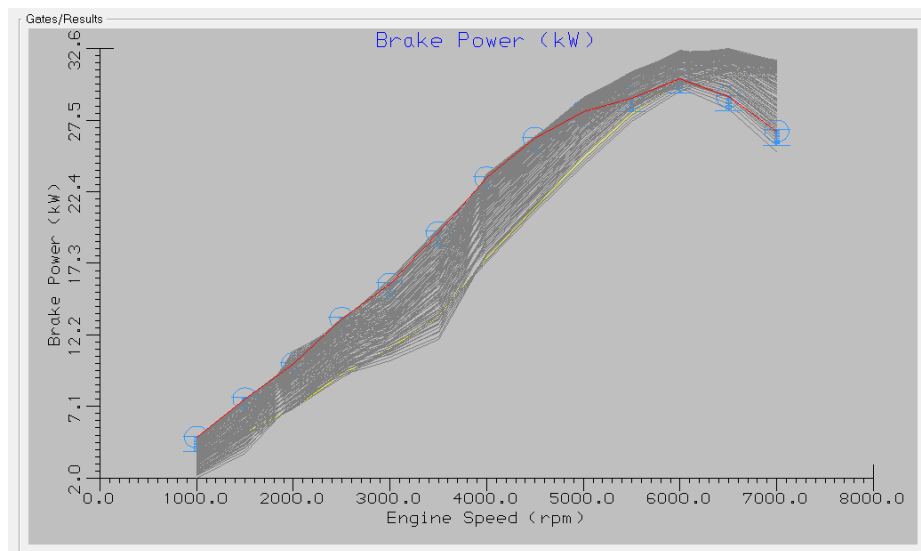
Parametr	Hodnota
Úhel otevření sacích ventilů	15° před HÚ
Úhel zavření sacích ventilů	30° za DÚ
Úhel otevření výfukových ventilů	55° před DÚ
Úhel zavření výfukových ventilů	15° za HÚ
Maximální zdvih sacích ventilů	9,3 mm
Maximální zdvih výfukových ventilů	8,1 mm
Délka sacího kanálu v hlavě	86,1 mm
Délka výfukového kanálu v hlavě	68,5 mm
Délka sacího potrubí	380 mm
Délka výfukového potrubí	1100 mm

Na **Obr. 39** je zobrazen kruhový diagram časování ventilového rozvodu navrhovaného motoru



Obr. 39 - Kruhový diagram časování ventilů navrhovaného motoru

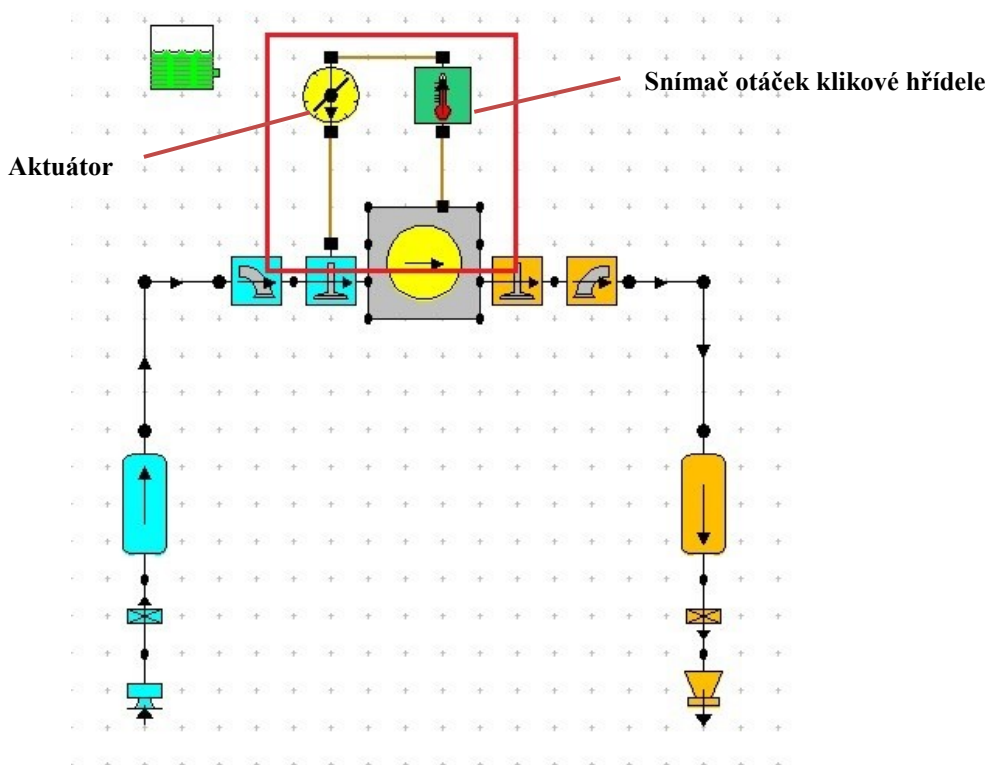
Na **Obr. 40** je pro představu zobrazen graf s vypočtenými kombinacemi úhlu otevření / zavření sacích ventilů pomocí nástroje Lotus Simulation Parametric/ Optimalizer Tool. Ke zjištění úhlů bylo potřeba 130 kombinací. Vybraná kombinace je zobrazena žlutou barvou. Existují i kombinace, které dosahují vyššího výkonu, u těchto kombinací je však maximální výkon při otáčkách 6500 min^{-1} .



Obr. 40 - Lotus Simulation Parametric/ Optimizer Tool (určení úhlů otevření/ zavření sacích ventilů)

Pro splnění požadovaného výkonu 30 kW je však třeba ještě motor vybavit proměnným časováním sacích ventilů, neboť nyní motor dosahuje výkonu pouze přes 29 kW.

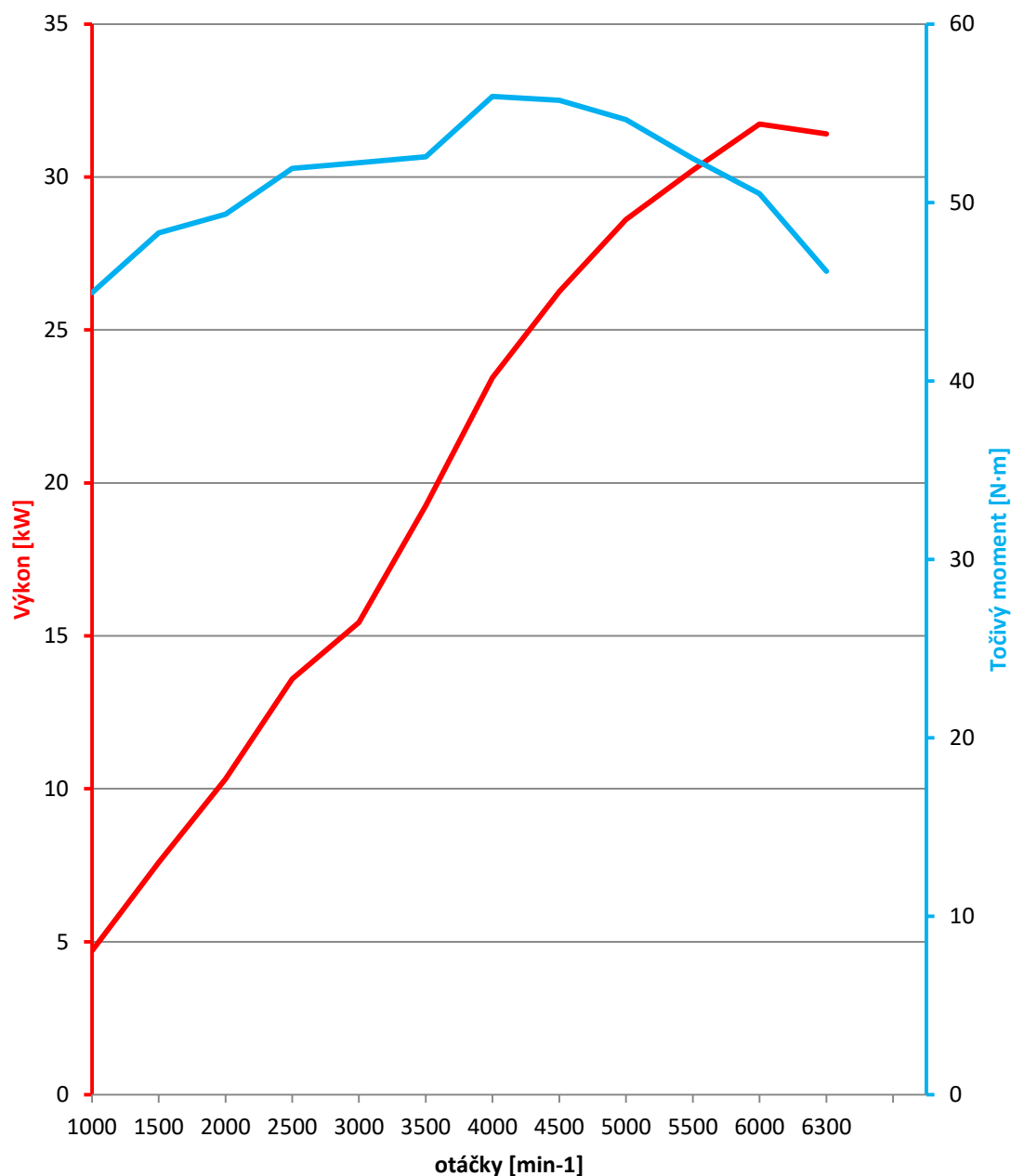
Proměnné časování sacích ventilů vyžaduje do modelu implementovat aktuátor sací vačkové hřídele se snímačem otáček klikové hřídele (červený obdélník na Obr. 41). Aktuátor od určitých otáček motoru mění dobu otevření a zavření sacího ventilu. Na Obr. 41 je zobrazen výsledný termodynamický model.



Obr. 41 - Výsledný termodynamický model

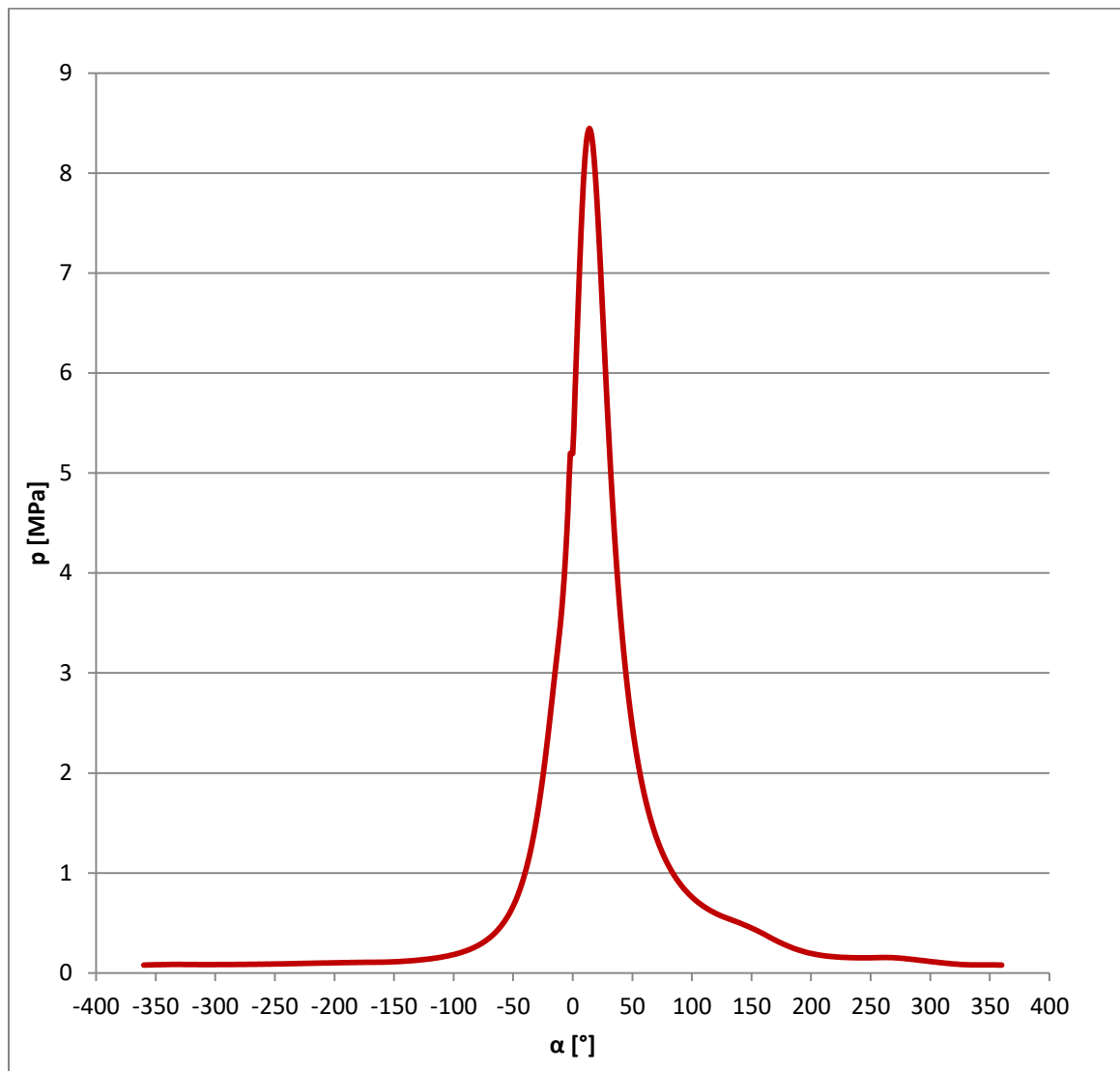
Použití proměnného časování sacích ventilů přineslo zvýšení výkonu o 2,5 kW. Maximální výkon činí 31,73 kW při otáčkách 6000 min^{-1} . Maximální hodnota točivého momentu je 55,95

N·m při otáčkách 4000 min^{-1} . Momentová a výkonová rychlostní charakteristika navrhovaného motoru je prezentována na **Obr. 42**.



Obr. 42 - Momentová a výkonová rychlostní charakteristika navrhovaného motoru

Pro výsledný termodynamický model je v Lotus Engine Simulation zjištěn indikátorový diagram $p - \alpha$. Tlak dosahuje nejvyšší hodnoty $p_{max} = 8,45 \text{ MPa}$ při otáčkách motoru 5000 min^{-1} . Z tohoto indikátorového diagramu je dále vycházeno v pevnostních výpočtech, neboť je to nejhorší možný zátěžný stav navrhovaného motoru. Indikátorový diagram je zobrazen na **Obr. 43**.

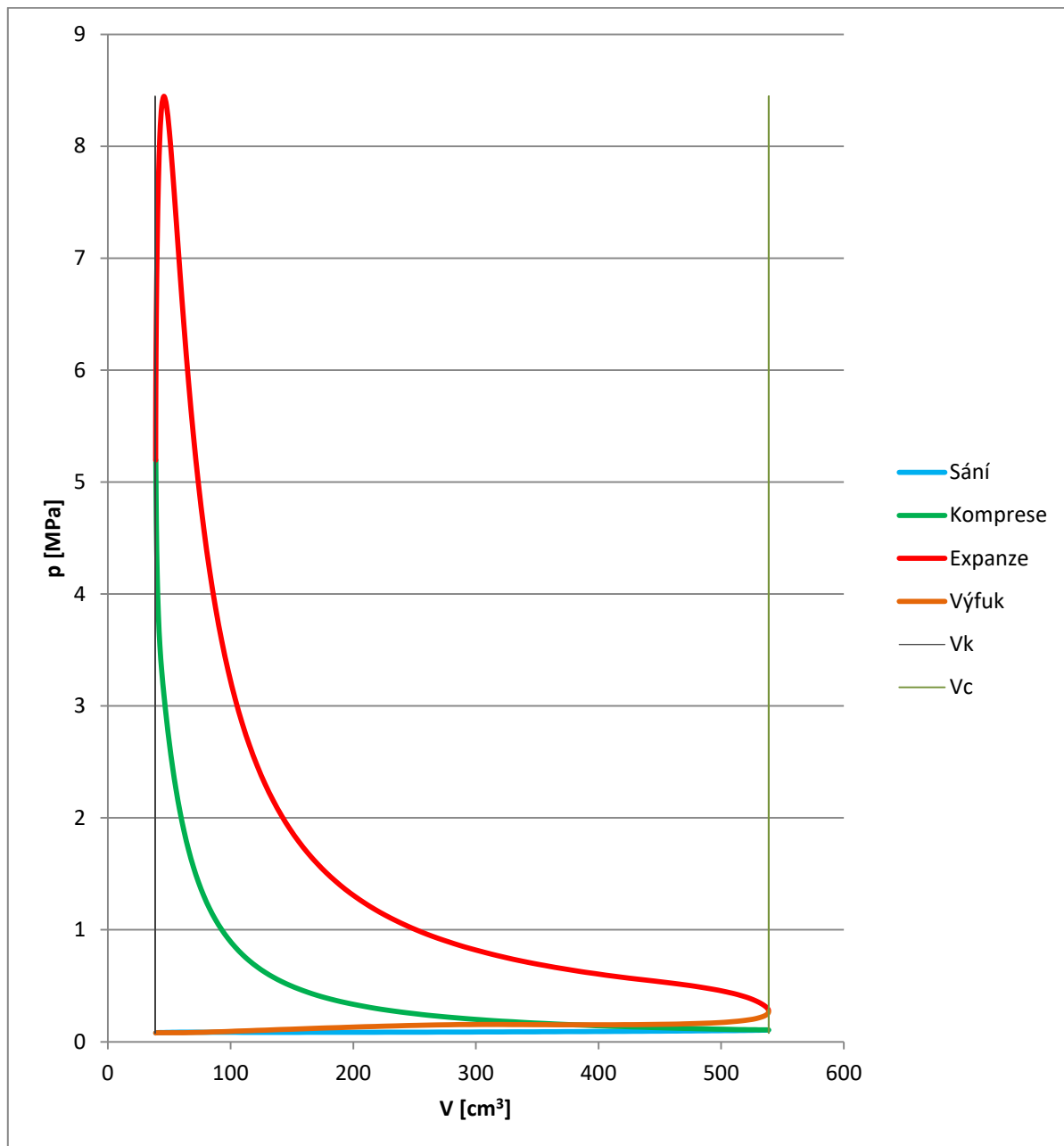


Obr. 43 - Indikátorový diagram navrhovaného motoru $p - \alpha$ při otáčkách motoru 5000 min^{-1}

Z indikátorového diagramu je možné vypočítat skutečný pracovní $p - V$ diagram motoru. Je k tomu potřeba znát kompresní objem V_k a zdvihovou funkci pístu x , která znázorňuje, jak se mění poloha pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele α . Ze změny polohy pístu je následně spočten objem, k němuž je přičten kompresní objem V_k . Jedná se tedy o objem, jenž zbývá nad pístem motoru V . Zdvihová funkce pístu x , je odvozena v kapitole [5.1.1. Kinematika klikového mechanismu](#). Zbývající objem nad pístem je stanoven v rovnici (18).

	$V_{np} = V_k + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot x(\alpha)$	(18)
--	--	------

Skutečný pracovní $p - V$ diagram navrhovaného motoru je zobrazen na **Obr. 44**. Barevně jsou zde označeny jednotlivé pracovní doby. Dále je zde zobrazen Kompresní objem válce V_k , celkový objem válce V_c a zdvihový objem válce V_z . Zdvihový objem V_z se nachází mezi kompresním objem válce V_k a celkovým zdvihovým objemem válce V_c .



Obr. 44 - Pracovní $p - V$ diagram navrhovaného motoru

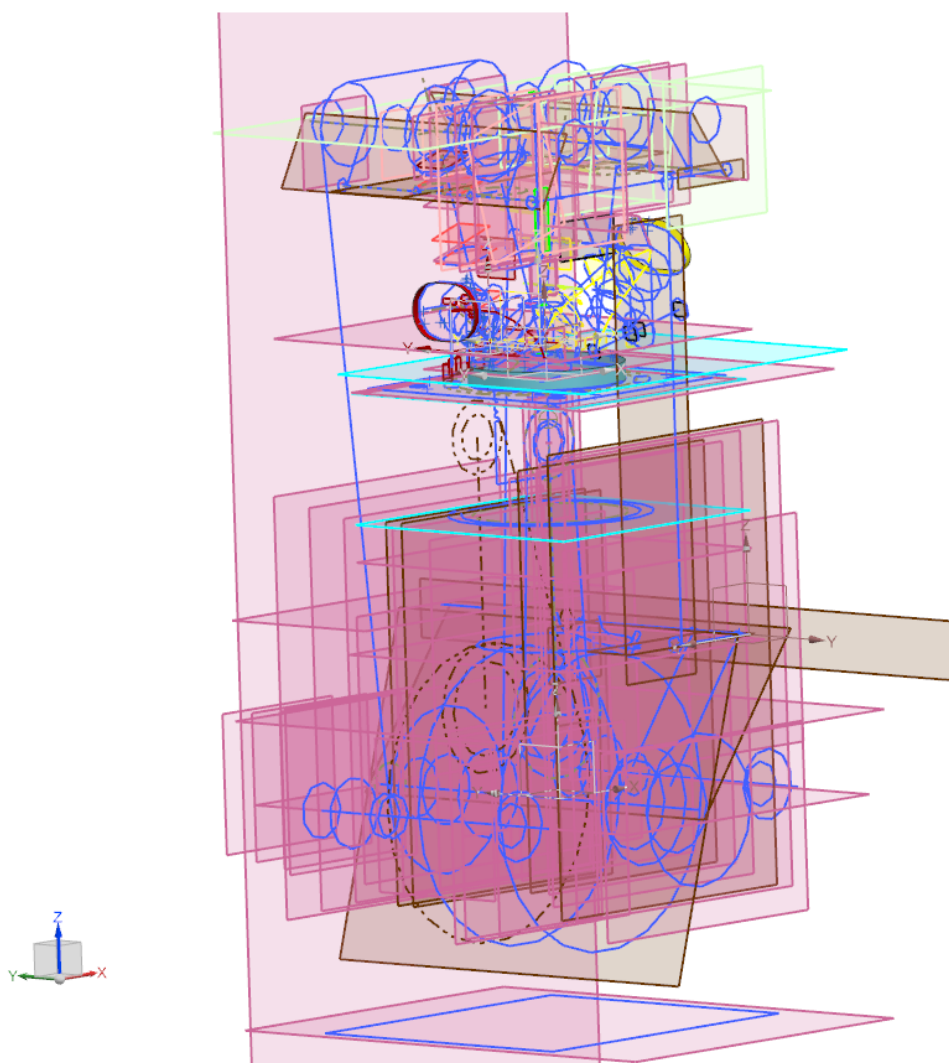
4 Konstrukční návrh spalovacího motoru

K vytvoření konstrukčního návrhu je použit CAD systém Siemens NX 10. Dále je využit pro vygenerování normalizovaných součástí, ozubených a řetězových kol CAD systém Autodesk Inventor 2015.

4.1 Skeleton

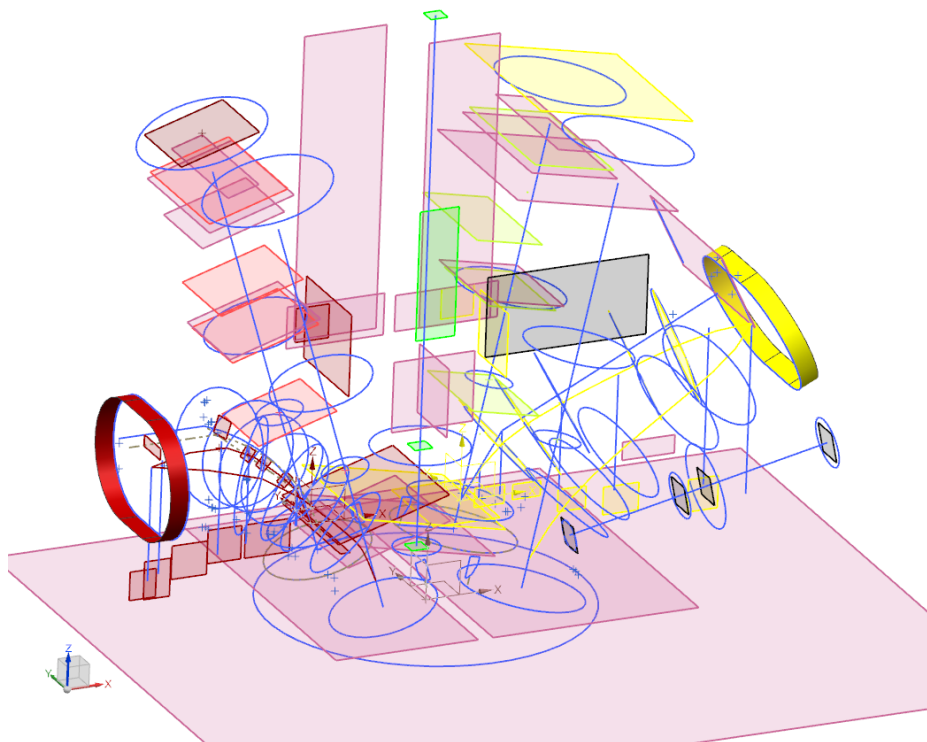
Skeleton je prvotní konstrukční návrh, ze kterého se dále vychází při navrhování jednotlivých částí motoru. Skeleton obsahuje soubor skic, rovin, bodů a ploch, jenž udávají základní tvar, velikost a umístění budoucích částí motoru. Je nutné, aby se skeleton vytvářel současně s termodynamickým návrhem, neboť, jak již bylo řečeno výše, konstrukční a termodynamický návrh spolu úzce souvisí. Výhodou skeletonového modelování je předcházení budoucích kolizí, které vznikají v případě modelování jednotlivých částí celku. Další výhodou je rychlá úprava požadovaného rozměru, či změna polohy již hotového dílu. Nevýhodou skeletonu, je časová náročnost jeho realizace. Tento čas se však mnohonásobně vrátí při samotném konstruování dílů.

Skeleton obsahuje veškeré pohyblivé části motoru, hlavové kanály, rozmístění mazacích kanálů, hlavových šroubů a jádro chlazení válce. Vytvořený skeleton je zobrazen na **Obr. 45**.



Obr. 45 - Skeleton motoru

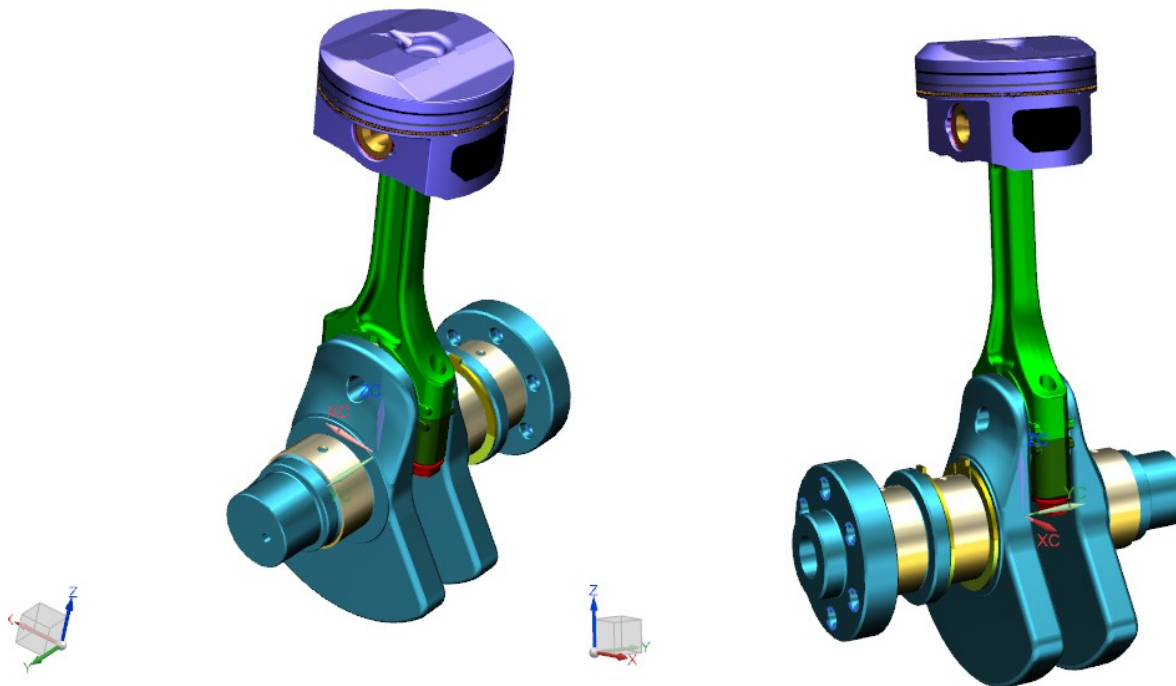
Na **Obr. 46** je zobrazen detail skeletonu hlavy motoru, který je pro celou konstrukci motoru zásadní.



Obr. 46 - Detail skeletonu hlavy motoru

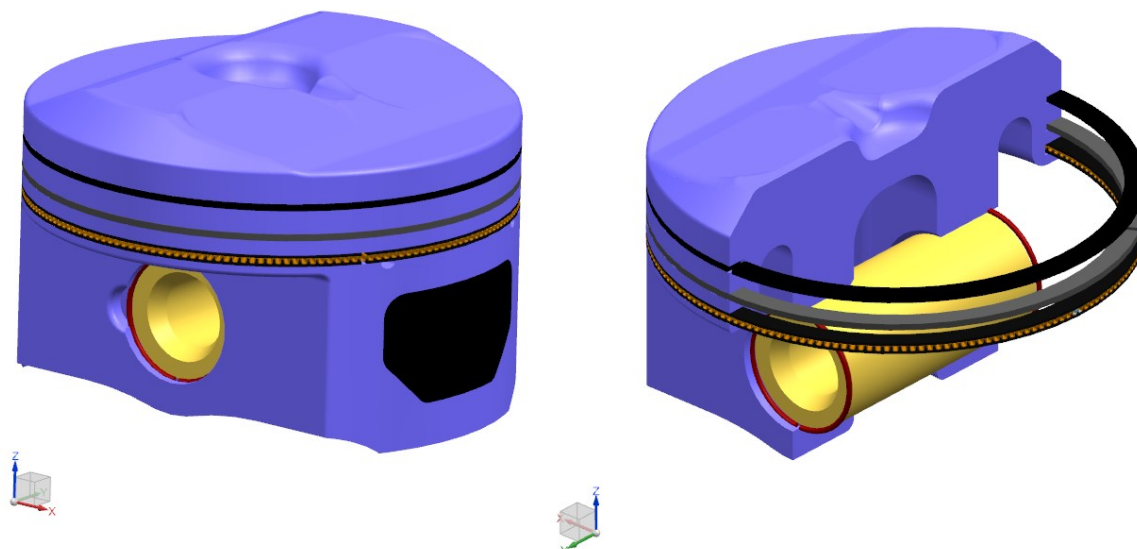
4.2 Klikový mechanismus

Úkolem klikového mechanismu je převádět přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele.



Obr. 47 - Klikový mechanismus

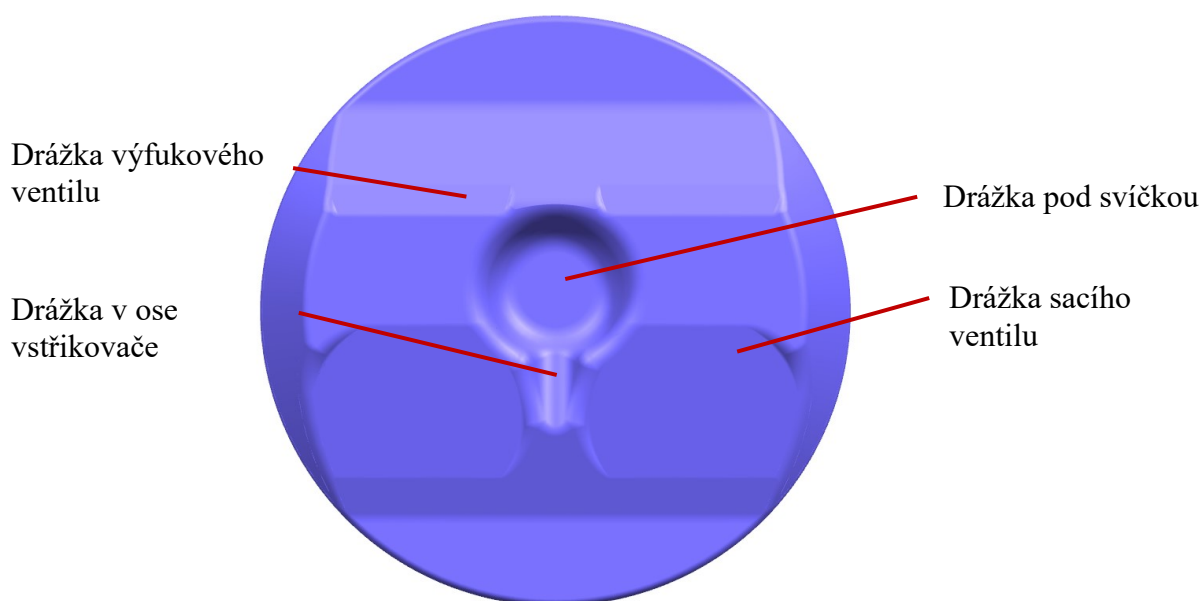
4.2.1 Píst



Obr. 48 - Sestava pístu

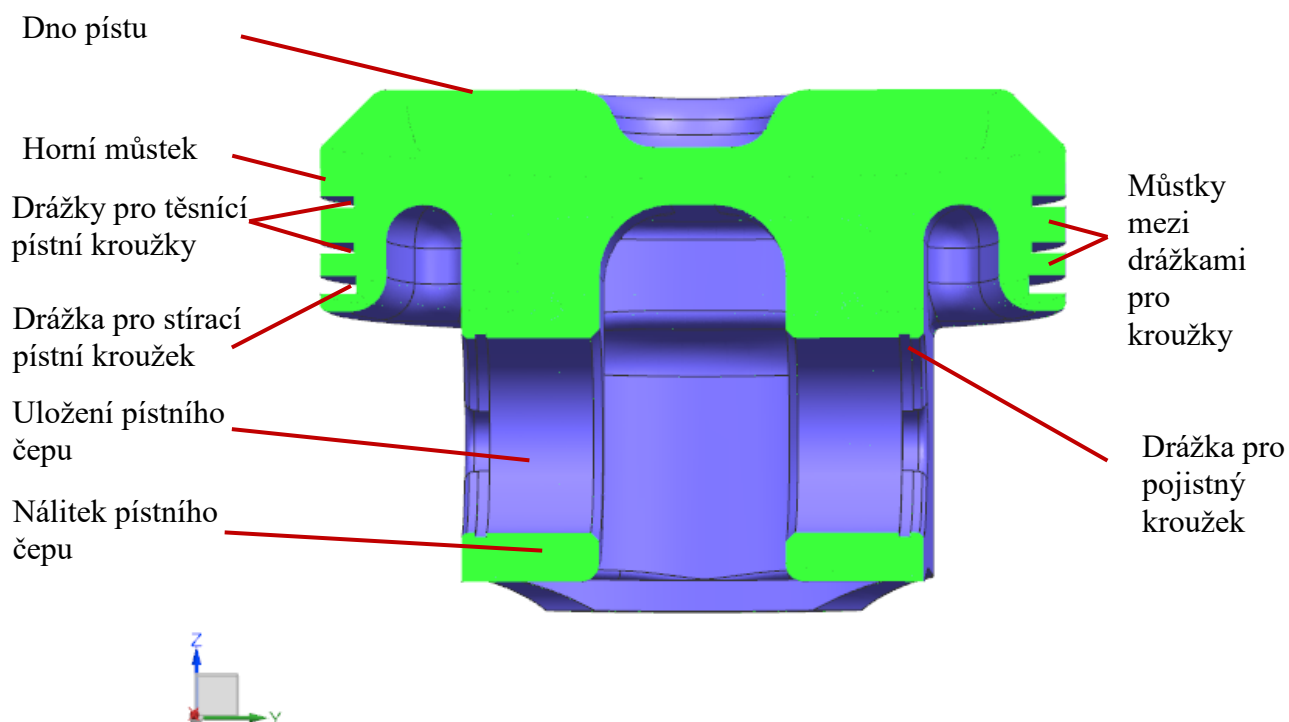
Píst se ve válci pohybuje přímočarým vratným pohybem. Je namáhán jak mechanicky tak teplotně. Píst musí být co nejlehčí, neboť tvoří značný díl setrvačné síly posuvných částí. Navržený píst je vyroben jako odlitek ze slitiny hliníku AlSi12CuNiMg [29]. Samotný píst váží 0,340 kg.

Dno pístu (**Obr. 49**) má specifický tvar, neboť vlivem vysokého kompresního poměru vznikl v hlavě válce motoru poměrně malý spalovací prostor. Z důvodu správného rozvrstvení směsi je ve dně pístu potřeba drážka pod svíčkou a v ose vstřikovače. Aby nedocházelo při vzájemném pohybu pístu a ventilů ke kolizi, jsou v pístu vytvořeny drážky pro ventily. Drážky sacích ventilů jsou hlubší, jelikož konají větší zdvih. Dno pístu musí být dostatečně zaobleno, aby nedocházelo k detonačnímu spalování vlivem ostrých hran.



Obr. 49 - Dno pístu

Konstrukční provedení pístu je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 50 - Konstrukční provedení pístu

Pro zlepšení kluzných vlastností jsou na plášti 2 plošky, které jsou povlakovány tenkou grafitickou vrstvou (Obr. 48 – černá ploška na plášti pístu). Dno pístu je chlazeno ostřikem oleje.

4.2.1.1 Pístní kroužky

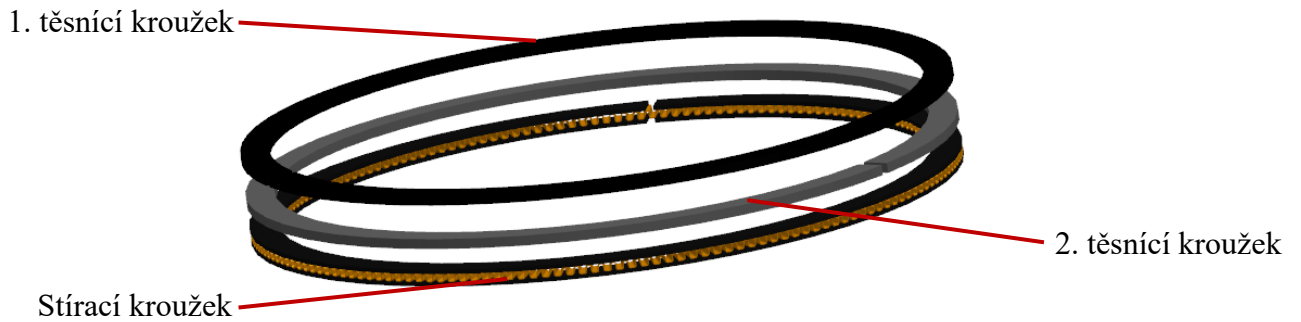
Účelem pístních kroužků je utěsnit spalovací prostor, odvádět teplo z pístu do stěny válce a roztírat a stírat motorový olej po stěně válce.

Pro motor jsou použity 2 těsnící kroužky a jeden stírací kroužek s expandérem. Dle literatury [30] byla určena vůle mezi drážkami pro pístní kroužky a pístními kroužky (viz. Tab. 11).

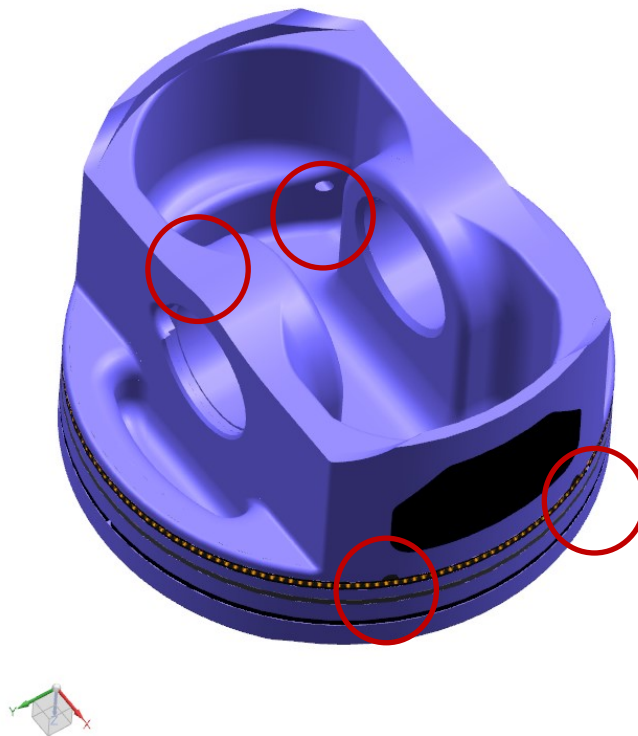
Tab. 11 - Vůle mezi drážkami pro pístní kroužky a pístními kroužky

	Axiální vůle [mm]	Radiální vůle [mm]
1. těsnící kroužek	0,04	0,45
2. těsnící kroužek	0,03	0,45
Stírací kroužek	0,03	0,7

Pístní kroužky jsou zobrazeny na Obr. 51. Pro odvod oleje z drážky stíracího kroužku jsou po obvodě umístěny 4 otvory.



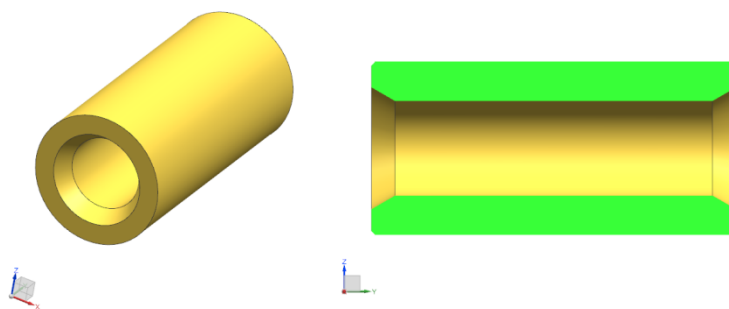
Obr. 51 - Pístní kroužky



Obr. 52 - Zamontované pístní kroužky s vyznačenými otvory pro odvod oleje z drážky stíracího kroužku

4.2.1.2 Pístní čep

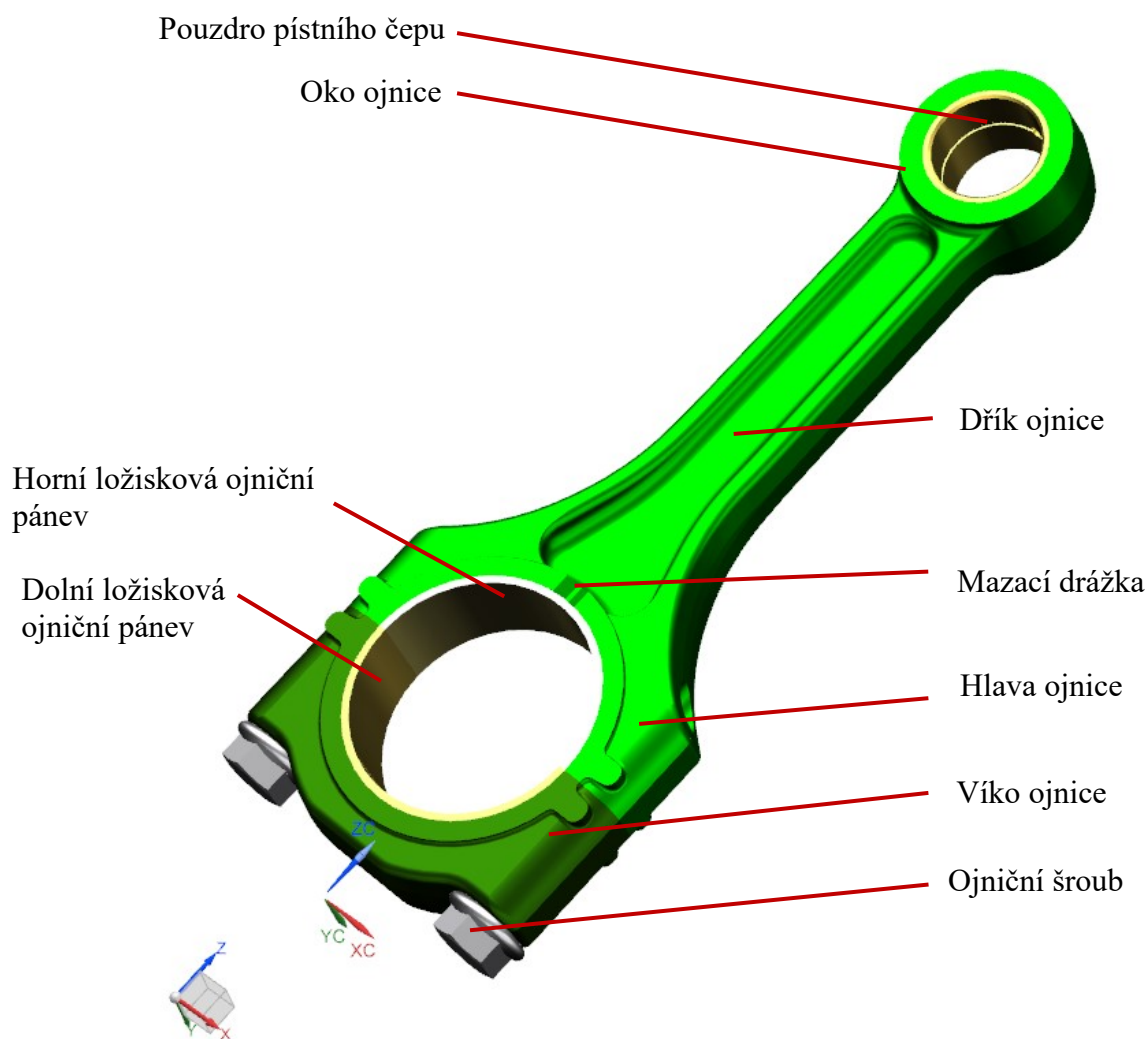
Hlavní funkcí pístního čepu je přenášet silové účinky mezi pístem a ojnicí. Pístní čep je zhotoven z oceli ČSN 14 220.4. Vnější průměr čepu činí 22 mm a vnitřní průměr 12 mm. Pro zajištění axiálního posuvu pístního čepu jsou použity pojistné kroužky dle DIN 472. Drážky uložení kroužku jsou vytvořeny v nálitku pístního čepu.



Obr. 53 - Pístní čep, pístní čep v řezu

4.2.2 Ojnice

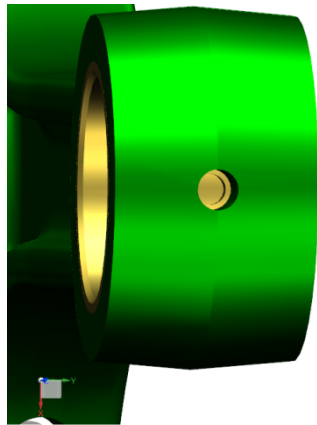
Účelem ojnice je přenášet síly z pístního čepu na klikový hřídel. Ojnice koná zároveň rotační a posuvný pohyb. Ojnice svou hmotou výrazně ovlivňuje setrvačnou sílu rotujících i posuvných částí motoru. Ojnice tedy musí mít nízkou hmotnost a zároveň vysokou tuhost a pevnost. Z tohoto důvodu je vyráběna zápusťkovým kováním. Pro výrobu ojnice je použita ocel ČSN 16 240.7 [31]. Na **Obr. 54** je zobrazena sestava ojnice s popsanými částmi.



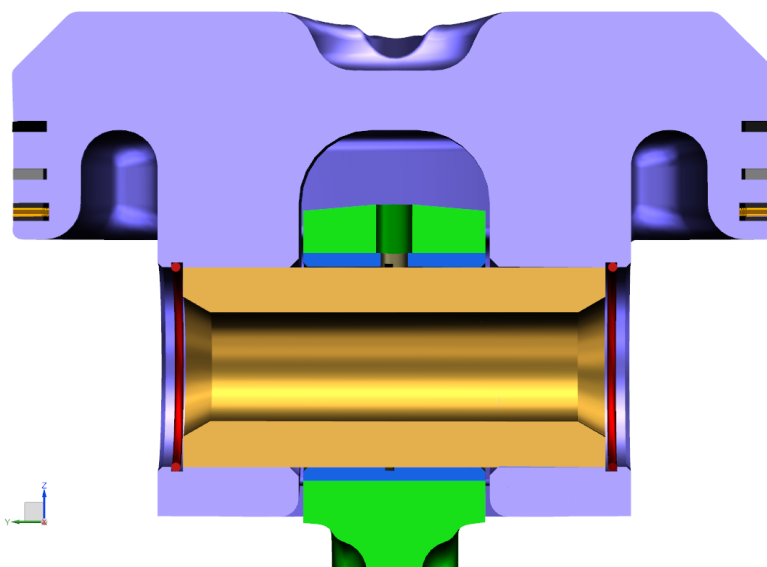
Obr. 54 - Sestava ojnice

Pouzdro pístního čepu vyrobené ze slitiny mědi je nalisováno v ojničním oku. Ojniční oko má průměr 25 mm a šířku 20 mm. Mazání mezi pístním čepem a pouzdem je zajištěno dírou v ojničním oku (**Obr. 55**) do které kape odražený olej od dna pístu. Dřík ojnice má průřez „I“ profilu, jenž se směrem k hlavě ojnice rozšiřuje. Víko ojnice je od těla ojnice odděleno trháním, aby byla zajištěna vzájemná poloha hlavy ojnice a víka ojnice. Hlava ojnice s víkem je spojena dvěma pevnostními šrouby M8. Pro lepší rozetření mazacího filmu je v hlavě ojnice z každé strany mazací drážka.

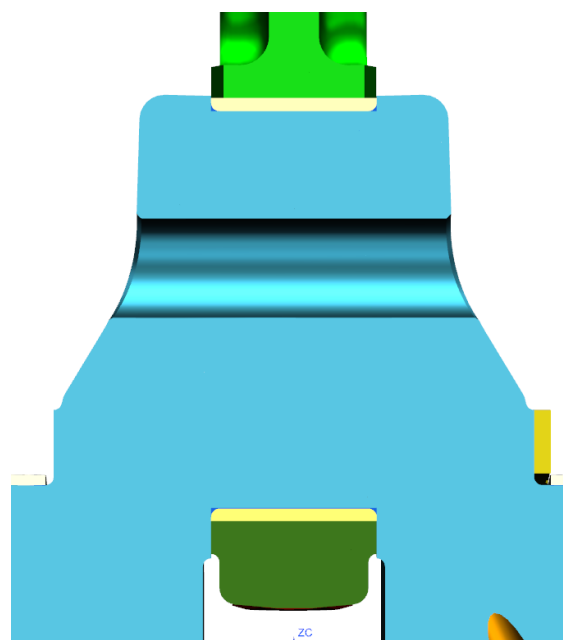
Detail uložení ojnice je zobrazen na **Obr. 56** a **Obr. 57**.



Obr. 55 - Detail mazací díry pro pouzdro pístního čepu



Obr. 56 - Detail Uložení ojnice a pístu

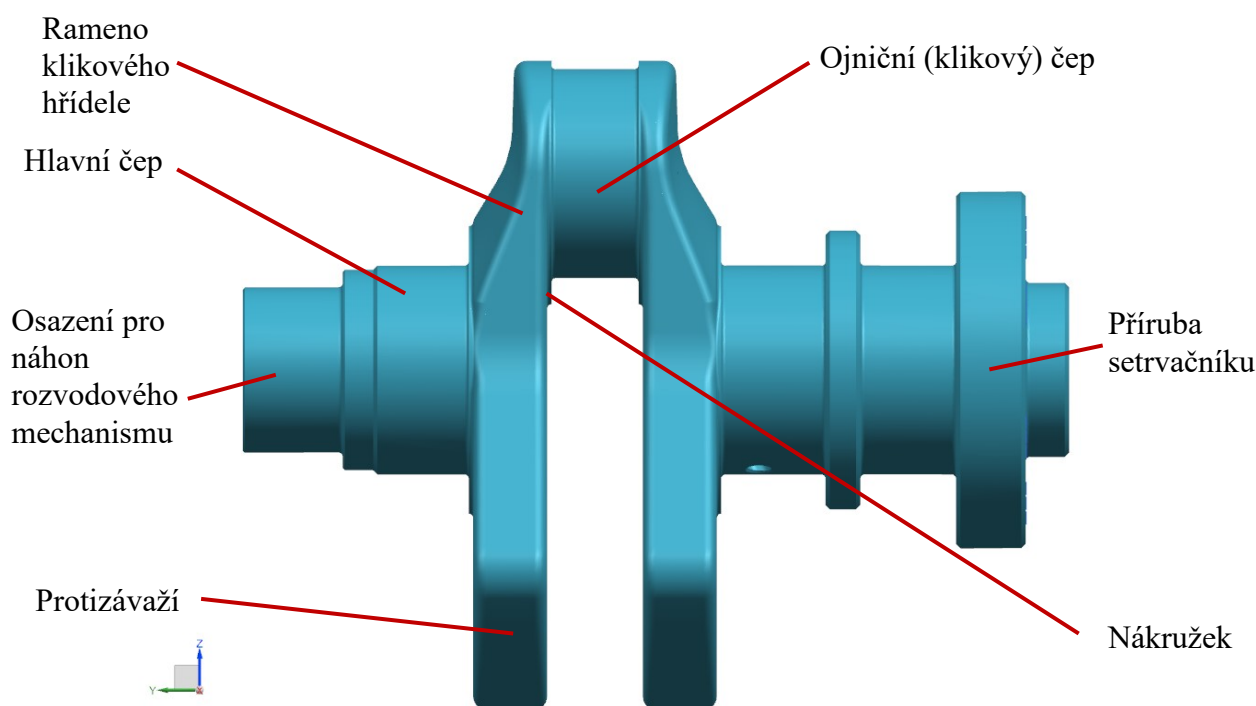


Obr. 57 - Detail uložení ojnice na ojničném čepu klikové hřídele

4.2.3 Klikový hřídel

Účelem klikového hřídele je přenos točivého momentu z motoru na setrvačnick a dále na spojku. Také zabezpečuje vyvážení rotujících hmot a částečné vyvážení posouvajících hmot klikového mechanismu pomocí protizávaží, náhon rozvodového mechanismu a příslušenství motoru a rozvod mazacího oleje do ojničního ložiska. Klikový hřídel je velmi dynamicky namáhaný díl. Z tohoto důvodu jsou na něj kladeny vysoké konstrukční nároky, které vyžadují splňovat vysokou tuhost a pevnost.

Navržený klikový hřídel je třikrát uložen na třech hlavních ložiskách z důvodu velkého zatížení od poměrně hmotného setrvačnicku, jenž je vyžadován konstrukcí jednoválcového motoru. Klikový hřídel je vyráběn zápusťkovým kováním. Klikové hřídele vyráběné touto metodou dosahují vyšší pevnosti, než odlévané klikové hřídele, lze tedy použít menší průměry hlavního a ojničního čepu. Použitý materiál je nelegovaná konstrukční ocel ČSN 12 050.1.

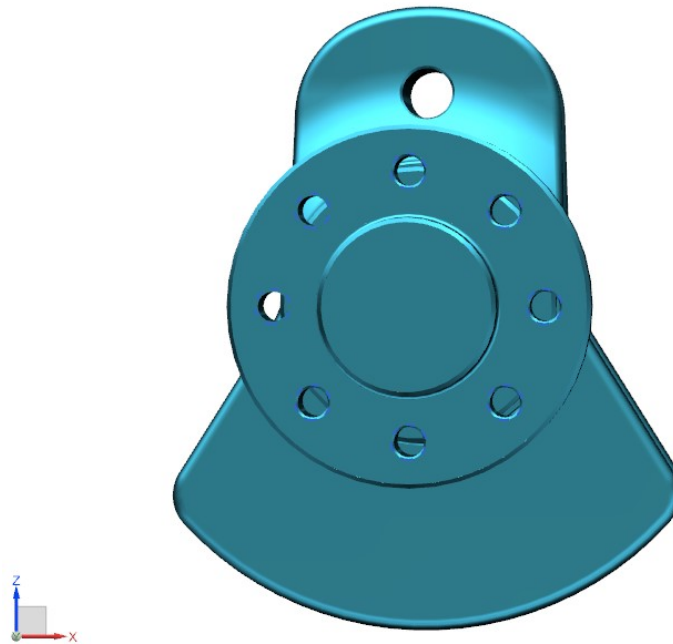


Obr. 58 - Části klikového hřídele

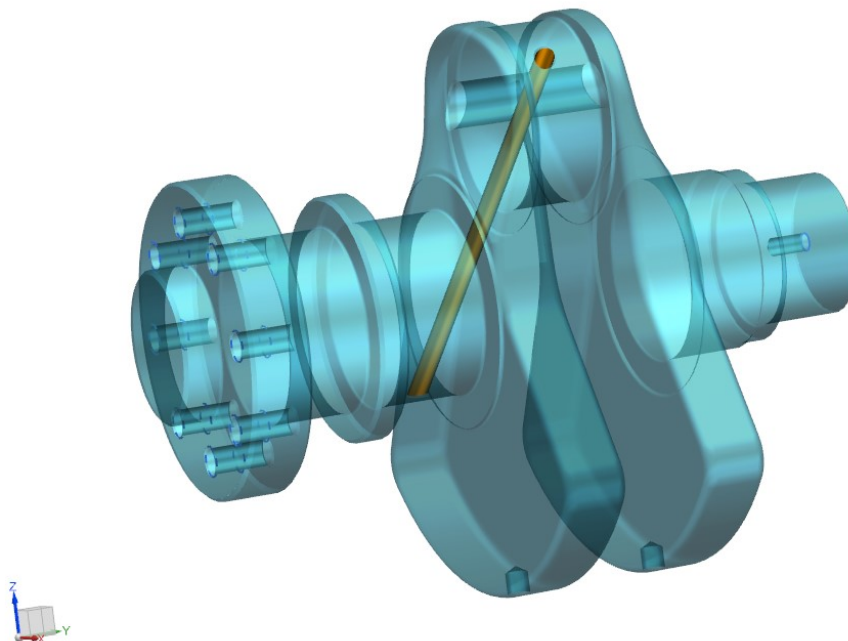
Na Obr. 58 jsou zobrazeny části klikového hřídele. Na pravém konci je umístěno osazení pro náhon rozvodového mechanismu o průměru 38 mm. Další část tvoří hlavní čep, jenž slouží pro uložení do hlavních ložiskových pánví. Průměr hlavních čepů byl zvolen na základě benchmarku podobně výkonných motorů na 48 mm. Rameno klikového hřídele je velmi namáhanou částí, neboť spojuje hlavní a ojniční (klikový) čep. Přejechy mezi čepy a ramenem jsou tvořeny rádiusy, neboť zde dochází ke značné koncentraci napětí. Pomocí nákržků je přechod rozdělen na dva rádiusy, aby se lépe rozložilo napětí. Ojniční (klikový) čep) má také na základě benchmarku zvolen průměr 48 mm. Pravá část klikového hřídele je tvořena dvěma hlavními čepy a přírubou setrvačnicku (Obr. 59). Protizávaží jednoválcového motoru jsou poměrně masivní. Jejich úkolem je odlehčovat hlavní ložiska, které jsou zatěžovány odstředivou silou.

Hlavní čepy i ojniční čep jsou kaleny na tvrdost 50 HRC. Mazání ojničního ložiska je zajištěno mazacím kanálkem vedoucím z hlavního čepu (Obr. 60). Mazací kanálek je veden

mimo střední svislou rovinu klikového hřídele, protože je nutné se vyhnout vrtané díře (**Obr. 59**), která slouží k odlehčení zalomení klikového hřídele. Díra je vedena středem ojničního čepu. Hrany vyústění mazacího kanálku jsou zaobleny, aby se snížila koncentrace napětí.

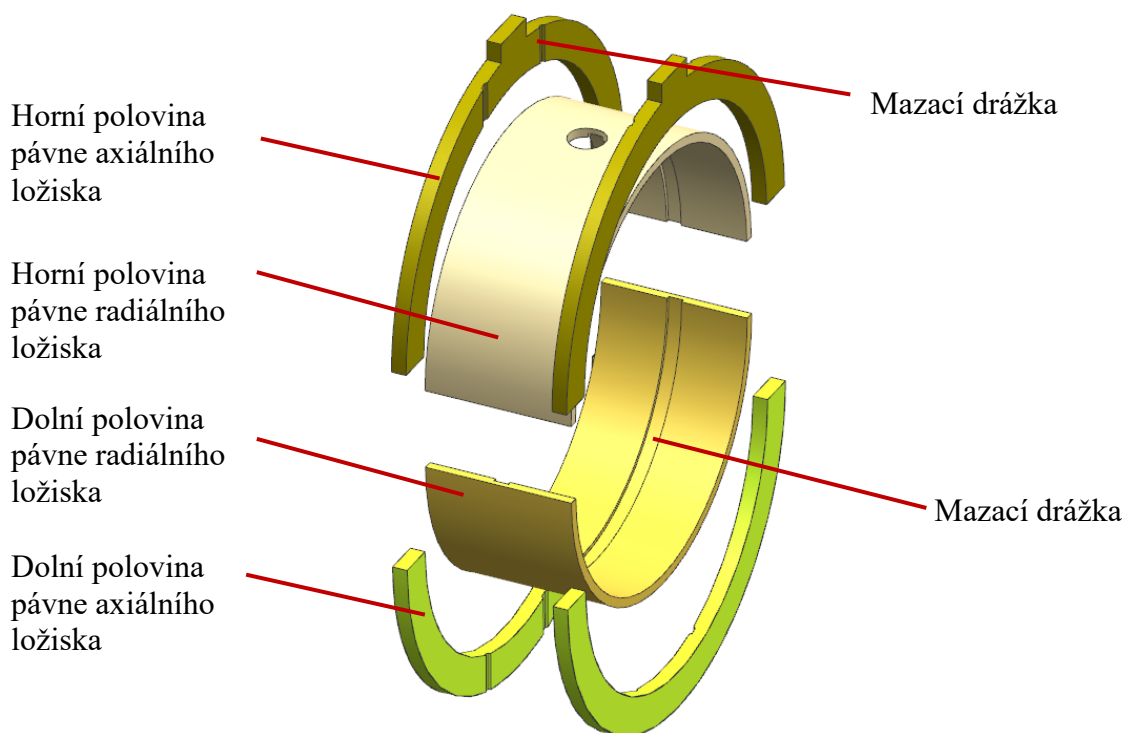


Obr. 59 - Pohled na zadní stranu klikového hřídele



Obr. 60 - Mazací kanálek ojničního čepu

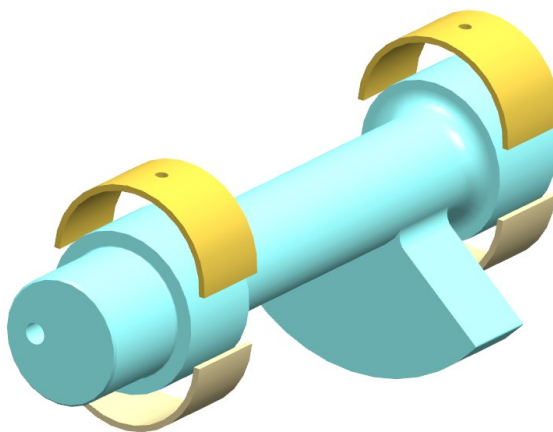
Pro radiální uložení klikového hřídele jsou použita 3 kluzná ložiska. Kluzné ložisko se skládá ze dvou tenkostěnných ocelových pánví, jež jsou pokryty třemi vrstvami ložiskového kovu. Pro správné uložení je nutné, aby byly čepy broušeny a leštěny. V axiálním směru je kliková hřídel zajištěna pomocí jednoho kluzného ložiska. Hlavní ložiska jsou zobrazena na **Obr. 61**.



Obr. 61 - Radiální a axiální hlavní ložisko

4.2.4 Vyvažovací hřídel

Vyvažovací hřídel slouží k částečnému vyvážení posuvných hmot klikového mechanismu, které způsobují nežádoucí chvění a vibrace motoru. Pro eliminování těchto jevů jsou navrženy 2 vyvažovací hřídele. Vyvažovací hřídel je uložen na dvou kluzných ložiskách. Vyvažovací hřídel je vyráběn jako odlitek, použitý materiál je ocel ČSN 42 2306. Návrh je uveden v kapitole [5.1.3 Vyvážení klikového mechanismu](#). Výsledný model je zobrazen na **Obr. 62**.

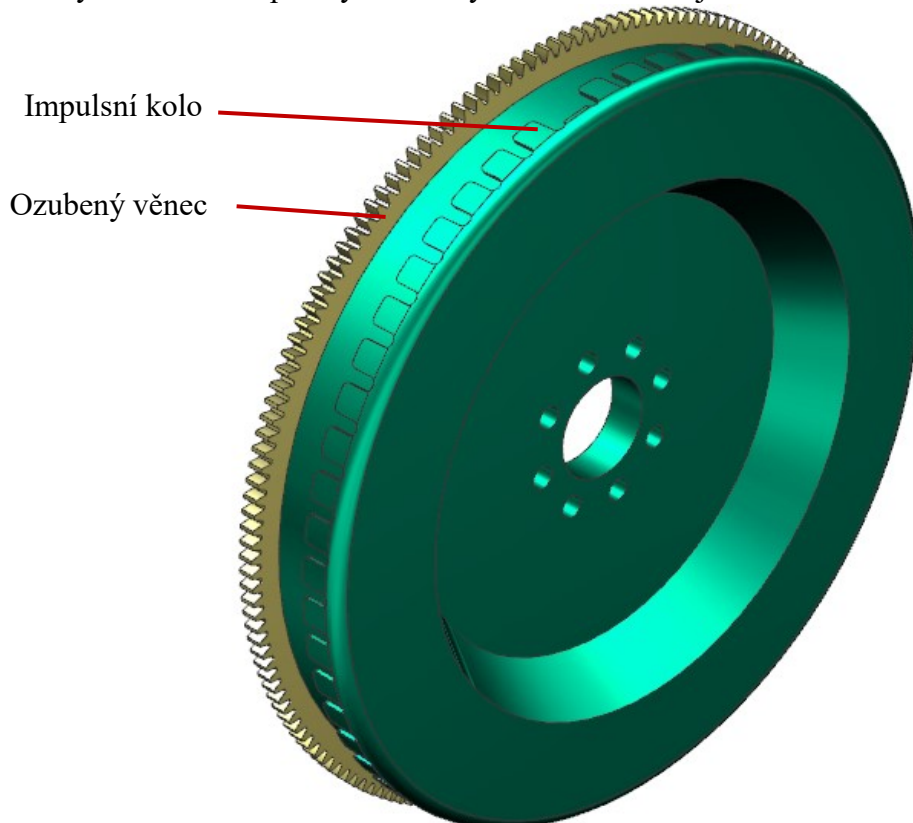


Obr. 62 - Vyvažovací hřídel s ložiskovými pávnemi

4.2.5 Setrvačnick

Účelem setrvačnicku je akumulovat energii při pracovním zdvihu pístu a následně ji dodávat zpět při nepracovním zdvihu pístu. Pracovní zdvih, při kterém je získávána energie, je pouze expanze, zbylé zdvihy pístu jsou nepracovní.

Jednoválcový motor potřebuje velmi hmotný setrvačnick, neboť se zde nepřekrývají žádné pracovní doby. Navržený setrvačnick má průměr 280 mm a tloušťku 40 mm. Na setrvačnicku je nalisován ozubený věnec, do kterého zabíhá pastorek elektrického spouštěče. Na obvodu je dále umístěno impulsní kolo pro snímač otáček klikového hřídele. Setrvačnick je spojen s klikovým hřídelem 8 přesnými šrouby M8. Setrvačnick je zobrazen na **Obr. 63**.

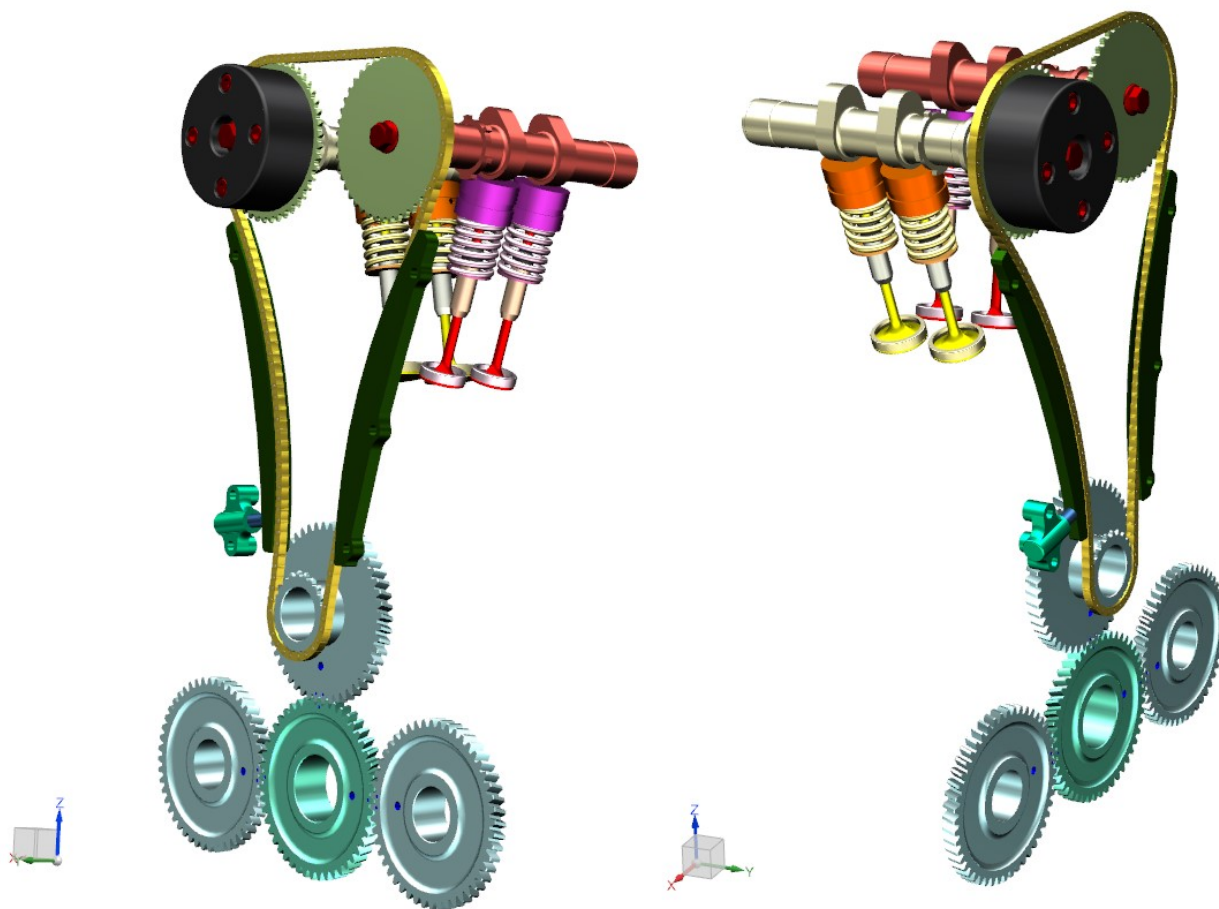


Obr. 63 - Navrhnutý setrvačnick

4.3 Rozvodový mechanismus

Rozvodový mechanismus zabezpečuje odvod spalin a plnění válců motoru vzduchem či čerstvou směsí.

V tomto motoru je do válce motoru pomocí rozvodového mechanismu přiváděn pouze vzduch, neboť jak již bylo uvedeno v termodynamickém návrhu, jedná se o zážehový motor s přímým vstřikováním paliva. Z termodynamického návrhu dále plyne, že motor musí mít 2 sací a 2 výfukové ventily, nejvýhodnějším typem rozvodu se pro toto použití jeví DOHC (Double Overhead Camshaft). Výhodou oproti rozvodu OHV (Overhead Valve) je menší počet součástí, tedy i hmotnost. Váčkové hřídele jsou poháněny klikovým hřídelem pomocí mechanismu ozubených kol a řetězových kol s řetězem. Rozvodový mechanismus je zobrazen na **Obr. 64**.



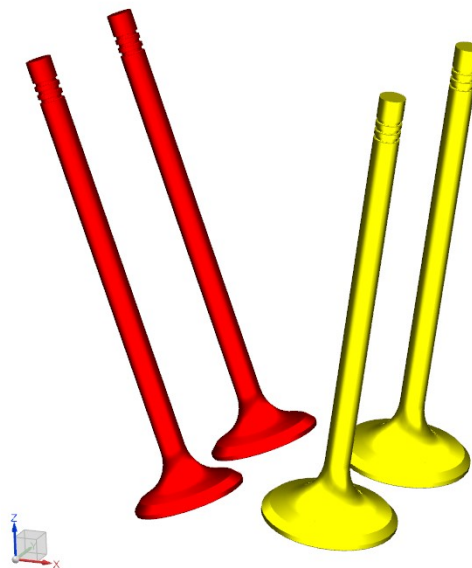
Obr. 64 - Rozvodový mechanismus

4.3.1 Ventily

Úkolem ventilů je otevírat a zavírat vstupní a výstupní kanály, které vedou ze spalovacího prostoru. Ventily jsou velmi dynamicky namáhány jak teplotně, tak mechanicky. Výfukové ventily jsou navíc vystaveny abrazi a chemické korozi, díky proudícím výfukovým plynům.

Úhel sklonu sacích ventilů je určen na 12° a výfukových ventilů na 17° od svislé osy hlavy válce. Úhel sklonu byl zvolen na základě velikosti spalovacího prostoru, výšky hlavy válce a sklonu sacích a výfukových kanálů. U ventilů je snaha, aby byly co nejkratší, neboť jsou velmi dynamicky namáhané. Délka sacích ventilů činí 106 mm a výfukových ventilů 109 mm. Ventily musejí být co nejlehčí, protože se značně podílí svou hmotností na setrvačné síle vačkového mechanismu. Ventily jsou zobrazeny na **Obr. 65**.

Průměr hlavy ventilů plyne z velikosti ventilového sedla. Průměr sacích ventilů je větší než průměr výfukových, z důvodu potřebného

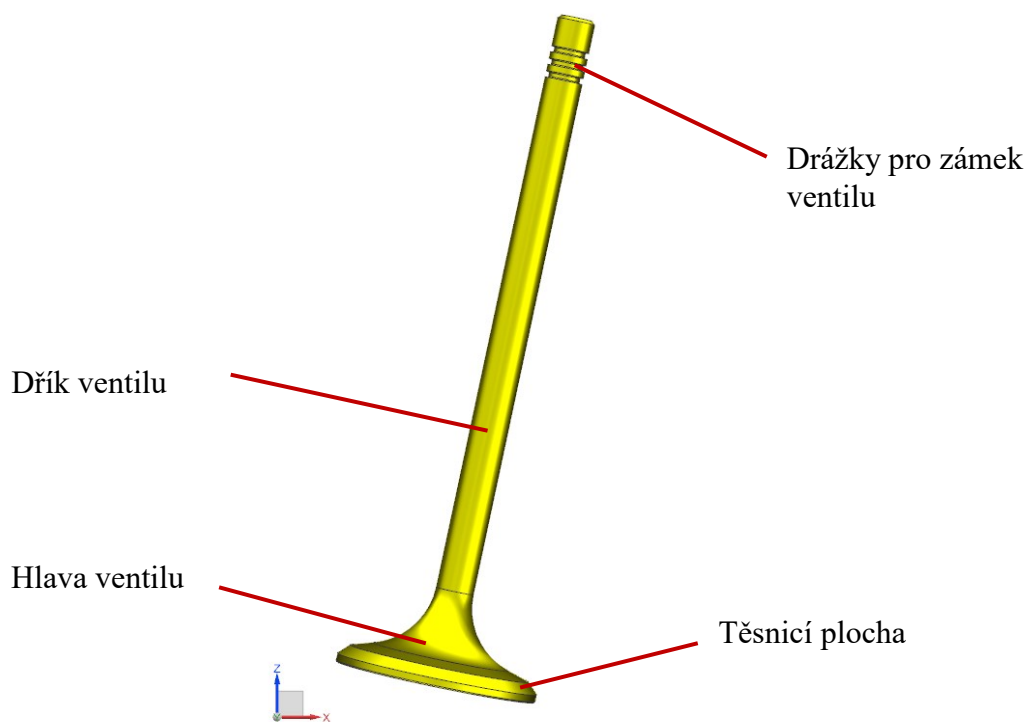


Obr. 65 - Sací a výfukové ventily

průtočného průřezu, který musí zajistit naplnění válce směsí (v tomto případě vzduchem) v dostatečně krátkém časovém intervalu. Průměr hlavy sacího ventilu činí 31,75 mm. Hlava výfukového ventilu má průměr 26,4 mm.

Tvar čelní plochy hlavy ventilu je rovinný, aby byl ventil jednodušší na výrobu a méně teplotně zatížen díky menší čelní ploše hlavy ventilu. Odlehčenou hlavu ventilu je výhodné použít u závodních motorů, neboť snižuje hmotnost ventilu a tím setrvačnou sílu působící ve vačkovém mechanismu.

Přechod mezi hlavou ventilu a dříkem je realizován velkým rádiusem, aby nevznikala koncentrace napětí náhlou změnou průřezu. Průměr dříku ventilu je stejný u sacího i výfukového ventilu (6 mm), aby bylo možno použít stejné zámky pro sací i výfukové ventily. Pro zámek ventilu jsou na jeho konci vytvořeny 3 drážky. Části ventilu jsou popsány na **Obr. 66**.

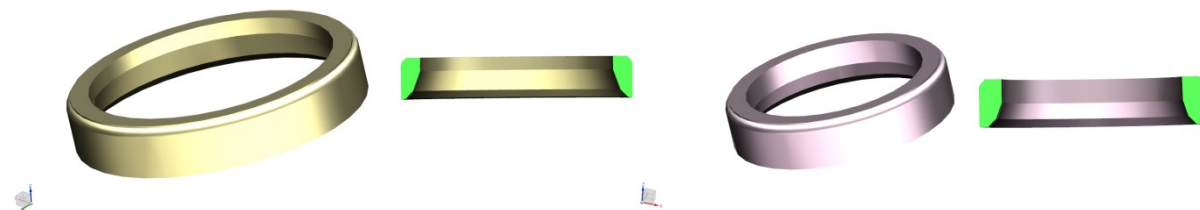


Obr. 66 - Ventil a jeho části

4.3.2 Sedla ventilů

Ventilová sedla nemohou být vytvořeny v hlavě válce motoru, jelikož je hlava válce vyrobena z hliníkové slitiny. Prstencová sedla ventilů jsou do hlavy válce motoru nalisovány.

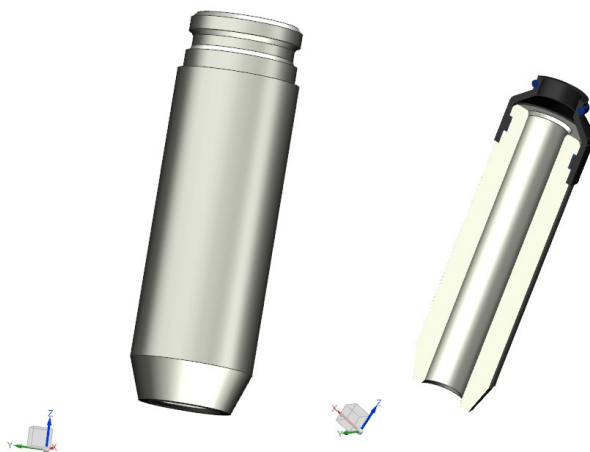
Sedlo sacího a výfukového ventilu má výšku 5,7 mm. Tloušťka sedla sacího ventilu činí 2,6 mm a výfukového 2,7 mm. Úhel kuželové dosedací plochy je pro sací i výfukový ventil 45°, přechod mezi dosedací plochou a vnitřní válcovou plochou je proveden kuželovým přechodem o úhlu 70°. Ventilové sedlo je zobrazeno na **Obr. 67**.



Obr. 67 - Ventilové sedlo sacího ventilu (levá strana); ventilové sedlo výfukového ventilu (pravá strana)

4.3.3 Vodítka ventilů

Úkolem vodítka ventilu je vést ventil a zajistit správné dosednutí ventilu do ventilového sedla. Vodítka ventilů jsou zalisována v hlavě válce motoru. Ventilová vodítka jsou totožná pro sací i výfukové ventily. Výška vodítka ventilu je 38 mm a vnější průměr činí 12 mm. Na horním konci vodítka je nalisováno těsnění, které zamezuje průniku oleje do spalovacího prostoru.



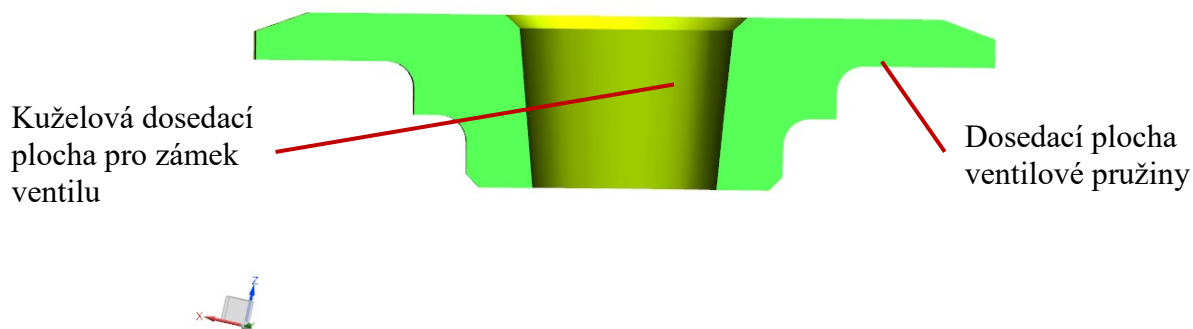
Obr. 68 - Ventilové vodítko, ventilové vodítko s těsněním v řezu

4.3.4 Pružiny ventilů

Ventilové pružiny zabezpečují zavírání ventilů. V tomto návrhu jsou použity válcové šroubové pružiny s konstantním stoupáním závitu. Pružiny jsou vyrobeny z ocelového taženého patentového drátu ČSN EN 10270-1 [32]. Tato ocel je vhodná k výrobě pružin. Návrh pružin je popsán v kapitole [5.2.3.1 Návrh pružin](#). Pružiny musejí být uloženy v hlavě válce motoru na ocelové podložce (pokud je hlava vyrobena z hliníkové slitiny), aby nedošlo k jejímu opotřebení.

4.3.5 Misky ventilových pružin

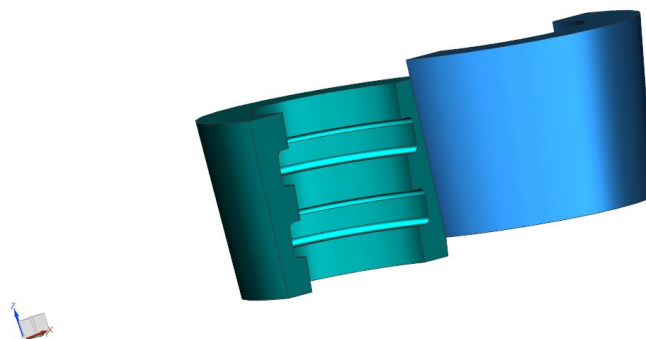
Miska ventilové pružiny slouží k dosednutí horního opěrného závitu pružiny. Na vnitřní kuželovou plochu misky dosedá zámek ventilu. Ventilové misky jsou pro všechny ventily stejné. Jejich výška je 6,5 mm a vnější průměr je 28 mm. Vnější průměr je navržen stejně jako průměr pružin s ohledem na vnitřní průměr stěny zdvihátka.



Obr. 69 - Řez miskou ventilové pružiny

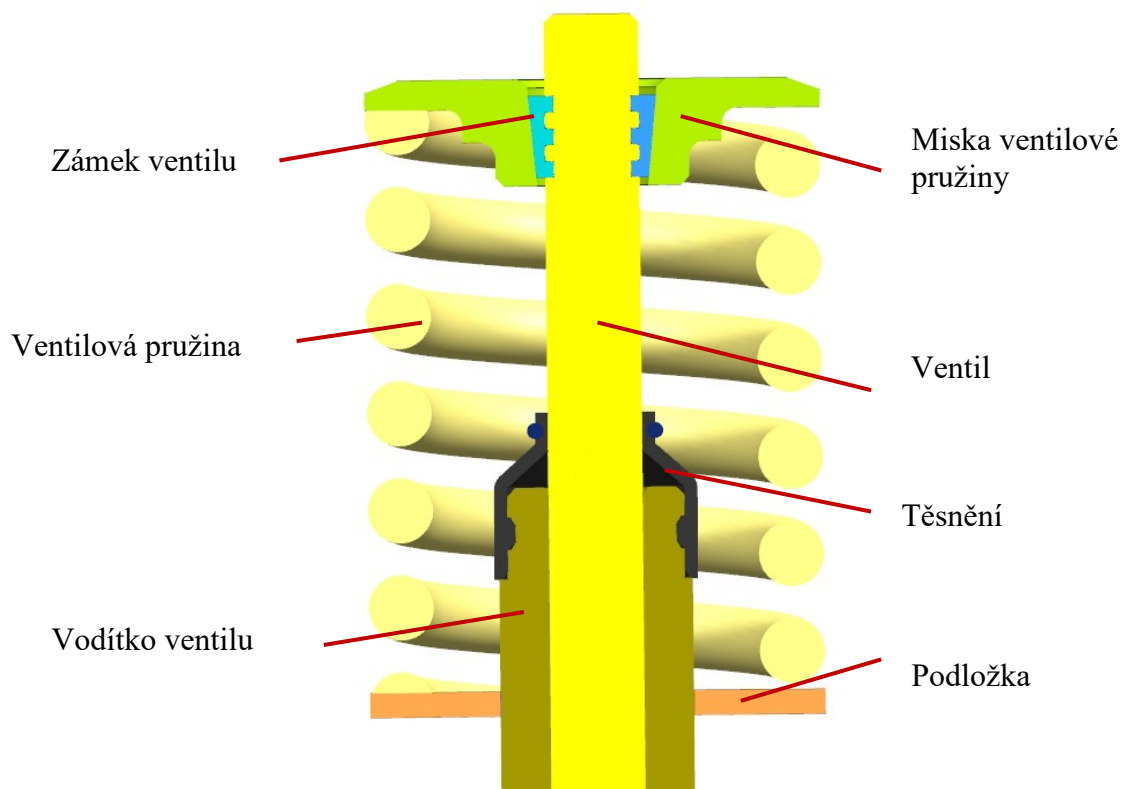
4.3.6 Zámky ventilů

Zámek ventilu slouží k uložení ventilu. Jedná se o dvoudílný klínek se dvěma drážkami na vnitřní válcové ploše. Zámek ventilu dosedá do drážek na konci ventilu. Vnější kuželovou plochou dosedá na vnitřní kuželovou plochu misky ventilové pružiny.



Obr. 70 - Zámek ventilu

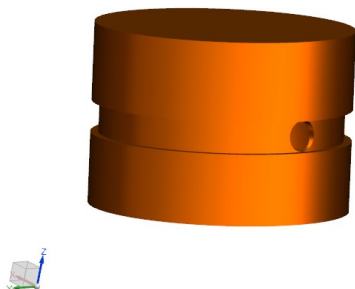
Uložení zámku je zobrazeno na Obr. 71.



Obr. 71 - Řez sacím ventilem

4.3.7 Zdvihátka

Zdvihátka zajišťuje přenos pohybu z vačky na ventil. Pro tento motor je použito hydraulické hrníčkové zdvihátka. Výhodou použití tohoto zdvihátka je, že samo vymezuje ventilovou vůli. Ventilová vůle je vymezována tlakem oleje. Olej je přiváděn z olejového rozvodu v hlavě válce motoru mazací drážkou a otvorem, jenž je v plášti zdvihátka. Zdvihátka jsou pro sací i výfukové ventily stejné. Zdvihátka není detailně namodelovaná, protože se jedná o nakupovanou komponentu. Hydraulické hrníčkové zdvihátka je zobrazeno na Obr. 72.



Obr. 72 - Hydraulické hrníčkové zdvihátko

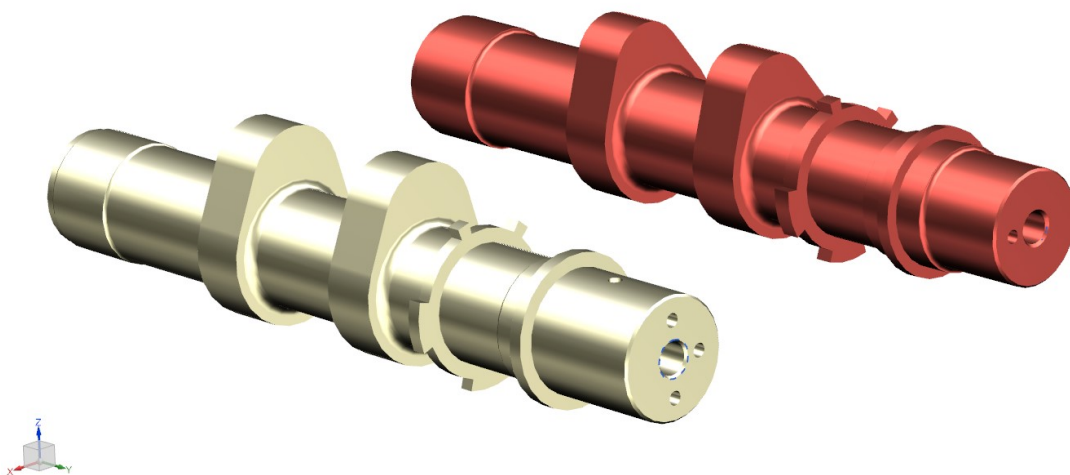
4.3.8 Vačkové hřídele

Úkolem vačkového hřídele je otevírání ventilů a umožnění uzavírání ventilů pružinami ventilů.

Navrhnuté vačkové hřídele jsou téměř totožné, mají stejnou délku (175 mm), stejný průměr pod ložisky (26 mm). Liší se rozmístěním vaček a vačkovým profilem. Profil vaček je navržen v programu Lotus Engine Simulation v nadstavbě Lotus Concept Valve Train. Vypočtený profil vaček je dostupný v příloze diplomové práce. Sací vačkový hřídel se dále odlišuje od výfukového vačkového hřídele tím, že musí umožnit proměnné časování sacích ventilů. Proměnné časování sacích ventilů zajišťuje aktuátor umístěný na řetězovém rozvodovém kole sacího vačkového hřídele. Pro aktuátor musejí být ve vačkovém hřídeli připraveny olejové kanálky, neboť přiváděný olej musí proudit vnitřkem vačkového hřídele do aktuátoru.

Axiální zajištění vačkových hřídelů je uskutečněno pomocí osazení s opěrnými plochami. Pro osazení jsou vytvořeny drážky v uložení hlavě válce motoru a ve víkách vačkových hřídelů.

Vačkové hřídele jsou vyráběny zápustkovým kovááním. Použitým materiálem je ocel ČSN 12 050.1. Na obou vačkových hřídelích jsou vytvořena impulsní kola, pro snímání otáček vačkových hřídelů.



Obr. 73 - Sací vačkový hřídel (vlevo); výfukový vačkový hřídel (vpravo)

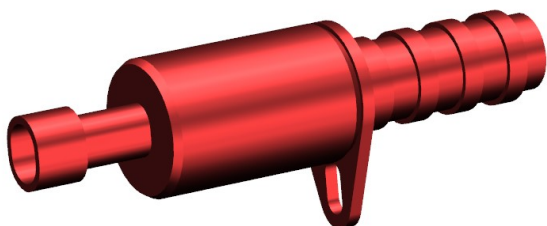
4.3.8.1 Aktuátor sací vačkové hřídele

Účelem tohoto aktuátoru, je přestavovat sací vačkový hřídel vůči klikovému hřídeli až o úhel 60°. Natočením sacího vačkového hřídele je možno měnit dobu otevření sacích ventilů.

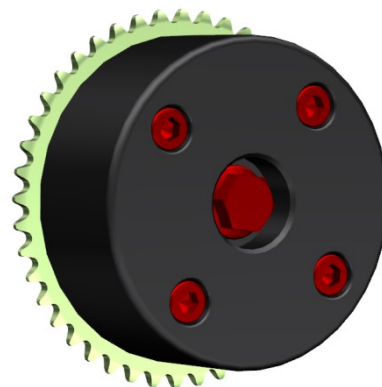
Elektronická řídicí jednotka přijímá signál ze snímačů otáček klikového hřídele a sacího vačkového hřídele, snímače tlaku oleje, snímače teploty chladicí kapaliny a hmotnostního

snímače průtoku vzduchu. Tyto signály jsou vyhodnoceny, následně je vydán impuls do elektromagnetického tlakového spínače oleje (**Obr. 75**). Tlakový spínač upraví na základě impulsu tlak motorového oleje. Z tlakového spínače vedou 2 olejové kanálky do sacího vačkového hřídele, ze kterého dále vedou do aktuátoru. Na základě přivedeného oleje se v aktuátoru vůči sobě natáčí vnitřní rotor a tělo aktuátoru. Tím dochází k prodloužení nebo zkrácení doby otevření sacích ventilů. Aktuátor však může pracovat i v neutrální poloze, ve které je zajištěn blokovacím čepem.

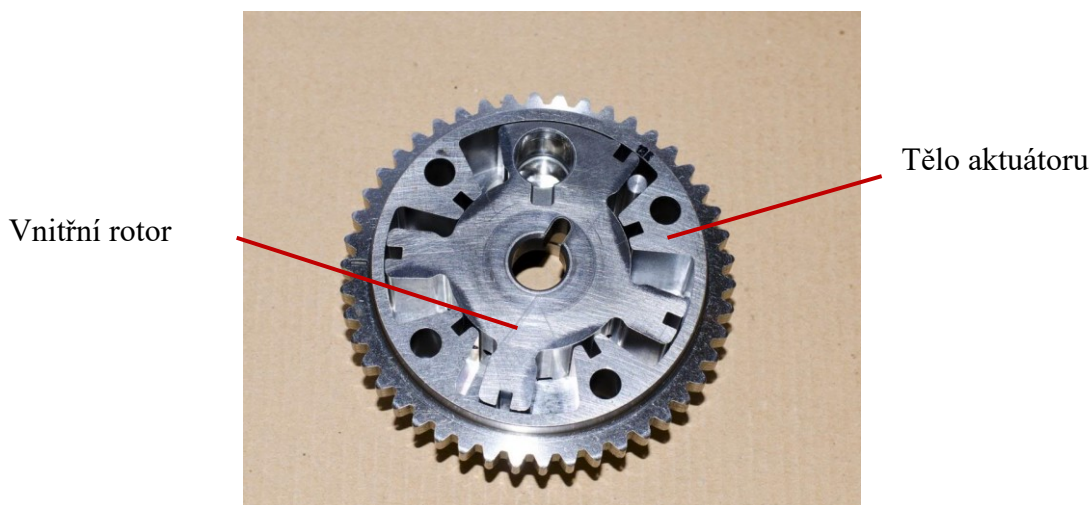
Aktuátor je upevněn na sací vačkové hřídeli společně s řetězovým kolem. Aktuátor není detailně modelován, neboť se jedná o nakupovanou komponentu.



Obr. 75 - Elektromagnetický tlakový spínač



Obr. 74 - Aktuátor s řetězovým kolem



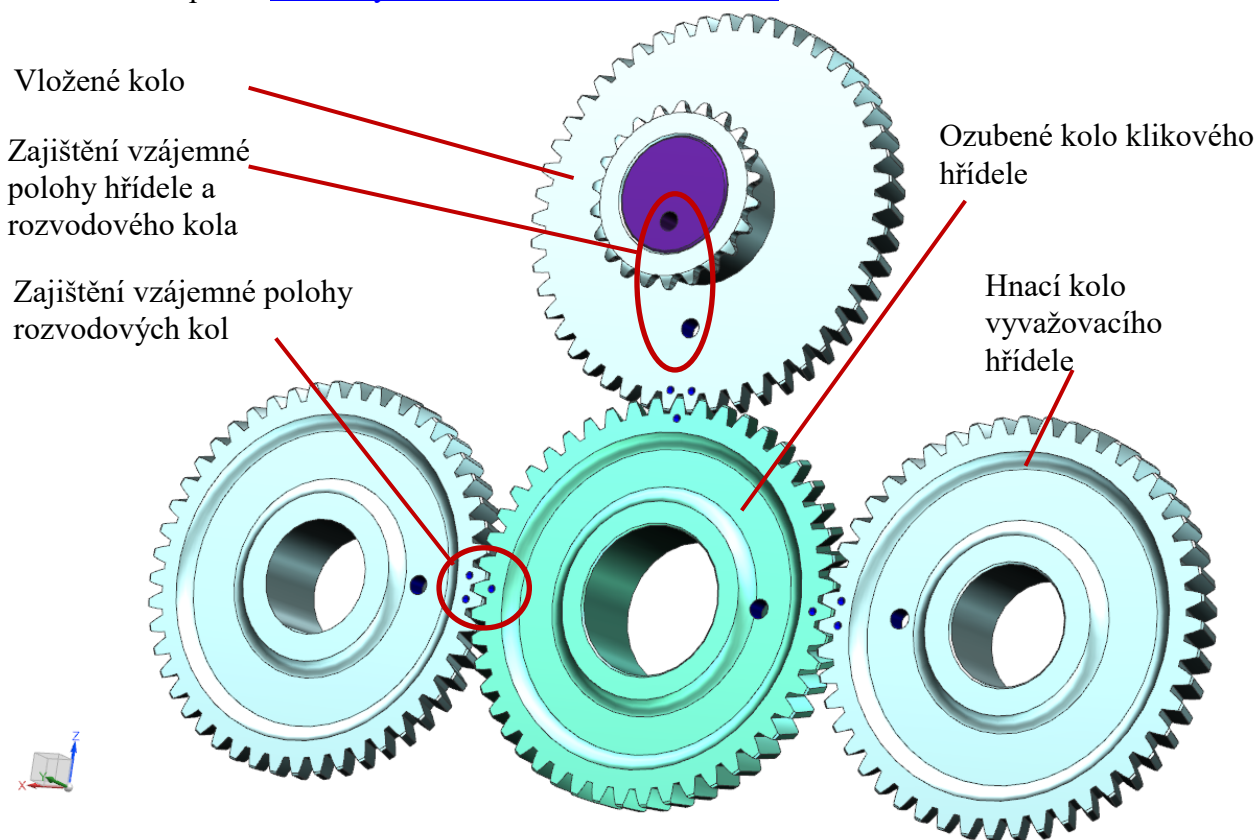
Obr. 76 - Pohled do vnitřku aktuátoru [33]

4.3.9 Rozvodová kola a rozvodový řetěz

4.3.9.1 Ozubená kola

Na klikovém hřídeli je nalisováno čelní ozubené kolo s šikmými zuby, jenž zajišťuje pohon dvou vyvažovacích hřídelů. Převodový poměr mezi tímto soukolím je 1:1. Z důvodu zmenšení zatížení klikového hřídele není na něm uloženo řetězové kolo, které by rozvodovým řetězem pohánělo vačkové hřídele. Místo toho je nad hnacím kolem umístěno vložené čelní ozubené kolo s šikmými zuby. Vložené čelní ozubené kolo je nalisováno na hřídeli, který je uložen do bloku motoru pomocí radiálního kluzného ložiska, jež je nalisováno do bloku motoru. Vložený hřídel je axiálně zajištěn kluznou plochou nálitku v předním krytu motoru. Převodový poměr tohoto ozubeného kola vůči ozubenému kolu klikového hřídele činí 1:1.

Šikmé ozubení u čelních ozubených kol je zvoleno z důvodu tiššího záběru. Jedinečná poloha příslušného rozvodového kola a hřídele je realizována excentrickou dírou na čelní ploše hřídele a dírou v disku rozvodového kola. Do těchto děr bude při lisování vložen přípravek, jenž zajistí vzájemnou polohu. Vzájemná poloha mezi rozvodovými koly je zabezpečena značkami vyraženými na ozubeném věnci. Ozubená kola jsou mazána olejovou mlhou. Ozubená kola jsou vygenerována v CAD systému Autodesk Inventor. Návrh ozubených kol je zobrazen v kapitole [5.1.3. Vyvážení klikového mechanismu](#).



Obr. 77 - Ozubená kola rozvodového mechanismu

4.3.9.2 Řetězová kola

Hnací pastorek a vložené kolo tvoří jeden díl. Potřebný převodový poměr 2:1 je vytvořen až u řetězových kol. Kdyby byl celkový převodový poměr rozdělen mezi více soukolí, mohla by nastat u výsledného převodového poměru nepřesnost vlivem zaokrouhlení. Převodový poměr musí být přesně 2:1, důležitou roli hraje i desáté desetinné místo. Při nedodržení tohoto přesného převodového poměru by mohlo dojít při nejmenším k destrukci části rozvodového mechanismu vlivem „přeskočení rozvodového řetězu o zub řetězového kola“.

Poloha řetězových kol vůči vačkovým hřídelům je zajištěna pomocí kolíku, jenž je uložen excentricky. Řetězová kola jsou k vačkovým hřídelím přišroubována centrálním šroubem. Řetězová kola jsou vygenerována v CAD systému Autodesk Inventor.

Parametry řetězových kol jsou uvedeny společně s výpočty v kapitole [5.3 Řetězová rozvodová kola s rozvodovým řetězem](#).

4.3.9.3 Rozvodový řetěz

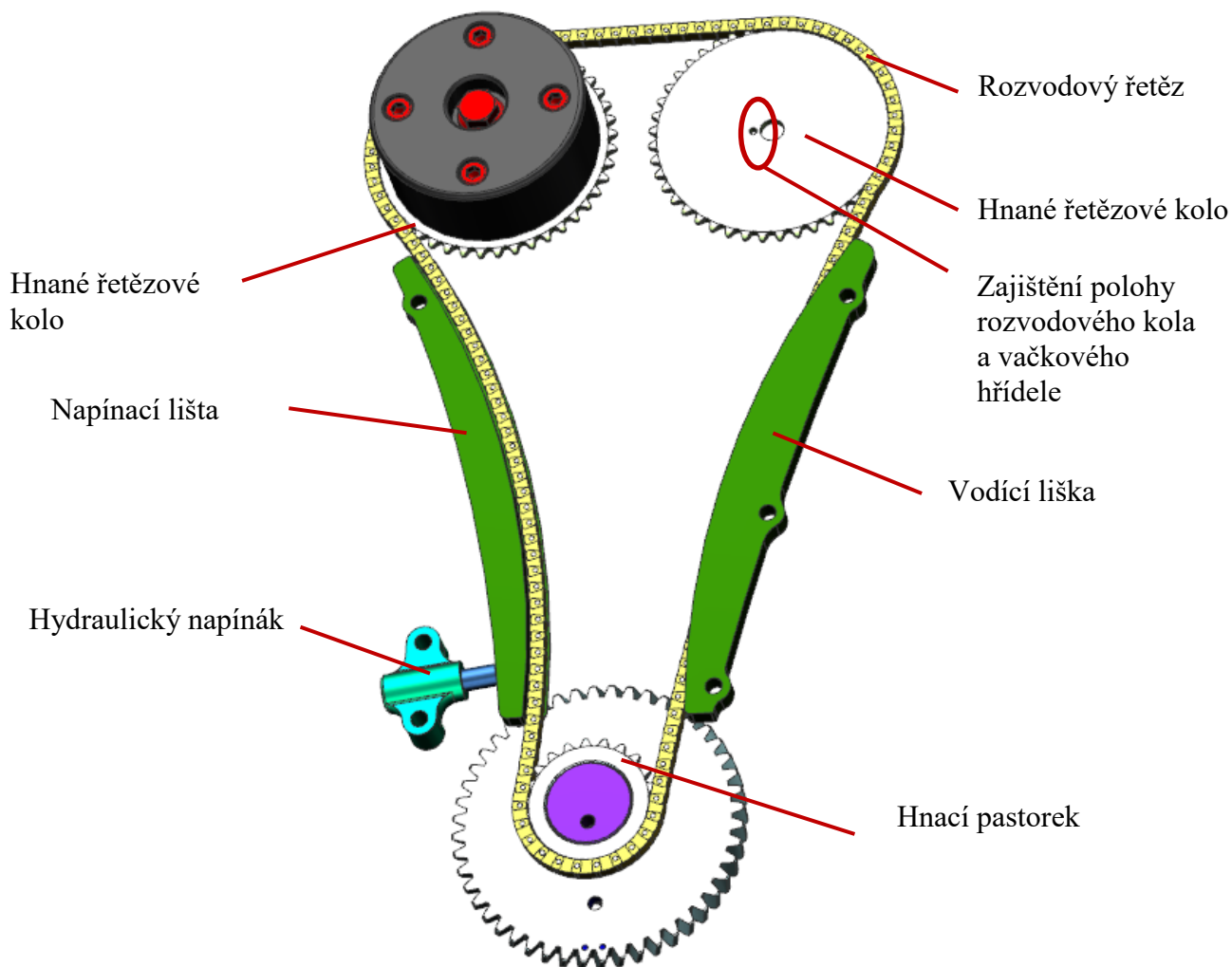
Rozvodový řetěz je použit z důvodu vysoké trvanlivosti. Je navržen na celou délku životního cyklu motoru. Rozvodový řemen je nutno po určité době vyměnit. Z katalogu firmy DID je vybrán na základě výpočtu tichý rozvodový řetěz DID SCR-0404 SDH [34]. Tento řetěz

oproti válečkovému řetězu nevytváří téměř žádný hluk. Výpočet a rozměry jsou uvedeny v kapitole [5.3 Řetězová rozvodová kola s rozvodovým řetězem](#).

Rozvodový řetěz musí být veden a dostatečně napnut. Z tohoto důvodu musí mít 2 lišty, vodící a napínací. Vodící lišta je připevněna napevno k přední části motoru. Napínací lišta musí být na skříni motoru připevněna otočně, neboť napíná řetěz pomocí hydraulického napínáku.

Mazání řetězu je zajištěno tryskou, která je napojena na mazací okruh motoru. Upevněna je na hlavě válce motoru.

Řetězová kola s rozvodovým řetězem a napínacím příslušenstvím jsou zobrazena na **Obr. 78**.



Obr. 78 - Řetězová kola s rozvodovým řetězem a napínacím příslušenstvím

4.4 Pevné části motoru

4.4.1 Hlava válce motoru

Účelem hlavy válce motoru je utěsnit spalovací prostor, který je zde vytvořen. Dále musí rychle odvádět teplo do chladicího systému motoru. V neposlední řadě zabezpečuje umístění zapalovací svíčky, vstřikovače, sacích a výfukových kanálů a orgánů rozvodového mechanismu, jenž jsou nezbytné pro ovládání ventilů. Hlava válce motoru je dynamicky

namáhána silami od tlaku spalin, setrvačnými silami rozvodového mechanismu a vysokými teplotami.

Před samotnou konstrukcí hlavy válce motoru je nutné zhotovit kromě pohyblivých částí motoru spalovací prostor, sací a výfukové kanály, chlazení hlavy válce motoru, rozmístění mazacích kanálků. Je velice důležité mít zvolený typ zapalovací svíčky a vstřikovače, neboť těmto částem se musí konstrukce přizpůsobit.

4.4.1.1 Spalovací prostor

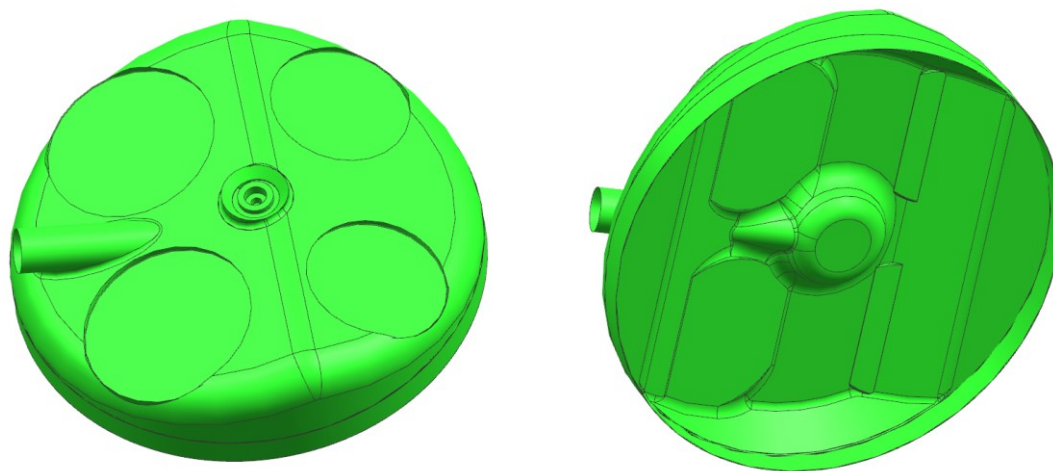
Spalovací prostor má střešovitý tvar, neboť tento tvar umožňuje použití 4 ventilové techniky. Střešovitý spalovací prostor zajišťuje vysokou účinnost výměny obsahu válce, vysoký střední efektivní tlak a nízkou měrnou spotřebu paliva.

Objem spalovacího prostoru V_k musí být dle předešlého výpočtu $38,461 \text{ cm}^3$, aby byl dodržen kompresní poměr ε 14:1. Objem spalovacího prostoru je ohraničen dnem pístu, ventily s ventilovými sedly, umístěním zapalovací svíčky a vstřikovače.

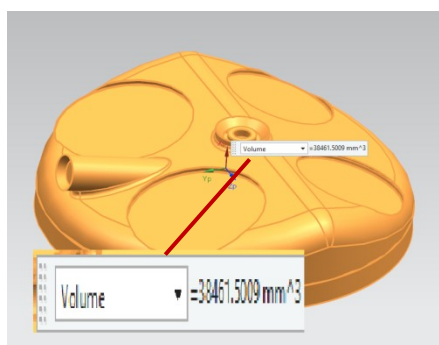
Svíčka je zvolena NGK ILKAR7L11. Při výběru svíčky hraje důležitou roli průměr závitu, neboť musí být dodržena minimální tloušťka materiálu 4 mm. Tato svíčka má průměr závitu M12 a rozměr šestihranu pro klíč činí 14 mm. Kdyby byla zvolena svíčka s větším průměrem závitu, musely by být zmenšeny průměry hlavy ventilů, sací a výfukové kanály. Tato svíčka je např. využívána v motorech Mazda 2.0 Skyactiv. Svíčka je excentricky uložena vůči ose válce o 3 mm z důvodu co nejlepšího rozmístění ventilů v hlavě válce motoru.

Do objemu spalovacího prostoru musí být také zahrnut objem od vůle mezi pístem a válcem sahající k prvnímu těsnicímu kroužku. Dále zde musí být započten objem, který je způsoben tloušťkou těsnění mezi blokem motoru a hlavou válce motoru.

Výsledný spalovací prostor je zobrazen na **Obr. 79**.



Obr. 79 - Spalovací prostor

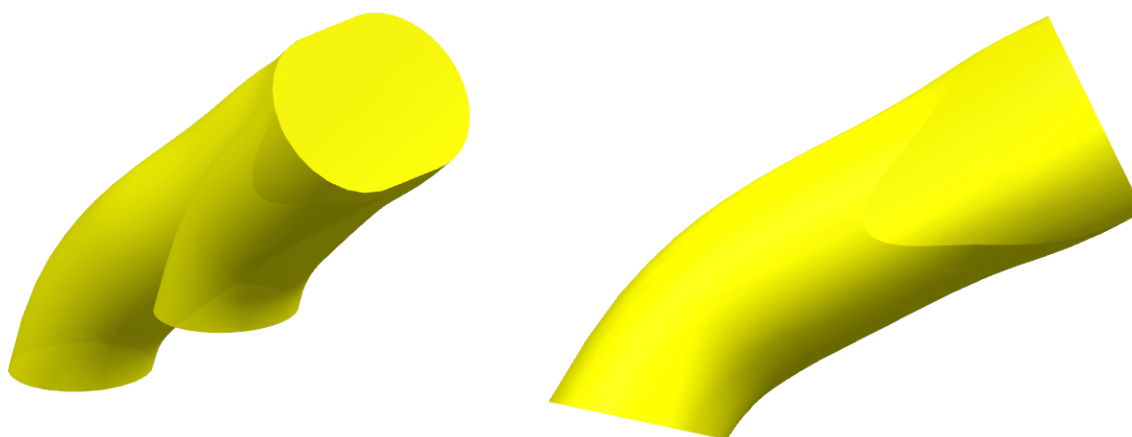


Obr. 80 - Kontrola objemu spalovacího prostoru

Objem spalovacího prostoru je překontrolován v Siemensu NX funkcí Measure Bodies. Výsledný objem spalovacího prostoru V_k činí $38461,5 \text{ mm}^3$, odpovídá vypočtené hodnotě s přesností $0,1 \text{ mm}^3$. Kompresní poměr ε je tedy dodržen v zadaném poměru 14:1.

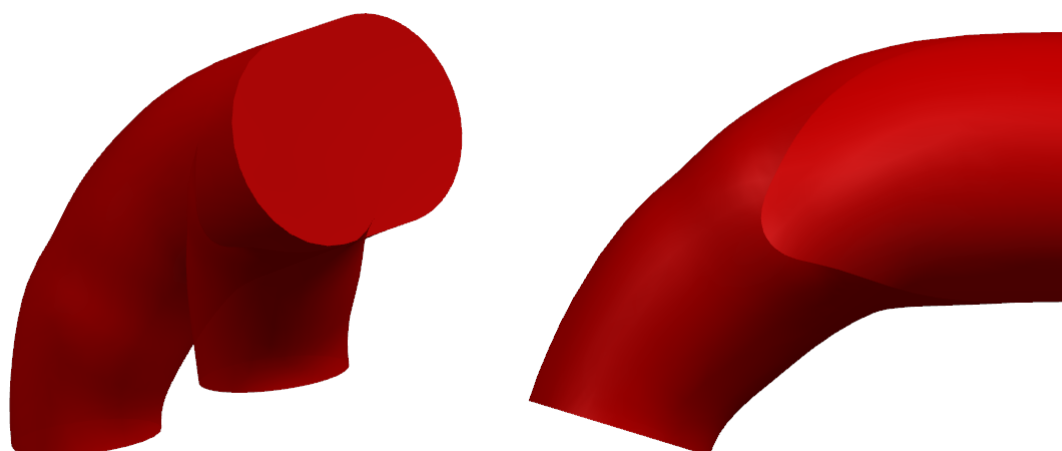
4.4.1.2 Sací a výfukové kanály

Úkolem sacích kanálů u motoru s přímým vstřikováním paliva je přivést nasátý vzduch do spalovacího prostoru. Sací kanály (**Obr. 81**) by měly být co nejpřímější, aby nevznikaly ztráty způsobené odtržením proudu vzduchu od stěny sacího kanálu. Není však možné kanály udělat úplně přímé, neboť by se musela prodloužit délka dříků ventilů a tím by se zvýšila jejich hmotnost, která způsobuje setrvačné účinky. Je tedy třeba udělat kompromis. Při konstrukci sacích kanálů jsou využity vypočtené průřezy v jednotlivých částech kanálů. Kanály kruhového průřezu postupně přecházejí do společného kanálu, jenž má průřez zaobleného obdélníku.



Obr. 81 - Sací kanály

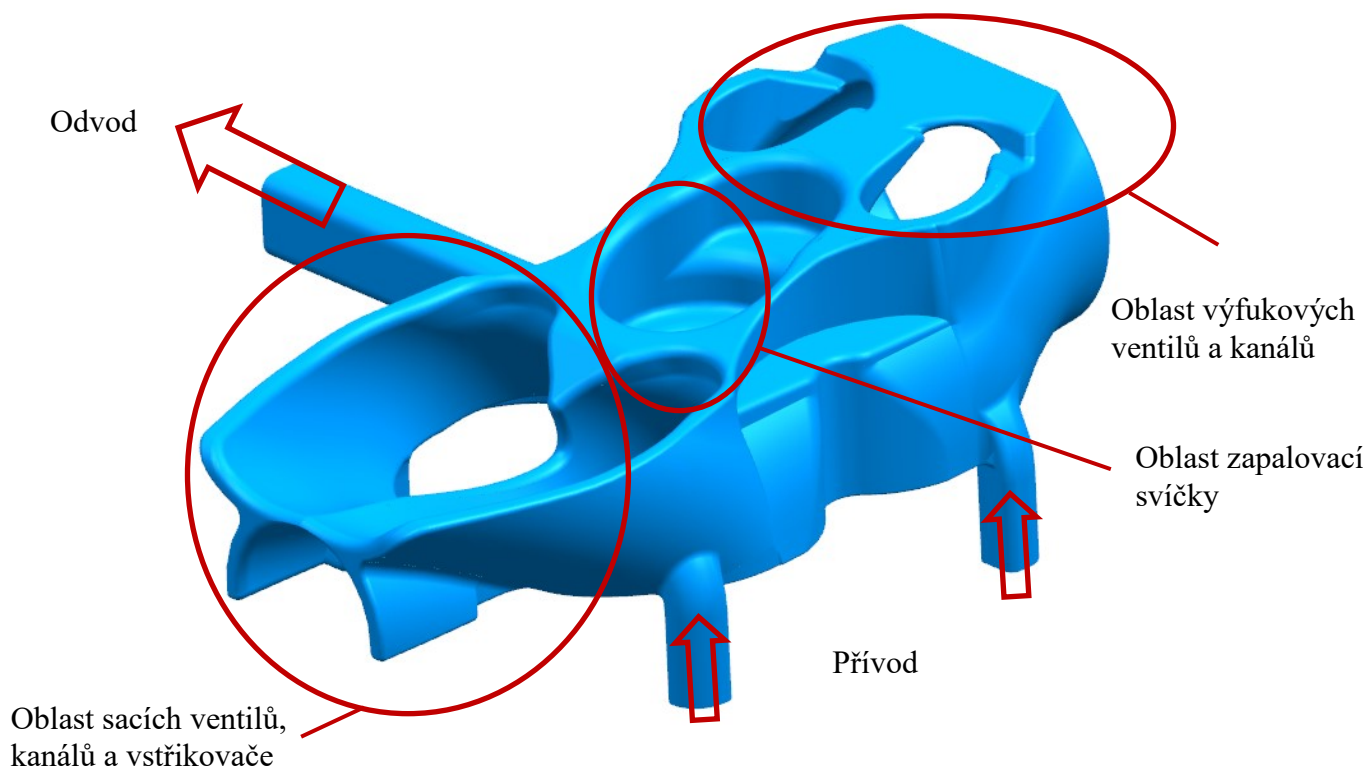
Účelem výfukových kanálů je odvádět spaliny ze spalovacího prostoru. Odvod spalin musí být dostatečně rychlý, aby se hlava válce motoru příliš neohřívala. Z tohoto důvodu musí být kanály krátké. Při konstrukci výfukových kanálů je postupováno stejně jako u kanálů sacích. Je též využito vypočtených průřezů v jednotlivých částech kanálů. Výfukové kanály jsou zobrazeny na **Obr. 82**.



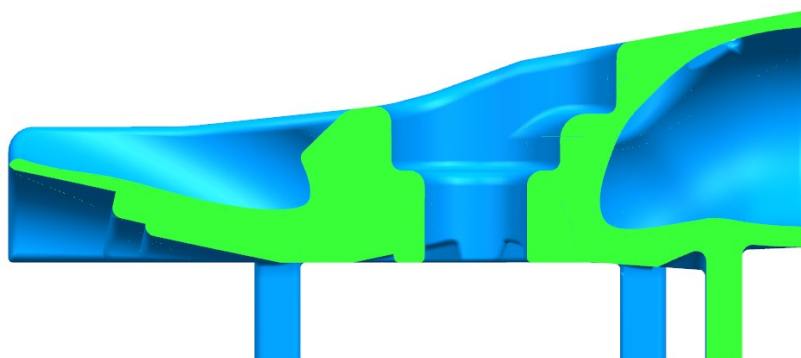
Obr. 82 - Výfukové kanály

4.4.1.3 Chlazení hlavy válce

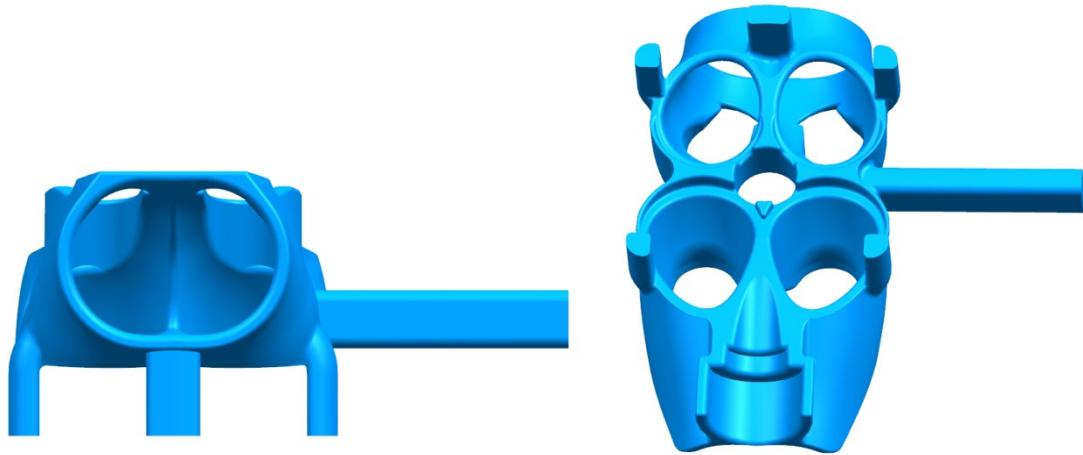
V hlavě válce motoru vzniká od spalovacího procesu velké množství tepla, které musí být odvedeno pryč. K dostatečnému odvodu tepla nejlépe slouží kapalinové chlazení. V hlavě motoru tedy musí být prostor, kudy chladicí kapalina bude proudit. Prostor chlazení se vytváří pomocí pískového jádra. Nejvíce teplotně zatížené komponenty v hlavě válce motoru jsou výfukové ventily a zapalovací svíčka. Okolo těchto komponent musí být co největší prostor pro chladicí kapalinu. Chladicí kapalina musí rovnoměrně proudit, aby dostatečně rychle odváděla teplo. Horká chladicí kapalina proudí směrem vzhůru, je tedy výhodné, chladicí kapalinu přivádět spodem z prostoru válce, přes známky, které mimo jiné slouží k zajištění polohy pískového jádra při odlévání. Odvod chladicí kapaliny je zajištěn ve vyšší části chladicího jádra, kde je největší tloušťka. Minimální tloušťka stěn mezi chladicím prostorem a chlazenými součástmi je 4 mm. Minimální tloušťka jádra je též 4 mm.



Obr. 83 - Jádro chlazení hlavy válce motoru



Obr. 84 - Podélný řez jádrem chlazení hlavy válce motoru

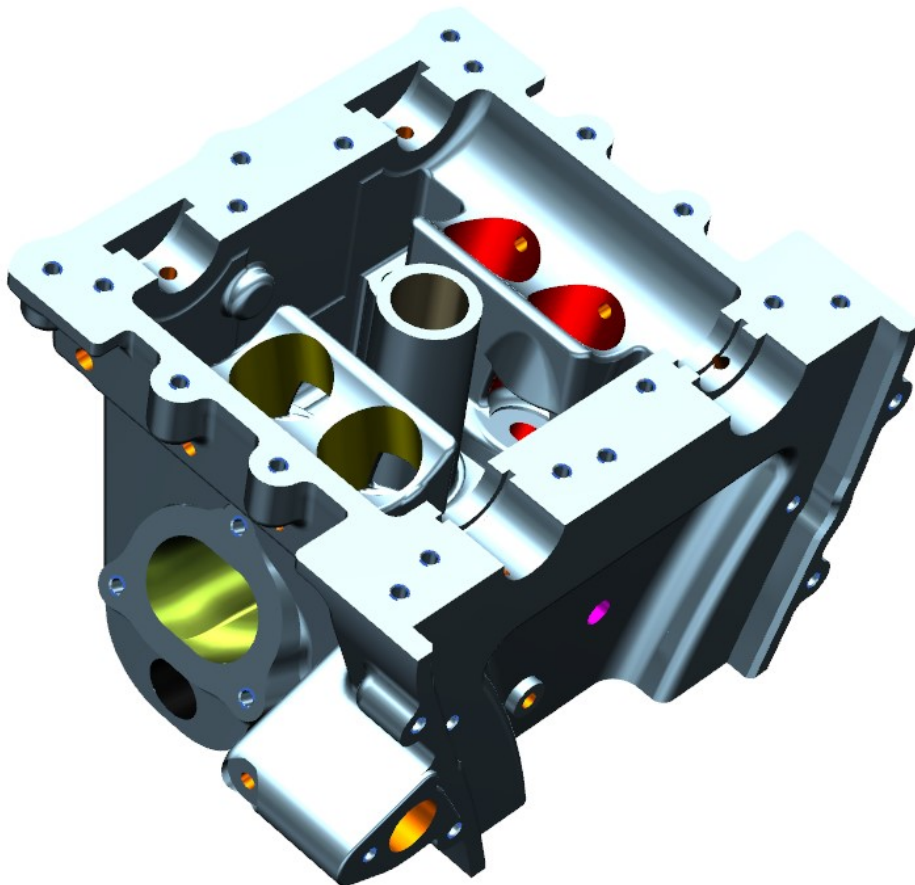


Obr. 85 - Chlazení výfukových kanálů (levá strana) a spodní pohled na jádro chlazení hlavy válce motoru

4.4.1.4 Výsledný návrh hlavy válce motoru

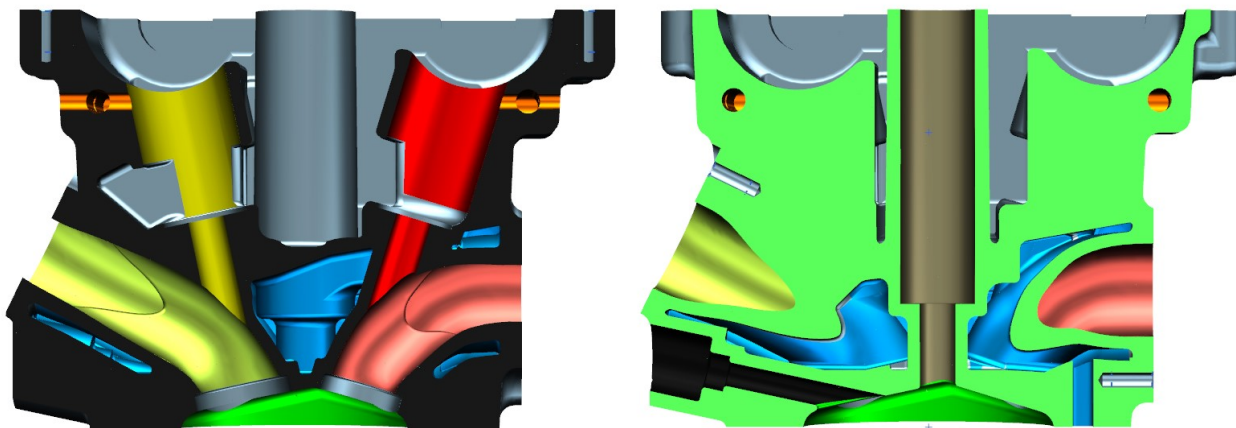
Hlava válce motoru bude vyráběna jako odlitek z hliníkové slitiny AlSi7Mg0,6. Hlava válce motoru je připevněna k bloku motoru čtyřmi předepjatými pevnostními šrouby 10.9. Jsou použity šrouby M10. Jejich návrh je uveden v kapitole [5.4 Hlavové šrouby](#). Šrouby jsou od sebe vzdáleny 94 a 99 mm aby nedocházelo k odlehnutí těsnění pod hlavou válce motoru. Vzdálenost mezi hlavovými šrouby by neměla být větší než deseti násobek průměru šroubu, v tomto případě tedy 100 mm. Vzájemná poloha bloku motoru a hlavy válce motoru je zajištěna dvěma dutými kolíky.

Výsledný obroběný odlitek je zobrazen na **Obr. 86**.



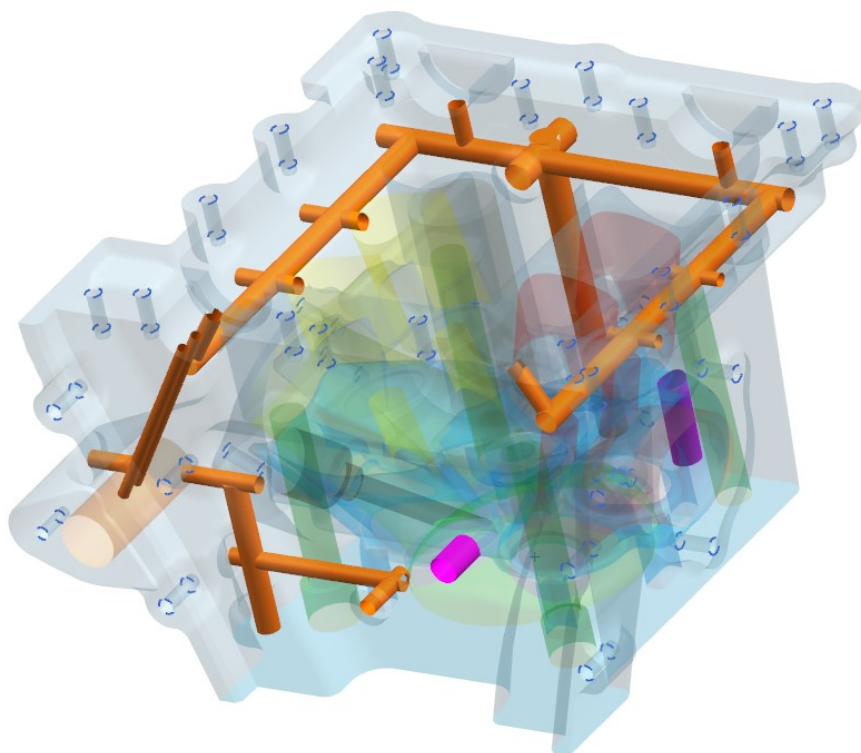
Obr. 86 - Hlava válce motoru

Na **Obr. 87** jsou zobrazeny řezy hlavou válce motoru. Na levém obrázku je řez proveden rovinou, která vede středem os sacího a výfukového ventilu. Na pravém obrázku je řez veden středem os zapalovací svíčky a vstřikovače. Žlutou barvou jsou zde zobrazeny sací kanály a plochy pro příslušenství sacího ventilu. Červenou barvou jsou zobrazeny výfukové kanály a příslušenství výfukového kanálu. Modrá barva označuje chladicí prostor a svítivě zelená barva spalovací prostor. Při konstrukci byla snaha o použití co nejmenšího množství materiálu, aby se nezvyšovala hmotnost motoru a cena výroby.



Obr. 87 - Řezy hlavou válce motoru

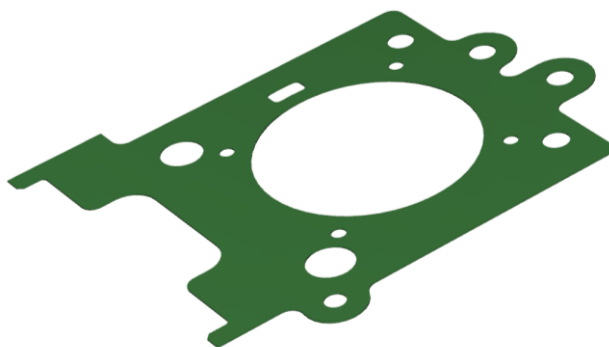
Mazací kanálky jsou v hlavě válce motoru vyvrtány. Mazací systém je podrobněji popsán v kapitole [4.4.7 Mazání](#). Mazací systém hlavy válce motoru je zobrazen na **Obr. 88**. Oranžovou barvou jsou značeny olejové kanálky, růžovou barvou drenážní otvory. Úkolem drenážních otvorů je odvádět motorový olej zpět do olejové vany.



Obr. 88 - Olejové kanálky a drenážní otvory

4.4.1.5 Těsnění pod hlavou válce motoru

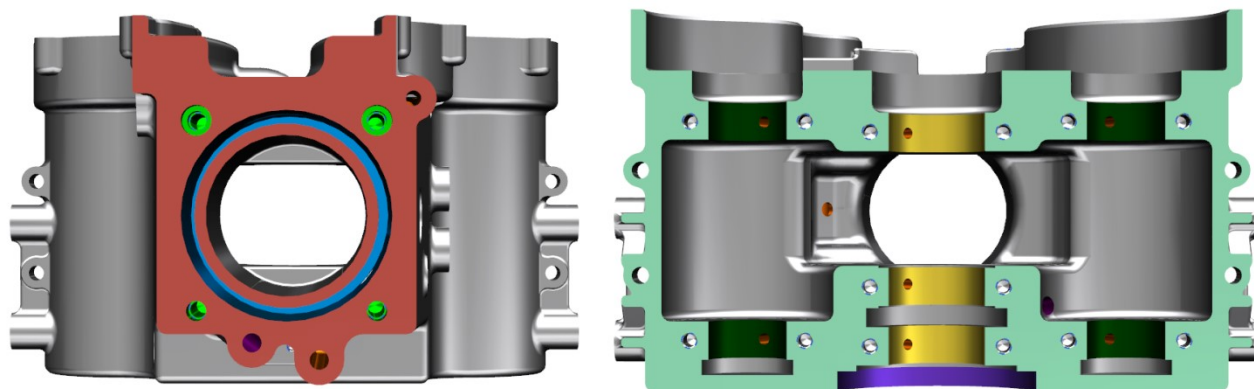
Těsnění pod hlavou válce motoru zabezpečuje těsnost spalovacího prostoru. Dále od sebe odděluje olejové kanálky od kanálů chladicí kapaliny. Těsnění má tloušťku 0,6 mm. Jedná se o typ metalelastomerového těsnění, které je tvořeno kovovou vložkou s oboustranně navulkanizovaným elastomerem. Těsnicí plocha okolo každého otvoru je minimálně 8 mm.



Obr. 89 - Těsnění pod hlavou válce motoru

4.4.2 Blok motoru

Blok motoru je hlavní nosný prvek motoru, ke kterému jsou připevněny ostatní části motoru. Blok motoru je tvořen blokem válců a horní částí klikové skříně. Tento díl musí splňovat několik vlastností, zejména dostatečnou pevnost a tuhost, odolnost proti tepelnému namáhání, odolnost proti korozi a dobrou tepelnou vodivost. Tyto vlastnosti musejí být splněny při co nejmenší hmotnosti bloku motoru. Nejlepší variantou z hlediska těchto vlastností je odlévat blok motoru ze slitiny hliníku, konkrétně je zvolena slitina AlSi7Mg0,6. Hlavní výhody použití hliníkového bloku motoru oproti litinovému bloku jsou: nižší měrná hmotnost, lepší tepelná vodivost. Nevýhodou hliníkových slitin jsou vyšší výrobní náklady. Navržený blok motoru má otevřený chladicí prostor (Open-deck). Výhodou tohoto řešení je dokonalý odvod tepla, když je píst v horní úvratí. Další výhodou je možnost výroby pomocí tlakového lití. Nevýhodou tohoto řešení je nižší tuhost. Pracovní povrch válce je vytvořen metodou SUME Bore [34]. Jedná se o povrchovou úpravu, při které je nanesen plazmový povlak o tloušťce 120 – 150 μm . Nanesený povlak je dokončen diamantovým honováním. Tato povrchová úprava má velice dobré třecí účinky, odolnost proti korozi a odolnost proti abrazivnímu opotřebení.

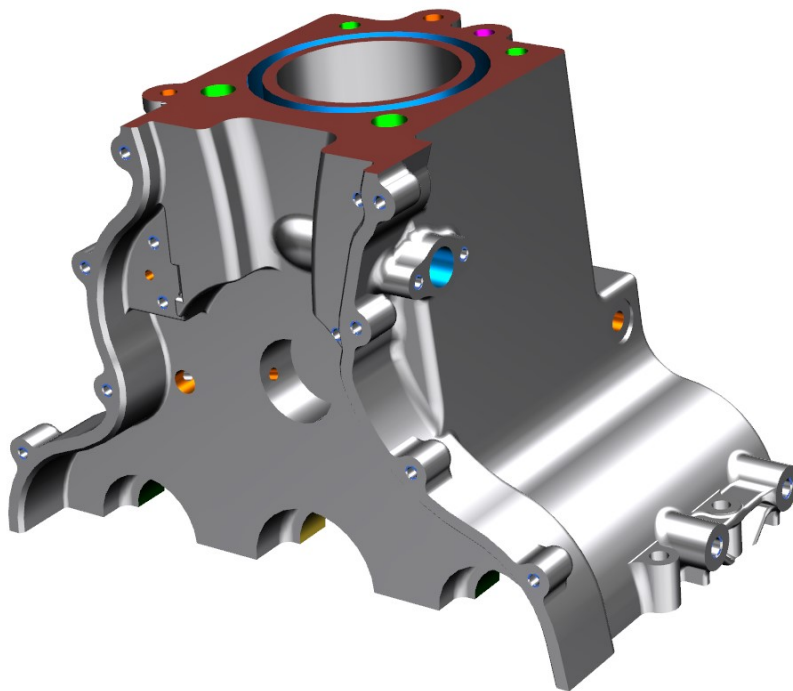


Obr. 90 - Pohled shora (vlevo) a zdola na blok motoru

Na levé straně **Obr. 90** je zobrazen pohled shora na blok motoru. Světle červenou barvou je zobrazena dosedací plocha, na které je umístěno těsnění. Svítivě zelenou barvou jsou

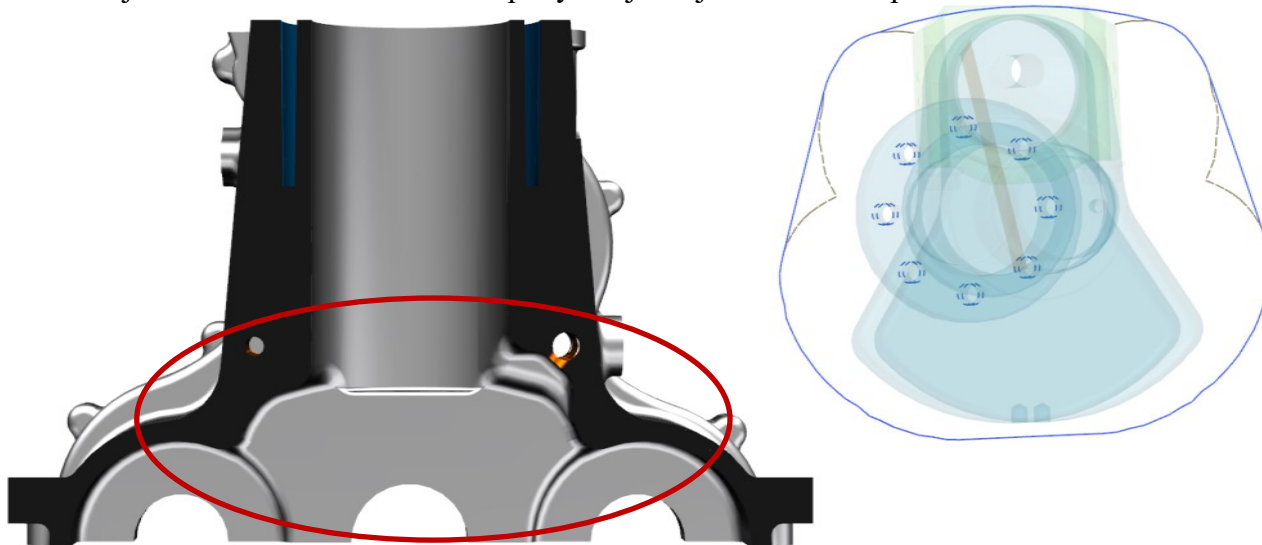
zobrazeny díry pro hlavové šrouby. V horních dírách je vytvořeno válcové zahloubení pro duté kolíky, které zajišťují polohu hlavy válce motoru a motorového bloku. Závity jsou vytvořeny 20 mm pod dosedací plochou, z důvodu lepšího předepnutí.

Na pravé straně **Obr. 90** je zobrazen pohled zdola na blok motoru. Světle zelená barva značí dosedací plochu, na kterou je připevněn spodní díl klikové skříně. Zlatou barvou jsou zobrazeny plochy, ve kterých jsou uloženy hlavní ložiska (horní ložiskové pánve). Tmavě zelená barva představuje plochy, v nichž jsou uloženy ložiska vyvažovacích hřídelů (horní ložiskové pánve). Plocha pro uložení hřídelového těsnění je zobrazena fialovou barvou. Výsledný model bloku motoru je zobrazen na **Obr. 91**.



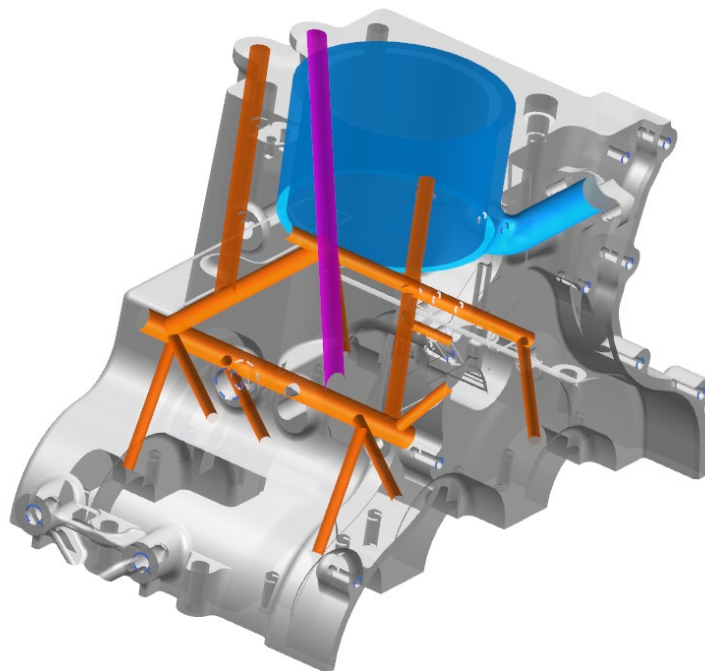
Obr. 91 - Blok motoru

Na **Obr. 92** je zobrazen řez blokem motoru vedený střední rovinou válce. Modrou barvou je zobrazen chladičový prostor válce. V červené elipse je zobrazen prostor, který vznikl od pohybu ojnice. Pohyb ojnice musel být překontrolován, aby při otáčení klikového hřídele nedocházelo ke kolizi ojnice s blokem motoru. Profil pohybu ojnice je zobrazen na pravé straně.



Obr. 92 - Řez blokem motoru

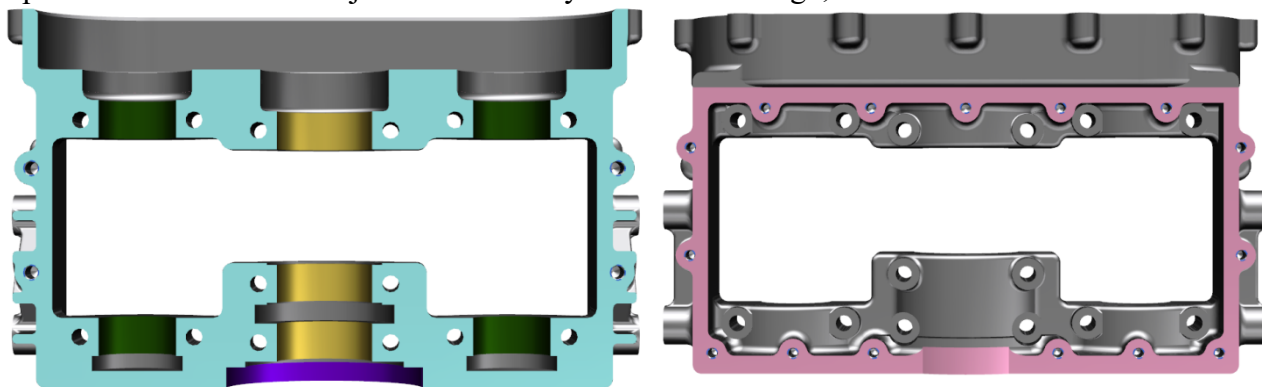
Mazací kanálky jsou stejně jako v hlavě válce motoru vyvrtány. Mazací systém je podrobněji popsán v kapitole [4.4.7 Mazání](#). Mazací a chladič systém bloku motoru je zobrazen na **Obr. 93**. Oranžovou barvou jsou značeny olejové kanálky, růžovou barvou drenážní otvory a modrou barvou chladič prostor.



Obr. 93 - Mazací a chladič systém bloku motoru

4.4.3 Spodní část klikové skříně

Spodní část klikové skříně je připevněna k bloku motoru 18 šrouby M8. Těsnost dosedacích ploch je zajištěna nanesením silikonu. Spodní část klikové skříně zajišťuje upevnění klikového hřídele a upevnění vyvažovacích hřídelů. Spodní část klikové skříně by mohla být nahrazena víky ložisek. Tento způsob by však byl pracnější vzhledem k použití dvou vyvažovacích hřídelů. Výhodou použití spodní části klikové skříně je zvýšení tuhosti motoru. Spodní část klikové skříně je odlita ze slitiny hliníku AlSi7Mg0,6.

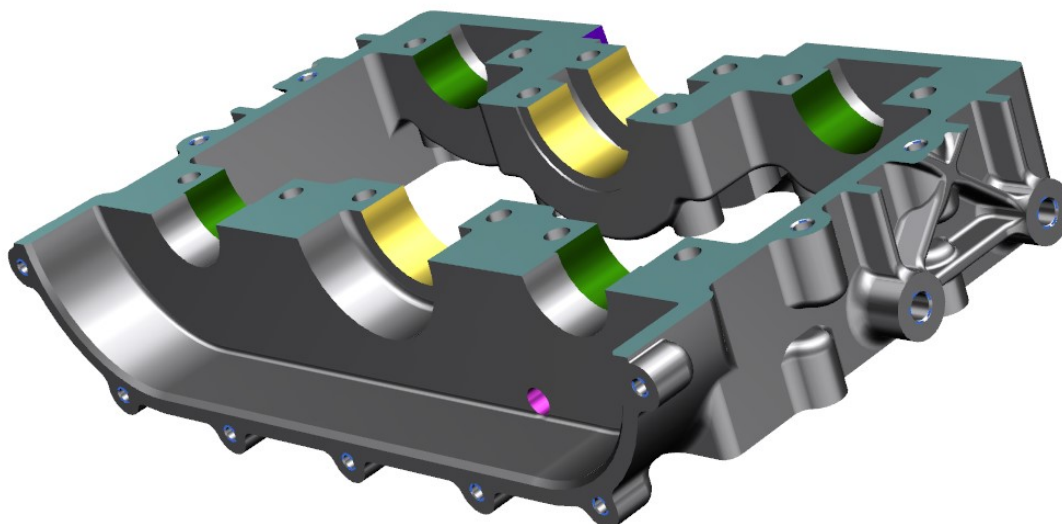


Obr. 94 - Pohled shora (vlevo) a zdola na spodní část klikové skříně

Na levé straně **Obr. 94** je zobrazena plocha, která dosedá na blok motoru. Barevné schéma je stejné jako na pravé straně **Obr. 90**.

Na pravé straně je zobrazen pohled zdola na spodní část klikové skříně. Zde je růžovou barvou zobrazena dosedací plocha pro spodní víko motoru.

Výsledný model je zobrazen na **Obr. 95**.



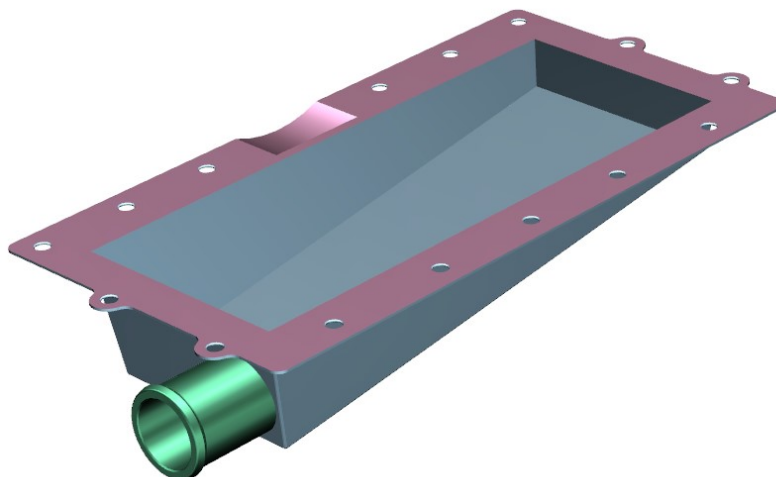
Obr. 95 - Opracovaný model spodní části klikové skříně

4.4.4 Spodní víko motoru

Spodní víko motoru (olejová vana) je upevněno ke spodní části klikové skříně 15 šrouby M6. Těsnost dosedacích ploch je zajištěna nanesením silikonové vrstvy. Úkolem spodního víka je uzavřít motorový prostor z dolní strany. Dalším úkolem je shromažďování motorového oleje. U motorů s mokrou klikovou skříní dále spodní víko slouží jako zásobník motorového oleje. Spodní víko tohoto motoru olej zde pouze shromažďuje, neboť se jedná o zkušební motor, který nemá vlastní olejové čerpadlo. Motorový olej je přiváděn z externího systému na zkušebně.

Spodní víko je svařeno z ocelových plechů tloušťky 1,2 mm. Ke svařenci vany je přivařena odsávací trubka, jež odvádí olej zpět do externího systému.

Výsledný model spodního víka motoru je zobrazen na **Obr. 96**.



Obr. 96 - Spodní víko motoru

4.4.5 Víko hlavy válce motoru

Víko hlavy válce motoru je připevněno k hlavě válce motoru 10 šrouby M8. Těsnost je zajištěna pryžovým těsněním. Těsnění a jeho průřez je zobrazen na **Obr. 98**. Drážka pro

těsnění je vytvořena ve víku hlavy válce. Víko hlavy válce je vyrobeno z materiálu PA6, díry pro šrouby jsou vyztuženy kovovými pouzdry.



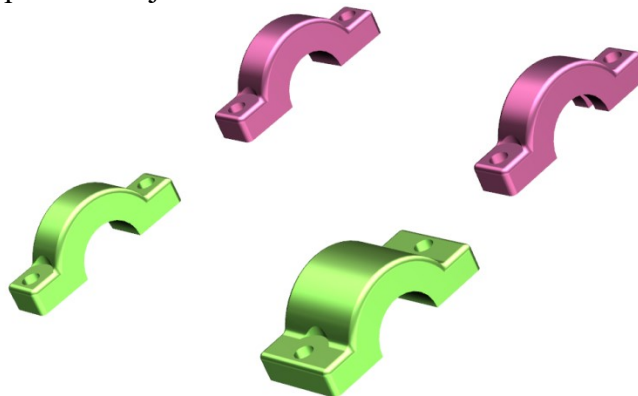
Obr. 97 - Víko hlavy válce motoru



Obr. 98 - Těsnění mezi víkem hlavy válce a hlavou válce motoru

4.4.5.1 Víka vačkových hřídelů

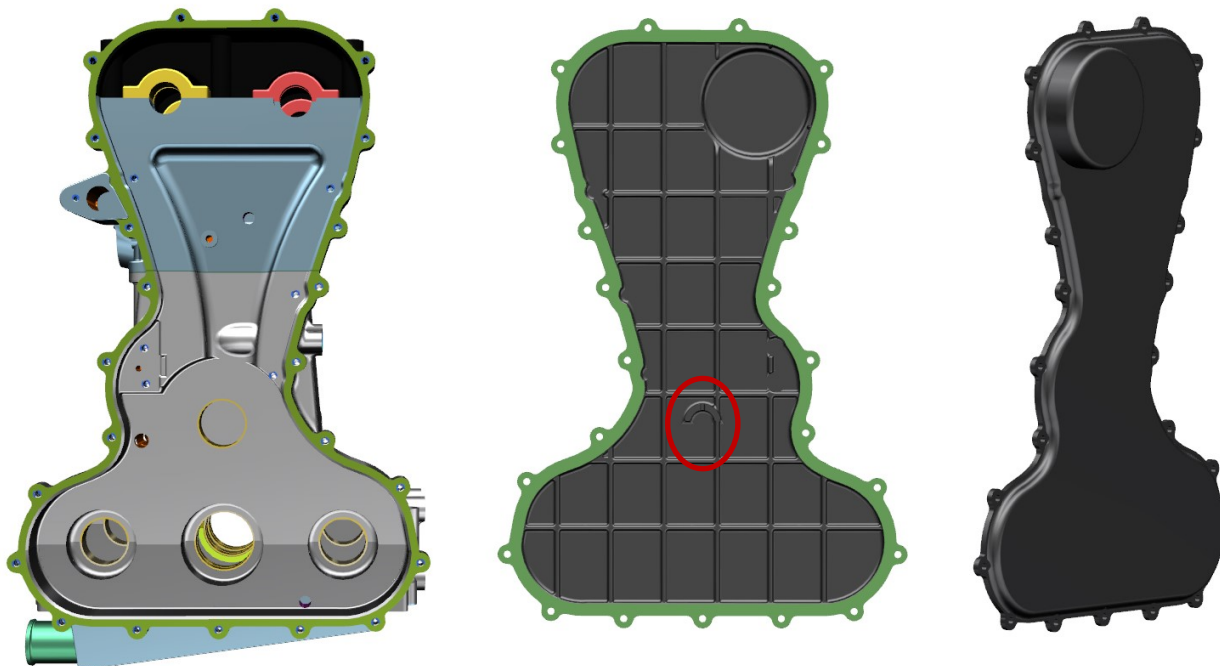
Víka vačkových hřídelů nejsou v tomto případě součástí víka hlavy válce motoru. Jejich úkolem je zajistit polohu vačkových hřídelů. Víka jsou odlita ze slitiny AlSi7Mg0,6. Výsledné modely vík jsou zobrazeny na Obr. 99. Přední víko sací vačkové hřídele je širší než ostatní víka z důvodu přívodu oleje k aktuátoru.



Obr. 99 - Víka vačkových hřídelů

4.4.6 Přední víko motoru

Přední víko motoru je přišroubováno k pevným částem motoru 23 šrouby M6. Utěsnění je zajištěno nanesením silikonu. Účelem předního víka je utěsnění přední části motoru, neboť únik oleje je nepřipustný. Přední kryt je odlit ze slitiny hliníku AlSi7Mg0,6. Přední víko by mohlo být také lisováno z plechu, při běhu motoru by však docházelo k nepříjemnému hluku vzniklého od vibrování plechu.



Obr. 100 - Přední víko motoru

Na levé straně **Obr. 100** je zobrazena zelenou barvou čelní dosedací plocha motoru, na kterou dosedne přední víko motoru (prostřední obrázek) zelenou plochou. Pro vyztužení krytu jsou na jeho vnitřní straně vytvořeny žebra. Žebra jsou vytvořena s ohledem na šrouby lišt řetězu, aby nedocházelo ke vzájemnému kontaktu. V předním krytu je dále vytvořeno axiální ložisko vloženého hřídele (červený kruh).

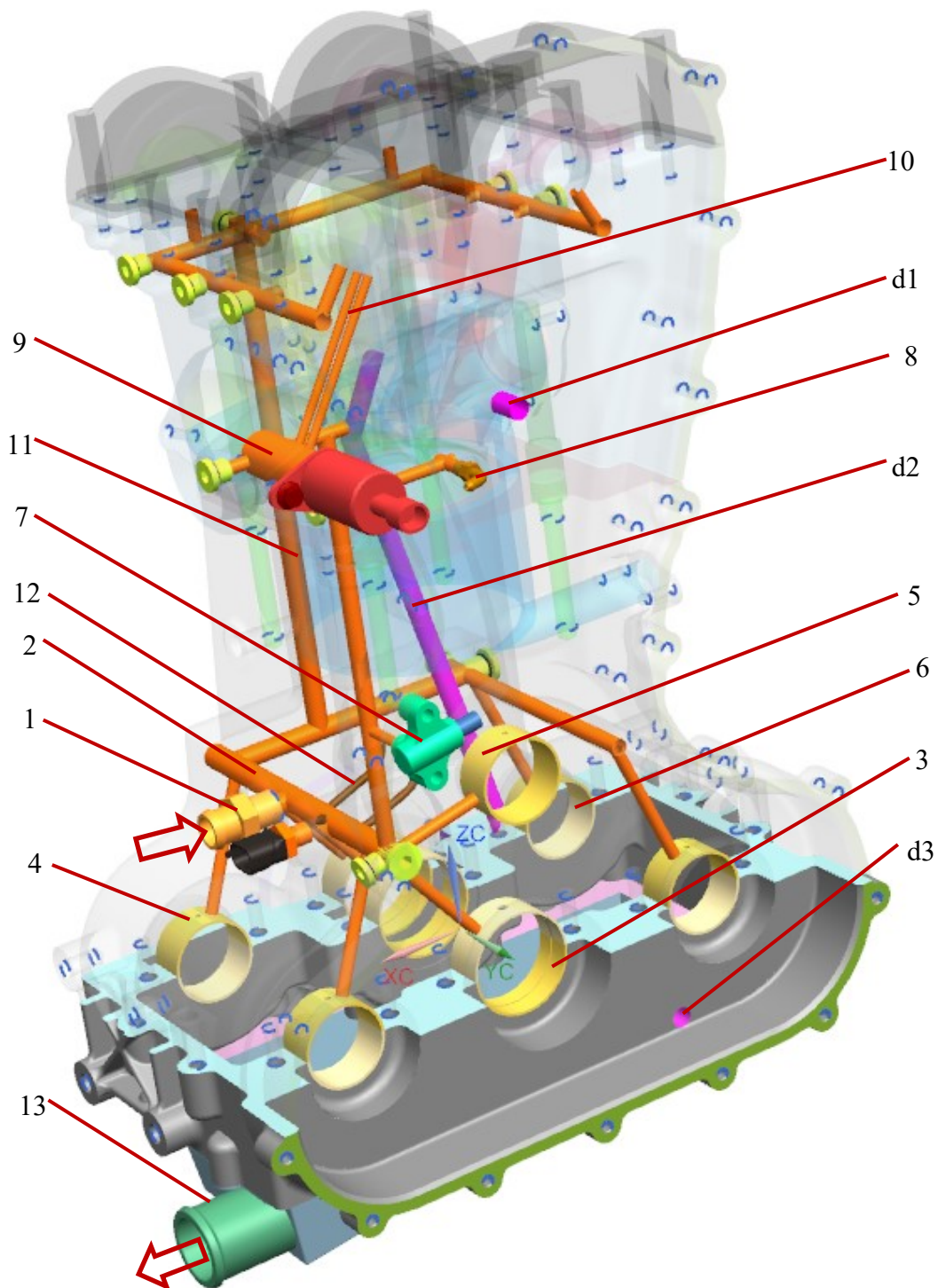
4.4.7 Mazání

Pro mazání tohoto zkušební motoru je použit motorový olej dle viskózní klasifikace SAE 5W – 30, neboť motor je určen pro středoevropské podmínky. Výkonnostní klasifikace musí být splněna dle ACEA A4, tato specifikace odpovídá pro zážehové motory s přímým vstřikováním.

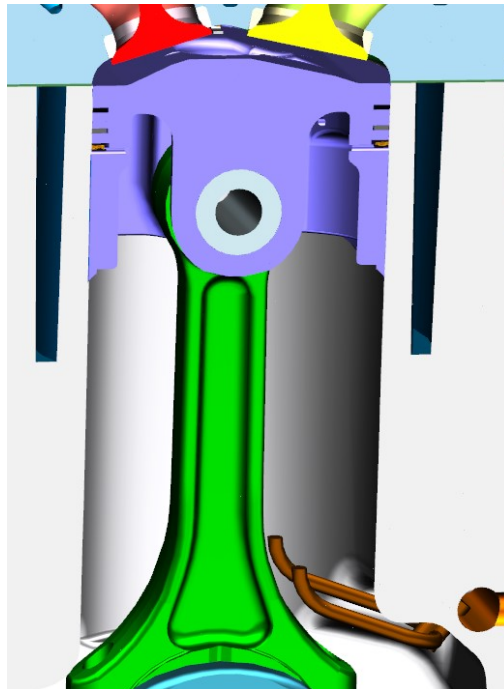
Jak již bylo řečeno výše, tento motor nemá vlastní olejové čerpadlo. Motorový olej je do motoru přiváděn z externího oběhu na zkušebně.

Na **Obr. 101** je zobrazen rozvod oleje motorem. Olej vstupuje fitinkou (1) do hlavního olejového kanálu (2). Z hlavního kanálu je rozváděn k hlavním ložiskům (3), ložiskům levého vyvažovacího hřídele (4) a ložisku pomocného hřídele (5). K ložiskům pravého vyvažovacího hřídele (6) je olej přiveden propojovacími kanály. Přední svislou dírou je olej veden k hydraulickému napínáku řetězu (7), dále k trysce (8), jež maže rozvodový řetěz a elektromagnetickému ventilu (9). Z elektromagnetického ventilu vedou dva olejové kanálky (10) k sacímu vačkovému hřídeli, odkud dále vedou k aktuátoru. K hydraulickým zdvihátkům a uložení vačkových hřídelů je olej veden zadní svislou dírou (11). Mazání pouzdra pístního čepu je zajištěno dvěma tryskami (**Obr. 102**) (12), které jsou připojeny k hlavnímu olejovému kanálu (2). Tyto trysky ostříkují dno pístu, tím je zajištěn i lepší chladicí účinek. Odrážející se

olej ze dna pístu kape do mazací díry v ojnici (jenž je zobrazena na **Obr. 55**), tento jev způsobuje mazání pouzdra pístního čepu. Způsob přívodu oleje k ojničnmu čepu je zobrazen na **Obr. 60**. Olej je z hlavy válce motoru odváděn dvěma drenážními otvory (d1 a d2), jež jsou umístěny v nejnižších místech hlavy válce motoru. Třetí drenážní otvor (d3) je umístěn v přední dolní části motoru, z důvodu hromadění oleje mezi předním víkem a spodní částí klikové skříně. Olej je drenážními otvory odváděn do spodního víka motoru, odkud je odsáván trubkou (13) zpět do externího oběhu na zkušebně.



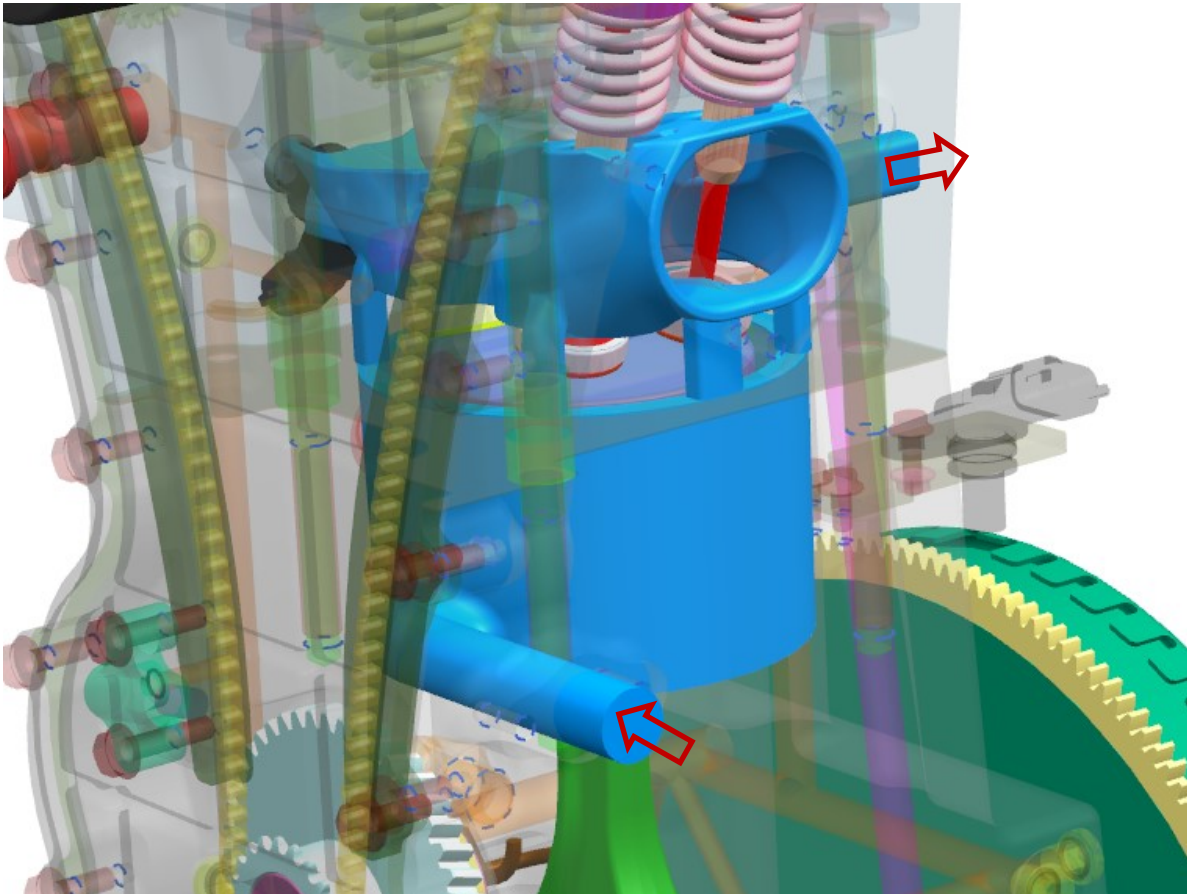
Obr. 101 - Rozvod oleje motorem



Obr. 102 - Detail trysek

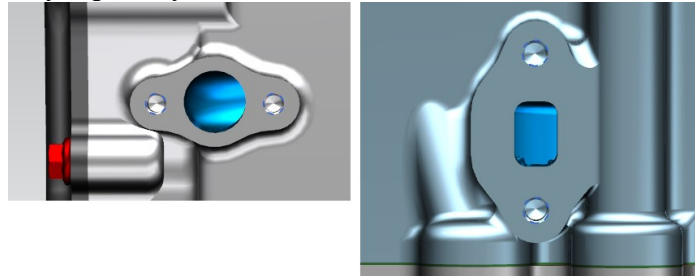
4.4.8 Chlazení

Chladicí kapalina je stejně jako motorový olej přiváděna z externího zdroje. Tento zkušební motor tedy nemá vlastní čerpadlo chladicí kapaliny. Chladicí prostor motoru je zobrazen na Obr. 103.



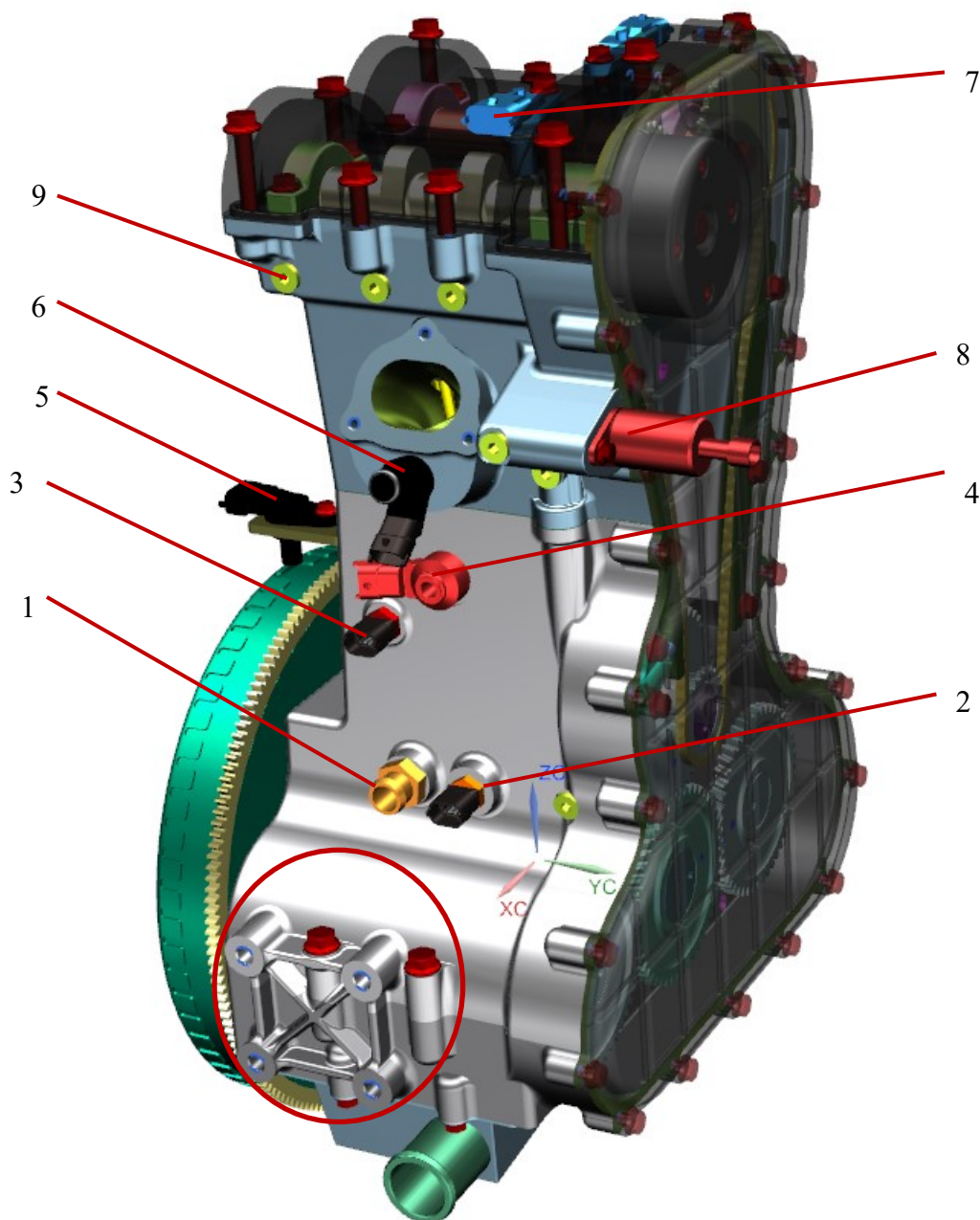
Obr. 103 - Chladicí prostor motoru

Přívod a odvod chladicí kapaliny je naznačen červenými šipkami. Pro přívod a odvod chladicí kapaliny jsou vytvořeny 2 příruby.



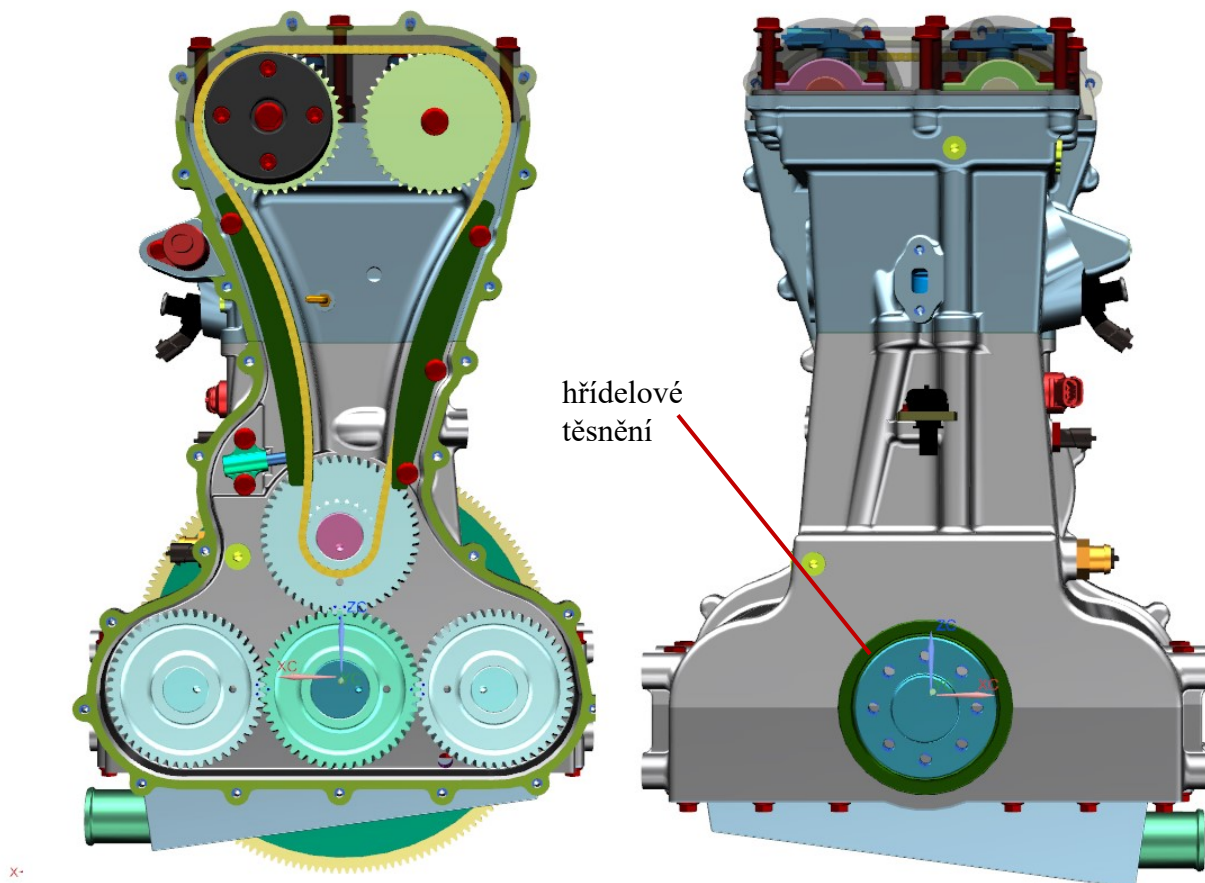
Obr. 104 - Příruba pro přívod (vlevo) a odvod (vpravo) chladicí kapaliny

4.5 Výsledný návrh motoru

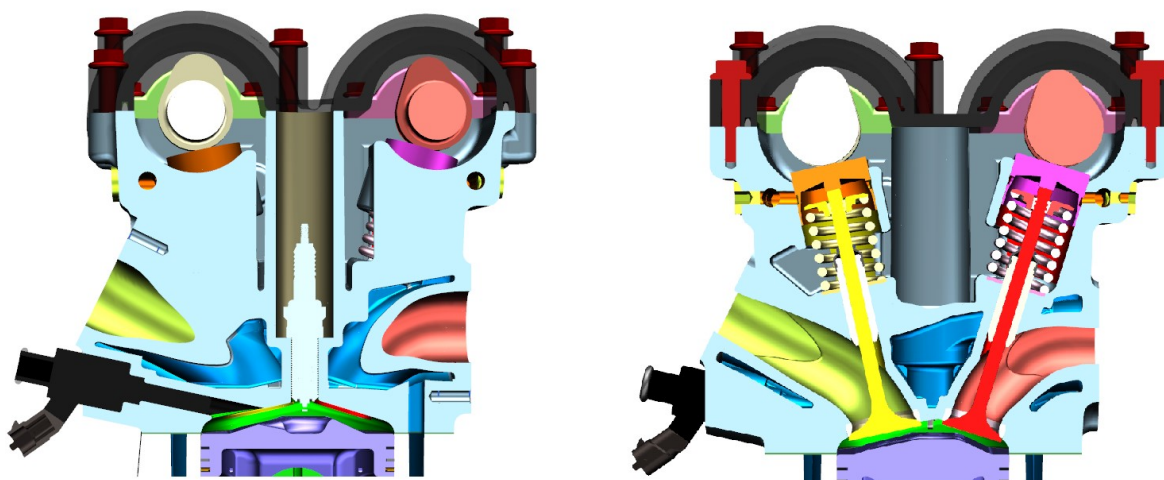


Obr. 105 - Výsledný návrh motoru

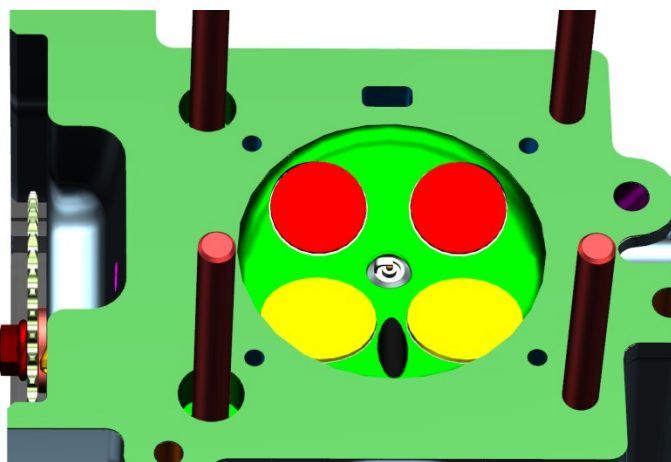
Na **Obr. 105** je zobrazen pohled na výsledný návrh motoru. V červeném kruhu jsou zobrazeny 4 nálitky se závitovými dírami M10, pomocí kterých bude motor upevněn k rámu. Pozice 1 zobrazuje fitinku pro přívod oleje, pozice 2 snímač tlaku oleje, pozice 3 snímač teploty chladicí kapaliny, pozice 4 snímač klepání motoru, pozice 5 snímač otáček klikového hřídele, pozice 6 vstřikovač, pozice 7 snímač otáček vačkového hřídele, pozice 8 elektromagnetický tlakový spínač a pozice 9 ucpávka, jež zaslepuje vyvrtanou díru pro olejový kanálek.



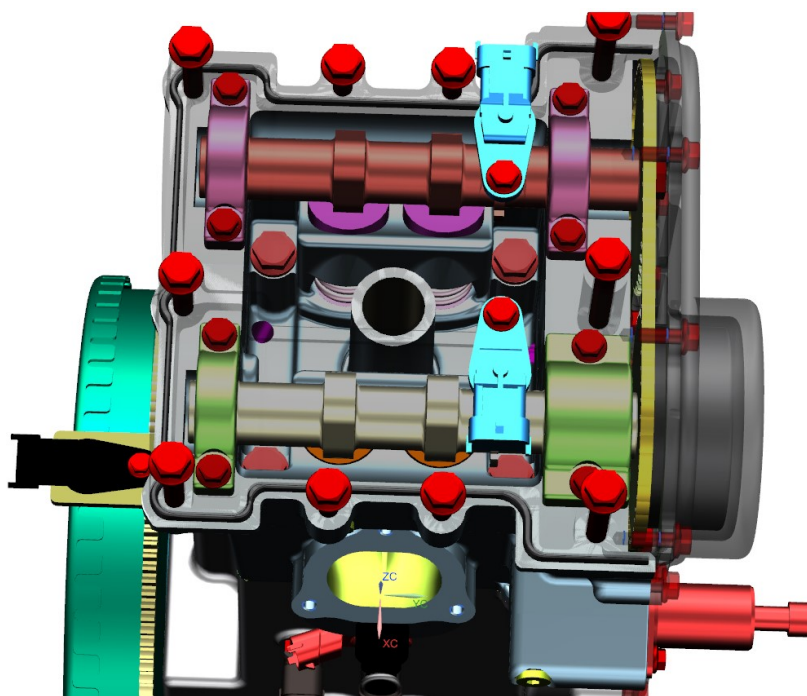
Obr. 106 - motor - přední pohled (vlevo) a zadní pohled bez setrvačnicku (vpravo)



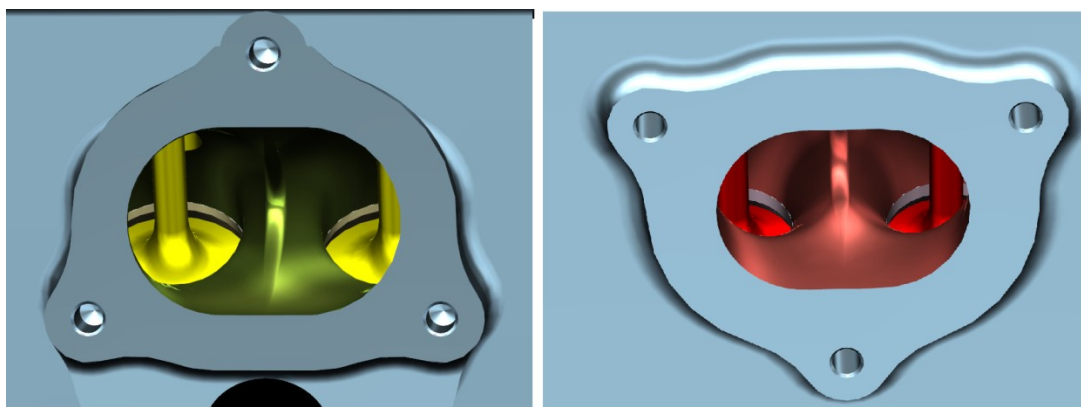
Obr. 107 - Řezy hlavou válce motoru



Obr. 108 - Pohled do spalovacího prostoru



Obr. 109 - Pohled do hlavy válce motoru



Obr. 110 - Pohled do sacího (vlevo) a výfukového (vpravo) kanálu

5 Ověření návrhu motoru

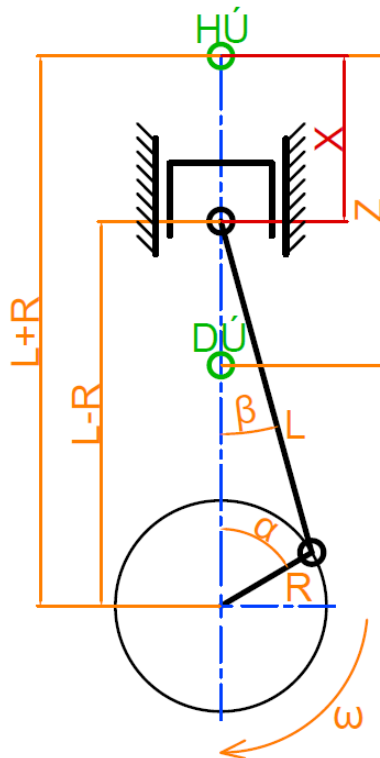
Jelikož je tato práce konstrukčně zaměřena, jsou v této kapitole uvedeny pouze základní pevnostní výpočty pohyblivého ústrojí, které nezohledňují únavovou pevnost a vrubovou houževnatost. V praxi by bylo nutné u každého dílu provést detailní výpočet s použitím metody konečných prvků (MKP) v příslušném softwaru. Tato kapitola kromě pevnostních výpočtů obsahuje vyvážení klikového mechanismu a návrh rozvodových kol.

5.1 Klikový mechanismus

Pro pevnostní výpočet klikového mechanismu a jeho vyvážení musí být známy průběhy a velikosti jednotlivých sil, jenž působí v klikovém mechanismu. Jelikož se jedná o dynamické síly, je třeba nejprve určit kinematiku klikového mechanismu.

5.1.1 kinematika klikového mechanismu

Nejprve je nutné určit dráhu $x(\alpha)$, po které píst koná přímočarý vratný pohyb. Schéma kinematiky klikového mechanismu je zobrazeno na **Obr. 111**.



Obr. 111 - Kinematické schéma klikového mechanismu

Pro určení dráhy pístu je potřebné určit poloměr kliky R .

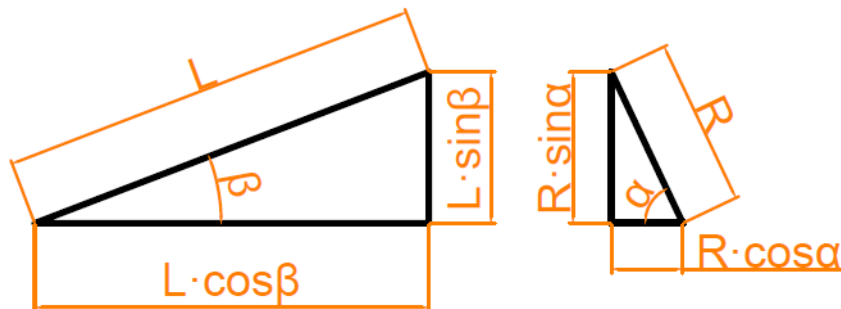
$$R = \frac{Z}{2} = \frac{90,2}{2} = 45,1 \text{ mm} \quad (19)$$

Délka ojnice $L = 145 \text{ mm}$.

Ze schématu je zřejmé, že dráha pístu x je rovna:

$$x = R + L - R \cdot \cos\alpha - L \cdot \cos\beta \quad (20)$$

Z podobnosti trojúhelníků a goniometrického vztahu z rovnice (22) lze vyjádřit $\cos\beta$ v závislosti na úhlu pootočení kliky α .



Obr. 112 - Podobnost trojúhelníků

$$R \cdot \sin\alpha = L \cdot \sin\beta \Rightarrow \sin\beta = \frac{R}{L} \cdot \sin\alpha \quad (21)$$

$$\cos^2 \beta + \sin^2 \beta = 1 \Rightarrow \cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (22)$$

Zavedením ojnicního poměru $\lambda = \frac{R}{L}$ a dosazením (21) do (22) získáme:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (23)$$

Následným dosazením (23) do (20) získáme rovnici dráhy pístu x v závislosti na natočení kliky (α):

$$x = R + L - R \cdot \cos\alpha - L \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (24)$$

Konečnou úpravou dostaneme rovnici (24) do výsledného tvaru:

$$x = R \cdot (1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha})) \quad (25)$$

Aby bylo možno snadněji určit rychlost pístu v , je možno rovnici (25) zjednodušit do tvaru dle [35]:

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

Časovou derivací dráhy získáme rovnici rychlosti pístu v závislosti na natočení kliky:

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin\alpha + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (27)$$

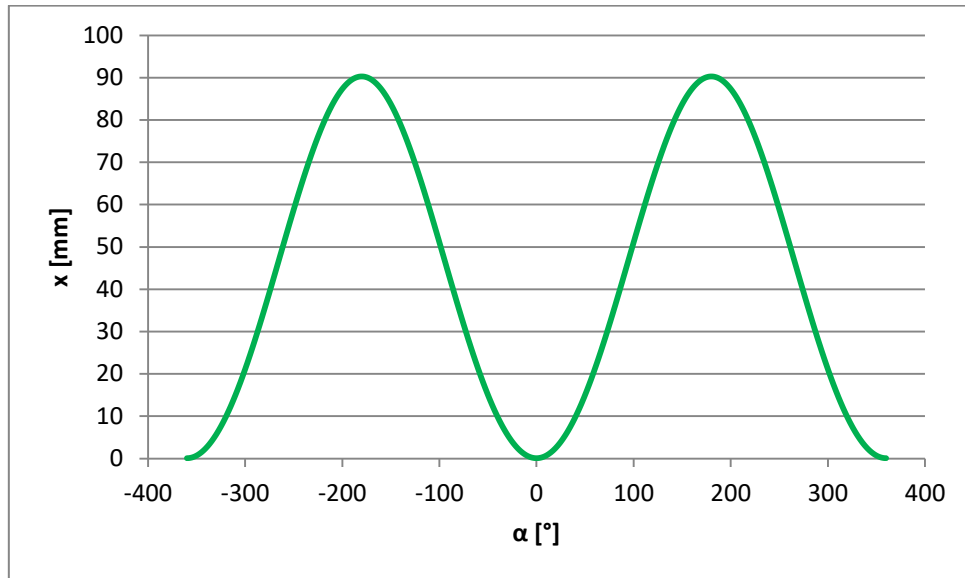
Kde ω je úhlová rychlost otáčení klikového hřídele, úhlová rychlost je definována při otáčkách $n = 5000 \text{ min}^{-1}$. Podrobnější vysvětlení je v následující kapitole.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5000}{60} = 523,599 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (28)$$

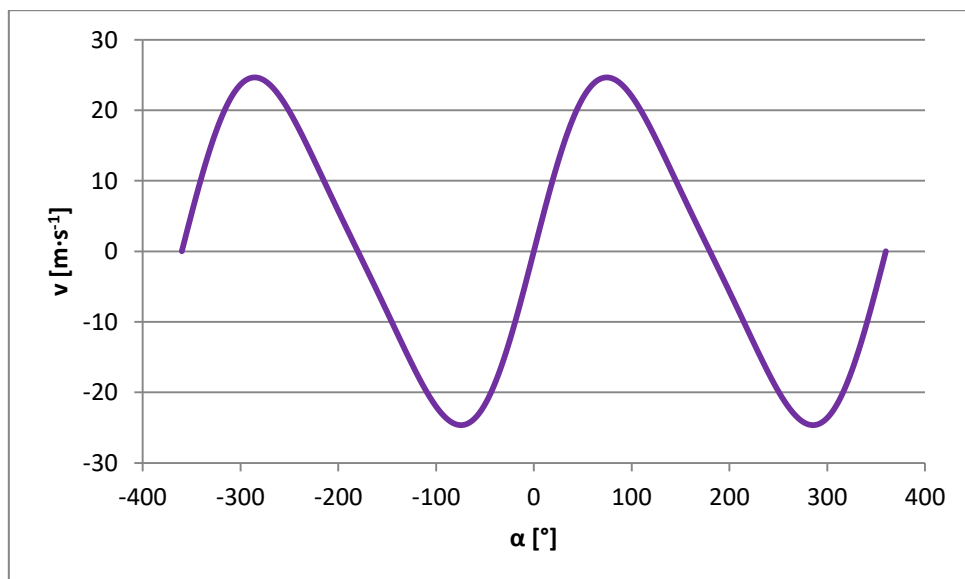
Rovnice pro zrychlení pístu a se získá časovou derivací rovnice (27):

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (29)$$

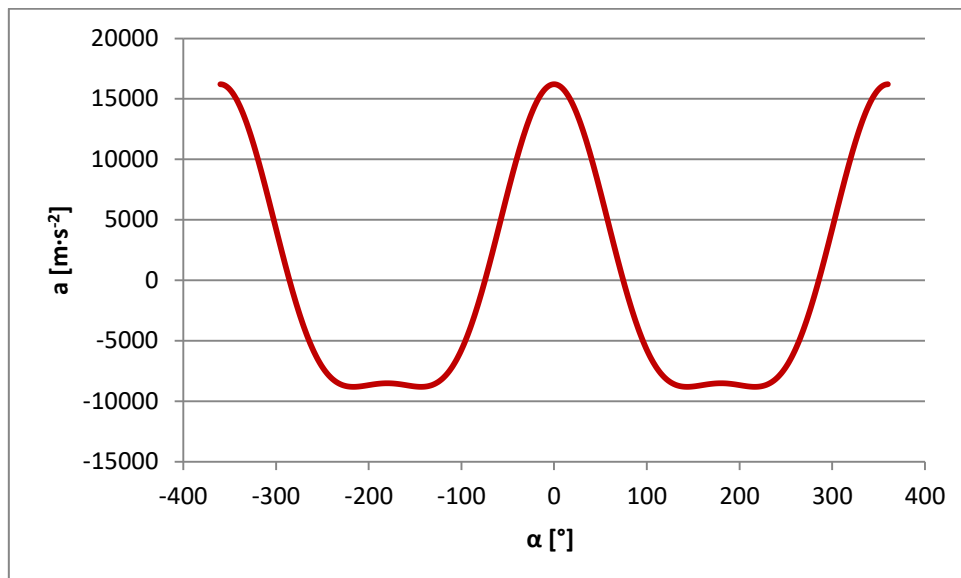
Jednotlivé kinematické veličiny jsou zobrazeny na následujících grafech.



Obr. 113 - Závislost dráhy pístu x na pootočení kliky α



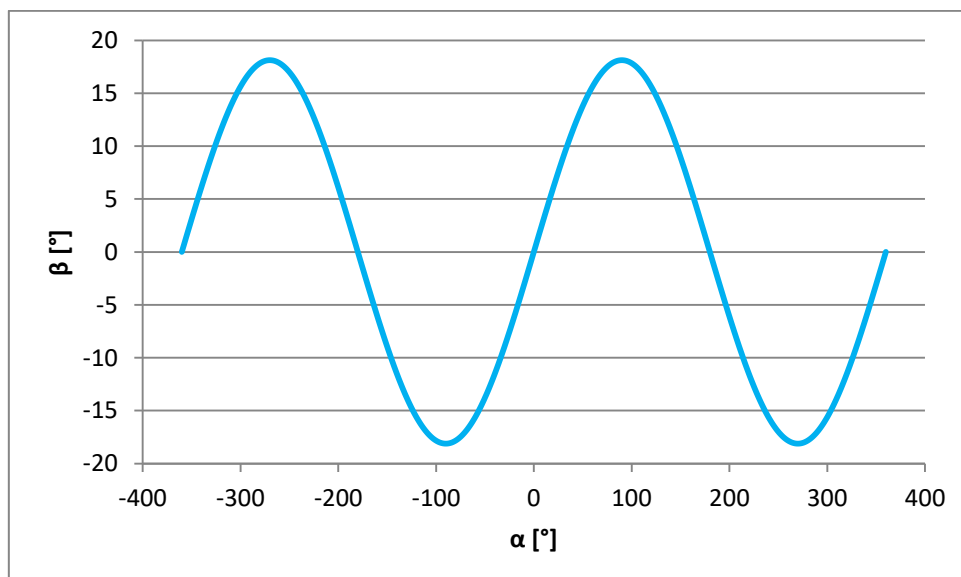
Obr. 114 - Závislost rychlosti pístu v na pootočení kliky α



Obr. 115 - Závislost zrychlení pístu a na pootočení kliky α

Zrychlení pístu bylo třeba zjistit kvůli setrvačné síle posuvných částí klikového mechanismu. Pro silový rozklad je dále nutné určit úhel výkyvu ojnice β . Závislost úhlu výkyvu ojnice β na pootočení kliky α lze určit z rovnice (21).

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha) \quad (30)$$

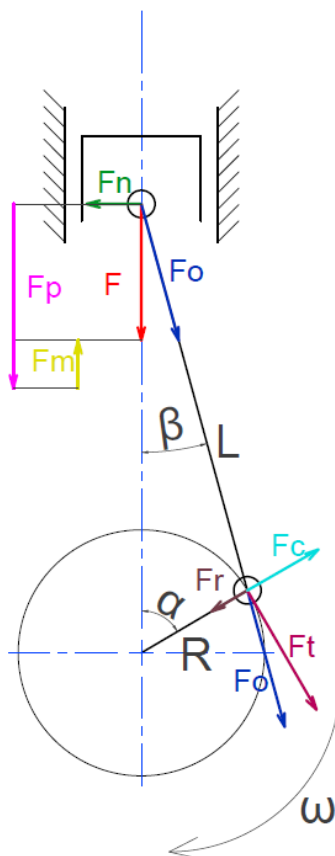


Obr. 116 - Závislost úhlu výkyvu ojnice β na pootočení kliky α

5.1.2 Dynamika klikového mechanismu

Síly, které působí v klikovém mechanismu, jsou zobrazeny na **Obr. 117**. Na dno pístu působí síla od tlaku plynů F_p . Proti síle F_p působí setrvačná síla posuvných hmot F_m . Součet těchto vektorů sil udává výslednou sílu F , jenž působí na píst. Síla F se v pístním čepu rozloží do

síly působící na ojnici F_o a síly F_n , kterou je píst tlačěn na stěnu válce. Síla působící v ojnici F_o , je dále rozložena v ojničním čepu do tečného směru k rameni klikového hřídele F_t a sílu v radiálním směru F_r . V ojničním čepu dále působí setrvačná (odstředivá) síla rotujících částí F_c . Pro zjednodušení jsou zanedbány pasivní účinky působící v klikovém mechanismu.



Obr. 117 - Síly působící v klikovém mechanismu

Pro určení setrvačných sil je nutné znát posuvné a rotační hmoty působící v klikovém mechanismu.

5.1.2.1 Nahrazení ojnice dvěma hmotnými body

Ojnice koná rotační a zároveň posuvný pohyb. Její hmotnost je třeba rozdělit dvěma hmotnými body, z nich jeden se přičítá k posuvným hmotám m_{op} a druhý k rotačním hmotám m_{or} . Při náhradě hmotnosti ojnice dvěma hmotnými body se vychází z podmínky zachování hmotnosti ojnice (31) a rovnosti statických momentů k těžišti ojnice (31).

$$m_{ojc} = m_{op} + m_{or} \quad (31)$$

$$m_{op} \cdot L_{op} + m_{or} \cdot L_{or} = 0 \quad (32)$$

Hmotnost sestavy ojnice m_{ojc} je zjištěna z CAD, její hodnota je 0,6648 kg. Hmotnost sestavy ojnice se skládá z hmotnosti ojnice, hmotnosti ojničního ložiska a dvou ojničních šroubů. Z CAD je dále určena vzdálenost mezi těžištěm sestavy ojnice a středem ojničního čepu L_{or} a

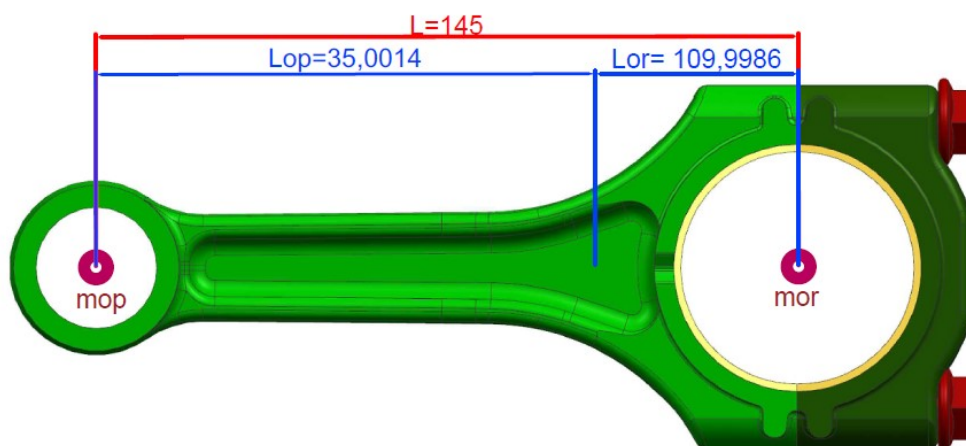
vzdálenost mezi těžištěm sestavy ojnice a středem oka ojnice L_{op} . Jednotlivé vzdálenosti jsou zobrazeny na **Obr. 118**.

Hmotnost posuvné části je vypočítána v rovnici (33).

$$m_{op} = m_{ojc} \cdot \frac{L_{or}}{L} = 0,6648 \cdot \frac{35,0014}{145} = 0,160 \text{ kg} \quad (33)$$

Hmotnost rotující části je určena v rovnici (34).

$$m_{or} = m_{ojc} \cdot \frac{L_{op}}{L} = 0,6648 \cdot \frac{109,9986}{145} = 0,504 \text{ kg} \quad (34)$$



Obr. 118 - Vzdálenosti od těžiště sestavy ojnice

5.1.2.2 Hmotnost posuvných částí

Hmotnost posuvných částí klikového ústrojí m_{pos} se skládá z hmotnosti pístu s příslušenstvím m_{ps} a hmotnosti posouvající se části ojnice m_{op} . Do pístu s příslušenstvím je započítávána hmota od: pístu, těsnících kroužků, stíracího kroužku, dvou pojistných kroužků, pístního čepu a pouzdra pístního čepu.

$$m_{pos} = m_{ps} + m_{op} = 0,477 + 0,160 = 0,638 \text{ kg} \quad (35)$$

5.1.2.3 Hmotnost rotujících částí

Hmotnost rotujících částí klikového ústrojí m_{rot} je určena hmotností rotující části ojnice m_{or} , hmotností zalomení klikového hřídele m_{zal} a hmotností dvou protizávaží m_{prz} .

$$\begin{aligned} m_{rot} &= m_{or} + m_{zal} + m_{prz} = 0,504 + 0,619 + 2 \cdot 0,708 \\ &= 2,539 \text{ kg} \end{aligned} \quad (36)$$

5.1.2.4 Síly působící v klikovém mechanismu

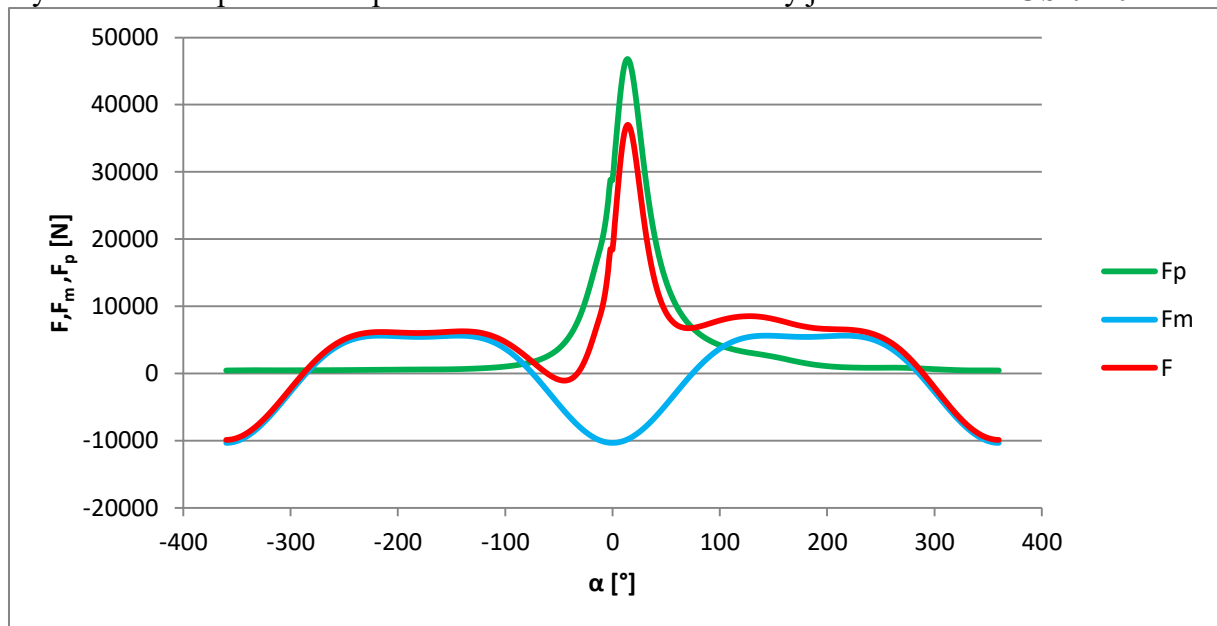
Po určení posuvných a rotačních hmot je možno určit síly, jež působí v klikovém mechanismu (**Obr. 117**). Síly jsou počítány při otáčkách motoru $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, neboť z termodynamického návrhu plyne, že při těchto otáčkách je dosaženo nejvyššího spalovacího tlaku. Není tedy možné od nich odečítat setrvačné síly vznikající při jiných otáčkách motoru. Při těchto otáčkách výsledná síla F dosahuje nejvyšších hodnot.

$$F_p = p \cdot S_p = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (37)$$

$$F_m = m_{pos} \cdot a \quad (38)$$

$$F = F_p - F_m \quad (39)$$

Výsledná síla F působící na píst v závislosti na natočení kliky je zobrazena na **Obr. 119**.



Obr. 119 - Výsledná síla F v závislosti na natočení kliky

Následující dvě síly jsou vyjádřeny rozkladem síly F .
Osová (ojniční) síla F_o je vyjádřena vztahem (40).

$$F_o = \frac{F}{\cos\beta} \quad (40)$$

Normálová síla F_n je vyjádřena vztahem (41).

$$F_n = F \cdot \tan\beta \quad (41)$$

Rozkladem ojniční síly F_o vzniká na ojničním čepu tečná F_t a radiální síla F_r .

$$F_t = F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (42)$$

$$F_r = F \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (43)$$

V klikovém mechanismu dále vzniká odstředivá (setrvačná) síla rotujících hmot F_c . Tato síla není závislá na natočení klikového hřídele. Při neměnných otáčkách má konstantní průběh.

$$F_c = m_{rot} \cdot R \cdot \omega^2 \quad (44)$$

Maximální hodnoty sil jsou potřebné pro pevnostní kontrolu jednotlivých částí klikového mechanismu. Hodnoty všech sil jsou zobrazeny v **Tab. 12**.

Tab. 12 - Maximální hodnoty sil

	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální výsledná síla působící na píst	F_{max}	36991	N
Maximální normálová síla	F_{nmax}	3733	N
Maximální osová (ojniční) síla	F_{omx}	37097	N
Maximální tečna síla	F_{tmax}	15317	N
Maximální radiální síla	F_{rmax}	35217	N
Odstředivá (setrvačná) síla rotujících hmot	F_c	31398	N

5.1.3 Vyvážení klikového mechanismu

Klikový mechanismus je třeba vyvážit, neboť při jeho pohybu vznikají setrvačné síly. Setrvačné síly se přenáší do uložení motoru, to vede k nadměrnému namáhání a opotřebením částí motoru a ke vzniku nežádoucích vibrací. Tyto jevy je tedy nutné eliminovat.

Jak již bylo uvedeno v předešlé kapitole, setrvačné síly vznikají od posuvných a rotačních hmot klikového mechanismu. Setrvačné síly posuvných hmot se dělí na síly I. až n-tého řádu. Největší vliv na chod motoru mají setrvačné síly I. řádu, ostatní řády mají nižší amplitudy. Na navrženém motoru je uvažováno pouze se setrvačnými silami I. řádu.

Na klikovém hřídeli je možné vyvážit 100% rotačních setrvačných sil a 50% posuvných sil. 100% posuvných setrvačných sil zde nelze vyvážit, protože by se tím dosáhlo pouze vyvážení v horizontální rovině. Zbýlých 50% posuvných sil I. řádu je rozděleno mezi dva protiběžné vyvažovací hřídele, které se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Vyvažovací hřídele musí být umístěny ve shodné vzdálenosti od klikového hřídele a musejí ležet na společné rovině.

Pro určení hmotnosti vývažku rotačních sil lze například využít rovnice (45).

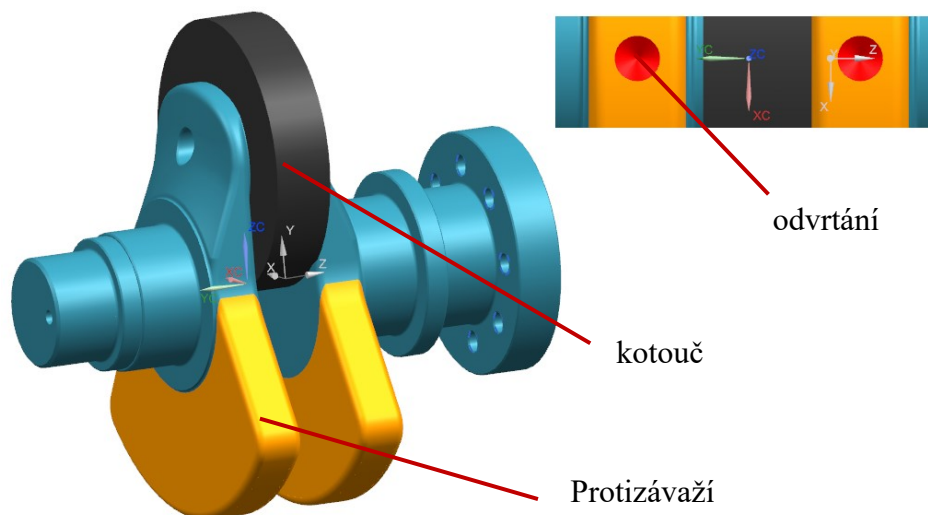
$$m_{vr} = \frac{(m_{or} + m_{zal}) \cdot R}{r_{vr}} \quad (45)$$

Určení hmotnosti vývažků posuvných sil I. řádu lze vyjádřit z rovnice (46).

$$2 \cdot m_{vpI} \cdot r_{vp} \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = m_{pos} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (46)$$

Vyvážení na klikovém hřídeli je možno i realizovat pomocí CAD. Na ojniční čep klikového hřídele je zavazben kotouč o hmotnosti rotační hmoty m_{or} a 50% posuvné hmoty m_{pos} . Cílem je, aby osa těžiště klikového hřídele s kotoučem ležela v ose rotace klikového hřídele (osa hlavních čepů). Aby bylo možné výpočet realizovat, musí být kotouči přiřazen stejný materiál, jako u klikového hřídele. Vyvážení se provádí umístěním dvou protizávaží na protilehlá ramena klikového hřídele v rovině zalomení. U protizávaží je zvolena tloušťka a úhel. Kontrola vyváženosti se provede určením těžiště v CAD. Pokud se těžiště neshoduje s osou rotace klikového hřídele, je nutné protizávaží přemodelovat. Úhel, který svírá

protizávaží, by neměl být větší než 140° , poté totiž roste hmotnost protizávaží, ale těžiště se téměř nemění, v tomto případě je nutné zvětšit tloušťku protizávaží. Těžiště lze také lehce ovlivnit vyvrtáním děr na spodní straně protizávaží. Výsledná hmotnost jednoho protizávaží m_{prz} činí 0,708 kg. Na každém protizávaží je vyvrtána díra o průměru 8 mm a hloubce 5,6 mm, aby osa těžiště kotouče s klikovým hřídelem byla totožná s osou rotace klikového hřídele. Výsledná protizávaží jsou zobrazena na **Obr. 120**.



Obr. 120 - klikový hřídel s protizávažími a kotoučem

Pro výpočet zbylých 50% posuvných hmot bylo využito vztahu (46) s rozdílem, že místo m_{pos} bylo uvažováno m_{pos50} .

$$m_{pos50} = 0,5 \cdot m_{pos} = 0,5 \cdot 0,638 = 0,319 \text{ kg} \quad (47)$$

$$m_{pos50} = 0,5 \cdot m_{pos} = 0,5 \cdot 0,638 = 0,319 \text{ kg} \quad (48)$$

$$m_{vpl} = \frac{m_{pos50} \cdot R}{2 \cdot r_{vp}} = \frac{(0,319 \cdot 45,1)}{2 \cdot 26,3} = 0,273 \text{ kg} \quad (49)$$

Závislost mezi vzdáleností těžiště vývažku od osy rotace r_{vp} a hmotností vývažku m_{vpl} , byl hledán kompromis pomocí měření v CAD, neboť čím je vzdálenost od těžiště r_{vp} menší, tím musí být hmotnost vývažku m_{vpl} větší. Byla tedy nalezena optimální kombinace těchto dvou veličin.

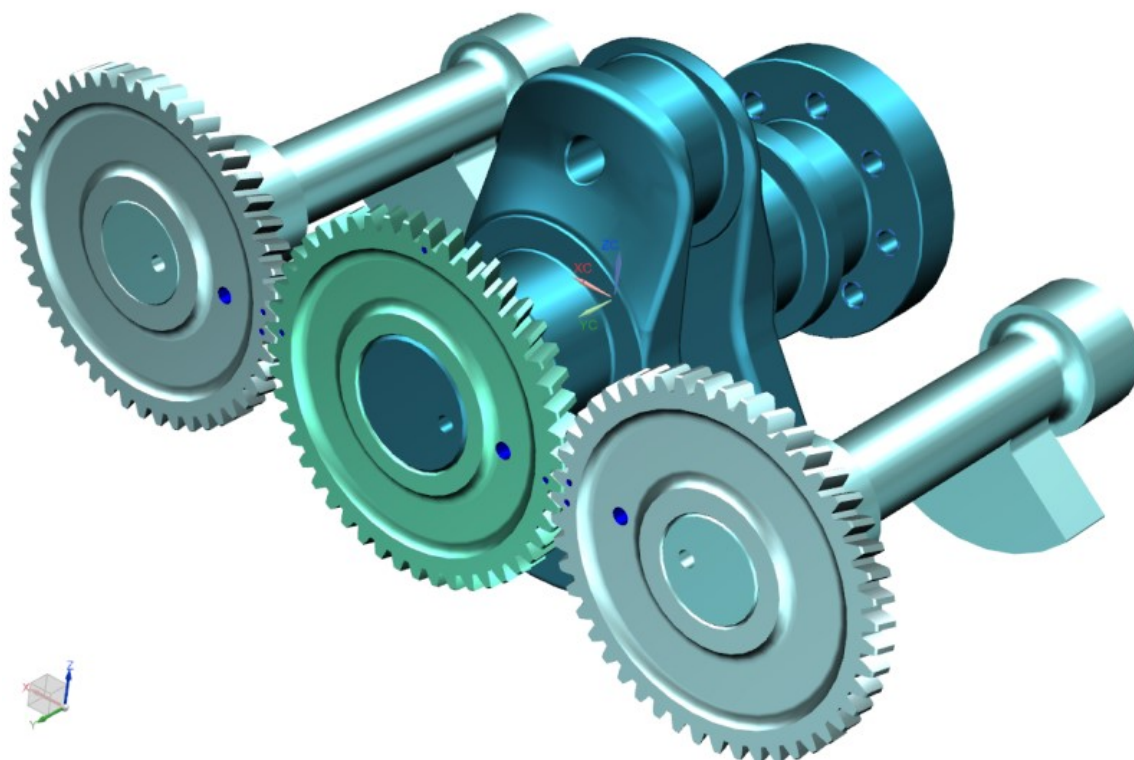
Výsledná vyvažovací hřídel je zobrazena na **Obr. 62**. Hřídele jsou poháněny čelními ozubenými koly s šikmým ozubením. Jelikož se vyvažovací hřídele musejí otáčet stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel, tak jsou zvoleny shodné počty zubů. Pevnostní návrh kol byl proveden v Autodesk Inventor 2015. V **Tab. 13** jsou zobrazeny výsledky.

Ozubené kolo na klikovém hřídeli je označeno jako kolo 1, ozubená kola vyvažovacích hřídelů jsou označena jako kolo 2.

Tab. 13 - Návrh ozubených kol

	Jednotky	Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	-		48
Vzdálenost os	mm		99
Modul	mm		2

Úhel sklonu	°	15	
Průměr roztečné kružnice	mm	99,387	
Materiál	-	ČSN 15 241.4	ČSN 14 140.4
Součinitel bezpečnosti v dotyku	-	1,915	1,878
Součinitel bezpečnosti v ohybu	-	4,102	5,684
Statická bezpečnost v dotyku	-	3,913	3,938
statická bezpečnost v ohybu	-	9,694	11,033



Obr. 121 - Pohon vyvažovacích hřídelů ozubenými koly

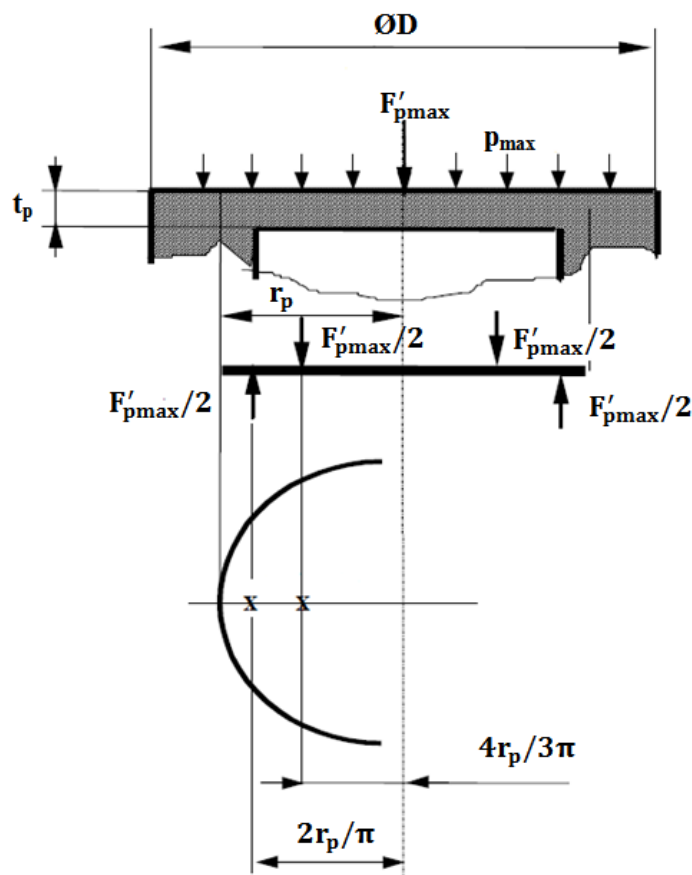
5.1.4 Pevnostní kontrola

V této kapitole je čerpáno z literatury [35] a [27]. Jednotlivé symboly jsou popsány v seznamu použitých veličin.

5.1.4.1 Píst

Píst je navržen z hliníkové slitiny AlSi12CuNiMg.

5.1.4.1.1 Dno pístu



Obr. 122 - Zatížení dna pístu [27]

Kontrola pevnosti dna pístu je prováděna na ohyb. Výpočtový model představuje kruhová deska, podepřena na obvodě a zatížena rovnoměrným spojitým zatížením od spalovacího tlaku. Setrvačné účinky jsou zde zanedbané, vzhledem ke své velikosti.

Maximální síla od spalovacího tlaku působící na kruhovou desku:
hodnota r_p je odměřena z CAD modelu $r_p = 15$ mm.

$$F'_{pmax} = \pi \cdot r_p^2 \cdot p_{max} = \pi \cdot 0,015^2 \cdot 8446000 = 5970,1 \text{ N} \quad (50)$$

Maximální ohybový moment:
 t_p je odměřeno z CAD modelu, $t_p = 9,75$ mm.

$$M_{pmax} = \frac{F'_{pmax}}{2} \cdot 2 \cdot \frac{r_p}{\pi} - \frac{F'_{pmax}}{2} \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{r_p}{\pi} = \frac{F'_{pmax}}{\pi} \cdot \left(r_p - \frac{2}{3} \cdot r_p \right) \quad (51)$$

$$M_{pmax} = \frac{F'_{pmax}}{\pi} \cdot \frac{r_p}{3} = \frac{5970}{\pi} \cdot \frac{0,015}{3} = 9,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (52)$$

Průřezový modul v ohybu dna pístu:

$$W_{po} = \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot r_p \cdot t_p^2 = \frac{1}{3} \cdot r_p \cdot t_p^2 = \frac{1}{3} \cdot 0,015 \cdot 0,00975 = 4,75 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (53)$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{pomax} = \frac{M_{pomax}}{W_{po}} = \frac{9,5}{4,75 \cdot 10^{-7}} = 19990532 \text{ Pa} = 19,9 \text{ MPa} \quad (54)$$

Pro podepřenou desku platí:

$$\sigma_{pomax} = 1,25 \cdot p_{max} \cdot \left(\frac{r_p}{t_p}\right)^2 = 1,25 \cdot 8446000 \cdot \left(\frac{0,015}{0,00975}\right)^2 = 24988165 \text{ Pa} = 24,99 \text{ MPa} \quad (55)$$

Dovolené napětí je dle literatury [27] 25 MPa.

Dno pístu dle uvedeného výpočtu vyhovuje.

5.1.4.1.2 Nejslabší místo pláště pístu

Nejslabší místo pístu se nachází v drážce pro stírací kroužek. Namáhání je vyvoláno tlakem plynů nad pístem.

Hodnota d_{po} je odměřena z CAD modelu, $d_{po} = 75,775 \text{ mm}$.

Hodnota d_{pi} je odměřena z CAD modelu, $d_{pi} = 64,975 \text{ mm}$.

$$S_{px} = \pi \cdot \frac{d_{po}^2 - d_{pi}^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,075775^2 - 0,064975^2}{4} = 11,93 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (56)$$

$$\sigma_{ptmax} = \frac{F_{pmax}}{S_{px}} = \frac{46806}{11,93 \cdot 10^{-4}} = 3920461,4 \text{ Pa} = 39,20 \text{ MPa} \quad (57)$$

Dovolené napětí je dle literatury [27] 40 MPa

Nejslabší místo pláště pístu dle uvedeného výpočtu vyhovuje.

5.1.4.1.3 Měrný tlak na plášti pístu

Nosná délka pláště $L_{pl} = 43,5 \text{ mm}$, odměřeno z CAD.

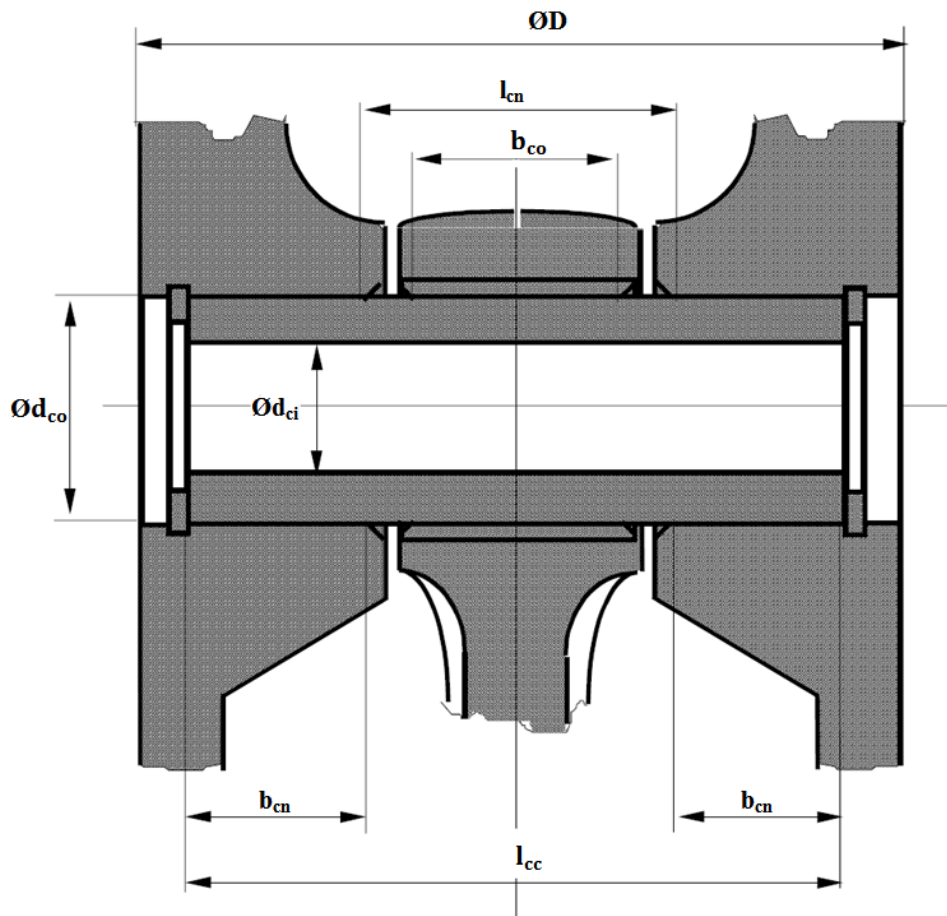
$$P_{pl} = \frac{F_{nmax}}{D \cdot L_{pl}} = \frac{3733}{0,084 \cdot 0,0435} = 1021723 \text{ Pa} = 1,02 \text{ MPa} \quad (58)$$

Dovolený tlak je dle literatury [27] 1,4 MPa.

Měrný tlak na plášti pístu dle uvedeného výpočtu vyhovuje.

5.1.4.2 Pístní čep

Pístní čep je Zhotoven z oceli ČSN 14 220.4.



Obr. 123 - Uložení pístního čepu - základní rozměry [27]

5.1.4.2.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice

Hodnota b_{co} je odměřena z CAD modelu, $b_{co} = 19$ mm.

Hodnota d_{co} je odměřena z CAD modelu, $d_{co} = 22$ mm.

$$p_{co} = \frac{F}{b_{co} \cdot d_{co}} = \frac{36991}{0,019 \cdot 0,022} = 84648598 \text{ Pa} = 84,65 \text{ MPa} \quad (59)$$

Dovolený tlak je dle literatury [27] 88 MPa.

Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice dle uvedeného výpočtu vyhovuje.

5.1.4.2.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu

Hodnota b_{cn} je odměřena z CAD modelu, $b_{cn} = 16$ mm.

$$m_{pb} = m_{ps} - m_{pc} = 0,477 - 0,100 = 0,377 \text{ kg} \quad (60)$$

$$F_{pb} = m_{pb} \cdot a_{max} = 0,377 \cdot 16210,18 = 6118 \text{ N} \quad (61)$$

$$F' = F_{pmax} - F_{pb} = 46806 - 6118 = 40688 \text{ N} \quad (62)$$

$$p_{cp} = \frac{F'}{2 \cdot d_{co} \cdot b_{cn}} = \frac{40688}{2 \cdot 0,022 \cdot 0,016} = 57795081 \text{ Pa} \quad (63)$$

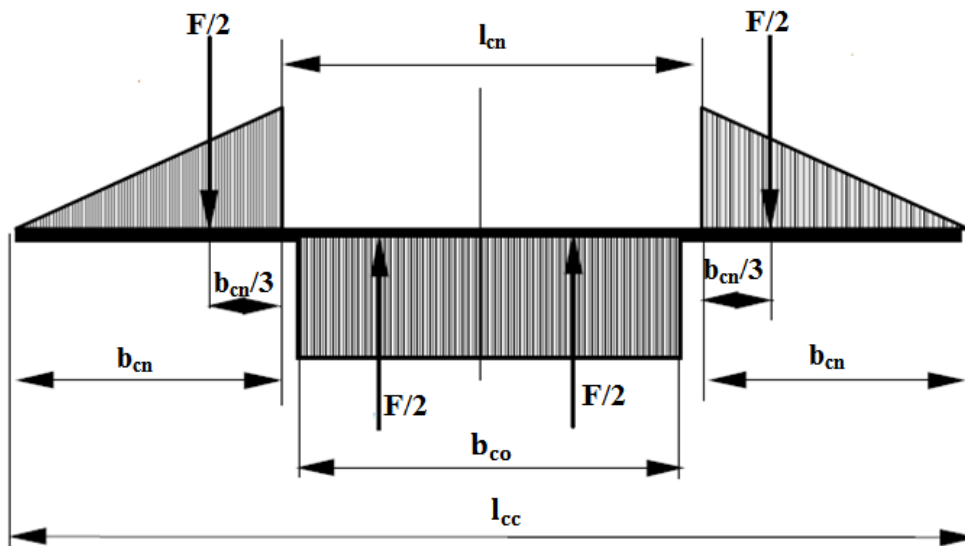
$$= 57,80 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak je dle literatury [27] 59 MPa.

Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu dle uvedeného výpočtu vyhovuje.

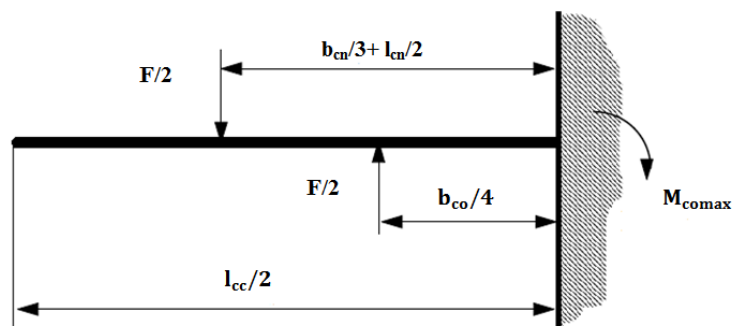
5.1.4.2.3 Namáhání pístního čepu ohybem

Pístní čep je při výpočtu nahrazen prutem (**Obr. 124**).



Obr. 124 - Prutový model pístního čepu namáhaného na ohyb [27]

Zatížení pístního čepu je symetrické. Prutový nosník lze uvažovat pouze jako jednu polovinu (**Obr. 125**). Maximální ohybový moment leží v polovině prutu.



Obr. 125 - Uvolněný prvek prutu [27]

Délka pístního čepu l_{cc} je 55 mm.

Hodnota l_{cn} je odměřena z CAD modelu, $l_{cn} = 23$ mm.

$$M_{comax} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot b_{cn} + \frac{1}{2} \cdot l_{cn} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{b_{co}}{4}$$

$$= \frac{36991}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 0,016 + \frac{0,023}{2} \right) - \frac{36991}{2} \cdot \frac{0,019}{4} \quad (64)$$

$$= 223,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Vnitřní průměr pístního čepu d_{ci} činí 12 mm.

$$W_{co} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{co}^4 - d_{ci}^4}{d_{co}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,022^4 - 0,012^4}{0,023} = 9,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (65)$$

$$\sigma_{comax} = \frac{M_{comax}}{W_{co}} = \frac{223,5}{9,5 \cdot 10^{-7}} = 234553649 \text{ Pa} = 234,5 \text{ MPa} \quad (66)$$

Maximální ohybové napětí pístního čepu $\sigma_{comax} = 234,5 \text{ MPa}$

5.1.4.2.4 Namáhání pístního čepu smykem

Pístní čep je dále namáhán smykem. Pro výpočet maximálního smykového napětí τ_{csmax} je využito Žuravského vzorce:

$$F_{cq} = \frac{F}{2} = \frac{36991}{2} = 18496 \text{ N} \quad (67)$$

$$M_{cs} = \frac{1}{12} \cdot (d_{co}^3 - d_{ci}^3) = \frac{1}{12} \cdot (0,022^3 - 0,012^3) = 7,43 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (68)$$

$$J_{cp} = \frac{\pi}{64} \cdot (d_{co}^4 - d_{ci}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (0,022^4 - 0,012^4) = 1,05 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (69)$$

$$\begin{aligned} \tau_{csmax} &= \frac{F_{cq} \cdot M_{cs}}{J_{cp} \cdot (d_{co} - d_{ci})} = \frac{18496 \cdot 7,43 \cdot 10^{-7}}{1,05 \cdot 10^{-8} \cdot (0,022 - 0,012)} \\ &= 131173577 \text{ Pa} = 131,17 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (70)$$

Maximální hodnota smykového napětí τ_{csmax} je 131,17 MPa.

5.1.4.2.5 Redukované napětí pístního čepu

Jelikož je pístní čep namáhán ohybem a smykem, je třeba daná napětí převést na redukované napětí σ_{pcred} . Redukované napětí je počítáno dle Geustovy hypotézy.

$$\begin{aligned} \sigma_{pcred} &= \sqrt{\sigma_{comax}^2 + 4 \cdot \tau_{csmax}^2} = \sqrt{234,5^2 + 4 \cdot 131,17^2} \\ &= 352,66 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (71)$$

Minimální pevnost na mezi kluzu R_e oceli ČSN 14 220.4 je 785 MPa.

Výsledná bezpečnost s_{pc} se spočte dle vztahu:

$$s_{pc} = \frac{R_e}{\sigma_{pcred}} = \frac{785}{352,66} = 2,23 \quad (72)$$

Pístní čep pevnostně vyhovuje.

5.1.4.3 Ojnice

5.1.4.3.1 Návrh ojnicích šroubů

Ojnicí šrouby se navrhují jako předepjatý šroubový spoj. Ojnicí šrouby jsou namáhány odstředivou silou od rotační hmoty ojnice. Největší odstředivá síla vzniká při maximálních otáčkách motoru.

$$\omega_{max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{max}}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{6300}{60} = 659,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (73)$$

Maximální odstředivá síla od rotační hmoty ojnice:

$$F_{ormax} = m_{or} \cdot R \cdot \omega_{max}^2 = 1,123 \cdot 0,0451 \cdot 659,7^2 = 22051 \text{ N} \quad (74)$$

Síla působící na jeden ojnicí šroub:

$$F_{ojs} = \frac{F_{cmax}}{i_{oj}} = \frac{22051}{2} = 11026 \text{ N} \quad (75)$$

Pro ojnici jsou použity 2 pevnostní šrouby M8 x 45 třídy 10.9. Uvažovaná bezpečnost s_{ojs} činí hodnotu 2.

$$\sigma_{Dojs} = \frac{\sigma_{ojs}}{s_{ojs}} = \frac{900}{2} = 450 \text{ MPa} \quad (76)$$

Nejmenší průřez ojnicího šroubu:

$$S_{ojsj} = \frac{\pi \cdot d_{ojs3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} = 32,84 \text{ mm}^2 \quad (77)$$

Průřez dřívku ojnicího šroubu:

$$S_{ojsd} = \frac{\pi \cdot d_{ojs1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50,27 \text{ mm}^2 \quad (78)$$

Tuhost ojnicího šroubu:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{ojs1}} &= \frac{1}{k_{ojsz}} + \frac{1}{k_{ojsd}} = \frac{1}{\frac{E_{oc} \cdot S_{ojsj}}{L_{ojsz}}} + \frac{1}{\frac{E_{oc} \cdot S_{ojsd}}{L_{ojsd}}} \\ &= \frac{L_{ojsz}}{E_{oc} \cdot S_{ojsj}} + \frac{L_{ojsd}}{E_{oc} \cdot S_{ojsd}} \\ &= \frac{22}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 50,27} + \frac{23}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 32,84} \\ &= 5,36 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \Rightarrow k_{ojs1} = 186245 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (79)$$

Tuhost spojované součásti (ojnice):

$$\begin{aligned}
 k_{ojs2} &= \frac{E_{oc} \cdot S_{ojs2}}{L_{ojss}} = \frac{E_{oc} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{ojs}^2 - D_{ojs0}^2)}{4}}{L_{ojss}} \\
 &= \frac{E_{oc} \cdot \left[\frac{\pi \cdot \left[\left(sk_{ojs} + \frac{L_{ojss}}{10} \right)^2 - D_{ojs0}^2 \right]}{4} \right]}{L_{ojss}} \\
 &= \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \left[\frac{\pi \cdot \left[\left(13 + \frac{45}{10} \right)^2 - 8,5^2 \right]}{4} \right]}{45} = 857655 \frac{\text{N}}{\text{mm}}
 \end{aligned} \tag{80}$$

Síla působící ve spojované součásti (ojnici):

$$F_{ojs2} = \psi_{ojs} \cdot F_{ojs} = 0,3 \cdot 11026 = 3308 \text{ N} \tag{81}$$

Předeřinací síla ojnicního šroubu:

$$\begin{aligned}
 F_{ojsp} &= F_{ojs2} + \Delta F_{ojs2} = F_{ojs2} + F_{ojs} \cdot \frac{k_{ojs2}}{k_{ojs1} + k_{ojs2}} \\
 &= 3308 + 11026 \cdot \frac{857655}{186245 + 857655} = 12366 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{82}$$

Maximální síla působící v ojnicním šroubu:

$$\begin{aligned}
 F_{ojs1} &= F_{ojsp} + \Delta F_{ojs1} = F_{ojsp} + F_{ojs} \cdot \frac{k_{ojs1}}{k_{ojs1} + k_{ojs2}} \\
 &= 12366 + 11026 \cdot \frac{186245}{186245 + 857655} = 14333 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{83}$$

Napětí v tahu ojnicního šroubu:

$$\sigma_{ojs} = \frac{F_{ojs1}}{S_{ojsj}} = \frac{14333}{32,84} = 436,5 \text{ MPa} \tag{84}$$

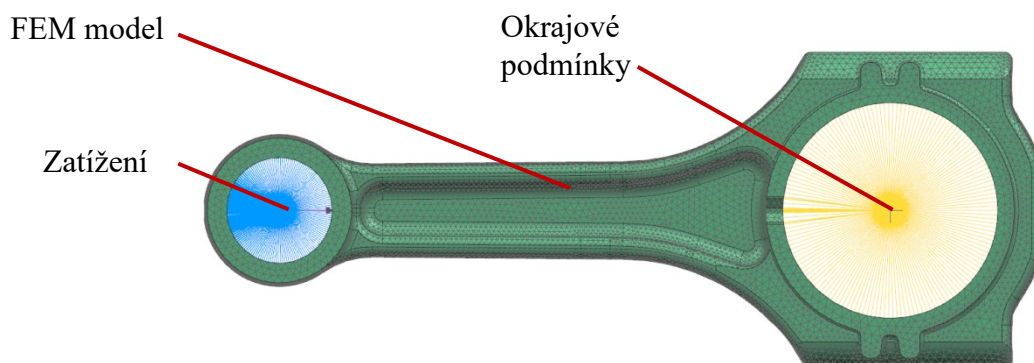
Navržené ojnicní šrouby M8 x 45 třídy 10.9 pevnostně vyhovují.

5.1.4.3.2 MKP ojnice

Ojnice je pevnostně kontrolována metodou konečných prvků (MKP) v programu Siemens NX 10.

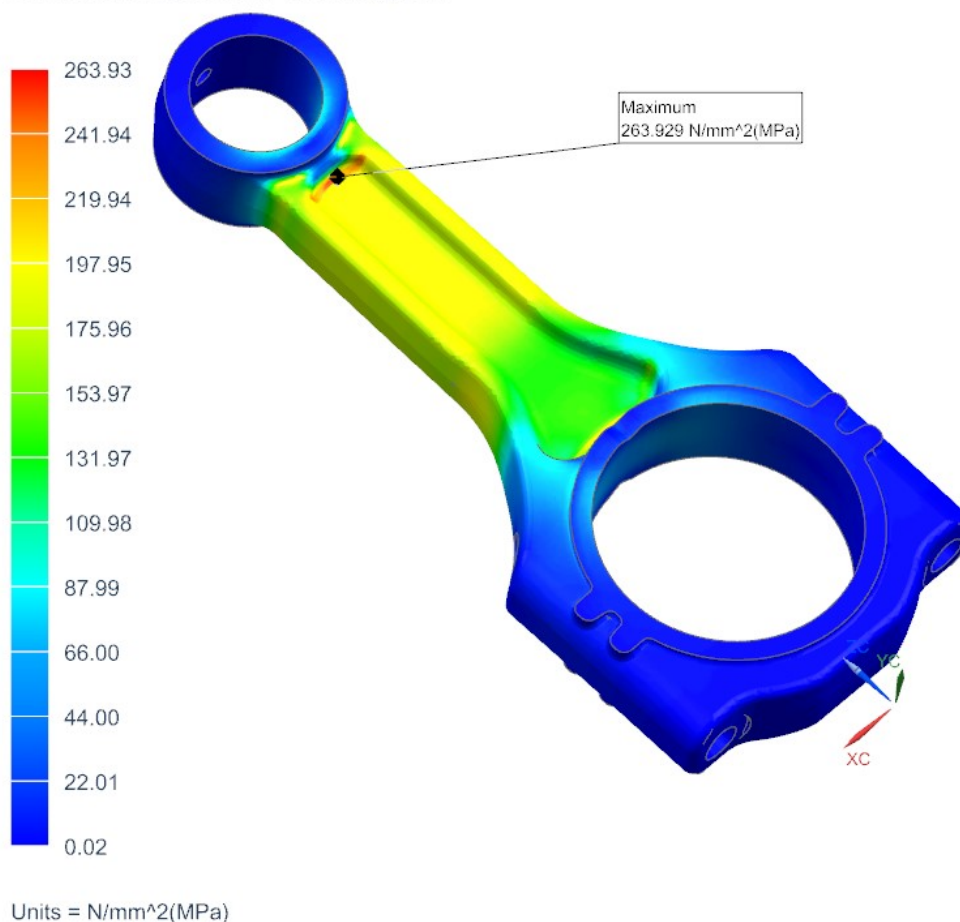
Ojnice je nasítována prvky Tetrahedral s meziuzly. Velikost elementu je 2 mm. Ve středu ojnicního a pístního čepu je umístěn bod, který je spojen rigidovou růžicí, pomocí RBE2 prvků, s ložiskovými plochami. Do středového bodu ojnicního čepu jsou zadány okrajové podmínky. Okrajové podmínky zakazují posuv a rotaci ojnice ve všech třech směrech.

Do středového bodu pístitního čepu je zadána maximální osová (ojniční)síla $F_{omax} = 37097$ N. Tento zátěžný stav představuje největší namáhání dřívku ojnice. FEM model s okrajovými podmínkami je zobrazen na **Obr. 126**.



Obr. 126 - FEM model s okrajovými podmínkami a zatížením

ojnice_MKP_n_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 263.93, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 127 - Výsledek pevnostní analýzy

Na **Obr. 127** je zobrazen výsledek pevnostní analýzy vyhodnocený dle hypotézy Von-Mises. Nejvyšší redukované napětí vychází pod ojničním okem, zde napětí dosahuje hodnoty 263,93

MPa. Ojnice je navržena z materiálu ČSN 16 240.7. Pevnost na mezi kluzu tohoto materiálu je minimálně 590 MPa. Bezpečnost ojnice vychází 2,35. Navržená ojnice tedy pevnostně vyhovuje.

Zbylé snímky z MKP analýzy jsou zobrazeny v příloze.

5.1.4.4 Klikový hřídel

Materiál pro klikový hřídel je zvolena ocel ČSN 12 050.1.

5.1.4.4.1 Hlavní čep klikového hřídele

Pevnostní kontrola hlavních čepů klikového hřídele se provádí na krut.

$$W_{hck} = \frac{\pi \cdot D_{hc}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,048^3}{16} = 2,17 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (85)$$

$$M_{kkmax} = F_{tmax} \cdot R = 15317 \cdot 0,0451 = 690,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (86)$$

$$\tau_{hckmax} = \frac{M_{kkmax}}{W_{hck}} = \frac{690,8}{2,17 \cdot 10^{-5}} = 31812962 \text{ Pa} = 31,8 \text{ MPa} \quad (87)$$

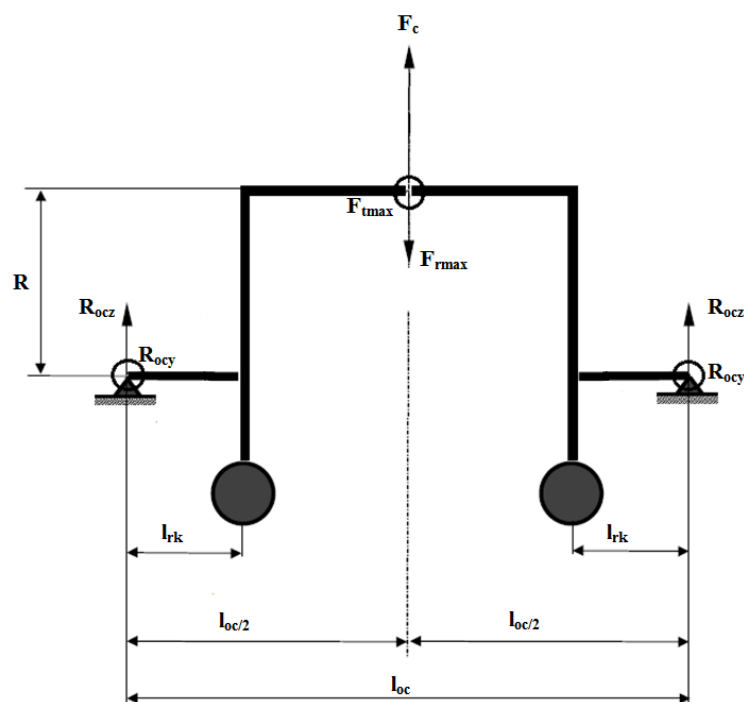
Pevnost v tahu na mezi kluzu této oceli je $R_e = 305 \text{ MPa}$.

Přepočet na pevnost v krutu je:

$$\tau_{hcdov} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 305 = 213,5 \text{ MPa} \quad (88)$$

Hlavní čep pevnostně vyhovuje.

5.1.4.4.2 Ojniční čep



Obr. 128 - Výpočtové schéma ojničního čepu [27]

Ojniční čep je kontrolován na ohyb. Nejprve je nutné určit velikosti reakcí.

$$R_{ocz} = \frac{F_{rmax} - F_c}{2} = \frac{35217 - 31398}{2} = 1909,9 \text{ N} \quad (89)$$

$$R_{ocy} = \frac{F_{tmax}}{2} = \frac{15317}{2} = 7659 \text{ N} \quad (90)$$

Hodnota l_{oc} je odměřena z CAD modelu, $l_{oc} = 81 \text{ mm}$.

$$M_{occoz} = R_{ocz} \cdot \frac{l_{oc}}{2} = 1909,9 \cdot \frac{0,081}{2} = 77,35 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (91)$$

$$M_{occoy} = R_{ocy} \cdot \frac{l_{oc}}{2} = 7659 \cdot \frac{0,081}{2} = 310,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (92)$$

$$M_{oco} = \sqrt{M_{occoz}^2 + M_{occoy}^2} = \sqrt{77,35^2 + 310,2^2} = 319,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (93)$$

$$W_{oco} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{coj}^4 - d_{coj}^4}{D_{co}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,048^4 - 0,012^4}{0,048} = 1,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (94)$$

$$\sigma_{ocomax} = \frac{M_{oco}}{W_{oco}} = \frac{319,7}{1,08 \cdot 10^{-5}} = 29601851,9 \text{ Pa} = 29,6 \text{ MPa} \quad (95)$$

Ojniční čep pevnostně vyhovuje.

5.1.4.4.3 Rameno kliky

rameno kliky je kontrolováno na ohyb, tah, tlak a krut. Schéma výpočtu je zobrazeno na **Obr. 128**.

Hodnota l_{rk} je odměřena z CAD modelu, $l_{rk} = 19 \text{ mm}$.

Ohybový moment působící v rameně kliky:

$$M_{rko} = R_{coz} \cdot l_{rk} = 10664 \cdot 0,019 = 202,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (96)$$

Hodnota b_{rk} a h_{rk} je odměřena z CAD modelu $b_{rk} = 64 \text{ mm}$ a $h_{rk} = 13 \text{ mm}$.

Průřezový modul v ohybu ramene kliky:

$$W_{rko} = \frac{b_{rk} \cdot h_{rk}^2}{6} = \frac{0,064 \cdot 0,013^2}{6} = 1,80 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (97)$$

Průřez ramene kliky:

$$S_{rk} = b_{rk} \cdot h_{rk} = 0,064 \cdot 0,013 = 8,32 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (98)$$

Výsledné normálové napětí je uvedeno v rovnici (99).

$$\sigma_{rkn} = \frac{M_{rko}}{W_{rko}} + \frac{R_{coz}}{S_{rk}} = \frac{202}{1,80 \cdot 10^{-6}} + \frac{1909,9}{8,32 \cdot 10^{-4}} = 114517775 \text{ Pa} \quad (99)$$
$$= 114,5 \text{ MPa}$$

Hodnota normálového napětí je 114,5 MPa.

Krouticí moment působící v rameni kliky:

$$M_{rkk} = R_{coy} \cdot l_{rk} = 7659 \cdot 0,019 = 145,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (100)$$

Součinitel obdélníkového průřezového modulu ramene kliky je zvolen z literatury [27].

$$\frac{b_{rk}}{h_{rk}} = \frac{64}{13} = 4,9 \Rightarrow \alpha_{rk} = 0,282 \quad (101)$$

$$W_{rkk} = \alpha_{rk} \cdot b_{rk} \cdot h_{rk}^2 = 0,282 \cdot 0,064 \cdot 0,013^2 = 3,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (102)$$

$$\tau_{rkkmax} = \frac{M_{rkk}}{W_{rkk}} = \frac{145,5}{3,05 \cdot 10^{-6}} = 47707756,4 \text{ Pa} = 47,7 \text{ MPa} \quad (103)$$

Výsledné napětí v krutu je 47,7 MPa.

Redukované napětí je vypočteno v rovnici (104).

$$\sigma_{rkred} = \sqrt{\sigma_{rkn}^2 + 4 \cdot \tau_{rkkmax}^2} = \sqrt{114,5^2 + 4 \cdot 47,7^2} = 149 \text{ MPa} \quad (104)$$

Velikost redukovaného napětí σ_{rkred} je 149 MPa.

Minimální pevnost na mezi kluzu R_e oceli ČSN 12050.1 je 305 MPa.

Výsledná bezpečnost s_{rk} se spočte dle vztahu:

$$s_{pc} = \frac{R_e}{\sigma_{rkred}} = \frac{305}{149} = 2,04 \quad (105)$$

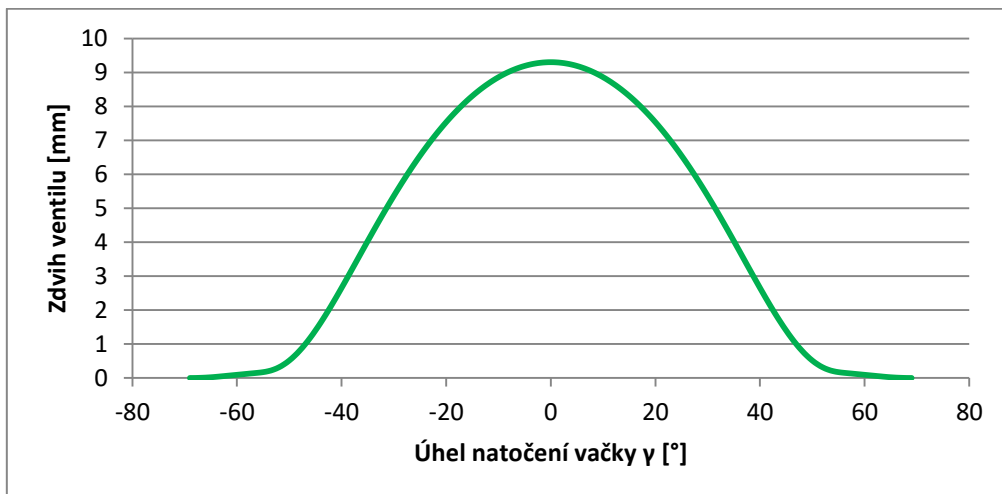
Rameno kliky pevnostně vyhovuje.

5.2 Vačkový mechanismus

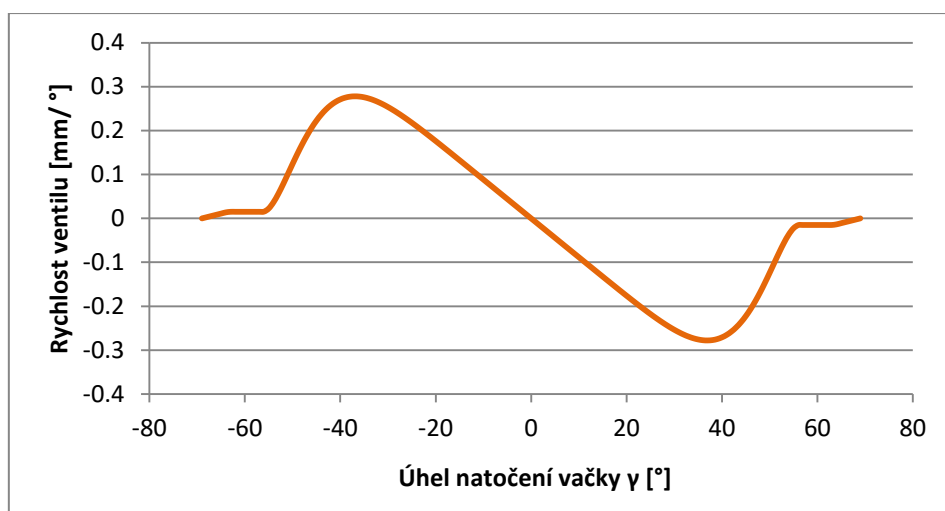
5.2.1 Kinematika vačkového mechanismu

Kinematické závislosti ventilů byly zjištěny z programu Lotus engine simulation.

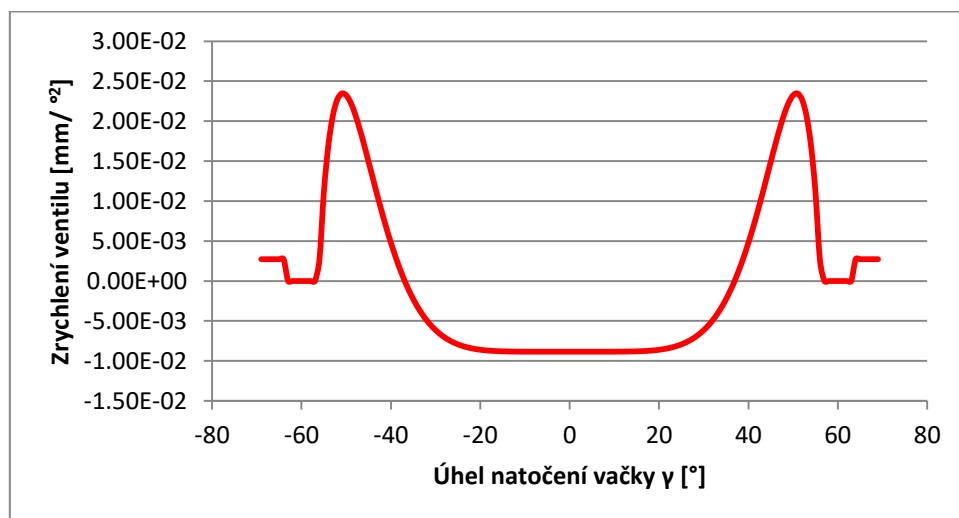
Na Obr. 129 – 131 jsou zobrazeny kinematické závislosti sacího ventilu.



Obr. 129 - Zdvih sacího ventilu



Obr. 130 - Rychlost sacího ventilu



Obr. 131 - Zrychlení sacího ventilu

Pro určení setrvačných sil, které působí na ventily, je nutné převést zrychlení z jednotek [mm/°²] na jednotky [mm/s²].

Maximální zrychlení ventilů je při maximálních otáčkách vačkových hřídelů, tedy při $n_{vmax} = 3150 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

Z grafu je určeno maximální zrychlení sacího ventilu $a_{vsmax} = 2,35 \cdot 10^{-2} \text{ mm}/\text{s}^2$.

$$\begin{aligned} a_{vsmax} &= \frac{a_{vsmax}^\circ}{1000} \cdot \left(\frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2 = \frac{2,35 \cdot 10^{-2}}{1000} \cdot \left(\frac{3150}{60} \cdot 360 \right)^2 \\ &= 8377 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (106)$$

Zrychlení výfukového ventilu a_{vvmax}° činí $1,62 \cdot 10^{-2} \text{ mm}/\text{s}^2$.

$$\begin{aligned} a_{vvmax} &= \frac{a_{vvmax}^\circ}{1000} \cdot \left(\frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2 = \frac{1,62 \cdot 10^{-2}}{1000} \cdot \left(\frac{3150}{60} \cdot 360 \right)^2 \\ &= 5787 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (107)$$

5.2.2 Dynamika vačkového mechanismu

Vačkový mechanismus je namáhán silami od tlaku plynů a setrvačnými silami.

5.2.2.1 Síly od tlaku plynů

Hodnoty potřebných tlaků jsou zjištěny z p - V diagramu a literatury [27].

Síla působící na výfukový ventil v době sání:

$$\Delta p_{vv} = p_{vv} - p_{vs} = 0,11 - 0,079 = 0,031 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$F_{p_{vv}} = \Delta p_{vv} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{vv1}^2 - d_{dv}^2) = 0,031 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (26,4^2 - 6^2) = 16,1 \text{ N} \quad (109)$$

Síla působící na sací ventil v době výfuku:

$$\Delta p_{vs} = p_{vd} - p_{vz} = 0,10 - 0,149 = -0,049 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$\begin{aligned} F_{p_{vs}} &= \Delta p_{vs} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{vs1}^2 - d_{ds}^2) = -0,049 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (31,75^2 - 6^2) \\ &= -37,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (111)$$

5.2.2.2 Setrvačné síly

Pro určení maximálních setrvačných sil působících ve vačkovém mechanismu, je nutné znát hmotnosti jednotlivých částí vačkového mechanismu, které konají posuvný pohyb. Hmotnosti jsou zjištěny z CAD modelu.

Posuvná hmota sacího vačkového mechanismu:

$$\begin{aligned} m_{vss} &= m_{vs} + m_{ps} + m_{mi} + m_{za} + m_{zd} \\ &= 0,049 + 0,017 + 0,015 + 0,001 + 0,048 \\ &= 0,126 \text{ kg} \end{aligned} \quad (112)$$

Posuvná hmota výfukového vačkového mechanismu:

$$\begin{aligned} m_{vvv} &= m_{vv} + m_{pv} + m_{mi} + m_{za} + m_{zd} \\ &= 0,040 + 0,020 + 0,015 + 0,001 + 0,048 \\ &= 0,121 \text{ kg} \end{aligned} \quad (113)$$

Maximální setrvačná síla v ose sacího ventilu:

$$F_{vsmax} = a_{vsmax} \cdot m_{vss} \cdot 8377 \cdot 0,126 = 1059 \text{ N} \quad (114)$$

Maximální setrvačná síla v ose výfukového ventilu:

$$F_{vvmax} = a_{vvmax} \cdot m_{vvv} \cdot 5787 \cdot 0,121 = 670 \text{ N} \quad (115)$$

5.2.3 Pevnostní kontrola

5.2.3.1 Návrh pružin

Ventilové pružiny musejí při dosažení vrcholu vačky zabezpečit, že působící setrvačné síly v ose ventilu budou nižší, než je síla vyvozená stlačením pružiny.

Zrychlení ventilu při úplném otevření ventilu.

$$\begin{aligned} a_{vs0} &= \frac{a_{vs0}^{\circ}}{1000} \cdot \left(\frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2 = \frac{8,84 \cdot 10^{-3}}{1000} \cdot \left(\frac{3150}{60} \cdot 360 \right)^2 \\ &= 3158 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (116)$$

$$\begin{aligned} a_{vv0} &= \frac{a_{vv0}^{\circ}}{1000} \cdot \left(\frac{n_{vmax}}{60} \cdot 360 \right)^2 = \frac{6,19 \cdot 10^{-3}}{1000} \cdot \left(\frac{3150}{60} \cdot 360 \right)^2 \\ &= 2212 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (117)$$

Setrvačná síla v ose ventilu při plném otevření:

$$F_{vs0} = a_{vs0} \cdot m_{vss} \cdot 3158 \cdot 0,126 = 399 \text{ N} \quad (118)$$

$$F_{vv0} = a_{vv0} \cdot m_{vvv} \cdot 2212 \cdot 0,126 = 267 \text{ N} \quad (119)$$

Hodnota s_{pv} bývá v rozsahu 1,25-1,6, je zvolena hodnota 1,3.

Síla působící v pružině:

$$F_{vsp} = F_{vs0} \cdot s_{pv} = 399 \cdot 1,3 = 519 \text{ N} \quad (120)$$

$$F_{vvp} = F_{vv0} \cdot s_{pv} = 267 \cdot 1,3 = 348 \text{ N} \quad (121)$$

Poměr $\frac{D_{vsp}}{d_{vsp}}$ a $\frac{D_{vvp}}{d_{vvp}}$ bývá v rozsahu (6 – 8). V tomto návrhu je zvolen poměr 6.

Navrhované pružiny jsou vyrobeny z taženého ocelového patentovaného drátu určeného k výrobě pružin, třída SM, EN 10270-1. Pevnost v tahu tohoto drátu σ_{vpmat} je 1530 MPa

Předepínací síla F_{vpp} pružiny musí být větší, než je velikost sil F_{pvs} a F_{pvv} , aby nedošlo k samovolnému otevření ventilů $F_{vpp} = 25$ N.

Tuhost pružin:

$$k_{vsp} = \frac{F_{vsp} - F_{vpp}}{\Delta y_{vsp}} = \frac{519 - 25}{9,3} = 53,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (122)$$

$$k_{vvp} = \frac{F_{vvp} - F_{vpp}}{\Delta y_{vvp}} = \frac{348 - 25}{8,1} = 39,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (123)$$

koeficient bezpečnosti $s_{pvp} = 1,5$.

$$\sigma_{Dvpmat} = \frac{\sigma_{vpmat}}{s_{pvp}} = \frac{1530}{1,5} = 1020 \text{MPa} \quad (124)$$

Dovolené napětí v krutu materiálu pružin:

$$\tau_{Dkvp} = 0,7 \cdot \sigma_{Dvpmat} = 0,7 \cdot 1020 = 714 \text{MPa} \quad (125)$$

Průměr drátu pružin je navržen z dovoleného napětí v krutu.

$$\begin{aligned} \tau_{Dkvp} &= \frac{8 \cdot F_{vsp} \cdot D_{vsp}}{\pi \cdot d_{vsp}^3} = \frac{8 \cdot F_{vsp} \cdot 6 \cdot d_{vsp}}{\pi \cdot d_{vsp}^3} \Rightarrow d_{vsp} = \sqrt{\frac{48 \cdot F_{vsp}}{\pi \cdot \tau_{Dkvp}}} \\ &= \sqrt{\frac{48 \cdot 519}{\pi \cdot 714}} = 3,33 \text{ mm} \Rightarrow \text{zvoleno } 4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (126)$$

$$\begin{aligned} \tau_{Dkvp} &= \frac{8 \cdot F_{vvp} \cdot D_{vvp}}{\pi \cdot d_{vvp}^3} = \frac{8 \cdot F_{vvp} \cdot 6 \cdot d_{vvp}}{\pi \cdot d_{vvp}^3} \Rightarrow d_{vvp} = \sqrt{\frac{48 \cdot F_{vvp}}{\pi \cdot \tau_{Dkvp}}} \\ &= \sqrt{\frac{48 \cdot 348}{\pi \cdot 714}} = 2,72 \text{ mm} \Rightarrow \text{zvoleno } 4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (127)$$

Střední průměr pružin:

$$D_{vsp} = d_{vsp} \cdot 6 = 4 \cdot 6 = 24 \text{ mm} \quad (128)$$

$$D_{vvp} = d_{vvp} \cdot 6 = 4 \cdot 6 = 24 \text{ mm} \quad (129)$$

Z tuhostí jsou navrženy počty závitů.

$$k_{vsp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vsp}^4}{8 \cdot D_{vsp}^3 \cdot n_{sp}} \Rightarrow n_{sp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vsp}^4}{8 \cdot D_{vsp}^3 \cdot k_{vsp}} = \frac{8,05 \cdot 10^4 \cdot 4^4}{8 \cdot 24^3 \cdot 53,1} \quad (130)$$
$$= 3,51 \Rightarrow 4 \text{ pružící závity} + 2 \text{ závěrné}$$

$$k_{vvp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vvp}^4}{8 \cdot D_{vvp}^3 \cdot n_{vp}} \Rightarrow n_{vp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vvp}^4}{8 \cdot D_{vvp}^3 \cdot k_{vvp}} = \frac{8,05 \cdot 10^4 \cdot 4^4}{8 \cdot 24^3 \cdot 39,8} \quad (131)$$
$$= 4,67 \Rightarrow 4,75 \text{ pružící závity} + 2 \text{ závěrné}$$

Skutečná tuhost pružin:

$$k_{vsp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vsp}^4}{8 \cdot D_{vsp}^3 \cdot n_{sp}} = \frac{8,05 \cdot 10^4 \cdot 4^4}{8 \cdot 24^3 \cdot 4} = 46,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (132)$$

$$k_{vvp} = \frac{G_{oc} \cdot d_{vvp}^4}{8 \cdot D_{vvp}^3 \cdot n_{vp}} = \frac{8,05 \cdot 10^4 \cdot 4^4}{8 \cdot 24^3 \cdot 4,75} = 39,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (133)$$

Stlačení pružin v zamontovaném stavu:

$$y_{ps} = \frac{F_{vpp}}{k_{vsp}} = \frac{25}{46,59} = 0,54 \text{ mm} \quad (134)$$

$$y_{pv} = \frac{F_{vpp}}{k_{vvp}} = \frac{25}{39,23} = 0,64 \text{ mm} \quad (135)$$

Stlačení pružin v plně zatíženém stavu:

$$y_{ss} = \Delta y_{vsp} + y_{ps} = 9,3 + 0,54 = 9,84 \text{ mm} \quad (136)$$

$$y_{sv} = \Delta y_{vvp} + y_{pv} = 8,1 + 0,64 = 8,74 \text{ mm} \quad (137)$$

Dosedová délka pružin:

$$L_{dsp} = d_{vsp} \cdot (n_{sp} + 2) = 4 \cdot (4 + 2) = 24 \text{ mm} \quad (138)$$

$$L_{dvp} = d_{vvp} \cdot (n_{vp} + 2) = 4 \cdot (4,75 + 2) = 27 \text{ mm} \quad (139)$$

Maximální pracovní délka pružin:

$$L_{p sp} = 1,1 \cdot L_{dsp} = 1,1 \cdot 24 = 26,4 \text{ mm} \quad (140)$$

$$L_{p vp} = 1,1 \cdot L_{dvp} = 1,1 \cdot 27 = 29,7 \text{ mm} \quad (141)$$

Volná délka pružin:

$$L_{0sp} = L_{p_{sp}} + y_{ss} = 26,4 + 9,84 = 36,24 \text{ mm} \quad (142)$$

$$L_{0vp} = L_{p_{vp}} + y_{sv} = 29,7 + 8,74 = 37,8 \text{ mm} \quad (143)$$

Délka pružin v zamontovaném stavu:

$$L_{zsp} = L_{0sp} - y_{ps} = 36,24 - 0,54 = 35,7 \text{ mm} \quad (144)$$

$$L_{zvp} = L_{0vp} - y_{pv} = 37,8 - 0,64 = 37,16 \text{ mm} \quad (145)$$

Kontrolní výpočet:

$$\begin{aligned} \tau_{kspmax} &= \frac{8 \cdot F_{vsp} \cdot D_{vsp}}{\pi \cdot d_{vsp}^3} \cdot q_{sp} = \frac{8 \cdot F_{vsp} \cdot D_{vsp}}{\pi \cdot d_{vsp}^3} \cdot \frac{\frac{D_{vsp}}{d_{vsp}} + 0,2}{\frac{D_{vsp}}{d_{vsp}} - 1} \quad (146) \\ &= \frac{8 \cdot 519 \cdot 24}{\pi \cdot 4^3} \cdot \frac{\frac{24}{4} + 0,2}{\frac{24}{4} - 1} = 614,5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{kvpmax} &= \frac{8 \cdot F_{vvp} \cdot D_{vvp}}{\pi \cdot d_{vvp}^3} \cdot q_{vp} = \frac{8 \cdot F_{vvp} \cdot D_{vvp}}{\pi \cdot d_{vvp}^3} \cdot \frac{\frac{D_{vvp}}{d_{vvp}} + 0,2}{\frac{D_{vvp}}{d_{vvp}} - 1} \quad (147) \\ &= \frac{8 \cdot 348 \cdot 24}{\pi \cdot 4^3} \cdot \frac{\frac{24}{4} + 0,2}{\frac{24}{4} - 1} = 411,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Maximální napětí v krutu u obou pružin je nižší než dovolené. Navrhnuté pružiny pevnostně vyhovují.

Stoupání závitu pružiny:

Hodnota Δ_{spmin} a $\Delta_{vpmin} = 0,6 \text{ mm}$. určeno z literatury [27].

$$t_{sp} = d_{vsp} + \frac{L_{0sp}}{n_{sp}} + \Delta_{spmin} = 4 + \frac{36,24}{4} + 0,6 = 13,66 \text{ mm} \quad (148)$$

$$t_{vp} = d_{vvp} + \frac{L_{0vp}}{n_{vp}} + \Delta_{vpmin} = 4 + \frac{37,8}{4,75} + 0,6 = 12,56 \text{ mm} \quad (149)$$

5.2.3.2 Vačková hřídel

Obě vačkové hřídele jsou navrženy z materiálu ČSN 12 050.1.

Vačkové hřídele jsou kontrolovány na Krut a měrný tlak vznikající ve stykové ploše vačky a zdvihátka.

Nejprve je nutné určit síly působící v ose zdvihátka.

Síla od tlaku plynů při zavřeném sacím ventilu:

$$F_{zps} = \pi \cdot \frac{d_{vs}^2}{4} \cdot (p_{vos} - p_{vd}) = \pi \cdot \frac{31,75^2}{4} \cdot (0,081 - 0,1) = -15 \text{ N} \quad (150)$$

Maximální síla v ose zdvihátka při zavřeném sacím ventilu:

$$F_{zss} = F_{vpp} + F_{zps} + F_{vsmax} = 25 - 15 + 1059 = 1069 \text{ N} \quad (151)$$

Síla od tlaku plynů při zavřeném výfukovém ventilu:

$$F_{zpv} = \pi \cdot \frac{d_{vv}^2}{4} \cdot (p_{vov} - p_{vv}) = \pi \cdot \frac{0,03175^2}{4} \cdot (0,574 - 0,11) = 254 \text{ N} \quad (152)$$

Maximální síla v ose zdvihátka při zavřeném výfukovém ventilu:

$$F_{zsv} = F_{vpp} + F_{zps} + F_{vsmax} = 25 + 254 + 670 = 1047 \text{ N} \quad (153)$$

Maximální síla v ose zdvihátka při otevřeném sacím ventilu:

Síla $F_{v\zeta s}$ má velmi malou hodnotu, lze ji zanedbat.

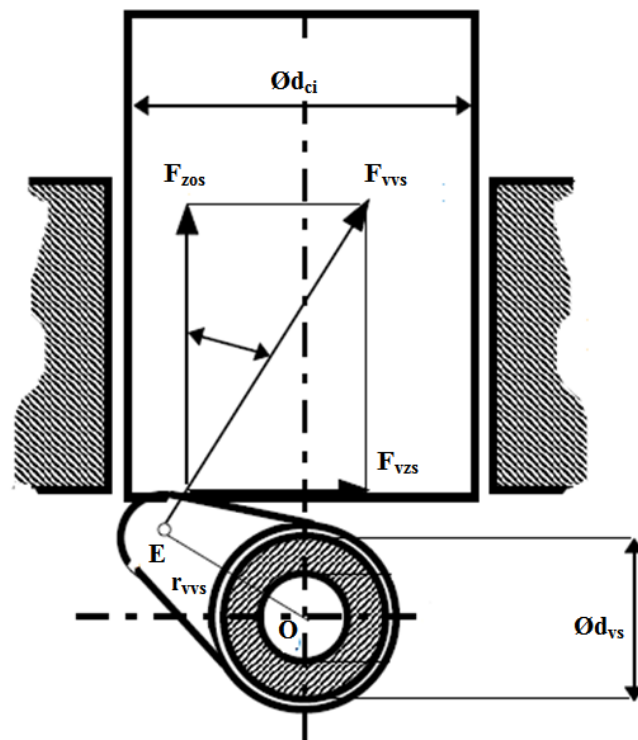
$$F_{zos} = F_{vsp} + F_{vsmax} + F_{v\zeta s} = 519 + 1059 = 1578 \text{ N} \quad (154)$$

Maximální síla v ose zdvihátka při otevřeném výfukovém ventilu:

Síla $F_{v\zeta v}$ má velmi malou hodnotu, lze ji zanedbat.

$$F_{zov} = F_{vvp} + F_{vvmax} + F_{v\zeta v} = 348 + 670 = 1048 \text{ N} \quad (155)$$

Z výpočtů plyne, že největší síly vznikají při otevřených ventilech. Na krut bude kontrolován pouze sací vačkový hřídel, protože je namáhán větší silou a hřídele jsou téměř shodné.



Obr. 132 - Síly působící ve stykové ploše zdvihátka a vačky [27]

Součinitel tření mezi vačkou a zdvihátkem $f_{vz} = 0,08$. Určeno z literatury [27].

$$F_{vzs} = f_{vz} \cdot F_{zos} = 0,08 \cdot 1578 = 126,2 \text{ N} \quad (156)$$

$$F_{vvs} = \sqrt{F_{zos}^2 + F_{vzs}^2} = \sqrt{1578^2 + 126,2^2} = 1050,7 \text{ N} \quad (157)$$

$$M_{vskmax} = F_{vvs} \cdot r_{vvs} = 1050,7 \cdot 0,015 = 22,2 \text{ Nm} \quad (158)$$

$$W_{vsk} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{vhs}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 0,025^3 = 3,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (159)$$

$$\tau_{vskmax} = \frac{M_{vskmax}}{W_{vsk}} = \frac{22,2}{3,07 \cdot 10^{-6}} = 7231270 = 7,2 \text{ MPa} \quad (160)$$

Napětí v krutu je velmi malé. Vačková hřídel pevnostně vyhovuje.

Určení měrného tlaku (Hertzova tlaku) ve stykové ploše sací vačky a zdvihátka
Hodnoty $b_{vs} = 12 \text{ mm}$ a $r_{kvs} = 23,6$, jsou odměřeny z CAD modelu.

$$p_{vzs} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_{zos} \cdot E_{oc}}{b_{vs} \cdot r_{kvs}}} = \quad (161)$$

$$= 0,418 \cdot \sqrt{\frac{1578 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{12 \cdot 23,6}} = 452,1 \text{ MPa}$$

Dle literatury [27] je maximální dovolený tlak ve stykové ploše 650 MPa. Vačkový hřídel pevnostně vyhovuje.

5.3 Řetězová rozvodová kola s rozvodovým řetězem

Pevnostní návrh řetězových kol s řetězem byl proveden v Autodesk Inventor 2015. V **Tab. 14** jsou zobrazeny parametry ozubených kol. Kolem 1 je označeno hnací řetězové kolo. Kola 2 a 3 představují hnaná řetězová kola vačkových hřídelů.

Tab. 14 - Návrh řetězových kol

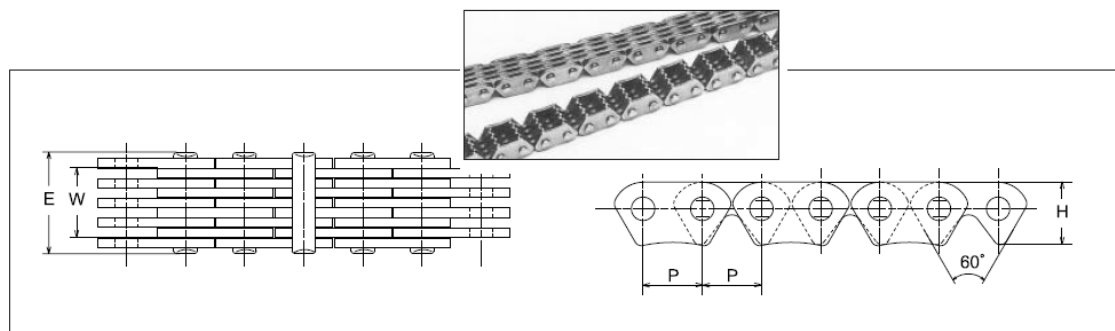
	Jednotky	Kolo 1	Kola 2, 3
Počet zubů	-	22	44
Roztečný průměr	mm	44,619	89,011
Materiál	-	ČSN 12 020.1	ČSN 12 020.1

Požadovaná životnost řetězu a řetězových kol je 6250 h. Tato hodnota odpovídá nájezdu 250 000 km, při průměrné rychlosti 40 km·h⁻¹. výsledky návrhu řetězu jsou zobrazeny v **Tab. 15**.

Tab. 15 - Parametry řetězu

	Jednotky	Řetěz
Rozteč	mm	6,35
Počet článků	-	137
Délka řetězu	mm	869,95
Minimální pevnost při přetržení	N	3500
Minimální vnější šířka	mm	3,2
Maximální síla působící v řetězu	N	198
Dynamický součinitel bezpečnosti	-	11,828
Životnost válečku a pouzdra	h	11768
Životnost článků řetězu	h	50360
Životnost řetězu do mezního prodloužení	h	40415

Zvolený řetěz z Autodesk Inventor však není vhodný pro použití rozvodového řetězu. Z tohoto důvodu byl vybrán tichý rozvodový řetěz z katalogu firmy DID. Označení vybraného řetězu je DID SCR-0404 SDH [36]. viz **Obr. 133**.



Dimensions

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

Obr. 133 - Zvolený řetěz (žlutě zvýrazněn) [36]

Tento řetěz zcela určitě pevnostně vyhovuje, neboť minimální pevnost při přetržení je 6,93 kN. Tato hodnota je vyšší než u řetězu navrženého v Autodesk Inventor.

5.4 Hlavové šrouby

Hlavové šrouby se navrhují jako předepjatý šroubový spoj. Hlavové šrouby jsou namáhány silou od tlaku plynů.

Maximální hodnota síly od tlaku plynů $F_{pmax} = 46806$ N

Síla působící na jeden hlavový šroub:

$$F_{hls} = \frac{F_{pmax}}{i_{hl}} = \frac{46806}{4} = 11701 \text{ N} \quad (162)$$

Pro spojení hlavy válce motoru a bloku motoru jsou použity 4 pevnostní šrouby M10 x 150 třídy 10.9. Uvažovaná bezpečnost činí 2.

$$\sigma_{Dhls} = \frac{\sigma_{hls}}{S_{ojs}} = \frac{900}{2} = 450 \text{ MPa} \quad (163)$$

Nejmenší průřez hlavového šroubu:

$$S_{hlsj} = \frac{\pi \cdot d_{hls3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8,16^2}{4} = 52,3 \text{ mm}^2 \quad (164)$$

Průřez díku hlavového šroubu:

$$S_{hlsd} = \frac{\pi \cdot d_{hls1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2 \quad (165)$$

Tuhost hlavového šroubu:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{hls1}} &= \frac{1}{k_{hlsz}} + \frac{1}{k_{hlsd}} = \frac{1}{\frac{E_{oc} \cdot S_{hlsj}}{L_{hlsz}}} + \frac{1}{\frac{E_{oc} \cdot S_{hlsd}}{L_{hlsd}}} \\ &= \frac{L_{hlsz}}{E_{oc} \cdot S_{hlsj}} + \frac{L_{hlsd}}{E_{oc} \cdot S_{hlsd}} \\ &= \frac{50}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 50,3} + \frac{100}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 78,54} = 10,61 \cdot 10^{-6} \\ &\Rightarrow k_{hls1} = 94199 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (166)$$

Tuhost spojovaných součástí (hlavy válce a bloku motoru):

$$\begin{aligned} k_{hls2} &= \frac{E_{hl} \cdot S_{hls2}}{L_{hlss}} = \frac{E_{hl} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{hls}^2 - D_{hls0}^2)}{4}}{L_{hlss}} \\ &= \frac{E_{hl} \cdot \frac{\pi \cdot \left[\left(sk_{hls} + \frac{L_{hlss}}{10} \right)^2 - D_{hls0}^2 \right]}{4}}{L_{hlss}} \\ &= \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot \left[\left(16 + \frac{150}{10} \right)^2 - 12^2 \right]}{4}}{150} = 299446 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (167)$$

Síla působící ve spojovaných součástech (hlavy válce a bloku motoru):

$$F_{hls2} = \psi_{hls} \cdot F_{hls} = 0,8 \cdot 11701 = 9361 \text{ N} \quad (168)$$

Předeřinovací síla hlavového šroubu:

$$\begin{aligned} F_{hls1} &= F_{hls2} + \Delta F_{hls2} = F_{hls2} + F_{hls} \cdot \frac{k_{hls2}}{k_{hls1} + k_{hls2}} \\ &= 9361 + 11701 \cdot \frac{299446}{94199 + 299446} = 18262 \text{ N} \end{aligned} \quad (169)$$

Maximální síla působící v hlavovém šroubu:

$$\begin{aligned} F_{hls1} &= F_{hls1} + \Delta F_{hls1} = F_{hls1} + F_{hls} \cdot \frac{k_{hls1}}{k_{hls1} + k_{hls2}} \\ &= 18262 + 11701 \cdot \frac{94199}{94199 + 299446} = 21063 \text{ N} \end{aligned} \quad (170)$$

Napětí v tahu hlavového šroubu:

$$\sigma_{hls} = \frac{F_{hls1}}{S_{hlsj}} = \frac{21063}{52,3} = 402,76 \text{ MPa} \quad (171)$$

Navržené hlavové šrouby M10 x 150 třídy 10.9 pevnostně vyhovují.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh čtyřdobého atmosférického zážehového motoru dle zadaných parametrů.

Úvodní část byla věnována historii, rozdělení spalovacích motorů a popisu čtyřdobého zážehového spalovacího motoru, aby byl čtenář seznámen s problematikou motorů.

V další části diplomové práce byly popsány současné řešení automobilových zážehových motorů. V této kapitole bylo zjištěno, že automobily s downsizingovými motory mají vyšší skutečnou spotřebu paliva, než je spotřeba normovaná. Naopak automobily s atmosférickými motory s vysokým kompresním poměrem, se lépe skutečnou hodnotou spotřeby paliva blíží spotřebě normované. Z tohoto důvodu bylo popsáno současné normování spotřeby paliva dle jízdního cyklu NEDC a budoucí měření spotřeby paliva dle WLTP.

Prostřední část diplomové práce byla věnována termodynamickému a konstrukčnímu návrhu motoru s vysokým kompresním poměrem. Termodynamický návrh vznikl současně s konstrukčním návrhem tzv. skeletem motoru. Skeleton obsahuje soubor skic, rovin, bodů a ploch, které udávají základní tvar, velikost a umístění budoucích částí motoru, ze kterých bylo vycházeno při konstrukci částí motoru. Mezi termodynamickým a konstrukčním návrhem bylo totiž nutné dělat kompromisy, neboť co vycházelo vhodné z hlediska termodynamického návrhu, nebylo vždy ideální z hlediska konstrukčního. Termodynamický model byl proveden v programu Lotus Engine Simulation.

Konstrukční návrh byl realizován v CAD systému Siemens NX 10. Nejprve byl navržen klikový mechanismus a poté rozvodový mechanismus. Následně byly navrženy pevné části motoru. Jelikož se jedná o zkušební motor, motor nemá vlastní olejové čerpadlo, palivové čerpadlo a čerpadlo chladicí kapaliny. Tekutiny budou do motoru přiváděny z externího zdroje na zkušebně.

V závěru této práce bylo provedeno vyvážení klikového mechanismu a základní pevnostní kontrola pohyblivého ústrojí. Pro tyto účely bylo nutné zjistit síly, které působí v klikovém a vačkovém mechanismu. V praxi by bylo zapotřebí navržený motor důkladněji pevnostně zkontrolovat použitím metody konečných prvků (MKP), to však nebylo cílem této práce.

Výsledné parametry navrženého motoru jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 16 - Výsledné parametry motoru

Parametr	Hodnota
Typ motoru	čtyřdobý, zážehový, kapalinou chlazený
Počet válců	1
Zdvihový objem	500 cm ³
Vrtání	84 mm
Zdvih	90,2 mm
Kompresní poměr	14:1
Maximální výkon	31,73 kW při 6000 ot·min ⁻¹
Maximální točivý moment	55,95 N·m při 4000 ot·min ⁻¹
Maximální otáčky motoru	6300 min ⁻¹
Střední pístová rychlost	18,94 m·s ⁻¹
Způsob plnění válce	přirozené sání
Vstřikování paliva	přímé
Měrná spotřeba paliva	238 g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹ při 6000 ot·min ⁻¹
Rozvod	DOHC, variabilní časování sacích ventilů

Pohon vačkové hřídele	Rozvodový řetěz
Počet ventilů	4
Maximální zdvih sacího ventilu	9,3 mm
Maximální zdvih výfukového ventilu	8,1 mm
Průměr sacího ventilu	31,75 mm
Průměr výfukového ventilu	26,4 mm

Použité zdroje

- [1] **Macek, J.** *Spalovací motory I.* Praha : ČVUT Praha, 2007.
- [2] **Rauscher, J.** *Spalovací motory.* Brno : VUT Brno, 2005.
- [3] Comikepi.jimdo.com. *First Steam Engine James Watt.* [Online] [Citace: 19. 10 2016.]
<http://comikepi.jimdo.com/2012/06/16/first-steam-engine-james-watt/>.
- [4] greencar.at. *rivazh.* [Online] [Citace: 19. 10 2016.] http://www.greencar.at/wp-content/uploads/2007/12/hydrogentech2007_rivazh2veh.jpg.
- [5] Wikipedia.org *Nicolaus Otto.* [Online] [Citace: 20. 10 2016.]
https://cs.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto#/media/File:L-Verbrennungsmotoren1.png.
- [6] **Hromádko, J.** *Spalovací motory.* Praha : Grada, 2011.
- [7] **Jan, Z., Ždánský, B.** *Automobily 3 - Motory.* Brno : Avid, 2010.
- [8] **Gscheidle, R.** *Příručka pro automechanika.* Praha : Europa-Sobotáles, 2007.
- [9] Auto.cz. *Ford Focus 1,0 EcoBoost – Downsizing dovedený do extrému.* [Online] CZECH NEWS CENTER a.s., 2. 7 2012. [Citace: 7. 11 2016.] <http://www.auto.cz/test-ford-focus-1-0-l-ecoboost-downsizing-dovedeny-do-extremu-67932>.
- [10] media.ford.com. *FORD FOCUS 1.0-LITRE ECOBOOST SPECIFICATIONS.* [Online] [Citace: 7. 11 2016.]
https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/Europe/en/2013/Features/The%20Ecoboost%20Engine/Focus1.0-litre%20EcoBoost_TechSpecs_EU.pdf.
- [11] Autoforum.cz. *Test Fiat 0,9 TwinAir: motor roku v praxi.* [Online] MotorCom s.r.o. [Citace: 7. 11 2016.] <http://www.autoforum.cz/testy-aut/test-fiat-0-9-twinair-motor-roku-v-praxi/>.
- [12] Automobile-catalog.com. *automobile-catalog* [Online] [Citace: 7. 11 2016.]
http://www.automobile-catalog.com/wykres_power.php.
- [13] Wikipedia.org. *Fiat TwinAir engine.* [Online] [Citace: 7. 11 2016.]
https://en.wikipedia.org/wiki/Fiat_TwinAir_engine.
- [14] Automobile-catalog.com. *2016 BMW 318i.* [Online] [Citace: 8. 11 2016.]
http://www.automobile-catalog.com/curve/2016/2161595/bmw_318i.html.
- [15] Wikipedia.org. *cs.Kompresní poměr.* [Online] [Citace: 9. 11 2016.]
https://cs.wikipedia.org/wiki/Kompresn%C3%AD_pom%C4%9Br.
- [16] Autoblock.webnode.cz. *Detonační hoření.* [Online] [Citace: 9. 11 2016.]
<http://autoblock.webnode.cz/opravarenstvi/detonacni-horeni-klepani-motoru-/>.
- [17] Auto.cz. *Mazda Skyactiv-G.* [Online] CZECH NEWS CENTER a.s., [Citace: 10. 11 2016.] <http://www.auto.cz/mazda-skyactiv-g-kompresni-pomer-60193>.
- [18] Mazda.com. *Skyactiv-G.* [Online] [Citace: 10. 11 2016.]
<http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g/>.
- [19] Automobile-catalog.com. *2016 Mazda 2 1.5 SkyActiv-G 115.* [Online] [Citace: 11. 11 2016.] http://www.automobile-catalog.com/car/2016/2085785/mazda_2_1_5_skyactiv-g_115_i-eloop.html.
- [20] Automobile-catalog.com. *2016 Mazda 3 2.0 SkyActiv-G 165.* [Online] [Citace: 11. 11 2016.] http://www.automobile-catalog.com/car/2016/1919525/mazda_3_2_0_skyactiv-g_165_i-eloop.html.
- [21] Automobile-catalog.com. *2016 Mazda 6 2.5 SkyActiv-G 192.* [Online] [Citace: 11. 11 2016.] http://www.automobile-catalog.com/car/2016/2159990/mazda_6_2_5_skyactiv-g_192_i-eloop.html.
- [22] Gov.uk. *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions.* [Online] [Citace: 15. 11 2016.]
https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/4247/ppr-354.pdf.

- [23] Wikipedia.org. *New European Driving Cycle*. [Online] [Citace: 15. 11 2016.]
https://en.wikipedia.org/wiki/New_European_Driving_Cycle.
- [24] Autorevue.cz. *Normované měření spotřeby dnes a zítra*. [Online] [Citace: 15. 11 2016.]
<http://www.autorevue.cz/normovane-mereni-spotreby-dnes-azitra-ztrati-start/stop-smysl>.
- [25] Autoforum.cz. *Takhle se brzy bude měřit spotřeba aut. Co se změní? A komu to pomůže?*. [Online] [Citace: 15. 11 2016.] <http://www.autoforum.cz/zivot-ridice/takhle-se-brzy-bude-merit-spotreba-aut-co-se-zmeni-a-komu-to-pomuze/>.
- [26] Wikipedia.org. *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures*. [Online] [Citace: 15. 11 2016.]
https://en.wikipedia.org/wiki/Worldwide_harmonized_Light_vehicles_Test_Procedures.
- [27] **Rauscher, J.** *Ročníkový projekt*. Brno : VUT Brno, 2005.
- [28] **Lanc, J.** *Ventily spalovacích rychloběžných motorů*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1958.
- [29] Researchgate.net. *Aluminum alloys for engine and compressor pistons*. [Online] [Citace: 16. 4 2017.]
https://www.researchgate.net/profile/Barbora_Bryksi_Stunova/publication/301899724_Aluminum_alloys_for_engine_and_compressor_pistons/links/572c659608ae25c48c308b30/Aluminum-alloys-for-engine-and-compressor-pistons.pdf.
- [30] **Hrabák, V.** *Pístní kroužky - konstrukce, výroba, provoz*. - : Reprografické studio Charlie.
- [31] **Leinveber, J., Vávra, P.** *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra, 2008.
- [32] Feron.cz. *Specifikace výrobku*. [Online] [Citace: 17. 4 2017.]
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=28444>.
- [33] S12.photobucket.com/. *Actuator*. [Online] [Citace: 18. 4 2017.]
http://s12.photobucket.com/user/bmybmobile/media/122_5-2.jpg.html.
- [34] Oerlikon.com. *SUMEBore Cylinder Bore Coatings*. [Online] [Citace: 1. 5 2017.]
<https://www.oerlikon.com/metco/en/products-services/sumebore/>.
- [35] **Kožoušek, J.** *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1983.
- [36] Did-daído.co.jp. *Catalog*. [Online] [Citace: 20. 3 2017.] <http://www.did-daído.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>.
- [37] Simonak.eu. *Benz*. [Online] [Citace: 20. 10 2016.]
http://www.simonak.eu/images/obrazky_ostatni_strany/h_k/1_29.jpg.
- [38] Asme.org. *Daimler*. [Online] [Citace: 21. 10 2016.]
https://www.asme.org/getmedia/55e399aa-1228-4a96-9667-0bef21b7938a/Gottlieb_Daimler-Automotive01.jpg.aspx?width=340.
- [39] Dieseln.net. *Diesel*. [Online] [Citace: 29. 10 2016.]
https://www.dieseln.net/tech/images/diesel/history/~third_engine.jpg.
- [40] Wikipedia.org. *wankelův motor*. [Online] [Citace: 29. 10 2016.]
https://cs.wikipedia.org/wiki/Wankel%C5%AFv_motor#/media/File:Wankel-1.jpg.
- [41] Autolexicon.net. *Ecoboost 1.0*. [Online] [Citace: 7. 11 2016.]
http://www.autolexicon.net/obr_clanky/cs_ecoboost_10c.jpg.
- [42] Automobilrevue.cz. *Twinpower turbo 1.5*. [Online] [Citace: 8. 11 2016.]
<http://automobilrevue.cz/obrazek/50bf239eba9fe/02-twinpower-turbo-1-51.jpg>.
- [43] Cargroup.org. *Skyactiv*. [Online] [Citace: 10. 11 2016.]
http://www.cargroup.org/assets/speakers/presentations/36/coleman_dave.pdf.

Seznam příloh

a) Přílohy vevázané

Příloha č. 1 – Dynamika klikového mechanismu

Příloha č. 2 – MKP ojnice

Příloha č. 3 – profil vačky

b) Přílohy vevázané

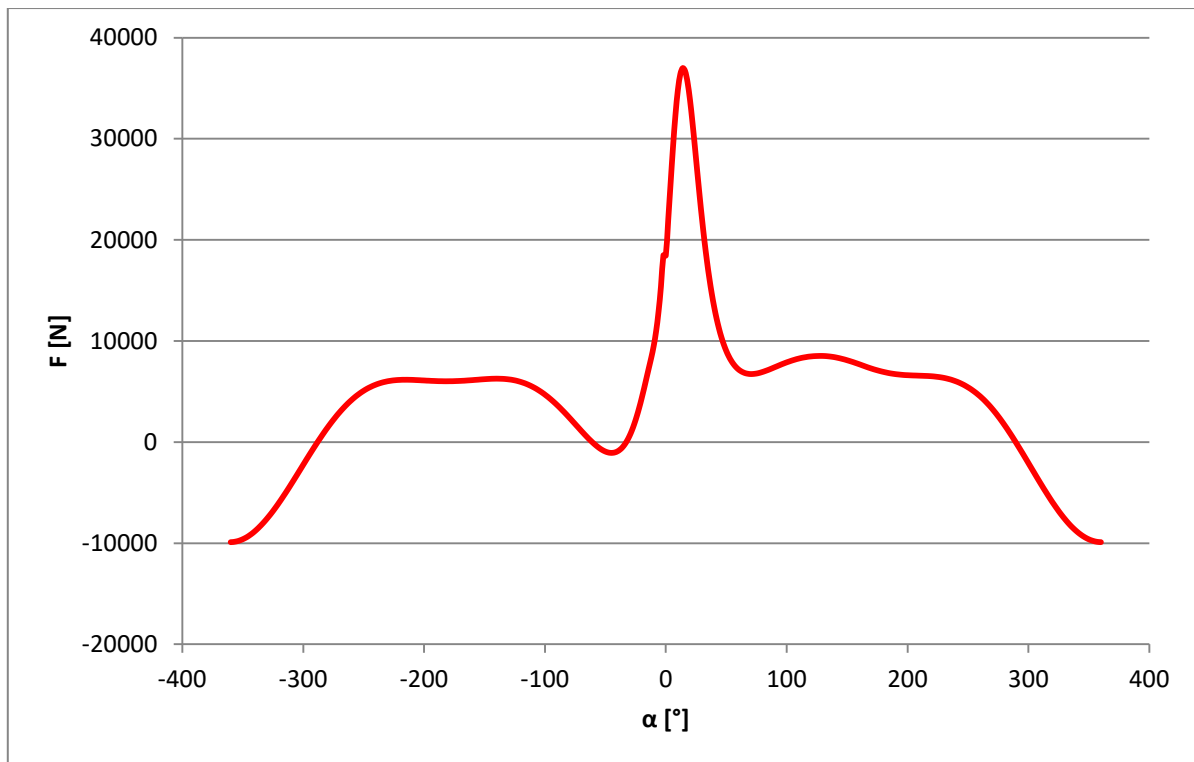
Příloha č. 3 – Výkresová dokumentace

- výrobní výkres klikového hřídele
- výkres sestavy klikového mechanismu

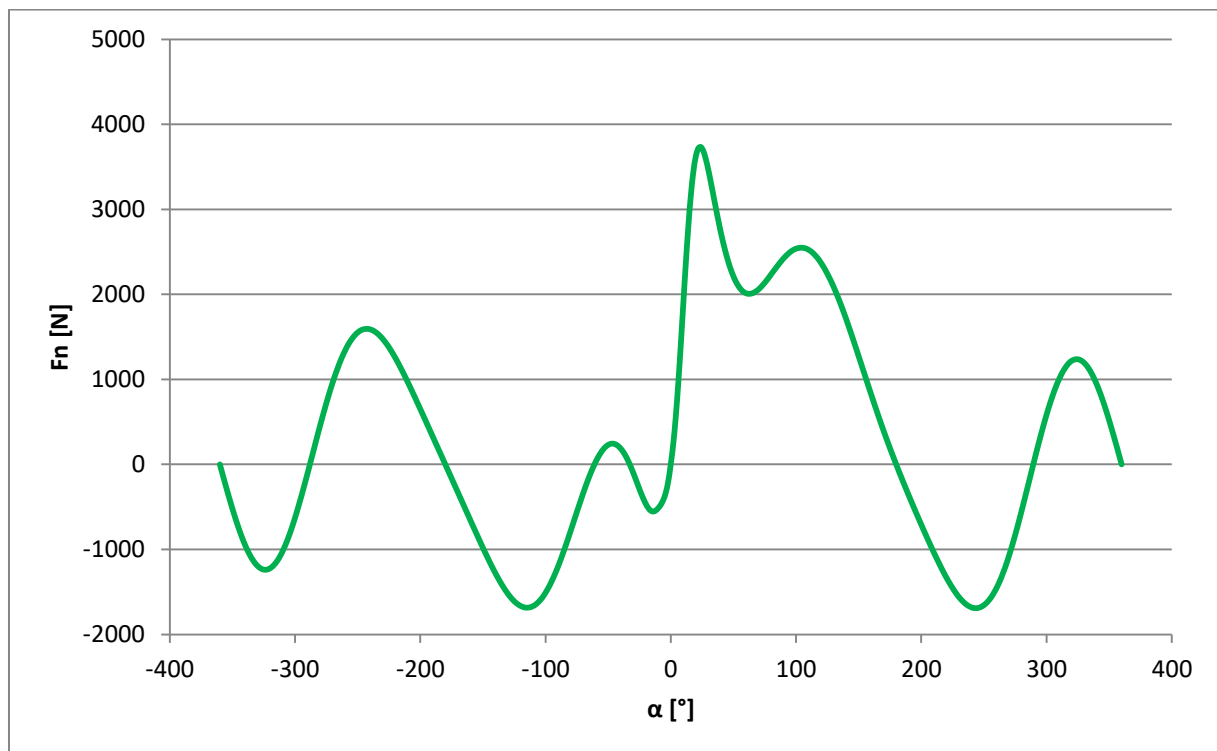
PŘÍLOHA č. 1

Dynamika klikového mechanismu

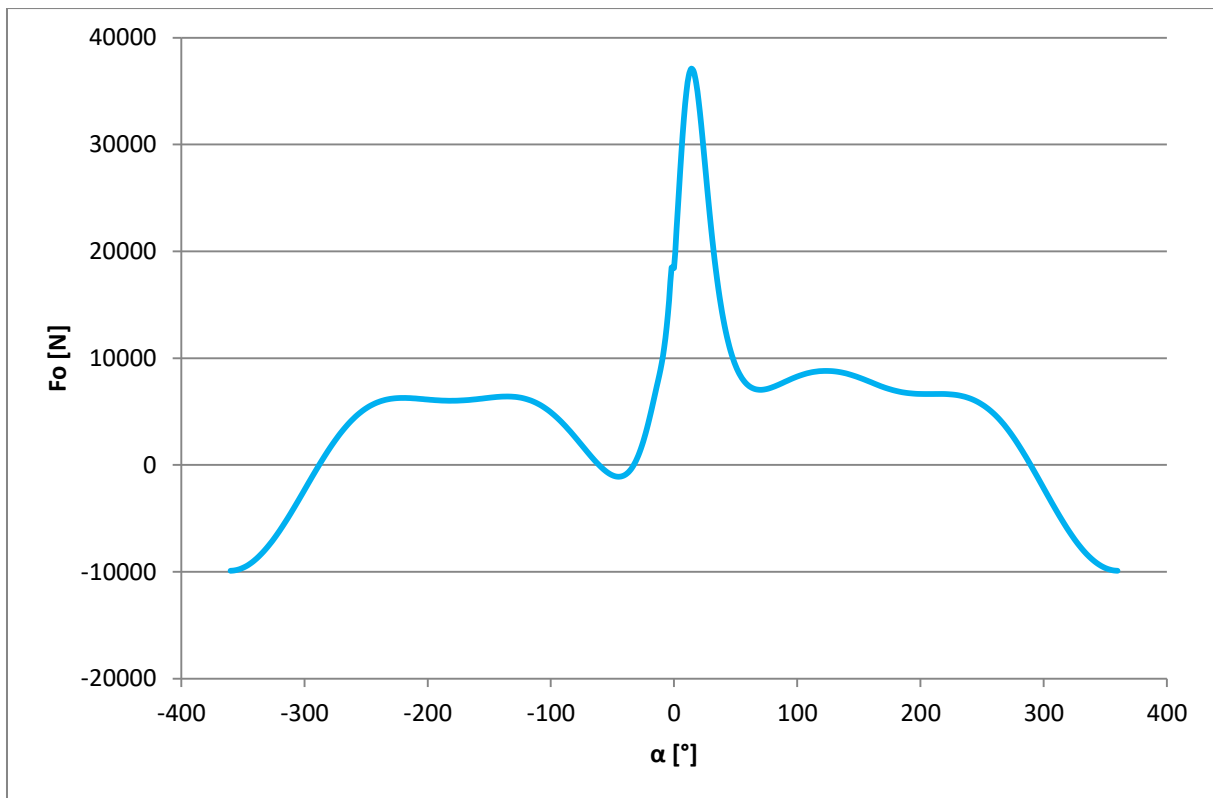
Výsledná síla působící na píst F



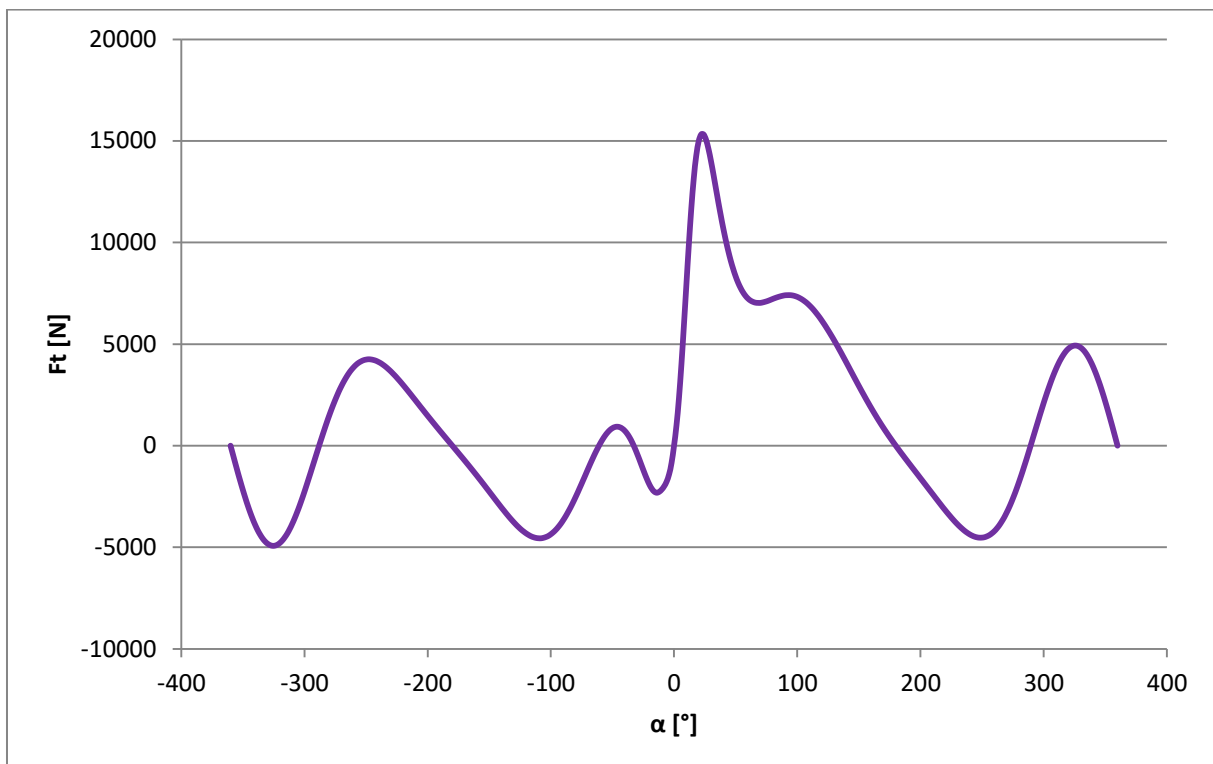
Normálová síla F_n



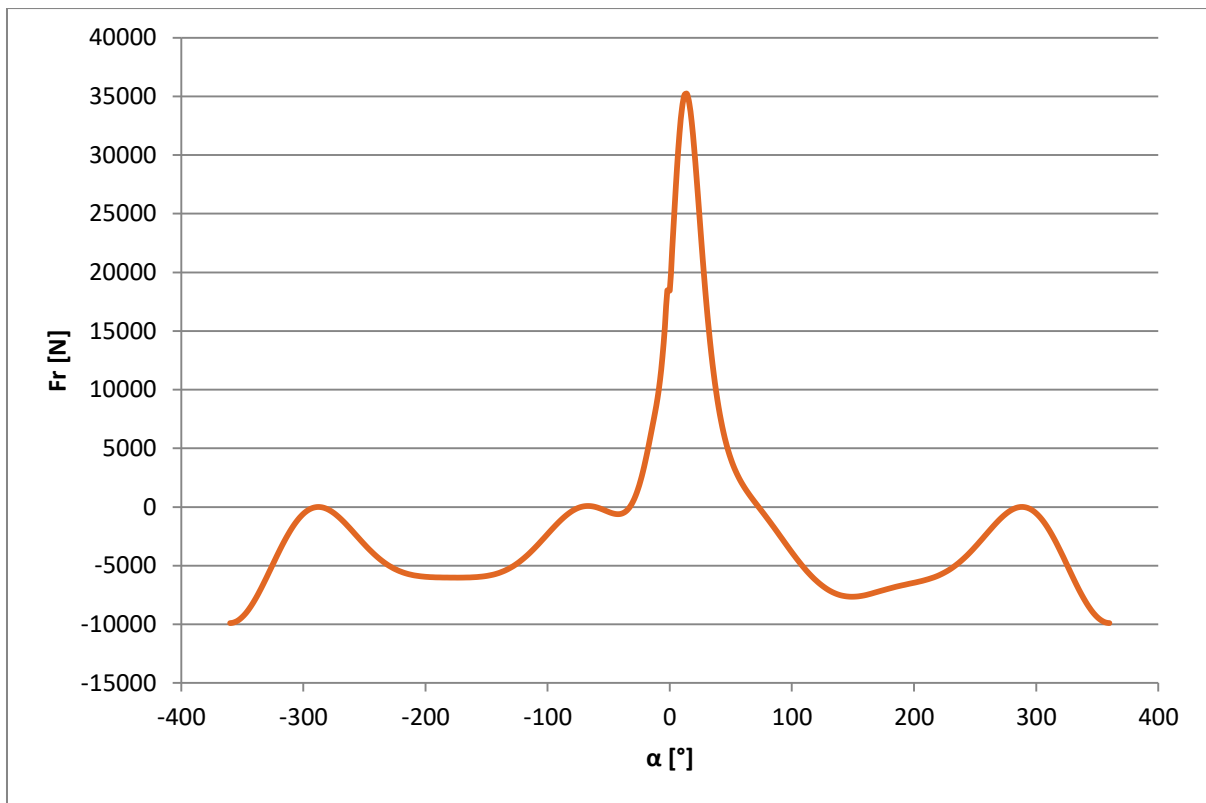
Osová (ojniční) síla F_o



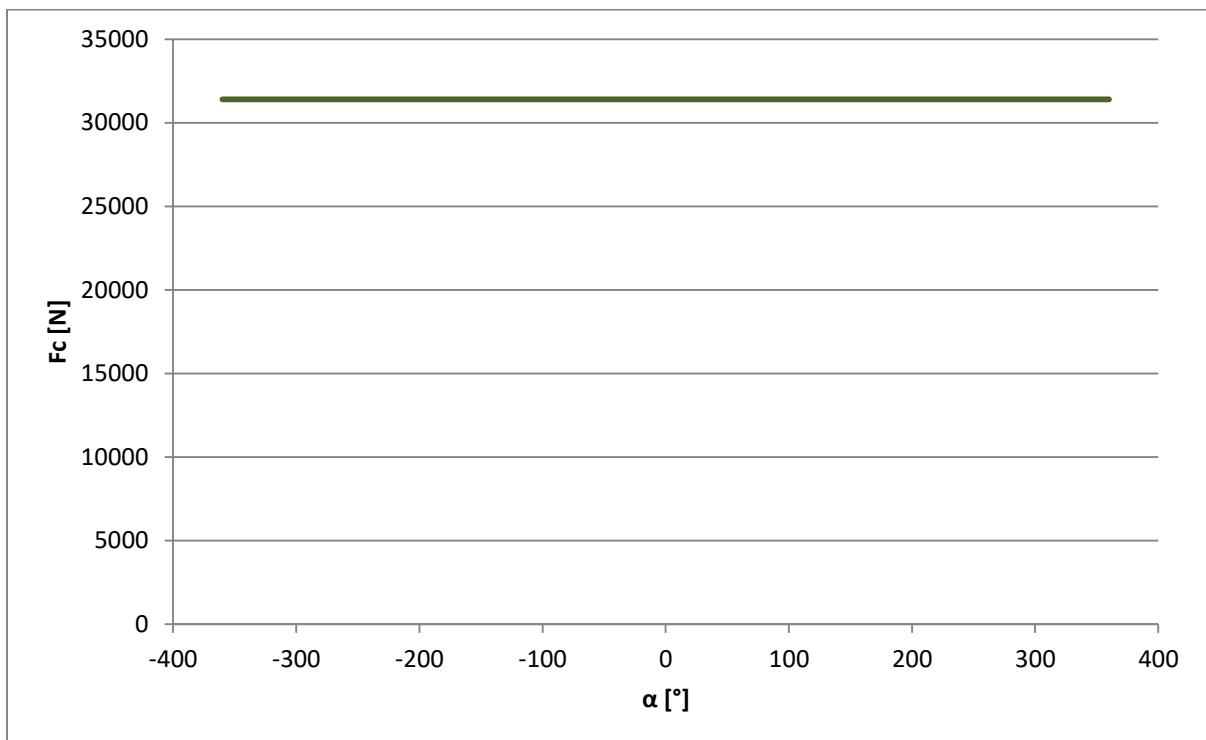
Tečná síla F_t



Radiální síla F_r



Odstředivá (setrvačná) síla rotujících hmot F_c

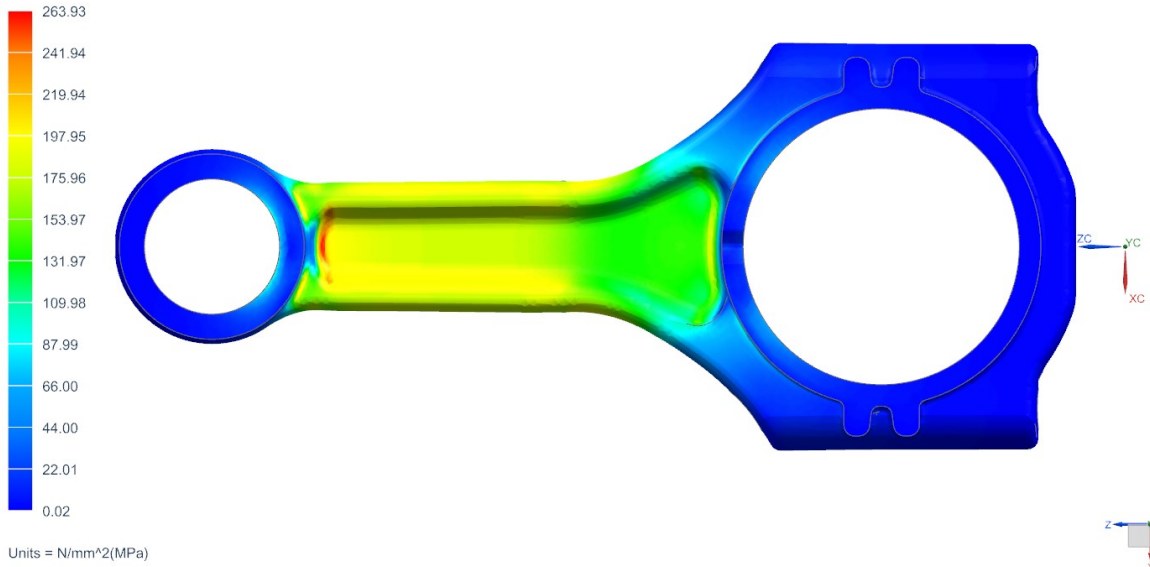


PŘÍLOHA č. 2

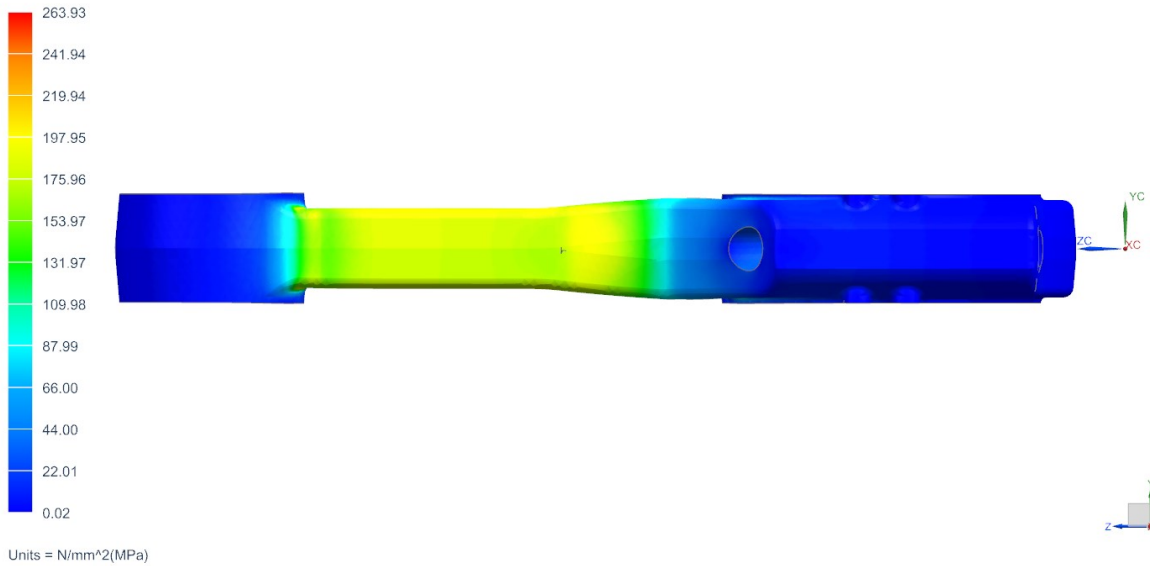
MKP ojnice

Napětí v ojnici – Hypotéza Von – Mises

ojnice_MKP_n_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 263.93, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

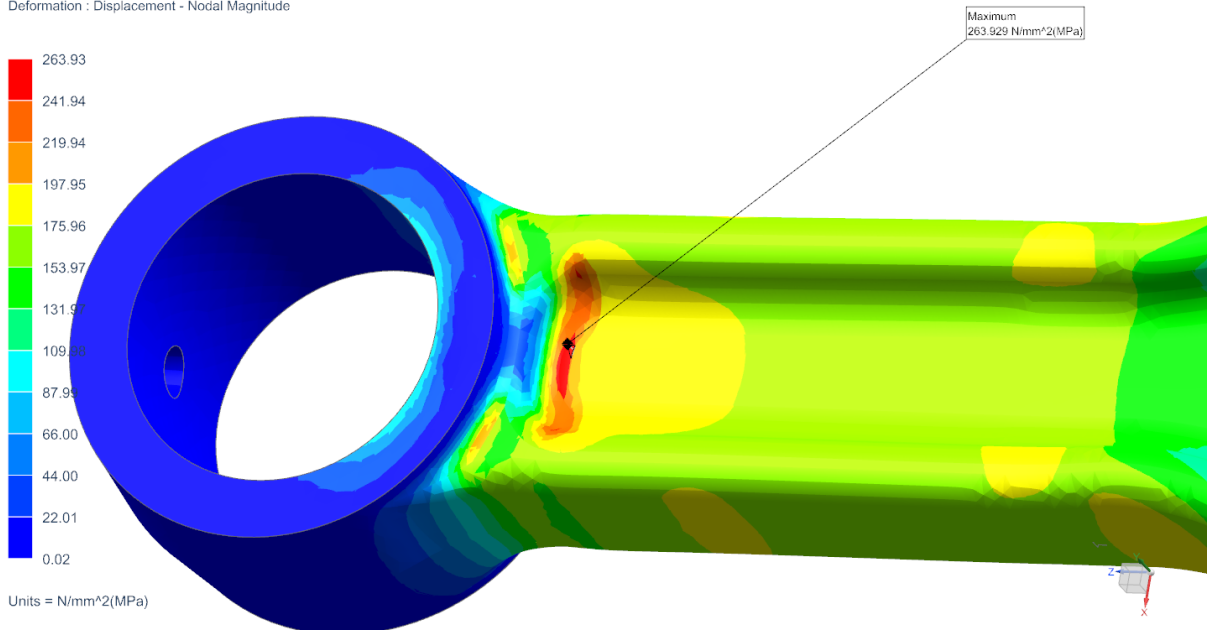


ojnice_MKP_n_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 263.93, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



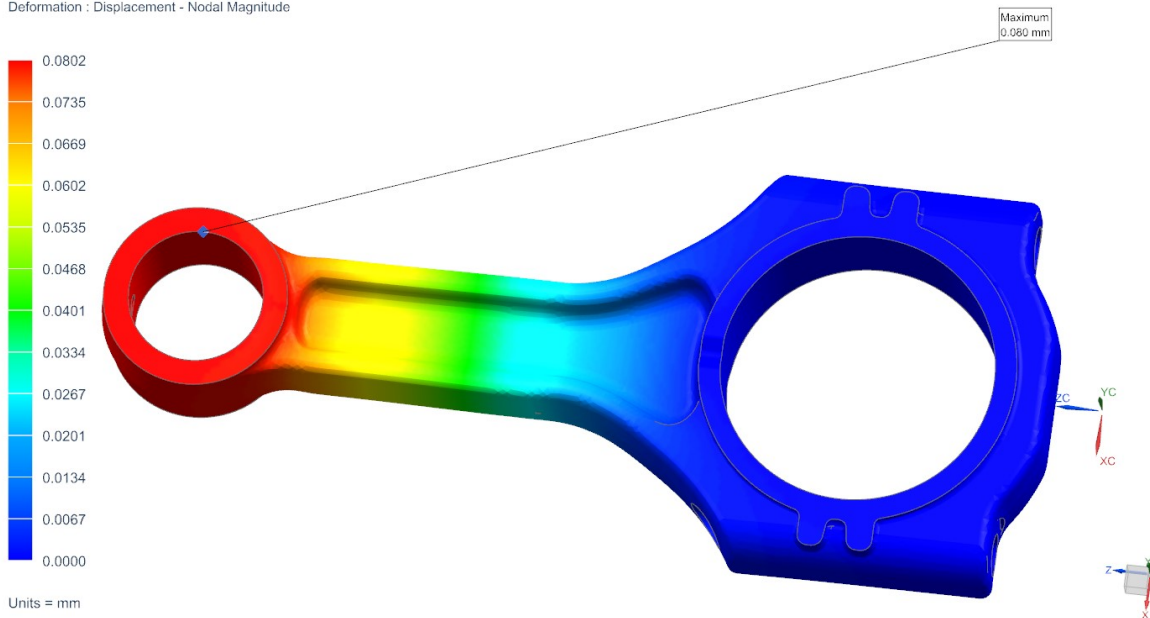
Napětí v ojnici – Hypotéza Von – Mises – zviditelněné místo s nejvyšším napětím

ojnice_MKP_n_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 263.93, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Celková deformace v ojnici

ojnice_MKP_n_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0802, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



PŘÍLOHA č. 3

Profil vačky

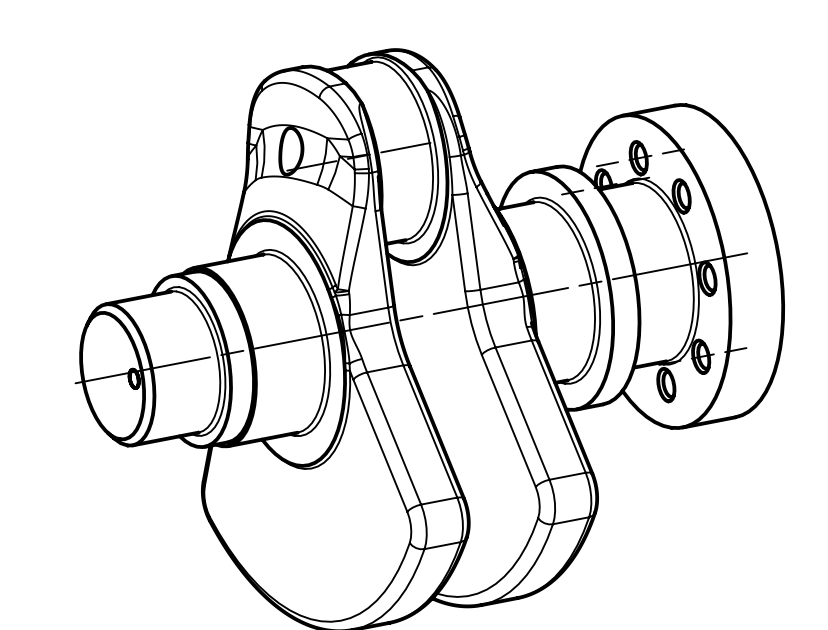
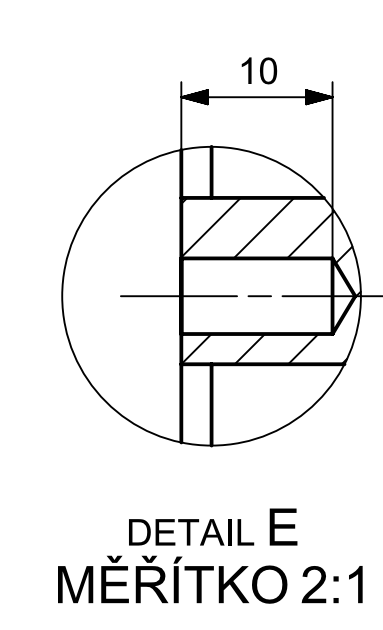
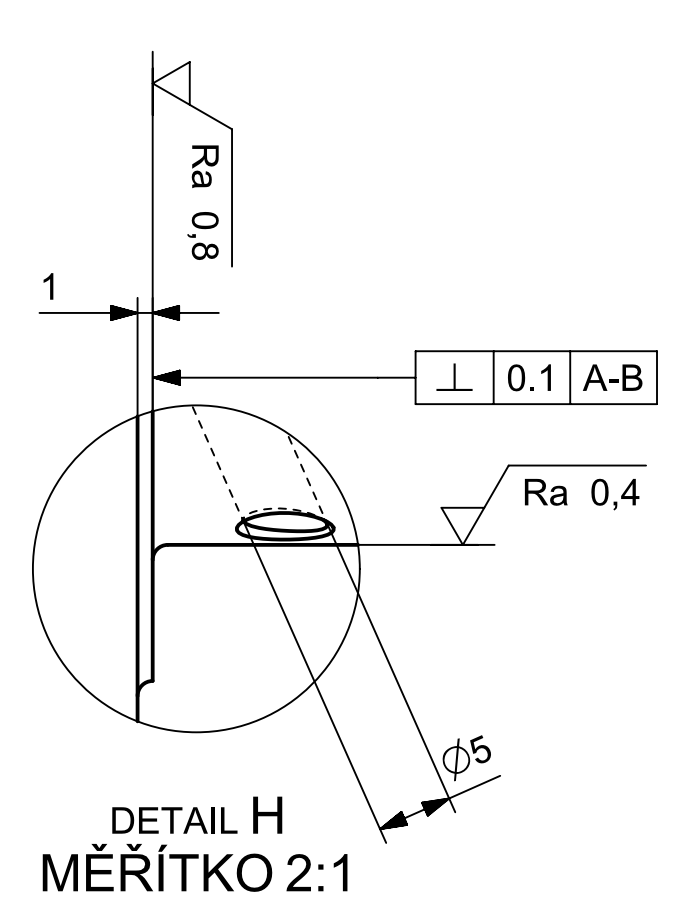
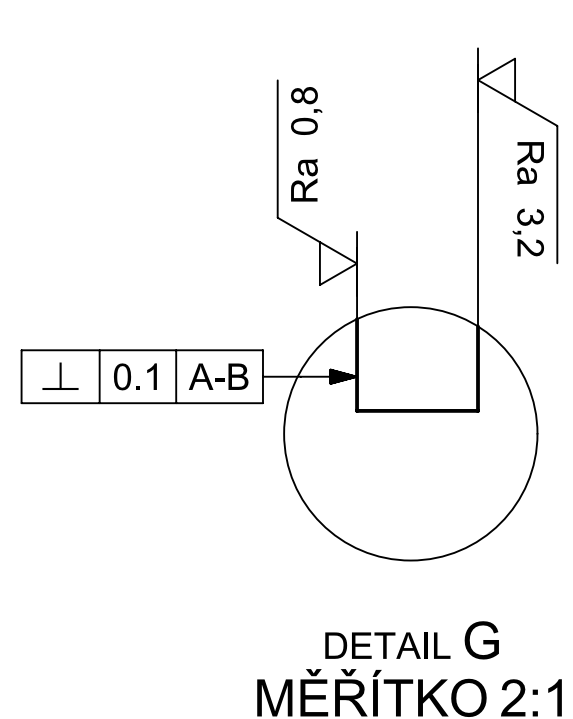
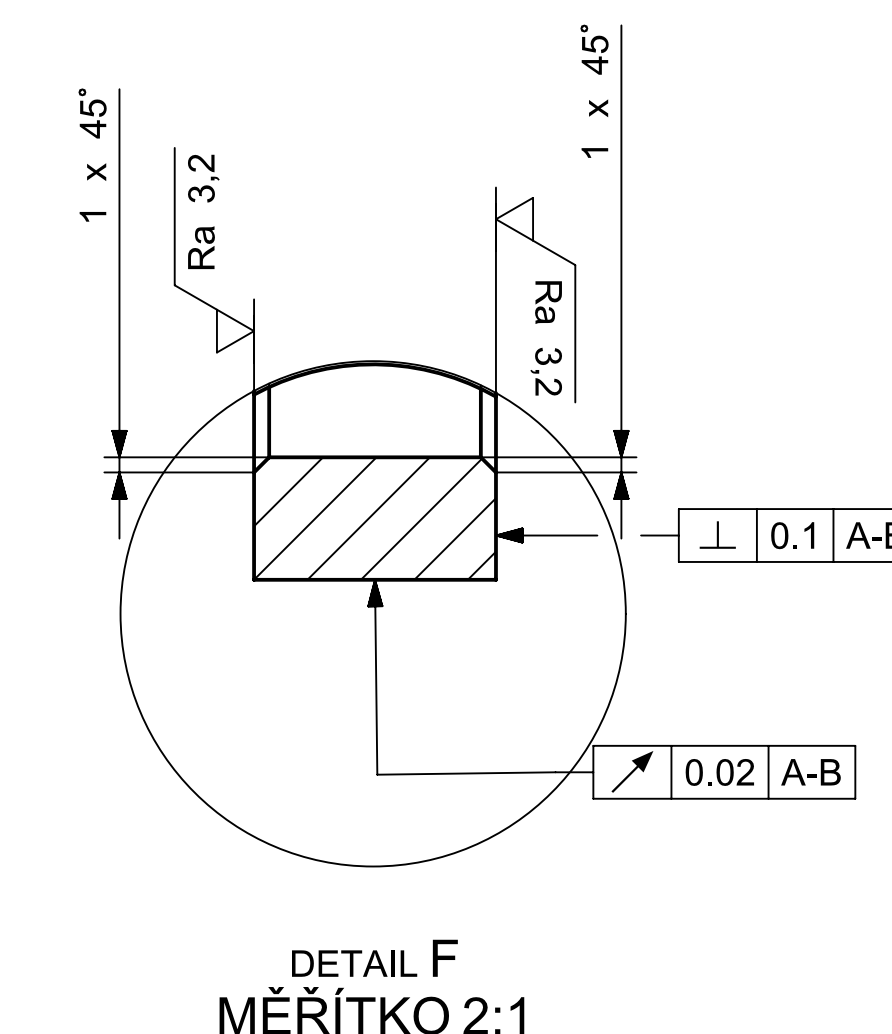
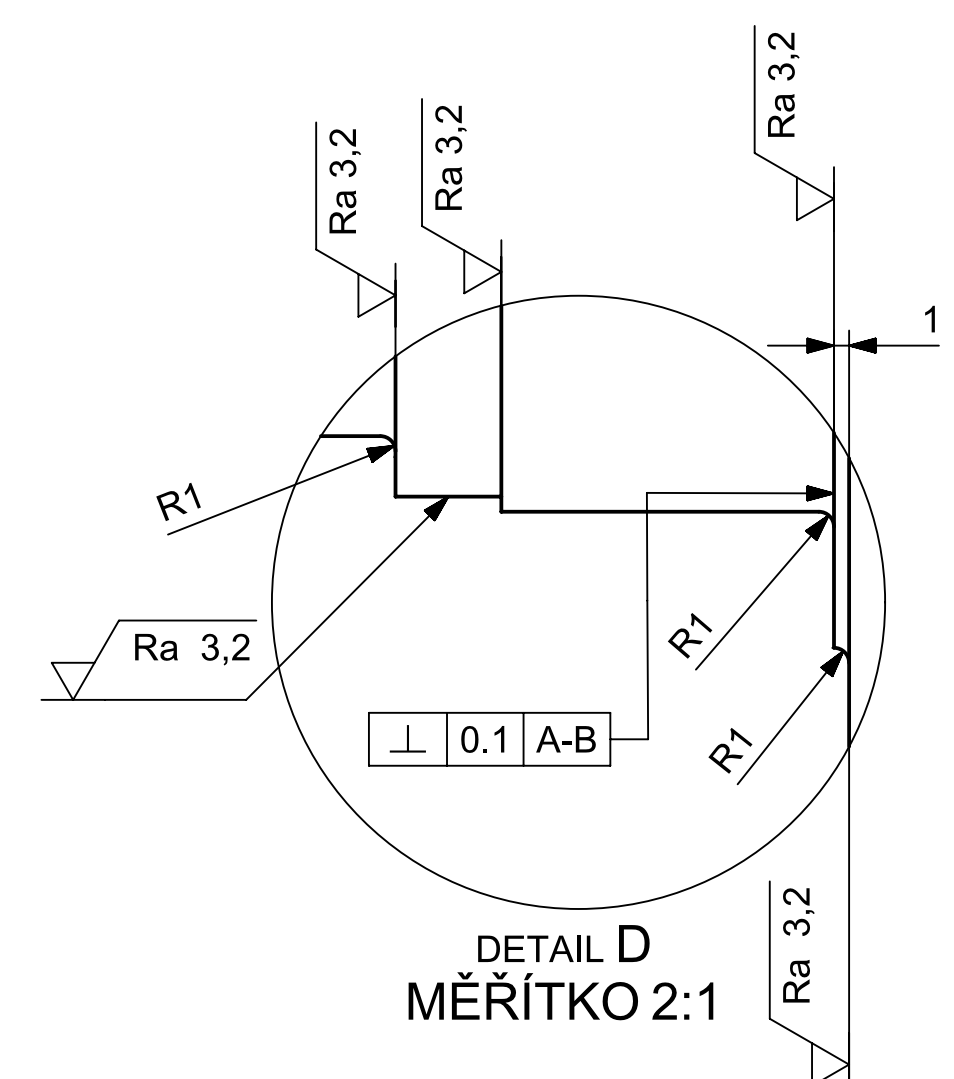
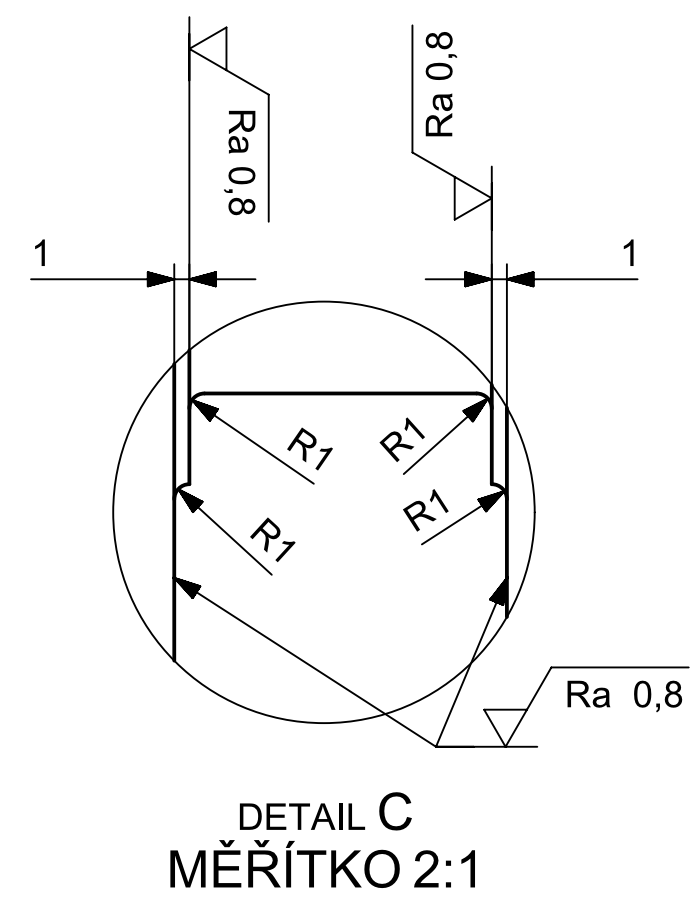
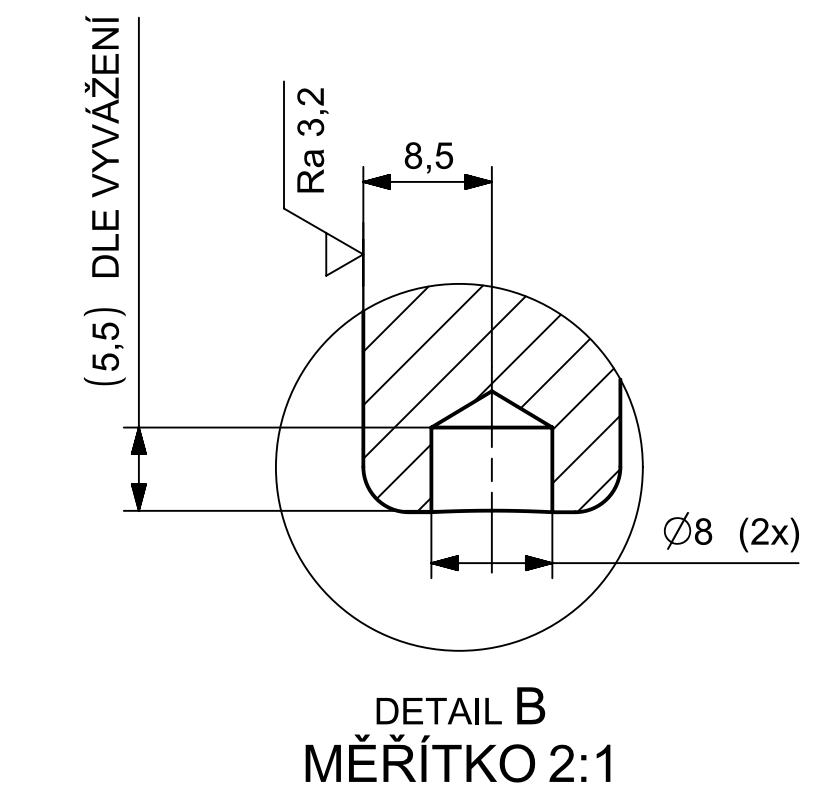
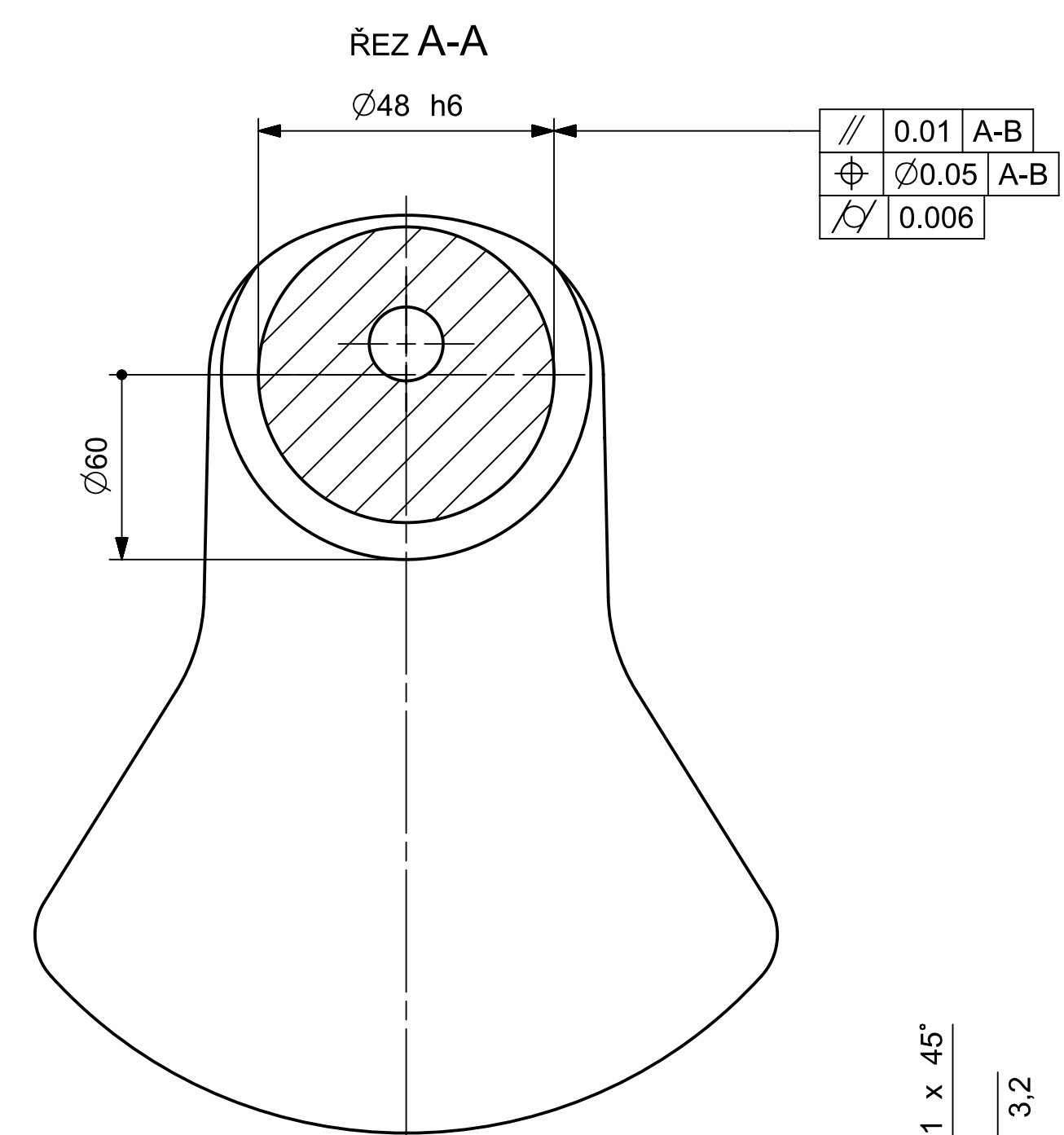
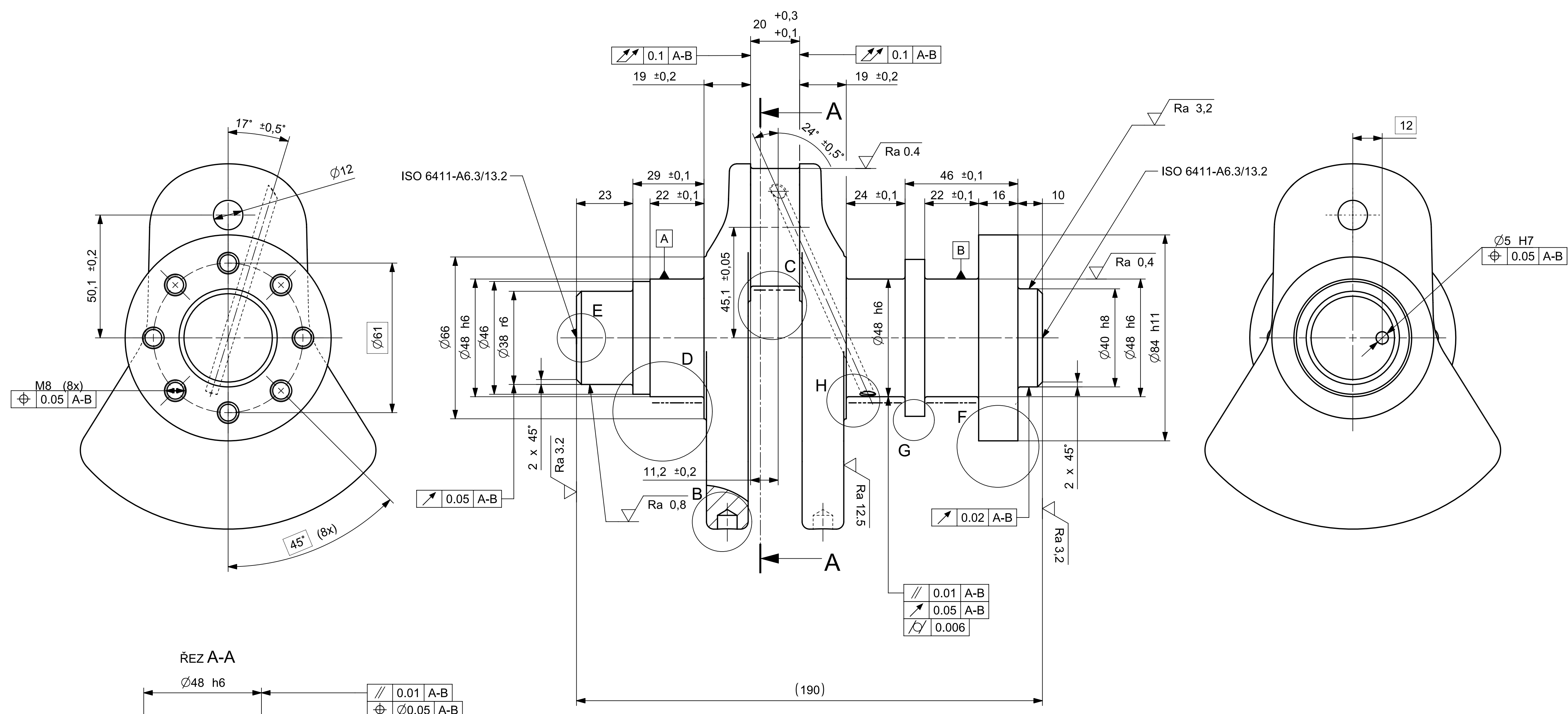
Profily vaček byly navrženy v programu Lotus Engine Simulation.

Profil vačky sacích ventilů

Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]
180 - 71	0	0.038689	9.303787	-0.127955	9.295757	-44.98674	0.537672
69.452927	0.002321	-0.003259	9.314205	-0.123682	9.296206	-49.122612	0.340223
67.906227	0.009281	-0.027538	9.319994	-0.116368	9.297037	-52.618401	0.230621
66.360275	0.02088	-0.037883	9.322361	-0.106075	9.298296	-55.083351	0.181246
64.815437	0.037109	-0.037536	9.322292	-0.092971	9.300018	-56.287842	0.162846
63.272079	0.057962	-0.029289	9.320585	-0.077357	9.302212	-57.285603	0.147861
62.274342	0.072947	-0.015519	9.317865	-0.059688	9.304857	-58.283356	0.132879
61.2766	0.087929	0.001776	9.314619	-0.040599	9.307894	-59.281109	0.117895
60.278858	0.102913	0.020933	9.311207	-0.020934	9.311207	-60.278858	0.102913
59.281109	0.117895	0.040598	9.307894	-0.001777	9.314619	-61.2766	0.087929
58.283356	0.132879	0.059688	9.304857	0.015518	9.317865	-62.274342	0.072947
57.285603	0.147861	0.077357	9.302212	0.029289	9.320585	-63.272079	0.057962
56.287842	0.162846	0.09297	9.300018	0.037536	9.322292	-64.815437	0.037109
55.083351	0.181246	0.106074	9.298298	0.037882	9.322359	-66.360275	0.02088
52.618404	0.230621	0.116368	9.297037	0.027537	9.319994	-67.906227	0.009281
49.122612	0.340223	0.123681	9.296206	0.003258	9.314203	-69.452927	0.002321
44.986744	0.537672	0.127954	9.295757	-0.03869	9.303787	-71 - (-180)	0
40.540115	0.839001	0.129213	9.295633	-0.102577	9.287287		
36.047081	1.245037	0.127559	9.295776	-0.193253	9.262985		
31.702822	1.743441	0.123146	9.296122	-0.316197	9.228863		
27.635668	2.313282	0.116176	9.296608	-0.47757	9.182594		
23.916788	2.929916	0.106881	9.297182	-0.684282	9.121527		
20.574036	3.568871	0.095521	9.297787	-0.944064	9.042681		
17.605982	4.208345	0.082369	9.29838	-1.265559	8.942762		
14.993613	4.830463	0.067713	9.29892	-1.658424	8.818186		
12.708848	5.421595	0.051847	9.299374	-2.133469	8.665121		
10.720128	5.972157	0.035071	9.299715	-2.702808	8.47957		
8.995769	6.476097	0.017688	9.299929	-3.380051	8.257475		
7.505761	6.930302	0	9.299999	-4.180526	7.994869		
6.222595	7.333971	-0.017688	9.299929	-5.12153	7.688078		
5.12153	7.688078	-0.035071	9.299715	-6.222595	7.333971		
4.180526	7.994869	-0.051847	9.299374	-7.50576	6.930302		
3.38005	8.257475	-0.067713	9.29892	-8.995769	6.476097		
2.702807	8.47957	-0.082369	9.29838	-10.720127	5.972157		
2.133468	8.665121	-0.095521	9.297787	-12.708846	5.421597		
1.658423	8.818186	-0.106882	9.297182	-14.993611	4.830463		
1.265558	8.942762	0.038689	9.303787	-17.60598	4.208345		
0.944064	9.042681	-0.003259	9.314205	-20.574034	3.568871		
0.684281	9.121527	-0.027538	9.319994	-23.916786	2.929916		
0.477569	9.182594	-0.116176	9.296608	-27.635666	2.313284		
0.316196	9.228863	-0.123146	9.296122	-31.70282	1.743443		
0.193252	9.262985	-0.127559	9.295776	-36.047077	1.245037		
0.102576	9.287287	-0.129214	9.295633	-40.540115	0.839001		

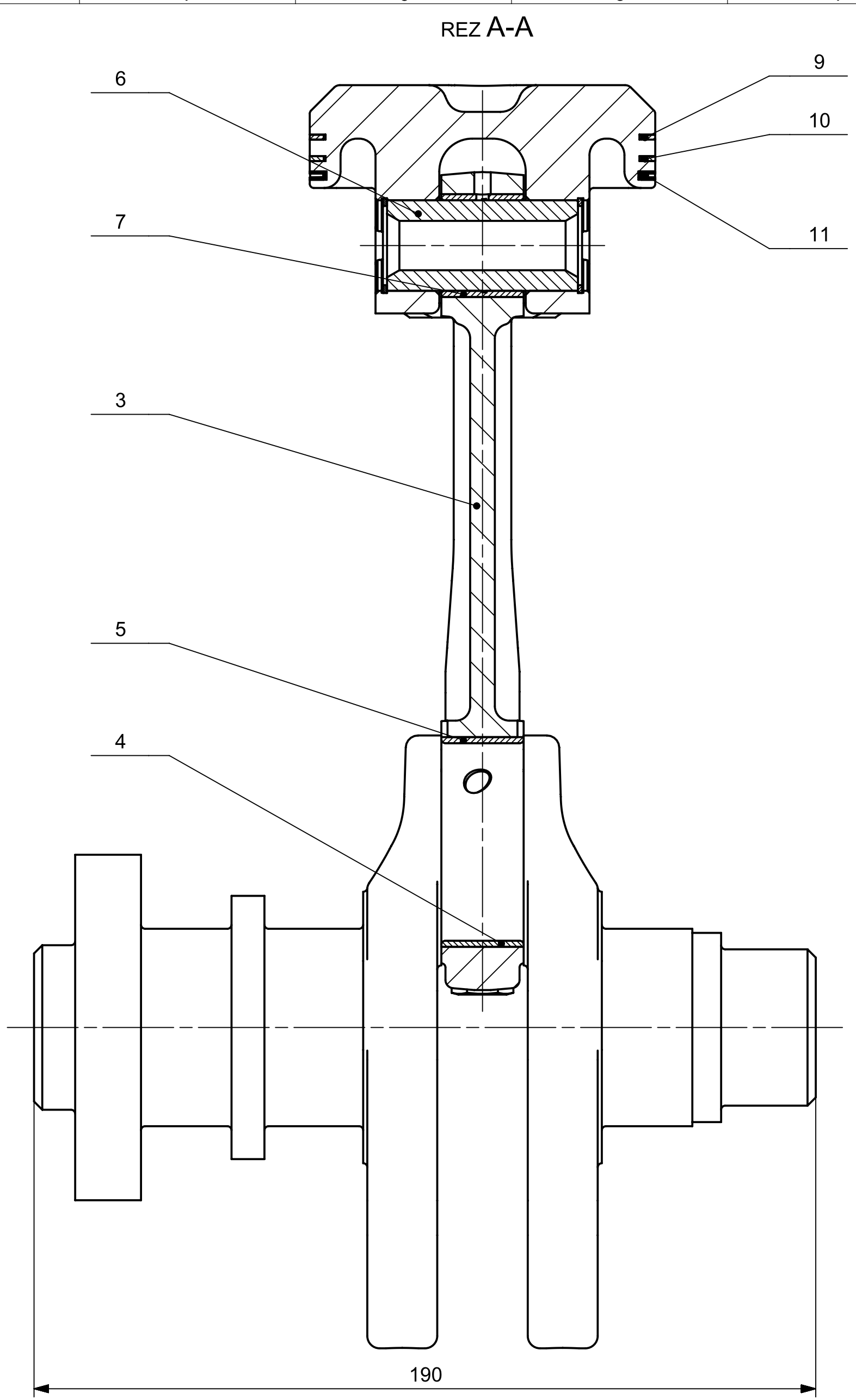
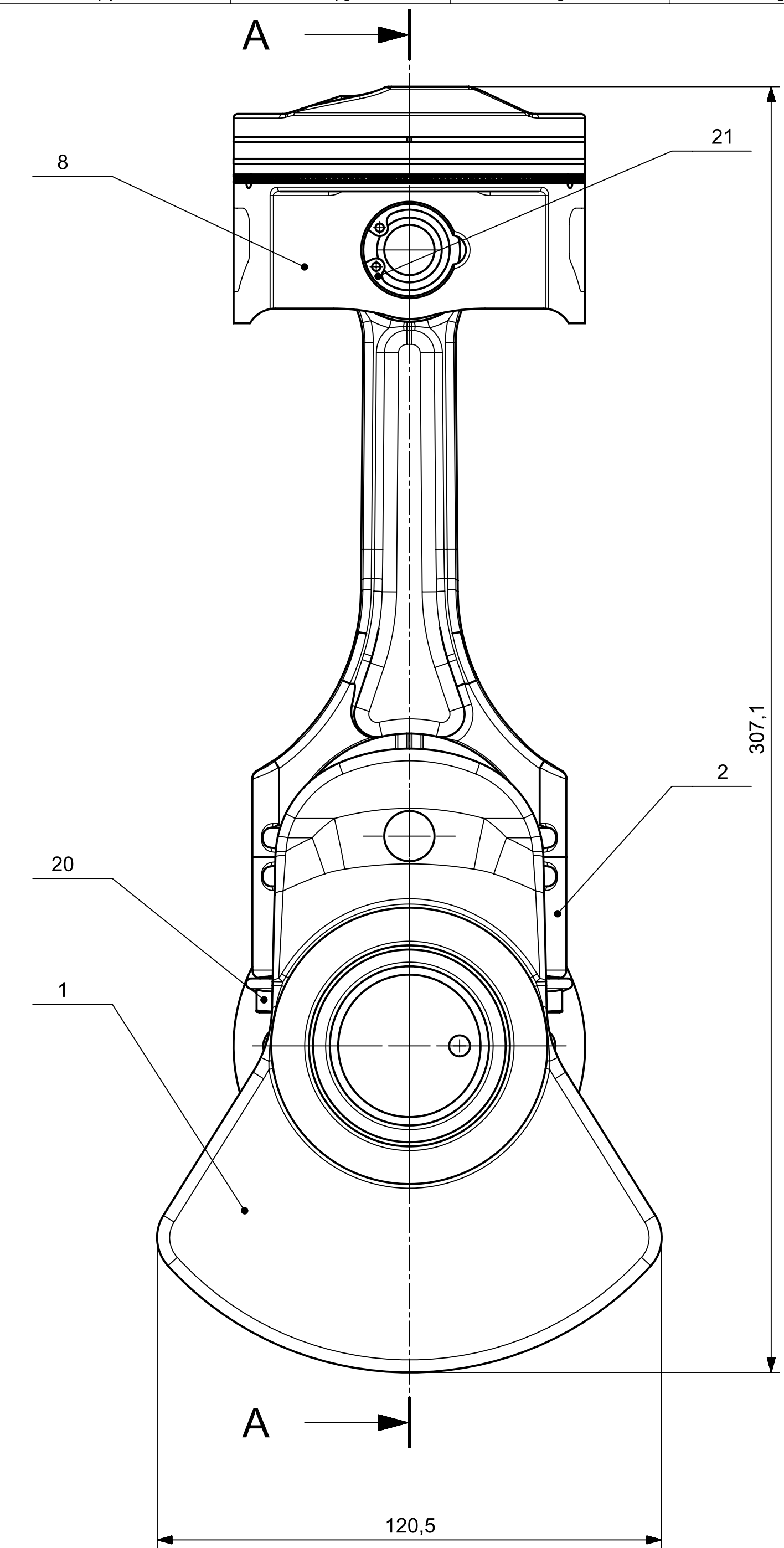
Profil vačky výfukových ventilů

Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]	Úhel VH[°]	Zdvih[mm]
180 - 75	0	6.471426	7.440823	-2.374879	8.019669	-33.292294	1.946848
73.452927	0.002321	6.217979	7.493744	-2.578943	8.004959	-36.601231	1.541689
71.906227	0.009281	5.984134	7.541	-2.780102	7.989162	-40.11264	1.175579
70.360275	0.02088	5.766183	7.583544	-2.978225	7.972317	-43.75909	0.86101
68.815437	0.037109	5.560871	7.622189	-3.17323	7.954462	-47.439423	0.607374
67.272079	0.057962	5.36535	7.657612	-3.365093	7.935631	-51.015049	0.418802
66.274345	0.072947	5.177153	7.690374	-3.553857	7.91585	-54.30862	0.292435
65.276604	0.087929	4.994157	7.720934	-3.739656	7.895134	-57.103912	0.218029
64.278854	0.102913	4.814558	7.749655	-3.92272	7.873487	-59.144348	0.180212
63.281109	0.117895	4.636833	7.776821	-4.1034	7.850891	-60.287842	0.162846
62.283356	0.132879	4.45972	7.80265	-4.282184	7.827303	-61.285603	0.147861
61.285603	0.147861	4.282185	7.827303	-4.459719	7.802652	-62.283356	0.132879
60.287842	0.162846	4.103401	7.850891	-4.636832	7.776821	-63.281109	0.117895
59.144348	0.180212	3.922721	7.873487	-4.814557	7.749655	-64.278854	0.102913
57.103912	0.218029	3.739657	7.895134	-4.994156	7.720934	-65.276604	0.087929
54.30862	0.292435	3.553858	7.91585	-5.177152	7.690374	-66.274345	0.072947
51.015049	0.418802	3.365093	7.935631	-5.365349	7.657612	-67.272079	0.057962
47.439419	0.607374	3.173231	7.954462	-5.56087	7.622189	-68.815437	0.037109
43.75909	0.86101	2.978226	7.972317	-5.766182	7.583544	-70.360275	0.02088
40.112637	1.175579	2.780102	7.989162	-5.984133	7.541	-71.906227	0.009281
36.601227	1.541689	2.578943	8.004959	-6.217978	7.493746	-73.452927	0.002321
33.29229	1.946848	2.374879	8.019669	-6.471424	7.440823	-75 - (-180)	0
30.225149	2.377449	2.168077	8.033253	-6.74866	7.381124		
27.417418	2.820301	1.958734	8.04567	-7.0544	7.313372		
24.871187	3.263622	1.747067	8.056883	-7.393928	7.236116		
22.578264	3.697567	1.533312	8.06686	-7.773139	7.147738		
20.524237	4.114395	1.317716	8.075571	-8.198604	7.046448		
18.691397	4.508419	1.100533	8.082987	-8.677616	6.930304		
17.060732	4.875799	0.882023	8.089087	-9.218267	6.797226		
15.613185	5.214291	0.662449	8.093851	-9.829521	6.645042		
14.330397	5.522945	0.442077	8.097263	-10.521292	6.471533		
13.195114	5.801855	0.221172	8.099316	-11.304543	6.274508		
12.191374	6.051893	0	8.1	-12.191374	6.051893		
11.304543	6.274508	-0.221172	8.099316	-13.195114	5.801853		
10.521293	6.471533	-0.442077	8.097263	-14.330397	5.522945		
9.829522	6.645042	-0.662449	8.093851	-15.613186	5.214291		
9.218268	6.797226	-0.882023	8.089087	-17.060734	4.875799		
8.677617	6.930304	-1.100533	8.082987	-18.691397	4.508417		
8.198605	7.046448	-1.317716	8.075571	-20.524237	4.114393		
7.77314	7.147738	-1.533312	8.06686	-22.578266	3.697565		
7.393929	7.236116	-1.747067	8.056883	-24.871189	3.263622		
7.054402	7.313372	-1.958733	8.04567	-27.417419	2.820301		
6.748661	7.381124	-2.168077	8.033253	-30.225151	2.377449		

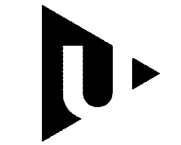


1. ROZMĚRY MĚŘIT PŘI TEPLOTĚ 20°C
2. DRSNOSTI POVRCHU
 $\sqrt{Ra\ 3.2} \sqrt{Ra\ 0.8} \sqrt{Ra\ 0.4}$
3. NEKÓTOVANÉ HRANY SRAZIT O 0.5 mm
4. --- KALIT NA TVRDOTĚ 50 HRC
5. HLAVNÍ ČEPY A OJNÍČNÍ ČEP LAPOVAT
6. KLIKOVÝ HŘÍDEL DYNAMICKY VYVÁŽIT S PŘESNOSTÍ 15gcm
7. KLIKOVÝ HŘÍDEL MUSÍ BÝT CHRÁNĚN PROTI POŠKOZENÍ BĚHEM PŘEVOZU
8. OCHRANA PROTI KOROZI - NANĚST TENKOU OLEJOVOU VRSTU

VÝKOVEK		ČSN 12 050	5,293 kg	DP-S01	1
Počet ks.	Název - rozměr	Položkov	Material	T.O.	C.zmot.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight
001	Datum / Date	Jméno / Name	MRAZ		
Kreslil / Drawn by	14.5.2017	MRAZ			
Projekoval / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index změny	Popis změny / change description	Schválil / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note
Tolerance / Tolerování		Soubor-název / ASMDfile	Projekční / Project	Měřítko / Scale	
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mC	klikova_hridel		1:1	
Název / Title	Soubor-výkres / DRW-file	klikova_hridel	C sestavy / Assembly No.	Format	
KLIKOVÝ HŘÍDEL			Číslo výkresu / Drawing No.	DP-001	
			Rev.	1 Počet listů / sheets	



21	POJISTNÝ KROUŽEK 22	DIN 472	-	2
20	ŠROUB S ŠESTIHRANNOU HLAVOU M8 x 45 - 10.9	DIN 6921	-	2
11	STÍRACÍ KROUŽEK	-	-	1
10	2. TĚSNÍCÍ KROUŽEK	-	-	1
9	1. TĚSNÍCÍ KROUŽEK	-	-	1
8	PÍST	DP-004	AlSi12CuNiMg	1
7	PÍSTNÍ ČEP	DP-004	ČSN 14 220	1
6	POUZDRO PÍSTNÍHO ČEPU	-	-	1
5	OJNIČNÍ LOŽISKO - HORNÍ PÁNEV	-	-	1
4	OJNIČNÍ LOŽISKO - SPODNÍ PÁNEV	-	-	1
3	OJNICE	DP-003	ČSN 16 240	1
2	VÍKO OJNICE	DP-002	ČSN 16 240	1
1	KLIKOVÝ HŘÍDEL	DP-001	ČSN 12 050	1
POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	MN.

CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>					
Kreslil / Drawn by		14.5.2017		MRÁZ							
Prozkoušel / Checked by											
Schválil / Approved by											
Index zmeny		Popis zmeny / change description		Schval. / APP		Datum / Date		Podpis / Signature		Poznámka / Note:	
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Klikovy_mech_sestav		Projekt / Project:		Meritko / Scale			
ISO 128		ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-vykres / DRW-file		Klikovy_mech_sestav		C.sestavy / Assembly No.		1:1	
Název / Title		Klikový mechanismus		C.hmot.sestavy		6,397 kg		Císlo vykresu / Drawing No.		Format	
		Klikový mechanismus				DP-S01		List / sheet no.		A2	
								1		1	